

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

**KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFINDA ISLAK
YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

ÖZLEM EMANET

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

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN HEPERKAN**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFINDA ISLAK
YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

Özlem EMANET tarafından hazırlanan tez çalışması 28.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan HEPERKAN
İstanbul Aydın Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan HEPERKAN
İstanbul Aydın Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Z. Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN
Marmara Üniversitesi



Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 25-06-01-03 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Sunulan bu çalışmada üzerinde yoğunlaşma olan kanatlı boru demetlerinde, ısı ve kütle transferi ile basınç düşüşü deneysel olarak incelenmiştir. Değişik sıra ve devre sayılarına sahip bataryalarda yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar soğutucu batarya üzerinde yoğunlaşma olması halinde yoğunlaşan su miktarının zamana göre değişimi incelenmiştir.

Bu doktora tez çalışmasına yön vererek teorik ve deneysel çalışmalarımı yöneten, danışmanım Sayın Prof. Dr Hasan HEPERKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın farklı aşamalarında verdikleri bilgi ve önerileri ile çalışmama destek olan hocalarım Sayın Prof.Dr. İsmail TEKE ve Sayın Prof.Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU'na katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Deney tesisatının tasarımı ile kurulması aşamasında ve karşılaştığım sorunların giderilmesinde desteğini esirgemeyen Prof.Dr.Ahmet KOYUN'a teşekkürlerimi sunarım.

Deney tesisatının oluşturulması aşamasında destek olan Friterm Termik Cihazlar San. Ve Tic. A.Ş.'ne , Sayın Metin DURUK, Sayın Naci ŞAHİN teşekkür ederim.

Her türlü problemimde yanımda olan ve teknik desteklerini esirgemeyen Prof.Dr.Özden AĞRA Dr. Ve Öğr.Üyesi Handan ÇUBUK'un şahsında tüm mesai arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Ayrıca manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen eşime ve aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs, 2018

Özlem EMANET

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Boyutsuz Sayılar ve Temel Denklemler	2
1.1.1.1 Reynolds Sayısı	2
1.1.1.2 Lewis Sayısı.....	2
1.1.1.3 Colburn J Faktörü	2
1.1.1.4 Sürtünme Faktörü	3
1.1.2 Kuru Levha Kanatlı Boru Demetleri Üzerine Yapılan Çalışmalar	3
1.1.3 Islak Levha Kanatlı Boru Demetleri Üzerine Yapılan Çalışmalar	5
1.1.4 Sıvı Birikmesi ile İlgili Çalışmalar	14
1.2 Tezin Amacı	15
1.3 Hipotez	15
BÖLÜM 2	
ISLAK YÜZEYLİ KANATLI BORU DEMETLERİ İÇİN ISI VE KÜTLE TRANSFERİ MODELİ	16

2.1	Nemli Hava ile Su Filmi Arasındaki Isı Geçişi.....	16
2.2	Üzerinde Yoğuşma Olan Genişletilmiş Yüzeylerde Kanat Verimi	20
2.3	Üzerinde Yoğuşma Olan Genişletilmiş Yüzeylerde Isı Trnsferi	24
2.4	Kabul Edilen Büyüklüklerin Kontrolu	26
2.4.1	Boru İç Yüzey Sıcaklığının Kontrolu.....	26
2.4.2	Su Filmi Sıcaklığının Kontrolu.....	26
2.5	Entalpi Potansiyeli ve Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı.....	28
2.6	Yoğuşmanın Meydana Geldiği Sıcaklık.....	29
2.7	Nemli Hava Şartlarının Batarya Boyunca Değişimi	30

BÖLÜM 3

DENEY DÜZENEGİ VE ÖLÇÜMLER	33
3.1 Deney Düzenegi	33
3.1.1 Hava Kanalı	36
3.1.2 Hava Isıtıcısı	36
3.1.3 Buharlı Nemlendirici	36
3.1.4 Akış Düzeltici.....	37
3.1.5 Test Bölgesi.....	38
3.1.6 Fan ve Fan Motoru	40
3.1.7 Su Soğutucu Grup	40
3.1.8 Pompalar.....	41
3.1.9 Üç Yollu Oransal Kontrollu Motorlu Vana	43
3.1.10 Kapalı Genleşme Tankı	43
3.2 Deney Düzeneginin Bölümleri	44
3.2.1 Hava Devresi.....	44
3.2.2 Soğuk Su Devresi.....	45
3.3 Deneysel Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama	45
3.3.1 Veri Toplama ve Otomatik Kontrol Ünitesi	45
3.3.2 Sıcaklık Ölçümü.....	47
3.3.2.1 RTD ile Sıcaklık Ölçümü	47
3.3.2.1 Termokupl ile Sıcaklık Ölçümü	48
3.3.3 Bağıl Nem Ölçümü	50
3.3.4 Basınç Ölçümü	51

3.3.5	Fark Basınç Ölçümü	51
3.3.6	Soğuk su debisi ölçümü	51
3.3.7	Hava hızı ölçümü.....	51
3.3.7.1	Anemometre ile Hava Hızı Ölçümü.....	52
3.3.7.1	Pitot Tüpü ile Hava Hızı Ölçümü.....	52
3.3.8	Yoğuşum Suyu Miktarı Ölçümü	53
3.4	Deney Tasarımı	54
3.4.1	İstatistiksel Analizle Parametrelerin Colburn J Faktörüne Etki Derecesinin Belirlenmesi	55
3.4.2	İstatistiksel Analizle Parametrelerin f Sürtünme Faktörüne Etki Derecesinin Belirlenmesi	57
3.5	Belirsizlik Analizi.....	59
BÖLÜM 4		
DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE HESAP METODU		61
4.1	Soğutucu Bataryalarının Boyutlarının Hesaplanması	61
4.2	Hava Giriş ve Çıkış Sıcaklığında Doymuş Nemli Hava İçindeki Su Buharının Kısmi Basıncı.....	62
4.3	Giriş ve Çıkış Havasının Özgül Nemi	62
4.4	Kuru Hava Debisi	63
4.5	Nemli Havanın Kütle Hızı.....	63
4.6	Hava Tarafındaki Reynolds Sayısı.....	63
4.7	Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı	64
4.8	Soğutucu Akışkan Sıcaklığında Doymuş Nemli Hava Entalpisi.....	64
4.9	Nemli Hava Entalpisi	64
4.10	Toplam Isı Geçişi	64
4.11	Boru İçindeki Akışta Reynolds Sayısı	65
4.12	Boru İçindeki Akışta Isı Taşınım Katsayısı.....	65
4.13	Islak Haldeki Isı Taşınım Katsayısı	65
4.14	Kanat Verimi	66
4.15	Islak Haldeki Colburn J Faktörü.....	66
4.16	Su Filmi Sıcaklığının Kontrolü	66
4.17	Hava Tarafında Oluşan Basınç Kaybı.....	67

BÖLÜM 5

DENEYSEL SONUÇLAR	68
5.1 Sıcaklığın Colburn J Faktörü ve sürtünme Faktörüne Etkisi.....	68
5.2 Bağlı Nemin J Colburn Faktörü ve Sürtünme Faktörüne Etkisi	74
5.3 Sıra sayısının J Colburn Faktörüne Etkisi	80
5.4 Giren Hava Bağlı Neminin Biriken Sıvı Miktarına Etkisi	85
5.5 Giren Hava Sıcaklığının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi	85
5.6 Hava Hızının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi.....	87
5.7 Bağlı Neme Bağlı Olarak Sıra Sayısının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi	87
5.8 Sıcaklığa Bağlı Olarak Sıra Sayısının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi.....	88

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER	90
6.1 Sonuçlar	90
6.2 Öneriler	91
KAYNAKLAR.....	93
ÖZGEÇMİŞ.....	96

SİMGE LİSTESİ

A	Isı geçiş alanı, [m ²]
A _F	Kanat yüzey alanı, [m ²]
A _{F,c}	Kanat kesit alanı, [m ²]
A _{fr}	Ön yüzey alanı, [m ²]
A _{min}	Minimum akış alanı, [m ²]
A _o	Toplam dış yüzey alanı, [m ²]
A _p	Boru yüzey alanı, [m ²]
b	$\Delta i_s/\Delta t_s$ eğimi
c _p	Özgöl ısı, [J/kg°C]
c _{p,a}	Nemli havanın özgöl ısısı, [J/kg°C]
c _{p,da}	Kuru havanın özgöl ısısı, [J/kg°C]
c _{p,w}	Suyun özgöl ısısı, [J/kg°C]
d	Boru apı, [m]
D	Kütle yayılım katsayısı, [m ² /s]
D _c	Kanat yaka dış çapı, [m]
D _h	Hidrolik ap, [m]
f	Sürtünme katsayısı
G	Havanın kütle hızı, [kg/m ² s]
h	Isı taşıyım katsayısı, [W/m ² K]
h _{c,o}	Islak haldeki dış yüzey ısı taşıyım katsayısı, [W/m ² K]
h _{D,o}	Dış yüzey kütle transferi katsayısı, [kg/m ² s]
h _{o,w}	Nemli hava ile soğuk yüzey arasındaki eşdeğer ısı taşıyım katsayısı, [W/m ² K]
i	Nemli hava entalpisi, [J/kg K]
i _F	Eşitlik 3.43 ile tanımlanan hayali nemli hava entalpisi, [J/kg K]
i _{F,B}	Kanat dip sıcaklığında doymuş nemli hava entalpisi, [J/kg K]
i _{f,w}	t _w sıcaklığındaki doymuş suyun entalpisi, [J/kg K]
i _{fg}	Suyun buharlaşma gizli ısısı, [J/kg K]
i _g	Hava içerisindeki su buharı entalpisi, [J/kg K]
i _{g,t}	Havanın kuru termometre sıcaklığındaki doymuş su buharının entalpisi, [J/kg K]
i _i	Boru içindeki akışta ısı taşıyım katsayısı, [W/m ² K]
i _s	Doymuş nemli hava entalpisi, [J/kg K]
i _{s,R}	Soğutucu akışkan sıcaklığında doymuş nemli hava entalpisi, [J/kg K]
J	Colburn faktörü

k	Isı iletim katsayısı, [W/m ² K]
L	Kanat uzunluğu, [m]
L	Karakteristik boyut (Re sayısı için), [m]
Le	Lewis sayısı
m _a	Nemli havanın kütleli debisi, [kg/s]
m _R	Soğuk suyun kütleli debisi, [kg/s]
N	Boru sıra sayısı
n _{ab}	Akışa dik boru sayısı
n _F	Kanat sayısı
n _p	Test bataryasındaki toplam boru sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç, [Pa]
P _F	Kanadın çevre uzunluğu, [m]
Pr	Prandtl sayısı
P _s	Nemli havadaki su buharının kısmi basıncı, [Pa]
P _{sd}	Doymuş nemli havadaki su buharının kısmi basıncı, [Pa]
q	Isı transferi, [W]
R	Isıl direnç,
r ₁	Kanat iç yarıçapı, [m]
r _e	Eşdeğer kanat yarıçapı, [m]
Re	Reynolds sayısı
s	Kanat aralığı, [m]
S _L	Akış yönündeki boru adımı, [m]
S _T	Akışa dik yöndeki boru adımı, [m]
St	Stanton sayısı
t	Hava sıcaklığı, [°C]
t _f	Film sıcaklığı, [°C]
t _{F,B}	Kanat dip sıcaklığı, [°C]
t _p	Boru yüzey sıcaklığı, [°C]
t _R	Soğutucu akışkan sıcaklığı, [°C]
U	Toplam ısı transfer katsayısı, [W/m ² K]
U _{o,w}	Islak haldeki ısı değiştiriciler için toplam ısı transfer katsayısı, [W/(m ² K kJ/kg)]
V _a	Ortalama hava giriş hızı, [m/s]
W	Nemli havanın özgül nemi, [kg buhar/kg kuru hava]
y _F	Kanat kalınlığının yarısı, [m]
y _w	Su filmi kalınlığı, [m]
Δh _m	Logaritmik ortalama entalpi farkı, [J/kg]
ΔP	Basınç kaybı, [Pa]
Δt	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, [°C]
1	Giriş
2	Çıkış
α	Isıl difüzivite
ε	Kanat parametresi
φ _w	Islak halde kanat verimi
φ	Bağıl nem
μ	Dinamik viskozite

η_f	Kanat verimi
ρ	Özgöl kütle
σ	Minimum akış alanı/ön yüzey alanı



KISALTMA LİSTESİ

ARI Air-Conditioning and Refrigeration Institute
ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Nem alma prosesi	7
Şekil 2.1 Soğuk yüzeydeki ısı ve kütle geçişi	17
Şekil 2.2 Nemli hava akışında kontrol hacmi	17
Şekil 2.3 Doymuş hava için $b = \Delta h_s / \Delta t_s$ eğimi	20
Şekil 2.4 Üzerinde yoğunlaşma olan dikdörtgen kesitli kanatta ısı geçişi.....	21
Şekil 2.5 Nemli havanın soğutucu batarya içerisindeki ideal değişim eğrileri.....	31
Şekil 2.6 Nemli havanın soğutucu batarya içerisindeki gerçek değişim eğrisi.....	31
Şekil 3.1 Deney düzeneğinin şematik resmi	34
Şekil 3.2 Deney düzeneğinin fotoğrafları.....	35
Şekil 3.3 Buharlı nemlendiricinin fotoğrafı	37
Şekil 3.4 Akış düzeltici modülü.....	38
Şekil 3.5 Test bölgesinin fotoğrafı.....	39
Şekil 3.6 Fan hücresinin fotoğrafı	40
Şekil 3.7 Su soğutucu grubun fotoğrafı.....	41
Şekil 3.8 Soğuk su pompasının fotoğrafı.....	42
Şekil 3.9 Kondenser soğutma suyu pompasının fotoğrafı	42
Şekil 3.10 Oransal kontrollü 3 yollu vana.....	43
Şekil 3.11 Kapalı genleşme tankının fotoğrafı.....	44
Şekil 3.12 RTD'lerin kanal içindeki yerleşimi.....	47
Şekil 3.13 Termokuplların boru yüzeyine bağlantı fotoğrafı	49
Şekil 3.14 Bağıl nem transmitterlerinin kanala bağlantı fotoğrafı.....	50
Şekil 3.15 Ölçüm noktaları ve Pitot tüpü düzeneğinin şematik resmi ve fotoğrafı	52
Şekil 3.16 Yoğuşum suyu ölçüm düzeneğinin fotoğrafı	53
Şekil 3.17 Kanatlı borulu ısı değiştiriciler	54
Şekil 3.18 Colburn J faktörü için genel doğrusal model ile istatistik çözüm	55
Şekil 3.19 Artıkların analizi- normal dağılım göstergeleri	56
Şekil 3.20 Parametrelerin Colburn J faktörüne etkileri.....	57
Şekil 3.21 Sürtünme faktörü f için genel doğrusal model ile istatistik çözüm.....	58
Şekil 3.22 sürtünme faktörü f için Artıkların analizi- normal dağılım göstergeleri.....	58
Şekil 3.23 Parametrelerin sürtünme f faktörüne etkileri.....	59
Şekil 4.1 Soğutucu batarya boyutları	61
Şekil 5.1 2 sıralı bataryada sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi	69
Şekil 5.2 4 sıralı bataryada sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi	70
Şekil 5.3 6 sıralı bataryada sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi	71

Şekil 5.4 2 sıralı bataryada sıcaklığın sürtünme faktörüne etkisi.....	72
Şekil 5.5 4 sıralı bataryada sıcaklığın sürtünme faktörüne etkisi.....	73
Şekil 5.6 6 sıralı bataryada sıcaklığın sürtünme faktörüne etkisi.....	74
Şekil 5.7 2 sıralı bataryada bağıl nemin Colburn J faktörüne etkisi	75
Şekil 5.8 4 sıralı bataryada bağıl nemin Colburn J faktörüne etkisi	76
Şekil 5.9 6 sıralı bataryada bağıl nemin Colburn J faktörüne etkisi	77
Şekil 5.10 2 sıralı bataryada bağıl nemin sürtünme faktörüne etkisi	78
Şekil 5.11 4 sıralı bataryada bağıl nemin sürtünme faktörüne etkisi	79
Şekil 5.12 6 sıralı bataryada bağıl nemin sürtünme faktörüne etkisi	80
Şekil 5.13 %50 bağıl nemde sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi.....	81
Şekil 5.14 %60 bağıl nemde sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi.....	82
Şekil 5.15 %70 bağıl nemde sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi.....	82
Şekil 5.16 %50 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	83
Şekil 5.17. %60 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	84
Şekil 5.18. %70 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	84
Şekil 5.19 Giren hava bağıl neminin biriken sıvı miktarına etkisi	85
Şekil 5.20 Giren hava sıcaklığının biriken sıvı miktarına etkisi.....	86
Şekil 5.21 Hava hızının biriken sıvı miktarına etkisi	87
Şekil 5.22 Sıra sayısının biriken sıvı miktarına etkisi	88
Şekil 5.23 Sıra sayısının biriken sıvı miktarına etkisi	89

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Ölçülen büyüklükler	46
Çizelge 3.2 RTD hata fonksiyonları.....	48
Çizelge 3.3 Termokupl hata fonksiyonları.....	49
Çizelge 3.4 Bağıl nem transmitteri hata fonksiyonları.....	50
Çizelge 3.5 Basınç transmitteri hata fonksiyonları	51
Çizelge 3.6 Fark basınç transmitteri hata fonksiyonları.....	51
Çizelge 3.7 Isı değıştirici boyutları.....	54
Çizelge 3.8 Deney parametreleri	54
Çizelge 3.9 Değişkenlere ait belirsizlik değerleri.....	60

**KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFINDA ISLAK
YÜZEYDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

Özlem EMANET

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan HEPERKAN

Kanatlı borulu ısı değıştirciler hava soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde yoğun olarak kullanılırlar. Isı değıştirici yüzey sıcaklığı havanın çığ noktası sıcaklığının altında olduğunda, hava içindeki su buharı yüzeyler üzerinde yoğunlaşmaya başlar. Bu durumda eşzamanlı ısı ve kütle geçişi söz konusu olur.

Bu tez çalışmasında yukarıda sözü edilen durumda ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde farklı devre ve sıra sayılarına sahip üç adet soğutucu batarya kullanılmıştır. Yoğuşma şartları altında kanatlı borulu ısı değıştiricinin hava tarafındaki hava giriş şartlarının, boru sıra sayısının ve devre sayısının ısı ve kütle geçişi karakteristikleri üzerine etkileri ile yoğunlaşan su kütlesinin zamanla değişimi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı borulu ısı değıştirciler, yoğuşma

ABSTRACT

INVESTIGATION OF AIR SIDE HEAT TRANSFER ON WET SURFACE OF FIN AND TUBE HEAT EXCHANGERS

Özlem EMANET

Department of Mechanical Engineering

Doctoral Thesis

Adviser: Prof. Dr. Hasan HEPERKAN

Finned tube heat exchangers are used in air conditioning systems. When the heat exchanger outer surface temperature is below moist air dew point temperature, water vapor present in the moist air condenses on the surface. Therefore, simultaneously heat and the mass transfer happens.

In this study, in the situation mentioned above heat transfer was studied experimentally. Experiments were done with three cooling coils having the different number of tube rows and circuit numbers. Under wet fin conditions, the effect of air inlet conditions, number of tube rows and number of circuits on the heat transfer and pressure drop characteristics, and change of condensed water mass flow rate with time were investigated.

Keywords: Fin and tube heat exchangers, condensation

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

GİRİŞ

Günümüzde enerji kaynaklarının azalması, varolan kaynakların daha verimli kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Bu nedenle kullanılan ürünlerin enerji tüketiminin minimum düzeyde tutulması için düzenlemeler yapılmakta ve zorunluluklar getirilmektedir. Enerjinin verimli kullanılması ürün tasarımında etkili bir parametre haline gelmiştir.

Kanatlı boru demetleri atmosferik havayı soğutmak için yaygın olarak kullanılırlar. Kanat sıcaklığının havanın çığ noktası sıcaklığının altına düşmesi durumunda su buharı kanat ve boru yüzeyleri üzerinde yoğunlaşır. Bu duruma eşzamanlı ısı ve kütle transferi denir. Bir ısı değiştiricinin ısıl performansını etkileyen pek çok faktör vardır. Bunlar geometri, malzeme, hava ve soğutucu akışkan debileri ile havanın termodinamik özellikleridir. Kütle transferi de kanat verimini ve dolayısıyla ısı değiştiricinin ısıl performansını etkiler. Yüzeyler üzerinde oluşan su filmi taşınımıyla ısı geçişi için bir direnç oluşturur. Ancak su buharının yoğunlaşması ile gizli ısı geçişi de gerçekleştiğinden toplam ısı iletim katsayısı değişmektedir. Mevcut kaynaklarda kanatlı borulu ısı değiştiricilerin ıslak ve kuru kanat hali gözönüne alınarak farklı geometrik özelliklerin (boru sıra sayısı, boru çapı, kanat aralığı, kanat kalınlığı), havanın ve soğutucu akışkanın debileri ile havanın termodinamik özelliklerinin kanat verimi ve ısı değiştiricinin toplam ısı iletim katsayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında kanatlı borulu ısı değiştiriciler deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmalarda farklı sıra ve devre sayılarına sahip üç adet kanatlı-borulu ısı değiştirici ile deneyler yapılmıştır. 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 incelenmiştir. Soğutucu batarya yüzeylerinde yoğunlaşan su kütlesinin zamanla değişimi ve ısı taşınım katsayısı ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkileri, nemli hava özelliklerinin yoğunlaşan su kütlesi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Boyutsuz Sayılar ve Temel Denklemler

1.1.1.1 Reynolds sayısı

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanır ve

$$Re = \frac{GL}{\mu} \quad (1.1)$$

eşitliği ile ifade edilir. (1.1) eşitliğinde L karakteristik boyuttur.

1.1.1.2 Lewis sayısı

Lewis sayısı, ısı ve derişim sınır tabakalarında ısı ve kütle yayılımının bağıl büyüklüklerini göstermek için tanımlanmış bir boyutsuz sayıdır. Isı ve kütle yayılım katsayılarının oranı şeklinde tanımlanır ve

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{h_{o,w}}{h_{D,o} c_{p,a}} \quad (1.2)$$

eşitliği ile ifade edilir.

1.1.1.3 Colburn Faktörü

Isı geçişini karakterize eden boyutsuz sayıdır ve

$$J = StPr^{2/3} = \left(\frac{h_{c,o}}{Gc_{p,a}} \right) \left(\frac{\mu c_{p,a}}{k} \right)^{2/3} \quad (1.3)$$

eşitliği ile ifade edilir.

1.1.1.4 Sürtünme Faktörü

$$f = \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_1} \left[\frac{2\Delta P \rho_1}{G^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (1.4)$$

1.1.2 Kuru Levha Kanatlı Boru Demetleri Üzerine Yapılan Çalışmalar

Aşağıda anlatılan çalışmalarda soğutucu batarya yüzeylerinin kuru olması halinde boru sıra sayısı , kanat aralığı, boru çapı gibi geometrik özelliklerin ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri incelenmiş ve bağıntılar önerilmiştir.

Rich [1] çok sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricilerde kanat aralığının temel ısı geçişi ve sürtünme karakteristikleri üzerine etkisini gösteren verileri sunmuştur. Deney yaptığı örneklerde her özelliği aynı sadece kanat aralığı farklı olmak şartıyla, ısı taşınım katsayısının 3-21 kanat/inch aralığında kanat aralığından ve kanatlardaki sürtünme faktörünün 3-14 kanat/inch aralığında kanat aralığından bağımsız olduğunu belirlemiştir. Kanat hatvesi 14 kanat/inch üzerinde olduğu durumda kanat için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişiminin tam gelişmiş sınır tabakanın olduğu kanal içi akıştan ziyade sınır tabakanın gelişmekte olduğu düz plaka üzerinde akışa benzediğini belirtmiştir.

Rich [2] levha kanatlı boru demetlerinde üçgen dizilmiş boru sıra sayısının ısı taşınım katsayısına etkisini inceleyerek yüksek Reynolds sayılarında ısı taşınım katsayısının sıra sayısı arttıkça arttığını, düşük Reynolds sayılarında ise sıra sayısı arttıkça azaldığını göstermiştir.

Kays ve London [3] genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri üzerinde deneysel araştırmalar yaparak Colburn ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimini grafikler halinde vermişlerdir.

Kayansayan [4] plaka kanatlı borulu çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde dış yüzey geometrisinin performans üzerindeki etkisini incelemiştir. Reynolds sayısı 100-30.000 arasında, kanat parametresi 11-23 arasında değişen, geometrik olarak farklı 10 adet bataryayı test etmiştir. Colburn faktörü J bağıntısını Reynolds sayısına ve kanat

parametresine bağı olarak $500 < Re < 30.000$ ve $11,2 \leq \varepsilon \leq 23,5$ aralığında geçerli olmak üzere

$$j = 0,15 Re^{-0,28} \varepsilon^{-0,362} \quad (1.5)$$

şeklinde önermiştir.

Kim vd. [5] üçgen dizilişli kanatlı borulu ısı değiştiricilerin hava tarafı ısı taşınım katsayısını ve sürtünme faktörünü Re sayısı ve boru çapı, kanat aralığı gibi geometrik değişkenlerin fonksiyonu olarak belirlemek üzere bağıntılar geliştirmişlerdir. Isı geçişi ve sürtünme bağıntılarını geliştirmek için ısı değiştirici verilerine çoklu regresyon tekniğini uygulamışlardır. Bağıntılar küçük çaplı borulara sahip ısı değiştiricilere de uygulanabilmektedir. Üç veya daha çok sıralı düzenlemeye uygulanabilen bağıntıları verilerin %94 ünü sınırlarında, bir veya iki sıralı düzenlemeye uygulanan bağıntıları verilerin %94 ünü sınırlarında, sürtünme faktörü bağıntısı verilerin %90 ını sınırlarında belirlemektedir.

Wang vd [6,7] düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerin hava tarafı performansı üzerine çalışmışlardır. Boru sıra sayısı, kanat aralığı ve boru çapının ısı ve hidrolik karakteristikler üzerine etkilerini incelemişlerdir. Boru sıra sayısına bağı olarak, ısı geçişi karakteristiklerinin kanat aralığı ile ilişkili olduğu sonucuna varmışlardır. 1 veya 2 boru sıra sayısı için kanat aralığının azalmasıyla ısı geçişi performansı artmıştır. Boru sıra sayısı 4 veya daha fazla olduğunda ve kanat yaka dış çapına göre $Re_{Dc} > 2000$ durumunda kanat aralığının ısı geçişine etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Aynı kanat aralığı için boru sıra sayısının sürtünme performansına etkisi çok küçüktür. Boru çapının ısı geçişine etkisi de kanat aralığı ile ilişkilidir. Çalışmanın ikinci bölümünde düz kanat geometrisine sahip bir kanatlı borulu ısı değiştirici için bir bağıntı önermişlerdir. Bağıntıyı oluşturmak için 74 örnek kullanmışlardır. Önerdikleri ısı geçişi bağıntısı temas direncini de içermektedir. Isı geçişi bağıntısı verilerin %88,6 sını $\pm\%15$ ve sürtünme bağıntısı verilerin %85,1 ini $\pm\%15$ sapma sınırları içinde sağlamaktadır. Isı geçişi bağıntısının ortalama sapması %7,51 ve sürtünme bağıntısının ortalama sapması %8,31 dir.

$N \geq 2$ için

$$j = 0,086 \text{Re}_{D_c}^{P3} N^{P4} \left(\frac{s}{D_c} \right)^{P5} \left(\frac{s}{D_h} \right)^{P6} \left(\frac{s}{S_t} \right)^{-0,93} \quad (1.6)$$

$$P3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\log_e(\text{Re}_{D_c})} + 0,158 \log_e \left(N \left(\frac{s}{D_c} \right)^{0,41} \right) \quad (1.7)$$

$$P4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{S_l}{D_h} \right)}{\log_e(\text{Re}_{D_c})} \quad (1.8)$$

$$P5 = -0,083 + \frac{0,058N}{\log_e(\text{Re}_{D_c})} \quad (1.9)$$

$$P6 = -5,735 + 1,21 \log_e \left(\frac{\text{Re}_{D_c}}{N} \right) \quad (1.10)$$

$$D_h = \frac{4A_{\min}L}{A_o} \quad (1.11)$$

bağıntıları önerilmiştir. (1.11) eşitliğinde L hava akımı yönünde soğutucu batarya uzunluğudur.

Sürtünme faktörü için

$$f = 0,0267 \text{Re}_{D_c}^{F1} \left(\frac{S_t}{S_l} \right)^{F2} \left(\frac{s}{D_c} \right)^{F3} \quad (1.12)$$

$$F1 = -0,764 + 0,739 \frac{S_t}{S_l} + 0,177 \frac{s}{D_c} - \frac{0,00758}{N} \quad (1.13)$$

$$F2 = -15,689 + \frac{64,021}{\log_e(\text{Re}_{D_c})} \quad (1.14)$$

bağıntıları önerilmiştir.

1.1.3 Islak Levha Kanatlı Boru Demetleri Üzerine Yapılan Çalışmalar

Aşağıda özetlenen çalışmalarda soğutucu batarya yüzeylerinde yoğunlaşma olması halinde havanın soğutucu bataryaya giriş şartlarının ve geometrik özellik olarak boru çapı, boru

sıra sayısı, boru yerleşimi ve kanat aralığının ısı taşınım ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Threlkeld [8] kanadın üniform bir yoğuşum filmiyle kaplandığını kabul ederek bir dikdörtgen kanat modeli önermiştir. Kuru kanat için olan ısı taşınım katsayısı su filminin ısıl direnci dikkate alınarak düzeltilmiş olan ısı taşınım katsayısı ile değiştirildiğinde kuru kanat verimi çözümlerinin ıslak kanat verimi için kullanılabileceği sonucuna varmıştır. Ancak bu çözüm kanat üzerindeki su filminin kalınlığının bilinmesine bağlıdır. Bu model ıslak kanat veriminin havanın bağıl neminden çok az etkilendiğini göstermiştir. Fiziksel olarak gelen hava ile kanat yüzeyi arasındaki sıcaklık ve özgül nem farkları sırasıyla ısı ve kütle geçişi için itici kuvvettir. Threlkeld Lewis sayısını 1 kabul ederek iki itici kuvveti entalpi farkı şeklinde birleştirmiştir. Bu entalpi farkını kullanarak toplam kanat verimi için analitik bir ifade elde etmiştir. Bu verim ifadesi

$$\Phi_w = \frac{\tanh pl}{pl} \quad (1.15)$$

eşitliği ile verilmiştir.

$$\text{Kuru kanat için } p = \sqrt{h_{c,o}/ky} \quad (1.16)$$

$$\text{Islak kanat için } p = \sqrt{h_{o,w}/k_F \gamma_F} \quad (1.17)$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{c_{p,a}/(b_w h_{c,o}) + \gamma_w/k_w} \quad (1.18)$$

$$Le = \frac{h_{o,w}}{h_{D,o} c_{p,a}} \quad (1.19)$$

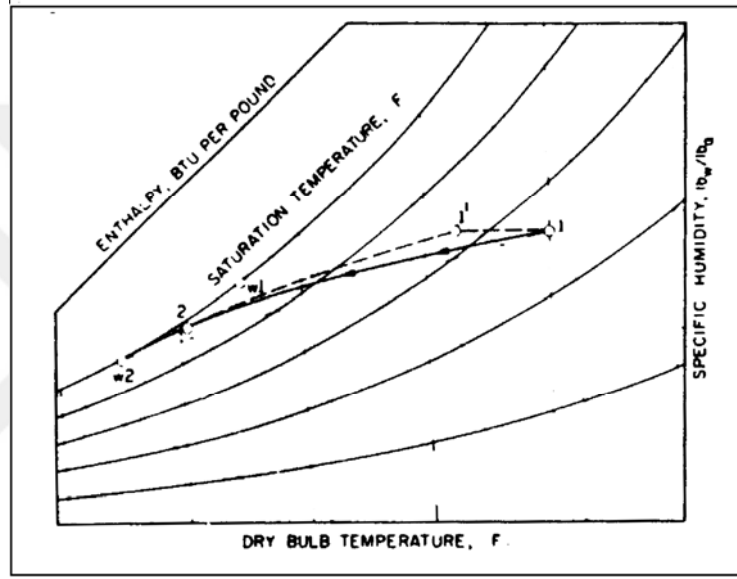
McQuiston [9] düz ıslak kanadın toplam verimi üzerine çalışmıştır. Giren hava ve kanat yüzeyi üzerinde bulunan havanın özgül nemleri arasındaki fark kütle geçişi için itici kuvvet olarak verilmiştir. Şekil 2.1’de gösterilen kütle geçişi itici kuvvetinin aynı yerdeki sıcaklık farkıyla lineer ilişkili olduğunu kabul etmiştir. Yüzey sıcaklığı ve nemli havanın özelliklerini dikkate alarak kütle geçişi etkisini belirleyen bir C parametresi tanımlamıştır. Bu parametre yoğuşma olmadığı durumda sıfır olmaktadır. Elde ettiği sonuçlar toplam kanat veriminin bağıl neme bağlı olduğunu göstermiştir.

$$\phi_w = \frac{\tanh(ML)}{ML} \quad (1.20)$$

$$M^2 = \left(\frac{h_{c,o} P_F}{k_F A_{F,c}} \right) \left(1 + \frac{Ch_{fg}}{c_{p,a}} \right) \quad (1.21)$$

$$C = \frac{C_1 + C_2}{2} \quad (1.22)$$

$$C_1 = \frac{W_{w1} - W_1}{T_{w1} - T_1}, \quad C_2 = \frac{W_{w2} - W_2}{T_{w2} - T_2} \quad (1.23)$$



Şekil 1. 1 Nem alma prosesi [9]

McQuiston [10,11] bir başka çalışmasında alüminyum levha kanatlı, üçgen dizilmiş bakır borulu ve kanat aralıkları farklı beş adet ısı değiştiricisi kullanarak kuru ve ıslak kanat durumu için yaptığı deney sonuçlarını toplu olarak vermiş ve bu verileri kullanarak duyulur ve toplam ısı geçişi ve sürtünme faktörü bağıntıları oluşturmuştur. Bu bağıntılar

Film tipi yoğuşma için:

Duyulur J Colburn faktörü

$$J(s) = 0,84 + 4,0 \times 10^{-5} Re_s^{1,25} \quad (1.24)$$

Toplam J Colburn faktörü

$$J(s) = (0,95 + 4,0 \times 10^{-5} \text{Re}_s^{1,25}) F_s^2 \quad (1.25)$$

Sürtünme faktörü

$$F(s) = (0,6 + \text{Re}_s^{-0,15}) F_s^{-3} \quad (1.25)$$

Damlacık tipi yoğunlaşma için:

Duyulur J Colburn faktörü

$$J(s) = (0,9 + 4,3 \times 10^{-5} \text{Re}_s^{1,25}) F_s^{-1} \quad (1.26)$$

Toplam J Colburn faktörü

$$J(s) = (0,8 + 4,0 \times 10^{-5} \text{Re}_s^{1,25}) F_s^4 \quad (1.27)$$

Sürtünme faktörü

$$F(s) = (0,325 + \text{Re}_s^{-0,05}) F_s^{-3} \quad (1.28)$$

eşitlikleri ile ifade edilmiştir. Eşitliklerdeki F_s parametresi kanat hatvesinin kanatlar arasındaki mesafeye oranı şeklinde tanımlanmıştır. Re_s ise kanat hatvesine göre hesaplanan Reynolds sayısıdır.

Wang vd. [12] boru sıra sayıları, kanat aralığı ve kanat kalınlığını gibi farklı geometrik parametrelere sahip 15 adet düz kanatlı ısı değiştirici örneğini zorlamalı akışta açık rüzgar tüneline test etmişlerdir. Sonuçları $300 < \text{Re} < 7500$ aralığında Reynolds sayısı-Colburn j faktörü ve sürtünme faktörü formunda sunmuşlardır. Ayrıca mevcut düz kanat bağıntıları ile karşılaştırmışlardır. Kanat boşluğunun ısı taşınım katsayısına etkilediği, boru sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisinin ihmal edilebileceği ve kanat kalınlığının ısı geçişi ya da sürtünme karakteristiklerini etkilemediği sonucuna varmışlardır.

Jang vd. [13] çok sıralı bir kanatlı borulu ısı değiştirici üzerinde akışkan akışını ve ısı geçişini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Boruların yerleşimi, boru sıra sayısı (1-6) ve kanat aralığı gibi farklı geometrik parametreleri, 60-900 arasında değişen Reynolds sayıları için detaylı olarak incelemişlerdir. Üçgen düzenleme için ortalama ısı taşınım katsayısının düz sıralamadan %15-%27 daha fazla, ancak basınç kaybının

%20-25 yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Ortalama ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü için buldukları sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla uyumaktadır. Ayrıca 4'ten fazla boru sıra sayısının ortalama ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin küçük olduğunu bulmuşlardır. Sayısal sonuçları deneysel sonuçlarıyla uyum içindedir.

Wang vd. [14] nem alma şartları altında çalışan kanatlı borulu ısı değiştirici grubu ile ilgili çalışmalarını sunmuşlardır. Threlkeld tarafından verilen formülasyonu kullanarak dairesel kanatlar için tam ıslak kanat verimini türetmişlerdir. $300 < Re < 5500$ aralığında kanat aralığı, boru sıra sayısı ve giriş şartlarının kanat verimi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Eşzamanlı ısı ve kütle geçişi prosesi için entalpi farkını itici kuvvet olarak kullanarak, tam ıslak kanat verimi için analitik bir ifade elde etmişlerdir. Verileri j Colburn faktörü ve f sürtünme faktörü terimleri ile ifade etmişlerdir. Sunulan düz kanat konfigürasyonu için sürtünme faktörü ve Colburn faktörü için bağıntılar geliştirmişlerdir. Kanat boşluğunun ısı ve kütle geçişi üzerindeki etkisinin çok küçük olduğunu, boru sıra sayısının etkisinin ise önemsiz olduğunu göstermişlerdir. Duyulur Colburn faktörünün J , yoğunlaşma durumunda havanın giriş şartlarına bağlı olmadığını, tam ıslak şartlarda sürtünme faktörünün f giriş şartlarıyla değişmediğini, kanat aralığı ve boru sıra sayısına ise duyarsız olduğunu belirlemişlerdir. Islak bataryalarda sürtünme faktörü f yüksektir. Düşük Re sayılarında duyulur ısı taşınım katsayısında azalma gözlemişlerdir. Ancak bu durumun boru sıra sayısı arttıkça önemini kaybettiğini belirtmişlerdir.

Jang vd. [15] üçgen yerleşimli 4 sıra dairesel kanatlı borulu ısı değiştirici üzerinden akışı ve ısı geçişini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. İki tip kanatlı borulu konfigürasyonu 1-6 m/s arasında giriş hız değerlerinde kuru ve ıslak şartlarda incelemişlerdir. Deneyler sonucunda ıslak bataryalar için duyulur Colburn faktörü J_s 'in ve sürtünme faktörü f 'in kuru bataryalara göre sırasıyla %20 ve %15 daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Kuru bataryalar için üç boyutlu laminar akışın ve kanat içindeki kondüksiyonla ısı geçişinin sayısal sonuçlarını da vermişlerdir. Buna göre bir boyutlu yaklaşım ile kanat veriminin yüksek tahmin edildiğini ve akışkan hızı arttıkça hatanın da arttığını göstermişlerdir. Ayrıca izotermal kanat yaklaşımıyla da ısı taşınım katsayısının %5-35 oranında yüksek bulunduğunu göstermişlerdir. Kuru bataryanın basınç kaybı için sayısal değerleri deneysel verilerle tam olarak uymaktadır.

Wang vd. [16] başka bir çalışmalarında düz kanat geometrisi için ıslak şartlarda daha geniş ve istikrarlı bir veri tabanına dayanan hava tarafı korelasyonları sunmuşlardır. Farklı geometrilerde toplam 31 örnek kullanmışlar ve ıslak şartlarda düz kanatlı ısı değiştiricileri için ısı geçişi ve sürtünme faktörü bağıntılarını genelleştirmişlerdir. Bu bağıntılar

300<Re<500 için:

$$j = 19.36 \text{Re}_{DC}^{j_1} \left(\frac{s}{D_c} \right)^{1.352} \left(\frac{S_l}{S_t} \right)^{0.6795} N^{-1.291} \quad (1.29)$$

$$j_1 = 0.3745 - 1.554 \left(\frac{s}{D_c} \right)^{10.24} \left(\frac{S_l}{S_t} \right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (1.30)$$

$$f = 16.55 \text{Re}_{DC}^{f_1} (10 \times \text{Re}_{film})^{f_2} \left(\frac{A_o}{A_{p,o}} \right)^{f_3} \left(\frac{S_1}{S_t} \right)^{f_4} \left(\frac{s}{D_h} \right)^{-0.587} (e^{D_h/D_c})^{-1.117} \quad (1.31)$$

$$f_1 = -0.7339 + 7.187 \left(\frac{s}{S_l} \right)^{2.5} (\log_e (9 \times \text{Re}_{film})) \quad (1.32)$$

$$f_2 = -0.5417 \log_e \left(\frac{A_o}{A_{p,o}} \right) \left(\frac{s}{D_c} \right)^{0.9} \quad (1.33)$$

$$f_3 = 0.02722 \log_e (6 \times \text{Re}_{film}) \left(\frac{S_l}{S_t} \right)^{3.2} \log_e (\text{Re}_{DC}) \quad (1.34)$$

$$f_4 = 0.2973 \log_e \left(\frac{A_o}{A_{p,o}} \right) \log_e \left(\frac{D_h}{D_c} \right) \quad (1.35)$$

$$\frac{h_{c,o}}{h_{D,o} C_{p,a}} = 0.372 \text{Re}_{DC}^{0.1147} \left(0.6 + 0.6246 \text{Re}_{film}^{-0.08899 \exp(F_p/D_c)} \left(\frac{s}{S_l} \right)^{0.08833} N^{-0.285} \right) \quad (1.36)$$

eşitlikleri ile ifade edilmiştir.

Halıcı vd . [17] alüminyum kanat ve bakır borudan oluşan kanatlı-borulu ısı değiştiriciler için boru sıra sayısının ısı, kütle ve momentum geçişi üzerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Boru sıra sayıları 1-4 arasında olan aynı tip ısı değiştiriciler için kuru ve ıslak yüzey şartlarında ısı taşınım katsayısını elde etmişlerdir. Hava hızı 0,9-4 m/s

arasındadır. Reynolds sayısının değişik değerlerinde ısı geçişi, Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü tayin etmişlerdir. Deney sonuçlarına göre $300 < Re < 2000$ için ıslak yüzeyin Colburn ve sürtünme faktörlerinin kuru yüzeyin Colburn ve sürtünme faktörlerinden daha büyük olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca düşük Reynolds sayılarında boru sıra sayısının etkisinin yüksek Reynolds sayılarından daha fazla olduğunu belirlemişlerdir.

Pirompugd vd. [18] ısı ve kütle transfer performansıyla ilgili deneysel veri sağlamayı amaçlamışlar ve yeni bir hesap metodu önermişlerdir. Girişteki bağıl nemin, kanat aralığının ve boru sıra sayısının kütle transfer karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Hesap metodu olarak kanatlı borulu ısı değiştiricinin çok küçük bölümlere ayrılması ve her bölüm için duyulur ısı transfer katsayısını ve kütle transfer katsayısını belirlemek için bir deneme yanılma algoritması kullanılmıştır. Ayrıca ısı ve kütle transferi için $300 < Re < 4500$ aralığında elde edilen deneysel sonuçlarla Colburn J faktörü bağıntıları önermişlerdir. Bu bağıntılar,

$$J_h = 0.171 \varepsilon^{0,377N} Re_{D_c}^{(-0,0142N-0,478)} \left(\frac{S_p}{D_c} \right)^{(0,00412N-0,0217)} \left(\frac{A_o}{A_{p,o}} \right)^{(-0,114N+0,440)} \quad (1.37)$$

$$J_m = 0.315 \varepsilon^{0,441N} Re_{D_c}^{(-0,0580N-0,475)} \left(\frac{S_p}{D_c} \right)^{(0,00471N-0,0216)} \left(\frac{A_o}{A_{p,o}} \right)^{(-0,00223N+0,223)} \quad (1.38)$$

$$\frac{h_{c,o}}{h_{D,o} C_{p,a}} = 0.490 \varepsilon^{0,792N} Re_{D_c}^{(-0,0714N-0,00361)} \left(\frac{S_p}{D_c} \right)^{(0,00867N-0,0425)} \left(\frac{A_o}{A_{p,o}} \right)^{(-0,107N+0,203)} \quad (1.39)$$

Pirompugd vd. [19] Yoğuşma şartları altında çalışan düz kanat konfigürasyonuna sahip kanatlı borulu ısı değiştiricilerin performanslarını analiz etmek amacıyla sonlu dairesel kanat metodu (FCFM) adında yeni bir model önermişlerdir. Isı değiştiriciyi birçok küçük parçaya ayırmışlardır ve bu parçalar tamamen kuru, kısmen ıslak ve tam ıslak yüzeyler olmak üzere 3 tiptir. Önerilen metod ile tam ve kısmen ıslak yüzeyler incelenebilmektedir. Elde ettikleri deneysel sonuçlara göre duyulur ısı transferi performansı ve kütle transferi performansının kanat adımına duyarsız olduğu, hava giriş bağıl neminin duyulur ısı transferi performansına etkisinin az olduğu ve 4 sıranın

üzerinde ihmal edilebildiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca 1 ve 2 sıra konfigürasyonlar için kısmen ıslak şartlar gerçekleştiğinde kütle transfer performansında ciddi bir artış olduğunu ve duyulur ısı transfer katsayısının 4 veya daha fazla sıralı tam ve ıslak şartlarda neredeyse değişmediğini belirtmişlerdir. Sundukları düz kanat konfigürasyonu için ısı ve kütle transferi performansını tanımlayan bağıntılar önermişlerdir. Bunlardan N=1 ve N>1 için tam ıslak durumdaki bağıntılar

bir sıralı ısı değiştirici için tam ıslak şartlarda ısı transferi için Colburn ifadesi

$$j_{h,1,f} = 0,5284 \frac{S^{0,5440}}{D_c} \varepsilon^{0,7519} \text{Re}_{D_c}^{\left(0,1001 \frac{S}{D_c} - 0,06529 \frac{S_l}{D_c} - 0,06752 \frac{S_t}{D_c} - 0,3734\right)} \quad (1.40)$$

kütle transferi için Colburn ifadesi

$$j_{m,1,f} = 0,2143 \frac{S^{1,3964}}{D_c} \varepsilon^{1,2298} \text{Re}_{D_c}^{\left(-0,2240 \frac{S}{D_c} - 0,1111 \frac{S_l}{D_c} - 0,06472 \frac{S_t}{D_c} - 0,08751\right)} \quad (1.41)$$

ve ısı transferi karakteristiklerinin kütle transferi karakteristiklerine oranını

$$R_{1,f} = 2,2822 \frac{S^{-0,8094}}{D_c} \varepsilon^{-0,4754} \text{Re}_{D_c}^{\left(0,2953 \frac{S}{D_c} + 0,04795 \frac{S_l}{D_c} - 0,001037 \frac{S_t}{D_c} - 0,2842\right)} \quad (1.42)$$

eşitlikleri ile ifade etmişlerdir.

Birden fazla sıralı ısı değiştirici için tam ıslak şartlarda ısı transferi için Colburn ifadesi

$$j_{h,N,f} = j_{h,1,f} N^{0,2310} \frac{S^{(-0,04426N-0,08561)}}{D_c} \varepsilon^{(-0,1407N-0,08005)} \text{Re}_{D_c}^{\left(0,02940N-0,1308 \frac{S}{D_c} - 0,03457 \frac{S_l}{D_c} + 0,04793 \frac{S_t}{D_c} - 0,1560\right)} \quad (1.43)$$

kütle transferi için Colburn ifadesi

$$j_{m,N,f} = j_{m,1,f} N^{-0,01884} \frac{S^{(-0,06723N-1,4424)}}{D_c} \varepsilon^{(-0,1664N-0,7121)} \text{Re}_{D_c}^{\left(0,04529N+0,3173 \frac{S}{D_c} + 0,09050 \frac{S_l}{D_c} + 0,08353 \frac{S_t}{D_c} - 0,5101\right)} \quad (1.44)$$

ve ısı transferi karakteristiklerinin kütle transferi karakteristiklerine oranını

$$R_{N,f} = R_{1,f} N^{0,2393} \frac{S^{(0,02390+1,2426)}}{D_c} \varepsilon^{(0,0321N+0,5501)} \text{Re}_{D_c}^{\left(-0,01833N-0,4047 \frac{S}{D_c} - 0,05055 \frac{S_l}{D_c} - 0,03018 \frac{S_t}{D_c} + 0,3260\right)} \quad (1.45)$$

eşitlikleri ile ifade etmişlerdir.

Wang [20] çalışmasında düz kanat geometrisine sahip 36 kanatlı borulu ısı değiştirici ile deneyler yaparak nem alma prosesinde kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı ve kütle benzeşimini incelemiştir. $h_{c,o}/h_{D,o}c_{p,a}$ oranının 0,6 - 1,1 arasında olduğunu ve düşük Reynolds sayısında kanat aralığı değişimine duyarsız olduğunu görmüştür. Ancak bu oranın test bölgesi boyunca sabit olmadığını ve kanat aralığının azalması ve Reynolds sayısının artması ile küçük bir düşüş olduğunu ve bu durumun yoğunlaşma sıvısının uzaklaştırılması ile ilgili olduğunu görmüştür. Nem alma prosesi sırasında sıcaklık gradyeninin konsatrasyon gradyeni oluşmasından direkt olarak sorumlu olduğunu ve ısı ve kütle transferinin bağımsız olmadığını ifade etmiştir ve $h_{c,o}/h_{D,o}c_{p,a}$ oranının Reynolds sayısı arttıkça azaldığı sonucuna varmıştır.

Pirompugd vd. [21] düz kanatlı borulu ısı değiştiriciler için yoğunlaşma şartları altında ısı ve kütle transfer karakteristiklerini belirlemek amacıyla tam ıslak ve tam kuru küçük dairesel kanat metodunu önermişlerdir. Isı değiştiriciyi çok küçük parçalara bölerek bu parçaları tam kuru ya da tam ıslak kabul etmişlerdir. Böylece ısı değiştirici tam ıslak veya kısmen ıslak durumda incelenebilmektedir. Bu yöntemi kullanarak ısı ve kütle transfer karakteristiklerinin kanat aralığı değişimine duyarsız olduğu, giriş neminin ısı transfer katsayısı üzerinde nispeten az etkili olduğunu belirlediler, ısı transferinin kısmen ya da tam ıslak durumda aynı boru sıra sayısı için veya dörtten büyük boru sıra sayısında neredeyse aynı olduğunu gördüler. Düz kanat konfigürasyonu için bağıntılar önermişlerdir.

Pirompugd vd. [22] dalgalı kanatlı borulu ısı değiştiriciler için tam veya kısmen ıslak yüzey şartlarında ısı ve kütle transfer karakteristiklerini incelemek amacıyla sonlu dairesel kanat metodunu önermişlerdir. Isı ve kütle transfer karakteristiklerinin giriş bağıl nemine duyarsız olduğu, ancak kısmen ıslak durumda bağıl nemin kütle transferi karakteristikleri üzerinde etkili olmaya başladığını gördüler. Isı transferi karakteristiklerinin kanat aralığından bağımsız, kütle transfer karakteristiklerinin ise 2,5 mm'den büyükse duyarsız, küçükse bağıl nem arttığında yavaşça azalmakta olduğunu belirlemişlerdir. Isı ve kütle transfer karakteristiklerini tanımlamak amacıyla bağıntılar önermişlerdir.

Liu vd. [23] büyük çaplı düz kanatlı borulu ısı değıştircilerin hava tarafı performansını incelemek için farklı boru sıya sayısına ve kanat adımına sahip dokuz ısı değıştiriciyi test etmişlerdir. Kanat adımının duyulur Colburn J faktörü üzerindeki etkisinin sıra sayısının artmasıyla kaybolduğunu gördüler. Isı transfer performansının kanat aralığı arttıkça önce arttığını, ancak artmaya devam ettiğinde akışın gelişimi ile by-pass akışı arasındaki etkileşim nedeniyle azaldığını gördüler.

1.1.4 Sıvı Birikmesi ile İlgili Çalışmalar

Yin ve Jacobi [24] kanatlı borulu ısı değıştircilerinde hava tarafında yoğunlaşma suyu birikmesinin ısı değıştirici performansına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Gerçek zamanlı testlerde ısı değıştirici içinde biriken yoğunlaşma kütlesinin bir maksimuma ulaşana kadar arttığını, maksimuma ulaştıktan sonra yoğunlaşma miktarının azaldığını ve kararlı bir değere geldiğini belirlemişlerdir. Ayrıca kanat yoğunluğunun toplam yoğunlaşma kütlesini etkilediğini göstermişlerdir.

ElSherbini ve Jacobi [25] nem alma şartlarında çalışan ısı değıştircilerin hava tarafında kararlı halde damlacık olarak biriken yoğunlaşma miktarını öngörmek amacıyla bir model geliştirmişlerdir. Logaritmik bir fonksiyon kullanarak damlacıkların boyutlarına göre kanat yüzeyine dağılımını tanımlamışlardır. Geometrik bir model ile damlacığın hacmini ve sonra da batarya üzerinde biriken toplam yoğunlaşma miktarını hesaplamışlardır. Sonuçlarının diğer araştırmacıların ölçümleriyle uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca yoğunlaşma köprüsü oluşumunun engellenebileceği kanat aralığını da belirlemişlerdir.

Xu vd. [26] panjur kanatlı ısı değıştircide işletme koşullarının batarya üzerinde yoğunlaşma birikmesine etkisini vurgulamışlardır. Kararlı halde yoğunlaşma tanımlamak için yeni bir metod ve biriken yoğunlaşma sıvısının kuvvet dengesini temsil eden bir model önermişlerdir. Kuru termometre sıcaklığının, nem miktarının ve Reynolds sayısının sıvı birikmesi üzerine etkisini incelemişlerdir. Biriken yoğunlaşma kütlesi ile yoğunlaşma hızı arasında bağlantı kuran bir model geliştirmişlerdir.

Korte ve Jacobi [27] hava soğutma uygulamalarında kullanılan kanatlı borulu ısı değıştircilerinde dinamik şartlar altında hava tarafında biriken sıvı kütlesini ölçmek için

deneysel çalışma yapmışlar ve sonuçları Colburn J faktörü ve f sürtünme faktörünü kullanarak analiz etmişlerdir. Biriken yoğuşum kütlesi ile ısı performans arasında bağlantı kurarak biriken yoğuşum kütlesini öngörmek için yeni bir model tanımlamışlar ve kararlı halde biriken sıvı verisiyle karşılaştırmışlardır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında yoğun olarak kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiriciler deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmalarda farklı sıra ve devre sayılarına sahip üç adet kanatlı borulu ısı değiştirici ile deneyler yapılmıştır. Yoğuşma şartları altında kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafındaki hava giriş şartlarının, boru sıra sayısının ve devre sayısının ısı ve kütle geçişi karakteristikleri üzerine etkilerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca soğutucu batarya yüzeylerinde yoğuşan su kütlesinin zamanla değişimi ve ısı taşınım katsayısı ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkileri, nemli hava özelliklerinin yoğuşan su kütlesi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

1.3 Hipotez

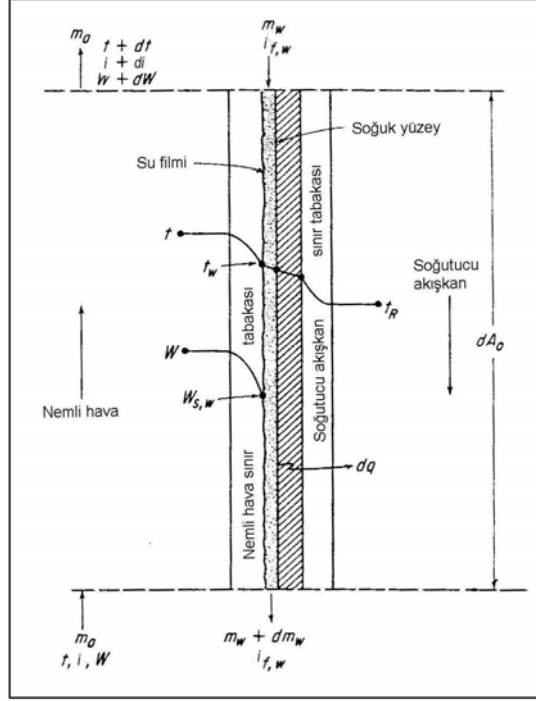
Isı değiştirici yüzeyinde yoğuşma olduğunda duyulur ısı transferine ek olarak gizli ısı transferi de gerçekleşir. Isı değiştirici yüzeyinde yoğuşma olduğunda ısı transferi miktarı artar. Havanın bağıl nemi, sıcaklığı ve hızı bu artış oranını belirleyen etkenlerden bazılarıdır.

ISLAK YÜZEYLİ KANATLI BORU DEMETLERİ İÇİN ISI VE KÜTLE TRANSFERİ MODELİ

Nemli havanın soğutulmasında kullanılan soğutucu bataryaların yüzey sıcaklığı, nemli havanın çığ noktası sıcaklığının altında ise hava içindeki su buharı yüzey üzerinde yoğunlaşır. Bu durumda sıcaklık farkından dolayı duyulur ısı transferi, su buharının yoğunlaşmasından dolayı gizli ısı transferi olur. Islak yüzey üzerinde, duyulur ısı ve gizli ısı transferinden oluşan toplam ısı transferi Threlkeld [8] tarafından kuru yüzeydeki ısı transferine benzer olarak hesaplanmıştır.

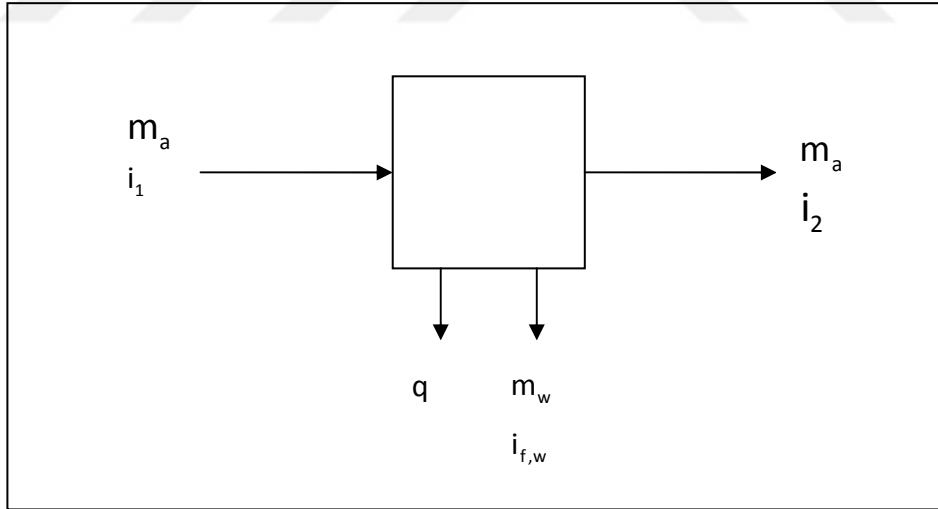
2.1 Nemli Hava ile Su Filmi Arasındaki Isı Geçişi

Nemli hava ile su filmi arasındaki toplam ısı geçişi duyulur ısı ve gizli ısı geçişinin toplamıdır. Şekil 2.1’de nemli hava akımı ile temas halindeki bir soğuk yüzey şematik olarak gösterilmektedir. Burada yüzey üzerinde yoğunlaşan su buharı bir film oluşturmaktadır. Bu su filminin hemen yanında bir sınır tabaka mevcuttur. Bu tabaka içerisindeki havanın sıcaklığı, bağıl nemi ve hızının yüzeye dik doğrultuda değiştiği kabul edilmektedir [8].



Şekil 2.1 Soğuk yüzeydeki ısı ve kütle geçişi [8]

Yüzey üzerinde akan nemli hava içinde bir kontrol hacmi alınır ve bu kontrol hacmine termodinamiğin 1. kanunu uygulanırsa,



Şekil 2.2 Nemli hava akışında kontrol hacmi

$$\Sigma q - \Sigma W + \Sigma m_{\text{giren}} i_{\text{giren}} - \Sigma m_{\text{çıkan}} i_{\text{çıkan}} = 0 \quad (2.1)$$

$$m_a i_1 = m_a i_2 + q + m_w i_{f,w} \quad (2.2)$$

$$q = m_a (i_1 - i_2) - m_w i_{f,w} \quad (2.3)$$

Kontrol hacminden çekilen ısı (2.3) eşitliği ile ifade edilir.

Şekil 2.1’de görülen açık sistem için ısı ve kütle transferi

$$-m_a di = dq - m_a dW i_{f,w} \quad (2.4)$$

$$dq = h_{c,o} dA_o (t - t_w) + h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) (i_{g,t} - i_{f,w}) \quad (2.5)$$

$$-m_a dW = h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) \quad (2.6)$$

eşitlikleri ile ifade edilir.

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} c_{p,a}} \quad (2.7)$$

ifadesi kullanılarak (2.5) eşitliği

$$dq = \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} \left[c_{p,a} (t - t_w) + \frac{(W - W_{s,w}) (i_{g,t} - i_{f,w})}{Le} \right] \quad (2.8)$$

şeklinde yazılır.

Nemli havanın entalpisi kuru havanın entalpisi ile içindeki su buharının entalpisinin toplamına eşittir. Buna göre nemli havanın entalpisi

$$i = c_{p,da} t + W i_g \quad (2.9)$$

eşitliği ile ifade edilir. Hava içindeki su buharının entalpisi

$$i_g = i_{fg} + c_{p,w} t \quad (2.10)$$

şeklinde yazılır. Eşitlik (2.10) eşitlik (2.9) da yerine koyulduğunda

$$i = c_{p,da} t + W (i_{fg} + c_{p,w} t) \quad (2.11)$$

bulunur.

$$i = (c_{p,da} + c_{p,w} W) t + W i_{fg} \quad (2.12)$$

Nemli havanın sabit basınçtaki özgül ısısı

$$c_{p,a} = c_{p,da} + c_{p,w} W \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilir. Nemli havanın entalpisi

$$i = c_{p,a} t + W i_{fg} \quad (2.14)$$

şeklinde hesaplanır. Eşitlik (2.14) kullanılarak

$$i - i_{s,w} = c_{p,a} (t - t_w) + i_{fg} (W - W_{s,w}) \quad (2.15)$$

ifadesi oluşturulur.

Eşitlik (2.15)'den $c_{p,a} (t - t_w)$ terimi çekilerek eşitlik (2.8) 'de yerine koyulursa

$$dq = \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} \left[(i - i_{s,w}) + \frac{(W - W_{s,w}) ((i_{g,t} - i_{f,w}) - i_{fg} Le)}{Le} \right] \quad (2.16)$$

ifadesi elde edilir. Eşitlik (2.16)'da parantez içindeki ikinci terim birinci terime göre çok küçük olduğundan ihmal edilebilir. Bu durumda eşitlik (2.16)

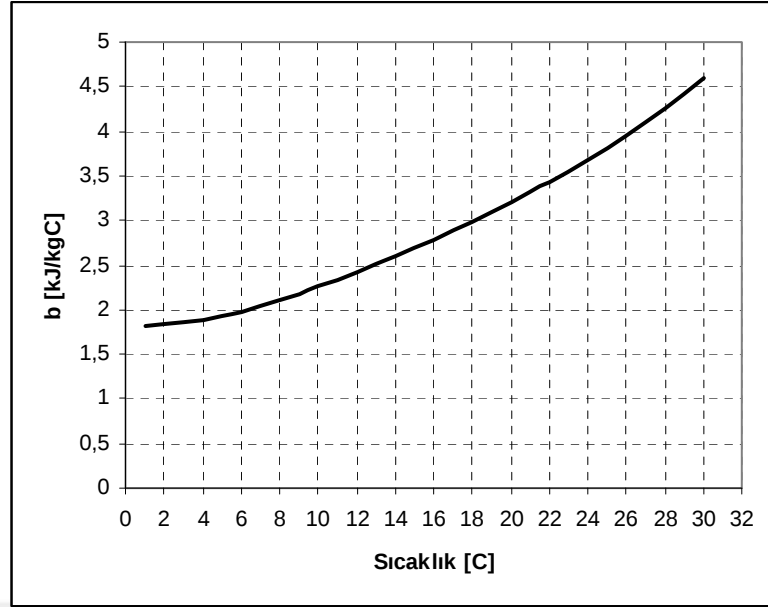
$$dq = \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} (i - i_{s,w}) \quad (2.17)$$

şeklini alır. Eşitlik (2.17)'den görüldüğü gibi duyulur ısı transferi ile kütle transferinin eşzamanlı olması halinde toplam ısı transferi entalpi farkı ile orantılı olmaktadır [8].

Eşitlik (2.17) ve doymuş hava entalpisi ifadesi soğutucu bataryalarla ilgili çalışmalar için çok önemlidir. Threlkeld [8] küçük bir sıcaklık aralığında doymuş hava entalpisini

$$i_s = a + b t_s \quad (2.18)$$

eşitliği ile ifade etmiştir. Bu eşitlikte a ve b değerleri ortalama değerlerdir. Şekil 2.3'de doymuş hava için $b = \Delta i_s / \Delta t_s$ eğimi görülmektedir.

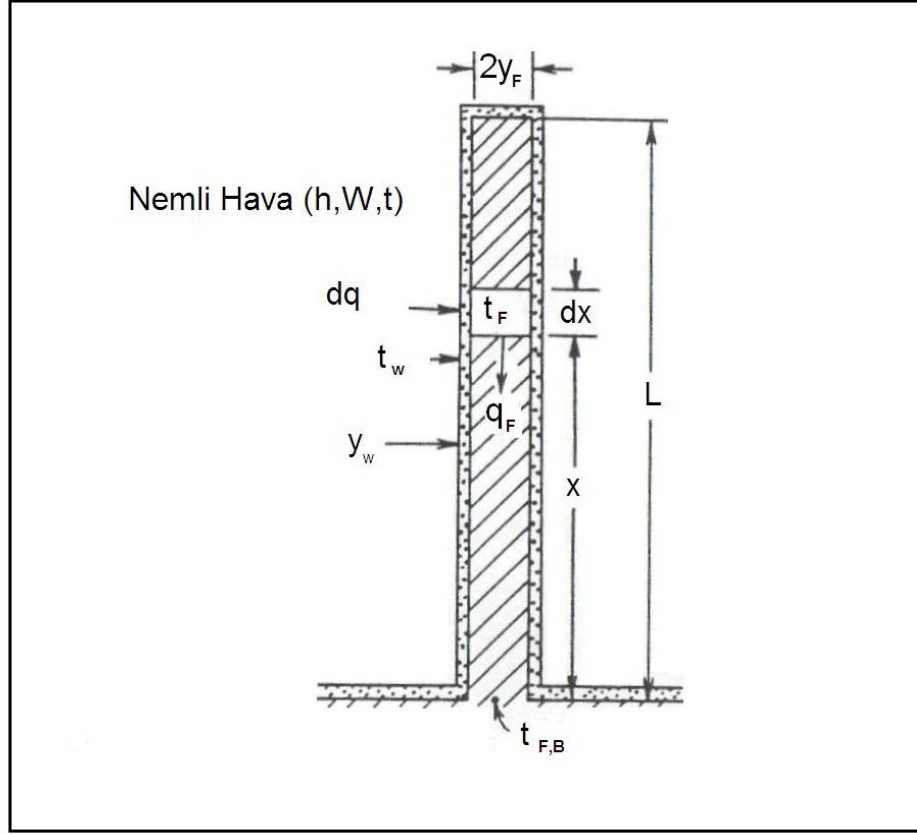


Şekil 2.3 Doymuş hava için $b = \Delta i_s / \Delta t_s$ eğimi [8]

2.2 Üzerinde Yoğuşma Olan Genişletilmiş Yüzeylerde Kanat Verimi

En az bir akışkanın gaz olduğu ısı değiştiricilerinde ısı taşınım katsayıları düşük olduğundan birim hacimdeki ısı geçişini arttırmak için genişletilmiş yüzeyler kullanılır. Bu yüzeylere kanat adı verilir. Şekil 2.4’de şematik bir dikdörtgen kesitli kanat resmi görülmektedir. Genişletilmiş yüzeylerde ısı transferi kanat yüzeyi ile gaz akışkan arasında taşınım ile, kanat ile bağlı bulunduğu taban kısmı arasında ise iletimle olur. Taşınım için en yüksek sıcaklık farkı, dip ve gaz akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu nedenle bir kanat en fazla enerjiyi tüm kanat yüzeyi dip sıcaklığında olduğu zaman yayabilir. Ancak bu ideal durum gerçekleşmez ve kanat içinde daima bir sıcaklık değişimi vardır. Burada kanat verimi kanadın verdiği ısının, kanadın tümü dip sıcaklığında olması halinde verdiği ısıya oranı şeklinde tanımlanır ve $\eta_f = q_f / q_{\max} = q_f / (hA_F(t_b - t_\infty))$ şeklinde ifade edilir.[31]

Bölüm 2.1’deki soğuk yüzey üzerindeki ısı geçişinde yapılan kabullere ilave olarak kanat dip sıcaklığının sabit ve su filmi içindeki ısı iletiminin sadece kanada dik yönde (y yönünde) olduğu kabul edilirse Şekil 2.4’te görülen birim uzunluktaki kontrol elamanındaki kanat için ısı geçişi Fourier kanununa göre,



Şekil 2.4 Üzerinde yoğunlaşma olan dikdörtgen kesitli kanatta ısı geçişi [8]

$$q_F = 2k_F y_F \frac{dt_F}{dx} \quad (2.19)$$

eşitliği ile ifade edilir.

$$dq_F = -2 \frac{k_w}{y_w} (t_w - t_F) dx \quad (2.20)$$

$$dq_F = -2 \frac{k_w}{b_w y_w} (i_{s,w} - a_w - b_w t_F) dx \quad (2.21)$$

$(a_w + b_w t_F)$ büyüklüğü nemli hava entalpisi boyutlarındadır. Buradan hayali bir i_F entalpisi tanımlanabilir [8].

$$i_F = a_w + b_w t_F \quad (2.22)$$

Bu ifadedeki a_w ve b_w büyüklükleri t_w yüzey sıcaklığındaki değerlerdir.

$$dq_F = -2 \frac{k_w}{b_w y_w} (i_{s,w} - i_F) dx \quad (2.23)$$

$$dq_F = -2 \frac{h_{c,o}}{c_{p,a}} (i - i_{s,w}) dx \quad (2.24)$$

$$dq_F = - \frac{2}{b_w \left(\frac{c_{p,a}}{b_w h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w} \right)} (i - i_F) dx \quad (2.25)$$

$$dq_F = - \frac{2h_{o,w}}{b_w} (i - i_F) dx = - \frac{2h_{o,w}}{b_w} \Delta i_F dx \quad (2.26)$$

$$\Delta i_F = i - i_F \quad (2.27)$$

ve

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b_w h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (2.28)$$

Eşitlik (2.19) ve (2.27)'nin diferansiyeli alınır

$$d\Delta i_F = -di_F \quad (2.29)$$

$$di_F = b_w dt_F \quad (2.30)$$

$$dt_F = - \frac{d\Delta i_F}{b_w} \quad (2.31)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik (2.19) ve (2.29)'den,

$$q_F = \frac{2k_F y_F}{b_w} \frac{di_F}{dx} = - \frac{2k_F y_F}{b_w} \frac{d\Delta i_F}{dx} \quad (2.32)$$

denklemleri bulunur. Bu eşitliğin diferansiyeli alınır,

$$dq_F = -2 \frac{k_F y_F}{b_w} \frac{d^2 \Delta i_F}{dx^2} dx \quad (2.33)$$

bağıntısı elde edilir. Eşitlik (2.26) ve (2.33)'den kanattaki sıcaklık dağılımı için,

$$- \frac{2h_{o,w}}{b_w} \Delta i_F dx = -2 \frac{k_F y_F}{b_w} \frac{d^2 \Delta i_F}{dx^2} dx \quad (2.34)$$

ve

$$\frac{d^2 \Delta i_F}{dx^2} - \frac{h_{o,w}}{k_F y_F} \Delta i_F = 0 \quad (2.35)$$

şeklinde sabit katsayılı lineer diferansiyel denklem elde edilir. Bu diferansiyel denklem

$$x = 0 \quad \Delta i_F = \Delta i_{F,B}$$

$$x = L \quad \frac{d\Delta i_F}{dx} = 0$$

sınır şartlarında çözülür. Islak haldeki kanat verimini

$$\phi_w = \frac{i - i_{F,m}}{i - i_{F,B}} = \frac{\Delta i_{F,m}}{\Delta i_{F,B}} \quad (2.36)$$

şeklinde tanımlarsak

$$\phi_w = \frac{\tanh(ML)}{ML} \quad (2.37)$$

bulunur. Burada

$$M = \left(\frac{h_{o,w}}{k_F y_F} \right)^{1/2} \quad (2.38)$$

McQuiston [9] tarafından oluşturulan kanat verimi ifadesinde eşitlik (2.37)'daki kanat boyu yerine $r_1 \Phi$ terimi kullanılmıştır:

$$\phi_w = \frac{\tanh(Mr_1 \Phi)}{Mr_1 \Phi} \quad (2.39)$$

Burada,

$$M = \left(\frac{h_{o,w}}{k_F y_F} \right)^{1/2} \quad (2.40)$$

$$\Phi = \left(\frac{r_e}{r_1} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_e}{r_1} \right) \right) \quad (2.41)$$

Üçgen diziliş için:

$$r_e = 0,635 S_{\min} \left(\frac{S_{\max}}{S_{\min}} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (2.42)$$

$$S_d = \sqrt{S_L^2 + \frac{S_T^2}{4}} \quad (2.43)$$

S_d ve S_t büyüklüklerinden büyük olan $S_{\max}$ ve küçük olan $S_{\min}$ olarak belirlenir.

2.3 Üzerinde Yoğuşma Olan Kanatlı Boru Demetlerinde Isı Transferi

Nemli havanın soğutulmasında kullanılan kanatlı boru demetlerinde boru içinden soğuk su ya da soğutucu akışkan, dış yüzeyinden ise nemli hava geçirilir. Dış yüzeyinden geçen nemli havanın çığ noktası sıcaklığının altına soğutulması durumunda kanat yüzeylerinde yoğuşma meydana gelir. Yoğuşmanın meydana gelmesiyle birlikte ısı geçişi entalpi potansiyeline göre olur. Bu olayda su filmi kalınlığı ile dış yüzeyin tamamen sıvı ile kaplandığı ve boru sıcaklığının uniform olduğu kabul edilebilir. Genellikle levha kanatlı boru demetlerinde ısı iletimi yüksek malzemeler kullanılır. Borular bakır, kanatlar alüminyumdur. Bu yüzden ısı geçişi hesabında metal ısı direnci ihmal edilebilir.

Boru iç yüzeyi ile soğutucu akışkan arasındaki ısı geçişi eşitlik (2.30)'a göre,

$$q = A_{p,i} h_i (t_p - t_R) = \frac{A_{p,i} h_i}{b'_R} (i_{s,p} - i_{s,R}) \quad (2.44)$$

denklemleriyle hesaplanır. Burada b'_R ,

$$b'_R = \frac{i_{s,p} - i_{s,R}}{t_p - t_R} \quad (2.45)$$

Boru içindeki ısı direnci eşitlik (2.44)'e göre,

$$R_i = \frac{b'_R}{A_{p,i} h_i} \quad (2.46)$$

dir. Dış yüzeydeki toplam ısı geçişi boru dış yüzeyi ve kanat yüzeyi ile nemli hava arasında olduğundan,

$$q = \frac{h_{o,w}}{b_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p}) + \frac{h_{o,w}}{b_{w,m}} A_F (i - i_{F,m}) \quad (2.47)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Eşitlik (2.47)'daki eşitliğin ikinci tarafındaki birinci terim boru dış yüzeylerinden geçen ısıyı, ikinci terim kanat yüzeylerinden geçen ısıyı verir.

Kanatlı boru demetlerinin dış yüzeylerinde yoğuşmadan dolayı meydana gelen su filmi yer çekimi ve hava hızıyla yer değiştirdiğinden boru üzerindeki su filmi sıcaklığı ile kanat üzerindeki su filmi sıcaklıkları arasındaki fark ihmal edilebilir değerdendir [17]. Kanat ve boru dış yüzeylerindeki su filmi sıcaklıkları için ortalama su film sıcaklığı kabul edilirse yaklaşık olarak,

$$b_{w,p} = b_{w,m} \quad (2.48)$$

ve

$$i_{s,p} = i_{F,B} \quad (2.49)$$

eşitlikleri yazılır. Buna göre eşitlik (2.47),

$$q = \frac{h_{o,w}}{b_{w,m}} (A_{p,o} + \phi_w A_F) (i - i_{s,p}) \quad (2.50)$$

olur. Levha kanatlı boru demetlerinde dış yüzeydeki toplam ısı direnç eşitlik (2.50)'a göre

$$R_o = \frac{b_{w,m}}{h_{o,w} (A_{p,o} + \phi_w A_F)} \quad (2.51)$$

dır. Levha kanatlı boru demetlerinde nemli hava ile soğutucu akışkan arasında ısı devre oluşturulurken bakır borunun metal direnci ihmal edilirse, toplam ısı direnç,

$$R_t = R_o + R_i \quad (2.52)$$

olur. Levha kanatlı boru demetlerinde toplam ısı geçişi,

$$q = U_{o,w} A_o (i - i_{s,R}) \quad (2.53)$$

denklemleriyle hesaplanır. Eşitlik (2.44) ve (2.53) kullanılarak ıslak haldeki toplam ısı transfer katsayısı,

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{b_R A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{b_{w,m} (1 - \phi_w)}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{A_F} + \phi_w \right)} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}} \quad (2.54)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

2.4 Kabul Edilen Büyüklüklerin Kontrolü

Eşitlik (2.52) ve (2.53) ile hesap yapabilmek için nemli hava şartlarının, ortalama su filmi, boru iç yüzey ve soğutucu akışkan sıcaklıklarının ve ısı değiştirici geometrilerinin bilinmesi gerekir. Nemli hava şartlarını, soğutucu akışkan sıcaklığını ve ısı değiştirici geometrilerini belirlemek mümkündür. Ancak ortalama su filmi sıcaklığı ve boru iç yüzey sıcaklığı önceden bilinmemektedir. Bu yüzden ortalama su filmi ve boru iç yüzey sıcaklığı için birer değer kabul edilir ve daha sonra aşağıda verilen denklemlere göre kontrolü yapılır [17].

2.4.1 Boru İç Yüzey Sıcaklığının Kontrolü

Isı transferi kararlı rejimde gerçekleştiğinden eşitlik (2.44) ve (2.53) birbirine eşittir. Buradan daha önce kabul edilen boru iç yüzey sıcaklığı,

$$t_p = t_R + \frac{U_{o,w} A_o (i - i_{s,R})}{h_i A_{p,i}} \quad (2.55)$$

eşitliğine göre kontrol edilir.

2.4.2 Su Filmi Sıcaklığının Kontrolü

Eşitlik (2.36)'ya göre kanat verimi

$$\phi_w = \frac{i - i_{F,m}}{i - i_{F,B}} = \frac{i - i_{F,m}}{i - i_{S,P}} \quad (2.56)$$

ile ifade edilir.

Nemli hava ile kanat yüzeyindeki su filmi arasındaki ısı transferi eşitlik (2.17)'ye göre,

$$q = \frac{h_{c,o} A_o}{c_{p,a}} (i - i_{s,w,m}) \quad (2.57)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Nemli hava ile soğuk yüzey arasındaki ısı transferi

$$q = \frac{h_{o,w} A_o}{b_w} (i - i_{s,R}) \quad (2.58)$$

eşitliği ile hesaplanır. Eşitlik (2.36) , (2.57) ve (2.58)'den

$$i - i_{F,m} = \phi_w (i - i_{s,p}) = \frac{h_{c,o} b_{w,m}}{c_{p,a} h_{o,w}} (i - i_{s,w,m}) \quad (2.59)$$

ifadesi elde edilir.

Boru iç yüzeyi ile soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi

$$q = \frac{h_i A_{p,i}}{b'_R} (i_{s,p} - i_{s,R}) \quad (2.60)$$

eşitliği ile ifade edilir.

Eşitlik (2.53) ve (2.60) birbirine eşitlenerek

$$(i_{s,p} - i_{s,R}) = \frac{U_{o,w} A_o b'_R}{h_i A_{p,i}} (i - i_{s,R}) \quad (2.61)$$

elde edilir. Her iki tarafa da $(h - h_{s,R})$ ekleyip çıkarırsak

$$h - h_{s,p} = \left(1 - \frac{b'_R U_{o,w} A_o}{h_i A_{p,i}} \right) (h - h_{s,R}) \quad (2.62)$$

eşitliği elde edilir.

Eşitlik (2.59) ve (2.61)'den ortalama su filmi sıcaklığında doymuş nemli hava entalpisi,

$$i'_{s,w,m} = i - \frac{c_{p,a} h_{o,w} \phi_w}{b_{w,m} h_{c,o}} \left(1 - \frac{b'_R U_{o,w} A_o}{h_i A_{p,i}} \right) (i - i_{s,R}) \quad (2.63)$$

denklemleriyle hesaplanır. Eşitlik (2.63)'e göre hesaplanan doymuş nemli hava entalpisinden doyma sıcaklığı bulunur. Bu doyma sıcaklığı ortalama su filmi sıcaklığıdır. Hesapla bulunan ortalama su filmi sıcaklığı başlangıçta kabul edilen su filmi sıcaklığı ile kontrol edilir.

2.5 Entalpi Potansiyeli ve Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı

Nem alıcı kanatlı boru demetlerinde hava ile ıslak yüzey arasında hem duyulur ısı hem de gizli ısı transferi gerçekleşmektedir. Duyulur ısı transferi için potansiyel, kuru termometre sıcaklıkları farkıdır. Gizli ısı transferi için potansiyel ise, ıslak yüzey ile hava içindeki su buharının kısmi basınçları farkıdır. Toplam ısı transferinin ifadesi için buradaki potansiyelin, ıslak yüzey sıcaklığındaki doymuş hava entalpisi ile havanın entalpisi farkı olduğu yaklaşımları yapılmaktadır [28].

Hava ile ıslak yüzey arasındaki toplam ısı transferini ifade etmek için nemli havanın giriş ve çıkış entalpileri farklı olduğundan, ısı geçişi logaritmik entalpi farkına göre olur. Buna göre eşitlik (2.53)

$$q = U_{o,w} A_o \Delta i_m \quad (2.64)$$

şeklini alır.

Logaritmik ortalama entalpi farkı duyulur ısı geçişindeki logaritmik ortalama sıcaklık farkına benzer şekilde hesaplanır. Soğutucu akışkan sıcaklığının değişken olması halinde çapraz akış için logaritmik ortalama entalpi farkı

$$\Delta i_m = \frac{(i_1 - i_{s,R,2}) - (i_2 - i_{s,R,1})}{\ln \left(\frac{i_1 - i_{s,R,2}}{i_2 - i_{s,R,1}} \right)} \quad (2.65)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Bu eşitlikteki h_1 ve h_2 giren ve çıkan havanın gerçek entalpileridir. Ancak $h_{s,R,1}$ ve $h_{s,R,2}$ soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarında hesaplanmış hayali doymuş hava entalpileridir. Eşitlik (2.65) sıcaklık değişiminin küçük olduğu durumlar için geçerlidir. Çünkü türev alırken eşitliğindeki a_R ve b_R büyüklüklerini sabit almak gerekir [8].

2.6 Yoğuşmanın Meydana Geldiği Sıcaklık

Soğutucu bataryalarda nemli hava soğuk bir yüzeye temas ederek soğutulur. Yüzey sıcaklığı nemli havanın çığ noktası sıcaklığının altına düştüğünde hava içindeki su buharı yüzey üzerinde yoğuşmaya başlar. Hesapların sağlıklı yapılabilmesi için batarya yüzeyinde yoğuşma olup olmadığının belirlenmesi gerekir. Yoğuşma başladığı andaki hava sıcaklığı hesaplanarak nemli havanın bataryaya giriş sıcaklığı ile kıyaslanır. Yoğuşmanın başladığı noktaya kadar olan batarya yüzeyi kurudur, daha sonraki bölüm ise ıslaktır.

Yoğuşmanın başladığı noktaya kadar batarya yüzeyi kurudur. Kuru yüzey için kanat verimi

$$\phi = \frac{t_{F,m} - t}{t_{F,B} - t} \quad (2.66)$$

eşitliği ile hesaplanır. Kuru yüzeyde ısı transferi

$$q = U_o A_o (t - t_R) \quad (2.67)$$

$$q = h_i A_{p,i} (t_{p,i} - t_R) \quad (2.68)$$

eşitlikleri hesaplanır.

Kanatlı borulu ısı değıştiricilerde kuru durumda toplam ısı geçiş katsayısı

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{(1 - \phi)}{h_{c,o} \left(\frac{A_{p,o}}{A_F} + \phi \right)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \quad (2.69)$$

eşitlik (2.67) ve (2.68)'den

$$t_{p,i} - t_R = \frac{U_o A_o}{h_i A_{p,i}} (t - t_R) \quad (2.70)$$

eşitliği elde edilir. Bu denklemin her iki tarafı $(t_R - t_1)$ terimi ile toplanırsa

$$t_{p,i} - t = \left(\frac{U_o A_o}{h_i A_{p,i}} - 1 \right) (t - t_R) \quad (2.71)$$

ifadesi bulunur. Boru iç yüzey sıcaklığı , kanat dip sıcaklığına eşit alınırsa eşitlik (2.66) ve (2.71)'den

$$t_{f,m} - t = \left(\frac{U_o A_o}{h_i A_{p,i}} - 1 \right) (t - t_R) \phi \quad (2.72)$$

ifadesi elde edilir. Eşitlik (2.72) kuru yüzey için verilen bir nemli hava sıcaklığı ve soğutucu akışkan sıcaklığında oluşacak ortalama kanat sıcaklığını verir.

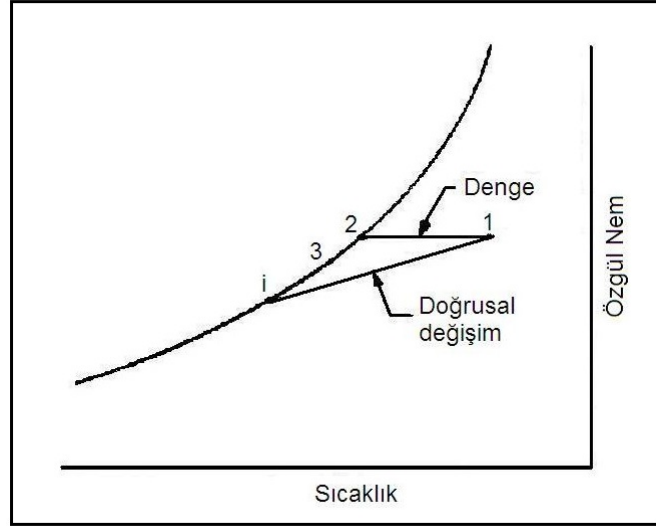
Eşitlik (2.72)'deki ortalama kanat sıcaklığı nemli havanın çığ noktası sıcaklığına eşit olduğunda yüzeyler üzerinde yoğunlaşma başlar. Buna göre yoğunlaşmanın başladığı hava sıcaklığı aşağıdaki gibi bulunur.

$$t = \frac{t_{d,1} - \phi(1 - U_o A_o / h_i A_{p,i}) t_R}{1 - \phi(1 - U_o A_o / h_i A_{p,i})} \quad (2.73)$$

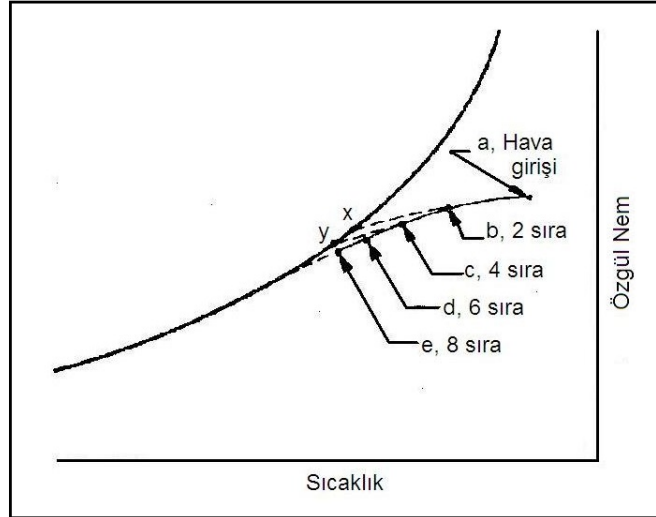
2.7 Nemli Hava Şartlarının Batarya Boyunca Değişimi

Soğutucu bataryaya giren nemli havanın şartları batarya boyunca bir değişime uğrar. Havanın batarya içinden geçerken bulunduğu noktaların psikrometrik diyagramda birleştirilmesi ile Şekil 2.5'de görülen ideal değişim eğrileri meydana gelir. 1-2-3 şeklindeki değişim eğrisine göre hava önce özgül nemi sabit olarak doyma noktasına kadar soğutulur, sonra da bataryadan çıkana kadar doyma eğrisi üzerinde 2-3 noktaları arasında değişir. 1-2-3 değişimi yalnızca tüm nemli hava kütesinin uniform sıcaklık ve su buharı kısmi basıncına sahip olması durumunda gerçekleşir. Gerçekte hava bataryadan geçerken hava içerisinde bir sıcaklık ve su buharı kısmi basıncı gradyeni mevcuttur.

Şekil 2.5'de diğer bir ideal hava değişim eğrisi 1-i ile doğrusal olarak gösterilmiştir. Bu eğri sadece ıslak yüzey sıcaklığının sabit olması halinde gerçekleşmektedir.



Şekil 2.5 Nemli havanın soğutucu batarya içerisindeki ideal değişim eğrileri [28]



Şekil 2.6 Nemli havanın soğutucu batarya içerisindeki gerçek değişim eğrisi [28]

Şekil 2.6'da nemli havanın gerçek değişimi görülmektedir. Batarya boyunca ilerledikçe eğrinin eğimi artar. Bataryanın 2. , 4. , 6. ve 8. sıralarından hemen sonraki havanın tipik şartları şekil üzerinde b, c, d ve e noktaları olarak görülmektedir. Batarya boyunca gidildikçe değişim eğrisinin eğiminin artmasının nedeni, hava girişinden çıkışına doğru ıslak yüzey sıcaklığının azalmasıdır. Şekil 2.6'daki a-b kısmı, x sıcaklığındaki ıslak yüzey ile temasta olan havaya ait değişimi göstermektedir. İkinci b-c kısmı ise, y sıcaklığındaki ıslak yüzey ile temasta olan havaya ait değişimi göstermektedir. Değişim eğrisi incelendiğinde batarya boru sıralarından geçen havanın şartlarının birbirine yaklaştığı

görülür. İlk boru sırasında son sıraya göre daha fazla soğuma olur. Çünkü çıkışta hava ile ıslak yüzey arasındaki entalpi farkı daha azdır [29].

Islak yüzey ile temas halinde olan havanın batarya boyunca özgül nemi ve entalpisi değişmektedir. Özgül nem ile entalpi değişimi arasındaki ilişki, nemli havanın soğuk yüzey boyunca soğuması sırasındaki değişim eğrisini ifade eder. Bölüm 2.1’de soğuk bir yüzey üzerinde ısı ve kütle transferine ilişkin elde edilen eşitlikler (2.4), (2.6) ve (2.16)’dan özgül nem ile entalpi değişimi arasındaki ilişki

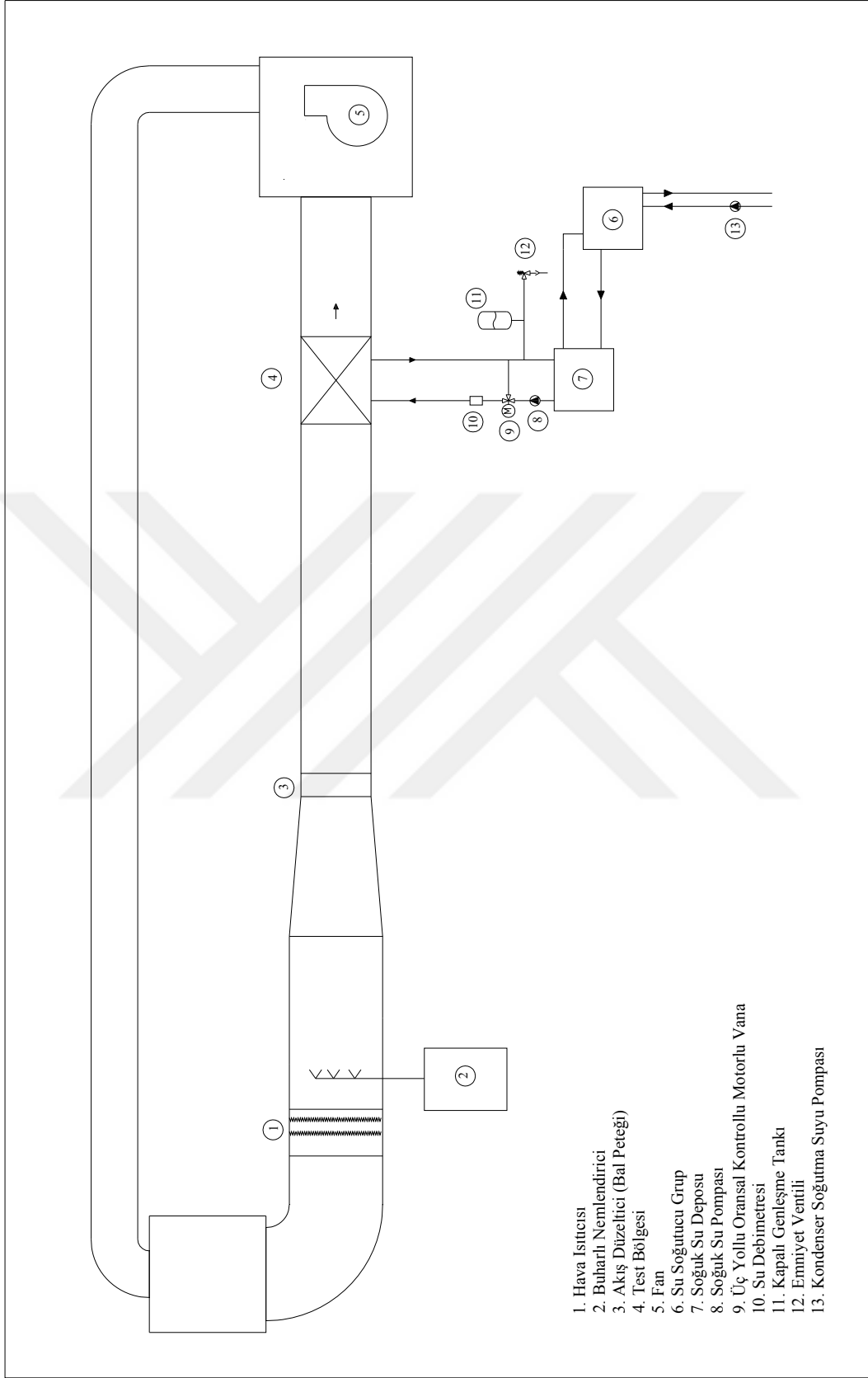
$$\frac{\Delta i}{\Delta W} = Le \frac{(i - i_{s,w})}{(W - W_{s,w})} + (i_{g,t} - i_{fg} Le) \quad (2.74)$$

şeklinde elde edilir. h , h_{gt} ve W nemli hava sıcaklığına, $h_{s,w}$ ve $W_{s,w}$ su filmi sıcaklığına göre değişir. Bu nedenle eşitlik (2.74) ancak sayısal olarak çözülebilir.

DENEY DÜZENEGİ VE ÖLÇÜMLER

3.1 Deney Düzenegi

Kanatlı boru demetleri üzerinde akış halinde ısı ve kütle transferini inceleyebilmek için Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalına ait laboratuvarında bir rüzgar tüneli kurulmuştur. Bu deney düzenegi ile sıra ve devre sayıları farklı üç ayrı soğutucu batarya ile hava hızının 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 ve 10 m/s, bağıl nemin %50, %60 ve %70 , hava sıcaklığının 30°C, 35°C, 40°C değerlerinde deneyler yapılarak ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Deney düzenegi; Hava ısıtıcısı (1), buharlı nemlendirici (2), akış düzeltici (3), test bölgesi (4), fan (5), su soğutucu grup (6), soğuk su deposu (7), soğuk su pompası (8), üç yollu oransal kontrollü motorlu vana (9), su debimetresi (10), kapalı genişleme tankı (11), emniyet ventili (12), su soğutucu gruba ait kondenserin soğutma suyu pompası (13) olmak üzere onüç parçadan meydana gelmektedir. Deney düzeneginin şematik resmi Şekil 3.1 de, fotoğrafı Şekil 3.2 de görülmektedir.



Şekil 3.1 Deney düzeneğinin şematik resmi



Şekil 3.2 Deney düzeneğinin fotoğrafları

3.1.1 Hava Kanalı

Kapalı devre olarak tasarlanmış olan rüzgar tüneli, 9,5 m uzunluğunda olup toplam kanal uzunluğu 20 m dir. Kanalin üst bölümü 9 m uzunluğunda olup 0,4 m x 0,4 m kare kesitindedir. Alt bölüm iki farklı boyuttaki kanaldan oluşmaktadır. Birinci kısım 3 m uzunluğunda 0,4 m x 0,8 m kesitinde, ikinci kısım 5 m uzunluğunda 0,3 m x 0,6 m kesitinde dikdörtgen kanal şeklinde olup, bu iki kısım 1,2 m uzunluğunda bir daralma elemanı ile birbirine bağlanmıştır. Tünelin alt ve üst bölümleri bir tarafta fan, diğer tarafta ise denge tanısı ile birbirlerine bağlanmıştır. Rüzgar tünelinin test bölgesi dışında kalan bölümü 0,025 m kalınlığında elastomerik kauçuk ısı yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır.

3.1.2 Hava Isıtıcısı (No:1)

Deneysel çalışmalarda hava sıcaklığının istenen değere getirilmesi için hava kanalı içerisine 50 kW kapasiteye sahip 0,4 m x 0,8 m kesitinde serpantinli kaset tip elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Hava ısıtıcısı PID kontrol yöntemi kullanılarak 4 adet rezistans kontrol ünitesi ile kumanda edilmiştir.

3.1.3 Buharlı Nemlendirici (No:2)

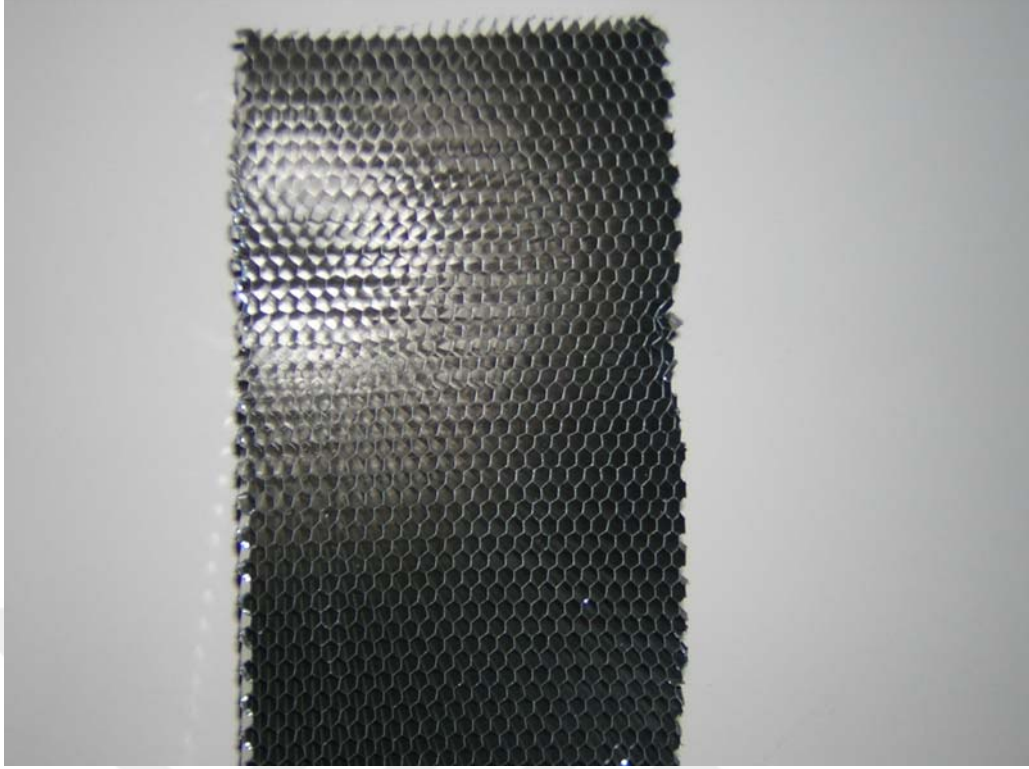
Buharlı nemlendirici elektrod boylerli yarı oransal kontrollu olup 60 kg/h kapasitelidir. 2 adet buhar difüzörü ve bir adet nem hissedicisi vardır. Bu sayede havanın bağıl nemi istenen değerde hassas olarak ayarlanabilmektedir. Buharlı nemlendiricinin fotoğrafı Şekil 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.3 Buharlı nemlendiricinin fotoğrafı

3.1.4 Akış Düzeltici (No:3)

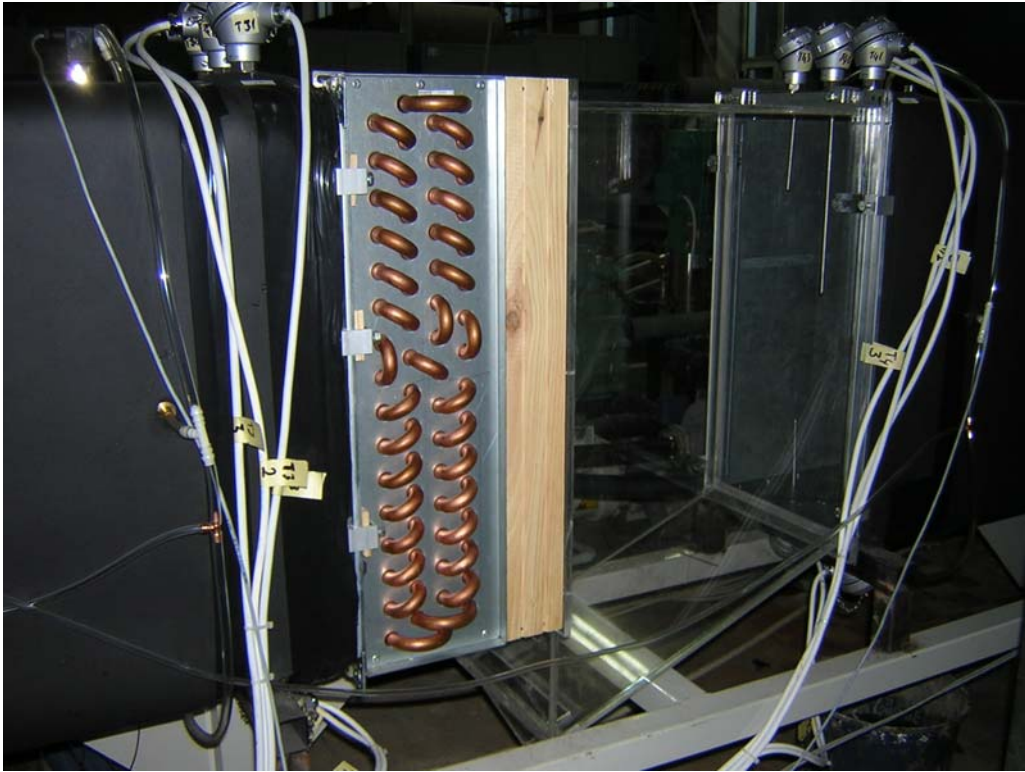
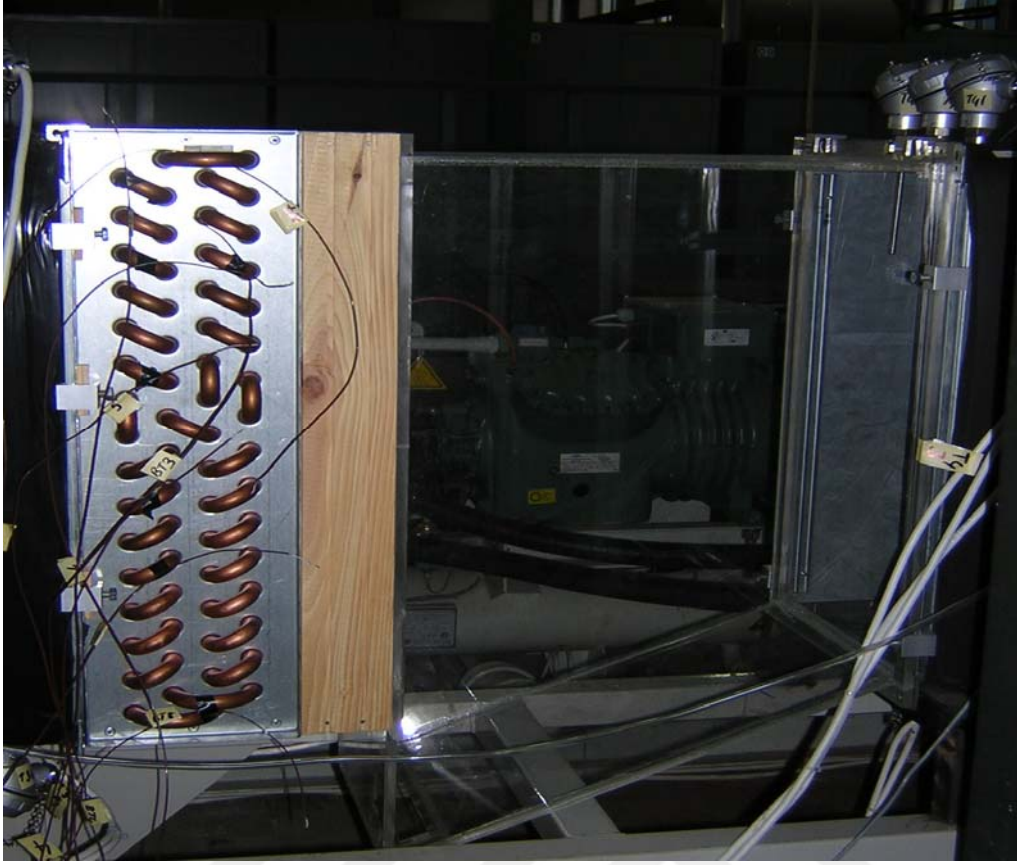
Akış düzeltici havanın test bölgesine düzgün hızda girmesini sağlamak için kanal içerisine yerleştirilmiştir. 0,05 m kalınlığında ve 0,3 m x 0,6 m boyutlarındadır. Bal peteği şeklindeki akış düzeltici Şekil 3.4’de görülmektedir.



Şekil 3.4 Akış düzeltici modülü

3.1.5 Test Bölgesi (No:4)

Test bölgesi 0,3 m x 0,6 m boyutlarında ve 0,75 m uzunluğundadır. İki kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısım test edilecek olan soğutucu bataryadır. İkinci kısım ise pleksiglas malzemeden yapılmış bir kanaldır. Bu kanalın alt yüzeyi eğimli olarak imal edilmiştir. Deney sırasında yoğunlaşan suyun toplama kabına alınabilmesi için, bu eğimli alt yüzeyin ucunda bir toplama bölmesi yapılmış ve alt tarafına açılan bir delik açılmıştır. Soğutucu batarya ve pleksiglas kanal ahşap bir çerçeve ile birbirine bağlanmıştır. Ahşap çerçevenin iç yüzeyi alüminyum folyo bant ile kaplanmıştır. Şekil 3. 5’de test bölgesi fotoğrafı görülmektedir.



Şekil 3.5 Test bölgesinin fotoğrafı

3.1.6 Fan ve Fan Motoru (No:5)

Sistemdeki hava akışı bir radyal fan vasıtasıyla sağlanmıştır. Fan 7,5 kW gücünde ve 1400 d/d devirli bir elektrik motoru ile tahrik edilmiştir. Fan motoru bir frekans konvertörü ile kumanda edilmiştir. Böylece istenen hava hızı elde edilmiştir. Fan ve motoru bir hücre içine yerleştirilmiştir. Hücrenin iç yüzeyleri ses yalıtım malzemesiyle, dış yüzeyleri ise elastomerik kauçuk ısı yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Fan hücresi Şekil 3.6 'de görülmektedir.



Şekil 3.6 Fan hücresinin fotoğrafı

3.1.7 Su Soğutucu Grup (No:6)

Glikol-su soğutma grubu paket tip olup (40 kW, -5°C)÷ (94 kW , +15°C) soğutma kapasitesine sahip, su soğutmalı kondenserli ve pistonlu kompresörlüdür. Cihaz bir mikroişlemci kontrol sistemi ile kontrol edilmektedir. Bu sayede su giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme ve basma tarafındaki gaz basınçları, evaporatörlerde oluşan aşırı

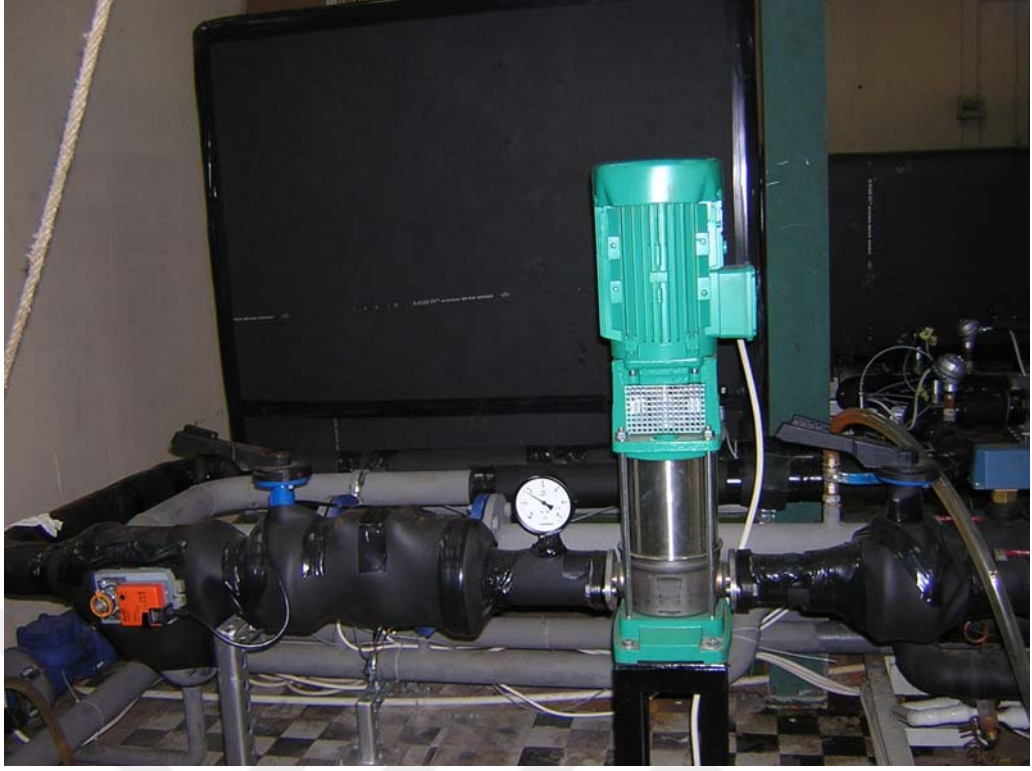
ısıtma sıcaklığı, kompresör çalışma zamanı ve oluşan tüm arızalar ekranda dijital olarak görülebilmekte ve kapasite kontrolü yapılabilmektedir.



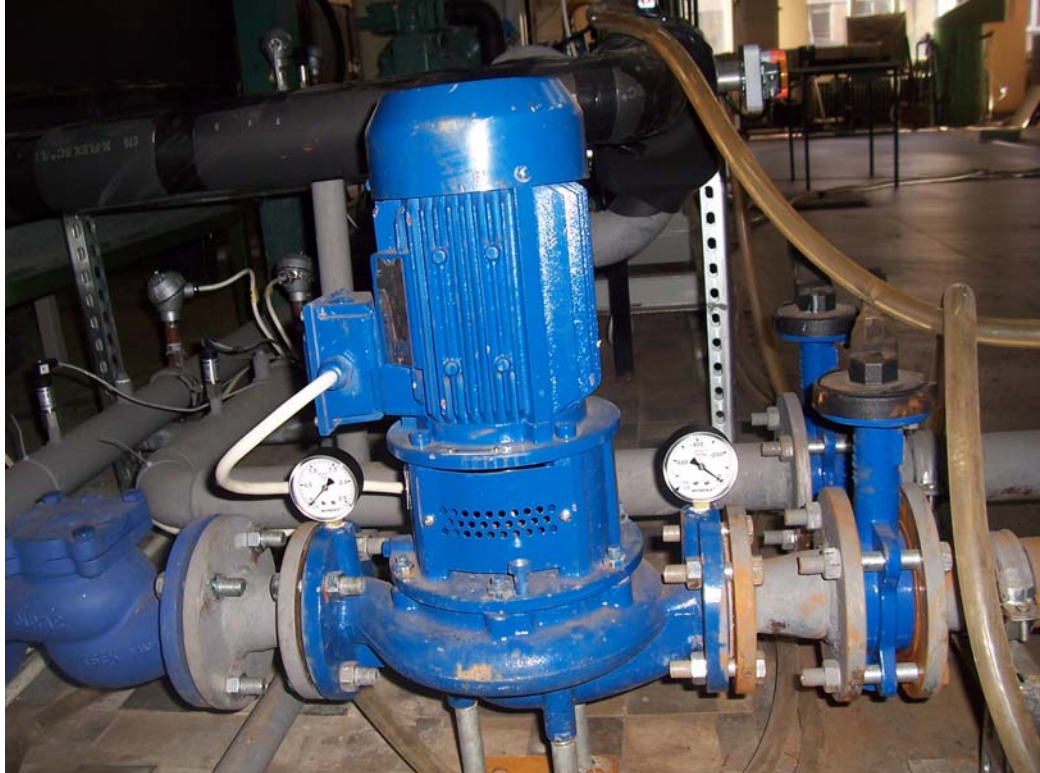
Şekil 3.7 Su soğutucu grubun fotoğrafı

3.1.8 Pompalar (No:8,13)

Soğuk su pompası $20 \text{ m}^3/\text{h}$ debi ve 25 mSS basma yüksekliğine sahiptir. Su soğutucu gruptan emdiği suyu test edilen soğutucu bataryaya göndermektedir. Kondenser soğutma suyu pompası $19 \text{ m}^3/\text{h}$ debi ve 17 mSS basma yüksekliğine sahip olup, laboratuvardaki havuzdan emdiği suyu su soğutucu grubun kondenserine göndermektedir. Pompalar Şekil 3.8 ve Şekil 3. 9’da görülmektedir.



Şekil 3.8 Soğuk su pompasının fotoğrafı



Şekil 3.9 Kondenser soğutma suyu pompasının fotoğrafı

3.1.9 Üç Yollu Oransal Kontrollü Motorlu Vana (No:9)

Test bölgesine gönderilen soğuk suyun debisinin ayarlanabilmesi için sistemde üç yollu oransal kontrollü motorlu vana kullanılmıştır. Vana üzerindeki motor 0-10 V girişli olup, vana açıklığı 10 kademeli olarak PLC ile kontrol edilebilmektedir.



Şekil 3.10 Oransal kontrollü 3 yollu vana

3.1.10 Kapalı Genleşme Tankı (No:11)

Şekil 3.11 'de görülen 100 lt hacmindeki membranlı kapalı genleşme tankı soğuk su hattındaki basıncı sabit tutmak amacıyla yerleştirilmiştir.



Şekil 3.11 Kapalı genleşme tankının fotoğrafı

3.2 Deney Düzeneginin Bölümleri

Kurulan deney düzenegi; hava devresi, soğuk su devresi ve ölçüm-veri toplama ünitesi olmak üzere üç bölümden meydana gelmektedir.

3.2.1 Hava Devresi

Kanatlı boru demetleri üzerinde akış halinde ısı ve kütle transferini incelemek için kurulan deney düzeneginde hava fan hücresinden itibaren aşağıdaki yolu izlemektedir:

Devir sayısı frekans konvertörüyle değiştirilmek suretiyle debi değeri ayarlanabilen fan ile basılan hava fan hücresinden çıktıktan sonra hava kanalı içerisinde denge tankına gelir. Denge tankından çıkan hava deneysel çalışmada istenen sıcaklığın sağlanabilmesi için hava ısıtıcısına girer. Elektrikli ısıtıcının giriş ve çıkışına yerleştirilen RTD sıcaklık ölçerler sayesinde havanın bu noktadaki sıcaklık değerleri okunabilmektedir. Deneysel çalışmadaki test bölgesi hava giriş sıcaklığının istenen değere gelmesini sağlayabilmek için elektrikli ısıtıcıya verilecek güç PLC kontrol ünitesiyle ayarlamaktadır. Hava ısıtıcısından çıkan hava kanal içerisine yerleştirilmiş olan buhar difüzörlerinin

olduğu nemlendirme bölümüne girer. Burada deneysel çalışmada test bölgesine giren havanın bağıl neminin istenen değere gelmesi için nemlendirilir. Buharlı nemlendirici test bölgesi giriş bağıl nem değerine göre PLC tarafından kontrol edilmektedir. Isıtılan ve nemlendirilen hava daralma elemanı sonrasına yerleştirilmiş olan bal peteği akış düzelticiden geçtikten sonra kanala yerleştirilen bir anemometre yardımı ile hızı ölçülür. Hava daha sonra test bölgesine gelir. Test bölgesi test edilecek olan soğutucu batarya ve pleksiglas malzemeden yapılmış bir kanaldan oluşmaktadır. Test bölgesinin giriş ve çıkışına kalibrasyonu yapılmış olan RTD sıcaklık ölçerler, basınç transmitterleri ve nem sensörleri yerleştirilmiştir. Test bölgesinde yoğunlaşan su, alt yüzeyi eğimli olarak imal edilmiş olan pleksiglas kanalın tabanından akarak hassas terazi üzerine yerleştirilmiş olan ölçekli kaptan toplanmıştır.

3.2.2 Soğuk Su Devresi

Soğuk su devresi test bölgesine giren sıcak ve nemli havanın soğutulması için gerekli ısıyı çekecek olan soğuk suyu sağlar.

Özellikleri Bölüm 3.1.7 'de anlatılan su soğutucu gruptan çıkan soğuk su, su deposuna gelir. Buradan bir pompa ile basılan soğuk su önce debi ayarının yapıldığı üç yollu oransal kontrollu bir motorlu vanadan, sonra su debimetresinden geçerek test bölgesine yerleştirilmiş olan soğutucu bataryaya gelir. Test bölgesi giriş ve çıkışına soğuk suyun sıcaklığını ölçmek için birer adet RTD yerleştirilmiştir. Suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiğinde havanın verdiği ısı miktarı hesaplandığından bu iki sıcaklık ölçümü hassas olarak gerçekleştirilmiştir. Soğutucu bataryadan çıkan ısınmış su soğuk su deposuna geri döner.

3.3 Deneysel Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama

3.3.1 Veri Toplama ve Otomatik Kontrol Ünitesi

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 24 adet RTD (elektriksel direnç termometresi) ve 8 adet termokupl, basınç ölçümü için 7 adet basınç

transmitteri ve 2 adet fark basınç transmitteri, bağıl nem ölçümü için 6 adet bağıl nem transmitteri, hız ölçümü için 1 adet anemometre ve debi ölçümü için 1 adet türbin tipi debimetre bulunmaktadır.

Çizelge 3.1 Ölçülen büyüklükler

Ölçüm Elemanı	No	Tanımlama
RTD 1	T1	Isıtıcı öncesi sıcaklık
RTD 2	T2	Isıtıcı sonrası sıcaklık
RTD 3	T3	Hava giriş sıcaklığı
RTD 4	T4	Hava çıkış sıcaklığı
RTD 5	T5	Su giriş sıcaklığı
RTD 6	T6	Su çıkış sıcaklığı
RTD 7	T7	Debimetre öncesi su sıcaklığı
RTD 8	T8	Kondenser suyu dönüş sıcaklığı
RTD 9	T9	Kondenser suyu gidiş sıcaklığı
TERMOKUPL 1	BT1	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 2	BT2	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 3	BT3	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 4	BT4	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 5	BT5	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 6	BT6	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 7	BT7	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
TERMOKUPL 8	BT8	Soğutucu batarya boru yüzey sıcaklığı
BASINÇ	P1	Test bölgesi hava giriş basıncı
BASINÇ	P2	Test bölgesi hava çıkış basıncı
BASINÇ	P3	Test bölgesi su giriş basıncı
BASINÇ	P4	Test bölgesi su çıkış basıncı
BASINÇ	P5	Debimetre öncesi su basıncı
BASINÇ	P6	Kondenser suyu dönüş basıncı
BASINÇ	P7	Kondenser suyu gidiş basıncı
FARK BASINÇ	$\Delta P1$	Test bölgesi basınç farkı
FARK BASINÇ	$\Delta P2$	Hava dinamik basıncı
NEM	RH1	Isıtıcı öncesi bağıl nem
NEM	RH2	Nemlendirici sonrası bağıl nem
NEM	RH3	Test bölgesi hava giriş bağıl nemi
NEM	RH4	Test bölgesi hava çıkış bağıl nemi
DEBİMETRE		Soğuk su debisi
ANEMOMETRE		Hava hızı

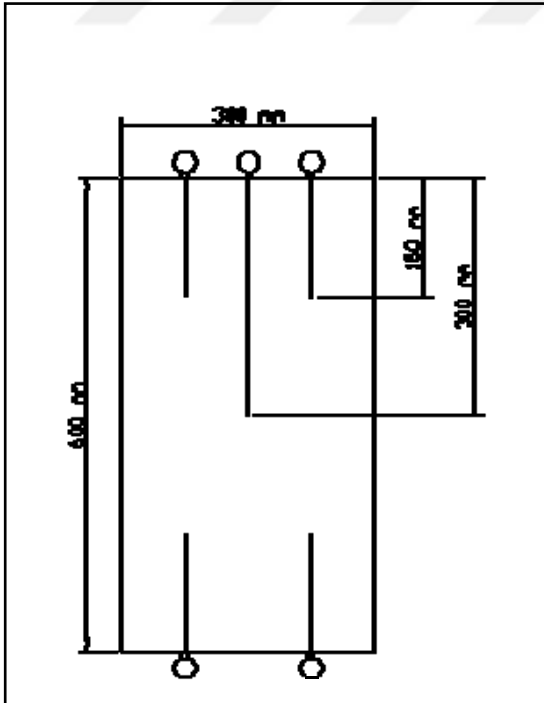
3.3.2 Sıcaklık Ölçümü

Deney düzeneğinde hava ve su devresi üzerinde 24 adet RTD ve 8 adet termokupl ile toplam 32 adet sıcaklık verisi alınmaktadır. Sistemin kontrolü açısından önemli olan ve doğrudan akış içinden ölçüm alınmasının daha doğru olacağı kısımlarda sıcaklık ölçümü RTD ile gerçekleştirilmiştir.

3.3.2.1 RTD ile Sıcaklık Ölçümü

Hava devresi ve soğuk su devresi üzerinde A Class RTD'ler kullanılmış olup kalibrasyonları referans cihazlarla karşılaştırma usulüne göre Unitest Deney ve Kalibrasyon Hizmetleri A.Ş. tarafından yapılmıştır. RTD'lere ait hata fonksiyonları Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Havanın test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklık değerleri kanal içerisinde 5 noktadan ölçülmüştür. Şekil 3.12 'de görüldüğü farklı uzunluklarda RTD'ler kullanılarak kanal kesitinin taranması sağlanmış olup veri toplama ünitesinde bunların ortalaması alınarak test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar hassas olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.12 RTD'lerin kanal içindeki yerleşimi

Çizelge 3.2 RTD hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	$y = ax^2 + bx + c$		
	a	b	c
RTD 1.1	0,0014	0,9349	-2,0336
RTD 1.2	-0,0032	1,2286	-5,8376
RTD 1.3	-0,0025	1,1873	-6,9701
RTD 1.4	0,0023	0,8346	0,777
RTD 2.1	0,0008	0,939	-2,3226
RTD 2.2	0,0004	0,9878	-2,4604
RTD 2.3	-0,0009	1,0718	-4,7492
RTD 2.4	0,00005	1,0087	-3,3319
RTD 2.5	-0,0004	1,0596	-4,5735
RTD 3.1	0,002	0,8826	-0,4305
RTD 3.2	0,0006	0,9647	-2,7652
RTD 3.3	0,0021	0,8438	1,7698
RTD 3.4	0,0005	0,9943	-2,1705
RTD 3.5	0,0021	0,8631	0,5212
RTD 4.1	0,0011	0,9091	-0,4096
RTD 4.2	-0,008	1,0713	-3,5144
RTD 4.3	0,0019	0,9193	-1,185
RTD 4.4	-0,0025	1,1951	-5,6105
RTD 4.5	-0,0002	1,0275	-2,8225
RTD 5	-0,0002	1,0275	-2,6787
RTD 6	-0,0011	1,0972	-4,214
RTD 7	0,0043	0,7364	2,0106
RTD 8	0,0036	0,7828	1,1952
RTD 9	0,0008	0,9721	-1,7731

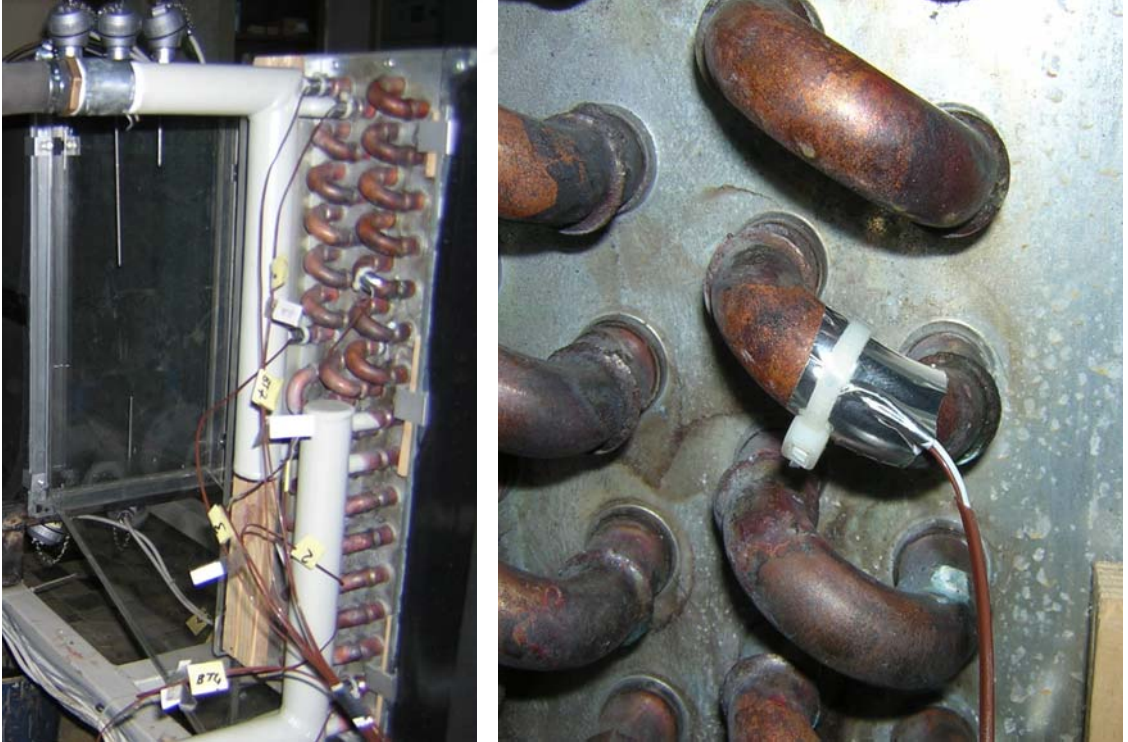
3.3.2.2 Termokupl ile Sıcaklık Ölçümü

Soğutucu bataryanın boru yüzey sıcaklıklarını ölçmek için K tipi termokupl kullanılmıştır. Termokuplların kalibrasyonu, referans bir termometre ve termokuplların aynı şartlarda yapılan ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması metoduyla Unitest Deney ve Kalibrasyon Hizmetleri A.Ş. tarafından yapılmıştır. Termokupllara ait hata fonksiyonları Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 Termokupl hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	$y = ax + b$	
	a	b
BT 1	1,0078	-0,3305
BT 2	1,0017	-0,1740
BT 3	0,9965	-0,2407
BT 4	0,9901	-0,2590
BT 5	1,0078	-0,3305
BT 6	1,0017	-0,1740
BT 7	0,9965	-0,2407
BT 8	0,9901	-0,2590

Termokupllar Loctite Output 315 elektrik iletken yapıştırıcı ile boru yüzeyine yapıştırılmıştır. Daha sonra üzerlerine alüminyum folyo bant yapıştırılarak kablo bağı ile sağlamlaştırılmıştır. Son aşamada soğutucu batarya yüzeyi 0,025 m kalınlığında elastomerik kauçuk ısı yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Termokuplların boru yüzeyine bağlantısına ait fotoğraf Şekil 3.13 'de görülmektedir.



Şekil 3.13 Termokuplların boru yüzeyine bağlantı fotoğrafı

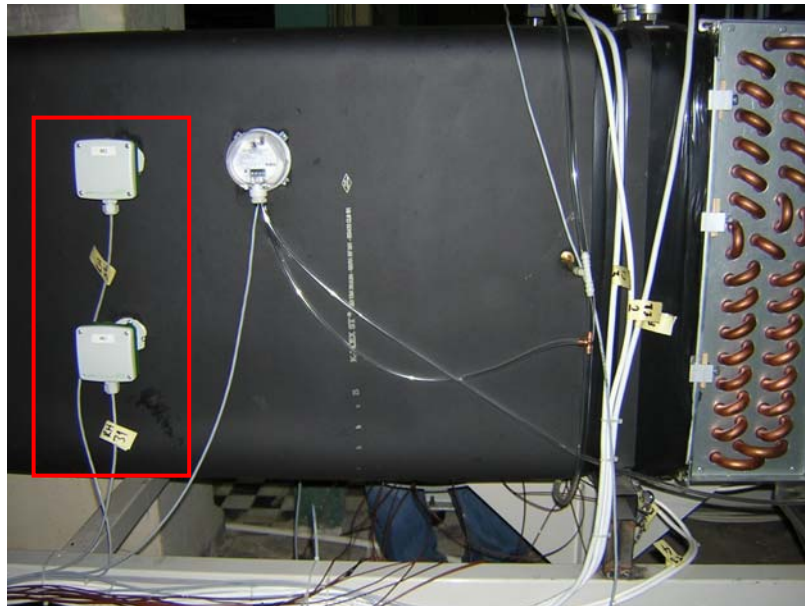
3.3.3 Bağıl Nem Ölçümü

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.

Çizelge 3.4 Bağıl nem transmitteri hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	$y = ax^3 + bx^2 + cx + d$			
	a	b	c	d
RH 1	0	0	1	-0,5
RH 2.1	0	0	0,995	-0,5547
RH 2.2	0	0	1	0,5
RH 3.1	-0,00002	0,0028	0,8799	1,4372
RH 3.2	0	0	1,0005	-0,4684
RH 4.1	0	0	1	0,5
RH 4.2	0	0	0,9998	-0,5712

Sistemde ısıtıcı öncesinde 1 adet, nemlendirici sonrasında 1 adet, test bölgesi girişinde 2 adet ve test bölgesi çıkışında 2 adet olmak üzere toplam 6 adet bağıl nem transmitteri mevcuttur. Test bölgesi giriş ve çıkışına bağıl nem değerini sağlıklı ölçebilmek için Şekil 3.14 de görüldüğü gibi 2 şer adet transmitter yerleştirilmiştir. Hesaplarda bu iki değerın ortalaması kullanılmıştır.



Şekil 3.14 Bağıl nem transmitterlerinin kanala bağlantı fotoğrafı

3.3.4 Basınç Ölçümü

Soğuk suyun test bölgesine giriş ve çıkış basıncı da Nuova Fima marka $\leq\%1$ hassasiyete sahip basınç transmitterleriyle ölçülmüştür.

Çizelge 3.5 Basınç transmitteri hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	y = ax + b	
	a	b
P 1	0,9847	-0,5061
P 2	0,9963	-1,2303
P 3	0,9928	-0,0434
P 4	0,9928	-0,0434
P 5	0,9928	-0,0432
P 6	0,9928	-0,0433
P 7	0,9948	-0,0308

3.3.5 Fark Basınç Ölçümü

Test bölgesinin giriş ve çıkışı arasında oluşan basınç farkını ölçmek için sisteme bir adet fark basınç transmitteri bağlanmıştır. Bu ölçümlerde kullanılan fark basınç transmitteri VCP marka olup hassasiyeti $\leq\%1$ dir.

Çizelge 3.6 Fark basınç transmitteri hata fonksiyonları

Hata Fonksiyonu	y = ax + b	
	a	b
ΔP 1	0,9945	-1,3294
ΔP 2	0,9963	-1,0403

3.3.6 Soğuk su Debisi Ölçümü

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

3.3.7 Hava Hızı Ölçümü

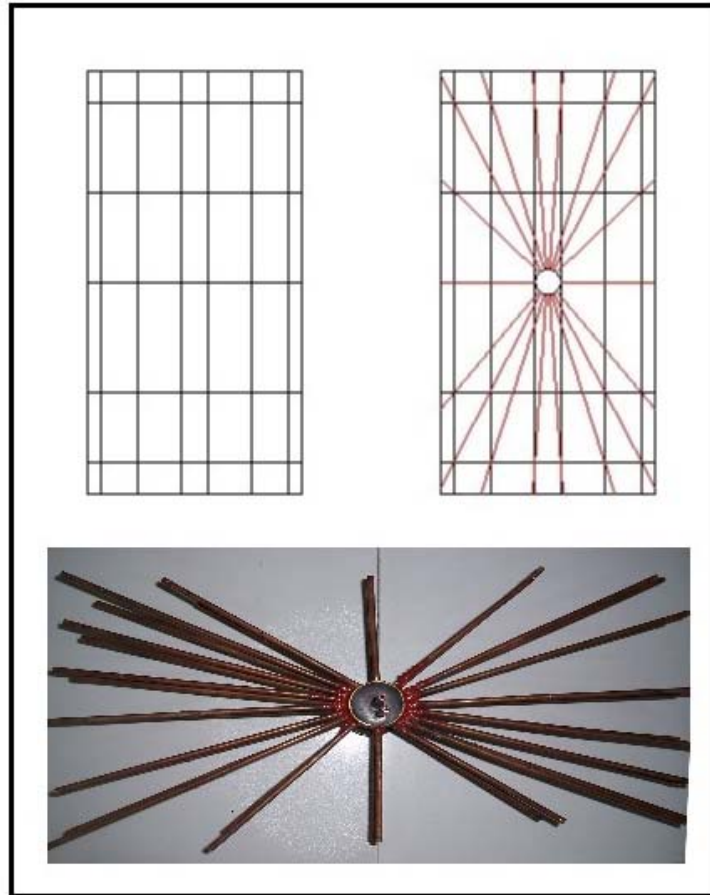
Rüzgar tüneli içerisinde oluşan hava hızı iki farklı yöntemle ölçülmüştür.

3.3.7.1 Anemometre ile Hava Hızı Ölçümü

Hava hızı test bölgesi öncesinde EE65-VBX marka 0 –20 m/s aralığında çalışan $\leq 1\%$ hassasiyetteki sıcak film prensibine göre çalışan anemometre ile ölçülmüştür.

3.3.7.2 Pitot Tüpü ile Hava Hızı Ölçümü

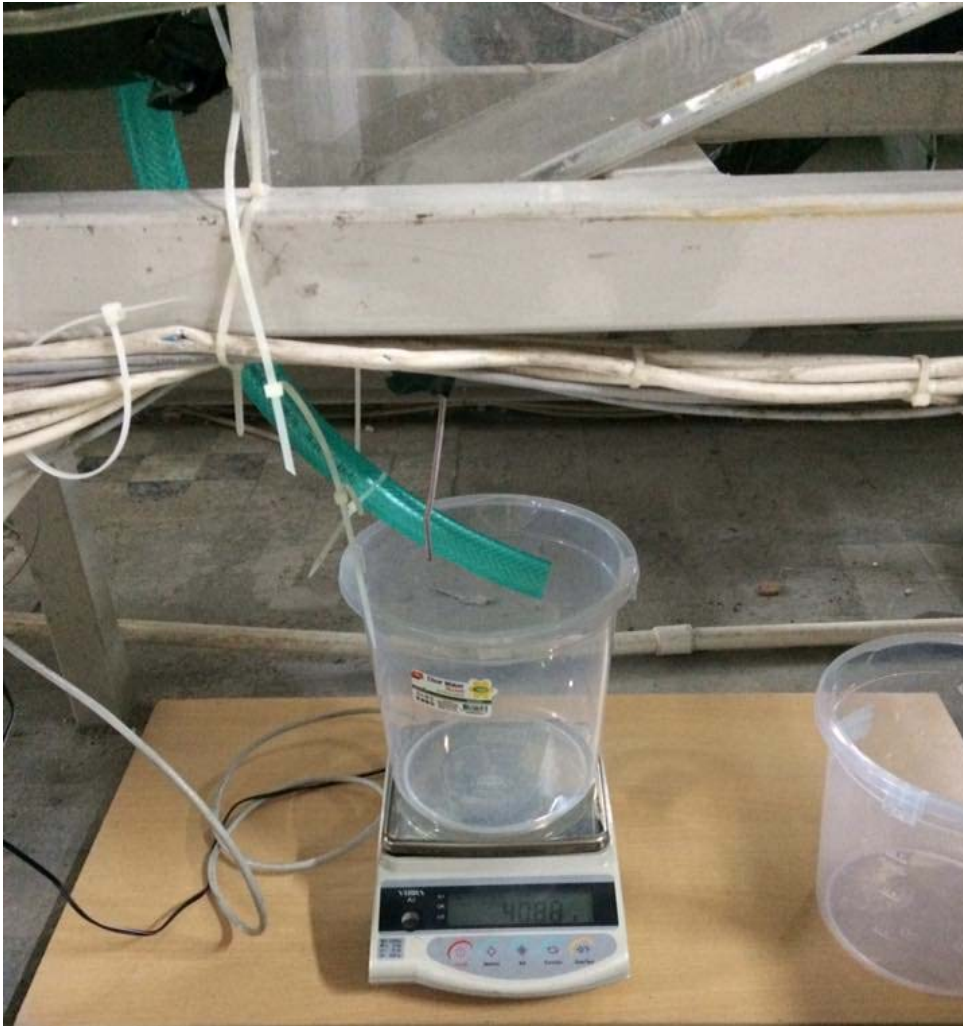
Test bölgesi öncesinde kanal içerisindeki hava hızını ölçmek amacıyla ASHRAE Standart 41.2-1987 (RA 92)'de belirtildiği gibi bir Pitot tüpü düzeneği hazırlanmış ve bir fark basınç transmittirine bağlanmıştır. Hazırlanan düzeneğin şematik resmi Şekil 3.15 'de görülmektedir. Bu düzenek ile kanal içinde yerleri Log Tchebycheff kuralına göre belirlenmiş 28 noktada ölçüm yapılmıştır. Ölçümlerde kullanılan VCP marka fark basınç transmittirinin hassasiyeti $\leq 1\%$ olup kalibrasyon denklemi Çizelge 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.15 Ölçüm noktaları ve Pitot tüpü düzeneğinin şematik resmi ve fotoğrafı

3.3.8 Yoğuşum Suyu Miktarı Ölçümü

Test bölgesindeki boruların yüzey sıcaklığı rüzgar tünelindeki 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 toplanmıştır. Bu kap 0,001 g hassasiyetle ölçüm yapan Vibra marka hassas terazi üzerinde durmaktadır. Böylece yoğuşum miktarı zamana bağlı olarak belirlenebilmektedir. Yoğuşum suyu ölçüm düzeneği Şekil 3.16 'de görülmektedir.



Şekil 3.16 Yoğuşum suyu ölçüm düzeneğinin fotoğrafı

3.4 Deney Tasarımı

Çalışma kapsamında Şekil 3.17’de örneği görülen, iklimlendirme uygulamalarında kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiriciler kullanılmıştır. Isı değiştirici özellikleri Çizelge 3.7’de görülmektedir. Test edilen bataryaların geometrik özellikleri aynı olup sadece sıra ve devre sayıları farklılık göstermektedir. Çizelge 3.8’de deney parametreleri verilmiştir.



Şekil 3.17 Kanatlı borulu ısı değiştiriciler

Çizelge 3.7 Isı değiştirici boyutları

No	Sıra sayısı	Devre sayısı	Akışa dik boru adımı mm	Akış yönündeki boru adımı mm	Boru dış çapı mm	Boru iç çapı mm
1	2	2	38	33	16,65	15,85
2	4	4	38	33	16,65	15,85
3	6	6	38	33	16,65	15,85

Çizelge 3.8 Deney parametreleri

Batarya	Sıcaklık	Bağıl Nem	Hız
2x2	30°C, 35°C, 40°C	%50, %60, %70	2-10 m/s (1 m/s artışla)
4x4	30°C, 35°C, 40°C	%50, %60, %70	2-10 m/s (1 m/s artışla)
6x6	30°C, 35°C, 40°C	%50, %60, %70	2-10 m/s (1 m/s artışla)

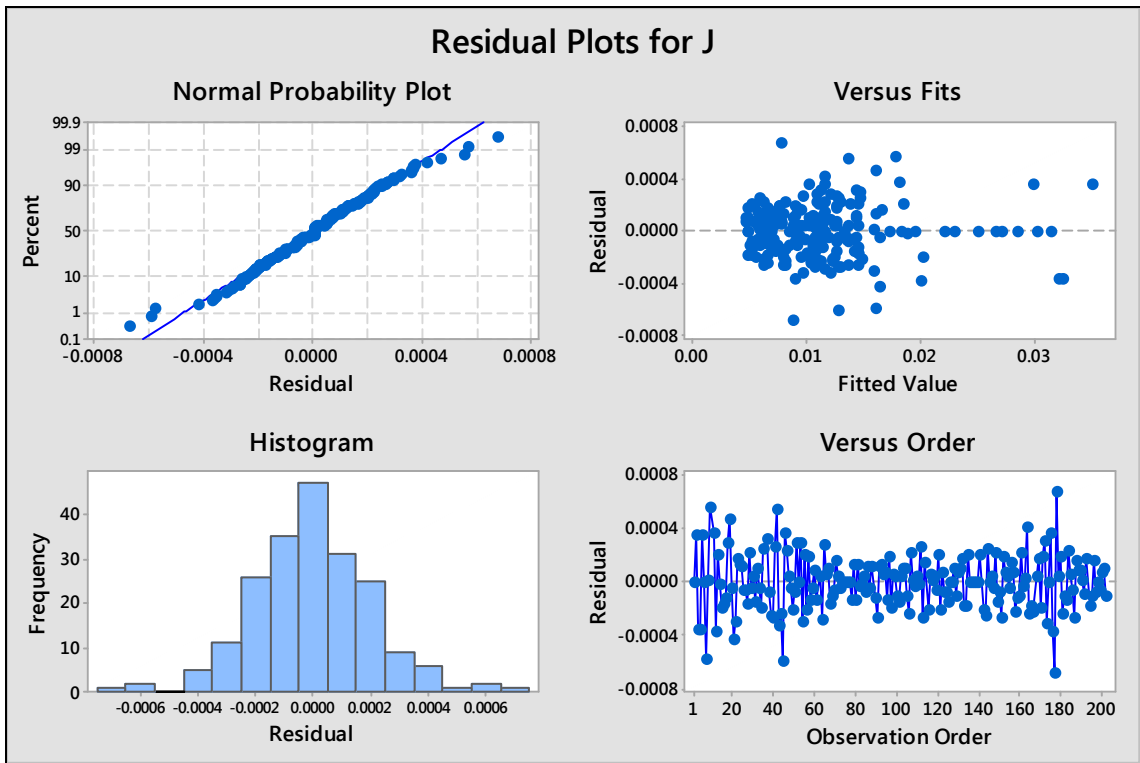
3.4.1 İstatistiksel Analizle Parametrelerin Colburn J Faktörüne Etki Derecesinin Belirlenmesi

Bu çalışmada nem alma koşulları altında batarya sıra sayısı, hava hızı, sıcaklığı, bağlı nemi parametrelerinin etkileri deneysel olarak belirlenmiştir. Hangi parametrenin daha etkili olduğunu belirlemek için ileri seviyede istatistiksel analizleri yapılmış ve parametrelerin etkisi belirlenmiştir. Bunun için Minitab programında analiz yapılmıştır. Şekil 3.18’de parametreler ve etkilerinin çözüm sonuçları görülmektedir. İstatistik çözüme göre p değeri %5’ten küçük ise %95 güven aralığında ilgili parametre Colburn J faktörü ile ilişkilidir anlamına gelmektedir. 0,05 değeri mühendislik çözümleri için kabul gören ve istatistiksel hesaplamalarda ve 6Sigma metodolojisinde kullanılan bir sayısal değerdir. Aşağıdaki çözüme göre tüm parametrelerin p değeri 0,05 değerinin altında olduğu için Colburn J faktöründe etkili olduğu ve oluşturulan genel doğrusal modelin Colburn J faktörünü %99 oranında ifade ettiği anlamına gelmektedir. Bu R^2 değeri ile açıklanmaktadır.

Batarya*Sıcaklık*Nem; Hız*Sıcaklık*Nem; Batarya*Hız*Sıcaklık*Nem						
Method						
Factor coding (-1; 0; +1)						
Factor Information						
Factor	Type	Levels	Values			
Batarya	Fixed	3	2; 4; 6			
Hız	Fixed	9	2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10			
Sıcaklık	Fixed	3	30; 35; 40			
Nem	Fixed	3	50; 60; 70			
Analysis of Variance						
Source	DF	Adj_SS	Adj_MS	F-Value	P-Value	
Batarya	2	0,000701	0,000350	2743,88	0,000	
Hız	8	0,001078	0,000135	1055,76	0,000	
Nem	2	0,000006	0,000003	22,23	0,000	
Batarya*Hız	16	0,000107	0,000007	52,56	0,000	
Batarya*Sıcaklık	4	0,000009	0,000002	17,12	0,000	
Batarya*Nem	4	0,000003	0,000001	6,40	0,000	
Hız*Sıcaklık	16	0,000014	0,000001	6,80	0,000	
Hız*Nem	16	0,000008	0,000001	4,11	0,000	
Sıcaklık*Nem	4	0,000003	0,000001	5,71	0,001	
Batarya*Hız*Sıcaklık	32	0,000034	0,000001	8,43	0,000	
Batarya*Hız*Nem	32	0,000062	0,000002	15,28	0,000	
Error	65	0,000008	0,000000			
Lack-of-Fit	64	0,000008	0,000000	2,08	0,510	
Pure Error	1	0,000000	0,000000			
Total	201	0,006537				
Model Summary						
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)			
0,0003573	99,87%	99,61%	*			

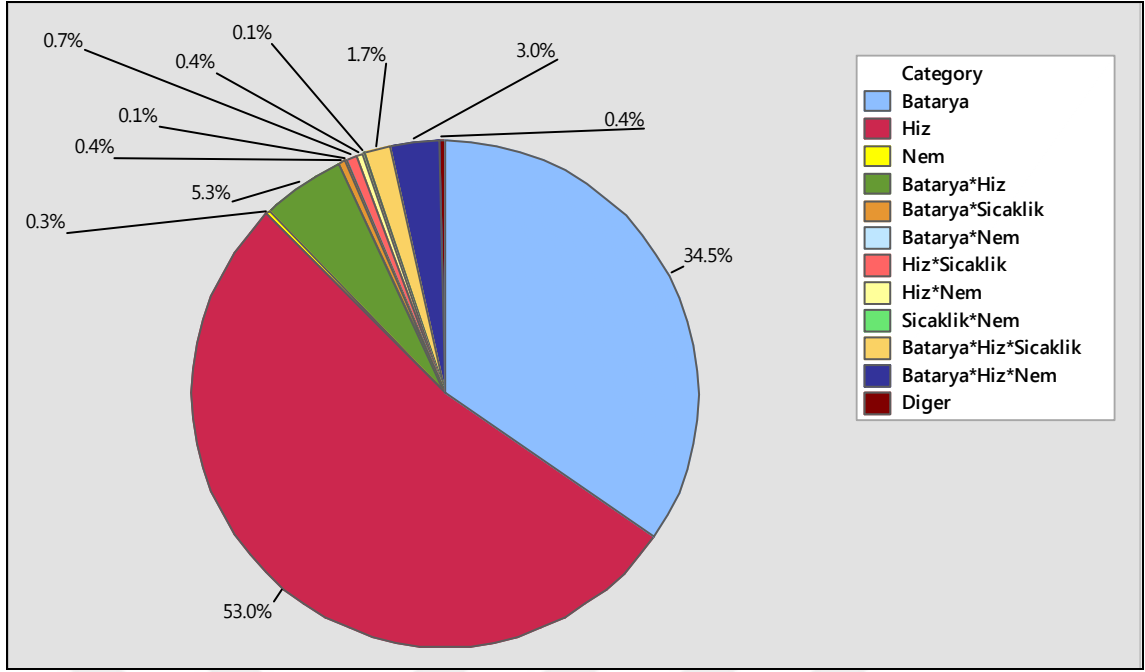
Şekil 3.18 Colburn J faktörü için genel doğrusal model ile istatistik çözüm

Gerçekleştirilen analizde elde edilen verilerle oluşturulan modelin artıklarının normal olması gerekmektedir. Şekil 3.19’da artıkların analizinde kullanılan 4 yaklaşımın grafik gösterimi bulunmaktadır. Bu yaklaşımlara göre birinci grafikte artıkların doğrusal olması ve p değerinin 0,05 değerinden büyük olması gerekmektedir. İkinci grafikte yine artıkların modelden elde edilen değerlere göre değişiminin doğrusal olması huni etkisinin görülmemesi gerekmektedir. Üçüncü grafikte ise frekans değerlerinin normal dağılım eğrisine uygun bir dağılım göstermesi gerekmektedir. Bu yaklaşımlara göre artıkların normal dağılım gösterdiği ve buna bağlı olarak modelin güvenilir olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 3.19 Artıkların analizi- normal dağılım göstergeleri

Parametrelerin etki derecelerinin belirlenmesinde SS değeri kullanılmaktadır. Bu değerin büyüklüğü parametrenin yani girdinin çıktı üzerine etki oranını belirlemektedir. Şekil 3.20’deki pasta grafiğinde değişkenlerin Colburn J faktörüne etkileri test edilen veri aralığında elde edilmiştir. Buna göre hava tarafında en etkili değişkenin giriş hava hızı daha sonra batarya sıra sayısı olduğu bulunmuştur.



Şekil 3.20 Parametrelerin Colburn J faktörüne etkileri

3.4.2 İstatistiksel Analizle Parametrelerin f Sürtünme Faktörüne Etki Derecesinin Belirlenmesi

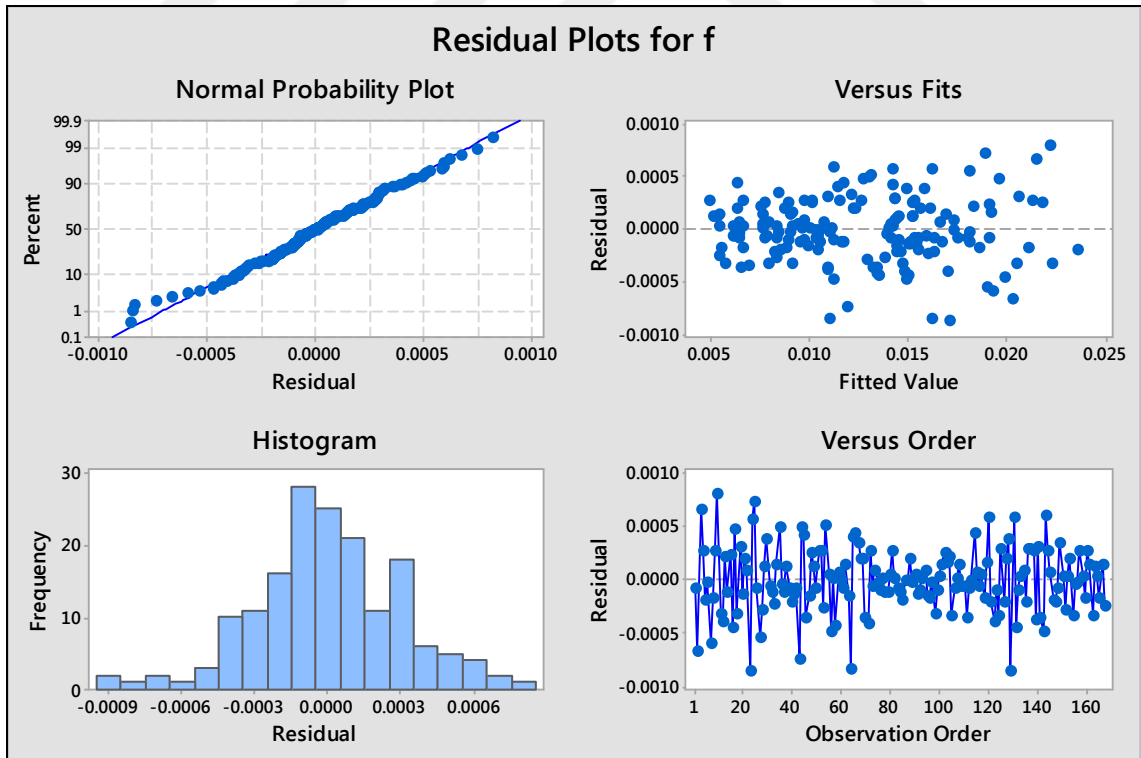
Şekil 3.21'deki çözüme göre tüm parametrelerin p değeri 0,05 değerinin altında olduğu için f sürtünme faktöründe etkili olduğu ve oluşturulan genel doğrusal modelin sürtünme faktörünü %99,5 oranında ifade ettiği anlamına gelmektedir.

Şekil 3.22'de sürtünme f faktörü için artıkların analizinde kullanılan 4 yaklaşımın grafik gösterimi bulunmaktadır.

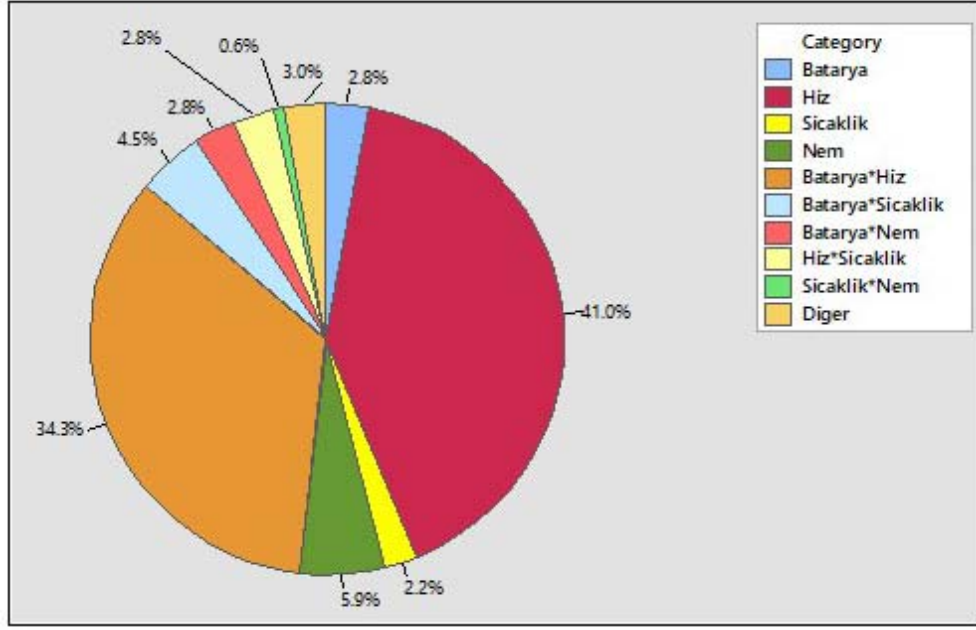
Şekil 3.23'deki pasta grafiğinde değişkenlerin sürtünme f etkileri test edilen veri aralığında elde edilmiştir. Buna göre hava tarafında en etkili değişkenin giriş hava hızı olduğu bulunmuştur.

Regression Analysis: f versus Batarya; Hız; Sıcaklık; Nem					
Method					
Categorical predictor coding (1; 0)					
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	53	0,003388	0,000064	475,88	0,000
Batarya	2	0,000014	0,000007	52,38	0,000
Hız	7	0,000202	0,000029	214,34	0,000
Sıcaklık	2	0,000011	0,000006	41,90	0,000
Nem	2	0,000029	0,000015	108,13	0,000
Batarya*Hız	14	0,000169	0,000012	89,86	0,000
Batarya*Sıcaklık	4	0,000022	0,000005	40,49	0,000
Batarya*Nem	4	0,000014	0,000003	25,71	0,000
Hız*Sıcaklık	14	0,000014	0,000001	7,60	0,000
Sıcaklık*Nem	4	0,000003	0,000001	5,69	0,000
Error	113	0,000015	0,000000		
Lack-of-Fit	112	0,000015	0,000000	247,47	0,051
Pure Error	1	0,000000	0,000000		
Total	166	0,003403			
Model Summary					
	S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	
	0,0003665	99,55%	99,34%	98,97%	

Şekil 3.21 Sürtünme faktörü f için genel doğrusal model ile istatistik çözüm



Şekil 3.22 sürtünme faktörü f için Artıkların analizi- normal dağılım göstergeleri



Şekil 3.23 Parametrelerin sürtünme f faktörüne etkileri

3.5 Belirsizlik Analizi

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

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.1)$$

olarak yazılabilir. her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı ise w_p ise, belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bağıntı incelendiğinde buradaki en büyük hataya neden olan değişken hemen tesbit edilebilmektedir.

Yapılan çalışmada sonuç olarak Colburn J faktörü ve f sürtünme faktörü incelenmektedir. Bu nedenle bu iki çıktı için belirsizlik analizi yapılmıştır.

Eşitlik 5.2'deki ifade Colburn J faktörü ve f sürtünme faktörü ifadelerindeki değişkenlere göre düzenlenmiş ve belirsizlik analizi EES programında yapılmıştır.

$$w_J = \pm \left[\left(\frac{\partial J}{\partial h_{c,o}} w_{h_{c,o}} \right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial G} w_G \right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial c_{p,a}} w_{c_{p,a}} \right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial Pr} w_{Pr} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

$$w_f = \pm \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho_{ort}} w_{\rho_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho_1} w_{\rho_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho_2} w_{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial G} w_G \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

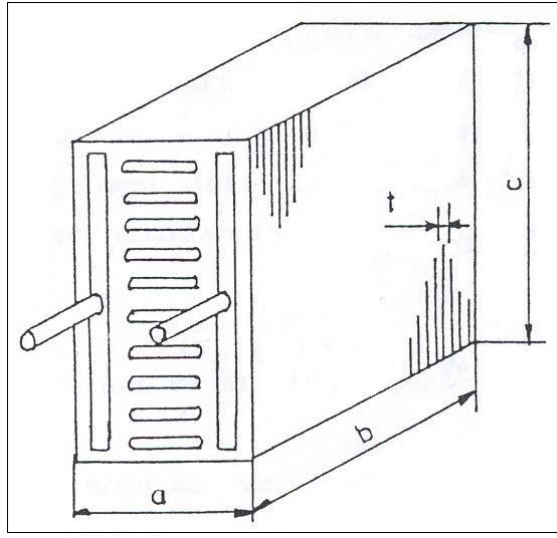
Çizelge 3.9’da 4 sıra 4 devreli bataryada 4 m/s hız, 30°C sıcaklık ve %70 bağıl nem şartlarındaki belirsizlik değerleri verilmiştir. Bu na göre Colburn J faktörü için belirsizlik değeri % 12 ve f sürtünme faktrü için belirsizlik değeri % 23 dir.

Çizelge 3.9 Değişkenlere ait belirsizlik değerleri

Hız (m/s)	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	w_J	w_f
4	30	70	%12	%23

DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE HESAP METODU**4.1 Soğutucu Bataryalarının Boyutlarının Hesaplanması**

Isı geçişi, sürtünme faktörü ve kanat verimi hesaplarında gerekli ısı değiştiricisine ait geometrik özellikler aşağıdaki şekilde hesaplanır.



Şekil 4.2 Soğutucu batarya boyutları

Boru dış yüzey alanı

$$A_{p,o} = n_p \pi d_o (b - s n_f) \quad (4.1)$$

Toplam kanat alanı

$$A_f = 2n_f a c - 2n_p n_f \frac{\pi d_o^2}{4} + n_f s (2a + 2c) \quad (4.2)$$

Toplam ısı geçiş alanı

$$A_o = A_{p,o} + A_F \quad (4.3)$$

Öz yüzey alanı

$$A_{fr} = bc \quad (4.4)$$

Minimum akış alanı

$$A_{min} = A_{fr} - (n_{ab}d_o b + sn_F c) \quad (4.5)$$

4.2 Hava Giriş ve ıkış Sıcaklığında Doymuş Nemli Hava İçindeki Su Buharının Kısmi Basıncı

T sıcaklığında doymuş nemli hava içindeki su buharının kısmi basıncı,

$273.16 \leq T \leq 473.15$ K için

$$\ln P_{sd} = \sum_{i=0}^5 c_i T^{i-1} + c_6 \ln T \quad (4.6)$$

c_0 : -5,8002206.10

c_4 : -1,4452093.10⁻⁸

c_1 : 1,3914993

c_5 : 0

c_2 : -4,8640239.10⁻²

c_6 : 6,5459673

c_3 =4,1764768.10⁻⁵

bağıntısı ile hesaplanmıştır [30].

4.3 Giriş ve ıkış Havasının Özgöl Nemi

Giriş ve çıkış şartlarındaki nemli havanın özgöl nemi,

$$\varphi = \frac{P_s}{P_{sd}} \quad (4.7)$$

$$W = 0.62198 \frac{\varphi \cdot P_{sd}}{101325 - \varphi \cdot P_{sd}} \quad (4.8)$$

denklemiyle hesaplanmıştır.

4.4 Kuru Hava Debisi

Kuru hava debisi deney parçası önünde ortalama hava hızına göre,

$$m_a = \rho_a A_{fr} V_a \quad (4.9)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır.

4.5 Nemli Havanın Kütle Hızı

Nemli havanın kütle hızı birim kesitten birim zamanda geçen akışkan kütlesidir. Buna göre,

$$G = \frac{m_a + m_a W}{A_{min}} \quad (4.10)$$

bağıntısıyla hesaplanmıştır.

4.6 Hava Tarafındaki Reynolds Sayısı

Hava tarafındaki Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{4r_h G}{\mu} \quad (4.11)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır.

Hidrolik çap $4r_h$ aşağıdaki ilişki ile ifade edilmiştir [3]:

$$\frac{4r_h}{L} = 4 \frac{A_{min}}{A_o} \quad (4.12)$$

Havanın dinamik viskozitesi film sıcaklığında hesaplanmıştır. Film sıcaklığı aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$t_f = \frac{t_m + t_w}{2} \quad (4.13)$$

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (4.14)$$

4.7 Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı

Soğutucu akışkan sıcaklığının değişken olması halinde çapraz akış için logaritmik ortalama entalpi farkı,

$$\Delta i_m = \frac{(i_1 - i_{s,R,2}) - (i_2 - i_{s,R,1})}{\ln \left(\frac{(i_1 - i_{s,R,2})}{(i_2 - i_{s,R,1})} \right)} \quad (4.15)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır.

4.8 Soğutucu Akışkan Sıcaklığında Doymuş Nemli Hava Entalpisi

Soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki doymuş nemli hava entalpisi,

$$i = c_{p,a} t_R + W i_{fg} \quad (4.16)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır.

4.9 Nemli Hava Entalpisi

Nemli hava entalpisi,

$$i = c_{p,a} t + W i_{fg} \quad (4.17)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır.

4.10 Toplam Isı Geçişi

Toplam ısı geçişi soğutucu tarafına göre aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$q = m_R c_{p,R} (t_{R,2} - t_{R,1}) \quad (4.18)$$

Soğutucu akışkan tarafına göre olan ısı geçişi, hava ile soğutucu akışkan arasındaki logaritmik ortalama entalpi farkına göre,

$$q = U_{o,w} A_o \Delta i_m \quad (4.19)$$

denklemleriyle bulunan toplam ısı geçişine eşit alınarak denklemden diğer bilinmeyenler test bataryasının toplam ısı taşıyım yüzeyi ve soğutucu akışkanla nemli hava arasındaki logaritmik ortalama entalpi farkı da yerlerine konularak ıslak haldeki toplam ısı taşıyım katsayısı hesaplanmıştır.

4.11 Boru İçindeki Akışta Reynolds Sayısı

Boru içindeki akışta Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Re_i = \frac{4m_R}{\mu_R \pi \cdot d_{p,i} \cdot n_p} \quad (4.20)$$

4.12 Boru İçindeki Akışta Isı Taşınım Katsayısı

Boru içindeki ısı taşınım katsayısı, soğutucu akışkan olarak su kullanılması nedeniyle tek fazlı kanal akımlarında geçerli olan Dittus Boelter eşitliğiyle hesaplanmıştır [31].

$$Nu = 0.023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.21)$$

$$Pr = \frac{\mu_R c_{p,R}}{k_R} \quad (4.22)$$

$$Nu = \frac{h_i d_{p,i}}{k_R} \quad (4.23)$$

4.13 Islak Haldeki Isı Taşınım Katsayısı

Islak haldeki ısı taşınım katsayısı için öncelikle nemli hava ile soğuk yüzey arasındaki eşdeğer ısı taşınım katsayısı aşağıda verilen ıslak haldeki toplam ısı taşınım katsayısı denkleminde hesaplanmıştır [8].

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{b'_R A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{b_{w,m} (1 - \Phi_w)}{h_{o,w} (A_{p,o}/A_F + \Phi_w)} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}} \quad (4.24)$$

Eşdeğer ısı taşınım katsayısı aşağıdaki bağıntıda yerine konularak ıslak haldeki ısı taşınım katsayısı elde edilmiştir.

$$h_{o,w} = \frac{1}{c_{p,a} / (b_w h_{c,0}) + y_w / k_w} \quad (4.25)$$

4.14 Kanat Verimi

Islak haldeki kanat verimi McQuiston tarafından verilen kuru haldeki kanat veriminde kuru haldeki ısı taşınım katsayısı yerine ıslak haldeki eşdeğer ısı taşınım katsayısı konularak aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır.

$$\phi_w = \frac{\tanh(Mr_1\Phi)}{Mr_1\Phi} \quad (4.26)$$

Burada,

$$M = \left(\frac{h_{o,w}}{k_F y_F} \right)^{1/2} \quad (4.27)$$

$$\phi = \left(\frac{r_e}{r_1} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_e}{r_1} \right) \right) \quad (4.28)$$

Üçgen diziliş için:

$$r_e = 0,635 S_{\min} \left(\frac{S_{\max}}{S_{\min}} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (4.29)$$

$$S_d = \sqrt{S_L^2 + \frac{S_T^2}{4}} \quad (4.30)$$

4.15 Islak Haldeki Colburn J Faktörü

Islak haldeki Colburn faktörü aşağıdaki denklemden nemli havanın özgül ısısı, havanın dinamik viskozitesi ve ısı iletim katsayısı film sıcaklığında alınarak hesaplanmıştır.

$$J_y = \frac{h_{c,o}}{Gc_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (4.31)$$

4.16 Su Filmi Sıcaklığının Kontrolü

Su filmi sıcaklığındaki doymuş nemli hava entalpisi aşağıdaki denklemden bulunmuş ve bu entalpideki doymuş nemli hava sıcaklığı belirlenmiştir. Bu şekilde hesaplanan su filmi sıcaklığıyla önceden kabul edilen su filmi sıcaklığı arasındaki fark 0.5°C oluncaya kadar iterasyon yapılarak su filmi sıcaklığı hesaplanmıştır.

$$i_{s,w,m} = i - \frac{c_{p,a} h_{o,w} \Phi_w}{b_{w,m} h_{c,o}} \left(1 - \frac{b'_R U_{o,w} A_o}{h_i A_{p,i}} \right) (i - i_{s,R}) \quad (4.32)$$

4.17 Hava Tarafında Oluşan Basınç Kaybı

Isı değiştirici içerisinden geçen hava basıncı sürtünmelerden dolayı bir miktar düşer. Bu basınç kaybı deneylerde test bölgesi giriş çıkışındaki fark basınç transmitteri ile ölçülmüştür. Sürtünme faktörü f eşitlik (4.33)'den hesaplanmıştır.

$$\Delta P = \frac{G}{2\rho_g} \left[\left(1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_\zeta} - 1 \right) + f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_g}{\rho_m} \right] \quad (4.33)$$

BÖLÜM 5

DENEYSEL SONUÇLAR

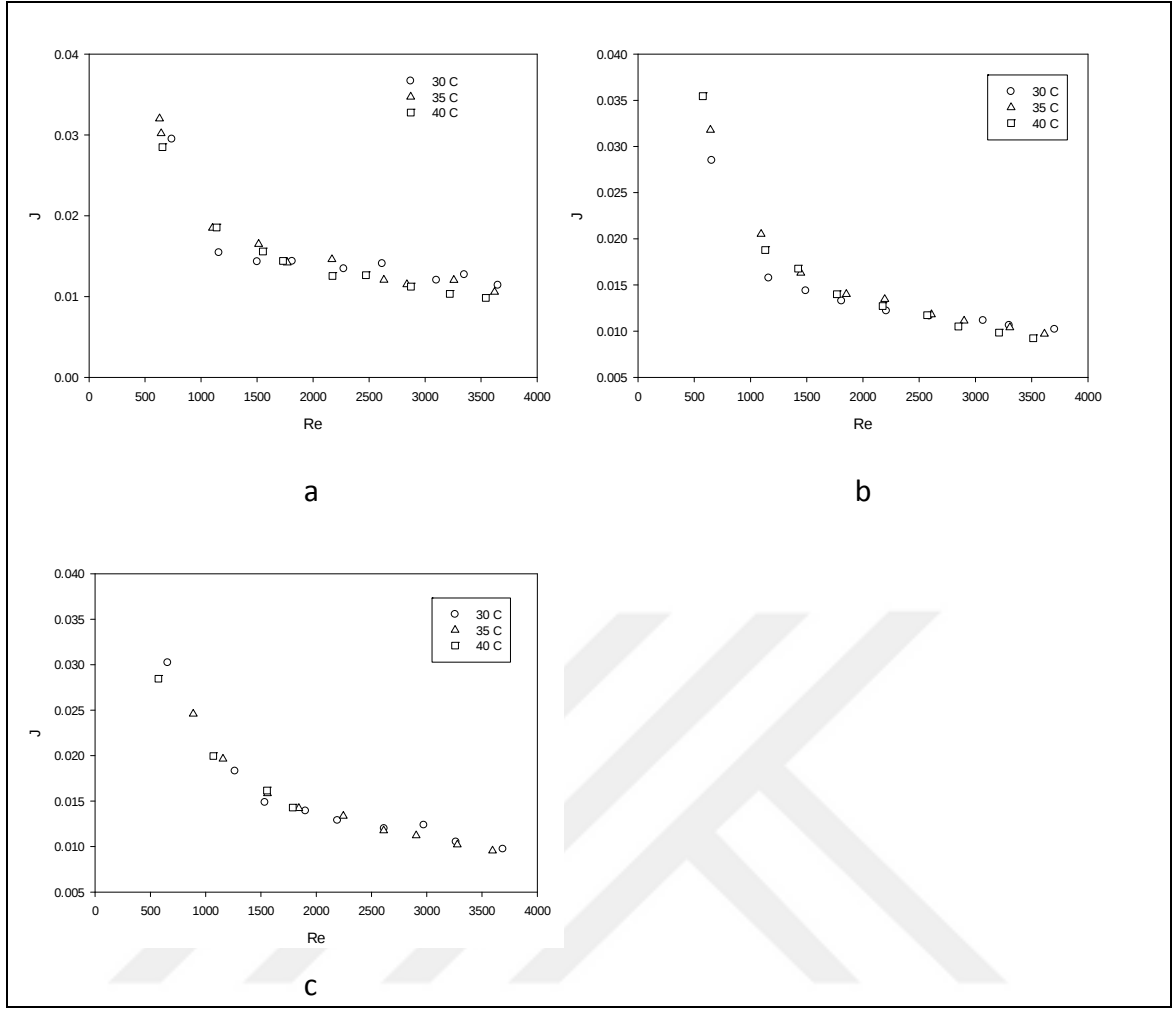
Deneylerden elde edilen veriler hazırlanan bir yazılım yardımıyla değerlendirilmiş ve Bölüm 4'deki metoda göre sonuçlar hesaplanmıştır. Deneylerde kullanılan ısı değiştiricilerin boyutları Çizelge 3.7'de , deney parametreleri Çizelge 3.8'de verilmiştir.

Deneylerde aynı geometrik özelliklere sahip 2, 4 ve 6 sıralı olmak üzere üç farklı ısı değiştirici kullanılmıştır.

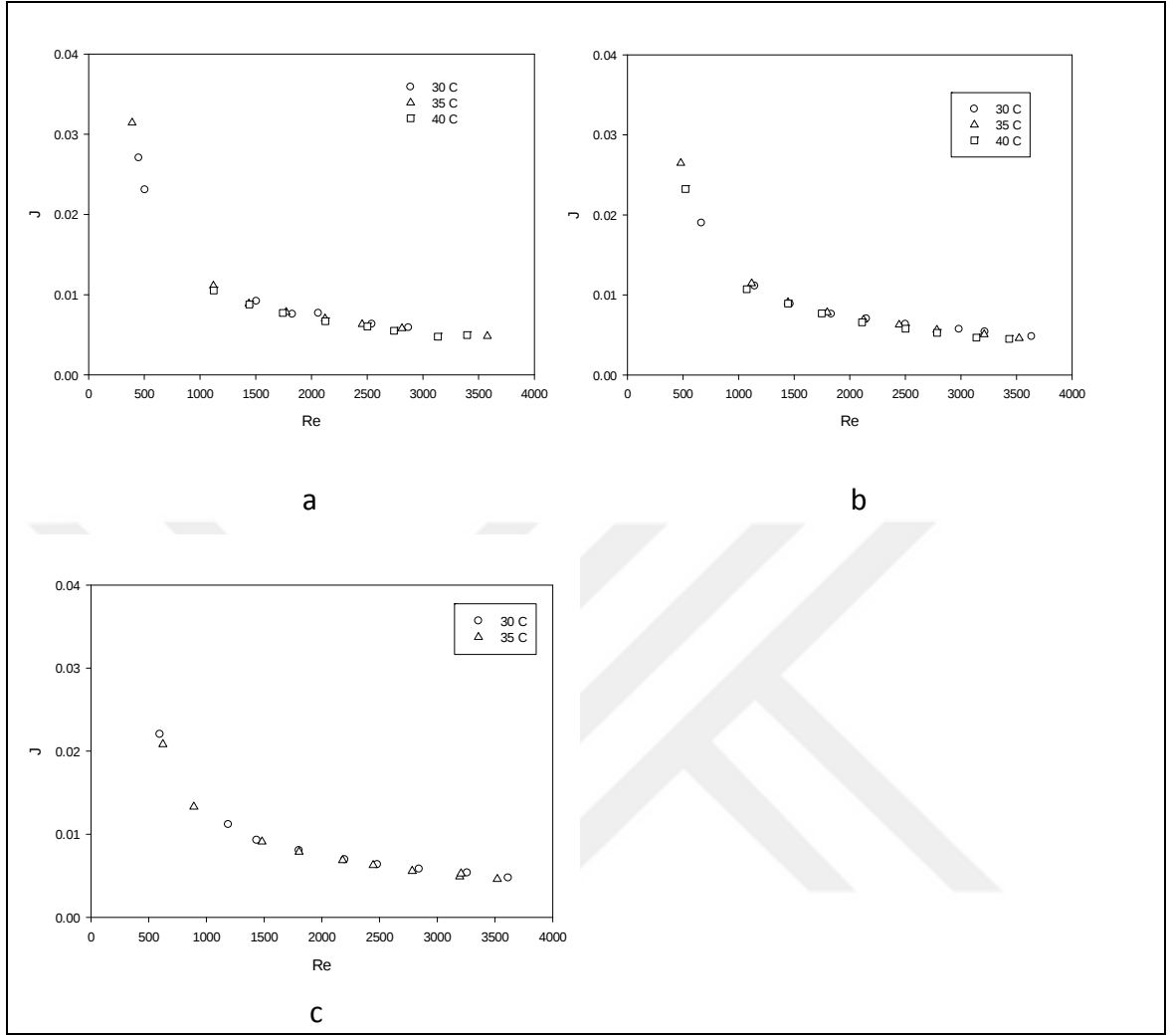
Hesaplar sonucunda Colburn J faktörü ve sürtünme faktörü elde edilmiştir. Sonuçlar farklı parametreler dikkate alınarak grafiklerle gösterilmiştir.

5.1 Sıcaklığın Colburn J Faktörü ve Sürtünme Faktörüne Etkisi

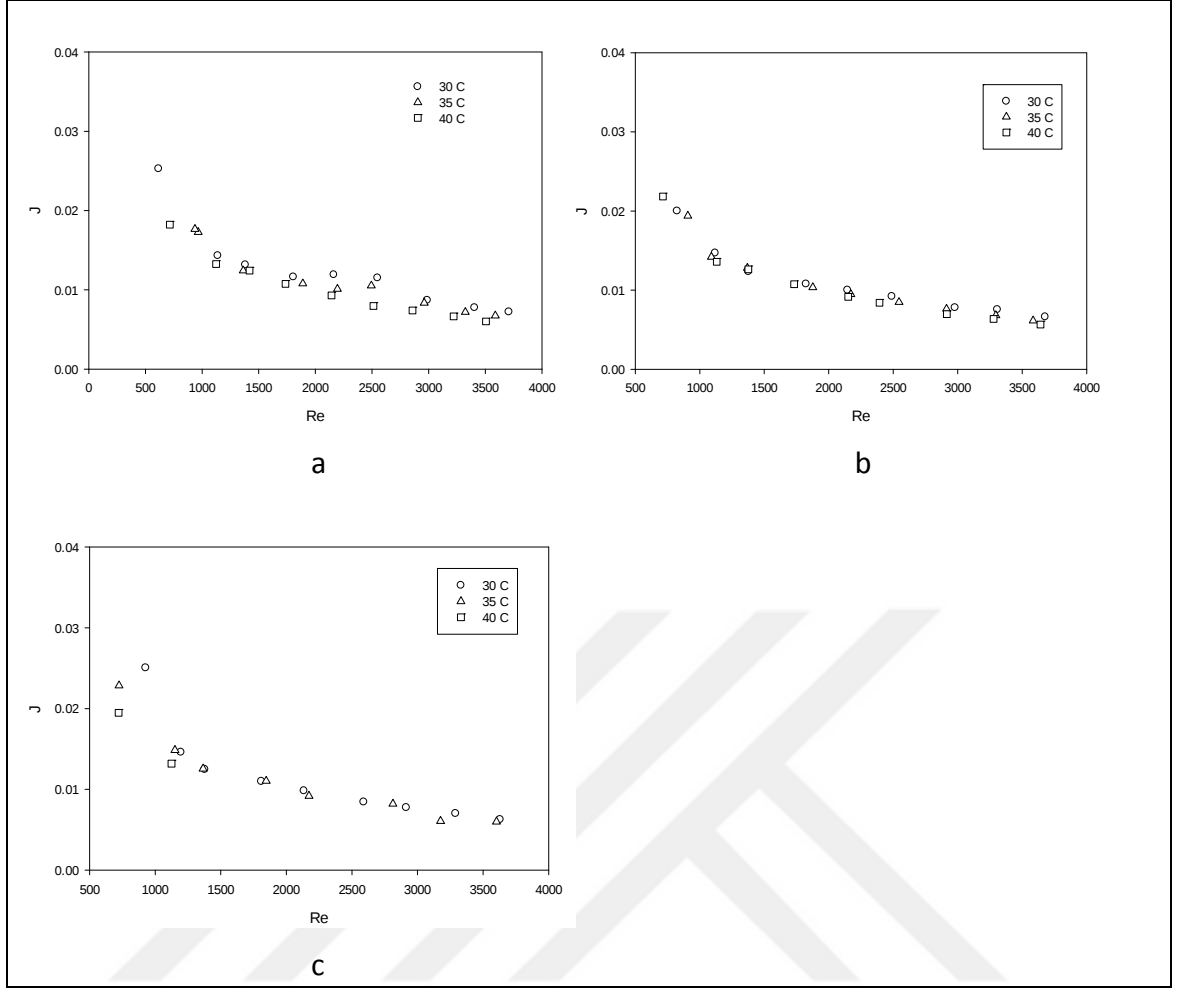
Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3'de sırasıyla 2,4 ve 6 sıralı bataryada %50-60-70 bağıl nemde sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi görülmektedir. Sonuçlar birbirine yakın olmakla birlikte, sıcaklık arttıkça Colburn J faktöründe de küçük bir artış görülmektedir. Hava hızı arttıkça , özellikle $Re > 2500$ 'den sonra bu etki ortadan kalkmaktadır.



Şekil 5.1 2 sıralı bataryada sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi a. %50 b.%60 c.%70

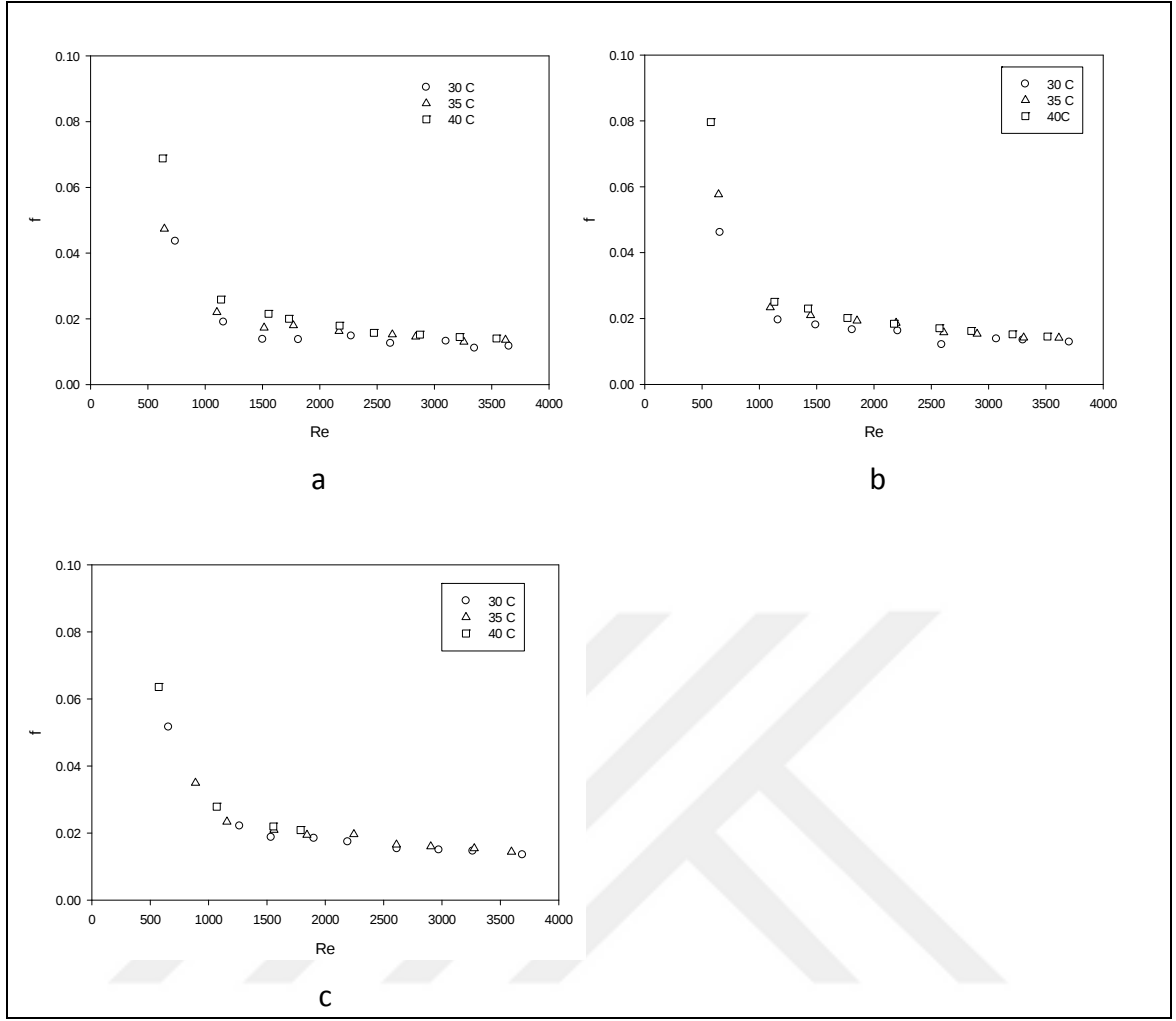


Şekil 5.2 4 sıralı bataryada sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi a. %50 b.%60 c.%70

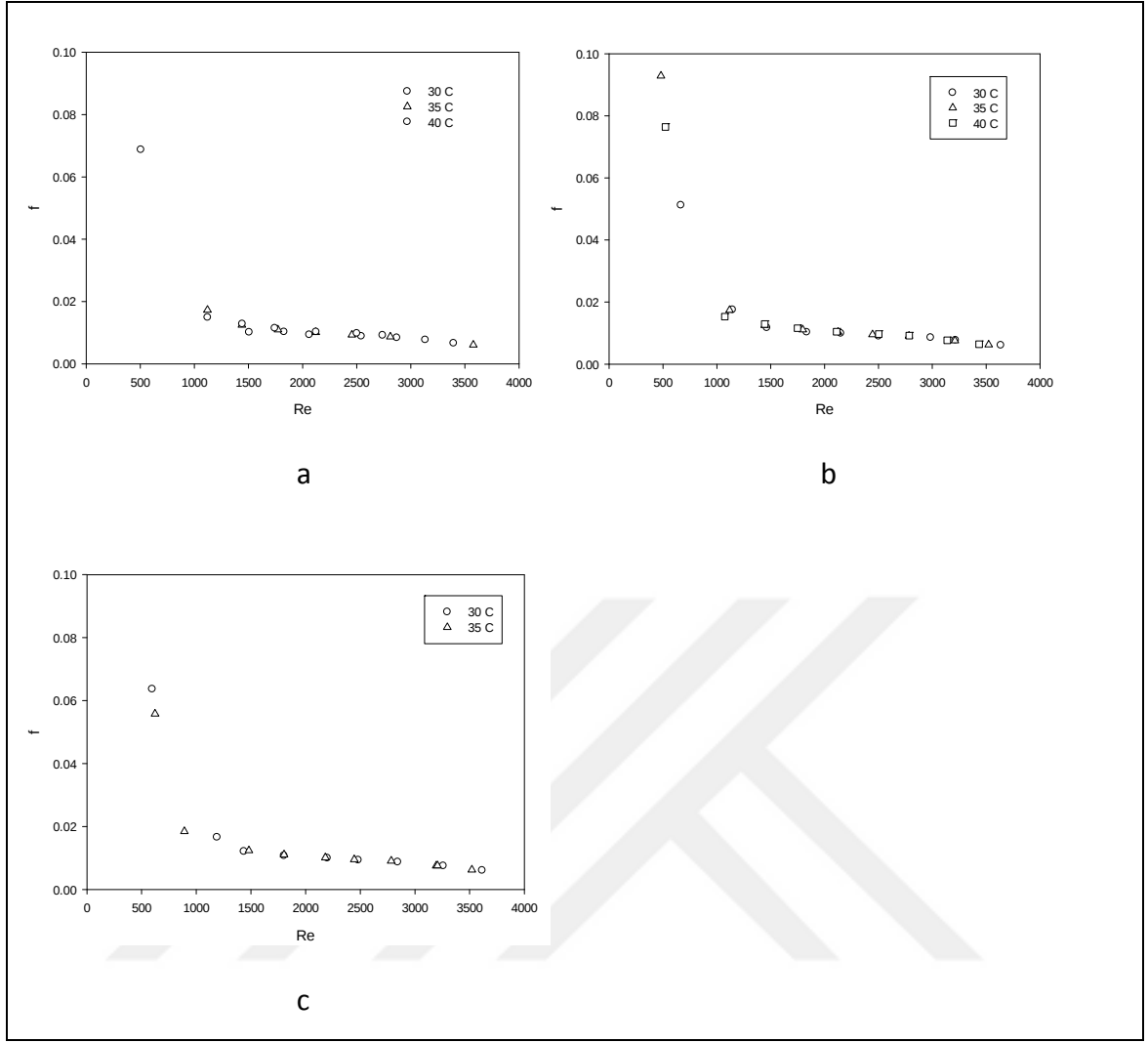


Şekil 5.3 6 sıralı bataryada sıcaklığın Colburn J faktörüne etkisi a. %50 b.%60 c.%70

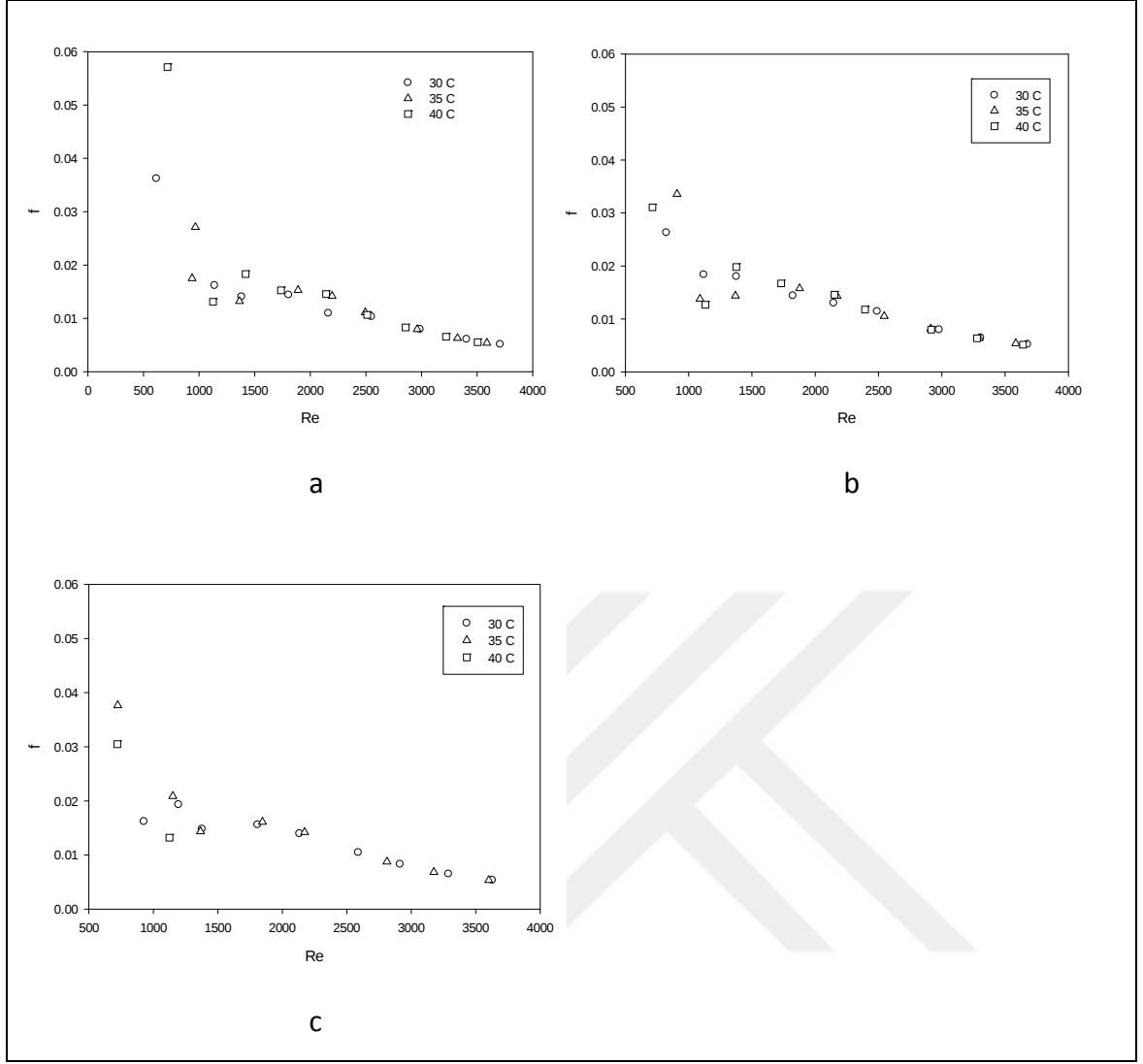
Şekil 5.4, 5.5 ve 5.6'da sırasıyla 2,4 ve 6 sıralı bataryalarda sürtünme faktörünün sıcaklıkla değişimi görülmektedir. 2 sıralı bataryada %50 bağıl nemde sıcaklık arttıkça sürtünme faktörünün arttığı, %60 ve %70 bağıl nemde sıcaklık etkisinin azaldığı sürtünme faktöründeki artışın azaldığı görülmektedir. 4 ve 6 sıralı bataryalarda ise sıcaklığın sürtünme katsayısı üzerinde bir etkisi görülmemektedir.



Şekil 5.4 2 sıralı bataryada sıcaklığın sürtünme faktörüne etkisi a. %50 b.%60 c.%70



Şekil 5.5 4 sıralı bataryada sıcaklığın sürtünme faktörüne etkisi a. %50 b.%60 c.%70

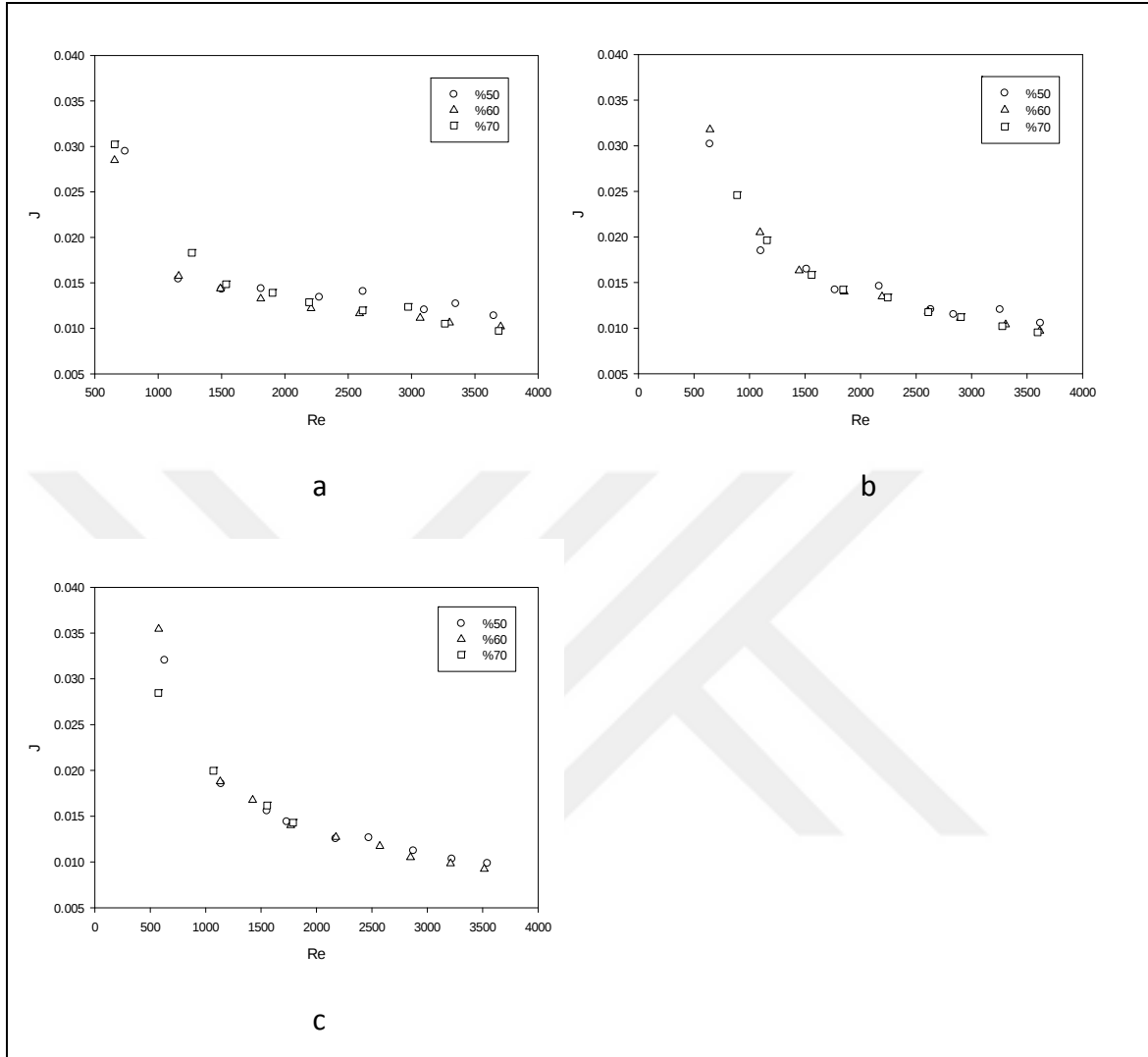


Şekil 5.6 6 sıralı bataryada sıcaklığın sürtünme faktörüne etkisi a. %50 b.%60 c.%70

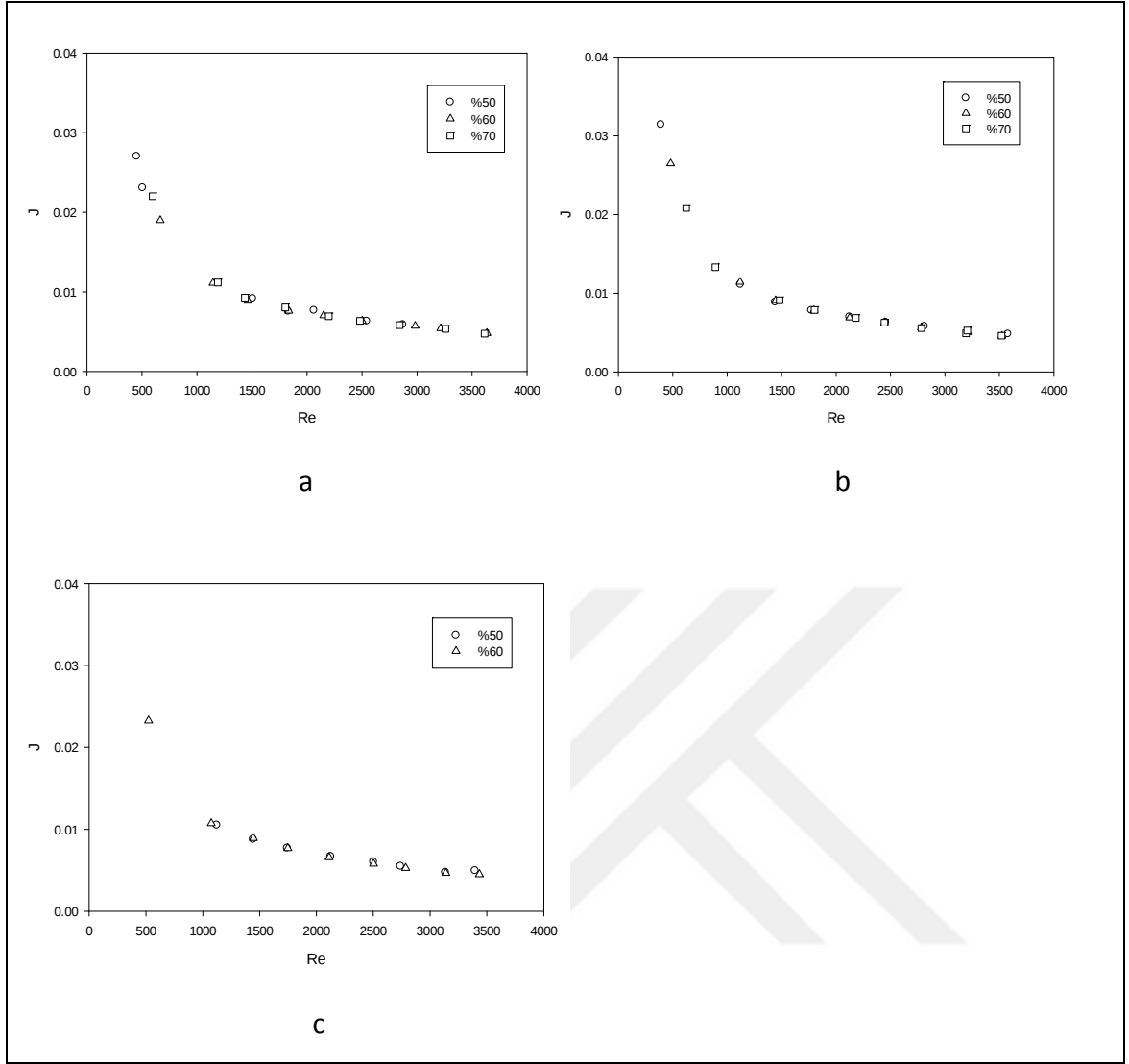
5.2 Bağlı Nemin Colburn J Faktörü ve Sürtünme Faktörüne Etkisi

Şekil 5.7, 5.8 ve 5.29'da sırasıyla 2-4-6 sıra bataryada 30-35-40°C sıcaklıkta bağlı nemin Colburn J faktörüne etkisi görülmektedir. Şekil 5.7'de 2 sıralı bataryada sonuçların birbirine yakın olmakla birlikte, bağlı nem arttıkça Colburn J faktöründe küçük bir artış olduğu görülmektedir. Hava hızı arttıkça, özellikle $Re > 1500$ 'den sonra bu etki ortadan kalkmakta ve Colburn J faktörü düşük bağlı nemde daha yüksek olmaktadır. Şekil 5.8'de 4 sıralı bataryada bağlı nemin Colburn J faktörü üzerinde bir etkisi olmadığı görülmektedir. Şekil 5.9'da 6 sıralı bataryada 30°C ve 35°C sıcaklıkta bağlı nem arttıkça Colburn J faktöründe küçük bir artış olduğu görülmektedir. Hava hızı

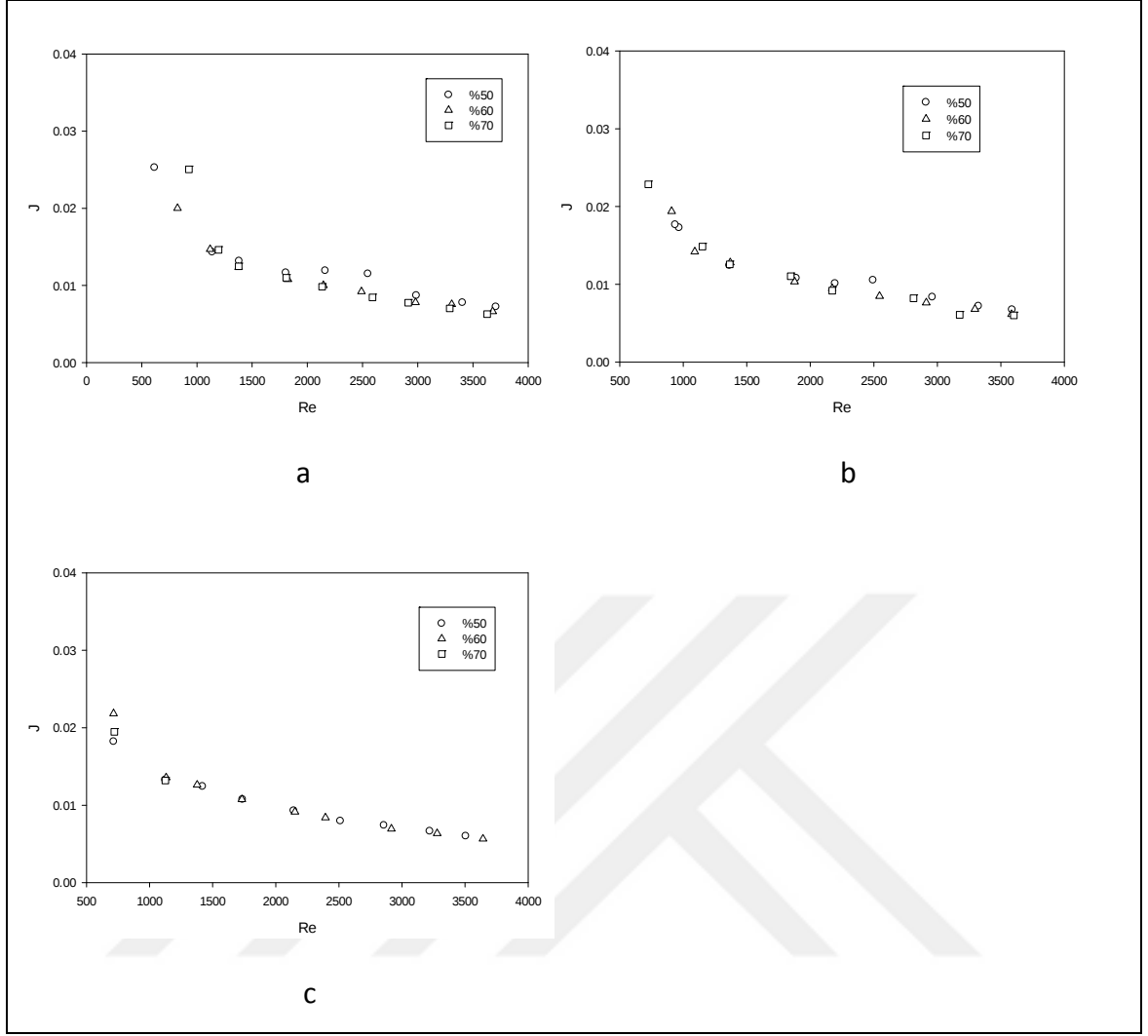
arttıkça , özellikle $Re > 1500$ 'den sonra bu etki ortadan kalkmakta ve Colburn J faktörü düşük bağıl nemde daha yüksek olmaktadır.



Şekil 5.7 2 sıralı bataryada bağıl nemin Colburn J faktörüne etkisi a. 30°C b.35°C c.40°C

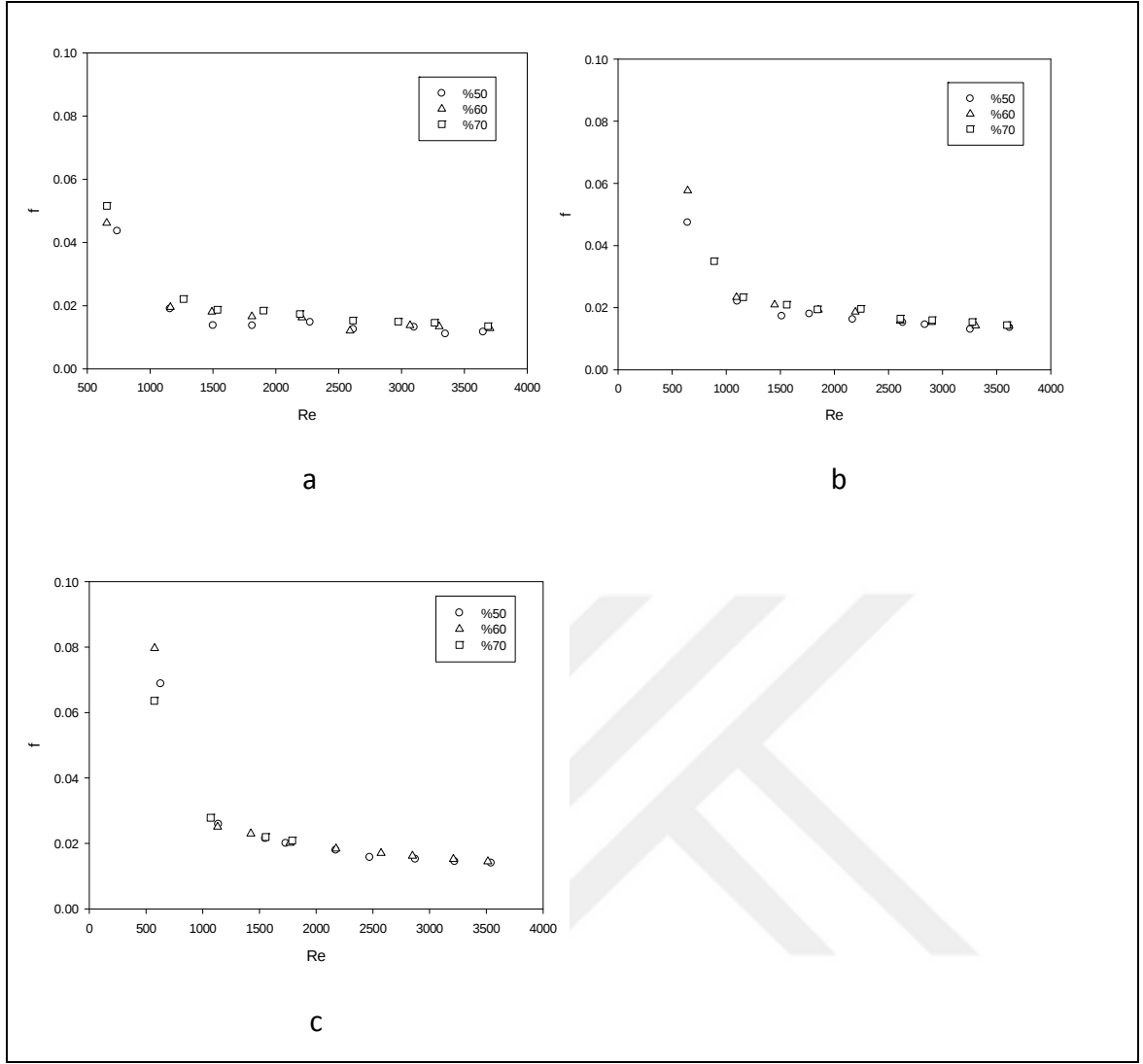


Şekil 5.8 4 sıralı bataryada bağıl nemin Colburn J faktörüne etkisi a. 30°C b.35°C c.40°C

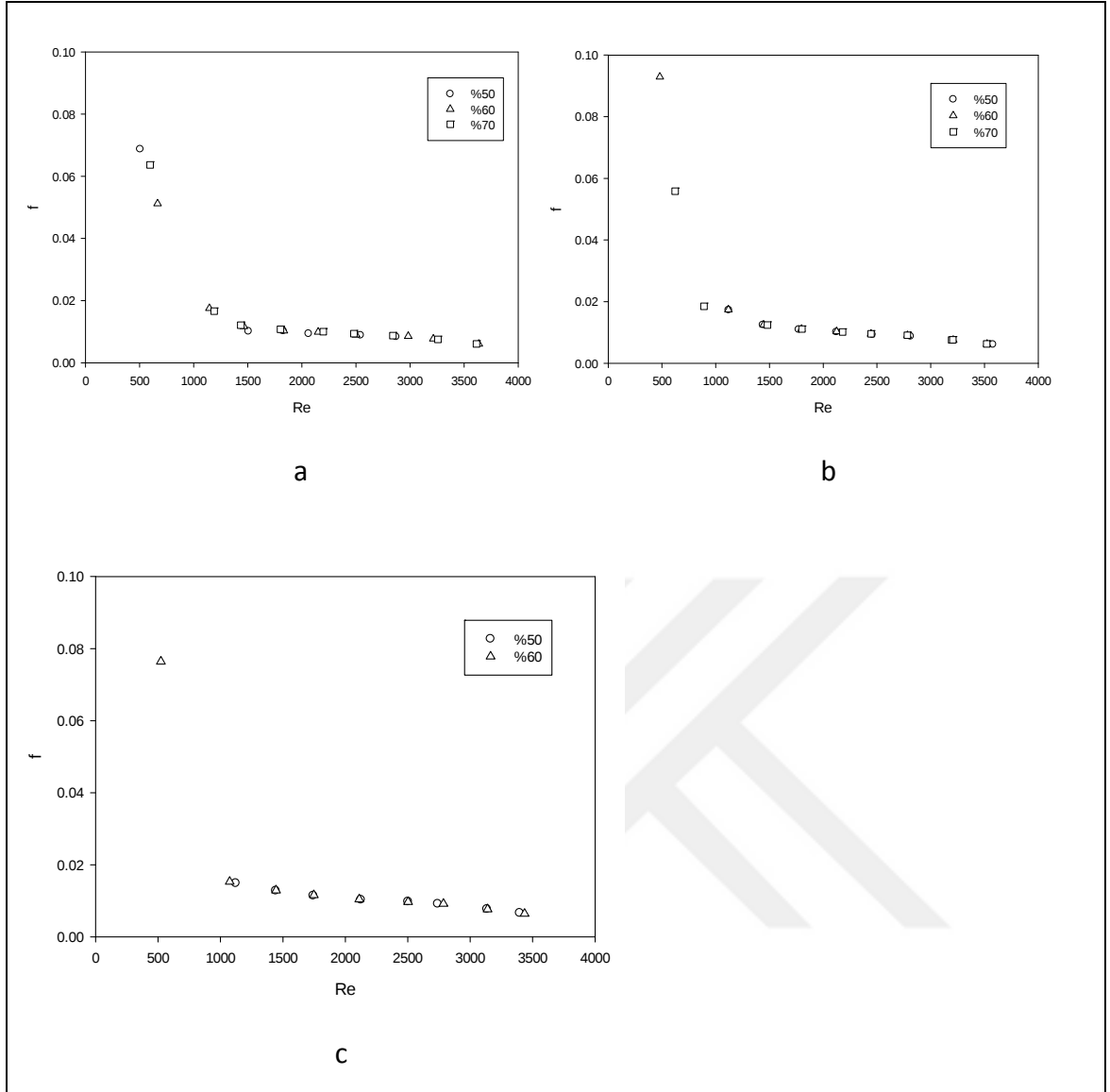


Şekil 5.9 6 sıralı bataryada bağıl nemnin Colburn J faktörüne etkisi a. 30°C b.35°C c.40°C

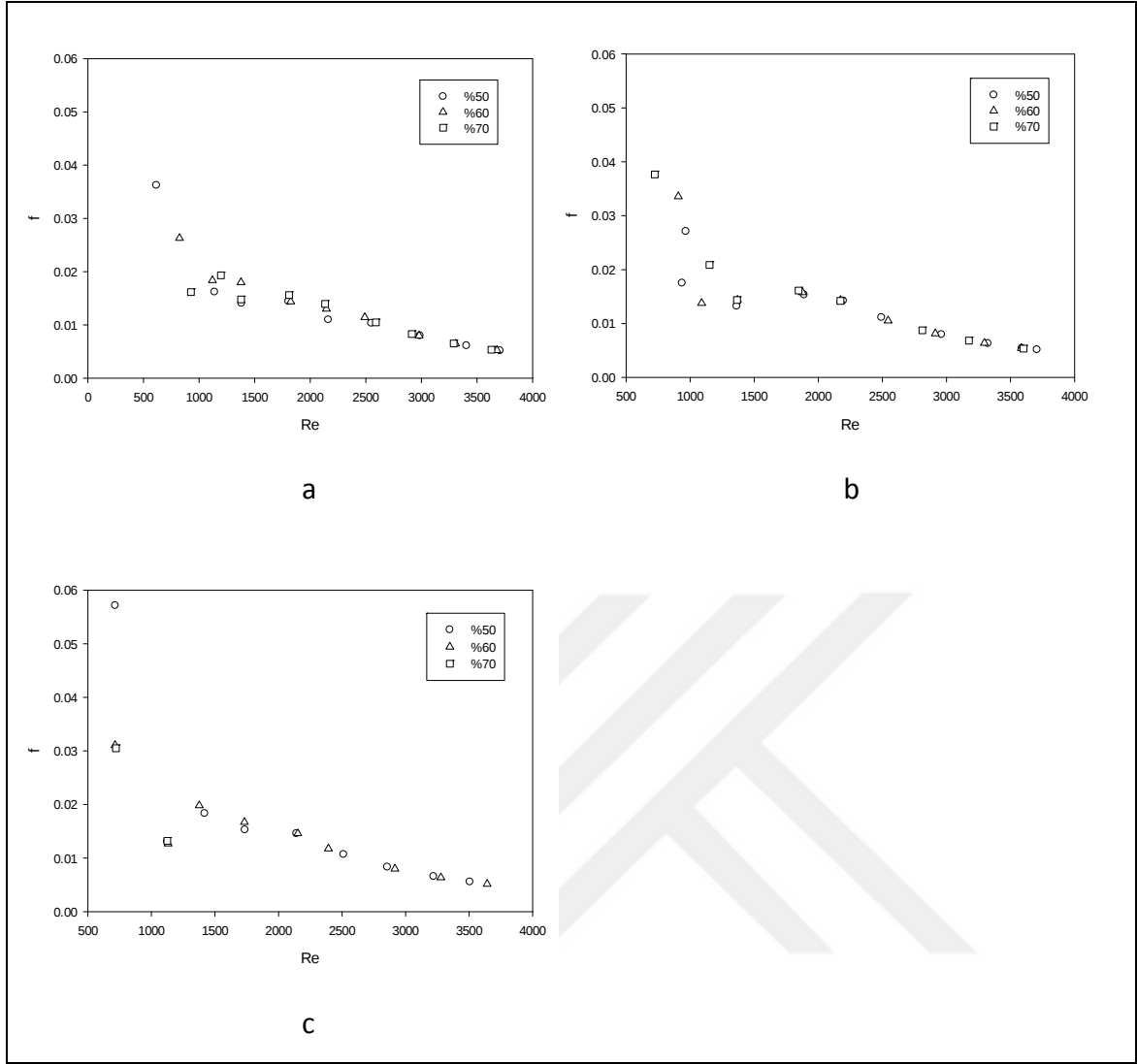
Şekil 5.10, 5.11 ve 5.12’de sırasıyla 2,4 ve 6 sıralı bataryalarda bağıl nemnin sürtünme faktörü üzerindeki etkisi görülmektedir. 2 sıralı bataryada 30°C ve 35°C sıcaklıkta bağıl nem arttıkça sürtünme faktörünün arttığı, 40°C sıcaklıkta ise bağıl nemnin etkisinin olmadığı görülmektedir. 4 ve 6 sıralı bataryalarda ise bağıl nemnin sürtünme katsayısı üzerinde belirgin bir etkisi görülmemektedir.



Şekil 5.10 2 sıralı bataryada bağıl nemin sürtünme faktörüne etkisi a. 30°C b.35°C c.40°C



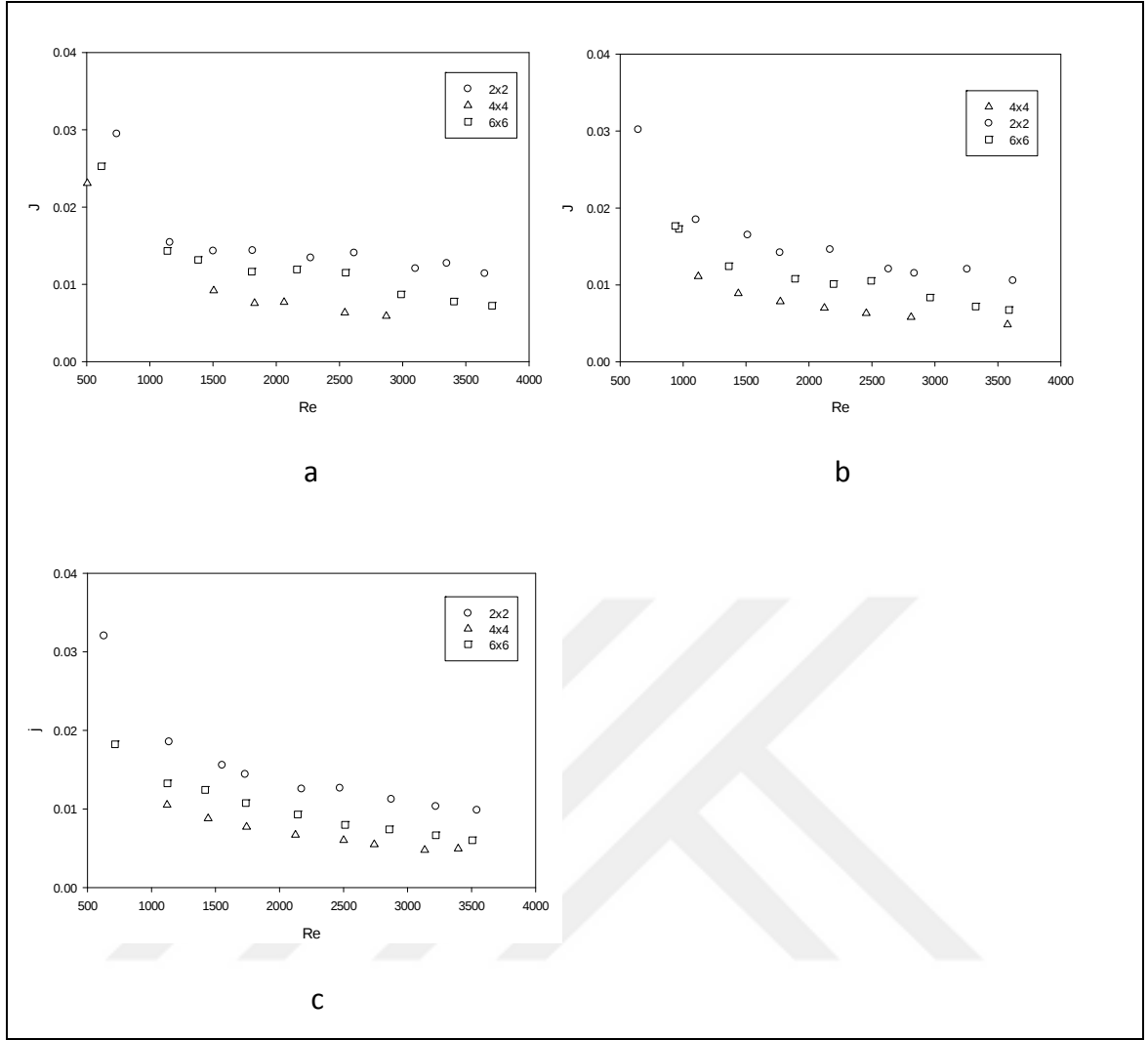
Şekil 5.11 4 sıralı bataryada bağıl nemin sürtünme faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C c. 40°C



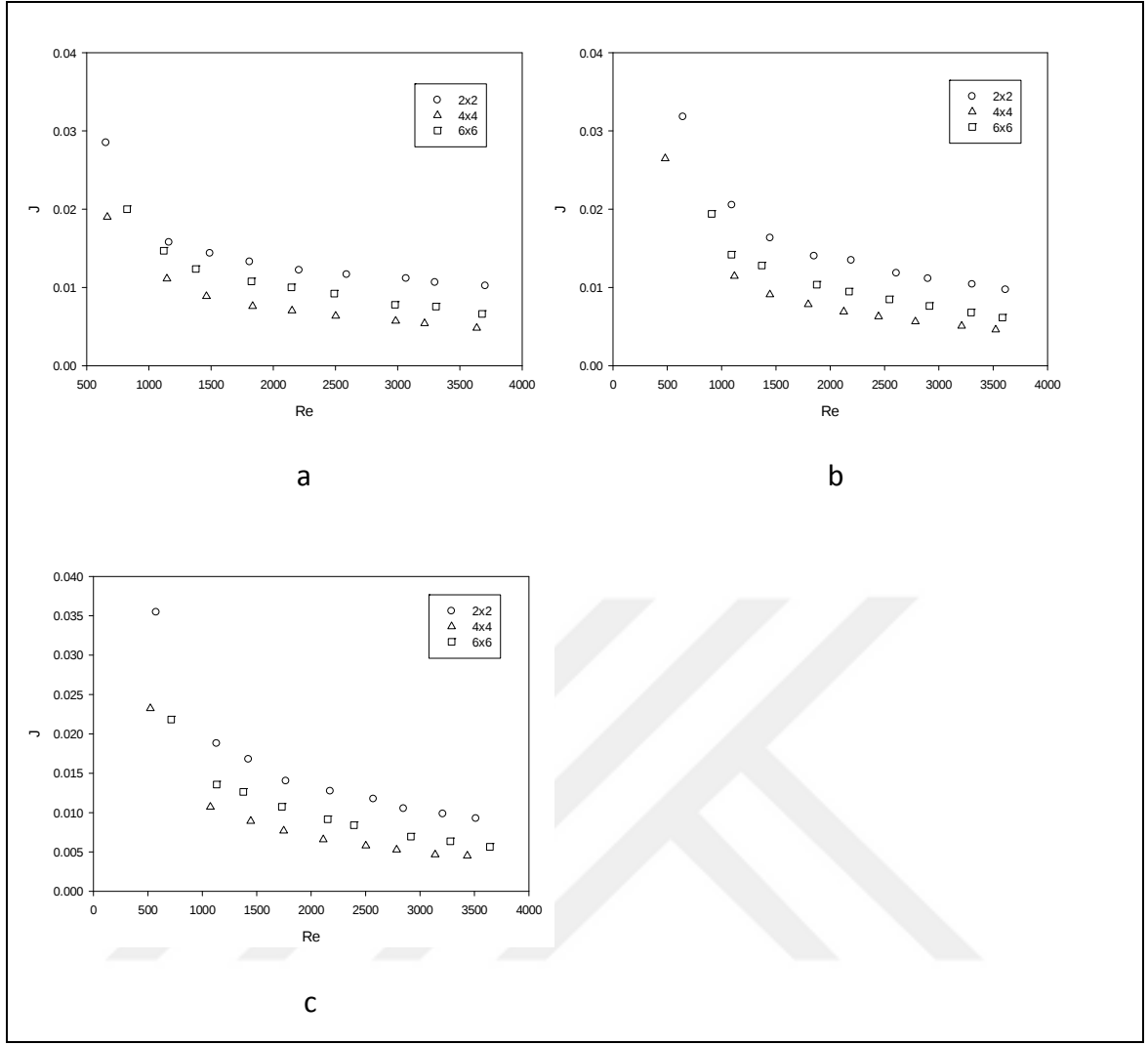
Şekil 5.12 6 sıralı bataryada bağıl nemin sürtünme faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C c. 40°C

5.3 Sıra Sayısının Colburn J Faktörüne Etkisi

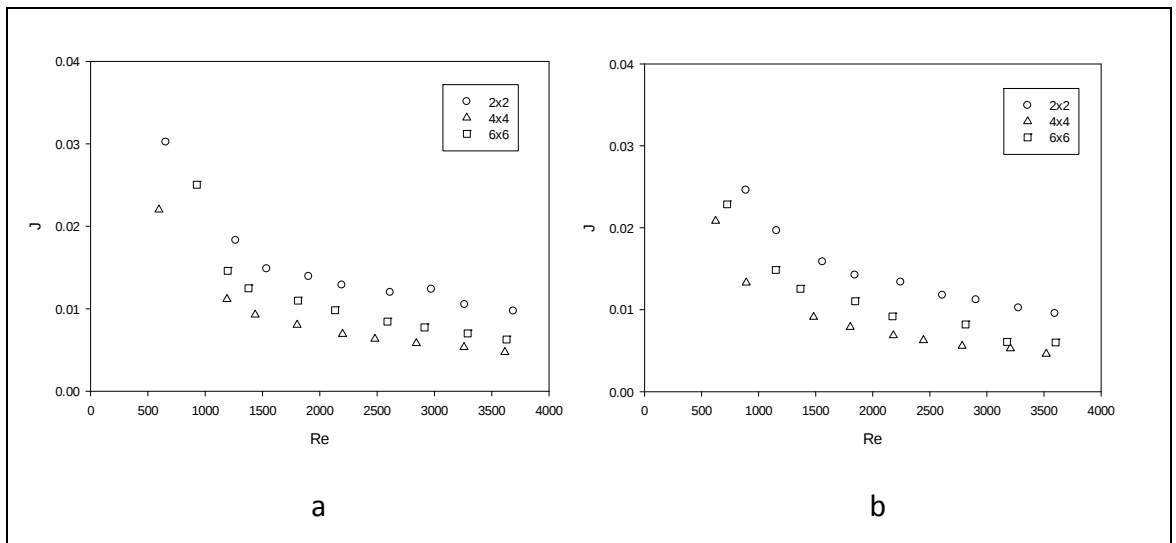
Şekil 5.13, 5.14 ve 5.14'de sırasıyla %50-60-70 bağıl nemde ve 30-35-40°C sıcaklıkta sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi görülmektedir. Sıcaklık ve bağıl nemden bağımsız olarak Colburn J faktörünün 2 sıralı bataryada en yüksek değeri aldığı, onu 6 ve 4 sıralı bataryaların takip ettiği görülmektedir.



Şekil 5.13 %50 bağıl nemde sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C c. 40°C

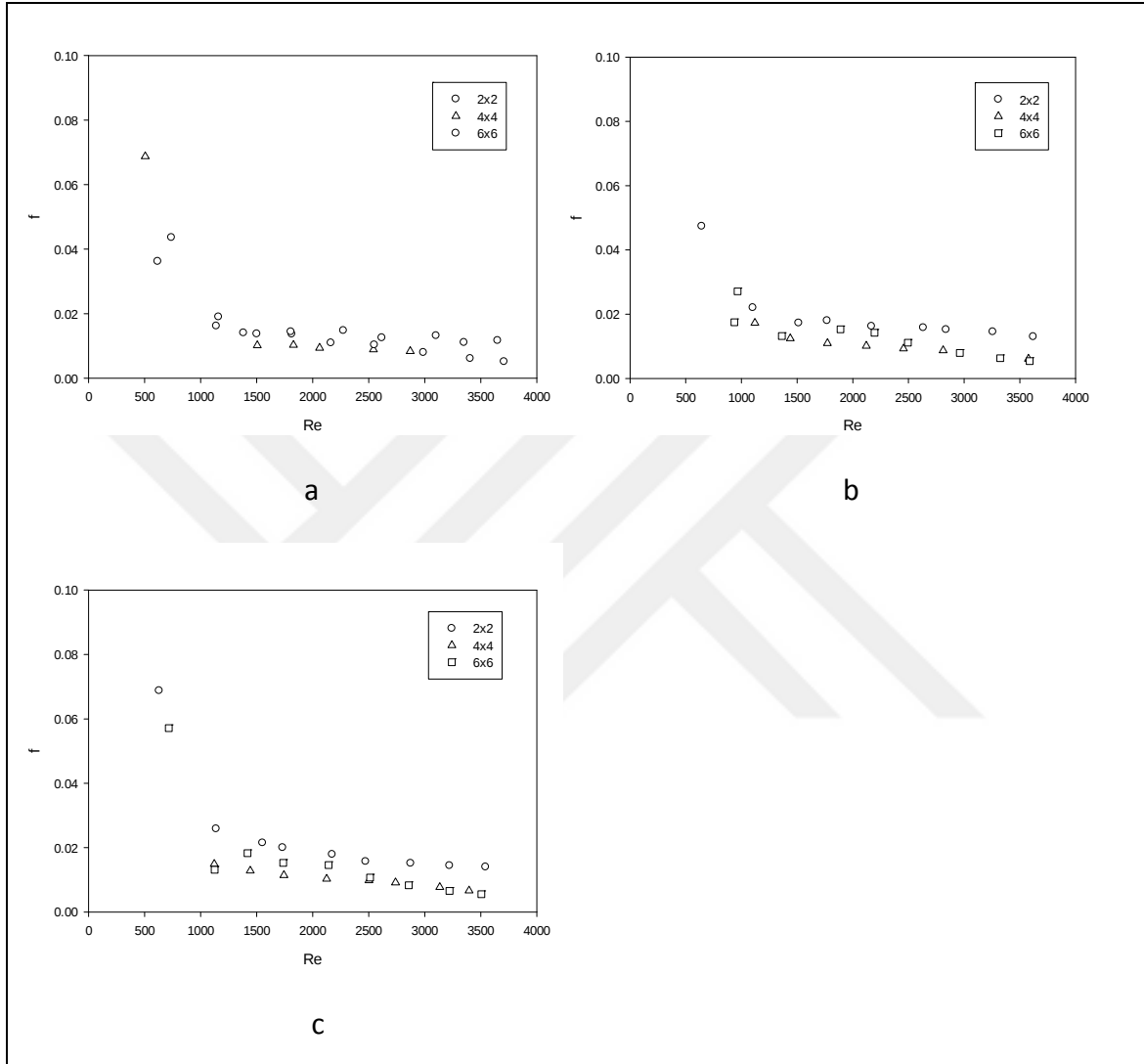


Şekil 5.14 %60 bağıl nemde sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C c. 40°C

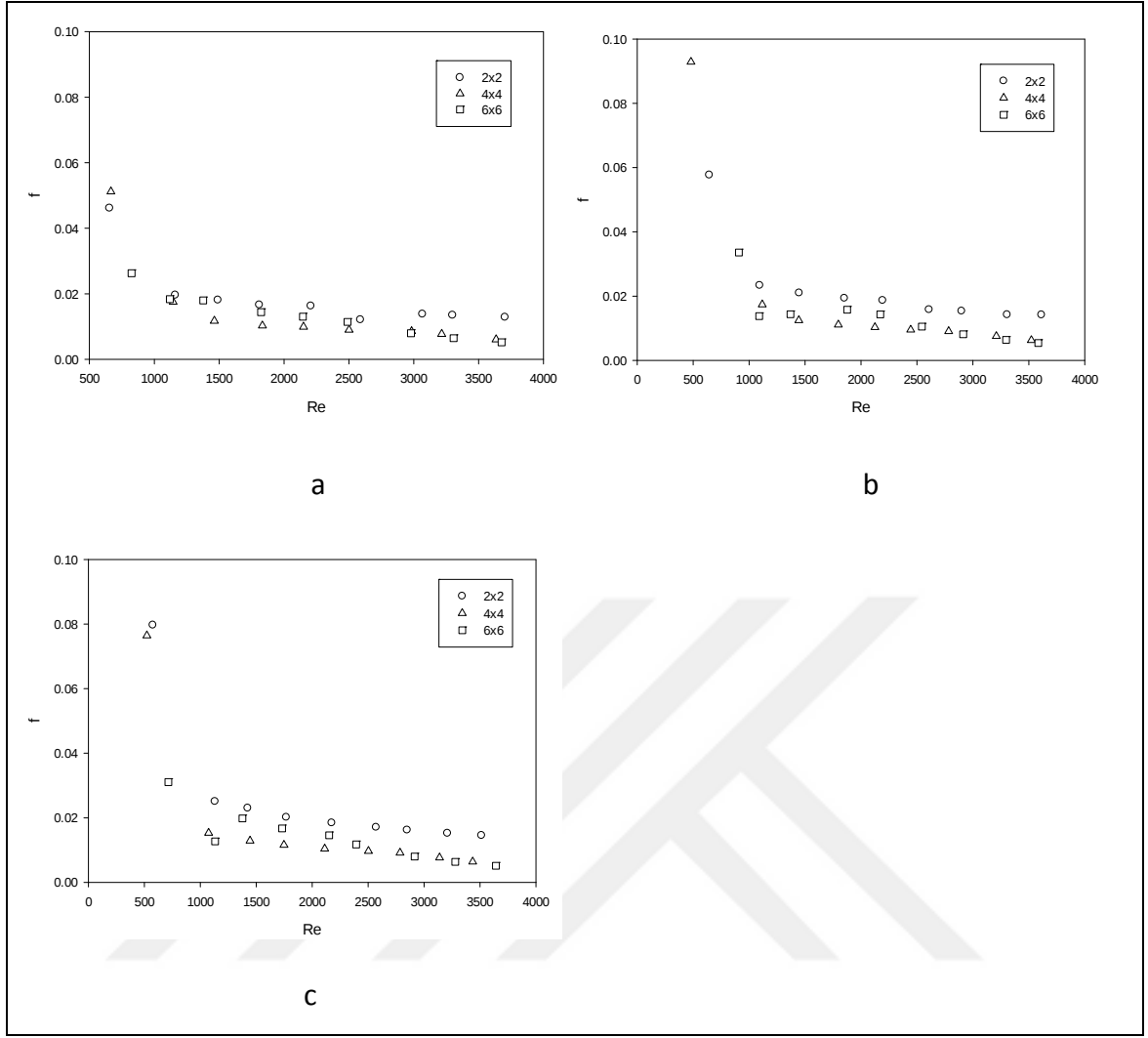


Şekil 5.15 %70 bağıl nemde sıra sayısının Colburn J faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C

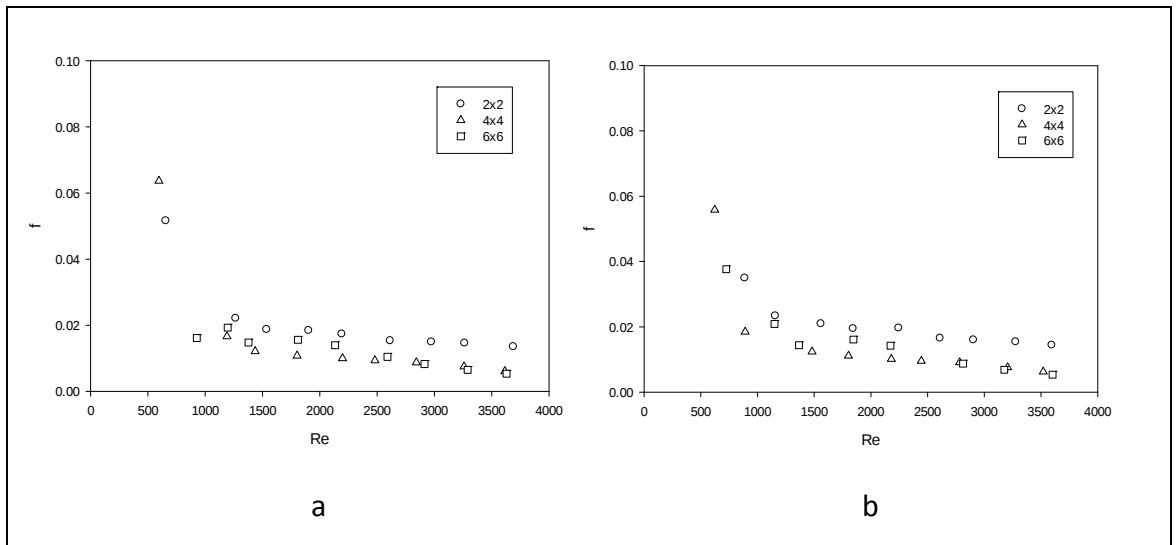
Şekil 5.16, 5.17 ve 5.18’de sırasıyla %50, %60 ve %70 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörü üzerindeki etkisi görülmektedir. Sürtünme katsayıları tüm bataryalarda birbirine yakın olmakla birlikte 2 sıralı bataryada en yüksek değeri almaktadır. Hava hızı arttıkça sürtünme katsayısı düşmektedir.



Şekil 5.16 %50 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C c. 40°C



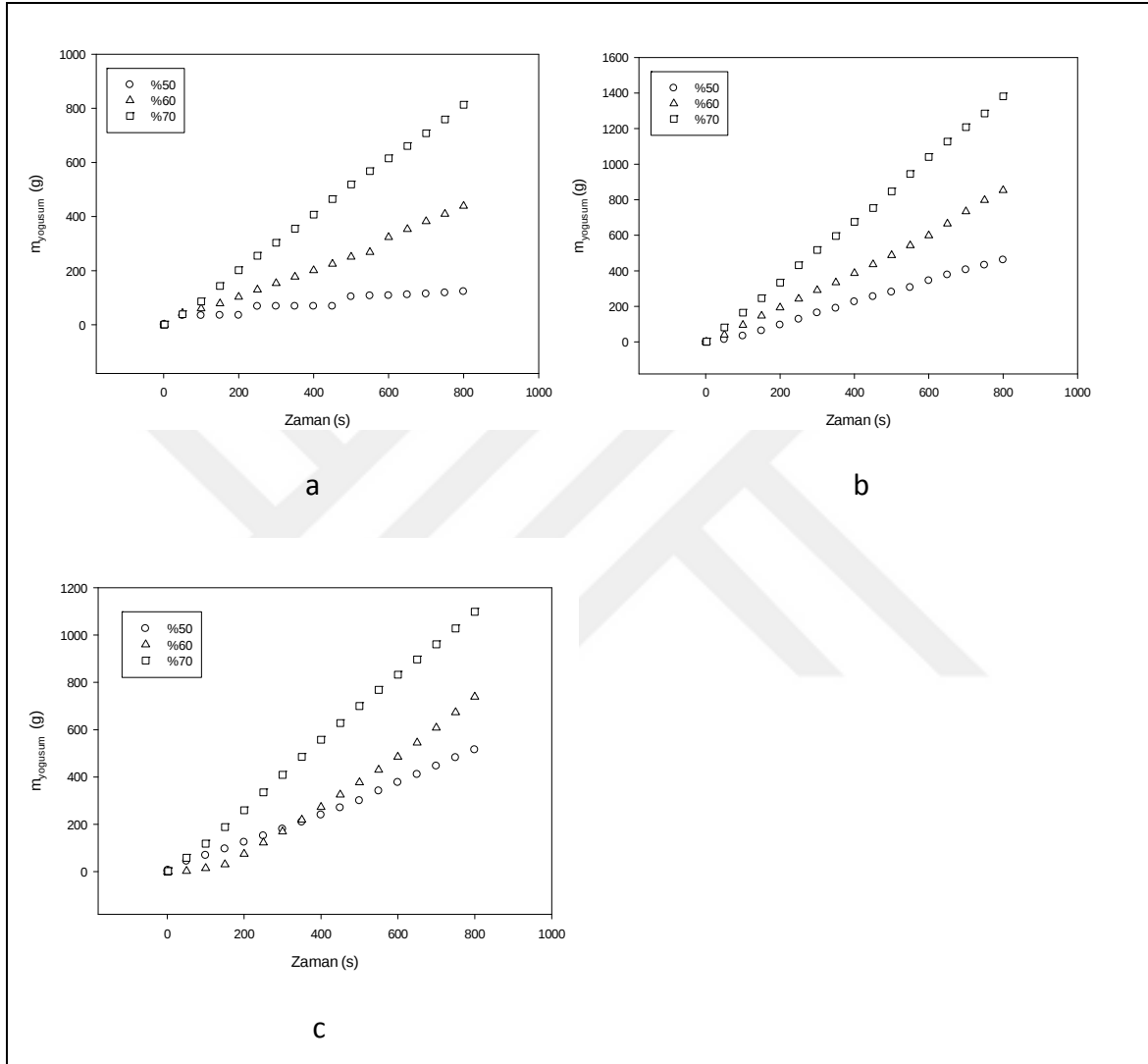
Şekil 5.17. %60 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisi a. 30°C b. 35°C c. 40°C



Şekil 5.18. %70 bağıl nemde sıra sayısının sürtünme faktörüne etkisi

5.4 Giren Hava Bağıl Neminin Biriken Sıvı Miktarına Etkisi

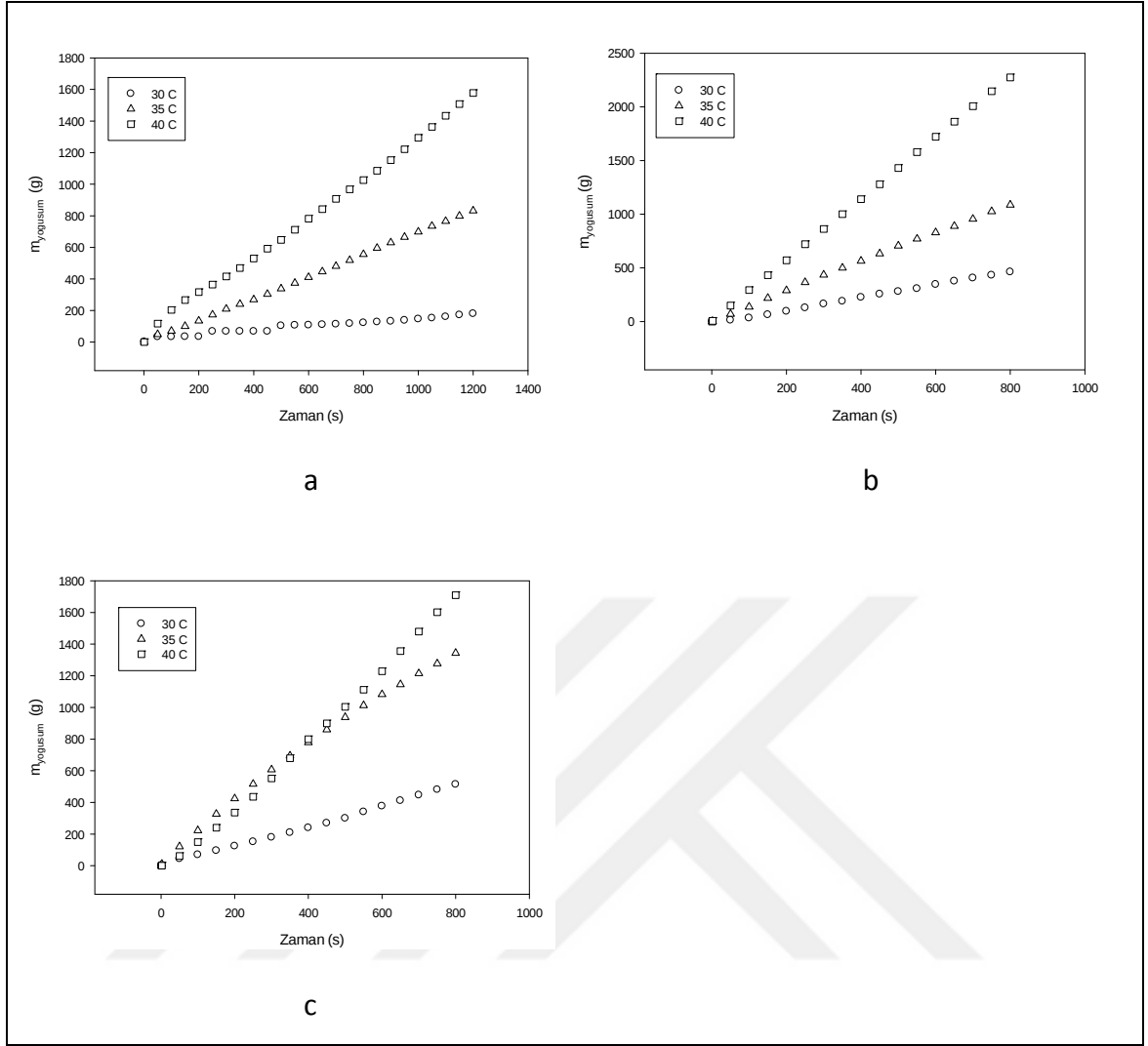
Şekil 5.19’da giren hava bağıl neminin biriken sıvı miktarına etkisi görülmektedir. Her üç bataryada da bağıl nem arttıkça yoğunlaşan sıvı miktarı artmaktadır.



Şekil 5.19 Giren hava bağıl neminin biriken sıvı miktarına etkisi , 2m/s, 30°C şartlarında
a. 2 sıra b. 4 sıralı c. 6 sıralı

5.5 Giren Hava Sıcaklığının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi

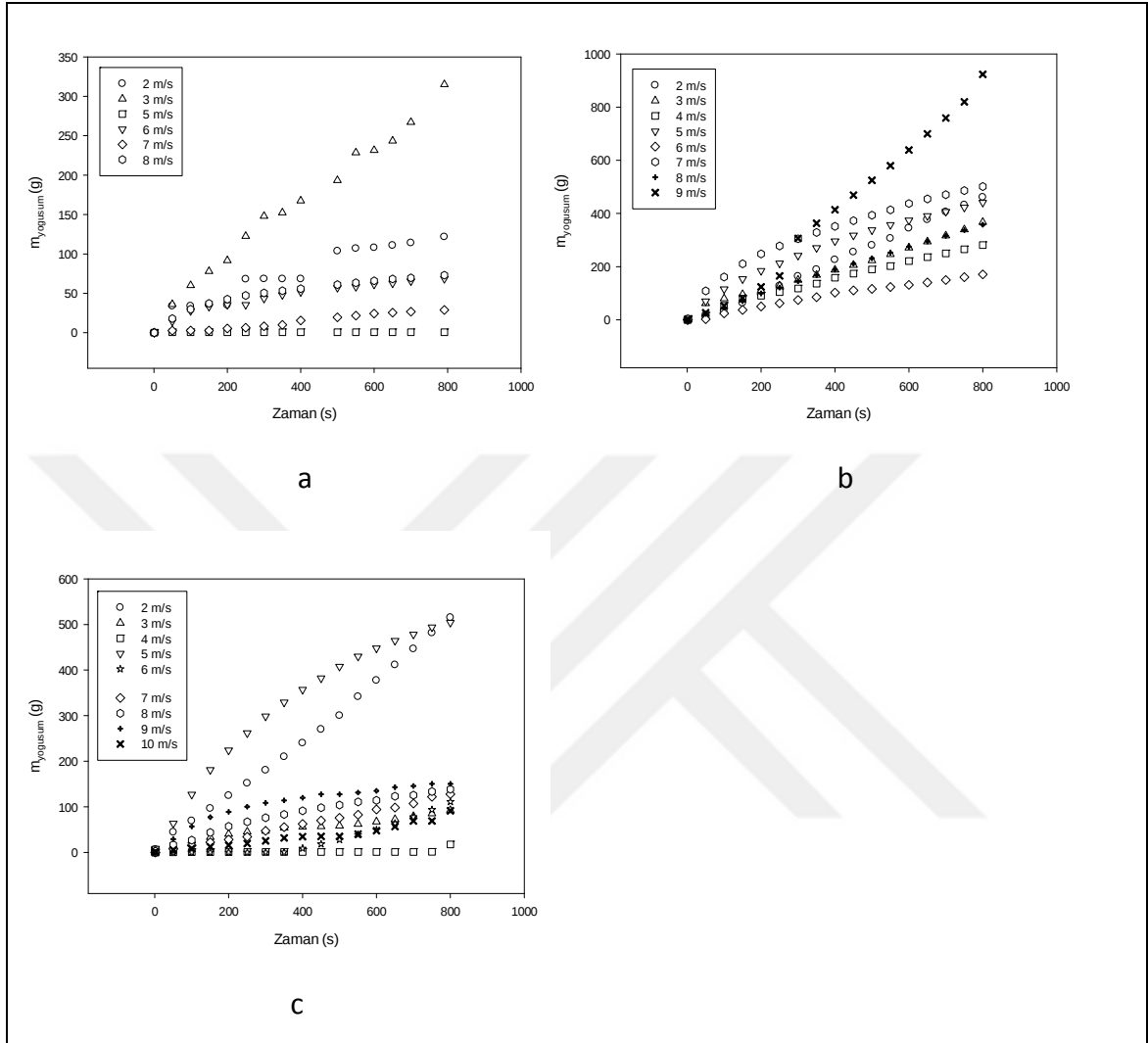
Şekil 5.20’de giren hava sıcaklığının biriken sıvı miktarına etkisi görülmektedir. Her üç bataryada da hava sıcaklığı arttıkça yoğunlaşan sıvı miktarı artmaktadır.



Şekil 5.20 Giren hava sıcaklığının biriken sıvı miktarına etkisi 2m/s, 30°C şartlarında
a. 2 sıra b. 4 sıralı c. 6 sıralı

5.6 Hava Hızının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi

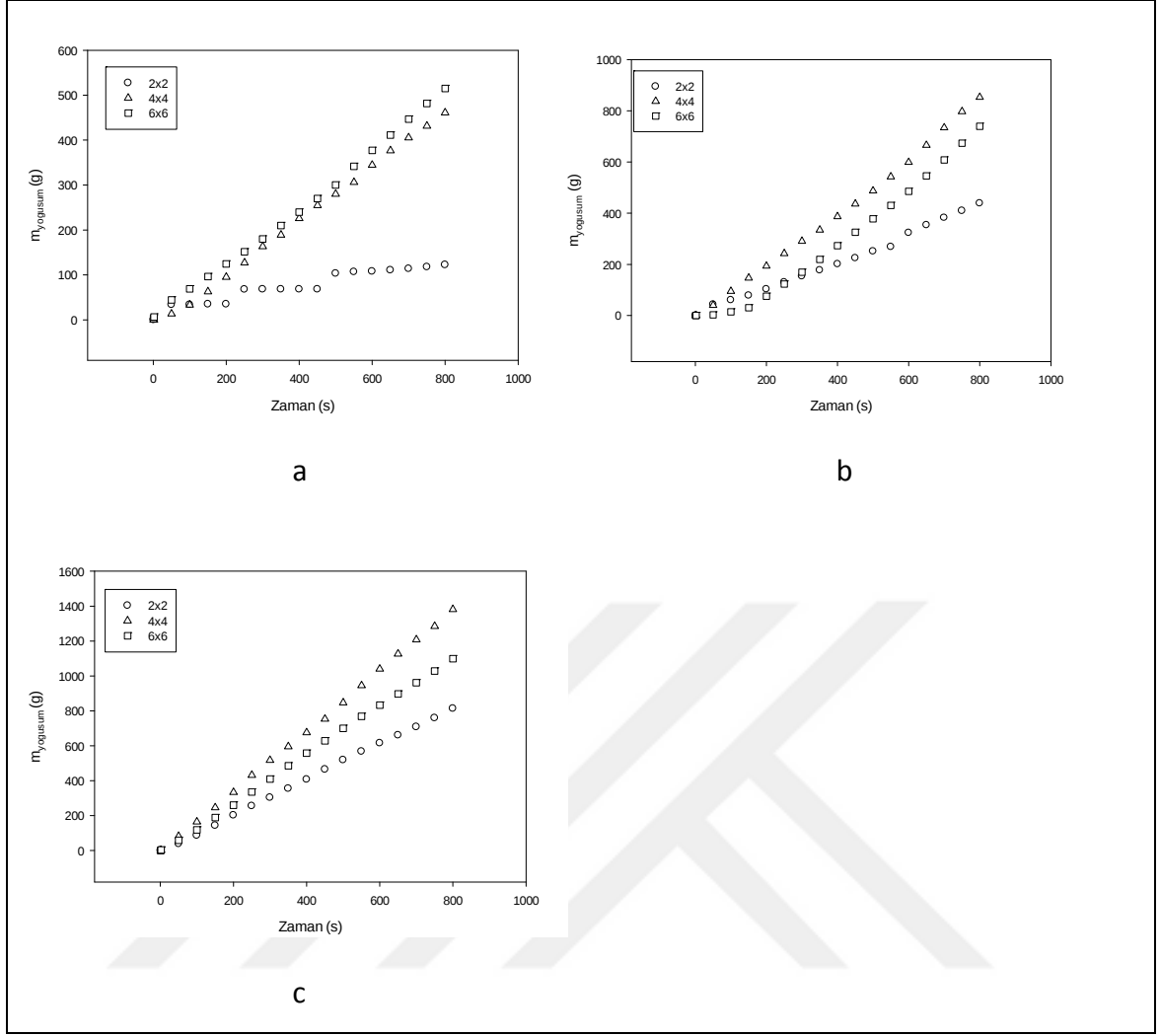
Şekil 5.21’de hava hızının biriken sıvı miktarına etkisi görülmektedir.



Şekil 5.21 Hava hızının biriken sıvı miktarına etkisi a. 2 sıralı b. 4 sıralı c. 6 sıralı

5.7 Bağıl Neme Bağlı Olarak Sıra Sayısının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi

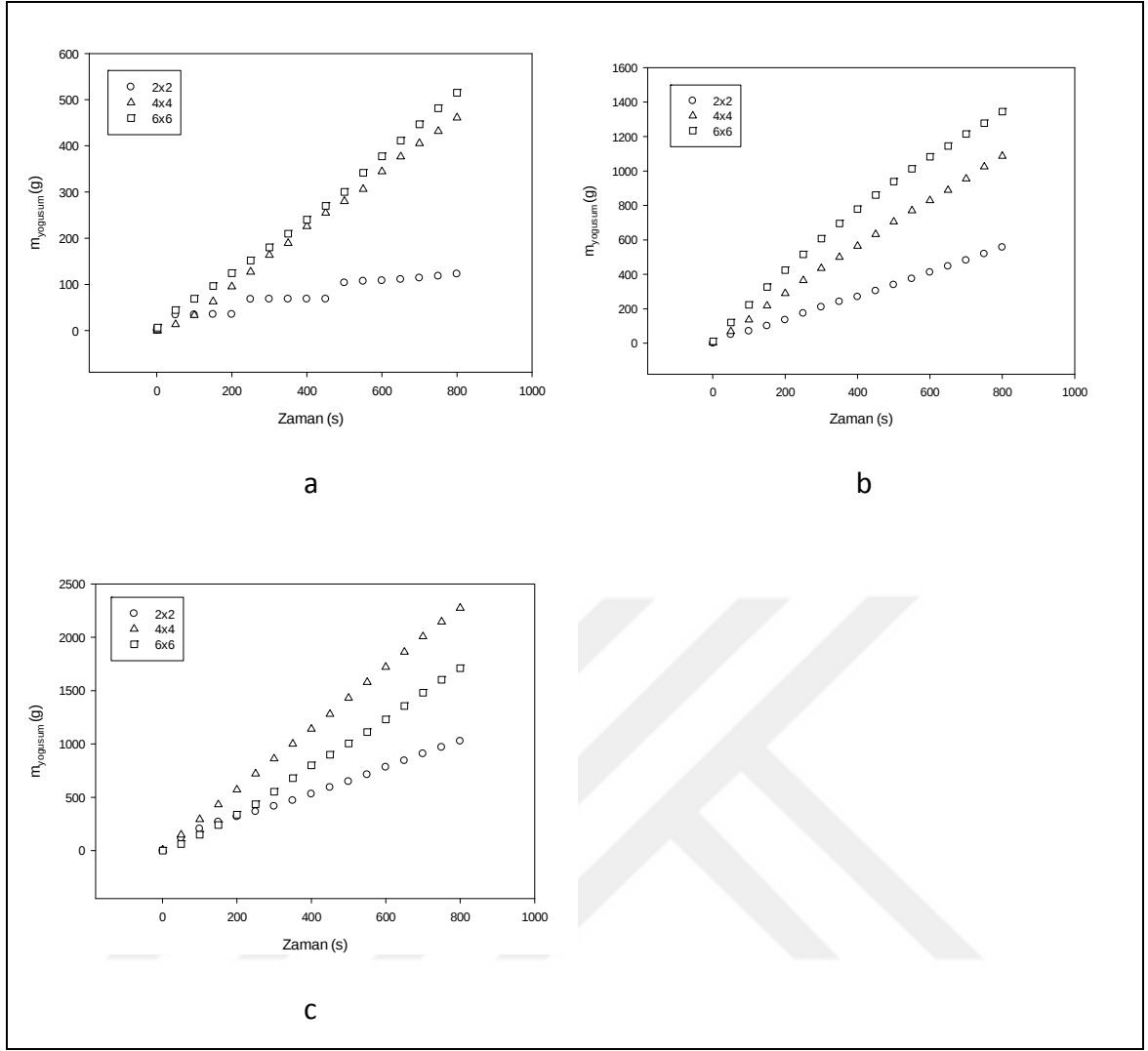
Şekil 5.22’de 2 m/s hızda, 30°C sıcaklıkta %50, %60 ve %70 bağıl nem şartlarında sıra sayısının biriken sıvı miktarına etkisi görülmektedir. %50 bağıl nemde biriken sıvı miktarı sıra sayısı ile artmaktadır. Ancak %60 ve %70 bağıl nemde en fazla yoğunlaşma 4 sıralı bataryada olmakta, onu 6 sıra ve 2 sıra batarya takip etmektedir.



Şekil 5.22 Sıra sayısının biriken sıvı miktarına etkisi 2m/s 30°C şartlarında
a. %50 b. %60 c. %70

5.8 Sıcaklığa Bağlı Olarak Sıra Sayısının Biriken Sıvı Miktarına Etkisi

Şekil 5.23’de 2 m/s hızda, %50 bağıl nemde, 30°C, 35°C ve 40°C sıcaklık şartlarında sıra sayısının biriken sıvı miktarına etkisi görülmektedir. 30°C ve 35°C sıcaklıkta biriken sıvı miktarı sıra sayısı ile artmaktadır. Ancak 40°C sıcaklıkta en fazla yoğunlaşma 4 sıralı bataryada olmakta, onu 6 sıralı ve 2 sıralı batarya takip etmektedir.



Şekil 5.23 Sıra sayısının biriken sıvı miktarına etkisi 2m/s %50 şartlarında a. 30°C b. 35°C c. 40°C

6.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasında kanatlı borulu ısı değiştiricilerin ıslak şartlar altında çalışması halinde ısı transferi incelenmiştir. Bu amaçla 2, 4 ve 6 sıralı üç ısı değiştirici ile farklı hava şartlarında deneyler yapılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Hava sıcaklığı arttıkça, soğuk su ile hava arasındaki sıcaklık farkı arttığından Colburn J faktörü artmaktadır. Ancak $Re > 2500$ değerinden sonra, hava hızının artışı ile bu etki ortadan kalkmaktadır.

Hava sıcaklığı arttıkça sürtünme faktörü azalmaktadır.

Bağıl nem artışı 4 sıralı bataryada Colburn J faktöründe bir değişime neden olmamaktadır. 2 ve 6 sıralı bataryalarda ise bağıl nem arttıkça Colburn J faktöründe küçük bir artış olmakla birlikte $Re > 1500$ değerinden sonra bu etki ortadan kalkmaktadır.

Bağıl nem artışı 4 ve 6 sıralı bataryalarda sürtünme faktöründe bir artışa neden olmamaktadır. Ancak 2 sıralı bataryada bağıl nem arttıkça sürtünme faktörü artmaktadır.

Sıra sayısının Colburn J faktörü üzerindeki etkisi incelendiğinde en yüksek değeri 2 sıralı bataryada aldığı görülmüştür. Daha sonra 6 sıralı ve 4 sıralı batarya gelmektedir. 6 sıralı bataryada sıra sayısı yüksek olduğundan batarya boyunca hava sıcaklığı hızla düşmekte olduğundan ısı transferi azalmakta, Colburn J faktörü diğer bataryalara göre daha düşük olmaktadır. En yüksek Colburn J faktörü 2 sıralı bataryada elde edilmiştir.

Bağıl nem arttıkça yoğuşan sıvı miktarı artmaktadır. En fazla yoğuşma 4 sıralı bataryada gerçekleşmektedir. 2 sıralı bataryada temas yüzeyi diğerlerine göre daha az olduğundan, 6 sıralı bataryada ise batarya boyunca hava sıcaklığı hızla düştüğünden yoğuşma nisbeten az olmaktadır.

Hava sıcaklığı arttıkça havanın çiğ noktası sıcaklığıyla batarya yüzey sıcaklığı arasındaki fark arttığından yoğuşan sıvı miktarı artmaktadır.

Bağıl neme göre incelendiğinde %50 bağıl nemde sıra sayısı arttıkça yoğuşan sıvı miktarı artmaktadır. %60 ve %70 bağıl nemde ise en yüksek yoğuşma 4 sıralı bataryada olmaktadır. Onu 6 ve 2 sıralı bataryalar izlemektedir.

Sıcaklığa göre incelendiğinde 30°C ve 35°C sıcaklıklarda sıra sayısı arttıkça yoğuşan sıvı miktarı artmaktadır. Ancak 40°C sıcaklıkta en yüksek yoğuşma 4 sıralı bataryada olmaktadır. Onu 6 ve 2 sıralı bataryalar izlemektedir.

6.2 Öneriler

Kurulan deney düzeneğinde düşük kapasitelerde deneyler doğruluk ve stabilite açısından bazı kısıtlayıcı özelliklere sahipti. Daha doğru sonuçların elde edilmesi ve daha geniş çalışma aralıklarına ulaşılması için mevcut fanın daha düşük kapasiteli yeni bir fan ile değiştirilerek düşük hava hızlarında deneyler yapılabilir.

Bağıl nemin etkisinin daha geniş bir aralıkta belirlenebilmesi için nemlendirici ünitesinin gözden geçirilerek revize edilmesi ile geniş bir aralıkta deneyler yapılabilir.

Kanat geometrisinin ısı ve hidrolik performansa etkisini belirlemek için farklı kanat geometrilerinde çalışmalar, özellikle panjurlu kanatlarda panjur açısı ve panjur sayısının belirlenmesine yönelik deneysel çalışmalar yapılabilir.

Kanat kalınlığı ve kanat aralığının ısı ve hidrolik performansa etkisini belirlenmesine yönelik deneysel çalışmalar yapılabilir.

Boru sıra sayısı ve yerleşiminin ısı ve hidrolik performansa etkisini belirlenmesine yönelik deneysel çalışmalar yapılabilir.

Hidrofilik ve hidrofobik kaplamanın kanat üzerinden su tahliyesine etkisinin incelenmesine yönelik ve yüzeydeki yoğuşma olayının nasıl şekillendiğinin belirlenmesine yönelik yüksek hızlı kamera ile görsellenme çalışmaları da yapılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] Rich, D.G., (1973). "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transaction, 79:137-145.
- [2] Rich, D.G., (1975). "The Effect of Number of Tube Rows on the Heat Transfer Performance Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transaction, 81:307-317.
- [3] Kays, W. M. ve London, A.L., (1984). Compact Heat Exchangers, Third Edition, Krieger Publishing Company, Florida.
- [4] Kayansayan, N., (1994). "Heat Transfer Characterization of Plate Fin-Tube Heat Exchangers", International Journal of Refrigeration, 17(1):49-57.
- [5] Kim, N.H., Youn, B. ve Webb, R.L., (1999). "Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements", Journal of Heat Transfer, 121: 662-667.
- [6] Wang, C.C. ve Chi, K.Y., (2000). "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part I: New Experimental Data", International Journal of Heat and Mass Transfer, 43:2681-2691.
- [7] Wang, C.C. ve Chi, K.Y., (2000). "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part II: Correlation", International Journal of Heat and Mass Transfer, 43:2693-2700.
- [8] Threlkeld, J. L., (1972). Thermal Environmental Engineering, Second Edition, NJ Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs.
- [9] McQuiston, F.C., (1975). "Fin Efficiency with Combined Heat and Mass Transfer", ASHRAE Transactions, 81(1):350-355.
- [10] McQuiston, F.C., (1975). "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Transactions, 81(1): 350-355.
- [11] McQuiston, F.C.,(1975). "Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate Fin-and-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes", ASHRAE Transactions, 84 (1): 294-309.

- [12] Wang, C.C., Chang, Y.J, Hsieh, Y.C. ve Lin, Y.T., (1996). "Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins", *International Journal of Refrigeration*, 19 (4):223-230.
- [13] Jang, J.Y., ve Wu, M.C., (1996), "Numerical and Experimental Studies of Three-Dimensional Plate-Fin and Tube Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(14):3057-3066.
- [14] Wang, C.C., Hsieh, Y.C. ve Lin, Y.T., (1997). "Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions", *Journal of Heat Transfer*, 119:109-117.
- [15] Jang, J.Y., Lai, J.T. ve Liu, L.C., (1998). "The Thermal-Hydraulic Characteristic of Staggered Circular Fin-Tube Heat Exchangers under Dry and Dehumidifying Conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41:3321-3337.
- [16] Wang, C.C., Lin, Y.T. ve Lee, C.J., (2000). "An Air Side Correlation for Plain Fin-And-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43:1869-1872.
- [17] Halıcı, F., Taymaz, İ. ve Gündüz, M., (2001). "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat, Mass and Momentum Transfer in Flat-Plate Finned Tube Heat Exchangers", *Energy*, 26: 963-972.
- [18] Pirompugd, W., Wongwises, S. ve Wang, C.C., (2006). "Simultaneous Heat and Mass Transfer Characteristics for Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:132-143.
- [19] Pirompugd, W., Wang, C.C. ve Wonwises, S., (2007). "A Fully Wet and Fully Dry Tiny Circular Fin Method for Heat and Mass Transfer Characteristics for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions", *Journal of Heat Transfer*, 129:1256-1267.
- [20] Wang, C.C., (2007). "On the Heat and Mass Analogy of Fin-and-Tube Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:2055-2059.
- [21] Pirompugd, W., Wang, C.C. ve Wonwises, S., (2007). "Finite Circular Fin Method for Heat and Mass Transfer Characteristics for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers under Fully and Partially Wet Conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50:552-565.
- [22] Pirompugd, W., Wang, C.C. ve Wonwises, S., (2008). "Finite Circular Fin Method for for Heat and Mass Transfer Characteristics for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions"
- [23] Liu, Y.C., Wongwises, S., Chang, W.J. ve Wang, C.C., (2010), "Airside Performance of Fin and Tube Heat Exchangers in Dehumidifying Conditions-Data with Larger Diameter", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:1603-1608.
- [24] Yin, J. Ve Jacobi, A.M., (2000), Condensate Retention Effects on the Air-Side Heat Transfer Performance of Plain and Wavy-Louvered Heat Exchangers-ACRC TR-158, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois.

- [25] ElSherbini, A.I. ve Jacobi, A.M., (2006), "A Model for Condensate Retention on Plain-Fin Heat Exchangers", *Journal of Heat Transfer*, 128:427-433
- [26] Xu, X., Leung, C., Chan, M., Deng, S.,(2007), "Condensate Retention on A Louver Fin and Tube Air Cooling Coil", *International Journal of Refrigeration*, 30:409-417.
- [27] Korte, J. ve Jacobi,A.M., (2001), "Condensate Retention Effects on the Performance of Plain Fin and Tube Heat Exchangers: Retention Data and Modeling", *Transactions of The ASME*, 123:926-936.
- [28] Stoecker, W.F., (1992), İklimlendirme Esasları, 2. Baskı, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul; Çeviren: Genceli, O.F.
- [29] Tamer, Ş., (1990), Klima ve Havalandırma, 2. Baskı, Meteksan, Ankara.
- [30] Ren, H.S., (2004), "Construction of a Generalized Psychrometric Chart for Different Pressures", *International Journal of Mechanical Engineering Education*, 32(3):212-222.
- [31] Incropera, F.P. ve Dewitt, D.P., (2003), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, 2. Baskı, Literatür Yayınları, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Özlem EMANET
Doğum Tarihi ve Yeri : 04.06.1975, İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : opanzehir@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2000
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	1995
Lise	Sayısal	Tuna Lisesi	1991

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
1997- Devam ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Makale

1. Temir, G., Bilge, D. ve Emanet, Ö., (2004), “an Application of Trigeneration and Its Economic Analysis”, Energy Sources, 26 (99:857-867).
2. Çubuk, M.H., Emanet, Ö., Dalkılıç, A.S. ve Wongwises, S., (2014), “Experimental Investigation of A Food Plant Using Waste Heat Recovery Systems to Determine the Potential for Fuel Savings”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 34 (2):1-8.

Bildiri

1. Kürekci, N.A., Ağra, Ö. ve Emanet, Ö., (2009) “Determination of Optimum Insulation Thickness for Different Climatic Zones of Turkey”, ASME International Mechanical Congress and Exposition , November 13-19, Lake Buena Vista, FL, USA.
2. Emanet, Ö. ve Heperkan, H., (2017), “Effect of Inlet Conditions on Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers”, International Conference on Advances in Science, 13-15 September 2017, İstanbul, Turkey.

Proje

1. Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü 25-06-01-03 “Kanatlı Boru Demetleri Üzerinde Akış Halinde Isı ve Kütle Transferinin İncelenmesi”