

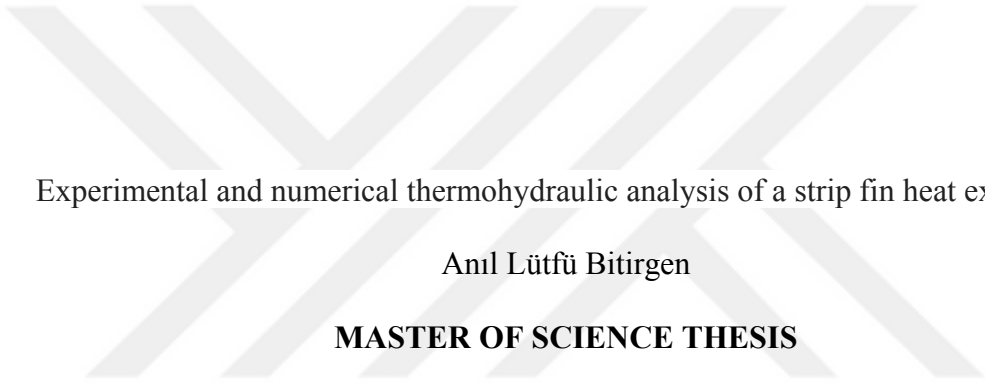
Şerit Kanatlı Bir Isı Değıştiricisinin Deneysel Ve Sayısal Termohidrolik Analizi

Anıl Lutfu Bitirgen

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı

Mayıs 2019



Experimental and numerical thermohydraulic analysis of a strip fin heat exchanger

Anıl Lütfü Bitirgen

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

May 2019

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin Erbay

May1s 2019

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Anıl Lutfü Bitirgen'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Şerit Kanatlı Bir Isı Değiştiricisinin Deneysel Ve Sayısal Termohidrolik Analizi” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye: Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

Üye: Prof. Dr. Haydar ARAS

Üye : Doç. Dr. Enis Turhan TURGUT

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet ERŞAHAN
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. L. Berrin ERBAY danışmanlığında hazırlamış olduğum “Şerit Kanatlı Bir Isı Değiştiricisinin Deneysel Ve Sayısal Termohidrolik Analizi” başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 08/05/2019

Anıl Lütü BİTİRGEN

İmza

ÖZET

Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kondenser olarak kullanılmak için tasarlanan düz plaka kanatlı ısı değiştiricilerin hava tarafı ısı ve hidrolik performansının deneysel ve sayısal analizi yapılmıştır. Yapılan çalışma aşağıda özeti verilen bölümleri içermektedir.

Bu çalışmanın 1. Bölümünde ısıtma soğutma ve iklimlendirme alanında enerji verimliliğinin önemi ve bu sektörün vazgeçilmez bir parçası olan ısı değiştiricilerin sektördeki önemi ve çalışmanın gerekçesi ve böyle bir çalışmaya neden ihtiyaç duyulduğu anlatılmıştır. 2. Bölümde bu çalışmada ele alınan plaka kanatlı ısı değiştiriciler üzerine yapılan çalışmalara değinilmiştir. Bölüm 3'te plaka kanatlı ısı değiştiricilerin performans hesabında hangi kriterlerin dikkate alındığı anlatılmıştır. Çalışmanın 4. Bölümünde düz plaka kanatlara sahip ısı değiştiricinin kanatları üzerindeki akış incelenmiş olup bu bölümü takip eden 5. Bölümde akışın sayısal incelenmesi üç boyutlu olarak ANSYS paket programı kullanılarak yapılmıştır. Yapılan çalışmanın 6. Bölümünde ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansı bir SANTEZ projesi kapsamında kurulun deney tesisatında deneysel olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştirici, düz plaka kanat, kondenser

SUMMARY

In this study, air side thermal and hydraulic performance of a plain plate fin and tube heat exchanger which is used for condenser component of a household refrigerator is analyzed experimentally and numerically.

In Chapter 1 of this work, the importance of energy efficiency in the field of heating, cooling and air conditioning and heat exchangers, an indispensable part of this industry, has been given the sector's prominence. Also the reason why you are working on heat exchangers and why you need it is explained. Section 2 discusses the studies on plate fin and tube heat exchangers discussed in this paper. Section 3 describes what criteria are taken into account in the performance evaluation of plain-plate heat exchangers. In Section 4 of the work, the flow on the fins of the heat exchanger with flat plate fins was examined and the numerical examination of the flow in Chapter 5 following this section was carried out using the ANSYS package program in three dimensions. In Chapter 6 of the work done, the thermal and hydraulic performance of the heat exchanger is experimentally calculated in an experimental installation established under a SANTEZ project.

Keywords: Heat exchanger, plain plate fin, condenser

TEŞEKKÜR

Lisans ve yüksek lisans eğitim hayatımda ve yüksek lisans tez çalışmamda bana destek olan ve tüm bilgi birikimini bana aktarmaya çalışan danışmanım Prof. Dr. L. Berrin ERBAY'a teşekkürlerimi sunarım.

00888.STZ.2015 numaralı Santez projesi kapsamında bu çalışmaya olan desteklerinden dolayı Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve Arçelik A.Ş. Eskişehir Buzdolabı İşletmesi Ar-Ge Yöneticiliği 'ne teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ VE AMAÇ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
3. PLAKA KANATLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KULLANILAN PERFORMANS PARAMETRELERİ.....	12
3.1. Alansal İyilik Oranı	13
3.2. Hacimsel İyilik Oranı	14
4. DÜZ PLAKA ÜZERİNDE AKIŞIN İNCELEMESİ.....	15
4.1. Hız Sınır Tabaka.....	15
4.2. Termal Sınır Tabaka	16
4.3. Sınır Tabaka Kalınlığı	17
5. DÜZ PLAKA KANATTAKİ AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ	27
5.1. Sayısal Metot	27
5.2. Matematiksel Metot.....	28
5.3. Sınır Şartları.....	30
5.4. Sayısal Modelin Doğrulanması	30
5.5. Sayısal Çalışma Bulguları	30
6. MATERYAL VE YÖNTEM	36

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6.1. Materyal.....	36
6.2. Yöntem	37
6.3 Matematiksel Metot.....	40
6.4. Deneyisel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular.....	44
7. BULGULAR VE TARTIŞMA	47
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	49
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	50

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Plaka kanat geometrileri a)Düz üçgen kanat b)Düz dikdörtgen kanat c)Dalgalı kanat d)Kaydırılmış şerit kanat e)Panjurlu kanat f)Delikli kanat (Shah ve Sekulic (2003))	2
4.1 Yatay düz bir levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi (Incropera vd. (2007))	15
4.2.Yatay düz bir levha üzerinde termal sınır tabakasının gelişimi (Incropera vd. (2007)).	16
4.3. Düz plaka üzeri sınır tabaka akışı (Jiji (2006))	17
4.4. Termal sınır tabaka için düz plaka üzeri akış (Jiji (2006)).....	22
5.1. Isı değiştiricinin sayısal modeli.....	27
5.2 1 m/s hava hızında akış	31
5.3 1 m/s hava hızında termal akış	32
5.4 2 m/s hava hızında akış	32
5.5 2 m/s hava hızında termal akış	33
5.6 3 m/s hava hızında akış	33
5.7 3 m/s hava hızında termal akış	34
5.8 4 m/s hava hızında akış	34
5.9 4m/s hava hızında termal akış	35
6.1 Düz plaka kanatlı ısı değiştirici geometrisi	36
6.2 Düz plaka kanatlı ısı değiştirici.....	37
6.3 Deney tesisatı	37
6.4 Deney tesisatı şematığı.....	38
6.5. Veri toplayıcı arayüzü	40
6.6. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay ve Bitirgen (2017))	44
6.7. Colburn-j faktörünün ve sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay ve Bitirgen (2017)).....	45
6.8. Etkenlik ve NTU değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay ve Bitirgen (2017))...	46

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.1. Ağdan bağımsızlık.....	30
5.2 Levha sonunda sınır tabaka kalınlıkları.....	35
6.1. Deney Sonuçları	45



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan
A_0^*	Boyutsuz serbest akış alanı
A_c	Minimum akış alanı
A_{fr}	Ön yüz alanı
A_{fr}^*	Boyutsuz ön yüz alanı
C_p	Özgül ısı
C_r	Isıl kapasite oranı
d_h	Hidrolik çap
sf	Boyutsuz sürtünme katsayısı
F_p	Kanat adımı
g	Yerçekimi ivmesi
h	Isı transfer katsayısı
j	colburn j sayısı
k	Isı iletim katsayısı
L	Karakteristik uzunluk
m	Kütle
NTU	Isıl birim sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Q	Isı transferi
St	Stanton sayısı
T	Sıcaklık
T_s	Yüzey sıcaklığı
T_∞	Akış sıcaklığı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

Simgeler

T_0	Hava sıcaklığı
UA	Toplan ısı iletkenlik
v	Hız
V_∞	Akış hızı

Açıklama

Yunan Harfleri

ΔP	Basınç farkı
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı
ε	Etkenlik
μ_0	Havanın viskozitesi
η	Verim
ν	Kinematik viskozite
δ	Hız sınır tabaka kalınlığı
δ_t	Termal sınır tabaka kalınlığı
τ_t	Isı değiştirici duvar kalınlığı
τ_f	Isı değiştirici kanat kalınlığı

Açıklama

İndisler

ave	Ortalama
a	Hava
w	Su
i	Giriş
o	Çıkış

Açıklama

1. GİRİŞ VE AMAÇ

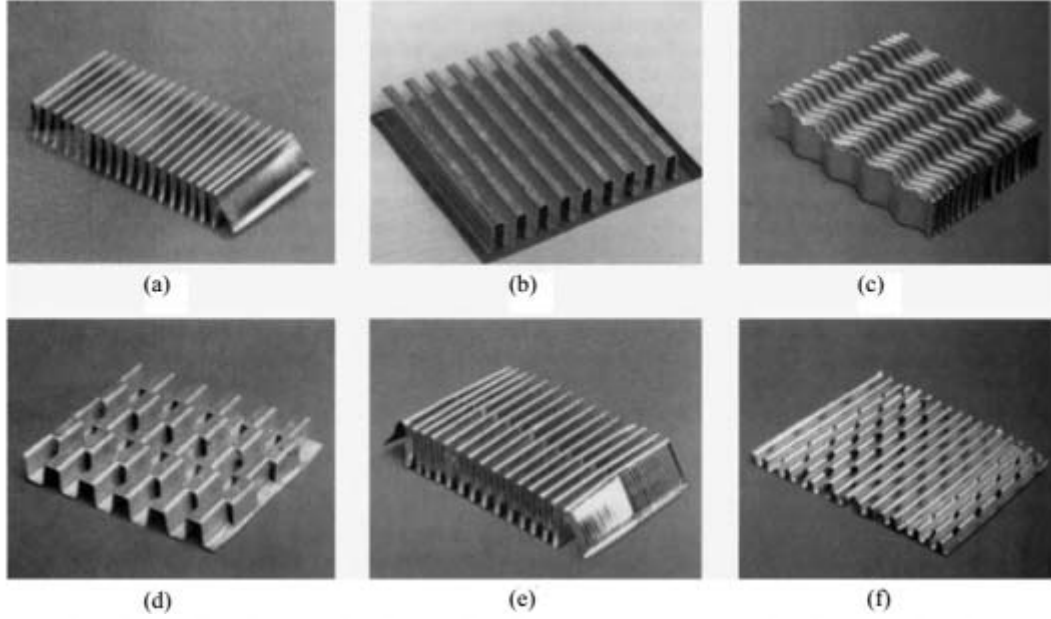
Dünyada artmakta olan insan nüfusu ve buna bağlı olarak insanların yaşamlarını devam ettirebilmesi ve diğer ihtiyaçları için enerjiye duyulan ihtiyaç giderek büyümektedir ve bu enerji tükenebilir veya yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmaktadır. Bu nedenle var olan kaynakları daha verimli kullanmak dünya çapında önemli hale gelmiştir. Ülkemizde enerjinin etkin kullanılması, israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılması adına yapılan çalışmalardan biri de 2007 yılında yayımlanan Enerji Verimliliği Kanunu'dur.

İnsanların günlük yaşamları ele alındığında tüketilen enerjiyi evsel enerji tüketimi olarak ele aldığımızda, büyük çoğunluğun ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarına aittir. Bu nedenle evlerde kullanılan ısıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin yani bu sistemlerde kullanılan her bir bileşenin enerji verimliliğinin yüksek olması önemlidir. Isıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan bileşenlerden biri de ısı değiştiricilerdir. Yüksek enerji verimliliğine sahip ısı değiştirici kullanımı sistemin enerji verimliliğini artırarak birlikte daha çevre dostu bir sistem kullanımını sağlamaktadır.

Isı değiştiriciler, farklı sıcaklıklarda temas halindeki, iki ya da daha fazla akışkan arasında, bir katı yüzey ile bir akışkan arasında veya katı parçacıklar ile bir akışkan arasında ısı enerji geçişini sağlamak için kullanılan aletlerdir. Yaygın kullanımları bir akış sistemini ısıtmak veya soğutmak, çok bileşenli akışkan akışını yoğunlaştırmak ya da buharlaştırmak şeklindedir. Bunun yanında ısı değiştiricilerin kullanım amaçları ısı çekme, ısı atma, arınık hale getirme, pastörize etme ve bir akışı kontrol etme şeklinde örneklendirilebilir. Isı değiştiricilerin en çok kullanım şekilleri, gövde borulu ısı değiştiricileri, otomobil radyatörleri, yoğunlaştırucular, buharlaştırıcılar, hava ön ısıtıcıları, soğutma kuleleridir.

Isı değiştiriciler üzerine yapılan çalışmalar da geçmişten günümüze bakıldığında temel amaç daha kompakt bir yapı oluşturabilmek olmuştur. Bunun için aynı ısı yükleri karşılayacak ısı transferi yüzey alanını sağlamak yapılan çalışmaların esas parametresi

haline gelmiştir. Isı transfer yüzey alanını arttırmak için ısı değıştircilerde kanat kullanımı önemli bir yöntemdir. Aynı akış uzunluğunda, kanat kullanımı akışkanlardan bir ya da daha fazlası için belirgin şekilde ısı transferinde iyileştirme sağlamaktadır. Kanatlı ısı değıştircilerde kullanılan kanatlar düz plaka kanat, kaydırılmış şerit kanat, dalgalı kanat, panjurlu kanat, delikli kanat olarak farklılık gösterirler(Şekil 1.1).



Şekil 1.1 Plaka kanat geometrileri a) Düz üçgen kanat b) Düz dikdörtgen kanat c) Dalgalı kanat d) Kaydırılmış şerit kanat e) Panjurlu kanat f) Delikli kanat (Shah ve Sekulic (2003))

Isı değıştircileri kompakt hale getirmek için kanat kullanımının yanı sıra içinde mini-mikro kanal olan yassı ve ya eliptik borular kullanılmaktadır. Bu boru geometrileri 1-2 milimetre çapa sahip kanalların yan yana kullanılması ile elde edilir. Soğutma sektörü içerisinde hidrolik çapı 3 mm'den küçük kanallara mikro kanal denilirken, 1-6 mm çapa sahip kanallara ise mini kanal adı verilmiştir. Erbay vd. (2013)

Bu çalışmada bir SANTEZ projesi çatısı altında şuanda evsel tip buzdolaplarında kondenser olarak kullanılan ısı değıştirciye göre daha kompakt olan ve aynı ısı ihtiyacı sağlayacak mini kanallı yassı borulu düz plaka kanatlı ısı değıştircinin hava tarafı performansının deneysel ve sayısal analizi yapılmıştır ve sonuçları incelenmiştir. Analizi yapılan ısı değıştirci düz plaka kanat geometrisine sahip olduğundan sıcak akışkan için aynı

geometrik özelliklere sahip modellere uygulanacak farklı kanat tipleri için referans niteliği taşıyacaktır.

Gelişimine devam eden ülkelerdeki nüfus yoğunluğunun artışı ve gelişen teknoloji ile birlikte artan sanayileşme enerjiye duyulan ihtiyacı hızla artmasına neden olmaktadır. Enerji, üretimi zorunlu olup bir ülkenin ekonomik ve sosyal açıdan kalkınma durumunu belirten temel faktörlerden biridir. Enerji tüketimi, ekonomik gelişme ve refah seviyesi artışıyla doğru orantılı olup artış göstermektedir. Enerji üretimi ve tüketimi, ülkelerin kalkınma ve sanayileşmeye yönelik yatırımlarıyla birlikte giderek artmaktadır. Bu nedenle var olan enerji kaynaklarını ve üretilen enerjiyi en verimle şekilde kullanmak önem arz eder. Koç (2013)

Ülkemizin Avrupa Birliği'ne aday ülke olması nedeniyle uyguladığı politika ve ilgili mevzuatların hazırlık sürecinde büyük çoğunlukta Avrupa Birliği yönerge ve standartları dikkate alınmaktadır. Enerji verimliliği kulvarında ülkemiz, Avrupa Birliği'nin 2012 yılında yürürlüğe giren Enerji Verimliliği Direktifini dikkate almaktadır. Enerji Verimliliği Direktifi, Avrupa Birliği'nin 2020 yılına kadar %20 enerji verimliliği hedefine ulaşmasına fayda sağlayacak bir takım bağlayıcı tedbirler öngörmektedir. %20 lik enerji verimliliğine ulaşmak için tüm Avrupa Birliği ülkelerinin üretimden tüketime kadar enerji zincirinin her aşamasında enerjinin daha verimli kullanılması hedeflenmektedir ve her ülkenin bu kapsamda kendi hedefini belirlemişlerdir. Enerji Verimliliği Direktifinde yer alan tedbirlerden biri de ısıtma ve soğutma sektöründeki verimliliğin arttırılması adına yüksek verimli sistem bileşenleri kullanılması ile daha verimli ısıtma ve soğutma sistemlerinin uygulanmasını öngörmektedir. MMO (2018)

Bu çalışmada, uygulamada önemli bir ihtiyaç olan ısı ve hidrolik performansı yüksek, az yer kaplayan ısı değiştiriciler için uygun plaka kanatlı bir ısı değiştirici geliştirilecektir. Enerji verimliliği açısından ısıl performansı en yüksek düz plaka kanatlı ısı değiştirici modelinin tespit edilmesi gereği ortaya çıkmıştır. Dolayısıyla geliştirilmesi olası olan panjur kanatlı, kaydırılmış şerit kanatlı farklı kanat tiplerini seçerken ve performans kıyaslaması yapabilmek için öncelikle düz plaka kanat geometrisinin performansının bilinmesi önem taşımaktadır.

Yapılacak olan bu çalışmada ev tipi buzdolaplarında kondenser olarak kullanılan ısı değiştiricinin yerine aynı ısıl yükü karşılayabilecek hem hacim hem soğutucu akışkan miktarının azalmasını sağlayacak bir düz plaka kanatlı ısı değiştiricinin geliştirilmesi kapsamında düz plaka kanatlı ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansı sayısal ve deneysel olarak analiz edilecektir.

Düz plaka kanatlı ısı değiştirici ısı ve hidrolik analizleriyle birlikte ele alınan düz plaka kanat geometrisinde sınır tabaka gelişimi incelenecektir. Düz plaka sınır tabaka gelişimi incelenmesi ile birlikte düz plaka kanatlardan olan sınır tabaka gelişimi farklı kanat geometrileri tasarlanmasında ön fikir oluşturacaktır.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde plaka kanatlı ısı değiştiriciler ile ilgili literatürde yer almış çalışmalar kronolojik sıra ile verilmiştir.

Manglik ve Bergles (1995) kompakt kaydırılmış şerit kanatlı ısı değiştiricilerin termohidrolik tasarımı için araçlar geliştirmiş ve iletim işlemini incelemişlerdir. Bilinen Colburn j ve sürtünme f faktörlerinin fiziksel anlamları ve bunları içeren mekanizmaları tekrar analiz etmişlerdir. Laminar ve tamamen türbülanslı akış rejimlerinin asimptotik davranışlarını tanımlanmıştır. Colburn j ve sürtünme f faktörlerinin incelenmede esas alınan asimptotları Re ve boyutsuz geometrik parametrelere göre korelasyonları elde edilmiştir. Sonuç olarak Colburn j ve sürtünme f için rasyonel tasarım eşitlikleri laminar türbülanslı ve geçiş akış rejimlerini kapsayan basit sürekli ifadeler olarak sunulmuştur.

Jang ve Chen (1997) Re 400-1200 değerleri arasında tüp sıra sayısı 1-4, dalga açısı $8,95^\circ$, $17,05^\circ$, $32,21^\circ$, dalga yükseklikleri 0,751, 1,500, 3,003 mm olarak değişen dalga kanatlı ısı değiştiricilerin ısı transferi ve akışkan akışını nümerik olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre tüp sıra sayısının değerinin diğer değişkenlere oranla daha küçük olduğunu, eşit dalga yüksekliğinde ısı transferinin ve basınç düşümünün dalga açısıyla arttığını gözlemlemişlerdir.

DeJong vd. (1998) şerit kanatlı bir ısı değiştiricinin akış ve ısı transferini deneysel ve nümerik olarak detaylı incelemişlerdir. Kanat yüzeyindeki sürtünme faktörü, yerel Nusselt sayıları, ortalama ısı transferi ve basınç düşümünü ve ortalama hız profillerindeki akış yapılarını belirli bir aralıktaki Reynolds sayıları için yeni deneysel ve nümerik verileri göz önüne alarak incelemiştir. İki boyutlu durgun olmayan nümerik analiz, ısı transferi ve akış analizi için önemli özellikleri açığa çıkarmıştır. Buna rağmen akış üç boyutluluğu 1300'den büyük Re değerleri için önemli hale gelirken, 1000'den küçük Re değerleri için termal sınır şartlarının belirleyici hale geldiğini sunmuştur. Sonuçları sınır tabaka gelişimi, akış ayrımı ve hortum saçıntısı, karışık geometri için önemli hale geldiğini belirlemişlerdir.

C.-C. Wang vd. (1999) akışkan olarak iki gaz kullanan dikdörtgen şerit kanatlı kompakt bir ısı değiştiricinin performans analizini deneysel olarak yapmışlardır. Kullanılan ısı değiştiricide; dikdörtgen şerit kanatlar dikdörtgen bir borunun her iki tarafına sabitlenmiştir. Ayrıca kanatlar cam bazlı bir kaplama ile kaplanmış olup genişletilmiş ısı transfer yüzey alanının korozyona karşı direnci arttırılmıştır. Yapılan deneylerle birlikte kanat yoğunluğu arttıkça ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünün arttığını gözlemişlerdir. Deney düzeneği, atmosferik basınçta kaynayan su ve hava arası ısı transferi sağlamak ve hava tarafı ısı transferi katsayısı ve basınç kaybını ölçmek için tasarlanmıştır. Hava kanal içinden akmakta ve gönderilen hava ısı değiştirici ile ısıtılmıştır.

Kang ve Kim (1999) düz plaka kanatlı, şerit kanatlı ve bunların kombinasyonlarını içeren dört adet kanatlı ısı değiştiricinin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deney düzeneği, açık döngü olup, hava akışı için fan, tünel sıcaklığını sabit tutmak için bir ısı değiştirici, hava akışını ölçmek için test odası ve ısı değiştiricinin ölçüldüğü test bölgesinden oluşmaktadır. Deney sonuçlarında, basın düşümü olarak en iyi performansın düz plaka kanatlı ısı değiştiricinin, ısı transferi performansında ise şerit kanatlı ısı değiştiricinin en iyi performansı verdiğini gözlemlemişlerdir.

C.-C. Wang ve Chi (2000) düz plaka kanat varyasyonlarını içeren plaka kanatlı ısı değiştiricilerin hava tarafı performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde açık çevrim deney düzeneği kullanmışlardır. Toplamda 18 adet numuneyi serpantin sayısı, kanat adımı ve boru çapının ısı değiştiricilerin termohidrolik karakteristiğine etkisini inceleyerek denemişlerdir. Serpantin sayısına dayanarak ısı transferini etkileyen en büyük değişkenin kanat adımı olduğunu belirlemişlerdir. Tüp serpantin sayısı 1 veya 2 olan numunelerin ısı transferinin azalan kanat adımına bağlı olarak arttığını, sıra sayısı 4 ya da daha fazla olan numuneler içinse kanat adımının etkisinin olmadığını gözlemlemişlerdir. Aynı kanat adımına sahip numunelerde ise serpantin sayısının basınç düşümü performansına etkisinin az olduğu belirlemişlerdir. Boru çapının ısı transferine etkisinin de serpantin sayısı gibi kanat adımına bağlı olduğunu bildirmişlerdir.

Bhowmik ve Lee (2009) kaydırılmış şerit kanatlı bir ısı değiştiricinin ısı transferi ve basınç düşümünü incelemek için sürekli hal 3D sayısal modelini oluşturmuştur. Yapılan sayısal çalışmada su ısı transfer ortamı olarak kullanılmış ve 10-3500 arasında değişen

Reynolds sayıları kullanılmıştır. Re sayısına bağlı sürtünme faktörü f ve Colburn- j faktörü değişimleri gözlenmiştir. Sürtünme faktörü f ve Colburn- j faktörü için genel korelasyonlar, kaydırılmış şerit kanatlı ısı değiştiricinin laminar ve türbülanslı bölgelerindeki akışkan akışının ve ısı transferinin karakteristiklerini incelemek için kullanılmıştır. Üç performans kriteri (j/f , $j/f^{1/3}$ ve JF) incelenip en iyi performans kriteri $j/f^{1/3}$ ve JF $Pr=7$ ve $Pr=50$ olarak belirlenmiştir.

Kim vd. (2011) kaydırılmış şerit kanatlı bir ısı değiştiricinin termal-akış karakteristiğini farklı kanat geometrileri ve farklı akışkanlar kullanarak incelemiştir. Önceki bağıntıların blokaj oranı arttıkça laminar ve türbülanslı akış rejimlerinde f sürtünme faktörünün etkisinin küçümsendiğini ve Colburn- j faktörünün gereğinden fazla önemsendiğini belirtmiştir. Bu nedenle ısı değiştiriciye %20 den büyük blokaj oranı için uygulanan yeni bağıntılar vermişlerdir. Akışkan değişimine rağmen f değerinin değişmediğini buna rağmen j değerinin akışkana göre değiştiğini elde etmişlerdir ve yeni j bağıntıları Pr sayısına bağlı fonksiyonlar halinde verilmişlerdir. Tasarım parametrelerini yeni bağıntılara göre belirlemişlerdir. Sonuç olarak ısı değiştiricinin jF faktörü referans kanatlarla karşılaştırıldığında %24 elde etmişlerdir.

Čarija vd. (2014) çok sıralı düz ve panjur plaka kanatlara sahip olan ısı değiştiricinin hava tarafı ısı transferi ve akışkan akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmayı hava tarafı ön yüz hızına bağlı olarak Reynolds sayısı değişimi ve kanat yerleşimi ile parametre olarak kullanmışlardır. Çalışma sonucunda panjur kanatlı geometrinin ısı transferinde daha iyi olduğunu bunun yanında basınç düşümünün düz kanatlara göre fazla olduğunu belirlemişlerdir. Deneysel çalışmalarını CFD analiz ile desteklenip çalışmanın sonuçların doğrulamışlardır.

Khoshvaght-Aliabadi vd. (2014) plaka kanatlı ısı değiştiricilerde kullanılan düz, delikli, kaydırılmış şerit, panjurlu, dalgalı, girdap oluşumlu ve iğne kanat geometrilerini deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Akışkan olarak su kullanmışlar ve Reynolds sayısı 480-3770 aralığında çalışmışlardır. Kullanılan deneysel numunelerde kanat adımı ve yüksekliği sabit 10 mm, kanat uzunluğu 400 mm, kanat kalınlığı 0,4 mm olarak alınmıştır. Deney sonuçlarını boyutsuz performans kriteri yüzeysel iyilik oranı j/f ile değerlendirip düz plaka kanatlı yapıya oranla vermişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda girdap oluşumlu kanat

geometrisinin ısı transferi bakımından önemli bir iyileştirme ve ısı transfer alanında gözle görülür bir azalma sağladığını gözlemlemişlerdir. Dalgalı kanat geometrisinin ise düşük Re değerlerinde optimum performans sergilediğini belirtmişlerdir.

Z. Wang vd. (2015) düz, panjurlu ve yarı çukurlu vertex jeneratör kanat geometrilerine sahip ısı değiştiricilerin ısı transferi ve basınç düşümü performanslarını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Toplamda on altı adet numuneyi kanat adımı 1,6 ve 2,0 mm ile boru sırası 1, 2 ve 4 sıralı olarak belirleyip açık döngü deney düzeneğinde incelemişlerdir. Bu deney düzeneğinde sıcak ve soğuk akışkan olarak su ve hava kullanmışlardır. Tek sıra boru düzenine sahip geometrilerde kanat adımı 1,6 ve 2,0 mm için en iyi ısı transferinin yarı çukurlu dalga oluşturucu kanat yapısında elde etmişlerdir, en yüksek basınç düşümüne ise panjur kanatlı yapının sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Dogan vd. (2015) farklı kanat sıra sayıları olan çok panjurlu iki ısı değiştiricinin karşılaştırılmasını deneysel olarak yapmışlardır. Kullanılan numuneler iki ara levhalı ve tek ara levhalı olan deneysel çalışmada, deney düzeneği açık sistem olup, bir fan, akış düzenleyiciler ve test bölgesinden oluşmaktadır. Deneysel çalışmada kanat sırasının etkilerini incelemişlerdir. İki ara levhalı numunenin ısı performansının NTU ve etkenlik terimlerine göre daha iyi olduğuna ancak sürtünme faktörünün yüksek olduğuna kanaat getirmişlerdir. Isıl performansı temsil eden *hacimsel iyilik oranı* iki numunede de aynı mertebelerde değiştiğini dolayısıyla ara levha sayısının kullanılan ortam koşullarında ısı değiştiricilerin termohidrolik performansına doğrudan etki etmediğini belirlemişlerdir.

Z. Wang vd. (2015) güç santrallerinde hava soğutmalı kondenser olarak kullanılan dalgalı kanatlı yassı borulu ısı değiştiricilerin ısı transferi ve basınç düşümü performansını sayısal olarak incelemişler ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Bu incelemede kanat yerleşimi, dalga yerleşimi, dalga genliği ve Reynolds sayısı değişimlerinin etkisini incelemişlerdir ve sayısal sonuçlara dayanan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları elde etmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre dalgalı kanatlı yapının düz kanat geometrisine göre ısı transferinde iyileşme sağladığını gözlemlemişlerdir ve ısı transferindeki iyileşmenin en uygun olduğu geometrinin, 3,0 mm kanat yerleşimine, 9,5 mm dalga yerleşimine ve 2,3 mm dalga genliğine sahip olduğunu elde etmişlerdir.

Liu vd. (2016) yüksek kanat adımlarında kanatlı ısı değiştiricinin ısıl performansının delikli kanat geometrisi kullanılarak iyileştirilmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı kanat adımlarında delik boyu ve sayısının hava tarafı ısı transferine etkisini analiz etmişlerdir. 10 mm kanat adımına sahip geometrinin deliksiz kanat yapısına sahip geometrilere göre Colburn j faktörünün Reynolds 750 değerinde % 0,3 Reynolds 2350 değerinde ise % 8,1 oranında arttığını gözlemlemişlerdir.

Doohan vd. (2016) hava soğutmalı kondenserlerin termohidrolik performansını nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada eliptik ve dairesel olmak üzere iki farklı boru geometrisi ve düz plaka kanatlar ele alınmıştır. Boru çapı dairesel için 7-24 mm ve eliptik için 30x10-30x20 mm, kanat adımı 2-10 mm, tüp sayısı 2-10, kanat yüksekliği 5-10 mm, havanın ön yüze giriş hızı olarak da 4,76-6,32 m/s değer aralıklarında çalışmışlardır. Artan kanat adımına bağlı olarak hava giriş hızı sabitken ısı transferi % 35-40 oranında artış, basınç düşümünün de % 60-80 oranında azalma gösterdiğini belirlemişlerdir. Tüp sıra sayısı arttığında ise ısı transferi 4 ya da daha az sıra için % 7-8 oranında artarken daha büyük sıra sayılarında %23 azaldığını belirlemişlerdir. Optimum değerlerin ise 2-4 sıra sayısına, 3-5 mm kanat adımına, 5 mm kanat yüksekliğine sahip kondenserlerin daha iyi performans göstereceğini söylemişlerdir.

Kuchhadiya ve Rathod (2016) kaydırılmış şerit kanatlı çapraz akışlı bir ısı değiştiricinin ısıl davranışını incelemiştir. Kurulan deney düzeneğinde ısı değiştirici performans deneyleri yaparken, sıcak akışkan kütleli debisi, soğuk akışkan kütleli debisi, sıcak akışkan giriş sıcaklığı, soğuk akışkan giriş sıcaklığı, sıcak ve soğuk akışkan giriş basınçları parametrelerini kullanmışlardır. Kullanılan deney düzeneği hava kompresörü, nitrojen kaynağı, kontrol sistemi, veri toplayıcı ve ısı değiştiriciden oluşmaktadır ve düzenek açık bir sistem olarak tasarlanmıştır. Deneylerde azot soğuk akışkan, hava sıcak akışkan olarak kullanılmıştır. Elde edilen deney sonuçlarını Maiti ve Sarangi (2002), Manglik ve Bergles (1995) ve Joshi ve Webb (1987) tarafından geliştirilen korelasyonlarla karşılaştırmışlardır ve deneysel verilerle, ısı transfer katsayısını hesaplamak için bir Colburn j faktörü korelasyonu ortaya çıkarmışlardır.

Al-Sallami vd. (2016) kanat açıklığı, plaka kanatlar ve iğne kanatlar arasında olan şerit kanatlı ısı dağıtıcı kullanmanın faydalarını ısı transferi modeli kullanarak sayısal olarak

incelemiştir. Sonuçlarda şerit kanat kullanımının, özellikle aşamalı dizilim kullanıldığında ısı transferinin artırılması için daha yeterli olduğunu görmüşlerdir. Daha ayrıntılı parametreler incelendiğinde zımbalanmış şerit kanatlar kullanımı ısı transferiyle birlikte basınç düşümü ve kütleli debide olumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Özellikle mikro-elektronik soğutma sistemlerinde zımbalanmış şerit kanatlı ısı değiştirici kullanımı daha küçük işlemci sıcaklarına ulaşımını sağladığı belirtilmiştir.

Erbay vd. (2016) panjurlu kanatlı, yassı borulu ev tipi buzdolaplarında kullanılan bir ısı değiştiricinin düşük Reynolds sayılarında hava tarafı termohidrolik performansını sayısal olarak analiz etmişlerdir. Bu iki boyutlu sayısal analizde, kanatların panjur açıları ve kanat adımları varyasyonları ile 223-573 arası Reynolds sayıları kullanmışlardır. Analiz sonuçlarını hava tarafı için hacimsel iyilik oranı olarak değerlendirmişler, sürtünme faktörünün artan kanat adımı ve Reynolds sayısı ile azaldığını, Colburn faktörünün ise Reynolds sayısına panjur açısına kıyasla daha büyük oranla bağlı olduğunu ve azalan Reynolds sayısı ile arttığını gözlemlemişlerdir. En iyi performansı 20° panjur açılı ve 1,50 mm kanat adımlı numunenin Reynolds 229 değerinde verdiğini bulmuşlardır.

Ranganayakulu vd. (2017) zamana bağlı tek üflemlili test yöntemini kullanarak yüksek verimli kaydırılmış ve dalgalı kanatlı kompakt beş adet ısı değiştiricilerin değişen Reynolds sayılarına göre Colburn j faktörünün değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen deneysel verileri literatürdeki uygun korelasyonlarla sabit durum sayısal CFD modellerle karşılaştırmışlardır. Deney aşamasında açık devre, bir fan, ısıtıcı ve ölçüm cihazlarından oluşan rüzgâr tüneli kullanmışlardır. Fanın tünele verdiği hava tünel içinde kullanılan paslanmaz çelik perdelerle düzgün hale getirilip ölçüm bölgesine gönderilip, ölçüm bölgesinde 12 adet ısı çifti ile numunelerin sıcaklık ölçümleri 0,1 saniye aralıklarla yapılmıştır. Deney sonuçlarını 4500'e kadar olan Reynolds sayıları için değerlendirmişler ve CFD tabanlı analizlerle uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Ruivo vd. (2017) kanatlı ısı değiştiricilerin ısı performansını tahmin etmek için basit bir model oluşturup incelemişler ve bu modeli bir üretici firma ile deneysel olarak kalibre etmişlerdir.

Li vd. (2017) logaritmik sıcaklık farkı metodu kullanılarak tasarlanan kompakt kanatlı ısı değıştiricinin termohidrolik performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada kullanılan ısı değıştirici havacılık sektöründe motordaki yüksek basınçlı kompresörden çıkan yüksek sıcaklıktaki havayı kısıtlı bir hacimde kullanılmak üzere tasarlanmış ve paslanmaz çelikten üretilmiştir. Deneysel verilerden elde edilen ısı transferi değerleri literatürde hazır bulunan korelasyonlarla kıyaslanmış ve farklılık olduğu tespit edildiğinden uygun korelasyon oluşturmuşlardır.

Song vd. (2017) kaydırmalı şerit kanatlı ısı değıştiricilere has ısı transferi ve akış sürtünmesi bağıntıları elde etmek için sayısal çalışma yapmışlardır. Sayısal çalışmada Fluent paket programını kullanmışlardır. Kullandıkları sayısal modeli literatürde yer alan ampirik bağıntılardan yararlanarak belirlemişlerdir. Sayısal analiz sonuçları Manglik ve Bergles'in (1995) geliştirdiği bağıntılarla bağdaştırıp doğruluğunu ispat etmişlerdir. Sonuçları Manglik ve Bergles'in (1995) bağıntılarını ALEX denklemiyle destekleyip kaydırmalı şerit kanatlı yeni bir bağıl ifade sunmuşlardır.

3. PLAKA KANATLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KULLANILAN PERFORMANS PARAMETRELERİ

Farklı geometrilerde ve farklı çalışma koşullarında kullanılan ısı değiştiricilerin performanslarını kıyaslamak için tüm ısı değiştirici parametrelerini karşılayan performans parametreleri kullanılmaktadır. Düzgün bir karşılaştırma yapılabilmesi için bu parametrelerin boyutsuz olması gerekmektedir. Isı değiştiriciler için ısı transferini ve basınç düşümünü belirtmek kullanılan temel iki performans parametresi alansal ve hacimsel iyilik oranıdır. Bu parametrelerle birlikte bir takım boyutsuz sayılarda ısı değiştiricilerin performanslarını kıyaslanması için kullanılmaktadır.

Stanton sayısı (St), modifiye edilmiş Nusselt sayısı olarak plaka kanatların ısı performanslarını ifade etmek üzere kullanılan boyutsuz bir parametredir ve Denklem 3.1 ile gösterilmiştir.

$$St = \frac{h}{\rho u_c C_p} = \frac{Nu}{Re.Pr} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de yer alan u_c terimi akışkanın kritik hızını ifade eder. Plaka kanatların ısı performans hesapları ve karşılaştırmaları için Stanton sayısına ek bir başka boyutsuz parametre olan Colburn j -faktörü literatürde yer almaktadır. Boyutsuz ısı transfer katsayısı olarak tanımlanan Colburn j -faktörü Denklem (3.2)’den görüleceği üzere Stanton sayısı ve Prandtl sayısı kullanılması ile hesaplanır.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (3.2)$$

Plaka kanatlı ısı değiştiricilerin kanat ısı performanslarına ek olarak hidrolik performansları boyutsuz basınç düşümünü belirten sürtünme katsayısı (f) kullanılarak hesaplanır. Sürtünme katsayısı (f) Denklem 3.3 ile gösterilmiştir.

$$f = \left(\frac{2\Delta P}{\rho u_c^2} \right) \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \quad (3.3)$$

Denklem 3.3’te yer alan A_c ve A_a terimleri sırası ile kritik hızın meydana geldiği en minimum akış alanını ve akışın temasta bulunduğu alanı ifade eder. Akışkanın ısı

değiştiriciye giriş ve çıkış etkilerinin de ele alındığı bir başka sürtünme katsayısı ifadesi Denklem 3.4'te verilmiştir.

$$f = \left(\frac{\rho_m}{\rho_i}\right) \left(\frac{2\rho_i \Delta P}{G_c^2} - (K_c - 1 - \sigma^2) - 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} \right) \right) \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'teki K_c ve K_e terimler sırası ile basınç düşümü için giriş ve çıkış etkilerini temsil eder.

3.1. Alansal İyilik Oranı

Kays ve London (1964) tarafından tanımlanan alansal iyilik oranı Colburn- j, f, Nu ve Re boyutsuz ifadelerinin tanımlarını kullanılarak,

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu * Pr^{-1/3}}{f * Re} = \frac{1}{A_0 \eta_0} \left(\frac{Pr^{2/3}}{2g_c \rho} \frac{ntu * m^2}{\Delta P} \right) \quad (3.5)$$

denklemleri ifade edilir. Bu denklemde sağ taraftaki parantez içindeki terim geometri ve ısı transfer yüzeyinden bağımsız olup sadece operasyon parametrelerine bağlıdır. Denklem 3.5 boyutsuz serbest akış alanı A_0^* ve boyutsuz ön yüz alanı A_{fr}^* bazında düzenlendiğinde,

$$A_0^* = \frac{A_0}{\left[\left(\frac{Pr^2}{2g_c \rho} \right) \left(\frac{ntu * m^2}{\Delta P} \right) \right]^{1/2}} = \frac{1}{[\eta_0 \left(\frac{j}{f} \right)]^{1/2}} \quad (3.6a)$$

$$A_{fr}^* = \frac{A_{fr}}{\left[\left(\frac{Pr^2}{2g_c \rho} \right) \left(\frac{ntu * m^2}{\Delta P} \right) \right]^{1/2}} = \frac{1}{\sigma [\eta_0 \left(\frac{j}{f} \right)]^{1/2}} \quad (3.6b)$$

denklemleri elde edilir. Denklem 3.5 ve Denklem 3.6 ele alındığında j/f alansal iyilik oranı ile ve A_0^2 minimum serbest akış alanının ters orantılı olduğu görülmektedir. Yüksek j/f oranına sahip bir yüzey daha az serbest akış alanı dolayısıyla ısı değiştiricide daha az ön yüz alanı gerektireceğinden j/f oranı düşük yüzeye göre daha iyidir.

3.2. Hacimsel İyilik Oranı

Alansal iyilik oranında olduğu gibi hacimsel iyilik oranı da ısı değiştiricinin birim hacimde basınç düşümü miktarı başına sağladığı ısı transferi miktarı olarak tanımlanabilir. Genellikle Colburn- j , Stanton sayısı ve de boyutsuz sürtünme faktörü f cinsinden $j/f^{-1/3}$ ya da $St/f^{1/3}$ şeklinde ifade edilir. Örneğin, aynı ısı transferi yükünü karşılayabilen iki ısı değiştiriciden yüksek $j/f^{-1/3}$ oranına sahip ısı değiştirici daha az basınç düşümü sağladığı için daha az pompa gücü gerektirir dolayısıyla az iş girdisiyle istenilen ısı yükü karşılayabilir.



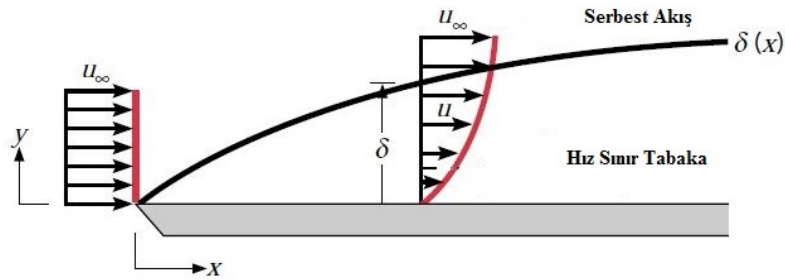
4. DÜZ PLAKA ÜZERİNDE AKIŞIN İNCELEMESİ

Taşıyım ısı transferinin karmaşıklığı Navier-Stocks denklemlerinin doğrusal olmayışına dayanır. Sınır tabaka kavramı ilk olarak 1904 yılında Prandtl tarafından tanımlanmıştır ve büyük sadeleştirmeler içerir. Bu kavram özel koşullar altında korunum denklemlerinin kesin terimlerinin denklemin diğer terimlerine göre denklemlerin sonucuna olan etkisinin çok daha küçük dolayısıyla ihmal edilebilir olması esasına dayanır.

Katı bir yüzey üzerinden olan akışlarda akış, enerji transferi ve kütle transferi karakteristiğini öğrenmek için sınır tabaka incelenir. Sınır tabaka hız, ısı ve derişim sınır tabaka olmak üzere üç alt başlık olarak incelenir. Hız sınır tabaka akış rejimi hakkında, ısı sınır tabaka katı yüzey ve akışkan arasında olan ısı transferi hakkında, derişim sınır tabaka ise temas halindeki yüzeyler arasındaki kütle transferi hakkında bilgi verir.

4.1. Hız Sınır Tabaka

Hız sınır tabakayı tanımlamak için en basit biçimde düz plaka üzerinde olan akış ele alınır(Şekil 4.1). Plakaya u_{∞} hızı ile giren akışkanın plaka ile temas eden taneciklerinin hızı oluşan viskoz kuvvetler sebebiyle sıfır kabul edilir. Katı yüzey ile temasta ve hızı sıfır olan bu tanecik katmanını bir üstteki akışkan katmanının hızını azaltır bu katmanda üstündeki tabakaya aynı etkiyi uygular bu etki katı yüzeyinden $y=\delta$ mesafesine kadar devam eder bu mesafeden sonra akış serbest akış hızına ulaşır. Plaka üzerinde $y=0$ dan $y= \delta$ mesafesine kadar akışın x eksen hızı u , $u=0$ dan $u= u_{\infty}$ olacak şekilde artar.

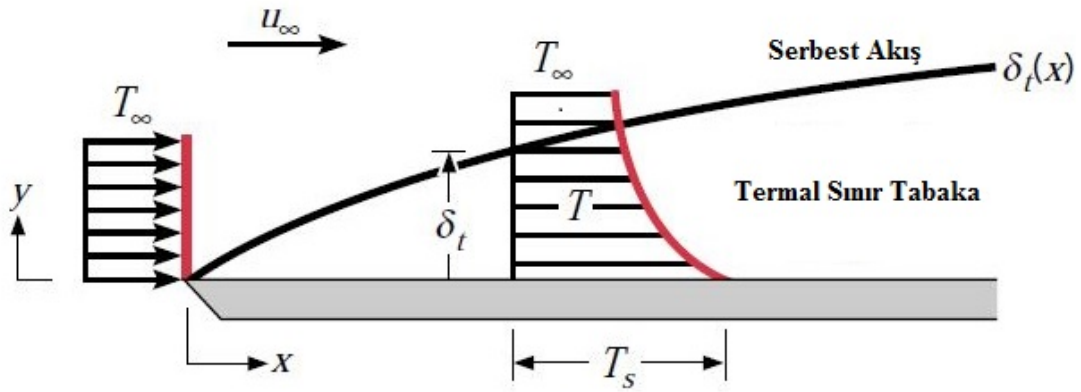


Şekil 4.1 Yatay düz bir levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi (Incropera vd. (2007))

δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak isimlendirilir ve akış hızı $u=0.99 u_{\infty}$ olduğundaki y değeri ile tanımlanır. Sınır tabaka profili, sınır tabakada artan u değeri ile olan y değişimini gösterir ve akışı iki ayrı bölgeye ayırır denebilir. Bu bölgelerden ilki ince akışkan tabakası olan ve viskoz kuvvetlerin etkili olduğu sınır tabaka bölgesidir diğer bir akış alanı ise viskoz kuvvetlerinin etkisinin yok sayıldığı serbest akış bölgesidir. Levha boyunca x ekseninde ilerlendiğinde sınır tabaka kalınlığı artar yani δ büyüklüğü x mesafesi ile doğru orantılıdır.

4.2. Termal Sınır Tabaka

Katı bir yüzey üzerinden olan akışta hız sınır tabaka oluştuğu gibi akışkan ve yüzey sıcaklığı farklı ise termal sınır tabaka da oluşur. T_s yüzey sıcaklığına sahip izotermal yatay düz bir plaka üzerinde T_{∞} sıcaklığındaki akış ele alındığında (Şekil 4.2) akışkan tanecikleri plaka yüzeyine temas ettiğinde ısı dengeye ulaşır ve T_s sıcaklığındadır. Katı yüzey ile dengeye ulaşan bu katman akışkanın diğer katmanlarını etkileyerek bir sıcaklık gradyanı oluşturur. Sıcaklık gradyanı akışın doğasına göre değişkenlik gösterir. Plakadan y mesafesi kadar gidildiğinde sıcaklık gradyanı ihmal edilebilecek kadar küçük hale gelir. $[(T_s - T)/(T_s - T_{\infty})] = 0,99$ oranındaki y mesafesi termal sınır tabaka kalınlığı olarak ifade edilir ve δ_t ile gösterilir.



Şekil 4.2. Yatay düz bir levha üzerinde termal sınır tabakasının gelişimi (Incropera vd. (2007))

Bu durumda akış iki bölgeye ayrılır bunlardan biri δ_t kalınlığında ince termal sınır tabakanın olduğu ve sıcaklık gradyanının etkilerinin görüldüğü bölge diğeri ise sıcaklık gradyanının etkilerinin ihmal edildiği akış bölgesidir. Plaka boyunca ön yüzeyden

uzaklaştıkça termal sınır tabaka kalınlığı ve ısı etkiler artar böylece iki yüzey arası ısı akışı sıcaklık gradyanı kullanılarak hesaplanır.

4.3. Sınır Tabaka Kalınlığı

Sınır tabaka kavramının matematiksel yapısını incelemek için sadeleştirilmiş bir durum için korunum denklemleri ele alınırken, süreklilik, kararlı durum, iki boyutlu laminar akış, sabit özellikler, kayıplar ve yer çekimi ihmal, kabulleri yapılır Jiji (2006). Sadeleştirmeler yapılmadan önceki süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Denklem 4.1, Denklem 4.2a, Denklem 4.2b ve Denklem 4.3 te verilmiştir.

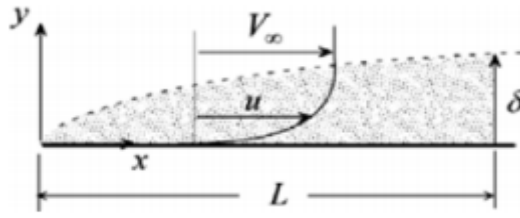
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.2a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4.2b)$$

Denklem 4.2a ve Denklem 4.2b de ilk iki terim birinci ve ikinci eylemsizlik terimleri, son iki terim ise birinci ve ikinci viskoz terimleridir.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4.3)$$



Şekil 4.3. Düz plaka üzeri sınır tabaka akışı (Jiji (2006))

Şekil 4.3 te görüldüğü gibi ince düz plaka üzeri akış ele alındığında akış hızı V_∞ , karakteristik uzunluk L , sınır tabaka kalınlığı δ dır. δ kalınlığı karakteristik uzunluk L ile karşılaştırıldığında çok küçüktür ve Denklem 4.4 te ifade edilmiştir.

$$\delta/L \ll 1 \quad (4.4)$$

Korunum denklemlerinde sadeleştirmeye gitmek için Denklem 4.4 te yer alan kabulü yaparsak buna bağlı olarak bağımlı değişkenler olan u , v bağımsız değişkenler x , y için Denklem 4.5 te yer alan ölçülendirmeleri yapılır,

$$u \sim V_{\infty} \quad (4.5a)$$

$$x \sim L \quad (4.5b)$$

$$y \sim \delta \quad (4.5c)$$

Denklem 4.1 de yer alan süreklilik denkleminde Denklem 4.5a, Denklem 4.5b ve Denklem 4.5c deki ifadeleri yerine yazıldığında,

$$\frac{v}{\delta} \sim \frac{V_{\infty}}{L}$$

İfadesini elde ederiz bu ifadeyi de v için çözdüğümüz de Denklem 4.5d'yi elde ederiz.

$$v \sim V_{\infty} \frac{\delta}{L} \quad (4.5d)$$

Denklem 4.4 teki kabule dayanarak $v \ll V_{\infty}$ diyebiliriz. Denklem 4.5 i Denklem 4.2a da yer alan x-Momentum denklemindeki atalet ve viskoz terimlerinin derecelerini belirlemek için kullanıldığında

İlk atalet terimi,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} \sim V_{\infty} \frac{V_{\infty}}{L}$$

İkinci atalet terimi,

$$v \frac{\partial u}{\partial y} \sim v \frac{V_{\infty}}{\delta}$$

Bu ifadede v sadeleştirmesi yaparsak,

$$v \frac{\partial u}{\partial y} \sim V_{\infty} \frac{V_{\infty}}{L}$$

ifadesini elde ederiz ve bu durumda ilk iki atalet terimini büyüklük olarak kıyasladığımızda aynı büyüklükte iki terim elde etmiş oluruz. Viskoz terimlerini karşılaştıracak olursak,

İlk viskoz terimi,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \sim \frac{V_{\infty}}{L^2}$$

İkinci viskoz terimi,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \sim \frac{V_{\infty}}{\delta^2}$$

olarak karşımıza çıkar bu terimleri kıyaslamak için Denklem 4.4 te yer alan kabulü uygularsak Denklem 4.6 da yer alan ifadeyi elde ederiz.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.6)$$

Burada ilk viskoz teriminin ikincisine oranla çok daha küçük olduğunu görüyoruz ve dolayısıyla $\partial^2 u / \partial x^2$ ifadesi x-Momentum denkleminde sadeleşebilir.

Aynı işlemi y-Momentum denklemini için yaptığımızda,

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (4.7)$$

denklemini elde ederiz. Denklem 4.6 ve 4.7'yi Denklem 4.2a ve 4.2b de yerine yazacak olursak x-Momentum ve y-Momentum denklemleri sırasıyla,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.8a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4.8b)$$

Denklem 4.8a ve Denklem 4.8b deki gibi olur. Momentum denklemlerinde yer alan basınç terimleri $\partial p/\partial x$ ve $\partial p/\partial y$ terimlerinin büyüklüklerini kıyasladığımızda eksenel basınç ve atalet arasındaki denge,

$$\frac{\partial p}{\partial x} \sim \rho u \frac{\partial u}{\partial x} \quad (4.9)$$

bu ifadeyi Denklem 4.5'e göre düzenlersek,

$$\frac{\partial p}{\partial x} \sim \rho \frac{V_\infty^2}{L} \quad (4.10)$$

ifadesini elde ederiz. Aynı şekilde basınç ve atalet arasındaki denge için de uygulandığında,

$$\frac{\partial p}{\partial y} \sim \rho \frac{V_\infty^2}{L} \frac{\delta}{L} \quad (4.11)$$

ifadesi elde edilir. Denklem 4.10 ve 4.11 deki eşitlikler karşılaştırıldığında,

$$\frac{\partial p}{\partial y} \ll \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.12)$$

denklemini elde edilir ve Denklem 4.12 de y ekseninde olan basınç değişimi x eksenine göre çok daha küçüktür. İki boyutlu akış söz konusu olduğunda,

$$p = p(x, y)$$

ve

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} [1 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \frac{dy}{dx}] \quad (4.13)$$

Denklem 5.13 yer alan dy/dx ifadesi,

$$\frac{dy}{dx} \sim \frac{\delta}{L}$$

olarak ölçülendirildiğinde Denklem 4.13 te yerine yazılırsa,

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial p}{\partial x} \left[1 + \left(\frac{\delta}{L^2} \right) \right]$$

İfadesi elde edilir ve Denklem 4.4 de yer alan kabul uygulanırsa,

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{dp}{dx} \quad (4.14)$$

Denklem 4.14 elde edilir ve sınır tabaka basıncı x eksenindeki değişime bağlıdır ve y eksenindeki değişimi ihmal edilebilir. $y=\delta$ iken sınır tabaka basıncı $p_{\infty}(x)$ ile ifade edilir, iki boyutlu akış durumunda basıncı Denklem 4.15'teki gibi ifade edebiliriz.

$$p(x, y) \approx p_{\infty}(x) \quad (4.15)$$

Denklem 4.15'in türevini alıp Denklem 4.14'te yerine yazarsak Denklem 4.16'daki basınç ifadesini buluruz. Bu ifadeyi de Denklem 4.8a da yer alan basınç terimi yerine yazarsak,

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{dp_{\infty}}{dx} \quad (4.16)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp_{\infty}}{dx} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.17)$$

Denklem 4.17 sınır tabaka akışı için x-momentum denklemdir. Denklem 4.17 de yer alan viskoz kuvvetler terimi,

$$\nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \sim \nu \frac{V_{\infty}}{\delta^2}$$

viskoz kuvvetler terimi ile atalet terimi arasındaki denge ile

$$\frac{V_{\infty}^2}{L} \sim \nu \frac{V_{\infty}}{\delta^2}$$

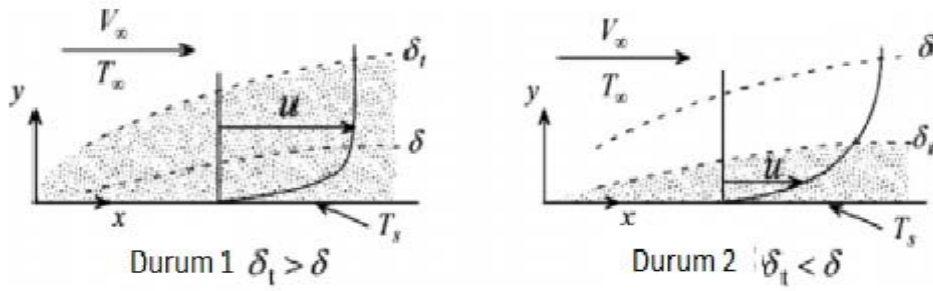
yukarıdaki ifadeyi düzenlersek,

$$\frac{\delta}{L} \sim \sqrt{\frac{\nu}{V_{\infty} L}} \quad (4.18)$$

Denklem 4.18 de kök içindeki ifade Reynolds sayısının matematiksel olarak tersi ifadesidir ve Denklem 4.18'i yeniden düzenlersek,

$$\frac{\delta}{L} \sim \frac{1}{\sqrt{Re_L}} \quad (4.19)$$

Denklem 4.19 sınır tabaka kalınlığındaki bir yüzey boyunca olan değişimi ifade eden genel denklemdir.



Şekil 4.4. Termal sınır tabaka için düz plaka üzeri akış (Jiji (2006))

Enerji korunum denklemini sadeleştirilmesinde Şekil 4.4'te görüldüğü gibi V_{∞} hızında, T_{∞} sıcaklığındaki akış T_s yüzey sıcaklığına sahip L uzunluğundaki düz plaka üzerinden akmaktadır ve hız sınır tabaka kalınlığı δ , termal sınır tabaka kalınlığı δ_t 'dir. Öncelikle Denklem 4.20 deki termal sınır tabaka kalınlığının plaka uzunluğuna göre çok küçük olduğu kabulü yapılır. Daha sonra Denklem 4.5b de olduğu gibi bir x mesafesi ölçülendirilmesi, y mesafesi ve ΔT sıcaklık farkı için de sırasıyla Denklem 4.21 ve Denklem 4.22 ölçülendirilmesi yapılır.

$$\frac{\delta_t}{L} \ll 1 \quad (4.20)$$

$$y \sim \delta_t \quad (4.21)$$

$$\Delta T \sim T_s - T_\infty \quad (4.22)$$

Burada u ve v hız bileşenlerinin büyüklüğü için Şekil 4.4'te gösterildiği gibi iki durum söz konusudur. Birinci durumda termal sınır tabaka kalınlığı δ_t , hız sınır tabaka kalınlığından büyük olması durumu, ikinci durum ise bu durumun tam ters hali δ 'nın δ_t 'den büyük olması durumudur. İlk durum için u hızının değeri yaklaşık olarak V_∞ 'dir ve Denklem 4.23'te gösterilmiştir. Y eksenli hız bileşeni olan v içinde ölçülendirme yapıldığında Denklem 4.5d'den yararlanıldığında süreklilik denklemi Denklem 4.24 yer alan eşitliği verir.

$$u \sim V_\infty \quad (4.23)$$

$$v \sim V_\infty \delta_t / L \quad (4.24)$$

Denklem 4.3'te verilen enerji korunum denklemindeki sol tarafta yer alan iki taşınım teriminin büyüklüklerini kıyasladığımızda, Denklem 4.25'te görüldüğü gibi aynı büyüklükte yani enerji denkleminde olan etkilerinin aynı derecede olduğu görülmektedir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} \sim V_\infty \frac{\Delta T}{L} \quad (4.25a)$$

$$v \frac{\partial T}{\partial y} \sim V_\infty \frac{\Delta T}{L} \quad (4.25b)$$

Enerji korunum denkleminin sağ tarafında yer alan iki iletim teriminin denkleme olan etkilerini karşılaştırırsak,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \sim \frac{\Delta T}{L^2} \quad (4.26a)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \sim \frac{\Delta T}{\delta_t^2} \quad (4.26b)$$

Denklem 4.26'da verilen iletim terimlerine bakıldığında x ekseninde olan iletimi gösteren ilk iletim teriminin y eksenindeki iletme göre çok daha küçük olduğu görülmektedir. Bu durumda x eksenindeki iletim ihmal edilebilir ve sınır tabaka enerji korunum denklemi Denklem 4.27'de verilmiştir.

$$\left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}\right) = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.27)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} \sim a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.28)$$

Denklem 4.27’de verilen enerji denklemindeki iletim ve taşınım terimleri arasındaki denge Denklem 4.28’de gösterilmiştir ve her terimi ölçülendirdiğimizde,

$$V_{\infty} \frac{\Delta T}{L} \sim a \frac{\Delta T}{\delta_t^2}$$

yukarıdaki ifadeyi düzenlersek ve α ısıl yayınlılık teriminin tanımını kullandığımızda Denklem 4.29a sonrasında Denklem 4.29b’yi elde ederiz.

$$\frac{\delta_t}{L} \sim \sqrt{\frac{a}{V_{\infty} L}} \quad (4.29a)$$

$$\frac{\delta_t}{L} \sim \sqrt{\frac{k}{\rho c_p V_{\infty} L}} \quad (4.29b)$$

Denklem 4.29b de verilen denklem için Prandtl ve Reynolds sayısı matematiksel tanımları kullanıldığında Denklem 4.30’da gösterilen denklemi elde ederiz. Denklem 4.30 termal sınır tabaka kalınlığını veren genelleştirilmiş ifadedir.

$$\frac{\delta_t}{L} \sim \frac{1}{\sqrt{Pr Re_L}} \quad (4.30)$$

Denklem 4.30’da yer alan ifadeyi Denklem 4.19 ile oranladığımızda,

$$\frac{\delta_t}{\delta} \sim \frac{1}{\sqrt{Pr}} \quad (4.31)$$

Denklem 4.31’i elde ederiz ve termal sınır tabaka kalınlığının hız sınır tabaka kalınlığından büyük olma durumu $\sqrt{Pr}$ ifadesinin değerinin 1’den çok küçük olma duruma bağlıdır diyebiliriz.

İkinci durumu ele aldığımızda yani termal sınır tabaka kalınlığının hız sınır tabaka kalınlığından küçük olması durumunda ise u hızı için Denklem 4.32’deki terim kullanılır.

$$u \sim V_{\infty} \frac{\delta_t}{\delta} \quad (4.32)$$

v hız bileşeni için ilk durumdaki gibi ölçülendirme yapıldığında,

$$v \sim V_{\infty} \frac{\delta_t^2}{\delta L} \quad (4.33)$$

Denklem 4.32 ve Denklem 4.33'e birinci durumda yapılan işlemleri yaptığımızda iki taşınım değerinin de aynı mertebede olduğunu ve eksenel iletimin normal iletme göre çok küçük mertebede ve ihmal edilebilirdir. İletim ve taşınım terimleri arasında bir denge söz konusu olduğunda,

$$V_{\infty} \frac{\delta_t \Delta T}{\delta L} \sim a \frac{\Delta T}{\delta_t^2} \quad (4.34)$$

Termal yayınlılık α 'nın matematiksel tanımı kullanıldığında Denklem 4.34'te yer alan dengeyi düzenlersek,

$$\left(\frac{\delta_t}{L}\right)^3 \sim \frac{k}{\rho c_p V_{\infty} L} \frac{\delta}{L} \quad (4.35)$$

Denklem 4.19'u Denklem 4.35'e uyguladığımızda elde edilen Denklem 4.36'daki eşitlik ikinci durum için termal sınır tabaka kalınlığıdır.

$$\frac{\delta_t}{L} \sim \frac{1}{Pr^{1/3} \sqrt{Re_L}} \quad (4.36)$$

İlk durumda belirtildiği gibi ikinci durum için yani termal sınır tabaka kalınlığının, hız sınır tabaka kalınlığından küçük olması durumu Prandtl sayısının 1/3'üncü kuvvetinin 1'den büyük olması durumunda geçerlidir.

Kabullere dayanarak yapılan sadeleştirmeler sonucunda süreklilik, x-momentum ve enerji denklemleri sırasıyla Denklem 4.37, Denklem 4.38 ve Denklem 4.39 da verilmiştir. Süreklilik,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.37)$$

x-Momentum,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.38)$$

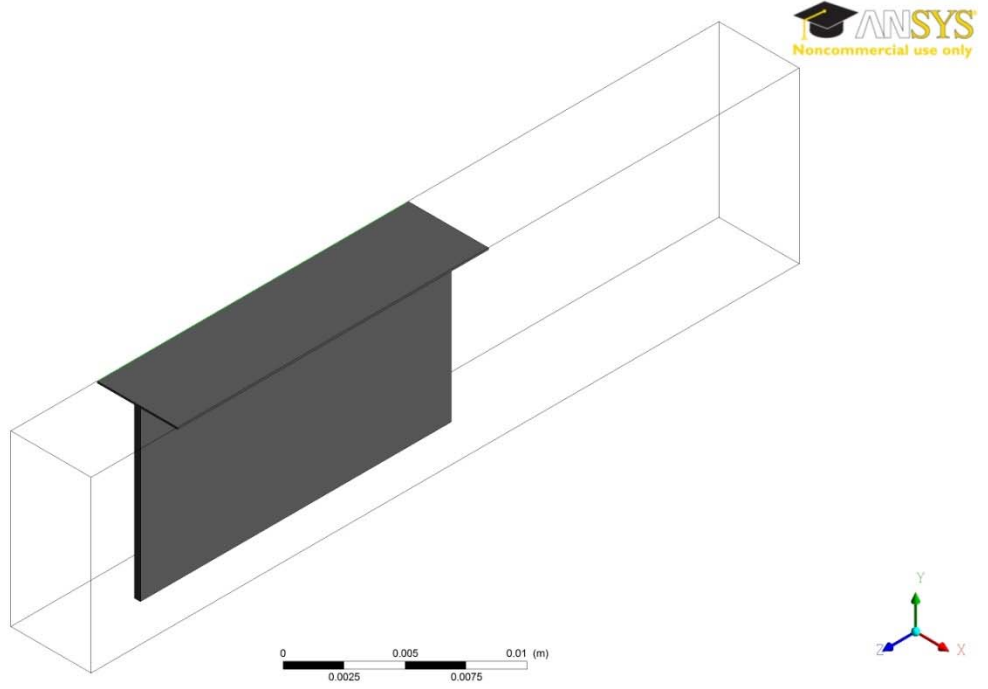
Enerji,

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.39)$$

Bu çalışmada düz plaka yüzeyleri üzerinde sınır tabanının nasıl oluştuğu sayısal çalışma sonucunda çıkarılmıştır. Sayısal çalışma ve sonuçları Bölüm 5 Düz Plaka Kanatlı Isı Değiştiricinin Sayısal Analizi kısmında verilmiştir.

5. DÜZ PLAKA KANATTAKİ AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ

Çalışmanın bu bölümünde düz plaka kanatlı ısı değiştiricinin kanatları üzerindeki akış sırasında oluşan hız sınır tabaka oluşumu incelenmiştir.



Şekil 5.1. Isı değiştiricinin sayısal modeli

5.1. Sayısal Metot

Isı değiştiricinin plaka kanatlarındaki akış incelenirken, hava akışı laminar sürekli, sıkıştırılmaz ve üç boyutlu olarak modellenmiştir. Sayısal analiz ANSYS paket programı kullanılarak yapılmıştır. Isı değiştiricinin modellenmesi yapılırken periyodik sınır şartları ve simetri şartlarından yararlanılarak elde edilecek sonuçların elde edilme süresi kısaltılmıştır. Kullanılan geometri Şekil 5.1 de gösterilmiştir.

5.2. Matematiksel Metot

Hava giriş hızı 1 m/s – 4 m/s arasında seçilen hız değerleri için Reynolds sayısı hesaplandığında elde edilen en büyük Reynolds sayısı değeri yaklaşık olarak 1800 olduğu görülmüştür. Akış için kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri sırasıyla aşağıdaki denklemlerle verilmiştir.

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (5.1)$$

$$(V \cdot \nabla)V = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 V \quad (5.2)$$

$$(V \cdot \nabla)T = \alpha \nabla^2 T \quad (5.3)$$

Soğuk akışkan olarak modellenen havanın viskozitesi Denklem 5.4 ile aşağıda verilmiştir. Bu eşitlikte T_o değeri 273.15 K'dir ve μ_o değeri ($1,716 \times 10^{-5}$ kg/ms) havanın T_o sıcaklığındaki viskozitesidir. C_s sıcaklığı ise 110.4 K değerindedir.

$$\mu = \left(\frac{T}{T_o} \right)^{1.5} \left(\frac{T_o + C_s}{T + C_s} \right) \mu_o \quad (5.4)$$

Reynolds sayısı aşağıda verilen denklemlerle hesaplanmaktadır. Denklem 5.6 da yer alan A_{fr} ifadesi ısı değiştirici ön yüz alanını ifade etmektedir ve Denklem 5.7 ile gösterilmiştir.

$$Re_{L_p} = \frac{u_c L_p}{\nu} \quad (5.5)$$

$$u_c = u_{in} \frac{A_{fr}}{A_c} \quad (5.6)$$

$$A_{fr} = F_p \cdot l \quad (5.7)$$

Denklem 5.6 da yer alan A_c terimi ise minimum akış alanını göstermektedir ve aşağıda verilen denklem ile ifade edilir. Denklem 5.7 ve Denklem 5.8 deki l uzunluğu birim uzunluk olarak alınmıştır.

$$A = (F_p - \tau).l \quad (5.8)$$

Isı transfer hızı Q ise aşağıdaki denklemle gösterilir ve bu denklemdeki $T_{(a,i)}$ ve $T_{(a,o)}$ sıcaklık değerleri ısı değiştiricinin hava tarafı giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

$$Q = m_c c_{p,c} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (5.9)$$

Yukarıdaki denklemde C_p değeri havanın özgül ısısı olup 1.004 kJ/kgK değerinde sabit alınmıştır. Hava tarafı ortalama ısı transfer katsayısı h_a Denklem 5.10 ile hesaplanmaktadır.

$$h_a = \frac{Q}{A \Delta T_m} \quad (5.10)$$

Yukarıda yer alan logaritmik sıcaklık farkı ifadesi Denklem 5.11 de verilen eşitlik ile hesaplanır. Bu denklemdeki T_w değeri sabit duvar sıcaklığı değeridir.

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{a,i}) - (T_w - T_{a,o})}{\ln \left(\frac{T_w - T_{a,i}}{T_w - T_{a,o}} \right)} \quad (5.11)$$

Colburn- j faktörü boyutsuz ısı transferi olup Denklem 5.12 ile gösterilir.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (5.12)$$

Denklem 6.12 de yer alan St ifadesi Stanton sayısı olup aşağıda verilen denklemle gösterilmektedir.

$$St = \frac{h_a}{\rho u_c c_{p,a}} \quad (5.13)$$

Boyutsuz basınç düşümü için kullanılan sürtünme faktörü f ise Denklem 5.14 ile gösterilir. Bu denklemdeki A_a ve A_c terimleri sırasıyla toplam ısı transfer alanını ve minimum akış alanını göstermektedir.

$$f = \frac{dP}{\rho \frac{(u_c)^2}{2} \left(\frac{A_a}{A_c} \right)} \quad (5.14)$$

5.3. Sınır Şartları

Isı değıştiricinin girişinde 300 K sıcaklıktaki hava hızı için sürekli ve sabit olarak 1 m/s – 4 m/s hız aralığında değerler seçilmiştir. Kanat duvarları için sabit duvar sıcaklığı sınır şartı 315,5 K olarak girilmiştir. Isı değıştirici çıkışında ise sabit olarak atmosfer basıncı sınır şartı verilmiştir. Şekil 5.1 de gösterilen modelin üst ve alt kısımlarında simetri, yan kısımlarında periyodik sınır şartı kullanılmıştır.

5.4. Sayısal Modelin Doğrulanması

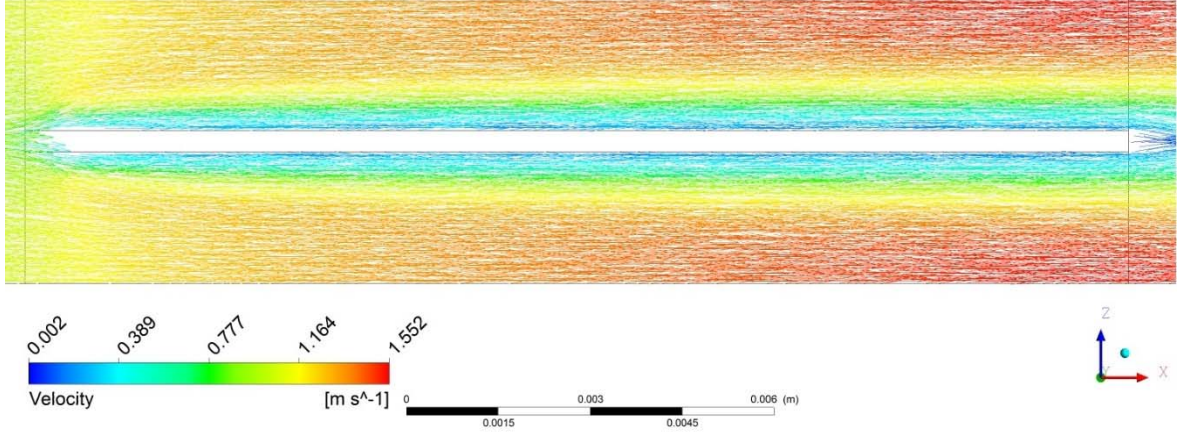
3 boyutlu model oluşturulurken ağ yapısı geometrisi dörtgen seçilmiştir. Eleman boyutları ise 0,1 mm ile kanat kalınlığı 0,35 mm arasında değıştirilerek çözüm yapılmış olup 1386590 eleman sayısından sonra 2002448 eleman sayısı kullanıldığında sonuçlardaki değışimin düşük mertebelerde olması ile birlikte 2002448 eleman sayısına sahip model analizde kullanılmıştır. Çizelge 5.1’de eleman sayıları ve çıkış hızları verilmiştir.

Çizelge 5.1. Ağdan bağımsızlık

Eleman Sayısı	Çıkış Hızı (m/s)	Hız değışimi oranı
548575	1,0001279	-
947502	1,0000420	0,0000859
1386590	1,0000246	0,0000174
2002448	1,0000262	0,00000159

5.5. Sayısal Çalışma Bulguları

Yapılan çalışma sonucunda farklı hava hız şartlarında elde edilen görseller aşağıda gösterilmiştir.

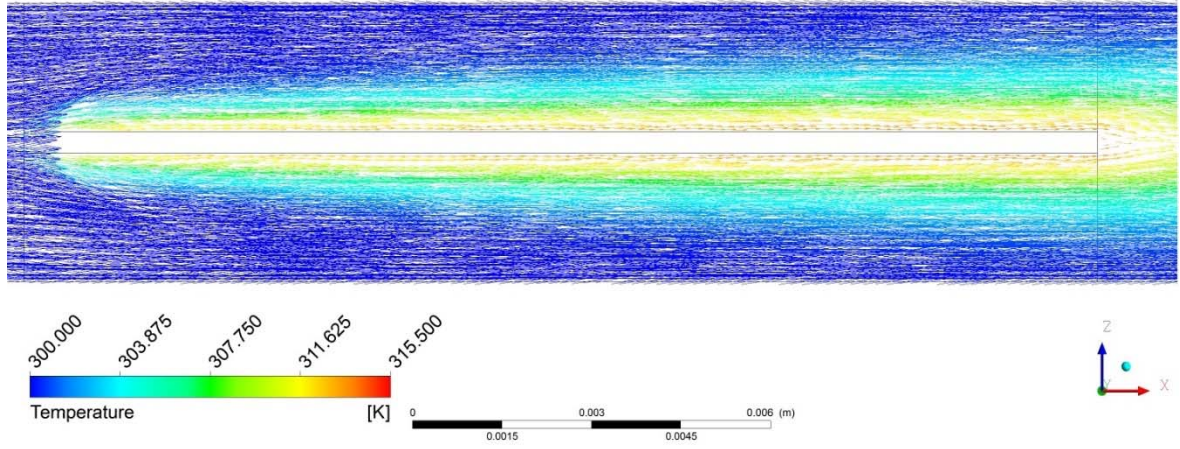


Şekil 5.2 1 m/s hava hızında akış

Şekil 5.2’de çalışmanın en düşük hava hızı olan 1 m/s hava hızındaki kanattaki akış ve sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir. 1 m/s hava hızında sınır tabaka kalınlığı yaklaşık 0,000545 m olarak ölçülmüştür. Bu değerin ölçüldüğü plaka x-ekseni mesafesi de 0,018 m’dir. Bu mesafe ölçümü ile Bölüm 4’te yer alan sınır tabaka kalınlığı veren bağıntı kullanılır.

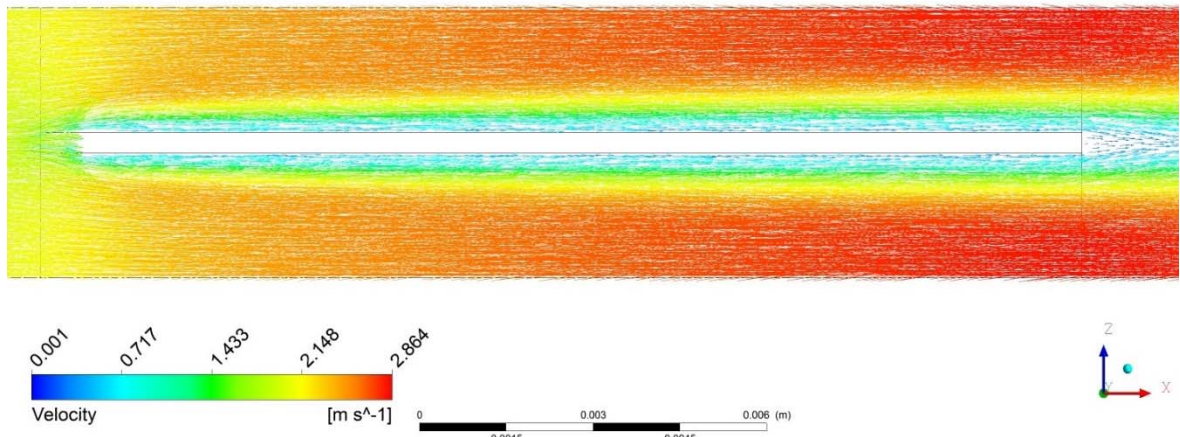
$$\frac{\delta}{x} \sim \frac{1}{\sqrt{Re_x}}$$

Bu bağıntıda Reynolds sayısı için 300 K sıcaklıktaki havanın kinematik viskozitesi $1,568 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, hava hızı 1 m/s, x mesafesi de 0,018 m’dir. Gerekli matematiksel işlemler yapıldığında hız sınır tabaka kalınlığı 0,000531 m olarak bulunur.



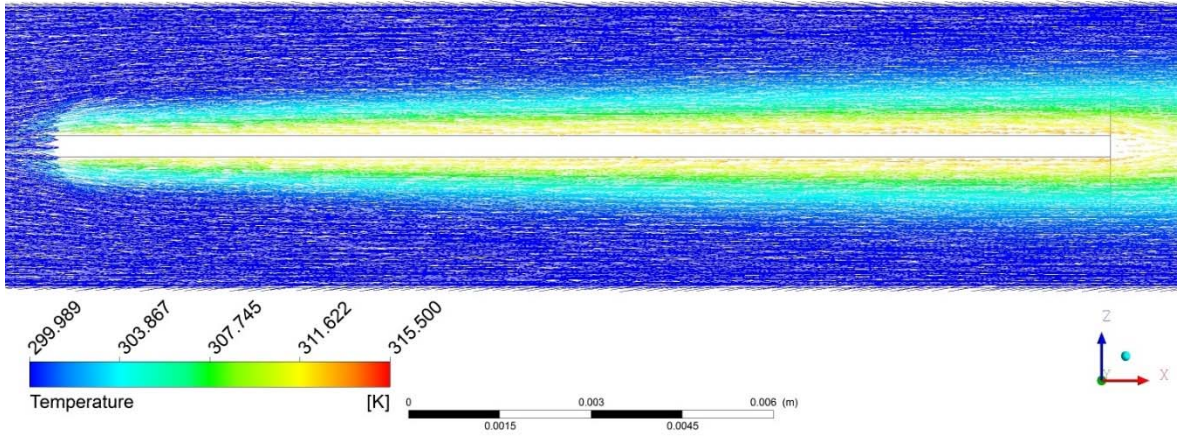
Şekil 5.3 1 m/s hava hızında termal akış

Şekil 5.3’de 1 m/s hava hızındaki kanattaki termal akış ve termal sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir. 1 m/s hızda oluşan sınır tabaka kalınlığı 0,00109 m olarak ölçülmüştür.



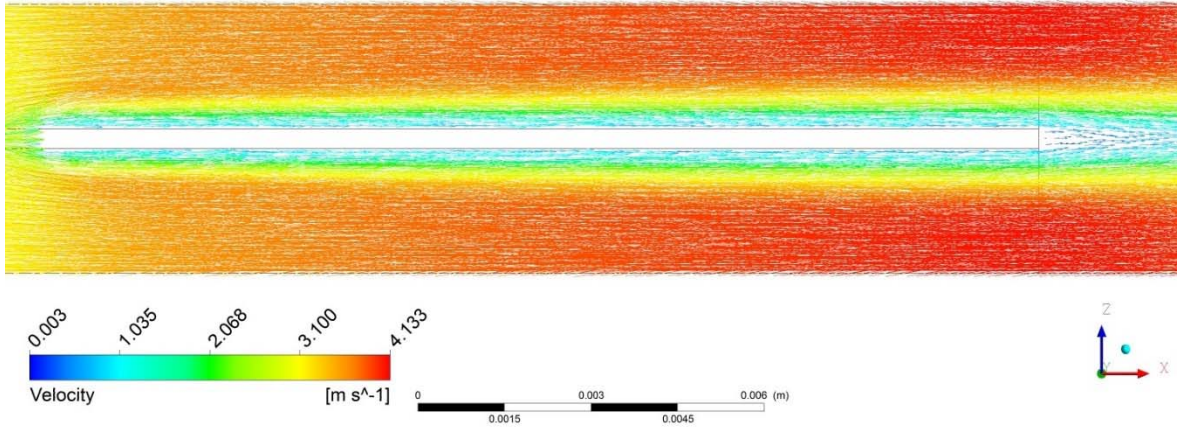
Şekil 5.4 2 m/s hava hızında akış

Şekil 5.4’de 2 m/s hava hızındaki kanattaki akış ve sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir. 2 m/s hava hızında sınır tabaka kalınlığı yaklaşık olarak ölçülüp 0,000409 m sonucu elde edilmiştir. Hesaplanan hız sınır tabaka kalınlığı ise 0,000376 m’dir.



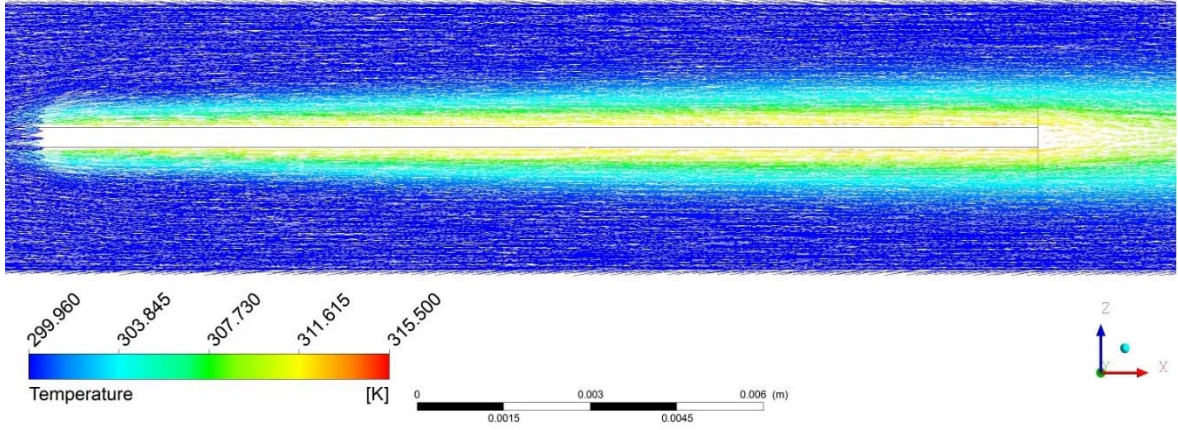
Şekil 5.5 2 m/s hava hızında termal akış

Şekil 5.5’de 2 m/s hava hızındaki kanattaki termal sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir ve hız sınır tabakanın ölçüldüğü mesafede 0,000954 m olarak ölçülmüştür.



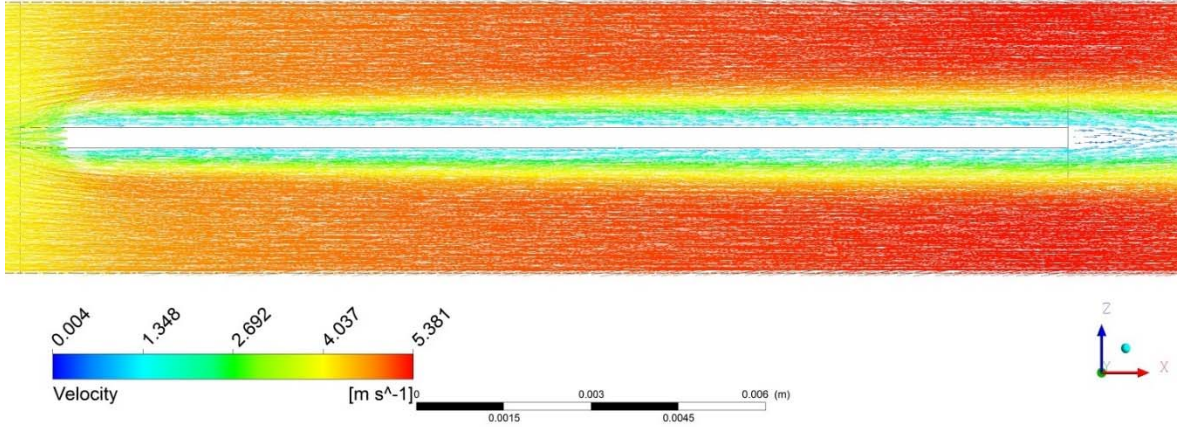
Şekil 5.6 3 m/s hava hızında akış

Şekil 5.6’da 3 m/s hava hızındaki kanattaki akış ve sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir. 3 m/s hava hızında sınır tabaka kalınlığı yaklaşık olarak ölçülüp 0,000340 m sonucu elde edilmiştir. Plaka sonunda hesaplanan hız sınır tabaka kalınlığı ise 0,000307 m’dir.



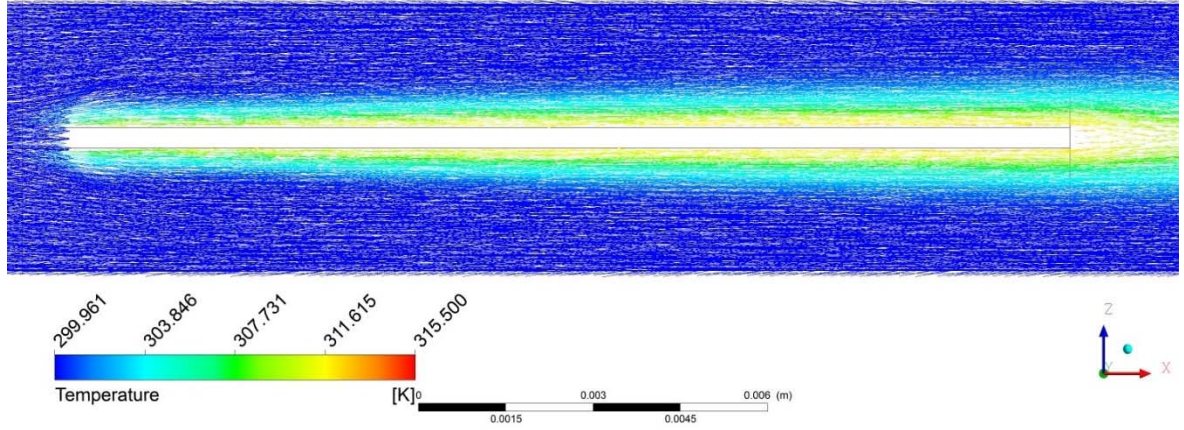
Şekil 5.7 3 m/s hava hızında termal akış

Şekil 5.7’de 3 m/s hava hızındaki kanattaki termal sınır tabaka gelişimi gösterilmiştir ve termal sınır tabaka kalınlığı 0,000750 m olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.8 4 m/s hava hızında akış

Şekil 5.8’de 4 m/s hava hızındaki kanattaki akış ve sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir. 4 m/s hava hızında sınır tabaka kalınlığı yaklaşık olarak ölçülüp 0,000272 m sonucu elde edilmiştir ve hesaplanan sınır tabaka kalınlığı 0,000266 m’dir.



Şekil 5.9 4 m/s hava hızında termal akış

Şekil 5.9’da 4 m/s hava hızındaki kanattaki termal akış ve termal sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir. Hız sınır tabakanın ölçüldüğü plaka uzunluğunda termal sınır tabaka 0,000545 m olarak ölçülmüştür.

Bölüm 4’de aktarılan sınır tabaka kalınlığı matematiksel hesap sonuçları göre Çizelge 5.2’den görüleceği gibi artan hava hızı ile birlikte sınır tabaka kalınlıklarının azaldığı gözlemlenmiştir.

Verilen görsellerde ise hız ve termal sınır tabaka kalınlığı ölçülmüş olup böylelikle yapılan sayısal çalışma matematiksel olarak desteklenmiştir.

Çizelge 5.2 Levha sonunda sınır tabaka kalınlıkları

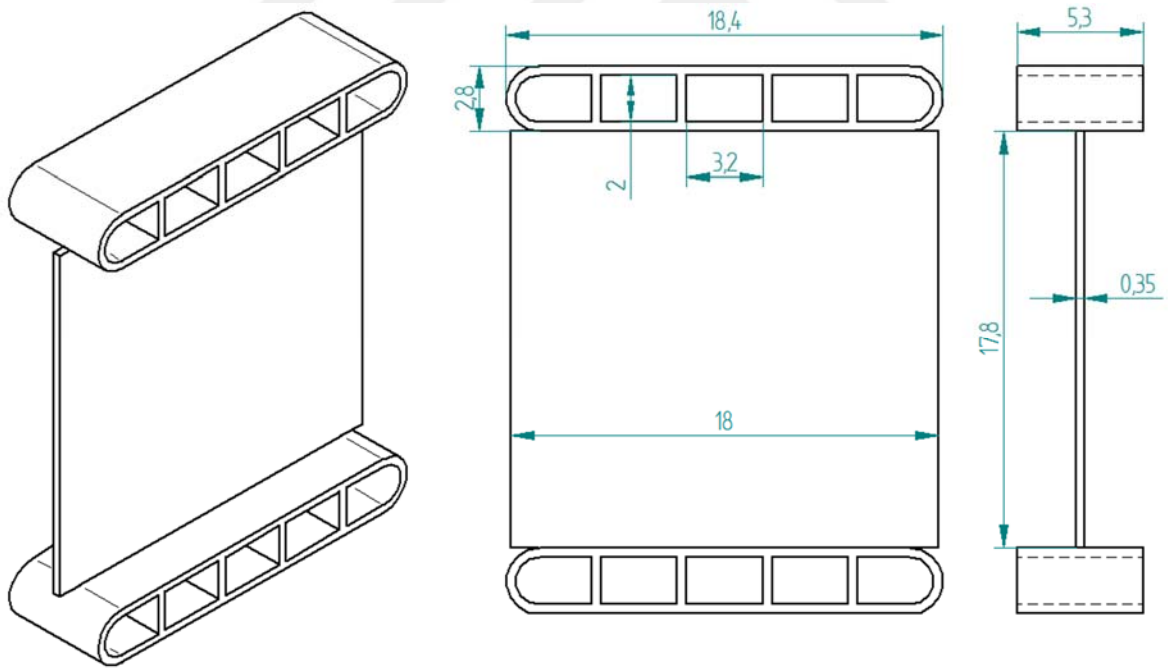
Hız (m/s)	Hesaplanan Sınır Tabaka Kalınlığı (10^{-4} m)		Ölçülen Sınır Tabaka Kalınlığı (10^{-4} m)	
	Hız Sınır Tabaka	Termal Sınır Tabaka	Hız Sınır Tabaka	Termal Sınır Tabaka
1	5,31	6,31	5,45	10,90
2	3,76	4,47	4,09	8,86
3	3,07	3,65	3,40	7,50
4	2,66	3,16	2,72	6,14

6. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde düz plaka kanatlı, mini kanallı yassı borulu bir ısı değıştiricisinin ısıl ve hidrolik performansı deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca bu deneysel çalışma ile ilgili Erbay ve Bitirgen (2017) tarafından yapılan bildiri aşağıda sunulmaktadır.

6.1. Materyal

Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’de görülen kompakt ısı değıştiricinin ön yüz alanı $160 \text{ mm} \times 160 \text{ mm}$, akış derinliği 18 mm, plaka kanat yüksekliği 17.8 mm’dir. Düz plaka kanatlar, 0,35 mm kalınlığa sahip olup kanat adımı 5,0 mm olacak şekilde yerleştirilmiştir. Yassı boru ise 5 adet mini kanaldan oluşmaktadır ve toplam yassı boru uzunluğu 1,43 m’dir.



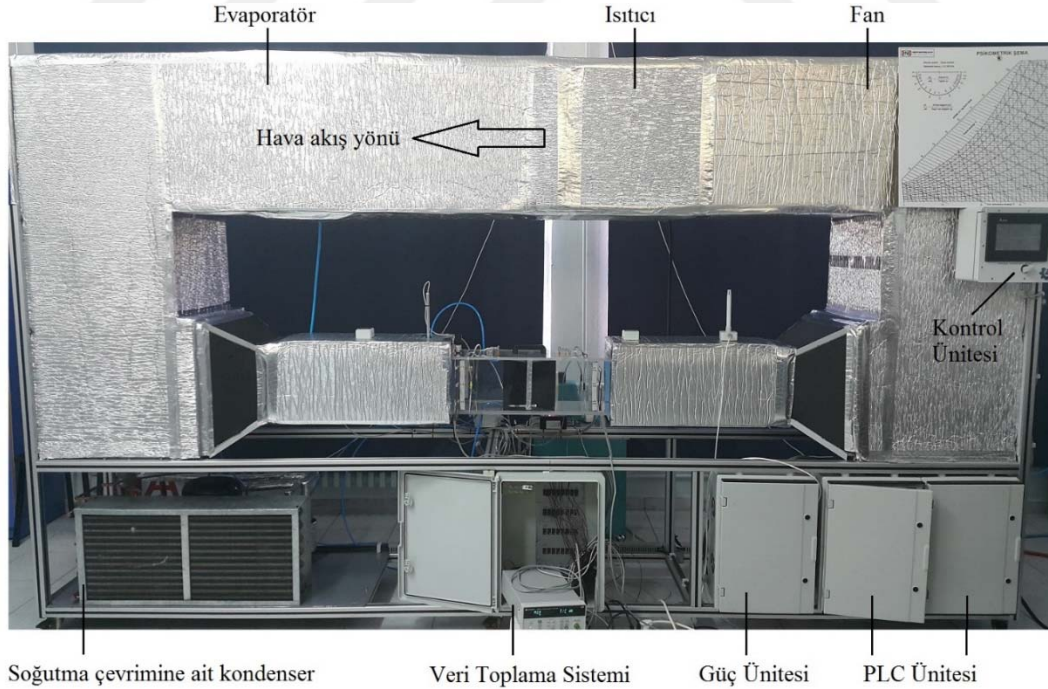
Şekil 6.1 Düz plaka kanatlı ısı değıştirici geometrisi

6.2. Yöntem

Yapılan deneyler, 00888.STZ.2015 numaralı Santez projesi kapsamında yürütülen ve Şekil 6.3'te gösterilen ve Şekil 6.4 ile ayrıntılı şematigi verilen deney tesisatında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.2 Düz plaka kanatlı ısı değıştirci

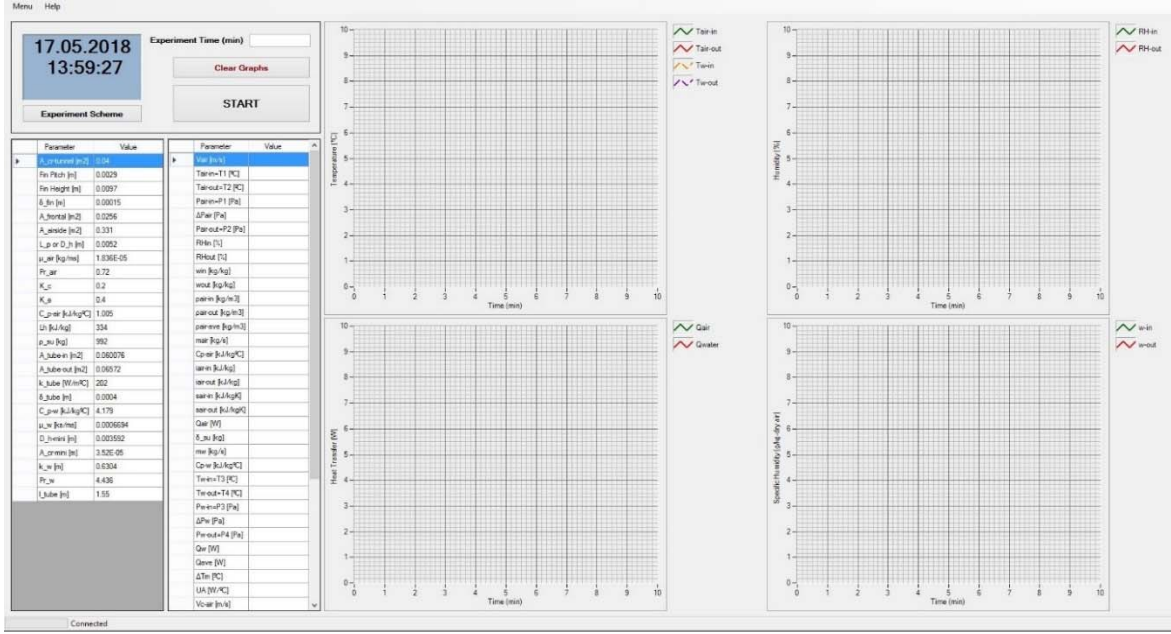


Şekil 6.3 Deney tesisatı

Isı değiştirici giriş bölgesindeki hava sıcaklığı, 20 cm x 20 cm kesit alanına sahip test bölgesine simetrik olarak yerleştirilmiş 8 adet T tip ısıl çift ile ölçölmektedir. Isı değiştirici çıkışında sıcaklık ölçme işlemi giriş bölgesinde olduğu gibi aynı şekilde yerleştirilmiş 12 adet aynı tip ısıl çift ile yapılmaktadır. Deneyler süresince havanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı 24°C olarak belirlenmiştir. Havanın ısı değiştiriciye giriş ve çıkışındaki basıncı ise fark basınç sensörüne bağlı kılcal borular ile ölçölmektedir. Bu kılcal borular test bölgesinde hava tünelinin her yüzeyine açılmış deliklere bağlanmıştır. Böylece ısı değiştiricinin hava tarafı giriş, çıkış ve fark basınç değerleri kaydedilip ısı değiştiricinin hava tarafı sürtünme faktörü f hesaplanabilmektedir.

Isı değiştiricide sıcak akışkan olarak ise su kullanılmaktadır. Deneyler sırasında su ısı değiştiriciye ev tipi buzdolaplarının tipik yoğuşma sıcaklığı olan 42,5°C sıcaklıkta girmektedir. Suyun ısı değiştiriciye giriş ve ısı değiştiriciden çıkış sıcaklık değeri ısı değiştiricin giriş ve çıkış kafalarında dış yüzeyden ısıl çift yardımıyla ölçölmektedir. Isı değiştirici giriş ve çıkış kafaları ile ısıl çift arasında temassızlığın önüne geçilmesi ve daha doğru sonuçlar elde etmek için bu bağlantı ısı iletim katsayısı yüksek termal macun kullanılmaktadır. Suyun istenilen şarta getirilmesi ise deney tesisatına entegre ancak bağımsız çalışan su banyosu ile sağlanmaktadır. Su debisinin ölçölmesi için su banyosu çıkışında mikro türbin kullanılmıştır. Suyun debisi, türbin devir sayısı ve suyun ilgili sıcaklıktaki yoğunluk değeri kullanılarak hesaplanmaktadır. Yapılan tüm deneylerde su debisi 0,019 kg/s olarak belirlenmiştir.

Isı değiştiricinin ısıl ve hidrolik performansının belirlenmesi için ölçölen bütün değerler bir veri toplayıcı yardımıyla her 30 saniyelik süre zarfında kayıt altına alınmaktadır. Kaydedilen değerler bir ara yüz kullanılarak anlık olarak izlenilebilmektedir. Kullanılan ara yüz şekil 6.5'te gösterilmektedir.



Şekil 6.5. Veri toplayıcı arayüzü

Burada sol üst grafikte akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, sol alt grafikte sıcak ve soğuk akışkana ait ısı transfer hızları, sağ üst grafikte ısı değiştirici giriş ve çıkışında bağıl nem ve sağ alt grafikte özgül nem anlık olarak ölçülüp kaydedilmektedir.

Şekil 6.5'te gösterilen grafiklerdeki değişimler gözlemlenerek yapılan deneylerin sürekli rejime geldiği andan itibaren geçen 25 dakikalık sürede elde edilen veriler kayıt altına alınmaktadır. Bir deney için geçen süre ortalama 50 – 60 dakika civarındadır. Her bir deney 3 kez tekrarlanıp bu üç deneyin ortalama değerleri kullanılarak performans kriterlerinin hesabı yapılmaktadır.

6.3 Matematiksel Metot

Denklem 6.1 ortalama ısı transfer hızını ifade etmektedir ve Denklem 6.2 ve 6.3 kullanılarak hesaplanan soğuk ve sıcak akışkan hava ve suyun ısı transferlerinin ortalaması olarak hesaplanmıştır.

$$Q_{ave} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (6.1)$$

$$Q_a = m_a C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (6.2)$$

$$Q_w = m_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (6.3)$$

Denklem 6.2’de yer alan $C_{p,a}$ havanın özgül ısıdır. Çapraz akışlı bir ısı değiştirici için etkenlik bağıntısı Denklem 6.4 ve 6.5’te verilmiştir.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0,22}}{C_r} \{ \exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1 \} \right] \quad (6.4)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{ave}}{Q_{max}} \quad (6.5)$$

Denklem 6.4 içerisinde yer alan C_r ifadesi akışkanların ısı kapasite oranıdır ve Denklem 6.6 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (6.6)$$

Denklem 6.4 içerisindeki başka bir ifade olan ısı transfer sayısı (NTU) Denklem 6.7 ile hesaplanmıştır.

$$NTU = \frac{UA}{(mc_p)_{min}} \quad (6.7)$$

Bu denklemde yer alan UA terimi toplam ısı iletkenliği ifade eder ve Denklem 6.8 ile hesaplanır.

$$UA = \frac{Q_{ave}}{\Delta T_m} \quad (6.8)$$

Bu denklemde yer ΔT_m terimi logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ve Denklem 6.9 ile elde edilmiştir.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w,i} - T_{a,o}) - (T_{w,o} - T_{w,i})}{\ln\left(\frac{T_{w,i} - T_{a,o}}{T_{w,o} - T_{w,i}}\right)} \quad (6.9)$$

Toplam ısı iletkenlik (UA) hesaplandıktan sonra hava tarafı ısı transfer katsayısını bulunabilmesi için Denklem 6.10 kullanılmıştır. Denklem 6.10'da eşitliğin sağındaki ilk terim hava tarafı ısı direnci, ikinci terim alüminyum yassı boruya ait olan ısı iletim direncini ve son terim ise sıcak akışkan suyun ısı direnci göstermektedir. Denklemin sağ tarafındaki ilk büyüklüğün içerisinde hava tarafı toplam yüzey verimi (η_a) bulunmaktadır. Bu parametre Denklem 6.11 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_a \eta_a A_a} + \frac{\tau_t}{k_t A_t} + \frac{1}{h_w A_w} \quad (6.10)$$

$$\eta_a = 1 - \frac{A_{fr}}{A_a} (1 - \eta) \quad (6.11)$$

Denklem 6.11'de kanat verimi ifadesi (η) bulunmaktadır ve Denklem 6.12 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (6.12)$$

Denklem 6.12'de yer alan m parametresi Denklem 6.13 ile hesaplanmaktadır.

$$m^2 = \frac{2h_a}{k\tau_f} \quad (6.13)$$

Denklem 6.10'da eşitliliğin sağındaki son büyüklüğün içerisinde su tarafı ısı taşınım katsayısı (h_w) yer almaktadır. Su tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için deneye dayalı bağıntılar tercih edilmektedir ve literatürde mini kanaldan iç akışı tanımlayabilecek özel bir Nusselt sayısı ifadesi bulunmadığından, bu hesap için standart dikdörtgen kesitli borular için kullanılan bağıntılar kullanılmaktadır. Literatüre Gnielinski (1976) tarafından kazandırılan iki farklı Nusselt sayısı bağıntısı $2300 < Re_w < 10000$ aralığında plaka kanatlı ısı

değiştiriciler için kullanılmıştır. Bunlardan birisi Dong vd. (2007) tarafından kullanılan ve Denklem 6.14 ile gösterilen Nusselt bağıntısıdır.

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)(Pr)^{0,4} \left[1 + \left(\frac{D_{h,w}}{l'} \right)^{2/3} \right] \quad (6.14)$$

Nusselt bağıntısı için gerekli olan su tarafı Reynolds sayısı (Re_w) Denklem 6.15 ile hesaplanmaktadır.

$$Re_w = \frac{m_w D_{h,w}}{A_{cr,w} \mu_w} \quad (6.15)$$

Denklem 6.15 içerisinde yer alan mini kanala ait hidrolik çap ($D_{h,w}$) ifadesi, mini kanallar arasındaki duvarlar ihmal edilerek hesaplanmıştır. Su tarafı Nusselt sayısı hesaplandıktan sonra Denklem 6.16 kullanılarak su tarafı ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

$$h_w = Nu \frac{k_w}{D_{h,w}} \quad (6.16)$$

Su tarafı ısı taşınım katsayısının bulunmasıyla Denklem 6.10 kullanılarak hava tarafı ısı taşınım katsayısı (h_a) hesaplanmaktadır. Hava tarafı ısı taşınım katsayısı Denklem 6.17'de yerine yazılarak Stanton sayısı ardından Denklem 6.18 kullanılarak Colburn j -faktörü hesaplanmıştır.

$$St = \frac{h_a}{\rho_m u_c c_{p,a}} \quad (6.17)$$

$$j = St Pr^{2/3} \quad (6.18)$$

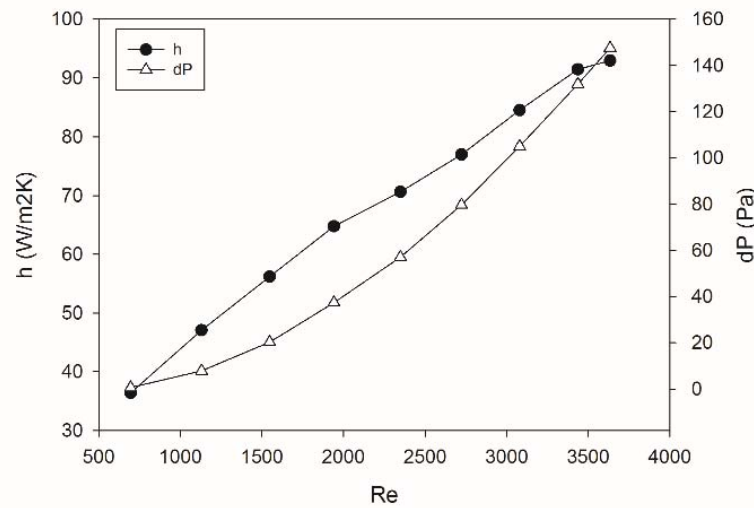
Boyutsuz basınç düşümü simgeleyen ve ısı değiştiricilerin hidrolik performansını ifade eden sürtünme faktörü (f) hava tarafı için Denklem 6.19 ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{dP}{\rho \frac{(u_c)^2}{2} \left(\frac{A_a}{A_c} \right)} \quad (6.19)$$

6.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular

Deneysel çalışmalar sonucunda düz plaka kanatlı bir ısı değiştiricinin termohidrolik performansına dair bulgular verilmiştir. Deneyler 1.43 – 7.5 m/s hava hızı aralığında yapılmıştır. Isı değiştiricinin ısıl performansı hava ısı taşınım katsayısı h_a ve Colburn j faktörü baz alınarak sunulmuştur. Hidrolik performansı ise basınç düşümü (dP) ve sürtünme faktörü f olarak gösterilmiştir (Çizelge 6.1)

Şekil 6.6'da hava tarafı ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün artan hava hızına bağlı olarak değişen Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Reynolds değeri arttıkça ısı taşınım katsayısının beklenildiği gibi arttığı gözlemlenmiştir. Isı taşınım katsayısındaki artış miktarı düşük hava hızlarından yüksek hava hızlarına gidildikçe azalmaktadır. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak hava tarafı basınç düşümü de logaritmik olarak 0,60 Pascal'dan 147 Pa basınca kadar artmaktadır. Bu logaritmik artışın sebebi ise kanat adımının 5 mm gibi büyük kabul edilebilecek mertebelerde olmasıdır.

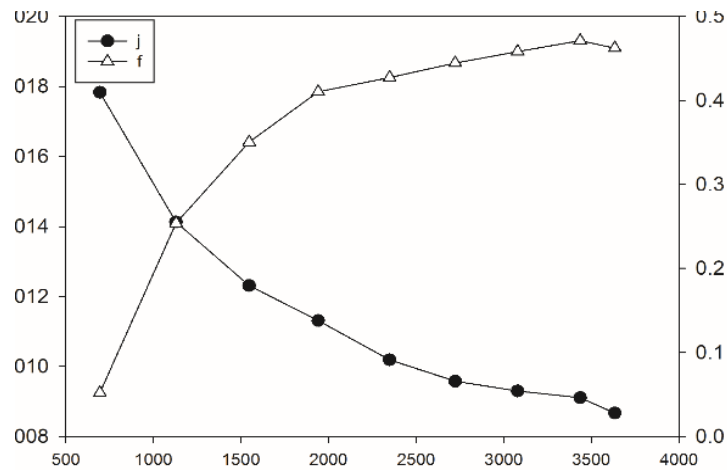


Şekil 6.6. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay ve Bitirgen (2017))

Çizelge 6.1. Deney Sonuçları

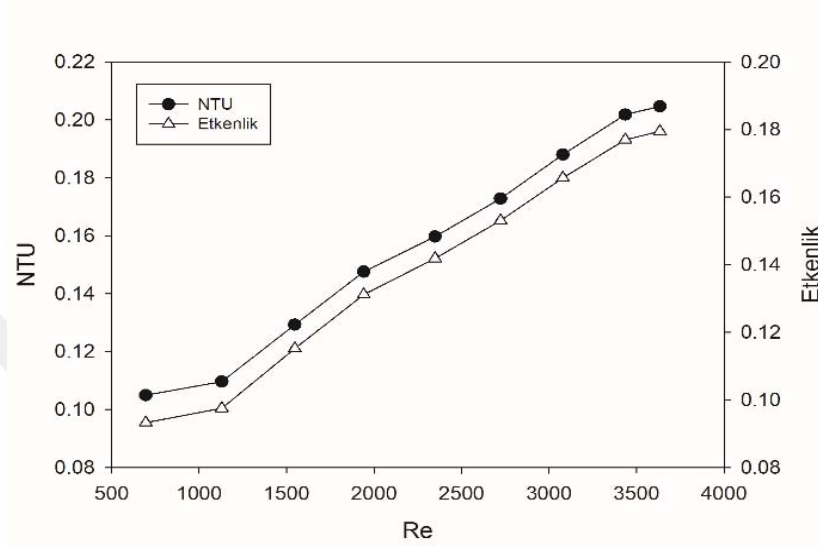
Re_{hava}	ΔT_m	UA	h_{hava}	h_w	Q_{ave}	ΔP_{hava}	ε	NTU	Colburn- j	f
-	°C	W/°C	W/m ² °C	W/m ² °C	W	Pa	-	-	-	-
694,48	17,35	6,46	36,42	2726,78	112,15	0,60	0,093	0,10493	0,01783	0,05197
1128,98	17,30	8,24	47,08	2726,78	142,59	7,840	0,097	0,10960	0,01413	0,25414
1546,39	17,30	9,73	56,18	2726,78	168,22	20,26	0,115	0,12927	0,01231	0,35048
1940,77	17,29	11,1	64,78	2726,78	191,82	37,36	0,131	0,14757	0,01131	0,41030
2348,84	17,20	12,02	70,63	2726,78	206,59	57,04	0,141	0,15973	0,01019	0,42726
2723,00	17,20	13,0	77,00	2726,78	223,44	79,69	0,153	0,17283	0,00958	0,44449
3079,36	17,08	14,15	84,54	2726,78	241,46	105,02	0,165	0,18807	0,00930	0,45811
3436,52	16,96	15,18	91,48	2726,78	257,20	131,92	0,176	0,20183	0,00911	0,47112
3634,28	16,86	15,40	92,95	2726,78	259,35	147,56	0,179	0,20470	0,00867	0,46224

Şekil 6.7’de düz plaka kanatlı ısı değiştiricinin hava tarafı ısı taşınım katsayısı boyutsuz Colburn- j faktörünün ve f faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Sürtünme faktörü f artan Reynolds sayısına göre artış göstermektedir. Basınç düşümü boyutsuz olarak sürtünme f faktörü ile gösterilmiş olup en düşük Reynolds değerinde 0,052. mertebelerinde seyrederken maksimum Reynolds sayısında ilk değer yaklaşık 8 katına çıkıp 0,462 büyüklüğüne ulaşmaktadır. Colburn- j faktörü, grafikten görüldüğü üzere Reynolds sayısı ile ters orantılı olarak logaritmik değişim göstermektedir. Colburn- j faktörü Reynolds 694 değerinde 0,01783 iken en yüksek hava hızındaki Reynolds 3634 sayısında 0,00867 değerini almaktadır.



Şekil 6.7. Colburn- j faktörünün ve sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay ve Bitirgen (2017))

Şekil 6.8’de plaka kanatlı ısı değıştiricinin etkenlik ve NTU değeri nin artan Reynolds sayısına göre değışimleri verilmiştir. NTU ısı birim sayısı Reynolds değeri ile doğru orantılı olarak artmaktadır ve 0,08 ile 0,22 arasında değeri almaktadır. NTU değeri ne bağı olarak etkenlik değeri de artan Reynolds sayısı ile birlikte artış göstermektedir.



Şekil 6.8. Etkenlik ve NTU değeri nin Reynolds sayısına göre değışimi (Erbay ve Bitirgen (2017))

7. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, çalışmanın sayısal analiz ve deneysel analiz bölümlerinde yapılmış olan sayısal ve deneysel çalışmaların bulguları bütün bir halde sunulmuştur.

Bölüm 5'te plaka kanatlı bir ısı değiştiricinin tek kanadından olan akış üç boyutlu olarak modellenip ANSYS paket programı kullanılarak sayısal olarak analiz edilmiştir. Aynı zamanda kanat geometrisi olan düz plakada hız ve termal sınır tabaka gelişimleri incelenmiştir. Bu çalışma bulguları aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Artan akış hızı ile birlikte hız ve termal sınır tabaka kalınlıkları azalmıştır. 1 m/s hızda hız sınır tabaka kalınlığı 0,531 mm iken 4 m/s hava hızında 0,266 mm olmaktadır ve yaklaşık % 49 luk bir azalma göstermektedir.
- Termal sınır tabaka kalınlığının hız sınır tabaka kalınlığından büyük olma nedeni havanın 300 K derecedeki Prandtl sayısı 0,707 değerinde olmasıdır. Prandtl sayısı yaklaşık olarak 1 olan akışkanlarda termal ve hız sınır tabaka kalınlıkları eşittir.

Sınır tabaka kalınlığı tanımında kullanılan denklem incelendiğinde hız büyüklüğü denklemin paydasında yer aldığından artan hızlarla birlikte sınır tabaka kalınlığının azalması öngörülmektedir. Bölüm 4'de aktarılan sınır tabaka kalınlığı matematiksel hesap sonuçları göre Çizelge 5.2'den görüleceği gibi artan hava hızı ile birlikte sınır tabaka kalınlıklarının azaldığı gözlemlenmiştir. Verilen görsellerde ise hız ve termal sınır tabaka kalınlığı ölçekli ölçülmüş olup böylelikle yapılan sayısal çalışma matematiksel olarak desteklenmiştir.

Bölüm 6'da ise bir önceki bölümde tek bir kanadının sayısal analizi yapılan ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansının deneysel analizi yapılmıştır ve çalışma sonucunda elde edilen bulgular aşağıda sunulmuştur.

- Reynolds sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısının arttığı gözlemlenmiştir. Isı taşınım katsayısındaki artış miktarı düşük hava hızlarından yüksek hava hızlarına gidildikçe azalmaktadır.
- Artan Reynolds sayısına bağlı olarak hava tarafı basınç düşümü de logaritmik olarak 0.60 Pa'dan 147 Pa basınca kadar artmaktadır.
- Basınç düşümü boyutsuz olarak sürtünme f faktörü ile gösterilmiş olup en düşük Reynolds değerinde 0,052 mertebelerinde seyrederken maksimum Reynolds sayısında ilk değerın yaklaşık 8 katına çıkıp 0,462 büyüklüğüne ulaşmaktadır.
- NTU ısı birim sayısı Reynolds değerleri ile doğru orantılı olarak artmaktadır ve 0,08 ile 0,22 arasında değerler almaktadır. NTU değerine bağlı olarak etkenlik değeri de artan Reynolds sayısı ile birlikte artış göstermektedir.

Bu çalışmada yapılan sayısal ve deneysel analizlerin sonuçları karşılaştırıldığında; artan hızlarla birlikte sınır tabaka kalınlığı azalmaktadır ve kalınlık azaldıkça akıştan plaka kanata olan ısı transferinin artması beklenir. Deneysel çalışma sonuçlarına bakıldığında ise ısı transferinin artan hızlarla birlikte arttığı görülmüştür.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma, 00888.STZ.2015 numaralı Santez projesi kapsamında yapılmış olup kullanılan düz plaka kanatlı ısı değiştiricinin yüksek ısı ve hidrolik performansını içermektedir. Elde edilen bulgular ile mevcut bulunan ve evsel bir buzdolabında kondenser olarak kullanılan ısı değiştirici modelinden daha yüksek ısı ve hidrolik performans sergileyen bir ısı değiştirici tasarlanmıştır. Kullanılan düz plaka kanatlı ısı değiştirici yüksek performansı ile birlikte mevcut ev tipi kabin dibi kondenser ısı değiştiriciden daha az enerji tüketen, daha ekonomik alternatif sunmaktadır.

Bu çalışma kullanılan kanat geometrisinin düz plaka olmasıyla birlikte aynı ön yüz alanı ve sıcak akışkan akış uzunluğuna sahip bir ısı değiştiricide kaydırmalı şerit kanat, panjurlu kanat gibi farklı kanat geometrileri kullanılması durumunda bir performans karşılaştırması şansı sunmaktadır.

Bu çalışmada yer alan bir diğer analiz ise düz plaka kanattan olan akışta hız ve termal sınır tabaka incelenmesidir. Bu analizden elde edilen bulgularla birlikte plaka kanatlı ısı değiştirici tasarımında farklı geometriler tercih ederken bir ön bilgi sunulmuştur.

Plaka kanatlı ısı değiştiriciler tasarlanırken kanatların akışa maksimum etkiyi göstermesi istenir ve bu bağlamda kanatlar akışı bozacak şekilde konumlandırılırlar. Ancak yapılan her konum tasarımı ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansı adına iyi sonuçlar göstermeyebilir. Bu çalışma bulguları yardımıyla tasarlanacak olan kanat geometrisinin ısı ve hidrolik performansı artırmak adına yeterli olup olmadığının kararı verilebilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Al-Sallami, W., Al-Damook, A., ve Thompson, H. M. (2016). A numerical investigation of thermal airflows over strip fin heat sinks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 75, 183-191.
- Bhowmik, H., ve Lee, K.-S. (2009). Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(3), 259-263.
- Čarija, Z., Franković, B., Perčić, M., ve Čavrak, M. (2014). Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries. *International Journal of Refrigeration*, 45, 160-167.
- DeJong, N. C., Zhang, L. W., Jacobi, A. M., Balachandar, S., ve Tafti, D. K. (1998). A Complementary Experimental and Numerical Study of the Flow and Heat Transfer in Offset Strip-Fin Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 120(3).
- Dogan, B., Altun, Ö., Ugurlubilek, N., Tosun, M., Sarıçay, T., ve Erbay, L. B. (2015). An experimental comparison of two multi-louvered fin heat exchangers with different numbers of fin rows. *Applied Thermal Engineering*, 91, 270-278.
- Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W., ve Zhou, Y. (2007). Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1506-1515.
- Doohan, R. S., Kush, P. K., ve Maheshwari, G. (2016). Exergy based optimization and experimental evaluation of plate fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 102, 80-90.
- Erbay, L. B., ve Bitirgen, L. A. (2017). *Plaka Kanatlı Kompakt Bir Isı Değiştiricinin Isıl ve Hidrolik Performansının Deneysel Analizi*. Retrieved from Çorum:
- Erbay, L. B., Ugurlubilek, N., Altun, Ö., ve Doğan, B. (2013). Kompakt Isı Değiştiriciler. *Mühendis ve Makina*, 54(646), 37-48.
- Erbay, L. B., Ugurlubilek, N., Altun, Ö., ve Doğan, B. (2016). Numerical Investigation of the Air-Side Thermal Hydraulic Performance of a Louvered-Fin and Flat-Tube Heat Exchanger at Low Reynolds Numbers. *Heat Transfer Engineering*, 38(6), 627-640.
- Gnielinski, V. (1976). New equation for heat and mass transfer in turbulent flow. *International Journal of Chemical Engineering*, 16, 359-368.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., ve Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. United States of America: John Wiley & Sons, Inc.,.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Jang, J.-Y., ve Chen, L.-K. (1997). Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(16), 3981-3990.
- Jiji, L. M. (2006). *Heat Convection*. Netherlands: Springer-Verlag.
- Kang, H. C., ve Kim, M. H. (1999). Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 22(4), 302-312.
- Kays, W. M., ve London, A. L. (1964). *Compact heat exchangers*: McGraw-Hill Book Co.
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Hormozi, F., ve Zamzamian, A. (2014). Role of channel shape on performance of plate-fin heat exchangers: Experimental assessment. *International Journal of Thermal Sciences*, 79, 183-193.
- Kim, M.-S., Lee, J., Yook, S.-J., ve Lee, K.-S. (2011). Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2073-2079.
- Koç, E., Şenel, M.C. (2013). Dünyada ve Türkiye’de Enerji Durumu - Genel Değerlendirme. *Mühendis ve Makina*, 639, 13.
- Kuchhadiya, B. B., ve Rathod, P. P. (2016). Experimental Investigation of Thermal Behavior of Cross Flow Plate-fin Heat Exchanger with Offset Strip Fin. *Procedia Technology*, 23, 423-430.
- Li, H., Huang, H., Xu, G., Wen, J., ve Wu, H. (2017). Performance analysis of a novel compact air-air heat exchanger for aircraft gas turbine engine using LMTD method. *Applied Thermal Engineering*, 116, 445-455.
- Liu, X., Yu, J., ve Yan, G. (2016). A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, 199-207.
- Manglik, R. M., ve Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10(2), 171-180.
- MMO. (2018). *TÜRKİYE’NİN ENERJİ GÖRÜNÜMÜ*. Retrieved from Ankara:
- Ranganayakulu, C., Luo, X., ve Kabelac, S. (2017). The single-blow transient testing technique for offset and wavy fins of compact plate-fin heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 111, 1588-1595.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Ruivo, C. R., Dominguez-Muñoz, F., ve Costa, J. J. (2017). Simplified model of finned-tube heat exchangers based on the effectiveness method and calibrated with manufacturer and experimental data. *Applied Thermal Engineering*, 111, 340-352.
- Shah, R. K., ve Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design.*: John Wiley & Sons, Inc.
- Song, R., Cui, M., ve Liu, J. (2017). A correlation for heat transfer and flow friction characteristics of the offset strip fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 695-705.
- Wang, C.-C., ve Chi, K.-Y. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(15), 2681-2691.
- Wang, C.-C., Tao, W.-H., ve Chang, C.-J. (1999). An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 22(8), 595-603.
- Wang, Z., Li, Y., ve Zhao, M. (2015). Experimental investigation on the thermal performance of multi-stream plate-fin heat exchanger based on genetic algorithm layer pattern design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82, 510-520.