



T.C.

**AKSARAY ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BİR KANAL İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÜÇGEN ENGEL
DİZİLERİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN PARAMETRİK
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Melike YÜKSELTÜRK

DANIŞMAN

Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2020



T.C.

**AKSARAY ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BİR KANAL İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÜÇGEN ENGEL
DİZİLERİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN PARAMETRİK
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Melike YÜKSELTÜRK

DANIŞMAN

Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2020

Aksaray Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü' nün 172304403 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi, Melike YÜKSELTÜRK tarafından hazırlanan “**BİR KANAL İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÜÇGEN ENGEL DİZİLERİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN PARAMETRİK İNCELENMESİ**” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof.Dr. Ünal AKDAĞ

Aksaray Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.....

Üye: Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Doğan DEMİRAL

Aksaray Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.....

Tez Savunma Tarihi: 10 / 12 / 2020

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Doç. Dr. Mehmet Ali HINIS

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

DOĞRULUK BEYANI

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum bu çalışmayı, akademik kurallara ve bilimsel etik, ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yol ve yardıma başvurmaksızın yazdığımı, yararlandığım eserlerin kaynakçada gösterilenlerden oluştuğunu, çalışmamda kullandığım verilerin orijinalliğini ve her türlü intihalden uzak olduğunu beyan ederim.

Enstitü tarafından belli bir zamana bağlı olmaksızın, tezimle ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara katlanacağımı bildiririm.

Melike YÜKSELTÜRK

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitim dönemim ve tez aşamasında yardımlarını, eleştirilerini ve görüşlerini benimle paylaşarak çalışmalarına büyük katkısı olan, değerli danışman hocam Prof. Dr. Ünal AKDAĞ'a teşekkürlerimi sunarım. Deneysel çalışmalarına sağladığı destekler için Öğr. Gör. Hakan PALANCIOĞLU'na teşekkür ederim.

Tez çalışmasının finansal desteği, 2018-013 numaralı “Dalgalı Kanallarda Pulsatif Akış Kullanarak Isı Transferinin İyileştirilmesi” adlı proje ile ASÜ BAP tarafından karşılanmıştır. Bu anlamlı desteğinden dolayı ASÜ BAP'a teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca benden desteklerini esirgemeyen çok sevdiğim aileme teşekkür ederim.

Melike YÜKSELTÜRK
AKSARAY, 2020

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	3
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	22
3.1 Giriş	22
3.2 Deney Düzenekinin Tanıtılması	22
3.3 Test Bölümü	24
3.4 Engeller	25
3.5 Isıtıcı Folyo Yerleşimi	26
3.6 Doğru Akım (DC) Güç Kaynağı	27
3.7 Fan ve Kontrol Ünitesi	28
3.8 Anemometre ve Basınç Ölçüm Cihazı	29
3.9 Isıl Çiftler	30
3.10 Deneylerin Yapılışı	30
3.11 Deneysel Ölçümler	31
3.12 Isıtıcı Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi	31
3.13 Kanal Çıkış Sıcaklığının Belirlenmesi	34
3.14 Basınç Ölçümü	36
3.15 Isı Geçişi Hesabı	38
3.16 Fiziksel Parametreler	41
3.17 Hata Analizi	42
3.18 Sonuçlar	44
4. SAYISAL ÇALIŞMA	56
4.1 Giriş	48
4.2 Sonlu Hacimler Yöntemi	57
4.3 Türbülans Modelleri	57
4.3.1 $k-\epsilon$ türbülans modeli	58
4.4 Çözüm Alanı	52
4.5 Matematik Model	53
4.6 Sınır Şartları	54
4.7 Sayısal Çözümün Doğrulanması	55
4.8 Sayısal Çözümün Değerlendirilmesi	56
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	71
KAYNAKLAR	73
EKLER	78
Ek A. Deneysel parametreler	79
Ek B. Boyut analizi	80
Ek C. Hata analizi	83
ÖZGEÇMİŞ	86

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİR KANAL İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÜÇGEN ENGEL DİZİLERİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN PARAMETRİK İNCELENMESİ

Melike YÜKSELTÜRK

Aksaray Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

ÖZET

Bir dizi üçgen prizma içeren bir kanaldaki ısı transferi, türbülanslı akış rejiminde deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Kare kesitli kanal kullanılmakta ve üçgen prizmalar kanalın ortasına yerleştirilmektedir. Kanalın alt duvarı sabit ısı akısı ile ısıtılmaktadır. Kanal en boy oranı ve üçgen prizma elemanlarının boyutları sabit kabul edilmektedir. Çapraz hava akışında dört farklı hücum açısı ile üç farklı dizilimde eşkenar üçgen prizma elemanlar kullanılmıştır. Isıtılmış yüzey sıcaklıkları ve yığın sıcaklıkları, deney düzeneğinde ısı çiftleri kullanılarak ölçülmüştür. Isı transferinin bir göstergesi olan Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Deneysel verilere dayanarak sayısal bir çalışmada yapılmıştır. Hesaplama prosedürü sonlu hacim tekniğine dayanmaktadır ve türbülans yaklaşımı için standart $k-\epsilon$ metodu seçilmiştir. Sonuçlar üçgen silindir etrafındaki akış çizgileri ve sıcaklık kontürleri şeklinde sunulmaktadır. Akış karakteristikleri çeşitli Reynolds sayılarında akış çizgileri ve basınç alanları şeklinde analiz edilmektedir. Akış alanı üçgen prizma setinden etkilenmektedir ve ısıtılmış yüzeyden ısı aktarım hızını değiştirmektedir. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafikler halinde sunulmakta ve tartışılmaktadır. Sonuçlar literatürde mevcut verilerle karşılaştırılmış ve iyi bir uyum sağladığı görülmüştür. Kanal içerisine üçgen prizma engeller yerleştirmenin ısı transferinde önemli bir artış gösterdiği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Transferi İyileştirme, Taşınım, Üçgen Prizmalar, Çapraz-akış.

Ekim, 2020; 86 sayfa

M.Sc. THESIS

PARAMETRIC INVESTIGATION OF THE EFFECT OF TRIANGLE BARRIER ARRAYS PLACED IN A CHANNEL ON HEAT TRANSFER

Melike YÜKSELTÜRK

**Aksaray University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

ABSTRACT

Heat transfer in a channel in presence of a set of triangular prism has been investigated experimentally and numerically in turbulent flow regime. The square cross-sectional channel is used and the triangular prisms are located in the middle of the channel. The bottom wall of the channel is heated with constant heat flux. The channel aspect ratio and triangular prism elements dimensions are considered fixed. Three equilateral triangular prism elements have been used with four different attack angles in cross flow of air. The heated surface temperatures and bulk temperatures are measurement by using thermocouples on the experimental setup. The Nusselt number was calculated for heat transfer rate. Based on the experimental data a numerical study is performed. The computational procedure is based on the finite volume technique and the standard $k-\varepsilon$ formulation was chosen for turbulence closure. Results are presented in the form of streamline and temperature contour plots around the circumference of the cylinder. The flow characteristics are analyzed in the forms of streamlines and pressure fields at various Reynolds numbers. The set of triangular prism is effected flow field and changed heat transfer rate from heated surface. Diagram of Nusselt number versus Reynolds numbers is presented and discussed. Results are compared with the available data in the literature that display good agreements. It has been observed that placing triangular prism obstacles in the channel shows a significant increase in heat transfer.

Keywords: Heat Transfer Enhancement, Convection, Triangular Prism, Cross-flow.

October, 2020; 86 pages

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1.	Deney düzeneği (Resim).....	23
Şekil 3.2.	Deney düzeneği (Şematik).....	23
Şekil 3.3.	Test Bölümü (Resim).....	25
Şekil 3.4.	Test Bölümü (Şematik).....	25
Şekil 3.5.	Engeller.....	25
Şekil 3.6.	Engellerin kanal içinde dizilimi.....	26
Şekil 3.7.	Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması.....	27
Şekil 3.8.	DC güç kaynağı.....	28
Şekil 3.9.	DC güç kaynağı bağlantı şekli.....	28
Şekil 3.10.	Fan ve hız kontrol panosu.....	29
Şekil 3.11.	Anemometre.....	29
Şekil 3.12.	Fark basınç ölçer.....	29
Şekil 3.13.	Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının test bölgesi boyunca değişimi (1engel).....	32
Şekil 3.14.	Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının test bölgesi boyunca değişimi (3engel).....	33
Şekil 3.15.	Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının test bölgesi boyunca değişimi (5 engel).....	33
Şekil 3.16.	Test bölgesi çıkış kesiti boyunca sıcaklıkların değişimi (1 engel)....	35
Şekil 3.17.	Test bölgesi çıkış kesiti boyunca sıcaklıkların değişimi (3 engel)....	35
Şekil 3.18.	Test bölgesi çıkış kesiti boyunca sıcaklıkların değişimi (5 engel)....	36
Şekil 3.19.	Test bölgesi giriş-çıkışı arasında meydana gelen sürtünme faktörünün değişimi.....	36
Şekil 3.20.	Test bölgesi giriş-çıkışı arasında meydana gelen sürtünme faktörünün değişimi.....	37
Şekil 3.21.	Test bölgesi giriş-çıkışı arasında meydana gelen sürtünme faktörünün değişimi.....	37
Şekil 3.22.	Ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi (1 engel için).....	39
Şekil 3.23.	Ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi (3 engel için).....	40
Şekil 3.24.	Ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi (5 engel için).....	40
Şekil 3.25.	Engel sayılarının karşılaştırılması.....	41
Şekil 3.26.	THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (1 engel).....	45
Şekil 3.27.	THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (3 engel).....	45
Şekil 3.28.	THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (5 engel).....	46
Şekil 4.1.	Ağ yapısının görünümü.....	52
Şekil 4.2.	Sayısal çözümün deney ve literatürdeki çalışmalarla doğrulanması.....	55
Şekil 4.3.	Bir engel için P2 pozisyonunda farklı Re değerleri için hız ve sıcaklık kontürleri.....	57
Şekil 4.4.	Üç engel P2 pozisyonunda farklı Reynolds değerleri için hız ve sıcaklık kontürleri.....	58
Şekil 4.5.	Beş engel için P2 pozisyonunda farklı Re değerlerinde hız ve sıcaklık kontürleri.....	59
Şekil 4.6.	Bir engel için farklı pozisyonlarda hız ve sıcaklık kontürleri.....	60
Şekil 4.7.	Bir engel için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.....	61
Şekil 4.8.	Üç engel için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.....	62
Şekil 4.9.	Beş engel için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.....	62

Şekil 4.10.	P2 pozisyonu için Nu sayısının sayısal ve deneysel olarak engel sayısı ve Re sayısı ile değişimi.....	63
Şekil 4.11.	Bir engel için sürtünme faktörünün pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.....	64
Şekil 4.12.	Üç engel için sürtünme faktörünün pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.....	64
Şekil 4.13.	Beş engel için sürtünme faktörünün pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.....	65
Şekil 4.14.	P2 pozisyonu için sürtünme faktörünün sayısal ve deneysel olarak engel sayısı ve Re sayısı ile değişimi.....	65
Şekil 4.15.	THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (1 engel).....	67
Şekil 4.16.	THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (3 engel).....	67
Şekil 4.17.	THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (5 engel).....	68
Şekil 4.18.	Bir engel için THP'nin pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.....	69



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Literatürde üçgen engel ile ilgili yapılan bazı çalışmalar.....	13
Çizelge 4.1. Ağ bağımsızlığı için yapılan çalışmanın sonuçları ($Re=10000, E:3$)....	53



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bi	Biot Sayısı
CFD	Computational Fluid Dynamic
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg°C)
D_h	Hidrolik çap (m)
DES	Detached Eddy Simulations
DNS	Direct Numerical Simulation
E	Engel sayısı
f	Sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Isıtıcı boyu (m)
LES	Large Eddy Simulation
mm	Milimetre
N	Veri sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
P	Dinamik basınç (Pa)
P1...P4	Pozisyon
Pr	Prandtl Sayısı
Q	Isı transferi (W)
q''	Isı akısı (W/m ²)
Re	Reynolds Sayısı
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RNG	Re-normalization Group Theory
RSM	Reynolds Stress Model
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
T	Sıcaklık (°C)
t	Zaman (s)
T_∞	Ortam ve giriş sıcaklığı (°C)
$T_{b,i}$	Anlık ölçülen sıcaklıklar (°C)
T_w	Levhanın ortalama yüzey sıcaklığı (°C)
$T_{w,x}$	Termoelemanndan alınan ortalama yerel sıcaklık (°C)
THP	Termo Hidrolik Performans
U	Hız (m/s)
U_v	x ve y yönündeki hız (m/s)
U_∞	Serbest akış hızı (m/s)
$W_{\Delta P}$	Basınç ölçme hatası
W_{Nu}	Nusselt sayısı ölçme hatası
$W_{q''}$	Isı akısı ölçme hatası
W_{T_φ}	Çıkış sıcaklığı ölçme hatası
W_{T_w}	Yüzey sıcaklığı ölçme hatası
W_U	Akışkan hızı ölçme hatası
ΔP	Basınç değişimi (Pa)
Δt	Zaman aralığı (s)
η	Isıl performans faktörü
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

1. GİRİŞ

Dünyada fosil tabanlı enerji kaynaklarının azalmasına bağlı olarak, enerji dönüşümlerini minimum kayıplarla yapmak, enerji dönüşümlerinde kullanılan ısı değiştiriciler gibi cihazların verimini artırmak, etkin ısı transferi sağlayan cihazlar tasarlamak mühendislik açısından son derece önem arz etmektedir. Bu amaçla, ısı transferini iyileştirmek için daha verimli ısı transfer elemanlarının geliştirilmesine verilen önem son yıllarda artmıştır.

Isı transferini arttırmak için, ek güç kaynağı istemeyen pasif yöntemler ve dışarıdan güç almayı gerektiren aktif yöntemler olmak üzere, farklı yöntemler denenmektedir. Bu yöntemlerin ikisinin birlikte kullanıldığı yöntemlere karma yöntemler denilmektedir. Geometrik parametreler ve akış debisi sabit tutularak ısı transferini artırma yöntemi olan pasif yöntemler oldukça fazla tercih edilmektedir. Bu bağlamda en çok kullanılan metot ise ısı transfer katsayısı düşük olan kısımda genişletilmiş yüzeyler yani engeller kullanmaktır. Yüzey alanının ve akış karışımının artmasını sağlayarak, taşınım ile gerçekleşen ısı ve kütle transferinde artış sağlanmış olur. Diğer taraftan, aktif yöntemlerde, yüzeyden ısı transferini artırmak için akış titreşimleri, yüzey titreşimleri, mekanik karıştırıcılar, elektriksel veya manyetik alan uygulamak gibi ilave bir güç harcamayı gerektirecek düzenlemeler yapmak gerekmektedir. Bu durum bir dezavantaj gibi gözükse de yapılacak küçük müdahalelerle, ısı transferinde kayda değer bir iyileşme sağlayabilmektedir. Hem aktif hem de pasif yöntemlerden bir veya birkaçının birlikte kullanılması ise ısı transferinde çok büyük artışlara sebep olmaktadır. Burada seçilecek parametrelerin uyumlu olması ve optimum parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Son yıllarda aktif ve pasif yöntemlerin birlikte kullanıldığı ısı transferi iyileştirme ile ilgili çalışmalara olan ilgi artmıştır.

Bu tez çalışmamızın amacı bir kanal içerisine benzer özelliklerde, farklı pozisyon ve sayıda engeller yerleştirilerek ısı transferi üzerine etkilerini incelemektir. Literatürde yapılan incelemelerde farklı engel geometrileri kullanılarak ısı transferi üzerine etkilerinin incelendiği çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmada ise kanal içerisine farklı sayıda ve pozisyonunda yerleştirilen üçgen prizma engellerin ısı transferine etkisi, akış parametreleri ve geometrik ilişki açısından hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca aktif bir yöntem olan pulsatif akışın kullanıldığı

durumda analiz edilmiş olup, ısı transferine etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Çalışmamızın literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.



2. KAYNAK ÖZETLERİ

Günümüzde endüstrinin hızla gelişmesinden dolayı yüksek performansa sahip ısı sistemlerine olan ihtiyaç artmaktadır. Bu talep araştırmacıların ısı geçişinin artırılması için yaptıkları çalışmaları hızlandırmıştır. Isı geçişini artırmak için ısı transferi ile ilgili bilgilerden yararlanılmaktadır.

Isı transferi üç farklı mekanizma şeklinde gerçekleşir; iletim (kondüksiyon) ile ısı transferi, taşınım (konveksiyon) ile ısı transferi ve ışıınım (radyasyon) ile ısı transferi şeklindedir. Bu üç ısı transferinin meydana gelmesi için mutlaka sıcaklık farkının olması gerekir. Sıcaklık farkından dolayı oluşan enerji türüne ısı transferi denir. Sıcaklık farkının olduğu her durumda ısı transferi mutlaka gerçekleşir.

Durgun halde bulunan akışkan veya katı ortamda sıcaklık farkı var ise, burada gerçekleşen ısı transferine, iletim ile ısı transferi denir. Eğer, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkanın sıcaklıkları farkından dolayı, ısı transferi gerçekleşiyorsa buna taşınım ile ısı transferi denir. Farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasında, birbirlerini görmeye engel bir ortam yoksa belli sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektromanyetik dalgalar şeklinde enerji yaydıklarından dolayı ısı transferi meydana gelir. Buna ise ışıınım ile ısı transferi denir.

Termodinamiğin 2. Kanununa göre ısı, yüksek sıcaklıkta bulunan bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye doğru akar. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi gerçekleşir. Taşınım ile ısı transferi; doğal ve zorlanmış taşınım olarak iki kısma ayrılır. Doğal taşınım; akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin meydana getirdiği yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri sonucu oluşan ısı transferidir. Zorlanmış taşınım ise akışın bir dış etki ile oluştuğu (pompa, fan, atmosferik rüzgâr) ısı transferi şeklindedir. Zorlanmış taşınım ve salt doğal taşınımın yanı sıra, zorlanmış ve doğal taşınımın birlikte yer aldığı durumlar da oluşabilir. Bu durum karışık taşınım olarak adlandırılır. Akış hızları küçük ise ve/veya kaldırma kuvvetleri büyük ise, dışarıdan zorlanan akış ile kıyaslanabilir bir ikinci akış oluşabilir. Kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan akış, zorlanmış akışa dik doğrultuda olur ve bu akışın elemanlarından taşınım ile ısı geçişi üzerinde kayda değer bir etkisi olur (Incropera ve Dewitt, 2006).

Sonlu sıcaklıktaki malzemeler tarafından elektromanyetik dalgalarla iletilen enerji ışınlama ile ısı transferidir. İletim ve taşınım ile ısı transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyulur, ışınlama ile ısı transferinin meydana gelmesi için ise bir madde ortamına gerek yoktur.

Hidrodinamik (hız) sınır tabaka: Hız sınır tabakanın gelişiminde akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi τ ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni u , serbest akış değeri U_∞ 'a ulaşmaya kadar artar. δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u/U_\infty = 0,99$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir (Incropera ve Dewitt, 2001).

Isıl sınır tabaka: Tam gelişmiş sıcaklık profilinin $T_{(r,x)}$ biçimi, sabit yüzey sıcaklığı veya ısı akısı sınır koşuluna göre değişir. Bununla birlikte her iki yüzey koşulu için, akışkanın sıcaklığı boru boyunca artar. Eğer $Pr > 1$ ise, hidrodinamik sınır tabakanın termal sınır tabakadan çok daha hızlı bir şekilde geliştiği, $Pr < 1$ ise tersinin olacağı görülür. Boru/kanal girişinde ısıl sınır tabaka kalınlığı sıfır olduğundan, $x=0$ 'da taşınım katsayısı çok büyüktür. Ancak ısıl sınır tabaka gelişirken, ısı transfer katsayısı (h), tam gelişmiş koşullardaki sabit değerine ulaşana kadar hızla azalır.

Bununla birlikte akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarının oluşumuna neden olur. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının oluştuğu bu bölge ısıl sınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0,99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş noktasından uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl sınır tabaka büyür (Incropera ve Dewitt, 2001).

Taşınım problemlerinin çözümünde ilk incelenmesi gereken parametre akışın laminar veya türbülanslı olduğunu belirlemektir. Herhangi bir ortamda akan akış laminar, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur.

Akışın laminar olduğu durumda akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıklar akış çizgileri boyunca hareket ederler. Akışkanın hareketi bir akış çizgisi boyunca x ve y

doğrultularındaki hız bileşenleri ile tanımlanır. v hız bileşeni yüzeye dik yönde olan bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli etkilerde bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur.

Akışın türbülanslı olduğu durumda akış çok düzensizdir. Akış içinde ani hız değişimleri meydana gelir. Bu ani ve düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırmakta ve bunun sonucu olarak taşınım geçiş hızı ve yüzey sürtünmesi de artmaktadır. Akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır. Sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık) laminar akışa oranla daha düzdür.

Akışın laminar olduğu durumda incelenen herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, türbülanslı akışta ise hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler göstermektedir (Incropera ve Dewitt, 2001).

Başlangıçta sınır tabaka laminardır. Giriş ucundan biraz ötede ise küçük çalkantılar başlar. Bu çalkantılar giderek şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkan üç boyutlu gelişigüzel hareketler yapar. Türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığı, yüzey kayma gerilmesi ve taşınım katsayısında önemli artışlar meydana gelir.

Akışın laminar veya türbülanslı olmasına Reynolds sayısının almış olduğu değerler ile karar verilir. Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır. İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akış laminar olarak kabul edilmekte, 2300'den sonra türbülansa geçiş başlamakta ve daha büyük değerlerde türbülanslı akış oluşmaktadır.

Taşınım ile ısı transferinde, transfer edilen ısı miktarı akışkanın taşınım katsayısına, ısı transfer yüzey alanına ve yüzeye akışkan arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Akışkanın ısı taşınım katsayısı, akışkan geometrisine, akışkanın termofiziksel özelliklerine ve akışın rejimi gibi parametrelere bağlıdır. Mühendislik uygulamalarında ısı transferinin artırılması amaçlanırsa, taşınım katsayısı ve ısı transfer yüzey alanının uygun değerlerinin sağlanması gerekir. Bu amaçla akış ortamında türbülans üreticileri ya da genişletilmiş yüzeyler kullanılır. Özellikle son dönemlerde dışarıdan ilave güç kullanılmasını gerektirmeyen, ısı artışı için özel

yüzey geometrileri ve akışkan katkılar kullanılan pasif yöntemler, dışarıdan ek enerjiye veya güce ihtiyaç duyan aktif yöntemler ve bu iki yöntemin bir arada kullanıldığı karma yöntemler olmak üzere birçok metot geliştirilmiştir ve geliştirilmeye de devam etmektedir.

Isı transferini iyileştirme yöntemleri pasif yöntemler ve aktif yöntemler olarak sınıflandırılır. Pasif yöntemle ısı transferinin artırılması işlemlerinin amacı türbülanslı akışta laminar alt tabaka kalınlığının parçalanması veya tamamen yok edilmesidir. Bu ise daha fazla akışkan molekülünün mevcut yüzeyi süpürmesi dolayısıyla aralarında sıcaklık farkı bulunan yüzeyler arasında gerçekleşen ısı transferi miktarını artırmaktadır.

Aktif teknikler: Sistemde ilave enerjinin kullanıldığı yöntemler aktif yöntemler olarak sınıflandırılır. Mesela, yüzeyin döndürülmesi, cidardan açılan küçük deliklerden akışın çekilmesi, akış ortamına ilave akışkanın eklenmesi, akışın titreşiminin sağlanması vb. yöntemlerdir.

Değişik ısı geçişi teknikleri, ısı transfer katsayısını artırdıkları gibi sürtünme faktörünün de artırır. Bu yüzden iyileştirme uygulandığında aynı kütleli debiyi elde etmek için pompalama gücü artırılmalıdır. Isı transferini iyileştirici teknik kullanmakla pompalama gücünün azaltılması hedeflenir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesiyle sistemin etkinliği artırılmış olur ve böylece enerji tasarrufu sağlanır.

Akış oranı sabit tutularak ısı transferini arttıran pasif yöntemlerde yüzey pürüzlülüğü oluşturarak, vorteks üreteçleri kullanarak ya da yüzeye farklı geometrilerdeki bloklar ekleyerek akış yapısı değiştirilir ve akışta ayrılma ve yeniden birleşme oluşturulur. Yeniden birleşmeyle birlikte ayrılmış bir akışın varlığı sürekli rejimden sapmaya, basınç salınımlarına ve titreşime sebep olurken ısı ve kütle transferini artırır. Blokları yüzeylerden ısı transfer artışı yüzey alanının artması, blokların varlığının türbülansı artırması ve ısı sınır tabakanın gelişimine engel olmasıyla sağlanır. Bu yüzeyler üzerinde akışta ısı transferinin artmasıyla birlikte basınç düşüşü de artar. Bu nedenle bu yüzeylerin kullanımındaki ana amaç, ısı transferinde maksimum artışı, basınç düşüşündeki artışı ya da akış oranını minimuma indirerek elde etmektir.

Akışın cismin üzerinde ve arkasında bıraktığı etkinin ve düzensizliklerin kontrol edilmesini gerektiren mühendislik uygulamaları vardır. Küt bir cisme etkiyen dış akış, cismin arkasında karmaşık ve zamana göre değişen bir davranış sergiler. Akışkan, temas ettiği cisme momentum aktarırken ayrıca cisim üzerinde, cismin şekline ve akış özelliklere göre basınç farklılıkları yaratır. Bu durum kendisini cisim üzerinde titreşim, sürüklenme ve kaldırma gibi etkilerle gösterir.

Bu bölümde, konuyla ilgili literatürde var olan, kanal içerisine çeşitli geometrilerde engel yerleştirilmiş akışlarda ısı transferi ile ilgili yapılan çalışmalar değerlendirilmiştir. Literatür incelendiğinde kanal kesiti farklı geometrilere sahip ve kanal içinde farklı geometrilerde, farklı sayıda ve farklı dizilimde engel kullanımı ile ilgili deneysel ve sayısal çalışmalar olduğu görülmüştür. Çalışmalar, akış karakteristikleri, termal ve hidrodinamik özellikler, boyutsuz sayılar ile gerçekleştirilen değerlendirmeler vs. açısından detaylı bir şekilde irdelenmiştir.

Yapılan gözlemler ve deneyler sonucunda, belirli bir Reynolds sayısından (kritik Reynolds sayısından) sonra küt cisimlerin arkasında girdapların oluştuğu görülmektedir (Norberg, 1987). Bu girdaplar cismin arkasında periyodik olarak ilerleyerek bir iz oluştururlar (Gillies, 1998).

Gu ve Sun (1999), yapmış oldukları çalışmada aç, boşluk oranı ve Reynolds sayısını çeşitli değerlerde ve aynı anda değişen daha fazla parametrenin basınç düşümü ve akış karakteristiğine etkilerini incelemişlerdir. Analizler sonucunda farklı akış ve basınç dağılımları gözlemlenmiş ve tartışılmıştır.

Nakagawa vd. (1999), yapmış oldukları deneysel çalışmada, yatay bir kanal içerisinde farklı genişlik/yükseklik oranlarına sahip engellerin türbülanslı akış altında ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında üç farklı Reynolds sayısı değerinde ısı akısı değişimlerini incelemişlerdir. Kanal üzerinde üç farklı noktada incelenen duvar ısı akısının ve engellerden kaynaklı oluşan girdaplar sebebiyle sürekli olarak değiştiğini ve en yüksek ısı akısının kanal sonuna doğru oluştuğunu gözlemlenmişlerdir. Bu nedenle en iyi ısı transferinin de bu durumda elde edildiğini belirtmişlerdir.

Esfe vd. (2015), çalışmalarında kanal içerisinde geçirilen akışkan maddenin engel dizilimi ve engel geometrisi gibi farklı parametreler ile ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sonlu hacimler ve SIMPLE algoritmasını kullanarak sıcaklığa bağlı ve sıcaklıktan bağımsız korelasyonlar geliştirmişlerdir. Elde edilen verilere göre kullanılan engellerin Nusselt sayısını ortalama Nusselt sayısından daha az bir oranda artırdığını göstermişlerdir.

Alamgholilou ve Esmaeilzadeh (2012), yapmış oldukları çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine sıralı bir şekilde engeller yerleştirilerek laminar akış ve türbülanslı akış altında ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada akış karakteristiği, Korono rüzgârı uygulaması ile pasif, aktif ve bileşik yöntemler kullanılarak incelenmiştir. En iyi ısı performansı, yüksek Reynolds sayıları altında, pasif yöntem kullanılan çalışmada ölçmüştür.

Zhou vd. (2000), yaptıkları sayısal çalışmada, silindirik engellerin merkezleri arasındaki mesafeleri değiştirilerek, türbülanslı akış şartlarında ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Akışa dik bölgede Reynolds gerilmelerinin büyük küçük çap/aralık değerlerinde asimetric olduğu görülmüştür. Silindirler arasındaki boşluktan geçen akışın silindirik arkasında yönlenmesinin farklı olmasından kaynaklı olduğunu ortaya koymuşlardır.

Pirouz vd. (2011), dikdörtgen kesitli kanal üst ve alt tabanına engeller yerleştirilerek ısı transferi ve basınç kayıplarını incelemişlerdir. Yöntem olarak Lattice Boltzmann Method (LBM) yöntemini kullanmışlardır. Çalışmalarında Reynolds sayısını 200 ile 1000 arasında, sistem ısı akısını ise 950 ile 20200 arasında alarak incelemişlerdir. Yapmış oldukları sayısal çalışma sonucunda engel kullanımının ısı verimliliğini artırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca engeller arasındaki mesafeyi azaltarak ısı transferinde artış elde edilebileceği görülmüştür.

Jubran vd. (1996), yaptıkları çalışmada, yatay bir kanal içerisine ard arda yerleştirilen dikdörtgen ve silindirik geometrilere sahip engellerin ısı transferine etkisini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısını üç farklı değerde almışlardır. Ölçümler sonucunda silindirik geometriye sahip engellere göre dikdörtgen geometriye sahip engellerin %40 oranında ısı transferini iyileştirdiğini gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısının düşük

olduğu durumlarda silindirik geometriye sahip engellerin kullanıldığı çalışmalarda basınç düşüşünün %15 daha az olduğunu tespit etmişlerdir.

Kıvılcım (2007), yapmış olduğu deneysel çalışmada, yatay dikdörtgen bir kanalda dönel engellerin ısı transferine etkisini incelemiştir. Reynolds sayısını 3000-15000 arasında, engel geometrisini kare ve dairesel kesitli olarak seçmiştir. Üç farklı boyutta seçilen engellerin yerleşimini dokuz farklı şekilde değiştirerek engellerin hem sabit hem de dönel olduğu durumlar için deneyler yapmıştır. Yapılan ölçümlere göre kare kesitli engelin bulunduğu durumda, dairesel kesitli engele göre daha iyi ısı transferi gerçekleştirdiği gözlemlenmiştir. Engel büyüklüğünün artması ile ısı transferinin doğru orantılı olarak arttığı da gözlemlenmiştir.

Ong vd. (2009), silindirik 2 boyutlu cismin etrafındaki akış karakteristiğini, yüksek Re sayılarında ($Re > 100000$) sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çözüm, zamana-bağılı Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (URANS) denklemleri ve türbülans için k -epsilon modeli kullanılarak yapılmıştır. Sonuç olarak düğüm sayısının çözüm için önemli olduğunu göstermişlerdir.

Wang ve Wang (2016), dikdörtgen bir kanal yüzeyine dairesel engeller yerleştirilerek engel konumlarının ısı transferine etkilerini incelemiştir. Sayısal olarak yaptıkları çalışmada engellerin kanal tabanından yüksekliklerinin ve engeller arasındaki boşlukların ısı kanal içi basınç kaybına da etkisini incelemiştir. Isı transfer değişiminde incelenen parametrelerin etkisi olduğu göstermişlerdir.

Güneş ve Özalp (2015), tarafından sıralı şekilde yerleştirilmiş silindir engeller etrafında laminar akış altında akış özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada ard arda silindirler etrafında yüksek blokaj etkisinde laminar akış için ısı ve akış karakteristikleri nümerik olarak incelenmiştir. İki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri ANSYS-CFX kullanılarak sıkıştırılamaz akış için çözümlenmiştir. Silindirler arası mesafelere göre statik basınç, kayma gerilmesi ve ısı transfer katsayıları değerlerini incelemiştir. Silindirler arası mesafenin hidrodinamik ve termal parametrelere etkileri incelenmiştir. Akım çizgileri ve girdapların hidrodinamik ve termal parametreleri etkilediğini göstermişlerdir. Belirli bir silindirler arası mesafeden sonra akışın arkasındaki silindiri etkilemediğini ve her bir silindir tek silindir gibi davrandığını göstermişlerdir.

Zheng vd. (2009), yaptıkları çalışmada blokajlı cisimlerde akışların gösterdiği etkilerin tek cisim üzerindeki göre daha karmaşık ve girdap kopmalarının düzensiz olduğunu göstermişlerdir. Sıralı olarak yerleştirilen iki dairesel engel etrafındaki akışa ait Strouhal sayısının Reynolds sayısı ve boşluk oranına (L/D) bağlı değişimlerini incelemişlerdir.

Evin ve Tanyıldızı (2006), kısmi olarak ısıtılan dikdörtgen kesitli bir kanalda, üst yüzeye paralel, akışa dik bir konumda yerleştirilen farklı çaplardaki dairesel engellerin ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Boş kanal ile kıyaslandığında engel kullanılan kanal durumu için ısı transferinin daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir.

Uğurlubilek (2014), çalışmasında iki yarı dairesel engeli olan bir kanaldaki ısı transferi ve akış karakteristiği, sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında sayısal olarak araştırılmıştır. Türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısı 10000 ve 40000 olarak seçilmiştir. Çalışmada $Pr=0,71$ ile hava alınmıştır. Kanal yüksekliği ve uzunluğu, yarım daire şeklindeki gövde çapının sırasıyla 4 ve 32 katı alınır. Navier-Stokes ve enerji denklemleri türbülans modeli Standart $k-\epsilon$ kullanılarak çözülmüştür. Nusselt sayısının ve yüzey sürtünme katsayısının kanal duvarındaki dağılımı Reynolds sayısına bağlı olarak rapor edilmiştir. Ortalama Nusselt sayıları ve engelli ve engelsiz yüzey sürtünme katsayıları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Meneghini vd. (2001), İki silindirin ardışık yerleştirilmeleri ile çapraz yerleştirilmeleri durumlarında iz bölgelerinde oluşan farklılıkları incelemişlerdir. Karşılaştırma hem ardışık hem de yan yana düzenleme için $1,5D-4D$ boşluk değerleri ve $Re=100$ ve $Re=200$ için gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde, boşluk oranının $L < 3D$ olduğu durumda girdaplar sadece arkadaki silindirden ayrılırken $3D$ 'nin üzerindeki boşluk oranlarında ise her iki silindirden ayrılmaktadır. Bu davranışın temel nedenlerini basınç kontürlerindeki dağılımlarla açıklamışlardır.

Gül vd. (2006), dikdörtgen kesitli kanal içerisinde kare kesitli engellerin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Akışa dik ve kanal tabanına paralel de yerleştirilen engellerin Reynolds sayısını 3000-15000 arasında, yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen engellerin konumunun ve boyutunun ısı transferi üzerinde etkili olduğu durumlar incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışma sonucunda ısı

transferinde %142 iyileşme sağlanmasına karşın sürtünme kayıplarında %200 artış olduğunu belirlemişlerdir.

Liou ve Chen (1998), dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir de kare kesitli engelin farklı konumlarda yerleştirildiği durumlar için ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı engel kesitleri ve engellerin kanal taban yüzeyinden olan yükseklik değerlerine göre incelemeler yapmışlardır. H/D oranlarını 0,081, 0,106 ve 0,162 değerlerinde, Reynolds sayısını da 5000-50000 aralığında belirlemişlerdir. Ölçümler Lazer Doppler metodu ile gerçekleştirilerek Nusselt sayısını hesaplamışlardır. En yüksek Nusselt sayısını ise H/D oranı 0,106 olan engelin kullanıldığı deneyde elde edilmiştir. Boş kanal ile elde edilen veriler kıyaslandığında, engel yerleştirilerek yapılan çalışmalarda 1,3 kat daha yüksek ısı performans ve 1,9 kat daha yüksek pompa gücü elde etmişlerdir.

Can (2016), yapmış olduğu çalışmada bir kanala yerleştirilen dairesel olmayan engeller etrafındaki akış ve ısı transferini sayısal olarak araştırmıştır. Çözüm için Ansys CFX yazılımında, $k-\varepsilon$ türbülans modeli denklemin çözümü için kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayılarını altı farklı engel için (dikey çubuk, yatay çubuk, kare, köşeli kare, üçgen ve altıgen) ve Reynolds sayısı $Re=10000$, $Re=20000$ ve $Re=40000$ değerlerinde hesaplamıştır. Engelsiz kanal ve farklı engel geometrileri için elde edilen sayısal çözüm sonuçlarını birbirleri ile kıyaslamıştır. Engel bulunan çalışmaların sonucunda engellerin ısı transferini iyileştirdiğini tespit etmiştir.

Ryu vd. (2007), kanal içerisinde iki boyutlu ve üç boyutlu engellerin yerleştirildiği durum için türbülanslı akışta ısı transferi ve akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Engel geometrisini dört farklı şeklini de (kare, üçgen, yarı dairesel ve dalgalı kesitli) kullanmışlardır. Farklı Reynolds sayılarında gerçekleştirilen hesaplamalarda standart duvar kanununu ve $k-\omega$ SST türbülans modelini kullanmışlardır. Isı transferi ile akış direncinin benzer davranış gösterdiğini ifade etmişlerdir. İki boyutlu engeller ile üç boyutlu engeller bulunduğu kanalda alan ortalamalı sıcaklık profilinin logaritmik davranış sergilediği görülmüştür. Çalışma sonucunda maksimum ısı transferinin hem iki boyutlu engellerde, hem de üç boyutlu engellerde aynı olduğunu tespit etmişlerdir.

Wyssmann (2014), deneysel çalışmalarını bir silindir, bir kare, bir üçgen, bir elmas ve delta kanat şeklinde tasarımı sahip farklı engel geometrilerinde gerçekleştirmiştir. Reynolds değeri 4000 ile 13000 arasında değişen, serbest akış şartlarında incelemiştir. Alan ortalamalı ısı transferi iyileştirmesi için (h/h_{ref}) en yüksek değerlere sahip engelleri üçgen ve dörtgen olarak tespit etmiştir.

Janjua vd. (2020), yaptıkları sayısal çalışmada çapraz akış şartlarında, farklı geometride enine kesitlere sahip bir izotermal yatay silindirin ısı performansını araştırmışlardır. Bu kesitler dairesel, eliptik, kare, dikdörtgen, altıgen ve üçgen kesitlerdir. 100 ile 40000 arasında değişen Re değeri ve $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ hücum açıları için çözümler gerçekleştirilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına ve aynı zamanda yönelimine bağlı olduğu gösterilmiştir.

Moussaoui (2010), çalışmasında yatay bir kanalda iki boyutlu 45° kare silindir üzerinde akış ve ısı transferini düşük Reynolds sayılarında sayısal olarak incelemiştir. Sonuçlar aerodinamik kontürler, izotermeler, sürüklenme açısından sunmuştur. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını tespit etmiştir.

Sasmal ve Chhabra (2012), elmas şekilli geometriye sahip engel etrafında akış ve ısı transferi olaylarını görselleştirerek analiz etmişlerdir. Akış alanının sıcaklık alanını doğrudan etkilediğini göstermişlerdir. Prandtl sayısının 0,7 olduğu şartlar için Nusselt sayısının en yüksek değerlerde sonuç verdiğini tespit etmişlerdir.

Jahromi vd. (2010), yapmış oldukları çalışmada ısıtılmış eğimli kare silindir etrafındaki akış ve ısı transferinin düşük Reynolds değerlerinde sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuçları aerodinamik ve girdap kontürleri şeklinde sunmuşlardır. Sonuçlara göre 45° eğimli kare silindirin her köşesinde yerel Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısındaki artışın Reynolds değeri ile birlikte arttığını tespit etmişlerdir.

Djedji vd. (2013), kanal içerisindeki dörtgen (elmas) kesite sahip engelin viskoz sıvı akışı altında düşük Reynolds sayılarında akış karakteristiğini incelemişlerdir. Engel farklı uzunluk/yükseklik oranlarında incelenmiştir. Kararsız akış durumunda, boyutsuz Strouhal Sayısı (St) araştırılmış ve sonuçlar ile St 'nin blokaj katsayısına ve en boy oranına bağlılığını kanıtlamışlardır.

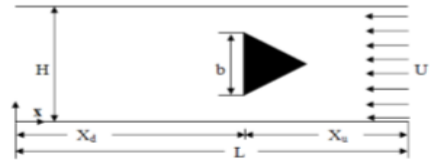
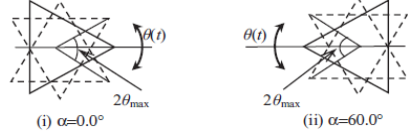
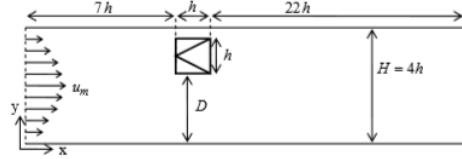
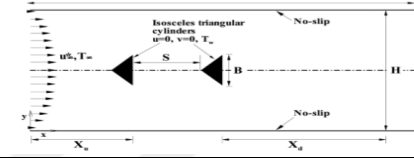
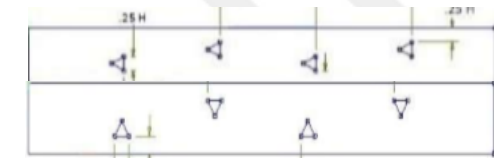
Murmu vd. (2020), bu çalışmada türbülanslı akış şartlarında, farklı geometride engellerin akışın davranışını nasıl etkilediğini gözlemlemek için sayısal bir simülasyon yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Üçgen prizma, elmas ve trapez şekilli gövdeler üzerinde akışın davranışını incelemişlerdir. Reynolds sayısı 200000'e kadar ve giriş yoğunlukları %5 ile %40 arasında değişmektedir. Türbülans yoğunluğunun sürüklenme katsayısını önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir. Girişteki türbülans yoğunluğunun daha yüksek ısı transferine yol açtığı sonucuna varmışlardır.

Çalışkan (2014), dikdörtgen kanal içerisinde üçgen ve dikdörtgen kesitli engellerin ısı transferine etkilerini farklı Reynolds değerlerinde incelemiştir. Enine kanatçık aralığının (S), kanatçık yüksekliğine (h) oranı $S/h=0,59$ ve kanatçık yüksekliğinin (h), kanal yüksekliğine (H) oranı $h/H=0,6$ için ölçümler yapmıştır. Ölçümler sonucunda elde ettiği ısı transfer değerlerini düz yüzey ile karşılaştırmıştır. En iyi ısı transfer performansının üçgen engellerin bulunduğu durumda olduğunu tespit etmiştir. Engelli durumlardaki ısı transferinde %23 ile %55 arasında bir iyileşme olduğunu göstermiştir.

Üçgen engellerin parametre olarak kullanıldığı literatür çalışmaları detaylı olarak incelenmiştir. Engel sayısının, konumunun, diziliminin, çözüm şartlarının ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Üçgen engel bulunan literatür çalışmaları Çizelge 1.1' de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1. Literatürde üçgen engel ile ilgili yapılan bazı çalışmalar.

Chatterjee ve Mondal (2012)	
Manay vd. (2014)	

Shademani vd. (2013)	
Tu vd. (2014)	
Bouhalleb ve Abbassi (2014)	
Agarwal ve Dhiman (2014)	
Farhadi vd. (2010)	
Kumar vd. (2014)	
Singh ve Bedi (2012)	

Zeitoun vd. (2011), kanal içerisinde eşkenar üçgen engelin ısı transferine etkisini laminar akış şartlarında incelemiştir. Farklı iki pozisyonda; üçgenin tepe noktası akışa bakarken ve üçgenin tabanı akışa bakacak şekilde yerleştirerek incelemiştir. Üçgenin tabanı akışa bakarken ki engel pozisyonunda Nusselt sayısının daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Chatterje ve Mondal (2012), uzun bir ısıtılmış eşkenar üçgenden düşük Reynolds sayısında geçen akış için ısı transferini incelemiştir. Simülasyon için ticari HAD

Çözücü kullanılmıştır. Akış ve ısı transferi karakteristikleri analiz edilmiştir. Girdap frekansı (Strouhal sayısı), sürüklenme katsayısı ve Nusselt sayılarını hesaplamışlardır.

Shademani vd. (2013), viskoz ve sıkıştırılmaz akış, içine yerleştirilmiş eşkenar üçgen engel üzerinden simüle edilmiştir. Sabit blokaj oranı ($\beta=0,05$) dikkate alınarak incelemeler yapılmıştır. Reynolds kritik değeri altında, farklı Reynolds sayısı aralıkları ($Re \leq 38,03$) laminar rejimde araştırılmıştır. Akış karakteristikleri çeşitli Reynolds sayılarında akış çizgileri ve basınç alanları formunda analiz edilmiştir. Sürüklenme katsayısı ve Reynolds sayıları sunulmuş ve tartışılmıştır.

Manay vd. (2014), eşkenar ikili üçgen cisimler arasındaki mesafenin ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Engeller sabit durum koşulları altında kanal eksenine simetrik olarak yerleştirilmiştir. Yapay sinir ağları (YSA) kullanılarak Nusselt sayısını ve sürtünme katsayısı tahminlerinde bulunulmuş ve sonuçların doğruluğu gösterilmiştir.

Budania ve Shergill (2012), engel geometrisin eşkenar üçgen olarak belirlendiği, düşük Reynolds değerinde tek engel ve yan yana dizilime sahip iki engelin ısı transferine olan etkisini incelemişlerdir. Çift üçgen prizmalar için ısı transferi artışı, aynı blokaj oranı için tek üçgen prizmaya kıyasla daha fazla bulunmuştur. Üçgen prizma kullanılarak elde edilen ısı transferinin arttırılması, üçgen prizmanın varlığından kaynaklanan basınç kaybındaki artışla ilişkili olduğu gösterilmiştir.

Tu vd. (2014), tarafından değişken konum açısına sahip salınımlı eşkenar üçgen silindir, iki boyutlu akış için sabit ve döneler olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı, salınım genliği ve salınım frekansı gibi parametreler sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar iki aşamalı Taylor karakteristik tabanlı Galerkin (TCBG) algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının ayrılma noktalarının konumu üzerinde büyük etkisi olduğunu ortaya koymuşlardır.

Abbassi vd. (2001), İki boyutlu yatay bir kanalda üçgen prizma etrafında laminar akış ve ısı transferinin yapısı, Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin sayısal çözümleri fiziki özellikleri ile araştırılmışlardır. Akış, simetrik akışın bir örneği olarak $Re=30$ ve periyodik akış için bir numune olarak $Re=100$ olmak üzere iki Reynolds sayısı için ayrıntılı olarak incelenmiştir. Sonuçlar, küt cismin varlığının akışı nasıl etkilediğini göstermek için karşılaştırılmıştır.

Bouhaleb ve Abbassi (2014), üçgen prizma ve kare blok engel için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Engel konumunun ısı transferini arttırma ve basınç düşmesi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Sonuçlara göre, engel kanalın orta bölgesine yerleştirildiğinde ısı transferinin maksimum değerine ulaştığı gösterilmiştir.

Agarwal ve Dhiman (2014), yatay bir kanal içerisinde eşit büyüklükte iki üçgen engel üzerinde engellerin duvara yakınlığının etkileri, boşluk oranları (yani, ikisi arasındaki boşluk) ve Reynolds sayıları (100, 250 ve 350) için incelemiştir. Farklı dört boşluk oranına göre en fazla mesafenin bulunduğu durumda ısı transferindeki iyileşmenin en iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Singh ve Bedi (2012), bu araştırma çalışmasında, beş üçgen prizmanın bulunduğu bir kanaldaki laminar akıştaki sıvı akışı ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar 50 ve 250 Reynolds sayısı ve 0,20 blokaj oranı (b) için yapılmıştır. Blokaj oranı, prizma tabanının kanal yüksekliğine oranıdır. Karşılaştırma Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi SIMPLE tekniği kullanılarak Reynolds değeri 50 ve 250 için çözülmüştür. Sonuçlar, beş üçgen prizmanın varlığında, Reynolds sayısı 250'deki ortalama Nusselt sayısının, aynı blokaj oranı için Reynolds sayısı 50'deki ortalama Nusselt sayısından daha fazla olduğunu göstermektedir. Artışın nedeninin, akım yönünde uzun bir yol kat eden girdap oluşumu olduğunu ortaya koymuşlardır.

Farhadi vd. (2010), yatay bir kanalda üçgen engelin duvara yakınlığının etkisini analiz etmek için sayısal bir araştırma yapmıştır. Reynolds sayıları (üçgen genişliğine göre) 100 ile 450 aralığında ve farklı boşluk genişliği ile çalışmalar yapılmıştır. Sonuçları termal ve hidrodinamik özellikleri ile anlık kontürler şeklinde sunmuştur. Nusselt sayısındaki değişimler tespit edilmiştir.

Kumar vd. (2014), dikdörtgen bir kanal içerisindeki üçgen prizma engellerin ısı transferi ve akışkan akış özellikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Hesaplamalar Reynolds sayısı 50 ile 500 laminar ve 5000 ile 20000 türbülanslı akış için yapılmıştır. Navier-Stokes denklemi ve enerji denklemi kullanılarak Fluent programında çözülmüştür. Dört üçgen prizma engel, kademeli olarak akış yönüne paralel ve dik olarak yerleştirilerek incelenmiştir ve engel yönlerinin önemi

irdelenmiştir. Birden fazla üçgen prizmanın varlığının laminar akış şartlarında ısı transferini %5,34 arttırdığını ortaya koymuşlardır.

Chattopadhyay (2007), dikdörtgen bir kanal içerisindeki enine üçgen engelin türbülanslı akış rejiminde davranışını sayısal olarak incelemiştir. Reynolds değeri $Re=10000$, $Re=20000$ ve $Re=40000$ olarak seçilmiştir. Navier-Stokes denklemi ile enerji denklemi SIMPLE tekniği kullanılarak, standart k- ϵ türbülans modelinde sayısal çözümü gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, üçgen bir elemanın varlığında, bir kanaldaki ısı transferinin yaklaşık %15 oranında arttığı gösterilmiştir.

Gupta vd. (2011), bu çalışmada, ikili enine üçgen prizma engele sahip duvarları sabit duvar sıcaklığına maruz bırakılan dikdörtgen bir kanaldaki akış davranışını sayısal olarak incelemiştir. CFD Fluent yazılımını akışı ve sıcaklık dağılımını simüle etmek için kullanmışlardır. Tek üçgen prizma ile karşılaştırıldığında, ikili üçgen prizma ortalama Nusselt sayısında girdapların oluşum şekli nedeniyle %8,5 artış sağladığını tespit etmişlerdir.

Manay vd. (2012), dikdörtgen bir kanal içerisinde, iki eşkenar üçgen engel arasında bulunan mesafenin ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Yapay sinir ağı (YSA) modelini yerel Nusselt sayısını tahmin etmek için kullanmışlardır. Engeller arasındaki mesafe azaldıkça ve Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını göstermişlerdir. Reynolds sayısı arttıkça artan sürtünme miktarının ısı transferini olumsuz şekilde etkilediğini de göstermişlerdir. Reynolds 20000 değeri için ısı transferindeki iyileşmenin en iyi olduğunu çalışmalarında ortaya koymuşlardır.

Benim vd. (2011), bir dikdörtgen kanal içerisinde akışa dik enine duran üçgen engelleri türbülanslı zorlanmış taşınım şartlarında sayısal olarak incelemiştir. Reynolds 2500, 5000 ve 25000 değerinde Reynolds Ortalamalı Sayısal Simülasyonlar (RANS) modeli ve Büyük Eddy Simülasyonları (LES) modelinde sayısal çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Küçük ama yoğun girdapların ısı transferini iyileştirdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Murmu ve Chattopadhyay (2017), tarafından kanal içerisindeki üçgen bir prizma engel olduğu durum için ısı transferi, sayısal olarak araştırılmıştır. Kanalin prizma ögesine en-boy oranı sabitlenmiştir. Enerji denklemi ile birlikte Navier-Stokes

denklemleri SST tekniği kullanılarak çözölmüş ve türbölans özömlü için standart $k-\epsilon$ formölasyonu seçilmiştir. Sonuçlara üçgen bir elemanın varlığında bir kanaldaki ısı transferinin yaklaşık %12 oranında arttırıldığını göstermektedir. Isı transferindeki artışın prizma elemanının akış yönündeki girdap oluşumu ile ilgili olduğunu ortaya koymuşlardır.

Kuruneru vd. (2016), iki eşkenar üçgen silindirin arkasındaki akışı sayısal bir model kullanarak incelemişlerdir. İki farklı dizilim; iki üst üste dizili üçgen silindir ve iki yan yana dizili üçgen silindir şeklinde incelemişlerdir. Sonuçlar ile üçgenlerin boşlukları arasındaki akış yapısı Reynolds sayısına ve merkezden merkeze olan mesafeye bağlı olduğu gösterilmiştir.

Laidoudi ve Bouzit (2020), bu çalışmada düz bir kanal içinde üst üste düzenlenmiş bir çift özdeş üçgen silindirin ısı transferine etkisi laminar akış şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Toplam sürüklenme katsayısı ve ortalama Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Sürüklenmenin varyasyonlarını gösteren basit bir korelasyon ile ortalama Nusselt sayısına karşı Richardson sayısı gösterilmiştir. Termal kaldırma kuvvetinin eksenel etkisi için kaldırma kuvvetinde artış olduğu bulunmuştur. Radyal etki için artırılan kaldırma kuvvetinde aşağı silindirin ısı transfer oranını arttırır.

Du vd. (2006), tarafından dik kenarları birbirine bakacak biçimde üst üste yerleştirilen iki üçgen kullanılarak yapılan sayısal çalışmada $Re=470000$ için 0,12 den 0,48 e kadar değişen boşluk oranlarının değişiminin boşluk akışının nasıl etkilediğini sayısal olarak araştırmışlardır.

Eimsa vd. (2012), dikdörtgen bir kanalda enine tek ve üst üste farklı mesafelerde yerleştirilmiş ikili prizma üçgen engellerin türbölanslı akış rejiminde ısı transferi ve akış yapısını sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds değeri 10000 ile 50000 arasında seçilmiştir. Prizmalar arasındaki açıklığın ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Isı transferin de tek engel bulunan durumdaki artış %17 ve ikili durum için %35 - %80 arasında değiştiği gösterilmiştir.

Gargioni vd. (2019), dikdörtgen bir kanal içerisinde üçgen engeller kullanarak ısı transferindeki değişimi incelemişlerdir. Üç eşkenar üçgen belirli konumlarda sıralı bir şekilde dizilmiş sayısal ve deneysel olarak fiziksel parametreler incelemişlerdir.

Türbülanslı akış altındaki davranışları Reynolds 15000, Reynolds 30000 değerlerinde çalışmışlardır. Çalışmalar sonucunda ısı transferinin engellerin alt veya üst kanal duvarlarından birine yakınlığı ile değiştiği; daha yüksek yerel hızlar ve sıcaklık değişimlerinin olmasından dolayı ısı transferinin arttığı sonucuna varılmıştır. Reynolds değeri arttıkça türbülans ile birlikte ısı iletkenliği artarak ısı transferinde iyileşme gerçekleştiğini çalışmada tespit etmişlerdir.

Şahin vd. (2013), dikdörtgen bir kanala enine üst üste yerleştirilen iki eşkenar üçgen engelin ısı transferi üzerindeki etkileri ve basınç düşüşüne etkilerini incelemişlerdir. Alt yüzeyi sabit ısıda tutarak, Reynolds sayısı 5000 ile 10000 arasında sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmaların k - ϵ türbülans modeline göre çözümünde engeller arası mesafe bulunmadığında Nusselt sayısını en yüksek olduğu sonucunu tespit etmişlerdir.

Manay vd. (2012), dikdörtgen kanal geometrisinde akışkanın su olarak kullanıldığı ve eşkenar üçgenin kenar uzunlukları değiştirilerek ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. 5000 ile 10000 Reynolds değeri arasında yapılan çalışmalar sonucunda Nu ve St değeri incelenmiştir. Küt cisim gövdelerinin kenar uzunluğunun akış yapısı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Akış karakteristikleri, kararlı durum koşulları altında 5000 ile 10000 arasında değişen bir Reynolds sayısı aralığı için gerçekleştirilmiştir. Engel etrafındaki akış karakteristikleri, (PIV) hız ölçüm teknikleri kullanılarak analiz edilmiştir. Strouhal sayısının Reynolds sayısına göre değişimi sunulmuştur. Tüm boşluk oranları için, etkileşimin çok güçlü olmadığı, birincil devridaim bölgesinin ve ikincil devridaim bölgesinin meydana geldiği sonucuna varılmıştır. Deney sonuçlarına dayanarak, deneyler sırasında üçgenlerin arkasında asimetric ve kararsız akış yapısı gözlemlendiği gösterilmiştir.

Mohsenzadeh vd. (2010), yatay bir kanalda enine üçgen silindir üzerinde zorlanmış türbülanslı sıkıştırılamaz akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Adyabatik cidarlı kanalda engellerin ısı transferine etkileri; duvara yakınlık, iki engel arasındaki boşluk ve Reynolds sayısı parametreleri ile incelenmiştir. Duvara yakınlığın ısı transferi üzerinde etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Zhang ve Parot (2000), yapmış oldukları çalışmada, kanal içerisine yerleştirilen üçgen kesitli engelin etrafında gerçekleşen türbülanslı akışı sayısal olarak

incelemişlerdir. Çalışmalarını Reynolds sayısını 45000 değeri için gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında girdap kopmaların zamana bağlı çözümlerde elde ettikleri Strouhal sayısı ve zaman ortalama hız profillerinin daha önceden yapılan deneysel çalışma sonuçları ile uyumlu olduğunu belirlemişlerdir. Ancak zamandan bağımsız hız çözümlerinde zaman ortalama hız profilleri verimli çıkmadığını göstermişlerdir.

Dağlı (2006), çalışmasında farklı geometri tipine sahip kanallar içerisine türbülanslı akışa dik bir şekilde yerleştirilen engellerin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini deneysel olarak incelenmiştir. Engellerin tüm ve ayırık dizilim biçimleri (S_x), farklı geometri tipleri; silindir, üçgen, kare ve tersüçgen, farklı engel aralık değerleri (s) ve farklı yerden yükseklik değerleri (g) için Reynolds sayısı ölçümleri yapılmıştır. Isı transferi sonuçları termal görüntüleme tekniği kullanılarak görüntülenmiştir. Çalışmasında Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak farklı geometrilerdeki engellerin sistemindeki tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmeye çalışılmıştır ve boş kanal verileri ile karşılaştırılmıştır. Deneyler Taguchi deneysel dizayn metodu dizilimine göre; Reynolds sayısı (3168-15388), engel geometri tipi, kanal tipi, engel aralığı, engelin yerden yüksekliği ve engellerin dizilim biçimi (1-7 nolu engeller, 1, 4, 7 nolu engeller) olmak üzere beş parametre özelliklerine bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Nusselt sayısı, ısı performans faktörü ve sürtünme faktörü için optimum şartlar belirlenmiştir. En iyi ısı transfer artışı üçgen kesitli engel ve ters üçgen kesitli kullanılan durumlarda elde edilmiştir. Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısının ve ısı performans faktörünün giderek arttığı, sürtünme faktörünün ise giderek azaldığı gözlemlenmiştir. Tüm deney durumlarında, ısı performans faktörü (η) 1'den büyük değildir ve bu yüzden tüm parametrelerin, ısı performans için verimli olduğu söylenememiştir. Nusselt sayısı ile elde edilen veriler doğrultusunda, engellerin dizilim biçiminin ve engelin yerden yükseklik değerinin (g) hiçbir etkisi olmadığı gösterilmiştir.

Literatürde yapılan çalışmaların özetinden de anlaşılacağı üzere, yapılan çalışmaların genelde bir veya iki adet engel kullanılarak, laminar akış şartlarında, iki boyutlu ve sayısal olarak incelenmiş olması, bu çalışmayı yapmamızın nedenlerindendir. Yapılan çalışmalarda daha çok hidrodinamik özellikler incelenerek, analiz edilmiştir. Farklı engel geometrisi kullanılarak engellerin akış yapısına ve ısı transferine etkisini

inceleyen kaynakların literatürde bulunduğu ancak üçgen engel geometriye sahip engellerin kullanıldığı çalışmaların sınırlı sayıda olduğu belirlenmiştir. Türbülanslı akış şartlarında, kanal içerisinde üçgen engel bulunan durumda ısı transferinin incelendiğı ve farklı engel sayıları ve dizilimlerinin uygulandığı çalışmalar bulunmakla beraber sayısı oldukça azdır. Deneysel çalışmaların sınırlı sayıda olması, çalışmalarda engel sayılarının az oluşu ve üçgen engel ile ısı transferi mekanizmasının açıklanmasına daha çok katkıda bulunacak deneysel ve sayısal çalışmalara ihtiyaç duyulması, bu çalışmayı yapmamızın temel nedenlerini oluşturmaktadır. Bu çalışmada fiziksel mekanizma hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir.



3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Giriş

Bu tez çalışmasının amacı, dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilen üçgen engellerin farklı dizilimlerde ısı transferini nasıl etkilediğini deneysel ve sayısal olarak incelemektir. Bu bölümde ısı transferi iyileştirme yöntemi olarak kullanılan üçgen prizma engellerin yerleştirildiği deney düzeneği tanıtılmakta ve deneylerin nasıl yapıldığı anlatılmaktadır.

Öncelikle deney düzeneği tanıtıldıktan sonra, sıcaklık ölçme noktaları, ölçme yöntemi ve deneysel verilerin nasıl analiz edildiği sırayla anlatılmaktadır. Isı transferini etkileyen parametrelerin değerlerinin belirlenmesi için sıcaklık, basınç ve hız ölçümleri yapılmaktadır. Daha sonra Nusselt sayıları hesaplanmakta ve sonuçlar boyutsuz sayılar cinsinden verilmektedir.

3.2 Deney Düzeneğinin Tanıtılması

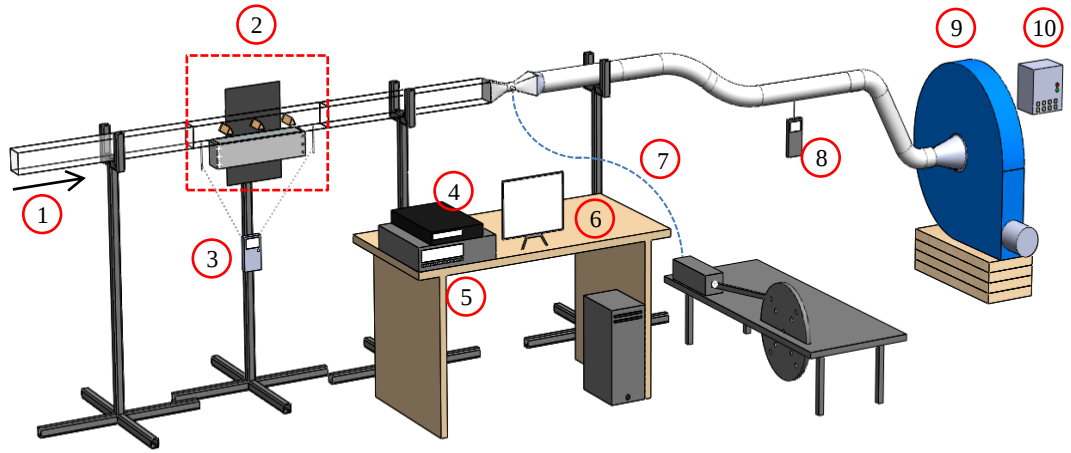
Deneyler, Aksaray Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarı'nda bu çalışma için kurulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Burada deneysel çalışmanın yapıldığı deney düzeneği, test bölümü, test bölümünün ısıtılması, engellerin yerleştirilmesi, sıcaklık, hız ve basınç değerlerinin ölçülmesi detaylı olarak açıklanmıştır.

Deneysel incelemenin yapılabilmesi için Şekil 3.1'de resim olarak gösterilen deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde, hava akışını sağlamak amacıyla kullanılacak yüksek basınçlı fan, hava akımının kanala düzgün dağılımlı girebilmesi için arı peteği şeklinde akış düzeltici ve giriş bölümü, test bölümü, akış hızını, basınç farkını ve sıcaklıkları ölçen probalar bulunmaktadır.

Deneysel çalışmaların yapıldığı deney düzeneği Şekil 3.2'de şematik olarak da gösterilmiştir. Deney düzeneği, kare kesitli test bölümü, giriş bölümü çıkış bölümü ve hava akışını sağlayan yüksek basınçlı fandan oluşmaktadır. Ayrıca sıcaklık hız ve basınç ölçüm problemleri yer almaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan cihazlar aşağıda ayrıntılı olarak verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney düzeneği (Resim).



1.Giriş, 2.Test bölgesi, 3.Fark basınç ölçer, 4.Doğru akım güç kaynağı, 5.Verı kaydedici, 6.Bilgisayar, 7.Puls mekanizması, 8.Anemometre, 9.Fan, 10.Kontrol panosu

Şekil 3.2. Deney düzeneği (Şematik).

Hava, hız ayarı da yapılabilen yüksek basınçlı bir fan vasıtasıyla test bölümü içerisinde emilmektedir. Test bölümünde yapılacak ölçümlerin hidrodinamik forma sağlıklı bir şekilde gelebilmesi için test bölümü giriş ve çıkışları yeterince uzatılmıştır. Hız ölçümleri için test bölümü çıkış ve fan girişi arasında gerekli uzunluklar bırakılmıştır. Fandaki titreşimden hız ölçümünün etkilenmemesi için fan çıkışında esnek-körüklü boru kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan test bölümü ölçüleri (kanal içi kesiti), 50x50x320 mm'dir. Deneysel çalışmada kullanılan tüm

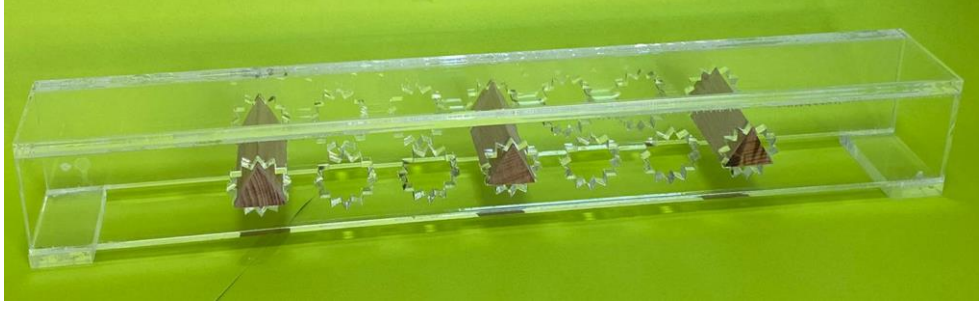
kanallar 8 mm kalınlığındaki Pleksiglass malzemeden imal edilmiştir. Daha sonra kanal uygun aparatla, esnek körüklü boru ile fana bağlanmıştır. Isıtıcı yüzey 320 mm uzunluğunda ve 5 mm genişliğindedir. Deneylerde kullanılan ısıtıcı yüzey paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş (0,02 mm) ve iki bakır plaka arasına düzgün bir şekilde gerdirilerek bağlanmıştır. Sabit ısı akısı ile sürekli ısıtılan bir yüzey oluşturmak için folyo yüksek amperli, doğru akımlı bir güç kaynağı ile beslenmiştir. Reynolds sayısının göz önüne alınan ($1 \times 10^4 \leq Re \leq 8 \times 10^4$) bütün değerlerine bağlı olarak tüm deneyler, $q''=958 \text{ W/m}^2$ ısı akısında yapılmıştır. Isıtıcı folyo yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı kanalın içindeki üçgen prizma sayısı, pozisyonu ve hava akış hızları için hesaplanmıştır.

3.3 Test Bölümü

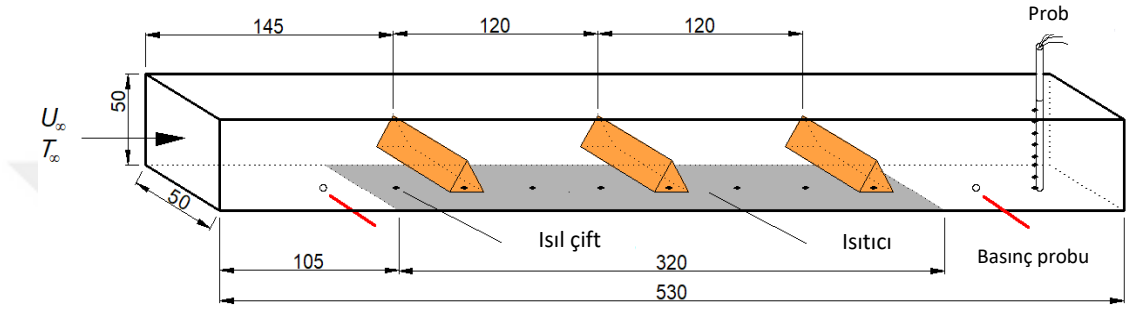
Paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş ve 320x50 mm boyutlarında ve 0,02 mm kalınlığındaki ısıtma yüzeyinin ve üçgen engellerin bulunduğu kısım “Test Bölümü” olarak isimlendirilmektedir. Test bölümü Şekil 3.3’de resim ve Şekil 3.4’de şematik olarak gösterilmiştir. Yüzey üzerinde sabit ısı akısının sağlanması için ısıtma yüzeyi olarak paslanmaz çelik folyo seçilmiştir.

Isıtma yüzeyinin (paslanmaz çelik folyo) alt kısmından ısıtım ve taşınım ile olacak ısı transferini engellemek için, 5 cm kalınlığında taş-yünü ile özenli bir yalıtım yapılmıştır. Test bölümünde folyonun altına yüzey sıcaklığını ölçmek amacıyla ısı çiftleri yerleştirilmiş, daha sonra alt kısımda kalan dikdörtgen kesit taş yünü ile yalıtılmıştır.

Bu deneysel çalışmada kullanılan, folyo üst yüzeyi için emisivite değeri 0,13 olarak alınmıştır. Bunun için termal kamera ve ısı çifti kullanılarak kalibrasyon yapılmış ve bulunan değerlerin uygunluğu literatürden de kontrol edilerek doğrulanmıştır. Folyo üst yüzeyinden ısıtım ile olan ısı transferi hesaplanarak, akışkana geçen net ısı hesaplanmıştır. Diğer taraftan, yapılan hesaplamalar sonucunda 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyo çok ince olduğu için, paslanmaz çelik folyonun üst yüzeyinin sıcaklığı ile alt yüzeyinin sıcaklığının eşit olduğu tespit edilmiştir (Çalışkan, 2012). Bu sebeple deneysel çalışmalarımızda paslanmaz çelik folyonun üst yüzeyi ile alt yüzeyi sıcaklıkları eşit alınarak ısı transferi hesaplamaları yapılmıştır. ($Bi=0,0001$)



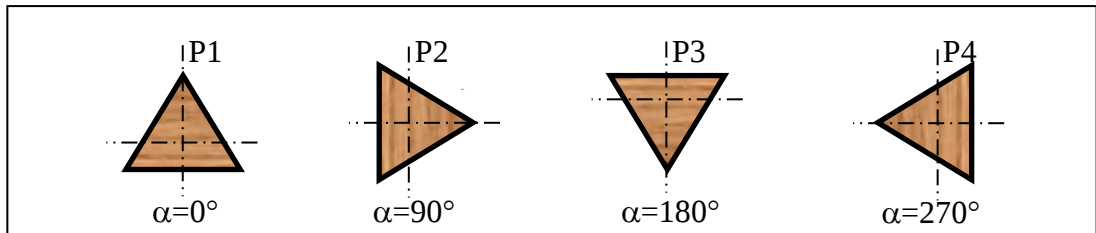
Şekil 3.3. Test bölümü (Resim).



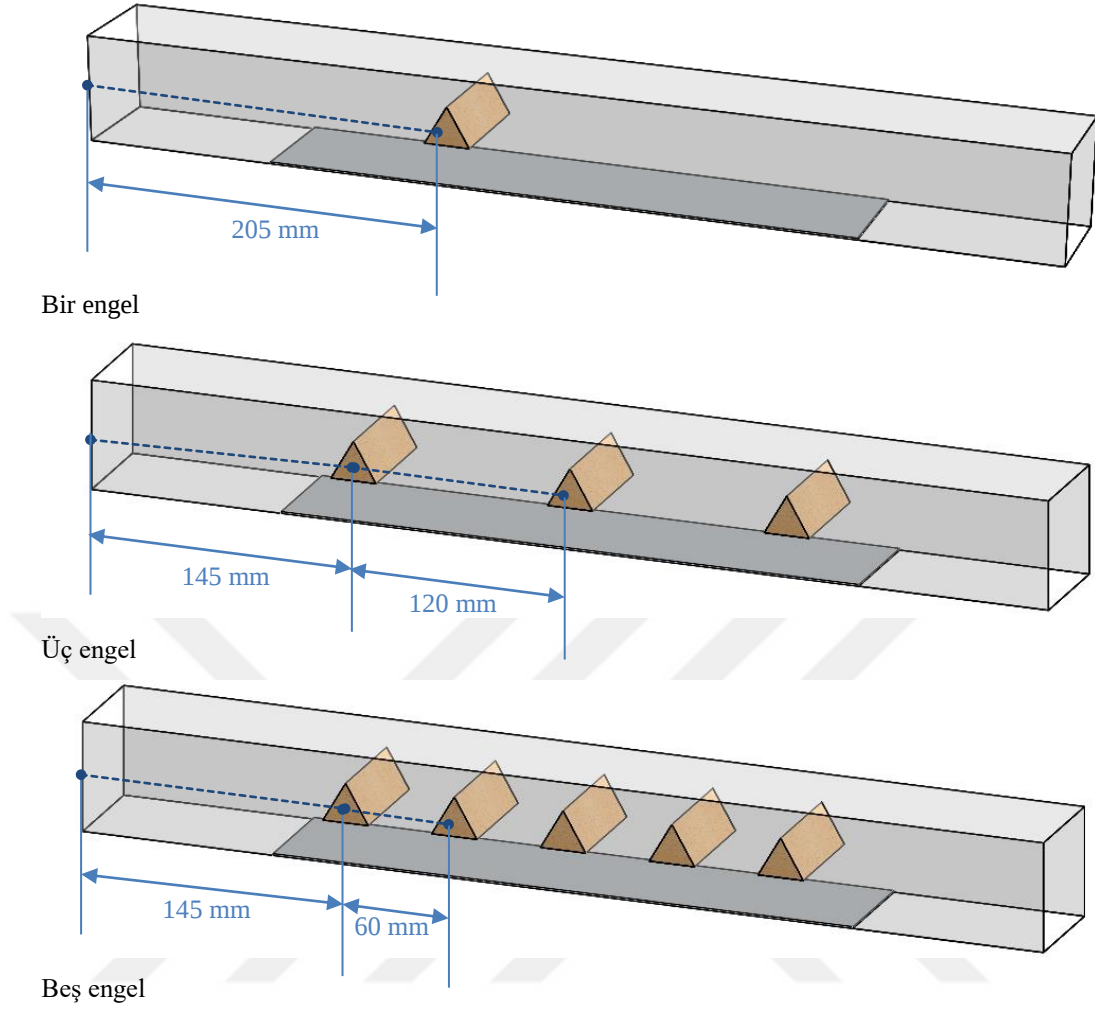
Şekil 3.4. Test bölümü (Şematik).

3.4 Engeller

Deneysel çalışmalarımızda kullanılan engeller ahşap malzemeden imal edilmiş olup yüzey düzgünlüğünü sağlamak için zımparalama işlemi yapılmıştır. Eşkenar üçgen engeller aynı uzunluğa ve aynı hidrolik çap değerlerine sahiptir. Deneysel çalışmalarımız, aynı kesit ölçülerine sahip kenarı 25 mm ölçüsünde eşkenar üçgenlerin ağırlık merkezlerinden açısıl olarak sırasıyla $\alpha=0^\circ$; $\alpha=90^\circ$; $\alpha=180^\circ$ ve $\alpha=270^\circ$ derece döndürülmesi ve engel sayısının 1; 3; 5 olarak değiştirilmesi ile yapılmıştır. Farklı engel pozisyonları (P1, P2, P3, P4) Şekil 3.5’de ve engellerin kanal içerisindeki dizilimleri Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Engeller.



Şekil 3.6. Engellerin kanal içinde dizilimi.

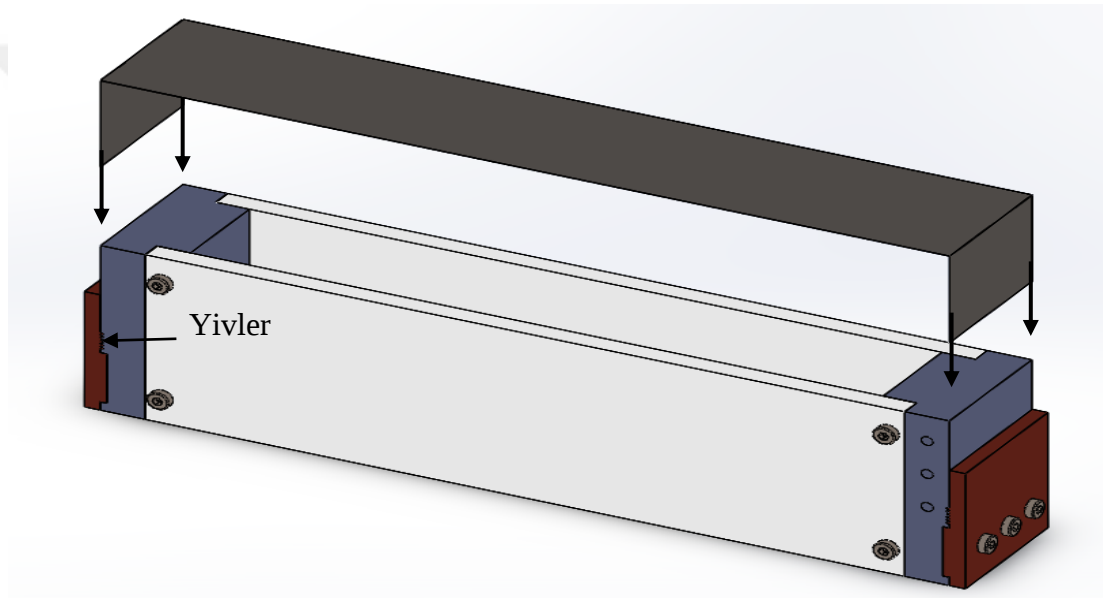
Engel dizilimleri için kullanılan ölçü değerleri ağırlık merkezleri referans alınarak belirlenmiştir. Test bölgesinde bulunan engellerin dizilimi; kanalın alt ve üst yüzeylerinden engellerin ağırlık merkezleri referans alınarak kanalın ortasına yerleştirilmiştir. Kanal içerisinde bir engelin yerleşimi giriş noktasından ağırlık merkezine 205 mm uzaklıktadır. Kanal içerisine üç ve beş engel bulunan engellerin yerleşiminde ilk üçgen engelin ağırlık merkezi test bölgesinin girişine 145 mm uzaklıktadır. 3 engel bulunan engel diziliminde engeller arası mesafe 120 mm alınmıştır. 5 engel bulunan engel diziliminde engeller arası mesafe ise 60 mm dir.

3.5 Isıtıcı Folyo Yerleşimi

Isıtma yüzeyini gerdirme sistemi Şekil 3.7’de ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Isıtma yüzeyinin gerginliğinin düzgün biçimde yapılması deneysel ölçümler için büyük önem arz etmektedir. Isıtma yüzeyinde bulunan paslanmaz çelik folyonun, ısıtmadan

kaynaklı uzaması ve kısılması gibi değişiklikler göstermesinin deney sonuçlarını etkilemesine önlem amaçlı ısıtma yüzeyinin sürekli olarak gerginliğini sabit tutmak amacıyla Şekil 3.7’de gösterilen bir gerdirme mekanizması tasarlanarak imal edilmiştir.

Paslanmaz çelik folyoyu yüzeye iyice gerdirmek ve yüzeye sıkıştırmak için Şekil 3.7’de görüldüğü gibi iki adet bakır pabuç kullanılmıştır. Bakır pabuçlar üzerine, paslanmaz çelik folyonun bulunduğu ısıtma yüzeyine elektrik akımının düzgün bir şekilde iletilebilmesi, ısıtma yüzeyinin gerginliğinin sağlanması ve bu gerginliğin korunması için 3 mm derinliğinde yivler açılmıştır.



Şekil 3.7. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması.

Paslanmaz çelik folyo yerleşiminin esneme gibi olumsuz durumlar oluşturarak ısı transferini etkilememesi için dikkatli bir şekilde gerdirme işlemi yapılmıştır. Isıtıcı folyonun uç noktaları kanal üzerinde bulunan yivli bölgede sıkıştırılarak sabitleme işlemi gerçekleştirilmiştir.

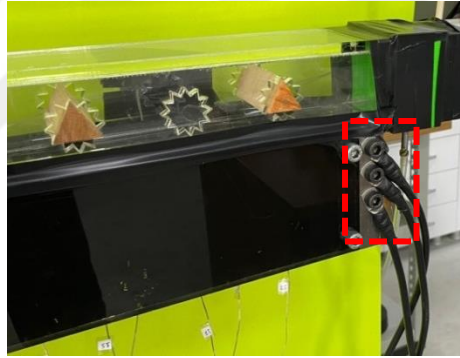
3.6 Doğru Akım (DC) Güç Kaynağı

Test bölümünde bulunan ısıtma yüzeyi üzerinde sabit ısı akısının sağlanabilmesi için paslanmaz çelik folyo 0-6 Volt ve 0-110 Amper aralığında değiştirilebilen Şekil 3.8’de görülen DC güç kaynağı ile beslenmiştir. DC güç kaynağı ısıtma yüzeyine, test bölümünde yer alan bakır pabuçlar ile üçü sağ ön tarafta diğer üçü sol arka

tarafında bulunan altı noktadan Şekil 3.9’da görüldüğü gibi bağlanmıştır. DC güç kaynağından farklı Amper ve Volt değerleri kullanılarak ısıtma yüzeyine istenilen akım ve voltaj değerlerinde güç verilmesi mümkün olmaktadır.



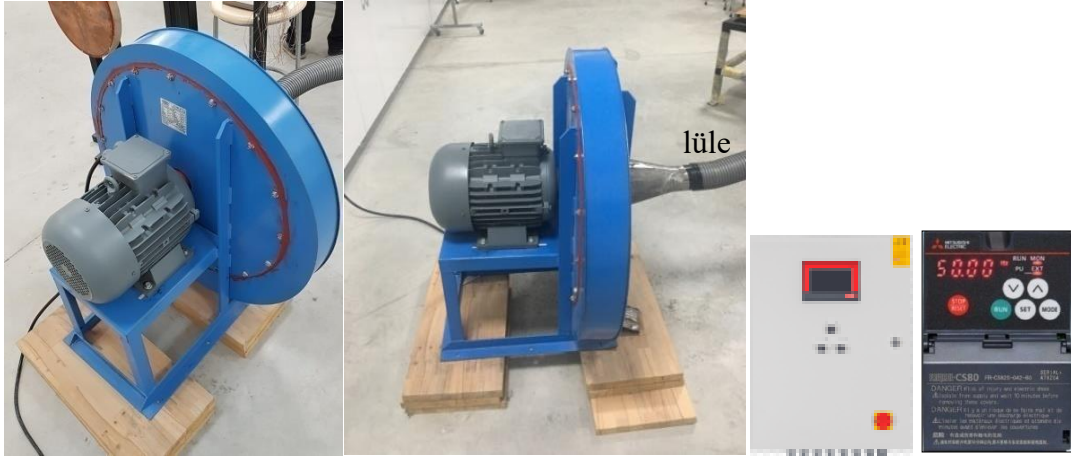
Şekil 3.8. DC güç kaynağı.



Şekil 3.9. DC güç kaynağı bağlantı şekli.

3.7 Fan ve Kontrol Ünitesi

Deney sistemine hava, Şekil 3.10’da görülen devri ayarlanabilen 7,5 KW gücünde 1500 m³/saat kapasiteli, yüksek basınçlı fan vasıtasıyla sağlanmıştır. Fan ile test bölümündeki dikdörtgen kanala hava taşıyan boru arasındaki bağlantı bir lüle vasıtasıyla sağlanmıştır. Lüle fan çıkışına sızdırmaz contayla yapıştırılmış ve cıvatalar ile gövdeye bağlanmıştır. Fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasındaki bağlantı silindirik esnek boru ile yapılmıştır. Esnek-körüklü boru titreşimlerin en az seviyeye indirilebilmesi ve akışın etkilenmemesi için kullanılmıştır.



Şekil 3.10. Fan ve hız kontrol panosu.

Test kısmından geçen havanın debisi, fan hız kontrol panosu ile fan devrinin istenilen devire ayarlanması ile gerçekleştirilmektedir.

3.8 Anemometre ve Basınç Ölçüm Cihazı

Hava, değişken hızlı bir fan ile kanalın test bölümünden geçirilmiştir. Test bölgesinde üniform hız elde edilmektedir. Fan ile uyumlu hazır olarak temin edilen pano ile hız ayarı yapılmaktadır. Daimi (serbest) akış hızı, Şekil 3.11’de gösterilen Testo-435 türbin tipi anemometre ile ölçülmektedir. Transmittere bağlı olan prob, fan çıkışında bulunan esnek boru ile test bölgesi arasına monte edilmiştir.



Şekil 3.11. Anemometre.



Şekil 3.12. Fark basınç ölçer.

Basınç ölçümleri Şekil 3.12’de gösterilen Digitron P200H marka basınçölçer yardımıyla yapılmıştır. Basınç ölçere ait problemler Şekil 3.2’de görüldüğü gibi dikdörtgen kanalda test bölümünün giriş ve çıkış bölümlerine eşit mesafede monte edilmiştir.

3.9 Isıl Çiftler

Deney düzeneğinde ölçümü yapılması gereken sıcaklıklar K tipi (Omega) ısı çiftleri kullanılarak yapılmıştır. Isıl çiftlerden alınan değerler veri toplama sistemi vasıtasıyla istenilen zaman adımıyla ölçülüp bilgisayara kaydedilmektedir. Dikdörtgen kanalın girişinde bulunan ısı çifti ile de ortam sıcaklığı ölçülmektedir. Isıtma yüzeyinin bulunduğu bölgede gerçekleştirilen ölçümlerin düzgün sonuç verebilmesi için Şekil 3.4’de gösterilen 8 noktadan alınan sıcaklık değerlerinin ortalaması yüzey sıcaklığı olarak kullanılmıştır. Isıtma yüzeyine ısı çiftleri yerleştirildikten sonra ısıtıcı alt kısmından taşınım ve ışıyım ile ısı transferinin gerçekleşmemesi, için 50 mm taş yünü ile kaplanmıştır. Test bölgesinden çıkış sıcaklığı için test bölgesi çıkışına özel bir prob yapılarak akışa dik bir şekilde yerleştirilmiştir. Bu prob vasıtasıyla kesit boyunca Şekil 3.4’de gösterilen 10 noktadan sıcaklık ölçümü yapılmış ve bunların ortalamaları çıkış sıcaklığı olarak kullanılmıştır. Öncelikle sıcaklık ölçümlerinin hassasiyeti için ısı çiftleri başlangıçta bilinen sıcaklıklar kullanılarak kalibre edilmiştir.

3.10 Deneylerin Yapılışı

Deney düzeneği gerekli kontroller ve düzenlemeler yapılarak deneyleri yapabilecek hale getirilir. Doğru akım cihazında belirlenen volt-amper değerinde ($q''=958 \text{ W/m}^2$) sabit ısı akısı sağlamak için paslanmaz çelik folyonun bulunduğu ısıtıcı yüzey sürekli olarak beslenir. Motorun devri bir dijital takometre yardımıyla ölçülerek frekans kontrolü yapılmaktadır. Belirlenen Reynolds değerlerine; $1 \times 10^4 \leq Re \leq 8 \times 10^4$ uygun hız değerlerinde fan çalıştırılarak sabit hızda hava emişi sağlanır. Fan hız değeri pano üzerindeki DC sürücü göstergesi ve dijital takometre ile kontrol edilir. Sistem rejim haline ulaşıncaya kadar çalışmaya devam eder. Sistemin rejim haline geldiği sıcaklık ölçümlerinden anlaşılmaktadır. Sistem rejim haline geldikten sonra ısı çiftlerinin bulunduğu noktalardan sıcaklıklar ölçü değerleri, veri toplama sistemi ile bilgisayara kaydedilir.

İlk olarak belirlenen sabit ısı akısı değeri için, belirlenen Re değerlerinde engel bulunmayan (boş) kanal şartları için yapılmıştır. Yüzey sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı değerleri kaydedilir. Aynı şartlar için test bölümünün giriş ve çıkışında bulunan basınç problemleri ile ölçümler yapılarak kaydedilir.

Engellerin uygun dizilimi (engel sayısı) ve pozisyonları için sırasıyla deneyler yapılmıştır. Engellerin test bölgesine yerleşimi Şekil 3.4’de detaylı olarak gösterilmiştir.

3.11 Deneysel Ölçümler

Dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilen engeller ile ısı transferinin artırılması planlanan çalışmamızda, belirlenen parametrelerde deney düzeneği çalıştırılarak hız, sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılmıştır. Isıtıcı yüzeyi orta eksenli boyunca belirli mesafelerde bulunan 8 ısıtıcı çift, kanal çıkışında bulunan 10 ısıtıcı çift ve giriş sıcaklığını ölçen 1 ısıtıcı çift kullanılarak toplamda 19 ısıtıcı çift ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Isıtıcı çiftlerin kullanım sayısı, deney düzeneğinin imkan verdiği sayıda belirlenmiştir. Isıtıcı çiftlerden okunan sıcaklık değerleri bir veri toplama sistemi vasıtasıyla bilgisayara kaydedilmektedir. Paslanmaz çelik folyonun bulunduğu ısıtıcı yüzey üzerine özel olarak yapıştırılmış ısıtıcı çift kullanılarak yüzey sıcaklığı ölçülmüştür. Yüzey sıcaklığının düzgün olarak kaydedilebilmesi için orta eksenli belirli mesafede yerleştirilen ısıtıcı çiftlerin sıcaklık ortalamaları alınarak yüzey sıcaklığı kaydedilmiştir. Test bölümünün çıkışında ısıtıcı yüzeye dik olarak yerleştirilen prob vasıtasıyla kesit boyunca eşit mesafelerde yerleştirilmiş ısıtıcı çiftlerin, ortalama sıcaklık değeri çıkış sıcaklığı olarak kaydedilmiştir. Deney düzeneğinde bulunan kanal girişinde kullanılan ısıtıcı çift ile ortam sıcaklığı ölçülerek kaydedilmektedir. Isıtıcı çiftlerin yerleşimi Şekil 3.2’de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

Test bölgesinde bulunan basınç problemleri ile fark basınç değeri ölçümü yapılarak her bir deney için ayrıca kaydedilmiştir.

3.12 Isıtıcı Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi

Isıtıcı yüzeyi üzerinde bulunan ısıtıcı çiftlerin her birinden sıcaklık değerleri anlık olarak veri toplama cihazı ile bilgisayara kaydedilmektedir. Sıcaklık ölçümleri her bir ısıtıcı çiftten eş zamanlı 512 veri alınarak her nokta için bu ölçülen değerlerin ortalamaları alınır.

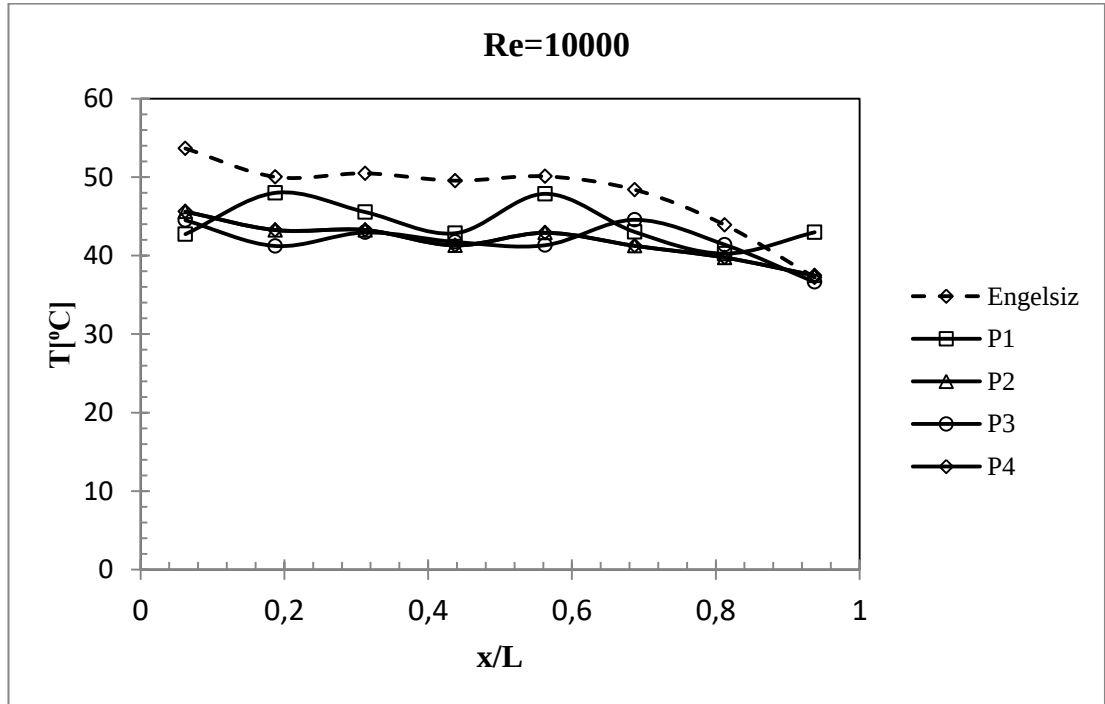
Yüzeye yerleştirilen her bir ısıtıcı çiftten alınan anlık sıcaklıkların zaman ortalaması alınarak bu noktaların ortalama sıcaklığı bulunur. Zaman aralıkları eşit olduğu için ortalama sıcaklıklar;

$$T_{w,x} = \frac{1}{N\Delta t} \sum T_{w,i}(x,t)\Delta t \quad (3.1)$$

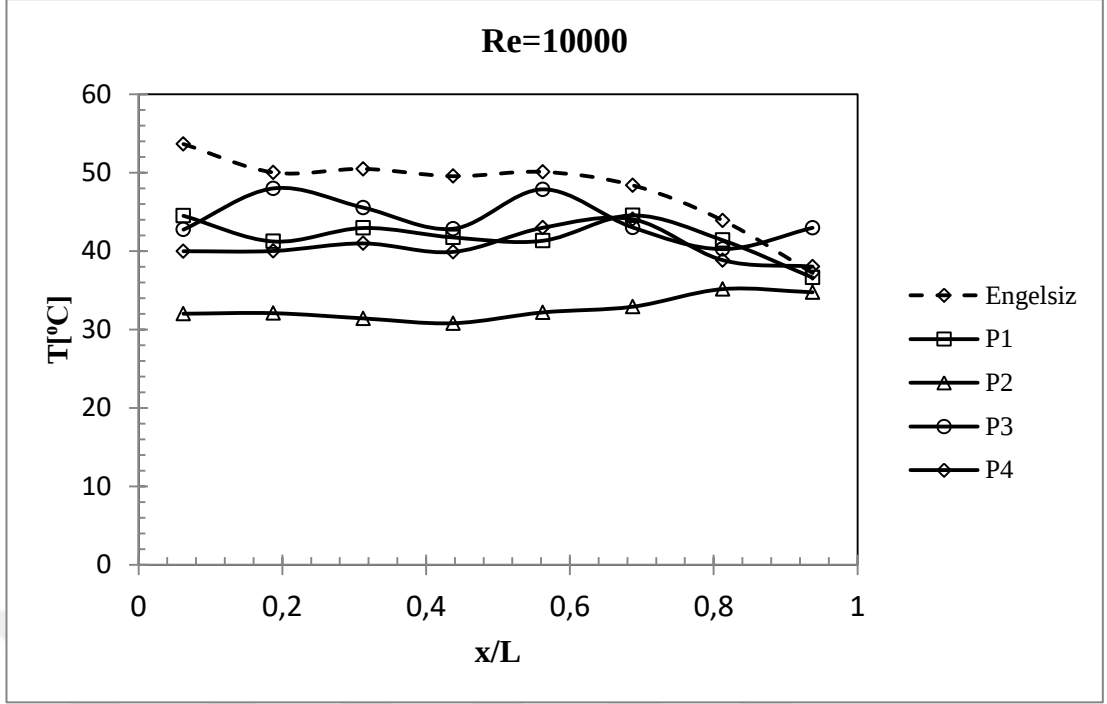
şeklinde hesaplanmaktadır. Burada, N toplam veri sayısını, Δt zaman aralığı, $T_{w,i}$ ise anlık ölçülen sıcaklıkları göstermektedir. Hesaplanan yerel ortalama sıcaklıklar vasıtasıyla da yüzeyin ortalama sıcaklığı ($\bar{T}_w$) aşağıdaki formülde verildiği gibi aritmetik ortalamalar alınarak bulunmektedir.

$$\bar{T}_w = \frac{T_{w1} + T_{w2} + \dots + T_{wn}}{n} \quad (3.2)$$

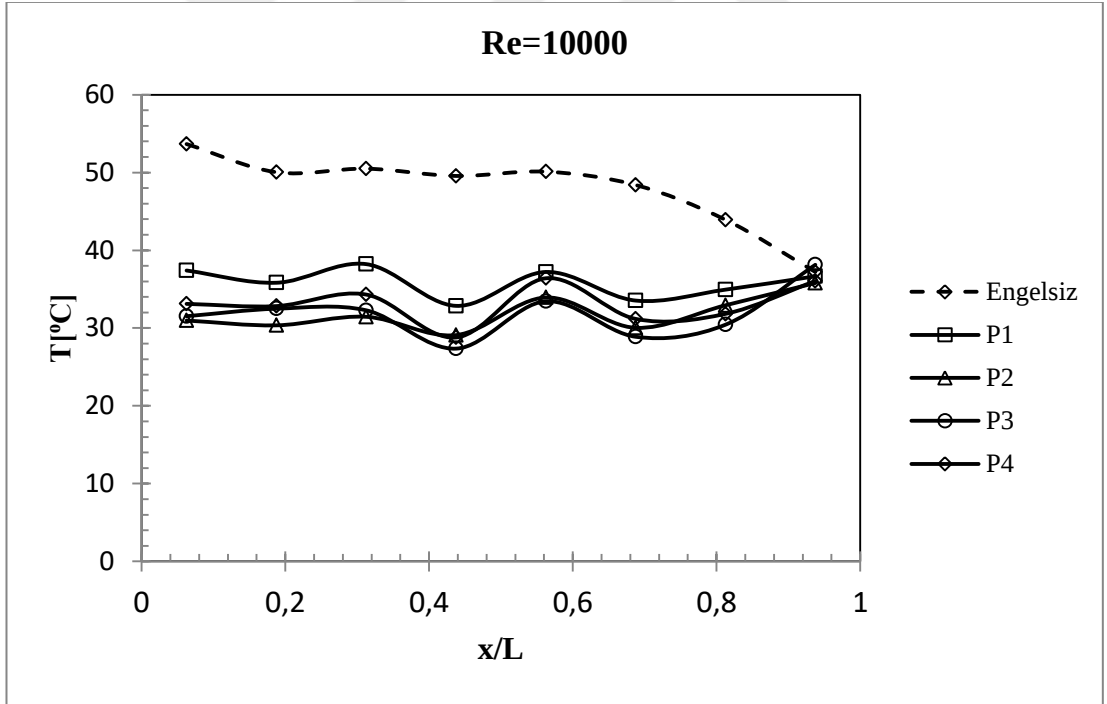
Bu ortalama yüzey sıcaklıklarının, daimi akış şartlarında farklı Re sayıları için boş kanal ve engelli durum için üçgenin farklı pozisyonlarında elde edilen ortalama sıcaklığın yüzey boyunca dağılımı, Şekil 3.13, Şekil 3.14 ve Şekil 3.15’de verilmiştir. Re sayısı arttıkça yüzey sıcaklıklarının da belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir. Boş kanal için verilen değer referans değer olup, engel yerleştirilen durumla kıyas yapabilmek için tüm durumlarda grafiklerde verilmiştir. Şekillerde bir engel, üç engel ve beş engel durumu ve engelin pozisyonları için yüzey sıcaklıkları verilmiş olup, her durumda boş kanal ile kıyaslandığında engellerin yüzeyden ısı transferini artırdığı, yüzey sıcaklıklarının engelli durumlarda boş kanala göre daha düşük olduğu gözlenmektedir.



Şekil 3.13. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının test bölgesi boyunca değişimi (1 engel).



Şekil 3.14. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının test bölgesi boyunca değişimi (3 engel).



Şekil 3.15. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının test bölgesi boyunca değişimi (5 engel).

Engel sayısı artıkça ısı transferi de artmaktadır. Artan engel sayısı ile yüzey sıcaklıklarının düştüğü gözlenmiştir.

3.13 Kanal Çıkış Sıcaklığının Belirlenmesi

Test bölgesi çıkışında prob üzerinde bulunan ısı çiftlerinin her birinden sıcaklık değerleri anlık ölçülerek veri toplama cihazı ile bilgisayara anlık olarak kaydedilmektedir. Şekil 3.4’de gösterilen T_1-T_{10} arası ısı çiftlerinden alınan sıcaklık değerleri ölçülerek kaydedilir. Anlık olarak ölçülen bu sıcaklık değerlerinin ortalama değeri alınarak çıkış sıcaklığı hesaplanır.

Kesit boyunca yerleştirilen her bir ısı çiftten alınan anlık sıcaklıkların zaman ortalaması alınarak bu noktaların ortalama sıcaklığı bulunur. Zaman aralıkları eşit olduğu için ortalama sıcaklıklar;

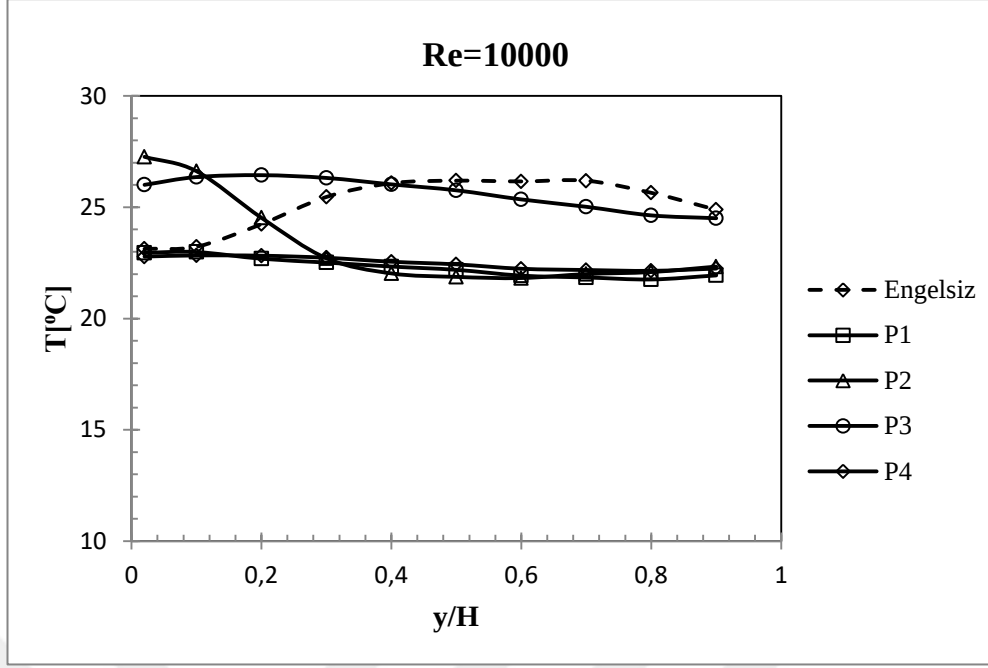
$$T_{b,x} = \frac{1}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N T_{b,i}(x, t)\Delta t \quad (3.3)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada, N toplam veri sayısını, Δt zaman aralığı, $T_{b,i}$ ise anlık ölçülen sıcaklıkları göstermektedir. Hesaplanan yerel ortalama sıcaklıklar vasıtasıyla da yüzeyin ortalama sıcaklığı aşağıdaki formülde verildiği gibi aritmetik ortalamalar alınarak bulunmaktadır.

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b1} + T_{b2} + \dots + T_{bn}}{n} \quad (3.4)$$

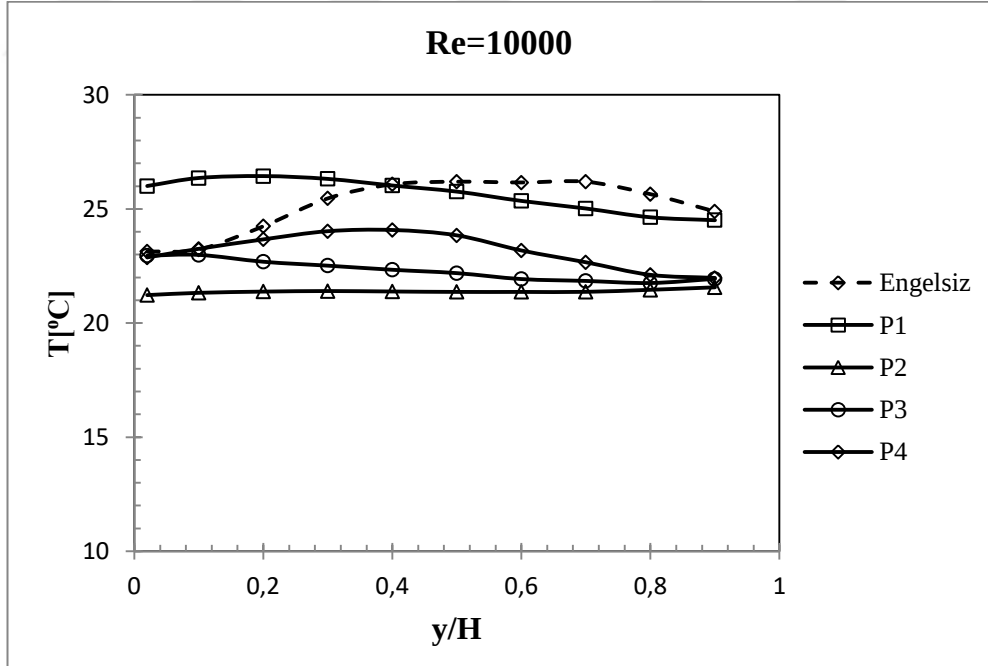
Bu ortalama çıkış sıcaklıklarının, daimi akış şartlarında farklı Re sayıları için engel bulunmayan ve engel bulunan kanal boyunca dağılımı, Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de verilmiştir.

Test bölgesi çıkışında akışkan ortalama çıkış sıcaklığını tespit etmek amacıyla test bölgesi çıkışında akışa dik olarak yerleştirilen prob vasıtasıyla alınan sıcaklıkların değişimi Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de, engel sayısı dikkate alınarak üçgen engelin farklı pozisyonları için verilmiştir.



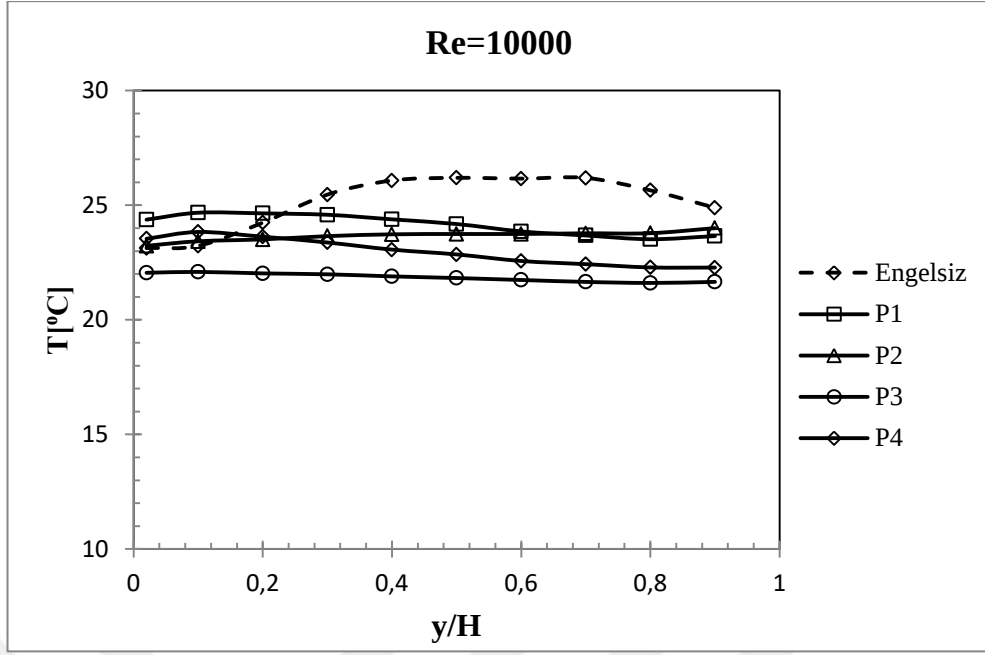
Şekil 3.16. Test bölgesi çıkış kesiti boyunca sıcaklıkların değişimi (1 engel).

Tek engel durumunda P3 pozisyonunda engelsiz kanal ile aynı ortalama sıcaklıklar elde edilirken, diğer pozisyonlarda daha düşük sıcaklıklar elde edilmektedir.



Şekil 3.17. Test bölgesi çıkış kesiti boyunca sıcaklıkların değişimi (3 engel).

Üç engelin olduğu durumda ise P1 pozisyonunda engelsiz duruma yakın sıcaklıklar elde edilirken diğer pozisyonlarda daha düşük sıcaklıklar elde edilmektedir.

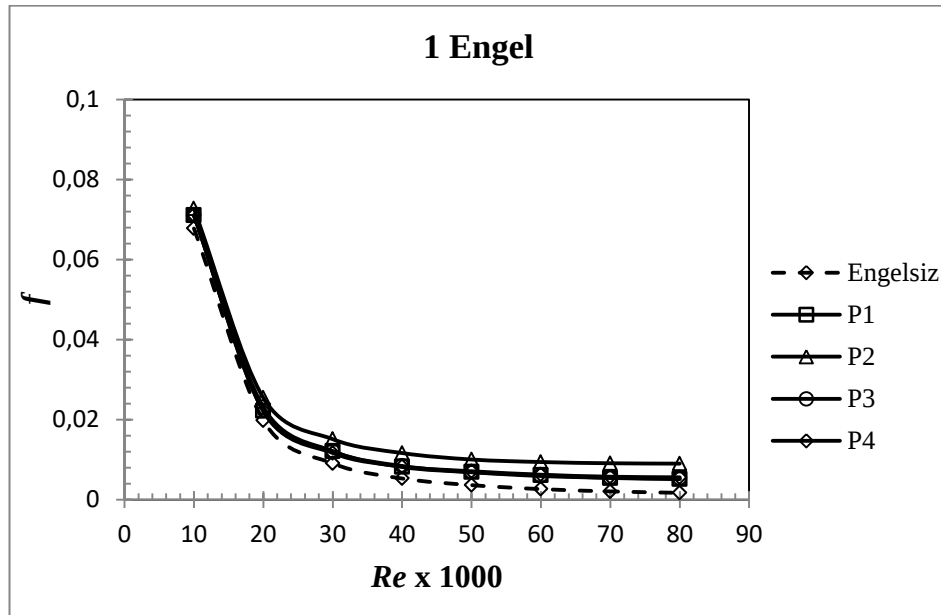


Şekil 3.18. Test bölgesi çıkış kesiti boyunca sıcaklıkların değişimi (5 engel).

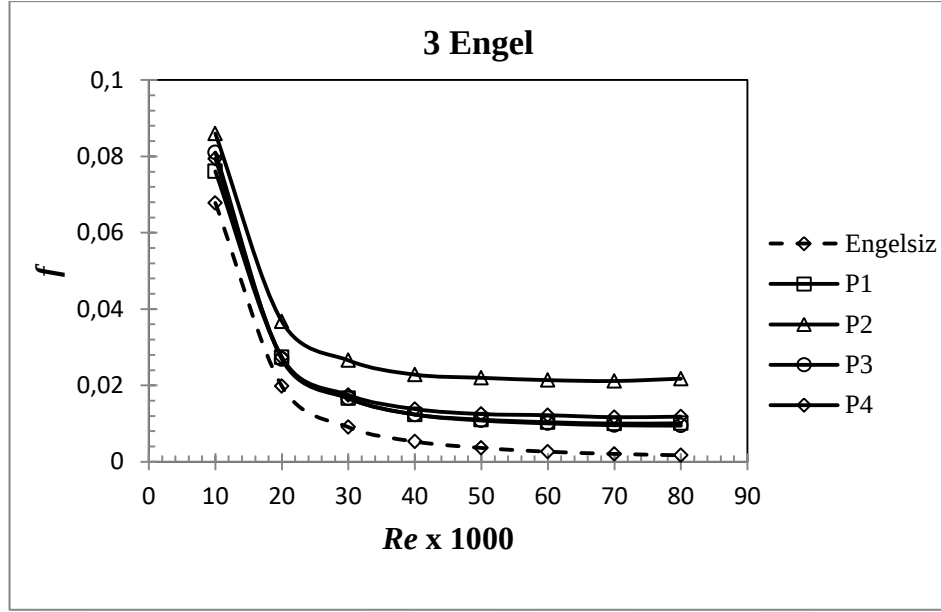
Beş engel durumunda tüm pozisyonlarda düşük sıcaklıklar ölçülmüştür.

3.14 Basınç Ölçümü

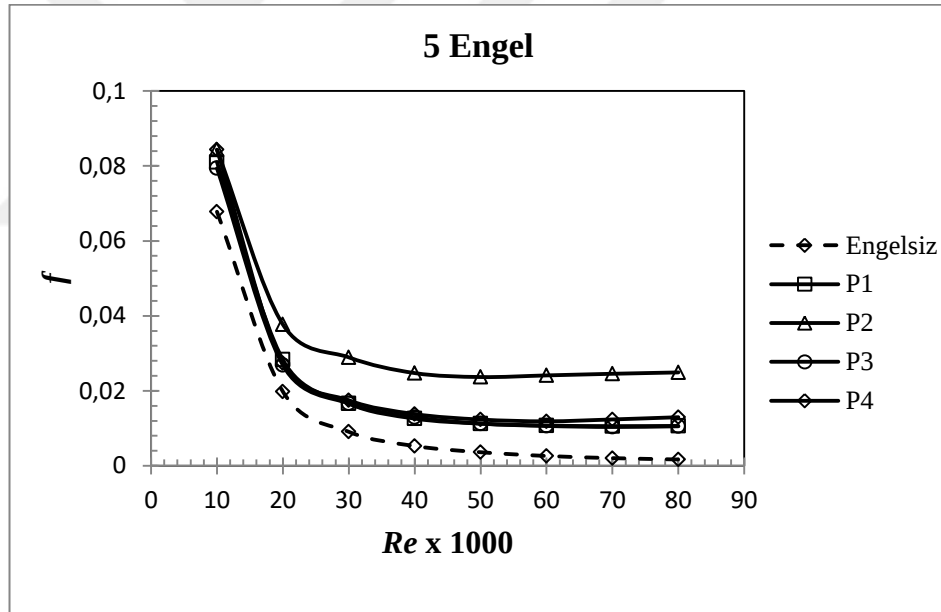
Şekil 3.4’de kesiti görülen deneysel test bölgesi kanal giriş ve çıkışına alt yüzeyden 2 mm çapında basınç ölçüm problemlerinin yerleştirilmesi ile her bir deney için basınç ölçümleri yapılmıştır.



Şekil 3.19. Test bölgesi giriş-çıkışı arasında meydana gelen sürtünme faktörünün değişimi.



Şekil 3.20. Test bölgesi giriş-çıkışı arasında meydana gelen sürtünme faktörünün değişimi.



Şekil 3.21. Test bölgesi giriş-çıkışı arasında meydana gelen sürtünme faktörünün değişimi.

Şekil 3.19, Şekil 3.20 ve Şekil 3.21’de, görüldüğü gibi sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi literatüre uygun bir şekilde gerçekleşmektedir. Bir engel için sürtünme değişimi incelendiğinde pozisyonlara göre değişim olmamakta, ancak engel sayısı arttıkça pozisyonlara göre sürtünmeler değişiklik göstermektedir. Engel sayısı arttıkça sürtünmelerinde kademeli olarak arttığı gözlenmiştir. Bu durum pozisyonlara göre blokaj oranının değişiminden kaynaklanmaktadır.

3.15 Isı Geçişi Hesabı

Bu problemde ısı taşınım katsayısının bulunabilmesi için ölçülen parametreler yardımıyla levha yüzeyinden serbest akışa geçen net ısının tayin edilmesi gerekmektedir. Bu da sistem üzerindeki sıcaklık ölçümleriyle yapılmaktadır. Bir kanal içerisinde ısıtılmış yüzeyden ısı transferi için anlık (yerel) Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$Nu_{x,t} = \frac{h(x,t)L}{k} \quad (3.5)$$

Burada L ısıtılan levha boyunu, k akışkanın ısı iletim katsayısını ve $h(x,t)$ de yerel anlık ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Akış sürekli olduğu için ortalama ısı taşınım katsayısı yerel (lokal) ısı taşınım katsayısı levha boyuna bölünerek ortalama ısı taşınım katsayısı bulunmalıdır. Burada literatüre uygun sonuçlar verdiğinden karakteristik uzunluk olarak L alınmıştır. (Hidrolik çapa göre yapılan hesaplar uyumsuz çıkmıştır).

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (3.6)$$

Bu eşitlik Nusselt sayısı cinsinden ifade edilirse;

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (3.7)$$

olarak çevrim ortalama $\overline{Nu}$ sayısı bulunur. Bu integrallerin hesaplanması sonucunda, ortalama $\overline{Nu}$ sayısı,

$$\overline{Nu} = \frac{q''L}{k(\bar{T}_w - \bar{T}_b)} \quad (3.8)$$

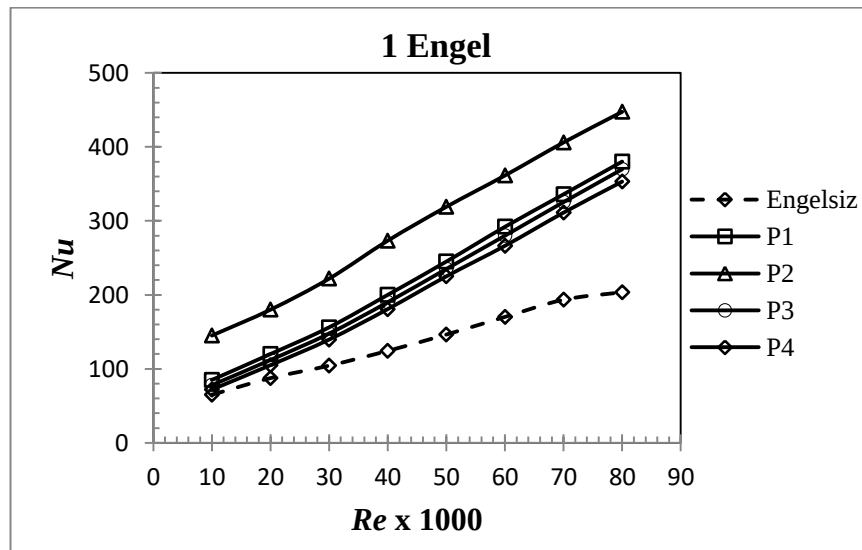
olarak ifade edilir. Burada, q'' ısıtıcıdan levha yüzeyine verilen ısı akısı (bu çalışmada $q''=958 \text{ W/m}^2$ olarak sabit bir değer alınmıştır), L , (aktif) ısıtıcı boyu, k akışkanın ısı iletim katsayısı, $\bar{T}_w$, çevrim ortalama yüzey sıcaklığı ve $\bar{T}_b$ ise test bölgesi giriş ve çıkış ortalaması alınarak bulunan akışkan yığın (bulk) sıcaklığıdır. $\overline{Nu}$ ise ortalama Nusselt sayısını ifade etmektedir. Grafiklerde ortalama Nusselt değeri Nu şeklinde ifade edilmiştir.

Isıtma yüzeyinin her iki yüzeyinde meydana gelen radyasyon ısı akısı q^r ;

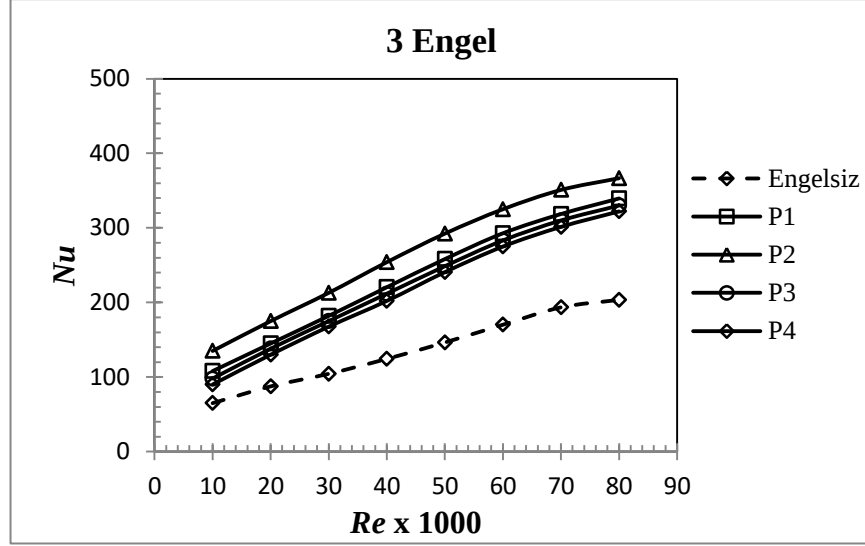
$$q^r = \varepsilon \cdot \sigma (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3.9)$$

ε yüzeyin yayınım oranıdır. σ Stefan-Boltzman sabiti olup, T_w ve T_∞ da sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır.

Şekil 3.22, Şekil 3.23 ve Şekil 3.24’de, hesaplanan ortalama Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi engel sayıları ve pozisyonları için verilmiştir. Karşılaştırma yapmak amacıyla boş kanal için elde edilen Nu değerleri de grafiklerde verilmiştir. Şekil 3.22’de bir engel için dört farklı pozisyonda üçgen prizma engelin ısı transferine etkisi görülmektedir. Boş kanal ile karşılaştırıldığında tüm pozisyonlar için bir engelin ısı transferini artırdığı görülmektedir. Burada P2 pozisyonunda en iyi durumun elde edildiği gözlenmiştir. Bu duruma P2 pozisyonunda blokaj oranının artmasının sebep olduğu değerlendirilmiştir. Üç engel yerleştirilmiş durumda da benzer durumun gözlemlendiği, P2 pozisyonunda en iyi ısı transferinin sağlandığı görülmektedir. Beş engelin yerleştirildiği durumda ısı transferinde kayda değer bir artışın olduğu Şekil 3.24’de açıkça görülmektedir. Sonuçlar üzerinden yapılan hesaplamalarda beş engelin ısı transferinde yaklaşık 3,5 katlık bir artışa sebep olduğu açıkça görülmektedir. Engel sayısı arttıkça ısı transferinde de kayda değer artışlar meydana gelmektedir. Burada engel sayısının artması kanal içerisinde akış karışımlarının artmasına sebep olduğu değerlendirilmektedir.

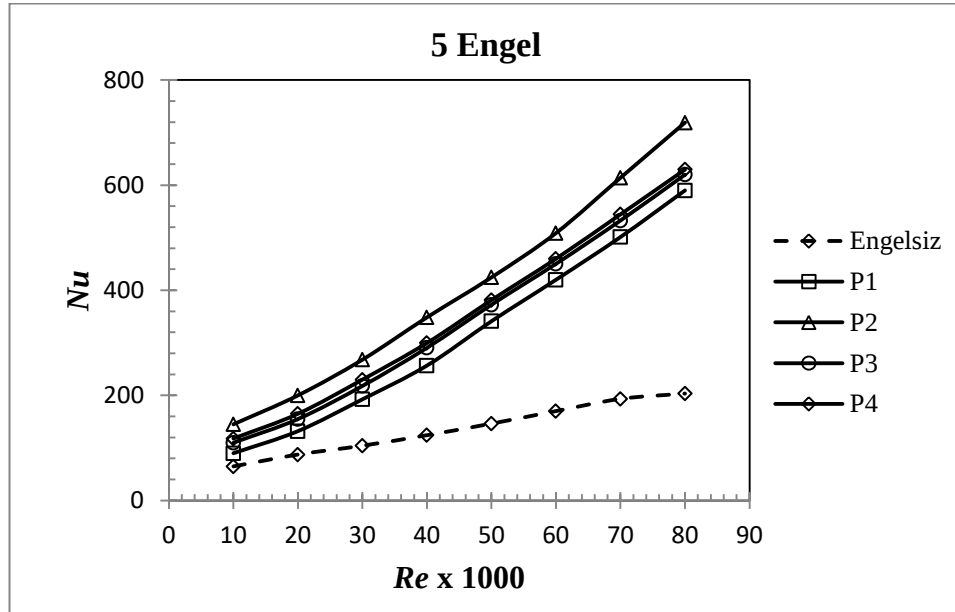


Şekil 3.22. Ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi (1 engel için).

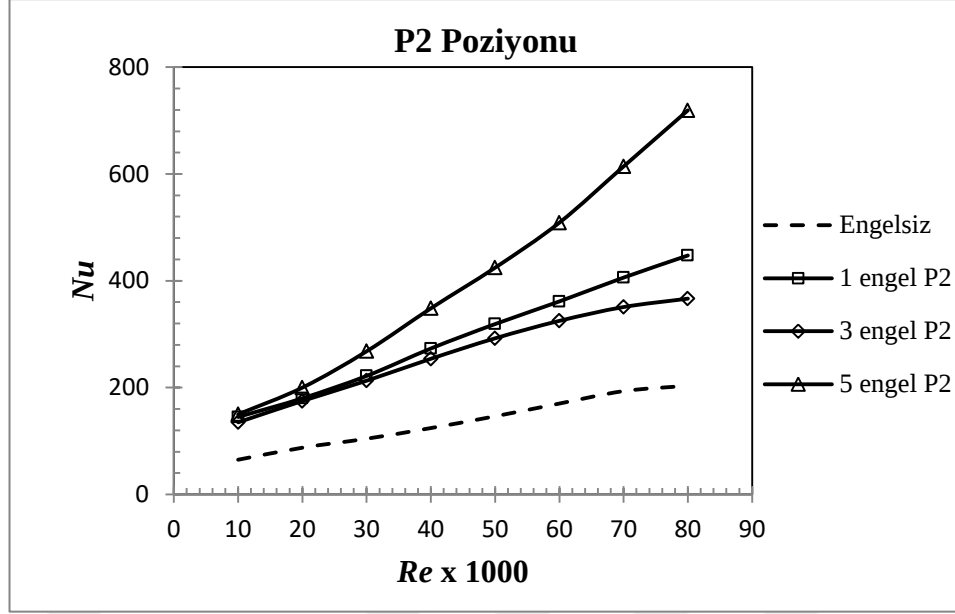


Şekil 3.23. Ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi (3 engel için).

Her engelin köşe noktasından kopan vortekslerin engelin arkasında sirkülasyon bölgeleri oluşturduğu, bunların da yüzey üzerinden geçen akışkan tabakasını etkilediği, bu etkileşim sonucu sıcak yüzeye çarpıp dönen akış döngüleriyle sınır tabakanın bozulduğu, akış bölgesindeki soğuk akışkan tabakaları ile yüzeyin hemen yakınındaki sıcak akışkan tabakalarının karışmasına ve akış karışımlarının tüm hacim içerisine yayılmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir.



Şekil 3.24. Ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi (5 engel için).



Şekil 3.25. Engel sayılarının karşılaştırılması.

Bu durumda daha soğuk olan akışkan sıcak yüzeye hızla temas ederek yüzeyden ısı transferini artırmaktadır. Ardışık dizilmiş engeller bir önceki engel üzerinden gelen akımı bozmakta ve her bir engelin arkasında bu çalkantılar yeniden teşekkül etmektedir. Bu durum sıcak yüzey boyunca ısı transferinde önemli artışlara sebep olmaktadır.

Engel sayısının ısı transferine etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için, üç farklı engel durumunda en iyi durum olan P2 pozisyonu için Nu sayısı değerleri Şekil 3.25’de birlikte verilmiştir. Burada beş engelli durumun en iyi ısı transferini sağladığı açıkça görülmektedir. Bir ve üç engelin düşük Re sayılarında hemen hemen aynı değerlerde olduğu, $Re > 50000$ için farkın arttığı gözlenmiştir. Uygun pozisyonda engel yerleştirmenin her durumda boş kanala göre ısı transferini artırdığı da bu grafikte görülmektedir.

3.16 Fiziksel Parametreler

Bir kanal içerisine yerleştirilmiş üçgen prizma engellerin ısı transferine etkisinin incelenebilmesi için akışı etkileyen önemli parametrelerin belirlenmesi gerekir. Bu anlamda zorlanmış akışa uygun fiziksel parametreler tespit edilip, boyutsuzlaştırma yapılırsa benzerlik parametreleri elde edilir. Bu çalışmada akışı etkileyen fiziksel parametreler,

$$h = f(\rho, c_p, \mu, k, U_\infty, L, D_h) \quad (3.10)$$

Bu parametreler kullanılarak, boyut analizi yapılırsa, aşağıdaki boyutsuz sayılar elde edilir.

$$\text{Reynolds sayısı: } Re = \frac{\rho U_\infty L}{\mu} \quad (3.11)$$

Burada U_∞ ortalama serbest akış hızını, ρ yoğunluğu, μ dinamik viskoziteyi, L ısıtıcı yüzey uzunluğunu göstermektedir. Bu tip akışta, Re sayısı akışın karakteristiğini belirleyen önemli bir parametredir. Bu çalışmada $Re > 2300$ olduğundan, türbülanslı akış için incelemeler yapılmıştır.

$$\text{Prandtl sayısı: } Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.12)$$

Prandtl sayısı akışkanın türünü ifade eden bir boyutsuz sayıdır, bu çalışmada akışkan olarak sadece hava kullanılmıştır. Geometrik parametreler, (L/D_h : Isıtıcı levha boyunun, hidrolik çapa oranı da bir parametre olmakla birlikte) sabit tutulmuştur. Diğer taraftan, engelin pozisyonu ve sayısı da birer parametre olarak incelenmiştir. Bu durumda yüzeyden ısı geçişini ifade eden Nusselt sayısı boyutsuz sayıların bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Nu = f(Re, Pr, L/D_h, P: \text{Engel Pozisyonu}, E: \text{Engel Sayısı}) \quad (3.13)$$

Bu çalışmada ısı transferini etkileyen önemli parametreler, Re sayısı, (E) engel sayısı ve (P) pozisyonudur. Deneylerde bu parametrelerin etkileri araştırılmıştır.

3.17 Hata Analizi

Bu çalışmada, yapılan deneylerde meydana gelen hatalar daha çok ölçme hatalarından kaynaklanmaktadır. Deneylere ait hata oranlarının tespiti için farklı bir kaç yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan bir tanesi, araştırmacılar tarafından en sık kullanılan ve Holman (2001), tarafından sunulan hesaplama yöntemi kullanılarak yapılan “Belirsizlik Analizi” dir. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda;

$$R = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.14)$$

olarak ifade edilmekte ve bu sonuç değerine ait toplam belirsizlik aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Bu durumda hata hesabına esas ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

Bu çalışmada, hataya sebep olan büyüklükler, q'' ısı akısı, daimi akış hızı U_∞ , ortalama basınç değeri ΔP , yüzey sıcaklığı T_w ve çıkış sıcaklığı T_ζ ölçümlerinden kaynaklanmaktadır. Bu büyüklükler ile ilgili ölçme hataları, kaynağından itibaren alınarak sonuçta ne kadar hataya sebep olduğu bulunmaktadır.

$$Nu = \frac{q'' L \Delta P}{k \rho (T_w - T_\zeta) u^2} \quad (3.16)$$

Belirsizliğe sebep olan parametreler; q'' , U , ΔP , T_w ve T_ζ için hata oranları ayrı ayrı tespit edilmiştir. Belirtilen hata oranlarının her bir deney için Nu sayısının hesabında ne kadar hataya sebep olduğu;

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial q''} w_{q''} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial U} w_U \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\zeta} w_{T_\zeta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

şeklinde hesaplanır. Örnek bir deney (deney-1) için yapılan hesap verilirse,

$$W_{Nu} = [(5,31) (0,1767))^2 + ((5,31) (0,3))^2 + ((0,13) (0,5))^2 + ((91,43) (0,06))^2 + ((59,09) (0,05))^2]^{1/2}$$

$$W_{Nu} = [0,88 + 2,537 + 0,004 + 30,094 + 8,74]^{1/2}$$

seçilen bu deney için yüzde hata miktarı $\frac{W_{Nu}}{Nu} = \% 6,5004$ olarak bulunur.

Diğer deneyler için yapılan hata hesapları ekte çizelge halinde verilmiştir (Çizelge C.1). Hata hesabında en çok hataya sebep olan parametrenin çıkış sıcaklık ölçümü ve yüzey sıcaklık ölçümünden kaynaklandığı görülmektedir. Tabloda, her bir deney grubu için hataların oranı verilmiştir. Farklı Reynolds sayısında ve engel sayısındaki deneylerde belirsizlikler değişkenlik göstermektedir. Yapılan tüm deneylerin değerlendirmeleri sonucunda ortalama belirsizliğin yaklaşık,

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \pm \%5,78$$

olduğu görülmüştür. Bu oran da kabul edilebilir deneysel belirsizlik sınırları içerisinde kalmaktadır.

3.18 Sonuçlar

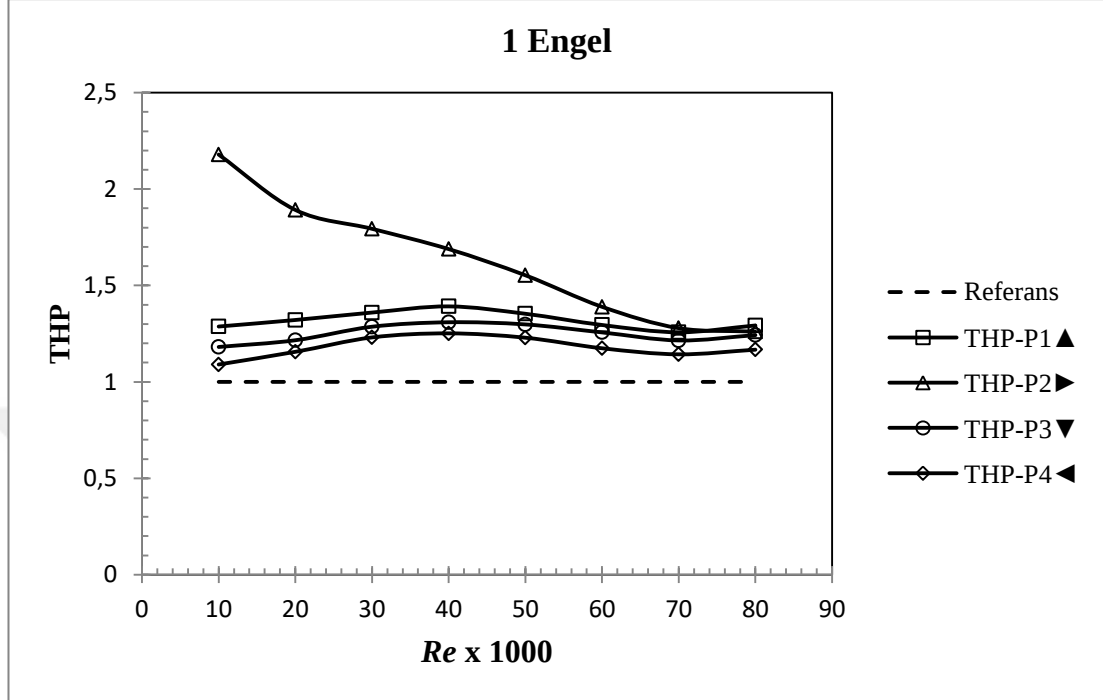
Deneylerde yapılan ölçümlere bağlı olarak ısı transferi ve basınç düşüşleri hesaplanmıştır. Önce boş kanal için ölçümler ve değerlendirmeler yapılmış daha sonrada sırayla, bir engel, üç engel ve beş engel durumları için Termo-Hidrolik Performans (THP) değerleri hesaplanmıştır.

$$THP = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (3.18)$$

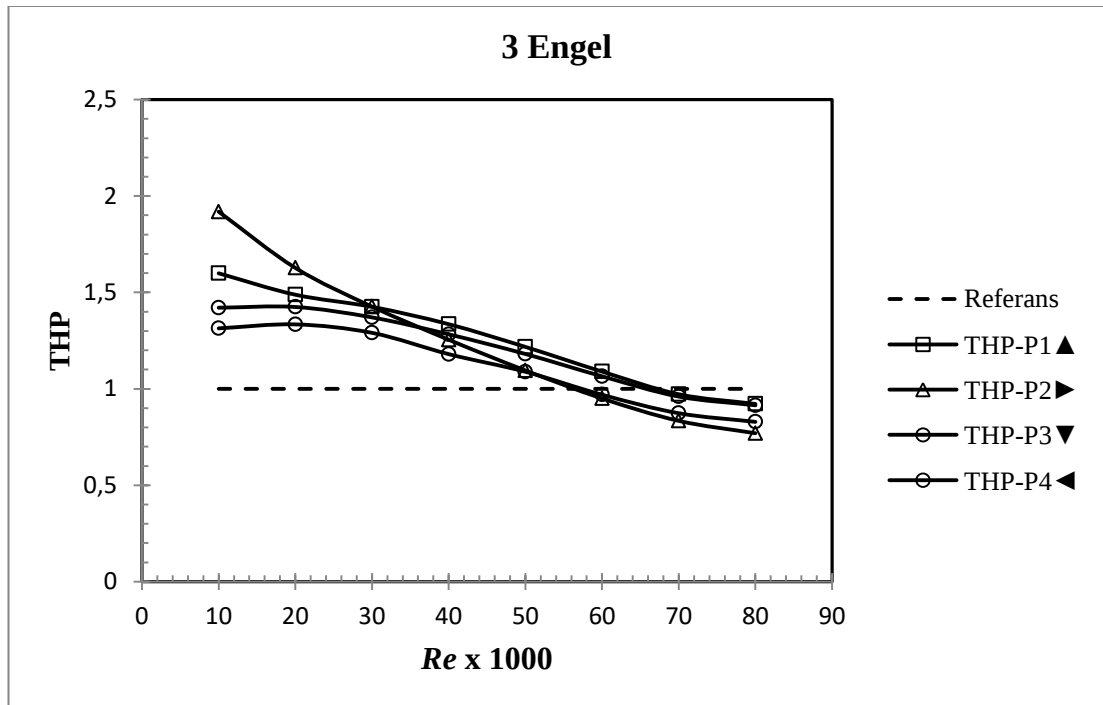
Bu tip problemlerde, ısı geçişi artarken basınç kayıpları da önemli ölçüde artar, bu durumda, Burada Nu engelli durumda ortalama Nusselt sayısını, Nu_o ifadesi boş kanal için ortalama Nusselt sayısını, f_o da boş kanal için sürtünme faktörünü göstermektedir. Boş kanala (referansa) göre engel yerleştirildiğinde ısı transferinde ne kadarlık iyileşme olduğu, Nu sayısı Nu_o 'a oranlanarak, ne kadarlık basınç düşüşü olduğu da f sürtünme faktörlerinin oranından belirlenmektedir. Bu iki oran denklem (3.18) deki formüle göre oranlandığında, basınç kaybındaki artışa karşın ısı transferindeki iyileşmeyi göstermektedir. Bu değer birden büyük olması basınç kaybına karşılık elde edilen ısı transferi artışının anlamlı olduğunu, birden küçük çıkması durumunda ise anlamsız olduğunu göstermektedir.

Basınç kayıplarına karşın ısı geçişinde gerçekten artış olup olmadığını anlamak için eşitlik (3.18)'de verilen formülle THP hesaplanır. Eğer THP değeri birden büyükse

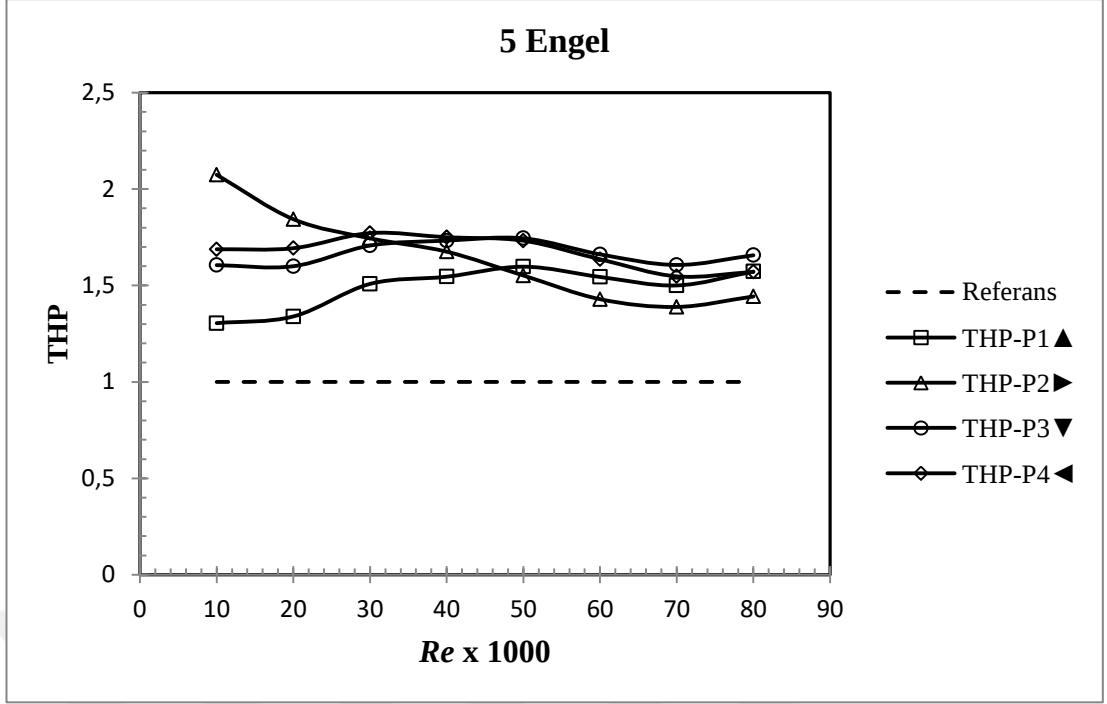
artış vardır. Bu durumda bu işin faydalı olacağı öngörülebilir. Birden küçük olursa bu düzenlemenin gereksiz olduğu ortaya çıkar. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.26, Şekil 3.27 ve Şekil 3.28’de verilmiştir.



Şekil 3.26. THP'nin pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (1 engel).



Şekil 3.27. THP'nin pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (3 engel).



Şekil 3.28. THP’ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (5 engel).

Şekil 3.26’da bir engel için, sürtünmelere karşı ısı transferindeki artış verilmiştir. Engelin yeri sabit olmak üzere dört farklı pozisyonu için elde edilen değerler şekilde görülmektedir. P2 pozisyonu için $Re_u=10000$ ’de en iyi durumun olduğu görülmektedir. Burada düşük hızlarda basınç kaybının az olması ve P2 pozisyonunda en fazla blokaj oranının olması etkili olmuştur. Diğer pozisyonlarda birbirine benzer durumlar gözlenmektedir. Boş kanala göre iyileşme olmakla birlikte, Re sayısıyla çok az değişim göstermektedir.

Şekil 3.27’de üç engel durumu için, farklı pozisyonlarda ve Re sayılarında, THP değişimi verilmiştir. Burada en düşük Re sayısında P2 pozisyonunda en iyi durum, gözlenmekle birlikte, $Re > 50000$ ’den sonra tüm pozisyonlardaki artışlar negatife doğru gitmektedir. Burada artan Re sayılarında sürtünmenin baskın geldiği gözlenmekte ve ısı transferindeki artışı anlamsız kılmaktadır.

Şekil 3.27’de beş engel durumu için, farklı pozisyonlarda ve Re sayılarında, THP değişimi verilmiştir. Her durumda P2 pozisyonunda ve düşük Re sayılarında ısı transferinde en büyük artışların olduğu gözlenmektedir. Beş engel durumunda $Re > 20000$ ’den sonra tüm pozisyonlarda artış olmakla birlikte, hemen hemen yatay seyretmekte ve birbirine çok yakın değerler gözlenmektedir.

Sonuç olarak en iyi durumun bir engel, P2 pozisyonu ve $Re=10000$ 'de olduğu ve sşrtşnmelere karşı ısı transferinde 2,2 katlık bir iyileşmenin sağlandığı görşlmektedir. Bir engel durumunda ve düşük hızlarda en az sşrtşnmenin olması bu sonuca neden olmuştur. Diğer taraftan düşük hız ve sşrtşnme işletme maliyetinin de düşük olacağı anlamına geldiğinden, bulunan sonucun makul ve uygulanabilir olduğu değerlendirilmiştir. Bu sonuç kayda değer bir ısı transferi artışını gşstermektedir.



4. SAYISAL ÇALIŞMA

4.1 Giriş

Son yıllarda teknolojinin hızla gelişmesiyle birlikte hesaplamalı bilimlerde çok büyük gelişmeler olmuş, birçok mühendislik probleminin çözümünde, tasarımında ve geliştirilmesinde sayısal analiz yöntemlerinin kullanımı yaygınlaşmıştır. Aynı zamanda sayısal analiz yöntemlerinin deneysel yöntemlere göre; kısa zamanda ve ekonomik sonuçlar vermesi, geniş çapta veri elde etme olanağı ve deneysel çalışmalarda karşılaşılabilecek zorlukların üstesinden gelebilmesi gibi birçok avantajı bulunmaktadır. İdeal bir çalışmanın sayısal çözümlerle desteklenmiş deneysel çalışmalar olduğu rahatlıkla söylenebilir. Son yıllarda akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde sayısal analiz ve benzetim yöntemleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Bu çalışmada analizler, sonlu hacimler esasına dayalı çözüm yapan ANSYS-Fluent programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Bu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analiz programında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacimler yöntemi ile ayrıştırılmaktadır (Fluent, 2009).

Bu bölümde, bir yüzeyinden sabit ısı akısı ile ısıtılan, içerisine üçgen engeller yerleştirilmiş dikdörtgen kanal içinde hava akışıyla ısı geçişi sayısal olarak incelenmektedir. Yapılan incelemelerde, ısı geçiş mekanizmasının açıklanması için çözüm alanında anlık hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal çözümden elde edilen sonuçlarla, deneylerde bulunan sonuçlar karşılaştırılarak çözümün doğruluğu kontrol edilmiştir.

4.2 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi sonlu parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma esasına dayanır. Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerini sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürmek için kontrol hacim esaslı bir teknik kullanır. Bu teknik her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integrasyonunun alınması sonucunda, değişkenler için kontrol hacmini sağlayan ayrık eşitliklerin elde edilmesini içerir. Ayrık eşitliklerin

doğrusallaştırılması ile elde edilen, doğrusal denklem sistemlerinin iterasyona bağlı çözümü ile hız, basınç ve sıcaklık gibi değişkenler verilen yakınsaklık ölçüsünü sağlayıncaya kadar güncellenir. Sonuçlar yakınsayınca çözüm sonlanır. Bazı problemlerde zamana bağlı durumlar söz konusudur. Uygun zaman adımları seçilerek, kendi içinde tekrarlayan periyotlar oluşuncaya kadar problem çözülmeye devam edilir. Bu çalışmada, sıkıştırılamaz kabul edilen hava akışı, sürekli rejim ve türbülanslı akış olarak çözülmüştür. Türbülans modelleri hakkında kısa bilgiler verildikten sonra problemin çözüm aşamaları açıklanmıştır.

4.3 Türbülans Modelleri

Sayısal çözümlerin gerçekleştirilebilmesi için kullanılan çözüm tekniği önem teşkil etmektedir. Bu amaçla, oluşturulan modelin çözümünde kullanılan yöntemlerin iyi bir şekilde araştırılıp en iyi çözüm yöntemlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Aksi takdirde, yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar doğru sonuçlara çok yakın bile olsa çözümün nasıl gerçekleştirildiği bilinmediği için ele alınan problemin iyileştirilmesi çok zor hatta imkânsız olacaktır. Bu çalışmada, girdaplı akışları üzerinde barındıran ve kanal içi akış için kullanılan türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları detaylı olarak incelenerek aşağıda verilmiştir.

Doğrudan Sayısal Simülasyonlar DNS (Direct Numerical Solution): Navier-Stokes denklemlerinin hiçbir türbülans modeli kullanmadan doğrudan çözülmesidir ve çözüm ağının en küçük uzunluğu en küçük türbülans girdabı büyüklüğünde olduğundan hesaplama açısından oldukça zor ve pahalıdır.

Büyük Edi Simülasyonları LES (Large Eddy Simulation) : Büyük girdaplar hesaplanırken küçük girdaplar modellenmemektedir. Böylece DNS'ye göre daha az sayıda ağ noktası ve hesaplama maliyeti gerekir. Ancak yine de RANS (Reynolds-Ortalamalı Navier-Stokes) modeline göre çok daha fazla ağ noktası gerektirir.

Reynolds-Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Modeli: Mühendislik hesaplamalarında hız, basınç ve kayma gerilmesi gibi kavramların ortalama değerleri dikkat çektiğinden Navier-Stokes denklemleri Osborne Reynolds tarafından zaman ortalamalı türbülans değişkenleri cinsinden yeniden yazılmıştır. Bu denklemlere

RANS denklemleri adı verilir. Sürtünme, hız veya basınç gibi bir değişken olmak üzere f değişkeninin zaman ortalamalı değerleri elde edilir (White vd., 2005).

Hibrit metotlar DES (Detached Eddy Simulations): DES modeli sınır tabakada RANS benzeri bir yaklaşım, geri kalan serbest akış bölgesinde ise LES yaklaşımını uygulayarak hibrit bir çözüm modelini temsil eder.

Türbülansın karmaşıklığı genelde ilave gerilmeleri ve türbülanslı transport terimlerini basit bir şekilde formüle etmeye engel olmaktadır. Türbülans modellemenin temel amacı Reynolds gerilmelerini ve transport terimlerini mümkün olduğunca hatasız elde edecek hesaplama yöntemleri geliştirmektir. Bu anlamda Prandtl, Taylor ve Von-Karman'ın önemli çalışmaları göze çarpmaktadır.

RANS denklemlerinin simülasyonları doğrudan sayısal simülasyonlara göre hesaplama çabasını büyük ölçüde azaltmakta ve genellikle pratik mühendislik hesaplamalarında benimsenmektedir. Ayrıca, ek akışkan gerilmeleri gibi ortalama işlemi, dalgalanan miktarlarda ek bilinmeyen terimleri ortaya çıkırmıştır. Bu terimler doğrudan tanımlanması zor ve bu nedenle daha fazla bilinmeyenleri olan türbülans ya da Reynolds gerilmeleridir (ANSYS Inc, 2010).

Bu çalışmada literatürde birçok uygulamasının olması nedeniyle RANS modeli içerisinde yer alan, k - ϵ türbülans modeli seçilmiştir. Bu bölümde k - ϵ ve düşük Reynolds sayısı k - ϵ türbülans modelleri incelenmiş ve modelleri tanımlayan denklemler ve sabitler sunulmuştur.

4.3.1 k - ϵ türbülans modeli

Burada standart k - ϵ , Realizable (gerçekleştirilebilir) k - ϵ türbülans modelleri ve RNG (Renormalized Group) k - ϵ tanıtılacaktır. Bu üç türbülans modeli özellikle türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı (ϵ) açısından benzer formda olmalarına rağmen türbülans viskozitesinin hesabı, k ve ϵ denklemlerindeki Prandtl sayısı ve ϵ denkleminde üretim ve kayıp terimlerine göre farklılıklar gösterirler (Bayraktar, 2008).

Standart k - ϵ türbülans modeli iki ayrı taşınım denkleminin çözümüne imkan vermek suretiyle türbülans hız ve uzunluk ölçeğini saptamaya izin veren en basit ve temel

iki-denklemlı türbülans modelidir. Standart $k-\epsilon$ türbülans modelinde akış tümüyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkisi ihmal edilir. Bu nedenle standart $k-\epsilon$ türbülans modeli yalnızca tam türbülanslı akışlar için geçerlidir.

Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli standart $k-\epsilon$ türbülans modeline göre yeni ve belirtilen özelliklerden dolayı standart $k-\epsilon$ türbülans modelinden ayrılan bir türbülans modelidir. Bu zellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon içerir.
- Türbülans kinetik enerjisi yayılımı (ϵ) denklemi için yeni yaklaşım içermektedir.

Realizable (gerçekleştirilebilir) terimi modelin Reynolds gerilmeleri üzerindeki matematiksel kısıtları türbülanslı akışların fiziğine uygun olarak sağılamasından ileri gelmektedir.

RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli oldukça geniş istatistiksel teknikler kullanılarak çıkarılmıştır. RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli iki denklemlı bir model olup Yakhot ve Orszag (1986), tarafından dşnlmş ve yine Yakhot ve vd. (1992), tarafından geliştirilmiştir. Temelde standart $k-\epsilon$ türbülans modeline benzemekle beraber RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli girdaplı akışlar için aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir:

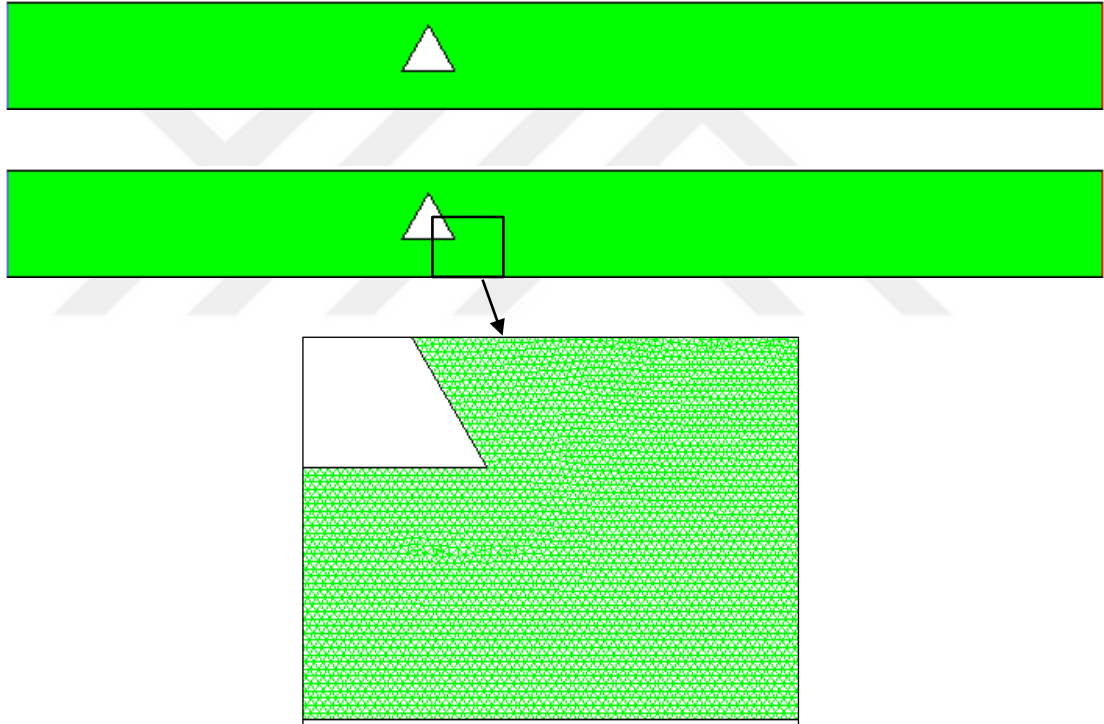
- Türbülans kinetik enerjisi denkleminde hızlı değışen akışlarda daha fazla doğıruluk sağılayan ilave terimler içerir.
- Dönmenin türbülans üzerindeki etkisi RNG modelinde göz önüne alınmıştır. Bu özellikle dönen akışlarda RNG modelini daha uygun kılar.
- Türbülans Prandtl sayısı için analitik ifade sağılar. Oysaki Prandtl sayısı standart $k-\epsilon$ türbülans modelinde sabit alınmaktadır (Yakhot vd., 1992).

Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli yüksek Reynolds sayılı türbülans modeli iken, RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli düşük Reynolds sayılı akışlarda söz konusu olan efektif viskozite için analitik olarak çıkarılmış diferansiyel formüller sağılar. Ancak bu özelliğın verimli olarak kullanılması uygun yakın-çeper bölgesinin seçimine bağılıdır. Bu zellikler RNG $k-\epsilon$ türbülans modelini standart $k-\epsilon$ türbülans modeline göre daha

doğru ve güvenilir kılar. Bu özelliklerinden dolayı ve yapılan ön çalışmalar neticesinde, bu çalışmada RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

4.4 Çözüm Alanı

Sayısal çözümde her bir engel sayısı ve açısı için ele alınan çözüm alanı, deneysel geometriye bağlı olarak belirlenmiştir ve Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Çözüm alanının boyutları 700*50 mm boyutunda, test bölgesi esas alınarak belirlenmiştir. Üçüncü boyutu yeterince geniş olduğundan ve hesaplama maliyetinden dolayı problem iki boyutlu olarak ele alınmaktadır. Şekil 4.1’de çözüm alanındaki ağ dağılımı görülmektedir. Bu çalışmada homojen dağılım için üçgen ağ yapısı kullanılmaktadır.



Şekil 4.1. Ağ yapısının görünümü.

Çözüm alanının çizilmesi ve hücrelere bölünmesi (meshleme), Ansys-Workbench yardımı ile yapılmaktadır. Çözüm alanına hücre yerleştirilmesinin uygunluğunu kontrol etmek için farklı sayılarda ağ (mesh) sayısı denenmiştir.

Ağ hücrelerinin büyüklüğü, sınır tabaka kalınlığının altında ve ısı geçişini yakalayabilecek kadar küçüklükte olması gerekmektedir. Bu bilgi ışığında bu çalışmadaki çözüm alanı düzgün dağılımlı olarak ısı sınır tabakayı yakalayacak

kadar küçük hücrelere bölünmüştür. Hücre dağılımında üniform bir ağ (grid) yapısı seçilmiştir. Uygun hücre sayısı ve büyüklüğünün tespit edilmesi, çözümün hücre genişliğine bağımlılığı (grid bağımsızlığı) adıyla bilinen ayrı bir çalışma yapılmıştır. Bu amaçla, farklı mesh büyüklükleri, sayıları ve şekilleri denenmiştir. Kanal içerisinde üç engel olan parametre için meshleme işlemleri yapılmıştır. Sonuç olarak 40000 ile 460000 aralığında ağ sayısı için ön çalışmalar yapılmış olup, 160000 ağdan fazla olduğu durumlarda Nu sayılarında %2' nin altında sapma olduğu görülerek çalışmalar yaklaşık 188000 ağ için yapılmıştır. Mesh bağımsızlığı için yapılan çalışmanın sonuçları Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Ağ bağımsızlığı için yapılan çalışmanın sonuçları ($Re=10000$, $E:3$).

Ağ (mesh) sayısı	Nu	% fark
40000	98,78	
80000	101,65	2,91
160000	99,85	1,77
188000	98,6	1,25
240000	100,3	1,72
320000	101,8	1,50
460000	100,72	1,06

Sayısal çözümlerde, ayrık çözüm algoritması kullanılmaktadır. Basınç hız arasındaki ilişki SIMPLE algoritması ile ele alınmaktadır. Basınç ve momentum ifadeleri ikinci dereceden ileri fark denklemleri ile ayrıklaştırılmaktadır. Denklem setinin çözümünde ardışık iki iterasyon arasındaki bağıl hatanın azalmasıyla birlikte çözümler yakınsamaktadır. Bu çalışmada yakınsama kriteri olarak enerji denklemi için 10^{-9} diğer denklemler için ise (kütle, momentum) 10^{-6} değeri alınmaktadır.

4.5 Matematik Model

İçerisinde üçgen engeller bulunan ve bir duvarından ısıtılan bir kanal içerisinde, sıkıştırılamaz, zamana bağlı bir akış için, fiziksel özellikler sabit ve viskoz yayılım etkisi ihmal edilerek kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (4.2)$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (u_i T)}{\partial x_i} \right] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u'_i T'} \right) \quad (4.3)$$

Burada u , v sırasıyla x , y yönündeki hız bileşenlerini göstermektedir. Sıcaklık T , ve dinamik basınç p ile gösterilmiştir. Burada, u' ve T' gibi terimler de türbülans gerilmelerini göstermektedir. Bu çalışmada RNG, k - ε türbülans modeli seçilmiş olup gerekçelerinden daha önce bahsedilmiştir. RNG k - ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi ve yayılım oranı aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanır.

$$\rho \frac{DK}{Dt} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla K \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4.4)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} (\varepsilon / K) G_k + C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon^2 / K \quad (4.5)$$

Burada, G_k türbülans kinetik enerjiden dolayı hız gradyanı anlamına gelir ve μ_t eddy viskozitesidir ve modellemesi aşağıdaki gibidir;

$$\mu_t = (\rho C_\mu K^2) / \varepsilon \quad (4.6)$$

ve bu çözümde kullanılan türbülans sabitleri,

$$C_{1\varepsilon}=1,44; \quad C_{2\varepsilon}=1,92 \quad C_\mu=0,09 \quad \sigma_k=1,3$$

şeklinde. RNG k - ε türbülans modeli ile ilgili daha fazla bilgi için, Yakhot ve Orszag (1986), tarafından yapılan çalışmaya bakılabilir.

4.6 Sınır Şartları

Sayısal çözüm için Ansys-Fluent paket programı kullanılmıştır. Kanal girişinde “hız sınır şartı” verilmiştir. Kanaldaki akış hızı deneylerde (Testo-435) türbin tipi prob ile ölçülerek “ana akış hız giriş şartı” verilmiştir. Çıkışta ise “dışa akış-(outflow)-sınır şartı” uygulanmıştır. Isıtılan duvar için deneylere uygun bir şekilde sabit ısı akısı sınır şartı verilmiştir. Üçgen engeller ve diğer duvarlar adyabatik kabul edilmiş, katı cidarlarda kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Sayısal çalışmada, deneylerde

kullanılan parametreleri en iyi ifade edebilecek şekilde kabuller yapılmaktadır. Artan Re sayılarında engellerin arkasından kopan vorteksler, akış içerisinde zamanla değişen periyotların oluşmasına sebep olmakta, her ne kadar girişte sabit hız şartı verilmiş olsa da zamana bağlı durumlar oluşmakta ve çözüm süresi uzamaktadır. Deneylerde kullanılan değişken sayısının fazla olmasından dolayı, sayısal çözümde zaman kazanmak için bu durumu en iyi ifade edebilecek sınırlı sayıda deney için sayısal çözümler yapılmıştır.

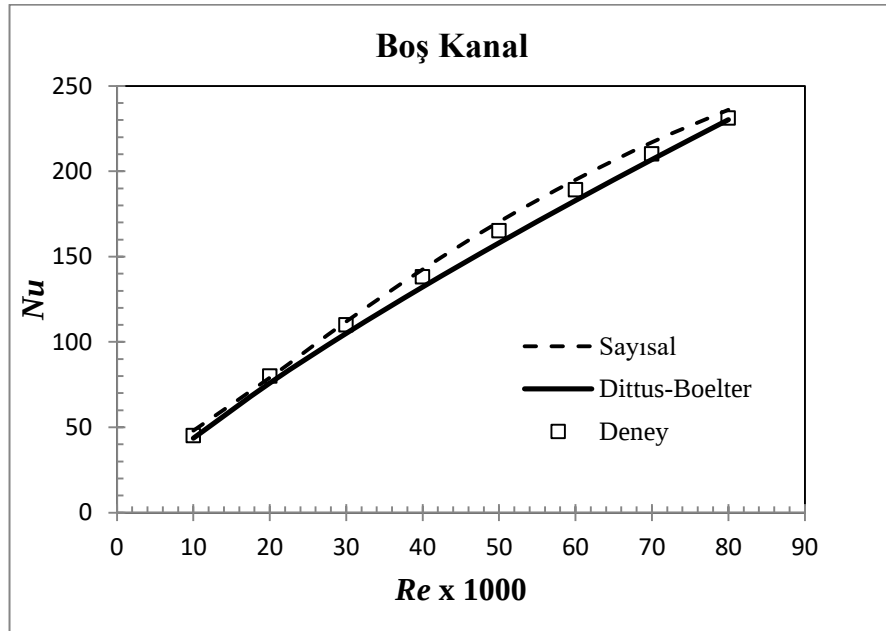
4.7 Sayısal Çözümün Doğrulanması

Sayısal çözümün doğruluğunun sağlanması için literatürde bulunan çalışmalarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Daha sonra çözümün doğruluğu deneysel sonuçlarla doğrulanarak çözümler yapılmıştır.

Boş kanallar için elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri literatürde bulunan türbülanslı akış şartlarında Dittus-Boelter korelasyonu ile karşılaştırılmıştır (Incropera, 1996). Dittus-Boelter korelasyonu aşağıda verilmiştir.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.7)$$

Şekil 4.2’de Nusselt sayısının Dittus-Boelter korelasyonu ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.2. Sayısal çözümün deney ve literatürdeki çalışmalarla doğrulanması.

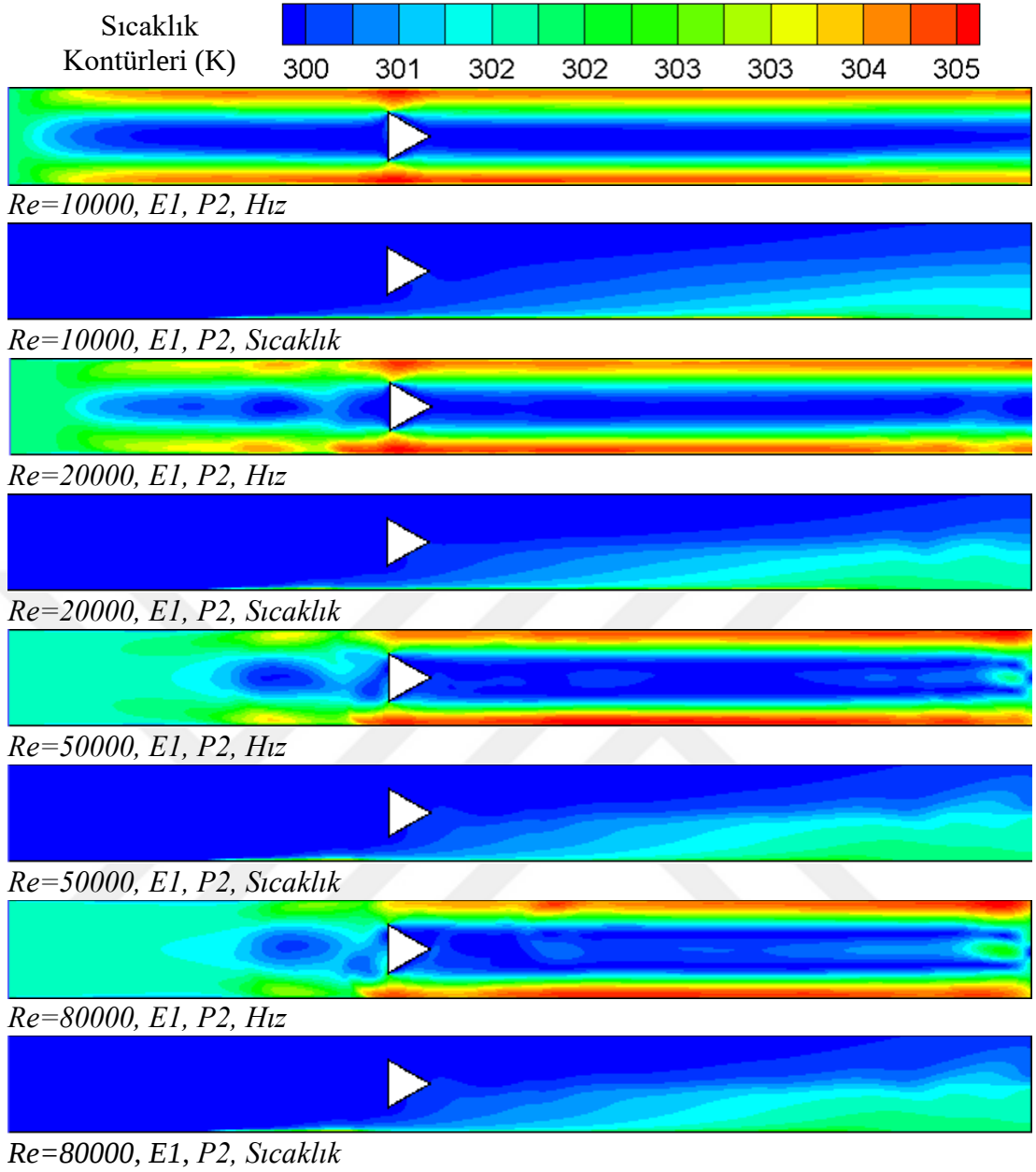
Nusselt sayısının Dittus-Boelter korelasyonu ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması sonucunda, sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının sırasıyla $\% \pm 4$ ve $\% \pm 8$ sapma ile korelasyon ve deney ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi sayısal çözüm diğer çalışmalarla iyi bir uyum sağlamakta, bu da sayısal çözümün doğruluğunu göstermektedir. Bu bölümde engel etrafında oluşan akış yapısına bağlı olarak sıcaklık alanında meydana gelen değişim ve dolayısıyla engel dizilimlerinin ısı transferine etkisi ayrıntılı olarak incelenmiştir.

4.8 Sayısal Çözümün Değerlendirilmesi

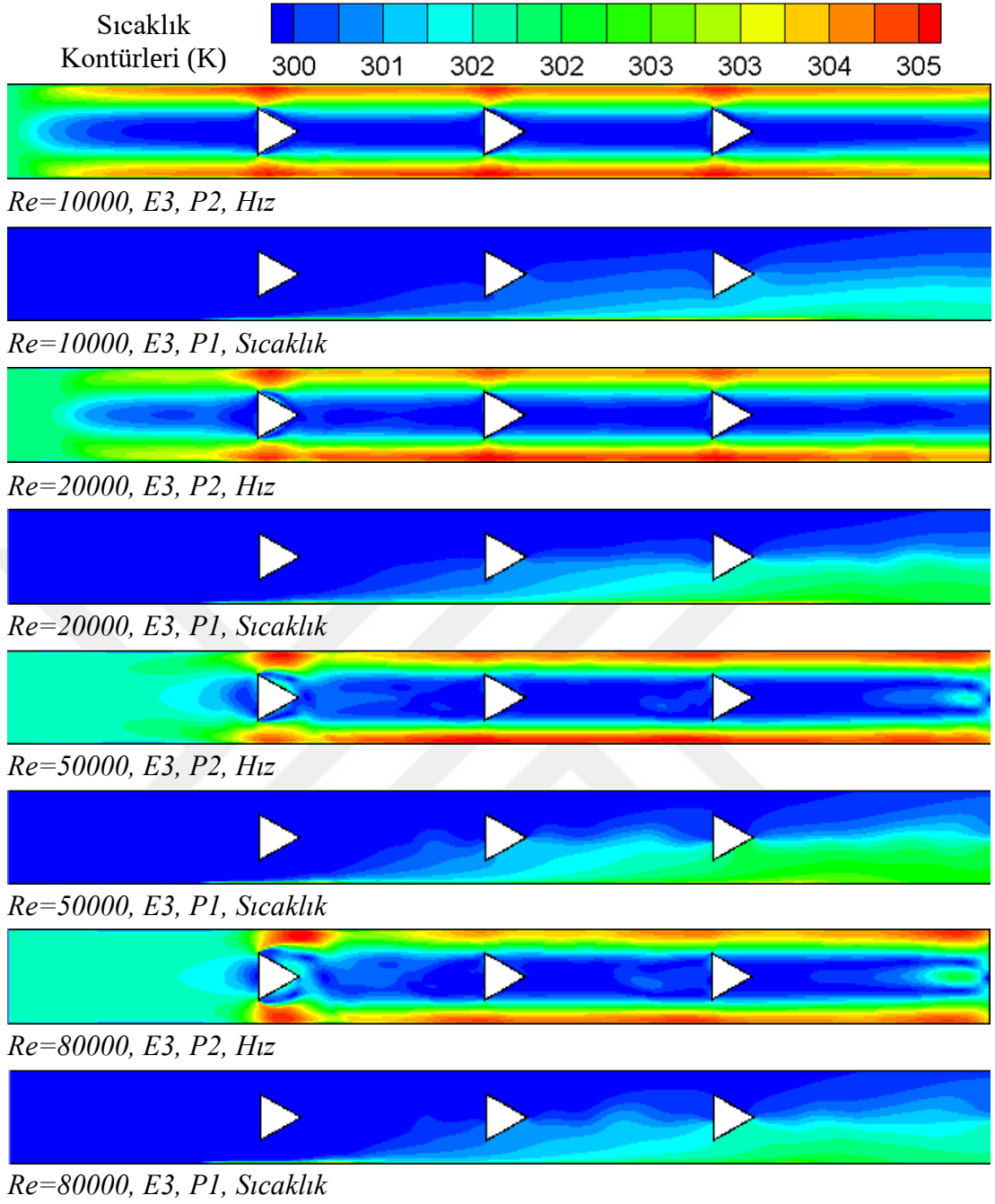
Bu bölümde, içerisinde üçgen engeller bulunan ve alt duvarından ısıtılan bir kanal içerisinde akış yapısı ve ısı transferine etkisini gözlemlemek için incelenen parametrelerin etkisi analiz edilmektedir. Sayısal çalışmada kanal geometrisi ve ısı akısı sabit tutularak, akış parametresi Reynolds sayısı, üçgen engellerin sayısı ve pozisyonunun ısı transferine etkisi araştırılmıştır.

Şekil 4.3’de, üçgen engelin P2 pozisyonunda Re değerlerine göre akış alanındaki anlık hız ve sıcaklık dağılımının sayısal görüntüleri verilmiştir. Akış alanını en fazla etkileyen pozisyon P2 olduğundan dolayı bu pozisyona ait görüntüler verilmiştir. Bu pozisyonda, şekilde de görüldüğü gibi, en fazla blokaj oranı oluşmakta, üçgen engelin alt ve üst köşesinden kopan vorteksler ana akışı bozmakta ve daha fazla akış karışımına yol açmaktadır. Bu durumda sıcak yüzey üzerindeki akışkan ile soğuk ana akış etkileşmekte ve yüzeydeki stabil sınır tabaka akış boyunca bozularak ısı transferinin artmasına neden olmaktadır.



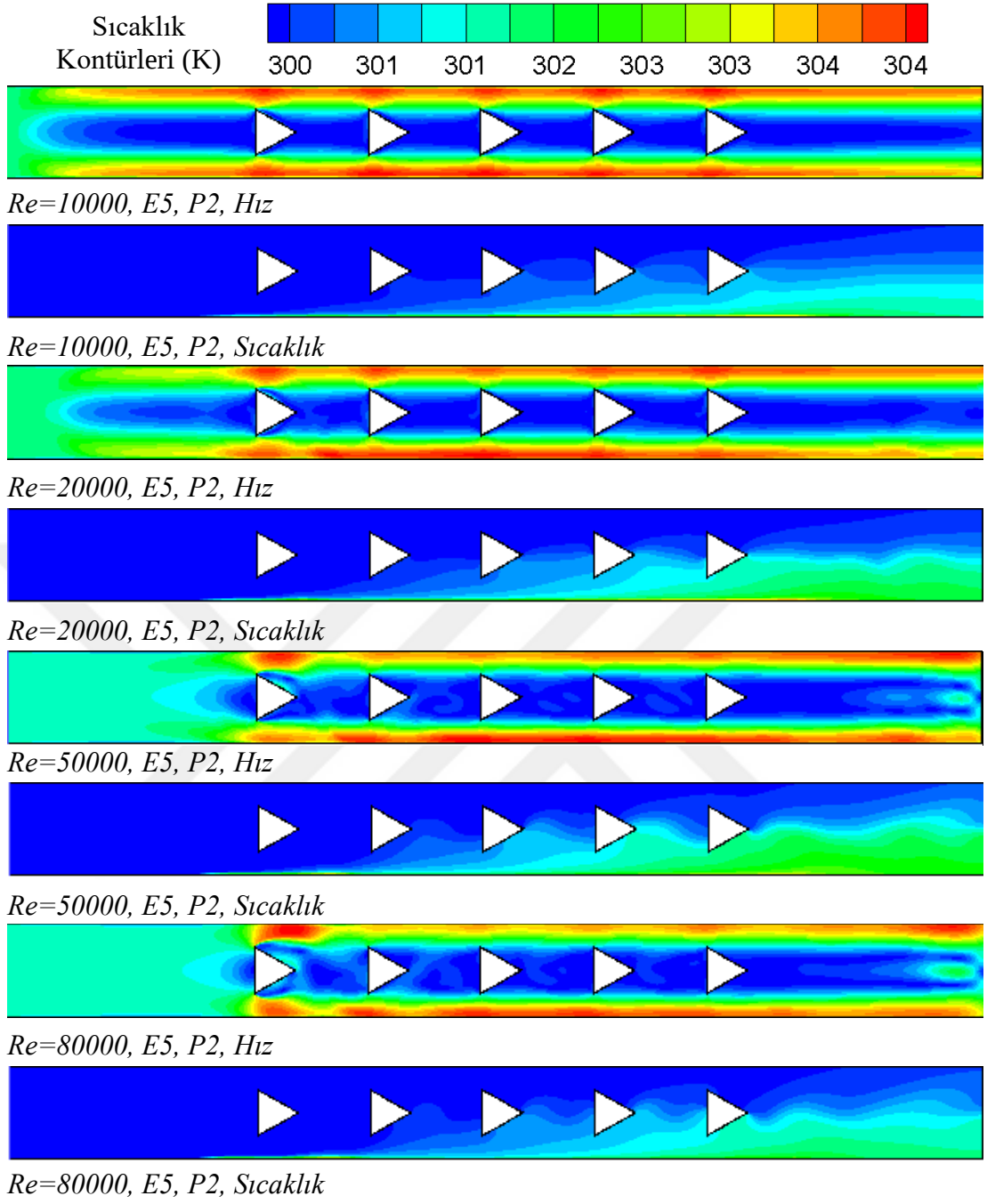
Şekil 4.3. Bir engel için P2 pozisyonunda farklı Re değerleri için hız ve sıcaklık kontürleri.

Bu çalışmada, tam türbülanslı akış bölgesinde çalışmak için en düşük Re sayısı 10000 olarak alınmıştır. Re sayısı seksen bine kadar onar bin artırarak hesaplamalar yapılmıştır. Burada hepsi için kontürleri vermek yerine belirli aralıklarda anlık hız ve sıcaklık kontürleri verilmiştir. Re on bin, yirmi bin, elli bin ve seksen bin değeri için anlık hız ve sıcaklık kontürleri verilmiştir. Şekil 4.3’de görüldüğü gibi Re sayısı arttıkça engel etrafındaki çalkantılar artmakta ve sıcaklık alanını etkilemekte, sıcaklık dağılımı artan Re sayısı ile tüm kanal içine yayılmaktadır. Bu durum akış karışımlarının daha iyi olduğunu göstermektedir.



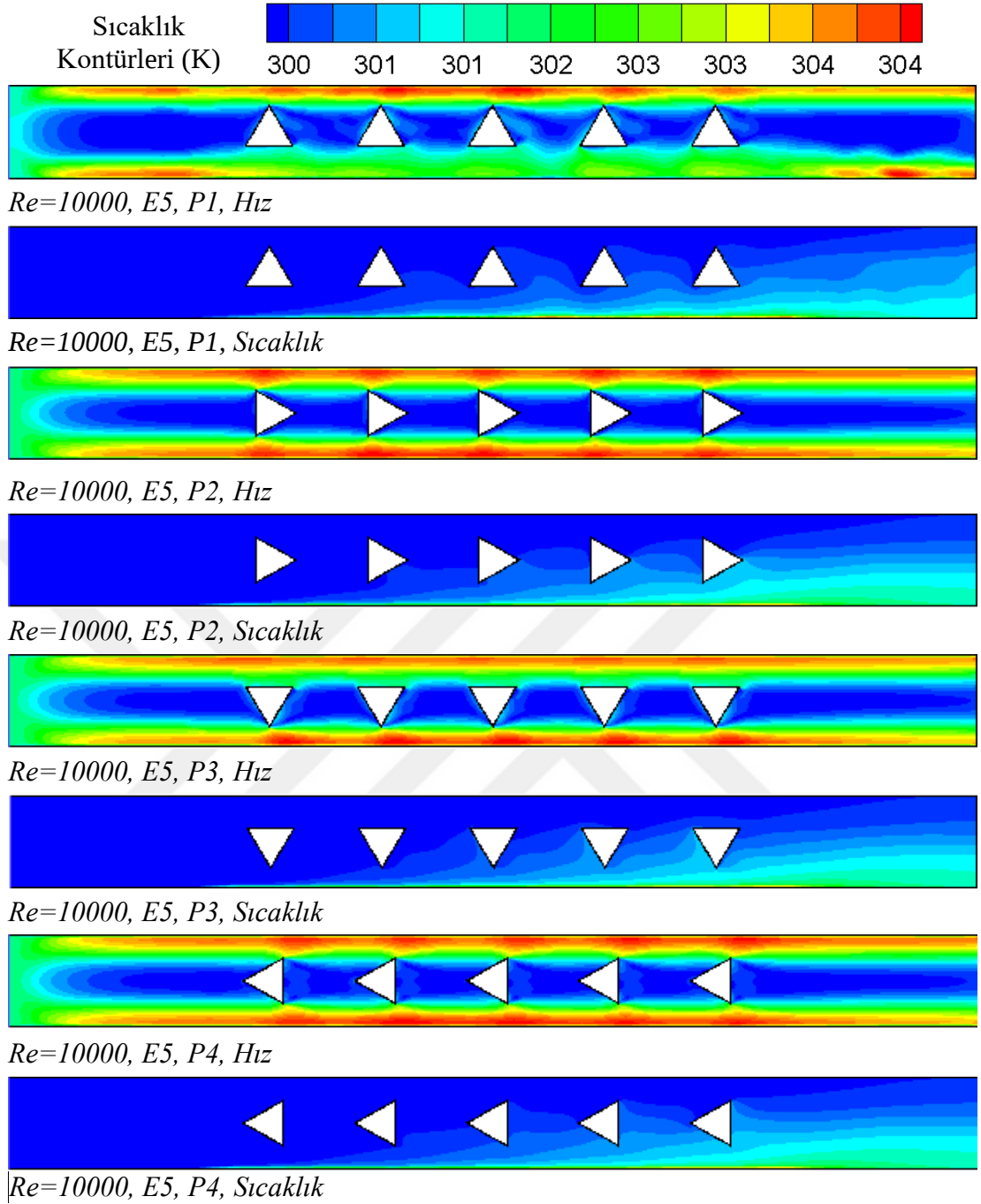
Şekil 4.4. Üç engel P2 pozisyonunda farklı Reynolds değerleri için hız ve sıcaklık kontürleri.

Şekil 4.4’de üç engel yerleştirilmiş P2 pozisyonu için hız ve sıcaklık kontürleri verilmiştir. Üç engel olduğu durumda, her bir engel ana akışa birer blokaj oluşturmakta, bu blokajlar sayesinde, üçgenlerin arkasında oluşan sirkülasyon bölgeleri akış içerisindeki çalkantıları ve sirkülasyonları artırarak, hız alanını etkilemekte, akış karışımlarını artırmaktadır. Artan engel sayısıyla bu etki artmakta ve ısı transferinde daha fazla artış olmaktadır.



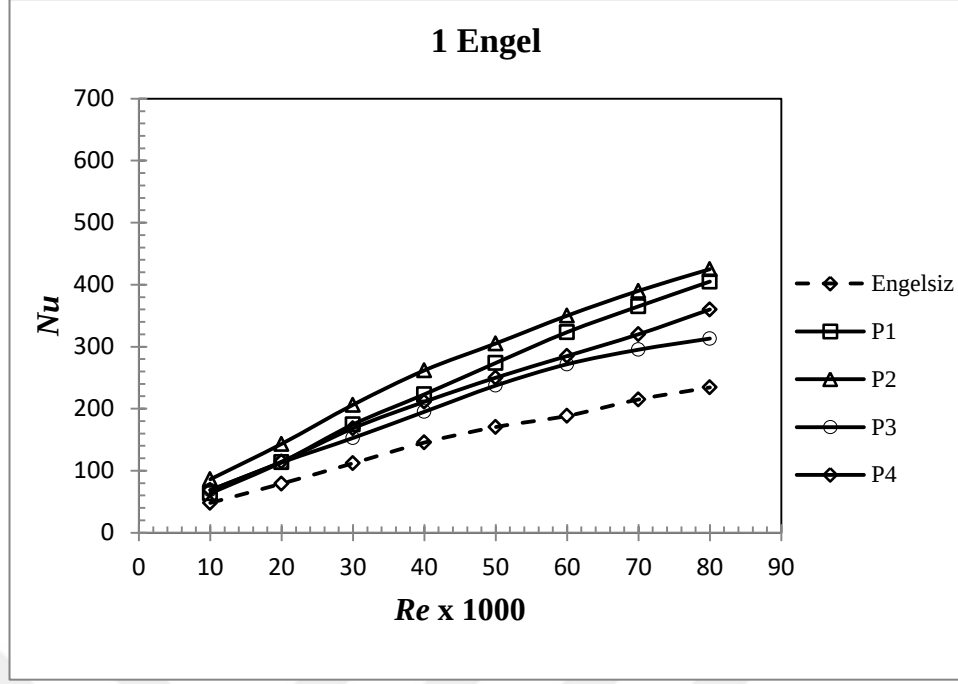
Şekil 4.5. Beş engel için P2 pozisyonunda farklı Re değerlerinde hız ve sıcaklık kontürleri.

Şekil 4.5’de beş engelin P2 pozisyonunda farklı Reynolds değerleri için hız ve sıcaklık kontürleri verilmiştir. Beş engel durumunda beklendiği gibi engeller akışı bozarak karışımı artırmaktadır. Şekilde artan Re sayılarında sıcaklık alanında en iyi dağılımın olduğu durumun beş engel olduğu açıkça görülmektedir.



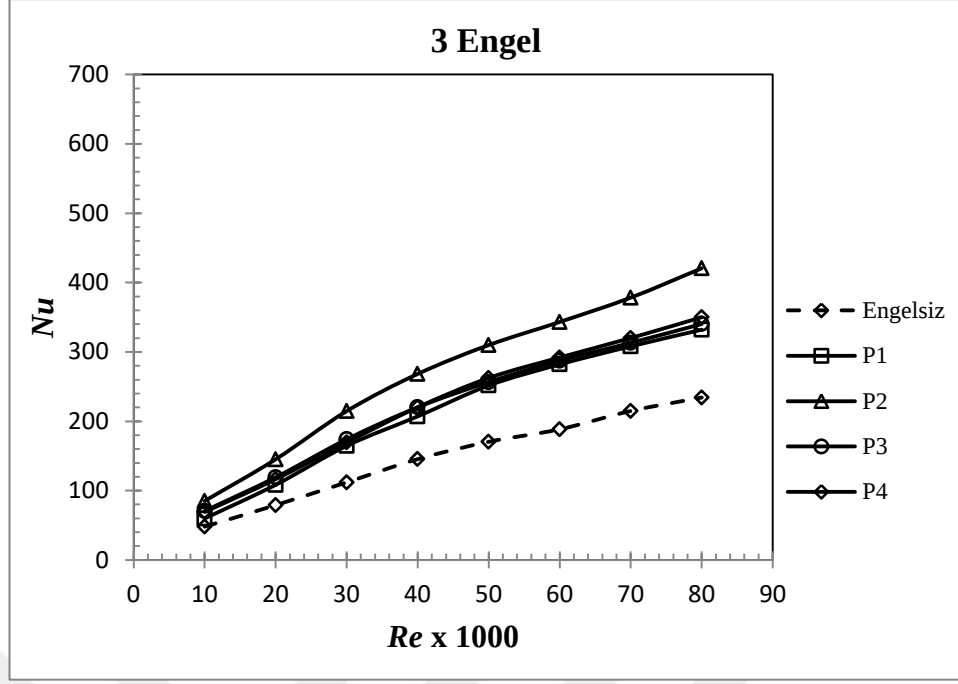
Şekil 4.6. Beş engel için farklı pozisyonlarda hız ve sıcaklık kontürleri.

Şekil 4.6’da engellerin pozisyonlarının akış alanına etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için beş engelli durumun, dört farklı pozisyonundaki hız ve sıcaklık dağılımları birlikte verilmiştir. Şekilden P2 pozisyonunda engeller etrafındaki sıcaklık dağılımının engeller arasına nüfuz ettiği, sıcak akışkan ile ana akımdaki soğuk akışkanın daha iyi karıştığı ve ısı transferini artırdığı söylenebilir.

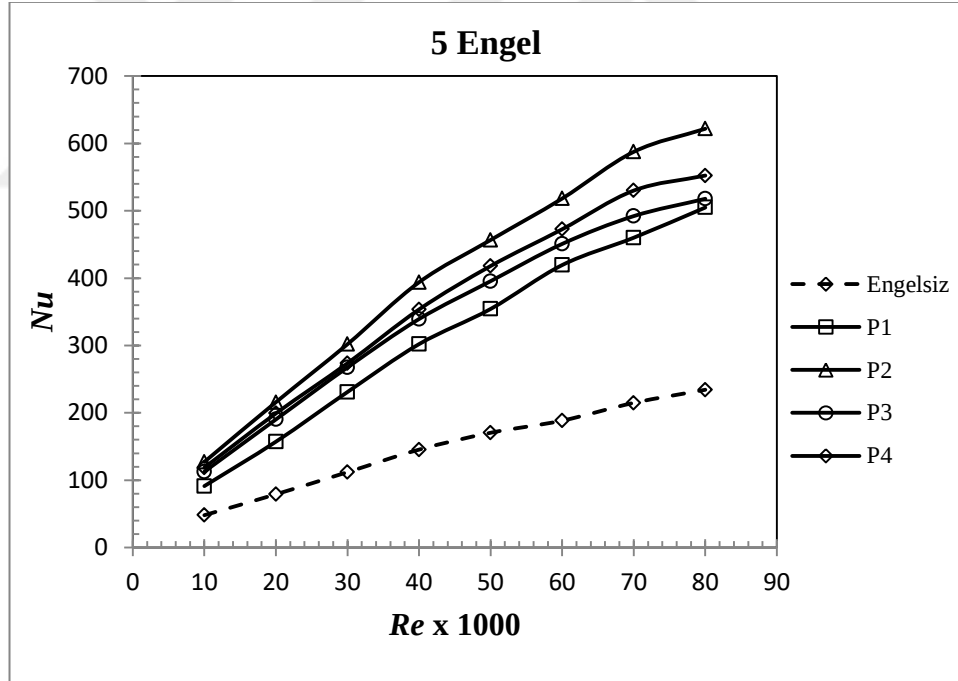


Şekil 4.7. Bir engel için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.

Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da sayısal çözümden elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre hesaplanan Nusselt sayıları verilmiştir. Hesaplamalar, daha önce deneysel bölümde verilen Eşitlik (3.9)’daki gibi deney ile aynı prosedürü uygulayarak yapılmıştır. Şekillerde, Nu sayısının engel sayısı, engel pozisyonu ve Re sayısı ile değişimi görülmektedir. Burada engel sayısı arttıkça Nu sayısının da belirgin bir şekilde arttığı gözlenmektedir. Karşılaştırma yapabilmek için boş kanal için elde edilen Nu sayısı da grafiklerde birlikte verilmiştir. Kanal içerisine engel yerleştirmenin, her durumda boş kanala göre ısı transferinde önemli bir iyileşme sağladığı açıkça görülmektedir. Artan engel sayısı ile ısı transferi de kayda değer bir şekilde artmaktadır. Bir engel ve üç engel durumlarında ısı transferi yaklaşık iki kat artarken beş engel durumunda üç kattan fazla artmaktadır. Bu durum kanal içerisinde bir yüzeyinde ısı üretilen sistemleri soğutmak için üçgen prizma engel yerleştirmenin sıcak bir yüzeyin soğutulmasında ne derece etkili olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda en fazla artışın P2 pozisyonunda olduğu da açıkça görülmektedir.



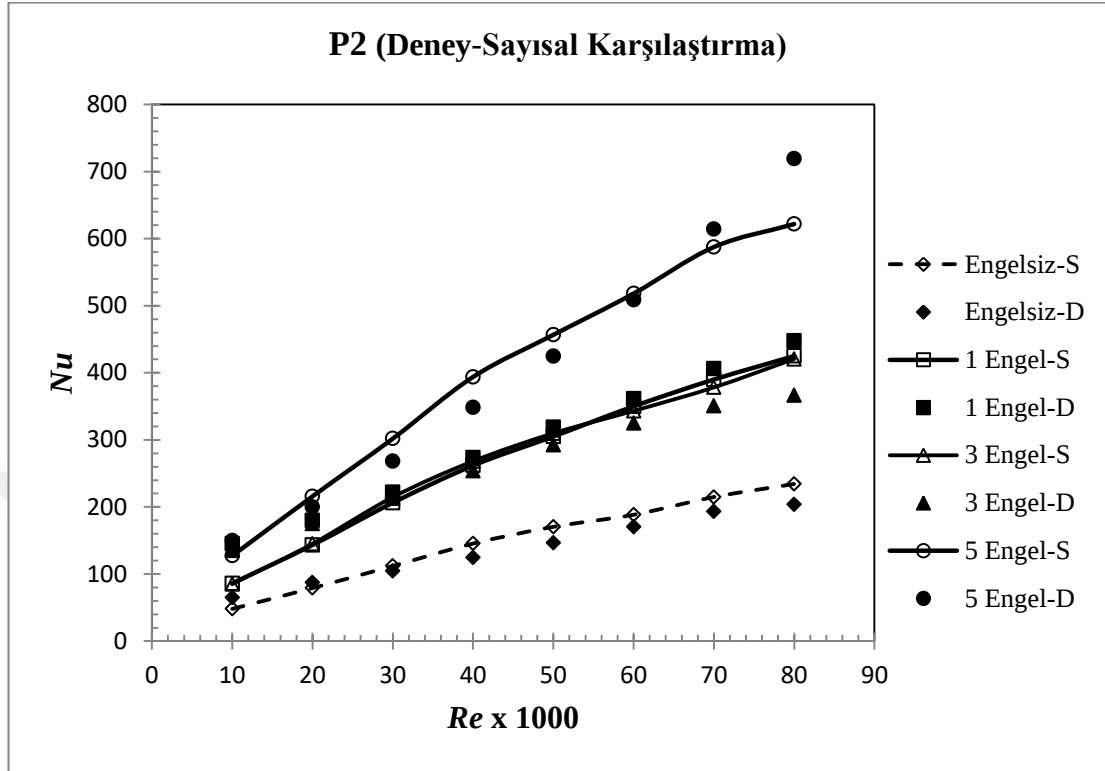
Şekil 4.8. Üç engel için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.



Şekil 4.9. Beş engel için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.

Sayısal çözümden elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre hesaplanan Nu sayılarının Re sayısı ile değişimleri incelendiğinde en yüksek Nusselt değerlerinin P2 pozisyonunda olduğu görülmektedir. P2 pozisyonunun Re değerine göre Nusselt değişiminin sayısal ve deneysel sonuçları Şekil 4.10'da karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçların yaklaşık olarak birbirleri ile iyi bir uyum sağladığı

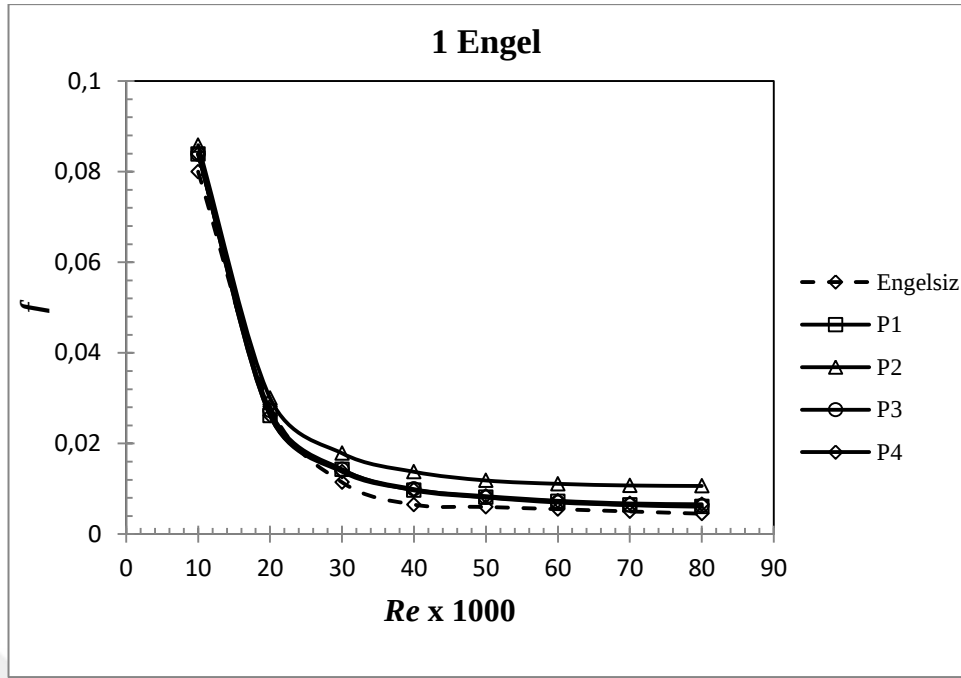
görülmektedir. 5 engel bulunan deneyler için $Re=60000$ 'den sonra deneysel ve sayısal çalışmalarda farklılıklar olduğu görülmektedir.



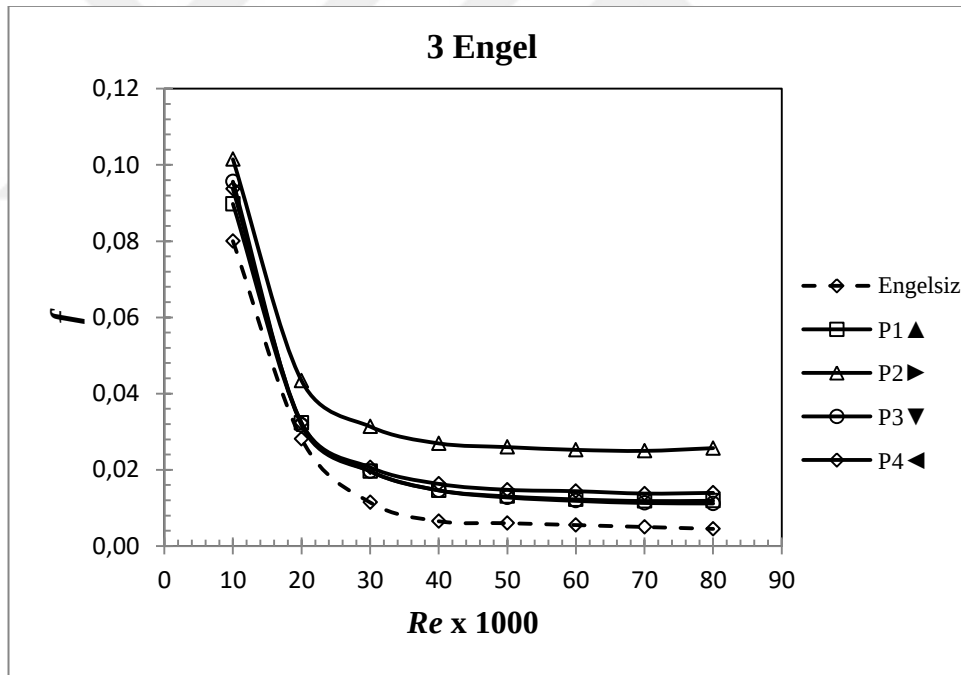
Şekil 4.10. P2 pozisyonu için Nu sayısının sayısal ve deneysel olarak engel sayısı ve Re sayısı ile değişimi.

Kanal içerisine engel yerleştirmek ısı transferini artırırken, basınç kaybını da artırmaktadır. Bu durumda ısı transferindeki artışa karşın basınç kaybında da ne kadarlık artış olduğunun belirlenmesi ve bu iki durumun birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de her bir engel pozisyonu ve sayısı için (basınç kayıpları) sürtünme faktörü verilmiştir.

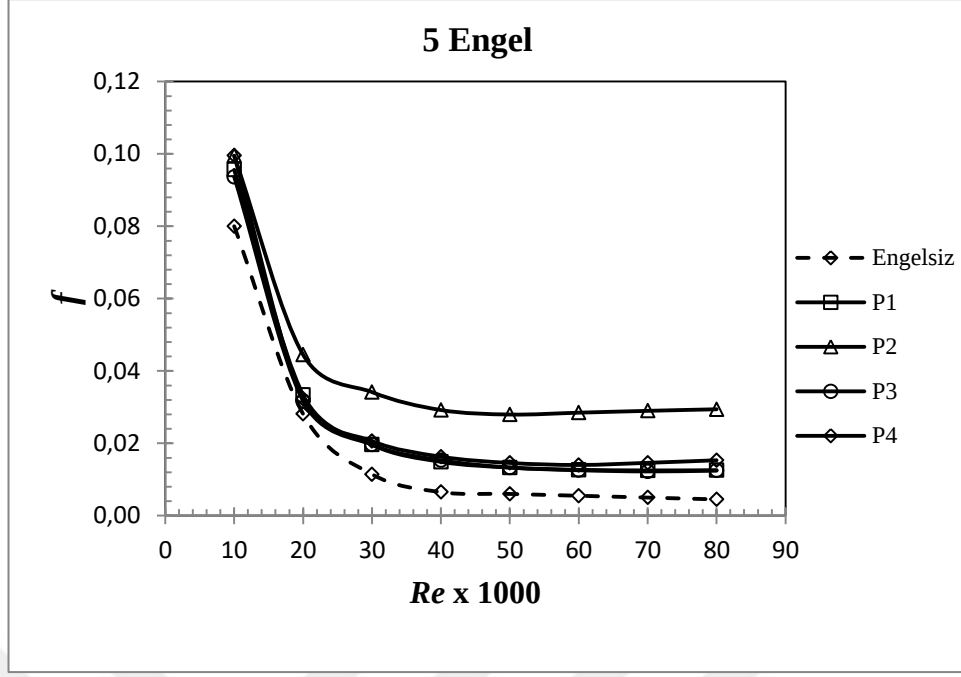
Şekillerden görüldüğü gibi bir engel durumunda daha düşük basınç kaybı, üç engel durumunda biraz daha fazla ve beş engel durumunda ise en fazla basınç kaybının olduğu gözlenmektedir.



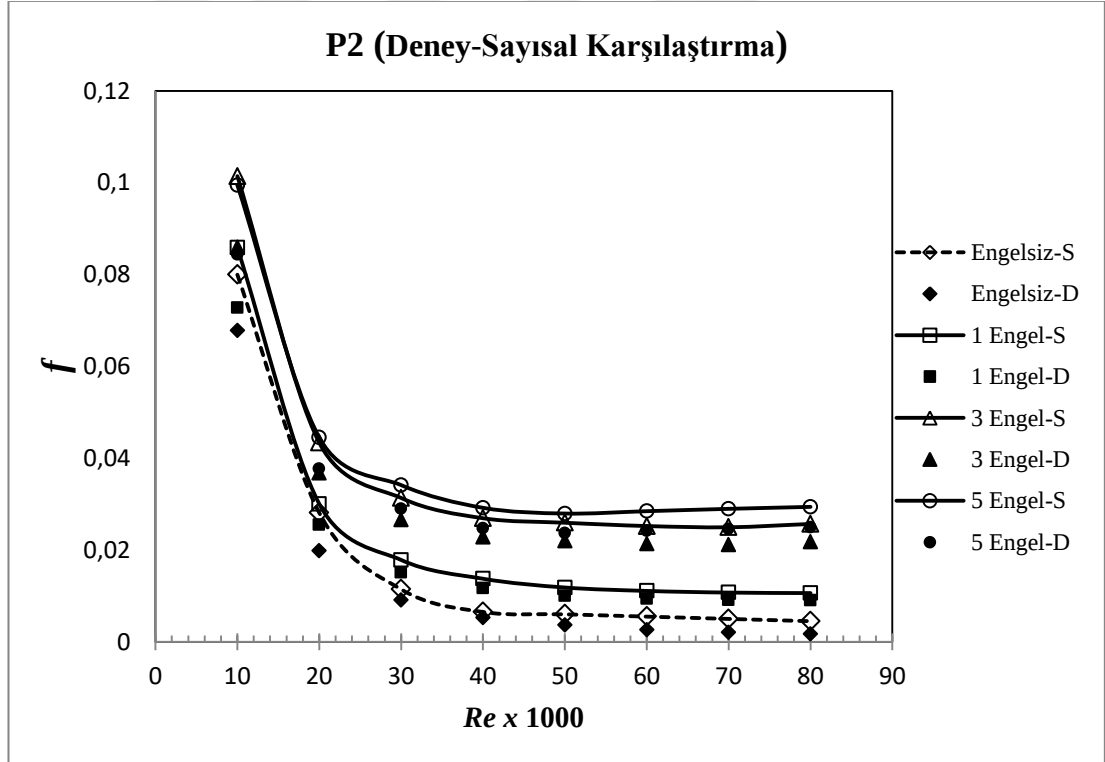
Şekil 4.11. Bir engel için sürtünme faktörünün pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.



Şekil 4.12. Üç engel için sürtünme faktörünün pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.



Şekil 4.13. Beş engel için sürtünme faktörünün pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.



Şekil 4.14. P2 pozisyonu için sürtünme faktörünün sayısal ve deneysel olarak engel sayısı ve Re sayısı ile değişimi.

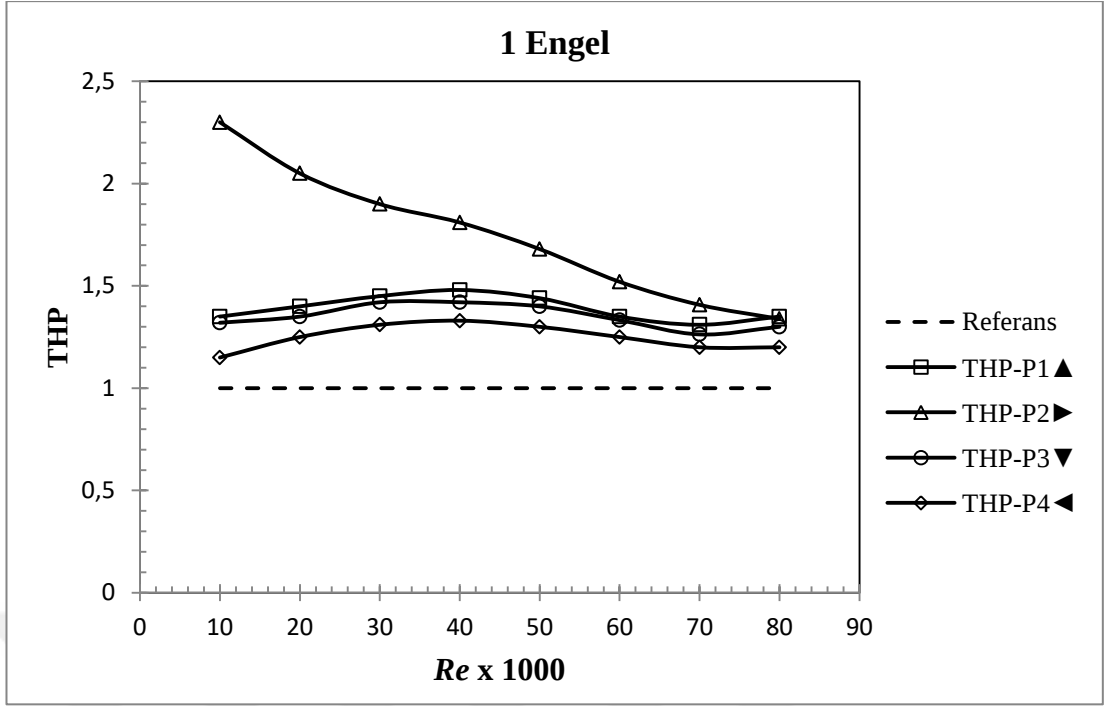
Sayısal çözümünden elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre hesaplanan sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimleri incelendiğinde en yüksek sürtünme faktörü değerlerinin P2 pozisyonunda olduğu görülmektedir. P2 pozisyonunun Re

değerine göre f değişiminin sayısal ve deneysel sonuçları Şekil 4.14’de karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçların yaklaşık olarak birbirleri ile iyi bir uyum sağladığı görülmektedir.

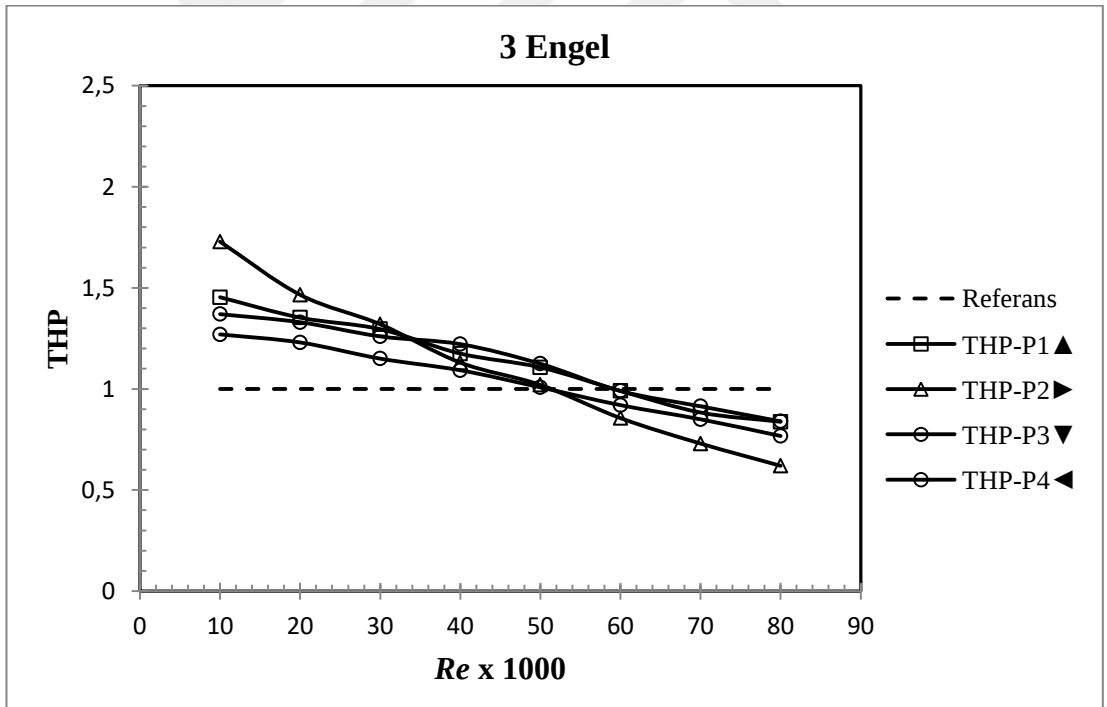
Bir engel sayısında sürtünme değerleri boş kanal için elde edilen referans değerlere yakın iken üç engel ve beş engel durumunda beklendiği gibi sürtünmenin arttığı görülmektedir. Ayrıca engel pozisyonun da sürtünme üzerinde önemli rol oynadığı gözlenmektedir. P2 pozisyonunda en fazla blokaj oranı olduğundan en fazla sürtünmenin P2 pozisyonunda olduğu gözlenmektedir. Diğer pozisyonların hemen hemen birbirlerine yakın değerlerde olduğu gözlenmiştir. Öte yandan en fazla ısı transferinin de P2 pozisyonunda olduğu daha önce tespit edilmişti. Bu durumda sürtünmelere karşı ısı transferinde gerçekten artış olup olmadığı, Termo-Hidrolik Performans (THP) katsayısı hesaplanarak tam olarak anlaşılabilir. Bunun için aşağıda verilen ifadeyle THP hesabı yapılmıştır.

$$THP = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (4.8)$$

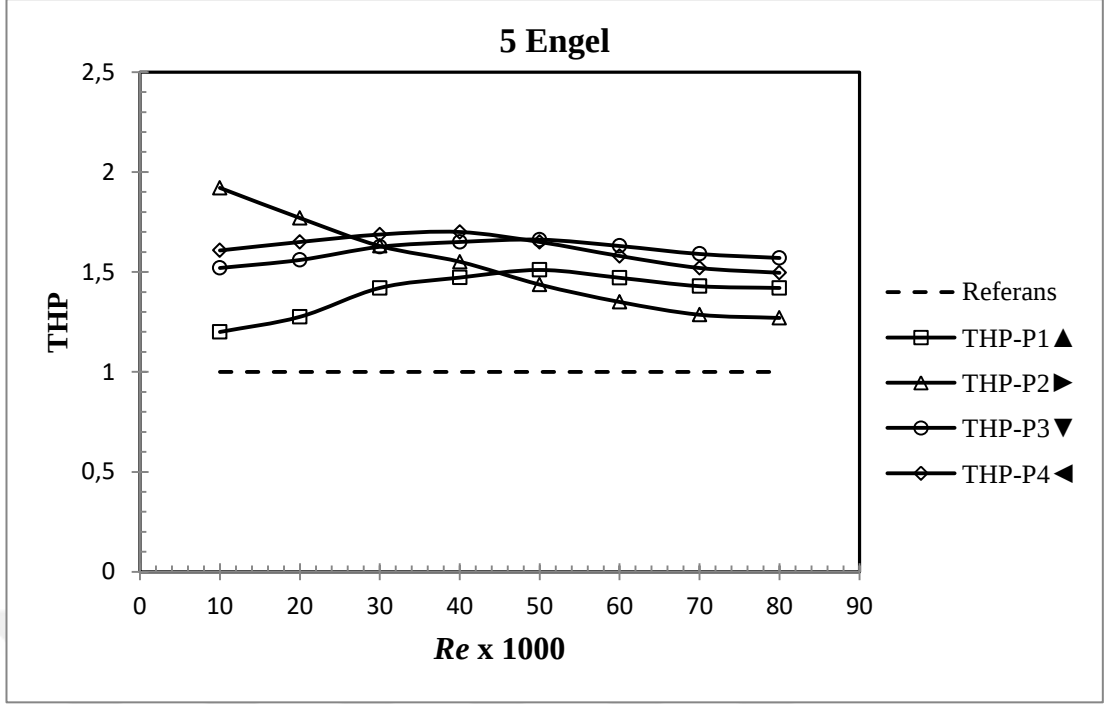
Burada Nu engelli durumda ortalama Nusselt sayısını, Nu_o ifadesi boş kanal için ortalama Nusselt sayısını, engelli durumda ortalama sürtünme faktörünü f , boş kanal için sürtünme faktörünü f_o göstermektedir. Boş kanala (referansa) göre engel yerleştirildiğinde ısı transferinde ne kadarlık iyileşme olduğu, Nu sayısı oranlanarak, ne kadarlık basınç düşüşü olduğu da f sürtünme faktörlerinin oranından belirlenmektedir. Bu iki oran denklem (4.8)’deki formüle göre oranlandığında, basınç kaybındaki artışa karşın ısı transferindeki iyileşmeyi göstermektedir. Bu değer birden büyük olması basınç kaybına karşılık elde edilen ısı transferi artışının anlamlı olduğunu, birden küçük çıkması durumunda ise anlamsız olduğunu göstermektedir. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.15, Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de verilmiştir.



Şekil 4.15. THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (1 engel).



Şekil 4.16. THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (3 engel).



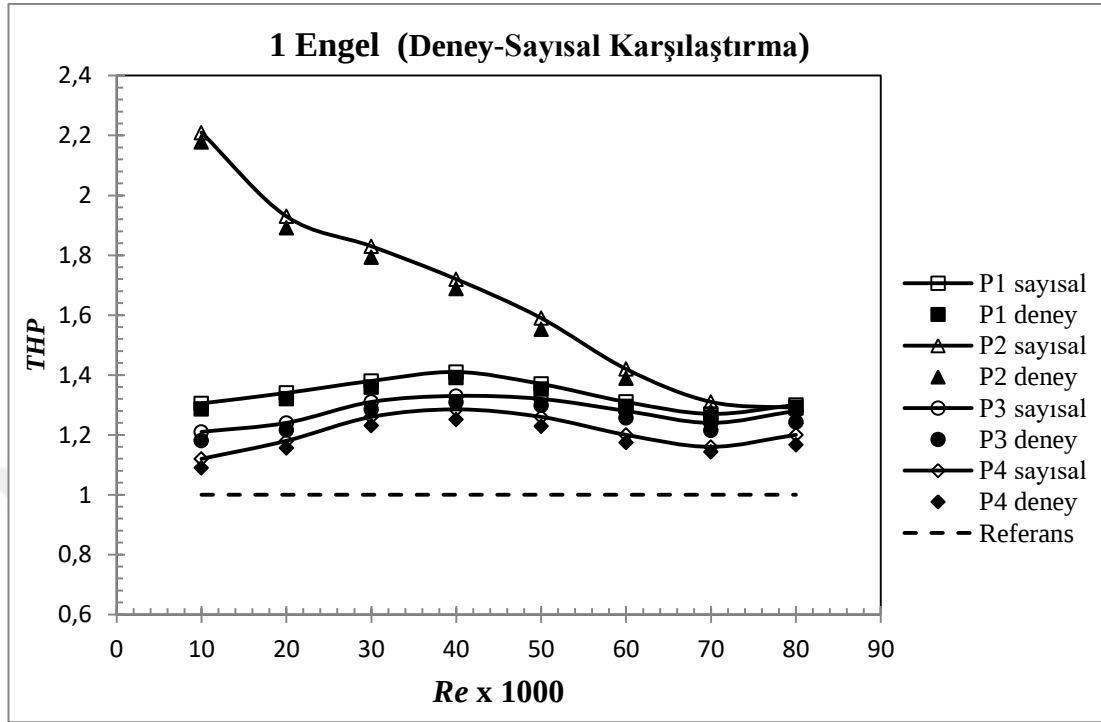
Şekil 4.17. THP'ın pozisyon ve Re sayısı ile değişimi (5 engel).

Şekil 4.15'de bir engel için, sürtünmelere karşı ısı transferindeki artış verilmiştir. Engelin yeri sabit olmak üzere dört farklı pozisyonu için elde edilen değerler şekilde görülmektedir. P2 pozisyonu için $Re=10000$ 'de en iyi durumun olduğu görülmektedir. Burada düşük hızlarda basınç kaybının az olması ve P2 pozisyonunda en fazla blokaj oranının olması THP değerinin iyi olmasında etkili olmuştur. Diğer pozisyonlarda birbirine benzer durumlar gözlenmektedir. Re sayısı ile çok az değişim göstermektedir.

Şekil 4.16'da üç engel durumu için, farklı pozisyonlarda ve Re sayılarında, THP değişimi verilmiştir. Burada en düşük Re sayısında P2 pozisyonunda en iyi durum, gözlenmekle birlikte, $Re > 50000$ 'den sonra tüm pozisyonlardaki artışlar negatife doğru gitmektedir. Burada artan Re sayılarında sürtünmenin baskın geldiği gözlenmekte ve ısı transferindeki artışı anlamsız kılmaktadır.

Şekil 4.17'de beş engel durumu için, farklı pozisyonlarda ve Re sayılarında, THP değişimi verilmiştir. Her durumda P2 pozisyonunda ve düşük Re sayılarında ısı transferinde en büyük artışların olduğu gözlenmektedir. Beş engel durumunda $Re > 20000$ 'den sonra tüm pozisyonlarda artış olmakla birlikte, hemen hemen yatay seyretmekte ve birbirine çok yakın değerler gözlenmektedir.

Sonuç olarak en iyi durumun bir engel, P2 pozisyonu ve $Re=10000$ 'de olduğu ve sürtünmelere karşı ısı transferinde kayda değer iyileşmenin sağlandığı görülmektedir.



Şekil 4.18. Bir engel için THP'nin pozisyon ve Re sayısı ile değişimi.

Şekil 4.18'de bir engel için THP değerlerinin engel pozisyonu ve Re sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Bu grafikte aynı zamanda sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla da karşılaştırılmakta ve sonuçların uyum içinde olduğu da görülmektedir. Burada THP'nin 1'den büyük olması ısı transferindeki artışı göstermektedir. Üç engel ve beş engel durumu için $Re=40000$ değerinden sonra ısı transferindeki artışa karşı basınç kaybı daha fazla olduğundan, bu değerden sonrası anlamsız olmaktadır. Bundan dolayı sonuçlar burada verilmemiştir. Diğer taraftan, Şekil 4.18'de görüldüğü gibi bir engel durumunda basınç kaybındaki artış az olduğundan tüm pozisyonlar ve Re değerlerinde THP'nin arttığı gözlenmektedir. Özellikle P2 pozisyonunda diğer pozisyonlara kıyasla kayda değer bir artış olduğu grafikte görülmektedir. Diğer pozisyonlarda da artış olmakla birlikte Re sayısı ile çok fazla değişmediği gözlenmiştir. Ancak P2 pozisyonunda özellikle düşük Re sayılarında 2,2 katlık bir artışın olduğu görülmektedir. Bu da önemli bir sonuçtur. Burada düşük hızlarda basınç kaybının az olması, engelinde akışı bozarak karışıma sebep olması dolayısıyla düşük hızlarda ve bir engelli durumda en iyi ısı transferinin sağlandığı söylenebilir. Aynı zamanda düşük hızlarda işletme maliyetinin de az olacağı göz

önüne alındığında bu yöntemlerle yapılacak soğutma uygulamalarının oldukça verimli olacağı öngörülebilir. Ekonomik, güvenilir ve etkin bir soğutma için bu yöntemin kullanılabileceği tavsiye edilebilir.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, içerisine üçgen prizma engeller yerleştirilmiş bir kanalın, bir yüzeyinde sabit ısı akısına sahip düz yüzeyin türbülanslı akıyla soğutma karakteristiği deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Aksaray Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında bulunan deney düzeneği vasıtasıyla, belirlenen akış parametreleri için hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmış olup, her bir parametre için yüzeyden ısı geçişinin göstergesi olan Nu/Nu_0 şeklinde ısı transfer etkinliği hesaplanmıştır. Burada Nu_0 boş kanaldaki Nusselt sayısını göstermektedir. Boş kanala göre üçgen prizma yerleştirilmiş durumlarda ısı transferindeki artış kıyaslanmıştır. Aynı zamanda basınç düşüşü deneysel olarak ölçülmüş, sayısal olarak da hesaplanmıştır. Bu tür ısı geçişi problemlerinde, ısı transferinde artış sağlanırken, basınç kayıpları da artmaktadır. Bundan dolayı artışın birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir. Bunun içinde Termo Hidrolik Performans tanımlanmış olup, THP nin birden büyük olduğu durumlarda basınç kaybına karşılık yine de ısı transferinde önemli artışların olup olmadığı değerlendirilmiştir.

Bu çalışmada, ısı transferi karakteristiklerinin araştırılması deneysel olarak elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü esas alınarak yapılmıştır. Kanala yerleştirilen eşkenar üçgen prizmalar, pürüzsüz kanala kıyasla hem basınç düşüşünde hem de ısı transferinde kayda değer bir artışa neden olmaktadır. Bu çalışmada, üç farklı engel sayısı ve dört farklı engel pozisyonu için araştırmalar yapılmış ve P2 pozisyonunun ortalama Nusselt sayısının ardışık dizilim konfigürasyonlarında diğer konumlardan daha büyük olduğu bulunmuştur. En yüksek THP, P2 pozisyonu ve daha düşük Reynolds sayısı ($Re=10000$) için elde edilmiştir. En iyi durumda $THP=2,2$ bulunmuştur. Buna ek olarak, ısıtılmış yüzey boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi, Reynolds sayısı ve engel pozisyonuna bağlı olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, $Re=50000$ 'den sonraki tüm pozisyonlar için THP değerleri 1'e yakın ve altındadır, bunun sebebi sürtünme faktörü artışının ısı transferindeki artışa baskın olmasındandır. Sonuçlar, üçgen prizma kullanımının, hücum açısının neden olduğu ikincil akışlar nedeniyle yerel ısı transferi ve basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkiye sahip olabileceğini göstermiştir. Sonuç olarak, çalışma koşullarına göre, ısıtılmış yüzeylerin etkili bir şekilde soğutulması için kanal

içinde eşkenar üçgen prizmalar kullanımının daha yüksek ısı transfer performansı elde etmek için uygun olduğunu rapor etmek mümkündür.

Deneysel çalışmalar esas alınarak problem sayısal olarak da incelenmiştir. Sayısal çözümler, sonlu hacimler yöntemiyle çözüm yapan Ansys-Fluent paket programı kullanılarak yapılmıştır. Sayısal çözüm, ağ sayısının fazlalığından dolayı çözüm zamanı çok uzadığından sınırlı sayıda deney için yapılmıştır. Sayısal çözümler değerlendirilirken deneysel çalışmada yapılan hesaplama prosedürü göz önüne alınmıştır. Sayısal çözümde her bir parametre için anlık sıcaklık ve hız dağılımları elde edilerek, ısı geçişi için detaylı analiz yapma imkânı elde edilmiştir. Sıcaklık ve hız alanındaki değişiklikler, her bir Re sayısında engel sayısı ve pozisyonu için elde edilerek ısı geçiş mekanizması hakkında bilgiler araştırılmıştır. Üçgen prizma engellerin kanal içerisindeki akış yapısını etkili bir şekilde değiştirdiği, buna bağlı olarak sıcak yüzey üzerindeki akışkan tabakasının hızla ana akış içerisine dağıldığı gözlenmiştir. Üçgen prizma engellerin akış içerisinde çalkantıları artırdığı ve bununla akışın çok hızlı karışmasına sebep olduğu anlaşılmıştır. Bu sayede de, ısı geçişinin iyileştiği gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada seçilen parametreler deney düzeneğinin izin verdiği ölçüde değiştirilmiştir. Bundan sonra yapılacak çalışmalarda daha küçük/büyük Reynolds sayılarında, farklı engel geometrileri, dizilim ve pozisyonları için ısı geçişi araştırılabilir, bir optimum durumun olup olmadığı belirlenebilir. Sonuç olarak üçgen prizma engellerin bir yüzeyden etkin güvenilir ısı transferi sağlamak amacıyla kullanılabileceği tavsiye edilebilir.

Bu çalışmada başlangıçta düşünülen, ilave olarak bir aktif yöntem olan pulsatif akış kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesi konusu, deneysel ölçümler sonucu modifiye edilmiş olup, yapılan deneyler sonucu bu çalışmaya özel pulsli akışın ısı transferi iyileştirmede herhangi bir etkisinin olmadığı gözlenmiş ve çalışma sürekli akış şartları için yapılmıştır. Sürekli akış şartlarında da kayda değer ilerlemeler sağlanmıştır. Pulsatif akışta piston silindiri hareket ettirmek için kullanılacak enerjide bir dezavantaj teşkil ettiğinden burada sadece pasif yöntemin kullanılmış olması yeterli sonucu vermiştir.

KAYNAKLAR

- Abbassi, H., Turki, S. ve Nasrallah, S. B., 2001. Numerical investigation of forced convection in a plane channel with a built-in triangular prism, *International Journal of Thermal Sciences*, 40, 7, 649-658.
- Agarwal, R. ve Dhiman, A., 2014. Flow and heat transfer phenomena across two confined tandem heated triangular bluff bodies, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 66, 9, 1020-1047.
- Alamgholilou, A. ve Esmaeilzadeh, E., 2012. Experimental investigation on hydrodynamics and heat transfer of fluid flow into channel for cooling of rectangular ribs by passive and EHD active enhancement methods, *Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 61-73.
- ANSYS, I., 2010. *Ansys Fluent 13.0 Theory guide turbulence*, Inc, PA, USA.
- Benim, A. C., Chattopadhyay, H. ve Nahavandi, A., 2011. Computational analysis of turbulent forced convection in a channel with a triangular prism, *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 10, 1973-1983.
- Bouhaleb, M. ve Abbassi, H., 2014. Pressure drop and heat transfer enhancement in a plane channel with a built-in bluff body: a comparison between triangular prism and square cylinder, *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*, 14, 5, 295-303.
- Budania, B. ve Shergill, H., 2012. Simulation heat transfer enhancement in a laminar channel flow with built-in triangular prism, *Int. J. Emerging Tech*, 3, 92-96.
- Can, O. F., 2016. Fluid flow and heat transfer in a channel with noncircular obstacles, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 41, 11, 4291-4302.
- Chatterjee, D. ve Mondal, B., 2012. Forced convection heat transfer from an equilateral triangular cylinder at low Reynolds numbers. *Heat and Mass Transfer*, 48, 9, 1575-1587.
- Chattopadhyay, H., 2007. Augmentation of heat transfer in a channel using a triangular prism, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 5, 501-505.
- Çalışkan, S., 2012. Farklı jet ve çarpma plakası özelliklerinde çarpmalı akışkan jetlerinin ısı transferi ve akışının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Çalışkan, S., 2014. Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 604-614.
- Dağlı, S., 2016. Farklı kanal geometrilerinde kanal yüzeyindeki engellerin ısı transferine etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.

- Djeddi, S. R., Masoudi, A. ve Ghadimi, P., 2013. Numerical simulation of flow around diamond-shaped obstacles at low to moderate Reynolds numbers, *American Journal of Applied Mathematics and Statistics*, 1, 1, 11-20.
- Du, Y., Qian, R. ve Peng, S., 2006. Coherent structure in flow over a slitted bluff body, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 11, 3, 391-412.
- Eiamsa-ard, S., ve Promvonge, P., 2008. Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35, 844-852.
- Esfe, M. H., Arani, A. A. A., Niroumand, A. H., Yan, W. M., ve Karimipour, A., 2015. Mixed convection heat transfer from surface-mounted block heat sources in a horizontal channel with nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 783-791.
- Evin, D. ve Tanyıldızı, V., 2006. The effect of obstacles normal to the flow in a partially bottom heated horizontal channel on a heat transfer, *Science and engineering Journal of Fırat University*, 18, 249-255.
- Farhadi, M., Sedighi, K. ve Korayem, A. M., 2010. Effect of wall proximity on forced convection in a plane channel with a built-in triangular cylinder, *International journal of thermal sciences*, 49, 6, 1010-1018.
- Fluent, A., 2009. 12.0 Theory Guide. Ansys Inc, 5, 5, 15.
- Gargioni, G. T., Zdanski, P. S. B. ve Vaz Jr, M., 2019. Heat transfer enhancement in flow past triangular turbulence promoters in closed channels, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 75, 5, 309-326.
- Gillies, E. A., 1998. Low Dimensional Control of the Circular Cylinder Wake, *Journal of Fluid Mechanics*, 371, 157-178.
- Gu, Z. ve Sun, T., 1999. On interference between two circular cylinders in staggered arrangement at high subcritical Reynolds numbers. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 80, 3, 287-309.
- Gupta, M., Dudi, R. ve Kumar, S., 2011. Flow structure and heat transfer analysis in a laminar channel flow with built-in side-by-side dual triangular prism, *Journal of Engineering ve Technology*, 1, 2.
- Gül, H., Evin, D. ve Tanyıldızı, V., 2006. Experimentally investigation of the effect of a square cross-sectional obstacle located in a channel on heat transfer, *Journal of Engineering and Natural Sciences*, Sigma 2006/3.
- Güneş, N., ve Özalp, A. A., 2015. Yüksek blokajlı kanal içinde laminar sürekli akış için ard arda iki silindir etrafında akış ve ısı karakteristiklerinin nümerik olarak incelenmesi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.

- Holman, J.P., 2001. Experimental Methods for Engineers, McGraw-Hill, New York.
- Incropera, F. ve Dewitt, D. P., 1996. Introduction to heat transfer, Third edition, John Wiley, USA, 346 p.
- Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P., 2001. Problem supplement and software to accompany fundamentals of heat and mass transfer, 4t Edition ve Introduction to Heat Transfer 3rd Edition, John Wiley and Sons.
- Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P., 2006. Isı ve kütle geçişinin temelleri, 4. Baskıdan çeviri, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Janjua, M. M., Khan, N. U., Khan, W. A., Khan, W. S. ve Ali, H. M., 2020. Numerical study of forced convection heat transfer across a cylinder with various cross sections, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 1-14.
- Jubran, B. A., Swiety, S.A. ve Hamdan, M .A ., 1996. Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules, International Journal of Heat and Mass Transfer, 39, 3519 -3529 .
- Kıvılcım, G., 2007. Yatay ve dikdörtgen kanallarda akış ve dik dairesel olmayan dönel engellerin ısı transferine etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- Kumar, M., Dhingra, S. ve Singh, G., 2014. Heat transfer augmentation in rectangular channel using four triangular prisms arrange in staggered manner, International Journal of Enhanced Research in Science Technology ve Engineering, 2319-7463.
- Kuruneru, S. T., Sauret, E., Saha, S. C. ve Gu, Y., 2016. Numerical assessment of wake dynamics and vortex shedding behind an array of equilateral triangular cylinders.
- Laidoudi, H. ve Bouzit, M., 2020. Effect of thermal buoyancy on flow pattern from a pair of side-by-side confined triangular cylinders, Bangladesh Journal of Scientific and Industrial Research, 55, 1, 9-14.
- Liou, T.M. ve Chen, S.H., 1998. Turbulent heat and fluid flow in a passage disturbed by detached perforated ribs of different heights, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 1795 -1806 .
- Manay, E., Comaklı, O., Gunes, S., Akcadırcı, E., Ozceyhan, V. ve Cakır, U., 2012. The prediction of heat transfer and fluid characteristics for equilateral triangular bodies in tandem arrangement by artificial neural networks, Gazi University journal of science, 25, 2, 505-517.
- Manay, E., Ozceyhan, V., Sahin, B. ve Gunes, S., 2014. Edge length effect of bluff bodies on flow structure. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 9, 1793-801.

- Meneghini, JR, Saltara, F., Siqueira, CLR ve Ferrari, JA., 2001. Ardışık ve yan yana düzenlemelerde iki dairesel silindir arasındaki akış girişiminin sayısal simülasyonu, *Akışkanlar ve yapılar dergisi*, 15, 2, 327-350.
- Mohsenzadeh, A., Farhadi, M. ve Sedighi, K., 2010. Convective cooling of tandem heated triangular cylinders placed in a channel, *Thermal Science*, 14, 1, 183-197.
- Moussaoui, M. A., Jami, M., Mezrhab, A., ve Naji, H., 2010. MRT-lattice Boltzmann simulation of forced convection in a plane channel with an inclined square cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 1, 131-142.
- Murmu, S. ve Chattopadhyay, H., 2017. Augmentation of heat transfer in a channel using a triangular prism with varying inlet turbulent intensity, In *Proceedings of the 24 th National and 2 nd International ISHMT-ASTFE Heat and Mass Transfer Conference (IHMTTC-2017)*. Begel House Inc.
- Murmu, S. C., Bhattacharyya, S., Chattopadhyay, H. ve Biswas, R., 2020. Analysis of heat transfer around bluff bodies with variable inlet turbulent intensity: A numerical Simulation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 117, 104779.
- Nakagawa, S., Sende, M., Wakasugi, H. ve Hiraide, A ., 1998. Heat transfer in channel flow around a rectangular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27, 84.
- Norberg, C., 1987. Effects of Reynolds number and a low-intensity freestream turbulence on the flow around a circular cylinder, *Chalmers University, Goteborg, Sweden, Technological Publications*, 87, 2, 1-55.
- Ong, M. C., Utnes, T., Holmedal, L. E., Myrhaug, D., ve Pettersen, B., 2009. Numerical simulation of flow around a smooth circular cylinder at very high Reynolds numbers, *Marine Structures*, 22, 2, 142-153.
- Pirouz, M., Farhadi, M., Sedighi, K., Nemati, H. ve Fattahi, E., 2011. Lattice Boltzmann simulation of conjugate heat transfer in a rectangular channel with wall-mounted obstacles, *Scientia Iranica*, 18, 2, 213-221.
- Ryu, D.N., Choi, D.H. ve Patel, V.C., 2007. Analysis of turbulent flow in channels roughened by two-dimensional ribs and three-dimensional blocks, Part II: Heat Transfer, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28, 1112–1124.
- Sasmal, C. ve Chhabra, R. P., 2012. Momentum and heat transfer characteristics of a long parallelepiped submerged in power-law fluids in the laminar vortex shedding regime, *International journal of heat and mass transfer*, 55, 9-10, 2285-2314.
- Shademani, R., Ghadimi, P., Zamanian, R. ve Dashtimanesh, A., 2013. Assessment of air flow over an equilateral triangular obstacle in a horizontal channel using FVM, *J. Math. Sci. Appl*, 1, 12-16.

- Singh, P. ve Bedi, T. S., 2012. Simulation heat transfer enhancement in a laminar channel flow with five built-in triangular prisms, *International Journal on Emerging Technologies* 3, 1: 92-96.
- Şahin, B., Manay, E. ve Özceyhan, V., 2013. Overall heat transfer enhancement of triangular obstacles. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 8, 1278-1291.
- Tu, J., Zhou, D., Bao, Y., Han, Z. ve Li, R., 2014. Flow characteristics and flow-induced forces of a stationary and rotating triangular cylinder with different incidence angles at low Reynolds numbers, *Journal of Fluids and Structures*, 45, 107-123.
- Uğurlubilek, N., 2014. Numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in a channel with two semi-circular shaped obstacles, *Süleyman Demirel University Journal of Engineering Sciences and Design* 2, 2, 85-89.
- Wang, J. ve Wang, C., 2016. Heat Transfer and flow characteristics of a rectangular channel with a small circular cylinder having slint-vent vortex genarator, *International Journal of Thermal Science*, 104, 158-171.
- Wyssmann, R., Ullmer, D., Terzis, A. ve Ott, P., 2014. A comparative study of the local heat transfer distributions around various surface mounted obstacles, *Journal of Thermal Science*, 2, 2, 169-176.
- Yakhot V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B. ve Speziale, C. G., 1992. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Physics of Fluids A*, 4, 1510-1520.
- Yakhot, V. ve Orszag, S. A., 1986. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic Theory, *Journal of Scientific Computing*, 1, 1, 3-51.
- Zeitoun, O., Ali, M. ve Nuhait, A., 2011. Convective heat transfer around a triangular cylinder in an air cross flow, *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 9, 1685-1697.
- Zhang, X. ve Perot, B., 2000. Turbulent vortex shedding from triangle cylinder using the turbulent body force potential model, *Proceedings of ASME Fluids Engineering Division*, June 11-15, Boston, USA.
- Zheng, T., Tang, S. K., ve Fei, B., 2009. On the forces and strouhal numbers in the low reynolds number wakes of two cylinders in tandem, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 33, 3, 349-360.
- Zhou, Y., So, R.M.C., Liu, M.H. ve Zhang, H.J., 2000. Complex turbulent wake generated by two and three side-by-side cylinders, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 125-133.

EKLER

EK A Deneysel Parametreler

EK B Boyut Analizi

EK C Hata Analizi



Ek A. Deneysel parametreler

Çizelge A.1. Deneysel çalışmalar için seçilen parametreler.

		Re x 1000							
E=0		10	20	30	40	50	60	70	80
Engelsiz	□	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8

		Re x 1000							
E=1		10	20	30	40	50	60	70	80
P1	▲	Deney 9	Deney 10	Deney 11	Deney 12	Deney 13	Deney 14	Deney 15	Deney 16
P2	►	Deney 17	Deney 18	Deney 19	Deney 20	Deney 21	Deney 22	Deney 23	Deney 24
P3	▼	Deney 25	Deney 26	Deney 27	Deney 28	Deney 29	Deney 30	Deney 31	Deney 32
P4	◄	Deney 33	Deney 34	Deney 35	Deney 36	Deney 37	Deney 38	Deney 39	Deney 40

		Re x 1000							
E=3		10	20	30	40	50	60	70	80
P1	▲	Deney 41	Deney 42	Deney 43	Deney 44	Deney 45	Deney 46	Deney 47	Deney 48
P2	►	Deney 49	Deney 50	Deney 51	Deney 52	Deney 53	Deney 54	Deney 55	Deney 56
P3	▼	Deney 57	Deney 58	Deney 59	Deney 60	Deney 61	Deney 62	Deney 63	Deney 64
P4	◄	Deney 65	Deney 66	Deney 67	Deney 68	Deney 69	Deney 70	Deney 71	Deney 72

		Re x 1000							
E=5		10	20	30	40	50	60	70	80
P1	▲	Deney 73	Deney 74	Deney 75	Deney 76	Deney 77	Deney 78	Deney 79	Deney 80
P2	►	Deney 81	Deney 82	Deney 83	Deney 84	Deney 85	Deney 86	Deney 87	Deney 88
P3	▼	Deney 89	Deney 90	Deney 91	Deney 92	Deney 93	Deney 94	Deney 95	Deney 96
P4	◄	Deney 97	Deney 98	Deney 99	Deney 100	Deney 101	Deney 102	Deney 103	Deney 104

Ek B. Boyut analizi

Boyut Analizi Hesabı:

Dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilmiş üçgen prizma engellerin bulunduğu akışta ısı geçişine etki eden parametreler,

$$h = f(\rho, c_p, \mu, k, U_\infty, L, D_h) \quad (\text{B 1.1})$$

olarak belirlenebilir. Bu parametrelerden yararlanarak sistematik yöntemle boyut analizi yapmak için, önce boyut matrisi oluşturulur.

Çizelge B.1. Boyut matrisi.

	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8
	h	ρ	c_p	μ	k	U_∞	L	D_h
M	1	1	0	1	1	0	0	0
L	0	-3	2	-1	1	1	1	1
T	-3	0	-2	-1	-3	-1	0	0
Θ	-1	0	-1	0	-1	0	0	0
Birim	W/m ² -K	Kg/m ³	J/kg-K	N-s/m ²	W/m-K	m/s	m	m
Boyut	MT ⁻³ θ^{-1}	ML ⁻³	L ² T ⁻² θ^{-1}	ML ⁻¹ T ⁻¹	MLT ⁻³ θ^{-1}	LT ⁻¹	L	L

Bu matrisin rankı $r = 4$ 'dür. Değişken parametre sayısı $n = 8$ 'dir.

Bu problemde, $(8 - 4 = 4)$ 4 adet bağımsız boyutsuz çarpan elde edilecektir. Herhangi bir boyutsuz çarpım;

$$\pi = M^0 L^0 T^0 \theta^0 = h^{k_1} \rho^{k_2} c_p^{k_3} \mu^{k_4} k^{k_5} U_\infty^{k_6} L^{k_7} D_h^{k_8} \quad (\text{B 1.2})$$

şeklinde olacağı için, her iki taraftaki temel boyutların üsleri birbirine eşit olacaktır. Boyut matrisi yardımıyla ikinci tarafın boyut ifadesi bulunup bu işlem gerçekleştirilirse,

M 'nin üsleri için,

$$k_1 + k_2 + k_4 + k_5 = 0$$

L 'nin üsleri için,

$$-3k_2 + 2k_3 - k_4 + k_5 + k_6 + k_7 + k_8 = 0$$

T 'nin üsleri için,

$$-3k_1 - 2k_3 - k_4 - 3k_5 - k_6 = 0$$

θ 'nın üsleri için,

$$-k_1 - k_3 - k_5 = 0$$

şeklinde homojen ve lineer bir denklem sistemi elde edilir. Bu denklem sisteminde, daima temel büyüklük sayısı kadar denklem olacaktır. Oysa k değerlerinin sayısı değişken sayısı kadardır ve denklem sayısından fazladır. Bu durumda çözüm yöntemi gereği bazı k değerleri biliniyormuş gibi kabul edilecek ve diğer k değerleri bunların cinsinden bulunacaktır. Problemden k_1, k_2, k_3, k_4 değerleri keyfi olarak seçilir ve diğer k değerleri bunların cinsinden elde edilirse, bilinen k değerleri, bilinmeyen k değerleri cinsinden ifade edilir ve toplam sekiz adet denklem takımı elde edilir. Sayısal değerleri elde etmek için bilinen k değerlerine (0) ve (1) gibi basit değerler verilir ve denklem takımı çözülür, elde edilen k değerlerinden bir matris oluşturur. Oluşturulan matrise, çözüm veya çözümler matrisi denir. Bu durumda elde edilen boyutsuz sayılar aşağıda verilmiştir.

π_1 = Nusselt sayısı

$$\pi_1 = \frac{hL}{k_f} = Nu$$

π_2 = Prandtl sayısı

$$\pi_2 = \frac{\mu c_p}{k_f} = Pr$$

π_3 = Reynolds sayısı

$$\pi_3 = \frac{\rho U_\infty D_h}{\mu} = Re$$

π_4 = Levha uzunluğunun, hidrolik çapa oranı

$$\pi_4 = \frac{L}{D_h}$$

E =Engel sayısı

P =Engel pozisyonu

$$Nu = C (Re, Pr, L/D_h, E:engel sayısı, P:engel pozisyonu)$$

Burada, mertebe analizi yapılırsa bazı boyutsuz çarpımların olaydaki etkisi ihmal edilebilir.



Ek C. Hata analizi

Çizelge C.1. Deneyler için hata analizi hesabı.

Deney No	$q(W/m^2)$	U	ΔP	T_w	T_c	$W_{q''}$	W_U	$W_{\Delta P}$	W_{Tw}	W_{Tc}	Nu_m	W_{Nu}	Belirsizlik (%)
E=0													
Deney-1	958	2,65	2,05	47,922	25,123	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	121,1488	6,5004	5,3656
Deney-2	958	5,3	2,1	39,305	22,702	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	42,6043	1,6608	3,8983
Deney-3	958	7,83	2,1	41,855	23,326	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	17,4910	0,5945	3,3988
Deney-4	958	10,5	2,2	37,671	22,161	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	12,1726	0,4130	3,3932
Deney-5	958	13,1	2,35	35,645	22,534	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	9,8825	0,3483	3,5246
Deney-6	958	15,7	2,45	34,284	22,984	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	8,3226	0,3141	3,7746
Deney-7	958	18,3	2,6	32,871	22,992	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	7,4354	0,3025	4,0686
Deney-8	958	20,9	2,8	31,589	22,160	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	6,4326	0,2665	4,1425
E=1													
Deney-9	958	2,65	2,15	44,162	22,314	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	132,5860	7,0728	5,3345
Deney-10	958	5,3	2,35	40,350	22,136	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	43,4590	1,5856	3,6484
Deney-11	958	7,83	2,80	33,878	21,710	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	35,5125	1,3158	3,7053
Deney-12	958	10,5	3,40	31,158	21,873	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	31,4277	1,3161	4,1878
Deney-13	958	13,1	4,45	28,022	20,516	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	32,6848	1,5886	4,8603
Deney-14	958	15,7	5,70	27,972	21,757	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	35,2092	2,0151	5,7231
Deney-15	958	18,3	6,85	27,028	21,368	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	34,1968	2,1307	6,2307
Deney-16	958	20,9	8,45	26,594	21,604	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	36,6780	2,5772	7,0264
Deney-17	958	2,65	2,20	41,855	23,326	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	159,9743	8,6453	5,4042
Deney-18	958	5,3	2,70	35,039	21,454	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	66,9452	2,6038	3,8895
Deney-19	958	7,83	3,50	29,590	21,073	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	63,4224	2,9139	4,5944
Deney-20	958	10,5	4,85	27,755	20,872	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	60,4716	3,1978	5,2881
Deney-21	958	13,1	6,50	26,707	21,011	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	62,9191	3,9196	6,2295
Deney-22	958	15,7	8,75	26,360	21,169	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	64,6936	3,8570	5,9620
Deney-23	958	18,3	11,50	25,526	20,756	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	68,1236	3,6311	5,3302
Deney-24	958	20,9	14,85	25,081	20,975	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	78,3347	5,4288	6,9303
Deney-25	958	2,65	2,15	41,795	25,643	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	179,3375	9,9146	5,5284
Deney-26	958	5,3	2,45	40,350	22,136	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	45,3083	1,6304	3,5985
Deney-27	958	7,83	2,80	34,700	21,672	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	33,1691	1,1813	3,5615
Deney-28	958	10,5	3,50	30,737	21,104	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	31,1835	1,2635	4,0519
Deney-29	958	13,1	4,45	28,878	21,032	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	31,2733	1,4603	4,6694
Deney-30	958	15,7	5,50	27,815	21,221	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	32,0165	1,7330	5,4127
Deney-31	958	18,3	6,90	26,984	21,264	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	34,0860	2,1019	6,1665
Deney-32	958	20,9	8,75	26,508	21,517	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	37,9724	2,6669	7,0233
Deney-33	958	2,65	2,15	41,855	22,496	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	149,6376	8,0793	5,3993
Deney-34	958	5,3	2,35	40,350	22,136	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	43,4590	1,5856	3,6484
Deney-35	958	7,83	2,70	35,530	21,870	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	30,5058	1,0690	3,5042
Deney-36	958	10,5	3,45	32,617	22,144	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	28,2709	1,0752	3,8031
Deney-37	958	13,1	4,60	30,931	22,265	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	29,2658	1,2474	4,2624
Deney-38	958	15,7	5,80	29,580	22,503	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	31,4600	1,5899	5,0538
Deney-39	958	18,3	7,25	28,417	22,369	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	33,8695	1,9766	5,8360
Deney-40	958	20,9	9,20	27,897	22,551	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	37,2816	2,4465	6,5623
E=3													
Deney-41	958	2,65	2,30	41,795	25,643	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	191,8494	10,4872	5,4664
Deney-42	958	5,3	2,90	34,955	23,952	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	88,7776	3,7787	4,2564
Deney-43	958	7,83	3,85	33,279	22,496	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	55,1026	2,0958	3,8035
Deney-44	958	10,5	5,15	30,794	22,021	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	50,3778	2,1376	4,2432

Deney-45	958	13,1	7,15	29,143	21,708	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	53,0216	2,5574	4,8234
Deney-46	958	15,7	9,65	27,062	20,619	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	57,4994	3,1531	5,4837
Deney-47	958	18,3	12,65	26,882	20,846	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	59,2088	3,4456	5,8194
Deney-48	958	20,9	16,60	26,406	20,966	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	66,0984	4,2527	6,4339
Deney-49	958	2,65	2,60	32,934	21,384	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	303,2923	17,5006	5,7702
Deney-50	958	5,3	3,90	30,706	21,148	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	137,4500	6,1541	4,4774
Deney-51	958	7,83	6,15	28,322	20,942	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	128,6216	6,4669	5,0279
Deney-52	958	10,5	9,50	27,480	20,298	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	113,5135	5,6859	5,0090
Deney-53	958	13,1	14,25	27,441	21,072	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	123,3531	6,8517	5,5545
Deney-54	958	15,7	19,90	26,824	21,298	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	138,2242	8,7803	6,3522
Deney-55	958	18,3	26,75	26,370	21,160	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	145,0475	9,7439	6,7177
Deney-56	958	20,9	35,90	26,219	21,308	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	158,3485	11,2671	7,1154
Deney-57	958	2,65	2,45	44,162	22,314	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	151,0864	7,8816	5,2166
Deney-58	958	5,3	2,85	34,054	21,328	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	75,4314	2,9882	3,9615
Deney-59	958	7,83	3,85	31,812	20,773	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	53,8248	2,0131	3,7401
Deney-60	958	10,5	5,15	29,554	20,539	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	49,0229	2,0313	4,1435
Deney-61	958	13,1	7,00	28,307	20,508	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	49,49	2,2835	4,6140
Deney-62	958	15,7	9,35	27,132	20,499	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	54,1089	2,8851	5,3321
Deney-63	958	18,3	12,10	26,134	20,262	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	58,215	3,4814	5,9802
Deney-64	958	20,9	15,60	25,508	20,401	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	66,1722	4,5333	6,8507
Deney-65	958	2,65	2,40	40,604	23,168	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	185,465	9,9595	5,3700
Deney-66	958	5,3	2,90	33,536	21,851	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	83,601	3,4452	4,1210
Deney-67	958	7,83	4,05	32,514	21,159	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	55,045	2,0059	3,6441
Deney-68	958	10,5	5,75	30,205	20,903	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	53,0467	2,1269	4,0095
Deney-69	958	13,1	8,10	28,724	20,899	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	57,0771	2,6174	4,5856
Deney-70	958	15,7	11,35	27,903	20,933	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	62,5075	3,1712	5,0734
Deney-71	958	18,3	14,75	27,056	20,812	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	66,7417	3,7546	5,6256
Deney-72	958	20,9	19,50	26,583	20,868	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	73,9093	4,5273	6,1255
E=5													
Deney-73	958	2,65	2,45	35,832	24,155	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	282,683	16,3773	5,7935
Deney-74	958	5,3	3,00	27,853	22,657	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	194,474	14,1331	7,2674
Deney-75	958	7,83	3,85	31,566	21,517	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	59,1245	2,3682	4,0055
Deney-76	958	10,5	5,25	28,721	21,223	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	60,0895	2,9304	4,8767
Deney-77	958	13,1	7,30	26,530	20,957	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	72,2101	4,5863	6,3513
Deney-78	958	15,7	10,00	27,335	20,844	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	59,137	3,2182	5,4419
Deney-79	958	18,3	13,40	24,550	20,693	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	98,1583	8,8928	9,0597
Deney-80	958	20,9	17,55	23,619	20,445	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	119,767	13,1615	10,9892
Deney-81	958	2,65	2,55	31,819	23,660	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	421,053	27,4697	6,5240
Deney-82	958	5,3	4,00	27,208	22,827	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	307,582	25,7124	8,3595
Deney-83	958	7,83	6,70	29,213	22,369	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	151,094	8,1083	5,3664
Deney-84	958	10,5	10,30	27,462	22,091	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	164,582	10,8646	6,6013
Deney-85	958	13,1	15,35	26,261	21,800	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	189,731	14,9256	7,8667
Deney-86	958	15,7	22,45	25,094	21,407	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	233,763	22,1589	9,4792
Deney-87	958	18,3	31,05	23,523	20,487	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	288,974	33,2035	11,4901
Deney-88	958	20,9	41,10	23,619	21,016	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	342,055	45,8073	13,3918
Deney-89	958	2,65	2,40	32,002	21,853	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	318,628	19,2819	6,0515
Deney-90	958	5,3	2,85	26,292	22,035	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	225,515	19,5457	8,6671
Deney-91	958	7,83	3,85	30,086	20,866	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	64,4437	2,7569	4,2780
Deney-92	958	10,5	5,40	27,660	21,004	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	69,6287	3,7842	5,4348
Deney-93	958	13,1	7,30	26,453	21,607	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	83,0464	6,0420	7,2754
Deney-94	958	15,7	9,90	25,763	21,650	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	92,393	7,8677	8,5155
Deney-95	958	18,3	13,10	25,221	21,610	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	102,476	9,9105	9,6710

Deney-96	958	20,9	17,40	24,946	21,776	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	118,909	13,0854	11,0046
Deney-97	958	2,65	2,55	33,061	22,985	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	340,976	20,5423	6,0246
Deney-98	958	5,3	2,90	26,292	21,562	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	206,512	16,2994	7,8927
Deney-99	958	7,83	4,05	29,575	21,060	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	73,3991	3,3311	4,5383
Deney-100	958	10,5	5,75	27,615	21,122	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	76,0087	4,2205	5,5526
Deney-101	958	13,1	8,00	26,800	21,745	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	87,2471	6,0869	6,9766
Deney-102	958	15,7	11,05	27,335	21,693	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	75,188	4,6889	6,2362
Deney-103	958	18,3	15,65	25,185	21,687	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	126,373	12,6106	9,9789
Deney-104	958	20,9	21,40	25,106	22,218	0,5	0,06	0,05	0,1768	0,3	160,559	19,3907	12,0770
Ortalama hata miktarı											%	5,7863	



ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Melike YÜKSELTÜRK

EĞİTİM BİLGİLERİ

Lisans : Aksaray Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2013-2017

Yüksek Lisans : Aksaray Üniversitesi, Termodinamik Anabilim Dalı, 2017-

TEZDEN ÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER

Kongrelerde Sunulan Makaleler

1. Akdağ, Ü., Akçay, S. ve Yükseltürk, M., 2019. Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement with Pulsating Nanofluids Flow over a Bank of Flat Tubes, Congress on Thermal Science and Technology, Kocaeli, Proceedings Book. pp.386-393.
2. Akdağ, Ü., Yükseltürk, M. ve Akçay, S., 2019. CFD investigation of pulsating nanofluids flow over a cam-shaped tube bank, 2.International Conference on Technology and Science, Burdur, Proceedings Book, pp.39-50.
3. Yükseltürk, M., Palancıoğlu, H. ve Akdağ, Ü., 2020. Investigation of heat transfer in a channel with a set of triangular prisms, 2.International Eurasian Conference on Science, Gaziantep. Proceedings Book, pp.733-741.