

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**TABANINA AYRIK ISI KAYNAKLARI YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN
KESİTLİ YATAY BİR KANALDA KARMA TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi Soner BİRİNCİ

**OCAK 2019
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /

Tezin Savunma Tarihi : / /

Tez Danışmanı :

Trabzon

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Soner BİRİNCİ Tarafından Hazırlanan**

**TABANINA AYRIK ISI KAYNAKLARI YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KESİTLİ YATAY
BİR KANALDA KARMA TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

**başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 25 / 12 / 2018 gün ve 1784 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.**

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Orhan AYDIN

Üye : Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI

Üye : Prof. Dr. Haydar KÜÇÜK


.....


.....


.....

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Bu çalışma Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak hazırlanmıştır.

Elektronik teknolojisindeki gelişmeler ile birlikte, elektronik cihazların boyutları küçülmekte, devre hızı ve çalışma yoğunlukları artmaktadır. Buna bağlı olarak elektronik devrelerde birim alana düşen ısı miktarı da artmaktadır. Elektronik devrelerde meydana gelen ısı artışının belirli bir değeri aşması halinde sistemin performansı ve güvenirliliği azalmaktadır. Elektronik cihazların güvenli ve verimli çalışabilmesi için etkin bir soğutma sistemine ve ısıl yönetimin sağlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır.

Yüksek lisans tezi kapsamında alt yüzeyinde dört adet ayırık ısıtıcı bulunan, diğer yüzeyleri ise ısıtılmayan ve iyi derecede yalıtılmış yatay bir kanal içerisindeki ısı transferi deneysel ve sayısal olarak karma taşınım rejiminde incelenmiştir.

Yüksek lisans eğitimim süresince, görüş ve önerileriyle beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Orhan AYDIN' a, deney düzeneğinin kurulumundaki katkılarından dolayı Arş. Gör. Dr. Buğra SARPER'e ve Arş. Gör. Mehmet SAĞLAM'a teşekkürlerimi borç bilirim.

Hayatım boyunca desteklerini yanımda hissettiğim aileme minnettar olduğumu belirtir çalışmamın yararlı olmasını içtenlikle dilerim.

Soner BİRİNCİ
Trabzon 2019

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Tabanına Ayrık Isı Kaynakları Yerleştirilmiş Dikdörtgen Kesitli Yatay Bir Kanalda Karma Taşınım ile Isı Transferinin İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Orhan AYDIN’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarında yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.14/01/2019

Soner BİRİNCİ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XII
SEMBOLLER DİZİNİ	XIII
1. GİRİŞ	1
1.1. Elektronik Sistemlerde Hasar	3
1.2. Elektronik Soğutma Sistemleri	5
1.3. Literatür Özeti.....	7
1.4. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	16
2. DENEYSEL ve SAYISAL YÖNTEM.....	18
2.1. Deney Düzenegi ve Kullanılan Cihazlar	18
2.1.1. Test Bölgesi	20
2.1.2. Akış Görüntüleme.....	22
2.1.3. Deneysel Verilerin Analizi	22
2.1.4. Belirsizlik Analizi	24
2.2. Sayısal Çalışmalar	25
2.2.1. Matematiksel Model	25
2.2.1.1. Temel Denklemler	25
2.2.1.2. Sınır Koşulları	28
2.2.1.3. Verilerin İşlenmesi.....	30
2.2.1.4. Ağ Yapısı	31
3. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	33
3.1. Ayrık Isı Kaynaklarının Konumlarının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi	33

3.1.1.	Gömülü Isı Kaynakları	33
3.1.2.	Çıkıntılı Isı Kaynakları	39
3.2.	Tüm Isı Kaynaklarını Aktif Olduğu Durum (Isı Kaynakları Eşit Isı Üretimine Sahip).....	51
3.2.1.	Gömülü Isı Kaynakları	51
3.2.2.	Çıkıntılı Isı Kaynakları	55
3.2.3.	Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durumda Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi.....	63
4.	SONUÇLAR.....	68
5.	ÖNERİLER.....	69
6.	KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ		

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

TABANINA AYRIK ISI KAYNAKLARI YERLEŞTİRİLMİŞ DİK DÖRTGEN KESİTLİ YATAY BİR KANALDA KARMA TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Soner BİRİNCİ

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Orhan AYDIN
2019, 73 Sayfa

Bu çalışmada alt yüzeyinde ayrik ısıtıcılar bulunan yatay bir kanal içerisindeki karma taşınım ile ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın amacı, karma taŐınımda kanal boyunca azalan soğutma performansının artırılmasıdır. Bu çalışmada, ısı kaynakları arasındaki mesafenin, farklı ısı güç oranlarının ve Reynolds sayısının, ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmalarda hem gömülü hem de çıkıntılı ısı kaynakları kullanılmıştır. alıŐmalar, Grashof sayısının 1.15×10^7 , 1.34×10^7 , 1.53×10^7 değerlerinde ve Reynolds sayısının ise 792 ile 3962 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Yüzeyler arası ısı iletiminde ısı transferi dikkate alınmıştır. Deneysel alıŐma süresince hız ve sıcaklık ölçümleri alınmış olup akış görüntüleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Sayısal alıŐmalarda, ANSYS Fluent (v.15) yazılımı kullanılmıştır. alıŐmalar sonucunda, ısı kaynakları arasındaki mesafenin ve Reynolds sayısının artışıyla sistemin genel soğutma performansının arttığı görülmüştür. Ayrıca kanal girişinden itibaren giderek azalan ısı yoğunluğunun soğutma performansını arttırdığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yatay kanal, karma taşınım, mesafe oranı, ısı güç oranı, Nusselt sayısı, global iletkenlik.

Master Thesis

SUMMARY

INVESTIGATION OF MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER IN A
RECTANGULAR HORIZONTAL CHANNEL WITH DISCRETE HEAT SOURCES
PLACED ON THE BASE

Soner BİRİNCİ

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program

Supervisor: Prof. Dr. Orhan AYDIN

2019, 73 Pages

In this study, mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources is investigated experimentally and numerically. The aim of the study is to enhance cooling performance in mixed convection through the channel. In this study, the effects of distance between heat sources, heat dissipation ratio and Reynolds number on heat transfer are investigated. In the studies, flush mounted and protruding heat sources have been used. The studies are carried out for modified Grashof numbers of 1.15×10^7 , 1.34×10^7 , 1.53×10^7 and Reynolds numbers between 792 and 3962. Radiative heat transfer between the surfaces is considered. Velocities and temperatures are measured, and flow visualization studies are carried out in the experimental study. Numerical computations are performed with ANSYS Fluent (v.15) software. The results obtained the study have shown that the distance between heat sources, the use of different heat dissipation and Reynolds number affect the cooling performance. As a result of the studies, it is observed that the increase in the distance between heat sources and Reynolds number increases the global cooling performance of the system. In addition to the decreasing thermal density from entrance increases the cooling performance.

Key Words: Horizontal channel, mixed convection, spacing ratio, heat dissipation ratio, Nusselt number, global conductance.

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. (a) Çip gücünün yıllara bağlı olarak artışı, (b) Çip ısı akısının yıllara bağlı olarak artışı (NEMI Technology Roadmaps, 2002; Anandan ve Ramalingam, 2008)	1
Şekil 1.2. Ana kartların zaman içerisindeki boyutsal değişimleri (URL-1, 2018).....	2
Şekil 1.3. Bir elektronik bileşen içerisine yerleştirilebilen transistor sayısının yıllara göre değişimi (Çengel, 2003).	2
Şekil 1.4. Elektronik cihazlarda, fiziksel koşullardan dolayı meydana gelen oranları (Yeh, 1995).....	3
Şekil 1.5. Elektronik cihazlarda meydana gelen hataların sıcaklık ile değişimi (Çengel, 2003).....	4
Şekil 1.6. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri (Mudawar, 2000; Pırasacı, 2009)	5
Şekil 1.7. Taşınım rejimleri; (a) Zorlanmış taşınım, (b) Doğal taşınım, (c) Karma taşınım (Oosthuizen ve Naylor, 1999).....	6
Şekil 1.8. Farklı soğutma teknikleri ve akışkanlar için elde edilebilecek olan ısı taşınım katsayısı değerleri (Murshed,2016).....	7
Şekil 2.1. Deney düzeneğinin genel görünümü	18
Şekil 2.2. (a) test bölgesi, (b) çıkış bölgesi, (c) giriş bölgesi	19
Şekil 2.3. Deney düzeneğinin şematik görünümü	19
Şekil 2.4. Çalışmada kullanılan cihazlar, (a) iş istasyonu, (b) veri toplama ünitesi, (c) güç kaynağı, (d) hız ölçüm cihazı, (e) multimetre.....	20
Şekil 2.5. Test bölgesinin şematik görünümü	20
Şekil 2.6. Isı kaynakları, (a) çıkıntılı ısı kaynağı, (b) gömülü ısı kaynağı	21
Şekil 2.7. Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları ve termoelemanların cidar üzerindeki yerleşimi.....	21
Şekil 2.8. Sayısal hesaplamalarda kullanılan sınır koşulları ve oluşturulan model	30
Şekil 3.1. Isı kaynaklarının cidar üzerindeki yerleşimleri	34
Şekil 3.2. Alternatif çalışma koşulunda kanal boyunca ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{mm}$)	35
Şekil 3.3. Alternatif çalışma koşulunda ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{mm}$)	37

Şekil 3.4.	Alternatif çalışma koşulunda, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{mm}$)	38
Şekil 3.5.	Gömülü ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nusselt sayısı oranının Reynolds sayısı ile değişimi	39
Şekil 3.6.	Alternatif çalışma koşulunda, kanal merkezinde ($D/2=76.2\text{mm}$) elde edilen sıcaklık alanları, hız alanları ve akım çizgileri ($Re_{Dh}=792$ ve 3962)	41
Şekil 3.7.	Tüm çalışma durumlarında ortalama kaynak sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi	45
Şekil 3.8.	Tüm çalışma durumlarında, kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.....	47
Şekil 3.9.	Çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{mm}$)	51
Şekil 3.10.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, gömülü ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi.....	52
Şekil 3.11.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{ mm}$)...	53
Şekil 3.12.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	54
Şekil 3.13.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenlik değerinin Reynolds sayısı ile değişimi	54
Şekil 3.14.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kanal merkezinde farklı Reynolds sayıları için deneysel ve sayısal olarak edilen akım çizgileri	56
Şekil 3.15.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kanal merkezinde farklı Reynolds sayıları için hız ve sıcaklık alanları.....	57
Şekil 3.16.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi	58
Şekil 3.17.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kaynak yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	59
Şekil 3.18.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.....	61
Şekil 3.19.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, genel ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	62

Şekil 3.20.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, sistemde elde edilen en yüksek sıcaklık değerinin ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi	63
Şekil 3.21.	Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ile değişimi.....	64
Şekil 3.22.	Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	65
Şekil 3.23.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ısı güç ve Reynolds sayısı ile değişimi.....	66
Şekil 3.24.	Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	67



TABLULAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Yüksek sıcaklık sebebiyle elektronik sistemlerde meydana gelebilecek hasarlar (Sergent ve Krum, 1998; Pırasacı, 2009).....	4
Tablo 1.2. Yapılan Çalışmalar	14
Tablo 2.1. Kullanılan türbülans modele ait katsayılar	27
Tablo 2.2. Gerçekleştirilen ağ bağımsızlık çalışmasının sonuçları.....	32
Tablo 3.1. $Gr_{Dh}^* = 1.53 \times 10^7$ için çalışılan Richardson (Ri) ve Reynolds (Re) sayıları	33

SEMBOLLER DİZİNİ

A	: alan [m ²]
C	: realizable k- ϵ türbülans modelinde kullanılan denklem katsayıları
D	: kanal derinliği [m]
D_h	: hidrolik çap [m]
E_K	: yüzeyin ışıyım yayma gücü [W/m ²]
F	: şekil faktörü
g	: yerçekimi ivmesi [m/s ²]
G_k	: hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
G_b	: kaldırma kuvvetlerine bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
Gr_{Dh}^*	: düzeltilmiş Grashof sayısı
h	: ısı taşınım katsayısı [W/m ² K]
I	: akım (A)
J	: yüzeyin yaptığı ışıma [W/m ²]
k	: ısı iletim katsayısı [W/mK]
L_h	: ısı kaynağı uzunluğu [m]
L_{top}	: toplam kanal uzunluğu [m]
Nu	: yerel Nusselt sayısı
Nu_{ort}	: ortalama Nusselt sayısı
Nu_r	: Nusselt sayısı oranı
p	: basınç [Pa]
q	: ısı akısı [W/m ²]
\dot{q}	: hacimsel ısı üretimi [W/m ³]
\dot{Q}	: ısı kaynağı yüzeyinden birim uzunluk başına gerçekleşen toplam ısı transferi [W/m]
\dot{q}_r	: ısı güç oranı
Q	: ısı güç [W]
R	: elektrik direnci (Ω), ölçülen büyüklük
Re_{Dh}	: Reynolds sayısı

Ri	: Richardson sayısı
s	: ısı kaynakları arasındaki mesafe [m]
t	: kalınlık [m]
T	: sıcaklık [$^{\circ}C$]
u	: x doğrultusundaki hız bileşeni [m/s]
u_j	: kartezyen koordinatlarda hız bileşeni [m/s]
v	: y doğrultusundaki hız bileşeni [m/s]
V	: gerilim (V)
w	: z doğrultusundaki hız bileşeni [m/s]
w_R	: R büyüklüğünün hata oranı
W	: kanal genişliği [m]
x, y, z	: kartezyen koordinatlar

Yunan Harfleri

β	: ısı genleşme katsayısı [1/K]
ε	: yüzeyin ışınım yayma katsayısı
ν	: akışkanın kinematik viskozitesi [m^2/s]
ρ	: yoğunluk [kg/m^3]
σ_k	: k için türbülans Prandtl sayısı
σ_b	: ε için türbülans Prandtl sayısı

Alt İndisler

cu	: bakır
ζ	: çıkış
f	: akışkan
g	: giriş
$gelen$: gelen
$genel$: alan ağırlıklı ortalama
$ışn$: ışınım
$ilet$: iletim

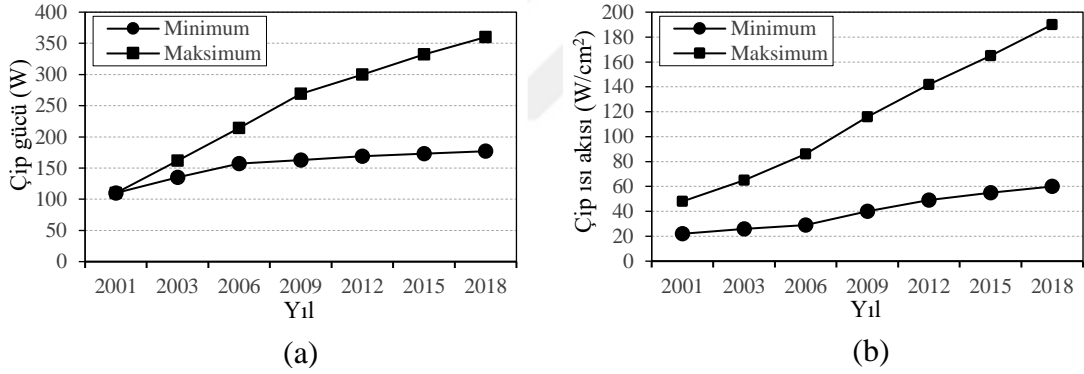
<i>ins</i>	: yalıtım malzemesi
<i>j, k</i>	: yüzey
<i>maks</i>	: maksimum
<i>p</i>	: polikarbonat
<i>r</i>	: oran
<i>s</i>	: katı
<i>taş</i>	: taşınım
<i>top</i>	: toplam
<i>O</i>	: referans değer

Üst İndisler

'	: çalkantı değeri
—	: ortalama değeri

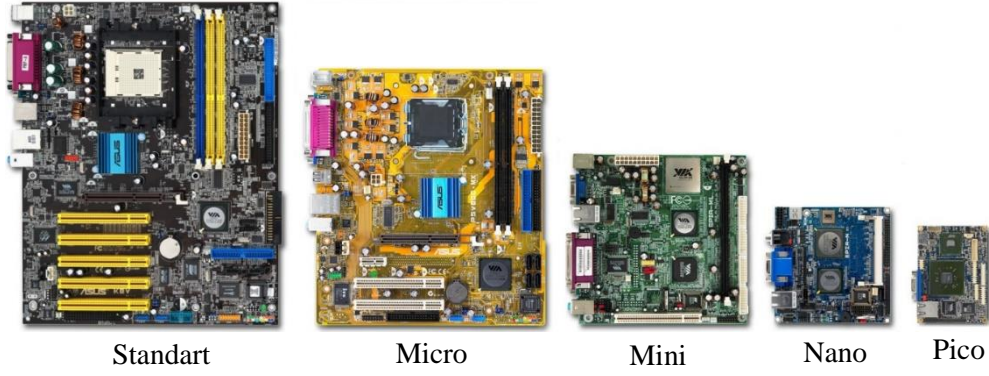
1.GİRİŞ

Elektronik teknolojisindeki gelişmeler ile birlikte, elektronik cihazların boyutları küçülmekte, devre hızı ve çalışma yoğunlukları artmaktadır. Buna bağlı olarak elektronik devrelerde birim alana düşen ısı miktarı da artmaktadır. Elektronik devrelerde meydana gelen ısı artışının belirli bir değeri aşması halinde sistemin performansı ve güvenilirliği azalmaktadır. Elektronik cihazların güvenli ve verimli çalışabilmesi için etkin bir soğutma sistemine ve ısıl yönetimin sağlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Etkin bir soğutma, devre elemanlarının sıcaklığının mümkün olan en düşük seviyede tutulması ve sistemin eş dağılı sıcaklığa sahip olması ile mümkün hale gelmektedir. Yıllara bağlı olarak çip gücü ve çip ısı akısında meydana gelen artış Şekil 1.1’de verilmiştir. Güç yoğunluğundaki bu artış, geleceğin yarı iletken cihazlarını belirlemede, sıcaklık yönetimini ve ısıl kontrolü önemli hale getirmektedir (NEMI Technology Roadmaps, 2002; Anandan ve Ramalingam, 2008).



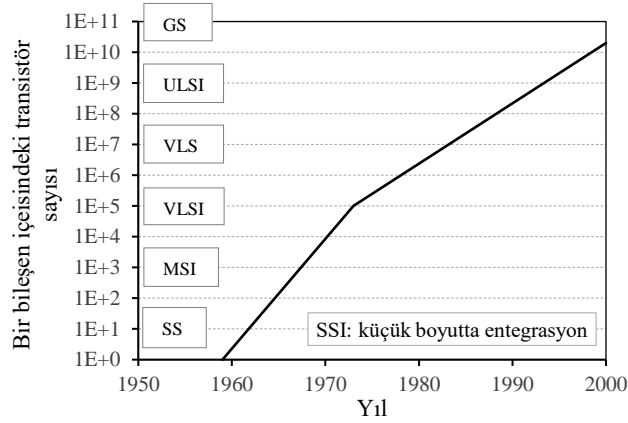
Şekil 1.1. (a) Çip gücünün yıllara bağlı olarak artışı, (b) Çip ısı akısının yıllara bağlı olarak artışı (NEMI Technology Roadmaps, 2002; Anandan ve Ramalingam, 2008).

Teknolojinin gelişmesi ile birlikte, bazı elektronik cihazlarda kullanılan ana kartların boyutları zamanla sistem ihtiyaçlarına bağlı olarak küçülmüştür. Söz konusu boyut değişimi Şekil 1.2’de görülmektedir.



Şekil 1.2. Ana kartların zaman içerisindeki boyutsal değişimleri (URL-1).

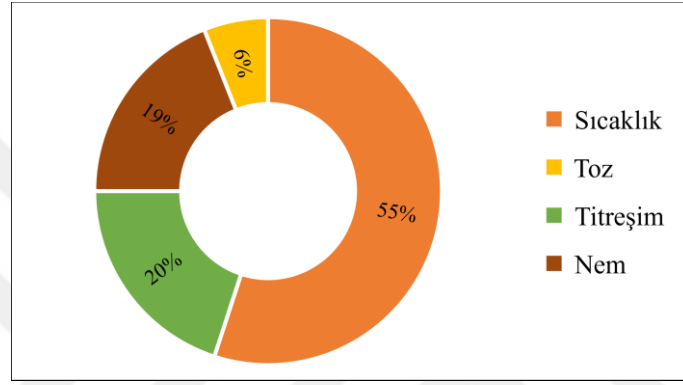
Günümüzde kullanılan tüm elektronik cihazlar, elektronik devre elemanları tarafından kontrol edilmektedir. 3x3 cm boyutundaki bir elektronik devre elemanı içerisinde milyonlarca transistör bulunmakta ve her bir transistör üzerinden geçen elektrik akımı ısı enerjisinin artışına neden olmaktadır. Transistör sayısının her geçen yıl arttığı düşünüldüğünde, elektronik sistemlerin soğutulmasının ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır (Sağlam, 2017). Bir bileşen içerisinde bulunan transistör sayısının yıllara bağlı olarak değişimi Şekil 1.3'te gösterilmektedir. Burada 'Moore yasasına' göre bir bileşen içine yerleştirilecek transistör sayısı, her iki senede bir iki katına çıkarken, üretim maliyetleri aynı kalır, hatta düşme eğilimi gösterir (URL-1).



Şekil 1.3. Bir elektronik bileşen içerisine yerleştirilebilen transistör sayısının yıllara göre değişimi (Çengel, 2003).

1.1. Elektronik Sistemlerde Hasar

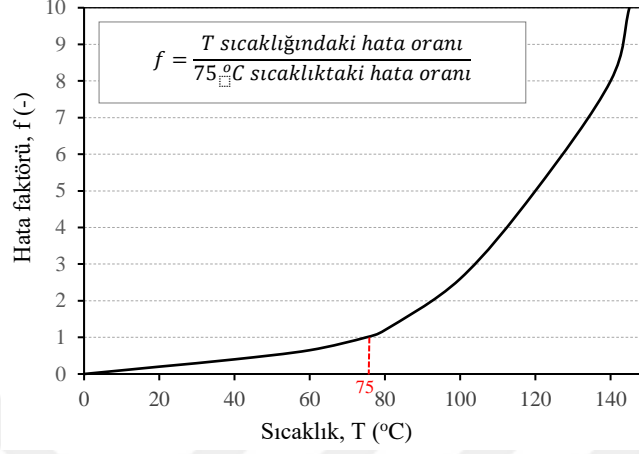
Elektronik cihazlarda meydana gelen arızalar, üretici kaynaklı olabildiği gibi çevresel koşullardan dolayı da meydana gelebilmektedir. Yüksek sıcaklık, toz, elektro manyetik alan, nem, şok ve titreşim gibi fiziksel etkenler çevresel koşullar olarak sınıflandırılabilir. Elektronik cihazlarda, fiziksel koşullardan dolayı meydana gelen arızaların oranları Şekil 1.4'te gösterilmiştir.



Şekil 1.4. Elektronik cihazlarda, fiziksel koşullardan dolayı meydana gelen arıza oranları (Yeh, 1995).

Ortamda serbest halde dolaşan tozlar, yüksek ısı akılarının meydana geldiği işlemcilerde birikerek ısı transferine karşı direnç oluşturmaktadır. Doğru akımın kullanıldığı cihazlarda var olan transformatörler ve yüksek sıcaklığa sahip elektronik devre sistemleri elektro manyetik alan oluşturarak özellikle görüntü sağlayan cihazlarda arızalar meydana getirmektedir. Nem, elektrik iletkenliğini arttırdığından sistemde kısa devreler meydana gelmektedir. Hareketli mekanizmalara (sabit disk vb.) sahip elektronik cihazlarda (diz üstü bilgisayar vb.) kullanıcıya veya işletme koşullarına bağlı olarak ortaya çıkan titreşim ile düşmelerden kaynaklı şok, söz konusu cihazların kullanım dışı kalmasına neden olmaktadır (Sarper, 2018). Normal çalışma düzeninde, elektronik devre elemanlarının üzerinden akım geçtiğinden elektronik sistemler ısı üretirler. Üretilen ısı, elektronik devre elemanlarının sıcaklığının artmasına sebep olmakta ve sıcaklığın devre elemanlarının dayanabileceğinden daha yüksek olması halinde sistemde performans kaybı ve devre elemanlarının ömründe azalma meydana gelmektedir (Pırasacı, 2009). Şekil 1.5'de elektronik cihazlarda oluşan hata faktörünün sıcaklığa bağlı değişimi görülmektedir. Söz konusu şekilden, elektronik cihazlarda meydana gelen hata ve arızaların sistem çalışma sıcaklığı ile arttığı

görülmektedir. Ayrıca yüksek sıcaklık sebebiyle elektronik sistemlerde meydana gelebilecek hasarlar Çizelge 1.1’de verilmiştir (Sergent ve Krum 1998; Pırasacı, 2009).



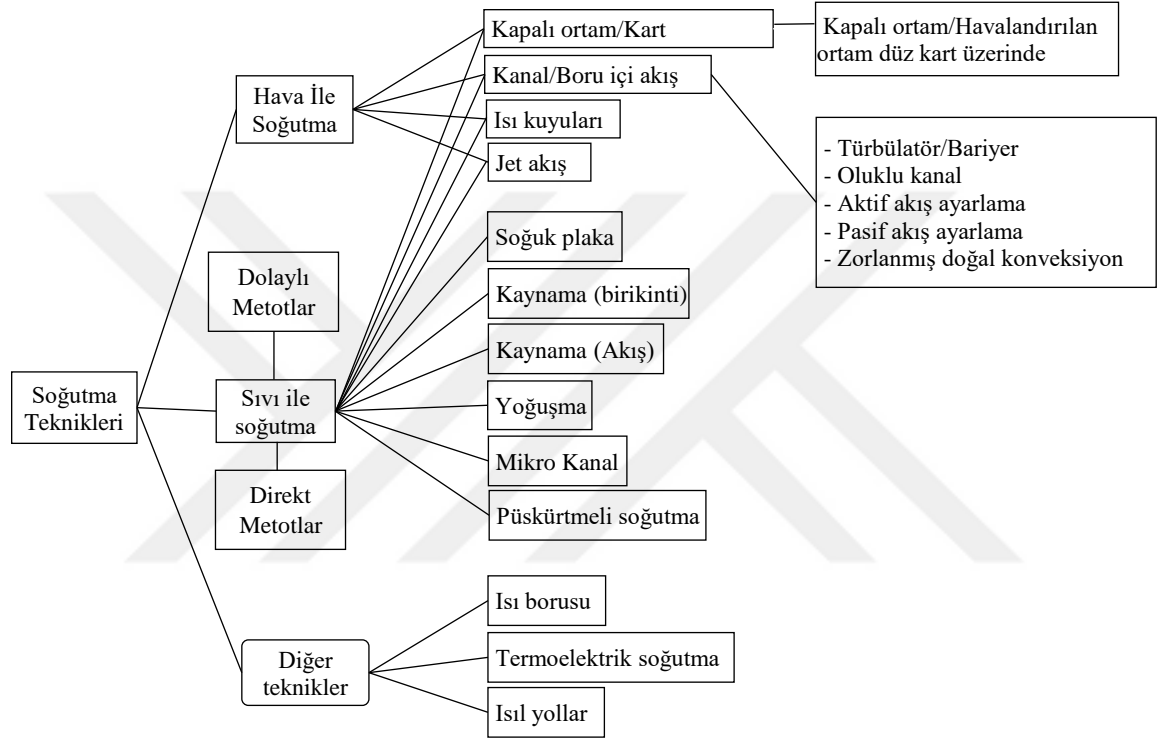
Şekil 1.5. Elektronik cihazlarda meydana gelen hataların sıcaklık ile değişimi (Çengel, 2003)

Tablo 1.1. Yüksek sıcaklık sebebiyle elektronik sistemlerde meydana gelebilecek hasarlar (Sergent ve Krum 1998; Pırasacı, 2009).

Hasar Durumu	Özellik
Önemsiz Hasar	<ul style="list-style-type: none"> • Sıcaklık, en yüksek çalışma sıcaklığına ulaştığında, eleman çalışmaya devam eder fakat istenilen koşulları sağlayamaz. • Sıcaklık azaldığında, eleman normal çalışma şartlarına geri döner. • Hasar, bileşen parametrelerinin sıcaklıkla değişiminden kaynaklanır.
Önemli Hasar (Kısa Vade)	<ul style="list-style-type: none"> • Sıcaklık, elemanın en yüksek dayanma sıcaklığını aştığında eleman çalışmaz. • Sıcaklık azaldığında eleman normal çalışma şartlarına geri dönemez. • Hasar, bileşenin bozulmasından veya bileşen parametrelerinin sıcaklıkla değişiminden kaynaklanabilir.
Önemli Hasar (Uzun Vade)	<ul style="list-style-type: none"> • Eleman, hiçbir sıcaklıkta çalışmaz. • Hasar, geri dönüşümsüzdür. • Hasar, eleman ile bağlantı yeri arasında mekanik gerilmeye neden olur.

1.2. Elektronik Soğutma Sistemleri

Elektronik devre elemanları tarafından kontrol edilen tüm cihazlarda, meydana gelen ısıyı sistemden uzaklaştırmak için farklı soğutma teknikleri ve soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Genel olarak uygulamada kullanılan soğutma teknikleri Şekil 1.6'da verilmiştir.

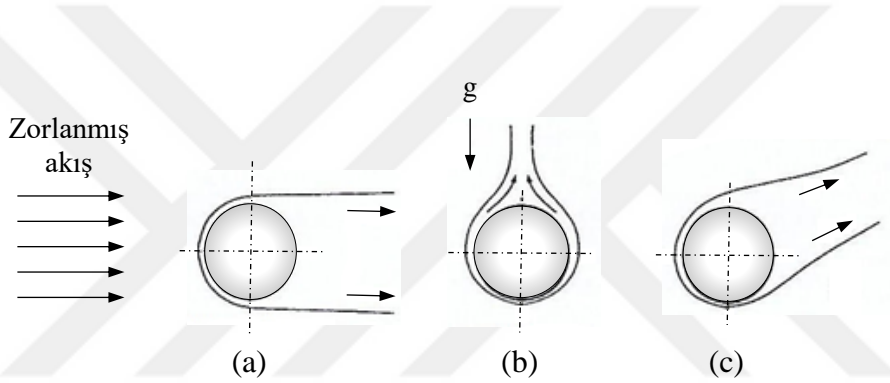


Şekil 1.6. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri (Mudawar, 2000; Pırasacı, 2009)

Elektronik devrelerde açığa çıkan ısının soğutucu akışkan tarafından uzaklaştırılmasında, güvenlik, uygulanabilirlik ve ulaşılabilirlik gibi özelliklerinden dolayı hava sıklıkla tercih edilmektedir. Hava; doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinin tamamında kullanılabilir. Hava; doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinin tamamında kullanılabilir.

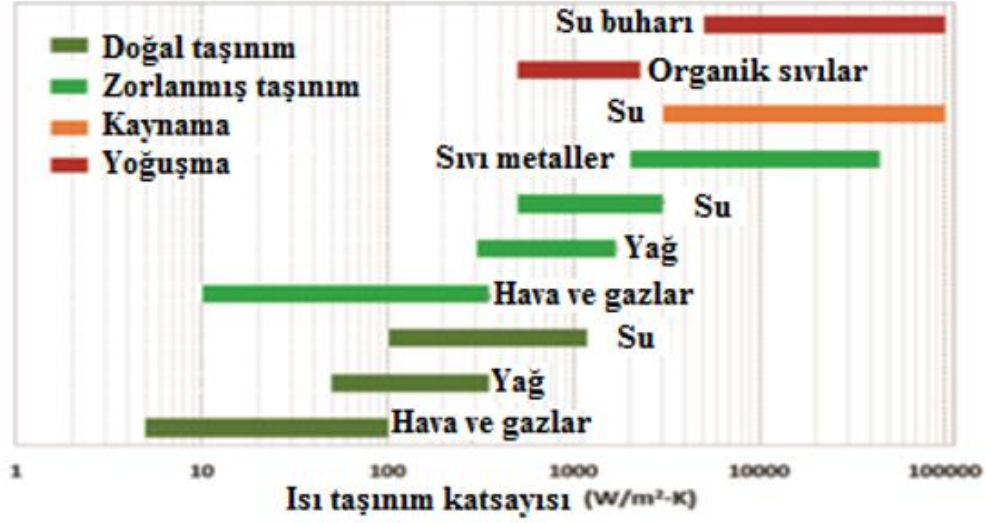
Doğal taşınım genellikle düşük ısı akılarına sahip elektronik cihazların soğutulmasında tercih edilir. Bu yöntemde sistem, herhangi bir dış etkene ihtiyaç duymadığından sessiz, güvenilir ve düşük maliyetli bir soğutma yöntemi olarak bilinmektedir (Pırasacı, 2009). Doğal taşınım; hareket, yoğunluk farkı nedeniyle meydana gelen kaldırma kuvvetinden kaynaklanmakta ve söz konusu hareket ısının sistemden uzaklaştırılmasını sağlamaktadır. Yüksek ısı akılarına sahip elektronik cihazların soğutulmasında doğal taşınımın yetersiz

kalması nedeniyle zorlanmış taşınım ile soğutma tercih edilmektedir. Yüksek ısı üreten cihazlardaki soğutma sistemlerinde ısıyı uzaklaştırmak için hareket fan vb. ekipmanlar tarafından sağlanmakta fakat söz konusu ekipmanlar, sistemde gürültü ve titreşim gibi problemlere neden olabilmektedir. Doğal ve zorlanmış taşınım ile soğutmanın birlikte dikkate alındığı taşınım mekanizması, karma taşınım olarak adlandırılır. Düşük akışkan hızlarında, viskoz kuvvetler ve kaldırma kuvveti dengede ise karma taşınımından bahsetmek mümkündür. Söz konusu ısı transfer mekanizmasında, hava hızları ve gürültü zorlanmış taşınımına göre daha düşüktür. Şekil 1.7'de kullanılan akışkanın yüzeye göre daha soğuk olduğu bir silindirdaki doğal taşınım, zorlanmış ve karma taşınım rejimleri gösterilmiştir (Oosthuizen ve Naylor, 1999; Sarper, 2018).



Şekil 1.7. Taşınım rejimleri; (a) Zorlanmış taşınım, (b) Doğal taşınım, (c) Karma taşınım (Oosthuizen ve Naylor, 1999)

Doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve karma taşınım rejimlerinin hangisinin daha baskın olduğunu Richardson sayısı ($Ri = Gr/Re^2$) ile belirlenmektedir. $Ri < 0.1$ olduğunda zorlanmış taşınım, $Ri > 10$ olduğunda ise doğal taşınım baskındır. $Ri \approx 1$ olduğunda ise kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetler ile dengede olup; $0.1 < Ri < 10$ aralığında ise doğal taşınım ve zorlanmış taşınım birbirlerine baskın olmadığı yani her iki ısı transfer mekanizmasının birlikte dikkate alındığı karma taşınım söz konusudur (Llyod ve Sparrow, 1970; Bejan, 2013;). Farklı soğutma yöntemlerindeki ve soğutucu akışkanlardaki ısı taşınım katsayıları Şekil 1.8'de verilmiştir. Söz konusu şekilden, zorlanmış taşınımın ısı taşınım katsayısının doğal taşınımına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Fakat bakıma ihtiyaç duymaması, yüksek güvenilirlik düzeyi, düşük maliyetler ve ekstra bir ekipmana ihtiyaç duymaması gibi özelliklerinden dolayı doğal taşınım ile soğutma tercih edilmektedir (Sağlam, 2017).



Şekil 1.8. Farklı soğutma teknikleri ve akışkanlar için elde edilebilecek olan ısı taşınım katsayısı değerleri (Murshed,2016).

1.3. Literatür Özeti

Bu çalışmada alt yüzeyinde dört adet ayırık ısıtıcı bulunan, diğer yüzeyleri ise ısıtılmayan ve iyi derecede yalıtılmış yatay bir kanal içerisindeki ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Literatürdeki benzer çalışmalar incelendiğinde ısı transferinin; doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinde ele alındığı ve bu çalışmaların deneysel, teorik ya da sayısal olarak gerçekleştirildiği görülmüştür. Söz konusu çalışmalarda, ısı transferi ve akış alanı problemleri, ısı kaynaklarının yüzeye gömülü olduğu ya da çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanıldığı durumlar dikkate alınarak incelenmiştir. Bu çalışmalar incelendiğinde, ısı kaynaklarının yerleşiminin ve ısı kaynaklarının ısı güç oranlarının, ayırık ısı kaynaklarından akışkana olan ısı transferine etkilerini inceleyen çalışmaların sınırlı sayıda olduğu görülmüştür. Söz konusu çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Davalath ve Bayazitoğlu (1987), yatay bir kanal içine yerleştirilen bir dizi ısı kaynağının, iki boyutlu, gelişmekte olan akış şartlarında, birleşik zorlanmış taşınım durumunu sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ısıtıcılar arasındaki mesafenin artışının resirkülasyon bölgelerini genişlettiği ve maksimum ısı transferinin ısı kaynaklarının üst yüzeyinde gerçekleştiği belirlenmiştir. Ayrıca Re sayısının artışıyla ısı kaynaklarının sıcaklıklarının azaldığı belirtilmiştir.

Young ve Vafai (1997), yatay bir kanalın alt yüzeyine yerleştirilen ısı kaynağının zorlanmış taşınım ile ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, Reynolds sayısı, ısı

iletim katsayısı ve ısı kaynağı boyutları üzerinde durulmuştur. Çalışma sonunda ısı kaynağı boyutları, ısı iletim katsayısı ve Reynolds sayısının akış ve ısı transfer karakteristiğini önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir.

Wang ve Vafai (1999), yatay bir kanalın alt yüzeylerindeki çıkıntılı veya gömülü ısı kaynaklarından taşınımın ısı transferini ve kanal içerisindeki basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda gömülü ısı kaynağı kullanımında tüm Reynolds sayılarında doğal taşınımın ihmal edilmemesi gerektiği, çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında ise doğal taşınımın ihmal edilebileceği belirtilmiştir. Çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında basınç düşümünün arttığı belirlenmiştir.

Young ve Vafai (1999), yatay bir kanalda bulunan ısı kaynaklarından, ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Araştırmacılar bu çalışmada düşük Reynolds sayılarında ısı transfer katsayılarının daha düşük olduğunu, yüksek ısı akılarına sahip ısı kaynaklarında sıcaklıkların aşırı derece arttığını belirlemiştir.

Liu vd. (1999), yatay bir plaka üzerine yerleştirdikleri 5 ısı kaynağının kapalı ortamdaki konumlarının doğal taşınım üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Araştırmacılar elektronik çipleri temsil eden ısı kaynaklarının eşit mesafeler ile konumlandırılmasının optimum sonuç olmadığını ve bundan kaçınılması gerektiğini, sıcaklık dağılımının ısı kaynakları arasındaki mesafeye önemli ölçüde bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Araştırmacılar son olarak merkezdeki ısıtıcılar arasındaki mesafenin 1.2 ve 1.5'lik geometrik seriler halinde olması durumunda maksimum sıcaklığının 25%'e kadar düştüğünü belirlemiştir.

Leung vd. (2000), yatay bir devre kartında zorlanmış taşınımın ısı transferini laminer akış şartlarında incelemiştir. Bu çalışmada Reynolds sayısının etkisi, ısıtıcı boyutları ve ısıtıcılar arasındaki mesafenin ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Araştırmacılar Reynolds sayısının artışıyla Nusselt sayısının arttığını, ısı kaynaklarının boyutlarının artışıyla Nusselt sayısı değerlerinin azaldığını belirlemiştir.

Chen vd. (2001), yatay bir kanala yerleştirilen ve elektronik çipleri temsil eden ayrık ısı kaynaklarının optimum şekilde konumlandırılmasının soğutma üzerindeki etkilerini incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada kullanılan beş ısı kaynağı alt yüzeylerinden elektrikli ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır. Isıtıcılar arasındaki toplam mesafe sabit olup 5 farklı geometrik düzen ele alınmıştır. Araştırmacılar, ısıtıcılar arasındaki mesafenin eşit olmasının optimum seçenek olmadığını ve bundan kaçınılması gerektiğini belirtmişler ve

farklı Reynolds sayıları için farklı geometrik düzenlerin belirlenmesi gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Da Silva vd. (2004), yatay bir levha üzerine konumlandırılan ayırık ısı kaynakları arasındaki mesafenin ısı transferi üzerindeki etkisini '*constructal theory*' yaklaşımını kullanarak zorlanmış taşınım şartları altında incelemiştir. Çalışmanın temel amacı ısıtıcılar ile akışkan arasındaki ısı iletkenliği azami seviyeye çıkartmaktır. Çalışmada, ilki çok sayıda küçük ısı kaynağı ikincisi ise az sayıda daha büyük ısı kaynağının yüzeye monte edilmesi şeklinde iki durum ele alınmıştır. Sonuçlar, her iki durumda da ısı kaynaklarının yüzeye farklı aralıklarla yerleştirilmesi gerektiğini ve ısıtıcılar arasındaki mesafenin Reynolds sayısına bağlı olarak değiştiğini göstermiştir.

Alawadhi (2005), ısıtıcı bloklar içeren yatay bir kanalda ısı transferini dalgalı plaka kullanarak sayısal olarak incelemiştir. Isıtıcı bloklar yüksek ısı yayma oranına sahip elektronik çipler olarak modellenmiştir. Duvarın her iki yüzeyinde ısıtıcı bloklar olup; kanal merkezine dalgalı bir plaka konumlandırılmıştır. Reynolds sayısının, dalgalı plakanın geometrik özellikleri ve ısı kaynakları arasındaki mesafenin Nusselt sayısı ve maksimum sıcaklık üzerindeki etkileri incelenmiştir. Araştırmacı, dalgalı plaka kullanımının ısı transferini artırdığını, dalgalı plakanın faz açısının 90^0 olmasının 0^0 olmasına göre daha iyi performans sağladığını, girinti-çıkıntı sayısı artışının ve Reynolds sayısındaki artışın ısı transferi üzerinde olumlu etkileri olduğunu belirlemiştir.

Doğan vd. (2005), alt ve üst duvarlarına $4 \times 8 = 32$ adet ısı kaynağı yerleştirilen yatay bir kanalda karma taşınımında ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Araştırmacılar Grashof sayısının artışıyla yüzey sıcaklarının arttığını, en-yükseklik oranı (AR) 2 için üst yüzey sıcaklarının alt yüzey sıcaklarından daha yüksek olduğunu, aynı zamanda AR=2'de kaldırma kuvveti etkisinin ikincil akış bölgeleri için daha etkili olduğunu belirlemiştir. Ayrıca yüksek Grashof sayılarında doğal taşınım etkisinin daha baskın olduğunu ortaya koymuşlardır.

Korichi ve Oufar (2005), dikdörtgen kesitli kanalın alt yüzeyine iki ve üst yüzeyine bir adet ısı kaynağı yerleştirerek ısı transferini incelemiştir. Çalışmada Reynolds sayısı, ısı kaynaklarının boyutları ve ısı iletim katsayılarının ısı transferine etkileri dikkate alınmıştır. Reynolds sayısının artışıyla ısı transferinin arttığı ve üç ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkının azaldığı, ısı iletim katsayısının artışıyla ısı direncin azaldığı ve en büyük ısı kaynağında en düşük sıcaklıkların elde edildiğini belirlemiştir.

Doğan vd. (2006), alt ve üst duvarlarına $4 \times 8 = 32$ adet ısı kaynağı bulunan, en/yükseklik oranının (W/H) sekiz olduğu yatay bir kanalda laminer karma taşınım şartlarında ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda tabandaki ısı kaynaklarında akışın ilk ısıtıcılar için zorlanmış taşınım özelliği gösterdiği; ancak sonlara doğru kaldırma kuvveti etkisinde ikincil akışların etkili olmasıyla Nusselt sayılarının arttığı görülmüştür. Artan Grashof sayıları ile birlikte ikincil akış bölgelerinin daha etkili olduğu görülmüştür.

Gül vd. (2006), yatay bir kanalın alt yüzeyinde bulunan ısıtıcı önüne yerleştirilen engelin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda engelin konumunun ve boyutlarının ısı transferi üzerinde önemli derecede etkili olduğu, ancak sürtünme kayıplarında ciddi artış olduğu belirlenmiştir.

Premachandran ve Balaji (2006), yatay bir kanal üzerine yerleştirilmiş çıkıntılı ısı kaynaklarından, birleşik taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışın kararlı, laminer, hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu varsayılmıştır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanal cidarları arasındaki boşluk, ısı kaynaklarının boyutları ve aralarındaki mesafeler sabit kabul edilmiştir. Reynolds sayısı, Grashof sayısı, ısı iletim katsayıları ve yüzeylerin ışı nım yayma katsayıları üzerinde durulmuştur. Sonuç olarak Reynolds sayısının artışıyla maksimum sıcaklıkların ve ışı nım ile ısı transferinin azaldığını belirlemişlerdir. Isı iletim katsayısı oranlarının artışıyla yüzey sıcaklıklarının %20 oranında azaldığını ve ışı nım yayma katsayısı oranının artışıyla sıcaklığın 12%-20% oranında azaldığını belirlemişlerdir.

Hamouche ve Bassaih (2009), elektronik çipleri temsil eden iki eş ısı kaynağını yatay bir kanala yerleştirmişler ve laminer karma taşınım da ısı transferini incelenmişlerdir. Reynolds sayısı, ısıtıcılar arasındaki mesafe, ısıtıcıların genişlik ve yüksekliğinin kanal içindeki ısı transferine etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, ilk ısıtıcı için Nusselt sayısı değerinin ikinci ısıtıcıya oranla daima daha yüksek olduğunu göstermiştir. Ancak, araştırmacılar ikinci ısıtıcı için ısı transferinin daha önemli olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, Reynolds sayısı, ısıtıcılar arasındaki mesafe ve ısıtıcı boyutlarının artışıyla soğutma performansının arttığını ortaya koymuşlardır.

Bourisli ve Alawadhi (2011), ısıtıcı bloklar arasındaki mesafenin ısı transferi üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Elektronik çipleri temsil eden beş ısıtıcı arasındaki mesafe, geometrik seri olacak şekilde belirlenmiştir. Sekiz farklı geometrik seri ile Reynolds sayısının 50-1600 arasındaki değerlerini kullanmışlardır. Sonuçlar, ısıtıcılar

arasındaki mesafenin artışıyla maksimum sıcaklığın %6,83 oranında azaldığını ve ısıtıcı bloklar arasındaki sıcaklık farkının da azaldığını göstermiştir. Ayrıca sonuçlar, ısı iletim katsayısının ısı transferini ve sıcaklık dağılımını etkilediğini; ancak optimum geometrik seriye göre yerleşimde bunun önemli bir etkisinin olmadığını göstermiştir.

He vd. (2011), soğutucu akışkan olarak havanın kullanıldığı, alt yüzeyinde dört ayrı ısı kaynağı bulunan yatay bir kanalda birleşik ısı transferini incelemiştir. Çalışmada ışınlam ve iletimle ısı transferi dikkate alınmış Reynolds sayısı, duvar yüzeylerinin ve ısı kaynaklarının ışınlam yayma katsayıları, cidar kalınlığı ve ısı iletim katsayılarının ısı transferine etkileri ele alınmıştır. Araştırmacılar ışınlamla ısı transferi sonucunda üst yüzey sıcaklığının değiştiğini belirtmişlerdir. Yüksek ışınlam yayma oranlarında ve düşük Reynolds sayılarında bu durumun daha belirgin olduğu belirlenmiştir. Yüksek ısı iletim katsayılarında maksimum sıcaklıkların azaldığını belirtilmiştir. Ayrıca, cidar kalınlığının iletim ve ışınlamla ısı transferi üzerindeki etkisinin düşük olduğu belirlenmiştir.

Pırasacı ve Sivrioğlu (2011), yatay bir kanalın alt ve üst yüzeylerine yerleştirilmiş çıkıntılı ısı kaynaklarının karma taşınım ile ısı transferine etkileri deneysel olarak incelemiştir. Alt ve üst yüzeylere 8×4 adet ısı kaynağı yerleştirilmiştir. Araştırmacılar, kanalın yükseklik/genişlik oranının (1/2, 1/4 ve 3/20) olduğu durumlarda, farklı Reynolds ve düzeltilmiş Grashof sayılarını ele almışlardır. Çalışma sonucunda kaldırma kuvveti etkisindeki ikincil akışların, daha büyük yükseklik/genişlik oranlarında etkili olduğu belirtilmiştir.

Pırasacı ve Sivrioğlu (2012), yatay bir kanalın alt ve üst yüzeylerinde bulunan 8×4 adet çıkıntılı ısı kaynağından laminer karma taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda düzeltilmiş Grashof sayısının artan değerleriyle birlikte yüzey sıcaklıklarının arttığını, doğal taşınım da düzeltilmiş Grashof sayısının artışının yüzey sıcaklarında aşırı artışa sebep olduğunu, üst yüzeydeki ısı kaynaklarının Nusselt sayısının azaldığını, alt yüzeydeki ısı kaynaklarının sıcaklıklarının belirli bir noktaya kadar azaldığını ve bundan sonra karma taşınım etkisiyle sıcaklıkların arttığını belirlemişlerdir.

Yemenici vd. (2012), düşük hızlı bir rüzgâr tüneline yerleştirilen bloklar üzerindeki akış ve ısı transferini incelemiştir. Çalışma sonunda akış ayrılmasının, ilk blokta, bloklar arasında ve son blokta gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Ayrıca ısıtıcı yüksekliklerinin artmasıyla ısı transferinin arttığını belirtmişlerdir.

Hajmohammadi vd. (2012), yatay bir plaka üzerine yerleştirilmiş ısı kaynaklarının konumlarının ısı transfer performansı üzerinde ki etkilerini zorlanmış taşınım altında

incelemiştir. Bu çalışmada, bir plaka boyunca taşınımınla ısı transferini artırmak amacıyla ısı sınır tabaka kontrol edilmiştir. Isı kaynakları arasındaki boşluklar '*constructal theory*' yaklaşımı kullanılarak belirlenmiştir. Çalışmanın temel amacı, ısıtıcı sıcaklıklarının azaltılması yani etkin soğutmanın gerçekleştirilmesidir. Isı kaynakları için sabit ısı akısı ve sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu kullanılmış ve ısıtıcılar arasında farklı mesafeler belirlenmiştir. Sonuçlar azalan şekilde ısı yayan ısıtıcı kullanımının, ısıtıcı sıcaklığını azalttığını ve buna ek olarak optimum bir şekilde konumlandırılan adyabatik bölgelerin ısıtıcı sıcaklığını azalttığını göstermiştir.

Esfe vd. (2015), yatay bir kanala yerleştirilen iki ısı kaynağının AL₂O₃/su nano akışkan kullanıldığı laminer karma taşınım şartlarında ısı transferini incelemiştir. Bu çalışmada dikkate alınan parametreler Richardson sayısı, Rayleigh sayısı ve nano partikül hacim oranıdır. Araştırmacılar ortalama Nusselt sayısının nanoakışkan konsantrasyonun artışıyla arttığını belirlemiştir.

Rosas vd. (2016), yatay bir kanalda iki ısı kaynağı arasındaki bölgeye kavisli bir akış bozucu yerleştirilerek ısı transferini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Araştırmacılar, kavisli akış bozucunun yarıçapının, akış bozucunun yatay ve düşey mesafelerinin ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferine etkilerini dikkate almışlar; düşük düşey mesafede daha büyük akış bozucu kullanımının ısı kaynaklarının ön ve arka yüzeylerinde ısı transferini arttırdığını belirlemiştir.

Durgam vd. (2017), üzerinde ayrık ısı kaynakları bulunan, yatay ve dikey olarak konumlandırılan bir devre kartında doğal ve zorlanmış taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Isı kaynaklarının sıcaklığını azaltmak için optimum ısı kaynağı konumu üzerinde durmuşlardır. 1.3 geometrik seri için maksimum sıcaklıkların büyük oranda azaldığını belirlemiştir.

Sarper vd. (2017), düşey bir kanalda doğal taşınımı ışınımınla ısı transferini içerecek ve içermeyecek şekilde sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, kanal duvarlarından birinde gömülü ısı kaynakları bulunmakta ve diğer yüzeyler yalıtılmaktadır. Yüzey ışınımının taşınımınla ısı transferi ve ters akış üzerindeki etkisi üzerinde durmuşlardır. Çalışma sonunda düzeltilmiş Grashof sayısının artışıyla taşınımınla ısı transferinin arttığı, yüzey ışınımının taşınımınla ısı transferini etkilediği, yüzey ışınımının ihmal edildiği durumda kanal çıkışında ters akış bölgelerinin ortaya çıktığı; ancak yüzey ışınımı hesaplamalara dahil edildiğinde ters akış bölgelerinin kaybolduğunu belirlemiştir.

Sarper vd. (2018a), düşey bir kanalda doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Kanal duvarlarından birinde gömülü ısı kaynakları bulunmakta ve diğer yüzeyler yalıtılmaktadır. Çalışmada, ısı kaynakları arasındaki mesafenin ısı transferi ve sistemde ulaşılan maksimum sıcaklık üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının kanal çıkışına doğru arttığı, yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferinin toplam ısı transferini ve akışı etkilediği, ısı kaynakları arası mesafenin artışıyla ısı transferinin geliştiğini ve maksimum sıcaklıkların azaldığı görülmüştür.

Mohebbi vd. (2018), yatay bir kanalda Lattice Boltzmann metodunu kullanarak nano akışkan kullanımı için zorlanmış taşınımı iki boyutlu ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada Reynolds sayısı, ısı kaynaklarının geometrik özellikleri ve nanopartikül hacim oranının etkisi üzerinde durulmuştur. Araştırmacılar nano akışkan hacim oranının ve Reynolds sayısının artışıyla ortalama Nusselt sayısının arttığını belirlemiştir. Ayrıca engel yüksekliğinin atmasıyla ortalama Nu sayısının arttığı görülmüştür.

Sarper vd. (2018b), bir yüzeyine ayrık ısı kaynakları monte edilen düşey bir kanalda kaynakların blokaj oranının doğal taşınım ile ısı transferi ve akış alanı üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, blokaj oranının ikincil akış bölgeleri üzerinde önemli etkisinin olduğu, blokaj oranındaki artışla birlikte ısı kaynaklarının ısı direncinin de arttığı ortaya konmuştur.

Sarper vd. (2018c), bir devre kartı olarak simüle edilen dikey bir kanalda taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Doğal ve karma taşınım durumunu birlikte dikkate almışlardır. Çalışmanın temel odak noktası, havadan ısı kaynaklarına olan taşınım ile ısı transferini maksimize etmek ve maksimum sıcaklıkları azaltmak için, ısı kaynaklarının uzunluklarını belirlemek olarak tanımlanmıştır. Isı kaynakları uzunlukları, Grashof sayısı ve Richardson sayısının etkilerini incelemiştir.

Durgam (2018), bir devre kartı üzerindeki ısı kaynakları ile birlikte ısıtılmayan elemanları incelemiştir. Dikey bir kanalda ayrık ısı kaynaklarının soğutulmasını laminar zorlanmış taşınım ile deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmanın temel amacı, ısıtılmayan elemanlıların ısı transferine etkilerini incelemektir.

Tablo 1.2. Yapılan Çalışmalar

Yazar(lar)	Geometri ve ısı kaynağı	Problem	İlgilenilen parametreler
Davalath ve Bayazitoğlu (1987)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay levha	Birleşik zorlanmış taşınım	Prandtl sayısı, Reynolds sayısı, ısı kaynakları arasındaki mesafe
Young ve Vafai (1997)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Isı kaynağının yüksekliği ve genişliği, ısı iletim katsayıları, reynolds sayısı
Wang ve Vafai (1999)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	En boy oranı (h/H), Reynolds sayısı
Young ve Vafai (1999)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, farklı ısı akıları, kanal yüksekliği, ısı kaynağı konumu
Liu vd. (1999)	Çıkıntılı ısı kaynağı, dikey kanal	-	Isı kaynağı dizilimi
Leung vd. (2000)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, ısı kaynaklarının boyutları, ısı kaynakları arasındaki mesafe
Chen vd. (2001)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, ısı kaynakları arasındaki mesafe
Silva vd. (2004)	Gömülü ısı kaynağı, yatay plaka	Zorlanmış taşınım	Farklı yapıda ısı kaynakları
Alawadhi (2005)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	-	Reynolds sayısı, dalgalı plakanın dalgalılığı
Doğan vd. (2005)	Gömülü ısı kaynağı, yatay kanal	Karma taşınım	Grashof sayısı, Reynolds sayısı, en boy oranı (AR)
Korichi ve Oufer (2005)	Çıkıntılı ısı kaynağı, Yatay dikdörtgen kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, ısı kaynakları arası mesafe ve ısı kaynaklarının boyutları, ısı iletim katsayısı
Doğan vd. (2006)	Gömülü ısı kaynağı, yatay kanal	Karma taşınım	Grashof sayısı, Reynolds sayısı,
Gül vd. (2006)	Yatay kanal	-	Reynolds sayısı
Premachandran ve Balgi (2006)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Birleşik taşınım	Reynolds sayısı, Grashof sayısı, ısı iletim katsayıları, emisivite
Hamouche ve Bassaih (2009)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Karma taşınım	Reynolds sayısı, ısı kaynakları arasındaki mesafe, ısı kaynaklarının yükseklik ve genişlikleri
Bourisli ve Alawadhi (2011)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, ısı kaynaklarının dizilişleri

Tablo 1.2'in devamı

Yazar(lar)	Geometri ve ısı kaynağı	Problem	İlgilenilen parametreler
Jing he vd. (2011)	Gömülü ısı kaynağı, yatay kanal	Birleşik ısı transferi	Reynolds sayısı, emisivite, ısı iletim katsayıları
Pırasacı ve Sivrioğlu (2011)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay dikdörtgensel kanal	Karma taşınım	Isı kaynaklarının yükseklik genişlik oranı (h/W), Reynolds sayısı, düzeltilmiş grashof sayısı
Pırasacı ve Sivrioğlu (2012)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Karma taşınım	Reynolds sayısı, düzeltilmiş Grashof sayısı
Yemenici vd. (2012)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	-	Isı kaynağı boyutları, reynolds sayısı
Hajmohammadi vd. (2012)	Gömülü ısı kaynağı, yatay levha	-	Isı kaynaklarının dizilişleri
M.esfe vd. (2015)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Karma taşınım	Richardson sayısı, Rayleigh sayısı, nanopartikül hacim oranı
Rosas vd. (2017)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, deflector yarıçapı ve konumu
Durgam vd. (2017)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay ve dikey kanal	Doğal ve zorlanmış taşınım	Farklı ısı akıları, iki farklı hız değeri
Sarper vd. (2017)	Gömülü ısı kaynağı, dikey kanal	Doğal taşınım	Düzeltilmiş Grashof sayısı, ışımla ısı transferi
Sarper vd. (2018a)	Gömülü ısı kaynağı, dikey kanal	Doğal taşınım	Düzeltilmiş Grashof sayısı, ışımlının etkisi
Mohebbi vd. (2018)	Çıkıntılı ısı kaynağı, yatay kanal	Zorlanmış taşınım	Reynolds sayısı, en boy oranı, nanoakış hacim oranı
Sarper vd. (2018b)	Çıkıntılı ısı kaynağı, dikey kanal	Doğal taşınım	Düzeltilmiş Grashof sayısı, blokaj oranı
Sarper vd. (2018c)	Gömülü ısı kaynağı, dikey kanal	Doğal ve Karma taşınım	Isı kaynağı uzunluk oranı, grashof sayısı, Richardson sayısı
Durgam vd. (2018)	Dikey kanal	Laminer zorlanmış taşınım	İşlevsiz bileşen kullanımı, Reynolds sayısı, ısıl iletkenlik

1.4. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Günümüzde, elektronik sistemlerin boyutları küçülürken, performans ve çalışma yoğunlukları artmaktadır. Bu durum, elektronik sistemlerde birim alana düşen ısı miktarını artırmaktadır. Çalışma sıcaklığının güvenli çalışma limitini aşması halinde sistem performansı azalmakta ve arızalar meydana gelmektedir. Güvenli ve verimli çalışma için etkin bir soğutma sistemine ve ısı yönetimi ihtiyacı duyulmaktadır. Etkin bir soğutma sistemi, devre elemanlarının sıcaklığının mümkün olan en düşük seviyede tutulması ve sistemin üniform sıcaklık dağılımına sahip olması ile mümkün hale gelmektedir.

Bu çalışma Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans tezi olarak gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında alt yüzeyine dört adet ayrıık ısı kaynağı yerleştirilen dikdörtgen kesite sahip yatay bir kanalda taşınım ile ısı transferi hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı, karma taşınımında kanal boyunca azalan soğutma performansının artırılmasıdır. Bu kapsamda aşağıdaki çalışmalar gerçekleştirilmiştir:

- Her biri eşit miktarda ısı üretimine sahip, aynı uzunlukta ve birbirine eşit mesafede bulunan dört gömülü ısı kaynağının kullanıldığı durumda deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Her biri eşit miktarda ısı üretimine sahip, eşit uzunlukta fakat birbirinden farklı uzaklıklarda bulunan dört gömülü ısı kaynağı için deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Her biri eşit uzunlukta ve birbirine eşit mesafede bulunan fakat farklı ısı üretimine sahip dört gömülü ısı kaynağı için deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Gerçekleştirilen bu çalışmalar aynı zamanda, ısı kaynaklarının çıkıntılı olması hali için tekrarlanmıştır.

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, ısı transferi probleminin; doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinde incelendiği ve bu çalışmaların deneysel, teorik ya da sayısal olarak gerçekleştirildiği görülmüştür. Bu çalışmalar incelendiğinde, ısı kaynaklarının konumlarının ve kaynakların güç dağılımının, ayrıık ısı kaynaklarından ısı transferine etkilerini inceleyen çalışmaların sınırlı sayıda olduğu ve yapılan çalışmaların sayısal çalışmalarla sınırlı kaldığı görülmüştür. Bu tez kapsamında ise hem ısı kaynaklarının aralarındaki mesafelerin hem de kaynakların güç dağılımının akış ve ısı transferine etkileri

deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca akış ve ısı transfer mekanizmalarını daha iyi anlayabilmek amacıyla akış görüntüleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

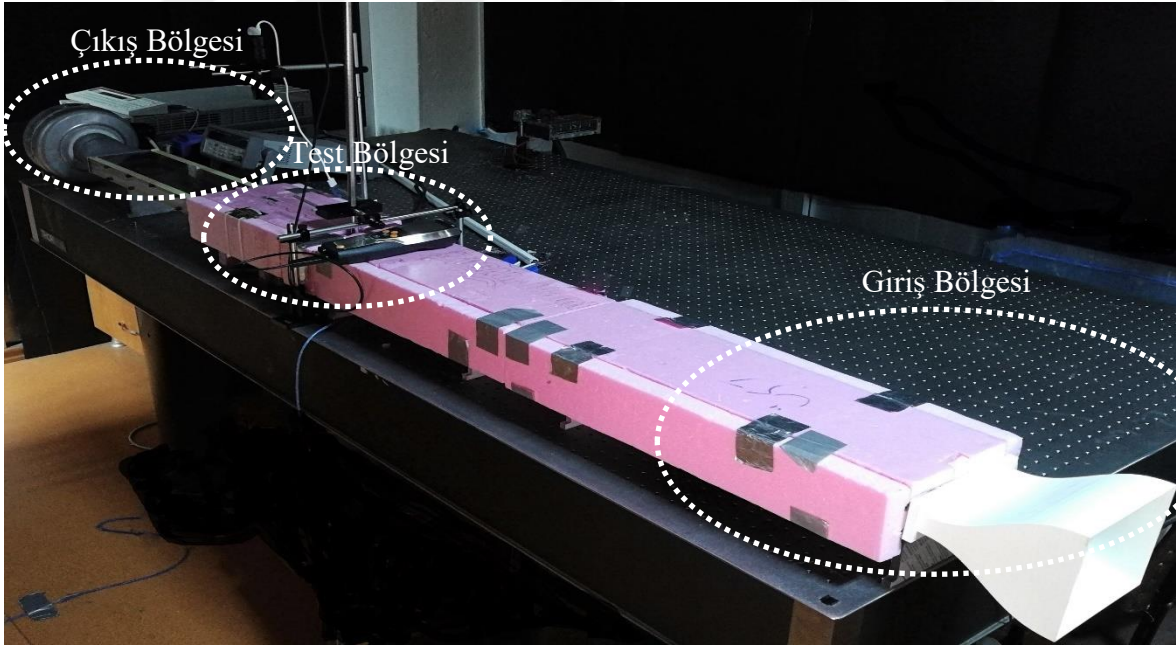


2. DENEYSSEL VE SAYISAL YÖNTEM

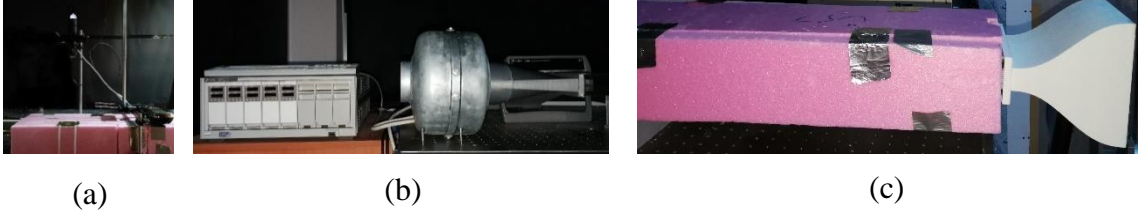
Bu çalışmada, alt yüzeyine dört ayrı ısı kaynağı gömülü veya çıkıntılı olarak monte edilen dikdörtgen kesitli bir kanal içerisindeki taşınım ile ısı transferi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, test bölgesi entegre devreyi, ısı kaynakları ise çipleri temsil etmektedir.

2.1. Deney Düzenegi ve Kullanılan Cihazlar

Çalışmada kullanılan deney düzenegi, alt yüzeyinde ayrı ısı kaynakları bulunan dikdörtgen kesitli kanal, veri toplama ünitesi, verilerin işlenmesinde kullanılan bilgisayar, DC güç kaynağı, emiş fanı, kesintisiz güç kaynağından oluşmaktadır. Çalışmada kullanılan deney düzeneginin genel görünümü Şekil 2.1 de', test bölgesi ile çıkış bölgesi ve giriş bölgesi ise ayrıntılı bir şekilde Şekil 2.2'de gösterilmektedir. Ayrıca sistemin şematik görünümü Şekil 2.3'de görülmektedir.

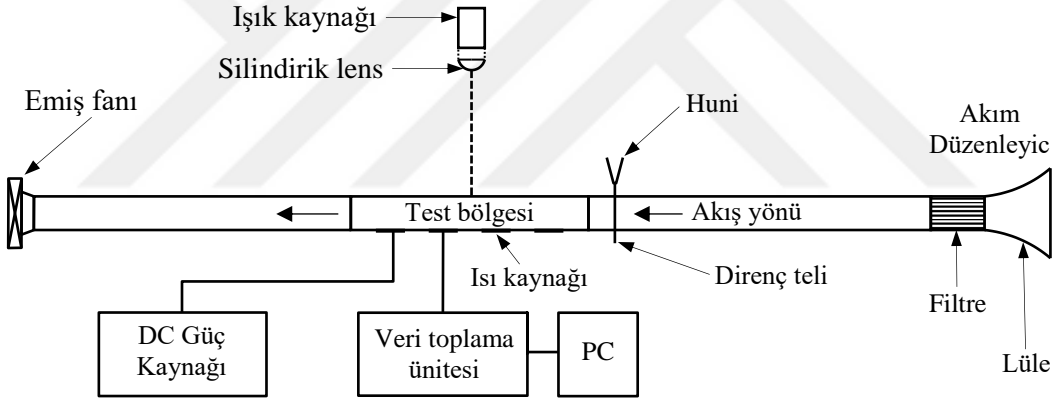


Şekil 2.1. Deney düzeneginin genel görünümü



Şekil 2.2. (a) test bölgesi, (b) çıkış bölgesi, (c) giriş bölgesi

Deney düzeneğinde kullanılan akım düzenleyici, akışın hidrodinamik şartlara uygun olması amacıyla kullanılmıştır. Akım düzenleyici için filtre ve lüle kullanılmıştır. Test bölgesinin girişine yerleştirilen filtre vortexleri engellemek için kullanılmış ve pipetler yardımıyla oluşturulmuştur. Yine akım düzenleyicide kullanılan lüle ise havanın kanala uniform emilmesi için kullanılmış ve 3D yazıcı yardımıyla imal edilmiştir. Ayrıca deney düzeneğinde emiş fanı olarak aksenal fan kullanılmıştır.



Şekil 2.3. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Deneyler öncesinde, sıcaklık 24 ± 0.5 °C olacak şekilde ortam şartlandırılmış ve deneyler süresince ortam sıcaklığı sabit tutulmuştur. Sıcaklık ölçümleri her beş saniyede bir gerçekleştirilmiştir. Agilent 34972A marka veri toplama ünitesinde depolanan sıcaklık verileri Dell T7610 marka bilgisayara kaydedilmiştir. Isıtıcılar için gerekli olan ısı gücü Agilent 66000A DC güç kaynağıyla sağlanmıştır. Isıtıcıların iç direncinin ölçülmesinde Fluke 87v marka bir multimetre kullanılmış ve elde edilen veriler kullanılarak ısıtıcılara verilmesi gereken akım ve voltaj değerleri hesaplanmıştır. Hız ölçümleri, 0- 20 m/s aralığında ölçüm yapabilen ve $\pm 0,03$ m/s hassasiyetle çalışan bir sıcak tel anemometresi ile gerçekleştirilmiş, ölçülen değerler Testo 435-1 marka çok fonksiyonlu ölçüm cihazı ile

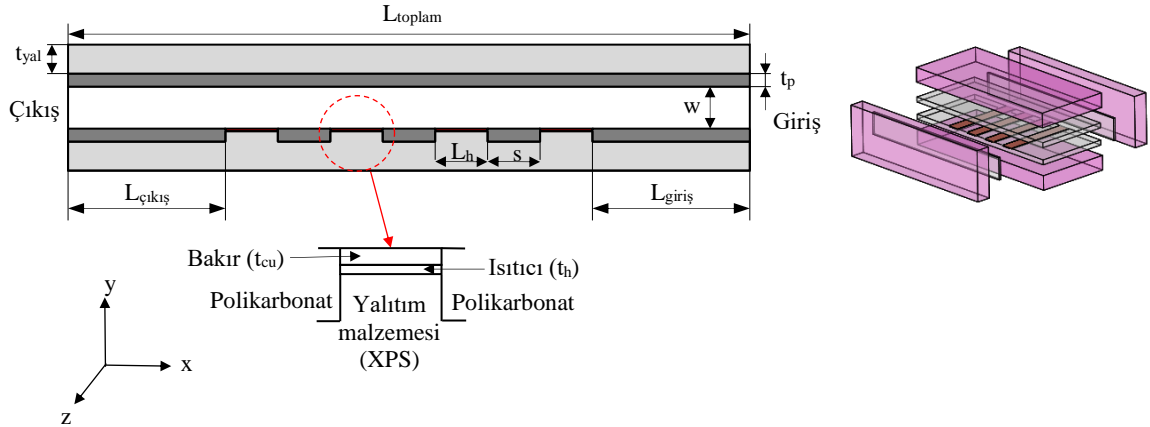
okunmuştur. Gerçekleştirilen hız ölçümleri, Reynolds sayısının hesaplanmasında kullanılmıştır. Kullanılan söz konusu cihazlar Şekil 2.4’te görülmektedir.



Şekil 2.4. Çalışmada kullanılan cihazlar, (a) iş istasyonu, (b) veri toplama ünitesi, (c) güç kaynağı, (d) hız ölçüm cihazı, (e) multimetre

2.1.1. Test Bölgesi

Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi amacıyla hazırlanan test bölgesinin şematik görünümü Şekil 2.5’te görüldüğü gibidir. Deneysel çalışmalar, alt yüzeyine 4 adet ayrıık ısı kaynağı yerleştirmiş olan ve diğer yüzeyleri iyi derecede yalıtılmış dikdörtgen kesite sahip yatay bir kanalda gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.5. Test bölgesinin şematik görünümü

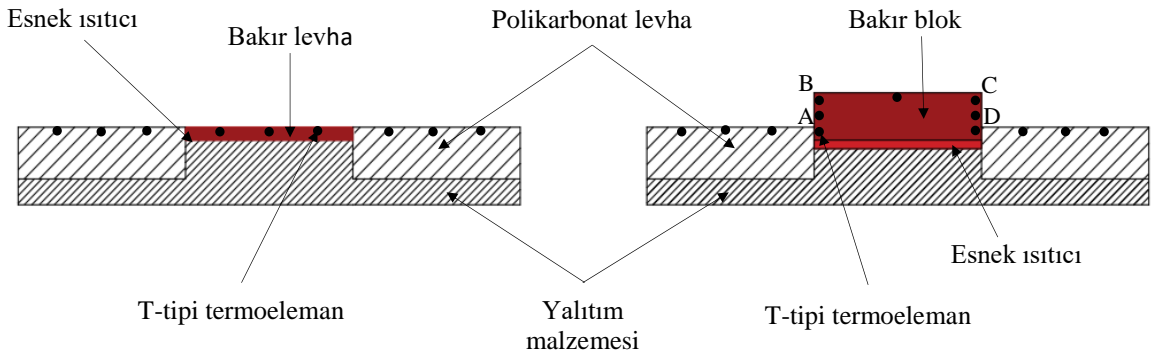
Test bölgesinin cidarlarında, 10 mm kalınlıklı (t_p) polikarbonat levhalar kullanılmıştır. Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için sırasıyla 1.5 mm kalınlığında (t_{cu}) bakır levhalar ve 14.2 mm kalınlığında (t_{cu}) bakır bloklar kullanılmıştır. Isı kaynaklarının uzunlukları (L_h) ve ısı kaynakları arasındaki mesafe (s) eşit olup 25.4 mm’dir. Bakır blok ve levhalar, alt

yüzeylerinden kalınlığı (t_h) 0.35 mm olan kapton yalıtımlı esnek ısıtıcılar yardımı ile ısıtılmıştır. Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları Şekil 2.6'da verilmiştir. Test bölgesinin yalıtımı için 30 mm kalınlığındaki (t_{ins}) XPS yalıtım malzemesi kullanılmıştır. Test bölgesinin uzunluğu (L_{toplam}) 357.8 mm, kanal giriş ($L_{giriş}$) ve çıkışındaki ($L_{çıkış}$) ısıtılmayan bölgelerin uzunlukları ise eşit olup 90 mm'dir. Kanal genişliği (W) ve kanal derinliği (D) ise sırasıyla 25.4 mm ve 152.4 mm'dir. Kanal genişliğinin kanal derinliğine oranı ($AR=D/W$) 6 olup kanalın hidrolik çapı (D_h) 43.54 mm'dir. Test bölgesinden önceki 1200 mm uzunluğundaki bölüm, akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış şartlarını sağlaması için gereklidir. Kanalın, test bölgesinden sonraki 600 mm uzunluğundaki bölümü ise akışın kanal çıkışında oluşabilecek dış etkilerden etkilenmemesi amacıyla kullanılmıştır. Test bölgesi, akış görüntüleme yapılacak yüzey hariç, yüzeylerin ısıyım yayma katsayılarının aynı olması amacıyla mat siyah renge boyanmıştır.



Şekil 2.6. Isı kaynakları, (a) çıkıntılı ısı kaynağı, (b) gömülü ısı kaynağı

Deneyler sırasında, gömülü ısı kaynakları için üç, çıkıntılı ısı kaynakları için yedi, ısı kaynaklarının bulunduğu yüzeylerde dokuz ve ısıtılmayan yüzeylerde ise on noktadan sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kanal giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek amacıyla kanal giriş ve çıkışına birer T-tipi termoeleman yerleştirilmiştir. Şekil 2.7'da ısı kaynakları ve termoelemanların cidar üzerindeki konumlar gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları ve termoelemanların cidar üzerindeki yerleşimi

2.1.2. Akış Görüntüleme

Akış görüntüleme çalışmalarında dumanla akış görüntüleme tekniği kullanılmıştır. Akım çizgilerini görüntülemek için kullanılan ışık kaynağı silindirik lens yardımıyla bir çizgi haline getirilmiştir. Akışı görüntülemek için gerekli olan duman için bir adet huni, direnç teli ve sıvı faz değiştiren madde kullanılmıştır. Direnç teli kanal girişinde orta eksenden geçirilmiş ve bir huni yardımıyla telin üzerine sıvı faz değiştiren madde damlatılmıştır. Tel üzerinden akım geçirilerek akış görüntüleri bir kamera yardımıyla alınmıştır.

2.1.3. Deneysel Verilerin Analizi

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen deneylerde bakır levha ve bloklar güç kaynağından beslenen ısıtıcılar yardımıyla ısıtılmıştır. Isıtıcılar için gerekli olan güç ohm kanunu kullanılarak hesaplanmıştır. Burada ısıtıcıların iç dirençleri multimetre yardımıyla ölçülmüştür. Isıtıcılar için gerekli olan güç Q_{toplam} :

$$Q_{toplam} = V \times I = I^2 \times R \quad (2.1)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Bu denklemde V, I ve R sırasıyla gerilim değerini, uygulanan akımı ve elektrik direncini göstermektedir. Uygulanan akım, I ;

$$I = \sqrt{\frac{Q}{R}} \quad (2.2)$$

olarak elde edilmektedir. Yapılan çalışmalarda, kanalın hidrolik çapı, D_h ;

$$D_h = \frac{4A_k}{P_k} = \frac{4(WD)}{2(W + D)} = \frac{2WD}{(W + D)} \quad (2.3)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Bu eşitlikteki A_k ve P_k sırasıyla kanalın akışa dik kesit alanını ve kanalın çevre uzunluğunu temsil etmektedir. Ayrıca, W kanal genişliğini, D ise kanal derinliğini göstermektedir.

Yapılan çalışmalarda akışkanın kanala giriş hızını (v_0) belirlemek için gerekli olan Reynolds sayısı, Re_{Dh} ;

$$Ri_{Dh} = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2} \quad (2.4)$$

Eşitliğinden faydalanılarak hesaplanmıştır. Burada Ri_{Dh} ve Gr_{Dh}^* sırasıyla Richardson ve düzeltilmiş Grashof sayılarını temsil etmektedir. Reynolds sayısının belirlenmesinde, düzeltilmiş Grashof sayısı sabit tutulmuş ayrıca Richardson sayısının karma taşınım akış rejimi aralığı dikkate alınmıştır. Yukarıdaki eşitlikten elde edilen Reynolds sayısı yardımıyla, akışkanın kanala giriş hızı olan v_0 aşağıdaki denklemden elde edilmiştir.

$$Re_{Dh} = \frac{v_0 D_h}{\nu} \quad (2.5)$$

Bu denklemdaki ν akışkana ait kinematik viskoziteyi göstermektedir.

Hacimsel ısı üretimine bağlı olarak hesaplanabilen düzeltilmiş Grashof sayısı, Gr_{Dh}^* ;

$$Gr_{Dh}^* = \frac{g \beta \dot{q} D_h^4 t_h}{k \nu^2} \quad (2.6)$$

denkleminde hesaplanmaktadır. Burada; g , β , k ve \dot{q} sırasıyla yer çekimi ivmesini, havanın hacimsel genleşme katsayısını, havanın ısı iletim katsayısını ve hacimsel ısı üretimini göstermektedir. Hacimsel ısı üretimi olan \dot{q} değeri ısıtıcılar için gerekli olan toplam güce (Q_{toplam}) bağlı olarak aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır.

$$\dot{q} = \frac{Q_{toplam}}{(A_s * t_h)} \quad (2.7)$$

Yukarıdaki denklemden, A_s ve t_h sırasıyla ısıtıcı yüzey alanını ve ısıtıcı kalınlığını göstermektedir.

2.1.4. Belirsizlik Analizi

Literatürde, deneysel verilerin doğruluğunun belirlenmesinde hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi kullanılmaktadır. Bu çalışmada ölçülen değerlerin belirsizlikleri ve en büyük hataya sebep olan değişken, belirsizlik analizi kullanılarak belirlenmiştir. (Kline ve McClintock, 1953; Holman 2012).

Bu yöntemde; R ölçülmesi gereken büyüklüğü ve $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ise bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız parametreyi göstermek üzere;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilebilir. Ayrıca ölçülecek büyüklük olan R 'nin hata oranı olarak w_r ve bağımsız parametrelerin ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) her birine ait hata oranı olarak $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ifadelerinin tanımlanması durumunda belirsizlik analizi;

$$w_r = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

eşitliği yardımıyla gerçekleştirilebilir.

Bu çalışmada, akım, sıcaklık ve gerilim ölçümlerindeki belirsizlik değerleri cihaz üreticilerine ait verilerden sağlanmış olup;

- Güç kaynağına ait akım ve gerilim değerlerinin belirsizlikleri sırasıyla 0.003A ve 0.008V,
- T-tipi termoelemanlara ait hata 1°C,
- Veri toplama ünitesinin, sıcaklık ölçümlerinde meydana getirdiği hata 1.1°C,
- Akım ve gerilim değerleri düşünüldüğünde ısıtıcılar için gerekli olan ısı güç değerine ait en büyük belirsizlik %0.58 olarak hesaplanmış,
- Termoelemanlara ait hata ve veri toplama ünitesinden meydana gelen hatalar düşünüldüğünde sıcaklık ölçümleri için toplam belirsizlik %1.4 olarak belirlenmiştir.
- Sıcak tel anemometresine ait hata ise ± 0.03 m/s'dir.

2.2. Sayısal Çalışmalar

Bu tez kapsamında, deneysel çalışmalara paralel olarak ilerleyen-sayısal çalışmalar, ticari kapsamlı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS-Fluent (v.15) ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen veriler, elde edilen deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

2.2.1. Matematiksel Model

Bu tez kapsamında alt yüzeyinde dört adet ayrıık ısı kaynağı bulunan yatay bir kanalda taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Soğutucu akışkan olarak havanın kullanıldığı bu çalışma sırasında yapılan kabuller aşağıda verilmektedir.

- Akışkan sıkıştırılmaz olarak değerlendirilmiştir.
- Akış 3 boyutlu ve sürekli rejimdedir.
- Akışkan Newtonian'dir.
- Akışkanın yoğunluk dışındaki termofiziksel özellikleri sabittir.
- Yoğunluğun sıcaklık ile değişimini hesaplamak için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır.

2.2.1.1. Temel Denklemler

Bu çalışmada, laminar ve türbülanslı akışta kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile ısınım modeline ait denklemler aşağıda gösterilmiştir.

Laminar akış şartları için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho T u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.12)$$

Bu denklemlerde u_i , ρ , μ , g , p ve T sırasıyla x_i doğrultusundaki hız bileşenini, akışkanın yoğunluğunu, akışkanın dinamik viskozitesini, yerçekimi ivmesini, basıncı ve sıcaklığı göstermektedir.

Katı bölgeler için enerjinin korunumu ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$k_s \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + S = 0 \quad (2.13)$$

Yukarıdaki denklemde, k_s ve S terimleri, sırasıyla katı malzemelerin ısı iletim katsayısını ve ısıtıcılar içindeki hacimsel ısı üretimini temsil etmektedir.

Türbülanslı akış şartları için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \\ & + \rho g_i \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (2.16)$$

Bu denklemlerdeki $-\rho \overline{u_i u_j}$ terimi Reynolds gerilmelerini göstermekte olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.17)$$

Yukarıda verilen denklemlerdeki μ_t , δ_{ij} , E , k_{eff} ve S_h terimleri sırasıyla türbülans viskozitesini, kronekar delta terimini, toplam enerjii, efektif ısıl iletkenliği ve kaynak terimi temsil etmektedir.

Türbülans viskozitesi (μ_t) ve efektif ısıl iletkenlik (k_{eff}) sırasıyla;

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.18)$$

$$k_{eff} = k + \frac{c_p}{Pr_t} \mu_t \quad (2.19)$$

denklemleri ile hesaplanmakta olup denklem 2.18'deki k ve ϵ sırasıyla türbülans kinetik enerjisini ve türbülans kinetik enerjisi yayılım oranını, denklem 2.19'da görülmekte olan k ve Pr_t ifadeleri sırasıyla ısıl iletkenliği ve türbülans Prandtl sayısını göstermektedir.

Yapılan çalışmalar sonucunda *realizable* $k - \epsilon$ türbülans modelinin daha doğru sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Ayrıca akış bölgesindeki türbülans etkilerini incelemek için *Enhanced Wall Treatment* yöntemi kullanılmıştır. Söz konusu türbülans modeline ait transport denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \quad (2.21)$$

Bu denklemlerdeki G_k ve G_b sırasıyla, ortalama hız gradyenlerine bağlı olan türbülans kinetik enerji üretimini ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini, σ_k ve σ_ϵ terimleri sırasıyla k ve ϵ için türbülans Prandtl sayılarını göstermektedir.

Kullanılan türbülans modeline ait denklem katsayıları Tablo 2.1'de verilmektedir.

Tablo 2.1. Kullanılan türbülans modele ait katsayılar

C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.9	1.0	1.2

Işınımla ısı transferine ait denklemler;

Işınımla ısı transferinin modellenmesinde, *surface to surface (s2s)* ışınım modeli kullanılmıştır. *Surface to surface (s2s)* ışınım modeli, yüzeyleri gri ve eş yayılı yüzeyler olarak kabul etmektedir. Kullanılan ışınım modeli için hava ile temas eden iç yüzeylerdeki şekil faktörleri ışın izleme (*ray tracing*) yöntemi ile program tarafından hesaplanmıştır. Diğer yüzeylerden k yüzeyine gelen ışınım akısı ($q_{gelen,k}$);

$$q_{gelen,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{giden,j} \quad (2.22)$$

denklemi ile hesaplanmakta olup k yüzeyinin yaptığı ışıma (J_k);

$$J_k = E_k + (1 - \varepsilon_k) \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (2.23)$$

denkleminde elde edilmektedir. Bu denklemlerdeki E_k ve F_{kj} sırasıyla k yüzeyinin ışınım yayma gücünü ve $k-j$ yüzeyleri arasındaki şekil faktörünü belirtmektedir. Işınımla ısı transferi hesaplanırken, siyaha boyanan bakır yüzeylerin ve kanal cidarlarının ışınım yayma katsayıları (ε) 0.97 olarak alınmıştır.

Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda, Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin çözümünde, basınç-hız çifti için SIMPLE algoritması, basınç interpolasyonu için PRESTO, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıştırılmasında için ise ikinci mertebeden akış yönlü fark (second order upwind) yöntemi tercih edilmiştir (ANSYS Inc., 2013). Tüm denklemler için yakınsama kriteri 10^{-6} olarak belirlenmiştir.

2.2.1.2. Sınır Koşulları

Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda kanal girişinde hız girişi (velocity inlet) ve kanal çıkışında basınç çıkışı (pressure outlet) sınır koşulu uygulanmıştır. Kanal girişinde hava sıcaklığı (T_0) 24°C alınmıştır. Sayısal çalışmalarda, deneysel çalışmalara uygun olarak akışkanın kanala giriş hızı sabittir.

Kanal girişinde;

$$v = v_0, T = T_0 \quad (2.24)$$

Kanal çıkışında;

$$p = p_0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (2.25)$$

Isı kaynağı-hava ve kanal cidarı-hava ara yüzeylerinde hidrodinamik olarak kaymama (no-slip) sınır koşulu kullanılmıştır.

$$u = v = w = 0 \quad (2.26)$$

Ayrıca, ısı kaynağı-hava ve kanal cidarı-hava ara yüzeylerinde ve katı malzemelerin ara yüzeylerinde, ısı transferinin sürekli olduğu *coupled* sınır koşulu kullanılmıştır.

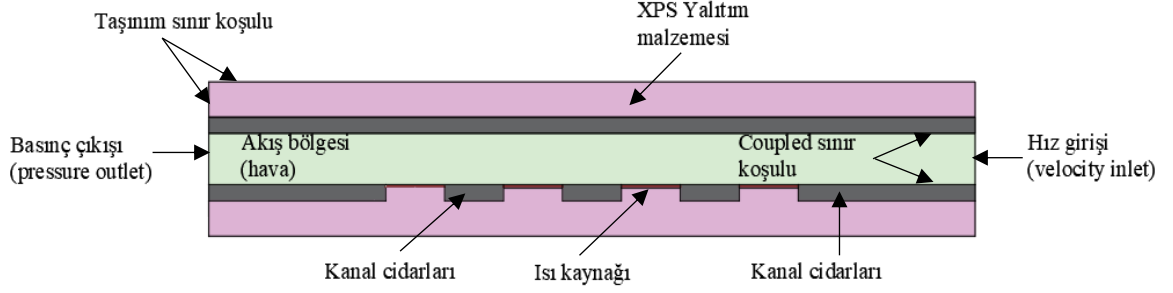
$$-k_s \frac{\partial T}{\partial n} = -k_f \frac{\partial T}{\partial n} + q_{ışn,net} \quad (2.27)$$

$$-k_{s1} \frac{\partial T}{\partial n} = -k_{s2} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.28)$$

Denklem 2.27'de ve 2.28'deki s indisi katı bölgeyi, f indisi akışkanı, 1 ve 2 indisleri ise farklı katı bölgeleri temsil etmektedir. $q_{ışn,net}$ ise ışınlama ile net ısı transferini ifade etmektedir.

Sayısal çalışmalarda, yalıtım malzemesinin dış yüzeylerinde denklem 2.29'da verilen taşınım ile sınır koşulu uygulanmış olup ısı taşınım katsayısı (h) $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak dikkate alınmıştır. Ayrıca sayısal çalışmalarda kullanılan sınır koşulları ve oluşturulan model Şekil 2.8'de verilmiştir.

$$-k_{s1} \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_s - T_0) \quad (2.29)$$



Şekil 2.8. Sayısal hesaplamalarda kullanılan sınır koşulları ve oluşturulan model

2.2.1.3. Verilerin İşlenmesi

Çalışmada, ısı kaynaklarından havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferini belirleyebilmek için ısı kaynaklarına ait yüzeylerde yerel ve ortalama Nusselt sayıları (Nu) hesaplanmıştır. Farklı çalışma durumlarında ısı kaynaklarının birbirlerine göre etkinliklerini belirlemek için Nusselt sayısı oranları (Nu_r) hesaplanmış ve sistemin soğutma performansının bir ölçüsü olan global iletkenlik değerleri (C) (Bejan, 2013) belirlenmiştir.

Isı kaynaklarının yüzeylerindeki enerji dengesi,

$$Q_{taş} = Q_{top} - Q_{ilet} - Q_{ışn} \quad (2.30)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Söz konusu denklemde $Q_{taş}$, Q_{top} , Q_{ilet} ve $Q_{ışn}$ terimleri sırasıyla taşınım ile ısı transferi miktarını, ısıtıcılara verilen toplam gücü, ısı kaynaklarından kanal cidarı ve yalıtım malzemesine olan iletimle ısı kaybını ve ışımla ısı kaybını temsil etmektedir. Denklem 2.30'dan ısı kaynaklarının yüzeylerindeki yerel ısı taşınım katsayısı (h);

$$h = \frac{Q_{top} - Q_{ilet} - Q_{ışn}}{A_s(T - T_0)} \quad (2.31)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Buradaki A_s , ısı kaynaklarının yüzey alanlarını temsil etmektedir. Ayrıca ısı kaynaklarının yüzeylerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayıları (Nu ve Nu_{ort}) sırasıyla aşağıdaki denklemlerden hesaplanmaktadır.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.32)$$

$$Nu_{ort} = \frac{\bar{h}D_h}{k} \quad (2.33)$$

Ayrıca ısı kaynağının genel-ortalama Nusselt sayısı, çıkıntılı ısı kaynakları için;

$$Nu_{ort,genel} = \frac{Nu_{ort,AB}A_{s,AB} + Nu_{ort,BC}A_{s,BC} + Nu_{ort,CD}A_{s,CD}}{A_{s,AB} + A_{s,BC} + A_{s,CD}} \quad (2.34)$$

eşitliğinden, farklı çalışma durumlarında ısı kaynaklarının birbirine göre etkinliğini belirlemek için kullanılan Nusselt sayısı oranı (Nu_r) denklem 2.35'ten ve sistemin global iletkenlik değeri (C) ise denklem 2.36'dan hesaplanmaktadır.

$$Nu_r = \frac{Nu_{ort}}{Nu_{ort,1.durum}} \quad (2.35)$$

$$C = \frac{\dot{Q}}{k(T_{max} - T_0)} \quad (2.36)$$

Denklem 2.36'da görülen \dot{Q} ve T_{max} terimleri sırasıyla L_h uzunluğundaki ısı kaynağı boyunca havaya olan ısı akımını (W/m) ve sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklığı göstermektedir.

2.2.1.4. Ağ Yapısı

Nihai çalışmalara başlamadan önce, tanımlanan sayısal model için ağ bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında eş dağılılı olmayan ağ yapısı kullanılmıştır. Isı kaynaklarında, kanal cidarlarında ve akış bölgesinde daha yoğun ağ yapısı kullanılırken, diğer bölgelerde ağ sıklığı daha geniştir. Kullanılan farklı ağ yapılarında, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. 4 farklı ağ yapısında (1001819, 1379685, 1747656, 2120255) gerçekleştirilen ağ bağımsızlık çalışmaları sonucunda, 1747656 sayıda

hücre kullanılmasının yeterli olduğu görülmüştür. Tablo 2.2’de gerçekleştirilen ağ bağımsızlık çalışmasının sonuçları verilmiştir.

Tablo 2.2. Gerçekleştirilen ağ bağımsızlık çalışmasının sonuçları

	1001819 Hücre	Değişim %	1379685 Hücre	Değişim %	1747656 Hücre	Değişim %	2120255 Hücre
T_{ort,1}[°C]	21.478	0.9	21.284	1.02	21.17	0.49	21.066
T_{ort,2}[°C]	25.478	0.54	25.339	0.91	25.32	0.84	25.109
T_{ort,3}[°C]	27.419	0.36	27.32	0.86	27.3	0.79	27.084
T_{ort,4}[°C]	28.246	0.01	28.245	0.81	28.21	0.69	28.018

3. BULGULAR VE TARTISMA

Deneysel ölçümler ve sayısal verilerin sonuçları bu bölümde detaylı şekilde paylaşılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalar üç aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, alternatif çalışma koşulunda gömülü ve çıkıntılı ısı kaynaklarının olduğu, ikinci aşamada tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu gömülü ve çıkıntılı ısı kaynağı durumu, üçüncü aşamada ise tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu ve farklı ısı güce sahip gömülü ısı kaynaklarının olduğu durumlar irdelenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen sayısal ve deneysel veriler aşağıda ayrıntılı olarak verilmiştir.

3.1. Ayrık Isı Kaynaklarının Konumlarının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi

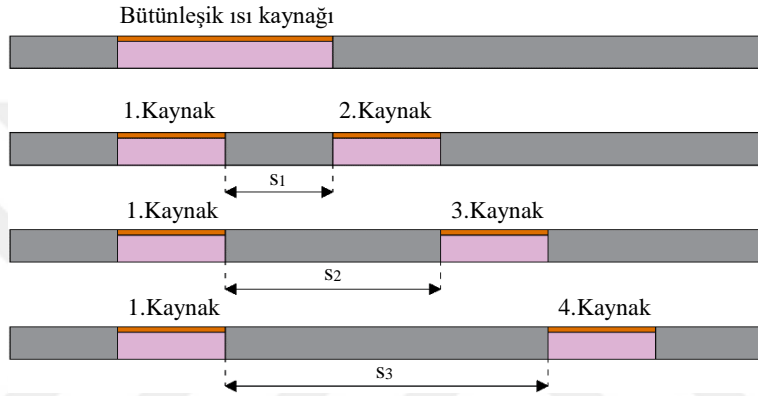
Deneysel ve sayısal çalışmalar tek düzeltilmiş Grashof sayısı (Gr_{Dh}^*) ve beş farklı Richardson sayısı (Ri) değerinde gerçekleştirilmiştir. $Gr_{Dh}^* = 1.53 \times 10^7$ ve farklı Richardson (Ri) değerleri için elde edilen Reynolds sayıları (Re_{Dh}) Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. $Gr_{Dh}^* = 1.53 * 10^7$ için çalışılan Richardson ve Reynolds sayıları

Richardson Sayısı (Ri)	Reynolds Sayısı (Re_{Dh})
1	3962
2	2801
5	1772
10	1252
25	792

Çalışmanın bu bölümünde, alt yüzeyine dört adet gömülü veya çıkıntılı ayrık ısı kaynağı yerleştirilen dikdörtgen kesite sahip yatay bir kanalda, ısı kaynakları arasındaki mesafenin karma taşınım ile ısı transferine etkisi incelenmiştir. Alternatif çalışma koşulu için 4 farklı durum dikkate alınmıştır. Birinci durumda, iki ısı kaynağı aralarında hiç boşluk kalmayacak şekilde tek bir ısı kaynağı haline getirilerek kanal girişine yerleştirilmiştir. Bu

çalışma durumu, deneysel çalışma koşullarına uygun olmadığı için yalnızca sayısal olarak incelenmiştir. İkinci durumda, aralarındaki mesafe (s_1) 25.4mm olan 1 ve 2 numaralı ısı kaynakları aktif, 3 ve 4 numaralı ısı kaynakları pasif durumdadır. Üçüncü durumda aralarındaki mesafe (s_2) 50.8mm olan 1 ve 3 numaralı ısı kaynakları aktif, 2 ve 4 numaralı ısı kaynakları pasif durumdadır. Dördüncü durumda ise aralarındaki mesafe (s_3) 76.2mm olan 1 ve 4 numaralı ısı kaynakları aktif, 2 ve 3 numaralı ısı kaynakları pasif durumdadır. Isı kaynaklarının cidar üzerindeki konumları Şekil 3.1’de görülmektedir.

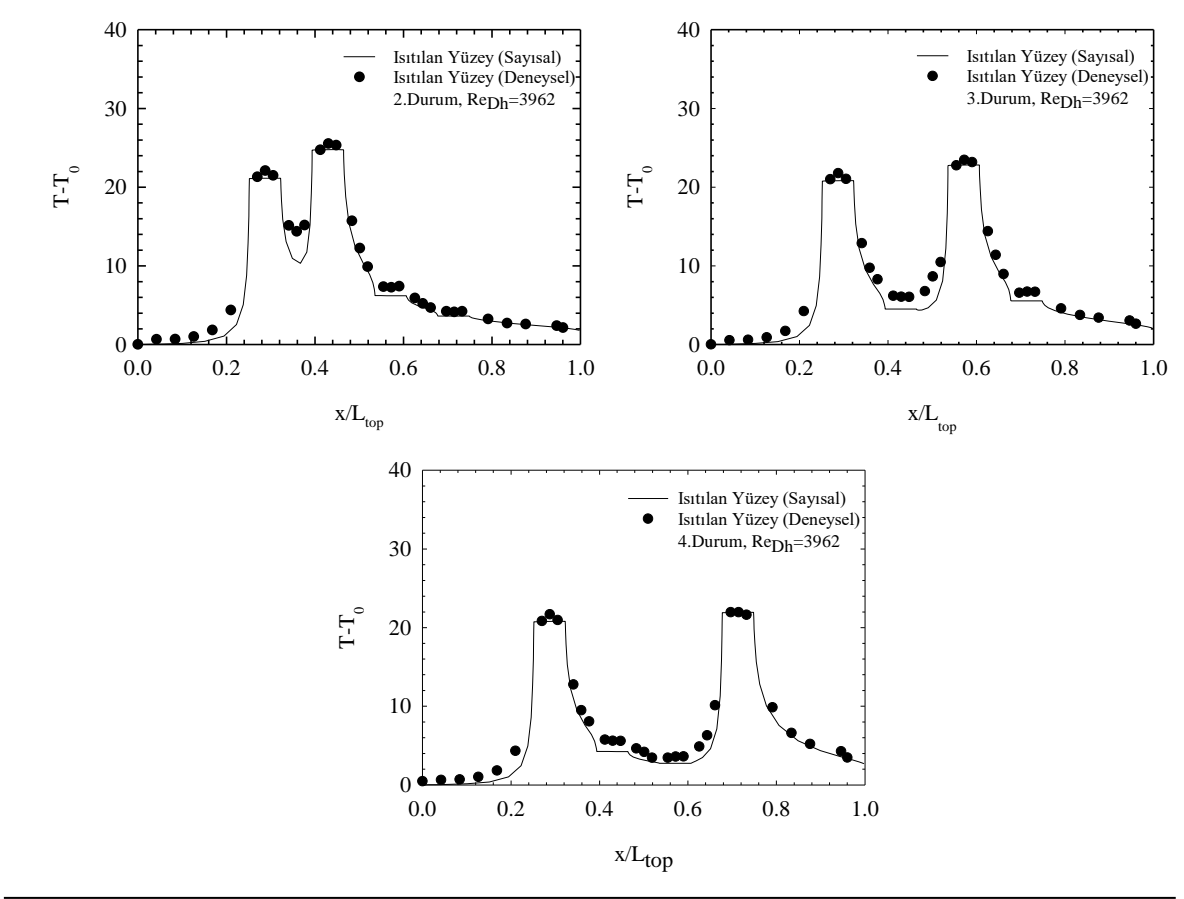


Şekil 3.1. Isı kaynaklarının cidar üzerindeki yerleşimleri

3.1.1. Gömülü Isı Kaynakları

Çalışmanın bu bölümünde, gömülü ısı kaynağı durumu için kanal boyunca deneysel ölçümler ve sayısal verilere dayanan sonuçlar sunulmuştur. Şekil 3.2’de verilen grafikler incelendiğinde, elde edilen deneysel ve sayısal verilerin birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Burada, ısıtıcılar için deneysel ve sayısal veriler arasındaki en yüksek fark yaklaşık % 8.9 olmaktadır. Söz konusu grafiklerden, kanal girişinden itibaren ilk ısı kaynağına kadar yüzey sıcaklığının arttığı, ısı kaynaklarının yüzeylerindeki sıcaklıkların yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmektedir. Isı kaynaklarının yüzeylerindeki sıcaklıkların sabit kalmasının nedeni bakır malzemenin ısı iletkenliğinin yüksek olmasıdır. Hava kanala ortam sıcaklığında girdiğinden dolayı, ilk kaynak ile hava arasındaki sıcaklık farkı fazladır. Bunun sonucunda ilk kaynaktan havaya daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir. Sonrasında, ilk kaynakla temas eden hava ısınarak diğer kaynakla etkileşime geçmektedir. Isınan hava ile ikinci kaynak arasındaki sıcaklık farkı azaldığından dolayı ikinci kaynaktan havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi azalır. Bunun sonucunda, ikinci kaynağın sıcaklığı

ilk kaynağa oranla artar. Bu fark ise ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte azalır.

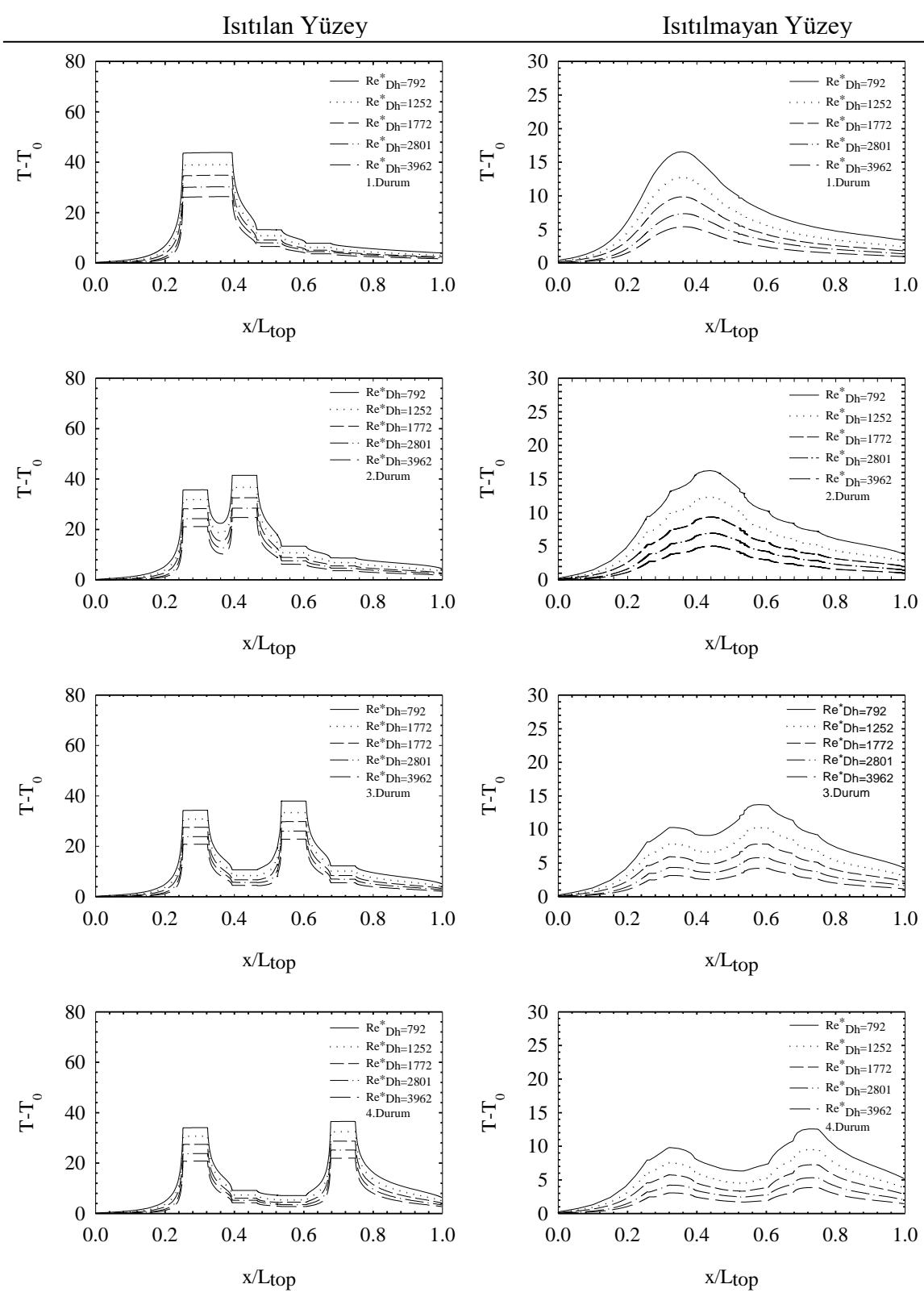


Şekil 3.2. Alternatif çalışma koşulunda kanal boyunca ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{mm}$)

Tüm çalışma koşullarında, ısıtılan ve ısıtılmayan yüzeylerde elde edilen sıcaklıkların Reynolds sayısı (Re_{Dh}) ile değişimini gösteren grafikler Şekil 3.3'te verilmektedir. Şekil 3.3 incelendiğinde Reynolds sayısının artışıyla, taşınım ile ısı transferindeki artışa bağlı olarak ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Dört farklı çalışma durumu karşılaştırıldığında, en yüksek sıcaklık değerleri birinci durumda (bütünleşik ısı kaynağı durumu), en düşük sıcaklık değerleri ise ısı kaynaklarının birbirine en uzak olduğu dördüncü durumda (1 ve 4 numaralı ısı kaynaklarının aktif olduğu durum) elde edilmiştir. Söz konusu iki durum karşılaştırıldığında elde edilen en yüksek sıcaklık farkının yaklaşık $7.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu görülmüştür. Isı kaynaklarının arasındaki mesafe arttıkça ısınan havanın bu bölümde soğuduğu, bunun sonucunda ikinci kaynaktan havaya olan taşınım ile ısı transferinin arttığı

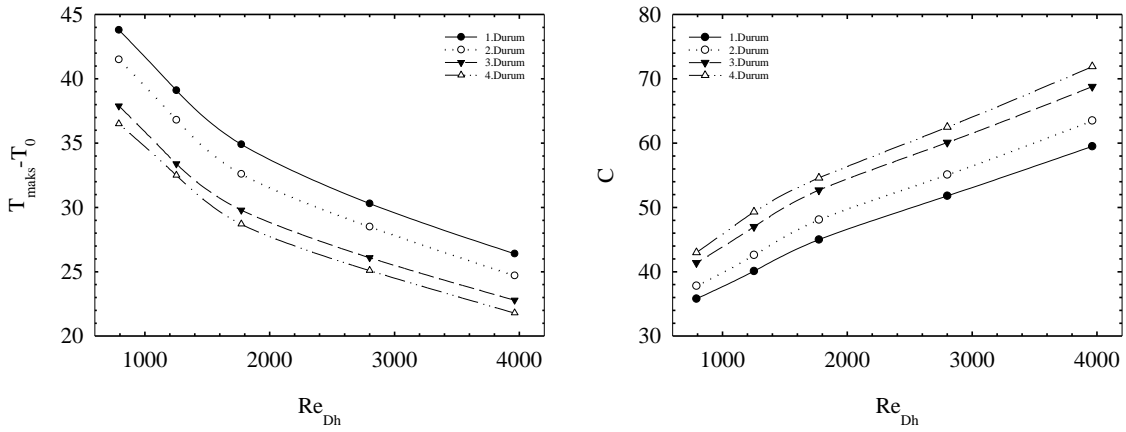
söylenbilir. Isıtılmayan yüzeyin sıcaklık değişimi incelendiğinde, yüksek hızlarda elde edilen yüzey sıcaklıklarının oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, taşınımın artan etkisine bağlı olarak yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferinin önemini kaybettiğini göstermektedir. Düşük hızlarda ise ısıtılmayan yüzeydeki sıcaklıkların, ısı kaynaklarından etkilenerek arttığı görülmektedir. Isıl açıdan aktif olan ısı kaynaklarına karşılık gelen bölgelerde sıcaklıkların diğer bölgelere göre daha yüksek olduğu görülmektedir.





Şekil 3.3. Alternatif çalışma koşulunda ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

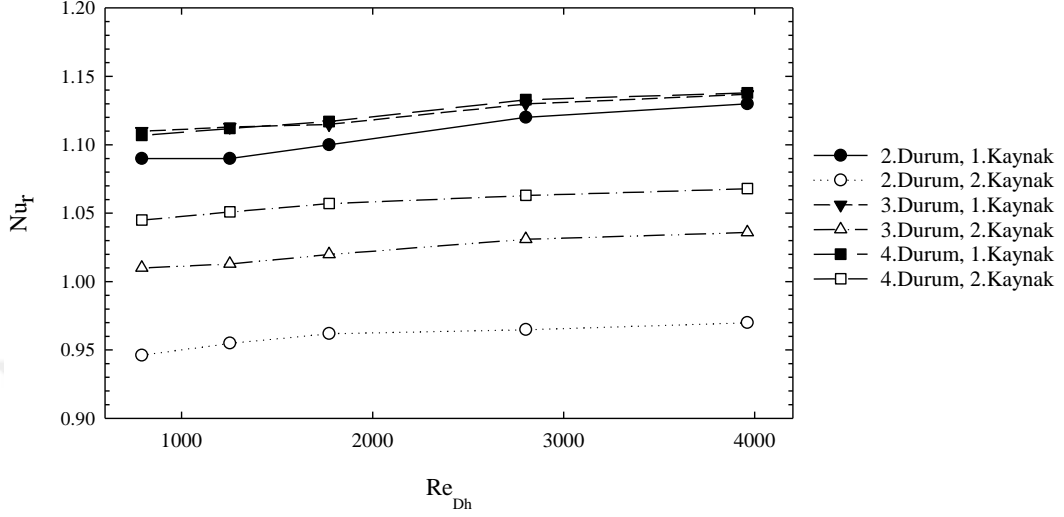
Dört farklı çalışma durumunda, sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerleri ve maksimum sıcaklığa bağlı olarak hesaplanan sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.4'te görülmektedir. Grafiklerden görüldüğü üzere, Reynolds sayısının artmasıyla taşınım ile ısı transferi artmakta ve maksimum sıcaklık değerleri azalmaktadır. Sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık birinci durumda (bütünleşik ısı kaynağı için) elde edilmiştir. Bununla birlikte ısı kaynakları arasındaki mesafe arttıkça elde edilen maksimum sıcaklıkların azaldığı görülmektedir. Buradan, ısı kaynakları arasındaki mesafenin en fazla olduğu dördüncü durumun, maksimum yüzey sıcaklığını azaltmak adına optimum çalışma durumu olduğu sonucu çıkmaktadır. Optimum durum olan dördüncü durumda sistemin global iletkenliği en yüksek değerini alırken maksimum sıcaklıkların en fazla olduğu birinci durumda ise sistemin global iletkenliği en düşük değerini almaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla sistemin global iletkenliğinin arttığı görülmektedir.



Şekil 3.4. Alternatif çalışma koşulunda, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2\text{mm}$)

Gömülü ısı kaynakları için hesaplanan Nusselt sayısı oranının (Nu_r) Reynolds sayısı ile değişimi gösteren grafik Şekil 3.5'te görülmektedir. Burada, Nusselt sayısı oranı, ısı kaynaklarının ayrıık olduğu ikinci, üçüncü ve dördüncü durumlar için elde edilen ortalama Nusselt sayısının, bütünleşik ısı kaynağı için elde edilen ortalama Nusselt sayısına oranı şeklinde tanımlanmıştır. Bütün durumlar için 1. ısı kaynaklarında elde edilen Nu_r değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu ayrıca bu değerlerin 2. ısı kaynaklarından daha yüksek olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, Reynolds sayısı ve ısı kaynakları arasındaki

mesafenin artmasıyla, Nu_r 'nin arttığı görülmektedir. Bu sonuç, artan mesafeye bağlı olarak ikinci kaynağın soğutma performansının arttığını göstermektedir.



Şekil 3.5. Gömülü ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nusselt sayısı oranının Reynolds sayısı ile değişimi

3.1.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları

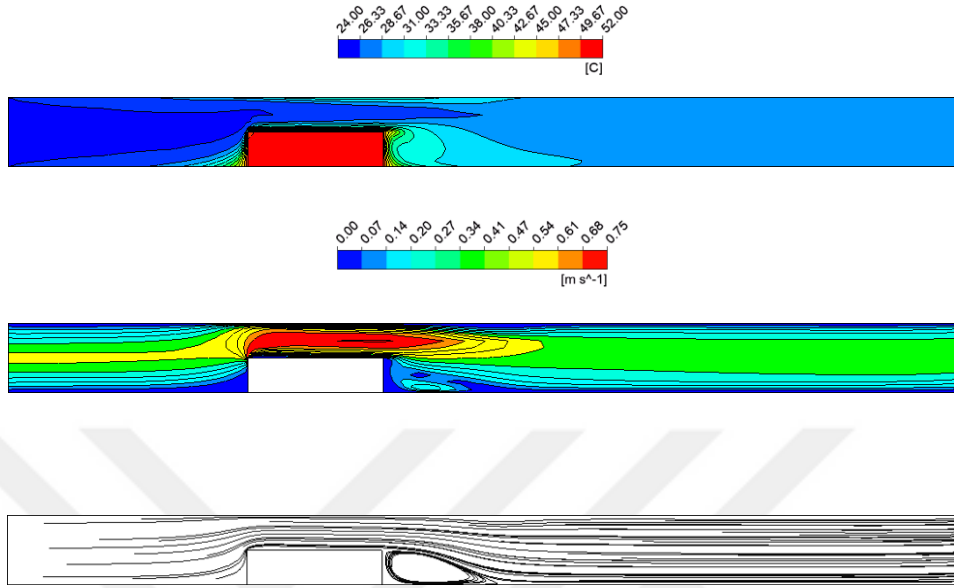
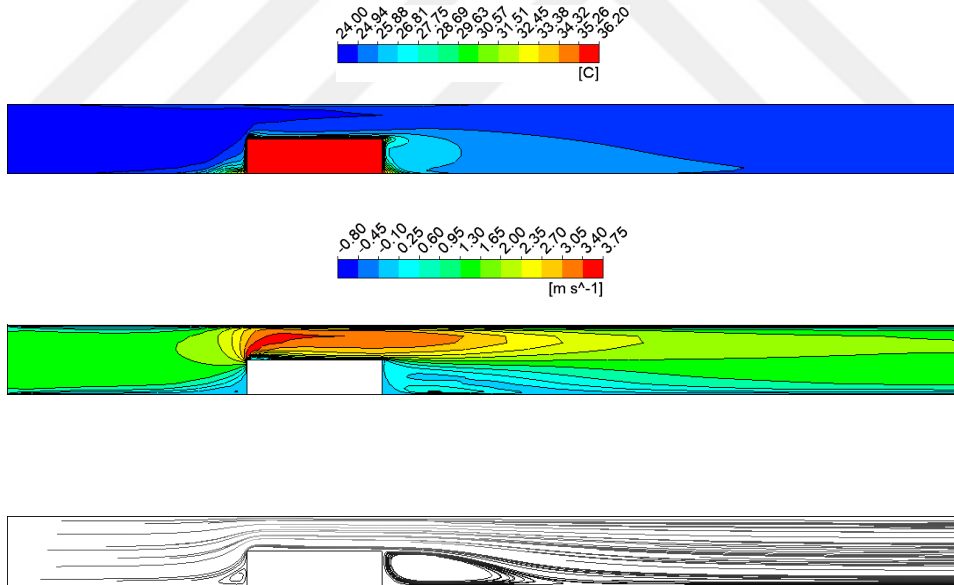
Alternatif çalışma koşulunda gömülü ısı kaynağı durumu için sunulan çalışmalar, bu bölümde çıkıntılı ısı kaynakları için sunulmuştur. Kullanılan ısı kaynaklarının çıkıntı oranı $b/W=0.5$ olarak alınmıştır.

Kanal merkezinde elde edilen hız ve sıcaklık alanları ile akım çizgileri, $Re_{Dh}=792$ ve $Re_{Dh}=3962$ değerleri için Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Söz konusu şekilden, yüksek Reynolds sayısı değerlerinde ısı kaynaklarının sıcaklıklarının daha düşük olduğu görülmektedir. Dört farklı çalışma durumu karşılaştırıldığında, en yüksek sıcaklık değerlerinin birinci durumda, en düşük sıcaklık değerlerinin ise ısı kaynaklarının birbirine en uzak olduğu dördüncü durumda elde edildiği görülmüştür. Çalışılan 2., 3. ve 4. durumlarda, akışkan hızından bağımsız olarak birinci ve ikinci ısı kaynaklarına ait sıcaklıklar birbirlerine çok yakındır. Gömülü ısı kaynaklarına benzer şekilde, bakırın yüksek ısı iletkenliğine bağlı olarak çıkıntılı ısı kaynaklarının sıcaklıkları eş dağılıdır. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde, iki ısı kaynağı arasındaki ve ikinci ısı kaynağından sonraki bölge dışındaki akışkan sıcaklığının, akışkanın kanala giriş sıcaklığına çok yakın olduğu görülmektedir. İki ısı kaynağı arasında ve ikinci

ısı kaynağından sonra oluşan ikincil akış bölgelerinin, sıcaklık dağılımını etkilediği ayrıca saat yönünde dönen resirkülasyon hücrelerinin, ısının aynı yönde yayılmasına sebep olduğu ortadadır. Son olarak, artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı sınır tabaka incelendiği, bu durumun taşınım ile ısı transferini arttırdığı ve kaynak sıcaklıkları azalmasına sebep olduğu görülmüştür.

Şekil 3.6'dan akış kesitinin daralmasına bağlı olarak akışkanın bu bölgede yüksek hızlara ulaştığı görülmektedir. Hız alanları incelendiğinde, sayısal akım çizgilerinin, deneysel akış görüntüleriyle karşılaştırıldığında akışın genel karakteristiğini iyi şekilde yansıttığı görülmektedir. Hava birinci ısı kaynağının ön yüzeyine çarpmakta bu bölgede akışkanın basıncındaki artışla birlikte akış ayrılması meydana gelmektedir. Reynolds sayısı ve ısı kaynaklarının konumlarına bağlı olarak, iki ısı kaynağı arasında ve ikinci ısı kaynağından hemen sonra ikinci akış bölgeleri oluşmaktadır. Akışkanın hızı ise, ikinci ısı kaynağından sonra, kanalın genişlemesi ile birlikte azalmaktadır. Reynolds sayısının ikincil akış bölgelerinin oluşumuna etkisi, akım çizgileri incelendiğinde daha net görülmektedir. Şekil 3.6 incelendiğinde Reynolds sayısının artışıyla, ikinci ısı kaynağından hemen sonra oluşan ikincil akış bölgelerinin genişlediği görülmektedir. Isıl sınır tabakaya benzer şekilde, Reynolds sayısındaki artış hız sınır tabakanın incelmeye sebep olmaktadır.

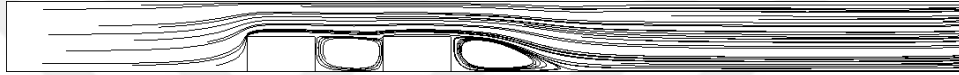
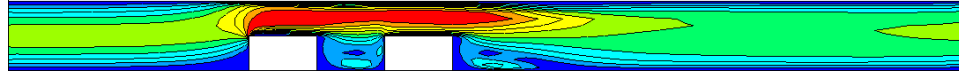
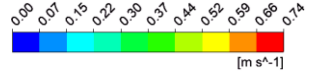
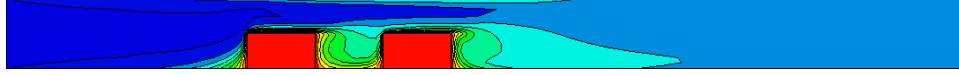
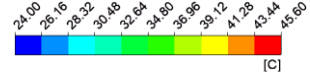
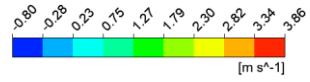
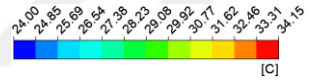
1.Durum

 $Re_{Dh}=792$  $Re_{Dh}=3962$ 

Şekil 3.6. Alternatif çalışma koşulunda, kanal merkezinde ($D/2=76.2\text{mm}$) elde edilen sıcaklık alanları, hız alanları ve akım çizgileri ($Re_{Dh}=792$ ve 3962)

Şekil 3.6.'nın devamı

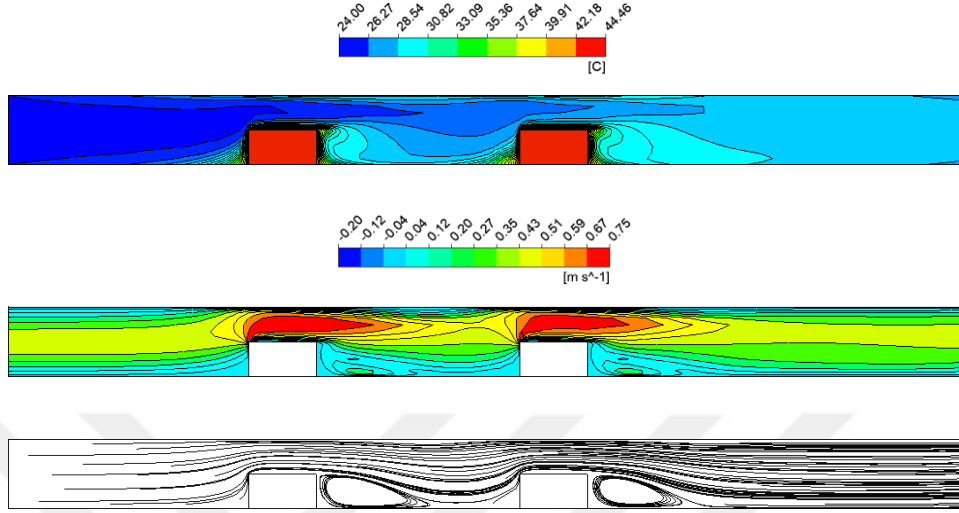
2.Durum

 $Re_{Dh}=792$  $Re_{Dh}=3962$ 

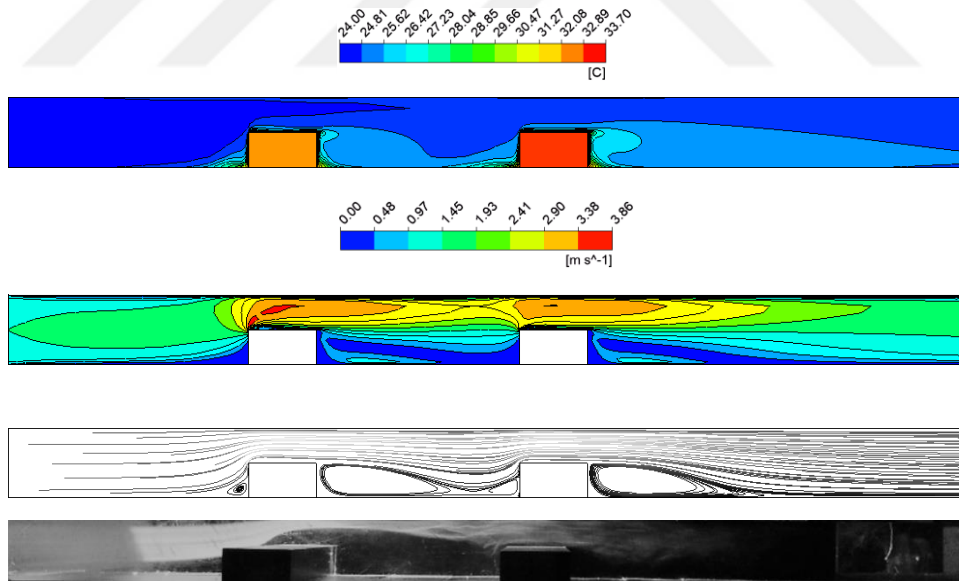
Şekil 3.6.'nın devamı

3.Durum

$$Re_{Dh}=792$$

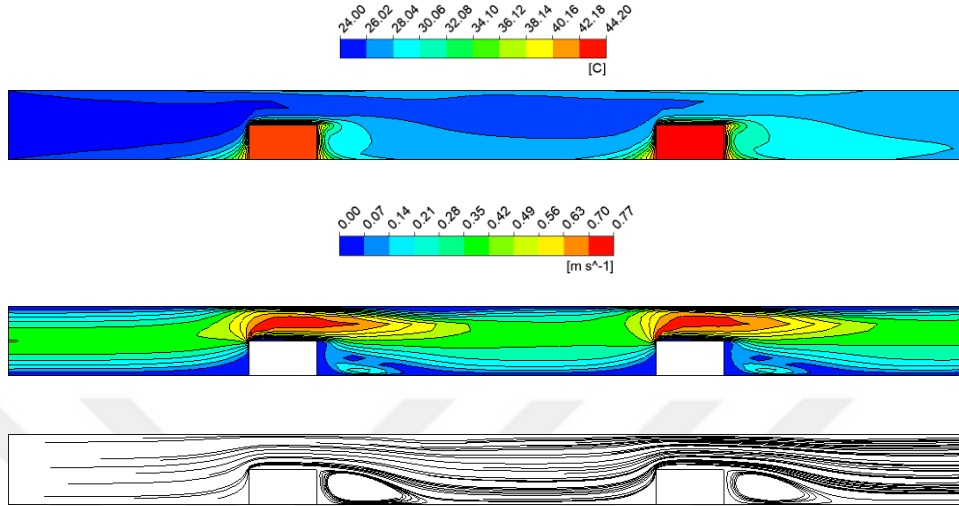
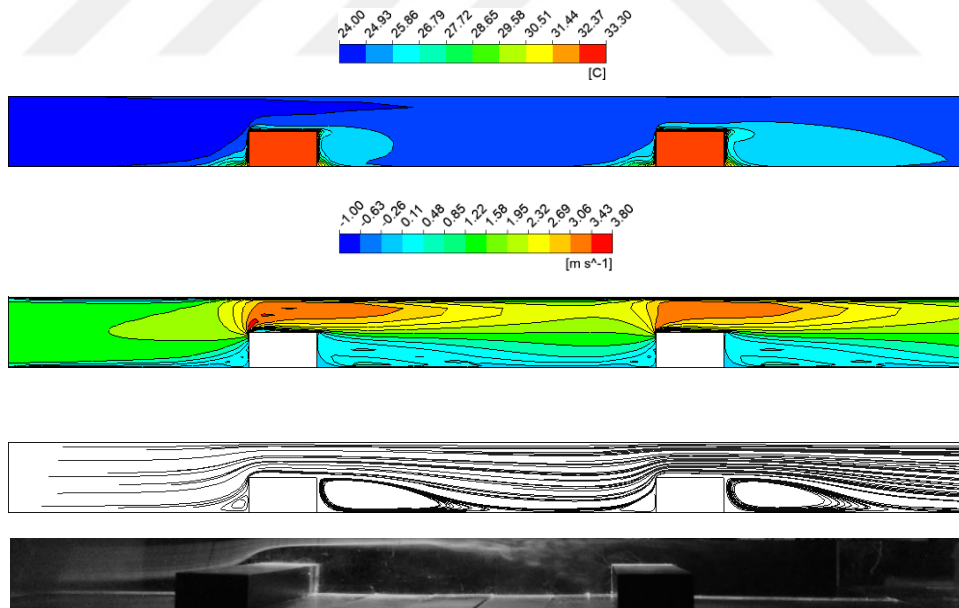


$$Re_{Dh}=3962$$

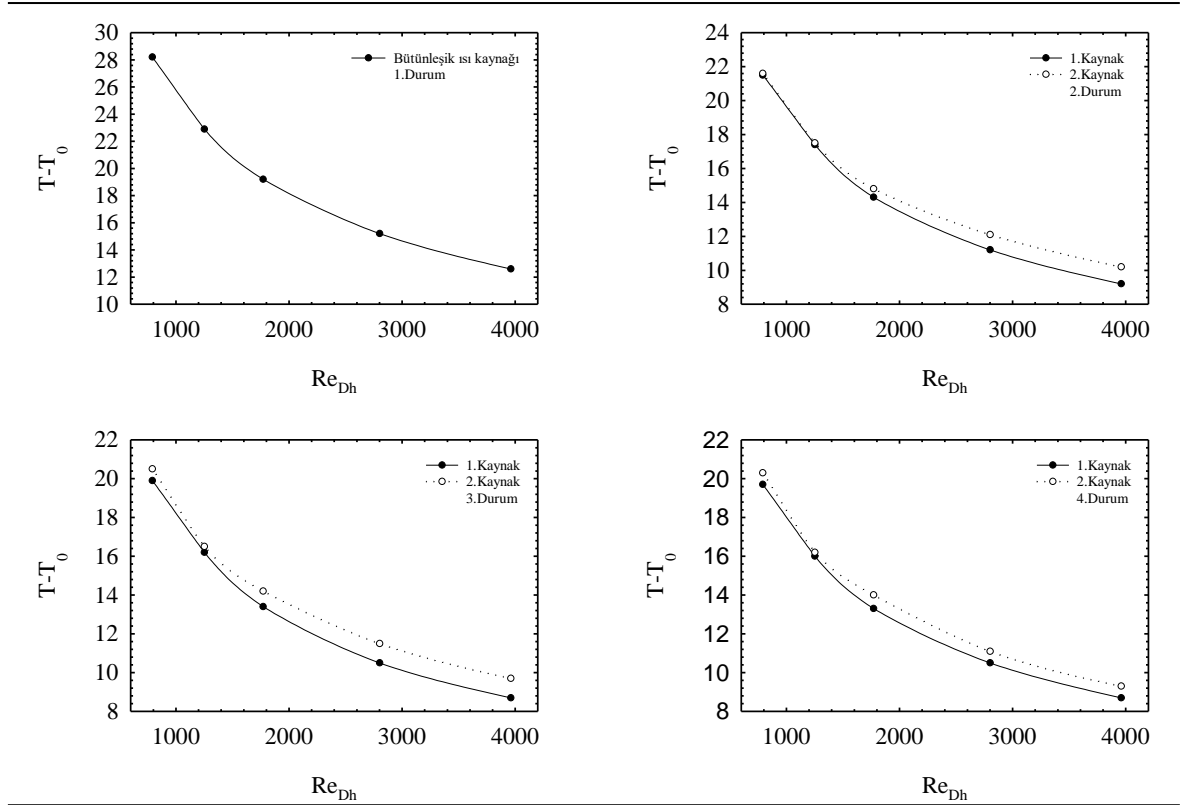


Şekil 3.6.'nın devamı

4.Durum

 $Re_{Dh}=792$  $Re_{Dh}=3962$ 

Dört farklı çalışma durumunda, ısı kaynaklarının ortalama sıcaklıklarının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi Şekil 3.7’de görülmektedir. Şekil incelendiğinde, Reynolds sayısının artışıyla, ısı kaynağı sıcaklıklarının azaldığı görülmüştür. Isı kaynaklarının sıcaklıkları birinci durumda en yüksek değere ulaşmakta ve ısı kaynakları arasındaki mesafe arttıkça elde edilen sıcaklıklar azalmaktadır. Sonuçlar incelendiğinde, çalışılan 2., 3. ve 4. durumlarda, ikinci ısı kaynağının sıcaklığının daima birinci ısı kaynağından daha yüksek fakat sıcaklık değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir.

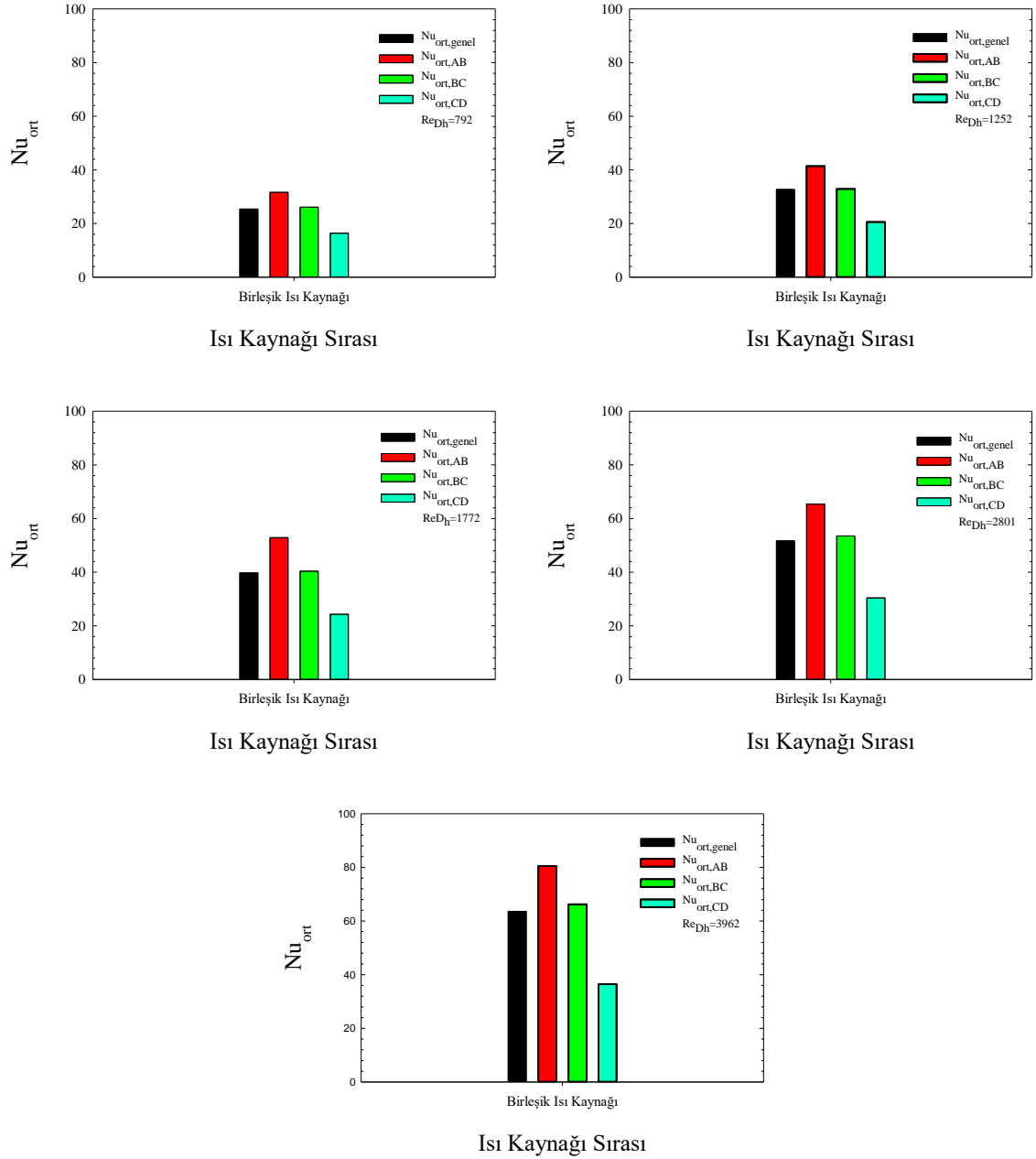


Şekil 3.7. Tüm çalışma durumlarında ortalama kaynak sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 3.8, tüm çalışma durumları için kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama ve genel-ortalama Nusselt sayılarının, Reynolds sayısı ile değişimini göstermektedir. Şekil 3.8 incelendiğinde, çalışılan dört durumda da Reynolds sayısının artmasıyla, tüm yüzeylerdeki ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Soğuk akışkan, ilk olarak birinci ısı kaynağının AB yüzeyine çarptığı için ısı kaynağının bu yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı BC ve CD yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısına göre daha fazladır. B köşesinde, artan basınçla birlikte akış ayrılması meydana geldiği için ısı kaynağının BC

yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, AB yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısına göre düşük değerler almaktadır. Çalışılan 2., 3. ve 4. durumlarda, birinci ısı kaynağının AB yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, diğer yüzeylerdekenden daha fazladır. İlk ısı kaynağında meydana gelen akış ayrılması, BC yüzeyinden havaya olan taşınım ile ısı transferini etkilemektedir. Tüm ısı kaynaklarının CD yüzeylerinde ise çalışılan tüm durumlar için hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının diğer yüzeylere göre daha düşük değerler aldığı görülmüştür. Çalışılan 2. durumda, ısı kaynakları arasındaki mesafenin az olması nedeniyle ilk ısı kaynağının CD yüzeyindeki taşınım ile ısı transferi, diğer yüzeylere göre daha düşüktür. İkinci ısı kaynağından hemen sonra oluşan resirkülasyonun şiddeti daha fazla olduğundan bu ısı kaynağının CD yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ilk ısı kaynağının aynı yüzeyine göre daha fazladır. 3 ve 4. durumlarda ise, ısı kaynakları arasındaki mesafenin artmasıyla birlikte iki ısı kaynağının CD yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları neredeyse birbirlerine eşit olmaktadır. 2., 3. ve 4. durumlar için genel ortalama Nusselt sayısı değişimi incelendiğinde, ilk ısı kaynağının genel ortalama Nusselt sayısının 2. ısı kaynağından fazla olduğu, ayrıca Reynolds sayısındaki artışla bu durumun belirgin hale geldiği görülmüştür.

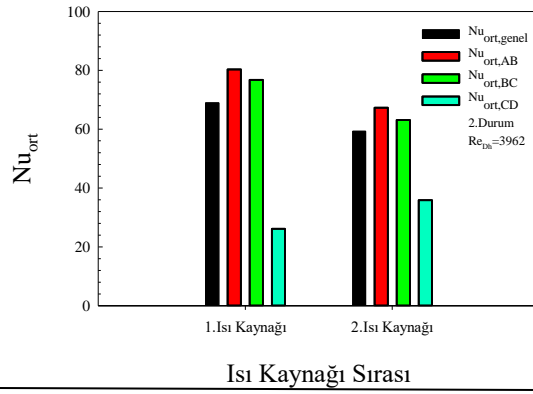
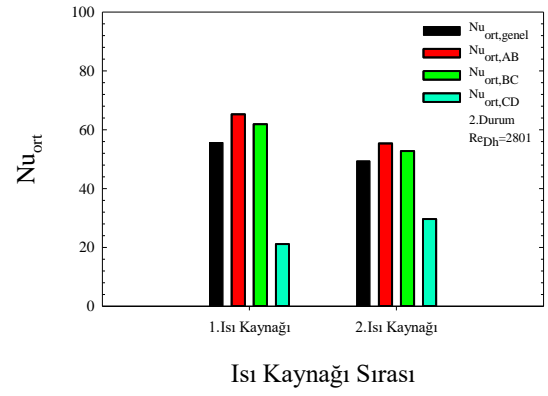
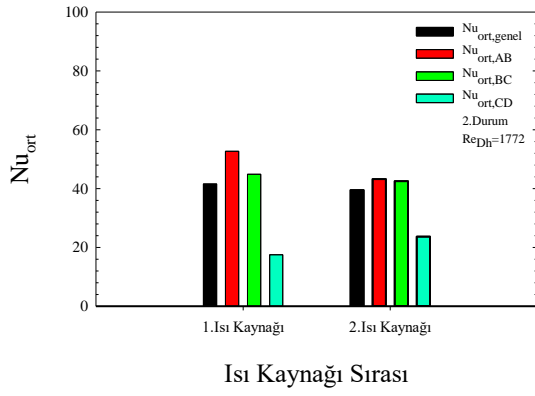
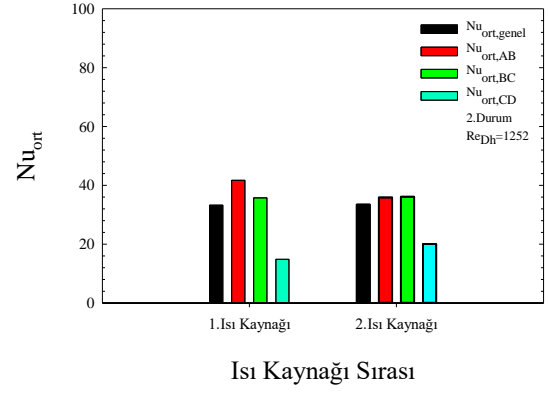
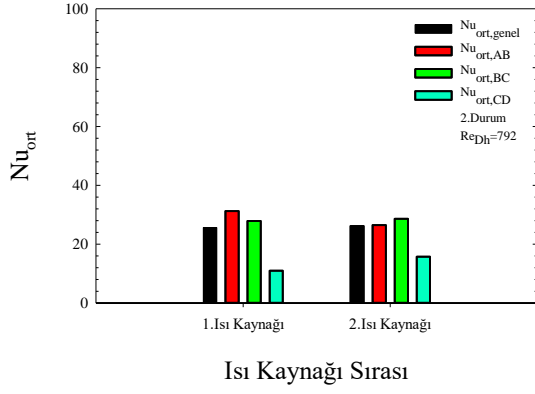
1.Durum



Şekil 3.8. Tüm çalışma durumlarında, kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi

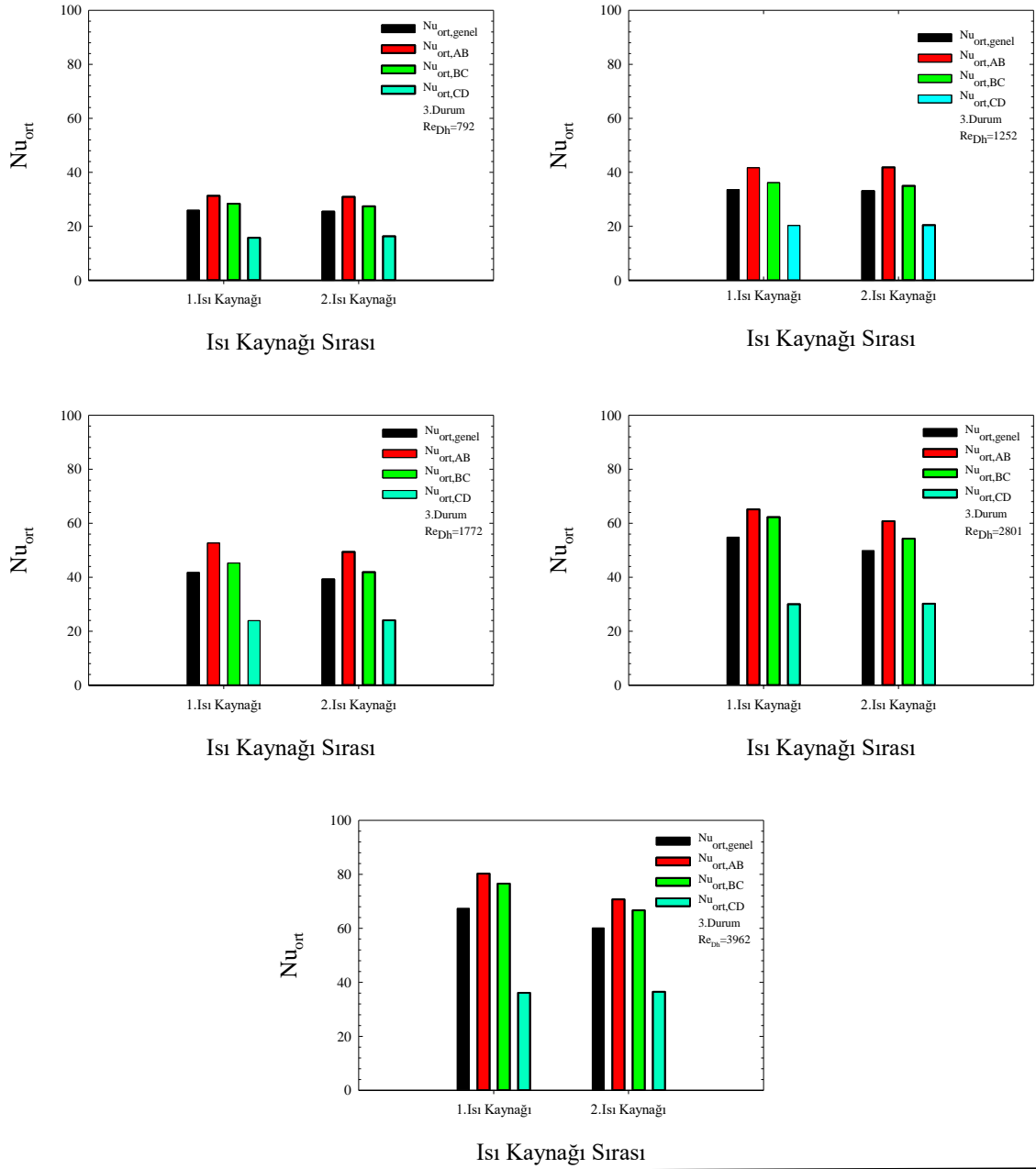
Şekil 3.8.'in devamı

2.Durum

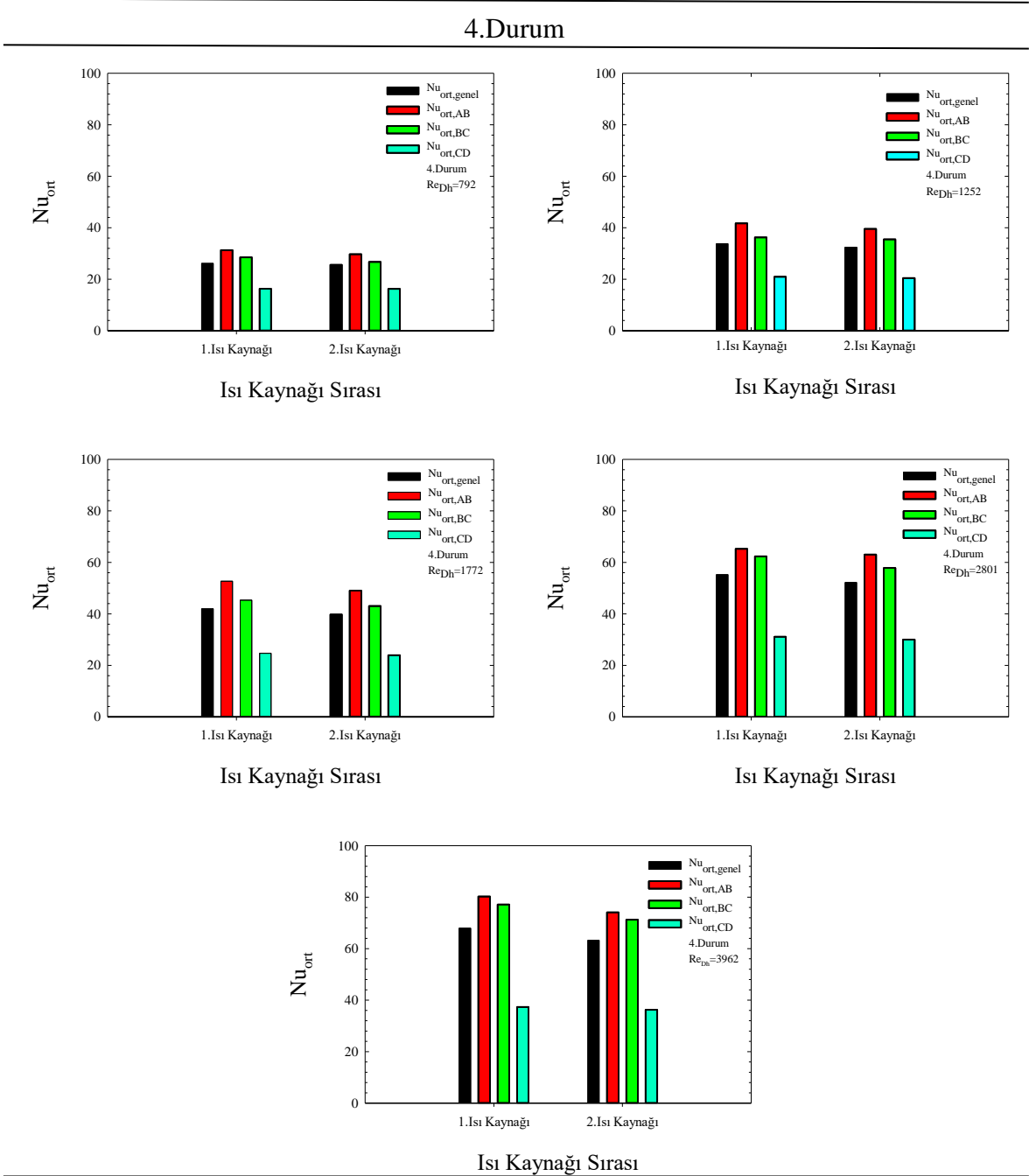


Şekil 3.8.'in devamı

3.Durum

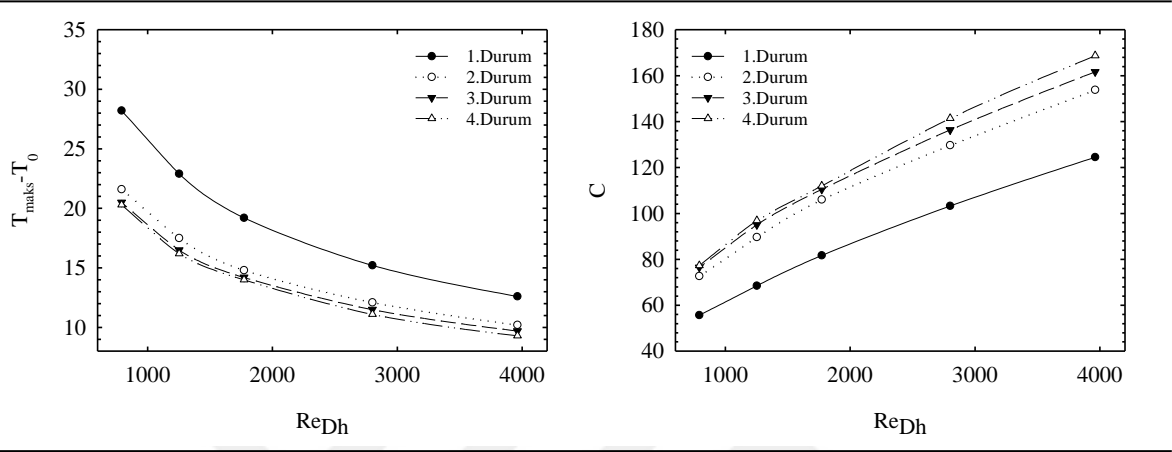


Şekil 3.8.'in devamı



Tüm çalışma durumlarında, sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerleri ve maksimum sıcaklığa bağlı olarak hesaplanan sistemin global iletkenliğin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.9'da verilmektedir. Reynolds sayısının artışıyla birlikte maksimum sıcaklık değerleri azaltmakta ve taşınım ile ısı transferi artmaktadır. Sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri birinci durumda elde edilmekte, buna bağlı olarak da sistemin global iletkenliği en düşük değerini almaktadır. Bununla birlikte ısı kaynakları arasındaki mesafe

arttıkça elde edilen maksimum sıcaklıkların azaldığı, ısı kaynakları arasındaki mesafenin en fazla olduğu dördüncü durumda maksimum sıcaklıkların en düşük seviyede olduğu görülmektedir. Ayrıca, Reynolds sayısının artmasıyla sistemin global iletkenliğinin arttığı görülmüştür.



Şekil 3.9. Çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2mm$)

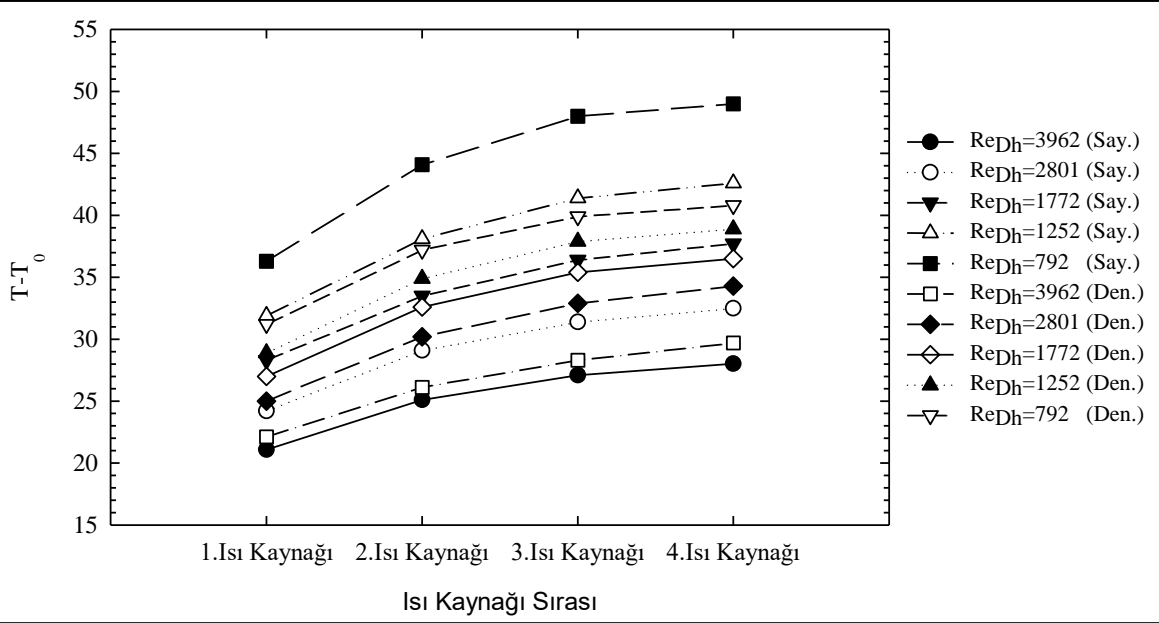
3.2. Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durum (Isı Kaynakları Eşit Isı Üretimine Sahip)

Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumdaki bu bölümde, karma taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Çalışmalar hem gömülü hem de çıkıntılı ısı kaynakları için ayrı ayrı gerçekleştirilmiş olup; ısı kaynaklarının ısıl güçleri birbirlerine eşittir.

3.2.1. Gömülü Isı Kaynakları

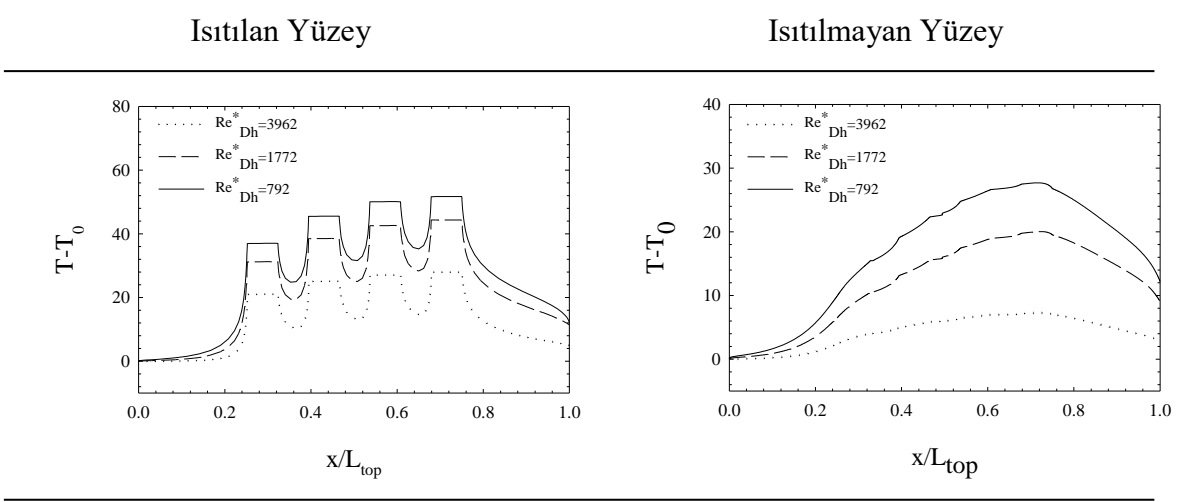
Bu bölümde, karma taşınım ile ısı transferi gömülü ısı kaynağı durumu için sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Gömülü ısı kaynağı yüzeylerinde elde edilen ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi sayısal ve deneysel olarak Şekil 3.10'da görülmektedir. Şekil incelendiğinde, Reynolds sayısının artmasıyla, gömülü ısı kaynağı yüzeylerinde elde edilen sıcaklık değerlerinin azaldığı görülmektedir. Ayrıca, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ilk kaynaktan itibaren artmakta ve sistem içerisinde ulaşılan

en yüksek sıcaklık son ısı kaynağında ortaya çıkmaktadır. Burada deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki en yüksek fark yaklaşık % 9.8'dir.



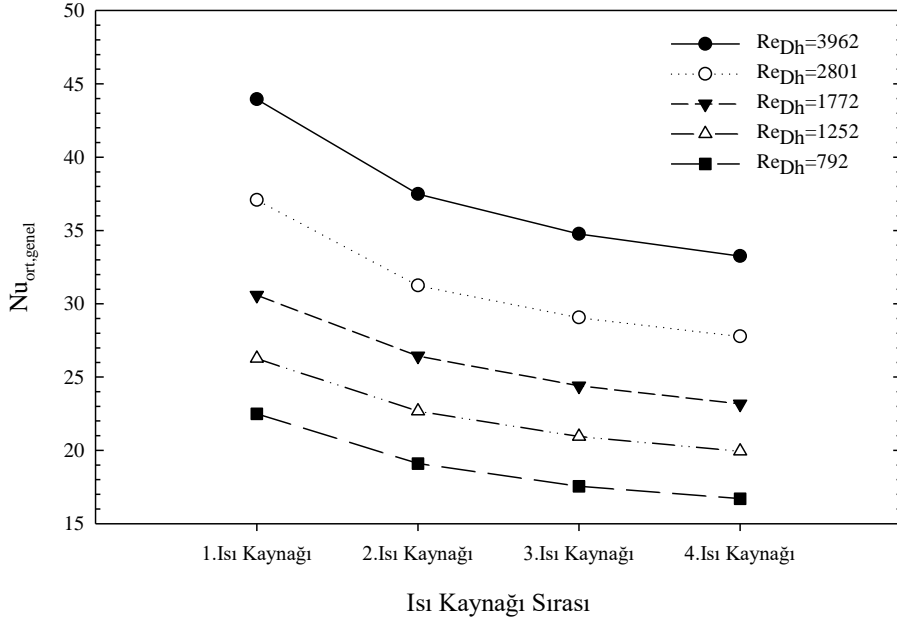
Şekil 3.10. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, gömülü ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi

Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.11'de verilmektedir. Şekil 3.11 incelendiğinde, kanal girişinden itibaren ilk ısı kaynağına kadar yüzey sıcaklıklarının arttığı, ısı kaynaklarının yüzeylerindeki sıcaklıkların yaklaşık olarak sabit kaldığı ve yüzey sıcaklıklarının birinci ısı kaynağından dördüncü ısı kaynağına kadar giderek arttığı görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artışıyla, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Isıtılmayan yüzeyin sıcaklık değişimi incelendiğinde, yüksek Reynolds sayılarında elde edilen yüzey sıcaklıklarının oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, taşınımın artan etkisine bağlı olarak yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferinin önemini kaybettiğini göstermektedir. Düşük Reynolds sayılarında ise ısıtılmayan yüzeydeki sıcaklıkların, ısı kaynaklarından etkilenerek arttığı görülmektedir.



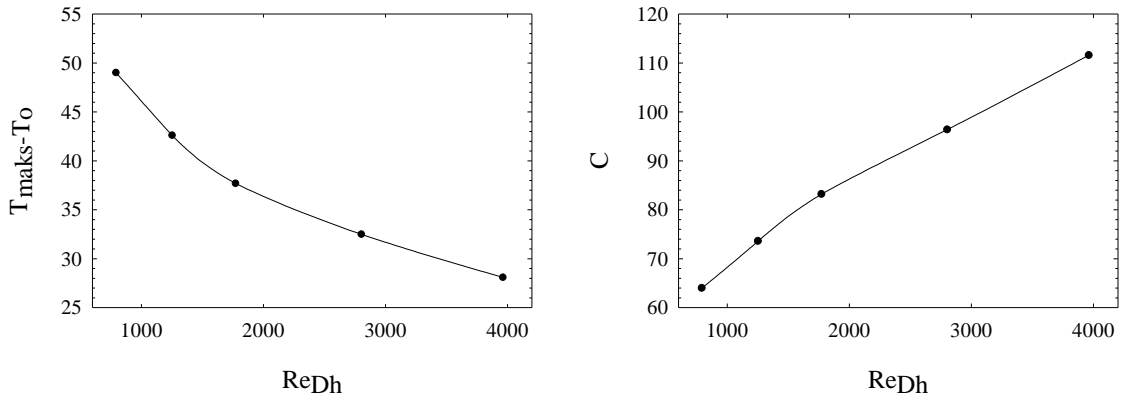
Şekil 3.11. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu gömülü ısı kaynağı kullanımı durumunda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.12’de verilmiştir. Akışkan, kanala ortam sıcaklığında girmekte ve ilk olarak birinci ısı kaynağına temas etmektedir. Bu durumda, ilk ısı kaynağı ve havanın sıcaklığı arasındaki fark fazladır. Böylece, ilk ısı kaynağından havaya olan taşınım ile ısı transferi diğer ısı kaynaklarına göre fazla olmaktadır. Ayrıca, ilk ısı kaynağından son ısı kaynağına kadar elde edilen ortalama Nusselt sayılarının giderek azaldığı görülmektedir. Şekil 3.12 incelendiğinde, Reynolds sayısının artışıyla ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortama Nusselt sayıları artmaktadır. Bununla birlikte, yüksek Reynolds sayılarında, ısı kaynaklarının yüzeylerindeki Nusselt sayıları arasındaki değişim daha net görülmektedir.



Şekil 3.12. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

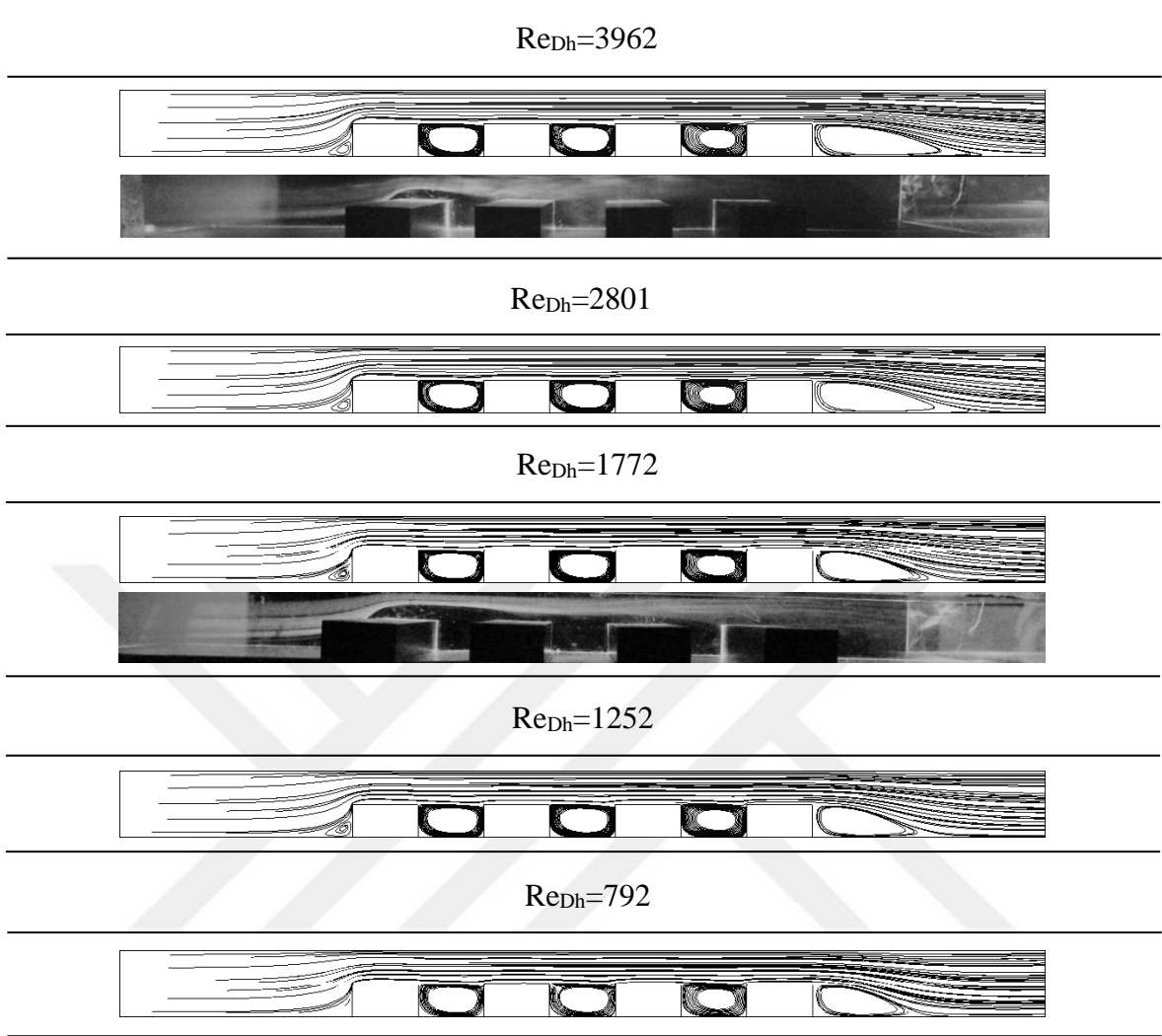
Sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenlik değerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.13'te verilmiştir. Şekil incelendiğinde, artan Reynolds sayılarıyla birlikte taşınım ile ısı transferinin arttığı ve ısı kaynaklarında elde edilen maksimum sıcaklıkların azaldığı görülmektedir. Sistemin global iletkenliği ise beklenildiği gibi Reynolds sayısının artışıyla birlikte ciddi oranda artmıştır.



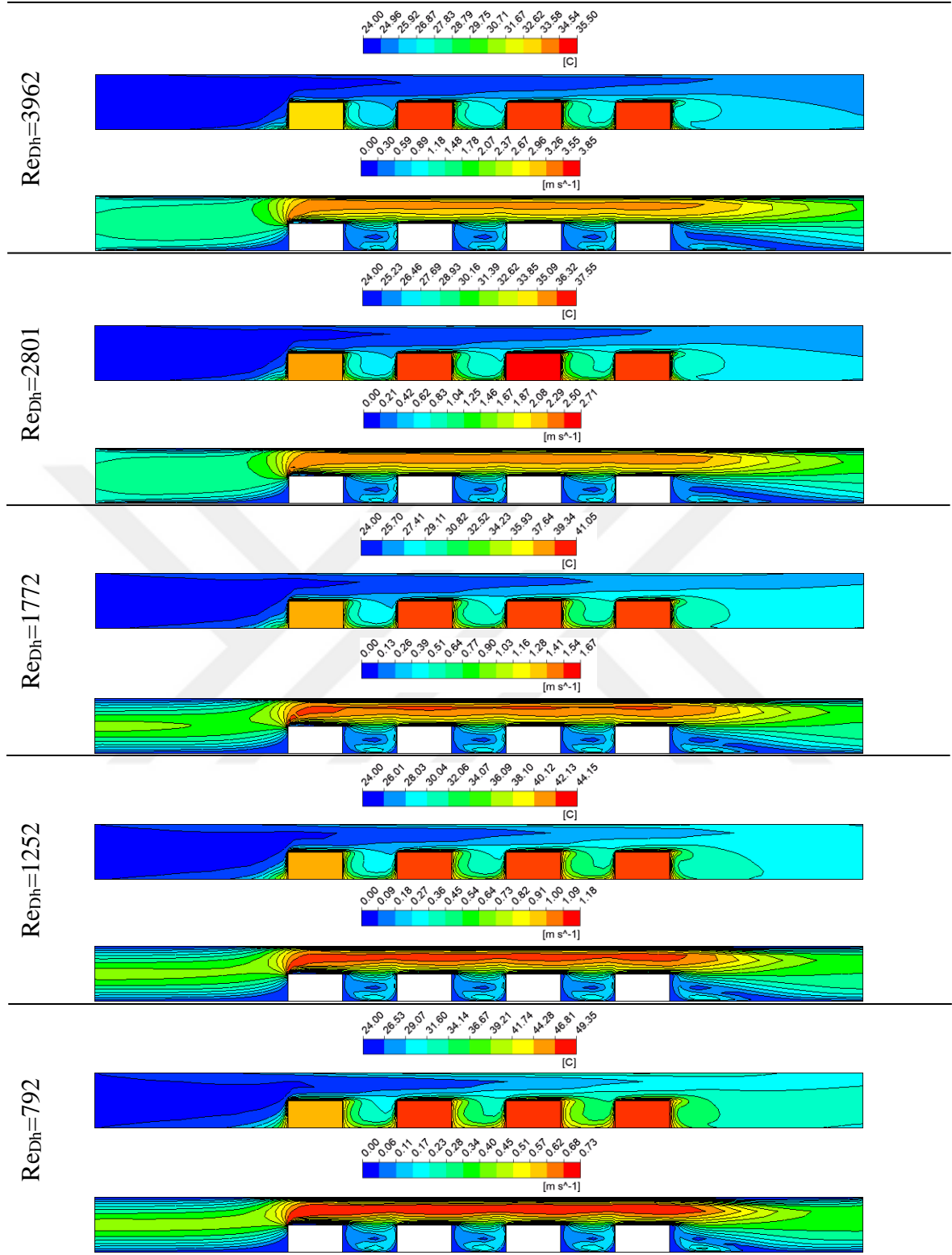
Şekil 3.13. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenlik değerinin Reynolds sayısı ile değişimi

3.2.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları

Bu bölümde, karma taşınım ile ısı transferi, çıkıntılı ısı kaynağı durumu için sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Farklı Reynolds sayıları için kanal merkezinde elde edilen akım çizgileri Şekil 3.14'te görülmektedir. Şekil 3.14'te elde edilen akış görüntülerinin ve sayısal hesaplamalar sonucunda elde edilen akım çizgilerinin birbirleriyle uyumlu olduğu görülmektedir. Akış görüntüleri incelendiğinde, ilk ısı kaynağının B köşesinden hemen sonra akış ayrılması meydana geldiği görülmektedir. İlk ısı kaynağından sonrasında ise yüksek hızlı akışkan ısı kaynaklarına yaklaşmaktadır. Akım çizgileri incelendiğinde, Reynolds sayısının en düşük değeri olan $Re_{Dh}=792$ değeri hariç diğer tüm durumlarda ilk ısı kaynağının A köşesinde zayıf bir ikincil akışın olduğu görülmektedir. Aynı zamanda, ısı kaynakları arasında ve son ısı kaynağının hemen ardında ikincil akış bölgeleri oluşmaktadır. Artan Reynolds sayısı ile birlikte son ısı kaynağının hemen ardında oluşan ikincil akış bölgelerinin genişlediği görülmektedir. Kanal merkezinde elde edilen hız ve sıcaklık alanlarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Şekilden, Reynolds sayısının artmasıyla ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda, kanal girişinden itibaren ısı kaynaklarının sıcaklıkları artmakta ancak sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklığın üçüncü ısı kaynağında meydana geldiği görülmektedir. Isı kaynakları arasında oluşan ikincil akış bölgelerinin sıcaklık alanlarını etkilediği ve bu bölgelerde akışkan sıcaklığının arttığı görülmektedir.

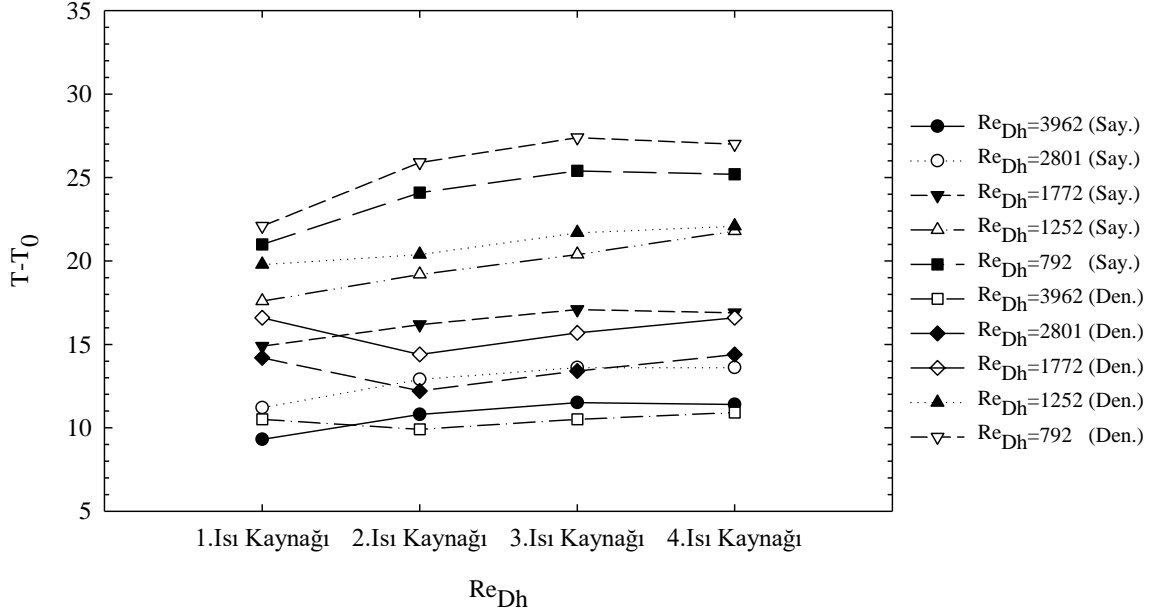


Şekil 3.14. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kanal merkezinde farklı Reynolds sayıları için deneysel ve sayısal olarak edilen akım çizgileri



Şekil 3.15. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kanal merkezinde farklı Reynolds sayıları için hız ve sıcaklık alanları

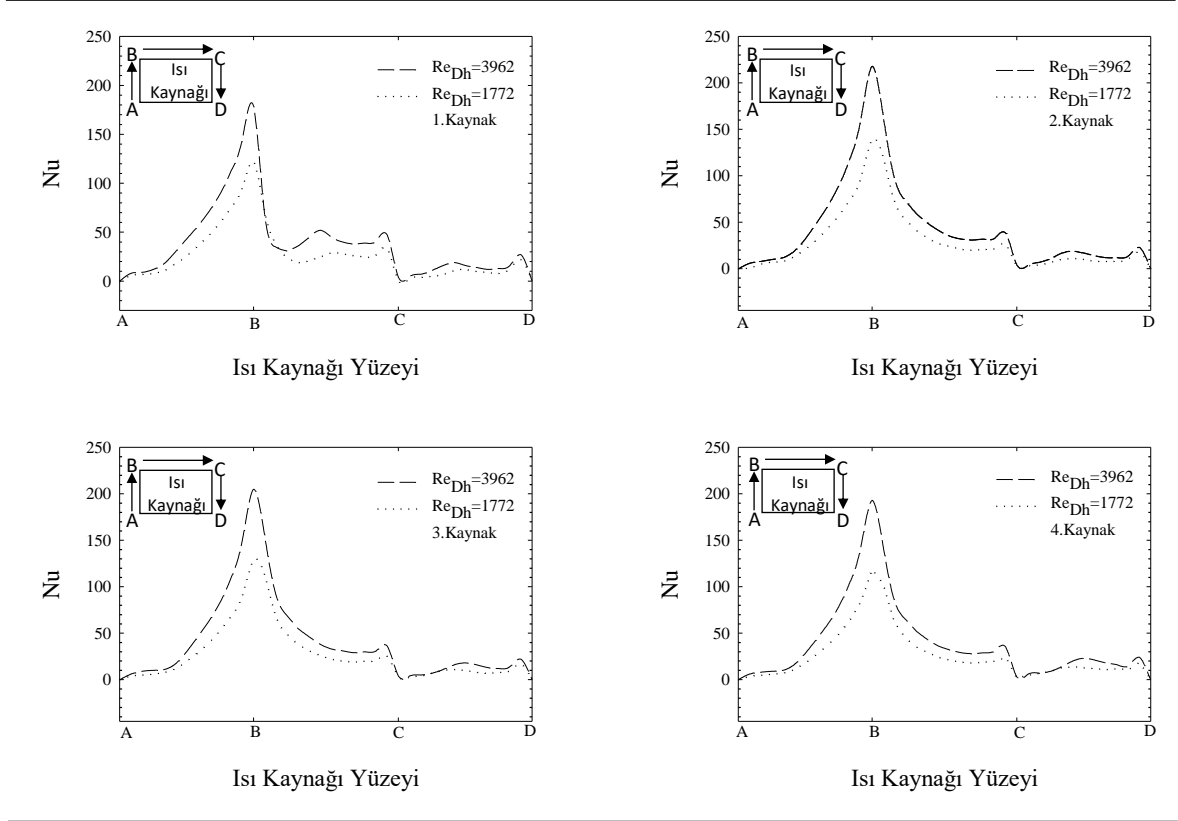
Çıkıntılı ısı kaynağı yüzeylerindeki ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi sayısal ve deneysel olarak Şekil 3.16'da gösterilmiştir. Şekilden, artan Reynolds sayısı ile birlikte taşınım ile ısı transferinin arttığı ve ısı kaynaklarının yüzeylerindeki sıcaklıkların azaldığı görülmektedir. Ayrıca, sayısal veriler incelendiğinde ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ilk kaynaktan üçüncü ısı kaynağına kadar artmakta iken dördüncü ısı kaynağında bir miktar azalmaktadır. Deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde özellikle yüksek Reynolds sayısı değerlerinde, birinci ve ikinci ısı kaynaklarının sıcaklık değerleri arasında farklılık görülmektedir.



Şekil 3.16. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi

Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kaynak yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişim Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Grafiklerden görüldüğü Reynolds sayısının artışı ile birlikte ısı kaynaklarının yüzeylerinden havaya olan taşınım ile ısı transferinde artmaktadır. Havanın ilk olarak temas ettiği birinci ısı kaynağının ön yüzeyinde A köşesinden B köşesine doğru Nusselt sayısı artmaktadır. B köşesine doğru ana akışın hızına yaklaştığı için bu noktada yerel Nusselt sayısı da artış göstermektedir. Isı kaynaklarının BC yüzeyleri incelendiğinde, ilk ısı kaynağının BC yüzeyinde yerel Nusselt sayısı değerinin yaklaşık sabit kaldığı görülmekte, 2 3 ve 4. ısı

kaynaklarında ise BC yüzeyindeki yerel Nusselt sayısı artan akışkan sıcaklığına bağlı olarak azalmaktadır. CD yüzeyleri incelendiğinde ise yerel Nusselt sayısı değerinin yine yaklaşık sabit kaldığı ancak taşınım ile ısı transferinin oldukça düşük olduğu görülmektedir.

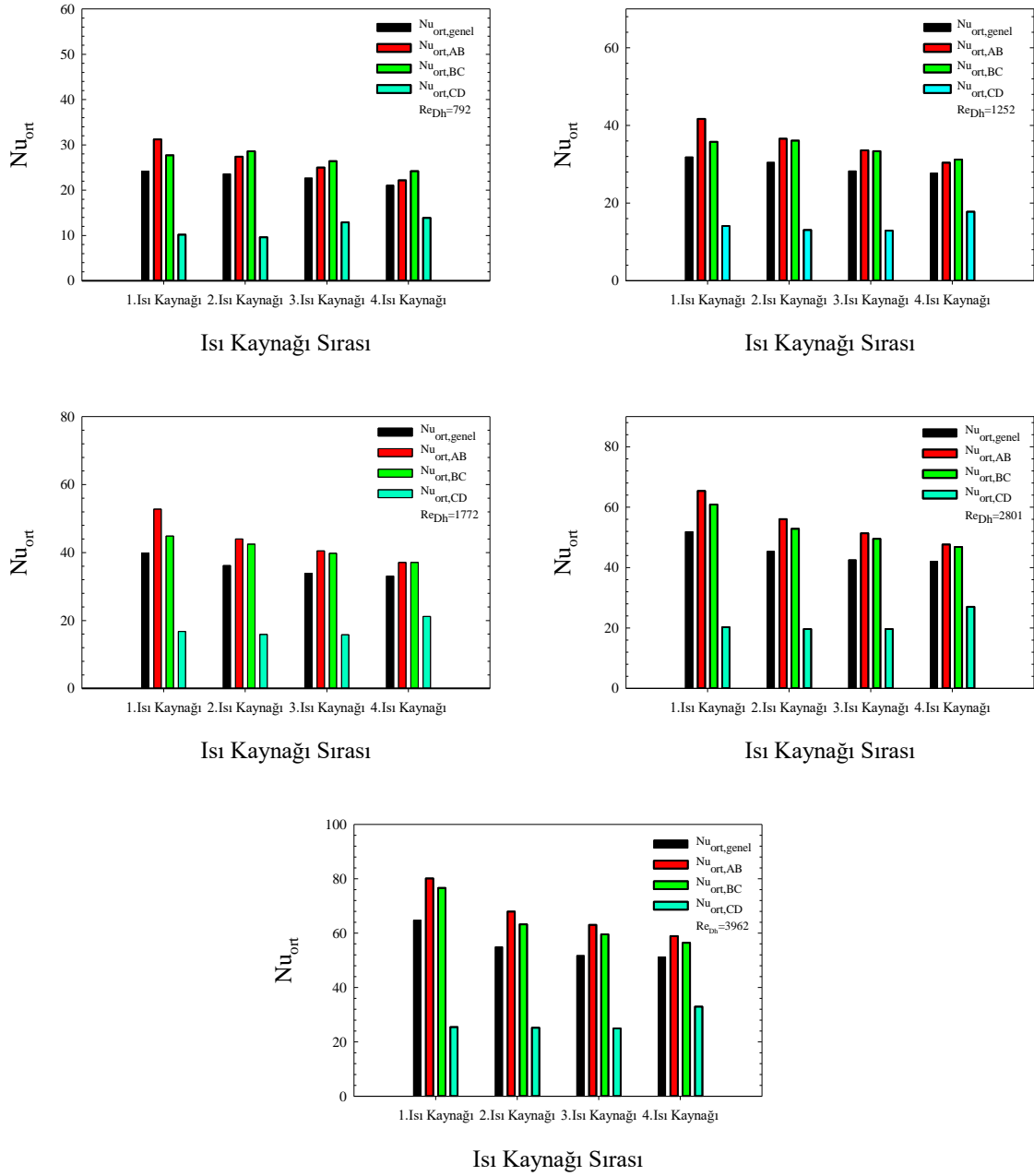


Şekil 3.17. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kaynak yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 3.18’de çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama ve genel-ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, ısı kaynaklarındaki ortalama Nusselt sayısının giderek azaldığı görülmektedir. Soğuk havanın ilk temas ettiği birinci ısı kaynağının AB yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı en yüksek değeri almakta ve bu değer son ısı kaynağına doğru giderek azalmaktadır. Isı kaynaklarının BC yüzeyleri incelendiğinde, Re_{Dh}=792 için hesaplanan ortalama Nusselt sayısının ikinci ısı kaynağında en yüksek olduğu, daha sonra giderek azaldığı görülmektedir. Artan Reynolds sayılarıyla birlikte BC yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı değerleri de artmaktadır. Son olarak, ısı kaynaklarının CD yüzeyleri incelendiğinde, en yüksek ortalama Nusselt değerinin dördüncü ısı kaynağının CD

yüzeyinde elde edildiği görülmektedir. Ayrıca, $Re_{Dh} = 3962, 2801, 1772$ ve 1252 için CD yüzeyindeki ortalama Nusselt değerlerinin dördüncü ısı kaynağına kadar neredeyse aynı olduğu, ancak dördüncü ısı kaynağında artış gösterdiği görülmektedir. Fakat $Re_{Dh} = 792$ için üçüncü ısı kaynağına kadar ortalama Nusselt değerinin azaldığı, üçüncü ısı kaynağından sonra artış gösterdiği görülmektedir. Artan Reynolds sayıları ile birlikte ısı kaynaklarının yüzeylerindeki genel ortalama Nusselt sayısı değerleri de artmaktadır.

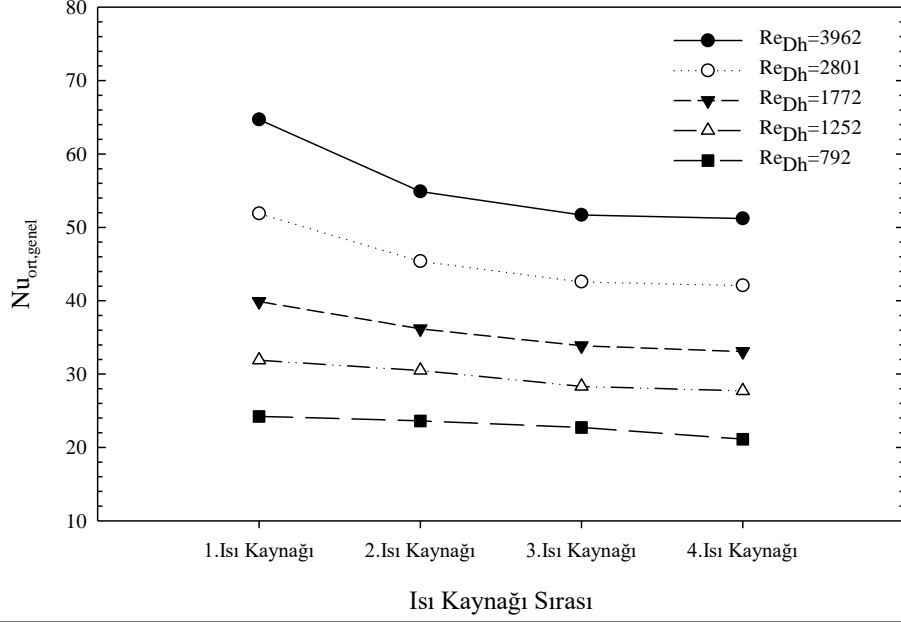




Şekil 3.18. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi

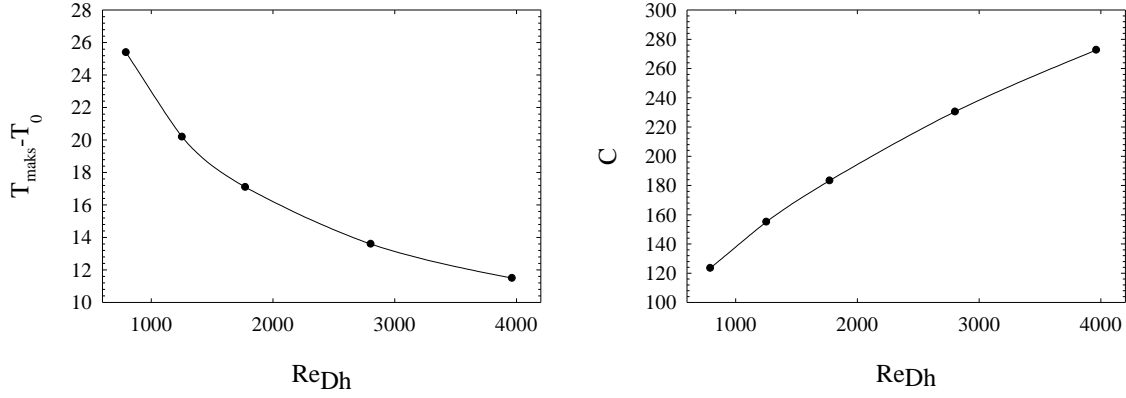
Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu çıkıntılı ısı kaynağı kullanımı durumunda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel-ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.19’da verilmiştir. Tüm Reynolds sayılarında ilk ısı kaynağındaki ortalama Nusselt sayısı değeri, diğer ısı kaynaklarındakinden daha fazla olmaktadır. Bunun sebebi, soğuk havanın ilk olarak birinci ısı kaynağıyla temas etmesi ve hava ile ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkının fazla olmasıdır. Şekil 3.19 incelendiğinde, Reynolds sayısının

artışıyla ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir.



Şekil 3.19. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, genel ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Çıkıntılı ısı kaynakları için, sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenlik değerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.20’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, Reynolds sayısının artmasıyla, ısı kaynaklarında elde edilen maksimum sıcaklıkların azaldığı görülmektedir. Sistemin global iletkenliği ise Reynolds sayısının artmasıyla birlikte artış göstermektedir.

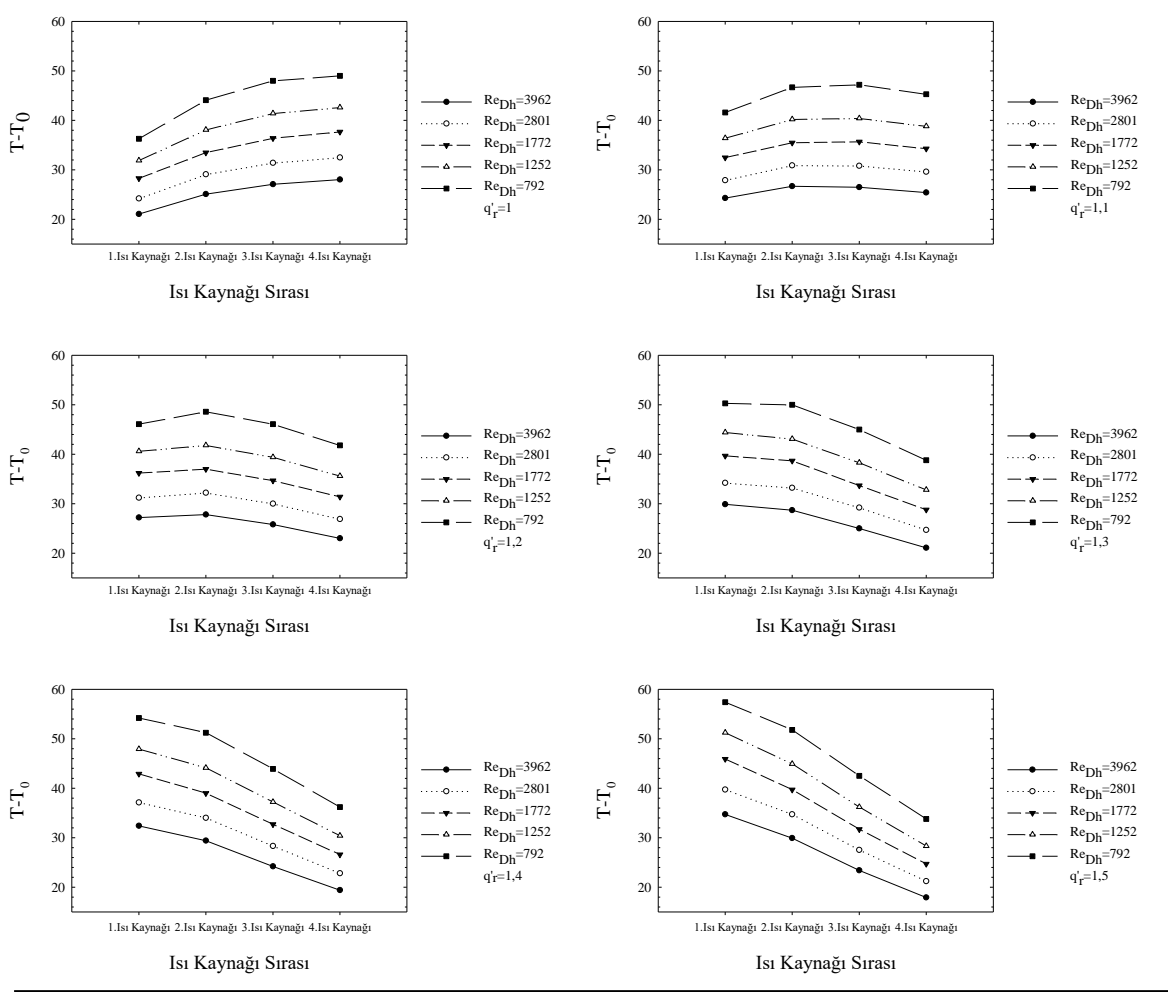


Şekil 3.20. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, sistemde elde edilen en yüksek sıcaklık değerinin ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi

3.2.3. Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durumda Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç Oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

Çalışmanın bu bölümünde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu gömülü ısı kaynağı durumunda, ısı kaynaklarının ısıl güç oranlarının ısı transferi ve yüzey sıcaklıklarına etkisi incelenmiştir. Çalışmalar, ısı kaynaklarının altı farklı ısıl güç oranına ($\dot{q}_r=1, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$ ve 1.5) sahip olması durumları için gerçekleştirilmiştir.

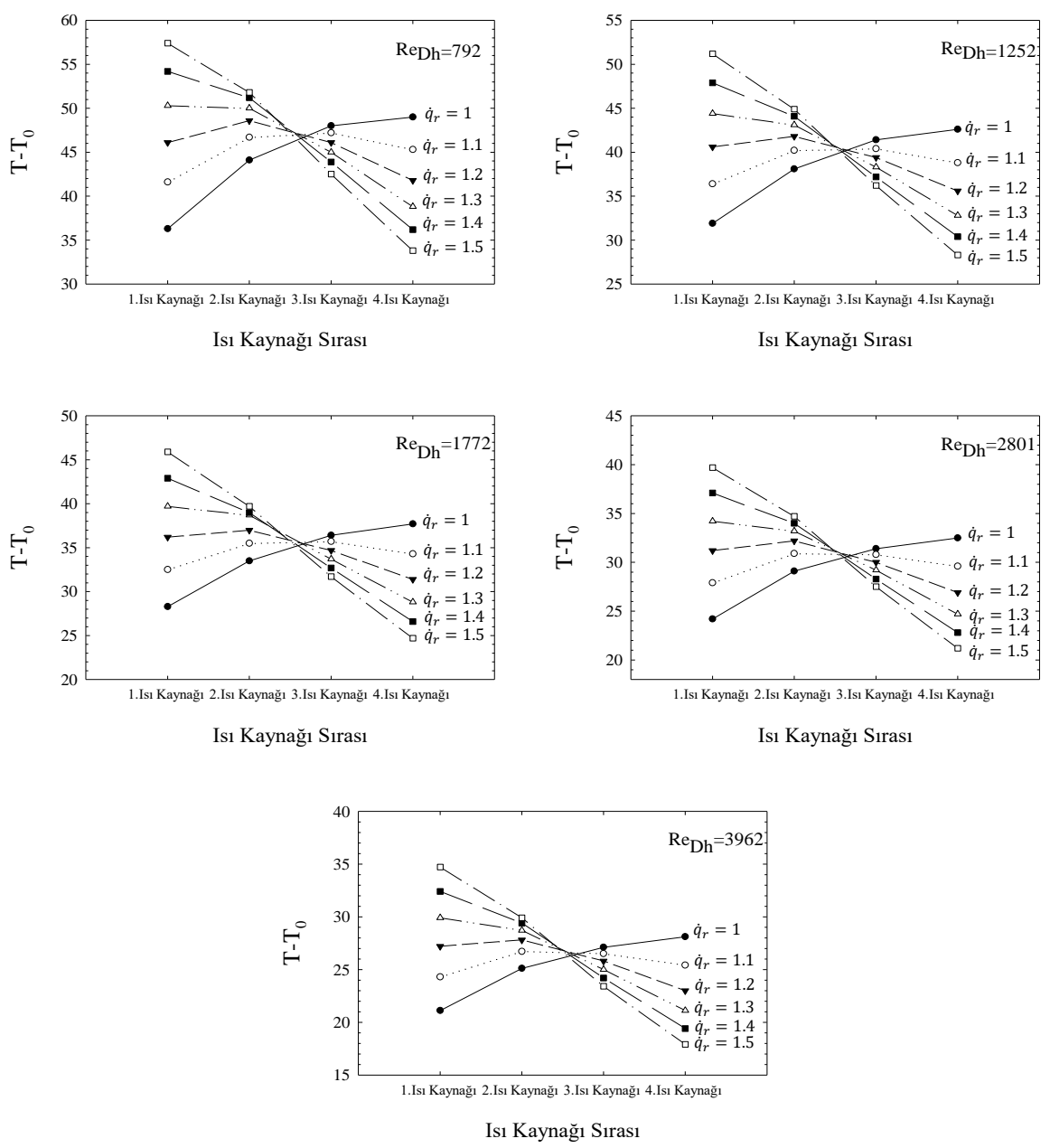
Şekil 3.21'de ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısıl güç oranı ile değişimi gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde, $\dot{q}_r=1$ için ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının dördüncü ısı kaynağına doğru giderek arttığı görülmektedir. Grafiklerden $\dot{q}_r=1$ için maksimum sıcaklığın dördüncü ısı kaynağında; $\dot{q}_r=1.1$ için $Re_{Dh}=3962$ ve 2801 değerlerinde ikinci ısı kaynağında, $Re_{Dh}=1772, 1252$ ve 792 değerlerinde ise üçüncü ısı kaynağında; $\dot{q}_r=1.2$ için ikinci ısı kaynağında, $\dot{q}_r=1.3, 1.4$ ve 1.5 için ise maksimum sıcaklığın birinci ısı kaynağında gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 3.21. Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ile değişimi

Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının altı farklı ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 3.22’de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, \dot{q}_r oranının artmasıyla üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının azaldığı, maksimum yüzey sıcaklıklarının ise \dot{q}_r oranına bağlı olarak bir, iki ve üçüncü ısı kaynaklarında ortaya çıktığı görülmektedir. Sistem içerisinde ulaşılan en düşük sıcaklık $\dot{q}_r=1.1$ değerinde ortaya çıkmakta, ancak $\dot{q}_r=1.2$ oranında $\dot{q}_r=1$ ’e göre maksimum sıcaklığın az da olsa daha düşük olduğu görülmektedir. $\dot{q}_r=1.5$ ’da sistem içerisinde maksimum sıcaklıklara ulaşılmakta ve bu durum sistemin global ısı iletkenliğini minimum yapmaktadır. $\dot{q}_r=1.1$ ’de ise sistem içerisinde minimum sıcaklıklara ulaşılmakta ve bu durum sistemin global ısı iletkenliğini maksimum yapmaktadır. Sistemde ulaşılan maksimum sıcaklıklar ve global iletkenlik birlikte düşünüldüğünde, $\dot{q}_r=1.1$ optimum değer olarak düşünülmektedir. Ayrıca $\dot{q}_r=1.1$ ’de

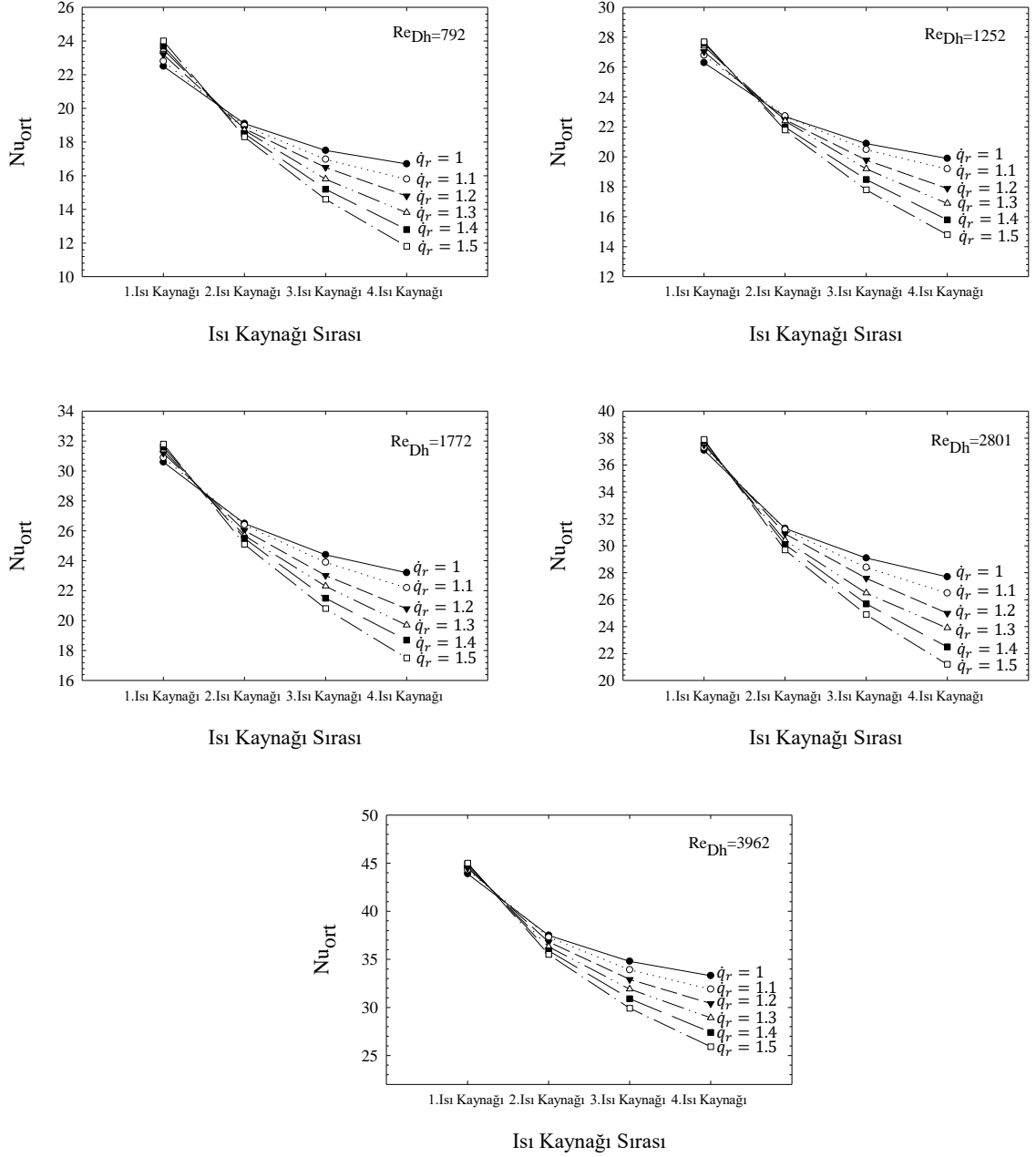
ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkları düşük olup bu durum ısıl gerilmeler açısından oldukça önemlidir.



Şekil 3.22. Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısıl güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi

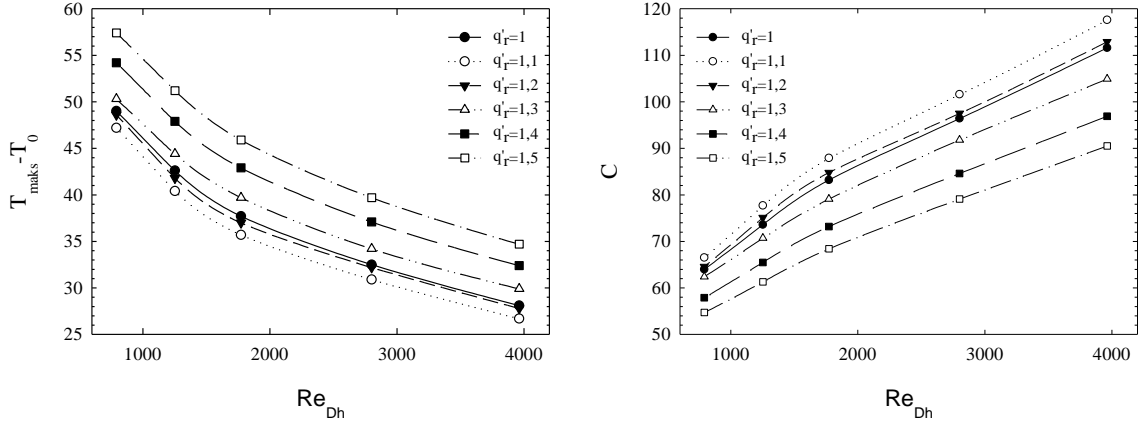
Şekil 3.23'te ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının altı farklı ısıl güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden, bütün Reynolds sayıları ve ısıl güç oranlarında, ortalama Nusselt sayılarının birinci ısı kaynağından dördüncü

ısı kaynağında kadar giderek azaldığı görülmektedir. \dot{q}_r oranının artmasıyla ilk ısı kaynağında elde edilen Nusselt sayısı değeri artmakta ancak son ısı kaynağına doğru bu durum tam tersine dönmekte ve ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır.



Şekil 3.23. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ısı güç ve Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 3.24, sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerini ve sistemin global iletkenlik değerinin altı farklı ısıl güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimini göstermektedir. Grafiklerden, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklığın $\dot{q}_r=1.5$ için, en düşük sıcaklığın ise $\dot{q}_r=1.1$ için elde edildiği görülmektedir. $\dot{q}_r=1.5$ ve 1.4 oranlarında sistemde ulaşılan maksimum sıcaklığın oldukça fazla olduğu ve bu durumun sistemin global iletkenliğini oldukça düşürdüğü görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte bu fark daha belirgin hale gelmektedir. $\dot{q}_r=1.1$ oranında sistemin global iletkenliği maksimum sıcaklığa bağlı olarak en yüksek değerini almaktadır.



Şekil 3.24. Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısıl güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi

4. SONUÇLAR

Bu tez kapsamında, alt yüzeyinde dört adet ayrıık ısıtıcı bulunan, diğer yüzeyleri ise ısıtılmayan ve iyi derecede yalıtılmış yatay bir kanal içerisindeki ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada ısı kaynaklarının konumları, Reynolds sayısı ve farklı ısı güç oranlarının ısı transferine etkileri karma taşınım rejiminde incelenmiştir. Çalışmalar sonunda elde edilen genel sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmektedir.

1. Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda, yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferi düşüktür. Bu yüzden, ısı kaynaklarının, ısıtılmayan cidarın yüzey sıcaklığına etkileri sınırlıdır.
2. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artması, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarını azaltmaktadır. Bu durum sistemin global iletkenlik değerinin artmasını sağlamaktadır.
3. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artması taşınım ile ısı transferini artırmaktadır.
4. Reynolds sayısındaki artışla birlikte ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları azaltmaktadır. Buna bağılı olarak sistemin global iletkenliği de artmaktadır.
5. Çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında, gömülü ısı kaynağı kullanımına göre yüzey sıcaklıkları oldukça azalmakta ve sistemin global iletkenliği artmaktadır.
6. Farklı ısı güç oranı kullanımı, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarını ve taşınım ile ısı transferini oldukça etkilemektedir. $\dot{q}_r=1.1$ olduğu durum, ısı kaynaklarının eşit ısı güçüne sahip olduğu duruma göre yüzey sıcaklıkları ve ısı transferi açısından daha etkindir.

5. ÖNERİLER

Bundan sonra gerçekleştirilecek çalışmalar için aşağıda konuyla ilgili bazı önerilerde bulunulmuştur.

1. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak kullanılan havanın yerine daha farklı akışkanlar tercih edilebilir.
2. Isı kaynaklarının geometrik özellikleri değiştirilerek bu özelliklerin ısı transferi ve yüzey sıcaklarına etkileri üzerinde çalışmalar gerçekleştirilebilir.
3. Kullanılan ısı kaynaklarının sayısı artırılarak ısı kaynaklarının optimum yerleşimleri belirlenebilir.
4. Çıkıntılı ısı kaynağı kullanımında farklı çıkıntı oranlarında bu çalışmalar gerçekleştirilebilir.
5. Kanalin geometrik özelliklerinin ısı transferi ve yüzey sıcaklıklarına etkileri incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

- Alawadhi, E.M., 2005. Forced Convection Cooling Enhancement for Rectangular Blocks Using a Wavy Plate, IEEE Transactions On Components And Packaging Technologies, 28, 3, 525-533.
- Anandan, S. ve Ramalingam, V., 2008. Thermal management of electronics: A review of literature, Thermal Science, 12, 2, 5-26.
- Bejan, A., 2013. Convection Heat Transfer, Dördüncü Baskı, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- Bourisli, R. ve Alawadhi, E, 2011. Optimum Placement of Heated Blocks in Laminar Forced Convection, IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 1, 7, 1036-1047.
- Chen, S., Liu, Y., Chan, S., Leung, C. ve Chan, T., 2001. Experimental Study of Optimum Spacing Problem in the Cooling of Simulated Electronic Package, Heat and Mass Transfer, 37, 251-257.
- Çengel, Y.A., 2003. Heat Transfer-A Practical Approach (2nd Ed.), The McGraw-Hill Companies Inc. USA, 932.
- Da Silva, A.K, Lorente, S. ve Bejan, A., 2004. Optimal distribution of discrete heat sources on a plate with laminar forced convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 2139-2148.
- Davalath, J. ve Bayazitoglu, Y., 1987. Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks, Journal of Heat Transfer, 109, 321-328.
- Doğan, A., Sivrioğlu, M. ve Başkaya, S., 2005. Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in a Rectangular Channel with Discrete Heat Sources at the Top and at the Bottom, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32, 1244-1252.
- Doğan, A., Sivrioğlu, M. ve Başkaya, 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.
- Durgam, S., Venkateshan, S. ve Sundararajan, T., 2017. Experimental and Numerical Investigations on Optimal Distribution of Heat Source Array under Natural and Forced Convection in a Horizontal Channel, International Journal of Thermal Sciences, 115, 125-138.
- Durgam, S., Venkateshan, S. ve Sundararajan, T., 2018. A Novel Concept of Discrete Heat Source Array with Dummy Components Cooled by Forced Convection in a Vertical Channel, Applied Thermal Engineering, 129, 979-994.

- Esfe, M. H., Arani, A. A. A., Niroumand, A. H., Yan, W. ve Karimipour, A., 2015. Mixed Convection Heat Transfer from Surface-Mounted Block Heat Sources in a Horizontal Channel with Nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 89, 783-791.
- Gül, H., Evin, D. ve Tanyıldızı, V., 2006. Experimentally Investigation Of The Effect Of A Square Cross-Sectional Obstacle Located in A Channel On Heat Transfer, Journal of Engineering and Natural Sciences, 3, 65-73.
- Hajmohammadi, M., Shirani, E., Salimpour, M. ve Campo, A., 2012. Constructal Placement of Unequal Heat Sources on a Plate Cooled by Laminar Forced Convection, International Journal of Thermal Sciences, 60, 13-22.
- Hamouche, A. ve Bessaih, R., 2009. Mixed Convection air Cooling of Protruding Heat Sources Mounted in a Horizontal Channel, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, 841-849.
- He, J., Liu, L. ve Jacobi, A., 2011. Conjugate Thermal Analysis of Air-Cooled Discrete Flush-Mounted Heat Sources in a Horizontal Channel, Journal of Electronic Packaging, 133, 041001, 1-8.
- Kline, S.J. ve McClintock, F.A., 1953. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineering, 75, 3-8.
- Korichi, A. ve Oufer, L., 2005. Numerical Heat Transfer in a Rectangular Channel with Mounted Obstacles on Upper and Lower Walls, International Journal of Thermal Sciences, 44, 644-655.
- Leung, C. W., Chen, S. ve Chan, T. L., 2000. Numerical Simulation of Laminar Forced Convection in An Air-Cooled Horizontal Printed Circuit Board Assembly, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 37, 373-393.
- Liu, Y., Phan-Thien, N. ve Chan, T.L., 1999. An optimum spacing problem for five chips on a horizontal substrate in a vertically insulated enclosure, Computational Mechanics, 24, 310-317
- Lloyd, J. R. ve Sparrow, E. M., 1970. Combined Forced and Free Convection Flow on Vertical Surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, 13, 434-438.
- Mohebbi, R., Lakzayi, H., Sidik, N.A.C. ve Japar, W.M.A.Z., 2018. Lattice Boltzmann method based study of the heat transfer augmentation associated with Cu/water nanofluid in a channel with surface mounted block, International Journal of Heat and Mass Transfer, 117, 425-435.
- Mudawar, I. 2000. Assessment of high-heat-flux thermal management scheme, Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems IEEE, 2, 1-20.

- Murshed, S., 2016. Introductory Chapter: Electronics Cooling — An Overview, Electronics Cooling, InTech.
- NEMI, 2002. Technology Roadmaps.
- Oosthuizen, P. H. ve Naylor, D., 1999. An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis, McGraww Hill, USA.
- Pırasacı, T. ve Sivrioğlu, M., 2011. Experimental Investigation of Laminar Mixed Convection Heat Transfer from Arrays of Protruded Heat Sources, Energy Conversion and Management, 52, 2056-2063.
- Pırasacı, T. ve Sivrioğlu, M., 2012. ıkıntılı Ayrık Isıtıcılar Üzerindeki Laminar Konveksiyon ile Isı Transferinin İncelenmesi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 27, 4, 765-773.
- Pırasacı, T., ıkıntılı Isı Kaynakları Bulunan Bir Kanalda Karışık Konveksiyon İle Isı Transferinin Laminer Ve Türbülanslı Akış Şartlarında Deneysel Ve Sayısal Analizi, Doktora Tezi, G.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2009.
- Premachandran, B. ve Balaji, C., 2006. Conjugate Mixed Convection with Surface Radiation from a Horizontal Channel with Protruding Heat Sources, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 3568-3582.
- Rosas, A., Ali, R., Abdel-Aziz, A. ve Elshazly, K., 2016. An Experimental Investigation of Convective Heat Transfer Enhancement in Electronic Module Using Curved Deflector, Heat and Mass Transfer, 53, 985-994.
- Sağlam, M., Bir Yüzeyine Ayrık Isı Kaynakları Yerleştirilmiş Dikdörtgen Kapalı Ortam İçerisindeki Doğal Taşınım, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2017.
- Sarper, B., Hava İle Elektronik Soğutmada Optimum Geometri Ve İşletme Parametrelerinin Araştırılması, Doktora Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2018.
- Sarper, B., Sağlam, M. ve Aydın, O., 2018. Constructal Placement of Discrete Heat Sources with Different Lengths in Vertical Ducts under Natural and Mixed Convection, Journal of Heat Transfer, 140, 12. doi:10.1115/1.4041187.
- Sarper, B., Sağlam, M. ve Aydın, O., 2018. Experimental and numerical investigation of natural convection in a discretely heated vertical channel: Effect of the blockage ratio of the heat sources, International Journal of Heat and Mass Transfer, 126, 894-910.
- Sarper, B., Sağlam, M., Aydın, O. ve Avcı, M., 2017. Natural Convection Heat Transfer from Discretely Heated Vertical Channel: Effect of the Surface Radiation, Proceedings of the 2nd World Congress on Momentum, Heat and Mass Transfer (MHMT'17), 106, 2371-5316.

- Sarper, B., Sağlam, M., Aydın, O. ve Avcı, M., 2018. Natural convection in a parallel-plate vertical channel with discrete heating by two flush-mounted heaters: effect of the clearance between the heaters, Heat Mass Transfer, 54, 1069–1083.
- Sergent, J.E. and Krum, A. 1998. Thermal management handbook: for electronic assemblies, 1st ed. McGraw-Hill Professional, New York, United States.
- URL-1, <https://www.technopat.net/sosyal/konu/atx-micro-atx-ve-mini-itx-arasindaki-farklar.1961/11> Kasım 2018
- URL-2, <https://medium.com/turkce/moore-yasas%C4%B1-moore-s-law-nedir-c31bee8da753>. 11 Kasım 2018
- Wang, Y. ve Vafai, K., 1999. Heat Transfer and Pressure Loss Characterization in a Channel with Discrete Flush-Mounted and Protruding Heat Sources, Experimental Heat Transfer, 12, 1-16.
- Yeh, L.T., 1995. Review of heat transfer technologies in electronic equipment, Journal of Electronic Packaging, 17, 333-339.
- Yemenici, O., Fıratoğlu, Z.A. ve Umur, H., 2012. An experimental investigation of flow and heat transfer characteristics over blocked surfaces in laminar and turbulent flows, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 3641-3649.
- Young, T.J. ve Vafai, K., 1997. Convective cooling of a heated obstacle in a channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 3131-3148.
- Young, T.J. ve Vafai, K., 1999. Experimental and Numerical Investigation of Forced Convective Characteristics of Arrays of Channel Mounted Obstacles, Journal of Heat and Transfer, 121, 34-42.

ÖZGEÇMİŞ

Soner BİRİNCİ, 1992 yılında Trabzon'un Çaykara ilçesinde doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Trabzon'da tamamladı. 2011 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 2015 yılında Makina Mühendisliği bölümündeki lisans eğitimini tamamlayarak aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.

