

**T. C.  
HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**U DÖNÜŞLÜ BİR KANAL İÇERİSİNDEKİ  
ENGELLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN  
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Mehmet DİKİCİ**

**Çorum 2019**

**U DÖNÜŞLÜ BİR KANAL İÇERİSİNDEKİ  
ENGELLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN  
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Mehmet DİKİCİ**

**Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Yüksek Lisans Tezi**

**TEZ DANIŞMANI**

**Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

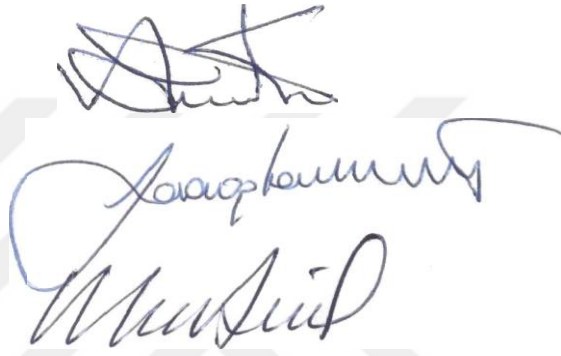
## Çorum 2019

Mehmet Dikici tarafından hazırlanan “U-dönüslü bir kanal içerisindeki engellerin ısı transferine etkisinin deneysel olarak incelenmesi” adlı tez çalışması 25/10/2019 tarihinde aşğıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliğı/oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun 25/12/2019 tarihli ve 2020/08 Sayılı kararı ile Mehmet Dikici'nin Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

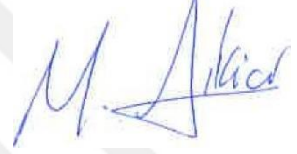


Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## TEZ BEYANI

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

Mehmet DİKİCİ



# U DÖNÜŞLÜ BİR KANAL İÇERİSİNDEKİ ENGELLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Mehmet DİKİCİ

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ekim 2019

## ÖZET

Son zamanlarda U-dönüslü kanalda ısı transferi iyileşmesi önemli bir konu haline gelmiştir. Bu tür tasarımlar, gaz türbini kanatlarının iç yüzey soğutulması ve elektronik ekipman soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Yapılan tezde, U-dönüslü bir kanalda yerel ve ortalama ısı transferi farklı engellerle deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde kullanılan ısıtıcı plaka paslanmaz çelik folyodan üretilmiştir. Folyo, sabit bir ısı akısının yüzeye uygulanması için yüksek akım DC güç kaynağı vasıtasıyla elektrikle ısıtılmıştır. Isı transfer katsayısı, ısıtıcı bölümün alt kısmında kanala dikey olarak yerleştirilmiş bir termal kamera yardımıyla ölçülmüştür. Reynolds sayısının 4982-40358 aralığında dönüş bölgesinin 5 farklı noktasındaki yerel Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değişimleri incelenmiştir. U-dönüş kanalın, en-boy oranı (AR), 1 ve hidrolik çapa (Dh) ise 50 mm'dir. Bu çalışmada üç farklı engel kullanılmıştır. Kanal genişliğinin kanal yüksekliğine oranı  $W/H=1$  ve kullanılan engellerin iç duvara olan mesafenin (c) engel yüksekliğine (W) oranı  $c/W=0, 0,2$  ve  $0,4$  olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlarda, boş kanala göre dönüş bölgesinde engellerin etkisine bağlı olarak önemli derecede ısı transferi artışı sağladığı görülmüştür. Engellerin  $c/W=0$  olduğu durumda,  $c/W=0,2$  ve  $0,4$  olduğu durumlara göre daha iyi bir ısı transferi sağladığı, tüm engellerin basınç düşüşü etkileri neredeyse benzer bir dağılım gösterdiği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** U-dönüslü kanal, Engel tipi, Termal kamera, Basınç düşüşü

# EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF OBSTACLES IN A U-TURN CHANNEL ON HEAT TRANSFER

Mehmet DİKİCİ

HİTİT UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

October 2019

## ABSTRACT

The heat transfer enhancement of U-turn channel has been a topical subject for a number of years. This type of design is used on internal cooling of gas-turbine blades, internal cooling of high-speed rotary machine tools and electronic equipment cooling systems. This thesis experimentally investigated the local and averaged heat transfer characteristics in a U-turn channel with the different obstacles. In the experiments, the heating plate was made of stainless steel foil. The foil was electrically heated by means of a high current DC power supply to provide a constant heat flux surface. The heat transfer coefficient was measured by a IR camera positioned on the bottom of the heater assembly vertical to the channel. The local Nusselt number and friction coefficient changes at 5 different points of the return zone between the Reynolds number 4982-40358 were investigated. In this study, three different obstacles were used. The U-turn channel had an aspect ratio (AR) of 1.0 and a hydraulic diameter (Dh) of 50 mm. The distance of these obstacles from the wall (c)-to- hydraulic diameter ratio (c/W) was fixed at 0, 0,2 and 0,4. According to the results, it was seen that there was a significant increase in heat transfer due to the effect of the obstacles in the U-turn section according to the smooth channel. Value of  $c/W = 0,4$  is better than value of  $c/W = 0$  and  $c/W = 0,2$  for heat transfer. Also the pressure drop effects of all the for obstacles were almost similar.

**Keywords:** U-turn channel, Obstacle type, Infrared thermal imaging technique, Pressure drop

## TEŞEKKÜR

Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Dekanı Sayın Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN'a, tez danışmanım Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyesi Sayın Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a ve Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü tüm hocalarıma yardımları, emekleri ve sabırları için teşekkürü bir borç bilirim.



**Bu tez çalışmasına, MUH19001.16.002 numaralı proje kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkür ederiz.**



**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR .....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	xv
1. GİRİŞ .....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	21
3.1. Deney Düzenineğinin Tanıtılması.....	21
3.1.1. Test bölümü.....	22
3.1.2. Engeller .....	23
3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması .....	26
3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı .....	27
3.1.5. Termal kamera.....	28
3.1.6. Fan .....	29
3.1.7. Frekans kontrol cihazı.....	29
3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı .....	30
3.1.9. Isıl çiftler .....	32
3.3. Veri Analizi.....	34
3.4. Deneysel Belirsizlikler .....	37
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA .....	39

**Sayfa**

4.1. Deneysel Sonuçlar .....	39
4.2.1. Sıcaklık dağılımları .....	40
4.2.2. Isı transfer analizi .....	50
4.2.3. Sürtünme faktörü .....	62
4.2.4. Isıl performans faktörü .....	65
5. SONUÇ VE ÖNERİLER .....	81
KAYNAKLAR .....	83
ÖZGEÇMİŞ .....	90

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Hız ölçerin teknik özellikleri .....	31
Çizelge 3.2. Basınç ölçerin teknik özellikleri.....	32
Çizelge 3.3. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler .....	38



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Gaz türbin kanat soğutma biçimleri .....	2
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü .....	22
Şekil 3.2. Farklı geometri sahip engellerin görünümü .....	23
Şekil 3.3. Engel formlarının kısa kenar ölçüleri .....	24
Şekil 3.4. Farklı geometrilere sahip alüminyum engellerin kanal içerisindeki görünümü .....	24
Şekil 3.5. U profil engel iç ölçüleri .....	25
Şekil 3.6. Isıl çiftlerin kalibrasyon eğrisi .....	34
Şekil 4.1. Boş kanal için (a) Sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısını doğrulaması .....	40
Şekil 4.2. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=4982 değeri için) .....	41
Şekil 4.3. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=9965 değeri için) .....	42
Şekil 4.4. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=14947 değeri için) .....	43
Şekil 4.5. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=19930 değeri için) .....	44
Şekil 4.6. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=24912 değeri için) .....	45
Şekil 4.7. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=29895 değeri için) .....	46
Şekil 4.8. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=35375 değeri için) .....	47
Şekil 4.9. U-Dönüştü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=40358 değeri için) .....	48

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.10. Yerel ısı transferinin boyutsuz $R1/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	51
Şekil 4.11. Yerel ısı transferinin boyutsuz $R2/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	52
Şekil 4.12. Yerel ısı transferinin boyutsuz $R3/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	53
Şekil 4.13. Yerel ısı transferinin boyutsuz $R4/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	54
Şekil 4.14. Yerel ısı transferinin boyutsuz $R5/D_h$ mesafesine göre değişimi (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	55
Şekil 4.15. Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz $R1/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	56
Şekil 4.16. Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz $R2/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	57
Şekil 4.17. Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz $R3/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	58
Şekil 4.18. Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz $R4/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	59
Şekil 4.19. Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz $R5/D_h$ mesafesine göre değişimi; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 (Re=14947 değeri için).....	60
Şekil 4.20. Yerel nusselt sayısının $R/D_h$ boyutsuz mesafesine göre değişimi; ( $y/D_h=0,5$ ; Re=14947 değeri için) .....	61
Şekil 4.21. Yerel nusselt sayısının $R/D_h$ boyutsuz mesafesine göre değişimi; ( $y/D_h=0,5$ ; Re=35375 değeri için) .....	61
Şekil 4.22. Farklı engel geometrilerinde sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi; (a) $c/W=0$ ; (b) $c/W=0,2$ ; (c) $c/W=0,4$ .....	63
Şekil 4.23. Farklı engel geometrilerinde $f_a/f_0$ 'nın Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi; (a) $c/W=0$ ; (b) $c/W=0,2$ ; (c) $c/W=0,4$ .....	64

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.24. Engel-1 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R1/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	66
Şekil 4.25. Engel-1 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R2/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	67
Şekil 4.26. Engel-1 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R3/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	68
Şekil 4.27. Engel-1 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R4/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	69
Şekil 4.28. Engel-1 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R5/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	70
Şekil 4.29. Engel-2 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R1/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	71
Şekil 4.30. Engel-2 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R2/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	72
Şekil 4.31. Engel-2 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R3/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	73
Şekil 4.32. Engel-2 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R4/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	74
Şekil 4.33. Engel-2 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R5/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	75
Şekil 4.34. Engel-3 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R1/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	76
Şekil 4.35. Engel-3 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R2/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	77
Şekil 4.36. Engel-3 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R3/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	78
Şekil 4.37. Engel-3 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R4/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	79
Şekil 4.38. Engel-3 için, ısı performans faktörünün boyutsuz $R5/Dh$ ile değişimi (a) $Re=14947$ ; (b) $Re=35375$ .....	80

**RESİMLER DİZİNİ**

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.1. Test bölümü genel görünüşü.....	23
Resim 3.2. Folyo gerdirme sistemi .....	26
Resim 3.3. Gerdirme mekanizmasının bağlantı yeri.....	26
Resim 3.4. Bakır pabuçlar .....	27
Resim 3.5. DC güç kaynağı.....	27
Resim 3.6. DC güç kaynağının bağlantı elemanları .....	28
Resim 3.7. Termal kamera .....	28
Resim 3.8. Fan ve boru sisteminin görüntüsü .....	29
Resim 3.9. Frekans kontrol cihazı .....	30
Resim 3.10. Anemometre.....	30
Resim 3.11. Esnek bağlantı lastiği.....	31
Resim 3.12. (a) Basınç ölçer (b) Basınç problemleri .....	32
Resim 3.13. Dijital termometre .....	33
Resim 3.14. K tipi ısı çifti .....	33

**SİMGELER LİSTESİ**

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
AR	Çerçeve oranı
$D_h$	Hidrolik çap
$f$	Sürtünme faktörü
$h$	Ortlama ısı transferi katsayısı
H	Kanal yüksekliği
I	Akım
k	Havanın ısıl katsayısı
L	Test bölgesi uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
$Nu_{ort}$	Ortalama Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Q	Isı transferi
T	Sıcaklık
U	Ortlama hız
V	Voltaj
W	Kanal genişliği
$x/D_h$	Boylamasına boyutsuz mesafe
$y/D_h$	Enlemesine boyutsuz mesafe
$\Delta P$	Basınç değişimi
$\eta$	Isıl performans faktörü
$\rho$	Akışkan yoğunluğu
$\nu$	Kinematik viskozite



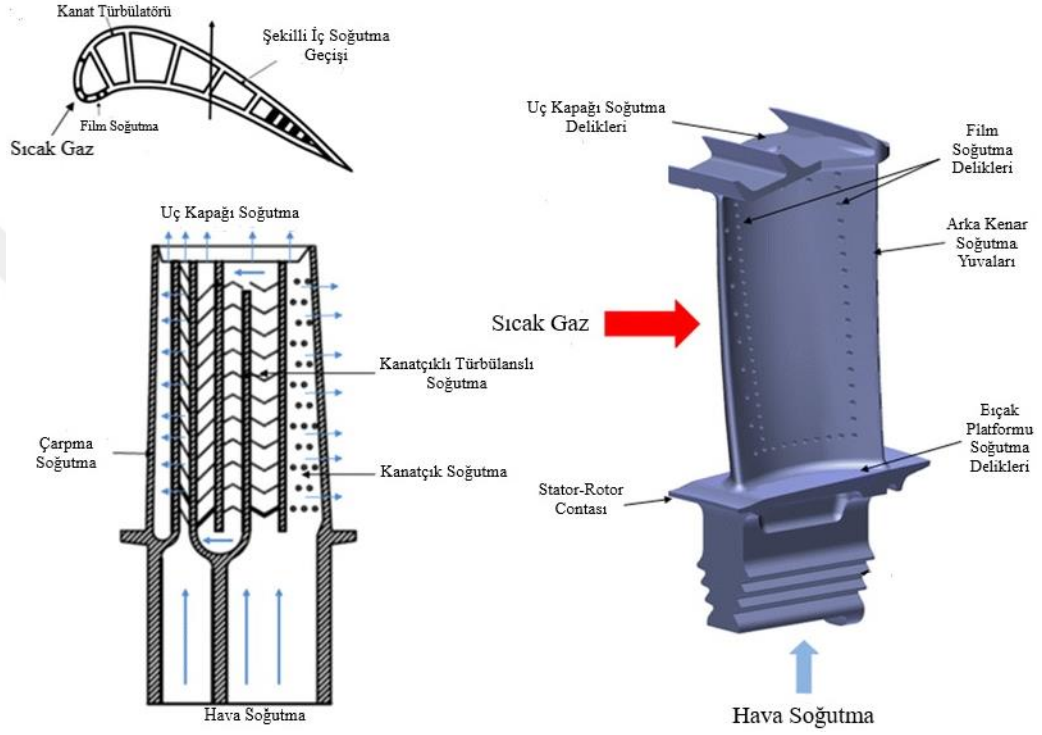
## 1. GİRİŞ

Günümüzde endüstriyel çalışmalarda ısı transferinin artırımını sağlamak, en sık karşılaşılan mühendislik problemidir. Özellikle elektronik alanındaki hızlı teknolojik gelişmeler, bu gelişmelerle birlikte elektronik cihazların kullanım sahalarının hızla artmasının ve sistemlerin soğutulmasına duyulan ihtiyaç bu mühendislik probleminin temelini olmuştur. Ayrıca her geçen gün elektronik elemanların boyutları küçülmekte ve birim hacimde oluşan ısı miktarı artmaktadır. Bu sebeple oluşan problemlerin çözümü için sistematik bir yaklaşımda bulunmak gerekmektedir. Bu amaçla araştırmacılar endüstriyel sistemlerde enerjiyi daha faydalı kullanabilecek sistemler tasarlamakta veya mevcut sistemler için iyileştirme çalışmaları yapmaktadır. Bu şekilde enerjinin kullanım süresi artacak ve maliyetler düşecektir.

Günümüz teknolojisinde ısı transferinin artırılmasıyla enerji tasarrufu sağlama çabaları oldukça fazladır. Bu sebeple ısı transferini artırmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Özellikle son dönemlerde başta dış güç kaynağı kullanılması gerekmeyen, ısı artışı için özel yüzey geometrileri ve akışkan katkıları 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.

Aktif yöntemler, dışarıdan enerjiye veya güce ihtiyaç duyulması, akışkan hızının artırılmış olduğu durumlarda, düşük hız gerektiren sistemlerde istenilen verimin elde edilememesi ve gürültülü bir çalışma ortamı yaratması gibi birçok dezavantajlara sahiptir. Buna karşın akış oranı sabit tutularak ısı transferini artırma yöntemi olan pasif yöntemler oldukça fazla tercih edilmektedir. Bu yöntemde en çok kullanılan metot ise ısı transfer katsayısı düşük olan kısımda genişletilmiş yüzeyler yani engeller kullanılır. Bu metodda akışın gerçekleştiği alan içerisinde yüzey pürüzlülüğü oluşturularak, girdap üreteçleri kullanarak ya da kanal içerisinde farklı tiplerde engeller yerleştirilerek akış yapısı değiştirilir. Böylece yüzey alanının artırılmasını ve akımın türbülansının artmasını sağlayarak, taşınımın gerçekleşen ısı ve kütle transferinde artış gerçekleştirilmiştir. Fakat genişletilmiş yüzeylerde ısı

transferinin artmasına karşın basınç değerlerinde belirli bir miktarda düşüş olmaktadır. Bu sebeple bu tür yüzeylerin kullanılmasındaki asıl amaç, ısı transferinde maksimum artışı, basınç düşüşündeki artışı ya da akış oranını minimuma indirerek elde etmektir. Ancak tüm sistem performansını artıracak optimum değerler elde edilmelidir.



**Şekil 1.1.** Gaz türbin kanat soğutma biçimleri

Kanallar içerisinde kullanılan engellerin geometrileri ve dizilim durumları ısı transferi açısından önemli bir etkidir. Isıl performans ve ölçülen değerlerin doğruluğu açısından kullanılan engellerin düzgün bir aerodinamik yapıya sahip olması ve kanal içerisinde engeller ile ısıtma yüzeyi arasındaki ısı transferinin iyi şekilde gerçekleşmesi için engel yüzeylerin oldukça pürüzsüz olması oldukça önemlidir.

Bu çalışmada Reynolds sayısı, kanal kesiti, engel tipi, kanal içerisinde engellerin dizilim biçimi, engellerin kanal tabanından yüksekliği ve engel aralık mesafesi gibi parametreler çalışılan deney sistemi üzerine etki etmiştir. Bu parametreler

çerçevesinde ilk olarak tüm kanal durumları içerisine engeller yerleştirilerek yerel, ortalama Nusselt sayısı ve basınç düşüş değişimleri deneysel olarak incelenmiştir.

Yüzeyin ısıtılan bölgesinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının engellerden yatayda ve dikeyde belirli uzaklıklarda maksimum değere ulaştığı gözlenmiştir. Bu değişimlerin belirlenebilmesi için termal görüntüleme tekniği kullanılmıştır. Kanal içerisine yerleştirilen engelin konumu ve boyutlarının ısı transferinde etkili oluşu ve maksimum ısı transferinin elde edildiği optimum parametreler ortaya çıkarılmıştır.

Gerçekleştirilen bu çalışmanın asıl amacı, farklı kanal geometrilerinde, kanal içerisine farklı geometrilerde engeller yerleştirilerek mevcut parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörünü engel geometrisi, engel aralığı ve engel dizilimi üzerinde incelemektir. Literatürde yapılan incelemelerde çalışma yöntem ve parametrelerimize benzer bir çalışmanın hemen hemen bulunmadığı görülmüştür. Bu sebeple çalışmamızın literatüre önemli bir katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

## 2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatür incelendiğinde farklı kanal kesit geometrileri ve kanal içinde farklı geometrilerde engel kullanımı ile ilgili deneysel ve nümerik çalışmalar olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmalar ana hatlarıyla aşağıda özetlenmiştir.

Wang ve Wang (2016), yapmış oldukları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal yüzeyine dairesel kesitli engeller yerleştirerek, engellerin kanal tabanından yükseklik değerlerinin ve engel kesiti arasındaki boşluğun ısı transferine ve kanal içi basınç kaybına etkisini incelemişlerdir. Yapılan sayısal çalışma sonucunda ısı transfer değişiminin engel çapı ile yerleştirilen engelin kanal tabanından olan yükseklik oranına bağlı olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

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

Esfe vd. (2015), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içerisinden akışkan madde geçirerek engel dizilim ve engel geometrileri gibi farklı parametrelere bağlı olarak ısı transferi ve sürtünme faktörü değişimlerini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış ve geometriye bağlı olarak ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini sonlu hacimler ve SIMPLE algoritmasını kullanarak sıcaklığa bağlı ve sıcaklıktan bağımsız korelasyonlar geliştirmişlerdir. Elde edilen veriler kullanılan engellerin Nusselt sayısını ortalama Nusselt sayısından %10 daha az bir oranda artırdığını göstermektedir.

Fiebig (1995), kanal içerisine konumlandırılan delta tipi kanatçıkların, dikdörtgen geometrili kanatçıkların ısı transferine etkilerini araştırmak için deneysel çalışmalar

yapılmıştır. Çalışma kapsamında boyuna vortekslerin enine vortekslere göre ısı transferini fazla iyileştirdiği görülmüştür. Ayrıca dikdörtgen geometrili kanatçık türünün diğer kanatçık türüne göre ısı transferine daha çok olumlu katkıda bulunduğu ve basınç kayıplarında azalma sağladığı belirlenmiştir.

Tanda (2011), yapmış olduğu deneysel çalışmada, dikdörtgen kanal içerisine  $45^\circ$  açılı bir şekilde engeller yerleştirerek, 9000-35500 Reynolds değerlerinde engel aralıklarının ısı transferine ve ısı verimliliğe etkisini incelemiştir. Çalışma sonucunda en iyi performansı  $p/e = 13,3$  değeri için elde etmiştir.

Alamgholilou ve Esmailzadeh (2012), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine sıralı bir şekilde engeller yerleştirerek laminar akış (500-2000) ve türbülanslı akış (2000-4500) altında ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada akışın hidrodinamik ve ısı davranışları, Korono rüzgârı uygulaması ile pasif, aktif ve bileşik yöntemler kullanılarak incelenmiştir. İncelemelerinde engeller arası boşluğun (S), engel yüksekliğine oranına göre ölçümler yapmışlardır. En iyi ısı performansı, yüksek Reynolds sayıları altında, pasif yöntem kullanılan çalışmada %6 -%13 olarak ölçmüşlerdir.

Agraval vd. (2015), kanal duvarına engeller yerleştirerek ısı transferi değişimini incelemişlerdir. Kanalın farklı bölgelerinde duvar yüzeyinin engelsiz ve engelli durumlarını lazer yardımı ile ölçümler yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre engel bulunan duvar yüzeyi üzerinde gerçekleşen ısı transferinin verimliliğinin, düz duvar yüzeyinde ölçülen ısı değerlerinden %4 ile %7 oranlarında daha yüksek olduğu görülmüştür. Yapılan deneysel inceleme sonucunda ayrıca engellerin tabana yakın olduğu bölgelerde ısı transferinde azalma olduğunu belirlemişlerdir.

Liang vd. (2007), yapmış oldukları sayısal çalışmada, Large Eddy simülasyon (LES) metodunu kullanarak kanal içerisine yerleştirilen engelin ısı transferine etkisini incelemişleridir. Çalışmalarında 72x72 mm ebatlarında kanal ile %10 orantılı olarak 7,2 mm çapında dairesel engeller kullanmışlardır. Gerçekleştirilen çalışmada  $Re=2580$  alınmıştır. Ölçümlerini girdap oluşum uzunluğu, girdap oluşumu ve

Strouhal sayısına bağlı olarak yapmışlardır. Ortalama akışın artması ile girdap oluşum uzunluğunun azaldığını gözlememişlerdir.

Chatterjee (2012), yapmış olduğu sayısal çalışmada, çok düşük Reynolds sayılarında (10-40) kanal içerisinde kare ve silindir engeller kullanarak, engeller arkasında oluşan girdap faktörünün termal yüzeyler üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmada akış alanının farklı özellikleri Reynolds sayısı, engelin şekli ve blokaj parametresine bağlı olarak ölçümler yapmıştır. Gerçekleştirilen sayısal çalışmada amaç girdap oluşum başlangıcı için termal akış parametresinin (Richardson sayısı) kritik değerini tahmin etmektedir. Silindir engel ile gerçekleştirilen ölçümde, Reynolds sayısının artması ile kritik  $Re$  sayısında bir azalma olmuştur.

Perng vd. (2012), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içine yerleştirilmiş blok engeller ile bir girdap üreticisinin ısı transferine etkisini kararsız laminer akış altında incelemiştir. Çalışmalarında genel olarak Darcy-Brinkman-Forchhimer modeli gözenekli girdap üreticilerini tercih etmişlerdir. Reynolds sayısı, Darcy sayısı ve engel genişlik ve yüksekli parametrelerine bağlı olarak ölçümler yapmışlardır. Isı transfer artışının Reynolds sayısı ve yükseklik-genişlik oranına bağlı olduğunu saptamışlardır. Ayrıca gözenekli jeneratör kullanımının ısı transferi verimliliğini çok az bir miktarda artırdığını belirlemişlerdir.

Tisay vd. (2003), yaptıkları sayısal çalışmada, alt plaka üzerine monte edilmiş farklı boyutlardaki dikdörtgen bloklarla yatay bir kanalda karışık konveksiyon altında ısı transferi performansını incelemiştir. Kanal üst kısımlarında saptırma plakaları kullanmışlardır. Çalışmalarında ölçümleri farklı Reynolds sayıları, farklı engel yüksekli ve Grashof sayısı gibi parametrelere bağlı olarak yapmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde en iyi ısı performansın  $H_b=0,4$  değerinde  $Pr$  için yaklaşık %320,  $Re$  için ise yaklaşık %130 olduğu saptanmıştır.

Doğan vd. (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, yatay kanal içerisine kanalın alt ve üst yüzeylerine yerleştirmiş oldukları ısıtıcı kaynakların ısı transferine etkisini incelemiştir. Deneysel çalışmada, çeşitli Reynolds ve Grashof sayıları ve  $AR= 2$ ,

4, 10 değerleri parametrik olarak kullanılmıştır. Ölçümler, ortalama yüzey sıcaklığı ve Nusselt sayılarının dağılımları elde edilmiş ve bu değerlere göre Reynolds ve Grashof sayılarının etkileri değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmada sonucunda, Grashof sayısının artması ile ısı verimliliğin arttığı tespit edilmiştir. AR oranlarına göre sonuçlar sentezlendiğinde, üst ısıtıcı ortalama yüzey sıcaklıklarının AR=2 durumunda alt ısıtıcıların ortalama yüzey sıcaklığından yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Nusselt sayısının kapalı değerleri ve düşüş Reynolds sayıları için ısı transfer gelişimini olumlu etkilediği görülmüştür.

Yapmış olduğu deneysel bir çalışmada şara (2003), dikdörtgen kesitli kanal içerisine kare kesitli bloklar yerleştirerek, bu blokların kanal içerisindeki basınç kaybına ve ısı transferine etkisini araştırmıştır. Çalışma sonucunda düşük Reynolds sayısında engellerin aralıklı dizilişlerinin ısı performansı artırdığı belirlenmiştir.

Young ve Vafai (1999), yapmış oldukları deneysel ve sayısal çalışmada, tekli ve çoklu dizilime sahip engelleri kullanarak yatay bir kanalda, zorlanmış taşınım ile ısı transferini, Reynolds sayısının  $Re=800$  ile 3000 aralığında incelemişlerdir. Kanal girişinde ısı akısının engel durumlarına göre 950-20200W arasında almışlardır. alışmalarında kanal genişliğinin ve kanala verilen ısı gücünün değişiminin etkilerini araştırmış ve bu değerlendirmelere göre ampirik korelasyonlar geliştirmişlerdir.

Gül vd. (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde akışa dik ve kanal tabanına paralel bir şekilde yerleştirilen kare kesitli bir engelin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. alışmalarında Reynolds sayısını 3000-15000 arasında almışlar, yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen engelin konumunun ve boyutunun ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve maksimum ısı transferinin sağlandığı optimum parametreler elde etmişlerdir. Gerçekleştirilen alışma sonucunda ısı transferinde %142 iyileşme sağlamışlar fakat sürtünme kayıplarında %200 artış olduğunu belirlemişlerdir.

Wu ve Perng (1999), elektronik elemanların pasif metotlarla soğutulması üzerine gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada, yatay bir kanal içerisine engeller yerleştirerek

ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında engel konum açısını  $30^{\circ}$ - $90^{\circ}$ , Reynolds sayısını 260-530 ve Grashof sayısını da 0-320000 aralığında almışlardır. Çalışma sonucunda Nusselt sayısında yaklaşık %39,5 oranında bir verim elde etmişlerdir.

Jubran vd. (1996), yaptıkları çalışmada, yatay bir kanal içerisine sıralı bir şekilde yerleştirilen farklı geometrilere sahip engellerin ısı transferine etkisini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında dikdörtgen ve silindirik geometrilere sahip engeller kullanarak Reynolds sayısını üç farklı değerde almışlardır (1690-2250-2625). Gerçekleştirilen ölçümler sonucunda dikdörtgen geometriye sahip engelin silindirik geometriye sahip engelden %40 oranında daha iyi bir ısı transferi sağladığını belirlemişlerdir. Ayrıca Reynolds sayısının düşük olduğu durumlarda silindirik kesitli engelin kullanıldığı çalışmalarda basınç düşüşünün %15 daha az olduğunu tespit etmişlerdir.

Meinders vd. (2002), yapmış oldukları çalışmada, yatay bir kanalın duvarlarına yerleştirilmiş küp kesitli engellerin ve özellikler bu engellerin kanal içerisinde konumlarının ısı transferine etkisini türbülanslı akış şartlarında incelemişlerdir. Bu araştırmada, yerel ısı transferinin, yerleştirilen engellerin dizilim şekil ve konumlarına göre ciddi bir biçimde değişiklik olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda kanal içerisine yerleştirilen engeller için elde edilen ısı transfer katsayısının, engelin yerleştirildiği konumdan bağımsız olduğu belirlenmiştir.

Kıvılcım (2007), yapmış olduğu tez çalışmasında, yatay dikdörtgen bir kanalda akışa dik bir şekilde konumlandırılan dairesel olmayan dönel engellerin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 3000-15000 aralığında incelendiği çalışmada, kare ve dairesel kesitli olmak üzere iki farklı geometride ve her biri üç farklı boyutta seçilen engelin konumunu yatay ve düşey doğrultuda dokuz farklı noktada değiştirerek her bir engelin hem sabit hem de dönel olduğu durumlarda deneyler yapmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda kare kesitli engelin dairesel kesitli engele göre daha iyi bir ısı transferi sağladığı saptanmıştır. Ayrıca



çalışmada engel büyüklüğü arttıkça ısı transferinde doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür.

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

Leung vd. (2000), yaptıkları sayısal çalışmada, hava ile soğutulan bir kanalda, kanal içerisindeki engeller kullanarak elektronik devre kartları için bir simülasyon yapmışlar ve laminer akış altında zorlanmış ısı taşınımını incelemişlerdir. Çalışmalarında sonuçları dört farklı Nusselt sayısı için değerlendirmişlerdir.

Xie vd. (2014), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kaburga kesitli engellerin ısı transferine etkisini ve soğutma performanslarını Fluent programını kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalarında altı farklı iç kesite sahip engeller kullanmışlar ve bu engelleri kanal orta kısmına 45-90 ve 135°'de konumlandırmışlardır. İncelemelerinde Reynolds sayısını 10000 ile 50000 aralığında almışlardır. En yüksek ısı performans orta kısmı kesilmiş engelin 135° de konumlandırıldığı durumunda sağlanmıştır. Ayrıca çalışmada Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda daha iyi ısı transferi sağlandığı görülmüştür.

Anghel ve Anglart (2012), dikey borular içerisinde çeşitli engeller kullanarak sistem içerisinden yüksek basınçlı su geçirerek, ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, beş farklı deney sistemi kullanmışlardır. Borular içerisine birinci durumda 2mm dairesel kesitli engel, ikinci durumda dairesel kesitli engel ve dikdörtgen kesitli engel diğer durumda ise kafesli yapıya sahip engeller yerleştirilerek deneysel ölçümler yapılmıştır. Ölçümler ise sisteme bağlı 88 adet ısı çifti gerçekleştirilmiştir. İncelemeler sonucunda borular içerisinde kullanılan

engellerin akışı büyük ölçüde etkilediği görülmüştür. Kritik ısı akısının artırılmasında, silindirik ve kafes kesitli engelin kullanıldığı durumlarda %6 ile %17 değerleri arasında iyileşme sağlanmıştır.

Wu (2014), yapmış olduğu sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanalların en-boy oranlarının ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini incelemiştir. Gerçekleştirmiş olduğu çalışmada AR değerlerini 1, 0,75, 0,5, 0,25 olarak, Reynolds sayısını 300, Pr değerini ise 0,7 olarak almıştır. Her bir AR değerinde kanallar ile ölçümler yapılmıştır. Ölçümler sonucunda elde edilen verilere göre, kanal en boy artırılması akışın verimliliğini ve sıcaklık değişimini dikey yönde artırabilir. Nusselt sayısının ise girişten çıkışa kanal yüksekliği boyunca azaldığını belirtmiştir.

Fröhlich vd. (1998), yapmış oldukları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir şekilde yerleştirilmiş dairesel kesitli bir engelin ısı transferine etkisini LES metodunu kullanarak incelemişlerdir. Reynolds sayısını 3900 ve 140000 olarak almışlardır. Ölçümlerini kanal daha önceki çalışmalarda farklı metodalar sonucu bulunan değerlerle karşılaştırmışlardır.

Shui vd. (2013), gerçekleştirmiş oldukları çalışmada, kanal en-boy oranının ısı transferine ve sürtünme özelliklerine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneylerinde yerel ısı transferi katsayı dağılımlarını ve sürtünme faktörü verilerini ölçmek için buhar soğutmalı kanallar kullanmışlar ve kanal içerisine 60° açılı engeller yerleştirmişlerdir. Test durumlarında  $AR=1/4$ ,  $1/2$ ,  $1/1$  ve  $2/1$  olmak üzere 4 farklı AR değerine sahip kanallar kullanılmıştır. Kanal içerisinde ise 4 farklı hidrolik çapta engeller kullanmışlardır. Reynolds sayısını ise 10000 ile 80000 aralığında almışlardır. Deneysel ve sayısal ölçümler sonucunda verilerin benzer bir eğilim gösterdiği görülmüştür. Elde edilen verilere göre ısı transfer katsayısı kanal boy oranı arttıkça arttığı görülmüştür ( $AR=1/1$  hariç). Buhar kullanarak gerçekleştirilen deneyler sonucunda ısı transfer katsayısının aynı şartlar altında hava kullanılarak gerçekleştirilen deneylerde elde edilen ısı transferi katsayısından %12 ile %25 aralığında daha yüksek olduğu bulunmuştur.

Sarkar (2009), yapmış olduğu çalışmada, dairesel kesitli bir engel yerleştirilen kanaldaki akışı LES metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmasında 0,25, 0,5 ve 1 olmak üzere üç farklı G/D oranını almışlardır. Burada G engelin kanal tabanından yüksekliği, D ise engel çapıdır. Reynolds sayısını ise 1400 değerinde belirlemiştir. Yapılan ölçümler sonucunda G/D oranının ısı transferi ve duvar sınır tabakasının değişiminde oldukça etkili olduğu görülmüştür. G değerinin düşük olduğu durumlarda sınır tabaka değeri ve engel arkasında oluşan girdap değerlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. En yüksek ısı verimlilik G değerinin 0,6 olduğu durumda gerçekleşmiştir.

Bhadouriya vd. (2015), yapmış oldukları sayısal çalışmada, bükülmüş kare kesitli kanal içerisindeki hava akışının ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneyler, üniform duvar sıcaklığı sınır koşulu 11,5 ile 16,5 değerlerinde büküm oranı ve Reynolds sayısını 600 ile 70000 değerleri arasında alınarak hava ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda düz kare kanal ile karşılaştırıldığında 11,5 büküm değerine sahip kanalda daha iyi ısı transferi ve basınç düşüşü elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar kompakt ısı değiştirici tasarımlarına yardımcı olacağı ifade edilmiştir.

Ahmed vd. (2015), yaptıkları sayısal ve deneysel çalışmada, kombine girdap üretici ve nano sıvılar kullanarak eşkenar üçgen kanalda ısı transferini ve akışkan özelliklerini incelemişlerdir. İki farklı nano sıvıyı su içerisinde damıtarak süspansiyon haline getirip kanal içerisinden geçirmişlerdir. Gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda baz sıvı ile kanal içerisinde girdap üretici kullanılmasının ısı transferini ve ısı verimliliği olumlu yönde etkilediği görülmüştür. Ölçümler sonucunda bileşik vorteks üreticileri kullanarak basınç değerinde düşüş elde edilebileceği gözlemlenmiştir.

Gutierrez vd. (2015), dikdörtgen kesitli yatay bir kanal içerisine paralel şekilde farklı geometrilerde engeller, bloklu ısıtıcılar ve kavisli akım kısıtlayıcı yerleştirerek ısı transferi üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada deflatörlerin amacı kanal içerisinde ısı hareketi artırmak ve bloklar arasında oluşan

akışını değiştirmektedir. Yapılan çalışmanın genel amacı minimum basınç düşüşü ve maksimum ısı transferi için engel geometrisi, yön değiştirici konumu, kanal yüksekliği ve saptırıcı yarıçapı gibi parametrelerin etkisini belirlemektir. Çalışmalar sonucunda farklı geometrik faktörlerin ısı transferi üzerinde güçlü bir faktör olduğu görülmüştür. En iyi ısı verimlilik tekli saptırıcının kullanıldığı durumda ölçülmüştür.

Promvonge vd. (2014), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, kare kanal içerisine bükümlü şeritler yerleştirilerek ısı transferine etkisini incelemiştir. Elde edilen verilere göre şeritlerin büküm açılarının ısı transferini etkilediği görülmüştür. Tek bükümlü şerit %17 daha fazla ısı verimlilik sağlanmıştır.

Kotcioğlu vd. (1998), içerisinde girdap üreticilerin bulunduğu dikdörtgen kesitli kanallardaki ısı transferini, farklı Reynolds sayılarında ve türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelemiştir. Kanal içerisine girdap üreticileri sistemli bir şekilde daralan ve genişleyen durumda yerleştirilmiştir. Yerleştirilen bu kanatçıkların açıları 7-20° değerleri aralığında değiştirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda her bir kanatçık çiftinin arka kısmındaki geçiş bölgelerinde güçlü bir akış karışımı gözlemlenmiştir. Bu akış karışımının ısı transferinin iyileşmesini sağladığı tespit edilmiştir.

Gül ve Evin (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, kesit değişiminin akış karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmalarında 300 mm kanal boyunca kesit değişimi gerçekleştirilerek yatay ve düşey yöndeki hız dağılımlarını gözlemlenmiştir. Kanalın giriş ve çıkış kesit oranını 1,2 kanalın üst-alt kenarlarının ve yan kenarlarının kanal eksenleri ile yaptıkları açıları sırasıyla 4° ile 5° olarak belirlemiştir. Reynolds sayısını 12000-500000 aralığında almışlardır. Çalışma sonucunda kanalda eksen boyunca meydana gelen alan artışı nedeniyle akışkan, kanal içerisinde ilerledikçe hızdaki azalmalar açıkça görülmüştür. Kesit alanı değişiminin akışın hız dağılımı üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir.

Mikielewicz vd. (2012), yaptıkları sayısal çalışma ile bir rüzgar tüneli içerisine eğimli engeller yerleştirilerek ısı transferine etkisini incelemiştir. Çalışmalarında

Reynolds sayısını 9000-35500 aralığında, kanal en-boy oranını 6,37 ve engel en-boy oranını 11 olarak almışlardır. İlk olarak kararlı-sıvı kristal tekniği ile yüzey sıcaklığı ve ısı transferi katsayılarını incelemiştir. İkinci durumda ise PIV yöntemini kullanarak engeller ile oluşturulan engelin akış şeklinin çıkarmaya çalışmışlardır. Çalışma sonucunda engel kullanılan kanallarda elde edilen verilerin boş kanalda elde edilen verilere göre iki veya üç kat yüksek olduğu belirlenmiştir.

Chang vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışma ile duvarları pürüzlü ve çukurlu altıgen kanallar kullanarak ısı transferi üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmalarında 4 farklı çukur geometrisi ve 900-30000 aralığında Reynolds sayısını kullanmışlardır. En iyi sonuç dış bükey-iç bükey duvarlı kanalda gerçekleşmiştir.

Chaitanya ve Dhiman (2012), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içerisine dairesel kesitli iki engel yerleştirerek ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini momentum ve enerji denklemlerini çözerek incelemiştir. Sonrasında aynı durumları ANSYS Fluent programında çözümlenmiştir. İncelemelerini Reynolds sayısını 1-40 aralığında, Prandtl sayısını 50 ve T/D oranlarını 1,5-4,0 belirleyerek gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen veriler ışığında ortalama Nusselt sayısının T/D oranının artırılması ile yükseldiği belirlenmiştir. En iyi ısı verimlilik ve düşük sürtünme katsayısı,  $Re=40$  ve  $T/D=1,5$  parametreleri için %42 olarak gerçekleşmiştir.

Chen vd. (2015), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, bir rüzgâr tüneli içerisine üzerine delikler açılmış dairesel kesitli bir boru engel yerleştirerek ısı akışındaki değişimi ve silindir üzerinde girdap oluşumunu pasif akış kontrol yöntemi ile incelemiştir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 41600, dairesel engel boyutlarını ise iç çap 70 mm, dış çap 78 mm, kalınlık ise 30 mm olarak almışlardır. Dairesel engel üzerine 24 adet 15x4 mm kesitlerinde kanallar açmışlardır. Ölçümlerini farklı X/D oranlarına göre yapmışlardır. İncelemeler neticesinde pasif jet kontrol yöntemi kullanarak akışta %33,7 ile %90,6 iyileştirme elde etmişlerdir.

Turgut vd. (2009), yaptıkları sayısal çalışma ile yamuk kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan üç boyutlu zorlanmış konveksiyon ısı transferini kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartları altında incelemiştir. Reynolds sayısını 100-800 arasında ve Pr sayısını 0,7 olarak almışlardır. Çalışma sonucunda yerel Nusselt sayıları kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmiştir.

Bhattacharyya ve Maiati (2004), kanal duvarına paralel bir şekilde yerleştirilen kare kesitli bir engelin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. İncelemelerinde farklı Reynolds sayılarını ve kare kesitli engelin kanal taban yüzeyinden yüksekliklerini ölçüm parametreleri olarak almışlardır. Yaptıkları sayısal çalışma sonucunda, yerleştirilen engelin kanal tabanına olan mesafesi artırıldığında ısı transferinde artış olduğunu gözlemlemiştir. Ancak engel arkasında yüksek oranlarda olumsuz vorteks oluştuğunu fark etmişlerdir.

Evin ve Tanyıldızı (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, kısmi olarak ısıtılan dikdörtgen kesitli bir kanalda, üst akış bölgesine yüzeye paralel, akışa dik bir konumda yerleştirilen farklı çaplardaki dairesel engellerin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Yapılan ölçümlere bağlı olarak yüzeyin ısıtılan bölgesi için ortalama Nusselt sayılarının engelden yatayda ve düşeyde belirli uzaklıklarda maksimum değerlere ulaştığı görülmüştür. Engel kullanılan kanallarda elde edilen verilerin, boş kanalda elde edilen değerlere göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Engelsiz duruma nispeten 0,03 m çaplı engel ile 1,346 kat, 0,02 m çaplı engel ile 1,211 kat daha yüksek ısı transferi elde edilmiştir.

Peng vd. (2003), yapmış oldukları deneysel çalışma ile bir boru içerisine üçgen kesitli engeller yerleştirerek ısı transferine etkisini incelemiştir. Çalışmalarında 50 mm çapındaki boru içerisine iki adet üçgen engel yerleştirmişlerdir. Üçgen engeller arası mesafeyi ise 35 mm ve 65 mm olarak belirlemiştir. Ölçümler sonucunda elde edilen verilere göre üçgen geometrilerinin ve aralık değerlerinin ısı transferi üzerinde oldukça etkili olduğunu tespit etmişlerdir.

Selimefendigil ve Öztop (2014), gerçekleştirdikleri sayısal çalışma ile kanal içerisine yerleştirilmiş dönel bir engelin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Kanal alt yüzeyinde manyetik bir sistem yerleştirerek engel üzerinde manyetik etki oluşturmuşlardır. Çalışmalarında Reynolds sayısını 10 ile 200, engel dönme açısını ise -75 ile 75 derece aralığında almışlardır. Çalışmadan elde edilen veriler ışığında manyetik etkinin azaltılması ve Reynolds sayısının artırılması ile yerel Nusselt sayısında artış olduğu tespit edilmiştir.

Beskok vd. (2012), dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilmiş dairesel kesitli engeli belirli açılarda döndürerek ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini sayısal bir çalışma ile incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 100 olarak belirlemişlerdir. Yapılan ölçümler sonucunda engel dönüş açısının Nusselt sayısının artışından etkili olduğu görülmüştür. Engel arkasından gerçekleşen vorteks dinamikleri, ısı sınır tabakası ve Prandtl sayısının ısı transferinin geliştirilmesinde önemli rol oynadığı ortaya çıkarılmıştır.

Barik vd. (2015), yapmış oldukları sayısal çalışma ile farklı çıkıntılı yüzeyleri olan küçük kesitli dikdörtgen kanal içerisinde hidrodinamik değişimleri ve ısı değişimleri incelemişlerdir. Dikdörtgen, üçgen ve yamuk kesitli olmak üzere üç farklı çıkıntı yüzeyi kullanmışlardır. Ölçümlerinde  $X/D_h$  oranlarını referans olarak gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen verilere göre, üçgen çıkıntılı kanal ile elde edilen değerlerin diğer çıkıntı geometrileri ile elde edilen değerlere kıyasla daha fazla ısı aktarma ve geliştirme oranı sağlanmıştır.

Singh vd. (2015), gerçekleştirdikleri sayısal ve deneysel çalışmada, ısıtılmış farklı kesitlere sahip kanallar içerisine farklı kesitlerde engeller monte ederek ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada engel hidrolik çapları eşit alınmıştır. Reynolds sayısı 10000-25000 aralığında tercih edilmiştir. Çalışmanın amacı sabit kütle akış hızları için akımın gerçekleştiği kesitlerin etkisini incelemektir. Çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre, sabit Reynolds sayılarında silindirik kanal içerisinde dairesel engel kullanılan durumda en iyi sonuç elde edilmiştir.

Hussam ve Sheard (2015), yaptıkları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine dairesel engeller yerleştirilerek yüksek Hartmann sayılarında ısı akışını incelemiştir. Çalışmalarında farklı Reynolds sayılarını ve engelin kanal tabanından olan yüksekliğini dikkate almışlardır. G/D oranlarını 4,5-2,25-1,13-0,75-0,38 ve 0,19 olarak belirlemiştir. İncelemeler sonucunda engelin taban yüzeyinden olan mesafesinin büyük ölçüde ısıl verimliliği ve akışı değiştirdiği görülmüştür. Dairesel engelin kanal merkezine yerleştirildiği durumda ısı transferinde %48 iyileşme tespit edilmiştir.

Wang ve Zhao (2015), yapmış oldukları çalışmada, LES metodunu kullanarak dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir şekilde yerleştirilmiş dairesel kesitli engelin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada küçük ölçekli girdap üretici varlığı da incelenmiştir. Dairesel engelin çapının kanal tabanına olan uzaklığa oranı olarak G/D 0 ile 6,0 aralığında alınmıştır. Reynolds sayısını ise 3745 olarak seçilmiştir. Çalışma sonucunda kanal içerisine yerleştirilen dairesel engelin akışı büyük oranda değiştirdiği görülmüştür. G/D oranının 4,5 ten yukarı olduğu durumlarda Karman vorteks çizgisi görülmeye başlamıştır. Engelin kanal tabanına yakın olduğu durumlarda ise girdap oluşumunun bastırıldığı gözlemlenmiştir.

Çalışkan (2014), boylamasına kanatçıktan çıkarılarak elde ettiği yeni oluşturulmuş üçgen ve dikdörtgen şekilli girdap üreticiler bulunan dikdörtgen kanalda, ısı transferi değişimini deneysel olarak incelemiştir. Hem üçgen hem de dikdörtgen girdap üreticileri, boylamasına olan kanatçıktan 15°, 45° ve 75° olacak şekilde çıkarılmıştır. Reynolds sayısının 3288-37817 olduğu aralıkta, 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. Hem üçgen hem de dikdörtgen girdap üreticilerinin ısı transfer sonuçlarını düz yüzey ile karşılaştırmıştır. En iyi ısı transfer performansını üçgen girdap üreticiler ile elde etmiştir. Girdap üreticilerin kullanımından dolayı ısı transferinde %23-55 arasında bir iyileşme olduğunu saptamıştır.



Koo ve Kleinstreuer (2004), bilgisayar ortamında gerçekleştirdikleri sayısal çalışma ile farklı geometrilerdeki mikro kanallarda gerçekleşen viskoz yayılımın ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında su, methanol, izopropil alkol gibi akışkanlar kullanmışlardır. Yaptıkları incelemeler sonucunda, kanallardaki viskoz yayılımın kanal geometrik parametrelerine (en-boy oranı) bağlı olduğunu tespit etmişlerdir.

Baytaş vd. (2011), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine daire, kare ve  $45^\circ$  döndürülmüş kare engeller koyarak gözenekli ortam şartları oluşturarak ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu üç durum için kanal kesiti içindeki hız dağılımları, ara yüzey ve Darcy hızları deneysel olarak tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen verilere göre en yüksek maksimum hızın kare engel kullanılan durumda olduğu tespit edilmiştir. En düşük maksimum hızın ise  $45^\circ$  döndürülmüş kare engellerin kullanıldığı durumda olduğu görülmüştür.

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 çıkmamıştır.

Turgut vd. (2014), yapmış oldukları çalışmada, farklı kesitlerdeki dikdörtgen kanallarda hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan laminar akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir.

Wang vd. (2018), dalgalı kanatlar ısı transferini etkili bir şekilde iyileştirebilen yeni bir türbülátördür. Yapı olarak basit olması avantajına sahiptir. Bu kapsamda

hazırlanan çalışmalarda dönen, duran ve U- şekilli kanallar içerisine yerleştirilen dalgalı kanatların ısı transferine ve sürtünme kayıplarına olan etkisi incelenmiştir.

Luo vd. (2005), yapmış oldukları sayısal çalışmada, eşkenar üçgen kanal içerisine kare kesitli engeller yerleştirerek ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında ANSYS Fluent paket programını kullanmışlardır. Reynolds sayısını 10400 değerinde almışlardır. Çalışma sonuçlarına göre düzgün aralıklı engel kullanımını ile ısıl performansta artış gözlemlenmiştir. Engel konumlandırılan köşelerde ise ısıl değerlerde düşüş görülmüştür.

Zhou vd. (2000), yaptıkları sayısal çalışmada, merkezler arası mesafeleri  $1,5D$  ve  $3D$  olacak şekilde konumlandıkları engellerin türbülanslı akış şartlarında ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Akışa dik bölgede Reynolds gerilmeleri büyük küçük çap/aralık değerlerinde asimetrik olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak silindireler arasındaki boşluktan geçen akışın silindir arkasında yönün yapması olduğunu ifade etmişlerdir.

Luo vd. (1999), bir kare modelin arkasında çeşitli yatay ve düşey konumlarda yerleştirilen diğer bir kare modelle olan etkileşim ve ilişkilerini incelemişlerdir.  $L/D=2-16$  ve  $T/D=0-3,5$  arasında modellere ait kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin çalkantılı ve ortalama değerlerini elde etmişlerdir. Özellikle  $L/D=3-4$  ve  $T/D=2-3$  bölgelerindeki değişimin özelliklerini belirtmişlerdir. Ayrıca, A salınım yüksekliği olmak üzere arkadaki modeli akışa dik yönde salınım yapacak şekilde sabit frekanslarda hareket ettirerek bunun aerodinamik kuvvetlere ve girdap etkilerini araştırmışlardır.

Mittal ve Raghuvanshi (1998), gerçekleştirdikleri çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine iki farklı çapta dairesel kesitli engeller yerleştirerek girdap oluşumu ve ısı transferi değişimini sonlu elemanlar metodunu kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalarını bir adet büyük çapta dairesel engel ve bu engelin arkasına çok daha küçük çapta başka bir dairesel engel kullanarak, farklı konumlarda, farklı  $P/D$  ve farklı  $T/D$  değerleri için yapmışlardır. Yapılan incelemeler sonucunda iki engel

kullanılarak yapılan deneylerde tek engel kullanılarak yapılan deneylere kıyasla daha iyi ısı transferi sağlanmıştır.

Fu ve Tong (2004), yaptıkları sayısal çalışmada, bir kanal içerisine yerleştirilmiş salınımlı dairesel kesitli bir engelin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Kanal içi engelin davranışları Lagrange-Euler denklemleri kullanılarak açıklanmaya çalışılmıştır. Isı transferi özellikleri, Reynolds sayısı, salınımlı frekans etkisi gibi parametrelere bağlı olarak incelenmiştir. Yapılan ölçümlerde ısıtılmış bloklardan ısı transferinin çok gelişmiş olduğu tespit edilmiştir.

Sebastian ve Shine (2015), yaptıkları çalışmada, dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş yatay ısıtmalı dairesel bir engelin etrafında oluşan ısı değişimleri sayısal olarak incelemişlerdir. Sonlu elemanlar metodu ile elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. İncelemeler sonucunda silindirin alt ve üst kısımlarında açık geniş aralığında ısı akışları olmuştur. Silindirin üst konumda olduğu durumlarda Nusselt sayısında artış görülmüştür.

Valencia (1999), yapmış olduğu sayısal çalışmada, bir kanal içerisinde periyodik olarak enine bir şekilde monte edilmiş dikdörtgen kesitli engellerin ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmıştır. İncelemeler sürekli laminer akış şartları altında yapılmıştır. Engel kullanımı ile kanal içerisindeki akışta sürekli salınımlar ve girdap dönüşümleri oluştuğu görülmüştür.

Liou ve Chen (1997), yaptıkları deneysel çalışma ile dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir şekilde farklı konumlarda yerleştirdikleri kare kesitli engelin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. İncelemelerini farklı engel kesitleri ve engelin kanal taban yüzeyinden olan yükseklik değerlerine göre gerçekleştirmişlerdir. H/D oranlarını 0,081, 0,106 ve 0,162 değerlerinde, Reynolds sayısını da 5000-50000 aralığında belirlemişlerdir. Nusselt değişimini belirlemek için ölçümler Lazer Doppler metodu ile gerçekleştirilmiştir. En yüksek Nusselt sayısı H/D oranı 0,106 olan engelin kullanıldığı deneyde elde edilmiştir. Çalışmalar sonucunda boş kanal ile elde edilen veriler ile karşılaştırıldığında, engel

yerleştirilerek yapılan çalışmalarda 1,3 kat daha yüksek ısı performans ve 1,9 kat daha yüksek pompa gücü elde edilmiştir.

Chandar vd. (2003), yaptıkları deneysel çalışmada kare kesitli kanal içerisine, kanal yüzeyine gelecek şekilde sıralı engeller yerleştirerek türbülanslı akış altında ısı transfer karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmalı incelemişlerdir. lmlerini  $e/D_h=0,0625$ ;  $L/D_h = 20$  ve Reynolds sayısının 10000-80000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları incelemeler neticesinde kanal yüzeylerinde oluşturulan pürüzlülüğün ısı transfer miktarının arttığını gözlemlemişlerdir. Kanal yüzeylerine eklenen engel sayısının ısı transferi performansını ile doğru orantılı olarak arttığını saptamışlardır.

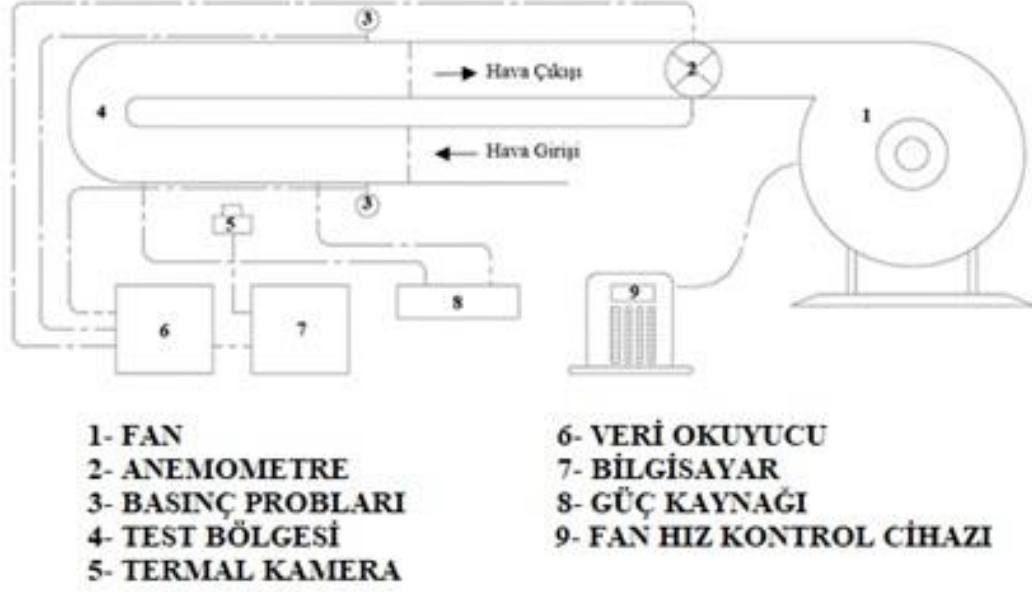
Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, U-dönüşlü dikdörtgen geometrili kanalda, farklı geometrik engellerde ve boş kanal ile ilgili birçok deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu alışmada  $AR=1$  olarak 3 farklı geometrik engel ve boş kanal olmak üzere 4 farklı deneysel çalışma gerçekleştirilip veriler elde edilmiştir. Literatürde farklı  $AR$  değerleri, farklı kanal geometrileri ve farklı geometrik engeller üzerine çalışmalarla karşılaşılmış ve bunlar üzerinden karşılaştırma yapılmıştır.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Deneyler, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarı'nda kurulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Bu bölümde deneysel çalışmanın yapıldığı deney düzeneği, test bölümü, sıcaklık değerlerinin ölçülmesi için kullanılan termal kamera ve ısıtma yüzeyi detaylı olarak anlatılmıştır.

#### 3.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması

Çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 3.1'de detaylı olarak gösterilmiştir. Deney sisteminde fan, hava giriş bölümü, akış düzenleyicisi, termal kamera ile akış hızını, basınç farkını ve sıcaklığı ölçen cihazlar bulunmaktadır. Hava değişken hızlı bir fan ile kanalın test bölümünden geçirilmiştir. Çalışmada kullanılan kanal iç kesit alanları yükseklik ve genişlik olarak sırasıyla,  $AR=1$  için  $50 \times 50 \text{ mm}$ 'dir. Kanal toplam uzunluğu  $2500 \text{ mm}$ 'dir. Deneysel çalışmada kullanılan tüm kanallar  $5 \text{ mm}$  kalınlığındaki pleksiglas malzemedен imal edilmiştir. Isıtıcı plaka  $277 \text{ mm}$  uzunluğunda ve  $50 \text{ mm}$  genişliğindedir. Deneylerde kullanılan ısıtıcı yüzey paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş ve iki bakır plaka arasına düzgün bir şekilde gerdirilerek bağlanmıştır. Sürekli ısıtılan bir akış yüzeyi oluşturmak için folyo yüksek doğru akımlı bir güç kaynağı ile ısıtılmıştır. Reynolds sayısının bütün değerlerine bağlı olarak deneyler, tüm yüzeyler için  $562 \text{ W/m}^2$  olarak eşit ısı akısında yapılmıştır. Termal görüntüler kanala dik olarak ısıtıcının altına konumlandırılmış bir termal kamera ile elde edilmiştir. Paslanmaz çelik folyo yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı kanalın içindeki farklı hava akış oranları için ölçülmüştür.



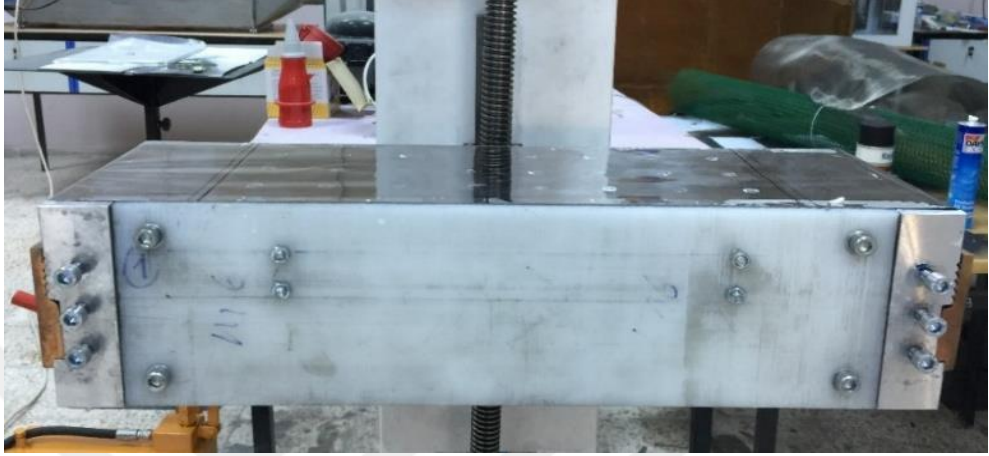
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin genel görünüm

### 3.1.1. Test bölümü

Isıtma yüzeyi paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş olup 277x50 mm boyutlarında ve 0,02 mm kalınlığındadır. Isıtma yüzeyinin bulunduğu kısım “Test Bölümü” olarak isimlendirilmiştir. Çalışmada belirtilen test bölümü Resim 3.1’de gösterilmiştir.

Yüzey üzerinde sabit ısı akısının sağlanması için ısıtma yüzeyi olarak paslanmaz çelik folyo seçilmiştir. Isıtma yüzeyinde (paslanmaz çelik folyo) ısıtım ile birlikte meydana gelecek kayıpları hesaplamak amacıyla 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyi 0,01 mm kalınlığında siyah boya tabakası ile kaplanmıştır. Aynı özelliklere sahip paslanmaz çelik folyo, Sinan Çalışkan (2012) tarafından yapılan doktora tez çalışmasında da kullanılmıştır. 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyi 0,01 mm kalınlığında siyah boya ile kaplandıktan sonra boyalı ve boyasız yüzeyin emisivite değeri ölçülerek, bu değerlerin sırasıyla 0,82 ve 0,13 olduğunu tespit edilmiştir (Çalışkan, 2012). Yapılan bu çalışmada da aynı özelliklere sahip paslanmaz çelik folyo kullanıldığı için boyalı ve boyasız yüzeyler için emisivite değerleri sırasıyla 0,82 ve 0,13 olarak alınmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyo çok ince olduğu için,

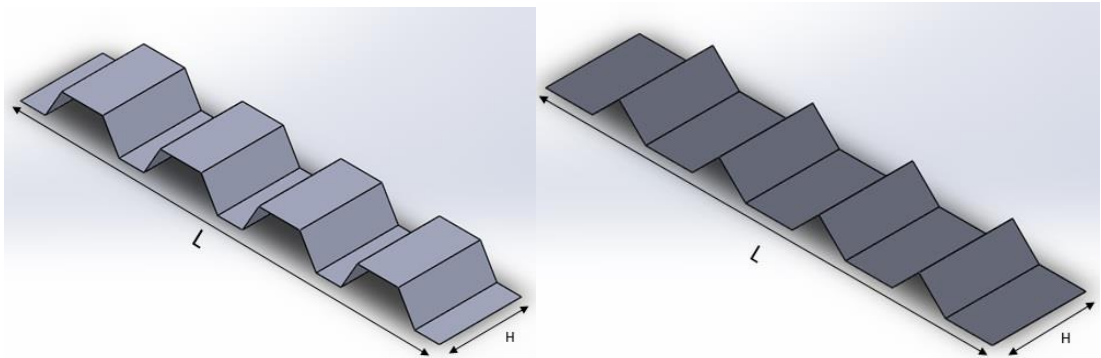
paslanmaz çelik folyonun üst yüzeyinin sıcaklığı ile alt yüzeyinin sıcaklığının eşit olduğu tespit edilmiştir. Bu sebeple deneysel çalışmamızda paslanmaz çelik folyonun üst yüzey ile alt yüzey sıcaklıkları eşit alınarak ısı transfer hesaplamaları yapılmıştır.



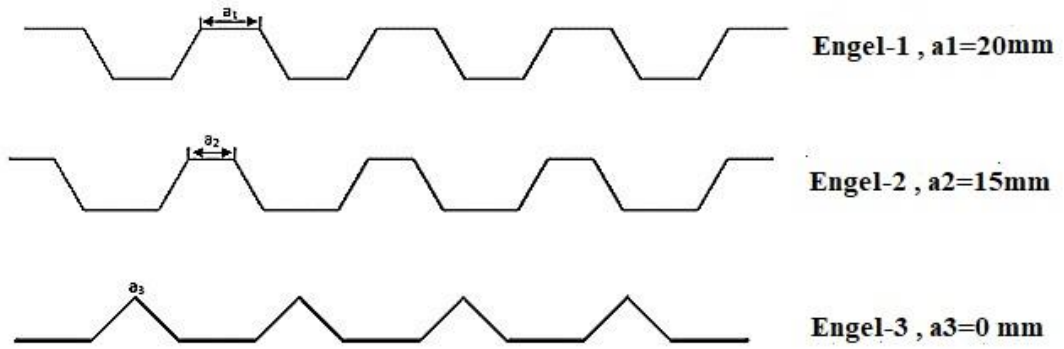
**Resim 3.1.** Test bölümü genel görünüşü

### 3.1.2. Engeller

Yapılan bu çalışmada kullanılan engeller alüminyum malzemeden üretilmiştir. Şekil 3.2'de, farklı geometride engel tipine sahip kanalların genel görünümü, Şekil 3.3'de farklı geometriye sahip engellerin görünümü ve Şekil 3.4'de ise farklı geometrilere sahip alüminyum engellerin U kanal içerisindeki görünümü verilmiştir.

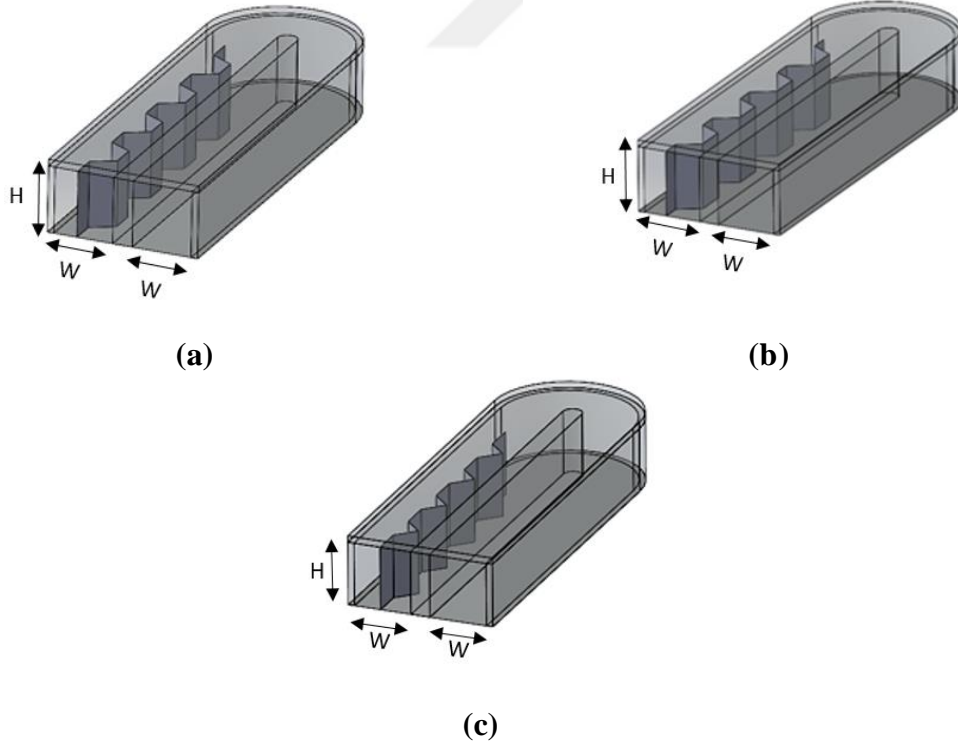


**Şekil 3.2.** Farklı geometriye sahip engellerin görünümü



Şekil 3.3. Engel ölçüleri

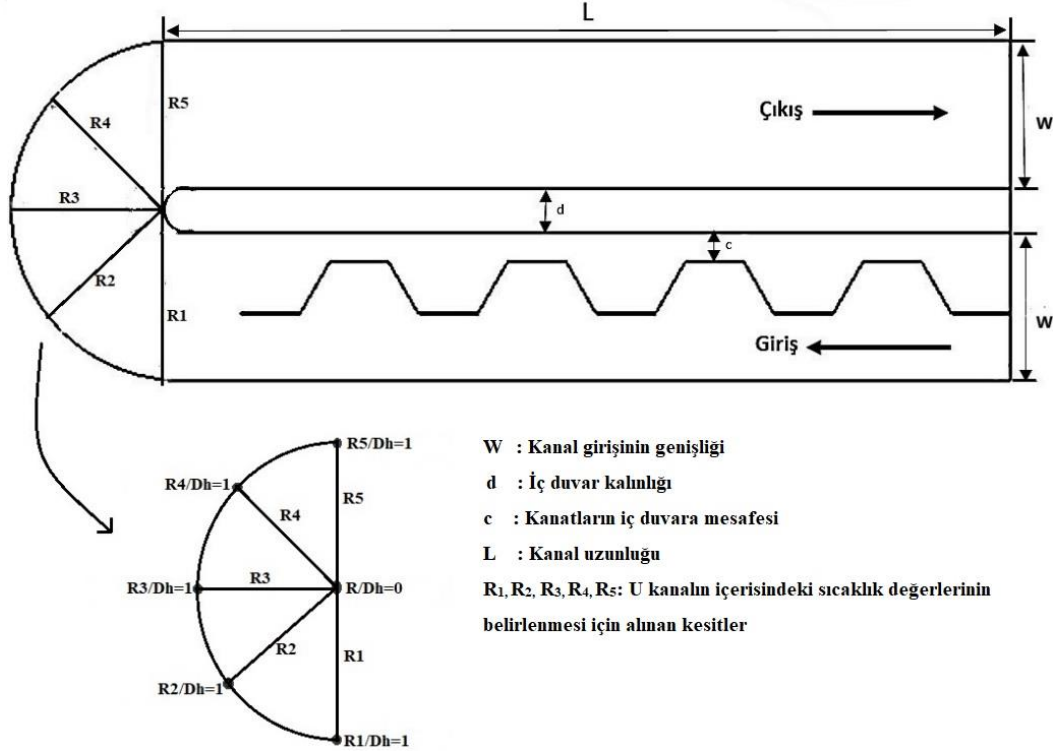
Şekil 3.4'te geometrileri gösterilen engeller, yüksek iletkenlik değerine sahip alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Her bir engelin alt yüzeyine ince bir tabaka halinde termal macun sürülerek çelik folyolara tutturulmuştur. Özellikle yapılan çalışmada Şekil 3.3'te görülen  $a$  değerine sahip kısa kenarların iç duvara olan uzaklığı esas alınmıştır.



Şekil 3.4. Farklı geometrilere sahip alüminyum engellerin U-kanal içerisindeki görünümü; (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3



Yapılan bu deney çalışmasında her bir kanat Şekil 3.5’de gösterildiği gibi U profil kanalın iç duvarından belli bir mesafe uzaklığına konumlandırılmıştır. Burada özellikle şekilde görülen  $a$  değeri dikkate alınmış ve iç duvara bu değerlere sahip kenarlar gelecek şekilde yerleştirilmiştir.  $c_1$  ve  $c_2$  olarak adlandırılan mesafeler kanalın giriş ve çıkış genişlik değerine oranlanmış ve bu oranların Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne olan etkisi incelenmiştir. Ayrıca şekil 3.5’de görüldüğü gibi, U-biçimli kanal içerisinde 5 farklı kesit belirlenmiş ve sıcaklık değerleri kaydedilmiştir.  $c/W$  oranının kaydedilen bu sıcaklık değerlerine bağlı olarak elde edilen yerel Nusselt sayısı ve basınç düşüşü değişimleri incelenmiş ve boş kanal için elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.5. U-Dönümlü kanal

### 3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması

Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması Resim 3.2 ve 3.3'te gösterilmiştir. Isıtma yüzeyinin doğru bir şekilde gerdirilmesi deneysel çalışmadan daha gerçekçi ve daha net sonuçlar elde edilmesi açısından oldukça önem arz etmektedir. Paslanmaz çelik folyonun bulunduğu ısıtma yüzeyinde ısınmadan kaynaklı uzamalar ve genleşmeler meydana gelmektedir. Bu uzamalar ve genleşmeler, ısıtma yüzeyinin mevcut gerginliğinin zamanla kaybolmasına sebep olacaktır. Güvenilir deneysel sonuçlar elde etmek için, ısıtma yüzeyinin sürekli olarak gerginliğini sabit tutmak amacıyla Resim 3.2'de gösterilen bir gerdirme mekanizması tasarlanarak imal edilmiştir.

Paslanmaz çelik folyoyu yüzeye iyice gerdirmek ve yüzeye sıkıştırmak için Resim 3.4'te görüldüğü gibi iki adet bakır pabuç kullanılmıştır. Bakır pabuçlar üzerine, ısıtma yüzeyine elektrik akımının düzgün bir şekilde iletilebilmesi, ısıtma yüzeyinin iyi bir şekilde gerginliğinin sağlanması ve bu gerginliğin korunması için 2 mm derinliğinde kanallar açılmıştır.



**Resim 3.2.** Folyo gerdirme sistemi



**Resim 3.3.** Gerdirme mekanizmasının bağlantı yeri



**Resim 3.4.** Bakır pabuçlar

#### **3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı**

Isıtma yüzeyi üzerinde sabit ısı akısının sağlanabilmesi için paslanmaz çelik folyo, Resim 3.5'te görülen 0-6 Volt ve 0-110 Amper aralığında değiştirilebilen DC güç kaynağı yardımıyla ısıtılmıştır. DC güç kaynağı ısıtma yüzeyine, test bölümünde yer alan bakır pabuçlar ile altı farklı noktadan Resim 3.6'da görüldüğü gibi bağlanmıştır. Bu şekilde ısıtma yüzeyine değişik akım ve voltaj değerlerinde güç verilmesi mümkün kılınmıştır.



**Resim 3.5.** DC güç kaynağı



**Resim 3.6.** DC güç kaynağının bağlantı elemanları

### 3.1.5. Termal kamera

Kullanılan deney sisteminde bulunan ısıtma yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesinde Resim 3.7’de görülen FLIR marka A640 model termal kamera kullanılmıştır. Paslanmaz çelik folyo üzerindeki sıcaklık dağılımına bağlı termal görüntüler, termal kameranın test bölümünün alt tarafına z yönüne dik bir şekilde yerleştirilmesiyle elde edilmiştir. Kamera AGEMA Researcher yazılımı ve bilgisayarlı termografi sistemi sayesinde, sıcaklıkları  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye kadar yaklaşık  $\pm\text{ }2\%$  hassasiyetle ölçebilmektedir. Kullandığımız termal kamera sisteminde, 7,5 ile 13 mikrometre arasında  $320 \times 240$  piksel soğutulmamış odaksal yüzey belirleyici bulunmaktadır. Görüş alanı  $25^{\circ} \times 18,8^{\circ} / 0,4\text{ m}$  ve anlık görüş alanı  $1,3\text{ m-rad}$  ve termal hassasiyet  $0,07\text{ }^{\circ}\text{C} - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasındadır. Termal kamera ile elde edilen görüntüler bilgisayar yardımı ile FLIR-QuickReport programı kullanılarak daha sonra analiz edilmek üzere görüntülenmiş ve kaydedilmiştir.



**Resim 3.7.** Termal kamera

### 3.1.6. Fan

Deney sistemine hava, Resim 3.8’de görülen devri ayarlanabilen 2950 m<sup>3</sup>/saat kapasiteli, üç fazlı fan vasıtasıyla sağlanmıştır. Fan ile dikdörtgen kanala hava taşıyan boru arasındaki bağlantı bir nozul yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Nozul fan çıkışına flanşından civatalar ile bağlanmıştır. Fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasındaki titreşimlerin en az seviyeye indirilebilmesi için fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasında Resim 3.8’de bulunan dairesel esnek boru kullanılmıştır.



**Resim 3.8.** Fan ve esnek boru sisteminin görüntüsü

### 3.1.7. Frekans kontrol cihazı

Deneysel çalışma farklı Reynolds değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Farklı Reynolds değerlerinin elde edilebilmesi için fan debisinin farklı değerlerde ayarlanabilir olması gerekmektedir. Fan debisinin ayarlanabilmesi için de en verimli ve etkili yöntem frekans kontrol cihazı kullanılmasıdır. Bu sebeple fan debisini ayarlayabilmek için

Resim 3.9’da gösterilen Vacon marka frekans kontrol cihazı kullanılmıştır. Frekans kontrol cihazı 0-50 Hz aralıkta çalışmakta olup ve 0,01 Hz hassasiyete sahiptir.



**Resim 3.9.** Frekans kontrol cihazı

### 3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı

Gerçekleştirilen deneylerde hız ölçümleri için Resim 3.10’da gösterilen KIMO marka LV-107 model anemometre kullanılmıştır. Transmittere bağlı olan prob, esnek borunun çıkışında bulunan bunker ve kanal girişine monte edilmiş Resim 3.11’de gösterilen esnek kauçuk bağlantı lastiğinin ön kısmına konumlandırılmıştır.



**Resim 3.10.** Anemometre





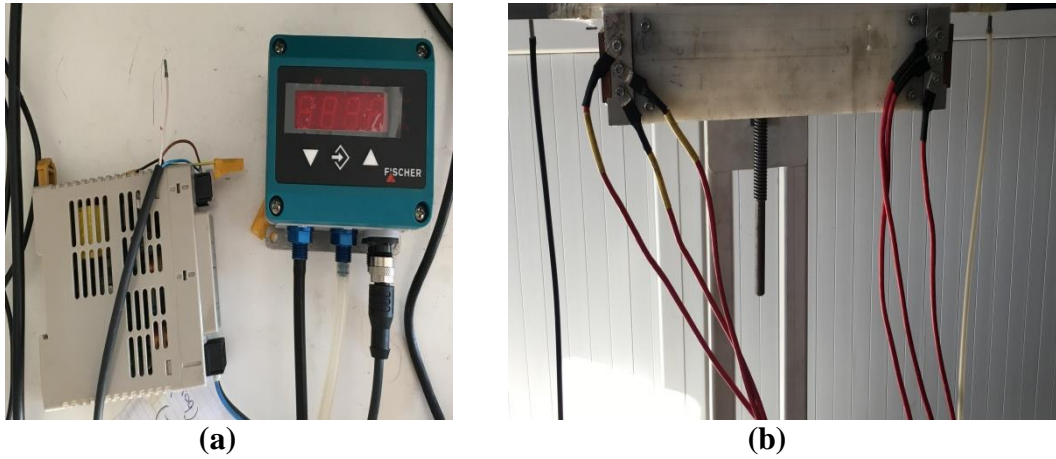
**Resim 3.11.** Esnek bağlantı lastiği

Hız transmitterinin genel özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Hız ölçerin teknik özellikleri

	<b>ÖLÇÜ BİRİMİ</b>	<b>ÖLÇÜM ARALIĞI</b>	<b>HASSASİYET</b>	<b>ÇÖZÜNÜRLÜK</b>
<b>HAVA HIZI</b>	m/s, fpm, km/h	0,3 ile 3 m/s 3,1 ile 35 m/s	Okunan değerin $\pm\%3$ ‘ü ya da $\pm 0,1$ m/s Okunan değerin $\pm\%i$ ‘ü ya da $\pm 0,3$ m/s	0,1 m/s
<b>HAVA DEBİSİ</b>	m <sup>3</sup> /h, cfm, l/s, m/h	0 ile 99999 m <sup>3</sup>	Okunan değerin $\pm\%3$ ‘ü ya da $\pm 0,03$ m/s *alan (cm <sup>2</sup> )	1 m <sup>3</sup> /h
<b>ORTAM SICAKLIĞI</b>	°C, °F	-20 ile +80 °C	Okunan değerin $\pm\%0,4$ ‘ü ya da $\pm 0,3$ °C	0,1 °C

Basınç ölçümleri Resim 3.12’de gösterilen FISCHER (DE39) marka basınç ölçer kullanarak yapılmıştır. Basınç ölçere ait probalar Resim 3.12’de görüldüğü gibi dikdörtgen kanalın test bölümünün giriş ve çıkış bölümlerine düzgün bir şekilde monte edilmiştir. Deney sisteminde kullanılan basınç ölçerin genel özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.



**Resim 3.12.** (a) Basınç ölçer (b) Basınç probları

**Çizelge 3.2.** Basınç ölçerin teknik özellikleri

Ölçüm Girişleri	3 konektör girişi, röleli yarıiletken elektriksel izolasyonlu (32V)
A/D Çevirici	24 Bit, 50 ölçüm/sn
Çıkış	2 soket, 1xRS bilgisayar çıkışı, 1xAnalog sinyal, hafıza, ekran
Ölçüm Aralığı	100 mbar
Hassasiyet	$\pm 2$ mbar
Ekran	Grafik 128x128 piksel, LED aydınlatma
Gövde	PA 6.6
Bağlantı	Paslanmaz çelik, seramik

### 3.1.9. Isıl çiftler

Test bölgesinin giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar K tipi ısıl çift kullanılarak dijital termometre kullanılarak ölçülmüştür. Dijital termometre ve K tipi ısıl çiftler Resim 3.13 ve Resim 3.14'te sırasıyla gösterilmiştir. Öncelikle ölçme devresini güvenli olarak kullanabilmek için, ısıl çiftler düzgün bir şekilde kalibre edilmiştir. K tipi ısıl çiftlerin kalibrasyonu iki şekilde yapılmıştır. Birinci durumda saf su ve buz bulunan bir kap bir ısıtıcı ile sürekli olarak ısıtılmıştır. Su banyosunun sıcaklığı artarken, banyo içerisine yerleştirilen termometreden sıcaklık değerleri okunarak ısıl çiftlerin kalibrasyonu yapılmıştır.

İkinci durumda bir barometre yardımıyla Çorum için atmosfer basıncı hesaplanarak bu atmosfer basıncına karşılık gelen saf suyun kaynama sıcaklığı tespit edilerek gerçekleştirilmiştir.



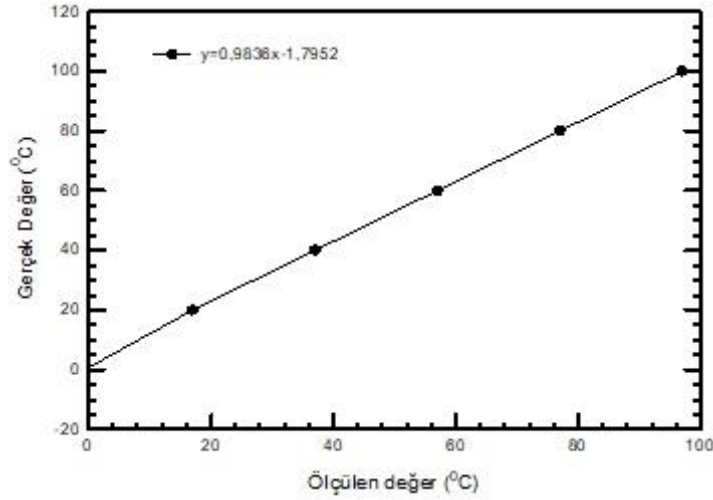
Elde edilen ölçüm değerleri 0-100 °C arasında Şekil 3.6'da görüldüğü gibi çizilerek, kullanılan ısı çiftleri için sıcaklık ölçüm kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir. Deneysel çalışmamızda ısıtıcı yüzeyin giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtıcı yüzeye dikey olarak beş farklı mesafede ölçülüp, bu ölçümlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.



**Resim 3.13.** Dijital termometre



**Resim 3.14.** K tipi ısı çifti



**Şekil 3.6.** Isıl çiftlerin kalibrasyon eğrisi

Yapılan bu deneysel çalışmada hedef fonksiyonlar Nusselt sayıları ( $Nu$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ) ve ısı performans faktörü ( $\Gamma$ ) olarak belirlenmiştir.

### 3.3. Veri Analizi

Deneysel çalışmamızda ısıtma yüzeyinden transfer edilen taşınım ile ısı miktarı aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir.

$$Q_{\text{taşınım}} = Q_{el} - Q_{\text{kayıp}} \quad (3.1)$$

Paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyinde meydana gelen doğal taşınım ve yan yüzeylerde meydana gelen iletimle ısı transferi  $Q_{\text{kayıp}}$  olarak tanımlanmaktadır. Burada sisteme verilen elektriksel güç,  $Q_{el}$  aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$Q_{el} = VI \quad (3.2)$$

Bu eşitliğe göre  $V$  sisteme verilen gerilimi ve  $I$  ise sisteme verilen akımı ifade etmektedir.

Isıtma yüzeyinin her iki yüzeyinde meydana gelen radyasyon ısı akısı  $q_r$ ,

$$q_r^{\text{ön}} = \varepsilon_t \sigma (T^4 - T_b^4) \quad (3.3)$$

$$q_r^{\text{arka}} = \varepsilon_b \sigma (T^4 - T_\infty^4) \quad (3.4)$$

$\varepsilon_b$  ve  $\varepsilon_t$  sırasıyla boyalı ve boyasız yüzeylerin yayınım oranıdır.  $\sigma$  Stefan-Boltzman sabiti olup,  $T_b$  ve  $T_\infty$  da sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır.

Plakanın alt kısmında doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferi aşağıdaki formülasyon kullanılarak hesaplanmıştır:

$$q_f = h_f (T - T_\infty) \quad (3.5)$$

Burada  $h_f$  0,1 m/s hava hızı için 1,1 W/m<sup>2</sup>K olarak tanımlanan serbest taşınım katsayısıdır (Janssen vd., 1991).

İletim aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanmıştır:

$$q_c = k \frac{\Delta T}{t} \quad (3.6)$$

Burada  $k$  paslanmaz çelik folyonun ısı iletkenliğidir.  $\Delta T$  paslanmaz çelik folyo boyunca sıcaklık farkıdır ve  $t$  paslanmaz çelik folyonun kalınlığıdır. Lytle ve Webb tarafından da belirtildiği üzere, paslanmaz çelik folyonun kalınlığının çok düşük (0,02 mm) olmasından dolayı yan yüzeylerden olan ısı transferi ihmal edilebilecek kadar azdır (Lytlye ve Webb, 1994).

Bu çalışmada yerel ısı transfer katsayısı ve yerel Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$h_x = \frac{q_{\text{taşınım}}}{(T - T_{b,x})} \quad (3.7)$$

Burada  $T$  ve  $T_{b,x}$  sırasıyla ısıtıcı yüzeyin ve akışkanın film sıcaklığını temsil etmektedir.

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (3.8)$$

Nusselt sayısı hesaplanırken dikdörtgen kanalın hidrolik çapı ( $D_h$ ) esas alınmıştır. Bu eşitlikte  $h_x$  taşınım katsayısı ve  $k$  havanın ısıl iletkenlik katsayısıdır.

Ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_{ort}$ ), aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$Nu_{ort} = \frac{1}{L} \int Nu_x dx \quad (3.9)$$

Taşınım ile elde edilen ısı akısı aşağıda verilen eşitlik ile değerlendirilmiştir.

$$q_{\text{taşınım}} = \frac{Q_{\text{el}} - Q_{\text{kayıp}}}{A_p} \quad (3.10)$$

Hesaplamalarda verilen ısı transfer yüzey alanı eşitliklerinde  $W$  ısıtma yüzeyinin genişliğini,  $L$  ise ısıtma yüzeyinin uzunluğunu temsil etmektedir.

Kanal hidrolik çapı temel alınarak hesaplanan Reynolds sayısı aşağıda verilmiştir.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (3.11)$$

Burada  $D_h$  kanal hidrolik çapı,  $U$  akışkanın hızı,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ve  $\mu$  akışkanın viskozitesini ifade etmektedir.

Kanal hidrolik çapları ( $D_h$ ) aşağıdaki gösterilen şekilde hesaplanmıştır:

$$D_{h_2} = 2WH(W + H) \quad (3.12)$$

Deneysel çalışmamızda kanal hidrolik çapı ( $D_h$ ), akışkanın hızı, ısıtma yüzeyinin uzunluğu ( $L$ ), akışkanın yoğunluğu ve basınç düşüşüne ( $\Delta P$ ) göre sürtünme faktörü  $f$ ,

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right)\rho U^2 / 2} \quad (3.13)$$

eşitliği ile tanımlanmıştır.

### 3.4. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel sonuçlardaki belirsizliği belirlemek için standart hata analizi yöntemi kullanılmıştır. Verilerdeki belirsizlik Kline ve McClintock tarafından önerilen prosedür ile saptanmıştır (Kline vd., 1953). Yapılacak bir deney sonucunda  $x$  bağımsız değişkenlerinin belirlenmesiyle saptanacak olan  $R$  bağımlı değişkeni, aşağıdaki şekilde ifade edilsin:

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

Burada  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ; bağımsız değişkenleri,  $R$  ise sonuç değişkenini belirtmektedir.  $w_R$  sonuç değişkenindeki belirsizliği,  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek üzere aşağıdaki bağıntı Kline ve McClintock tarafından verilmiştir (Kline vd., 1953):

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

Kline ve McClintock (1953) tarafından belirlenen metod ile, hem giriş hem de çıkış hava sıcaklıkları kalibre edilmiş K tipi ısı çiftleri ile  $0,3^\circ\text{C}$  hassasiyetle, her bir ısı çiftinin merkezindeki giriş hızları anemometre kullanılarak  $0,03 \text{ m/s}$  belirsizlik ile ölçülmüştür.

Deneyimizde akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir. Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının hesaplanmasındaki belirsizlikler sırasıyla %4,5 ve %5,8'den az olarak bulunmuştur.

**Çizelge 3.3.** Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

<b>Değişkenler</b>	<b>Belirsizlik (%)</b>
Sıcaklık, T	±3
Basınç, P	±0,25
Voltaj, V	±1
Akım, I	±0,1
Havanın dinamik viskozitesi, $\mu$	±0,048
Havanın termal iletkenliği, k	±0,34
Havanın yoğunluğu, $\rho$	±0,008
Reynolds sayısı	±5,8'den az
Nusselt sayısı	±4,5'den az
Termal kamera	±2
Frekans kontrol cihazı	±0,01
Anemometre	±3

## 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

### 4.1. Deneysel Sonuçlar

AR=1 değerlerine sahip kanalda, zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve sürtünme faktörü için deneysel veriler türbülanslı akış altında incelenmiştir. Deneysel sonuçlarına göre öncelikle boş kanal için Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri hesaplanmıştır. Boş kanallar için elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri literatürde bulunan türbülanslı akış altında Dittus-Boelter ve Blasius (Incropera, 1996), tarafından bulunan korelasyon ile karşılaştırılmıştır.

Blasius korelasyonu,

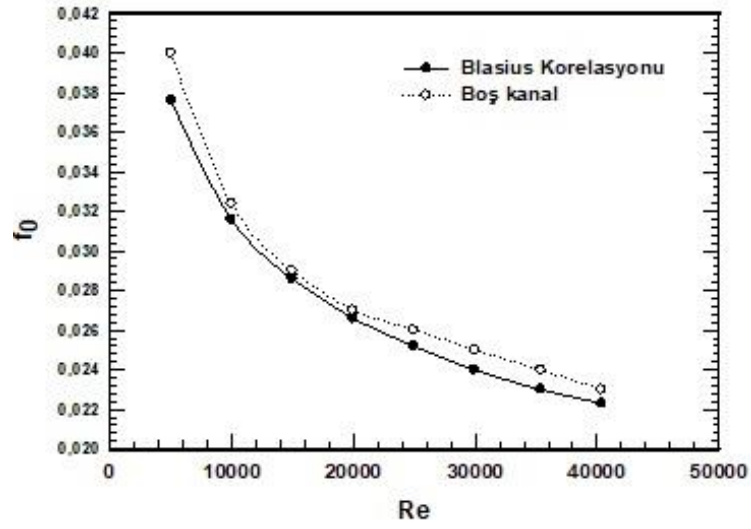
$$f=0,316 Re^{-0,25} \quad Re \leq 20000 \quad (4.1)$$

$$f=0,184 Re^{-0,20} \quad Re \geq 20000 \quad (4.2)$$

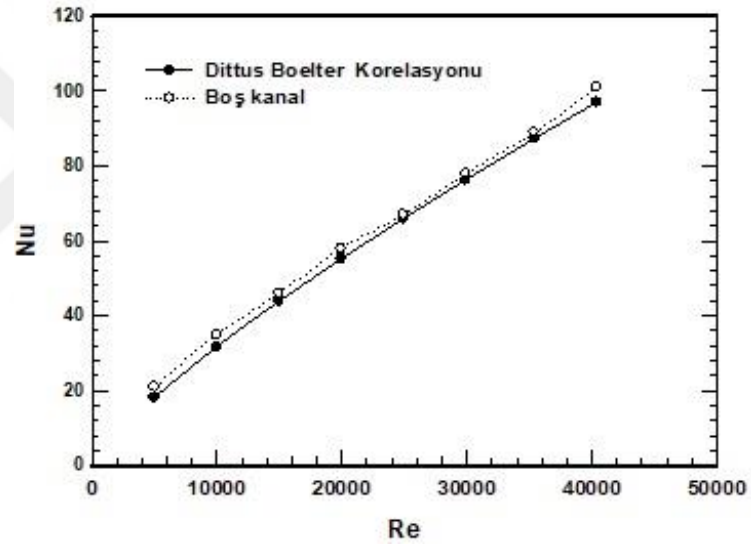
Dittus-Boelter korelasyonu,

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (4.3)$$

Şekil 4.1(a) ve 4.1(b)'de sırasıyla sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının Eş. 4.1, 4.2 ve 4.3 ile verilen korelasyonlar ile karşılaştırılması verilmiştir. Sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının sırasıyla %±4 ve %±12 sapma ile korelasyon ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



(a)



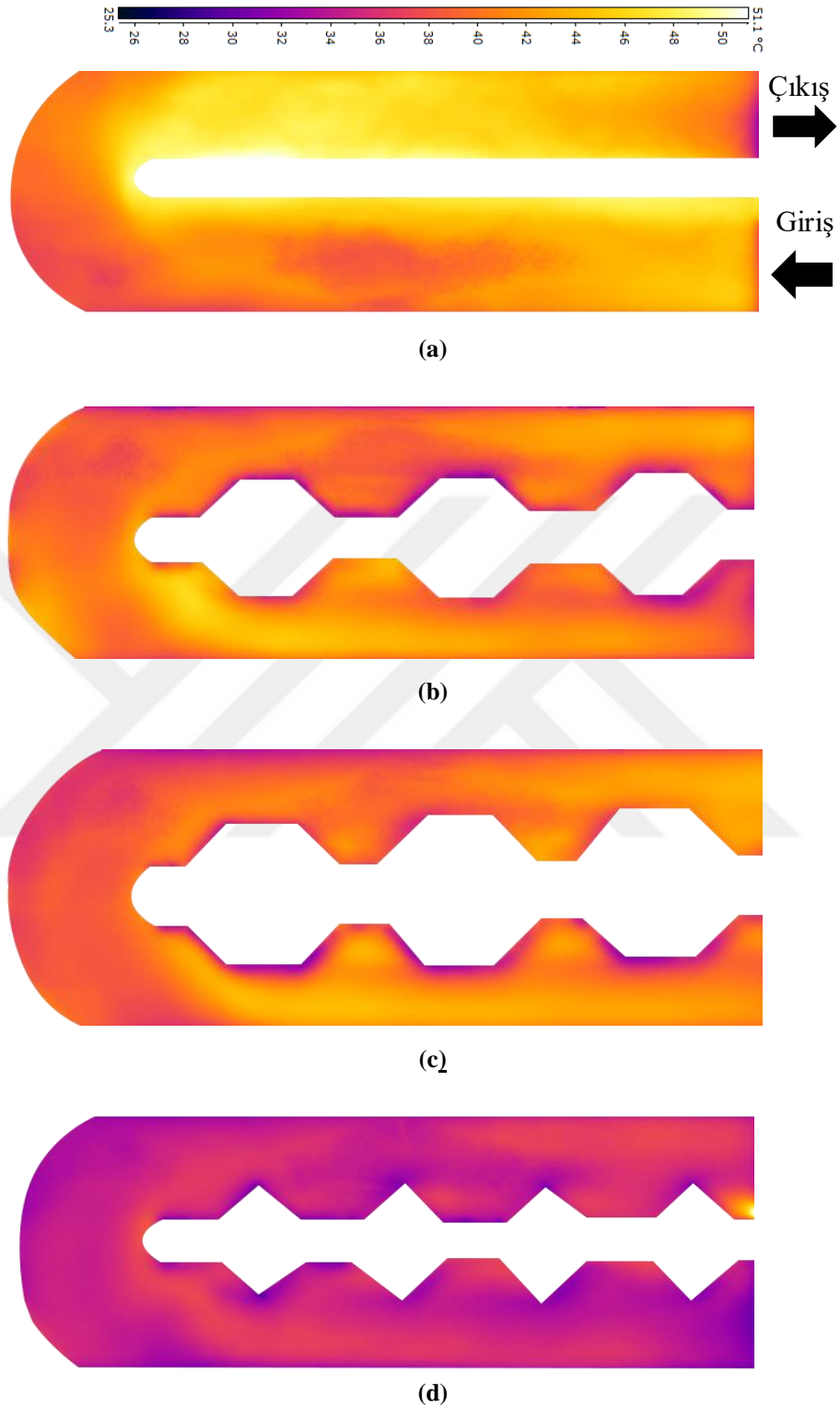
(b)

Şekil 4.1. Boş kanal için (a) Sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısını doğrulaması

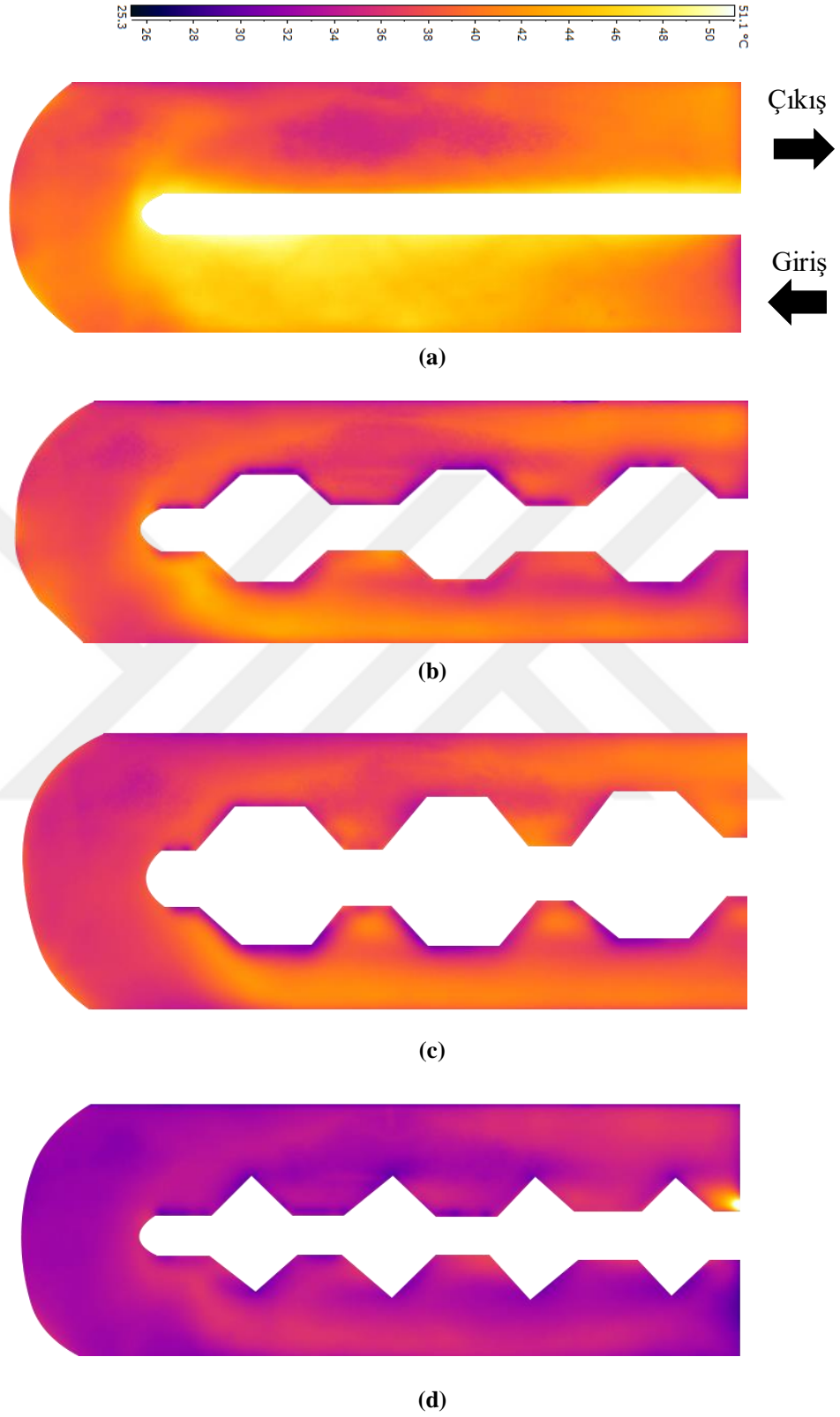
#### 4.2.1. Sıcaklık Dağılımları

Gerçekleştirilen bu deneysel çalışmada U-dönümlü bir kanal içerisindeki boş kanal ve 3 farklı engel geometrisi için 8 farklı Reynolds değerinde çalışılmıştır. Elde edilen sıcaklık değişimi değerleri termal kamera yardımıyla incelenmiştir. FLIR-QuickReport programı kullanılarak yüzey sıcaklık dağılımları elde edilmiş ve Şekil 4.2-4.9'da gösterilmiştir.

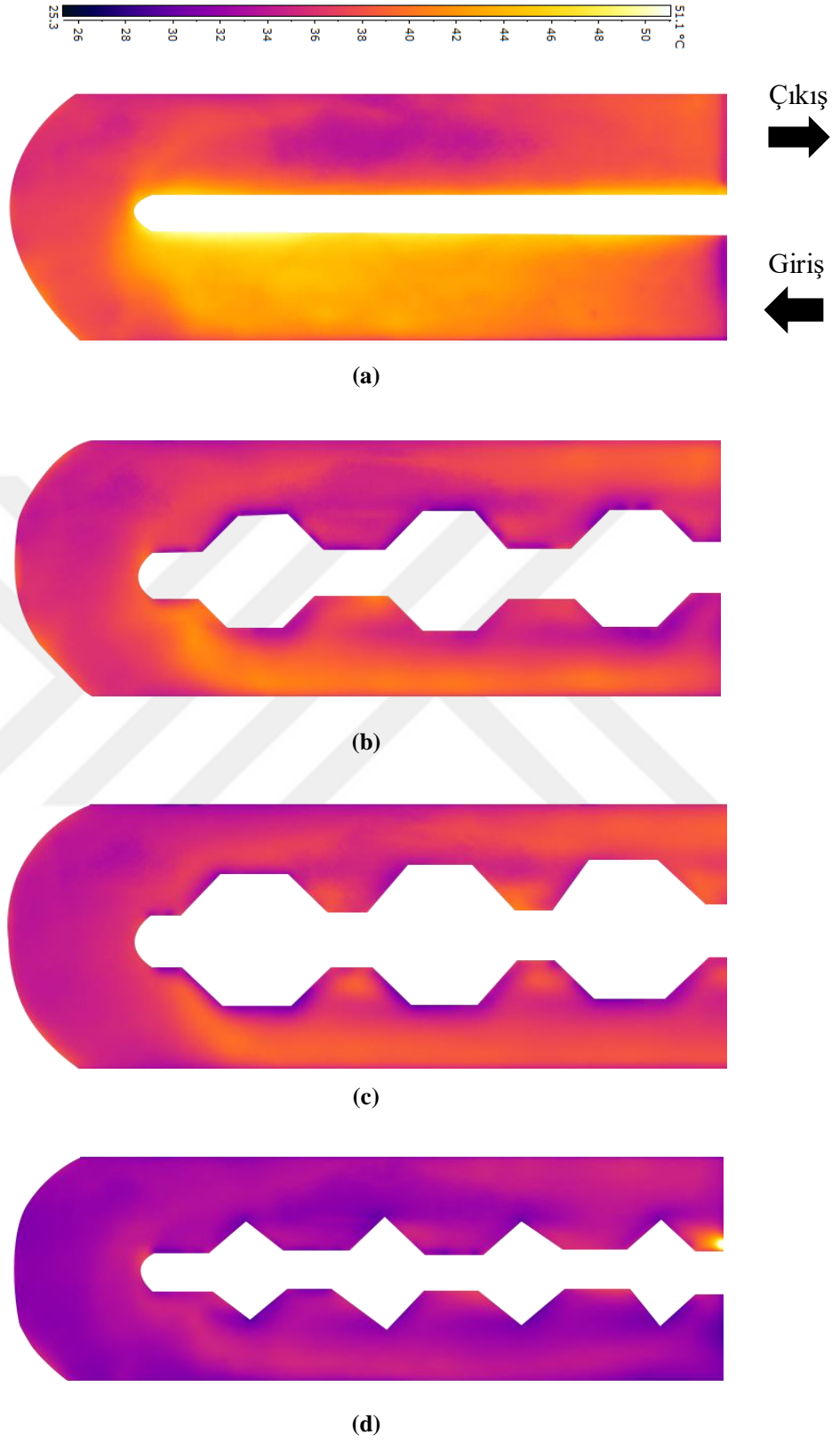




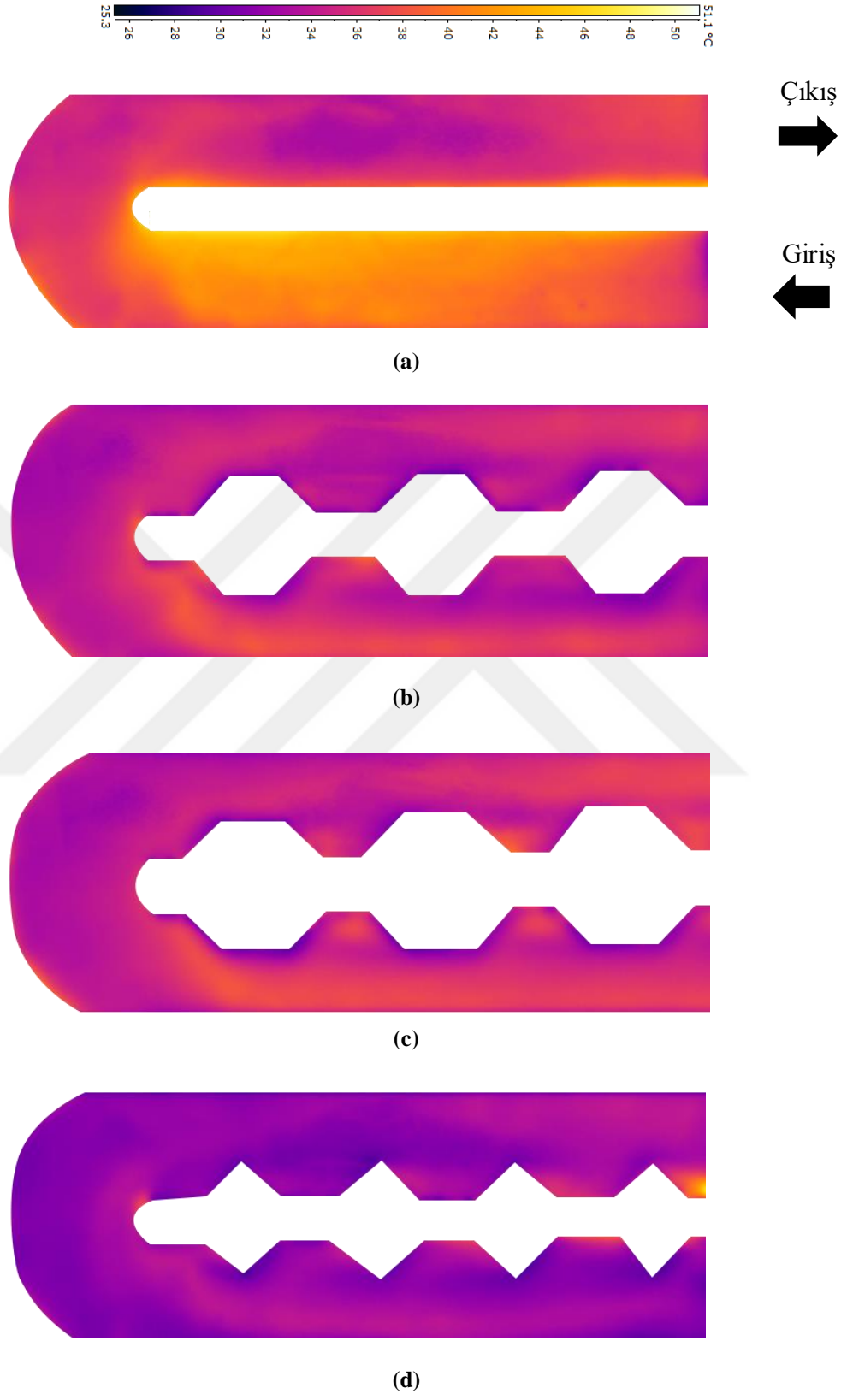
**Şekil 4.2.** U-Dönüslü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=4982$ )



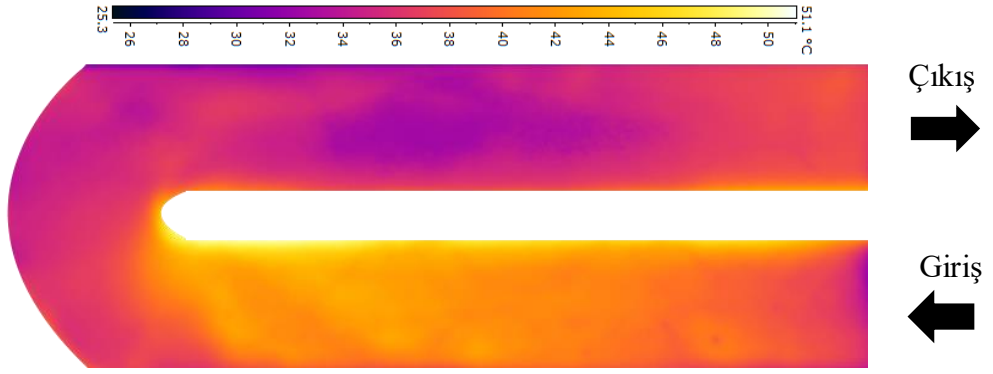
Şekil 4.3. U-Dönüslü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 (Re=9965)



**Şekil 4.4.** U-Dönüslü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=14947$ )



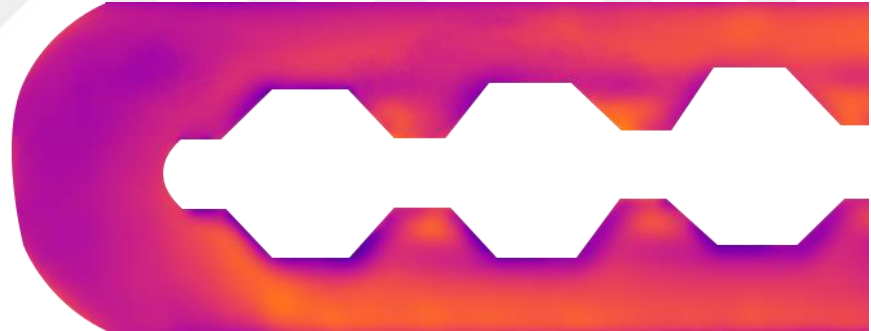
**Şekil 4.5.** U-Dönüslü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=19930$ )



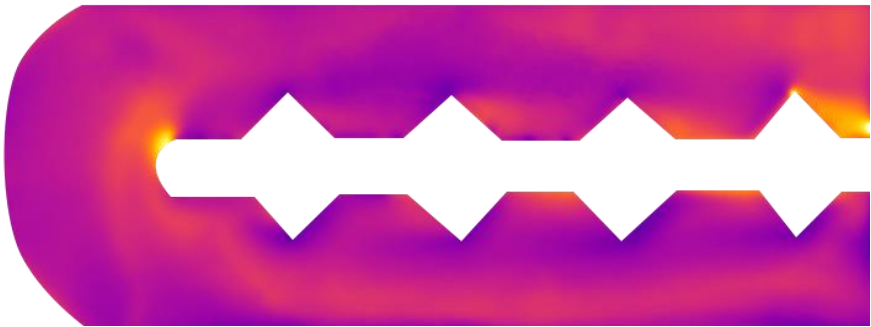
(a)



(b)

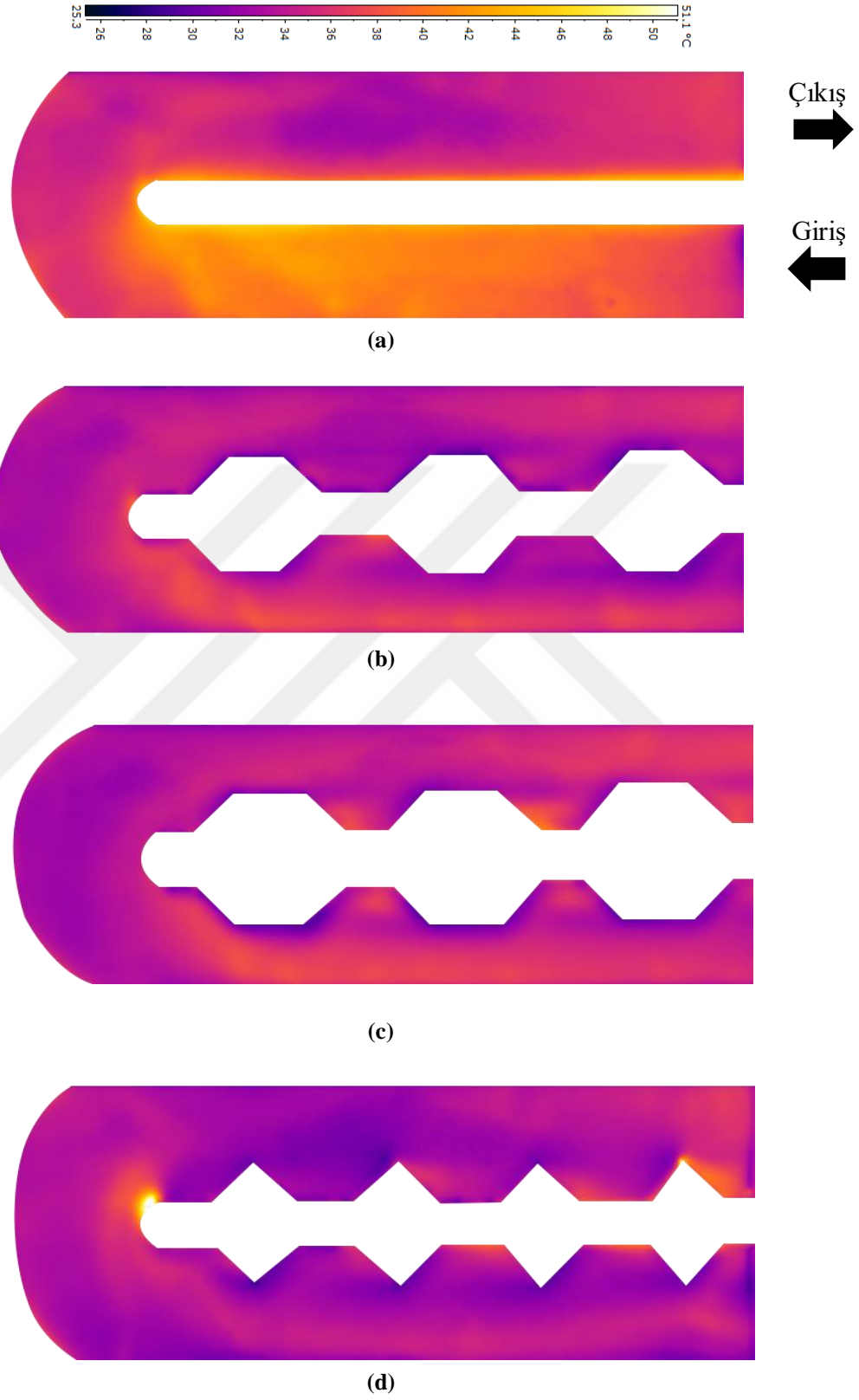


(c)



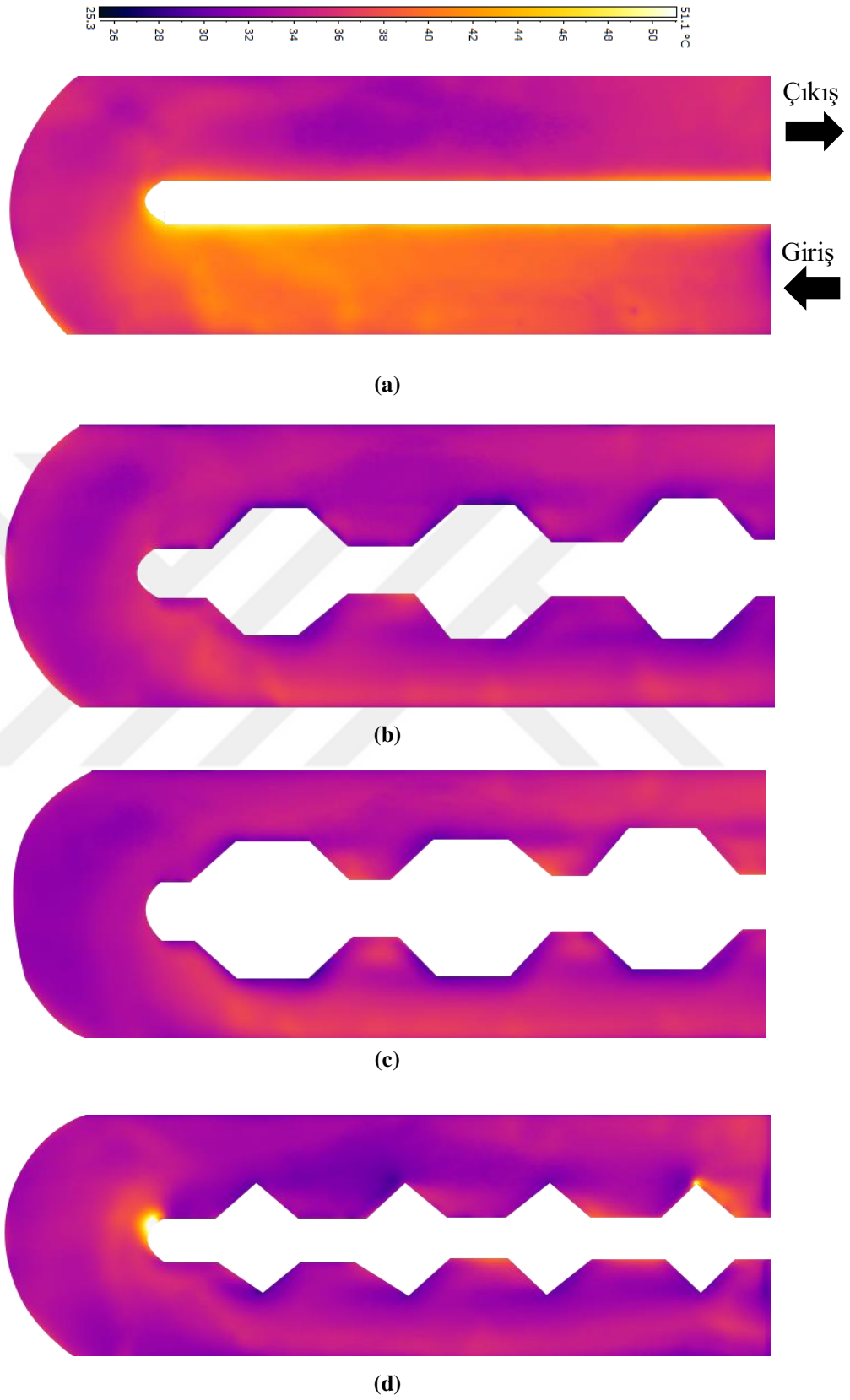
(d)

Şekil 4.6. U-Dönüslü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=24912$ )

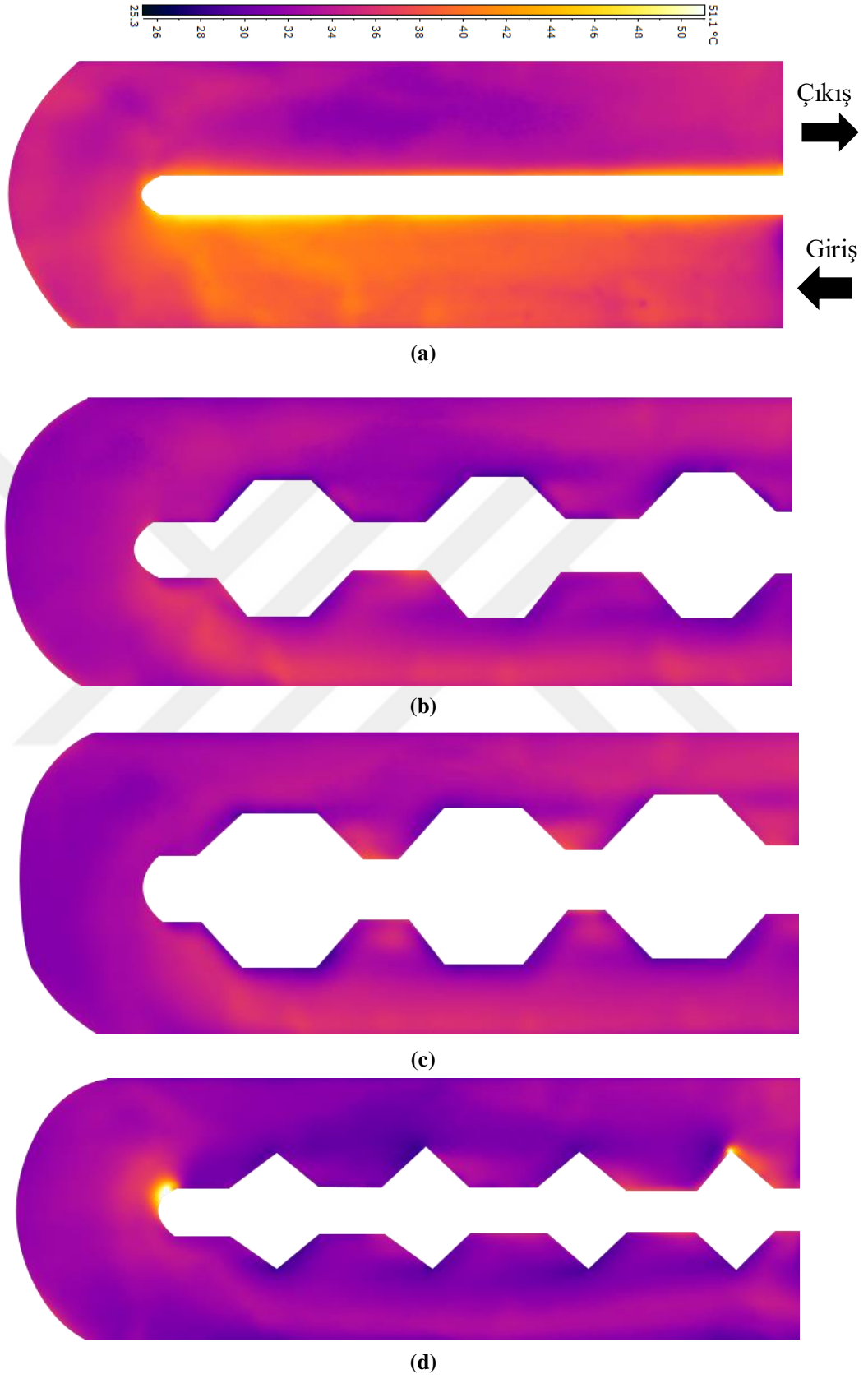


**Şekil 4.7.** U-Dönüslü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş Kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=29895$ )





**Şekil 4.8.** U-Dönürlü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş Kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=35375$ )



Şekil 4.9. U-Dönürlü kanal sıcaklık kontürleri; (a) Boş kanal; (b) Engel-1; (c) Engel-2; (d) Engel-3 ( $Re=40358$ )



Deney sisteminin test bölgesi giriş ve çıkış noktalarından itibaren, akış yönünde test bölgesi boyunca U-dönüslü kanal içerisinde farklı geometri tipindeki engellere ait düzenlemeler için 8 farklı Reynolds değerlerine ait sıcaklık dağılımlarının konturları Şekil 4.2- Şekil 4.9'da verilmiştir. Isıtma yüzeyine  $562 \text{ W/m}^2$  sabit ısı akısı verilmiştir. Tüm sıcaklık kontürlerinden de görüldüğü üzere yapılan deneylerde giriş kısmında soğuk olan akışkanın ısıtılması sonucu oluşan sıcak akışkanla yüzey arasında taşınım ile ısı transferi gerçekleşmesiyle ısı sınır tabaka gelişmeye başlamakta ve kanal boyunca ilerledikçe ısısal açıdan gelişmiş durumlara ulaşmaktadır. Isıl sınır tabaka; içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgeler olarak tanımlanmaktadır. Bu bölgeler dışında kalan kısımlarda söz konusu gradyanlar ve bunlara bağlı gerçekleşen ısı aktarımları ihmal edilebilir ölçüdedir. Bu durum sıcaklık kontürlerindeki renk değişimlerinden de net bir şekilde görülmektedir.

Sıcaklık kontürlerinden elde edilen veriler incelendiğinde, kanal girişinde yerel sıcaklıkların düşük olduğu görülmüştür. Fakat akışkanın engellere temas etmesinden sonra, girdap oluşumlarından ve akışkan karışımının artmasından dolayı kanal boyunca yerel sıcaklıklarının yükseldiği tespit edilmiştir. Şekil 4.2-4.9'dan görüldüğü gibi en iyi ısı transferi Engel-3'ün yerleştirildiği kanalda olduğu görülmüştür.

Şekil 4.2-4.9'daki sıcaklık kontürlerine bakıldığında, yüksek Reynolds sayılarında daha az sıcaklık farkları görülmüştür. Bunun sebebi Reynolds sayısının artmasıyla ısısal sınır tabaka kalınlığı azaldığından, engellerin, engel aralıklarının oluşturduğu dalgalanmaların ve ısı aktarım katsayısının arttığı, böylece de ısı transferinin arttığı görülmüştür.

Deneysel çalışmada, farklı geometri tipinde engel kullanılmasındaki öncelikli amaç, türbülans oluşumunun sağlanmasıyla ısı aktarımının ve ısı aktarımı yüzeyinin artırılmasıdır. Özellikle dönüş bölgesinde sıcaklık düşüşünün sağlanması amaçlanmaktadır. Şekil 4.2-4.9'daki sıcaklık kontürlerinden de görüleceği gibi tüm deney durumlarında ısı aktarımı boş kanala göre arttığı görülmektedir.

Tüm şekillerden görüldüğü gibi, boş kanal, Engel-1, Engel-2 ve Engel-3'e ait sıcaklık kontürleri incelendiğinde, ısı transfer artışının Engel-3'te diğer durumlara göre en yüksek olduğu görülmüştür. Bunun en temel sebebi, üçgen geometriye sahip engellerin üzerinden geçen akışkanda meydana gelen girdaplar ve hava karışımının yükselmesidir. Ayrıca kanal içerisindeki akışkan, kanal boyunca ilerledikçe Engel-3'te meydana getirdiği dalgalanmaların artarak daha iyi bir ısı transferi elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

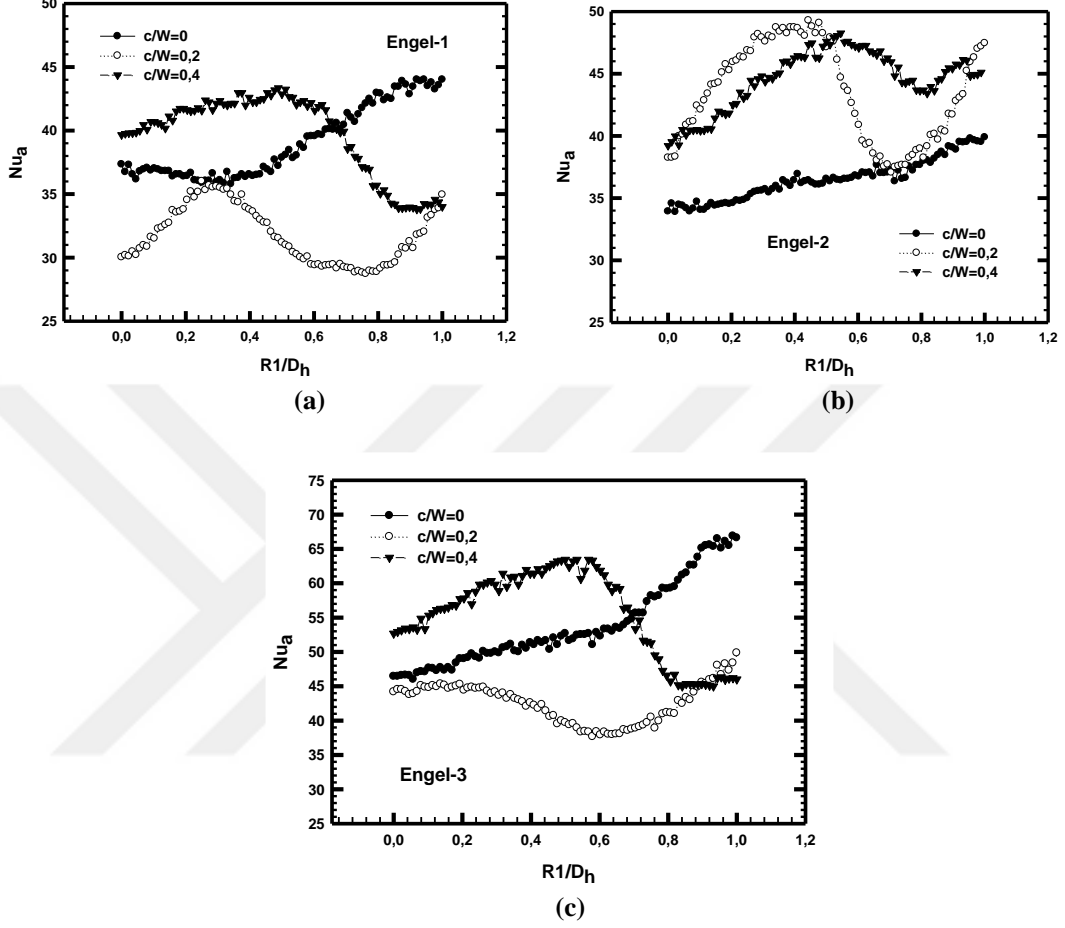
Deneysel çalışmada kullanılan tüm engeller aynı hidrolik çapa ( $D_h$ ) sahip olsalarda, Engel-3'ün geometrik yapısı dolayısıyla daha keskin köşelere ve açısız yüzey hatlarına sahiptir. Bu durumlar, Engel-3'ün daha geniş yüzey alanına sahip olmasını sağlar. Elde edilen sıcaklık kontürleri de incelendiğinde, bu engelin kullanıldığı deney durumlarında, geniş yüzey alanına sahip olmasından dolayı daha iyi ısı transfer artışı olduğu belirlenmiştir.

Artan Reynolds sayısı ve engel aralık değerleri ile ısı sınırlı tabakanın incelenmesi sonucunda ısı transferi artmıştır. Engel aralık değeri arttıkça, engel üzerinden ve içerisinden akışkan geçişi kolaylaştığı için ısı transferinin daha yüksek oranlarda gerçekleştiği görülmüştür.

#### 4.2.2. Isı Transfer Analizi

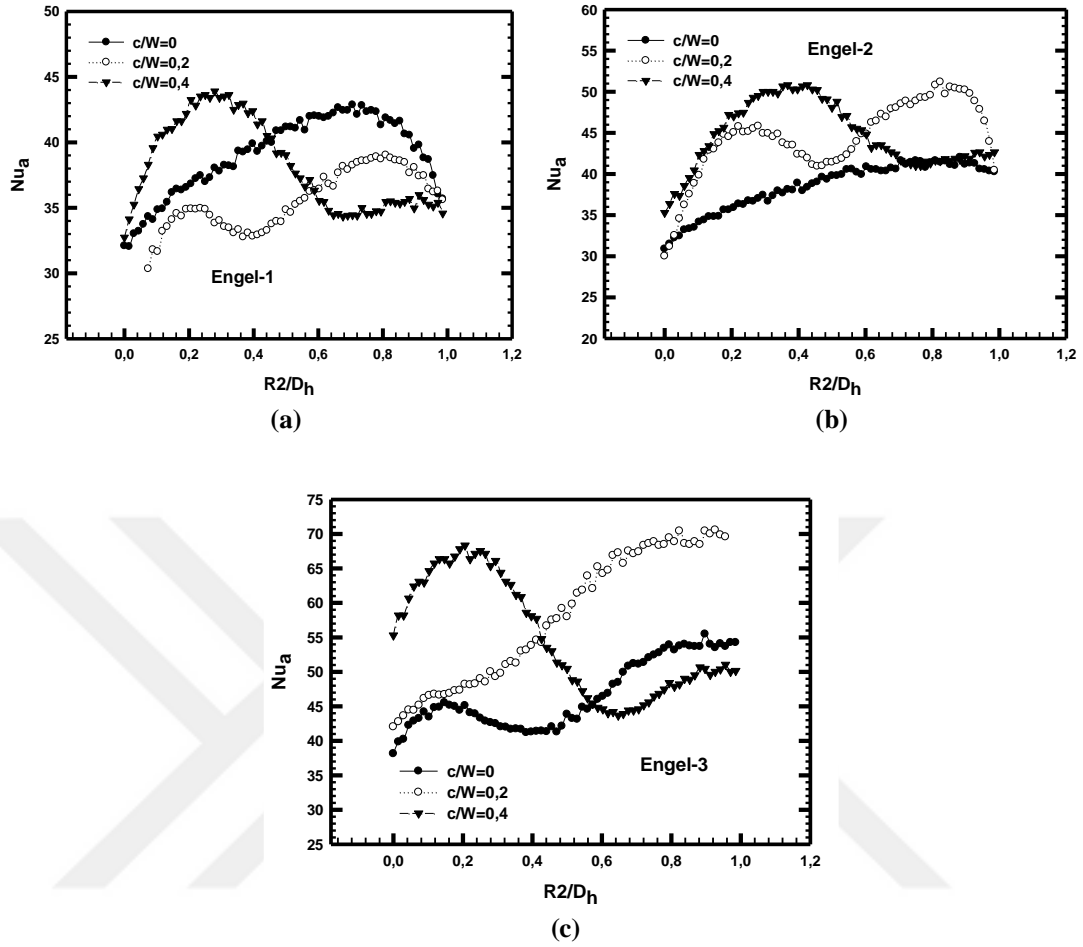
Deneysel çalışmada, Reynolds sayısı, engel geometrisi, engellerin kısa kenarlarının iç duvara olan uzaklığının kanal genişliğine olan oranı ( $c/W$ ) gibi parametrelerin ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda Şekil 3.6'da da görüldüğü gibi U-dönümlü kanal içerisindeki, 5 farklı noktadaki (R1, R2, R3, R4 ve R5) bölgelerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir. Tüm şekillerden görüldüğü gibi R4 ve R5 bölgeleri haricinde özellikle R1, R2 ve R3 bölgelerinde boş kanala göre ısı transferinde önemli bir artış elde edilmiştir. En yüksek ısı transfer artışının Engel-1 ve Engel-3 geometrisinde elde edildiği görülmüştür. Boş kanala göre en yüksek ısı transferi artışı Engel-3 geometrisi  $c/W=0$  olduğu durumda yaklaşık %260 oranında artış sağlanmıştır. Bu durum engel geometrisinin etkisinden dolayı bu bölgede iç

duvardan dış duvara doğru daha güçlü bir akış karışımı ve merkezkaç kuvvetlerinin etkisinden dolayı dönüş bölgesinde oluşan girdapların etkisinden kaynaklanmaktadır.



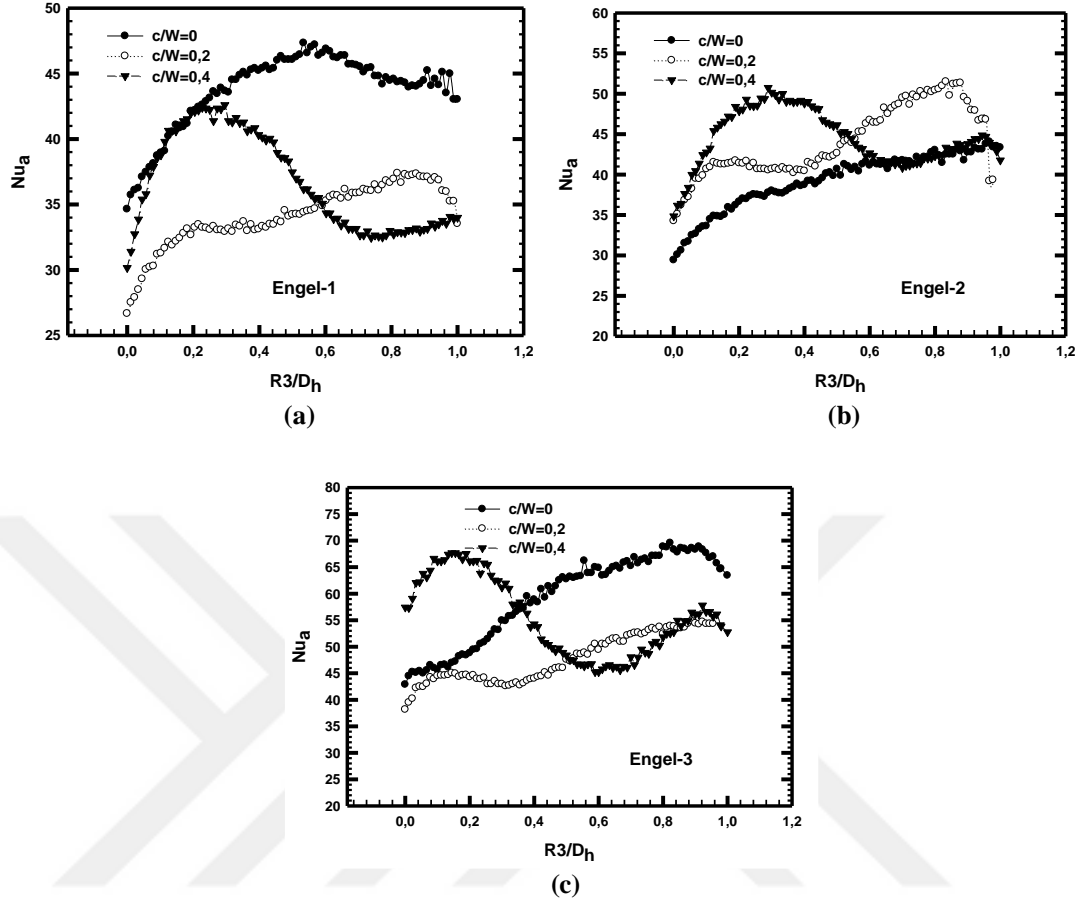
**Şekil 4.10.** Yerel ısı transferinin boyutsuz  $R1/D_h$  mesafesine göre değişimi  
(a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Üç farklı engel durumunda,  $c/W=0$ ,  $c/W=0,2$  ve  $c/W=0,4$  durumları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz  $R1/D_h$  değişimine göre değişimleri Şekil 4.10'da verilmiştir. Şekil 4.10 (c) 'de görüldüğü gibi  $R1$  bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-3'te  $c/W=0$  değeri için elde edilmiştir. Tüm şekillerden görüldüğü gibi  $R/D_h$  mesafesinin 0,3-0,7 aralığında yerel Nusselt sayısı değişimlerinde akış etkileşimlerinden dolayı o bölgelerde artmalar azalmalar meydana gelmiştir.



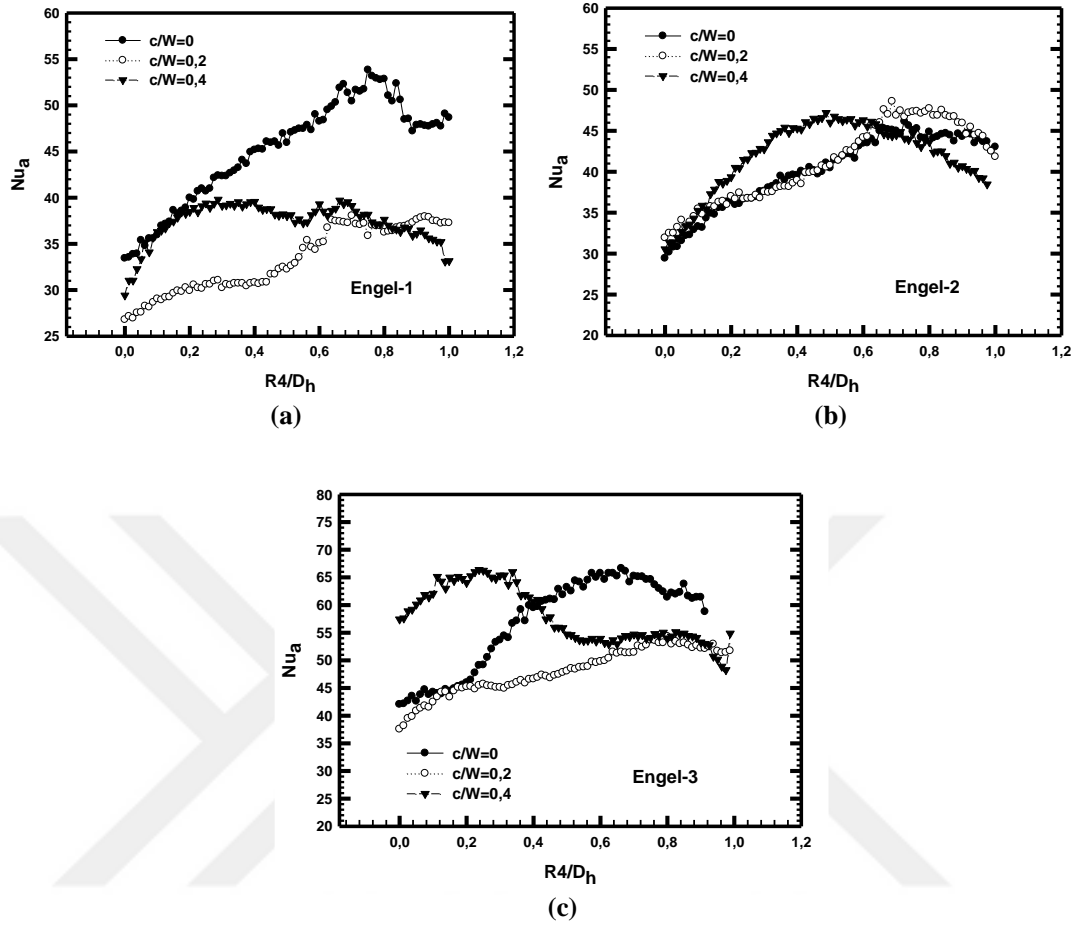
Şekil 4.11. Yerel ısı transferinin boyutsuz  $R2/D_h$  mesafesine göre değişimi  
(a)Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.11’de görüldüğü gibi  $c/W$  oranına göre yerel ısı transferindeki değişimler boyutsuz  $R2/D_h$  mesafesinde incelenmiştir. Şekil 4.11 (c)’de görüldüğü gibi  $R2$  bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-3’te  $c/W=0,2$  değeri için elde edilmiştir.



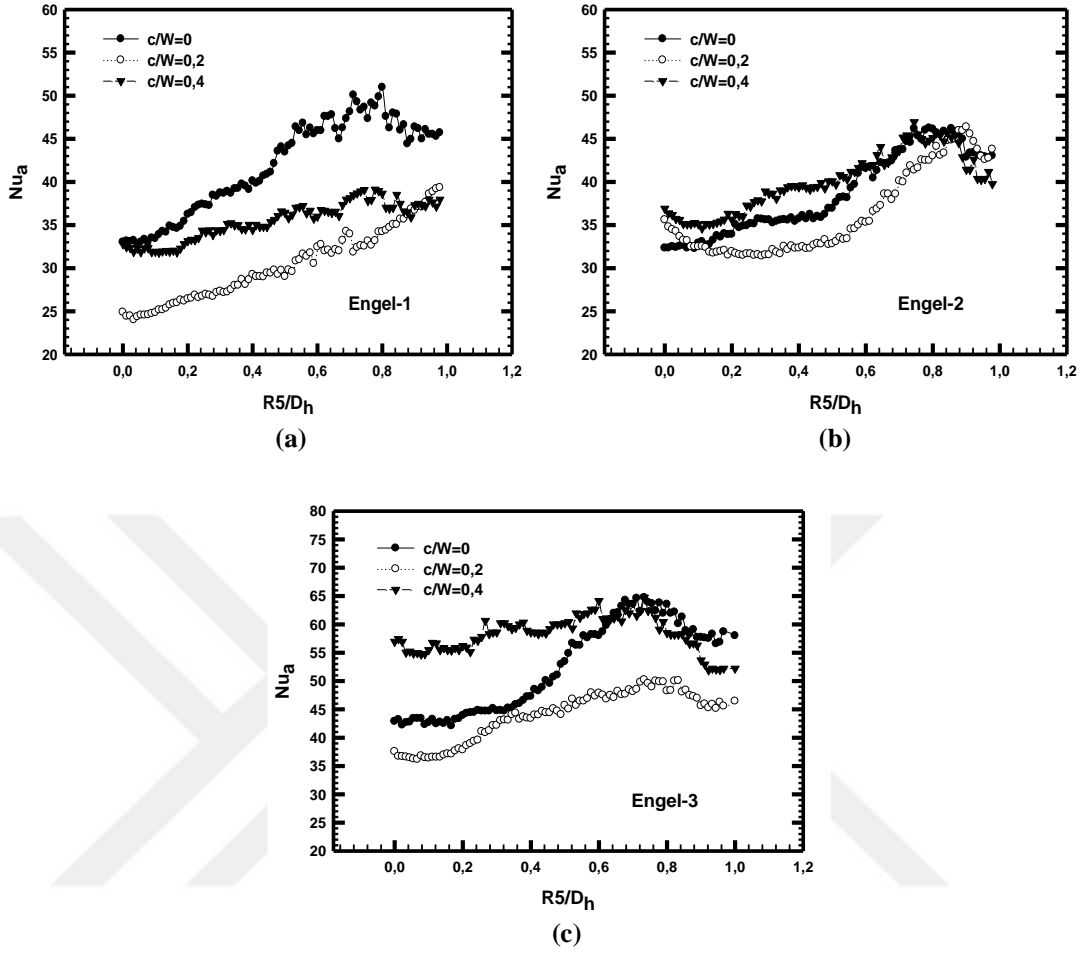
**Şekil 4.12.** Yerel ısı transferinin boyutsuz  $R3/D_h$  mesafesine göre değişimi  
(a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.12’de görüldüğü gibi  $c/W$  oranına göre yerel ısı transferindeki değişimler boyutsuz  $R3/D_h$  mesafesinde incelenmiştir. Şekil 4.12 (c)’de görüldüğü gibi  $R3$  bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-3’te  $c/W=0$  değeri için elde edilmiştir.



**Şekil 4.13.** Yerel ısı transferinin boyutsuz  $R4/D_h$  mesafesine göre değişimi  
(a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.13'de görüldüğü gibi  $c/W$  oranına göre yerel ısı transferindeki değişimler boyutsuz  $R4/D_h$  mesafesinde incelenmiştir. Şekil 4.13 (c)'de görüldüğü gibi  $R4$  bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-3'te  $c/W=0$  ve  $c/W=0,4$  değerleri için görülmüştür.

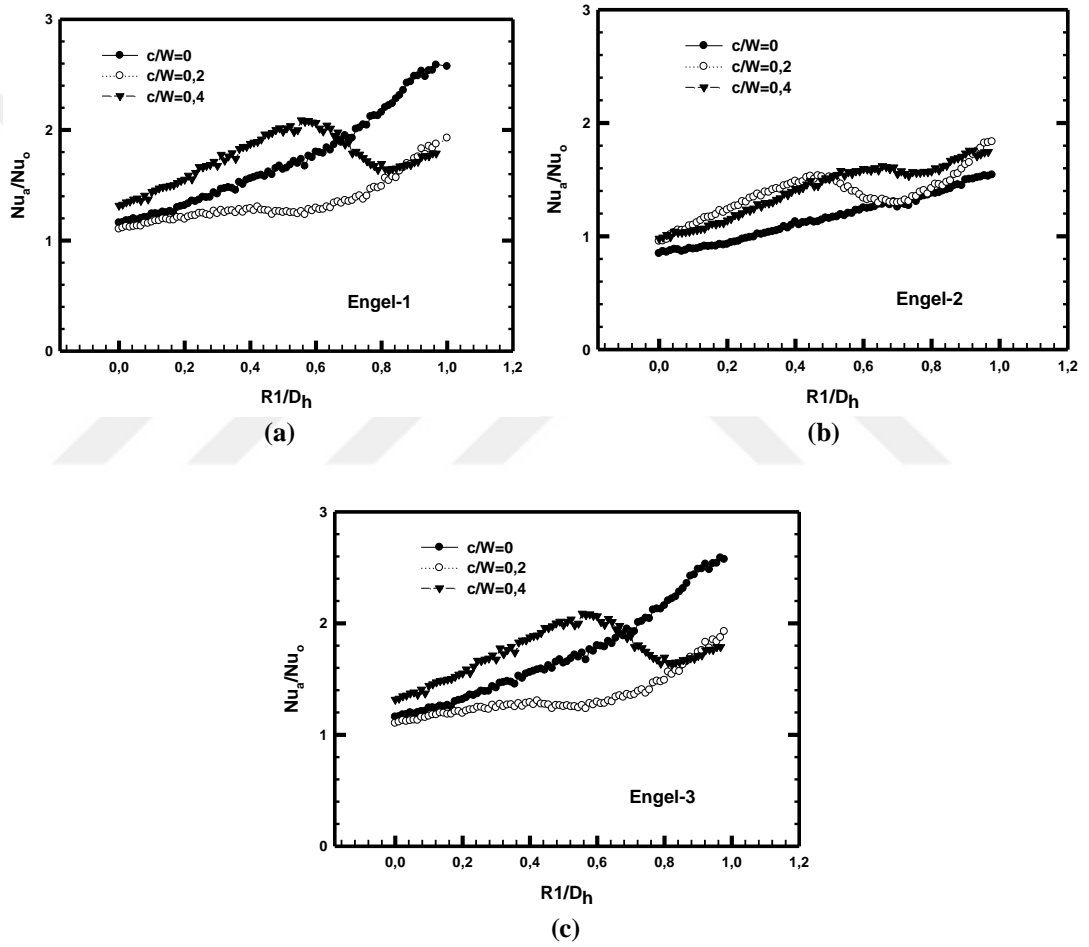


**Şekil 4.14.** Yerel ısı transferinin boyutsuz  $R5/D_h$  mesafesine göre değişimi  
(a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.14'te görüldüğü gibi  $c/W$  oranına göre yerel ısı transferindeki değişimler boyutsuz  $R5/D_h$  mesafesinde incelenmiştir. Şekil 4.14 (c)'de görüldüğü gibi  $R5$  bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-3'te  $c/W=0$  değeri için görülmüştür. Özellikle  $R4$  ve  $R5$  bölgelerinde yerel Nusselt sayılarındaki artış/azalışların olmadığı görülmüştür. Bu durum bu bölgelerde ikincil akış oluşumlarının ve bu bölgelerde artık girdap oluşumlarının azaldığı olarak görülebilir.

U- dönüşlü kanalın 5 farklı dönüş bölgesindeki ( $R1$ ,  $R2$ ,  $R3$ ,  $R4$  ve  $R5$ ) kanatçıklı durumdaki ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_a$ ) ve boş kanaldaki Nusselt sayısı değişimi ( $Nu_o$ ) incelenmiştir. Üç farklı engel geometrisinin, engellerin  $c/W=0$ ,  $0.2$  ve  $0.4$  durumu için dönüş bölgesindeki  $Nu_a/Nu_o$  değişimleri Reynolds sayısının  $14947$  değeri için değişimleri Şekil 4.15- 4.20'de verilmiştir.

Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R1/D_h$  mesafesine göre değişimi üç farklı engel geometrisinde Şekil 4.15’de verilmiştir. Şekil 4.15 (a) ve (c)’den görüldüğü gibi R1 bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-1 ve Engel-3 geometrilerinde  $c/W=0$  değeri için  $Nu_a / Nu_o$  değerinin 2,6 olarak görülmüştür. Boyutsuz  $R1/D_h$  değişiminin boyutsuz ( $Nu_a/Nu_o$ ) değişimleri  $R1/D_h=0$  noktasından başlayarak  $R1/D_h=1$  noktasına kadar kademeli olarak arttığı görülmektedir. Fakat  $c/W=0,4$  için yaklaşık  $R1/D_h=0,6$  olduğu bölgede azalma meydana gelmiştir.

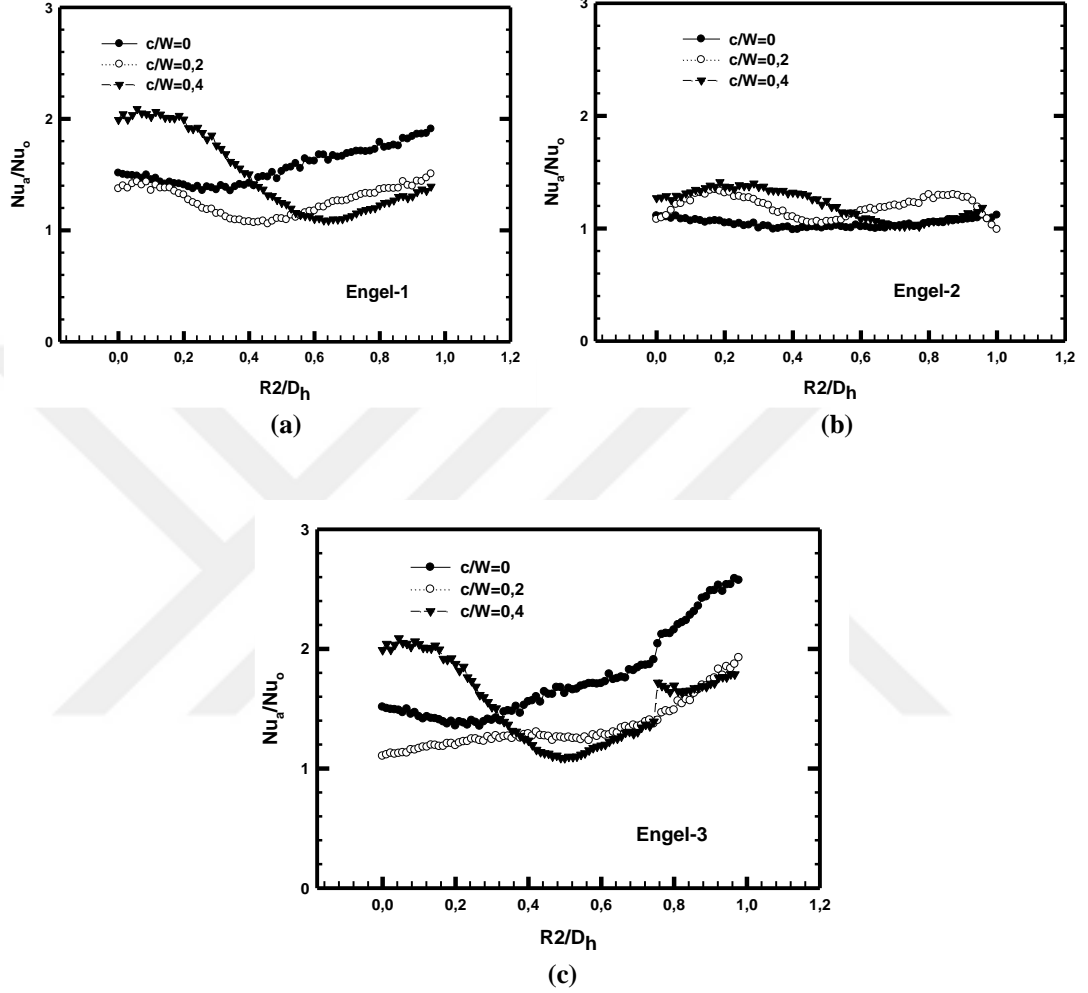


**Şekil 4.15.** Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R1/D_h$  mesafesine göre değişimi (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R2/D_h$  mesafesine göre değişimi üç farklı engel geometrisinde Şekil 4.16’da verilmiştir. Şekil 4.16’da görüldüğü gibi, R2 bölgesinde en yüksek ısı transferi Engel-3 geometrisinde elde edilmiştir. Engel-2

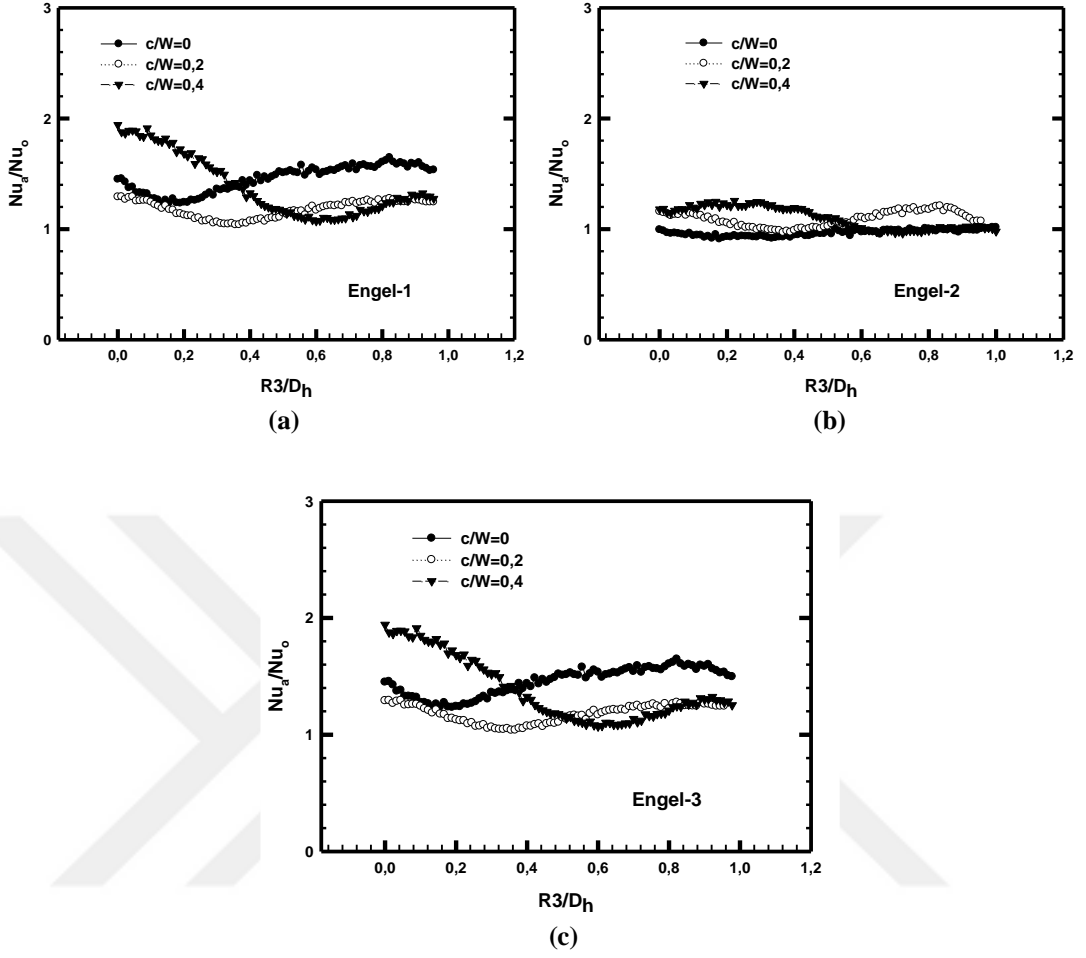


geometrisinin diğer geometrilere göre bu bölgede önemli bir artış meydana gelmediği görülmüştür.



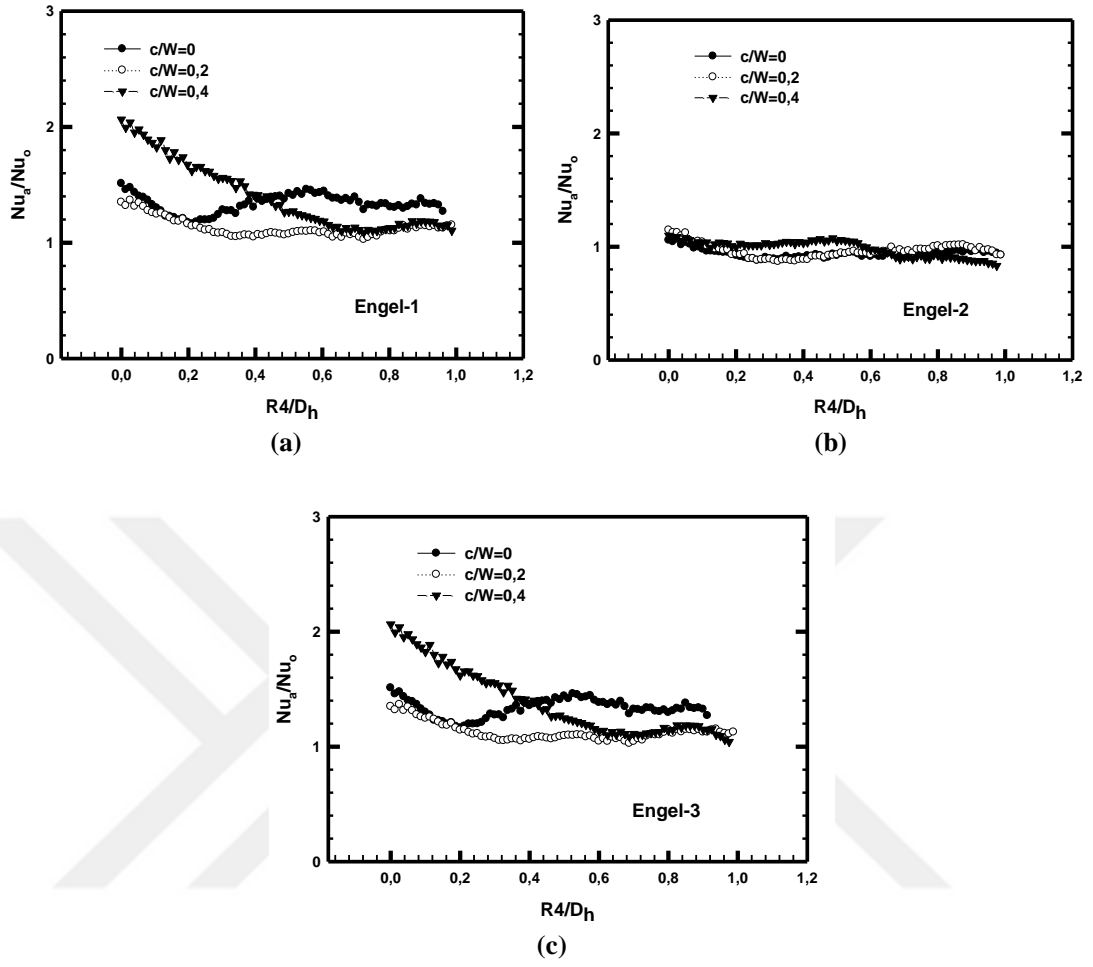
**Şekil 4.16.** Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R2/D_h$  mesafesine göre değişimi (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.16’da farklı  $c/W$  oranlarına bağlı olarak göre ısı transfer artış faktöründeki değişimler boyutsuz  $R3/D_h$  mesafesine göre değişimleri Şekil 4.17’de verilmiştir. Şekil 4.17’de görüldüğü gibi R3 bölgesinde R1 ve R2 bölgelerine göre ısı transferindeki artışın bu bölgede azalmaya başladığı görülmüştür. Bu durum bu bölgelerde dönme bölgesinden sonra girdap üretimlerinin azaldığı bu duruma bağlı olarak ısı transferinde azalmalar meydana gelmiştir.

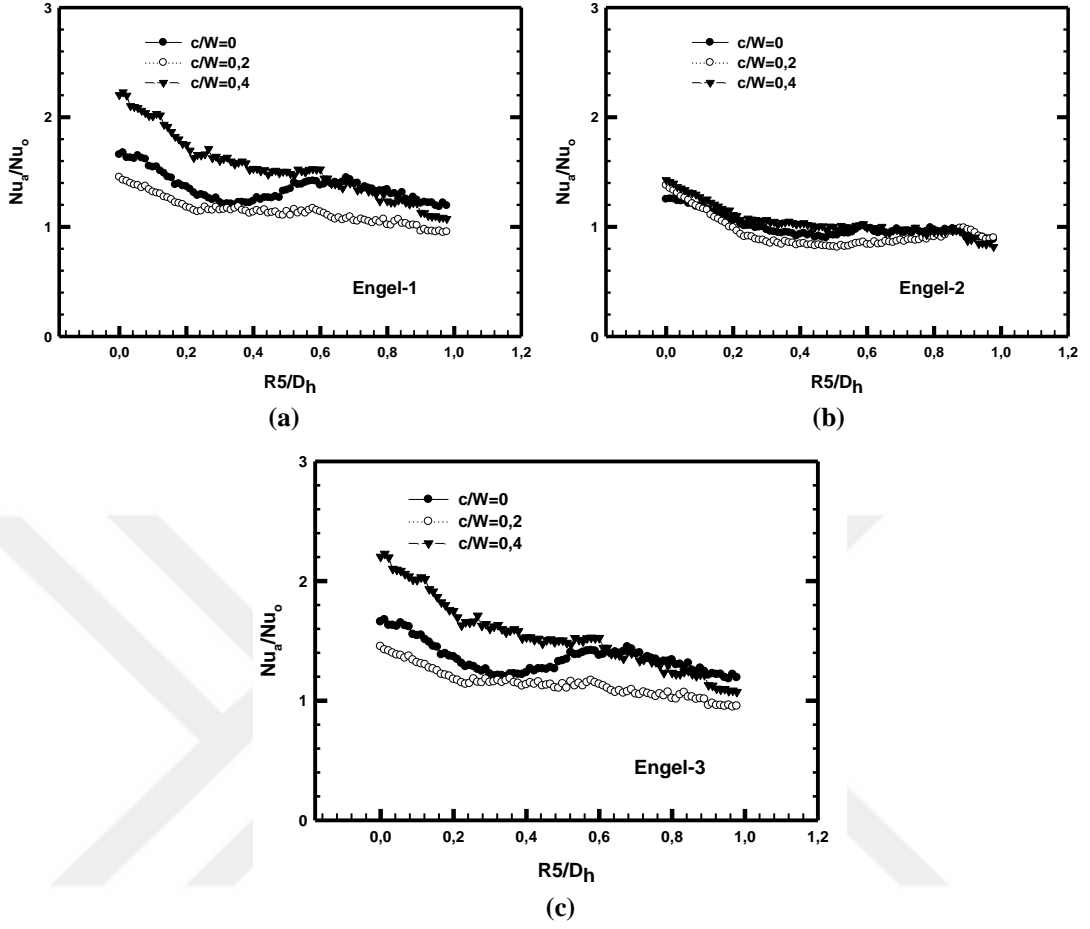


**Şekil 4.17.** Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R3/D_h$  mesafesine göre değişimi (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.18 ve 4.19’da farklı  $c/W$  oranlarına bağlı olarak göre ısı transfer artış faktöründeki değişimler boyutsuz  $R4/D_h$  ve  $R5/D_h$  mesafesine göre değişimleri verilmiştir.  $R4$  ve  $R5$  bölgelerinde,  $R1$ ,  $R2$  ve  $R3$  bölgelerine göre ısı transfer artışında önemli azalmalar meydana geldiği görülmüştür. Bu azalmalar diğer bölgelerde dönme etkisinden ve bu bölgelerde akış kopmalarının meydana gelmesi şeklinde tanımlanabilir. Özellikle  $R4$  ve  $R5$  bölgelerinde artan  $R/D_h$  mesafesine göre ısı transferinde azalmalar meydana geldiği görülmüştür.

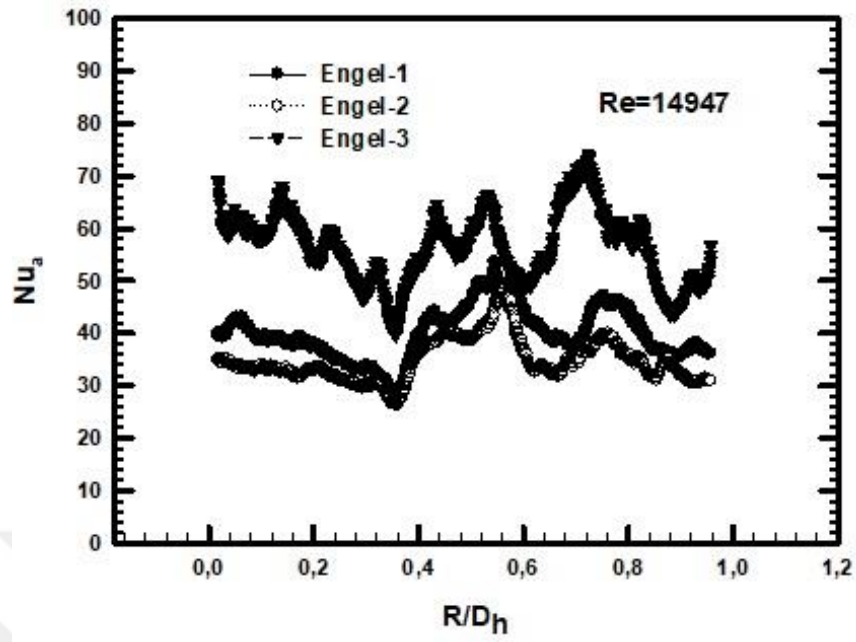


Şekil 4.18. Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R4/D_h$  mesafesine göre değişimi (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

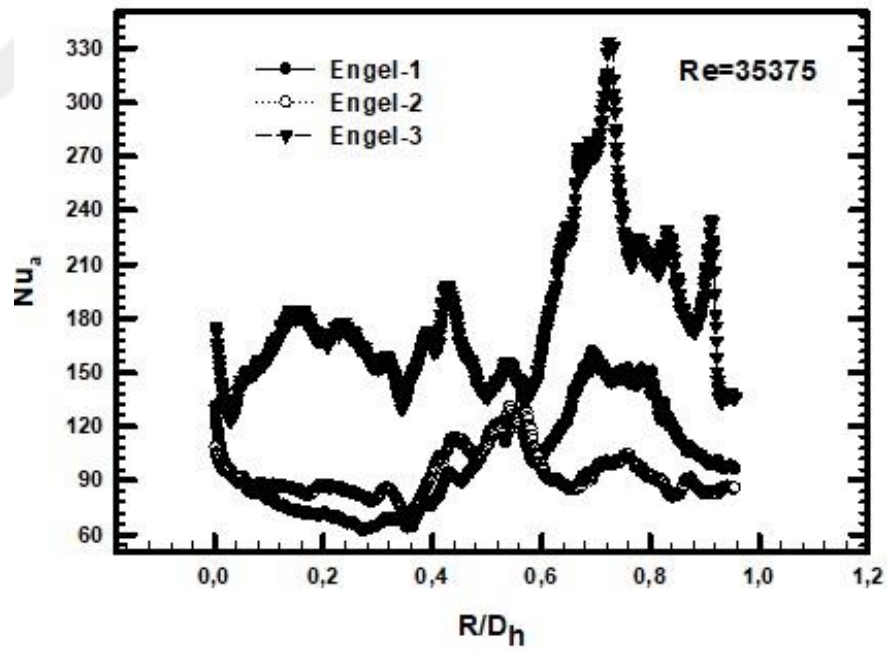


**Şekil 4.19.** Isı transfer artış faktörünün ( $Nu_a/Nu_o$ ) boyutsuz  $R5/D_h$  mesafesine göre değişimi (a) Engel-1; (b) Engel-2; (c) Engel-3 ( $Re=14947$ )

Şekil 4.20 ve Şekil 4.21’de kanal girişindeki yerel Nusselt sayısının, üç farklı engel geometrisi için boyutsuz  $R/D_h$  mesafesine göre değişimleri verilmiştir. Kanal boyunca Reynolds sayısının artması ile her üç engel için de yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. En iyi yerel Nusselt sayısı değeri Şekil 4.21’de Engel-3 için  $Re=35375$  değerinde  $R/D_h=0,8$  olduğu durumda meydana gelmiştir. Bu artışların sebebi olarak akışta engel geometrilerinden kaynaklı girdapların oluşması şeklindedir.



Şekil 4.20. Yerel Nusselt sayısının  $R/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişimi ( $y/D_h=0,5$ ;  $Re=14947$ )

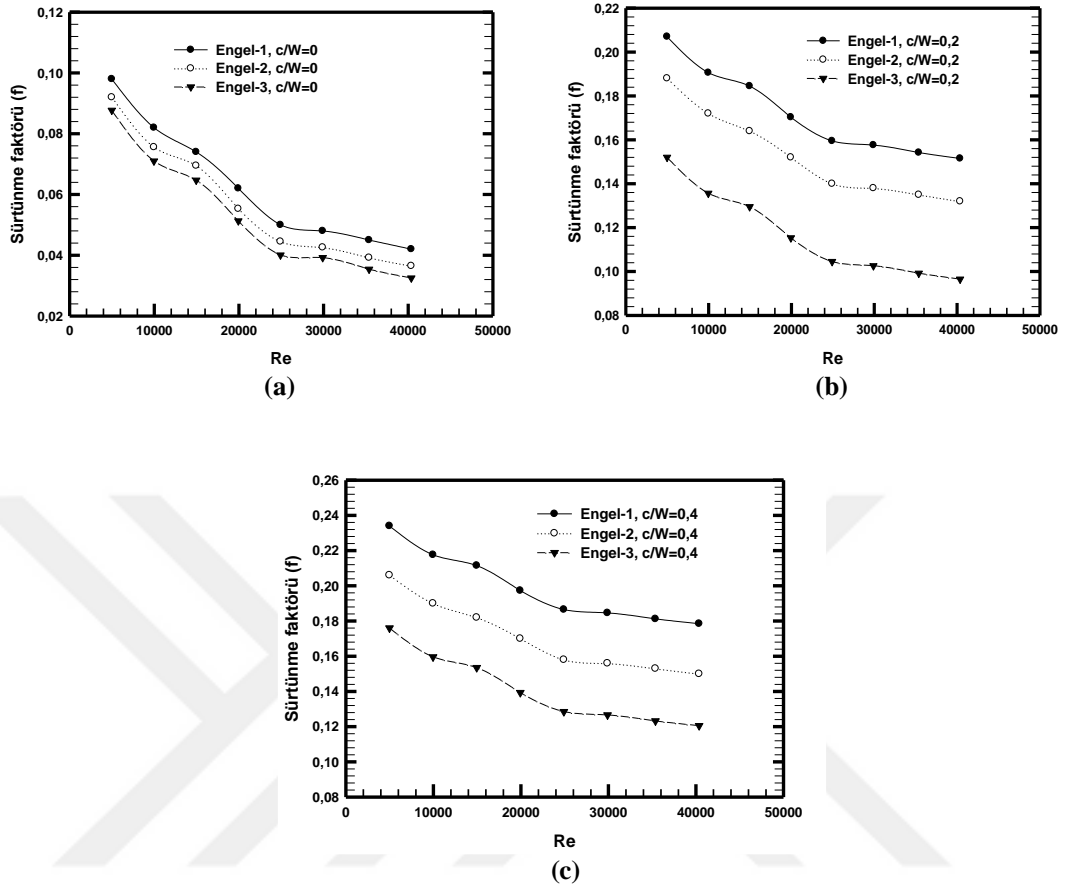


Şekil 4.21. Yerel Nusselt sayısının  $R/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişimi ( $y/D_h=0,5$ ;  $Re=35375$ )

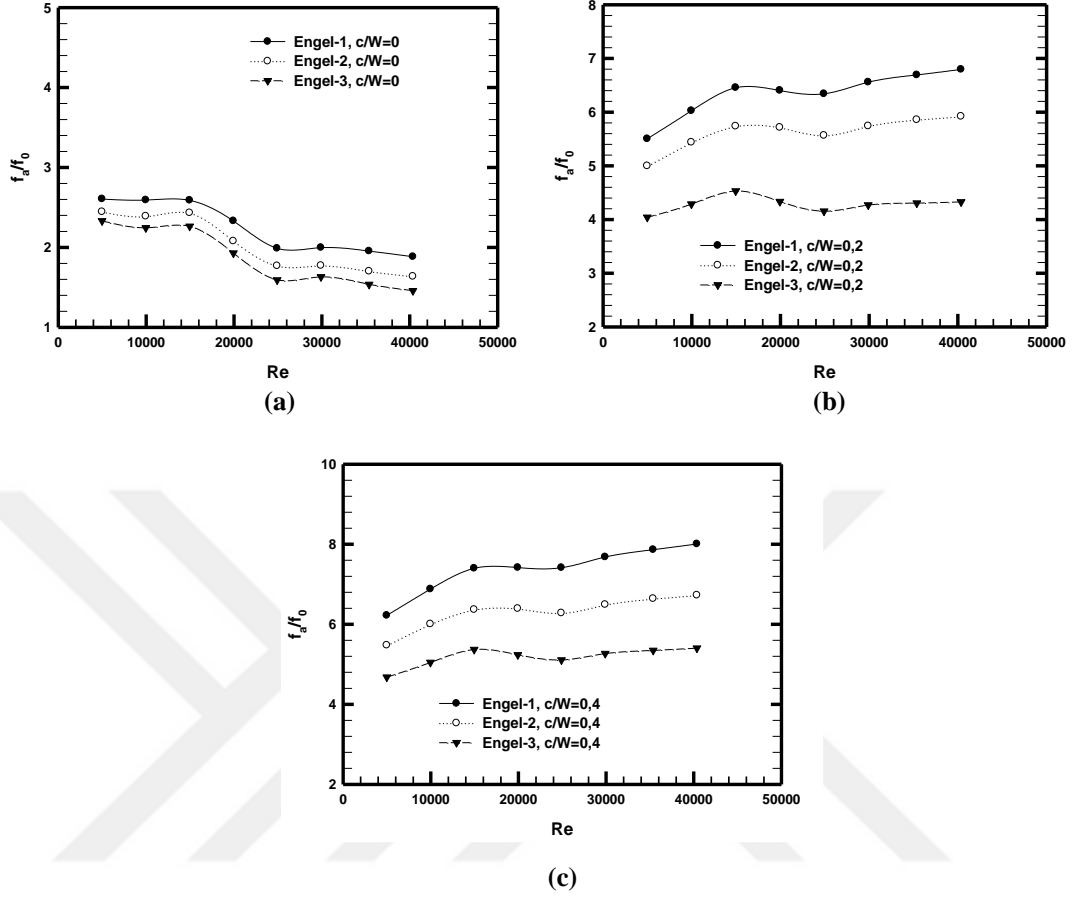
### 4.2.3. Sürtünme Faktörü

U dönüşlü kanal içerisindeki 3 farklı kanat geometrisi için sürtünme faktörü ( $f_a$ ) değeri ve boş kanaldaki sürtünme faktörü ( $f_0$ ) değerleri farklı Reynolds değer aralığında farklı  $c/W$  oranlarına bağlı olarak Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’de verilmiştir. Tüm şekillerden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla tüm durumlardaki sürtünme katsayısı azalmaktadır. U-dönüşlü kanallarda, dirsek bölgesinde basınç düşüşü kanal basınç düşüşüne önemli derecede katkı sağlamaktadır. Şekil 4.22’de görüldüğü gibi en yüksek sürtünme faktörü Engel-3 geometrisinde,  $c/W=0,4$  olduğu durumda meydana gelmiştir.

Şekil 4.22 ‘de görüldüğü gibi, sürtünme faktörünün her bir  $c/W$  durumunda da en yüksek sürtünme faktörü Engel-1, en düşük ise Engel-3 geometrisinde olduğu görülmüştür. Sürtünme faktörü, engellerin yan duvardan kanalın ortasına getirilmesinden kaynaklı artışı sonucuna varılmıştır. Kanal içindeki engellerin Şekil 4.22 (b) ve (c)’de  $c/W=0,2$  ve  $c/W=0,4$  olduğu durumda akışkan, engellerin her iki tarafından geçmesinden yüksek değerlere sahip olduğu bunun sebebinde engel geometrileri ve engel geometrisinin etkisinden dolayı o bölgelerde ikincil akışların oluşmasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.22. Farklı engel geometrilerinde sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi (a)  $c/W=0$ ; (b)  $c/W=0,2$ ; (c)  $c/W=0,4$



**Şekil 4.23.** Farklı engel geometrilerinde  $f_a/f_0$ 'ın Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi (a)  $c/W=0$ ; (b)  $c/W=0,2$ ; (c)  $c/W=0,4$

Şekil 4.23'de engelli kanaldaki sürtünme faktörü ( $f_a$ ), boş kanaldaki sürtünme faktörü ( $f_0$ ) için, boyutsuz  $f_a/f_0$ 'nın her üç  $c/W$  değerindeki değişimleri verilmiştir. Şekil 4.23'de görüldüğü gibi, en yüksek  $f_a/f_0$  oranı Engel-1, en düşük Engel-3 geometrisinde görülmüştür. Şekil 4.23 (a), (b) ve (c) 'de görüldüğü gibi sürtünme faktörü, engellerin yan duvardan kanalın ortasına getirilmesinden dolayı artışı gözlenmiştir. Kanal içindeki engellerin  $c/W=0,2$  ve  $c/W=0,4$  olduğu durumda akışkan, engellerin her iki tarafından geçmesinden dolayı  $f_a/f_0$  parametresinin yüksek değerlere sahip olduğu bunun sebebinde, engel geometrileri ve engel etkisinden dolayı o bölgelerde ikincil akışların oluşmasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.



#### 4.2.4. Isıl Performans Faktörü

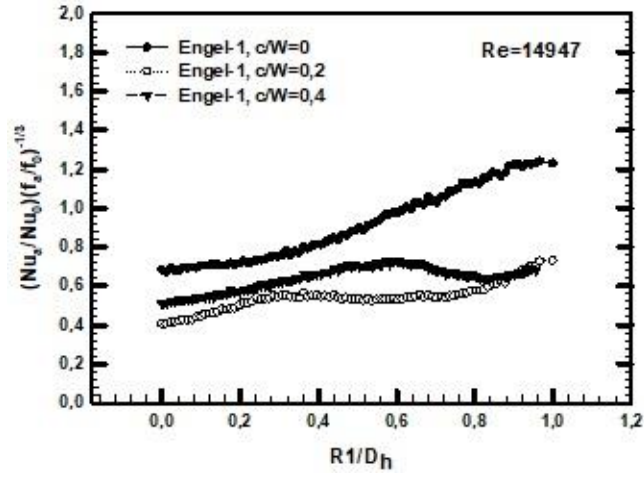
Sabit pompa gücü için ısı transferindeki iyileştirme, ısı performans faktörü ( $\eta$ ) olarak tanımlanmaktadır (Yakut, 2004). Isıl performans faktörü ( $\eta$ ),  $h_a$  engelli yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı,  $h_o$  engelsiz yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı olmak üzere aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanmaktadır;

$$\eta = \frac{h_a}{h_o} = \frac{Nu_a}{Nu_o} = \left( \frac{Nu_a}{Nu_o} \right) \left( \frac{f_a}{f_o} \right)^{-1/3} \quad (4.3)$$

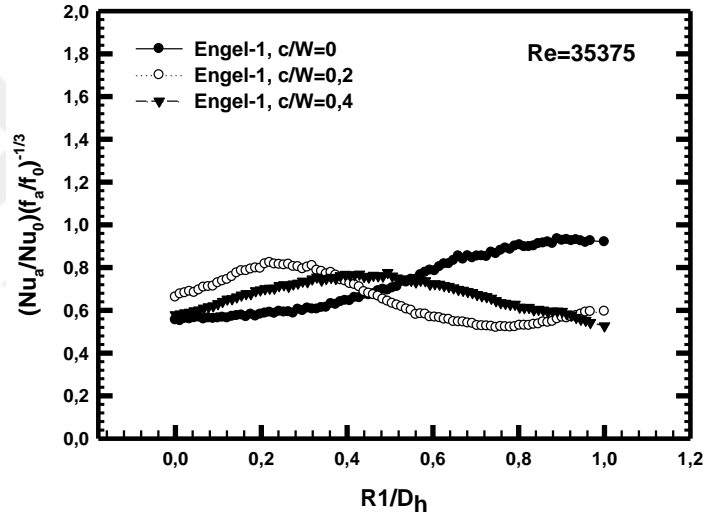
Eşitlik 4.3'te  $Nu_o$  boş kanal için Nusselt sayısını,  $f_o$  sürtünme faktörünü,  $Nu_a$  ve  $f_a$  da sırasıyla ortalama Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

En düşük ve en yüksek Reynolds sayılarında kanal dönüş bölgesinin 5 farklı noktasındaki ısı performans faktörünün boyutsuz  $R/D_h$  değişimine göre değişimleri Şekil 4.24-4.38'de verilmiştir.

Tüm şekillerden görüldüğü ısı performans faktörü engel tipleri ve boyutsuz  $R/D_h$  mesafelerine göre farklı değişimler göstermektedir. Bu değişimlere göre, özellikle üç engel geometrisi için R3, R4 ve R5 bölgelerinde ısı performans faktörünün dönme bölgesine doğru gidildikçe azaldığı görülmektedir. Bu bölgelerde artık akışta girdap üretimlerinin olmadığı dolayısıyla bu bölgelerde ısı transferinde azalmalar meydana geldiği görülmüştür. Fakat R1 bölgesinde her üç engel geometrisi için kanal dönüş bölgesine doğru ısı performans faktöründe artış meydana geldiği görülmektedir. En yüksek ısı performans faktörü  $c/W=0$  olduğu durumda Engel-3 geometrisi için  $R/D_h=1$  olduğu noktada yaklaşık 1,96 değeri için elde edilmiştir.

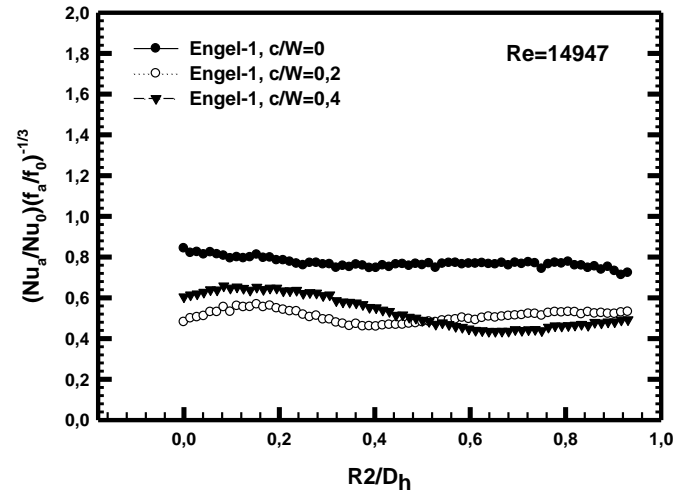


(a)

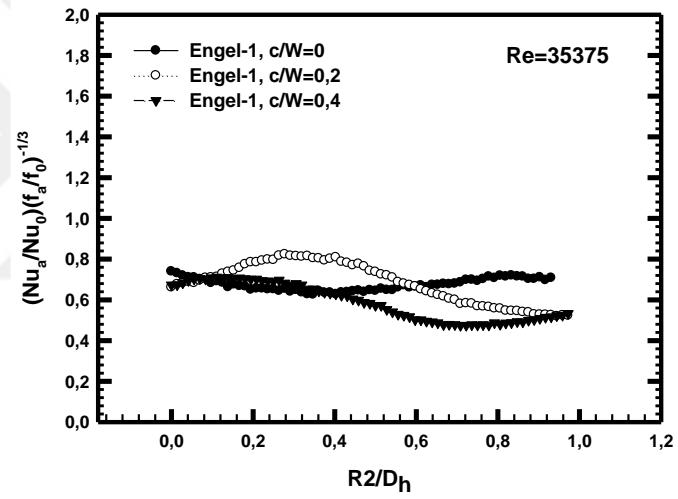


(b)

Şekil 4.24. Engel-1 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R1/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

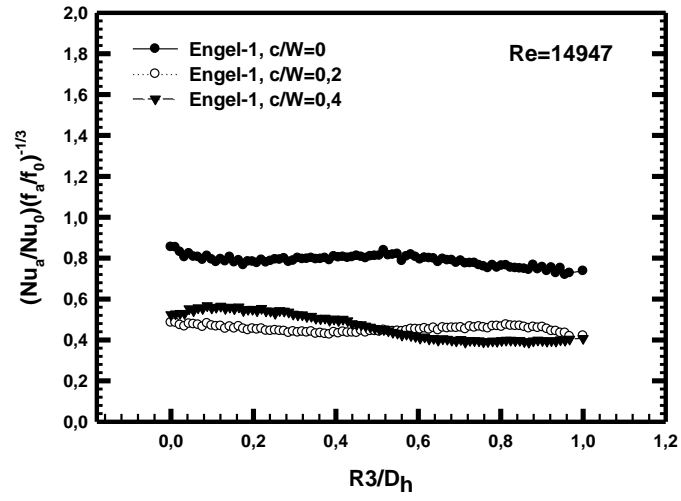


(a)

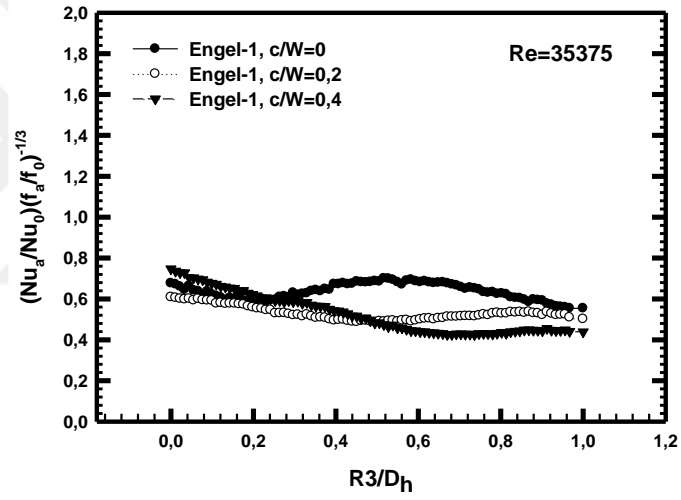


(b)

Şekil 4.25. Engel-1 için, ısıl performans faktörünün boyutsuz  $R2/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

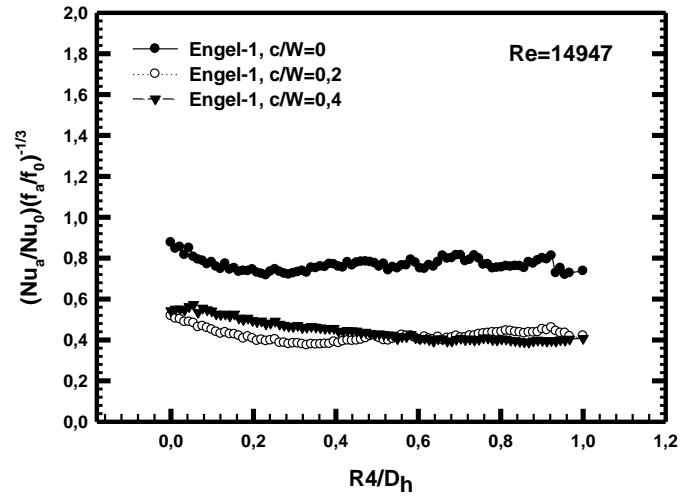


(a)

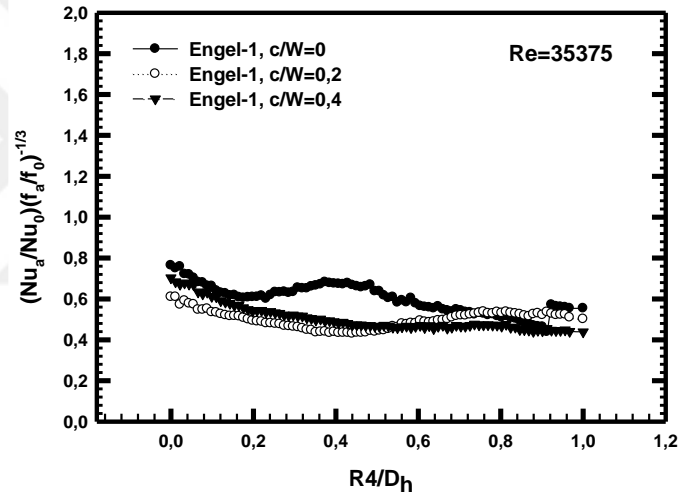


(b)

Şekil 4.26. Engel-1 için, ısı performans faktörünün boyutsuz  $R3/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

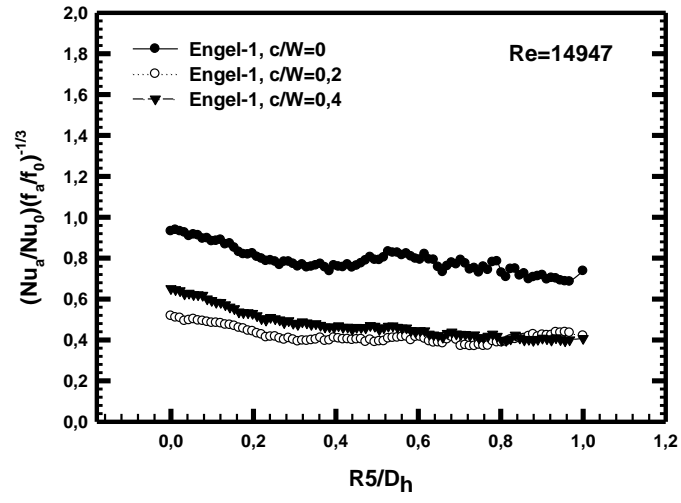


(a)

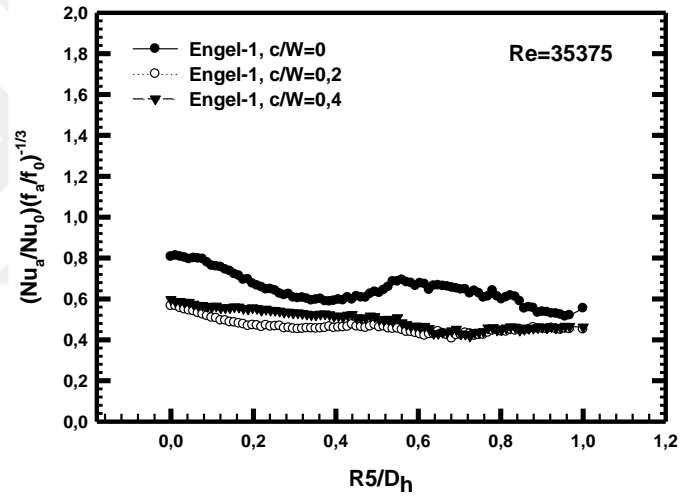


(b)

Şekil 4.27. Engel-1 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R4/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

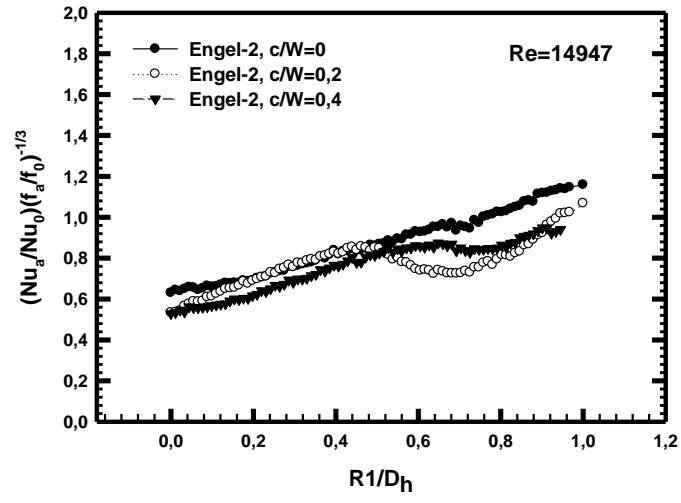


(a)

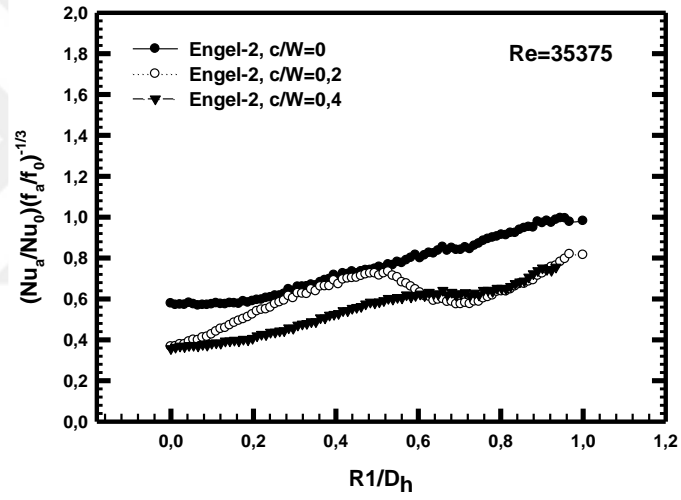


(b)

Şekil 4.28. Engel-1 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R5/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

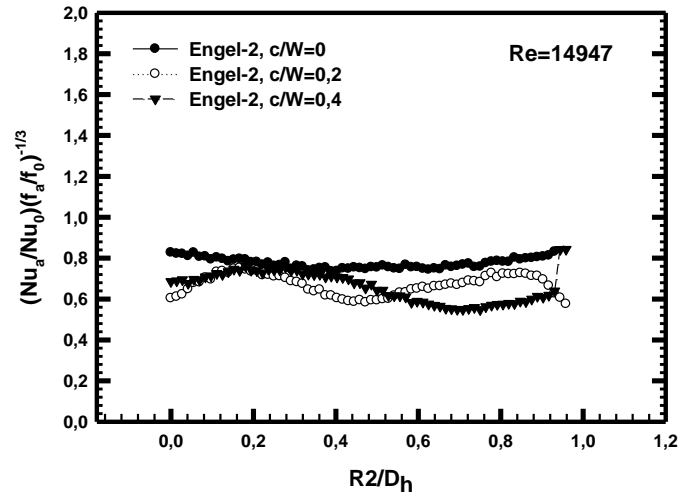


(a)

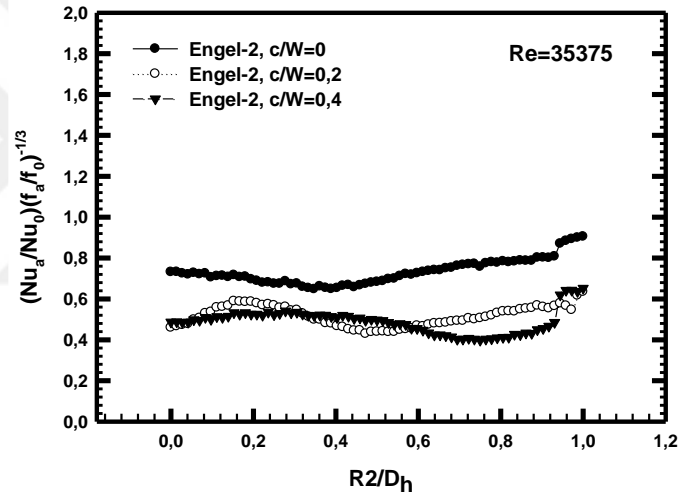


(b)

Şekil 4.29. Engel-2 için, ısıl performans faktörünün boyutsuz  $R1/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$



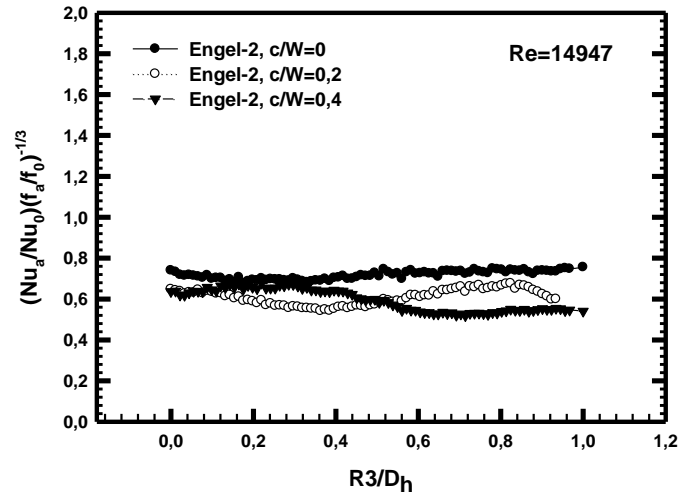
(a)



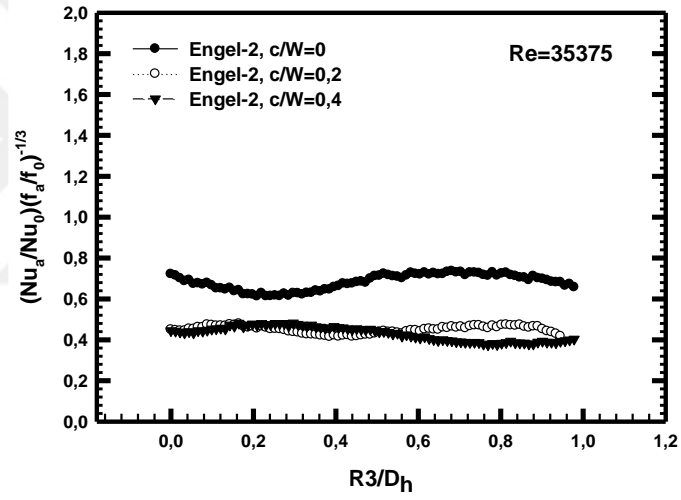
(b)

Şekil 4.30. Engel-2 için, ısıl performans faktörünün boyutsuz  $R2/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$



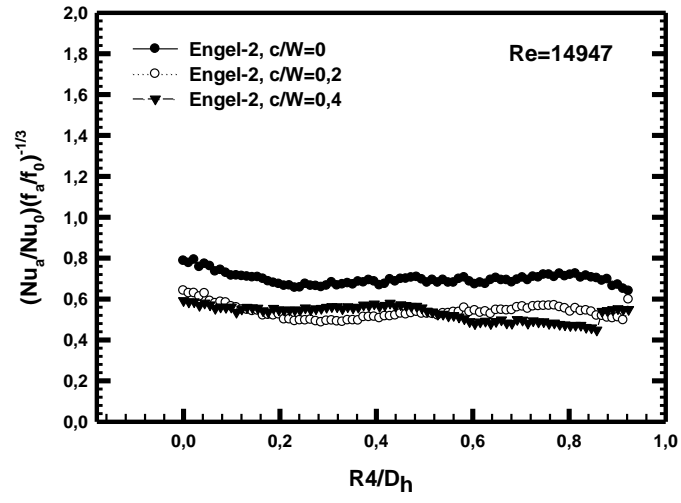


(a)

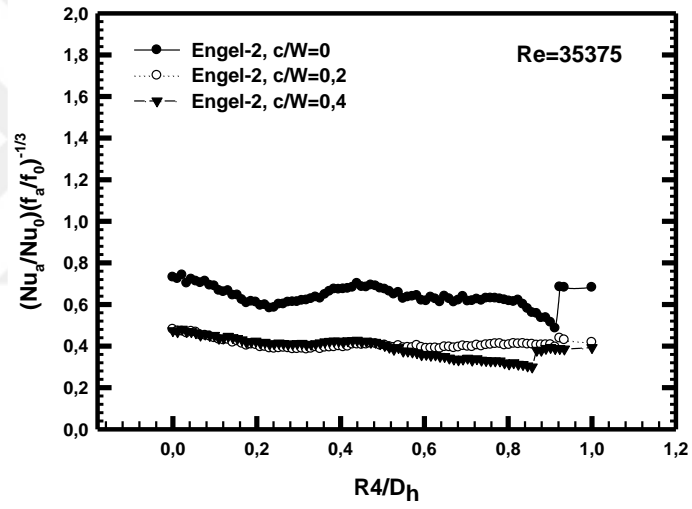


(b)

Şekil 4.31. Engel-2 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R3/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

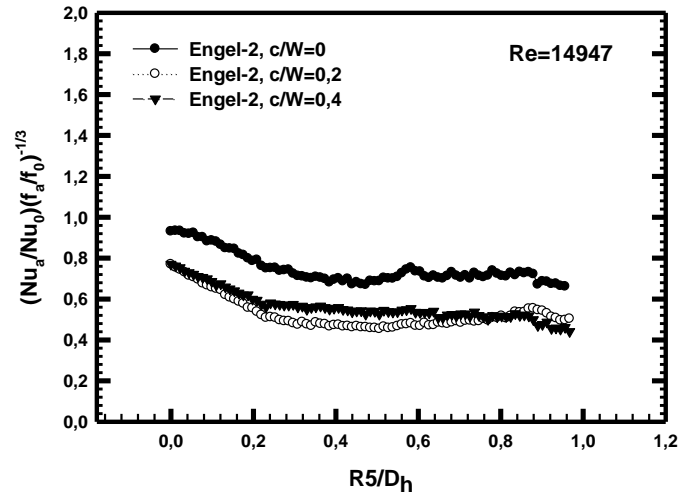


(a)

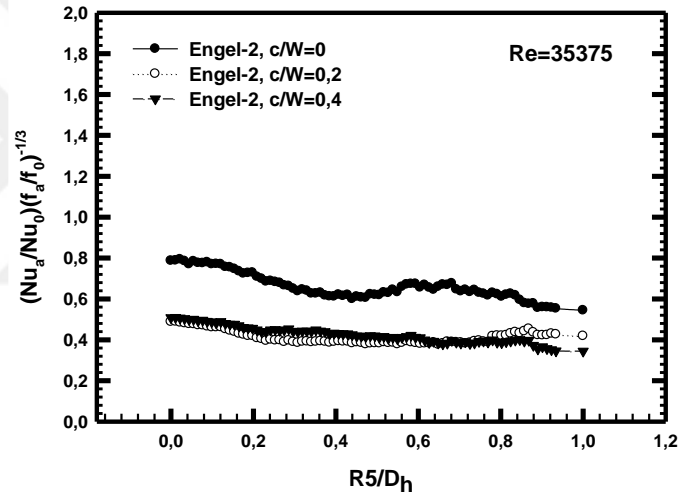


(b)

Şekil 4.32. Engel-2 için, ısı performans faktörünün boyutsuz  $R4/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

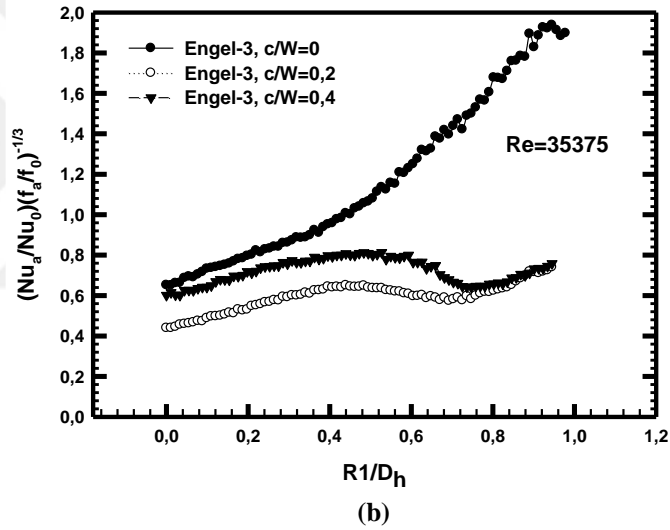
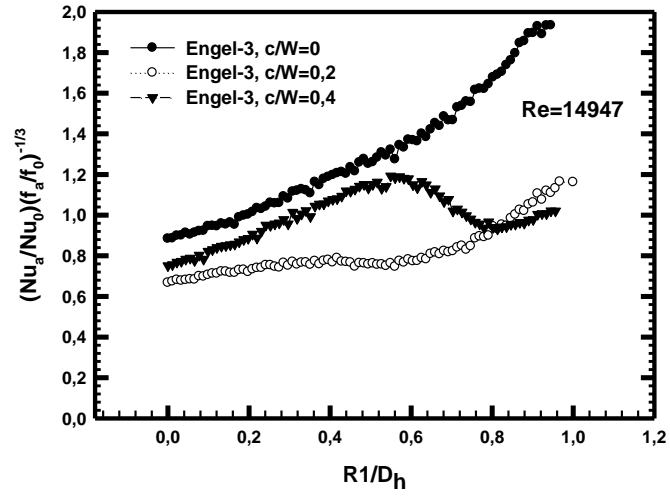


(a)

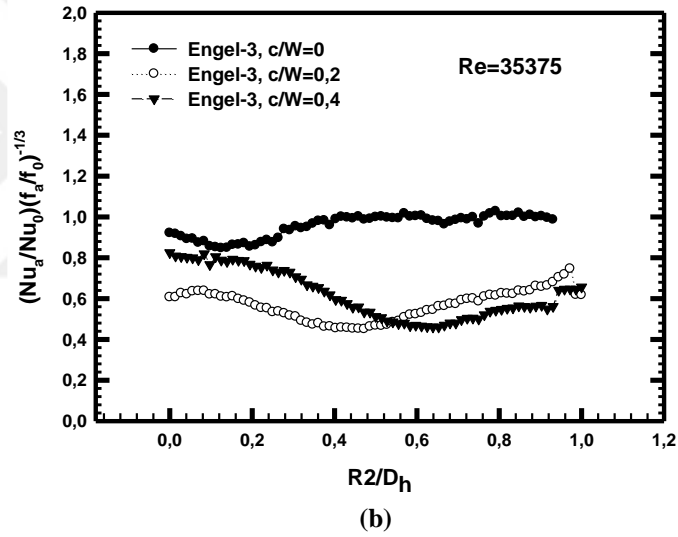
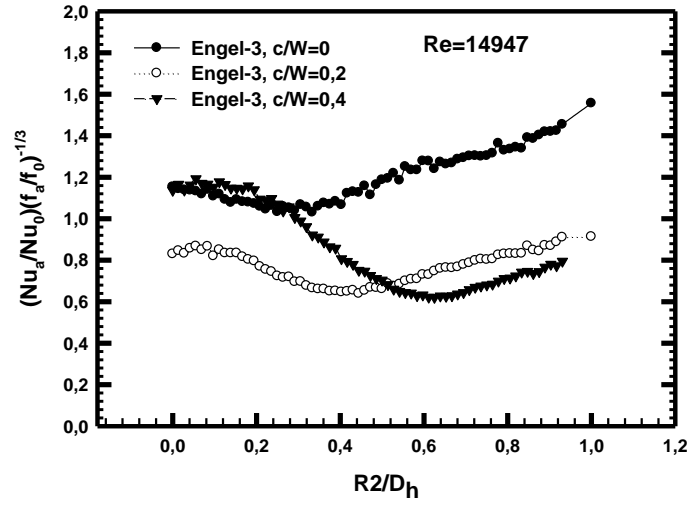


(b)

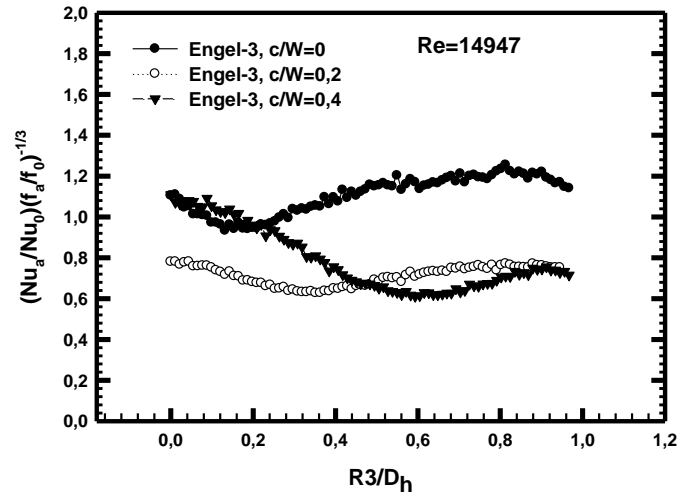
Şekil 4.33. Engel-2 için, ısıl performans faktörünün boyutsuz  $R5/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$



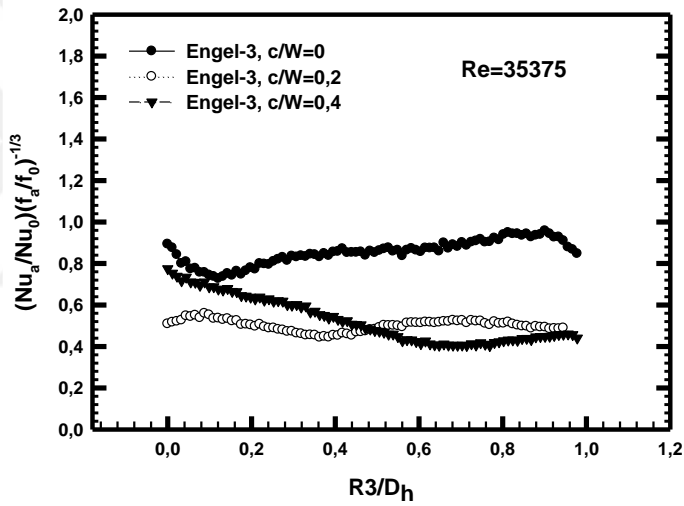
Şekil 4.34. Engel-3 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R1/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$



Şekil 4.35. Engel-3 için, ısıl performans faktörünün boyutsuz  $R2/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

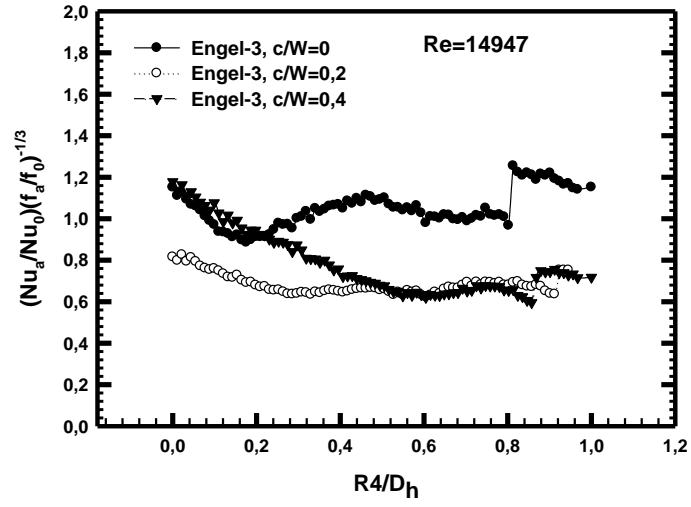


(a)

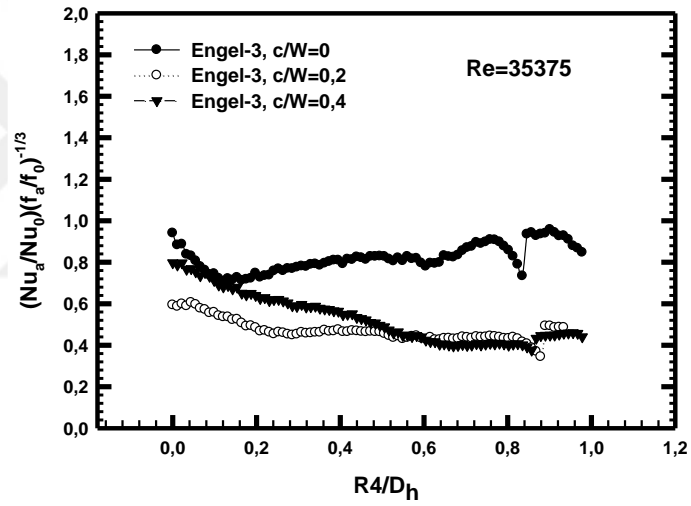


(b)

Şekil 4.36. Engel-3 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R3/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$

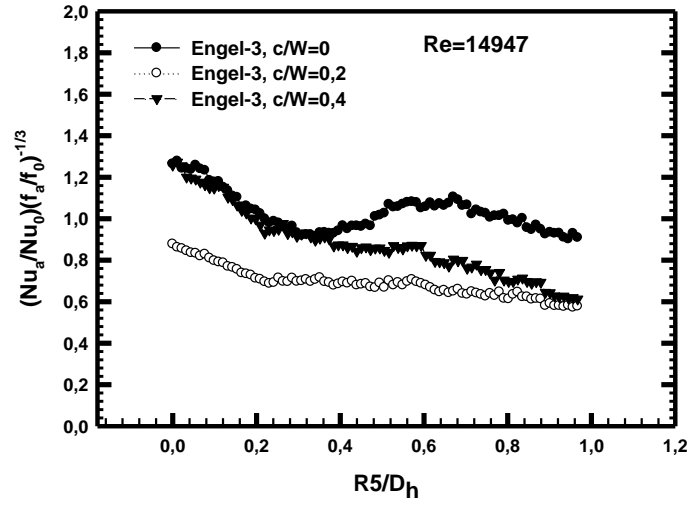


(a)

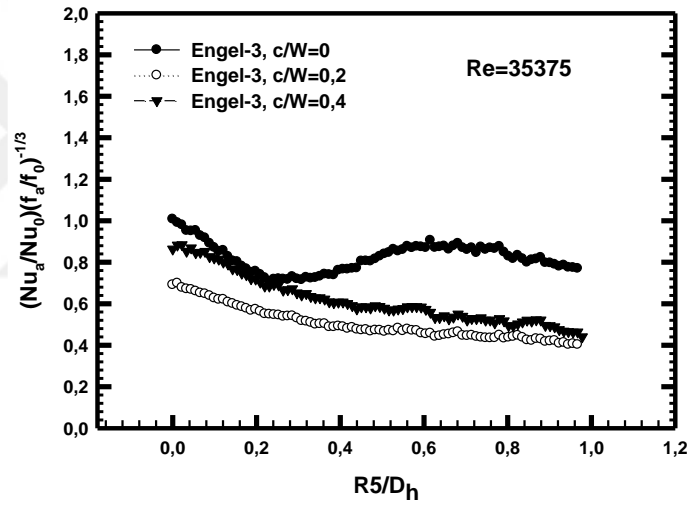


(b)

Şekil 4.37. Engel-3 için, ısıl performans faktörünün boyutsuz  $R4/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$



(a)



(b)

Şekil 4.38. Engel-3 için, ısııl performans faktörünün boyutsuz  $R5/D_h$  ile değişimi  
(a)  $Re=14947$  (b)  $Re=35375$



## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında,  $AR=1$  değerine sahip kanal içerisine, 3 farklı geometrideki engeller farklı dizilimlerde yerleştirilmiş ve yüzeydeki ısı transferi ve sürtünme faktörü deneysel olarak incelenmiştir. Engellerin kullanılması sonucunda meydana gelen ısı transferi karakteristikleri sıcaklık konturları, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri ve ısı performans faktörleri yardımıyla analiz edilmiştir. Deneysel çalışma planı; Reynolds sayısı (4982-14947-19930-24912-29985-35375-40358), engel geometrileri (a tepe noktası;  $a_1=20\text{mm}$ ,  $a_2=15\text{mm}$ ,  $a_3=0$ ), engellerin kanal iç duvarından uzaklığının kanal giriş oranı ( $c/W$ ) parametrelerine göre gerçekleştirilmiştir. Deneylelerden elde edilen veriler FLIR-QuickReport termal kamera programı ile incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Isı transferi analiz çalışmalarında deney düzeneğinin kalibrasyonu için önce boş kanal deneyleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar literatürde yer alan korelasyonlar (Dittus-Boelter ve Blasius korelasyonu) ile karşılaştırılmış ve ilgili korelasyonlar ile sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Daha sonra Engel-1, Engel-2 ve Engel-3 geometrileri için ısı transfer sonuçları incelenmiştir. Isı transfer analizinde tüm engel geometri tipleri için yerel ve ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile ilişkileri incelenmiştir. Bu incelemeler engel geometrileri, kanal dönüş bölgesindeki boyutsuz uzunluk olan  $R/D_h$  mesafesine ve  $c/W$  mesafelerine bağlı olarak incelenmiştir.

Gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, tüm engel geometrilerin belirlenen bütün deney durumları için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Engel-3 geometrisi ile yapılan deneylerdeki Nusselt artışının, Engel-1 ve Engel-2 geometrileriyle yapılan deneylerdeki Nusselt sayısı artışlarından daha fazla olduğu görülmüştür. Bu yüzden Engel-3 geometrisinin kullanımı Engel-1 ve Engel-2'ye göre daha avantajlı olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca engel geometrilerini kanal iç duvarından uzaklaştırdıkça dönüş bölgesindeki ( $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ ,  $R_4$ ,  $R_5$ ) ısı transferindeki değişimler gözlenmiştir. Elde edilen veriler ile oluşturulan

grafikler ve termal kamera görüntülerinden dönüş bölgesindeki ısı transfer değişimleri hakkında sonuçlara varılmıştır. Bu veriler sayesinde en iyi ısı transfer Engel-3 geometrisinin  $c/W=0$  (engel geometrisinin kanal iç duvarına yapışık olduğu durum) değerinde elde edilmiştir.

Basınç ölçümleri sonucunda basınç değerlerinin artan Reynolds sayısı ile arttığı tespit edilmiştir. Sürtünme faktörü değerinin değişimini engel tipine göre incelediğimizde en yüksek artışın Engel-1'de olduğu ve  $c/W$  oranının artması ile sürtünme faktörünün arttığı gözlenmiştir. Bunun sebebi engel geometrileri ve engel geometrisinin etkisinden dolayı o bölgelerde ikincil akışların oluşmasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.

$R/D_h$  ve ısı performans faktörü sayısı grafiklerinde, tüm engel tipleri ve  $c/W$  değerleri dikkate alınarak sürtünme faktörü ve ısı transferinin aynı akış şartlarında verim analizi gerçekleştirilmiştir. Tüm deney durumlarında, ısı performans faktörü ( $\eta$ ), bazı durumlarda 1'den büyük ve küçük sonuçları bulunmuştur. Bu yüzden tüm parametrelerin, ısı performans için verimli olduğu söylenemez.

Tüm şekillerden görüldüğü ısı performans faktörü engel tipleri ve boyutsuz  $R/D_h$  mesafelerine göre farklı değişimler göstermektedir. Bu değişimlere göre, özellikle üç engel geometrisi için R3, R4 ve R5 bölgelerinde ısı performans faktörünün dönme bölgesine doğru gidildikçe azaldığı görülmektedir. Bu bölgelerde artık akışta girdap üretimlerinin olmadığı dolayısıyla bu bölgelerde ısı transferinde azalmalar meydana geldiği görülmüştür. Fakat R1 bölgesinde her üç engel geometrisi için kanal dönüş bölgesine doğru ısı performans faktöründe artış meydana geldiği görülmektedir. En yüksek ısı performans faktörü  $c/W=0$  olduğu durumda Engel-3 geometrisi için  $R/D_h=1$  olduğu noktada yaklaşık 1,96 değeri için elde edilmiştir. ısı performans faktörünün genel olarak 1 değerinin altında kalan durumlarda ısı transferinde verimli olmadığı sonucuna varılmıştır.

## KAYNAKLAR

- Agrawal, S., Simon, T.W., North, M., Bissell, D & Cui., 2015, Heat transfer augmentation of a channel flow by active agitation and surface mounted cylindrical pin fins *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, 557-567.
- Ahmed, H.E., Ahmed, M., Yusoff, M., 2015, Heat transfer enhancement in a triangular duct using compound nanofluids and turbulators, *Appl. Therm. Eng.* 91, 191-201.
- Alamgholilou, A., Esmailzadeh, 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, *J. Experimental Thermal and Fluid Science*, 38 , 61-73.
- Anghel, I.G., Anglart, H., 2012, Post-dryout heat transfer to high-pressure water flowing upward in vertical channels with various flow obstacles, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55, 8020–8031.
- Ashok, K. Barik., Arnab, Mukherjee., Pandaba, Patro., 2015, Heat transfer enhancement from a small rectangular channel with different surface protrusions by a turbulent cross flow jet, *Int. J. Therm. Sci.* 98, 32–41.
- Baytaş, C., Erdem, D., Acar, H., Okşan Ç.Y., 2011, An experimental and investigation in the composite channel for the boundary conditions at a fluid-solid interface, TUBITAK 1001.
- Beskok, A., Raisee, M., Celik, B., Yagiz, B., Cheraghi, M., 2012, Heat transfer enhancement in a straight channel via a rotationally oscillating adiabatic cylinder, *Int. J. Therm. Sci.* 58, 61–69.
- Bhadouriya, R., Agrawal, A., Prabhu, S.V., 2015, Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in a twisted square duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 82, 143–158.
- Bhattacharyya, S., Maiti, D.K., 2004, Shear flow past a square cylinder near a wall, *International Journal of Engineering Science*, 42, 2119–2134.
- Bilen, K., Yapici, S., Celik, C., 2001, A Taguchi approach for investigation of heat transfer from a surface equipped with rectangular blocks, *Energy Conver. Manage.* 42, 951–961.
- Canıylmaz, E., Kutay, F., 2003, Taguchi metodunda Varyans analizine alternatif bir yaklaşım. *Journal of the Faculty of Engineering, Gazi University*, 8(3), 51-63.

- Chaitanya, N.S.K., Dhiman, A.K., 2012, Non-Newtonian Power-Law Flow and Heat Transfer Across a Pair of Side-By-Side Circular Cylinder, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55, 5941–5958.
- Chamoli, S., 2015, A Taguchi approach for optimization of flow and geometrical parameters in a rectangular channel roughened with V down perforated baffles, *Case Stud. Therm. Eng.* 5, 59–69.
- Chang, S.W., Chiang, K.F., Chou, T.C., 2010, Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 34, 1172–1181.
- Chatterjee, D., 2012, Triggering Vortex Shedding by Superimposed Thermal Buoyancy Around Bluff Obstacles in Cross-Flow at Low Reynolds Numbers, *Numer. Heat Transfer A*, 61, 800–806.
- Chen, W.L, Gao, D.L, Yuan, W.Y, Li, H, Hu, H, 2015, Passive jet control of flow around a circular cylinder, *Exp. Fluids*, 56, 201–215.
- Çalışkan, S., 2014, Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transf.* 78, 604-614.
- Çalışkan, S., 2012, Farklı jet ve çarpma plakası özelliklerinde çarpmalı akışkan jetlerinin ısı transferi ve akışının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Ankara.
- Dogan, A., Sivrioglu, M., Baskaya, S., 2006, Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 , 2652–2662.
- Esfe, H.M., Arani, A.A.A., Niroumand, H.A., Yan, W., 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., Tanyıldızı, V., 2006., The effect of obstacles normal to the flow in a partially bottom heated horizontal channel on a heat transfer, *Science and Eng. J. Of Fırat Univ.* 18, 249-255.
- Frohlich, J., Rodi, W., Kessler, P., Parpais, S., Bertoglio, J.P., Laurence, D., 1998., Large eddy simulation of flow around circular cylinders on structured and unstructured grids. In: Hirschel, E.H. (Ed.), *Notes on Numerical Fluid Mechanics*, Vol. 66. Vieweg Verlag, Braunschweig, 319–338.
- Fu, W.S., Tong, B.H., 2004., Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with a transversely oscillating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 341–351.

- Genichi, T., Clausing, D., 1990., Robust Quality, Harvard Business Review, 65-76.
- Gül, H., Evin, D., 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.
- Gül, H., Evin, D., 2006., Experimental investigation of cross-sectional area effect on characteristics, Research in the eastern region of Anatolia.
- Günes, S., Manay, E., Senyigit, E., Ozceyhan, V., 2011, A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts, Appl. Thermal Eng. 31, 2568-2577.
- Janssen, L.P.B.M., Warmoeskerken, M.M.C.G., 1991., Transport Phenomena\_data Companion, DUM, Delft, 2.
- Jubran, B.A., Swiety, S.A., Hamdan, M.A., 1996., Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules, Internat. J. Heat Mass Transfer, 39, 3519–3529.
- Karabey, A., 2010., Isı Alıcılarda Çarpan Jetin Isı Akım ve Karakteristiklerinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Kıvılcım, G., 2007, The effects of turning and non-turning barriers in a rectangular segmented channel on heat transfer, Master's thesis, Sakarya Univ.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953., Describing uncertainties in single-sample experiments. Mechanical Engineering, 73, 3-8.
- Kotcioglu, I., Ayhan, T., Olgun, H., Ayhan, B., 1998, Heat transfer and flow structure in a rectangular channel with wing-type vortex generator. Tr J Eng Environ Sci. TUBITAK, 185-95.
- Kotcioglu, I., Cansız, A., Khalaji, M.N., 2013, Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method. Applied Thermal Engineering, 50, 604-613.
- Koo, J., Kleinstreuer, C., 2004, Viscous dissipation effects in microtubes and microchannels, Int. J. Heat Mass Transfer, 47, 3159–3169.
- Leung, C.W., Chen, S., Chan, T.L., 2000., Numerical simulation of laminar forced convection in a air-cooled horizontal printed circuit board assembly, Numerical Heat Transfer, 37, 373–393.

- Liang, C., Papadikis, G., 2007., Large eddy simulation of pulsating flow over a circular cylinder at subcritical Reynolds number, *Computers and Fluids*, 36, 299–312.
- Liou, T.M, Chen, S.H, 1998, Turbulent heat and fluid flow in a passage disturbed by detached perforated ribs of different heights, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41, 1795–1806.
- Lorenzini, G., Hernandez, Guerrero., Luviano, Ortiz., Leon, Conejo., 2015., Numerical and experimental analysis of heat transfer enhancement in a grooved channel with curved flow deflectors, *Applied Thermal Engineering* 75, 800-808.
- Lu, X., Zhang, G., Chen, Y., Wang, Q., Zeng, M., 2015, Effect of geometrical parameters on flow and heat transfer performances in multi-stream spiral-wound heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.* 89, 1104-1116.
- Luo, D.D, Leung, C.W, Chan, T.L, Wong, W.O, 2005, Simulation of Turbulent Flow and Forced Convection in a Triangular Duct with Internal Ribbed Surfaces, *Numerical Heat Transfer, Part A*.
- Luo, S.C., Li, L.L., Shah, D.A., 1999., Aerodynamic Stability of the Downstream of Two Tandem Square-Section Cylinders, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 79, 79-103.
- Lytle, D., Webb, B.W., 1994., Air jet impingement heat transfer at low nozzle plate spacings. *International Journal Heat Mass Transfer*, 37, 1687-1697.
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 2002., Experimental heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall-mounted cubes, *Internat. J. Heat Mass Transfer*, 45, 465–482.
- Mikielewicz, D., Stasiek, A., Jewartowski, M., Stasiek, J., 2011, Measurements of heat transfer enhanced by the use of transverse vortex generators, *Appl. Therm. Eng.* 49, 61–72.
- Mittal, S., Raghuvanshi, A., 2001., Control of vortex shedding behind circular cylinder for flows at low Reynolds numbers. *Int J Numer Meth Fluids* 35, 421–447
- Nakagawa, S., Sende, M., Wakasugi, H., Hiraide, A., 1998., Heat transfer in channel flow around a rectangular cylinder, *Heat Transfer-Jpn. Res.* 27, 84.
- Peng, J., Fu, X., Chen, Y., 2004, Flow measurement by a new type vortex flowmeter of dual triangulate bluff body, *Sens. Actuators*, 115, 53–59.

- Perng, S.-W., H.-W. Wu, T.-C. Jue., 2012., Numerical investigation of heat transfer enhancement on a porous vortex-generator applied to a block-heated channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55, 3121-3137.
- Pirouze, M., Farhadi, M., Sedighi, K., Nemati, H., Fattahi, E., 2011., Lattice Boltzmann simulation of conjugate heat transfer in a rectangular channel with Wall-mounted obstacles, *Scientia Iranica*, 18(2), 213-221.
- Promvongse, P., Suwannapan, S., Pimsarn, M., Thianpong, C., 2014, Experimental study on heat transfer in square duct with combined twisted-tape and winglet vortex generators, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 59, 158–165.
- Ross, P.J., 1989., *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. McGraw-Hill, Singapore.
- Sara, O.N., 2003., Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins, *Energy Conserv. Manage.* 144, 1787–1803.
- Sarkar, S., 2009., Large-Eddy Simulation of Wake and Boundary Layer Interactions Behind a Circular Cylinder, *J. Fluid Eng.*, 9, 01-14.
- Sebastian, G, Shine, S.R, 2015, Natural convection from horizontal heated cylinder with and without horizontal confinement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 82, 325–334.
- Selimefendigil, F., Oztop, H.F., 2014, Effect of a rotating cylinder in forced convection of ferrofluid over a backward facing step, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 71, 142-148.
- Singh, D., Premachandra, B., Kohli, S., 2015, Effect of nozzle shape on jet impingement heat transfer from a circular cylinder, *Int. J. Therm. Sci.* 96, 45-69.
- Shui, L.Q., Gao, J.M., Shi, X.J., 2013., Effects of duct aspect ratio on heat transfer and friction in steam-cooled ducts with 60-angled rib turbulators, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 49, 123–134.
- Tanda, G., 2011., Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45° angled rib turbulators on one/two walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 , 1081-1090.
- Tsay, Y.L., Cheng, J.C., Chang, T.S., 2003., Enhancement of heat transfer from surface-mounted block heat sources in a duct with baffles. *Numer. Heat Transfer Part A* 43 (8), 827–841.
- Turgut, O., Onur, N., Arslan, K., Günbey, F., 2009., Numerical investigation of heat transfer problem in hydrodynamically and thermally developing laminar flow

in trapezoidal cross-section duct, *Journal of Thermal Science and technology*, No.2, 59-66.

Turgut, O., Khastar, F., Gültekin, A.M., 2014., Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in rectangular cross-sectional ducts, Suleyman Demirel University, *Journal of Natural and Applied Science*, 22-29.

Valencia, A., 1999, Heat transfer enhancement due to self-sustained oscillating transverse vortices in channels with periodically mounted rectangular bars, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, 2053–2062.

Xie, G., Liu, J., Ligrani, P.M., Sunden, B., 2014., Flow structure and heat transfer in a square passage with offset mid-truncated ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 71, 44-56.

Wang, H., Liu, Y, W., Yang, P., Wu, R., J., He., Y.L., 2016, Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method, *Appl. Thermal Eng.*, 103, 128–138.

Wang, J., Wang, C., 2016., Heat Transfer and flow characteristics of a rectangular channel with a small circular cylinder having slant-vent vortex generator, *International Journal of Thermal Science* , 104, 158-171.

Wang, J., Liu, J., Wang, L., Sunden, B., Wang, S., 2018, Numerical Investigation of Heat Transfer and Fluid Flow In A Rotating Rectangular Channel With Various-Shaped Discrete Ribs, *Applied Thermal Engineering*, 129, 1369-1381.

Wang, J., Zhao, Y, 2015, Heat and fluid flow characteristics of a rectangular channel with a small diameter circular cylinder as vortex generator, *Int. J. Therm. Sci.* 92, 1–13.

Wu, H.W., Perng, S.W., 1999., Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a horizontal channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, 1217–1235.

Yang, G., Wu, J.Y., 2014., Effect of aspect ratio and assisted buoyancy on flow reversal for mixed convection with imposed flow rate in a vertical three dimensional rectangular duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 77, 335–343.

Young, T.J., Vafai, K., 1999., Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of array of channel mounted obstacles, *ASME J. Heat Transfer*, 121, 34–42.

Zhang, X., Perot, B., 2000., Turbulent Vortex Shedding from Triangle Cylinder using the Turbulent Body Force Potential Model, *ASME*, 11172.



Zhou, Y., So, R.M.C., Liu, M.H., 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.



**ÖZGEÇMİŞ****Kişisel Bilgiler**

Adı SOYADI : Mehmet DİKİCİ  
Uyruğu : Türkiye  
Doğum yeri ve tarihi : Merzifon 29/07/1986  
Medeni hali : Evli  
Telefon : 0555 761 91 85  
E-posta : [mehmet.dikici.05@gmail.com](mailto:mehmet.dikici.05@gmail.com)

**Eğitim**

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üni. Makina Müh.	2012 – 2015
Lise	Merzifon Anadolu Lisesi	2000 – 2004

**İş Deneyimi**

Yıl	Yer	Görev
2015-2017	Hattuşa Yapı Denetim ÇORUM	Kontrol Mühendisi
2017-	Ned Yapı Denetim MERZIFON	Kontrol Mühendisi

**Yabancı Dil**

İngilizce