

**ALT YÜZEYİNE DEĞİŞİK EĞİM AÇILARINA SAHİP
KANATÇIKLAR YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KESİTLİ
KANAL İÇERİSİNDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN
TÜRBÜLANSLI AKIŞ KOŞULLARINDA DENEYSEL VE SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

Kamil ARSLAN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2010

ANKARA

Kamil ARSLAN tarafından hazırlanan ALT YÜZEYİNE DEĞİŞİK EĞİM AÇILARINA SAHİP KANATÇIKLAR YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN TÜRBÜLANSLI AKIŞ KOŞULLARINDA DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Nevzat ONUR

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Nevzat ONUR

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Ö. Murat DOĞAN

Kimya Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Cemil YAMALI

Makine Mühendisliği, ODTÜ

Tarih: 14/05/2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora 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.

Kamil ARSLAN

**ALT YÜZEYİNE DEĞİŞİK EĞİM AÇILARINA SAHİP
KANATÇIKLAR YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KESİTLİ
KANAL İÇERİSİNDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN
TÜRBÜLANSLI AKIŞ KOŞULLARINDA DENEYSEL VE SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

(Doktora Tezi)

Kamil ARSLAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Mayıs 2010

ÖZET

Bu çalışmada, alt yüzeyine farklı eğim açlarına sahip engel geometrileri yerleştirilmiş olan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki zorlanmış ısı taşınımı türbülanslı akış koşullarında deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Kanalın alt yüzeyine sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı uygulanmıştır. Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan türbülanslı akış şartları kararlı rejim koşullarında incelenmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \cong 0,7$) kullanılmıştır. Çalışma, türbülanslı akışın geçiş bölgesi ve tam türbülanslı bölge koşulları için gerçekleştirilmiştir. Farklı engel eğim açıları ve farklı Reynolds sayılarında (Re) 238 durum için deneysel ve sayısal veri toplanmıştır. Deneysel çalışmalardaki hata oranı Reynolds sayısı (Re), ortalama Darcy sürtünme faktörü (f_m) ve ortalama Nusselt sayısı (Nu_m) için yaklaşık olarak sırasıyla, %1,02, %2,83 ve %3,11 civarında çıkmıştır. Deneysel ve sayısal çalışma sonuçları birbirleri ile kıyaslanmış ve uyum içerisinde oldukları gözlemlenmiştir. Çalışma sonuçları, geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış bölgesi şartlarında farklı engel eğim açıları için $Nu_m = aRe^b$ ve $f_m = cRe^d$ şeklinde ifade edilmiştir. Bunun yanında, tüm engel eğim açılarını kapsayacak şekilde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme

faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini ifade eden tek bir bağıntı geliştirilmiştir. Kanal içerisindeki hız, sıcaklık ve türbülans kinetik enerji dağılımları farklı engel eğim açıları için kontür ve vektör grafikleri şeklinde verilmiştir. Herbir engel eğim açısının verimlilik oranı farklı Reynolds sayıları için elde edilmiştir. Sonuçta, $h_2=4,5$ mm'lik engel yüksekliğinin en yüksek, buna karşılık, $h_2=9,0$ mm'lik engel yüksekliğinin ise en düşük verimlilik oranında olduğu saptanmıştır.

Bilim Kodu : 914.1.038
Anahtar Kelimeler : zorlanmış taşınım, türbülanslı akış, hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış, engel, dikdörtgen kesitli kanal
Sayfa Adedi : 224
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Nevzat ONUR

**EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF FLOW AND
HEAT TRANSFER IN RECTANGULAR CROSS-SECTIONED DUCT WITH
MOUNTED BAFFLES ON THE BOTTOM SURFACE WITH DIFFERENT
INCLINATION ANGLES UNDER TURBULENT FLOW CONDITIONS
(Ph.D. Dissertation)**

Kamil ARSLAN

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

May 2010

ABSTRACT

In this study, turbulent flow forced convection heat transfer in horizontal rectangular cross-sectioned duct with baffles mounted on the bottom surface having different inclination angles were investigated both experimentally and numerically. A constant wall temperature boundary condition was imposed on the bottom surface of the duct. Hydrodynamically and thermally developing (simultaneously developing) turbulent flow was investigated under steady-state flow conditions. Air ($Pr \cong 0.7$) was used as the working fluid. The study was carried out for both transition and fully turbulent flow regions. At different baffle inclination angles and Reynolds numbers (Re), experimental and numerical data were collected for 238 different cases. The experimental error was around 1.02%, 2.83% and 3.11% for the Reynolds number (Re), mean Darcy friction factor (f_m) and mean Nusselt number (Nu_m), respectively. Experimental and numerical results were compared with each other and it was observed that there was good agreement. The results were presented for different baffle inclination angles in the form of $Nu_m = aRe^b$ and $f_m = cRe^d$ for both transition and fully turbulent flow regions. In addition, a simple equation was obtained for mean Nusselt number and mean Darcy friction factor including all the baffle inclination angles as a function of Reynolds number. The velocity,

temperature and turbulent kinetic energy distributions in the duct were given as contour and vector graphs for different baffle inclination angles. A thermal efficiency ratio was obtained for each baffle inclination angle as a function of Reynolds number. Eventually, it was determined that the baffle height of $h_2=4.5$ mm resulted in highest thermal efficiency ratio, while the baffle height of $h_2=9.0$ mm resulted in the lowest thermal efficiency ratio.

Science Code : 914.1.038
Key Words : forced convection, turbulent flow, hydrodynamically and thermally developing flow, baffle, rectangular cross-sectioned duct
Page Number : 224
Adviser : Prof. Dr. Nevzat ONUR

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren sayın hocam Prof. Dr. Nevzat ONUR'a, tez izleme komitesi üyeleri sayın Prof. Dr. Nuri YÜCEL ve sayın Prof. Dr. Ö. Murat DOĞAN'a, yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocam Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT'a, ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan ailem ve niőanlım Burcu TEZCAN'a teőekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xxii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR İNCELEMESİ.....	7
3. TEORİK ANALİZ.....	18
3.1. Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferi.....	19
3.2. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması.....	26
3.3. Türbülanslı Akış Şartlarında Temel Denklemler ve Sınır Şartları.....	32
3.3.1. Türbülans modelleri.....	44
3.3.2. Sınır şartları.....	62
3.4. Sayısal Hesaplama.....	64
3.4.1. Genel taşınım denklemi.....	67
3.4.2. Denklemlerin ayrıklaştırılması.....	68
3.4.3. Denklemlerin çözüm metodları.....	70
3.4.4. Yakınsama kriteri seçenekleri.....	75
3.3.5. Hücre sisteminin oluşturulması.....	75

	Sayfa
3.5. Çalışmada Kullanılan Fiziksel Büyüklükler	79
3.5.1. Ortalama hız.....	79
3.5.2. Ortalama sıcaklık	80
3.5.3. Kanallarda basınç kaybı.....	81
3.6. Zorlanmış Isı Taşınımında Kullanılan Boyutsuz Sayılar ve Fiziksel Anlamları	83
3.6.1. Reynolds sayısı (Re)	83
3.6.2. Prandtl sayısı (Pr).....	83
3.6.3. Nusselt sayısı (Nu).....	84
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	85
4.1. Deney Düzenegi	85
4.2. Deneyler Sırasında Kullanılan Ekipmanlar.....	94
4.2.1. Isıl çiftler	94
4.2.2. Data-Logger	94
4.2.3. Multimetre.....	95
4.2.4. Anemometre.....	96
4.2.5. Dijital manometre	96
4.2.6. Ayarlanabilir transformatör (varyak).....	97
4.2.7. Radyal fan	98
4.2.8. Dijital faz ayarlayıcı.....	98
4.2.9. Esnek plastik ısıtıcı eleman.....	99
4.3. Deneylerin Yapılışı	100

	Sayfa
4.4. Deneysel Sonuçlarının Hesaplanması	102
4.5. Sonuçların Boyutsuzlaştırılması	104
5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR.....	106
5.1. Sayısal Çalışma Sonuçları.....	106
5.1.1. Engelsiz düz kanal.....	107
5.1.2. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	111
5.1.3. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	115
5.1.4. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	118
5.1.5. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	121
5.1.6. Engel geometrilerinin karşılaştırılması	124
5.2. Deneysel Çalışma Sonuçları.....	136
5.2.1. Engelsiz düz kanal.....	136
5.2.2. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	140
5.2.3. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	144
5.2.4. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	147
5.2.5. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	150
5.2.6. Engel geometrilerinin karşılaştırılması	153
5.3. Deneysel ve Sayısal Çalışma Sonuçlarının Karşılaştırılması	158
5.3.1. Engelsiz düz kanal.....	158
5.3.2. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	161
5.3.3. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	164
5.3.4. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	166

	Sayfa
5.3.5. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal.....	169
5.3.6. Verimlilik oranı.....	171
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	174
KAYNAKLAR.....	176
EKLER.....	182
ÖZGEÇMİŞ.....	221

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için farklı türbülans modellerinde yapılan sayısal çalışmalar.....	45
Çizelge 5.1. Farklı engel geometrileri için sayısal çalışmalardan elde edilen bağıntılar.....	135
Çizelge 5.2. Farklı engel geometrileri için deneysel çalışmalardan elde edilen bağıntılar.....	158

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transferinde sınır tabaka gelişimi	20
Şekil 3.2. Kanal içerisindeki laminer ve türbülanslı akışta hız profillerinin gelişimi	24
Şekil 3.3. Kanal içerisindeki akışta ısı bölgenin gelişimi	25
Şekil 3.4. Çalışmada kullanılan örnek engel geometrisi ve dizilimi (ölçüler milimetre olarak verilmiştir)	27
Şekil 3.5. Çalışmada kullanılan engel geometrisinin iki boyutlu şematik görünümü (ölçüler mm cinsinden verilmiştir)	28
Şekil 3.6. Sayısal çalışma alanının görünümü	31
Şekil 3.7. Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği problem geometrisi	62
Şekil 3.8. Basınç tabanlı ayrık çözücünün akış şeması	66
Şekil 3.9. Sayısal çalışmada kullanılan örnek hücre yapısı	77
Şekil 3.10. $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi	79
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin yerleşim planı ve ölçüleri.....	86
Şekil 4.2. Deney düzeneğinin genel görünümü	87
Şekil 4.3. Deneysel çalışmalarda kullanılan örnek bir engel geometrisinin görünümü ve kanal içerisindeki yerleşimi	88
Şekil 4.4. Test kanalı alt yüzey sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısı çiftlerinin kanal boyunca yüzey üzerindeki yerleşimi (boyutlar cm'dir).....	89
Şekil 4.5. Test kanal alt yüzeyi boyunca yerleştirilen ısı çiftlerinin sıcaklık değerleri	89
Şekil 4.6. Akışkanın test kanalına giriş (a) ve test kanalından çıkış (b) sıcaklıklarının ölçüldüğü kesitte ısı çiftlerinin ve statik basınç ölçüm uçlarının yerleşimi.	90
Şekil 4.7. Test düzeneğinde kullanılan yalıtım malzemelerinin yerleşimi	92
Şekil 4.8. Deneysel çalışmada kullanılan T-tipi ısı çiftinin görünümü	94

Şekil	Sayfa
Şekil 4.9. Deneyleerde kullanılan Data-Logger'ın görünümü.....	95
Şekil 4.10. Deneyleerde kullanılan multimetrenin görünümü	95
Şekil 4.11. Deneyleerde kullanılan anemometrenin görünümü.....	96
Şekil 4.12. Deneyleerde kullanılan dijital manometrenin görünümü	97
Şekil 4.13. Deneyleerde kullanılan ayarlanabilir transformatörün (varyak) görünümü	97
Şekil 4.14. Deneyleerde kullanılan radyal fanın görünümü	98
Şekil 4.15. Deneyleerde kullanılan dijital faz ayarlayıcısının görünümü	99
Şekil 4.16. Deneyleerde kullanılan esnek plastik ısıtıcı elemanın görünümü	99
Şekil 4.17. Kanal alt yüzeyine yerleştirilen ısı çiftlerinden elde edilen değerlerin zaman içerisindeki değişimi.....	101
Şekil 5.1. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	108
Şekil 5.2. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	109
Şekil 5.3. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	110
Şekil 5.4. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	111
Şekil 5.5. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	112
Şekil 5.6. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	113
Şekil 5.7. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	114

Şekil	Sayfa
Şekil 5.8. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	114
Şekil 5.9. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	115
Şekil 5.10. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	116
Şekil 5.11. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	117
Şekil 5.12. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	117
Şekil 5.13. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	118
Şekil 5.14. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	119
Şekil 5.15. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	120
Şekil 5.16. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	120
Şekil 5.17. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	121
Şekil 5.18. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	122
Şekil 5.19. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	123

Şekil	Sayfa
Şekil 5.20. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	123
Şekil 5.21. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	125
Şekil 5.22. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	126
Şekil 5.23. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	127
Şekil 5.24. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	128
Şekil 5.25. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki sıcaklık dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm	129
Şekil 5.26. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız vektörleri: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm.....	130
Şekil 5.27. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki türbülans kinetik enerji değerlerinin dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm.....	131
Şekil 5.28. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm	131
Şekil 5.29. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki sıcaklık dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm	132
Şekil 5.30. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız vektörleri: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm.....	133
Şekil 5.31. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki türbülans kinetik enerji değerlerinin dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm.....	134

Şekil	Sayfa
Şekil 5.32. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm	135
Şekil 5.33. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	137
Şekil 5.34. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	138
Şekil 5.35. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	139
Şekil 5.36. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	140
Şekil 5.37. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	141
Şekil 5.38. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	142
Şekil 5.39. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	143
Şekil 5.40. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	143
Şekil 5.41. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	144
Şekil 5.42. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	145
Şekil 5.43. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	146
Şekil 5.44. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	146

Şekil	Sayfa
Şekil 5.45. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	147
Şekil 5.46. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	148
Şekil 5.47. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	149
Şekil 5.48. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	149
Şekil 5.49. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	150
Şekil 5.50. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	151
Şekil 5.51. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	152
Şekil 5.52. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	152
Şekil 5.53. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	154
Şekil 5.54. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	155
Şekil 5.55. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	156
Şekil 5.56. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	157

Şekil	Sayfa
Şekil 5.57. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	159
Şekil 5.58. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	159
Şekil 5.59. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	160
Şekil 5.60. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	161
Şekil 5.61. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	162
Şekil 5.62. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	162
Şekil 5.63. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	163
Şekil 5.64. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	163
Şekil 5.65. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	164
Şekil 5.66. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	165
Şekil 5.67. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması	165

Şekil	Sayfa
Şekil 5.68. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	166
Şekil 5.69. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	167
Şekil 5.70. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	167
Şekil 5.71. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	168
Şekil 5.72. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	168
Şekil 5.73. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	169
Şekil 5.74. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	170
Şekil 5.75. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	170
Şekil 5.76. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	171
Şekil 5.77. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel geometrileri için verimlilik oranları.....	173
Şekil 5.78. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı engel geometrileri için verimlilik oranları.....	173

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simge	Açıklama
A_s	Test kanalı alt yüzey alanı ve engellerin yüzey alanları toplamı, m^2
A_y	Yalıtım malzemesi yüzey alanı, m^2
A_k	Kanal kesit alanı, m^2
c_p	Sabit basınçta özgül ısı, $J/kg.K$
D_h	Hidrolik çap, m
E	Isıtıcılar ile kanal alt yüzeyine verilen enerji miktarı, W
F	Şekil faktörü, -
f_m	Ortalama Darcy sürtünme faktörü, -
h	Yerel ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
h_m	Ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
k	Isı iletim katsayısı, $W/m.K$
L	Kanal boyu, m
Nu_m	Ortalama Nusselt sayısı, -
P	Çevre uzunluğu, m
Pr	Prandtl sayısı, -
Q	Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı, W
q''	Isı akısı, W/m^2
Q_t	Kanal içerisinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı, W
Q_i	İletim ile dış ortama kaybolan ısı transferi miktarı, W
Q_r	Radyasyon ile kaybolan ısı transferi miktarı, W

Simge	Açıklama
Re	Kanal içerisindeki akış için Reynolds sayısı, -
R_e	Elektrik direnci, Ω
R	Yarıçap değeri, m
T_b	Kanal içindeki akışkanın ortalama sıcaklığı, K
T_w	Kanal alt yüzey sıcaklığı, K
T_∞	Dış ortam sıcaklığı, K
T_{mi}	Akışkanın test kanalına girişindeki ortalama sıcaklık değeri, K
T_{mo}	Akışkanın test kanalından çıkışındaki ortalama sıcaklık değeri, K
u_∞	Serbest akış şartlarında akışkan hızı, m/s
V	Akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızı, m/s
V_e	Isıtıcıdan geçen akımın voltaj değeri, Volt
W	Hata miktarı, -
x, y, z	Kartezyen koordinatlar, m
x_{fd,h}	Hidrodinamik giriş uzunluğu, m
x_{fd,t}	Isıl giriş uzunluğu, m
α	Isı yayılım katsayısı, m ² /s
β	Engel geometrisi üst yüzeyinin taban yüzeyi ile yapmış olduğu eğim açısı, °
ΔP	Kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybı, Pa
ΔT	Sıcaklık farkı, K
Δx	Yalıtım levhasının kalınlığı, m
ε	Neşretme katsayısı, -
η	Verimlilik oranı, -
μ	Dinamik viskozite, kg/m.s
ν	Kinematik viskozite, m ² /s
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m ³

Simge	Açıklama
σ	Stefan-Boltzman sabiti, $5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
δ	Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı, m
δ_t	Isıl sınır tabaka kalınlığı, m
τ_R	Cidardaki kayma gerilmesi, N/m^2

1. GİRİŞ

Endüstriyel ve ekonomik kalkınmayı, sosyal, kültürel ve hatta günlük hayatı doğrudan ilgilendiren bir konu olan enerji, dünyada en çok ilgilenilen konuların başında yer almaktadır. Dünyamızdaki enerji talebi, bugün erişmiş olduğu çok büyük değerlere rağmen, önümüzdeki yıllarda dünya nüfusunun hızla artması, sanayi, ekonomik ve toplumsal gelişmeler dolayısıyla artmaya devam edecektir. Enerji potansiyeli, özellikle dünyada toplam tüketimin büyük paylarını alan birkaç ülkede, kendi sınırları dışından ithalatı gerektiren biçimlerde ve daha çok fosil yakıtların kullanıldığı bir yapı halindedir. İstatistikler, enerji tüketiminin büyük bir kısmının fosil yakıtlardan karşılandığını göstermektedir. Günümüzdeki toplam enerji ihtiyacı ve gelecek yıllardaki enerji ihtiyacındaki artış ne olursa olsun, enerji sorunuyla ilgilenen tüm bilim dalları fosil yakıt rezervlerinin sona ereceğini kabul etmektedir. Bugün, varolan enerji türlerinin maliyetlerinin sürekli artması ve kaynakların azalması ihtimalinden dolayı, yeni enerji kaynaklarına yönelme ve mevcut kaynakların maksimum verimle kullanılması zorunlu hale gelmiştir. Enerjinin üretilmesi kadar, bir diğer önemli konu da enerjinin maksimum verimle kullanılmasıdır. Bu amaçla, kullanılan tüm enerji sistemlerinde sistemin verimliliğinin artırılması yönünde enerji analizleri yapılmaktadır. Aynı şekilde günümüzde sistemlerin ısıl analizleri ve bu analizlerle çalışan sistemlerin termodinamiği üzerinde yoğun çalışmalar gerçekleştirilmektedir.

Son yıllarda dünya rezervlerinin azalması sebebi ile, ısı ekonomisi ve enerji tasarrufu konularına verilen önemin artması, ısı geçişini iyileştirmeye yönelik yoğun çalışmaların başlamasına sebep olmuştur. Bu amaçla, ısı transferi miktarının artırılması gayesi ile daha etkili ısı transferi elemanları geliştirme çalışmaları başlamıştır. Isı transferi ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde çalışmaların çoğunlukla ısı transferini arttırmaya yönelik çalışmalar olduğu görülmektedir [1]. Bu tür çalışmalar sistemlerin maliyetlerinin düşürülmesi yanında boyutlarının da küçültülmesini amaçlamaktadır. Örneğin, ısı enerjisi ile çalışan sistemlerde ısı

transferinin aktarımı için kullanılan ısı değiştiricilerinin boyutları küçültülmeye ve verimleri arttırılmaya çalışılmaktadır.

Isı enerjisinin bir ortamdan diğer bir ortama iletilmesi ısı değiştiricileri sayesinde olmaktadır. Isı değiştiricilerinde silindir geometri dışında kullanılan farklı geometrik yapıların birçok faydaları bulunmaktadır. Örneğin, kompakt ısı değiştiricileri için silindirik olmayan geometriler kullanılması daha elverişlidir. Özellikle, son yıllarda hızla artan mikro elektronik eleman kullanımı ve bu elemanların belirli bir sıcaklığın üzerinde çalışamamaları nedeni ile, ürettikleri ısının sistemden uzaklaştırılarak, sistemin optimum çalışma şartlarında çalışmasının sağlanması gerekmektedir. Bunu sağlamak amacı ile kompakt ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Kullanılmakta olan kompakt ısı değiştiricileri kullanım şartlarına bağlı olarak sabit yüzey ısı akısı veya sabit yüzey sıcaklığı sınır şartlarında çalışmaktadırlar.

Yukarıda da belirtildiği gibi günümüzde ısı değiştiricileri birçok alanda kullanılmaktadır. Bundan dolayı, özellikle kompakt ısı değiştiricilerinde kullanılan farklı kesitlere sahip kanal içerisindeki akış ve ısı transferi karakteristiği son yıllarda oldukça çok çalışılan bir konu haline gelmiştir. Genellikle kompakt ısı değiştiricilerinin yerleştirileceği bölgelerin sınırlı olması nedeni ile, olabildiğince küçük boyutlarda üretilmesi gerekmektedir. Aynı zamanda, bu ısı değiştiricilerinin yeterli miktarda bir ısı transferi performansına sahip olmaları istenmektedir. Bu nedenle, son yıllarda ısı değiştiricilerinin aynı performans oranında kapladığı alanların küçültülmesi üzerine çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Bunun için en etkili yol ise ısı değiştiricileri kanalları içerisine engeller yerleştirilerek ısı transferi miktarını arttırmaktır. Bu şekilde aynı ısı transferi miktarına sahip daha küçük boyutlarda kompakt ısı değiştiricileri tasarımı yapılabilme olanağı sağlanmaktadır. Bunun yanında, ısı değiştiricisi kanalları içerisine yerleştirilen engeller kanallar içerisindeki basınç düşümü miktarlarını arttırmaktadır. Artan basınç düşümü miktarları ise pompalama gücü miktarlarını arttırmaktadır. Bu sebeple yapılacak olan tasarımlarda ısı transferi miktarını arttırırken basınç düşümü miktarlarını da

minimum düzeyde tutabilecek optimum engel geometrisinin belirlenmesine çalışılmaktadır. Yapılan bu çalışmada da ısı değiştircilerinde kullanılan kanallara farklı tip geomeriye sahip engeller yerleştirilerek ısı transferi miktarının arttırılmasına aynı zamanda basınç dūřümü miktarlarının dūřük miktarlarda tutulmasını sağlayacak engel geometrisinin geliştirilmesine çalışılmıştır.

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, ısı değiştircisi veya eşanjör olarak adlandırılmakta olup, pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında ve ısı depolanması gibi birçok alanda sıklıkla kullanılmaktadır.

Genelde ısı değiştircileri akışkanların birbiriyle karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı sistemlerdir. Çoğunlukla metal malzeme olan katı bir yüzey ile ısı değiştircilerinde kullanılan akışkanlar birbirinden ayrılır. Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştircileri, ısı geçiş şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlenmesine, boyutlarına, akışkan sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre, çeşitli şekillerde sınıflandırılmaktadır.

Pratikte birçok uygulamada, ısı değiştircilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınır. Bununla birlikte az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştircileri ile karşılaşılabilmektedir.

Gerçekleştirilen çalışma kompakt ısı değiştircilerinde kullanılan kanallar üzerinde gerçekleştirilmiştir. Kompakt ısı değiştircileri “yüzey alan yoğunluğu” çok küçük olan ısı değiştircileridir. Isı değiştircileri için “Yüzey alan yoğunluğu = Isı geçiş

yüzeyi (m^2) / Isı değiştirici hacmi (m^3)” şeklinde tanımlanmaktadır. Bu tanıma göre literatürde yüzey alan yoğunluğu $\leq 700 m^2/ m^3$ olan ısı değiştiricileri kompakt ısı değiştiricileri olarak tanımlanmaktadır. Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan ve hacimden kazanç sağlaması nedeni ile kompakt olmayan ısı değiştiricilerine oranla daha fazla tercih edilmektedir. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave pompalama gücüne ihtiyaç duyulması bu tip ısı değiştiricilerinin başlıca sakıncalarıdır [2].

Geçmiş yıllarda sistemlerde gerçekteşen ısı transferi miktarlarını arttırmak amacı ile birçok teknik geliştirilmiştir. Bu teknikler basit olarak: (i) ek bir güç kaynağına ihtiyaç duymayan pasif teknikler, (ii) ek bir güç kaynağına ihtiyaç duyan aktif teknikler olarak sınıflandırılabilir. Pasif tekniklerde, ısı transferi oranını arttırmak amacı ile özel yüzey geometrileri veya akışa ek bir akışkan ilavesi söz konusudur. Aktif teknikler ise yüzey titreşimi, akışkan titreşimi, elektrostatik alanlar, enjeksiyon, emme ve mekanik yardımcılar gibi ilave güç gerektiren tekniklerdir. Ayrıca son zamanlarda bu iki tekniğin bir arada verimli bir biçimde kullanılması üzerine çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Diğer bir ifade ile aktif teknikler ve pasif tekniklerin bir arada kullanıldığı sistemler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Bu çalışmalara en güzel örnek, herhangi bir yüzey üzerinden zorlanmış taşınımla gerçekteşen ısı transferi miktarını arttırmak için yüzey üzerine yüzey pürüzlülüğünü arttırıcı elemanların yerleştirilmesidir [1]. Yüzey üzerine yerleştirilen pürüzlülüğü arttırıcı elemanlar kullanılarak akış etkisinin arttırılması amaçlanmaktadır. Bu şekilde yüzey üzerinden taşınımla gerçekteşen ısı transferi miktarı arttırılmaya çalışılmaktadır. Bununla birlikte artan yüzey pürüzlülüğü yüzey üzerindeki sürtünme kuvvetini arttırmaktadır. Bu tekniklerin kullanım amacı, ısı transferinin gerçekteştiği yüzeylerin boyutlarını azaltmak (ısı transferi miktarı sabit kalmak şartıyla), pompalama gücünü azaltmak ve ısı transfer etkinliğini arttırmaktır. Günümüze kadar yapılan çalışmalarda, yüzeylerden taşınımla gerçekteşen ısı transferi miktarlarında yüksek değerlerin elde edilmesine rağmen, sabit pompalama gücü için yüksek basınç

kayıpları ve buna bağılı olarak da düşük debi değerleri söz konusu olmuştur. Diğer bir ifade ile ısı transferinin geręekleştii yüzey üzerine taşınım ile geręekleşen ısı transferi miktarını arttırmak için yerleştirilen engeller kanallar içerisinde büyük basınç düşümlerine neden olmaktadır. Büyük basınç düşümleri ise pompalama gücü kayıplarını beraberinde getirmektedir. Yapılan çalışmalarda kanallar içerisine yerleştirilen engellerin etkisiyle kanal içerisinde taşınım ile geręekleşen ısı transferi miktarları %50-70 seviyelerinde artış gösterirken, basınç kayıplarının 4-5 misli arttığı saptanmıştır [3]. Görüldüğü üzere ısı transferini arttırmaya yönelik yapılacak bir iyileştirme aynı zamanda basınç düşümü değerini de arttırmaktadır. Bu sebeple ısı transferinin iyileştirmesi için yapılacak olan işlemlerde, basınç düşümünün de etkisi araştırılmalıdır. Dolayısı ile pratik olarak yapılan iyileştirmede ısı transferinin gelişmesindeki artış, basınç düşümünün yükselmesindeki artıştan fazla ise yapılan iyileştirmenin verimli olduğu söylenebilmektedir.

Taşınım ile ısı transferinin geręekleştii yüzey üzerine yüzey pürüzlülüğünü arttırıcı engellerin yerleştirilmesi ısı değiştiricilerinin tasarımında sıklıkla kullanılan metodlar arasında yer almaktadır.

Literatür incelemesinden ısı transferinin iyileştirmesi ile ilgili yapılan çalışmaların genellikle deneysel çalışmalar olduğu görülmektedir [1]. Çünkü bu tür çalışmalarda kullanılan geometriler genellikle düzgün geometriler değildir. Ayrıca akış tipleri çoğunlukla türbülanslı akış tipidir. Dolayısı ile analitik çözümleri neredeyse imkansızdır. Analitik çözümleri imkansız olan sistemler için gerçeğe en yakın değerlerin elde edilmesi deneysel çalışmalar ile geręekleşmektedir. Dolayısı ile ısı transferini iyileştirmede yapılan çalışmalarda öncelikli olarak deneysel çalışmalar tercih edilmektedir. Ayrıca son yıllarda hızla gelişen bilgisayar teknolojisi ve sayısal metodlardaki ilerleme ile birlikte, birçok sistemin sayısal olarak analizinin kolaylıkla yapılabilmesi mümkün hale gelmiştir. Deneysel çalışmaların maliyetlerinin yüksek ve zaman alıcı olması nedeni ile günümüzde birçok endüstriyel kuruluş sayısal analizlere yönelmiştir. Özellikle son yıllarda geliştirilen ticari programlar sayısal

Çalışma becerisinin geniş kitlelere yayılmasına öncülük etmiştir. Isı transferini geliştirmeye yönelik bir çalışma olması nedeniyle yapılan çalışma öncelikli olarak deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Ardından deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmalar sayısal çalışmalar ile desteklenmiştir.

2. LİTERATÜR İNCELEMESİ

Geçmiş yıllarda farklı kesit alanlarına sahip ve farklı geometrilerdeki kanallar içerisindeki akış ve ısı transferi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Yine literatür incelendiğinde, kanallar içerisindeki taşınım ile ısı transferi miktarını arttırmak amacıyla kanal içerisine yüzey pürüzlülüğünü artırıcı engeller yerleştirilerek, bu engellerin ısı transferi ve sürtünme katsayısına etkisinin incelenmesi üzerine deneysel ve sayısal çalışmaların gerçekleştirildiği görülmüştür.

Dikdörtgen kesitli kanallar içerisindeki akış ve ısı transferinin karakteristiğinin incelenmesi üzerine yapılan ilk çalışmalardan birisi 1967 yılında Montgomery ve Wibulswas tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içerisine laminer şartlarda üniform hız ve sıcaklıkta giren akışkanın kanal içerisindeki gelişimi sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda farklı Graetz sayıları için ortalama Nusselt sayısının değerleri ifade edilmiştir [4].

Sparrow tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise laminer şartlarda dikdörtgen kesitli kanala üniform sıcaklık ve hızda giren akışkanın kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısıl olarak gelişimi integral metod yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmada dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyi sabit sıcaklıkta tutularak iki boyutlu çözümler yapılmıştır. Ayrıca yine aynı çalışmada dikdörtgen kanalın alt ve üst yüzeyinin sabit sıcaklık sınır şartında tutulması sağlanarak çalışmalar gerçekleştirilmiş ve her iki durum için Nusselt sayısının kanal boyunca ve Reynolds sayısı ile değişimi grafiklerle ifade edilmiştir [5].

Farklı kesitlere sahip kanallar içerisindeki akışın laminer şartlarda analitik olarak incelenmesi Muzychka ve Yovanovich tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sabit yüzey sıcaklığına sahip kanal içerisindeki akışın, hidrodinamik ve ısıl olarak gelişme gösterdiği durumlar için gerçekleştirilmiştir. Yapılan analitik incelemede elips, dikdörtgen, yarı-silindir, üçgen ve yamuk kesitli kanallar kullanılmıştır.

Çalışma sonucunda ortalama Nusselt sayısının farklı Graetz sayıları ve Prandtl sayıları için aldığı değerler grafiklerle ifade edilmiştir [6].

Dairesel ve dairesel olmayan kanallar içerisine engeller yerleştirilerek kanal içerisindeki ısı transferi miktarının artırılması üzerine birçok çalışma yapıldığı ve yapılmakta olduğu literatür araştırmalarından açıkça görülmektedir. Nikuradse tarafından yapılmış olan çalışmada dairesel kesitli kanal içerisindeki farklı pürüzlülük değerlerinin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada, dairesel kesitli kanal içerisindeki akış farklı pürüzlülük değerleri için incelenmiş ve kanal içerisindeki pürüzlülük değerlerinin artmasının kanal içerisindeki taşınımınla gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırdığı saptanmıştır [7].

Han ve arkadaşları yaptıkları çalışmalarda dikdörtgen ve kare kesitli kanallar içerisine yerleştirilmiş olan farklı geometrilere sahip engel geometrilerinin ve boyutlarının ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmalar laminar ve türbülanslı akış şartlarında deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmaların sonucunda, farklı tipte, yükseklikte ve dizilimdeki engel geometrilerinin akış ve ısı transferine etkileri detaylı olarak elde edilmiştir [8-13].

Dippery ve Sabersky dairesel kesitli kanal içerisine tanecikli yapıda pürüzlülük vererek, tanecikli yapının ısı transferine etkisi üzerine çalışmışlardır. Yapılan çalışmaların sonucunda tanecikli yapının ısı transferi miktarını kanal içerisindeki basınç düşümü değerine kıyasla daha fazla arttırdığı elde edilmiştir. Bununla birlikte çalışmada bulunan bu sonucun, Prandtl sayısı değeri 3'den büyük olan akışkanlar ve yüzey pürüzlülüğü değeri geçiş bölgesinde yer alan pürüzlülük değerleri için geçerli olduğu vurgulanmıştır [14].

Liou ve Hwang gerçekleştirdikleri çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilen farklı geometrilere sahip engellerin ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmada kare, üçgen ve yarım daire

kesitine sahip engeller kanalın üst ve alt yüzeylerine yerleştirilmiştir. Çalışma farklı yüksekliklerdeki ve farklı dizilimlerdeki engel geometrileri için tekrarlanmıştır [15].

Kolar yapmış olduğu deneysel çalışmada dairesel kesitli kanal içerisine vida dişi şeklinde engeller yerleştirerek, farklı akışkanlar için engellerin ısı transferine olan etkisini incelemiştir. Sonuç olarak artan Prandtl sayıları ile birlikte dairesel kesitli kanal içerisindeki ısı transferi miktarının arttığını gözlemlemiştir [16].

Rokni ve Gatski tarafından yapılan çalışmada ise, sabit yüzey sıcaklığında üçgen, kare, dikdörtgen ve yamuk kesitli kanalların düz ve pürüzlü yüzey şekilleri için zorlanmış konveksiyon şartlarındaki akış ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma, üç boyutlu türbülanslı akış koşulları için sonlu hacimler yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir [17].

2004 yılında yapılan bir diğer çalışmada ise, Luo ve arkadaşları tarafından yatay konumda bulunan eşkenar üçgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş kare kesitli engellerin ısı transferine olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçta, kanal içerisindeki engel boylarının artması ile ısı transferi miktarının arttığı, bununla birlikte büyük bir basınç düşümünün gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda engel boyunun kanal hidrolik çapına oranı 0,18 olan değer ısı transferi ve basınç düşümü bakımından en uygun değer olduğu saptanmıştır [18].

Dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş kare parçacıkların, kanal içerisindeki ısı transferine ve basınç kaybına olan etkisi 2002 yılında Şara tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, sabit fan gücünde parçacıkların boyları ve aralarındaki mesafeler değiştirilerek ısı transferi performansı için uygun şartlar aranmıştır. Çalışma sonunda, parçacıkların boylarının uzun olması ve aralarındaki mesafenin kısa olmasının kanal içerisindeki ısı transferini ve Darcy sürtünme faktörünü arttırdığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca deneysel sonuçlara göre, düşük

Reynolds sayısında parçacıkların düzensiz yerleşmesinin ısı performansını arttırdığı gözlemlenmiştir [19].

Kato ve arkadaşları tarafından yapılan iki boyutlu sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilen farklı geometrilerdeki engellerin ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Çalışmada engeller kanalın alt yüzeyine yerleştirilmiş ve engellerin olduğu yüzeyden sabit ısı akısı uygulanmıştır. Bu çalışmada ise düşük yüzey pürüzlülük değerlerinde Prandtl sayısının yüksek olduğu ($Pr > 5$) akışkanlar için engelli yapıların kanal içerisindeki ısı transferi miktarını basınç düşümü miktarından daha fazla miktarlarda arttırdığı elde edilmiştir. Bununla birlikte yüksek yüzey pürüzlülük değerleri için, engelli yapıdaki kanallar içerisindeki basınç düşümü miktarındaki artışın ısı transferi miktarındaki artışa oranla daha yüksek değerlerde olduğu saptanmıştır [20].

Ryu ve arkadaşları yaptıkları sayısal çalışmalarda farklı geometrilere sahip engellerin kanal içerisindeki ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkilerini iki boyutlu olarak incelemiştir. Kare, dikdörtgen, yarım silindir kesitlerinde engel geometrileri kullanılarak araştırmalar yapılmıştır. Çalışmada engeller kanalın alt yüzeyine yerleştirilmiş ve bu yüzeyden kanal içerisine doğru üniform ısı akısı tatbik edilmiştir. Ayrıca yapılan sayısal çalışmanın ikinci kısmında dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine düzgün ve çapraz olarak yerleştirilen blokların basınç düşümüne ve ısı transferine etkisi üç boyutlu olarak araştırılmıştır [21,22].

Karwa ve arkadaşlarının yapmış oldukları deneysel çalışmalarda ise güneş kolektörlerinde kullanılan dikdörtgen kesitli kanalın üst yüzeyine yerleştirilen çentikli tip engellerin yüksekliklerinin, birbirleri arasındaki mesafelerin ve çentik açılarının kanal içerisindeki ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi araştırılmıştır. Çalışmada kanal içerisinde engellerin bulunduğu yüzeye sabit ısı akısı uygulanmıştır [23,24].

Benzer şekilde Saini ve Saini dikdörtgen kesitli kanal içerisine engelleri ızgara düzeninde yerleştirmiş ve bu şekildeki engel yapısının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarını farklı engel yükseklikleri ve dizilimleri için tekrarlamışlardır. Çalışma sonucunda türbülanslı şartlardaki ortalama Nusselt sayısının ve ortalama sürtünme faktörünün engel geometrisi ile değişimi bağıntularla ifade edilmiştir [25].

Bhagoria ve arkadaşları ise dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki türbülanslı akış şartlarında kanal içerisine yerleştirilen engellerin boylarının, birbirleri arasındaki mesafelerin ve tepe açılarındaki değişimin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir [26].

Momin ve arkadaşları dikdörtgen kesitli kanal içerisine akış yönünde yerleştirdikleri V-şeklindeki engellerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. V- şeklindeki engeller kanala 30° - 90° arasında değişen açılarda yerleştirilmiştir. Sonuç olarak farklı yükseklik ve açılara sahip engellerin ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri ampirik bağıntularla ifade edilmiştir [27].

Luo ve arkadaşları 2005 yılında yaptıkları çalışmada türbülanslı koşullar için iki paralel levha arasına yerleştirilmiş engellerin ısı transferine ve basınç düşümüne etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma iki boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada paralel levhaların alt kısmındaki levhaya yerleştirilmiş olan kare kesitli engellerin $k-\varepsilon$ ve RSM türbülans modellerinde sayısal çözümü yapılmış ve bu iki türbülans modelinden elde edilen sonuçlar irdelenmiştir. Sonuçta yapılan çalışmayı $k-\varepsilon$ türbülans modelinin daha iyi temsil ettiği geçmişte yapılan çalışmalarla kıyaslanarak elde edilmiştir [28].

1991 yılında yapılan bir diğer çalışmada Liou ve arkadaşları alt yüzeyine kare kesitli engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akışı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyine üniform ısı

akısı tatbik edilmiş, diğer yüzeleri ise yalıtılmıştır. Farklı engel yüksekliği ve dizilimi için yapılan çalışmaların sonucunda Nusselt sayısının engel geometrisi ve Reynolds sayısı ile değişimi amprik bağıntılar ile sunulmuştur [29].

Zhao ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli kanalın alt ve üst yüzeylerine farklı açılarda yerleştirdikleri engellerin kanal içerisindeki basınç düşümü ve ısı transferine olan etkilerini incelemiştir. Kanal içerisine akış yönünde yerleştirilen engellerin kesit alanları engelin arka kısma doğru farklı açı değerleri ile daralan yapıda tasarlanmıştır. Bu şekilde kanalın ısıtılan yüzeyine yerleştirilen engeller ile bu yüzeye doğru bir çarpma etkisi yaratılmak istenmiştir. Bu etki ile ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır. Çalışmanın sayısal kısmı laminer şartlarda, deneysel kısmı ise türbülanslı şartlarda gerçekleştirilmiştir [30].

Yuan ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada Zhao ve arkadaşlarının [30] kullanmış oldukları engel geometrilerini kullanarak dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akışta engel geometrisinin akış ve ısı transferine olan etkilerini incelemiştir. Çalışmalarını deneysel ve iki boyutlu sayısal çalışmalar ile gerçekleştirmişlerdir [31].

Korichi ve Ouf'er'in yapmış oldukları sayısal çalışmada kanal içerisine yerleştirilen engellerin ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Çalışmayı iki boyutlu periyodik şartlar altında gerçekleştirmişlerdir. Kanalın alt ve üst yüzeyine yerleştirilen engeller sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, kanal yüzeyleri adiabatik şartlarda tutulmuştur. Kanal içerisine akışkanın osilasyonlu olarak girmesi sağlanmıştır. Çalışma sonucunda laminer koşullarda farklı Reynolds sayıları için ($50 \leq Re \leq 1000$) Nusselt sayıları elde edilmiştir [32].

Korichi ve Ouf'er'in yapmış oldukları diğer bir çalışmada yine kanal içerisine kare kesitine sahip engeller yerleştirmişler ve bu engellere sabit ısı akısı tatbik etmişlerdir. Sayısal çalışmayı iki boyutlu ve laminer şartlar altında gerçekleştirmişlerdir. Bu

çalışmanın diğer çalışmalarından [32] farkı engellere sabit ısı akısı tatbik etmeleri ve kanal içerisine sadece üç adet engel yerleştirmeleridir. Kanalın alt ve üst kısma yerleştirilen üç adet engelin ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Engellerden iki tanesi alt kanal yüzeyine, bir tanesini ise üst kanal yüzeyine yerleştirilmiştir. Sonuçta artan Reynolds sayısı ile birlikte engellerden akışkana aktarılan ısı transferi miktarının arttığı saptanmıştır. Ayrıca artan Reynolds sayıları ile birlikte engeller arasındaki sıcaklık farkı azalmıştır [33].

2006 yılında Eiamsa-ard ve Promvonge dairesel kesitli kanal içerisine yerleştirdikleri V şeklindeki engellerin ısı transferine olan etkisini incelemiştir. Çalışma türbülanslı koşullarda ($8000 \leq Re \leq 18000$) deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda dairesel kesitli kanal içerisine yerleştirilen V şeklindeki engellerin kanal içerisindeki ısı transferi miktarını ortalama %270 arttırdığı saptanmıştır [34].

Young ve Vafai yapmış oldukları deneysel ve sayısal çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirdikleri engellere sabit yüzey ısı akısı tatbik etmişler ve kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı, kanal yüksekliği, engel yerleşimi, ve engellere tatbik edilen sabit yüzey ısı akısı ile değişimlerini incelemiştir. Çalışma sonucunda, düşük Reynolds sayılarında engel sıcaklıklarının yüksek Reynolds sayılarına oranla daha yüksek miktarlarda olduğu saptanmıştır. Sonuç olarak engellerden taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının düşük Reynolds sayılarında yüksek Reynolds sayılarına oranla daha düşük miktarlarda olduğu görülmüştür [35].

Kellar ve Patankar yaptıkları sayısal çalışmada iki paralel levha içerisine yerleştirilmiş engellerin ısı transferine etkisini iki boyutlu olarak incelemiştir. Çalışmalarını periyodik şartlar altında gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada paralel levhanın her iki yüzeyi sabit yüzey sıcaklığında tutulmuştur. Çalışma farklı Reynolds sayıları ve farklı Prandtl sayıları için tekrarlanmıştır. Sonuçta, düşük Prandtl

sayılarında engellerin yüksekliklerinin küçük olması ısı transferi miktarını düşürdüğü saptanmıştır. Yüksek Prandtl sayılarına sahip akışkanlarda ısı transferi miktarları çok yüksek değerlerde çıkmıştır. Bununla birlikte, yüksek Prandtl sayılarına sahip sıvılarda sürtünme faktöründeki artış, ısı transferi miktarındaki artışa oranla daha yüksek değerler almıştır [36].

Patankar ve arkadaşları iki paralel levha içerisine yerleştirilmiş engellerin akışa etkisini iki boyutlu olarak periyodik şartlarda incelemiştir. Yapılan çalışma sonucunda, çalışmada elde edilen sonuçlar kullanılarak periyodik akış şartları için genelleştirilmiş ifadeler elde edilmiştir [37].

Liou ve Hwang yapmış oldukları deneysel çalışmada karşılıklı iki yüzeyine kare kesitli engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kanallar içerisindeki akış ve ısı transferini incelemiştir. Çalışma türbülanslı akış koşullarında gerçekleşmiş olup, farklı engel yükseklikleri için üç adet çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak farklı engel yükseklikleri için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sürtünme faktörü değerlerini elde etmişlerdir [38].

Didarul ve arkadaşları dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyine yerleştirdikleri kare kesitli parçacıkların yerleşimlerinin ve boyutlarının kanal içerisindeki ısı transferi ve sürtünme faktörüne olan etkilerini incelemiştir [39].

Bonhoff ve arkadaşları ise yaptıkları deneysel ve sayısal çalışma ile dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş olan ve akış yönünde farklı açı değerlerine sahip engellerin ısı transferi ve akışkan akışı üzerine olan etkilerini incelemiştir. Çalışma türbülanslı akış koşullarında gerçekleştirilmiş olup, sayısal çalışmada farklı türbülans modelleri kullanılmıştır [40].

Varun ve Mittal tarafından yapılan çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine akış yönünde farklı açı değerlerinde ve yüzey üzerinde farklı noktalara yerleştirilmiş parçacıkların ısı transferine olan katkısı deneysel olarak incelenmiştir [41].

Zhang ve arkadaşları dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilen engellerle birlikte engeller arasına açılan kanalların ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışma türbülanslı akış şartlarında ve farklı engel/kanal yükseklikleri için yinelenmiştir [42].

Layek ve arkadaşları özellikle güneş kolektörlerinde kullanılmakta olan dikdörtgen kesitli kanallar içerisine yerleştirdikleri engeller ve engeller arasındaki kanalların kanal içerisindeki akış ve ısı transferine olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir [43].

Hwang ise dikdörtgen kesitli kanal içerisine kanalın alt yüzeyine yerleştirdiği dikdörtgen kesitli engellerin akışkan akışı ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Çalışmasının ikinci kısmında engel yüzeylerine farklı boyutlarda kanallar açarak, bu şekildeki bir engel geometrisinin akış ve ısı transferi üzerine nasıl bir etki yapacağını incelemiş ve üzerinde kanallar açılmış olan engel geometrisinin kanalsız engel geometrisine oranla ısı transferini daha fazla arttırdığını saptamıştır [44].

Naphon dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirmiş olduğu engeller ile deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çalışmada kanal yüzeyine sabit yüzey ısı akısı sınır şartı uygulanmış olup, üçgen kesitli engel geometrileri kullanılmıştır. Farklı köşe açılara sahip üçgen kesitli engel geometrilerinin kanal içerisindeki ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri araştırılmıştır [45].

Eimsa-ard ve Promvonge sabit yüzey ısı akısı tatbik edilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş olan farklı kesitlerdeki engel geometrileri için deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Sonuçta herbir engel geometrisi için kanal

içerisindeki ısı transferi ve basınç düşümü miktarlarını veren bağıntılar sunulmuştur [46].

Thianpong ve arkadaşları ise dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş farklı boylardaki üçgen kesit alanına sahip engellerin kanal içerisindeki ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Engeller kanal içerisine düzenli ve çapraz düzende olmak üzere iki farklı yapıda yerleştirilmiştir [47].

Eimsa-ard ve arkadaşları dairesel kesitli kanal içerisine yerleştirdikleri dönmeli akış sağlayan engel yapısı ile deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarını türbülanslı akış koşullarında yapmışlardır [48].

Promvonge ve Thianpong türbülanslı akış koşulları için dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilen eşkenar üçgen, dik üçgen ve dikdörtgen kesit alanına sahip engel geometrilerini kullanarak deneysel çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Engel geometrilerini kanal içerisine düzenli ve çapraz yapıda yerleştirmişlerdir [49].

Sripattanapipat ve Promvonge laminer akış şartlarında iki paralel plaka içerisine yerleştirilen elmas yapısı şeklindeki engellerin akış ve ısı transferi üzerine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını iki boyutlu olarak gerçekleştirmişlerdir [50].

Karwa ve Maheshwari dikdörtgen kesitli kanalın üst yüzeyine yerleştirdikleri delikli engel geometrileri için deneysel çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada kanalın üst yüzeyine sabit ısı akısı tatbik edilmiştir. Türbülanslı akış koşullarında engel geometrisi üzerine yerleştirilen deliklerin akış ve ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır [51].

Literatürde yer alan çalışmalardan görüldüğü üzere kanal içerisindeki akış şartlarının incelenmesinde bir çok değişik engel geometrisi ile çalışmalar gerçekleştirilmiştir ve

geliştirilmeye devam edilmektedir. Kanal içerisine yerleştirilen engeller taşınım ile ısı transferini arttırmaktadır. Bunun yanında, kanal içerisindeki basınç düşümünü de yüksek seviyelere çıkartmaktadır. Kanal içerisindeki akış şartlarında yüksek basınç düşüm miktarları yüksek pompalama gücünü beraberinde getireceğinden istenmeyen bir durumdur. Bu sebeple, yapılan çalışmalarda kanal içerisindeki taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırırken, basınç düşüm miktarlarını makul değerlerde tutabilecek engel geometrilerinin geliştirilmesine çalışılmaktadır. Bu bağlamda, yapılan deneysel ve sayısal çalışma ile yeni ve daha verimli bir engel geometrisinin belirlenmesine çalışılmıştır.

3. TEORİK ANALİZ

Literatür araştırmasından da görüldüğü gibi mühendislik problemlerin çözümünde, analitik, deneysel ve sayısal metotlar uygulanarak istenilen parametrelerin elde edilmesine çalışılmaktadır. Sistemlerin analizinde bu metotlar ayrı ayrı uygulanabildiği gibi, birlikte de kullanılabilir. Yapılan çalışmada üzerinde çalışılan sistem deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın sayısal kısmı bu bölümde detaylı olarak sunulmuştur.

Analitik çalışmaların yetersiz kaldığı durumlarda sistemlerin analizi gerçeğe en yakın biçimde deneysel çalışmalarla belirlenebilir. Fakat, deneysel çalışmaların uzun zaman gerektirmesi ve maliyetlerinin yüksek olması sebebi ile gerçekleştirilmesi oldukça pahalı çalışmalardır. Ayrıca, sistemler içerisinde gerçekleşen karmaşık taşınım olaylarının etkisini deneysel yöntemlerle görmek pek kolay değildir. Özellikle deneysel çalışmada belirlenmesi zor olan sıcaklık ve hız profili gibi parametreler sayısal çalışma ile kolaylıkla elde edilebilmektedir. İşte bu aşamada, sistemler sayısal akışkanlar dinamiği ile modellenerek deneysel çalışmalarda karşılaşılan güçlükler giderilebilmektedir. Bu nedenle, özellikle son yıllarda bilgisayar alanındaki gelişmeler ile sayısal yöntemler oldukça sık kullanılmaya başlanmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar sayısal çalışmalar ile desteklenmekte ve deneysel yöntemlerle elde edilemesi zor unsurlar sayısal çalışmalar ile elde edilebilmektedir.

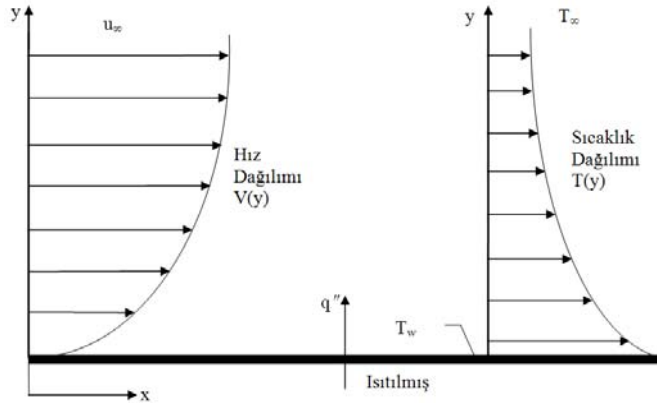
Çalışmanın bu aşamasında sistemin matematiksel modelinin oluşturulması ve oluşturulan bu modelin uygun sınır şartları ile çözülmesi işlemleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmada akış ve sıcaklık alanının hesaplanması için ısı, kütle ve momentum denklemlerini sonlu hacimler metodu ile çözen Ansys Fluent 6.3.26 paket programı kullanılmıştır. Sayısal çalışma, türbülanslı akışın geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış bölgeleri için üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir.

Problemin tanımlanması için kullanılan formülasyonlar, fiziksel ve matematiksel model özellikleri, uygulanan sınır şartları ve yapılan kabuller bu bölümde ayrıntıları ile açıklanmıştır.

3.1. Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferi

Isı taşınımını rasgele hareket eden akışkan molekülleri ve akışkanın kütle yada makroskobik hareketiyle oluşan enerji transferidir. Akışkanın kütle yada makroskobik hareketiyle oluşan enerji transferi, çok sayıda molekülün kolektif yada toplu hareketiyle gerçekleşmektedir. Bu çeşit hareket, mevcut sıcaklık gradyanında ısı transferini artırır. Akışkanın kütle hareketiyle oluşan toplam ısı enerjisinin ve moleküllerin rasgele hareketiyle oluşan enerji taşınımının üst üste gelmesi, toplu haldeki moleküllerin rasgele hareketini devam ettirir. Birikmiş taşınım söz konusu olduğunda konveksiyon terimi, kütle akış hareketi söz konusu olduğunda ise adveksiyon terimi kullanılır.

Mühendislik uygulamalarında genellikle, farklı sıcaklıklarda bulunan hareket halindeki bir akışkan ile bir yüzey arasında konveksiyonla gerçekleşen ısı transferiyle ilgilenilmektedir. Isıtılmış bir yüzey üzerindeki akış Şekil 3.1'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 ısı 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 taşınım ile ısı transferi gerçekleşir.



Şekil 3.1. Zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transferinde sınır tabaka gelişimi

Isı taşınımında, sınır tabaka içerisindeki akışkanın kütle hareketi ve rasgele molekül hareketiyle ısı transferine olan katkı, akışkan hızının düşük olduğu yüzeye yakın bölgelerde etkindir. Yüzeyde ($y=0$) akışkan hızı sıfırdır ve ısı enerjisi 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 enerjisi, alt akışlar tarafından süpürülür ve sınır tabaka dışındaki akışkana transfer edilir. Taşınım ile ısı transferi Newton'un Soğuma Kanunu'yla aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \quad (3.1)$$

Burada q'' (W/m^2) yerel ısı akısını, h ($W/m^2.K$) ise yerel ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Akış şartları yüzeyde her noktada değişmekte, buna bağlı olarak yerel ısı akısı ve yerel ısı taşınım katsayısının değerleri de yüzey boyunca değişmektedir.

Tüm yüzey için ortalama ısı taşınım katsayısı h_m ($W/m^2.K$) tanımlanırsa toplam ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Q = h_m A_s (T_w - T_\infty) \quad (3.2)$$

Bu denklemde sırasıyla A_s (m^2) yüzey alanını, T_w (K) yüzey sıcaklığını, T_∞ (K) ise serbest akışkan sıcaklığını göstermektedir.

Buradaki ortalama ısı taşınım katsayısı ise aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$h_m = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (3.3)$$

Dış akışlarda sınır tabaka gelişimi sınırlama olmaksızın devam ederken, iç akışlarda akışkan kanal yüzeyi tarafından sınırlandırılmaktadır. Bu nedenle, sınır tabaka gelişimi sınırlanmaktadır.

İç akış tipi, ısı transferiyle ilgili mühendislik uygulamalarında oldukça sık rastlanılan bir durumdur. Özellikle ısı değiştiricilerinin dizaynı ve ısı transferi analizleri için kanal içerisindeki akış koşulları çok büyük önem taşımaktadır. Isı değiştiricilerinin 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;

$$Q_t = h_m A_s (T_w - T_m) \quad (3.4)$$

bağıntısı ile bulunmaktadır. Burada h_m ($W/m^2.K$) ortalama taşınım katsayısı, A_s (m^2) kanalın yüzey alanı, T_w (K) kanalın yüzey sıcaklığı, T_m (K) ise kanal içerisindeki akışkanın ortalama sıcaklığını ifade etmektedir.

Herhangi bir ısı taşınım problemini tanımlamanın ilk adımı, akışın laminar yada türbülanslı olup olmadığını belirlemektir. Yüzey sürtünmeleri ve ısı taşınımı bu şartların varlığına bağlıdır. Laminar ve türbülanslı akış şartları arasında oldukça büyük farklar bulunmaktadır. Laminar akış şartında akışkan hareketi oldukça

düzenlidir ve parçacıkların hareket alanı boyunca akım çizgilerini belirlemek mümkündür. Akım hattı boyunca akışkan hareketi düşey ve eksenel doğrultudaki hız bileşenleriyle karakterize edilebilir. Yüzeye normal doğrultudaki v hız bileşeni sınır tabaka boyunca enerji ve momentum transferine etkili bir biçimde yardım edebilir. Yüzeye normal doğrultudaki akış hareketi eksenel yönündeki sınır tabakanın gelişimine ihtiyaç duyar. Ters olarak, türbülanslı akış şartında akışkan hareketi oldukça düzensizdir ve dalgalanma hızlarıyla karakterize edilir. Bu dalgalanmalar momentum ve enerji transferlerini artırır ve böylece taşınım meydana gelen ısı transferinde yüzey sürtünmelerinin artmasına neden olur. Türbülans akış bölgesindeki şartlar, çok sayıda akışkan parçacığının gelişigüzel ve üç boyutlu hareketiyle karakterize edilmektedir. Türbülanslı akış tipinde sınır tabaka boyunca üç farklı bölge görülmektedir. Laminer alt tabakadaki taşınım difüzyon etkilidir ve hız profili lineere yakındır. Bunun bitişiğinde difüzyon ve türbülans karışımının olduğu bir ara tabakayla karşılaşılır ve daha üst kısımlarda ise taşınım türbülans karışımlarının baskın olduğu türbülanslı bölge görülür.

Akışın laminer veya türbülanslı olduğuna karar vermek için Reynolds sayısına bakılması gerekmektedir. Kanal içerisindeki akışta Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada; μ (kg/m.s) akışkanın dinamik viskozitesini, ρ (kg/m³) akışkanın yoğunluğunu, V (m/s) akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını, D_h (m) ise kanalın hidrolik çapını ifade etmektedir.

Kanal içerisindeki akışta kritik Reynolds sayısı:

$$Re \approx 2300 \quad (3.6)$$

olarak ifade edilmektedir [52]. Bu değer laminer akış ile türbülanslı akış için bir ara değerdir.

Laminer akış için :

$$Re \leq 2300 \quad (3.7)$$

şeklinde tanımlanır.

Aynı şekilde tam türbülanslı akış için ise:

$$Re > 10000 \quad (3.8)$$

olarak ifade edilmektedir [53].

Kanal içerisindeki akışta, akışın laminer veya türbülanslı olmasına ek olarak, giriş ve tam gelişmiş olma koşulları da irdelenmektedir. Akışkan, kanal içerisine girmesiyle birlikte yüzeyle temas etmeye başlar, yüzeyle teması sonucunda da sürtünme etkileri önem kazanır ve kanal içerisinde ilerledikçe sınır tabaka gelişir. Bu gelişme, sürtünmesiz akış bölgesinin giderek küçülmesi ve kanal ekseninde sınır tabakalarının birleşmesiyle sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur ve hız profili artık aksenal yönde değişmez. Bu noktadan sonra akış tam gelişmiş olarak adlandırılır. Girişten itibaren bu koşulun gerçekleştiği noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu ($x_{fd,h}$) olarak tanımlanır.

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

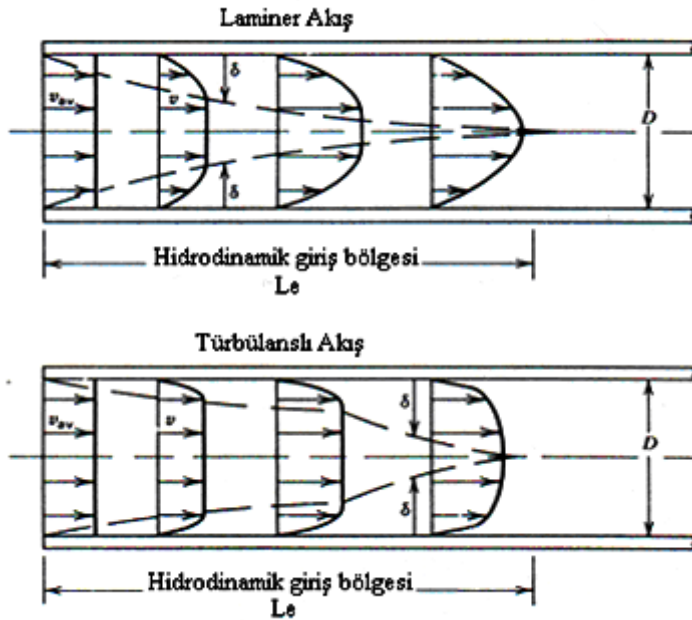
$$\frac{x_{fd,h}}{D_h} \approx 0,05 Re \quad (3.9)$$

olarak ifade edilmektedir [53].

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

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D_h} \right) \leq 60 \quad (3.10)$$

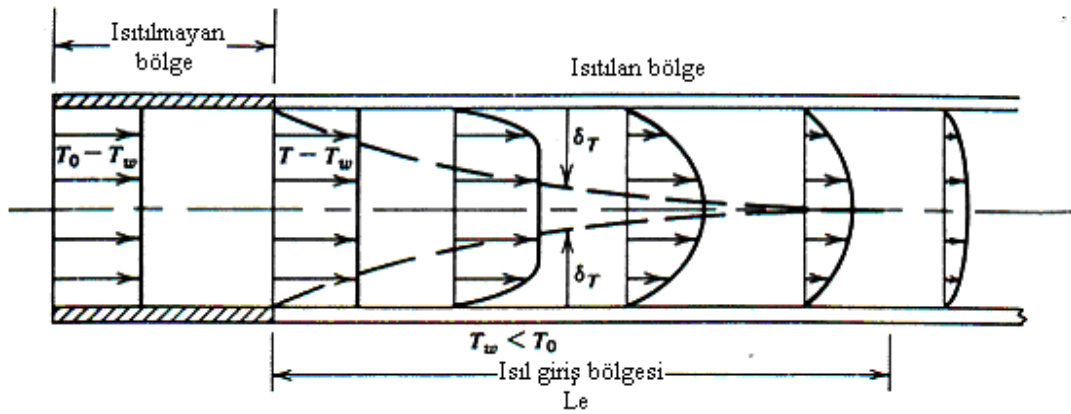
olarak ifade edilmektedir [54]. Bu nedenle, $(x_{fd,h} / D_h) > 10$ şartı türbülanslı akış şartlarında hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlara ulaşılan mesafeyi vermektedir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Kanal içerisindeki laminar ve türbülanslı akışta hız profillerinin gelişimi

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi tam gelişmiş laminer akış şartlarında hız profili parabolik bir şekil almaktadır. Türbülanslı akış şartlarında ise, hız profili laminer akıştaki parabolik hız profilinden daha düz bir şekil almaktadır. Hız profilindeki bu düzlük, türbülanslı akış içerisindeki birçok partikülün çarpışması ve partiküllerin birbiri ile karışması sonucu oluşmaktadır. Bu karışmanın sonucu, kanalın duvar kısmındaki partiküllerin hızının artmasına, buna karşılık kanalın merkezindeki partiküllerin hızlarının düşmesine neden olmaktadır [55].

Bir akışkan kanala kanalın yüzey sıcaklığından farklı bir sıcaklıkta girdiğinde ise, taşınım ile ısı geçişi olmakta ve ısı sınır tabaka gelişmeye başlamaktadır. Sınır tabakanın bu gelişimi kanal içerisinde ısı açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşıncaya kadar devam eder. Ayrıca, kanal yüzey koşulları ister sabit sıcaklık (T_w), ister sabit ısı akısı (q'') olsun, kanal boyu yeterince uzun ise ısı açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşılmaktadır. Isıl açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşıldığında ısı taşınım katsayısı aksel yönden bağımsız hale gelmektedir. Kanal içerisinde akan akışkan için ısı giriş bölgesi ve tam gelişmiş bölgenin gelişimi Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3. Kanal içerisindeki akışta ısı giriş bölgesinin gelişimi

Laminer akış için ısı giriş uzunluğu:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D_h} \right)_{lam} \approx 0,05 Re Pr \quad (3.11)$$

olarak ifade edilmektedir [53].

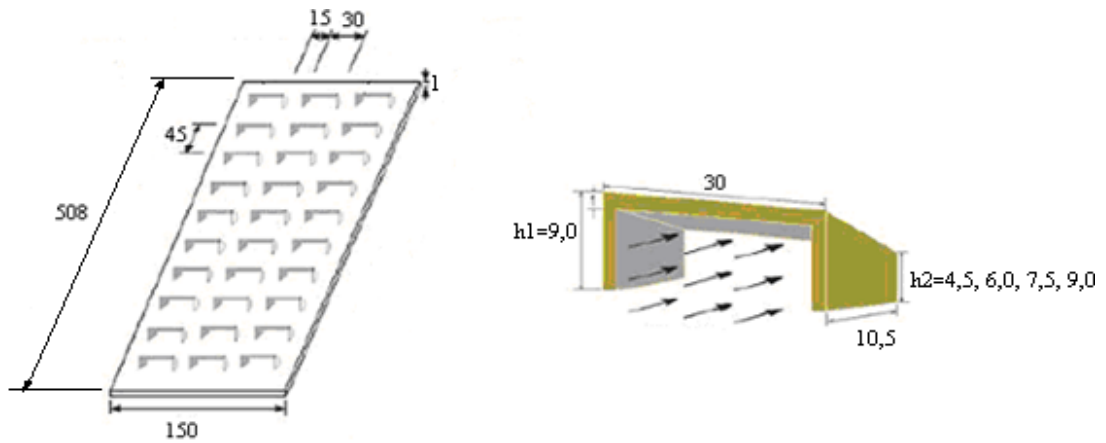
Bununla birlikte, türbülanslı akışta koşullar yaklaşık olarak Reynolds ve Prandtl sayılarından bağımsızdır ve ısı girişi uzunluğu genellikle $(x_{fd,t} / D_h) \cong 10$ olarak alınmaktadır [53].

Eş. 3.11 ve Eş. 3.9 karşılaştırılırsa, $Pr > 1$ için hidrodinamik sınır tabakanın, ısı sınır tabakadan $(x_{fd,h} < x_{fd,t})$ daha hızlı geliştiği, $Pr < 1$ için ise tersinin doğru olacağı görülmektedir. Yağlar gibi Prandtl sayısı çok büyük olan akışkanlar için ($Pr \geq 100$) ise, $x_{fd,h}$, $x_{fd,t}$ 'den çok küçüktür ve ısı girişi bölgesinin her yerinde tam gelişmiş hız profiline oluştuğunu varsaymak mantıklıdır.

3.2. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması

Gerçekleştirilmiş olan bu çalışmada, ısı değiştiricilerinde kullanılan dikdörtgen kesitli kanallar içerisine Şekil 3.4'de geometrisi görülen engeller yerleştirilerek en uygun engel geometrisi belirlenmeye çalışılmıştır. Engeller kanalın alt yüzeyine yerleştirilmiştir. Şekil dikkatle incelenecek olunursa engelin üst yüzeyinin akış yönünde tabana göre farklı açı değerleri alarak eğimli bir yapı kazandığı görülmektedir. Engelin üst yüzeyinin aldığı bu durum, engelin kesit alanının ön yüzeyinden arka yüzeye doğru daralmasını sağlamaktadır. Şekilden görüldüğü üzere, engellerin arka kesit yüzeyinin yüksekliği değişik değerlerde alınarak farklı engel geometrileri elde edilmiştir. Bu şekilde elde edilen farklı engel geometrilerinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Çalışmalarda engellerin yerleştirildiği yüzeyler sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, dikdörtgen kesitli kanalın diğer yüzeyleri ise yalıtılmıştır. Akışkan olarak hava ($Pr \cong 0,7$) kullanılmıştır.

Çalışmada kullanılan engel yapısı dikdörtgen kesitli kanal içerisinde maksimum ısı transferi miktarını sağlayacağı düşünülerek seçilmiş bir engel yapısıdır. Çünkü engeller içerisinden geçen akışkan, engelin akış yönünde daralan kesit alanına sahip olması dolayısı ile yerleştirildiği yüzeye çarpma etkisi yaratmaktadır. Oluşan çarpma etkisi ile yüzey üzerindeki ısıl sınır tabaka bozulmakta ve ısı transferi artmaktadır. Bu şekilde akışın yapısı değiştirilerek daha iyi ısı transferi elde edilmesi düşünülmüştür. Aynı zamanda engelin akışa dik yönündeki kalınlığının çok küçük olması sebebi ile (1 mm), literatürde bulunan diğer engel geometrilerine oranla akışa daha az bir direnç oluşturacağı öngörülmüştür.

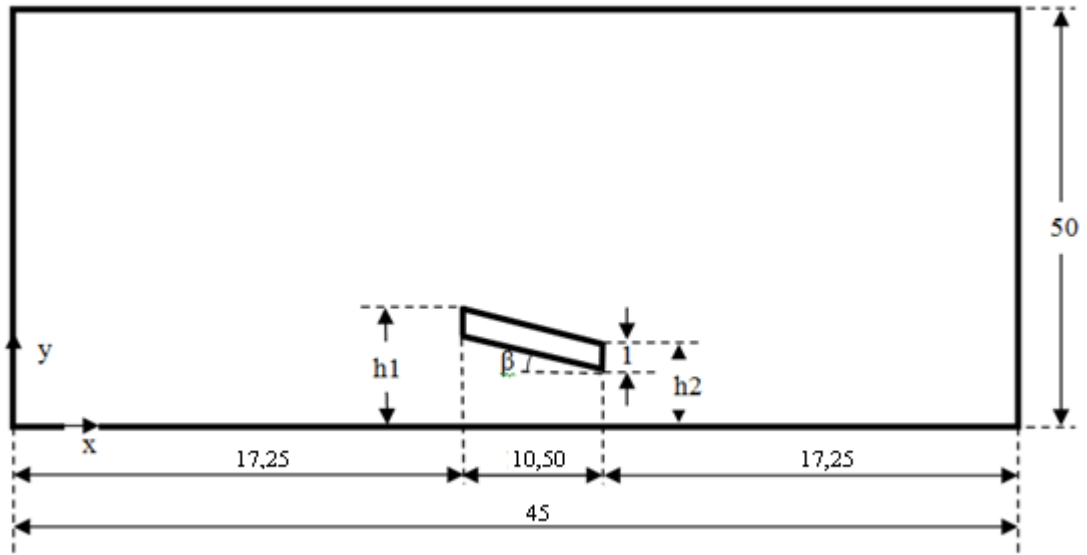


Şekil 3.4. Çalışmada kullanılan örnek engel geometrisi ve dizilimi (ölçüler milimetre olarak verilmiştir)

Şekil 3.4’de verilen farklı engel geometrileri kullanılarak yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda en uygun engel geometrisi (üst yüzeyin tabanla yapmış olduğu açı) elde edilmeye çalışılmıştır. Bu şekilde, daha etkin ısı değiştiricileri tasarlamak için daha iyi performansa sahip yeni bir engel geometrisi geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Şekil 3.4 ile genel görünümü verilen tek bir engel geometrisinin detaylandırılmış iki boyutlu görünümü Şekil 3.5’de sunulmuştur. Şekil 3.4 ve Şekil 3.5’de açıkça

görüldüğü üzere çalışmada h_1 değeri 9,0 mm olarak sabit tutulmuştur. h_2 'nin 4,5, 6,0, 7,5 ve 9,0 mm olmak üzere dört farklı değeri için deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Değişen h_2 değeri ile birlikte β açısının (engel geometrisinin üst yüzeyinin taban yüzeyi ile yapmış olduğu eğim açısı) farklı değerler alması sağlanmıştır. Buna göre; $h_2 = 4,5, 6,0, 7,5$ ve 9,0 mm değerleri için β açısı sırasıyla $23,2^\circ, 16,2^\circ, 8,1^\circ$, ve 0° değerlerini almıştır. Herbir β açısı değeri için deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.5. Çalışmada kullanılan engel geometrisinin iki boyutlu şematik görünümü (ölçüler mm cinsinden verilmiştir)

Yapılan çalışmada, alt yüzeyine engel geometrileri yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısıl açıdan gelişmekte olan, kararlı rejim şartlarına ulaşmış akışın karakteristiği deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Öncelikle, türbülanslı akışın geçiş ve tam türbülanslı bölgelerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Çalışmanın başlangıcında engelsiz düz kanal için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş, ardından farklı β açıları için hazırlanmış olan engel geometrileri kullanılarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra deneysel çalışma şartları gözönüne alınarak aynı sistemler için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma ile benzer şekilde öncelikle düz kanal için, ardından engelli

geometriler için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalar, deneysel çalışma boyutları ve şartları ile aynı olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sayısal kısmı üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiş ve analizlerde Ansys Fluent 6.3.26 ticari programı kullanılmıştır.

Çalışma sonucunda deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen veriler ile, kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısı (Nu_m) ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün (f_m), Reynolds sayısı (Re) ile değişimleri irdelenerek, düz kanal ve herbir engel geometrisi için dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış karakteristikleri elde edilmiştir. Deneysel çalışma sonuçları sayısal çalışmalarda elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Ayrıca, kanal içerisindeki akış karakteristikleri farklı engel geometrileri ve akış koşulları için vektör ve kontür grafikleri şeklinde ifade edilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi her bir engel geometrisi için ampirik bağıntılarla ifade edilmiştir. Ayrıca, tüm engel geometrilerini kapsayacak şekilde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ve β açısı ile değişimi tek bir bağıntı ile verilmiştir. Sonuç olarak, sayısal ve deneysel çalışmaların sonuçları değerlendirilerek en uygun engel geometrisi belirlenmeye çalışılmıştır.

Çalışmanın bu kısmında sayısal çalışma detaylı olarak sunulmuştur.

Problemin akış ve ısı davranışını inceleyebilmek için momentum ve enerji korunum denklemlerinin, uygun sınır şartları ile birlikte çözülerek, problem alanı içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi gerekmektedir.

Türbülanslı akış şartlarında temel denklemlerin çözülmesi hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi için yeterli değildir. Akışın yapısı gereği temel denklemlerle birlikte türbülans denklemlerinin de çözülmesi gerekmektedir. Türbülans denklemlerinin çözümü için ise türbülans modellerinin kullanılması

zorunludur. Yapılan çalışmanın da türbülanslı akış koşullarında gerçekleşmesi sebebiyle temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemlerinin çözümü yapılmıştır. Yapılan çözümler neticesinde sıcaklık dağılımlarından yararlanılarak, ısı transferi katsayısı; hız dağılımlarından yararlanılarak sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmıştır.

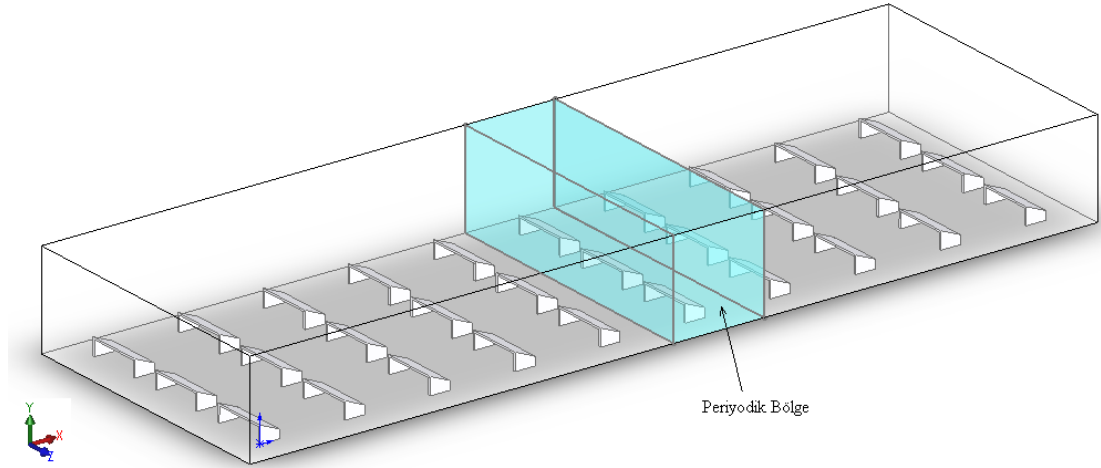
Yapılan çalışmada akışkan dışarıdan bir güçle kanal içerisine sevk edildiğinden akış zorlanmış bir akıştır. Burada, yüksek konvektif etkiler ve düşük işletme sıcaklığı nedeniyle ışıma ile olan ısı transferi ihmal edilmiştir.

Problemin çözümü, akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri olan kütle, momentum, ve enerjinin korunumu kanunlarına dayanmaktadır. Fakat çalışma türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmesi sebebi ile, temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemleri de bu denklemler ile birlikte çözülmüştür.

Kanal içerisinde zorlanmış konveksiyon şartlarında gerçekleşen akışta kanalın kesit alanı periyodik olarak değişken bir yapıya sahipse, akış şartları periyodik olarak tekrarlı bir yapıya ulaşmaktadır. Bu şekilde gerçekleşen akış şartları periyodik olarak tamamen gelişmiş akış şartları olarak ele alınabilmektedir. Periyodik olarak tamamen gelişmiş akış şartlarında tüm geometrinin ele alınması yerine sadece periyodik akışın gerçekleştiği bölgenin ele alınıp çözülmesi problemin hücre sayısını ve çözüm süresini kısaltmaktadır [37].

Yapılan çalışmada kanal içerisine yerleştirilen engeller dolayısı ile belli bir noktadan sonra akışkan hareketi periyodik bir yapı kazanmaktadır. Bu nedenle, kanal içerisindeki akış periyodik olarak tamamen gelişmiş şartlara ulaşmaktadır. Şekil 3.6'de görüldüğü gibi incelenen problemde kanal içerisine yerleştirilen engeller, kanalın kesit alanına periyodik olarak değişken bir yapı kazandıracığı için, kanal içerisindeki akışın periyodik şartlara ulaşmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, tüm kanalın incelenmesi yerine sadece periyodik akışı sağlayan bölgenin incelenmesi ile

istenilen sonuçlar daha az hücre sayısı kullanılarak, dolayısı ile daha kısa bir zamanda elde edilmiştir.



Şekil 3.6. Sayısal çalışma alanının görünümü

Çalışmanın bu kısmında alt yüzeyine geometrisi Şekil 3.4’de verilen engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısısal açıdan gelişmekte olan, kararlı rejim şartlarına ulaşmış akışın karakteristiği üç boyutlu biçimde sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma sırası ile geçiş bölgesi ($1 \times 10^3 \leq Re < 1 \times 10^4$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($Re \geq 1 \times 10^4$) gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akışın yapısı gereği temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemlerinin de çözülmesi gerekmektedir. Türbülans denklemlerinin çözümü için ise bir türbülans modelinin kullanılması şarttır. Bu sebeple yapılan çalışmada türbülanslı akışın geçiş bölgesi için SST k- ω türbülans modeli, tam türbülanslı akış bölgesinde ise Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmanın başlangıcında içerisinde engel olmayan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akışın karakteristiği incelenmiş, ardından tüm engel geometrileri için sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, çalışmalardan elde edilen veriler ile, kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısı (Nu_m) ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün (f_m), Reynolds sayısı (Re) ile değişimleri irdelenerek, engelsiz ve farklı geometrilerdeki engellerin yerleştirildiği durumlar için dikdörtgen kesitli

kanal içerisindeki akışın karakteristikleri elde edilmiştir. Sonuçlar, deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Kanal içerisindeki akış karakteristikleri vektör ve kontür grafikleri ile farklı durumlar için ifade edilmiştir.

3.3. Türbülanslı Akış Şartlarında Temel Denklemler ve Sınır Şartları

Türbülanslı akış, akış parametrelerinin zamana ve uzay koordinatlarına bağımlı olarak düzensiz değişimler gösterdiği akış olarak tanımlanabilir. Türbülans, yüksek Reynolds sayılarında ortaya çıkan bir akış özelliği olup, kesinlikle bir akışkan özelliği değildir. Türbülanslı akışın çok karmaşık ve düzensiz bir yapıya sahip olmasından dolayı, akış özelliklerinin tamamen tanımlanabilmesinin kolay bir yöntemi yoktur. Bununla birlikte, pratik mühendislik uygulamalarında türbülanslı akışlara sıkça rastlanmaktadır. Bu nedenle, araştırmacılar türbülanslı akışlar hakkında yeterli derecede bilgi sağlayacakları hesaplama yöntemlerine ihtiyaç duymaktadırlar. Bu amaçla, pratikte türbülanslı akışın sadece zaman-ortalama özellikleri ile ilgilenilmektedir. Böylece türbülans çalkantılarının (fluctuation) ortalama akış özellikleri üzerindeki etkisi incelenmekte ve bir çok mühendislik uygulamalarında yeterli sayılabilecek sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu yaklaşımla, laminar akış denklemleri; hızlı ve düzensiz çalkantıların ortalama değerlerde olduğu kabul edilerek yapılan ortalama işlemi ile türbülanslı akış için zaman-ortalama denklemlere dönüştürülmektedir. Bu işlemden sonra, Reynolds gerilimleri, türbülans ısı akışı, vb. ekstra terimler ortaya çıkmaktadır. Bu terimleri akışın ortalama özellikleri ile ifade etmek için etkili türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple türbülanslı akışların çözümlerinde geometriye ve problemin türüne bağlı olarak bir türbülans modelinin kullanılması gerekmektedir.

Bir çok türbülans modeli, türbülans viskozitesi, türbülans difüzyon katsayısı gibi kavramlar kullanmaktadır. Sonuç olarak türbülanslı akışı tanımlamak üzere, laminar akış denklemleri ile aynı yapıya sahip zaman-ortalama denklemler ortaya çıkmaktadır. Fakat bu denklemlerde viskozite, difüzyon, ısı iletim katsayısı vb. gibi

laminer aktarım katsayıları yerine, türbülans etkilerini de içeren ve efektif aktarım katsayıları olarak adlandırılan katsayılar kullanılmaktadır. Sözü edilen efektif aktarım katsayıları, laminer ve türbülans aktarım katsayılarının toplamı olarak tanımlanmaktadır.

Türbülanslı akış içerisinde oluşan çalkantıların ortalama akış özelliklerine olan etkisini incelemek ve zaman-ortalama türbülanslı akış denklemlerini türetmek üzere herhangi bir akış değişkeni φ ' in ortalama değeri, $\bar{\varphi}$ şu şekilde tanımlanabilir;

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(t) dt \quad (3.12)$$

φ zamana bağımlı bir değişken olup, kararlı ortalama bileşen $\bar{\varphi}$ ve ortalama zamana bağımlı çalkantı (fluctuating) bileşeni φ' ' nin toplamı olarak

$$\varphi(t) = \bar{\varphi} + \varphi'(t) \quad (3.13)$$

şeklinde ifade edilir ve $\varphi = \bar{\varphi} + \varphi'$ şeklinde de gösterilebilir. φ değişkeni akış alanı içerisinde hız bileşenleri, basınç, sıcaklık vb. gibi değişkenleri simgelemektedir. Diğer bir ifadeyle, ortalama hızın x-bileşeni \bar{u} , y-bileşeni \bar{v} , z-bileşeni \bar{w} , çalkantının x-bileşeni u' , y-bileşeni v' , z-bileşeni w' olduğuna göre;

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.14a)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (3.14b)$$

$$w = \bar{w} + w' \quad (3.14c)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.14d)$$

$$T = \bar{T} + T' \quad (3.14e)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Çalkantıların zaman ortalaması tanım gereği sıfırdır.

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi' dt \equiv 0 \quad (3.15)$$

Akışın çalkantılı kısmına ilişkin bilgiler, çalkantıların kök-ortalama-karekök (root-mean-square, rms) değeri:

$$\varphi_{\text{rms}} = \sqrt{\overline{(\varphi')^2}} = \left[\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\varphi')^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

ile elde edilebilir. Hız bileşenlerinin rms değerleri, türbülans çalkantılara duyarlı hız problemleri ve basit elektrik devreleri ile kolaylıkla ölçülebilmesi açısından, çok büyük önem taşımaktadır [56].

Bir türbülanslı akışa ait ortalama akış denklemlerini türetmeden önce birbirinden farklı φ ve ψ gibi çalkantı özelliklerinin zaman ortalamaları:

$$\varphi = \overline{\varphi} + \varphi' \quad (3.17)$$

ve

$$\psi = \overline{\psi} + \psi' \quad (3.18)$$

ile bunların kombinasyonlarını, türevlerini ve integrasyonunu kapsayan matematiksel kurallar Eş. 3.12 ve Eş. 3.14 kullanılarak aşağıda Eş. 3.19a-Eş. 3.19h'de ifade edilmiştir.

$$\overline{\varphi'} = \overline{\psi'} = 0 \quad (3.19a)$$

$$\overline{\overline{\varphi}} = \overline{\varphi} \quad (3.19b)$$

$$\overline{\varphi + \psi} = \overline{\varphi} + \overline{\psi} \quad (3.19c)$$

$$\overline{\varphi\psi} = \overline{\varphi}\overline{\psi} + \overline{\varphi'\psi'} \quad (3.19d)$$

$$\overline{\varphi\overline{\psi}} = \overline{\varphi}\overline{\psi} \quad (3.19e)$$

$$\overline{\varphi'\overline{\psi}} = 0 \quad (3.19f)$$

$$\frac{\partial \overline{\varphi}}{\partial s} = \frac{\partial \overline{\varphi}}{\partial s} \quad (3.19g)$$

$$\int \overline{\varphi} ds = \int \overline{\varphi} ds \quad (3.19h)$$

Türbülanslı akış şartları için elde edilen bu bağıntılar kullanılarak süreklilik, momentum ve enerji denklemleri türbülanslı akış koşulları için yazılabilir.

Süreklilik denklemi

Newton tipi sıkıştırılamaz viskoz akış için, laminar akış koşullarında kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.20)$$

ile ifade edilmektedir. Eş. 3.14'de türbülanslı akış için elde edilen terimler Eş. 3.20'de yerlerine yazılırsa;

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w}}{\partial z} + \frac{\partial \overline{u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'}}{\partial z} = 0 \quad (3.21)$$

şekline dönüşür. Eş. 3.21'in küçük bir Δt zaman aralığında ortalaması alınırsa Eş. 3.15'de görüldüğü üzere çalkantı terimleri sifira eşit olur, bununla birlikte ortalama bileşenler aynı kalır. Sonuçta Eş. 3.21;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.22)$$

şeklinde ifade edilir. Aynı zamanda çalkantı terimleri de;

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (3.23)$$

ile ifade edilebilir. Sonuç olarak zaman ortalamalı hız bileşenleri ve zamana bağımlı çalkantı hız bileşenleri süreklilik denklemini sağlamaktadır.

Newton tipi sıkıştırılamaz viskoz akış için, türbülanslı akış koşullarında, kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu süreklilik denklemi indis notasyonu ile şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.24)$$

Momentum denklemi

Newton tipi sıkıştırılamaz viskoz akış için, laminar akış koşullarında kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu momentum denklemleri;

x yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.25a)$$

y yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.25b)$$

z yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.25c)$$

şeklinde yazılabilir.

Eş. 3.14'deki terimler sırasıyla momentum denklemlerinde (Eş. 3.25) yerlerine yazılırsa;

x yönündeki momentum denklemi:

$$\begin{aligned} (\bar{u} + u') \frac{\partial}{\partial x} (\bar{u} + u') + (\bar{v} + v') \frac{\partial}{\partial y} (\bar{u} + u') + (\bar{w} + w') \frac{\partial}{\partial z} (\bar{u} + u') \\ = f_x - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial p'}{\partial x} \right) + v \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Eş. 3.26 eşitliğinin Δt zaman aralığında ortalaması, Eş. 3.19'da elde edilen ifadelerden yararlanılarak eşitlikteki terimlerin teker teker zaman ortalamalarının alınmasıyla elde edilebilir. Bu işlemler Eş. 3.27a-Eş. 3.27m ile açıkça ifade edilmiştir.

$$\overline{\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}} = \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (3.27a)$$

$$\overline{\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}} = \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (3.27b)$$

$$\overline{\bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z}} = \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \quad (3.27c)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2}} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} \quad (3.27d)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2}} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \quad (3.27e)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2}} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \quad (3.27f)$$

$$\frac{1}{\rho} \overline{\frac{\partial \bar{p}}{\partial x}} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \quad (3.27g)$$

$$\frac{1}{\rho} \overline{\frac{\partial \bar{p}'}{\partial x}} = 0 \quad (3.27h)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}'}{\partial x^2}} = \overline{\frac{\partial^2 \bar{u}'}{\partial y^2}} = \overline{\frac{\partial^2 \bar{u}'}{\partial z^2}} = 0 \quad (3.27i)$$

$$\overline{u' \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}} = \overline{v' \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}} = \overline{w' \frac{\partial \bar{u}}{\partial z}} = 0 \quad (3.27k)$$

$$\overline{\bar{u} \frac{\partial \bar{u}'}{\partial x}} = \overline{\bar{v} \frac{\partial \bar{u}'}{\partial y}} = \overline{\bar{w} \frac{\partial \bar{u}'}{\partial z}} = 0 \quad (3.27m)$$

Eş. 3.27a-Eş. 3.27m'de elde edilen terimler Eş. 3.26'da yerlerine yazılırsa türbülanslı akış için x yönündeki momentum denklemi elde edilir.

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \overline{u' \frac{\partial \bar{u}'}{\partial x}} + \overline{v' \frac{\partial \bar{u}'}{\partial y}} + \overline{w' \frac{\partial \bar{u}'}{\partial z}} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (3.28)$$

Görüldüğü gibi zaman ortalama prosesi, zaman ortalamalı momentum denklemlerine yeni terimler ilave etmiştir. Bu yeni terimler Eş. 3.28 eşitliğinin sol tarafında yer alan son üç terimdir. Bu terimler çalkantı hızlarının çarpımını ihtiva etmekte ve hız

çalkantılarından kaynaklanan konvektif momentum transferini meydana getirmektedir [56].

Eş. 3.28'de elde edilen hız çalkantıları daha açık bir biçimde yazılacak olursa;

$$u' \frac{\partial u'}{\partial x} = \frac{\partial (u')^2}{\partial x} - u' \frac{\partial u'}{\partial x} \quad (3.29a)$$

$$v' \frac{\partial u'}{\partial y} = \frac{\partial (u'v')}{\partial y} - u' \frac{\partial v'}{\partial y} \quad (3.29b)$$

$$w' \frac{\partial u'}{\partial z} = \frac{\partial (u'w')}{\partial z} - u' \frac{\partial w'}{\partial z} \quad (3.29c)$$

denklemleri elde edilir. Elde edilen terimler Eş. 3.28'de yerlerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapıldığında;

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \\ & = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \left[\mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u'^2}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho u'v'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho u'w'}) \right] \end{aligned} \quad (3.30a)$$

eşitliği elde edilir ve bu eşitlik türbülanslı akış şartlarında x yönündeki momentum denklemini ifade etmektedir.

Benzer işlemler momentum denkleminin y ve z yönlerine de uygulanırsa, y ve z yönündeki zaman ortalamalı türbülanslı akış momentum denklemleri elde edilebilir.

y yönündeki türbülanslı akış momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \\ & = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \left[\mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u'v'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v'^2}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho v'w'}) \right] \end{aligned} \quad (3.30b)$$

z yönündeki türbülanslı akış momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \\ & = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \left[\mu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u'w'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v'w'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho w'^2}) \right] \end{aligned} \quad (3.30c)$$

şeklinde elde edilir. Denklemlerdeki ilave gerilme terimleri, yapılarını ifade edebilmek için açık bir şekilde yazılmıştır. Bu terimler üçü normal ve üçü kayma gerilmesi olmak üzere toplam altı ilave gerilmenden meydana gelirler. Bunlar;

$$\tau_{xx} = -\overline{\rho u'^2} \qquad \tau_{xy} = \tau_{yx} = -\overline{\rho u'v'} \quad (3.31a)$$

$$\tau_{yy} = -\overline{\rho v'^2} \qquad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\overline{\rho u'w'} \quad (3.31b)$$

$$\tau_{zz} = -\overline{\rho w'^2} \qquad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\overline{\rho v'w'} \quad (3.31c)$$

şeklinde ifade edilen altı ilave türbülans gerilmeleridir. Bu gerilmeler Reynolds gerilmeleri, Eş. 3.30a-Eş. 3.30c'de belirtilen denklemler ise Reynolds denklemleri olarak tanımlanır [56]. Türbülanslı akışlarda normal gerilmeler $-\overline{\rho u'^2}$, $-\overline{\rho v'^2}$ ve $-\overline{\rho w'^2}$ daima sıfırdan farklıdır çünkü bunlar çalkantı hızlarının karesini ihtiva eder. Kayma gerilmeleri $-\overline{\rho u'v'}$, $-\overline{\rho u'w'}$ ve $-\overline{\rho v'w'}$ ise farklı hız bileşenleri arasında korelasyonu kurar. Bir türbülanslı akışta türbülans kayma gerilmeleri de sıfırdan farklıdır ve viskoz gerilmelere oranla oldukça büyük değerler alırlar [57].

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, türbülanslı akış koşullarında, kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu momentum denklemi indis notasyonu ile:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) \quad (3.32)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.

Enerji denklemi

Newton tipi viskoz akış için, laminar akış koşullarında kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu enerji denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{v}{c_p} \Phi_v + \frac{u'''}{\rho c_p} \quad (3.33)$$

olarak ifade edilmektedir. Eş. 3.33'de u''' terimi sistemdeki enerji üretim terimidir. α terimi ısı yayılım katsayısı olup, $\alpha = k/(\rho \cdot c_p)$ şeklinde tanımlanmaktadır. Φ_v terimi ise dissipasyon fonksiyonudur ve şu şekilde ifade edilir:

$$\Phi_v = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (3.34)$$

Momentum denklemlerine benzer şekilde enerji denkleminin de zaman ortalaması alınıp, gerekli aritmetik düzenlemeler yapıldığında türbülanslı akış için zaman ortalamalı enerji denklemi şu şekilde elde edilir:

$$\begin{aligned}
& \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \\
& = \alpha \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho c_p} \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho c_p \bar{u}' T') + \frac{\partial}{\partial y} (\rho c_p \bar{v}' T') + \frac{\partial}{\partial z} (\rho c_p \bar{w}' T') \right) \quad (3.35) \\
& \quad + \frac{v}{c_p} \bar{\Phi}_v + \frac{u'''}{\rho c_p}
\end{aligned}$$

Eş. 3.35 incelendiğinde laminar akış denkleminde farklı olarak zaman ortalamalı türbülanslı akış enerji denkleminde eşitliğin sağ tarafında ek terimlerin varlığı görülmektedir. Bu terimler hız ve sıcaklık çalkantı terimlerinden oluşmaktadır ve “türbülans ısı akısı” olarak nitelendirilmektedir [58]. Diğer bir ifade ile bu terimler türbülanslı akış varlığındaki çalkantılardan oluşan ısı transferidir.

Eş. 3.34’de yer alan zaman ortalamalı dissipasyon fonksiyonunun açık şekli ise:

$$\begin{aligned}
\bar{\Phi}_v = & 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 \\
& + 2 \left[\overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2} \right] + \overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial z} \right)^2} \quad (3.36)
\end{aligned}$$

ile ifade edilmektedir. Eş. 3.36’da laminar akış şartlarındaki dissipasyon fonksiyonundan farklı olarak hız için çalkantı terimleri bulunmaktadır. Bu terimlerin toplamı “türbülans dissipasyon fonksiyonu” olarak nitelendirilmekte ve ε ile ifade edilmektedir. Diğer bir ifade ile türbülans dissipasyon fonksiyonu (ε):

$$\begin{aligned}
\varepsilon = & 2 \left[\overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2} \right] + \overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2} \\
& + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial z} \right)^2} \quad (3.37)
\end{aligned}$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Eş. 3.36'dan görüldüğü üzere türbülanslı akış şartında mekanik enerjinin ısı enerjisine dönüşümü iki şekilde gerçekleşmektedir. Bunlardan birisi laminer akış şartlarında olduğu gibi direk olarak viskositenin varlığından oluşmaktadır. Diğeri ise çalkantı terimlerinin oluşturduğu türbülans dissipasyonundan dolayı meydana gelmektedir.

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, türbülanslı akış koşullarında, kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu enerji denklemi indis notasyonu ile:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho c_p \overline{u'_j T'}) + \frac{v}{c_p} \bar{\Phi}_v + \frac{u'''}{\rho c_p} \quad (3.38)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Eş. 3.38'de yer alan $\bar{\Phi}_v$ teriminin indis notasyonu ile ifadesi ise aşağıdaki gibidir:

$$\bar{\Phi}_v = \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \delta_{ij} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \delta_{ij} \right) \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \quad (3.39)$$

Eş. 3.39'daki δ_{ij} terimi Kronecker delta olarak tanımlanmaktadır ($i = j$ ise $\delta_{ij} = 1$; $i \neq j$ ise $\delta_{ij} = 0$).

Laminer akışlarda kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri beş bilinmeyenli (u, v, w, p, T) beş denklem setini oluşturmaktadır. Matematiksel olarak bu denklem seti kapalıdır, yani çözülebilmesi için gerekli şartlar sağlamıştır. Ancak, türbülanslı akışlara ait Reynolds denklemlerinin oluşturulması için yapılan ortalama işlemi neticesinde, türbülans çalkantılarından dolayı altı ekstra bilinmeyen (Reynolds gerilmeleri) ortaya çıkmaktadır. Bunun yanında türbülanslı akış şartlarında zaman

ortalamalı enerji denkleminin elde edilmesinde de yine çalkantılardan oluşan ekstra terimler (türbülans ısı akısı terimleri) oluşmaktadır. Dolayısı ile zaman ortalamalı türbülanslı akış Reynolds denklemleri ve enerji denklemi laminar akışta olduğu gibi kapalı bir denklem seti oluşturmadığı için direk olarak çözülememektedir. Bu denklemlerin çözülebilmesi için deneysel ve teorik yöntemlerle geliştirilen türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Türbülans modellerinin temel amacı ortaya çıkan bu ekstra terimleri temsil etmek ve türbülans denklemlerini matematiksel olarak kapalı hale getirmektir. Değişik türbülans modelleri ile kapalı hale getirilen denklemler uygun sınır şartları ile çözülebilmektedir [59].

3.3.1. Türbülans modelleri

Mühendislik uygulamalarında en çok kullanılan ve zaman-ortalamalı akış denklemlerini temel alan klasik türbülans modelleri şunlardır;

- Karışım uzunluğu modeli (Mixing length model)
- Spalart–Allmaras modeli (One-equation model)
- k - ϵ modeli (Two-equation model)
 - Standart
 - RNG
 - Realizable
- k - ω modeli (Two-equation model)
 - Standart
 - SST (Shear stress transport)
- Reynold gerilim denklemi modeli (Reynold stress equation model)
- Cebirsel gerilim modeli (Algebraic stress model)

Günümüzde kanal içi türbülanslı akışların sayısal analizinde en çok kullanılan türbülans modelleri k - ϵ ve k - ω modelleridir. Bu modellerin yapılarının iç akış şartlarına uygun olması ve ekonomik olmaları sebebiyle endüstride en çok kullanılan

modellerdir. Bunun yanında $k-\varepsilon$ türbülans modeli genellikle yüksek hızlı akışlarda, $k-\omega$ türbülans modeli ise düşük Reynolds sayıları için kullanılmaktadır. Özellikle $k-\omega$ türbülans modelinin akışın laminer bölgeden türbülanslı bölgeye geçtiği geçiş bölgesinde çok iyi sonuçlar verdiği saptanmıştır [60]. Bunun yanında, çalışmanın sayısal kısmına başlamadan önce farklı türbülans modelleri için çalışmalar yapılmış ve yapılacak olan çalışma için en iyi türbülans modelinin belirlenmesine çalışılmıştır. Bu bağlamda, $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için geçiş bölgesi ($Re=5260$) ve tam türbülanslı akış bölgesinde ($Re=35005$) farklı türbülans modelleri kullanılarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 3.1 ile sunulmuştur.

Çizelge 3.1. $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için farklı türbülans modellerinde yapılan sayısal çalışmalar

Geçiş Bölgesi			Tam Türbülanslı Akış Bölgesi		
	Nu_m	f_m		Nu_m	f_m
Deneysel	49,2141	0,3427	Deneysel	184,7766	0,1855
Standard k-ε	59,0756	0,2648	Standard k-ε	202,2941	0,1504
RNG k-ε	63,9878	0,2690	RNG k-ε	208,6843	0,1540
Realizable k-ε	58,0064	0,2624	Realizable k-ε	200,5782	0,1698
Standard k-ω	65,2821	0,2817	Standard k-ω	216,9995	0,1575
SST k-ω	56,5290	0,3028	SST k-ω	214,7635	0,1578

Çizelge 3.1'de görüldüğü üzere geçiş bölgesi akış şartlarında SST k- ω türbülans modelinden, tam türbülanslı akış şartlarında ise Realizable k- ε türbülans modelinden elde edilen sonuçlar deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlara daha yakın çıkmıştır. Dolayısı ile yapılan sayısal çalışmada akış koşullarını en iyi şekilde ifade etmesinden dolayı, geçiş bölgesi akış şartları için SST k- ω modeli, tam türbülanslı akış koşulları için ise Realizable k- ε modeli kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan türbülans modelleri ile ilgili bilgiler bu bölümde detaylı olarak sunulmuştur.

Türbülanslı akışın temelinde akış alanındaki temel özellikler sürekli bir değişim içerisindedir. Zaman ortalamalı denklemlerin çözümleri ile bu değişim miktarları elde edilebilmektedir. Newton'un viskozite kanununa göre viskoz gerilimler akışkan

elemanının deformasyon miktarı ile orantılıdır. Buna göre sıkıştırılmaz bir akışkan için viskoz gerilimler şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.40)$$

Türbülanslı akışta zaman ortalamalı akış denklemlerinin çözümünün temeli Boussinesq yaklaşımına dayanmaktadır. Boussinesq 1877 yılında, Reynolds gerilimlerinin akışkan elemanının deformasyon miktarı ile ilişkilendirilebileceğini ortaya koymuştur [56]. Boussinesq yaklaşımına göre Reynolds gerilimleri,

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.41)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, μ_t ile türbülans viskozitesi ifade edilmiştir. k terimi ise birim kütle başına türbülans kinetik enerjisidir $\left(k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \right)$. Bu yaklaşımda, türbülans momentum taşınımının ortalama hız gradyanları ile orantılı olduğu kabul edilmiştir. Benzer yaklaşımla, skalar bir değişkenin türbülans taşınımının da bu değişkenin ortalama değerinin gradyanı ile orantılı olduğu söylenebilir. Buna göre herhangi bir ϕ değişkeninin türbülans taşınımı,

$$-\rho \overline{u'_i \phi'} = \Gamma_t \left(\frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_i} \right) \quad (3.42)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada Γ_t , türbülans difüzyon katsayısını temsil etmekte olup,

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \quad (3.43)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Paydada görülen σ_t ise Prandtl/Schmidt sayısı olarak ifade edilmektedir.

Standard k-ε modeli

Standard k-ε modeli k-ε modelleri arasında ilk olarak geliştirilen, en temel türbülans modelidir. Birçok akış ve ısı transferi problemi için kullanılabilen bu model, diğer modellere göre daha ekonomiktir. Standard k-ε modeli sadece tam türbülanslı akış şartlarındaki akış koşulları için kullanılabilir. Standard k-ε modeli sadece tam türbülanslı akış şartlarındaki akış koşulları için kullanılabilir.

Standard k-ε türbülans modelinde k ve ε taşınım denklemleri, kararlı rejim şartlarında, doğal taşınımın ihmal edildiği, sıkıştırılmaz akış için Eş. 3.44 ve Eş. 3.45 ile verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.45)$$

Eş. 3.44 ve Eş. 3.45 eşitliklerinde, G_k terimi türbülans kinetik enerji üretimini ifade etmektedir. $C_{1\epsilon}$ ve $C_{2\epsilon}$ terimleri sabit katsayılardır. σ_k ve σ_ϵ terimleri ise sırasıyla k ve ε denklemleri için türbülans Prandtl sayılarını ifade etmektedir. S_k ve S_ϵ ise kaynak terimleridir.

Standard k-ε türbülans modelinde türbülans viskozite terimi;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.46)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada C_μ terimi sabit katsayıdır.

Standard k- ε türbülans modelinde kullanılan sabitlerin değerleri şu şekildedir:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, \quad C_{2\varepsilon} = 1,92, \quad C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad (3.47)$$

Burada kullanılan sabit katsayıların değerleri, deneysel çalışmalar sonucu elde edilen değerlerdir. Denklemlerde kullanılan katsayıların sabit olması türbülans modelinin doğruluk miktarını ve kullanım alanını azaltmaktadır. Daha sonra geliştirilen diğer k- ε türbülans modellerinde, katsayılar değişken olarak alınarak bu katsayılar ile ilgili bağıntılar önerilmiş ve sonuçların doğruluk payı artırılarak, daha geniş bir akış alanı için kullanımı sağlanmıştır.

Realizable k- ε modeli

Realizable kelimesi, modelin türbülanslı akışların fiziği ile uyumlu belirli matematiksel kısıtları normal gerilmelerde karşıladığı anlamını taşımaktadır. Bu model k- ε türbülans modelleri içerisinde en son geliştirilen modeldir. Model içerisinde türbülans viskozitenin hesaplanması için yeni formülasyonlar kullanılmıştır. Zaman ortalamalı vortisite salınımlarının denklemleri türetilerek, dissipasyon oranı, ε , için yeni bir denklem oluşturulmuştur. Model düzlemsel ve yuvarlatılmış akışlarda (yuvarlatılmış akışların yayılmasını oldukça doğru ifade eder), güçlü ters basınç gradyanları veya ayrılmaların olduğu sınır tabakalarda, döngülü ve sirkülasyonlu akımlarda ve güçlü akım çizgisi eğrisel akımlarda oldukça iyi performans sergilemektedir. Ayrıca, ayrılmalı akış ve kompleks ikincil akışların varlığının bu modelin kullanımıyla çok iyi şekilde ifade edildiği birçok deneme ile kanıtlanmıştır [60].

Modelde sıkıştırılamaz akışar için Reynolds gerilmeleri matematiksel olarak, Boussinesq bağıntısı ve türbülans viskosite tanımı kullanılarak;

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.48)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Eş. 3.48'de $\nu_t = \mu_t / \rho$ olup, normal gerilme terimi, $\overline{u^2}$, yeterli gerilme şartını sağlamadığı takdirde negatif değer almaktadır.

Realizable k- ϵ türbülans modelinde k ve ϵ taşınım denklemleri, kararlı rejim şartlarında, doğal taşınımın ihmal edildiği, sıkıştırılamaz akış için Eş. 3.49 ve Eş. 3.50 ile verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + S_\epsilon \quad (3.50)$$

Burada;

$$C_1 = \max \left[0, 43, \left(\frac{\eta}{\eta + 5} \right) \right], \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.51)$$

ile tanımlanmaktadır. Eş. 3.49 ve Eş. 3.50 eşitliklerinde, G_k terimi türbülans kinetik enerji üretimini ifade etmektedir. C_2 terimi sabit bir değer olup, $C_2=1,9$ değerini almaktadır. σ_k ve σ_ϵ terimleri ise sırasıyla k ve ϵ denklemleri için türbülans Prandtl sayılarını ifade etmektedir ve $\sigma_k=1,0$, $\sigma_\epsilon=1,2$ 'dir. S_k ve S_ϵ ise kaynak terimleridir.

Eş. 3.49 ve Eş. 3.50 eşitliklerinde ifade edilen türbülans kinetik enerji üretimi, G_k :

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.52)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. G_k terimi Boussinesq hipotezi ile bağlantılı olarak;

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.53)$$

şeklinde de ifade edilebilmektedir. Eş. 3.53'de S terimi ortalama gerinim oranı modülüdür ve;

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.54)$$

ile ifade edilmektedir.

Realizable k- ϵ türbülans modelinde türbülans viskosite terimi;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.55)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Eş. 3.55'de yer alan C_μ terimi diğer k- ϵ türbülans modellerinin aksine değişken bir yapıya sahiptir ve;

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (3.56)$$

ile ifade edilmektedir. Burada;

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.57)$$

ve

$$\begin{aligned} \tilde{\Omega}_{ij} &= \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \\ \Omega_{ij} &= \overline{\tilde{\Omega}_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \end{aligned} \quad (3.58)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Eş. 3.58'de $\overline{\tilde{\Omega}_{ij}}$ terimi ω_k açısal hızıyla dönen bir partikülün ortalama dönme oranı tensörünü ifade etmektedir. A_o ve A_s katsayıları ise;

$$A_o = 4,04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \varphi \quad (3.59)$$

şeklindedir. Burada;

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.60)$$

ile ifade edilmektedir.

Eş. 3.56 incelendiğinde C_μ teriminin ortalama gerilme terimlerine, dönme oranına, ve türbülans özelliklerine (k ve ε) bağımlı olduğu görülmektedir.

Realizable k- ε türbülans modelinde enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_h \quad (3.61)$$

şeklinde modellenmektedir. Eş. 3.61’de E terimi toplam enerjiyi, k_{eff} terimi ise efektif ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Efektif ısı iletim katsayısı, k_{eff} ,

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (3.62)$$

ile tanımlanmaktadır. Eş. 3.62 eşitliğinde k, ısı iletim katsayısıdır. Pr_t ise türbülans Prandtl sayısını ifade etmektedir.

SST(Shear-Stress Transport) k- ω modeli

SST k- ω türbülans modeli duvar yakını akışları doğru biçimde elde edebilmek amacıyla geliştirilmiş bir modeldir. Bunun için k- ϵ türbülans model denklemleri k- ω denklemlerine dönüştürülmüştür. SST k- ω modeli diğer k- ω türbülans modeli olan Standart k- ω türbülans modelinden daha sonra geliştirilmiş ve birçok akış şartının doğru olarak modellenmesi sağlanmıştır. Model, kanal içi akış şartlarında laminer akıştan türbülanslı akış şartlarına geçişin sağlandığı geçiş bölgesinde iyi sonuçlar vermesiyle birlikte, özellikle düşük Reynolds sayılı akışların analizlerinde kullanılmaya başlanmıştır.

SST k- ω türbülans modelinde k ve ω taşınım denklemleri, kararlı rejim şartlarında, doğal taşınımın ihmal edildiği, sıkıştırılmaz akış için Eş. 3.63 ve Eş. 3.64 ile sunulmuştur.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.64)$$

Eş. 3.63 ve Eş. 3.64 eşitliklerinde \tilde{G}_k terimi ortalama hız gradyanından dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir. G_ω terimi ω teriminin üretimini ifade etmektedir. Γ_k ve Γ_ω terimleri sırasıyla k ve ω terimlerinin efektif yayılım katsayılarıdır. Y_k ve Y_ω ise sırasıyla k ve ω terimlerinin dissipasyon miktarlarıdır. D_ω çapraz yayılım terimi olarak nitelendirilmektedir. S_k ve S_ω ise kaynak terimleridir.

Eş. 3.63 ve Eş. 3.64 eşitliklerinde yer alan efektif yayılım katsayıları k ve ω denklemleri için sırasıyla:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.65)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.66)$$

şeklindedir. Eş. 3.65 ve Eş. 3.66'da σ_k ve σ_ω terimleri sırasıyla k ve ω denklemleri için türbülans Prandtl sayısını ifade etmektedir. Türbülans viskosite terimi μ_t ise;

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.67)$$

ifadesi ile tanımlanmaktadır. Burada, S terimi gerinim oranı değeridir. α^* terimi düşük Reynolds sayılarındaki akış şartları için düzeltme faktörü olarak nitelendirilmektedir ve;

$$\alpha^* = \alpha_{\infty}^* \left(\frac{\alpha_o^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (3.68)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Eş. 3.68'de yer alan terimler sırasıyla aşağıda matematiksel olarak sırası ile ifade edilmiştir.

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.69)$$

$$R_k = 6 \quad (3.70)$$

$$\alpha_o^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (\beta_i = 0,072) \quad (3.71)$$

Yüksek Reynolds sayılarındaki akış şartlarında ise $\alpha^* = \alpha_{\infty}^* = 1$ değerini almaktadır.

σ_k ve σ_{ω} değerleri;

$$\sigma_k = \frac{1}{[F_1 / \sigma_{k,1}] + [(1 - F_1) / \sigma_{k,2}]} \quad (3.72)$$

$$\sigma_{\omega} = \frac{1}{[F_1 / \sigma_{\omega,1}] + [(1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}]} \quad (3.73)$$

bağıntıları ile matematiksel olarak ifade edilmektedir. Eş. 3.72 ve Eş. 3.73'deki F_1 ve F_2 karışım fonksiyonları ise;

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (3.74)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (3.75)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.76)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (3.77)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (3.78)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada y terimi duvardan olan uzaklığı temsil etmektedir. D_{ω}^+ terimi ise, çapraz yayılım teriminin pozitif bölümünü ifade etmektedir.

Eş. 3.63'de tanımlanan \tilde{G}_k terimi ortalama hız gradyanından dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^* k\omega) \quad (3.79)$$

Burada;

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.80)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Eş. 3.80'deki G_k terimi Boussinesq hipotezi kullanılarak:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.81)$$

şeklinde de tanımlanabilmektedir. Eş. 3.81'deki S terimi ortalama gerinim oranı tensörüdür ve Realizable k-ε modeline benzer şekilde ifade edilmektedir:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.82)$$

Eş. 3.64 eşitliğinde yer alan G_ω terimi ω teriminin üretimini ifade etmektedir ve matematiksel olarak;

$$G_\omega = \frac{\alpha}{v_t} G_k \quad (3.83)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Denklemdaki α katsayısı:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t / R_\omega}{1 + Re_t / R_\omega} \right) \quad (3.84)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada, $R_\omega=2,95$ değerindedir. α^* ve Re_t değerleri ise sırasıyla Eş. 3.68 ve Eş. 3.69'daki şekilde hesaplanmaktadır. Eş. 3.84 eşitliğindeki α_∞ katsayısı;

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (3.85)$$

ile ifade edilmektedir. Buradaki $\alpha_{\infty,1}$ ve $\alpha_{\infty,2}$ katsayıları ise aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.86)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.87)$$

Eş. 3.86 ve Eş. 3.87'deki κ katsayısı sabit olup, değeri 0,41'dir.

Eş. 3.63'de yer alan Y_k terimi türbülans kinetik enerjisinin dissipasyon miktarını ifade etmektedir ve;

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta}^* k \omega \quad (3.88)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada f_{β}^* terimi sabit olup, 1,0 değerine eşittir. Eş. 3.88'de tanımlanan β^* terimi ise aşağıdaki şekilde elde edilmektedir:

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^*] \quad (3.89)$$

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left[\frac{(4/15) + (Re_t / R_{\beta})^4}{1 + (Re_t / R_{\beta})^4} \right] \quad (3.90)$$

$$\zeta^* = 1,5, \quad R_{\beta} = 8, \quad \beta_{\infty}^* = 0,09 \quad (3.91)$$

Buradaki Re_t terimi, Eş. 3.69'da tanımlandığı şekilde hesaplanmaktadır.

Eş. 3.64'de yer alan Y_{ω} ise ω teriminin dissipasyon miktarlarıdır ve;

$$Y_{\omega} = \rho \beta f_{\beta} \omega^2 \quad (3.92)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada f_{β} terimi sabit olup, 1,0 değerine eşittir. Eş. 3.92'de tanımlanan β terimi ise aşağıdaki şekilde elde edilmektedir:

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* \right] \quad (3.93)$$

Eş. 3.93'deki β_i^* ve ζ^* terimleri sırasıyla Eş. 3.90 ve Eş. 3.91'de tanımlanmıştır. Eş. 3.93'deki β_i değeri ise:

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (3.94)$$

ile ifade edilmektedir. Eşitlikteki F_1 terimi Eş. 3.74 ile tanımlanmıştır.

Eş. 3.64'de yer alan D_ω terimi çapraz yayılım terimi olarak nitelendirilmektedir. SST $k-\omega$ türbülans modeli standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli ve standart $k-\omega$ türbülans modelinin birleştirilmesi ile oluşturulması nedeniyle, ek bir terime ihtiyaç duyulmuştur. Bu sebeple SST $k-\omega$ türbülans modelinde çapraz yayılım terimi ile ifade edilen D_ω terimi kullanılmaktadır. Bu terim matematiksel olarak:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.95)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

SST $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılan tüm sabit katsayılar aşağıda sunulmuştur:

$$\begin{aligned} \sigma_{k,1} &= 1,176, \quad \sigma_{\omega,1} = 2,0, \quad \sigma_{k,2} = 1,0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1,168, \quad a_1 = 0,31, \\ \beta_{i,1} &= 0,075, \quad \beta_{i,2} = 0,0828, \quad \alpha_\infty^* = 1,0, \quad \alpha_\infty = 0,52, \quad \alpha_0 = 1/9, \\ \beta_\infty^* &= 0,09, \quad R_\beta = 8,0, \quad R_k = 6,0, \quad R_\omega = 2,95, \quad \zeta^* = 1,5 \end{aligned} \quad (3.96)$$

Duvar yakını modeli

Türbülanslı akış duvar varlığından dolayı önemli ölçüde etkilenmektedir. Bundan dolayı, duvar yakınındaki akışın doğru olarak tanımlanması, duvar yakınındaki türbülanslı bölgenin doğru olarak modellenmesi ile mümkün olmaktadır.

Duvar yakınındaki türbülanslı bölgenin doğru olarak tanımlanabilmesi için duvar yakını yaklaşım modelleri geliştirilmiştir. Türbülanslı akış şartlarında duvardan akış bölgesine doğru üç ana bölgenin oluştuğu saptanmıştır. Bunlar; ince laminer alt tabaka, tampon bölge ve tam türbülanslı tabaka (logaritmik tabaka) olarak nitelendirilmektedir. Duvar yakını modeli yaklaşımı, duvara yakın alanda türbülanslı akış için türbülans modellerini tamamlayan cebirsel bir uygulamadır. Bu uygulamada duvar yakınındaki akışı modelleyecek fonksiyonlar geliştirilmektedir. Bu fonksiyonlar duvara yakın bölgede hız ve sıcaklık dağılımlarının hesaplanmasında kullanılmaktadır. Geliştirilmiş duvar fonksiyonları laminer duvar yasasının ve türbülanslı duvar yasasının harmanlanarak kullanılmasına olanak tanımaktadır.

Duvara yakın bölgelerdeki hız dağılımı aşağıda verildiği gibi hesaplanmaktadır:

$$u^+ = e^{\Gamma} du_{\text{lam}}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} du_{\text{tur}}^+ \quad (3.97)$$

veya

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma} \frac{du_{\text{lam}}^+}{dy^+} + e^{\frac{1}{\Gamma}} \frac{du_{\text{tur}}^+}{dy^+} \quad (3.98)$$

Burada, Γ şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1 + by^+} \quad (3.99)$$

Eş. 3.99'deki a ve b sabittir ve değerleri sırasıyla 0,01 ve 5'dir.

Eş. 3.98'deki $\frac{du_{tur}^+}{dy^+}$ şu şekildedir:

$$\frac{du_{tur}^+}{dy^+} = \frac{1}{\kappa y^+} [1 - \beta u^+]^{1/2} \quad (3.100)$$

Eş. 3.100'de β ısısal etki katsayısı olup;

$$\beta = \frac{\sigma_t q_w}{\rho c_p (u^*) T_w} \quad (3.101)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Eş. 3.98'deki $\frac{du_{lam}^+}{dy^+}$ ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 \quad (3.102)$$

Eşitliklerde yer alan y^+ ifadesi duvara olan boyutsuz uzaklıktır ve;

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (3.103)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir.

Duvar yakınındaki sıcaklık formülasyonu ise;

$$dT^+ = e^{\Gamma} dT_{\text{lam}}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} dT_{\text{tur}}^+ \quad (3.104)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

Burada, Γ şu şekilde ifade edilmektedir:

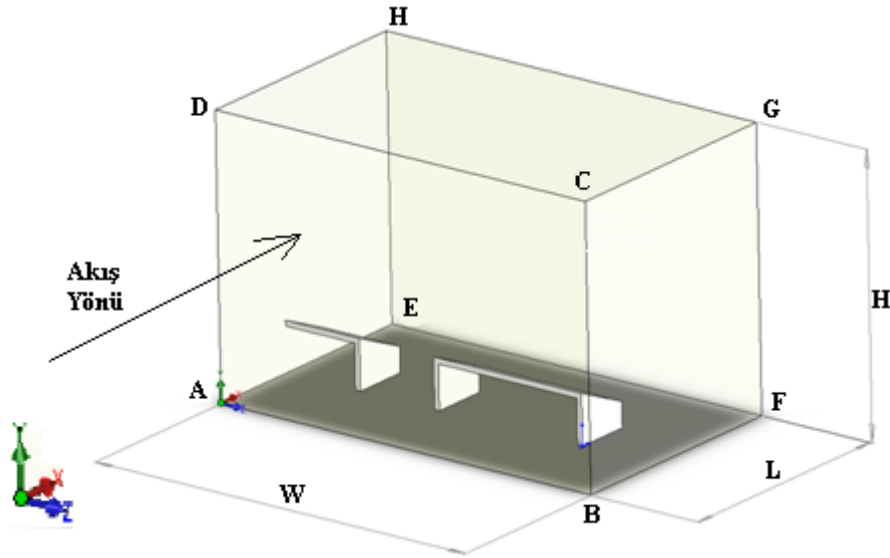
$$\Gamma = -\frac{a(\text{Pr} \cdot y^+)^4}{1 + b \cdot \text{Pr}^3 \cdot y^+} \quad (3.105)$$

Eş. 3.105’de a ve b katsayıları sabittir ve değerleri sırasıyla 0,01 ve 5’dir.

Ansys Fluent 6.3.26 programı içerisinde yer alan türbülans modelleri farklı duvar yakını fonksiyonlarını ihtiva etmektedir. Duvar yakını fonksiyonunun doğru biçimde kullanımı problemin hücre yapısının kullanılan fonksiyona uygun olmasıyla sağlanmaktadır. Bu nedenle, kullanılacak olan duvar yakını fonksiyonuna bağlı olarak problemin hücre yapısının düzenlenmesi gerekmektedir. Hücre yapısının kullanılan duvar yakını fonksiyonuna uyumluluğu, yapılan çalışmadaki y^+ değeri ile sınırlanmaktadır. Yapılan sayısal çalışmada duvar yakını fonksiyonu olarak “Enhanced Wall Treatment” fonksiyonu kullanılmıştır. Bu fonksiyonun yapısı itibari ile sistemin hücrelere ayrılması işleminde duvar yakınındaki laminar alt bölge içerisine yeteri miktarda hücrenin girmesi gerekmektedir. Bu nedenle, bu modelde duvar yakınlara doğru daha çok miktarda hücre gelecek şekilde problem hücrelere ayrılmalıdır. Yapılan çözümün doğruluğu açısından “Enhanced Wall Treatment” fonksiyonunda, sistem $y^+ \leq 4-5$ olacak şekilde hücrelere ayrılması gerekmektedir. Özellikle $y^+ \cong 1$ olan durumlarda çözümün daha iyi sonuçlar verdiği saptanmıştır [60]. Bu sebeple yapılan çalışmada, y^+ değeri 1 civarında olacak şekilde hücrelere ayırma işlemi gerçekleştirilmiştir.

3.3.2. Sınır şartları

Modellenen problemde denklemlerin çözülebilmesi için bu denklemlerde kullanılan değişkenlerin akış alanına ait sınır şartlarının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla, çalışmada denklemlerin çözümünde kullanılan sınır şartları aşağıdaki bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Ayrıca sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği problem geometrisi Şekil 3.7 ile sunulmuştur.



Şekil 3.7. Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği problem geometrisi

Giriş ve çıkış sınır şartı

Kanal kesit alanının akış yönünde periyodik bir yapısı bulunmaktadır [37]. Bu nedenle sisteminin tümü yerine sadece periyodik bölge için hesaplamalar yapılmıştır (Şekil 3.6). Dolayısıyla giriş ve çıkış kesitlerine hız, sıcaklık ve basınç değerleri için Ansys Fluent 6.3.26 içerisinde bulunan periyodiklik sınır şartı uygulanmıştır.

$$\begin{aligned}
x = 0(\text{ABCD yüzeyi}) \quad \text{ve} \quad x = L(\text{EFGH yüzeyi}) \\
\varphi(x, y, z) = \varphi(x + L, y, z) \quad \varphi = u, v, w, k, \varepsilon, \omega \\
\tilde{p}(x, y, z) = \tilde{p}(x + L, y, z) \quad \tilde{p} = p + \gamma x \\
\theta(x, y, z) = \theta(x + L, y, z) \quad \theta = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b - T_w}
\end{aligned} \tag{3.106}$$

Yüzey sınır şartı

Kanal ve engel yüzeylerinde hız için kaymanın olmadığı sınır şartı uygulanmıştır. Ayrıca kanalın alt yüzeyi ve engel yüzeyleri sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, diğer yüzeylere yalıtım sınır şartı tatbik edilmiştir (Şekil 3.7).

$$y = 0 \text{ (ABFE yüzeyi)} \quad u = 0, v = 0, w = 0 \quad T = T_w \tag{3.107a}$$

$$y = H \text{ (DCGH yüzeyi)} \quad u = 0, v = 0, w = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \tag{3.107b}$$

$$z = W \text{ (BFGC yüzeyi)} \quad u = 0, v = 0, w = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{3.107c}$$

$$\text{Engel yüzeylerinde} \quad u = 0, v = 0, w = 0 \quad T = T_w \tag{3.107d}$$

Simetri sınır şartı

Problem geometrisinin $z=0$ 'da x-y eksenini boyunca simetrik bir yapıya sahip olması nedeniyle çözümler esnasında kanalın simetri eksenini boyunca yarısı çözdürülmüştür ve simetri yüzeyine simetri sınır şartı uygulanmıştır. Bu şekilde çözüm alanı ve hücre sayısı azalmıştır. Dolayısı ile çözüm zamanı kısalmıştır.

$$z = 0 \text{ (AEHD yüzeyi)} \quad \frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{3.108}$$

3.4. Sayısal Hesaplama

Bu çalışmada problemin sayısal olarak çözülebilmesi için Ansys Fluent 6.3.26 paket programı kullanılmıştır. Sonlu hacimler metodunu temel alarak çözüm yapan Ansys Fluent 6.3.26 paket programı birçok değişik çözücü opsiyonuna sahiptir. Sayısal çalışmada, Gambit 2.3.16 paket programı ile geometrisi oluşturulan ve hücrelere ayrılan problemin sayısal analizi Ansys Fluent 6.3.26 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Sayısal çalışmalarda çözüme başlamadan önce bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Yapılan bu kabuller, doğru sonuçtan uzaklaşmadan daha kolay ve hızlı çözüm yapılabilme olanağını tanımaktadır.

Sayısal çalışma esnasında yapılan kabuller:

- Akışın kararlı rejim şartları için çözümler gerçekleştirilmiştir.
- Akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir.
- Periyodiklik ve simetri sınır şartı kullanılmıştır.
- İşima ile ısı transferi dikkate alınmamıştır.

Ansys Fluent 6.3.26 paket programı yapısında temel olarak iki ayrı çözücü seçeneğini barındırmaktadır. Bunlar basınç tabanlı çözücü (pressure-based solver) ve yoğunluk tabanlı çözücüdür (density-based solver). Temelde, basınç tabanlı çözücü sıkıştırılamaz akışların, yoğunluk tabanlı çözücü ise sıkıştırılabilir akışların analizi için geliştirilmiştir. Her iki metod için akış içerisindeki hız alanı, momentum denklemlerinden elde edilmektedir. Yoğunluk tabanlı çözücüde, akış içerisindeki yoğunluk alanının elde edilmesi için süreklilik denklemi kullanılmaktadır. Basınç alanı ise, hal denkleminde elde edilmektedir. Bununla birlikte, basınç tabanlı çözücü metodunda basınç alanı süreklilik ve momentum denklemlerinin uyarlanması ile elde edilen basınç veya düzeltilmiş basınç denklemlerinin çözümü ile elde edilmektedir.

Her iki çözücü seçeneğinde de Ansys Fluent 6.3.26 paket programı integral formdaki süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerini kontrol hacimler metodunu kullanarak çözmektedir.

Yapılan sayısal çalışma sıkıştırılamaz akışlar için gerçekleştirilmesi nedeniyle, çalışmada çözücü seçeneği olarak basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır. Basınç tabanlı çözücüde, akış alanı içerisindeki hız dağılımları süreklilik ve momentum denklemlerinden türetilen basınç (veya düzeltilmiş basınç) denklemlerinin çözümü ile elde edilmektedir. Temel denklemlerin lineer yapıda olmaması ve birbirine bağımlı olmaları sebebiyle çözümler iteratif yöntemle gerçekleştirilmektedir. Yapılan iteratif çözümler yakınsama gerçekleşene kadar devam etmiştir.

Ansys Fluent 6.3.26 paket programında basınç tabanlı çözücü, ayrık (segregated) ve birleşik (coupled) olmak üzere iki farklı algoritmaya sahiptir. Ayrık çözüm algoritmasında temel denklemlerin çözümü ayrık ve sıralı olarak yapılırken, birleşik çözüm algoritmasında denklemlerin çözümü birlikte ve aynı anda yapılmaktadır.

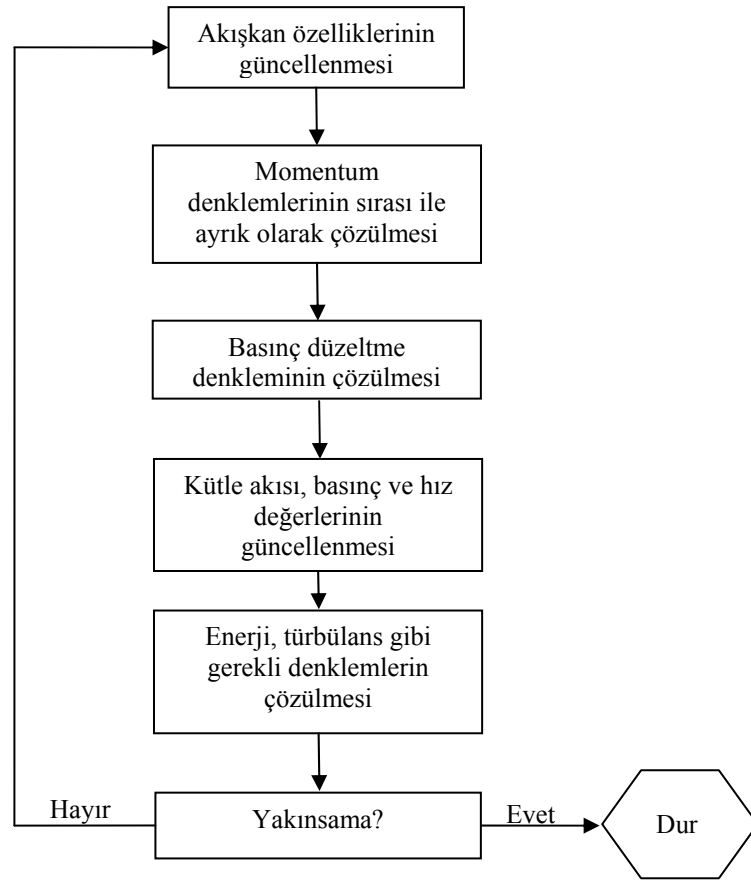
Yapılan çalışmada ayrık algoritma kullanılmıştır. Ayrık algoritma yapısı, akış alanı içerisindeki değişkenlerin (u , v , w , p , T , k , ϵ , vb.) elde edilmesi için temel denklemlerin ayrık olarak sırası ile çözülmesini esas almaktadır. Basınç tabanlı ayrık algoritma kullanılarak yapılan bir sayısal çözüm aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır:

1. Akışkan özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı, vb.) güncellenir (eğer hesaplama yeni başlatıldı ise başlangıç değerleri kullanılır).
2. Hız değerlerinin güncellenmesi için basınç ve kütle akısı değerleri kullanılarak momentum denklemleri ayrık olarak çözülür.
3. Bir önceki adımda elde edilen hızlar yerel olarak süreklilik denklemini sağlamamaktadır. Bu nedenle süreklilik denkleminin ve lineerize edilmiş momentum denklemlerinden basınç düzeltme denklemi elde edilir. Süreklilik

denklemini sağlayacak şekilde, basınç alanına, hız alanına ve kütle akısına gerekli düzeltmeler yapılarak basınç düzeltme denklemi çözülür.

4. Bir önceki adımda elde edilen basınç düzeltme terimi kullanılarak kütle akısı, basınç ve hız alanları düzeltilir.
5. Enerji, türbülans, kimyasal ve ışıma ile ilgili gerekli denklemler çözülür.
6. Temel denklemlerde varolan kaynak terimleri güncellenir.
7. Denklem setinin yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilir.
8. Yakınsama elde edilinceye kadar 1. adımdan 7. adıma kadar olan adımlar tekrarlanır.

Yukarıda ayrıntılı olarak verilen adımların bir akış şemasında gösterimi Şekil 3.8 ile sunulmuştur.



Şekil 3.8. Basınç tabanlı ayrık çözücünün akış şeması

3.4.1. Genel taşınım denklemi

Ansyz Fluent 6.3.26 programı temel denklemlerin sayısal çözümlemesi için kontrol hacim çözüm metodunu kullanarak genel taşınım denkleminini cebirsel denkleme dönüştürmektedir. Kontrol hacim çözüm metodunda, genel taşınım denklemi problem geometrisinde oluşturulan kontrol hacimlerinde integre edilir. Bu şekilde, sistemin tüm kontrol hacimlerinde ayrıklaştırılmış denklemler elde edilir.

Temel denklemlerin ayrıklaştırma işlemlerinin tanımlanması amacıyla bir ϕ değişkeni için genel bir taşınım denklemi tanımlanır. Herhangi bir kontrol hacim (V) için genel taşınım denkleminin integral formu Eş. 3.109'daki gibidir.

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3.109)$$

Burada; ρ terimi yoğunluğu, \vec{u} terimi hız vektörünü ($= u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$), \vec{A} terimi yüzey alan vektörünü, Γ_ϕ terimi ϕ değişkeni için difüzyon katsayısını, $\nabla \phi$ terimi ϕ değişkeninin gradyanını $\left(= \frac{\partial \phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \vec{k} \right)$, S_ϕ terimi ise ϕ değişkeninin birim hacimdeki kaynak terimini ifade etmektedir.

Eş. 3.109 çözüm alanı içerisindeki tüm kontrol hacimlerine uygulanmaktadır. Eş. 3.109'un kontrol hacimlerinde ayrıklaştırılması sonucu Eş. 3.110 eşitliği elde edilmektedir.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \rho_f \phi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3.110)$$

Burada; $N_{\text{yüzey}}$ terimi hücre içerisindeki yüzey sayısını, ϕ_f terimi f yüzeyinden geçen ϕ değerini, $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ terimi yüzeyden geçen kütle akısını, \vec{A}_f terimi f yüzeyinin alanını, $|A| (= |A_x \vec{i} + A_y \vec{j} + A_z \vec{k}|)$, $\nabla \phi_f$ terimi ϕ değişkeninin f yüzeyi üzerindeki gradyanını, V terimi ise hücrenin hacmini ifade etmektedir.

Eş. 3.110 ile ifade edilen ayrıklaştırılmış taşınım denklemi hücre merkezinde ve komşu hücrelerde bilinmeyen ϕ değişkenini içermektedir. Bu denklem lineer olmayan bir yapıya sahiptir. Denklemin lineer formu aşağıdaki şekildedir:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3.111)$$

Burada; nb simgesi komşu hücreleri simgelemektedir. a_p ve a_{nb} ise ϕ ve ϕ_{nb} terimlerinin katsayılarıdır.

Eş. 3.111'de elde edilen cebirsel denklem sistemleri çözüm alanındaki tüm hücrelere uygulanmaktadır. Her hücre için elde edilen bu cebirsel denklemler Ansys Fluent 6.3.26 paket programında Gauss-Siedel lineer denklem çözücü kullanılarak çözülmektedir.

3.4.2. Denklemlerin ayrıklaştırması

Ansys Fluent 6.3.26 programı ϕ değişkeninin değerini hücre merkezlerinde elde etmektedir. Bunun yanında, Eş. 3.110 denklemindeki hücre yüzeylerindeki ϕ_f değişkeninin değerlerinin de elde edilmesi gerekmektedir. Bu değerlerin elde edilmesi amacıyla ayrıklaştırma şemaları kullanılmaktadır. Ayrıklaştırma şemalarının amacı, genel taşınım denkleminde yer alan hücre yüzeylerindeki ϕ_f değerlerini hesaplamaktır. Ansys Fluent 6.3.26 paket programında beş adet ayrıklaştırma şema seçeneği bulunmaktadır. Bunlar: birinci dereceden upwind (first-order upwind),

ikinci dereceden upwind (second-order upwind), power law, QUICK ve üçüncü dereceden MUSCL (third-order MUSCL) ayırıklaştırma şemalarıdır. Yapılan sayısal çalışmada, ayırıklaştırma işlemi için ikinci dereceden upwind ayırıklaştırma şeması kullanılmıştır.

İkinci dereceden upwind ayırıklaştırma şemasında, hücre yüzeylerindeki değerler çok boyutlu lineer yaklaşım yöntemi ile hesaplanmaktadır. Bu anlamda, hücre yüzeylerinde Taylor serisinin hücre merkezli çözüm açılımı ile yüksek hassasiyet sağlanmaktadır. İkinci dereceden upwind ayırıklaştırma şeması kullanılarak yapılan çözümlemede, hücre yüzeylerindeki ϕ_f değerleri şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (3.112)$$

Eş. 3.112'de ϕ ve $\nabla\phi$ sırasıyla ϕ değişkeninin, hücre merkezindeki değeri ve akış yönündeki gradyanıdır. \vec{r} ise, akış yönünde hücre merkezinden hücre yüzeyine doğru doğrultusu olan yer değiştirme vektörüdür.

Eş. 3.112 eşitliğinin çözümü için $\nabla\phi$ değerlerinin her bir hücre sistemi için elde edilmesi gerekmektedir. $\nabla\phi$ değerinin akış alanı içerisinde elde edilmesi için Ansys Fluent 6.3.26 paket programında üç farklı metod geliştirilmiştir. Bunlar: Green-Gauss Hücre Tabanlı Metod (Green-Gauss Cell-Based Method), Green-Gauss Hücre Merkezi Tabanlı Metod (Green-Gauss Node-Based Method), En Küçük Kareler Yöntemiyle Hücre Tabanlı Metod (Least Squares Cell-Based Method)'dur.

Yapılan sayısal çalışmada, Green-Gauss Hücre Tabanlı Metod kullanılmıştır. Bu metod, ϕ değişkeninin gradyanının ($\nabla\phi$) hücre merkezinde hesaplanması temeline dayanmaktadır. Bu metod uygulanarak ϕ değişkeninin gradyanının ayırıklaştırılmış biçimi:

$$(\nabla\phi)_c = \frac{1}{V} \sum_f \bar{\phi}_f \cdot \vec{A}_f \quad (3.113)$$

şeklindedir. Eş. 3.113'de ϕ_f , ϕ değişkeninin hücre yüzeyinin merkezindeki değeridir. Eşitlikteki $\bar{\phi}_f$ 'nin değeri komşu hücrelerin hücre merkezlerindeki değişkenlerin değerleri alınarak elde edilmektedir:

$$\bar{\phi}_f = \frac{\phi_{co} + \phi_{cl}}{2} \quad (3.114)$$

Eş. 3.114'deki ϕ_{co} ve ϕ_{cl} komşu hücrelerin hücre merkezlerindeki değişkenlerin değerlerini ifade etmektedir.

3.4.3. Denklemlerin çözüm metodları

Zamandan bağımsız şartlardaki süreklilik ve momentum denklemlerinin integral formu sırasıyla:

$$\oint \rho \vec{u} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (3.115)$$

$$\oint \rho \vec{u} \vec{u} \cdot d\vec{A} = -\oint p \mathbf{I} \cdot d\vec{A} + \oint \bar{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} dV \quad (3.116)$$

şeklindedir. Burada, \mathbf{I} terimi birim matris, $\bar{\tau}$ terimi gerinim tensörü, \vec{F} terimi ise kuvvet vektörüdür.

Momentum teriminin ayrıklaştırılması genel taşınım denkleminin ayrıklaştırılması ile aynı şekilde yapılmaktadır. Örneğin, x-momentum denkleminin ayrıklaştırılmış denklemi genel taşınım denkleminde ϕ değişkeninin yerine u değişkeninin yazılması ile elde edilmektedir.

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum p_f A \cdot \vec{i} + S \quad (3.117)$$

Basınç alanının ve yüzeydeki kütle akısının değerleri bilindiğinde Eş. 3.117 eşitliği çözülebilmektedir ve hız alanı elde edilebilmektedir. Fakat, basınç alanının ve yüzeydeki kütle akısının değerleri bilinmemektedir ve bu değerlerin elde edilebilmesi bazı çözümlere ihtiyaç duymaktadır.

Eş. 3.117'de hücre yüzeyindeki basınç değerinin hesaplanabilmesi için komşu hücrelerin basınç değerleri gerekmektedir. Sonuç olarak, basınç değerinin elde edilmesi için ayrı bir interpolasyon şemasına ihtiyaç duyulmaktadır. Ansys Fluent 6.3.26 paket programı içerisinde beş adet basınç interpolasyon şeması bulundurmaktadır. Bunlar: Standart, PRESTO, Lineer, İkinci Derece (Second-Order) ve Ağırlıklı Gövde Kuvveti (Body Force Weighted) interpolasyon şemalarıdır.

Yapılan sayısal çalışmada Standart interpolasyon şeması kullanılmıştır. Bu interpolasyon şeması komşu hücrelerin merkezlerindeki basınç değerlerini ve momentum denkleminin katsayılarını kullanarak çözüm yapmaktadır:

$$p_f = \frac{\frac{p_{co}}{a_{p,co}} + \frac{p_{cl}}{a_{p,cl}}}{\frac{1}{a_{p,co}} + \frac{1}{a_{p,cl}}} \quad (3.118)$$

Hücre merkezleri arasındaki basınç dağılımları geçişlerinin düzgün olduğu sistemlerde Standart interpolasyon şemasının çok iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir [60].

İntegral formdaki süreklilik denkleminin (Eş. 3.115) kontrol hücresinde integrasyonunun yapılması ile;

$$\sum_f^{N_{\text{yüzey}}} J_f A_f = 0 \quad (3.119)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte J_f f yüzeyinden geçen kütle akısını (ρv_n) ifade etmektedir. Eş. 3.119'un çözülebilmesi için yüzeydeki hız değerleri ile hücre merkezindeki hız değerleri arasında bir bağlantının bulunması gerekmektedir. Bu bağlamda, hız değerleri arasında doğrusal bir bağlantı bulunmamaktadır. Bununla birlikte, momentum ağırlıklı ortalama metodu uygulanarak istenilen değerler elde edilebilmektedir. Bu metod kullanılarak Eş. 3.119 eşitliğindeki J_f değeri:

$$\begin{aligned} J_f &= \rho_f \frac{a_{p,co} v_{n,co} + a_{p,cl} v_{n,cl}}{a_{p,co} + a_{p,cl}} + d_f ((p_{co} + (\nabla p)_{co} \cdot \vec{r}_o) - (p_{cl} + (\nabla p)_{cl} \cdot \vec{r}_l)) \\ &= \hat{J}_f + d_f (p_{co} - p_{cl}) \end{aligned} \quad (3.120)$$

şeklinde elde edilmektedir. Burada; p_{co} , p_{cl} ve $v_{n,co}$, $v_{n,cl}$ terimleri sırasıyla komşu hücrelerdeki basınç ve normal yöndeki hız değerleridir. \hat{J}_f terimi hücrelerdeki hızların etkisini içermektedir. d_f terimi ise momentum denkleminin katsayısı olan a_p teriminin yüzeyler üzerindeki ortalamasının (\bar{a}_p) fonksiyonudur.

Eş. 3.120'nin çözülebilmesi basınç ve hız terimlerinin birlikte çözülmesi ile mümkündür. Bu iki terimin birlikte çözülebilmesi amacıyla değişik algoritmalar geliştirilmiştir. Ansys Fluent 6.3.26 paket programı içerisinde basınç tabanlı ayrık çözüm yöntemi için üç adet farklı algoritma bulunmaktadır. Bunlar: SIMPLE, SIMPLEC ve PISO'dur.

Yapılan çalışmada basınç-hız çiftinin ayrıklaştırılması için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. SIMPLE algoritması kütle korunumunu sağlamak ve kontrol hacmi

içerisindeki basınç alanını elde etmek amacıyla hız ve düzeltilmiş basınç arasındaki ilişkiyi kullanmaktadır.

Momentum denklemi tahmini bir basınç alanı (p^*) ile çözümlerse, yüzeydeki kütle akısı (J_f^*) değeri Eş. 3.115 eşitliğinden elde edilir:

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{co}^* - p_{cl}^*) \quad (3.121)$$

Fakat bu denklem süreklilik denklemini sağlamamaktadır. Bu nedenle, yüzeydeki kütle akısı değerine bir düzeltme faktörü (J'_f) eklenmesi gerekmektedir. Sonuçta, düzeltilmiş kütle akısı J_f :

$$J_f = J_f^* + J'_f \quad (3.122)$$

şeklinde elde edilir. Eş. 3.122 süreklilik denklemini sağlamaktadır. Düzeltme faktörü (J'_f) Eş. 3.123'deki gibi ifade edilmektedir.

$$J'_f = d_f(p'_{co} - p'_{cl}) \quad (3.123)$$

Burada; p' yüzeydeki basınç düzeltme terimidir.

Eş. 3.122 ve Eş. 3.123 ayrıklaştırılmış süreklilik denklemi (Eş. 3.119) içerisine yerleştirilerek düzeltilmiş basınç (p') için ayrıklaştırılmış denklem elde edilir:

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} + b \quad (3.124)$$

Eş. 3.124'deki kaynak terimi, b , hücre içerisindeki net kütleli debi miktarını içermektedir.

$$b = \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} J_f^* A_f = 0 \quad (3.125)$$

Düzeltilmiş basınç denklemi (Eş. 3.124) çözülerek, elde edilen sonuçlarla birlikte basınç ve kütle akısı değerleri güncellenir:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (3.126)$$

$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{co} - p'_{cl}) \quad (3.127)$$

Eş. 3.126'da yer alan α_p terimi relaksasyon faktörüdür (relaxation factor). Eş. 3.127'de elde edilen düzeltilmiş kütle akı, J_f , ayrıklaştırılmış süreklilik denklemini sağlamaktadır.

Sayısal çalışmada çözülen denklemlerin lineer yapıda olmaması, değişkenlerin değişiminin kontrolünü zorunlu kılmaktadır. Bu kontrol işlemi, relaksasyon faktörlerinin kullanımı ile yapılabilmektedir. Relaksasyon faktörleri ile herbir iterasyondaki ϕ değişkeninin üretiminin değişimi azaltılır. Diğer bir ifade ile, ϕ değişkeninin iterasyonlardaki yeni değeri, bir önceki iterasyondaki eski değerine, ϕ_{old} , değişimine, $\Delta\phi$ ve relaksasyon faktörüne bağlıdır:

$$\phi = \phi_{old} + \alpha\Delta\phi \quad (3.128)$$

Relaksasyon faktörü değerleri kullanılarak elde edilen ayrıklaştırılmış denklem ise şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{a_p \phi}{\alpha} = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b + \frac{1-\alpha}{\alpha} a_p \phi_{old} \quad (3.129)$$

3.4.4. Yakınsama kriteri seçenekleri

Sayısal çalışmalarda yakınsama, çalışmada kullanılan tüm korunum denklemlerinin çözüm alanındaki her noktada dengeye geldiği zaman gerçekleşmektedir. Her akışkan değişkeni için çözümlerden kalan rezidüler (residue) çözümdeki hatanın şiddetini belirtmektedir. Rezidüler sayısal çalışmalarda normalize edilmekte ve her korunum denklemi için hesaplanmaktadır. Sayısal çalışmalarda çalışmaya başlamadan önce rezidüler tahmin edilir ve çalışma o rezidü değerine geldiğinde çalışma yakınsar. Azalan rezidü değerleri ile birlikte çalışma sonuçlarının doğruluk hassasiyeti artmaktadır. Genelde azalan rezidü değerleri ile birlikte daha doğru sonuçlar elde edilmekle birlikte, bazı durumlarda artan hassasiyetten dolayı yanlış sonuçlar da elde edilebilmektedir. Bu nedenle yapılan çalışmada farklı rezidüler için sayısal çözümler gerçekleştirilmiş ve çözüm sonuçlarının rezidülerin değişimi ile değişim göstermediği rezidü değerleri elde edilmiştir. Sayısal çalışmalara başlamadan önce farklı rezidü değerleri için yapılan deneme çalışmalarında, süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri için çözüm sonuçlarının rezidü değerinin 1×10^{-6} değerinden sonra değişmediği saptanmıştır. Bu sebeple yapılan sayısal çalışmalarda rezidü değeri olarak 1×10^{-6} değeri alınmıştır.

Çalışma esnasında rezidülerin değişimi takip edilmiş ve böylece her korunum denklemindeki dengesizliğinin derecesi görülmüştür.

3.3.5. Hücre sisteminin oluşturulması

Sonlu hacimler metodunda ilk basamak problem alanının ayırık kontrol hacimlerine bölünmesidir. Başka bir ifade ile problemin diferansiyel denklemlerini sayısal olarak çözebilmek için ilk yapılması gereken işlem, hesap alanını (akış alanı) kontrol hacimlere bölerek bir hücre (kafes) sistemi oluşturmaktır. Teorik olarak problem alanının içerisindeki her noktada diferansiyel denklemler cebirsel olarak ifade

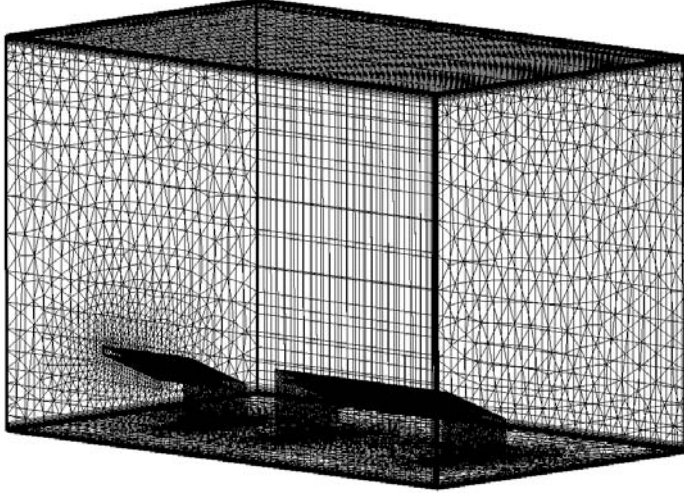
edilebilirler. Bu ise sonsuz sayıda cebirsel denklem demektir. Bu kadar fazla cebirsel denklemi çözmek pratik olmadığından, diferansiyel denklem problem alanı içerisinde belirli sayıda noktada cebirsel olarak ifade edilmektedir. Bu noktalara hücre noktası adı verilmektedir ve bu noktaların oluşturmuş olduğu sistem ise hücre sistemi olarak tanımlanmaktadır.

Kontrol hacmi merkezi noktaları kapsamakta ve kontrol hacminin sınırları (yüzeyler) ardışık iki nokta arasında yer almaktadır. Çalışması yapılan sistemin her nokta bir kontrol hacmiyle veya hücreyle kaplanmaktadır. Problem alanının fiziksel sınırı genellikle kontrol hacminin sınırlarıyla çakışmaktadır. Kontrol hacminin noktalarının düzenlenmesiyle kafes sistemi oluşmaktadır.

Bu çalışmada bütün geometrik şekiller Gambit 2.3.16 ticari programı kullanılarak oluşturulmuştur. Gambit 2.3.16 programı geometri ve hücre yapısı oluşturmak amacıyla kullanılan bir programdır ve Ansys Fluent 6.3.26 programında gerçekleştirilecek olan sayısal çalışmalar için üniform ve üniform olmayan hücre yapılarının oluşturulmasını sağlamaktadır. Yapılan çalışmada problem hacmi için üniform olmayan hücre yapısı kullanılmıştır. Hücre yapısı kanal ve engel duvarlarına doğru sıklaştırılarak, bu yüzeylerde daha hassas sonuçların elde edilmesi sağlanmıştır. Daha önce bahsedildiği üzere, kullanılan türbülans modelinin yapısı itibarıyla bu şekilde bir hücre yapısı oluşturulmuştur. Hücre yapısının yüzeylere doğru sıklaştırma işlemi için Gambit 2.3.16 programı içerisinde hücre oluşturmaya yarayan “boundary-layer” ve “size function” hücre yapıları kullanılmıştır. Bu şekilde yüzeylere yakın bölgelerdeki hücreler daha küçük, yüzeylerden uzak hücreler ise daha büyük hücre yapısına sahip olmuştur. Sonuç olarak, yüzey yakınındaki viskoz sınır tabaka içerisindeki akış şartları daha doğru biçimde elde edilmiştir. Sayısal çalışmalarda kullanılan örnek bir hücre yapısı Şekil 3.9 ile sunulmuştur.

Kullanılan türbülans modelleri ve duvar yakını fonksiyonu nedeni ile çözüm sonucunda doğru sonuçların elde edilmesini sağlamak için y^+ değerinin 1 civarında

olacağı hücre yapıları oluşturulmuştur.



Şekil 3.9. Sayısal çalışmada kullanılan örnek hücre yapısı

Optimum hücre sayısının belirlenmesi ve çözüm aşamaları

Genellikle sayısal çalışmalarda hücre sayısının artmasıyla hassasiyetlik de artmaktadır. Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) ile yapılan çalışmalarda çözümünün hassasiyeti hücre sistemi yapısındaki hücrelerin sayısı ile sağlanır. SAD çözümündeki hassasiyet ve bilgisayar işlemcisindeki çözüm süresi hücre sisteminin yapısının sıklığına bağlıdır.

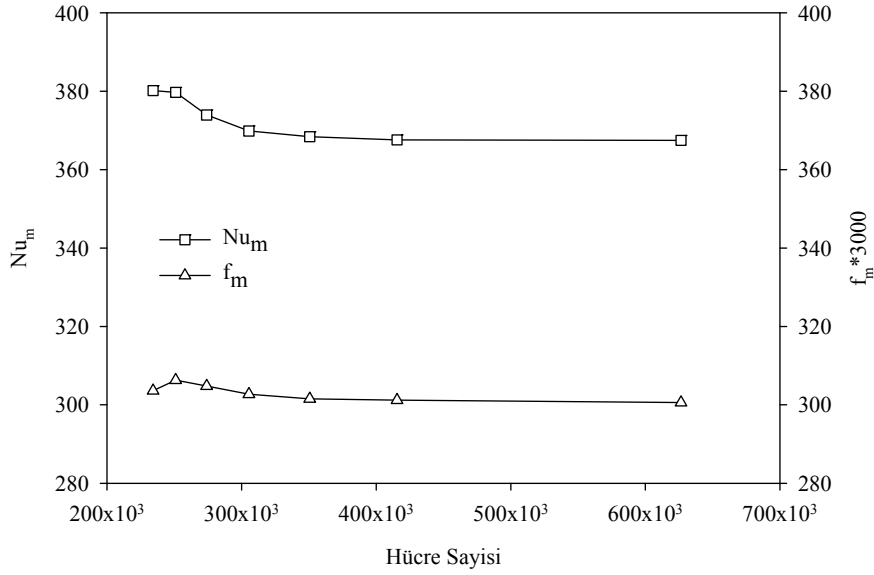
Optimum bir hücre sayısı ile kısıtlı bilgisayar hafızasında da istenilen hassasiyet sağlanabilmektedir. Mesela, büyük değişimlerin olduğu bölgelerde örneğin cidara yakın bölgelerde daha sık, değişimlerin fazla olmadığı bölgelerde ise daha seyrek bir kafes sistemi kullanılabilir. Bu şekilde, daha az bir hücre sayısı ile doğru sonuçların elde edilmesi sağlanmaktadır. Bu nedenle, sayısal çalışmalar yapılırken öncelikle çalışma için geçerli olabilecek optimum bir hücre sayısı tesbit edilmektedir. Optimum hücre sayısının tesbiti ile sayısal çalışmaların sonuçlarının hücre sayısından bağımsız olması sağlanır. Çalışmanın hücre sayısından bağımsız olması artan hücre sayısı ile sayısal çalışmanın sonucunda değişimin olmaması ile ifade

edilmektedir.

Yapılan sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsız olmasını sağlamak ve sayısal çalışmanın sonuçlarını elde etmek amacıyla;

- a. Gambit 2.3.16 programı kullanılarak problem geometrisi için hücre sayısından bağımsız sonuç elde edebilmek amacıyla farklı hücre sayılarına sahip hücre sistemleri oluşturulmuştur.
- b. Oluşturulan hücre sistemleri problemin sınır şartları kullanılarak Ansys Fluent 6.3.26 paket programı ile en yüksek Reynolds sayısı için çözülmüştür. Çözüm sonuçları kullanılarak çözüm sonuçlarında değişim olmadığı veya değişimin çok düşük miktarlarda olduğu uygun hücre (grid) sayısı tespit edilmiştir.
- c. Belirlenen uygun hücre sayısında farklı Reynolds sayısı değerleri için çözümler gerçekleştirilmiştir.
- d. Bu işlemler farklı akış şartları ve engel geometrileri için tekrarlanarak sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 3.10'da tam türbülanslı akış şartlarında $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için optimum hücre sayısının elde edilmesi amacıyla farklı hücre sayılarında yapılan çözümlerden elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi sunulmuştur. Şekilden de görüldüğü üzere ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin hücre sayısı ile değişiminin olmadığı hücre sayısı elde edilene kadar çözümler tekrarlanmış ve sonuçta optimum hücre sayısı tesbit edilmiştir.



Şekil 3.10. $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

Diğer engel geometrileri ve akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayıları ile değişimleri grafiksel olarak Ek-1'de verilmiştir.

3.5. Çalışmada Kullanılan Fiziksel Büyüklükler

3.5.1. Ortalama hız

Hız kesit boyunca değiştiğinden, iç akış söz konusu olduğunda ortalama hızla çalışmak gerekmektedir. Bu hız, akışkan yoğunluğu (ρ) ve kanal kesit alanı (A_c) ile çarpıldığında, boru içerisinden geçen kütleli debiyi verecek şekilde;

$$\dot{m} = \rho V A_c \quad (3.130)$$

tanımlanmıştır. Sabit kesit alanlı bir kanalda, sürekli, sıkıştırılmaz akışlar için, kütleli debi (\dot{m}) ve ortalama hız (V) aksel yönden bağımsız sabitlerdir. Dairesel kesitli kanallardaki ($A_c = \pi D^2 / 4$) akış için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.131)$$

biçiminde ifade edilebilir.

Kütleli debi, kesit boyunca kütleli akının (ρu) integrali olarak da ifade edilebileceğinden;

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (3.132)$$

eşitliği yazılabilir. Dairesel kesitli kanallarda sıkıştırılmaz akış için ortalama hız;

$$V = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi R^2} \int_0^R u(r, x) r dr = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r, x) r dr \quad (3.133)$$

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

3.5.2. 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 (yığın) sıcaklığı, bu kesitten geçen akışkan tarafından taşınan ısı enerjisiyle dayanarak

tanımlanmaktadır. Birim zamanda taşınan enerji (E_t), birim kütlenin iç enerjisi ($c_v T$) ile kütleli akı (ρu) çarpımının kesit boyunca integrali alınarak elde edilebilir;

$$E_t = \int_{A_c} \rho u c_v T dA_c \quad (3.134)$$

Buradan ortalama sıcaklık;

$$E_t \equiv \dot{m} c_v T_m \quad (3.135)$$

ifadesi kullanılarak;

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{\dot{m} c_v} \quad (3.136)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Dairesel kesitli kanallarda sıkıştırılmaz akış için c_v değeri sabit olduğundan ortalama sıcaklık;

$$T_m = \frac{2}{VR^2} \int_0^R u(r, x) T(r, x) r dr \quad (3.137)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada V (m/s) kanal içerisindeki ortalama hız değerini ifade etmektedir.

3.5.3. Kanallarda basınç kaybı

Kanal içi akışlarda basınç kaybının belirlenmesi, gerekli pompalama gücünü bulmayı sağladığından önemli bir kavram olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunun için, kanal

yüzeyindeki viskoz kayma ile kanal boyunca oluşan basınç kaybı dengelenir ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{2\tau_R}{R} \quad (3.138)$$

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

$$f = \frac{4\tau_R}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (3.139)$$

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

$$\Delta p = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.140)$$

Dairesel kanallar için tanımlanan bu değerler, farklı kesitlere sahip kanallara uygulanması sırasında hidrolik çap (D_h) ifadesi kullanılır. Hidrolik çap aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3.141)$$

burada A_c (m^2) ve P (m) sırasıyla kanalın kesit alanını ve ıslak çevresini ifade etmektedir [53].

3.6. Zorlanmış Isı Taşımında Kullanılan Boyutsuz Sayılar ve Fiziksel Anlamları

Boyutsuz sayıların kullanılmasındaki amaç, birçok parametreyle uğraşmak yerine bu parametreleri aynı anda içeren boyutsuz sayılarla işlemi basitleştirmektir. Zorlanmış ısı taşımında kullanılan boyutsuz sayılar arasında Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu) ve Prandtl sayısı (Pr) sayılabilmektedir.

3.6.1. Reynolds sayısı (Re)

Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olarak ifade edilen Reynolds sayısı (Re), kanal içerisindeki bir akışta aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{V D_h}{\nu} \quad (3.142)$$

burada ν (m^2/s) kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

3.6.2. Prandtl sayısı (Pr)

Akışkanın ısı geçiş özelliğini belirtmektedir. Momentum ve ısı yayılım katsayılarının oranıdır. Aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.143)$$

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

$Pr=1$ olduğunda hidrodinamik ve ısı sınır tabaka kalınlıkları aynıdır. $Pr<1$ olduğunda hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı ısı sınır tabaka kalınlığından daha

küçüktür, $Pr > 1$ olduğunda ise hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı ısı sınır tabaka kalınlığından daha büyüktür. Hidrodinamik ve ısı sınır tabaka arasındaki oran Pr sayısının bir fonksiyonudur.

3.6.3. Nusselt sayısı (Nu)

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

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.144)$$

Yüksek Nusselt sayılarında taşınım ile olan ısı transferi fazladır. Nusselt sayısı yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanı olarak da ifade edilebilmektedir.

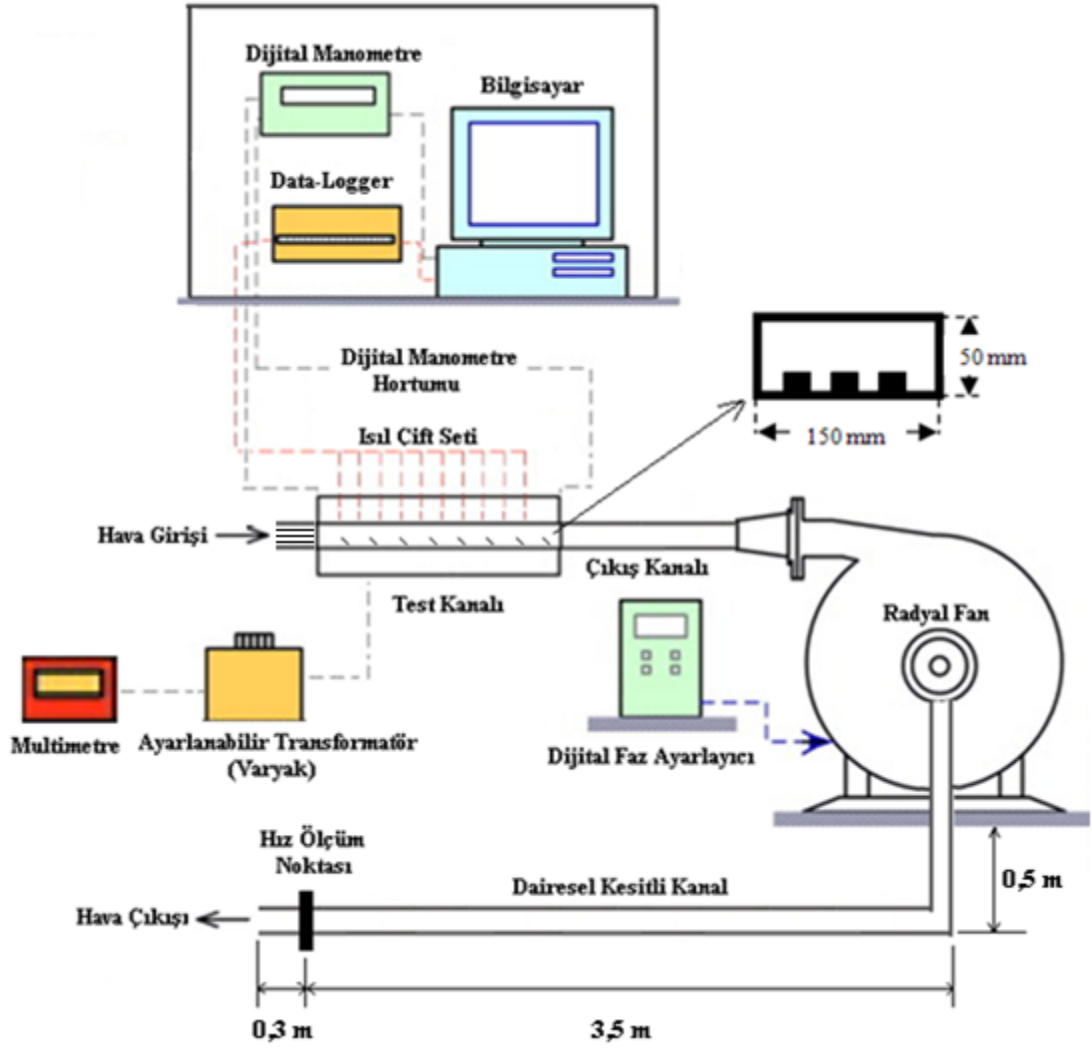
4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzeneği

Çalışmanın bu kısmında alt yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulan diğer üç yüzeyi yalıtılmış, dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış ve ısı transferi hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan şartlarda deneysel olarak incelenmiştir. Dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyine geometrisi Şekil 3.4’de verilen engeller yerleştirilmiştir. Çalışmalar, geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \approx 0,7$) kullanılmıştır.

Deney düzeneğinin yerleşim planı Şekil 4.1’de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, deney düzeneğinin dikdörtgen kesitli kanal kısmı test bölgesi ve çıkış bölgesi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. İki kanalın da uzunlukları ($L=50,8$ cm), kesit alanları ve hidrolik çapları ($D_h=75$ mm) aynıdır. Dikdörtgen kesitli kanalların kesit ölçüleri de Şekil 4.1 ile sunulmuştur.

İlk kanal test kanalı olup, tüm sıcaklık ve basınç ölçümleri bu kanalda yapılmıştır. Test kanalının alt yüzeyi sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında tutulmuş, diğer üç yüzeyi ise yalıtılmıştır. Havanın dış ortamdan test kanalına üniform hız ve sıcaklıkta girmesi sağlanmıştır. Test kanalı ile radyal fan arasına bağlanmış olan çıkış kanalı ise test kanalının çıkışındaki akışın çıkış etkilerini yoketmek amacıyla kullanılmıştır. Çıkış kanalının tüm yüzeyleri yalıtılmıştır. Çıkış bölgesinin arkasına yerleştirilmiş olan radyal fan, dış ortamdan alınan havanın test düzeneği içerisindeki akışını sağlamaktadır. Fanın çıkışına ise hız ölçümünün yapılabilmesi amacı ile bir adet dairesel kesitli kanal yerleştirilmiştir. Dış ortamdan test kanalına giren hava, dairesel kesitli kanaldan tekrar dış ortama atılmaktadır. Deneylerdeki hız ölçümleri dairesel kesitli kanalın çıkış kesitine yakın bir yerde, akışın hidrodinamik olarak tamamen geliştiği bölgede yapılmıştır.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin yerleşim planı ve ölçüleri



Şekil 4.2. Deney düzeneğinin genel görünümü

Şekil 4.1’de görülen ilk dikdörtgen kesitli kanal deney düzeneğinin test bölgesini oluşturmakta olup, bu kanalın alt yüzeyine ısı enerjisi tatbik edilmiştir. Tüm sıcaklık ve basınç ölçümleri bu kanalda yapılmıştır. Çalışmada dış ortamdan alınan hava test kanalı içerisine girmektedir. Test kanalı girişine yerleştirilen akış düzeltici sayesinde hava kanala üniform hızda girmektedir. Bunun yanında, havanın kanal girişinde çevre sıcaklığında olması nedeniyle aynı zamanda kanala üniform sıcaklıkta girmektedir. Diğer bir ifade ile hava kanala üniform hız ve sıcaklıkta girmekte, kanal içerisinde hidrodinamik ve ısıl açıdan gelişmektedir.

Test kanalının alt yüzeyi (engel geometrilerinin yerleştirildiği yüzey) ısı iletim katsayısı çok yüksek olan (401 W/m.K), 1 mm kalınlığındaki bakır malzemeden imal edilmiştir. Kanalın alt yüzeyinin imalinde ısı iletkenlik katsayısı yüksek bir malzeme kullanıldığı için deneyler sırasında bu yüzey üzerinde sabit yüzey sıcaklığı elde edilmiştir. Ayrıca, çalışmada kullanılan engel geometrileri de bakırdan imal edilmiş ve bakır kaynağı ile test kanalının alt yüzeyi üzerine yerleştirilmiştir (Şekil 4.3). Kanalın yan yüzeyleri ve üst yüzeyi ise ısı iletim katsayısı çok düşük olan, 2 cm kalınlığındaki tahtadan imal edilmiştir. Bu şekilde test kanalının alt yüzeyinde sabit yüzey sıcaklığı, diğer üç yüzeyinde ise yalıtım sınır şartı sağlanmıştır.

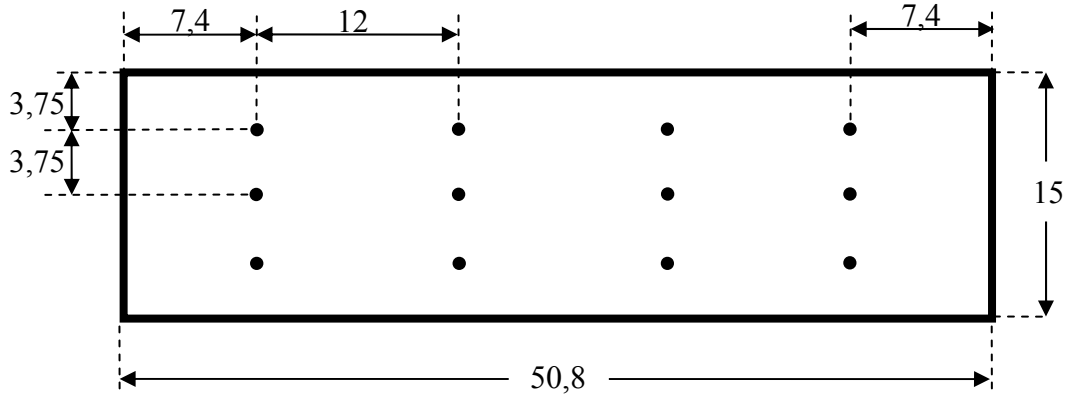


Şekil 4.3. Deneysel çalışmalarda kullanılan örnek bir engel geometrisinin görünümü ve kanal içerisindeki yerleşimi

Deneysel çalışmada tüm sıcaklık ölçümleri, 0,25 mm'lik (30 gauge) T-tipi ısı çiftleri kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan tüm ısı çiftleri deney düzeneğine yerleştirilmeden önce buzlu su ve kaynayan su sıcaklıkları arasında kalibre edilmiştir. Isıl çiftlerin kalibrasyon aşamaları Ek-2'de detaylı olarak sunulmuştur. Her bir ısı çifti ve her deney şartı için kalibrasyon eğrileri çıkartılmıştır. Sıcaklık ölçümünde kullanılan tüm ısı çiftleri dijital okuyuculu Hewlett Packard marka Data-Logger'a bağlanmış ve ölçülen sıcaklık değerleri dijital okuyucu ile elde edilmiştir. Data-Logger'ın bir bilgisayara bağlanması ile deneylerde okunan değerlerin bilgisayar ortamında da görüntülenmesi sağlanmıştır. Bu şekilde, belirli zaman aralıklarında elde edilen veriler bilgisayar hafızasına kaydedilmiş ve gözlemlenmiştir.

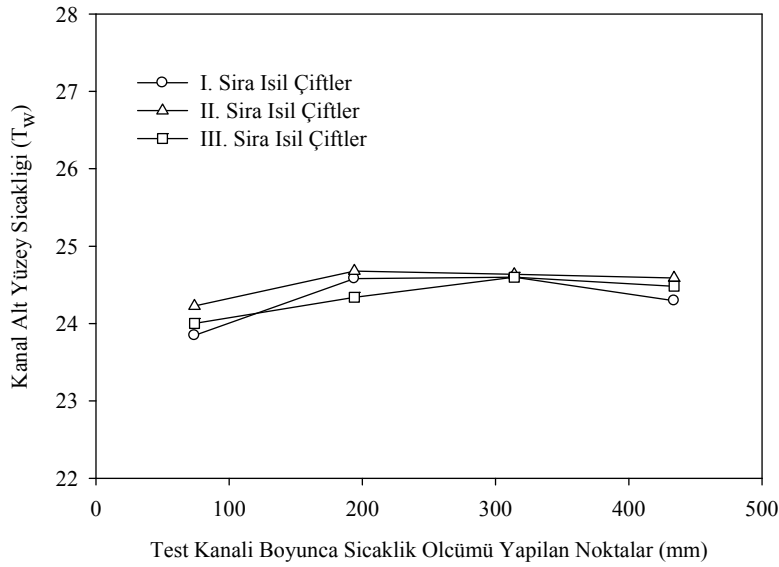
Test kanalının alt yüzey sıcaklığını ölçmek için yüzey 1 mm çapında ve 0,5 mm derinliğinde delinmiş ve ısı çiftleri bu deliklere yerleştirilmiştir. Isıl çiftlerin yüzey üzerine yerleştirilmesi çift bileşenli yapıştırıcı (Arctic Silver Thermal Adhesive) kullanılarak sağlanmıştır. Test kanalının alt yüzey sıcaklığı, Şekil 4.4'de görüldüğü gibi oniki adet ısı çifti kullanılmak suretiyle ölçülmüştür. Yüzey üzerine yerleştirilen ısı çiftlerinden elde edilen değerlerin aritmetik ortalamasının alınması sonucu, test kanalının ortalama alt yüzey sıcaklığı değeri elde edilmiştir. Test kanalının alt yüzeyinin imal edildiği malzeme olan bakırın ısı iletim katsayısının yüksek olması (401 W/m.K) dolayısıyla ile test bölgesinin uzunluğu boyunca alt yüzeyinde sabit yüzey

sıcaklığı sınır şartı sağlanmıştır. Test kanalı alt yüzeyinden elde edilen örnek sıcaklık değerleri $h_2=6,0$ mm'lik engel geometrisi için Şekil 4.5 ile sunulmuştur. Şekilden yüzey boyunca sıcaklık değişiminin çok düşük miktarlarda olduğu açıkça görülmektedir.



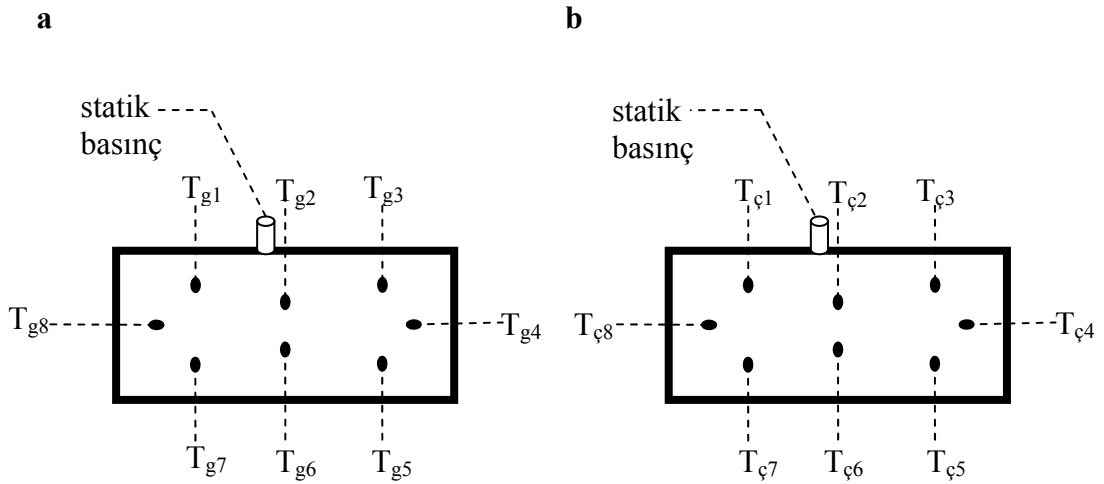
- Isıl çiftlerin konumları

Şekil 4.4. Test kanalı alt yüzey sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısı çiftlerinin kanal boyunca yüzey üzerindeki yerleşimi (boyutlar cm'dir)



Şekil 4.5. Test kanalı alt yüzeyi boyunca yerleştirilen ısı çiftlerinin sıcaklık değerleri

Test kanalı içerisindeki ortalama akışkan sıcaklığını bulmak amacıyla, havanın test kanalına giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Ölçüm için kullanılan ısı çiftleri, kanal içerisinde akan havanın akış yönüne dik biçimde yerleştirilmiştir. Akışkanın test kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için sekiz adet girişte (T_{g1} , T_{g2} , T_{g3} , T_{g4} , T_{g5} , T_{g6} , T_{g7} ve T_{g8}) ve sekiz adet de çıkışta ($T_{ç1}$, $T_{ç2}$, $T_{ç3}$, $T_{ç4}$, $T_{ç5}$, $T_{ç6}$, $T_{ç7}$ ve $T_{ç8}$) olmak üzere toplam onaltı adet ısı çifti kullanılmıştır (Şekil 4.6). Giriş ve çıkış ortalama sıcaklık değerleri (T_{mg} ve $T_{mç}$), giriş ve çıkış kesitinde akışkan sıcaklığını ölçmek için kullanılan sekiz adet sıcaklık değerinin aritmetik ortalaması alınarak elde edilmiştir.



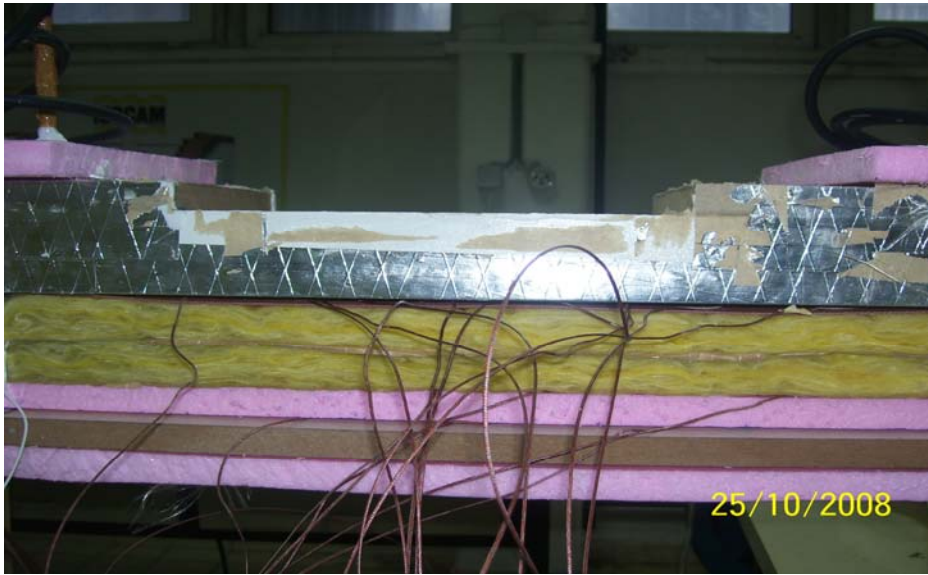
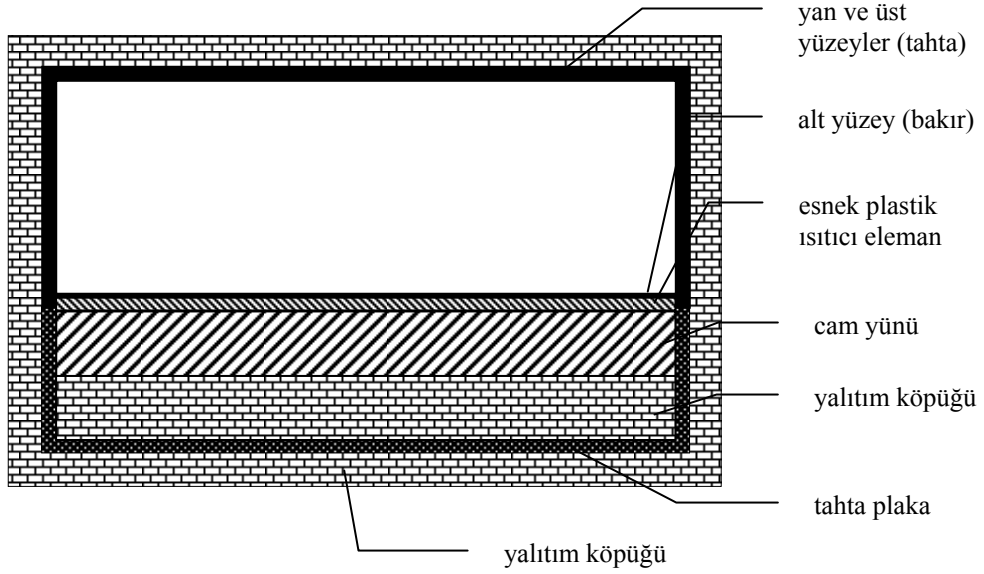
Şekil 4.6. Akışkanın test kanalına giriş (a) ve test kanalından çıkış (b) sıcaklıklarının ölçüldüğü kesitte ısı çiftlerinin ve statik basınç ölçüm uçlarının yerleşimi

Kanal içerisindeki aksenal yöndeki basınç düşümü akışkan ile kanal cidarları arasındaki sürtünmeden dolayı oluşmaktadır. Bu nedenle, kanal içerisindeki akış şartlarında Darcy sürtünme faktörü değerleri basınç düşümüne bağlı olarak ifade edilmektedir. Basınç düşümünü belirlemek için, test kanalının giriş ve çıkış kısımlarına basınç ölçüm uçları (tabları) yerleştirilmiştir. Basınç ölçüm uçları, havanın ortalama sıcaklık değerini elde etmek için test kanalının giriş ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri ile aynı kesit alanında kanal yüzeyine yerleştirilmiştir (Şekil 4.6). Basınç ölçüm uçlarının çapları 2,4 mm'dir ve çapları çok küçük olduğundan

kanal içerisinde akan akışı etkilememektedir [61]. Kanalın test bölgesi boyunca oluşan basınç kaybı miktarları basınç ölçüm uçlarına bağlanmış olan Alnor AXD 560 tip dijital manometre yardımı ile elde edilmiştir. Herbir deney için elde edilen basınç kayıp değerleri kullanılarak kanal içerisindeki ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri hesaplanmıştır.

Kanalın alt yüzeyi esnek plastik ısıtıcı eleman vasıtası ile ısıtılmıştır. Test kanalının alt yüzeyine yerleştirilen esnek plastik ısıtıcı eleman 260°C sıcaklığa dayanabilecek yapıda, 600W gücündedir. Boyutları test bölgesinin alt yüzey ölçüleri ile eşdeğerdir. Deneylere başlamadan önce yapılan çalışmada deney düzeneğine yerleştirilmiş olan esnek plastik ısıtıcı elemanın direncinin farklı sıcaklık değerleri için sabit kaldığı ve değişmediği saptanmıştır. Kanalın alt yüzeyine yerleştirilmiş olan ısıtıcı eleman ayarlanılabilir voltaj transformatörüne (varyak) bağlanmıştır. Bu transformatör aracılığı ile her bir deney için ısıtıcı elemene verilen elektrik enerjisi miktarı değiştirilerek, test kanalı alt yüzeyinin farklı sıcaklık değerleri alması amaçlanmıştır. Tüm çalışmalarda dijital multimetre kullanılarak voltaj transformatöründen ısıtıcı elemene verilen voltaj değerleri elde edilmiştir. Elde edilen voltaj değerleri ile birlikte esnek plastik ısıtıcı elemanın direnç değeri kullanılarak herbir deneysel çalışma için sisteme verilen enerji miktarları (E) tesbit edilmiştir.

Test kanalının alt yüzeyi, ısıtıcı elemandan sağlanan enerjinin dış ortama kaybını önlemek amacı ile yalıtılmıştır. Kanal alt yüzeyi, iç ortamdan dış ortama doğru sırasıyla 4 cm kalınlığında cam yünü, 2 cm kalınlığında yalıtım köpüğü, ve 2 cm kalınlığında tahta plaka kullanılarak yalıtılmıştır. Ayrıca, test kanalının dış kısmının tamamı ise 2 cm kalınlığındaki yalıtım köpüğü kullanılarak yalıtılmıştır. Şekil 4.7’de test düzeneğindeki yalıtım malzemelerinin yerleşimi verilmiştir. Ayrıca, deney düzeneğinin tüm birleşme yüzeyleri şeffaf silikon ile kaplanarak birleşme yüzeylerinden dış ortama olabilecek hava kaçağının önlenmesi amaçlanmıştır. Bu şekilde havanın kanal içerisindeki kütleli debisinin korunması sağlanmıştır.



Şekil 4.7. Test düzeneğinde kullanılan yalıtım malzemelerinin yerleşimi

Çalışmada ayrıca test kanalından iletimle gerçekleşen ısı kaybı miktarları belirlenmiştir. İletimle gerçekleşen ısı kaybı miktarını bulmak amacıyla ısı iletiminin gerçekleştiği yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı değerleri ölçülmüştür. Bunun için, kanalın alt yüzeyine yerleştirilen yalıtım köpüğü kullanılmıştır. Yalıtım köpüğün her iki yüzeyinden ve yüzeyi boyunca üç farklı noktadan (üst ve alt yüzeyden üçer adet olmak üzere toplam altı adet değer) sıcaklık değerleri alınmıştır. Ölçülen bu sıcaklık değerlerinin ortalamalarının alınması sonucu, yalıtım köpüğünün üst ve alt

yüzeylerindeki sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sıcaklık değerleri, yalıtım köpüğünün ısı iletim katsayısı (0,027 W/m.K) ve kalınlığı (0,02 m) değerleri ile birlikte kullanılarak deneyler sırasında iletim ile kaybolan enerji miktarları (Q_i) elde edilmiştir.

Test kanalının çıkışına test kanalı ile aynı kesit ölçülerine ve aynı uzunluğa sahip bir adet çıkış kanalı yerleştirilmiştir. Bu şekilde test kanalı çıkışındaki akışın çıkış etkileri yok edilmeye çalışılmıştır. Çıkış kanalının tüm yüzeyleri, 2 cm kalınlığında tahtadan imal edilmiş olup, dış kısmı ise 2 cm kalınlığındaki yalıtım köpüğü ile yalıtılmıştır.

Deney seti içerisinde akışkanın hareketi çıkış kanalının ardına yerleştirilmiş olan radyal fan aracılığı ile sağlanmıştır. Deney düzeneğinde radyal fan vasıtası ile emilen havanın dairesel kesitli kanal sayesinde dışarı atılması amaçlanmıştır (Şekil 4.1). Çıkış kanalının fan ile birleşmesi çelik sacdan imal edilen bir ara eleman ile sağlanmıştır. Radyal fan, gücünü arka kısmında bulunan 1,5 kW gücündeki elektrik motorundan almaktadır. Ayrıca, fan girişine bağlanan dijital faz ayarlayıcısı sayesinde, fanın farklı faz değerlerinde çalışması sağlanmıştır. Bu sayede, akışkanın kanal içerisinde farklı hızlarda akışı sağlanmış ve kanal içerisinde farklı Reynolds sayıları için çalışma koşulları elde edilmiştir. Çıkış kanalı ve dairesel kesitli kanalın radyal fan ile bağlantı noktalarındaki hava kaçağını önlemek amacıyla birleşme yüzeyleri şeffaf silikon ile kaplanmıştır.

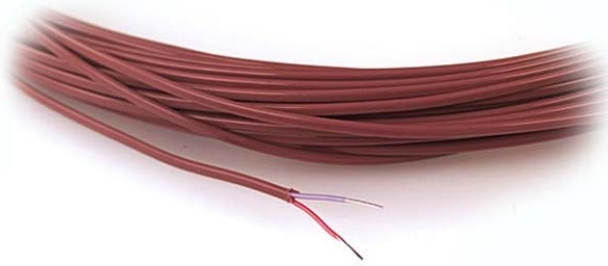
Fan çıkışına yerleştirilen dairesel kesitli kanal 7,2 cm çapında ve 430 cm uzunluğundadır. Bu kanalda kanal çıkış ucundan 30 cm içeride, akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu yerde (kanal uzunluğunun hidrolik çapın yaklaşık 50 katı olduğu yer) akışkan hızı Testo 435 marka hot-wire tip hız ölçer ile ölçülmüştür. Hız ölçümü, merkezden itibaren kanal yarıçapı boyunca 6 mm aralıklarla 7 değişik noktadan yapılmıştır. Elde edilen bu hızlar yardımıyla, dairesel kesitli kanaldaki ortalama hız değeri nümerik integrasyon metodu kullanılarak hesaplanmıştır [62]. Dairesel kesitli kanal içerisinde hesaplanan ortalama hız değerleri ile kanal içerisindeki kütleli debi değerleri (\dot{m}) elde edilmiştir. Ardından, kütleli korunumu

prensibi gereği dairesel kesitli kanaldaki kütlesel debinin, dikdörtgen kesitli kanaldaki kütlesel debiye eşit olması ilkesinden yararlanılarak test kanalındaki kütlesel debi değeri elde edilmiştir. Sonuçta, elde edilen kütlesel debi değeri kullanılarak test kanalı içerisindeki ortalama akışkan hızları (V) belirlenmiştir.

4.2. Deneyler Sırasında Kullanılan Ekipmanlar

4.2.1. Isıl çiftler

Deneylerde kullanılan ısıl çiftler, 30 gauge'lik (0,25 mm'lik) T-tipi ısıl çiftler olup, fiber-glass yalıtımlı, bakır-konstantan metal alaşımına sahiptirler. Konstantan alaşım %60 Bakır, %40 Nikel içermektedir. T-tipi ısıl çiftler, yüksek oranda Seebeck katsayısına sahip olmaları, çıkış gerilimlerinin yüksek olması ve ucuz olmaları sebebi ile endüstride sıklıkla kullanılan ısıl çiftlerdir. T-tipi ısıl çiftler, -185-370°C arasındaki sıcaklıkları ölçebilmektedir [63].



Şekil 4.8. Deneylerde kullanılan T-tipi ısıl çiftin görünümü

4.2.2. Data-Logger

Deneylerde sıcaklık ölçümü için HP 34970A marka 120 kanal kapasiteli Data-Logger kullanılmıştır. Deneyler sırasında bu kanalların 40 tanesi ile veri toplanmıştır. Ayrıca, Data-Logger'in kendine ait programı sayesinde, okunan değerler bilgisayara aktarılmış ve elde edilen sıcaklık değerlerinin zamanla değişmediği yani deneylerin zamandan bağımsız koşullara gelip gelmediği gözlemlenmiştir. Kullanılan Data-Logger'in ölçüm hassasiyeti $\pm 0,3K$ 'dir.



Şekil 4.9. Deneyleerde kullanılan Data-Logger'ın görünümü

4.2.3. Multimetre

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



Şekil 4.10. Deneyleerde kullanılan multimetrenin görünümü

4.2.4. Anemometre

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



Şekil 4.11. Deneylerde kullanılan anemometrenin görünümü

4.2.5. Dijital manometre

Deneyler sırasında basınç düşümü Alnor AXD 560 tip dijital manometre kullanılarak ölçülmüştür. Kullanılan manometre ile kanal içerisinde akan akışkanın statik ve dinamik basınç değerlerinin yanı sıra hız ve debi değerleri de ölçülebilmektedir. Dijital manometre ile istenilen sıklıkta veri alınabilmektedir. Ayrıca, ölçümü alınan veri değerlerinin maksimum, minimum ve ortalama değerleri de elde edilebilmektedir. Dijital manometrenin ölçüm hassasiyeti $\pm \%2$ 'dir.



Şekil 4.12. Deneylerde kullanılan dijital manometrenin görünümü

4.2.6. Ayarlanabilir transformatör (varyak)

“Staco Energy Products Company” tarafından üretilen ve 0-240 Volt değerleri arasında ayarlı olarak çalışabilen ayarlanabilir transformatör, 2,66 kW gücündedir. Deneş düzeneği üzerindeki esnek ısıtıcı elemana bağlı olan ayarlanabilir transformatör sayesinde, test kanalının alt yüzey sıcaklığının farklı değerleri için çalışma olanağı sağlanmıştır.



Şekil 4.13. Deneylerde kullanılan ayarlanabilir transformatörün (varyak) görünümü

4.2.7. Radyal fan

Deneyleerde havanın kanal içerisinde akışını sağlamak amacıyla ‘‘Alfer Ventilator ve Klima Cihazları Ltd. Őti.’’ firmasının üretmiŐ olduğu AL-F4-112 tipli radyal fan kullanılmıştır. Fan, 900 m³/h’lik debi ile hava çekme kapasitesine sahip olup, 1,5 kW’lık bir elektrik motoru ile çalıŐmaktadır. Fan devri elektrik motoruna bağlı olan dijital faz ayarlayıcı tarafından kontrol edilmektedir.



Şekil 4.14. Deneyleerde kullanılan radyal fanın görünümü

4.2.8. Dijital faz ayarlayıcı

Kanal içerisinde farklı Reynolds sayılarında çalışmak için fanın çektiği hava miktarının deėiŐtirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle deneyleerde, Telemecanique ATV18D12N4 marka dijital faz ayarlayıcı kullanılmıştır. Dijital faz ayarlayıcı sayesinde fan, farklı fazlarda dolayısı ile farklı miktarda hava debileriyle çalıŐtırılmıŐtır. Böylece, farklı Reynolds sayıları için çalışma olanağı sağlanmıştır.



Şekil 4.15. Deneylerde kullanılan dijital faz ayarlayıcısının görünümü

4.2.9. Esnek plastik ısıtıcı eleman

Esnek plastik ısıtıcı eleman, test kanalının alt yüzeyine yerleştirilen ve üzerinde engellerin bulunduğu bakır levhanın alt kısmına yerleştirilmiştir. 600 W gücünde olan ısıtıcı eleman, 260 °C sıcaklığa kadar dayanabilmektedir. Isıtıcı elemanın boyutları bakır yüzeyin boyutları ile aynı olup, 50,8 cm×15 cm ebatında dikdörtgen şeklindedir.

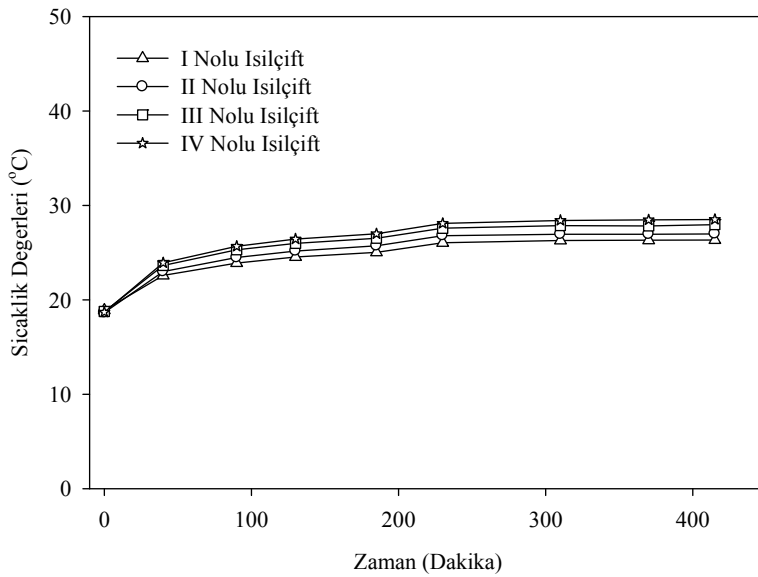


Şekil 4.16. Deneylerde kullanılan esnek plastik ısıtıcı elemanın görünümü

4.3. DeneYlerin Yapılışı

Deneysel çalışmanın başlangıcında öncelikle radyal fanın faz değeri dijital faz ayarlayıcı kullanılarak ayarlanmıştır. Diğer bir ifade ile bu şekilde, test kanalı içerisinde çalışılacak olan hız değeri yani Reynolds sayısı ayarlanmıştır. Ardından, esnek plastik ısıtıcı elemana bağlı olan ayarlanabilir voltaj transformatörü ile deney setine belirli bir voltaj değerinde enerji tatbik edilmiş ve deney sisteminin zamandan bağımsız şartlara ulaşması için beklenilmiştir. Sistemin zamandan bağımsız şartlara ulaşması, yapılan deneysel çalışmaya bağlı olarak dört ile beş saat arasında değişiklik göstermiştir. Deney düzeneğinin sıcaklık değerleri bu süre zarfında aralıklarla kontrol edilmiştir. DeneYlerde sıcaklık ölçümü için bilgisayara bağlı olan Data-Logger sayesinde bilgisayar ekranından sıcaklıkların zamana göre değişimi izlenmiştir. Sistemin zamandan bağımsız şartlara ulaşıp ulaşmadığının tesbiti, her bir sıcaklık ölçümü için sıcaklık değerlerinin zamanla değişimine bakılarak karar verilmiştir. Sıcaklık değerlerinin zamanla değişmediği andan itibaren sistemin kararlı hale geldiği tesbit edilmiştir. $h_2=9,0$ mm'lik engel geometrisi için kanal alt yüzeyindeki dört adet noktadan farklı zamanlarda alınan sıcaklık değerleri Şekil 4.17'de örnek olarak sunulmuştur. Şekilden de görüldüğü üzere deneYlerde zamanla sıcaklık değerlerinde değişimin olmadığı ana kadar ölçümler kontrol edilmiştir. Bu şekilde sistemin zamandan bağımsız koşullara gelmesi sağlanmış ve deneysel sonuçlar bu andan itibaren elde edilmiştir. Sistem zamandan bağımsız koşullara geldiğinde öncelikle dairesel kesitli kanalda hız ölçümü yapılmıştır. Ölçülen hız değerinden dairesel kesitli kanaldaki kütleli debi miktarı elde edilmiştir. Kütleli debi miktarının deney sistemi içerisinde değişmemesi prensibinden yola çıkılarak, test kanalı içerisindeki ortalama hız değeri ve buna bağlı olarak da Reynolds sayısı değeri elde edilmiştir. Isıtıcı elemana ayarlanabilir transformatör aracılığı ile verilen voltaj değeri tesbit edilmiştir. Ardından test düzeneği için yüzey sıcaklık değerleri ile havanın giriş ve çıkış sıcaklık değerleri okunmuştur. Çevre ortamın sıcaklık değeri saptanmıştır. Ayrıca, yalıtım köpüğü üzerine yerleştirilen ısı çiftlerinden sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Bu sırada, kanal içerisindeki basınç düşümü miktarı belirlenmiştir. Sıcaklık ve basınç ölçümleri için, her biri onar saniye aralıklarla olmak üzere toplam 100 adet veri alınmıştır. Deneysel çalışmadan elde edilen veriler

kullanılarak boyutsuz formdaki ortalama Nusselt sayısı, ortalama Darcy sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı değerleri elde edilmiştir. Ardından sisteme verilen enerji miktarı ve fanın devri sistematik olarak değiştirilerek farklı yüzey sıcaklıkları ve farklı Reynolds sayıları için aynı işlemler tekrarlanarak sonuçlar elde edilmiştir. Yapılan tüm işlemler farklı engel geometrileri için tekrarlanmıştır.



Şekil 4.17. Kanal alt yüzeyine yerleştirilen ısı çiftlerinden elde edilen değerlerin zaman içerisindeki değişimi

Yapılan deneysel çalışmanın sonunda, zamandan bağımsız şartlarda, her bir deney için:

- Test kanalının alt yüzeyi üzerine yerleştirilen ısı çiftleri ile kanalın alt yüzey sıcaklık değerinin ölçülmesi,
- Test kanalının giriş ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri kullanılarak kanal içerisinde akan akışkanın giriş ve çıkıştaki ortalama sıcaklık değerinin belirlenmesi,
- Yalıtım köpüğü üzerine yerleştirilen ısı çiftleri sayesinde, iletimle kaybolan ısı transferi miktarının belirlenmesi için gerekli olan sıcaklık değerlerinin elde edilmesi,
- Deney setinin bulunduğu ortamın sıcaklık değerinin ölçülmesi,

- Anemometre yardımıyla akışkanın dairesel kesitli kanal içerisindeki hızının bulunması,
 - Dijital manometre kullanılarak test kanalı içerisindeki basınç kaybının elde edilmesi,
 - Dijital multimetre kullanılarak ısıtıcı elemanlara ayarlanabilir transformatör vasıtası ile verilen elektrik enerjisi miktarının belirlenmesi,
- işlemleri tekrarlanmış ve bulunan değerler yardımıyla gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplar detaylı şekilde Bölüm 4.4’de sunulmuştur.

4.4. Deney Sonuçlarının Hesaplanması

Test yapılan kanala enerjinin korunumu prensibi uygulanırsa;

$$E - Q_t - Q_i - Q_r = 0 \quad (4.1)$$

bağıntısı elde edilir. Buradan;

$$E - Q_i - Q_r = Q_t \quad (4.2)$$

şekline gelir.

Burada;

E = Esnek plastik ısıtıcı elemana verilen enerji miktarı (W),

Q_i = İletimle kaybolan ısı transferi miktarı (W),

Q_r = Radyasyonla kaybolan ısı transferi miktarı (W),

Q_t = Kanal alt yüzeyi ile akışkan arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarıdır (W).

Kanala ısıtıcı eleman tarafından sağlanan enerji miktarı (E);

$$E = \frac{V_e^2}{R_e} \quad (4.3)$$

ile bulunur. Burada V_e (Volt) ısıtıcıya verilen elektrik enerjisinin voltaj değeri, R_e (Ω) ise esnek plastik ısıtıcı elemanın direnç değerini ifade etmektedir.

Test kanalından çevre ortama iletim ile kaybolan ısı transferi miktarı (Q_i) Fourier Yasası kullanılarak;

$$Q_i = kA_y \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (4.4)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada; A_y (m^2) yalıtım köpüğünün yüzey alanını ($0,0762 m^2$), k (W/m.K) yalıtım köpüğünün ısı iletim katsayısını ($0,027 W/m.K$), ΔT (K) yalıtım köpüğünün iki yüzeyi arasındaki sıcaklık farkını, Δx (m) ise yalıtım köpüğünün kalınlığını (2 cm) ifade etmektedir.

Test kanalından radyasyonla kaybolan ısı transferi miktarı ise;

$$Q_r = \sigma A_s F \varepsilon (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (4.5)$$

ifadesi ile bulunur. Burada; σ ($W/m^2.K^4$) ile Stefan-Boltzman katsayısı ($5,67 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$), A_s (m^2) ile kanalın alt yüzey alanı ve engellerin yüzey alanlarının toplamı ifade edilmiştir. F ise, test kanalı ve çevresi arasındaki şekil faktörü değerini ifade etmekte olup, değeri bir olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, Eş. 4.5'de kullanılan, ε kanalın yüzey neşretme katsayısı, T_w (K) test kanalı alt yüzeyinin ortalama yüzey sıcaklığı, T_∞ (K) ise çevre ortamın sıcaklık değerini ifade etmektedir. Eş. 4.5'de kullanılan test kanalının alt yüzey malzemesi olan bakırın yüzey neşretme katsayısı (ε) değeri, Elektrik İşleri Etüd Dairesi'nde yapılan emissivite ölçümü ile elde edilmiştir. Yapılan emissivite ölçümü sonucunda, bakırın neşretme katsayısı, $\varepsilon=0,12$ değerinde olduğu saptanmıştır.

Sonuçta, Eş. 4.2 kullanılarak taşınım ile test kanalı alt 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;

$$h_m = \frac{Q_t}{A_s(T_w - T_m)} \quad (4.6)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada ise; h_m ($W/m^2.K$) ortalama ısı taşınım katsayısını, T_m (K) ise havanın kanal içerisindeki ortalama akışkan sıcaklığını ifade etmektedir. A_s (m^2) test kanalının alt yüzey alanının ve engellerin yüzey alanlarının toplamıdır. Yapılan hesaplamalarda kullanılan akışkanın fiziksel özellikleri, havanın kanala giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak belirlenmiş olan ortalama akışkan sıcaklığı kullanılarak elde edilmiştir.

4.5. Sonuçların Boyutsuzlaştırılması

Eş. 4.6 ile elde edilen ısı taşınım katsayısı yardımıyla test kanalı içerisindeki ortalama Nusselt sayısı (Nu_m);

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{k} \quad (4.7)$$

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

Kanaldaki Reynolds sayısı ise:

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (4.8)$$

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

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

$$f_m = \frac{-\Delta P(D_h / L)}{\rho V^2 / 2} \quad (4.9)$$

ile ifade edilir ve ortalama Darcy sürtünme faktörü olarak tanımlanır. Eş. 4.9'da ΔP (Pa) akışkanın test kanalına giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşüm miktarını, L (m) test kanalının boyunu, ρ (kg/m^3) ise akışkanın yoğunluğunu ifade etmektedir. Ayrıca yapılan deneysel çalışma için örnek bir hesaplama Ek-3'de verilmiştir.

Deneysel çalışmalarda yapılan ölçümlerde ölçüm sonuçlarını okumalardan kaynaklanan hatalar meydana gelmektedir. Bu nedenle deneysel çalışmalarda yapılan çalışmaların hata miktarları hesaplanır ve çalışmanın bu hata miktarları oranındaki bir hata miktarı ile gerçekleştirildiği saptanır. Yapılan deneysel çalışmada sıcaklık, boyut, basınç, hız, ve elektriksel ölçümlerdeki ölçüm aletlerinin ölçüm hassasiyetleri sırası ile $\pm 0,3$ °C, $\pm 0,1$ mm, %2, %1, and $\pm 0,5$ 'dir. Deneysel hata miktarları, Holman [64] tarafından ifade edilen hata miktarları bağıntıları kullanılarak hesaplanmış ve Reynolds sayısı, ortalama Darcy sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısı için sırası ile %1,02, %2,83, ve %3,11 olarak elde edilmiştir. Hata analizinin nasıl yapıldığı ve örnek bir hata analizi hesaplaması Ek-4'de sunulmuştur.

5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Gerçekleştirilmiş olan deneysel ve sayısal çalışmalarda, alt yüzeyine engel geometrileri yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı akışından gelişmekte olan, kararlı rejim şartlarına ulaşmış akışın karakteristiği ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu bölümde yapılmış olan sayısal ve deneysel çalışmaların sonuçları ayrıntılı olarak irdelenmiştir. Öncelikle, sayısal çalışmanın sonuçları ardından da deneysel çalışma sonuçları değerlendirilmiştir. Bölüm sonunda ise deneysel ve sayısal sonuçlar aynı grafik üzerinde karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar farklı engel geometrileri ve akış şartları (geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış bölgesi) için ayrı ayrı sunulmuştur.

Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimleri bu bölümde farklı engel geometrileri ve akış şartları için ayrıntılı olarak verilmiştir. Ayrıca, kanal içerisindeki akış karakteristikleri vektör ve kontür grafikleri şeklinde ifade edilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi her bir engel geometrisi için ampirik bağıntılarla ifade edilmiştir. Ayrıca, tüm engel geometrilerini kapsayacak şekilde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ve β açısı ile değişimi tek bir bağıntı ile verilmiştir. Sonuçta, sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar değerlendirilerek, en uygun engel geometrisi belirlenmeye çalışılmıştır.

5.1. Sayısal Çalışma Sonuçları

Yapılan sayısal çalışmada çözüm; süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Çözümler türbülanslı akış, kararlı rejim şartlarında, sıkıştırılmaz akış için doğal konveksiyonun ihmal edildiği şartlar altında üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Viskoz dissipasyon etkileri ihmal edilmiştir.

Temel denklemlerin çözümü için ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır. Basınç-hız çiftinin diskritizasyonu için SIMPLE-algoritması, basınç teriminin diskritizasyonu için standard, momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin diskritizasyonu için ise ikinci mertebeden upwind fark metodu kullanılmıştır. Sayısal çözüme denklemlerin kalıntıları 1×10^{-6} olması durumuna kadar sayısal çözüme devam edilmiştir.

Sayısal çalışmalarda türbülans denklemlerinin çözümü için bir türbülans modeli kullanılması gerekmektedir. Yapılan çalışmalarda geçiş bölgesi için için SST k- ω modeli, tam türbülanslı akış koşullar için ise Realizable k- ϵ modeli kullanılmıştır.

Bu çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanalın alt yüzeyine, kanalın alt yüzeyi ile farklı açı değerlerinde eğime sahip olan dört değişik tipte engeller yerleştirilerek sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yerleştirilen eğimli engellerin, eğim açısının ve Reynolds sayısının akışkan hareketi ve kanal içerisindeki ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca, içerisinde engel bulunmayan, alt yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulan, diğer yüzeyleri yalıtılmış olan düz dikdörtgen kesitli bir kanal içerisindeki akış şartlarının sonuçları da bu bölümde irdelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak hava ($Pr=0,7$) kullanılmıştır. Çalışma, geçiş bölgesi ve tam türbülanslı bölge için sırası ile $1 \times 10^3 \leq Re < 1 \times 10^4$ ve $Re \geq 1 \times 10^4$ değerleri için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, geçiş bölgesi ve tam türbülanslı bölge için ayrı şekilde, grafiksel olarak ve ampirik bağıntılar ile detaylı olarak sunulmuştur.

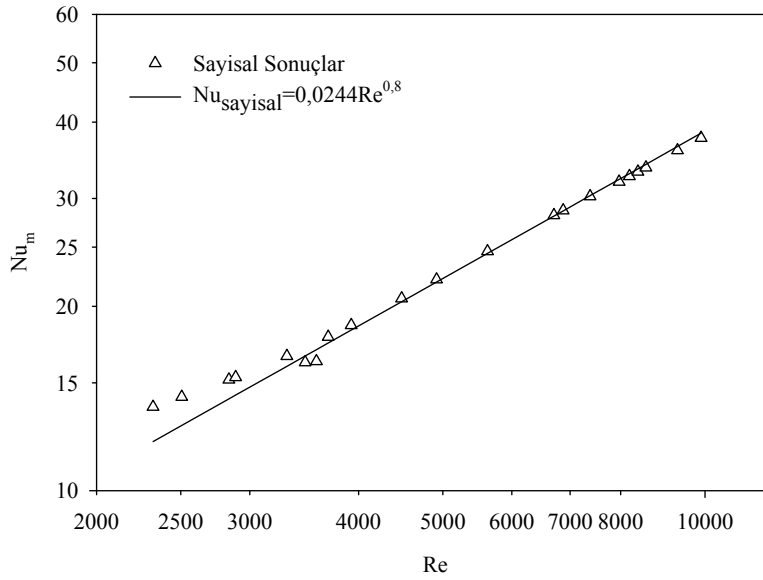
5.1.1. Engelsiz düz kanal

Sayısal çalışmanın ilk kısmında, içerisinde engel bulunmayan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartları incelenmiştir. Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış şartlarının incelendiği çalışma, geçiş bölgesinde, $2322 \leq Re \leq 9899$ değerlerinde gerçekleştirilmiştir.

Türbülanslı akışın geçiş bölgesi şartları için düz kanal içerisindeki akış koşullarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak Şekil 5.1 ile

sunulmuştur. Şekilden görüldüğü üzere artan Reynolds sayıları ile ortalama Nusselt sayıları artış göstermiştir. Ayrıca, engelsiz düz kanal içerisindeki akış şartları için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, ampirik olarak Eş. 5.1 şeklindeki bir bağıntı ile ifade edilmiştir.

$$Nu_m = 0,0244 Re^{0,8} \quad (5.1)$$

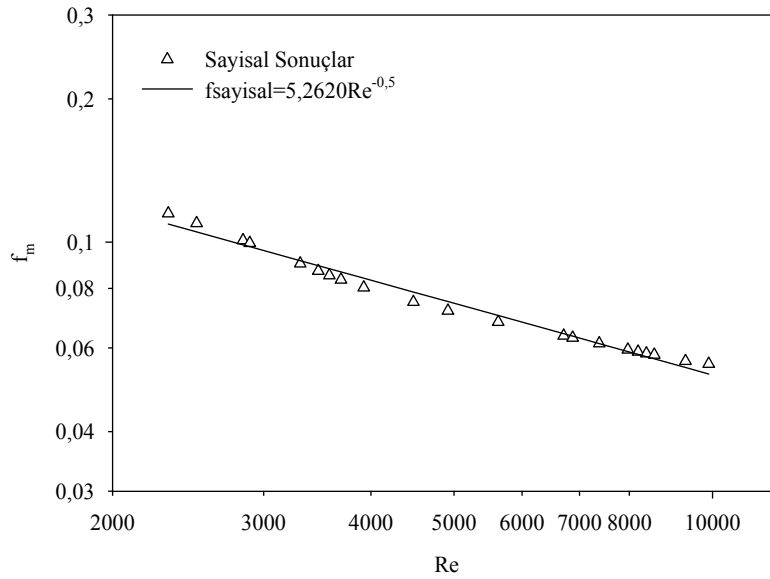


Şekil 5.1. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Kanal içerisindeki akış şartları ile ilgili yapılacak tasarımlarda ısı transferi yanında kanal içerisindeki basınç kayıp miktarlarının da bilinmesi gerekmektedir. Kanal içerisindeki basınç kayıp miktarları literatürde boyutsuz formda Eş. 4.9 ile verilen ortalama Darcy sürtünme faktörü ile ifade edilmektedir. Yapılan sayısal çalışmada engelsiz düz dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri türbülanslı akışın geçiş bölgesinde elde edilmiş ve grafiksel olarak Şekil 5.2, ampirik bağıntı şeklinde ise Eş. 5.2 ile sunulmuştur. Görüldüğü üzere, içerisinde engel olmayan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış

şartlarında artan Reynolds sayıları ile birlikte ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri azalmaktadır.

$$f_m = 5,2620 Re^{-0,5} \quad (5.2)$$

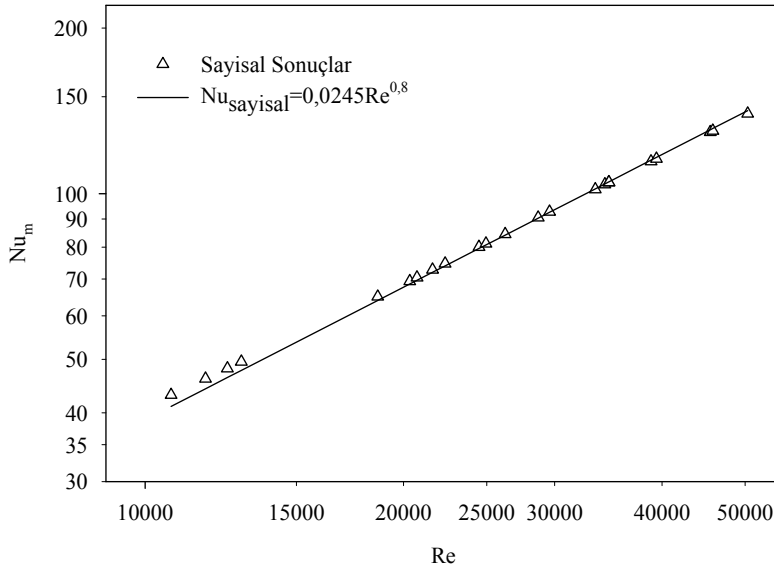


Şekil 5.2. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Tam türbülanslı akış koşullarında da benzer çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar $10723 \leq Re \leq 50346$ değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan sayısal çalışmalardan farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir.

Şekil 5.3'de ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayıları ile değişimi grafiksel olarak verilmiştir. Beklenildiği üzere Reynolds sayılarındaki artış ile birlikte ortalama Nusselt sayıları da artış göstermiştir. Ortalama Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki ampirik bağıntı şeklinde elde edilmiş ve Eş. 5.3 ile sunulmuştur.

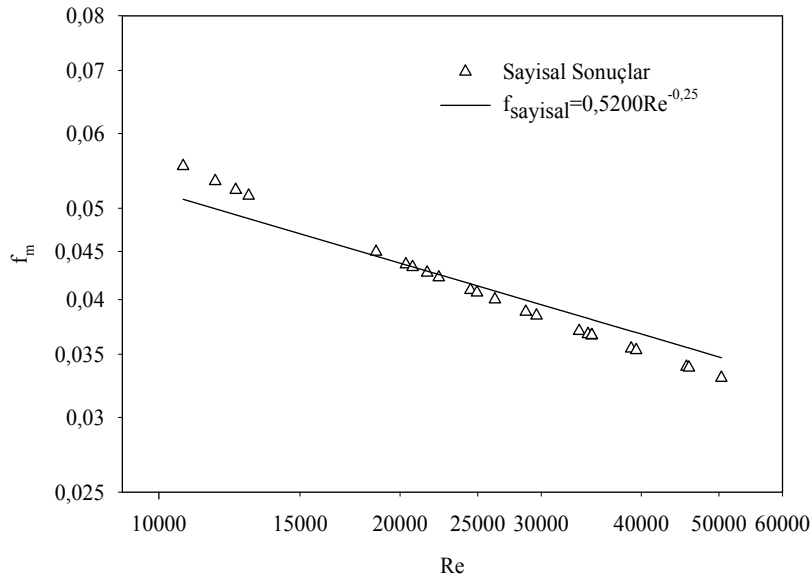
$$Nu_m = 0,0245Re^{0,8} \quad (5.3)$$



Şekil 5.3. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi tam türbülanslı akış şartları için sayısal olarak elde edilmiş ve Şekil 5.4’de grafiksel olarak verilmiştir. Ayrıca, sayısal sonuçları ifade edecek şekilde ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik olarak Eş. 5.4’de sunulmuştur.

$$f_m = 0,5200Re^{-0,25} \quad (5.4)$$



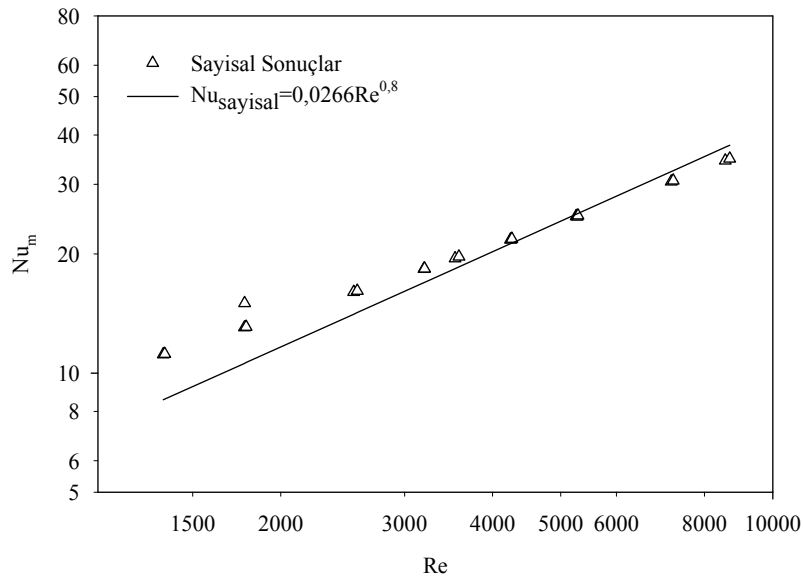
Şekil 5.4. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

5.1.2. h₂=9,0 mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

Çalışmanın bu kısmında, alt yüzeyine h₂=9,0 mm'lik engeller yerleştirilmiş olan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartları için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kanalın alt yüzeyi (engellerin yerleştirildiği yüzeyi) sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, diğer üç yüzeyi yalıtılmıştır. Çalışma, geçiş bölgesi (1362 < Re < 8690) ve tam türbülanslı akış şartlarında (10214 < Re < 64588) gerçekleştirilmiştir.

Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak Şekil 5.5 ile sunulmuştur. Reynolds sayılarının artışı ile birlikte Nusselt sayıları da artış göstermiştir. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, geçiş bölgesi akış şartlarında ampirik olarak ifade edilmiştir.

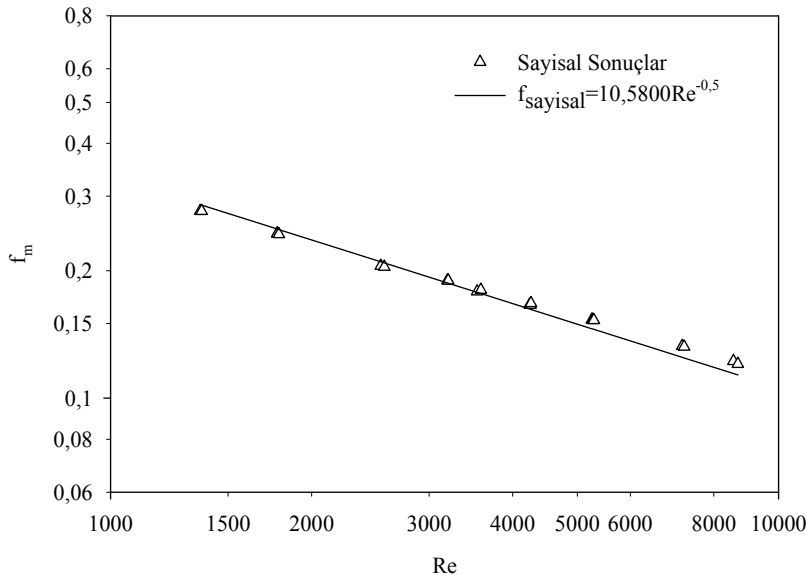
$$Nu_m = 0,0266 Re^{0,8} \quad (5.5)$$



Şekil 5.5. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Çalışmada ayrıca ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri türbülanslı akışın geçiş bölgesinde elde edilmiş ve grafiksel olarak Şekil 5.6, ampirik bağıntı şeklinde ise Eş. 5.6 ile ifade edilmiştir.

$$f_m = 10,5800Re^{-0,5} \quad (5.6)$$

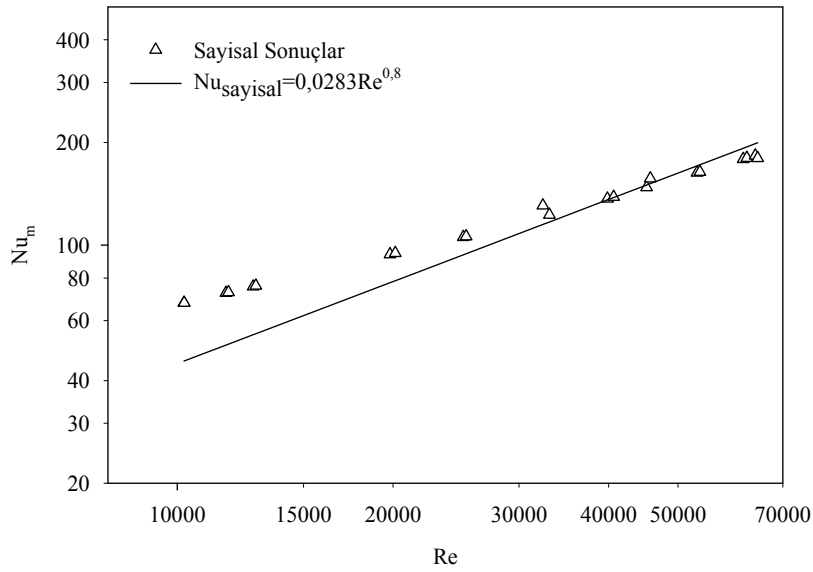


Şekil 5.6. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

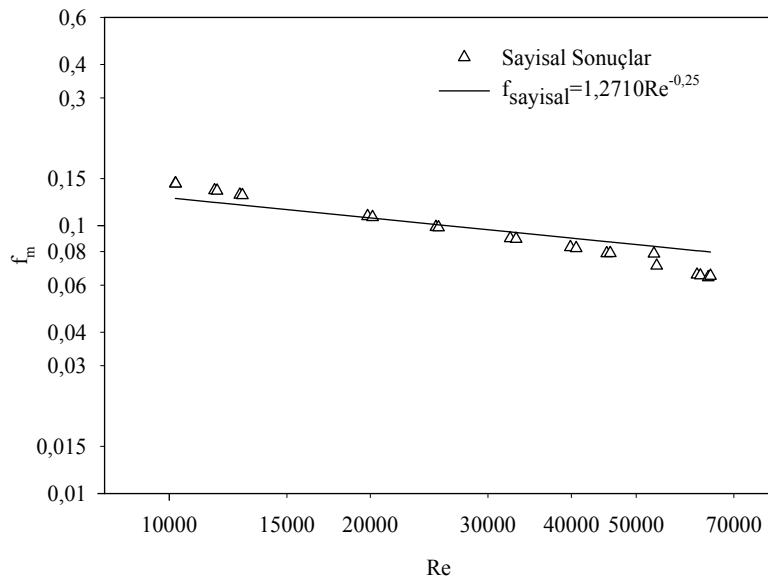
Tam türbülanslı akış koşullarında da sayısal çalışmalar yapılmış ve farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi sırası ile Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de grafiksel olarak, Eş. 5.7 ve Eş. 5.8'de ise bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0283 Re^{0,8} \quad (5.7)$$

$$f_m = 1,2710 Re^{-0,25} \quad (5.8)$$



Şekil 5.7. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.8. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

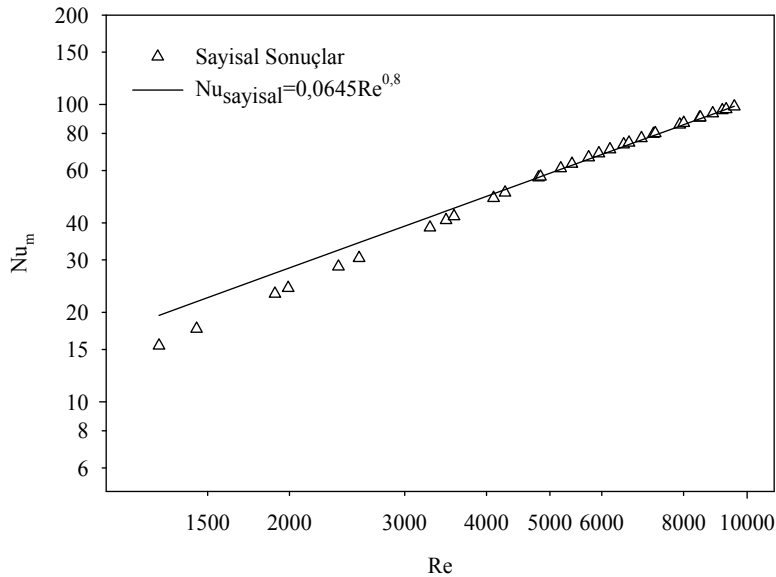
5.1.3. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

$h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal geometrisi için incelenen çalışma geçiş bölgesi ($1264 < Re < 9565$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($10107 < Re < 63347$) gerçekleştirilmiştir.

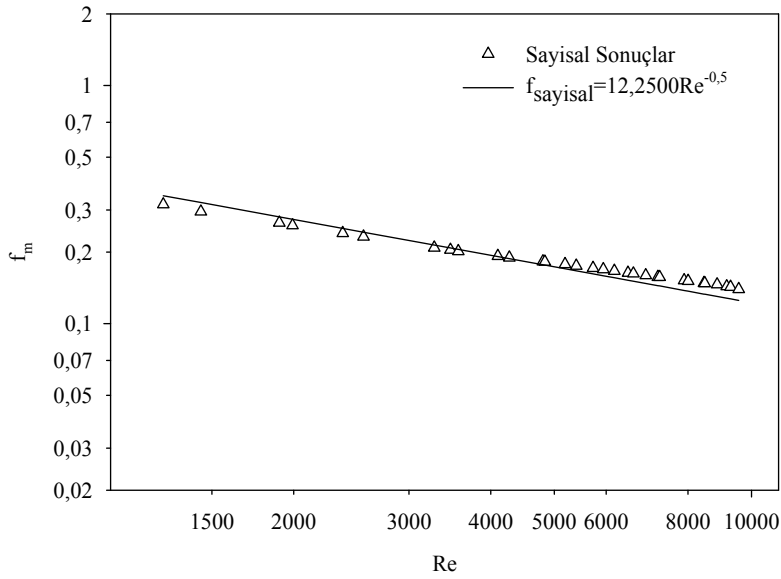
Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak sırası ile Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da verilmiştir. Sayısal sonuçları ifade edecek şekilde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile elde edilmiş ve Eş. 5.9 ve Eş. 5.10'da sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0645 Re^{0,8} \quad (5.9)$$

$$f_m = 12,2500 Re^{-0,5} \quad (5.10)$$



Şekil 5.9. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

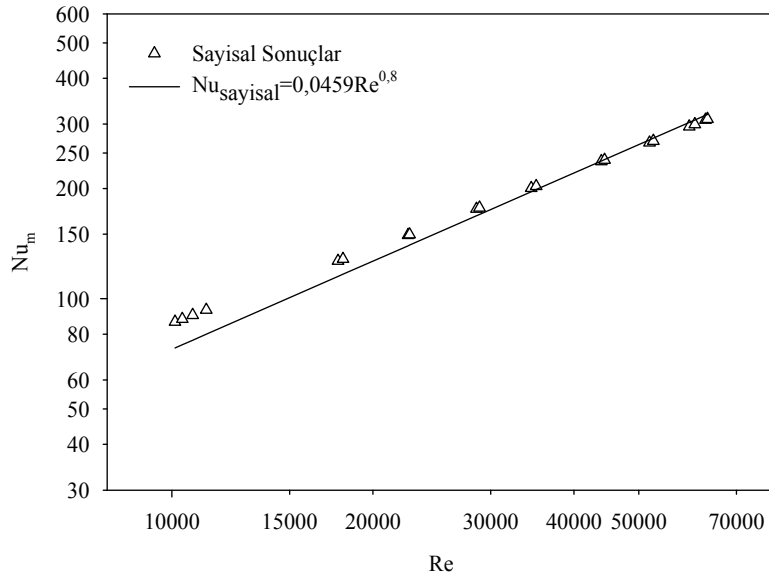


Şekil 5.10. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

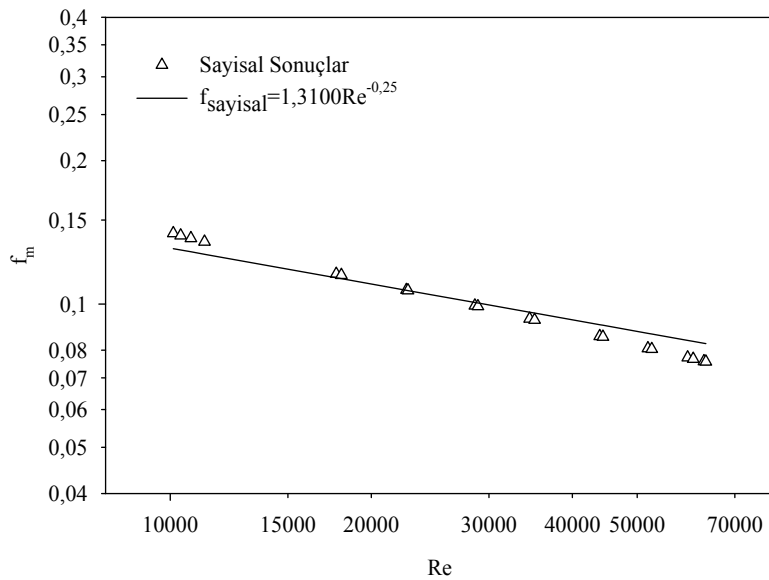
Tam türbülanslı akış koşullarında farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiş ve bu değerlerin Reynolds sayısı ile değişimi sırası ile Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de grafiksel olarak, Eş. 5.11 ve Eş.5.12'de ise ampirik bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0459 Re^{0,8} \quad (5.11)$$

$$f_m = 1,3100 Re^{-0,25} \quad (5.12)$$



Şekil 5.11. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.12. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

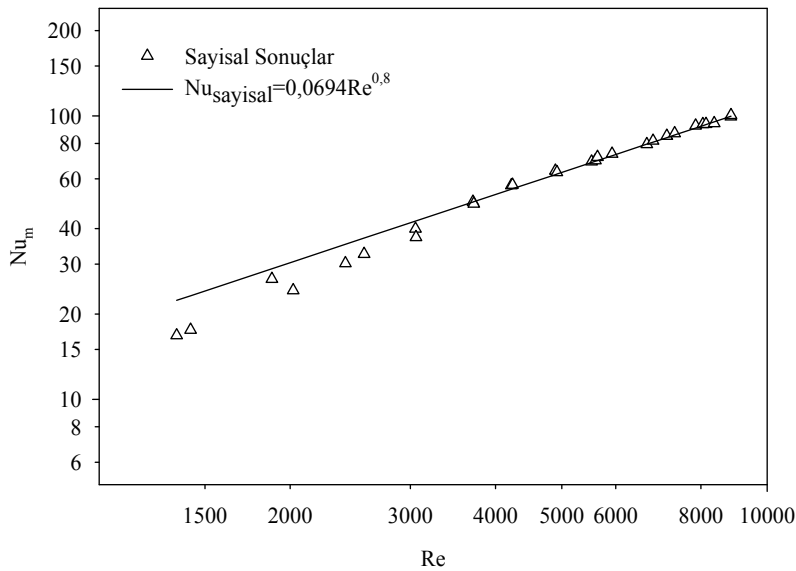
5.1.4. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

Sayısal çalışmanın bu aşamasında geçiş bölgesi ($1364 < Re < 8854$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($10146 < Re < 62674$) içerisine $h_2=6,0$ mm'lik engel geometrisine sahip engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartları incelenmiştir.

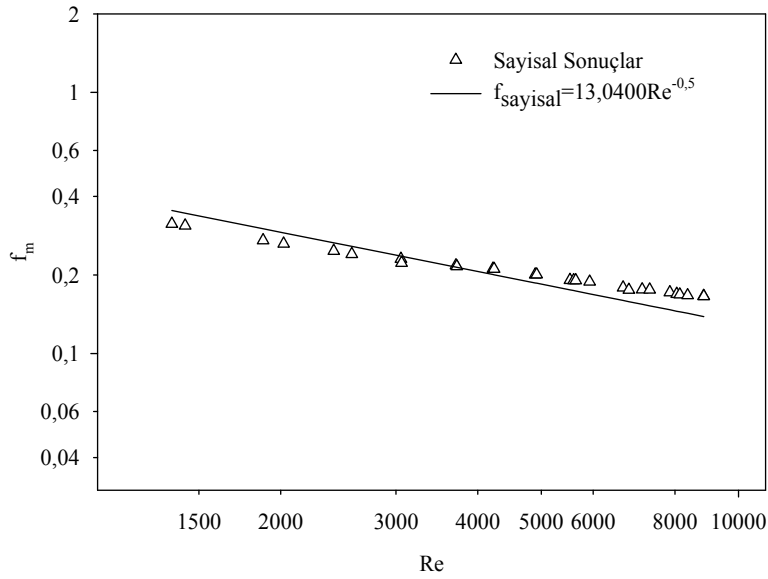
Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak elde edilmiş ve sırası ile Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'de verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile Eş. 5.13 ve Eş. 5.14'de sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0694 Re^{0,8} \quad (5.13)$$

$$f_m = 13,0400 Re^{-0,5} \quad (5.14)$$



Şekil 5.13. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

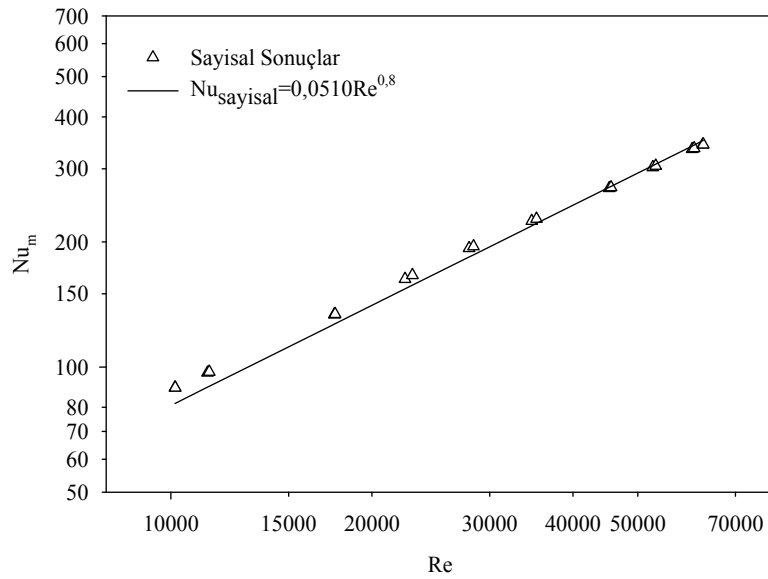


Şekil 5.14. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

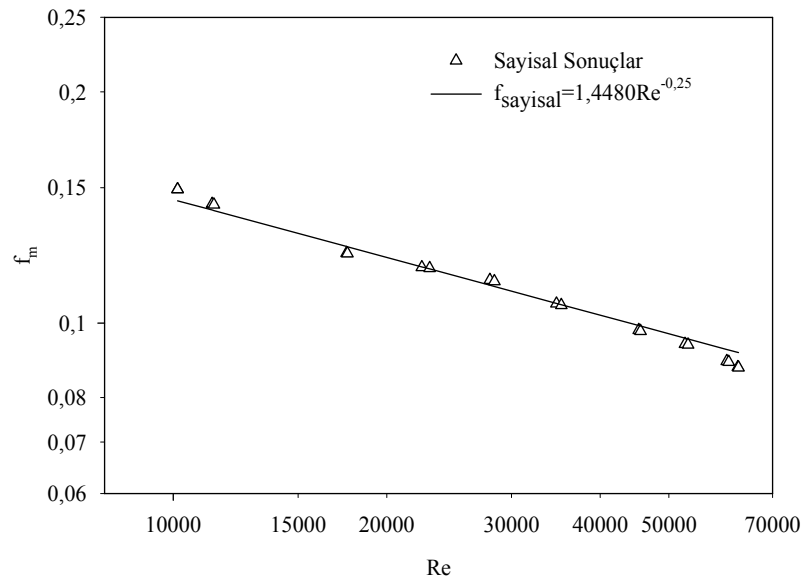
Tam türbülanslı akış koşullarında ise farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin grafiği sırası ile Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da verilmiştir. Eş. 5.15 ve Eş. 5.16'da ise ampirik bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0510 Re^{0,8} \quad (5.15)$$

$$f_m = 1,4480 Re^{-0,25} \quad (5.16)$$



Şekil 5.15. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.16. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

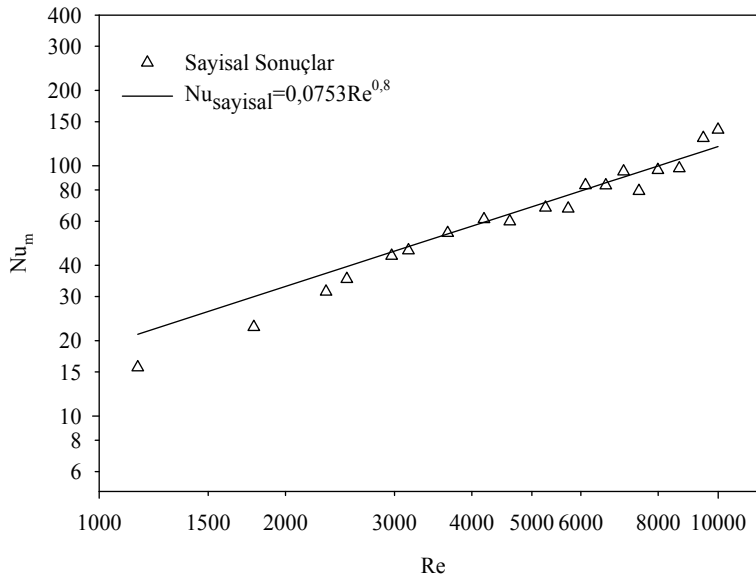
5.1.5. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

Bu bölümde, kanal içerisine $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrileri yerleştirilerek sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışma sonuçları geçiş bölgesi ($1154 < Re < 9998$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($11279 < Re < 63814$) irdelenmiştir.

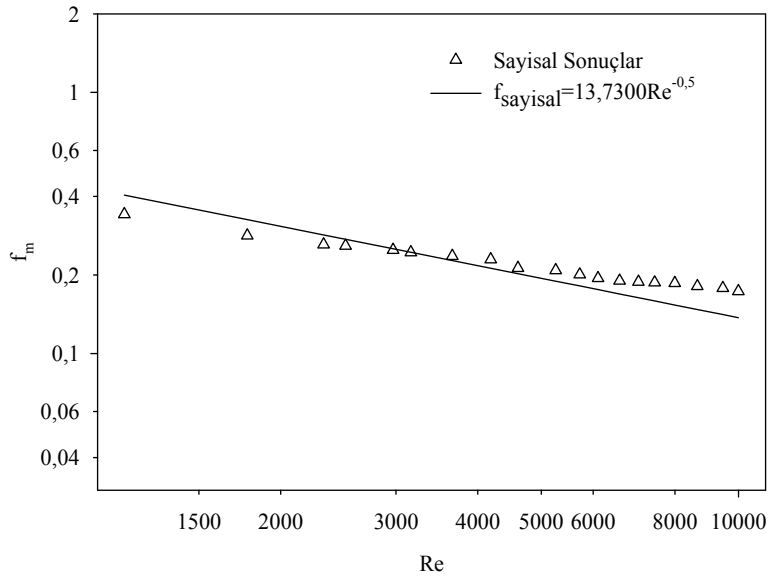
Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak elde edilmiş ve sırası ile Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'de verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile Eş. 5.17 ve Eş. 5.18'de sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0753 Re^{0,8} \quad (5.17)$$

$$f_m = 13,7300 Re^{-0,5} \quad (5.18)$$



Şekil 5.17. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

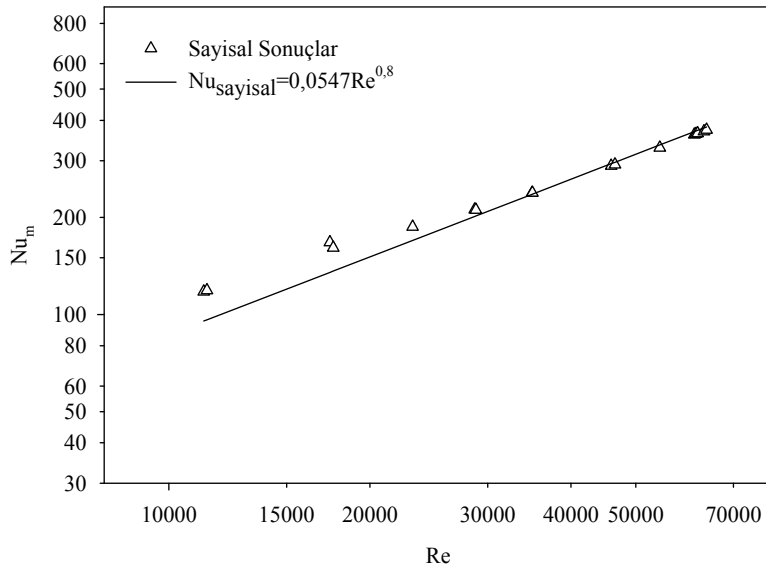


Şekil 5.18. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

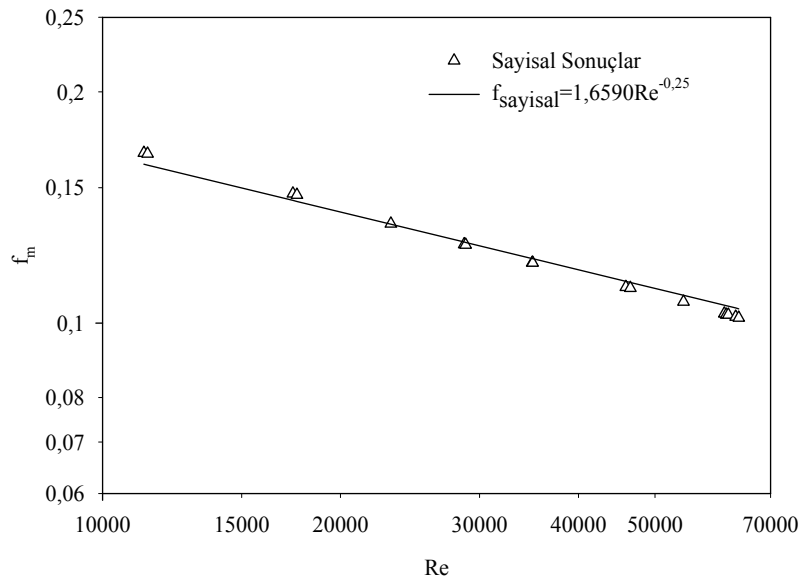
Tam türbülanslı akış koşullarında ise farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin grafiği sırası ile Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de verilmiştir. Eş. 5.19 ve Eş. 5.20'de ise ampirik bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0547 Re^{0,8} \quad (5.19)$$

$$f_m = 1,6590 Re^{-0,25} \quad (5.20)$$



Şekil 5.19. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

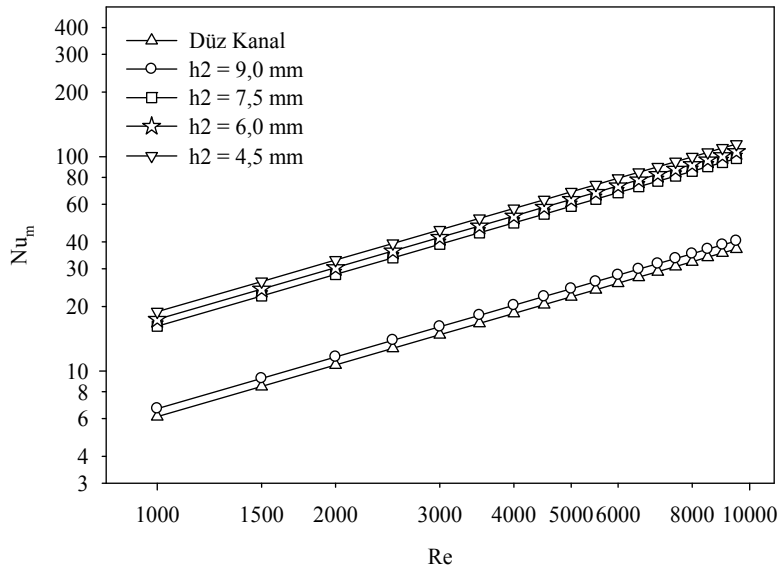


Şekil 5.20. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

5.1.6. Engel geometrilerinin karşılaştırılması

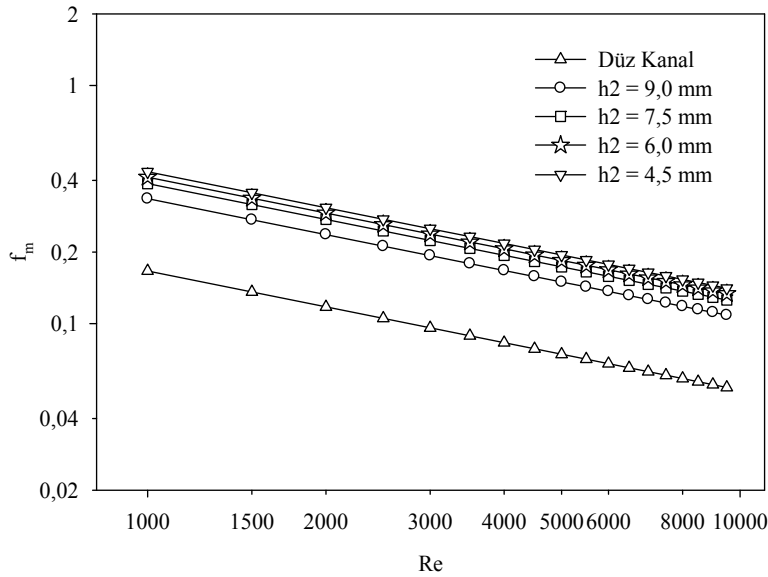
Çalışmanın bu aşamasında yukarıdaki kısımlarda ayrıntılı olarak sunulan dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş farklı engel geometrileri ve engelsiz düz kanal sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar, ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde grafiksel olarak sunulmuştur.

Türbülanslı akışın geçiş bölgesi akış koşullarında farklı engel geometrileri ve düz kanal için elde edilen ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.21'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere tüm engel geometrileri için artan Reynolds sayıları ile birlikte ortalama Nusselt sayıları da artış göstermiştir. Engelsiz düz kanal içerisindeki akış şartlarında ortalama Nusselt sayısı değerleri içerisine engeller yerleştirilen kanal içerisindeki akış şartlarına oranla daha düşük miktarda çıkmıştır. Diğer bir ifade ile kanal içerisindeki akışta engelli yapı ısı transferi miktarını arttırmaktadır. Artan eğim açısı akışkanın jet etkisi ile yüzeye çarpmasını sağlamaktadır. Akışkanın yüzeye uygulamış olduğu bu etki ısı sınır tabakanın incelmesine ve taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla artan eğim açısı kanal içerisindeki taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırmaktadır.



Şekil 5.21. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerinin Reynolds sayısı ile değişimi farklı engel geometrileri için Şekil 5.22'de sunulmuştur. Tüm engel geometrileri için artan Reynolds sayıları ile ortalama Darcy sürtünme faktöründeki düşüş grafikten açıkça görülmektedir. Bunun yanında, artan eğim açısı ile birlikte ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri artış göstermiştir. Ortalama Darcy sürtünme faktöründeki bu artış, engel geometrilerindeki eğim açılarının akışkanın kanal yüzeyine çarpma miktarını arttırması dolayısı ile meydana gelen basınç kaybındaki artış ile oluşmaktadır.



Şekil 5.22. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

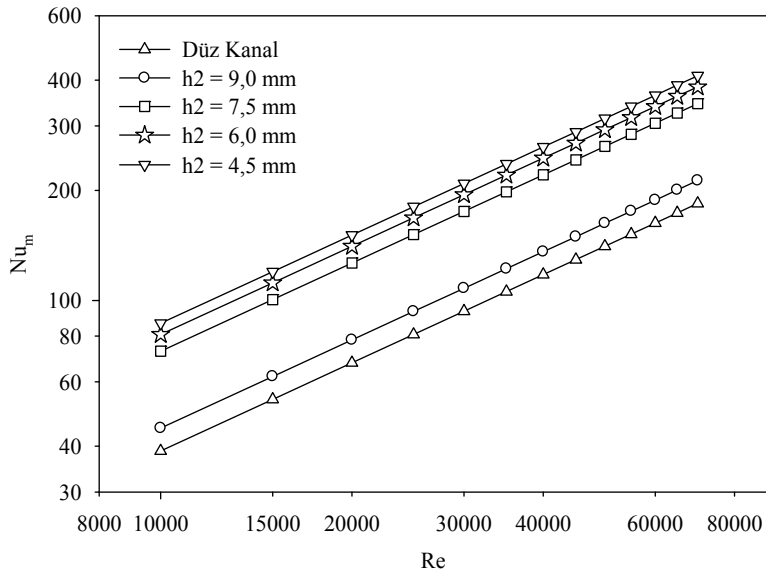
Ayrıca, yapılan sayısal çalışmada incelenen tüm engel geometrilerini temsil edecek şekilde, geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve engel eğim açısı (β) ile değişimleri tek bir bağıntı ile ifade edilmiştir. Bağıntılar ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü için sırasıyla Eş. 5.21 ve Eş. 5.22'de sunulmuştur. Eşitliklerde engel eğim açısının birimi radyan cinsinden seçilmiştir. Eşitlikler $1 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^4$ ve $0^\circ < \beta < 0,41^\circ$ değerleri için geçerlidir.

$$Nu_m = (0,0266 + 0,1371\beta) Re^{0,8} \quad (5.21)$$

$$f_m = (10,5800 + 11,2600\beta) Re^{-0,5} \quad (5.22)$$

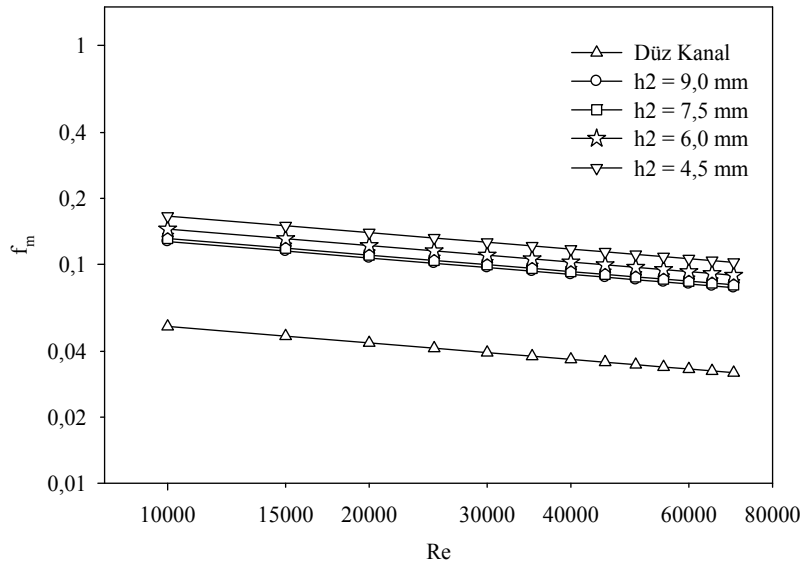
Tam türbülanslı akış bölgesi için farklı engel geometrileri ve engelsiz düz kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayıları ile değişimi aynı grafik üzerinde karşılaştırmalı olarak Şekil 5.23'de sunulmuştur. Geçiş bölgesinde olduğu gibi, tam türbülanslı akış şartlarında da artan eğim açıları ile birlikte kanal

içerisindeki ortalama Nusselt sayıları artış göstermiştir. $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri diğer engel geometrilerine oranla yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.23. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri farklı engel geometrileri ve düz kanal içerisindeki akış şartları için elde edilmiş ve Şekil 5.24'de grafiksel olarak verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere artan Reynolds sayıları ile birlikte ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri azalmıştır. Ayrıca, artan eğim açısı ile birlikte kanal içerisindeki akıştaki ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri artış göstermiştir.



Şekil 5.24. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

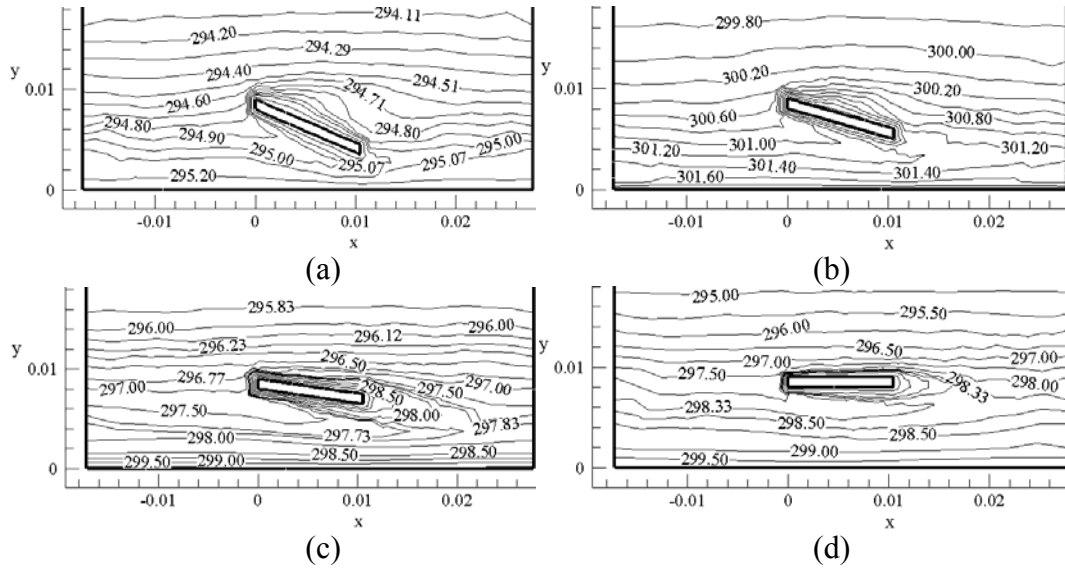
Geçiş bölgesi akış şartlarına benzer şekilde, tam türbülanslı akış şartları için ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve engel eğim açısı (β) ile değişimleri ifade edilmiştir. Bağlıntılar ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü için sırasıyla Eş. 5.23 ve Eş. 5.24'de sunulmuştur. Eşitlikler $Re > 1 \times 10^4$ ve $0^\circ < \beta < 0,41^\circ$ değerleri için geçerlidir.

$$Nu_m = (0,0283 + 0,0824\beta) Re^{0,8} \quad (5.23)$$

$$f_m = (1,2710 + 0,7504\beta) Re^{-0,25} \quad (5.24)$$

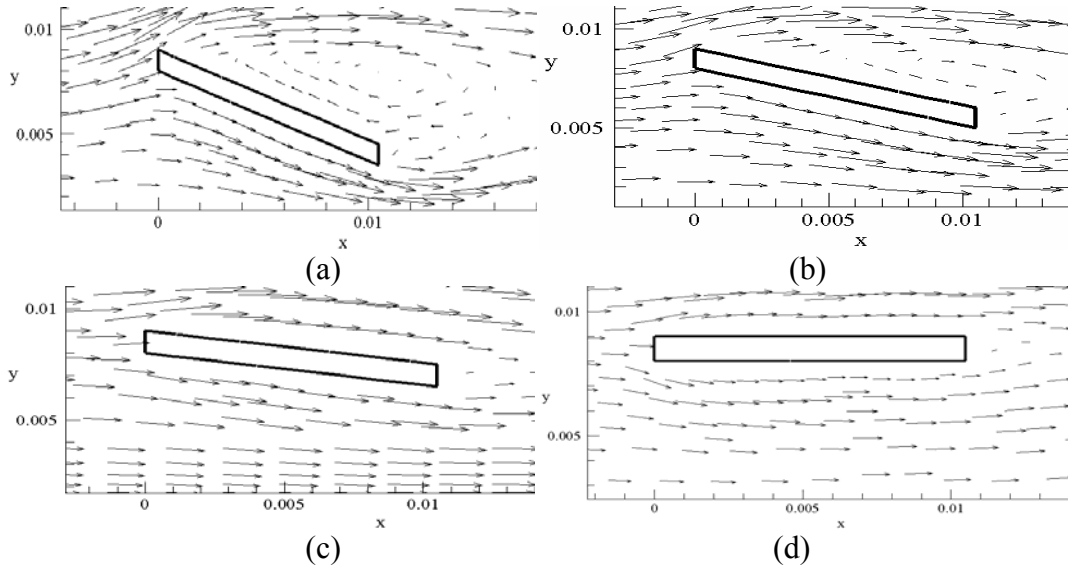
Reynolds sayısının $Re=4000$ civarındaki değerinde simetri düzlemi üzerinde elde edilen sıcaklık dağılım grafikleri farklı engel geometrileri için Şekil 5.25'de verilmiştir. Şekilden engel eğim açısının artmasıyla akışkanın kanal taban yüzeyine yaptığı etki dolayısıyla ısı sınır tabaka kalınlığının azaldığı açıkça görülmektedir. Azalan ısı sınır tabaka kalınlığı ise kanal içerisinde taşınımın gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırmaktadır. Bu etki, eğim açısı fazla olan engel geometrisi için

ortalama Nusselt sayısının eğim açısı düşük olan engel geometrisine oranla daha yüksek değerler almasını sağlamıştır.



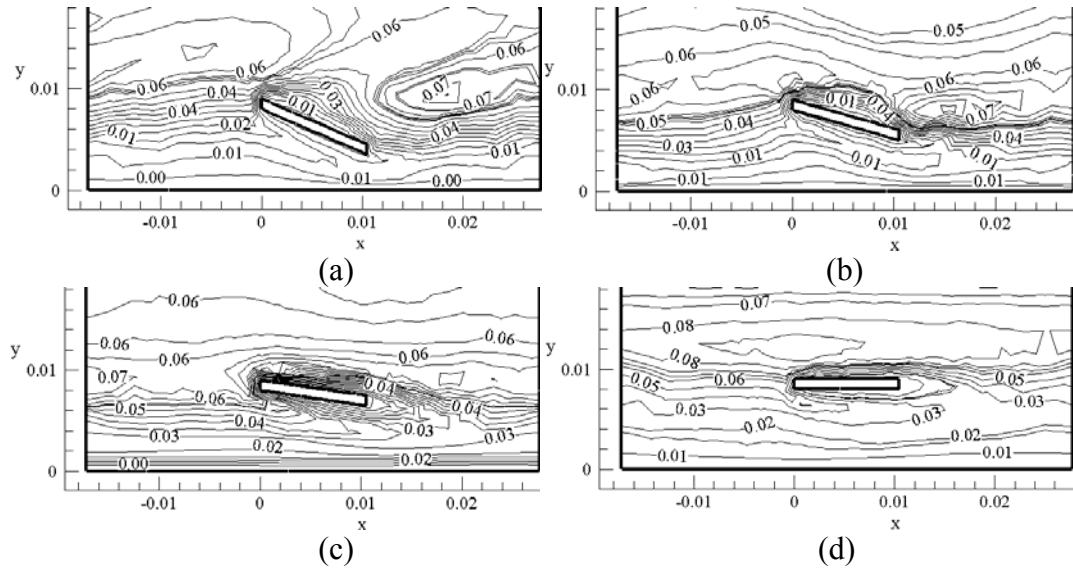
Şekil 5.25. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki sıcaklık dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Şekil 5.26'da ise $Re=4000$ civarındaki değerlerde kanal içerisindeki akışkan hızının simetri yüzeyi üzerindeki vektörel dağılımı farklı engel eğim açıları için verilmiştir. Şekil incelendiğinde yüksek engel açısına sahip engel geometrilerinin ardında ikincil akışların olduğu görülmektedir. Bununla birlikte düşük engel açısına sahip engel geometrilerinde bu durum hemen hemen ortadan kalktığı görülmüştür. Özellikle $h_2=9,0$ mm olan engel geometrisi için engel ardında herhangi bir ikincil akış bölgesi oluşmamaktadır.



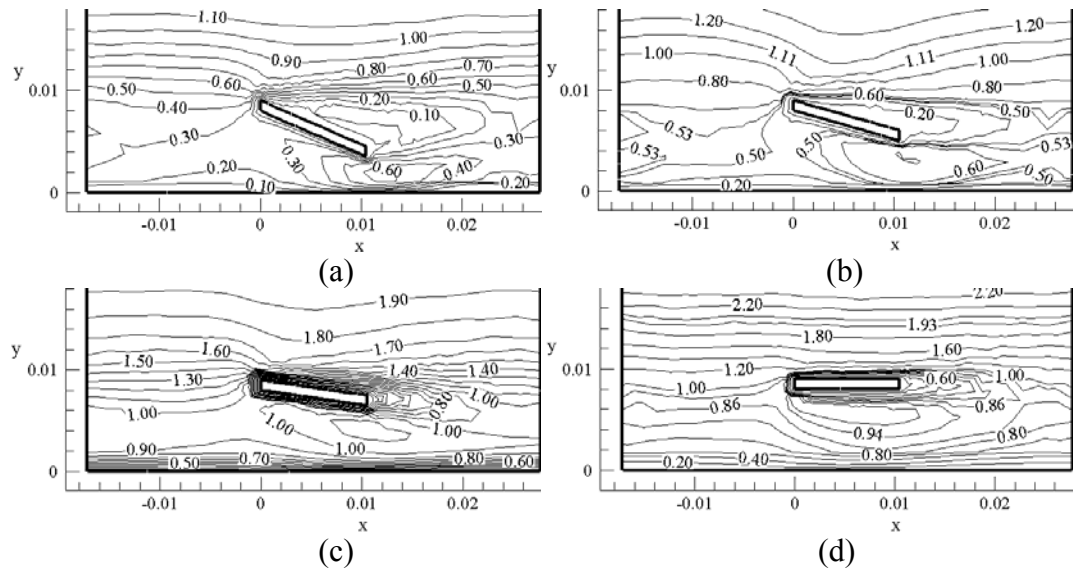
Şekil 5.26. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız vektörleri: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Türbülanslı akış şartlarında akışın türbülanslı yapısının karakteristiği genellikle türbülans değerlerinden belirlenebilmektedir. Türbülans karakteristiğini gösteren değerlerden birisi de türbülans kinetik enerji değeridir. Yapılan çalışmadaki akış şartlarının da türbülanslı akış yapısına sahip olması dolayısı ile kanal içerisinde simetri düzlemindeki türbülans kinetik enerji değerlerinin dağılımları grafiksel olarak sunulmuştur (Şekil 5.27). Grafiklerden artan engel açısı miktarları ile birlikte, özellikle engel geometrisinin ardında akışın türbülans kinetik enerji değerlerinin de artış gösterdiği görülmektedir. Bu artış miktarı ise, kanal içerisindeki akışa daha türbülanslı bir yapı kazandırmaktadır.



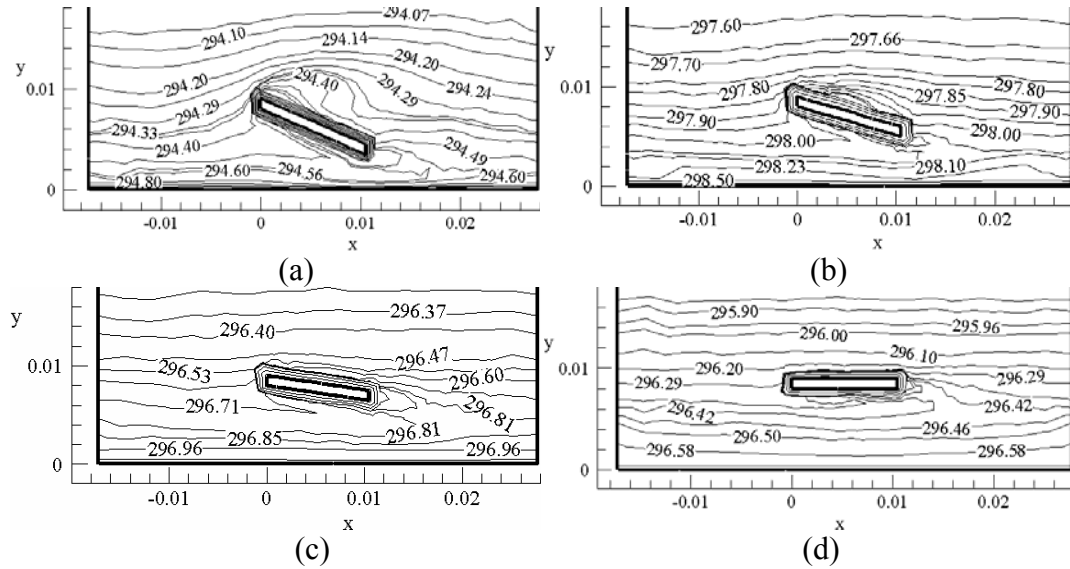
Şekil 5.27. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki türbülans kinetik enerji değerlerinin dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Şekil 5.28’de ise simetri düzlemi üzerindeki hız dağılımları geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel geometrileri için sunulmuştur. Şekilden, artan engel eğim açısının engel altında kalan alan içerisindeki hız değerlerini düşürdüğü görülmektedir.



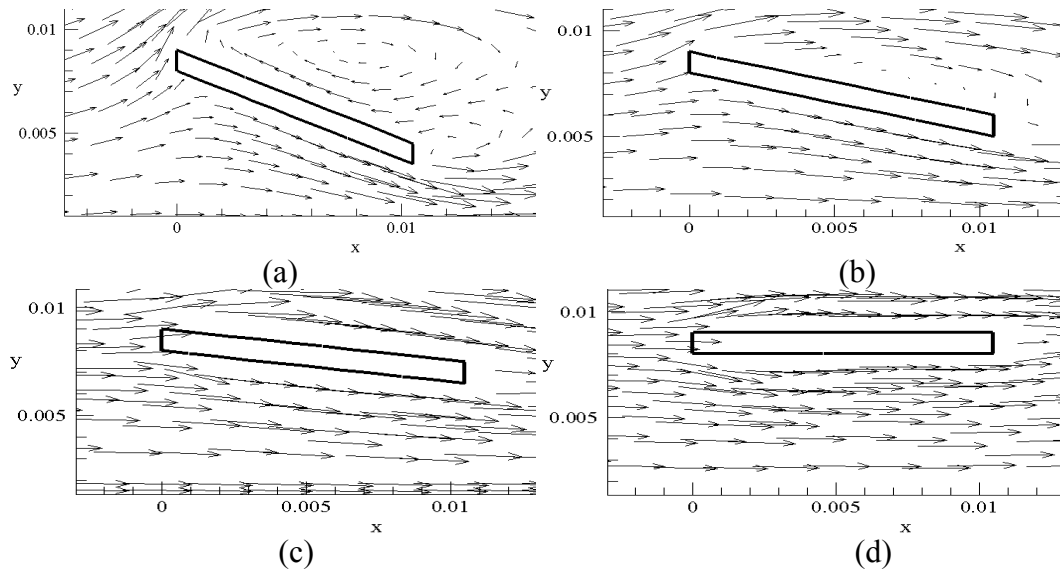
Şekil 5.28. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Çalışmada tam türbülanslı akış şartlarının irdelenmesi için sıcaklık kontür grafikleri farklı eğim açıları için $Re=40000$ civarındaki değerlerinde simetri düzlemi üzerinde elde edilmiş ve Şekil 5.29 ile sunulmuştur. Şekilden artan engel eğim açısının ısı sınır tabaka üzerinde daha fazla etki yarattığı açıkça görülmektedir. Diğer bir ifade ile artan engel eğim açısı, kanal taban yüzeyine yaptığı etki dolayısı ile ısı sınır tabaka kalınlığını azaltmaktadır. Azalan ısı sınır tabaka kalınlığı ise kanal içerisinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırmaktadır.



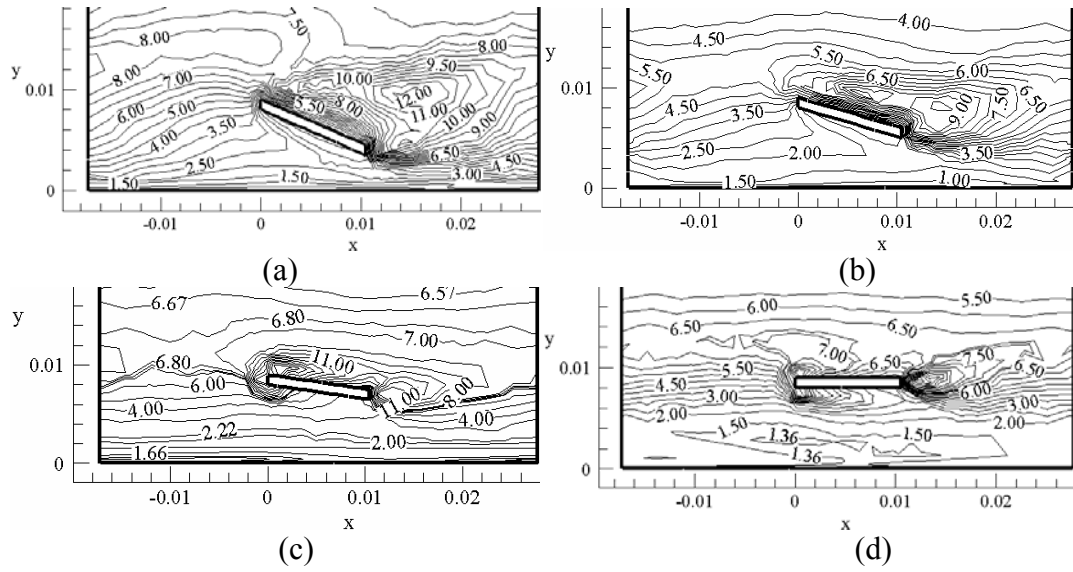
Şekil 5.29. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemindeki sıcaklık dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Şekil 5.30'da $Re=40000$ civarındaki değerlerinde simetri eksenindeki akışkan hızının vektörel dağılımı farklı engel eğim açıları için görülmektedir. Şekil incelendiğinde artan engel eğim açıları ile birlikte hız vektörlerinin kanal yüzeyine jet etkisi ile çarptığı gözlenmiştir. Ayrıca engele çarpan akışkanın engel arkasında oluşturduğu girdaplar azalan engel açıları ile birlikte azalmaktadır. Diğer bir ifade ile artan engel açısı değerleri engel arka kısmında oluşan girdaplı bölgeyi arttırmaktadır.



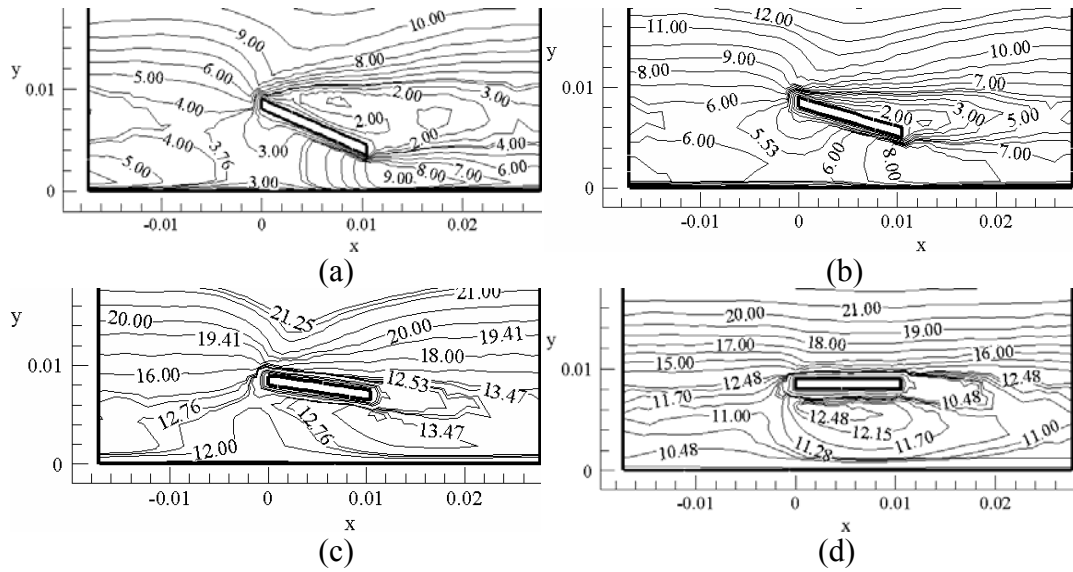
Şekil 5.30. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız vektörleri: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Şekil 5.31 ile tam türbülanslı akış şartlarında kanal içerisinde simetri düzlemi üzerindeki türbülans kinetik enerji değerlerinin dağılımları farklı engel geometrileri için sunulmuştur. Yüksek eğim açısına sahip engel geometrilerinin türbülans kinetik enerji değerleri düşük engel açısına sahip olan geometrilere oranla daha yüksek miktarlarda olduğu saptanmıştır. Arada oluşan bu fark, artan engel açısı ile akıştaki türbülans miktarında bir artışa neden olmaktadır. Daha türbülanslı bir yapı kazanan akış şartlarında ise taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı artmaktadır. Dolayısıyla yüksek türbülans kinetik enerji miktarlarına sahip akışların ortalama Nusselt sayısı yüksek değerler almaktadır.



Şekil 5.31. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki türbülans kinetik enerji değerlerinin dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Şekil 5.32’de ise simetri düzlemi üzerindeki hız dağılımları tam türbülanslı akış şartlarında farklı engel geometrileri için sunulmuştur. Yüksek engel eğim açılı engellerin altında kalan alan içerisindeki hız değerlerinin daha düşük değerler aldığı açık olarak görülmektedir. Diğer bir ifade ile, artan engel eğim açısı akışkanı bulunduğu bölge içerisinde yavaşlatmaktadır. Bu fiziksel durum, akışın kanal alt yüzeyine jet etkisi ile çarpmasını sağlamaktadır.



Şekil 5.32. Farklı engel eğim açılarının simetri düzlemi üzerindeki hız dağılımları: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

Ayrıca, farklı engel eğim açıları için sıcaklık dağılımları, akım çizgileri ve hız vektörlerinin üç boyulu gösterimi Ek-5’de sunulmuştur.

Farklı engel eğim açıları için yapılan sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen ve yukarıdaki kısımlarda engel geometrileri için ayrı olarak verilmiş olan bağıntılar Çizelge 5.1 ile özet olarak sunulmuştur.

Çizelge 5.1. Farklı engel geometrileri için sayısal çalışmalardan elde edilen bağıntılar

	Geçiş Bölgesi		Tam Türbülanslı Akış Bölgesi	
	Nu_m	f_m	Nu_m	f_m
Engelsiz Düz Kanal	$Nu_m=0,0244Re^{0,8}$	$f_m=5,2620Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0245Re^{0,8}$	$f_m=0,5200Re^{-0,25}$
$h_2=9,0$ mm	$Nu_m=0,0266Re^{0,8}$	$f_m=10,5800Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0283Re^{0,8}$	$f_m=1,2710Re^{-0,25}$
$h_2=7,5$ mm	$Nu_m=0,0645Re^{0,8}$	$f_m=12,2500Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0459Re^{0,8}$	$f_m=1,3100Re^{-0,25}$
$h_2=6,0$ mm	$Nu_m=0,0694Re^{0,8}$	$f_m=13,0400Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0510Re^{0,8}$	$f_m=1,4480Re^{-0,25}$
$h_2=4,5$ mm	$Nu_m=0,0753Re^{0,8}$	$f_m=13,7300Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0547Re^{0,8}$	$f_m=1,6590Re^{-0,25}$

5.2. Deneysel Çalışma Sonuçları

Dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş farklı engel geometrilerinin türbülanslı zorlanmış konveksiyon şartlarında ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin incelenmesi amacıyla yapılan deneysel çalışma sonucunda toplam 238 farklı durum için deneysel veri toplanmış ve sonuçlar hesaplanarak irdelenmiştir. Deneyler, türbülanslı akış şartlarında hidrodinamik ve ısıl açıdan gelişmekte olan koşullar altında gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akış, geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış bölgesi olmak üzere iki ayrı kategoride incelenmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \cong 0,7$) kullanılmıştır.

Yapılan deneylerde; akışkanın test kanalına giriş ve çıkış sıcaklıklarının, kanalın alt yüzey sıcaklığının, iletimle kaybolan ısı transferi kaybı için yalıtım malzemesinin alt ve üst yüzey sıcaklığının, kanal boyunca meydana gelen basınç kaybının, çevre sıcaklığının, akışkanın hızının ve deney düzeneğindeki esnek plastik ısıtıcıya verilen enerji miktarının ölçümleri yapılmıştır. Deneyler sonucunda yaklaşık olarak toplam enerjinin, %3,2'sinin ısı iletimi ile dış ortama, %0,9'unun ise radyasyon ile test kanalından çevre ortama geçtiği saptanmıştır. Diğer bir ifade ile söylemek gerekirse, sisteme verilen toplam enerjinin yaklaşık olarak %95,9'u akışkana taşınım ile aktarılmıştır.

Yapılan ölçümlerden yararlanılarak, düz kanal ve farklı engel geometrileri için her bir Reynolds sayısı değerinde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün değerleri belirlenmiştir. Sonuçlar, grafikler ve ampirik bağıntularla aşağıdaki bölümlerde ayrıntılı olarak ifade edilmiştir.

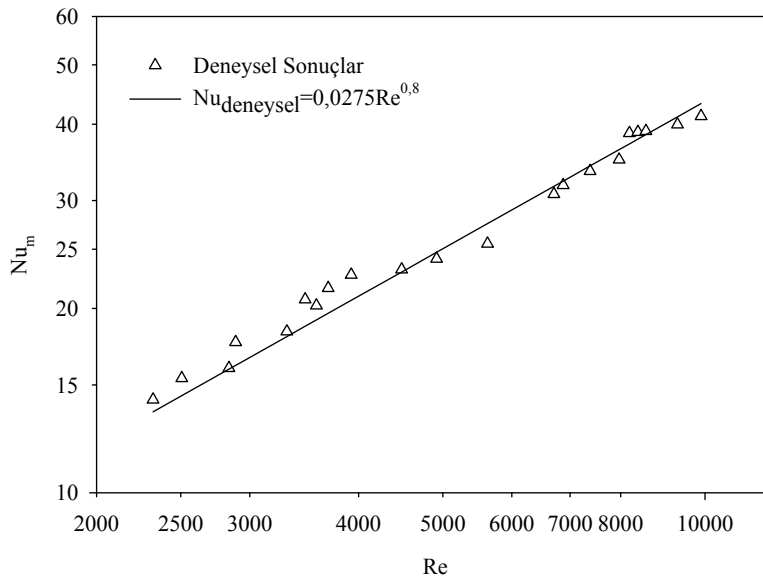
5.2.1. Engelsiz düz kanal

Deneysel çalışmanın ilk kısmında içerisinde engel bulunmayan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartları incelenmiştir. Çalışmada kanalın alt yüzeyi sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, diğer üç yüzeyi yalıtılmıştır. Hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan akış şartlarının incelendiği çalışma, geçiş bölgesi ($2322 < Re <$

9899) ve tam türbülanslı akış koşulları ($10723 < Re < 50346$) için gerçekleştirilmiştir.

Türbülanslı akışın geçiş bölgesi şartları için düz kanal içerisindeki akış koşullarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak Şekil 5.33 ile sunulmuştur. Şekilden görüldüğü üzere artan Reynolds sayıları ile ortalama Nusselt sayıları artış göstermiştir. Ayrıca, engelsiz düz kanal içerisindeki akış şartları için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, geçiş bölgesi akış şartlarında ampirik olarak Eş. 5.25 şeklindeki bir bağıntı ile ifade edilmiştir.

$$Nu_m = 0,0275 Re^{0,8} \quad (5.25)$$

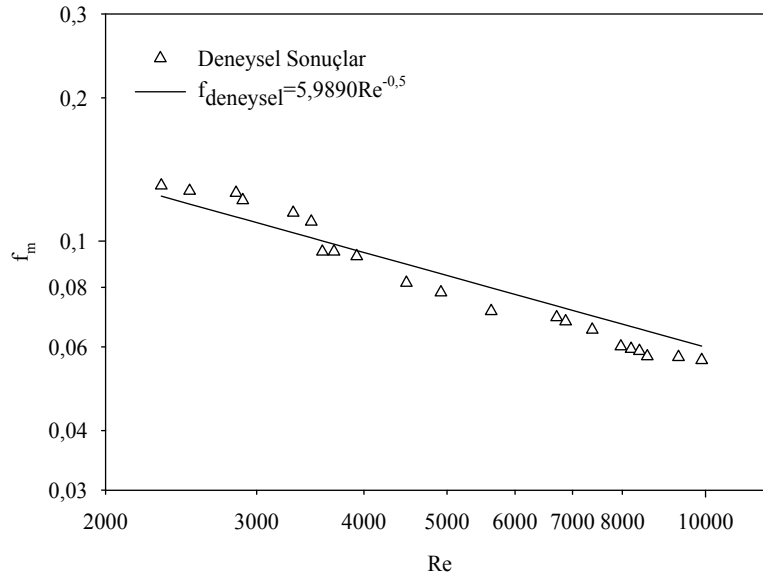


Şekil 5.33. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Yapılan deneysel çalışmada engelsiz düz dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri türbülanslı akışın geçiş bölgesinde elde edilmiş ve grafiksel olarak Şekil 5.34, ampirik bağıntı şeklinde ise Eş. 5.26 ile sunulmuştur. Grafikten ve ampirik bağıntıdan görüldüğü üzere, içerisinde

engel olmayan dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartlarında artan Reynolds sayıları ile birlikte ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri azalmaktadır.

$$f_m = 5,9890 Re^{-0,5} \quad (5.26)$$

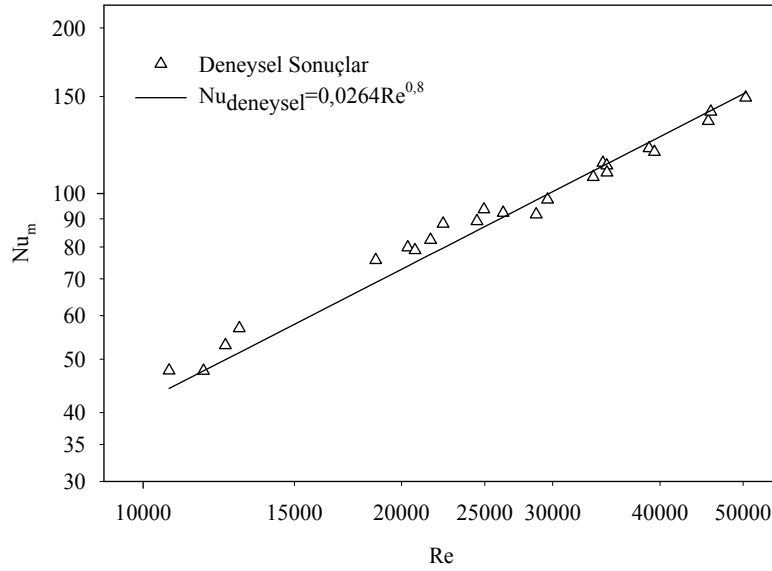


Şekil 5.34. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Tam türbülanslı akış koşullarında benzer şekilde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalardan farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir.

Şekil 5.35'de ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayıları ile değişimi grafiksel olarak verilmiştir. Beklenildiği üzere Reynolds sayılarındaki artış ile birlikte ortalama Nusselt sayıları da artış göstermiştir. Ortalama Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki deneysel sonuçları ifade edecek şekilde ampirik olarak elde edilmiş ve Eş. 5.27 ile sunulmuştur.

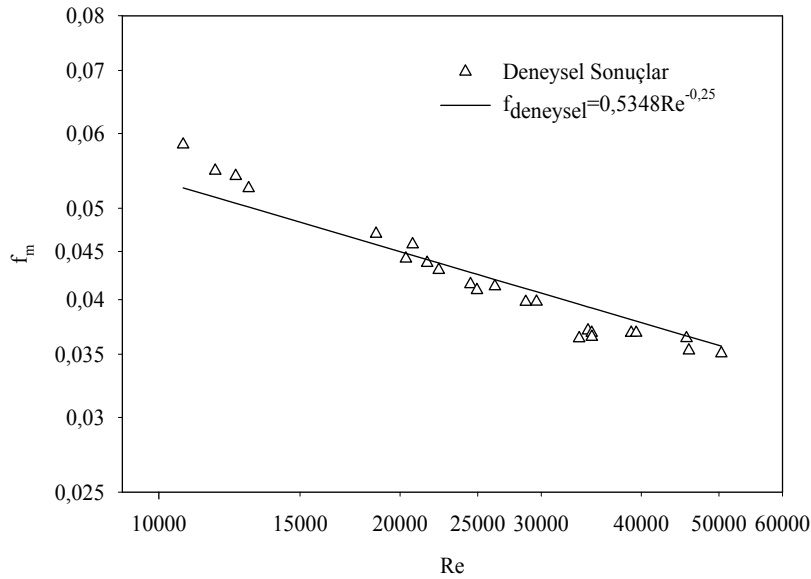
$$Nu_m = 0,0264 Re^{0,8} \quad (5.27)$$



Şekil 5.35. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi tam türbülanslı akış şartları için deneysel olarak elde edilmiş ve Şekil 5.36'da grafiksel olarak verilmiştir. Ayrıca, deneysel sonuçları ifade edecek şekilde ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik olarak Eş. 5.28'de sunulmuştur.

$$f_m = 0,5348 Re^{-0,25} \quad (5.28)$$



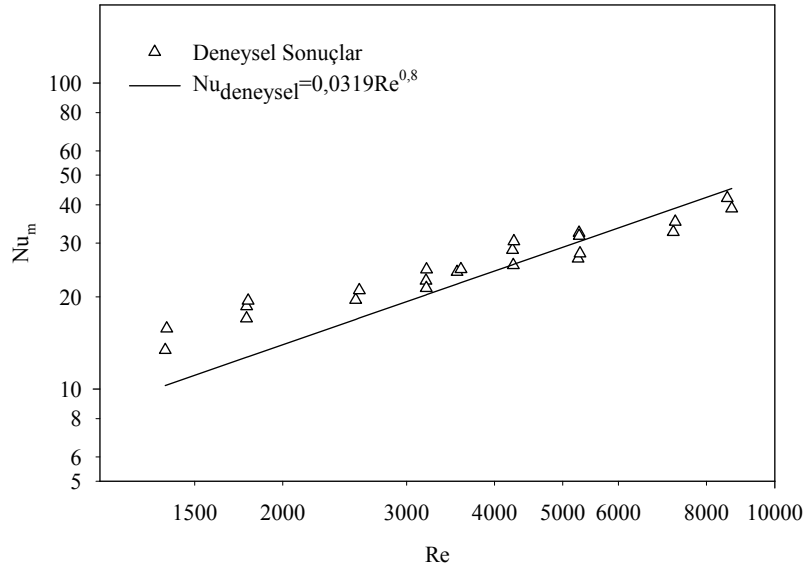
Şekil 5.36. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

5.2.2. h₂=9,0 mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

Çalışmanın bu kısmında dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyine h₂=9,0 mm'lik engeller yerleştirilmiş ve deneyler yapılmıştır. Çalışmada kanalın alt yüzeyi (engellerin yerleştirildiği yüzeyi) sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, diğer üç yüzeyi yalıtılmıştır. Hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan akış şartlarının incelendiği çalışma, geçiş bölgesi (1362 < Re < 8690) ve tam türbülanslı akış şartlarında (10214 < Re < 64588) gerçekleştirilmiştir.

Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak Şekil 5.37 ile sunulmuştur. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, geçiş bölgesi akış şartlarında ampirik olarak ifade edilmiş ve Eş. 5.29 ile sunulmuştur.

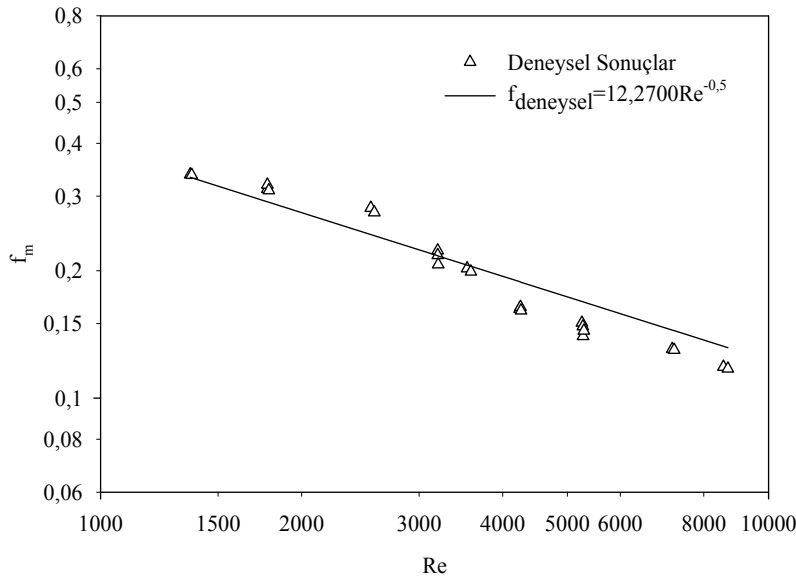
$$Nu_m = 0,0319 Re^{0,8} \quad (5.29)$$



Şekil 5.37. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Çalışmada ayrıca ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri türbülanslı akışın geçiş bölgesinde elde edilmiş ve grafiksel olarak Şekil 5.38, ampirik bağıntı şeklinde ise Eş. 5.30 ile ifade edilmiştir.

$$f_m = 12,2700 Re^{-0,5} \quad (5.30)$$

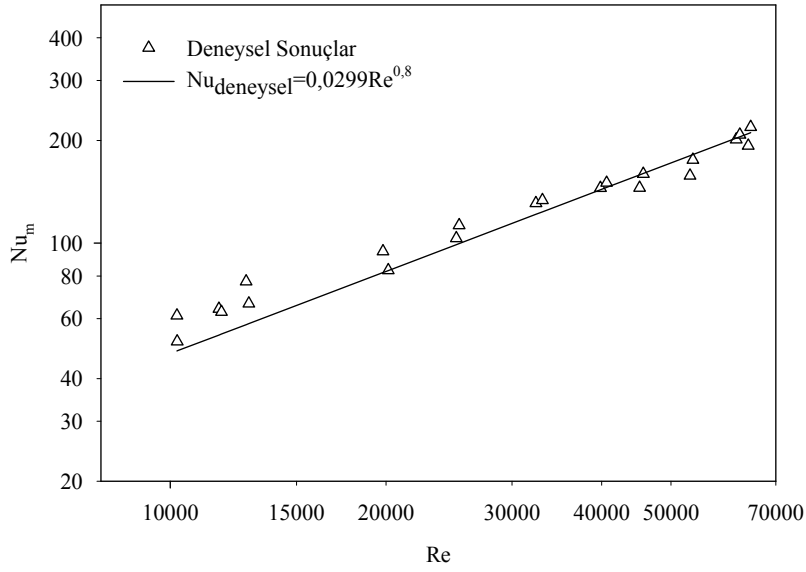


Şekil 5.38. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

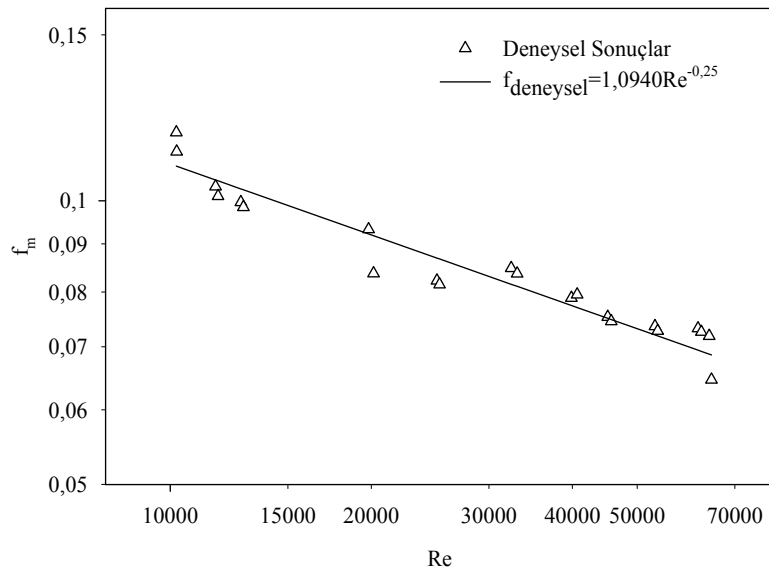
Tam türbülanslı akış koşullarında benzer şekilde deneysel çalışmalar yapılmış ve farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi sırası ile Şekil 5.39 ve Şekil 5.40'da grafiksel olarak, Eş. 5.31 ve Eş. 5.32'de ise bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0299 Re^{0,8} \quad (5.31)$$

$$f_m = 1,0940 Re^{-0,25} \quad (5.32)$$



Şekil 5.39. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.40. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

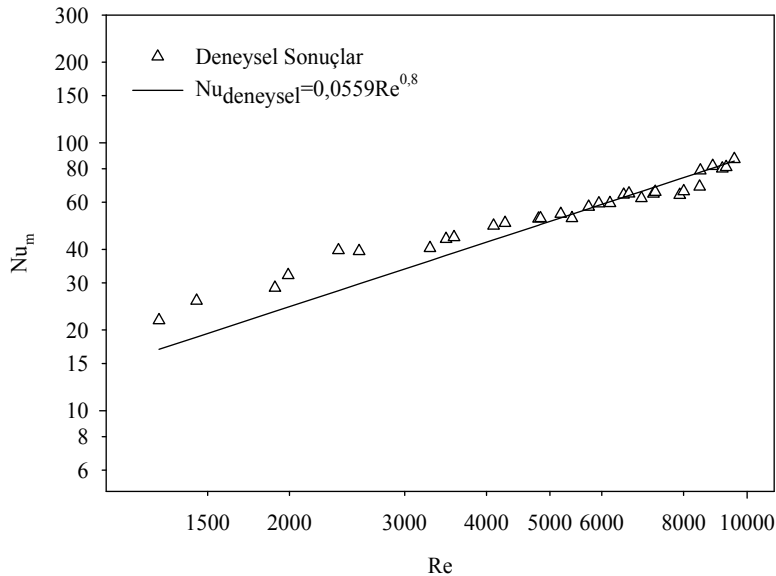
5.2.3. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

$h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal geometrisi için hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış şartlarının incelendiği çalışma geçiş bölgesi ($1264 < Re < 9565$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($10107 < Re < 63347$) gerçekleştirilmiştir.

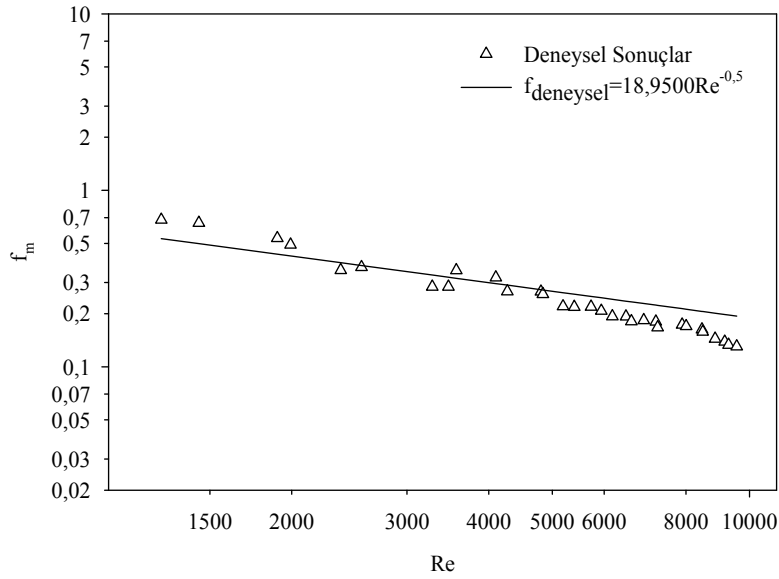
Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak sırası ile Şekil 5.41 ve Şekil 5.42'de verilmiştir. Deneysel verileri ifade edecek şekilde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile elde edilmiş ve Eş. 5.33 ve Eş. 5.34'de sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0559 Re^{0,8} \quad (5.33)$$

$$f_m = 18,9500 Re^{-0,5} \quad (5.34)$$



Şekil 5.41. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

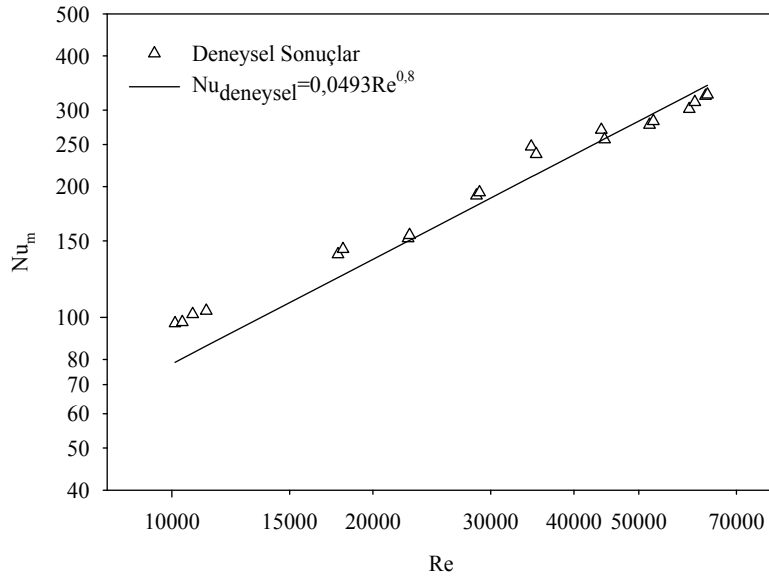


Şekil 5.42. $h_2=7,5$ mm’lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

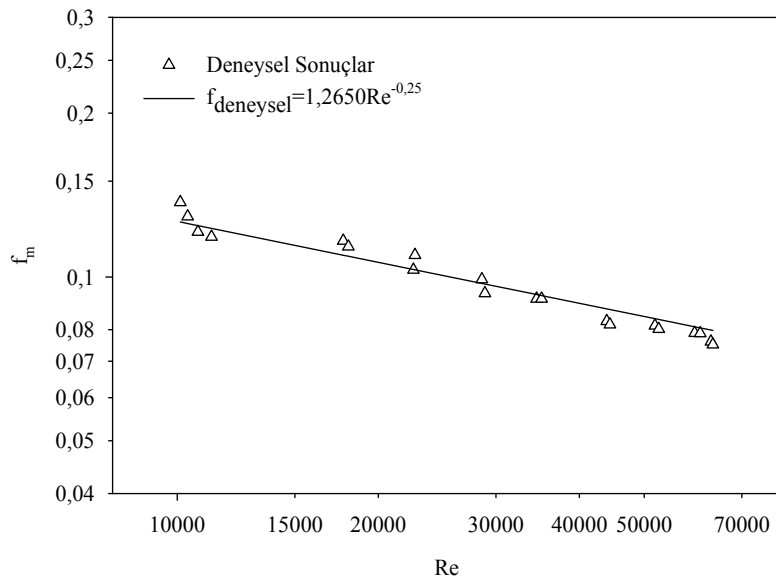
Tam türbülanslı akış koşullarında farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiş ve bu değerlerin Reynolds sayısı ile değişimi sırası ile Şekil 5.43 ve Şekil 5.44’de grafiksel olarak, Eş. 5.35 ve Eş. 5.36’da ise ampirik bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0493 Re^{0,8} \quad (5.35)$$

$$f_m = 1,2650 Re^{-0,25} \quad (5.36)$$



Şekil 5.43. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.44. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

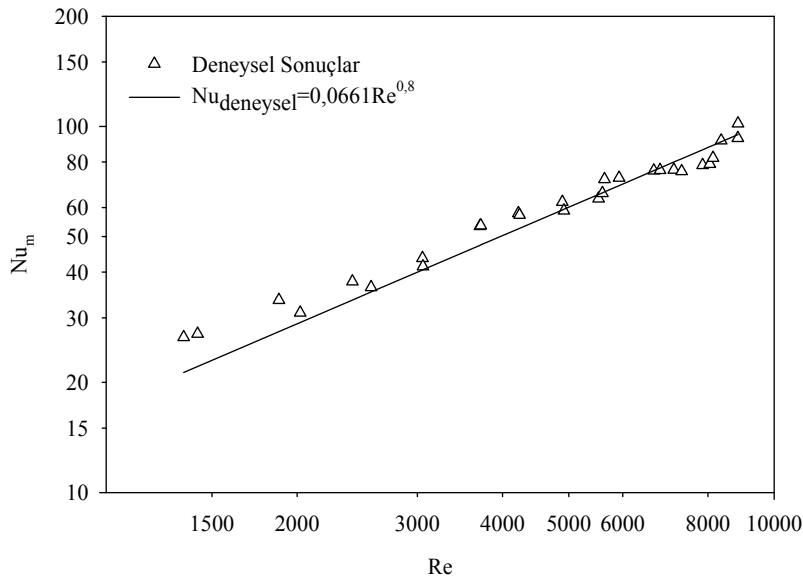
5.2.4. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

Deneysel çalışmanın bu aşamasında geçiş bölgesi ($1364 < Re < 8854$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($10146 < Re < 62674$) içerisine $h_2=6,0$ mm'lik engel geometrisine sahip engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış şartları incelenmiştir.

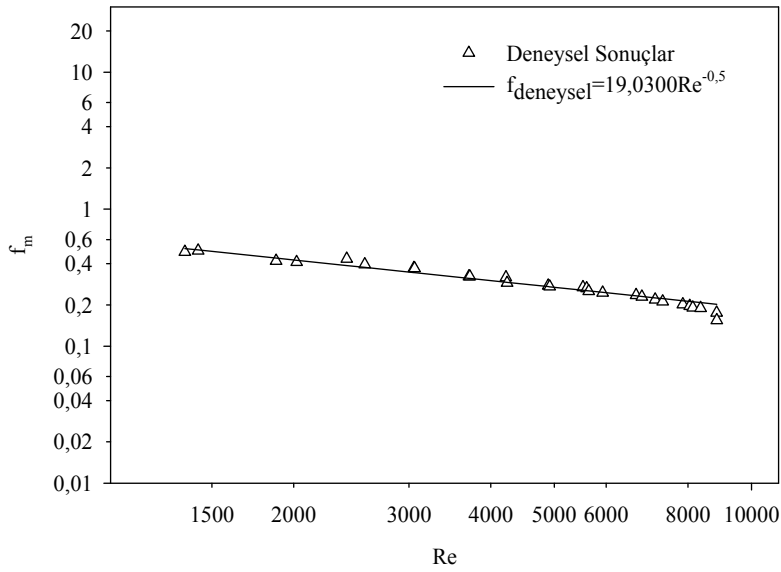
Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak elde edilmiş ve sırası ile Şekil 5.45 ve Şekil 5.46'da verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile Eş. 5.37 ve Eş. 5.38'de sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0661 Re^{0,8} \quad (5.37)$$

$$f_m = 19,0300 Re^{-0,5} \quad (5.38)$$



Şekil 5.45. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

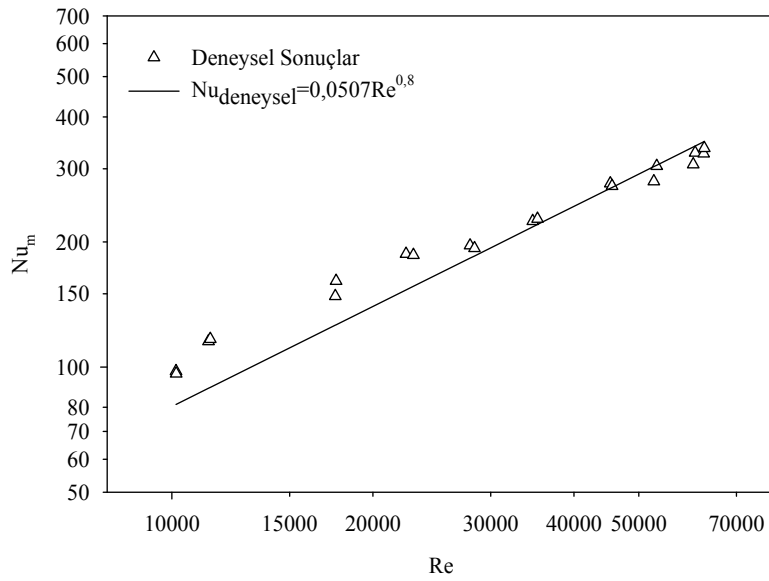


Şekil 5.46. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

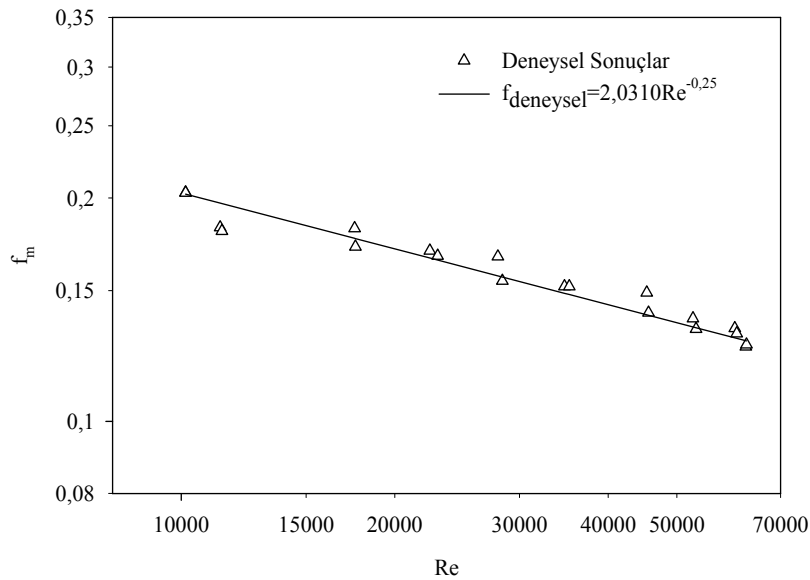
Tam türbülanslı akış koşullarında ise farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin grafiği sırası ile Şekil 5.47 ve Şekil 5.48'de verilmiştir. Eş. 5.39 ve Eş. 5.40'da ise ampirik bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0507 Re^{0,8} \quad (5.39)$$

$$f_m = 2,0310 Re^{-0,25} \quad (5.40)$$



Şekil 5.47. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.48. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

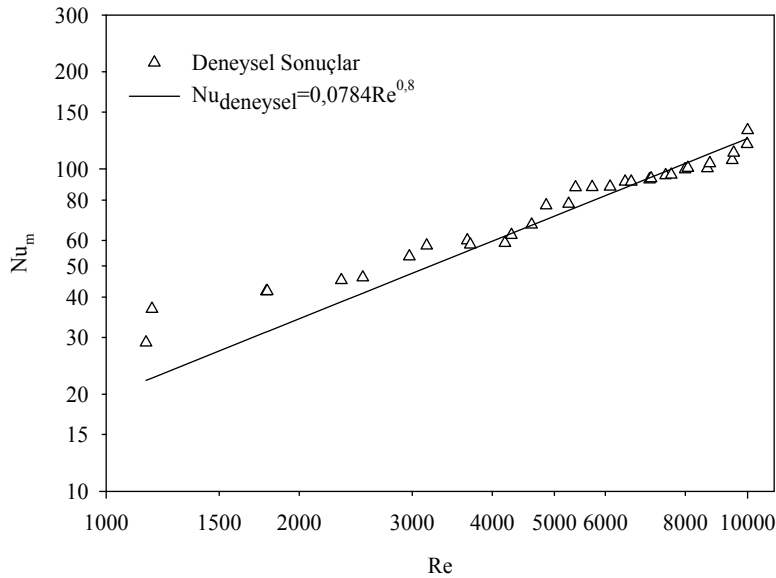
5.2.5. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

Bu bölümde, kanal içerisine $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrileri yerleştirilerek yapılan deneysel çalışma sonuçları geçiş bölgesi ($1154 < Re < 9998$) ve tam türbülanslı akış şartlarında ($11279 < Re < 63814$) irdelenmiştir.

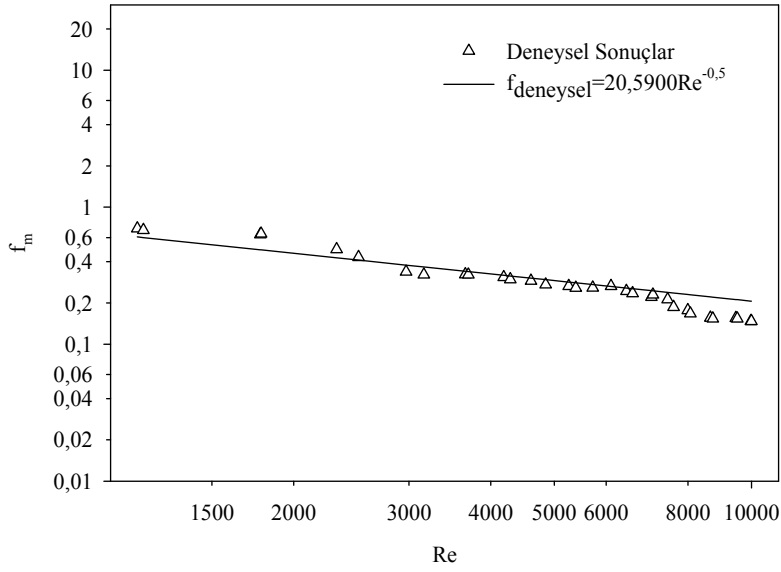
Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak elde edilmiş ve sırası ile Şekil 5.49 ve Şekil 5.50'de verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile Eş. 5.41 ve Eş. 5.42'de sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0784 Re^{0,8} \quad (5.41)$$

$$f_m = 20,5900 Re^{-0,5} \quad (5.42)$$



Şekil 5.49. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

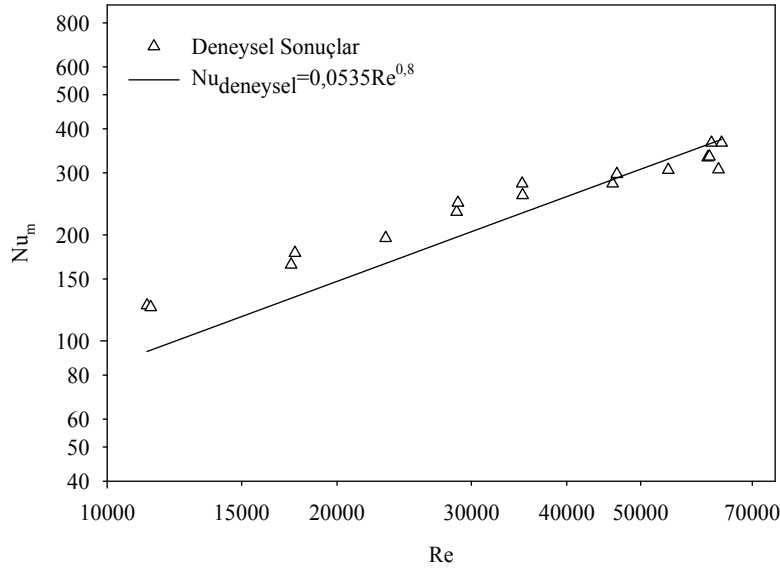


Şekil 5.50. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

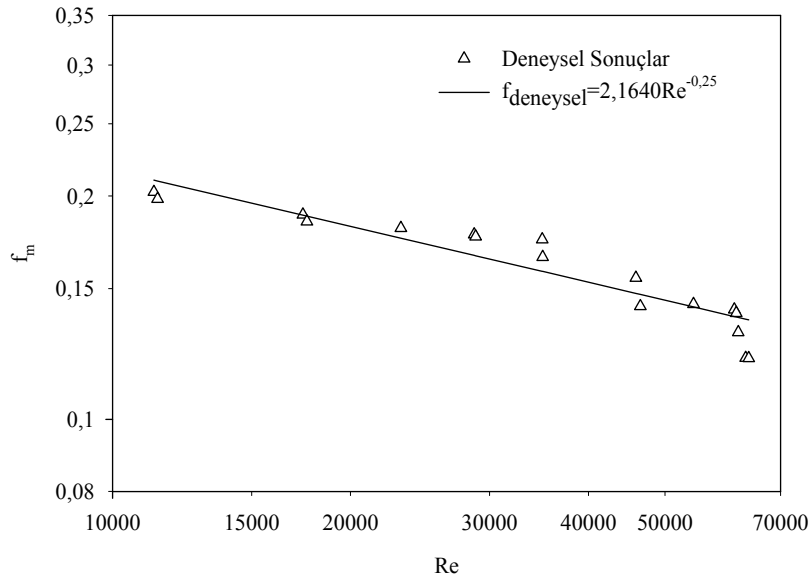
Tam türbülanslı akış koşullarında ise farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin grafiği sırası ile Şekil 5.51 ve Şekil 5.52'de verilmiştir. Eş. 5.43 ve Eş. 5.44'de ise ampirik bağıntılar ile sunulmuştur.

$$Nu_m = 0,0535 Re^{0,8} \quad (5.43)$$

$$f_m = 2,1640 Re^{-0,25} \quad (5.44)$$



Şekil 5.51. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

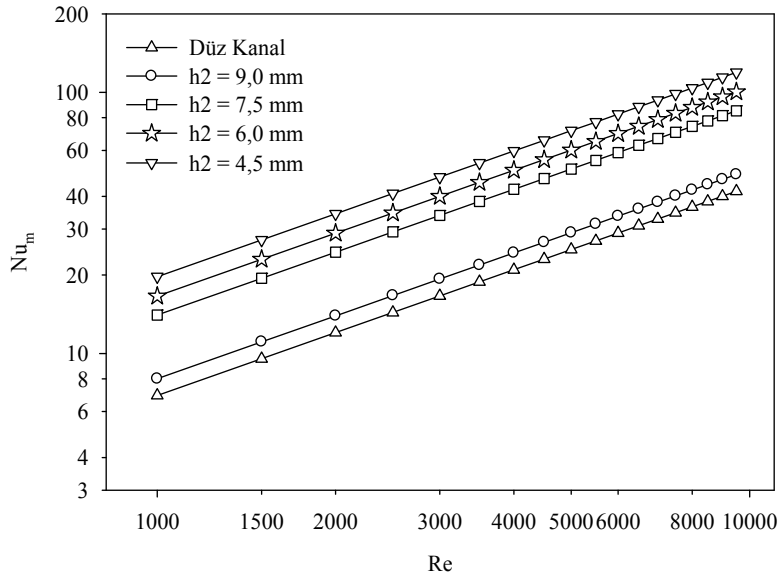


Şekil 5.52. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

5.2.6. Engel geometrilerinin karşılaştırılması

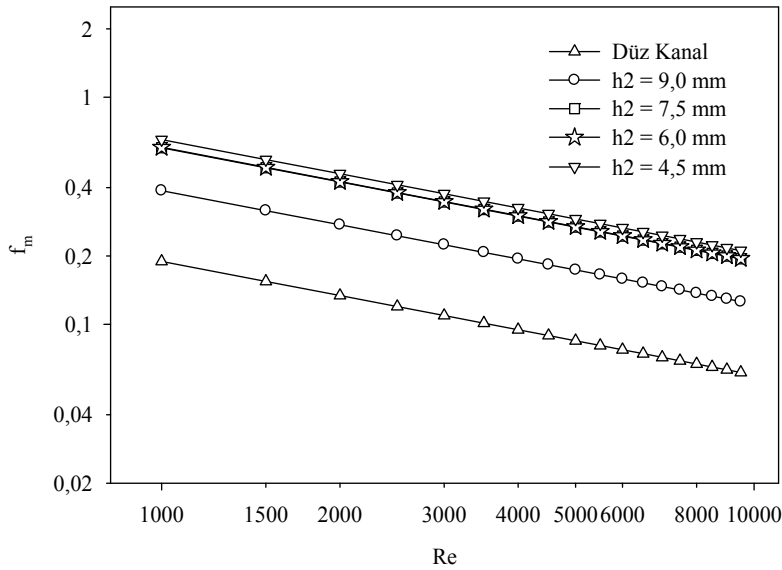
Çalışmanın bu aşamasında deneysel sonuçları ayrıntılı olarak yukarıdaki kısımlarda sunulan dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş farklı engel geometrileri ve engelsiz düz kanal sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde sunulmuştur. Sonuçlar grafiksel olarak ifade edilmiştir. Ayrıca tüm engel geometrilerini kapsayacak şekilde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü için birer adet bağıntı önerilmiştir.

Türbülanslı akışın geçiş bölgesi akış koşullarında farklı engel geometrileri ve düz kanal için elde edilen ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.53'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere tüm engel geometrileri için artan Reynolds sayıları ile birlikte ortalama Nusselt sayıları da artış göstermiştir. Engelsiz düz kanal içerisindeki akış şartlarında ortalama Nusselt sayısı değerleri içerisine engeller yerleştirilen kanal içerisindeki akış şartlarına oranla daha düşük miktarda çıkmıştır. Diğer bir ifade ile kanal içerisindeki akışta engelli yapı ısı transferi miktarını arttırmaktadır. Artan eğim açısı akışkanın jet etkisi ile yüzeye çarpmasını sağlamaktadır. Akışkanın yüzeye uygulamış olduğu bu etki ısı sınır tabakanın incelmesine ve taşınımıyla gerçekleşen ısı transferi miktarının artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla artan eğim açısı kanal içerisindeki taşınımıyla gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırmaktadır.



Şekil 5.53. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerinin Reynolds sayısı ile değişimi farklı engel geometrileri için Şekil 5.54'de sunulmuştur. Artan Reynolds sayıları ile ortalama Darcy sürtünme faktöründeki düşüş grafikten açıkça görülmektedir. Bunun yanında, artan eğim açısı ile birlikte ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri artış göstermiştir. Ortalama Darcy sürtünme faktöründeki bu artış, engel geometrilerindeki eğim açılarının akışkanın kanal yüzeyine çarpma miktarını arttırması dolayısı ile meydana gelen basınç kaybındaki artış ile oluşmaktadır.



Şekil 5.54. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

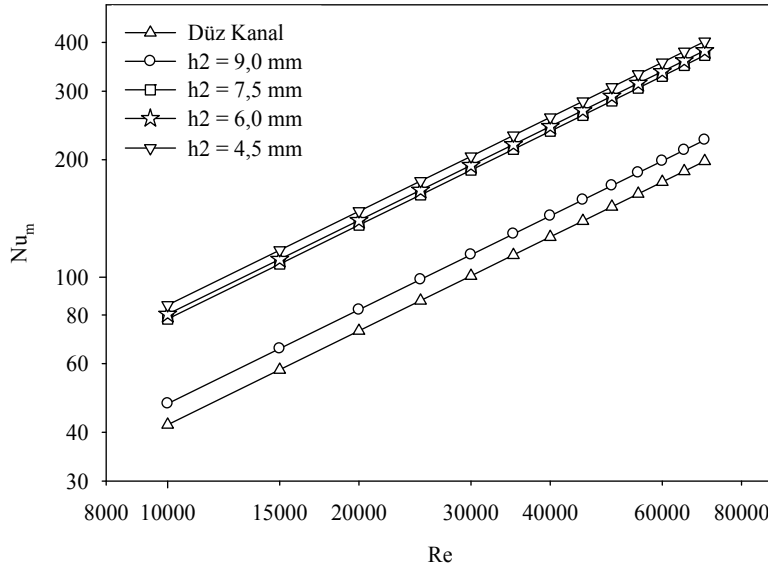
Ayrıca, yapılan deneysel çalışmada incelenen tüm engel geometrilerini temsil edecek şekilde, geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve engel eğim açısı (β) ile değişimleri birer bağıntı ile ifade edilmiştir. Elde edilen bağıntılar, ortalama Nusselt sayısı için Eş. 5.45 ile, ortalama Darcy sürtünme faktörü için ise Eş. 5.46 ile verilmiştir. Eşitliklerde engel eğim açısının birimi radyan cinsinden seçilmiştir. Eşitlikler $1 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^4$ ve $0^\circ < \beta < 0,41^\circ$ değerleri için geçerlidir.

$$Nu_m = (0,0319 + 0,1343\beta) Re^{0,8} \quad (5.45)$$

$$f_m = (12,2700 + 19,5800\beta) Re^{-0,5} \quad (5.46)$$

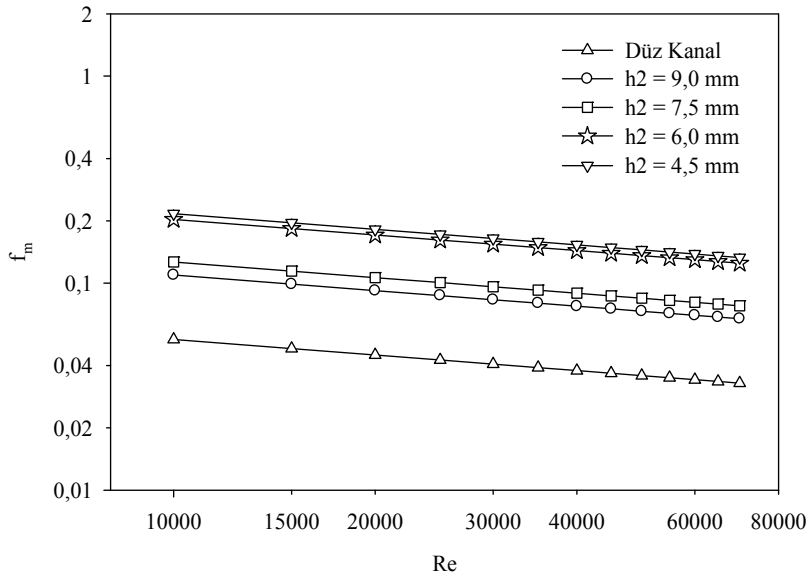
Tam türbülanslı akış bölgesi için farklı engel geometrileri ve engelsiz düz kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayıları ile değişimi aynı grafik üzerinde karşılaştırmalı olarak Şekil 5.55'de sunulmuştur. Geçiş bölgesinde olduğu gibi, tam türbülanslı akış şartlarında da artan eğim açıları ile birlikte kanal

içerisindeki ortalama Nusselt sayıları artış göstermiştir. $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri diğer engel geometrilerine oranla yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.55. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri farklı engel geometrileri ve düz kanal içerisindeki akış şartları için elde edilmiş ve Şekil 5.56'da grafiksel olarak verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere artan Reynolds sayıları ile birlikte ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri azalmıştır. Ayrıca, geçiş bölgesi akış şartlarında olduğu gibi artan eğim açısı ile birlikte kanal içerisindeki akıştaki ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri artış göstermiştir.



Şekil 5.56. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı geometrilerdeki engeller için ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

Tam türbülanslı akış şartları için tüm engel geometrilerini temsil edecek şekilde, ortalama Nusselt sayısının ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve engel eğim açısı (β) ile değişimleri birer bağıntı ile ifade edilmiştir. Elde edilen bağıntılar, ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü için sırasıyla Eş. 5.47 ve Eş. 5.48 ile sunulmuştur. Eşitliklerde engel eğim açısının birimi radyan cinsinden seçilmiştir. Bağıntılar $Re > 1 \times 10^4$ ve $0^\circ < \beta < 0,41^\circ$ değerleri için geçerlidir.

$$Nu_m = (0,0299 + 0,0848\beta) Re^{0,8} \quad (5.47)$$

$$f_m = (1,0940 + 2,7420\beta) Re^{-0,25} \quad (5.48)$$

Farklı engel geometrileri için yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen ve yukarıdaki kısımlarda engel geometrileri için ayrı olarak verilmiş olan bağıntılar Çizelge 5.2 ile özet olarak sunulmuştur.

Çizelge 5.2. Farklı engel geometrileri için deneysel çalışmalardan elde edilen bağıntılar

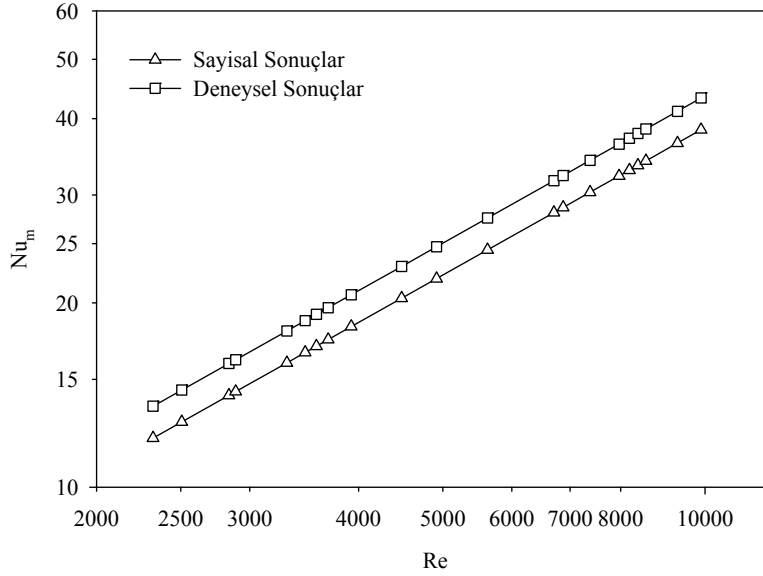
	Geçiş Bölgesi		Tam Türbülanslı Akış Bölgesi	
	Nu_m	f_m	Nu_m	f_m
Engelsiz Düz Kanal	$Nu_m=0,0275Re^{0,8}$	$f_m=5,9890Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0264Re^{0,8}$	$f_m=0,5348Re^{-0,25}$
h2=9,0 mm	$Nu_m=0,0319Re^{0,8}$	$f_m=12,2700Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0299Re^{0,8}$	$f_m=1,0940Re^{-0,25}$
h2=7,5 mm	$Nu_m=0,0559Re^{0,8}$	$f_m=18,9500Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0493Re^{0,8}$	$f_m=1,2650Re^{-0,25}$
h2=6,0 mm	$Nu_m=0,0661Re^{0,8}$	$f_m=19,0300Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0507Re^{0,8}$	$f_m=2,0310Re^{-0,25}$
h2=4,5 mm	$Nu_m=0,0784Re^{0,8}$	$f_m=20,5900Re^{-0,5}$	$Nu_m=0,0535Re^{0,8}$	$f_m=2,1640Re^{-0,25}$

5.3. Deneysel ve Sayısal Çalışma Sonuçlarının Karşılaştırılması

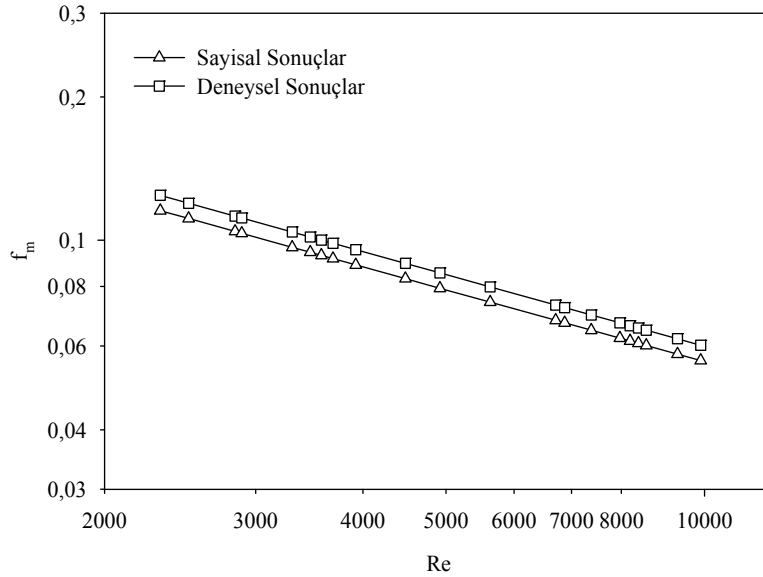
Bu bölümde yapılan deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar herbir engel geometrisi ve düz kanal için karşılaştırılmıştır.

5.3.1. Engelsiz düz kanal

Engelsiz düz kanal içerisindeki geçiş bölgesi akış şartları için yapılan deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiksel olarak sırasıyla Şekil 5.57 ve Şekil 5.58’de sunulmuştur. Deneysel çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayılarının, sayısal çalışmalardan elde edilen değerlere göre % 11 civarında yüksek olduğu saptanmıştır. Bununla birlikte, ortalama Darcy sürtünme faktörü için deneysel çalışmalardan elde edilen değerler %7 daha fazla olduğu görülmüştür.

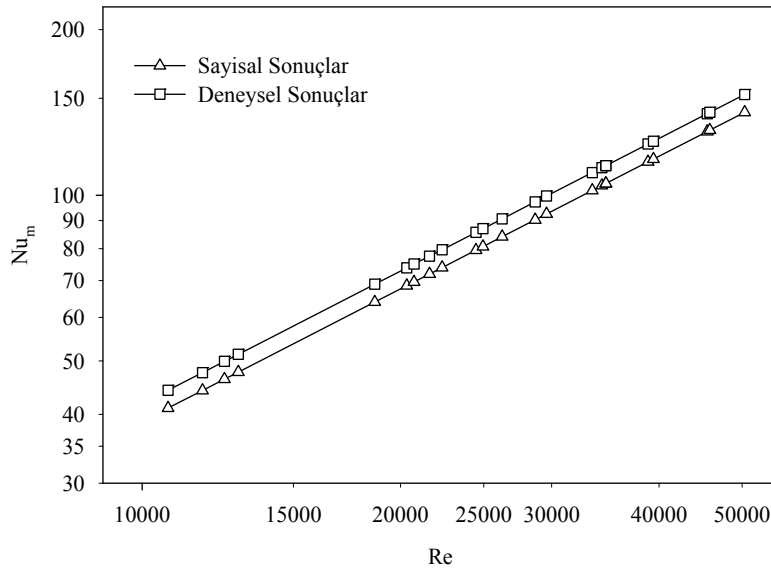


Şekil 5.57. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

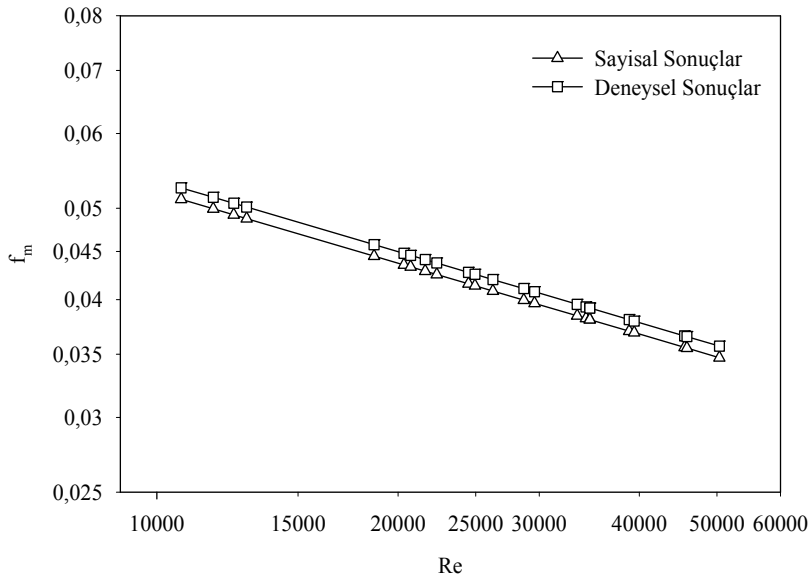


Şekil 5.58. Engelsiz düz kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Benzer şekilde engelsiz düz kanal içerisinde tam türbülanslı akış şartları için deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmış ve ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri için sırasıyla Şekil 5.59 ve Şekil 5.60'da sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde, deneysel sonuçların sayısal sonuçlardan daha yüksek değerler aldığı görülmektedir. Deneylerden elde edilen ortalama Nusselt sayılarının ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin sayısal çalışmalardan elde edilen değerlere göre sırasıyla %7 ve %3 oranında daha fazla olduğu saptanmıştır.



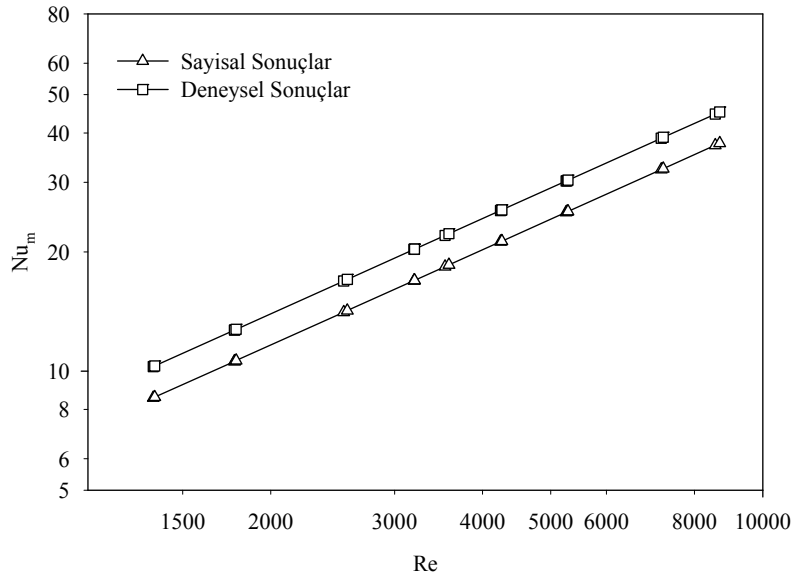
Şekil 5.59. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



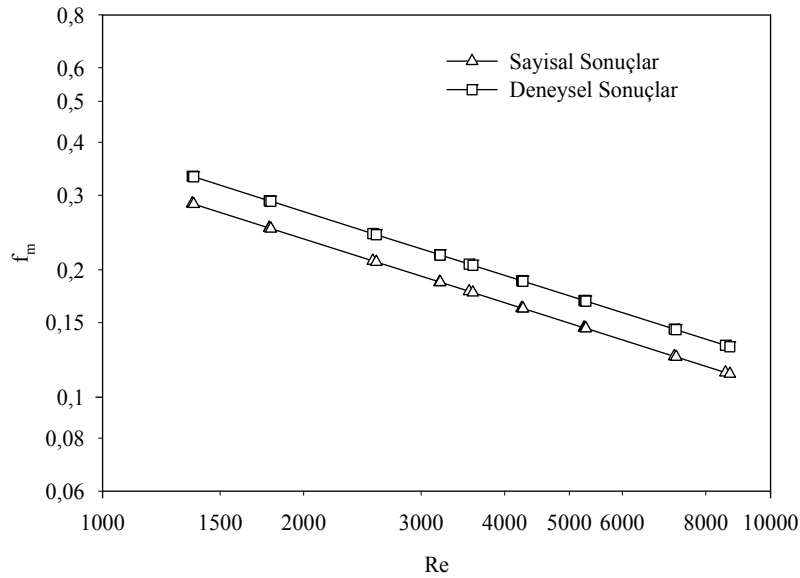
Şekil 5.60. Engelsiz düz kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

5.3.2. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

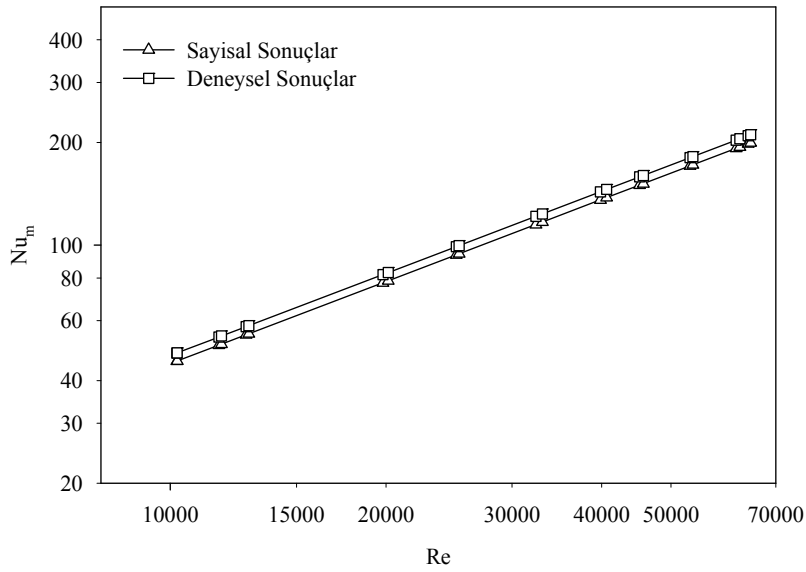
$h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki akış şartlarından elde edilen deneysel ve sayısal çalışma sonuçları geçiş bölgesi için Şekil 5.61 ve Şekil 5.62 ile, tam türbülanslı bölge için ise Şekil 5.63 ve Şekil 5.64 ile sunulmuştur. Sonuçlar ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde ifade edilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların değerlendirilmesi ile, ortalama Nusselt sayısı değerleri için geçiş bölgesi akış şartında deneysel sonuçlar sayısal sonuçlara oranla %16 fazla çıkmıştır. Tam türbülanslı akış şartlarında ise bu oran %5 olarak elde edilmiştir. Deneysel çalışmadan elde edilen ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri geçiş bölgesi akış şartlarında sayısal çalışma sonuçlarına oranla %14 civarında yüksek çıkmıştır. Bununla birlikte, tam türbülanslı akış şartlarında ise, deneysel çalışmadan elde edilen değerler sayısal çalışmadan elde edilen değerlerden %16 düşük çıkmıştır.



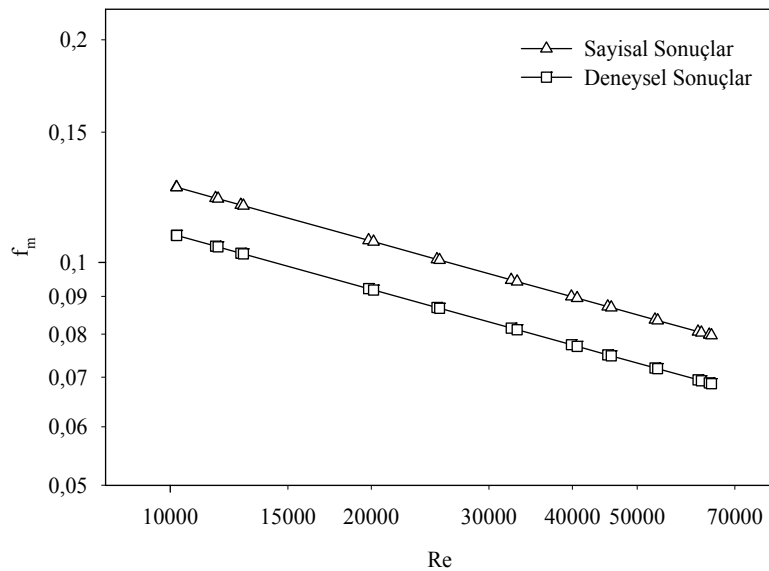
Şekil 5.61. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.62. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



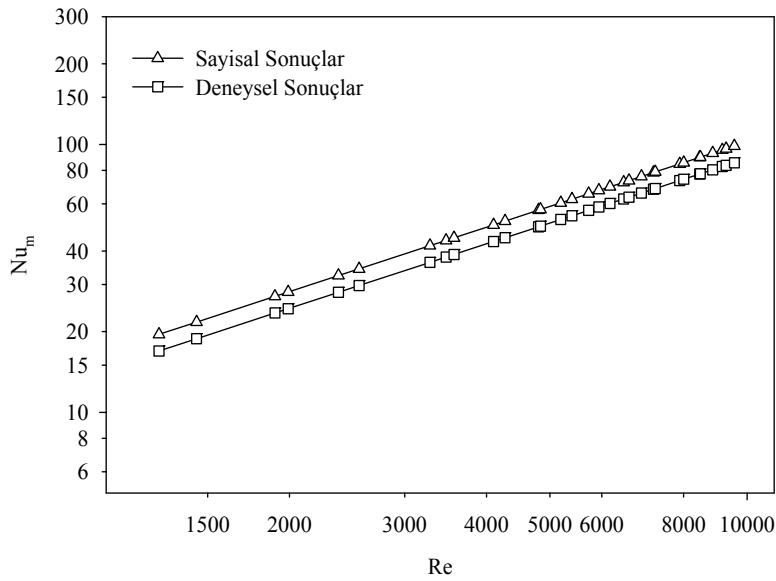
Şekil 5.63. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



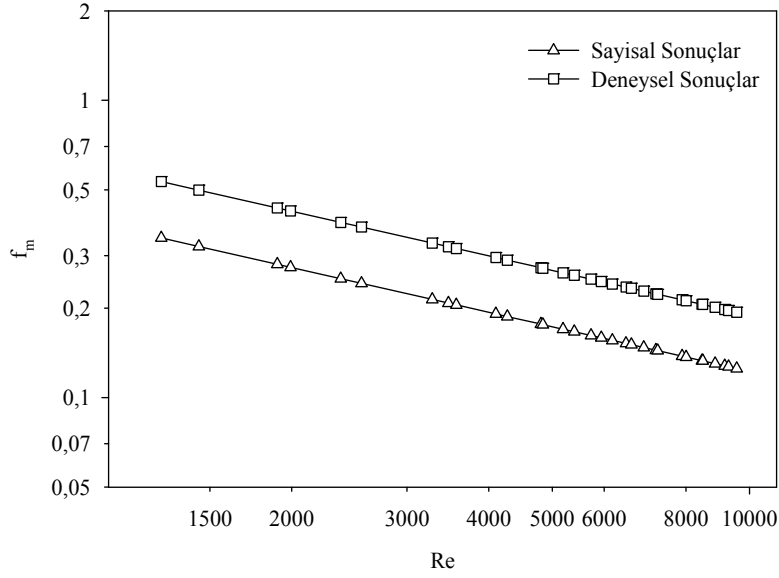
Şekil 5.64. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

5.3.3. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

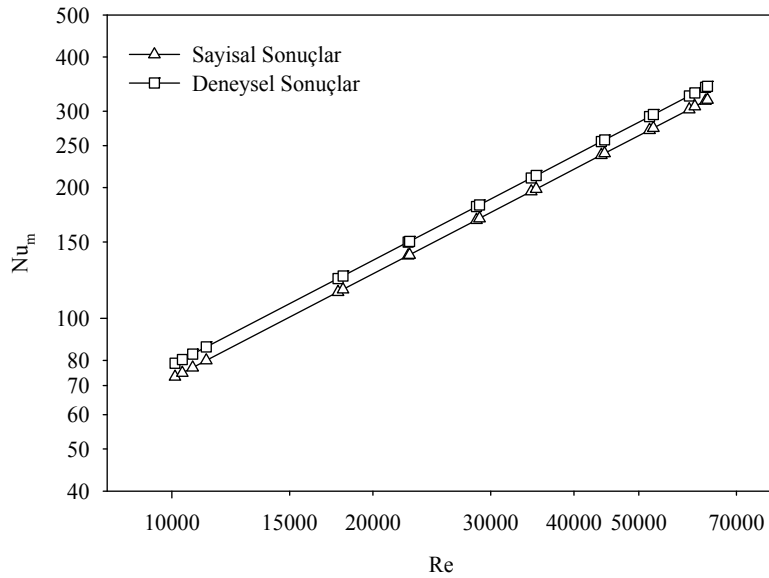
Yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları $h_2=7,5$ mm'lik engel geometrisi yerleştirilen kanal içerisindeki akış şartları için elde edilmiş ve grafiksel olarak Şekil 5.65-Şekil 5.68 ile ifade edilmiştir. Yapılan incelemede, geçiş bölgesi akış şartları için, sayısal çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayıları deneysel çalışmadan elde edilen değerlere göre %15 yüksek değerler aldığı saptanmıştır. Deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri ise sayısal çalışma sonuçlarından %35 oranında fazla çıkmıştır. Tam türbülanslı akış koşullarında, ortalama Nusselt sayısı için deneysel sonuçlar %7 civarında yüksek değerler alırken, ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri için ise sayısal çalışma sonuçları %4 oranında yüksek çıkmıştır.



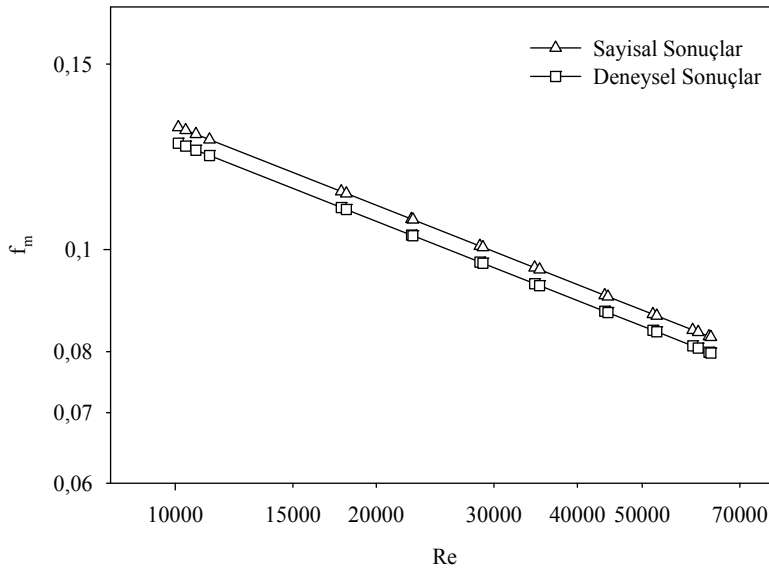
Şekil 5.65. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.66. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



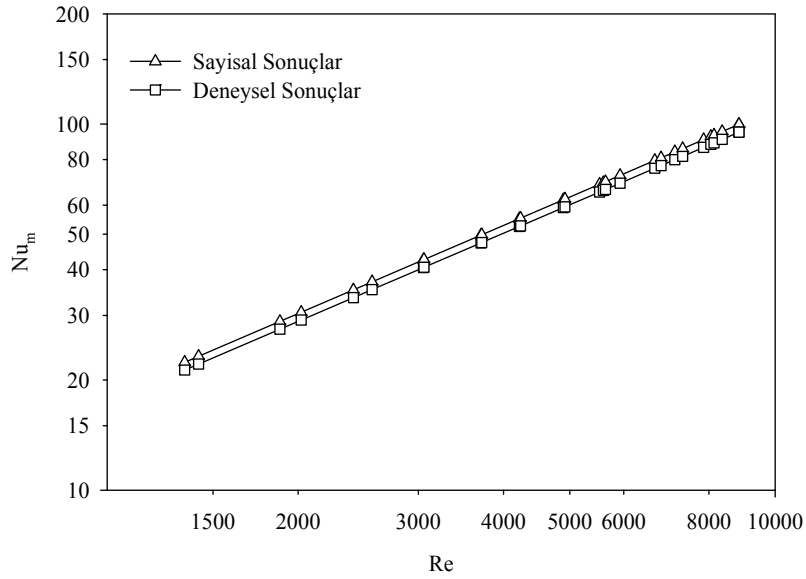
Şekil 5.67. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



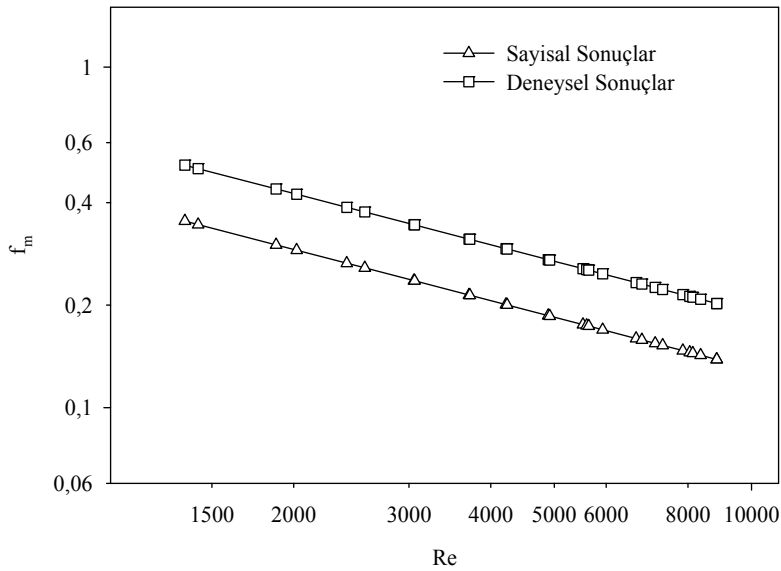
Şekil 5.68. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

5.3.4. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

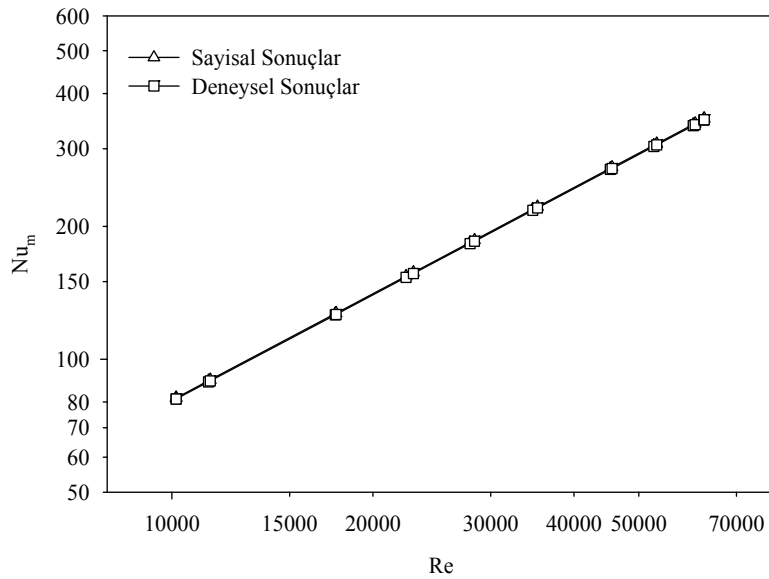
$h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki akış şartları geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış koşulları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde deneysel ve sayısal çalışmalar ile elde edilmiştir. Bu bölümde, elde edilmiş olan deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 5.69-5.72 ile sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur. Ortalama Nusselt sayıları cinsinden sayısal sonuçlar geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış şartlarında deneysel sonuçlara oranla sırasıyla %5 ve %1 civarında yüksek değerler almıştır. Bununla birlikte, sayısal çalışmadan elde edilen ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri, deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara kıyasla geçiş bölgesinde %31, tam türbülanslı akış bölgesinde ise %29 civarında düşük çıkmıştır.



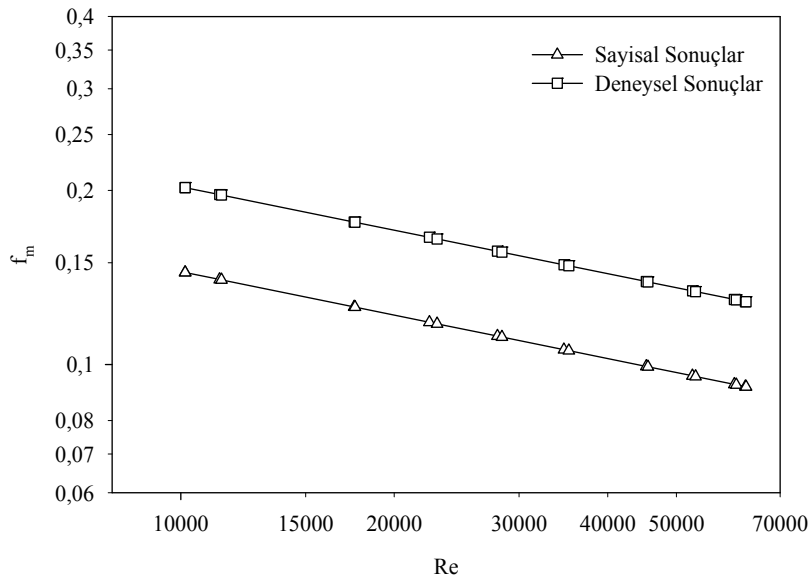
Şekil 5.69. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.70. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



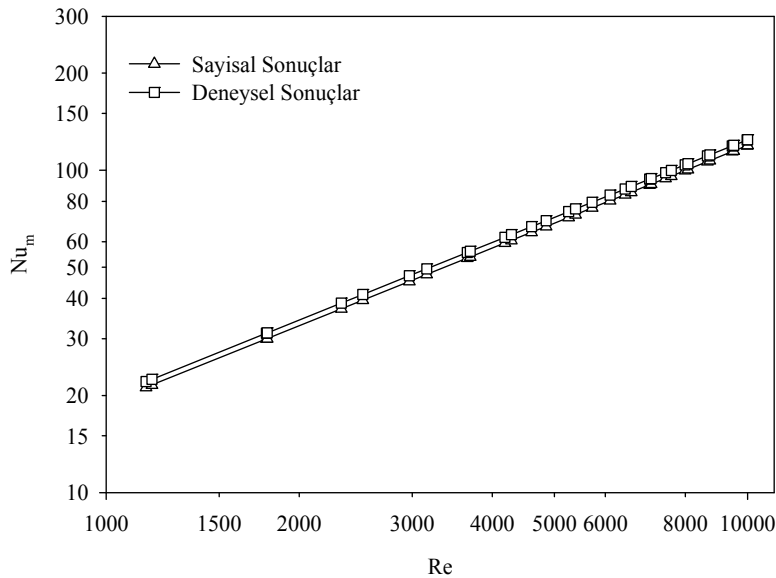
Şekil 5.71. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



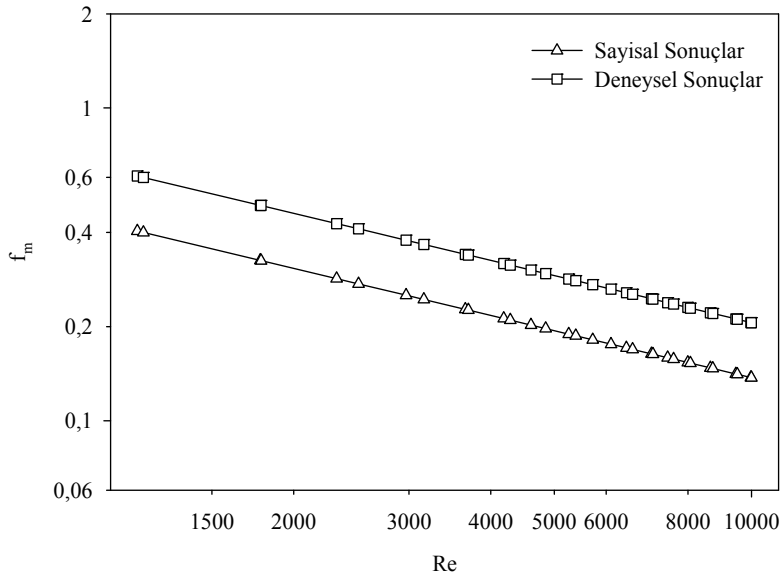
Şekil 5.72. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

5.3.5. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal

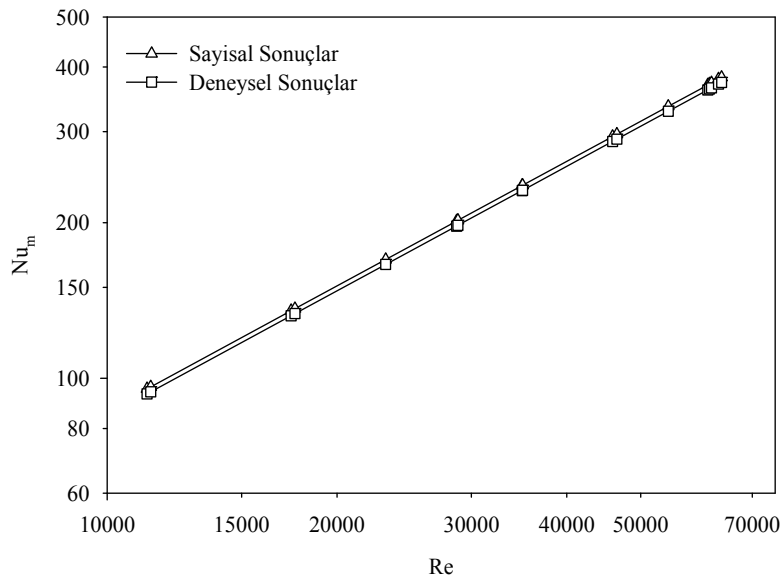
Bu bölümde ise, $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki akış şartlarından elde edilen deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları kıyaslanmıştır. Sonuçlar geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış şartları için Şekil 5.73-Şekil 5.76 ile verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere geçiş bölgesi akış şartlarında deneylerden elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri sayısal çalışmalardan elde edilen değerlere göre daha yüksek, tam türbülanslı akış koşullarında ise düşük değerler almıştır. Geçiş bölgesinde, ortalama Nusselt sayısı için deneysel çalışma sonuçları sayısal çalışma sonuçlarından %4 oranında yüksek, tam türbülanslı bölge akış şartlarında ise, %2 oranında düşük çıkmıştır. Bununla birlikte, deneysel çalışmalardan elde edilen ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış koşullarında sayısal çalışmalardaki değerlerinden yüksek değerler almıştır. Aradaki fark geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış şartları için sırasıyla, %33 ve %23 değerindedir.



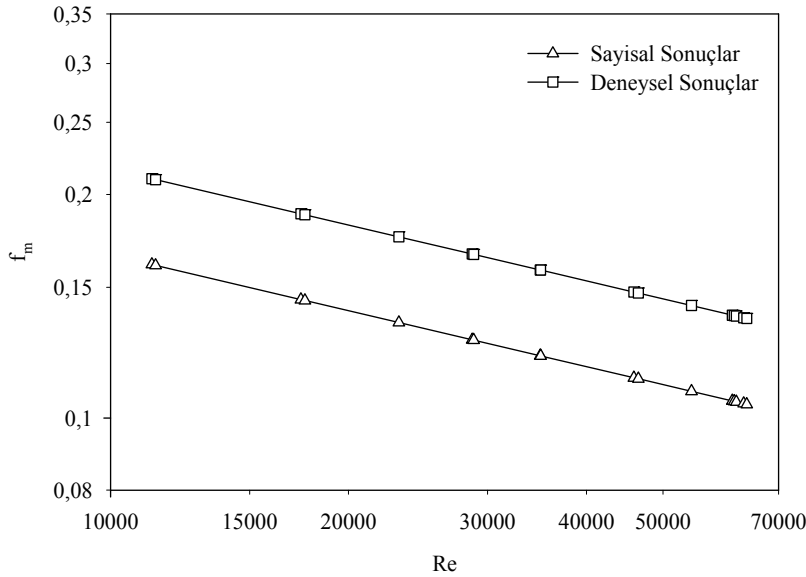
Şekil 5.73. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.74. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için geçiş bölgesi akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.75. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Nusselt sayıları cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.76. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal için tam türbülanslı akış şartlarında ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri cinsinden deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

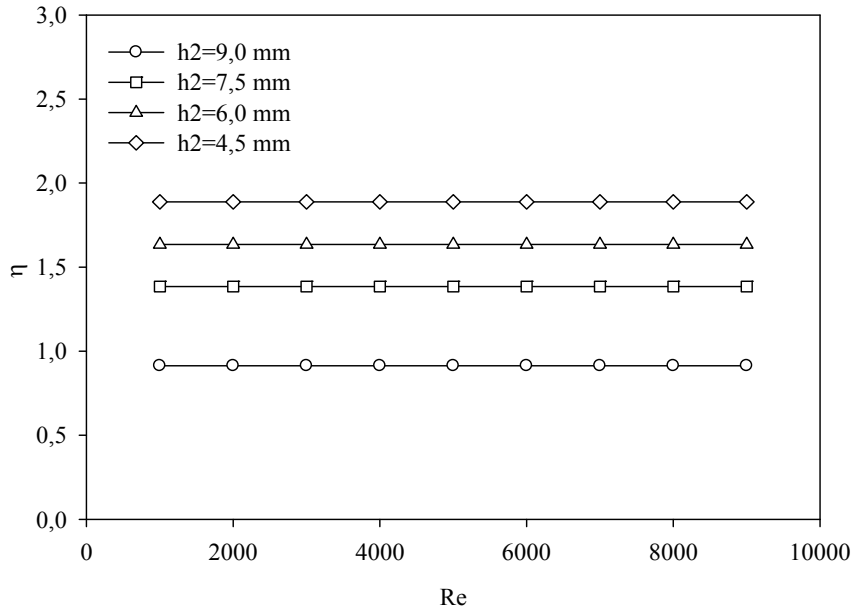
5.3.6. Verimlilik oranı

Literatür incelemesinden, kanal içerisinde gerçekleşen akış şartlarında ısı transferini arttırmaya yönelik yapılacak bir iyileştirmenin aynı zamanda basınç düşümü değerini de arttırdığı görülmüştür. Yapılan çalışmada da benzer bulgular elde edilmiştir. Bu sebeple ısı transferinin iyileştirmesi için yapılacak olan işlemlerde, basınç düşümünün de etkisi araştırılmalıdır. Dolayısı ile pratik olarak yapılan iyileştirmede ısı transferinin gelişmesindeki artış, basınç düşümünün yükselmesindeki artıştan fazla ise yapılan iyileştirmenin verimli olduğu söylenebilmektedir. Kullanılan tekniğin verimliliği ise bu tür çalışmalar için literatürde sıklıkla kullanılan verimlilik oranı ile tanımlanmaktadır. Bu tanıma göre kullanılan iyileştirmenin verimliliği:

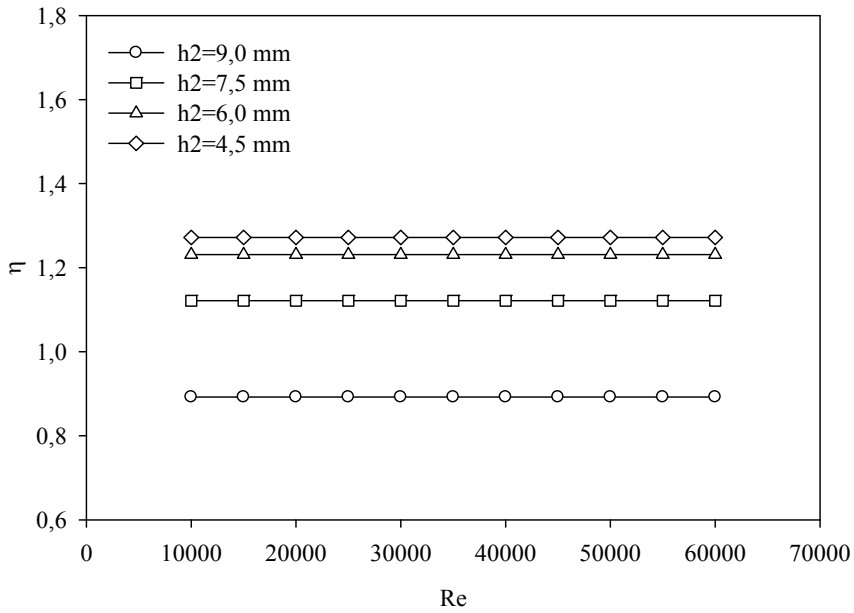
$$\eta = \frac{Nu_m / Nu_{m0}}{(f_m / f_{m0})^{1/3}} \quad (5.49)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [47]. Eş. 5.49'dan da görüldüğü üzere ısı transferi ve basınç düşümü değerleri boyutsuz formda, ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü cinsinden ifade edilmiştir. Burada Nu_m ve f_m değerleri sırası ile iyileştirmenin yapıldığı durumdaki ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleridir. Nu_{mo} ve f_{mo} değerleri ise sırası ile iyileştirmenin yapılmadan önceki durumdaki ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleridir. Diğer bir ifade ile Nu_{mo} ve f_{mo} değerleri engelsiz düz kanalda elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleridir.

Yapılan çalışma için verimlilik oranları Eş. 5.49 ile herbir engel geometrisi için incelenmiş ve grafiksel olarak geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış şartları için sırasıyla Şekil 5.77 ve Şekil 5.78 ile sunulmuştur. Şekillerden, geçiş bölgesi ve tam türbülanslı akış şartları için $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisinin en verimli engel geometrisi, $h_2=9,0$ mm'lik engel geometrisinin ise en düşük verimli engel geometrisi olduğu açıkça görülmektedir. $h_2=9,0$ mm'lik engel geometrisi düz kanal içerisindeki ısı transferi miktarına göre daha yüksek oranlarda ısı transferi miktarı sağlamasına rağmen, sürtünme faktörü değerinin yüksek olması sebebi ile verimlilik oranı düz kanala oranla daha düşük çıkmıştır.



Şekil 5.77. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel geometrileri için verimlilik oranları



Şekil 5.78. Tam türbülanslı akış şartlarında farklı engel geometrileri için verimlilik oranları

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar ile zorlanmış konveksiyon şartlarında, türbülanslı akış koşullarında, alt yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulan diğer yüzeyleri yalıtılmış dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyine farklı açılarda yerleştirilmiş engel geometrilerinin akış ve ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak, tüm engel geometrileri için artan Reynolds sayısı ile birlikte kanal içerisindeki ısı transferi ve sürtünme faktörü miktarlarının artış gösterdiği görülmüştür.

Engel geometrileri içerisinde yapılan karşılaştırmada $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisinin diğer engel geometrilerine oranla kanal içerisinde daha yüksek bir ısı transferi miktarı sağladığı saptanmıştır. Isı transferi miktarındaki artış, $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisinin tabanla yaptığı eğim açısının fazla olması dolayısı ile akışın tabana jet akış şeklinde çarpmasını sağlaması ve bu şekilde taban yüzeyden olan ısı transferinin arttırması nedeni ile gerçekleştiği öngörülmüştür. Bunun yanında kanal içerisindeki en yüksek Darcy sürtünme faktörü değerleri yine $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi için elde edilmiştir. Engel geometrisi eğim açısındaki artış, kanal içerisindeki basınç düşümünü arttırmıştır. Dolayısıyla, $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi kanal içerisindeki ısı transferini arttırırken aynı zamanda basınç düşümünü de arttırmıştır. Yapılan çalışmadaki en verimli engel geometrisinin belirlenmesi amacıyla, literatürde benzer çalışmalar için kullanılan verimlilik oranı bağıntısı kullanılmış ve çalışmadaki farklı engel geometrilerin verimlilik oranları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, en verimli engel geometrisinin $h_2=4,5$ mm'lik engel geometrisi, en verimsiz engel geometrisinin ise $h_2=9,0$ mm'lik engel geometrisi olduğu saptanmıştır.

Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar ile, türbülanslı akış zorlanmış konveksiyon şartlarında, alt yüzeyine farklı açılarda engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış ve ısı transferinin karakteristiği incelenmiştir. Benzer bir çalışma ile, engel geometrilerinin sadece kanalın alt yüzeyi yerine kanalın üst ve alt yüzeylerine yerleştirilerek yeni bir çalışmanın gerçekleştirilebileceği öngörülmektedir. Bunun yanında, çalışmada kullanılan dikdörtgen kesitli kanalın genişlik ve yükseklik

ölçülerinin değiştirilmesi ile oluşabilecek etkiler incelenebilir. Ayrıca, yine ısı değiştiricilerinde kullanılan farklı kesit alanına sahip kanallar için aynı çalışmaların tekrarlanmasının ve sonuçlarının incelenmesinin de yararlı olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Bergles, A. E., "Heat transfer enhancement the encourement and accommodation of high heat fluxes", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 119: 8-19 (1995).
2. Kakac, S., Liu, H., "Heat Exchangers 2nd ed.", *CRC Press*, New York, 1-28 (2002).
3. Rohsenow, W. M., Harnett, J. P., Ganic, E. N., "Handbook of Heat Transfer Application 2nd ed.", *Mc Graw Hill Book Company*, New York, 4-51 (1985).
4. Montgomery, S. R., Wilbulswas, P., "Laminar flow heat transfer for simultaneously developing velocity and temperature profiles in ducts of rectangular cross section", *Appl. Sci. Res.*, 18: 247-259 (1967).
5. Sparrow, E. M., "Analysis of laminar forced-convection heat transfer in entrance region of flat rectangular ducts", *NACA Technical Note*, No: 3331 (1955).
6. Muzychka, Y. S., Yovanovich, M. M., "Laminar forced convection heat transfer in the combined entry region of non-circular ducts", *Journal of Heat Transfer*, 126: 54-61 (2004).
7. Nikuradse, J., "Laws of flow in rough pipes", *NACA Thecnical Memorandum*, No: 1292 (1950).
8. Han, J. C., Park, J. S., "Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 31: 183-195 (1988).
9. Han, J. C., Glicksman, L. R., Rohsenow, W. M., "An investigation of heat transfer and friction factor for rib-roughened surfaces", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 21: 1143-1156 (1978).
10. Han, J. C., Park, J. S., Lei, C. K., "Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 32 (9): 1619-1630 (1989).
11. Han, J. C., Zhang, Y. M., Lee, C. P., "Augmented heat transfer in square channel with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs", *Journal of Heat Transfer*, 113: 590-596 (1991).
12. Han, J. C., "Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators", *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 110: 321-328 (1988).
13. Han, J. C., Zhang, Y. M., "High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 35: 513-523 (1993).

14. Dippery, D. F., Sabersky, R. H., "Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 6: 329-353 (1963).
15. Liou, T. M., Hwang, J. J., "Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction a rectangular channel", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 36: 931-940 (1993).
16. Kolar V., "Heat transfer in turbulent flow of fluids through smooth and rough tubes", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 8: 639-653 (1964).
17. Rokni, M., Gatski, T. B., "Predicting turbulent convective heat transfer in three-dimensional duct flows", *NASA/TM-1999-209843*, (1999).
18. Luo, D. D., Leung, C. W., Chan, T. L., "Forced convection and flow friction characteristics of air-cooled horizontal equilateral triangular ducts with ribbed internal surfaces", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 1-12 (2004).
19. Şara, O. N., "Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins", *Energy Conversion and Management*, 44: 1787-1803 (2003).
20. Katoh, K., Choi, K., Azuma, T., "Heat-transfer enhancement and pressure loss by surface roughness in turbulent channel flows", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 43: 4009-4017 (2000).
21. Ryu, D. N., Choi, D. H., Patel, V. C., "Analysis of turbulent flow in channels roughned by two-dimensional ribs and three-dimensional blocks. Part I: Resistance", *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 28: 1098-1111 (2007).
22. Ryu, D. N., Choi, D. H., Patel, V. C., "Analysis of turbulent flow in channels roughned by two-dimensional ribs and three-dimensional blocks. Part II: Heat transfer", *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 28: 1112-1124 (2007).
23. Karwa, R., Solanki, S. C., Saini, J. S., "Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 42: 1597-1615 (1999).
24. Karwa, R., Solanki, S. C., Saini, J. S., "Thermo-hydraulic performance of solar air heaters having integral chamfered rib roughness on absorber plates", *Energy*, 26: 161-176 (2001).
25. Saini, R. P., Saini, J. S., "Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughness element", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 40 (4): 973-986 (1997).

26. Bhagoria, J. L., Saini, J. S., Solanki S.C., “Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate”, *Renewable Energy*, 25 (3): 341-369 (2002).
27. Momin, A-M. E., Saini, J. S., Solanki, S. C., “Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate”, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (16): 3383-3396 (2002).
28. Luo, D. D., Leung, C. W., Chan, T. L., Wong, W. O., “Flow and forced-convection characteristics of turbulent flow through parallel plates with periodic transverse ribs”, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 48: 43-58 (2005).
29. Liou, T. M., Hwang, J. J., Chen, S. H., “Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 36 (2): 507-517 (1993).
30. Zhao, L. H., Zhang, B. D., Yuan, Z. X., “Investigation on periodically developed heat transfer in a specially enhanced channel”, *Heat Mass Transfer*, 44: 287-296 (2008).
31. Yuan, Z. X., Zhao, L. H., Zhang B. D., “Fin angle effect on turbulent heat transfer in parallel-plate channel with flow-inclining fins”, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 17 (1): 5-19 (2007).
32. Korichi, A., Oufer, L., “Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28: 1003-1012 (2007).
33. Korichi, A., Oufer, L., “Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls”, *International Journal of Thermal Science*, 44: 644-655 (2005).
34. Eiamsa-ard, S., Promvong, P., “Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33: 591-600 (2006).
35. Young, T. J., Vafai, K., “Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of arrays of channel mounted obstacles”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 121: 34-42 (1999).
36. Kelkar, K. M., Patankar, S. V., “Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 109: 25-30 (1987).

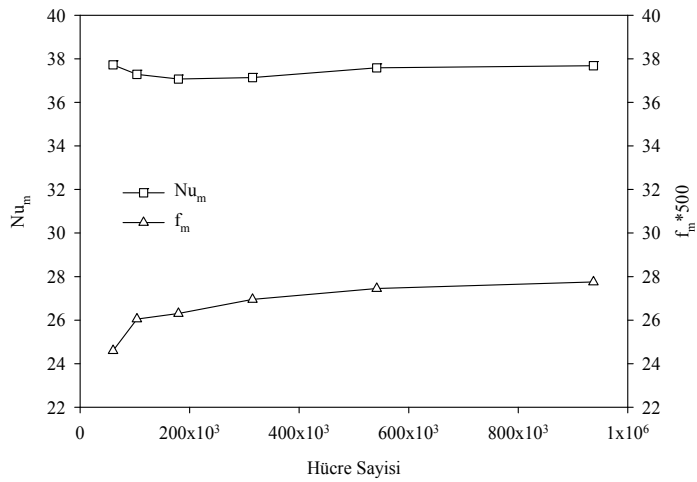
37. Patankar, S. V., Liu, C. H., Sparrow, E. M., "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area", *ASME Journal of Heat Transfer*, 99: 180-186 (1977).
38. Liou, T. M., Hwang, J. J., "Tubulent heat transfer augmentation and friction in periodic fully developed channel flows", *ASME Journal of Heat Transfer*, 114: 56-64 (1992).
39. Didarul, İ. M., Kenyu, O., Minoru, Y., Izuru, S., "Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31: 367-379 (2007).
40. Bonhoff, B., Parneix, S., Leusch, J., Johnson, B. V., Schabacker, J., Bölcs, A., "Experimental nad numerical study of developed flow and heat transfer in coolant channels with 45 degree ribs", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20: 311-319 (1999).
41. Varun, Mittal, M. K., "Heat transfer and friction characteristics in rectangular channel having inclined and transverse ribs on the absorber plate", *IE(I) Journal-MC*, 87: 26-29 (2006).
42. Zhang, Y. M., Gu, W. Z., Han, J. C., "Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls", *ASME Journal of Heat Transfer*, 116: 58-65 (1994).
43. Layek, A., Saini, J. S., Solanki, S. C., "Heat transfer and friction characteristics of solar air heater having compound turbulator on absorber plate", *Advances in Energy Research*, AER-2006: 188-194 (2006).
44. Hwang, J. J., "Heat transfer-friction characteristics comparison in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on one wall", *ASME Journal of Heat Transfer*, 120: 709-716 (1998).
45. Naphon, P., "Laminar convective heat transfer and pressure drop in the corrugated channels", *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 34: 62-71 (2007).
46. Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., "Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows", *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 705-711 (2009).
47. Thianpong, C., Chompookham, T., Skullong, S., Promvonge, P., "Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs", *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 712-717 (2009).

48. Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvonge, P., “Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert”, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 365-371 (2009).
49. Promvonge, P., Thianpong, C., “Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs”, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 35: 1327-1334 (2008).
50. Sripattanapipat, S., Promvonge, P., “Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles”, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 32-38 (2009).
51. Karwa, R., Maheshwari, B. K., “Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches”, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 264-268 (2009).
52. Fox, R. W., McDonald A. T., “Introduction to Fluid Dynamics 4th ed.”, *John Wiley & Sons*, New York, 304-372 (1994).
53. Incropera, F. P., Dewitt, D., P., Bergman, T., L., Lavine, A. S., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th ed.”, *John Wiley&Sons*, New York, 486-533 (2007).
54. Kays, W. M., Crawford, M. E., “Convective Heat and Mass Transfer 3rd ed.”, *McGraw-Hill Inc.*, New York, 75-370 (1993).
55. Burmeister, L. C., “Convective Heat Transfer 2nd ed.”, *John Wiley&Sons Inc.*, New York, 107-382 (1993).
56. Versteeg, H. K., Malalasekera, W., “An Introduction to Computational Fluid Dynamics-The Finite Volume Method 2nd ed.”, *Pearson Inc.*, England, 9-115 (2007).
57. Tennekes, H., Lumley, J. L., “A First Course in Turbulence”, *MIT Press.*, Cambridge, MA, 156-159 (1972).
58. Pope, S. B., “Turbulent Flows”, *Cambridge University Pres.*, Cambridge, UK, 204 (2000).
59. Wilcox, D. C., “Turbulence Modeling for CFD”, *DCW Industries Inc.*, La Canada, California, 87-90 (1998).
60. “Fluent 6.3 Kullanım Kılavuzu”, *Fluent Inc.* (2006).
61. Benedict, R. P., “Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements 2nd ed.”, *John Wiley & Sons*, New York, 339-369 (1977).

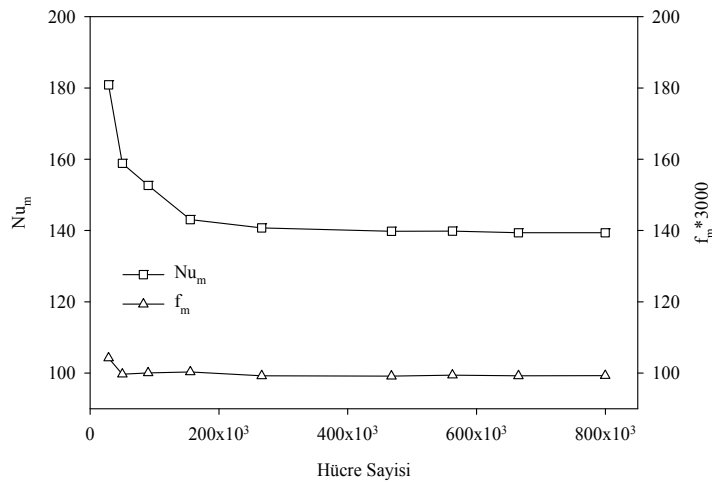
62. Chapra, S. C., Canale, R. P., “Numerical Methods for Engineers 2nd ed.”, *McGraw-Hill International Editions*, Singapore, 490-491 (1989).
63. Genceli, O. F., “Ölçme Tekniği”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 21-353 (1995).
64. Holman, J. P., “Experimental Methods for Engineers 5th ed.”, *McGraw-Hill International Editions*, Singapore, 287-341 (1989).

EKLER

EK-1. Farklı engel geometrileri ve akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

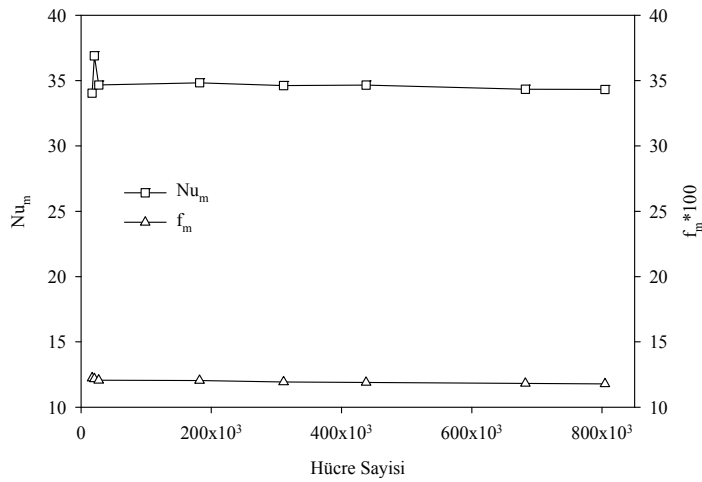


Şekil 1.1. Engelsiz düz kanal içerisindeki geçiş bölgesi akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

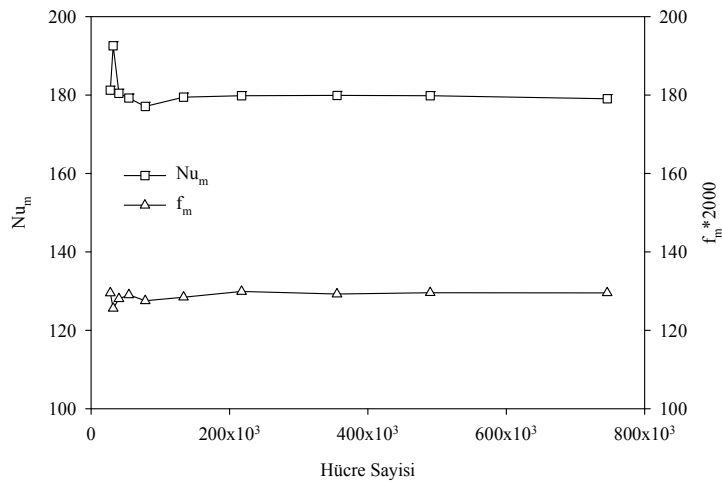


Şekil 1.2. Engelsiz düz kanal içerisindeki tam türbülanslı akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

EK-1. (Devam) Farklı engel geometrileri ve akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

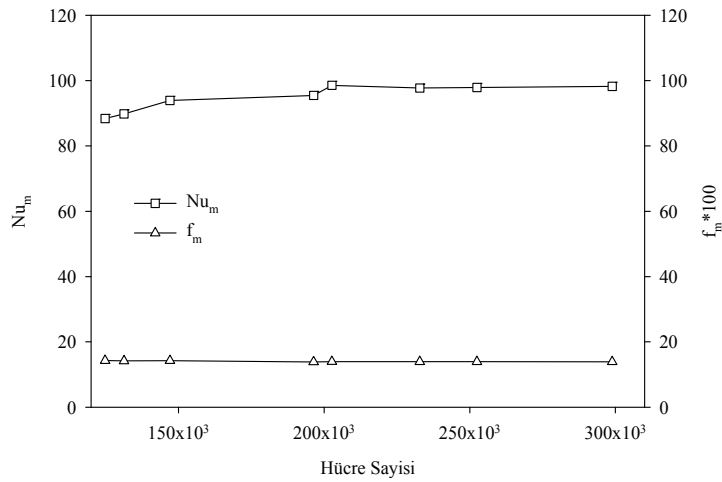


Şekil 1.3. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki geçiş bölgesi akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

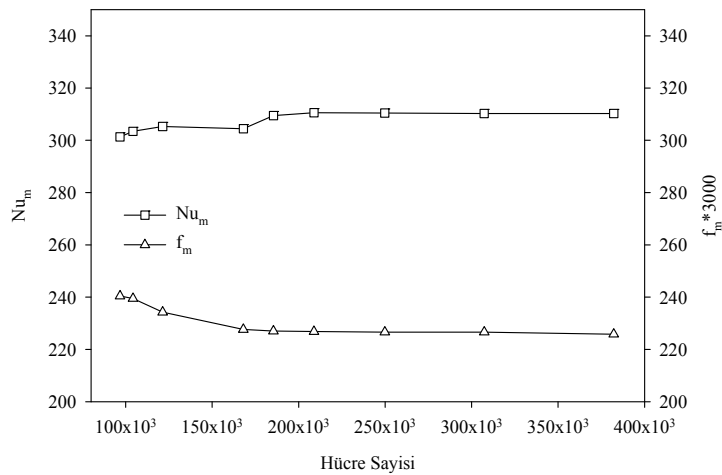


Şekil 1.4. $h_2=9,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki tam türbülanslı akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

EK-1. (Devam) Farklı engel geometrileri ve akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

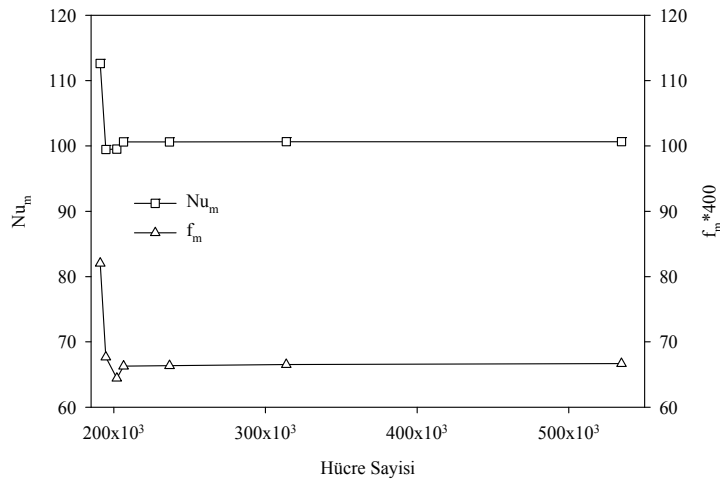


Şekil 1.5. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki geçiş bölgesi akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

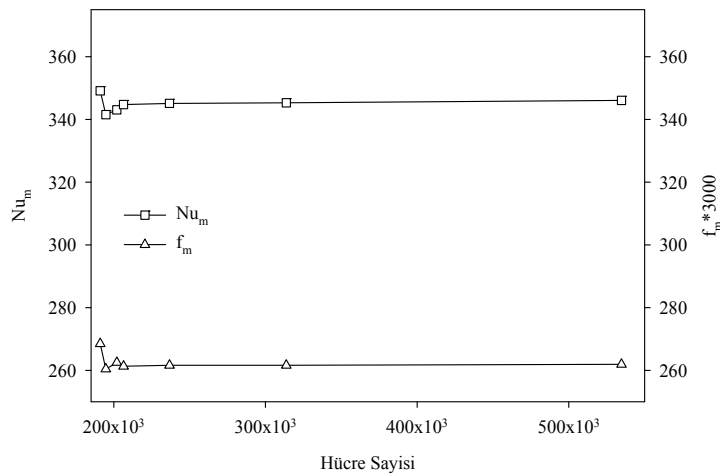


Şekil 1.6. $h_2=7,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki tam türbülanslı akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

EK-1. (Devam) Farklı engel geometrileri ve akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

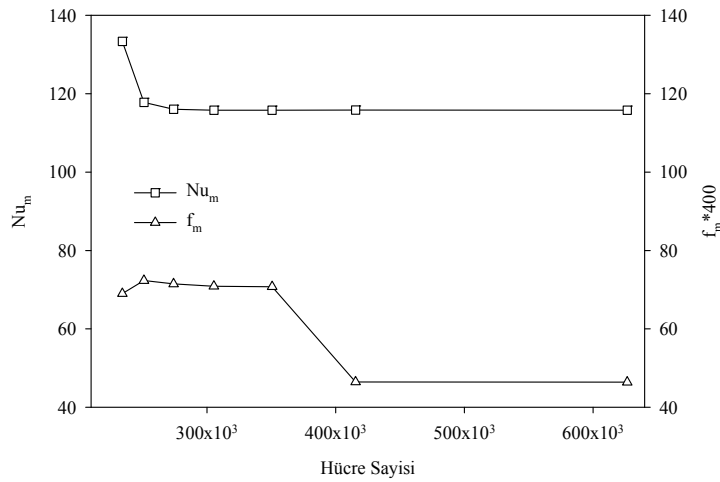


Şekil 1.7. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki geçiş bölgesi akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

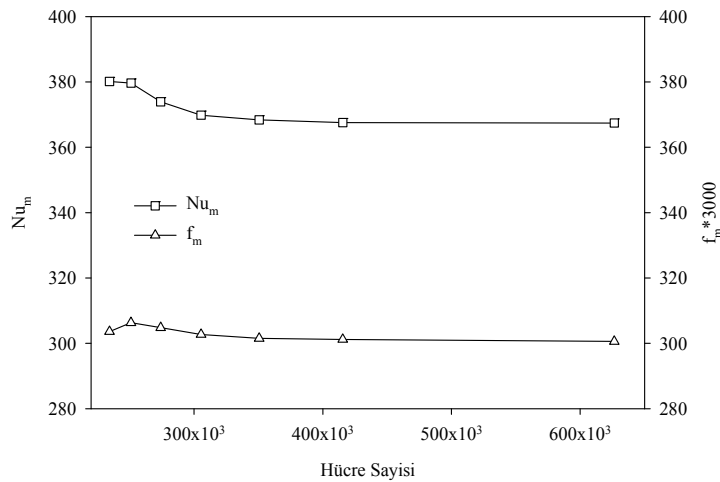


Şekil 1.8. $h_2=6,0$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki tam türbülanslı akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

EK-1. (Devam) Farklı engel geometrileri ve akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi



Şekil 1.9. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki geçiş bölgesi akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi



Şekil 1.10. $h_2=4,5$ mm'lik engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki tam türbülanslı akış şartları için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

EK-2. ısı 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 [64].

Yapılan deneysel çalışmada ısı çiftler buzlu su ve kaynayan su sıcaklıkları arasında kalibre edilmişlerdir. Kalibrasyon işlemi saf su kullanılarak yapılmıştır. Bu işlem için öncelikle, ısı çiftler ve dijital termometre buzlu su dolu bir kabın içerisine yerleştirilmiştir. Ardından, ısı çiftler ile dijital termometrenin ölçüm değerleri okunmuştur. Bir sonraki adımda ise, ısı çiftler kaynayan su dolu bir kabın içerisine yerleştirilmiş ve ısı çiftlerin ölçüm değerleri elde edilmiştir. Bu sırada, barometre yardımı ile, kalibrasyonun yapıldığı andaki açık hava basıncı değeri belirlenmiştir. Açık hava basıncı değeri kullanılarak, suyun kaynama sıcaklığı değeri termodinamik tablolardan elde edilmiştir. Suyun kaynama sıcaklığı değeri ve dijital termometre yardımı ile buzlu su karışımından elde edilen sıcaklık değeri kullanılarak, her bir ısı çiftin bu değerler arasındaki ölçümleri kalibre edilmiştir.

EK-3. Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

$h_2=9,0$ mm'lik engel geometrisi ve $Re=64588$ değerinde yapılan deneysel çalışma için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerinin elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama aşağıda ayrıntılı şekilde sunulmuştur.

Havanın test kanalına giriş sıcaklığı, $T_i=295,1445^\circ\text{K}$,

Havanın test kanalından çıkış sıcaklığı, $T_o=295,6655^\circ\text{K}$,

Test kanalı alt yüzeyinin ortalama sıcaklığı, $T_w=298,5076^\circ\text{K}$,

Test kanalına yerleştirilen yalıtım levhasının iç yüzey sıcaklığı, $T_{yi}=296,6853^\circ\text{K}$,

Test kanalına yerleştirilen yalıtım levhasının dış yüzey sıcaklığı, $T_{yd}=296,0343^\circ\text{K}$,

Çevre ortam sıcaklığı, $T_\infty=294,9543^\circ\text{K}$,

Isıtıcıdan test kanalına verilen voltaj miktarı, $V_e=49,9$ Volt,

Isıtıcının toplam direnci, $R_e=96 \Omega$,

Yalıtım levhasının yüzey alanı, $A_y=0,0762 \text{ m}^2$,

Yalıtım levhasının ısı iletim katsayısı, $k=0,027 \text{ W/m.K}$,

Yalıtım levhasının kalınlığı, $\Delta x=0,02 \text{ m}$,

Kanal malzemesinin neşretme katsayısı, $\varepsilon = 0,12$,

Test kanalı yüzey alanı, $A_s=0,0762 \text{ m}^2$,

Kanalın hidrolik çapı, $D_h=0,075 \text{ m}$,

Havanın ısı iletim katsayısı (havanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı esas alınarak), $k_h=25,9324 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$,

Kanaldaki basınç düşümü, $\Delta P=-65,4 \text{ Pa}$,

Kanalın boyu, $L=0,508 \text{ m}$,

Kanalda akan havanın ortalama hızı, $V=14,5396 \text{ m/s}$,

Havanın yoğunluğu (havanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı esas alınarak), $\rho =1,0798 \text{ kg/m}^3$,

değerleri elde edilmiştir.

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

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

$$E = \frac{(V_e)^2}{R_e} = \frac{(49,9)^2}{(96)} = 25,9376 \text{ W} \quad (3.1)$$

İletimle kaybolan ısı transferi miktarı,

$$Q_i = (k)(A_y) \frac{\Delta T}{\Delta x} = (0,027)(0,0762) \left[\frac{296,6853 - 296,0343}{2 \times 10^{-2}} \right] = 0,0669 \text{ W} \quad (3.2)$$

Radyasyonla test kanalından çevre ortama gerçekleşen ısı transferi miktarı,

$$\begin{aligned} Q_r &= \sigma \varepsilon F A_s (T_w^4 - T_\infty^4) \\ &= (5,67 \times 10^{-8})(0,12)(1)(0,0762) \left[(298,5076)^4 - (294,9543)^4 \right] = 0,1925 \text{ W} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Taşınım ile kanal içerisindeki akışkana aktarılan ısı transferi miktarı,

$$Q_t = E - Q_i - Q_r = 25,9376 - 0,0669 - 0,1925 = 25,6782 \text{ W} \quad (3.4)$$

Ortalama taşınım katsayısı,

$$h_m = \frac{Q_t}{(A_s)(T_w - T_b)} \quad (3.5)$$

Buradaki T_b akışkanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı olup,

$$T_b = \frac{T_o + T_i}{2} = \frac{295,6655 + 295,1445}{2} = 295,4050 \text{ °K} \quad (3.6)$$

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

şeklinde hesaplanmaktadır.

$$h_m = \frac{Q_t}{(A_s)(T_w - T_b)} = \frac{25,6782}{(0,0762)(298,5076 - 295,4050)} = 75,7480 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (3.7)$$

Sonuçta ortalama Nusselt sayısı ise,

$$Nu_m = \frac{(h_m)(D_h)}{k_h} = \frac{(75,7480)(0,075)}{(25,9324 \times 10^{-3})} = 219,0735 \quad (3.8)$$

Kanal içerisindeki ortalama Darcy sürtünme faktörü değeri,

$$f_m = \frac{-\Delta P(D_h / L)}{\frac{\rho(V)^2}{2}} = \frac{-(-65,4)(0,075 / 0,508)}{\frac{(1,0798)(14,5396)^2}{2}} = 0,0846 \quad (3.9)$$

olarak hesaplanmıştır.

Tüm deney sonuçlarının elde edilmesi için bu hesaplama metodu kullanılmıştır. Ayrıca, deneysel sonuçların hesaplanması amacıyla yukarıdaki hesaplama adımlarını kullanacak şekilde Fortran 90 programlama dilinde bir program yazılmış ve bu program kullanılarak deney sonuçları daha hızlı bir biçimde hesaplanabilmektedir. Yazılan program aşağıda sunulmuştur.

```
PROGRAM DENEY
IMPLICIT NONE
```

```
REAL::T101,T102,T103,T104,T105,T106,T107,T108,T109,T110,T111,T112,T113,
T114,T115,T116,T117,T118
REAL::T201,T202,T203,T204,T205,T206,T207,T208,T209,T210,T211,T212,T213,
T214,T215,T216,T217
```

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

```
REAL::TI,T0,TW,TB,TYIC,TYDIS,TS,VOLT,E,R,DX,KI,AI,SIG,EPS,F,D
REAL::V1,V2,V3,V4,V5,V6,V7,VORT,QDA,VDK,RE
```

```
REAL::k,m, ro, ro2,TBORU,cp
REAL::ff,DP,QI,QR,QC,DT0,DTI,DTLM,H,NU,VYK
```

```
WRITE(*,*)'T101 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T101
```

```
WRITE(*,*)'T102 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T102
```

```
WRITE(*,*)'T103 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T103
```

```
WRITE(*,*)'T104 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T104
```

```
WRITE(*,*)'T105 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T105
```

```
WRITE(*,*)'T106 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T106
```

```
WRITE(*,*)'T107 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T107
```

```
WRITE(*,*)'T108 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T108
```

```
WRITE(*,*)'T109 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T109
```

```
WRITE(*,*)'T110 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T110
```

```
WRITE(*,*)'T111 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T111
```

```
WRITE(*,*)'T112 Sicakliginin Degerini Giriniz'
READ(*,*)T112
```

```
WRITE(*,*)'T113 Sicakliginin Degerini Giriniz'
```


EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

READ(*,*)T113

WRITE(*,*)'T114 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T114

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

WRITE(*,*)'T115 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T115

WRITE(*,*)'T116 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T116

WRITE(*,*)'T117 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T117

WRITE(*,*)'T118 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T118

WRITE(*,*)'T201 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T201

WRITE(*,*)'T202 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T202

WRITE(*,*)'T203 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T203

WRITE(*,*)'T204 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T204

WRITE(*,*)'T205 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T205

WRITE(*,*)'T206 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T206

WRITE(*,*)'T207 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T207

WRITE(*,*)'T208 Sicakliginin Degerini Giriniz'

READ(*,*)T208

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

```
WRITE(*,*)'T209 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T209
```

```
WRITE(*,*)'T210 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T210
```

```
WRITE(*,*)'T211 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T211
```

```
WRITE(*,*)'T212 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T212
```

```
WRITE(*,*)'T213 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T213
```

```
WRITE(*,*)'T214 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T214
```

```
WRITE(*,*)'T215 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T215
```

```
WRITE(*,*)'T216 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T216
```

```
WRITE(*,*)'T217 Sicakliginin Degerini Giriniz'  
READ(*,*)T217
```

```
WRITE(*,*)'Dairesel Kesitli Borudaki Sicakligini Giriniz'  
READ(*,*) TBORU
```

```
WRITE(*,*)'Volt Degerini Giriniz'  
READ(*,*) VOLT
```

```
WRITE(*,*)'V1 HIZINI GIRINIZ'  
READ(*,*),V1
```

```
WRITE(*,*)'V2 HIZINI GIRINIZ'  
READ(*,*),V2
```

```
WRITE(*,*)'V3 HIZINI GIRINIZ'  
READ(*,*),V3
```

```
WRITE(*,*)'V4 HIZINI GIRINIZ'  
READ(*,*),V4
```

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

```
WRITE(*,*)'V5 HIZINI GIRINIZ'
READ(*,*),V5
```

```
WRITE(*,*)'V6 HIZINI GIRINIZ'
READ(*,*),V6
```

```
WRITE(*,*)'V7 HIZINI GIRINIZ'
READ(*,*),V7
```

```
WRITE(*,*)'BASINC FARKINI GIRINIZ (Pa)'
READ(*,*),DP
```

```
!*****
! DENEYDEN ELDE EDILEN SICAKLIK DEGERLERININ BELIRLENMESI
!*****
```

```
TS=T217+273,15
TI=((T201+T202+T203+T204+T205+T206+T207+T208)/8)+273,15
T0=((T209+T210+T211+T212+T213+T214+T215+T216)/8)+273,15
TB=(TI+T0)/2
```

```
TW=((T101+T102+T103+T104+T105+T106+T107+T108+T109+T110+T111+T112)/12)+273,15
```

```
TYIC=((T113+T114+T115)/3)+273,15
TYDIS=((T116+T117+T118)/3)+273,15
```

```
!*****
! HAVANIN OZELLIKLERININ BELIRLENMESI
!*****
```

```
IF (TB.LE.300) THEN
k=(((TB-250)*4,0E-3)/50)+22,3E-3
ELSE IF (TB.GT.350) THEN
k=(((TB-350)*3,8E-3)/50)+30,0E-3
ELSE
k=(((TB-300)*3,7E-3)/50)+26,3E-3
END IF
```

```
IF (TB.LE.300) THEN
ro=(((TB-250)*(-0,213))/50)+1,2732
ELSE IF (TB.GT.350) THEN
ro=(((TB-350)*(-0,1131))/50)+0,9083
ELSE
```

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

```
ro=(((TB-300)*(-0,1519))/50)+1,0602
END IF
```

```
IF ((TBORU+273,15).LE.300) THEN
ro2=(((TBORU+273,15)-250)*(-0,213))/50)+1,2732
ELSE IF ((TBORU+273,15).GT.350) THEN
```

```
ro2=(((TBORU+273,15)-350)*(-0,1131))/50)+0,9083
ELSE
ro2=(((TBORU+273,15)-300)*(-0,1519))/50)+1,0602
END IF
```

```
IF (TB.LE.300) THEN
m=(((TB-250)*25E-7)/50)+159,6E-7
ELSE IF (TB.GT.350) THEN
m=(((TB-350)*21,9E-7)/50)+208,2E-7
ELSE
m=(((TB-300)*23,6E-7)/50)+184,6E-7
END IF
```

```
IF (TB.LE.300) THEN
cp=(((TB-250)*1,0)/50)+1006
ELSE IF (TB.GT.350) THEN
cp=(((TB-350)*5,0)/50)+1009
ELSE
cp=(((TB-300)*2,0)/50)+1007
END IF
```

```
R=96
DX=0,02
KI=0,027
AI=0,0762
SIG=5,67E-08
EPS=0,12
F=1
D=0,075
```

```
!*****
! ISITICILARLA KANALA VERILEN ENERJİ
!*****
```

```
E=VOLT**2/R
WRITE(*,*)E=',E
```

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

```
!*****
! ILETIMLE KAYBOLAN ENERJI
!*****
```

$$QI=KI*AI*(TYIC-TYDIS)/DX$$

```
WRITE(*,*)'QI=',QI
```

```
!*****
! RADYASYONLA KAYBOLAN ENERJI
!*****
```

$$QR=SIG*EPS*F*AI*((TW)**4-(TS)**4)$$

```
WRITE(*,*)'QR=',QR
```

```
!*****
! TASINIM ILE AKISKANA AKTARILAN ENERJI MIKTARI
!*****
```

$$QC=E-QI-QR$$

```
WRITE(*,*)'QC=',QC
```

$$DT0=TW-T0$$

$$DTI=TW-TI$$

$$DTLM=(DT0-DTI)/LOG(DT0/DTI)$$

```
!*****
! KANAL ICERISINDEKI ORTALAMA HIZ DEGERI
!*****
```

$$VORT=(3,086419753)*((0,00*V1)+(0,024*V2)+(0,024*V3)+(0,072*V4)+(0,048*V5)+(0,12*V6)+(0,036*V7))$$

$$QDA=ro2*VORT*0,0040715$$

$$VDK=QDA/(ro*0,0075)$$

$$RE=ro*VDK*D/m$$

```
!*****
! KANAL ICERISINDEKI ORTALAMA NUSSELT SAYISI
!*****
```

EK-3. (Devam) Deney sonuçlarının elde edilmesi ile ilgili örnek hesaplama

$$H=QC/((AI)*(TW-TB))$$

$$!H=(VDK*(0,050*0,150)*ro*cp*(T0-TI))/((0,10932)*(TW-TB))$$

$$NU=(H*D)/k$$

```
!*****
! DARCY SURTUNME FAKTORU DEGERI
!*****
```

$$ff=(DP*D/0,508)/((ro*(VDK**2))/2)$$

```
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'Giris Sicakligi(Ti)=' ,TI
WRITE(*,*)'Cikis Sicakligi(To)=' ,T0
WRITE(*,*)'Akiskanin Kanal Icerisindeki Bulk Sicakligi(Tb)=' ,TB
WRITE(*,*)'Ortalama Duvar Sicakligi(Tw)=' ,TW
WRITE(*,*)'Yalitimin Ic Sicakligi(TYIC)=' ,TYIC
WRITE(*,*)'Yalitimin Dis Sicakligi(TYDIS)=' ,TYDIS
WRITE(*,*)'ORTALAMA HIZ DEGERI=' ,VORT
WRITE(*,*)'DEBI DEGERI=' ,QDA
WRITE(*,*)'KANALDAKI HIZ DEGERI=' ,VDK
WRITE(*,*)'REYNOLDS SAYISI=' ,RE
WRITE(*,*)'h degeri=' ,H
WRITE(*,*)'k degeri=' ,k
WRITE(*,*)'ro degeri=' ,ro
WRITE(*,*)'ro2 degeri=' ,ro2
WRITE(*,*)'NUSSELT SAYISI=' ,NU
WRITE(*,*)'SURTUNME FAKTORU=' ,ff
WRITE(*,*)'Dinamik viscosite degeri=' ,m
WRITE(*,*)'cp=' ,cp
WRITE(*,*)'DTLM=' ,DTLM
```

END PROGRAM

EK-4. Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

Deneysel çalışmaların hata güvenilirlik sınırlarını belirleyen hata analizlerinin literatürde büyük önemi vardır. Deneysel çalışma yapılırken cihazlardan, sıcaklık ve debi ölçümlerinde, fiziksel boyut ve kalibrasyon gibi değişik sebeplerden dolayı bazı yanlış hesaplamalar yapmak mümkündür. Sıcaklık ölçüm hataları, ısı elemanlarının bağlantısı ve kalibrasyonu ile ölçüm cihazındaki hatalardan kaynaklanmaktadır. Bu nedenle yapılan her deneyde mutlaka bir hata miktarı söz konusudur. Bu hatalar deneysel kısmın bölümleri içerisinde oluşan hatalardır. Deneysel aletlerden kaynaklanan hataların yanı sıra, kullanıcı tarafından yapılan hatalar da mevcuttur. Dikkatli bir kişi bu hataları en aza indirebilir. Kişisel oynamalarla, alette meydana gelen gelişigüzel elektrik dalgalanmalarıyla ve çeşitli sürtünme etkileri ile de daimi olmayan fakat gelişigüzel hatalar oluşabilir. Burada önemli olan, parametrelerin ölçümünde müsaade edilebilir hata oranını tespit etmek, uygun ölçü aletlerini kullanmak ve doğru ölçüm yapabilmektir.

Eğer hata analizi R ise ve bu $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ bağımsız değişkenlerine bağlı ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir [64]:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.1)$$

W_R , R 'nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı ve $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ bağımsız değişkenlerdeki hata miktarı olmak üzere;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

şeklinde ifade edilir.

Yapılan deneysel çalışmada yapılan maksimum hata bu şekilde hesaplanmıştır. Formülde kullanılan W terimi parametrelerdeki mutlak hatayı ifade etmektedir.

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

Parametrelerdeki mutlak hata değerleri aşağıda verilmiştir. Ayrıca örnek bir hata analizi hesabı aşağıda detaylı olarak sunulmuştur.

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (4.3)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_1}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_2}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.4)$$

Kanalın çevresinin hesabında yapılan hata miktarı:

$$P = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 \quad (4.5)$$

$$\frac{W_P}{P} = \left[\left(\frac{W_{L_1}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_2}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_3}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_4}}{P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

Yüzey alanı hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$A_s = P \times L \quad (4.7)$$

$$\frac{W_{A_s}}{A_s} = \left[\left(\frac{W_P}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.8)$$

Kesit alanı hesaplamasında yapılan hata miktarı (bir kenarının uzunluğu a, diğer kenarının uzunluğu b olan dikdörtgen kesitli kanal için):

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

$$A_k = axb \quad (4.9)$$

$$\frac{W_{A_k}}{A_k} = \left[\left(\frac{W_L}{a} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

Yalıtım levhasının alanının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$A_y = L \times w \quad (4.11)$$

$$\frac{W_{A_y}}{A_y} = \left[\left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_w}{w} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.12)$$

Q_r 'nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Q_r = \sigma A_s F \varepsilon (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (4.13)$$

$$\frac{W_{Q_r}}{Q_r} = \left[\left(\frac{W_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_\infty^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_\infty^3}{T_w^4 - T_\infty^4} W_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.14)$$

Q_i 'nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Q_i = kA_y \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (4.15)$$

$$\frac{W_{Q_i}}{Q_i} = \left[\left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.16)$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

Kanala ısıtıcı eleman ile verilen enerjinin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$E = \frac{V_e^2}{R_e} \quad (4.17)$$

$$W_E = \left[\left(\frac{2V_e}{R_e} W_{V_e} \right)^2 + \left(\frac{V_e^2}{R_e^2} W_{R_e} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.18)$$

Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$Q_t = E - Q_i - Q_r \quad (4.19)$$

$$\frac{W_{Q_t}}{Q_t} = \left[\left(\frac{W_E}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_i}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_r}}{Q_t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.20)$$

Taşınım katsayısının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$h = \frac{Q_t}{A_s (T_w - T_b)} \quad (4.21)$$

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_{Q_t}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{(T_w - T_b)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.22)$$

Hidrolik çapın bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$D_h = \frac{4A_k}{P} \quad (4.23)$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[\left(\frac{W_{A_k}}{A_k} \right)^2 + \left(\frac{W_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.24)$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.25)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.26)$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (4.27)$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{W_\mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.28)$$

Darcy sürtünme faktörünün hesabında yapılan hata miktarı:

$$f = \frac{-\Delta P(D_h/L)}{\rho V^2/2} \quad (4.29)$$

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{2}{V} W_V \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.30)$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

Aşağıda hata analizinin hesaplanması ile ilgili örnek bir hesaplama sunulmuştur.

Sıcaklık ölçümleri	: ± 0,3 K
Boyut ölçümleri	: ± 0,1 mm
Basınç ölçümleri	: ± %2
Hız ölçümleri	: ± 0,2 m / s
Elektriksel ölçümler	: ± %0,5

Yukarıda verilen deneylerde kullanılan cihazların ölçüm hassasiyet değerleri kullanılarak örnek bir hata analizi hesabı aşağıda detaylı olarak hesaplanmıştır.

Yalıtım levhasındaki sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_1}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_2}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,3}{273,82} \right)^2 + \left(\frac{0,3}{273,82} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0016 \quad (4.31)$$

Kanal çevresinin hesabında yapılan hata miktarı:

$$\begin{aligned} \frac{W_P}{P} &= \left[\left(\frac{W_{L_1}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_2}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_3}}{P} \right)^2 + \left(\frac{W_{L_4}}{P} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{0,0001}{0,4} \right)^2 + \left(\frac{0,0001}{0,4} \right)^2 + \left(\frac{0,0001}{0,4} \right)^2 + \left(\frac{0,0001}{0,4} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0005 \end{aligned} \quad (4.32)$$

Yüzey alanının hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{A_s}}{A_s} = \left[\left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,0001}{0,15} \right)^2 + \left(\frac{0,0001}{0,508} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0007 \quad (4.33)$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

Kesit alanı hesaplamasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{A_k}}{A_k} = \left[\left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,0001}{0,15} \right)^2 + \left(\frac{0,0001}{0,05} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0021 \quad (4.34)$$

Yalıtım levhasının yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{A_y}}{A_y} = \frac{W_{A_s}}{A_s} = 0,0007 \quad (4.35)$$

Q_r 'nin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\begin{aligned} \frac{W_{Q_r}}{Q_r} &= \left[\left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_\infty^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_\infty^3}{T_w^4 - T_\infty^4} W_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[(0,0007)^2 + \left(\frac{4(302,7912)^3}{(302,7912)^4 - (300,49)^4} (0,3) \right)^2 \right]^{1/2} \\ &\quad + \left(\frac{4(300,49)^3}{(302,7912)^4 - (300,49)^4} (0,3) \right)^2 \\ &= [(0,00000049) + (0,017) + (0,017)]^{1/2} = 0,1833 \\ &\Rightarrow W_{Q_r} = (0,1833)(0,1309818) = 0,024 \end{aligned} \quad (4.36)$$

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

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

$$\begin{aligned}
 \frac{W_{Q_i}}{Q_i} &= \left[\left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_y}}{A_y} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} \\
 &= \left[(0) + (0,0007)^2 + (0,0016)^2 + \left(\frac{0,0001}{0,02} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0053 \quad (4.37) \\
 \Rightarrow W_{Q_i} &= (0,0053)(0,06879) = 0,000365
 \end{aligned}$$

Kanala ısıtıcı eleman vasıtası ile verilen enerjinin hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\begin{aligned}
 W_E &= \left[\left(\frac{2V_e}{R_e} W_{V_e} \right)^2 + \left(\frac{V_e^2}{R_e^2} W_{R_e} \right)^2 \right]^{1/2} \\
 &= \left[\left(\frac{2(10,1)}{96} (10,1)(0,005) \right)^2 + \left(\frac{(10,1)^2}{96^2} (96)(0,005) \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0119 \quad (4.38)
 \end{aligned}$$

Taşıyım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$\begin{aligned}
 \frac{W_{Q_t}}{Q_t} &= \left[\left(\frac{W_E}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_i}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_r}}{Q_t} \right)^2 \right]^{1/2} \\
 &= \left[\left(\frac{0,0119}{0,8628} \right)^2 + \left(\frac{0,000365}{0,8628} \right)^2 + \left(\frac{0,024}{0,8628} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.39) \\
 &= \left[(1,8957 \times 10^{-4}) + (1,7895 \times 10^{-7}) + (7,7368 \times 10^{-4}) \right]^{1/2} = 0,031
 \end{aligned}$$

Taşıyım katsayısının bulunmasında yapılan hata miktarı:

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

$$\begin{aligned}\frac{W_h}{h} &= \left[\left(\frac{W_{Q_t}}{Q_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[(0,031)^2 + (0,0007)^2 + (0,0016)^2 \right]^{1/2} \\ &= 0,031\end{aligned}\quad (4.40)$$

Hidrolik çapın bulunmasında yapılan hata miktarı:

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[\left(\frac{W_{A_k}}{A_k} \right)^2 + \left(\frac{W_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0021)^2 + (0,0005)^2 \right]^{1/2} = 0,0022 \quad (4.41)$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\begin{aligned}\frac{W_{Nu}}{Nu} &= \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,031)^2 + (0,0022)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} \\ &= 0,0311\end{aligned}\quad (4.42)$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$\begin{aligned}\frac{W_{Re}}{Re} &= \left[\left(\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{W_\mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[(0)^2 + (0)^2 + \left(\frac{(0,01)(6,88 \times 10^{-2})}{(6,88 \times 10^{-2})} \right)^2 + (0,0022)^2 \right]^{1/2} = 0,0102\end{aligned}\quad (4.43)$$

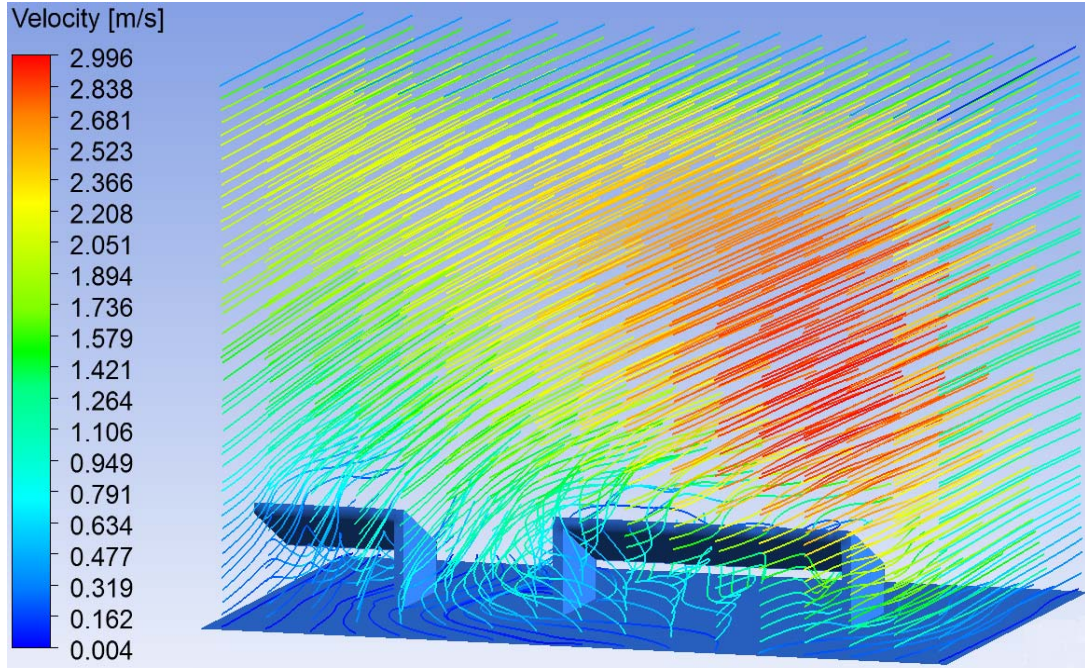
Darcy sürtünme faktörünün hesabında yapılan hata miktarı:

EK-4. (Devam) Hata analizi ve örnek bir hata analizi hesabı

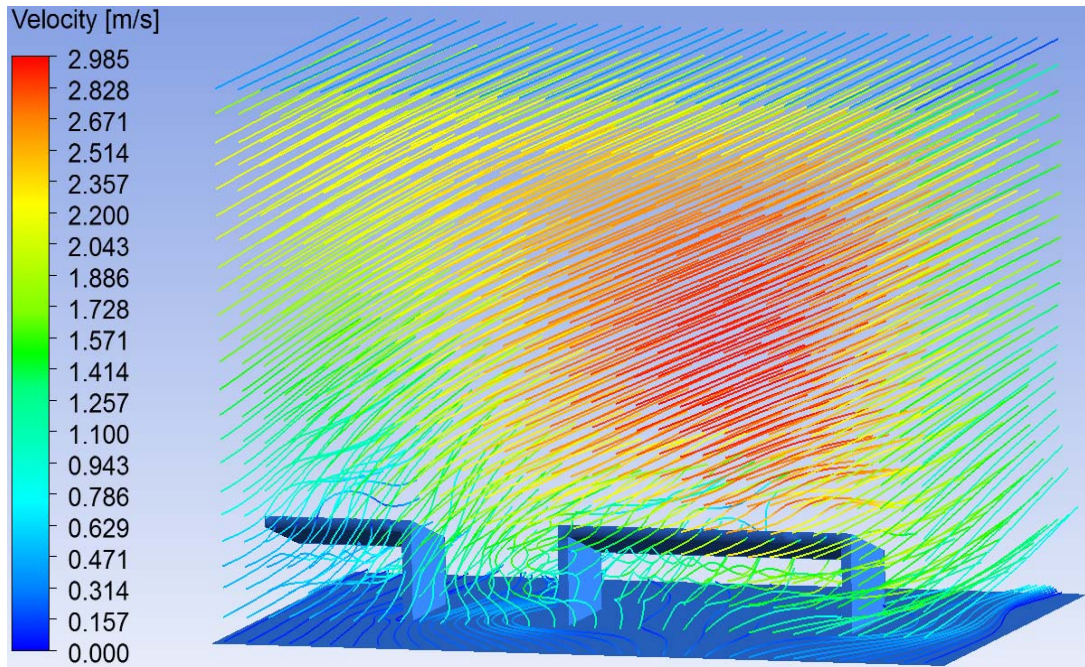
$$\begin{aligned} \frac{W_f}{f} &= \left[\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{2}{V} W_V \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{(0,1)(0,02)}{(0,1)} \right)^2 + (0,0022)^2 + \left(\frac{0,0001}{(0,508)} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &\quad + (0)^2 + \left(\frac{2}{(6,88 \times 10^{-2})} (0,01)(6,88 \times 10^{-2}) \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0283 \end{aligned} \quad (4.44)$$

Görüldüğü gibi bu örnek için Nusselt sayısındaki belirsizlik %3,11, Reynolds sayısındaki belirsizlik %1,02, Darcy sürtünme faktöründeki belirsizlik ise %2,83 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade 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 edilmiştir.

EK-5. Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



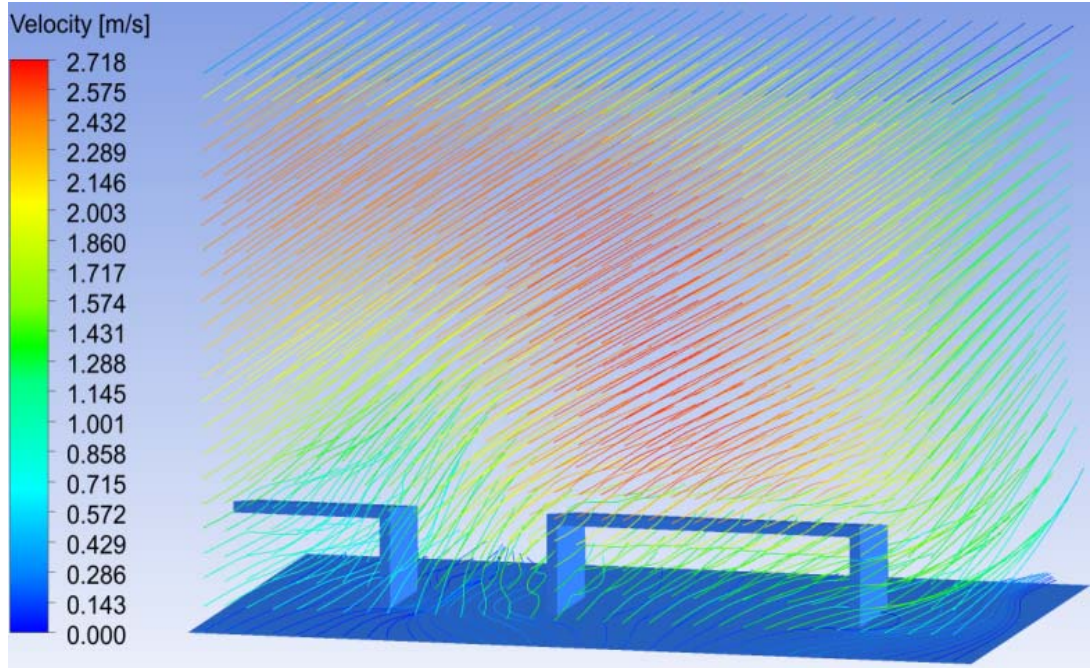
(a)



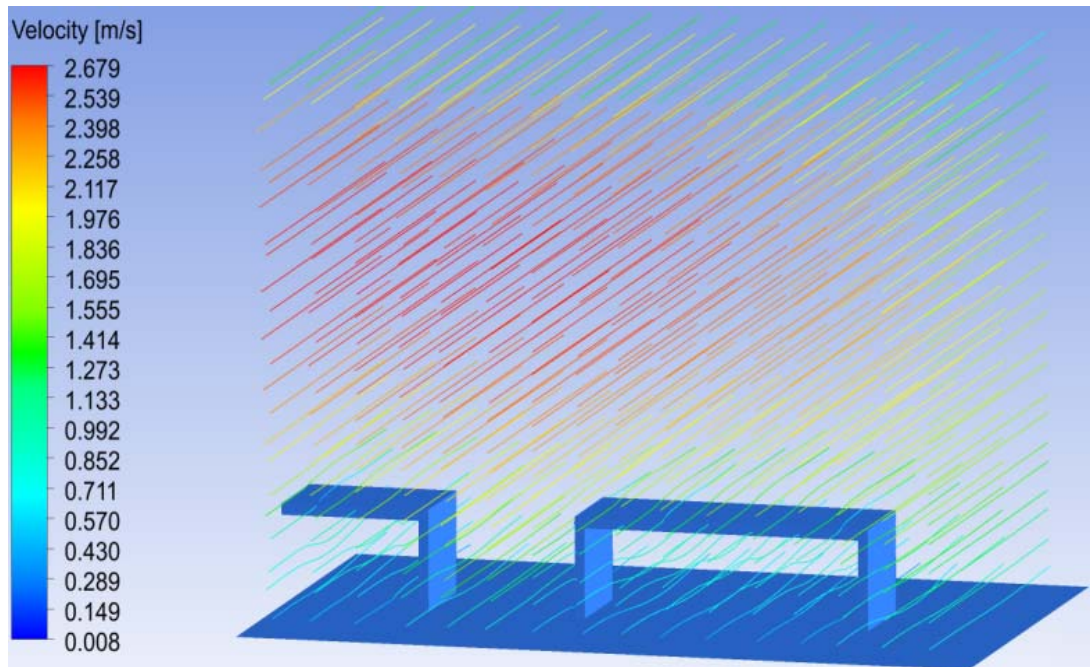
(b)

Şekil 5.1. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel eğim açıları için akım çizgilerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



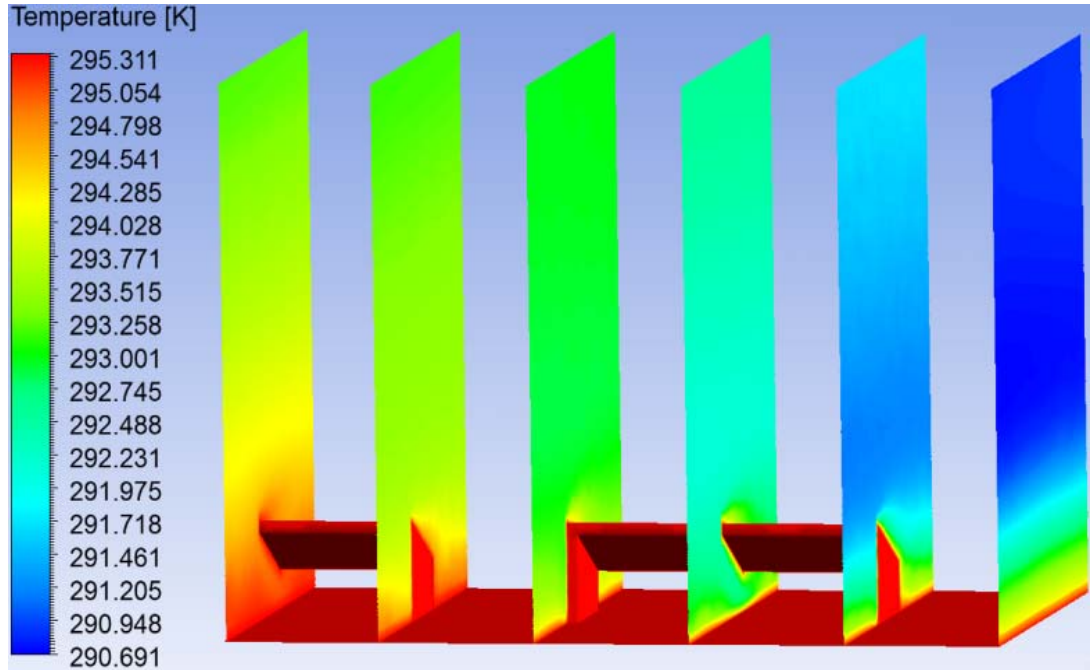
(c)



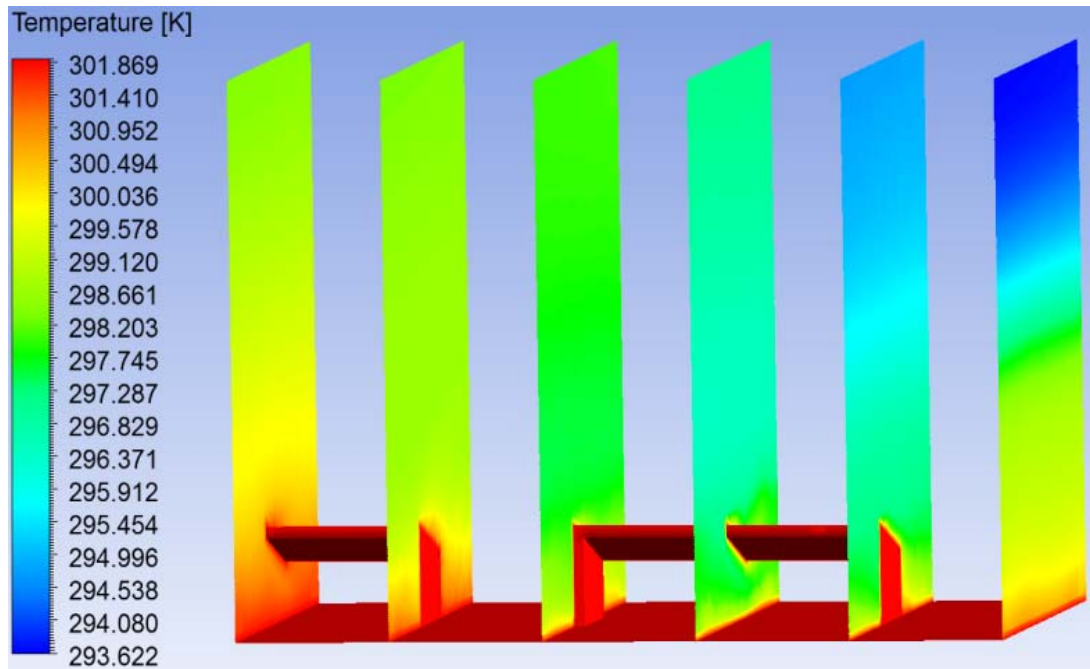
(d)

Şekil 5.1. (Devam) Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel eğim açıları için akım çizgilerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



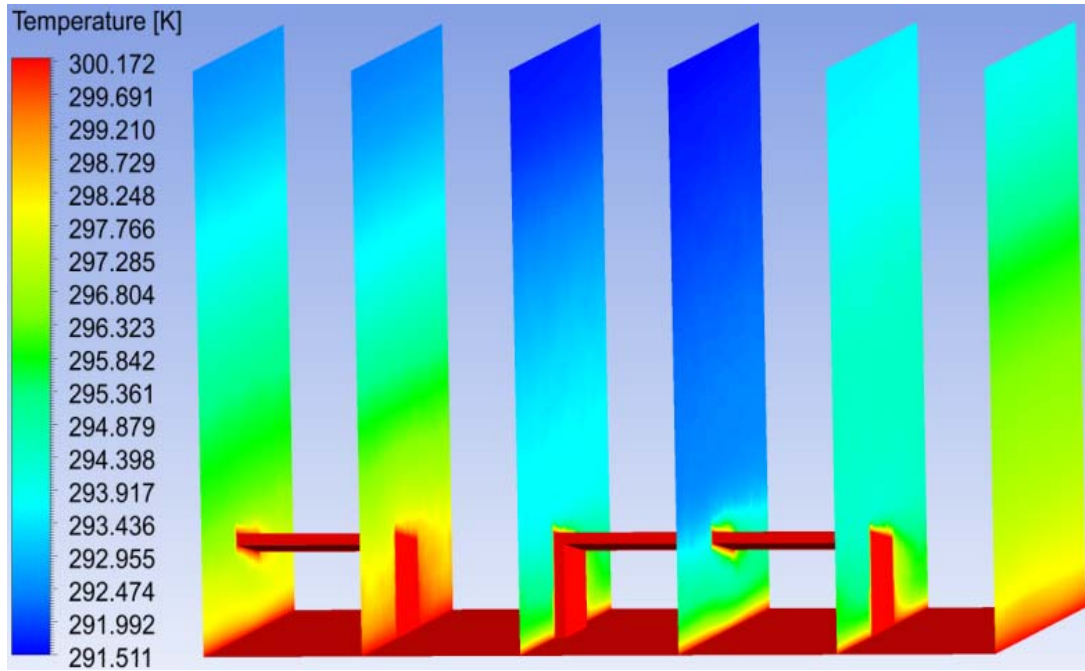
(a)



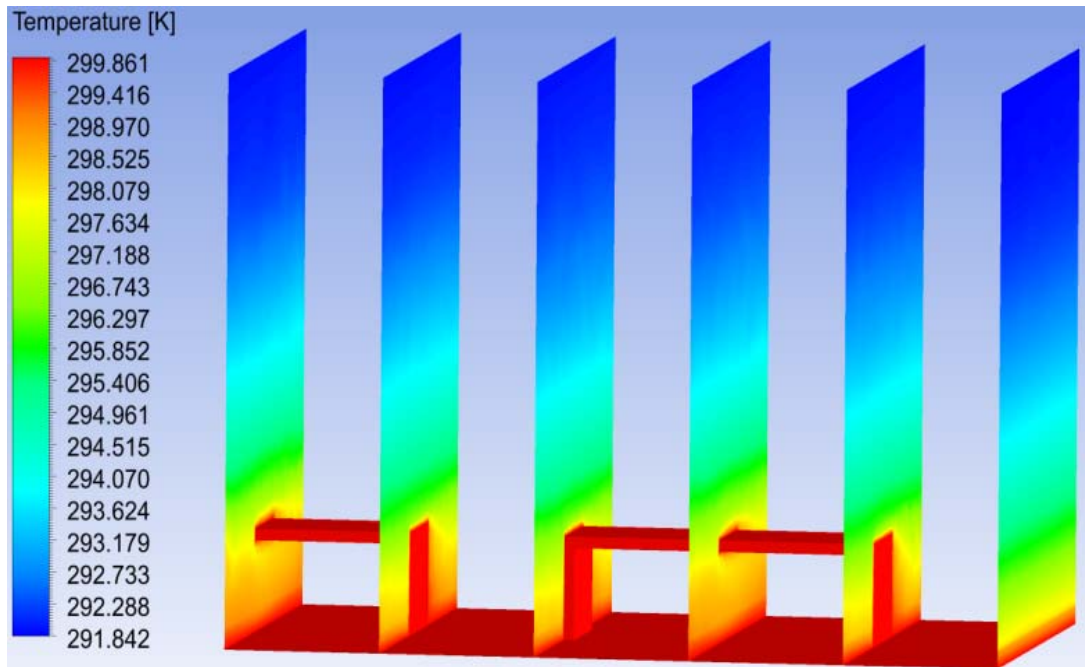
(b)

Şekil 5.2. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel eğim açıları için sıcaklık dağılımlarının görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



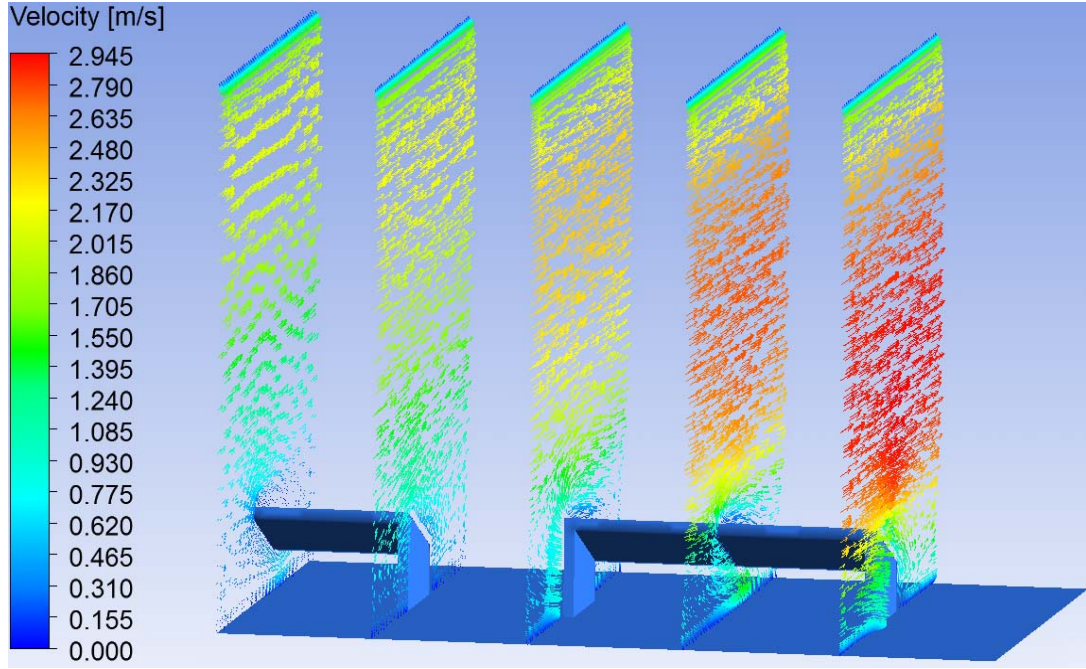
(c)



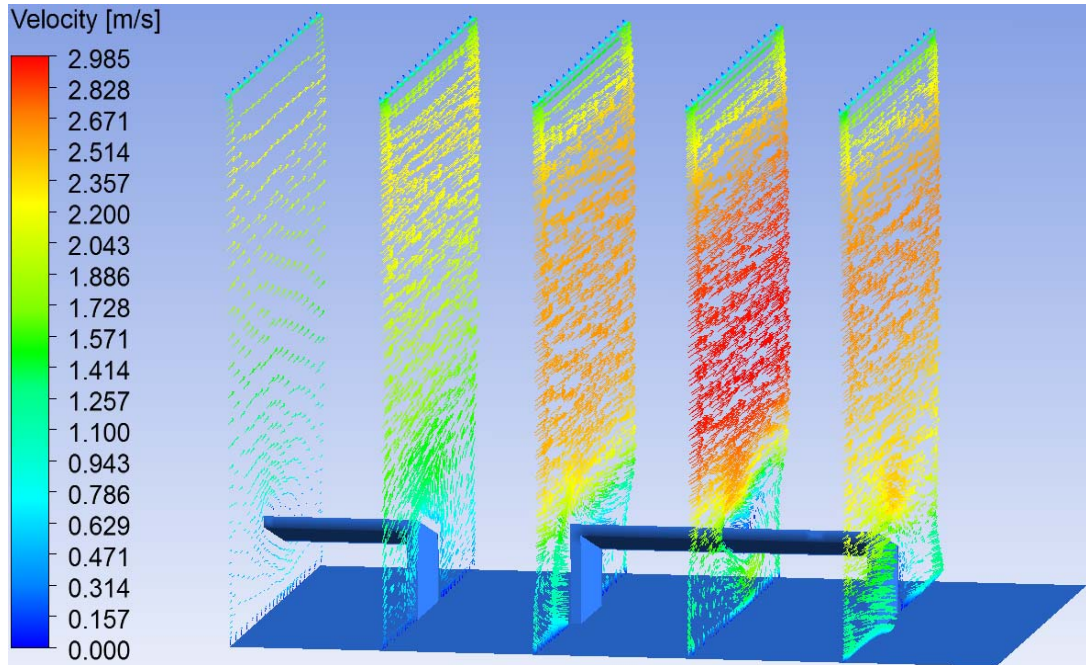
(d)

Şekil 5.2. (Devam) Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel eğim açıları için sıcaklık dağılımlarının görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



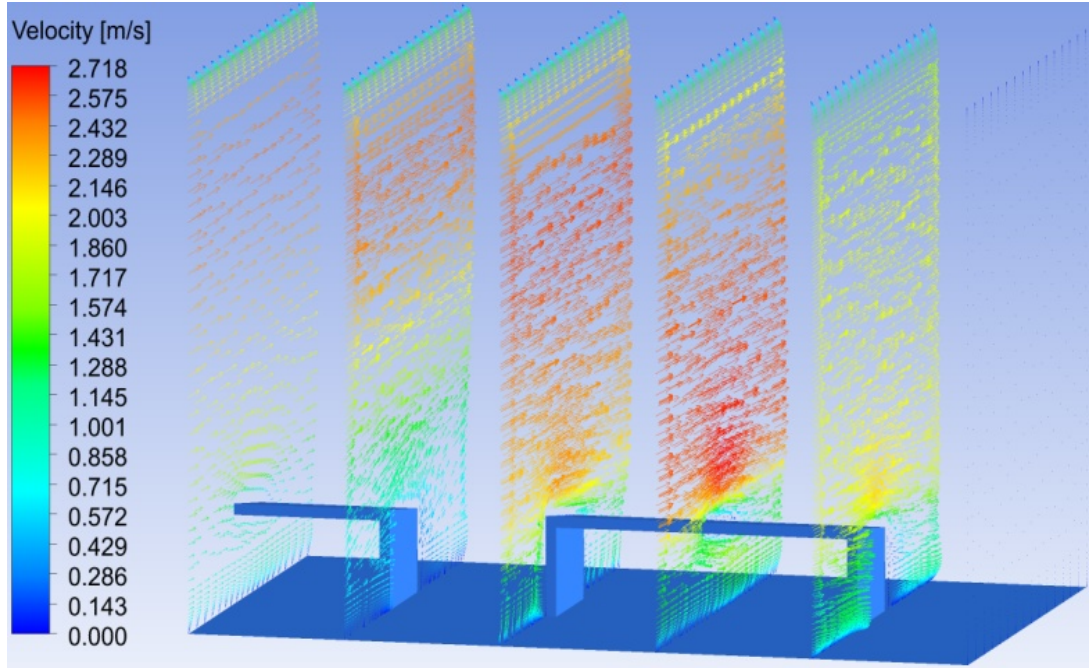
(a)



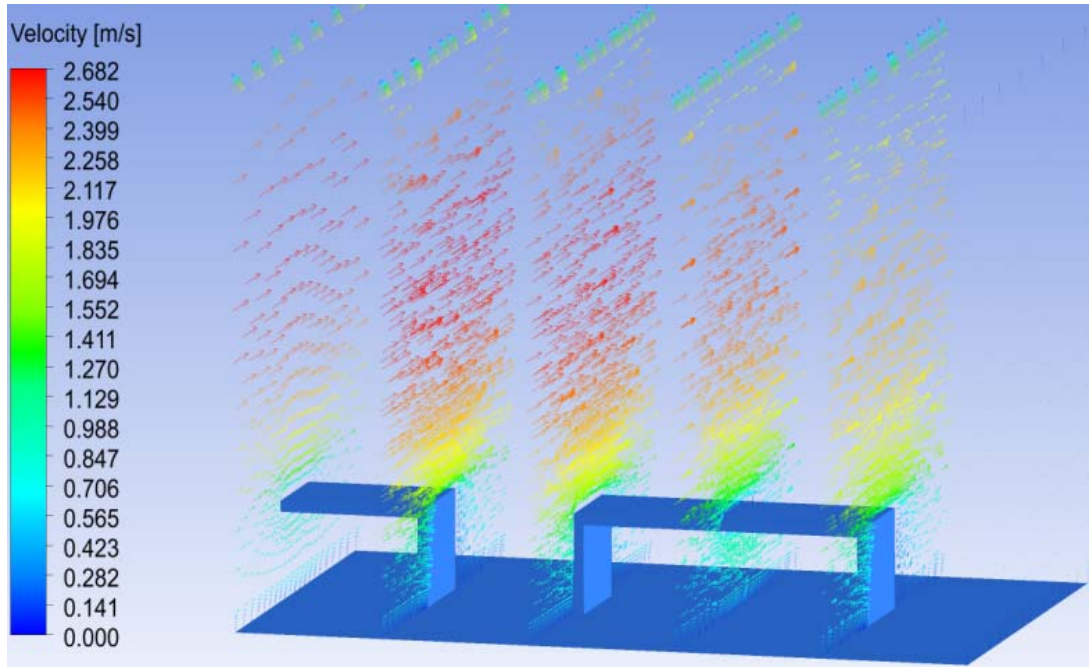
(b)

Şekil 5.3. Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel eğim açıları için hız vektörlerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



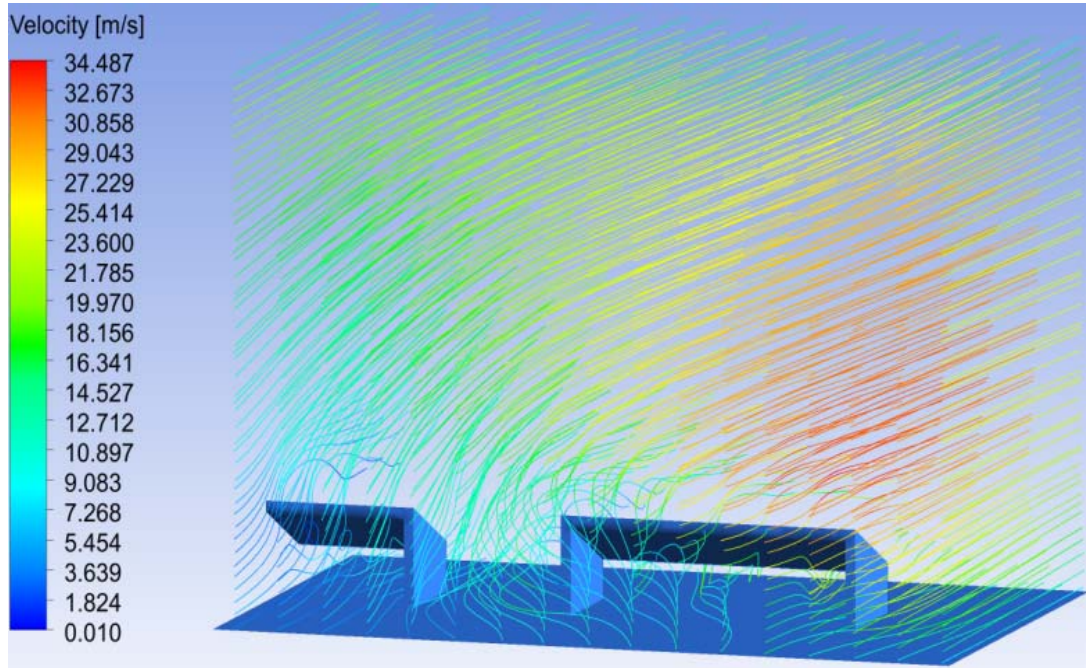
(c)



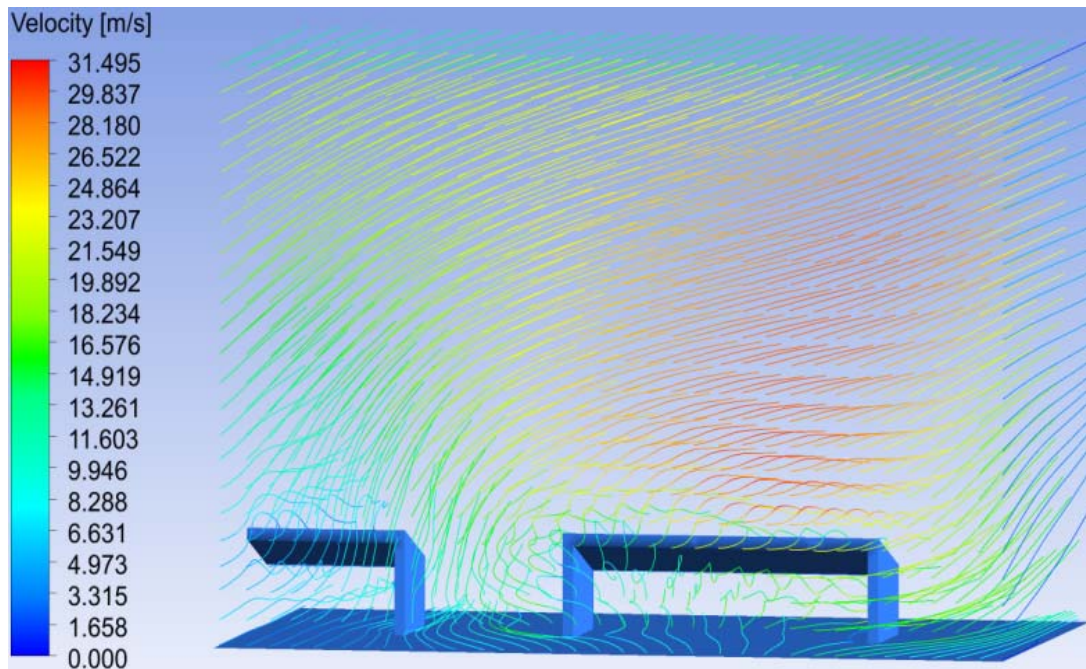
(d)

Şekil 5.3. (Devam) Geçiş bölgesi akış şartlarında farklı engel eğim açıları için hız vektörlerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



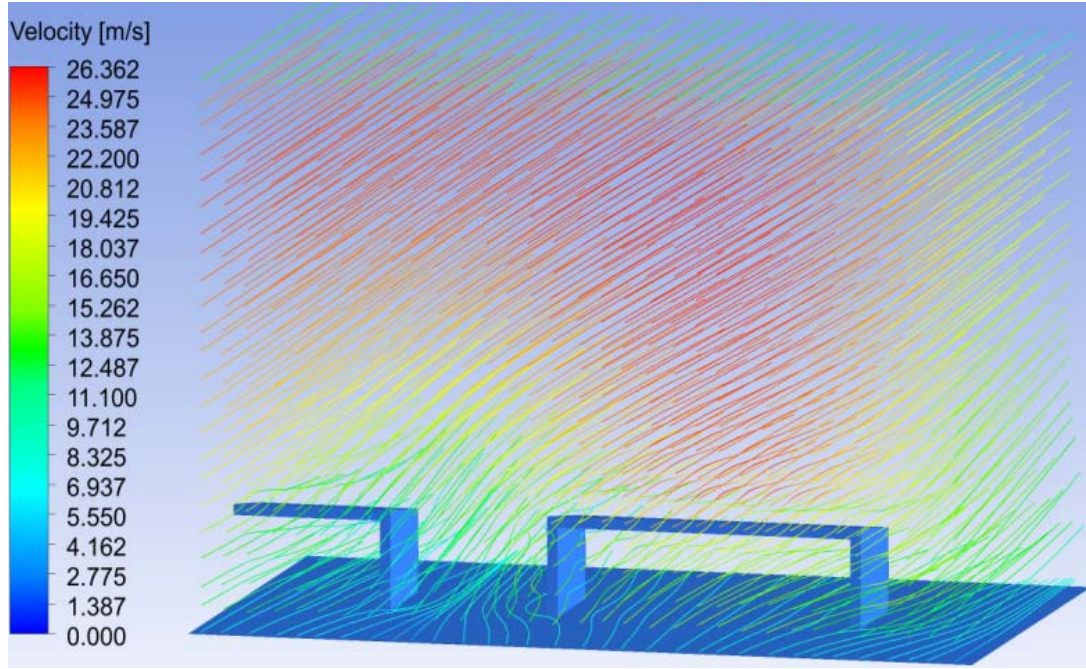
(a)



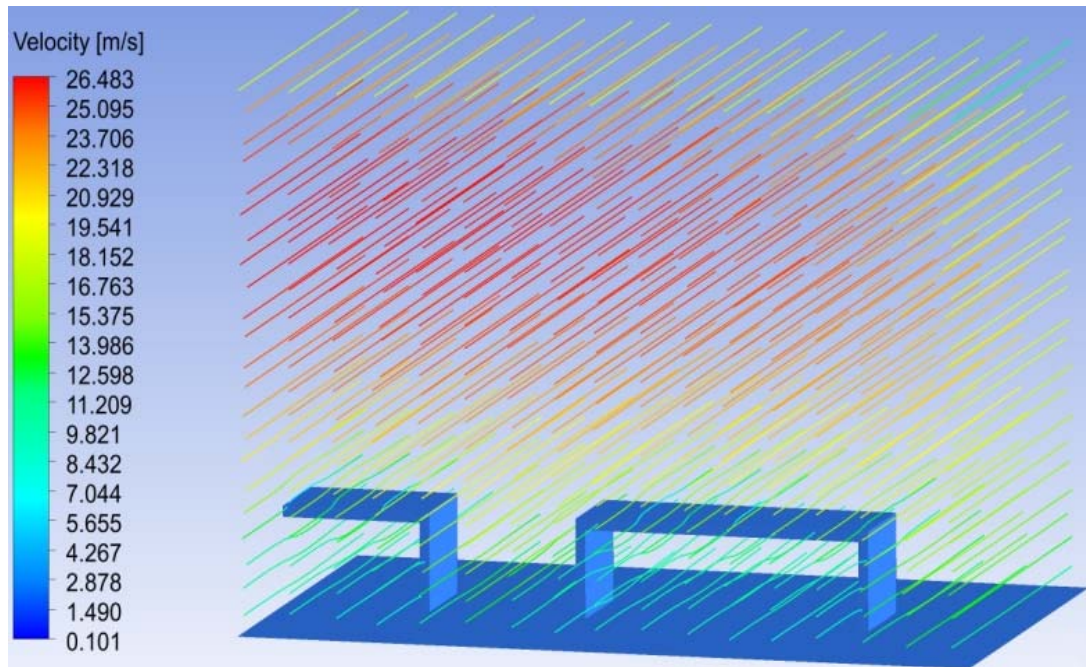
(b)

Şekil 5.4. Tam türbülanslı bölge akış şartlarında farklı engel eğim açıları için akım çizgilerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



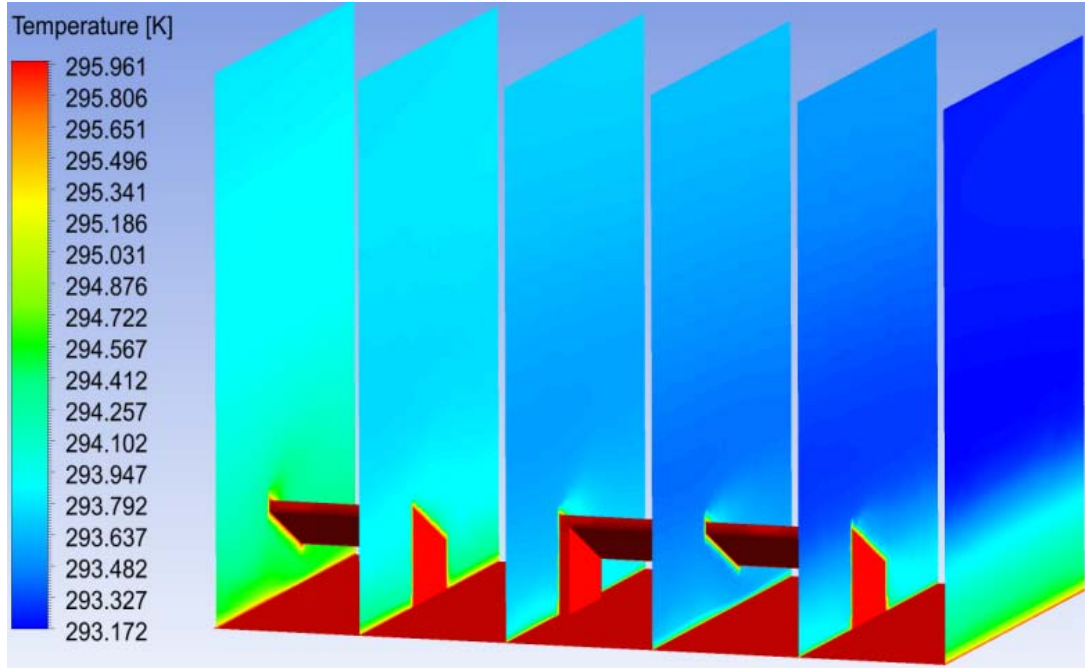
(c)



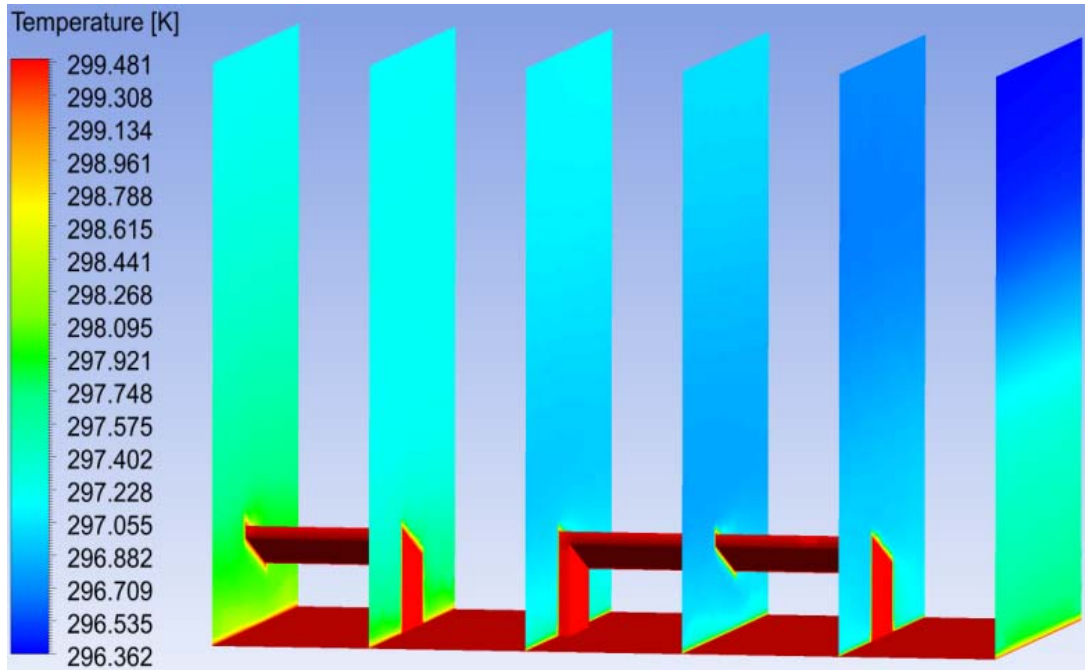
(d)

Şekil 5.4. (Devam) Tam türbülanslı bölge akış şartlarında farklı engel eğim açıları için akım çizgilerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



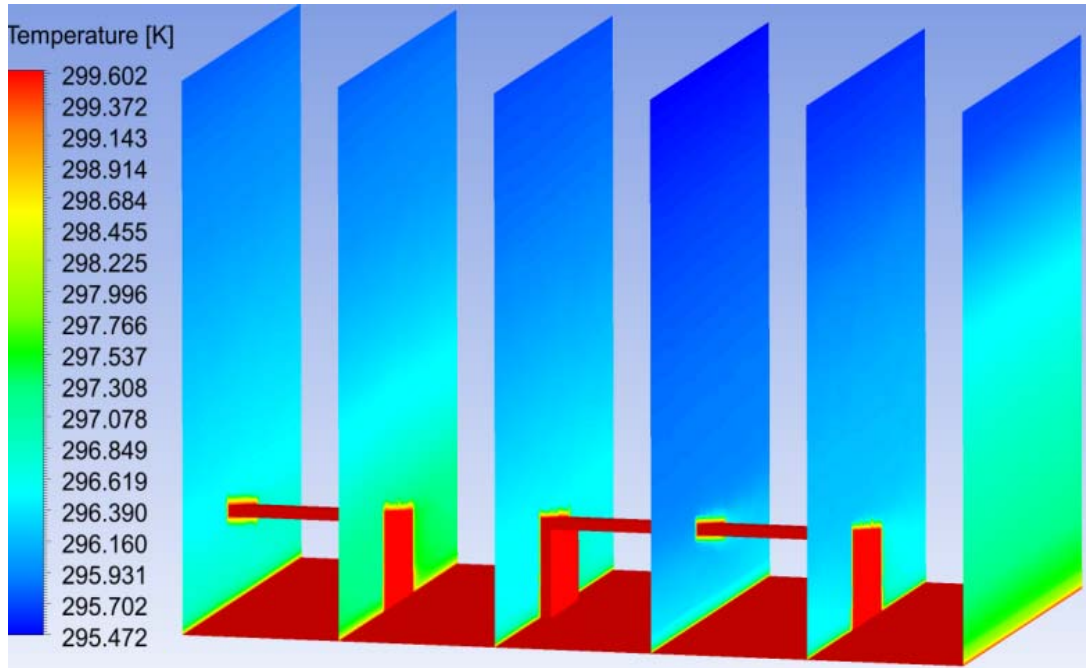
(a)



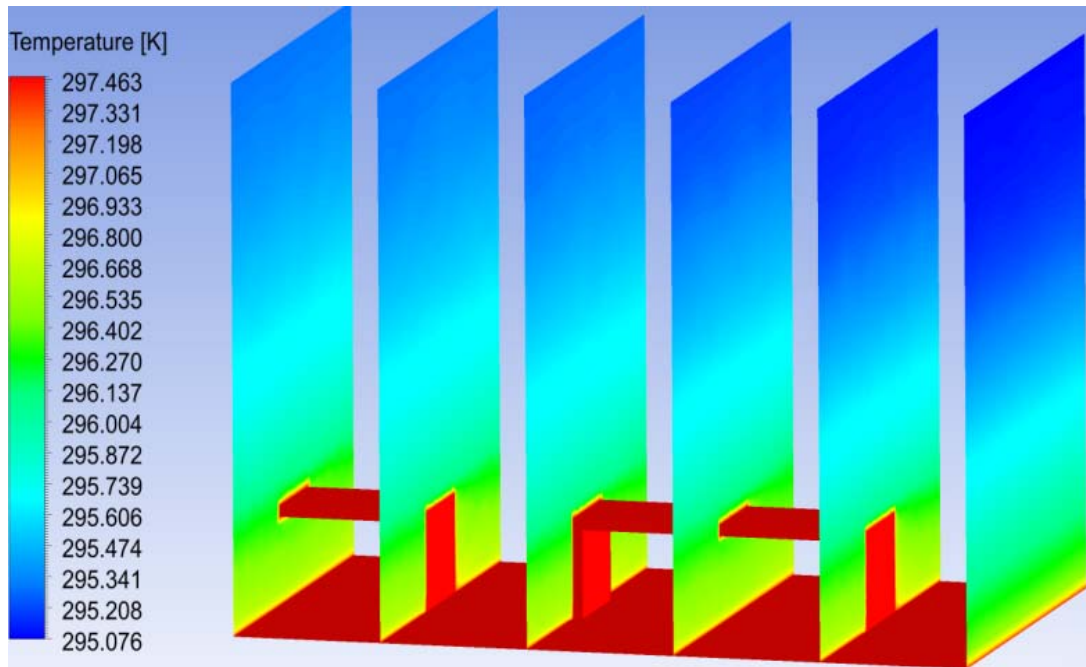
(b)

Şekil 5.5. Tam türbülanslı bölge akış şartlarında farklı engel eğim açıları için sıcaklık dağılımlarının görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



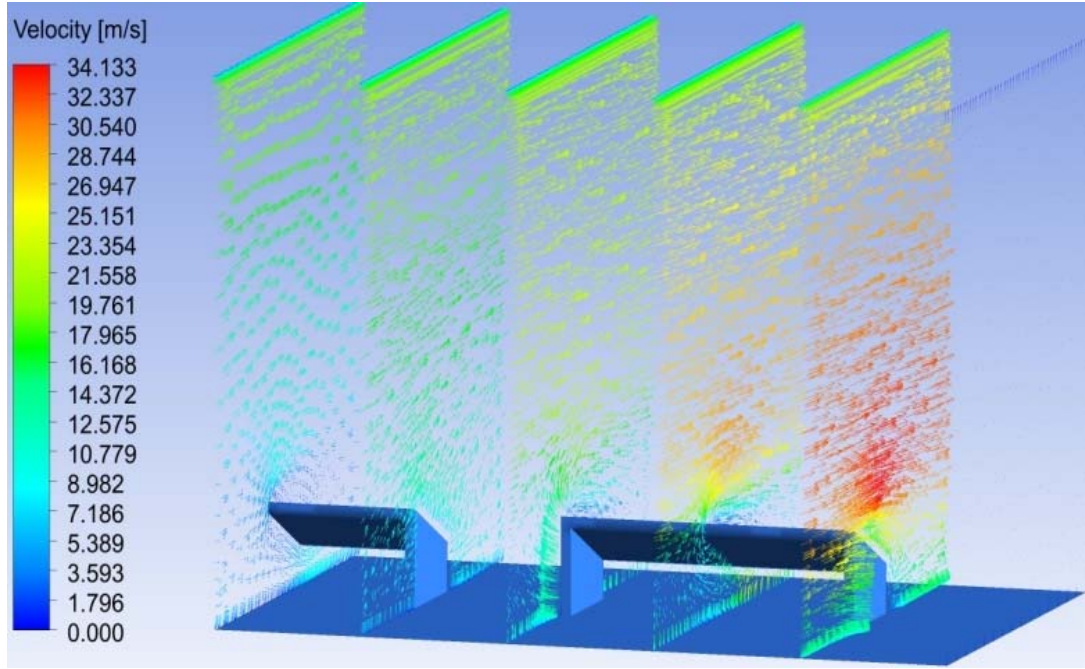
(c)



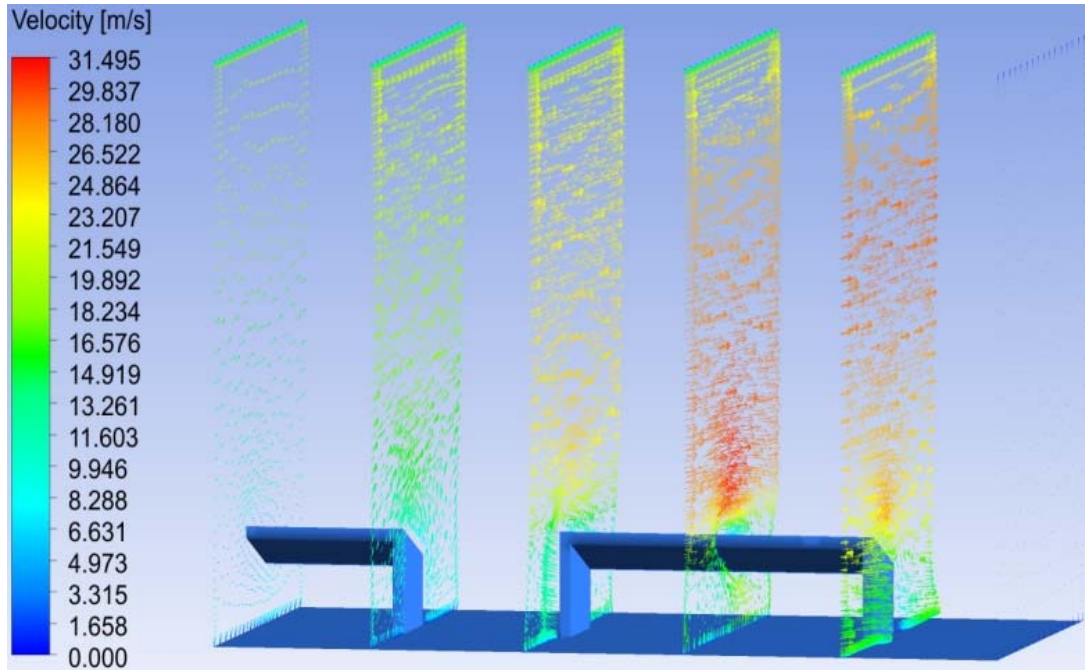
(d)

Şekil 5.5. (Devam) Tam türbülanslı bölge akış şartlarında farklı engel eğim açıları için sıcaklık dağılımlarının görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



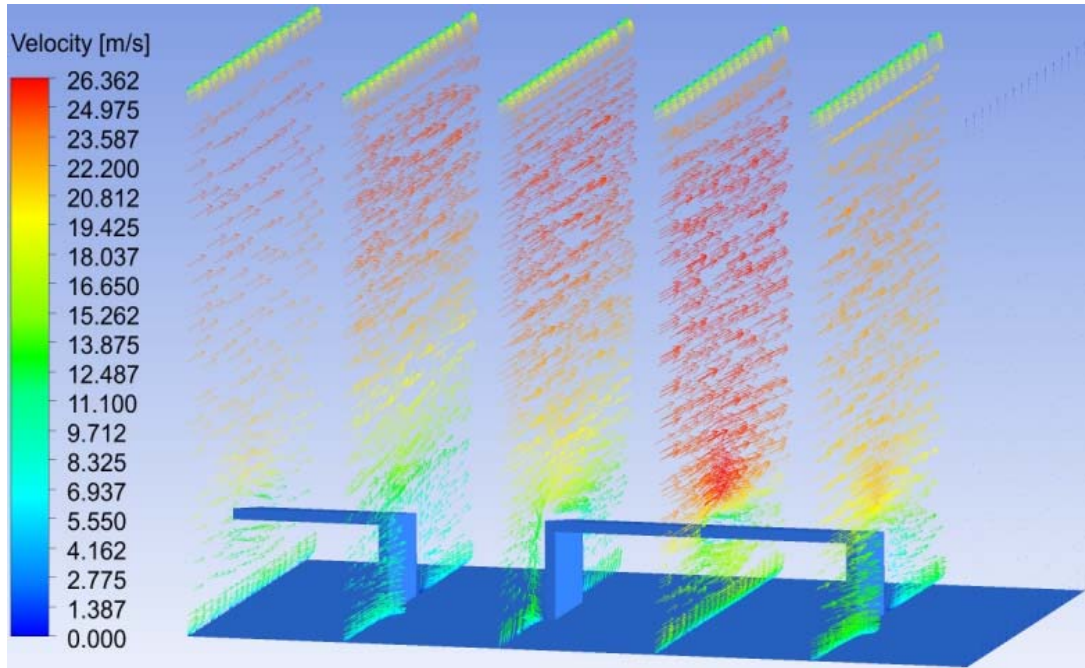
(a)



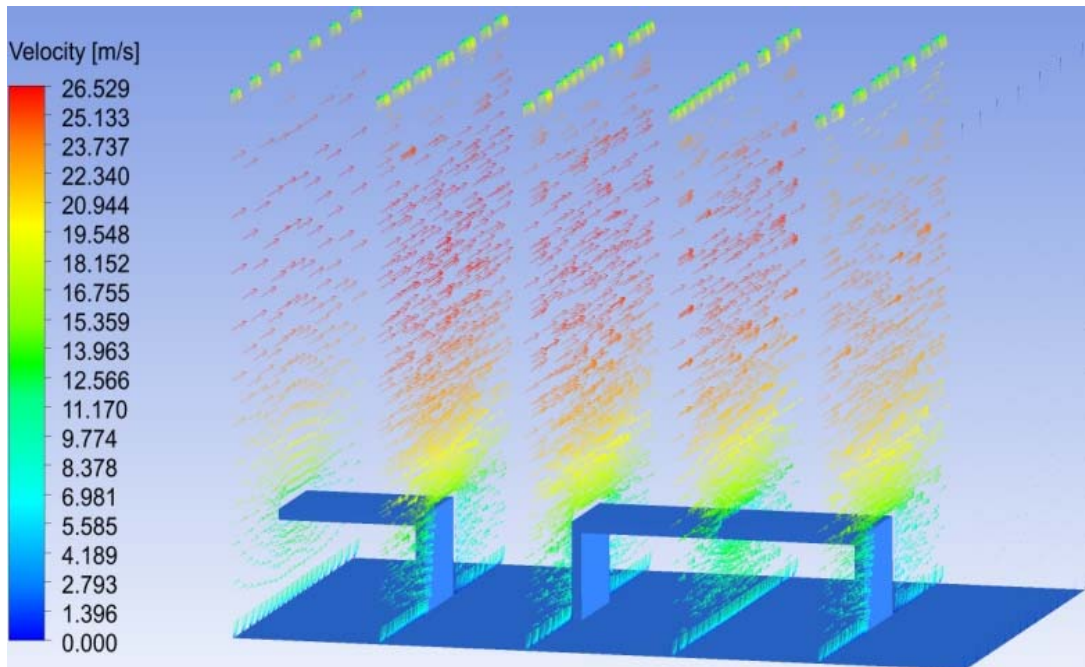
(b)

Şekil 5.6. Tam türbülanslı bölge akış şartlarında farklı engel eğim açıları için hız vektörlerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

EK-5. (Devam) Farklı engel eğim açıları ve akış şartları için akım çizgileri, sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinin üç boyutlu gösterimi



(c)



(d)

Şekil 5.6. (Devam) Tam türbülanslı bölge akış şartlarında farklı engel eğim açıları için hız vektörlerinin görünümü: (a) $h_2=4,5$ mm, (b) $h_2=6,0$ mm, (c) $h_2=7,5$ mm, (d) $h_2=9,0$ mm

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Sayadı, adı : ARSLAN, Kamil
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 01.04.1980 Kırıkkale
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : (+90312) 582 34 67
 Faks : (+90312) 231 98 10
 e-mail : kamilarслан@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	2010
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	2005
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü	2002

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2002-...	Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Onur, N., Kurtul, Ö., **Arslan, K.**, Turgut, O., “Three-Dimensional Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in a Curved Square Duct”, Journal of Thermal Science and Technology (incelemede).
2. **Arslan, K.**, Onur, N., Turgut, O., “Experimental and Three Dimensional Numerical Investigation of Laminar Flow Heat Transfer in a Rectangular Duct under Uniform Bottom Surface Temperature with Developing Velocity and Temperature Fields”, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 19-21 Temmuz 2010, Antalya/TÜRKİYE (sözlü sunum için kabul edildi).
3. Onur, N., **Arslan, K.**, Turgut, O., “Experimental and Three Dimensional Numerical Investigation of Laminar Heat Transfer Inside Trapezoidal Duct”, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 19-21 Temmuz 2010, Antalya/TÜRKİYE (sözlü sunum için kabul edildi).
4. Onur, N., Turgut, O., Kurtul, Ö., **Arslan, K.**, “Three Dimensional Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in a Curved Square Duct with Internal Fin”, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 19-21 Temmuz 2010, Antalya/TÜRKİYE (sözlü sunum için kabul edildi).
5. Turgut, O., Onur, N., **Arslan, K.**, Günbey, F., “Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Laminer Akışta Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Isı Transferi Probleminin Sayısal Olarak İncelenmesi”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Vol.29, No.2, pp.59-66, 2009.
6. Onur, N., Turgut, O., **Arslan, K.**, Kurtul, Ö., “An Experimental and Three Dimensional Numerical Study on the Convective Heat Transfer Inside a Trapezoidal Cross-Section Duct Under Constant Wall Temperature”, Heat and Mass Transfer, Vol.45, No.3, pp.263-274, 2009.
7. Onur, N., Kurtul, Ö., **Arslan, K.**, Turgut, O., “Kare Kesitli 90°'lik Eğrisel Bir Kanal İçerisinde Laminer Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi”,

14. Bilgisayar Destekli Mühendislik ve Sistem Modelleme Konferansı, 5-6 Kasım 2009, ODTÜ Kültür ve Kongre Merkezi, Ankara/TÜRKİYE.
8. **Arslan, K.**, Onur, N., “İçerisine Farklı Açılarda Engeller Yerleştirilmiş İki Yatay Paralel Plaka Arasındaki Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi”, ULIBTK’09 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, pp.453-459, 24–27 Haziran 2009, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas/TÜRKİYE.
9. Turgut, O., Onur, N., **Arslan, K.**, Deveci, İ., Başataç, K., “Çapraz Dizilmiş Boru Demetleri Arasındaki Laminer Zorlanmış Konveksiyonun Sayısal Olarak İncelenmesi”, ULIBTK’09 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, pp.439-444, 24–27 Haziran 2009, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas/TÜRKİYE.
10. Onur, N., **Arslan, K.**, Turgut, O., “Kare Kesitli 220°lik Eğrisel Bir Kanal İçerisindeki Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, ULIBTK’09 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, pp.475-481, 24–27 Haziran 2009, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas/TÜRKİYE.
11. Onur, N., **Arslan K.**, Turgut, O., “Alt Yüzeyine Farklı Açılarda Engeller Yerleştirilmiş İki Paralel Plaka Arasındaki Türbülanslı Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi” 2008 Fluent Kullanıcıları Konferansı, 7–9 Ekim 2008, Bilkent Otel, Ankara/TÜRKİYE.
12. Turgut, O., Onur, N., **Arslan, K.**, “Tam Gelişmiş Akış Şartlarında Yamuk Kesitli Kanal İçerisindeki Zorlanmış Konveksiyon Isı Transferinin Farklı Türbülans Modelleri Kullanılarak İncelenmesi”, ULIBTK’07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, pp.618-623, 30 Mayıs-2 Haziran 2007, Erciyes Üniversitesi, Kayseri/TÜRKİYE.
13. Turgut, O., Onur, N., **Arslan, K.**, "Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Zorlanmış Konveksiyon Şartlarında Türbülanslı Akış ve Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi", ULIBTK’05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, pp.162-168, 7-9 Eylül 2005, KTU, Trabzon/TÜRKİYE.

Bilimsel Etkinlikler

- ULIBTK’09 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 24-27 Haziran 2009, Cumhuriyet Üni., Sivas/TÜRKİYE.

- 2008 Fluent Kullanıcıları Konferansı, 7-9 Ekim 2008, Bilkent Otel, Ankara/TÜRKİYE.
- XXIV. Summer School of the European Membrane Society on “Membranes for Reactive Processes”, University of Genoa, 11–14 Eylül 2007, Genoa/ITALY.
- NATO ASI Summer School on Mini Micro Fuel Cells as Electric Energy Generators, 22 Temmuz-3 Ağustos 2007, Çeşme Altinyunus Otel, İzmir/TÜRKİYE.
- ULIBTK’07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 30 Mayıs-2 Haziran 2007, Erciyes Üni., Kayseri/TÜRKİYE.
- First European Summer School on Hydrogen Safety, 15-24 Ağustos 2006, University of Ulster, Belfast/UK.
- ULIBTK’05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-9 Eylül 2005, KTÜ, Trabzon/TÜRKİYE.