

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EVAPORATÖRLERDE YOĞUŞMANIN ISI, KÜTLE TRANSFERİ VE
BASINÇ KAYBINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Gökhan BOZKULA

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Hakan DEMİR

Temmuz, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EVAPORATÖRLERDE YOĞUŞMANIN ISI, KÜTLE TRANSFERİ VE
BASINÇ KAYBINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Gökhan BOZKULA tarafından hazırlanan tez çalışması 05.07.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Erhan BÖKE, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özden AĞRA, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Alihsan KOCA, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Hakan DEMİR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Evaporatörlerde Yoğuşmanın Isı, Kütle Transferi ve Basınç Kaybına Etkilerinin İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Gökhan BOZKULA

İmza



*Aileme
ve
dostlara*

TEŞEKKÜR

Sunulan bu çalışmada kuru ve ıslak durumda evaporatörlerde ısı, kütle transferi ve basınç kaybı deneysel olarak incelenmiştir.

Bu doktora tez çalışmasına yön vererek teorik ve deneysel çalışmalarımı yöneten danışmanım Sayın Prof. Dr. Hakan DEMİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın farklı aşamalarında verdikleri bilgi ve önerileri ile çalışmalarına destek olan hocalarım Sayın Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ ve Sayın Prof. Dr. Erhan BÖKE'ye katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Deney tesisatının kullanımında ve karşılaştığım sorunların giderilmesinde sağladıkları desteklerinden dolayı Dr. Özlem Emanet, Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR ve Dr. Aışan GÖNÜL'e teşekkürlerimi sunarım.

Deneylerin yapılmasında numune desteğinde bulunan Friterm Termik Cihazlar San. ve TİC. A.Ş.'ye, Sayın Dr. Hüseyin ONBAŞIOĞLU'na teşekkür ederim.

Tezım kapsamında desteklerini esirgemeyen BSH Ev Aletleri SAN. ve TİC. A.Ş.'ye, Sayın Necati Bilgin, Sayın Gürcan DURMAZ'a ve Sayın Mehmet Ferhan TUĞYAN'a teşekkür ederim.

Eğitim sürecim boyunca sürekli olarak beni destekleyen ve motive eden aileme teşekkür ederim.

Gökhan BOZKULA

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xv
1 GİRİŞ	17
1.1 Literatür Özeti.....	19
1.2 Tezin Amacı	37
1.3 Hipotez	38
2 ANALİTİK ÇALIŞMALAR	39
2.1 Genel Kavramlar ve Boyutsuz Sayılar.....	39
2.2 Isı Değiştirici Hesabı.....	42
3 DENEY DÜZENEGİ VE ÖLÇÜMLER	47
3.1 Deney Düzenegi	47
3.2 Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama	52
3.3 Kalibrasyonlar ve Kalibrasyon Eğrileri.....	56
3.4 Deney Tekrarlılılığı	58
3.5 Belirsizlik Analizi	61
4 YANIT YÜZEY YÖNTEMİ (RSM)	63
4.1 Box-Behnken Dizayn	64
4.2 Yanıt Optimizasyonu.....	65
5 SONUÇLAR VE TARTIŞMA	66
5.1 İstatistiksel analiz – RSM Modeli.....	66
5.2 Ampirik Yöntem ile Regresyon Çalışması	91
5.3 Ampirik Yöntem ile Çok Değişkenli Birinci Mertebeden Polinom Yöntemi	92
5.4 Korelasyonlar ve Deneysel Veriler Arasındaki İlişki	93
6 ÖNERİLER	104
KAYNAKÇA	107
A EKLER	113
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	116

SİMGE LİSTESİ

A	Alan, [m ²]
A_{\min}	Minimum Hava Akış Alanı, [m ²]
A_f	Kanat Yüzey Alanı, [m ²]
A_i	Boru İç Yüzey Alanı, [m ²]
$A_{p,o}$	Boru Dış Yüzey Alanı, [m ²]
A_0	Toplam Hava Tarafı Yüzey Alanı, [m ²]
b'_p	Ortalama İç ve Dış Boru Yüzey Sıcaklıkları Arasındaki Doymuş Nemli Hava Entalpi Sıcaklık Farkı Oranı, [J / kg K]
b'_r	Ortalama Su Sıcaklığı ile Ortalama Boru İçi Yüzey Sıcaklığı Arasındaki Doymuş Nemli Hava Entalpi Sıcaklık Farkı Oranı, [J / kg K]
$b'_{w,f}$	Kanat Yüzeyinin Ortalama Su Filmi Sıcaklığında Doymuş Nemli Hava Entalpi Sıcaklık Farkı Oranı [J / kg K]
$b'_{w,p}$	Dış Boru Yüzeyinin Ortalama Su Filmi Sıcaklığında Doymuş Nemli Hava Entalpi Sıcaklık Farkı Oranı [J / kg K]
c_p	Özgül Isı, [J / kg K]
$c_{p,a}$	Nemli Havanın Özgül Isı, [J / kg K]
D_c	Kanat Yaka Dış Çapı, [m]
D_h	Hidrolik Çap, [m]
D_i	Boru İç Çapı, [m]
D_o	Boru Dış Çapı, [m]
F	Düzeltilme Katsayısı
f	Hava Tarafı Fanning Sürtünme Faktörü
f_i	Su Tarafı Sürtünme Faktörü
G	Minimum Akış Alanına Dayalı Havanın Kütle Akısı, [kg / m ² s]
h	Isı Taşınım Katsayısı, [W / m ² K]
$h_{c,o}$	Nemli Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısı, [W / m ² K]
h_i	Su Tarafı Isı Taşınım Katsayısı, [W / m ² K]
i_a	Nemli Hava Entalpisi, [J / kg]
$i_{a,in}$	Giriş Nemli Hava Entalpisi, [J / kg]
$i_{a,m}$	Ortalama Nemli Hava Entalpisi, [J / kg]
$i_{a,out}$	Çıkış Nemli Hava Entalpisi, [J / kg]

$i_{s,r,in}$	Giriş Suyu Sıcaklığında Doymuş Hava Entalpisi, [J / kg]
$i_{s,r,m}$	Ortalama Su Sıcaklığında Ortalama Doymuş Nemli Hava Entalpisi, [J / kg]
$i_{s,r,out}$	Çıkış Suyu Sıcaklığında Doymuş Hava Entalpisi, [J / kg]
j	Colbour Faktörü, [Birimsiz]
JF	Isıl Akış Performans Faktörü, [Birimsiz]
k_f	Kanat Isıl İletim Katsayısı, [W / m K]
k_p	Boru Isıl İletim Katsayısı, [W / m K]
k_w	Su Filmi Isıl İletim Katsayısı, [W / m K]
L	Karakteristik Uzunluk, [m]
L_p	Boru Uzunluğu, [m]
N	Boru Sıra Sayısı
\dot{m}_a	Hava Kütlesi Akış Hızı, [kg / s]
\dot{m}_w	Su Kütlesi Akış Hızı, [kg / s]
P_1	Boyuna Boru Hatvesi, [mm]
P_r	Prandtl Sayısı, [Birimsiz]
P_t	Enine Boru Hatvesi, [mm]
\dot{Q}_a	Hava Tarafı Isı Transferi, [W]
\dot{Q}_{avg}	Ortalama Isı Transferi, [W]
\dot{Q}_w	Su Tarafı Isı Transferi, [W]
Re	Reynolds Sayısı, [Birimsiz]
RH	Bağıl Nem, [Birimsiz]
s	Kanat Hatvesi, [mm]
T	Sıcaklık, [°C]
$T_{a,in}$	Giriş Hava Sıcaklığı, [°C]
$T_{a,m}$	Ortalama Hava Sıcaklığı, [°C]
$T_{a,out}$	Çıkış Hava Sıcaklığı, [°C]
T_r	Su Sıcaklığı, [°C]
$U_{o,w}$	Toplam Isı Transfer Katsayısı
V	Hava Hızı, [m / s]
y_w	Su Filminin Kalınlığı, [m]
ρ_i	Giriş Nemli Hava Yoğunluğu, [kg / m ³]
ρ_m	Ortalama Nemli Hava Yoğunluğu, [kg / m ³]
ρ_o	Çıkış Nemli Hava Yoğunluğu, [kg / m ³]

μ_r	Suyun Viskozitesi, [kg / m s]
σ	Minimum Akış Alanının Ön Alana Oranı, [Birimsiz]
η_f	Kanat Verimliliği, [Birimsiz]
ΔP	Basınç Kaybı, [Pa]
Δi_m	Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı, [kJ / kg]



KISALTMA LİSTESİ

AD	Average Deviation (Ortalama Sapma)
BBD	Box-Behnken Dizayn
CCD	Central Composite Dizayn
CFD	Computational Fluid Dynamic (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
DF	Degrees of Freedom (Bağımsız Elemanların Sayısı)
DOE	Design of Experiment (Deney Tasarımı)
FTHE	Fin and Tube Heat Exchanger (Kanatlı ve Borulu Isı Değiştirici)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HE	Heat Exchanger (Isı Değiştirici)
MD	Mean Deviation (Mutlak Ortalama Sapma)
RMSE	Root Mean Square Error (Ortalama Karekök Hatası)
RSM	Response Surface Model (Yanıt Yüzey Yöntemi)
SS	Sum of Squares (Kareler Toplamı)
MS	Mean of Squares (Karelerin Ortalaması)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	(a)Film Yoğuşması, (b) Damlacık yoğuşması	18
Şekil 1.2	Geometrik detaylara sahip kanatlı ve borulu ısı değiştiricinin kesit şeması [1]	18
Şekil 1.3	Kanat yüzeyi üzerinde üç durum; (a) Tamamen kuru durum, (b) Kısmen ıslak durum, (c) Tamamen ıslak durum [1]......	19
Şekil 2.1	Çapraz akışlı sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricisi.....	39
Şekil 3.1	Deney Düzeneği	39
Şekil 3.2	Hava tarafı deney düzeneği.....	48
Şekil 3.3	FTHE termokupl yerleşimi (a) Boru yüzey sıcaklık ölçümleri, (b) Kanat yüzey sıcaklık ölçümleri	48
Şekil 3.4	Su soğutma grubu	49
Şekil 3.5	Kanatlı ve borulu ısı değiştiricisi (FTHE)	51
Şekil 3.6	(a) 2 Sıralı akış diyagramı, (b) 4 Sıralı akış diyagramı, (c) 6 Sıralı akış diyagramı, (d) Kanat geometri detayı	51
Şekil 3.7	(a) 2 Sıralı akış diyagramı, (b) 4 Sıralı akış diyagramı, (c) 6 Sıralı akış diyagramı.....	52
Şekil 3.8	RTD'lerin kanal içindeki yerleşimi	54
Şekil 3.9	Ölçüm noktaları ve Pitot tüpü düzeneğinin şematik resmi ve fotoğrafı	55
Şekil 3.10	Yoğuşan suyun ölçümü (Hassas Terazı)	56
Şekil 3.11	Bağıl nem transmitterlerinin kanala bağlantı fotoğrafı	57
Şekil 3.12	Gage R&R deney planı hazırlama	58
Şekil 3.13	Gage R&R deney setinin oluşturulması	59
Şekil 3.14	Gage R&R analizi	59
Şekil 3.15	Gage R&R analizi veri seti seçimi	60
Şekil 5.1	Islak durum için j faktörünün artık grafikleri	77
Şekil 5.2	Islak durum için f faktörünün artık grafikleri	77
Şekil 5.3	Kuru durum için j faktörünün artık grafikleri	80
Şekil 5.4	Kuru durum için f faktörünün artık grafikleri	80
Şekil 5.5	Islak durum için girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkileri (a) V-T, (b) V-RH, (c) V-s, (d) V-N, (e) RH-T, (f) s-T, (g) N-T, (ı) s-RH, (j) N-RH, (k) N-s	82

Şekil 5.6	Islak durum için girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkileri (a) V-T, (b) V-RH, (c) V-s, (d) V-N, (e) RH-T, (f) s-T, (g) N-T, (ı) s-RH, (j) N-RH, (k) N-s	83
Şekil 5.7	Kuru durum için girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkileri (a)V-s, (b)V-N, (c)N-s.....	84
Şekil 5.8	Kuru durum için girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkileri (a)V-s, (b)V-N, (c)N-s	84
Şekil 5.9	Islak durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkisi	85
Şekil 5.10	Islak durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkisi	86
Şekil 5.11	Kuru durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkisi	87
Şekil 5.12	Kuru durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkisi	88
Şekil 5.13	Islak durum için optimizasyon sonucu	90
Şekil 5.14	Kuru durum için optimizasyon sonucu	90
Şekil 5.15	Islak durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması	95
Şekil 5.16	Islak durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonların karşılaştırılması	96
Şekil 5.17	Islak durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması	97
Şekil 5.18	Islak durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonların karşılaştırılması	98
Şekil 5.19	Kuru durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması	100
Şekil 5.20	Kuru durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonların karşılaştırılması	101
Şekil 5.21	Kuru durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması	102
Şekil 5.22	Kuru durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonların karşılaştırılması	103

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1	Ölçüm cihazları ve hassasiyetleri.....	49
Tablo 3.2	Kanatlı ve borulu ısı değiştiriciler için geometrik veriler	50
Tablo 3.3	Ölçüm cihazları.....	53
Tablo 3.4	Tekrarlanabilirlik (Ölçüm Yeterliliği) deney planı	60
Tablo 3.5	Tekrarlanabilirlik analiz sonuçları.....	61
Tablo 3.6	Belirsizlik analizi sonuçları.....	62
Tablo 5.1	Girdi değişkenlerinin kodlanmış ve gerçek değerleri	66
Tablo 5.2	Islak durum için deney noktaları ve çıktıları	67
Tablo 5.3	Kuru durum için deney noktaları ve çıktıları	71
Tablo 5.4	Islak durum için j faktörünün farklılık analizi sonuçları	73
Tablo 5.5	Islak durum için f faktörünün farklılık analizi sonuçları	75
Tablo 5.6	Kuru durum için j faktörünün farklılık analizi sonuçları.....	78
Tablo 5.7	Kuru durum için f faktörünün farklılık analizi sonuçları.....	79
Tablo 5.8	Islak durum için j faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması	93
Tablo 5.9	Islak durum için f faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması	94
Tablo 5.10	Kuru durum için j faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması	99
Tablo 5.11	Kuru durum için f faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması	99
Tablo A.1	RTD kalibrasyon eğrileri	113
Tablo A.2	A.2 Termokupl kalibrasyon eğrileri	114
Tablo A.3	Bağıl nem transmitteri kalibrasyon eğrileri	115

Evaporatörlerde Yoğuşmanın Isı, Kütle Transferi ve Basınç Kaybına Etkilerinin İncelenmesi

Gökhan BOZKULA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Hakan DEMİR

Bu çalışmada dokuz farklı düz plaka kanatlı borulu ısı değiştiricisinin ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri, kuru ve ıslak durumda deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalara başlanılmadan önce Minitab 18 programı kullanılarak, deney tekrarlanabilirliği ve deney tasarımı yapılmıştır. Kuru durum için üç parametrenin etkisi değerlendirilmiştir bu parametreler; boru sıra sayısı (N) (2, 4, 6), kanat aralığı (s) (2, 3, 4 mm), alın hava hızı (V) (1, 2, 3 m/s). Islak durum için beş parametrenin etkisi değerlendirilmiştir bu parametreler; boru sıra sayısı (N) (2, 4, 6), kanat aralığı (s) (2, 3, 4 mm), alın hava hızı (V) (1, 2, 3 m/s), sıcaklık (T) (25, 30, 35 °C) ve bağıl nem (RH) (60, 70, 80). Islak durum için deneysel çalışmaların minimum aday deney noktalarını belirlemek için Box-Behnken Dizayn (BBD) kullanılmış ve etkileri daha hassas bir şekilde belirlemek için daha fazla deney yapılmıştır. Islak durum için BBD yöntemi kullanılarak 46 minimum aday deney noktası tasarlanmış ve bunlara 36 deney noktası ilave olarak eklenmiş ve toplamda 82 deney ıslak durum için deneyler yapılmıştır. Kuru durum için üç parametre tam faktöriyel olarak her bir parametre üç seviyede incelenerek toplamda 27 deneysel çalışma yapılmıştır.

Yanıt Yüzey Modeli (RSM), kuru ve ıslak durum için Colburn j faktörünü ve Fanning sürtünme f faktörünü değerlendirmek için kullanılmıştır. Islak durum için; artan s , T ve RH ile j faktörü artarken, V ve N arttıkça j faktörünün azaldığını göstermektedir. Ayrıca, artan V , N ve s ile f faktörü azalırken, artan T ve RH ile f faktörü artar. Kuru durum için; V ve N artmasıyla j faktörü azalırken, s ' in artmasıyla j faktörü artar. Ayrıca V ve N f faktörü azalırken, s arttıkça f faktörü artmaktadır. j faktörü ve f faktörü değerleri ıslak durumda kuru duruma göre daha yüksektir.

Etkilerin önem derecesini belirlemek için Pareto grafiği kullanılmıştır. Pareto Grafiği verilerine göre ıslak durum için; j faktörünü etkileyen parametrelerin önem derecesi sırasıyla, V , N , s , T ve RH ' dir, f faktörünü etkileyen parametrelerinin önem derecesi sırasıyla, N , V , N ' nin karesi, V ' nin karesi ve $V - N$ ikili etkileşimidir. Pareto Grafiği verilerine göre kuru durum için; j faktörünü etkileyen parametrelerin önem derecesi sırasıyla, V , N , s , $s - N$ ikili etkileşimi ve s ' nin karesidir, f faktörünü etkileyen parametrelerinin önem derecesi sırasıyla, V , N , V ' nin karesi ve $V - N$ ikili etkileşimidir.

Kuru ve ıslak durumda j ve f faktörleri için üç korelasyon önerilmiştir. Islak durum için, j faktörü için en iyi ortalama sapma %8,3 iken, f faktörü için en iyi ortalama sapma %10,9'dur. Kuru durum için, j faktörü için en iyi ortalama sapma %8,3 iken, f faktörü için en iyi ortalama sapma %8,2'dir. Çalışmada benzer geometrik parametreler kullanılarak literatür çalışmalarında elde edilen korelasyonlarla karşılaştırıldığında önerilen korelasyonlar daha iyi sonuçlar vermiştir. Literatür korelasyonlarının başarısız olduğu geometrik parametre değerlerinde de önerilen korelasyonlar çok daha iyi sonuçlar vermiştir.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı ve Borulu Isı Değiştiricisi, Isı ve Kütle Transferi, Colburn j -faktörü, Fanning Sürtünme f Faktörü, Yoğuşma

Investigation of the Effects of Condensation on Heat, Mass Transfer and Pressure Loss on Evaporators

Gökhan BOZKULA

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Hakan DEMİR

In this study, the heat transfer and pressure drop properties of nine different flat plate fin-tube heat exchangers were experimentally investigated in dry and wet conditions. Before starting the experimental studies, experimental reproducibility and experimental design were made using the Minitab 18 program. The effects of three parameters for the dry condition were evaluated; number of pipe rows (N) (2, 4, 6), fin spacing (s) (2, 3, 4 mm) and frontal air velocity (V) (1, 2, 3 m/s). The effect of five parameters for the wet condition was evaluated; number of pipe rows (N) (2, 4, 6), fin spacing (s) (2, 3, 4 mm), frontal air velocity (V) (1, 2, 3 m/s), temperature (T) (25, 30, 35 °C) and relative humidity (RH) (60, 70, 80). Box-Behnken Design (BBD) was used to determine the minimum candidate test points of the experimental runs for the wet state and further experiments were performed to more precisely identify the effects. For the wet condition, 46 minimum candidate test points were designed using the BBD method and 36 test points were added to them, and a total of 82 test wet conditions were tested. For the dry condition, three parameters were analyzed as full factorial, each parameter was examined at three levels, and a total of 27 experimental studies were carried out.

The Response Surface Model (RSM) was used to evaluate the Colburn j factor and the Fanning friction f factor for the dry and wet condition. For wet condition; It shows that while the j factor increases with increasing s , T and RH , the j factor decreases as the V and N increase. In addition, f factor decreases with increasing V , N and s , while f factor increases with increasing T and RH . For dry condition; while the j factor decreases with the increase of V and the N , the j factor increases with the increase of the s . In addition, the f factor decreases as V and N increase, while the f factor increases as the s increases. The j factor and f factor values are higher in the wet condition than in the dry condition.

Pareto chart was used to determine the significance of the effects. According to Pareto Chart data, for wet condition; The degree of importance of the parameters affecting the j factor are, respectively, V , N , s , T and RH , the degree of importance of the parameters affecting the f factor are, respectively, N , V , the square of the N , the square of the V and $V - N$ binary interaction. According to Pareto Chart data, for dry condition; The degree of importance of the parameters affecting the j factor is, respectively, V , N , s , $s - N$ binary interaction and the square of the s , the degree of importance of the parameters affecting the f factor are, respectively, V , N , the square of the V and $V - N$ binary interaction.

Three correlations are proposed for the j and f factors in the dry and wet condition. For the wet condition, the best average deviation for the j factor is 8.3%, while the best average deviation for the f factor is 10.9%. For the dry condition, the best average deviation for the j factor is 8.3%, while the best average deviation for the f factor is 8.2%. When compared with the correlations obtained in the literature studies using similar geometric parameters in the study, the suggested correlations gave better results. The suggested correlations gave much better results in geometric parameter values where literature correlations failed.

Keywords: Finned and Tube Heat Exchanger, Heat and Mass Transfer, Colburn j -factor, Fanning Friction f Factor, Condensation

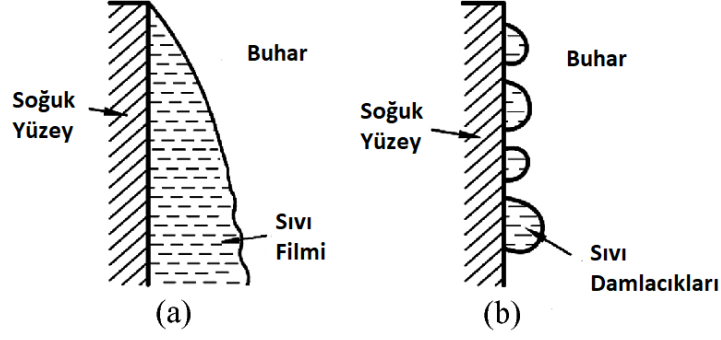
Kanatlı ve borulu ısı değiştiricileri (FTHE'ler), klima ve soğutma sistemleri (HVAC&R), havalandırma, nem alma sistemleri ve diğer endüstrilerde yaygın olarak kullanılmaktadır. FTHE'ler kondenser veya evaporatör olarak kullanılırlar.

Yoğuşma; FTHE'nin yüzey sıcaklığı, nemli havanın çiğ noktası sıcaklığından düşük olduğunda meydana gelir. Yoğuşma genellikle düzensiz olarak meydana gelir ve birçok faktöre bağlı olarak kısmen ve/veya tamamen ıslak yüzeylere neden olur. Bu karmaşık ısı ve kütle transferi olgusu, ısı değiştiricisinin performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir ve bu nedenle araştırmacılar, tamamen kuru, kısmen ıslak ve tamamen ıslak durum için ısıl-hidrolik performans korelasyonları geliştirmek için çalışmaya devam etmektedir.

Bireysel yoğuşma çekirdeklerinin etrafında sıvı damlaları oluşmaya başlar ve yoğuşma süreci ilerledikçe sıvı damlaları büyür. Bu durum damlacık yoğuşması olarak isimlendirilir. Duvarın tamamen ıslanmasına izin veren sınır tabakası ıslak durum mevcutsa, buhar artık katı duvarda değil, sıvı bir filmin yüzeyinde yoğuşur. Bu tip yoğuşma film yoğuşması olarak isimlendirilir. Teknik şartlar altında en yaygın tip film yoğunlaşmasıdır ve ısı değiştiricileri üzerindeki yoğuşma genellikle film yoğuşması olarak hesaba katılmaktadır. Yoğuşma filmi yüzeyinde açağa çıkan yoğuşma ısı, yoğuşma filmi ile soğutulmuş duvara taşınır.

Yoğuşma yüzeyin durumuna göre iki farklı şekilde meydana gelir.

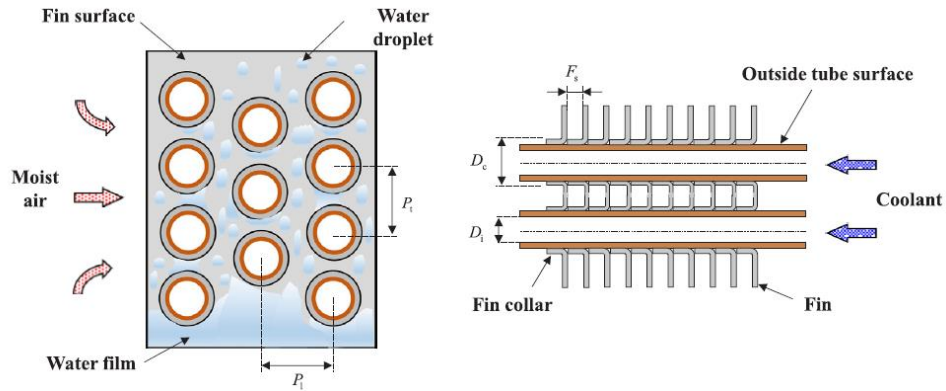
- Film Yoğuşması; Yoğuşma yüzeyinin tamamının sıvı filmi ile kaplı olması halidir.
- Damlacıklı Yoğuşma; Yüzey ıslanmayı engelleyen bir malzeme ile kaplandığı zaman meydana gelir.



Şekil 1.1 (a)Film yoğuşması, (b) Damlacık yoğuşması

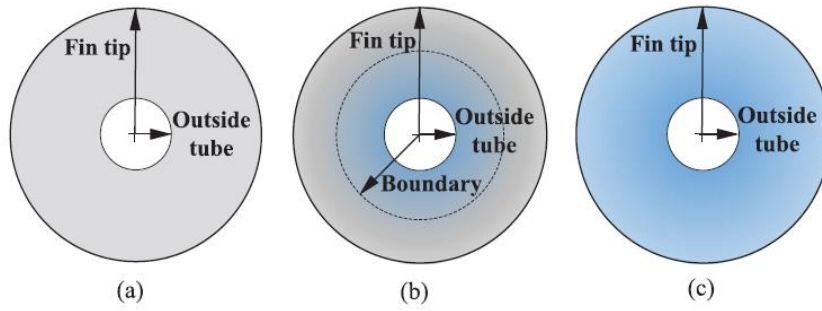
Havanın içindeki nemin yoğuşması birçok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerin en önemlileri; havanın nemi, havanın ve soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri, kanat yapısı, boru çapı, boruların dizilimi, boru sıra sayısı, kanatlar arasındaki mesafe, hava ve soğutucu akışkan hızları, boru ve kanat malzemesidir. Havanın sıcaklığı çiş noktasının altına düştüğünde havadaki nem yoğuşmaya başlar. Yoğuşma olayı ile birlikte kanatlar üzerinde sıvı film tabakası oluşur ve bu sıvı film tabakası ısı transferi için ısl direnç oluşturur. Oluşan ısl direnç ısı değıştiricisinin verimini azaltmaktadır.

Pratik uygulamalarda, hava tarafı borunun veya kanadın yüzey sıcaklığı havanın çiş noktası sıcaklığından daha düşük olduğunda, kanatlı borulu ısı değıştiriciler kanat veya boru üzerinde yoğuşma suyu damlacıkları veya film oluşmasıyla Şekil 1.2'de görüldüğü gibi ıslak durum da çalışma eğilimindedir [1]. Bu durumda, ısı değıştiricinin ısı transferi hesabı, hava tarafındaki eş zamanlı ısı ve kütle transferi nedeniyle daha karmaşık bir hal alır.



Şekil 1.2 Geometrik detaylara sahip kanatlı ve borulu ısı değıştiricinin kesit şeması şeklinde gösterimi [1]

Genel olarak, Şekil 1.3'te görüldüğü gibi, ısı değiştiricilerin kanat yüzeyi üzerinde, tamamen kuru durum, kısmen ıslak durum ve tamamen ıslak durum içeren üç durum meydana gelebilir. Kanat ucu sıcaklığı, nemli havanın karşılık gelen çığ noktası sıcaklığının üzerindeyse, tamamen kuru durum geçerlidir. Sadece duyulur ısı, yani sıcaklık değişikliği nedeniyle nemli havanın serbest bıraktığı ısı, kuru durum ile değiştirilir. Bu arada, kısmen ıslak durum, nemli havanın karşılık gelen çığlenme noktası sıcaklığı, dış boru sıcaklığı ve kanatçık ucu sıcaklığı arasında değiştiğinde ortaya çıkar. Tamamen ıslak durum için, yoğuşma tüm dış boru ve kanat yüzeyi üzerinde gerçekleşir [1]. Gizli ısı, yani su damlasına veya su filmine yoğunlaşma sürecinde nemli havanın serbest bıraktığı ısı, nemli hava ve soğutucu madde arasında transfer edilir. Hava tarafında eşzamanlı ısı ve kütle transferi, hem hissedilir hem de gizli ısının ortaya çıkması anlamına gelir [2].



Şekil 1.3 Kanat yüzeyi üzerinde üç durum; (a) Tamamen kuru durum, (b) Kısmen ıslak durum, (c) Tamamen ıslak durum [1]

1.1 Literatür Özeti

Literatür çalışmaları kanatlı ve borulu ısı değiştiriciler için genellikle iki durumda incelenmektedir. Havadaki nemin yoğuşmadığı kuru durum çalışmaları ve havadaki nemin yoğuştuğu ıslak durum çalışmalarıdır. Kuru durumda yapılan çalışmalarda boru içindeki akışkan sıcaklığı havanın içindeki nemin çığ noktası sıcaklığından da yüksek olmaktadır. Islak durumda ise boru içi akışkan sıcaklığı havadaki nemin çığ noktası sıcaklığının altındadır. Bu kapsamda literatür çalışmaları kuru durum ve ıslak durum olmak üzere 2 alt başlıkta incelenmiştir. Ayrıca Deney Optimizasyonu ve Yanıt Yüzey Yöntemi de 3. Bir alt başlıkta incelenmiştir.

1.1.1 Kuru Durum Çalışmaları

Sadler [3] yaptığı çalışmada Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanarak bir konut klima ünitesinde kanatlı borulu kondenser ısı değiştiricisinin ayrıntılı tasarımı için bir optimizasyon metodolojisi ve yazılımı geliştirmiştir. Isı değiştiricinin aşırı ısınmış, doymuş ve aşırı soğutulmuş kısımları için ayrı ayrı hem hava tarafı hem de soğutucu tarafı ısı transferi ve basınç kaybını modellenmiştir. Boru çapının, boru devresinin, sıra sayısının ve kanat aralığının değiştirilmesinin etkileri hem sabit maliyet hem de sabit ön alan için araştırılmıştır. Kanat aralığının değiştirilmesinin mevsimsel COP üzerinde nispeten önemsiz bir etkiye sahip olduğunu tespit etmiştir.

Ruvio vd. [4] yaptıkları çalışmada kanatlı ısı değiştiricisinde su ve havayı sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanlar olarak genel ısı performansını tahmin etmek için bir model oluşturulmuştur. Model klasik ϵ - NTU yöntemine dayanmaktadır ve her akışkandaki ısı taşınım direnci geleneksel tip (Nusselt sayısı) ampirik korelasyonlardan sonra tahmin edilmektedir. Isıl dirençlerin başlangıçta tahmin edilen değerlerinin kalibrasyon prosedürü üzerindeki etkisine ilişkin yöntem uyumluluğu test edilmiştir. Modelin geçerliliği hem hava hem de su akışlarının kütle akış hızlarının pratikte uygulama aralıklarını kapsayan bir otomotiv radyatörü için bir dizi yayınlanmış deneysel veri kullanılarak araştırılmıştır ve yakın sonuçlar veren bazı versiyonlar tanımlanmıştır.

Waltrich vd. [5] yaptıkları çalışmada, serbest akış alanının kademeli olarak azaltılması nedeniyle yerel ısı transfer katsayısının arttığı alternatif bir kanatlı borulu evaporatör tasarımını incelemişlerdir. Belirli bir ısı transfer hızı için, bu artışın yüzey alanındaki azalmayı kısmen telafi ettiğini ve malzeme maliyetini azalttığını belirtmişlerdir. Dokuz adet düz kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafı ısı-hidrolik davranışını deneysel olarak incelemişlerdir. j ve f korelasyona dayanan hesaplama metodu önermişlerdir. Önerilen model ile deneysel çalışma arasında ısı transferi için $\pm\% 10$, basınç kaybı için $\pm\% 15$ sapma mevcuttur.

Yang vd. [6] yaptıkları çalışmada, önerilen kanatlı boru için; kanat aralığı, kanat yüksekliği ve Reynolds sayısının akış ve ısı transfer performansları üzerindeki etkileri araştırılmış ve sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının korelasyonlarını

önermişlerdir. Düşük Reynols sayılarında sürtünme faktörünün korelasyonu için kaldırma kuvvetinin etkisinin dikkate alınması gerektiğini, ancak kaldırma kuvveti Nusselt sayısı için göz ardı edilebileceğini bildirmişlerdir.

Bhuiyan vd. [7] yaptıkları çalışmada, ANSYS CFX 12.0 programını kullanarak dört sıralı düz kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinin ısı transferinin ve akış özelliklerini üç boyutlu CFD analizlerini yapmışlardır. Isı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini, 400 ile 2000 Reynolds sayıları için araştırmışlardır. Sonuçlar hem laminer hem de türbülanslı akış ($k-\epsilon$) modelleri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Model doğrulaması, sürtünme f faktörü ve Colbourn j faktörü için Wang ve ark.'nın deneysel verileri karşılaştırılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada, kanat aralığı, uzunlamasına hatve ve boru aralığının enine hatvesi gibi geometrik parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. Hem laminer hem de geçiş bölgesi akışı için, boru aralığının uzunlamasına ve enine hatvesinin artmasıyla ısı transferi ve sürtünme faktörü azalırken, hem sıralı hem de şaşırtmalı konfigürasyonlar için kanat aralığıyla arttığını tespit etmişlerdir. Verimlilik endeksi, boru aralığının uzunlamasına ve enine hatvesinin artmasıyla arttığını, ancak kanat aralığının artmasıyla azaldığını belirlemişlerdir.

Wang vd. [8] yaptıkları çalışmada, boru sıra sayısı, kanat aralığı ve kanat kalınlığı dahil olmak üzere farklı geometrik parametrelere sahip 15 plaka kanatlı ısı değiştiricisini açık rüzgar tüneline test etmişlerdir. Kanat aralığının ısı transfer katsayısını etkilemediği sonucuna varmışlardır. Boru sıra sayısının sürtünme faktörü üzerinde ihmal edilebilir bir etkisi olduğunu, kanat kalınlığının ısı transferi ve sürtünme özelliklerini etkilemediğini belirtmişlerdir.

Lu vd. [9] yaptıkları çalışmada, iki sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricisinin performansı üzerindeki geometrik parametreleri sayısal olarak incelemişlerdir. Kanat aralığı, boru aralığı, kanat kalınlığı ve boru çapının etkilerine bakılmıştır. Simülasyonlar sonuçlarına göre, $Q/\Delta P$ ve COP açısından performansın, uzunlamasına boru aralığı ve enine boru aralığı ile arttığını ve daha büyük boru çapı veya kanat kalınlığı ile azaldığını belirtmişlerdir.

Taler vd. [10] yaptıkları çalışmada, çapraz akışlı borulu ısı değiştiricilerinin ısı hesaplamaları için yeni bir yöntem önermişlerdir. Isı değiştirici, içinde akışkan

sıcaklıklarının analitik formüllerle verildiği sonlu hacimlere bölünmüştür. Geliştirilen yarı analitik yöntemin avantajı, eşanjör ısı modellemesinde yaygın olarak kullanılan sonlu farklar yönteminin aksine, sonlu hacim içindeki sıcaklığın herhangi bir noktada belirlenebilmesidir. Tüm boruyu tek bir ısı eşanjöründe bölerken bile birkaç sonlu hacme geçiş yaparak, örneğin üç bölüm halinde, tatmin edici sonuçlar elde edildiğini belirtmişlerdir. Önerilen yöntem, akışkanların fiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı olduğu karmaşık bir akış sistemine sahip ısı eşanjörlerini hesaplamak için kullanılabilir. Önerilen yöntemin doğruluğunu değerlendirmek için bir ve iki geçişli kanatlı borulu ısı değiştiriciler için analitik ve sayısal modeller geliştirilmişlerdir. Önerilen yöntem kullanılarak iki sıra borulu iki geçişli bir araba radyatörü matematiksel modeli geliştirilmiştir. Araba radyatörü ve buharlı yeniden ısıtıcı hesaplamalarının sonuçları, analitik veya deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içindedir.

Ke vd. [11] yaptıkları çalışmada, düz ve dalgalı kanatlı borulu ısı değiştiricilerindeki delta kanatçık tipi girdap üreteçlerinin açısının sayısal olarak araştırılması ve optimizasyonu ile ilgili çalışmışlardır. Üç boyutlu sayısal analiz verilerini ve yapay sinir ağı ile çok amaçlı bir genetik algoritma kullanmışlardır. Sonuçlar, düz kanatçıklara kıyasla, dalgalı kanatçıkların, ısı sınır tabakasının sürekli bozulması nedeniyle ısı değiştiricisinin ısı transfer performansını arttırdığını belirtmişlerdir. CFD verileri ile yapay sinir ağı ve çok amaçlı genetik algoritma birleştirildiğinde; düz kanatlı borulu ısı değiştiricileri için Q_v 'deki maksimum artış %14,7 iken P_v %6,93 artmıştır.

Jabardo vd. [12] yaptıkları çalışmada, balıksırtı (herringbone) dalgalı ve dışbükey panjur kanatlara sahip, kanatlı ısı değiştiricilerinin hava tarafı ısı performansını incelemişlerdir. Farklı kanat aralığı ve boru sıra sayısına sahip ısı değiştiriciler test edilmiştir. Kanat aralığının 3,17 mm'den 1,81 mm'ye düşürüldüğünde ısı transfer katsayısını %10 mertebesinde artırdığını belirtmişlerdir. Isıl performansın ikiden fazla boru sıra sayısındaki ısı değiştiricisi kanat konfigürasyonlarından etkilenmediğini belirtmişlerdir. Bir ve iki sıralı ısı değiştiricilerinin, Colburn ve sürtünme faktörleri açısından ihmal edilemez farklılıklar gösterdiklerini belirtmişlerdir.

Akkoca [13] yapmış olduğu doktora tezinde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve hesaplamalı ısı transferi yöntemleri kullanarak, kanat-borulu kompakt bir ısı değiştiricinin performansını etkileyen optimum geometrik parametrelerin büyüklükleri ilk aşamada laminer model kullanılarak, daha sonraki aşamalarda türbülanslı ısı değiştiricideki lokal akım ve ilgili ısı transferi üzerindeki etkilerini araştırmak için türbülans modeli kullanmıştır. En iyi performansı gösteren türbülans modeli olarak Büyük Eddy Simülasyonu belirlenmiştir. Çalışmanın son aşamasında, daha doğru sayısal çözümleme yapabilmek için, türbülansın zaman ve koordinat etkileri de göz önüne alınarak, dinamik bir Büyük Eddy Simülasyonu (Yoshizawa modeli) önermiş ve bu modeli geometrik özellikleri belirlenen bir ısı değiştiricisine uyarlamıştır. Literatürden seçilen deneysel çalışmalarla karşılaştırdığı nümerik modeli, Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme tekniği kullanılarak, deneysel olarak doğrulmasını yapmıştır.

Ay vd. [14] yaptıkları çalışmada, plaka kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerinin içindeki bir plaka kanadı yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımını izlemek için kızılötesi kameralar kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Sıcaklık fonksiyonunun türvini, deneysel verilerle sınırlar üzerindeki konvektif etkiyi içeren bir yerel eleman toplanmış iletim denklemi kullanılarak test edilen kanat üzerindeki yerel taşınım ısı transfer katsayılarını belirlemek için türetmişlerdir. Kızılötesi kameraların, sınır tabakanın geçiş ve ayrılma bölgelerinin yerini ve kapsamını test edilen modellerin tüm yüzeyi üzerinde hızlıca tespit edebildiğini açıklamışlardır. Deneysel sonuçların, şaşırtmalı konfigürasyonun ortalama ısı transfer katsayısının, düz konfigürasyona göre % 14-32 daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Okbaz [15] yapmış olduğu doktora tezinde, üç farklı yöntem kullanarak; Ansys FLUENT 16.2 yazılımı ile HAD çalışmaları, PIV yöntemi ile akış görselleştirme çalışmaları, rüzgâr tüneline ise gerçek boyutlu ısı değiştiricileri ile ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini belirleme çalışmaları yapmıştır. HAD çalışmaları ile diğer iki yöntemin özelliklerini birleştirmiş hem ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri elde etmiştir hem de akış görselleştirme sonuçları ile akış yapısı hakkında bilgi vermiştir. Elde edilen verilerle ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları türetmiştir.

Yan vd. [16], farklı kanat aralıklarına sahip 12 plaka kanatlı, 12 dalgali kanatlı ve 12 panjur kanatlı ısı değiştiricilerin kullanıldığı 36 ısı değiştiricisinin ısı transferi ve basınç dūřūřü özelliklerini araştırmışlardır. Sonuçları, 300-2000 Reynolds sayısı aralığında sūrtünme f faktörünün ve Colburn j faktörünün grafikleri olarak sunmuşlardır. Ek olarak, alın hava hızına karşı boyutsal ısı transfer katsayısı ve basınç dūřūřünü de sunmuşlardır. Son olarak, plakalı, dalgali ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin hava tarafı performansını değerlendirmek için çeşitli karşılaştırma yöntemleri benimsenmişlerdir.

Wang ve Chi [17], farklı boru sıraları, kanat aralıkları ve boru çapları için düz kanat konfigürasyonlu 18 FTHE'nin ısı-hidrolik özelliklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Yapılan deneylerde boru sıra sayısının, kanat aralığının ve boru çapının ısı-hidrolik özellikler üzerindeki etkisini incelenmişlerdir. Deneysel alışmalar sonucunda, ısı transferinin; boru sıralarına bağlı olarak kanat aralığı ile güçlü bir şekilde ilişkili olduğunu belirtmişlerdir. $N = 1$ veya 2 için, kanat aralığının azalmasıyla ısı transfer performansının arttığını, $N \geq 4$ ve $Re_{Dc} > 2000$ için, kanatçık aralığının ısı transfer performansı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğunu belirtmişlerdir. Aynı kanat aralığı için, boru sıra sayısının sūrtünme performansı üzerindeki etkisinin çok küçük olduğunu, boru çapının ısı transfer performansı üzerindeki etkisi kanat aralığı ile de ilgili olduğunu tespit etmişlerdir. $D_c = 10,23$ mm için ısı değiştiricilerin basınç dūřūřü, $D_c = 8,51$ mm için ısı değiştiricilerinden yaklaşık %10-15 oranında fazla olduğunu belirtmişlerdir.

Wang vd. [18] 74 düz kanatlı ısı değiştiricisinin ısı transferi ve sūrtünme korelasyonlarını geliştirmiştir. Sonuçlara göre, korelasyonların ortalama sapması j faktörü ve f faktörü için sırasıyla %7,51 ve %8,31'dir.

Chen vd. [19], çeşitli hava hızlarında ve kanat aralıklarında plakalı kanatlı ve tek dairesel borulu ısı değişticilerinin ortalama ısı transfer katsayısı \bar{h} ve kanat verimi η_f 'yi hesaplamak için en küçük kareler şeması ve deneysel sıcaklık verileri ile birlikte sonlu farklar yöntemini önermişlerdir. Hava hızı ve kanat aralığı artırıldığında \bar{h} değerinin attığını ancak η_f değeri azaldığını bildirmişlerdir.

Che ve Elbel [20], yaptıkları çalışmada, iki farklı 8 sıralı kanatlı ve borulu ısı değiştiricisinde iki boyutlu HTC (Heat Transfer Coefficient) dağılımları elde etmek

için absorpsiyona dayalı bir kütle transferi yöntemi kullanmışlardır. Yöntem, kanat yüzeyleri üzerindeki yerel kütle transferini ölçmek için bir renk değiştiren kaplama malzemesi ve bir izleme gazı kullanır ve ardından yerel hava tarafı HTC'leri hesaplamak için ısı ve kütle transferi analogisini kullanır. Yöntemin doğruluğu ve sağlamlığı önceki çalışmalarda doğrulanmıştır. Mevcut çalışma, boru sıralarının sayısını artırarak sıra sıra HTC bozulmasını araştırmaya odaklanmaktadır. Mevcut çalışmanın yerel HTC ölçümleri, kuru kanat yüzeyleri kullanılarak 0,5 – 4,8 m/s hava akışı hızı arasında yapılmıştır. 8 sıralı iki kanatlı ve borulu ısı değiştiricisi aynı boru çapına, boru hatvesine, kanat hatvesine ve kanat şekline sahiptir. Tek fark, boru demetinin sıralı ve şaşırtmalı boru dizilim düzenidir. Her satırın ortalama HTC'leri ölçülüp ve karşılaştırılır. Sonuçlar, HTC bozulmasının boru düzenlemesi, hava akış hızı ve sıra numarası ile ilgili olduğunu göstermektedir. Sıralı boru düzenine sahip ısı değiştirici, şaşırtmalı boru düzenine sahip ısı değiştiriciden daha önemli bir HTC bozulması gösterir. Maksimum HTC düşüşü, hava akış hızı 1 m/s'nin altında iken birinci sıraya göre %40 ile ikinci sırada gözlenmektedir. Sıra sıra HTC bozulması, daha yüksek akış hızları için daha az önemli hale gelir. HTC bozulması 5. sırayı geçtikten sonra ihmal edilebilir olduğunu tespit etmişlerdir. Mevcut çalışma, çok sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin hava tarafı HTC'lerini tahmin etmek için kullanılabilecek bir yöntem sunmaktadır.

Wang vd. [21], tipik dalgalı kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri üzerinde kapsamlı deneyler yapmışlardır. Bu çalışmada, bir rüzgâr tüneline boru sıra sayısı, kanat aralığı ve akış düzeni gibi farklı geometrik parametrelere sahip 18 adet dalgalı kanatlı borulu ısı değiştirici test edilmiştir. Sonuçları, kanat yaka dış çapına dayalı olarak 400 ile 8000 Reynolds sayısı aralığında, Fanning sürtünme f faktörü ve Colburn j faktörünün grafikler halinde sunmuşlardır. Mevcut dalgalı kanat korelasyonları ile karşılaştırma sonuçları da verilmiştir. Colburn j faktörü üzerinde kanat aralığının ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğu ve boru sırasının sürtünme faktörleri üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirtilmiştir.

1.1.2 Islak Durum Çalışmaları

Nusselt [22] düşey bir levha üzerinde oluşan film yoğuşmasında oluşan sıvı filmi kalınlığını hesaplamak için Denklem 1.1'i önermiştir. Önerdiği model için Nusselt aşağıdaki varsayımları yapmıştır;

Başlangıçta sıvı film kalınlığı sıfırdır.

- Sıvı filmi için akış laminer ve özellikler sabittir.
- Gaz, saf bir buhardır ve sabit sıcaklıkta bulunur. Buharın içinde bir sıcaklık değişimi yoktur. Buna bağlı olarak sıvı buhar ara yüzeyinde ısı geçişi, sadece yoğuşma ile olur, buhardan iletimle ısı geçişi yoktur.
- Sıvı buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesi ihmal edilebilir ve buna bağlı olarak $\partial u/\partial y|_{y=\delta} = 0$ olduğu kabul edilir. Buharın hız ve sıcaklık sınır tabakaları ihmal edilir.
- Sıvı filmi içinde, kütle hareketle momentum ve enerji aktarımları göz ardı edilebilir. Film içinde ısı geçişi sadece iletim ile olur ve sıvı içindeki sıcaklık dağılımı doğrusaldır.
- Sıvı filmi üzerinde sadece kayma gerilmesi kuvveti ile yer çekimi kuvvetinin etkisi vardır.

Yapılan kabuller neticesinde sıvı filminin kalınlığı için aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$\delta(x) = \left[\frac{4 k_s \mu_s (T - T_d) x}{g \rho_s (\rho_s - \rho_b) h_{sb}} \right]^{1/4} \quad (1.1)$$

Rohsenov [23] yaptığı çalışmada sıvı filmi içindeki taşınım terimlerini de dikkate alarak Nusselt [22] tarafından önerilen modeli geliştirmiştir. Sıvı filmi içindeki sıcaklık dağılımının doğrusal olmadığını belirtmiştir. Denklem 1.1 ile belirtilen sıvı filmi kalınlığı hesabında h_{sb} yerine $h'_{sb} = h_{sb}(1 + 0,68 Ja_s)$ ile ifade edilen düzeltilmiş gizli ısının kullanılmasını belirtmiştir. Bu denklem sıvıya ait Ja_s büyük olduğu zaman sıvı filmi içindeki taşınım terimlerinin önemli olduğunu belirtmektedir.

Incropera ve DeWitt [24] yaptıkları çalışmada, film yoğuşmasını, yoğuşma yüzeyinin tamamının ıslak koşul (sıvı filmi) olduğu ve yerçekimi kuvvetinin

etkisiyle yoğuşan sıvının daima aktığı yüzey yoğuşması şeklinde tanımlamışlardır. Sıvı filminin kalınlığı arttıkça yoğuşmanın meydana geldiği yüzey ile buhar fazı arasında ki ısı dirençte artmaktadır. Damlacık yoğuşmasını ise yoğuşmanın meydana geldiği yüzeyin temiz yada düz olmadığını burada sıvı filmi oluşumunu engelleyen bir yüzey (çatlak, oyuk, çukur vb.) veya bir madde ile sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Yerçekimi kuvvetinin etkisi ile damlacıklar birbirleri ile birleşerek büyürler ve yüzeyden akarlar. Akan damlacıklar aktığı yüzeyde kuru bir alan oluşur ve bu kuru alanda tekrar damlacık yoğuşması gözlemlenir.

Minkowycz ve Sparrow [25] yaptıkları çalışmada, serbest akış buhar akışının aşırı ısıtıldığı durumda, düz bir plaka üzerinde cebri konveksiyon filmi yoğuşmasını incelemişlerdir. Önerdikleri çözüm yöntemi, yoğuşturulabilir bir buharın ve yoğuşturulamaz bir gazın veya saf yoğuşturulabilir buharların ikili karışımları olan serbest akım akışlarına uygulanabilir. Yoğuşturulamayan hava ile buharın yoğuşması için özel nümerik sonuçlar elde etmişlerdir. Aşırı ısınmanın, yoğuşma ısı transferi üzerindeki etkisinin, sadece serbest akış doyma sıcaklığı ile duvar sıcaklığı arasındaki nispeten küçük farklar aralığında önemli olduğu bulunmuştur.

Emanet [26] farklı devre ve sıra sayılarına sahip üç adet soğutucu bataryanın ıslak durum deneylerini yapmıştır. Yoğuşma şartları altında kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafındaki hava giriş şartlarının, boru sıra sayısının ve devre sayısının ısı ve kütle geçişi karakteristikleri üzerine etkileri ile yoğuşan su kütlesinin zamanla değişimini incelemiştir.

Meriç [27] kanatlı borulu ısı değiştiricisinde yüksek sıcaklıktaki dış ortam havasının kanat ve/veya boru üzerindeki sıcaklığın etkisi ile meydana gelen hacimsel yoğuşmayı incelemiştir. Analitik çalışmada farklı korelasyonlar da yapılan hesaplamaları sunmuştur. Yoğuşma miktarını analitik ve sayısal çözümleme ile yapmıştır. Sayısal çözümlemeyi ANSYS Fluent programı ile UDF kullanılmadan incelemiştir. Kullanılan farklı türbülans modelinin yoğuşma miktarı üzerindeki etkisinin kısıtlı olduğunu tespit etmiştir. Sayısal model, 81 adet dalgalı kanattan oluşturulan kanatlı ısı değiştiricisi geometrisi için iki kanat arasının akış hacmi kullanılmıştır. Bulunan sonuçlar toplam kanat aralık sayısı ile çarpılması yoluyla analitik model ile karşılaştırılmıştır. Kanatlı ısı değiştiricinin kanatlarına

adyabatik ve sabit sıcaklık değerleri, boru yzeyeilerine ise sabit sıcaklık değeri atanarak çıkış değerleri ve yoğuşma miktarları hesaplanmıştır. Sayısal ve analitik çözümlleme sonuçları karşılaştırıldığında problemin fiziği ile uyumlu sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Yapılan alışmalar karşılaştırıldığında bağıl hatanın %8'in altına kadar düştüğü belirtirmiştir.

Birbarah ve Miljkovic [28] yaptıkları çalışmada, son zamanda yapılan çalışmalardan elde ettikleri bulgulara göre suyun damlacık yoğuşmasının, yerçekimi dökülmesine sahip olandan çok daha küçük uzunluk ölçeklerinde ($\sim 1 \mu\text{m}$) kondensin uzaklaştırılması nedeniyle film yoğuşmasına kıyasla on kat ısı transferi artışı olduğunu belirtmişlerdir. Bununla birlikte, damlacıkların etkili bir Şekilde uzaklaştırılması, yerçekimi, buhar akışındaki sürüklenme ve lokal yoğuşan buhar akışındaki sürüklenme nedeniyle yüzeye damlacık dönüşü ile sınırlandırılabilceğini belirtmişlerdir. Uygun Şekilde kullanılırsa, zorlanmış yoğuşma damlacıkları sürükleme potansiyeli ile yüzeye dönüşlerini engellemektedir. Yaptıkları çalışmada, sabit ısı akısı sınır koşulu için bir süperhidrofobik düz plaka üzerinde kapsamlı bir zorlanmış damlacık yoğuşması modelini geliştirmişlerdir. Duvardaki buhar olarak modellenen yoğuşma ile dış plaka üzerindeki buhar akışını modellemek için sınır tabaka analizini kullanmışlardır. Bu çalışmada, dış zorlanmış damlacık yoğuşmasının kapsamlı bir fiziksel modelini çıkarmışlardır.

Walpot vd. [29] yaptıkları çalışmada, kompakt ısı değiştircilerinde büyük ölçekli imalat ve uygulama için iyi yapışma özelliklerine sahip epoksi kaplamalar geliştirmişlerdir. Su için 105° ve 79° statik temas açısına sahip, gaz tarafındaki yassı plaka mini kanallarını karşılaştıran kanatlı-borulu kondenseri test etmişlerdir. Beklenenin aksine 105° ısı değiştircinin ısı verimliliği 79° dekinden biraz daha azdır. Bunun nedeni olarak, ayrılma sırasında kondens damla büyüklüğünün azalması ve drenajdan sonra nispeten kuru bölgelerin oluşması olarak yorumlamaktadırlar. Yapılan çalışmada, kullanılan iki farklı kaplamalı ısı değiştircisinin geometrisi ve kaplama kalınlığı optimize edilmemiştir. Sadece temas açısının etkisi üzerinde durulmuştur.

Arbak [30] yaptığı çalışmada ıslak şartlar altında kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı ve kütle transferini incelemiştir. Yaptığı çalışmada Threlkeld'in değiştirilmiş logaritmik ortalama entalpi farkı yöntemini kullanmıştır. Su tarafı için Nusselt terorisine uygun bir korelasyon elde etmiştir. Boru içi akış için Dittus-Boelter'in denklemine düzeltme yapmıştır. Sonuç olarak Reynolds sayısının artması ile Colbourn j faktörünün azaldığını ve ıslak durum j faktörlerinin kuru duruma göre %5-20 arasında daha fazla olduğunu belirtmiştir.

Mirth ve Ramadhani [31] yaptığı çalışmada beş adet farklı kanatlı borulu ısı değiştiricisini ıslak ve kuru durumlar için deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Islak durumlar için entalpi farkı modeliyle çözümlenmiştir. Bu modelde tüm yüzeyin sabit sıvı film kalınlığında olduğu kabul edilir. Ancak çalışma şartlarına göre tamamen ıslak yüzey, yarı ıslak yüzey veya tamamen kuru yüzey durumları oluşmaktadır. Kanat uç sıcaklığı, çığ noktası sıcaklığından küçük veya eşit olması halinde tamamen ıslak yüzey durumu oluşacaktır. Çığ noktası sıcaklığı, kanadın dip ve uç nokta sıcaklıkları arasında olması durumunda yarı ıslak yüzey durumu oluşacaktır. Yüzey sıcaklıkları havanın çığ noktası sıcaklığından yüksekse tamamen kuru yüzey durumu gözlemlenecektir. Kanatın performansı ıslak olması ile ilişkilidir. Kanatın kuru olduğu durumlarda entalpi potansiyeli farkı modelinin büyük hata oluşacağını belirtmişlerdir.

Pirompugd vd. [32] yaptıkları çalışmada, nem alma işlemine sahip kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin ısı ve kütle karakteristikleri için veri azaltma yönteminin bir incelemesini sunmuşlardır. Geleneksel sabit oranının ($h_{c,o}/h_{d,o} C_{p,a} \sim \text{sabit}$) yanlış olduğunu belirtmişlerdir. İnceledikleri yayınlardan, ısı transferi karakteristiğinin (Colburn j faktörü açısından) tamamen kuru yüzey durumu altında ve çok sayıda boru sıra sayısına sahip ısı değiştiricileri için kanat açıklığından neredeyse bağımsız olduğunu belirtmişlerdir. İnceledikleri yayınlara göre sınır tabaka gelişiminin bir sıralı ısı değiştiriciler için en önemli faktör olduğunu, ancak akış ataletinin etkisinin daha yüksek Reynolds sayısı ile kontrolü ele aldığını belirtmişlerdir. Tamamen kuru yüzeyler için, $Re_{DC} > 5000$ için kanat aralığının etkisinin azaldığını, $Re_{DC} < 5000$ için ısı geçişi özelliği kanatçık aralığının azalmasıyla arttığını bildirmişlerdir. Bu olgu $N \leq 2$ için telaffuz edilmektedir. Nem

alma durumu altında, duyulur ısı transferi performansı $N=1$ ve $N=2$ için kanat aralığının nispeten duyarsız olduğunu belirtmişlerdir. Kondensatın oluşu, hava akış düzenini değiştirir, kanat yüzeyini pürüzlendirir ve hava akışının daha iyi karışmasında rol oynar. Buna bağlı olarak kanat aralığının etkisi azalır.

Wang ve Hihara [33] yaptıkları çalışmada temel olarak, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerin havayı soğutma ve hem alma performansını incelemişlerdir. Isı ve kütle transferi hesapları ısı değiştirici yüzeyi üzerindeki nemli havanın soğuma durumundaki sonuçları (tamamen ıslak, kısmen ıslak ve tamamen kuru) tahmin etmek için yeni bir yöntem olan, eş değer kuru termometre sıcaklığı (EDT) yöntemini önermişlerdir. Nümerik model ayrıca düz kanatlı ısı değiştiricilerinin deneysel verileri ile geliştirilmiş ve doğrulanmışlardır. Model tarafından tahmin edilen hem soğutma kapasitesi hem de buharın yoğunlaşmasındaki sapma $\pm\%10$ aralığındadır ve ısı değiştirici yüzeyleri üzerindeki nemli havanın soğuma durumundaki sonuçları oldukça doğrudur.

Peng vd. [34] yapmış oldukları çalışmada, dikey desenli hidrofobik-hidrofilik hibrit yüzeylerde buhar yoğunlaşmasında ısı transferi üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Maksimum damlacık yarıçapının ve damlacık boyutu dağılımının, damlacık yoğunlaşması ısı transferi için önemli olduğunu belirtmişlerdir.

Sır [35] yaptığı yüksek lisans tezinde, kurutma makinesi ısı değiştiricisinde kanat geometrisinin ve kaplamanın etkisini incelemiştir. Isı değiştiricisinin yoğunlaşma verimi farklı bağıl nem koşullarında incelenmiştir. RH değeri arttıkça yoğunlaşmada artış gözlemlenmiştir. Hidrofobik ve hidrofilik kaplamalı buharlaştırıcı tiplerinde, test edilen tüm RH değerlerinde düz kanat tipinin dalgalı kanat tipinden daha iyi sonuçlar verdiği bildirilmiştir. Düz kanatlı ısı değiştiricilerden, RH değeri $\%70$ ve $\%80$ olduğunda hidrofobik kaplamanın, hidrofilik kaplamadan daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Lin vd. [36] yaptıkları çalışmada, balıksırtı (herringbone) dalgalı kanat geometrisinin ıslak durumda hava tarafı performansını inceleyen bir deneysel çalışma yapmışlardır. Yüzeydeki yoğunlaşmanın uniform olmayan dağılımının akış görselleştirilmesi, eksenel uzunluk ile sürtünme faktörü arasında bir ilişki olduğunu belirtmişlerdir. Mevcut test sonuçlarına dayanarak, ıslak durumda

balıksırtı (herringbone) dalgalı kanat geometrisi için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörü terimlerini hava tarafı performansı için geliştirmişlerdir. Önerilen korelasyonların sapması sırasıyla %2,52 ve %4,81 olarak bildirilmiştir.

Wang ve Chang [37] yaptıkları çalışmada, hidrofilik kaplamalı ve kaplamasız kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin ısı ve kütle aktarım özelliklerini bildirmişlerdir. Test edilen ısı değiştiriciler üç farklı panjurlu kanat deseninden ve bunların karşılık gelen düz kanatçıklardan oluşmaktadır. Nem alma testi ıslak durum için, hidrofilik kaplamanın hissedilen ısı transferi katsayıları üzerindeki etkisi ihmal edilebilir ve giriş bağıl nemi değiştiğinde hissedilir ısı transferi katsayısında saptanabilir bir değişiklik olmadığını bildirmişlerdir.

Danilo vd. [38] yaptıkları çalışmada, damla şeklinde yoğuşmayı, deneysel olarak 0.03 m x 0.3 m. boyutlarında dikdörtgen test bölümünün alt yüzeyi üzerinde incelemişlerdir. Türbülanslı akış, 0,1 x 0,2 m. soğutmalı bir yüzey üzerinde tek taraflı yoğunlaşma başlatılmadan önce 2 m. uzunluğunda bir izotermal yatay kısım boyunca gelişir. Doymamış nemli havanın bağıl nem seviyesi buhar enjeksiyonu ile kontrol edilmiş ve %13 ile %94 arasında değiştirilerek test edilmiştir. Damla boyutu ve dağılımı, sıvı bir filmin ortaya çıkmasından hemen önce küçük damlacıklardan su birikintisi oluşumuna kadar takip edilmiştir. Yoğuşmanın gizli katkısı, anlık yoğuşan kütle verilerinden belirlenir. Gizli ve genel ısı akısı arasındaki karşılaştırmadan, damla büyümesinin yoğuşma oranı üzerinde ikincil etkilere sahip olduğunu ve kütle damla damla yoğuşması için neredeyse doğrusal olarak arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca, damlacıklardan büyük damla ve su birikintilerine geçişin, genel ısı akısı yoğunluğunda doğrudan bir rol oynadığını ve taşınım ısı transferi katkısını güçlü bir şekilde etkilediğini belirtmişlerdir.

Ma vd. [39] yaptıkları çalışmada, ıslak durumda hidrofilik kaplamalı 14 genişletilmiş kanat ve borulu ısı değiştiricinin hava tarafı ısı transferi ve sürtünme özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Boru sıra sayısı, kanat aralığı ve giriş bağıl nemin hava tarafı performansı üzerindeki etkileri analiz etmişlerdir. Test sonuçlarının, kanat aralığı ve boru sıra sayısının, ıslak durumda sürtünme karakteristiği üzerindeki etkilerinin, hidrofilik kaplamanın varlığı nedeniyle kuru yüzey altındakine benzer olduğunu bildirmişlerdir. Kanat aralığı ve boru

sıralarının sayısı arttıkça Colburn j faktörleri azaldığını belirtmişlerdir. Dalgalı kanat için, Colburn j faktörleri giriş bağıl neminin artmasıyla arttığını, ancak kesilmiş kanat için Colburn j faktörleri giriş bağıl neminin değişimine nispeten duyarsız kaldığını belirtmişlerdir. Sürtünme özelliğinin giriş bağıl neminden bağımsız olduğunu bildirmişlerdir. Test sonuçlarına dayanarak, Colburn j faktörü ve Fanning f faktörü açısından ısı transferi ve sürtünme korelasyonlarını, ıslak durumda hidrofilik kaplama ile geliştirilmiş kanat geometrisinin hava tarafı performansını tanımlamak için önermişlerdir. Dalgalı kanat için, Colburn j faktörünün korelasyonu ortalama % 7.6 sapma verirken, Fanning f faktörünün korelasyonu ortalama % 9.1 sapma gösterdiğini bildirmişlerdir. Kesik kanat için Colburn j faktörünün korelasyonu ortalama % 9,7 sapma verirken Fanning f faktörünün korelasyonu ortalama % 7,3 sapma gösterdiğini bildirmişlerdir.

Wang vd. [40] yaptıkları çalışmada, nem alma durumu altında iki farklı panjurlu kanat yüzeyinin hava tarafı performanslarını incelemişlerdir. Test sonuçlarının kanat aralığının ısı transfer performansı üzerindeki etkisinin nispeten küçük olduğunu ve tamamen ıslak durum için kanat aralığı ile sürtünme faktörlerinin önemli ölçüde arttığını gösterdiğini belirtmişlerdir. Giriş bağıl neminin hissedilir ısı transfer performansı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğunu belirtmişlerdir. Bununla birlikte, su tutmaya bağlı olarak tip (I) panjur için giriş koşulunun sürtünme faktörleri üzerinde tespit edilebilir bir etkisi olduğunu bildirmişlerdir. Sırasıyla %5,94, %6,1 ve %7,89 ortalama sapmaya sahip ısı, momentum ve kütle transferi korelasyonu önermişlerdir.

Halıcı vd. [41] yaptıkları çalışmada, boru sıra sayısının ısı, kütle ve momentum transferi üzerindeki etkisini, alüminyum kanatçıklar ve bakır borulardan oluşan yassı plakalı, kanatlı borulu ısı değiştiriciler için deneysel olarak araştırılmıştır. Dört adet düz kanatlı borulu ısı değiştiricisi kullanmışlardır ve aralarındaki tek fark boru sıra sayısıdır (1 ile 4 arasında). Islak ve kuru yüzey durum için ısı transfer katsayıları kanatlı borulardan akan nemli havanın ısıtılması ve soğutulması yoluyla elde edilir. Isı değiştiricileri hava hızı 0,9 ile 4 m/s arasında değiştirilerek test edilmiştir. Isı transferi, Reynolds sayısı değiştirilerek, farklı boru sıra sayıları için Colburn j ve sürtünme f faktörlerini belirlemişlerdir. Islak yüzeyler için Colburn j faktörü ve sürtünme f faktörlerinin değerlerinin kuru

yüzeyle göre daha yüksek olduğunu ve her iki durumda da j ve f faktörlerinin boru sıra sayısındaki artışla azaldığı belirtmişlerdir.

Phu ve Hap [42], plaka kanatlı borulu ısı değiştiricisi için hava hızı, su akış hızı ve su sıcaklığının soğutma yükleri ve hava basıncı düşüşü üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Önerdikleri korelasyon deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içindedir. Sonuç olarak, giriş suyu sıcaklığı 1°C düştüğünde su debisi yaklaşık %22 oranında azaltılabileceğini belirtmişlerdir.

Kuvannarat vd. [43], nem alma durumu altında 10 adet ısı değiştiricisi için 0,115 ile 0,25 mm arasında kanat kalınlığının etkisini araştırmışlardır. Daha küçük bir kanat aralığı ve daha küçük bir sıra sayısının daha kalın kanatçıklar için daha ince kanatçıklara göre sırasıyla ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri %5-50 ve %5-20 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Ancak bu etkilerin artan boru sıra sayısı ve kanat aralığı ile ortadan kalktığını bildirmişlerdir. Önerdikleri ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları sapmaları sırasıyla %7,9 ve %7,7'dir.

Phan vd. [44], ıslak durumda panjur kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı ve kütle transferi üzerindeki boru sıra sayısı, kanat aralığı ve giriş neminin etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Sonuç olarak, artan Reynolds sayısı ile j faktörü ve f faktörü azalmıştır. Kanat hatvesindeki azalma ile j faktörü azaldı, f faktörü arttı, ancak hatve aralığı 3 boru sıra sayısında 2 boru sırasından daha az etkili olduğunu bildirmişlerdir.

Wu vd. [45], donma durumu altında hava kaynaklı ısı pompalarının (ASHP'ler) performansını etkileyen faktörlerin etkisi araştırmışlardır. Bu çalışmada, yaygın olarak kullanılan iki evaporatör kanat yapısını, yani oluklu kanatçık ve düz kanatçık, $0-6^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığı, %60-90 nem ve 1,5-4,5 m/s hava hızı değerlerinde test etmişlerdir. Sonuçlar, düz kanatlı ısı değiştiricisinin performansının donma durumunda oluklu kanatlı ısı değiştiricisinden daha iyi olduğunu göstermektedir. Kanat karakteristiklerinin ısı pompası dış ünitesinin donması üzerinde büyük etkisi vardır. Giriş hava hızı arttıkça, hava hızının ısı değiştiricisinin ısı transfer performansı üzerindeki etkisi giderek azalmaktadır. Çin'deki sıcak yaz ve soğuk kış bölgelerinde, bir evaporatörün dışında bir ısı

pompası olarak uygulanan düz kanatlı bir ısı değiştiricisinin performansının, oluklu kanatlı bir ısı değiştiricisinden daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Lei vd. [46], yüksek sıcaklık ve yüksek nem altında nem alma için kullanılan nemli havadan havaya plakalı kanatlı ısı değiştiricisinin (PFHE) yoğuşma özelliklerini araştırmışlardır. Bir PFHE'nin sayısal simülasyon modeli geliştirmiş ve deneysel çalışma yapmışlardır. Farklı kanatçıklara sahip iki tip PFHE'den tahmin edilen ve deneysel veriler arasında iyi bir uyum olduğunu belirtmişlerdir. Hem nemli hava tarafı hem de soğutma havası tarafının çalışma parametrelerinin PFHE'nin yoğuşma özellikleri üzerindeki etkileri detaylı olarak incelemişlerdir. Fazla yoğuşma potansiyeli (δ), özellikle soğutma tarafının kütleli debisi (m_{ca}) olmak üzere soğutma havası tarafından daha fazla etkilenir. $m_{ca} = 0,09$ kg/s ve $m_{ca} = 0,03$ kg/s olduğunda, kuru havanın kütle akışının artmasıyla δ sırasıyla 0,625'ten 0,919'a ve 0,780'den 0,980'e değişir. Yüksek sıcaklık ve yüksek nem altında nem alma işlemi için ısı değiştiricilerinin enerji tasarrufu için çoklu çalışma stratejileri önerilmişlerdir.

Sun vd. [47], yaptıkları çalışmada nem çekici (desiccant) kaplı ısı değiştirici (DCHE), için deneyler yapmışlardır. Bu çalışmada, aynı transfer yüzey alanına sahip üç tip DCHE, DCHE A (kanat aralığı 2 mm, kanat derinliği 44 mm), DCHE B (kanat aralığı 3 mm, kanat derinliği 66 mm) ve DCHE C (kanat aralığı 4 mm, kanat derinliği 88 mm), yapı boyutları ve performans özellikleri arasındaki ilişkileri ortaya çıkarmak için üretilmiştir. Isı ve nem transfer performansı ile ısı değiştiricilerin basınç düşüşü araştırılmıştır. Taguchi yöntemi kullanılarak ısı ve kütle transfer performanslarında etki faktörlerinin sıraları elde edilmiştir. Aynı transfer yüzey alanına ancak farklı yüzey yoğunluğuna sahip üç DCHE, farklı ısı ve kütle transfer kapasiteleri ve farklı basınç düşüşleri gösterir. En yüksek yüzey yoğunluğuna sahip DCHE A, en yüksek ısı ve kütle transfer kapasitesini gösterirken, en yüksek basınç düşüşü eksiklik olarak gösterilir. En küçük yüzey yoğunluğuna sahip DCHE C, en yüksek ısı geri kazanım verimini ve en düşük basınç düşüşünü gösterir. Nem alma işleminde DCHE A'nın ısı transfer katsayısı DCHE B'den %14,9, DCHE C'den %19,6 daha fazladır. DCHE A'nın adsorbe edilen nem değeri DCHE B'den %9,6, DCHE C'den %18,2 daha fazladır. DCHE A'nın

basınç düşüşü DCHE B'den %50 ve DCHE C'den %90 daha fazladır. Nusselt sayısı ve Euler korelasyonları üç ısı değiştiricisinin deneysel verilerine göre verilmiştir.

Gray ve Webb [48], kademeli bir dizi dairesel boru üzerinde sürekli, düz kanatlara sahip ısı değiştiricileri ile çalışmışlardır. Reynolds sayısının ve ısı değiştiricinin geometrik değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak hava tarafı ısı transfer katsayısını ve sürtünme faktörünü tahmin etmek için korelasyonlar geliştirilmiştir. Sonuçlar, hava akış yönünde herhangi bir sayıdaki boru sırasına uygulanabilir. Isı transferi korelasyonunu geliştirmek için 16 ısı değiştirici için verilerle çoklu bir regresyon tekniği kullanmışlardır. Ortaya çıkan korelasyonun RMSE değeri %7,3'tür. Sürtünme korelasyonu, borular üzerindeki ve kanatlar üzerindeki sürüklenme kuvvetinin birbirine eklenebileceğini varsayan bir üst üste bindirme prensibi modeline dayanmaktadır. 18 set ısı değiştiricisi verisinden boru bankası sürtünme kaybını çıkardıktan sonra, kanat sürtünme verilerini ilişkilendirmek için çoklu bir regresyon tekniği kullanmışlardır. Ortaya çıkan ısı değiştirici sürtünme faktörü, 18 adet ısı değiştiricisinin veri setini %7,8'lik bir RMSE ile karşılamaktadır.

1.1.3 Isı Değiştiricilerde Deney Optimizasyonu ve Yanıt Yüzey Yöntemi (RSM)

Isı değiştiricilerinin tasarımında ve tasarlanan ısı değiştiricilerinin hesaplanmasında deneysel çalışmalar ve sayısal çalışmalar önemli bir yer tutmaktadır. Ancak bu çalışmalar çok uzun zaman alıyor ve deney ve sayısal çalışma maliyetleri oldukça yüksektir. Özellikle, ıslak durum için ısı transferi ve sürtünme korelasyonlarını elde etmek için birçok parametre vardır; bu nedenle ısı değiştiricilerinde yoğunlaşma meydana geldiğinde deneysel çalışmalar önem kazanmaktadır. Sonuç olarak, daha az deney sayısı ile doğru yaklaşımlar yapabilecek yeni yöntemler gün geçtikçe önem kazanmaktadır.

Zhong vd. [49], kanatlı borulu ısı değiştiriciler için ısı-hidrolik karakteristik korelasyonunu türetmek amacıyla RSM tabanlı Box-Behnken tasarımını kullanmışlardır. Sonuç olarak, referans korelasyonlar ile önerilen korelasyonlar arasında iyi bir uyum olduğunu belirtmişlerdir.

Sun ve Zhang [50], CFD ve RSM kullanarak bu eliptik kanatlı borulu ısı değiştiricisinin performansını değerlendirmişlerdir. Yedi tasarım parametresi için

yürütülen RSM modeli, bildirilen deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir.

Fazeli vd. [51], istatistiksel yaklaşım modeli ile bulamaç (slurry) kabarcık kolonu ısı transfer katsayısını araştırmışlardır. Deneysel çalışmalar tam faktöriyel olarak 108 deney yapılmıştır, sonuçlara göre değişkenlerin temel etkileri, ikili ve üçlü etkileşimleri belirlenmiştir. İstatistiksel model ile deneysel sonuçların iyi bir uyum içinde olduğunu belirtmişlerdir.

Yu vd. [52], RSM'nin CCD dayalı CFD analizini kullanarak paralel akışlı gövde ve borulu ısı değiştiricinin türbülanslı ısı transfer performansını araştırmışlardır.

Geliş ve Akyürek [53], RSM kullanarak farklı panel radyatör tiplerinin ısı transfer katsayısını ve entropi üretimini araştırmışlardır.

Mohapatra vd. [54], CFD tabanlı Box-Behnken tasarımı kullanarak Üç Akışkanlı Isı Değiştiricisinin ısı performansını araştırmışlardır. Sonuçlar, kritik parametreleri belirlemek için ANOVA analizi ve duyarlılık analizi ile kontrol edilmiştir.

Mamuryan vd. [55], dört parametreye göre RSM modelini kullanarak bir güneş enerjisi değiştiricisinin 2 boyutlu sayısal analizini ve duyarlılık analizini incelemişlerdir. Sonuç olarak, ortalama Nusselt sayısının Ri sayısına duyarlılığının, basınç düşüş hızının ϕ , dp ve ε parametrelerine duyarlılığından daha büyük olduğunu belirlemişlerdir.

Glazar vd. [56], Box-Behnken tasarımına dayalı yanıt yüzeyi metodolojisini deneysel ve 3 Boyutlu HAD ile kullanarak mikro kanallı ısı değiştiricinin ısı transfer hızı, basınç kaybı, ısı transfer verimliliği ve kompaktlığı üzerindeki 4 geometrik parametrenin etkilerini incelemişlerdir.

Al-Rashed [57], yatay bir borudaki Newtonyen olmayan bir nano-akışkanın taşınım ısı transfer katsayısını ve basınç düşüş katsayısını, nano-parçacık konsantrasyonunun %0.2 ile %1 aralığında ve 25 ila 50 °C sıcaklık aralığında, yanıt yüzeyi metodolojisini (RSM) kullanarak tahmin etmişlerdir. Sonuç olarak, en yüksek ısı transfer katsayısının, en düşük basınç düşüşü ile eş zamanlı olarak

%0,725 nanoparçacık konsantrasyonun da ve 49.672 °C sıcaklıkta meydana geldiği tespit etmişlerdir.

Khalajzadeh vd. [58], RSM modeliyle birlikte üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunu kullanarak dikey toprak ısı değiştiricisinin tasarım parametrelerinin eşzamanlı etkisini araştırmışlardır. Tepki Yüzey Modeline dayanarak, boyutsuz giren akışkan sıcaklığının ve boyutsuz boru çapının tepki değişkenlerini önemli ölçüde etkilediğini ve tepki değişkenlerinin boyutsuz derinlikten daha az etkilendiğini belirlemişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında soğutma ve nem alma uygulamalarında sıklıkla kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiriciler deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada farklı boru sıra sayısı ve farklı kanat aralığına sahip 9 adet kanatlı borulu ısı değiştiricisinin deneysel çalışması kuru ve ıslak durumlar için yapılmıştır. Kuru durum için havanın ön giriş hızının etkisi, ıslak durum için ise havanın giriş sıcaklığının, giriş bağıl neminin ve ön hızının farklı boru sıra sayıları ve farklı kanat aralıkları için Colbourn j faktörü ve sürtünme f faktörü üzerine etkilerinin incelenmesi amaçlanmıştır.

Literatürdeki çalışmalar genellikle şaşırtmalı boru dizilimi konfigürasyonuna sahiptir. Kısıtlı sayıda bulunan sıralı boru dizilimine sahip çalışmalarda ise geometrik parametreler (boru sıra sayısı, kanat aralığı) sınırlı aralıklar için incelenmiştir. Bu yüzden bu çalışmada incelenen geometrik parametreler daha geniş aralıkta incelenmiştir.

Bu tezin diğer temel amaçları: (a) literatürdeki karmaşık korelasyonlar yerine daha az ortalama sapma ile basit korelasyonlar elde etmek, (b) RSM kullanarak parametrelerin etkisini değerlendirmek ve (c) Literatürde sınırlı sayıda çalışma olan kaplamasız düz plaka kanat yüzeyleri ve sıralı (inline) boru dizilimine sahip ısı değiştiricilerini incelemektir. Literatür çalışmaları, sınırlı kanat aralığı değerleri ve boru sıra sayısı için araştırılmıştır. Bu çalışmada j faktörü ve f faktörü için daha geniş aralıkta boru sıra sayısını ve kanat aralığını kapsayan korelasyonlar önerilmesi hedeflenmektedir. Ayrıca önerilen yeni korelasyonların diğer

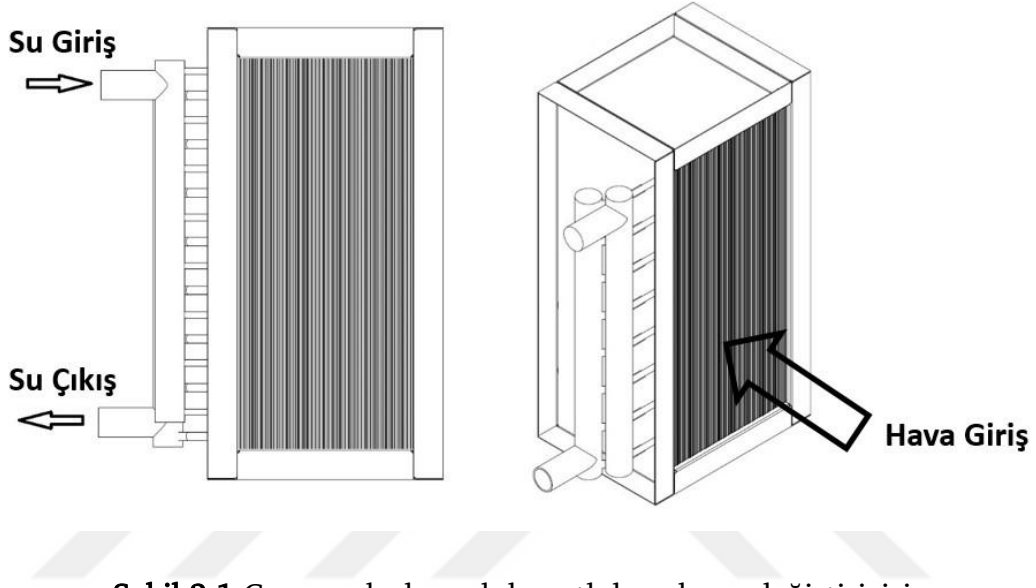
araştırmacılar için çalışmalarını doğrulamaları bir veri kaynağı olması ve literatür veri tabanına değerli bir katkı sağlaması amaçlanmaktadır.

1.3 Hipotez

Kanatlı borulu ısı değiştircileri sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferini gerçekleştiren elemanlardır. Isı değiştircisi yüzeyinde yoğuşma olması durumunda duyulur ısı transferinin yanında gizli ısı transferi de gerçekleşmektedir. Isı transferinin etkileyen parametrelerden bazıları ısı değiştircisinin geometrik özellikleri; özellikle boru sıra sayısı ve kanat aralığıdır. Geometrik parametrelere ek olarak havanın giriş özellikleri; sıcaklığı, bağıl nemi ve alın hava hızında ısı transferini ve basınç kaybını etkilemektedir.

Kanatlı borulu ısı değiştircilerinin j faktörü ve f faktörü için geometrik özellikler ve havanın giriş özellikleri dikkate alındığında en etkili parametreler havanın giriş hızı ve boru sıra sayısıdır ve bu parametreler arttıa j ve f faktörleri azalmaktadır.

Çalışmalar kapsamında Şekil 2.1’de görüldüğü gibi çapraz akış türünde kanatlı borulu ısı değiştiricisi kullanılmıştır.



Şekil 2.1 Çapraz akışlı sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricisi

2.1 Genel Kavramlar ve Boyutsuz Sayılar

Bu bölümde ısı değiştiricisi hesabında kullanılan genel kavramların ve boyutsuz sayıların açıklaması yapılmaktadır.

2.1.1 Atmosferik Hava

Atmosferik havanın basıncı; kuru havanın basıncının (P_a) ve su buharının kısmi basıncının (P_v) toplamı olan ideal bir gaz karışımıdır.

$$P = P_a + P_v \quad (2.1)$$

2.1.2 Özgül Nem

Birim kuru hava kütleinde bulunan su buharı kütlelidir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.2)$$

ω = Özgül Nem

m_v = Nemli hava içindeki su buharı miktarı

m_a = Kuru hava miktarı

Nemli hava içerisindeki kuru hava ve su buharı ideal gaz kabulü ile aşağıdaki bağıntıyla özgül nem ifade edilebilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (2.3)$$

Denklem 2.3 yeniden düzenlenir ve Denklem 2.1'deki ifade dikkate alınır;

$$\omega = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (kg \text{ su buharı} / kg \text{ kuru hava}) \quad (2.4)$$

2.1.3 Bağlı Nem

Nemli havanın içinde bulunan su buharı miktarının (m_v), aynı sıcaklıktaki havanın içerisinde bulunabilecek en fazla su buharı miktarına (m_g) oranı, bağlı nem adı verilir. Bağlı nem, ϕ ile gösterilir.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.5)$$

Suyun doyma basıncı P_g ;

$$P_g = P_{doyma,T} \quad (2.6)$$

Özgül nem ve bağlı nem arasındaki ilişkiyi açıklamak için Denklem 2.4 ve Denklem 2.5' den yararlanılır.

$$\omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (2.7)$$

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_g} \quad (2.8)$$

Bağlı nem değeri, 0 ile 1 arasındadır. Bağlı nem 1 değerine ulaştığında hava neme doymuştur ve daha fazla nem tutamaz. Havanın su buharı taşıma kapasitesi sıcaklığa bağlıdır, sıcaklık değeri arttıkça havanın su buharı tutma kapasitesi de artmaktadır.

2.1.4 Prandtl Sayısı

Momentum ve ısı yayılım katsayılarının oranıdır.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.9)$$

2.1.5 Reynolds Sayısı

Atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranıdır.

Hava tarafı;

$$Re = \frac{VL}{\nu} = \frac{GD_h}{\mu} \quad (2.10)$$

Denklem 2.10'daki hidrolik çap aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$D_h = \frac{4A_{min}L}{A_T} \quad (2.11)$$

Su tarafı;

$$Re_{D_i} = \frac{\rho_r V_r D_i}{\mu_r} \quad (2.12)$$

2.1.6 Nusselt Sayısı

Taşınımın, yalnızca iletimle ısı geçişine oranıdır.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.13)$$

2.2 Isı Değiştiricisi Hesabı

Bu bölümde kanatlı borulu ısı değiştiricisinin ısı transferini ve basınç kaybını hesaplamak için gerekli denklemler verilmektedir. Isı transferi, ıslak durum için Denklem 2.14'den, kuru durum için Denklem 2.15'ten hesaplanabilir;

Kuru havanın ısı transferi;

$$\dot{Q}_{hava,kuru} = \dot{m}_{hava,kuru} c_p (T_g - T_ç) \quad (2.14)$$

Nemli havanın ısı transferi;

$$\dot{Q}_{hava,ıslak} = \dot{m}_{hava,ıslak} (i_{hava,g} - i_{hava,ç}) \quad (2.15)$$

Su tarafı ısı transferi;

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{su,ç} - T_{su,g}) \quad (2.16)$$

Ortalama ısı transferi;

$$\dot{Q}_{ort} = (\dot{Q}_{hava} + \dot{Q}_{su})/2 \quad (2.17)$$

Kuru havanın debisi deney parçası önünde ortalama hava hızına göre;

$$\dot{m}_{hava,kuru} = \rho_{hava} A_{fr} V \quad (2.18)$$

Nemli havanın kütle hızı birim kesitten birim zamanda geçen akışkan kütlesidir;

$$G = \frac{\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{hava} W}{A_{min}} \quad (2.19)$$

2.2.1 Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı Yöntemi (Islak Durum)

Threlkeld [59] tarafından yayınlanan makalede kanatlı ve borulu ısı değiştiricinin ıslak durumda ısı transferini hesaplamak için matematiksel bir model sunulmuştur. Literatür de birçok araştırmacı bu yöntemi veri indirgeme için kullanmıştır.

$$\dot{Q}_{ort,ıslak} = U_{o,w}A_o\Delta i_m F \quad (2.20)$$

burada Δi karşı akışlı ısı değiştirici için ortalama entalpi farkıdır.

$$\Delta i_m = i_{a,m} - i_{s,r,m} \quad (2.21)$$

Bump [60] ve Meyers [61] çalışmalarından elde edilen ortalama entalpi;

$$i_{a,m} = i_{a,in} + \frac{i_{a,in} - i_{a,out}}{\ln\left(\frac{i_{a,in} - i_{s,r,out}}{i_{a,out} - i_{s,r,in}}\right)} - \frac{(i_{a,in} - i_{a,out})(i_{a,in} - i_{s,r,out})}{(i_{a,in} - i_{s,r,out}) - (i_{a,out} - i_{s,r,in})} \quad (2.22)$$

$$i_{s,r,m} = i_{s,r,out} + \frac{i_{s,r,out} - i_{s,r,in}}{\ln\left(\frac{i_{a,in} - i_{s,r,out}}{i_{a,out} - i_{s,r,in}}\right)} - \frac{(i_{s,r,out} - i_{s,r,in})(i_{a,in} - i_{s,r,out})}{(i_{a,in} - i_{s,r,out}) - (i_{a,out} - i_{s,r,in})} \quad (2.23)$$

Isı transfer direnci aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır,

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{b'_r A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p A_o \ln\left(\frac{D_c}{D_i}\right)}{2\pi k_p L_p} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{A_f \eta_{f,ıslak}}{b'_{w,f} A_o} \right)} \quad (2.24)$$

burada,

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b'_{w,f} h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (2.25)$$

y_w su filmi kalınlığıdır ve Myers [61] tarafından önerilen sabit bir sayı (0,005 inç) olarak alınmıştır.

Denklem 2.24 bulunan b'_r , b'_p , $b'_{w,p}$ hesaplamaları aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir.

$$b'_r = \frac{i_{s,p,i,m} - i_{r,m}}{T_{buh,boru,dış} - T_{buh}} \quad (2.26)$$

$$b'_p = \frac{i_{s,p,o,m} - i_{s,p,i,m}}{T_{buh,boru,dış} - T_{buh,boru,iç}} \quad (2.27)$$

$$b'_{w,p} = \frac{i_{s,w,m} - i_{s,f,o,m}}{T_{w,m} - T_{fin}} \quad (2.28)$$

Kanat verimi, $\eta_{f,wet}$ Denklem 2.36'da gösterilmiştir.

2.2.2 Logaritmik Sıcaklık Farkı Yöntemi (Kuru Durum)

Bu bölümde kanatlı ve borulu ısı değiştiricinin kuru durumda ısı transferini hesaplamak için matematiksel bir model sunulmuştur.

$$\dot{Q}_{ort,kuru} = U_{o,d} A_o \Delta T_{lm} F \quad (2.29)$$

ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkını göstermektedir.

$$\Delta T_{lm} = T_{a,m} - T_{r,m} \quad (2.30)$$

Bump [60] yaptığı çalışmada ortalama sıcaklık farkını aşağıdaki gibi belirtmiştir;

$$T_{a,m} = T_{a,in} + \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{\ln\left(\frac{T_{a,in} - T_{r,out}}{T_{a,out} - T_{r,in}}\right)} - \frac{(T_{a,in} - T_{a,out}) - (T_{a,in} - T_{r,out})}{(T_{a,in} - T_{r,out}) - (T_{a,out} - T_{r,in})} \quad (2.31)$$

$$T_{r,m} = T_{r,out} + \frac{T_{r,out} - T_{r,in}}{\ln\left(\frac{T_{r,in} - T_{r,out}}{T_{a,out} - T_{r,in}}\right)} - \frac{(T_{r,out} - T_{r,in}) - (T_{a,in} - T_{r,out})}{(T_{a,in} - T_{r,out}) - (T_{a,out} - T_{r,in})} \quad (2.32)$$

$$\frac{1}{U_{o,d}} = \frac{A_o}{h_r A_{p,i}} + \frac{A_o \ln\left(\frac{D_c}{D_i}\right)}{2\pi k_p L_p} + \frac{1}{h_{c,o} \left(\frac{A_{p,o}}{A_o} + \frac{A_f \eta_{f,kuru}}{A_o}\right)} \quad (2.33)$$

Kanat verimi, $\eta_{f,kuru}$ Denklem 2.36'da gösterilmiştir

2.2.3 Su Tarafı Isı Transferi Hesabı

Su tarafı için ortalama ısı transfer katsayısı, h_i , Gnielinski korelasyonundan [62] aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$h_i = \frac{(f_i/2)(Re_{D_i} - 1000)Pr_r}{1.07 + 12.7\sqrt{f_i/2}(Pr_r^{2/3} - 1)} \cdot \frac{k_i}{D_i} \quad (2.34)$$

Su tarafı sürtünme faktörü f_i ,

$$f_i = \frac{1}{(1.58 \ln Re_{D_i} - 3.28)^2} \quad (2.35)$$

2.2.4 Kanat Verimi

Kanat verimi McQuiston ve Parker [63], tarafından önerilen korelasyona göre hesaplanır;

$$\eta_f = \frac{\tanh M'_T r_i \theta}{M'_T r_i \theta} \quad (2.36)$$

burada M'_T ,

$$M'_T = \sqrt{\frac{2h_{o,w}}{k_f t}} \quad (2.37)$$

burada, $h_{o,w}$ ıslak durumda hava tarafı ısı taşınım katsayısı olup, k_f kanadın ısı iletim katsayısıdır. t değeri ise, kanadın kalınlığını göstermektedir. Kuru durumda $h_{o,w}$ yerine $h_{c,o}$ konularak hesaplanır.

2.2.5 Colbourn j faktörü

Colbourn j faktörü, hava tarafı ısı transfer katsayısını karakterize etmek için kullanılır,

$$j = \frac{h}{G \cdot c_{p,a}} \cdot Pr^{2/3} \quad (2.38)$$

h , kuru ve ıslak bir yüzey için hava tarafı ısı transfer katsayısıdır.

2.2.6 Hava Tarafı Basınç Kaybı

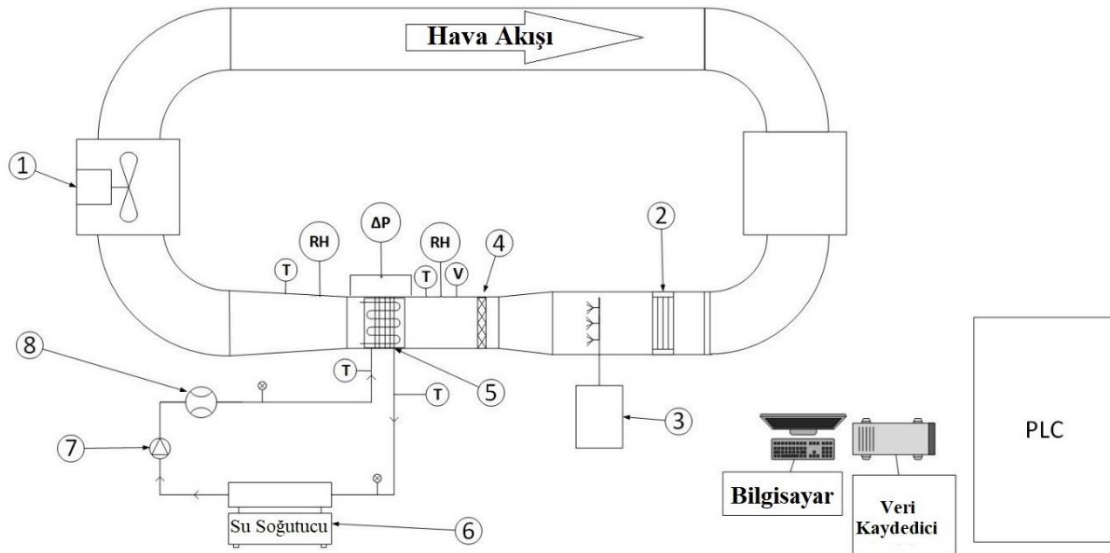
Isı değiştiricisinden geçen kuru ya da nemli hava basıncı sirtünmelerden dolayı azalmaktadır. Basıncı kaybı, deneylerde ısı değiştiriciye giriş ve çıkış bölgelerinde bulunan fark basınç ölçer ile ölçülmüştür. Aşağıdaki denklemden sirtünme f faktörü hesaplanır.

$$\Delta p_{ıslak} = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_m} \right] \quad (2.39)$$

$$\Delta p_{kuru} = \frac{\rho U_g^2 A_o}{2A_c} f \quad (2.40)$$

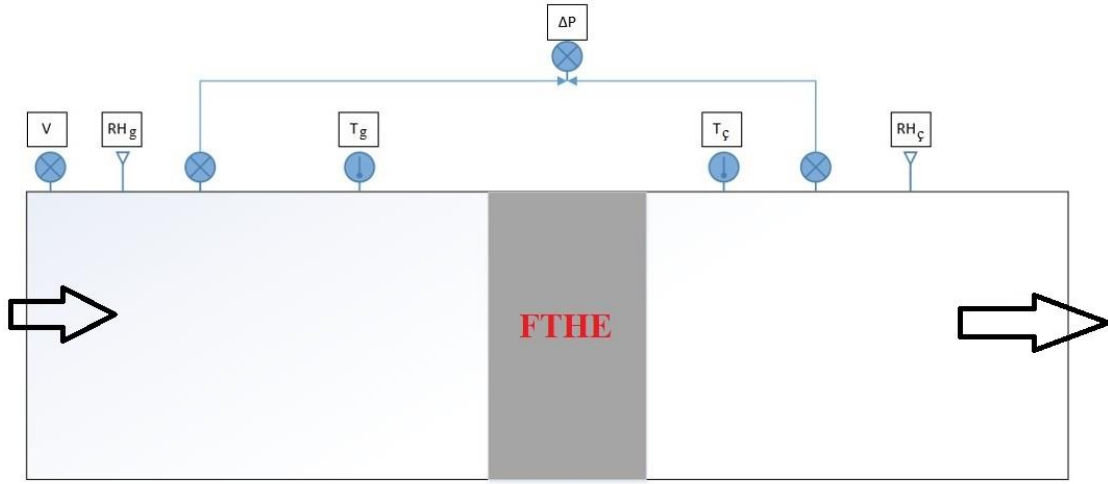
3.1 Deney Düzenegi

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı ve kütle transferini incelemek için Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalına ait laboratuvarında bulunan rüzgâr tüneli kullanılmıştır. Bu deney düzenegi ile sıra ve kanat aralıkları farklı dokuz ayrı ısı değiştirici test edilmiştir. Test Ünitesinin şematik bir görüntüsü Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Test ünitesinde kapalı tip rüzgâr tüneli, su soğutma sistemi, fan, hava nemlendirici, hava ısıtıcısı, debimetre, veri kaydedici (datalogger) ve PLC bulunmaktadır. Rüzgâr Tüneli kesiti 300 x 600 mm'dir. Havanın sirkülasyonu için değişken hızlı bir fan kullanılır ve hava sırasıyla hava ısıtıcısı, nemlendirme cihazı, düzleştirici ve test numunesinden (ısı değiştiricilerden) geçmektedir. Ölçülen değerler kararlı hale geldiğinde kayıt altına alınmıştır. Su sıcaklığı; ıslak durum için 5-7 °C ve kuru durum için 15-17 °C (çiğ noktası sıcaklığının üzerinde) aralığında testler yapılmıştır. Su debisi 51-54 L/dk aralığında değişmektedir.



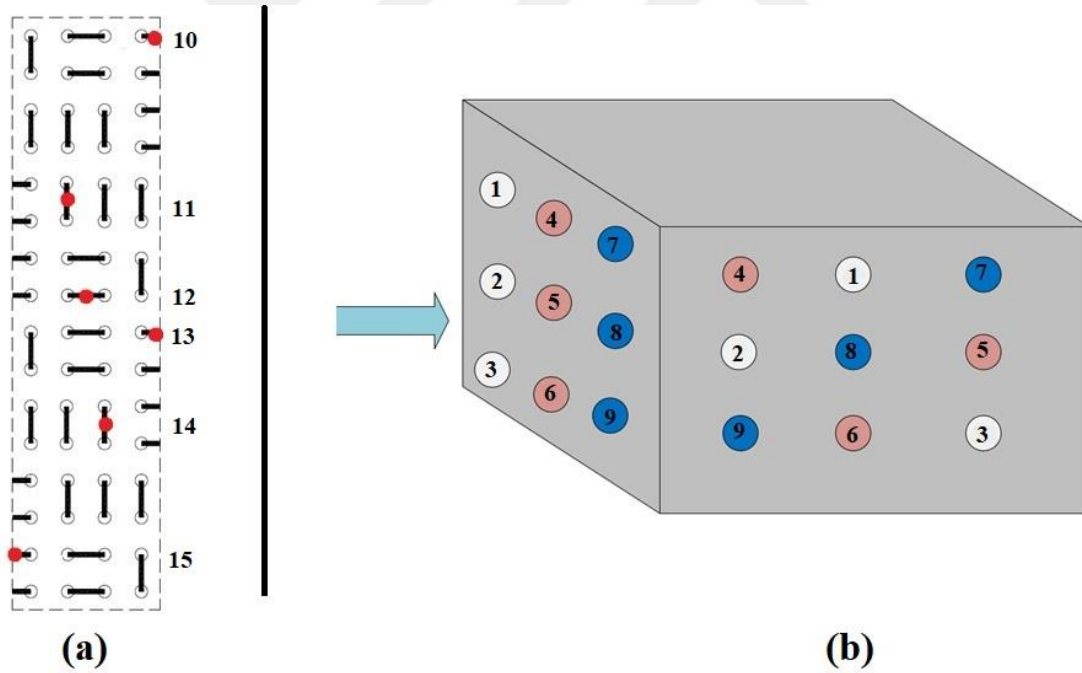
Şekil 3.1 Deney düzenegi

(1.Fan – 2.Isıtıcı – 3.Nemlendirici – 4.Düzleştirici – 5.Test Numunesi – 6. Su Soğutucu– 7.Pompa – 8. Su Debi Ölçer)



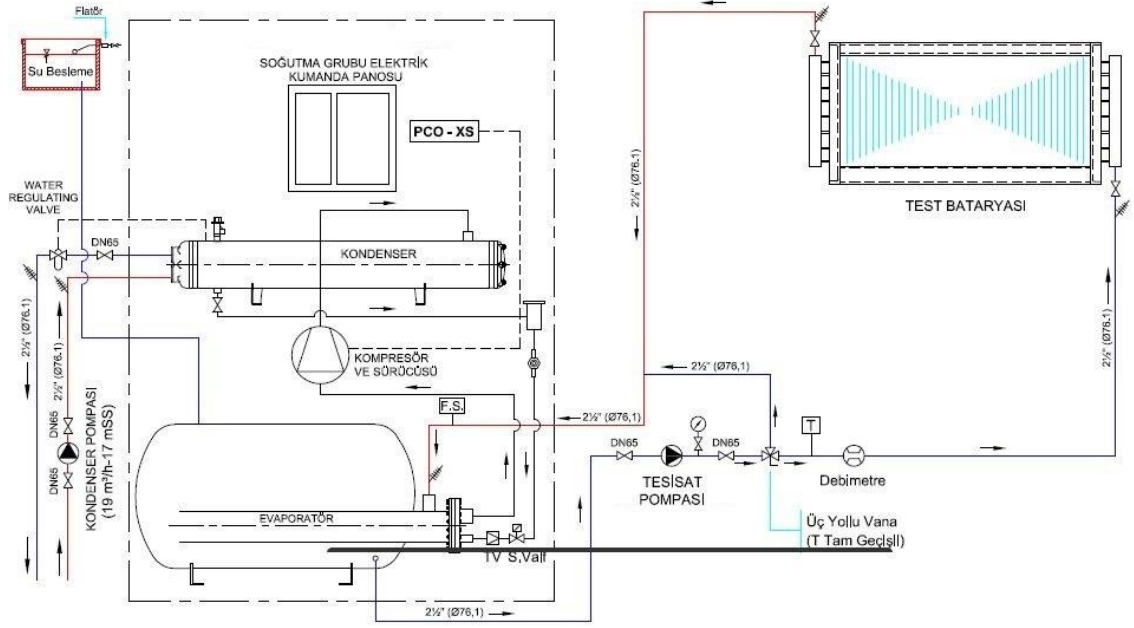
Şekil 3.2 Deney düzeneği hava tarafı ölçüm sistemi

Şekil 3.2 deney düzeneğinde kullanılan kanatlı ısı değiştiricisinin ve ölçüm aletlerinin hava akışına göre yerleşimini göstermektedir.



Şekil 3.3 FTHE termokupl yerleşimi (a) Boru yüzey sıcaklık ölçümleri, (b) Kanat yüzey sıcaklık ölçümleri

Şekil 3.3 deneyleri yapılan ısı değiştiricilerin boru ve kanat yüzey sıcaklıklarını ölçmek için kullanılan termokupulların ısı değiştiricilere yerleşimini göstermektedir.



Şekil 3.4 Soğutma Grubu

Şekil 3.4 deney düzeneğinde kullanılan soğuk su grubunun detaylı gösterimini ve soğuk suyun akış diyagramlarını sunmaktadır.

Hava akış hızı Siemens frekans dönüştürücü ile ayarlanır, hava hızı Pitot tüpü ile ve basınç düşüşü Dwyer Magnesense II model basınç ile $\pm \%1,0$ doğrulukla ölçülür. Sıcaklık değerleri PT100 A Sınıfı Tip sensör ile $\pm 0,15$ °C hassasiyetle ölçülür. Bağıl nem değerleri EE16-F6B51 sensörü ile $\pm \%3,0$ doğrulukla ölçülür. Test koşulları için; sıcaklık, bağıl nem, alın hava hızının ve diğer giriş durumu değerleri hassas bir şekilde istenilen değerlere ayarlanır. Özellikle giriş suyu sıcaklığı bir test süresi için aynı değerde sabitlenmiştir. Özellikle giriş suyu sıcaklığı tüm test periyotları için aynı değerde sabitlenmiştir. Tablo 3.1’de kullanılan ölçüm aletleri ve hassasiyetleri verilmiştir.

Tablo 3.1 Ölçüm cihazları ve hassasiyetleri

Tanımı	Hassasiyet
Sıcaklık Ölçer (PT100 A Sınıfı)	$\pm 0,15$ °C
Basınç Ölçer (Nuova Fima Marka)	$\leq \%1$

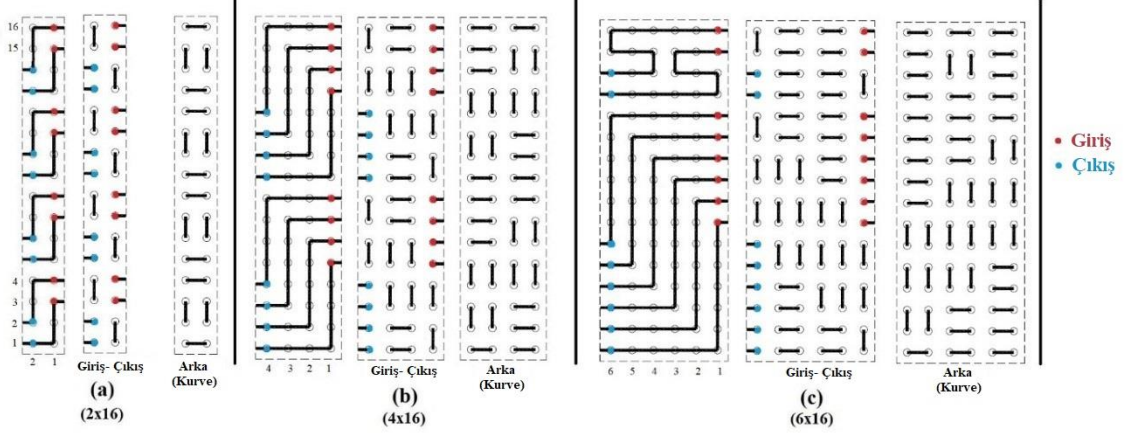
Tablo 3.1 Ölçüm cihazları ve hassasiyetleri (devam)

Hava Tarafı Basınç Farkı (Dwyer Magnesense II)	\pm %1,0
Hava Bağıl Nemi (EE16-F6B51)	\pm %3,0
Soğuk Su Debisi (S-METER SM-15 marka türbin tipi debimetre)	\pm %1,0
Hassas Terzi (Vibra Marka)	\pm 0,001 g

Tablo 3.2 deneyleri yapılan 9 adet ısı değiştiricisinin geometrik verilerini sunmaktadır.

Tablo 3.2 Kanatlı ve borulu ısı değiştiriciler için geometrik veriler

Isı Değiştirici Numarası	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Boru Sıra Sayısı (N)	2	2	2	4	4	4	6	6	6
Kanat Aralığı (s) (mm)	2	3	4	2	3	4	2	3	4
Toplam Boru Sayısı	32	32	32	64	64	64	96	96	96
Kanat Uzunluğu (L) (mm)	70	70	70	140	140	140	210	210	210
Boru Dış Çapı (mm)						12			
Uzunlamasına Boru Aralığı (P_L) (mm)						35			
Enine Boru Aralığı (P_T) (mm)						35			
Boru Malzemesi						Bakır			
Kanat Malzemesi						Alüminyum			
Kanat Tipi						Düz			



Şekil 3.7 (a) 2 Sıralı akış diyagramı, (b) 4 Sıralı akış diyagramı, (c) 6 Sıralı akış diyagramı

Şekil 3.7 boru sıra sayısına göre soğuk su giriş ve çıkış borularını ve suyun akışını göstermektedir.

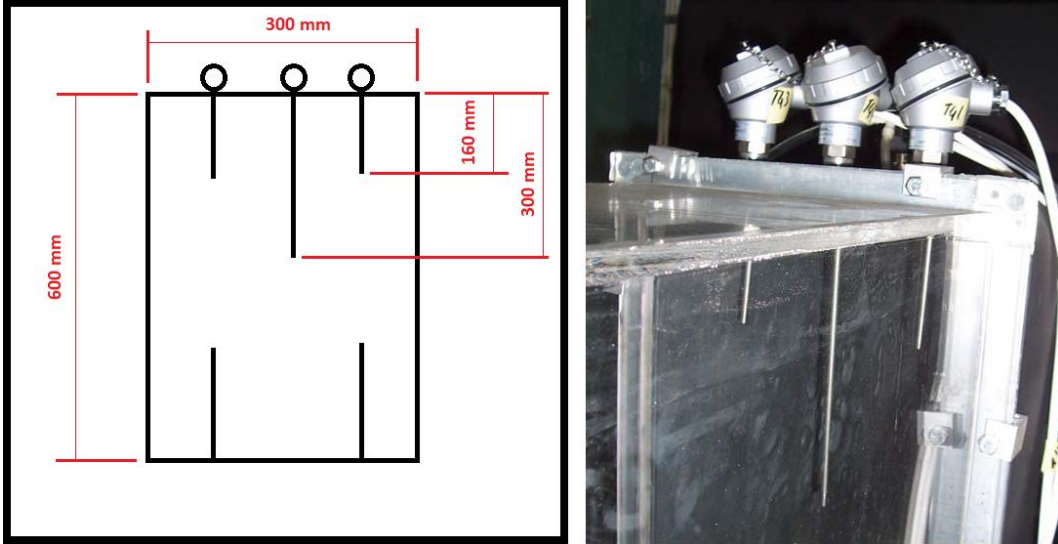
3.2 Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama

Veri toplama işlemi; sistemde ölçülen sıcaklık, bağıl nem, basınç, debi ve hız verilerinin analiz edilmek üzere PLC modüller ve hazırlanan yazılım programı aracılığıyla bilgisayar ortamına aktarılmasını kapsamaktadır. Sistemde sıcaklık ölçümü için 12 adet RTD (elektriksel direnç termometresi, beş adet ısı değiştirici hava tarafı girişine, 5 adet ısı değiştirici hava tarafı çıkışına ve birer adet ısı değiştiricisi su tarafı giriş-çıkışına kullanılmıştır), basınç ve hız ölçümü için 2 adet fark basınç transmitteri, bağıl nem ölçümü için 4 adet bağıl nem transmitteri bulunmaktadır. Ayrıca kanat ve boru yüzey sıcaklıklarını ölçmek için 15 adet termokupl kullanılmış ve Data Logger ile ölçülen değerler bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Tablo 3.3'te ölçüm cihazları ve kullanıldığı bölgedeki tanımı verilmiştir.

Tablo 3.3 Ölçüm cihazları

Ölçüm Elemanı	Tanımı
RTD	T_g (Test Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı)
RTD	$T_ç$ (Test Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı)
RTD	T_{sg} (Su Giriş Sıcaklığı)
RTD	$T_{sç}$ (Su Çıkış Sıcaklığı)
Basınç	P_g (Test Bölgesi Su Giriş Basıncı)
Basınç	$P_ç$ (Test Bölgesi Su Çıkış Basıncı)
Fark Basınç	$\Delta P1$ (Test Bölgesi Hava Tarafı Basınç Farkı)
Fark Basınç	$\Delta P2$ (Hava Ön Giriş Hızı Dönüşümü)
Nem	RH_g (Test Bölgesi Hava Giriş Bağlı Nemi)
Nem	$RH_ç$ (Test Bölgesi Hava Çıkış Bağlı Nemi)
Debimetre	Soğuk Su Debisi
Hassas Terzi	Yoğuşan Suyun Ölçümü
Termokupl	Isı Değiştiricisi Kanat ve Boru Sıcaklığı Ölçümü

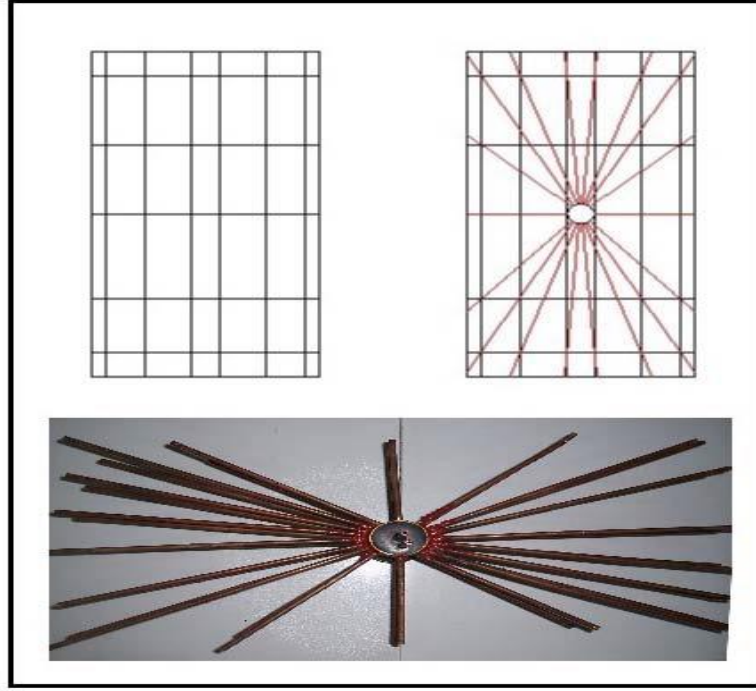
Hava giriş ve çıkış sıcaklıkları her noktada 5'er adet olacak şekilde RTD'ler kullanılarak kanal kesitinin taranması sağlanmış olup veri toplama ünitesinde bunların ortalaması alınarak test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar hassas olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.8 RTD'lerin kanal içindeki yerleşimi

Şekil 3.8 ısı değiştiriciye giren ve çıkan havanın sıcaklık ölçümünün yapıldığı 5 adet RTD sıcaklık lerin yerleşimini göstermektedir. Giriş ve çıkış sıcaklıkları ortalama değer alınarak ölçülmüştür.

Test bölgesi öncesinde kanal içerisindeki hava hızını ölçmek amacıyla ASHRAE Standart 41.2- 1987 (RA 92)'de belirtildiği gibi bir Pitot tüpü düzeneği üretilmiş ve bir fark basınç transmitterine bağlantısı yapılmıştır. Hazırlanan düzeneğin şematik resmi Şekil 3.9'da görölmektedir. Bu düzenek ile kanal içinde yerleri Log Tchebycheff kuralına göre belirlenmiş 28 noktada ölçüm yapılmıştır.



Şekil 3.9 Ölçüm noktaları ve Pitot tüpü düzeneğinin şematik resmi ve fotoğrafı

Test bölgesindeki boruların yüzey sıcaklığı rüzgâr tünelineki havanın çığ noktası sıcaklığının altında olacağı için boru yüzeylerinde yoğuşma meydana gelecektir. Bu yoğuşmanın miktarını ölçmek amacıyla özel bir düzenek hazırlanmıştır. Test bölgesinde yoğuşan su, alt yüzeyi eğimli olarak imal edilmiş olan pleksiglas kanalın tabanından akarak hassas terazi üzerine yerleştirilmiş olan ölçekli kapta toplanarak ölçülmüştür. Bu kap 0,001 g hassasiyetle ölçüm yapan Vibra marka hassas terazi üzerinde durmaktadır. Böylece yoğuşan su miktarı zamana bağlı olarak belirlenebilmektedir. Yoğuşan su ölçüm düzeneği Şekil 3.10'da görülmektedir.



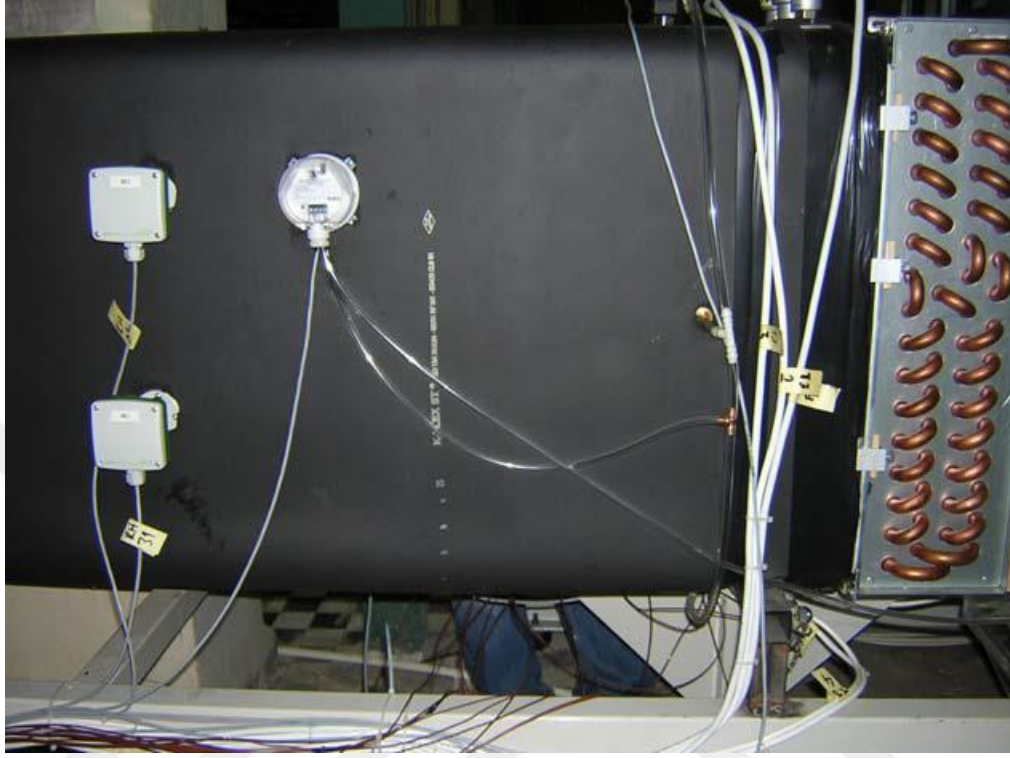
Şekil 3.10 Yoğuşan suyun ölçümü (Hassas Terazi)

3.3 Kalibrasyonlar ve Kalibrasyon Eğrileri

Deney düzeneğinin hava sıcaklığını ölçmek için RTD tipi sıcaklık ölçer kullanılmıştır ve ısı değiştircilerin boru ve kanat yüzey sıcaklıklarını ölçmek için K tipi termokupl kullanılmıştır. RTD'lerin ve termokuplların kalibrasyonu, referans bir sıcaklık ölçer ve termokupllarla aynı şartlarda yapılan ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması metoduyla Yıldız Teknik Üniversitesi Termodinamik laboratuvarında şartlandırılmış su banyosu ile yapılmıştır. RTD ve termokupllara ait kalibrasyon eğrileri Ekler bölümünde Tablo A.1 ve A.2'de verilmiştir.

DeneySEL çalışma bölgesindeki bağıl nemi ölçmek için %0- 95 aralığında ölçüm yapabilen, $\pm\%3$ hassasiyete sahip E+E marka bağıl nem transmitteri kullanılmıştır. Bağıl nem transmitterlerinin kalibrasyonu Unitest Deney ve Kalibrasyon Hizmetleri A.Ş. tarafından yapılmıştır. Bağıl nem transmitterlerine ait kalibrasyon eğrileri Ekler bölümünde Tablo A.3'te verilmiştir.

Test bölgesi giriş ve çıkışına bağlı nem değerini sağlıklı ölçebilmek için Şekil 3.11’de görüldüğü gibi 2’şer adet bağlı nem transmitteri yerleştirilmiştir. Hesaplar bu iki değerlerin ortalaması alınarak yapılmıştır.



Şekil 3.11 Bağlı nem transmitterlerinin kanala bağlantı fotoğrafı

Test bölgesinin giriş ve çıkışı arasında oluşan basınç farkını ve hava ön giriş hızını ölçmek için sisteme 2 adet fark basınç transmitteri monte edilmiştir. Bu ölçümlerde kullanılan fark basınç transmitteri Dwyer Magnesense II model fark basınç sensörleri \pm %1.0 hassasiyete sahiptir. Cihazların kalibrasyonları üretici firma tarafından yapılmıştır. Fark basınç ölçer cihazı 4-20 mA çıkış verecek şekilde üretilmiştir. Pitot tüpünden alınan veriler 0-25 Pa aralığı için alınırken, FTHE’lerde basınç kaybı ise 0-25 Pa ve 0-125 Pa aralığında okunmuştur. Belirlenen aralıklarda okunan 4-20 mA değerlerine göre fark basınç ölçümü için hesaplama fonksiyonu 0-25 Pa için Denklem 3.1’deki gibi, 0-125 Pa için Denklem 3.2’deki gibi belirlenmiştir.

Basınç Dönüşümü Denklemleri;

0-25 Pa aralığı için;

$$y = 1,5625 \cdot x - 6,25 \quad (3.1)$$

0-125 Pa aralığı için;

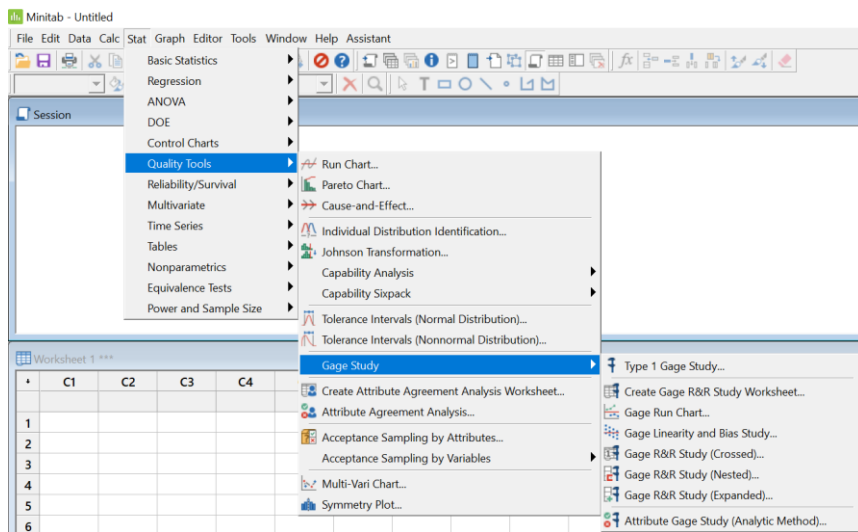
$$y = 7,8125 \cdot x - 31,25 \quad (3.2)$$

Burada x okunan mA değerini, y ise basınç düşümünü ifade etmektedir.

Suyun debisini ölçmek için tesisatta S- METER SM- 15 marka türbin tipi debimetre kullanılmış olup ölçüm aralığı 0,6- 6,0 m³/h ve hassasiyeti %1'dir. Cihazın kalibrasyonu üretici firma tarafından yapılmıştır.

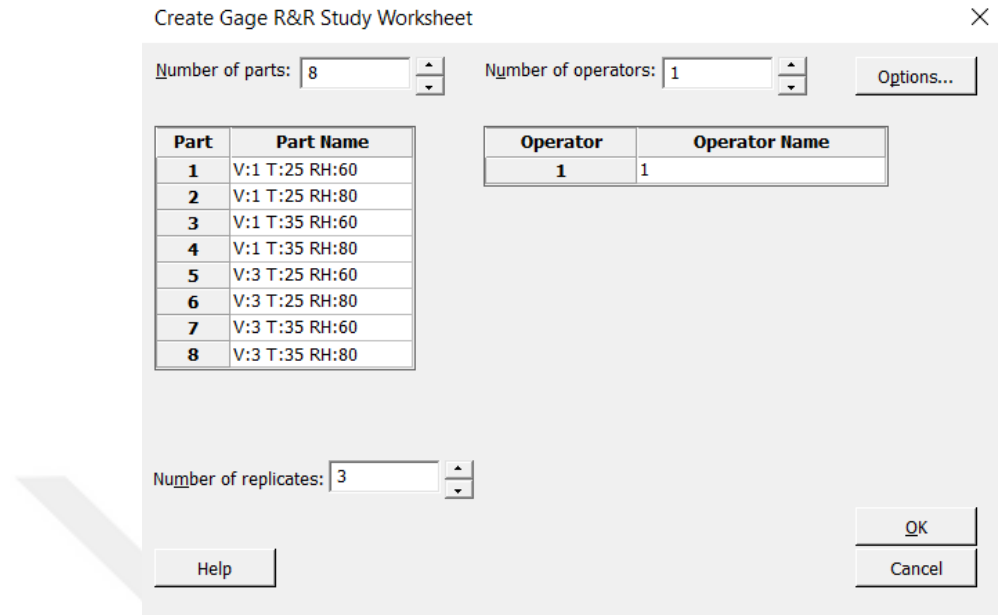
3.4 Deney Tekrarlanabilirliği

Deneylere başlamadan önce bir ısı değiştiricisi için sonuçları etkileyen parametreler hız, sıcaklık ve bağıl nem olarak belirlenmiş ve ölçüm deneylerinin j ve f faktörlerinin, Q ve ΔP için tekrarlanabilirlik analizi yapılmıştır. Test ünitesinin tekrarlanabilirliği Minitab ticari yazılımdan Create Gage R&R Study Worksheet seçeneği ile analiz edilmiştir. Kanatlı ve borulu 2 nolu ısı değiştirici (2 sıralı, 3 mm kanat aralığına sahip) için üç tekrarlı deney için minimum ve maksimum hava hızı, nem ve hava sıcaklığı değerleri seçilmiştir.



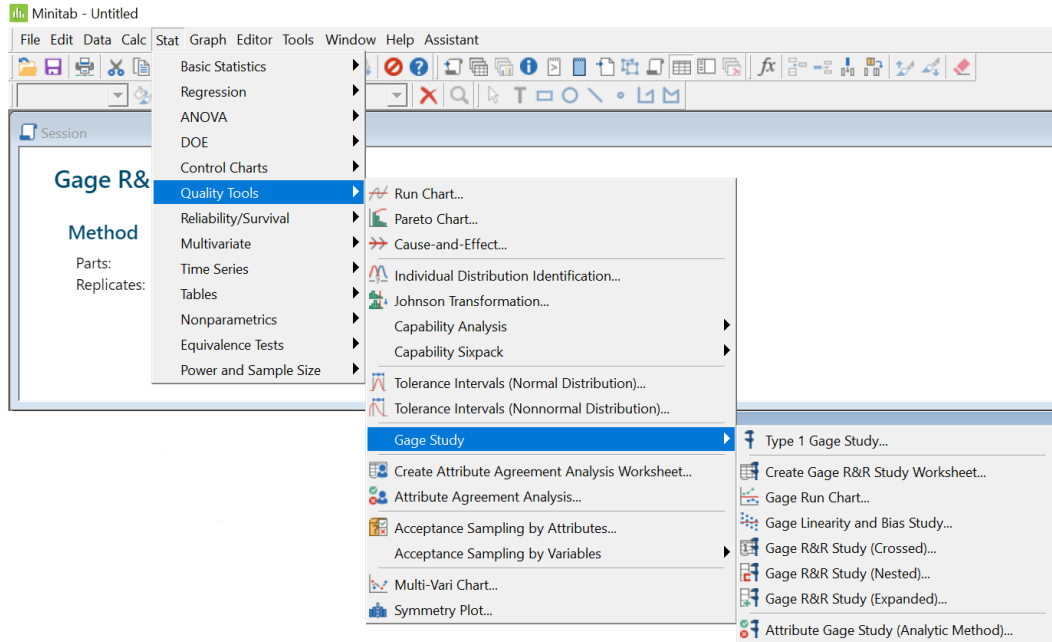
Şekil 3.12 Gage R&R deney planı hazırlama

Şekil 3.12’de görüldüğü gibi ölçüm yeterliliği analizi için deney seti oluşturabilmek amacıyla “Create Gage R&R Study Worksheet” aracı kullanılmıştır.



Şekil 3.13 Gage R&R deney setinin oluşturulması

Şekil 3.13 tekrarlanabilirlik analizleri için deney setinin oluşturulması esnasında tekrarlanacak deney koşullarını ve tekrar sayısını göstermektedir.



Şekil 3.14 Gage R&R analizi

Yapılan deneyler sonucunda ölçüm yeterliliği analizi yapabilmek amacıyla “Quality Tools-Gage R&R Study (Crossed)” aracı Şekil 3.14’te gösterildiği gibi kullanılmıştır. Bu analiz için gerekli seçimler Şekil 3.15’de görüldüğü gibi yapılmıştır.

Şekil 3.15 Gage R&R analizi veri seti seçimi

Tablo 3.4 Tekrarlanabilirlik (Ölçüm Yeterliliği) deney planı

Deney Numarası	Ölçüm Değerleri		
	Hız (V)	Sıcaklık (T)	Bağıl Nem (%)
1	1	25	60
2	1	25	80
3	1	35	60
4	1	35	80
5	3	25	60
6	3	25	80
7	3	35	60
8	3	35	80

Tablo 3.4'teki ölçüm tekrarlanabilirliği deney planına göre testler gerçekleştirilerek, hesaplanan değerler kaydedilmiştir. 2 nolu ısı değiştiricisi (2 sıralı, 3 mm kanat aralığına sahip) için 8 farklı deney 3'er tekrarlı olacak şekilde toplam 24 deneyler gerçekleştirilmiştir. Literatürde ve endüstriyel çalışmalarda analiz sonucunun %30'un altında çıkması durumunda, ölçüm yeterliliğinin olduğu kabul edilmektedir [64].

Tablo 3.5 Tekrarlanabilirlik analiz sonuçları

Ölçüm Değişim Kaynakları	% Değişim (Komponent)			
	Q (kJ/s)	ΔP (Pa)	j faktörü	f faktörü
Ölçüm Değerlendirme Kaynağı	Değişim Ölçüm (%SV)			
Toplam Ölçüm Yeterliliği	8,09	1,66	6,11	6,30
Tekrar Edilebilirlik	8,09	1,66	6,11	6,30
Parçalardan Gelen Değişiklik	99,67	99,99	99,81	99,80
Toplam Değişim	100,00	100,00	100,00	100,00

Q (kJ/s) ısı geçişi, ΔP (Pa) Basınç Farkı, j faktörü ve f faktörü için ölçüm yeterliliği analizi sonuçları Tablo 3.5'te verilmiştir. Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi için toplam ölçüm yeterliliği değeri göz önünde bulundurulmaktadır. Toplam ölçüm yeterlilikleri sırasıyla %8,09, %1,66, %6,11 ve %6,30 olarak elde edilmiştir.

3.5 Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kadar ölçümlerde hata değerlerinin belirlenmesi deneysel çalışmaların doğruluğu için önemlidir. Deneylerin doğruluğunu etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Deneysel ölçümler hatalar iki yolla oluşur. İlki deney düzeneği ve ölçüm sistemlerinden kaynaklanan ve kaçınılmaz olan hatalardır. İkincisi ise bu tez kapsamında ihmal edilen ve deneyleri yapan kişiden kaynaklanan hatalardır.

Deney düzeneğinde ölçümler yapılarak belirlenen büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken var ise bunlar x_1, x_2, \dots, x_n olsun. Bu durumda;

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.3)$$

şeklinde olur. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P değerinin hata oranı w_p ;

$$w_p = \bar{P} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bağıntı incelendiğinde hataya sebep olan en büyük değer kolaylıkla tespit edilebilmektedir. Tablo 3.6'da ölçümlerin ve türetilmiş sonuçların belirsizlik analiz sonuçları verilmiştir.

Tablo 3.6 Belirsizlik analizi sonuçları

Ölçümler		Türetilmiş Sonuçlar		
Parametreler	Belirsizlik	Parametreler	Kuru	Islak
\dot{m}_a	$\pm\%0,5 - 0,7$	Re	$\pm\%0,5 - 0,8$	$\pm\%0,4 - 08$
Δp	$\pm\%1,0$	Q	$\pm\%1,5 - 3,8$	$\pm\%3,4 - 9,7$
T	$\pm 0,15 \text{ }^\circ\text{C}$	j factor	$\pm\%1,6 - 3,9$	$\pm\%3,6 - 9,9$
RH	$\pm\%3,0$	f factor	$\pm\%1,4 - 4,0$	$\pm\%6,5 - 15,0$

YANIT YÜZEY YÖNTEMİ (RSM)

Yanıt Yüzey Yöntemi, birçok mühendislik uygulamasının modellenmesi ve analizinde kullanılan güçlü bir optimizasyon yöntemidir. Özellikle deneysel çalışmalarda deney sayısını azaltarak zamandan ve enerjiden tasarruf sağlar. Pek çok değişkenin test edilen ürün üzerindeki etkisini matematiksel ve istatistiksel olarak inceleyen tekniklerin birleşimidir. Performans ölçüsü veya kalitesi yanıt olarak bilinir, ancak yanıtlar ve bağımsız değişkenler arasındaki korelasyon bilinmemektedir [65]. RSM, mühendislerin bağımsız değişkenler ve fonksiyonlar arasında daha az sayıda deneyle ilişkiler kurmasına ve bu ilişkileri yorumlamasına yardımcı olur.

$$Y = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_k) \pm \varepsilon \quad (4.1)$$

burada Y yanıt, f bilinmeyen yanıt fonksiyonu, $X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$ bağımsız değişkenler, k bağımsız değişkenlerin sayısı ve ε istatistiksel hatadır.

f fonksiyonu, RSM'de bağımsız değişkenlerin ikinci dereceden bir polinomu ile aşağıdaki gibi temsil edilir;

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i X_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} X_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k \beta_{ij} X_j + \varepsilon \quad (4.2)$$

burada β_0 , β_i , β_{ii} ve β_{ij} ikinci derece modelin bilinmeyen regresyon katsayılarıdır.

RSM hakkında daha fazla bilgi Referanslar [49, 54, 55, 56, 57, 58 ve 65]'da bulunabilir.

Deney tasarımının temel amacı incelenen çalışma kapsamındaki girdi parametrelerinin çıktılar üzerinde neden-sonuç ilişkisini etkin bir şekilde incelemek için veri altyapısı oluşturmaktır.

Deney tasarımının temel amacı, çalışma kapsamında girdi parametreleri ile çıktılar arasındaki neden-sonuç ilişkisini etkin bir şekilde inceleyecek parametrelerin tespit edilmesidir. Literatürde en sık kullanılan deney tasarım yöntemleri Tam faktöriyel, Azaltılmış faktöriyel, Merkezi Bileşik Tasarım, Box-Behnken, Latin

Hiper Küp yöntemleridir [65]. Bu çalışmada kuru durum deneyleri için Tam faktöriyel dizayn seçilmiştir. Tam faktöriyel dizayn girdi parametrelerinin tüm seviyelerinin birbiriyle kombinasyonu incelemektedir. Islak durum deneyleri için ise Box-Behnken yöntemi ve bu deney noktalarına ek olarak ilave deney noktaları belirlenmiştir. Bu çalışmada Box-Behnken Dizayn yönteminin seçilmesinin nedeni; deney sayısının az olması ve çalışmaya uygun olmasıdır.

Belirleme Katsayısı (R^2); Analiz değerlerin ölçülen değerlere ne kadar yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir. 0 ile 1 arasındaki değer yüzde olarak yorumlanır. Değer 1'e yaklaştıkça model tahmininin daha iyi olduğu anlamına gelmektedir.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.3)$$

Y: Gerçek Yanıt Yüzey Değerleri

y_i : Yanıt Yüzey Yaklaşımı ile Elde Edilen Sonuçları

\hat{y}_i : i.ninci cevabın tahmini

Düzeltilmiş Belirleme Katsayısı (R^2 -adj): Belirleme katsayısı hesaplanmasında örneklem büyüklüğünü de dikkate alan hesaplamadır. R^2 -adj değeri her zaman R^2 değerinden daha küçük değerler vermektedir.

$$R^2_{adj} = 1 - \frac{\frac{1}{k - (p + 1)} \sum_{i=1}^k (y_i - \hat{y}_i)^2}{\frac{1}{k - 1} \sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.4)$$

4.1 Box-Behnken Dizayn

- Toplam deneysel çalışma sayısının hesaplanması

$$N = 2k(k - 1) + cp \quad (4.5)$$

burada k faktör sayısı ve cp merkezi noktaların sayısıdır.

- Aralarında eşit aralıklarla tüm faktör düzeylerinin yalnızca üç düzeyi (-1, 0, +1) vardır. Bunlar minimum nokta (-1), orta nokta (0) ve maksimum nokta (+1)'dir.

Box-Bekhnen yöntemi, Box ve Wilson [66] tarafından Merkezi Bileşik Tasarım yaklaşımının özel bir formu olarak geliştirilmiştir.

4.2 Yanıt Optimizasyonu

Minitab 18 programı kullanılarak ısı değiştiricilerin optimizasyonu için RSM'nin yanıt optimize edicisi kullanılmaktadır. Normalde, ısı değiştirici optimizasyonunda ısı transferini maksimize etmek ve basınç kaybını minimuma indirmek istenir. Ancak ısı transferi arttığında basınç kaybı da artar. JF, ısıl akış performansını değerlendirmek için bir optimizasyon faktörü olarak seçilmiştir. Yanıt iyileştiricisinin amacı, JF değerini maksimum değerini elde etmektir. Boru sıra sayısı kesirli olamayacağı için optimizasyon çalışmasında tamsayı olarak tasarlanmıştır. Yanıt iyileştirici, her parametre için yalnızca bir değer verir. Optimizasyon çalışmalarıyla alakalı detaylı inceleme için Gönül [65] tarafından hazırlanan doktora tezi incelenebilir.

Bu çalışmada dokuz adet düz kanatlı ve borulu ısı değiştiricisinin j ve f faktörleri, ıslak durum için beş farklı girdi parametresine ve kuru durum için üç farklı girdi parametresine göre analiz edilmiştir.

5.1 İstatistiksel analiz – RSM Modeli

Isı değiştiricilerin j -faktörü ve f –faktörü; ıslak durum için hız, sıcaklık, bağıl nem, kanat aralığı ve boru sıra sayısı parametrelerini içeren istatistiksel RSM tabanlı bir BBD kullanılarak bu çalışmada analiz edilmiştir. Tablo 5.1, ıslak durum için girdi değişkenlerini göstermektedir.

Tablo 5.1 Girdi değişkenlerinin kodlanmış ve gerçek değerleri

Faktör	İsim	Kodlanmış Değerler			Gerçek Değerler		
		Min.	Orta	Maks.	Min.	Orta	Maks.
A	Hız, V	-1	0	1	1	2	3
B	Sıcaklık, T	-1	0	1	25	30	35
C	Bağıl Nem, RH	-1	0	1	60	70	80
D	Kanat Aralığı, s	-1	0	1	2	3	4
E	Boru Sıra Sayısı, N	-1	0	1	2	4	6

Bu çalışmada, minimum sayıda deney ile mümkün olduğunca fazla bilgi elde etmek için BBD ile aday test noktaları belirlenmiştir. BBD'ye ek deneyler eklenerek daha doğru bir yaklaşıma ulaşılması hedeflenmiştir. Tablo 5.2, BBD'ye dayalı RSM kullanılarak ıslak durum deneylerini ve ek deneyleri göstermektedir. BBD'ye dayalı tasarım sonucunda, 46 deney, beş tasarım parametresine dayalı olarak minimum, orta ve maksimum değerlere rasgele dağıtılır. Ayrıca 4 adet ısı değiştirici için 36 deney eklenmiştir. Toplamda 82 deney gerçekleştirilmiştir. Deneysel parametrelere bağımlı j ve f faktörleri üzerindeki etkileri, regresyon katsayıları kullanılarak araştırılmıştır. Tablo 5.2'de gösterilen deneylerin ilk 46'sı

Box-Behnken Dizaynının sonucunda oluşturulan deney noktalarıdır, geri kalan deney noktaları ek deneylerdir.

Tablo 5.2 Islak durum için deney noktaları ve çıktılar

Deney Numarası	Deney Parametreleri					Sonuçlar	
	Hız (V)	Sıcaklık (T)	Bağıl Nem (RH)	Kanat Aralığı (s)	Boru Sıra Sayısı (N)	j faktör	f faktör
1	2	35	70	3	2	0,0185	0,0255
2	2	30	70	3	4	0,0145	0,0142
3	2	25	80	3	4	0,0144	0,0125
4	2	30	70	3	4	0,0148	0,0144
5	3	25	70	3	4	0,0098	0,0130
6	3	30	70	3	6	0,0090	0,0143
7	2	25	70	3	6	0,0090	0,0140
8	2	25	70	3	2	0,0144	0,0240
9	1	30	70	4	4	0,0197	0,0192
10	2	30	70	2	6	0,0088	0,0173
11	1	30	70	2	4	0,0142	0,0214
12	2	35	70	2	4	0,0126	0,0163
13	2	30	70	3	4	0,0143	0,0144
14	3	35	70	3	4	0,0126	0,0150
15	1	30	80	3	4	0,0200	0,0232

Tablo 5.2 Islak durum için deney noktaları ve çıktıları (devam)

16	2	30	60	3	2	0,0129	0,0244
17	1	30	70	3	2	0,0202	0,0392
18	1	30	70	3	6	0,0145	0,0206
19	1	35	70	3	4	0,0208	0,0243
20	2	30	70	3	4	0,0139	0,0143
21	2	30	60	2	4	0,0096	0,0157
22	2	25	70	4	4	0,0112	0,0148
23	2	30	70	2	2	0,0133	0,0238
24	3	30	70	3	2	0,0123	0,0205
25	1	30	60	3	4	0,0163	0,0227
26	2	35	60	3	4	0,0139	0,0168
27	2	30	80	4	4	0,0150	0,0158
28	2	30	80	2	4	0,0122	0,0159
29	2	30	80	3	2	0,0167	0,0247
30	3	30	80	3	4	0,0124	0,0139
31	2	30	70	4	2	0,0176	0,0207
32	2	30	70	4	6	0,0115	0,0141
33	2	25	60	3	4	0,0114	0,0125
34	3	30	70	2	4	0,0075	0,0161
35	2	35	70	3	6	0,0126	0,0149

Tablo 5.2 Islak durum için deney noktaları ve çıktıları (devam)

36	2	30	80	3	6	0,0124	0,0145
37	1	25	70	3	4	0,0159	0,0218
38	2	30	60	4	4	0,0117	0,0156
39	3	30	70	4	4	0,0105	0,0157
40	2	35	70	4	4	0,0159	0,0162
41	3	30	60	3	4	0,0099	0,0133
42	2	35	80	3	4	0,0169	0,0168
43	2	30	70	3	4	0,0146	0,0142
44	2	25	70	2	4	0,0094	0,0153
45	2	30	60	3	6	0,0096	0,0143
46	2	30	70	3	4	0,0144	0,0143
47	1	25	60	2	2	0,0150	0,0357
48	1	25	70	2	2	0,0173	0,0369
49	1	25	80	2	2	0,0192	0,0378
50	1	35	80	2	2	0,0249	0,0406
51	2	35	80	2	2	0,0172	0,0242
52	3	35	80	2	2	0,0112	0,0214
53	3	25	60	2	2	0,0077	0,0162
54	3	30	60	2	2	0,0082	0,0155
55	3	35	60	2	2	0,0091	0,0166

Tablo 5.2 Islak durum için deney noktaları ve çıktıları (devam)

56	1	25	60	4	2	0,0187	0,0238
57	1	25	70	4	2	0,0201	0,0245
58	1	25	80	4	2	0,0230	0,0244
59	1	35	80	4	2	0,0272	0,0311
60	2	35	80	4	2	0,0199	0,0217
61	3	35	80	4	2	0,0175	0,0199
62	3	25	60	4	2	0,0123	0,0174
63	3	30	60	4	2	0,0131	0,0188
64	3	35	60	4	2	0,0177	0,0199
65	1	25	60	2	6	0,0090	0,0182
66	1	25	70	2	6	0,0100	0,0182
67	1	25	80	2	6	0,0107	0,0206
68	1	35	80	2	6	0,0148	0,0217
69	2	35	80	2	6	0,0110	0,0177
70	3	35	80	2	6	0,0088	0,0148
71	3	25	60	2	6	0,0060	0,0133
72	3	30	60	2	6	0,0068	0,0132
73	3	35	60	2	6	0,0073	0,0149
74	1	25	60	4	6	0,0119	0,0199
75	1	25	70	4	6	0,0136	0,0200

Tablo 5.2 Islak durum için deney noktaları ve çıktılar (devam)

76	1	25	80	4	6	0,0153	0,0200
77	1	35	80	4	6	0,0212	0,0213
78	2	35	80	4	6	0,0146	0,0144
79	3	35	80	4	6	0,0116	0,0144
80	3	25	60	4	6	0,0073	0,0131
81	3	30	60	4	6	0,0084	0,0125
82	3	35	60	4	6	0,0093	0,0144

Tablo 5.3, alın hava hızının, kanat aralığı ve boru sıra sayısı için tam faktöriyel olarak kuru durum deneylerini göstermektedir. Kuru durum için 27 deney yapılmıştır. Deneysel parametrelere bağımlı j ve f faktörleri üzerindeki etkileri regresyon katsayıları kullanılarak araştırılmıştır.

Tablo 5.3 Kuru durum için deney noktaları ve çıktılar

Deney Numarası	Deney Parametreleri			Sonuçlar	
	Hız (V)	Kanat Aralığı (s)	Boru Sıra Sayısı (N)	j faktör	f faktör
1	1	2	2	0,0095	0,0262
2	2	2	2	0,0065	0,0131
3	3	2	2	0,0054	0,0103
4	1	3	2	0,0098	0,0363
5	2	3	2	0,0084	0,0157
6	3	3	2	0,0070	0,0139

Tablo 5.3 Kuru durum için deney noktaları ve çıktıları (devam)

7	1	4	2	0,0089	0,0211
8	2	4	2	0,0071	0,0122
9	3	4	2	0,0059	0,0111
10	1	2	4	0,0064	0,0177
11	2	2	4	0,0057	0,0108
12	3	2	4	0,0043	0,0085
13	1	3	4	0,0093	0,0206
14	2	3	4	0,0079	0,0102
15	3	3	4	0,0077	0,0081
16	1	4	4	0,0094	0,0181
17	2	4	4	0,0068	0,0102
18	3	4	4	0,0059	0,0087
19	1	2	6	0,0051	0,0162
20	2	2	6	0,0041	0,0100
21	3	2	6	0,0036	0,0076
22	1	3	6	0,0066	0,0164
23	2	3	6	0,0050	0,0097
24	3	3	6	0,0041	0,0073
25	1	4	6	0,0077	0,0162
26	2	4	6	0,0058	0,0096

Tablo 5.3 Kuru durum için deney noktaları ve çıktılar (devam)

27	3	4	6	0,0052	0,0082
----	---	---	---	--------	--------

$$T_{\text{hava,giriş}} = 30^{\circ}\text{C}, \text{RH} \leq 40, \text{Çiğ Noktası} < 15^{\circ}\text{C}, T_{\text{su,giriş}} = 15-17^{\circ}\text{C}$$

5.1.1 Farklılık Analizleri ve Model Tahminleri

DeneySEL modellerin regresyonunu ve uygun analizini sağlamak için farklılık analizi kullanılır. Farklılık analizi (ANOVA), verilerin bir analitik yazılım programına (Minitab 18) girilmesiyle gerçekleştirilmiştir.

Islak durum için; Tablo 5.4 ve 5.5'e göre bu model, j ve f faktörleri için R^2 'nin değerleri sırasıyla %96,61 ve %91,94'tür. Elde edilen ANOVA analizi sonuçlarına göre oluşturulan modeller j ve f faktörlerinin değerlerinin hesaplanması için uygundur.

Tablo 5.4 Islak durum için j faktörünün farklılık analizi sonuçları

Kaynaklar	DF	Adj SS	Adj MS	F-Değeri	P-Değeri
Model	20	0,001491	0,000075	87,02	0,000
Birinci Dereceden	5	0,001394	0,000279	325,52	0,000
V	1	0,000516	0,000516	601,93	0,000
T	1	0,000118	0,000118	137,63	0,000
RH	1	0,000071	0,000071	83,32	0,000
s	1	0,000170	0,000170	198,33	0,000
N	1	0,000378	0,000378	44,2	0,000
Kare	5	0,000033	0,000007	7,82	0,000
V*V	1	0,000016	0,000016	18,11	0,000
T*T	1	0,000002	0,000002	2,25	0,138

Tablo 5.4 Islak durum için j faktörünün farklılık analizi sonuçları (devam)

RH*RH	1	0,000000	0,000000	0,02	0,902
s*s	1	0,000018	0,000018	21,19	0,000
N*N	1	0,000000	0,000000	0,22	0,640
İkili Etkileşim	10	0,000057	0,000006	6,60	0,000
V*T	1	0,000002	0,000002	1,83	0,181
V*RH	1	0,000006	0,000006	6,97	0,011
V*s	1	0,000000	0,000000	0,48	0,490
V*N	1	0,000017	0,000017	19,26	0,000
T*RH	1	0,000000	0,000000	0,54	0,466
T*s	1	0,000002	0,000002	2,63	0,110
T*N	1	0,000000	0,000000	0,58	0,450
RH*s	1	0,000000	0,000000	0,06	0,809
RH*N	1	0,000001	0,000001	0,68	0,411
s*N	1	0,000004	0,000004	4,56	0,037
Hata	61	0,000052	0,000001		
Uygunsuzluk	56	0,000052	0,000001	9,87	0,009
Saf Hata	5	0,000000	0,000000		
Toplam	81	0,001543			

$R^2=96,61$ ve $R^2\text{-adj}=95,50$

* İstatistiksel anlamlılık $P<0,05$ olarak tanımlanmaktadır.

Tablo 5.5 Islak durum için *f* faktörünün farklılık analizi sonuçları

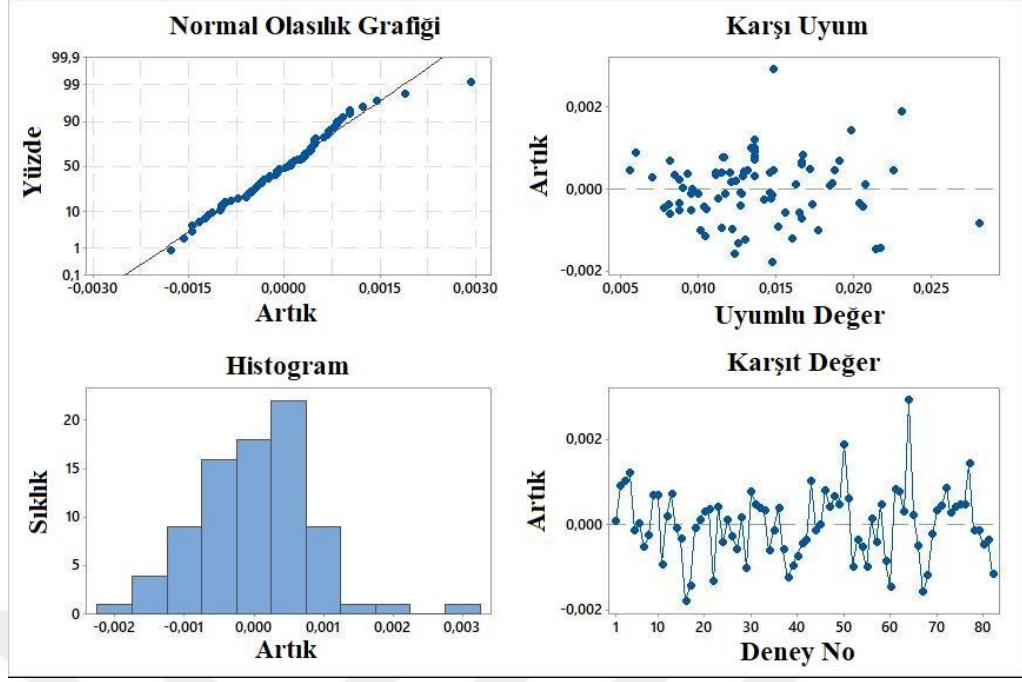
Kaynaklar	DF	Adj SS	Adj MS	F-Değeri	P-Değeri
Model	20	0,002941	0,000147	34,81	0,000
Birinci Dereceden	5	0,002130	0,000426	100,84	0,000
V	1	0,000937	0,000937	221,89	0,000
T	1	0,000046	0,000046	10,83	0,002
RH	1	0,000011	0,000011	2,54	0,116
s	1	0,000060	0,000060	14,12	0,000
N	1	0,000953	0,000953	225,57	0,000
Kare	5	0,000401	0,000080	18,98	0,000
V*V	1	0,000152	0,000152	36,03	0,000
T*T	1	0,000000	0,000000	0,00	0,962
RH*RH	1	0,000002	0,000002	0,39	0,532
s*s	1	0,000001	0,000001	0,35	0,558
N*N	1	0,000220	0,000220	52,19	0,000
İkili Etkileşim	10	0,000278	0,000028	6,58	0,000
V*T	1	0,000008	0,000008	1,78	0,187
V*RH	1	0,000003	0,000003	0,68	0,414
V*s	1	0,000031	0,000031	7,40	0,008
V*N	1	0,000107	0,000107	25,40	0,000

Tablo 5.5 Islak durum için f faktörünün farklılık analizi sonuçları (devam)

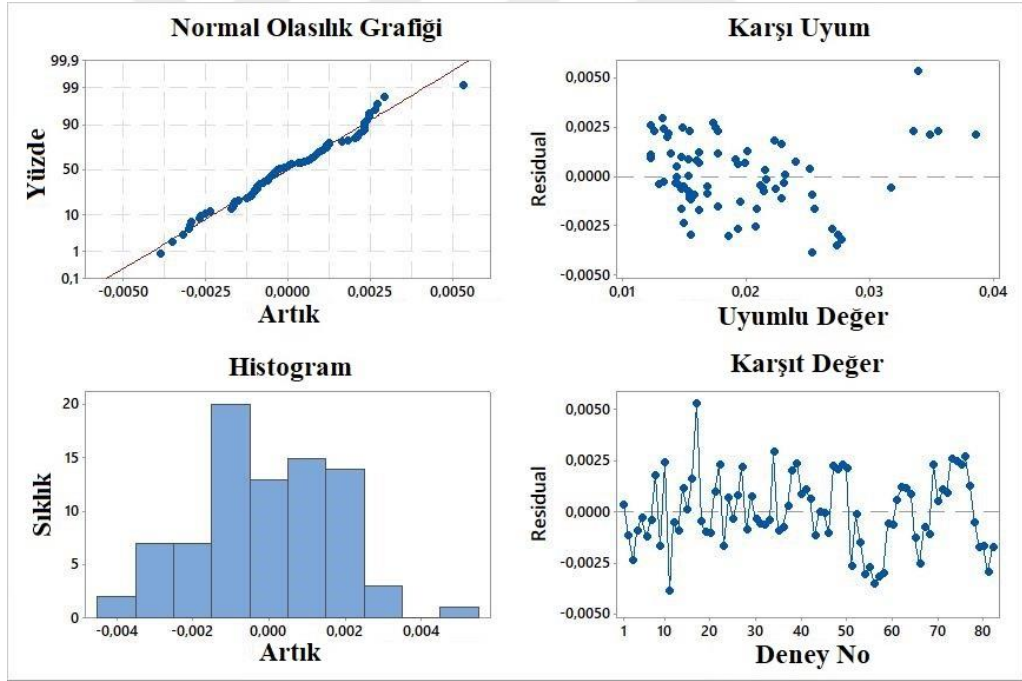
T*RH	1	0,000002	0,000002	0,57	0,453
T*s	1	0,000003	0,000003	0,60	0,442
T*N	1	0,000003	0,000003	0,83	0,367
RH*s	1	0,000006	0,000006	1,42	0,238
RH*N	1	0,000000	0,000000	0,02	0,898
s*N	1	0,000041	0,000041	9,80	0,003
Hata	61	0,000258	0,000004		
Uygunsuzluk	56	0,000258	0,000005	575,12	0,000
Saf Hata	5	0,000000	0,000000		0,000
Toplam	81	0,003199			

$R^2=91,94$ ve $R^2\text{-adj}=89,30$

Şekil 5.1 ve 5.2, ıslak durum için j ve f faktörlerinin artık diyagramlarını göstermektedir ve gözlemlenen ve tahmin edilen değerler arasında iyi bir uyum görülmektedir. Denklem 5.1, test düzeneği sonuçları ile j ve f faktörlerinin ıslak durum için değişimleri arasındaki ilişkinin genel biçimini göstermektedir.



Şekil 5.1 Islak durum için j faktörünün artık grafikleri



Şekil 5.2 Islak durum için f faktörünün artık grafikleri

$$\begin{aligned}
 j, f = & A + BV + CT + DRH + Es + FN + GV * V + HT * T + IRH * RH \\
 & + Js * s + KN * N + LV * T + MV * RH + NV * s + OV \\
 & * N + MT * RH + NT * s + OT * N + PRH * s + QRH * N \\
 & + Rs * N
 \end{aligned} \quad (5.1)$$

Kuru durum için; Tablo 5.6 ve 5.7'ye göre bu model, j ve f faktörleri için R^2 'nin değerleri sırasıyla %91,83 ve %87,39'dur. Elde edilen ANOVA analizi sonuçlarına göre oluşturulan modeller j ve f faktörlerinin değerlerinin hesaplanması için uygundur.

Tablo 5.6 Kuru durum için j faktörünün farklılık analizi sonuçları

Kaynaklar	DF	Adj SS	Adj MS	F-Değeri	P-Değeri
Model	9	0,000077	0,000009	21,24	0,000
Birinci Dereceden	3	0,000071	0,000024	58,36	0,000
V	1	0,000038	0,000038	94,99	0,000
s	1	0,000007	0,000007	16,62	0,001
N	1	0,000026	0,000026	63,48	0,000
Kare	3	0,000003	0,000001	2,45	0,099
V*V	1	0,000000	0,000000	0,70	0,416
s*s	1	0,000002	0,000002	5,95	0,026
N*N	1	0,000000	0,000000	0,70	0,416
İkili Etkileşim	3	0,000004	0,000001	2,91	0,065
V*s	1	0,000000	0,000000	0,25	0,624
V*N	1	0,000001	0,000001	2,24	0,153
s*N	1	0,000003	0,000003	6,23	0,023
Hata	17	0,000007	0,000000		
Toplam	26	0,000084			

$R^2=91,83$ ve $R^2\text{-adj}=87,51$

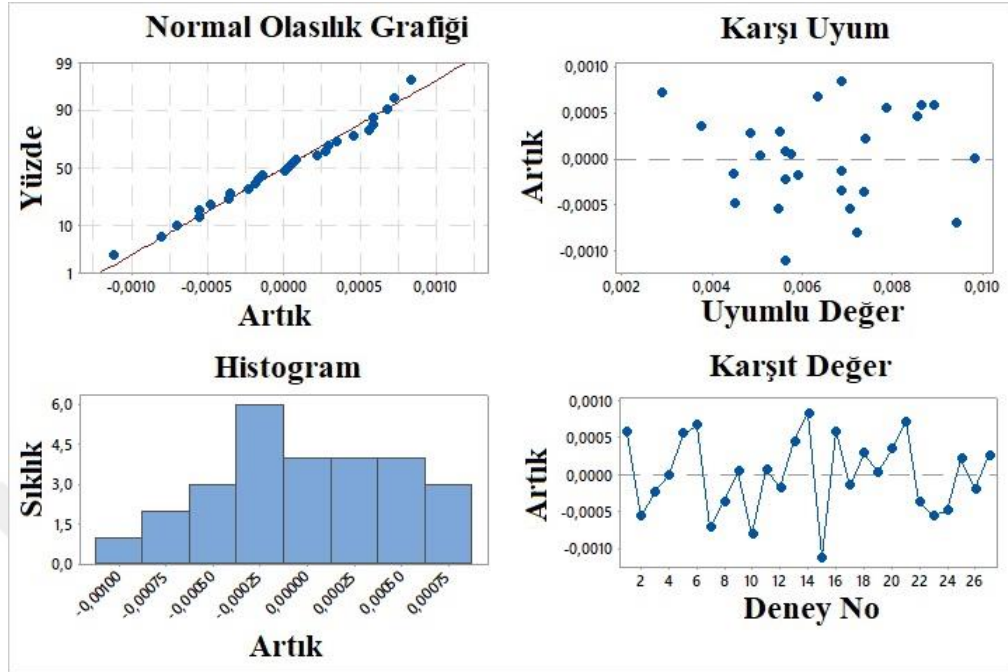
Tablo 5.7 Kuru durum için f faktörünün farklılık analizi sonuçları

Kaynaklar	DF	Adj SS	Adj MS	F-Değeri	P-Değeri
Model	9	0,000978	0,000109	13,09	0,000
Birinci Dereceden	3	0,000792	0,000264	31,80	0,000
V	1	0,000580	0,000580	69,89	0,000
s	1	0,000005	0,000005	0,59	0,452
N	1	0,000207	0,000207	24,90	0,000
Kare	3	0,000134	0,000045	5,39	0,009
V*V	1	0,000086	0,000086	10,37	0,005
s*s	1	0,000021	0,000021	2,55	0,129
N*N	1	0,000027	0,000027	3,25	0,089
İkili Etkileşim	3	0,000052	0,000017	2,08	0,141
V*s	1	0,000004	0,000004	0,53	0,475
V*N	1	0,000044	0,000044	5,36	0,033
s*N	1	0,000003	0,000003	0,34	0,569
Hata	17	0,000141	0,000008		
Toplam	26	0,001119			

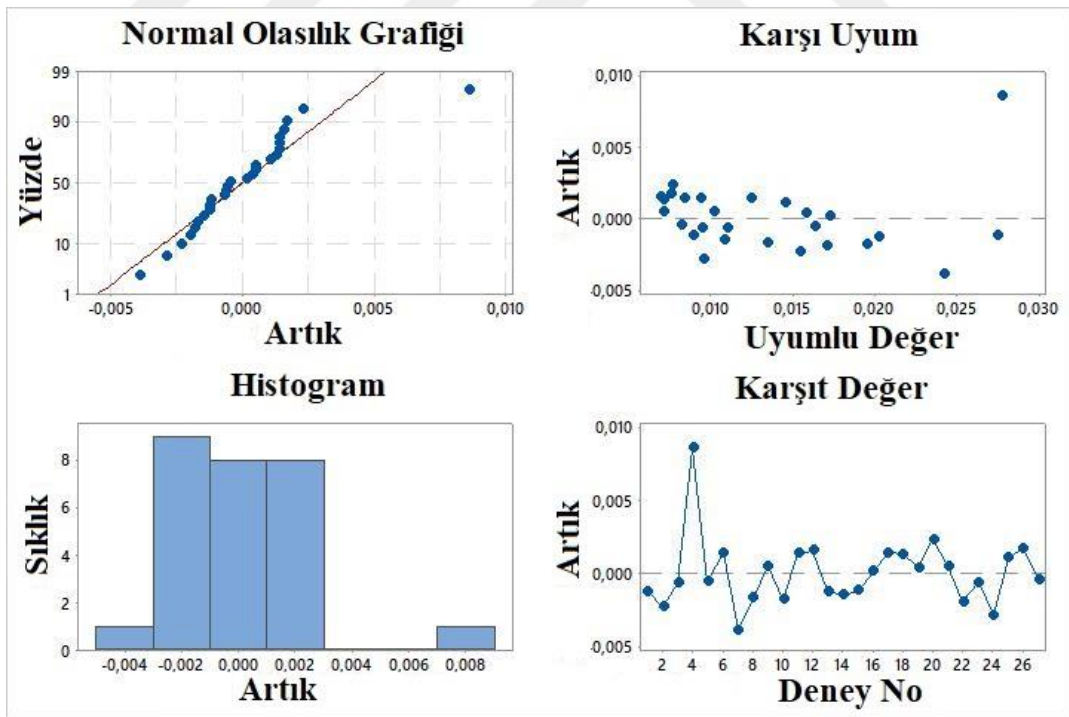
$R^2=87,39$ ve $R^2\text{-adj}=80,71$

Şekil 5.3 ve 5.4, kuru durum için j ve f faktörlerinin artık diyagramlarını göstermektedir ve gözlemlenen ve tahmin edilen değerler arasında iyi bir uyum

görülmektedir. Denklem 5.2, test düzeneği sonuçları ile j ve f faktörlerinin kuru durum için değişimler arasındaki ilişkinin genel biçimini göstermektedir.



Şekil 5.3 Kuru durum için j faktörünün artık grafikleri



Şekil 5.4 Kuru durum için f faktörünün artık grafikleri

$$j, f = A + BV + Cs + DN + EV * V + Fs * s + GN * N + HV * s + IV * N + Js * N \quad (5.2)$$

5.1.2 RSM Analiz Sonuçları

Bu bölümde, prosedürleri açıkça tanımlamak ve korelasyon türetme için önerilen yaklaşımın fizibilitesini doğrulamak için bağımlı değişkenler ayrıntılı olarak analiz edilmiş ve sunulmuştur.

Islak Durum için;

$$\begin{aligned} j = & 0,0034 - 0,00176 V - 0,000762 T + 0,000163 RH + 0,00820 s \\ & - 0,000491 N + 0,001007 V * V + 0,000014 T * T \\ & - 0,001170 s * s - 0,000030 N * N - 0,000073 V * T \\ & - 0,000071 V * RH - 0,000131 V * s + 0,000415 V * N \\ & + 0,000004 T * RH + 0,000061 T * s - 0,000014 T * N \\ & - 0,000005 RH * s - 0,000008 RH * N - 0,000156 s * N \end{aligned} \quad (5.3)$$

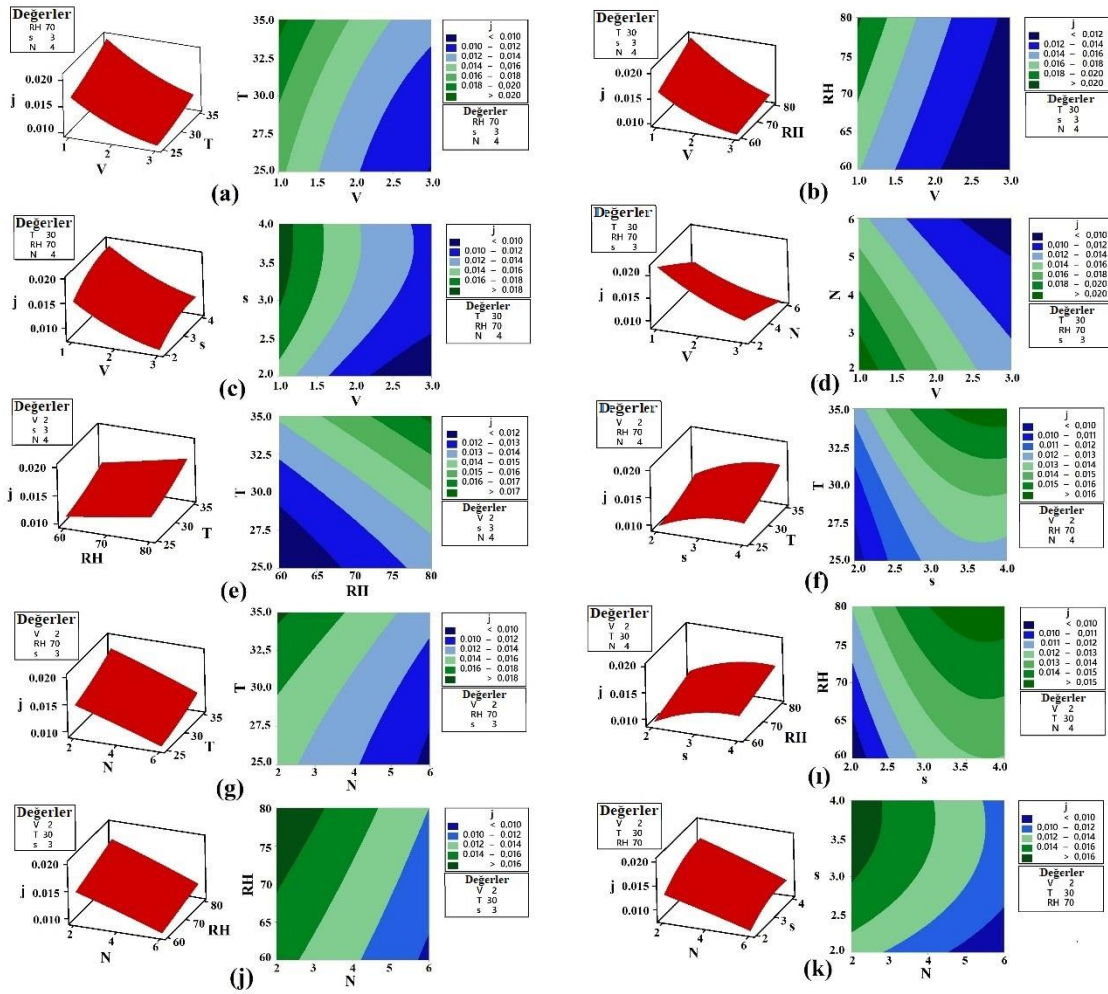
$$\begin{aligned} f = & 0,0253 - 0,02383 V + 0,00119 T + 0,000848 RH - 0,00185 s \\ & - 0,01260 N + 0,003153 V * V - 0,000001 T * T \\ & - 0,000003 RH * RH - 0,000332 s * s + 0,001019 N * N \\ & - 0,000160 V * T + 0,000049 V * RH + 0,001142 V * s \\ & + 0,001057 V * N - 0,000009 T * RH + 0,000065 T * s \\ & - 0,000038 T * N - 0,000050 RH * s - 0,000003 RH * N \\ & + 0,000509 s * N \end{aligned} \quad (5.4)$$

Kuru Durum için;

$$\begin{aligned} j = & 0,00794 - 0,0026 V + 0,00368 s - 0,001126 N + 0,000217 V * V \\ & - 0,000633 s * s - 0,000054 N * N - 0,000092 V * s \\ & + 0,0001137 V * N + 0,000229 s * N \end{aligned} \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} f = & 0,515 - 0,02651 + 0,00856 s - 0,00859 N + 0,00379 V * V \\ & - 0,00188 s * s + 0,000531 N * N + 0,000608 V * s \\ & + 0,000962 V * N + 0,000242 s * N \end{aligned} \quad (5.6)$$

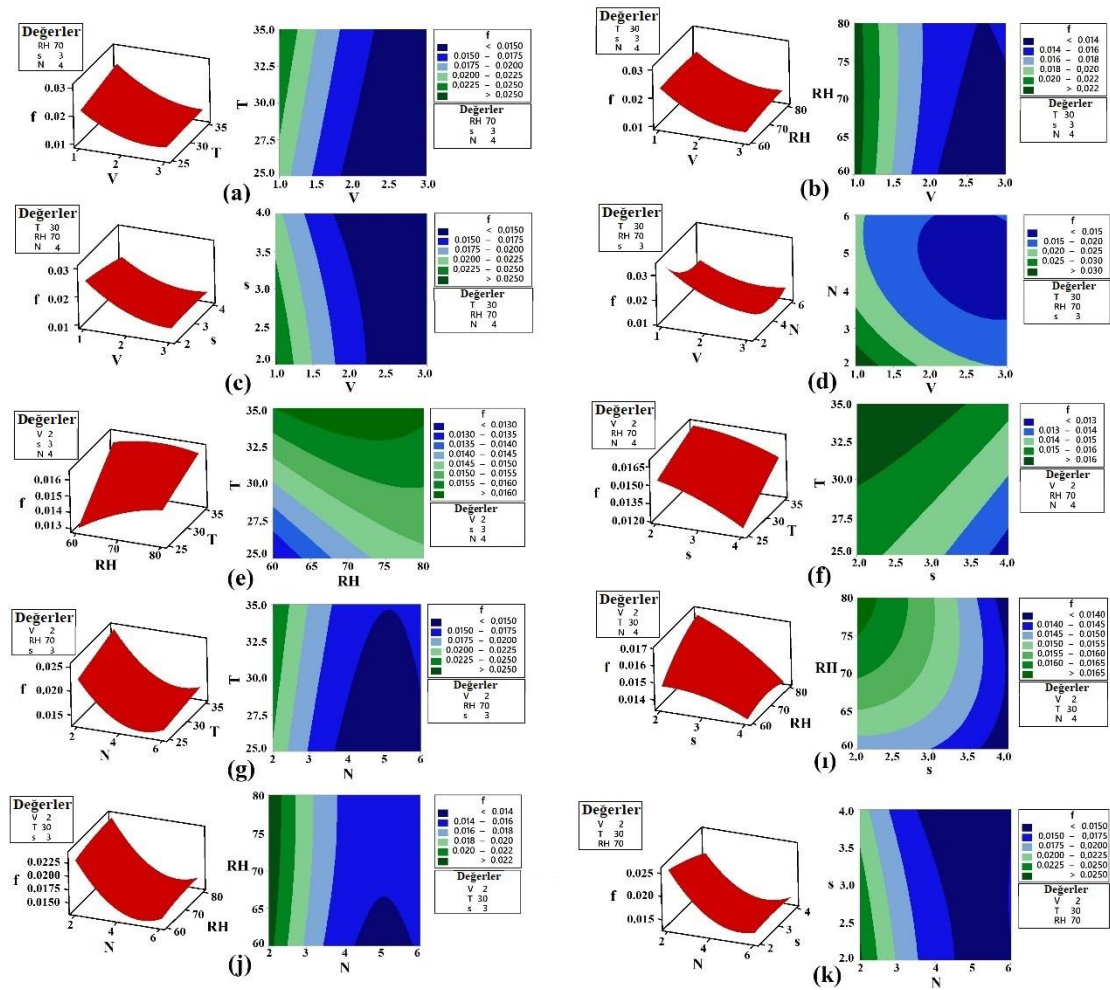
Girdi tasarım parametrelerinin j faktörü ve f faktörü üzerindeki etkisi, ıslak durum için sırasıyla Şekil 5.5 ve 5.6'da gösterilmektedir:



Şekil 5.5 Islak durum için girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkileri (a) V-T, (b) V-RH, (c) V-s, (d) V-N, (e) RH-T, (f) s-T, (g) N-T, (i) s-RH, (j) N-RH, (k) N-s

Şekil 5.5, hız (V), sıcaklık (T), bağıl nem (RH), kanat aralığı (s) ve boru sıra sayısı (N) değişiklikleri açısından j faktörüne etkilerini göstermektedir. j faktörü, artan hız ve boru sıra sayısı değerleri ile azalır. j faktörü artan sıcaklık, bağıl nem ve kanat aralığı değerleri ile artar. Artan hız ile bağıl nemin j faktörü üzerindeki etkisi

azalır. Bu durumun olası bir açıklaması; artan hız ile kanat yüzeyi tamamen ıslak olabilir ve bağıl nem etkisi daha az etkili olabilir.

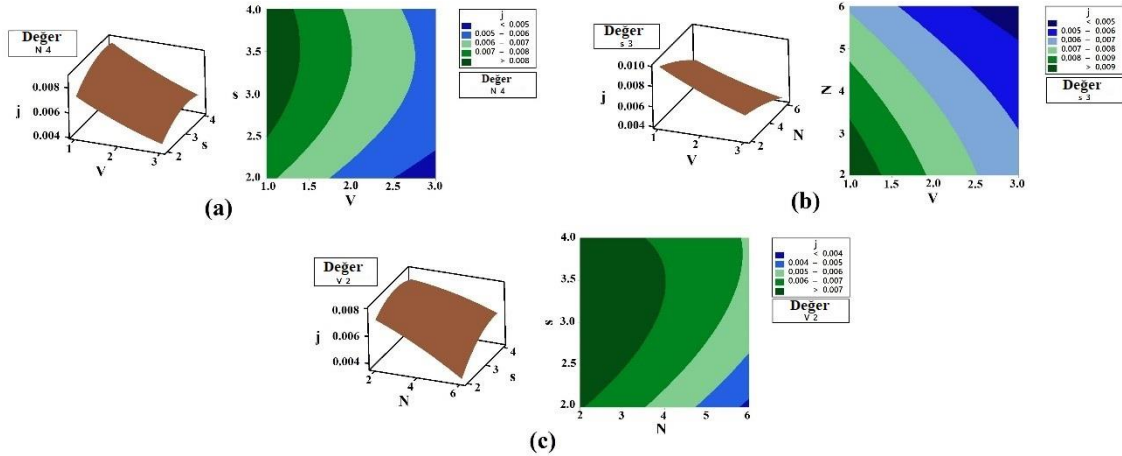


Şekil 5.6 Islak durum için girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkileri (a) V-T, (b) V-RH, (c) V-s, (d) V-N, (e) RH-T, (f) s-T, (g) N-T, (i) s-RH, (j) N-RH, (k) N-s

Şekil 5.6, hız (V), sıcaklık (T), bağıl nem (RH), kanat aralığı (s), boru sıra sayısı değişimleri açısından f faktörüne etkilerini göstermektedir. f faktörü, artan hız, kanat aralığı ve boru sıra sayısı değerleri ile azalır. Artan sıcaklık ve bağıl nem değerleri ile f faktörü artar. Kanat aralığının etkisi, artan hız ile f faktörü üzerinde azalır. Bu durumun olası bir açıklaması olarak; artan hız ile kanat yüzeyinde su

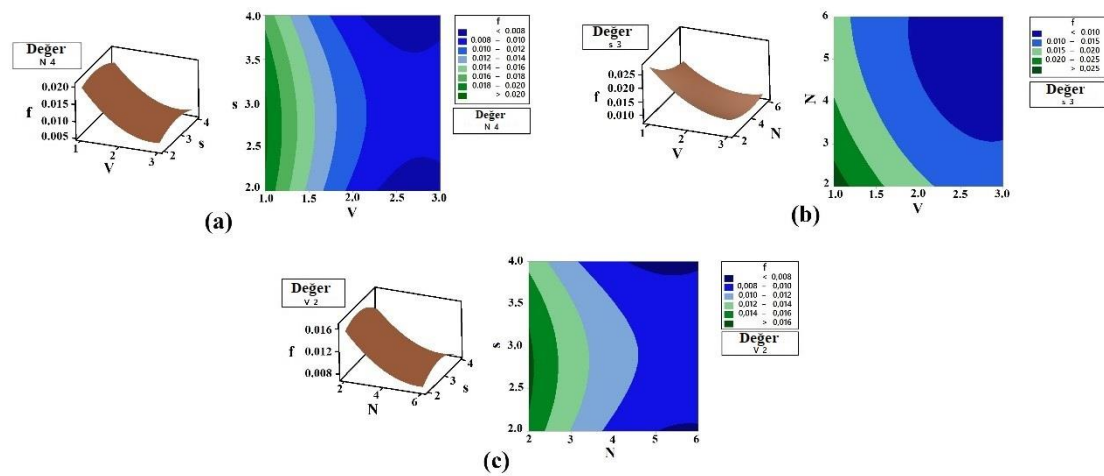
köprülerinin oluşumu azaltılabilir ve kanatçık yüzeyinden su damlacıkları hızla ayrılabilir şekilde yorumlanabilir.

Girdi tasarım parametrelerinin j faktörü ve f faktörü üzerindeki etkisi, kuru durum için sırasıyla Şekil 5.7 ve 5.8'da gösterilmektedir:



Şekil 5.7 Kuru durum için girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkileri (a)V-s, (b)V-N, (c)N-s

Şekil 5.7, kuru durum için hız (V), kanat aralığı (s) ve boru sıra sayısı (N) değişiklikleri açısından j faktörüne etkilerini göstermektedir. j faktörü, artan hız ve boru sıra sayısı değerleri ile azalır. j faktörü kanat aralığı değerinin artması ile artar.



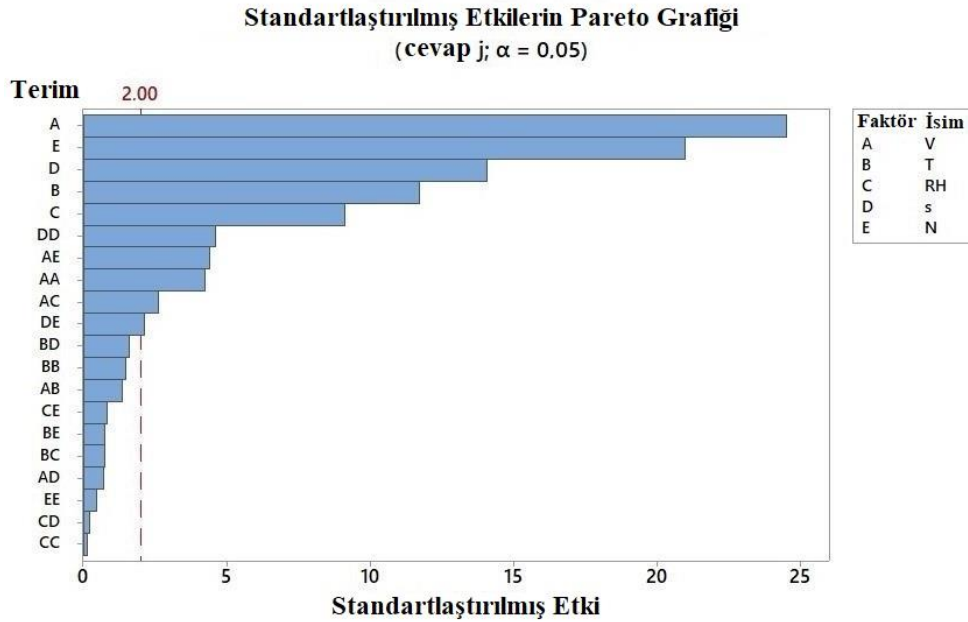
Şekil 5.8 Kuru durum için girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkileri (a)V-s, (b)V-N, (c)N-s

Şekil 5.8, hız (V), kanat aralığı (s) ve boru sıra sayısı (N) değişiklikleri açısından f faktörüne etkilerini göstermektedir. f faktörü, artan hız ve boru sıra sayısı değerleri ile azalır. f faktörü artan kanat aralığı değeri ile artar.

5.1.3 RSM - Pareto Analiz Sonuçları

Pareto grafikleri, yanıtın değişkenliğine en çok hangi parametrelerin katkıda bulunduğunu bulmak için kullanılır. Birinci Dereceden, Kare ve İkili Etkileşim etkilerinin göreceli büyüklüğü ve istatistiksel önemi, etkilerin bir Pareto Grafiği kullanılarak karşılaştırılır. Etkiler, mutlak değerlerinin azalan sırasına göre çizilir. Grafikte, referans çizgisi, analiz edilen değer için hangi etkilerin önemli olduğunu gösterir. Minitab programı varsayılan olarak 0,05 anlamlılık düzeyi ile referans çizgisi çizer [67]. 0,05 anlamlılık düzeyi, gerçek bir ilişki olmadığında bir ilişkinin var olduğu sonucuna varma riskinin %5 olduğunu gösterir. Grafik ayrıca hangi etkilerin istatistiksel olarak anlamlı olduğunu belirtmek için bir temel çizer [67].

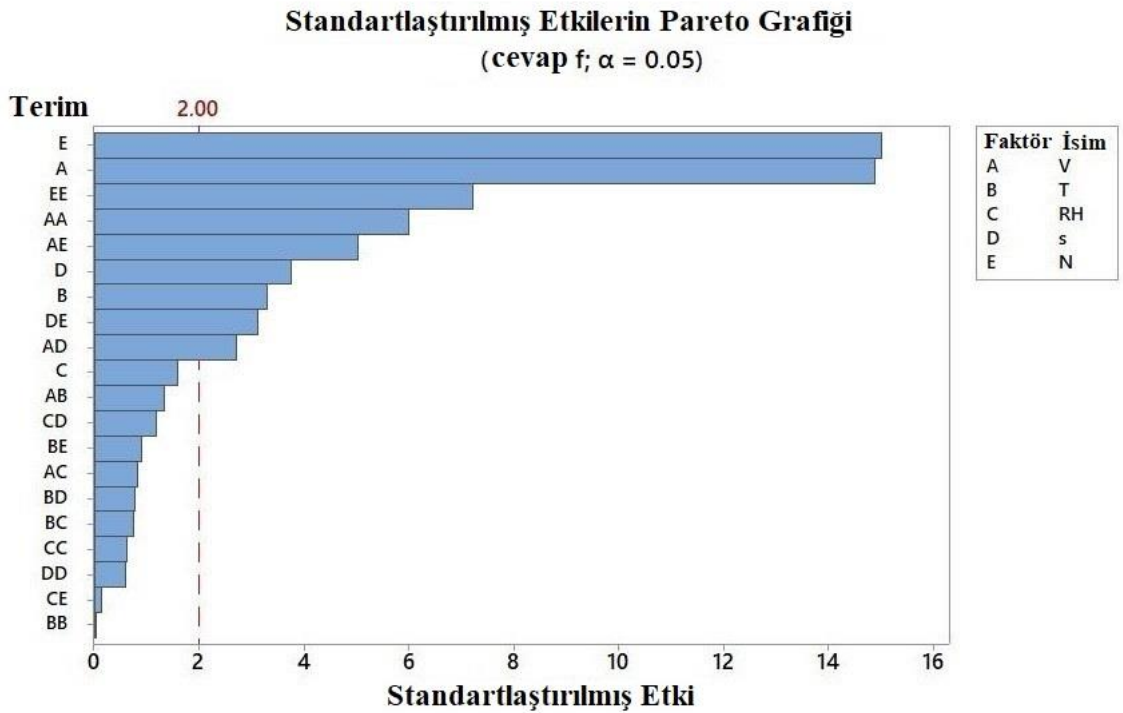
Model parametrelerinin j faktörü ve f faktörü üzerindeki etkileri, ıslak durum için sırasıyla Şekil 5.9 ve 5.10'da Pareto Grafiğinde gösterilmektedir:



Şekil 5.9 Islak durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkisi

Şekil 5.9'ye göre ıslak durumun j faktörü anlamlılık düzeyi değeri 2,00'dir ve j faktörü sırasıyla en fazla hız, boru sıra sayısı, kanat aralığı, sıcaklık, bağıl nem, kanat aralığının karesi, hız-boru sıra sayısı ikili etkileşimi, hızın karesi, hız-bağıl nem ikili etkileşimi ve kanat aralığı-boru sıra sayısı ikili etkileşimi parametreleri tarafından etkilenir.

Pareto grafiği sonucunda j faktörü en çok akış karakteristiği ile ilgili olduğu için V ve s değerlerinden etkilenir; bu nedenle ana ve kare etkileri önemlidir. N , ısı transfer alanı ile doğrudan ilişkilidir, bu nedenle etkisi önemlidir. T ve RH değerleri çiy noktası değerini etkiler ve bu da gizli ısıyı etkilediği için ıslak durumda, faz değişimi nedeniyle gizli ısı kapasitesini etkiledikleri için önem dereceleri fazladır. Belirtilmeyen kare ve ikili etkileşimler istatistiksel olarak etkili olabilirler.



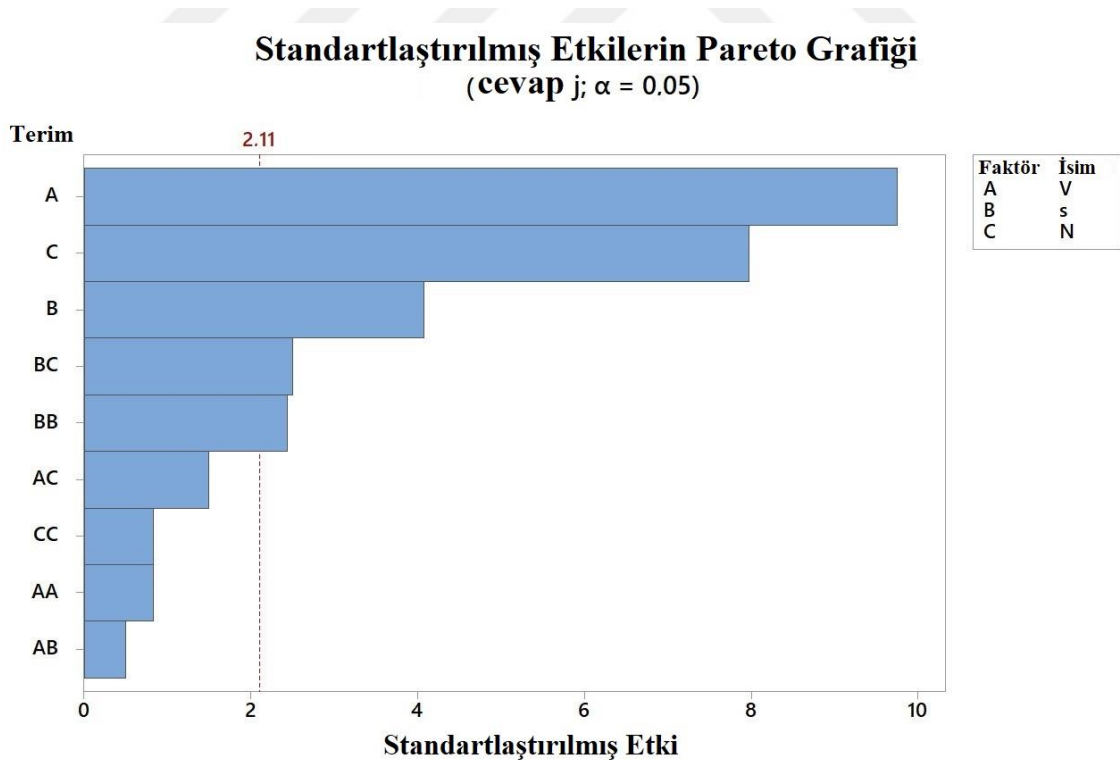
Şekil 5.10 Islak durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkisi

Şekil 5.10'a göre ıslak durumun f faktörü anlamlılık düzeyi değeri 2,00'dir ve f faktörü sırasıyla en fazla boru sıra sayısı, hız, boru sıra sayısının karesi, hızın karesi, hız-boru sıra sayısı ikili etkileşimi, kanat aralığı, sıcaklık, kanat aralığı-boru

sıra sayısı ikili etkileşimi ve hız-kanat aralığı ikili etkileşimi parametreleri tarafından etkilenir.

N değeri, ısı değiştiricisinin akış yönü uzunluğu (kanat uzunluğu) ile ilgilidir. Boru sıra sayısı arttıkça kanat uzunluğu da artar. Akış yönü uzunluğu doğrudan basınç düşüşü ile ilgilidir bu yüzden boru sıra sayısının önem derecesi en fazladır. V değeri, minimum akış alanına (G) bağlı olarak havanın kütle akışı ile ilgilidir. Denklem 2.39'da görüldüğü gibi G, f faktörü için önemli bir parametredir. Bu nedenle N ve V parametrelerinin kareleri ve ikili etkileşimlerinin etkileri önem kazanmaktadır. s değeri de G ile ilişkilidir. Ayrıca; yoğunlaşma meydana geldiğinde, sıvı film kalınlığı arttıkça basınç kaybı da artar. Kanat aralığı doğrudan su köprüleri oluşumunda belirleyici bir faktördür ve su köprüleri oluştuğunda akış kısmen engellenebilir. Belirtilmeyen kare ve ikili etkileşimler istatistiksel olarak etkili olabilirler.

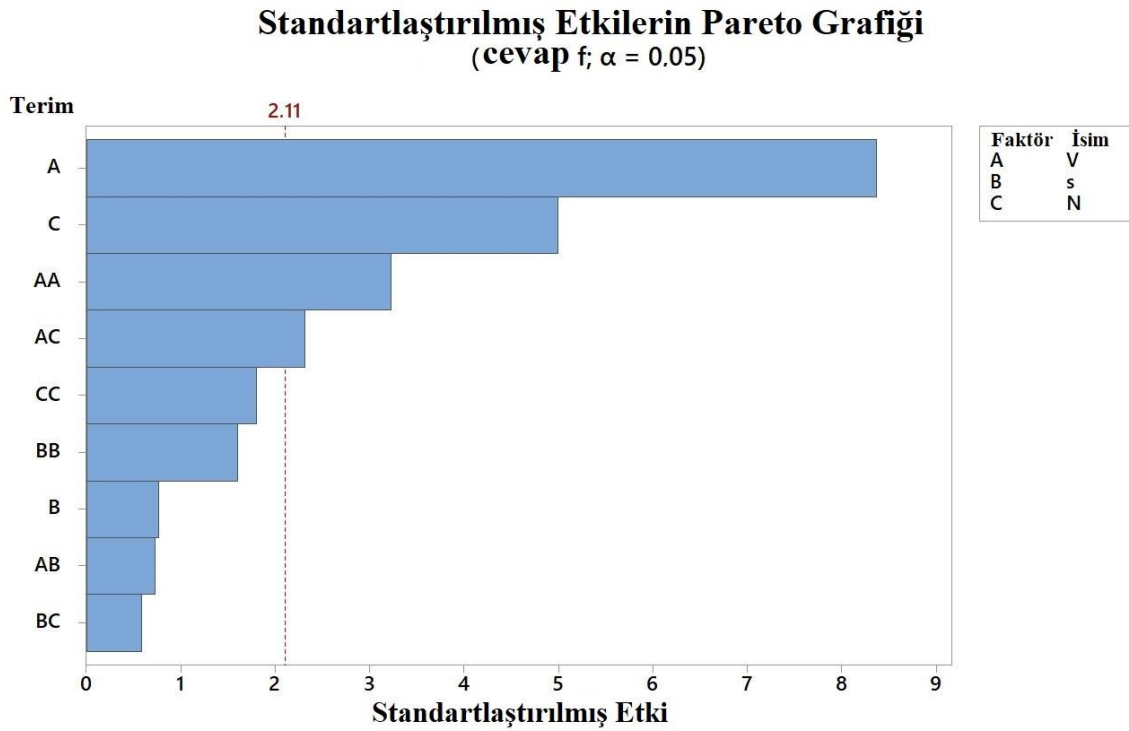
Model parametrelerinin j faktörü ve f faktörü üzerindeki etkileri, kuru durum için sırasıyla Şekil 5.11 ve 5.12'de Pareto grafiğinde gösterilmektedir:



Şekil 5.11 Kuru durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkisi

Şekil 5.11'e göre kuru durumun j faktörü anlamlılık düzeyi değeri 2,11'dir ve j faktörü sırasıyla en fazla hız, boru sıra sayısı, kanat aralığı, kanat aralığı-boru sıra sayısı ikili etkileşimi ve kanat aralığı karesi parametreleri tarafından etkilenir.

Pareto grafiğine göre j faktörü en çok akış karakteristiği ile ilgili V ve s değerlerinden etkilenir; bu nedenle, ana etkileri önemlidir. N , ısı transfer alanı ile doğrudan ilişkilidir, bu nedenle etkisi önemlidir. Belirtilmeyen kare ve ikili etkileşimler istatistiksel olarak etkili olabilirler.



Şekil 5.12 Kuru durum için Pareto grafiği ile girdi tasarım parametrelerinin f faktörü üzerindeki etkisi

Şekil 5.12'ye göre kuru durumun f faktörü anlamlılık düzeyi değeri 2,11'dir ve f faktörü sırasıyla en fazla hız, boru sıra sayısı, hızın karesi ve hız- boru sıra sayısı ikili etkileşimi parametreleri tarafından etkilenir.

Pareto grafiği sonucunda f faktörü en çok akış karakteristiği ile ilgili V değerinden etkilenir; bu nedenle ana ve kare etkileri önemlidir. N , akış yönü uzunluğu ile doğrudan ilişkilidir ve akış yönü uzunluğu, basınç kaybını önemli ölçüde etkiler. Belirtilmeyen kare ve ikili etkileşimler istatistiksel olarak etkili olabilirler.

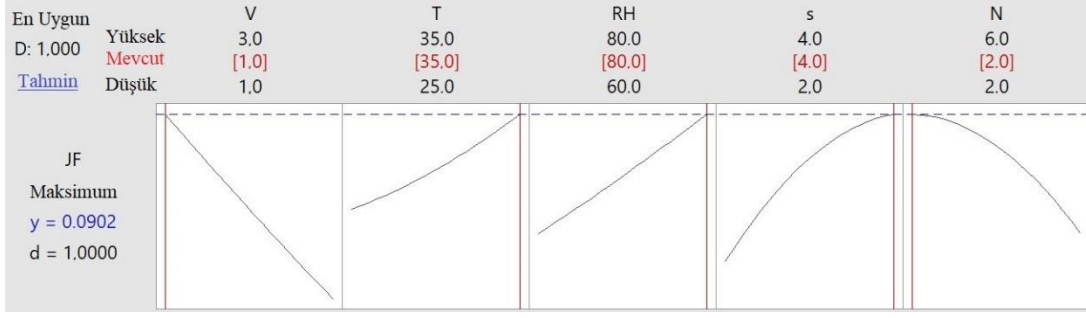
5.1.4 Islak ve Kuru Durum için Optimizasyon Çalışması

Isı değiştiricilerde optimizasyon çalışmaları birçok farklı parametreyi barındırmaktadır. Bu yüzden optimizasyon çalışmasına başlanılmadan önce optimizasyonun amacının belirlenmesi oldukça önemlidir. Kısaca bazı optimizasyon parametreleri; maliyet-verim, ağırlık- ısı transferi, ısı transferi-basınç kaybı, ısı transferi-fan gücü olarak belirtilebilir. Burada yapılan optimizasyonun türüne göre minimum ve maksimum çalışma noktaları belirlenmektedir. Örneğin maliyeti, ağırlığı, basınç kaybını ya da fan gücünü minimumda tutmak istenilirken ısı değiştirici verimini, ısı transferini maksimum yapmak istenilebilir. Ayrıca literatürdeki birçok çalışmada bu parametreleri boyutsuz hale gelmiş şekliyle oranlarının optimizasyonu da yapılabilmektedir. Bu çalışmada optimizasyon parametresi olarak JF faktörü seçilmiştir. Optimizasyonun amacı JF faktörünün maksimum değeri sağlayacak parametrelerin tespit edilmesidir.

JF faktörü Denklem 5.7'de görüldüğü üzere j faktörünün f faktörünün küp köküne oranıdır. j faktörü ısı transferini temsil ederken f faktörü sürtünme kaybını temsil etmektedir.

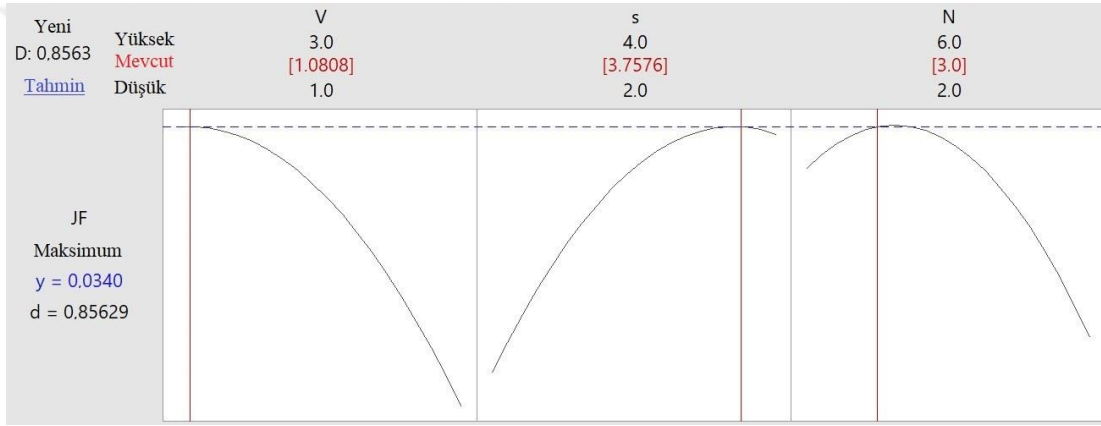
$$JF = \frac{j}{f^{1/3}} \quad (5.7)$$

Birçok çalışmada j faktörünü maksimum, f faktörünü minimum değerinde tutmak için optimizasyon çalışması yapıldığı görülmüştür. Ancak j faktörü artarken f faktörünün artması beklenen bir sonuçtur. Bu çalışmada optimizasyon hedefi olarak ısı transferinin tüketilen güce etkisinin optimize edilmesi planlanmıştır.



Şekil 5.13 Islak durum için optimizasyon sonucu

Şekil 5.13, ıslak durum için yanıt optimize sonuçları göstermektedir. Şekil 5.13'e göre, maksimum JF için optimum değerler; hız: 1,0 m/s, sıcaklık: 35 °C, nem: 80, kanat aralığı: 4 mm ve boru sıra sayısı: 2'dir.



Şekil 5.14 Kuru durum için optimizasyon sonucu

Şekil 5.14, kuru durum için yanıt optimize sonuçlarını gösterir. Şekil 5.14'e göre, maksimum $JF = j/f^{1/3}$ için optimum değerler; hız: 1.0808 m/s, kanat aralığı: 3,7576 mm ve boru sıra sayısı: 3'tür. Boru sıra sayısı kesirli değer alamayacağından dolayı; N parametresi tamsayı olarak değerlendirilmiştir.

5.2 Ampirik Yöntem ile Regresyon Çalışması

Bu çalışmanın amaçlarından biri elde edilen sonuçlara göre farklı yaklaşımlarla daha doğru ve basit korelasyonlar elde etmek ve bu korelasyonları karşılaştırmaktır. Bu yüzden birçok araştırmacı tarafından kullanılan bir diğer birimsiz regresyon yönteminde kullanılmıştır.

- Islak Durum İçin; ($Re = 300-2150$)

$$j, f = a \cdot (Re)^b \cdot \left(\frac{S}{D_c}\right)^c \cdot \left(\frac{L}{D_c}\right)^d \cdot RH^e \cdot N^f \quad (5.8)$$

$$j = 0,0127 \cdot (Re)^{-0,3871} \cdot \left(\frac{S}{D_c}\right)^{0,7315} \cdot \left(\frac{L}{D_c}\right)^{-0,0248} \cdot RH^{0,9851} \cdot N^{-0,2991} \quad (5.9)$$

$$f = 0,347 \cdot (Re)^{-0,4726} \cdot \left(\frac{S}{D_c}\right)^{0,2408} \cdot \left(\frac{L}{D_c}\right)^{-0,1442} \cdot RH^{0,3182} \cdot N^{-0,2984} \quad (5.10)$$

- Kuru Durum İçin; ($Re = 300-2150$)

$$j, f = a \cdot (Re)^b \cdot \left(\frac{S}{D_c}\right)^c \cdot \left(\frac{L}{D_c}\right)^d \cdot N^e \quad (5.11)$$

$$j = 0,6747 \cdot (Re)^{-0,38708} \cdot \left(\frac{S}{D_c}\right)^{0,81106} \cdot \left(\frac{L}{D_c}\right)^{-0,42091} \cdot N^{0,05565} \quad (5.12)$$

$$f = 5,56853 \cdot (Re)^{-0,72051} \cdot \left(\frac{S}{D_c}\right)^{0,61414} \cdot \left(\frac{L}{D_c}\right)^{0,00105} \cdot N^{-0,30231} \quad (5.13)$$

5.3 Ampirik Yöntem ile Çok Değişkenli Birinci Mertebeden Polinom Yöntemi

Bu bölümde ısı değiştirici deneyleri sonucunda elde edilen değerlerin birincil etkilere bağlı olarak, ek hesaplamalara gerek kalmaksızın korelasyon geliştirilmesi hedeflenmektedir.

- Islak Durum İçin; (Re = 300-2150)

$$j, f = A + B V + C T + D RH + E s + F N \quad (5.14)$$

$$j = 0,001541 - 0,003255 V + 0,000323 T + 0,000113 RH + 0,001993 s - 0,001305 N \quad (5.15)$$

$$f = 0,022139 - 0,003493 V + 0,000219 T + 0,000033 RH - 0,000209 s - 0,001247 N \quad (5.16)$$

- Kuru Durum İçin; (Re = 300-2150)

$$j, f = A + B V + C s + D N \quad (5.17)$$

$$j = 0,0083 - 0,0011 V + 0,00073 s - 0,00053 N \quad (5.18)$$

$$f = 0,02488 - 0,00423 V - 0,00005 s - 0,00089 N \quad (5.19)$$

5.4 Korelasyonlar ve Deneysel Veriler Arasındaki İlişki

Bu bölümde elde edilen korelasyonlar ile deneysel verilerin arasındaki ilişki incenmektedir. Literatürde birçok farklı hata belirleme yöntemi bulunmaktadır. Bu hata yöntemlerinden üçü aşağıda belirtildiği gibi hesaplanmaktadır.

Mutlak Ortalama Sapma (Mean Deviation: MD);

$$MD = \frac{1}{K} \left(\sum_1^K \frac{|Korelasyon_x - Deneysel_x|}{Deneysel_x} \right) x 100\% \quad (5.20)$$

Ortalama Sapma (Average Deviation: AD);

$$AD = \frac{1}{K} \left(\sum_1^K \frac{(Predicted_x - Exp_x)}{Exp_x} \right) x 100\% \quad (5.21)$$

Ortalama Kare Kök Hatası (Root Mean Square Error: RMSE);

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_1^K (Predicted_x - Exp_x)^2}{K}} \quad (5.22)$$

K: Veri Noktası Sayısı

x : j faktör yada f faktör

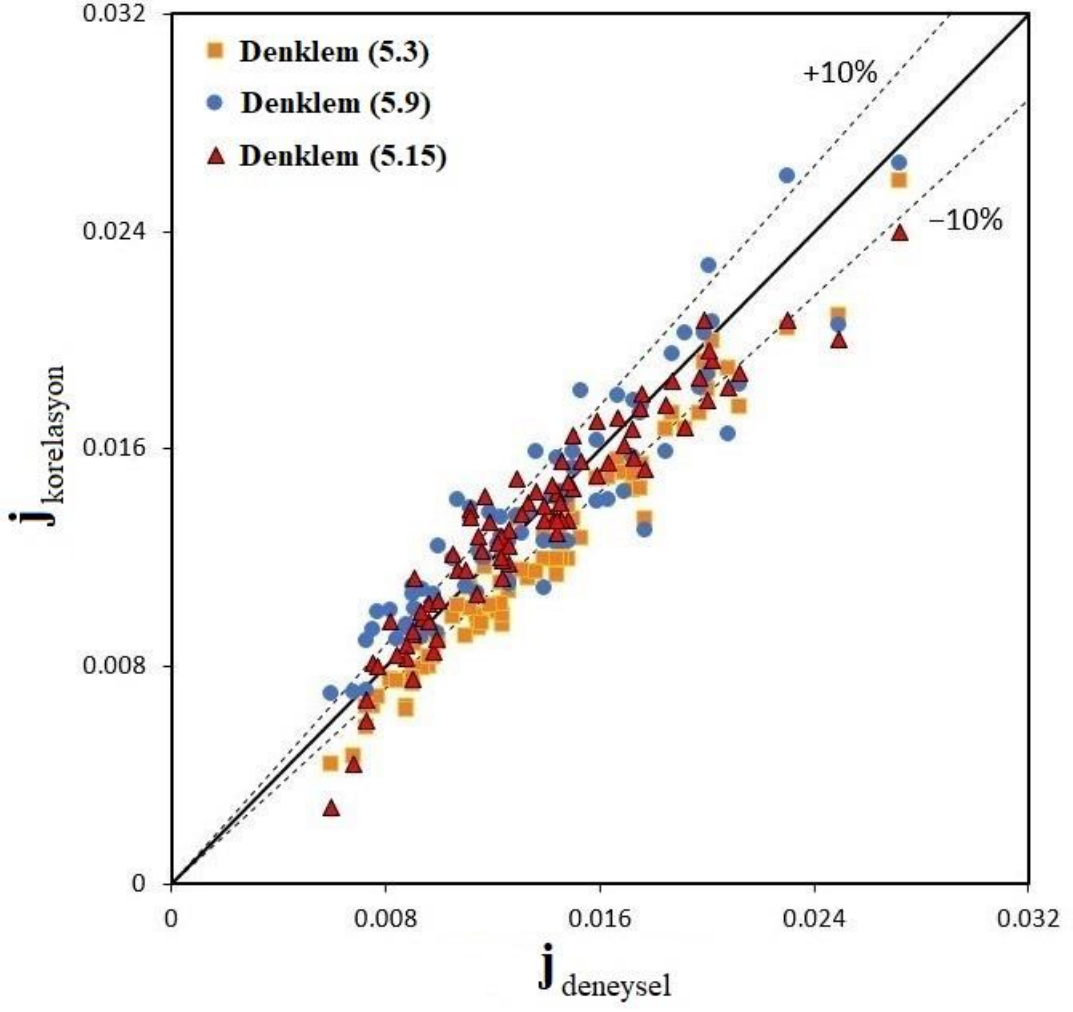
Tablo 5.8 Islak durum için j faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması

	Islak Durum					
j faktör	Denklem (5.3)	Denklem (5.9)	Denklem (5.15)	Sun v.d [47]	Gray&Webb [48]	McQuiston [68]
MD (%)	12,8	9,8	8,3	48,2	25,0	24,1
AD (%)	-12,7	2,2	-1,4	41,6	14,3	4,0
RMSE	0,0019	0,0017	0,0014	0,0073	0,0039	0,0040

Tablo 5.9 Islak durum için f faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması

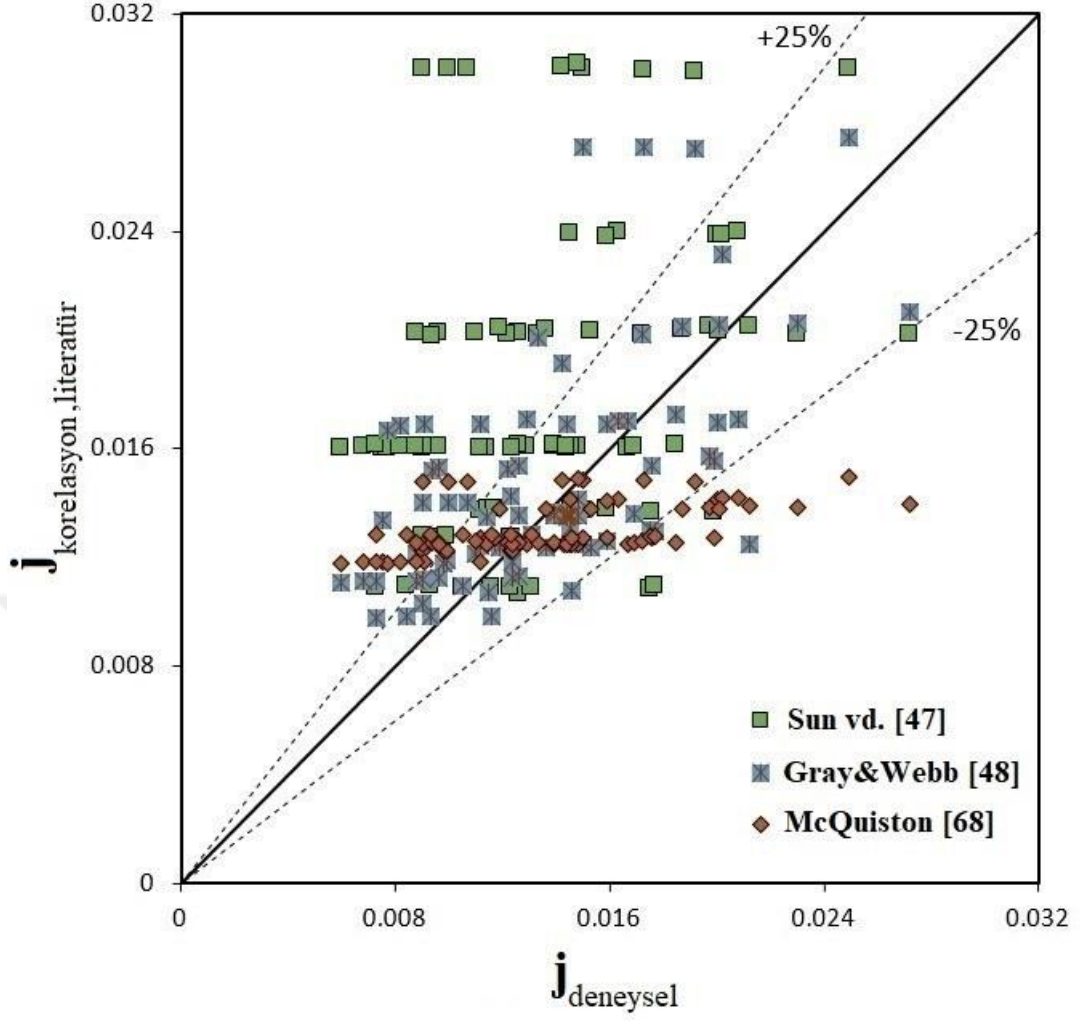
	Islak Durum				
f faktör	Denklem (5.4)	Denklem (5.10)	Denklem (5.16)	Sun v.d [47]	Ma v.d [39]
MD (%)	10,9	11,0	13,4	47,3	90,7
AD (%)	8,9	0,4	0,5	-45,7	89,7
RMSE	0,0023	0,0024	0,0041	0,0090	0,0258

Tablo 5.8 ve Tablo 5.9, önerilen korelasyonların mutlak ortalama sapmalarını (MD), ortalama sapmalarını (AD) ve ortalama karekök hatalarını (RMSE) göstermektedir. Sonuçlar, önerilen korelasyonların deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu ve doğruluklarının literatür korelasyonlarından daha iyi olduğunu göstermektedir. Ayrıca literatürdeki f faktörünün korelasyonlarının sapması ıslak durum için j faktöründen daha yüksektir. Literatürdeki korelasyonlar ıslak durumda kendi içlerinde karşılaştırıldığında sırasıyla j faktörü ve f faktörü için sırasıyla McQuiston [68] ve Sun vd. [47] korelasyonları diğer korelasyonlarından daha iyi tahminde bulunmaktadır.



Şekil 5.15 Islak durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması

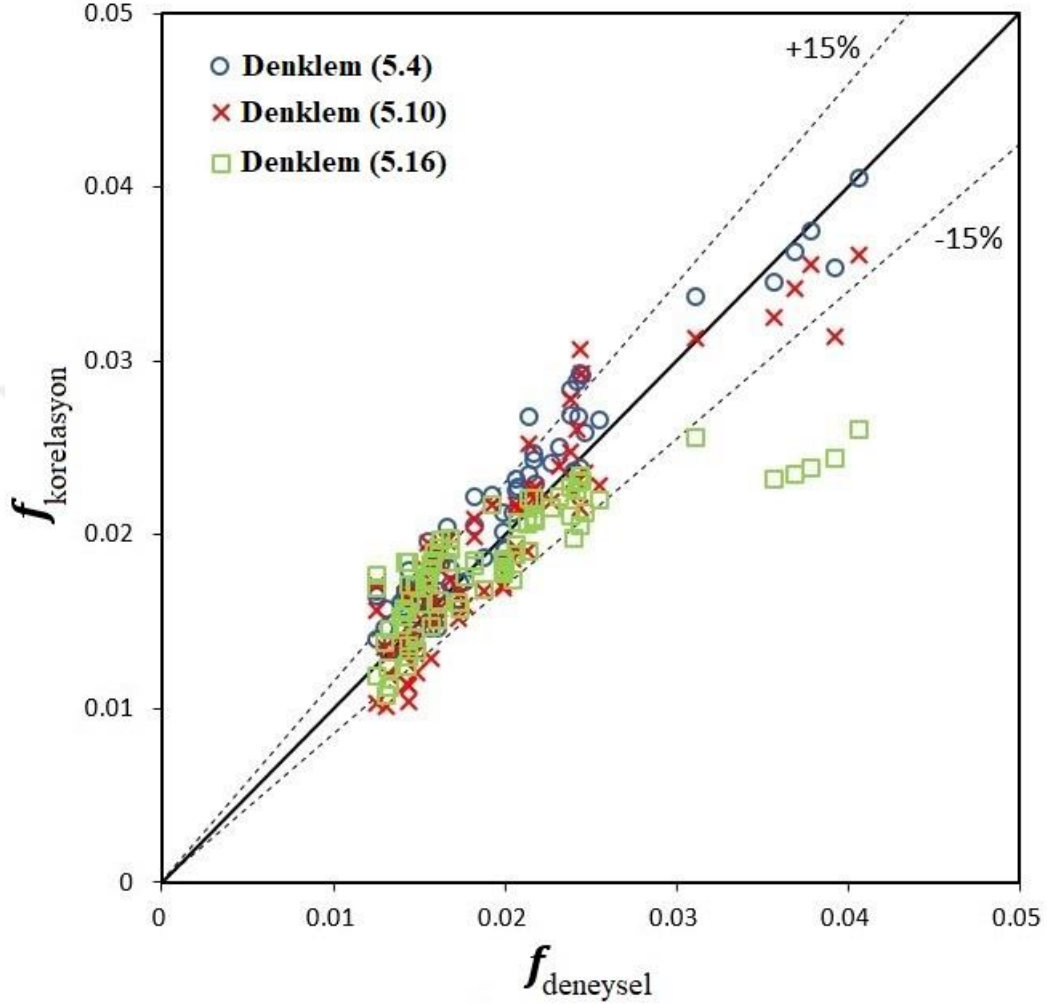
Şekil 5.15, önerilen üç korelasyonun deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir. Korelasyonlardan elde edilen değerlerin çoğu yaklaşık %10 sapma içindedir.



Şekil 5.16 Islak durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonlarının karşılaştırılması

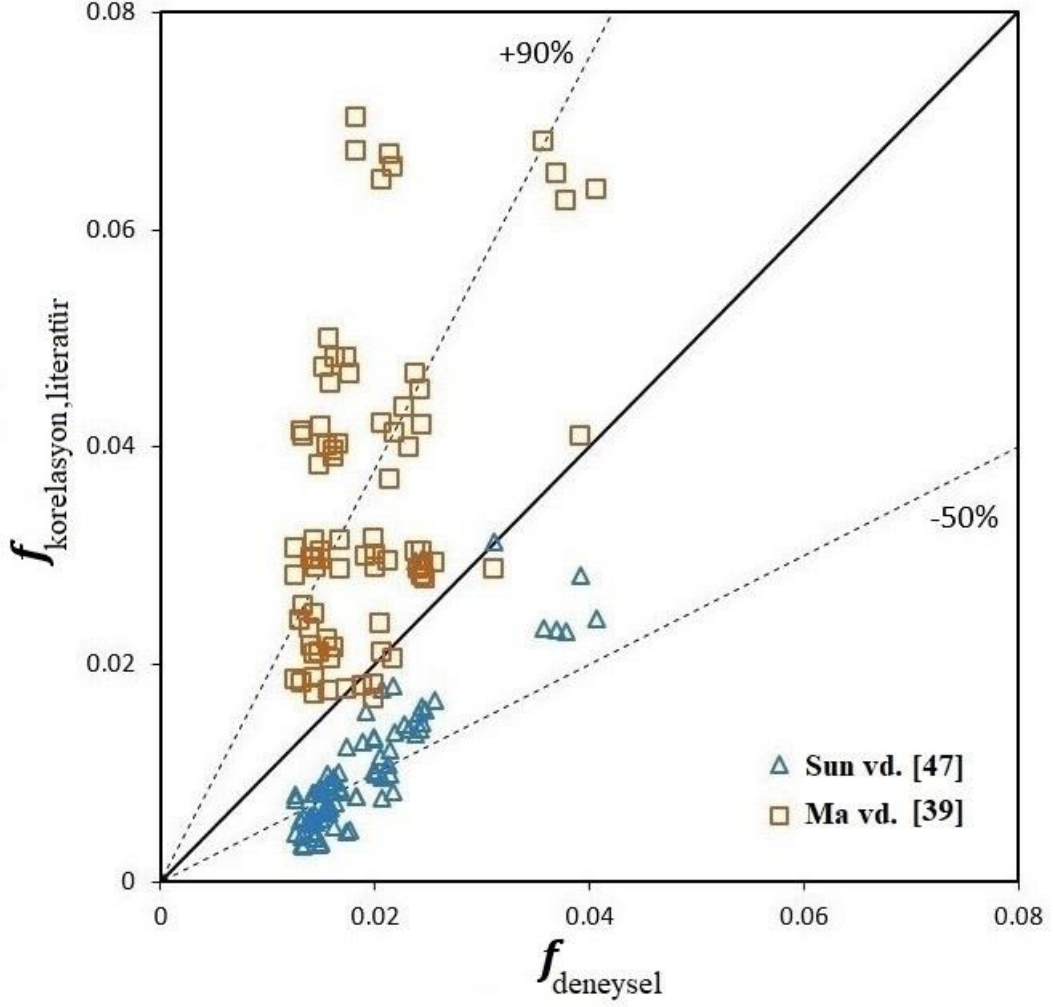
Şekil 5.16, literatür korelasyonlarının iyileştirilmesi gerektiğini göstermektedir. Ek olarak, j faktörü için deneysel verilerle karşılaştırıldığında, literatürdeki üç korelasyon, Şekil 5.16'da görüldüğü gibi farklı deneysel noktalarında aynı değeri hesaplamaktadırlar. Buradan çıkarılan sonuç, bazı etkiler tam olarak hesaplanamamaktadır. Örneğin, Sun vd. [47] korelasyonu boru sıra sayısının etkilerini hesaba katmamaktadır çünkü deneysel çalışmalar sadece 2 sıralı ısı değiştiricileri için yapılmıştır. Gray&Webb [48] korelasyonu bağıl nemi ve sıcaklığı dikkate almamaktadır. 2 mm kanat aralığı değerlerindeki sapmalar 3 mm ve 4 mm kanat aralıklarından daha yüksektir. Gray&Webb'in [48] korelasyonunun ortalama sapması, 3 mm ve 4 mm kanat aralıkları için %15'ten düşüktür. Reynolds

sayısının (hızla ilgili) j faktörü üzerindeki etkisi, McQuiston [68] korelasyonuna tam olarak dahil edilmemiştir; dolayısıyla tahmin edilen j faktör değerleri birbirine yakındır.



Şekil 5.17 Islak durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması

Şekil 5.17, önerilen üç korelasyonun deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir. Ancak, Denklem 5.16 f faktörü 0,035 değerinden yüksek olduğunda daha fazla sapma gösterir.



Şekil 5.18 Islak durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonların karşılaştırılması

Şekil 5.18, literatürdeki korelasyonların deneysel verilerden dikkate değer farklılıklar olduğunu göstermektedir. Bunun nedeni, test edilen ısı değiştiricilerinin kaplanmış olmasıdır. Ek olarak, f faktörü için deneysel verilerle karşılaştırıldığında, Sun vd. [47] korelasyonu deneysel değerlerin altında tahmin ederken, Ma vd. [39] korelasyonu deneysel değerlerin üzerinde tahmin etmektedir.

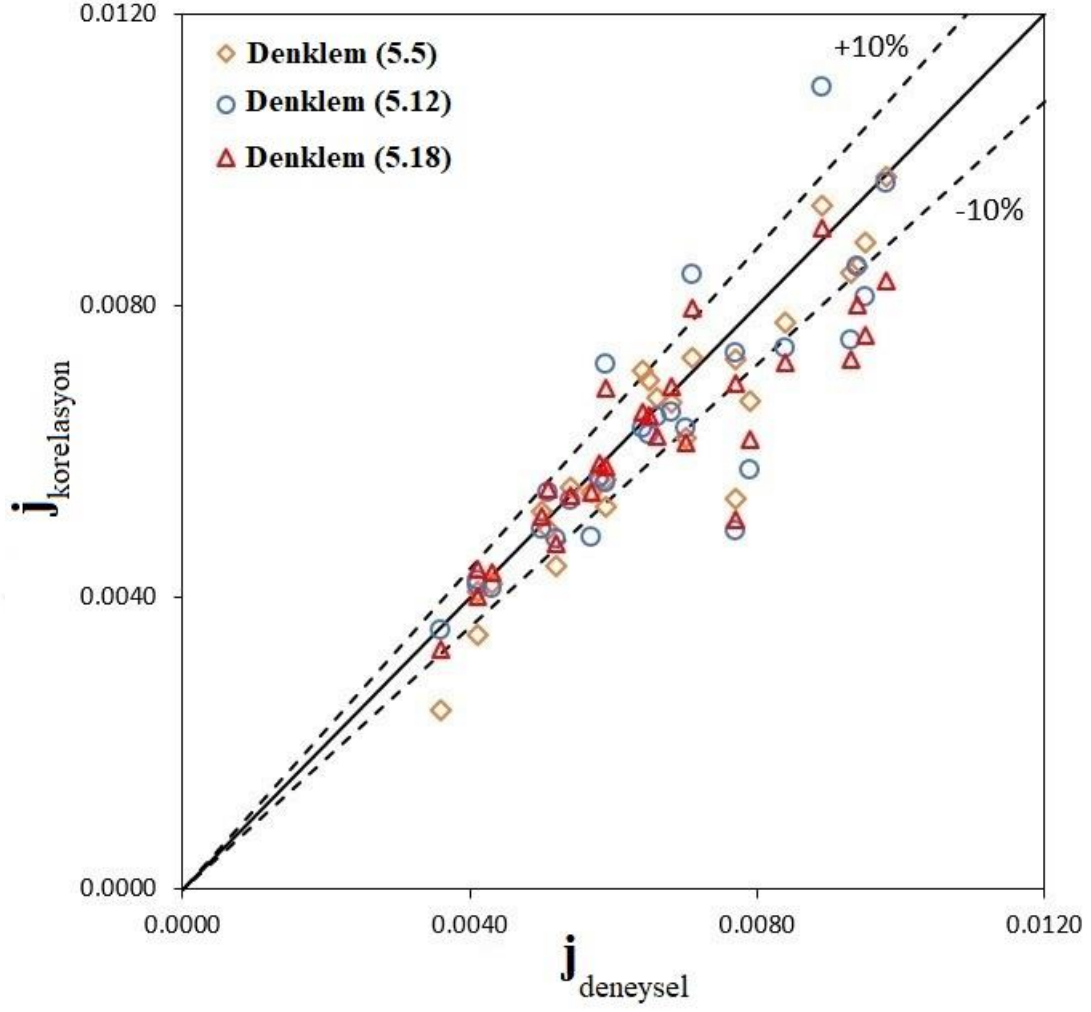
Tablo 5.10 Kuru durum için j faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması

	Kuru Durum				
j faktör	Denklem (5.5)	Denklem (5.12)	Denklem (5.18)	Che&Elbel [20]	Wang vd. [21]
MD (%)	8,3	9,6	9,2	41,4	32,1
AD (%)	-5,7	-4,0	-5,3	41,2	-25,8
RMSE	0,0007	0,0010	0,0010	0,0028	0,0026

Tablo 5.11 Kuru durum için f faktörünün önerilen ve literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılması

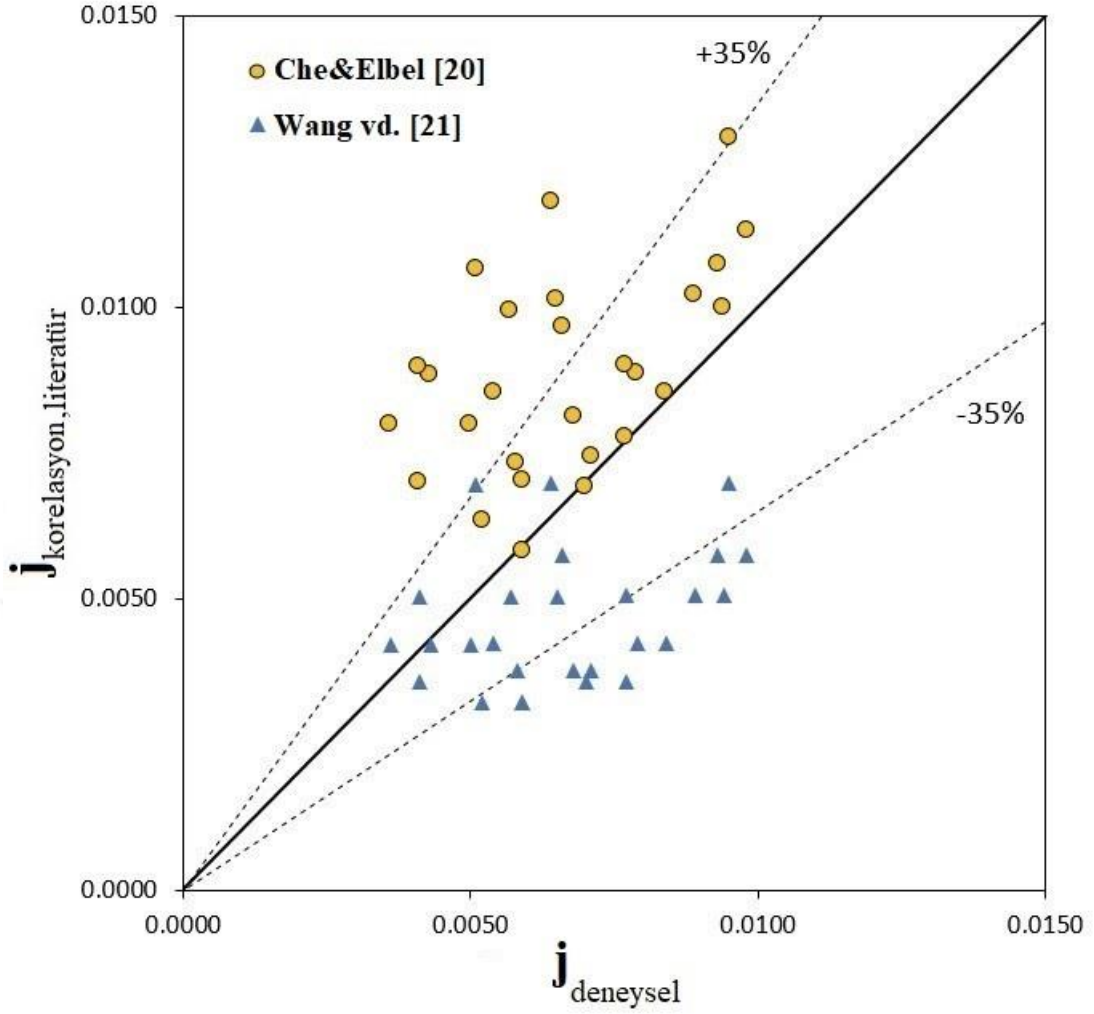
	Kuru Durum				
f faktör	Denklem (5.6)	Denklem (5.13)	Denklem (5.19)	Che&Elbel [20]	Wang [21]
MD (%)	11,1	8,2	13,2	242,5	336,9
AD (%)	-2,3	-6,6	-3,1	242,5	336,9
RMSE	0,0022	0,0032	0,0040	0,0297	0,0418

Tablo 5.10 ve Tablo 5.11, literatürdeki korelasyonların önerilen korelasyonların korelasyonların mutlak ortalama sapmalarını, ortalama sapmalarını ve ortalama karekök hatalarını göstermektedir. Sonuçlar, önerilen korelasyonların deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir. Ancak literatürde f faktörünün korelasyonlarının sapması kuru durum için j faktöründen daha yüksektir. Sonuçlar, literatürdeki f faktörü korelasyonlarının iyileştirilmesi gerektiğini göstermektedir.



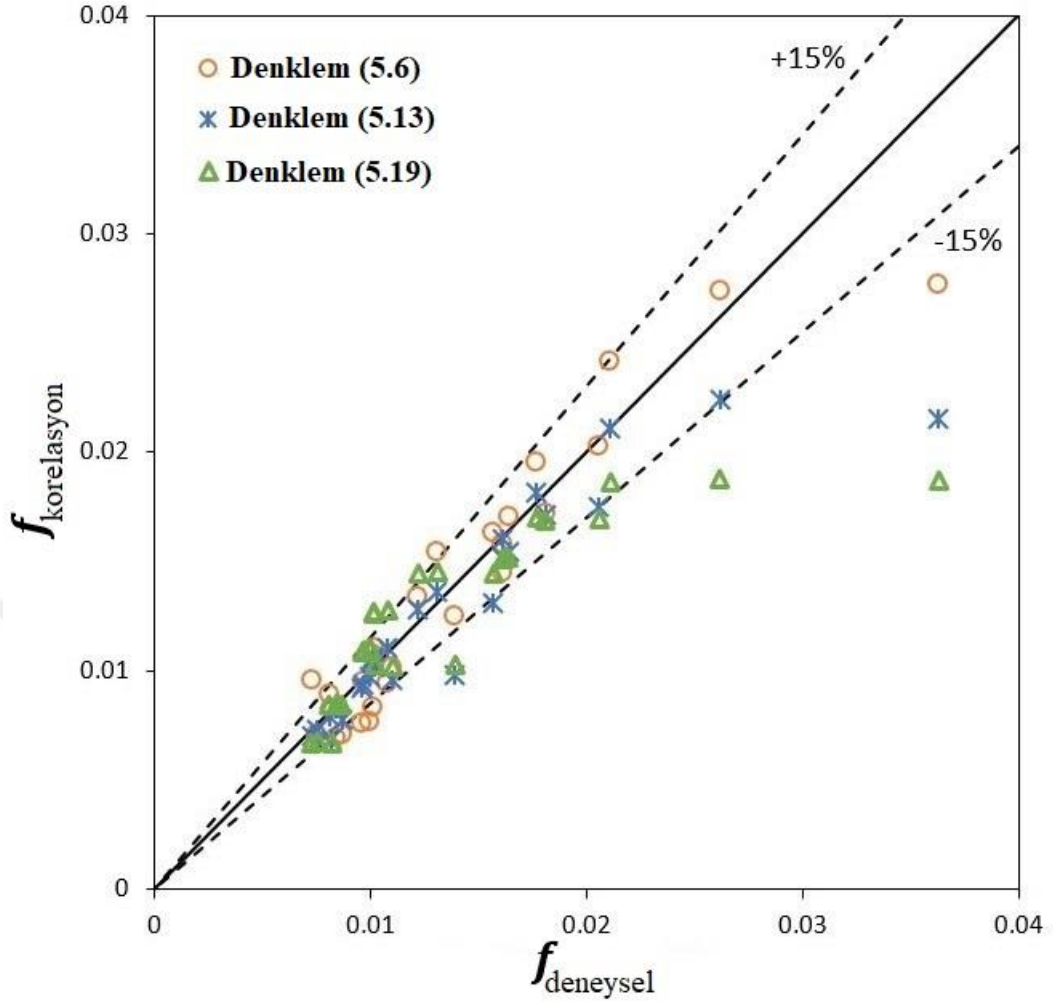
Şekil 5.19 Kuru durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması

Şekil 5.19, önerilen üç korelasyonun deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir.



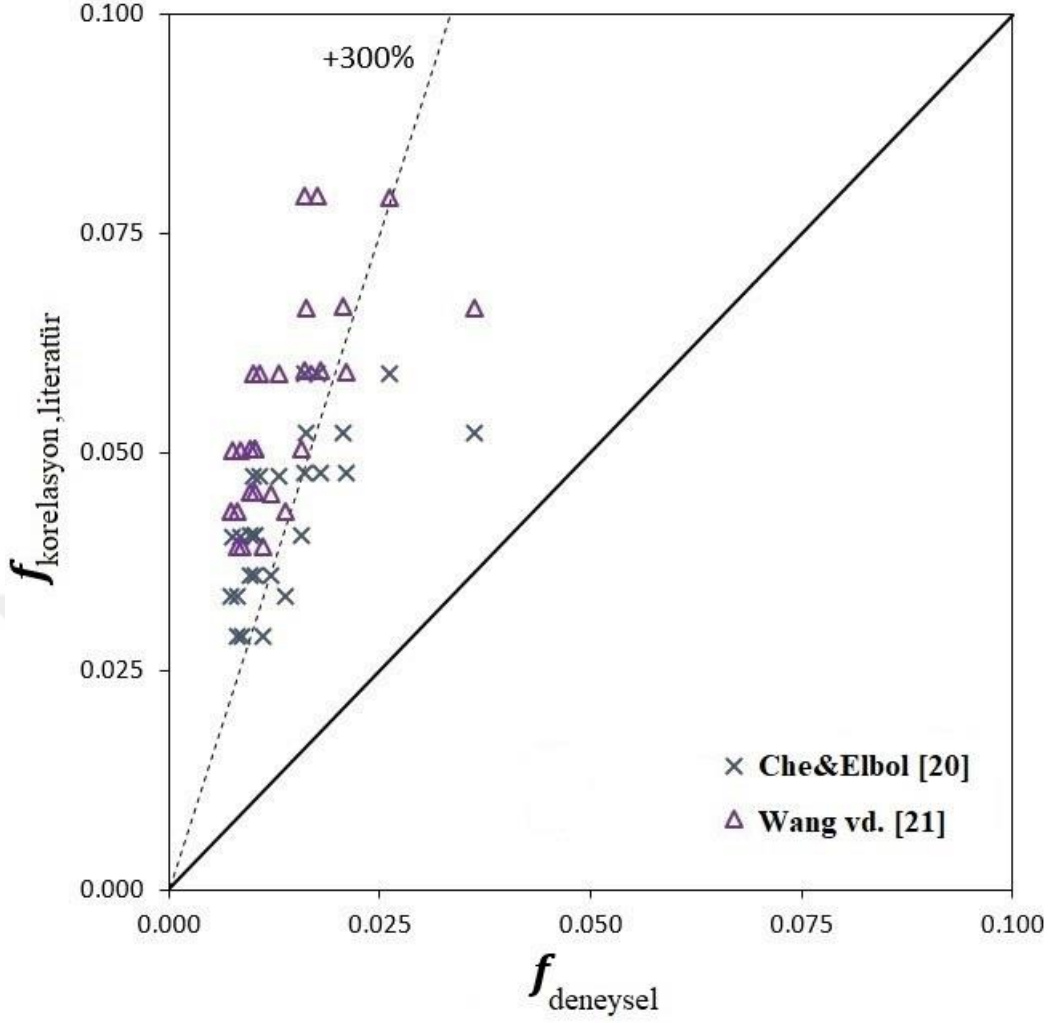
Şekil 5.20 Kuru durum için j faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonlarının karşılaştırılması

Şekil 5.20, literatürdeki korelasyonların deneysel verilerle uyumlu olduğunu göstermektedir. Ek olarak, j faktörü için deneysel verilerle karşılaştırıldığında, Che&Elbel [20] korelasyonunun olması gereken değerden daha fazla tahmin ettiği; ancak Wang vd. [21] korelasyonunun olması gereken değerden daha az tahmin ettiği görülmektedir. 2 mm kanat hatve değerlerinin Che&Elbel [20] korelasyon sapmaları 3 mm ve 4 mm kanat hatvelerinden daha yüksektir. Che&Elbel [20] korelasyonunun ortalama sapması, 2 mm kanat aralığı değerleri olmadan %20'nin altındadır. Wang vd. [21] korelasyonu, boru sıralarının sayısını hesaba katmaz. Wang vd. [21] korelasyonunun mutlak ortalama sapması, 2 mm kanat aralığı değerleri için %20'nin altındadır.



Şekil 5.21 Kuru durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile önerilen korelasyonların karşılaştırılması

Şekil 5.21, önerilen üç korelasyonun deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.22 Kuru durum için f faktörünün deneysel sonuçlar ile literatür korelasyonlarının karşılaştırılması

Şekil 5.22 f faktörü için deneysel verilerden literatürdeki farkı göstermektedir. Che&Elbol [20] ve Wang vd. [21] tarafından önerilen korelasyonlar deneysel j faktörü ile uyumludur; ancak, f faktörü için sapmalar çok daha yüksektir. Che&Elbol [20] korelasyonu 8 boru sıra sayısı için önerilmiştir. Wang vd. [21] korelasyonu ise sıralı ve şaşırtmalı boru dizilimi konfigürasyonlarını içerir.

Bu çalışmada kuru ve ıslak yüzey durumu altında 9 adet düz kanatlı ve borulu ısı değiştiricisi için ısı-kütle transferi ve basınç kaybı özellikleri deneysel ve istatistiksel olarak incelenmiştir.

- Kuru ve ıslak durumda j faktörü ve f faktörü için üç farklı türde korelasyon önerilmiştir. Önerilen korelasyonlar deneysel verilerle iyi bir uyum içindedir ve korelasyonlar arasında çok fazla fark yoktur.
- Özellikle endüstride ilk giriş koşullarına dayalı daha basit korelasyonlar tercih edilmektedir. Bu nedenle, kullanımı kolay korelasyonlar giderek daha önemli hale gelmektedir. Sonuç olarak, Çok Değişkenli Birinci Mertebeden Polinom denklemlerinin (Denklem 5.15, 5.16, 5.18 ve 5.19) kullanımı, önerilen diğer denklemlere göre daha kolaydır.
- Hesaplamalar için Çok Değişkenli Birinci Mertebeden Polinom denklemleri önerilir. j faktörünün mutlak ortalama sapması (MD) kuru ve ıslak durumda sırasıyla %9,2, %8,3 ve f faktörünün %13,2, %13,4'tür.
- Colburn j faktörü ve Fanning sürtünme f faktörü, her iki durum için artan Reynolds sayısı ile azalır (Re artan alın hava hızının ile artar).
- Islak durum j faktörü ve f faktörü kuru durumdan daha yüksektir.
- Literatürde verilen korelasyonlardaki sapmalar çok yüksektir, bu nedenle f faktörü için yeni korelasyonlara ihtiyaç vardır. Önerilen korelasyonlar, kuru ve ıslak durumda kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin f faktörünün hesaplanması için önemlidir.
- Sonuç olarak bu çalışma literatürdeki çalışmalarla karşılaştırıldığında daha geniş bir geometrik parametre yelpazesi ile deneysel çalışmalar yapılmıştır. Çalışmada benzer geometrik parametreler kullanılarak literatürdeki

korelasyonlarla karşılaştırıldığında önerilen korelasyon daha iyi sonuçlar vermiştir. Literatürdeki korelasyonların başarısız olduğu geometrik parametre değerlerinde de önerilen korelasyonlar çok iyi sonuçlar vermiştir.

Islak Durum;

- Artan kanat aralığında j faktörü artarken, f faktörü azalır.
- Artan boru sıra sayısı j faktörü ve f faktörü azalır.
- Sonuçlar, j faktörü ve f faktörünün artan sıcaklık ve nem değerleriyle arttığını, ancak hız ve kanat aralığına göre daha az etkilendiğini göstermektedir.
- Artan boru sıra sayısı ve hız değerleri ile kanat aralığının f faktörü üzerindeki etkisi azalmaktadır.
- Bağıl nemin f faktörü üzerindeki etkisi sıcaklık değeri arttıkça azalmaktadır.

Kuru Durum;

- Kanat aralığı arttıkça j faktörü artmaktadır.
- Boru sıra sayısı arttıkça j faktörü ve f faktörü azalmaktadır.

Bu çalışmada, literatürde kısıtlı sayıda çalışma bulunan sıralı dizilime sahip ısı değiştiricileri için deneyler yapılmıştır. Kuru ve ıslak durumlar için farklı kanat

geometrilerinde ve kaplamalı yüzeylerde deneysel çalışmaların yapılması önerilmektedir.

Su damlacıklarının oluşumunu ve yoğuşan suyun akışını daha iyi anlamak için ısı değıştiricilerinin ıslak koşullar altında yoğuşan suyun görüntülenmesi önerilmektedir.

Yanıt yüzey yöntemi ve önerilen diğere yaklaşımlar dışında yeni yaklaşımlar ile (yapay sinir ağları gibi) yeni korelasyonlar türetilmesi önerilmektedir.



- [1] G. Zhang, B. Wang, X. Li, W. Shi, and Y. Cao, "Review of Experimentation and Modeling of Heat and Mass Transfer Performans of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Dehumidification," *Applied Thermal Engineering*, vol. 146, pp. 701-717, 2019.
- [2] B. Kundu, K.S. Lee, "Effects of Psychrometric Properties on Fin Performance of Minimum Envelope of Shape of Wet Fins", *Energy Conversion and Management*, vol. 110, pp. 481-493, 2016.
- [3] M.S. Sadler, "Design Analysis of a Finned-Tube Condenser for a Residential Air-Conditioner Using R-22," Yüksek Lisans Tezi, Georgia Teknoloji Enstitüsü, Atlanta, 2000. C.R. Ruivo, F.D. Muñoz, and J.J. Costa, "Simplified Model of Finned-Tube Heat Exchangers Based on the Effectiveness Method and Calibrated with Manufacturer and Experimental Data," *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 340-352, 2017
- [4] C.R. Ruivo, F.D. Muñoz, and J.J. Costa, "Simplified Model of Finned-Tube Heat Exchangers Based on the Effectiveness Method and Calibrated with Manufacturer and Experimental Data," *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 340-352, 2017
- [5] P.J. Waltrich, J.R. Barbosa, C.J.L. Hermes, and C. Melo, "Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Accelerated Flow Evaporators," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 484-497, 2011.
- [6] L. Yang, H. Tan, X. Du, and Y. Yang, "Thermal-Flow Characteristics of the New Wave-Finned Flat Tube Bundles in Air-Cooled Condensers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 53, pp. 166-174, 2012.
- [7] A.A. Bhuiyan, M.R. Amin, and A.K.M.S. Islam, "Three-Dimensional Performance Analysis of Plain Fin Tube Heat Exchangers in Transitional Regime," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 445-454, 2013.
- [8] C.C. Wang, Y.J. Chang, Y.C. Hsieh, and Y.T. Lin, "Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins," *Int. J. Refrig.*, vol. 19(4), pp. 223-230, 1996.
- [9] C.W. Lu, J.M. Huang, W.C. Nien, and C.C. Wang, "A Numerical Investigation of the Geometric Effects on the Performance of Plate Finned-Tube Heat Exchanger," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 1638-1643, 2011.
- [10] D. Taler, J. Taler, and K. Wrona, "New analytical-numerical method for modelling of tube cross-flow heat exchangers with complex flow systems," *Energy*, vol. 228, pp. 120633, 2021.
- [11] H. Ke, T.A. Khan, W. Li, Y. Lin, Z. Ke, and H. Zhu, "Thermal-Hydraulic Performance and Optimization of Attack Angle of Delta Winglets in Plain and

- Wavy Finned-Tube Heat Exchangers,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 150, pp. 1054-1065, 2019.
- [12] J.M.S. Jabardo, J.R.B.Z. Filho, and A. Salamanca, “Experimental Study of the Air Side Performance of Louver and Wave Fin-and-Tube Coils,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, pp. 621-631, 2006.
- [13] A. Akkoca, “Computational Modeling of Turbulent Heat Transfer og Plate Fin and Tube Heat Exchangers,” *Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi*, 2004.
- [14] H. Ay, J.Y. Jang, and J.N. Yeh, “Local Heat Transfer Measurements of Plate Finned-Tube Heat Exchangers by Infrared Thermography,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069-4078, 2002.
- [15] A. Okbaz, “Isı Değiştiricilerinde Hava Tarafı Isıl ve Akış Performanslarının Panjurlu Kanatlarla İyileştirilmesi,” *Doktora Tezi, YTÜ*, 2018.
- [16] W.M. Yan, P.J. Sheen, “Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1651-1659, 2000.
- [17] C.C. Wang, K.Y. Chi, “Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [18] C.C. Wang, K.Y. Chi, C.J. Chang, “Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2693-2700, 2000.
- [19] H.T. Chen, J.C. Chou, and H.C. Wang, “Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 45-57, 2007.
- [20] M. Che, S. Elbel, “Experimental quantification of air-side row-by-row heat transfer coefficients on fin and-tube heat exchangers,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 131, pp.657–665, 2021.
- [21] C.C. Wang, W.L. Fu, and C.T. Chang, “Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 14, pp. 174-186, 1997.
- [22] W. Nusselt, “Die Oberflächenkondensation des wasserdampfes,” *Z. Ver. Deut. Ing.*, 60:541, 1916.
- [23] W.M. Rohsenov, “Heat Transfer and Temperature Distrubution in Laminar Film Condensation,” *Transactions of ASME*, vol. 78, pp. 1645-1648, 1956.
- [24] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, John Wiley & Sons, Canada, 1996.
- [25] W.J. Minkowycz, E.M. Sparrow, “The Effect of Superheating on Condesation Heat Transfer in a Forced Convection Boundry Layer Flow”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.12, pp. 147-154, 1969.

- [26] Ö. Emanet, “Kanatlı Borulu Isı Değişiricilerinde Hava Tarafında Islak Yüzeyde Isı Transferinin İncelenmesi,” Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2018.
- [27] M. Meriç, “Buharlaştırıcıda Yoğuşmanın Analitik ve Sayısal Modellenmesi,” Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2019.
- [28] P. Birbarah, N. Miljkovic, “External Convective Jumping-Droplet Condensation on a Flat Plate,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 107, pp. 74-88, 2017.
- [29] R.J.E. Walpot, F.L.A. Ganzevles, and C.W.M. Geld, “Effects of Contact Angle on Condensate Topology, Drainage and Efficiency of a Condenser with Minichannels,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31, pp. 1033-1042, 2007.
- [30] A. Arbak, “Havanın Soğutulması ve Neminin Alınması Amacıyla Kullanılan Kanatlı Borulu Isı Değişiricilerin Kuramsal ve Deneysel İncelenmesi,” İstanbul Teknik Üniversitesi, 2014.
- [31] D.R. Mirth, S. Ramadhyani, “Correlations for Predicting the Air-Side Nusselt Numbers and Fraction Factors in Chilled-Water Cooling Coils,” *Experimental Heat Transfer*, vol. 7(2), pp. 143-162, 1994.
- [32] W. Pirompugd, C.C. Wang, and S. Wongwises, “A review on Reduction Method for Heat and Mass Transfer Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 2370-2378, 2009
- [33] J. Wang, E. Hihara, “Prediction of Air Coil Performance Under Partially Wet and Totally Wet Cooling Conditions Using Equivalent Dry-Bulb Temperature Method,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, pp. 293-301, 2003.
- [34] B. Peng, X. Ma, Z. Lan, W. Xu, and R. Wen, “Experimental Investigation on Steam Condensation Heat Transfer Enhancement with Vertically Patterned Hydrophobic-Hydrophilic Hybrid Surfaces,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 83, pp. 27-38, 2015.
- [35] G. Sır, “Nem Alma Prosesinde Buharlaştırıcı Yapısının Yoğuşma Verimine Etkisi,” Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2012.
- [36] Y.T. Lin, Y.M. Hwang, and C.C. Wang, “Performance of the Herringbone Wavy Fin Under Dehumidifying Conditions,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 5035-5044, 2002.
- [37] C.C. Wang, C.T. Chang, “Heat and Mass Transfer for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers, with and without Hydrophilic Coating,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3109-3120, 1998.
- [38] S. Danilo, C. Dominique, and P. Frédéric, “Experimental Dropwise Condensation of Unsaturated Humid Air – Influence of Humidity Level on Latent and Convective Heat Transfer for Fully Developed Turbulent Flow,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 102, pp. 846-855, 2016.

- [39] X. Ma, G. Ding, Y. Zhang, and K. Wang, "Air Side Heat Transfer and Friction Characteristics for Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchanger with Hydrophilic Coating Under Wet Condition," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 1153-1167, 2007.
- [40] C.C. Wang, Y.T. Lin, S. Shin, and C.J. Lee, "Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 3443-3452, 2000.
- [41] F. Halıcı, İ. Taymaz, and M. Gündüz, "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat, Mass and Momentum Transfer in Flat-Plate Finned Tube Heat Exchangers," *Energy*, vol. 26, pp. 963-972, 2001.
- [42] N. M. Phu, N. V. Hap, "Influence of inlet water temperature on heat transfer and pressure drop of dehumidifying air coil using analytical and experimental method," *Case Study in Thermal Engineering*, vol. 18, pp. 100581, 2020.
- [43] T. Kuvannarat, C.C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of in thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 2587-2596, 2006.
- [44] T.L. Phan, K.S. Chang, Y.C. Kwon, and H.T. Kwon, "Experimental study on heat and mass transfer characteristics of louvered fin-tube heat exchangers under wet condition," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp. 893-899, 2011.
- [45] W. Wu, J. Luo, D. Li, X. Feng, L. Tang, and Z. Fang, "Experimental Investigation of Heat Transfer Performance of a Finned-Tube Heat Exchanger under Frosting Conditions," *Sustainable Cities and Society*, vol. 80, pp. 103752, 2022.
- [46] X. Lei, Z. Lin, Y.Wang, X. Li, and Y.Liu, "Numerical investigation of condensation characteristics of a moist air-to-air plate-fin heat exchanger and experimental validation," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 191, pp. 122846, 2022.
- [47] X.Y. Sun, Y.J. Dai, T.S. Ge, Y. Zhao, and R.Z. Wang, "Experimental and comparison study on heat and moisture transfer characteristics of desiccant coated heat exchanger with variable structure sizes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 137, pp. 32-46, 2018.
- [48] D.L. Gray, R.L. Webb, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins," *Proc. 8th Heat Transfer Conference*.
- [49] G.Y. Zhong, P. Yang, and Y.W. Liu, "Heat transfer and pressure drop correlations by means of response surface methodology," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 119, pp. 312-332, 2018.
- [50] L. Sun, C.L. Zhang, "Evaluation of elliptical finned-tube heat exchanger performance using CFD and response surface methodology," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 75, pp. 45-53, 2014.

- [51] A. Fazeli, S. Fatemi, E. Ganji, and H.R. Khakdaman, "A statistical approach of heat transfer coefficient analysis in the slurry bubble column," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 86, pp. 508–516, 2018.
- [52] C. Yu, J. Chen, M. Zeng, and B. Gao, "Numerical study on turbulent heat transfer performance of a new parallelflow shell and tube heat exchanger with sinusoidal wavy tapes using RSM analysis," *Applied Thermal Engineering*, vol. 150, pp. 875–887, 2019.
- [53] K. Geliş, E.F. Akyurek, "Entropy generation of different panel radiator types: Design of experiments using response surface methodology (RSM)," *Journal of Building Engineering*, vol. 41, pp. 102369, 2021.
- [54] T. Mohapatra, S.S. Sahoo, and B.N. Padhi, "Analysis, prediction and multi-response optimization of heat transfer characteristics of a three fluid heat exchanger using response surface methodology and desirability function approach," *Applied Thermal Engineering*, vol. 151, pp. 536-555, 2019.
- [55] M. Mamourian, K.M. Shirvan, and S. Mirzakhani, "Two phase simulation and sensitivity analysis of effective parameters on turbulent combined heat transfer and pressure drop in a solar heat exchanger filled with nanofluid by Response Surface Methodology," *Energy*, vol. 109, pp. 49-61, 2016.
- [56] V. Glazar, A. Trp, and K. Lenic, "Optimization of air-water microchannel heat exchanger using response surface methodology," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 157, pp. 119887, 2020.
- [57] A.A.A.A. Al-Rashed, "Optimization of heat transfer and pressure drop of nano-antifreeze using statistical method of response surface methodology," *Physica A*, vol. 521, pp. 531-542, 2019.
- [58] V. Khalajzadeh, G. Heidarinejad, and J. Srebric, "Parameters optimization of a vertical ground heat exchanger based on response surface methodology," *Energy and Building*, vol. 43, pp. 1288-1294, 2011.
- [59] J. L. Threlkeld, "Thermal Environmental Engineering," Prentice-Hall, Inc., New York, NY, 1970.
- [60] T. R. Bump, "Average temperatures in simple heat exchangers," *Journal of Heat Transf.*, vol. 85 (2), pp. 182–183, 1963.
- [61] R. J. Myers, "The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned-tube coil," M.S. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis, 1967.
- [62] V. Gnielinski, "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, pp. 359–368, 1976.
- [63] F.C. McQuiston, J.D. Parker, "Heating Ventilating and Air Conditioning," 4th ed., John Wiley & Sons Inc., New York, NY, pp. 594, 1994.
- [64] M. Patkavak, "Tekil İplik Üretim Hattında Soğutma Sisteminin İplik Üzerine Olan Etkisinin İncelenmesi," Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2020.
- [65] A. Gönül, "Tel Kanatlı Yoğuşturucuların Hava Tarafı Isıl ve Akış Performansının İncelenmesi," Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2020.

- [66] G. E. P. Box, K. B. Wilson, "On the Experimental Attainment of Optimum Conditions," J. R. Stat. Soc. Ser. B, vol. 13, no. 1, pp. 1–38, 1951.
- [67] Minitab, https://support.minitab.com/en-us/minitab/19/help-and-how-to/statistical_modeling/regression/how-to/fit-regression-model/interpret-the-results/all-statistics-and-graphs/pareto-chart/, 09.05.2022.
- [68] F.C. McQuiston, "Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes," ASHRAE Transact., vol. 84 (1), pp. 294-309, 1978.



Tablo A.1 RTD kalibrasyon eğrileri

Kalibrasyon Eğrileri	$y = ax^2 + bx + c$		
	a	b	c
T _{g,1}	0.002	0.8826	-0.4305
T _{g,2}	0.0006	0.9647	-2.7652
T _{g,3}	0.0021	0.8438	1.7698
T _{g,4}	0.0005	0.9943	-2.1705
T _{g,5}	0.0021	0.8631	0.5212
T _{ç,1}	0.0011	0.9091	-0.4096
T _{ç,2}	-0.008	1.0713	-3.5144
T _{ç,3}	0.0019	0.9193	-1.185
T _{ç,4}	-0.0025	1.1951	-5.6105
T _{ç,5}	-0.0002	1.0275	-2.8225
T _{sg}	-0.0002	1.0275	-2.6787
T _{sç}	-0.0011	1.0972	-4.214

Tablo A.2 Termokupl kalibrasyon eğrileri

Kalibrasyon Eğrileri	$y = ax^2 + bx + c$		
	a	b	c
BT1	-0.0006	1.0154	0.5733
BT2	-0.0006	1.0165	0.3173
BT3	- 0.0006	1.0112	0.3526
BT4	-0.0006	1.0132	0.7943
BT5	-0.0007	1.0174	0.3115
BT6	-0.0006	1.0155	0.3331
BT7	-0.0007	1.0179	0.413
BT8	-0.0006	1.0148	0.6626
BT9	-0.0006	1.0158	0.2687
BT10	-0.0012	1.0575	- 0.4554
BT11	-0.0006	1.0178	0.4523
BT12	-0.0006	1.0076	0.5866
BT13	-0.0006	1.0094	0.5692
BT14	-0.0006	1.0118	0.5983

Tablo A.2 Termokupl kalibrasyon eğrileri (devam)

BT15	-0.0006	1.0108	0.657
------	---------	--------	-------

Tablo A.3 Bağıl nem transmitteri kalibrasyon eğrileri

Kalibrasyon Eğrileri	$y = ax^3 + bx^c + cx + d$			
	a	b	c	d
RH _{g,1}	-0.00002	0.0028	0.8799	1.4372
RH _{g,2}	0	0	1.0005	-0.4684
RH _{ç,1}	0	0	1	0.5
RH _{ç,2}	0	0	0.9998	-0.5712

Makaleler

1. G.Bozkula, H. Demir, “ Experimental investigation of heat transfer and pressure drop of fin and tube heat exchanger under dry and wet conditions,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 177, pp. 107580, 2022.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107580>

