ALTIGEN KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDE TÜRBÜLANSLI ZORLANMIŞ KONVEKSİYON ŞARTLARINDA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Mehmet SARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAZİRAN 2010
ANKARA

Mehmet Sarı tarafından hazırlanan Altıgen kesitli kanal içerisinde türbülanslı zorlamış konveksiyon şartlarında ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT …….
Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nevzat ONUR …….
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT …….
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ …….
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Tarih: ...../……/……

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU …….
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Mehmet SARI

ALTIGEN KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDE TÜRBÜLANSLI ZORLANMIŞ KONVEKSİYON ŞARTLARINDA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet SARI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Haziran 2010

ÖZET

Bu çalışmada, altıgen kesitli kanalların içindeki akış ve ısı transferi türbülanslı olan akış şartlarında, kararlı rejim şartlarına ulaşmış akışın karakteristiği deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için yapılmıştır.

Deneylerde, akışkan olarak hava (Pr≅0,7) kullanılmıştır. Deneysel çalışma, Reynolds sayısının $2322<Re\leq 8980$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

Çalışma farklı yüzey sıcaklıklarında ve farklı Reynolds sayıları (Re) için gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel çalışmalardaki maksimum hata oranı Reynolds sayısı (Re), Darcy sürtünme faktörü (f) ve Nusselt sayısı (Nu) için yaklaşık olarak sırasıyla, %6,93, %15,30ve %5,20 olarak belirlenmiştir.

Deney sonuçları Nusselt sayısının ve Darcy sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde ampirik bağıntılar ile $Nu=aRe^{b}$ ve $f=cRe^{d}$ biçiminde ifade edilmiştir. Sonuçlar literatür ile kıyaslanmıştır. Sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : zorlanmış konveksiyon, altıgen kesitli kanal, akış ve ısı transferi türbülanslı akış
Sayfa Adedi : 79
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FORCED CONVECTION HEAT TRANSFER IN HEXAGONAL DUCT WITH TURBULENT FLOW CONDITIONS

(M.Sc. Thesis)

Mehmet SARI

GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

June 2010

ABSTRACT

In this study,the characteristics of flow reaching steady state under flow conditions with turbulent flow and heat transfer in hexagonal cross-sectional ducts were studied. Experiments were carried out under constant wall temperature boundary conditions.

Air (Pr≅0.7) is used as the working fluid. Experimental study was carried out in the Reynolds number range of $2322<Re\leq 8980$.

Experimental study was conducted for different wall temperatures and Reynolds number. The maximum experimental error was around 6,93%, 15,30% and 5,20% for the Reynolds number (Re), Darcy friction factor (f) and Nusselt number (Nu), respectively.

The results were presented in terms of non-dimensional Nusselt number (Nu), Darcy friction factor (f) and Reynolds number (Re) in the form of $Nu=aRe^{b}$ and $f=cRe^{d}$. Results are compared with the literature. It is seen that results are good agreement with the literature.

Science Code : 914.1.065
Key Words : forced convection, hexagonal cross-section duct, flow conditions with turbulent flow and heat transfer
Page Number: 79
Adviser : Assist. Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca ayırdığı değerli zamanı ve büyük yardımları ile bana yardımcı olan ve katkılarıyla beni yönlendiren danışmanım ve hocam sayın Yrd.Doç.Dr. Oğuz TURGUT'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Çalışmalarım esnasında değerli yardımlarından dolayı sevgili meslektaşım Arş. Gör. Y. Müh. Kamil ARSLAN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Çalışmalarım esnasında değerli yardımları ile bana yardımcı olan ve beni sürekli destekleyerek bu çalışmanın ortaya çıkmasında büyük emeği olan arkadaşım Kimya Müh. Elif SEZER'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Çalışmamda kullandığım deney düzeneğinin oluşturulmasında değerli yardımlarını ve tecrübelerini benden eksik etmeyen sevgili meslektaşım, canım babam Makina Müh. Mustafa Sarı'ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Eğitimim tüm süreçlerinde manevi destekleriyle beni hiç yalnız bırakmayan SARI ailesinin değerli fertleri, Ayfer, Zühre ve Merve SARI'ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT……..v

TEŞEKKÜR..... ……vi

İÇİNDEKİLER……...vii

ŞEKİLLERİN LİSTESİ ix

SİMGELER VE KISALTMALAR..... xi

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR İNCELEMESİ..... 4

3. ISI TAŞINIMI..... 11

3.1. Ortalama Hız 19

3.2. Ortalama Sıcaklık 20

3.3. Borularda Basınç Kaybı 21

3.4. Zorlanmış Isı Taşınımında Kullanılan Boyutsuz Sayılar ve Fiziksel Anlamları..... 22

3.4.1. Reynolds sayısı (Re) 23

3.4.2. Prandtl sayısı (Pr) 23

3.4.3. Nusselt sayısı (Nu) 24

4. DENEYSEL PROGRAM 25

4.1. Deney Düzeneği..... 25

4.2. Deneyler Sırasında Yapılan Sıcaklık, Basınç ve Hız Ölçümleri 28

4.3. Deneylerin Yapılışı 34

4.4. Deneyler Sırasında Kullanılan Ekipmanlar 35

Sayfa

4.4.1. Isıl çiftler 35

4.4.2. Data-Logger..... 36

4.4.3. Multimetre 36

4.4.4. Anemometre 36

4.4.5. Dijital manometre..... 36

4.4.6. Varyak 37

4.4.7. Radyal fan..... 37

4.4.8. Dijital faz ayarlayıcı 37

4.4.9. Esnek ısıtıcılar 37

4.4.10. Barometre..... 38

4.5. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması 38

4.6. Sonuçların Boyutsuzlaştırılması 41

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ 43

6. SONUÇ VE ÖNERİLER..... 49

KAYNAKLAR 50

EKLER..... 54
EK-1. ALTIGEN KESİTLİ KANALDA İLETİM İLE GERÇEKLEŞEN ISI KAYBI HESABI……..……..55
EK-2. HATA ANALİZİ..... 58
EK-3. NUSSELT SAYISININ ELDE EDİLMESİ İLE İLGİLİ ÖRNEK HESAPLAMA 64
EK-4. DARCY SÜRTÜNME FAKTÖRÜ DEĞERİNİN BULUNMASI İLE İLGİLİ ÖRNEK HESAPLAMA 69
EK-5. HATA ANALİZİ İLE İLGİLİ ÖRNEK HESAPLAMA 70
EK-6. ISIL ÇİFTLERİN KALİBRASYONU..... 76
EK-7. DAİRESEL KANALDA HIZ HESABI..... 77

ÖZGEÇMİŞ 79

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.1. Farklı yüzeylerden taşınımla ısı transferi.....……..12

Şekil 3.2. Taşınımla ısı transferinde sınır tabakanın gelişimi…….14

Şekil 3.3. Düz bir levha yüzeyinde sınır tabakanın gelişimi…….....…….15

Şekil 3.4. Boru içerisindeki akışta hız profili....…….....17

Şekil 3.5. Boru içerisindeki akışta ısıl profil……...…….....18

Şekil 4.1. Altıgen kesitli kanalın kesit görünüşü…….……...25

Şekil 4.2. Deney düzeneğinin yerleşim planı.....……...26

Şekil 4.3. Test düzeneği yalıtım malzemeleri yerleşiminin kesit boyunca görünümü…….……...27

Şekil 4.4. Test kanalı giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısıl çiftlerin görünümü…….……..29

Şekil 4.5. Test kanalı üst yüzey sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısıl çiftlerin test kanalı boyunca yerleşimi…….30

Şekil 4.6.(a) Test kanalında akış yönünde ısıl çiftlerin yerleşimi,
(b) Basınç ölçüm uçlarının ve ısı çiftlerin test kanalı girişinde görünümü,
(c) Basınç ölçüm uçlarının ve ısı çiftlerin test kanalı çıkışında görünümü……30

Şekil 4.7.(a) Test kanalında akış yönünde ısıl çiftlerin yerleşimi
(b) Test kanalı yüzey sıcaklığını ölçmek için yerleştirilen ısıl çiftlerin numaraları ve detaylı görünümü……...……..32

Şekil 4.8. Deney süresi boyunca yüzeydeki sıcaklığın zamanla değişimi.....35

Şekil 4.9. Kanalda sabit yüzey sıcaklığında ısı geçişi için eksenel sıcaklık değişimi.....…….…….....41

Şekil 5.1. Türbülanslı akış şartlarında Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ve deneysel sonuçların literatür ile kıyaslaması.....44

Şekil 5.2. Türbülanslı akış şartlarında Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ve deneysel sonuçların literatür ile kıyaslaması.....46

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.3. Türbülanslı akış şartlarında Darcy sürtünme faktörü değerinin Reynolds sayısı ile değişimi ve deneysel sonuçların literatür ile kıyaslaması…….……..47

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A_s	Kanal yüzey alanı, m^2
A_y	Yalıtım malzemesi yüzey alanı, m^2
A_k	Kanal kesit alanı, m^2
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, J/kg.K
C_v	Sabit hacimde özgül ısı, J/kg.K
D_h	Hidrolik çap, m
D	Kanal çapı, m
E	Isıtıcılar ile kanala verilen enerji miktarı, W
q_x	x noktasından çevre ortama kaybolan ısı transferi miktarı, W
F	Şekil faktörü, -
f	Darcy sürtünme faktörü, -
h	Ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
k	Isı iletim katsayısı, W/m.K
L	Kanal boyu, m
Nu	Ortalama Nusselt sayısı, -
P	Çevre uzunluğu, m
Pr	Prandtl sayısı, -
Q	Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı, W
q''	Isı akısı, W/m^2
$\dot{E}_t$	Birim zamanda taşınan enerji, J/s
Q_t	Kanal içerisinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı, W
τ_R	Cidardaki kayma gerilmesi, N/m^2

Simgeler	Açıklama
$\mathbf{Q_i}$	İletim ile dış ortama kaybolan ısı transferi miktarı, W
$\mathbf{Q_r}$	Radyasyon ile kaybolan ısı transferi miktarı, W
Re	Kanal içerisindeki akış için Reynolds sayısı, -
$\mathbf{R_e}$	Elektrik direnci, Ω
R	Yarıçap değeri, m
a	Kanalın kenar uzunuğu, m
$\mathbf{T_b}$	Kanal içindeki akışkanın ortalama sıcaklığı, K
$\mathbf{T_w}$	Kanal yüzey sıcaklığı, K
$\mathbf{T_\infty}$	Dış ortam sıcaklığı, K
$\mathbf{T_g}$	Akışkanın test kanalına girişindeki ortalama sıcaklık değeri, K
$\mathbf{T_ç}$	Akışkanın test kanalından çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri, K
$\mathbf{T_1}$	1 noktasındaki sıcaklık değeri, K
$\mathbf{T_2}$	2 noktasındaki sıcaklık değeri, K
u	x- yönündeki hız bileşeni, m/s
v	y- yönündeki hız bileşeni, m/s
$\mathbf{u_\infty}$	Serbest akış şartlarında akışkan hızı, m/s
V	Akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızı, m/s
$\mathbf{V_e}$	Isıtıcılardan geçen akımın voltaj değeri, Volt
W	Hata miktarı, -
x, y,z	Kartezyen koordinatlar, m
$\mathbf{x_{fd,h}}$	Hidrodinamik giriş uzunluğu, m
$\mathbf{x_{fd,t}}$	Isıl giriş uzunluğu, m
α	Isıl yayılım katsayısı, m^2/s
$\mathbf{\Delta P}$	Kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybı, Pa
$\mathbf{\Delta T}$	Sıcaklık farkı, K
$\mathbf{\Delta T_{lm}}$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, K

Simgeler	Açıklama
ΔT_i	Yüzey sıcaklığı ile akışkanın ortalama kanal giriş sıcaklığı farkı, K
ΔT_o	Yüzey sıcaklığı ile akışkanın ortalama kanal çıkış sıcaklığı farkı, K
Δx	Yalıtım levhasının kalınlığı, m
ε	Neşretme katsayısı, -
$\dot{m}$	Kütlesel debi miktarı, kg/s
μ	Dinamik viskozite, kg/m.s
υ	Kinematik viskozite, m^2/s
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m^3
σ	Stefan-Boltzman sabiti, $5{,}670 \times 10^{-8}$ $W/m^2.K^4$
δ	Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı, m

1. GİRİŞ

Ülkelerin toplumsal gelişimlerinin sürükleyici unsurlarının başında, enerji kullanımı gelmektedir. Enerji kaynakları günlük yaşamın, enerji ve sanayi ürünleri üretiminin en önemli ve yaşamsal girdileridir.

İnsanoğlunun enerji gereksinimi dünyada var olduğu tarihten bu yana gittikçe artmış ve atalarının kullandığı ateşten başlayarak gelişen dünyamızda çağdaş boyutlara ulaşmıştır. 18. yüzyılın ikinci yarısında başlayan ve sanayi devrimi olarak adlandırılan bilimsel ve teknolojik gelişmeler sonucunda üretim sürecindeki hızlı makineleşme beraberinde enerji ihtiyacını da gündeme getirmiştir. 1973 yılındaki enerji (petrol) krizinden sonra da artan enerji maliyeti ve enerji tüketimi sonucunda ülkeler alternatif enerji kaynakları üzerinde çalışmalar yapmaya başlamışlardır.

Günümüzde dünya toplam elektrik enerjisi gereksinimi 15 trilyon kilowatt saat düzeyindedir. Enerji gereksiniminin yüzde 80'i kömür, petrol ve doğal gaz gibi fosil yakıtlarca, geri kalan yüzde 20'si de başta hidrolik ve nükleer enerji olmak üzere, hayvan, bitki atıkları, rüzgâr, güneş, jeotermal enerji gibi kaynaklardan karşılanmaktadır. Fosil yakıtların Dünya'da bilinen rezerv dağılımları petrol eşdeğeri olarak yüzde 68 kömür, yüzde 18 petrol, yüzde 14 doğal gaz olarak hesaplanmaktadır. Buna göre; enerji tüketim eğiliminin bugünkü seviyesiyle, bilinen petrol rezervlerinin ömrü 45 yıl, doğalgazın 65 yıl, kömürün ise 240 yıl olarak tahmin edilmektedir. Konfor ve gelişme talebindeki artışla bu ömrün çok daha kısıtlı olacağı açıktır.

Alman Ekonomi Bakanlığı'nın yapmış olduğu bir projeksiyon çalışması, 2030 yılına kadar dünya enerji gereksiniminin %60 oranında artacağını ve bu artışın 2/3'sinin gelişmekte olan ülkelerin yaratacakları talepten ileri geleceğini ortaya koymuştur.

Türkiye'nin gelişen bir ekonomiye sahip olması nedeniyle son yıllarda enerji talebi sürekli artış göstermektedir. Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı Türkiye'deki enerji ihtiyacının her yıl %6 ila %7 düzeyinde artış gösterdiğini ifade etmiştir. Bugün

Türkiye enerji sorununu çözmüş bir ülke değildir. Enerji gereksiniminin %70'inden fazlasını ithal ederek karşılamaktadır ki, bu oranın 2010 yılında %80'lere kadar varacağı ifade edilmektedir.

Türkiye'de 90 MTEP'lik (milyon ton eşdeğer petrol) talebinin sadece 25 MTEP'lik bölümünü kendi kaynakları ile üretebilmektedir. Bugün enerji talebinin %38'i petrol, %27'si kömür, %23'ü doğalgaz ve geri kalanı hidrolik ve yenilenebilir kaynaklardan sağlanmaktadır. Diğer bir ifade ile talebin %65'lik kısmi petrol ve doğalgaz ile karşılanmaktadır. Ülkemiz, dünyanın en zengin enerji kaynaklarına sahip ülkelerle çevrili olduğu halde, petrol ve doğalgazımızın yok denecek kadar az olduğu ifade edilmektedir.

Bu nedenle enerjinin üretilmesi kadar, bir diğer önemli konu da enerjinin maksimum verimle kullanılmasıdır. Enerji üretim ve transfer verimini artırmak için çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Birçok endüstriyel sistemde üretilen ısı enerjisinin dış ortama transfer edilmesi veya dış ortamda üretilen ısı enerjisinin sisteme transfer edilmesi gerekmektedir.

Isı enerjisinin bir ortamdan diğer bir ortama iletilmesi ısı değiştirgeçleri sayesinde olmaktadır. Günümüzde ısı değiştirgeçleri birçok alanda kullanılmaktadır. Bu yüzden kanal içerisindeki ısı transferi çok çalışılan bir konu haline gelmiştir. Isı değiştirgeçlerinin yerleştirileceği bölgelerin sınırlı olması nedeniyle olabildiğince küçük boyutlarda üretilmesi gerekmektedir. Aynı zamanda bu ısı değiştirgeçlerin yeterli miktarda bir ısı transferi performansına sahip olmaları istenmektedir. Bu nedenle son yıllarda değişik kesitlere sahip ısı değiştirgeçleri konusunda çalışmalar yapılmaya başlanmıştır.

Isı değiştirgeçlerinde silindir geometri dışında farklı geometrik yapıların kullanılmasının birçok faydaları bulunmaktadır. Örneğin kompakt ısı değiştirgeçlerinde silindirik olmayan geometrilerin kullanılması ısı transferinin ana mekanizması olan zorlanmış konveksiyonu arttırdığından dolayı daha uygundur.

Dairesel kesitli olmayan kanallarda ısı transferi hesaplanırken genellikle hidrolik çap kullanılarak dairesel kanallar için verilen korelasyonlar kullanılır. Fakat, bu şekilde bir hesap yanlış sonuçlara sebep olabilir [1].

Bu çalışmada incelenmiş olan altıgen kesitli kanallar lamelli tip ısı değiştirgeçlerinde kullanılmaktadır. Bu tip ısı değiştirgeçleri kâğıt, kâğıt hamuru, alkol, petrokimya ve diğer kimya endüstirilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Altıgen kesiti kanalların kullanıldığı bir diğer örnekte levhalar arası akış tipi ısı değiştirgeçeleridir. Bunlar da başta gıda olmak üzere kimyasal proses, soğutma ve atık ısı geri dönüşümünde sıklıkla kullanılmaktadır [2].

Mühendislik uygulamalarında altıgen kesitli kanallar sıkça kullanılmasına rağmen, literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde altıgen kesitli kanallarda ısı transferi üzerinde yeterli derecede durulmadığı görülmüştür.

Yapılan bu çalışmada altıgen kesitli kanal içerisinde akış ve ısı transferi türbülanslı kararlı akış rejim şartlarına ulaşmış akışın karakteristiği sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için türbülanslı akış geçiş bölgesinde incelenmiştir. Deneylerde, akışkan olarak hava ($\mathrm{Pr} \cong 0{,}7$) kullanılmıştır. Deneyler sırasında kanal duvar sıcaklığı, akışkan sıcaklığı ve kanaldan akışkana olan ısı transferi hızlıca değişmiştir. Deneylerden elde edilen veriler ile, kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısı ($\mathrm{Nu_m}$) ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimleri incelenmiştir.

2. LİTERATÜR İNCELEMESİ

Kanal içerisinde zorlanmış konveksiyon konusu ile ilgili olarak literatürde genellikle nümerik çalışmaların olduğu dikkat çekmektedir. Aşağıda, bu konu ile ilgili literatürde mevcut olan çalışmalardan bahsedilmiştir.

Sadasivam, Manglik ve Jog [2] tarafından yapılan çalışmada hem sabit yüzey akısı hemde sabit duvar sıcaklığı sınır şartlarında yamuk ve altıgen kesitli kanallarda laminer tam gelişmiş akışı farklı köşegen açıları için nümerik metodlarla incelemişlerdir. Sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının kanal geometrisine kuvvetle bağlı olduğunu görmüşlerdir.

Yapılan diğer bir nümerik çalışmada ise, Lin, Wang ve Tao [3] zorlanmış konveksiyon şartlarında dairesel kesitli kanallarda farklı iç çap/dış çap oranı ve beş farklı tepe açısı için, kanallardaki akış karakteristiklerini incelemişlerdir.

Wong ve Leung [4] yapmış oldukları deneysel çalışmada eşkenar üçgen kesitli kanallar içerisinde sabit ısı akısı sınır şartındaki tam gelişmiş, türbülanslı akış koşulları için yüzey pürüzlülüğünün ısı transferine olan etkisini incelemişlerdir. Dokuz farklı test kanalı kullanarak sırasıyla pürüzsüz, freze ile kanal içi pürüzlendirilmiş, kanal içine v-kanalı açılmış ve kanal içine kare kesitli parçalar monte edilmiş olup bu dört farklı durumun ısı transferine olan etkileri incelenmiş ve birbiri ile mukayese edilmiş olup kanal pürüzlülüğünün genel olarak ısı trasnferini artırdığı ve test kanalı içine kare kesitli parçaların konulduğunda ısı trasferinin maksimum düzeye çıktığı görülmüştür.

Bir diğer deneysel çalışmada ise, Mohammed ve Salman [5] tarafından dairesel kesitli kanal içinde hidrodinamik olarak gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan akış incelenmiş ve bu deneylerde test kanalının yatay düzlemle yaptığı açı değiştirilerek karışık konveksiyon yaratılmıştır. Dairesel kesitli test kanalının yatay eksenle yaptığı akış ve bu akış yönünün ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Deney sonuçlarına

göre Nusselt sayısı, test kanalının yatay eksenle yaptığı açı 90°'de en küçük, 0°'de en büyük değerine ulaşmıştır.

Leung ve Probert'in [6] beraber yürütmüş oldukları çalışmada üçgen kesitli kanalda zorlanmış konveksiyon şartlarında türbülanslı akış deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada farklı köşe açılarına sahip üçgen kesitli kanalar kullanılmış ve köşe açısının ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda konveksiyonla ısı transferi miktarının en yüksek değerine eşkenar üçgen kesitli kanalda ulaştığı görülmüştür. Genel olarak kanal pürüzlülüğünün artması ile konveksiyonla olan ısı transferini miktarının da artığı sonucuna varılmıştır.

Yapılan diğer bir deneysel çalışmada, Gnielinski [7] dairesel kesitli kanallar içerisindeki zorlanmış konveksiyon şartlarında türbülanslı akış koşulları için ısı ve kütle transferi karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmanın sonucunda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir.

Diğer bir çalışmada 1980 yılında Altemani ve Sparrow [8] tarafından eşkenar üçgen kesitli kanalın iki yüzeyine uniform ısı akısı uygulanmış ve diğer yüzey ise izole edilerek deneysel bir çalışma yürütülmüştür. Bu çalışmada hem giriş hem de tam gelişmiş bölge için ısı transfer karakteristiği incelenmiştir.

1987 yılında Braga ve Saboya [9], Altemani'nin çalışmasına benzer bir çalışma yürütmüş ve bu çalışmanın sonucunda eşkenar üçgen kesitli kanallar için ısı transferi ve sürtünme karakteristiğini incelemişlerdir.

Schmidt [10] yapmış olduğu çalışmada üçgen kesitli kanalda, zorlanmış konveksiyon şartlarında tam gelişmiş laminer akışı incelemiştir. Bu çalışmada kanal malzemesi yüksek ısı iletkenliğine sahip malzemeden seçilmiş, böylece sabit yüzey sıcaklığı sınır şartları sağlanması amaçlanmıştır.

Hishida [11], 1996 yılında yapmış olduğu çalışmada zorlanmış konveksiyon şartlarında kanal iç yüzeyine parçacık yerleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda kanal iç yüzeyine yerleştirilen parçacıkların ısı transfer katsayısını arttırdığı görülmüştür.

1994 yılında Zhang, Gu ve Han'ın [12] beraber yürüttükleri bir çalışmada, tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında sabit ısı akısı koşulunda dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş parçacıkların ısı transferine olan etkisi incelenmiştir.

Diğer bir çalışmada, 1993 yılında Hong ve Hsieh [13] tarafından dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş olan parçacıkların ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Kanal iç yüzeyine sırasıyla çapraz ve düz şekilde yerleştirilmiş parçacıkların yerleşim düzeninin ısı transferini etkilediği görülmüştür.

1998 yılında yapılan bir diğer çalışmada ise, El-Shaarawi, Abdualhamayel ve Mokheimer [14] tarafından kaçık merkezli halka kesitli kanalın giriş bölümünde, zorlanmış konveksiyon şartlarında laminer akış için, ısı transferi, gelişmekte olan hız profili ve basınç düşümü nümerik olarak incelenmiştir.

Ota [15], 1984 yılında yapmış olduğu çalışmada aks oranı 1:3 olan elips kesitli kanaldaki ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmaların sonucunda elips kesitli kanaldaki ısı transfer katsayısının, aynı çevresel uzunluğuna sahip dairesel kesitli kanaldaki ısı transferi katsayısından fazla olduğunu gözlemlenmiştir. Yine çalışmada elips kesitli kanaldaki basınç düşümünün dairesel kesitli kanaldaki basınç düşümüne göre daha az olduğu saptanmıştır.

1997 yılında yapılan bir diğer çalışmada ise, Taslim ve Spring [16] tarafından ikizkenar yamuk kesitli soğutma kanalları incelenmiştir. Çalışmada altı farklı kanal geometrisi ve kanal içerisine yerleştirilen dokuz farklı parçacık yerleşim düzeninin Nusselt sayısına, sürtünme faktörüne ve ısıl performansa olan etkileri incelenmiştir.

Yapılan bir diğer çalışmada, Badr [17] tarafından elips kesitli kanal içerisindeki zorlanmış konveksiyon şartlarındaki akış incelenmiştir. Sonuçta kanal geometrisinin

(elips kesitli kanal için eksen oranı ve eğim açısı) ısı transferini etkilediği gözlemlenmiştir.

2004 yılında yapılan bir diğer çalışmada ise, Maria, Aparecido ve Milanez [18] tarafından elips kesitli kanallar içerisinde zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen hidrodinamik olarak gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan laminer akış şartları incelenmiştir. Çalışmada kullanılan akışkan için Newtonsel olmayan akışkan seçilmiştir. Çalışmada farklı aks oranlarına sahip elips kesitli kanallar incelenmiş ve elips kesitli kanalların aks oranının ısı transferini kuvvetle etkilediği görülmüştür.

Kong, Wong, Leung [19] tarafından 1998 yılında yapılmış olan deneysel çalışmada ise, aynı hidrolik çap için farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip eşkenar üçgen kesitli kanallar incelenmiş ve yüzey pürüzlülüğü en fazla olan üçgen kesitli kanalda en yüksek ısı transferinin gerçekleştiği görülmüştür.

Yapılan bir diğer nümerik çalışmada ise, Aparecido ve Cotta [20] zorlanmış konveksiyon şartlarında altıgen kesitli kanal içerisinde laminer akış şartlarında tam gelişmiş akışın karakteristiğini incelemişlerdir.

Yapılan bir diğer çalışmada ise, Suyi ve Shizhou [21], elips kesitli kanalda taşınımla ısı transferini incelemiş ve formülize etmişlerdir. Çalışmada, elips kesitli kanal iç yüzeyine dikdörtgen kesitli kanatçıklar yerleştirilmiş ve maksimum ısı transferi için kanatçık geometrisi optimize edilmiştir.

Li, Kakaç, Hatay ve Oskay'ın [22] 1993 yılında yaptığı deneysel çalışmada ise, laminer ve türbülanslı akış koşullarında, dikdörtgen kesitli kanalda hidrodinamik olarak gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan akışı incelenmişlerdir.

Shah'ın [23] 1975 yılında yaptığı çalışmada ise, farklı kesitlerdeki kanallar içerisindeki hidrodinamik ve ısıl olarak tamamen gelişmiş laminer akışın karakteristiği incelemiştir. Çalışma sonucunda farklı kesitlerdeki kanallar için Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir.

Yapılan bir diğer deneysel çalışmada ise, Leung, Chan ve Chen [24] eşkenar üçgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş kare kesitli parçacıkların ısı transferine ve Darcy sürtünme faktörüne olan etkisi incelenmiştir. Çalışmada kare kesitli parçacıkların boyutları değiştirilerek ısı transferi performansı için uygun şartlar aranmıştır. Sonuçta, en fazla ısı transfer artışının parçacık boyutu en az olan deneyde olduğu saptanmıştır. Yine bu çalışmada kanal içerisindeki parçacıkların boyutu ile Darcy sürtünme faktörü arasında doğrusal bir orantı olduğu görülmüştür.

Luo, Leung ve Chan'ın [25] yapmış olduğu deneysel çalışmada ise, yatay konumda bulunan eşkenar üçgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş kare kesitli parçaların ısı transferine ve kanal içerisindeki basınç düşümüne olan etkisi incelenmiştir. Bu çalışmanın sonucunda, kanal içerisine yerleştirilen kare kesitli parçaların boyutlarının artması ile ısı transferi miktarının arttığı, fakat kanal içinde büyük bir basınç düşümünün gerçekleştiği görülmüştür.

Şara [26], 2002 yılında yapmış olduğu deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş kare kesitli parçacıkların ısı transferine ve basınç kaybına olan etkisini incelemiştir. Çalışmada sabit fan gücü kullanılarak parçacık boyu ve parçacıklar arası mesafe optimize edilmiştir. Çalışma sonucunda parçacıkların boyutlarının arttırılması ve aralarındaki mesafenin azaltılmasının kanal içerisindeki ısı transfer miktarını arttırdığı görülmüştür.

Prinos, Tavoularis ve Townsend [27] yapmış oldukları çalışmada, ikizkenar yamuk kesitli kanallar içerisinde türbülanslı akış şartlarındaki akışın ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir.

Remley, Abdel-Khalik, Jeter, Ghiaasiaan ve Downling [28] yapmış oldukları çalışmada, uniform olarak ısıtılmamış, su ile soğutulmuş, köşeleri yuvarlatılmış ikizkenar yamuk kesitli kanallar içerisinde türbülanslı akış koşullarındaki akışın ısı transfer katsayısını ve sürtünme faktörünü incelemişlerdir.

Dikdörtgen ve yamuk kesitli kanallarda bir başka çalışmada ise 2001 yılında Yuan, Rokni ve Sunden [29] tarafından yapılmıştır. Çalışmada kanallar içerisindeki tam gelişmiş laminer akışın ısı ve kütle transferi karakteristikleri nümerik olarak incelenmiştir.

Rokni ve Sunden [30] tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise farklı yamuk kesitli dalgalı kanallar içerisindeki tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarında ısı transfer karakteristiği nümerik olarak incelenmiştir.

Onur, Turgut, Arslan ve Kurtul [31] tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise hidrolik çapı 0.043 m, köşe açısı 75° olan yatay, pürüzsüz yamuk kesitli kanal içerisinde türbülanslı akış koşullarında hidrodinamik olarak gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan akışın ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda deneysel ve sayısal sonuçların büyük bir uyum içinde oldukları görülmüştür.

Dökmeci [32], yapmış olduğu çalışmada yamuk kesitli kanallar içerisindeki hem hidrodinamik hem de ısıl yönden gelişmekte olan, kararlı rejim şartlarına ulaşmış akışın karakteristiğini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler sabit sıcaklıkta yapılmıştır. Değişik hızlar için tekrarlanan deneylerden elde edilen verilerde, Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimleri incelenmiştir.

Arslan [33], yapmış olduğu çalışmada yamuk kesitli kanallar içerisinde hidrodinamik açıdan tam gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan türbülanslı akış, sabit yüzey sıcaklığı ve kararlı rejim şartlarında deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Deneysel çalışma, türbülanslı akışın geçiş bölgesi ve tam türbülanslı bölge koşulları için yapılmıştır. Çalışma sonucunda, Nusselt sayısının ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi gözlemlenmiştir.

1997 yılında Etemad, Mujumbar ve Nassef'in [34] yürüttükleri deneysel çalışmada, yarım dairesel ve üçgen kesitli kanallar içerisinde laminar akış şartları incelenmiştir. Çalışmada sabit ısı akısı koşullarında viskoz akış için Newtonsel olmayan

akışkanlarda ısı transferi incelenmiştir. Çalışma sonucunda, Rayleigh sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

3. ISI TAŞINIMI

Isı taşınımı, gaz veya sıvı durumunda hareketli bir ortamın temas halde bulunduğu yüzey arasındaki moleküllerin, makroskopik hareketleriyle oluşan ısı geçişi şeklinde tanımlanabilir. Diğer bir ifadeyle, taşınımla ısı geçişi; sıcaklıkları farklı ve hareketli bir ortamla, bu ortamı çevreleyen yüzey arasında gerçekleşir.

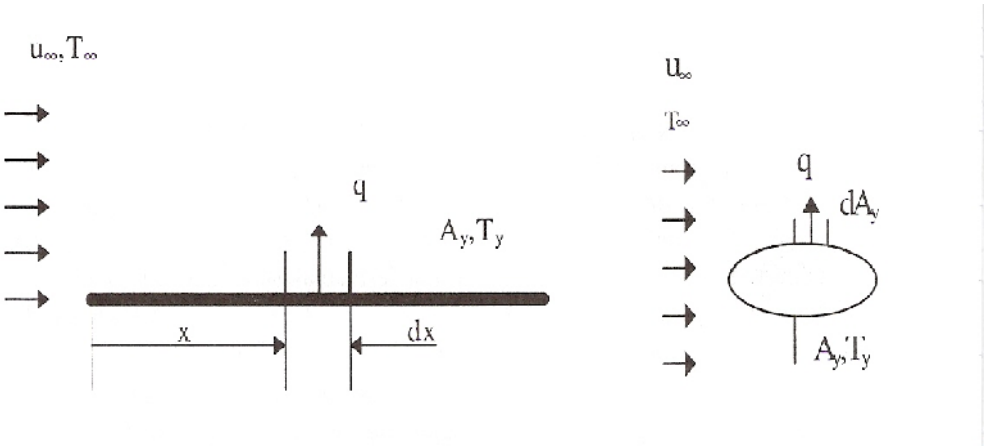
Akışkan hareketi dışarıdan bir iş verilerek gerçekleştiriliyorsa bu zorlanmış taşınım olarak tanımlanır. Örneğin akışkan hareketi bir pompa, kompresör veya fan yardımıyla sağlanabilir. Akışkan hareketi yoğunluk farkı nedeniyle gerçekleşiyorsa bu takdirde doğal taşınım söz konusudur. Doğal taşınım serbest ısı taşınımı olarak da adlandırılır [35].

Mühendislik uygulamalarında genellikle taşınımla ısı transferleriyle ilgilenilmektedir. Farklı sıcaklıktaki hareketli akışkan ile katı yüzey arasında meydana gelen ısı transferi olarak tarif edilen ısı taşınımının temel denklemi; Newton'un soğuma kanunu olarak bilinen şu eşitliktir:

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \tag{3.1}$$

Burada q'' (W/m^2) yerel ısı akısını, h (W/m^2.K) yerel ısı taşınım katsayısını, T_w(K) yüzey sıcaklığını, T_∞(K) ise serbest akışkan sıcaklığını ifade etmektedir. Akış şartları yüzeyde her noktada değişmekte, buna bağlı olarak q'' ve h'ın değerleri de yüzey boyunca değişmektedir [36].

Isı taşınım katsayısı h, akış tipine akışkanın cinsine, akışkanın fiziksel özelliklerine, yüzey şekline bağlı olarak ve aynı zamanda bir yüzey üzerinde yerel olarak da değişim gösterir. Şekil 3.1'deki iki farklı yüzey üzerindeki akış incelendiğinde her iki yüzeyde de farklı noktalarda ısı taşınım katsayısının farklı olduğu görülür.



Şekil 3.1. Farklı yüzeylerden taşınımla ısı transferi

Şekil 3.1' e göre yüzeyin herhangi bir x noktasından dx uzunluğundaki ve birim genişliğindeki yüzeyden taşınımla olan ısı transferi

$$q = h(T_w - T_\infty)dx \tag{3.2}$$

olacaktır. Burada h yerel ısı taşınım katsayısıdır. Yüzeyden olan toplam ısı transferini bulabilmek için, yüzey entegrali alınır. Bu durumda ısı transferi aşağıdaki eşitlikten bulunur:

$$Q = \int_{A_s} q dA_s \tag{3.3}$$

Bu eşitlikte A_s sonlu bir yüzey alanıdır. Isı akısı q yerine taşınırsa sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için:

$$Q = (T_w - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s \tag{3.4}$$

eşitliği elde edilir. Ortalama ısı taşınım katsayısı h_m ile gösterilirse, yüzeyden olan toplam ısı transferi şu eşitlikten bulunur:

$$Q = h_m A_s (T_w - T_\infty) \tag{3.5}$$

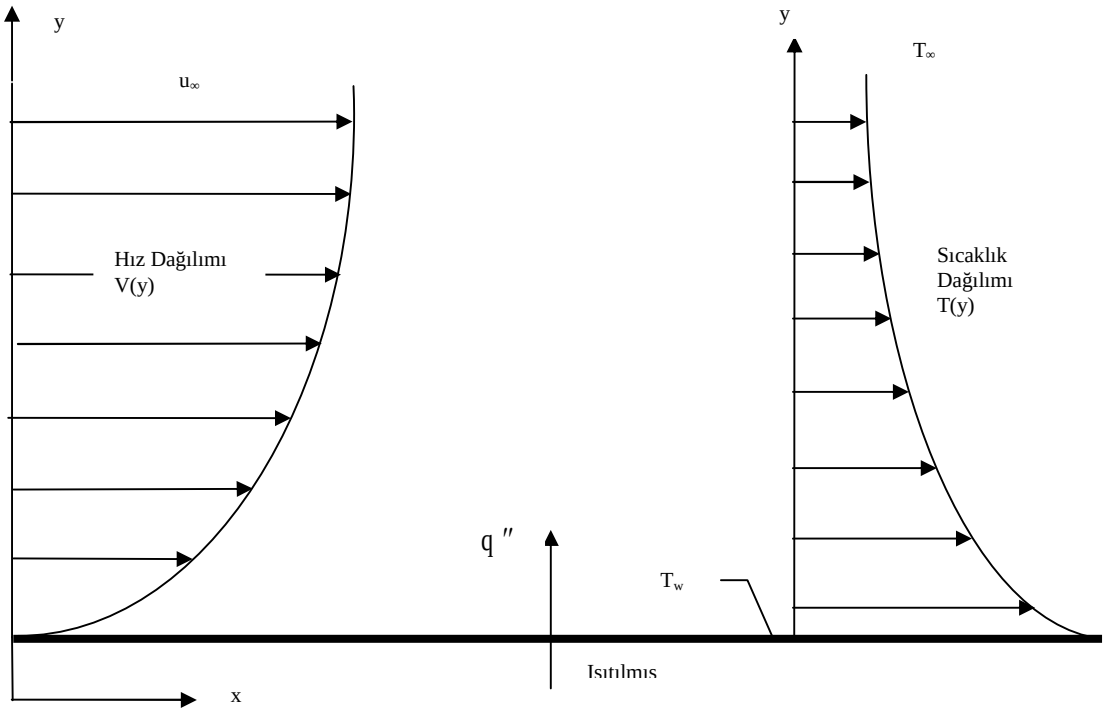
Düzgün olmayan yüzeyler için ortalama ısı taşınım katsayısı,

$$h = \frac{1}{A_s}\int_{A_s} h dA_s \tag{3.6}$$

Bir yüzey üzerinde akış durumunda hız ve sıcaklığın değişimi incelendiğinde, yüzey üzerinde belli bir kalınlık içinde hız ve sıcaklığın değişim gösterdiği görülür. Bu kalınlığın dışındaki akış alanı içinde bir sıcaklık ve hız gradyeni yoktur. Hız ve sıcaklığın değiştiği bu kalınlığa sınır tabaka adı verilmektedir [37].

Isıtılmış bir yüzey üzerindeki akış Şekil 3.2'de verilmiştir. Akışkanla yüzeyin etkileşiminin bir sonucu olarak, akışkan içerisinde, hızı akışa bağlı olarak yüzeyde sıfır değerinden, sonlu bir u_∞ değerine kadar değişen bir bölge oluşur. Bu bölge hidrodinamik (hız) sınır tabakası olarak isimlendirilir. Bununla birlikte, akışkan ve yüzey sıcaklıkları farklı ise, sıcaklık değeri y = 0'da T_w ve dış kısımda ise T_∞ olan bir akışkan bölgesi oluşur. Bu bölge ise ısıl sınır tabaka olarak isimlendirilir ve hidrodinamik sınır tabakadan daha küçük, daha büyük veya onunla aynı büyüklükte olabilir. $T_w \neq T_\infty$ olduğu herhangi bir durumda yüzey ile akışkan arasında taşınımla ısı transferi gerçekleşir.

Isı taşınımında, sınır tabaka içerisindeki akışkanın kütle hareketi ve rastgele molekül hareketiyle ısı transferine olan katkı, akışkan hızının düşük olduğu yüzeye yakın bölgelerde etkindir. Yüzeyde (y = 0) akışkan hızı sıfırdır ve ısı sadece iletimle transfer edilir. Akışkanın kütle hareketiyle ısı transferine olan katkı, x yönünde ilerleyen akışkanın sınır tabakayı geliştirmesiyle meydana gelir. Sonuçta bu tabaka içerisinde taşınan ısı alt akışlar tarafından süpürülür ve sınır tabaka dışındaki akışkana transfer edilir [33].



Şekil 3.2. Taşınımla ısı transferinde sınır tabaka gelişimi

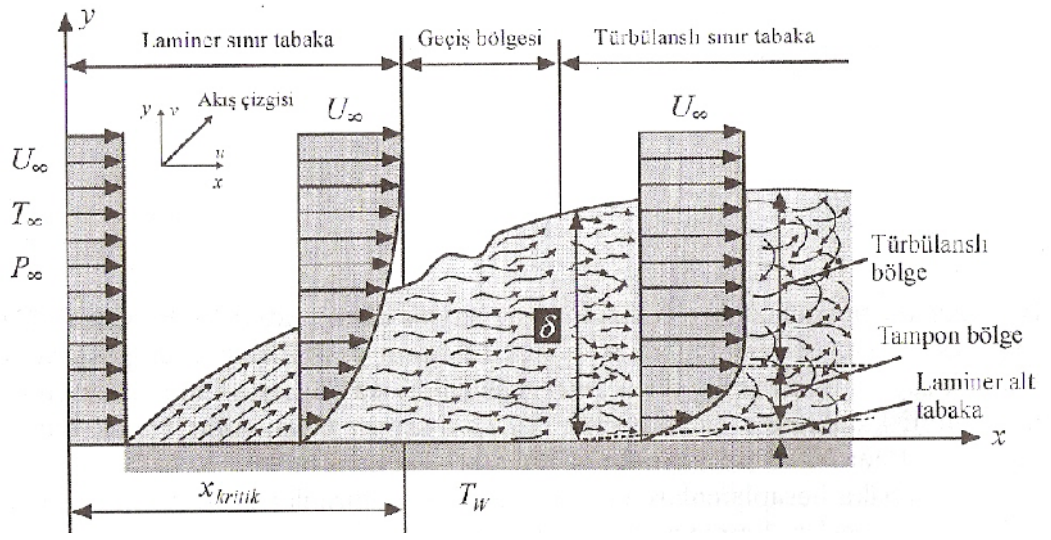
Dış akışta sınır tabakalar komşu yüzeylerden etkilenmeksizin serbestçe oluşur. Bununla beraber sınır tabaka dışında hız, sıcaklık ve/veya derişiklik gradyanlarının göz ardı edildiği bir akış bölgesi her zaman olacaktır. Buna örnek olarak düz levha üzerinde akış ve küre, silindir, uçak kanadı veya türbin kanadı gibi eğri yüzey üzerinde akış sayılabilir [36].

İç akış tipi, ısı transferiyle ilgili mühendislik uygulamalarında oldukça sık rastlanılan bir durumdur. Özellikle ısı değiştirgeçlerinin tasarımı ve ısı transferi analizleri için kanal içerisindeki akış koşulları çok büyük önem taşımaktadır. Isı değiştirgeçlerinin boyutları öncelikli olarak kanalın iç yüzeyi ile kanal içerisindeki akışkan arasındaki ısı transferi katsayısına bağlıdır. Kanal içerisindeki akışta ortalama ısı transferi katsayısı biliniyorsa, kanal ile akışkan arasındaki ısı transferi miktarı, akışkanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı ve kanalın yüzey sıcaklığı kullanılarak;

$$Q_t = h\, A_s (T_w - T_b) \tag{3.7}$$

bağıntısı ile bulunur. Burada h ($W/m^2.K$) ortalama taşınım katsayısı, A_s (m^2) kanalın yüzey alanı, T_w (K) kanalın yüzey sıcaklığı, T_b (K) ise kanal içerisindeki akışkanın ortalama sıcaklığını ifade etmektedir [33].

Taşınımla ısı transferi probleminin çözümünde akışın laminer veya türbülanslı olması çok önemlidir. Sürtünme kuvveti, basınç düşümü ve ısı transferi akışın laminer veya türbülanslı karakterine bağlıdır. Bir akışkan kütlesi içerisinde, akışkan zerreleri salınım hareketi yapmaksızın aynı yörüngeyi takip ederek gidiyorsa bu akış laminer akış olarak adlandırılır. Eğer akışkan partikülleri aynı yörüngeyi takip etmeyip salınım hareketleri yaparak yol alıyorsa bu akış şekli türbülanslı akış olarak tanımlanır.



Şekil 3.3. Düz bir levha yüzeyinde sınır tabakanın gelişmesi

Şekil 3.3'de düz bir plaka üzerindeki sınır tabaka gelişimi verilmiştir. Plaka üzerindeki akışkan hareketi bir yörünge boyunca x ve y yönlerinde u ve v hız bileşenleri ile verilsin. Levha üzerindeki akıştan hız sınır tabakası başlangıçta laminerdir. Akışkan giriş ucundan itibaren yol aldıkça yavaş yavaş akış düzensizlikleri başlar ve ilerledikçe çalkantılar artarak türbülanslı akışa geçer. Sınır tabakanın sonunda akış tamamen türbülanslıdır. Türbülanslı bölgede levha yüzeyinden itibaren laminer alt tabaka, tampon bölge ve türbülanslı bölge olmak

üzere üç ayrı bölge bulunmaktadır. Laminer alt tabakada hız profili lineere çok yakındır [35].

Akışın karakterini belirlemek için boyutsuz Reynolds sayısının bilinmesi gerekir. Düz bir levha üzerinde kritik Reynolds sayısı $Re_{kr}=5.10^5$'dir. Eğer,

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho V x}{\mu} \leq 5.10^5 \tag{3.8}$$

ise akış laminerdir.

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho V x}{\mu} \geq 5.10^5 \tag{3.9}$$

olduğu zaman akış türbülanslıdır.

Kanal içerisindeki akışta Reynolds sayısı şu şekilde ifade edilir;

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho V D_h}{\mu} \tag{3.10}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada; μ (kg/m.s) akışkanın dinamik viskozitesini, ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğunu, V (m/s) akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını, x (m) geometrinin karakteristik uzunluğunu, D_h (m) ise kanalın hidrolik çapını ifade etmektedir.

Kanal içerisindeki akışta kritik Reynolds sayısı:

$$\mathrm{Re} \approx 2300 \tag{3.11}$$

olarak ifade edilmektedir [38]. Bu değer laminer akış ile türbülanslı akış için bir ara değerdir.

Laminer akış için :

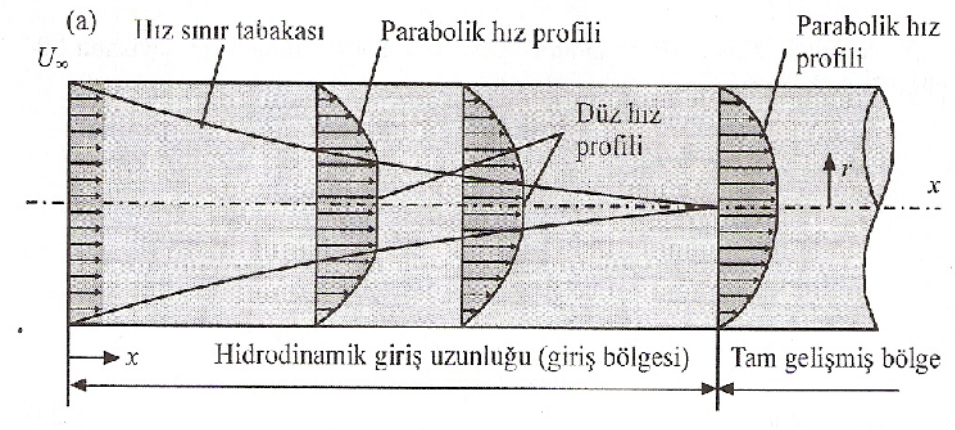
$$Re \leq 2300 \tag{3.12}$$

şeklinde tanımlanır.

Aynı şekilde tam türbülanslı akış için ise:

$$Re > 10000 \tag{3.13}$$

olarak ifade edilmektedir. Dairesel bir kanal içerisindeki hidrodinamik sınır tabakasının gelişimi Şekil 3.4'de verilmiştir.



Şekil 3.4. Boru içerisindeki akışta hız profili

Şekil 3.4'de verilen boru içerisindeki akış göz önüne alındığında girişte üniform bir akış olduğu görülmektedir. Akış yönünde ilerledikçe sınır tabaka tüm boruyu doldurarak tam gelişmiş akış elde edilir. Laminer akışta hız profili paraboliktir. Eğer akış türbülanslı ise hız profili bazı yerlerde küt olacaktır. Boru girişinden itibaren yavaş yavaş hız sınır tabakası oluşmaya başlar. Akış ilerledikçe iki kenardan oluşmaya başlayan hız sınır tabakası ileri bir noktada boru merkezinde birleşir. Hız sınır tabakasının başlangıç noktasından boru merkezinde birleştiği noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölgenin uzunluğu ise

hidrodinamik giriş uzunluğu ($x_{fd,h}$) adını alır. Bu bölgenin ötesinde kalan bölge ise, hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgedir. Burada hız profili tamamen paraboliktir.

Elde edilen sonuçların ışığı altında, laminer akış için hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgenin oluştuğu kanal uzunluğu:

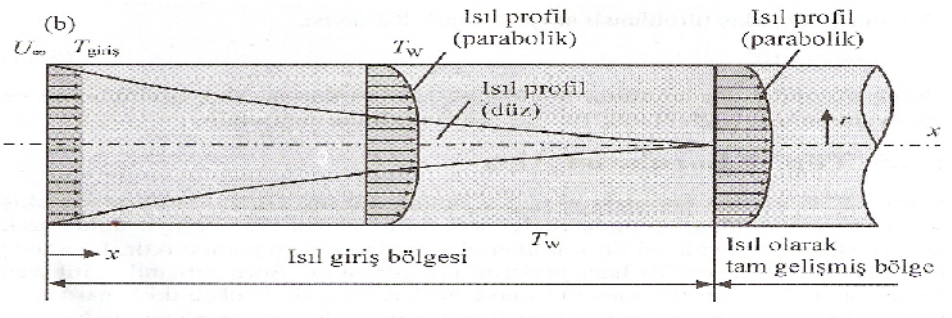
$$\frac{x_{fd,h}}{D_h} \approx 0{,}05\,Re \tag{3.14}$$

olarak ifade edilmektedir.

Bununla birlikte, türbülanslı akış için laminer akıştaki gibi genel bir ifade yoktur. Fakat, türbülanslı akış şartlarında bu uzunluğun Reynolds sayısından bağımsız olduğu bilinmektedir. Türbülanslı akış şartlarında hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgenin uzunluğu:

$$10 \le \left(\frac{x_{fd,h}}{D_h} \right) \le 60 \tag{3.15}$$

olarak ifade edilmektedir [26]. Bu nedenle, $\left(x_{fd,h} / D_h\right) > 10$ şartı türbülanslı akış şartlarında hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlara ulaşılan mesafeyi vermektedir [36]. Bir dairesel kesitli kanaldaki sıcaklık profilinin kanal boyunca değişimi Şekil 3.5'de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.5. Boru içerisindeki akışta ısıl profil

Şekil 3.5'de görüldüğü gibi boru içerisindeki akışta ısıl profil ($T_w, < T_\infty$), hız profiline benzer şekilde bir giriş bölgesi(giriş uzunluğu) ve ısıl olarak tam gelişmiş bölgeden oluşur. Ayrıca, kanal yüzey koşulları ister sabit sıcaklık (T_w), ister sabit ısı akısı (q'') olsun, kanal boyu yeterince uzun ise ısıl açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşılmaktadır. Isıl açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşıldığında ısı taşınım katsayısı eksenel yönden bağımsız hale gelmektedir.
Laminer akış için ısıl giriş uzunluğu:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D_h}\right)_{lam} \approx 0{,}05\,Re\,Pr \tag{3.16}$$

olarak ifade edilmektedir.

Eş. 3.16 ve Eş. 3.14 karşılaştırılırsa, Pr > 1 için hidrodinamik sınır tabakanın ısıl sınır tabakadan ($x_{fd,h} < x_{fd,t}$) daha hızlı geliştiği, Pr < 1 için ise tersinin doğru olacağı görülmektedir. Yağlar gibi ($Pr \geq 100$) Prandtl sayısı çok büyük olan akışkanlar için ise $x_{fd,h}$, $x_{fd,t}$'den çok küçüktür ve ısıl giriş bölgesinin her yerinde tam gelişmiş hız profilinin oluştuğunu varsaymak mantıklıdır. Bununla birlikte türbülanslı akışta koşullar yaklaşık olarak Prandtl sayısından bağımsızdır ve ısıl giriş uzunluğu genellikle $(x_{fd,t} / D_h) \cong 10$ olarak alınmaktadır.

3.1. Ortalama Hız

İç akış söz konusu olduğunda, hız kesit boyunca değiştiğinden ve serbest akış tam olarak bulunmadığından dolayı ortalama hızla, V, çalışmak daha doğru olur. Bu hız akışkan yoğunluğu (ρ) ve boru kesit alanı (A_k) ile çarpıldığında, boru içerisinden geçen kütlesel debiyi verecek şekilde;

$$\dot{m} = \rho V A_k \tag{3.17}$$

tanımlanmıştır. Sabit kesit alanlı boruda sürekli, sıkıştırılamaz akışlar için, kütlesel debi ($\dot{m}$) ve ortalama hız (V) eksenel yönden bağımsız sabitlerdir. Dairesel borulardaki $\left(A_k = \pi D^2 / 4\right)$ akış için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} \tag{3.18}$$

biçiminde ifade edilir.

Kütlesel debi kesit boyunca kütlesel akının (ρu) integrali olarak da ifade edilebileceğinden

$$\dot{m} = \int_{A_k} \rho u(r,x) dA_k \tag{3.19}$$

eşitliği yazılabilir. Dairesel borularda sıkıştırılamaz akış için ortalama hız

$$V = \frac{\int_{A_k} \rho u(r,x) dA_k}{\rho A_k} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^R u(r,x) r dr = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r,x) r dr \tag{3.20}$$

şeklinde ifade edilir. Eksen boyunca herhangi bir noktada, hız profili u(r) biliniyorsa, bu bağıntı ortalama hızı (V) hesaplamak için kullanılabilir.

3.2. Ortalama Sıcaklık

Serbest akış hızının bilinmemesi, iç akışı tanımlamak için ortalama hızın kullanımını gerektirdiği gibi, serbest akış sıcaklığının bilinmemesi de ortalama sıcaklığın kullanımını zorunlu kılmaktadır. Verilen bir kesitte akışkanın ortalama sıcaklığı bu kesitten geçen akışkan tarafından taşınan ısıl enerjiye dayanarak tanımlanmaktadır. Birim zamanda taşınan enerji ($\dot{E}_t$), birim kütlenin iç enerjisi (c_vT) ile kütlesel akı (ρu) çarpımının kesit boyunca integrali alınarak elde edilebilir;

$$\dot{E}_t = \int_{A_k} \rho u c_v T dA_k \tag{3.21}$$

Buradan ortalama sıcaklık

$$\dot{E}_t \equiv \dot{m} c_v T_b \tag{3.22}$$

olarak tanımlanırsa

$$T_b = \frac{\int_{A_k} \rho u c_v T dA_k}{\dot{m} c_v} \tag{3.23}$$

elde edilir. Dairesel borularda sıkıştırılamaz akış için c_v sabit olduğundan ortalama sıcaklık;

$$T_b = \frac{2}{VR^2} \int_0^R u(r,x) T(r,x) r dr \tag{3.24}$$

olarak bulunur. T_b'nin kütlesel debi ve özgül ısı ile çarpımının boruda akan akışkanın birim zamanda taşıdığı ısıl enerjiyi verdiği vurgulanmalıdır [36].

3.3. Borularda Basınç Kaybı

Borularda veya kanallarda basınç kaybının belirlenmesi gerekli pompalama gücünü bulmayı sağladığından önemli bir kavram olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunun için boru yüzeyindeki viskoz kayma ile boru boyunca oluşan basınç kaybı dengelenir ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{2\tau_R}{R} \qquad \left(\tau_R = f \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \tag{3.25}$$

Bu eşitlikte, τ_R (N/m^2) cidardaki kayma gerilmesini göstermektedir. Buradan, f, Darcy sürtünme faktörü aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$f = \frac{4\tau_R}{\frac{1}{2}\rho V^2} \tag{3.26}$$

Bu tanımlamayla çapı D (m) ve uzunluğu L (m) olan bir boruda V (m/s) ortalama hızına sahip bir akış için basınç kaybı aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\Delta p = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho V^2}{2} \tag{3.27}$$

Borularda tanımlanan bu değerler farklı kesitlere sahip kanallara uygulanması sırasında hidrolik çap (D_h) ifadesi kullanılır. Hidrolik çap aşağıdaki şekilde tanımlanabilir [32]:

$$D_h = \frac{4A_k}{P} \tag{3.28}$$

burada A_k (m^2) ve P (m) sırasıyla kanalın kesit alanını ve ıslak çevresini ifade etmektedir [36].

3.4. Zorlanmış Isı Taşınımında Kullanılan Boyutsuz Sayılar ve Fiziksel Anlamları

Mühendislikte kullanılan birçok boyutsuz sayı bulunmaktadır. Herhangi bir fiziksel olayda etkili olan parametrelerle boyut analizi yapılarak parametrelere bağlı olarak boyutsuz sayılar elde edilir. Boyutsuz sayıların kullanılmasındaki amaç birçok parametreyle uğraşmak yerine bu parametreleri aynı anda içeren boyutsuz sayılarla işlemi basitleştirmektir. Zorlanmış ısı taşınımında kullanılan boyutsuz sayılar

arasında Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu) ve Prandtl sayısı (Pr) sayılabilmektedir.

3.4.1. Reynolds sayısı (Re)

Zorlanmış ısı taşınımında en önemli boyutsuz sayı akışın karakterini belirleyen Reynolds sayısıdır. Akışta atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını gösteren Reynolds sayısı (Re) kanal içerisindeki bir akışta aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{V D_h}{\upsilon} \tag{3.29}$$

Burada υ (m^2/s) kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

Reynolds sayısının büyük değerlerinde atalet kuvvetleri, küçük değerlerinde ise viskoz kuvvetleri etkilidir. Reynolds sayısı bir akışta, akışın laminer veya türbülanslı olduğunu belirleyen boyutsuz sayıdır. Reynolds sayısının küçük olduğu akışlarda yeterince etkili olan viskoz sürtünme kuvvetleri vortekslerin oluşumu engeller. Büyük Re sayılarında ise atalet kuvvetlerinin etkisiyle vorteks hareketleri oluşarak akışın laminer karakteri bozulur, türbülans başlar ve akış türbülanslı akış olur.

3.4.2. Prandtl sayısı (Pr)

Prandtl sayısı moleküler momentum yayımının moleküler ısı yayımına oranıdır. Diğer bir ifadeyle, ısıl ve hız sınır tabaka içinde ısı ve momentum yayımının bir ölçüsüdür ve aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\upsilon}{\alpha} \tag{3.30}$$

Burada; α (m^2/s) akışkanın ısıl yayılım katsayısını, c_p (J/kg.K) ise akışkanın özgül ısısını ifade etmektedir.

Pr=1 olduğunda hidrodinamik ve ısıl sınır tabaka kalınlıkları aynıdır. Pr<1 olduğunda hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı ısıl sınır tabaka kalınlığından daha küçüktür, Pr>1 olduğunda ise hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı ısıl sınır tabaka kalınlığından daha büyüktür. Hidrodinamik ve ısıl sınır tabaka arasındaki oran Prandtl sayısının bir fonksiyonudur.

3.4.3. Nusselt sayısı (Nu)

Yüzeyde taşınımla olan ısı transferinin iletimle olan ısı transferine oranı olarak ifade edilir. Nusselt sayısı (Nu) dairesel olmayan kanal içerisindeki akışta aşağıdaki gibi ifade edilir:

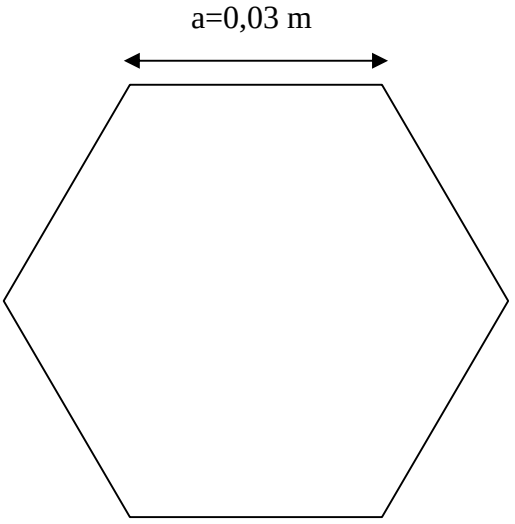
$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{3.31}$$

Nu=1 olması durumunda taşınımla ısı transferi iletimle ısı transferine eşit olur. Diğer bir ifadeyle ısı transferi iletimle olmaktadır (durgun akışkan). Nusselt sayısının büyümesi ısı transferi mekanizmasında taşınımın etkisinin arttığını gösterir. Çok büyük Nu sayılarında iletim etkisi artık tamamen ihmal edilir [37].

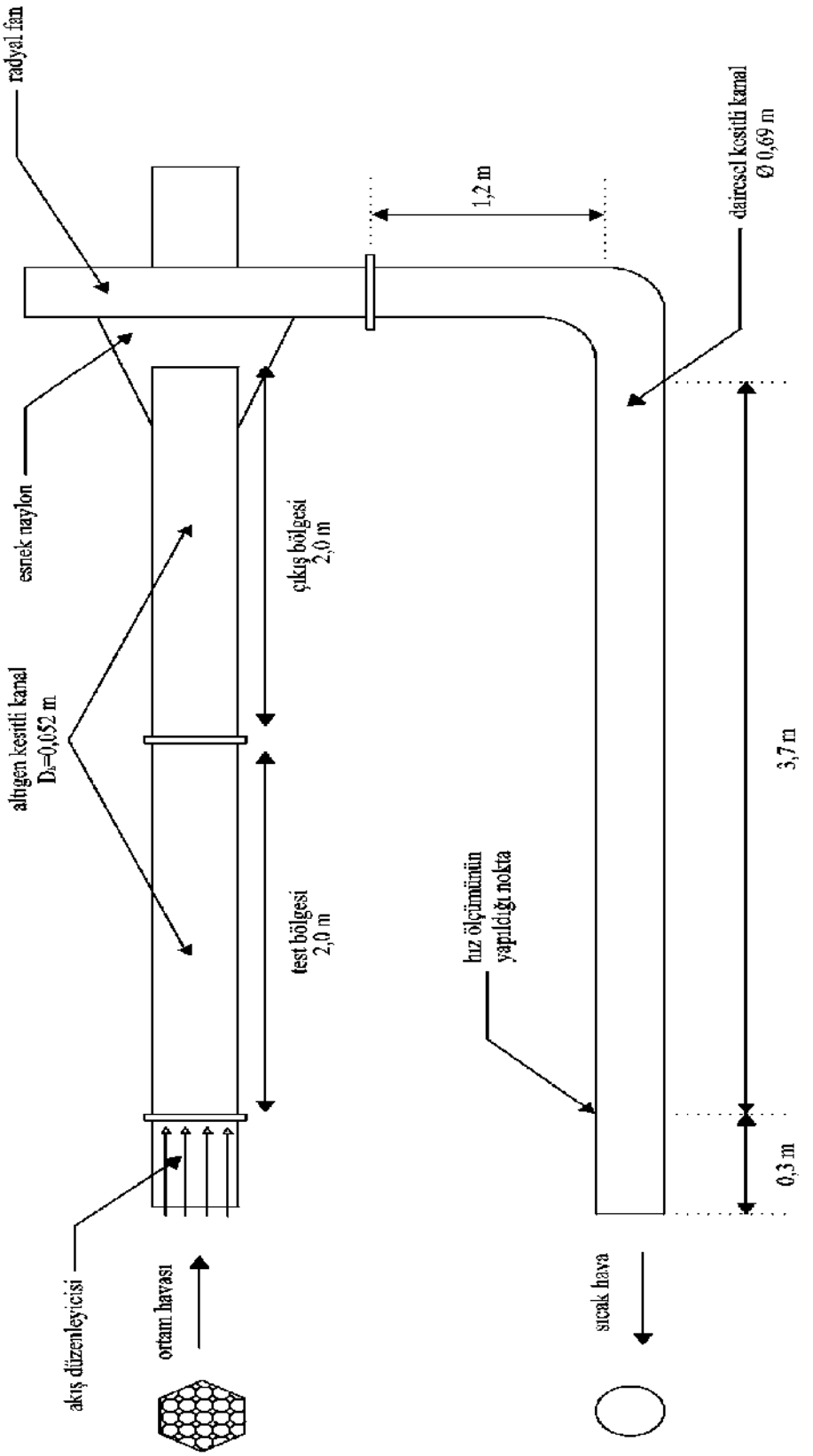
4. DENEYSEL PROGRAM

4.1. Deney Düzeneği

Deney düzeneği esas olarak iki adet altıgen kesitli kanal, radyal fan ve dairesel kesitli kanalın birbirine seri şekilde bağlanmasıyla oluşmaktadır. Deney düzeneğinin altıgen kesitli kısmı 2,0 m uzunluğundaki test bölgesi ve 2,0 m uzunluğundaki çıkış bölgesi olmak üzere iki bölümün birbirine montajı ile oluşmuştur. Bu iki kanalın kesit alanları ve hidrolik çapları (D_h = 0,052 m) aynıdır. Şekil 4.1 ile altıgen kesitli kanalın kesit görünüşü verilmiştir. Burada, a altıgen kesitli kanalın bir kenar uzunluğu olup 0,03 m'dir. Deney düzeneğinin yerleşim planı ise Şekil 4.2'de ayrıntılı olarak verilmiştir.



Şekil 4.1. Altıgen kesitli kanalın kesit görünüşü

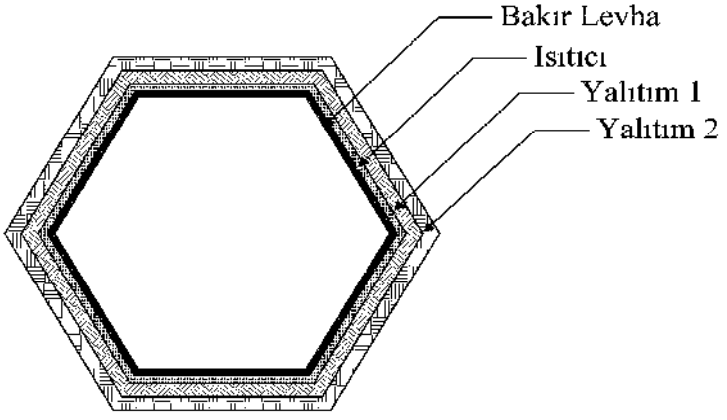


Şekil 4.2. Deney düzeneğinin yerleşim planı

Çevre şartlardaki hava test bölgesine girmektedir. Ayrıca bu kanalın giriş kısmına, dış ortamdan gelen akışkanın uniform şekilde girmesini sağlamak amacıyla uzunluğu 0,015 m, iç çapı ise 0,005 m olan akış düzenleyici yerleştirilmiştir. Akış düzenleyicinin uzunluk/iç çap oranı 30:1 seçilerek test kanalına akışkanın uniform olarak girmesi sağlanmıştır [39].

Test kanalına ısıtıcı elamanlar vasıtasıyla ısı enerji aktarımı sağlanmıştır. Tüm sıcaklık ve basınç ölçümleri test kanalında yapılmıştır. Test kanalı boyunca birbirine paralel olarak bağlı, 316^{o}C sıcaklığa dayanabilecek yapıda yedi adet esnek ısıtıcı kullanılmıştır. Bu ısıtıcıların kanal boyunca sarılması ile ısının kanal ekseni boyunca uniform olarak dağılması sağlanmıştır. Kanal boyunca sarılan esnek ısıtıcılar 5 kW gücünde ayarlanabilir voltaj transformatörüne bağlanmıştır. Bu transformatör sayesinde her deney için ısıtıcı elemanlara farklı elektrik enerjisi verilerek, test kanalı yüzeyinin farklı sıcaklıklar alması sağlanmıştır. Tüm yüzeyde sabit yüzey sıcaklığı sağlamak amacıyla kanal malzemesi olarak yüksek ısı iletkenlik katsayına sahip olan bakır (401 W/m.K) kullanılmıştır.

Test kanalının dış kısmı ısıtıcı elemanlardan sağlanan enerjinin bir kısmının dış ortama kaybını önlemek amacı ile kanal yüzeyi iç ortamdan dış ortama doğru iki adet 0.025 m kalınlığında cam yünü ile yalıtılmıştır. Şekil 4.3'de test düzeneğinde yalıtım malzemelerinin yerleşiminin kesit boyunca görünümü verilmiştir.



Şekil 4.3. Test düzeneği yalıtım malzemeleri yerleşiminin kesit boyunca görünümü

İkinci altıgen kesitli kanal deney düzeneğinin çıkış bölgesini oluşturmaktadır. Çıkış bölgesi test bölgesini radyal fana bağlamaktadır. Deney seti içerisinde akışkanın hareketi radyal fan aracılığı ile sağlanmıştır. radyal fan ile altıgen kesitli kanalda emilen havanın dairesel kesitli kanal sayesinde dışarı atılması amaçlanmıştır. (Şekil 4.2). Fan girişine bağlanan dijital faz ayarlayıcısı (asenkron motorlar için hız kontrol cihazı) sayesinde, fanın farklı hız değerlerinde çalışması sağlanmıştır. Bu sayede, akışkanın kanal içerisindeki hızı istenilen çalışma değerine göre ayarlanarak altıgen kanal içerisinde farklı hızlar için çalışma ortamı sağlanmıştır. Ayrıca fan ile çıkış kanalı arasında oluşabilecek titreşim iletimini önlemek için fan çıkış kanalından fiziksel olarak izole edilmiştir.

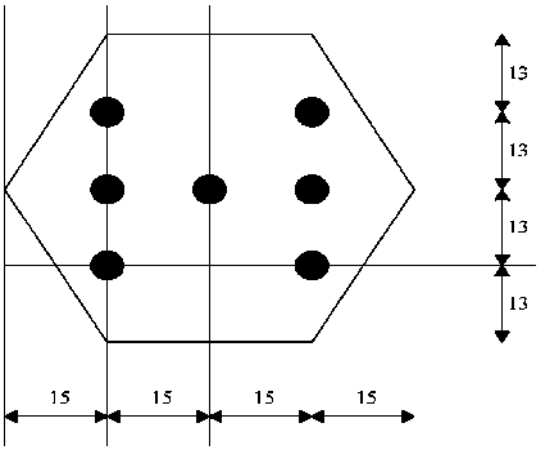
Altıgen kesitli test ve çıkış kanalları arasında oluşabilecek ısı iletimini engellemek için, kanallar arasına 0,005 m kalınlığında yanmaz ve ısı yalıtımlı conta yerleştirilmiştir. Ayrıca deney düzeneğindeki tüm birleşme yüzeyleri, yüzeyden dış ortama olabilecek hava kaçağını önlemek amacıyla şeffaf silikon ile kaplanmıştır.

4.2. Deneyler Sırasında Yapılan Sıcaklık, Basınç ve Hız Ölçümleri

Sıcaklık ölçümleri -200, +350 ^{o}C arasında ölçüm yapabilen T-tipi ısıl çiftler kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan tüm ısıl çiftler deney düzeneğine yerleştirilmeden önce buzlu su ve kaynayan su sıcaklıkları arasında kalibre edilmiş ve her bir ısıl çift için kalibrasyon eğrileri çıkartılmıştır. Isıl çiftlerin kalibrasyonu Ek 6'da verilmiştir. Sıcaklık ölçümünde kullanılan tüm ısıl çiftler 120 kanal kapasiteli dijital okuyuculu Hewlett Packard marka Data-Logger'a bağlanmış ve her bir ısıl çiftin sıcaklığı dijital okuyucu ile elde edilmiştir. Ayrıca Data-Logger'dan elde edilen verileri bilgisayar ortamında görüntülenebilmesi sıcaklık zaman grafiklerinin çizilebilmesi ve belirli aralıklarla bu değerleri kaydedilebilmesi için bilgisayara bağlanmıştır.

Altıgen kesitli test bölgesindeki ortalama akışkan sıcaklığını bulmak için havanın test kanalı giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için yedi adet girişe (T_{g1}, T_{g2}, T_{g3}, T_{g4} , T_{g5} , T_{g6}, T_{g7}) ve yedi adette çıkışa ($T_{ç1}$, $T_{ç2}$, $T_{ç3}$, $T_{ç4}$,$T_{ç5,}$ $T_{ç6}$ $T_{ç7}$) olmak üzere toplam on dört adet ısıl çift

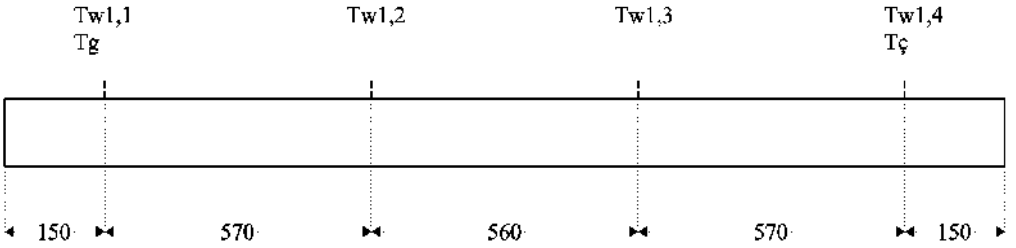
yerleştirilmiştir. Ölçüm için kullanılan ısıl çiftler, kanal içerisinde akan havanın akış yönüne dik biçimde yerleştirilmiştir. Şekil 4.4'de görüldüğü üzere tüm kanal kesitini taraması için kanal kesitinde farklı noktalardan ölçüm yapılmıştır.



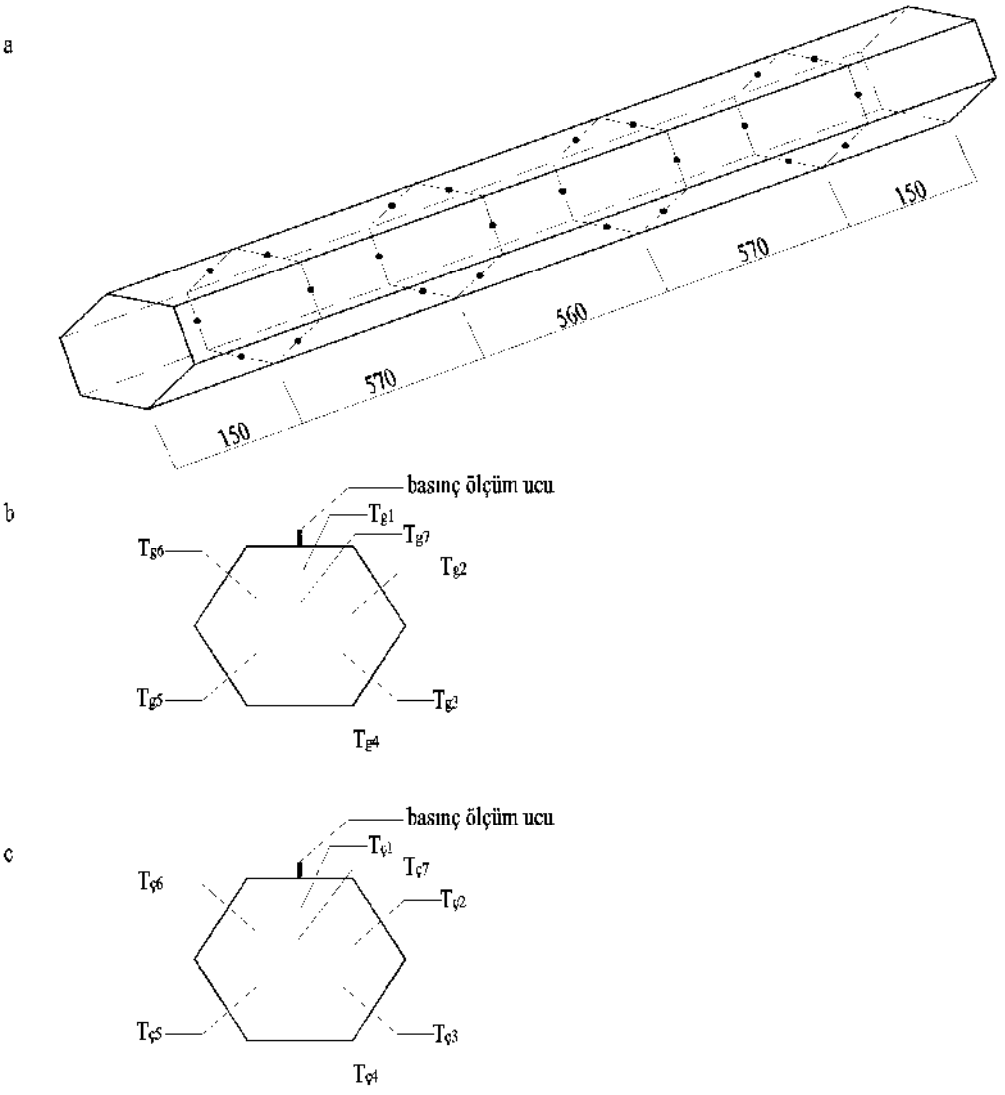
Şekil 4.4. Test kanalı giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için kullanılan ısıl çiftlerin görünümü (ölçüler mm'dir)

Havanın test bölgesine giriş ve çıkıştaki sıcaklık değerleri (T_g ve $T_ç$), bu ısıl çiftlerin aritmetik ortalaması alınarak bulunmuştur. Giriş ve çıkış bölgelerinde oluşabilecek dış etkilerin sıcaklık ölçümünü etkilememesi için ısıl çiftler giriş ve çıkış bölgelerinden 0,15 m iç kısma yerleştirilmiştir.

Altıgen kesitli kanalın yüzey sıcaklığını hassas bir şekilde ölçmek amacıyla; yüzey 1 mm çapında ve 0,5 mm derinliğinde delinerek, ısıl çiftler yüzeye, ısı geçirgenliği çok yüksek olan (350 $W/m^2\ ^oC$) "Arctic Silver 5" marka çift bileşenli yapıştırıcı kullanılarak yerleştirilmiştir. Ayrıca ısıl çiflerlerle kanal arasında kalan boşluk daha iyi bir ısıl temas kurmak amacıyla bu çift bileşenli yapıştırıcı ile doldurulmuştur. Kullanılan bu method sayesinde sıcaklık ölçümü yapılan noktaların kanal iç yüzeyine yakın olması sağlanarak arzu edilen hassaslıkta sıcaklık ölçümü yapılması amaçlanmıştır [24]. Altıgen kesitli kanalın yüzey sıcaklığı ve Şekil 4.5'de görüldüğü gibi akış yönünde dört ayrı kesitte ($T_{w1,1}$, $T_{w1,2}$, $T_{w1,3}$ ve $T_{w1,4}$,)ve Şekil 4.6'da görüldüğü gibi bir kesitte altı adet (T_{w1}, T_{w2}, T_{w3}, $T_{w4,}$ T_{w5} ve T_{w6}) olmak üzere yirmi dört adet ısıl çift kullanılmak suretiyle ölçülmüştür.



Şekil 4.5. Test kanalı üst yüzey sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısıl çiftlerin test kanalı boyunca yerleşimi (ölçüler mm'dir)



Şekil 4.6.a Test kanalında akış yönünde ısıl çiftlerin yerleşimi (ölçüler mm'dir); (b) basınç ölçüm uçlarının ve ısıl çiflerin test kanalı girişi ve (c) çıkışındaki görünümü

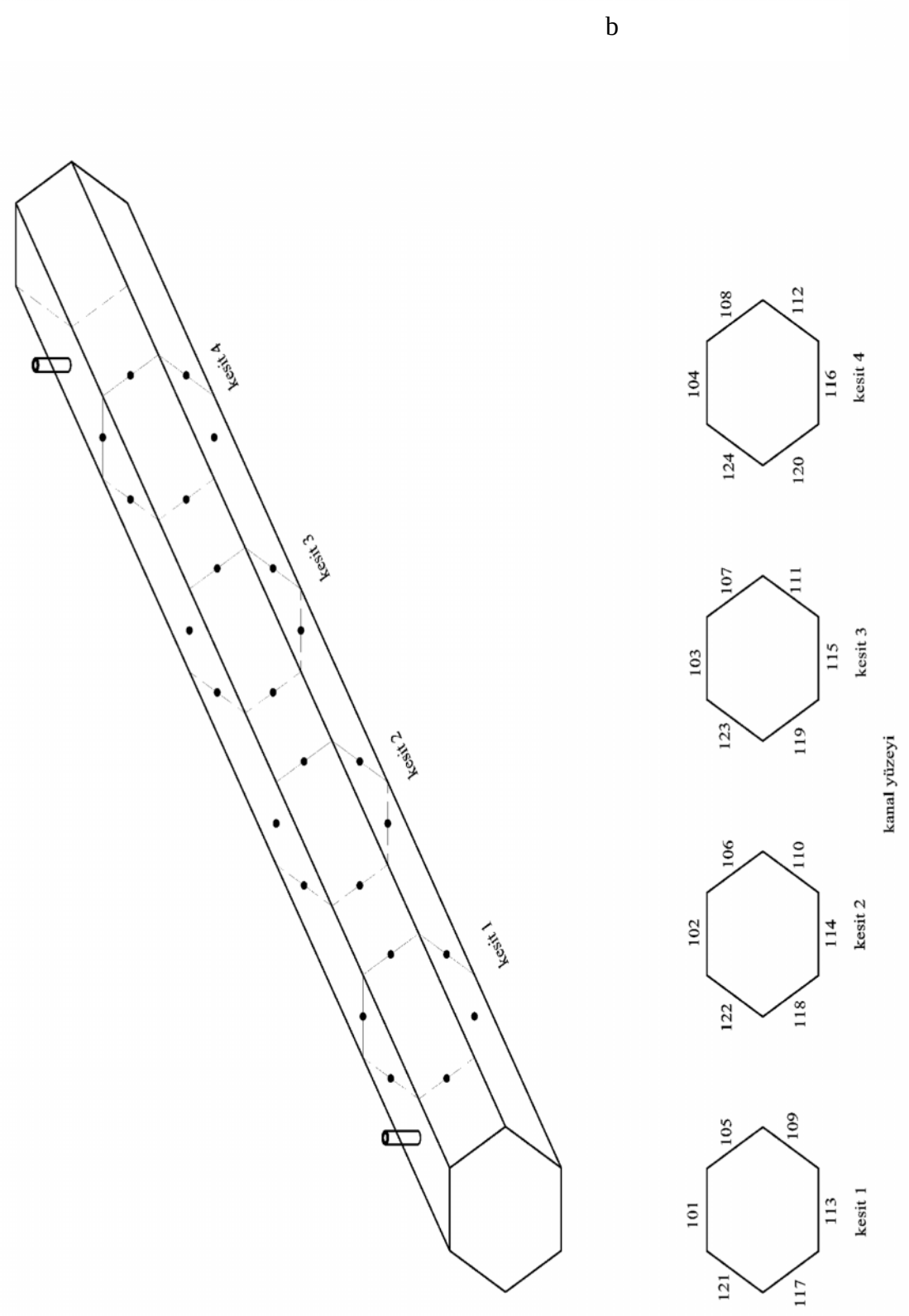
Test kanalı ortalama yüzey sıcaklığı (T_w), eksenel yönde her bir kesit alanında altı noktadan, yüzey boyunca dört farklı bölgeden alınan değerlerin aritmetik ortalamasının alınması ile elde edilir. Kanalların imal edildiği malzeme olan bakırın ısı iletim katsayısının yüksek olması (401 W/m.K) dolayısı ile test bölgesi boyunca sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı sağlanmıştır. Kanal boyunca oluşturulan dört ayrı kesitteki ısıl çiftlerin yerleşimi Şekil 4.7'de verilmiştir.

Gerekli hesaplamaların yapılabilmesi için deneyler sırasında sırasıyla test kanalı yüzeyinden iletimle kaybolan ısı miktarı, test kanalından giriş ve çıkış kanallarına gerçekleşen ısı transferi miktarı ve konveksiyonla test kanalı iç yüzeyinden akışkana geçen ısı transferi miktarı belirlenmiştir.

Test kanalı yüzeyinden iletim ile gerçekleşen ısı transferini bulmak için, ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı değerleri ölçülmüştür. Bu ölçümün gerçekleştirilebilmesi için test kanalı yalıtımında kullanılan iki nolu yalıtım tabakasının iç ve dış yüzeyine sekizer adet olmak üzere toplam on altı adet ısıl çift yerleştirilmiştir (eksenel yönünde). Bu ısıl çiftlerden alınan verilerin ortalamaları alınarak test kanalı yüzeyinden iletim ile gerçekleşen ısı kaybı hesabı için gerekli olan sıcaklık değerleri elde edilmiştir.

Akışkan ile kanal cidarları arasındaki sürtünmeden dolayı eksenel yönde basınç düşümü oluşmaktadır. Bu sebeple, Darcy sürtünme faktörü basınç düşümüne bağlı olarak bulunmuştur. Basınç düşümünü belirlemek için test kanalının giriş ve çıkış kısımlarına basınç ölçüm uçları yerleştirilmiştir. Basınç ölçüm uçlarının çapları 0,002 m'dir ve çapları çok küçük olduğundan kanal içerisindeki akışı etkilememektedir [40]. Basınç ölçüm uçları test kanalının giriş ve çıkışında oluşabilecek dengesizliklerden etkilenmemesi için giriş ve çıkış bölgelerinden 0,15 m iç kısma yerleştirilmiştir. Hassas bir ölçüm için basınç ölçüm uçları uygun olarak imal edilmiş ve cidara kaynatılarak monte edilmiştir [41]. Test kanalının giriş ve çıkışına yerleştirilen bu basınç ölçüm uçlarına bağlanmış olan Alnor AXD 560 tip dijital manometre yardımı ile alınan ölçüm değerleri sonucu kanalın test bölgesi boyunca oluşan basınç kaybı miktarları elde edilmiştir.

a b



Şekil 4.7. (a) Test kanalında akış yönünde ısıl çiftlerin yerleşimi, (b) Test kanalı yüzey sıcaklığını ölçmek için yerleştirilen ısı çiftlerin numaraları ve detaylı görünümü

Ortalama akışkan hızı fan çıkışına yerleştirilen 4 m uzunluğunda ve 0,069 m çapındaki dairesel kesitli kanalda ölçülmüştür. Hız dairesel kesitli kanal çıkış ucundan 0,5 m içeride, akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu yerde (kanal uzunluğunun hidrolik çapın yaklaşık 49 katı olduğu yer) akışkan hızı Testo 435 marka Hot-wire tip hız ölçer ile ölçülmüştür. Hız ölçümü merkezden itibaren kanal yarıçapı boyunca 0,00575 m aralıklarla altı değişik noktadan yapılmıştır. Bu noktalardan alınan veriler ile dairesel kesitli kanaldaki ortalama akışkan hız değeri Simpson metodu kullanılarak hesaplanmıştır [42]. Dairesel kesitli kanal içerisinde hesaplanan ortalama hız değeri ile kanal içerisindeki kütlesel debi ($\dot{m}$) değeri elde edilmiştir. Kütlenin korunumu prensibi gereği dairesel kesitli kanaldaki kütlesel debinin altıgen kesitli kanaldaki kütlesel debiye eşit olmasından dolayı altıgen kesitli kanaldaki kütlesel debi değeri de elde edilmiştir. Sonuçta altıgen kesitli kanalda elde edilen kütlesel debi değeri kullanılarak test kanalı içerisindeki ortalama akışkan hızı (V) belirlenmiştir.

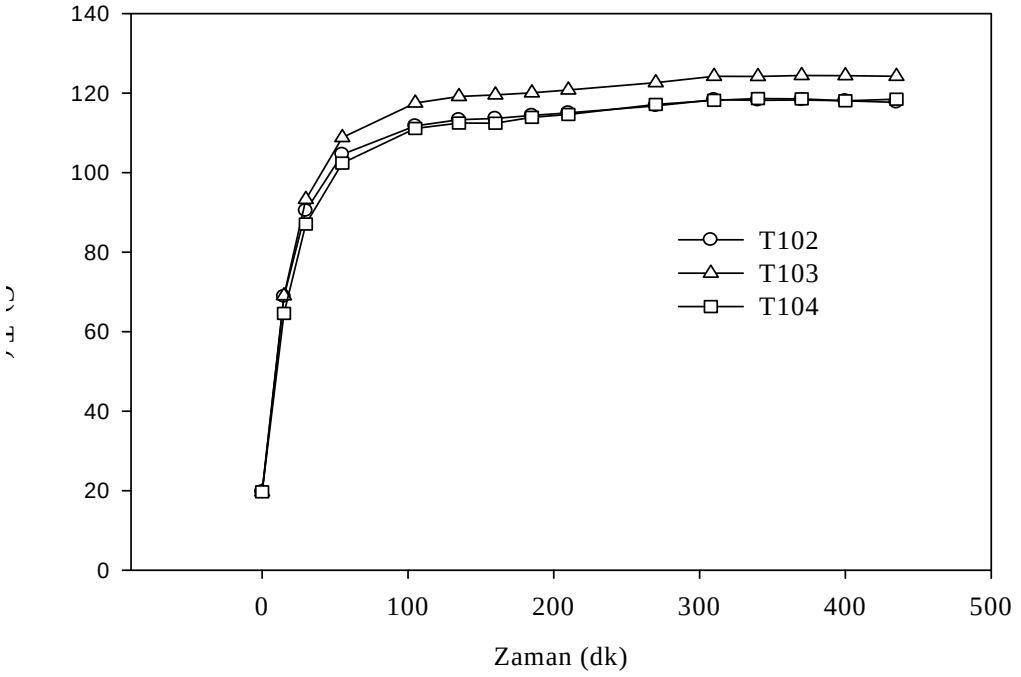
Yapılan deneysel çalışmanın sonunda altıgen kesitli kanal içerisinde akış ve ısı transferi türbülanslı sürekli akış şartlarda her bir deney için:

- Test kanalının giriş ve çıkışına yerleştirilen ısıl çiftler kullanılarak kanal içerisinde akan akışkanın ortalama sıcaklık değerinin belirlenmesi,
- Test kanalının yüzeyi üzerine yerleştirilen ısıl çiftler ile kanalın dış yüzey sıcaklık değerinin ölçülmesi,
- Test kanalı yalıtımında kullanılan yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeyi üzerine yerleştirilen ısıl çiftler sayesinde iletimle kaybolan ısı transferi miktarının belirlenmesi için gerekli olan sıcaklık değerlerinin elde edilmesi,
- Anemometre yardımıyla akışkanın test kanalı içerisindeki hızının bulunması,
- Dijital manometre kullanılarak test kanalı içerisindeki basınç kaybının elde edilmesi,
- Dijital multimetre kullanılarak ısıtıcı elemanlara varyak vasıtası ile verilen elektrik enerjisi miktarının belirlenmesi,
- Bir adet ısıl çift kullanılarak çevre sıcaklık değerinin ölçülmesi,
- Barometre kullanılarak atmosferik basıncın ölçülmesi,

4.3. Deneylerin Yapılışı

İlk olarak deneylere başlamadan önce dijital faz ayarlayıcısı ile fanın çalışacağı faz değeri ayarlanmıştır. Ardından fan çalıştırılarak havanın kanal içerisinde akışı sağlanmıştır. Fanın çıkışında bulunan dairesel kesitli kanalda hız sınır tabakasının tam olarak geliştiği bölgede (kanal uzunluğunun hidrolik çapın yaklaşık 49 katı olduğu yer) hız ölçümü yapılmıştır. Bu işlemlerden sonra test kanalı yüzeyi üzerinde sarılı olan esnek ısıtıcı elemanlara elektrik enerjisi verilmiştir. Bu sırada verilen elektrik enerjisi için voltaj değeri kademeli varyak vasıtası ile ayarlanmıştır. Isıtıcı elamanlara verilen elektrik enerjisi dijital multimetre ile gözlemlenmiştir. Voltaj aralığı türbülanslı akış bölgesinde 20-40 volt aralığı kullanılmıştır (voltaj aralıkları her bir Reynolds için 10 voltluk kademeler halinde arttırılarak farklı yüzey sıcaklıklarının elde edilmesi sağlanmıştır). Kademeli varyak çalışılacak değere ayarlandıktan sonra dış ortam sıcaklığı ısıl çift ile ölçülmüştür. Ardından her bir deney için sisteme verilen enerji ve Reynolds sayısına (Re) bağlı olarak yaklaşık olarak 3 ile 5 saat arasında bir süre beklenerek deneyin zamandan bağımsız koşullara ulaşılması yani sistemin kararlı hale gelmesi sağlanmıştır. Ayrıca sıcaklık verilerinin ölçüldüğü Data-Logger elde edilen verilerin bilgisayar ortamında görüntülenebilmesi ve sistemin karalı hale gelip gelmediğini kontrol etmek amacıyla sıcaklık zaman grafiklerinin çizilebilmesi için gerekli yazılım yüklenerek bilgisayara bağlanmıştır. Tipik bir deney süresi boyunca yüzeydeki üç sıcaklık değerinin zaman ile değişimi Şekil 4.8'de görüldüğü gibidir. Şekilden görüldüğü üzere sıcaklık yaklaşık 200 dakikadan sonra arık değişmemektedir. Sistemin ısıl olarak kararlı hale gelmesinden sonra Data-Logger ve dijital manometre açılarak sıcaklık ve basınç ölçümleri için veri alınmaya başlanmıştır. Sıcaklık ve basınç ölçümleri için her biri birer saniye aralıklarla olmak üzere toplam 100 adet veri alınmıştır.

Son olarak ise deneyden elde edilen sıcaklık ve basınç ölçümleri kullanılarak gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Bu işlemler diğer voltaj değerleri için sırası ile tekrarlanmıştır. Bu şekilde bir Reynolds sayısı değeri için ölçüm değerleri elde edilmiştir. Aynı deneyler tüm Reynolds sayıları için sırası ile tekrarlanmıştır.



Şekil 4.8. Deney süresi boyunca yüzeydeki sıcaklığın zamanla değişimi

4.4. Deneyler Sırasında Kullanılan Ekipmanlar

4.4.1. Isıl çiftler

Deneylerde kullanılan ısıl çiftler T-tipi ısıl çiftler olup, fiber-glass yalıtımlı, bakır-konstantan metal alaşımına sahiptirler. T-tipi ısıl çiftlerde kullanılan iletkenlerin manyetik olmamaları dolayısıyla küri sıcaklığı noktası yoktur bu ise ölçüm karakteristiğinde beklenmedik değişiklerin meydana gelmesini engeller. Ayrıca T-tipi ısıl çiftlerin diğer ısıl çiflere nazaran daha ucuz olması ve çıkış geriliminin yüksek olması sebebiyle sıcaklık ölçümlerinde daha çok tercih edilirler. T-tipi ısıl çiftler, -200-+350^{o}C arasındaki sıcaklıkları ölçebilmektedir. Kullanılan ısıl çiftlerin hassasiyeti 43 µV/ ^{o}C'dir. [41]. Deneylerde kullanılan bütün ısıl çiftler kalibre edilmişlerdir.

4.4.2. Data-Logger

Sıcaklık ölçümü için HP 34970A marka 120 kanal kapasiteli Data-Logger kullanılmıştır. Deneyler sırasında bu kanalların 55 tanesi ile veri toplanmıştır. Ayrıca, Data-Logger'ın kendine ait programı sayesinde, okunan değerler bilgisayara aktarılmış ve elde edilen sıcaklık değerlerinin zamanla değişmediği yani deneylerin zamandan bağımsız olduğu deneyler sırasında gözlemlenmiştir. Kullanılan Data-Logger'ın ölçüm hassasiyeti $\pm 0{,}3\,\mathrm{K}$ 'dir.

4.4.3. Multimetre

Goldstar DM-311 tip multimetre deneyler sırasında voltaj ve direnç ölçümleri için kullanılmıştır. Farklı büyüklüklerdeki voltaj, akım ve direnç değerleri için ölçüm yapılabilen bu multimetre aynı zamanda doğru ve alternatif akım için de ayrı olarak ölçüm alabilmektedir. Kullanılan multimetrenin hassasiyeti $\pm \%0{,}5$ 'dir.

4.4.4. Anemometre

Hız ölçümü için deneyler sırasında kullanılan anemometre ile akışkanın hızı yanında sıcaklığı ve debisi de ölçülebilmektedir. Kullanılan anemometre Testo 435 tip hot-wire anemometredir. Ölçülen değerlerin maksimum, minimum ve ortalama değerleri elde edilebilen bu anemometre ile yapılan ölçümler farklı ölçüm birimlerinde görülebilmektedir. Anemometrenin ölçüm hassasiyeti $\pm 0{,}2\,\mathrm{m/s}$ 'dir.

4.4.5. Dijital manometre

Deneyler sırasında basınç düşümünü ölçebilmek için kullanılan Alnor AXD 560 tip dijital manometre ile kanal içerisinde akan akışkanın statik ve dinamik basınç değerlerinin yanı sıra hız ve debi değerleri de ölçülebilmektedir. Kanal içerisindeki basınç düşümü basınç ölçüm uçlarına (tablarına) bağlanan bu manometre ile ölçülmüştür. Dijital manometre ile istenilen sıklıkta, istenildiği kadar veri

alınabilmektedir. Ayrıca, ölçümü alınan veri değerlerinin maksimum, minimum ve ortalama değerleri de elde edilebilmektedir. Dijital manometrenin ölçüm hassasiyeti $\pm$%2 'dir.

4.4.6. Varyak

Deneyler sırasında esnek ısıtıcılara verilen elektrik enerjisi, 0-250 volt değerleri arasında ayarlı olarak çalışabilen 5 kW gücünde ayarlanabilir varyak sayesinde elde edilmiştir. Deney düzeneği üzerindeki esnek ısıtıcı elemanlara bağlı olan ayarlanabilir varyak sayesinde kanal yüzey sıcaklığının farklı değerleri için çalışma olanağı sağlanmıştır.

4.4.7. Radyal fan

Deneylerde havanın kanal içerisinde akışını sağlamak amacıyla Erfan San. Tic. Ltd. Şti. firmasının üretmiş olduğu ERF-K-1 tipli radyal fan kullanılmıştır. Fan, 1200 m^3/h'lik debi ile hava çekme kapasitesine sahip olup, 0,37 kW'lık bir elektrik motoru ile çalışmaktadır.

4.4.8. Dijital faz ayarlayıcı

Kanal içerisinde farklı Reynolds sayılarında çalışmak için fanın çektiği hava miktarının değiştirilmesi gerekmektedir. Bunun için deneylerde, ALTİVAR31 tipli Telemecanique marka dijital faz ayarlayıcı kullanılmıştır. Dijital faz ayarlayıcı sayesinde fan, farklı fazlarda dolayısı ile farklı miktarda hava debileriyle çalıştırılmıştır. Böylece, farklı Reynolds sayıları için çalışma olanağı sağlanmıştır.

4.4.9. Esnek ısıtıcılar

Kanal boyunca üniform şekilde sarılan esnek ısıtıcılar, 520 W gücünde çalışmaktadır. Bu ısıtıcı elemanlar, 316 ^oC sıcaklığa kadar dayanabilmektedir. Deney

düzeneğinde, yedi adet esnek ısıtıcı eleman birbirine paralel olarak bağlanarak kullanılmıştır. Her bir ısıtıcı eleman, $3\ \mathrm{m} \times 2{,}54\ \mathrm{cm}$ boyutundadır.

4.4.10. Barometre

Laboratuar ortamındaki havanın atmosferik basıncı Oaktan marka barometre ile ölçülmüştür. Deneyler sırasında ölçülen atmosferik basınç 93,5 kPa'dır. Barometrenin ölçüm hassasiyeti $\pm\,\%1\,\mathrm{mbar}$'dır.

4.5. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Bu çalışmada toplanan verilerin azaltılmasının amacı ortalama Nusselt sayısı (Nu_m), Reynolds sayısı (Re) ve sürtünme katsayısını (f) bulmaktır. Bunun için test yapılan kanala enerjinin korunumu prensibi uygulanırsa;

$$E - Q_t - Q_i - Q_r = 0 \tag{4.1}$$

bağıntısı elde edilir. Buradan;

$$E - Q_i - Q_r = Q_t \tag{4.2}$$

şekline gelir.

Burada;

E = Isıtıcılar tarafından sağlanan ısı miktarı (W),

Q_i = İletimle kaybolan ısı miktarı (W),

Q_r = Test kanalından giriş ve çıkış kanallarına radyasyonla gerçekleşen ısı miktarı (W),

Q_t = Kanal iç yüzeyi ile akışkan arasında konveksiyonla gerçekleşen ısı miktarıdır (W).

Kanala ısıtıcı elemanlar tarafından verilen enerji (E);

$$E = \frac{V_e^2}{R_e} \tag{4.3}$$

ile bulunur. Burada V_e (Volt) ısıtıcılara verilen elektrik enerjisinin voltaj değeri, R_e (Ω) ise ısıtıcıların toplam direncini ifade etmektedir. İletimle test kanalından çevre ortama kaybolan ısı transferi miktarı (Q_i) Fourier Yasası kullanılarak;

$$Q_i = -kA_y \frac{\partial T}{\partial x} \tag{4.4}$$

şeklinde hesaplanır. Burada; Q_i (W), x-mesafesindeki A_y alanından gerçekleşen ısı transferi miktarını, A_y (m^2) yalıtım malzemesinin yüzey alanını, k (W/m.K) yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısını (0,038 W/m.K), $\frac{\partial T}{\partial x}$ ise x-mesafesindeki sıcaklık gradyantıdır. Altıgen kesitli kanaldaki iletim ile gerçekleşen ısı kaybı hesabı Ek-1'de verilmiştir.

Test kanalından giriş ve çıkış kanallarına radyasyonla gerçekleşen ısı transferi miktarı ise;

$$Q_r = 2\sigma A_k F \varepsilon (T_w^4 - T_\infty^4) \tag{4.5}$$

ifadesi ile bulunur [43]. Burada; σ ($W/m^2.K^4$) ile Stefan-Boltzman katsayısı ($5{,}67 \times 10^{-8}\ W/m^2.K^4$), A_k (m^2) ile kanalın alanı ($23{,}3827 \times 10^{-4}\ m^2$) ifade edilmiştir. F ise test kanalı ve çevresi arasındaki şekil faktörü değerini ifade etmekte olup, değeri bir olarak alınmıştır [43]. Ayrıca, Eş. 4.5'de kullanılan, ε kanal yüzey neşretme katsayısı değeri, T_w (K) test kanalının ortalama yüzey sıcaklığı, T_∞ (K) ise çevre ortamın sıcaklık değerini ifade etmektedir.

Eş. 4.5'de kullanılan kanal malzemesi olan bakırın yüzey neşretme katsayısı (ε) değeri, Elektrik İşleri Etüd Dairesi'nde yapılan emissivite ölçümü ile elde edilmiştir. Yapılan emissivite ölçümü sonucunda, deney düzeneğinde kullanılan bakırın neşretme katsayısının $\varepsilon = 0{,}12$ değerinde olduğu saptanmıştır.

Sonuçta, taşınımla test kanalı iç yüzeyinden akışkana geçen ısı transferi miktarı (Q_t) belirlenmiştir. Bu yeni değer kullanılarak Newton'un Soğutma Yasası yardımı ile taşınım ile meydana gelen ısı aktarım katsayısı;

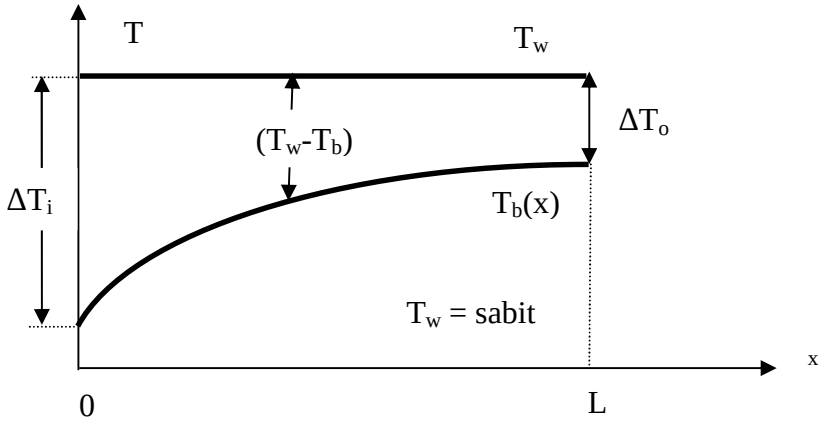
$$h = \frac{Q_t}{A_s \Delta T_{lm}} \tag{4.6}$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada ise h ($W/m^2.K$) ortalama ısı taşınım katsayısını, ΔT_{lm} (K) logaritmik ortalama sıcaklık farkını, Q_t (W) taşınımla olan ısı transferi miktarını, A_s (m^2) ise kanalın yüzey alanını (0,36 m^2) ifade etmektedir. Yapılan hesaplamalarda kullanılan fiziksel özellikler havanın kanala giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre belirlenmiş olan ortalama akışkan sıcaklığı kullanılarak elde edilmiştir.

Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında, yüzey sıcaklığı ile akışkanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı arasındaki fark (T_w - T_b), ısıtılan yüzey ekseni boyunca Şekil 4.9'da görüldüğü gibi logaritmik olarak azalmaktadır. Bu nedenle sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında ortalama sıcaklık farkı logaritmik olarak ΔT_{lm} şeklinde ifade edilmektedir.

Sabit yüzey sıcaklığı için ortalama sıcaklık farkı ise:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \tag{4.7}$$



Şekil 4.9. Kanalda sabit yüzey sıcaklığında ısı geçişi için eksenel sıcaklık değişimi

ifadesi ile belirlenmektedir [36]. Burada; ΔT_o (K) test kanalı yüzey sıcaklığı ile akışkanın kanal çıkışındaki ortalama sıcaklığı arasındaki farkı, ΔT_i (K) ise test kanalı yüzey sıcaklığı ile akışkanın kanala girişindeki ortalama sıcaklığı arasındaki farkı ifade etmektedir.

4.6. Sonuçların Boyutsuzlaştırılması

Bulunan taşınım katsayısı yardımıyla test kanalı içerisindeki ortalama Nusselt sayısı (Nu);

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{4.8}$$

bağıntısı ile hesaplanmıştır. Burada; D_h (m) ile hidrolik çap, h ($W/m^2.K$) ile ortalama ısı taşınım katsayısı, k (W/m.K) ile akışkanın ısı iletim katsayısı ifade edilmiştir.

Kanaldaki Reynolds sayısı ise:

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \tag{4.9}$$

ifadesi ile hesaplanmıştır. Burada; V (m/s) akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını, ν (m^2/s) akışkanın kinematik viskozitesini, D_h (m) ise kanalın hidrolik çap değerini göstermektedir.

Akış esnasında akışkan ile kanalın yüzey cidarları arasındaki sürtünmeden ötürü bir sürtünme kuvveti ortaya çıkmaktadır. Bu sürtünme kuvveti katsayısı:

$$f = \frac{-\Delta P(D_h / L)}{\rho V^2 / 2} \tag{4.10}$$

ifadesi ile bulunmuştur. ΔP (Pa) akışkanın test kanalına giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşümünü, L (m) kanal boyunu, D_h (m) hidrolik çap değerini, ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğunu, V (m/s) akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını, f ise Darcy sürtünme faktörü değerini ifade etmektedir. Ayrıca, yapılan deneysel çalışma için örnek bir hesaplama Ek-3 ve Ek-4'de sunulmuştur.

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Türbülanslı zorlanmış konveksiyon şartlarında altıgen kesitli kanal içerisinde yapılan bu deneysel çalışmada ısı transferi ve Darcy sürtünme faktörü karakteristiğinin incelenmesi amacıyla deneyler yapılmış ve sonuçlar hesaplanarak irdelenmiştir. Deneyler türbülanslı akış şartlarında Reynolds sayısının $2322 \leq Re \leq 8980$ aralığındaki değerlerinde hidrodinamik ve ısıl olarak gelişen akış için sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \cong 0,7$) kullanılmıştır.

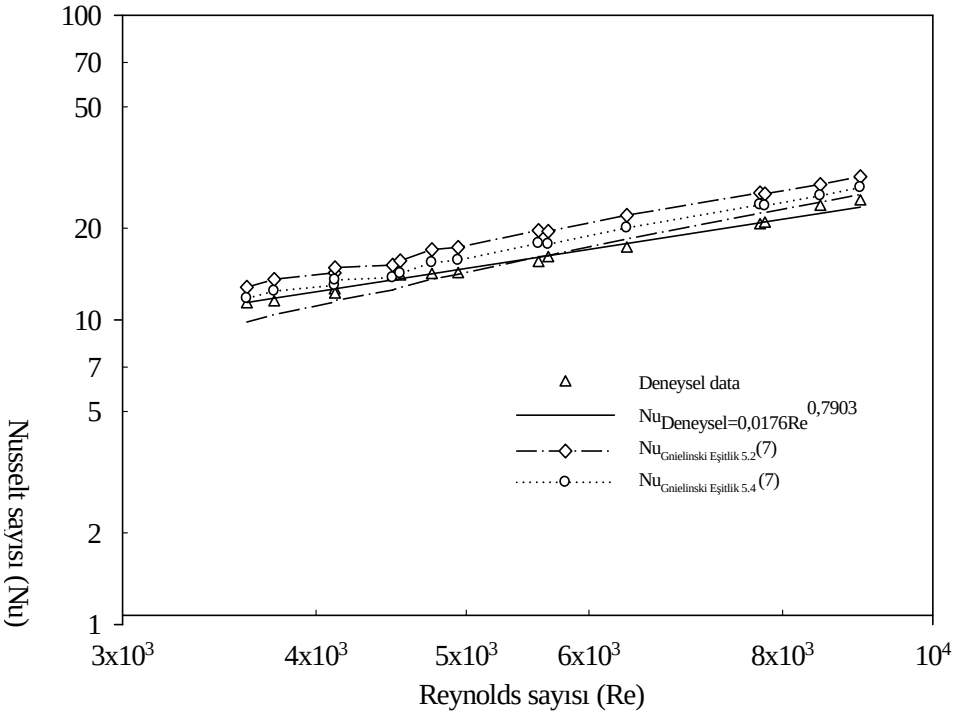
Akışkanın test kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının, kanal yüzey sıcaklığının, iletimle kaybolan ısı transferi hesabı için yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzey sıcaklığının, çevre sıcaklığının, çevre basıncının, deney düzeneğindeki ısıtıcılara verilen enerji miktarının ve kanal boyunca meydana gelen basınç düşümünün ölçümü yapılmıştır. Deneyler sonucunda yaklaşık olarak toplam enerjinin, %14,8'inin ısı iletimi ile dış ortama, %0,09'unun ise radyasyon ile test kanalından giriş ve çıkış kanallarına gerçekleştiği saptanmıştır. Diğer bir ifade ile söylemek gerekirse, sisteme verilen toplam enerjinin yaklaşık olarak %85'i akışkana taşınım ile aktarılmıştır.

Yapılan ölçümlerden yararlanılarak her bir Reynolds sayısı (Re) değeri için Nusselt sayısı (Nu) ve Darcy sürtünme faktörünün (f) değerleri belirlenmiştir

Deneyler sırasında elde edilen bulgular belirli bir şekilde analiz edilmelidir. Deneysel sonuçların geçerliliğini artırmak için deneysel hata analizi yapılmıştır [44]. Hata miktarları sıcaklık ölçümü için ±0,3 K, boyut ölçümü için ±0,1 mm, basınç ölçümü için ±%2, hız ölçümü için ±0,2 m/s ve elektriksel ölçümler için ise ±%0,5'dir. Yapılan hata analizi sonucunda deneysel çalışmada Reynolds sayısı (Re), Darcy sürtünme faktörü (f) ve Nusselt sayısının (Nu) hesaplanmasında görülen maksimum hata miktarları yaklaşık olarak sırasıyla %6,93, %15,30 ve %5,20 olarak hesaplanmıştır. Deneysel verilerin hesaplanmasında yapılan hata analizi hesap yöntemi Ek-2'de verilmiştir.

Deneysel verilerin geçerliliğini artırmak için ilave deneyler yapılmıştır ve deneysel sonuçların tekrarlanabilirliliğinin %97'den yüksek olduğu görülmüştür.

Türbülanslı akış şartlarında Re=2322-8980 ve 20-40 volt aralığında yapılan deneyler sonucunda elde edilen bulguların ışığı altında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişiminin grafiği Şekil 5.1 ile verilmiştir.



Şekil 5.1. Türbülanslı akış şartlarında Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ve literatür ile kıyaslaması

Deneysel sonuçlar literatürde dairesel kanallar içerisinde hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmiş akış için mevcut olan sonuçlarla kıyaslanmıştır. Gnielinski bağıntıları da [7] mevcut deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Kıyaslanan bağıntılar aşağıdaki gibidir:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)\,Pr}{1+12.7\sqrt{f/8}\,(Pr^{2/3}-1)}\left[1+\left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0,45}\right] \qquad (5.1)$$

$$f = (1.82 \log \mathrm{Re} - 1,64)^{-2} \tag{5.2}$$

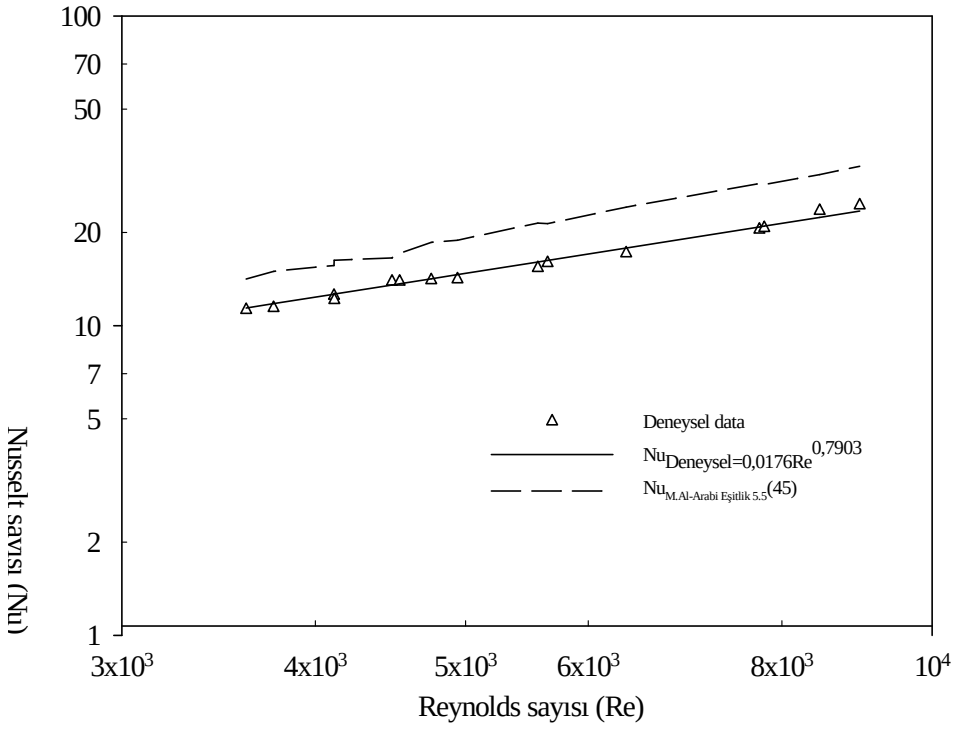
$$\mathrm{Nu} = 0,0214(\mathrm{Re}^{0,8} - 100)\,\mathrm{Pr}^{0,4}\left[1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0,45}\right] \tag{5.3}$$

Burada Nu Nusselt sayısını, Re Reynolds sayısını, Pr Prandtl sayısını, D_h kanal hidrolik çapını (m), L kanal uzunluğunu (m), T_b test kanalına giren akışkanın ortalama sıcaklığını, T_w test kanalına giren akışkanın duvar sıcaklığını, f ise sürtünme faktörünü ifade etmektedir. Eşitlik 5.1'deki Gnielinski bağıntısı $0,5<T_b/T_w<1,5$ koşulunu sağlayan gazlar için, Eşitlik 5.3'deki Gnielinski bağıntısı ise $0,6<Pr<1,5$ arasında gazlar için geçerlidir. Bu deneysel çalışma için her iki eşitlik de kullanılabilir olmasından dolayı deneysel bulgular Eşitlik 5.1 ve Eşitlik 5.3 ile karşılaştırılmış ve Şekil 5.1 üzerinde verilmiştir. Deneysel bulgular ile Gnielinski [7] bağıntıları arasında sırasıyla ortalama %18 ve %7 oranında sapmalar olduğu görülmektedir. Eşitlik 5.3'de verilen Gnielinski [7] bağıntısıyla elde edilen sonuçlarla deneysel bulguların oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Şekil 5.1'de de görüleceği üzere, deneysel bulgular Gnielinski bağıntısı [7] sonuçlarına göre daha düşük çıkmıştır. Bunun da, karşılaştırma yaptığımız bağıntıların hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmiş akış için kullanılan bağıntılar olması nedeniyle gerçekleştiği düşünülebilir. Ayrıca kıyaslama yapılan kanal geometrilerinin de farklı olmasının sonuçları etkilediği bir gerçektir.

Ayrıca deneysel sonuçlar literatürde dairesel kanallar içerisinde hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan akış için mevcut olan sonuçlarla da kıyaslanmıştır. M. Al-Arabi bağıntısı [45] bunlardan biridir. M.Al-Arabi'nin hidrodinamik ve ısıl yönden gelişmekte olan dairesel kanallar içerisinde keskin girişler için geçerli olan bağıntısı aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{\mathrm{Gnielinski}}} = 1 + \frac{1,683}{(L/Dh)^{0,577}} \tag{5.4}$$

Burada Nu bizim bulmak istediğimiz ortalama Nusselt sayısını, $Nu_{Gnielinski}$ Eşitlik 5.3 ile bulunan ortalama Nusselt sayısını, D_h kanal hidrolik çapını (m), L ise kanal uzunluğunu (m), ifade etmektedir. Eşitlik 5.4'deki M. Al-Arabi bağıntısı [45] $L/D_h>3$ için geçerlidir. Bu çalışmadaki L/D_h değeri 38,461'dir. Deneysel bulgular Eşitlik 5.4 ile karşılaştırılmış ve Şekil 5.2 üzerinde verilmiştir. Deneysel bulgular ile M. Al-Arabi bağıntısı [45] arasında ortalama %23 sapma olduğu görülmektedir. Şekil 5.2'de de görüleceği üzere, deneysel bulgular M. Al-Arabi bağıntısı [45] sonuçlarına göre daha düşük çıkmıştır. Bunun da, çalışılan kanal geometrisinin dairesel olmayan bir yapıda olması nedeniyle gerçekleştiği düşünülebilir.

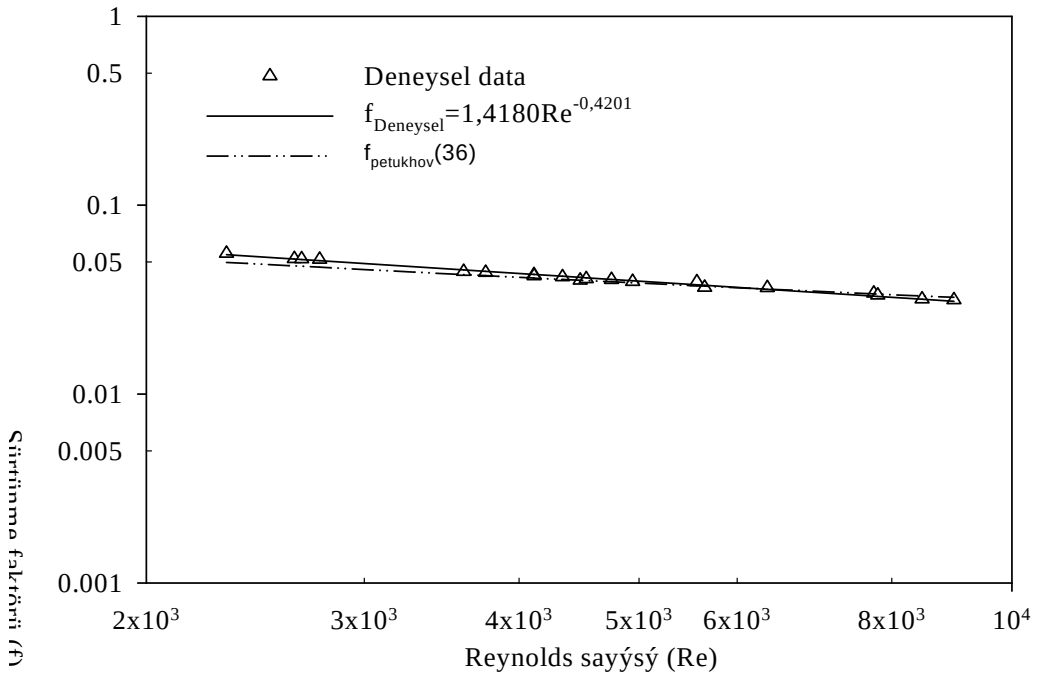


Şekil 5.2. Türbülanslı akış şartlarında Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ve literatür ile kıyaslaması

Şekillerden de görüldüğü gibi artan Reynolds sayısı değerleri ile birlikte Nusselt sayısı da artış göstermektedir. Türbülanslı akış şartlarında yüzeye yakın bölgede laminer alt tabaka oluşmaktadır [36]. Oluşan laminer alt tabaka yüzeyden akışkana olan ısı enerjisi geçişi için direnç oluşturmaktadır. Reynolds sayısının artışı ile

laminer alt tabakanın kalınlığı azalmakta ve yüzeyden akışkana olan ısı transferi miktarı da artmaktadır. Dolayısı ile artan Reynolds sayıları için, ortalama Nusselt sayısı da artış göstermektedir. Bu artış bize Reynolds sayısındaki artışın zorlanmış konveksiyon miktarını arttırdığını, dolayısı ile konveksiyonla olan ısı transferi miktarının arttığı sonucunu vermektedir.

Darcy sürtünme faktörünün tam türbülanslı akış şartlarında Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.3'de sunulmuştur. Şekilde de görüldüğü gibi, artan Reynolds sayıları ile Darcy sürtünme faktörü değerlerinde düşüş meydana gelmektedir. Deneylerde elde edilen Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi, aynı Reynolds sayıları ve aynı hidrolik çap değeri için, dairesel kesitli kanallar içerisindeki tam türbülanslı akışın bölgesini kapsayacak şekilde elde edilmiş olan Petukhov bağıntısı [36] sonuçları ile kıyaslanmıştır. Şekilde, deneysel bulguların Petukhov bağıntısı [36] sonuçları ile uyum içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 5.3. Türbülanslı akış şartlarında Darcy sürtünme faktörü değerinin Reynolds sayısı ile değişimi ve literatür ile kıyaslaması

Ayrıca, en küçük kareler yöntemi kullanılarak tam türbülanslı akış şartlarında Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörüyle ilgili sırasıyla aşağıdaki bağıntılar elde edilmiştir.

$$Nu = 0{,}0176\,\mathrm{Re}^{0{,}7903} \tag{5.5}$$

$$f = 1{,}4180\,\mathrm{Re}^{-0{,}4201} \tag{5.6}$$

Eş. 5.5 ve Eş. 5.6 bağıntıları, tam türbülanslı akış şartlarında $2322 \leq \mathrm{Re} \leq 8980$ için geçerlidir. Eş. 5.5 ve Eş. 5.6'nın deneysel verilerden maksimum sapma miktarları sırasıyla ± %4 ve ± %0,04 olarak hesaplanmıştır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Zorlanmış konveksiyon şartlarında yapılan deneylerin sonuçlardan yola çıkılarak, altıgen kesitli kanal içerisinde akış ve ısı transferi türbülanslı akış şartlarında olan akış için, artan Reynolds sayısı ile birlikte Nusselt sayısının ve dolayısıyla ısı transferi miktarının da artış gösterdiği görülmektedir. Ayrıca yine deneylerden elde edilen sonuçlara göre artan Reynolds sayısının kanal içerisinde akan akışkanın hızını arttırdığı bunun da zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi miktarını artırdığı görülmüştür.

Darcy sürtünme faktörü değerlerinin ise, artan Reynolds sayıları ile azaldığı görülmektedir. Yine, Darcy sürtünme faktörü değerlerinin kanalın yüzey kısmına verilen ısı enerjisi miktarının artışı ile arttığı gözlemlenmiştir. Kanal yüzey sıcaklığının yükselmesi, kanal içerisindeki akışkanın sıcaklığının artmasına yol açar. Sıcaklıktaki bu artış ise, kanal içerisindeki akışkanın viskozitesinin yükselmesine ve kanal yüzeyi üzerindeki kayma gerilmesinin artmasına neden olmaktadır. Kayma gerilmesindeki artış ise basınç düşümünü arttırmaktadır. Bu şekilde, artan basınç düşümü ile birlikte Darcy sürtünme faktörü değerinin de artış gösterdiği deneyler sırasında açıkça gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak yapılan bu deneyler ile akış ve ısı transferi türbülanslı akış şartarında olan havanın altıgen kesitli kanal içerisinde akışının karakteristiği incelenmiştir. Endüstride çok yaygın şekilde kullanılan altıgen kesitli kanallarda ısı transferinin daha fazla araştırılması ve literatüre benzer çalışmalar kazandırılmasının çok yararlı olcağını düşünmekteyim. Ayrıca, yine ısı değiştirgeçlerinde kullanılan farklı kesitli kanallar için aynı deneylerin tekrarlanmasının ve sonuçlarının incelenmesinin de faydalı olacağını düşünmekteyim.

KAYNAKLAR

1. He, S., Gotts, J.A., "Calculations of friction coefficients for noncircular channels", ***Journal of Fluids Engineering***, 126 (6): 1033-1038

2. Sadavisam, R., Manglik, R.M., Jog, M.A., "Fully developed forced convection through trapezoidal and hexagonal ducts", ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 42: 4321-4331 (1999).

3. Lin, M.J., Wang, Q.W., Tao, W.Q., "Developing laminar flow and heat transfer in annular-sector ducts", ***Heat Transfer Engineering***, 21 (2): 53-61 (2000).

4. Wong, T.T., Leung, C.W., "Forced convection augmentation of turbulent flow in a triangular duct with artifically roughened internal surfaces", ***Experimental Heat Transfer*** , 15 (2): 89-106 (2002).

5. Mohammed, H.A., Salman, Y.K.,"Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder", ***Applied Thermal Engineering***, 27 (8-9): 1522-1533 (2007).

6. Leung, C.W., Probert, S.D., "Forced convective turbulent-flows through horizontal ducts with isosceles-triangular internal cross-sections", ***Applied Engineering***, 57 (1): 13-24 (1997).

7. Gnielinski, V., "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", ***Int. Chemical Engineering***, 16: 359-367 (1976).

8. Altemani, C.A.C., Sparrow, E. M., "Turbulent heat transfer and fluid flow in an asymmetrically heated triangular duct", ***ASME J. Heat Tranfer***, 102: 590-597 (1980).

9. Braga, S.L, Saboya, F.E.M., "Transport coefficient for triangular ducts", ***IX Congresso Brasilerio de Engenharia Mecanica, Flarinapolis, Brazil***, 33-36 (1987).

10. Schmidt, F.W., "Heat transfer in fully developed laminar flow through rectangular and isosceles triangular ducts", ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 10: 1121-1123 (1967).

11. Hishida, M., "Local heat transfer coefficient distribution on a ribbed surface", ***Journal of Enhanced Heat Transfer***, 3(3): 187-200 (1996).

12. Zhang, Y.M., Gu, W.Z., Han, J.C., “Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or rib-bed-grooved walls”, ***ASME J. Heat Tranfer***, 116: 58-65 (1994).

13. Hong, Y.M., Hsieh, S.S., “Heat transfer and friction factor measurement in duct with staggered and inline ribs”, ***ASME J. Heat Transfer***, 115: 58-65 (1993).

14. El-Shaarawi, M.A.I., Abdulhamayel, H.I., Mokheimer, E.M.A., “Developing laminar forced convection in eccentric annuli”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 33: 353-362 (1998).

15. Ota, T., “Heat transfer and flow around an elliptic cylinder”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 27: 1771-1779 (1984).

16. Taslim, M.E., Spring, S.D., Li, T., “Measurements of heat transfer coefficients and friction factor in rib-roughened channels simulating leading-edge cavities of a modern turbine blade”, ***ASME J. Turbomach***, 119: 601-609 (1987).

17. Badr, H.M., “Forced convection from a straight elliptical tube”, ***Heat and Mass Transfer***, 34: 229-236 (1998).

18. Maria, C.R.B., Aperacido, J.B., Milanez, L.F., “Thermally developing forced convection of non-newtonian fluids inside elliptical ducts”, ***Heat and Mass Transfer Engineering***, 25(7): 13-22 (2004).

19. Kong, H.J., Wong, T.T., Leung, C.W., “Effects of surface roughness on forced convection and friction in triangular ducts”, ***Experimental heat and Mass Transfer***, 11(3): 241-253 (1998).

20. Aparecido, J.B., Cotta, R.M., “Laminar flow inside hexagonal ducts”, ***Computational Mechanics***, 6(2): 93-100 (2004).

21. Suyi, H., Shizhou, P., “Convection and heat transfer of elliptical tubes”, ***Heat and Mass Transfer***, 30(6): 411-415 (1995).

22. Li, H., Kakaç, S., Hatay, F.F., Oskay, R., “Experimental study of unsteady forced convection in a duct with and without arrays of block-like electronic components”, ***Heat and Mass Transfer***, 28(1-2): 69-79 (1993).

23. Shah, R.K., “Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 18(7-8): 849-862 (1975).

24. Leung, C.W., Chan, T.L., Chen, S., “Forced convection and friction in triangular duct with uniformly square ribs on iner surface”, ***Heat and Mass Transfer***, 37(1): 19-25 (2001).

25. Luo, W., Leung, C.W., Chan, T.L., “Forced convection and flow friction characteristics of air-cooled horizontal equilateral triangular ducts with ribbed internal surfaces”, ***İnternational Journal of Heat and Mass Transfer***, 47: 1-12 (2004).

26. Şara, O. N., “Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins”, ***Energy Conversion and Management***, 44: 1787-1803 (2003).

27. Prinos, P., Tavoularis, S., Townsend, R., “Turbulence measurements in smooth and rough-walled trapezoidal ducts”, ***Journal of Hydraulic Enginnering***, 14: 43-53(1988).

28. Remley, T.J., Abdel-Khalik, S.I., Jeter, S.M., Ghiaasiaan, S.M., Dowling, M.F., “ Effect of non-uniform heat flux on wall friction and convection heat transfer coefficient in a trapezoidal channel”, ***İnternational Journal of Heat and Mass Transfer***, 44: 2453-2459 (2001).

29. Yuan, J., Rokni, M., Sunden, B., “Simulation of fully developed laminar heat and mass transfer in ducts with rectangular and trapezoidal cross-section area by using different turbulence models ”, ***Numerical Heat Transfer***, Part A: 321-344 (1996).

30. Rokni, M., Sunden, B., “3 D numerical investigation of turbulent forced convection in wavy ducts with trapezoidal cross section”, ***İnternal Journal of Numerical Methods Heat Fluid Flow***, 8: 118-141 (1998).

31. Onur, N., Turgut, O., Arslan, K., Kurtul, Ö., “An experimental and three-dimensional numerical study on the convective heat transfer inside a trapezoidal duct under constant wall temperature”, ***Heat Mass Transfer ,***45: 263-274, Ankara, (2009).

32. Dökmeci, S., “Yamuk kesitli kanalın giriş bölgesindeki akış ve ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, ***Gazi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 25-27, (2006).

33. Arslan, A., “Yamuk kesitli kanal içerisinde türbülanslı zorlanmış konveksiyon şartlarında ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, ***Gazi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 13-15 (2006).

34. Etemad, S.G., Mujumdar, A.S., Nassef, R., “Viscous non-newtonian forced convection heat transfer in semi-circular and equilateral triangular ducts: an experimental study” , ***Int. Comm. Heat Mass Transfer***, 24: 609-620 (1997).

35. Altınışık, K., "Uygulamalarla Isı Transferi", 1'inci Baskı, ***Nobel Yayın Dağıtım***, Ankara, 132-155 (2003).

36. Incorpera, F.P., DeWitt, D.P., "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri", ***Literatür Yayıncılık,*** 305-505,639-640 (2006).

37. Kılıç, M., Yiğit, A., "Isı Transferi", 2'nci Baskı, ***Alfa Basım Yayım***, İstanbul, 165-166, 182-184 (2004).

38. Fox, R.W., McDonald, A.T., "Introduction to Fluid Dynamics", 4th Ed., ***John Wiley&Sons Inc***., New York, 255-280 (1994).

39. Loehrke, R.I., Nagip, H.M., "Control of free-stream turbulence by means of honeycombs: A balance between supression and generation", ***Journal of Fluid Engineering***, 98: 342-353 (1976).

40. Benedick, R.P., "Fundumentals of temperature, pressure and flow measurements, 2nd Ed., ***Wiley***., New York, Ch. 17, 365-400 (1977).

41. Genceli, O. F., "Ölçme tekniği", 1st Ed., ***Birsen Yayınevi***., İstanbul, Ch. 4, 21-22(1994).

42. Chapra, S.C.,Canale, R.P., "Mühendisler için sayısal yöntemler", 3'üncü Baskı, ***Literatür Yayıncılık,*** 634-643 (2006).

43. Leung, C.W., Wong, T.T. and Kang, H.J., "Forced convection of turbulent flow in triangular ducts with different angles and surface roughnesses", ***Heat and Mass Transfer***, 34: 63-68 (1998).

44. Holman, J.P., "Experimental Methods for Engineers 5th Ed.", ***McGraw-Hill International Editions***, Singapore, 287-341 (1989).

45. Al-Arabi, M., "Turbulent heat transfer in the entrance region of a tube" ***Heat Transfer Engineering ,***3: 76-83 (1982).

EKLER

EK-1. Altıgen kesitli kanaldan iletim ile gerçekleşen ısı kaybı hesabı

İletimle test kanalından çevre ortama kaybolan ısı transferi miktarı (Q_i) Fourier Yasası kullanılarak;

$$Q_i = -kA_y \frac{\partial T}{\partial x}$$

şeklinde hesaplanır. Burada; Q_i (W), x-mesafesindeki A_y alanından gerçekleşen ısı transferi miktarını,A_y (m^2) yalıtım malzemesinin yüzey alanını, k (W/m.K) yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısını (0,038 W/m.K), $\frac{\partial T}{\partial x}$ ise x-mesafesindeki sıcaklık gradyantıdır. Altıgen kesitli kanaldaki iletim ile gerçekleşen ısı kaybı hesabı Ek-1'de verilmiştir.

A_y yalıtım malzemesinin yüzey alanı yerine $\frac{2x}{\sqrt{3}} L$, iletimle test kanalından çevre ortama kaybolan ısı transferi miktarı (Q_i) yerine q_x yazılır ve altıgen kesitli kanalın çevre ortama ısı transferi yapan altı kenarı bulunduğu göz önüne alınırsa,

$$q_x = -6k\left(\frac{2x}{\sqrt{3}} L\right)\frac{\partial T}{\partial x}$$

Şekline gelir. Burada; L (m) test kanalı uzunluğunu, x (m) ise yalıtım malzemesinin genişliğini, q_x (Watt) ise x noktasından çevre ortama kaybolan ısı transferi miktarını iafede etmektedir [36].

Eşitlikte gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$\frac{6\sqrt{3}}{2L} q_x \int_{x_1}^{x_2} \frac{d_x}{x} = -k \int_{T_2}^{T_1} dT$$

EK-1. (Devam) Altıgen kesitli kanaldan iletim ile gerçekleşen ısı kaybı hesabı

Haline gelir. Burada x_1 (m) yalıtım malzemesinin alt noktasının genişliğini, x_2 (m) yalıtım malzemesinin üst noktasının genişliğini, T_1 (K) yalıtım malzemesinin alt noktasının sıcaklığını, T_2 (K) yalıtım malzemesinin üst noktasının sıcaklığını ifade etmektedir. Yalıtım malzemesinin üst ve alt noktaların Şekil 4.8'de daha detaylı gösterilmiştir.

Eşitlikte yer alan integral işlemleri yapılırsa,

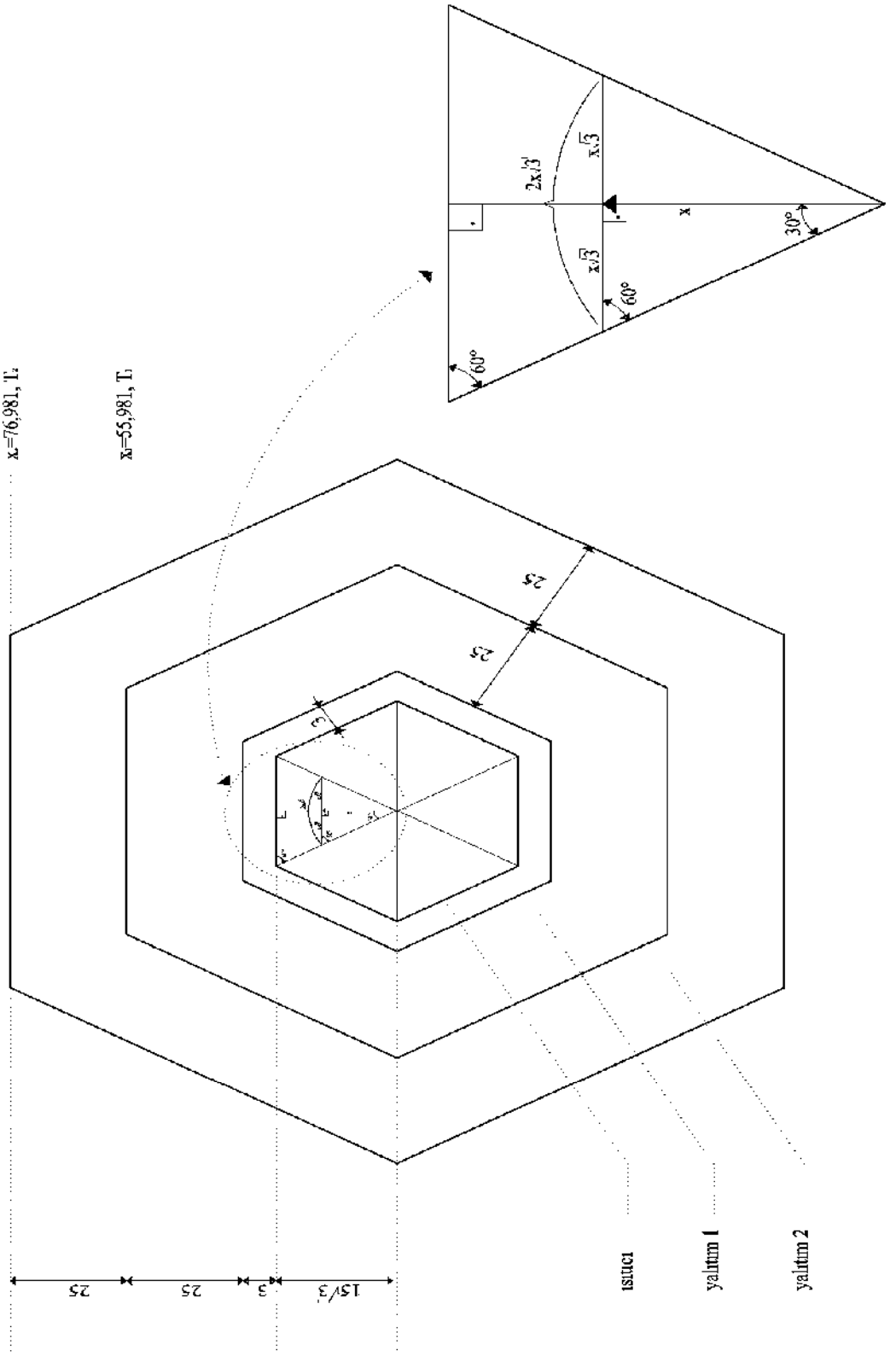
$$T = T_1 - \frac{6\sqrt{3}q_x}{2kL}\ln\left(\frac{x}{x_1}\right)$$

Burada $x=x_2$ ve $T=T_2$ sınır şartı yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$q_x = \frac{12kL(T_1 - T_2)}{\sqrt{3}\ln\frac{x_2}{x_1}}$$

Şekline gelir.

EK-1. (Devam) Altıgen kesitli kanaldan iletim ile gerçekleşen ısı kaybı hesabı



Şekil 1.1. Yalıtım malzemesi üzerinde ölçüm yapılan noktaların detaylı görünümü

EK-2. Hata analizi

Bütün deneylerden elde edilen bulgular belirli bir şekilde analiz edilmelidir. Deneyleri yapan ve bu deney sonuçlarını kullanan araştırmacılar daima elde edilen bulguların geçerliliğini bilmek isterler. En basit bir ölçme şekli olan sıcaklık ölçmesinde bile kullanılan ölçme aletinin hassasiyeti bilinmelidir. Deney yapılırken, deneyi yapan ne kadar tecrübeli olursa olsun ve dikkat ederse etsin, yine de deney sonuçlarında bazı hatalar görülebilir. Bu hataların bazıları rastgele karakterde görülürken, bazıları da deneyi yapan elmanın dikkatsizliği nedeni ile ortaya çıkan ve çoğunlukla normal dağılımdan aşırı farklılıklar gösteren karakterde olabilir.

Genel olarak deneysel hataları üç grupta toplamak mümkündür. Bunlardan birinci gruptakiler, dikkatsizlik ve tecrübesizlikten olabilen hatalardır. Ölçme cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış dizaynından ortaya çıkan hatalar bu grup içinde düşünülür. Bu hatalar genellikle ölçülen diğer bulgulardan farklı karakterde olduğundan, tecrübeli bir deneyci tarafından bunlar kolaylıkla tespit edilerek, değerlendirme dışı bırakılabilir.

İkinci gurup hatalar, sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar da genel olarak tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla bilinmeyen hatalardır.

Üçüncü gurup hatalar ise rastgele hatalardır. Bunlar ise deneyi yapan elemanların değişmesinden, deneyi yapanların dikkatlerinin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, cihazların ısınmasından ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınımlardan veya ölçme aletlerindeki histerizis olaylarından kaynaklanabilir.

Belirli bir sayıda deney yapıldıktan sonra bu deneye ait hata oranlarının tespiti için pratikte birkaç yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılanı ise “belirsizlik analizi” yöntemidir. Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen yöntem Kline ve McClintock tarafından ortaya atılmıştır. Bu yönteme göre

EK-2. (Devam) Hata analizi

ölçülmesi gereken büyüklük R, ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, x_3, ……..,, x_n olsun. Bu durumda

$$R = R(x_1, x_2, x_3, ..., x_n)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları w_1, w_2, w_3, ……..,, w_n ve R büyüklüğünün hata oranı W_r ise,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

şeklinde ifade edilir.

Yapılan deneysel çalışmada yapılan maksimum hata bu şekilde hesaplanmıştır. Formülde kullanılan W terimi parametrelerdeki mutlak hatayı ifade etmektedir. Parametrelerdeki mutlak hata değerleri aşağıda verilmiştir. Ayrıca örnek bir hata analizi hesabı Ek-4 ile sunulmuştur.

Kanalın çevresinin hesabında yapılan hata miktarı:

$$P = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6$$

$$\frac{W_P}{P} = \left[\left(\frac{W_{L_1}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_2}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_3}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_4}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L5}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L6}}{P} \right) \right]^{1/2}$$

Yüzey alanı hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$A_s = P \times L$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

$$\frac{W_{A_s}}{A_s} = \left[\left(\frac{W_P}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Kesit alanı hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$A_k = (a+b) \times h$$

$$\frac{W_{A_k}}{A_k} = \left[\left(\frac{W_L}{(a+b)} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{(a+b)} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{h} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Logaritmik sıcaklık farkının hesaplanmasındaki hata miktarı:

$$\Delta T_{lm} = \left(\frac{(\Delta T_o - \Delta T_i)}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \right)$$

$$\frac{W_{\Delta T_{lm}}}{\Delta T_{lm}} = \left[\frac{\left((W_{\Delta T_o}) \left(\frac{\partial \Delta T_{lm}}{\partial \Delta T_o} \right) \right)^2 + \left((W_{\Delta T_i}) \left(\frac{\partial \Delta T_{lm}}{\partial \Delta T_i} \right) \right)^2}{\left(\frac{(\Delta T_o - \Delta T_i)}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \right)^2} \right]^{1/2}$$

ΔT_o ’ın hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\Delta T_o = T_w - T_o$$

$$\frac{W_{\Delta T_o}}{\Delta T_o} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T_o} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_o}}{\Delta T_o} \right)^2 \right]^{1/2}$$

ΔT_i ’nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

EK-2. (Devam) Hata analizi

$$\Delta T_o = T_w - T_i$$

$$\frac{W_{\Delta T_i}}{\Delta T_i} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T_i} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_i}}{\Delta T_i} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Q_r'nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Q_r = 2\sigma A_s F \varepsilon (T_w^4 - T_\infty^4)$$

$$\frac{W_{Q_r}}{Q_r} = \left[\left(\frac{W_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_\infty^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_\infty^3}{T_w^4 - T_\infty^4} W_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Q_i'nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Q_i = \frac{12kL(T_1 - T_2)}{\sqrt{3} \ln \frac{x_2}{x_1}}$$

$$W_{Q_i} = \left[\left(\frac{\partial Q_i}{\partial L} W_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial T_1} W_{T1} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial T_2} W_{T2} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial x_1} W_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial x_2} W_{x_2} \right)^2 + \right]^{1/2}$$

Kanala ısıtıcılarla verilen enerjinin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$E = \frac{V_e^2}{R_e}$$

$$W_E = \left[\left(\frac{2V_e}{R_e} W_{V_e} \right)^2 + \left(\frac{V_e^2}{R_e^2} W_{R_e} \right)^2 \right]^{1/2}$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

Taşınımla olan ısı transferi miktarının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$Q_t = E - Q_i - Q_r$$

$$\frac{W_{Q_t}}{Q_t} = \left[\left(\frac{W_E}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_i}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_r}}{Q_t} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Taşınım katsayısının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$h = \frac{Q_t}{A_s \Delta T_{lm}}$$

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_{Q_t}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{lm}}}{\Delta T_{lm}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Hidrolik çapın bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$D_h = \frac{4A_k}{P}$$

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[\left(\frac{W_{A_k}}{A_k} \right)^2 + \left(\frac{W_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Nu = \frac{hD_h}{k}$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

$$\frac{W_{Nu}}{Nu}=\left[\left(\frac{W_h}{h}\right)^2+\left(\frac{W_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{W_k}{k}\right)^2\right]^{1/2}$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Re=\frac{\rho V D_h}{\mu}$$

$$\frac{W_{Re}}{Re}=\left[\left(\frac{W_\rho}{\rho}\right)^2+\left(\frac{W_\mu}{\mu}\right)^2+\left(\frac{W_V}{V}\right)^2+\left(\frac{W_{D_h}}{D_h}\right)^2\right]^{1/2}$$

Darcy sürtünme faktörünün hesabında yapılan hata miktarı:

$$f=\frac{-\Delta P(D_h/L)}{\rho V^2/2}$$

$$\frac{W_f}{f}=\left[\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2+\left(\frac{W_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{W_L}{L}\right)^2+\left(\frac{W_\rho}{\rho}\right)^2+\left(\frac{2}{V}W_V\right)\right]^{1/2}$$

EK-3. Nusselt sayısının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

Re=8980 ve 20,6 volt değerleri için yapılan deneyin sonucunda;

Isıl çiftlerden elde edilen sıcaklık değerleri şu şekildedir:

T101=30,78 ^{o}C
T102=30,02 ^{o}C
T103=30,46 ^{o}C
T104=30,54 ^{o}C
T105=30,38 ^{o}C
T106=29,86 ^{o}C
T107=30,34 ^{o}C
T108=30,16 ^{o}C
T109=29,98 ^{o}C
T110=30,62 ^{o}C
T111=30,45 ^{o}C
T112=30,69 ^{o}C
T113=30,29 ^{o}C
T114=30,06 ^{o}C
T115=30,36 ^{o}C
T116=30,57 ^{o}C
T117=29,68 ^{o}C
T118=30,36 ^{o}C
T119=30,64 ^{o}C
T120=30,46 ^{o}C
T121=30,08 ^{o}C
T122=30,21 ^{o}C
T123=30,48 ^{o}C
T124=30,34 ^{o}C
T125=21,25 ^{o}C
T126=22,10 ^{o}C
T127=21,84 ^{o}C
T128=21,56 ^{o}C
T129=21,71 ^{o}C
T130=21,96 ^{o}C
T131=21,54 ^{o}C
T132=25,26 ^{o}C
T133=24,88 ^{o}C
T134=25,05 ^{o}C
T135=25,38 ^{o}C
T136=25,13 ^{o}C
T137=25,27 ^{o}C
T138=24,82 ^{o}C
T139=25,25 ^{o}C
T140=25,79 ^{o}C

EK-3. (Devam) Nusselt sayısının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

T201=26,02 ^{o}C
T202=25,68 ^{o}C
T203=25,46 ^{o}C
T204=26,03 ^{o}C
T205=25,37 ^{o}C
T206=25,49 ^{o}C
T207=22,25 ^{o}C
T208=22,84 ^{o}C
T209=22,57 ^{o}C
T210=22,59 ^{o}C
T211=22,68 ^{o}C
T212=22,33 ^{o}C
T213=22,58 ^{o}C
T214=22,59 ^{o}C
TÇEVRE=20,9 9 ^{o}C

Yukarıda verilen sıcaklık değerlerine göre;

Havanın test kanalına giriş sıcaklığı;

T_g = (T125+T126+T127+T128+T129+T130+T131)/7 = 21,71 ^{o}C = 294,86 K

Havanın test kanalından çıkış sıcaklığı;

$T_ç$ = (T132+T133+T134+T135+T136+T137+T138)/7 = 25,11 ^{o}C = 298,26 K

Test kanalı duvar ortalama sıcaklığı;

T_w = (T101+T102+T103+T104+T105+T106+T107+T108+T109+T110+T111+T112
+T113+T114+T115+T116+ T117+T118+T119+T120+T121
+T122+T123+T124)/24
= 30,33 ^{o}C = 303,48 K

Test kanalına yerleştirilen yalıtım malzemesinin iç yüzey sıcaklığı;

T_2 = (T139+T140+T201+T202+T203+T204+T205+T206)/8 = 25,64 ^{o}C = 298,79 K

Test kanalına yerleştirilen yalıtım malzemesinin dış yüzey sıcaklığı;

EK-3. (Devam) Nusselt sayısının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

T_1 = (T207+T208+T209+T210+T211+T212+T213)/7 = 22,55 ^oC = 295,70 K

Çevre ortam sıcaklığı, T_∞ = 20,99 ^oC = 294,14 K

Isıtıcılarla test kanalına verilen voltaj miktarı, V_e=20,6 Volt,
Isıtıcıların toplam direnci, R_e=12,307 Ω,
Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı, k=0,038 W/m.K,
Yalıtım malzemesinin alt noktasının genişliği, $x_1=55,981\times10^{-3}$ m,
Yalıtım malzemesinin üst noktasının genişliği, $x_2=76,981\times10^{-3}$ m,
Kanal malzemesinin neşretme katsayısı, $\varepsilon = 0,12$,
Test kanalı yüzey alanı, A_s=0,36 m^2,
Test kanalı alanı, $A=23,3827\times10^{-4}$ m^2,
Test kanalı uzunluğu, L=2,0 m,
Kanalın hidrolik çapı, $D_h=5,2\times10^{-2}$ m,
Altıgen kesitli kanal içerisindeki ortalama akışkan sıcaklığı;

T_b = (T_g+$T_ç$)/2 = 296,56 K

Havanın ısı iletim katsayısı (havanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı esas alınarak), $k_h=26,03\times 10^{-3}$ W/m.K,
değeri elde edilmiştir.

Bu değerler kullanılarak, öncelikle ısıtıcılarla kanala verilen enerji miktarı bulunacak olursa;

$$E = \frac{(V_e)^2}{R_e},$$

$$\mathrm{E} = \frac{(20,6)^2}{(12,307)} = 34,481\mathrm{W}$$

EK-3. (Devam) Nusselt sayısının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

İletimle kaybolan ısı transferi miktarı,

$$Q_i = \frac{(12)(k)(L)(T_2 - T_1)}{(\sqrt{3})\ln\left(\frac{x_2}{x_1}\right)},$$

$$\mathrm{Q_i} = \frac{(12)(0,038)(2)\left(298,79 - 295,70\right)}{(\sqrt{3})\ln\left(\frac{76,981}{55,981}\right)} = 5,108\,\mathrm{W}$$

Radyasyonla test kanalından giriş ve çıkış kanallarına gerçekleşen ısı transferi miktarı,

$$Q_r = 2\sigma\varepsilon FA(T_w{}^4 - T_\infty{}^4),$$

$$\mathrm{Q_r} = (2)(5,67\times10^{-8})(0,12)(1)(23,3827\times10^{-4})\left[(303,48)^4 - (294,14)^4\right] = 0,032\,\mathrm{W}$$

Konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi miktarı,

$$Q_t = E - Q_i - Q_r,$$

$$\mathrm{Q_t} = 34,481 - 5,108 - 0,032 = 29,341\,\mathrm{W}$$

Ortalama ısı taşınım katsayısı,

$$\mathrm{h_m} = \frac{\mathrm{Q_t}}{(\mathrm{A_s})(\Delta \mathrm{T_{lm}})},$$

Buradaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ΔT_{lm},

EK-3. (Devam) Nusselt sayısının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)},$$

$$\Delta T_o = T_w - T_o = 303,48 - 298,26 = 5,22\,K,$$

$$\Delta T_i = T_w - T_i = 303,48 - 294,86 = 8,62K,$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{5,22 - 8,62}{\ln(5,22 / 8,62)} = \frac{-3,4}{-0,502} = 6,773K,$$

$$h_m = \frac{Q_t}{(A_s)(\Delta T_{lm})},$$

$$h_m = \frac{29,341}{(0,36)(6,773)} = 12,034\,W / m^2K$$

Sonuçta ortalama Nusselt sayısı ise,

$$Nu_m = \frac{(h_m)(D_h)}{k_h},$$

$$Nu_m = \frac{(12,034)(5,2\times10^{-2})}{(25,6\times10^{-3})} = 24,44$$

olarak elde edilmiştir.

EK-4. Darcy sürtünme faktörü değerinin bulunması ile ilgili örnek hesaplama

Yine, Re=8980 ve 20,6 volt değerleri için yapılan deneyin sonucunda;
Kanaldaki basınç düşümü, ΔP=-5,5 Pa,
Kanalın boyu, L=2,0 m,
Kanalda akan havanın ortalama hızı, V=2,87489 m/s,
Havanın yoğunluğu (havanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı esas alınarak), ρ = 1,09854 kg/m^3,
değerleri elde edilmiştir.
Bu değerler kullanılarak Darcy sürtünme faktörü,

$$f = \frac{-\Delta P(D_h / L)}{\frac{\rho(V)^2}{2}},$$

$$\mathrm{f} = \frac{-(-5,5)(5,2\times10^{-2} / 2)}{\frac{(1,09854)(2,87489)^2}{2}} = 0,0315$$

olarak hesaplanmıştır.

EK-5. Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Yukarıda ele aldığımız hesaplamanın hata analizi için örnek hesaplama yapacak olursak;

Sıcaklık ölçümleri : $\pm 0{,}3\,\mathrm{K}$

Boyut ölçümleri : $\pm 0{,}1\,\mathrm{mm}$

Basınç ölçümleri : $\pm \%2$

Hız ölçümleri : $\pm 0{,}2\,\mathrm{m/s}$

Elektriksel ölçümler : $\pm \%0{,}5$

Değerleri kullanılarak sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

Kanal çevresinin hesabında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_P}{P}=\left[\left(\frac{W_{L_1}}{P}\right)^2+\left(\frac{W_{L_2}}{P}\right)^2+\left(\frac{W_{L_3}}{P}\right)^2+\left(\frac{W_{L_4}}{P}\right)^2+\left(\frac{W_{L5}}{P}\right)^2+\left(\frac{W_{L6}}{P}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$=\left[\left(\frac{0,0001}{0,36}\right)^2+\left(\frac{0,0001}{0,36}\right)^2+\left(\frac{0,0001}{0,36}\right)^2+\left(\frac{0,0001}{0,36}\right)^2+\left(\frac{0,0001}{0,36}\right)^2+\left(\frac{0,0001}{0,36}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$=0,00068$$

Yüzey alanının hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{A_s}}{A_s}=\left[\left(\frac{W_P}{P}\right)^2+\left(\frac{W_L}{L}\right)^2\right]^{1/2}=\left[(0,00068)^2+\left(\frac{0,0001}{2}\right)^2\right]^{1/2}=0,00068$$

Kesit alanı hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{A_k}}{A_k}=\left[\left(\frac{W_L}{(a+b)}\right)^2+\left(\frac{W_L}{(a+b)}\right)^2+\left(\frac{W_L}{h}\right)^2\right]^{1/2}$$

EK-5. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$= \left[\left(\frac{0{,}0001}{(0{,}03+0{,}06)} \right)^2 + \left(\frac{0{,}0001}{(0{,}03+0{,}06)} \right)^2 + \left(\frac{0{,}0001}{(0{,}1039)} \right)^2 \right]^{1/2} = 0{,}0018$$

ΔT_o ’ın hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{\Delta T_o}}{\Delta T_o} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T_o} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_o}}{\Delta T_o} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,3}{5,220} \right)^2 + \left(\frac{0,3}{5,220} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0812$$

ΔT_i ’nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{\Delta T_i}}{\Delta T_i} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T_i} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_i}}{\Delta T_i} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,3}{8,620} \right)^2 + \left(\frac{0,3}{8,620} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0492$$

Logaritmik sıcaklık farkının hesaplanmasındaki hata miktarı:

$$\frac{W_{\Delta T_{lm}}}{\Delta T_{lm}} = \left[\frac{\left((W_{\Delta T_o}) \left(\frac{\partial \Delta T_{lm}}{\partial \Delta T_o} \right) \right)^2 + \left((W_{\Delta T_i}) \left(\frac{\partial \Delta T_{lm}}{\partial \Delta T_i} \right) \right)^2}{\left(\frac{(\Delta T_o - \Delta T_i)}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$= \left[\frac{\left((0,4238)(0,591) \right)^2 + \left((0,4241)(0,423) \right)^2}{(45,872)} \right]^{1/2} = 0,045$$

Q_r’nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

EK-5. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_{Q_r}}{Q_r} = \left[\left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^{\,3}}{T_w^{\,4} - T_\infty^{\,4}} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_\infty^{\,3}}{T_w^{\,4} - T_\infty^{\,4}} W_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left[(0,00068)^2 + \left(\frac{4(303,48)^3}{(303,48)^4 - (294,14)^4} (0,3) \right)^2 + \left(\frac{4(294,14)^3}{(303,48)^4 - (294,14)^4} (0,3) \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[(0,00000046) + (0,0013) + (0,00094) \right]^{1/2} = 0,0473$$

$$\Rightarrow W_{Q_r} = (0,0473)(0,032) = 0,00151$$

İletimle kaybolan toplam ısı transferi miktarı, Q_i'nin hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$W_{Q_i} = \left[\left(\frac{\partial Q_i}{\partial L} W_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial T_1} W_{T1} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial T_2} W_{T2} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial x_1} W_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_i}{\partial x_2} W_{x_2} \right)^2 + \right]^{1/2}$$

$$W_{Q_i} = \left[\begin{array}{l} (2,550 \times 0,0001)^2 + (-1,651 \times 0,3)^2 + (1,651 \times 0,3)^2 + (290,020 \times 0,0001)^2 + \\ (207,206 \times 0,0001)^2 \end{array} \right]^{1/2}$$

$$\Rightarrow W_{Q_i} = 0,700$$

Kanala ısıtıcılarla verilen enerjinin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$W_E = \left[\left(\frac{2V_e}{R_e} W_{V_e} \right)^2 + \left(\frac{V_e^{\,2}}{R_e^{\,2}} W_{R_e} \right)^2 \right]^{1/2}$$

EK-5. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$= \left[\left(\frac{2(20,60)}{(12,307)} (20,60 \times 0,005) \right)^2 + \left(\frac{(20,60)^2}{(12,307)^2} (12,307 \times 0,005) \right)^2 \right]^{1/2} = 0,3853$$

Taşınımla olan ısı transferi miktarının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{Q_t}}{Q_t} = \left[\left(\frac{W_E}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_i}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_r}}{Q_t} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,3853}{29,341} \right)^2 + \left(\frac{0,700}{29,341} \right)^2 + \left(\frac{0,00151}{29,341} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[(1,72 \times 10^{-4}) + (5,69 \times 10^{-4}) + (2,65 \times 10^{-9}) \right]^{1/2} = 0,0272$$

Taşınım katsayısının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_{Q_t}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{lm}}}{\Delta T_{lm}} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0272)^2 + (0,00068)^2 + (0,045)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[(0,00074) + (0,00000046) + (0,0020) \right]^{1/2} = 0,052$$

Hidrolik çapın bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[\left(\frac{W_{A_k}}{A_k} \right)^2 + \left(\frac{W_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0018)^2 + (0,00068)^2 \right]^{1/2} = 0,0019$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

EK-5. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_{Nu}}{Nu}=\left[\left(\frac{W_h}{h}\right)^2+\left(\frac{W_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{W_k}{k}\right)^2\right]^{1/2}=\left[(0,052)^2+(0,0019)^2+(0)^2\right]^{1/2}$$

$$=\left[(0,0027)+(0,0000036)\right]^{1/2}=0,0052$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{Re}}{Re}=\left[\left(\frac{W_\rho}{\rho}\right)^2+\left(\frac{W_\mu}{\mu}\right)^2+\left(\frac{W_V}{V}\right)^2+\left(\frac{W_{D_h}}{D_h}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$=\left[(0)^2+(0)^2+\left(\frac{(0,2)}{(2,875)}\right)^2+(0,0019)^2\right]^{1/2}=\left[(0,0048)+(0,00000361)\right]^{1/2}=0,0693$$

Darcy sürtünme faktörünün hesabında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_f}{f}=\left[\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2+\left(\frac{W_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{W_L}{L}\right)^2+\left(\frac{W_\rho}{\rho}\right)^2+\left(\frac{2}{V}W_V\right)^2\right]^{1/2}$$

$$=\left[\left(\frac{(5,50)(0,02)}{(5,50)}\right)^2+(0,0019)^2+\left(\frac{0,0001}{(2,0)}\right)^2+(0)^2+\left(\frac{2}{(2,875)}(0,2)\right)^2\right]^{1/2}$$

$$=\left[(0,004)+(0,00000361)+(2,5\times10^{-9})+(0,0194)\right]^{1/2}=0,153$$

Görüldüğü gibi bu örnek için Nusselt sayısındaki belirsizlik %5,20, Reynolds sayısındaki belirsizlik %6,93, Darcy sürtünme faktöründeki belirsizlik ise %15,30 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade

EK-5. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

etmektedir. Deneysel veriler arasından gelişigüzel yapılan belirleme ile seçilen değerler üzerinden yapılan benzer tarzdaki hata analizlerinde de yaklaşık aynı hata mertebeleri elde edilmiştir. Bulunan bu değerler, bu çalışma için tipik belirsizlik değeri olarak kabul edilebilir.

EK-6. Isıl çiftlerin kalibrasyonu

Bir ölçme aletinin doğruluğu, bilinen değerler ile karşılaştırılarak hataların azaltılması işlemi kalibrasyon olarak tanımlanmaktadır. Kalibrasyon işlemi standart enstitülerinin imkanları kullanılarak, doğruluğu bilinen ve kanıtlanmış cihazlar yardımıyla veya bilinen bir kaynak ile yapılmaktadır [44].

Yapılan deneysel çalışmada ısıl çiftler buzlu su ve kaynayan su sıcaklıkları arasında kalibre edilmişlerdir.

EK-7. Dairesel kesitli kanalda hız hesabı

Dairesel kesitli kanaldaki ortalama hızın hesaplanması Reynolds sayısının Re=8980 ve 20,6 volt değerleri için yapılan deney için aşağıda verilmiştir. Dairesel kesitli kanaldaki ortalama hız Simpson 1/3 kuralı kullanılarak yaklaşık integrasyon metodu ile hesaplanmıştır [43]. Dairesel kesitli kanalda hız değerleri kanal merkezinden kanal yüzeyine doğru değişik noktalarda taranmıştır ve ölçülen hız değerleri Çizelge Ek-7.1'de verilmiştir.

Çizelge Ek-7.1 Dairesel kanalda ölçülen hız değerleri

r (mm)	V (m/s)
0	2,55
5,75	2,48
11,5	2,32
17,25	2,19
23	3,02
28,75	1,76
34,5	0

Dairesel kesitli kanal içerisindeki ortalama hız;

$$V = \frac{2}{R^2}\int_0^R V(r,x)\,r\,dr$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada; V(m/s) dairesel kesitli kanaldaki hızı, R(m) ise dairesel kesitli kanalın yarıçapını ifade eder. Yukarıda verilen integral Simpson 1/3 kuralı kullanılarak çözülürse:

$$V = \frac{2}{R^2}\int_0^R V(r,x)\,r\,dr = \frac{2}{\left(34,5x10^{-3}\right)^2}\int_0^R V(r)\,dr$$

EK-7. (Devam) Dairesel kesitli kanalda hız hesabı

$$V=\frac{2}{\left(34,5x10^{-3}\right)^2}\int_0^R V(r)dr=\left(\frac{2}{\left(34,5x10^{-3}\right)^2}\right)x\left(\frac{\frac{(R-0)}{6}}{3}\right)([v_0xr_0]+[4v_1xr_1]+[2v_2xr_2]+$$

$$[4v_3xr_3]+[2v_4xr_4]+[4v_5xr_5]+[v_6xr_6])$$

$$V=\left(\frac{2}{\left(34,5x10^{-3}\right)^2}\right)x\left(\frac{5,75x10^{-3}}{3}\right)\left[(2,55)x(0)\right]+\left[(4)x(2,48)x\left(5,75x10^{-3}\right)\right]+$$

$$\left[(2)x(2,32)x\left(11,5x10^{-3}\right)\right]+\left[(4)x(2,19)\left(17,25x10^{-3}\right)\right]+\left[(2)x(3,02)x\left(23x10^{-3}\right)\right]$$

$$+\left[(4)x(1,76)x\left(28,75x10^{-3}\right)\right]+\left[(0)x\left(34,510^{-3}\right)\right]$$

$$V=(1680,32)x(0,019)x\left[(0)+(0,05704)+(0,05336)+(0,15111)+(0,13892)+(0,2024)\right]$$

$$V=1.79333m/s$$

Dairesel kesitli kanaldaki ortalama hız değeri V=1.79333 m/s olarak hesaplanmıştır [43].

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SARI, Mehmet

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 06.08.1983 Düzce

Medeni hali : Bekar

Telefon : 0 (312) 640 10 10-2115

Faks : 0 (312) 640 10 20

e-mail : mehmet.sari83@hotmail.com.

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Makina Müh. Bölümü	2006
Lise	B. Deneme Lisesi	2001

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2007-2010	Başöz Enerji A.Ş.	Proje Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Turgut, O.,Sarı, M., “Altıgen Kesitli Bir Kanal İçerisinde Geçiş Bölgesi İçin Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Türbülanslı Akışın Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, 14. Bilgisayar Destekli Mühendislik ve Sistem Modelleme Konferansı, 05-06 Kasım 2009, ODTÜ, ANKARA

Hobiler

Futbol, Sinema, Basketbol