T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİNİKANAL ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KANAT GEOMETRİLERİNİN TAŞINIM KATSAYISI VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

SELÇUK KARAGÖZ

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. ÖZDEN AĞRA

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİNİKANAL ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KANAT GEOMETRİLERİNİN TAŞINIM KATSAYISI VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Selçuk KARAGÖZ tarafından hazırlanan tez çalışması 04.01.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Doç.Dr. Hakan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. İsmail TEKE

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ş.Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Erhan BÖKE

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Bu çalışma, Tübitak-BİDEB Yurtiçi Doktora Burs Programı kapsamında desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Doktora öğrenimim boyunca zaman zaman zorluklar yaşadığım ve umutsuzluğa kapıldığım anlarda bana yol gösterici olan, beni motive eden ve tez çalışmalarımın başarıya ulaşmasında en büyük paya sahip olan değerli hocam Sayın Doç. Dr. Özden AĞRA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında gerçekleştirdiğimiz ara değerlendirme toplantılarında paylaştıkları bilgi ve önerilerle teze yön veren değerli hocalarım Sayın Prof. Dr. İsmail TEKE, Sayın Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU ve Sayın Doç. Dr. Hakan DEMİR'e teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarımda her türlü laboratuvar imkânlarından yararlanmamı sağlayan Arçelik Kurutma Makinası İşletmesi Yöneticilerime minnetarım. Çalışmalarıma büyük katkı sağlayan meslektaşlarım Sayın Fatih ÖZDEMİR, Sayın Birsel BAYSAL, Sayın Hafize ÖZKILINÇ, Sayın Halilcan ÖZAYDIN ile çalışmalarımın son döneminde aramıza katılan Sayın Çiğdem Ezgi SEVER ve Erdinç DURAK'a sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmalarım süresince manevi desteklerini esirgemeyen, birlikte birçok başarıya imza attığımız ve aynı takımda çalışmış olmaktan gurur duyduğum değerli meslektaşlarım Sayın Bora ABDİK, Sayın Erman TUTKAK, Sayın Onur ERCAN ve Sayın Onur ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim.

Deney düzeneğinin kurulum çalışmalarında destek olan Sayın Önder BALİOĞLU, Sayın Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sayın Mutlu TUNA ve Sayın Ahmet METİN'e teşekkür ederim.

Doktora tez çalışmalarım sırasında Tübitak-Bideb'e maddi katkıları nedeniyle teşekkür ederim.

Bu tez, hayat arkadaşım Sayın Hüda KARAGÖZ ve dünyalar tatlısı oğlum Kerem KARAGÖZ'e armağanımdır.

Ocak, 2018

Selçuk KARAGÖZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....vii

KISALTMA LİSTESİ.....viii

ŞEKİL LİSTESİ.....ix

ÇİZELGE LİSTESİ.....xii

ÖZET.....xiii

ABSTRACT.....xv

BÖLÜM 1

GİRİŞ.....1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 3
1.3 Hipotez 3

BÖLÜM 2

KAYNAK ARAŞTIRMASI..... 4

2.1 Akış Kanallarının Sınıflandırılması 4
2.2 Hava Tarafı Isıl ve Hidrolik Performans İle İlgili Çalışmalar 9

BÖLÜM 3

DENEYSEL ÇALIŞMALAR..... 36

3.1 Buharlaştırıcı Kapalı Çevrimi 37
3.2 Soğutucu Akışkan Çevrimi 41
3.3 Yoğuşturucu Açık Çevrimi 43
3.4 Veri Toplama Ünitesi 44
3.5 Deney Prosedürü ve Veri Alma Süresi 48
3.6 Ölçüm Elemanlarının Belirsizlikleri 49

3.7 Debi Ölçümü 50
3.8 Deney Tasarımı 52

BÖLÜM 4

DENEYSEL SONUÇLAR 56

4.1 Parametrelerin Nem Alma Koşulları Altında Yoğuşma Hızına Etkisinin incelenmesi 56
4.1.1 Su Buharı Basınç Farkının Yoğuşma Hızına Etkisi 56
4.1.2 Hava Hızının Yoğuşma Hızına Etkisi 57
4.1.3 Hava Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi 58
4.1.4 Buharlaşma Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi 59
4.1.5 Panjur Açısının Yoğuşma Hızına Etkisi 61
4.1.6 Kanat Aralığının Yoğuşma Hızına Etkisi 62
4.1.7 İstatistiksel Analizlerle Parametrelerin Yoğuşma Hızına Etki Derecelerinin Belirlenmesi 63
4.2 Kuru ve Nem Alma Koşulları Altında Parametlerin Isı Taşınım Katsayısı (Colburn-j f katsayısı) ve Basınç Düşüşüne (f katsayısı) Etkilerinin İncelenmesi 66
4.2.1 Su buharı Basınç Farkının Etkisi 70
4.2.2 Hava Hızının Etkisi 70
4.2.3 Hava Sıcaklığının Etkisi 72
4.2.4 Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi 74
4.2.5 Panjur Etkisi 75
4.2.6 Kanat Aralığı Etkisi 77
4.2.7 İstatistiksel Analizlerle Parametrelerin j ve f Katsayılarına Etki Derecelerinin Belirlenmesi 79

BÖLÜM 5

ISI-KÜTLE BENZEŞİMİ İLE YOĞUŞAN SU MİKTARININ HESAPLANMASI 83

5.1 Isı-Kütle Benzeşimi 83
5.2 Yoğuşan Su Miktarı 84
5.3 Belirsizlik Analizi 85

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER 87

6.1 Sonuçlar 87
6.2 Öneriler 89

KAYNAKLAR 91

EK-A

EES HESAPLAMALARI 94

ÖZGEÇMİŞ 107

SİMGE LİSTESİ

A_c	Hava tarafı minimum akış alanı [m2]
A_o	Hava tarafı toplam ısı transfer alanı [m2]
f	Boyutsuz sürtünme katsayısı
K_c	Ani daralma basınç düşüşü katsayısı
K_e	Ani genişleme basınç düşüşü katsayısı
ΔP_o	Buharlaştırıcı giriş çıkışı hava tarafı basınç farkı [Pa]
ρ_1	Buharlaştırıcı hava giriş yoğunluğu [kg/m3]
ρ_2	Buharlaştırıcı hava çıkış yoğunluğu [kg/m3]
ρ_m	Havanın ortalama yoğunluğu [kg/m3]
σ	Küçülme oranı [Ac/Ao]
V_c	Maksimum hava hızı [m/s]
F_p	Kanat Aralığı [mm]
L_α	Kanat Panjur Açısı [o]
L_p	Panjurlar Arası Mesafe [mm]
T_p	Kanat Yüksekliği [mm]
F_D	Kanat Derinliği [mm]

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Farklı uygulamalarda görülen kanal çap oranları 5
Şekil 2. 2 Su ve R134a için laminar akışta ısı taşınım katsayılarının değişimi 8
Şekil 2. 3 A/V oranının kanal çapıyla değişimi 9
Şekil 2. 4 Isı değiştiricisinin yapısı 9
Şekil 2. 5 Kanat aralığının ve hava hızının ısı transfer katsayısına ve basınç düşüşü üzerine etkisi 10
Şekil 2. 6 Kanat aralığının ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşü üzerine etkisi 11
Şekil 2. 7 Geometrik etkilerin panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin kuru ve ıslak yüzey performansı üzerine etkisi. Kanat aralığının etkisi (a) kuru şartlar ve (b) ıslak şartlar. Kanat aralığı ve akış derinliğinin etkisi (c) kuru şartlar ve (d) ıslak şartlar. 13
Şekil 2. 8 Geometrik etkilerin ısı değiştiricilerinin kuru ve ıslak yüzey performansları üzerine etkileri. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricisinde panjur ve boru aralığının etkisi : (a) kuru şartlar ve (b) ıslak şartlar ; kanat aralığının dalgalı kanatlı ısı değiştiricisi üzerine etkisi : (c) kuru şartlar ve (d) ıslak şartlar. 14
Şekil 2. 9 Eğim açısının (27^o) panjurlu ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin j ve f faktörleri üzerine etkisi : (a) kuru şartlar ve (b) ıslak şartlar 15
Şekil 2. 10 Çalışma kapsamında kullanılan ısı değiştiricilerinin geometrik yapısı 15
Şekil 2. 11 Her bir faktöre göre SN oranı değişimi 16
Şekil 2. 12 (a) Kuru şartlar altında hava tarafı ısı transfer katsayısı ve derinlik başına basınç düşüşü (b) Kuru şartlar altında hava tarafı j ve f faktörleri 18
Şekil 2. 13 (a) Islak şartlar altında hava tarafı ısı transfer katsayısı ve derinlik başına basınç düşüşü (b) Islak şartlar altında hava tarafı j ve f faktörleri 19
Şekil 2. 14 Islak ve kuru şartlarda iki ısı değiştiricisinin hava tarafı j ve f faktörleri 20
Şekil 2. 15 İleri eğim ($\Theta>0^o$) ve geri eğim ($\Theta<0^o$) için ısı değiştiricisi kurulumunun şematik gösterimi (uzunluk birimi : mm) : (a) $\Theta>0^o$ yukarı akış kanalsız; (b) $\Theta>0^o$ yukarı akış kanallı ; (c) $\Theta<0^o$ yukarı akış kanalsız ; (d) $\Theta<0^o$ yukarı akış kanallı. 20
Şekil 2. 16 Isı transfer katsayısı – ön hız : (a) kuru şartlar ; (b) ıslak şartlar. 21
Şekil 2. 17 Çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerinin görünüşü 22
Şekil 2. 18 Dinamik Daldırma Test Düzeneği 22
Şekil 2. 19 Her bir örnek için deney sonuçları 23
Şekil 2. 20 Kaplamanın etkisi 23

Şekil 2. 21 Deney düzeneğinin şematik gösterimi 24
Şekil 2. 22 Kullanılan ısı değiştiricilerinin yapıları, a) tüm ısı değiştiricilerinin üç boyutlu resimleri, b)PFSF tip, c)PF2 tip, d)RTPF tip ısı değiştiricilerinin teknik resimleri 25
Şekil 2. 23 Testlerin kuru şartlar için karşılaştırmalı olarak sonuçları 26
Şekil 2. 24 Testlerin ıslak şartlar için karşılaştırmalı olarak sonuçları 27
Şekil 2. 25 Buharlaştırıcıların önden görünümü 28
Şekil 2. 26 Kuru şartları için hava tarafı ısı transfer katsayısıları 28
Şekil 2. 27 Kuru şartlar için hava tarafı basınç düşüşü 29
Şekil 2. 28 Islak koşullar için hava tarafı ısı transfer katsayısıları 29
Şekil 2. 29 Islak koşullar için hava tarafı basınç düşüşü 30
Şekil 2. 30 Boyutsuz Olarak Isı Transferi ve Basınç Düşümü Sonuçları 31
Şekil 2. 31 j ve f Katsayılarının Re Sayısına Bağlı Değişimi 32
Şekil 2. 32 Tüm Numuneler için Re Sayısına Bağlı f ve j Katsayıları 33
Şekil 2. 33 Giriş Havası Hızının (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) Isı Transfer Değerine Etkisi 34
Şekil 2. 34 Bağıl Nemin (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) Isı Taşınım Katsayısına Etkisi 35
Şekil 2. 35 Giriş Havası Hızının (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) Basınç Kaybına Etkisi 35
Şekil 2. 36 Bağıl Nemin (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) f ve j Katsayılarına Etkisi 35
Şekil 3. 1 Tez kapsamında hazırlanan deney düzeneği 37
Şekil 3. 2 Kapalı çevrim kurutma makinası sistemi 38
Şekil 3. 3 Isıtıcı ve ısıtıcının tambur girişinde yerleşimi 38
Şekil 3. 4 Deney düzeneğinde kullanılan varyak 40
Şekil 3. 5 Kapalı çevrim için kullanılan motorlar 40
Şekil 3. 6 Fark basınç sensörü 41
Şekil 3. 7 Buharlaştırıcı girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık ve nem sensörleri 41
Şekil 3. 8 Terazi ve kova 42
Şekil 3. 9 Pitot tüpünün tambur girişinde konumu ve manometre 42
Şekil 3. 10 Değişken devirli kompresör 43
Şekil 3. 11 Değişken devirli kompresör sürücüsü 43
Şekil 3. 12 Kısılma vanası 43
Şekil 3. 13 Coriolis Soğutucu Akışkan Debimetresi 44
Şekil 3. 14 Açık çevrim yoğuşturucu hava kanalı 44
Şekil 3. 15 Veri toplama ünitesi 45
Şekil 3. 16 Basınç transdüseri 46
Şekil 3. 17 Nem sensörü kartı 46
Şekil 3. 18 HP VEE programı arayüzü 47
Şekil 3. 19 Debi Ölçümü İlk Aşama: Kapı Açık Halde Hız Ölçümü 51
Şekil 3. 20 Debi Ölçümü İlk Aşama: Basınç Kaybı – Debi Grafiği 52
Şekil 3. 21 Debi Ölçümü İkinci Aşama: Sabit Pitot Tüpü ile Hız Ölçümü 52
Şekil 3. 22 Debi Ölçümü İkinci Aşama: Hız – Debi Grafiği 53
Şekil 3. 23 Minikanal Buharlaştırıcının Görseli 53
Şekil 3. 24 Isı Değiştiricilerin Geometirik Detayları 54
Şekil 3. 25 Minitab Programında DOE Oluşturulması 55
Şekil 3. 26 Çok Faktörlü Deney Tasarımı 55
Şekil 4. 1 Bağıl Neme Bağlı Buhar Basınç Farkının Yoğuşma Hızına Etkisi 58

Şekil 4. 2 Panjurlu Kanat Halinde Hava Hızının Yoğuşma Hızına Etkisi 58
Şekil 4. 3 Panjursuz Kanat Halinde Hava Hızının Yoğuşma Hızına Etkisi 59
Şekil 4. 4 Panjurlu Kanat Halinde Hava Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi 60
Şekil 4. 5 Panjursuz Kanat Halinde Hava Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi 60
Şekil 4. 6 Panjurlu Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının Yoğuma Hızına Etkisi 61
Şekil 4. 7 Panjursuz Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının Yoğuma Hızına Etkisi 61
Şekil 4. 8 Panjurun Yoğuşma Hızına Etkisi 62
Şekil 4. 9 Farklı kanat aralıkları için yoğuşma hızı değerleri 63
Şekil 4. 10 Farklı kanat aralıkları için birim yoğuşma miktarı 64
Şekil 4. 11 Genel Doğrusal Model ile İstatistik Çözüm 65
Şekil 4. 12 Artıkların Analizi- Normal Dağılım Göstergeleri 66
Şekil 4. 13 Parametrelerin Yoğuşma Hızına Etki Derecelerinin Grafik Gösterimi 67
Şekil 4. 14 Panjurlu Kanat - Hava Giriş Bağıl Nem Değerinin f ve j Değerlerine Etkisi .. 71
Şekil 4. 15 Panjurlu Kanat Halinde Hava Hızının f ve j Değerlerine Etkisi 72
Şekil 4. 16 Panjursuz Kanat Halinde Hava Hızının f ve j Değerlerine Etkisi 73
Şekil 4. 17 Panjurlu Kanat Halinde Hava Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi 74
Şekil 4. 18 Panjursuz Kanat Halinde Hava Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi 74
Şekil 4. 19 Panjurlu Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi ... 75
Şekil 4. 20 Panjursuz Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi . 76
Şekil 4. 21 Islak Koşullar Altında Panjurun f ve j Değerlerine Etkisi 77
Şekil 4. 22 Kuru Koşullar Altında Panjurun f ve j Değerlerine Etkisi 78
Şekil 4. 23 Kanat Aralığının f ve j Katsayılarına Etkisi 79
Şekil 4. 24 Kuru Şartlarda Kanat Aralığının f ve j Katsayılarına Etkisi 79
Şekil 4. 25 j Katsayısının Parametrelere Bağlı Genel Doğrusal Model 81
Şekil 4. 26 Parametrelerine j Katsayısına Etki Oranlarının Pasta Grafiği 81
Şekil 4. 27 f Katsayısının Parametrelere Bağlı Genel Doğrusal Model 82
Şekil 4. 28 Parametrelerine f Katsayısına Etki Oranlarının Pasta Grafiği 83
Şekil 5. 1 Panjurlu kanat hali için deneysel ve hesaplanan yoğuşma debilerinin karşılaştırılması 85

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 Kanal sınıflandırması……6
Çizelge 2. 2 Islak ve kuru rüzgar tüneli testleri için test koşulları 12
Çizelge 2. 3 Buharlaştırıcıların geometrik büyüklükler 16
Çizelge 2. 4 Yuvarlak borulu ve düz borulu ısı değiştiricisinin özellikleri 17
Çizelge 3. 1 Sistemde bulunan sensörler……46
Çizelge 3. 2 Sistem üzerinde yer alan termokuplların konumları……47
Çizelge 3. 3 Sistem üzerinde yer alan nem sensörleri……48
Çizelge 3. 4 Buharlaştırıcılara ait Boyutsal Özellikler……53
Çizelge 3. 5 Islak Şartlar için Deney Parametreleri……54
Çizelge 3. 6 Kuru Şartlar için Deney Parametreleri……55
Çizelge 5. 1 Değişkenlere Ait Belirsizlik Yüzdeleri……86

ÖZET

MİNİKANAL ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KANAT GEOMETRİLERİNİN TAŞINIM KATSAYISI VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Selçuk KARAGÖZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özden AĞRA

Eş Danışman: Doç. Dr. Hakan DEMİR

Minikanallı ısı değiştiricilerin; ısıtma, soğutma, iklimlendirme, beyaz eşya ve otomotiv sektörlerinde kullanımı son zamanlarda artmıştır. Bu tip ısı değiştiriciler, dairesel tip ısı değiştiricilere göre daha verimli, alan/hacim oranı daha yüksek ve düşük soğutkan şarjına imkân sağlamaktadırlar. Minikanallı ısı değiştiricilerin, soğutma ve nem alma amacıyla buharlaştırıcı olarak kullanılmasında yüzeyde yoğuşan suyun oluşması ve oluşan suyun yüzeyden uzaklaştırılması optimum bir buharlaştırıcı tasarımıyla iyileştirilemez ise, ısıl ve hidrolik performans kayıpları yaşanmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, minikanallı buharlaştırıcılarda panjurlu ve panjursuz kanat halinde nem alma koşulları altında yoğuşma hızı, ısı transferi ve hava tarafı basınç düşüşü deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde aynı boyutlarda farklı kanat yapılarına sahip dört buharlaştırıcı seçilerek; nem alma koşulları ve kuru koşullar altında panjurlu kanat geometrisinin ve kanat aralığının etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Deneyler 1,43 m/s ve 1,72 m/s hava hızında, 35^{o}C ve 40^{o}C buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığında, %70, %80 ve %90 buharlaştırıcı hava giriş bağıl neminde, 25^{o}C ve 28^{o}C buharlaştırıcı sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır.

Deney sonuçları boyutsuz j ve f sürtünme katsayısı terimiyle ifade edilerek karşılaştırılmalı bir şekilde raporlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, ısı transferi ve basınç düşüşü açısından kanat geometrisinin hava tarafı parametrelerine göre daha etkili olduğu görülmüştür. Islak şartlarda panjurlu kanat halinde j katsayısı, panjursuz kanat haline kıyasla daha yüksek, f katsayısına ise daha düşük hesaplanmıştır. Kuru şartlarda ise panjurlu kanat halinde j ve f katsayıları daha yüksek hesaplanmıştır. Deneysel parametrelerin yoğuşma hızına etkileri de deneysel olarak incelenmiş ve en etkili parametrenin hava sıcaklığı ve bağıl nem olduğu tespit edilmiştir.

Tez çalışması sonunda ısı-kütle benzeşimi kullanılarak yoğuşan su miktarı hesaplanmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.Buna göre yoğuşan su miktarı ±%20 hassasiyetle hesaplanabilmektedir. Deney sonuçlarına göre nem alma koşulları altında yüksek yoğuşma hızı ve ısı transferine ulaşılması için yüksek bağıl nem, yüksek hava sıcaklığı, düşük buharlaşma sıcaklığı seçilmelidir. Bu koşullar altında yüzeyde yoğuşan suyun hava blokajına neden olmadan yüzeyden uzaklaşması için kanat yapısının panjurlu olması gerekmektedir. Kanat aralığı değeri çalışma koşullarına göre optimize edilmelidir.

Anahtar Kelimeler: Minikanallı ısı değiştirici, Buharlaştırıcı, Panjurlu Kanat, Panjursuz Kanat, f katsayısı, j katsayısı, yoğuşma hızı

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF FIN GEOMETRY ON HEAT CONVECTION COEFFICIENT AND PRESSURE DROP FOR MINICHANNEL HEAT EXCHANGERS

Selçuk KARAGÖZ

Department of Mechanical Engineering

Doctoral Thesis

Adviser: Assoc.Prof.Dr. Özden AĞRA

Co-Adviser: Assoc.Prof.Dr. Hakan DEMİR

The usage of minichannel heat exchangers in Cooling, Heating, Air Conditioning, White goods and Automative sectors is rapidly emerging in the last recent years. These type of heat exchangers enable more efficiency, more compactness and lower refrigerant charge amount compared with circular type heat exchangers. In the case of using as an evaporator both cooling and dehumidifying, the loss of hydrolic and thermal performance arises if the water drained on the surface of evaporator by optimum evaporation design is not achived. In this study, air side presurre drop under dehumidifiyng conditions with louver and unlouver fin type was experimentally investigated. Experiments were held with three evaporator has different fin type in same geometrical dimensions. Experiments for the effect of louver were performed under wet and dry conditions comperatively. Experiments were held on 1,43 m/s and 1,72 m/s air flow rate, 35^{o}C and 40^{o}C evaporator inlet air temperature, %70, %80 and %90 relative humidity, 25^{o}C and 28^{o}C evaporation temperature. The refrigerant was R134a. Experimental outcomes were reported with dimensionless f friction factor under dry and wet conditions. The results show that the fin geometrical parameters are more effective then air side parameters over heat transfer and pressure drop under dehumidifying conditions. The j factor is bigger for louver fin configuration

compared to unlouvered fin configuration altough f factor is smaller under wet conditions. Both j and f factor are bigger for louvered fin configuration under dry conditions. Addition to these the effect of experimental parameters on condensation rate was investigated. The results show that the most effective parameter on condensation rate is air temperature and relative humidity of the inlet air. The condensation rate is calculated using heat and mass transfer analogy and compared with experimental results. According to the comparison data the the uncertainity is ±%20 for the condesation rate.

Experimental results show that, to obtain maximum condensation flow rate and heat transfer under dehumidifiying conditions, higher relative humidity, higher air temperature and lower evaporation temperature must be chosen. Under these conditions to prevent air blokage that caused by condensed water on the heat transfer surface, the fin should be louvered and the fin pitch should be optimized related to working conditions.

Keywords: Minichannel heat exchanger, Evaporator, Louvered Fin, Unlouvered Fin, f factor, j factor, condensation rate

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Kurutma prosesi temel olarak bir yüzey ve cisim üzerinde bulunan sıvının, sıcaklık ve debi gibi değişkenlerin etkisiyle uzaklaştırıldığı bir kütle transferi olayıdır. Kurutma işlemi endüstride birçok alanda kullanılan ve yüksek enerji ihtiyacı olan bir prosestir. Endüstride kullanılan enerjinin yaklaşık %25'i kurutma prosesine harcanmaktadır [1].

Son zamanlarda evsel uygulamalar içerisinde çamaşır kuruma makinası kullanımı da artış gösterme eğilimine girmekte ve evsel elektrik enerjisi kullanımında önemli bir paya sahip olmaktadır. Hâlihazırda ev tipi uygulamalarda üç tip kurutma makinası kullanılmaktadır. Bunlardan ilki bacalı tip kurutma makinası olup, bir ısıtıcı yardımıyla ısıtılan hava nemli tekstil üzerinden bir fan vasıtasıyla geçerek tekstil üzerindeki suyu uzaklaştırmakta ve nemli hale gelen hava baca yoluyla havalandırma sistemine gönderilmektedir. Bacalı tip kurutma makinaları açık çevrim prensibiyle çalışır.

Kapalı çevrim prensibiyle çalışan ve kondenserli kurutma makinası olarak tanımlanan tipte ise ısıtıcı ile ısıtılan hava tekstil üzerinden bir fan vasıtasıyla geçerek nemli hale gelir, nemli hava bir çapraz akışlı hava-hava ısı değiştiricisinden geçerken yüzeyde yoğuşma olur ve nemini bırakır. Tekrar ısıtıcı ile ısıtılan hava kuru ve sıcak halde tekstile gönderilir ve bu şekilde kapalı çevrimde ısı ve kütle transferi gerçekleşmiş olur. Hava-hava ısı değiştiricisinden geçen soğutma havası da ikincil fan vasıtasıyla ortamdan alınarak ortama bırakılmaktadır. Bu tip kurutma makinalarında ortam havası sıcaklığı, ısı değiştirici yoğuşma performansını direk olarak etkilemektedir.

Kapalı çevrim çalışan bir diğer kurutma makinası tipi de ısı pompalı kurutma makinasıdır. En gelişmiş tip olan bu ısı pompalı kurutma makinası, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi içermektedir. Kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma elemanından oluşan sistemde yoğuşturucuda ısınan hava, sıcak ve kuru halde tekstil üzerinden bir fan vasıtasıyla geçer. Nemli hava buharlaştırıcı üzerinden geçerken içerisindeki su buharı yoğuşarak sıvı hale geçer. Neminin bırakan hava tekrar yoğuşturucu üzerinden geçerken ısınır ve bağıl nemi düşer. Sistemin ideal sıcaklık ve verimlilikte çalışabilmesi için sistem optimizasyonunun gerçekleştirilmesi, ideal kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı tasarımı yapılması gerekmektedir.

Yapılan araştırmalara göre; Batı Avrupa'da ısı pompalı kurutma makinası, toplam kurutma makinası pazarının %50'sine ulaşmıştır [2]. Isı pompalı kurutma makinalarında soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmaktadır. R134a akışkanı flor içeren bir gaz olması nedeniyle F-Gas Regülasyonu kapsamında kullanımı kademeli olarak azaltılacaktır.

Avrupa Birliği'nin 2006 yılında yayınlanan ve 2014 yılında revizyonu yapılarak 1 Ocak 2015 tarihinde yürürlüğe giren 517/2014 Florlu Gazlar Yönetmeliği, Hidroflorokarbon (HFC) cinsi sera gazları içeren cihazlar için bir dizi yükümlülükler getirmiştir [3]. Florlu gazların kullanım miktarları, küresel ısınmaya potansiyel etkisi olan GWP değeri ile kullanılan gaz miktarı çarpılarak eşdeğer CO2 cinsinden ifade edilmiştir. Yönetmelik bu eşdeğer CO2 cinsinden Florlu gaz miktarlarının azaltımı konusunda bir takvime sahiptir. Florlu gazların Avrupa Birliği'ne arzında 2030 yılında 2015 yılında göre %79 oranında azaltılması hedeflenmektedir. Bu projeksiyonda eşdeğer CO2 değeri cinsinden florlu gaz arzı bir kotalama sistemi ile yapılmaya başlanmıştır.

Bu nedenle, ısı pompalı kurutma makinalarında kullanılan florlu soğutucu gaz miktarlarının yakın vadede birim ürün başına kullanım miktarlarının azaltılması ve uzun vadede düşük GWP değerine sahip ve yönetmelik kapsamı dışında bulunan soğutucu gazların kullanılması gerekmektedir. Bunun için sistem tasarımlarının daha kompak hale getirilmesi ve alan hacim oranlarının büyütülmesi gerekmektedir.

Bu kapsamda, özellikle minikanal tip ısı değiştiricilerin konvansiyonel tipteki dairesel borulu ısı değiştiricilere göre avantajları ön plana çıkmaktadır. Minikanallı ısı

değiştiricilerin ısıtma, soğutma, iklimlendirme, beyaz eşya ve otomotiv sektörlerinde kullanımı son zamanlarda artmıştır. Bu tip ısı değiştiriciler dairesel tip ısı değiştiricilere göre daha verimli, alan/hacim oranı daha yüksek ve düşük soğutucu akışkan şarjına imkân sağlamalarıyla ısı pompalı kurutma makinalarında Florlu Gaz Yönetmeliği kapsamında kullanılan florlu gaz miktarlanın azaltımının önünü açacaktır.

1.2 Tezin Amacı

Minikanallı ısı değiştiricilerin ısı pompalı kurutma makinası gibi uygulamalarda soğutma ve nem alma amacıyla buharlaştırıcı olarak kullanılmasında, yüzeyde yoğuşan suyun oluşması ve oluşan suyun yüzeyden uzaklaştırılması optimum bir buharlaştırıcı tasarımıyla iyileştirilemez ise ısıl ve hidrolik performans kayıpları yaşanmaktadır.

Tez çalışması kapsamında, ısı pompalı kurutma makinası çalışma koşullarını simüle eden bir deney düzeneğinde minikanallı buharlaştırıcıda giriş hava sıcaklığı, giriş havası bağıl nemi, giriş hava hızı, buharlaşma sıcaklığı değişkenlerinin ıslak koşullar altında panjurlu ve panjursuz kanat halinde ve farklı kanat aralıklarında hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşüne olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar kuru koşullar ile karşılaştırılmıştır. Isı transferi colburn j katsayısı ile basınç düşüşü değerleri ise boyutsuz f sürtünme katsayısı ile ifade edilmiştir. Ek olarak, farklı koşullar için tüm parametrelerin yoğuşma hızına etkileri incelenmiş ve yapılan analizle etki dereceleri bulunmuştur.

1.3 Hipotez

Gerçekleştirilen literatür araştırmasında, deneysel çalışmaların büyük oranda klima çalışma koşulları için ve sıvı akışkanla yapıldığı görülmüştür. Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneylerin kurutma makinası çalışma koşullarında yüksek buharlaşma sıcaklığı ve gerçek iki fazlı soğutkan akışı ile yapılmış olması, çalışmanın bir temel niteliğinde olmasını sağlamaktadır.

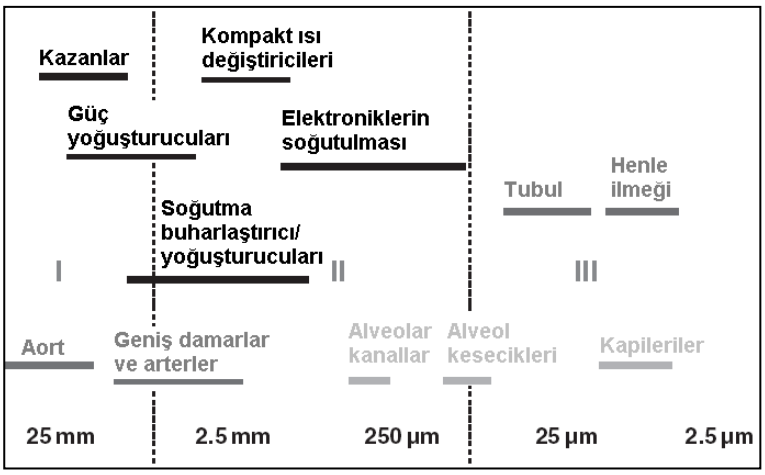
BÖLÜM 2

KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tez çalışması kapsamında literatür araştırması yapılarak; minikanal ve yassı borulu ısı değiştiricilerin, hava tarafı ısıl ve hidrolik performansı üzerine kanat geometrilerinin etkisi araştırılmıştır.

2.1 Akış Kanallarının Sınıflandırılması

Kanal içinde akışkan akışı, birçok doğal ve insan yapımı sistemlerin önemli bir parçası durumundadır. Akciğerler, böbrekler, kan damarları vb. biyolojik sistemlerde, ısı değiştiricileri, nükleer reaktörler, arıtma üniteleri vb. insan yapımı sistemlerde kanal cidarlarından ısı ve kütle transferi gerçekleşmektedir. Bir transfer prosesinin miktarı yüzey alanına bağlı olup, yüzey alanı ise dairesel borularda D çap değerine bağlıdır. Akış debisi ise kesit alanına bağlı olup D^2 ile doğrusal olarak değişmektedir. Bu şekilde boru yüzey alanının hacme oranı 1/D olarak değişmektedir. Çap değeri azaldıkça yüzey alanının hacme oranı artmaktadır. Bu duruma, insan vücudunda akciğer ve böbreklerdeki 4µm çapında akış kanallarındaki en etkin ısı ve kütle transfer prosesleri örnek gösterilebilmektedir. Kandlikar ve Steinke [4] tarafından Şekil 2.1' de verildiği üzere bazı uygulamalarda görülmekte olan kanal çap aralıkları verilmiştir. Mühendislik açısından bakıldığında, 10-20 mm gibi geniş çaplardan daha düşük çaplara doğru kayıldığı görülmektedir. Kanal çapları mikrometre seviyesine düştükçe 'mikroölçek' terimi kabul edilebilir bir sınıflandırma olur ve büyük çaplar için kabul gören geleneksel akışkan, enerji ve kütle transfer teorilerin, mikro ölçekte akışlarda kabul görebilmesi için yeniden düzenlenmesi gerekmektedir.



Şekil 2. 1 Farklı uygulamalarda görülen kanal çap oranları

Kanal boyutlarının hidrolik çap değerlerine göre sınıflandırılması literatürde sık karşılaşılan durumdur. Şöyle ki; Mehendale vd. 1-100 µm hidrolik çap aralığını mikrokanallar, 100 µm- 1 mm aralığını meso-kanallar, 1-6 mm aralığını kompakt geçişler ve 6 mm' den daha büyük çapları ise konvansiyonel kanallar olarak sınıflandırmışlardır [5].

Kanalların sınıflandırılmasındaki diğer bir yaklaşım onların kullanıldıkları spesifik proseslere göre sınıflandırmadır. Fukano ve Kariyasaki [6], iki fazlı uygulamalarda yüzey gerilimi ve yerçekimi kuvvetlerinin görece büyüklüklerine dayalı Laplace uzunluk ölçeğini ($L = \sqrt{\sigma / (\rho_L - \rho_V)}$ kanal sınıflandırması için kullanmışlardır.

Kandlikar ve Steinke [6] tarafından Çizelge 2.1' de görülmekte olan değiştirilmiş ve küçük kanal çaplarının temel alındığı bir kanal sınıflandırması yapılmıştır. Bu sınıflandırma tek fazlı gaz ve sıvı akışlarına, adyabatik iki fazlı akışa, akış kaynamasına ve yoğuşmasına uygundur. Bu sınıflandırmaya göre, 3 mm hidrolik çapın üstündeki kanallar konvansiyonel kanallar, 3 mm – 200 µm arasındaki kanallar minikanal olarak adlandırılmıştır.

Çizelge 2. 1 Kanal sınıflandırması

Konvansiyonel Kanallar	> 3 mm
Minikanallar	3 mm ≥ D > 200 µm
Mikrokanallar	200 µm ≥ D > 10 µm
Geçici Mikrokanallar	10 µm ≥ D > 1 µm
Geçici Nano Kanallar	1 µm ≥ D > 0.1 µm
Nanokanllar	0.1 µm ≥ D

Bu sınıflandırma bağlamında tez çalışmaları kapsamında seçilmiş olan kanallardan hidrolik çap değerleri itibariyle biri konvansiyonel olup diğeri minikanal sınıfına girmektedir. Mevcut tez çalışması kapsamında; konvansiyonel daire borulu ve minikanal ile hazırlanmış buharlaştırıcıların ısıl performans ve basınç düşüşü karakteristikleri deneysel olarak incelendiğinden, çalışma minikanallarda akış kaynaması ile minikanallardaki akış kaynamasının konvansiyonel kanallardaki akış kaynamasından farklılıkları temeline dayanmaktadır.

Minikanallarda akış kaynaması, kompakt buharlaştırıcı uygulamalarında dikkat çeken bir konudur. Otomotiv iklimlendirme sistemlerinin buharlaştırıcıları, dar akış kanallarına sahip plakalı ısı değiştiricilerdir. Ayrıca kompakt yoğuşturucu uygulamalarında ise kanal kesiti 1 mm'den daha küçük olan ekstrüde kanallar kullanıldığı görülmektedir. Buharlaştırıcı tasarımındaki gelişmeler, dar kanallarda akış kaynamasının önündeki pratiksel engelleri aşması gerekmektedir.

Kandlikar [7] minikanallar üzerine yayınladığı yol haritasında, bir soğutma sisteminde kullanılan soğutma elemanlarında kanal boyutlarının küçültülmesinin avantajlarını şöyle sıralamıştır:

- Sistem COP değerinin (performans katsayısı) artırılması
- Sistemdeki toplam soğutkan şarjının azaltılması
- Ekipman boyutlarının küçültülmesi
- Üretim maliyetlerinin düşürülmesi

Aynı araştırma kapsamında minikanallar üzerine gerçekleştirilmiş olan birtakım deneysel çalışmalardan da söz edilmiştir. 300 μ m ile 4.5 mm arasında değişen hidrolik çapa sahip pirinç ve paslanmaz çelik kanallar ile gerçekleştirilen deneysel çalışmada ısı değiştirici boyutları 296x122x30 mm olup ısı taşınım katsayısının hacimsel bazda 7 MW/m^3 değerinden daha fazla olduğu belirtilmektedir.

Minikanallı ısı değiştiricilerin iklimlendirme sistemlerinde boyut azalması ve performans iyileştirmesini örnekleyen çalışmada, kanatlı dairesel borulu yoğuşturucuda, eşit enerji etkinlik oranında minikanallı ısı değiştirici tasarımlarının soğutkan şarjının %35 oranında, hacim ve ağırlığın ise %35-55 oranında azaldığını tespit etmişlerdir. Bir diğer çalışmada ise 1.52 mm x 14.4 mm iç boyutlara sahip minikanallı ve patlamalı kanatlara sahip ısı değiştiricide kanal içinde akan suya ait ısı taşınım katsayısının 35,600 W/m^{2o}C olduğu bulunmuştur.

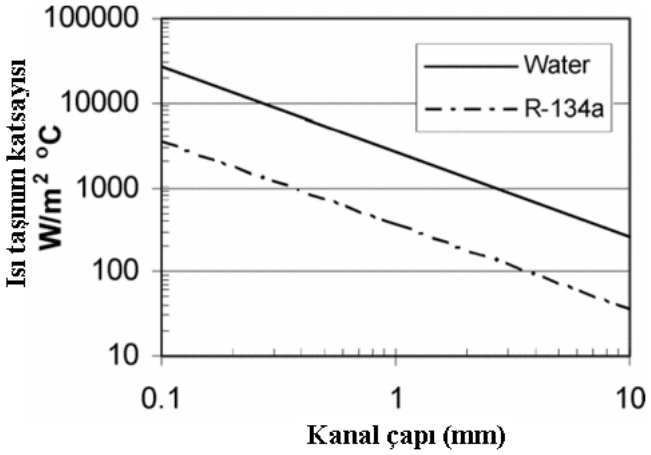
Bilindiği üzere verilen bir ısı değiştirici için ısı transfer değeri aşağıdaki temel eşitlik ile verilmektedir:

$$Q = UA\Delta T \tag{2.1}$$

Toplam ısı transfer katsayısı U, varsa kanat etkinliğine, her iki tarafın sahip olduğu ısı taşınım katsayılarına, kirlenme dirençlerine ve ayırıcı cidarların ısıl dirençlerine bağlıdır. Minikanal içerisinde tam gelişmiş laminar akışı Nusselt sayısı sabit kabulüyle ısı taşınım katsayısının kanal hidrolik çapıyla ters orantılı olduğu aşağıdaki eşitlikte görülebilmektedir:

$$h = Nu\frac{k}{D_h} \tag{2.2}$$

Şekil 2.2' de dairesel borularda tam gelişmiş laminar akışta sabit ısı akısında ısı taşınım katsayısının kanal çapıyla değişimi görülmektedir. Düz, 10 mm çaplı boruda R134a soğutucu akışkanı için h değeri 35 W/m^{2o}C iken 1 mm çaplı boruda 350 W/m^{2o}C, 0.5 mm çaplı boruda 700 W/m^{2o}C olmaktadır.



Şekil 2. 2 Su ve R134a için laminar akışta ısı taşınım katsayılarının değişimi

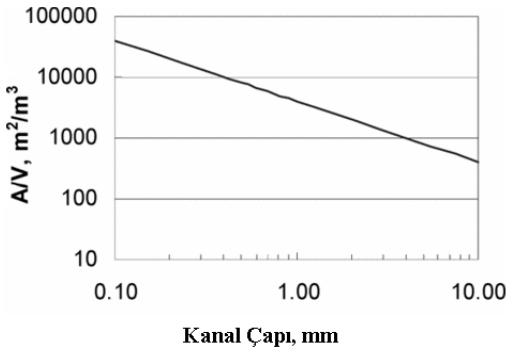
Isı taşınım katsayısında iyileşme sağlanmasına karşın basınç düşüşü dar kanallardaki kritik olan diğer husustur. Şöyle ki, kanal çapı azaldıkça basınç düşüşü artmaktadır. Basınç düşüşünü azaltmak için kanal uzunluklarının azaltılarak daha kompakt yapıların oluşturulması gerekmektedir.

Minikanalın diğer temel avantajı ısı değiştirici boyutları ve iç hacminin düşürülmesidir. D çapına ve L uzunluğuna sahip dairesel borulu bir ısı değiştirici için yüzey alanının hacmine oranı:

$$A/V = \frac{\pi DL}{(\pi/4)D^2 L} = 4/D \tag{2.3}$$

şeklinde ifade edilmektedir. A/V oranı bir ısı değiştiricinin kompaktlığının göstergesidir. Şekil 2.3' de A/V oranının kanal çapıyla değişimi görülmektedir. 10 mm kanal çapı, günümüzün soğutma uygulamalarında kullanılan bir boyuttur. 10 mm çaplı kanal için A/V oranı 400 m^2/m^3 değerinde iken bu oran 1 mm çaplı kanalda 4000 m^2/m^3, 0.5 mm çaplı kanalda 8000 m^2/m^3 değerini almaktadır. Diğer bir deyişle aynı içi hacim için 1 mm çaplı kanal, 10 mm çaplı kanala oranla 10 kat daha büyük yüzey alanı oluşturmaktadır. Eşitlik (2.4)' e göre q/V, A/V' ye direk olarak bağlıdır. Kanal çapının on kat düşmesi, ısı transferinin on kat artmasını sağlayacaktır.

$$\frac{q}{V} = \frac{hA\Delta T}{V} = h\Delta T\frac{A}{V} \tag{2.4}$$

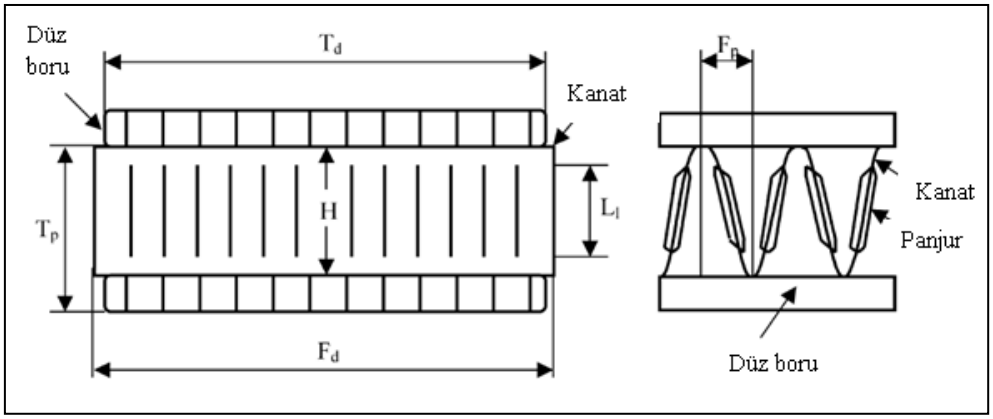


Şekil 2. 3 A/V oranının kanal çapıyla değişimi

Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan miktarı ekonomik ve çevresel olarak dikkate alınması gereken bir husustur. Minikanal kullanımı, ısı değiştirici iç hacmini azaltacağından bu durum sisteme şarj edilecek soğutkan miktarının azalmasını sağlayacaktır. Amonyaklı soğutma sistemleri için soğutkan şarj miktarı; hava soğutmalı kondenserlerde 18-159 g/kW, su soğutmalı kondenserlerde 23-228 g/kW, minikanal kondenserlerde ise 5-10 g/kW olarak Kandlikar [7] tarafından yayınlanan yol haritasında belirtilmiştir.

2.2 Hava Tarafı Isıl ve Hidrolik Performans İle İlgili Çalışmalar

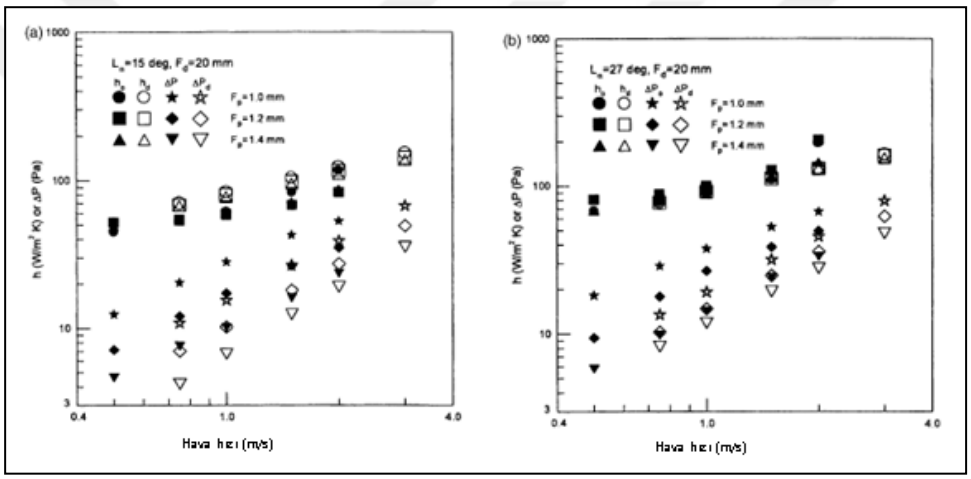
Kim ve Bullard [8] tarafından gerçekleştirilen çalışmada patlatmalı kanatlı yassı borulu alüminyum ısı değiştiricilerinin nem alma koşulları altında performans analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada 30 farklı ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Kullanılan ısı değiştiricilerinin kanat yapıları kaplamasız ve panjurludur. Isı değiştiricilerinin yapısı Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2. 4 Isı değiştiricisinin yapısı

Bu ısı değiştiricilerinin nem alma koşulları altında ısı transferi ve hidrolik performansı karakteristikleri üzerine olan etkisi değerlendirilmiştir. Soğutma ve nem alma koşullarında analizler için hava tarafı performans verileri çapraz akışlı birbirine karışmayan akışkanlar için NTU metodu kullanılmıştır. Bu çalışma kapsamında hazırlanan deney düzeneğinde ısı değiştiricisi rüzgâr tünelinin girişine yerleştirilmiştir, Deneyler, hava tarafı Reynolds sayısı 80-300 aralığında, 320 kg/h su kütlesel debisinde, 27^{o}C hava giriş kuru termometre sıcaklığında, 19^{o}C yaş termometre sıcaklığında ve 6^{o}C su giriş sıcaklığında yapılmıştır.

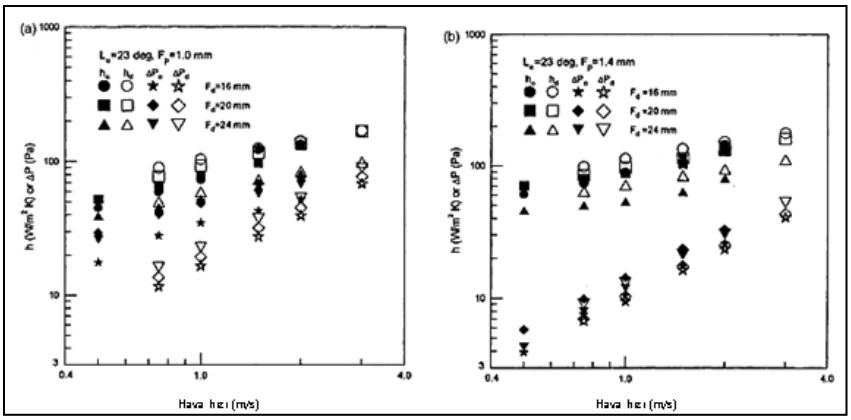
Akış derinliğinin 20 mm olduğu ısı değiştiricileri için kanat aralığının ve hava hızının ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü üzerine olan etkisi Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2. 5 Kanat aralığının ve hava hızının ısı transfer katsayısına ve basınç düşüşü üzerine etkisi

Duyulur ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü hava hızının artmasıyla birlikte artmıştır. Panjur açısı 15° iken ıslak yüzeyler için, ısı transferi katsayısı % 70-95, basınç düşüşü ise % 117-187 artmaktadır. Panjur açısı 27° iken, ısı transferi katsayısı % 91-156 ve basınç düşüşü % 120-213 oranında artmaktadır. Küçük panjur açılarında yoğuşan suyun kanatlar arasında köprü gibi davranması daha kolay olmaktadır. Ayrıca aynı hızda ve aynı kanat aralığında panjur açısı arttıkça ısı transferi katsayısı artmaktadır.

Panjur açısının 23°, kanat aralığının 1 ve 1.4 mm olduğu ısı değiştiricileri için ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşü üzerine etkisi Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2. 6 Kanat aralığının ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşü üzerine etkisi

Islak yüzeylerin duyulur ısı transferi katsayısı, kuru yüzeylerin duyulur ısı transferi katsayısından daha küçüktür. Küçük panjur açılarında ıslak yüzeylerin performansı bozulmaktadır. Aynı şekilde, kanat aralığı azaldıkça drenaj olumsuz etkilendiğinden basınç düşüşü artmaktadır. Ayrıca akış derinliği azaldıkça basınç düşüşü azalmakta ve ısı transfer katsayısı artmaktadır. Bunlara ek olarak düşük Reynolds sayısında, düşük panjur açısında ve büyük kanat aralığında ıslak yüzeyler için duyulur ısı transferi katsayısı küçüktür. Reynolds sayısı arttıkça ıslak yüzeyler için duyulur ısı transferi katsayısı artmakta ve kuru yüzeylere ait değere çok yaklaşmaktadır.

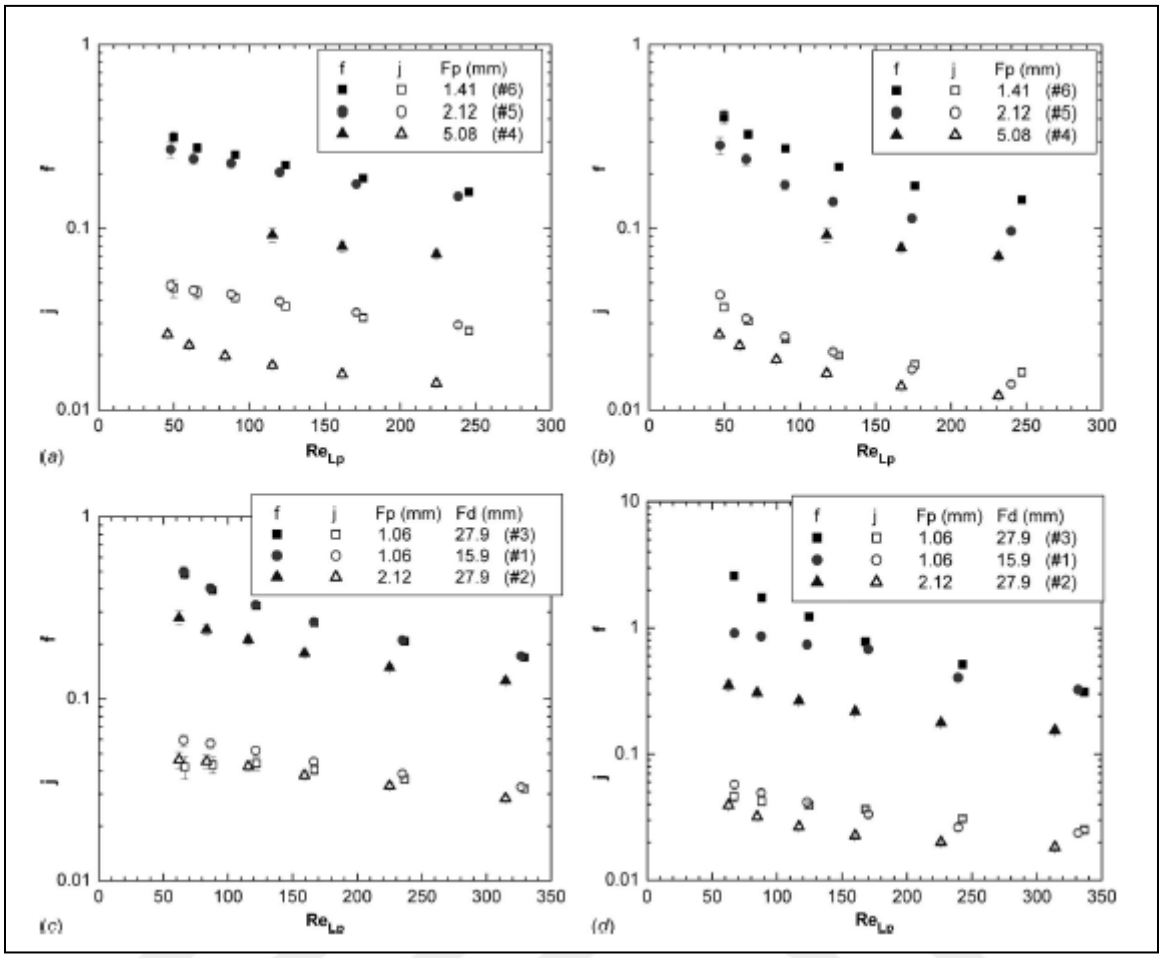
Park ve Jacobi [9] tarafından gerçekleştirilen çalışmada panjurlu kanat yapısına ek olarak düz ve dalgalı kanat yapısına sahip yassı borulu ısı değiştiricilerde ıslak ve kuru yüzey şartlarında hava tarafı ısıl hidrolik performansı deneysel olarak incelenmiştir. Isı değiştiricilerinin kanat yapıları serpantin panjurlu, dalgalı ve düz olarak seçilmiştir. Isı değiştiricisinin ısı transferi ve sürtünme performansı üzerine geometri ve çalışma koşullarıyla ilgili parametrik etkiler incelenmiştir.

Kuru ve ıslak yüzey deneyleri için kapalı çevrimli bir rüzgar tüneli kullanılmıştır. Hava kesit alanı 30 cm genişliğinde ve 20 cm yüksekliğindedir. Test bölümünde hız aralığı 0.5 m/s'den 5 m/s'ye kadardır. Diğer test koşulları Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2. 2 Islak ve kuru rüzgar tüneli testleri için test koşulları

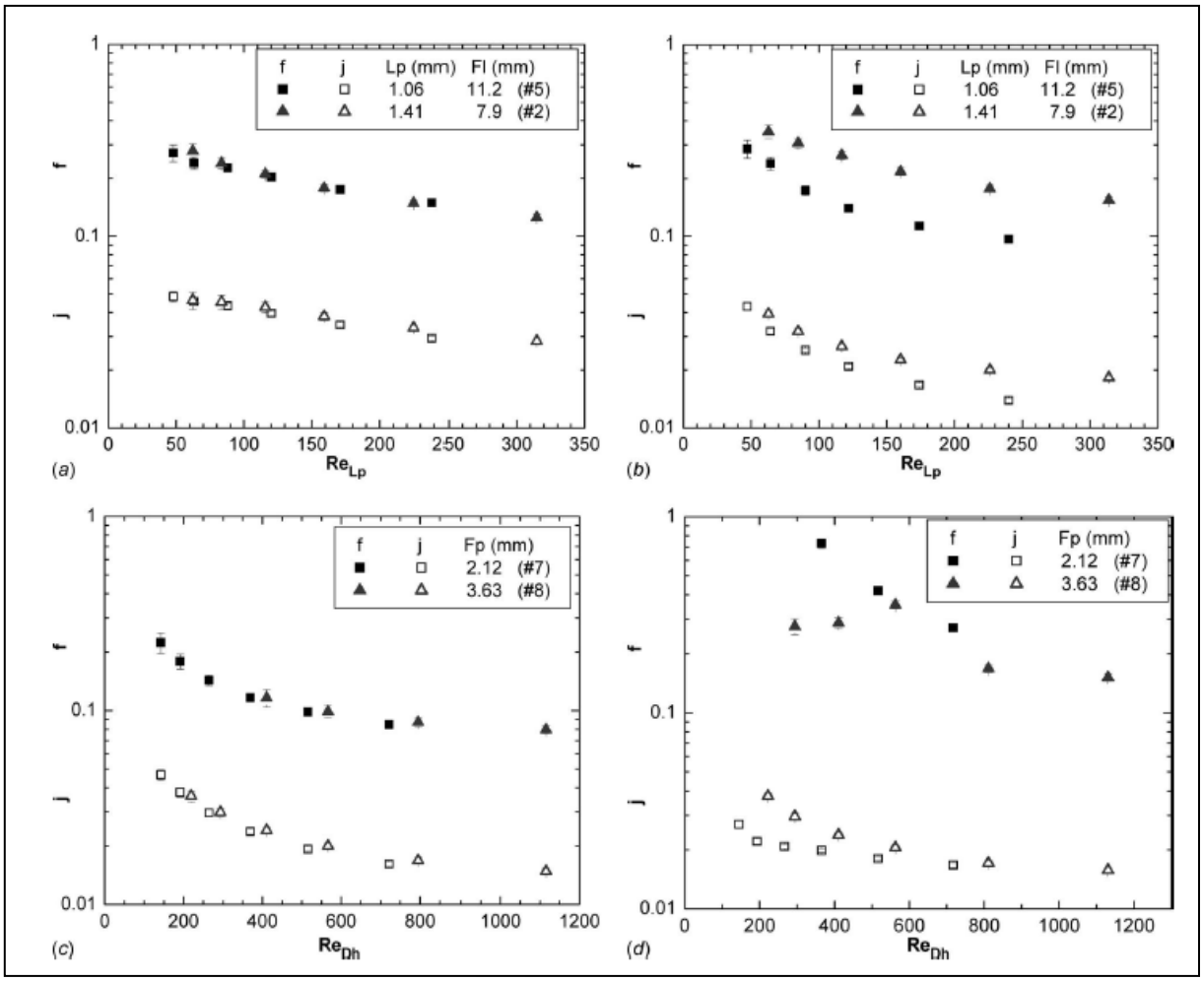
Şart	T_{hava} (°C)	$T_{soğutkan}$ (°C)	$T_{çiy}$ (°C)
Kuru	30	15	-
Islak 1	27	7	15
Islak 2	11	0	5

Kuru ve nemli yüzey koşullarında özellikle yüksek Re sayılarında fin aralığının f ve j faktörlerini çok etkilediği tespit edilmiştir. Kanat aralığının panjurlu kanat tipli ısı değiştiricisi performansı üzerine etkisi Şekil 2.7'de gösterilmiştir. Kuru şartlarda kanat aralığı 1.41 mm ve 2.12 mm ısı değiştiricileri benzer j ve f faktörlerine sahipken, 5.08 mm kanat aralığına sahip ısı değiştiricisi çok daha düşük f ve j faktörlerine sahiptir. Islak koşullar için, panjurlu kanatlı ısı değiştiricisinin f faktöründe bir azalma olduğu görülmektedir. Bu düşüşün sebebi panjur boşluklarında oluşan yoğuşma köprüsü ve panjurdan kanala geçişin yönlendirilmiş akış oluşturması olarak açıklanabilir. Şekil 2.7a ve 7.b'de kuru ve ıslak şartlarda 1.41 mm ve 2.12 mm kanat aralığı için yapılan karşılaştırmada yüksek Re sayısında f faktörü düşmüştür. Ancak 1.41 mm kanat aralığında düşük Re sayısında kanatlar arası su köprülenmeleri engellenemediği için oluşan blokaj f faktörünü büyütmüştür.



Şekil 2. 7 Geometrik etkilerin panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin kuru ve ıslak yüzey performansı üzerine etkisi. Kanat aralığının etkisi (a) kuru şartlar ve (b) ıslak şartlar. Kanat aralığı ve akış derinliğinin etkisi (c) kuru şartlar ve (d) ıslak şartlar.

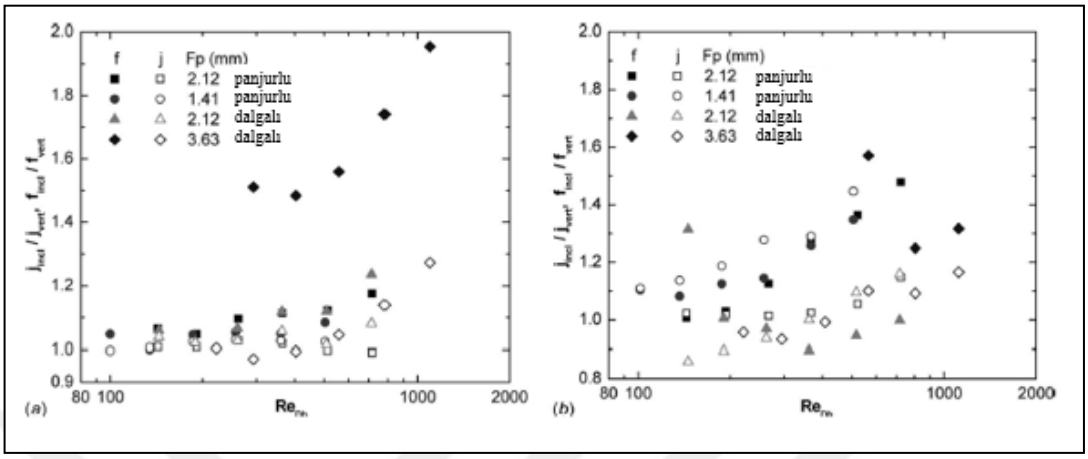
Şekil 2.7c ve Şekil 2.7d'den görüleceği üzere kuru ve ıslak şartlarda kanat aralığı, f ve j faktörlerini çok etkilerken kanat derinliği (akış derinliği) özellikle yüksek Re sayısında f ve j faktörlerini etkilememektedir.



Şekil 2. 8 Geometrik etkilerin ısı değiştiricilerinin kuru ve ıslak yüzey performansları üzerine etkileri. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricisinde panjur ve boru aralığının etkisi : (a) kuru şartlar ve (b) ıslak şartlar ; kanat aralığının dalgalı kanatlı ısı değiştiricisi üzerine etkisi : (c) kuru şartlar ve (d) ıslak şartlar.

Şekil 2.8a ve Şekil 2.8b'den görüleceği üzere panjur aralığı etkisi ıslak yüzeyde kuru yüzeylere göre daha belirgindir (köprü etkisi), panjur aralığı azaldıkça f ve j faktörleri azalmıştır. Bunun nedeni panjurlarda oluşan su köprücüklerinin hava akışını etkileyerek ısı transferi ve ΔP'yi azaltmasıdır. Şekil 2.8c ve Şekil 2.8d'de, kuru koşullarda kanat aralığının dalgalı kanat ısı değiştiricisi üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Fakat ıslak şartlarda, dalgalı kanat yapısında kanat aralığı azaldıkça f faktörü ciddi oranda artmakta, j faktörü azalmaktadır. Bunun nedeni kesintisiz yatay kanatlar üzerinde zayıf yoğuşma drenajı olması ve suyun kanatların çukurlarında kalmasıdır. Bu durum f faktöründe anormal salınımlara neden olmaktadır.

Dalgalı kanatlı ısı değiştirici düz kanatlıya göre özellikle yüksek Re sayılarında daha yüksek f ve j faktörüne sahiptir. Ayrıca farklı hava koşullarında yapılan testlerde performans farkının çok az olduğu görülmüştür.

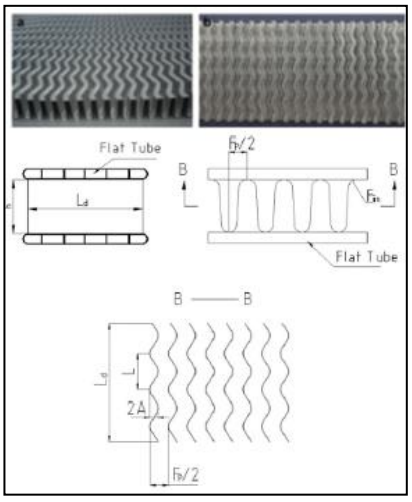


Şekil 2. 9 Eğim açısının (27^{o}) panjurlu ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin j ve f faktörleri üzerine etkisi : (a) kuru şartlar ve (b) ıslak şartlar

Şekil 2.9'a göre, açılandırma, ıslak yüzeyde hem panjurlu hem de dalgalı kanatlarda yoğuşma drenajını iyileştirmiştir. Ayrıca açılandırma ile panjurlu kanatta j ve f faktörlerinin arttığı görülmektedir.

Dong vd [10] tarafından dalgalı kanatlı ve yassı borulu ısı değiştiricileri üzerinde hava tarafı ısıl ve hidrolik performanslarını belirlemek için deneysel çalışmalar yapmıştır. Deney düzeneği aralarında geometrik farklılıkların olduğu 16 tip ısı değiştiricisi için farklı çalışma koşulları altında çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır.

Şekil 2.10'da ise ısı değiştiricilerinin görünüşü verilmiştir.



Şekil 2. 10: Çalışma kapsamında kullanılan ısı değiştiricilerinin geometrik yapısı

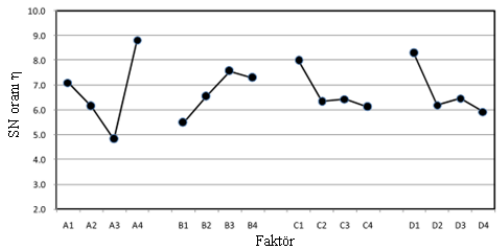
16 farklı geometrik özelliğe sahip ısı değiştiricisi bu çalışmada kullanılmıştır. Kullanılan ısı değiştiricilerinin hepsinin ön alanı 250*200 mm^2'dir. Bu çalışma sırasında yapılan deneylerin çalışma koşulları ise; hava hızı 2-12 m/s, su giriş sıcaklığı 90°C, derinlik 55 mm iken suyun hacimsel debisi 3.0 m^3/h ve derinlik 85 mm iken debi 4.6 m^3/h'tir. Isı değiştiricilerinin birbirinden farklı geometrik özellikleri; kanat aralığı, kanat yüksekliği, kanat uzunluğu, dalga uzunluğu ve dalga genliğidir. Bütün kanatların kalınlığı birbirine eşittir. SN (signal to noise) oranı genellikle kalite mühendisliğinde ve deneysel dizanylarda kullanılır. Bu oran mühendislere hangi kontrol parametresinin diğerlerinde daha etkili olduğunun belirlenmesinde kullanılır.

Bu buharlaştırıcıların her bir faktöre göre sınıflandırılması Çizelge 2.3'te verilmiştir.

Çizelge 2. 3 Buharlaştırıcıların geometrik büyüklükler

Kod	Faktör	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3	Seviye 4
A	Genlik ve Dalga Uzunluğu oranı	0.0694	0.1019	0.120	0.150
B	Kanat yüksekliği	7.5	8.9	9.3	10.3
C	Kanat aralığı	4.0	5.0	7.0	8.0
D	Kanat uzunluğu	55	85	115	145

Dalga genliği ve dalga uzunluğunun etkisi % 38,7'dir. Kanat yüksekliğinin etkisi ise %20,2 iken, Kanat aralığının etkisi % 22,9'dur. Karşılaştırmalı bu sonuçlar ile birlikte bu faktörlerin j f faktörü üzerinde önemli bir etkisi vardır. Özellikle dalga genliğinin ve dalga uzuluğunun etkisi çok fazladır. Şekil 2.11'de SN oranının her bir parametre ile değişimi verilmiştir. Bu grafik ile optimum parametreler seçilebilmektedir. Şekil 2.11'e göre, dalga genliği ve uzunluğu A, kanat yüksekliği ise B ile gösterilmiştir. Her bir parametreye göre optimum çalışma noktası A4, B3, C1 ve D1'dir.

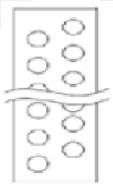
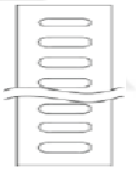


Şekil 2. 11 Her bir faktöre göre SN oranı değişimi

Bu çalışma kapsamında kullanılan Taguchi metodu ie her bir geometrik faktörün hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkileri incelenmiştir. Sonuçlara göre en etkili geometrik parametre dalga genliği ve uzunluğudur. Düşük kanat aralığı ve düşük kanat uzunluğu ile birlikte ısı transferi performansı daha iyi çıkmıştır.

Kim vd [11] tarafından panjurlu kanatlı dairesel ve yassı borulu ısı değiştiricilerin ıslak ve kuru hava şartları altında ısıl performansları deneysel olarak incelenmiş ve ısı değiştiriciler birbiriyle karşılaştırılmıştır. Kuru şartlarda hem j hem de f faktörü dairesel boruluda yassı boruluya göre daha yüksektir. Islak şartlarda ise tam tersi olarak hem j hem de f faktörü yassı boruluda dairesel boruluya kıyasla daha yüksek çıkmıştır. Bu durum kanat ve panjurlar arasındaki su drenajı ile açıklanmıştır. Dairesel borulu ısı değiştiricisi ve yassı borulu ısı değiştiricisinin geometrik ayrıntıları Çizelge 2.4'te verilmiştir.

Çizelge 2. 4 Yuvarlak borulu ve düz borulu ısı değiştiricisinin özellikleri

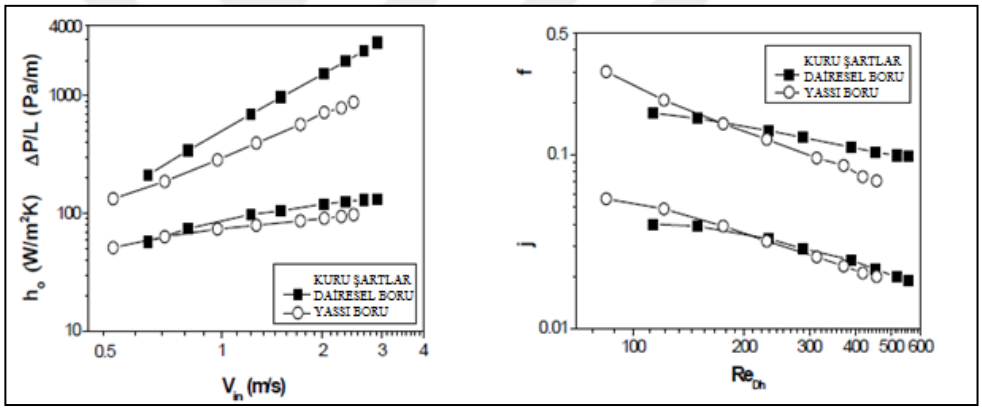
	Dairesel Boru	Yassı Boru
Şekil		
Sıra	2	1
Boru boyutu	7.0 mm çap	3.5mm×9.5mm
Kanat aralığı	1.4 mm	1.4 mm
Enine boru aralığı	21.0 mm	17.0 mm
Boyuna boru aralığı	12.7 mm	22.0 mm
Kanat kalınlığı	0.10 mm	0.14 mm
Boru kalınlığı	0.32 mm	0.50 mm
Kanat modeli	Panjurlu	Panjurlu
Numune ön boyutu	398mm×295mm	398mm×308mm

Kuru yüzey testleri için su giriş sıcaklığı 50^{o}C'de, çember sıcaklığı 21^{o}C ve %60 bağıl nemde sabit tutulmaktadır. Islak yüzey testlerinde ise su giriş sıcaklığı 6^{o}C'de, çember

sıcaklığı 27°C ve %80 bağıl nemde sabit tutulmaktadır. Ön hava hızı ise 0.5 m/s ile 2 m/s arasında değişmektedir.

Şekil 2.12a'da kuru şartlar için sonuçlar gösterilmektedir. X ekseninde ön hız (V_{in}) gösterilirken y ekseninde ısı transfer katsayısı (h_o) ve derinlik başına basınç düşüşü ($^{\Delta P}/_{L}$) gösterilmiştir. Şekle göre yüksek ön hızlarda, dairesel borulu ısı değiştiricisinin ısı transfer katsayısı ve derinlik başına basınç düşüşü yassı borulu ısı değiştiricisine göre önemli ölçüde daha yüksektir.

Şekil 2.12b'de x ekseni Re sayısının fonksiyonu y ekseni j ve f faktörleri olacak şekilde iki ısı değiştirici karşılaştırılmıştır. Şekle göre yüksek Re sayılarında, dairesel borulu ısı değiştiricisinin j ve f faktörlerinin yassı borulu ısı değiştiricisinden daha yüksek olduğu görülmektedir

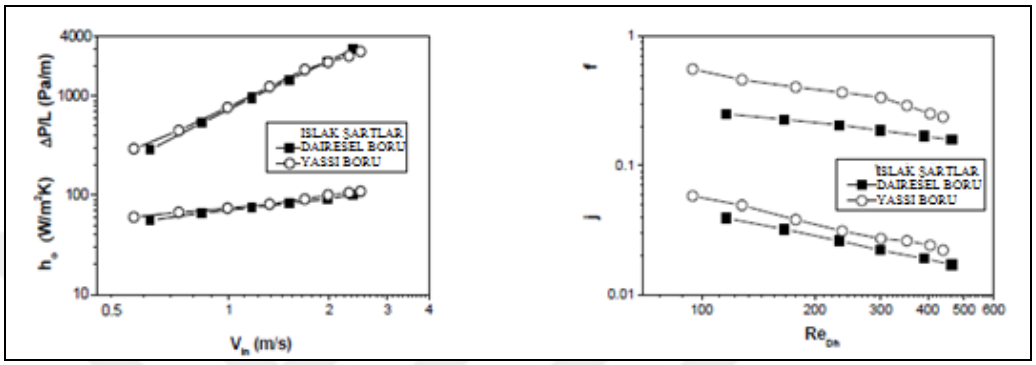


Şekil 2. 12 (a) Kuru şartlar altında hava tarafı ısı transfer katsayısı ve derinlik başına basınç düşüşü (b) Kuru şartlar altında hava tarafı j ve f faktörleri

Şekil 2.13a'da ıslak koşul için sonuçlar gösterilmiştir. Şekle göre ısı transfer katsayısı ve derinlik başına basınç düşüşü için iki ısı değiştirici arasında önemli bir fark görülmemiştir. Genel olarak ıslak şartlardaki kanat etkinliği, kuru şartlardan düşük çıkmıştır. Bunun nedeni ıslak şartlardaki ısı transfer katsayısının kuru şartlardakinden daha yüksek olmasıdır.

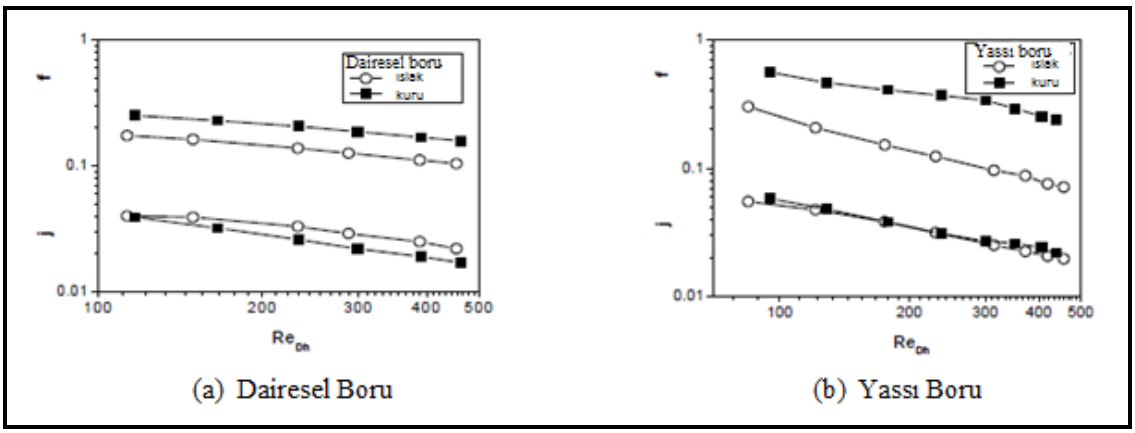
Şekil 2.13b'de ıslak şartlar için j ve f faktörleri gösterilmiştir, x ekseninde Re sayısının fonksiyonu bulunmaktadır. Şekilde yassı borulu ısı değiştiricisinin j ve f faktörlerinin yuvarlık boruludan daha yüksek olduğu görülmektedir. Yuvarlak boruya göre yassı borunun j katsayısı %23-29, f katsayısı %51-80 daha yüksektir. Bu sonuçlar kuru

şartlarla çelişmektedir. Kuru şartlarda dairesel boruluya ait f ve j faktörleri daha büyük iken ıslak şartlarda yassı boruluda f ve j değerleri daha büyüktür. Bu durum panjur ve kanatlar arasındaki yoğuşma drenajı ile açıklanabilir. Islak şartlarda yassı borunun daha iyi performans göstermesinin nedeni panjur aralığının 3.1 mm olması nedeniyle su köprücüklerinin oluşmaması, dairesel boruda ise 1.4 mm panjur aralığı nedeniyle su köprülerinin hava akışını etkilemesidir.



Şekil 2. 13 (a) Islak şartlar altında hava tarafı ısı transfer katsayısı ve derinlik başına basınç düşüşü (b) Islak şartlar altında hava tarafı j ve f faktörleri

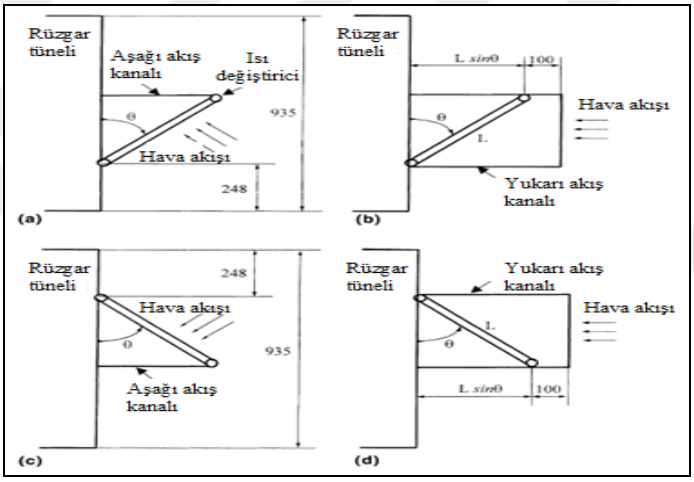
Şekil 2.14'e göre, yassı borulu ısı değiştiricisi için ıslak yüzeydeki j faktörü yaklaşık olarak kuru yüzeyle aynıdır. Yuvarlık borulu ısı değiştiricisi için ise ıslak yüzeydeki j faktörü kuru yüzeydekilere göre daha düşüktür, bunun nedeninin panjurlar arasındaki yoğuşma köprüsünün olduğu söylenebilir. f faktörüne baktığımız zaman ise, yuvarlak boruluya göre yassı borulu ısı değiştiricisinde ıslak ve kuru şartlar arasındaki f faktörü artışının daha belirgin olduğu görülmektedir. Yassı borulu ısı değiştiricisi f faktöründe bu belirgin artışın sebebi kötü drenaj yoğuşma özellikleri olabileceği belirtilmiştir.



Şekil 2. 14 Islak ve kuru şartlarda iki ısı değiştiricisinin hava tarafı j ve f faktörleri

Kim vd [12] çoklu panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricinin eğim açısının ısıl hidrolik performansa etkisi araştırılmıştır. 27° panjur açısı, 1.4 mm kanat aralığı, 10.05 mm boru aralığı ve 20 mm akış derinliğine sahip minikanallı ve panjur kanatlara sahip ısı değiştiricisi için ıslak ve kuru şartlarda bir dizi test gerçekleştirilmiştir. Panjur aralığı, panjur uzunluğu ve kanat yüksekliği sırasıyla 1.7, 6.4 ve 8.15 mm'dir. Re sayısı 100-300 arası seçilmiştir.

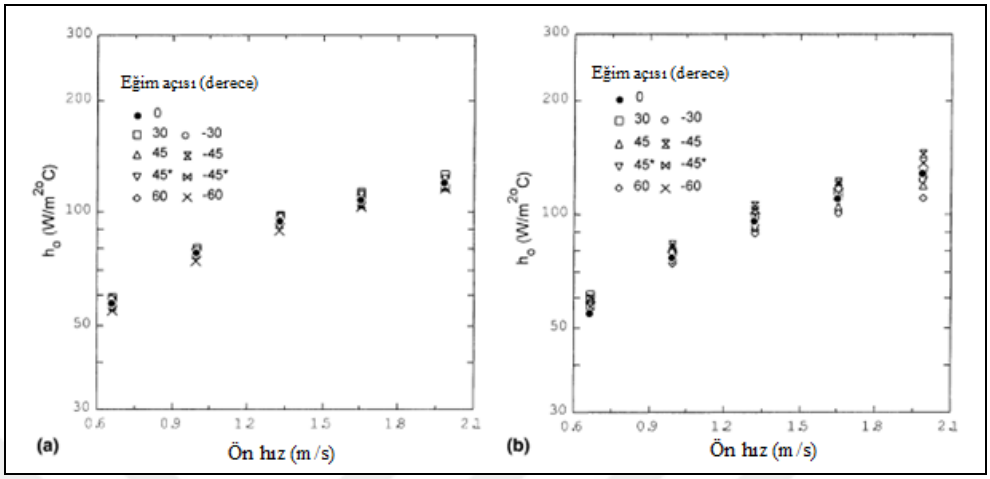
Dikey konumdan eğim açıları saat yönünde 0°, ±30°, ±45° ve ±60° olarak seçilmiştir. Akışkan debisi 0.32 m^3/h'tir. Kuru koşullar için giriş havası ve suyu sıcaklıkları sırasıyle 21°C ve 45°C'dir. Islak koşullar için giriş kuru ve ıslak termometre sıcaklıkları sırasıyla 27°C, 19°C ve su giriş sıcaklığı 6°C'dir.



Şekil 2. 15 İleri eğim (Θ>0°) ve geri eğim (Θ<0°) için ısı değiştiricisi kurulumunun şematik gösterimi (uzunluk birimi : mm) : (a) Θ>0° yukarı akış kanalsız ; (b) Θ>0° yukarı akış kanallı ; (c) Θ<0° yukarı akış kanalsız ; (d) Θ<0° yukarı akış kanallı.

Şekil 2.15'te, ıslak ve kuru şartlarda ısı transfer katsayısının eğim açısı ve ısı değiştiricisinin yüzeyine gelen ön hız ile değişimi gösterilmektedir. Beklenildiği gibi ısı transfer katsayısı ısı değiştirici yüzeyine gelen hava hızı arttıkça artmaktadır. Kuru hava şartlarında eğme açısı $|\Theta| \leq \pm 45^{o}$ aralığında değişirken ısı transfer katsayısı kayda değer olarak değişmemektedir. Fakat kuru hava şartlarında eğme açısı $\Theta = \pm 60^{o}$ iken ısı transfer katsayısı kötüleşmektedir, burada çıkış dönme açısı, aşağı panjurlar üzerindeki akışı kesintiye uğratmak için görünürde yeterince büyüktür. Ayrıca, ıslak hava şartlarında eğme açısı duyulur ısı transfer katsayısını etkilemektedir. $\Theta>0^{o}$ için yoğuşma drenajı hava akışına karşı aktığı için ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Fakat $\Theta<0^{o}$ için

havanın kesme kuvveti yoğuşma drenajını artırdığı için için ısı transfer katsayısı artmaktadır. Re=100-300 için Θ>0°'de duyulur ısı transfer katsayısı Θ<0°'ye göre %3-19 daha küçüktür.



Şekil 2. 16 Isı transfer katsayısı – ön hız : (a) kuru şartlar ; (b) ıslak şartlar.

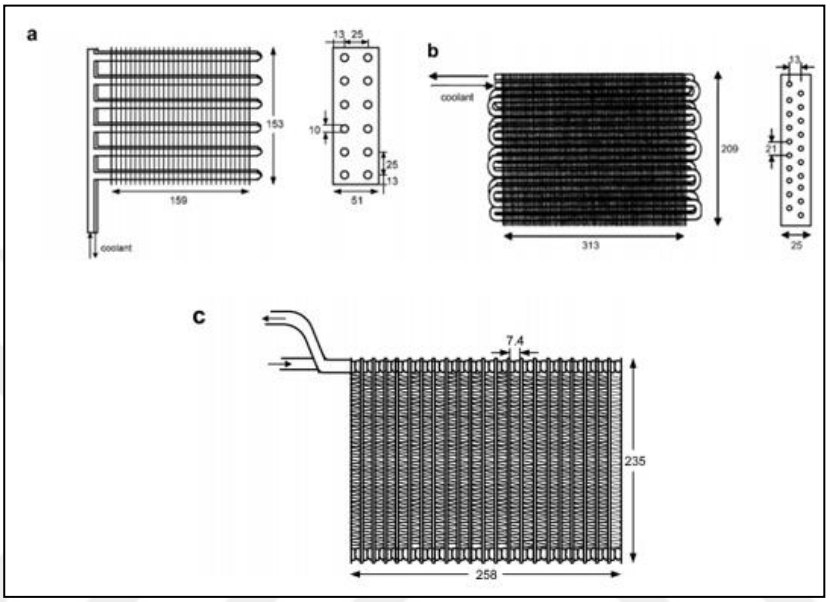
Islak ve kuru şartlar için ısı transfer karakteristikleri ne eğim açısından ($-60^o < \Theta < 60^o$) ne de yukarı akış kanalının varlığı veya yokluğundan kayda değer ölçüde etkilenmemektedir. Islak şartlarda duyulur ısı transfer katsayıları ve basınç düşüşleri yüksek Re sayılarında ve özellikle büyük eğim açılarında, hava akımının hava kesme kuvvetinden önemli ölçüde etkilenmedir ve yerçekimi kuvveti yoğuşma drenajında önemli bir rol oynamıştır.

Junqi vd [13] 11 adet farklı özelliklere sahip dalgalı kanatlı-yassı borulu ısı değiştiricisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler sırasında reynolds sayısı 800 ile 6500 arasındadır. Kanat aralıkları, kanat uzunlukları ve kanat yükseklikleri ise değişmektedir.

Re sayısı arttıkça j ve f faktörleri küçülmekte, aynı Re sayısında kanat aralığı arttıkça j ve f faktörleri de artmakta sonuçları elde edilmiştir. Deneysel sonuçlara göre dalgalı kanatlı yassı borulu ısı değişitirici için ampirik f ve j korelasyonuları gelşitirilmiştir. J ve f faktörleri için korelasyonların ortalama sapması sırasıyla %4,4 ve %5,1'dir.

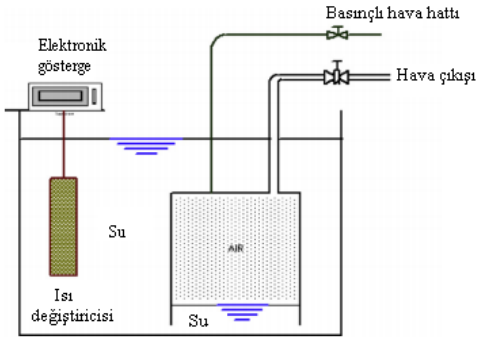
Liu ve Jacobi [14] tarafından gerçekleştirilen çalışmada daldırma testleri yapılmış ve 22 adet ısı değiştiricisinin yüzey ıslanabilirlikleri test edilmiştir. Bu çalışma kapsamında kullanılan ısı değiştiricileri 4 farklı gruba ayrılmıştır. Bu ısı değiştiricileri Şekil 2.17'de gösterilmiştir. Şekil 2.17a'da gösterilen ısı değiştiricileri bu dört gruptan ilkine aittir. Bu ısı değiştiricilerinin yapısı dairesel borulu düz kanatlardan oluşmaktadır. Bu ısı

değiştiricilerinin geometrik farkı ise kanat aralığının 5.51 mm olmasıdır. 2. grup ısı değiştiricilerinin kanat aralığı ise 2.41 mm'dir. 3.grup ısı değiştiricileri ise şekil 2.17b'de gösterilmiştir. Bu ısı değiştiricilerinin 1.grup ısı değiştiricilerinden farkı kanat yapısında yarıkların olmasıdır. 4.grup ısı değiştiricileri ise şekil 1c'de gösterilmiştir. Bu ısı değiştiricilerinin yapısı ise, 2 tane yassı kanal yapısına ek olarak kanatların panjurlu olmasıdır.



Şekil 2. 17 Çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerinin görünüşü

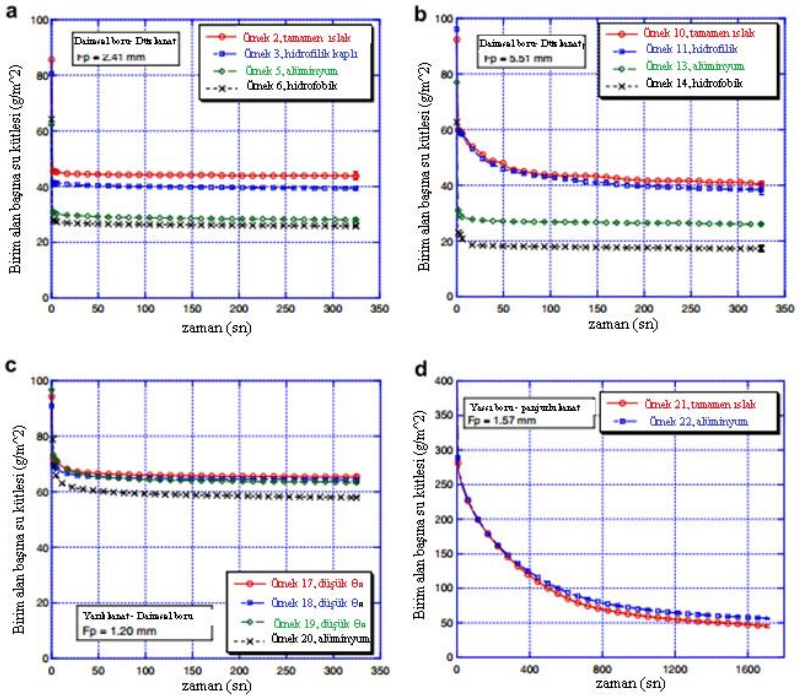
Bu çalışma kapsamında hazırlanan dinamik daldırma test düzeneğinin şematik resmi Şekil 2.18'de verilmiştir.



Şekil 2. 18 Dinamik Daldırma Test Düzeneği

Bu çalışma kapsamında yapılan testlere göre ilk olarak yüzey ıslanabilirliğinin ve ısı değiştiricisi geometrisinin etkileri incelenmiştir. Bu sonuçlar Şekil 2.19'da gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre nem tutma kabiliyeti arttıkça dairesel borulu ısı değiştiricilerinin

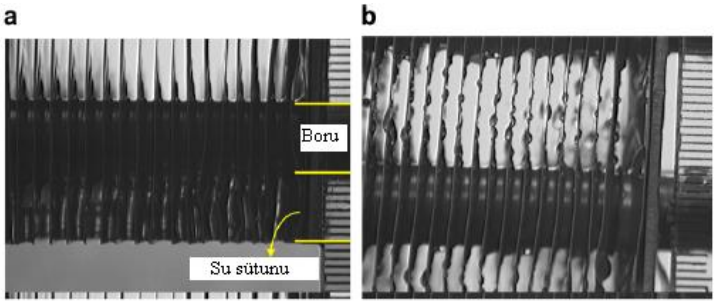
yüzey ıslanabilirliği artmaktadır. Ancak yassı borulu ısı değiştiricileri için durum tam tersidir ve ıslanabilirliği azalmaktadır.



Şekil 2. 19 Her bir örnek için deney sonuçları

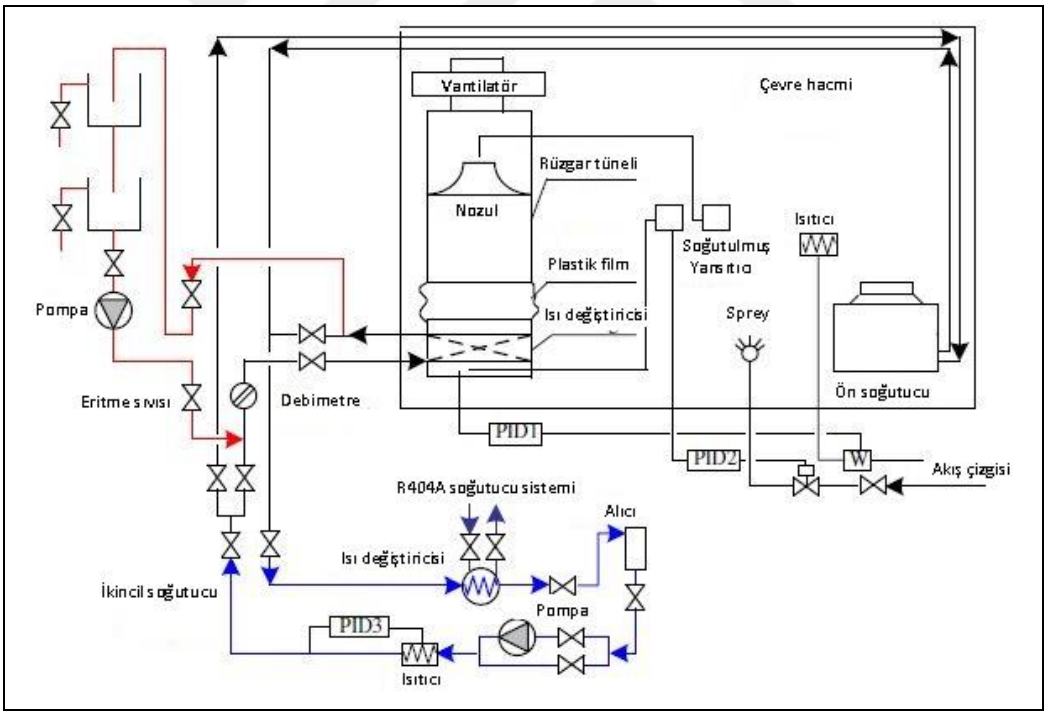
Ayrıca katlanmış kanatlar önemli miktarda su tutmaktadır. Çünkü küçük panjur aralıklarının arasından suyun drene olması gerekmektedir. Bu durum yassı borulu ısı değiştiricilerinin daha fazla suyu alıkoymasını açıklamaktadır. Buna ek olarak drenaj yolunun daha karmaşık olması, yassı borulu ısı değiştiricilerinde daha yavaş ve kademeli bir drenaj kabiliyetine sebep olur.

Elde edilen bir diğer sonuç ise yüzey kaplamasının etkisidir. Hidrofilik kaplamalı ısı değiştiricilerinde nem tutma ısı değiştiricisinin alt kısmında su sütunu şeklinde olmaktadır. Hidrofobik kaplamalı ısı değiştiricilerinde ise su damlacıkları dağılmaktadır. Bu durum Şekil 2.20'de gösterilmiştir.



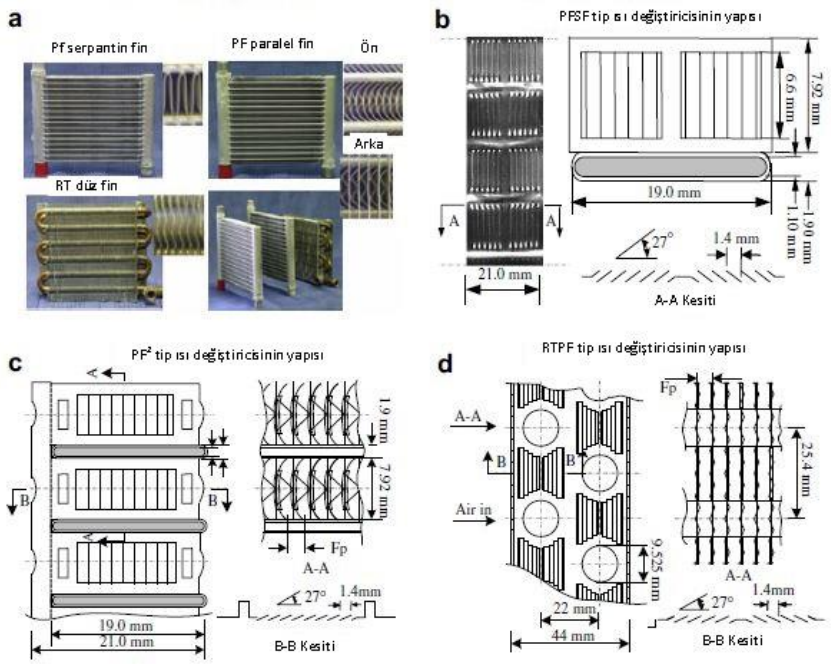
Şekil 2. 20 Kaplamanın etkisi

Zhang ve Hrnjak [15] üç farklı tipte panjurlu ısı değiştiricileri kullanılarak bunların performans analizleri yapılmıştır. Bu ısı değiştiricilerinin kuru, ıslak ve donma koşulları altında testleri yapılmıştır. Bu çalışmada hava tarafı basınç düşüşü, ısı değiştiricisinin yüzeyleri üzerinde su drenajı, ısı değiştiricisinin kapasitesi ve toplam ısı transfer katsayısı nicel olarak incelenmiştir. Bu üç çeşit ısı değiştiricisinin hava tarafında yüzeylerde yoğuşan suyun drenajının davranışı daldırma test metodu ve rüzgâr tüneli deneyiyle incelenmiştir. Kuru koşullar altında yapılan deneyler 0.9-2.3 m/s hava hızında, 44^{o}C kuru termometre sıcaklığında, 20^{o}C yaş termometre sıcaklığında ve 16.8^{o}C çiğ noktası sıcaklığında yapılmıştır. Islak koşullar altında yapılan deneyler ise 0.9-2.3 m/s hava hızında, 35^{o}C kuru termometre sıcaklığında, 1^{o}C yaş termometre sıcaklığında ve 26,5^{o}C çiğ noktası sıcaklığında yapılmıştır. Donma noktası koşulları altında yapılan deneyler ise 0.9-2.3 m/s hava hızında, %70-80 hava bağıl neminde, 0^{o}C kuru termometre sıcaklığında, -14.5^{o}C yaş termometre sıcaklığında yapılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 2.21'de verilmiştir.



Şekil 2. 21 Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Bu çalışma sırasında kullanılan ısı değiştiricilerinin geometrik özellikleri, paralel panjurlu kanatlı (PF2), dalgalı panjurlu kanatlı (PFSF) ve düz panjurlu kanatlı (RTPF) ısı değiştiricileridir. Bu ısı değiştiricilere Şekil 2.22'de verilmiştir.



Şekil 2. 22 Kullanılan ısı değiştiricilerinin yapıları, a) tüm ısı değiştiricilerinin üç boyutlu resimleri, b)PFSF tip, c)PF2 tip, d)RTPF tip ısı değiştiricilerinin teknik resimleri

Bu üç tip ısı değiştiricisi de aynı kanat aralıklarına, aynı kanat alanına sahiptir ve aynı koşullar altında deneyler yapılmıştır. Deney sonuçlarının analizinde aşağıdaki denklemler kullanılmış, €-NTU metodundan faydalanılmıştır.

$$Q = (Q_r + Q_a)/2 \tag{2.5}$$

$$Q_r = \dot{m}_r C_{p,r}(T_{r,çıkış} - T_{r,giriş}) \tag{2.6}$$

$$Q_a = \dot{m}_a(h_{a,giriş} - h_{a,çıkış}) \tag{2.7}$$

Burada Q_r ve Q_a sırasıyla soğutucu akışkan ve hava tarafından elde edilen ısı transfer miktarlarıdır. Toplam ısı transfer katsayısı (UA) değerinin heaplanması için €-NTU Metodu kullanılmıştır.

$$\varepsilon = 1 - \exp[\frac{NTU^{0.22}}{C^*}\{\exp(-C^* NTU^{0.78}) - 1] \tag{2.8}$$

$$\varepsilon = Q/Q_{maks} \tag{2.9}$$

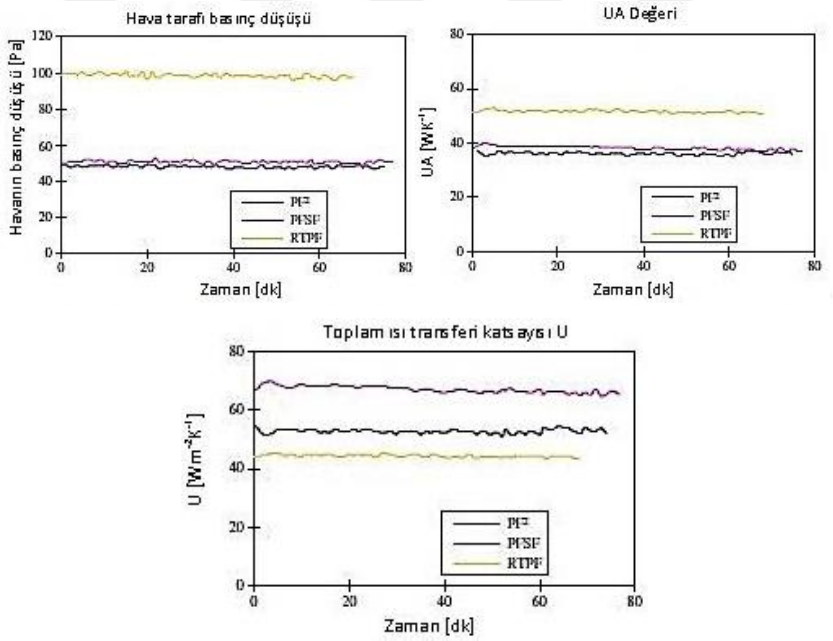
$$Q_{maks} = C_{min} \times (T_{a,giriş} - T_{r,giriş} \tag{2.10}$$

$$C^* = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{maks}} \tag{2.11}$$

$$UA = (\dot{m}C_p)_{min} NTU \quad (2.12)$$

$$U = \frac{UA}{A} \quad (2.13)$$

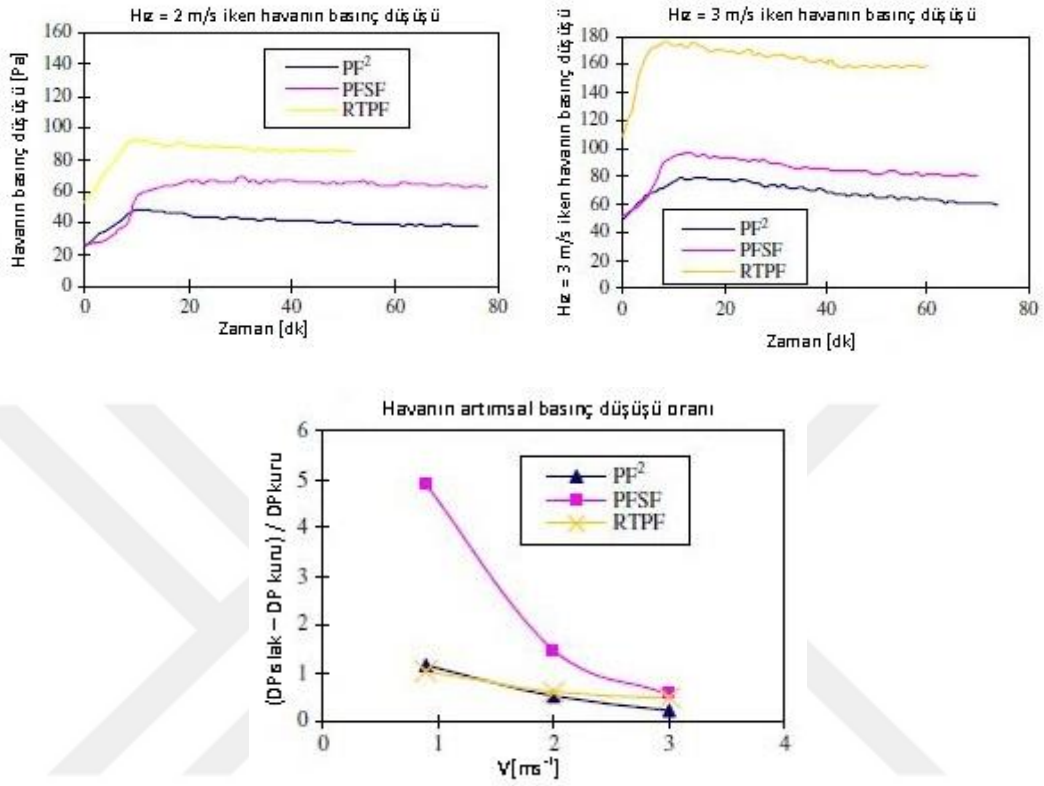
Bu üç tip ısı değiştiricisinin kuru şartlar altında yapılan testlerin sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 2.23'de gösterilmiştir. PF2 ve PFSF tip ısı değiştiricileri için basınç düşüşleri yaklaşık olarak aynıdır ancak RTPF tip ısı değiştiricisinde basınç düşüşü diğerlerine göre daha büyüktür. Aynı şekilde UA değerleri de PF2 ve PFSF tip ısı değiştiricileri için yaklaşık eşittir, fakat RTPF tip ısı değiştiricisinin değeri diğerlerine göre daha büyüktür. Toplam ısı geçişi katsayısı ise PFSF için en büyüktür. Bu üç tip ısı değiştiricisi içerisinde kuru şartlar altında yapılan testlerin sonucuna göre RTPF tip ısı değiştiricisi diğerlerine göre ısıl ve hidrolik performansı daha kötüdür.



Şekil 2. 23 Testlerin kuru şartlar için karşılaştırmalı olarak sonuçları

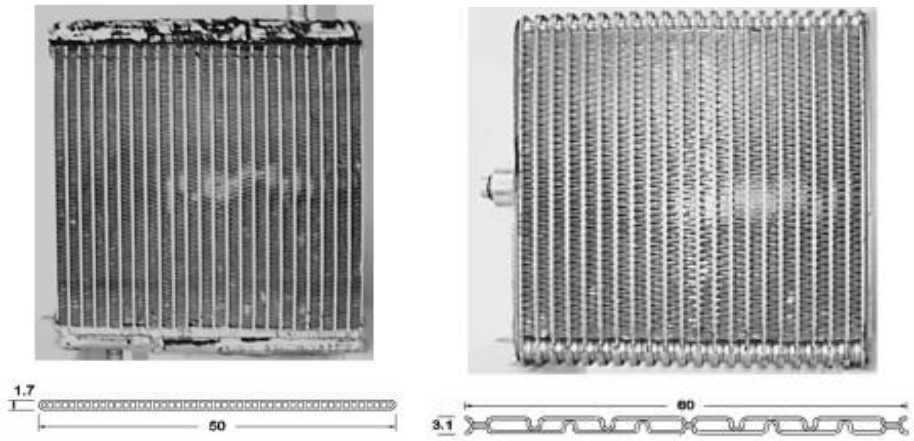
Aynı kuru şartlar gibi, bu üç tip ısı değiştiricisi için ıslak koşullar altında deneyler yapılmıştır. Bu deneylerin sonuçları karşılaştırmalı olarak şekil 4'te gösterilmiştir. Kuru şartlar altında olduğu gibi, ıslak koşullar altında da hava tarafı basınç düşüşü PF2 tip ısı değiştiricisi için en düşüktür. Bu PF2 tip ısı değiştiricisinin PFSF tip ısı değiştiricisin göre daha iyi drenaja sahip olduğunun göstergesidir. Bu ısı değiştiricilerinin artımsal oranları karşılaştırmalı olarak Şekil 2.24'te gösterilmiştir. Grafikten de açık bir şekilde görüldüğü gibi PFSF tip ısı değiştiricisi en büyük basınç düşüşü oranına sahiptir. Çünkü birim ısı

transferi alanında PFSF tip ısı değiştiricilerinin yüzeyi en fazla suyu tutmaktadır. Bu oran, hız artışı ile birlikte azalmaktadır. Çünkü hava hızının artışıyla yüzeydeki yoğuşan su damlacıkları daha kolay ayrışmaktadır.



Şekil 2. 24 Testlerin ıslak şartlar için karşılaştırmalı olarak sonuçları

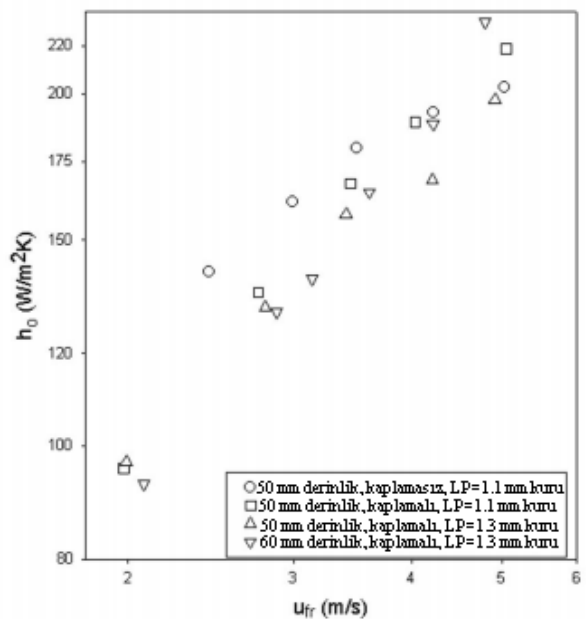
McLaughlin ve Webb [16] tarafından gerçekleştirilen çalışmada panjurlu kanatlı buharlaştırıcılarda hava tarafı performans deneyleri yapılmıştır. Yoğuşan su, buharlaştırıcıların komşu kanatlarının ve panjurlarının arasında köprü gibi davranabilir. Bu köprüler ile birlikte buharlaştırıcıların hava tarafı ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşün karakteristiklerinde değişiklikler meydana gelebilir. Bu çalışmada bu değişikliklerin değerleri ve hangi parametrenin ne kadar etkilediği incelenmiştir. Çalışmadaki rüzgar tüneli testleri hem ıslak şartlar hem de kuru şartlar için yapılmış, kritik panjur aralığı bulunmaya çalışılmıştır. Çalışma kapsamında 5 farklı buharlaştırıcıda testler yapılmıştır. Bu buharlaştırıcıların farklı geometrik özellikleri vardır. Her bir buharlaştırıcının ön alanı 203*227 mm^2'dir. Şekil 2.25'te 50 ve 60 mm'lik buharlaştırıcıların önden görünüşü verilmiştir.



Şekil 2. 25 Buharlaştırıcıların önden görünümü

Deneyler, 24 ℃ kuru termometre hava giriş sıcaklığında, minimum %85 hava giriş bağıl neminde (çiğ noktası sıcaklığı 21 ℃) yapılmıştır. Kuru deneyler için su giriş sıcaklığı 60 ℃, ıslak deneyler için ise su giriş sıcaklığı 3 ℃'dir. Su debisi ise, 2.271 l/s'dir.

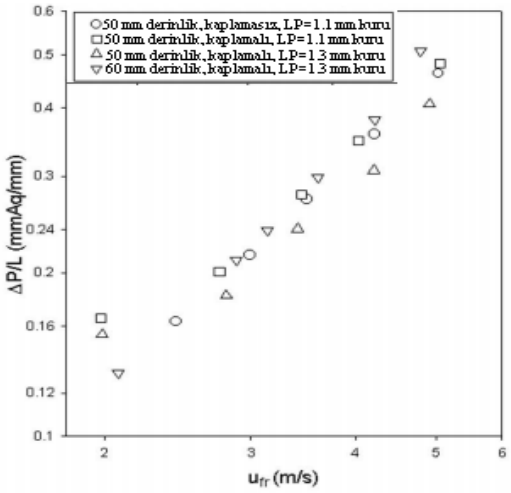
1.6 mm kanat aralığına sahip 4 farklı buharlaştırıcıda hava tarafı ısı transfer katsayısının değişimi kuru şartlar için Şekil 2.26'da verilmiştir.



Şekil 2. 26 Kuru şartları için hava tarafı ısı transfer katsayısıları

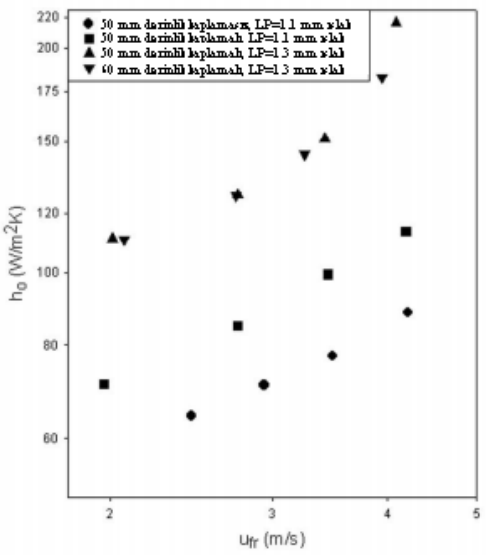
50 ve 60 mm'lik aynı kanat aralığına sahip buharlaştırıcılarda ısı transfer katsayısı aynıdır. Bir başka deyişle boru geometrisinin hava tarafı ısı transferi katsayısına etkisi yoktur. Aynı şekilde panjur aralığının 1.3 mm'den 1.1 mm'ye azaldığında da ısı transfer

katsayısının değişiminde belirli bir etki yoktur. Hava tarafı basınç düşüşü Şekil 2.27'de verilmiştir.



Şekil 2. 27 Kuru şartlar için hava tarafı basınç düşüşü

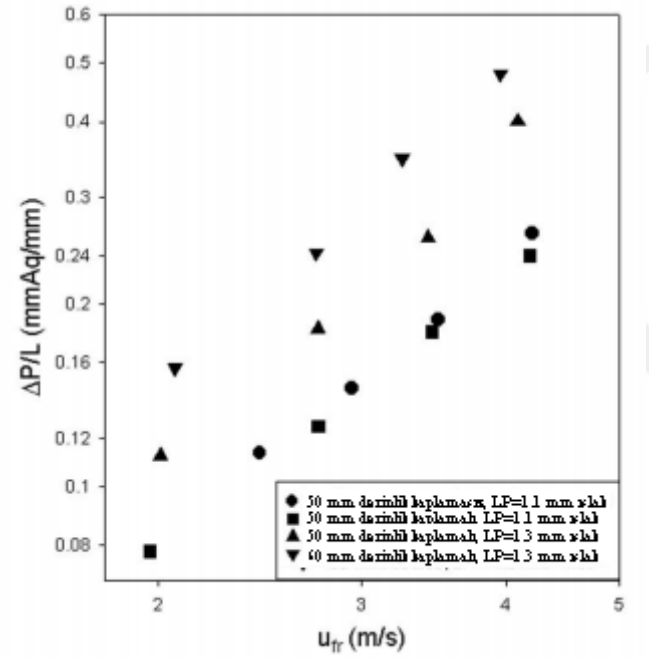
İlk olarak 50 mm'lik buharlaştırıcıda kaplamanın etkisi incelenmiştir ve kaplamanın etkisi görülmemiştir. Panjur aralığının 1.3 mm olduğu durumda basınç düşüşü çok az miktarda daha azdır. 1.3 mm panjur aralığına sahip 50 ve 60 mm'lik buharlaştırıcıların birbiri ile karşılaştırılmasında ise, 60 mm'lik buharlaştırıcı yaklaşık olarak %10 kadar daha fazla ΔP/L oranına sahiptir. Bunun sebebi olarak daha büyük boru kalınlığı sonucu havanın daha fazla blokaja uğraması gösterilebilir. Isı transfer katsayısının tamamen ıslak koşullar altındaki sonuçları Şekil 2.28'de verilmiştir.



Şekil 2. 28 Islak koşullar için hava tarafı ısı transfer katsayısıları

50 mm'lik 2 farklı panjur aralığına sahip buharlaştırıcıların birbiri ile karşılaştırılmasında ise, panjur aralığının 1.3 mm olduğu durumdaki ısı transfer katsayısı 1.1 olduğu duruma göre %30-40 daha fazladır. Ayrıca hidrofilik kaplama ile 50 mm'lik 1.1 mm panjur aralığına sahip buharlaştırıcının ısı transfer katsayısı kaplamasıza göre %25 daha fazladır. Bir başka deyişle yüzey kaplamasının önemli bir etkisi vardır.

Şekil 2.29'da ise ıslak koşullar için basınç düşüşünün etkisi verilmiştir. Bu grafiğe göre kaplamanın basınç düşüşü üzerinde ciddi bir etkisi yoktur. Ancak 50 mm'lik buharlaştırıcıda 1.3 mm panjur aralığına sahip buharlaştırıcının 1.1 mm panjur aralığına sahip buharlaştırıcıya göre basınç düşüşü %10-15 daha büyüktür.



Şekil 2. 29 Islak koşullar için hava tarafı basınç düşüşü

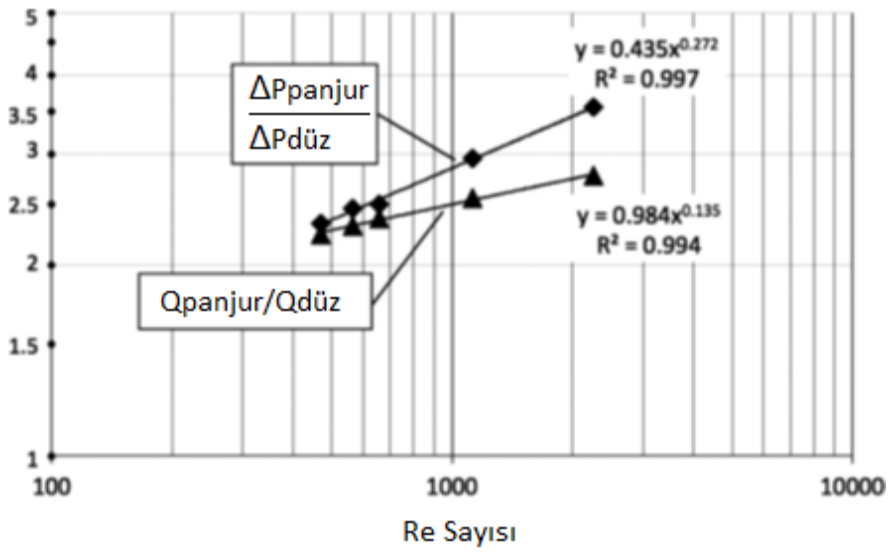
Panjur aralığının 1.3 mm'den 1.1 mm 'ye azalmasıyla birlikte hava tarafı ısı transfer katsayısı yaklaşık %30 azalmaktadır. Kritik panjur aralığının değeri 1.1-1.3 mm olduğu belirlenmiştir.

Yüzey kaplamasının etkisi ise Şekil 2.26'dan anlaşılmaktadır. Kaplamasız buharlaştırıcıların ısı transfer katsayısı az bir miktar daha büyüktür. Bu sonuç şu şekilde açıklanabilir. Yüzey kaplaması ile birlikte yüzeyde bir miktar daha ısıl direnç meydana gelmiştir. Şekil 2.28'den ise yüzey kaplamasının ıslak koşullar için etkisi verilmiştir. Yüzey kaplaması ile birlikte ısı transfer katsayısının değeri kaplamalı buharlaştırıda %25

daha fazla çıkmıştır. Bu durum ise, yüzey kaplaması ile kanatlar ve panjurlar arasında oluşan yoğuşma suyu köprülerinin azalmasıdır.

Kanat aralığının 2.4 mm'den 1.6 mm'ye azalması ile ısı transfer katsayısında ciddi bir değişim meydana gelmemiştir. Kanat aralığının azalması ile oluşan en büyük fayda hava tarafı ısı transfer alanının artmasıdır.

Gorman vd [17] tarafından gerçekleştirilen çalışmada yassı kanalda düz ve panjurlu kanat hali için ısı transferi ve basınç düşüşü karşılaştırması gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.30'da görüldüğü üzere çalışılan Reynolds sayısı aralığında, ısı transferi hızındaki iyileşme oranı 2,2-2,8 aralığında iken aynı Reynolds değerlerinde basınç düşüşünün oranı 2,3- 3,6 aralığındadır. Beklenilenin aksine, panjurlu yapıdaki basınç düşümü ısı transfer hızındaki artıştan daha yüksektir.

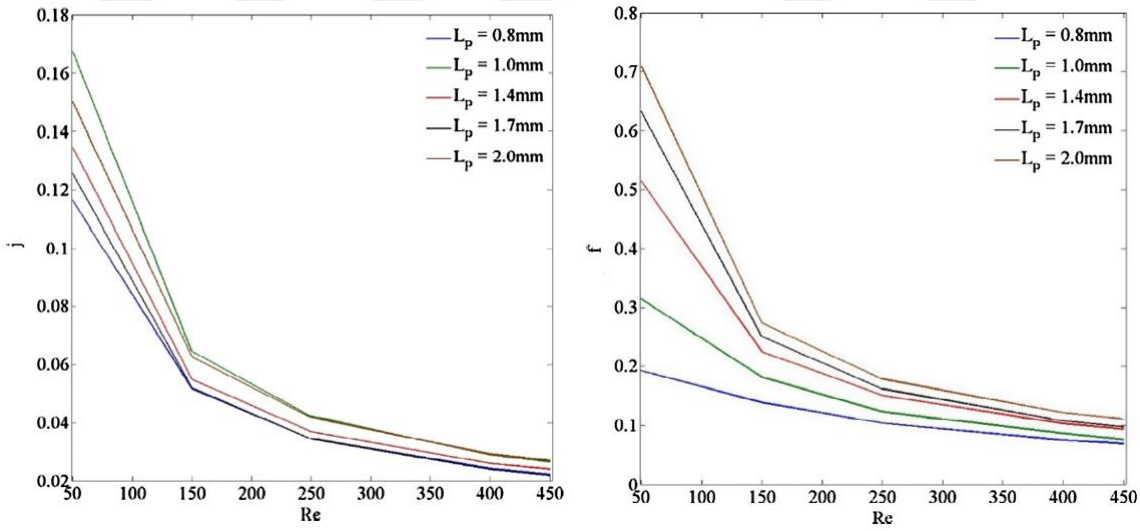


Şekil 2. 30 Boyutsuz Olarak Isı Transferi ve Basınç Düşümü Sonuçları

A. Saleem ve M.H. Kim [18] tarafından farklı kanat konfigürasyonlarında hava tarafı ısıl performansın değişimi incelenmiştir. Bu çalışma, evsel ve mobil hava şartlandırma sistemlerinde kullanılan kompakt çoklu panjurlu kanatlı ve yassı borulu ısı değiştiricilerin üç boyutlu kararlı rejim analizini içermektedir. Isı transfer analizi, Reynolds sayısının laminar (50-450) aralığı ve panjur yüksekliklerine (0.8,1.0,1.4,1.7 ve 2.0mm) bağlı olarak beş farklı geometrik konfigürasyonda gerçekleştirilmiştir. Tüm geometrik konfigürasyonlarda, yerel ısı transfer katsayıları ve basınç düşüşleri Colburn j katsayısı ve f katsayısı ile ifade edilmiştir. Ek olarak, kanat yüksekliğinin ısıl-hidrolik

performans üzerine etkisi kanat yüksekliği boyunca yerel Nusselt sayısı baz alınarak incelenmiştir.

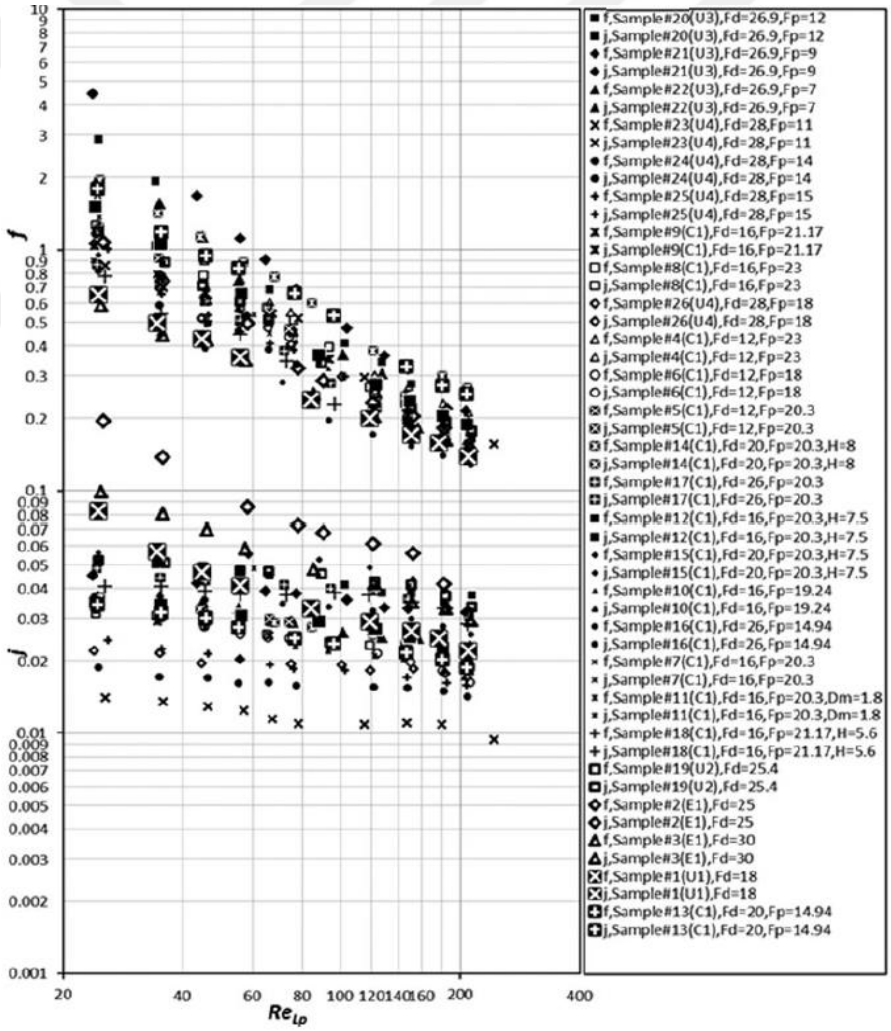
Gerçekleştirilen çalışmalar neticesinde kanat yüksekliğini düşürmek, minikanal ısı değiştiricilerde hacimde ciddi bir düşüşle birlikte aynı ısıl performansı sağlayıp istene ısıl- hidrolik performansı karşılamıştır. Panjur yüksekliğinin azaltılması, akışın ivmelenmesiyle birlikte yerel ısı transfer katsayısında artış sağlamıştır. Daha fazla panjur içeren yapının ısı değiştirici performansını daha da iyileştirilebileceği düşünülmektedir. Panjur yüksekliğinin azaltılması yerel ısı transfer katsayısında artış gösterse de, panjur yüksekliğine göre elde edilen ısı transfer katsayıları değişkenlik gösterebilir. Bununla birlikte, panjur yüksekliği azaldıkta basınç düşümünde farkedilir bir artış görülmektedir. Panjur yüksekliğinin 0.8mm olduğu geometrik konfigürasyonda panjur yüksekliğinin 1.7 mm olduğu duruma kıyasla, ortalama Nusselt sayısında oransal olarak en yüksek artış görülmüştür (%97-116.1). Bununla birlikte basınç düşüşü artışı %75-406 olarak gözlemlenmiştir. Şekil 2.31'de görüldüğü üzere 1mm panjur yüksekliğinde optimum ısı transfer ve basınç düşüşü karakteristiği yakalandığından bu panjur yüksekliği önerilmektedir.



Şekil 2. 31 j ve f Katsayılarının Re Sayısına Bağlı Değişimi

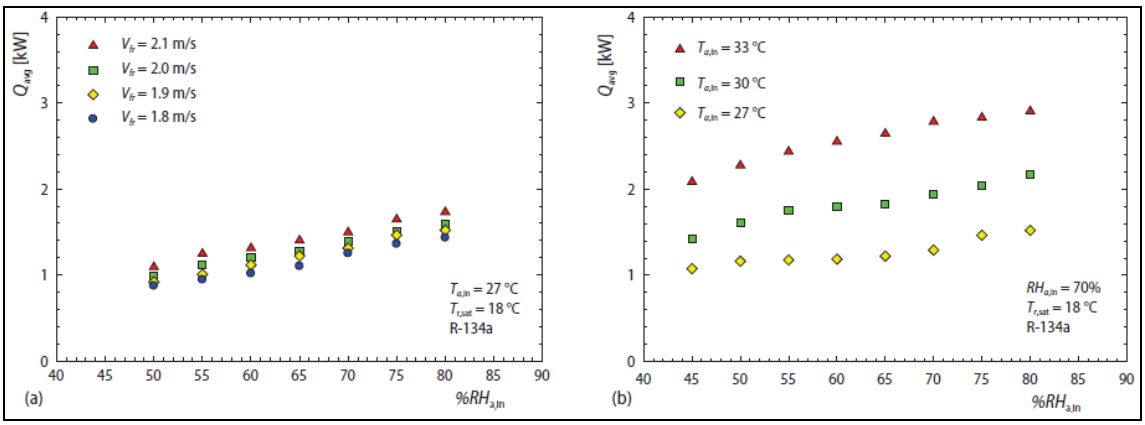
P.Shinde ve C.X.Lin [19] tarafından, panjurlu kanatlı ve yassı borulu kompakt ısı değiştiricilerinin düşük Reynolds sayılarında (20-200) ısı transferi ve basınç düşüşü deneysel olarak incelenmiştir. Varolan düşük hızlı rüzgâr tünelinde 26 adet dalgalı panjurlu kanat tip ısı değiştirici test edilmiştir. Deneysel verilerden elde edilen sekiz

adet boyutsuz parametre (kanat aralığı, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı, panjur aralığı, panjur açışı, panjur uzunluğu, kanal yüksekliği ve kanal derinliği kullanılarak Colburn j katsayısı ve f katsayısı için yeni korelasyonlar oluşturulmuştur. Sonuçlar Re sayısı ve j katsayısı ilişkisinde ısı transferinin düşük ve yüksek Reynolds sayılarında farklı davrandığı göstermektedir. Test sonuçlarına göre f ve j faktörü karşılaştırmasıyla iki farklı akış rejiminin oluştuğu görülmekte olup 20<Re<80 ile 80<Re<200 aralıkları için sekiz parametreye bağlı iki farklı korelasyon seti elde edilmiştir. 20<Re<80 aralığında j katsayısı için oluşturulan korelasyonun belirsizliği %19.66, f katsayısının belirsizliği %13.53; 80<Re<200 aralığı için j katsayısı korelasyonunun belirsizliği %22.12, f katsayısının belirsizliği ise %10.68'dir. Şekil ait 2.32'de 26 farklı geometriye ait j ve f katsayılarının Re sayısına bağlı değişimi görülmektedir.

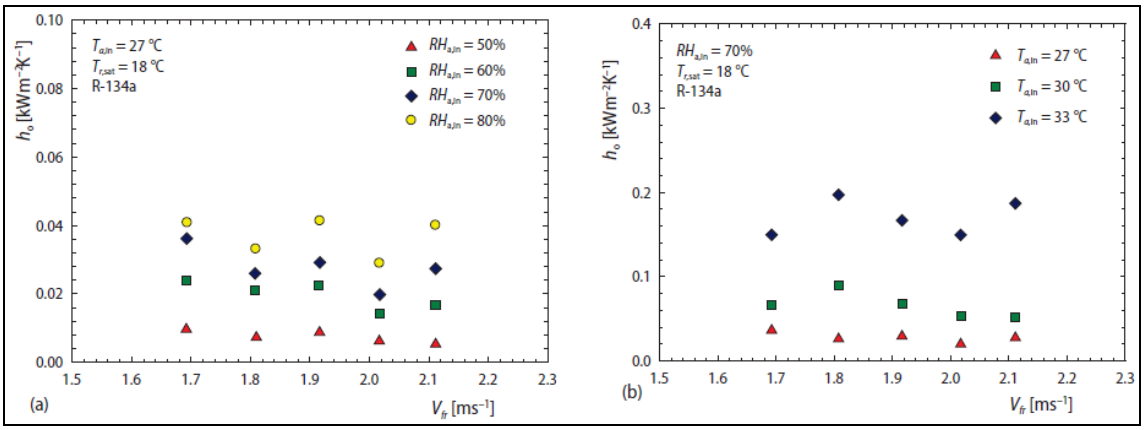


Şekil 2. 32 Tüm Numuneler için Re Sayısına Bağlı f ve j Katsayıları

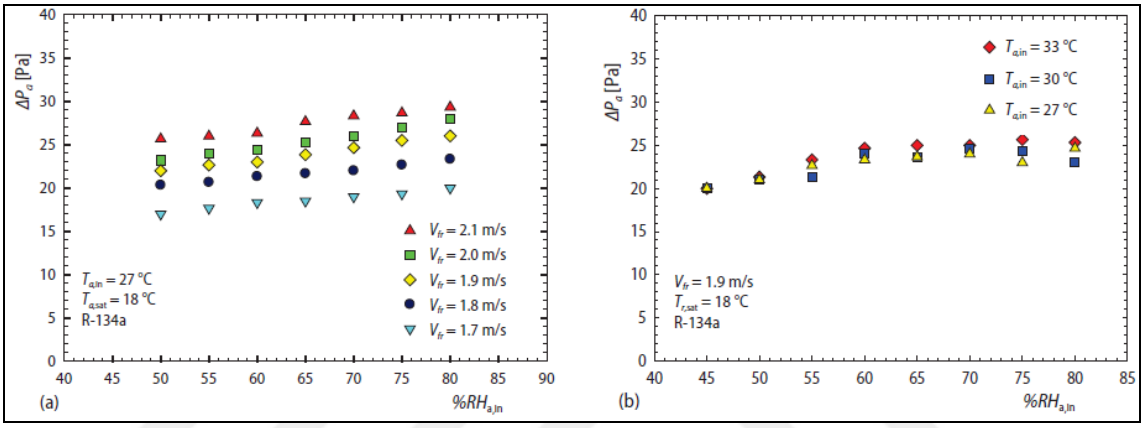
R.Srisomba vd [20] tarafından ıslak yüzey koşullarında minikanal ısı değiştiricilerin çalışma şartlarına bağlı olarak hava tarafı ısı transferi ve basınç düşümü deneysel olarak çalışılmıştır. Test ünitesi, çoklu panjurlu kanat minikanallı ısı değiştiriciden oluşmaktadır. Testler giriş bağıl nemi, giriş hava hızı, giriş hava sıcaklığı ve soğutucu akışkan sıcaklığı parametrelerinin hava tarafı performansına etkilerinin incelenmesini içermektedir. Deneysel datalar ortalama entalpi farkı metodu kullanılarak analiz edilmiştir. Testler, havanın bağıl nemi %45 ile %80 aralığında, hava giriş sıcaklığı 27°C,30°C ve 33°C, soğutucu akışkan doyma sıcaklıklarının 18 ve 22°C ve Reynolds sayısı 128-166 değerleri aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar giriş bağıl neminin, giriş hava sıcaklığının ve soğutucu akışkan sıcaklığının ısı transfer performansı ve hava tarafı basınç düşümü üzerinde kayda değer bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Islak yüzey koşullarında minikanallı ısı değiştiricilerin ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü Colburn j katsayısı ve f katsayısı ile değerlendirilmiştir. Giriş bağıl nemi ve giriş hava sıcaklığı arttıkça ıslak kanat verimi hızla azalmaktadır. Şekil 2.33 ve Şekil 2.34'de görüldüğü üzere giriş hava hızı, giriş bağıl nemi ve giriş hava sıcaklığı arttıkça soğutucu akışkan doyma sıcaklığı ise azaldıkça nem alma kapasitesi artmaktadır. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığı azaldıkça, giriş bağıl nemi ve hava giriş sıcaklığı arttıkça ısı transfer katsayısı artmaktadır. Şekil 2.35 ve Şekil 2.36'da görüldüğü üzere bağıl nem ve giriş hava hızı dar kanat aralığı, dar panjur aralığı ve dar akış derinliği içeren ısı değiştirici koşullarında hava tarafı basınç düşümü üzerine kayda değer bir etkiye sahipken hava ve soğutucu akışkan sıcaklığının etkisi küçük kalmaktadır.



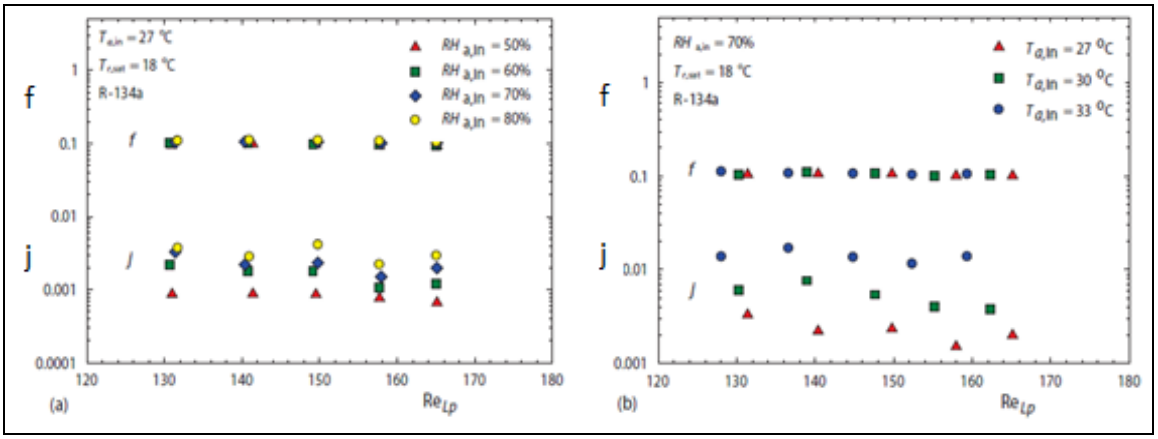
Şekil 2. 33 Giriş Havası Hızının (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) Isı Transfer Değerine Etkisi



Şekil 2. 34 Bağıl Nemin (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) Isı Taşınım Katsayısına Etkisi



Şekil 2. 35 Giriş Havası Hızının (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) Basınç Kaybına Etkisi

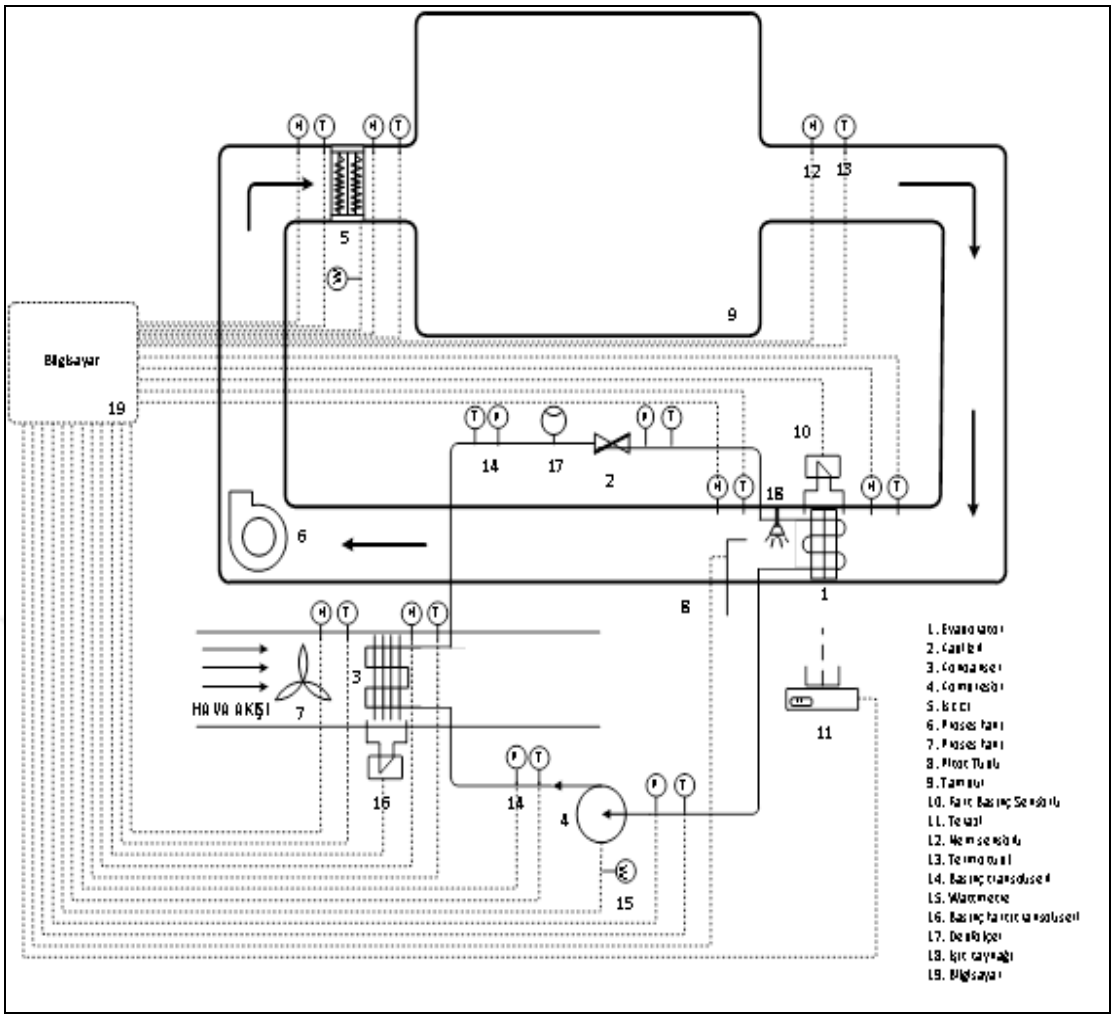


Şekil 2. 36 Bağıl Nemin (a) Giriş Hava Sıcaklığının (b) f ve j Katsayılarına Etkisi

BÖLÜM 3

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

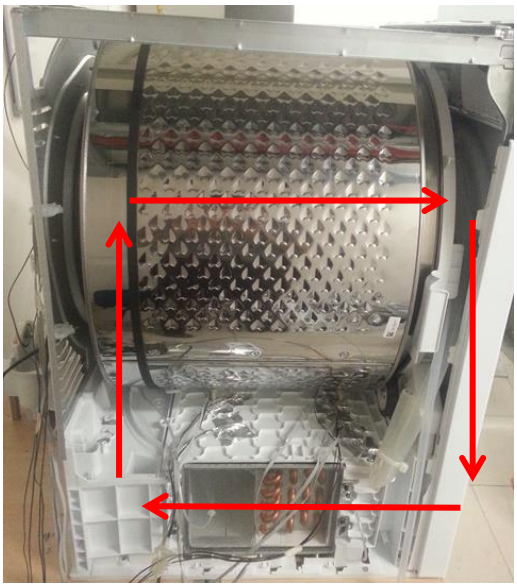
Tez çalışması kapsamında kurulan deney düzeneğinde minikanal buharlaştırıcıların hava tarafı ısıl ve hidrolik performansları ölçülebilir hale gelmiş ve planlanan testler gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında hazırlanan deney düzeneği, çamaşır kurutma makinalarının çalışma koşullarını karşılayacak ve ısı pompası sisteminin buharlaştırıcısının ısı ve kütle transferi performans analizlerine olanak sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Tez için hazırlanan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Bu deney düzeneğinde üç farklı çevrim vardır. Birinci çevrim; kurutma makinası yapısı üzerine kurulmuş ısıtıcı, buharlaştırıcı, fan ve tamburdan oluşan kapalı çevrimdir. Havanın bağıl nem değerinin ayarlanması için 5kg ağırlıkta standart pamuklu havlu yükleri, ağırlığının %60'ı oranında ıslatılarak kullanımıştır. İkinci çevrim; soğutucu akışkan çevrimi, üçüncü çevrim ise yoğuştucunun yer aldığı açık çevrimdir. Aşağıda çevrimlere ait bilgiler detaylı olarak anlatılmaktadır.



Şekil 3. 1 Tez kapsamında hazırlanan deney düzeneği

3.1 Buharlaştırıcı Kapalı Çevrimi

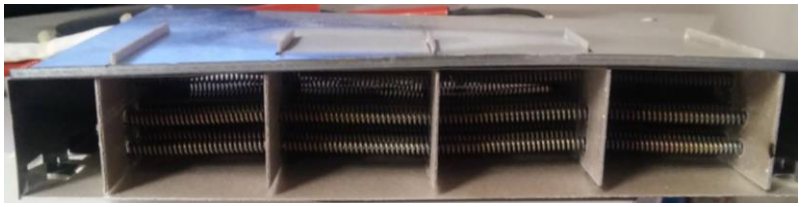
Hazırlanan deney düzeneğinde, ısıl ve hidrolik yönden performansı incelenecek olan buharlaştırıcının içinde bulunduğu çevrimdir. Bu çevrimde ısı değiştiricisi ile ısı ve kütle transferi gerçekleştirecek olan hava dolaştırılmaktadır. Bu çevrimde, ısı pompalı kurutma makinalarının alt şasisi, kurutma makinalarının arkasında bulunan hava yönlendirme kapağı, nem kaynağı olarak kullanılan çamaşırların yer aldığı tambur ve iki adet filtre bulunmaktadır. Isı pompası sistemlerinde kullanılan yoğuşturucu şasiden çıkarılmış, bunun yerine sistemin yoğuşturucu kapasitesinden bağımsız olarak sisteme gereken ısıl yük sağlanmıştır. Şekil 3.2'de kapalı çevrime ait sistemin yandan görünüşü verilmiştir.



Şekil 3. 2 Kapalı çevrim kurutma makinası sistemi

Bu deney düzeneğinde, Şekil 3.3'te görüleceği gibi buharlaştırıcı tarafı şasi yan kısmı şeffaf şekilde yapılmıştır. Buradaki amaç, buharlaştırıcı bölgesinde oluşacak yoğuşmanın gözlemlenmesidir. Şekil 3.3'te ısıl yükün karşılandığı ısıtıcının arka kapaktaki konumu ve direnç tipi ısıtıcının yandan görünüşü gösterilmiştir.





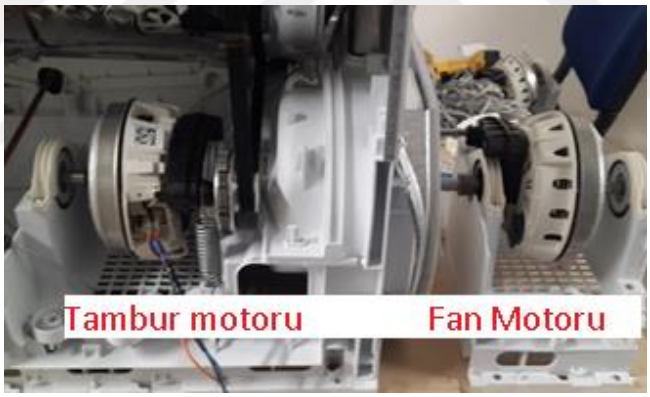
Şekil 3. 3 Isıtıcı ve ısıtıcının tambur girişinde yerleşimi

Isıtıcı, bir varyak yardımıyla farklı güçler verilerek sisteme gereken ısıl yük sağlanmıştır. Isıtıcıyı beslemek için kullanılan varyak Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3. 4 Deney düzeneğinde kullanılan varyak

Kapalı çevrim sisteminde iki adet birbirinden bağımsız değişken devirli motor kullanılmıştır. Bu motorlardan bir tanesi tamburun tahrik edilmesi için, diğeri ise proses havası için kullanılan fanın tahrik edilmesi için kullanılmıştır. Bu motorun değişken devirli olmasıyla birlikte, farklı hava debilerinde buharlaştırıcının ısıl ve hidrolik performansları verisi için gereken deneyler yapılabilmiştir. Şekil 3.5'te motorların görünümüne yer verilmiştir.



Şekil 3. 5 Kapalı çevrim için kullanılan motorlar

Ayrıca deney düzeğinde buharlaştırıcıda meydana gelen hava tarafı basınç kaybının ölçülmesi için buharlaştırıcı giriş ve çıkışlarına basınç prizleri yerleştirilmiş ve bu prizler pnömatik hortumlar vasıtasıyla fark basınç transdüserine bağlanmıştır. Bu sensör buharlaştırıcı girişinden ve çıkışında dörder noktasından ölçüm almaktadır. Dört farklı noktadan ölçüm alınarak yapılan hatanın en aza indirgenmesi amaçlanmıştır. Bu noktalar kanal geometrisinin her yüzeyine paralel bir şekilde bağlanmıştır. Sensörün görünüşü Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



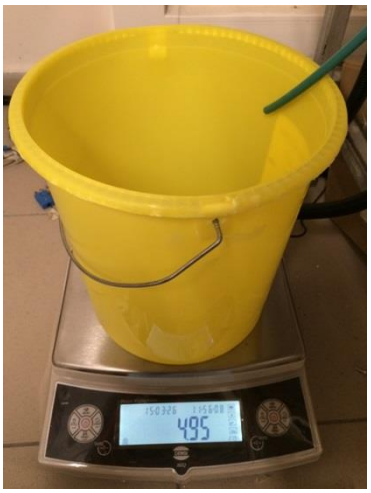
Şekil 3. 6 Fark basınç sensörü

Bunlara ek olarak, deney düzeneğinin birçok yerinden sıcaklık ve bağıl nem ölçümleri yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri için, T-tipi ısıl çift kullanılmıştır. Bağıl nem ölçümleri için ise, Sensirion marka bağıl nem sensörleri kullanılmıştır. Buharlaştırıcı girişine ve çıkışına üç farklı noktaya toplam altı adet ısıl çift ve bağıl nem sensörü bağlanmıştır. Bu sensörlerin konumu Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 7 Buharlaştırıcı girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık ve nem sensörleri

Deneyler sırasında buharlaştırıcı üzerinde yoğuşan suyun toplanması için bir adet su toplama kabı ve 0,05 gr hassasiyetli terazi sisteme bağlanmıştır. Bu terazi ile deneyler sırasında anlık olarak veri alınmıştır. Anlık olarak alınan bu verilerle farklı buharlaştırıcılar için nem alma hızları kolayca hesaplanabilmiştir. Bu terazi ve kovanın resmi Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 8 Terazi ve kova

Kapalı çevrim debisi, havanın tambura giriş noktasına yerleştirilen sabit bir halde bulunan pitot tüpünden ölçülmüştür. Pitot tüpünden hesaplanan hız değeri ile sistemin debisi anlık olarak ölçülmüştür. Şekil 3.9'da pitot tüpünün tambur girişindeki konumu ve pitot tüpünün entegre edildiği mikromanometre gösterilmiştir.



Şekil 3. 9 Pitot tüpünün tambur girişinde konumu ve manometre

3.2 Soğutucu Akışkan Çevrimi

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda, bu tip deney düzenekleri için bir soğutma çevrimi ya da bir su banyosu kullanılmıştır. Bu düzenekte ısı pompalı soğutma çevrimi kullanılmıştır. Bu çevrim, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kısılma vanası ve kompresörden meydana gelmektedir. Belirlenen test parametrelerinden biri de buharlaştırıcı

sıcaklığıdır. Farklı test koşullarında gereken farklı ısıl kapasiteleri karşılayabilmek ve buharlaşma sıcaklığını sabit tutabilmek amacıyla değişken devirli rotary tip kompresör kullanılmıştır. Bu kompresörün görünüşü Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3. 10 Değişken devirli kompresör

Bu kompresörün değişken devirlerde kullanılması amacıyla kompresöre bir sürücü bağlanmıştır. Bu sürücü ile birlikte kompresör istenilen devirlerde çalıştırılmıştır.



Şekil 3. 11 Değişken devirli kompresör sürücüsü

Ayrıca, bu deney düzeğine buharlaştırıcı sıcaklığında meydana gelebilecek en küçük değişikliğin hava giriş sıcaklığını ve hava bağıl nemini etkilediği ve sistemin istenilen değerlerde daha kararlı bir şekilde rejimde kalabilmesi için soğutkan çevrimine iğne valf eklenmiştir. Bu valf Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 12 Kısılma vanası

Bu valf ve kompresör yardımıyla buharlaştırıcı içindeki akışkanın kızgın buhar olması engellenmiş, soğutucu akışkanın çift faz ile dolu olması sağlanmıştır.

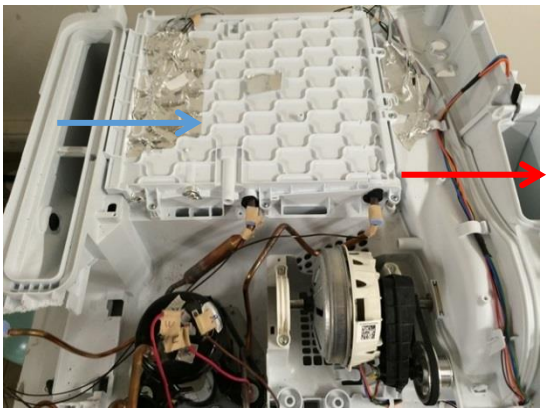
Bu deney düzeğine soğutucu akışkan debisinin anlık olarak ölçülmesi ve daha doğru sonuçlar elde etmek için bir adet Siemens marka debimetre bağlanmıştır. Bu debimetre Şekil 3.13'te gösterilmiştir.



Şekil 3. 13 Coriolis Soğutucu Akışkan Debimetresi

3.3 Yoğuşturucu Açık Çevrimi

Deney düzeneğinde, buharlaştırıcıyı hedeflendiği gibi şartlandırmak ve sistemin belirli bir süre rejimde kalmasını sağlamak amacıyla ısı pompası sisteminin kondenseri açık sistem bir hava kanalına yerleştirilmiştir. Bu açık sistemin görünüşü Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



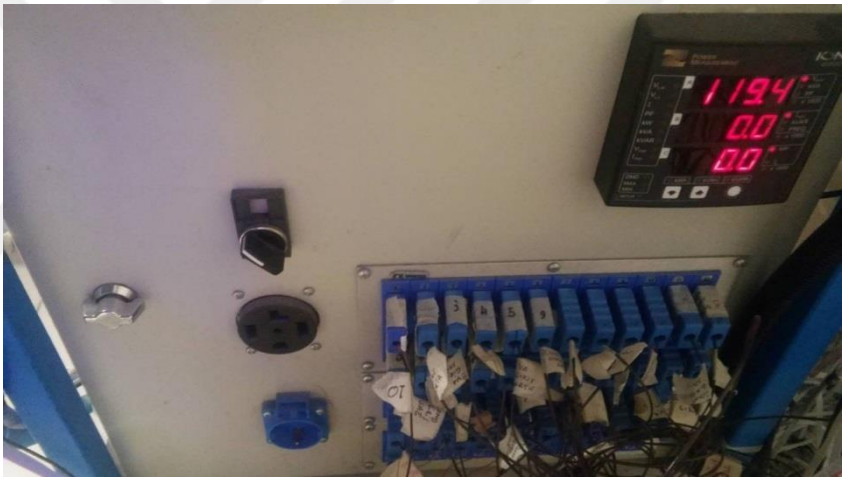
Şekil 3. 14 Açık çevrim yoğuşturucu hava kanalı

Bu çevrimde, kondenserin şartlanması dış ortamdan çekilen hava ile sağlanmıştır. Şekil 3.14'te görülen değişken devirli motor ile yoğuşturucu üzerinden farklı hava debisi geçirilmiş ve yoğuşturucunun istenen şartlarda çalışması sağlanmıştır. Hava tarafı

kapalı çevriminde olduğu gibi, açık çevrimli kanalda da yoğuşturucu giriş ve çıkışına sıcaklık ve bağıl nem sensörleri entegre edilmiştir. Bu sensörler kullanılarak kondenser tarafından dışarıya atılan ısı hesaplanabilmiştir. Böylece, soğutkan hattı üzerinden de termodinamiksel eşitlikler kurulabilmiştir. Ayrıca bu kanalın da debisi anlık olarak ölçülmüştür.

3.4 Veri Toplama Ünitesi

Deney düzeneği kurulduktan sonra, sistemin işler hale gelmesi için deney düzeneğine entegre edilen sensörlerin önce veri toplama ünitelerine bağlanması ve bu ünitelerin bilgisayara bağlanması sağlanmıştır. Veri toplama ünitesine, sisteme bağlanan ısıl çiftler bağlanmıştır. Bu ısıl çift bağlantıları veri toplama ünitesinin dış kısmındadır. Veri toplama ünitesi şekil 3.15'te gösterilmiştir.



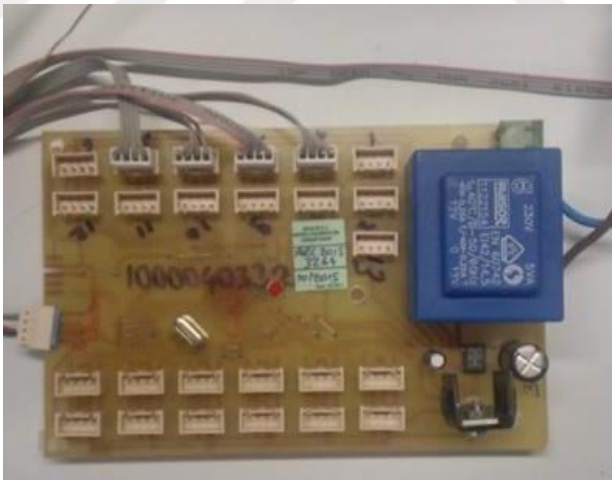
Şekil 3. 15 Veri toplama ünitesi

Veri toplama ünitesine ek olarak, soğutkan çevrimindeki akışkanın basıncını kullanmak için basınç transdüseri kullanılmıştır. Basınç transdüserinin görünüşü Şekil 3.16'da gösterilmiştir. Bu basınç transdüseri soğutkan çevriminin dört noktasından anlık olarak ölçüm almaktadır. Bu noktalar, kompresör çıkışı, kısılma vanası girişi, buharlaştırıcı girişi ve çıkışıdır.



Şekil 3. 16 Basınç transdüseri

Deneyler sırasında, kapalı çevrim içerisinde dolaşan nemli havanın bağıl nemini ölçmek için nem sensörleri devreye entegre edilmiştir. Bu nem sensörleri çıkış olarak dijital bir sinyal üretmektedirler. Bu nedenle, bağıl nem değerleri elektronik bir kart ile okunabilmektedir. Bu elektronik kart bilgisayara bağlanmış olup havanın farklı noktalardaki bağıl nemi anlık olarak ölçülebilmektedir. Nem sensörlerinin bağlandığı elektronik kart Şekil 3.17'de gösterilmiştir.

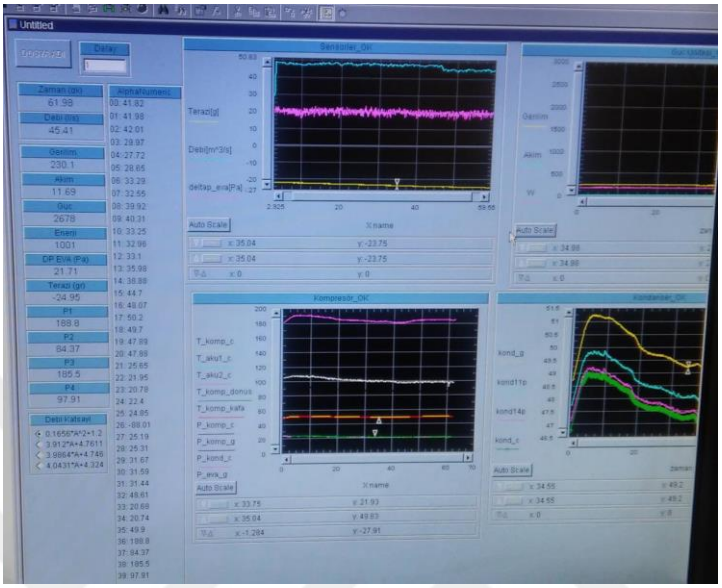


Şekil 3. 17 Nem sensörü kartı

Deney düzeneğinde kullanılan diğer sensörler, terazi, basınç farkı transdüseri ve mikromanometredir. Dijital verilerin bilgisayara aktarımı USB ve RS-232 kablolarıyla olmuştur.

Deney düzeneği üzerinde bulunan tüm sensörlerden anlık olarak veri alınabilmesi test parametrelerini hedeflenen değerlere ayarlayabilmek için önemlidir. Bunun için bu

sensörler HP VEE programı yardımıyla veri alma programı oluşturulmuştur. Bu program ile sıcaklık, nem debi, buharlaştırıcı giriş çıkışında basınç kaybı ve akışkanın basıncı anlık olarak görülebilmektedir. Ayrıca program arayüzünde yer alan grafiklerle de deneysel veriler kolayca yorumlanabilmiştir. Bu programın arayüzü Şekil 3.18'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 18 HP VEE programı arayüzü

Sistem üzerine entegre edilen sensörler Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3. 1 Sistemde bulunan sensörler

Sensör ismi	Miktar (adet)
Termokupl	36
Nem sensörü	15
Debimetre	1
Mikromanometre	1
Basınç Transdüseri	1
Basınç farkı transdüseri	1
Terazi	1

Deney düzeneği üzerinde bulunan ısıl çiftlerden bir kısmı kapalı çevrim havası hattında, diğerleri ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişlerine, çıkışlarına, ısı değiştiricilerinin

borularının dönüşlerine ve soğutkan devresi borularına lehimlenmiş olup soğutkan akışkanın sıcaklığı ölçülmüştür.

Buharlaştırıcı boru dönüşlerine bu ısıl çiftlerin lehimlenmesindeki amaç akışkanın borular içinde çift fazda yani kızgın buhar olup olmamasının görülüp gerekli tedbirlerin alınmasıdır. Deney düzeneğinde toplam 36 adet ısıl çift kullanılmıştır.

Çizelge 3. 2 Sistem üzerinde yer alan termokuplların konumları

Termokupl no	**Bağlantı noktası**	**Termokupl no**	**Bağlantı noktası**
1	Eva Giriş Sol	**19**	Kondenser Giriş
2	Eva Giriş Orta	**20**	Kondenser Çıkış
3	Eva Giriş Sağ	**21**	Kısılma Vanası Giriş
4	Eva Çıkış Sol	**22**	Eva Giriş
5	Eva Çıkış Orta	**23**	Eva Çıkış
6	Eva Çıkış Sağ	**24**	Kompresör Dönüş
7	Isıtıcı Giriş Sol	**25**	Eva 4.Pas
8	Isıtıcı Giriş Sağ	**26**	Eva 7.Pas
9	Tambur Giriş Sol	**27**	Eva 8.Pas
10	Tambur Giriş Sağ	**28**	Eva 9.Pas
11	Kanal Giriş Sol	**29**	Eva 11.Pas
12	Kanal Giriş Orta	**30**	Eva 12.Pas
13	Kanal Giriş Sağ	**31**	Eva 14.Pas
14	Kanal Çıkış Sol	**32**	Eva 17.Pas
15	Kanal Çıkış Orta	**33**	Kondenser 12.Pas
16	Kanal Çıkış Sağ	**34**	Akü 2 Çıkış
17	Kondenser 21.Pas	**35**	Akü 1 Çıkış
18	Kompresör Basma	**36**	Kompresör kafa

Deney düzeneğine yerleştirilen nem sensörlerinin listesi çizelge 3.3'te verilmiştir

Çizelge 3. 3 Sistem üzerinde yer alan nem sensörleri

Nem sensörü no	Bağlantı noktası	Nem sensörü no	Bağlantı noktası
H1	Eva Giriş Sol	**H9**	Kond Giriş Sol
H2	Eva Giriş Orta	**H10**	Kond Giriş Sağ
H3	Eva Giriş Sağ	**H11**	Kond Çıkış Sol
H4	Eva Çıkış Sol	**H12**	Kond Çıkış Orta
H5	Eva Çıkış Orta	**H13**	Kond Çıkış Sağ
H6	Eva Çıkış Sol	**H14**	Isıtıcı Giriş Sol
H7	Tambur Giriş Sol	**H15**	Isıtıcı Giriş Sağ
H8	Tambur Giriş Sağ		

Deneyler sırasında, HP VEE programı yardımıyla sistemde kullanılan tüm sensörlerden 5 sn'de bir veri alınmaktadır. Deneyler sırasında alınan bu veriler Microsoft Excel programına kaydedilmektedir. Kaydedilen bu veriler yardımıyla yapılan deneyler sonucu buharlaştırıcıların ısıl ve hidrolik performansları hesaplanmıştır.

3.5 Deney Prosedürü ve Veri Alma Süresi

Deneyler, hazılanan deney talimatına göre yapılmıştır. Bu deney talimatında deney yapılışında izlenen adımlar ve veri alma metodu belirlenmiştir. Talimatın adımları aşağıdaki gibidir;

- Buharlaştırıcı test kesitine yerleştirilerek boru bağlantıları yapılır.
- Sistem vakum pompası ile 60 dakika boyunca vakumlanarak, sistem içerisindeki havanın uzaklaştırılması sağlanır.
- Sisteme kompresör borusu üzerindeki servis borusu yardımıyla R134a soğutkanı şarj edilir.
- Buharlaştırıcı üzerinden geçecek nemli havanın akümülasyonu için 5kg ağırlığında standart pamuklu yük çamaşır makinasında yıkanıp 1000 d/d

değerinde sıkılarak %60 bağıl nem değerine ulaştırıldıktan sonra test makinasının tamburuna yüklenir. Yalnızca havlu yükü kullanılır.

- Veri Toplama Sistemi çalıştırılır.
- Test makinasının tambur ve fan motorları çalıştırılır. Sürücü üzerinden rpm değeri ayarlanıp set edilerek kompresörün çalıştırılması sağlanır. Tambur girişindeki ısıtıcı çalıştırılarak teste başlanır.
- Hava tarafı şartlarının sağlanması için ısıtıcı kapasitesi, tambur devri ve fan motor devri değiştirilerek giriş havası sıcaklığı, giriş bağıl nemi ve hava hızı ayarlanmaktadır. Soğutkan tarafı şartların sağlanması için kompresör rpm değeri, soğutkan şarj miktarı ve kısılma vanasının konumu değiştirilerek buharlaştırıcının tüm paslarında iki fazlı akışkanın olması sağlanmaktadır.
- Deneyler sırasında üç farklı nem alma fazı görülmektedir. Birinci faz ısınma fazıdır. Bu fazda deney düzeneği serbest çalıştırılır. İkinci faz kararlı rejim fazıdır. Bu fazda sıcaklık ve nem alma hızı değişmediği için veri alma bu fazda gerçekleşir. Üçüncü ve son fazda ise çamaşır üzerindeki su miktarı azaldığı için hava sıcaklığı artmakta ve bağıl nem azalmaktadır. Bu fazda veri alınmaz ve deney sonlandırılır.

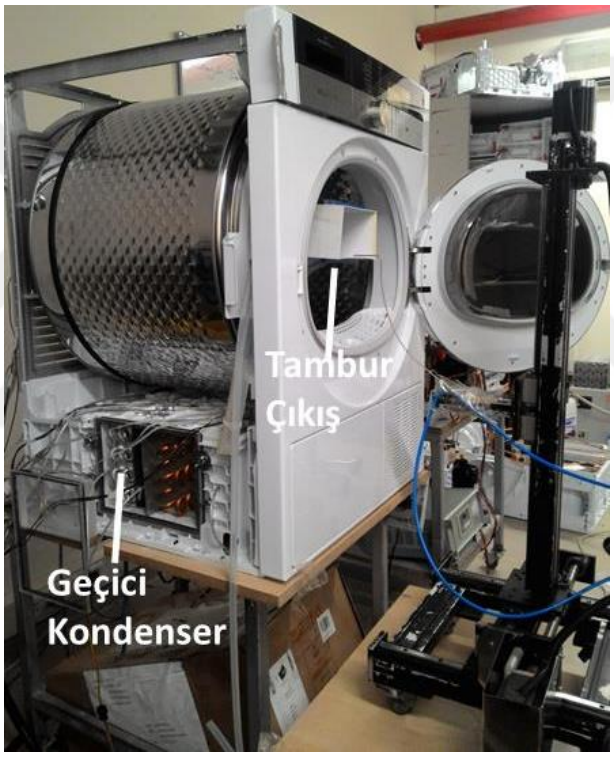
3.6 Ölçüm Elemanlarının Belirsizlikleri

Düzenek üzerinde belirlenmiş olan noktalardan bağıl nem ölçümü Sensirion SHT-75 bağıl nem sensörleri ile gerçekleştirilmiştir. Sensörlere ait ölçüm hassasiyeti ±%1,8 bağıl nem değerindedir. Sensörlerin sıcaklık ölçüm hassasiyeti ise ±0,3^{o}C'dir.

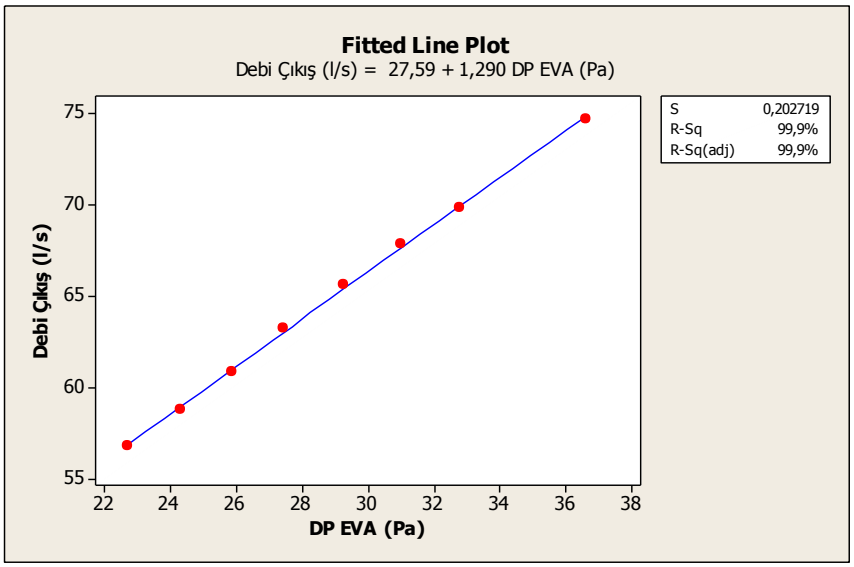
Soğutucu akışkana ait doyma basıncı ölçümlerinde kullanılan Haenni basınç transmitterlerine ait ölçüm hassasiyeti %0,25 değerindedir. Yoğuşan su miktarının anlık olarak ölçülmesinde kullanılan Densi marka hassas terazinin hassasiyeti 0,05gramdır. Debi hesaplamasında hız ölçümü amacıyla kullanılan mikromanometrenin hassasiyeti %0,25 değerindedir. Buharlaştırıcı giriş ve çıkış kesiti arasında meydana gelen basınç kaybının ölçülmesi için kullanılan Sensirion SDP600 fark basınç sensörünün hassasiyeti 0,2Pa+%3 olarak verilmiştir.

3.7 Debi Ölçümü

Debi ölçüm sistematiği iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada tambur çıkışına kesit ölçüleri bilinen bir hava kanalı monte edilerek hava kanalının atmosfere açık noktasından hız ölçümü gerçekleştirilmiştir. Kesit alanı bilindiği için atmosfere açık halde iken farklı fan devirlerinde debi değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan her bir debi değerinin karşılığında Şekil 3.19'da gösterildği gibi sisteme eklenen basınç düşüm elemanının (geçici kondenser olarak adlandırılmıştır) giriş ve çıkışı arasında meydana gelen basınç düşüşü hesaplanmış ve basınç düşüşü ile debi arasında Şekil 3.20'de gösterildiği gibi bir korelasyon bulunmuştur.

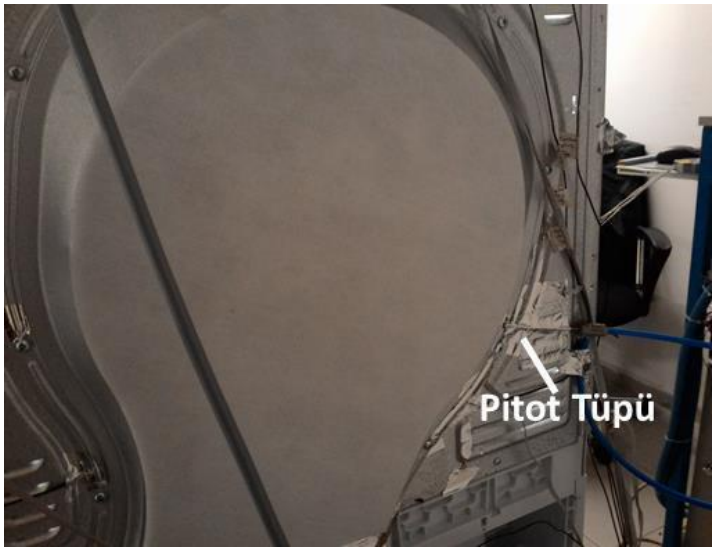


Şekil 3. 19 Debi Ölçümü İlk Aşama: Kapı Açık Halde Hız Ölçümü

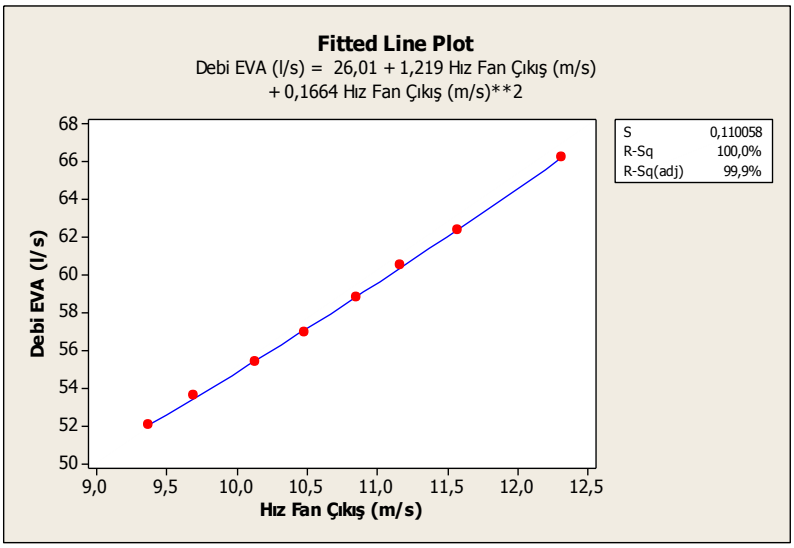


Şekil 3. 20 Debi Ölçümü İlk Aşama: Basınç Kaybı – Debi Grafiği

Sistemden tambur çıkışına bağlanan kanal çıkarıılmış ve fan çıkışına Şekil 3.21'de görüldüğü üzere Pitot Tüpü sabitlenerek yerleştirilmiştir. Tek noktadan hava hızı değeri okunmuş ve basınç kaybından elde ettiğimiz debi değeri ile ilişkilendirilmiştir. Şekil 3.22'de görüldüğü üzere bu işlem sonrasında sabit yerleştirdiğimiz pitot tüpü ile ilişkilendirilen debi değerleri % 99.9 doğrulukta olduğundan, geçici yerleştirilen kondenser sistemden çıkarılmış ve sistemin fan çıkışından kapalı çevrimde debi ölçmesi sağlanmıştır.



Şekil 3. 21 Debi Ölçümü İkinci Aşama: Sabit Pitot Tüpü ile Hız Ölçümü



Şekil 3. 22 Debi Ölçümü İkinci Aşama: Hız – Debi Grafiği

3.8 Deney Tasarımı

Çalışma kapsamında minikanal buharlaştırıcıların hava tarafı ısıl ve hidrolik performansını etkileyen parametrelerin incelenmesi amacıyla öncelikli olarak ısı pompalı kurutma makinalarına uygun ısı değiştirici boyutları belirlenmiştir. Şekil 3.23'de kullanılan minikanal buharlaştırıcıya ait görsel yer almaktadır. Görüldüğü üzere literatür çalışmalarına benzer şekilde kanallar dikey olarak tasarlanmış, yoğuşan suyun drenajına daha uygun tasarım olduğu düşünülmüştür.



Şekil 3. 23 Minikanal Buharlaştırıcının Görseli

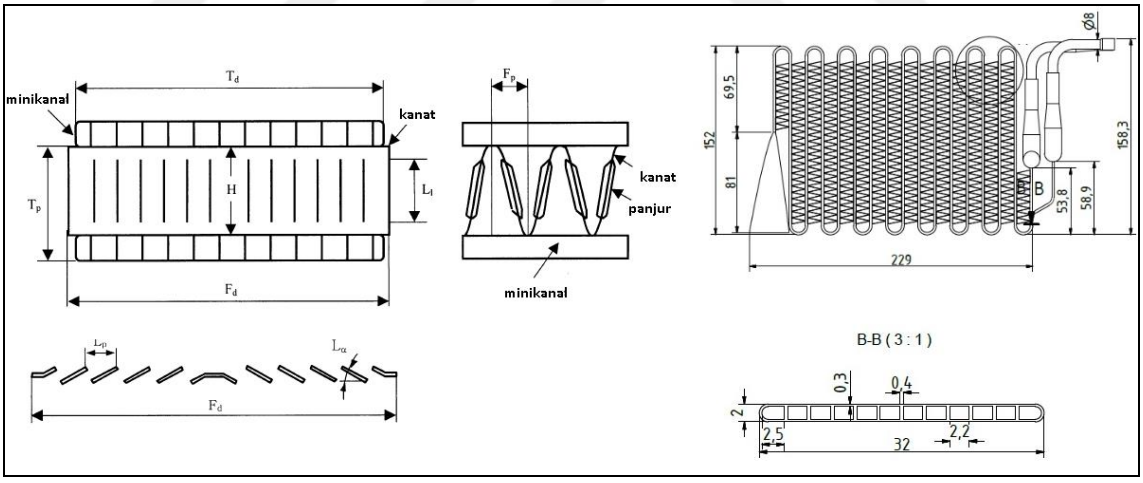
Çizelge 3.4'te buharlaştırıcılara ait parametrik özellikler yer almaktadır. MC-1, MC-2 ve MC-4 buharlaştırıcıları ile fin aralığının etkisi, MC-1 ve MC-3 ile panjur etkisi

incelenmesi hedeflenmiştir. Çizelge'de verilmiş olan A/V oranı yani kompaktlık oranına göre aynı yüzey alanı için 1mm kanat aralığına sahip minikanal ısı değiştiricide kompaktlık oranı dairesel borulu ısı değiştiriciye göre %40 oranında daha büyüktür.

Çizelge 3. 4 Buharlaştırıcılara ait Boyutsal Özellikler

Tipi	F_p[mm]	L_α [º]	L_p[mm]	T_p [mm]	F_D [mm]	A/V
MC-1	2	27^0	1,4	14	32*2	810
MC-2	3	27^0	1,4	14	32*2	582
MC-3	2	0^0	0	14	32*2	810
MC-4	1	27^0	1,4	14	32*2	1147

Şekil 3.24'de buharlaştırıcılarda kullanılan minikanal geometrisine yer verilmiştir. Minikanal 12 portlu olup genişliği 32mm'dir. Hidrolik çap değeri 1,71mm olup yaygın kanal sınıflandırmalarına göre minikanal sınıfına girmektedir.



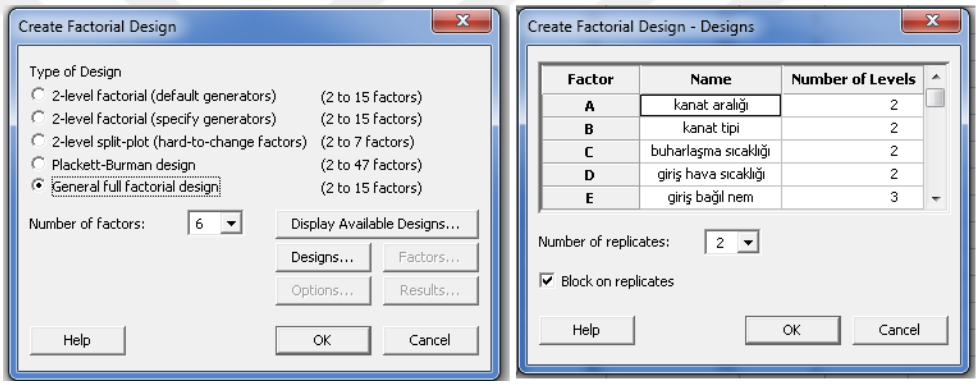
Şekil 3. 24 Isı Değiştiricilerin Geometrik Detayları

Çalışma kapsamında deneyler ıslak (nem alma koşulları altında) ve kuru şartlar olarak iki ayrı durum için planlanmıştır. Islak şartlar için Çizelge 3.5'teki parametreler kullanılmış olup 6Sigma temeline oturtularak DOE (Deney Tasarımı) yapılmıştır. Bunun için Minitab programı kullanılarak ıslak şartlar için deney tasarımı oluşturulmuştur.

Çizelge 3. 5 Islak Şartlar için Deney Parametreleri

Kanat Aralığı	Panjur Açısı	Buharlaşma Sıcaklığı	Hava Sıcaklığı	Hava Bağıl Nemi	Hava Hızı
1mm	27^{o}	25^{o}C	35^{o}C	%70	1,45m/s
2mm	0^{o}	28^{o}C	40^{o}C	%80	1,74m/s
3mm	-	-	-	%90	-

Minitab programında gerçekleştirilen tasarımla ilgili olarak Şekil 3.25'de DOE'nin nasıl oluşturulduğu görülmektedir. 5 farklı parametre bağıl nem için üç seviye diğerleri için iki seviye olacak şekilde 2 tekrarlı olarak oluşturulmuştur.



Şekil 3. 25 Minitab Programında DOE Oluşturulması

Buharlaştırıcılar ikili gruplar halinde deney tasarımına yerleştirilmişlerdir. Şöyle ki, MC-1 ve MC-2 ile oluşturulan deney tasarımında kanat aralığı parametresi varken MC-1 ve MC-3 arasında oluşturulan deney tasarımında panjur olup olmaması koşulları yer almaktadır. Herbir buharlaştırıcı için ıslak şartlarda 48 deney planlanmış, 4 tip buharlaştırıcı için 192 adet ıslak şart deneyi planlanmıştır.

Multilevel Factorial Design

```
Factors:       6     Replicates:      2
Base runs:    96     Total runs:    192
Base blocks:   1     Total blocks:    2

Number of levels: 2; 2; 2; 2; 3; 2
```

Şekil 3. 26 Çok Faktörlü Deney Tasarımı

Deneysel çalışma kapsamında kuru şartlar için de ıslak şartlara benzer şekilde parametreler seçilmiş ve deney planı oluşturulmuştur(Çizelge 3.6). Kuru şartlariçin ıslak şartlardan farklı olarak hava sıcaklığı değerleri değiştirilmiştir. 35^{o}C hava sıcaklığında hedef buharlaşma sıcaklığı değerlerine ulaşılamamıştır. Kuru şartlarda her birbuharlaştırıcı için 2 tekrarlı olmak üzere 24 deney, toplam 96 deney planlanmıştır.

Çizelge 3. 6 Kuru Şartlar için Deney Parametreleri

Kanat Aralığı (F_p)	**Kanat Tipi**	**Buharlaşma Sıcaklığı (T_i)**	**Hava Sıcaklığı (T_0)**	**Hava Hızı (u)**
1mm	Panjurlu	25^{o}C	50^{o}C	1,43m/s
2mm	Panjursuz	28^{o}C	55^{o}C	1,72m/s
3mm	-	-	-	-

Deney sonuçlarının analizinde Minitab, EES ve Sigmaplot Programları kullanılmıştır. İncelenen ve karşılaştırılan deneysel çıktılar ısı transfer miktarı, gizli ısı oranı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşüdür. Ayrıca herbir buharlaştırıcı tipi için buharlaşma sıcaklığı, giriş hava sıcaklığı, bağıl nemi ve hava hızının etkileri detaylı olarak incelenmiş ve karşılaştırılmış, ısıl ve hidrolik performansa olan etki dereceleri de belirlenmiştir.

BÖLÜM 4

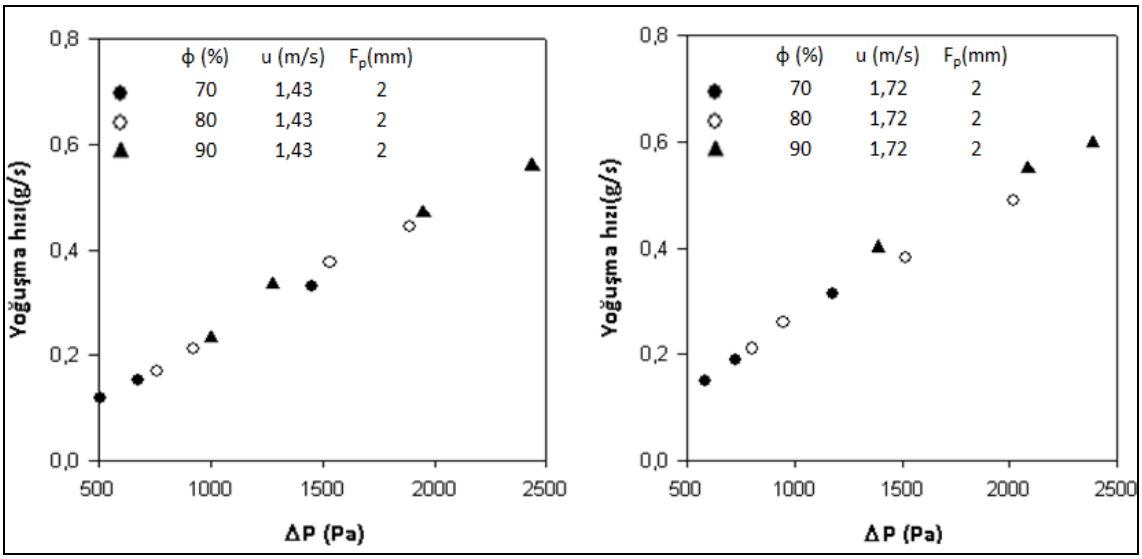
DENEYSEL SONUÇLAR

4.1 Parametrelerin Nem Alma Koşulları Altında Yoğuşma Hızına Etkisinin İncelenmesi

Bilindiği üzere yüzey ile hava arasındaki kütle transferi, havanın kısmi buhar basıncı ile yüzey sıcaklığındaki doyma basıncı arasındaki basınç farkından kaynaklanmaktadır. Bu nedenle karşılaştırmalarda buhar basınç farkı kullanılmıştır.

4.1.1 Su Buharı Basınç Farkının Yoğuşma Hızına Etkisi

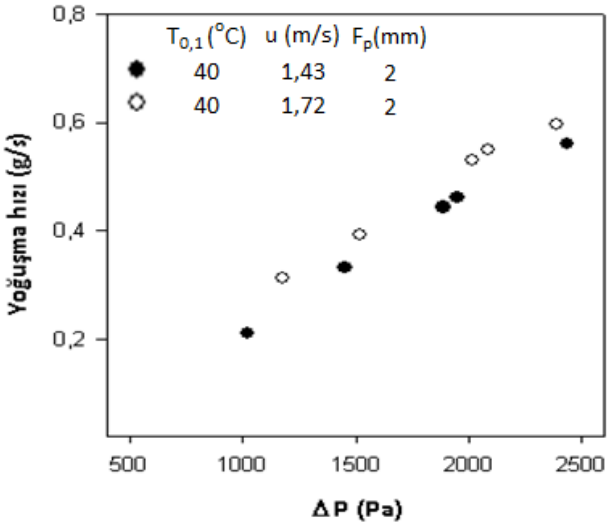
Nem alma koşulları altında buhar basınç farkını, havanın buharlaştırıcıya giriş bağıl nemi, havanın sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklığı etkilemektedir. Şekil 4.1'de görüldüğü üzere tüm koşullarda buhar basınç farkı arttıkça buharlaştırıcı yoğuşma hızı artmaktadır. Beklendiği üzere havanın taşıdığı su buharı miktarı arttıkça buharlaştırıcı yüzeyi ile temas eden su buharı miktarı artmakta ve daha fazla su buharı yüzeyde yoğuşmakta ve yüzeyden uzaklaşabilmektedir.



Şekil 4. 1 Bağıl Neme Bağlı Buhar Basınç Farkının Yoğuşma Hızına Etkisi

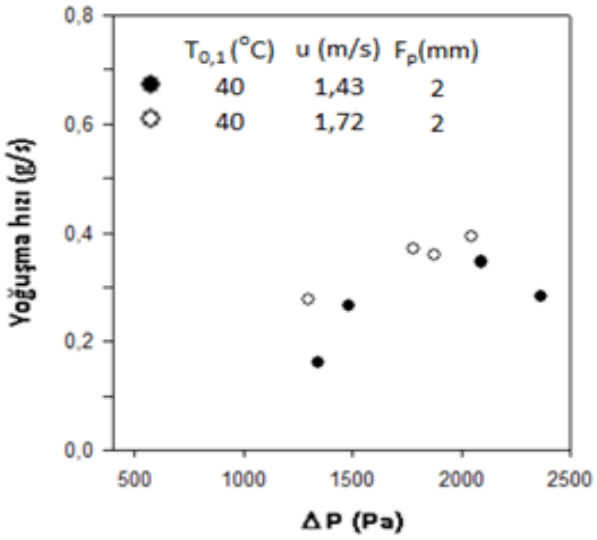
4.1.2 Hava Hızının Yoğuşma Hızına Etkisi

İki farklı hava hızında gerçekleştirilen deneylerde Şekil 4.2'de görüldüğü üzere panjurlu 2mm kanat aralığı halinde hava hızı arttıkça buharlaştırıcı yoğuşma hızı artmaktadır. Normal şartlarda hava hızı arttıkça yüzey ile nemli hava temas süresi azalacağı için yoğuşma hızının azalması beklenmektedir. Ancak panjurlu kanatlı ısı değiştiricide yoğuşma hızı artmıştır. Bunun nedeni, yassı boruda yoğuşan su yüzey üzerinde kalmaktadır. Artan hava hızıyla birlikte yüzeyde bulunan su yüzeyden koparak uzaklaşabilmektedir. Bu nedenle yoğuşma hızının daha yüksek hızlarda arttığı belirtilebilir.



Şekil 4. 2 Panjurlu Kanat Halinde Hava Hızının Yoğuşma Hızına Etkisi

Şekil 4.3'de görüldüğü üzere panjursuz 2mm kanat aralığı halinde ise panjurlu kanat haline benzer bir şekilde hava hızı arttıkça yoğuşma hızı artmaktadır. Yüksek su buhar basınç farkında düşük hava hızında yoğuşma hızının azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Bunun nedeni yüzeyde yoğuşan su miktarı artmasına karşın yüzey üzerinde suyun uzaklaşmasını sağlayacak panjur yapısı olmadığı için su yüzey üzerinde kalmakta ve yoğuşma hızı azalmaktadır.



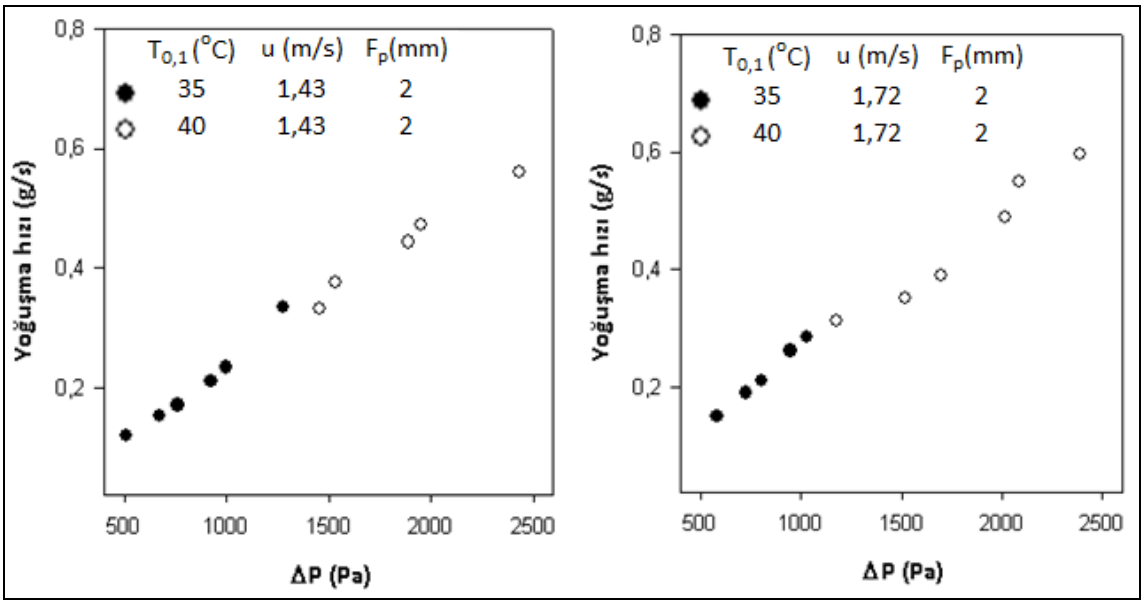
Şekil 4. 3 Panjursuz Kanat Halinde Hava Hızının Yoğuşma Hızına Etkisi

4.1.3 Hava Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi

Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı, yoğuşma hızında çok etkili parametrelerden biridir. Şekil 4.4'de görüldüğü üzere her iki hava hızı ve yüzey sıcaklığında da buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığı arttıkça yoğuşma hızı artmaktadır. Bunun nedeni hava sıcaklığı arttıkça aynı bağıl nem için taşıdığı su buharı miktarı artmakta buna bağlı olarak su buharı kısmi basıncı artmaktadır.

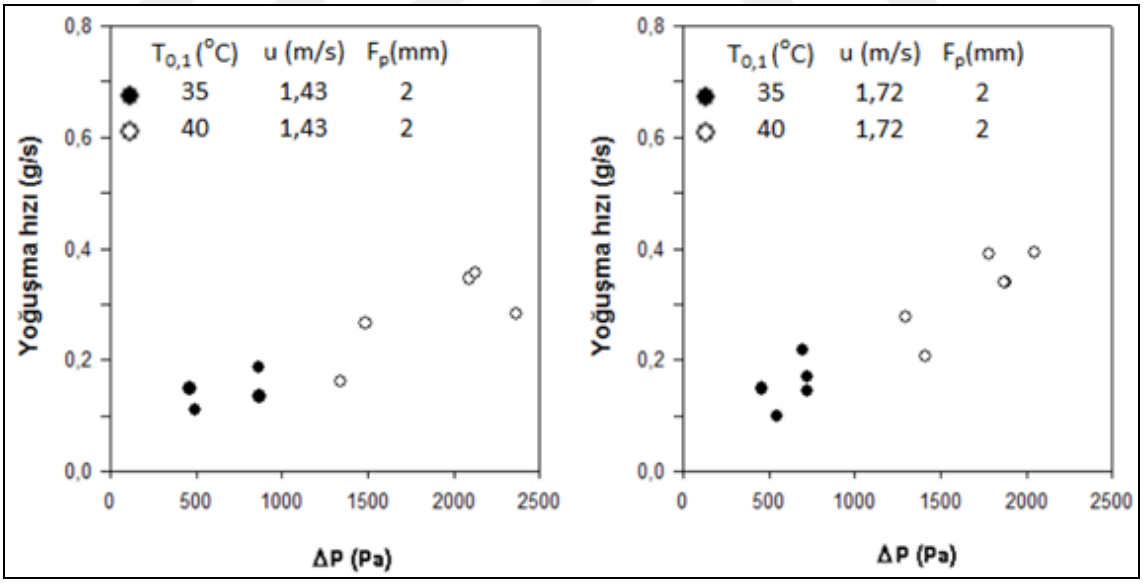
Yoğuşma hızının artmasının diğer nedeni ise hava sıcaklığı arttıkça çiğ noktası sıcaklığı artmakta buna bağlı olarak havanın yüzeyle temasa başlamasıyla çiğ noktasına ulaşması arasında geçen süre kısalmaktadır.

Hem mutlak nem miktarının artışı hem de çiğ noktası sıcaklığının yükselmesi nedeniyle hava sıcaklığının artışı yoğuşma hızının artması için istenen etkili bir oluşumdur.



Şekil 4. 4 Panjurlu Kanat Halinde Hava Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi

Şekil 4.5'de panjursuz kanat hali için gerçekleştirilen karşılaştırmada hava sıcaklığı arttıkça yoğuşma hızının arttığı görülmektedir. Panjurlu kanada benzer şekilde hava sıcaklığı arttıkça buhar basınç farkı artmakta ve yüzeyde oluşan su yüzeyden uzaklaşabilmektedir.

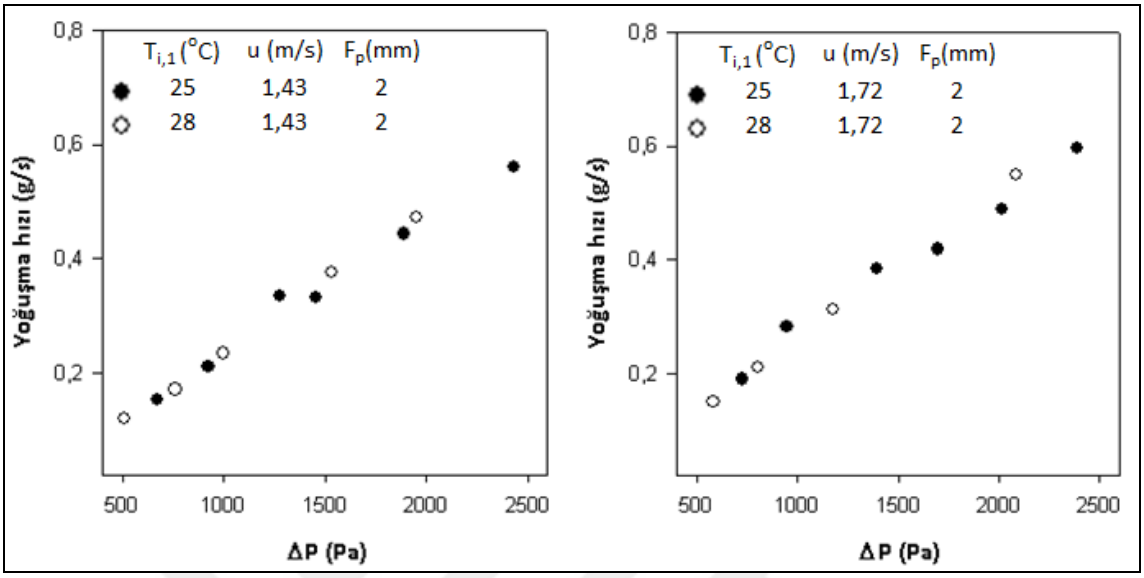


Şekil 4. 5 Panjursuz Kanat Halinde Hava Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi

4.1.4 Buharlaşma Sıcaklığının Yoğuşma Hızına Etkisi

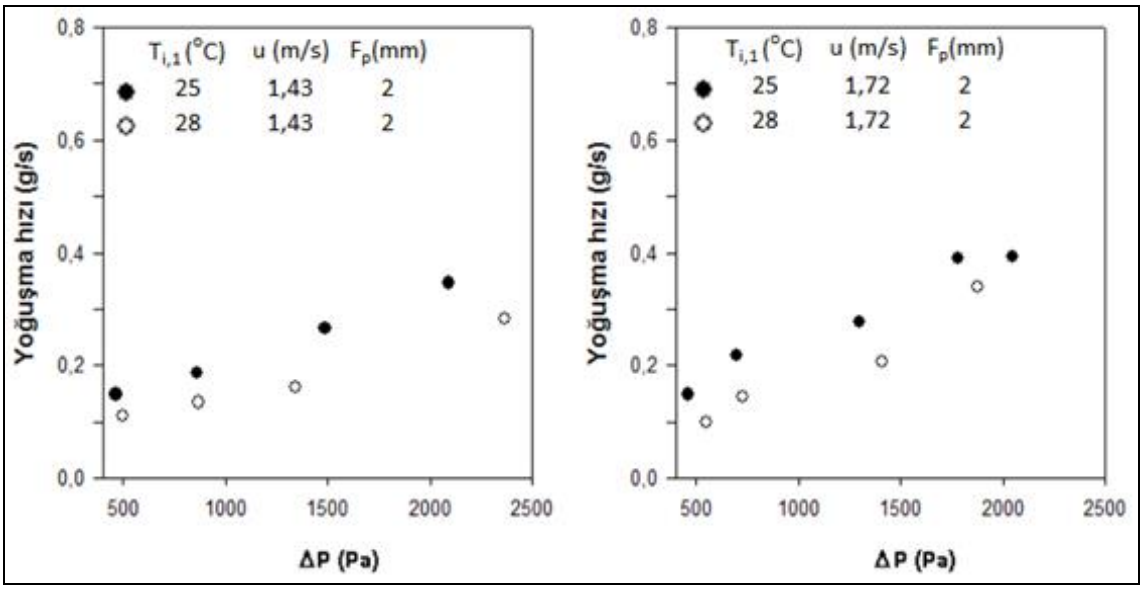
Yoğuşma hızına, buharlaşma sıcaklığının etkisi incelendiğinde Şekil 4.6'da verildiği üzere hava sıcaklığının etkisine benzer bir etki olduğu görülmektedir. Bu kez

buharlaşma sıcaklığı azaldıkça yoğuşma hızının artmaktadır. Bunun nedeni, yüzey sıcaklığının azalması nedeniyle hava ile olan sıcaklık farkı artacağından havanın çiğ noktası sıcaklığına ulaşma süresinin kısalmasıdır.



Şekil 4. 6 Panjurlu Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının Yoğuma Hızına Etkisi

Şekil 4.7'de panjursuz kanat hali için buharlaşma sıcaklığının yoğuşma hızına etkisi incelendiğinde panjurlu kanat haline benzer durumda buharlaşma sıcaklığı düştükçe yoğuşma hızının arttığı görülmektedir.



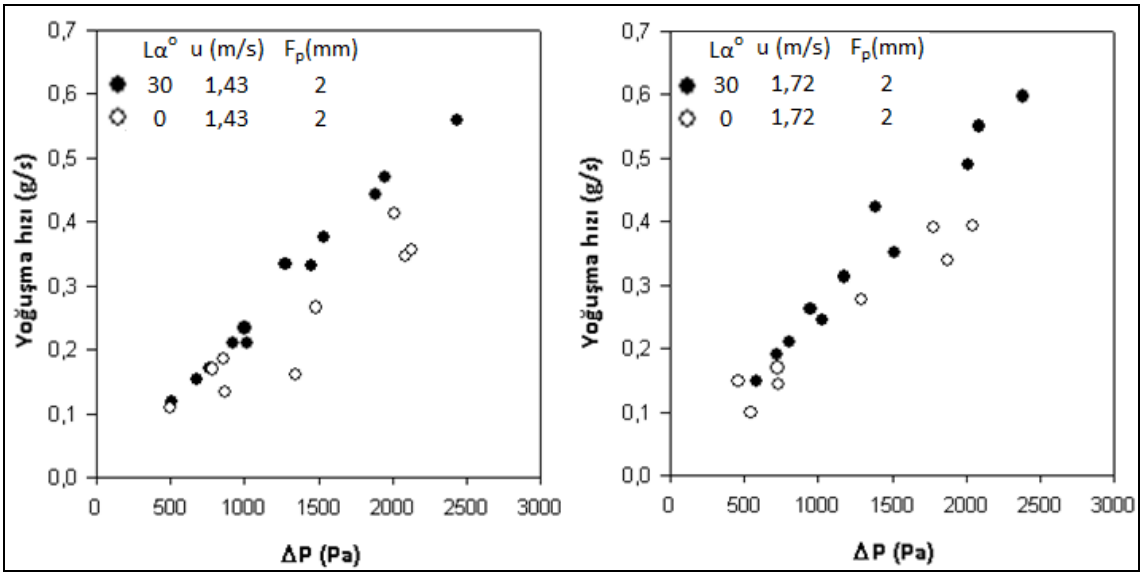
Şekil 4. 7 Panjursuz Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının Yoğuma Hızına Etkisi

4.1.5 Panjur Açısının Yoğuşma Hızına Etkisi

Panjur etkisi incelendiğinde bağıl nem değerlerine bağlı olarak farklı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.8'de 1,43 m/s hava hızı için gerçekleştirilen ilk karşılaştırmada 35 ^{o}C hava sıcaklığında %70 bağıl nem değerinde yoğuşma hızı panjurlu kanat halinde ihmal edilir derecede yüksek iken %90 bağıl nem değerinde ortalama %44 daha yüksek ölçülmüştür. Söz konusu değerlerde hem 25^{o}C hem 28^{o}C buharlaşma sıcaklıklarında benzer sonuçlar edilmiş, 25^{o}C buharlaşma sıcaklığında artış daha belirgin olup yoğuşma hızı 0,4 m/s değerine kadar yükselmiştir.

Aynı hava hızında 40^{o}C hava sıcaklığında da panjurlu durumda yoğuşma hızı ortalama %34 daha yüksektir. 35^{o}C hava sıcaklığında %70 bağıl nemde belirğin bir fark görülmemesine karşın 40^{o}C %70 bağıl nem değerinde de panjurlu kanat halinde yoğuşma hızı belirgin şekilde daha yüksektir.

Elde edilen bu sonuçlara göre panjurlu durumda yoğuşma hızının daha yüksek olmasının nedeni yoğuşan su damlacıklarının yassı borular üzerinde sürüklenerek bir kısmının panjurlar üzerinden kanadı terk etmesidir. Düşük bağıl nem ve mutlak nem değerlerinde bu etki daha düşük görünürken yüksek bağıl nem değerlerinde panjur etkisi artmaktadır. Şöyle ki 35^{o}C hava sıcaklığı %70 bağıl nem ve 28^{o}C buharlaşma sıcaklığında panjur etkisi %9 iken %90 bağıl nem değerinde %38 daha etkili olup 0,170 m/s den 0,234 m/s değerine yükselmiştir.

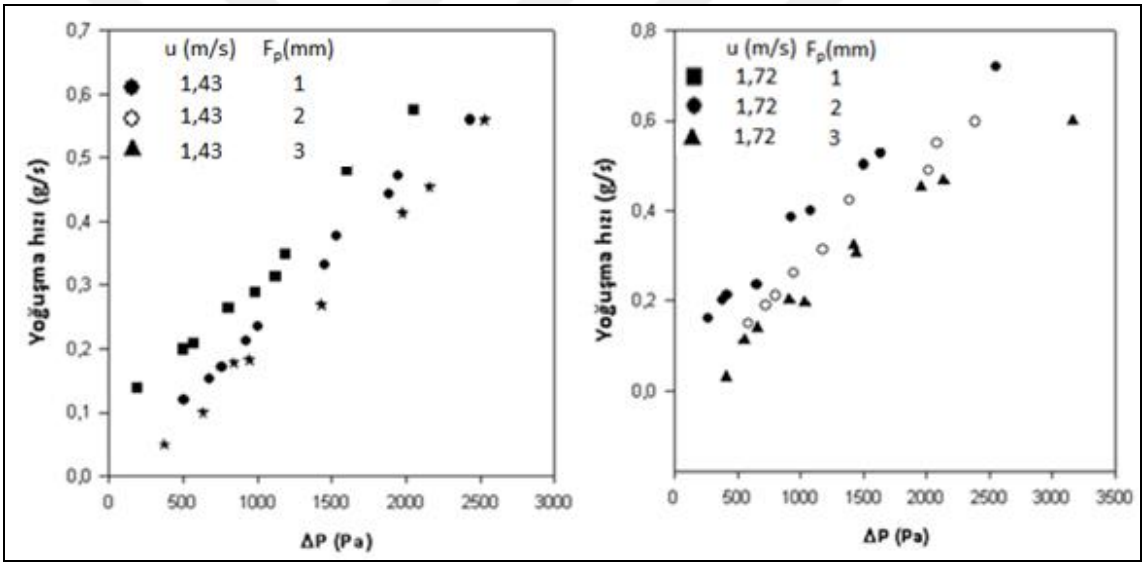


Şekil 4. 8 Panjurun Yoğuşma Hızına Etkisi

4.1.6 Kanat Aralığının Yoğuşma Hızına Etkisi

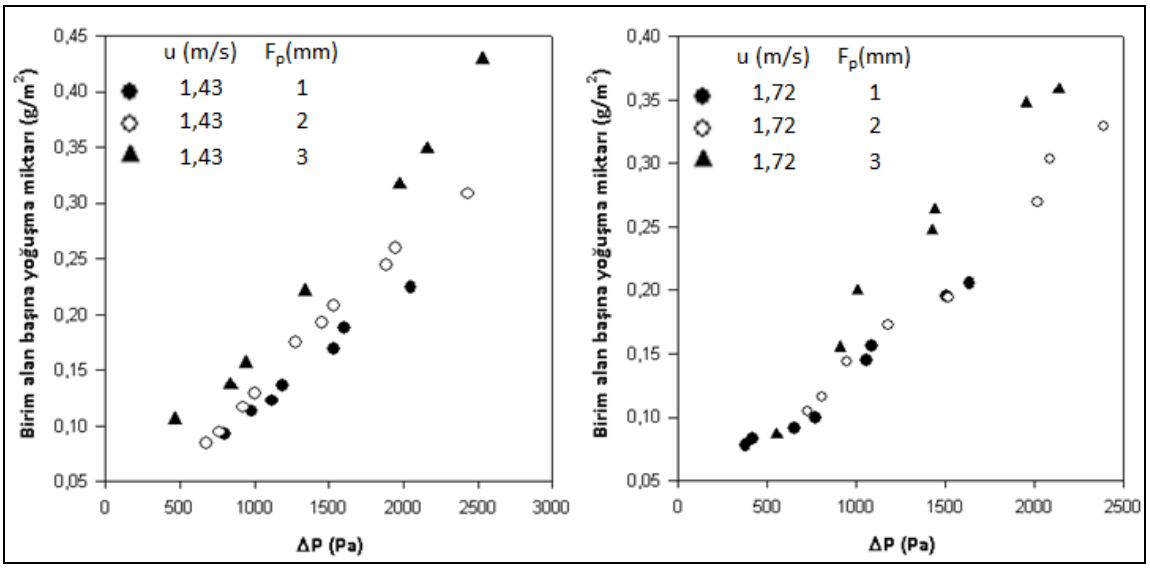
Yapılan deney tasarımında kanat aralığının yoğuşma hızına etkisi üç farklı kanat aralığında test edilerek tespit edilmiştir. 1mm, 2mm ve 3mm kanat aralığında panjurlu kanat yapısında gerçekleştirilen testlerin sonuçları aşağıdaki gibidir.

Kanat aralığı 3mm'den 1mm'e düştüğünde yoğuşma hızında artış olduğu görülmüştür. Bunun nedeni beklendiği üzere kanat aralığı azaldıkça nemli havanın kanatlar arasından geçerken by-pass oranının azalmasıdır. Şekil 4.9'da sırasıyla 1,43 m/s hava hızında 35°C ve 40°C hava sıcaklığında; 1,72 m/s hava hızında 35°C ve 40°C hava sıcaklığında, iki farklı buharlaşma sıcaklığında 1mm, 2mm ve 3mm kanat aralığı için yoğuşma hızları verilmiştir. Her iki hava hızında aynı hava sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklığında 2mm kanat aralığında yoğuşma hızı 3mm kanat aralığına göre ortalama %6 daha yüksektir.



Şekil 4. 9 Farklı kanat aralıkları için yoğuşma hızı değerleri

Kanat aralığı azaldıkça ısı transfer yüzey alanı arttığı için yoğuşma hızının artması beklenen bir sonuçtur. Kanat aralığı etkisinin daha net ortaya koyulması için herbir kanat aralığı için birim alan başına düşen yoğuşma miktarı parametresi ile karşılaştırma yapılmıştır. Bu hesaplamada minikanal dış yüzey alanı ile kanat alanının toplamı hesaplanmıştır. Şekil 4.10'da görüldüğü üzere 3mm kanat aralığında birim yoğuşma miktarının daha yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 4. 10 Farklı kanat aralıkları için birim yoğuşma miktarı

4.1.7 İstatistiksel Analizlerle Parametrelerin Yoğuşma Hızına Etki Derecelerinin Belirlenmesi

Gerçekleştirilen deney tasarımında nem alma koşulları altında kanat aralığı, kanat yapısı, giriş hava sıcaklığı, bağıl nemi ve buharlaşma sıcaklığı parametrelerinin etkileri deneysel olarak belirlenmiştir. Hangi parametrenin daha etkili olduğunu belirlemek için ileri seviyede istatistiksel analizlerin yapılması ve etkin parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için Minitab programında yapılan deney tasarımının sonuçları Minitab'de çözdürülmüştür. Şekil 4.11'de parametreler ve etkilerinin çözüm sonuçları görülmektedir. İstatistik çözüme göre p değeri %5'ten küçük ya da diğer bir anlatımla 0,05 değerinden küçükse %95 güven aralığında ilgili parametre yoğuşma hızı 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 hepsi yoğuşma hızında etkilidir. Bu analiz, seçilen parametrelerin yoğuşma hızı üzerinde incelenmesi gereken parametreler olarak doğru seçildiğini ve oluşturulan genel doğrusal modelin yoğuşma hızını %92 oranında ifade ettiği anlamına gelmektedir. Bu R^2 değeri ile açıklanmaktadır.

General Linear Model: Vyog faktör vs deneysel parametreler

Method

Factor coding (-1; 0; +1)

Factor Information

Factor	Type	Levels	Values
Panjur Açısı	Fixed	2	0; 27
Kanat Aralığı (mm)	Fixed	3	1; 2; 3
Bağıl Nem (%)	Fixed	3	70; 80; 90
Giriş Hava Sıcaklığı (C)	Fixed	2	35; 40
Buharlaşma Sıcaklığı (C)	Fixed	2	25; 28
Hava Hızı (m/s)	Fixed	5	1,43; 1,43; 1,72; 1,72; 1,72

Analysis of Variance

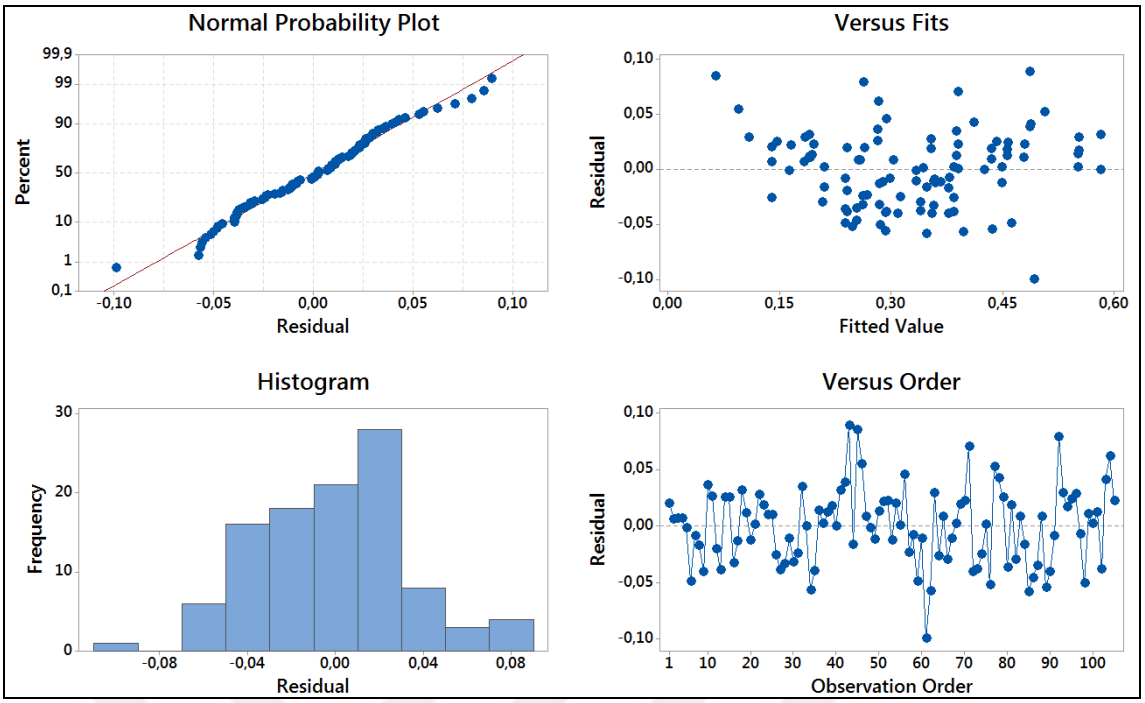
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Panjur Açısı	1	0,08923	0,089225	69,15	0,000
Kanat Aralığı (mm)	2	0,03159	0,015794	12,24	0,000
Bağıl Nem (%)	2	0,57859	0,289295	224,19	0,000
Giriş Hava Sıcaklığı (C)	1	0,84392	0,843921	654,00	0,000
Buharlaşma Sıcaklığı (C)	1	0,20981	0,209812	162,59	0,000
Hava Hızı (m/s)	4	0,03305	0,008262	6,40	0,000
Error	93	0,12001	0,001290		
Lack-of-Fit	68	0,11441	0,001683	7,52	0,000
Pure Error	25	0,00560	0,000224		
Total	104	1,57111			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0359221	92,36%	91,46%	*

Şekil 4. 11 Genel Doğrusal Model ile İstatistik Çözüm

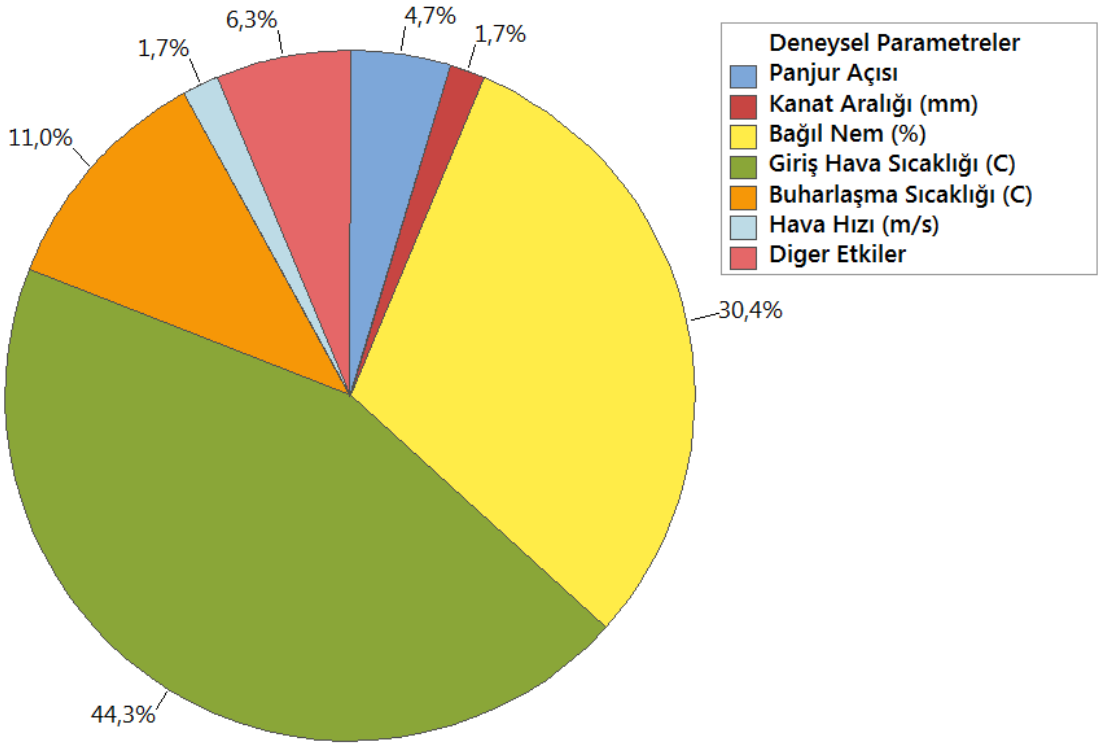
Gerçekleştirilen analizde bir diğer kritik nokta ise elde edilen verilerle oluşturulan modelin artıklarının normal olması gerekmektedir. Şekil 4.12'de artıkların analizinde kullanılan 4 yaklaşımın grafik gösterimi bulunmaktadır. Bu yaklaşımlara göre birinci grafikte artıkların doğrusal olması ve p değerinin 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 4. 12 Artıkların Analizi- Normal Dağılım Göstergeleri

Parametrelerin etki derecelerinin belirlenmesinde SS değeri kullanılmaktadır. Bu değerin büyüklüğü parametrenin yani girdinin çıktı üzerine etki oranını belirlemektedir. Şekil 4.13'deki pasta grafiğinde değişkenlerin yoğuşma hızına etkileri test edilen veri aralığında elde edilmiştir. Buna göre hava tarafında en etkili değişkenin giriş hava sıcaklığı daha sonra havanın bağıl nemi olduğu bulunmuştur. Bu iki değişken için ortak olan su buharı basınç farkının değişimine olan etkileridir. Su buharı basınç farkının değişiminin yoğuşma hızı üzerinde çok etkili olduğu görülmektedir. Benzer şekilde yüzey buhar basıncının değişmesine neden olan buharlaşma sıcaklığı değişkeni ise en etkili üçüncü değişken olarak ortaya çıkmaktadır.

Kanat yapısı tarafında ise kanat aralığı etkisi %6,3 iken panjur açısı %4,7 oranında etkilemektedir. Söz konusu istatistiksel analize göre hava tarafı değişkenlerin yoğuşma hızı üzerindeki etkisi kanat tarafı değişkenlerin etkisinden çok daha yüksektir. Yüksek yoğuşma hızı için hava tarafı çalışma koşullarının belirlenmesi kritik önem taşımaktadır.



Şekil 4. 13 Parametrelerin Yoğuşma Hızına Etki Derecelerinin Grafik Gösterimi

4.2 Kuru ve Nem Alma Koşulları Altında Parametlerin Isı Taşınım Katsayısı (Colburn-j f katsayısı) ve Basınç Düşüşüne (f katsayısı) Etkilerinin İncelenmesi

Hava tarafı ısıl performans değerlerinin karşılaştırılması Colburn-j katsayısı terimi ile hesaplanmıştır. Hesaplamalar için Kim ve Bullard [8,21,22] tarafından kullanılan korelasyonlar kullanılmış, hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında ε-NTU Metodu kullanılmıştır.

Nem alma koşulları altında hava tarafı ısı tansferi için Eşitlik 4.1 kullanılmıştır.

$$Q_o = \dot{m}_o[1.006(T_{o,1} - T_{o,2}) + (1{,}805(W_1T_{o,1}(W_1T_{o,1} - W_2T_{o,2})] + 250\dot{m}_o(W_{1-}W_2) \quad (4.1)$$

Deneysel çalışmalarda buharlaştırıcı giriş çıkışına yerleştirilen bağıl nem sensörlerine ek olarak anlık yoğuşan suyun miktarı terazi yardımıyla ölçülebildiğinden formüldeki 2.terim yani gizli ısı tanımında mutlak nem yerine terazi verilerinden elde edilen yoğuşan su debisi eklenmiş ve Eşitlik 4.2 elde edilmiştir.

$$Q_o = \dot{m}_o[1.006(T_{o,1} - T_{o,2}) + (1{,}805(W_1T_{o,1} - W_2T_{o,2})] + 2501\dot{m}_{su} \quad (4.2)$$

Kuru şartlar altında ısı transfer değeri için Eşitlik 4.3 kullanılmıştır.

$$Q_o = \dot{m}_o c_{p,o}(T_{o,1} - T_{o,2}) \tag{4.3}$$

Isı taşınım katsayısının elde edilmesi için ε-NTU eşitliği kullanılmıştır.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C_r}\{exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1\}\right] \tag{4.4}$$

Burada kuru yüzey şartları için ε değeri aşağıdaki şekilde alınmıştır.

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{\dot{m}_o c_{p,o}(T_{i1} - T_{o1})} \tag{4.5}$$

$$NTU = \frac{U_o A_o}{(\dot{m}c_p)_{min}} \tag{4.6}$$

$$C_r = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \tag{4.7}$$

Islak yüzey şartları için;

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{m}_o c_{p,o}(i_{o,1} - i_{o,2})} \tag{4.8}$$

$$NTU = \frac{U_{o,w} A_{o,w}}{C_{min}} \tag{4.9}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}, \quad C_o = \dot{m}_o, \quad C_i = \frac{\dot{m}_i c_{p,i}}{b_i} \tag{4.10}$$

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı kuru yüzey şartları için aşağıdaki eşitlikle elde edilmiştir.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_{cidar}}{k_{cidar} A_{cidar}} + \frac{1}{\eta_o h_0 A_o} \tag{4.11}$$

Islak yüzey şartları için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{1}{U_{ow} A_{ow}} = \frac{b_i'}{h_i A_i} + \frac{b_p' \delta_{cidar}}{k_{cidar} A_{cidar}} + \frac{b_w'}{\eta_{ow} h_{0w} A_{ow}} \tag{4.12}$$

$$b_i' = \frac{i_{s,pi} - i_{s,i}}{T_{p,i} - T_i}, \tag{4.13}$$

$$b_p' = \frac{i_{s,po} - i_{s,pi}}{T_{p,o} - T_{p,i}}, \tag{4.14}$$

$$b'_w = \frac{\Delta i_{s,w}}{\Delta T_{s,w}} \quad (4.15)$$

Kuru yüzey için yüzey etkinliği ve kanat verimi ifadeleri [23];

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f) \quad (4,16)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (4,17)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta_f}\left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)}, \quad (4.18)$$

$$l = \frac{H - \delta_f}{2} \quad (4.19)$$

Islak yüzey için yüzey etkinliği ve kanat verimi ifadeleri [23];

$$\eta_{o,w} = 1 - \frac{A_f}{A_{o,w}}(1 - \eta_{f,w}) \quad (4.20)$$

$$\eta_{f,w} = \frac{\tanh(m^* l)}{m^* l} \quad (4.21)$$

$$m^* = \sqrt{\frac{2h_{o,w}}{k_f \delta_f}\left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)} \quad (4.22)$$

$$l = \frac{H - \delta_f}{2} \quad (4.23)$$

Islak yüzey şartları için ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlik ile bulunmuştur.

$$h_{ow} = 1 \Big/ \left[\frac{c_{p,o}}{b_w{}' h_o} + \frac{y_w}{k_w}\right] \quad (4.24)$$

Bu eşitlikte h_o ıslak yüzey için duyulur ısı taşınım katsayısı, yw yoğuşma film kalınlığı olup 0,1mm kabul edilmektedir [24]. Bununla birlikte y_w/k_w terimi $c_{p,o}/b_w h_o$ teriminden pratikte çok daha küçük olduğu için ihmal edilmektedir.

Bu eşitlikler sonucunda j katsayısı için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$j = \frac{h_o}{\rho_m V_c c_{p,o}} Pr_o^{2/3} \quad (4.25)$$

Kanal içi ısı taşınım katsayısının elde edilmesi için hidrolik çap değeri 1,71 mm ve Re Sayısı <3000 için literatürdeki minikanal içi R134a soğutucu akışkanın iki fazlı akış kaynaması halindeki ısı taşınım katsayısı korelasyonları araştırılmıştır. Kandlikar ve Balasubramanian [25], hidrolik çapı 3mm değerinden büyük olan akış kanalları için geliştirdikleri iki fazlı akış kaynaması korelasyonunu 3mm'nin altındaki akış kanalları (0,19-2,92mm) için genişletmişler ve 12 akışkan ile gerçekleştirdikleri deneylerle valide etmişlerdir. Bu akışkanlardan biri R134a'dır. $1600<Re_{LO}>3000$ için korelasyon aşağıdaki gibidir.

$$h_{TP,NBD} = 0{,}6683Co^{-0,2}(1-x)^{0,8}h_{LO} + 1058.0Bo^{0,7}(1-x)^{0,8}F_{Fl}h_{LO} \quad (4.26)$$

$$h_{TP,CBD} = 1{,}136Co^{-0,9}(1-x)^{0,8}h_{LO} + 667.2Bo^{0,7}(1-x)^{0,8}F_{Fl}h_{LO} \quad (4.27)$$

Burada hesaplanan iki değere göre çekirdekli veya konvektif kaynamanın hangisinin baskın olduğu bulunur ve sayısal olarak büyük olan değer alınır. h_{LO} değeri akışın tamamen sıvı olarak kabul edildiği durum için Eşitlik 4.28 ile hesaplanmaktadır. Bununla birlikte korelasyonlarda yer alan akışkan yüzey parametresi olan F_{Fl} değeri R134a soğutucu akışkanı için 1,63 olarak verilmiştir.

$$h_{LO} = \frac{Nu\,k}{D_h} \quad (4.28)$$

Ek olarak iki fazlı akış için verilen korelasyonlarda yer alan Bo ve Co sayıları aşağıdaki eşitliklerle ifade edilmektedir.

$$Bo = q''/G\ i_{LG} \quad (4.29)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0,5}\left((1-x/x)\right)^{0,8} \quad (4.30)$$

Kuru ve nem alma koşulları altında hava tarafı basınç düşüşüne etkilerinin incelenmesi için boyutsuz f faktöründen yararlanılmıştır. Eşitlik 4.31'de f katsayısının hesaplanmasına yer verilmiştir.

$$f = \frac{A_c}{A_o}\frac{\rho_m}{\rho_l}\left[\frac{2\rho_l\Delta P_o}{(\rho_m V_c)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2\left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) + (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right] \quad (4.31)$$

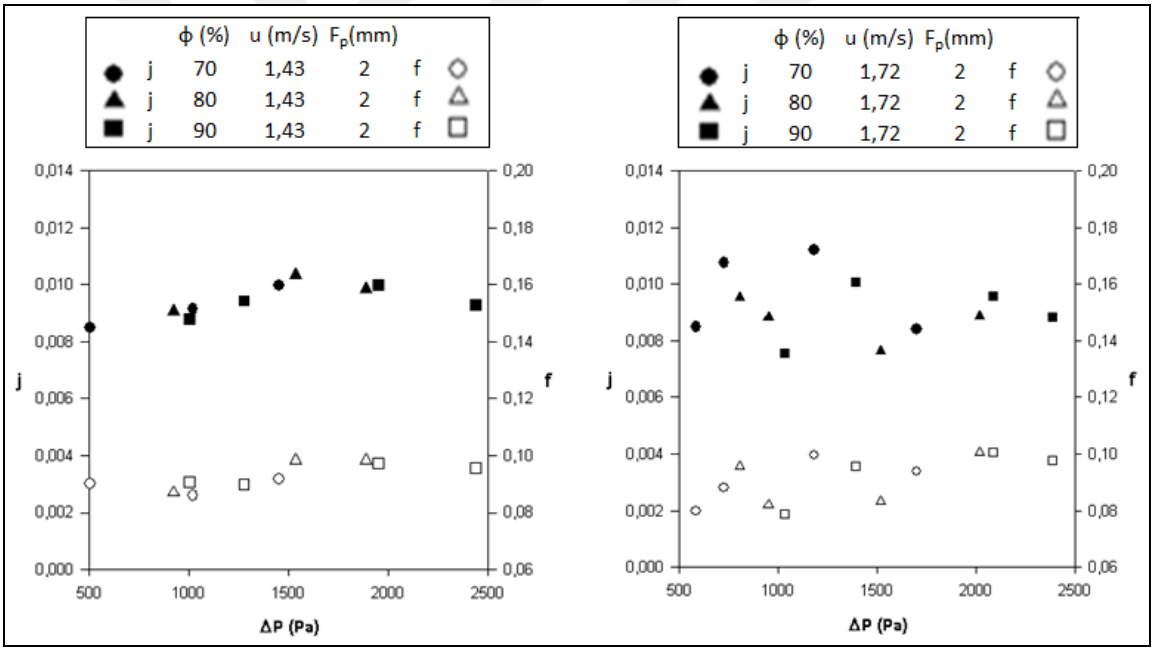
Bu eşitlikte ρ_m havanın buharlaştırıcı giriş çıkışına göre havanın ortalama yoğunluğu; ρ_1 ve ρ_2 ise sırasıyla giriş ve çıkıştaki havanın yoğunluğudur. Bu korelasyonda yer alan Kc v

Ke katsayıları sırasıyla ani daralma ve ani genişleme katsayıları olup Re sayısına bağlı olarak verilmiştir [26].

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \tag{4.32}$$

4.2.1 Su buharı Basınç Farkının Etkisi

Panjurlu kanatlı halinde nem alma koşulları altında buhar basınç farkını havanın buharlaştırıcıya giriş bağıl nemi, havanın sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklığı etkilemektedir. Şekil 4.14'de görüldüğü üzere buhar basınç farkı arttıkça ısı transferi ve basınç düşüşü artmaktadır. 1,43 m/s hava hızında basınç farkı 500Pa'dan 2000Pa değerine yükseldiğinde j katsayısı %15 artarken f katsayısı %33 oranında artmaktadır. 1,72 m/s hava hızında daha kararsız bir yapı oluşmaktadır.

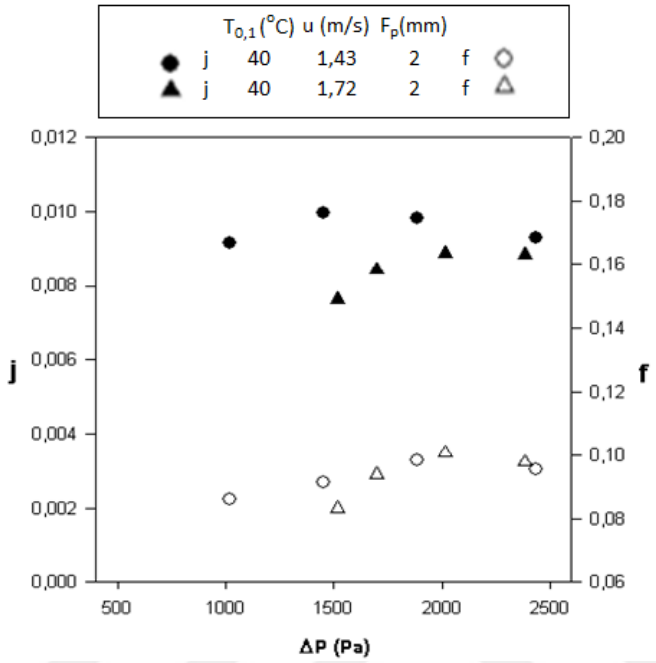


Şekil 4. 14 Panjurlu Kanat - Hava Giriş Bağıl Nem Değerinin f ve j Değerlerine Etkisi

4.2.2 Hava Hızının Etkisi

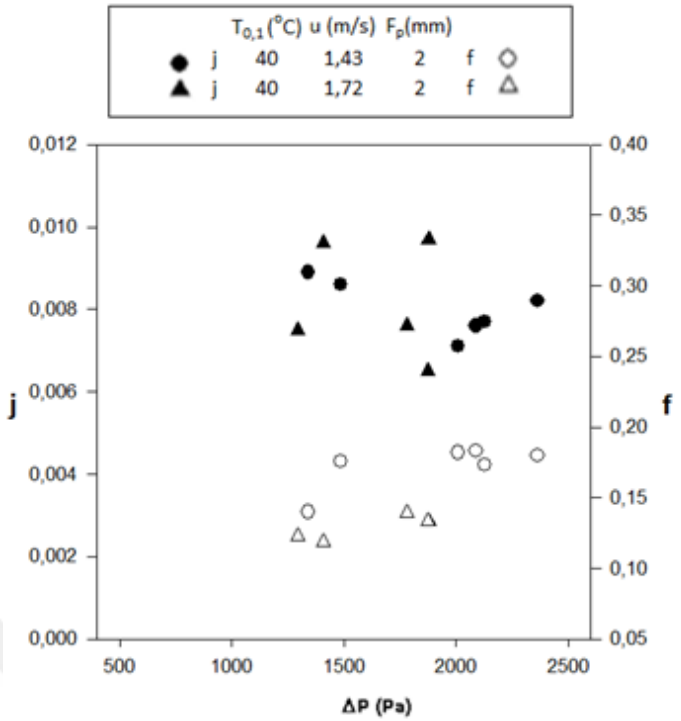
Panjurlu kanat halinde hava hızı arttıkça j katsayısı düşmektedir. Benzer şekilde hava hızı arttıkça f katsayısı da minör olarak düşmektedir. Normal şartlar altında hava hızı artıtkça j katsayısı yani ısı transferi ve f katsayısının yani basınç düşüşünün artması beklenirken ters bir oluşum görülmüştür. Bunun nedeni hava hızı arttıkça yüzeyde yoğuşan suyun drenaj kabiliyeti artmakta (yoğuşma hızı arttığı belirtilmişti) yüzey

ıslaklığı azaldığı için ıslak yüzey ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Aynı şekilde yüzey üzerindeki su köprücükleri azaldığı için hava blokajı azalamakta ve basınç düşüşü olumlu etkilenmektedir. Şekil 4.15'de panjurlu kanat hali için aynı koşullarda hava hızının f ve j katsayılarına etkileri verilmiştir.



Şekil 4. 15 Panjurlu Kanat Halinde Hava Hızının f ve j Değerlerine Etkisi

Şekil 4.16'da gösterildiği üzere panjursuz kanat halinde hava hızı arttıkça j katsayısının büyüdüğü f katsayısının küçüldüğü görülmektedir. Panjurlu kanat halinde yüzey süreksizliği olmaması nedeniyle yüzeyde yoğuşan su hava hızı arttıkça yüzeyden sürüklenerek uzaklaşmaktadır. Bunun sonucu olarak yüzey üzerindeki hava blokajı azaldığı için basınç düşüşü azalmakta ayrıca Re sayısı arttığı için ısı transferi de iyileşmektedir.



Şekil 4. 16 Panjursuz Kanat Halinde Hava Hızının f ve j Değerlerine Etkisi

4.2.3 Hava Sıcaklığının Etkisi

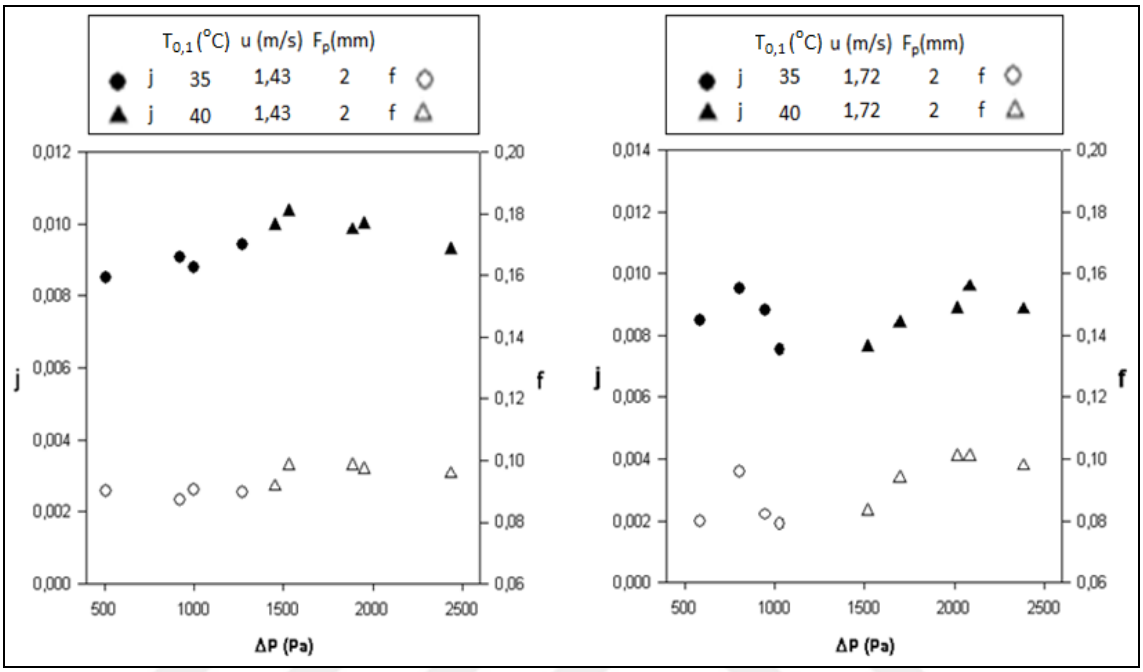
Nem alma koşulları altında hava sıcaklığı arttıkça ısı transferi ve basınç düşüşü artmaktadır. Şekil 4.17'de görüldüğü üzere hava sıcaklığı arttıkça buhar basınç farkı artmakta, j ve f değerleri artmaktadır. %10 olan bu artış, havanın taşıdığı mutlak nem miktarının artması neticesinde yüzey ıslaklığının artışı ile açıklanacaktır. Daha önce belirtildiği üzere hava sıcaklığı arttıkça yoğuşma hızının artışı da benzer mekanizma ile açıklanmaktadır.

Şekil 4.17'de daha yüksek hava hızı için görülen değerler düşük hava hızına göre daha farklı oluşmaktadır. Bunda da hava hızı arttıkça daha yüksek mutlak nem olmasına rağmen yoğuşan suyun drenaj kabiliyeti arttığı için f ve j değerlerinde majör bir değişiklik görülmemektedir.

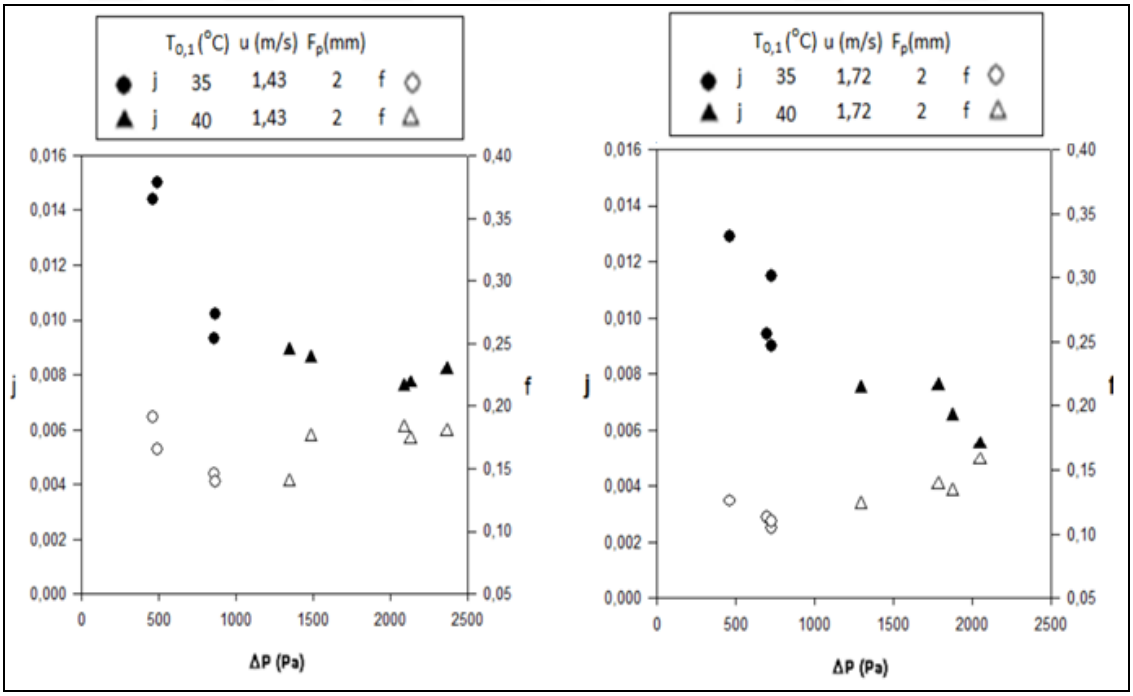
Şekil 4.18'de panjursuz kanat hali için hava sıcaklığının etkisi görülmektedir. Panjurlu kanat halinden farklı olarak hava sıcaklığının artışına bağlı buhar basınç farkı arttıkça panjursuz kanat halinde ısı transferi kötüleşmekte ve basınç düşüşü artmaktadır.

Panjursuz kanat halinde görülen bir oluşumun nedeni hava sıcaklığı arttıkça yüzeyde yoğuşan su miktarı artmakta ve yüzeyde olşuan su filmi kalınlığı artmasıdır. Artan su

miktarı yüzey üzerinde dalgalanmalara neden olarak ısıl ve hidrolik performansın düşmesine neden olmuştur. Özellikle yüksek hava hızında ısı transferindeki kötüleşme düşük hava hızına göre daha yüksektir. Benzer şekilde yüksek hava hızında daha yüksek basınç kaybı görülmektedir.



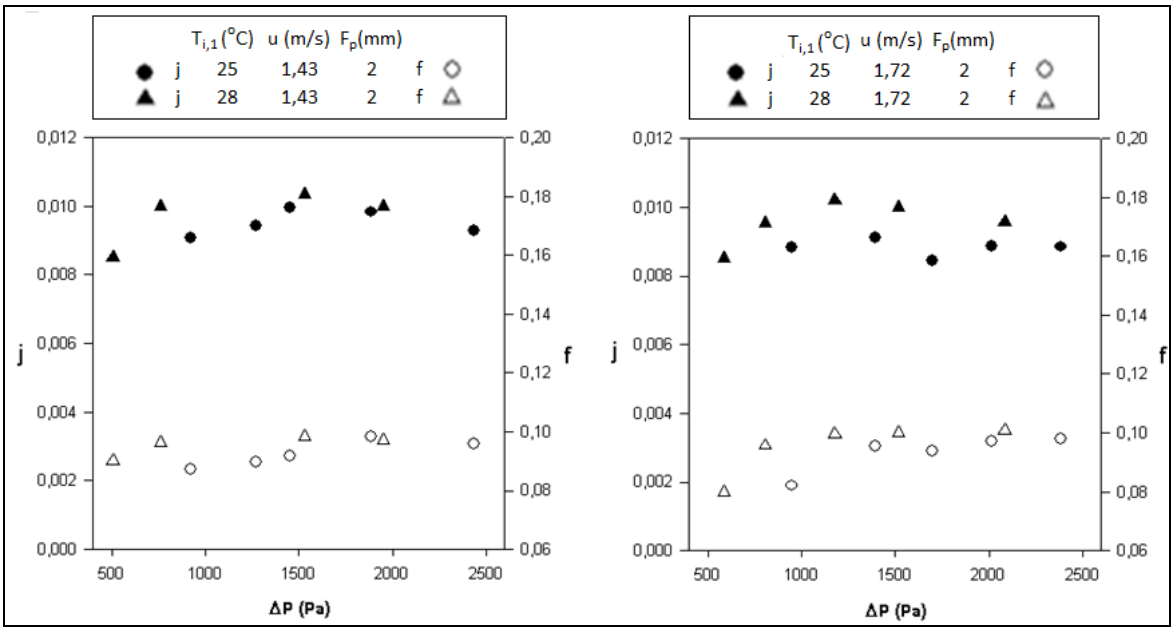
Şekil 4. 17 Panjurlu Kanat Halinde Hava Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi



Şekil 4. 18 Panjursuz Kanat Halinde Hava Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi

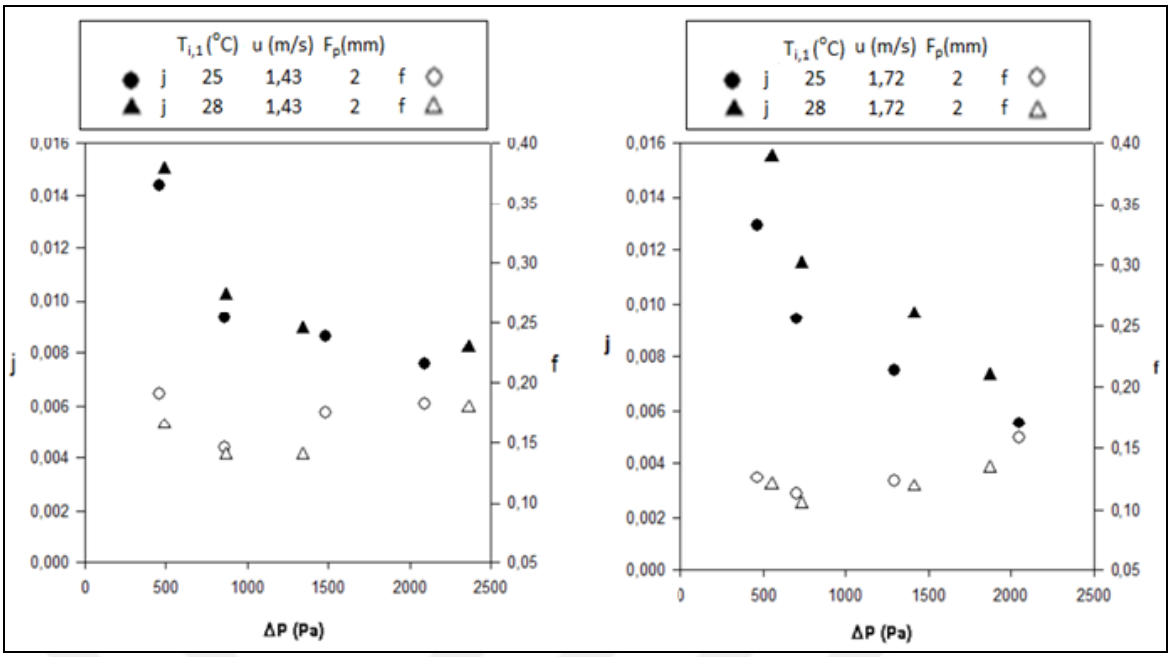
4.2.4 Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi

Soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı değişimi ısı transfer yüzey sıcaklığını değiştirdiğinden hava ile yüzey arasındaki buhar basınç farkı değişmektedir. Şekil 4.19'da görüldüğü üzere daha düşük buharlaşma sıcaklığı değerlerinde daha büyük buhar basınç farkları oluşmaktadır. Buharlaşma sıcaklığı düştükçe j ve f katsayıları küçülmektedir.



Şekil 4. 19 Panjurlu Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi

Şekil 4.20'de panjursuz kanat halinde buharlaşma sıcaklığının etkisi görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığı azaldıkça yani yüzey sıcaklığı azaldıkça j katsayısı küçülmekte, f katsayısı minör şekilde büyümektedir.



Şekil 4. 20 Panjursuz Kanat Halinde Buharlaşma Sıcaklığının f ve j Değerlerine Etkisi

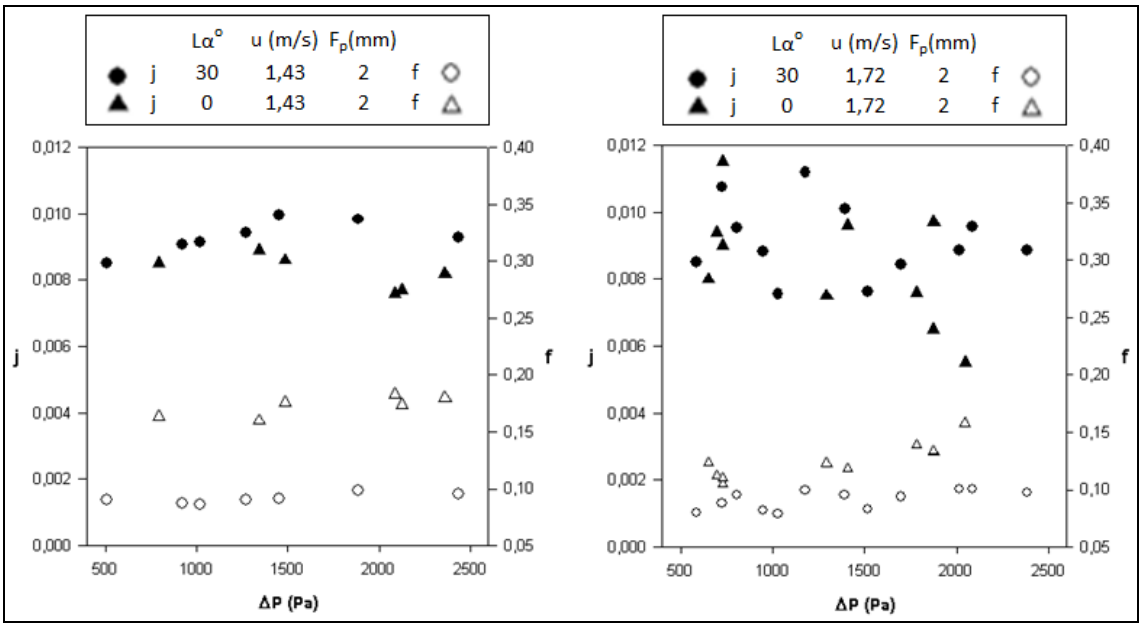
4.2.5 Panjur Etkisi

Gerçekleştirilen deneysel çalışmada benzer özelliklere sahip minikanal buharlaştırıcılarda kanat yapısı etkisi incelendiğinde yüzey üzerinde oluşturulan panjur yapısının en etkili ısıl ve hidrolik performans üzerinde en etkili parametre olduğu görülmüştür. Şekil 4.21'de panjurlu ve panjursuz kanat halinde aynı parametrik koşullarda ısı transferi ve basınç düşüşü değerlerindeki değişim net olarak görülmektedir. Isı transferi incelemesinde düşük buhar basınç farklarında iki kanat yapısı arasında büyük bir fark olmazken buhar basınç farkı arttıkça panjurlu kanat halinde ısı transferi yani j faktörü değeri panjursuz kanat haline göre daha yüksektir. Bununla birlikte kendi içindeki karşılaştırmada ise buhar basınç farkı arttıkça panjurlu kanatta j faktörü yükselip daha sonra yatay bir seyir izlerken panjursuz kanat halinde buhar basınç farkı arttıkça j faktörü değeri hızlı bir şekilde düşmektedir.

Bu oluşumlar şu şekilde açıklanabilir; buhar basınç farkı arttıkça yoğuşma hızı ve yüzey ıslaklığı artmakta ve hava, yoğuşan su tarafından oluşan köprüler nedeniyle bloke olmaktadır. Panjurlu kanat halinde yüzey süreksizliği ve drenaj kanallarının oluyor olması yoğuşan suyun hızlı bir şekilde yüzeyden uzaklaşmasını ve su köprülerinin daha küçük yapılar halinde kalmasını sağlamaktadır. Bunun neticesinde ısı transferi etkilenmemektedir. Panjursuz kanat halinde ise artan yüzey ıslaklığına karşın suyun

yüzeyden yalnızca havanın kayma kuvveti ile uzaklaşabiliyor olması nedeniyle oluşan su köprüleri hava blokajını artırmakta ve ısı transferi kötüleşmektedir.

Is transferi mekanizmasına benzer şekilde basınç düşüşü de aynı teorik temel ile açıklanabilmektedir. Yoğuşan suyun yüzeyden uzaklaşamaması nedeniyle basınç düşüşü artmaktadır. Bu nedenle nem alma koşulları altında panjursuz kanat halinde f değeri panjurlu kanata göre ortalama 2 kat daha yüksektir.

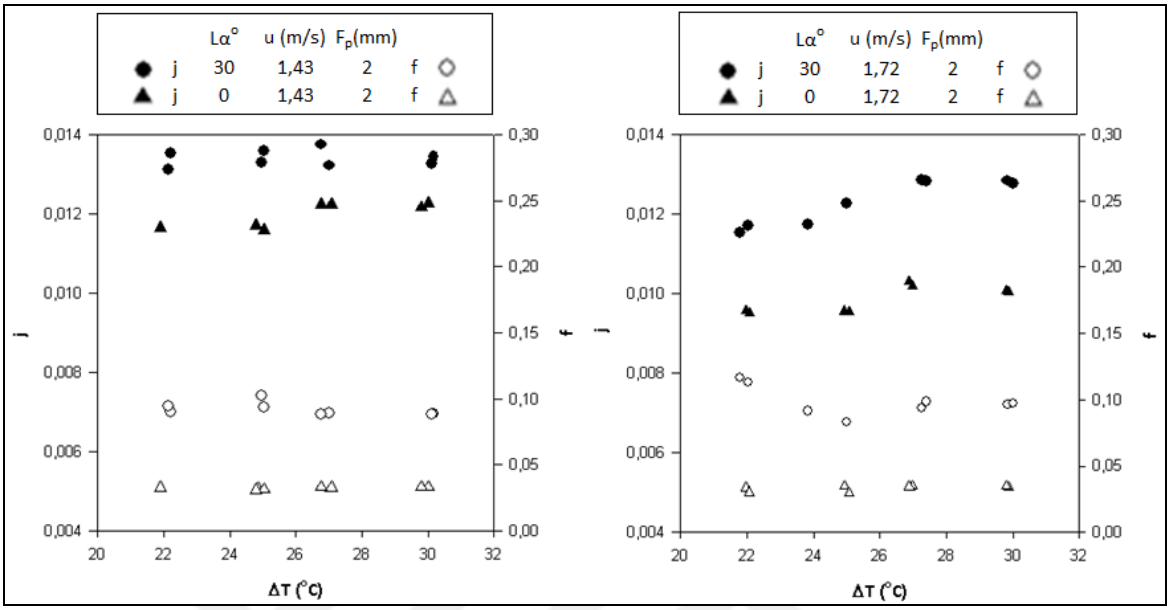


Şekil 4. 21 Islak Koşullar Altında Panjurun f ve j Değerlerine Etkisi

Panjur etkisinin ıslak şartlara özel bir durum olup olmadığını incelemek için benzer deneyler kuru yüzey şartlarında da gerçekleştirilerek kanat yapısının etkisinin hem ıslak ve hem de kuru şartları altında mukayese edilmesi sağlanmıştır. Islak yüsey şartlarında grafiksel karşılaştırmalarda su buhar basınç farkı kullanılırken kuru şartlarda hava ile yüzey arasındaki sıcaklık farkı kullanılmıştır.

Isı transferi incelendiğinde ıslak şartlara benzer şekilde panjurlu kanat halinde ısı transferi daha iyi olmaktadır. Benzer deney koşulları için panjurlu kanat j faktörünün panjursuz kanada göre 2 kat daha yüksek değerler aldığın belirtilebilir. Oluşan yüzey süreksizliği nedeniyle sınır tabaka bozulması sayesinde hava ile yüzey arasındaki ısı taşınım katsayısı daha yüksektir.

Basınç düşüşü değerleri incelendiğinde ıslak ve kuru şartlar arasındaki büyük fark belirgin şekilde ortaya çıkmaktadır. Islak koşullarda panjurlu kanat halinde f katsayısı panjursuza göre 2 kat daha küçük iken kuru koşullarda 2 kat daha büyük olmaktadır.



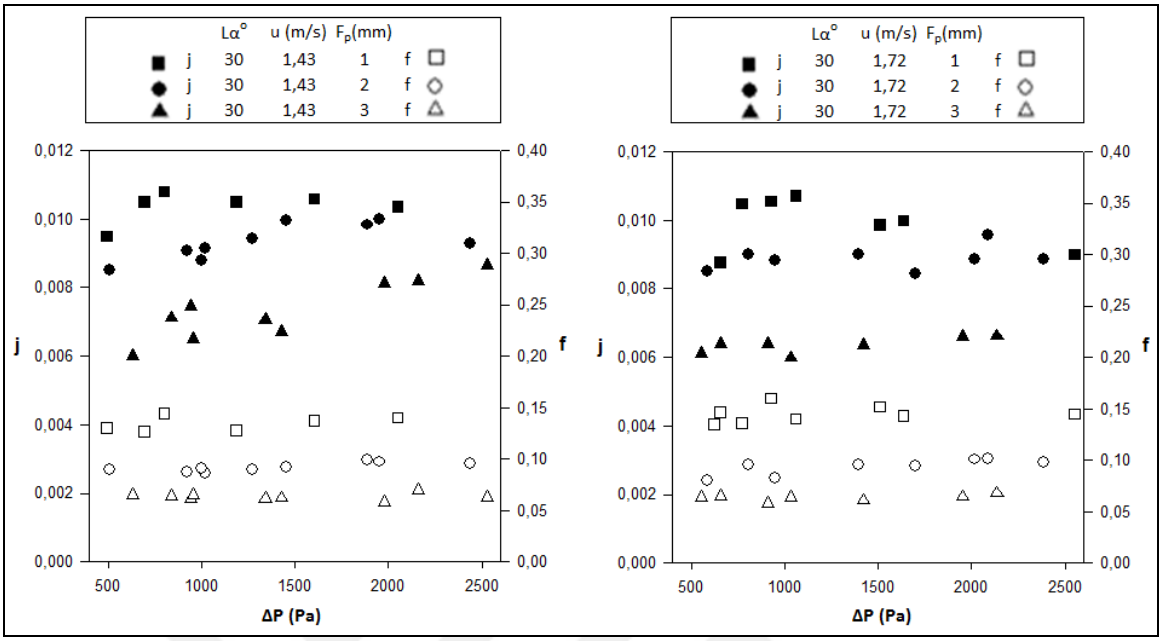
Şekil 4. 22 Kuru Koşullar Altında Panjurun f ve j Değerlerine Etkisi

4.2.6 Kanat Aralığı Etkisi

Kanat aralığının etkisi incelendiğinde fin aralığı 3mm'den 2mm'ye düştüğünde j katsayısında %33 oranında iyileşme olduğu görülmüştür. Ancak kanat aralığı 2mm'den 1mm'ye düştüğünde aynı etkinin görülmediği %9 oranında artış olduğu tespit edilmiştir. Bunun anlamı nem alma koşulları altında kanat aralığının optimum değerde olması bu değerin altında veya üstünde ısı transferinin kötüleştiğidir. Kanat aralığı 3mm'den 2mm'ye düştüğünde ısı transfer yüzey alanı artmakta ve yoğuşan su buharı miktarı artmaktadır. Yoğuşan su kanat üzerinden tahliye olabilmektedir. Kanat aralığı 2mm'den 1mm'ye düştüğünde ise benzer etki aynı derecede görülmemektedir. 1mm kanat aralığında yoğuşan su kanat yüzeyleri arasında su köprüleri oluşturduğu için ısı transferindeki iyileşme oranı daha az olmaktadır.

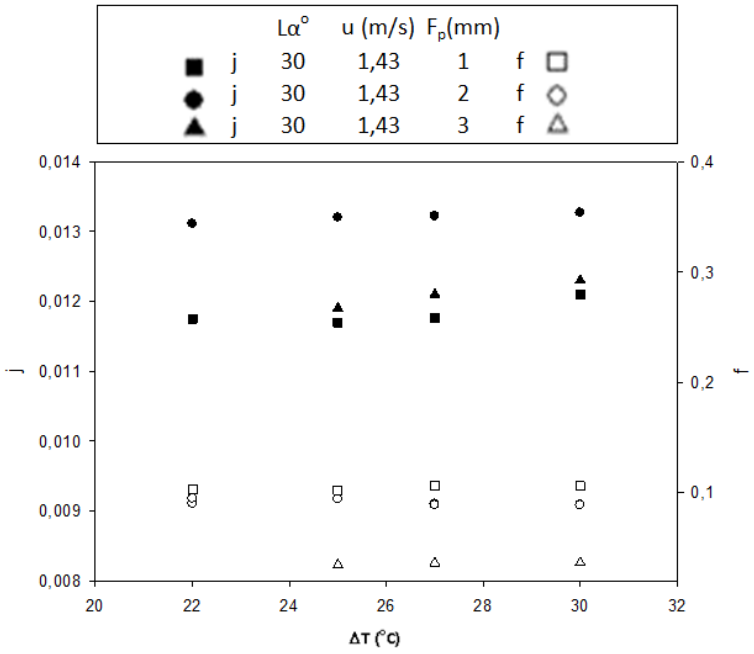
Bu oluşum basınç kaybı değerlerinde de görülmektedir. Şekil 4.23'te görüldüğü üzere f katsayısı kanat aralığı azaldıkça artmaktadır. Kanat aralığı 3mm'den 2mm'ye, 2mm'den 1mm'ye düşerken f katsayısı ortalama %47 oranında artmaktadır. Elde edilen j ve f katsayılarının değişimi incelendiğinde 1mm kanat aralığı için f katsayısının %47 artışına

karşın j katsayısının sadece %9 oranında iyileşiyor olması kanat aralığı için 1-3mm aralığında optimum olduğu sonucunu doğurmaktadır.



Şekil 4. 23 Kanat Aralığının f ve j Katsayılarına Etkisi

Kanat aralığının etkisi ile ilgili elde edilen sonuçlar literatür ile uyum göstermektedir. McLaughlin vd [16] çalışmasında da kanat aralığı için optimum bir değerin varlığından söz edilmektedir.



Şekil 4. 24 Kuru Şartlarda Kanat Aralığının f ve j Katsayılarına Etkisi

Kuru şartlar altında kanat aralığının etkisi incelendiğinde Şekil 4.24'te görüldüğü üzere 2mm kanat aralığında j katsayısının maksimum değere ulaştığı, 1mm ve 3mm kanat aralığında j katsayısının düştüğü görülmüştür. Basınç kaybı incelendiğinde ise 3mm kanat aralığında f katsayısının minimum değer aldığı 1mm kanat aralığında maksimum olduğu, 2mm kanat aralığında ise 1mm kanat aralığından daha düşük sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Isı transferi ve basınç düşüşü birlikte ele alındığında 3mm kanat aralığında, kanatlar arası by-pass olan hava miktarı arttığı için ısı transferi kötüleşmekte buna karşın basınç kaybı azalmaktadır. 1mm kanat aralığında ise j katsayısında minimum, f katsayısında ise maksimum değeri almış olması panjurlu kanatlar arasında havanın geçiş sırasında duyulur ısı transferinin kötüleştiği ve hava blokajının arttığı anlaşılmaktadır.

4.2.7 İstatistiksel Analizlerle Parametrelerin j ve f Katsayılarına Etki Derecelerinin Belirlenmesi

Deneysel değişkenlerin yoğuşma hızına etkisinin istatistiksel yaklaşımla belirlenmesine benzer şekilde değişkenlerin j ve f katsayılarına etkileri de incelenmiştir. Yoğuşma hızı analizlerinde kullanıldığı şekilde Minitab programı kullanılarak gerçekleştirilen analizde Şekilde 4.25'de görüldüğü üzere P değerinin mühendislik uygulamalarında kabul görmüş olan 0,05 değerinin altında olup olmadığına bakılarak yapılan analizde panjur açısı, bağıl nem ve hava sıcaklığı j katsayısı üzerinde yüksek etkili çıkarken kanat aralığı, buharlaşma sıcaklığı ve hava hızı daha az etkili bulunmuştur. Gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre ele alınan değişkenler j katsayısı üzerine etki eden değişkenliğin %93'ünü açıklamaktadır.

Şekil 4.26'daki pasta grafiğinde değişkenlerin etki oranları yüzdesel olarak görülmektedir. Buna göre j katsayısı üzerinde panjur yapısının etkisi toplam değişkenler içerisinde %90 seviyesindedir. Özellikle panjurlu yapıda yoğuşan suyun yüzey üzerindeki açıklıklardan süzülerek yüzeyden uzaklaşabiliyor olması, buna karşın panjursuz yüzeyde yoğuşan suyun yüzeyde kalarak hava blokajına neden oluyor olması panjur yapısının ısı taşınım katsayısı ve j katsayısı üzerinde en etkin parametre olmasını sağlamaktadır.

General Linear Model: j faktör vs Deneysel Değişkenler

Method

Factor coding (-1; 0; +1)

Factor Information

Factor	Type	Levels	Values
Panjur Açısı	Fixed	2	0; 27
Kanat Aralığı (mm)	Fixed	3	1; 2; 3
Bağıl Nem (%)	Fixed	3	70; 80; 90
Giriş Hava Sıcaklığı (C)	Fixed	2	35; 40
Buharlaşma Sıcaklığı (C)	Fixed	2	25; 28
Hava Hızı (m/s)	Fixed	2	1,43; 1,72

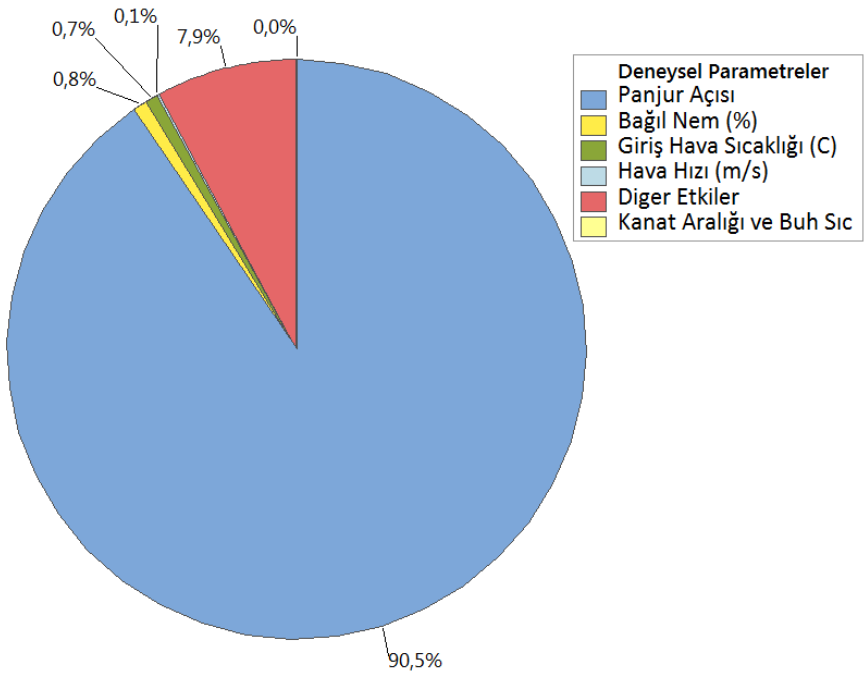
Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Panjur Açısı	1	8196,2	8196,19	1243,46	0,000
Kanat Aralığı (mm)	2	0,2	0,12	0,02	0,983
Bağıl Nem (%)	2	61,3	30,63	4,65	0,012
Giriş Hava Sıcaklığı (C)	1	52,7	52,74	8,00	0,006
Buharlaşma Sıcaklığı (C)	1	1,3	1,29	0,20	0,659
Hava Hızı (m/s)	1	6,6	6,63	1,01	0,318
Error	96	632,8	6,59		
Lack-of-Fit	68	632,8	9,31	23973220,11	0,000
Pure Error	28	0,0	0,00		
Total	104	10416,9			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,56738	93,93%	93,42%	92,45%

Şekil 4. 25: j Katsayısının Parametrelere Bağlı Genel Doğrusal Model



Şekil 4. 26 Parametrelerine j Katsayısına Etki Oranlarının Pasta Grafiği

Deneysel değişkenlerin f katsayılarına etkileri de incelenmiştir. Şekil 4.27'de görüldüğü üzere gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre ele alınan değişkenler f katsayısı üzerine etki eden değişkenliğin %97'sini açıklamaktadır.

Şekil 4.28'deki pasta grafiğinde değişkenlerin etki oranları yüzdesel olarak görülmektedir. Buna göre f katsayısı üzerinde panjur yapısının etkisi toplam değişkenler içerisinde %57 seviyesindedir. Diğer etkili değişkenler içse kanat aralığı ve hava hızıdır. Özellikle panjurlu yapıda yoğuşan suyun yüzey üzerindeki açıklıklardan süzülerek yüzeyden uzaklaşabiliyor olması, buna karşın panjursuz yüzeyde yoğuşan suyun yüzeyde kalarak hava blokajına neden oluyor olması panjur yapısının hava tarafı basınç kaybı ve f katsayısı üzerinde en etkin parametre olmasını sağlamaktadır.

General Linear Model: f faktör vs Deneysel Değişkenler

Method

Factor coding (-1; 0; +1)
Rows unused 9

Factor Information

Factor	Type	Levels	Values
Panjur Açısı	Fixed	2	0; 27
Kanat Aralığı (mm)	Fixed	3	1; 2; 3
Bağıl Nem (%)	Fixed	3	70; 80; 90
Giriş Hava Sıcaklığı (C)	Fixed	2	35; 40
Buharlaşma Sıcaklığı (C)	Fixed	2	25; 28
Hava Hızı (m/s)	Fixed	2	1,43; 1,72

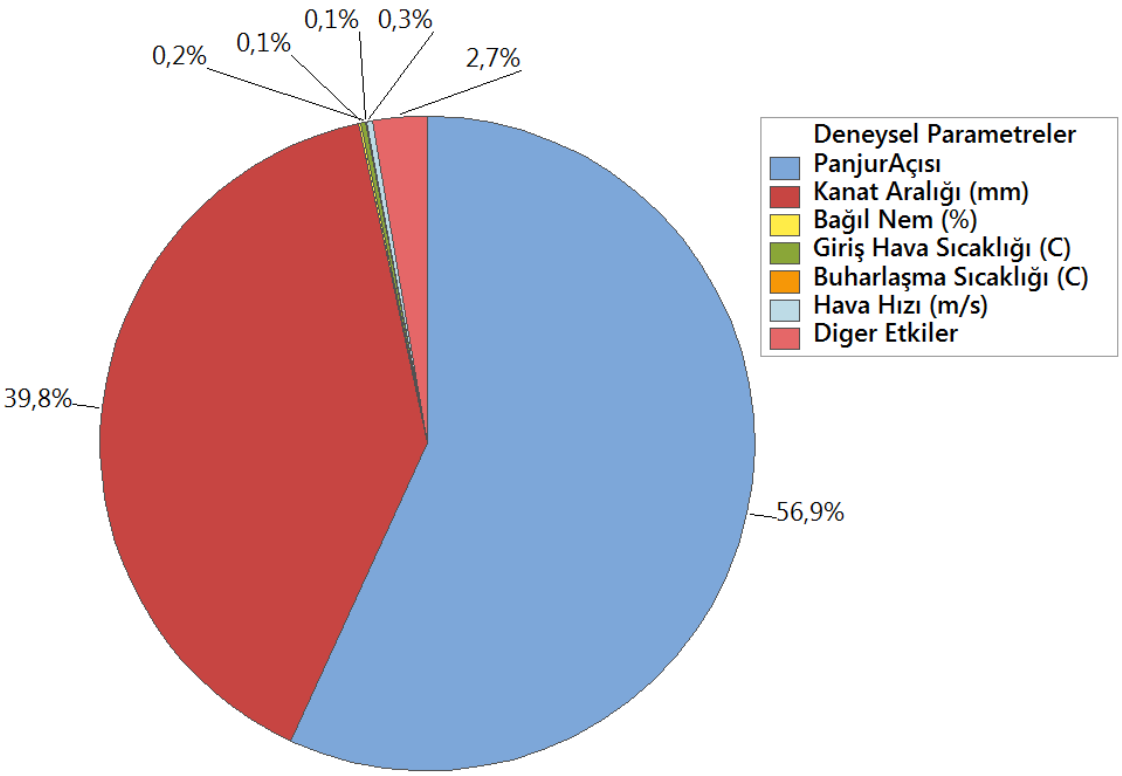
Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Panjur Açısı	1	0,085554	0,085554	1978,17	0,000
Kanat Aralığı (mm)	2	0,054088	0,027044	625,31	0,000
Bağıl Nem (%)	2	0,000231	0,000116	2,67	0,075
Giriş Hava Sıcaklığı (C)	1	0,000324	0,000324	7,49	0,008
Buharlaşma Sıcaklığı (C)	1	0,000083	0,000083	1,93	0,169
Hava Hızı (m/s)	1	0,000259	0,000259	5,99	0,016
Error	87	0,003763	0,000043		
Lack-of-Fit	68	0,003517	0,000052	4,00	0,001
Pure Error	19	0,000246	0,000013		
Total	95	0,171501			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0065764	97,81%	97,60%	97,33%

Şekil 4. 27 f Katsayısının Parametrelere Bağlı Genel Doğrusal Model



Şekil 4. 28 Parametrelerine f Katsayısına Etki Oranlarının Pasta Grafiği

BÖLÜM 5

ISI-KÜTLE BENZEŞİMİ İLE YOĞUŞAN SU MİKTARININ HESAPLANMASI

5.1 Isı-Kütle Benzeşimi

Bilindiği üzere bir sistemde, kütle derişikliği noktadan noktaya değişiyorsa, iki veya daha fazla bileşen içerdiği durumda derişiklik farkını minimize etmeye yönelik doğal bir eğilim oluşmaktadır. Bu eğilim kütle transferidir. Bu eğilime en iyi örnek teze konu olan soğuk bir yüzey üzerinden nemli havanın geçişi sırasındaki suyun derişiklik farkı nedeniyle transfer olmasıdır. Bu kütle transferi biçimine taşınımla kütle transferi denilmektedir. Isı ve kütle transferinin birlikte görüldüğü söz konusu oluşumda ısı taşınım katsayısı bilinmesi halinde ısı-kütle benzeşiminden Eşitlik 5.1'deki taşınımla kütle transferi formülünde yer alan kütle taşınım katsayısı h_m bulunması durumunda hava ile yüzey arasında gerçekleşen ve dolayısıyla yoğuşan su miktarı hesaplanabilmektedir.

Tez kapsamında ısı-kütle benzeşiminden elde edilen yoğuşma debisi ile terazi ile anlık olarak ölçülen yoğuşma debisi karşılaştırılmıştır.

$$\dot{m}_{su,hesaplanan} = h_m A_{toplam} \Delta C_A \tag{5.1}$$

$$h_m = \frac{h_o}{\rho_o Cp_o Le^{2/3}} \tag{5.2}$$

$$Le = \frac{\alpha}{D_{wo}} \tag{5.3}$$

$$\alpha = \frac{k_o}{\rho_o Cp_o} \tag{5.4}$$

$$\Delta CA = CA_o - CA_s \quad (5.5)$$

$$CA_o = \frac{\varphi_o P_{sat}}{0{,}4615 T_o} \quad (5.6)$$

$$CA_s = \frac{P_{sat,s}}{0{,}4615 T_{w,s}} \quad (5.7)$$

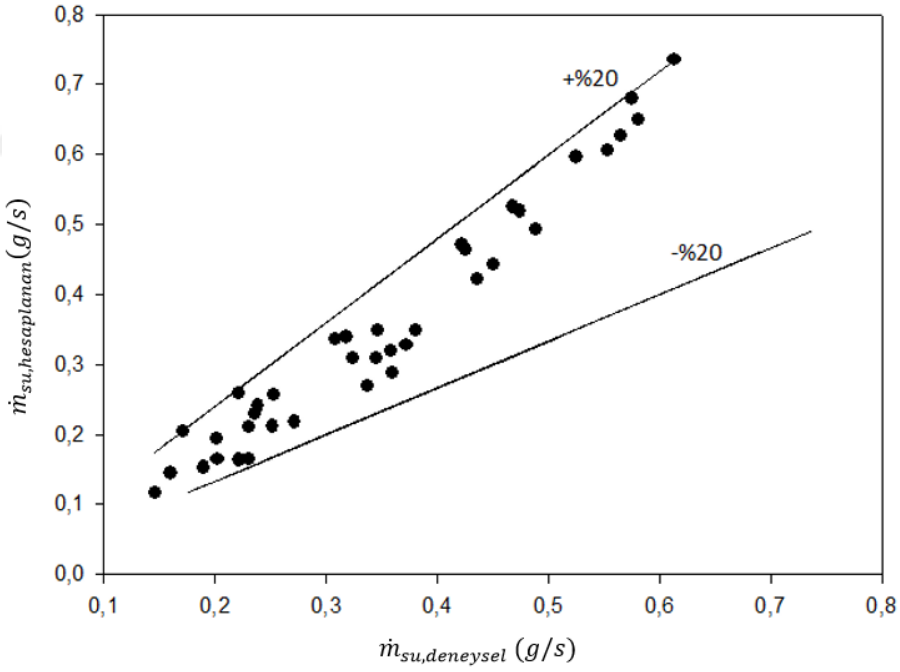
298 ^oK'de D_{wo} =24*10^{-6} (m^2/s)

$$D_{wo} = 24 * 10\text{^} - 6\left[\frac{T_o}{298}\right]^{3/2} \quad (5.8)$$

$$\dot{m}_{su,hesaplanan} \approx \dot{m}_{su,deneysel} \quad (5.9)$$

5.2 Yoğuşan Su Miktarı

Hesaplamalar 2mm panjurlu kanat hali için gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.1'de görüldüğü üzere ölçülmüş olan yoğuşma suyu miktarları ±%20 hassasiyetle hesaplanabilmektedir.



Şekil 5. 1 Panjurlu kanat hali için deneysel ve hesaplanan yoğuşma debilerinin karşılaştırılması

5.3 Belirsizlik Analizi

Deney düzeneğinde ölçümler yapılarak tespit edilmesi gereken büyüklükler P ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişkenler (x_1, x_2, x_3,….,x_n) ile ifade edilmektedir. Bu durumda,

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots\dots, x_n) \tag{5.1}$$

olarak yazılabilir. Herbir bağımsız değişkene ait hata oranları w_1, w_2, w_3,….,w_n ve P büyüklüğünün hata oranı w_p ise Kline ve McClintock belirsizlik analizi yöntemi ile Eşitlik 5.2 ile matematiksel olarak ifade edilmektedir.

$$w_p = \pm\left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1}w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2}w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3}w_3\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial n}w_n\right)^2\right]^{1/2} \tag{5.2}$$

Gerçekleştirilen çalışmalarda çıktı olarak incelenen yoğuşma debisi, j katsayısı ve f katsayısı değerlerine ait belirsizlik analizleri gerçekleştirilmiştir. Eşitlik 5.2'deki matematiksel ifade, ilgili değişkenlere ait korelasyon ve bağlı değişkenlere göre Eşitlik 5.3, Eşitlik 5.4 ve Eşitlik 5.5'de yeniden ifade edilmiş ve EES programında belirsizlik hesabı gerçekleştirilmiştir.

$$w_{\dot{m}_{su}} = \pm\left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{su}}{\partial h_m}w_{h_m}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{su}}{\partial \Delta CA}w_{\Delta CA}\right)^2\right]^{1/2} \tag{5.3}$$

$$w_j = \pm\left[\left(\frac{\partial j}{\partial h}w_h\right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial \rho_{ort}}w_{\rho_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial V_c}w_{V_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial c_{p,o}}w_{c_{p,o}}\right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial Pr_o}w_{Pr_o}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{5.4}$$

$$w_f = \pm\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho_{ort}}w_{\rho_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho_1}w_{\rho_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P}w_{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho_2}w_{\rho_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial V_c}w_{V_c}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{5.5}$$

Çizelge 5.1'de 2mm kanat aralıklı panjurlu kanat hali için belirsizlik değerleri verilmektedir. Buna göre j katsayısına ait belirsizlik %10, f katsayısına ait belirsizlik %1 ve yoğuşan su miktarının hesaplanmasına ait belirsizlik %10 değerindedir.

Çizelge 5. 1 Değişkenlere Ait Belirsizlik Yüzdeleri

φ (%)	T_o (°C)	T_i (°C)	j	w_j (%)	f	w_f (%)	$\dot{m}_{su}$(g/s)	w_m (%)
90	40	25	0,00837	10	0,0973	1	0,650	10

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

• Gerçekleştirilen deneysel çalışmada minikanallı buharlaştırıcıda nem alma hızı ve hava tarafı ısıl ve hidrolik performansına etki eden hava ve kanat geometrilerinin etkileri incelenmiştir.

• Yoğuşma hızına hava tarafı parametrelerinin etkileri incelendiğinde giriş bağıl nem değeri arttıkça yüzey ile hava arasındaki su buharı basınç farkı arttığından yoğuşma hızı artmaktadır. Hava hızı arttıkça yüzeyde yoğuşan suyun hava hızı etkisiyle yüzeyden uzaklaşması iyileştirildiği için yoğuşma hızı artmaktadır. Hava sıcaklığı arttıkça havanın taşıdığı su buharı miktarı artmakta ve bunun neticesinde su buharı kısmi basınç farkı arttığından yoğuşma hızı artmaktadır. Ek olarak hava sıcaklığı arttıkça çiğ noktası sıcaklığının artması da yoğuşmayı hızlandırmaktır. Hava parametrelerine ek olarak soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığının azalması yüzeyle hava arasındaki sıcaklık farkını artırdığından ve ayrıca çiğ noktası sıcaklığına ulaşma süresi kısaldığından yoğuşma hızı artmaktadır.

• Yoğuşma hızına buharlaştırıcı geometrik parametrelerin etkileri incelendiğinde panjur açısının etkileri havanın taşıdığı nem miktarına göre değişik sonuçlar doğurmuştur. Düşük bağıl nem değerlerinde panjur etkisi ihmal edilir düzeyde iken yüksek bağıl nemde panjur olması halinde yoğuşma hızı %44 oranında daha yüksek ölçülmüştür. Elde edilen bu sonuçlara göre panjurlu durumda yoğuşma hızının daha yüksek olmasının nedeni yoğuşan su damlacıklarının yassı borular üzerinde sürüklenerek bir

kısmının panjurlar üzerinden kanadı terk etmesidir. Düşük bağıl nem ve mutlak nem değerlerinde bu etki daha düşük görünürken yüksek bağıl nem değerlerinde panjur etkisi artmaktadır. Kanat aralığının etkisi incelendiğinde kanat aralığı 2 mm'den 3 mm'e çıktığında yoğuşma hızında düşüş olduğu görülmüştür. Bunun nedeni beklendiği üzere yüzey alanının azalması ve nemli havanın kanatlar arasından geçerken by-pass oranının artmasıdır.

• Yoğuşma hızına etki eden parametrelerin etki dereceleri incelendiğinde hava tarafında en etkili parametrenin hava sıcaklığı daha sonra havanın bağıl nemi olduğu bulunmuştur. Kanat yapısı tarafında ise panjur etkisi %9,6 iken kanat aralığının etkisi ise dikkat çekici şekilde çok düşük kalmıştır.

• Panjurlu kanat halinde hava hızının ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi incelendiğinde hava hızı arttıkça j katsayısı düştüğü, f katsayısının da minör olarak düştüğü görülmüştür. Normal şartlar altında hava hızı arttıkça j katsayısı yani ısı transferi ve f katsayısının yani basınç düşüşünün artması beklenirken ters bir oluşum görülmüştür. Bunun nedeni hava hızı arttıkça yüzeyde yoğuşan suyun drenaj kabiliyeti artmakta ve yüzey ıslaklığı azaldığı için ıslak yüzey ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Aynı şekilde yüzey üzerindeki su köprücükleri azaldığı için hava blokajı azalmakta ve basınç düşüşü olumlu etkilenmektedir.

• Hava sıcaklığı arttıkça ısı transferi ve basınç düşüşü artmaktadır. Hava sıcaklığı arttıkça buhar basınç farkı artmakta, j ve f değerleri artmaktadır. %10 olan bu artış, havanın taşıdığı mutlak nem miktarının artması neticesinde yüzey ıslaklığının artışı ile açıklanacaktır. Buharlaşma sıcaklığı azaldıkça ise j faktörünün büyüdüğü buna karşılık f sürtünme katsayısının ihmal edilecek düzeyde azaldığı görülmektedir. Bu sonuç ile nem alma koşulları altında ısı ve kütle transferinde soğuk yüzey etkisinin olumlu olduğu belirtilebilir.

• Gerçekleştirilen deneysel çalışmada benzer özelliklere sahip minikanal buharlaştırıcılarda kanat yapısı etkisi incelendiğinde yüzey üzerinde oluşturulan panjur yapısının ısıl ve hidrolik performans üzerinde en etkili parametre olduğu görülmüştür. Isı transferi incelemesinde düşük buhar basınç farklarında iki kanat yapısı arasında büyük bir fark olmazken buhar basınç farkı arttıkça panjurlu kanat halinde ısı transferi

yani j faktörü değeri panjursuz kanat haline göre daha yüksektir. Bununla birlikte kendi içindeki karşılaştırmada ise buhar basınç farkı arttıkça panjurlu kanatta j faktörü yükselip daha sonra yatay bir seyir izlerken panjursuz kanat halinde buhar basınç farkı arttıkça j faktörü değeri hızlı bir şekilde düşmektedir.

• Gerçekleştirilen deneysel çalışma minikanallı buharlaştırıcılarda hava tarafı hidrolik performansına kanat geometrisinin hava tarafı parametrelerine kıyasla daha etkili olduğu görülmektedir.

• Nem alma amacıyla kurulmuş soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcı üzerinde nemin minimum sürede maksimum yoğuşma hızı ile alınması beklenmektedir. Bu beklentiyi karşılamak için kanat geometrisinin doğru belirlenmesi kritik bir aşamadır. Deneysel sonuçlar göstermektedir ki yüksek yoğuşma hızı için yüksek bağıl nem, yüksek hava sıcaklığı ve düşük buharlaşma sıcaklığı gerekmektedir. Deneysel sonuçlara göre bu koşullar altında basınç düşüşü artmaktadır. Bu durumda kanat geometrisi ile basınç düşüşünün optimize edilmesi sağlanabilir. Deneysel sonuçlara göre nem alma koşulları altında panjurlu kanat halinde sürtünme katsayısı panjursuz kanat haline göre 1,5 kat daha düşüktür. Buna göre nem alma koşulları altında panjurlu kanat yapısına sahip bir buharlaştırıcı panjursuz kanatlı buharlaştırıcıya göre daha uygun bir yapı anlamına gelmektedir.

• Kanat aralığının etkisi incelendiğinde panjur etkisinden daha farklı bir durum olduğu görülmektedir. Islak yüzey koşullarında kanat aralığı azaldıkça artan yoğuşma hızı nedeniyle basınç düşüşü artmaktadır. Bu durum kanat aralığı değeri belirlenirken ısıl ve hidrolik performans birlikte değerlendirilerek optimum kanat aralığının belirlenmesi, bu değerden daha dar kanat aralıklarının basınç düşüşünde ani yükselişlere neden olabileceği tezini ortaya çıkarmaktadır.

6.2 Öneriler

• Gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda kanat geometrisinin ısıl ve hidrolik performans etkisinin yüksek olduğu ortaya çıkmıştır. Özellikle panjurlu kanatlarda panjur açısı ve panjur sayısının belirlenmesi konuları deneysel olarak çalışılabilir.

• Minikanal buharlaştırıcıda kanal derinliğinin ısıl ve hidrolik performansa etkisi çalışılabilir.

• Özellikle farklı kanat aralıklarında hidrofilik ve hidrofobik kaplamanın kanat üzerinden su tahliyesine etkisi deneysel olarak çalışılabilir, hidrofilik ve hidrofobik kaplamaların hangisinin minikanal buharlaştırıcıda nem alma koşulları altında ısıl ve hidrolik performansa etkisi ortaya konulabilir.

• Optimum minikanal port sayısı ve hidrolik çapı deneysel olarak çalışılabilir. Bu şekilde hava tarafı iyileştirmelerine ek olarak kanal tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri deneysel olarak belirlenebilir.

• Tez çalışmasında minikanal buharlaştırıcıda iki fazlı akışkanın portlara dağılımı homojen olarak kabul edilmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile uygun port tasarımı çalışılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Gfk, Deeper Insights Tdryers West Europe Sunumu, www.gfk.com, 10 Aralık 2016.

[2] Friterm (2016). ''AB Florlu Sera Gazları (F-Gaz) Yönetmeliği'', Friterm Teknik Kitaplar Dizisi No:03.

[3] Steinke, M.E, Kandlikar S.G (2004). "An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels", Journal of Heat Transfer, 127: 518-526.

[4] Mehendale, S. S, Jacobi, A. M. ve Shah, R. K. (2000). ''Fluid Flow and heat Transfer at Micro- and Meso-scales With Application to Heat Exchanger Design'', Applied Mechanics Reviews, 53(7), 175-193.

[5] Fukano,T. ve Kariyasaki, A. (1993). ''Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flow in a Capillary Tube'', Nuclear Engineering and Design, 141:59-68.

[6] Steinke, M.E, Kandlikar S.G (2004). "An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels", Journal of Heat Transfer, 127: 518-526.

[7] Kandlikar S.G (2007). "A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-conditioning Systems-Current Status and Future Directions", Heat Transfer Engineering, 28: 973-985.

[8] M.Kim, C.Bullard (2001). ''Air-Side Performance of Brazed Aluminum Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions'', International Journal of Refrigeration, 25: 924-934.

[9] Y.G.park, A.M.Jacobi (2009). ''The Air-Side Thermal-Hydraulic Performance of Flat-Tube Heat Exchangers With Louvered, Wavy, and Plain Fins Under Dry and Wet Conditions'', Journal of Heat Transfer, 131: 1-13.

[10] J.Dong, L.Su, Q.Chen, W.Xu (2012). ''Experimental Study on Thermal-Hydraulic Performance of a Wavy Fin-and-Flat Tube Aluminum Heat Exchangers'', Applied Thermal Engineering, 51: 32-39.

[11] N.H.Kim, S.H.Kim, H.W.Byun, E.J.Lee (2010). ''Dry and Wet Air-Side Performance of a Louver Finned Heat Exchanger Having Flat Tubes'', International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 12-15 Haziran 2010, Purdue, 1040.

[12] M.H.Kim, B.Youn, C.W.Bullard (2001). ''Effect of Inclination on the Air-Side Performance of a Brazed Aluminium Heat Exchanger Under Dry and Wet Conditions'', International Journal of Heat and Mass Transfer, 44: 4613-4623.

[13] D.Jungi, C.Jianping, C. Zhijiu, Z.Yimin, Z.Wenfeng (2007). ''Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Wavy Fin and Flat Tube Heat Exchangers'', Applied Thermal Engineering, 27: 2066-2073.

[14] L.Liu ve A.M.Jacobi (2008). ''Issues Affecting the Reliability of Dynamic Dip Testing as a Method to Assess the Condansate Drainage Behavior From the Air-Side Surface of Dehumidifying Heat Exchangers'', Experimental Thermal and Fluid Science, 32: 1512-1522.

[15] P.Zhang ve P.S.Hrnjak (2009). ''Air-Side Performance Evaluation of Three Types of Heat Exchangers in Dry, Wet and Periodic Frosting Conditions'' International Journal of Refrigeration, 32: 911-921.

[16] W.J.Mc Laughlin ve R.L. Webb (2000). ''Wet Air Side Performance of Louver Fin Automotive Evaporators'', SAE Technical Paper, 2000-01-0574.

[17] J.M. Gorman, M. Carideo, E.M. Sparrow, J.P. Abraham (2015). ''Heat Transfer and Pressure Drop Comparison of Louver-and-Plain Finned Heat Exchangers Where One Fluid Passes Through Flattened Tubes'', Case Studies in Thermal Engineering, 5: 122-126.

[18] A. Saleem ve M.H. Kim (2017), ''Air-side Thermal Hydraulic Performance of Microchannel Heat Exchangers With Different Fin Configurations'', Applied Thermal Engineering, 125: 780-789.

[19] P. Shinde ve C.X.Lin (2017). ''A Heat transfer and Friction Factor Correlation for Low Air-side Reynolds Number Applications of Compact Heat Exchangers (1535 RP)'', Science and Technology for the Built Environment, 23(1): 192-210.

[20] R. Srisomba, L.G. Asırvatham, O. Mahian, A.S. Dalkılıç, M.M. Awad, S. Wongwises (2017). ''Air-Side Performance of a Micro-Channel Heat Exchanger in Wet Surface Conditions'', Thermal Science, 20(1): 375-385.

[21] Kim M.H ve Bullard C.V. (2000). "Air-side thermal performance of Micro-channel Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions", International Refrigeration and Engineering Conference, 25-28 Haziran 2000, Purdue, 473.

[22] Kim M.H ve Bullard C.V. (2002). "Air-Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminium Heat Exchangers", International Journal of Refrigeration, 25: 390-400.

[23] T.H. Kuehn, J.W.Ramsey, J.L. Threlkeld (1998). Thermal Environmental Engineering, Third Edition, Prentice-Hall, EnglewoodCliffs.

[24] R.J. Myers (1967). The Effect of Dehumidification on the Air-Side Heat Transfer Coefficient for a Finned Tube Coil, Yüksek Lisans Tezi, Univesity of Minnesota, Minneapolis.

[25] S.G. Kandlikar ve P. Balasubramanian (2004). ‘’An Extension of Flow Boiling Correlation to Transition, Laminar and Deep Laminar Flows in Minichannels and Microchannels’’, Heat Transfer Engineering 25(3): 86-93

[26] Kays W.M, London A.M (1984). Compact Heat Exchangers, Third Edition McGraw Hill Book, Newyork.

EES HESAPLAMALARI

Akışkan Tarafı Isı Taşınım Katsayısı Hesaplama Komutları

$$h_{TP;NBD} = 0{,}6683 \cdot Co^{-0{,}2} \cdot \left[1 - x_{r134a}\right]^{0{,}8} \cdot h_{LO} + 1058 \cdot Bo^{0{,}7} \cdot \left[1 - x_{r134a}\right]^{0{,}8} \cdot F_{FL} \cdot h_{LO}$$

$$h_{TP;CBD} = 1{,}136 \cdot Co^{-0{,}9} \cdot \left[1 - x_{r134a}\right]^{0{,}8} \cdot h_{LO} + 667{,}2 \cdot Bo^{0{,}7} \cdot \left[1 - x_{r134a}\right]^{0{,}8} \cdot F_{FL} \cdot h_{LO}$$

$$h_{LO} = \frac{Nusselt \cdot k_{r134a}}{D_h}$$

$$Bo = \frac{q_{aki}}{G \cdot i_{LG}}$$

$$Co = \frac{\rho_G}{\rho_L} \cdot \left[\frac{1 - x_{r134a}}{x_{r134a}}\right]^{0{,}8}$$

$$Nusselt = 4{,}36$$

$$k_{r134a} = \frac{k_{r134a;sivi;faz} + k_{r134a;gaz;fazi}}{2}$$

$$k_{r134a;sivi;faz} = \mathbf{k}\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{r134a;sivi;faz}\right]$$

$$k_{r134a;gaz;fazi} = \mathbf{k}\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{r134a;gaz;fazi}\right]$$

$$D_h = 0{,}00171$$

$$i_{LG} = \frac{i_{LG;sivi;faz} + i_{LG;gaz;fazi}}{2}$$

$$i_{LG;sivi;faz} = \mathbf{h}\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{r134a;sivi;faz}\right]$$

$$i_{LG;gaz;fazi} = \mathbf{h}\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{r134a;gaz;fazi}\right]$$

$$G = \frac{\dot{m}_{r134a}}{A_{akiskan}}$$

$$\dot{m}_{r134a} = \frac{\dot{m}_{r134a;deneysel}}{1000 \cdot 12}$$

$$q_{aki} = Q_{eva} \cdot \frac{1000}{A_{toplam}}$$

$$A_{toplam} = 1{,}813$$

$$A_{akiskan} = \pi \cdot \frac{D_h^{\,2}}{4}$$

$$\rho_G = \rho\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{r134a;gaz;fazi}\right]$$

$$x_{r134a;gaz;fazi} = 1$$

$$\rho_L = \rho\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{r134a;sivi;fazi}\right]$$

$$x_{r134a;sivi;fazi} = 0$$

$$P_{eva;r134a;ort} = \frac{P_{eva;r134a;gir} + P_{eva;r134a;cik}}{2}$$

$$F_{FL} = 1{,}63$$

b Değerlerinin Hesaplanması

$$b_i = \frac{i_{doyma;boru;ic;yuzey;sic} - i_{doyma;evaporasyon;sic}}{T_{boru;ic;yuzey;sic} - T_{evaporasyon;sic}}$$

$$b_p = \frac{i_{doyma;boru;dis;yuzey;sic} - i_{doyma;boru;ic;yuzey;sic}}{T_{boru;dis;yuzey;sic} - T_{boru;ic;yuzey;sic}}$$

$$b_w = \frac{i_{doyma;eva;hava;gir;sic} - i_{doyma;eva;hava;cik;sic}}{T_{eva;hava;gir} - T_{eva;hava;cik}}$$

$$i_{doyma;boru;ic;yuzey;sic} = \mathbf{h}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{boru;ic;yuzey;sic} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$i_{doyma;evaporasyon;sic} = \mathbf{h}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{evaporasyon;sic} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$i_{doyma;boru;dis;yuzey;sic} = \mathbf{h}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{boru;dis;yuzey;sic} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$i_{sat;eva;hava;gir} = \mathbf{h}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$i_{sat;eva;hava;cik} = \mathbf{h}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;cik} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$T_{boru;dis;yuzey;sic} = \frac{T_{eva;r134a;gir} + T_{eva;r134a;cik}}{2}$$

$$rh_{doyma} = 1$$

$$P1 = 101{,}325$$

Birim Alan Başına Yoğuşma Hesabı

$$\dot{m}_{su;2mm;panjurlu} = \frac{\dot{m}_{su;2mm;panjurlu;deneysel}}{hava_{toplam;2mm;fin;araligi}}$$

$$\dot{m}_{su;2mm;panjursuz} = \frac{\dot{m}_{su;2mm;panjursuz;deney}}{A_{hava;toplam;2mm;fin;araligi}}$$

$$\dot{m}_{su;3mm;panjurlu} = \frac{\dot{m}_{su;3mm;panjurlu;deneysel}}{A_{hava;toplam;3mm;fin;araligi}}$$

$$\dot{m}_{su;1mm;panjurlu} = \frac{\dot{m}_{su;1mm;panjurlu;deneysel}}{A_{hava;toplam;1mm;fin;araligi}}$$

$$A_{hava;toplam;2mm;fin;araligi} = 1,814$$

$$A_{hava;toplam;3mm;fin;araligi} = 1,304$$

$$A_{hava;toplam;1mm;fin;araligi} = 2,566$$

$$\dot{m}_{yogusma;suyu} = \frac{\dot{m}_{yogusma;suyu;deneysel}}{A_{hava;toplam}}$$

$$A_{hava;toplam} = 2,566$$

Boru İç Sıcaklığı Hesabı

$$R_{toplam} = \frac{1}{h_{134a} \cdot 2 \cdot 3{,}1415 \cdot r_{ic}} + \frac{x}{2 \cdot 3{,}1415 \cdot 401}$$

$$x = \ln\left[\frac{r_{dis}}{r_{ic}}\right]$$

$$r_{dis} = 0{,}003175$$

$$r_{ic} = 0{,}002575$$

$$q_{aki} = \frac{T_{134a;ort} - T_{evaporasyon}}{R_{toplam}}$$

$$T_{boru;ic;yuzey;sic} = q_{aki} \cdot R_{ic;toplam} + T_{evaporasyon}$$

$$R_{ic;toplam} = \frac{1}{h_{134a} \cdot 2 \cdot 3{,}1415 \cdot r_{ic}}$$

$$T_{134a;ort} = \frac{T_{134a;gir} + T_{134a;cik}}{2}$$

Basınç Farkı Hesabı

$$\delta P = P_{nemli;hava} - P_{su;doyma}$$

$$P_{su;doyma} = \mathbf{P}_{sat}\left['Water' ; T = T_{eva;yuzey}\right] \cdot 1000$$

$$P_{nemli;hava;doyma;basinci} = 611{,}21 \cdot 2{,}71828^{\left[\frac{17{,}502 \cdot T_{eva;hava;ort}}{240{,}97 + T_{eva;hava;ort}}\right]}$$

$$P_{nemli;hava} = P_{nemli;hava;doyma} \cdot rh_{eva;hava;ort}$$

$$T_{eva;hava;ort} = \frac{T_{eva;hava;gir} + T_{eva;hava;cik}}{2}$$

$$rh_{eva;hava;ort} = \frac{rh_{eva;hava;gir} + rh_{eva;hava;cik}}{2 \cdot 100}$$

f Faktörü Hesabı

$$f = \frac{A_{min}}{A_{hava;toplam}} \cdot \frac{\rho_{ort}}{\rho_{eva;hava;gir}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \rho_{eva;hava;gir} \cdot DP}{(\rho_{ort} \cdot V_c)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2 \cdot \left(\frac{\rho_{eva;hava;gir}}{\rho_{eva;hava;cik}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_{eva;hava;gir}}{\rho_{eva;hava;cik}} \right]$$

$A_{min;akis} = 0,0185$

$A_{hava;toplam} = 1,8137$

$A_{on;bakis} = 0,0247$

$\rho_{ort} = \rho[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;ort} ; R = rh_{eva;hava;ort} ; P = P1]$

$T_{eva;hava;ort} = \frac{T_{eva;hava} - gir + T_{eva;hava;cik}}{2}$

$rh_{eva;hava;ort} = \frac{rh_{eva;hava;gir} + rh_{eva;hava;cik}}{2}$

$rh_{eva;hava;gir} = \frac{rh_{eva;hava;gir;deneysel}}{100}$

$rh_{eva;hava;cik} = \frac{rh_{eva;hava;cik;deneysel}}{100}$

$P1 = 101,325$

$\rho_{eva;hava;gir} = \rho[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1]$

$\rho_{eva;hava;cik} = \rho[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;cik} ; R = rh_{eva;hava;cik} ; P = P1]$

$K_c = 0,95$

$$\sigma = \frac{A_{min;akis}}{A_{on;bakis}}$$

$$K_e = -0,52$$

$$V_c = u \cdot \frac{A_{on;bakis}}{A_{min;akis}}$$

$$u = \frac{Q_{hava}}{1000 \cdot 0,0325}$$

$$Dh = 4 \cdot L \cdot \frac{A_{min;akis}}{A_{hava;toplam}}$$

$$L = 0,064$$

$$Re = G \cdot \frac{Dh}{\mu_{hava}}$$

$$\mu_{hava} = \textbf{Visc}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;ort} ; R = rh_{eva;hava;ort} ; P = P1\right]$$

$$G = u \cdot \frac{\rho_{ort}}{\sigma}$$

Hava tarafı Isı Taşınım Katsayısı Hesabı

$$\eta_{hava;islak;kosul} = 1 - \frac{A_{fin;yuzey;alani}}{A_{islak;hava;alani}} \cdot \left[1 - \eta_{fin;islak;kosul}\right]$$

$$\eta_{hava;islak;kosul} = \frac{\frac{2{,}718^{[2 \cdot m \cdot l]} - 1}{2{,}718^{[2 \cdot m \cdot l]} + 1}}{m \cdot l}$$

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_{hava;islak} \cdot (s_{fin} + F_{akis;derinligi})}{k_{fin} \cdot s_{fin} \cdot F_{akis;derinligi}}\right]^{[1/2]}$$

$$l = \frac{H}{2 - s_{fin}}$$

$$h_{hava} = \frac{h_{hava;islak} \cdot cp_{hava} \cdot 1000}{b_w \cdot 1000}$$

$$h_{hava;islak} = \frac{alfa_{hhavaislak;etahavaislak}}{\eta_{hava;islak}}$$

$A_{fin;surface} = 0{,}995$

$A_{air;wet} = 1{,}304$

$s_{fin} = 0{,}0002$

$F_{akis;derinligi} = 0{,}64$

$k_{fin} = 237$

$cp_{hava} = \mathbf{Cp}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1\right]$

$$rh_{eva;hava;gir} = \frac{rh_{eva;hava;gir;deneysel}}{100}$$

$P1 = 101{,}325$

$H = 0{,}012$

Islak Yüzey Isı Taşınım Katsayısı Hesabı

$$U_{hava;islak} = \frac{NTU \cdot \dot{m}_{hava}}{A_{hava;islak}}$$

$$C_{r134a} = \frac{\dot{m}_{r134a} \cdot cp_{r134a}}{b_i}$$

$$\dot{m}_{hava} = \frac{\dot{V}_{hava}}{1000} \cdot \rho_{hava}$$

$$\rho_{hava} = \rho\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1\right]$$

$$rh_{eva;hava;gir} = \frac{rh_{eva;hava;gir;deneysel}}{100}$$

$$alfa = \frac{1}{\frac{1}{U_{hava;islak} \cdot b_w \cdot 1000} - \frac{A_{islak;hava} \cdot b_i}{h_{r134a} \cdot A_{r134a} \cdot b_w} - \frac{s_{boru} \cdot b_p \cdot A_{hava;islak}}{k_{boru} \cdot A_{boru} \cdot b_w}}$$

$A_{islak;hava} = 1{,}814$

$A_{r134a} = 0{,}156$

$A_{boru} = 0{,}308$

$$\dot{m}_{r134a} = \frac{\dot{m}_{r134a;deneysel}}{1000}$$

$$cp_{r134a} = \frac{cp_{r134a;sivi;faz} + cp_{r134a;gaz;fazi}}{2}$$

$$cp_{r134a;sivi;faz} = \mathbf{Cp}\left['R134a' ; T = T_{evaporasyon} ; x = x_{sivi;faz}\right]$$

$x_{sivi;faz} = 0$

$$cp_{r134a;gaz;fazi} = \mathbf{Cp}\left['R134a' ; T = T_{evaporasyon} ; x = x_{gaz;fazi}\right]$$

$x_{gaz;fazi} = 1$

$s_{boru} = 0{,}0003$

$k_{boru} = 237$

$P1 = 101{,}325$

Islak Şartlar Altında Epsilon Hesabı

$$Q_{eva} = \dot{m}_{hava} \cdot \left[1{,}006 \cdot \left(T_{eva;hava;gir} - T_{eva;hava;cik} \right) + 1{,}805 \cdot \left(\omega_{eva;hava;gir} \cdot T_{eva;hava;gir} - \omega_{eva;hava;cik} \cdot T_{eva;hava;cik} \right) \right] + 2501 \cdot \dot{m}_{yogusma;su}$$

$$\dot{m}_{yogusma;su} = \frac{\dot{m}_{yogusma;hizi;deneysel}}{1000}$$

$$\dot{m}_{hava} = \frac{\dot{V}_{hava}}{v_{hava} \cdot 1000}$$

$$v_{hava} = \mathbf{v}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1 \right]$$

$$P1 = 101{,}325$$

$$\omega_{eva;hava;gir} = \omega\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1 \right]$$

$$\omega_{eva;hava;cik} = \omega\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;cik} ; R = rh_{eva;hava;cik} ; P = P1 \right]$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{eva;hava}}{\dot{m}_{hava} \cdot \left[i_{eva;hava;gir} - i_{eva;hava;min} \right]}$$

$$cp_{hava} = \mathbf{Cp}\left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1 \right]$$

$$Cr = \frac{\dot{m}_{r134a} \cdot cp_{r134a}}{b_i \cdot \dot{m}_{hava}}$$

$$\dot{m}_{r134a} = \frac{\dot{m}_{r134a;deneysel}}{1000}$$

$$cp_{r134a} = \frac{cp_{r134a;sivi;faz} + cp_{r134a;gaz;fazi}}{2}$$

$$cp_{r134a;sivi;faz} = \mathbf{Cp}\left[\text{'R134a'} ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{sivi;faz} \right]$$

$$x_{sivi;faz} = 0$$

$$cp_{r134a;gaz;fazi} = \mathbf{Cp}\left['R134a' ; P = P_{eva;r134a;ort} ; x = x_{gaz;fazi}\right]$$

$$x_{gaz;fazi} = 1$$

$$rh_{doyma} = 1$$

$$T_{eva;r134a;ort} = \frac{T_{eva;r134a;gir} + T_{eva;r134a;cik}}{2}$$

$$P_{eva;r134a;ort} = \frac{P_{eva;r134a;gir} + P_{eva;r134a;cik}}{2}$$

$$b_i = \frac{i_{doyma;boru;ic;yuzey;sic} - i_{doyma;evaporasyon;sic}}{T_{eva;boru;ic;yuzey;sic} - T_{evaporasyon;sic}}$$

$$i_{doyma;boru;ic;yuzey;sic} = \mathbf{h}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;boru;ic;yuzey;sic} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$i_{doyma;evaporasyon;sic} = \mathbf{h}\left['AirH2O' ; T = T_{evaporasyon;sic} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

$$T_{doyma;boru;ic;yuzey;sic} = \frac{T_{evaporasyon} + T_{eva;r134a;ort}}{2}$$

$$rh_{eva;hava;gir} = \frac{rh_{eva;hava;gir;deneysel}}{100}$$

$$rh_{eva;hava;cik} = \frac{rh_{eva;hava;cik;deneysel}}{100}$$

$$P_{eva;r134a;gir} = P_{eva;r134a;gir;psi} \cdot 6{,}895$$

$$P_{eva;r134a;cik} = P_{eva;r134a;cik;psi} \cdot 6{,}895$$

$$i_{eva;hava-gir} = \mathbf{h}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;gir} ; R = rh_{eva;hava;gir} ; P = P1\right]$$

$$i_{eva;hava;min} = \mathbf{h}\left['AirH2O' ; T = T_{evaporasyon} ; R = rh_{doyma} ; P = P1\right]$$

Colburn j Faktörü Hesabı

$$j = \frac{h_{hava}}{\rho_{ort} \cdot V_{maks} \cdot cp_{hava} \cdot 1000} \cdot Pr_{hava}^{[2/3]}$$

$$Pr_{hava} = \mu_{hava} \cdot cp_{hava} \cdot \frac{1000}{k_{hava}}$$

$$V_{maks} = u \cdot \frac{A_{ön;akis}}{A_{min;akis}}$$

$$u = \frac{\dot{V}}{1000 \cdot 0{,}0325}$$

$$k_{hava} = \mathbf{k}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;ort} ; R = rh_{eva;hava;ort} ; P = P1\right]$$

$$\rho_{ort} = \rho\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;ort} ; R = rh_{eva;hava;ort} ; P = P1\right]$$

$$\mu_{hava} = \mathbf{Visc}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;ort} ; R = rh_{eva;hava} - ort ; P = P1\right]$$

$$T_{eva;hava;ort} = \frac{T_{eva;hava;gir} + T_{eva;hava;cik}}{2}$$

$$rh_{eva;hava;ort} = \frac{rh_{eva;hava;gir} + rh_{eva;hava;cik}}{2}$$

$$rh_{eva;hava;gir} = \frac{rh_{eva;hava;gir;deneysel}}{100}$$

$$rh_{eva;hava;cik} = rh_{eva;hava} - \frac{cik_{deneysel}}{100}$$

$$A_{ön;akis} = 0{,}0247$$

$$A_{min;akis} = 0{,}0185$$

$$cp_{hava} = \mathbf{Cp}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;ort} ; R = rh_{eva;hava;ort} ; P = P1\right]$$

$$P1 = 101{,}325$$

Yoğuşma Verimi Hesabı

$$\eta_{yogusma;orani} = \frac{\dot{m}_{yogusma}}{\dot{m}_{maks}} \cdot 100$$

$$\dot{m}_{maks} = \dot{m}_{hava} \cdot \delta_{\omega;hava} \cdot 1000$$

$$\delta_{\omega;hava} = \omega_{eva;hava;gir} - \omega_{eva;hava;cik;min}$$

$$\omega_{eva;hava;gir} = \omega\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava;gir} ; P = P1 ; R = RH_{eva;hava;gir}\right]$$

$$\omega_{eva;hava;cik;min} = \omega\left['AirH2O' ; T = T_{evaporasyon} ; P = P1 ; R = RH_{doyma}\right]$$

$$\dot{m}_{hava} = \frac{\dot{V}_{hava}}{\nu_{hava} \cdot 1000}$$

$$\nu_{hava} = \mathbf{v}\left['AirH2O' ; T = T_{eva;hava} - ort ; P = P1 ; R = RH_{eva;hava} - ort\right]$$

$$T_{eva;hava;ort} = \frac{T_{eva;hava;gir} + T_{eva;hava;cik}}{2}$$

$$RH_{eva;hava;ort} = \frac{RH_{eva;hava;gir} + RH_{eva;hava;cik}}{2}$$

$$RH_{eva;hava;gir} = \frac{RH_{eva;hava;gir;deneysel}}{100}$$

$$RH_{eva;hava;cik} = \frac{RH_{eva;hava;cik;deneysel}}{100}$$

$$RH_{doyma} = 1$$

$$P1 = 101{,}325$$

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Selçuk KARAGÖZ

Doğum Tarihi ve Yeri : 05.09.1985 – İzmit

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : selcuk.karagoz@arcelik.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği Isı Proses ABD	Yıldız Teknik Üniversitesi	2009
Lisans	Makina Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lise	Fen Bilimleri	Gölcük İhsaniye Anadolu Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2017	Arçelik Kurutma Makinası İşletmesi	Takım Lideri
2009	Arçelik Kurutma Makinası İşletmesi	Arge Mühendisi
2007	Arçelik Kurutma Makinası İşletmesi	Proje Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Karagöz S., (2017). ”Minikanallı Buharlaştırıcılarda Islak ve Kuru Şartlar Altında Basınç Düşüşünün Deneysel Olarak İncelenmesi” , Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 115, Çorum.

ÖDÜLLERİ

1. Koç Holding En Başarılı Koçlular Ödülü, 2012

2. Arçelik Yılın Buluşu Ödülü, 2017