İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVANIN SOĞUTULMASI VE NEMİNİN ALINMASI AMACIYLA KULLANILAN KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN KURAMSAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Altay ARBAK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı - Akışkan Programı

EYLÜL 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVANIN SOĞUTULMASI VE NEMİNİN ALINMASI AMACIYLA KULLANILAN KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN KURAMSAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Altay ARBAK
503121104

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı - Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Taner DERBENTLİ

EYLÜL 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121104 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Altay ARBAK** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"Havanın Soğutulması Ve Neminin Alınması Amacıyla Kullanılan Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerin Kuramsal Ve Deneysel İncelenmesi"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Taner DERBENTLİ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof.Dr. Olcay KINCAY** Yıldız Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd.Doç.Dr. İ.Yalçın URALCAN İstanbul Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **27 Ağustos 2014**
Savunma Tarihi : **9 Eylül 2014**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının şekillenmesinde ve ilerlemesinde büyük emeği olan aynı zamanda deneysel çalışmalar için de hiçbir desteğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Taner DERBENTLİ'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.
Bu günlere gelmemi sağlayan ve beni her zaman destekleyen annem Meral ARBAK ve babam Atilla ARBAK'a teşekkürü bir borç bilirim. Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca moral kaynağım olan ve beni sürekli destekleyen nişanlım Kimya Müh. Sibel ÇALIŞKAN'a sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.
Tez çalışmam boyunca hem fikir danıştığım hem de deney tesisatının elektriksel kısmında büyük emeği geçen manevi kardeşim Elektrik Yük. Müh. Mehmet Onur GÜLBAHÇE'ye minnettarım.
Deney tesisatı imalatı ve ölçümler için yoğun ve yorucu geçen çalışmalar sırasında sürekli geç saatlere kadar bana eşlik eden ve hiçbir yardımını esirgemeyen değerli oda arkadaşım Mak. Müh. Burhan YÖRÜK'e teşekkür ederim.
Tasarlanan deney düzeneğinin imalatı sırasında yoğun emek ve katkılarından dolayı Teknisyen Niyazi GÜVEN ve Teknisyen Mehmet Ziya KUMCU'ya teşekkürü bir borç bilirim.
Tez konusunun şekillenmesi ve deney numunelerinin temin edilmesi konusundaki katkılarından dolayı Friterm A.Ş.'ye ve Naci ŞAHİN'e teşekkür ederim.

Eylül 2014

Altay ARBAK
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOLLER ..... **xvii**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 3
1.2 Literatür Araştırması 3
1.3 Yöntem ve Kabuller 4
2. TEORİK ANALİZ **7**
2.1 Kuru Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı 9
2.2 Islak Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı 10
2.3 ε-NTU Yöntemi 14
3. DENEY TESİSATI **17**
3.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştirici Örneği 17
3.2 Deney Donanımı 18
3.2.1 Sıcak su banyosu 19
3.2.2 Su soğutma grubu 19
3.2.3 Ölçme ekipmanları 21
3.2.3.1 Termo elemanlar 21
3.2.3.2 Sıcaklık ve nem sensörü 21
3.2.3.3 Kombine ölçüm cihazı 22
4. KURU ŞARTLAR **25**
4.1 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı 25
4.2 Kuru Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı 25
4.3 Su Tarafı Isı Taşınım Katsayısı-Wilson Grafik Yöntemi 26
4.4 Kanat Verimi ve Yüzey Verimi 31
4.5 Deney Sonuçları 32
5. ISLAK ŞARTLAR **35**
5.1 Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı 35
5.2 Islak Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı 35
5.3 Su Tarafı Isı Taşınım Katsayısı 36
5.4 Kanat Verimi ve Yüzey Verimi 36
5.5 Deney Sonuçları 37
6. SONUÇ VE ÖNERİLER **41**
6.1 Sonuçlar 41
6.2 Öneriler 42
KAYNAKLAR **45**

EKLER **47**
ÖZGEÇMİŞ **53**

KISALTMALAR

ASHRAE : Amerikan Tesisat Mühendisleri Derneği (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers)
LMED : Logaritmik ortalama entalpi farkı (Log mean enthalpy difference)
LMTD : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (Log mean temperature difference)
PLC : Programlanabilir Mantıksal Denetleyici (Programmable logic controller)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Literatürdeki yöntemler ve kabuller. 4
Çizelge 1.2 : Farklı araştırmacıların dikkate aldıkları ısıl dirençler. 5
Çizelge 3.1 : Isı değiştiricinin geometrik özellikleri. 18
Çizelge 3.2 : Sıcaklık ve nem sensörünün teknik özellikleri. 22
Çizelge 3.3 : Kombine ölçüm cihazının teknik özellikleri. 22
Çizelge 4.1 : Değişken su debisi için deneysel sonuçlar. 30
Çizelge 4.2 : Deney sonuçları. 33
Çizelge 5.1 : Deney sonuçları. 38

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Isı değiştiricilerin konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflandırılması..... 1
Şekil 1.2 : Kanatlı borulu tip ısı değiştirici..... 2
Şekil 1.3 : Zik zak kanat tipi ve dalgalı kanat tipi 2
Şekil 2.1 : Dikdörtgen kanata eşdeğer dairesel kanatlar..... 8
Şekil 2.2 : Dairesel kanat..... 8
Şekil 2.3 : Film yoğuşma için şematik gösterim. 11
Şekil 2.4 : Doymuş havanın entalpisinin sıcaklık ile değişimi..... 12
Şekil 2.5 : 1-10^{o}C aralığı için doymuş havanın entalpi-sıcaklık grafiği..... 13
Şekil 2.6 : ε-NTU grafiği..... 16
Şekil 2.7 : ε-NTU grafiği..... 16
Şekil 3.1 : Deneylerde kullanılan kanatlı borulu ısı değiştirici. 17
Şekil 3.2 : Deney düzeneğinin şematik çizimi. 18
Şekil 3.3 : Deney düzeneğine ait bir fotoğraf..... 19
Şekil 3.4 : Sıcak su banyosu. 20
Şekil 3.5 : Soğuk suyun giriş ve çıkış sıcaklığındaki zamana bağlı değişim. 20
Şekil 3.6 : K tipi termo eleman..... 21
Şekil 3.7 : Sıcaklık ve nem sensörü..... 21
Şekil 3.8 : Kombine ölçüm cihazı ve probu. 22
Şekil 3.9 : Kanal içerisindeki ölçüm noktaları. 23
Şekil 4.1 : Termofiziksel özelikleri kapsayan terimin sıcaklıkla değişimi..... 29
Şekil 4.2 : Wilson grafik yönteminin uygulaması. 30
Şekil 4.3 : Altıgen şeklinde eşdeğer kanat..... 32
Şekil 4.4 : Kuru şartlar için Re sayısı-Colburn faktörü grafiği..... 33
Şekil 5.1 : Giriş havası özelikleri..... 37
Şekil 5.2 : Islak şartlar için Re sayısı-Colburn faktörü grafiği..... 38
Şekil 5.3 : Reynolds sayısı – Colburn faktörü grafikleri. 39
Şekil 5.4 : C_j katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi. 39
Şekil 6.1 : Kuru ve ıslak yüzey şartları..... 42

SEMBOLLER

a	: Borular arası yatay mesafe [m]
A	: Alan [m^2]
$b_R^{'}$	: Doymuş nemli havanın entalpisinin sıcaklığa göre türevi [kJ/kg-K]
$b_{w,m}$	: Doymuş nemli havanın entalpisinin sıcaklığa göre türevi ($T=T_{film}$ noktası için) [kJ/kg-K]
c	: Borular arası düşey mesafe [m]
c_p	: Özgül ısı [kJ/kg-K]
C_j	: Islak ve kuru Colburn faktörleri arasındaki oran [-]
D	: Çap [m]
D_{out}	: Boru dış çapı [m]
η	: Kanat verimi [-]
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m^2-K]
i	: Entalpi [kJ/kg]
j	: Colburn faktörü [-]
k	: Isı iletim katsayısı [W/m-K]
L	: Uzunluk [m]
μ	: Dinamik viskozite [Pa-s]
$\dot{m}$	: Kütlesel debi [kg/s]
ω	: Mutlak nem [kg su buharı/kg kuru hava]
P	: Basınç [Pa]
Pr	: Prandtl sayısı [-]
$\dot{Q}$	: Isıl kapasite [W]
Re	: Reynolds sayısı [-]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
r_e	: Eş değer yarıçap [m]
R	: Isıl direnç [K/W]
RH	: Bağıl nem [%]
S	: Borular arası düşey mesafe [m]

th_{fin} : Kanat kalınlığı [m]

T : Sıcaklık [^{o}C]

U_o : Toplam ısı geçiş katsayısı [W/m^2-K]

V : Hız [m/s]

x_p : Boru cidar kalınlığı [m]

z_w : Sıvı film kalınlığı [m]

Alt İndisler

$a-air$: Hava

c : Serbest akış alanı

$char$: Karakteristik

$cond$: İletim

$conv$: Taşınım

c,o : Kanat ve boru yüzeyi

c,o,F : Kanat yüzeyi

c,o,P : Boru yüzeyi

e : Eş değer

f : Kirlilik

$face$: Isı değiştirici ön yüzü

$F-fin$: Kanat

h : Hidrolik

i : Boru iç yüzeyi - iç akış

$in-1$: Giriş

m : Ortalama

o : Dış yüzey – hava tarafı

o,d : Hava tarafı (kuru şartlar)

o,w : Hava tarafı (ıslak şartlar)

$out-2$: Çıkış

P : Boru cidarı

$pipe$: Boru kesiti

R : Soğutucu akışkan (soğuk su)

sat : Doymuş

$s,\ fin,tot$: Toplam kanat

$s,unfin$	: Kanatsız yüzey
tot	: Toplam
w	: Su

HAVANIN SOĞUTULMASI VE NEMİNİN ALINMASI AMACIYLA KULLANILAN KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN KURAMSAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Kanatlı borulu tip ısı değiştiricileri ortam havasını şartlandırma amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Aynı zamanda iki akışkan arasında ısı geçişini sağlamak amacıyla başka kullanım alanları da mevcuttur. Bu tip ısı değiştiricilerin en önemli kullanım alanlarından biri konutlardaki iklimlendirme sistemleridir. İklimlendirme sistemleri konut tipi elektrik tüketiminde en ön sırada gelmektedirler.

Kanatlı borulu tip ısı değiştirici tasarımı birçok parametreye bağlıdır. Soğutucu akışkanın akışı veya boru içindeki akış basit olarak boru çapına bağlıdır. Boru içindeki akış olayı fazlaca incelenmiş ve bu alandaki bilgi yerleşmiştir. Fakat boru demeti ve kanatlar arasından akan hava için olay daha karmaşıktır ve çok fazla parametreye bağlıdır. Bu sebeple hava tarafındaki akışı karakterize etmek için deneysel çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Nemli havanın ısıtıldığı ve yüzeyin kuru olduğu durumlar için literatürdeki çalışmalar oldukça fazladır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerin yüzey sıcaklığının nemli havanın çiğ noktası sıcaklığının altında kaldığı durumlarda havanın içindeki nem ısı değiştirici üzerinde yoğuşarak bir sıvı filmi oluşturmaktadır. Bu sıvı filmi ayrı bir ısıl direnç gibi davranmaktadır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerde ısı ve kütle geçişinin bir arada incelendiği çalışmalar nispeten daha azdır.

Bu çalışmada öncelikle kanatlı borulu tip ısı değiştiricinin hava tarafındaki ısı ve kütle geçişini incelemek amacıyla deney tesisatı tasarlanmıştır. Daha sonra yapılan deney ve analizler ile kuru ve ıslak şartlar arasındaki farklılıklar incelenmiştir. Deney tesisatı bir iklimlendirme deney düzeneğinin değiştirilmesi ve geliştirilmesi ile elde edilmiştir. Tüm deneylerde 3 sıra sayısına sahip bir kanatlı borulu ısı değiştirici kullanılmıştır.

Birinci bölümde kanatlı borulu ısı değiştiriciler hakkında genel bilgi verilmiştir. Konstrüksiyon özelliklerine göre genel bir sınıflandırma yapılmıştır. Çalışmanın amacı ve literatür özeti de bu bölümde yer almaktadır. Bu tezin ana amacı ıslak yüzey şartları altında kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerin hava tarafındaki ısı geçişini incelemek ve kuru yüzey şartları ile kıyaslayarak bir model oluşturmaktır. Literatürdeki yöntemler ve bu yöntemlere ilişkin kabuller tablo halinde bu kısımda özetlenmiştir. Çalışmada esas olarak Threlkeld'in değiştirilmiş logaritmik ortalama entalpi farkı yöntemi kullanılmıştır.

Bölüm 2 kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerin ısı geçişini incelemek için gerekli teorik bilgiyi içermektedir. Elektriksel analojiye dayanan toplam ısıl direnç ve toplam ısı geçiş katsayısı kavramları bu bölümde detaylı olarak açıklanmıştır. Isıl direnç analizi hem kuru hem de ıslak yüzey şartları için yapılmıştır.

Kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerinde genel olarak sürekli kanatlar kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasın da kullanılan ısı değiştirici de bu tiptir. Sürekli kanatlar için ısı geçişini analitik olarak incelemek neredeyse imkansızdır. Bu sebeple dairesel kanat yaklaşımı ve dairesel kanata ait analitik çözümlemeler bu bölümde verilmiştir.

Islak yüzey şartlarında ısıl direnç benzeşimini kullanabilmek için bazı kabuller yapmak gerekir. Sanal entalpi tanımı ısıl direnç analizinde kolaylık sağlamaktadır. Sanal entalpi havanın dışındaki sıcaklıklar için hesaplanan doymuş hava entalpisidir. Bu tanımdan faydalanarak su ve hava arasındaki ısı geçişi entalpi farkı cinsinden ifade edilebilir. Sanal entalpi tanımı doğrusal bir yaklaşım olduğundan sadece küçük sıcaklık farkları için uygulanabilir. Threlkeld sanal entalpinin hesaplandığı noktanın etrafındaki 5 ^{o}C sıcaklık farkına kadar yaklaşımın uygun olduğunu öne sürmüştür.

Bölüm 3'de deney tesisatı ve ölçme yöntemleri hakkında kısa bilgiler verilmiştir. Ayrıca test edilen ısı değiştiricinin geometrik özellikleri tablo halinde verilmiştir. Deney tesisatının ana elemanı hacimsel debisi değiştirilebilen fan ve hava kanalıdır. Kanal 255 mm genişlik ve 255 mm yüksekliğindedir. Test bölmesi içine yerleştirilen ısı değiştirici ile hava hem ısıtılabilmekte hem de soğutulabilmektedir. Hava hızı termal hız probu kullanılarak ölçülmüştür. Hava sıcaklığı ölçümleri için termistör kullanılmıştır. Havanın test bölmesi giriş ve çıkışındaki ortalama sıcaklığını elde etmek için 16 noktadan ölçüm alınmıştır. Su sıcaklıkları pirinç borular içine yerleştirilen kromel-alümel (k tipi) termo elemanlar kullanılarak ölçülmüştür.

Sıcak su kaynağı olarak güç kontrollü bir su banyosu tasarlanmış ve imal edilmiştir. Su banyosunun maksimum debisi 0,05 kg/s ve ısıtma gücü 5 kW dır. Soğuk su kaynağı olarak endüstriyel tip su soğutma grubu kullanılmıştır.

Bölüm 4'de logaritmik ortalama sıcaklık farkı tanımı verilmiş ve teorik analizdeki kabullere değinilmiştir. Bu bölümdeki önemli noktalardan biri de boru içindeki akış için yapılan incelemedir. Su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısını bulabilmek için Wilson grafik yönteminden faydalanılmıştır. Nusselt teorisine uygun bir korelasyon elde edilmiştir.

Bölüm 5 logaritmik ortalama entalpi farkı tanımını içermektedir. Islak şartlar için kanat verimi yine bu bölümde incelenmiştir. Ayrıca Bölüm 4 de elde edilen iç akış korelasyonuna Dittus-Boelter'in eşitliğine uygun şekilde bir düzeltme yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerin ıslak şartlar altında hava tarafındaki ısı geçiş karakteristikleri incelenmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısının artmasıyla Colburn faktörü azalmaktadır. Kuru yüzey şartlarına göre ıslak şartlar için hesaplanan j faktörleri % 5-20 daha fazla çıkmaktadır. Islak haldeki j faktörünün kuru haldeki j faktörüne oranı olarak bir C_j katsayısı tanımlanmıştır. Benzer bir oran Elmahdy'nin tez çalışmasında da yer almaktadır. Bu terimin değeri Reynolds sayısının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Bunun sebebi düşük Reynolds sayılarında su filminin yüzey pürüzlülüğünün akışı daha türbülanslı hale getirmesidir. Yüksek Reynolds sayılarında sıvı filminin türbülansa katkısı azalmaktadır. Bundan dolayı 1200 Reynolds sayısı için ıslak şart j faktörü %5 mertebesinde daha fazladır.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF FINNED TUBE WET COILS

SUMMARY

Finned-tube heat exchangers are widely used in space conditioning systems, as well as other applications requiring heat exchange between two fluids. One important widespread use is in residential air conditioning systems. These residential air conditioners are major energy users that dominate residential electrical costs and environmental impact.

The design of finned-tube condenser coils, (heat exchangers), requires the selection of over a dozen design parameters by the designer. The refrigerant side flow and heat transfer characteristics inside the tubes depend mostly on the tube diameter design parameter and have been thoroughly studied. However, the air side flow around the tube bundle and through the fin gaps is much more complex and depends on over a dozen design parameters. Therefore, experimental measurement of the air side performance is needed. Because of the complex nature of the flow and the number of possible heat exchanger designs the air side performance has not been addressed in a comprehensive manner. When a finned tube heat exchanger is used as an evaporator, condensate liquid film is formed on the surface of the heat exchanger. The condensate liquid film acts as another thermal resistance.

First of all, an experimental system was built in this study and a method was developed for measuring the air side heat transfer of fin tube heat exchangers. This capability was then used to continue the goal of expanding and clarifying the present knowledge and understanding of air side performance under dry and wet conditions.

An air conditioning test unit was modified for measuring air side and water side heat capacities of finned tubes heat exchanger. All experiments were carried out with a 3 row coil.

In the first chapter, a brief information about finned tube heat exchangers is given. Then a classification of heat exchanger was made according to the construction. Purpose of the study and literature review are also given in this chapter. Main goal of this thesis is investigating coil performance for wet coils and comparing dry and wet cases. In general, heat transfer process of finned tube heat exchanger under wet surface conditions is more complex than that under dry surface conditions. In the literature there are many studies related to air side heat transfer calculations of finned tube heat exchangers. For all that wet coil analysis are relatively less than dry coil analysis. There are some robust methods for analysing wet coil performance. Methods and their assumptions were given in chapter 1 as a table. In this study Threlkeld's modified log mean entahlpy difference approach was used.

Chapter 2 contains a summary of the design theory necessary to predict the heat transfer behavior of a finned tube heat exchanger. The concept of overall thermal resistance and the overall heat transfer coefficient was given in this chapter. A detailed thermal resistance analysis was done in cases of both dry and wet surface conditions.

Continuous plate fins are used extensively in finned tube heat exchangers. Finned-tube heat exchanger, which was tested in this thesis, has continuous plate fins. It is not possible to obtain a closed analytical solution for this type of fin. Therefore an approximate method and analytical analysis of a single circular fin were given in chapter 2.

For wet surface conditions some assumptions are needed for applying thermal resistance approach. This leads to the introduction of a fictitious air enthalpy. The fictitious air enthalpy is the saturated air enthalpy evaluated at a temperature other than the air temperature. This allows a temperature node to be expressed in terms of an air enthalpy, thus meeting the requirement to express the entire process from chilled water to air in terms of an air enthalpy difference. Since this fictitious enthalpy is a linear approximation of the saturation line at a particular point, it can only be applied over a small range of temperatures without introducing significant error. Threlkeld suggest that this approximation only be applied to any temperature in the thermal network that deviates by less than 5 ^{o}C from the temperature at which the fictitious enthalpy is defined.

In chapter 3 a brief description of the test apparatus and methods of measurements were given. Geometric parameters of sample finned tube heat exchanger were given in this chapter. The principal element of the test apparatus was a controllable flow air duct with a square test section, 255 by 255 mm, into which cores containing the heat transfer surfaces under investigation were inserted. The test core was cross flow heat exchanger allowing for air heating or cooling and dehumidifying. The air velocity was measured with a hot bulb thermal velocity probe. Air temperature measurements upstream and downstream of the test section were made by a thermistor. For the duct section downstream and upstream from the test core, 16 point traverses were made in order to obtain an accurate bulk mean temperature. Water temperatures were measured by chromel-alumel (k type) thermocouples mounted in brass tubes.

A circulating water bath was designed and manufactured as hot water source. Maximum mass flow rate of water bath is 0,05 kg/s. Water bath was capable of heating with power up to 5kW. An industrial water chiller was used for supplying chilled water.

Chapter 4 contains definition of logaritmic mean temperature difference (LMTD) and basic assumptions related to the theoretical analysis. Another important point covered in this chapter was the average heat transfer coefficient inside tubes. Wilson plot technique was used to determine heat transfer coefficient inside tubes. A correlation was obtained based on Nusselt theory.

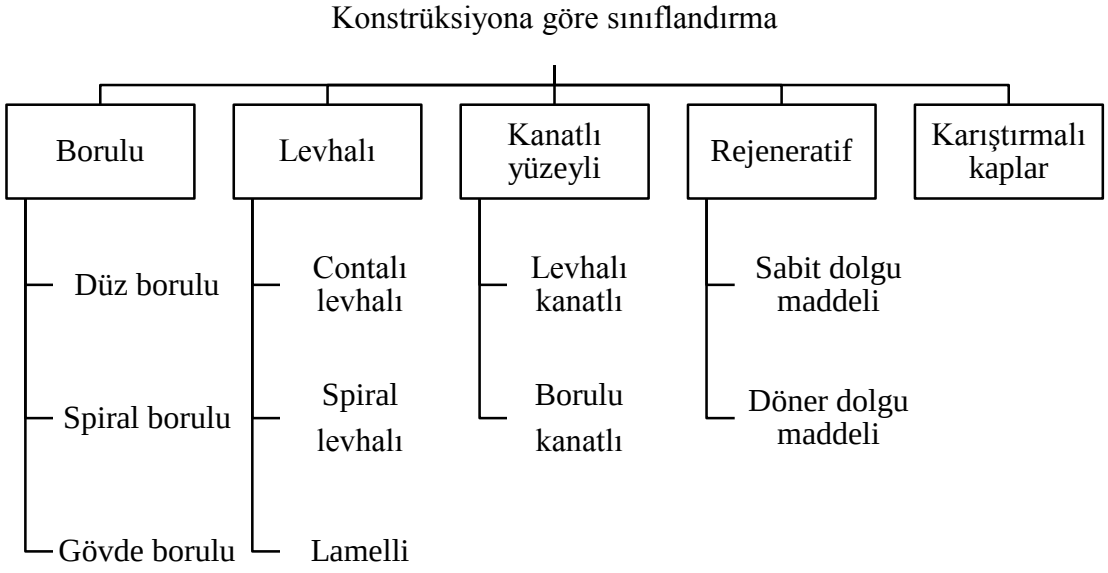
Chapter 5 contains definition of logaritmic mean enthalpy difference (LMED). Wet fin efficiency is also disscussed in this chapter. A correction was made for internal flow correlation which was given in chapter 4.

The air side performance of finned tube heat exchanger under wet conditions was presented and discussed in this thesis. It was found that, with increasing Reynolds number, j factor decreased. Under wet surface conditions Colburn factors are 5-20% higher than dry surface conditions. A multiplier, C_j was defined as the ratio of Colburn factors for wet and dry conditions. A similar multiplier was given in Elmahdy's thesis work. This term decreases with increasing Reynolds number. At lower Reynolds numbers water film acts as a rough surface and this enhances turbulet flow. At higher Reynolds numbers contribution of water film is very limited. Therefore sensible heat

transfer coefficients and Colburn factors for wet surface conditions are 5% higher at Reynolds number 1200.

1. GİRİŞ

Isı değiştiriciler, iki veya daha fazla akışkan arasında ısıl enerjinin aktarılmasını sağlayan donanımlardır. Birçok ısı değiştiricide akışkanlar ısı geçişine izin veren bir yüzey ile ayrılır ve birbirlerine karışmazlar. Bu tip ısı değiştiricileri doğrudan transfer veya reküperatör olarak isimlendirilir. Isı değiştiricilerini farklı özelliklerine göre sınıflandırmak mümkündür. Yaygın olarak kullanılan sınıflandırmalardan biri ısı değiştiricilerini konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflandırmaktır. Şekil 1.1'de bu şekilde bir sınıflandırma yapılmıştır. Bu tez çalışmasında kanatlı borulu veya borulu kanatlı tip ısı değiştiricileri üzerine yoğunlaşılmıştır.

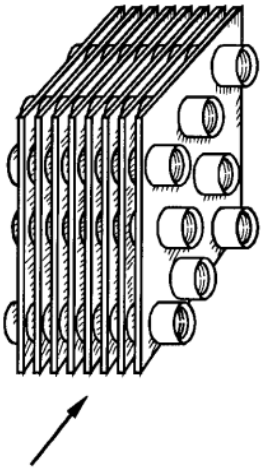


Şekil 1.1 : Isı değiştiricilerin konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflandırılması. Genceli (2010).

Bir akışkan tarafındaki taşınım katsayısının izafi olarak düşük olduğu durumlarda genişletilmiş yüzey alanı ile daha fazla ısı geçişi sağlanmaya çalışılır. Kanatlı yüzeyler bunun en güzel örneğidir. Borular üzerine yerleştirilen kanatlar sayesinde yüzey alanı büyük oranda arttırılabilmektedir.

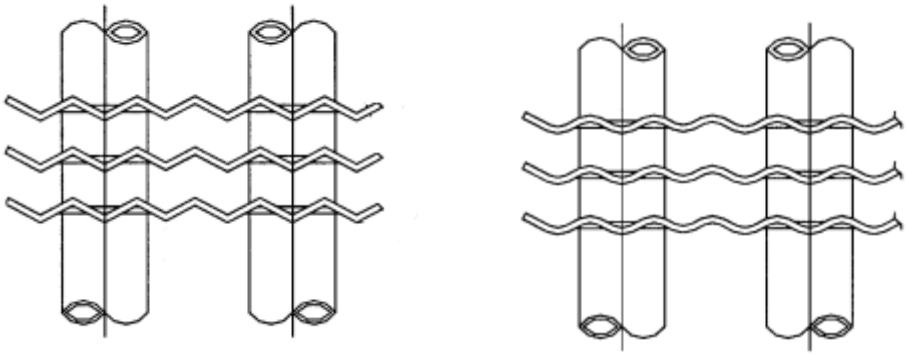
Kanatlı borulu tip ısı değiştiricileri endüstriyel süreçlerde ve iklimlendirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Kanat tipi düz, dalgalı ve panjurlu

olabilir. Üretim kolaylığı ve düşük maliyeti nedeniyle düz kanatlı ısı değiştiriciler daha yaygındır.



Şekil 1.2 : Kanatlı borulu tip ısı değiştirici.

Küçük bir hacimde büyük yüzey alanlarının ön planda olduğu uygulamalarda dalgalı veya zikzak kanat şekline sahip kanatlı borulu ısı değiştiricileri tercih edilmektedir. Bu kanat tipleri düz kanat tipine göre aynı hacimde daha fazla ısı geçişine olanak sağlamasına karşı basınç düşüşleri daha fazla olmaktadır.



Şekil 1.3 : Zik zak kanat tipi ve dalgalı kanat tipi.

Ayrıca panjurlu kanat olarak isimlendirilen farklı kanat yapıları da vardır. Kanatlar üstüne değişik şekillerde açılan panjurlarla sınır tabakanın bozulup tekrar oluşması sağlanmaktadır. Böylece ısı taşınım katsayısının kanat üzerindeki ortalama değeri artmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Nemli havanın ısıtıldığı ve kanat yüzeyinin kuru olduğu durumlar için literatürde çok fazla sayıda korelasyon bulunmaktadır. Bu bağıntılar oldukça tutarlı sonuçlar vermektedir. Fakat ıslak şartlar göz önüne alındığında ısı ve kütle geçişinin bir arada olması olayın fiziğini daha karmaşık hale getirmektedir. Kanat yüzeyinin ne ölçüde ıslak olduğu sorusu da analiz için önemli bir parametredir. Dolayısıyla ıslak şartlar altında bir ısı değiştiricinin analiz edilmesi halen güncelliğini koruyan bir konudur. Bu tez kapsamında ticari bir firmadan edinilen örnek serpantinler ıslak ve kuru şartlar altında test edilmiş, kapasiteleri ölçülmüştür.

Temel yaklaşım olarak Threlkeld'in hesap yöntemi benimsenmiştir. Deneysel sonuçlar Threlkeld'in yaklaşımı başta olmak üzere literetürdeki diğer yaklaşımlar ile de kıyaslanmıştır. Threlkeld'in yöntemi Kays ve London'un yayınlamış olduğu modeller üzerinden hesap yaptığı için kısıtlı bir uygulama alanına sahiptir. Elde edilen deneysel sonuçların teorik model ile tutarlı olduğu kanıtlandıktan sonra ıslak şartlar için yeni bağıntıların elde edilmesi amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Bu tez çalışmasında en eskisi Goodman (1938) olmak üzere yirmi dört farklı yayın incelenmiştir. Goodman'ın çalışmasında entalpi potansiyeli kabulüne dayanan "Logaritmik ortalama entalpi farkı" yöntemi verilmiştir. Threlkeld (1970) Elmahdy ve Mitalas (1977) "Logaritmik ortalama entalpi farkı" yöntemini Goodman'dan daha detaylı olarak vermiştir. Threlkeld (1970) borulardaki iletimi, sıvı filmindeki iletimi ve kanat verimliliğini de dikkate almıştır. Threlkeld (1970) ayrıca "sanal entalpi" tanımından faydalanmıştır. Elmahdy ve Mitalas (1977), Braun, Klein, ve Mitchell (1989), Domanski (1991), Mirth ve Ramadhyani (1994), Theerakulpisut ve Priprem (1998), Vardhan ve Dhar (1998), Morisot, Marchio, ve Stabat (2002), Threlkeld'in çalışmasını referans almışlardır.

Soğutma ve nem alma amacıyla kullanılan serpantinler üzerine olan çalışmalar ısıtmaya göre daha kısıtlı kalmıştır. Bunun nedeni neli havanın soğutulması sırasında ısı ve kütle geçişinin eş zamanlı oluşunun yarattığı zorluklardır. Islak şartlar için yapılan çaşışmaların büyük bir kısmı düz kanat tipi üzerinedir. Theerakulpisut ve Priprem (1998) düz kanatlı bir buharlaştırıcı üzerinde çalışmışlardır. Kanatın

geometrik parametrelerinin ve sıra sayısının ısı geçişi ve basınç düşüşüne olan etkilerini incelemişlerdir. Islak şartlar için yapılan çalışmaların bir kısmı da dalgalı kanat tipine yoğunlaşmıştır. Mirth ve Ramadhyani (1994) beş farklı serpantini kuru ve ıslak şartlar için olmak üzere sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir.

Geleneksel olarak ıslak şartlar altındaki serpantinler entalpi potansiyeli farkı yaklaşımıyla çözümlenir. Bu yaklaşımda tüm yüzeyin sabit kalınlıkta bir sıvı filmi ile kaplı olduğu kabul edilir. Fakat farklı çalışma koşullarına göre üç farklı yüzey durumu ortaya çıkmaktadır; tam ıslak, yarı ıslak ve kuru. Eğer nemli havanın çiğ noktası sıcaklığı kanat ucu sıcaklığına eşit veya büyükse tüm yüzey ıslak olacaktır. Eğer havanın çiğ noktası sıcaklığı kanatın dip ve uç nokta sıcaklıklarının arasında kalıyor ise yüzey yarı ıslak hale gelir. Çiğ noktası sıcaklığı tüm yüzey sıcaklıklarından düşük ise yoğuşma meydana gelmez yüzeyler kuru kalır. Temel olarak kanatın performansı kanatın ıslak olma durumuna bağlıdır. Eğer kanatın ıslaklık durumu dikkate alınmadan entalpi potansiyeli farkı yaklaşımı uygulanırsa büyük bir hata ortaya çıkacaktır.

Wang ve Hihara (2003) eşdeğer kuru termometre sıcaklığı isminde yeni bir model oluşturmuşlardır. Bu modelde ısı geçişi karakteristiğinde yine sıcaklık farkı yaklaşımını kullanır.

1.3 Yöntem ve Kabuller

İncelenen çalışmaların tamamı Çizelge 1.1'de verilmiştir. Tabloda araştırmacıların yöntemleri ve temel kabulleri yer almaktadır.

Çizelge 1.1 : Literatürdeki yöntemler ve kabuller.

Araştırmacı	Yıl	Yöntem				Kabuller		
		LMED	LMTD	ε-NTU	Temel denklem	Entalpi potansiyeli	Le=1	Sanal entalpi
Goodman	1938	✓				✓	✓	✓
Ware	1960		✓			✓	✓	✓
Threlkeld	1962	✓				✓	✓	✓
McQuiston	1975		✓					
Elmahdy	1977	✓				✓	✓	✓
Braun	1989			✓		✓	✓	✓
Domanski	1991		✓				✓	
Hill	1991				✓			✓
Mirth	1993				✓			
Threerakulpisut	1998	✓				✓		✓

Vardhan	1998				✓	✓	✓	✓
McQuiston	2000	✓				✓	✓	
AHRI	2001	✓				✓	✓	
Wang	2003		✓			✓	✓	
Oliet	2007		✓				✓	✓
Wang	2007		✓				✓	
Xia	2009	✓				✓		✓

Hesaplamalar sırasında bazı ısıl dirençler diğerlerine kıyasla çok küçük olduğundan ihmal edilebilmektedirler. Araştırmacıların dikkate aldıkları ısıl dirençler Çizelge 1.2'de verilmiştir.

Çizelge 1.2 : Farklı araştırmacıların dikkate aldıkları ısıl dirençler.

Araştırmacı	**Yıl**	**Isıl direnç**					
		Hava tarafı taşınım	**Sıvı filmi**	**Boru cidarı**	**Boru içindeki taşınım**	**Temas**	**Kirlilik**
Goodman	1938	✓			✓		
Ware	1960	✓			✓		
Threlkeld	1962	✓	✓		✓		✓
McQuiston	1975	✓		✓	✓		
Elmahdy	1977	✓		✓	✓		✓
Braun	1989	✓			Kaba terim		
Domanski	1991	✓	✓	✓		✓	
Hill	1991	✓			Kaba terim		
Mirth	1993	✓		✓	✓		
Threerakulpisut	1998	✓	✓	✓	✓		
Vardhan	1998	✓		✓	✓		
McQuiston	2000	✓			✓		
AHRI	2001	✓		✓	✓		✓
Wang	2003	✓		✓	✓		
Oliet	2007	✓	✓	✓	✓		✓
Wang	2007	Kaba			Kaba terim		
Xia	2009	✓					

2. TEORİK ANALİZ

Kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerinde boyutsuz Colburn faktörü ve boyutsuz sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi eşanjörü karakterize eder. Re sayısı hesaplanırken karakteristik uzunluk olarak hidrolik çap kullanılmıştır ve hidrolik çapın hesaplanmasında Kays ve London'un tanımı ve notasyonu esas alınmıştır, Kays ve London (1964).

$$D_h = \frac{4A_c L}{A} \tag{2.1}$$

Hidrolik çap geometrik parametrelere bağlı olarak (2.2) numaralı eşitlikteki gibi tanımlanır.

$$D_h = \frac{4(S-D)hL}{2\left[SL - \left(\pi D^2 \diagup 4\right)\right] + \pi Dh} \tag{2.2}$$

Hesaplamalarda karakteristik hız olarak maksimum hız (V_{max}) esas alınır.

$$V_{\max} = \frac{V_{face}}{\sigma} \tag{2.3}$$

Eşitlik (2.3) de kullanılan σ, serbest akış alanının akışın geçtiği kesit alanına oranını ifade etmektedir.

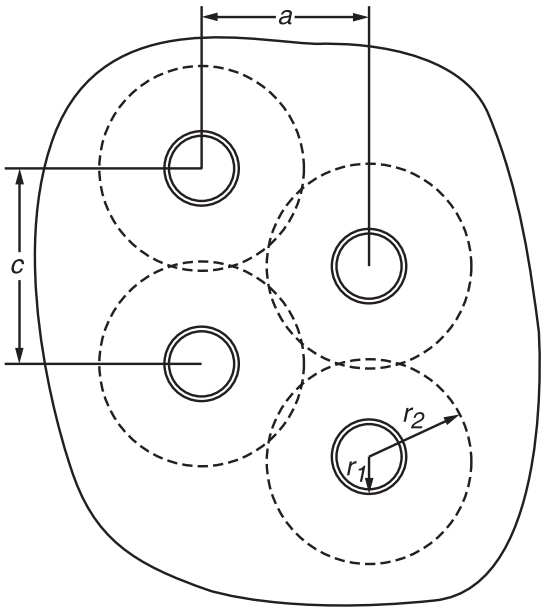
Maksimum hız ve hidrolik çap esas alınarak Reynolds sayısı (Re) şu şeklilde tanımlanır;

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho V_{\max} D_h}{\mu} \tag{2.4}$$

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri farklı kanat tiplerine ve dizilimlere sahip olabilmektedirler. Bu tezde düz kanat tipi incelenmiştir. Bir kanatın birden fazla boru üzerinden geçmesi ve kanat şeklinin dikdörtgen olması analitik çözümlemeyi imkansız hale getirmiştir.

Carrier ve Anderson (1944), dikdörtgen şeklindeki bu kanatların her bir boru üzerinde ve eşdeğer alana sahip bağımsız dairesel kanatlar olarak ele almışlardır. Böylece

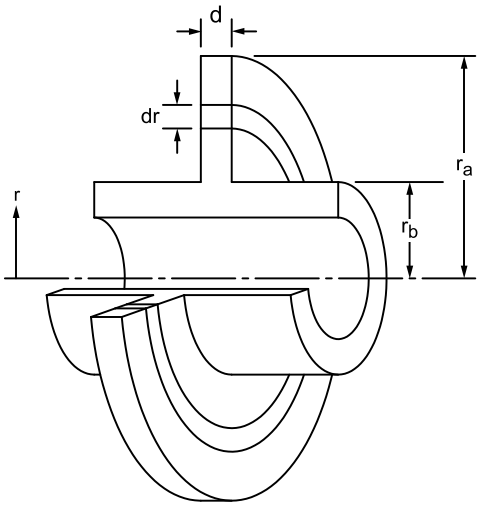
dairesel kanat için 1 boyutlu ısı geçişi kabulu yaparak kanat üzerindeki sıcaklık dağılımı ve kanat verimi (η) analitik olarak bulunabilir.



Şekil 2.1 : Dikdörtgen kanata eşdeğer dairesel kanatlar.

Eşdeğer dairesel kanatın dış yarıçapı (r_2), (2.5) numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$r_2 = \sqrt{\frac{ac}{\pi}} \qquad \textbf{(2.5)}$$



Şekil 2.2 : Dairesel kanat.

Dairesel kanat üzerinde alınan “dr” kalınlığındaki hacim elemanı için enerji dengesi yazılırsa, elde edilecek denklem boyutsuz sıcaklık (θ) cinsinden aşağıdaki gibi olur.

$$r^2 \frac{d^2\theta}{dr^2} + r\frac{d\theta}{dr} - m^2 r^2 \theta = 0 \qquad \textbf{(2.6)}$$

$$m^2 = \frac{2h}{k\delta_f} \qquad \textbf{(2.7)}$$

Denklemin genel çözümü aşağıda verilmiştir, Kraus, Aziz ve Welty (2002).

$$\theta(r) = C_1 I_o(mr) + C_2 K_o(mr) \qquad \textbf{(2.8)}$$

Sınır şartları uygulanarak kanat üzerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı elde edilir. Bu sayede kanat verimi de elde edilebilir. Dairesel bir kanat için verim ifadesi eşitlik (2.11) deki gibidir.

$$\theta(r = r_b) = \theta_b \qquad \textbf{(2.9)}$$

$$\left.\frac{d\theta}{dr}\right|_{r=r_a} = 0 \qquad \textbf{(2.10)}$$

$$\eta = \frac{2r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)}\left[\frac{I_1(mr_2)K_1(mr_1) - K_1(mr_2)I_1(mr_1)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + I_1(mr_2)K_0(mr_1)}\right] \qquad \textbf{(2.11)}$$

2.1 Kuru Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Bir ısı değiştirici için genel kapasite ($\dot{Q}$) ifadesi şu şekildedir.

$$\dot{Q} = U_o A_o \Delta T_m \qquad \textbf{(2.12)}$$

Elektriksel benzeşimden faydalanırsa toplam ısı geçiş katsayısı (U_o) elde edebilir. Eşitlik (2.13), (2.14), (2.15) de sırasıyla boru içindeki taşınım, boru et kalınlığındaki iletim ve dış yüzeyden taşınım yoluyla gerçekleşen ısı geçişi ifadeleri verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{conv},in} = h_i A_{P,i}(T_f - T_{P,i}) \qquad \textbf{(2.13)}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{k_P A_{P,m}(T_{P,i} - T_{P,o})}{x_P} \qquad \textbf{(2.14)}$$

$$\dot{Q}_{conv,out} = h_{c,o,P} A_{P,o}(T_{P,o} - T) + h_{c,o,F} A_F (T_{F,m} - T) \qquad \textbf{(2.15)}$$

Boru dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının ($h_{c,o,P}$), kanatlı yüzeydeki ısı taşınım katsayısına eşit olduğunu kabul edilirse, eşitlik (2.15) den eşitlik (2.16) elde edilir. Kanat verim ifadesinin tanımdan faydalanarak tüm dış yüzeylerden gerçekleşen ısı taşınım ifadesi eşitlik (2.17) deki gibi düzenlenir.

$$\dot{Q}_{conv,out} = h_{c,o} A_{P,o} (T_{P,o} - T) + h_{c,o} A_F (T_{F,m} - T) \quad \textbf{(2.16)}$$

$$\dot{Q}_{conv,out} = h_{c,o} (A_{P,o} + \eta A_F)(T_{P,o} - T) \quad \textbf{(2.17)}$$

Isıl direnç tanımından toplam ısıl direnç eşitlik (2.18) deki gibi hesaplanır.

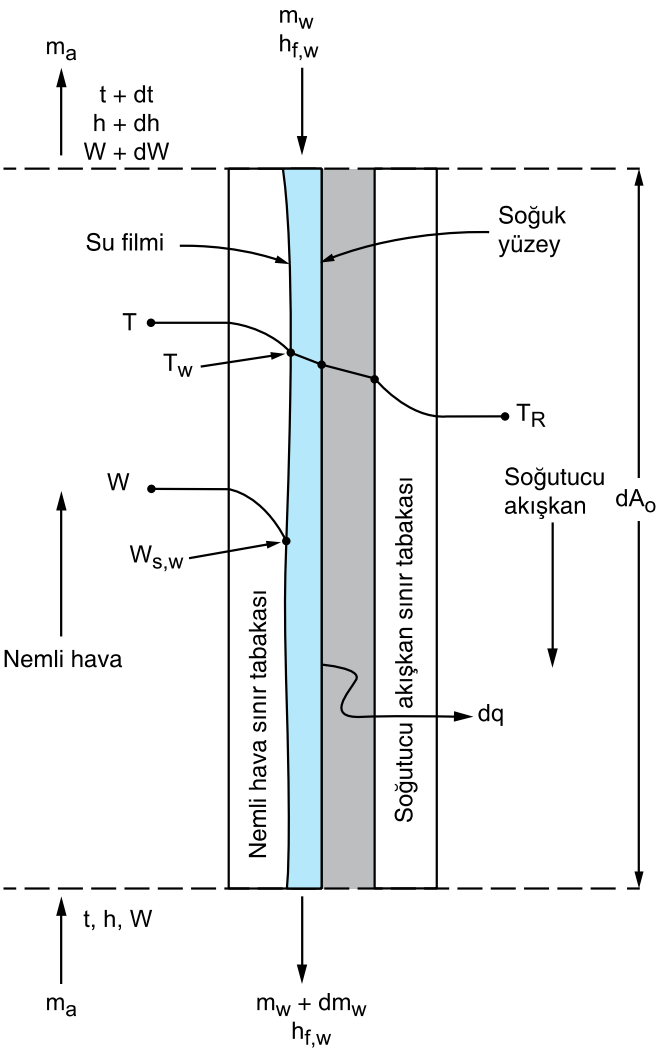
$$R_T = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_{P,i}} + \frac{x_P}{k_P A_{P,m}} + \frac{1}{h_{c,o}(A_{P,o} + \eta A_F)}} \quad \textbf{(2.18)}$$

$$\dot{Q} = \frac{T - T_R}{R_T} = U_o A_o (T - T_R) \quad \textbf{(2.19)}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_{P,i}} + \frac{A_o x_P}{k_P A_{P,m}} + \frac{A_o}{h_{c,o}(A_{P,o} + \eta A_F)}} \quad \textbf{(2.20)}$$

2.2 Islak Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Nemli havanın soğutulması söz konusu olduğunda metal yüzeyin sıcaklığının havanın çiğ noktasının altına düştüğü zaman havanın içindeki su buharı sıvı faza geçerek yüzey üzerinde toplanacaktır. Yoğuşma durumunda ısı ve kütle geçişi bir arada gerçekleştiğinden kuru şartlara göre olay biraz daha karmaşıktır. Yüzeydeki yoğuşma iki farklı şekilde gerçekleşebilmektedir. Birincisi damlacık yoğuşmadır. Yoğuşan suyun yüzeyde damlacıklar halinde kaldığı durumdur. İkincisi ise film yoğuşmadır. Yüzeyde oluşan damlacıklar bir süre sonra birleşerek yüzeyden akmaya başlar ve yüzeyde bir sıvı filmi oluştururlar. Damlacık yoğuşmasında, hava metal yüzeyle daha fazla temas halinde olduğundan ısı taşınım katsayısı film yoğuşmaya göre çok daha yüksektir. Fakat damlacık yoğuşma halinin sürekli korunması çoğu zaman mümkün olmamaktadır. Şekil 2.3'de üzerinde film yoğuşma olan bir yüzey şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Film yoğuşma için şematik gösterim.

Islak şartlar için toplam kapasite ($\dot{Q}$), entalpi farkı (Δi_m) kullanılarak eşitlik (2.21) deki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q} = U_{o,w} A_o \Delta i_m \qquad \textbf{(2.21)}$$

Metal yüzey ile hava akışı arasındaki ısı geçişi eşitlik (2.22) deki gibi yazılırsa ıslak şartlar için eşdeğer ısı taşınım katsayısı (h_e) elde edilebilir.

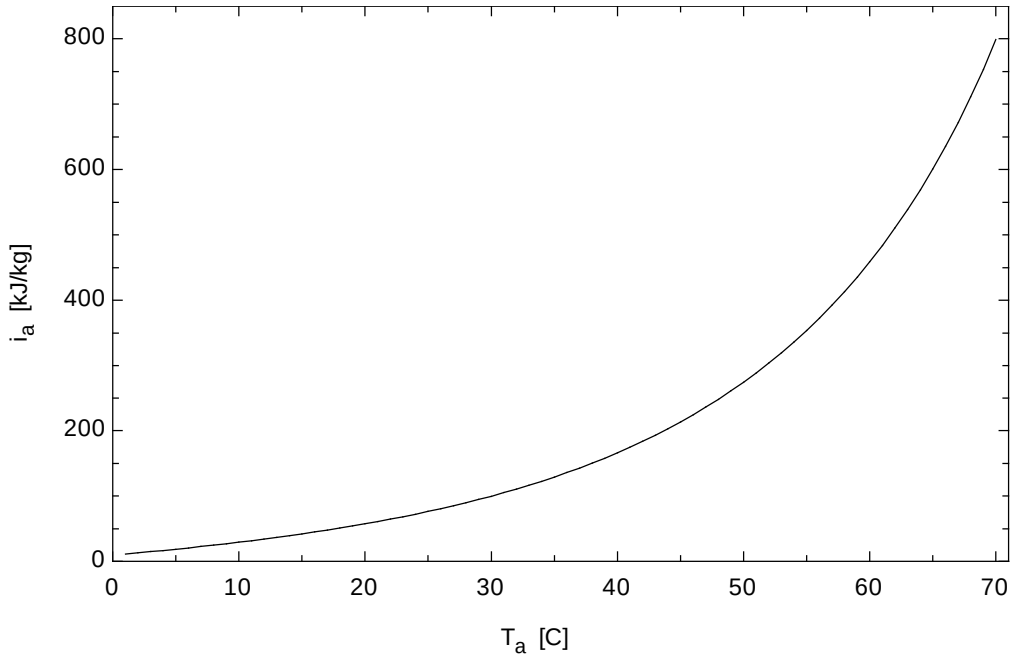
$$\frac{\dot{Q}}{A_o} = \frac{i - i_y}{R_T} = \frac{h_e}{b_w}\left(i - i_y\right) \qquad \textbf{(2.22)}$$

Hava akışı ve metal yüzey arasındaki toplam ısıl direnç (R_T) iki bileşenden oluşur: sıvı yüzeyi ile hava arasındaki taşınım direnci ve sıvı filminin iletim direnci.

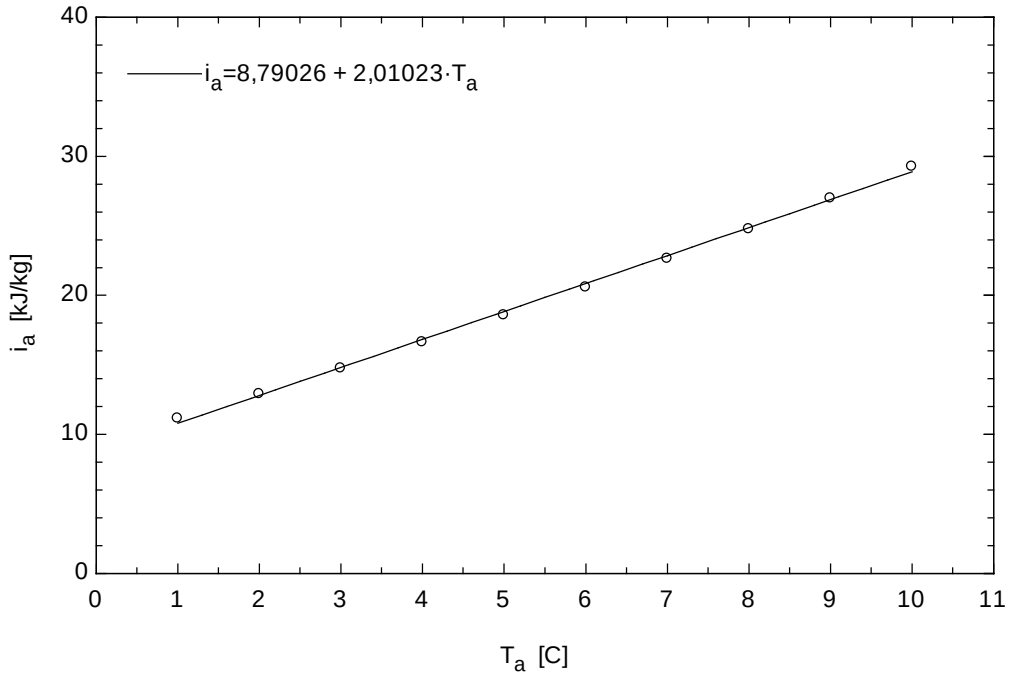
$$h_e = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b_w h_{c,o}} + \frac{z_w}{k_w}} \qquad \textbf{(2.23)}$$

Yukarıdaki eşitlikte b_w doymuş nemli hava için $\frac{\Delta i}{\Delta T}$ oranını ifade etmektedir. Küçük sıcaklık aralıkları için doymuş havanın entalpisinin (i_{sat}) eşitlik (2.24) deki gibi yazılabileceği kabul edilmiştir. Şekil 2.4'de doymuş havanın entalpisinin sıcaklık ile değişimini gösteren grafik verilmiştir. Şekil 2.5'de doymuş havanın entalpisi 1-10 °C sıcaklık aralığı için hesaplanmış ve elde edilen noktalardan en küçük kareler yöntemiyle bir doğru geçirilmiştir. Doğru denkleminin noktaları iyi temsil etmiş olması eşitlik (2.24) de verilen doğrusal yaklaşımın uygulanabilirliğini doğrulamaktadır.

$$i_{sat} = a + bT_a \qquad \textbf{(2.24)}$$



Şekil 2.4 : Doymuş havanın entalpisinin sıcaklık ile değişimi.



Şekil 2.5 : 1-10^{o}C aralığı için doymuş havanın entalpi-sıcaklık grafiği.

Islak şartlar için dış yüzeydeki taşınım, boru et kalınlığındaki iletim ve boru içindeki taşınım ifadeleri şu şekilde olacaktır;

$$\dot{Q}_{conv,out} = \frac{h_e}{b_w}\left(A_{P,o} + \eta_w A_F\right)\Delta i \qquad \textbf{(2.25)}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{k_P A_{P,m}}{x_P b_{P,m}}\Delta i \qquad \textbf{(2.26)}$$

$$\dot{Q}_{conv,in} = \frac{A_{P,i} h_i}{b_R^{'}}\Delta i \qquad \textbf{(2.27)}$$

Böylece ıslak şartlar için toplam ısı geçiş katsayısı ($U_{o,w}$) eşitlik (2.28) deki gibi olur.

$$U_{o,w} = \frac{1}{\dfrac{A_o b_R^{'}}{A_{P,i} h_i} + \dfrac{x_P b_{P,m} A_o}{k A_{P,m}} + \dfrac{A_o b_w}{h_e (A_{P,o} + \eta_w A_F)}} \qquad \textbf{(2.28)}$$

Eşitlik (2.28) deki $b_R^{'}$ aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$b_R^{'} = \frac{i_{sat,P} - i_{sat,R}}{T_P - T_R} \qquad \textbf{(2.29)}$$

Eşitlik (2.21) deki Δi_m logaritmik ortalama entalpi farkıdır ve şu şekilde hesaplanır;

$$\Delta i_m = \frac{(i_1 - i_{sat,R,2}) - (i_2 - i_{s,R,1})}{\ln\left(\frac{i_1 - i_{s,R,2}}{i_2 - i_{s,R,1}}\right)} \quad \textbf{(2.30)}$$

2.3 ε-NTU Yöntemi

Isı değiştirici çözümlemesinde karşılaşılan bir problem, ısı değiştiricinin tipi ve boyutu belirli olduğunda, ısı transfer hızının ve belirli kütle debileri ve giriş sıcaklıkları için sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıklarının bulunmasıdır. Bu durumda ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanı bilinmekte, fakat çıkış sıcaklıkları bilinmemektedir. Burada amaç belirli bir ısı değiştiricinin ısı transferi başarımını bulmaktır.

Bu alternatif problem için LMTD yöntemini kullanmak mümkündür, fakat iteratif işlemler gerektiği için pratik olmayabilir. Kays ve London bu tür problemlerin çözümünde, bir iterasyonu ortadan kaldırma girişimi sonucunda, ısı değiştirici çözümlemesini önemli ölçüde basitleştiren ε-NTU yöntemini geliştirmişlerdir.

Isı transfer etkinliği (ε) olarak adlandırılan boyutsuz parametre şu şekilde tanımlanır;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maks}} \quad \textbf{(2.31)}$$

Bir ısı değiştiricide gerçek ısı transfer hızı sıcak ve soğuk akışkan üzerindeki enerji dengesinden bulunabilir.

$$\dot{Q} = C_c\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) = C_h\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) \quad \textbf{(2.32)}$$

Burada $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$ ve $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanların ısıl kapasite debileridir.

Bir ısı değiştiricide gerçekleşebilecek maksimum ısı transferini bulmak için öncelikle maksimum sıcaklık farkının tanımlanması gerekir.

$$\Delta T_{\max} = T_{h,in} - T_{c,out} \quad \textbf{(2.33)}$$

Buna göre gerçekleşebilecek maksimum ısı geçişi eşitlik (2.34) deki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}\left(T_{h,in} - T_{c,in}\right) \tag{2.34}$$

Burada $C_{\min}$, C_h ve C_c 'nin daha küçük olanıdır.

Isı değiştiricilerin etkinlik bağıntıları özgün olarak $UA/C_{\min}$ boyutsuz grubunu içerir. Bu nicelik NTU (geçiş birim sayısı) olarak adlandırılır.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \tag{2.35}$$

Isı değiştirici çözümlemesinde kapasite oranı olarak adlandırılan bir başka boyutsuz nicelik daha tanımlanır.

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \tag{2.36}$$

Buna göre bir ısı değiştiricinin etkinliği, geçiş birim sayısı (NTU) ve kapasite oranının (c) bir fonksiyonudur.

$$\varepsilon = f(NTU, c) \tag{2.37}$$

ε-NTU bağıntıları literatürde farklı tipteki ısı değiştiricileri için mevcuttur. Örneğin çapraz akışlı, 3 sıra sayısına sahip tek geçişli bir kanatlı borulu tip eşanjör için ε-NTU bağıntıları aşağıdaki gibidir, ESDU 98003 (1998).

Minimum ısıl kapasite debisinin boru içindeki akışkan tarafında olması durumunda;

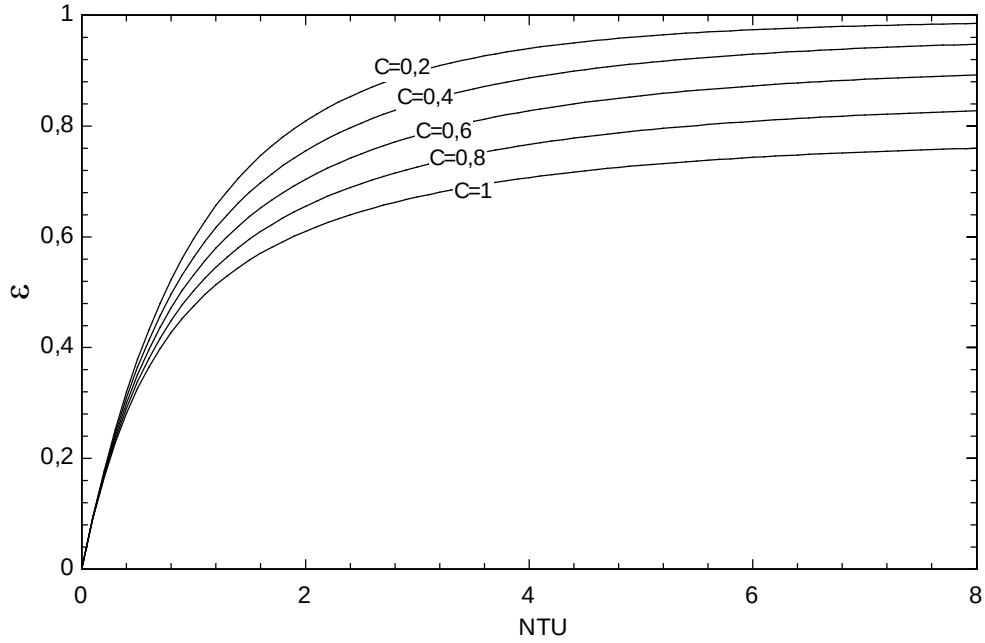
$$\varepsilon = 1 - \left[1 + \frac{K^2(3-K)}{C^*} + \frac{3K^4}{2C^{*2}}\right]\exp\left(\frac{-3K}{C^*}\right) \tag{2.38}$$

$$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTUC^*}{3}\right) \tag{2.39}$$

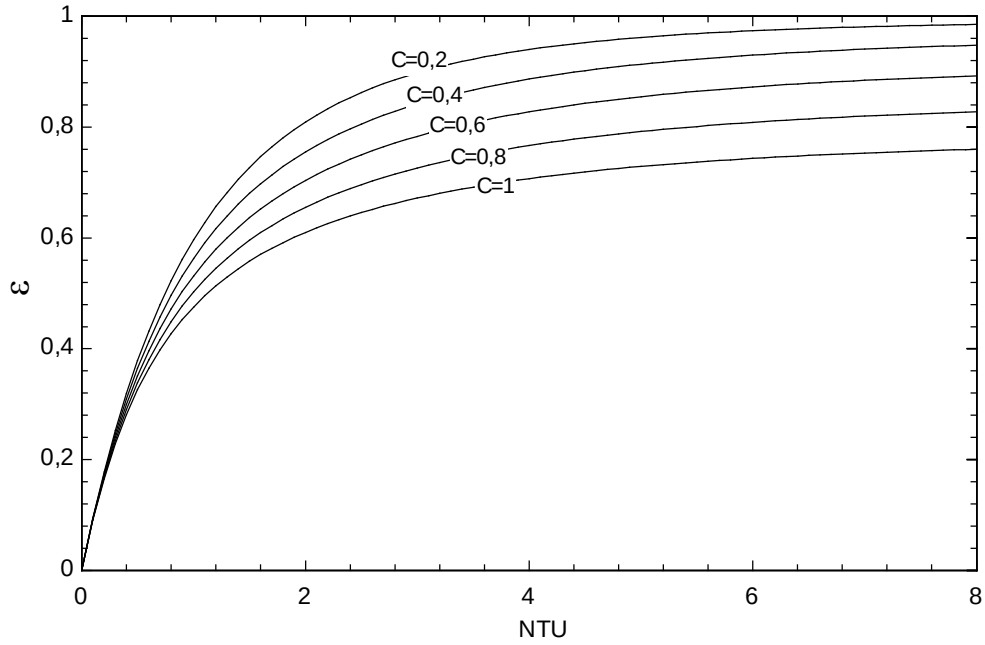
Minimum ısıl kapasite debisinin hava tarafında olması durumunda;

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*}\left[1 - \left(1 + C^*K^2(3-K) + \frac{3C^{*2}K^4}{2}\right)\exp\left(-3KC^*\right)\right] \tag{2.40}$$

$$K = 1 - \exp\left(\frac{-NTU}{3}\right) \tag{2.41}$$



Şekil 2.6 : ε-NTU grafiği.



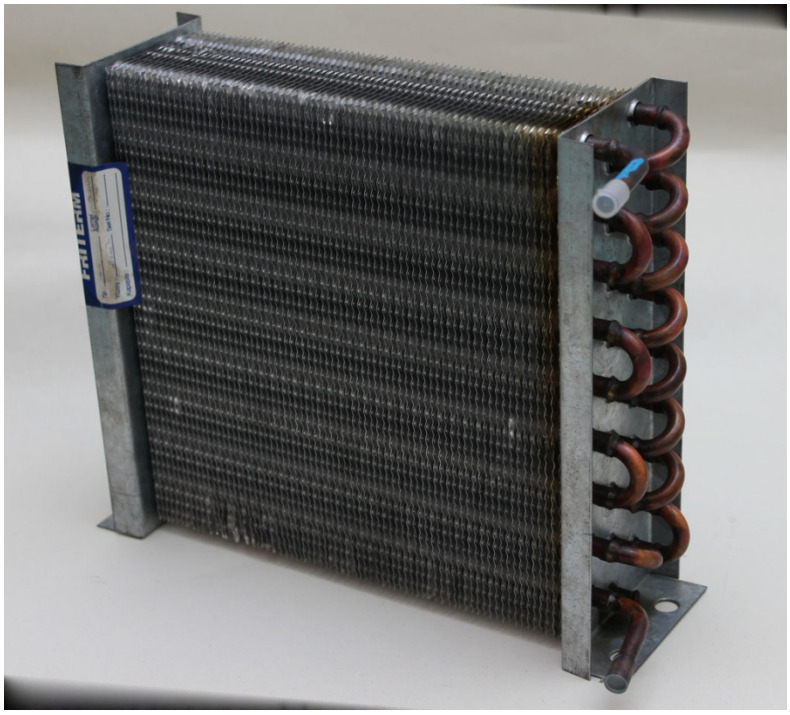
Şekil 2.7 : ε-NTU grafiği.

Yukarıda bağıntılar kullanılarak verilen şartlar için ısı değiştiricinin *UA* değeri dolayısıyla da hava tarafı ısı taşınım katsayısı elde edilebilir. Bu amaçla öncelikle ısı değiştiricinin etkinlik değeri hesaplanır. Daha sonra ε-NTU bağınıtısı yardımıyla iteratif olarak NTU değeri elde edilir.

3. DENEY TESİSATI

3.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştirici Örneği

Bu tez kapsamında yapılan tüm deneyler Şekil 3.1'de görülen ısı değiştirici kullanılarak yapılmıştır. Isı değiştiriciye ait geometrik özellikler Çizelge 3.1'de verilmiştir. Isı değiştirici 1,5 mm kalınlığında galvaniz sacdan imal edilen kanal parçasının içine monte edilerek deney düzeneğine bağlantısı yapılmıştır.



Şekil 3.1 : Deneylerde kullanılan kanatlı borulu ısı değiştirici.

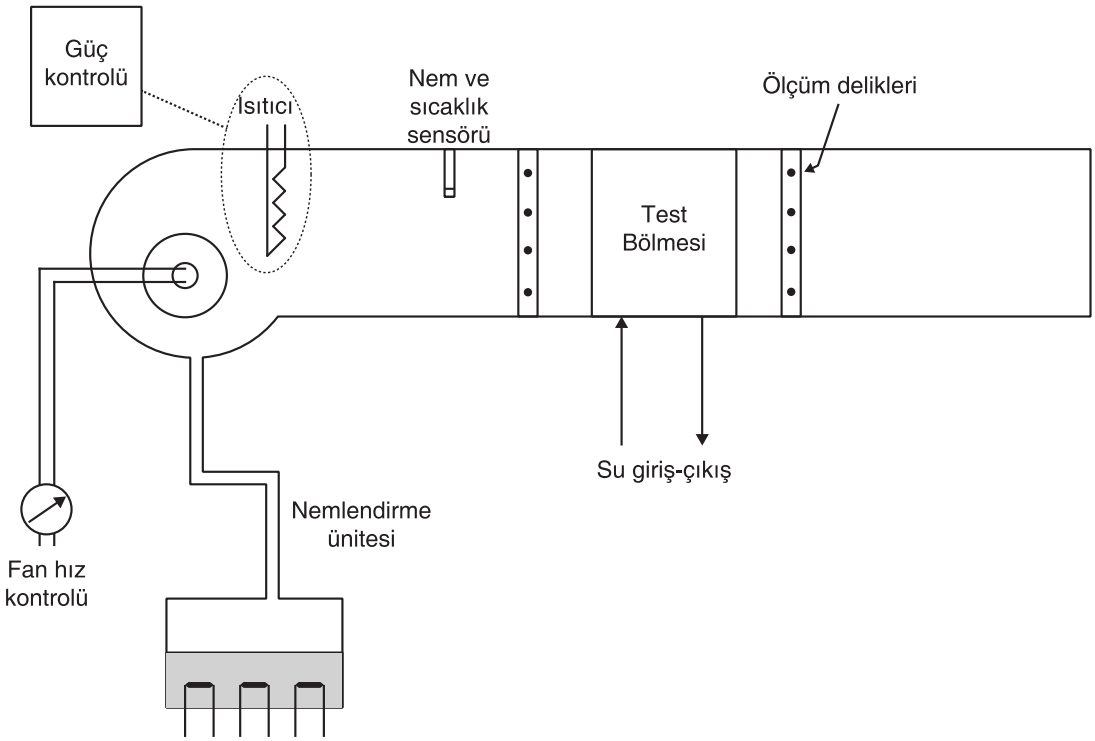
Çevre havayla olan ısı geçişini ihmal edilebilecek düzeye indirmek için test bölmesi ve kanalın dışında kalan borular ısı iletim katsayısı 0,038 W/m-K olan 10 mm kalınlığındaki kauçuk köpüğü levha ile yalıtılmıştır. Suyun giriş-çıkış sıcaklıklarını ölçmek için ısı değiştiricinin giriş ve çıkış uçlarına, K tipi termo elemanlar monte edilmiştir. Ayrıca kanatlar ile kanalın alt ve üst kısımları arasında kalan boşluklardan havanın geçmesini engellemek için polistren plakalar yerleştirilmiştir.

Çizelge 3.1 : Isı değiştiricinin geometrik özellikleri.

Sıra sayısı	3
Satır sayısı	9
Genişlik	230 mm
Yükseklik	230 mm
Kanat sayısı	73
Borular arası düşey mesafe	25 mm
Borular arası yatay mesafe	22 mm
Boru dış çapı	7 mm
Kanat genişliği	65 mm
Yüzey alanı	2,1 m^2

3.2 Deney Donanımı

Ölçümler İTÜ Makina Fakültesi Duscio laboratuvarı bünyesinde kurulan deney düzeneği ile gerçekleştirilmiştir. Deney tesisatı P.A. Hilton marka iklimlendirme deney düzeneğinin revize edilmesiyle ortaya çıkmıştır. Mevcut düzeneğin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve ısı değiştiricinin bağlı olduğu kanal kısımları çıkartılmıştır. Fan çıkışına hava ön ısıtma bölümü eklenmiş ve sonrasında akış düzleştiriciler yerleştirilmiştir. Yeni bir kanal parçası imal edilerek test bölmesine eklenmiştir. Termo elemanların, sıcaklık ve nem sensörünün okunması ayrıca fan hızının ve ısıtıcıların kontrol edilmesi için PLC tabanı bir kontrol panosu yapılmıştır.



Şekil 3.2 : Deney düzeneğinin şematik çizimi.

Şekil 3.3'de deney düzeneğinin nihai hali görülmektedir.



Şekil 3.3 : Deney düzeneğine ait bir fotoğraf.

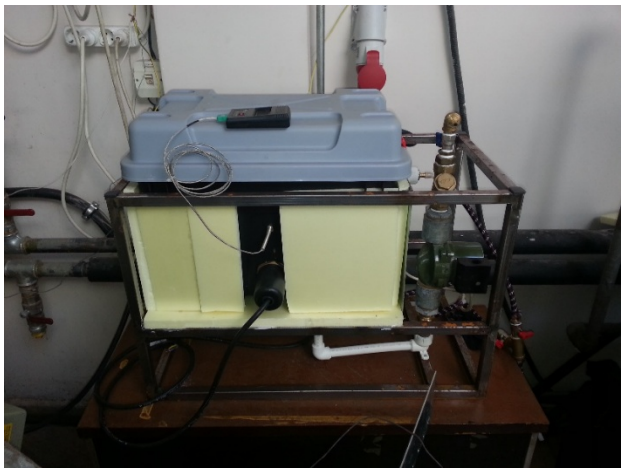
3.2.1 Sıcak su banyosu

Kuru şartlar için yapılan deneylerde sıcak su kullanılmıştır. Su giriş sıcaklığı 55-62ºC arasında tutulmuştur. Sıcak suyu sağlamak amacıyla 40 lt hacime sahip bir plastik kap ve 5 kW gücünde bir ısıtıcıdan oluşan bir sistem imal edilmiştir. Sıcak su banyosunda sıcaklık kontrolü yerine güç kontrolü tercih edilmiştir. Isıtıcıya bağlanan alternatif akım kıyıcı aracılığıyla, ısıtıcı istenilen kapasitede çalıştırılabilmektedir. Böylece ısıtıcı gücüne müdahale ederek istenilen giriş suyu sıcaklığına yakın bir değerde, sistem ısıl dengeye getirilebilmektedir. Yaklaşık 10 dakika bekledikten sonra sistem dengeye gelmektedir.

Su banyosunda dolaşımı sağlamak için bir adet pompa bulunmaktadır. Su debisini ayarlamak için küresel bir vana pompa çıkışına bağlanmıştır. Su banyosunun maksimum debisi 156 kg/h dir. Sıcak su sisteminin fotoğrafı Şekil 3.4'de verilmiştir.

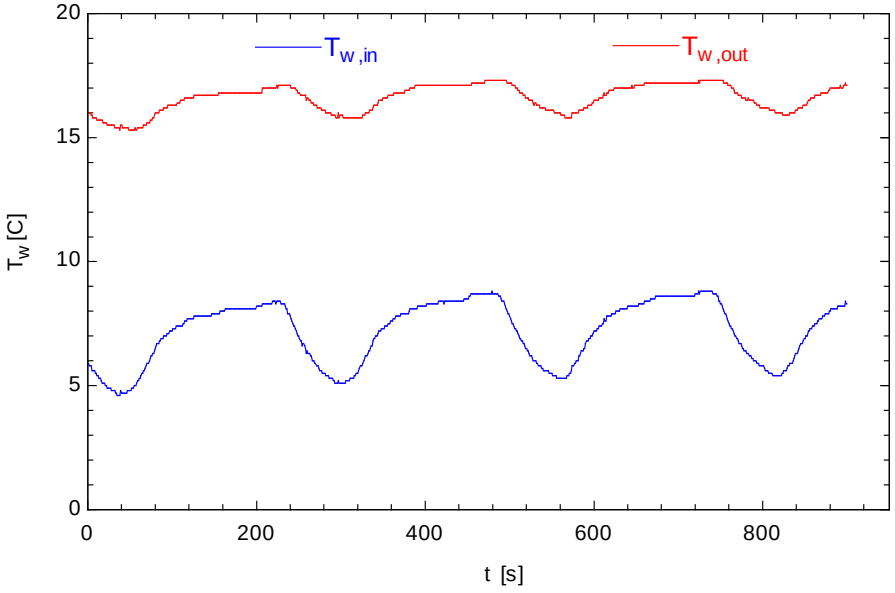
3.2.2 Su soğutma grubu

Soğuk su ihtiyacını karşılamak için Duscio laboratuvarında bulunan bir su soğutma sistemi kullanılmıştır. Su soğutma grubu, 8-12ºC sıcaklık aralığında çalışan buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimidir. Soğutma çevriminin evaporatöründen çıkan soğuk suyun bir kısmı deney düzeneğine giderken bir kısmı da su devir daim deposuna gitmektedir.



Şekil 3.4 : Sıcak su banyosu.

Su soğutma sisteminden deney tesisatına alınabilecek suyun maksimum debisi 206 kg/h dir. Soğutma çevriminin termostat tarafından aç-kapa şeklinde kontrol edilmesi sıcaklığın sürekli dalgalanmasına neden olmaktadır. Kompresörün açık ve kapalı olduğu zaman dilimleri arasında 3-4 ^{o}C sıcaklık farkı olmaktadır. Bu da kapasiteyi hesaplama konusunda zorluğa neden olmaktadır. Islak şartlar için yapılan deneylerde kompresörün en az 5 defa açılıp kapanması beklenmiştir. Bu süre zarfındaki sıcaklıklar kayıt edilip ortalama sıcaklıkları kullanarak ısıl kapasite hesabı yapılmıştır. Ölçümler sırasında kayıt edilen örnek bir sıcaklık dalgalanması Şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.5 : Soğuk suyun giriş ve çıkış sıcaklığındaki zamana bağlı değişim.

3.2.3 Ölçme ekipmanları

3.2.3.1 Termo elemanlar

Isı değiştiricinin giriş ve çıkışındaki su sıcaklıklarını ölçmek için k tipi termo elemanlar kullanılmıştır. K tipi termo eleman, kromel (%90 nikel ve %10 krom) ve alümel (%95 nikel, %2 mangan, %2 alüminyum ve %1 silikon) olmak üzere iki farklı metal telden oluşur. Isı değiştiricinin giriş ve çıkışına monte edilen prinç bağlantı elemanlarının içine termo elemanlar yerleştirilmiştir.



Şekil 3.6 : K tipi termo eleman.

3.2.3.2 Sıcaklık ve nem sensörü

Giriş havasının özelliklerini ölçmek için bir adet Michell marka “PCMini52” model sıcaklık ve nem sensörü kanal içerisine yerleştirilmiştir, Şekil 3.7. Sensöre ait bilgiler Çizelge 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.7 : Sıcaklık ve nem sensörü.

Çizelge 3.2 : Sıcaklık ve nem sensörünün teknik özellikleri.

Sıcaklık ölçme aralığı	-20 +80^{o}C
Sıcaklık doğruluğu	±0,2^{o}C
Bağıl nem ölçme aralığı	%0-100
Bağıl nem ölçme hatası	<%2

3.2.3.3 Kombine ölçüm cihazı

Kanal içerisinde hava hızı, sıcaklık ve nem ölçümü için Testo 435-2 model kombine ölçüm cihazı kullanılmıştır. Cihaz hız, sıcaklık ve nem değerlerini tek prob vasıtasıyla ölçebilmektedir. Cihaza ait teknik özellikler verişmiştir.

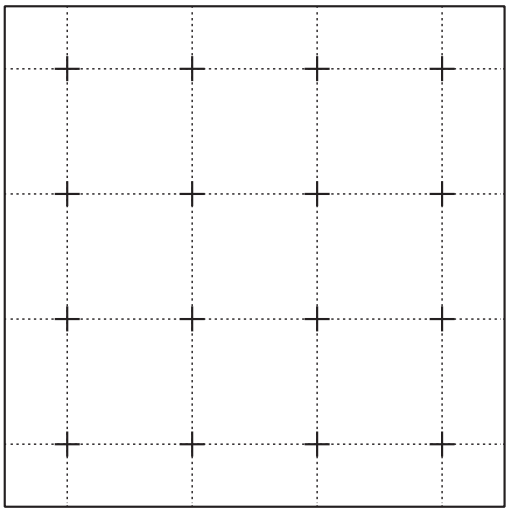


Şekil 3.8 : Kombine ölçüm cihazı ve probu.

Çizelge 3.3 : Kombine ölçüm cihazının teknik özellikleri.

Sıcaklık ölçme aralığı	-20 +70^{o}C
Sıcaklık doğruluğu	±0,3^{o}C
Bağıl nem ölçme aralığı	%0-100
Bağıl nem doğruluğu	±%2
Hız ölçme aralığı	0-20 m/s
Hız doğruluğu	±(0,03m/s+%4 ölçüm)

Kanal içerisindeki hız, sıcaklık ve nem dağılımını ölçmek için eşit alan yöntemi kullanılmış ve kanal 16 eşit alana bölünerek her alanın merkezinde ölçüm yapılmıştır, Hegberg ve diğ. (2008).



Şekil 3.9 : Kanal içerisindeki ölçüm noktaları.

16 noktadan ölçülen hız, sıcaklık ve nem değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak bu büyüklüklerden yığın değerler elde edilmiştir.

4. KURU ŞARTLAR

Bu bölümde kanatlı borulu tür ısı değiştiricinin duyulur ısıtma veya sadece duyulur soğutma yapmak amacıyla kullanıldığı, bir başka deyişle ısı geçiş yüzeylerinin kuru olduğu durumlar için incelenmiştir.

4.1 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı geçişi hesaplanırken uygun bir sıcaklık farkının seçilmesi gerekir. Bu sıcaklık farkı logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ve şu şekilde hesaplanır;

$$\Delta T_{lm} = \frac{\left(T_{w,i} - T_{a,e}\right) - \left(T_{w,e} - T_{a,i}\right)}{\ln\left(\frac{T_{w,i} - T_{a,e}}{T_{w,e} - T_{a,i}}\right)} \cdot P \qquad \textbf{(4.1)}$$

Buradaki "P" sıcaklık düzeltme sabitidir. 3 veya daha fazla sıra sayısına sahip eşanjörlerde, çapraz-karşıt akış durumunda "P" 1'e çok yakındır. Dolayısıyla bu çalışmada sıcaklık düzeltme sabiti 1 olarak alınmıştır.

4.2 Kuru Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Kuru şartlar için teorik analiz Bölüm 3'de yapılmıştır. Toplam ısı geçiş ifadesi (4.2) numaralı eşitlikteki gibi yazılır.

$$\dot{Q} = U_o A_o \Delta T_{lm} \qquad \textbf{(4.2)}$$

Bu denklemde U_o, toplam dış yüzey alanı A_o esas alınarak hesaplanan toplam ısı geçiş katsayısıdır. Toplam dış yüzey alanı eşanjörün geometrik özelliklerinden faydalanılarak hesaplanabilir. Bu tez kapsamında yapılan deneylerde kullanılan eşanjörün toplam dış yüzey alanı 2,1 m^2 dir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{lm} akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülerek hesaplanır. Toplam ısı geçişi $\dot{Q}$ için su tarafından ölçülen kapasite esas alınmıştır. Bunun sebebi hava tarafındaki

belirsizliğin su tarafına göre daha fazla olmasıdır. Ek 1 de belirsizlik analizlerine yer verilmiştir. (4.2) numaralı eşitlikten U_o çekilebilir.

Bu bölümde yapılan analizin amacı toplam ısı geçiş katsayısını (U_o), hava tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı ($h_{o,d}$), su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı (h_i) ve diğer parametreler cinsinden ifade etmektir. Yapılan analiz aşağıdaki kabullere dayanmaktadır.

1. Sistem sürekli rejimdedir.
2. Borular ile kanatlar arasındaki temas direnci ihmal edilmiştir.
3. Boru yüzeyinde ve kanatlarda gerçekleşen ısı geçişi için ısı taşınım katsayısı eşittir.
4. Kanat ve boru yüzeylerinden gerçekleşen ısı geçişinin tamamı sudan geçen ısıya eşittir ve ışınım etkileri ihmal edilmiştir.

Bu kabullere göre U_o numaralı eşitlikteki gibi yazılabilir.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(d_o / d_i\right)}{2\pi k_t L_t} + \frac{1}{h_{o,d}\eta_o A_o}} \qquad \textbf{(4.3)}$$

Paydadaki ikinci terim olan iletim direnci, toplam ısıl direncin %1 den daha az bir kısmını oluşturması nedeniyle ihmal edilebilecek düzeydedir. h_i ve h_o sırasıyla iç ve dış taraftaki ortalama ısı taşınım katsayılarını, A_i, A_o iç ve dış yüzey alanlarını, η_o yüzey verimini ifade etmektedir. Yüzey veriminin tanımı daha ileride yapılacaktır.

4.3 Su Tarafı Isı Taşınım Katsayısı-Wilson Grafik Yöntemi

Wilson grafik yöntemi birçok ısı geçişi problemine uygulanabilen, ısı taşınım katsayılarını tayin etmek için kullanılan bir yöntemdir, Wilson (1915). Taşınım, ısı geçişinin üç temel mekanizmasından biridir. Taşınım yoluyla ısı geçişi, aralarında sıcaklık farkı olan bir yüzey ile yüzey üzerinden akan bir akışkan arasında gerçekleşir. Akışkanın içerisindeki ısı geçişi hem iletim etkisi hem de kitlesel hareketin etkisiyle gerçekleşir. Yüzey üzerindeki akış ve akışkana olan enerji geçişi oldukça karmaşık bir olgudur. Isı taşınım problemlerinin analitik çözümünde akış hacmindeki hız ve

sıcaklık dağılımlarının elde edilmesi gerekir. Bu amaçla geometrik parametreler ve akış özellikleri dikkate alınarak kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemlerinin çözülmesi gerekir. Ancak bu yöntem ile sadece basit geometriler için ve birçok kabul yaparak sonuca ulaşılabilir.

Çoğu ısı geçişi mekanizması, analitik çözüm için fazla karmaşık bir geometriye ve akış özelliklerine sahiptir. Bu yüzden eşitlik (4.4) de verilen Newton soğuma kanunu daha pratik bir yaklaşımdır.

$$q = hA(T_s - T_f) \tag{4.4}$$

Newton soğuma kanunu taşınım yoluyla gerçekleşen ısı geçişini (q) ortalama ısı taşınım katsayısı (h), yüzey sıcaklığı (T_s) ve akışkan sıcaklığı (T_f) arasındaki fark cinsinden ifade eder. Bu yaklaşım ile ısı taşınım problemi, ısı taşınım katsayısının elde edilmesi problemine dönüşmüş olur. Isı taşınım katsayısı genel olarak deneysel çalışmalardan elde edilen bağıntılar kullanılarak hesaplanır. Bu bağıntılar uygun boyutsuz sayıların ilişkilendirilmesiyle oluşur.

İncelenen geometri ve akış düzeni için ısı taşınım katsayısı bilinen bir ısı geçişi için, yüzey alanı, yüzey ve akışkan sıcaklıklarının ölçülmesiyle (4.5) numaralı eşitlikteki gibi hesaplanabilir.

$$h = \frac{q}{A(T_s - T_f)} \tag{4.5}$$

Wilson grafik yöntemi birçok ısı değiştirici için ısı taşınım katsayısını (film katsayısı) belirlemede pratik bir çözümdür. Bu yöntem Wilson (1915) tarafından, boruların dış yüzeyinde buhar yoğuşan içinden ise soğutucu akışkan geçen gövde borulu ısı değiştiricilerinde ısı taşınım katsayılarını belirlemek amacıyla geliştirilmiştir. Kanatlı borulu tip bir ısı değiştirici üzerinden yöntem açıklanırsa; toplam ısıl direnç (R_{ov}), dıştaki taşınım direnci (R_o), dış yüzeydeki kirlilik direnci ($R_{f,o}$), boru cidarındaki iletim direnci (R_t), iç yüzeydeki kirlilik direnci ($R_{f,i}$) ve içteki taşınım direnci (R_i) bileşenlerinin toplamı olarak ifade edilebilir.

$$R_{ov} = R_o + R_{f,o} + R_t + R_{f,i} + R_i \tag{4.6}$$

Toplam ısıl direnç aynı zamanda toplam ısı geçiş katsayısı ve ilişkili olduğu alan cinsinden de ifade edilebilir.

$$R_{ov} = \frac{1}{U_o A_o} \tag{4.7}$$

Kirlilik dirençleri ihmal edilirse toplam ısıl direnç eşitlik (4.8) deki gibi yazılabilir.

$$R_{ov} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(d_o / d_i\right)}{2\pi k_t L_t} + \frac{1}{h_{o,d}\eta_o A_o} \tag{4.8}$$

Wilson, boru içindeki akışın kütlesel debisinin değişmesi halinde toplam ısıl direçteki değişimin esas olarak içteki ısı taşınım katsayısındaki değişimden kaynaklandığını savunmuştur. Diğer tüm ısıl dirençlerin sabit kaldığını kabul etmiştir. Bu durumda boru cidarındaki iletim ve boru dışındaki taşınım dirençlerinin toplamı C_1 gibi bir sabit şeklinde yazılabilir.

$$R_w + R_o = C_1 \tag{4.9}$$

Tam gelişmiş türbülanslı akış için ortalama Nusselt sayısını veren ifade (4.10) numaralı eşitlikte verilmiştir.

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = C\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,3} \tag{4.10}$$

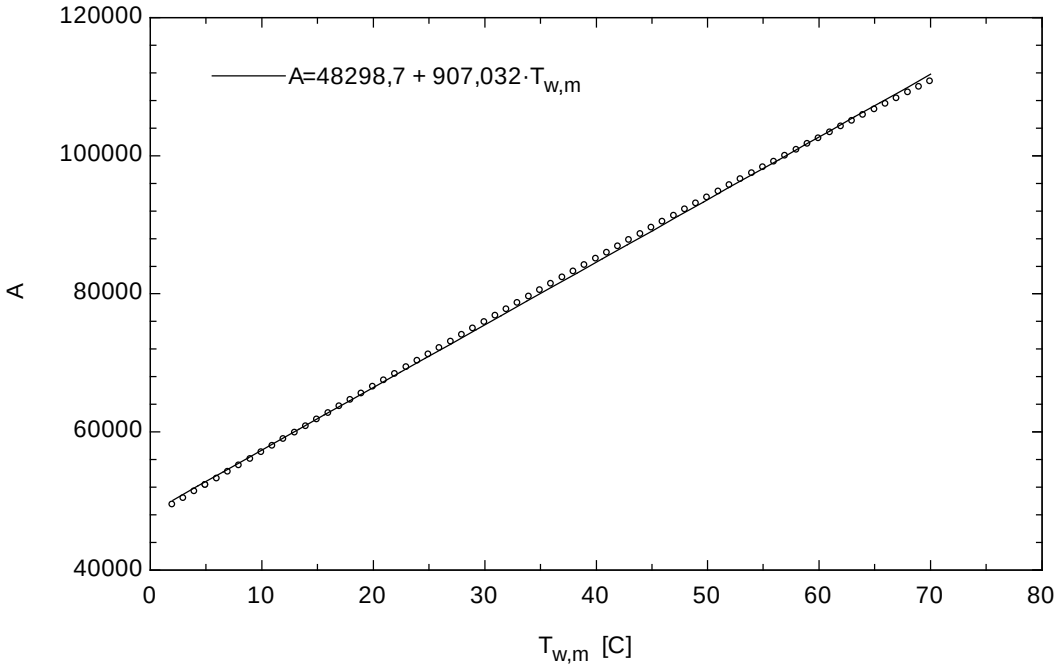
Yukarıdaki denklemden h_i çekilir ve tüm termofiziksel özelikler tek bir yere toplanırsa eşitlik (4.10) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$h_i = \left[C\left(\frac{k^{0,7} c_p^{0,3} \rho^{0,8}}{\mu^{0,5}} \right) \right] \frac{V_i^{0,8}}{D_i^{0,2}} \tag{4.11}$$

(4.11) numaralı eşitliğe göre su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı bir C sabiti, termofiziksel özellikleri kapsayan terim, su hızı (V_i) ve boru çapı (D_i) cinsinden ifade edilebilir. Termofiziksel özelikler ortalama akışkan sıcaklığının bir fonksiyonu şeklinde yazılır ve denklem düzenlenir ise taşınım katsayısı (4.12) numaralı eşitlikteki gibi yazılır.

$$h_i = C_2\, f(T_{w,m}) V_i^{0,8} \tag{4.12}$$

Su için eşitlik (4.11) deki termofiziksel özelikleri kapsayan terim 1-70 ^{o}C aralığında hesaplanmış ve de grafik halinde verilmiştir.



Şekil 4.1 : Termofiziksel özelikleri kapsayan terimin sıcaklıkla değişimi.

$\left(\frac{k^{0,7} c_p^{0,3} \rho^{0,8}}{\mu^{0,5}} \right)$ terimi yukarıdaki grafikte A sembolü ile gösterilmiştir. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi termofiziksel özeliklerin sıcaklık ile değişimi doğrusala çok yakındır. Dolayısıyla doğrusal regresyon ile bulunan aşağıdaki denklemin kullanılması uygundur.

$$A = \left(\frac{k^{0,7} c_p^{0,3} \rho^{0,8}}{\mu^{0,5}} \right) = 48298,7 + 907,032 T_{w,m} \qquad \textbf{(4.13)}$$

Eşitlik (4.13) sadeleştirilerek (4.12) numaralı eşitlikte yerine yazılabilir.

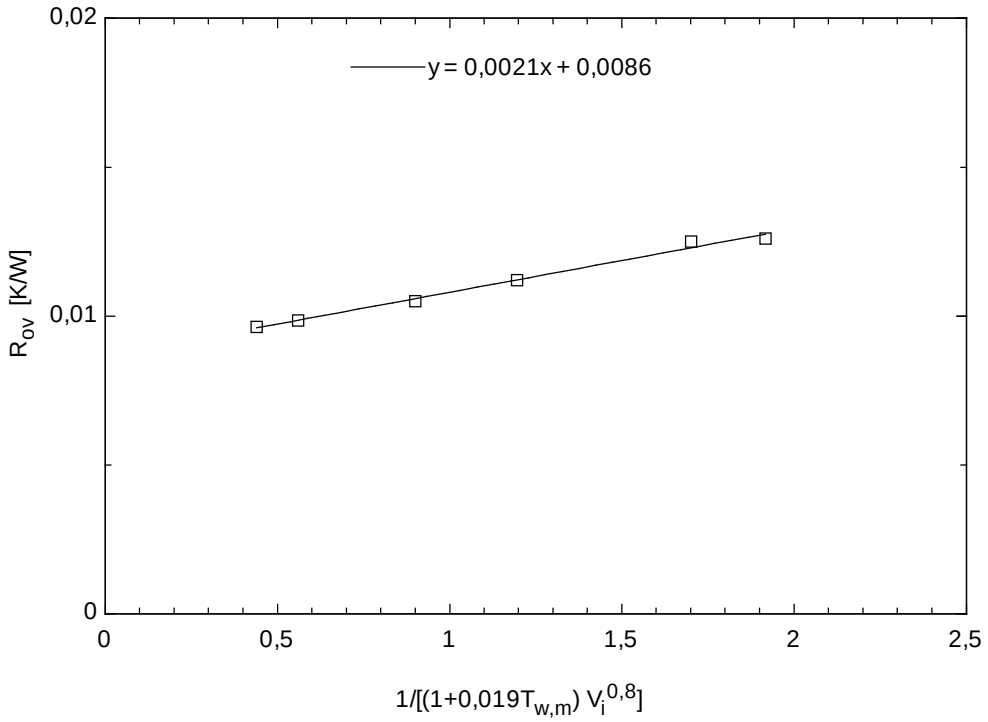
$$h_i = C_2 (1 + 0,019 T_{w,m}) V_i^{0,8} \qquad \textbf{(4.14)}$$

Taşınım katsayısının (4.14) numaralı eşitlikteki gibi yazılması Wilson grafik yönteminin uygulanmasında büyük kolaylık sağlamaktadır. Çizelge 4.1'de hava hızı 2,65 m/s değerinde sabit tutularak değişken su debisi ile yapılan deney sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Değişken su debisi için deneysel sonuçlar.

Ölçüm	Su Hızı(m/s)	Ortalama Su Sıcaklığı(°C)	Kapasite (W)	$\Delta T_{lm}(°C)$	Toplam Isıl Direnç (K/W)
1	0,903	49,5	1920	18,9	0,009842
2	0,214	41,7	820	10,4	0,012646
3	0,372	44,6	1270	14,1	0,011150
4	0,381	42,8	1286	12,4	0,009640
5	0,254	45,9	1080	13,5	0,012500
6	0,501	42,3	1533	16,1	0,010500

Çizelge 4.1'deki verileri kullanılarak Wilson grafik yöntemi uygulanmış ve Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2 : Wilson grafik yönteminin uygulaması.

Toplam ısıl direnç eşitliğini $y = mx + n$ biçiminde (4.15) numaralı eşitlikteki gibi yazılabilir.

$$R_{ov} = \frac{1}{C_2 A_i} \times \frac{1}{(1+0,019T_{w,m})V_i^{0,8}} + C_1 \qquad \textbf{(4.15)}$$

Uydurulan doğrunun eğimi $\frac{1}{C_2 A_i}$ terimini vermektedir. Boru iç yüzey alanı 0,1315 m^2 dir. Buradan C_2 sabiti 3621,22 olarak bulunur. Sonuç olarak su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi basit bir şekilde yazılır.

$$h_i = 3621,22(1+0,019T_{w,m})V_i^{0,8} \quad \textbf{(4.16)}$$

İç taraftaki taşınım katsayısının bilinmesi sayesinde dış taraftaki taşınım katsayıları da toplam ısıl dirençten hesaplanabilecektir.

4.4 Kanat Verimi ve Yüzey Verimi

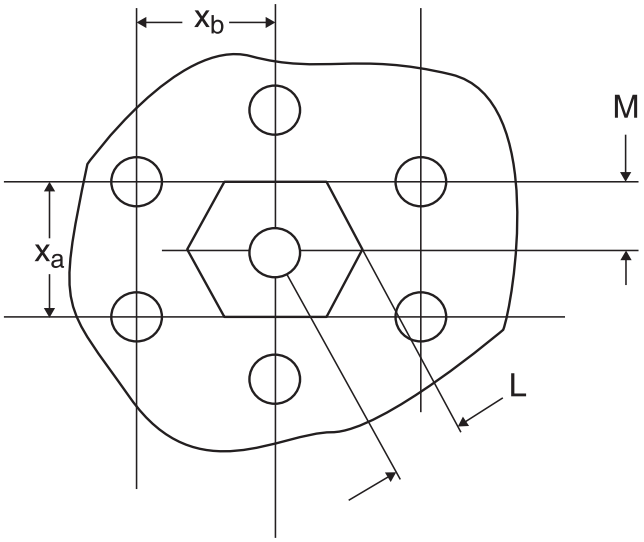
Yapılan ölçümler neticesinde toplam ısıl direnç, kapasite ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak bulunabilmektedir. İç taraftaki ortalama ısı taşınım katsayısı (4.16) numaralı eşitlik kullanılarak bulunur. Boru cidarındaki iletim direnci ihmal edildiğinden toplam ısıl dirençten iç taraftaki taşınım direncinin çıkarılmasıyla dış taraftaki taşınım direnci elde edilir. Burada önemli nokta hava tarafındaki taşınım katsayısının elde edilmesidir. Isıl direçten hava tarafındaki taşınım katsayısının elde edilebilmesi için yüzey veriminin (η_o) bilinmesi gerekir. Yüzey verimi (4.17) numaralı eşitlikteki gibi hesaplanır.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{s,fin}}{A_o}\left(1-\eta_f\right) \quad \textbf{(4.17)}$$

Yukarıdaki denklemde $A_{s,fin}$ kanatlı yüzey alanını, A_o toplam yüzey alanını, η_f kanat verimini ifade etmektedir. Kanat verimi eş değer silindirik kanat için elde edilmiş olan analitik çözüm eşitlik (4.18)' deki gibidir.

$$\eta_f = \frac{2r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)}\left[\frac{I_1(mr_2)K_1(mr_1) - K_1(mr_2)I_1(mr_1)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + I_1(mr_2)K_0(mr_1)}\right] \quad \textbf{(4.18)}$$

Şaşırtmalı dizilimdeki kanatlı boru demeti için Schmidt in yayınlamış olduğu eş değer yarı çap bağıntısı kullanılabilir, McQuiston, Parker, ve Spitler (2000).



Şekil 4.3 : Altıgen şeklinde eşdeğer kanat.

$$\frac{R_e}{r} = 1,27\Psi\left(\beta - 0,3\right)^{1/2} \tag{4.19}$$

$$\Psi = \frac{M}{r} \tag{4.20}$$

$$\beta = \frac{L}{M} \tag{4.21}$$

4.5 Deney Sonuçları

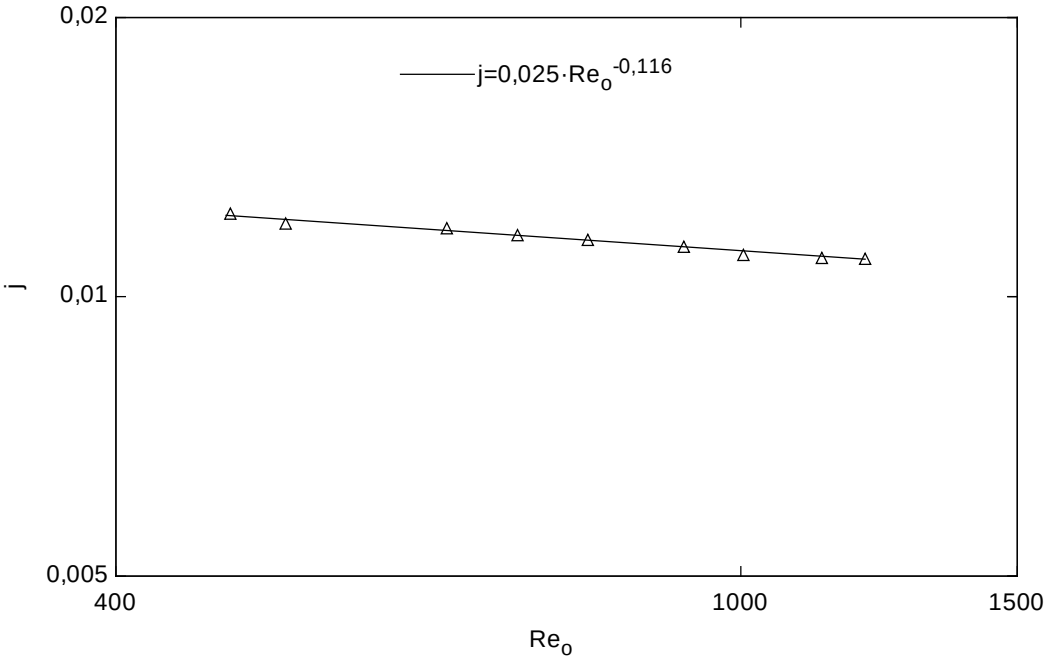
Kuru şartlar için hava tarafındaki ortalama ısı geçiş katsayısının bulunması amacıyla farklı hava hızları için deneyler yapılmıştır. Deneylerde su hızı 0,85 m/s değerinde sabit tutulmuştur. Eşitlik (4.8) kullanılarak elde edilen h_o değerleri kullnılarak (4.22) numaralı eşitlikte verilen Colburn faktörü hesaplanmıştır.

$$j = \frac{h_{o,d}}{\rho V_{maks} C_p} \mathrm{Pr}^{2/3} \tag{4.22}$$

Kuru şartlar için elde edilen sonuçlar tablo halinde Çizelge 4.2'de ve grafik halinde Şekil 4.4'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Deney sonuçları.

Re_o	Colburn faktörü(j)
473	0,0123
513	0,012
650	0,01186
721	0,01165
799	0,01151
920	0,01133
1004	0,0111
1126	0,01101
1200	0,01099



Şekil 4.4 : Kuru şartlar için Re sayısı-Colburn faktörü grafiği.

Doğrusal regresyon analizi ile kuru şartlar için aşağıdaki ifade elde eldilmiştir.

$$j = 0,025\,\mathrm{Re}_o^{-0,116} \qquad \textbf{(4.23)}$$

5. ISLAK ŞARTLAR

Kanat sıcaklığının yerel olarak nemli havanın çiğ noktası sıcaklığından yüksek olduğu durumlarda su buharının yüzeylerde yoğuşması söz konusu olacaktır. Bu bölümde ve tez kapsamında yapılan incelenemeler tüm yüzeylerin ıslak olduğu, başka bir deyişle kanatlı boru yüzeylerindeki en yüksek sıcaklığın dahi havanın çiğ noktası sıcaklığından düşük olduğu durum için yapılmıştır.

Yüzey üzerinde sıvı filminin oluşması serbest akış alanını ve hidrolik çapı az da olsa azaltmaktadır. Fakat bu sıvı filminin kalınlığını ölçmek mümkün değildir. Literatürdeki benzer çalışmalardan yola çıkarak sıvı filmi kalınlığı 0,1 mm olarak alınmıştır.

5.1 Logaritmik Ortalama Entalpi Farkı

Islak şartlar söz konusu olduğunda logaritmik ortalama sıcaklık farkı yerine logaritmik ortalama entalpi farkının kullanılması uygundur Threlkeld (1970).

$$\Delta i_{lm} = \frac{\left(i_{a,1} - i_{w,2,sat}\right) - \left(i_{a,2} - i_{w,1,sat}\right)}{\ln\left(\frac{i_{a,1} - i_{w,2,sat}}{i_{a,2} - i_{w,1,sat}}\right)} \qquad \textbf{(5.1)}$$

Yukarıdaki eşitlikte $i_{a,1}$ ve $i_{a,2}$ havanın giriş ve çıkış entalpilerini, $i_{w,1,sat}$ ve $i_{w,2,sat}$ terimleri ise suyun giriş ve çıkış sıcaklığındaki doymuş havanın entalpilerini ifade etmektedir.

5.2 Islak Şartlar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Islak şartlar için teorik analiz Bölüm 3'de yapılmıştır. Toplam ısı geçiş ifadesi (5.2) numaralı eşitlikteki gibi yazılır.

$$\dot{Q} = U_{o,w} A_o \Delta i_{lm} \qquad \textbf{(5.2)}$$

Kuru şartlar için yazılan ısı geçiş ifadesinden farklı olarak olarak entalpi farkını esas alarak toplam ısı geçiş katsayısı $U_{o,w}$ tanımlanmıştır. $U_{o,w}$ ifadesinin elde edilişi Bölüm 3' de verilmiştir. Eşitlik (5.3) kullanılarak $U_{o,w}$ hesaplanabilir.

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i}\frac{b_R^{'}}{h_i} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}\left[\frac{1-\eta_{surface}}{\frac{A_{s,unfin}}{A_{s,\,fin}}+\eta_{surface}}\right] + \frac{b_{w,m}}{h_e}} \qquad \textbf{(5.3)}$$

Yukarıdaki eşitlikte $h_{o,w}$ ile gösterilen ısı taşınım katsayısı ıslak şartlar için eşdeğer ısı taşınım katsayısını sembolize etmektedir ve eşitlik (5.4) deki gibi hesaplanır.

$$h_e = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b_{w,m}h_{o,\mathrm{w}}} + \frac{z_w}{k_w}} \qquad \textbf{(5.4)}$$

5.3 Su Tarafı Isı Taşınım Katsayısı

Su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısını bulmak için eşitlik (4.16) de verilen bağıntı, Dittus ve Boelter (1985) bağıntısına benzetilmek amacıyla sıcak ve soğuk su için iki farklı bağıntıya dönüştürülmüştür. Buna göre ortalama su sıcaklığının yüzey sıcaklığından düşük olduğu durum için Nusselt sayısının aşağıdaki gibi olduğu kabul edilmiştir.

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = C\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4} \qquad \textbf{(5.5)}$$

Pr sayısının üssünün değişmesi nedeniyle bölüm 5 de elde edilen ifadeye gerekli düzeltmenin yapılmasıyla eşitlik (5.6) da verilen bağıntı elde edilir.

$$h_i = 3505,7(1+0,019T_{w,m})V_i^{0,8} \qquad \textbf{(5.6)}$$

5.4 Kanat Verimi ve Yüzey Verimi

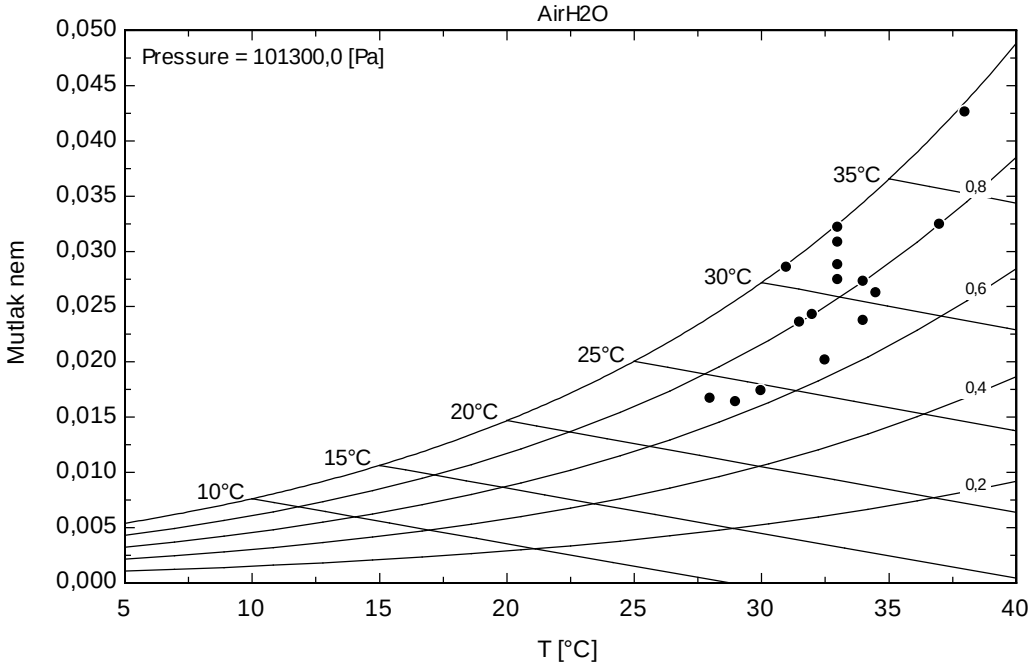
Islak şartlardaki kanat verimi hesaplanırken kuru şartlar için elde edilmiş olan kanat verim ifadesi kullanılabilir. Fakat ısı taşınım katsayısı olarak artık eşdeğer ısı taşınım katsayısının kullanılması gereklidir. Eşdeğer ısı taşınım katsayısı duyulur ısı geçiş katsayısından yaklaşık 2-3 kat daha fazla olmaktadır. Bu da kanat veriminin önemli

ölçüde azalması anlamına gelmektedir. Yüzey verimi için önceki bölümde verilen ifadeler aynen geçerlidir.

5.5 Deney Sonuçları

Farklı hava giriş koşulları için deneyler yapılarak su tarafındaki ve hava tarafındaki ısıl kapasiteler hesaplanmıştır. Şekil 5.1'de ıslak şartlar için yapılan deneylerde kullanılan giriş havalarının özelikleri psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir.

Kuru şartlar için logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ıslak şartlar için logaritmik ortalama entalpi farkından faydalanılarak toplam toplam ısı geçiş katsayıları (U_o) hesaplanmıştır.



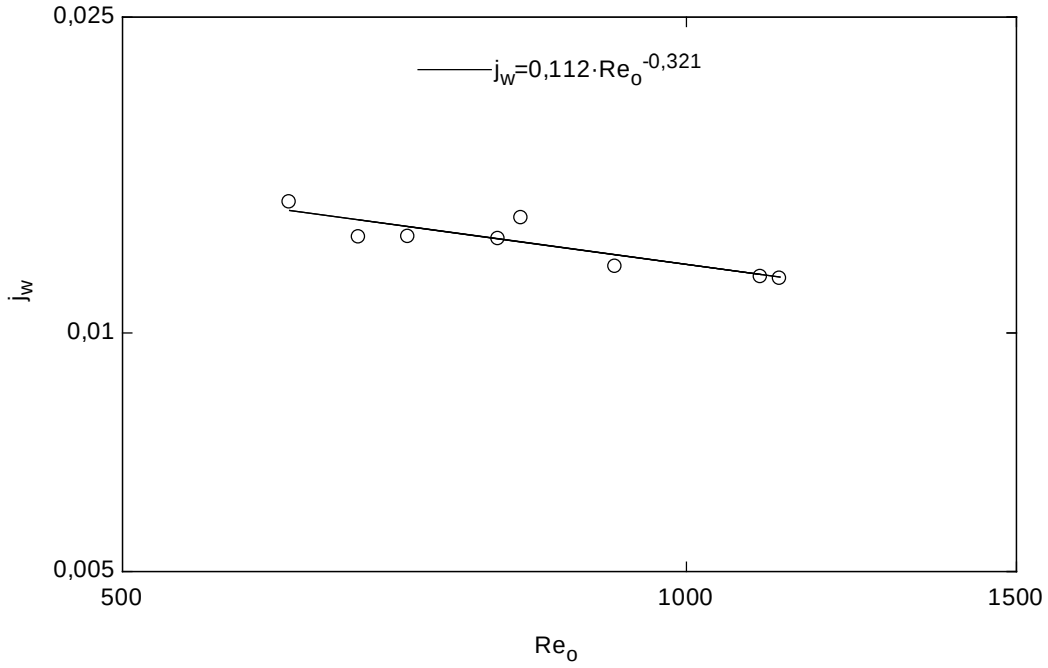
Şekil 5.1 : Giriş havası özelikleri.

Islak şartlar için hava tarafındaki ortalama ısı geçiş katsayısının bulunması amacıyla farklı hava hızları için deneyler yapılmıştır. Deneylerde su hızı 1,48 m/s değerinde sabit tutulmuştur. Eşitlik (5.3) ve (5.4) den faydanarak elde edilen h_o değerleri kullanılarak (5.7) numaralı eşitlikte verilen Colburn faktörü hesaplanmıştır. Islak şartlar için elde edilen sonuçlar Şekil 5.2'de verilmiştir.

$$j_w = \frac{h_{o,w}}{\rho V_{maks} C_p} \mathrm{Pr}^{2/3} \qquad \textbf{(5.7)}$$

Çizelge 5.1 : Deney sonuçları.

$T_{a,in}(°C)$	RH_{in} (%)	$T_{a,out}(°C)$	RH_{out} (%)	$T_{w,in}(°C)$	$T_{w,out}(°C)$	$V_{air}(m/s)$	$\dot{m}_w(kg/s)$
33	89	26	92	5,3	18	1,5	0,05716
30	62	22	87	7,3	15,2	1,6	0,05317
30	62	22	80	7	15	1,7	0,05317
33	80	28	80	7,7	19,3	1,95	0,05716
33	75	27	75	6	18	2	0,05716
34	62	23	79	7,5	16	2,2	0,05317
30	70	28	79	6	19	2,7	0,05716
30	62	24	80	7,18	16,6	2,7	0,05317



Şekil 5.2 : Islak şartlar için Re sayısı-Colburn faktörü grafiği.

Doğrusal regresyon analizi ile ıslak şartlar için aşağıdaki bağıntı elde edilmiştir.

$$j_w = 0,112\,\mathrm{Re}_o^{-0,321} \qquad \textbf{(5.8)}$$

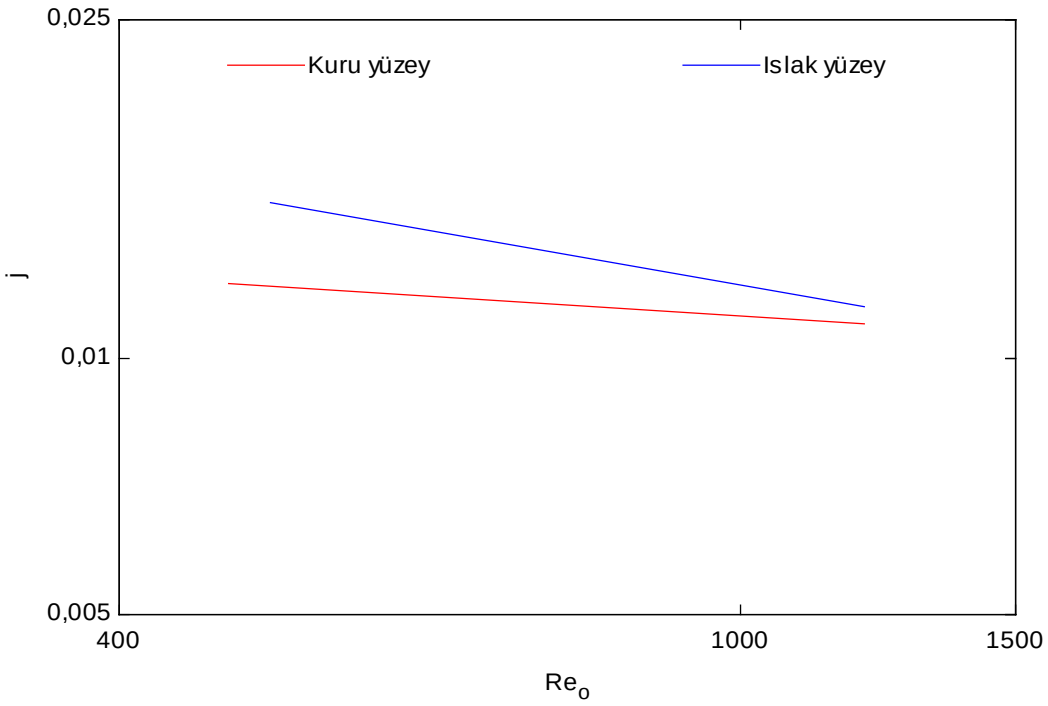
Islak hal için hesaplanan j_w değeri, kuru şart için hesaplanan j değerinin C_j düzeltme sabiti ile çarpımı şeklinde yazılabilir.

$$j_w = C_j\, j \qquad \textbf{(5.9)}$$

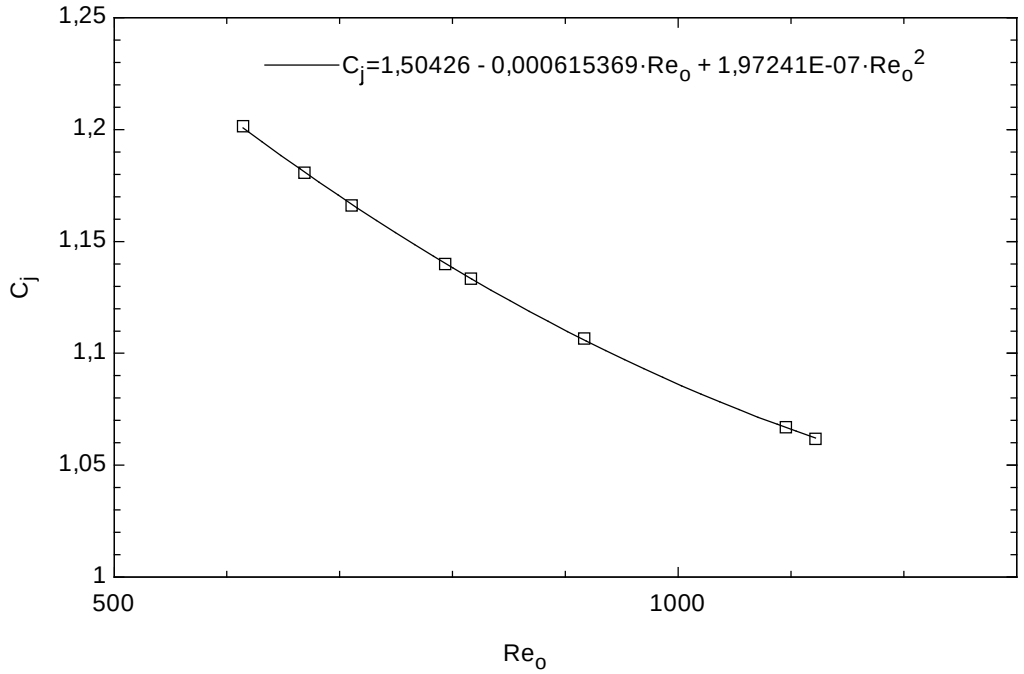
Şekil 5.4'de C_j düzeltme sabitinin Reynolds sayısına gore değişim grafiği verilmiştir.

Benzer bir oran Elmahdy (1976) 'nin çalışmasında yer almaktadır, eşitlik (5.10).

$$\frac{j_w}{j} = 1,425 - 0,51\left(\frac{\mathrm{Re}}{1000}\right) + 0,263\left(\frac{\mathrm{Re}}{1000}\right)^2 \qquad \textbf{(5.10)}$$



Şekil 5.3 : Reynolds sayısı – Colburn faktörü grafikleri.



Şekil 5.4 : C_j katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

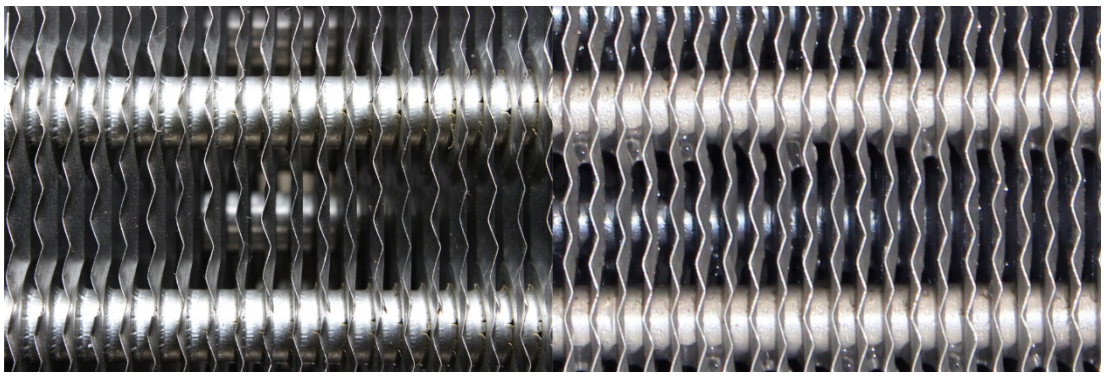
6.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasında kanatlı borulu bir ısı değiştiricinin hava tarafındaki ısı geçiş karakteristiği kuru ve ıslak yüzey şartları için incelenmiştir. Su tarafından ölçülen ısıl kapasitelere dayanarak toplam ısı geçiş katsayıları LMTD ve LMED yöntemleri ile hesaplanmıştır. Bölüm 4 ve 5'de verilen ısıl direnç benzeşimleri ile hava tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Daha sonra sonuçlar boyutsuz Reynolds ve Colburn sayıları cinsinden grafikler haline dönüştürülmüştür. Şekil 5.3'de kuru ve ıslak şartlar için elde edilen Reynolds sayısı-Colburn faktörü korelasyonları verilmiştir. Buna göre ;

- Colburn faktörü her iki durumda da Reynolds sayısının artmasıyla birlikte azalmaktadır.
- Islak hal için hesaplanan Colburn faktörleri kuru hale göre %5-20 daha fazla çıkmıştır.
- Su tarafından ölçülen ısıl kapasiteler yaklaşık %3, hesaplanan Colburn faktörleri ise %9-10 belirsizlik içermektedir. Detaylı belirsizlik analizi Ek B'de verilmiştir.
- Islak haldeki Colburn faktörü ile kuru haldeki Colburn faktörü oranlanarak bir C_j katsayısı elde edilmiştir. C_j katsayısı bilindiği takdirde kuru şartlar için ölçülen Colburn faktörü kolaylıkla ıslak haldeki Colburn faktörüne dönüştürülebilir. Fakat ıslak haldeki eş değer ısı taşınım katsayısının havanın giriş ve çıkış özelliklerine de bağlı olduğu unutulmamalıdır. Ek A' da C_j'nin kullanımı ile ilgili örnek bir hesaplama verilmiştir. Deney sonuçları neticesinde C_j'nin Reynolds sayısının artmasıyla birlikte azaldığı görülmüştür, Şekil 5.4. Bunun sebebi, düşük Reynolds sayılarında yüzeydeki su damlacıklarının yüzey pürüzlülüğünü arttırarak türbülansa katkıda bulunmasıdır. Akışın yoğun olarak türbülanslı olduğu yüksek hızlarda yüzey pürüzlülüğünün katkısı daha kısıtlı

kalmakta ve C_j katsayısı 1' e doğru yaklaşmaktadır. Deneylerde ulaşılan en yüksek Reynolds sayısı olan 1200 için C_j nin değeri 1,05 olmuştur.

Ayrıca yapılan görsel incelemelerle yüzeydeki yoğuşma olayının nasıl şekillendiği incelenmiştir. Yoğuşan su buharının öncelikle boru yüzeyinde küçük damlacıklar şeklinde oluştuğu daha sonra ise kanatlar üzerindeki küçük damlacıklar ile birleşerek kanatların arasından aktığı görülmüştür.



Şekil 6.1 : Kuru ve ıslak yüzey şartları.

Şekil 6.1'de kuru ve ıslak yüzey şartlarını temsilen birer fotoğraf verilmiştir. Sağ taraftaki fotoğrafta oluşan su damlacıkları net olarak görülmektedir. Yapılan deneylerde kanal içerisindeki hava hızı 1 ila 2,7 m/s arasında değişmektedir. 2,5 m/s ve daha yüksek hızlarda oluşan su damlacıklarının sürüklenerek yüzeyden uzaklaştığı gözlemlenmiştir.

6.2 Öneriler

Kurulan deney düzeneği doğruluk ve stabilite açısından bazı kısıtlayıcı özelliklere sahiptir. Daha doğru sonuçların elde edilmesi ve daha geniş çalışma aralıklarına ulaşılması için şu geliştirmeler yapılabilir;

- Mevcut fanın kapasitesi arttırılarak daha yüksek hava hızlarında deney yapılabilir. Ayrıca fanı hava kanalının girişine yerleştirmek yerine çıkıştan emme yapmasını sağlamak daha homojen bir hız dağılımı elde etmek için faydalı olacaktır.
- Hava kanalının ve akış düzleştiricinin boyları uzatılabilir.

- Soğuk su kaynağı olarak endüstriyel bir su soğutma grubu yerine laboratuvar tipi bir su banyosu veya kapsite kontrolü yapılabilen bir soğutma çevrimi kullanılması zamana bağlı sıcaklık değişimlerini en aza indirecektir.
- Havanın hız dağılımını ölçmek için termo elemanlardan oluşan sabit bir ağ yapısı test bölmesinin ön ve arka kısmına yerleştirilebilir.

Bu çalışmanın farklı kanatlı borulu tip ısı değiştiricileri ile yapılması C_j katsayısı ile geometrik parametreler arasındaki ilişkinin elde edilmesine olanak sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

ASHRAE. (2008). ASHRAE STANDARD Measurement , Testing , Adjusting , and Balancing of Building HVAC Systems.

Braun, J., Klein, S., & Mitchell, J. (1989). Effictiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. *ASHRAE Transactions*, *95*(2), 3270–3280.

Carrier, W., & Anderson, S. (1944). The resistance to heat flow through finned tubing. *Heating, Piping, and Air Conditioning*, *16*(5), 304.

Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *12*, 3–22.

Domanski, P. (1991). Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution. *Ashrae Transactions*, 793–802.

Elmahdy, A. H. (1976). *Analytical and Experimental Multi-Row, Finned-Tube Heat Exchanger Performance During Cooling and Dehumidification Processes*. Carleton University, Ottawa, Canada.

Elmahdy, A. H., & Mitalas, G. (1977). A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating energy requirements for buildings. *ASHRAE Transactions*, *83*(2), 103–117.

ESDU 98003. (1998). Design and performance evaluation of heat exchangers : The effectiveness – NTU method.

Genceli, O. F. (2010). *Isı Değiştiricileri*. Birsen Yayınevi.

Goodman, W. (1938). Performance of coils for dehumidifying air. *Heating, Piping Air Conditioning*, *10-11*, 697–707.

Kays, W., & London, A. (1964). *Compact heat exchangers*. Krieger Pub. Co.

Kraus, A. D., Aziz, A., & Welty, J. (2002). *Extended Surface Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc.

McQuiston, F., Parker, J., & Spitler, J. (2000). *Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design* (5th editio.). New York: John Wiley & Sons, Inc.

Mirth, D. R., & Ramadhyani, S. (1994). Correlations for Predicting the Air-Side Nusselt Numbers and Friction Factors in Chilled-Water Cooling Coils. *Experimental Heat Transfer*, *7*(2), 143–162.

Morisot, O., Marchio, D., & Stabat, P. (2002). Simplified model for the operation of chilled water cooling coils under nonnominal conditions. *HVAC&R Research*, *8*(2), 135–158.

Theerakulpisut, S., & Priprem, S. (1998). Modeling cooling coils. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *25*(1), 127–137.

Threlkeld, J. L. (1970). *Thermal Environmental Engineering*. *Englewood Cliffs : Prentice-Hall* (*p. 495*).

Vardhan, A., & Dhar, P. (1998). A new procedure for performance prediction of air conditioning coils. *International Journal of Refrigeration*, *21*(1), 77–83.

Wang, J., & Hihara, E. (2003). Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method. *International Journal of Refrigeration*, *113*(1), 484–493.

Wilson, E. (1915). A basis for rational design of heat transfer apparatus. *ASME Transactions*, *37*, 47–70.

EKLER

EK A: Örnek Hesaplama

U_o değerlerinin elde edildikten sonra Bölüm 5 ve 6 da verilmiş olan ilgili eşitlikler kullanılarak hava tarafındaki duyulur ısı taşınım katsayıları hesaplanır. Örnek bir hesaplama aşağıda verilmiştir.

Çizelge A.1 : Örnek deney verileri.

Ölçülen büyüklük	Ölçüm
Su giriş sıcaklığı	6°C
Su çıkış sıcaklığı	19°C
Hava giriş sıcaklığı	34 °C
Hava giriş bağıl nemi	%70
Hava çıkış sıcaklığı	28 °C
Hava çıkış bağıl nemi	%79
Hava hızı	2,7 m/s
Su debisi	0,05716 kg/s

$$\dot{Q}_w = m_w c_p (T_{w,out} - T_{w,in}) = 3110W$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_w = U_{o,w} A_o \Delta i_{lm}$$

$A_o = 2,1m^2$, $\Delta i_{lm} = 48052J/kg$ ise

$U_{o,w} = 30,82W/m^2 - (J/kg)$ olarak bulunur.

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i}\frac{b_R^{'}}{h_i} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}\left[\frac{1-\eta_{surface}}{\frac{A_{s,unfin}}{A_{s,fin}} + \eta_{surface}}\right] + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}}$$

$h_i = 5956W/m^2 - K$ (Eşitlik (4.14))

$$b_R^{'} = 2,74kJ/kg - °C$$

$$b_{w,m} = 3,48kJ/kg - °C$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{s,fin}}{A_o}\left(1 - \eta_f\right) = 0,578$$

$$\eta_f = 0,564$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b_{w,m} h_{o,d}} + \frac{z_w}{k_w}} = 229,5 W / m^2 - K$$

$$z_w = 0,0001 m$$

$k_w = 0,5723 W / m - K$ ise

$$h_{o,d} = 66,31 W / m^2 - K$$

C_j katsayısının kullanılması

Örnek olarak $\mathrm{Re}_o = 1126$, $j = 0,01105$ için;

$$C_j = 1,50426 - 0,000615369\,\mathrm{Re}_o + 1,97241E - 07\,\mathrm{Re}_o^2$$

$$C_j = 1,061$$

$j_w = 0,01172$ olarak hesaplanır.

EK B: Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi EES (Engineering Equation Solver) yazılımı ile yapılmıştır. Önemli büyüklüklere ait belirsizlik analizi sonuçları çizelgeler halinde aşağıda verilmiştir. N adet ölçüm parametresine bağlı olarak hesaplanan Q büyüklüğüne ait belirsizlik (u_Q) şu şekilde hesaplanmıştır;

$$Q = Q(\chi_1, \chi_2, ..., \chi_N)$$

$$u_{Q,\chi_i} = \frac{\partial Q}{\partial \chi_i} u_{\chi_i}$$

$$u_Q = \sqrt{u_{Q,\chi_1}^2 + u_{Q,\chi_2}^2 + ... + u_{Q,\chi_N}^2}$$

$\dot{Q}_a = 3099 \pm 489,5\,\mathrm{W}$

Çizelge B.1 : Hava tarafındaki ısıl kapasite ($\dot{Q}_a$) için belirsizlik analizi.

Büyüklük	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$A_{face} = 0,0529 \pm 0,000529 m^2$	$\partial \dot{Q}_a / \partial A_{face} = 58576$	%0,40
$P = 101325 \pm 1013 Pa$	$\partial \dot{Q}_a / \partial P = 0,008476$	%0,03
$RH_{in} = 0,7 \pm 0,02$	$\partial \dot{Q}_a / \partial RH_{in} = 14973$	%37,42
$RH_{out} = 0,79 \pm 0,02$	$\partial \dot{Q}_a / \partial RH_{in} = -10432$	%18,17
$T_{a,in} = 34 \pm 0,3°C$	$\partial \dot{Q}_a / \partial T_{a,in} = 753,2$	%21,30
$T_{a,out} = 28 \pm 0,3°C$	$\partial \dot{Q}_a / \partial T_{a,out} = -658,1$	%16,27
$V_{air} = 2,7 \pm 0,108 m/s$	$\partial \dot{Q}_a / \partial V_{air} = 1148$	%6,41

$\dot{Q}_w = 3110 \pm 74,46\,\mathrm{W}$

Çizelge B.2 : Su tarafındaki ısıl kapasite ($\dot{Q}_w$) için belirsizlik analizi.

Büyüklük	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$\dot{m}_w = 0,05716 \pm 0,0005716 kg/s$	$\partial \dot{Q}_w / \partial \dot{m}_w = 54402$	%17,44
$T_{w,in} = 6 \pm 0,2°C$	$\partial \dot{Q}_w / \partial T_{w,in} = -239,5$	%41,38
$T_{w,out} = 19 \pm 0,2°C$	$\partial \dot{Q}_w / \partial T_{w,out} = 238,9$	%41,18

$h_{o,d} = 66,31 \pm 5,99 W/m^2 - K$

Çizelge B.3 : Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($h_{o,d}$) için belirsizlik analizi.

Büyüklük	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$A_i = 0,1315 \pm 0,001315 m^2$	$\partial h_{o,d} / \partial A_i = -291$	%0,41
$A_{pipe} = 0,00003848 \pm 3,848E-07 m^2$	$\partial h_{o,d} / \partial A_{pipe} = 795276$	%0,26
$A_{s,fin,tot} = 2,03 \pm 0,0203 m^2$	$\partial h_{o,d} / \partial A_{s,fin,tot} = 34,85$	%1,39
$A_{tot} = 2,1 \pm 0,021 m^2$	$\partial h_{o,d} / \partial A_{tot} = -80,2$	%7,89
$D_{out} = 0,007 \pm 0,00007 m$	$\partial h_{o,d} / \partial D_{out} = -6153$	%0,52
$\dot{m}_w = 0,05716 \pm 0,0005716 kg/s$	$\partial h_{o,d} / \partial \dot{m}_w = 1912$	%3,32
$P = 101325 \pm 1013 Pa$	$\partial h_{o,d} / \partial P = 0,0006476$	%1,20
$RH_{in} = 0,7 \pm 0,02$	$\partial h_{o,d} / \partial RH_{in} = -137,3$	%20,98
$RH_{out} = 0,79 \pm 0,02$	$\partial h_{o,d} / \partial RH_{out} = -77,86$	%6,75
$T_{a,in} = 34 \pm 0,3°C$	$\partial h_{o,d} / \partial T_{a,in} = -6,956$	%12,12
$T_{a,out} = 28 \pm 0,3°C$	$\partial h_{o,d} / \partial T_{a,out} = -4,879$	%5,96
$T_{w,in} = 6 \pm 0,2°C$	$\partial h_{o,d} / \partial T_{w,in} = -7,213$	%5,79
$T_{w,out} = 19 \pm 0,2°C$	$\partial h_{o,d} / \partial T_{w,out} = 16,76$	%31,26
$th_{fin} = 0,00015 \pm 0,0000015 m$	$\partial h_{o,d} / \partial th_{fin} = -235612$	%0,35
$x_a = 0,025 \pm 0,00025 m$	$\partial h_{o,d} / \partial x_a = 2106$	%0,77
$x_b = 0,022 \pm 0,00022 m$	$\partial h_{o,d} / \partial x_b = 2778$	%1,04

$\mathrm{Re}_o = 1095 \pm 49,01$

Çizelge B.4 : Hava tarafındaki Reynolds sayısı (Re_o) için belirsizlik analizi.

Büyüklük	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$A_{face} = 0,0529 \pm 0,000529 m^2$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial A_{face} = 20707$	%5,00
$A_{tot} = 2,1 \pm 0,021 m^2$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial A_{tot} = -521,6$	%5,00
$L_{char} = 0,065 \pm 0,00065 m$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial L_{char} = 16853$	%5,00
$P = 101325 \pm 1013 Pa$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial P = 0,0108$	%4,99
$T_{a,in} = 34 \pm 0,3°C$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial T_{a,in} = -3,201$	%0,04
$T_{a,out} = 28 \pm 0,3°C$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial T_{a,out} = -3,201$	%0,04
$V_{air} = 2,7 \pm 0,108 m/s$	$\partial \mathrm{Re}_o / \partial V_{air} = 405,7$	%79,94

$j_w = 0,01177 \pm 0,001167$

Çizelge B.5 : Islak yüzey Colburn faktörü (j_w) için belirsizlik analizi.

Büyüklük	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$A_c = 0,03658 \pm 0,0003658 m^2$	$\partial j_{wet} / \partial A_c = 0,3217$	%1,02
$A_{face} = 0,0529 \pm 0,000529 m^2$	$\partial j_{wet} / \partial A_{face} = -0,2225$	%1,02
$A_i = 0,1315 \pm 0,001315 m^2$	$\partial j_{wet} / \partial A_i = -0,05164$	%0,34
$A_{pipe} = 0,00003848 \pm 3,848E-07 m^2$	$\partial j_{wet} / \partial A_{pipe} = 141,1$	%0,22
$A_{s,fin,tot} = 2,03 \pm 0,0203 m^2$	$\partial j_{wet} / \partial A_{s,fin,tot} = 0,006185$	%1,16
$A_{tot} = 2,1 \pm 0,021 m^2$	$\partial j_{wet} / \partial A_{tot} = -0,01423$	%6,56
$D_{out} = 0,007 \pm 0,00007 m$	$\partial j_{wet} / \partial D_{out} = -1,092$	%0,43
$\dot{m}_w = 0,05716 \pm 0,0005716 kg/s$	$\partial j_{wet} / \partial \dot{m}_w = 0,3394$	%2,76
$RH_{in} = 0,7 \pm 0,02$	$\partial j_{wet} / \partial RH_{in} = -0,02437$	%17,45
$RH_{out} = 0,79 \pm 0,02$	$\partial j_{wet} / \partial RH_{out} = -0,01382$	%5,61
$T_{a,in} = 34 \pm 0,3°C$	$\partial j_{wet} / \partial T_{a,in} = -0,001217$	%9,79
$T_{a,out} = 28 \pm 0,3°C$	$\partial j_{wet} / \partial T_{a,out} = -0,0008481$	%4,76
$T_{w,in} = 6 \pm 0,2°C$	$\partial j_{wet} / \partial T_{w,in} = -0,00128$	%4,81
$T_{w,out} = 19 \pm 0,2°C$	$\partial j_{wet} / \partial T_{w,out} = 0,002974$	%26,00
$th_{fin} = 0,00015 \pm 0,0000015 m$	$\partial j_{wet} / \partial th_{fin} = -41,81$	%0,29
$V_{air} = 2,7 \pm 0,108 m/s$	$\partial j_{wet} / \partial V_{air} = -0,00436$	%16,29
$x_a = 0,025 \pm 0,00025 m$	$\partial j_{wet} / \partial x_a = 0,3737$	%0,64
$x_b = 0,022 \pm 0,00022 m$	$\partial j_{wet} / \partial x_b = 0,4929$	%0,86

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Altay ARBAK

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul-05.11.1989

Adres: İTÜ Makina Fakültesi İnönü Cad. No: 65 Oda:223 Gümüşsuyu-İSTANBUL

E-Posta: arbak@itu.edu.tr

Lisans: İstanbul Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü (2012)

Yüksek Lisans : İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü (devam ediyor)