

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**HAVA İLE ELEKTRONİK SOĞUTMADA OPTİMUM GEOMETRİ VE İŞLETME
PARAMETRELERİNİN ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Buğra SARPER

**EKİM 2018
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**HAVA İLE ELEKTRONİK SOĞUTMADA OPTİMUM GEOMETRİ VE İŞLETME
PARAMETRELERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Buğra SARPER

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

"DOKTOR (MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)"

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 / 09 / 2018

Tezin Savunma Tarihi : 08 / 10 / 2018

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan AYDIN

Trabzon 2018

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Buğra SARPER Tarafından Hazırlanan**

**HAVA İLE ELEKTRONİK SOĞUTMADA OPTİMUM GEOMETRİ VE İŞLETME
PARAMETRELERİNİN ARAŞTIRILMASI**

**başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 18 /09/2018 gün ve 1770 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
DOKTORA TEZİ
olarak kabul edilmiştir.**

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Orhan AYDIN

Üye : Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI

Üye : Prof. Dr. Bülent ÖZTÜRK

Üye : Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

Üye : Prof. Dr. Haydar KÜÇÜK

M. Aydın

M. Emin Arıcı

B. Öztürk

B. Şahin

H. Küçük

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Elektronik alanındaki gelişmeler, kompakt ve yüksek performansa sahip elektronik cihazların tasarımını zorunlu kılmaktadır. Küçülen boyut ve artan performans gereksinimine bağlı olarak tek bir çipin ürettiği ısı miktarı artmakta ve bu durum; aşırı ısınma, devrenin çalışmasının sekteye uğraması ve cihazın bozulması gibi sorunlara neden olmaktadır. Bu gibi sorunların önüne geçmek amacıyla devre elemanlarının sıcaklıklarının belirli bir sınırın altında tutulması ve ısıl gerilmeleri azaltmak için devre elemanlarının sıcaklıklarının birbirlerine yakın olması istenmektedir. Bu durum, uygun geometrik tasarım ve soğutma yöntem(ler)i ile devre içerisindeki ısı kontrolle sağlanabilir.

Bu doktora tezi kapsamında bir elektronik devreyi temsil eden ayırık ısı kaynakları ile ısıtılan düşey bir kanal içerisindeki akış ve ısı geçişi, geniş bir parametre aralığında farklı akış rejimlerini kapsayacak şekilde deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Doktora tezi kapsamında *constructal theory* yaklaşımı temel alınarak deneysel ve sayısal olarak optimum çalışma parametreleri belirlenmiştir.

Doktora eğitimim süresince, görüş ve önerileriyle beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Orhan AYDIN'a, deney düzeniğinin kurulumundaki katkılarından dolayı Doç. Dr. Mete AVCI'ya, deneyler süresince sundukları katkılardan dolayı Arş. Gör. Mehmet SAĞLAM ve yüksek lisans öğrencisi Soner BİRİNCİ'ye teşekkürlerimi borç bilirim.

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 114M589 nolu proje kapsamında desteklenmiştir.

Bu çalışmayı sevgili eşim Emel DELİBAŞ SARPER ve biricik kızım Defne SARPER'e ithaf ediyorum.

Buğra SARPER

Trabzon, 2018

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora tezi olarak sunduğum ‘‘Hava ile Elektronik Soğutmada Optimum Geometri ve İşletme Parametrelerinin Araştırılması’’ başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Orhan AYDIN’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda 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. 08/10/2018

Buğra SARPER

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XVII
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XVIII
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	7
2.1. Gömülü Isıtıcı Durumu	7
2.2. Çıkıntılı Isıtıcı Durumu	20
2.3. Tezin Kapsamı, Amacı ve Özgün Değeri.....	36
3. GEREÇ VE YÖNTEM	38
3.1. DeneY Düzenegİ ve Test Prosedürü (Deneysel Çalışma).....	38
3.1.1. DeneY Düzenegİ ve Kullanılan Cihazlar	38
3.1.2. Test Bölgesi	40
3.1.3. Akış Görüntüleme Sistemi	44
3.1.4. Deneysel Verilerin Analizi.....	45
3.1.5. Belirsizlik Analizi.....	46
3.2. Sayısal Çalışmalar	47
3.2.1. Matematiksel Model.....	48
3.2.1.1. Laminer Akış Şartları İçin Temel Denklemler.....	48
3.2.1.2. Türbülanslı Akış Şartları İçin Temel Denklemler.....	49
3.2.1.3. Işınımla Isı Transferi	50
3.2.1.4. Sınır Koşulları	51
3.2.1.5. Verilerin İşlenmesi	53

3.2.1.6. Ağ Yapısı.....	55
3.3. Optimizasyon Çalışmaları	56
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	59
4.1. Doğal Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Konumlarının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi	59
4.1.1. Alternatif Çalışma Koşulu.....	60
4.1.1.1. Gömülü Isı Kaynakları	61
4.1.1.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları.....	78
4.1.2. Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durum	96
4.1.2.1. Gömülü Isı Kaynakları	97
4.1.2.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları.....	110
4.2. Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Konumlarının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi	130
4.2.1. Alternatif Çalışma Koşulu.....	131
4.2.1.1. Gömülü Isı Kaynakları	131
4.2.1.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları.....	136
4.2.2. Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durum	149
4.2.2.1. Gömülü Isı Kaynakları	150
4.2.2.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları.....	156
4.3. Doğal ve Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Uzunluk Oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi	172
4.3.1. Doğal Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Uzunluk oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi	173
4.3.2. Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Uzunluk oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi	178
4.4. Doğal ve Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç Oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi	183
4.4.1. Doğal Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi	184
4.4.2. Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi	188
4.5. Doğal ve Karma Taşınımında Kanalın Kesit Oranının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi.....	193
4.5.1. Doğal Taşınımında Kanalın Kesit Oranının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi	194
4.5.2. Karma Taşınımında Kanalın Kesit Oranının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi	199
5. SONUÇLAR	205

6.	ÖNERİLER	207
7.	KAYNAKLAR.....	208
ÖZGEÇMİŞ		



Doktora Tezi

ÖZET

HAVA İLE ELEKTRONİK SOĞUTMADA OPTİMUM GEOMETRİ VE İŞLETME
PARAMETRELERİNİN ARAŞTIRILMASI

Buğra SARPER

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Orhan AYDIN
2018, 217 Sayfa

Bu çalışmada, bir yüzeyinde ayırık ısı kaynakları bulunan düşey bir kanal içerisinde doğal ve karma taşınım ile ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın amacı, optimum geometri ve işletme parametrelerinin belirlenmesidir. Bu amaçla, farklı çalışma koşullarında, doğal ve karma taşınım rejimlerinde, ısı kaynaklarının mesafe oranı, ısı kaynaklarının ısı güç oranı, ısı kaynaklarının uzunluk oranı ve kanalın kesit oranının optimize edilmesi amacıyla *constructal theory* yaklaşımı temel alınarak çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Hem gömülü ısı kaynakları için hem de farklı çıkıntı oranlarında çıkıntılı ısı kaynakları için çalışmalar yapılmıştır. Doğal taşınım için yapılan çalışmalar düzeltilmiş Grashof sayısının 9.6×10^5 ve 1.53×10^7 değerlerini kapsamaktadır. Karma taşınım çalışmalarında düzeltilmiş Grashof sayısı 1.53×10^7 olarak alınmış ve Reynolds sayısı 1000 ile 4000 arasında değiştirilmiştir. Yüzeyler arası taşınım ile ısı transferi dikkate alınmıştır. Deneysel çalışma kapsamında hız ve sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiş ve akış görüntüleme çalışmaları yapılmıştır. Sayısal çalışmalar ise ANSYS Fluent (v.15) programı ile yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda, özdeş ısı kaynaklarının kullanımının sistemin genel soğutma performansını azalttığı, kanal girişinden itibaren giderek azalan ısı yoğunluğunun ise soğutma performansını artırdığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Düşey kanal, doğal taşınım, karma taşınım, mesafe oranı, ısı güç oranı, uzunluk oranı, kesit oranı, Nusselt sayısı, global iletkenlik, *constructal theory*

PhD. Thesis

SUMMARY

INVESTIGATION OF OPTIMUM GEOMETRY AND OPERATING PARAMETERS IN
AIR COOLING OF ELECTRONICS

Buğra SARPER

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Dr. Orhan AYDIN
2018, 217 Pages

In this study, natural and mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources is studied experimentally and numerically. The aim of this study is to determine optimum geometry and operating conditions. For this purpose, studies are carried out on the basis of the constructal theory in order to optimize the spacing ratio, heat dissipation ratio, length ratio of the heat sources and cross section ratio of the channel in natural and mixed convection regimes under different working conditions. Either protruding heat sources at different protrusion ratios or flush mounted heat sources are considered. Natural convection studies include the modified Grashof numbers of 9.6×10^5 and 1.53×10^7 while mixed convection studies cover the Reynolds numbers between 1000 and 4000 for a constant value of the modified Grashof number at 1.53×10^7 . Radiative heat transfer between the surfaces is considered. Velocity and temperature measurements are carried out and flow visualization studies are performed in the experimental work. Numerical computations are performed with ANSYS Fluent (v.15) software. As a result of the studies, it is observed that the use of identical heat sources reduces the global cooling performance of the system, and the decreasing thermal density from the entrance increases the cooling performance.

Key Words: Vertical channel, natural convection, mixed convection, spacing ratio, heat dissipation ratio, length ratio, cross section ratio, Nusselt number, global conductance, constructal theory

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	(a) Çip gücünün yıllara göre değişimi, (b) Çip ısı akısının yıllara göre değişimi (NEMI Technology Roadmaps, 2002; Anandan ve Ramalingam, 2008).....	1
Şekil 1.2.	ITX anakartların zaman içerisindeki boyutsal değişimleri (URL-1, 2017)	2
Şekil 1.3.	Elektronik cihazlarda meydana gelen arızaların nedenleri (Yeh, 1995)	3
Şekil 1.4.	Elektronik cihazlarda meydana gelen hataların sıcaklık ile değişimi (Çengel, 2010).....	3
Şekil 1.5.	Farklı soğutma yöntemleri için yüzey ısı akısının sıcaklık farkı ile değişimi (Kraus ve Bar-Cohen, 1983; Çengel, 2010).....	4
Şekil 1.6.	Karma Taşınım (Oosthuizen ve Naylor, 1999)	5
Şekil 1.7.	Sabit sıcaklıktaki bir düşey plakadan birleşik ve zorlanmış taşınım için yerel Nusselt sayısının değişimi (Llyod ve Sparrow, 1970; Bejan, 2013).....	6
Şekil 3.1.	Deney düzeneğinin fotoğrafı	39
Şekil 3.2.	Deney düzeneğinin şematik gösterimi	39
Şekil 3.3.	İş İstasyonu.....	40
Şekil 3.4.	Test bölgesinin şematik gösterimi: (a) bütünleşik form, (b) ayrık form	41
Şekil 3.5.	Isı kaynaklarının ön ve arka yüzeyleri: (a) Gömülü durum, (b) Çıkıntılı durum	42
Şekil 3.6.	Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları ve termoelemanların cidar üzerindeki yerleşimi	43
Şekil 3.7.	Termoelemanların düşey düzlem üzerindeki pozisyonları ve aralarındaki mesafeler	43
Şekil 3.8.	Akış görüntüleme ünitesi	44
Şekil 3.9.	Sayısal hesaplamalar için oluşturulan model ve kullanılan sınır koşulları ...	53
Şekil 3.10.	Optimizasyon adımları: (a) Doğal taşınım, (b) Karma taşınım	58
Şekil 4.1.	Isı kaynaklarının cidar üzerindeki yerleşimleri	60
Şekil 4.2.	Alternatif çalışma koşulunda ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzeylerdeki sıcaklıkların düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	61

Şekil 4.3.	Farklı çalışma durumlarında ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	64
Şekil 4.4.	Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen akım çizgileri: (a) $Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^6$, (b) $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	65
Şekil 4.5.	Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen sıcaklık alanları ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$).....	66
Şekil 4.6.	Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) akışkanın düşey hız bileşeninin değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$).....	67
Şekil 4.7.	Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, 2. durum için ısı kaynaklarının çıkış ucunda hava sıcaklığının yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm).....	68
Şekil 4.8.	Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, 2. durum için ısı kaynaklarının çıkış ucunda düşey hız bileşeninin yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm).....	69
Şekil 4.9.	Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının çıkış ucunda sıcaklığın yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)	70
Şekil 4.10.	Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının çıkış ucunda düşey hız bileşeninin yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)	71
Şekil 4.11.	Dört farklı durumda yerel Nusselt sayısının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	72
Şekil 4.12.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi	73
Şekil 4.13.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen Nusselt sayısı oranının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	74
Şekil 4.14.	Dört farklı durum için global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	78
Şekil 4.15.	Durum 2, Durum 3 ve Durum 4 için $b/W=0.5$ ve $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerlerinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri	79
Şekil 4.16.	Çalışılan tüm durumlarda, kanal içerisinde akışkan hızının ısı kaynaklarının çıkıntı oranı ile değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	82
Şekil 4.17.	Çalışılan tüm durumlarda, kanal içerisinde akışkan sıcaklığının ısı kaynaklarının çıkıntı oranı ile değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	84
Şekil 4.18.	Farklı çalışma durumları ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	86

Şekil 4.19.	Alternatif çalışma koşulunda, farklı çalışma durumları ve çıkıntı oranları için ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	89
Şekil 4.20.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi.....	91
Şekil 4.21.	Tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi	92
Şekil 4.22.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin Gr_{Dh}^* ve b/W ile değişimi	93
Şekil 4.23.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen Nusselt sayısı oranının Gr_{Dh}^* ve b/W ile değişimi	94
Şekil 4.24.	Tüm çalışma durumları için hesaplanan global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	95
Şekil 4.25.	Farklı mesafe oranlarında ısı kaynaklarının cidar üzerindeki konumları ve aralarındaki mesafeler	97
Şekil 4.26.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, birinci durum için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	98
Şekil 4.27.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı mesafe oranları (s_r) için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzey sıcaklıklarının Gr_{Dh}^* ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	100
Şekil 4.28.	Farklı mesafe oranları (s_r) için ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Gr_{Dh}^* ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	102
Şekil 4.29.	Farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	103
Şekil 4.30.	Farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde, bir ve dört numaralı ısı kaynaklarının çıkış ucunda, $s_r=1, 2$ ve 3 için sıcaklığın yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)	105
Şekil 4.31.	Farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde, bir ve dört numaralı ısı kaynaklarının çıkış ucunda, $s_r=1, 2$ ve 3 için düşey hız bileşeninin yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)	105
Şekil 4.32.	Farklı mesafe oranlarında, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	106
Şekil 4.33.	Farklı mesafe oranlarında, kaynak yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi	108
Şekil 4.34.	Her bir ısı kaynağı yüzeyinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin mesafe oranı ile değişimi	108

Şekil 4.35.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı mesafe oranları için global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	109
Şekil 4.36.	$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri	111
Şekil 4.37.	$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen hız alanları	112
Şekil 4.38.	$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen sıcaklık alanları	113
Şekil 4.39.	Çalışılan tüm mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında, kanal içerisinde akışkan hızının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	115
Şekil 4.40.	Çalışılan tüm mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında, kanal içerisinde sıcaklık değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	117
Şekil 4.41.	Farklı mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde ($D/2=76.2$ mm) yerel Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	120
Şekil 4.42.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı çalışma durumları ve çıkıntı oranları için ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)	122
Şekil 4.43.	Farklı mesafe oranları (s_r) için çıkıntılı ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	124
Şekil 4.44.	Farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe ve çıkıntı oranı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	127
Şekil 4.45.	Farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde genel ortalama Nusselt sayısının mesafe ve çıkıntı oranı ile değişimi	128
Şekil 4.46.	Farklı çıkıntı ve mesafe oranlarında global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	129
Şekil 4.47.	Farklı çalışma durumlarında ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm).....	133
Şekil 4.48.	Farklı Reynolds sayılarında, 2. durumda ısı kaynaklarının çıkış ucunda hız ve sıcaklığın yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)	134
Şekil 4.49.	Gömülü ısı kaynaklarının kullanımında, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi	135
Şekil 4.50.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nusselt sayısı oranının Reynolds sayısı ile değişimi	136
Şekil 4.51.	Çalışılan tüm durumlarda, $b/W=0.5$ değerinde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen sıcaklık alanları, hız alanları ve akım çizgileri ($Re_{Dh}=1000$ ve 4000).....	139

Şekil 4.52.	Çalışılan tüm durumlarda ortalama kaynak sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi	143
Şekil 4.53.	Alternatif çalışma koşulunda, $b/W=0.5$ iken farklı mesafe oranlarında kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi	145
Şekil 4.54.	Çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanımında, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi	149
Şekil 4.55.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, gömülü ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($s_r=1$)	150
Şekil 4.56.	Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ve mesafe oranı (s_r) ile değişimi	152
Şekil 4.57.	Farklı mesafe oranlarında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının değişimi	153
Şekil 4.58.	Farklı mesafe oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının değişimi	155
Şekil 4.59.	Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin mesafe oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	156
Şekil 4.60.	Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde farklı Reynolds sayıları için deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri	157
Şekil 4.61.	$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ için hız ve sıcaklık alanlarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)	159
Şekil 4.62.	Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), $b/W=0.5$ ve $Re_{Dh}=4000$ için farklı mesafe oranlarında sayısal olarak elde edilen akım çizgileri, hız ve sıcaklık alanları	160
Şekil 4.63.	$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ için ısı kaynaklarının ortalama sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi	161
Şekil 4.64.	$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kaynak yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi	162
Şekil 4.65.	Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, $b/W=0.5$ iken farklı mesafe oranlarında kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi	164
Şekil 4.66.	$b/W=0.5$ değerinde, farklı mesafe oranları (s_r) için ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Reynolds sayısı ile değişimi	168
Şekil 4.67.	$b/W=0.5$ değerinde, Farklı Reynolds sayısı değerlerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı ile değişimi	169

Şekil 4.68.	b/W=0.5 değerinde, Farklı Reynolds sayısı değerlerinde genel ortalama Nusselt sayısının mesafe oranı ile değişimi	170
Şekil 4.69.	Sistemde elde edilen en yüksek sıcaklık değerlerinin ve sistemin global iletkenliğinin mesafe oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	172
Şekil 4.70.	Isı kaynaklarının uzunluklarının uzunluk oranına bağlı değişimi	173
Şekil 4.71.	Doğal taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ile değişimi	174
Şekil 4.72.	Doğal taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	176
Şekil 4.73.	Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi	177
Şekil 4.74.	Doğal taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi	178
Şekil 4.75.	Karma taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ile değişimi	180
Şekil 4.76.	Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	181
Şekil 4.77.	Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin uzunluk oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	182
Şekil 4.78.	Karma taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi	183
Şekil 4.79.	Doğal taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ile değişimi	185
Şekil 4.80.	Doğal taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	186
Şekil 4.81.	Doğal taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ısı güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	187
Şekil 4.82.	Doğal taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi	188
Şekil 4.83.	Karma taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ile değişimi	189

Şekil 4.84.	Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	191
Şekil 4.85.	Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	192
Şekil 4.86.	Karma taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi	193
Şekil 4.87.	Daralan kesit alanına sahip kanalın şematik gösterimi	194
Şekil 4.88.	Daralan kesit alanına sahip kanalda $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ için elde edilen sıcaklık ve hız alanları ($D/2=76.2$ mm)	196
Şekil 4.89.	Doğal taşınımında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi	197
Şekil 4.90.	Doğal taşınımında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının kesit oranı ile değişimi	198
Şekil 4.91.	Sistemin global iletkenliğinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve kesit oranı ile değişimi	198
Şekil 4.92.	Daralan kesit alanına sahip kanalda $Re_{Dh}=4000$ için elde edilen sıcaklık ve hız alanları ($D/2=76.2$ mm)	200
Şekil 4.93.	Karma taşınımında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi	201
Şekil 4.94.	Karma taşınımında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının kesit oranı ile değişimi	203
Şekil 4.95.	Sistemin global iletkenliğinin kesit oranı ile değişimi	204

TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Gömülü ısı kaynakları için yapılan alışmalar	16
Tablo 2.2. ıkıntılı ısı kaynakları için yapılan alışmalar	31
Tablo 3.1. Laminer doğal taşınım için ağ bağımsızlık çalışmalarının sonuçları	56
Tablo 3.2. Türbülanslı doğal taşınım için ağ bağımsızlık çalışmalarının sonuçları	56
Tablo 3.3. Türbülanslı karma taşınım için ağ bağımsızlık çalışmalarının sonuçları	56
Tablo 4.1. Tüm alışma durumlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sıcaklık değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi	75
Tablo 4.2. Çalışılan Richardson sayısı değerleri	131

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}	: Grashof sayısı
Gr_{Dh}^*	: düzeltilmiş Grashof sayısı
h	: ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
I	: akım (A)
J	: Yüzeyin yaptığı ışıma [W/m^2]
k	: ısı iletim katsayısı [W/mK]
L_h	: ısı kaynağı uzunluğu [m]
L_r	: uzunluk oranı
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]
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]
s_r	: mesafe oranı
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]
W_r	: kesit oranı
x, y, z	: kartezyen koordinatlar

Yunan Harfleri

β	: ısı genleşme katsayısı [1/K]
ε	: yüzeyin ışıma 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
$gelen$: yüzeye gelen
$genel$: alan ağırlıklı ortalama değeri
$ışn$: ışıma

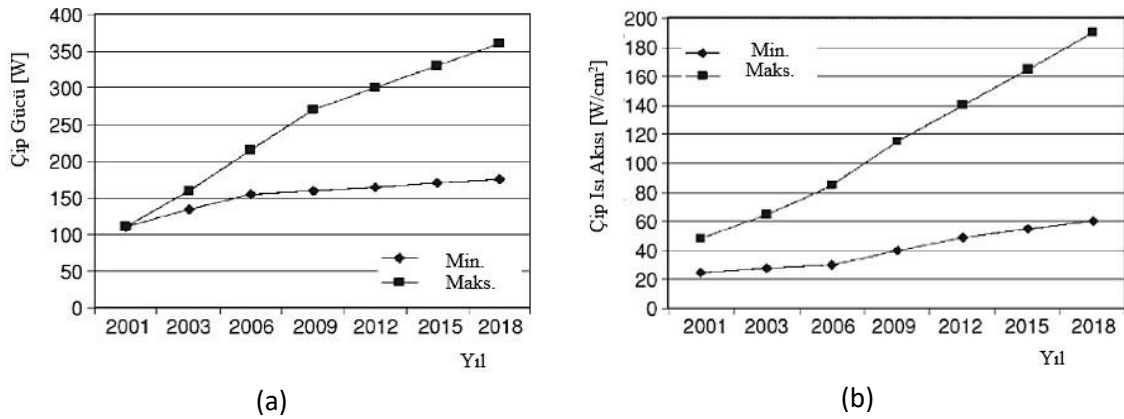
ilet : iletim
ins : yalıtım malzemesi
j,k : yüzey
maks : maksimum
p : polikarbonat
r : oran
s katı
taş : taşınım
top : toplam
0 : referans değer

Üst İndisler

' : çalkantı değeri
- : ortalama değeri

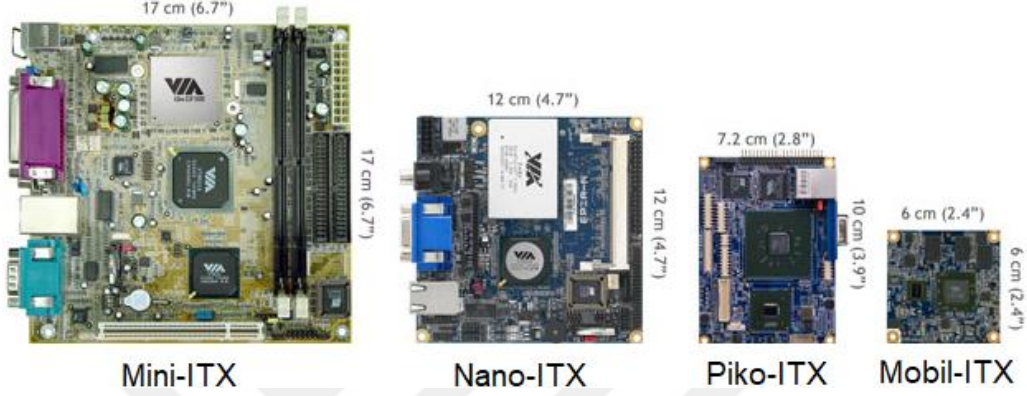
1. GİRİŞ

Elektronik alanındaki gelişmeler, beraberinde kompakt tasarımı zorunlu hale getirirken; artan performans gereksinimleri ve kompakt tasarıma bağlı olarak birim alana düşen ısı üretimi artmaktadır. Kompakt cihazların tasarımında ortam içerisinde açığa çıkan ısı ve bunun yönetimi, devre elemanlarının daha verimli çalışabilmesi için oldukça önemlidir. Entegre devre elemanlarının sıcaklıkları mümkün olan en düşük seviyede tutulurken, sistem içerisinde homojen sıcaklık dağılımı sağlanmalıdır. Aşırı sıcaklık artışından kaynaklanan termomekanik gerilmeler, lehim bağlantılarında kırılma, düşük sıcaklıklarda çalışması gereken malzemelerde erime ya da yanma gibi yıkıcı arızalara neden olur. Ayrıca, aşırı ısınmanın sonucu olarak, yarı iletken malzemelerde işlevsel düzensizlikler meydana gelebilir (Bar-Cohen vd., 2003). Bundan dolayı etkin soğutmanın ve ısı yönetiminin sağlanması, sistemin sürekli ve güvenilir şekilde çalışması açısından oldukça önemlidir. Şekil 1.1'de yıllar içerisinde çip gücü ve ısı akısında meydana gelen artış görülmektedir. Artan güç yoğunluğuna bağlı olarak, sıcaklık yönetimi ve ısı kontrol, geleceğin yarı iletken ve devre teknolojisinde önemli rol oynayacaktır (Anandan ve Ramalingam, 2008).



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

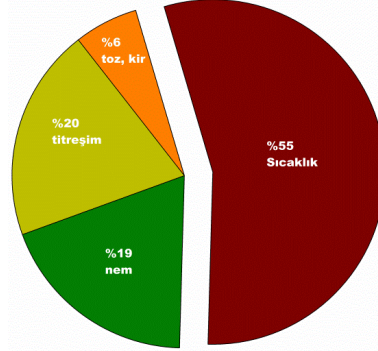
Şekil 1.2’de otomobiller, küçük bilgisayarlar, ağ aygıtları ve farklı türdeki masa üstü elektronik cihazlarda sıklıkla kullanılan ITX (*information technology extended*) anakartların zaman içerisindeki boyutsal değişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi anakartın boyutları zaman içerisinde gereksinime bağlı olarak neredeyse üçte iki oranında azalmıştır.



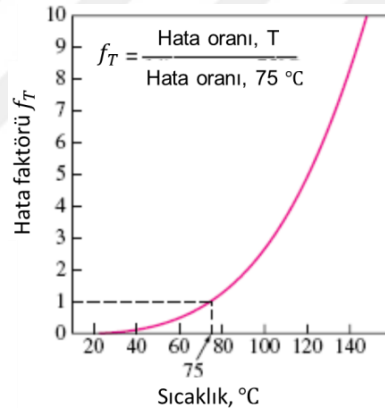
Şekil 1.2. ITX anakartların zaman içerisindeki boyutsal değişimleri (URL-1, 2017).

Elektronik cihazlarda görülen arızalar, üretici kaynaklı veya çevresel koşullara bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Çevresel koşullar, genel olarak, yüksek sıcaklık, nem, toz, elektromanyetik alan, titreşim ve şok gibi fiziksel etkenlerdir. İşlemcilerde ortaya çıkan yüksek ısı akısı ve bunun sonucunda yüksek sıcaklıkların oluşması işlemci performansını düşürmektedir. Nem ise ortamdaki elektrik iletkenliğini artırmakta ve sistemde kısa devrelere neden olmaktadır. Ortamda asılı şekilde bulunan tozlar, sıcaklık farkı sonucunda özellikle yüksek ısı akılarının ortaya çıktığı işlemciler üzerinde birikmekte ve ısı transferine karşı direnç oluşturmaktadır. Özellikle doğru akım kullanan cihazlarda, alternatif akımın doğru akıma dönüştürülmesinde kullanılan transformatörler ve yüksek sıcaklığa sahip elemanlar elektromanyetik alan oluşturmakta, meydana gelen elektromanyetik alan özellikle görüntü sağlayan cihazlarda sorun yaratmaktadır. Hareketli mekanizmalara sahip (sabit disk vb.) veya taşınabilir elektronik cihazlarda (diz üstü bilgisayar, cep telefonu vb.) işletme koşullarına veya kullanıcıya bağlı olarak ortaya çıkan titreşim veya düşme sonucu meydana gelen şok, cihazların kullanım dışı kalmasına neden olmaktadır. Şekil 1.3’te elektronik cihazlarda meydana gelen arızaların nedenleri verilmiştir. Ayrıca, elektronik cihazların çalışmasında görülen hatalar ve arızalar sistemin çalışma sıcaklığı ile logaritmik olarak

artmaktadır. Sistemde meydana gelen hataların sıcaklık ile değişimi Şekil 1.4'te görülmektedir (Çengel, 2010).



Şekil 1.3. Elektronik cihazlarda meydana gelen arızaların nedenleri (Yeh, 1995).

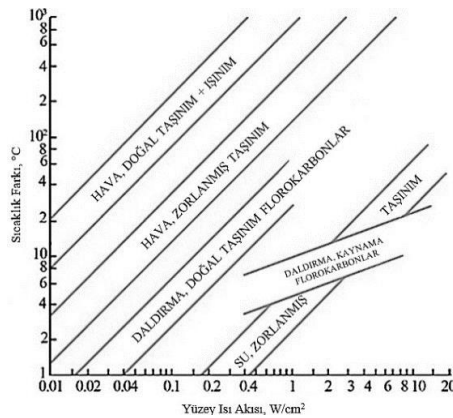


Şekil 1.4. Elektronik cihazlarda meydana gelen hataların sıcaklık ile değişimi (Çengel, 2010).

Entegre devrelerin soğutulmasında farklı soğutma yöntemleri ve soğutucu akışkanlardan faydalanılmaktadır. Çarpan jetler, mikro kanallar, termoelektrik soğutucular, ısı boruları ve ısı alıcılar gibi doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimleri kullanılan soğutma sistemleri uygulamada sıklıkla kullanılmaktadır. Ayrıca, hava, su, dielektrik akışkanlar, mikropolar akışkanlar, nano akışkanlar ve faz değiştiren maddeler (FDM) ise son dönemde soğutucu akışkan ve ısı depolayıcı ortam olarak tercih edilmektedir. Hava, kolay ulaşılabilirliği, uygulanabilirliği ve güvenilir olması sebebiyle entegre devrelerin soğutulmasında soğutucu akışkan olarak yaygın şekilde kullanılmaktadır. Açıklanan

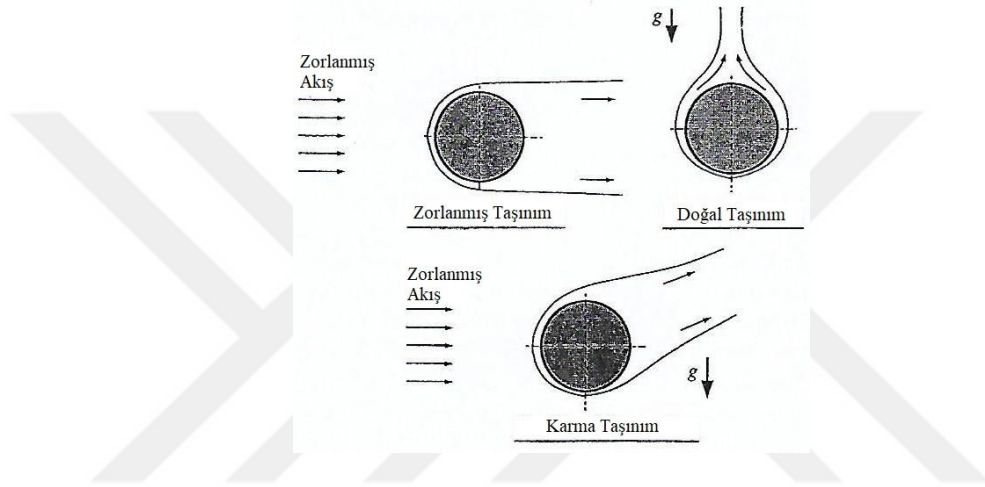
özellikleriyle hava, doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinde rahatlıkla kullanılabilen bir soğutucu akışkandır.

Doğal taşınım, genel olarak düşük miktarda ısı üretiminin meydana geldiği tüketici elektroniğine yönelik cihazların soğutulmasında tercih edilmektedir. Bu ısı transfer mekanizması, ısı üreten devre elemanlarında, yoğunluk farkı nedeniyle oluşan kaldırma kuvvetinin akışkanı hareketlendirmesi ve bu doğal hareket sonucunda akışkanın tahliye edilmesi esasına dayanır. Akışkan hareketi için ek bir donanım gerektirmemesi ve gürültü oluşturmaması, ilgili mekanizmayı esas alan soğutma sistemlerinin en önemli üstünlükleridir. Yüksek miktarda ısı üreten devre elemanlarının bulunduğu sistemlerde ise zorlanmış taşınım ile soğutma tercih edilmektedir. Yüksek ısı üreten devre elemanlarının soğutulabilmesi için yüksek akışkan hızlarına ihtiyaç duyulduğundan doğal taşınım göre ısı transfer katsayısı daha yüksektir. Fakat, ilgili mekanizmayı esas alan soğutma sistemlerinde ekipman ihtiyacından dolayı titreşim ve gürültü gibi problemler ortaya çıkmaktadır. Doğal ve zorlanmış taşınımın dışında, düşük akışkan hızlarında, hava hızının dışında kaldırma kuvvetinin de akış üzerinde etkili olduğu karma taşınım ile ısı transferi oldukça önem taşımaktadır. Karma taşınım, zorlanmış taşınım göre hava hızları daha düşük olup; gürültü açısından zorlanmış taşınım kıyasla daha başarılı cevaplar vermektedir. Karma taşınım, doğal ve zorlanmış taşınım etkileri birlikte görüldüğünden dolayı ikincil akış bölgeleri önem kazanmakta ve bu durum ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Farklı soğutma yöntemleri için yüzey üzerinden süpürülen ısı akısının yüzey-akışkan sıcaklık farkına bağlı değişimi Şekil 1.5'te görülmektedir.



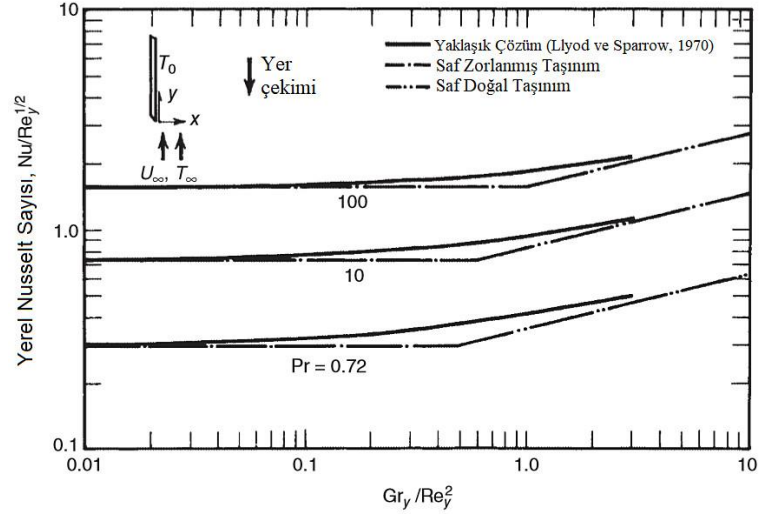
Şekil 1.5. Farklı soğutma yöntemleri için yüzey ısı akısının sıcaklık farkı ile değişimi (Kraus ve Bar-Cohen, 1983; Çengel, 2010).

Doğal taşınım ile ısı transferi, akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkmaktadır. Zorlanmış taşınımında, eğer akışkan hızları yüksek ise doğal taşınım ihmal edilebilir düzeydedir. Ancak, düşük akışkan hızlarında, kaldırma kuvveti ve viskoz kuvvetler dengede ise karma taşınımından bahsedilebilir. Karma taşınım, özellikle elektronik cihazların soğutulması ve ısı değiştirici uygulamalarında görülmektedir (Oosthuizen ve Naylor, 1999). Yüzeyi akışkana göre daha sıcak olan bir silindir üzerinde oluşan akış alanları, farklı taşınım mekanizmaları için Şekil 1.6'da verilmiştir.



Şekil 1.6. Karma taşınım (Oosthuizen ve Naylor, 1999).

Yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulan düşey bir plaka üzerinden akışta yerel Nusselt sayısının değişimi, Şekil 1.7'de verilmiştir. Karma taşınım düzeyi, fiziksel olarak kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını karakterize eden Richardson sayısı ($Ri = Gr/Re^2$) ile temsil edilmektedir. Şekil 1.7 incelendiğinde, $Gr/Re^2 < 0.1$ olduğunda doğal taşınımın, $Gr/Re^2 > 10$ olduğunda ise zorlanmış taşınımın ihmal edilebilir hale geldiği görülmektedir. $Gr/Re^2 \cong 1$ mertebesinde ise kaldırma kuvvetleri viskoz kuvvetler ile dengede olup, $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ aralığında doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın birbirlerine baskın olmadığı ve bu nedenle, her iki mekanizmanın birlikte ele alınmaları gerektiği literatürde not edilmiştir (Llyod ve Sparrow, 1970; Bejan, 2013).



Şekil 1.7. Sabit sıcaklıktaki bir düşey plakadan birleşik ve zorlanmış taşınım için yerel Nusselt sayısının değişimi (Llyod ve Sparrow, 1970; Bejan, 2013).

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Bu tez çalışması kapsamında, bir entegre devreyi temsil eden, yan yüzeylerinden birinde dört adet ayrıık ısıtıcı bulunan, diğer yüzeyleri ısıtılmayan ve iyi derecede yalıtılmış düşey kanal içerisindeki ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Literatürde mevcut problemi konu alan birçok çalışma mevcuttur. Yapılan çalışmalarda farklı akışkanların ısı transferine olan etkileri doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinde incelenmiştir. Yine ısı kaynaklarının yüzeye gömülü olduğu ya da çıkıntılı ısı kaynaklarının ısı transferi ve akış alanı üzerine etkilerini inceleyen çalışmalar mevcuttur. Literatürde ısı kaynaklarının yerleşimi ve kanal geometrisinin ayrıık ısı kaynaklarından akışkana olan ısı transferine etkilerini inceleyen çalışmalar sınırlı sayıdadır. Bu bölümde, literatürdeki çalışmalar gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları olarak ayrı ayrı ele alınacaktır.

2.1. Gömülü Isıtıcı Durumu

Yan ve Lin (1987), bir yüzeyine sabit ısı akısı sınır koşuluna sahip ayrıık ısıtıcılar yerleştirilen düşey kanalda doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Araştırmacılar ayrıık ısıtma ve sürekli ısıtma durumlarını karşılaştırmışlar, sürekli ısıtma durumunda ortalama Nusselt sayısının daha yüksek olduğunu ve ayrıık ısıtma durumunda ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir.

McEntire ve Webb (1990), bir yüzeyinden ayrıık ısı kaynakları ile ısıtılan düşey kanalda zorlanmış taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler, gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için yapılmış olup iki farklı kanal genişliğinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, aynı Reynolds sayısında çıkıntılı ısıtıcıların daha iyi ısı transfer performansı gösterdiğini, adyabatik bölümlerde ısııl sınır tabakanın bölündüğünü ve ayrıık ısıtma durumunun ısı transferini artırdığını göstermiştir.

Chaldwick vd. (1991), taban ve tavanı bölgesel olarak açık olan, düşey yüzeyinden bir çift ayrıık ısı kaynağıyla ısıtılan düşey bir kapalı ortam içerisinde doğal taşınımı incelemişlerdir. Mach-Zehnder interferometresi ve duman tekniği yardımıyla sıcaklık ve

akım alanları görselleştirilmiş olup; Grashof sayısı, açıklık oranı ve ısıtıcı konumlarının etkileri deneysel çalışmada ele alınmıştır.

Elpidorou vd. (1991), yan yüzeylerinden birinde sabit ısı akısı sınır koşuluna sahip bir ayrık ısı kaynağı bulunan düşey kanalda zorlanmış taşınımın kaldırma kuvveti etkisindeki sıcaklık, hız bölgeleri ve ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Doğal taşınım rejiminde, yüksek Grashof sayılarında akışkanın ısıtılmayan cidardan ayrıldığını ve kanal yeterince uzunsa ısı kaynağından uzak bir bölgede cidara yeniden tutunduğunu belirlemiştir. Bununla birlikte, ısı transferinin Grashof ve Reynolds sayısının güçlü bir fonksiyonu olduğunu, Grashof sayısına bağlı olarak ısı transferinin bir levha üzerinden akışta elde edilen sonuçlardan daha fazla ya da daha az olabileceğini; zorlanmış taşınım rejiminde ise düzlem duvar için elde edilen sonuçlardan her zaman daha az olduğunu ortaya koymuştur.

Choi ve Ortega (1993), bir yüzeyinde ayrık ısı kaynağı bulunan eğimli bir kanalda karma taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Doğal ve karma taşınım rejimlerinde ortalama Nusselt sayısının kanalın eğiminden önemli ölçüde etkilendiğini, zorlanmış taşınım rejiminde ise kanal eğimi ve Grashof sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerinde etkisinin çok az olduğunu belirlemiştir.

Yücel vd. (1993), eğimli bir kanal içerisinde karma taşınımı sayısal olarak ele almışlardır. Kanal bir yüzeyinden sabit yüzey sıcaklığına sahip ayrık ısı kaynaklarıyla ısıtılırken, diğer yüzey ise uniform olarak soğutulmaktadır. Üst yüzeye olan ısı transferinin kanalın eğim açısı ve Rayleigh sayısındaki artış ve Reynolds sayısındaki azalış ile birlikte azaldığını belirlemiştir.

Morega ve Bejan (1994), yüzeylerine gömülü ve çıkıntılı ayrık ısı kaynakları yerleştirilen bir dizi paralel levha üzerinden zorlanmış taşınım ile ısı transferinde levhalar arasındaki optimum mesafeyi belirlemek amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada üç farklı çalışma koşulu dikkate alınmıştır: uniform ısı akısına sahip levhalar, gömülü ısı kaynakları ve son olarak çıkıntılı ısı kaynakları. Akış laminar ve basınç düşümü (Δp) ise sabit kabul edilmiştir. Çalışma sonucunda optimum levha mesafesini belirlemek amacıyla ısı kaynakları ve ısıtılmayan bölgelerin uzunluğunu da içerecek şekilde, akışkanın viskozitesi ve ısı yayılım katsayısını kapsayan bir korelasyon geliştirmişlerdir.

Türkoğlu ve Yücel (1995), bir yüzeyinden ayrık ısı kaynağı ile ısıtılan, diğer yüzeyi ise uniform olarak soğutulan iki boyutlu düşey bir kanalda karma taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda

ısı kaynağının konumunun ısı transferi üzerindeki etkisinin az olduğu, düşük Reynolds sayılarında ortalama Nusselt sayısı ve ısı kaynağının yüzey sıcaklığının Grashof sayısı tarafından kontrol edildiği, Reynolds sayısının artışıyla birlikte Reynolds sayısının akış üzerindeki etkisinin arttığı belirlenmiştir. Bununla birlikte düşük Reynolds sayılarında kanal genişliğinin artışıyla daha etkin soğutma gerçekleştirildiği, yüksek Reynolds sayılarında ise daha dar kanalın daha iyi sonuç verdiği ortaya konmuştur.

Figliola ve Thomas (1995), bir yüzeyine ayrık ısıtıcılar yerleştirilen, diğer yüzeyi yalıtılmış olan kanal içerisinde zorlanmış taşınım ile ısı transferini belirlemek amacıyla yaklaşık sonuç veren bir çözüm yöntemi geliştirmiş ve sonuçları sayısal ve deneysel çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda yüzey sıcaklıkları ve Nusselt sayısı değerlerinin sayısal ve deneysel çalışmalarla uyumlu olduğu, geliştirilen yöntemin özellikle elektronik devrelerin soğutulmasıyla ilgili problemlerde kullanılabileceği ortaya konmuştur.

Hwang (1998), tabanına üç ayrık ısı kaynağı yerleştirilen yatay bir kanalda, türbülanslı rejimde birleşik (iletim+taşınım) ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Holografik interferometri yöntemiyle taşınım ile gerçekleşen ısı transferi, yerel ve ortalama ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, yüksek ısı iletim katsayılarında ısı kaynaklarının yaydığı ısının daha fazla olduğu, ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel Nusselt sayısı dağılımının daha yumuşak olduğu belirlenmiştir. Türbülans etkisinin artışıyla birlikte taşınım ile ısı transferinin arttığı araştırmacı tarafından ortaya konmuştur.

Xu vd. (1998), bir yüzeyine ayrık ısı kaynakları yerleştirilen iki paralel levha arasında zorlanmış taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada akışkan olarak su ve FC-72 kullanılmış, kanal genişliğinin ısı kaynağının uzunluğuna oranı ve ısı kaynağının yerleşiminin ısı transfer karakteristiklerine olan etkileri analiz edilmiştir. Isı kaynağı boyunca yüzey sıcaklığının arttığını, daha dar kanalda ısı transferinin daha fazla olduğunu, kanal genişliğinin ısı kaynağının uzunluğuna oranı arttıkça ısı transferinin azaldığını belirlemiştir.

Tsay (1999), yan yüzeylerinden birine dört ayrık ısı kaynağı gömülü olarak yerleştirilen dikey bir kanalda birleşik (iletim+taşınım) ısı transferini zamana bağlı olarak analiz etmişlerdir. Boyutsuz ısı kaynağı uzunluğunun, ısı kaynakları arasındaki boyutsuz mesafenin, boyutsuz kanal uzunluğunun, boyutsuz duvar kalınlığının ve duvar/akışkan ısı iletim katsayısı oranı ile Gr/Re oranının ısı akışı, Nusselt sayısı ve akışkan yığın sıcaklığına olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Isı kaynakları sabit sıcaklık ya da sabit ısı akışı

sınır koşuluna sahiptir. Yapılan çalışma sonucunda zamana bağlı rejimde akışkandan kanal duvarına doğru ısı transferinin gerçekleşebileceğini, sabit yüzey ısı akısı durumunda ısı kaynakları arasındaki adyabatik bölümlerin daha uzun olması halinde sistemin sürekli rejime daha geç ulaştığını belirlemişlerdir. Bu durumun sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulunda tam tersi şekilde geliştiğini belirtmişlerdir.

Tso vd. (1999), bir yüzeyine dört adet elektronik çipi temsil eden ayrık ısı kaynakları yerleştirilen, soğutucu akışkan olarak su kullanılan düşey kanalda zorlanmış tek fazlı taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanal uzunluğu ve çip sayısının ısı transferine etkileri test edilmiştir. Deneysel ölçümler sonucunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ve çip sayısından önemli ölçüde etkilendiğini fakat kanal genişliğinin etkisinin daha az olduğunu ortaya koymuşlardır.

Chiu vd. (2001), tabanı bölgesel olarak ısıtılan yatay bir kanalda birleşik ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma farklı Reynolds sayısı değerleri için gerçekleştirilmiş olup, akış alanı duman tekniği ile görüntülenmiştir. Çalışma sonucunda, birleşik ısı transferinin ısıtıcı yüzeyinden gerçekleşen ısı transferi ve yüzey sıcaklığını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir.

Rao vd. (2001), yüzeyine ayrık bir ısı kaynağı gömülü olarak monte edilen düşey levha üzerinden akışta birleşik karma taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada iletimle ısı transferinin yanında ışınım ile ısı transferi de dikkate alınmış olup; ısı kaynağının konumu, levhanın malzeme ve yüzey özellikleri ile akışkan hızının ısı transferi ve akış alanına etkileri üzerinde durulmuştur. Isı transferi açısından ısıtıcının levhanın giriş ucuna yakın olarak konumlandırılması gerektiğini, Richardson sayısının azalması ve ışınım yayma oranının artışıyla birlikte maksimum yüzey sıcaklığının azaldığını belirlemişlerdir. Ayrıca ışınımın ısıtıcı yüzeyinden gerçekleşen toplam ısı transferi üzerinde önemli etkisinin olduğunu, özellikle doğal taşınım limitine yaklaşıldıkça ışınımın etkisinin % 35-60 aralığında olduğunu ortaya koymuşlardır.

Manca vd. (2002), bir yüzeyinden ayrık ısı kaynaklarıyla ısıtılan eğimli iki paralel levha arasında doğal taşınım ile ısı transferini deneysel olarak ele almışlardır. Üst levha farklı konumlardaki üç ayrık ısı kaynağı ile ısıtılmakta olup; farklı kanal genişlikleri için (7-40 mm) ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ısı akısı değerleri karşılaştırılmıştır. Yüzey sıcaklıkları kanal genişliği, kanalın eğim açısı, yüzey ısı akısı ve ısıtıcı konum ve sayısının bir fonksiyonu olarak ele alınmıştır. Araştırmacılar, 85°'den yüksek eğim açılarında ısıtıcılar

arasındaki mesafenin duvar sıcaklığını azaltmadığını belirlemişler ve maksimum boyutsuz duvar sıcaklığı için bir korelasyon denklemi geliştirmişlerdir.

Rao vd. (2002), karşılıklı yüzeylerine iki ayrı ısıtıcı yerleştirilen iki düşey paralel levha arasındaki birleşik karma taşınım ile ısı transferinde ışınımın etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada yüzey ışınım yayma oranı, en-boy oranı, ısıtıcı konumu ve düzeltilmiş Richardson sayısının ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Işınım yayma oranındaki artışla birlikte maksimum yüzey sıcaklığının azaldığını, zorlanmış taşınım sınır değerinde yüzey sıcaklıklarının daha düşük olduğunu ve bütün düzeltilmiş Richardson sayısı değerlerinde en-boy oranı ile birlikte boyutsuz sıcaklığın arttığını belirlemişlerdir.

Wang ve Jaluria (2002), tabanında bir dizi gömülü ayrı ısı kaynağı bulunan yatay kanalda düşük Reynolds sayılarında üç boyutlu karma taşınımı sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışmada akış kararsızlığı üzerinde durulmuş, düşük Reynolds ve yüksek Grashof sayısı değerlerinde kaotik bir akım yapısının meydana geldiği belirlenmiştir. Bununla beraber ikincil akışların soğuk ve sıcak akışkanın karışmasını desteklediğini, bunun da kanalın çıkışına yakın olan ısı kaynağı yüzeylerinde daha yüksek Nusselt sayısı değerleri elde edilmesini sağladığını ortaya koymuşlardır.

Güneş ve Liakopoulos (2003), yan yüzeylerinden birine sabit yüzey ısı akısına sahip gömülü ısı kaynakları yerleştirilen kanalda üç boyutlu taşınım problemini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmış ve özellikle yüksek Grashof sayılarında kendiliğinden ortaya çıkan salınımlar üzerinde durulmuştur.

Ortega ve Ramanathan (2003a), üzerinde sırasıyla bir adet noktasal, bir adet çizgisel ve bir adet dikdörtgenel ısı kaynağı bulunan adyabatik levha üzerinden akışı incelemişlerdir.

Ortega ve Ramanathan (2003b), üzerinde dikdörtgenel bir ısı kaynağı bulunan levha üzerinden akışı analiz etmek amacıyla analitik bir çözüm gerçekleştirmişlerdir. Düşük Peclet sayısı değerlerinde iletimle ısı transferinin önemli olduğunu, Peclet sayısının 500'den büyük değerleri için taşınımın baskın ısı transfer mekanizması haline geldiğini belirlemişlerdir.

Da Silva vd. (2004a), *constructal theory* yöntemini kullanarak yüzeyinde ayrı ısı kaynakları bulunan düşey levha üzerinden doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transferinde, maksimum ısı transferini sağlamak için ısı kaynaklarının konumlarını optimize etmişlerdir. Çalışmada iki durum üzerinde durulmuştur: (i) çok sayıda küçük ısı kaynağı yüzeye yerleştirilmiş, (ii) az sayıda sınırlı büyüklüğe sahip ısı kaynağı kapalı bir ortamın düşey yüzeyine monte edilmiştir. Çalışma sonucunda optimum konumun uniform dağılım

olmadığını, sınır tabakanın başlangıç ucunda ısı kaynaklarının yoğunlaşması gerektiğini belirlemişlerdir.

Da Silva vd. (2004b), yatay bir levha üzerinden zorlanmış taşınım ile gerçekleşen akışta ısı transferini artırmak amacıyla ısı kaynaklarının optimum konumlarını *constructal theory* yöntemi ile belirlemişlerdir. Çalışmada iki farklı çalışma koşulu üzerinde durulmuştur. Bunlardan ilkinde levha üzerinde çok sayıda küçük ısı kaynağı kullanılırken, ikinci durumda ise az sayıda sınırlı büyüklükteki ısı kaynağı kullanılmıştır. Isı kaynakları arasındaki mesafenin sınır tabaka başlangıcında daha az olması ve giderek artması gerektiğini belirlemişlerdir.

Rao (2004), bölgesel olarak ısıtılan düşey bir levha üzerinden akışta birleşik karma taşınım ile ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmada iletim ve ışınım ile ısı transferi dikkate alınmış, ısı kaynağının konumu, levhanın ışınım yayma oranı ve düzeltilmiş Richardson sayısının yüzey sıcaklığı ve ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Çalışma sonucunda, en yüksek ısı transferi için ısı kaynağının levhanın giriş ucuna yakın konumlandırılması gerektiğini, yüzey sıcaklığının ışınım yayma oranının artışıyla birlikte azaldığını ve ışınımın karma taşınım ile ısı transferinde önemli rol oynadığını belirlemişlerdir.

Wang ve Jaluria (2004), tabanında iki ayrı ısı kaynağı bulunan, yatay dikdörtgenel kanalda birleşik taşınım problemini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Isıtıcıların yerleşimi, ısıtıcıların gömülü olduğu kanal malzemesinin ısı iletim katsayısı ve Reynolds sayısının yerel ve ortalama ısı transfer katsayısına etkileri üzerinde durmuşlardır. Çalışma sonucunda ısıtıcılar akış yönünde arka arkaya yerleştirildiğinde ilk ısıtıcının ikinci ısıtıcıyı oldukça etkilediğini, ısıtıcılar arasındaki mesafe arttıkça ikinci ısıtıcının ilk ısıtıcı üzerindeki etkisinin azaldığını belirlemişlerdir. Isıtıcılar yan yana konumlandırıldığında ise ısıtıcı sıcaklıklarının daha düşük olduğu ve ısı transferi açısından optimum yerleşim şekli olduğunu belirlemişlerdir.

Başkaya vd. (2005a), alt yüzeyinde 32 (8x4) adet gömülü ayrı ısı kaynağı bulunan, en/boy oranı 10 olan dikdörtgen kesitli kanalda karma taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel ölçümler sonucunda Reynolds ve Grashof sayılarının ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları üzerine etkileri belirlenmiştir. Grashof sayısının artışıyla birlikte ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının arttığını, ancak Reynolds sayısının artışıyla birlikte yüzey sıcaklıklarının azaldığını ortaya koymuşlardır. Bununla birlikte, kaldırma kuvveti etkisi altındaki ikincil akışların ortaya çıkışı ve kararsızlığın başlaması ile ısı transferinin arttığını ve sıcaklıkların azaldığını belirlemişlerdir.

Başkaya vd. (2005b), benzer bir çalışmayı kanalın en/boy oranının 2 olduğu durumda gerçekleştirmişlerdir. Grashof ve Reynolds sayılarının ısıtıcı yüzey sıcaklıkları ve Nusselt sayısına etkileri üzerinde durulmuş, ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının Grashof sayısı ile birlikte artarken Reynolds sayısı ile birlikte azaldığı belirlenmiştir.

Browmik ve Tou (2005a), soğutucu akışkan olarak su kullanılan, elektronik bir devreyi temsil eden, ayrıık ısıtıcılarla ısıtılan düşey bir kanalda doğal taşınımı deneysel olarak inceleyen bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Isıtıcılara uygulanan ısı akıları 1 kW/m^2 ile 6 kW/m^2 arasında değişmekte olup; ısı akısı ve çip konfigürasyon sayısının ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Isı transferinin çip sayısından oldukça etkilendiğini belirlemiş ve ısı transferini tahmin etmek amacıyla bir korelasyon geliştirmişlerdir.

Da silva vd. (2005), doğal taşınım ile soğutulan düşey bir kanalda ısı kaynaklarının dağılımının ısı transferine etkilerini *constructal theory* yöntemi ile belirlemişlerdir. Isı kaynaklarının kanal girişinde birbirlerine yakın konumlandırılması gerektiğini, kanalın çıkış ağzına doğru ise ısı kaynakları arasındaki mesafenin artması gerektiğini belirlemişlerdir.

Doğan vd. (2005), taban ve tavanında 32 şer gömülü ısı kaynağı bulunan dikdörtgen kesitli kanalda karma taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ile arttığı, ortalama Nusselt sayısının ise ısıtıcı sıra sayısı ile ters orantılı olduğu, ikincil akışların etkisinin artışıyla birlikte azaldığı belirlenmiştir.

Doğan vd. (2006), en/boy oranı sırasıyla 2,4 ve 10 olan, taban ve tavan yüzeylerine 32 şer ayrıık ısı kaynağı yerleştirilen kanalda karma taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı Reynolds ve düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinin ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen sıcaklıklar ve ortalama Nusselt sayılarına etkilerini değerlendirmişlerdir. En/boy oranı 2 ve $Gr^*/Re \gg 1$ iken, tavanda bulunan ısıtıcıların yüzey sıcaklıklarının daha yüksek değerler aldığı ve en/boy oranı 2 iken ikincil akışların ısı transferi üzerinde etkisinin daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir.

Mathews ve Balaji (2006), karşılıklı yüzeylerinde ayrıık ısı kaynakları bulunan düşey kanalda, türbülanslı akışta karma taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada duvar ısı iletim katsayısı oranı, ısı kaynaklarının ısı iletim katsayısı oranı, Reynolds sayısı, düzeltilmiş Richardson sayısı ve kanalın en/boy oranının etkileri ele alınmıştır. Çalışma sonucunda efektif ısı iletim katsayısının artırılmasıyla birlikte yüzey sıcaklıklarının azaldığı belirlenmiştir.

Bahlaoui vd. (2007), en/boy oranı 10 olan yatay bir kanalda, gri yüzey ışınlımının karma taşınımına olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmış olup; kanal, alt yüzeyinden ayrık ısı kaynaklarıyla ısıtılırken üst yüzeyi ise yalıtılmaktadır. Çalışma sonucunda, özellikle karma taşınım rejiminde kanal çıkışında ters akış meydana geldiği, yüksek Reynolds sayılarında ise akışın kanal cidarlarına paralel geliştiği belirtilmiştir.

Mathews vd. (2007), bir yüzeyinde dört ayrık ısı kaynağı bulunan düşey kanalda, türbülanslı rejimde birleşik karma taşınım problemini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada duvarın ısı iletim katsayısı, ısı kaynaklarının ısı iletim katsayısı, Reynolds sayısı, düzeltilmiş Richardson sayısı ve kanalın en/boy oranının etkileri üzerinde durulmuştur. Akışkan hızının artışıyla birlikte sınır tabaka kalınlığının azaldığını, düzeltilmiş Richardson sayısının artışıyla boyutlu sıcaklık değerinin arttığını fakat boyutsuz sıcaklığın sabit kaldığını, duvar ve ısı kaynaklarının ısı iletim katsayılarının artışıyla yüzey sıcaklıklarının azaldığını belirlemişlerdir.

Guimaraes ve Menon (2008), tabanında üç ayrık ısıtıcı bulunan eğimli dikdörtgen kesitli kanalda karma taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanal eğiminin düşük Reynolds sayılarında akış ve ısı transferinde önemli etkisinin bulunduğu ortaya konmuştur. Ayrıca sıcaklık değerlerinin en düşük olduğu durumlar 45° ve 90° olarak belirlenmiştir.

Sawant ve Rao (2008), iletim ve ışınlımla ısı transferinin de hesaba katıldığı, üç ayrık ısıtıcı ile ısıtılan düşey levha üzerinden karma taşınım ile ısı transferini sayısal olarak ele almışlardır. Çalışmada düzeltilmiş Richardson sayısı, ışınlım yayma oranı ve ısı iletkenliğinin levha boyunca sıcaklık dağılımı ve maksimum sıcaklık üzerindeki etkilerine odaklanılmıştır. Çalışma sonucunda taşınım problemlerinde kaldırma kuvveti etkisinin ihmal edilemeyeceği ortaya konmuştur.

Campo vd. (2010), bir yüzeyinde beş ayrık ısı kaynağı bulunan, soğutucu akışkan olarak su kullanılan düşey bir kanalda ısı transferini artırmak amacıyla optimum kanal geometrisini belirlemişlerdir. Çalışmada üç farklı kanal geometrisi üzerinde durulmuştur. Bunlardan ilkinde, karşılıklı yüzeyler birbirine paralel iken, ikincisinde ısıtılmayan yüzey lineer şekilde daralmakta ve üçüncüsünde ise ısıtılmayan yüzey parabolik şekilde daralmaktadır. Çalışma sonucunda parabolik şekilde daralan kanalda maksimum ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının diğer durumlara oranla daha düşük olduğunu belirlemişlerdir.

Jassim ve Muzychka (2010), alt yüzeyinden ayırık ısıtıcılar ile ısıtılan, lineer olarak daralan bir kanalda ısıtıcıların optimum yerleşimini *constructal theory* yöntemi ile belirlemişlerdir. Çalışma sonucunda ısıtıcılar arasındaki mesafenin değişken olması gerektiğini, kanal girişinde ısıtıcılar arası mesafe daha az iken kanal çıkışına doğru mesafenin artması gerektiğini ortaya koymuşlardır.

He vd. (2011), tabanında dört ayırık ısı kaynağı bulunan dikdörtgen kesitli kanalda taşınım ile ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmış, yüzeyler arası ışınlama ve kanal yüzeylerinde iki boyutlu iletim hesaba katılmıştır. Reynolds sayısı, kanal yüzeyleri ve ısı kaynaklarının ışınlama yayma oranları, ısı kaynaklarının gömülü olduğu yüzeyin kalınlığı ve ısı iletim katsayısının akış alanı ve ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Işınlama ile ısı transferinin bir sonucu olarak yüzey sıcaklıklarının birbirlerine yakın değerler aldığı ve üst yüzeyin sıcaklığının önemli ölçüde değiştiği belirlenmiştir. Bu değişim düşük Reynolds sayıları ve yüksek ışınlama yayma oranı değerlerinde daha belirgindir. Yüksek ısı iletim katsayısı değerlerinde duvarların içerisinde uniform sıcaklık dağılımı meydana gelmekte maksimum sıcaklık değerinde azalma görülmektedir.

Kumar ve Rao (2011), üzerinde farklı uzunluklarda üç ayırık ısı kaynağı bulunan düşey levha üzerinden karma taşınım ile ısı transferinde, ışınlama ve iletimle ısı transferinin etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada ısı kaynaklarının uzunlukları ve ısı kaynakları arasındaki mesafe birbirine eşit olmamakla birlikte, ısı kaynaklarının hacimsel ısı üretimi birbirlerine eşittir. Taşınım ile ısı transferi incelenirken ışınlama ve iletimle ısı transferinin hesaba katılması gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Gavara (2012), karşılıklı yüzeylerine ayırık ısıtıcılar yerleştirilen düşey kanalda üç boyutlu doğal taşınımı sayısal olarak analiz etmiştir. Çalışmada, ikinci yüzeyde bulunan ısı kaynaklarının toplam ısı transferini ne şekilde etkilediği üzerinde durulmuş, ayrıca duvarlar arası mesafe, ısıtıcılar arası mesafe ve duvarların ısıl iletkenliğinin akış ve ısı transferine etkileri ele alınmıştır. Optimum duvar mesafesinin akış ve ısı transferi için birbirlerinden farklı olduğu, maksimum kütleli debi için gereken mesafenin maksimum ısı transferi için gereken mesafeden fazla olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, ısıtıcılar arası mesafenin artışıyla birlikte maksimum sıcaklığın azaldığı ortaya konmuştur.

Hajmohammadi vd. (2012), laminer zorlanmış taşınım ile soğutulan bir levhada, ısıtıcıların konumlarını *constructal theory* yöntemi ile belirlemişlerdir.

Londhe ve Rao (2014), yan yüzeylerinden birinde üç ayrıık ısı kaynağı bulunan, hava ile soğutulan kanalda birleşik (iletim+taşınım+ışınım) taşınım problemini iki boyutlu sayısal olarak modellemişlerdir. Işınım yayma oranlarının değişimiyle birlikte yüzey sıcaklıklarının da değiştiği, kanal girişine yakın konumdaki ısı kaynağının sıcaklığının diğer ısı kaynaklarına oranla daha düşük olduğu, ışıınımla ısı transferinin ısı kontrol açısından önemli bir faktör olduğu belirlenmiştir.

Laouche vd. (2016), bir yüzeyinden ayrıık ısıtıcılar ile ısıtılan düşey kanalda laminar, kaldırma kuvvetlerini destekleyici ya da tam tersi yönde gerçekleşen karma taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kaldırma kuvvetini destekleyen durumda kanal içerisinde asimetrik akım yapısının meydana geldiğini, ikincil akışların da etkisiyle sınır tabakanın incelendiğini; tam tersi durumda ise ısıtıcılara yakın bölümlerde resirkülasyon meydana geldiğini ve bu durumun Richardson sayısının mutlak değerinin artışıyla daha belirgin hale geldiğini belirlemişlerdir.

Tablo 2.1. Gömülü ısı kaynakları için yapılan çalışmalar

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Yan ve Lin (1987)	Düşey kanal, gömülü ayrıık ve sürekli ısı kaynakları	Doğal taşınım	$Pr=0.7, 10^{-1}<GrPr<10^3$
McEntire ve Webb (1990)	Düşey kanal, gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$1000\leq Re\leq 10000$
Chaldwick (1991)	Taban ve tavanı kısmi açık düşey kapalı ortam	Doğal taşınım	$1.68\times 10^5\leq Gr\leq 3.85\times 10^5$, $G/W=0.1, 0.33, 0.67$ ve $1.0, S/H=0.5, 0.8$ (1. durum), $S/H=0.2, 0.5$ (2. durum)
Elpidorou vd. (1991)	Düşey kanal, tek bir gömülü ayrıık ısı kaynağı	Doğal ve zorlanmış taşınım	$10^3\leq Gr\leq 10^6$, $10\leq Re\leq 2000$
Choi ve Ortega (1993)	Eğimli kanal, tek bir gömülü ayrıık ısı kaynağı	Zorlanmış taşınım	$Pr=0.71, 10^3\leq Gr\leq 10^5$, $0.1\leq Re\leq 500$
Morega ve Bejan (1994)	Bir dizi yatay paralel levha, gömülü ve çıkıntılı ayrıık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-

Tablo 2.1.'in devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Türkoğlu ve Yücel (1995)	Düşey kanal, tek bir gömülü ayırık ısı kaynağı	Karma taşınım	$Pr=0.707$, $Re=1, 10, 50, 100$ ve 500 , $Gr=10^3, 10^4, 5 \times 10^4$ ve 10^5 , $S/H=0.5, 4, 7.5, 11$ ve 14.5 , $W/H=0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ ve 2.5
Figliola ve Thomas (1995)	Yatay kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Hwang (1998)	Yatay kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik taşınım (iletim+taşınım)	$U=1.2-2.5$ m/s, $k_s/k_f=1.37, 2.49$ ve 6.32
Xu vd. (1998)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	FC-72, $10^4 \leq Re \leq 1.5 \times 10^5$
Tsay (1999)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	$0 \leq Gr/Re \leq 7000$, $0.01 \leq H_1 \leq 1$, $0 \leq H_2 \leq 0.35$, $10 \leq L \leq 80$, $0.1 \leq B_1 \leq 0.2$
Tso vd. (1999)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$q=5$ W/cm ² , 10 W/cm ² , 20 W/cm ² , $6 \times 10^2 \leq Re \leq 8 \times 10^4$
Chiu vd. (2001)	Yatay kanal, tek bir gömülü ayırık ısı kaynağı	Birleşik taşınım (iletim+taşınım)	$Pr=0.7$, $Re=39.8$, $Gr=4.3 \times 10^5$
Rao vd. (2001)	Düşey levha, tek bir gömülü ayırık ısı kaynağı	Birleşik taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$10^5 \leq q_v \leq 10^6$, $0 \leq A_1 < 1$, $0.25 \leq k_s \leq 1$, $0 < \gamma \leq 10$, $0 < N_{RF} \leq 1000$, $0.05 \leq \epsilon \leq 0.85$, $80 \leq Re_L \leq 8000$, $0.1 \leq Ri_L \leq 25$
Manca vd. (2002)	Eğimli kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$b=7.0-40.0$ mm, $q=340-660$ W/m ²
Wang ve Jaluria (2002)	Yatay kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	$H=20$ mm, $Gr \geq 10^4$
Rao vd. (2002)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$4 \leq A \leq 20$, $0 \leq A_1, A_2 \leq 17.5$, $10^5 \leq q_v \leq 10^6$, $0.25 \leq k_s \leq 1$, $0.23 \leq \gamma \leq 4.6$, $0.05 \leq N_{RF} \leq 1000$, $0.25, 0.05 \leq \epsilon_L, \epsilon_R \leq 0.85$, $15 \leq Re_L \leq 27500$, $0.1 \leq Ri_L \leq 25$

Tablo 2.1.'in devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Güneş ve Liakopoulos (2003)	Düşey kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$Pr=0.71, 0.1 \leq Gr \leq 5 \times 10^4$
Ortega ve Ramanathan (2003a)	Yatay levha, noktasal, çizgisel ve dikdörtgensel gömülü ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Ortega ve Ramanathan (2003b)	Yatay levha, dikdörtgensel gömülü ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Da Silva vd. (2004a)	Düşey levha, gömülü ayrık ısı kaynakları	Doğal taşınım (<i>constructal theory</i>)	-
Da Silva vd. (2004b)	Yatay levha, gömülü ayrık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım (<i>constructal theory</i>)	-
Rao (2004)	Düşey levha, tek bir gömülü ayrık ısı kaynağı	Birleşik taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$Pr=0.71, Ri_L=2500, 250, 25, 1, 0.25, 0.1, q_v=10^6 \text{ W/m}^3$
Wang ve Jaluria (2004)	Yatay kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Birleşik taşınım (iletim+taşınım)	$Gr=10^6, Re \leq 1000$
Başkaya vd. (2005a)	Yatay kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Karma taşınım	$241 \leq Re \leq 980, 9.53 \times 10^5 \leq Gr^* \leq 1.53 \times 10^7$
Başkaya vd. (2005b)	Yatay kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Karma taşınım	$864 \leq Re \leq 7955, 1.72 \times 10^8 \leq Gr^* \leq 2.76 \times 10^9$
Browmik ve Tou (2005a)	Düşey kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$1 \text{ kW/m}^2 \leq q \leq 6 \text{ kW/m}^2$
Da Silva vd. (2005)	Düşey kanal, gömülü ayrık	Doğal taşınım (<i>constructal theory</i>)	-
Doğan vd. (2005)	Yatay kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Karma taşınım	$AR=6, 955 \leq Re \leq 2200, 1.7 \times 10^7 \leq Gr^* \leq 6.7 \times 10^7$
Doğan vd. (2006)	Yatay kanal, gömülü ayrık ısı kaynakları	Karma taşınım	$AR=2, 4, 10$

Tablo 2.1.'in devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Mathews ve Balaji (2006)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım	$3000 \leq Re_s \leq 20000$, $0.00375 \leq Ri^* \leq 0.1125$, $41 \leq k_c/k_f \leq 2066$, $4 \leq k_s/k_f \leq 413$, $8 \leq AR \leq 15$
Bahlaoui vd. (2007)	Yatay kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (taşınım+ışınım)	$Pr=0.72$, $A_r=10$, $0 \leq \varepsilon \leq 1$, $3 \leq Re \leq 1000$, $10^4 \leq Ra \leq 8 \times 10^5$
Mathews vd. (2007)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+ışınım)	$Re_s=5000-15000$, $Ri=0.05-0.75$, $k_c/k_f=10-1042$, $k_s/k_f=10-292$, $AR=6-15$
Guimaraes ve Menon (2008)	Eğimli kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	$1 \leq Re \leq 1000$, $10^3 \leq Gr \leq 10^5$, $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$
Campo vd. (2010)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Re=1000$, $q_w=1050$ W/m ²
Jassim ve Muzychka (2010)	Yatay kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım (<i>constructal theory</i>)	-
He vd. (2011)	Yatay kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik taşınım (iletim+ışınım)	$q_s=260$ W/m ² , $Gr=5 \times 10^5$
Kumar ve Rao (2011)	Düşey levha, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$q_v=10^6$ W/m ³ , $0.05 \leq \varepsilon \leq 0.85$, $0.25 \leq k_s \leq 1$ W/mK
Gavara (2012)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$Pr=0.71$, $8 \times 10^5 \leq Gr \leq 1.5 \times 10^7$
Hajmohammadi vd. (2012)	Yatay levha, gömülü ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım (<i>constructal theory</i>)	-
Londhe ve Rao (2014)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Birleşik taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	-
Laouche vd. (2016)	Düşey kanal, gömülü ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$-5 \leq Ri \leq +5$

2.2. Çıkıntılı Isıtıcı Durumu

Davalath ve Bayazitoğlu (1987), tabanında çıkıntılı ısı kaynakları bulunan, iki boyutlu paralel iki levha arasından akışta birleşik zorlanmış taşınımı sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla, kanal girişinde tam gelişmiş-parabolik hız profili tanımlanmış, levhaların yalıtılmış ve iletken olması durumları için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Farklı Reynolds ve Prandtl sayıları için ısı kaynakları arasındaki mesafeler incelenmiştir.

Hung ve Shiau (1988), bir yüzeyine iki boyutlu dikdörtgen kesitli bir blok monte edilen ve bu yüzeyi ısıtılan, iki paralel levha arasında doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Isı akışı sabit tutulurken, kanal genişliğindeki artışın ortalama ısı transferi üzerinde önemli bir etkisinin bulunmadığını, ancak laminar akışta Rayleigh sayısının artışıyla birlikte dikdörtgen bloğun arka kısmında meydana gelen resirkülasyon bölgesinin türbülans karakteristikleri gösterdiğini belirtmişlerdir.

Garimella ve Eibeck (1990), tabanında 30 adet (6x5) ayrıık ısıtıcı bulunan, soğutucu akışkan olarak su kullanılan yatay bir kanalda, tek fazlı akışta zorlanmış taşınım ile ısı transferini deneysel olarak ele almışlardır. Kanalın yüksekliğine bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısı değişmekte olup; kanal yüksekliği ise ısıtıcıların yüksekliğinin 1.2, 1.9, 2.7 ve 3.6 katıdır. Her bir kanal yüksekliğinde, ısıtıcılar arası mesafeler ısıtıcı yüksekliğinin 0.5 ile 6.5 katı oranında değişmektedir. Laminerden türbülansa geçiş bölgesinin kanal yüksekliğine bağlı olduğunu, kanal yüksekliğinin artışıyla birlikte Nusselt sayısının azaldığını ve ısıtıcılar arası mesafenin akış doğrultusunda artmasıyla birlikte ısı transferinin arttığını belirlemişlerdir.

Kang ve Jaluria (1990), üzerinde ayrıık çıkıntılı ısı kaynağı bulunan düşey bir levhada karma taşınımı deneysel olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada özel olarak karma taşınım parametresi ile ısı kaynağının kalınlığının ısı transferi ve akış bölgesine olan etkileri üzerinde durulmuştur. Isı kaynağı kalınlığı ve karma taşınım parametresinin akış alanı ve sıcaklık dağılımı üzerinde önemli etkilerinin olduğunu belirlemişlerdir.

Shaw ve Chen (1990), alt yüzeyinde bir ya da iki adet ayrıık ısı kaynağı bulunan yatay iki boyutlu kanalda laminar karma taşınımı sayısal olarak modellemişlerdir. Isı kaynaklarının üst yüzeyleri sabit sıcaklık sınır koşuluna sahip olup diğer yüzeyleri ise adyabatik olarak kabul edilmiştir. Çalışmada Gr/Re^2 ve ısı kaynaklarının yüksekliğinin (D/H) akış ve ısı transferine etkileri ele alınmış olup; soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Gr/Re^2 ve D/H değerlerinin artışıyla ısı transferinin arttığı, iki ısı kaynağının

arasındaki etkileşimin, sıcaklık ve akış alanındaki değişimlerden önemli ölçüde etkilendiği belirlenmiştir.

Anderson ve Moffat (1991), bir yüzeyinde ayırık ısı kaynakları bulunan düşey kanal içerisinde zorlanmış taşınımı deneysel olarak incelemişler ve ısı kaynağının adyabatik sıcaklık artışını azaltmayı amaçlamışlardır. Bu amaçla, kanal içerisinde sıcaklığın yüksek, akışkan hızının düşük olduğu bölgelere (iki ısı kaynağının arası) kepçe şeklinde akışı bozan elemanlar yerleştirmişlerdir. Araştırmacılar çalışma sonucunda, yerleştirilen elemanların konvansiyonel türbülantörler kadar basınç düşümüne neden olmadığını, kullanılan elemanların adyabatik sıcaklık artışında % 10 ile % 55 arasında, genel sıcaklık artışında ise % 19 mertebelerinde bir düşüş sağladığını belirlemişlerdir.

Heindel vd. (1992), soğutucu akışkan olarak su ve FC-77 kullanılan, alt yüzeyine 10 adet (1x10) gömülü ya da çıkıntılı ısı kaynağı yerleştirilen kanalda tek fazlı taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar deneyleri, karma taşınım, laminer ve türbülanslı zorlanmış taşınım rejimlerinde gerçekleştirmişlerdir. Kaldırma kuvveti etkisindeki ikincil akışların ısıtıcıların çıkış ucunda ısı transferini artırdığı, kanal yüksekliğindeki azalmanın ikincil akışları zayıflattığı, özellikle yüksek Reynolds sayısı değerlerinde yüksek Prandtl sayısına sahip akışkanlarda ısı transferinin daha yüksek olduğu ortaya koyulmuştur. Ayrıca, ısıtıcı yüksekliğinin artışı türbülansa geçiş için gereken kritik Reynolds sayısını aşağı çektiği belirlenmiştir.

Lin ve Hung (1993), ısıtılan yüzeyinde bloklar, ısıtılmayan yüzeyinde ise bir adet türbülans üretici bulunan düşey kanalda zamana bağlı zorlanmış taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada giriş hızının zamana bağlı ısı transferi üzerinde en önemli parametre olduğu, konumdan bağımsız olarak türbülans üreticinin ısı transferini artırdığı, ancak türbülans üreticinin yüksekliğinin ısı transferi üzerinde etkisinin az olduğunu belirlemişlerdir.

Beckermann vd. (1994), üzerinde çıkıntılı elemanlar bulunan bir dizi elektronik modül arasında doğal taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada iki boyutlu iletim, taşınım ve ışınım ile ısı transferi ele alınmıştır. Üçüncü boyutun ihmal edilmesinin ışınım ile ısı transferi sonucunda sıcaklıkların yanlış tahmin edilmesine neden olduğunu, farklı güç değerlerinde akışkan hızları ve yüzey sıcaklıklarının deneysel ve sayısal sonuçlar için birbirleriyle uyumlu olduğunu belirlemişlerdir.

Mishra vd. (1995), bir yüzeyinde çıkıntılı bir ısı kaynağı bulunan düşey kanalda sürekli rejimde karma taşınım problemini sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışma, operatör ayırma

yöntemi ile gerçekleştirilmiş; denklemler adveksiyon, difüzyon ve kaynak terimler olarak ayrılmıştır. Belirtilen yöntem ile elde edilen sonuçlar ikinci dereceden ileri yönlü fark çözümleri ile karşılaştırılmış, ısıtıcı çevresindeki akış karakteristiklerinin birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Ancak, ortalama Nusselt sayısı değerlerinde farklılıklar olduğu, operatör ayırma yöntemi ile elde edilen sonuçlarda, karma taşınımında hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin zorlanmış taşınımında hesaplanan değerlerden düşük olduğu belirlenmiştir.

Fujii vd. (1996), bir dizi entegre devreyi temsil eden, yüzeylerinde ayırık çıkıntılı ısıtıcılar bulunan paralel levhalar arasında doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada Grashof sayısı farklı değerler alırken, levhanın yüksekliğinin genişliğine oranı 8 ile 30 arasında değişmektedir. Çalışmada, kanalın en/boy oranı 30 iken üçüncü boyut etkisinin öneminin arttığı, korelasyon denklemi geliştirilerek ısı kaynağının yüzey sıcaklığının % ± 20 hata ile tahmin edilebildiği belirtilmiştir.

Du vd. (1998), bir yüzeyine ayırık çıkıntılı ısıtıcılar monte edilen düşey kanalda karma taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Bununla birlikte kanalın giriş-çıkış uzunlukları ve ısıtıcının konumu ele alınmıştır. Reynolds sayısındaki azalış ve Rayleigh sayısındaki artışla birlikte karşı yüzeye gerçekleşen ısı transferinin azaldığı, düşük Reynolds sayılarında Reynolds sayısı ve Rayleigh sayısının artışıyla birlikte sıcaklığın azaldığı, yüksek Reynolds sayılarında Rayleigh sayısının etkisinin azaldığı, düşük en/boy oranlarında ise ısı transferinin daha düşük olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, ısıtıcı kanal girişine yakın ise ısı transferinin daha yüksek olduğu ortaya konmuştur.

Gupta ve Jaluria (1998), soğutucu akışkan olarak su kullanılan, taban ve tavan yüzeylerine dört ayırık çıkıntılı ısı kaynağı monte edilen yatay kanalda zorlanmış taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Çalışma türbülanslı rejimde gerçekleştirilmiştir. Farklı kanal yükseklikleri, farklı ısı güçleri ve ısı kaynakları arası mesafeler üzerinde durulmuştur. Kanal yüksekliği az iken ısı transferinin daha yüksek olduğu ve türbülanslı akış koşullarında kaldırma kuvveti etkisinin az olduğu belirlenmiştir.

Leung ve Kang (1998), bir yüzeyine akış doğrultusunda ayırık ısı kaynakları monte edilen yatay/dikey dikdörtgen kesitli kanal içerisinde taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak ele almışlardır. Çalışmada farklı Reynolds sayıları için kanal yüksekliği, ısı kaynaklarının yüksekliği- genişliği gibi parametrelerin taşınım ile ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Çalışma sonucunda ısı kaynaklarının genişliği arttıkça ısı transferinin arttığı ve bu durumun düşey kanalda belirgin hale geldiği belirlenmiştir.

Rahman ve Raghavan (1999), devre kartlarında çapraz akışlı karma taşınım ile ısı transferini sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışmada ısı yayan elemanlar düşey doğrultuda yerleştirilmiş olup kaldırma kuvveti düşey doğrultuda etkinken, zorlanmış akış ise yatay doğrultuda etkimektedir. Çalışmada devre kartı içerisinde iletimle ısı transferi hesaba katılmış, ısıtıcılar arası mesafe, kart kalınlığı, Richardson sayısı, Reynolds sayısı ve Fourier sayısı gibi parametreler incelenmiştir. Çalışma sonucunda Nusselt sayısının Richardson sayısının önemli bir fonksiyonu olduğu, toplam ısı transferinin % 75'inin ısıtıcıların bulunduğu ön yüzeyden gerçekleştiği belirlenmiştir.

Wang ve Vafai (1999), alt yüzeyinde ayırık gömülü ya da çıkıntılı ısı kaynakları bulunan dikdörtgen kesitli kanalda taşınım ile ısı transferi ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada farklı boyutsuz ısıtıcı yükseklikleri ve Reynolds sayısı değerleri ele alınmıştır. Gömülü ısıtıcı durumunda, çalışılan tüm Reynolds sayılarında doğal taşınımın ihmal edilemeyeceğini, çıkıntılı durumda ise zorlanmış taşınımın baskın olduğu ve doğal taşınımın ihmal edilebileceğini belirlemişlerdir. Ayrıca, çıkıntılı ısıtıcıların basınç düşümünü önemli ölçüde artırdığı, boyutsuz ısıtıcı yüksekliğindeki artış ve Reynolds sayısındaki azalışın bu durumu tetiklediği belirtilmiştir.

Young ve Vafai (1999), yatay dikdörtgen kesitli bir kanalda, farklı Reynolds sayısı değerleri ve ısı akılarında zorlanmış taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı, kanal yüksekliği, ısıtıcı konfigürasyonu ve ısı akısının Nusselt sayısı ve sıcaklık farkına etkileri çalışmada araştırılan parametrelerdir. Düşük akışkan hızlarında ısı taşınım katsayısının daha düşük olduğu, çok yüksek ısı akılarının ise ısıtıcı sıcaklığını aşırı derecede artırdığı ve ısı transfer katsayısını azalttığı belirlenmiştir. Bu sonuçlarla birlikte, daha uzun ısıtıcı kullanımının arkadaki elemandan gerçekleşen ısı transferini azalttığı ancak daha arkadaki ısıtıcıların yüzeyinden gerçekleşen ısı transferini artırdığı ortaya konulmuştur.

Bessaih ve Kadja (2000), yan yüzeylerinden birinde üç adet seramik ısı kaynağı bulunan düşey kanalda türbülanslı akışta birleşik doğal taşınımı sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışmada ısı kaynakları arasındaki mesafe ve bir kaynağın ısıtılmaması durumlarının ısı yayan elemanların soğutulmasına etkileri üzerinde durulmuştur. Çalışmada, soğutucu akışkan olarak hava kullanılmakta olup; Rayleigh sayısı ise farklı değerler almaktadır. Isı yayan elemanların yüzey sıcaklıklarının homojen olduğu, kaynaklar arasındaki mesafenin artışının daha iyi soğutmaya olanak sağladığı, ısıtılmayan eleman diğer iki eleman arasında bulunduğu daha etkin soğutmanın gerçekleştirildiği belirlenmiştir.

Leung vd. (2000), yatay bir baskı devre kartı üzerinden laminer akışta zorlanmış taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanalın üst yüzeyi yalıtılmış iken alt yüzeye eşit aralıklarla kare şeklinde ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Çalışmada ısıtıcıların boyutları ve aralarındaki mesafelerin ısı transferine etkiler üzerinde durulmuştur.

Chen vd. (2001), üzerinde beş adet kare şeklinde ısı kaynağı bulunan elektronik devrede, kaynakların yerleşiminin soğutma performansına etkilerini deneysel olarak ortaya koymuşlardır. Çalışmada beş farklı kaynak yerleşimi üzerinde durulmuş, farklı Reynolds sayısı değerleri için deneyler tekrarlanmıştır. Eşit aralıklı yerleşimin soğutma performansı açısından optimum yerleşim olmadığı, sıcaklık değişiminin kaynaklar arası mesafeye bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir. Ayrıca, son iki kaynak sabit tutulurken diğer kaynaklar geometrik seri şeklinde yerleştirildiğinde ısı transferi açısından optimum yerleşimin sağlandığı görülmüştür.

Herman ve Kang (2001a), alt yüzeyinde çıkıntılı ısı kaynakları bulunan yatay bir kanalda, laminer ve türbülansa geçişte taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada holografik interferometri ve yüksek hızlı sinematografi yöntemleriyle sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Isı transfer karakteristikleri ve basınç düşümü Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Isıtıcıların bulunduğu bölümde, akış kararsızlıkları gözlenmiş, bu durumun ısı transfer katsayısı üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, kararsızlığın başladığı limit Reynolds sayısından daha büyük değerlerde, alt yüzeyinden uniform şekilde ısıtılan kanal içerisindeki ısı transferi göz önünde bulundurulduğunda, çıkıntılı ısı kaynaklarının bulunduğu durumda ısı transferinin daha yüksek olduğu ortaya konmuştur.

Herman ve Kang (2001b), benzer bir çalışmayı ısı kaynakları arasında kepçe ve silindirik türbülans üreteçleri bulunması durumu için gerçekleştirmişlerdir. Türbülans üreteci kullanımının ısı transferini iyileştirdiği, ancak basınç düşümünü artırdığı belirlenmiştir.

Herman ve Kang (2002), ısı kaynakları arasında kepçe şeklinde türbülans üreteci bulunan yatay bir kanalda akışı holografik interferometri yöntemi ile görselleştirmişlerdir. Kaynaklar arasındaki elemanlar, ana akışı kaynaklar arasındaki boşluğa yönlendirmekte, bunun sonucunda ise ısı transferinde 1.5-3.5 kat arasında artış görüldüğü belirtilmektedir. Ayrıca, kullanılan elemanların basınç düşümünü 3-5 kat artırdığı ortaya konmuştur.

Desrayaud ve Fichera (2003), bir yüzeyinde çıkıntılı ısı kaynağı bulunan düşey kanalda doğal taşınım ile ısı transferini incelemiştir. Çalışmada, ısı kaynağının çıkıntı oranının akış ve ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur.

Avelar ve Ganzarolli (2004), yüzeylerinde ayırık ısı kaynakları bulunan bir dizi düşey paralel levha arasında birleşik doğal taşınım problemini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada levhalar uniform ve uniform olmayacak şekilde ısıtılmıştır. Uniform olmayan durumda ısı kaynaklarından biri diğerlerinden farklı bir ısı üretimine sahiptir. Farklı ısı üretimine sahip kaynağın konumunun sıcaklık dağılımına etkisi üzerinde durulmuştur. Levhaların birbirlerine en yakın bulunduğu konumda (2 cm), iki ve beş numaralı kaynaklar arasında periyodik-tam gelişmiş akışın meydana geldiği, levhalar arasındaki mesafenin artışıyla akışkanın daha uzun sürede ısındığı belirlenmiştir. Uniform olmayan ısıtma durumunda, en çok ısıtılan elemanın sıcaklık dağılımı üzerinde etkisinin sınırlı olduğu fakat arkasındaki elemanların sıcaklığını artırdığı ortaya konmuştur.

Browmik ve Tou (2005b), soğutucu akışkan olarak su kullanılan düşey kanalda farklı yüksekliklerde ısıtıcılar kullanarak, soğutucu akışkanı kanal içerisine basan pompanın ani bir şekilde çalışmayı kesmesi durumu için tek fazlı taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada ısıtıcılara uygulanan ısı akıları 1 ile 7 W/cm² arasında, ısıtıcı yüksekliği ise 1 ve 2 mm olarak değişmektedir. Çalışma sonucunda 2 mm'lik ısıtıcı yüksekliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisi, gömülü durum ile karşılaştırıldığında, pompa kapandığı zaman % 70 deney sonunda ise % 12 fazla olduğu belirlenmiştir. Ayrıca çıkıntı sonucu oluşan vorteks ve akıştaki ayrılma sebebiyle ortalama Nusselt sayısında azalma olduğu görülmüştür.

Browmik vd. (2005), soğutucu akışkan olarak su kullanılan, bir yüzeyinde dört ayırık ısı kaynağı bulunan düşey kanalda doğal, karma ve zorlanmış taşınımı incelemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı ve ısı kaynaklarına uygulanan ısı akısının ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur.

İçöz ve Jaluria (2005), bir elektronik devreyi temsil eden, alt yüzeyinden eş-ayırık ısıtıcılarla ısıtılan dikdörtgen kesitli kanalda sınır koşulları ve doğal taşınımın kararsızlığın başlangıcını sayısal olarak incelemiştir. Isıtıcı sıcaklığı, kanal boyutları, sınır koşulları ve ısıtıcı konumu gibi parametrelerin ısı transferine etkileri ve kararsızlığın başlangıcına ait veriler üretmişlerdir.

Korichi ve Oufar (2005a), alt yüzeyine iki, üst yüzeyine ise bir adet blok yerleştirilen iki boyutlu dikdörtgen kesitli bir kanalda bloklardan akışkana gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak modellemiştir. Çalışma laminar akış rejiminde gerçekleştirilmiş, Reynolds

sayısı, bloklar arası mesafe, blokların boyutları ve blok ile akışkanın ısı iletim katsayısı oranının etkileri üzerinde durulmuştur. Reynolds sayısının artışıyla ısı transferinin arttığı, ısıtılan bloklar arasındaki sıcaklık farkının ise azaldığı belirlenmiştir.

Korichi ve Oufar (2005b), benzer bir çalışmayı Reynolds sayısının 100 ile 1000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada bloklardan akışkana olan ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde durulmuştur. Reynolds sayısının ortalama değerlerinde akışın sürekli rejimden zamana bağlı akış rejimine geçtiği belirlenmiştir.

Premachandran ve Balaji (2005), alt yüzeyine dört adet çıkıntılı ısı kaynağı monte edilen yatay, dikdörtgen kesitli kanalda iki boyutlu karma taşınım problemini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma laminar rejimde, akışın hidrodinamik ve ısıl açıdan gelişmekte olduğu bölgede gerçekleştirilmiş; kanal yüksekliği, ısı kaynaklarının boyutları, kanal cidarlarının kalınlığı ve kaynaklar arası mesafe sabit kabul edilmiştir. Reynolds sayısı, Grashof sayısı, Prandtl sayısı ve ısı iletim katsayısı oranları (k_p/k_f ve k_s/k_f) değerlerinin ayırık ve bütünleşik etkileri değerlendirilmiştir.

Tang ve Joshi (2005), yüzeyinde 9 adet (3x3) çıkıntılı ısıtıcı bulunan yatay bir plaka üzerinden akışta, karma taşınım, iletim ve ışınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir.

Mohamed (2006), kare şeklindeki modüllerin soğutma karakteristiklerini farklı hava hızları ve farklı kanal genişliği-kanal yüksekliği değerlerinde incelemiştir. Çalışmada dört farklı modül konfigürasyonu kullanılmıştır. Bunlar 3x3, 4x4, 5x5 ve 6x6 şeklinde dizilimler oluşturmaktadır. Çalışmada modüllerin taban sıcaklıkları 40 ile 100°C arasında değişmektedir. Modül sıcaklığının artışıyla birlikte ısı transfer katsayısının çok az değiştiği, ancak akışkan hızının artışıyla ısı transfer katsayısındaki artışın belirgin hale geldiği belirlenmiştir. Modüllerin yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranının artışıyla birlikte ortalama ısı transfer katsayısının önemli derecede arttığı ortaya konulmuştur.

İçöz vd. (2006), yüzeyinde elektronik çipleri temsil eden ısı kaynakları bulunan yatay bir kanalda ısı transferini incelemiştir. Deneyler için iki farklı kanal imal edilmiş, deneyler saf su ve hava için gerçekleştirilmiştir. Isı kaynaklarının birbirlerine olan uzaklıkları, Reynolds sayısı ve çıkıntı yüksekliğinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri üzerinde durulmuş, çıkıntı yüksekliğinin basınç düşümü üzerinde en çok etkisi bulunan parametre olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte Reynolds sayısının 1500 değerinden sonra akışın zamana bağlı bir karakteristiğe büründüğü ve türbülansa geçişin meydana geldiği görülmüştür.

Premachandran ve Balaji (2006), alt yüzeyinde dört ayrı ısı kaynağı bulunan yatay dikdörtgen kesitli kanalda birleşik (iletim+taşınım+ışınım) karma taşınımı sayısal olarak modellemiştir. Çalışma hidrodinamik ve ısıl açıdan gelişmekte olan akış için, laminer rejimde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada Reynolds sayısı, Grashof sayısı, ısı kaynağı-duvar/akışkan ısı iletim katsayısı oranları ve yüzeylerin ışıyım yayma oranlarının akış ve ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Reynolds sayısının artışıyla birlikte maksimum sıcaklığın azaldığı ve ışıyım ile ısı transferinin azaldığı belirtilmiştir. Bununla birlikte, ısı iletim katsayısı oranlarındaki artış ve yüzeylerin ışıyım yayma oranlarındaki artışla birlikte maksimum sıcaklığın azaldığı belirlenmiştir.

Desrayaud vd. (2007), yüzeylerinden birinde çıkıntılı bir modül bulunan paralel levhalardan oluşan bir sistem içerisinde doğal taşınım ile ısı transferini analiz etmişlerdir. Çalışmada levhanın tüm yüzeylerinden gerçekleşen ısı transferi dikkate alınmış, levhanın kalınlığı ve ısı iletim katsayısı değiştirilerek parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Değişen ısı iletim katsayısı değerinin modül sıcaklığını önemli ölçüde etkilediği ve levha içerisindeki iletimin soğutma mekanizması açısından önemli bir parametre olduğu belirtilmiştir.

Korichi ve Oufer (2007), alt ve üst yüzeylerinde bir dizi çıkıntılı ısı kaynağı bulunan dikdörtgen kesitli kanalda zamana bağlı ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma Reynolds sayısının üç farklı değerinde gerçekleştirilmiş, ısı kaynaklarına bağlı gerçekleşen daralma ve genişlemelerin akışa zamana bağlı bir karakter kazandırdığı belirtilmiştir.

Rao ve Narasimham (2007), yüzeylerinden birinde ayrı ısı kaynakları bulunan bir dizi paralel levha arasından akışta laminer birleşik taşınım problemini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma farklı Grashof ve Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının artışıyla doğal taşınım etkilerinin azaldığı, ısı kaynaklarının bulunduğu levhadan iletimle ısı kaybının % 41-47 düzeyinde olduğunu ve problemin yapısından dolayı iletimle ısı kaybının mutlaka hesaba katılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Yang vd. (2008), baskı devre kartlarının soğutulmasında entropi minimizasyon yöntemini kullanarak, devre kartları arasındaki optimum mesafeleri belirlemiştir.

Hamouche ve Bessaih (2009), alt yüzeyinde elektronik bileşenleri temsil eden iki ayrı ısıtıcı bulunan dikdörtgen kesitli kanalda laminer karma taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. İncelenen parametre aralığında ısıtıcılar arası mesafe ve ısıtıcıların boyutlarındaki artışla birlikte ısı transferinin önemli ölçüde arttığı belirlenmiştir.

Sudhakar vd. (2009), yan yüzeylerinden birinde ayırık ısı kaynakları bulunan düşey kanalda karma taşınım ile ısı transferinde, optimum ısı kaynağı konumunu belirlemek için yapay sinir ağlarını kullanmışlardır. Çalışmanın amacı 5 adet ısı kaynağını, maksimum sıcaklık en düşük değerini alacak şekilde yerleştirmektir. Fluent 6.3 yazılımı kullanılarak sıcaklık verileri temel durum için üretilmiştir. Çalışma sonucunda pek çok konfigürasyon arasından optimum kaynak konumları belirlenmiştir.

Zeng ve Vafai (2009), Reynolds sayısı, ısıtıcı yüksekliği, ısıtıcılar arası mesafe, ısıtıcıların geometrik oranları ve ısıtıcı sayısının ısı transferine etkilerini incelemek amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Sudhakar vd. (2010a), bir yüzeyinden ayırık ısı kaynakları ile ısıtılan düşey kanalda, optimum kaynak yerleşimini belirlemek amacıyla deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneyler Grashof sayısı ve kanal genişliğinin maksimum yüzey sıcaklığına etkilerini incelemek amacıyla gerçekleştirilmiştir.

Sudhakar vd. (2010b), bir yüzeyinde 15 ayırık ısı kaynağı bulunan düşey kanalda optimum yerleşimi yapay sinir ağlarını kullanarak belirlemişlerdir. Sıcaklıklar için gerekli veriler sayısal çözümler ile elde edilmiş, kullanılan yöntemin doğruluğu deneysel çalışmalar ile karşılaştırılarak belirlenmiştir.

Boutina ve Bessaih (2011), bir yüzeyinde iki adet ayırık ısı kaynağı bulunan eğimli kanalda karma taşınımı sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışma sonucunda Reynolds sayısı, kanalın eğim açısı, ısı kaynaklarının boyutları ve kaynaklar arasındaki uzaklığın ısı transferi üzerinde önemli etkisinin bulunduğu belirlenmiştir. Eğim açısının 45° değerinde ısı transferinin maksimum olduğu, Reynolds sayısı ve kaynaklar arasındaki mesafenin artışının ısı transferini artırdığı, yine kaynakların boyutundaki artışın ise ısı transferini artırdığı ortaya konulmuştur.

Kumar ve Balaji (2011), yüzeyinde çıkıntılı ısıtıcılar bulunan düşey levha üzerinden akışta birleşik karma taşınımı sayısal olarak ve yapay sinir ağlarını kullanarak incelemişlerdir. Çalışmada Richardson sayısı, Reynolds sayısı, çip ve levhanın ısı iletim katsayılarının çiplerden akışkana gerçekleşen ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur.

Pırasacı ve Sivrioğlu (2011), alt ve üst yüzeylerine ayırık çıkıntılı ısıtıcılar monte edilen dikdörtgen kesitli yatay kanalda karma taşınımı deneysel olarak ele almışlardır. Çalışmada alt ve üst yüzeylere 32 şer (8x4) diziliminde ısıtıcı yerleştirilmiştir. Kanalın üç farklı yükseklik/genişlik oranı farklı Reynolds ve düzeltilmiş Grashof sayılarında çalışılmıştır.

Deneysel ölçümler sonucunda kaldırma kuvveti etkisindeki ikincil akışların, daha büyük yükseklik/genişlik oranlarında etkili olduğunu belirlemiştir.

Premachandran ve Balaji (2011), sağ yüzeyine çıkıntılı ayırık ısıtıcılar monte edilen düşey bir kanalda birleşik (iletim+taşıma+ışınım) karma taşınımı sayısal olarak modellemiştir. Çalışmada ısıtıcılar arası mesafeler, kanal genişliği ve cidar kalınlıkları sabit alınmıştır. Bununla birlikte, Reynolds sayısı, düzeltilmiş Grashof sayısı, ısıtıcı-cidar/akışkan ısı iletim katsayısı oranları ve ışınım yayma oranlarının akış ve ısı transferine etkileri ele alınmıştır.

Bourisli ve Alawadhi (2011), maksimum ısıtıcı sıcaklığını azaltmak amacıyla ısıtıcılar arası mesafenin ısı transferine etkilerini inceleyen bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada sekiz farklı ısıtıcı yerleşimi, Reynolds sayısının 50 ile 1600 değerleri arasında test edilmiştir. Önerilen dizilim ile birlikte maksimum ısıtıcı sıcaklığının % 6.83 oranında azaldığı ve ısıtıcılar arasındaki sıcaklık farkının da kayda değer şekilde azaldığı belirlenmiştir.

Pırasacı ve Sivrioğlu (2012), alt ve üst yüzeylerinde 32 adet (8x4) ayırık çıkıntılı ısıtıcı bulunan kanalda karma taşınımı sayısal olarak modellemiştir. Çalışmada, $Gr^*/Re^2 > 1$ olduğu durumlarda düzeltilmiş Grashof sayısının artışının ısıtıcı yüzey sıcaklıklarında aşırı derecede artışa neden olduğu, üst yüzeydeki ısıtıcıların yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin akış boyunca azaldığı, ancak alt yüzeylerde bu değerlerin belli bir noktaya kadar azaldığı ve bu noktadan sonra ise karma taşınım etkileriyle arttığı belirlenmiştir.

Hotta vd. (2013), yüzeyine ayırık ısı kaynakları monte edilen düşey levha üzerinden doğal taşınım ile ısı transferinde ışınım ile ısı transferinin optimum kaynak yerleşimine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Işınım ile ısı transferi sonucunda ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarında % 12'ye varan azalma meydana geldiğini ve ışınım ile ısı transferinin ihmal edilemeyeceğini belirlemiştir.

Esfe vd. (2015), alt yüzeyinde iki çıkıntılı ısı kaynağı bulunan, akışkan olarak Al_2O_3 -su kullanılan yatay kanalda karma taşınımı sayısal olarak modellemiştir. Çalışmada, Richardson sayısı, Rayleigh sayısı ve nanoparçacığın hacim oranı üzerinde durulmuştur. Bununla birlikte, ısı kaynaklarının en/boy oranının Nusselt sayısı üzerine etkileri ele alınmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, nanoakışkanın konsantrasyonunun % 0'dan % 5'e çıkmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayısının % 10'dan fazla arttığı görülmüştür.

Hotta vd. (2015), karma taşınımında, optimum ısıtıcı konumunu araştırmak amacıyla, genetik algoritmalı yapay sinir ağlarını kullanarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma için gereken temel parametreler deneysel olarak elde edilmiştir.

Aylı vd. (2016), alt yüzeyinde dikdörtgen kesitli kanatçıklar bulunan kare kesitli kanalda zorlanmış taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıkların bulunduğu cidar, alt yüzeyinden uniform olarak ısıtılmakta olup; çalışmada geometrik parametrelerin ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısına etkileri incelenmektedir.

Chaurasia vd. (2016), yatay bir kanalda birleşik karma taşınımında ısı transferini sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışmada yüzey ışımasını da dikkate alınmıştır. Çalışmada, akışkan hızının artışıyla ısı kaynaklarının sıcaklıklarının azaldığını belirlemişlerdir. Bununla birlikte, ışıma yayma oranının artışıyla birlikte yüzey sıcaklıklarının da azaldığı ortaya konulmuştur.

Dhingra ve Ghoshdastidar (2016), bir yüzeyinde dört silikon çip bulunan düşey bir kanalda birleşik karma taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı, Grashof sayısı, çip ve cidarların ışıma yayma oranları, çip yüksekliği, çip genişliği ve çipler arasındaki mesafelerin ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur.

Durgam vd. (2017), düşey ve yatay olarak konumlandırılan, üzerinde ayrık ısı kaynakları bulunan devre kartı üzerinden doğal ve zorlanmış taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmanın amacı ısı kaynaklarının maksimum sıcaklığını azaltmak amacıyla optimum kaynak konumunu belirlemektir.

Rosas vd. (2017), çiplerin arasındaki resirkülasyon bölgesinde kavisli bir akış bozucu kullanılan elektronik modülde ısı transferi ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada akış bozucunun yarıçapı, yatay ve düşey mesafelerin etkileri, Reynolds sayısının farklı değerlerinde ele alınmıştır. Çalışma sonucunda, düşük mesafede daha geniş bozucu kullanımının çiplerin ön ve arka yüzeylerinde ısı transferini artırdığı belirlenmiştir.

Yang vd. (2017), alt ve üst yüzeylerinde yüksek blokaj oranına sahip kanatçıklar bulunan kare kesitli kanalda ısı transferi ve basınç düşümünü deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı, kanatçık yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranı ve kanatçıklar arasındaki mesafenin kanatçık yüksekliğine oranı incelenen parametrelerdir. Kanatçık mesafesinin ısı transferi üzerinde önemli etkisinin olduğu, kanatçıklar simetrik şekilde yerleştirildiğinde ısı transferinin daha yüksek olduğu, fakat bu durumda basınç düşümünün daha fazla olduğu ve karşılıklı yüzeylerde kanatçıklar bulunmasının ısı transferini artırdığı ortaya konulmuştur.

Durgam vd. (2018), üzerinde ayrık ısı kaynakları bulunan düşey levha üzerinden laminer zorlanmış taşınım ile ısı transferinde, ısıtılmayan elemanların ısı transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma üç farklı hız değerinde gerçekleştirilmiş ve çalışmada sırasıyla 2, 4, 6 ve 8 adet ısıtılmayan eleman kullanılmıştır.

Tablo 2.2. Çıkıntılı ısı kaynakları için yapılan çalışmalar

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Davalath ve Beyazitoğlu (1987)	Yatay paralel iki levha arasındaki akış, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Birleşik zorlanmış taşınım (iletim+taşınım)	Pr=0.1, 0.7 ve 2, Re=100, 750, 1000 ve 1500
Hung ve Shiau (1988)	Düşey paralel levhalar arasındaki akış, tek bir çıkıntılı blok	Doğal taşınım	$2 \leq H/B \leq 8$, $41.32 \leq q_c \leq 269.35 \text{ W/m}^2$
Garimella ve Eibeck (1990)	Yatay kanal, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$150 \leq Re \leq 5150$
Kang ve Jaluria (1990)	Düşey levha, tek bir çıkıntılı ayrık ısı kaynağı	Karma taşınım	$0 \leq V \leq 50 \text{ cm/s}$
Shaw ve Chen (1990)	Yatay kanal, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Karma taşınım	$Gr/Re^2 = 0.1, 1 \text{ ve } 10$, $D/H = 0.2, 0.3, 0.4 \text{ ve } 0.5$
Anderson ve Moffat (1991)	Düşey kanal, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Heindel vd. (1992)	Yatay kanal, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Lin ve Hung (1993)	Düşey kanal, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$q'' = 200-630 \text{ W/m}^2$, $U_0 = 1.27-5.76 \text{ m/s}$, $H/B = 2.5-10$, LP=1,2,3 ve 4, $t/H = 0.125-0.6$
Beckermann (1994)	Bir dizi düşey paralel levha, çıkıntılı ayrık ısı kaynakları	Birleşik doğal taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	-
Mishra vd. (1995)	Düşey kanal, tek bir çıkıntılı ayrık ısı kaynağı	Karma taşınım	$200 \leq Re \leq 1000$, $0 \leq Gr \leq 10^3$

Tablo 2.2.'nin devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Fujiii vd. (1996)	Bir dizi düşey paralel levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$Gr^*=2.3 \times 10^3 - 8.8 \times 10^5$, $l/h=8-30$
Du vd. (1998)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	$0 \leq Ra \leq 10^7$, $0 \leq Re \leq 200$, $1 \leq A \leq 6$
Gupta ve Jaluria (1998)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Re=2500-9000$
Leung ve Kang (1998)	Düşey/Yatay kanal	Zorlanmış taşınım	$Re=510-2050$
Rahman ve Raghavan (1999)	Düşey levha-yatay akış, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	-
Wang ve Vafai (1999)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$0 \leq h/H \leq 0.805$, $Re=1500-6300$
Young ve Vafai (1999)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$800 \leq Re \leq 13000$, $950 \leq q \leq 20200 \text{ W/m}^2$
Bessaih ve Kadja (2000)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$7.3 \times 10^5 \leq Ra \leq 3.65 \times 10^6$
Leung vd. (2000)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Re=200, 350 \text{ ve } 500$, $H=0.25, 0.375 \text{ ve } 0.5$
Chen vd. (2001)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Pr=0.7$, $200 \leq Re \leq 1800$
Herman ve Kang (2001a)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Re=520-6600$
Herman ve Kang (2001b)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Re=200-6500$
Herman ve Kang (2002)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$Re=200-6580$
Desrayaud ve Fichera (2003)	Düşey kanal, tek bir çıkıntılı ayırık ısı kaynağı	Doğal taşınım	$Pr=0.71$, $5 \times 10^3 \leq Ra \leq 10^6$, $w^*=0.125, 0.25 \text{ ve } 0.5$, $h^*=0.25, 0.5 \text{ ve } 1$, $A=5, 8, 10 \text{ ve } 12$

Tablo 2.2. 'nin devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Avelar ve Ganzarolli (2004)	Bir dizi düşey paralel levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$20 \leq Q \leq 60$ W
Browmik ve Tou (2005b)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	-	$1 \leq q \leq 7$ W/cm ² , h=1 ve 2 mm
Browmik vd. (2005)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Doğal, karma ve zorlanmış taşınım	$40 \leq Re_{Dh} \leq 2200$, $50 \leq Re_L \leq 2775$, $0.1 \leq q \leq 0.6$ W/cm ²
İçöz ve Jaluria (2005)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Doğal taşınım	$10^3 \leq Gr \leq 10^5$
Korichi ve Oufur (2005a)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	h=w=s=0.25, $k_s/k_f=10$, $400 \leq Re \leq 2000$
Korichi ve Oufur (2005b)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$k_s/k_f=10$, $100 \leq Re \leq 1000$ h,w,s=0.125-0.25-0.5
Premachandran ve Balaji (2005)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım)	Re=200-1000, Pr=6.15-406.12, Gr=9.09x10 ⁶ -2.7x10 ⁷ , q _v =5x10 ⁵ -3x10 ⁶ W/m ³ , k _f =0.07-0.61 W/mK, k _s =0.6-30 W/mK, k _p =0.63-63 W/mK
Tang ve Joshi (2005)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım+işinım)	U=0.253-3.571 m/s, Q=0.3-1.5 W
Mohamed (2006)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	U=3.24-6.84 m/s, H=0.02-0.03 m
İçöz vd. (2006)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	Gr=7.2x10 ⁵ , $300 \leq Re \leq 1800$
Premachandran ve Balaji (2006)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım+işinım)	$250 \leq Re \leq 1000$, $6.5 \times 10^4 \leq Gr^* \leq 4.33 \times 10^6$, $7.5 \times 10^4 \leq q_v \leq 5 \times 10^5$ W/m ³ , $50 \leq k_s/k_f \leq 500$, $50 \leq k_p/k_f \leq 500$, $0.02 \leq \varepsilon_p \leq 0.85$, $0.02 \leq \varepsilon_s \leq 0.85$

Tablo 2.2.'nin devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Desrayaud vd. (2007)	Bir dizi düşey paralel levha, tek bir çıkıntılı ayırık ısı kaynağı	Birleşik doğal taşınım (iletim+taşınım)	-
Korichi ve Ouferr (2007)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	Re=50, 500 ve 1000
Rao ve Narasimham (2007)	Bir dizi düşey paralel levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım)	$10^4 \leq Gr \leq 10^7$, $0 \leq Re \leq 1500$
Yang vd. (2008)	Bir dizi yatay paralel levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Hamouche ve Bessaih (2009)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	Pr=0.71, Gr=10 ⁴ , 5 ≤ Re ≤ 30
Sudhakar vd. (2009)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım)	$4 \times 10^4 \leq Gr \leq 12 \times 10^4$, $0 \leq Re \leq 1250$
Zeng ve Vafai (2009)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	-
Sudhakar vd. (2010a)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik doğal taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$4 \times 10^4 \leq Gr \leq 1.2 \times 10^5$
Sudhakar vd. (2010b)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$0.4 < Ri^* < 16$, $200 < Re < 1200$
Boutina ve Bessaih (2011)	Eğimli kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	Re=1, 5, 10, 50, 100 ve 200, θ=0°, 45°, -45°, 90° ve -90°
Kumar ve Balaji (2011)	Düşey levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım)	$1.9 \times 10^7 \leq Gr \leq 9.5 \times 10^7$, $500 \leq Re \leq 1.8 \times 10^4$
Pırasacı ve Sivrioğlu (2011)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	H/W=1/2, 1/4 ve 3/20
Bourisli ve Alawadhi (2011)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$50 \leq Re \leq 1600$

Tablo 2.2. 'nin devamı

Araştırmacı(lar)	Test Bölgesi	İncelenen Problem	Parametreler
Premachandran ve Balaji (2011)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$250 \leq Re \leq 1000$, $6.5 \times 10^4 \leq Gr^* \leq 4.33 \times 10^6$, $7.5 \times 10^4 \leq q_v \leq 5 \times 10^5$ W/m^3 , $50 \leq k_s/k_f \leq 500$, $50 \leq k_p/k_f \leq 500$, $0.02 \leq \varepsilon_p \leq 0.85$, $0.02 \leq \varepsilon_s \leq 0.85$
Pırasacı ve Sivrioğlu (2012)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	-
Hotta vd. (2013)	Düşey levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik doğal taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	-
Esfe vd. (2015)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım, nanoakışkan	$Ri=0.1, 1, 5, 10$, $Ra=10^3, 10^4, 10^5$
Hotta vd. (2015)	Düşey levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Karma taşınım	$v=0.5$ m/s, $q=2000$ W/m^2
Aylı vd. (2016)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$17 \times 10^7 < Re < 2.47 \times 10^8$, $0.089 < d/w < 0.0625$, $0.24875 < t/l < 0.729$
Chaurasia vd. (2016)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik karma taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$Pr=0.707$, $115 < Re < 690$, $0.1 < \varepsilon < 0.9$
Dhingra ve Ghoshdastidar (2016)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Birleşik zorlanmış taşınım (iletim+taşınım+ışınım)	$Gr=8.65 \times 10^5$, $k_w=79.8$ W/mK , $k_{ch}=120$ W/mK , $Pr=0.71$, $Re=500$
Durgam vd. (2017)	Düşey ve yatay levha, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Doğal ve zorlanmış taşınım	$q=1500, 2000$ ve 2500 W/m^2 , $v=0.27, 0.45$ m/s
Rosas vd. (2017)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$5223 \leq Re \leq 11380$, $0.02 \leq R_x \leq 0.4$, $0.3 \leq R_y \leq 0.5$, $0.15 \leq R_z \leq 0.35$
Yang vd. (2017)	Yatay kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$1400 \leq Re \leq 9000$, $e/H=0.2, 0.33$, $5 \leq S/e \leq 15$
Durgam vd. (2018)	Düşey kanal, çıkıntılı ayırık ısı kaynakları	Zorlanmış taşınım	$v=0.6, 1, 1.4$ m/s

2.3. Tezin Amacı, Kapsamı ve Özgün Değeri

Günümüzde, elektronik cihazlar artan performansa bağlı olarak ortaya çıkan güç gereksinimlerine rağmen mümkün olduğunca küçük ve kompakt şekilde tasarlanıp üretilmektedir. Bu durum ise her bir elemanın yüzeyinden yaydığı ısı miktarını artırmaktadır. Bundan dolayı, sistemin güvenli çalışma sıcaklık limitini aşmaması ve olası arızaların önüne geçmek amacıyla sistemin ısı yönetimi önem kazanmaktadır. Özellikle günlük kullanıma yönelik tüketici elektroniğinde doğal ve karma taşınımın önemi ortaya çıkmakta, daha etkin soğutmanın sağlanabilmesi amacıyla pasif yöntemler kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır.

Tez kapsamında, bir yüzeyine dört adet ayrık ısı kaynağı monte edilen dikdörtgen kesitli düşey bir kanalda taşınımın ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında doğal ve karma taşınım akışlarında, kanal boyunca azalan soğutma etkinliğini artırmak amacıyla sırasıyla aşağıdaki çalışmalar gerçekleştirilmiştir:

- Öncelikle, her biri aynı uzunlukta, aynı ısı üretimine sahip ve cidara eşit aralıklarla yerleştirilen ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarını belirlemek amacıyla deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Her biri aynı ısı üretimine sahip, aynı uzunlukta, birbirlerinden farklı uzaklıkta bulunan ısı kaynaklarının kullanıldığı durum için deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Birbirlerinden eşit uzaklıkta, aynı ısı üretimine sahip, fakat farklı uzunluklardaki kaynaklar için çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Birbirlerinden eşit uzaklıkta, aynı uzunlukta, fakat birbirlerinden farklı ısı üretimine sahip kaynaklar için çalışmalar gerçekleştirilmiştir.
- Birinci adımda, temel durum olarak göz önünde bulundurulmuş çalışma, daralan kanal genişliği için tekrarlanmıştır.
- Yukarıda bahsedilen çalışmalar çıkıntılı ısı kaynakları için tekrarlanmıştır.

Literatür özetinden görüldüğü üzere, elektronik cihazların soğutulması üzerine yapılan çalışmalar genellikle sayısal çalışmalar olup, deneysel çalışmalar ve ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine yürütülen çalışmalar sınırlı sayıdadır. Bununla birlikte, yürütülen çalışmalar *constructal theory* yaklaşımı temel alınarak gerçekleştirilmiş, ısı kaynaklarının yerleşimi ve kanal ile ilgili geometrik parametreler bu yaklaşım göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Buna bağlı olarak, sistemin sınırları çalışılan tüm durumlarda aynı

kalmaktadır. Yukarıda sıralanan adımlar ile mevcut çalışma kapsamlı deneysel ve sayısal analizler içermekte olup; yürütülen çalışmalar akışın fiziksel yapısını daha iyi kavrayabilmek amacıyla akış görüntüleme deneyleri ile desteklenmiştir.



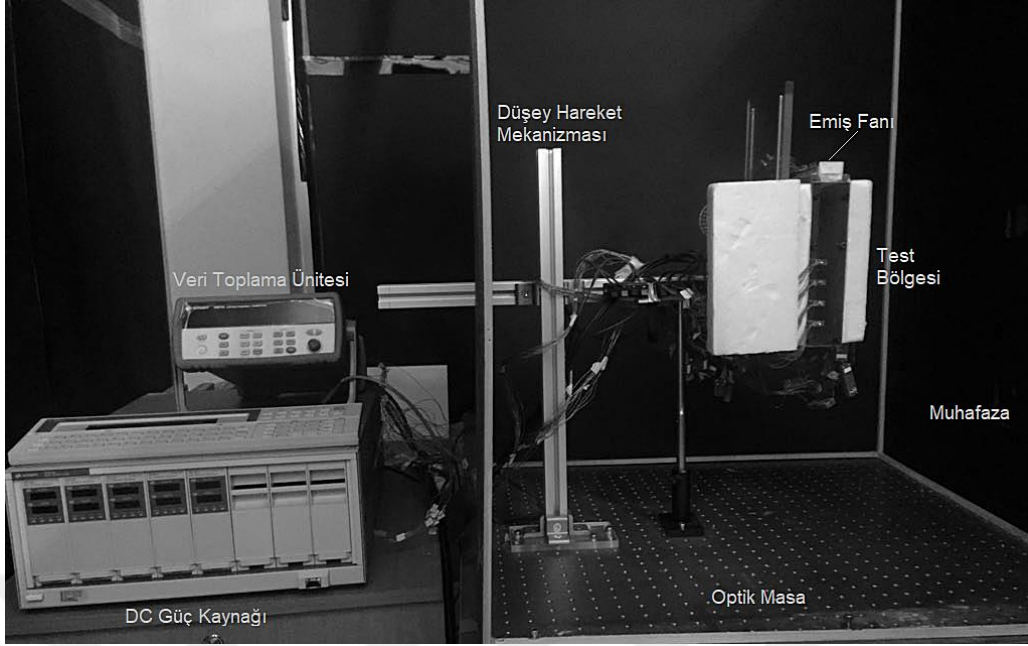
3. GEREÇ VE YÖNTEM

Bu çalışmada, ayrık ısı kaynaklarıyla ısıtılan düşey bir kanal içerisindeki taşınımın ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Isı kaynakları kanal cidarına gömülü ya da çıkıntılı olarak monte edilmiş olup; ısı kaynakları çipleri, test bölgesi ise entegre devreyi temsil etmektedir.

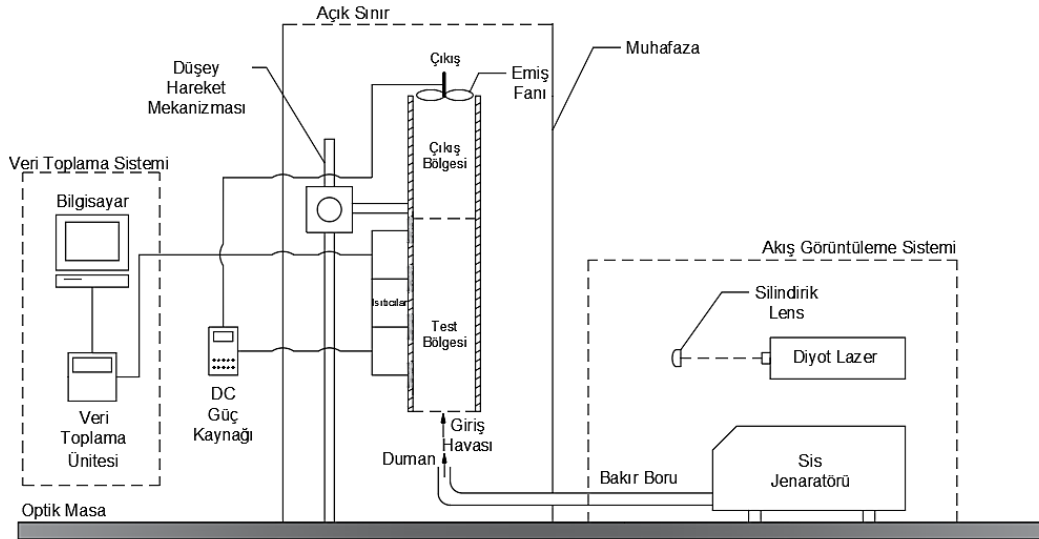
3.1. Deney Düzenegi ve Test Prosedürü (Deneysel Çalışma)

3.1.1. Deney Düzenegi ve Kullanılan Cihazlar

Deney düzeneginin fotoğrafı ve şematik gösterimi sırasıyla Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de verilmiştir. Deney düzenegi, test bölgesi, bilgisayar, veri toplama ünitesi, DC güç kaynağı, emiş fanı, optik masa ve kesintisiz güç kaynağından oluşmaktadır. Test bölgesi düşey hareket mekanizması kullanılarak optik masa üzerine yerleştirilmiş olup; test bölgesinin yatay eksen ile yaptığı eğim, dijital açıölçer yardımıyla belirlenmiştir. Optik masanın kullanım amacı, deneysel ölçümler ve akış görüntüleme çalışmaları esnasında sistemin olası titreşimlerden etkilenmesinin önlenmesidir. Deneyler, şartlandırılmış bir odada gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneginin bulunduğu ortam deneylerden önce şartlandırılmış ve ölçümler boyunca ortam sıcaklığı $24\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ’de tutulmuştur.



Şekil 3.1. Deneş düzeneğinin fotoğrafı



Şekil 3.2. Deneş düzeneğinin şematik gösterimi

Deneşler süresince termoelemanlar yardımıyla sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiş, Agilent 34972A marka veri toplama ünitesi ile her beş saniyede bir sıcaklık ölçümü alınmış ve ölçümler kaydedilmiştir. Agilent 34972A veri toplama ünitesi dışında, kanal giriş ve çıkışındaki sıcaklıkları ölçmek amacıyla Cole-Parmer Digi Sense marka dijital termometre kullanılmıştır.

Isıtıcıların beslenmesinde Agilent 66000A DC güç kaynağı kullanılmıştır. Güç kaynağı modüler yapıya sahip olup; sekiz adet DC güç modülüyle çalışabilmektedir. Bu çalışmada her biri maksimum 150 Watt gücünde olan 5 adet Agilent 66102A güç modülü kullanılmıştır. Güç kaynağı 8 mV ve 3 mA hassasiyete sahiptir. Bununla birlikte ısıtıcıların iç direnci Fluke 87v marka multimetre ile ölçülmüş, ısıtıcılara verilecek olan akım ve voltaj değerleri hesaplanmıştır.

Karma taşınım ile ısı transferinde, kanal girişinde Reynolds sayısını belirlemek amacıyla Testo 435-1 marka çok fonksiyonlu ölçüm cihazı kullanılmıştır. Hız ölçümleri, ilgili cihazla ilişkilendirilen, 10 mm çapında, 0 ile 20 m/s hız aralığında ölçüm yapabilen, ± 0.03 m/s doğruluğunda sıcak tel anemometresi ile gerçekleştirilmiştir.

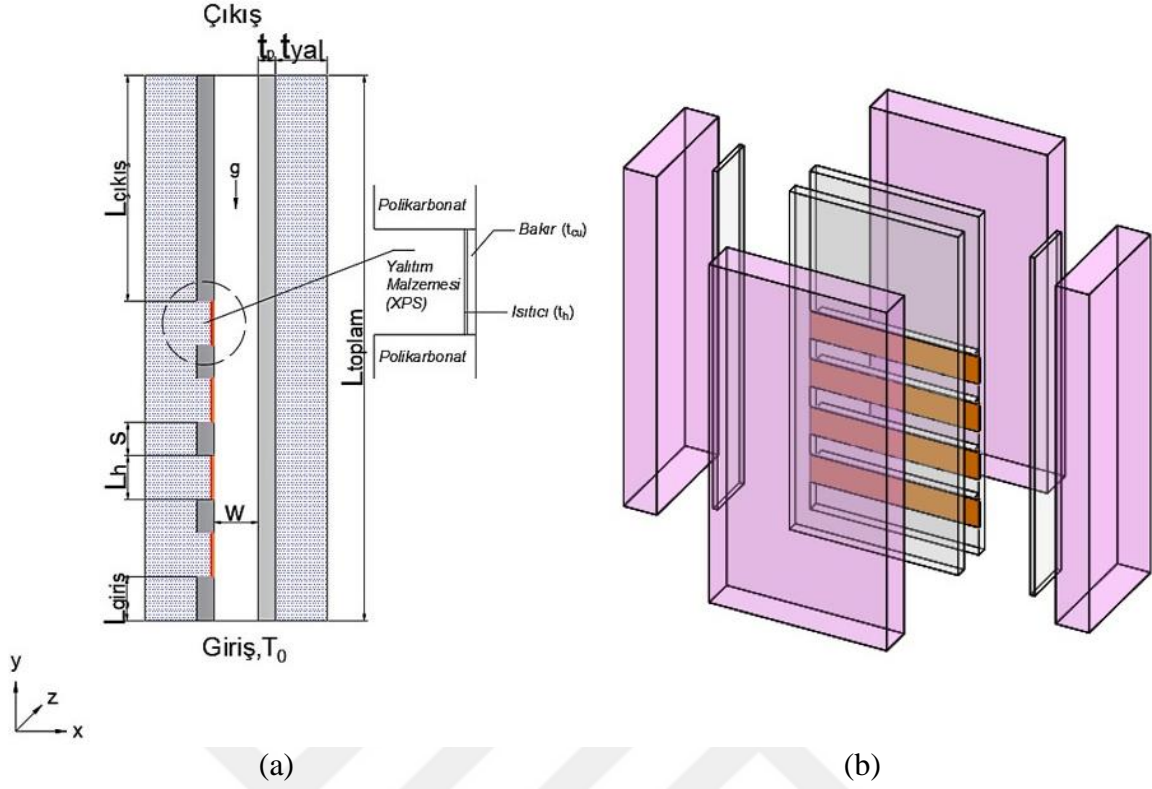
Veri toplama ünitesinden alınan sıcaklık ölçümleri cihaza ait yazılım yardımıyla Dell T7610 marka iş istasyonunda depolanmıştır. Ayrıca iş istasyonu sayısal hesaplamalarda da kullanılmıştır. Şekil 3.3'te kullanılan iş istasyonunun fotoğrafı verilmiştir.



Şekil 3.3. İş istasyonu

3.1.2. Test Bölgesi

Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi amacıyla hazırlanan test bölgesinin şematik resmi, Şekil 3.4'te verilmiştir. Deneysel çalışma yan yüzeylerinden birine ayrık ısı kaynakları monte edilen, diğer yüzeyleri iyi derecede yalıtılmış olan dikdörtgen kesitli düşey bir kanalda gerçekleştirilmiştir.

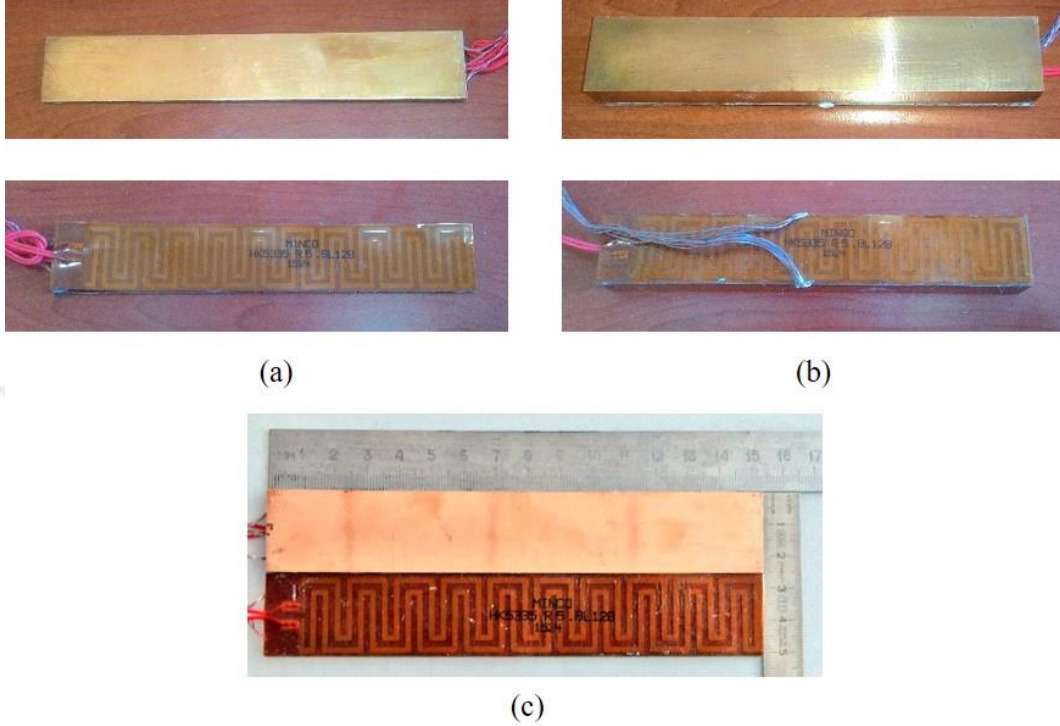


Şekil 3.4. Test bölgesinin şematik gösterimi: (a) bütünlük form, (b) ayrıık form

Test bölgesinin cidarları, 10 mm kalınlığındaki (t_p) polikarbonat levhadan talaşlı imalat tekniği kullanılarak oluşturulmuştur. Gömülü ısı kaynakları için 1.5 mm kalınlığındaki (t_{cu}) bakır levhalar, çıkıntılı ısı kaynakları için ise 14.2 mm kalınlığındaki bakır bloklar kullanılmıştır. Bakır levha ve blokların uzunlukları (L_h) ise 25.4 mm'dir. Bakır levha ve bloklar alt yüzeylerinden, 0.35 mm kalınlığındaki (t_h) kapton yalıtımlı esnek ısıtıcılar ile ısıtılmıştır. Test bölgesi ve ısıtıcıların yalıtımı 30 mm kalınlığındaki (t_{yal}) XPS yalıtım malzemesi ile sağlanmıştır. Toplam kanal uzunluğu (L_{toplam}) 314.33 mm, kanal girişindeki ısıtılmayan bölgenin uzunluğu ($L_{giriş}$) 25.4 mm, kanal çıkışındaki ısıtılmayan bölgenin uzunluğu ($L_{çıkış}$) 130.18 mm ve ısı kaynakları arasındaki mesafe (s) 19.05 mm'dir. Kanal genişliği (W) 25.4 mm, kanal derinliği ise (D) 152.4 mm'dir. Verilen ölçülerle birlikte kanal derinliğinin kanal genişliğine oranı ($AR=D/W$), 6 değerini almaktadır. Ayrıca, kanalın hidrolik çapı (D_h) ise 43.54 mm olarak hesaplanmıştır.

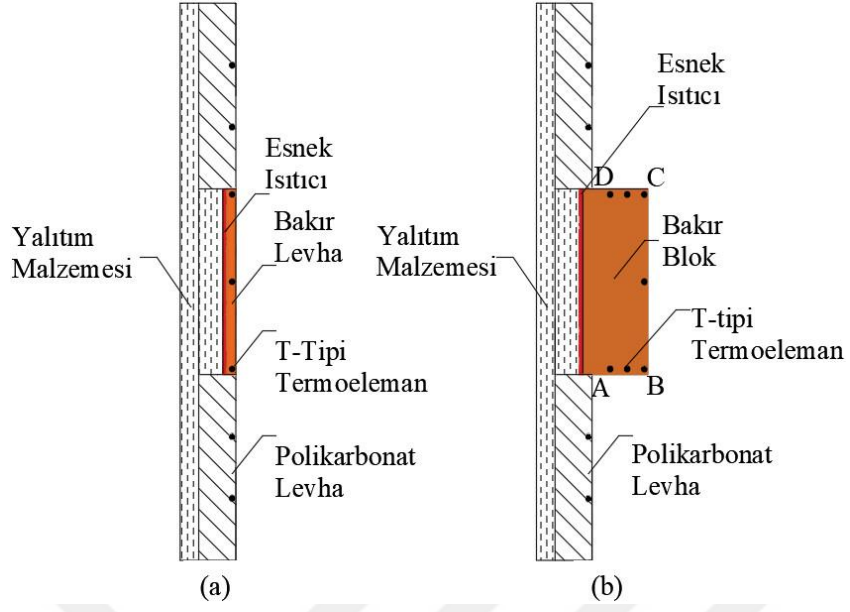
Şekil 3.4'te görüldüğü gibi, test bölgesi 4 adet ayrıık ısı kaynağı ile ısıtılmaktadır. Isı kaynakları Minco marka kapton yalıtımlı esnek ısıtıcılar ve bakır malzemedir. Isıtıcıların uzunluk ve derinlikleri ile bakır malzemelerin uzunluk ve derinlikleri birbirlerine eşit ve sırasıyla 25.4 mm ve 152.4 mm'dir. Ayrıca, akış bölgesine bakan bakır yüzeyler

yüzey parlatici kimyasal ile iyi derecede parlatılmıştır. Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynaklarının fotoğrafları Şekil 3.5'te verilmiştir.

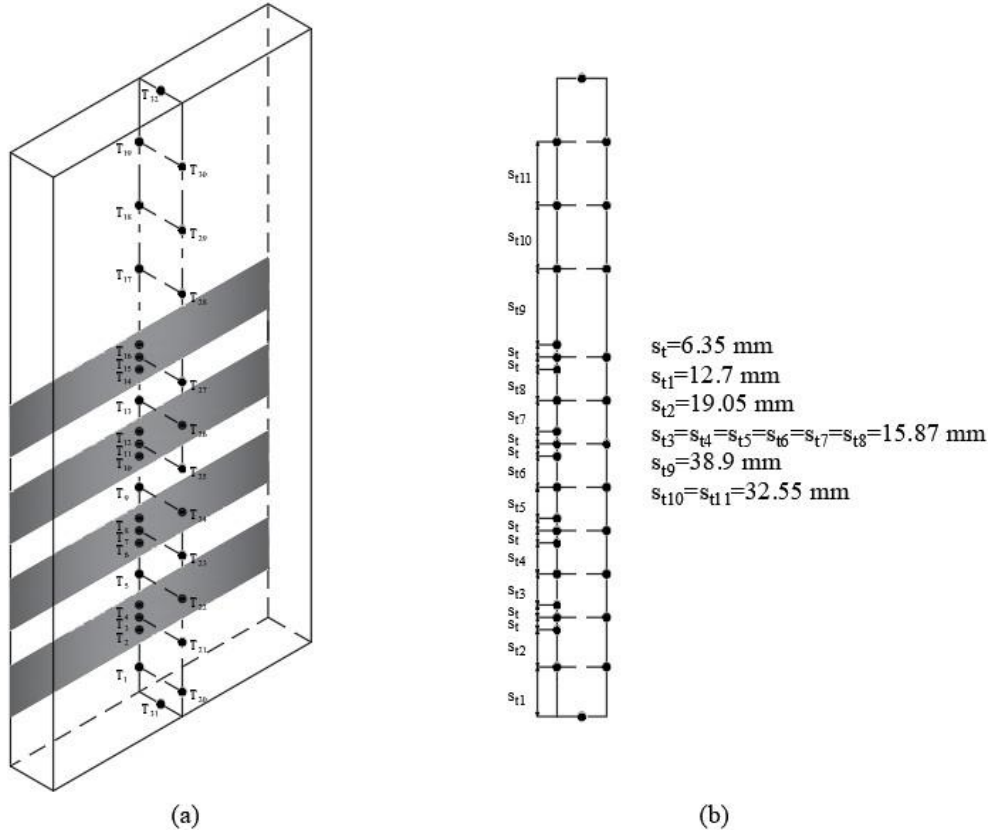


Şekil 3.5. Isı kaynaklarının ön ve arka yüzeyleri: (a) Gömülü durum, (b) Çıkıntılı durum, (c) ısı kaynaklarının ölçüleri

Bakır levhaların cidara gömülü olarak monte edilebilmesi amacıyla, polikarbonat levha üzerinde bakır levha ve esnek ısıtıcının toplam kalınlığı kadar (1.85 mm) kanallar açılmıştır. Açılan kanallara ısı kaynakları yerleştirilmiş, ısı kayıplarını azaltmak için ısıtıcılar arka yüzeylerinden yalıtılmıştır. Isı kaynaklarının yüzeylerinin 1 mm altından, 0.4 mm çapında bakır-konstantan (T tipi) termoelemanlar ile sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçümler gömülü ısı kaynaklarında 3 noktadan, çıkıntılı kaynaklarda ise 7 noktadan alınmıştır. Termoelemanlar z-ekseninde kanal derinliğinin yarısı ($D/2=76.2$ mm) olacak şekilde aynı düzlem üzerine yerleştirilmiştir. Kanal cidarlarını oluşturan polikarbonat levha yüzeylerinin 1 mm altından sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiş, ısı kaynaklarının bulunduğu yüzeyde yedi noktadan, ısıtılmayan karşı yüzeyde ise on bir noktadan ölçümler alınmıştır. Ayrıca kanal girişi ve kanal çıkışına yerleştirilen birer termoeleman ile akışkanın kanala giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de ısı kaynakları ve termoelemanların cidar üzerindeki yerleşimi ve konumları detaylı olarak verilmiştir.



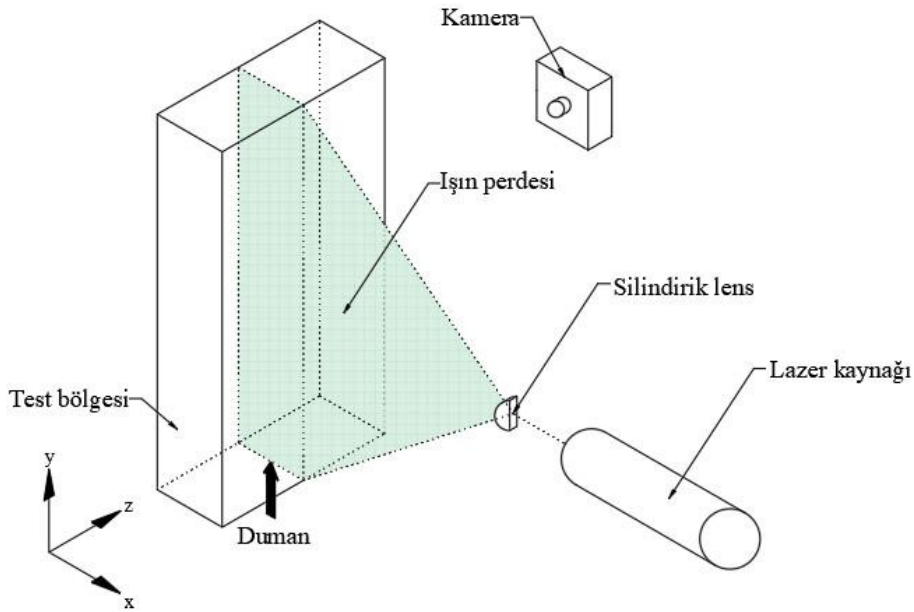
Şekil 3.6. Gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları ve termoelemanların cidar üzerindeki yerleşimi



Şekil 3.7. Termoelemanların düşey düzlem üzerindeki pozisyonları ve aralarındaki mesafeler

3.1.3. Akış Görüntüleme Sistemi

Akış görüntüleme çalışmalarında duman ile akış görüntüleme tekniği kullanılarak, lazer perdesi yardımıyla oluşturulan düzlem üzerinde akım çizgileri görüntülenmiştir. Akış görüntüleme ünitesi; Safex F2010 sis jeneratörü, 50 mW gücünde diyot lazer, silindirik lens ve Canon EOS 60D dijital kameradan oluşmaktadır. Lazer kaynağından çıkan lazer ışını ilk olarak silindirik lens üzerine düşürülmekte, ışın silindirik lens vasıtasıyla perde haline getirilmekte ve görüntüleme yapılacak düzlem oluşturulmaktadır. Akış görüntüleme çalışmalarında kullanılacak olan duman, sis jeneratörü ile sağlanmaktadır. Sis jeneratöründen çıkan sıcak havanın sıcaklık ve hızının azaltılması amacıyla, duman test bölgesine gönderilmeden önce uzun bir bakır boru içerisinde geçirilmektedir. Test bölgesine gönderilen havanın sıcaklığı bakır borunun çıkışı ve test bölgesinin girişinde 2 adet bakır-konstantan termoeleman ile ölçülmüş, borudan çıkan havanın sıcaklığının dış ortam sıcaklığına yakın olduğu görülmüştür. Sis jeneratörüne ek olarak, akışı bozmaması amacıyla, özellikle doğal taşınım için gerçekleştirilen akış görüntüleme çalışmalarında sigara dumanından da faydalanılmıştır. Benzer şekilde sigara dumanı, sıcaklık ve hızının azaltılması amacıyla öncelikle bakır boru içerisinde geçirilerek test bölgesine verilmiştir. Şekil 3.8’de akış görüntüleme ünitesi gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Akış görüntüleme ünitesi

3.1.4. Deneysel Verilerin Analizi

Tez çalışması kapsamında doğal ve karma taşınım için deneyler gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, yalnız doğal taşınım için deneysel ölçümler gerçekleştirilmiş, sonrasında ise aynı ısı gücü değerleri için karma taşınım deneyleri yapılmıştır.

Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi bakır levha ve bloklar alt yüzeylerinden kapton yalıtımlı esnek ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır. Isıtıcılardan levha ve bloklara ısı geçişi deney boyunca sabit tutulmaktadır. Bununla birlikte, kanal çıkışında kullanılan emiş fanı benzer şekilde DC güç kaynağından beslenmektedir. Esnek ısıtıcılar ve emiş fanının beslemesi için gereken güç, Ohm yasasına göre hesaplanmıştır. (3.1) numaralı denklemde, Q_{toplam} toplam elektriksel gücü, R elektrik direncini, I uygulanan akımı ve V gerilim değerini göstermektedir.

$$Q_{toplam} = VI = I^2R \quad (3.1)$$

Yapılan çalışmalarda, ısı kaynaklarına uygulanan ısı gücü değerleri ve akışkanın kanala giriş hızı sırasıyla Grashof ve Reynolds sayısı cinsinden boyutsuz olarak ifade edilmiştir. Çalışmada Grashof ve Reynolds sayıları için karakteristik uzunluk olarak kanalın hidrolik çapı alınmıştır.

$$D_h = \frac{4A_k}{P_k} = \frac{4(WD)}{2(W+D)} = \frac{2WD}{(W+D)} \quad (3.2)$$

Denklem (3.2)'de D_h kanalın hidrolik çapını, A_k kanalın akışa dik kesit alanını ve P_k kanalın ıslak çevre uzunluğunu belirtmektedir.

Kanalın hidrolik çapına bağlı olarak ifade edilen Reynolds sayısı,

$$Re_{D_h} = \frac{v_0 D_h}{\nu} \quad (3.3)$$

şeklinde tanımlanır. Burada, v_0 akışkanın kanala giriş hızını ve ν akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir.

Düzeltilmiş Grashof sayısı hacimsel ısı üretimi cinsinden tanımlanabilir:

$$Gr_{Dh}^* = \frac{g\beta\dot{q}D_h^4 t_h}{k\nu^2} \quad (3.4)$$

Burada, g yerçekimi ivmesini, β havanın hacimsel genleşme katsayısını, k havanın ısı iletim katsayısını ve \dot{q} hacimsel ısı üretimini temsil etmektedir. DC güç kaynağından ısıtıcılara aktarılan toplam güç Q_{toplam} olmak üzere hacimsel ısı üretimi,

$$\dot{q} = Q_{toplam}/(A_s x t_h) \quad (3.5)$$

denklemleri ile belirlenir. Denklemlerde yer alan A_s ısıtıcı yüzey alanını ve t_h ısıtıcı kalınlığını temsil etmektedir.

(3.4) numaralı denkleme göre düzeltilmiş Grashof sayısı hesaplanırken, DC güç kaynağından ısıtıcılara verilen toplam ısı güce karşılık gelen hacimsel ısı üretimi kullanılmıştır. Tez çalışması kapsamında incelenen parametreler çok geniş bir aralıkta olduğu için her bir çalışma parametresinde ısı kaynaklarının havaya bakan yüzeylerinde elde edilen taşınım ısı akısı değerleri farklı olacaktır. Bundan dolayı, herhangi bir durum için yüzey ısı akısına bağlı olarak Grashof sayısının hesaplanması ve karşılaştırmalı çalışmalar yapılması imkânsız olmaktadır. Bu nedenle, düzeltilmiş Grashof sayısı hesabında ısıtıcılardan bakır levha ve bloklara uygulanan toplam güce bağlı olarak hesaplanan hacimsel ısı üretimi değerleri kullanılmıştır.

Karma taşınım için yapılan çalışmalar geniş bir Richardson sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Richardson sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$Ri_{Dh} = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2} \quad (3.6)$$

3.1.5. Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi, deneysel verilerin doğru bir şekilde değerlendirilmesi ve elde edilen sonuçların doğruluğunun belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Bu amaçla sistemde ölçülen büyüklüklerin belirsizlikleri ve ölçümlerde en büyük hataya sebebiyet veren değişkenin belirlenmesi amacıyla belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir (Kline ve McClintock, 1953; Holman, 2012).

Ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olarak tanımlanırsa,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.7)$$

şeklinde yazılabilir. R büyüklüğünün hata oranı w_R ve her bir bağımsız değişkenin hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ olarak tanımlanırsa,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.8)$$

denklemleri kullanılarak belirsizlik analizi gerçekleştirilir.

Gerilim, akım ve sıcaklık ölçümlerindeki belirsizlikler cihaz üreticilerinin verilerinden elde edilmiştir. DC güç kaynağı için gerilim ve akım değerlerinin belirsizlikleri sırasıyla 0.008V ve 0.003A'dır. T-tipi termoelemanlar için üretici tarafından verilen hata ise 1°C'dir. Sıcaklık ölçümlerinde, veri toplama ünitesinden (Agilent 34972A) kaynaklanan hata 1.1°C olarak üretici tarafından verilmiştir. Gerilim ve akım değerleri dikkate alındığında ısıtıcılara uygulanan ısı güç için hesaplanan maksimum belirsizlik değeri % 0.575'dir. Termoelemanlar için verilen hata değeri ve veri toplama ünitesinden kaynaklanan hata dikkate alındığında sıcaklık ölçümleri için belirlenen toplam belirsizlik % 1.4 olarak verilmiştir. Sıcak tel anemometresi için verilen hata ise ± 0.03 m/s olarak verilmiştir.

3.2. Sayısal Çalışmalar

Bu bölümde, deneysel çalışmalarla eş zamanlı olarak yürütülen sayısal çalışmalar için akış alanının modelleme esasları, kullanılan denklem, sınır koşulları ve ağ yapıları detaylı olarak sunulmuştur. Tez kapsamında sayısal analizler için ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent (v.15) programı kullanılmıştır. İncelenen problem deneysel koşullara uygun olarak tüm bileşenler ve sınır şartlarıyla modellenmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

3.2.1. Matematiksel Model

Tez kapsamında yan yüzeylerinden birinde bir dizi ayırık ısı kaynağı bulunan dikdörtgen kesitli kanalda taşınım ile ısı transferi modellenmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Akışkan Newtonumsu, sıkıştırılmaz; akış ise üç boyutlu ve sürekli rejimdedir. Havanın, yoğunluk dışındaki termofiziksel özellikleri sabit kabul edilmiştir. Yoğunluğun sıcaklıkla değişimini modellemek için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Problem modellenirken, gerçek durumun benzeşimini daha iyi yapabilmek için ısı kaynakları, kanal cidarları ve yalıtım malzemesi içerisindeki iletimle ısı transferi ile yüzeyler arasındaki taşınım ile ısı transferi hesaba katılmıştır. Çalışma gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için laminar ve türbülanslı akış rejimlerinde gerçekleştirilmiştir.

3.2.1.1. Laminer Akış Şartları İçin Temel Denklemler

Üç boyutlu, sıkıştırılmaz ve laminar akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho T u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3.11)$$

Burada, u_i x_i doğrultusundaki hız bileşenini, ρ akışkanın yoğunluğunu, μ akışkanın dinamik viskozitesini, g yerçekimi ivmesini, p basıncı ve T sıcaklığı belirtmektedir.

Katı bölgede enerjinin korunumu denklemi, ısıtıcıların hacimsel ısı üretimini de içerecek şekilde aşağıda verilmiştir.

$$k_s \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + S = 0 \quad (3.12)$$

Burada, k_s katı malzemelerin ısı iletim katsayılarını ve S ısıtıcılar içerisindeki hacimsel ısı üretimini temsil eden kaynak terimidir.

3.2.1.2. Türbülanslı Akış Şartları İçin Temel Denklemler

Bu çalışmada, türbülanslı akış koşullarında akış ve ısı transferinin modellenmesi amacıyla *realizable k- ϵ* türbülans modeli kullanılmıştır. *Realizable k- ϵ* türbülans modelinin, dönme, girdap ve ayrılma meydana gelen akışlarda daha doğru sonuçlar verdiği belirtilmiştir (ANSYS Inc., 2013). Türbülanslı akış için Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) + \rho g_i \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (3.15)$$

Burada, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ Reynolds gerilmelerini temsil etmektedir. Reynolds gerilmeleri ve ortalama hız gradyanları Boussinesq hipotezine bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.16)$$

Burada, μ_t türbülans viskozitesini ve δ_{ij} kronekar delta terimini belirtmektedir. E toplam enerjiyi, k_{eff} efektif ısı iletkenliği, S_h ise kaynak terimi belirtmektedir.

Türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.17)$$

şeklinde hesaplanır. Burada, k türbülans kinetik enerjisini ve ϵ türbülans kinetik enerjisi yayılım oranını göstermektedir.

Efektif ısı iletkenlik,

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (3.18)$$

şeklinde hesaplanır. Burada, k ısı iletkenliği ve Pr_t türbülans Prandtl sayısını belirtmekte olup; değeri 0.85 olarak alınmıştır.

Realizable k-ε modelinde k ve ϵ için tanımlanmış olan transport denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \quad (3.20)$$

Burada, G_k ortalama hız gradyanlarına bağlı olan türbülans kinetik enerjisi üretimini, G_b kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini, σ_k ve σ_ϵ ise sırasıyla k ve ϵ için türbülans Prandtl sayılarını belirtmektedir.

Realizable k-ε türbülans modelinde kullanılan denklem katsayıları aşağıda verilmiştir.

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.2 \quad (3.21)$$

3.2.1.3. Işınım İle Isı Transferi

Sayısal çalışmada, deneysel koşulların tam anlamıyla modellenmesi amacıyla yüzeyler arası ışınlı ısı transferi hesaplamalara dâhil edilmiştir. Yüzeyler arası ışınlı ısı transferi hesaplanırken, yüzeyleri gri ve eş yayılı yüzeyler olarak kabul eden *surface to surface (s2s)*

ışınım modeli kullanılmıştır (ANSYS Inc., 2013). Hesaplamalarda sadece yüzeyler arasındaki ışınlama ısı transferi dikkate alınmıştır. Şekil faktörleri, ışın izleme (*ray tracing*) yöntemi kullanılarak program tarafından hesaplanmıştır. *Surface to surface* ışınlım modeline ait denklemler aşağıda verilmiştir.

Diğer yüzeylerden k yüzeyine gelen ışınlım akısı:

$$q_{gelen,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{giden,j} \quad (3.22)$$

k yüzeyinin yaptığı ışıma:

$$J_k = E_k + (1 - \varepsilon_k) \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (3.23)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada, E_k k yüzeyinin ışınlım yayma gücünü ve F_{kj} k ve j yüzeyleri arasındaki şekil faktörünü belirtmektedir. Yüzeyler arası ışınlama ısı transferi hesaplanırken, bakır yüzeylerin ve kanal cidarlarının ışınlım yayma katsayısı (ε) sırasıyla 0.05 ve 0.9 olarak alınmıştır.

3.2.1.4. Sınır Koşulları

Dikdörtgen kesitli kanalın giriş ve çıkışında doğal taşınım için sırasıyla basınç girişi (*pressure inlet*) ve basınç çıkışı (*pressure outlet*) sınır koşulları kullanılmıştır. Karma taşınım için ise sırasıyla hız girişi (*velocity inlet*) ve basınç çıkışı (*pressure outlet*) sınır koşulları kullanılmıştır. Doğal taşınımında, kanal giriş ve çıkışında havanın basıncı durgun havanın hidrostatik basıncına eşittir. Kanal girişindeki havanın sıcaklığı ise ortam havasının sıcaklığına eşit alınmıştır ($T_0=24^\circ\text{C}$). Karma taşınım için gerçekleştirilen çalışmalarda, deneysel çalışmada kanal girişinde yapılan hız ölçümlerine dayanarak, kanal girişinde havanın hızı sabit alınmıştır.

Kanal girişinde:

Doğal taşınım için:

$$p = p_0, \quad T = T_0 \quad (3.24)$$

Karma taşınım için:

$$v = v_0, \quad T = T_0 \quad (3.25)$$

Kanal çıkışında:

$$p = p_0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (3.26)$$

Kanal cidarı-hava ve ısı kaynağı-hava ara yüzeylerinde kaymama sınır koşulu kullanılmıştır. Bununla birlikte, cidar-hava ve ısı kaynağı-hava ara yüzeyleri ile katı malzemelerin temas yüzeylerinde ısı transferinin sürekli olduğu kabul edilmiştir (*coupled* sınır koşulu).

Kanal cidarı-ısı kaynağı ile hava ara yüzeylerinde:

$$u = v = w = 0, \quad -k_s \frac{\partial T}{\partial n} = -k_f \frac{\partial T}{\partial n} + q_{ışn,net} \quad (3.27)$$

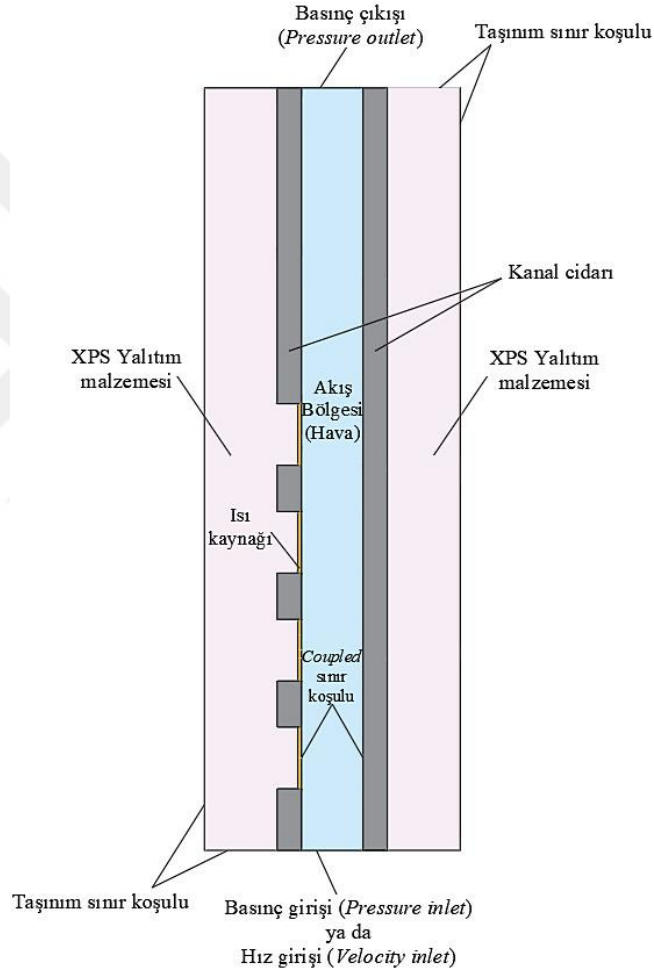
Farklı katı malzemelerin ara yüzeylerinde (bakır-polikarbonat vs.):

$$-k_{s1} \frac{\partial T}{\partial n} = -k_{s2} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (3.28)$$

Yukarıdaki denklemlerde s ve f alt indisleri sırasıyla katı ve akışkanı, 1 ve 2 alt indisleri ise farklı katı bölgeleri (kanal cidarı, yalıtım malzemesi, ısı kaynakları) temsil etmektedir. $q_{ışn,net}$ ise yüzeyden gerçekleşen ışınlama ile net ısı transferini belirtmekte olup; yüzeyden giden ve yüzeye gelen ışınlama akılarının farkı olarak tanımlanır.

Kanal cidarlarını çevreleyen yalıtım malzemesinin dış yüzeylerinde taşınım sınır koşulu kullanılmıştır. Bu yüzeylerde havanın sıcaklığı ortam havasının sıcaklığına eşit ($T_0=24^\circ\text{C}$) olup; ısı taşınım katsayısı $h=5 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak tanımlanmıştır. Sayısal hesaplamalar için oluşturulan model ve kullanılan sınır koşulları Şekil 3.9’da görülmektedir.

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_s - T_0) \quad (3.29)$$



Şekil 3.9. Sayısal hesaplamalar için oluşturulan model ve kullanılan sınır koşulları

3.2.1.5. Verilerin İşlenmesi

Ayrık ısı kaynaklarından havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferini elde etmek için ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Farklı

çalışma durumlarında ısı kaynaklarının birbirlerine göre etkinliklerini belirlemek amacıyla Nusselt sayısı oranları hesaplanmış ve son olarak sistemin soğutma performansını değerlendirmek için sistemin global iletkenlik değerleri kullanılmıştır.

Isı kaynaklarının yüzeylerinde enerji dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$Q_{taş} = Q_{top} - Q_{ilet} - Q_{ışn} \quad (3.30)$$

Burada, Q_{top} , güç kaynağından ısıtıcılara verilen toplam ısı gücü; $Q_{taş}$, ısı kaynaklarının havayla temas eden yüzeylerinden taşınım ile ısı transfer miktarını; Q_{ilet} , ısı kaynaklarından kanal cidarı ve yalıtım malzemesine iletimle ısı kaybını ve $Q_{ışn}$, ısı kaynaklarının havayla temas eden yüzeylerinden diğer yüzeylere ışınlama ile ısı kaybını temsil etmektedir.

Enerji dengesi ifadesinden yola çıkarak ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel ısı taşınım katsayısı, Newton'un soğuma kanunu kullanılarak

$$h = \frac{Q_{top} - Q_{ilet} - Q_{ışn}}{A_s(T - T_0)} \quad (3.31)$$

denklemleriyle hesaplanır. Burada, A_s ısı kaynaklarının yüzey alanını temsil eder.

Böylece, ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel ve ortalama Nusselt sayıları aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.32)$$

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort}D_h}{k} \quad (3.33)$$

Çıkıntılı ısı kaynakları için ısı kaynağının genel ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Nu_{ort,genel} = \frac{Nu_{ort,AB}A_{s,AB} + Nu_{ort,BC}A_{s,BC} + Nu_{ort,CD}A_{s,CD}}{A_{s,AB} + A_{s,BC} + A_{s,CD}} \quad (3.34)$$

Farklı çalışma durumlarında ısı kaynaklarının birbirlerine göre etkinliğini belirlemek için kullanılan Nusselt sayısı oranı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Nu_r = \frac{Nu_{ort}}{Nu_{ort,1.durum}} \quad (3.35)$$

Sistemin global iletkenlik değeri ise aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$C = \frac{q'}{k(T_{maks} - T_0)} \quad (3.36)$$

Burada, $q' L_h$ uzunluğundaki ısı kaynağı yüzeyinden birim uzunluk başına gerçekleşen toplam ısı transferini [W/m] temsil etmektedir. T_{maks} , sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerini belirtmektedir. Global iletkenlik değeri, sistemin soğutma performansının bir ölçüsüdür.

3.2.1.6. Ağ Yapısı

Hesaplanan sonuçların ağ yapısından etkilenmemesi amacıyla çözümler ağ yapısından bağımsız hale getirilmiştir. Çalışılan tüm durumlar için eş dağılılı olmayan ağ yapısı kullanılmıştır. Sıcaklık ve yoğunluk gradyanlarının fazla ve önemli olduğu akış bölgesi, ısı kaynakları ve kanal cidarlarında ağ sıklığı daha fazla iken, yalıtım malzemesinin iç bölgesinde ise daha geniş ağ yapısı kullanılmıştır. x ve y doğrultularında ağ sıklığı daha fazla iken z doğrultusunda ise kullanılan ağ daha kabadır. Doğal ve karma taşınım problemlerinde farklı sıklıktaki ağ yapıları kullanılmıştır. Doğal taşınım problemi için hem laminer hem de türbülanslı akış koşullarında ağ bağımsızlık çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Farklı ağ sıklıklarında, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Yapılan ağ bağımsızlık çalışmaları sonunda, doğal taşınım problemlerinde (laminer, türbülanslı) 1736856 sayıda hücre kullanılması uygun görülmüştür (Tablo 3.1 ve Tablo 3.2). Karma taşınım probleminde ise ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının dışında, kaynakların ortalama yüzey sıcaklıkları da karşılaştırılmıştır. Karma taşınım için 2234898 sayıda hücre kullanılmasının yeterli olduğu görülmüştür.

Tablo 3.1. Laminer doğal taşınım için ağ bağımsızlık çalışmasının sonuçları

	1265616	Değişim	1736856	Değişim	2235024	Değişim	2736264
	Hücre	%	Hücre	%	Hücre	%	Hücre
$Nu_{ort,1}$	17.189	4.65	16.425	0.74	16.305	0.23	16.268
$Nu_{ort,2}$	13.833	4.33	13.258	0.68	13.169	0.21	13.141
$Nu_{ort,3}$	12.353	4.21	11.854	0.66	11.776	0.20	11.753
$Nu_{ort,4}$	11.216	4.15	10.769	0.64	10.701	0.20	10.680

Tablo 3.2. Türbülanslı doğal taşınım için ağ bağımsızlık çalışmasının sonuçları

	1265616	Değişim	1736856	Değişim	2235024	Değişim	2736264
	Hücre	%	Hücre	%	Hücre	%	Hücre
$Nu_{ort,1}$	17.055	2.60	16.623	0.97	16.785	0.73	16.663
$Nu_{ort,2}$	13.443	7.64	12.489	0.85	12.596	0.84	12.490
$Nu_{ort,3}$	11.278	6.05	10.635	0.96	10.739	0.95	10.637
$Nu_{ort,4}$	10.028	5.41	9.513	0.82	9.592	0.82	9.514

Tablo 3.3. Türbülanslı karma taşınım için ağ bağımsızlık çalışmasının sonuçları

	1736856	Değişim	1950980	Değişim	2234898	Değişim	2770813
	Hücre	%	Hücre	%	Hücre	%	Hücre
$T_{ort,1}$ [°C]	36.111	6.95	33.763	1.05	33.413	1.19	33.020
$T_{ort,2}$ [°C]	37.479	1.11	34.867	0.64	34.647	1.54	34.121
$T_{ort,3}$ [°C]	39.236	6.22	36.937	1.37	36.437	1.66	35.843
$T_{ort,4}$ [°C]	39.781	6.82	37.239	0.60	37.018	1.01	36.649
$Nu_{ort,1}$	48.340	19.43	59.997	4.12	62.575	4.90	65.799
$Nu_{ort,2}$	44.649	19.40	55.395	2.68	56.919	2.85	58.589
$Nu_{ort,3}$	38.845	15.88	46.180	3.56	47.886	3.76	49.757
$Nu_{ort,4}$	35.785	16.29	42.747	2.05	43.644	2.81	44.906

3.3. Optimizasyon Çalışmaları

Tez çalışması kapsamında, sistemin soğutma performansını azami seviyeye çıkarmak ve sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklığı asgari seviyeye çekmek amacıyla, optimum kaynak parametrelerini belirlemek için *constructal theory* (Bejan ve Lorente, 2008) yöntemi kullanılmıştır. Bu doğrultuda, farklı koşullarda sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklıklar ve sistemin global iletkenlik değerleri karşılaştırılmıştır. Sistemin kanal boyunca azalan soğutma performansını artırmak amacıyla, kanal girişinde ısıl yoğunluğun daha fazla olmasına dikkat edilmiş ve incelenen parametreler buna bağlı olarak belirlenmiştir.

Optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilirken test bölgesinin ölçülerinde herhangi bir değişiklik yapılmamış, çalışılan tüm durumlarda sistem sınırları aynı kabul edilmiştir.

Optimizasyon çalışmalarında, doğal ve karma taşınım için optimum mesafe oranı (s_r), optimum uzunluk oranı (L_r) ve optimum ısı güç oranı (\dot{q}_r) her bir durum için ayrı ayrı belirlenmeye çalışılmıştır. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, doğal ve karma taşınım için ilk olarak optimum kaynak parametreleri belirlenmiş, sonrasında çalışmalar farklı Gr_{Dh}^* ve Re_{Dh} değerleri için tekrarlanmıştır.

Her bir çalışma koşulu için sistemin sınırları aşağıda verilmiştir:

- Çalışılan tüm durumlarda, kanal uzunluğu sabit alınmıştır.
- Çalışılan tüm durumlarda, ilk kaynağın giriş ucu ile son kaynağın çıkış ucunun konumları değişmemektedir.
- Optimum mesafe oranı belirlenirken, kaynaklar arası toplam mesafe ile kaynaklar arası ortalama mesafe çalışılan tüm durumlarda sabit alınmıştır.

$$s_1 + s_2 + s_3 = 57.15 \text{ mm} \quad (3.37)$$

$$s_{ort} = 19.05 \text{ mm} \quad (3.38)$$

- Optimum uzunluk oranı belirlenirken, ısı kaynaklarının toplam uzunluğu ile ortalama kaynak uzunluğu çalışılan tüm durumlarda sabit alınmıştır.

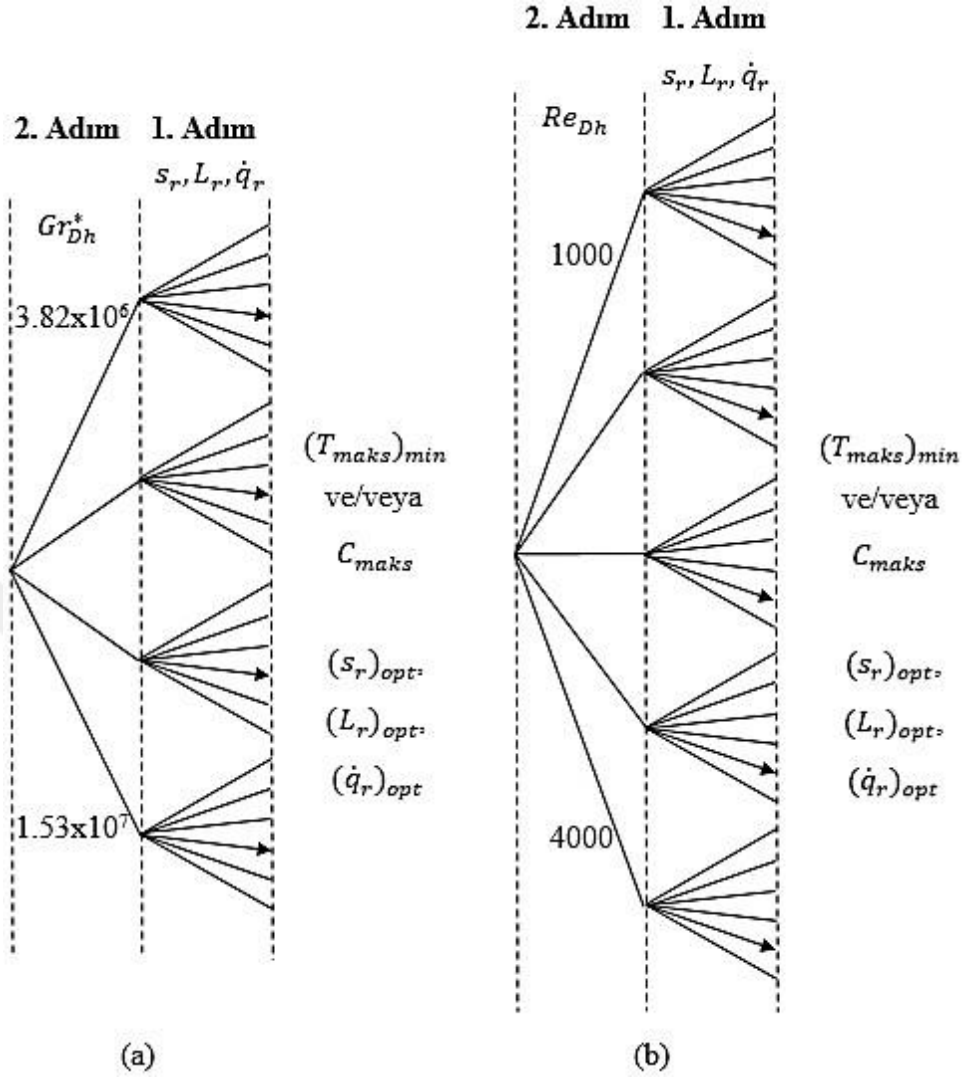
$$L_1 + L_2 + L_3 + L_4 = 101.6 \text{ mm} \quad (3.39)$$

$$L_{ort} = 25.4 \text{ mm} \quad (3.40)$$

- Optimum ısı güç oranı belirlenirken, ısı kaynaklarına uygulanan toplam ısı güç ile tüm kaynakların ortalama ısı gücü çalışılan tüm durumlarda sabit alınmıştır.

$$\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3 + \dot{q}_4 = \dot{q}_{top} \quad (3.41)$$

$$\dot{q}_{ort} = (\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3 + \dot{q}_4)/4 \quad (3.42)$$



Şekil 3.10. Optimizasyon adımları: (a) Doğal taşınım, (b) Karma taşınım

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Elde edilen deneysel ve sayısal veriler bu bölümde ayrıntılı olarak paylaşılmıştır. Her bir alt bölümde farklı bir problem ele alınmış ve elde edilen bulgular sunulmuştur. Tezin bütünlüğü açısından, elde edilen bulguların sunumu sınırlı tutulmuş, akış ve ısı transfer karakteristiklerini temsil eden ve konunun özgün değerini en iyi yansıtan bulgular üzerinde durulmuştur.

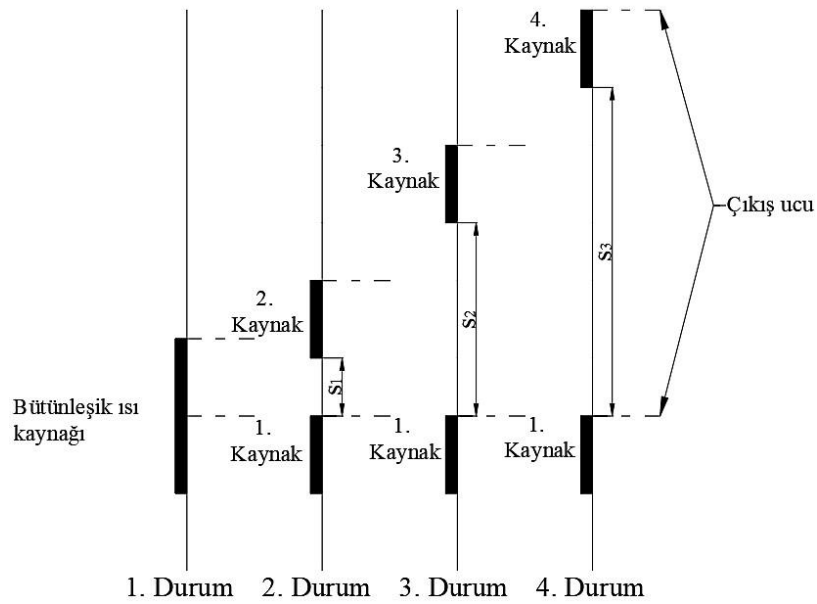
4.1. Doğal Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Konumlarının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, ayrık ısı kaynaklarının değişen konumlarına bağlı olarak kaynaklar arasındaki mesafenin ısı kaynağının yüzey sıcaklığı ve yüzeyden havaya gerçekleşen ısı transferine etkileri incelenmiştir. Çalışma gerçekleştirilirken iki farklı konfigürasyon dikkate alınmıştır. Birinci konfigürasyonda, yüzeyde bulunan dört ısı kaynağının ikisi ısıl açıdan aktif, diğer ikisi ise ısıl açıdan pasiftir (alternatif çalışma koşulu). Bu konfigürasyonda ilk ısı kaynağının konumu ve ısı kaynaklarının toplam uzunluğu sabit tutulmaktadır. İkinci konfigürasyonda ise ısı kaynaklarının dördü de ısıl açıdan aktif olup, kaynaklar arasındaki mesafe, $s_r=s_2/s_1=s_3/s_2=1, 1.5, 2, 2.5$ ve 3 oranına göre değişmektedir (tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durum). Her iki konfigürasyonda da çalışmalar gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için gerçekleştirilmiş, dört farklı çıkıntı oranının ($b/W=0.125, 0.25, 0.375$ ve 0.5) ısı transferi ve akış alanına etkileri üzerinde durulmuştur.

4.1.1. Alternatif Çalışma Koşulu

Bu bölümde, bir yüzeyinde dört ayrı gömülü ya da çıkıntılı ısı kaynağı bulunan kanalda, ısı kaynakları arasındaki mesafenin doğal taşınım ile ısı transferine etkileri incelenmiştir. Sol yan cidara monte edilen ısı kaynaklarından ikisi ısısal olarak aktif iken diğeri pasifdir. Çalışmada aktif ısı kaynaklarının toplam uzunluğu sabit tutulmuştur. Aktif ısı kaynaklarının ilki sabit konumda iken diğeri aktif kaynak ise sırayla değişmektedir. Dolayısıyla, aktif ısı kaynakları arasındaki mesafe de farklı değerler almaktadır. Şekil 4.1’de dört farklı çalışma durumu için ısı kaynaklarının cidar üzerindeki yerleşimleri görülmektedir. Birinci durumda ilk iki ısı kaynağı kanal girişinde, aralarında boşluk olmayacak şekilde yerleştirilmiş ve tek bir ısı kaynağı haline getirilmiştir. Bu çalışma koşulu sadece sayısal olarak incelenmiştir. İkinci durumda ise 1 ve 2 numaralı ısı kaynakları aktif olup ısı kaynakları arasındaki mesafe (s_1) 19.05 mm’dir. Üçüncü durumda 1 ve 3 numaralı ısı kaynakları aktif olup ısı kaynakları arasındaki mesafe (s_2) 63.5 mm’dir. Dördüncü durumda ise 1 ve 4 numaralı ısı kaynakları ısısal olarak aktiftir ve ısı kaynakları arasındaki mesafe (s_3) 107.95 mm’dir.

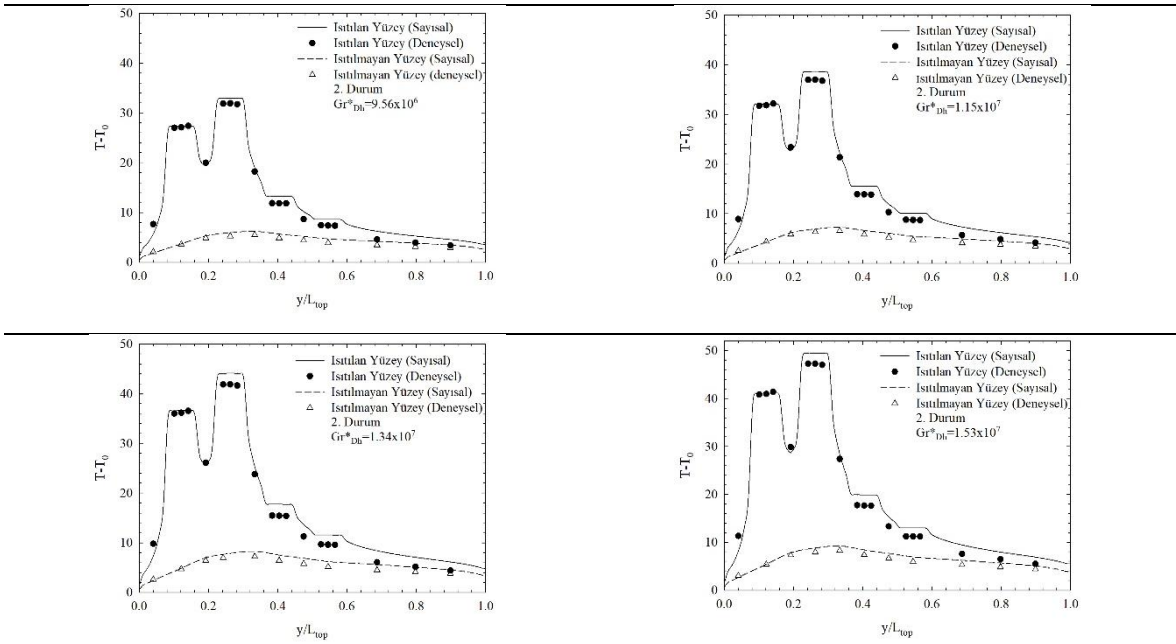
Bu bölümde deneysel çalışmalar düzeltilmiş Grashof sayısının (Gr_{Dh}^*) 9.56×10^6 , 1.15×10^7 , 1.34×10^7 ve 1.53×10^7 değerlerinde yapılmıştır. Sayısal çalışmalar ise düzeltilmiş Grashof sayısının 9.6×10^5 ile 1.53×10^7 aralığında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Isı kaynaklarının cidar üzerindeki yerleşimleri

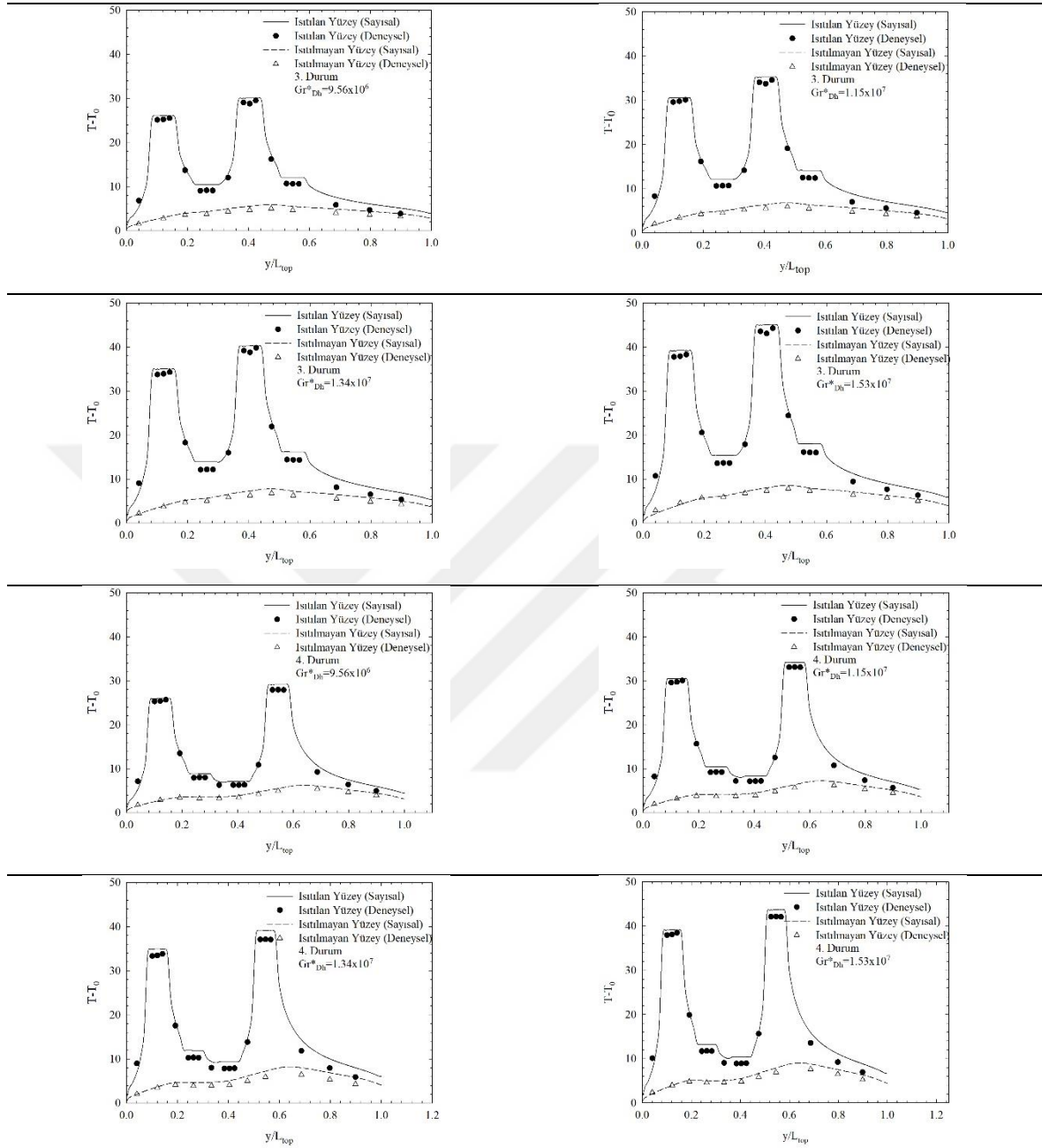
4.1.1.1. Gömülü Isı Kaynakları

Bu bölümde, alternatif çalışma koşulunda, gömülü ısı kaynakları için elde edilen veriler sunulmuştur. Şekil 4.2’de ikinci durum için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzeylerdeki sıcaklığın düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi, yüzey ve havanın kanala giriş sıcaklığı arasındaki fark cinsinden ($T-T_0$) verilmiştir. Şekil 4.2 incelendiğinde, deneysel ve sayısal olarak elde edilen yüzey sıcaklıklarının birbirleriyle gayet uyumlu olduğu görülmektedir. Deneysel ölçümler ve sayısal hesaplamalar arasındaki en yüksek sıcaklık farkı % 3.1 düzeyindedir. Bununla birlikte, kanal girişinden ısı kaynaklarına kadar sıcaklıkların arttığı, bakır malzemenin yüksek ısıl iletkenliğine bağlı olarak ısı kaynaklarının yüzeylerinde sıcaklıkların sabit kaldığı, ısıtılmayan kanal çıkışına doğru ise yüzey sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. $Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^5$ değerinde, deneysel ölçümlerde ısı kaynaklarının sıcaklıkları arasındaki fark yaklaşık olarak 4.67°C iken, artan Gr_{Dh}^* değeriyle sıcaklık farkı artmaktadır. $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları arasındaki fark yaklaşık olarak 6.13°C ’dir. Bu farkın sayısal sonuçlarda daha yüksek olduğu görülmektedir. Isıtılmayan yüzeyde, ısı kaynaklarına karşılık gelen bölgelerde, yüzeyler arası ışınım ile ısı transferine bağlı olarak yüzey sıcaklıkları artmakta olup; kanal çıkışına doğru sıcaklık değerlerinde azalma olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2. Alternatif çalışma koşulunda ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzeylerdeki sıcaklıkların düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

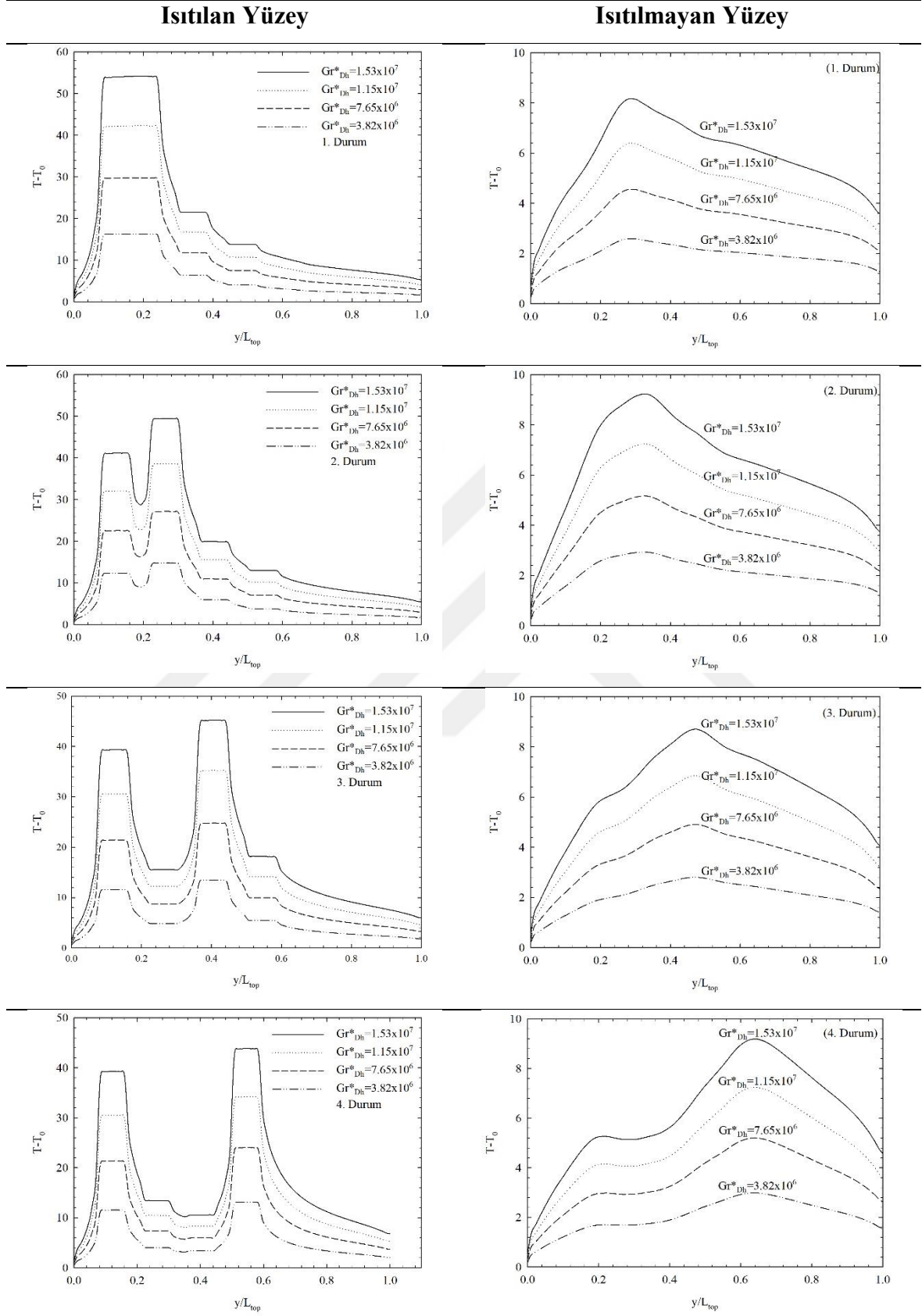
Şekil 4.2.'nin devamı



Dört farklı çalışma durumu için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzeylerde sıcaklığın Gr_{DH}^* ile değişimi Şekil 4.3'te verilmiştir. Deneysel çalışmada bakır yüzeyler kapton yalıtımlı esnek ısıtıcılarla ısıtılmasına karşın sayısal çalışmada ısıtıcıların içlerinde hacimsel ısı üretimi tanımlanmıştır. Önceki bölümlerde belirtildiği gibi Gr_{DH}^* hacimsel ısı üretiminin bir fonksiyonudur. Bundan dolayı ısıtılan ve ısıtılmayan yüzeylerin sıcaklıkları Gr_{DH}^* ile birlikte artmaktadır. Şekil 4.3'te görüldüğü gibi yüzey sıcaklığı kanal girişinden itibaren hızlıca artmakta ve ısı kaynağının yüzeyinde sabit kalmaktadır. Yüzey sıcaklıkları, ısı üretimine

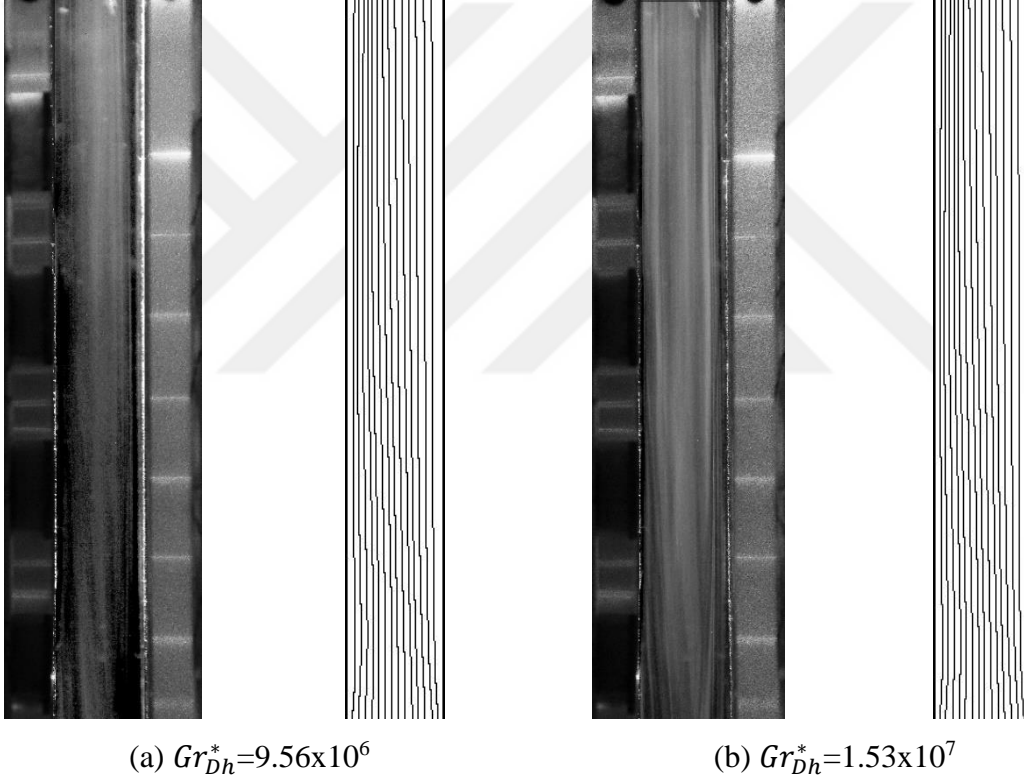
bağlı olarak ısı kaynaklarının yüzeylerinde daha fazla olup kanal çıkışına doğru azalmaktadır. Hava, kanala ortam sıcaklığında (24°C) girmekte, kanal girişinde ısı kaynağıyla temas ederek ısınmaktadır. Buna bağlı olarak, ısınan hava kaldırma kuvvetinin etkisiyle kanal içerisinde yükselmektedir. Ayrıca iki, üç ve dört numaralı durumlarda ikinci ısı kaynağının sıcaklığının ilk ısı kaynağının sıcaklığından yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum ısınan havanın sıcaklığı ile ikinci ısı kaynağının yüzey sıcaklığı arasındaki farkın azalmasına bağlı olarak taşınım ile ısı transferinin azalmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 4.3'ten net bir şekilde görüldüğü üzere, ısı kaynakları arasındaki mesafenin ısı kaynağının yüzey sıcaklığı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte özellikle iki numaralı ısı kaynağının yüzey sıcaklığı önemli miktarda azalmaktadır.

Şekil 4.3 incelendiğinde, ısıtılmayan yüzeydeki sıcaklıkların ısı kaynaklarının yüzey sıcaklığından etkilendiği açıkça görülmektedir. Isıtılmayan yüzeyde en yüksek sıcaklığın iki numaralı ısı kaynağına karşılık gelen bölgede meydana geldiği, bu noktanın ise ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışı ile kanal çıkışına doğru kaydığı görülmektedir.



Şekil 4.3. Farklı çalışma durumlarında ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

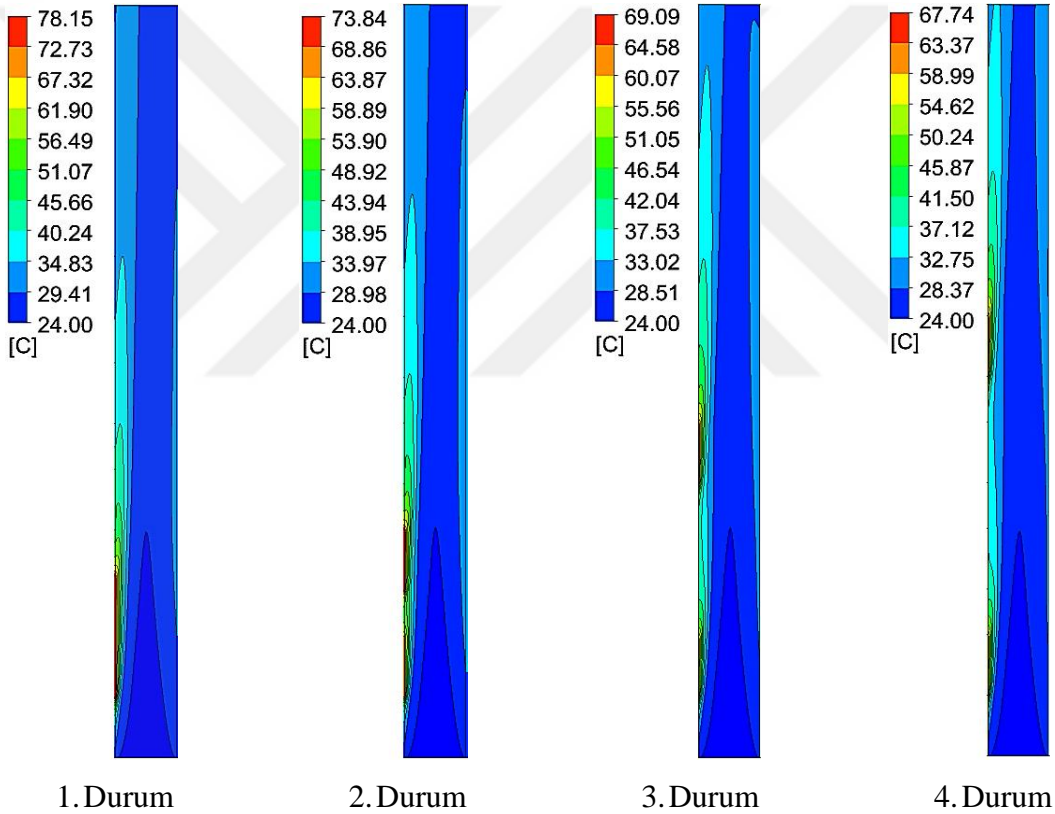
İkinci durum için kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri, Şekil 4.4'te düzeltilmiş Grashof sayısının 9.56×10^6 ve 1.53×10^7 için verilmiştir. Daha önce belirtildiği gibi, ısı kaynakları ile temas eden havanın sıcaklığı artmaktadır. Bunun sonucunda kaldırma kuvvetinin etkisi belirgin hale gelmekte ve hava kanal içerisinde yükselmektedir. Ayrıca ısıtılmayan yüzeyin sıcaklığı da yüzeyler arası ışınlımla ısı transferine bağlı olarak artmaktadır. Sonuç olarak, ışınlımla ısı transferi doğal taşınımı destekleyici bir etki yaratmakta ve akım çizgileri kanal cidarlarına paralel bir form almaktadır. Kanal içerisinde herhangi bir ikincil akış bölgesi meydana gelmediğinden, tek bir çalışma durumu için akım çizgilerinin sunulması yeterli görülmüştür.



Şekil 4.4. Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen akım çizgileri: (a) $Gr_{Dh}^* = 9.56 \times 10^6$, (b) $Gr_{Dh}^* = 1.53 \times 10^7$

$Gr_{Dh}^* = 1.53 \times 10^7$ değerinde, kanal merkezindeki ($D/2=76.2$ mm) sıcaklık alanları, Şekil 4.5'te verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi ısı sınır tabaka kanal girişine yakın bölgelerde daha ince olup; kanal boyunca ısı sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Kanal boyunca artan ısı sınır tabaka kalınlığı, ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferinin giderek azaldığını ve ilk ısı kaynağından akışkana olan ısı transferinin ikinci ısı kaynağına oranla

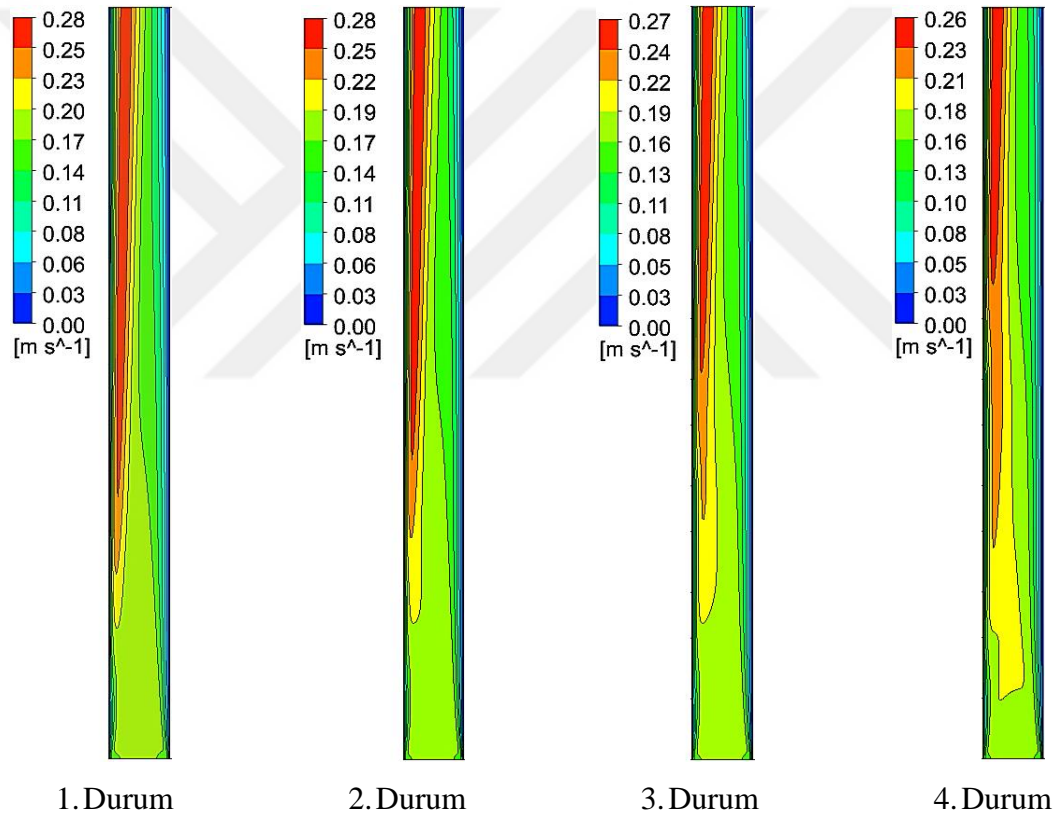
daha fazla olduğunu göstermektedir. Şekil 4.5 detaylı şekilde incelendiğinde, ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte ısıl sınır tabaka kalınlığının azaldığı görülmektedir. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte, hava ikinci ısı kaynağı ile temas etmeden önce soğumakta, bu durum ise ikinci kaynaktan havaya taşınımıyla ısı transferini artırmaktadır. Sıcaklık alanları incelendiğinde, 4. durumda sistemde elde edilen en yüksek hava sıcaklığının, 1. durumda elde edilen değerden 10.41°C daha az olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, yüzeyler arasındaki ışınlama ısı transferi sebebiyle ısıtılmayan yan yüzeye yakın bölgelerde cidardan havaya taşınımıyla ısı transferinin gerçekleştiği ve akışkan sıcaklığının bu bölgelerde arttığı görülmektedir.



Şekil 4.5. Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen sıcaklık alanları ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) akışkanın düşey hız bileşeninin değişimi, Şekil 4.6'da verilmiştir. Daha önce belirtildiği gibi, ısı kaynağıyla temas eden havanın sıcaklığı artmakta, yoğunluğu azalmakta ve hava kaldırma kuvvetinin etkisiyle kanal içerisinde yükselmektedir. Isı kaynaklarına yakın bölgelerde, artan hava sıcaklığına bağlı olarak daha yüksek hızlara ulaşılmakta ve kanal içerisinde asimetric bir hız

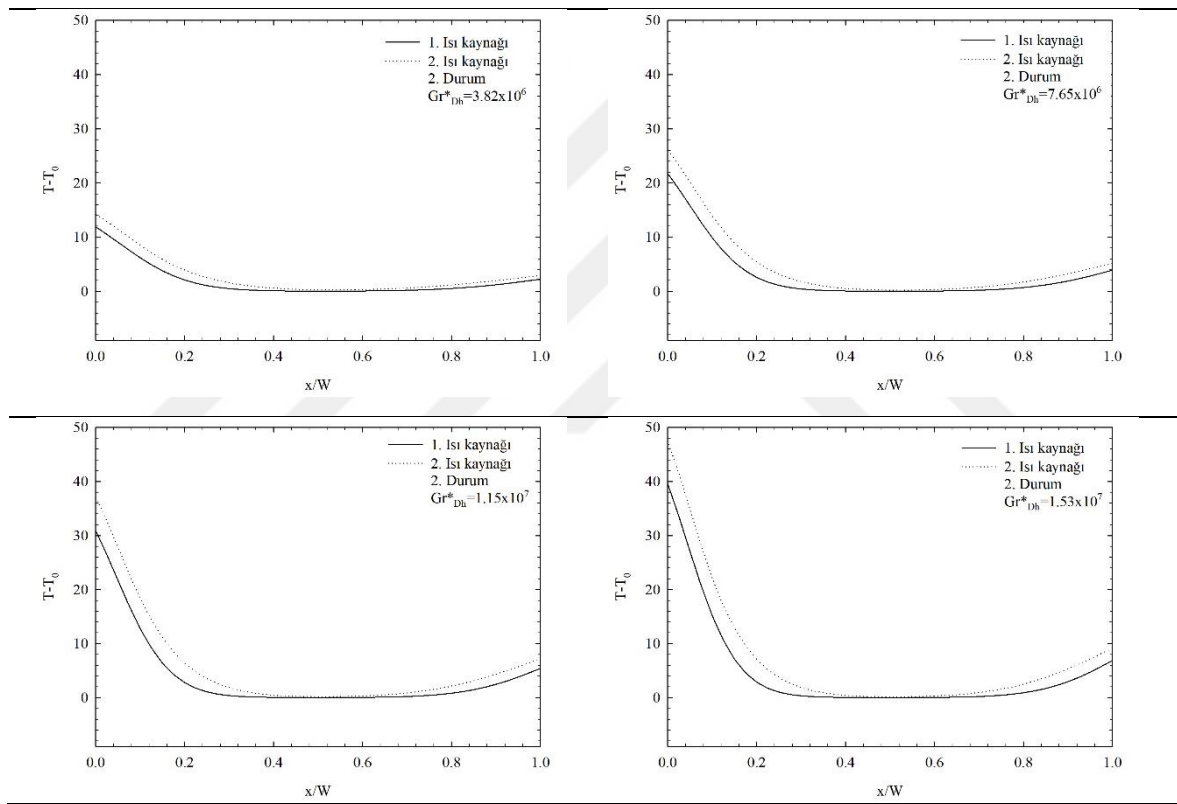
dağılımı meydana gelmektedir. En yüksek akışkan hızları iki numaralı ısı kaynağının hemen üzerinde görülmektedir. En yüksek hız değerinin görüldüğü bölge, ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte yukarı kaymakta, en yüksek hız değeri ise azalmaktadır. Şekil 4.6 dikkatli şekilde incelendiğinde yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferinin kaldırma kuvveti etkisindeki akışa olan katkısı daha iyi anlaşılmaktadır. Yüzeyler arası ışınlamanın sonucunda, ısıtılmayan yan yüzeyin sıcaklığı artmakta, bu durum sağ cidara yakın bölgelerde havanın sıcaklığını artırmaktadır. Bu bölgelerde kaldırma kuvvetinin etkisinde yukarı yönlü bir akış meydana gelmekte, kanal içerisinde herhangi bir ikincil akış bölgesi oluşmamakta ya da kanal çıkışında, kanal içerisine doğru ters akış meydana gelmemektedir.



Şekil 4.6. Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) akışkanın düşey hız bileşeninin değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

İkinci durum için, ısı kaynaklarının çıkış ucunda, akışkan sıcaklığının kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) yatay eksen boyunca değişimi farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde, Şekil 4.7'de verilmiştir. Şekil 4.7 incelendiğinde cidarlara yakın bölümler dışında kanalın büyük bölümünde havanın sıcaklığının kanala giriş sıcaklığına hemen hemen eşit olduğu görülmektedir. Hava, ısı kaynaklarına temas ederek ısınmakta olduğundan sol yüzeye yakın

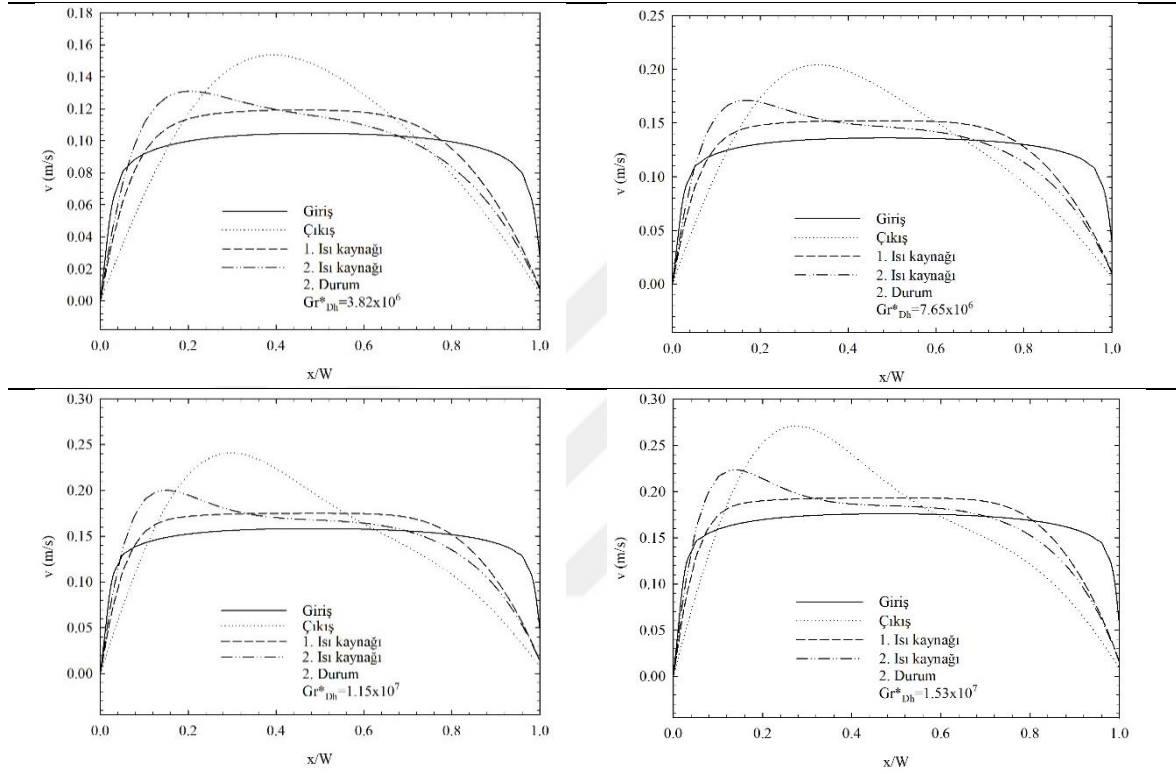
bölümlerde yüksek sıcaklıklar görülmektedir. Gr_{Dh}^* değerindeki artışla birlikte ısı kaynaklarından havaya daha fazla ısı transfer edilmekte ve havanın sıcaklığı artmaktadır. Isıl sınır tabaka ilk ısı kaynağının çıkış ucunda daha ince olup; bu durum, düzeltilmiş Grashof sayısının artışıyla birlikte daha belirgin hale gelmektedir. Isıl sınır tabakanın yapısı dikkate alındığında, ilk ısı kaynağından havaya olan taşınım ile ısı transferinin ikinci kaynağa oranla daha fazla olacağı aşikârdır. Bununla birlikte yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferine bağlı olarak, sağ yüzeyin sıcaklığı artmakta ve bu durum sağ yüzeye yakın bölümdeki havanın sıcaklığını özellikle yüksek Gr_{Dh}^* değerlerinde artırmaktadır.



Şekil 4.7. Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, 2. durum için ısı kaynaklarının çıkış ucunda hava sıcaklığının yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)

İkinci durum için kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), farklı yüksekliklerde düzeltilmiş Grashof sayısının kanal içerisindeki hız değişimine etkisi Şekil 4.8’de verilmiştir. Şekil 4.8 incelendiğinde hız profiline kanal girişinde simetrik yapıda olduğu, ilk ısı kaynağının çıkış ucunda ise artan hava sıcaklığına bağlı olarak simetrik yapının bozulmaya başladığı görülmektedir. İkinci ısı kaynağının çıkış ucunda ise asimetric hız dağılımı daha net ortaya çıkmakta ve ısı kaynağına yakın bölümde hız en yüksek değerini almaktadır. Artan Gr_{Dh}^*

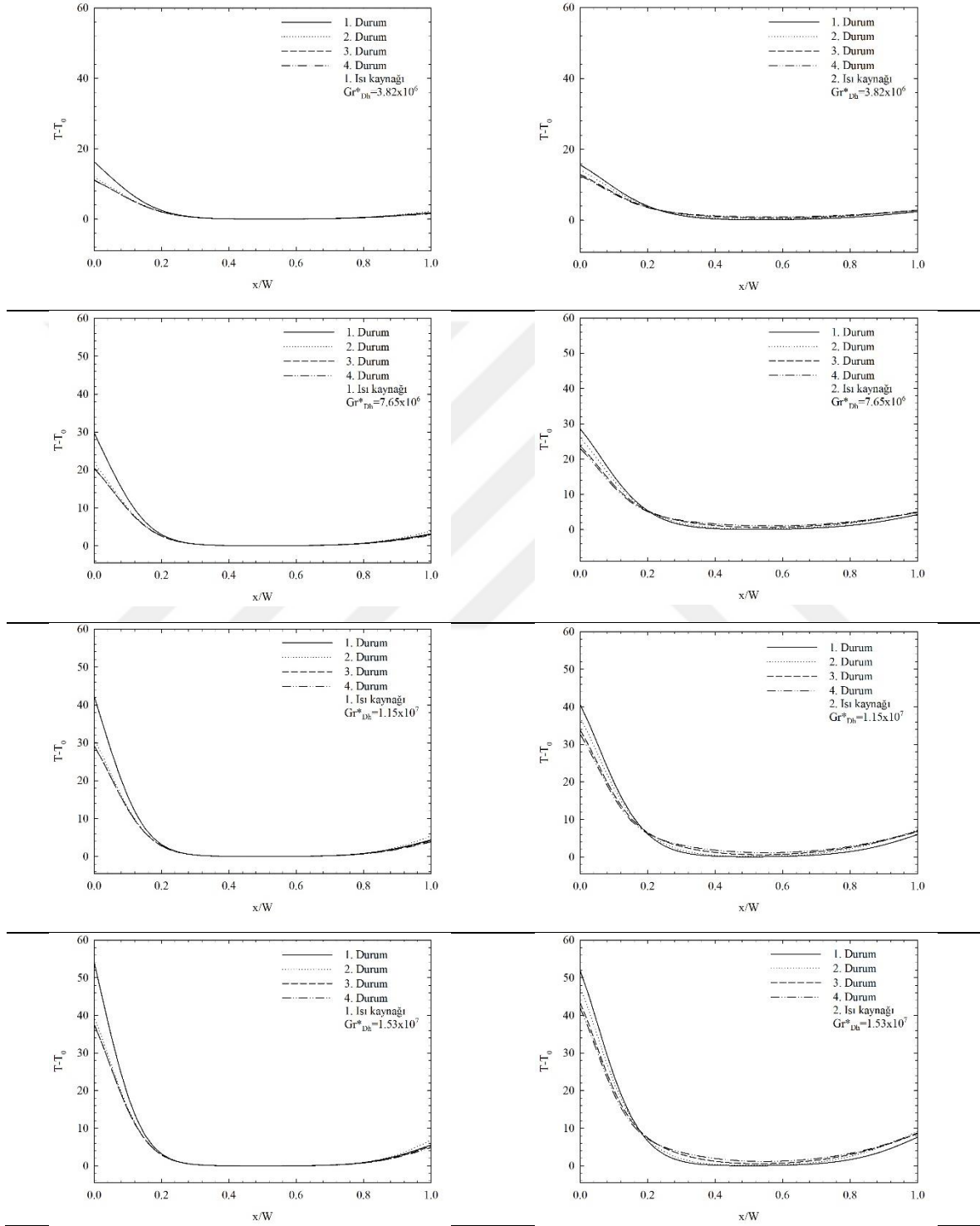
değerleriyle birlikte kaldırma kuvvetlerinin etkisi daha belirgin hale gelmekte ve havanın kanal içerisindeki hızı artmaktadır. Düzeltilmiş Grashof sayısının artışıyla birlikte asimetric hız dağılımı belirginleşmekte ve bu durum ikinci ısı kaynağının çıkış ucunda net olarak görülmektedir. Kanal çıkışında ise beklendiği gibi sol yüzeye yakın bölümde en yüksek akışkan hızına ulaşıldığı ve asimetric hız dağılımının meydana geldiği görülmektedir.



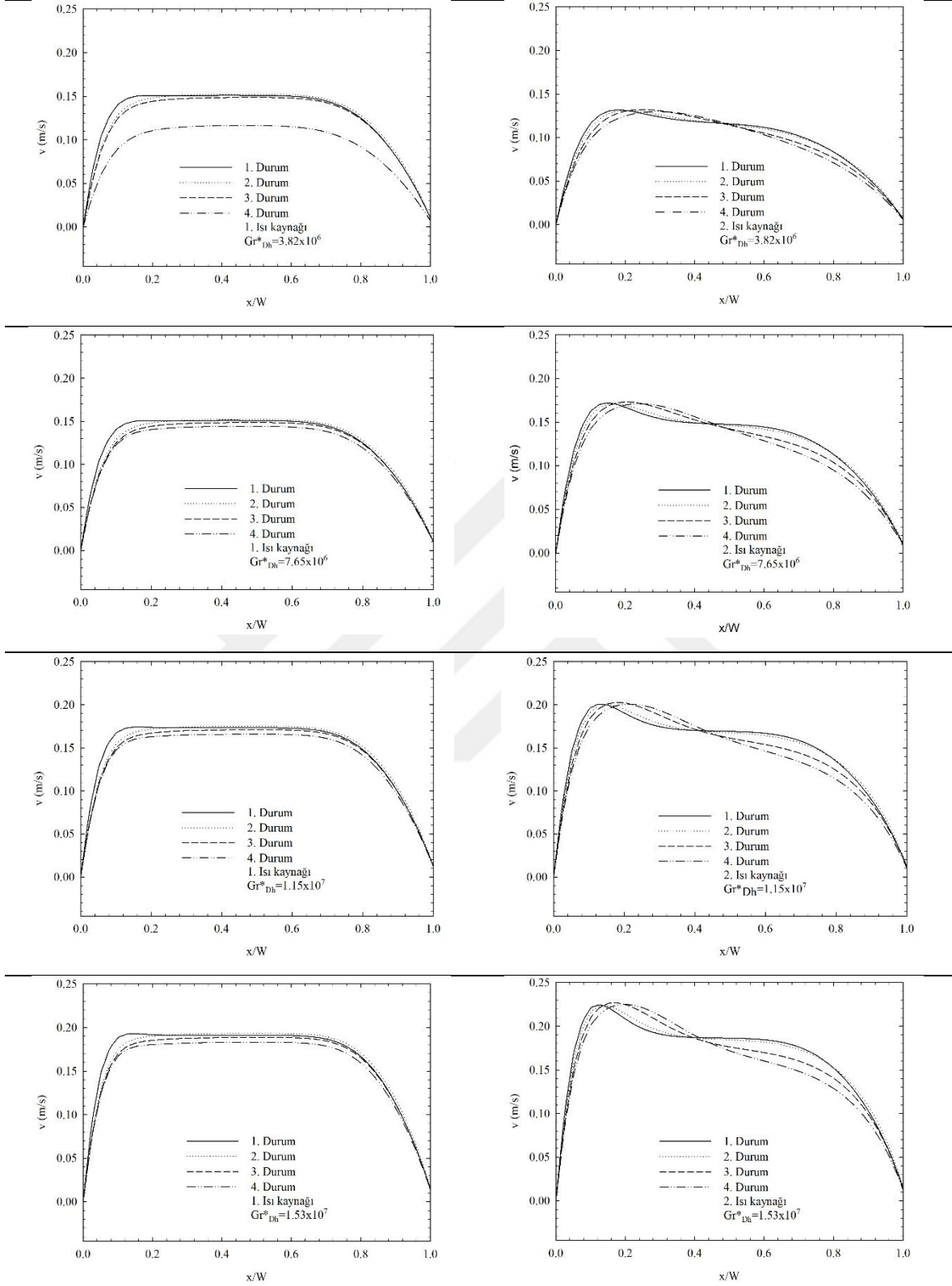
Şekil 4.8. Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, 2. durum için ısı kaynaklarının çıkış ucunda düşey hız bileşeninin yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Isı kaynaklarının çıkış ucunda, yatay eksen boyunca havanın sıcaklığı ve hızının değişimi, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da verilmiştir. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi özellikle düşük Gr_{Dh}^* değerlerinde kanal içerisindeki sıcaklığın neredeyse eş dağılı olduğu görülmektedir. İkinci ısı kaynağının çıkış ucunda sıcaklık ve hız değişimi incelendiğinde, ısı kaynakları arasındaki mesafenin akış ve ısı transferini önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Bu etki artan Gr_{Dh}^* değerleriyle belirgin hale gelmektedir. İncelenen durumlarda, birinci ısı kaynağının çıkış ucunda hız profiline neredeyse simetric olduğu ve hız değerlerinin kanal girişinde daha düşük olduğu görülmektedir. Kaldırma kuvvetinin önem kazandığı ikinci ısı

kaynağına yakın bölgelerde ise sıcaklık artışına bağlı olarak simetrik hız dağılımı kırılmakta ve sınır tabaka akışı ortaya çıkmaktadır (Şekil 4.10).

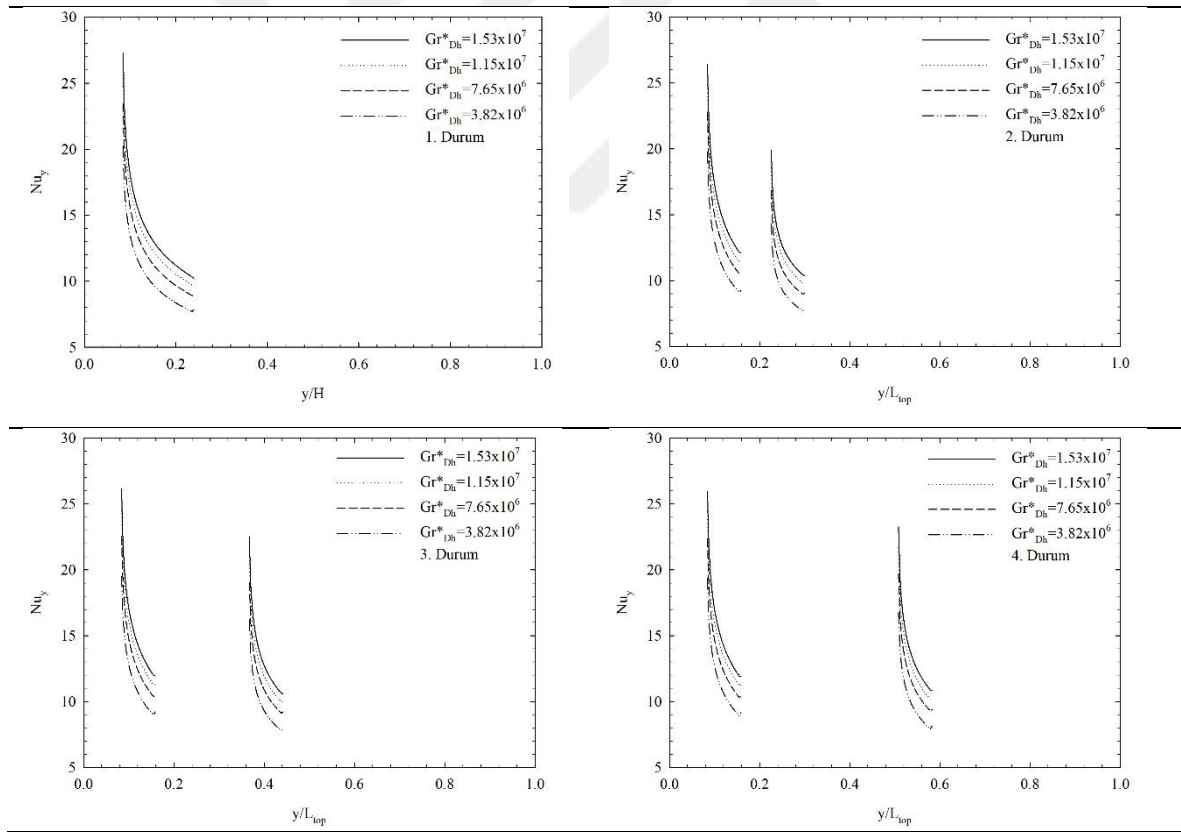


Şekil 4.9. Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının çıkış ucunda sıcaklığın yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)



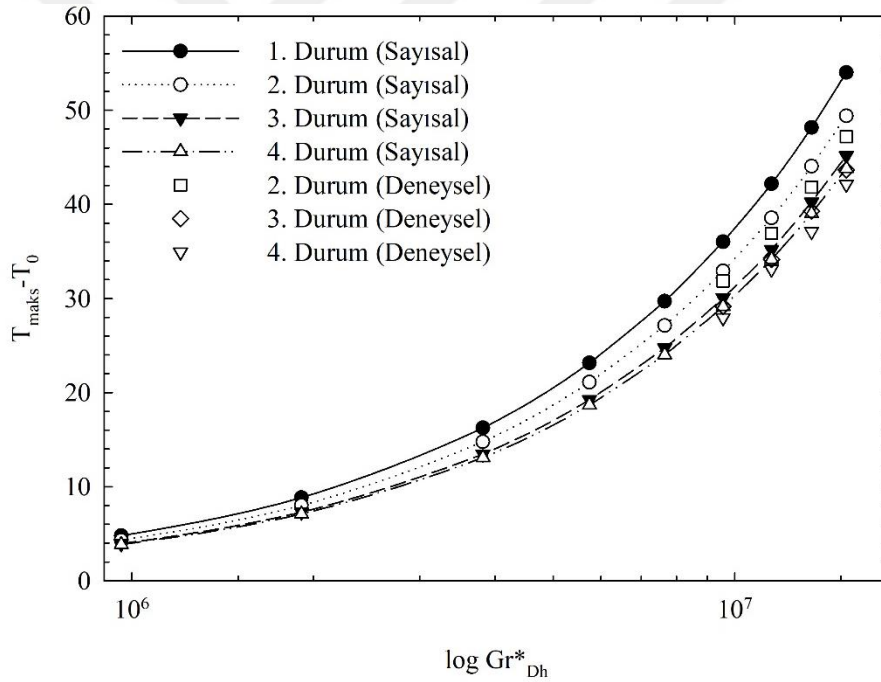
Şekil 4.10. Düzeltilmiş Grashof sayısının farklı değerlerinde, tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının çıkış ucunda düşey hız bileşeninin yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Dört farklı durumda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen yerel Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi, Şekil 4.11’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi her bir durumda ısı kaynaklarının giriş ucunda soğuk hava ve kaynağın temasından dolayı yerel Nusselt sayısı değerleri daha yüksektir. Isı kaynaklarının yüzeyi boyunca temasta olan hava ısındığından, kaynakların yüzeyi boyunca yerel Nusselt sayısı azalmakta ve kaynakların çıkış ucunda en düşük değerini almaktadır. Bu durum, düzeltilmiş Grashof sayısının artan değerleriyle daha belirgin hale gelmektedir. 1. durumda (bütünleşik ısı kaynağı), yerel Nusselt sayısı kaynağın giriş ucunda diğer durumlarda elde edilen değerlerle kıyaslandığında daha fazladır. Bu durum ısı kaynakları arasında herhangi bir boşluk olmamasından ve aşırı ısınmadan dolayı meydana gelmektedir. Bununla beraber, düzeltilmiş Grashof sayısı ve ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte ikinci kaynağın yüzeyinde yerel Nusselt sayısı değerleri artmaktadır.



Şekil 4.11. Dört farklı durumda yerel Nusselt sayısının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

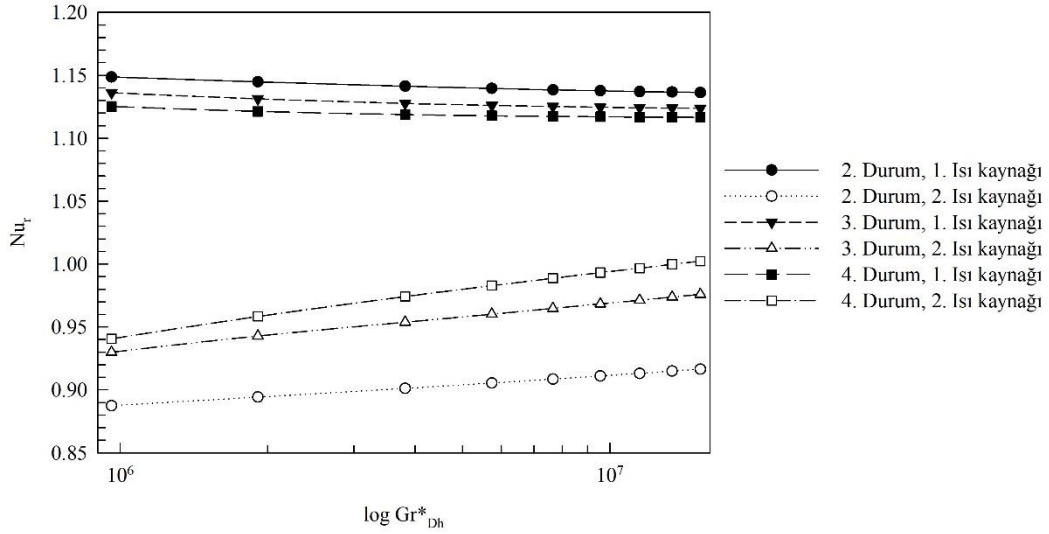
Farklı çalışma koşullarında, ısı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.12’de verilmiştir. Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklığın ısı kaynakları arasındaki mesafe ve Gr_{Dh}^* ’ın bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Isı kaynaklarının arasındaki mesafenin ulaşılan en yüksek sıcaklığa etkisini doğru şekilde analiz edebilmek için ısı kaynaklarının toplam uzunluğu sabit tutulmuştur. Şekil 4.12’den açıkça görüldüğü üzere, düşük Gr_{Dh}^* değerlerinde sıcaklık değerleri birbirlerine oldukça yakın olup uniform soğutma gerçekleştirilmektedir. Ancak, ısı kaynaklarının arasındaki mesafenin ulaşılan en yüksek sıcaklığa etkisi, Gr_{Dh}^* değerlerindeki artışla ortaya çıkmaktadır. Bütün Gr_{Dh}^* değerlerinde, en yüksek sıcaklığa 1. durumda ulaşılrken, en düşük değer ise 4. durumda elde edilmektedir. Isı kaynaklarının uzunluğu sabit tutulduğunda, artan mesafenin kaynaklardan havaya taşınımıyla gerçekleşen ısı transferini artırdığı görülmektedir.



Şekil 4.12. Isı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi

Isı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısının 1. durumda elde edilen ortalama Nusselt sayısına oranı şeklinde tanımlanan Nusselt sayısı oranının (Nu_r) Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.13’de verilmiştir. Bu oran herhangi bir durumda, ısı kaynağının 1. duruma göre etkinliğini ortaya koymaktadır. Şekil 4.13’de görüldüğü gibi, ilk ısı kaynağının

yüzeyinde elde edilen Nu_r değeri artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte azalırken ikinci ısı kaynağı için hesaplanan Nu_r değerleri Gr_{Dh}^* ile artmaktadır. Ayrıca ikinci ısı kaynağı için hesaplanan Nu_r değeri dikkate alındığında, artan mesafe ile Nu_r değerinin arttığı görülmektedir. Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 birlikte değerlendirildiğinde, artan Gr_{Dh}^* ve mesafe ile taşınım ile ısı transferinin arttığı ve daha etkin soğutmanın gerçekleştirildiği görülmektedir.



Şekil 4.13. Isı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen Nusselt sayısı oranının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

Farklı çalışma durumlarında, ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama yüzey sıcaklıklarının Gr_{Dh}^* ile değişimi Tablo 4.1'de verilmiştir. Tablo 4.1'den görüldüğü üzere, ısı kaynakları arasındaki mesafe ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sıcaklık değerlerini önemli ölçüde etkilemektedir. Isı kaynakları arasındaki mesafe arttıkça, hava ısı kaynakları arasında soğumakta ve ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları azalmakta olup; ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Bu durum artan Gr_{Dh}^* değerleriyle belirgin hale gelmektedir. Artan Gr_{Dh}^* değerlerine bağlı olarak havanın sıcaklığındaki artış kaldırma kuvvetinin akışa olan etkisinde artışa neden olmakta, akışkanın momentumundaki artışla birlikte ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferi de artmaktadır.

Tablo 4.1. Tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sıcaklık değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi

		Bütünleşik Isı Kaynağı		
1. Durum	$Gr_{Dh}^*=9.6 \times 10^5$	Nu_{ort}	7.680	
		$T_{ort}-T_0$	4.788	
	$Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$	Nu_{ort}	8.900	
		$T_{ort}-T_0$	8.835	
	$Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$	Nu_{ort}	10.302	
		$T_{ort}-T_0$	16.241	
	$Gr_{Dh}^*=5.74 \times 10^6$	Nu_{ort}	11.221	
		$T_{ort}-T_0$	23.138	
	$Gr_{Dh}^*=7.65 \times 10^6$	Nu_{ort}	11.923	
		$T_{ort}-T_0$	29.709	
	$Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^6$	Nu_{ort}	12.499	
		$T_{ort}-T_0$	36.037	
	$Gr_{Dh}^*=1.15 \times 10^7$	Nu_{ort}	12.992	
		$T_{ort}-T_0$	42.173	
	$Gr_{Dh}^*=1.34 \times 10^7$	Nu_{ort}	13.423	
		$T_{ort}-T_0$	48.149	
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	Nu_{ort}	13.810		
	$T_{ort}-T_0$	53.992		
		1. Isı Kaynağı	2. Isı Kaynağı	
2. Durum	$Gr_{Dh}^*=9.6 \times 10^5$	Nu_{ort}	8.822	6.816
		$T_{ort}-T_0$	3.612	4.316
	$Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$	Nu_{ort}	10.189	7.959
		$T_{ort}-T_0$	6.669	7.998
	$Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$	Nu_{ort}	11.758	9.284
		$T_{ort}-T_0$	12.278	14.767
	$Gr_{Dh}^*=5.74 \times 10^6$	Nu_{ort}	12.787	10.160
		$T_{ort}-T_0$	17.515	21.085
	$Gr_{Dh}^*=7.65 \times 10^6$	Nu_{ort}	13.573	10.833
		$T_{ort}-T_0$	22.515	27.110
	$Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^6$	Nu_{ort}	14.220	11.388
		$T_{ort}-T_0$	27.338	32.916
	$Gr_{Dh}^*=1.15 \times 10^7$	Nu_{ort}	14.772	11.863
		$T_{ort}-T_0$	32.022	38.548
	$Gr_{Dh}^*=1.34 \times 10^7$	Nu_{ort}	15.258	12.282
		$T_{ort}-T_0$	36.591	44.034
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	Nu_{ort}	15.693	12.656	
	$T_{ort}-T_0$	41.062	49.396	

Tablo 4.1.'in devamı

		1. Isı Kaynağı	2. Isı Kaynağı	
3. Durum	$Gr_{Dh}^*=9.6 \times 10^5$	Nu_{ort}	8.726	7.142
		$T_{ort}-T_0$	3.343	3.940
	$Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$	Nu_{ort}	10.069	8.391
		$T_{ort}-T_0$	6.226	7.291
	$Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$	Nu_{ort}	11.618	9.826
		$T_{ort}-T_0$	11.561	13.463
	$Gr_{Dh}^*=5.74 \times 10^6$	Nu_{ort}	12.636	10.774
		$T_{ort}-T_0$	16.573	19.232
	$Gr_{Dh}^*=7.65 \times 10^6$	Nu_{ort}	13.416	11.503
		$T_{ort}-T_0$	21.377	24.739
	$Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^6$	Nu_{ort}	14.057	12.103
		$T_{ort}-T_0$	26.025	30.050
	$Gr_{Dh}^*=1.15 \times 10^7$	Nu_{ort}	14.605	12.618
		$T_{ort}-T_0$	30.549	35.176
	$Gr_{Dh}^*=1.34 \times 10^7$	Nu_{ort}	15.087	13.071
		$T_{ort}-T_0$	34.97	40.233
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	Nu_{ort}	15.519	13.477	
	$T_{ort}-T_0$	39.303	45.149	
		1. Isı Kaynağı	2. Isı Kaynağı	
4. Durum	$Gr_{Dh}^*=9.6 \times 10^5$	Nu_{ort}	8.642	7.224
		$T_{ort}-T_0$	3.312	3.849
	$Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$	Nu_{ort}	9.980	8.529
		$T_{ort}-T_0$	6.184	7.098
	$Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$	Nu_{ort}	11.526	10.036
		$T_{ort}-T_0$	11.506	13.086
	$Gr_{Dh}^*=5.74 \times 10^6$	Nu_{ort}	12.543	11.028
		$T_{ort}-T_0$	16.51	18.675
	$Gr_{Dh}^*=7.65 \times 10^6$	Nu_{ort}	13.322	11.788
		$T_{ort}-T_0$	21.308	24.011
	$Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^6$	Nu_{ort}	13.962	12.414
		$T_{ort}-T_0$	25.952	29.159
	$Gr_{Dh}^*=1.15 \times 10^7$	Nu_{ort}	14.510	12.949
		$T_{ort}-T_0$	30.475	34.157
	$Gr_{Dh}^*=1.34 \times 10^7$	Nu_{ort}	14.990	13.42
		$T_{ort}-T_0$	34.896	39.030
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	Nu_{ort}	15.420	13.842	
	$T_{ort}-T_0$	39.230	43.797	

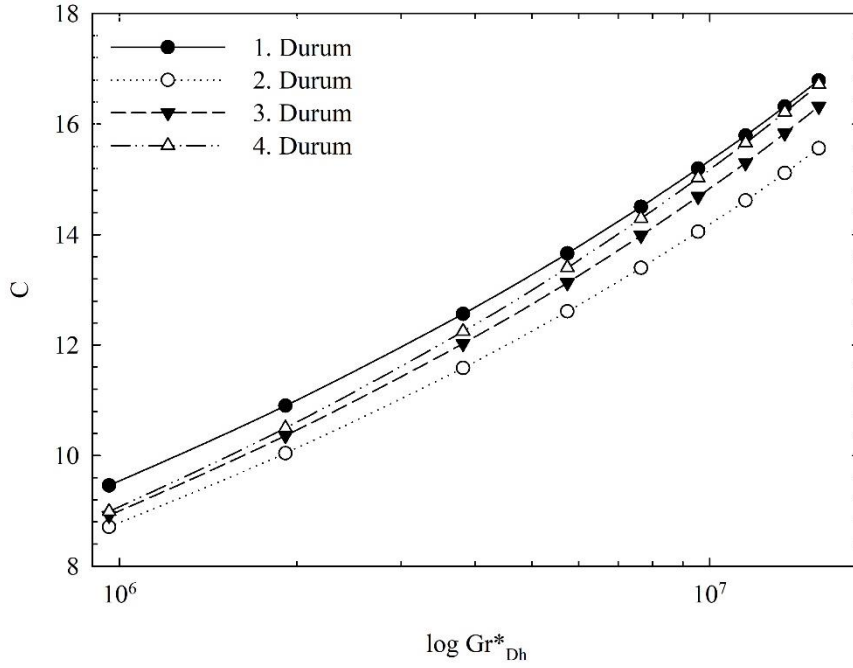
Artan Gr_{Dh}^* ve mesafe değerlerinin ortalama Nusselt sayısını artırdığı görülmektedir. Sayısal hesaplamalar temel alınarak, bir ve iki numaralı ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısının Gr_{Dh}^* ve mesafe ile değişimini tahmin etmek amacıyla korelasyonlar geliştirilmiştir. Elde edilen korelasyonlar aşağıdaki gibidir:

$$Nu_{ort,1} = 0.4867(Gr_{Dh}^*)^{0.2082}(s/L_{top})^{-0.0105} \quad (4.1)$$

$$Nu_{ort,2} = 0.3312(Gr_{Dh}^*)^{0.2286}(s/L_{top})^{0.0484} \quad (4.2)$$

Yukarıdaki denklemlere göre hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ile sayısal hesaplamalar sonucunda elde edilen ortalama Nusselt sayıları arasındaki en yüksek fark, denklem (4.1) için % 1.46, denklem (4.2) için ise % 0.021 olarak belirlenmiştir.

Dört farklı çalışma durumu için hesaplanan global iletkenlik değerinin (C) düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi Şekil 4.14'de verilmiştir. Global iletkenlik, Da Silva vd. (2004a) tarafından tanımlanmış olup; sistemden soğutucu akışkana transfer edilen toplam ısının, mevcut sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerine oranı şeklinde ifade edilen boyutsuz bir sayıdır. Bu problemde global iletkenlik değeri hesaplanırken ısı kaynaklarının yüzeyinden olan taşınım ve ışınım yüzey ısı akılarının toplamı dikkate alınmıştır. Şekil 4.14'ten görüldüğü gibi, 1. durumda, yani ısı kaynaklarının bütünlük olduğu durumda, global iletkenliğin diğer çalışma durumlarına oranla fazla olduğu görülmektedir. Bu durum iki ısı kaynağının birleştirilip tek bir kaynak davranışı sergilemesinden dolayı, yüzeyde hesaplanan toplam ısı akısının daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde ise ikinci durumda hesaplanan global iletkenlik değerleri üç ve dördüncü durumlarda hesaplanan değerler ile karşılaştırıldığında daha azdır. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte global iletkenlik değerleri artmakta ve bu durum artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte belirgin hale gelmektedir. Özellikle $Gr_{Dh}^*=1.15 \times 10^7$, 1.34×10^7 ve 1.53×10^7 değerlerinde dördüncü durum için hesaplanan global iletkenlik değerleri birinci durum için hesaplanan değerlerle neredeyse eşittir. Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ile sistemin global iletkenliği birlikte değerlendirildiğinde, 4. durumun soğutma performansı açısından diğer çalışılan durumlara oranla daha avantajlı olduğu görülmektedir.

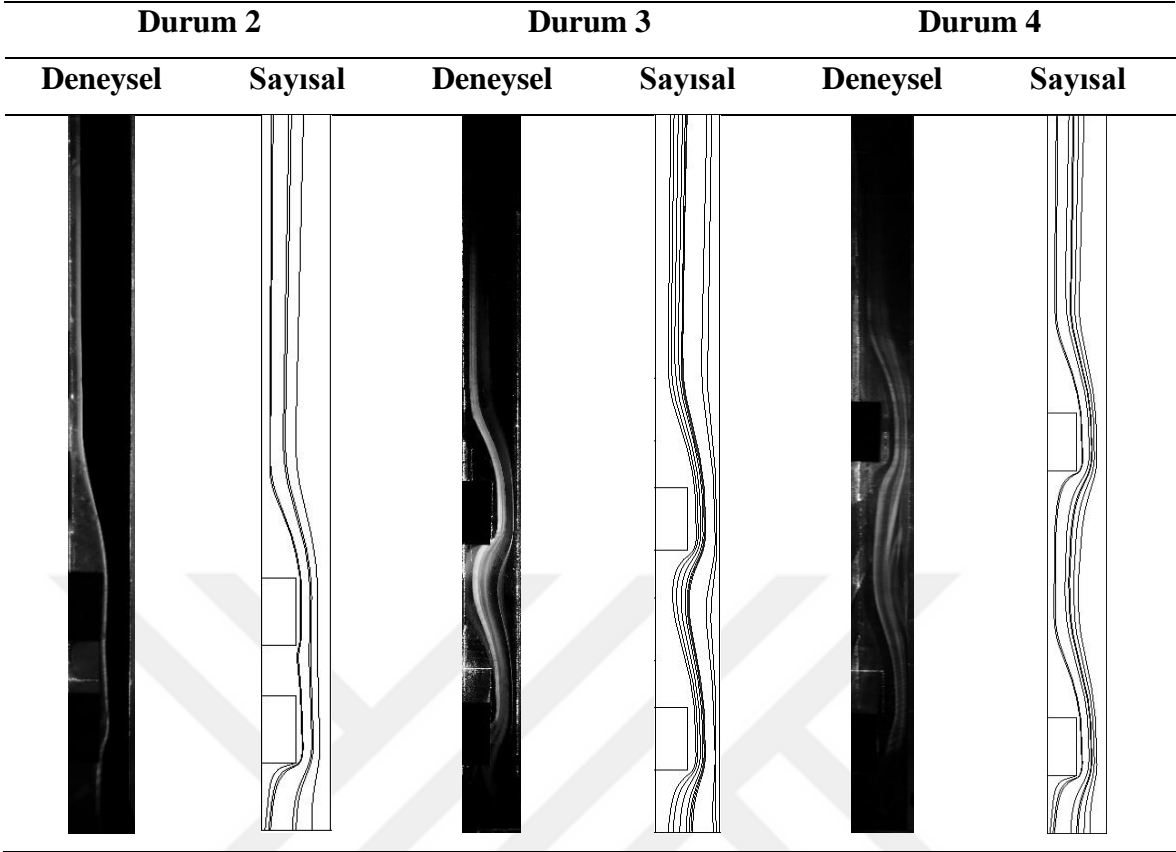


Şekil 4.14. Dört farklı durum için global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

4.1.1.2. Çıkmış Isı Kaynakları

Bu bölümde alternatif çalışma koşulunda, bir önceki bölümde yüzeye gömülü olarak monte edilen kaynaklar için gerçekleştirilen çalışmalar, ısı kaynaklarının dört farklı çıkıntı oranı ($b/W=0.125, 0.25, 0.375$ ve 0.5) için tekrarlanmıştır. $b/W=0.5$ olduğu durum için deneysel sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiş, akış görüntüleme çalışmaları yapılmıştır. Diğer üç çıkıntı oranı için sadece sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

İki, üç ve dördüncü durumlar için, $b/W=0.5$ ve $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ olduğu durumda, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri Şekil 4.15'te verilmiştir. Kanal merkezinde elde edilen akım çizgileri incelendiğinde deneysel ve sayısal verilerin oldukça uyumlu olduğu ve akışın genel karakteristiğini yansıtmada yeterli olduğu görülmektedir. Isı kaynakları ile temas eden akışkan ısınarak sol cidar boyunca yükselmektedir. İkinci durumda ısı kaynaklarının arasındaki mesafenin az olması sebebiyle ısı kaynakları arasında belirgin bir ikincil akış meydana gelmemektedir. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışı, kaynakların hemen ardında ikincil akış (resirkülasyon) bölgeleri meydana getirmekte, bu durum akışkanın sol cidara tutunmasını geciktirmektedir.



Şekil 4.15. Durum 2, Durum 3 ve Durum 4 için $b/W=0.5$ ve $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerlerinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri

Şekil 4.16'da, farklı çalışma durumlarında akışkan hızının çıkıntı oranı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.16'da açıkça görüldüğü gibi havanın hızı, ısı kaynaklarının çıkıntı oranı ve ısı kaynaklarının aralarındaki mesafelerden önemli ölçüde etkilenmektedir. Önceki bölümde açıklandığı gibi, hava dış ortam sıcaklığında (24°C) kanala girmekte, ısı kaynakları ile temas ederek ısınmakta ve kaldırma kuvvetinin etkisiyle kanal içerisinde yükselmektedir. Isı kaynaklarının yüzeye gömülü olduğu durumda, kaynaklar akışa herhangi bir engel teşkil etmediğinden akım çizgileri kanal cidarlarına paralel olup; herhangi bir resirkülasyon meydana gelmemektedir. Çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanıldığı durumda ise, bakır blokların varlığı kanal içerisindeki akışı önemli ölçüde bozmaktadır. Bakır blokların kullanımına bağlı olarak ısı kaynaklarının ardında ikincil akış bölgeleri oluşmaktadır. Isı kaynaklarının çıkıntı oranı arttıkça ısı kaynaklarının hemen ardında oluşan, saat yönünün tersinde dönmekte olan resirkülasyon hücrelerinin genişliği ve resirkülasyon şiddeti artmaktadır. Bu durumda hava, kanal cidarına daha geç tutunmaktadır. $b/W=0.125$ için ısı kaynaklarının ardında belirgin bir resirkülasyon bölgesi görülmemektedir. $b/W=0.25$ için ise ısı kaynaklarının ardında oluşan

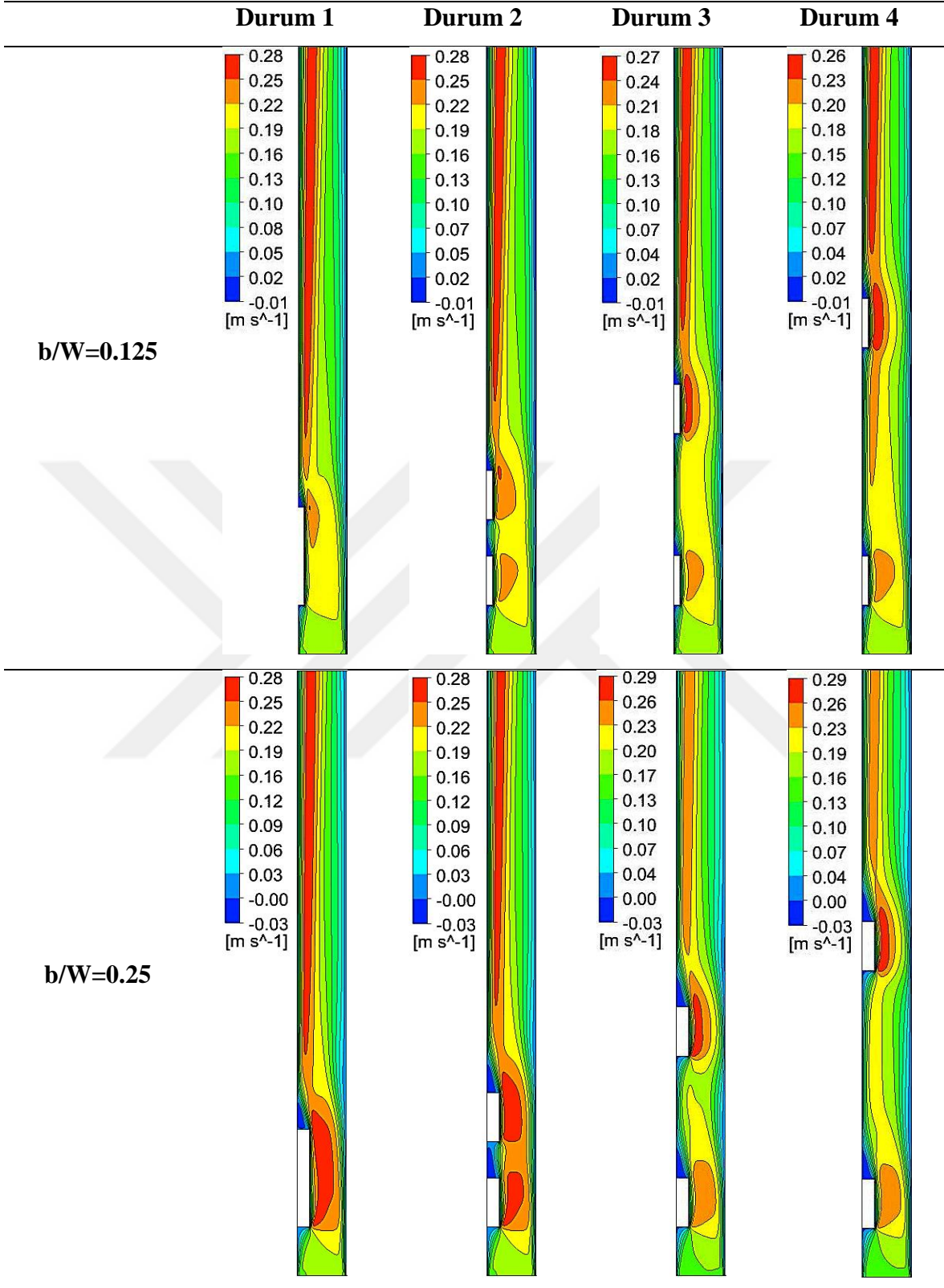
resirkülasyon bölgesinin genişlediği görülmektedir. Ancak $b/W=0.25$ iken ısı kaynaklarının arasındaki mesafenin resirkülasyon bölgesinin genişliğine belirgin bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Çıktı oranının daha fazla artması resirkülasyon şiddeti ve resirkülasyon bölgesinin genişliğini belirgin bir şekilde etkilemektedir. $b/W=0.375$ ve $b/W=0.5$ değerlerinde, ikinci durumda ısı kaynakları arasında çok zayıf bir ikincil akış bölgesi oluşmaktadır. Ancak, üçüncü ve dördüncü durumlarda, artan mesafeye bağlı olarak akışkan kanal cidarına daha geç tutunmakta, resirkülasyon bölgesinin genişliği ve resirkülasyon şiddeti artmaktadır. Hız alanları dikkatle incelendiğinde, çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında akış ayrılmasının ilk olarak kanal girişine en yakın ısı kaynağının köşesinde (B köşesi) meydana geldiği görülmektedir. İkinci durumda, ısı kaynakları arasındaki mesafenin az olması ve kaynaklar arasında belirgin bir ikincil akış meydana gelmediğinden kaynağın akışkanla ilk temas eden köşesinde (B köşesi) akış ayrılması görülmemektedir. Ancak, ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla (Durum 3 ve 4) ikinci kaynağın akışkanla ilk temas eden köşesinde akış ayrılması meydana gelmektedir. Bu durum, ısı kaynaklarının ardında oluşan ikincil akışı da etkilemektedir.

Sayısal hesaplamalar sonunda, çalışılan parametreler ve çıkıntı oranlarına bağlı olarak akışın laminer ya da türbülanslı olduğu belirlenmiştir. Gömülü ısı kaynakları kullanılan durumlarda ve çıkıntı oranının 0.125, 0.25 ve 0.375 olduğu tüm durumlar için akışın laminer olduğu gözlenirken, çıkıntı oranının 0.5 değerinde akış içerisindeki çalkantının artışına bağlı olarak akışın türbülanslı rejime geçtiği görülmüştür. Sonuç olarak, kullanılan çıkıntılı kaynaklar akış yapısını bozarak türbülans üretici görevi görmekte, çalkantı hızlarını artırarak akışın daha düşük Grashof sayısı değerlerinde türbülansa geçişine neden olmaktadır.

Şekil 4.17’de, çalışılan tüm durumlarda ısı kaynakları ve akışkan sıcaklığının çıkıntı oranı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.17’den görüldüğü gibi tüm çalışma durumları ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının sıcaklıkları, bakır malzemenin yüksek ısı iletim katsayısına bağlı olarak eşdağılıdır. Tüm çıkıntı oranlarında, birinci durumda ısı kaynağının yüzey sıcaklığı diğer durumlara göre daha fazladır. Birinci durumda iki ısı kaynağı aralarında boşluk kalmayacak şekilde birleştirildiğinden tek bir ısı kaynağı davranışı sergilemektedir. Kaynağın yüzeyi boyunca ısı sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Bu durumda ısı kaynağıyla temas eden hava aşırı ısınmakta ve etkin bir soğutma gerçekleştirilememektedir. Ayrık ısı kaynaklarının kullanıldığı durumlarda ise, ısı sınır tabaka kesintiye uğramakta ve ikinci ısı kaynağının yüzeylerinde yeni bir ısı sınır tabaka yapısı oluşmaktadır. Birinci durum ile

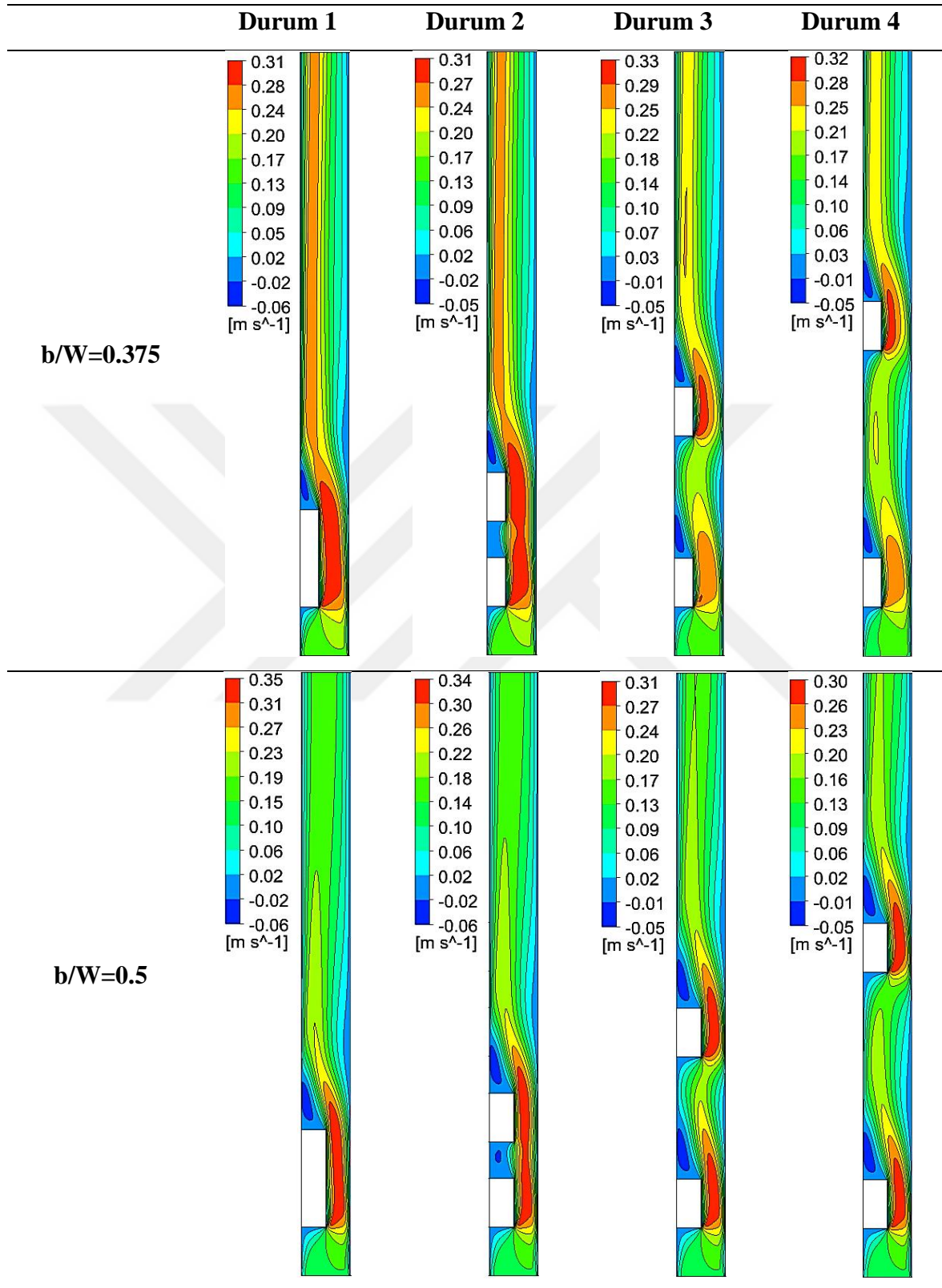
kıyaslandığında, ayırık ısı kaynağı kullanıldığında ısı kaynaklarından havaya daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte hava ısıtılmayan ara bölgede soğumakta, özellikle üçüncü ve dördüncü durumlarda etkin bir soğutma gerçekleştirilebilmektedir. Çıkıntı oranındaki artışla birlikte ısı kaynaklarının sıcaklıklarında da azalma meydana gelmektedir. Özellikle akışın türbülansa geçtiği durumlarda yüzey sıcaklıklarında önemli ölçüde azalma olmaktadır. Sıcaklık alanları dikkatle incelendiğinde, kanal içerisindeki hız dağılımının sıcaklık değişimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Özellikle ısı kaynaklarının ardında ortaya çıkan, saat yönünün tersindeki ikincil akış bölgeleri, sıcak akışkanın kanalın sol cidarına tutunmasını sağlamaktadır.

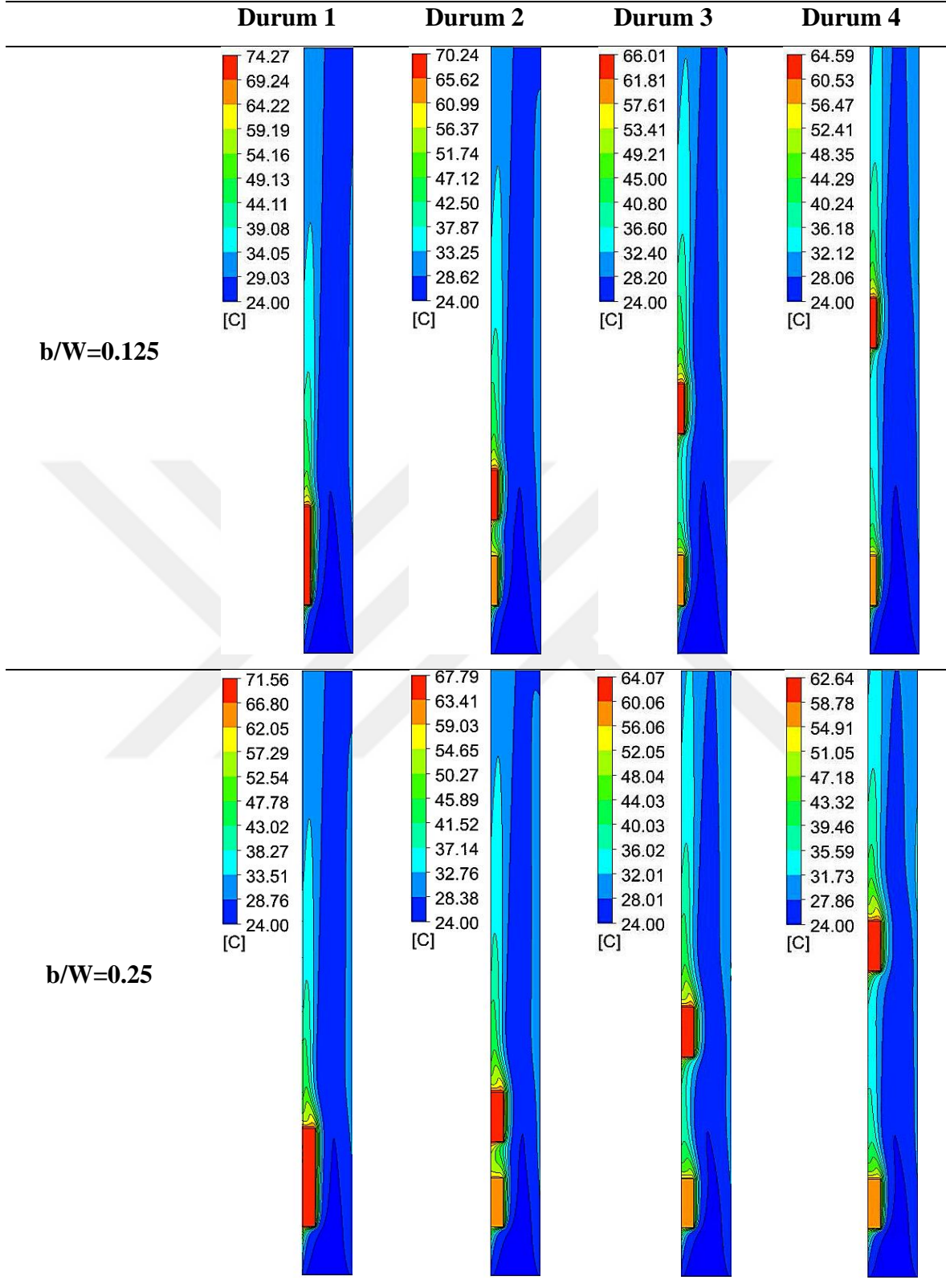
Çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında, $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde ısı kaynaklarının yüzeylerinde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) yerel Nusselt sayısının değişimi Şekil 4.18'de verilmiştir. Çıkıntılı ısı kaynaklarının kanal girişine bakan yüzeyleri AB yüzeyi, kaynakların sağ kanal cidarına bakan yüzeyleri BC yüzeyi, kanal çıkışına bakan yüzeyler ise CD yüzeyi olarak adlandırılmıştır. Şekil 4.18'den görüldüğü gibi, AB yüzeylerinde yerel Nusselt sayısı kanal cidarından (A köşesi) itibaren hızlı bir şekilde artmakta ve B köşesinde yerel Nusselt sayısı en yüksek değerini almaktadır. Bunun sebebi, kanal cidarıyla ısı kaynaklarının kesişim noktası olan A köşesinde akışkanın durgun olup; B köşesine doğru akışkanın hızının artmasıdır. BC yüzeyleri dikkate alındığında, kaynaklarla temas eden havanın ısınmasından dolayı yerel Nusselt sayısının B köşesinden C köşesine doğru azaldığı görülmektedir. Burada $b/W=0.375$ ve $b/W=0.5$ oranlarında, B köşesi yakınında yerel Nusselt sayısının hemen hemen sabit kaldığı görülmektedir. Bu durum, daha önce bahsedildiği gibi B köşesinde akıştaki ayrılmadan kaynaklanmaktadır. CD yüzeylerinde ise yerel Nusselt sayısı kanal cidarına doğru azalmaktadır. Çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında AB ve BC yüzeylerinde yerel Nusselt sayısı değerleri ilk ısı kaynağının yüzeylerinde daha fazladır. $b/W=0.375$ ve 0.5 iken, ikinci durumda ikinci kaynağın AB yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerleri birinci kaynağın aynı yüzeyinde hesaplanan değerlerden oldukça azdır. Bunun sebebi, ikinci durumda kaynaklar arası mesafenin az olması ve artan çıkıntı oranıyla birlikte kaynaklar arasındaki akışkan hızının oldukça düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu bölgede ana akıştan ayrılan ikincil akışlar oldukça zayıf kalmaktadır. Ayrıca, yine $b/W=0.25$, 0.375 ve 0.5 iken, ikinci durumda ikinci kaynağın CD kenarında hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerleri, birinci kaynağın aynı yüzeyinde hesaplanan değerlere göre daha fazladır.



Şekil 4.16. Çalışılan tüm durumlarda, kanal içerisinde akışkan hızının ısı kaynaklarının çıkıntı oranı ile değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

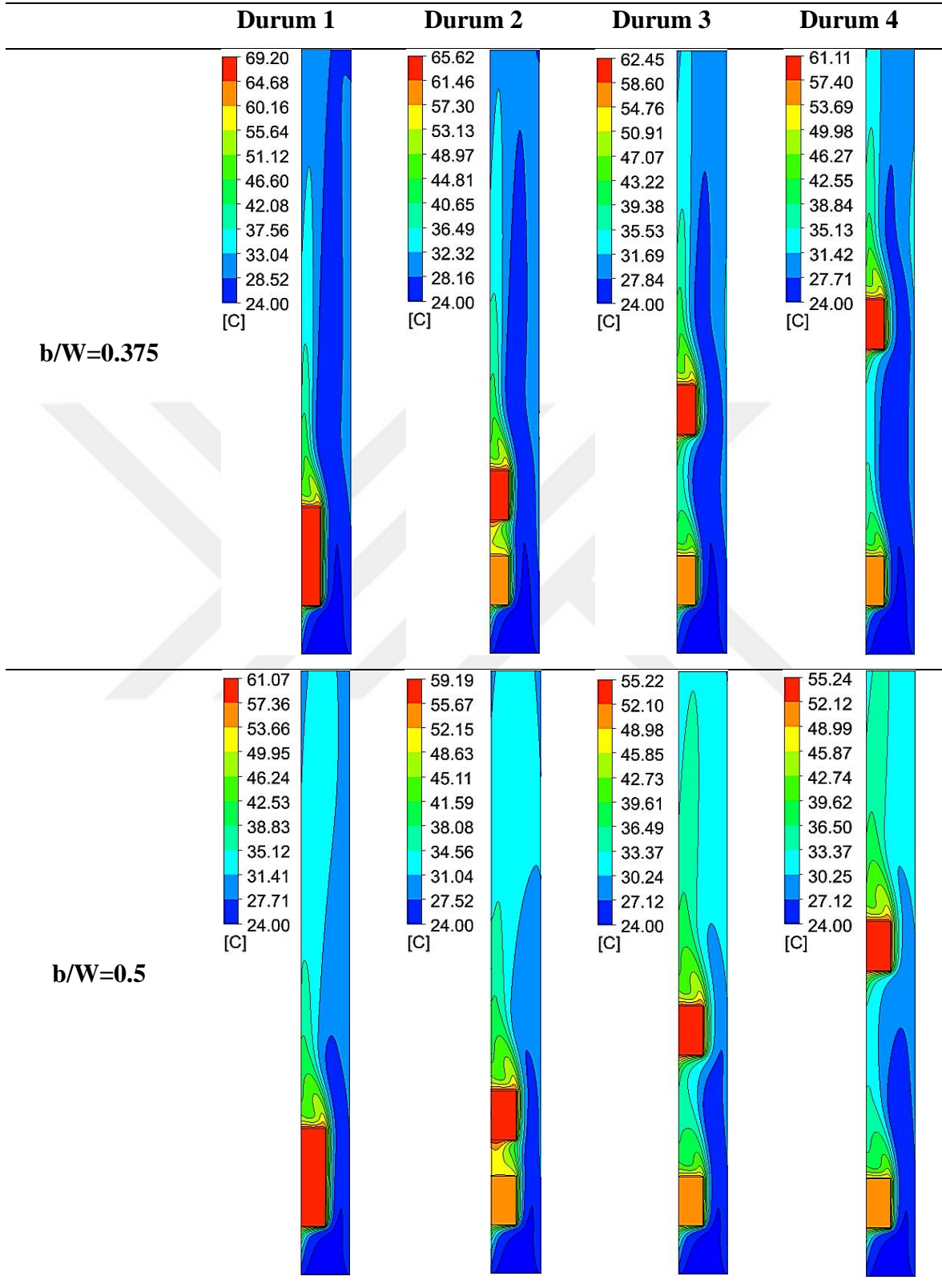
Şekil 4.16'nın devamı

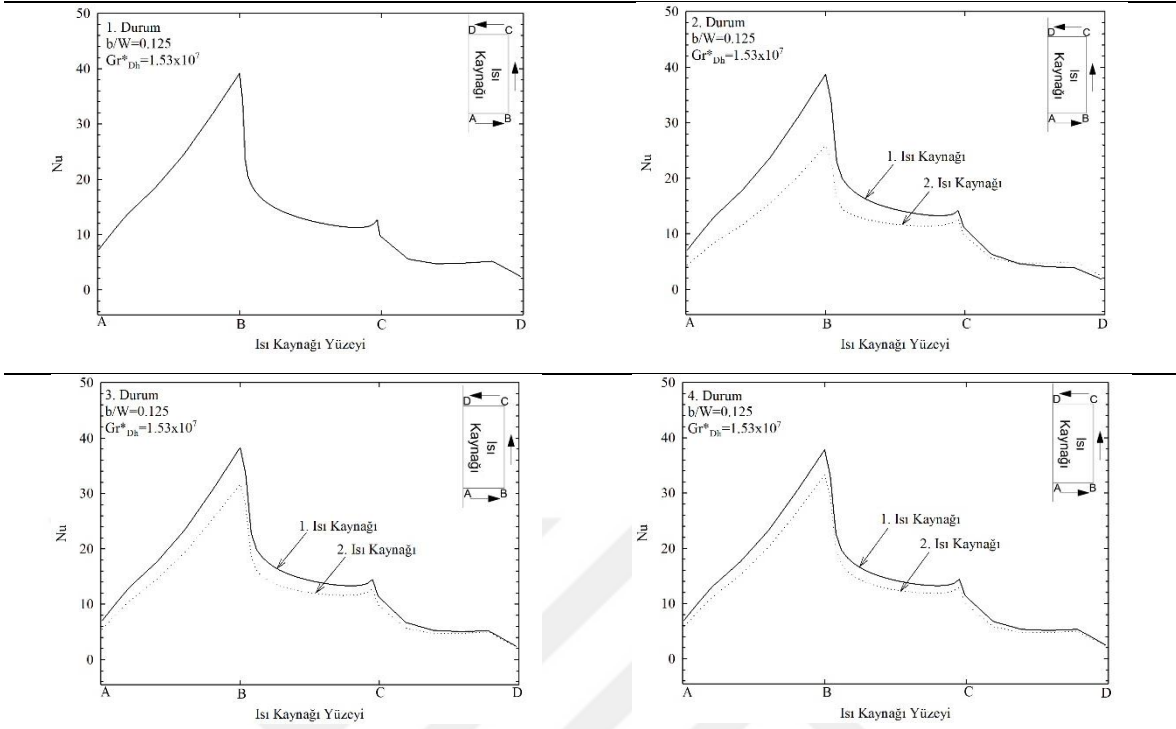
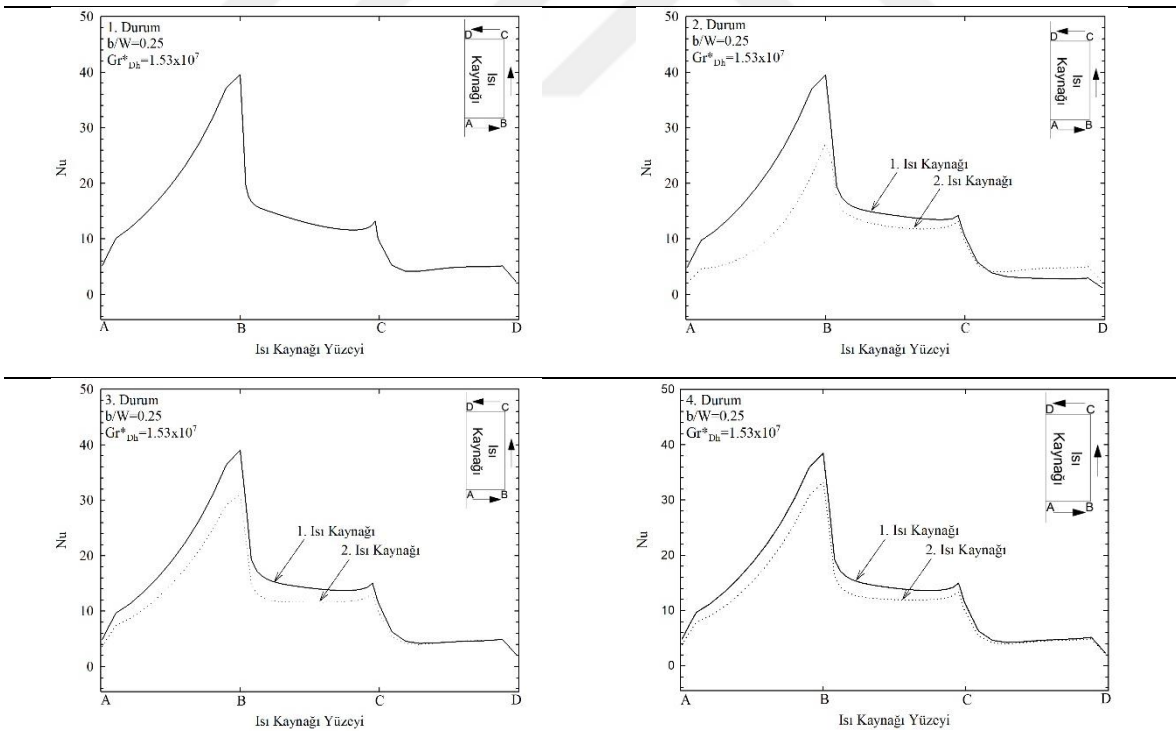




Şekil 4.17. Çalışılan tüm durumlarda, kanal içerisinde akışkan sıcaklığının ısı kaynaklarının çıkıntı oranı ile değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

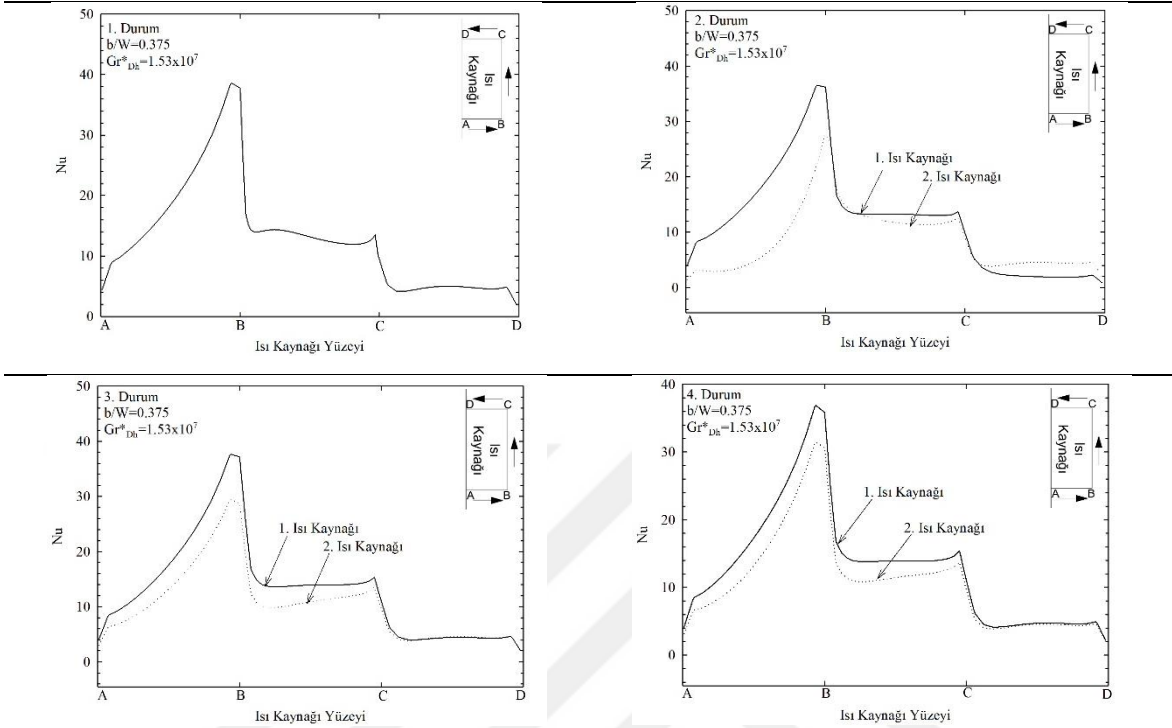
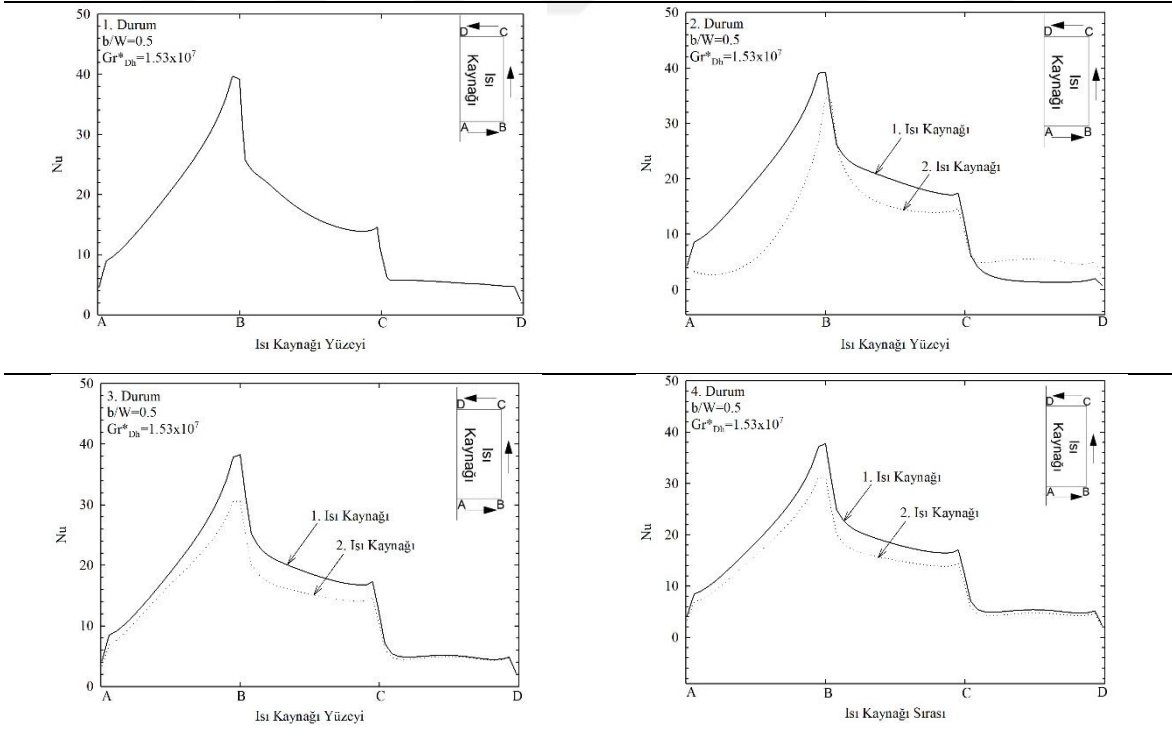
Şekil 4.17'nin devamı



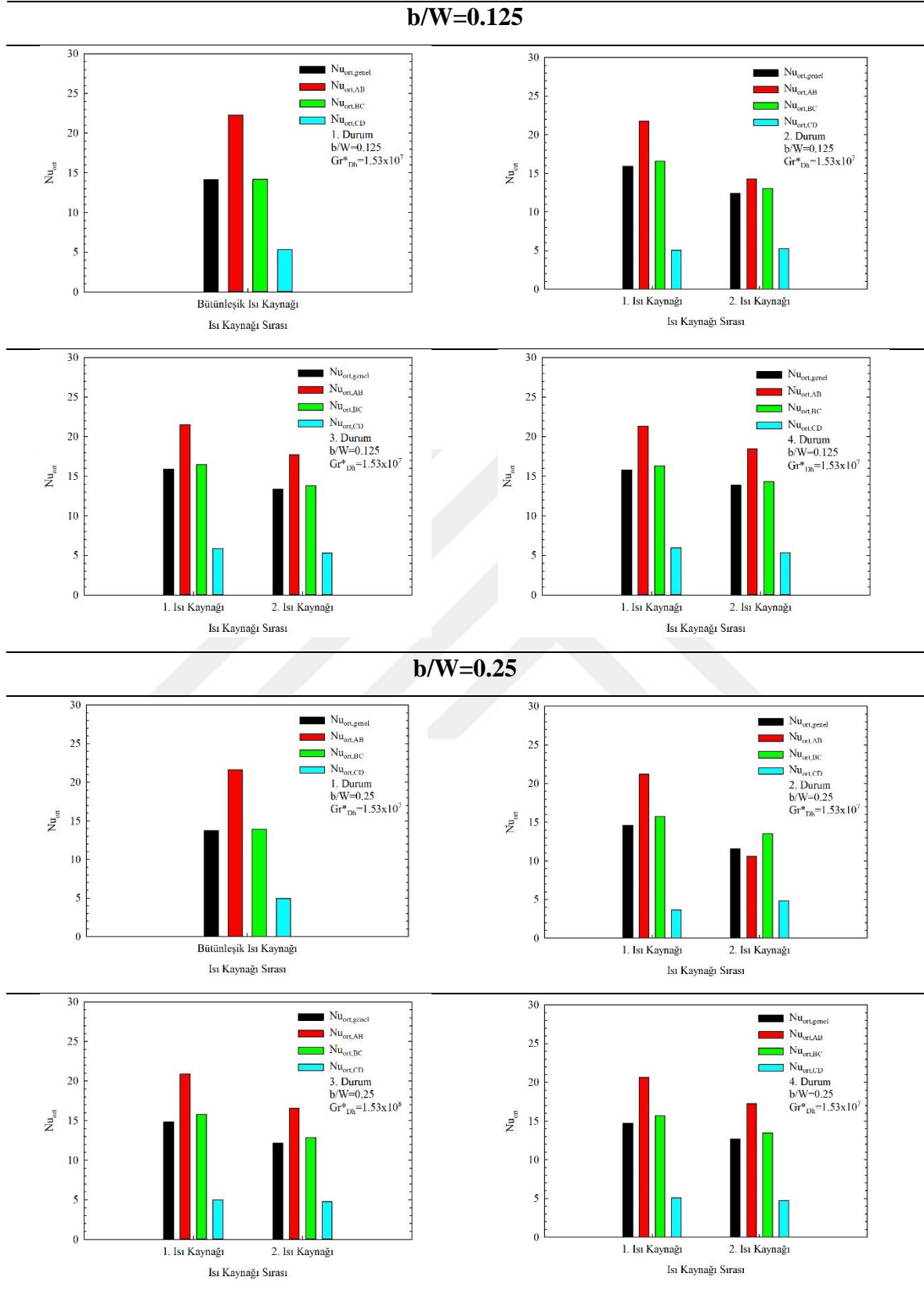
b/W=0.125**b/W=0.25**

Şekil 4.18. Farklı çalışma durumları ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^* = 1.53 \times 10^7$)

Şekil 4.18.'in devamı

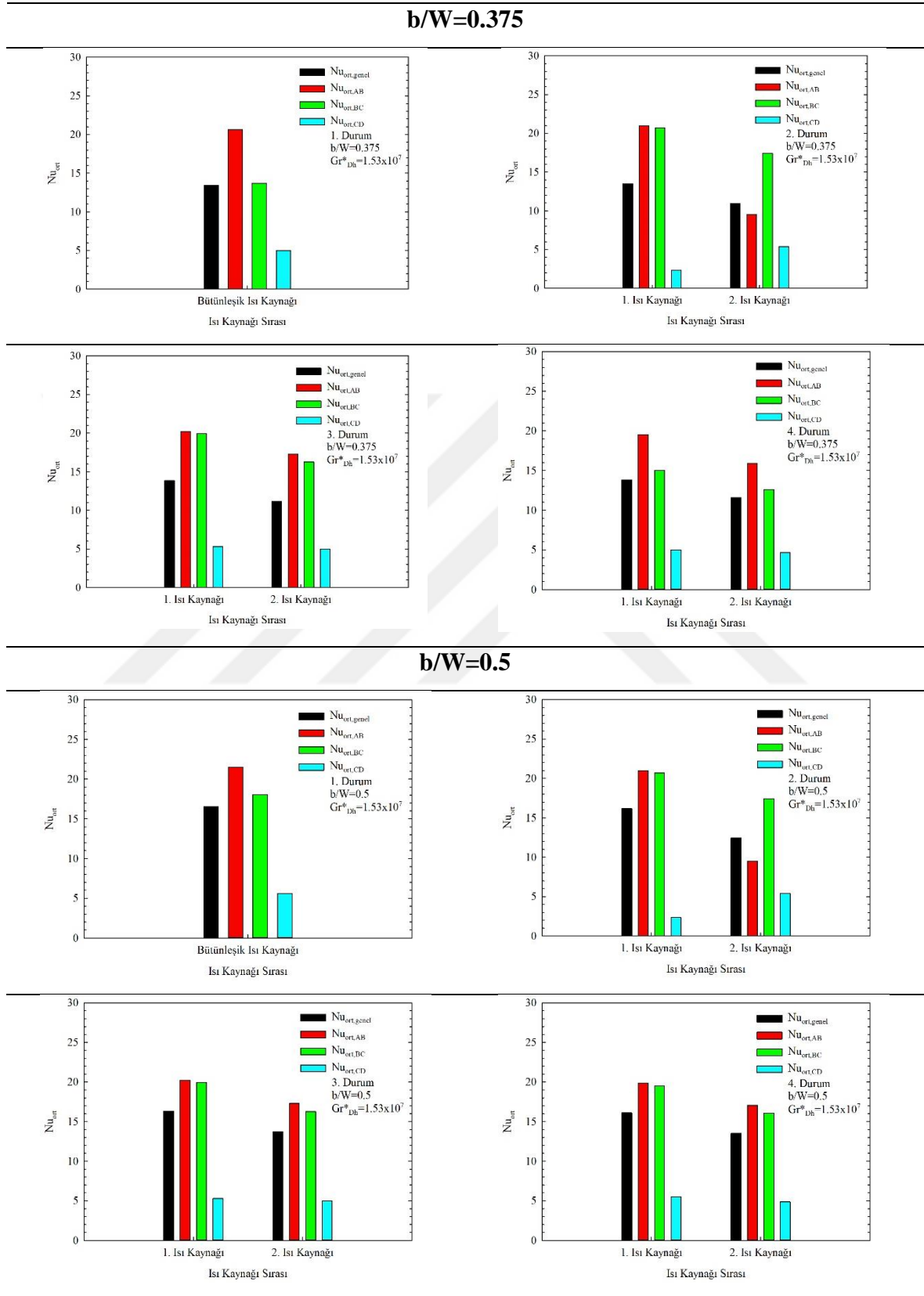
b/W=0.375**b/W=0.5**

Çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında, $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri ile genel ortalama Nusselt sayısı değerleri Şekil 4.19'da verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, ilk olarak ayrık ısı kaynaklarının kullanımının bütünleşik ısı kaynağıyla kıyaslandığında, genel ortalama Nusselt sayısı değerini azalttığı görülmektedir. İkinci, üçüncü ve dördüncü durumlarda hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri her zaman için birinci durumda hesaplanan değerlerden fazladır. Bununla birlikte ilk ısı kaynağının yüzeylerinden gerçekleşen taşınım ile ısı transferi her zaman için ikinci kaynağın yüzeylerinden gerçekleşen taşınım ile ısı transferinden fazladır. $b/W=0.125$ iken, her iki ısı kaynağının AB yüzeylerinden gerçekleşen taşınım ile ısı transferi diğer yüzeylere oranla fazladır. İkinci durumda ikinci kaynağın AB yüzeyi ve BC yüzeyinde hesaplanan değerler birbirlerine yakındır. $b/W=0.25$, 0.375 ve 0.5 iken, ikinci durumda ikinci kaynağın BC yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri AB yüzeyinde hesaplanan değerlerden daha fazladır. Yine aynı çalışma parametrelerinde ilk kaynağın CD yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri diğer durumlara oranla oldukça azdır. Bunun sebebi, ikinci durumda ısı kaynakları arasındaki mesafenin oldukça az olması ve kaynaklar arasındaki ikincil akışın oldukça zayıf olmasıdır. Üçüncü ve dördüncü durumlarda ise kaynaklar arasındaki açıklığın artışıyla dolaylı olarak ilk kaynağın CD yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri, ikinci duruma kıyasla daha fazladır. Ayrıca, ısı kaynaklarının çıkıntı oranındaki artışla birlikte (özellikle $b/W=0.375$ ve 0.5 için) ikinci durum haricinde, her iki ısı kaynağının BC yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları AB yüzeylerinde hesaplanan değerlere oldukça yakındır. Çıkıntı oranının artışıyla birlikte kaynak ile sağ cidar arasındaki akış alanı daralmakta, bu durum ısı kaynaklarının bulunduğu bölümlerde havanın hızını artırmaktadır. Bu durum Şekil 4.16 incelendiğinde net olarak görülebilir. Sonuç olarak, artan hızla birlikte BC yüzeyinden havaya olan taşınım ile ısı transferi artmaktadır.

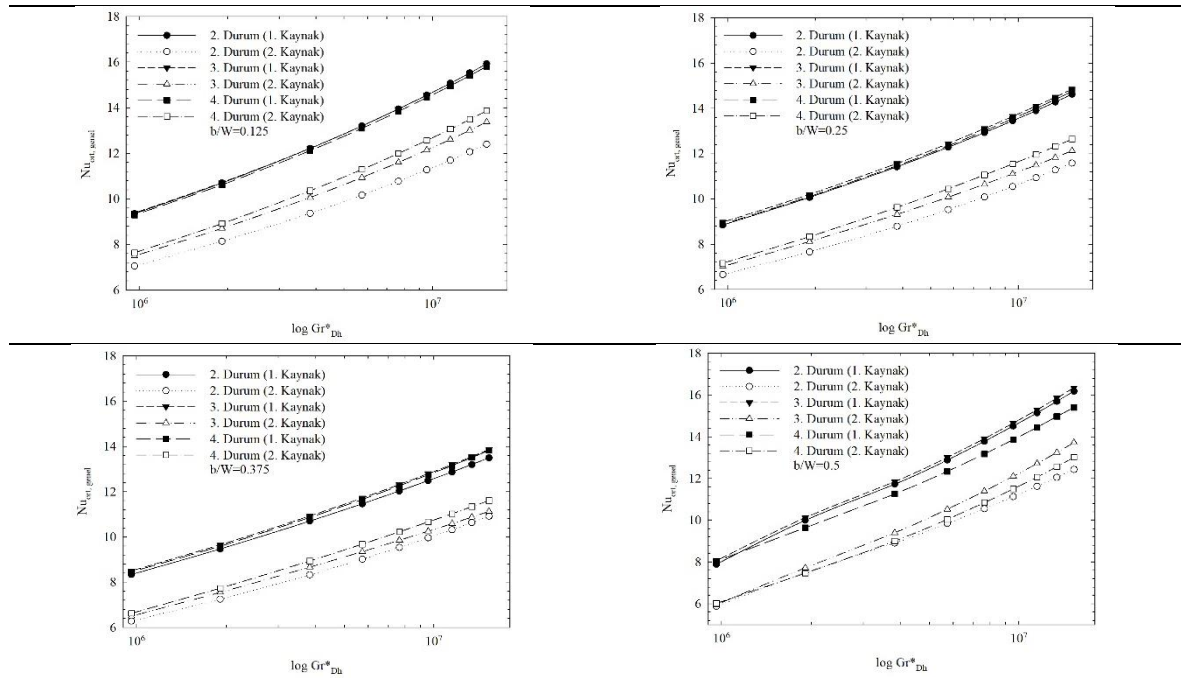


Şekil 4.19. Alternatif çalışma koşulunda, farklı çalışma durumları ve çıkıntı oranları için ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

Şekil 4.19'un devamı

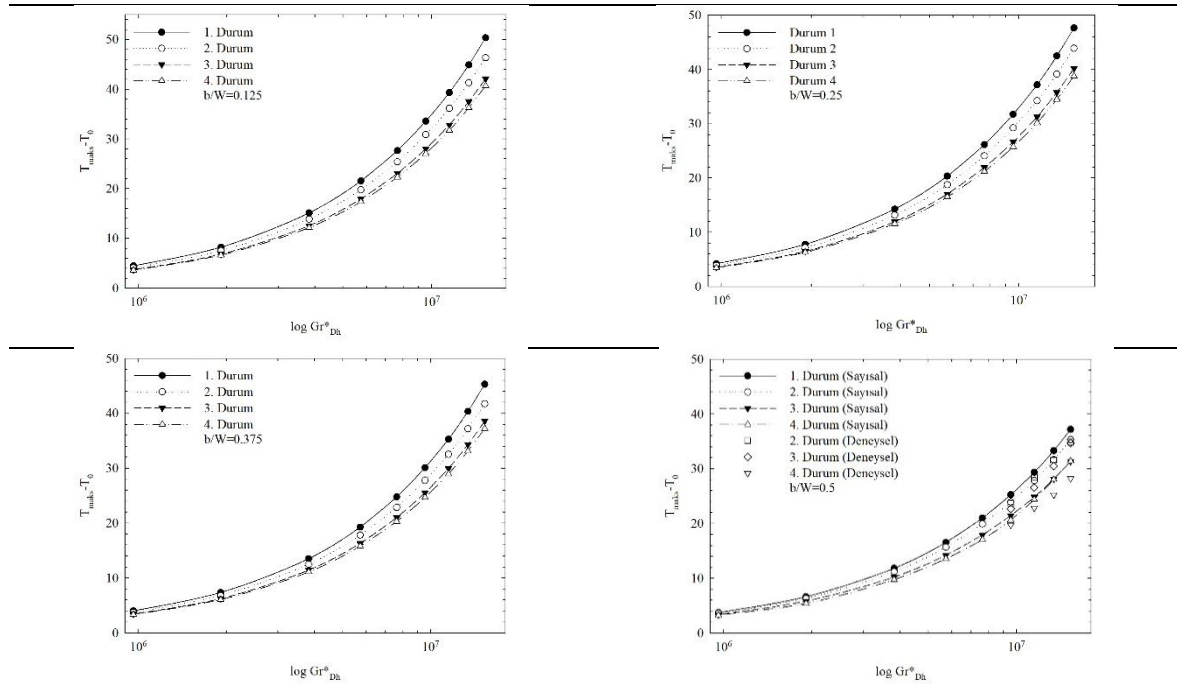


Çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi Şekil 4.20’de verilmiştir. Genel ortalama Nusselt sayısı, ısı kaynaklarının her üç yüzeyinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin alan ağırlıklı ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Beklendiği gibi çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında genel ortalama Nusselt sayısı düzeltilmiş Grashof sayısı ile artmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi, soğuk hava ilk olarak birinci ısı kaynağı ile temas ettiğinden kaynak ve hava arasındaki sıcaklık farkı yüksektir. Bu yüzden çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında ortalama Nusselt sayısı değerleri birinci ısı kaynağında ikinci kaynakla kıyaslandığında daha fazladır. Hava birinci kaynak ile temasından sonra ısınarak yükselmektedir. Bu yüzden ikinci kaynak ile hava arasındaki sıcaklık farkı daha az olduğundan ikinci kaynaktan havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi daha azdır. Bununla birlikte kaynaklar arasındaki mesafe arttıkça, hava kaynaklar arasında soğuduğundan ikinci ısı kaynağı yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinde artış görülmektedir. Ayrıca, çıkıntı oranı ile ortalama Nusselt sayısı birbirleriyle ters orantılıdır. Çıkıntı oranının artmasıyla birlikte birinci ve ikinci kaynak yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri azalmaktadır.

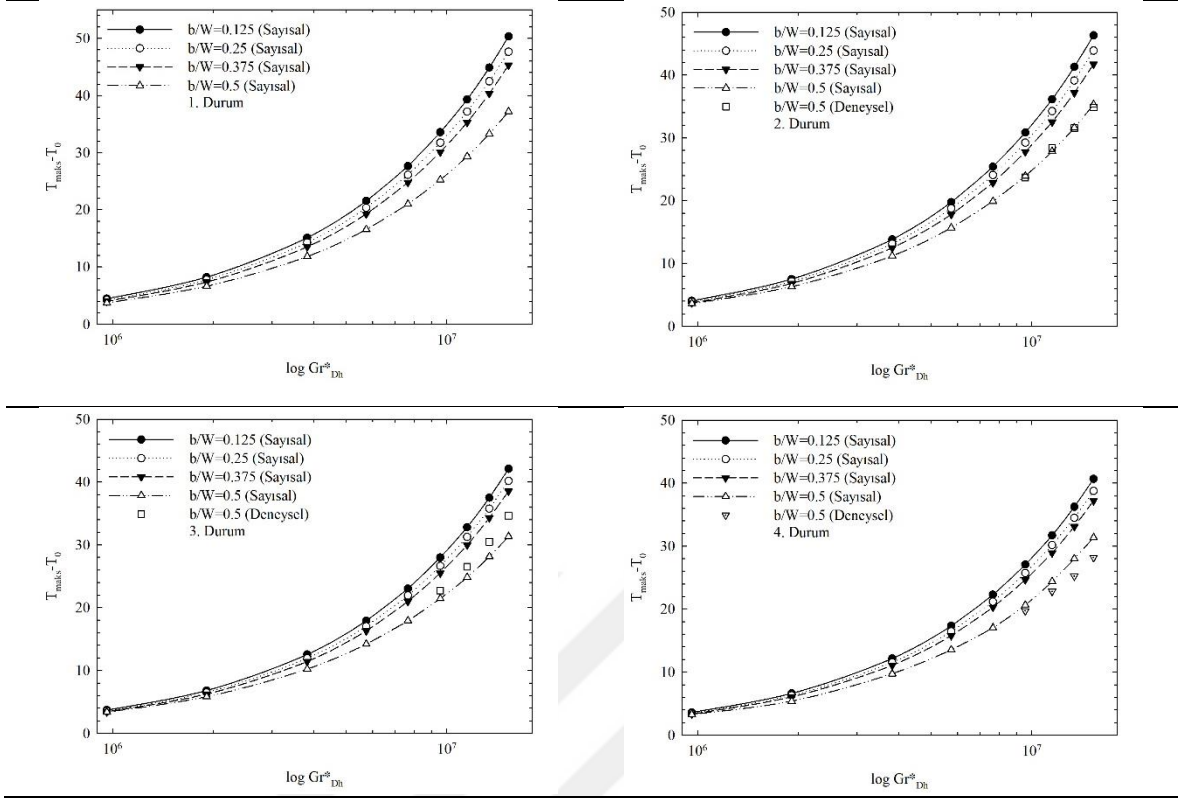


Şekil 4.20. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi

Isı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerlerinin, kaynakların çıkıntı oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de verilmiştir. Şekil 4.21’den görüldüğü gibi, ulaşılan en yüksek sıcaklıklar, $Gr_{Dh}^*=9.6 \times 10^5$ değerinde, çalışılan tüm durumlarda birbirlerine oldukça yakındır. Düzeltilmiş Grashof sayısındaki artışla birlikte ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri de artmakta olup ısı kaynaklarının arasındaki mesafe önem kazanmaktadır. Beklendiği gibi en yüksek sıcaklıklar her zaman birinci durumda görülmektedir. Genel ortalama Nusselt sayısı değişiminde de bahsedildiği gibi ısı kaynaklarının yüzeylerinden havaya olan taşınım ile ısı transferi birinci durumda en düşük seviyededir. Bununla birlikte ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışı özellikle ikinci kaynaktan taşınım ile ısı transferini artırmakta ve ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinde, birinci durumla kıyaslandığında 10°C ’ye varan azalma meydana gelmektedir (dördüncü durum, $b/W=0.125$). Ayrıca, $b/W=0.5$ olduğu durumda deneysel ve sayısal veriler karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Şekil 4.22 incelendiğinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin çıkıntı oranındaki artışla ters orantılı olarak değiştiği, b/W arttıkça ulaşılan en yüksek sıcaklığın azaldığı görülmektedir. Ayrıca $b/W=0.5$ için gerçekleştirilen deneysel ölçümler ve sayısal hesaplamalar birbirleriyle uyumlu olup sıcaklık değişiminin genel karakteristiğini yansıtmaktadır.

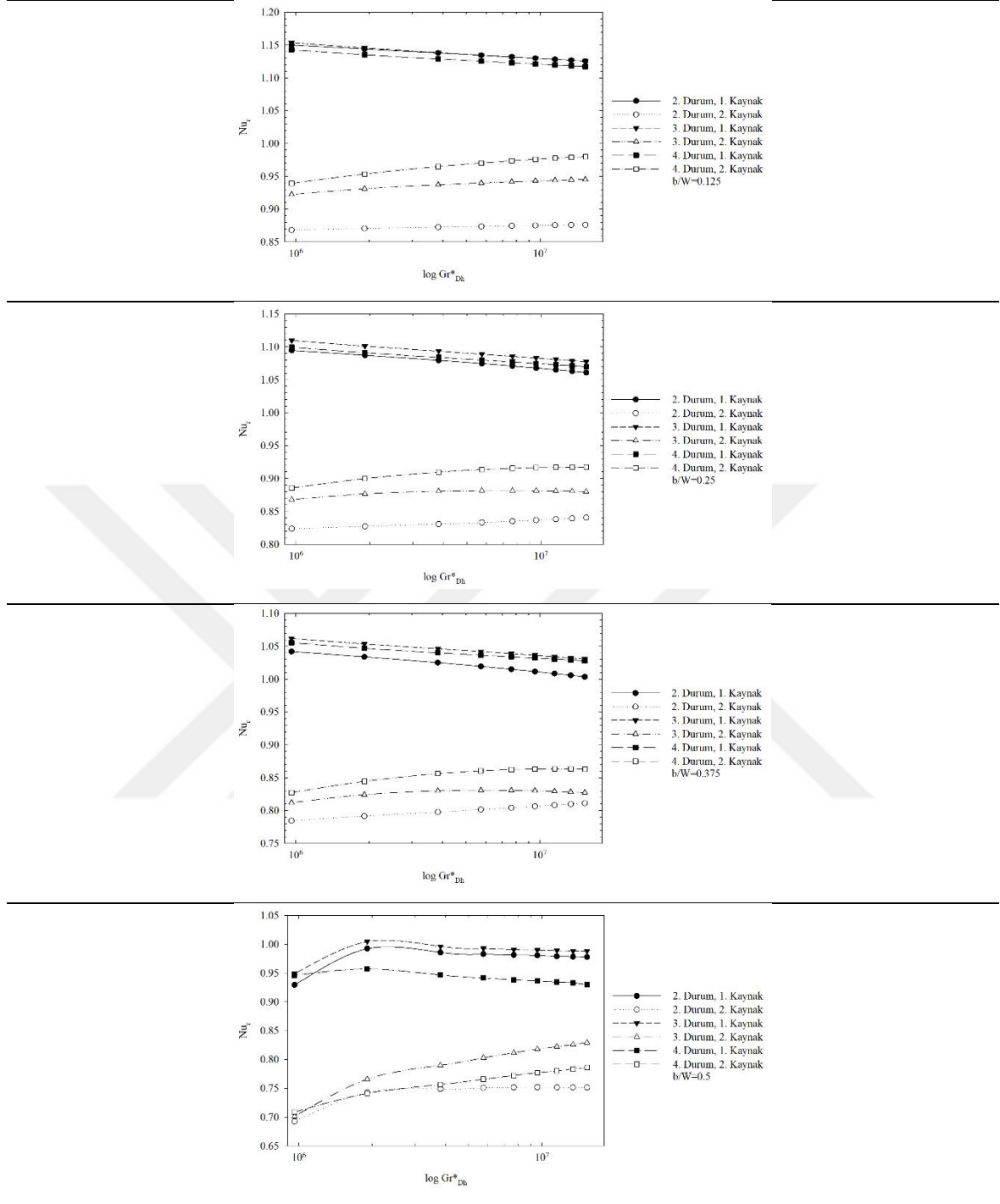


Şekil 4.21. Tüm çalışma durumlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi



Şekil 4.22. Isı kaynaklarının yüzeylerinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinin Gr_{Dh}^* ve b/W ile değişimi

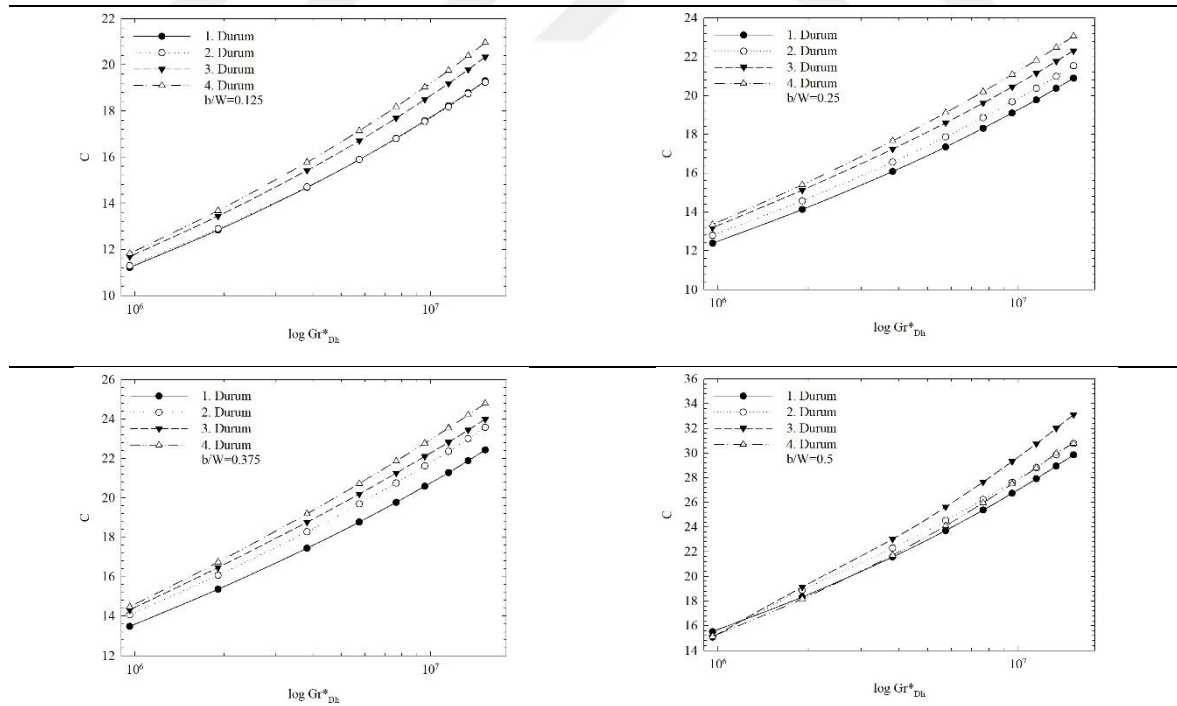
Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nusselt sayısı oranının Gr_{Dh}^* ve b/W ile değişimi Şekil 4.23'te verilmiştir. $b/W=0.125$, 0.25 ve 0.375 iken çalışılan tüm durumlarda birinci kaynak için hesaplanan Nu_r değerleri Gr_{Dh}^* 'daki artışla birlikte azalmaktadır. Ancak, $b/W=0.5$ olduğunda Nu_r , $Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$ değerine kadar artarken sonrasında azalmaktadır. Bu durum, akışın türbülanslı yapısından kaynaklanmaktadır. $Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$ değerine kadar ayırık durum için birinci ısı kaynaklarından havaya taşınım ile ısı transferi daha fazlayken, sonrasında ise bütünleşik ısı kaynağından havaya taşınım ile ısı transferi daha fazladır. İkinci ısı kaynağı için hesaplanan Nu_r değerleri incelendiğinde, $b/W=0.125$ iken çalışılan tüm durumlarda Nu_r değerleri Gr_{Dh}^* ile birlikte artmaktadır. Bununla birlikte, $b/W=0.25$ ve 0.375 iken Nu_r değerleri iki ve dördüncü durumda Gr_{Dh}^* 'daki artışla birlikte artarken üçüncü durumda ise azalmaktadır. $b/W=0.5$ olduğunda ise, Nu_r değerleri üç ve dördüncü durumda Gr_{Dh}^* ile birlikte artarken ikinci durumda ise Gr_{Dh}^* 'daki artışla birlikte azalmaktadır. $b/W=0.125$, 0.25 ve 0.5 iken özellikle yüksek Gr_{Dh}^* değerlerinde hesaplanan Nu_r değerleri dördüncü durumda en yüksek değerlerini alırken, $b/W=0.5$ iken üçüncü durumda Nu_r en yüksek değerleri almaktadır.



Şekil 4.23. Isı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen Nusselt sayısı oranının Gr^*_{Dh} ve b/W ile değişimi

Çalışılan tüm durumlar ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan global iletkenlik (C) değerlerinin Gr^*_{Dh} ile değişimi Şekil 4.24'te verilmiştir. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi global iletkenlik değerleri hesaplanırken ısı kaynaklarından havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi, yüzeyler arası ışınım ile ısı transferi

ile birlikte değerlendirilmiştir. Şekil 4.24'ten görüldüğü gibi tüm çalışma durumları ve çıkıntı oranlarında C değerleri Gr_{Dh}^* 'daki artışla birlikte artmaktadır. Gr_{Dh}^* 'daki artışla birlikte taşınım ile ısı transferi artacağından Gr_{Dh}^* ile C'nin doğru orantılı olarak değiştiği söylenebilir. Ayrıca Gr_{Dh}^* 'daki artışa bağlı olarak ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları artacağından kaynakların birbirleri ve kanal cidarları ile aralarındaki ışımla ısı transferi de artacaktır. $b/W=0.125$ olduğunda C değerinin bir ve ikinci durumlarda hemen hemen eşit olduğu görülmektedir. Çıkıntı oranındaki artışla beraber, ayrıık ısı kaynakları kullanılan durumlarda hesaplanan global iletkenlik değerinde belirgin bir artış göze çarpmaktadır. $b/W=0.25, 0.375$ ve 0.5 iken global iletkenlik değeri bütünlük ısı kaynaklarının kullanıldığı birinci durumda en düşük değerlerini almaktadır. $b/W=0.125, 0.25$ ve 0.375 iken ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışı C değerini artırmakta ve global iletkenlik bu üç çıkıntı oranında dördüncü durumda en yüksek değerini almaktadır. Ancak, daha önce bahsedildiği gibi $b/W=0.5$ iken akışın türbülanslı yapısından dolayı farklı bir durum ortaya çıkmaktadır. Global iletkenlik değeri beklenenin aksine üçüncü durumda $Gr_{Dh}^*=1.91 \times 10^6$ 'dan sonra en yüksek değerini almaktadır.



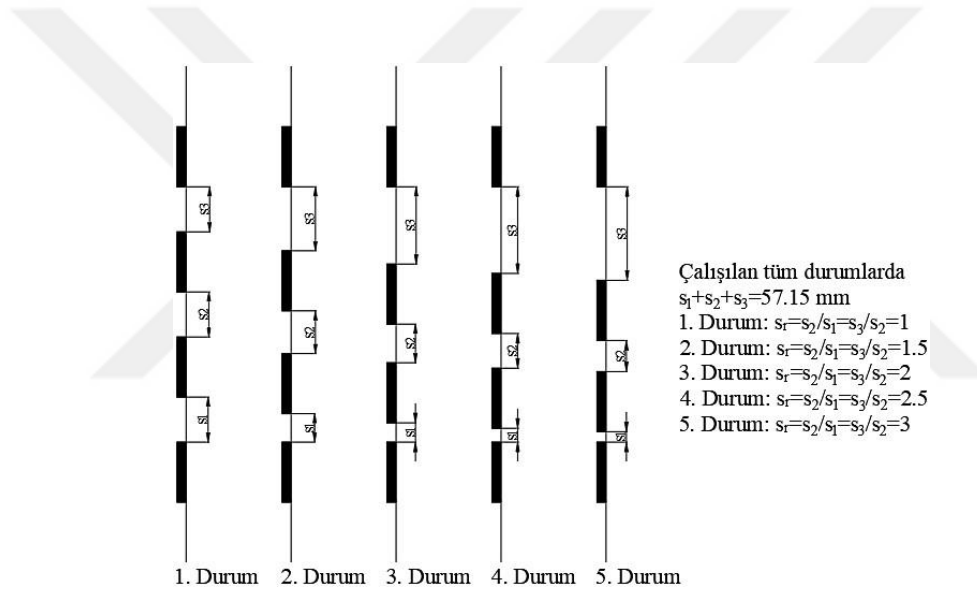
Şekil 4.24. Tüm çalışma durumları için hesaplanan global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

Bu bölümde, alternatif çalışma durumunda ısı kaynakları arasındaki mesafenin doğal taşınım ile ısı transferi ve ısı kaynaklarının soğutma performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Bu amaçla sistem içerisinde belirlenen en yüksek sıcaklıklar, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt (Nu) ve ortalama Nusselt sayısı (Nu_{ort}) değerleri ile global iletkenlik (C) değerlerinden faydalanılmıştır. Bu doğrultuda, beklendiği gibi Gr_{Dh}^* ile birlikte sistem içerisinde belirlenen en yüksek sıcaklıklar, Nu_{ort} ve C değerlerinde artış görülmüştür. Bununla beraber ısı kaynaklarının arasındaki mesafedeki artışla birlikte özellikle ikinci ısı kaynağından havaya olan taşınım ile ısı transferinin arttığı belirlenmiş, benzer şekilde global iletkenlik değerlerinin de arttığı görülmüştür. Ancak, ısı kaynaklarının çıkıntı oranının (b/W) artışıyla beraber hesaplanan Nu_{ort} değerleri azalırken, C değerleri artış göstermektedir. Benzer bir durum Leung vd. (2000) tarafından belirlenmiştir. Isı kaynaklarının artan çıkıntı oranıyla birlikte ısı direncinin de arttığını ve ortalama Nusselt sayısının azaldığını belirtmişlerdir. Ayrıca, sistem içerisinde hesaplanan en yüksek sıcaklıkların da b/W 'deki artışla birlikte azaldığı belirlenmiştir. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nu_{ort} değerlerinin sistemin ısı transfer karakteristiğini yansıtmada tek başına yeterli olmadığı, sistem içerisinde hesaplanan en yüksek sıcaklık değerlerinin C değerleri ile birlikte değerlendirilmesi gerektiği ortaya konmuştur. Global iletkenlik, ısı kaynaklarının yüzeylerinden taşınım ve ışınım ile ısı transferini birlikte değerlendirmekte, ayrıca ısı kaynaklarının uzunlukları da hesaba direkt etki etmektedir. Bu nedenle ısı kaynaklarının optimum konumunu belirlemede, global iletkenlik değerleri ortalama Nusselt sayısı değerlerine göre daha doğru sonuç vermektedir. Bu noktadan hareketle, alternatif çalışma durumunda gömülü ısı kaynaklarının kullanıldığı durum ile $b/W=0.125$, 0.25 ve 0.375 iken 4. durumun, $b/W=0.5$ iken ise 3. durumun sistemin soğutma performansı açısından en uygun çalışma durumları olduğu belirlenmiştir.

4.1.2. Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durum

Bu bölümde, bir yüzeyinde dört ayrı ısı kaynağı bulunan kanalda ısı kaynakları arasındaki mesafenin belli bir orana bağlı olarak değişiminin doğal taşınım ile ısı transferi ve sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklığa olan etkileri üzerinde durulmuştur. Sol yan yüzeye monte edilen ısı kaynaklarının tümü ısı olarak aktiftir. Çalışma, farklı mesafe oranlarında gerçekleştirilmiş olup; kaynaklar arasındaki toplam mesafe sabit tutulmuştur ($s_1+s_2+s_3=57.15$ mm). Yani, ilk ısı kaynağı ve son ısı kaynağının cidar üzerindeki konumları

sabit tutulmakta, ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarının konumları ise mesafe oranına (s_r) bağlı olarak değişmektedir. Bu bölümde, beş farklı çalışma durumu ele alınmış, ilk durumda kaynaklar arasındaki mesafeler birbirine eşit kabul edilmiştir ($s_r=s_2/s_1=s_3/s_2=1$). İkinci durumda mesafe oranı (s_r) 1.5'e eşittir ($s_r=s_2/s_1=s_3/s_2=1.5$). Üçüncü durumda mesafe oranı 2 olarak alınmıştır ($s_r=s_2/s_1=s_3/s_2=2$). Dördüncü durumda mesafe oranı 2.5 ($s_r=s_2/s_1=s_3/s_2=2.5$) ve son olarak beşinci durumda ise mesafe oranı 3 olarak belirlenmiştir ($s_r=s_2/s_1=s_3/s_2=3$). Deneyler $Gr_{Dh}^*=9.56 \times 10^6-1.15 \times 10^7-1.34 \times 10^7-1.53 \times 10^7$ değerlerinde yapılmıştır. Sayısal çalışmalar ise Gr_{Dh}^* 'in 9.6×10^5 ile 1.53×10^7 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Yukarıda bahsedilen mesafe oranlarına bağlı olarak ısı kaynaklarının cidar üzerindeki konumları ve aralarındaki mesafeler Şekil 4.25'te verilmiştir.

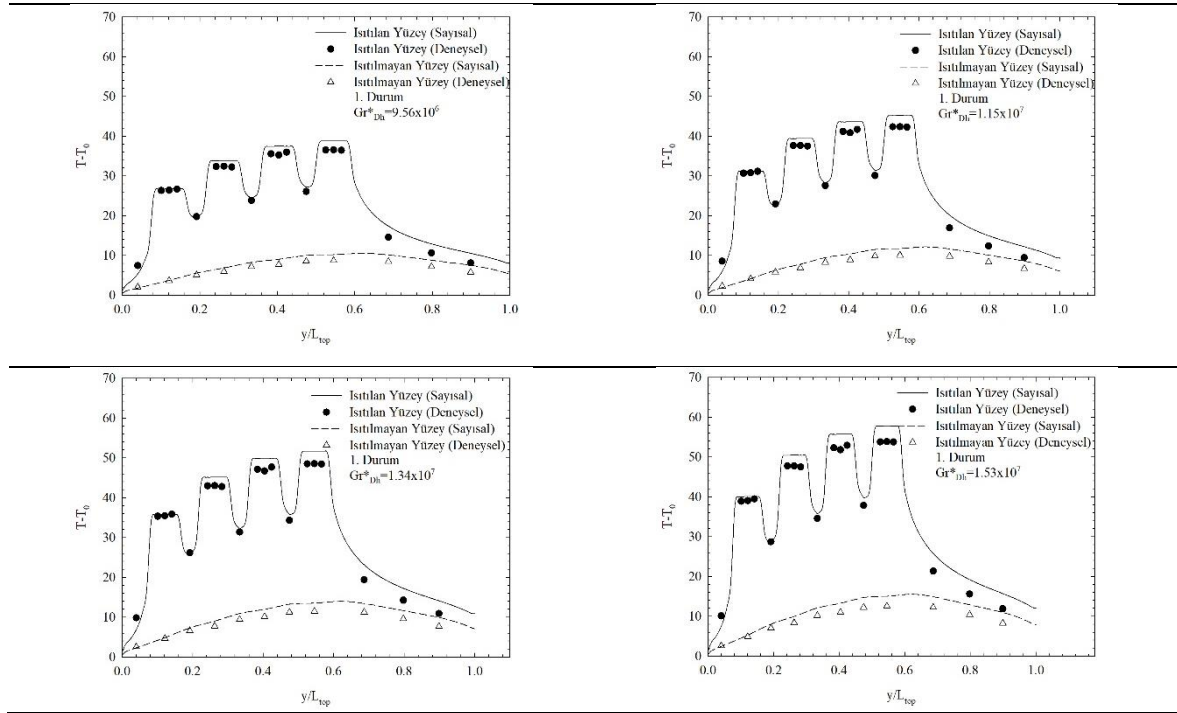


Şekil 4.25. Farklı mesafe oranlarında ısı kaynaklarının cidar üzerindeki konumları ve aralarındaki mesafeler

4.1.2.1. Gömülü Isı Kaynakları

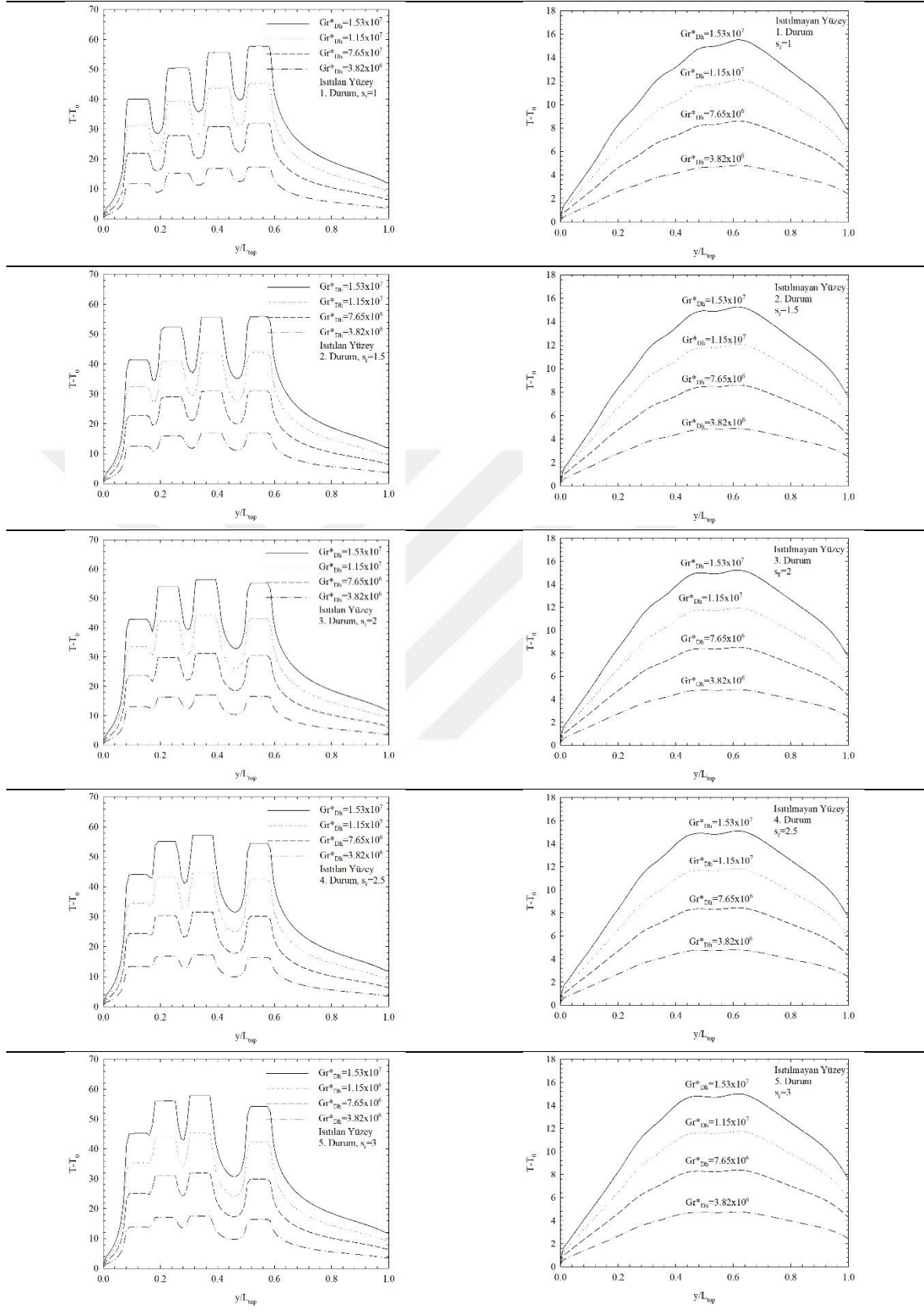
Bu bölümde, yüzeye gömülü olarak monte edilen ısı kaynakları için tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, mesafe oranının ($s_r=1, 1.5, 2, 2.5, 3$) akış ve ısı transfer karakteristikleri üzerine etkileri incelenmiştir. Tüm kaynakların aktif olduğu durumda, birinci durum için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzeylerde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) deneysel ve sayısal olarak elde edilen yüzey sıcaklıkları, Şekil 4.26'da verilmiştir. Birinci durumda ısı kaynakları arasındaki mesafeler birbirine eşit ve mesafe oranı (s_r) bir olarak

alınmıştır. Beklendiği gibi yüzey sıcaklıkları düzeltilmiş Grashof sayısının artışıyla birlikte artmaktadır. Hava kanal içerisinde yükselirken sırasıyla iki, üç ve dördüncü ısı kaynaklarıyla temas etmektedir. Bunun sonucunda havanın sıcaklığı artarken, hava ile ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Isı kaynakları ile hava arasındaki sıcaklık farkının azalmasıyla birlikte ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferi azalmakta ve sonuç olarak kanal çıkışına doğru kaynak yüzeylerinde elde edilen sıcaklıklarda artış görülmektedir. Bakır malzemenin ısı iletim katsayısının yüksek olmasından dolayı ısı kaynaklarının yüzeylerinde sıcaklığın eş dağılılı olduğu görülmektedir. Isı kaynaklarının bulunduğu cidarda, ısıtılmayan bölgelerde sıcaklıklar azalmaktadır. Isı kaynaklarının konumlarına bağlı olarak ısıtılan yüzeyde sıcaklıklar hızlı şekilde artarken ısıtılmayan bölümlerde sıcaklıklar azalmakta ve kanal çıkışına doğru yüzey sıcaklığı ortam sıcaklığına yaklaşmaktadır. Isıtılmayan yüzeydeki sıcaklık değişimi incelendiğinde yüzeyler arasındaki taşınım ile ısı transferinin önemi ortaya çıkmaktadır. Isıtılmayan yüzeyde sıcaklıklar, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarıyla orantılı olarak değişmektedir. Isıtılmayan yüzeyin sıcaklığı kanal girişinden itibaren artmakta, son ısı kaynağının karşısında en yüksek değerini almakta ve kanal çıkışına doğru tekrar azalmaktadır.



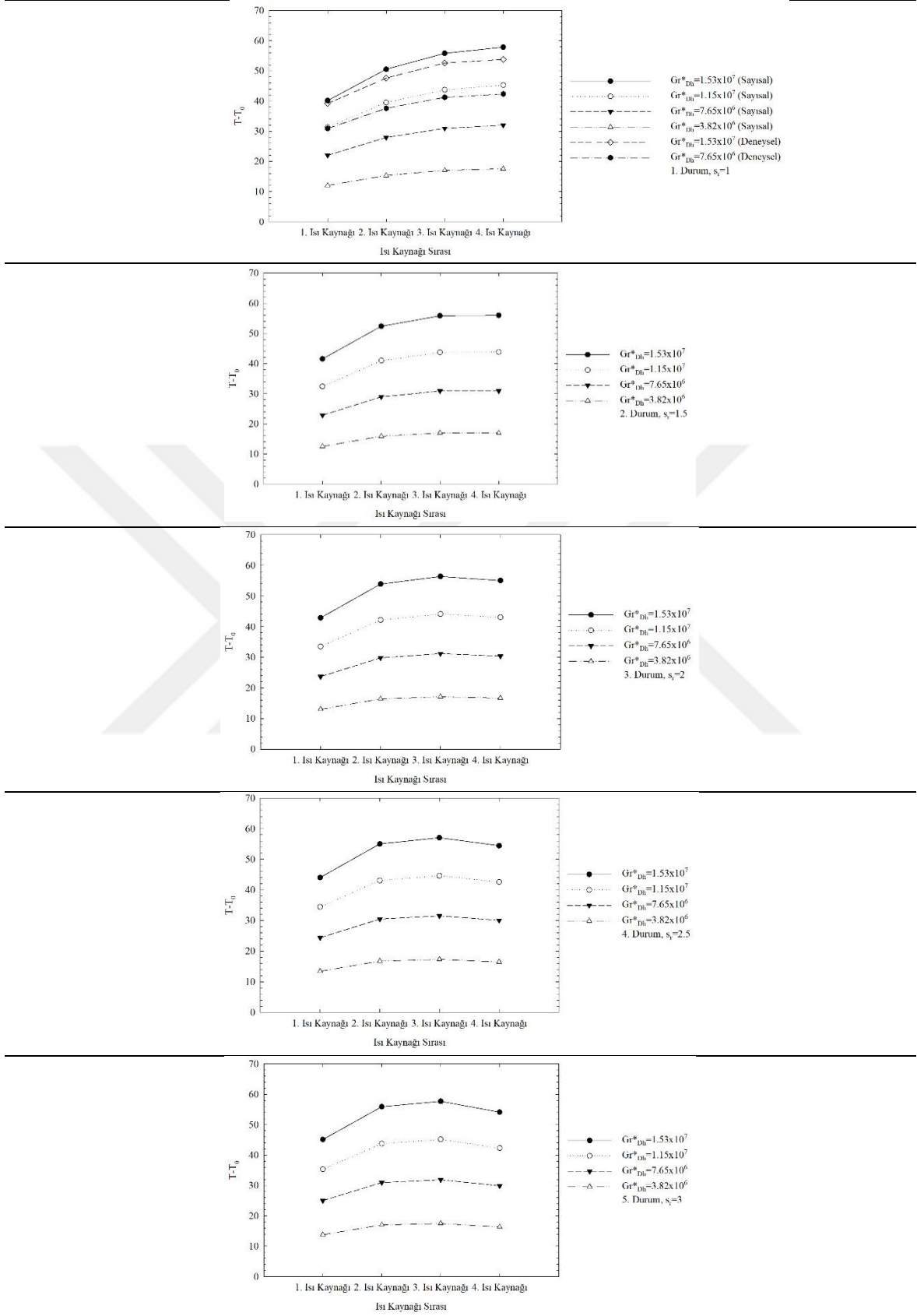
Şekil 4.26. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, birinci durum için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzey sıcaklıklarının Gr^*_{DH} ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), farklı mesafe oranları için ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Gr_{Dh}^* ile değişimi, Şekil 4.27’de verilmiştir. Bu bölümde mesafe oranının ısı kaynakları ve kanal cidarlarının yüzey sıcaklıklarının değişimine olan etkileri üzerinde durulmuştur. Mesafe oranı geometrik olarak değiştiğinden, s_r ’nin artışı ilk üç ısı kaynağını birbirine yaklaştırırken, üç ve dört numaralı ısı kaynakları ise birbirlerinden uzaklaşmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi, Gr_{Dh}^* değerindeki artışla orantılı olarak yüzey sıcaklıklarında artış görülmektedir. Gr_{Dh}^* , ısı kaynaklarının içerisindeki hacimsel ısı üretiminin bir fonksiyonu olup yüzey sıcaklıklarına doğrudan etki etmektedir. Mesafe oranı (s_r) bir iken, ısı kaynakları kanal cidarına eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Bunun sonucunda, kanal girişinden itibaren ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları artmakta olup; son ısı kaynağının yüzeyinde en yüksek sıcaklık değerine ulaşılmaktadır. $s_r=1.5$ değerini aldığı anda ise ilk iki ısı kaynağı birbirine yaklaşmakta ve birinci durum ile karşılaştırıldığında ilk iki ısı kaynağının yüzey sıcaklığı artmaktadır. Bununla beraber, son iki ısı kaynağının arasındaki mesafe açılmaya başlamakta, üç ve dört numaralı ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları birbirlerine neredeyse eşit olmaktadır. $s_r=2, 2.5$ ve 3 değerlerinde ise ilk iki ısı kaynağının sıcaklıkları aşırı derecede artmakta, iki ve üç numaralı kaynakların yüzey sıcaklıkları aksel iletime bağlı olarak birbirlerine çok yakın değerler almaktadır. Üçüncü kaynak yüzeyinde en yüksek sıcaklık değerlerine ulaşılmakta, dördüncü ısı kaynağının yüzey sıcaklığı ise azalmaktadır. Isıtılmayan yüzeydeki sıcaklık değişimi incelendiğinde, benzer şekilde Gr_{Dh}^* değerlerindeki artışla birlikte ısıtılmayan yüzey sıcaklığının da arttığı ve ısı kaynaklarının ısıtılmayan yüzeydeki sıcaklık değişimini doğrudan etkilediği görülmektedir. Isıtılan yüzeydeki sıcaklık değişimine benzer şekilde, ısıtılmayan yüzeyin sıcaklığı kanal girişinden itibaren artmaktadır. En yüksek sıcaklığa sahip ısı kaynağının karşısına denk gelen bölümde yüzey sıcaklığı en yüksek değerini almakta ve sıcaklık kanal çıkışına doğru giderek azalmaktadır. Bu noktada yüzeyler arasındaki ışınlama ısı transferinin önemi ortaya çıkmaktadır. Mesafe oranındaki değişimle birlikte, özellikle $s_r=2$ ve üzerindeki değerlerde üç numaralı ısı kaynağının yüzey sıcaklığı dört numaralı kaynağın yüzey sıcaklığından daha fazladır. Bunun sonucunda üçüncü ısı kaynağının karşısındaki bölümde sıcaklık, s_r ’nin artışıyla birlikte artmaktadır.



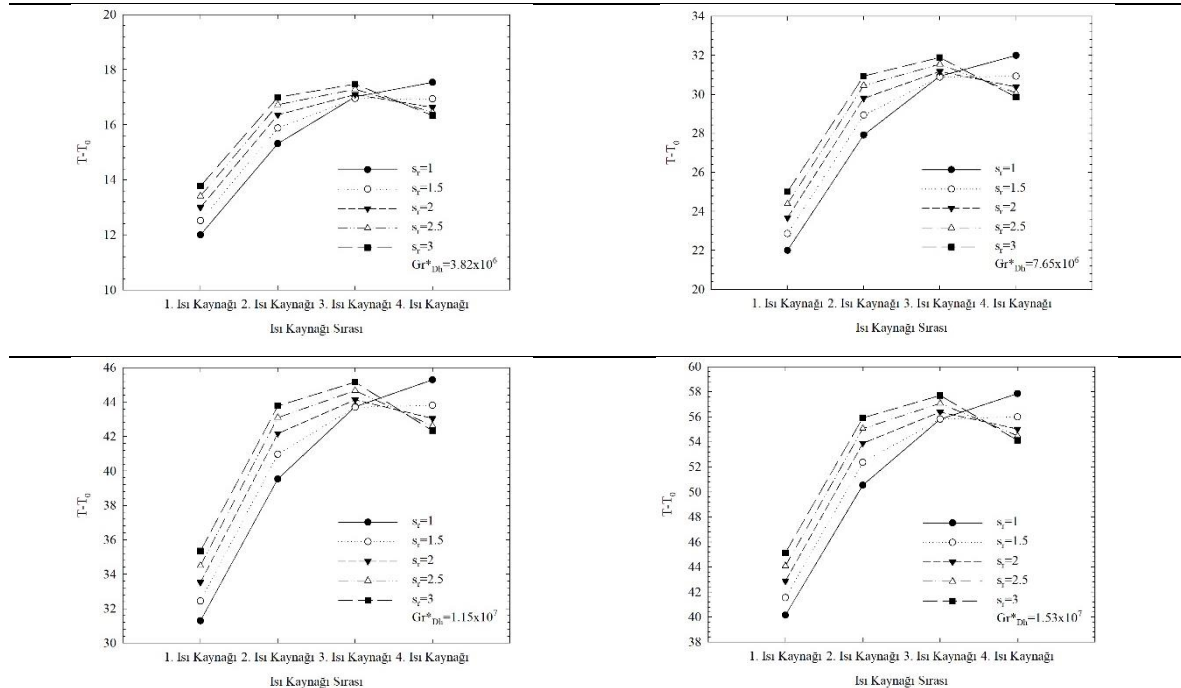
Şekil 4.27. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı mesafe oranları (s_r) için ısıtılan ve ısıtılmayan yan yüzey sıcaklıklarının Gr_{DH}^* ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Farklı mesafe oranlarında, ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama yüzey sıcaklıklarının Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.28’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi ortalama yüzey sıcaklıkları Gr_{Dh}^* ile artmakta ve ortalama sıcaklık değerlerindeki değişim, yüksek Gr_{Dh}^* değerlerinde daha belirgin olmaktadır. $Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$ iken ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıkları birbirlerine çok yakındır. Artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte, kaldırma kuvvetinin etkisi artmakta ve her bir kaynaktan havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi farklı olmaktadır. Bunun sonucunda ise yüksek Gr_{Dh}^* değerlerinde ısı kaynaklarının ortalama sıcaklıkları farklılık sergilemektedir. Daha önce bahsedildiği gibi, $s_r=1$ iken kaynakların yüzey sıcaklıkları kanal girişinden itibaren artmaktadır. s_r ’deki artışla birlikte üç ve dördüncü kaynaklar arasındaki mesafe artmakta ve dördüncü kaynağın sıcaklığı azalmaktadır. $s_r=1.5$ iken son iki kaynağın sıcaklıkları birbirlerine çok yakın iken, $s_r=2$ ve üzerindeki mesafe oranlarında ise üçüncü kaynağın sıcaklığında belirgin bir artış görülmekte ve en yüksek sıcaklık değerine üçüncü kaynak yüzeyinde ulaşılmaktadır. Bununla beraber elektronik devre kartlarında, ısı yayan elemanların sıcaklıkları arasındaki fark, devre içerisindeki ısıl gerilmeleri etkilemesi sebebiyle oldukça önemlidir. Bu noktada, ısı kaynaklarının arasındaki mesafenin eşit olması, ısı yayan elemanların sıcaklıklarını sürekli artırmaktadır. Bununla birlikte, mesafe oranının artışıyla birlikte özellikle iki, üç ve dört numaralı kaynakların yüzey sıcaklıkları birbirlerine yakın değerler almaktadır. Mesafe oranının değişimiyle birlikte ısı kaynakları arasındaki mesafeler değişmekte, kanal cidarı içerisindeki aksel ısı iletimi önem kazanmaktadır. Tüm mesafe oranlarında, özellikle yüksek Gr_{Dh}^* değerlerinde yüzey sıcaklıklarının birbirlerine yakın olması oldukça önemlidir. $s_r=1$ olduğu durumda, $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerini aldığı anda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen en yüksek ve en düşük sıcaklıklar arasındaki fark 17.71°C dir. Bununla birlikte s_r ’nin artışıyla birlikte ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları birbirlerine yakın değerler almakta ve $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ iken ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen en yüksek ve en düşük sıcaklıklar arasındaki fark 12.57°C ’ye düşmektedir ($s_r=3$).



Şekil 4.28. Farklı mesafe oranları (s_r) için ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Gr_{Dh}^* ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

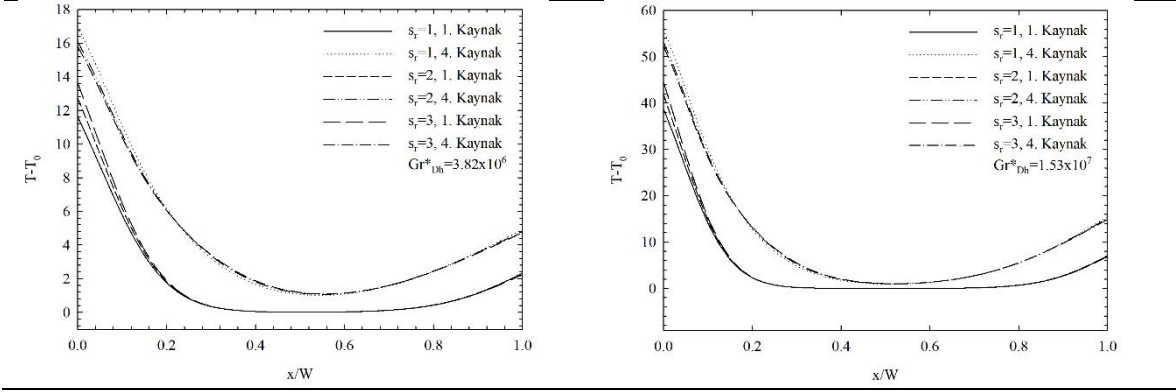
Dört farklı Gr_{Dh}^* değerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı ile değişimi Şekil 4.29’da verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, kanal girişinde birinci ısı kaynağının soğuk akışkanla ilk olarak temas etmesinden dolayı birinci kaynağın sıcaklığı, diğer üç kaynak ile karşılaştırıldığında daha düşüktür. Ortalama yüzey sıcaklıkları birinci kaynaktan itibaren önce artış sergilemekte, sonrasında ise akışkan sıcaklığının artışına bağlı olarak daha düşük artışlar göstermektedir. $s_r=1$ ve 1.5 iken, ulaşılan en yüksek sıcaklık son ısıtıcıda görülmekteyken, $s_r=2, 2.5$ ve 3 değerlerini aldığıında ise, en yüksek sıcaklığa üç numaralı ısı kaynağında ulaşılmaktadır. $s_r=2, 2.5$ ve 3 iken son iki kaynağın arasındaki mesafe fazla olduğundan son ısı kaynağının yüzey sıcaklığında 3.73°C azalma görülmektedir ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ ve $s_r=3$). Kaynak sıcaklıkları dikkatle incelendiğinde, optimum kaynak yerleşiminin $s_r=1.5$ şeklinde olması gerektiği, $s_r=1.5$ iken en yüksek sıcaklık değerinin 1.87°C azaldığı, $s_r=2, 2.5$ ve 3 değerlerinde ise dördüncü kaynağın sıcaklığında kayda değer bir azalma görülürken üç numaralı kaynağın sıcaklığının arttığı görülmektedir. Ancak, $s_r=3$ değerini aldığıında bile ulaşılan en yüksek sıcaklık $s_r=1$ değerinde ulaşılan sıcaklıktan azdır. Elde edilen deneysel ve sayısal veriler ışığında ısı kaynaklarının cidar üzerinde eşit aralıklarla yerleşiminin uygun olmadığı, kaynakların belli bir orana bağlı olarak yerleşiminin ısı transferi açısından daha iyi sonuç verdiği anlaşılmıştır.



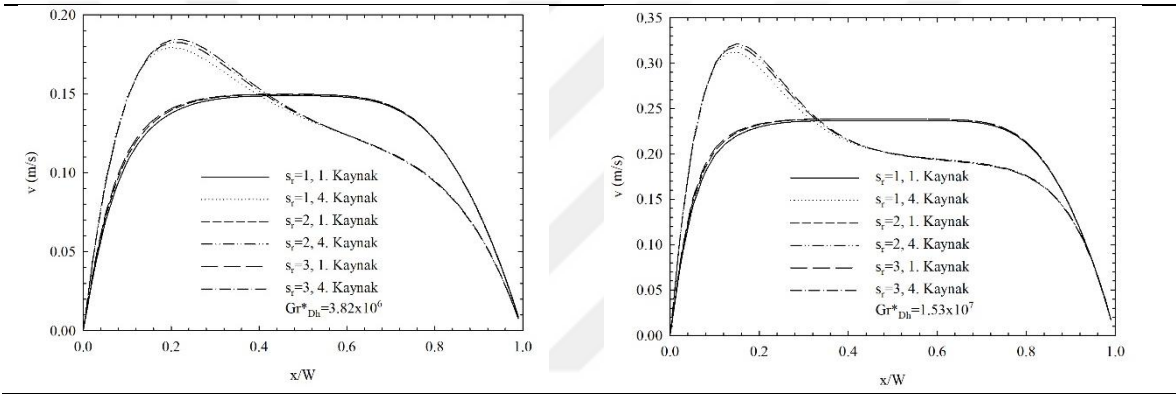
Şekil 4.29. Farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Mesafe oranının farklı değerlerinde, ilk ve son ısı kaynaklarının çıkış ucunda, kanal merkezindeki sıcaklık profili Şekil 4.30'da verilmiştir. Burada, ilk ve son kaynakların seçilmiş olmasının sebebi, bu iki kaynağın konumlarının sabit, diğer iki kaynağın konumlarının ise değişken olmasıdır. Artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte kaynakların sıcaklığının da arttığı daha önce belirtilmişti. Bu durum doğrudan akışkan sıcaklığını etkilemektedir. Hava, kanala ortam sıcaklığında girdiğinden ilk kaynak daha iyi soğutulmaktadır. Hava ısı kaynaklarıyla temas ederek ısındığından dördüncü kaynağın yüzey sıcaklığı daha fazladır. Şekil 4.30'dan görüldüğü gibi her iki Gr_{Dh}^* değerinde de ilk kaynağın çıkış ucunda ısı sınır tabaka daha incedir. Ayrıca kanalın büyük bir bölümünde hava sıcaklığı ortam sıcaklığına neredeyse eşittir. Yüzeyler arasında ışınlama ısı transferiyle birlikte ısıtılmayan yüzeye yakın bölümde hava sıcaklığının arttığı görülmektedir. Son kaynağın çıkış ucunda ise havanın sıcaklığı daha fazla olup ısı sınır tabaka daha kalındır. Mesafe oranındaki artışın sıcaklık profiline etkisi incelendiğinde, artan mesafe oranıyla birlikte birinci kaynağın çıkış ucunda hava sıcaklığının arttığı, son kaynağın çıkış ucunda ise bu durumun tam tersinin söz konusu olduğu görülmektedir. Dördüncü kaynağın çıkış ucunda, $s_r=1$ iken sınır tabaka içerisinde hava sıcaklığı daha fazla olup, mesafe oranı arttıkça sıcaklık azalmaktadır.

Mesafe oranının farklı değerlerinde, ilk ve son ısı kaynaklarının çıkış ucunda, kanal merkezindeki hız profili Şekil 4.31'de verilmiştir. Görüldüğü gibi ilk ısı kaynağının çıkış ucunda hız profili neredeyse simetrik yapıdadır. Dördüncü ısı kaynağının çıkış ucunda ise artan akışkan sıcaklığına bağlı olarak kaldırma kuvvetinin etkisi artmakta ve akış sınır tabaka yapısını almaktadır. Dördüncü kaynağa yakın bölgede hız en yüksek değerini alırken kanal merkezine doğru hız azalmaktadır. $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde akışkan hızları daha fazladır. Sınır tabaka akışı daha belirgin olup; hidrodinamik sınır tabaka daha incedir. Mesafe oranının hız profiline etkisi incelendiğinde ise, ilk ısı kaynağının çıkış ucunda mesafe oranının hız profiline belirgin bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Ancak, Gr_{Dh}^* 'daki artış, mesafe oranının hız profili üzerindeki etkisini belirgin kılmaktadır. Kaynaklar eşit aralıklarla yerleştirildiğinde, sınır tabaka içerisinde hız değerleri daha düşük olup; mesafe oranındaki artışla birlikte akışkan hızı da artmaktadır.



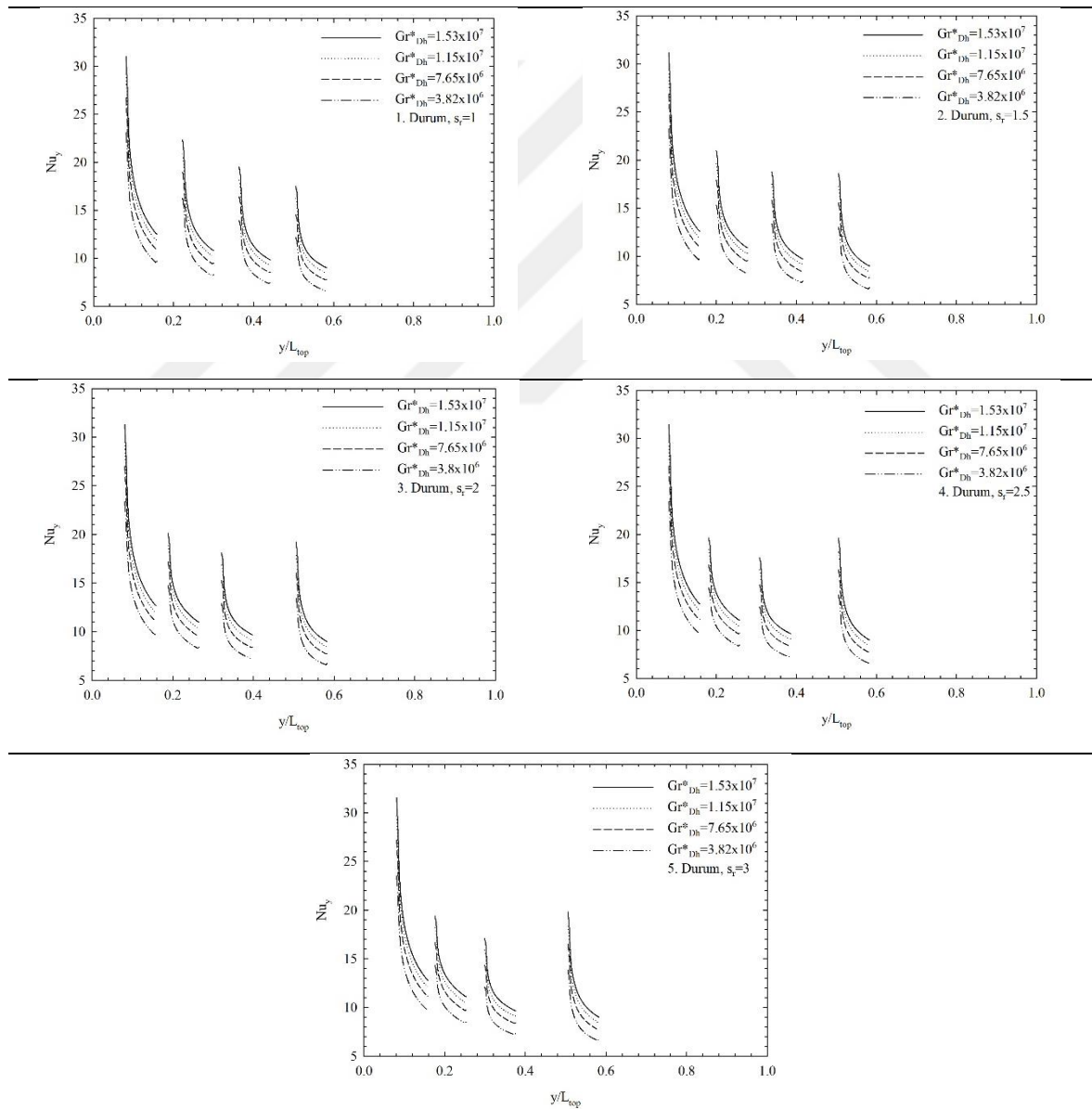
Şekil 4.30. Farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde, bir ve dört numaralı ısı kaynaklarının çıkış ucunda, $s_r=1, 2$ ve 3 için sıcaklığın yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)



Şekil 4.31. Farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde, bir ve dört numaralı ısı kaynaklarının çıkış ucunda, $s_r=1, 2$ ve 3 için düşey hız bileşeninin yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)

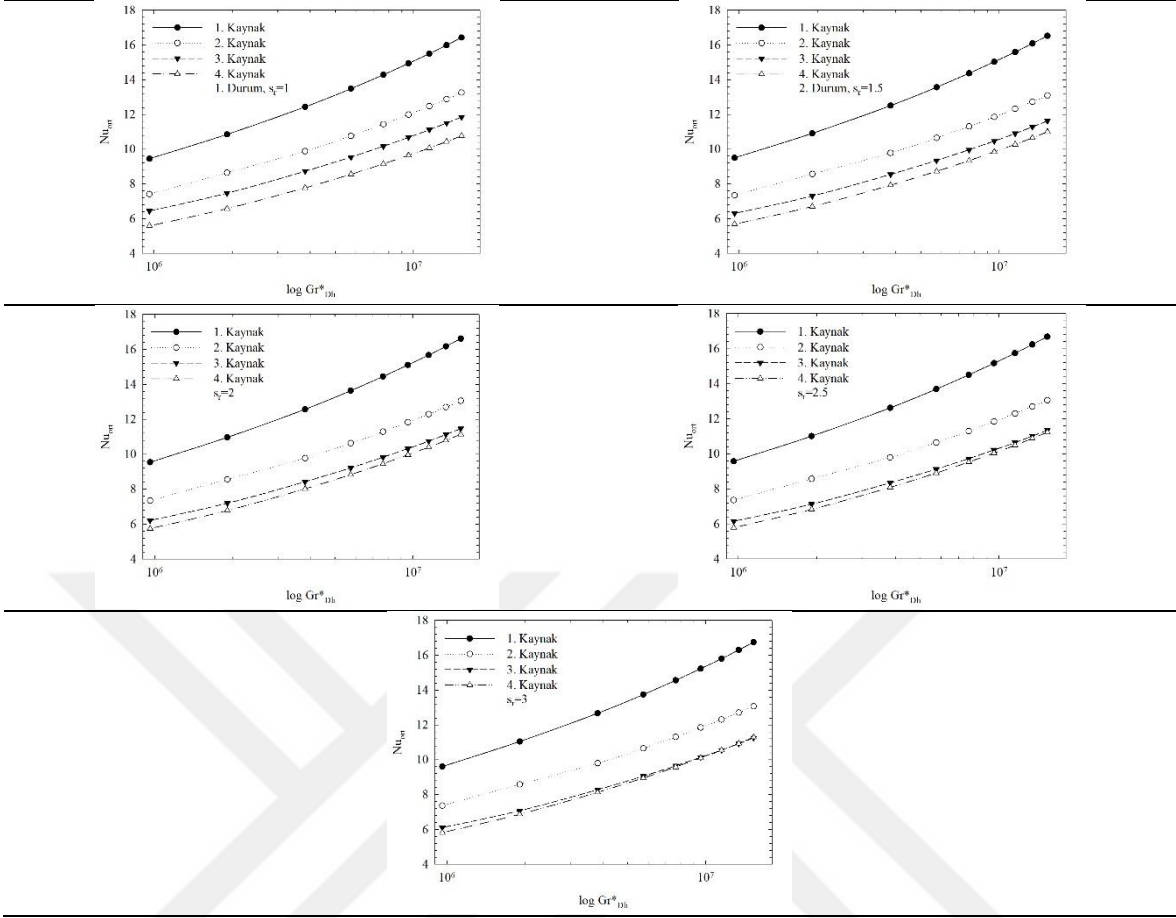
Farklı mesafe oranlarında, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.32’de verilmiştir. Yerel Nusselt sayısının Gr_{Dh}^* ile doğru orantılı olduğu ve Gr_{Dh}^* değerindeki artışla birlikte kaynak yüzeyinde yerel Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir. Hava kanal içerisine ortam sıcaklığında (24°C) girdiğinden dolayı tüm mesafe oranlarında yerel Nusselt sayısı ilk kaynağın giriş ucunda en yüksek değerini almaktadır. Kaynakla temas eden hava ısınmakta ve ısı kaynağının çıkış ucuna doğru yerel Nusselt sayısı azalmaktadır. Sonrasında, hava ısınarak kanal içerisinde yükseldiğinden yerel Nusselt sayısı değerleri giderek azalmaktadır ($s_r=1$). Mesafe oranındaki değişim, kaynak sıcaklıklarını etkilediği gibi kaynak yüzeylerinden havaya taşınımı gerçekleştiren ısı transferini de önemli ölçüde etkilemektedir. $s_r=1$ iken kaynak yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerleri giderek azalırken,

$s_r=1.5$ değerini aldığıında, son iki kaynak yüzeyinde hesaplanan değerler birbirlerine oldukça yakındır. Mesafe oranının artışıyla beraber son iki kaynağın arasındaki mesafe açılırken, akışkan bu bölgede soğumaktadır. Dolayısıyla, $s_r=1.5$ değerini aldığıında son iki kaynağın ısı transfer karakteristikleri birbirlerine benzemektedir. $s_r=2, 2.5$ ve 3 değerlerini aldığıında ise son ısı kaynağının yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerleri giderek artmakta, bu durum özellikle kaynağın giriş ucunda net bir şekilde görülebilmektedir. Ancak, s_r 'nin iki ve üstündeki değerlerinde ilk üç ısı kaynağı birbirlerine çok yaklaştığından özellikle iki ve üç numaralı ısı kaynaklarının yüzeylerinde taşınımın ısı transferinin azaldığı görülmektedir.

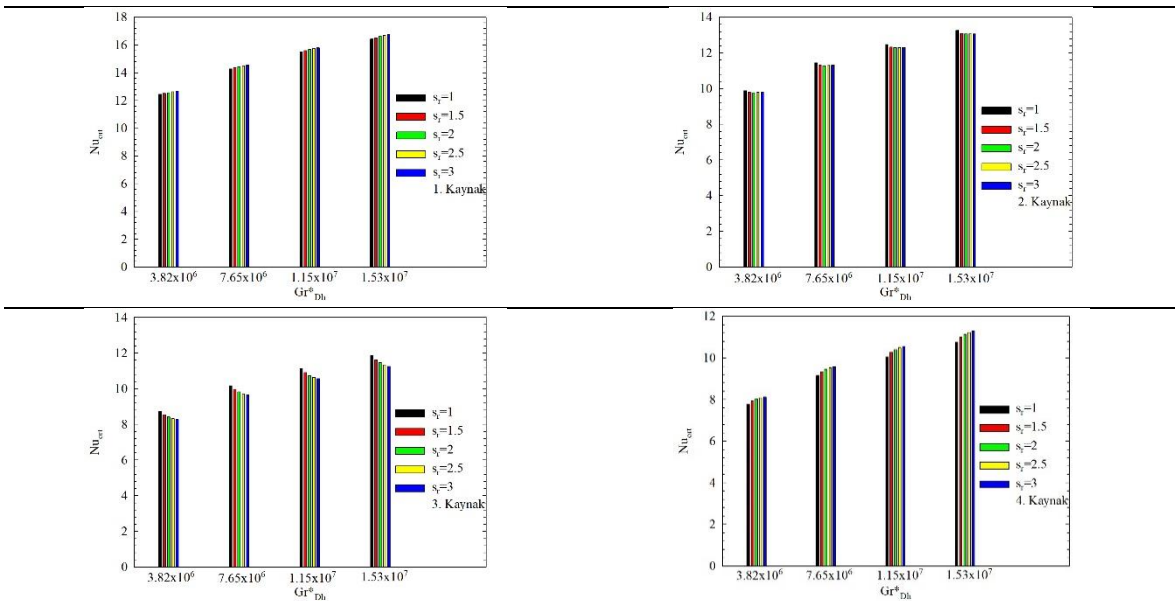


Şekil 4.32. Farklı mesafe oranlarında, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi

Her bir mesafe oranı için ısı kaynaklarının yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.33 ve Şekil 4.34'te verilmiştir. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri Gr_{Dh}^* ile birlikte artmaktadır. Ortalama Nusselt sayısı $s_f=1$ iken en yüksek değerini kanal girişine yakın olan ilk ısı kaynağında alırken, kanal çıkışına doğru ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır. Bu durumun, akışkan ve kaynak arasındaki sıcaklık farkından kaynaklandığı önceki bölümlerde belirtilmişti. Mesafe oranındaki değişim, kaynakların yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerini de değiştirmekte; fakat her bir kaynağın davranışı farklı olmaktadır. Mesafe oranının artışıyla birlikte, ilk ısı kaynağının yüzey sıcaklığının artmasıyla birlikte, yüzey-akışkan sıcaklık farkı arttığından yüzeydeki ortalama Nusselt sayısı da artmaktadır. Mesafe oranının artışı ikinci ısı kaynağının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinde belirgin bir değişikliğe neden olmamaktadır. İkinci kaynağın yüzey sıcaklığı artmasına rağmen, ilk kaynakla temas eden hava da ısınmakta, sonuç olarak ikinci kaynaktan havaya taşınım ile ısı transferinde belirgin bir değişim görülmemektedir. Bununla birlikte, son iki ısı kaynağından havaya taşınım ile ısı transferi mesafe oranından etkilenmektedir. İlk iki ısı kaynağından havaya olan taşınım ile ısı transferi sonucunda havanın sıcaklığı artmakta ve merkezdeki iki kaynağın aralarındaki mesafenin kısalması sonucunda aksenal ısı iletimi önem kazanmaktadır. Sonuç olarak, mesafe oranındaki artışla birlikte üçüncü kaynağın yüzey sıcaklığı artmakta, fakat bu kaynaktan havaya olan taşınım ile ısı transferi azalmaktadır. Dördüncü ısı kaynağından havaya taşınım ile ısı transferi ise mesafe oranındaki artışla doğru orantılı olarak artmaktadır. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte, ara bölgede akışkan soğuduğundan dördüncü ısı kaynağından havaya taşınım ile ısı transferi daha fazladır.

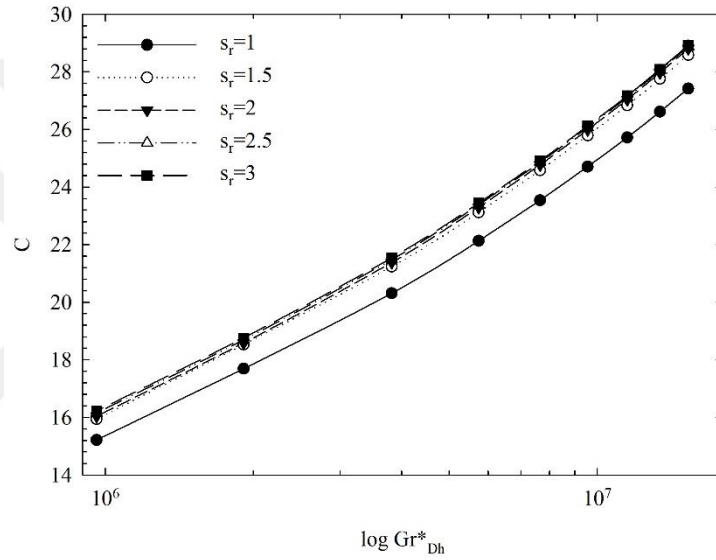


Şekil 4.33. Farklı mesafe oranlarında, kaynak yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi



Şekil 4.34. Her bir ısı kaynağı yüzeyinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin mesafe oranı ile değişimi

Farklı mesafe oranları için global iletkenliğin Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.35'te verilmiştir. Daha önce bahsedildiği gibi global iletkenlik değerleri hesaplanırken kaynak yüzeyindeki toplam ısı akısı (taşınım+ışınım) hesaba katılmaktadır. Gr_{Dh}^* arttıkça kaynak içerisindeki ısı üretimi ve global iletkenlik değeri de artmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi ısı kaynakları kanal cidarına eşit aralıklarla yerleştirildiğinde ($s_r=1$), global iletkenlik değeri diğer mesafe oranlarında hesaplanan değerlere oranla daha düşüktür. Bununla beraber mesafe oranının artışıyla birlikte ısı kaynaklarından gerçekleşen toplam ısı transferi artmakta ve sistemin global iletkenlik değeri artmaktadır.



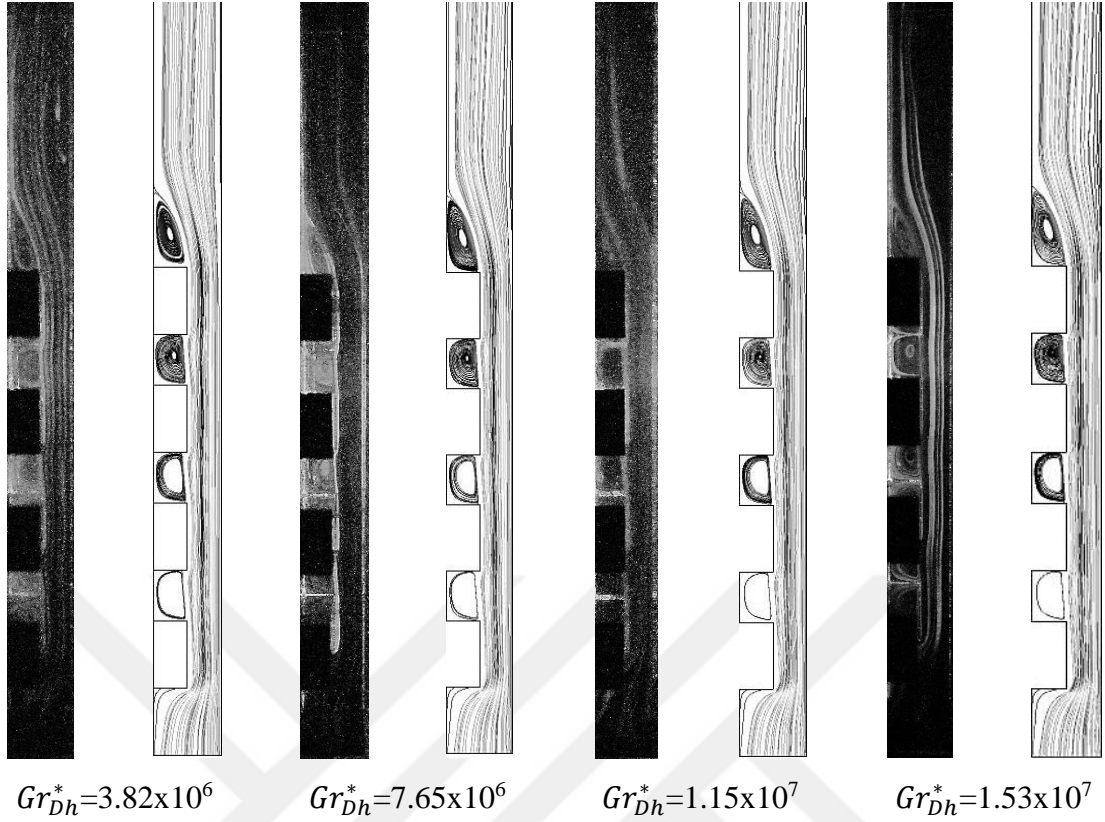
Şekil 4.35. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı mesafe oranları için global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

Bu bölümde tüm kaynakların aktif olduğu durumda, mesafe oranının ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan havaya ve diğer yüzeylere olan ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde ısı kaynaklarının kanal cidarına eşit aralıklarla yerleştirilmesinin ($s_r=1$), yüzey sıcaklıkları ve ısı transferi açısından optimum yerleşim olmadığı görülmektedir. Bu durumda, kaynakların yüzey sıcaklıkları sürekli artarken kaynakların yüzeylerinden havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi ters orantılı olarak sürekli azalmaktadır. Mesafe oranındaki değişimle birlikte kaynaklar arası mesafe değişmektedir. Bunun sonucunda, kaynakların yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi de değişmektedir. $s_r=1.5$ değerini aldığı anda sistemde

ulaşılan en yüksek sıcaklık değerinde 1.87°C azalma meydana gelmektedir. Ancak, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklıktaki azalma ısı performans açısından tek başına yeterli değildir. Cidar ve ısı kaynakları birlikte düşünüldüğünde, kaynaklar arasındaki sıcaklık farkı da ısı gerilmeleri en alt düzeyde tutmak için minimum olmalıdır. Bu açıdan değerlendirildiğinde, $s_r=3$ değerini aldığı anda, en yüksek ve en düşük kaynak sıcaklıkları arasındaki fark 12.57°C olup; bu mesafe oranında ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri $s_r=1$ iken ulaşılan en yüksek sıcaklıktan daha azdır. Yüzey sıcaklıkları dışında sistemin global iletkenliği de mesafe oranının artışıyla birlikte artmaktadır. $s_r=3$ iken global iletkenlik en yüksek değerini almaktadır. Sonuç olarak optimum yerleşimin $s_r=3$ olduğu belirlenmiştir.

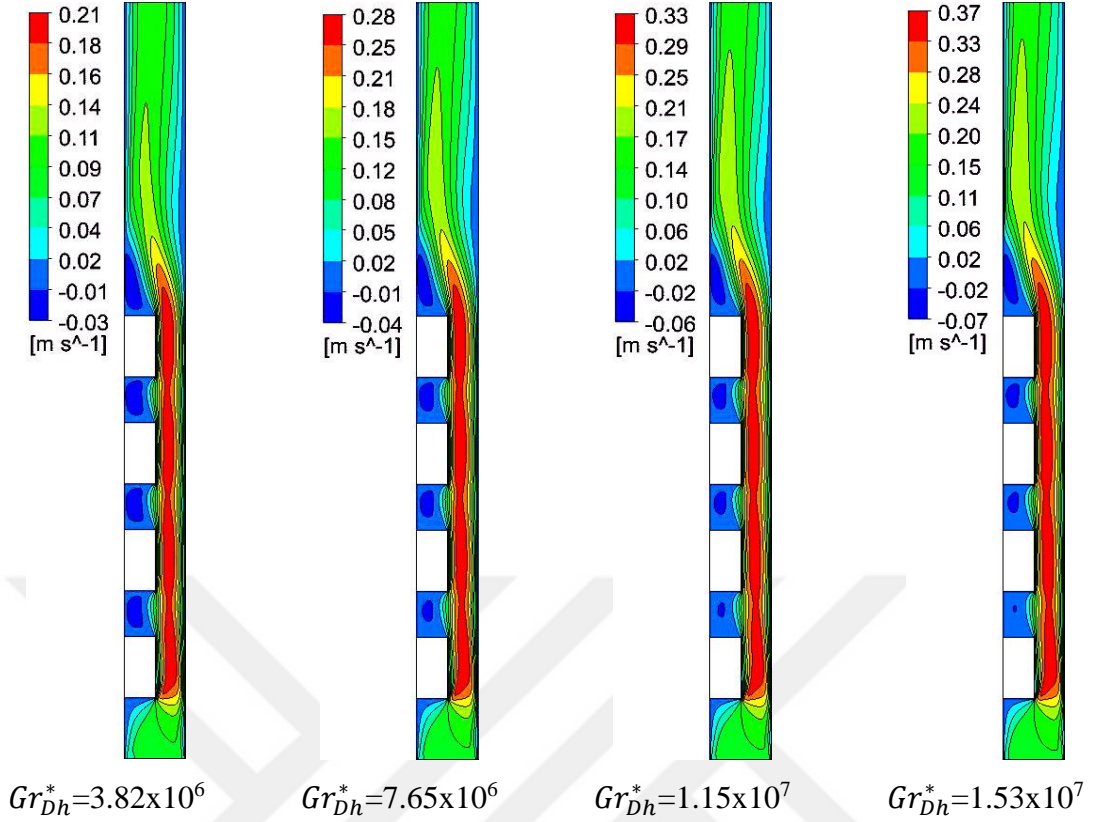
4.1.2.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları

Bu bölümde tüm kaynakların aktif olduğu durumda, farklı mesafe oranları ($s_r=1, 1.5, 2, 2.5, 3$) ve çıkıntı oranlarının ($b/W=0.125, 0.25, 0.375, 0.5$) doğal taşınım ile akış ve ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Deneysel çalışmalar çıkıntı oranının (b/W) 0.5 değeri için yapılmış olup; geniş bir parametre aralığında sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde, deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri Şekil 4.36'da verilmiştir. Kanal girişinde hava ilk olarak birinci kaynak ile temas ederek yükselirken, ilk kaynağın hava ile temas eden ilk köşesinde (B köşesi) akış ayrılması meydana gelmekte ve ısı kaynaklarının arasında, ana akıştan ayrılan ikincil akış bölgeleri oluşmaktadır. İlk iki kaynak arasındaki resirkülasyon oldukça zayıf iken, ısınan akışkanın momentumunun artışıyla birlikte, diğer kaynaklar arasındaki resirkülasyonun şiddeti de artmaktadır. Son ısı kaynağının ardında ise kanal kesiti ani olarak genişlemekte ve kaynağın ardında resirkülasyon meydana gelmektedir. Son kaynağın arkasındaki resirkülasyonun ardından akışkan sol cidara tutunmaktadır. Düzeltilmiş Grashof sayısındaki artışla beraber, ısınan akışkan ısı kaynaklarının bulunduğu sol cidara yaklaşmaktadır.



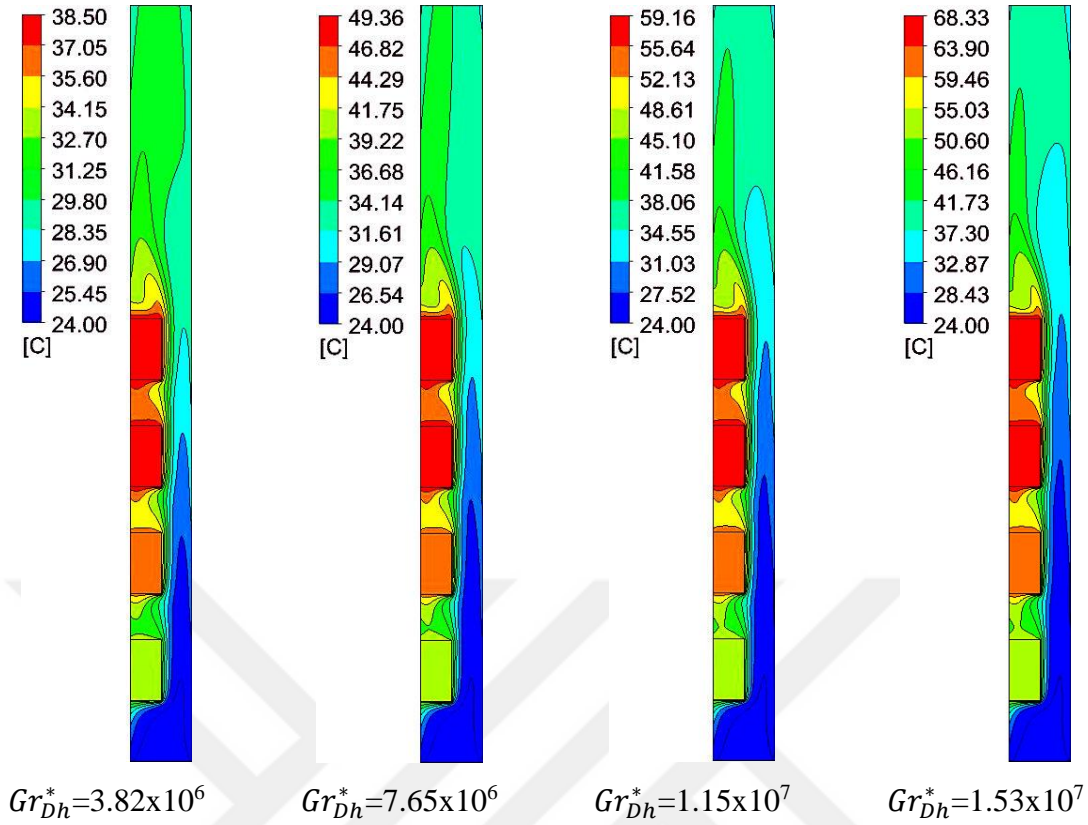
Şekil 4.36. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri

$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen hız alanları Şekil 4.37’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları artmakta ve buna bağlı olarak ısınan akışkanın hızı artmaktadır. Şekil 4.36’da açıklandığı gibi birinci ısı kaynağının akışkanla temas eden ilk köşesinde akışta ayrılma meydana gelmekte ve ısı kaynaklarının arasında, ana akıştan ayrılan ikincil akış bölgeleri oluşmaktadır. Kaynaklar arasında meydana gelen resirkülasyonun şiddeti, artan Gr_{Dh}^* ile birlikte artmaktadır. $b/W=0.5$ iken, çıkıntı oranı oldukça yüksek olup; daralan kesit alanına bağlı olarak kaynaklar ile sağ cidar arasında yüksek hız bölgeleri oluşmaktadır. Kesit alanı son ısı kaynağından sonra aniden genişlemekte, son kaynağın ardında ikincil akış bölgesi meydana gelmektedir. Aniden genişleyen kesit alanına bağlı olarak, akışkan bir süre sonra sol cidara tutunmaktadır. Son olarak, artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte resirkülasyon şiddetinin arttığı, hız alanları incelendiğinde rahatlıkla görülebilir.



Şekil 4.37. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen hız alanları

$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen sıcaklık alanları Şekil 4.38'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte ısı kaynaklarının hacimsel ısı üretimi artmakta ve buna bağlı olarak kaynak sıcaklığı da artmaktadır. Hava, kanala ortam sıcaklığında girmekte ve ısı kaynaklarıyla temas ederek kanal içerisinde yükselmektedir. Kanal girişinde bulunan ilk ısı kaynağının sıcaklığı diğer kaynaklar ile karşılaştırıldığında oldukça düşük olup, kaynak sıcaklıkları kanal çıkışına doğru artmaktadır. Bu durum, ısınan akışkanın sıcaklığının artması ve kaynaklardan havaya olan taşınım ile ısı transferinin azalmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, ısı kaynakları bakır bloklar ve ısıtıcılardan oluşmakta, bakır blokların ısı iletim katsayısı oldukça yüksek olduğundan ısı kaynaklarının içerisinde ve kaynak yüzeylerinde sıcaklık eş dağılılı olmaktadır. Kaynaklar arasında ve son kaynağın ardında ortaya çıkan ikincil akış bölgeleri sıcaklık alanlarını da etkilemektedir. Kaynakların arasında ve özellikle son kaynağın ardında, saat yönünün tersi yönde dönmekte olan resirkülasyon hücrelerinin varlığına bağlı olarak, ısınan hava resirkülasyon hücrelerinin dönme yönünde kanal içerisine yayılmaktadır.

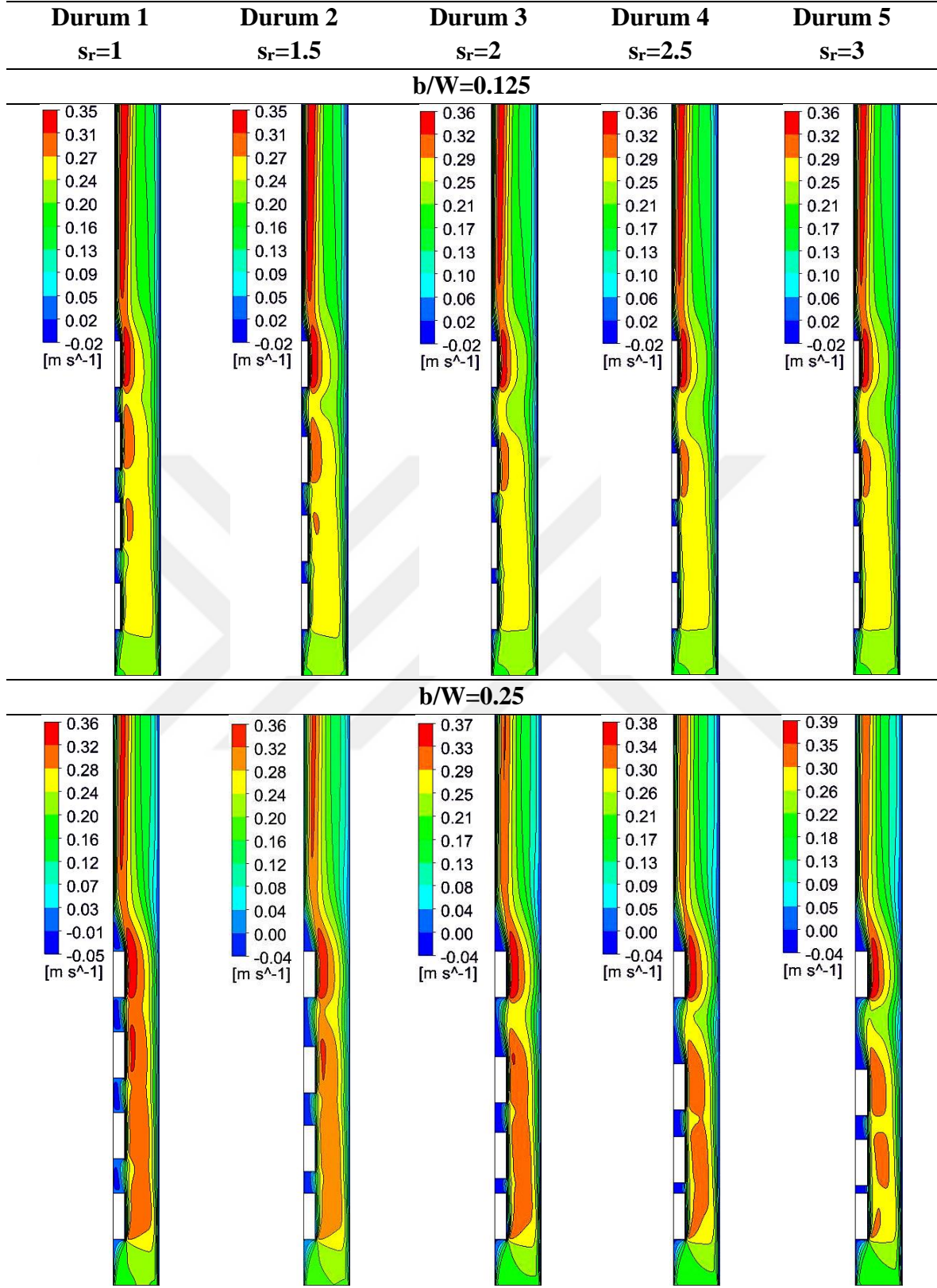


Şekil 4.38. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen sıcaklık alanları

Farklı mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sayısal olarak elde edilen hız ve sıcaklık alanları sırasıyla Şekil 4.39 ve Şekil 4.40'ta verilmiştir. Hız ve sıcaklık alanları $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değeri için verilmiş olup; mesafe oranı ve çıkıntı oranının akışkan hızı ve sıcaklığına etkileri üzerinde durulmuştur. Şekil 4.39 incelendiğinde ilk olarak mesafe oranının kanal içerisindeki akışkanın maksimum hız değerine bir etkisinin bulunmadığı; ancak, mesafe oranının değişimiyle birlikte hızın en yüksek olduğu bölgenin konumunun değiştiği görülmektedir. Ayrıca, akışkanın en yüksek hız değeri çıkıntı oranındaki artışla birlikte artmaktadır. $b/W=0.5$ oranında ise hız değerlerinin bir miktar azaldığı görülmektedir. $b/W=0.125$, 0.25 ve 0.375 iken akışın laminar, $b/W=0.5$ değerinde ise akışın türbülanslı rejimde olduğu sayısal hesaplamalar sonucunda belirlenmiştir. Daha önce belirtildiği gibi kanal cidarına monte edilen çıkıntılı ısı kaynakları türbülantör görevi görmekte ve akış içerisindeki çalkantıyı artırmaktadır. Mesafe oranı ve çıkıntı oranındaki değişim, ısı kaynakları arasında ortaya çıkan resirkülasyon bölgelerini de etkilemektedir. Mesafe oranındaki artışla birlikte, ilk iki ısı kaynağının arasındaki mesafe azaldığından, ilk iki kaynak arasında belirgin bir ikincil akış meydana gelmemektedir. Mesafe oranındaki

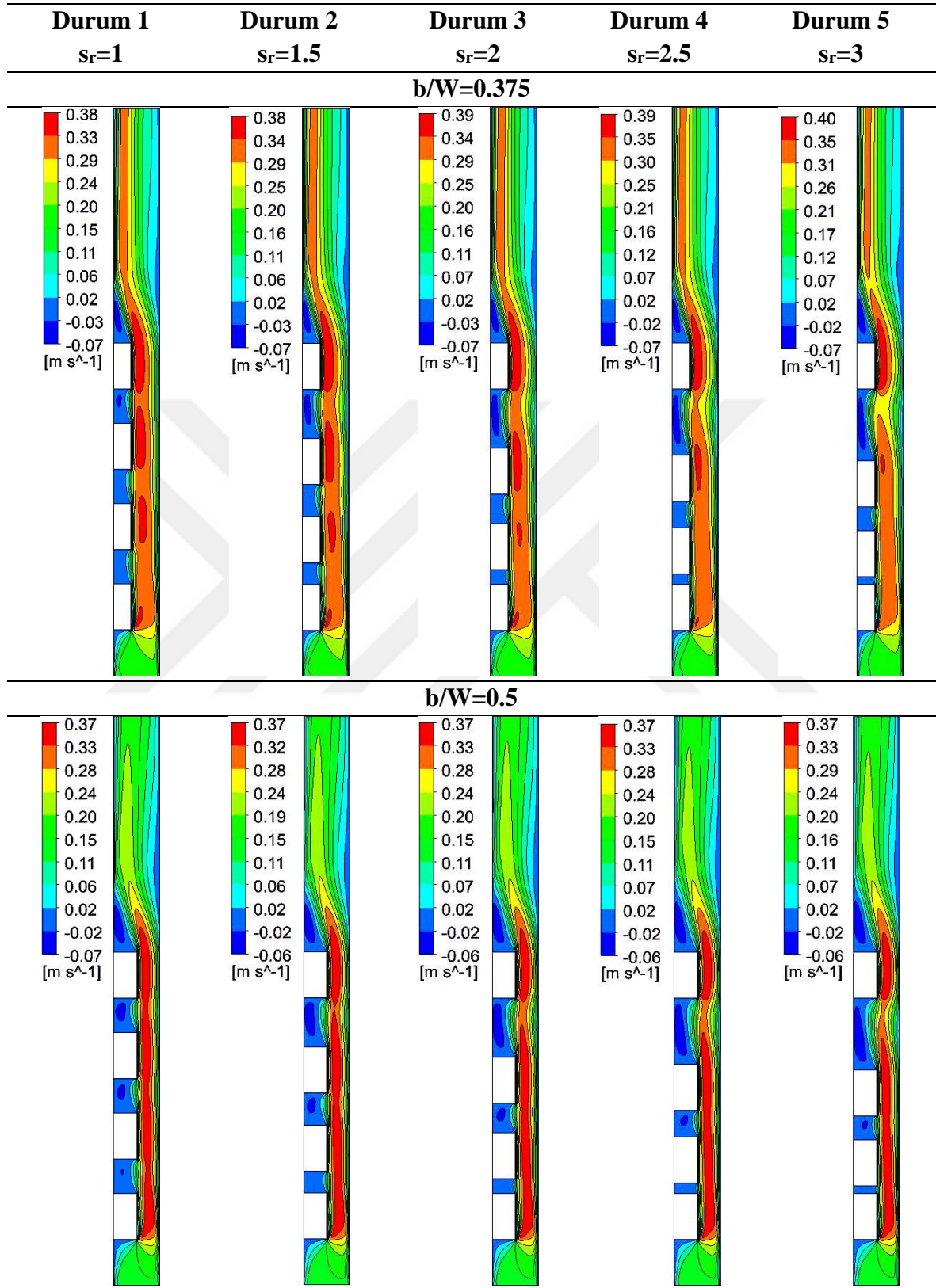
artıyla son iki kaynağın arasında ortaya çıkan resirkülasyon bölgesinin ise genişlediği görülmektedir. Çıkıntı oranının ikincil akış bölgelerine etkisi incelendiğinde, çıkıntı oranının artışıyla birlikte kaynakların arasında, ana akıştan ayrılan ikincil akış bölgelerinin varlığı daha net ortaya çıkmaktadır. $b/W=0.125$ değerini aldığı anda kaynakların arasında ve son kaynağın ardında belirgin bir resirkülasyon meydana gelmemektedir. $b/W=0.25$ değerinde ise ikincil akış bölgelerinin önemi artmakta, mesafe oranındaki artış bu durumu desteklemektedir. Özellikle, $b/W=0.375$ ve 0.5 değerlerinde, son iki kaynağın arasında ve son kaynağın ardında oluşan ikincil akış bölgeleri net bir şekilde görülebilmektedir.

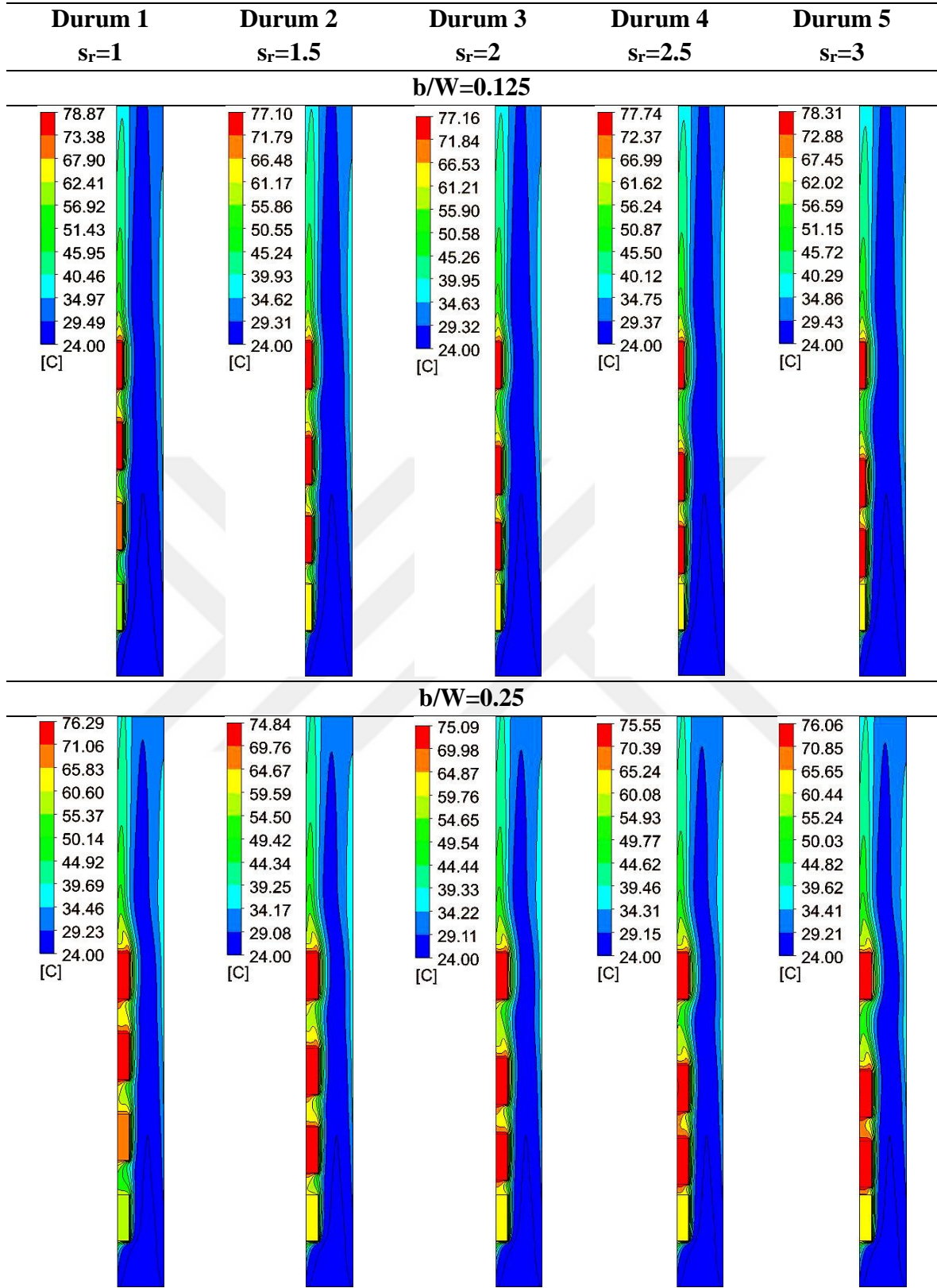
Şekil 4.40'ta kanal ve ısı kaynaklarının içerisinde sıcaklık değişimi mesafe oranı ve çıkıntı oranına bağlı olarak verilmiştir. Çıkıntı ve mesafe oranındaki değişimler hız alanını değiştirdiğinden sıcaklık alanını da oldukça etkilemektedir. Çıkıntı ve mesafe oranındaki değişim ikincil akış bölgelerini önemli ölçüde etkilemekte, ısı kaynakları ve akışkan sıcaklığı farklı değerler almaktadır. Çalışılan tüm çıkıntı oranlarında, ısı kaynaklarının sıcaklığı mesafe oranından etkilenmektedir. Gömülü ısı kaynaklarının kullanıldığı durumlar ile benzer şekilde, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri $s_r=1.5$ iken tüm çıkıntı oranlarında en düşük değerini almaktadır. Mesafe oranı daha fazla artırıldığında ise ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri artmaktadır. Çalışılan durumlar içerisinde, $b/W=0.125$ ve 0.25 iken mesafe oranı ne kadar artarsa artsın ulaşılan en yüksek sıcaklık $s_r=1$ 'de ulaşılan en yüksek sıcaklıktan azdır. Ancak, $b/W=0.375$ ve 0.5 değerlerini aldığı anda, $s_r=3$ iken ulaşılan en yüksek sıcaklık $s_r=1$ 'de ulaşılan en yüksek sıcaklıktan daha fazladır. Isı kaynaklarının çıkıntı oranındaki artış, kaynakların iç bölgeleri ve yüzeylerindeki ulaşılan en yüksek sıcaklık değerini aşağı çekmektedir. Çalışılan tüm mesafe oranlarında, çıkıntı oranının 0.125 'ten 0.5 'e çıkmasıyla, ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri yaklaşık olarak 10.5°C azalmaktadır. Kanal içerisindeki sıcaklık değişimi incelendiğinde, $b/W=0.125$ değerini aldığı anda, ısı sınır tabaka dışında akışkan sıcaklığının neredeyse eş dağılı ve ortam sıcaklığına yakın olduğu görülmektedir. Çıkıntı oranındaki artış soğuk akışkanın nüfuz ettiği bölgeyi daraltmakta, ısı kaynakları arasında kalan akışkan ısınmakta ve kanal çıkışına doğru akışkan sıcaklığı belirgin olarak artmaktadır. Mesafe oranının değişimi, kaynaklar arasındaki ikincil akış bölgelerinin yapısını etkilediğinden dolayı sıcaklık alanları üzerinde de etkilidir. Saat yönünün tersi yönde dönmekte olan resirkülasyon hücreleri, kaynaklardan yayılan ısının da aynı yönde akışkana nüfuz etmesine sebep olmaktadır.



Şekil 4.39. Çalışılan tüm mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında, kanal içerisinde akışkan hızının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

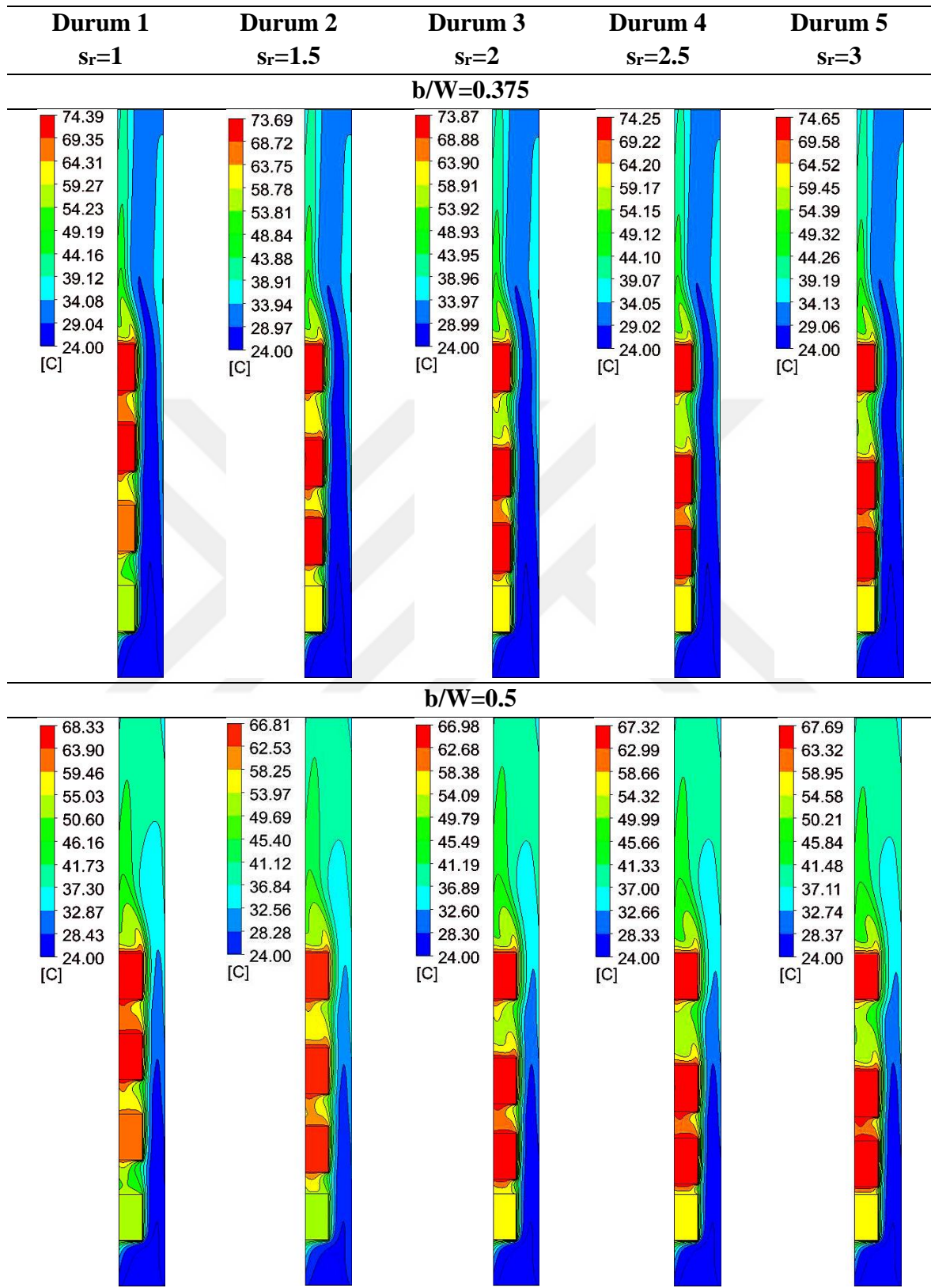
Şekil 4.39.'un devamı





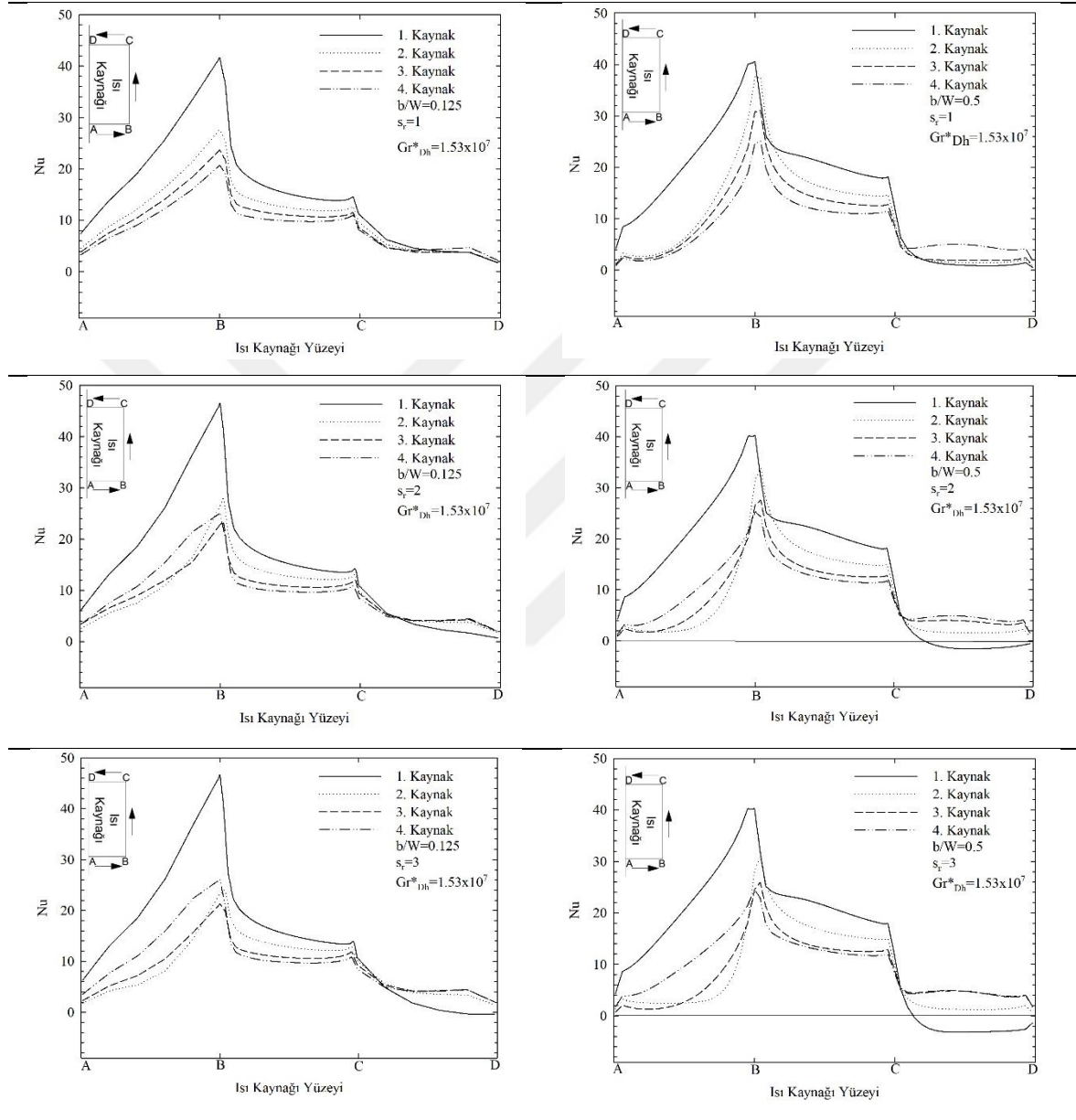
Şekil 4.40. Çalışılan tüm mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında, kanal içerisinde sıcaklık değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

Şekil 4.40.'in devamı



Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı mesafe ve çıkıntı oranları için ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel Nusselt sayısının değişimi Şekil 4.41’de verilmiştir. Hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerleri kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde, üç farklı mesafe oranı ($s_r=1, 2$ ve 3) ve iki farklı çıkıntı oranında ($b/W=0.125, 0.5$) sunulmuştur. Şekil 4.41’den görüldüğü gibi ısı kaynaklarının akışkanla ilk temas eden AB yüzeyinde yerel Nusselt sayısı kanal cidarından (A köşesi) ana akışla temasta olan B köşesine doğru artmaktadır. Soğuk akışkanla ilk temas eden kaynağın AB yüzeyinde yerel Nusselt sayısı değerlerinin tüm mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında daha fazla olduğu görülmektedir. Isı kaynaklarının eşit aralıklarla yerleştirildiği durumda ($s_r=1$), birinci kaynaktan dördüncü kaynağa doğru yerel Nusselt sayısı değerleri azalmaktadır. $s_r=2$ ve 3 değerlerinde, üçüncü ile dördüncü kaynak arasındaki mesafe arttığından bu bölgede resirkülasyon şiddeti artmakta ve dördüncü kaynağın AB yüzeyinde yerel Nusselt sayısı değerlerinin üçüncü kaynakla kıyaslandığında daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak, mesafe oranındaki artışla birlikte ilk iki kaynak arasındaki mesafe azaldığından, ikinci kaynağın AB yüzeyinde yerel Nusselt sayısı değerleri azalmaktadır. BC yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının değişimi incelendiğinde B köşesinde yerel Nusselt sayısının en yüksek değerini aldığı, yerel Nusselt sayısının yüzey boyunca azaldığı ve C köşesine doğru az da olsa artış meydana geldiği görülmektedir. $b/W=0.5$ değerini aldığı anda ise ilk kaynağın BC yüzeyinde yerel Nusselt sayısının oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum çıkıntı oranının fazla olmasına bağlı olarak kesit alanının daralmasından kaynaklanmaktadır. B köşesinde akışta ayrılma meydana geldiğinden yerel Nusselt sayısı değerlerinin neredeyse sabit kaldığı görülmektedir. Ayrıca, BC yüzeylerinde yerel Nusselt sayısı değerleri, mesafe ve çıkıntı oranından bağımsız olarak ilk kaynaktan son kaynağa doğru sürekli azalmaktadır. CD yüzeylerinde yerel Nusselt sayısının mesafe oranı ve çıkıntı oranı ile değişimi incelendiğinde, ikincil akışların yerel Nusselt sayısının değişimine etkileri net bir şekilde görülmektedir. Önceki bölümlerde, $b/W=0.125$ iken kaynaklar arasında belirgin bir ikincil akış meydana gelmediği belirtilmişti. $b/W=0.5$ değerini aldığı anda, ana akıştan ayrılan ikincil akışın yerel Nusselt sayısı üzerine etkisi belirgin hale gelmektedir. $b/W=0.5$ iken, mesafe oranından bağımsız olarak üçüncü ve dördüncü kaynakların CD yüzeylerinde yerel Nusselt sayısında önce hafif bir artış, sonrasında kanal cidarına doğru azalma görülmektedir. $b/W=0.5$ ve $s_r=2$ ve 3 değerlerinde, ilk kaynağın CD yüzeyinde ise ilk iki kaynağın birbirlerine çok yakın olmalarından dolayı ilk iki kaynak arasında ısınan durgun akışkandan ilk kaynağa doğru taşınım ile ısı transferi meydana gelmektedir. Isı transferi yön

değiştirmekte ve bu durum yerel Nusselt sayısının sıfırın altında değerler almasından anlaşılmaktadır. Elde edilen veriler değerlendirildiğinde, akış ve sıcaklık alanlarının kaynak yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısı değişimine etkileri anlaşılmaktadır.

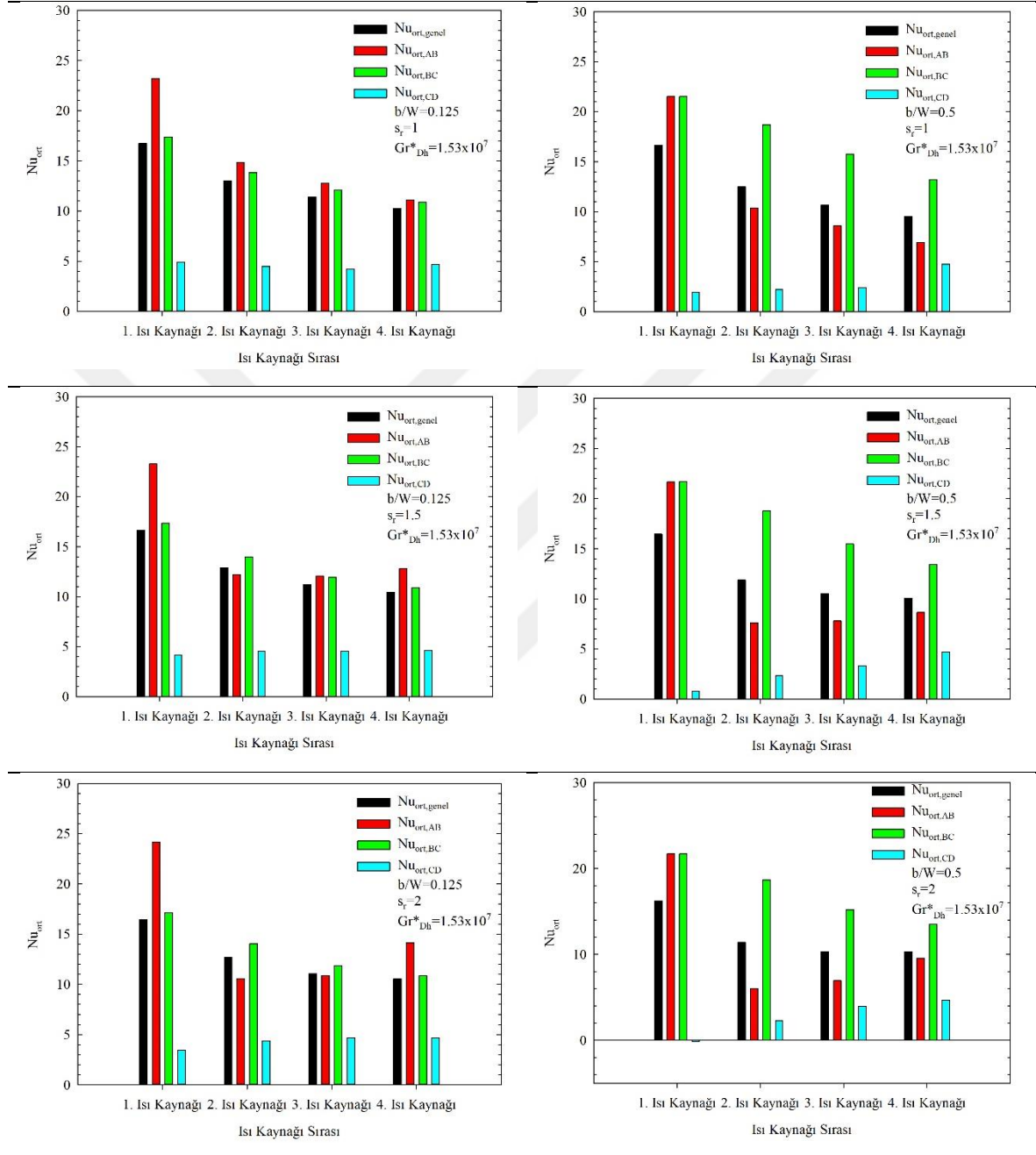


Şekil 4.41. Farklı mesafe oranları ve çıkıntı oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde ($D/2=76.2$ mm) yerel Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı mesafe ve çıkıntı oranları için düzeltilmiş Grashof sayısının 1.53×10^7 değerinde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri Şekil 4.42’de verilmiştir. Şekil 4.42’de kaynak

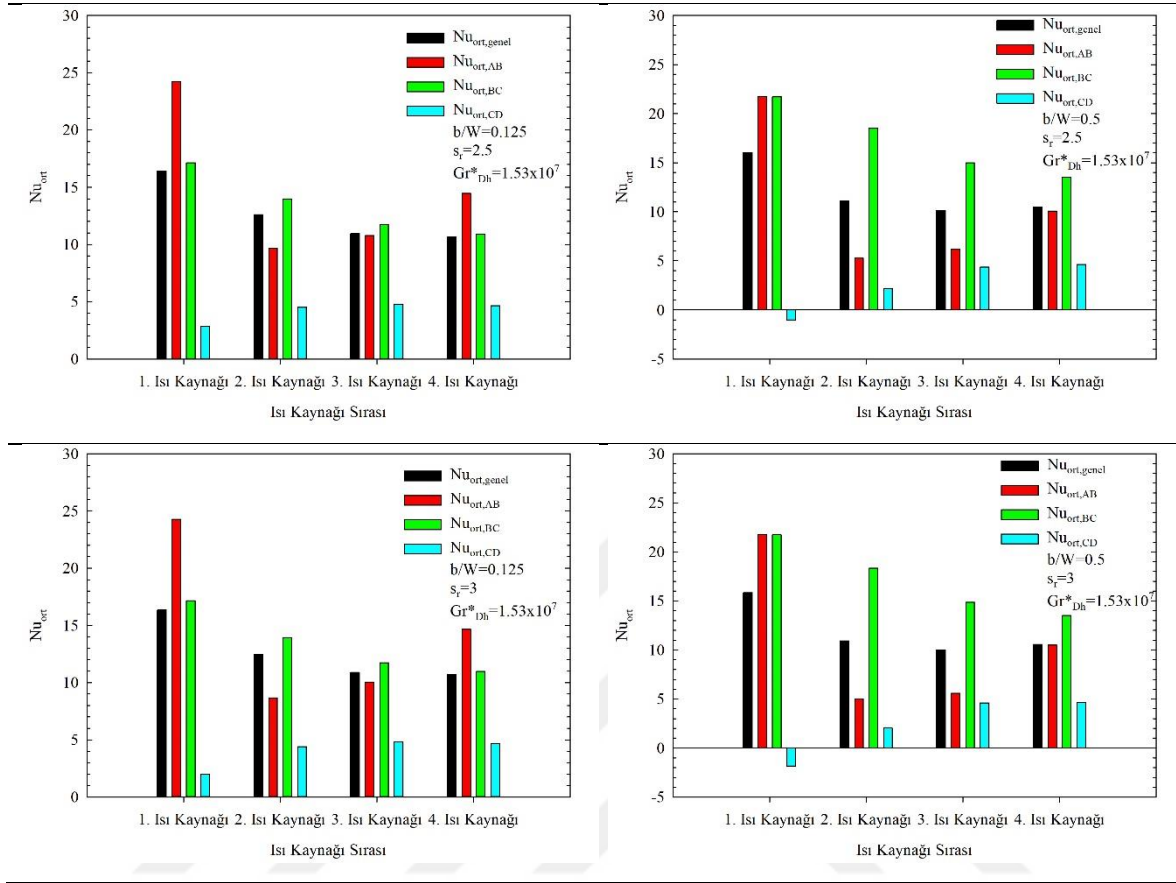
yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleriyle birlikte tüm kaynak yüzeyleri için hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri de sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde mesafe ve çıkıntı oranlarından bağımsız olarak genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ilk kaynaktan daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum, kanal girişinde hava ile kaynak sıcaklığı arasındaki farkın yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Kaynaklar kanal cidarına eşit aralıklarla yerleştirildiğinde ise genel ortalama Nusselt sayısı giderek azalmaktadır. Bu durum, kanal çıkışına doğru ısı kaynaklarından havaya taşınımıyla ısı transferinin azaldığını belirtmektedir. Mesafe oranının artışı, son iki kaynak arasındaki mesafenin artmasına sebep olmakta ve son kaynaktan havaya taşınımıyla ısı transferini artırmaktadır. $b/W=0.125$ ve $s_r=1$ için, ısı kaynaklarının AB ve BC yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları birbirlerine oldukça yakındır. $b/W=0.125$ iken mesafe oranının artışıyla birlikte, özellikle son kaynağın AB yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Bunun sebebi, son iki kaynağın arasındaki mesafenin artışıyla beraber, ara bölgede akışkanın soğuması ve soğuyan akışkanın bu yüzeye çarpmasıdır. Bununla birlikte, $b/W=0.125$ değerinde kaynaklar arasında kuvvetli bir ikincil akış meydana gelmemesinden dolayı iki, üç ve dört numaralı kaynakların CD yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinde, mesafe oranındaki değişimle birlikte kayda değer bir değişim meydana gelmemektedir. Ancak, mesafe oranındaki artışla beraber ilk iki kaynak birbirine çok yaklaşmakta, bu iki kaynağın arasında kalan akışkanın hızının neredeyse sıfır olmasından dolayı ilk kaynağın CD yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı giderek azalmaktadır. $b/W=0.5$ değerini aldığı anda ise ikincil akış bölgelerinin ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerine etkileri daha belirgin hale gelmektedir. Mesafe oranının artışıyla birlikte resirkülasyon şiddeti artmakta ve son üç kaynağın CD yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısı değerleri artmaktadır. Çıkıntı oranının artışıyla beraber kanalın kesit alanı daraldığından, kaynakların BC yüzeylerinin üzerinden akan akışkanın hızı daha fazladır. Bu durum, ise BC yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısı değerlerini artırmaktadır. $b/W=0.5$ için tüm mesafe oranlarında, ilk kaynak hariç diğer kaynakların BC yüzeylerinde taşınımıyla ısı transferi AB yüzeylerine oranla daha fazladır. Ayrıca, mesafe oranındaki artışla birlikte ilk ısı kaynağının CD yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı giderek azalmakta ve $s_r=2$, 2.5 ve 3 değerlerinde ise ortalama Nusselt sayısı eksi (-) değerler almaktadır. Bu durum, ısı transferinin yönünü belirtmekte olup; mesafe oranındaki artışla beraber, ilk iki kaynak arasındaki mesafenin oldukça azalmasından kaynaklanmaktadır. Bu bölgede havanın

neredeyse durgun olmasından dolayı ikinci kaynağın AB yüzeyinden havaya, havadan ise ilk kaynağın CD yüzeyine taşınımıyla ısı transferi meydana gelmektedir.



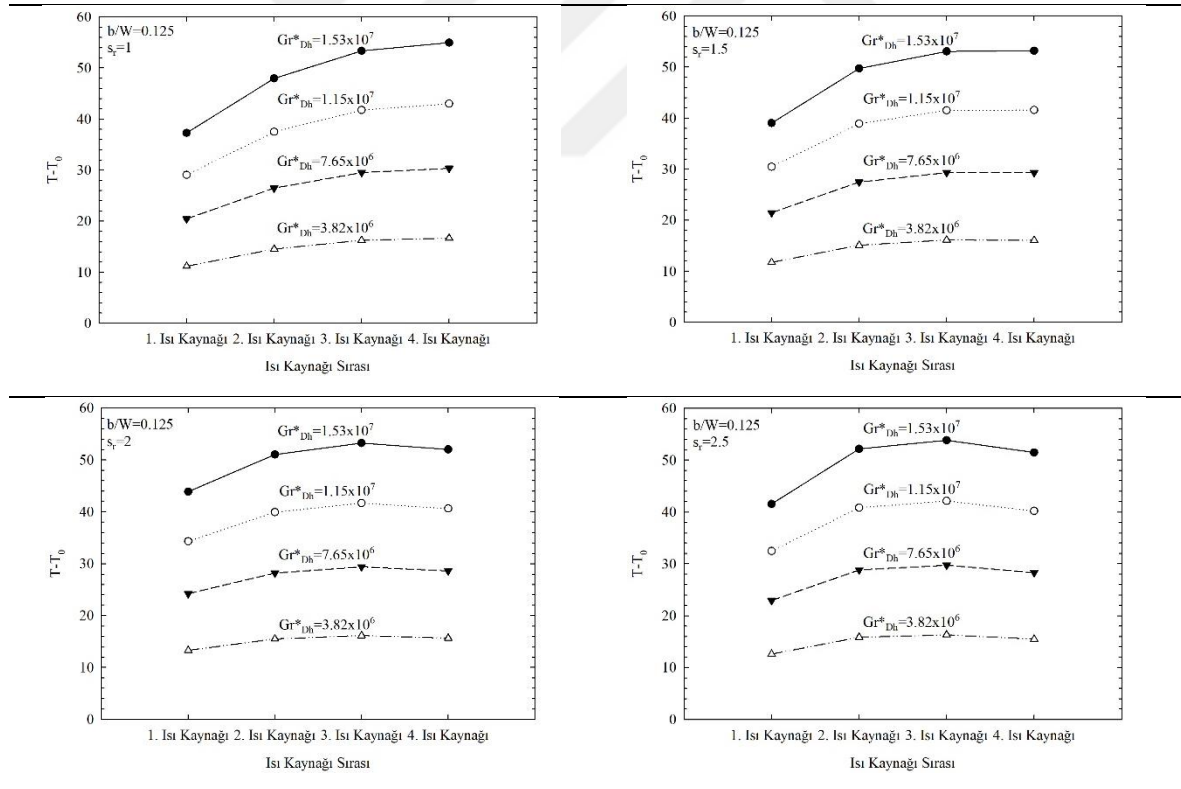
Şekil 4.42. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, farklı çalışma durumları ve çıkıntı oranları için ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının değişimi ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$)

Şekil 4.42.'nin devamı



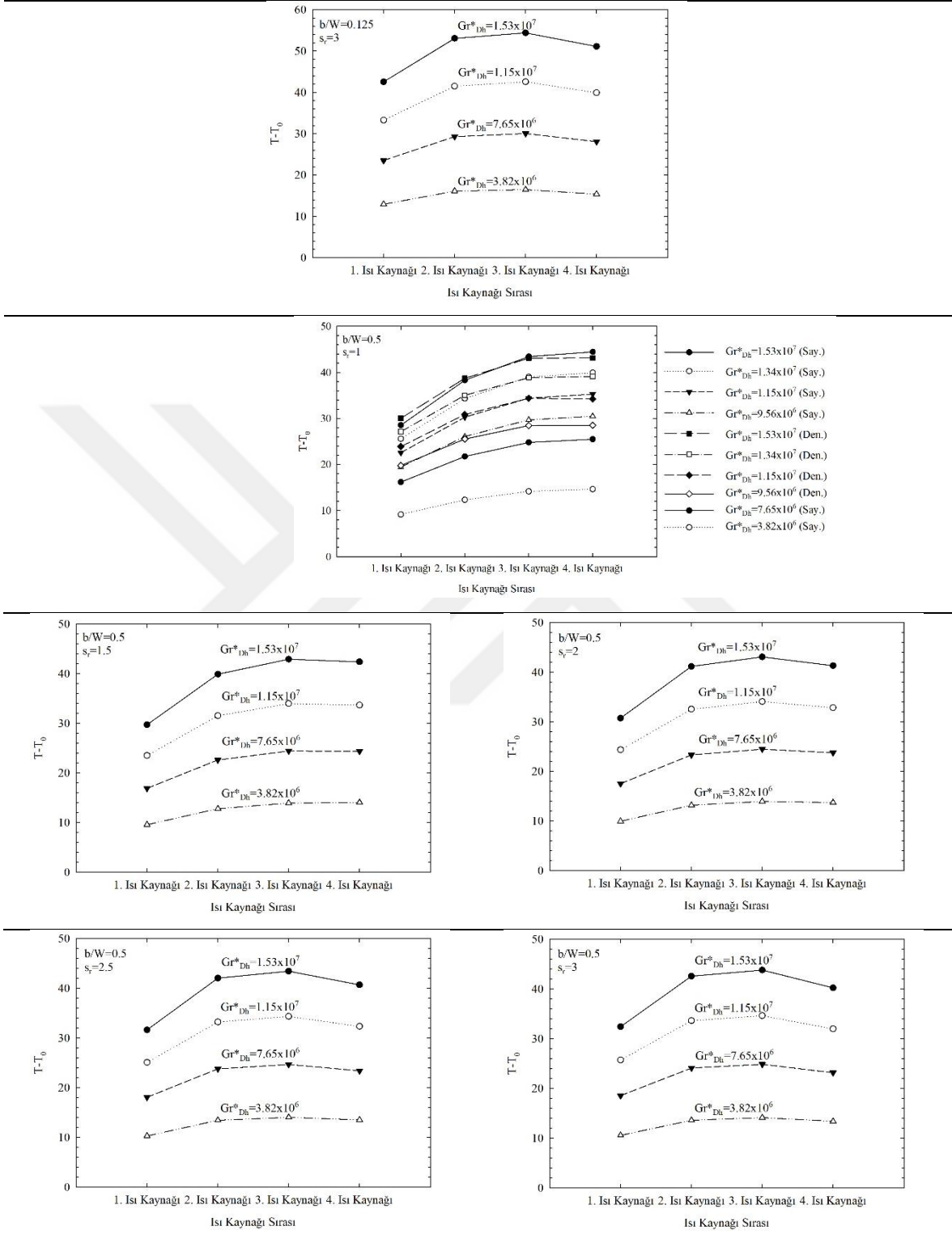
Farklı çıkıntı ve mesafe oranlarında, ısı kaynaklarının yüzeylerinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen ortalama sıcaklık değerlerinin Gr_{Dh}^* ile değişimi Şekil 4.43'te verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, artan Gr_{Dh}^* ile birlikte yüzey sıcaklıklarının arttığı ve mesafe ile çıkıntı oranına bağlı olarak yüzey sıcaklıklarındaki değişimlerin daha belirgin hale geldiği görülmektedir. Isı kaynaklarının çıkıntı oranının yüzey sıcaklığına etkisi incelendiğinde, çıkıntı oranındaki artışla birlikte yüzey sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. $b/W=0.5$ için elde edilen ortalama sıcaklık değerleri, $b/W=0.125$ için elde edilen ortalama sıcaklık değerlerinden daha düşüktür. Mesafe oranının yüzey sıcaklıklarına etkisi incelendiğinde, mesafe oranının artışıyla birlikte ilk iki kaynak arasındaki mesafenin azalmasıyla birlikte ilk iki kaynağın yüzey sıcaklıklarının arttığı görülmektedir. Son iki kaynak arasındaki mesafe arttığından, özellikle $s_r=2, 2.5$ ve 3 değerlerinde son kaynağın yüzey sıcaklığının oldukça azaldığı ve en yüksek sıcaklığa üç numaralı kaynağa ulaşıldığı görülmektedir. Ayrıca, daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi, mesafe oranındaki artışla birlikte sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri değişmektedir. $b/W=0.125$ ve $s_r=1.5$ değerlerinde sistemde ulaşılan

en yüksek sıcaklık değerinde 1.77°C azalma meydana gelmektedir. Mesafe oranının daha fazla artışıyla birlikte ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri artmakta, fakat tüm mesafe oranlarında ulaşılan en yüksek sıcaklık yine de $s_r=1$ için ulaşılan en yüksek sıcaklığın üzerine çıkmamaktadır. Mesafe oranının artışıyla birlikte, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları birbirlerine yaklaşmaktadır. $b/W=0.125$ ve $s_r=1$ iken en yüksek ve en düşük kaynak sıcaklığı arasındaki fark 17.68°C iken, $s_r=3$ değerini aldığıında, bu fark 11.84°C 'dir. $b/W=0.5$ ve $s_r=1.5$ değerinde ise sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık 1.53°C azalmaktadır. $b/W=0.125$ ile benzer şekilde mesafe oranındaki artışla birlikte ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri de artmakta, fakat $s_r=1$ 'de ulaşılan en yüksek sıcaklığı aşmamaktadır. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ iken en yüksek ve en düşük kaynak sıcaklıkları arasındaki fark 15.90°C dir. $b/W=0.5$ ve $s_r=3$ iken bu fark 11.37°C 'ye inmektedir. Isı yayan elemanların sıcaklıklarının birbirlerine yaklaşmasıyla birlikte, oluşabilecek ısıl gerilmelerin önüne geçileceğinden mesafe oranının artışı sistem performansı ve güvenlik açısından olumlu sonuç verecektir.



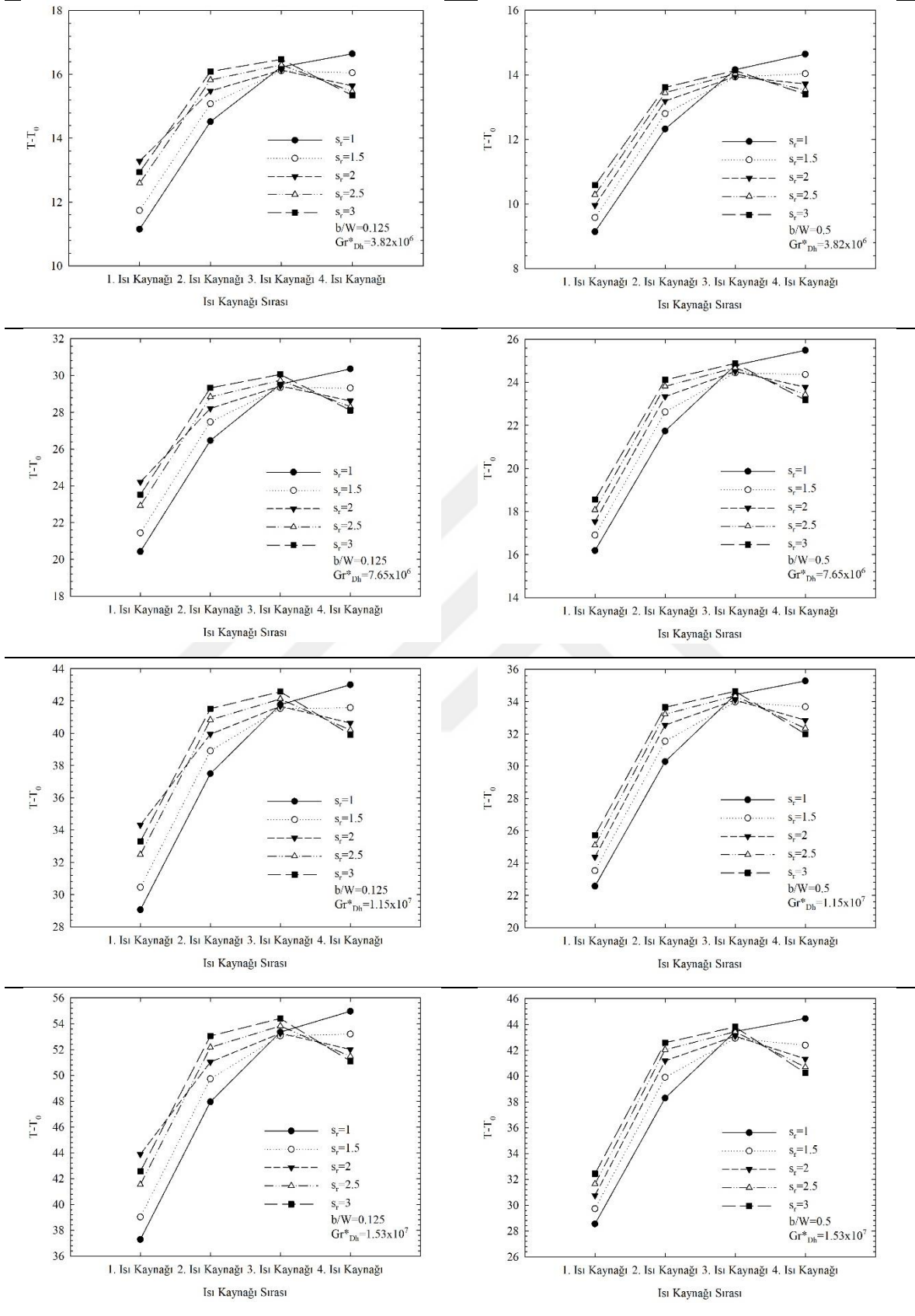
Şekil 4.43. Farklı mesafe oranları (s_r) için çıkıntılı ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

Şekil 4.43.'ün devamı

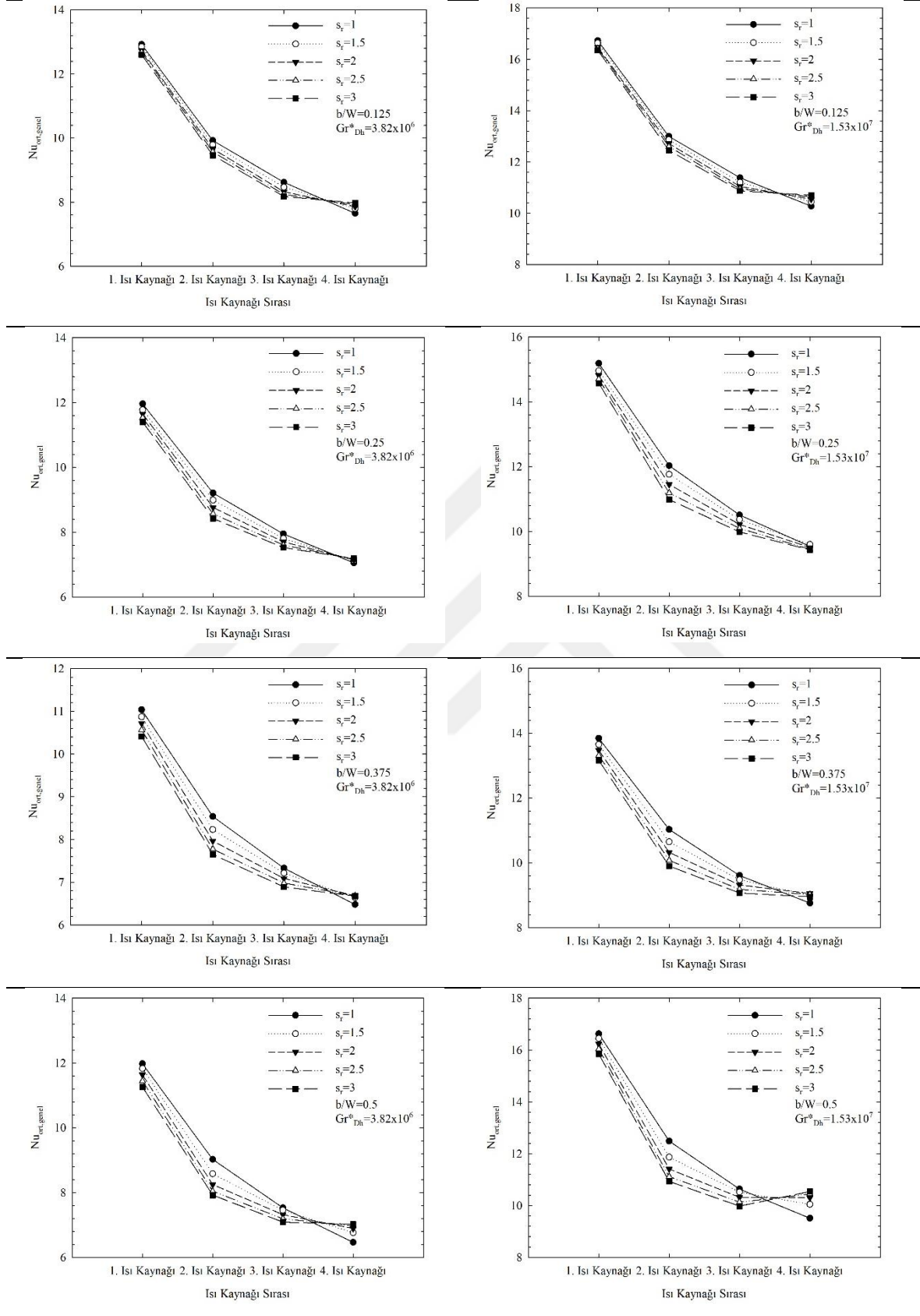


Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı, çıkıntı oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi Şekil 4. 44'te verilmiştir. Gömülü ısı kaynaklarının kullanıldığı durumla benzer şekilde, ilk ısı kaynağının sıcaklığı soğuk akışkanla temas eden ilk kaynak olmasından dolayı en düşüktür. Isınan akışkanla kaynaklar arasındaki sıcaklık farkı azaldığından, ilk kaynaktan son kaynağa gidildikçe yüzey sıcaklıkları artmaktadır ($s_r=1$). Mesafe oranındaki değişimle birlikte ortalama yüzey sıcaklıkları da değişmektedir. $s_r=1.5$ değerini aldığı anda ise sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık, en düşük düzeye inmektedir. Ancak, kaynaklar arasındaki sıcaklık farkının en az olduğu durum ise $s_r=3$ olduğu durumdur. Çıkıntı oranının yüzey sıcaklıklarına olan etkisi incelendiğinde ise mesafe oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısından bağımsız olarak çıkıntı oranındaki artışın yüzey sıcaklıklarını azalttığı görülmektedir. Bu değişim, düzeltilmiş Grashof sayısı ile daha belirgin hale gelmektedir. $s_r=1$ ve $Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$ için, çıkıntı oranının 0.125'ten 0.5'e çıkmasıyla sıcaklık 2.01°C azalırken, $s_r=1$ ve $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ için ise çıkıntı oranının 0.125'ten 0.5'e çıkmasıyla birlikte sıcaklık 10.52°C azalmaktadır.

Farklı mesafe oranları, çıkıntı oranları ve düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri Şekil 4.45'te verilmiştir. İlk olarak, beklendiği gibi artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte genel ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Çıkıntı oranının artışıyla genel ortalama Nusselt sayısının azaldığı, fakat $b/W=0.5$ iken yüksek çıkıntı oranının çalkantıyı artırmasından dolayı genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinde tekrar bir artış meydana geldiği görülmektedir. Mesafe oranının genel ortalama Nusselt sayısına etkisi incelendiğinde, $s_r=1$ için ilk kaynaktan son kaynağa gidildikçe ortalama Nusselt sayısının sürekli azaldığı, mesafe oranındaki artışın ise son kaynağın yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısını artırdığı görülmektedir. Bu durum, çıkıntı oranının artışıyla birlikte daha belirgin hale gelmektedir. Özellikle yüksek Gr_{Dh}^* değerlerinde, mesafe ve çıkıntı oranlarının, ısı kaynaklarının yüzeyinden havaya olan taşınımıyla ısı transferine etkileri net şekilde görülmektedir. $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ ve $b/W=0.5$ değerlerinde, mesafe oranının artışıyla birlikte dördüncü kaynak için hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri giderek artmaktadır. $s_r=3$ için ise dördüncü kaynak için hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değeri üçüncü kaynak için hesaplanan değerden fazladır.

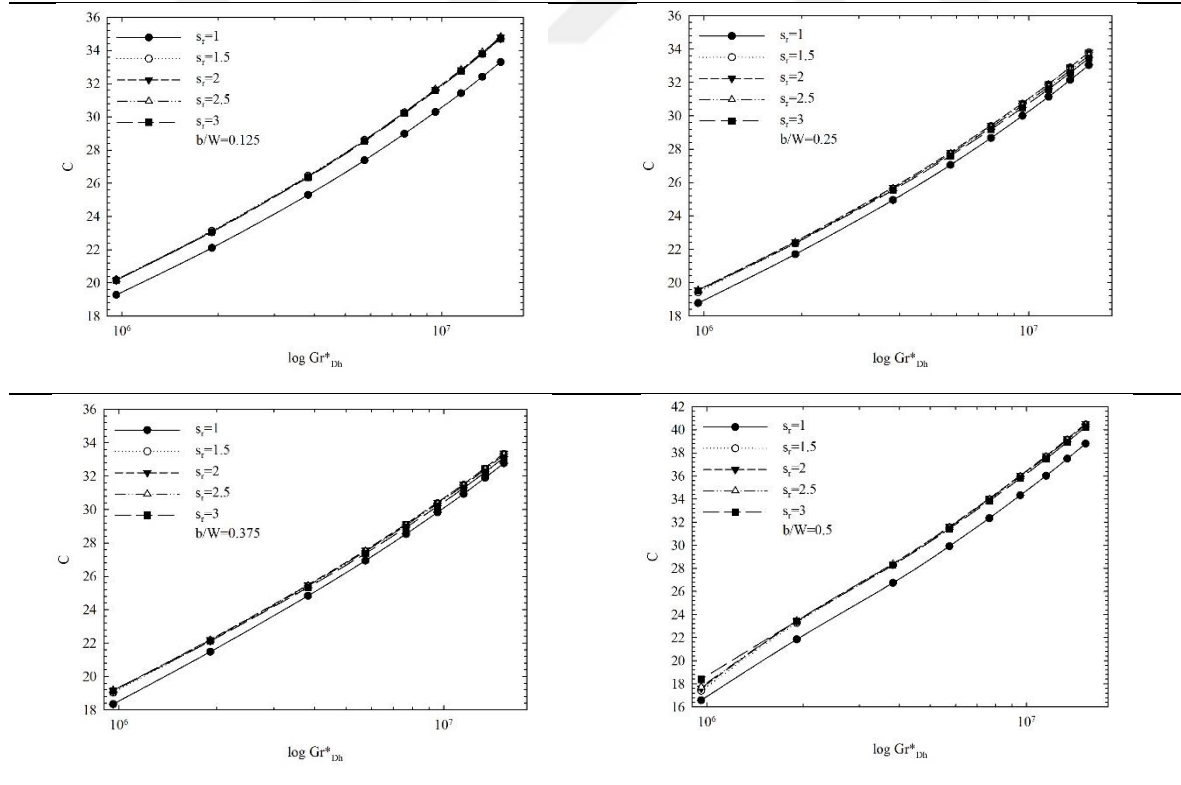


Şekil 4.44. Farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe ve çıkıntı oranı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)



Şekil 4.45. Farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde genel ortalama Nusselt sayısının mesafe ve çıkıntı oranı ile değişimi

Farklı çıkıntı ve mesafe oranlarında, sistem için hesaplanan global iletkenlik değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi Şekil 4.46'da verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, sistemin global iletkenliğinin çıkıntı oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile arttığı görülmektedir. Tüm çıkıntı oranlarında, kaynaklar cidara eşit aralıkla yerleştirildiğinde, global iletkenlik değerlerinin diğer mesafe oranlarına kıyasla daha düşük değerler aldığı görülmektedir. Mesafe oranındaki artışla birlikte global iletkenlik bir noktaya kadar artarken, sonrasında ise azalmaktadır. $b/W=0.125$ için, global iletkenlik en yüksek değerini $s_r=2.5$ durumunda almaktadır. $b/W=0.25$, 0.375 ve 0.5 değerlerinde ise global iletkenlik en yüksek değerini $s_r=2$ için almaktadır. Bu noktadan sonra mesafe oranı daha fazla artırıldığında ise global iletkenlik değeri azalmaktadır. Ulaşılan sonuçlardan hareketle, ısı kaynaklarının ortalama sıcaklıkları ve sistemin global iletkenliği birlikte değerlendirildiğinde, $b/W=0.125$ için mesafe oranının 1.5; $b/W=0.25$, 0.375 ve 0.5 değerlerinde ise mesafe oranının 2 olması gerektiği görülmektedir. Sistemin genel soğutma performansı dikkate alındığında optimum yerleşime yönelik bu geometrik düzenlemenin en başarılı sonucu verdiği açıktır.



Şekil 4.46. Farklı çıkıntı ve mesafe oranlarında global iletkenliğin düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, çıkıntı ve mesafe oranının ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan akışkana ve diğer yüzeylere olan ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Sonuçlar, çıkıntılı ısı kaynaklarının kanal cidarına eşit aralıklarla yerleştirilmesinin, ısı transferi ve kaynakların yüzey sıcaklıkları açısından optimum yerleşim olmadığını ortaya koymuştur. Isı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları mesafe oranından önemli ölçüde etkilenmektedir. Bu noktada, $b/W=0.125$ için mesafe oranının 1.5; $b/W=0.25$, 0.375 ve 0.5 değerlerinde ise mesafe oranının 2 değerini alması gerektiği belirlenmiştir. Isı kaynakları arasındaki sıcaklık farkının azalması için ise mesafe oranının daha da artması gerektiği görülmüştür. Çıkıntı oranının kaynak sıcaklığı ve ısı transferine etkileri incelendiğinde, çıkıntı oranındaki artışla birlikte kaynak sıcaklığının azaldığı ve kaynaktan akışkana olan taşınım ile ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.

4.2. Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Konumlarının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, Bölüm 4.1.'de doğal taşınım için gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar, karma taşınım için tekrarlanmıştır. İlk olarak gömülü ve çıkıntılı ısı kaynaklarında ($b/W=0.5$), alternatif çalışma koşulu için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonrasında yine gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için, tek bir çıkıntı oranında ($b/W=0.5$) tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda akış ve ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Bu bölümde, yürütülen çalışmalar $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ ve $Re_{Dh}=1000, 1500, 2000, 3000$ ve 4000 değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışılan düzeltilmiş Grashof sayısı ve Reynolds sayısı değerleri için hesaplanan Richardson sayıları Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2. Çalışılan Richardson sayısı değerleri

$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	$Ri = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2}=15.3$
$Re_{Dh}=1000$	
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	$Ri = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2}=6.8$
$Re_{Dh}=1500$	
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	$Ri = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2}=3.8$
$Re_{Dh}=2000$	
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	$Ri = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2}=1.7$
$Re_{Dh}=3000$	
$Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$	$Ri = \frac{Gr_{Dh}^*}{Re_{Dh}^2}=0.96$
$Re_{Dh}=4000$	

4.2.1. Alternatif Çalışma Koşulu

Bu bölümde, alternatif çalışma koşulunda doğal taşınım için gerçekleştirilen çalışmalar, karma taşınım rejiminde farklı Reynolds sayıları için tekrarlanmıştır. Doğal taşınımına benzer şekilde, dört farklı çalışma durumu incelenmiştir. İlk durumda, bir ve iki numaralı kaynaklar bütünleşik ısı kaynağı şeklinde değerlendirilmiş olup; ikinci durumda bir ve iki numaralı kaynaklar ısı olarak aktif, üçüncü durumda bir ve üç numaralı kaynaklar ısı olarak aktif ve son durumda ise bir ve dört numaralı kaynaklar ısı olarak aktiftir. Çalışmalar gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları ($b/W=0.5$) için tekrarlanmıştır.

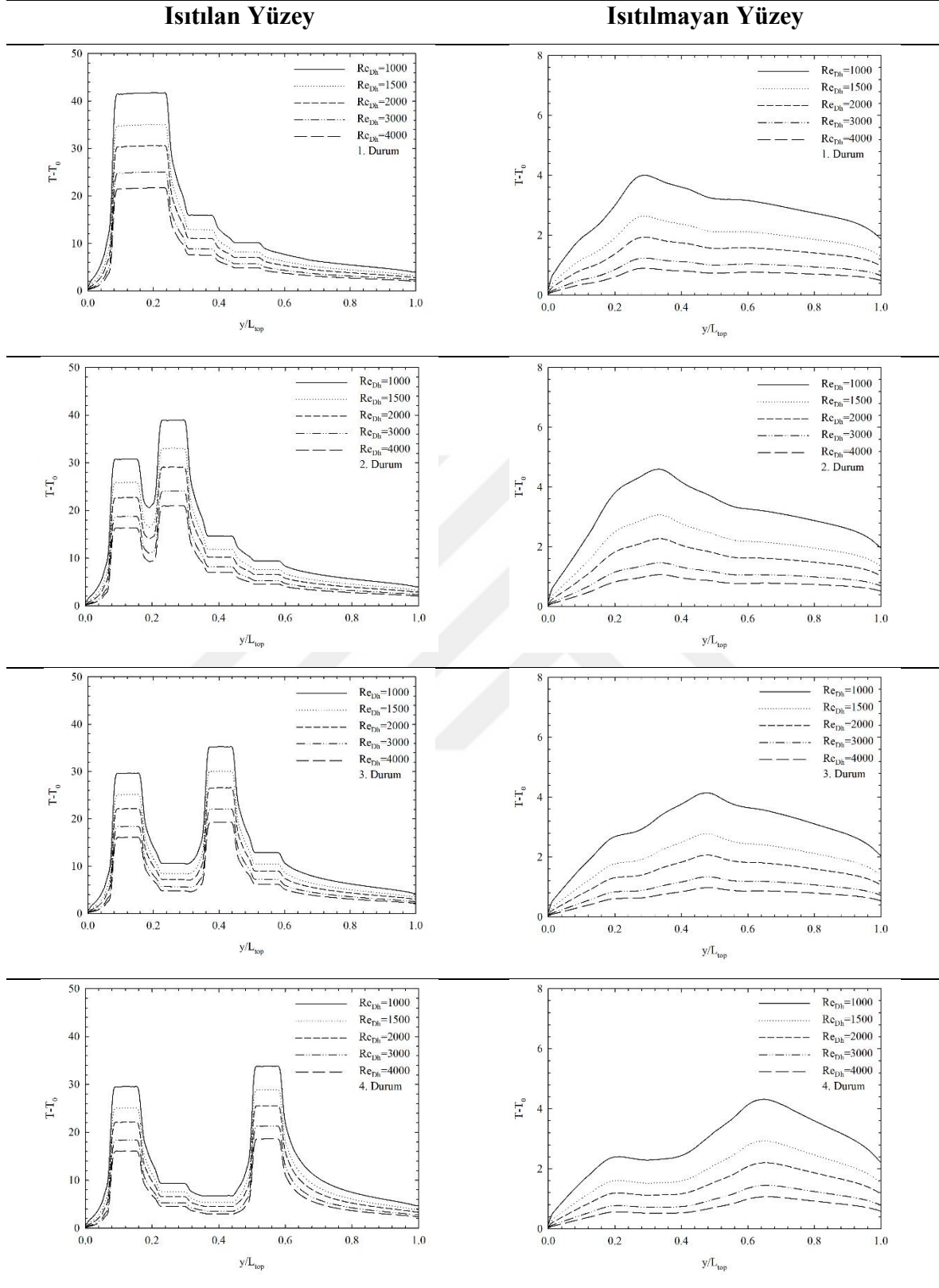
4.2.1.1. Gömülü Isı Kaynakları

Bu bölümde, alternatif çalışma koşulunda kanal cidarına gömülü olarak monte edilen ısı kaynakları için karma taşınım rejiminde gerçekleştirilen çalışmalar sunulmuştur. Doğal taşınımında, en yüksek yüzey sıcaklıklarının elde edildiği $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değeri temel alınarak Reynolds sayısının, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan havaya olan taşınım ile ısı transferine etkileri incelenmiştir.

Çalışılan tüm durumlarda, ısıtılan ve ısıtılmayan cidarlarda elde edilen yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil. 4.47'de verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, yüzey sıcaklıkları kanal girişinden ilk ısı kaynağının bulunduğu bölüme kadar keskin şekilde artmaktadır. Isı kaynaklarının imalatında kullanılan bakırın ısı iletkenliğinin yüksek olmasından dolayı kaynak yüzeylerinde sıcaklıklar sabit kalmaktadır. Isı kaynaklarından sonra ise yüzey sıcaklıkları kanal çıkışına kadar azalmaktadır. Reynolds

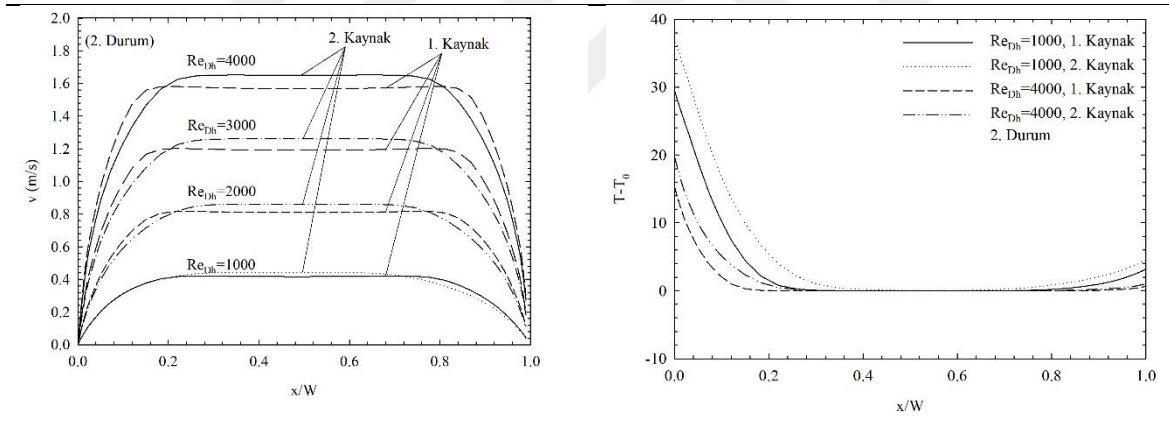
sayısı akışkanın hızının bir fonksiyonu olduğundan, Reynolds sayısındaki artışla birlikte yüzey sıcaklıkları azalmaktadır. Doğal taşınım benzer şekilde, en yüksek kaynak sıcaklıkları 1. durumda görülürken, kaynaklar birbirinden uzaklaştıkça yüzey sıcaklıkları azalmaktadır. $Re_{Dh}=1000$ değerinde, 1. durum ile 4. durumda elde edilen en yüksek sıcaklıklar arasındaki fark yaklaşık olarak 7.8°C 'dir. Isıtılmayan cidarın yüzey sıcaklıklarındaki değişim incelendiğinde, Reynolds sayısındaki artışla birlikte yüzeyler arası ışınlama ısı transferinin önemini yitirdiği, özellikle $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde ısıtılmayan yüzeyin sıcaklıklarının oldukça düşük olduğu görülmektedir. Ancak, $Re_{Dh}=1000$, 1500 ve 2000 değerlerinde, akışkan hızlarının nispeten düşük olmasından dolayı yüzey sıcaklıklarının ısı kaynaklarından etkilendiği görülmektedir.





Şekil 4.47. Farklı çalışma durumlarında ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)

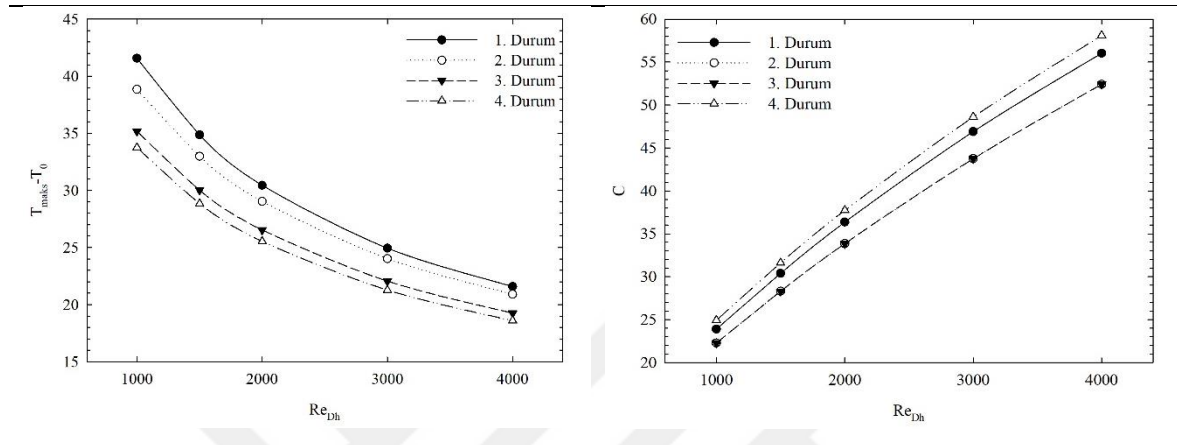
Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), 2. durum için ısı kaynaklarının çıkış ucunda hava hızı ve sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.48’de verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, $Re_{Dh}=1000$ değerinde, bir ve iki numaralı kaynakların çıkış ucunda akışkan hızlarının birbirlerine çok yakın değerler aldığı görülmektedir. İncelenen problemde akış, hidrodinamik olarak gelişme bölgesindedir. Bu yüzden, kanal girişinden itibaren farklı yüksekliklerde hız profilleri farklılık arz etmektedir. Hız profilleri incelendiğinde, özellikle iki numaralı kaynağın çıkış ucunda hava hızının 1. kaynağın çıkış ucuna oranla daha yüksek olduğu görülmektedir. Isı kaynaklarının çıkış ucunda hava sıcaklığının değişimi incelendiğinde, ilk kaynağa yakın bölümde hava sıcaklığının daha düşük olduğu, hava kanal içerisinde yükselirken ısı sınır tabaka kalınlığının arttığı görülmektedir. Ayrıca, kanal içerisindeki geniş bir bölümde hava sıcaklığı giriş sıcaklığına oldukça yakındır. Doğal taşınım benzer şekilde, yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferinin sonucunda sağ yüzeye yakın bölümde ısı sınır tabaka oluşumu görülmektedir. Ancak, artan Reynolds sayısı ile ışınlama sınır tabaka oluşumuna etkisi azalmaktadır.



Şekil 4.48. Farklı Reynolds sayılarında, 2. durumda ısı kaynaklarının çıkış ucunda hız ve sıcaklığın yatay eksen boyunca değişimi ($D/2=76.2$ mm)

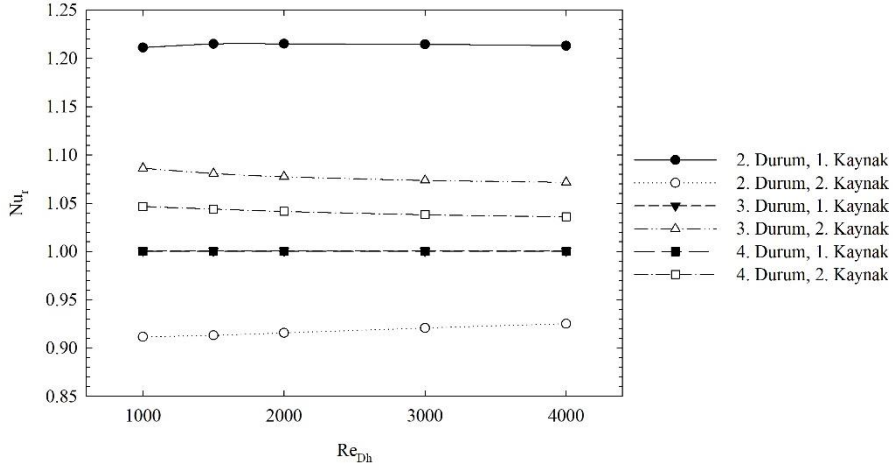
Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık ile sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.49’da verilmiştir. Beklendiği gibi, Reynolds sayısındaki artışla birlikte ısı kaynaklarından havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferi artmakta ve sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık azalmaktadır. Çalışılan Reynolds sayılarında, sistemdeki en yüksek sıcaklığa 1. durumda ulaşılmışken, ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte sıcaklık azalmaktadır. Sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık dikkate

alındığında, 4. durumun yerleşim açısından ideal olduğu görülmektedir. Sistemin global iletkenliği incelendiğinde, Reynolds sayısındaki artışın global iletkenliği artırdığı görülmektedir. 4. durumda global iletkenlik en yüksek değerleri alırken, 1. ve 2. durumlarda sistemin global iletkenliği en düşük değerlerini almaktadır.



Şekil 4.49. Gömülü ısı kaynaklarının kullanımında, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi

Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nusselt sayısı oranının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.50’de verilmiştir. Daha önce bahsedildiği gibi, Nusselt sayısı oranı herhangi bir durumda ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının 1. durumda kaynak yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısına oranıdır. Şekil 4.50’de görüldüğü gibi, 1. durumda Reynolds sayısındaki artışla birlikte iki numaralı kaynak için hesaplanan Nu_r değerleri artmaktadır. Nu_r genel olarak Reynolds sayısı ile azalmaktadır. 3. ve 4. durumda bir numaralı kaynak için hesaplanan Nu_r değerleri neredeyse birbirlerine eşittir.



Şekil 4.50. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan Nusselt sayısı oranının Reynolds sayısı ile değişimi

Elde edilen sonuçlar ışığında, artan Re_{Dh} ve mesafe değerlerinin ortalama Nusselt sayısını artırdığı görülmektedir. Sayısal hesaplamalar temel alınarak, bir ve iki numaralı ısı kaynakları yüzeylerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısının Re_{Dh} ve mesafe ile değişimini tahmin etmek amacıyla korelasyonlar geliştirilmiştir. Elde edilen korelasyonlar aşağıdaki gibidir:

$$Nu_{ort,1} = 0.3092(Re_{Dh})^{0.6307}(s/L_{top})^{0.0004} \quad (4.3)$$

$$Nu_{ort,2} = 0.2723(Re_{Dh})^{0.6339}(s/L_{top})^{0.0637} \quad (4.4)$$

Yukarıdaki denklemlere göre hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ile sayısal hesaplamalar sonucunda elde edilen ortalama Nusselt sayıları arasındaki en yüksek fark, denklem (4.3) için % 1.25, denklem (4.4) için ise % 1.83 olarak belirlenmiştir.

4.2.1.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları

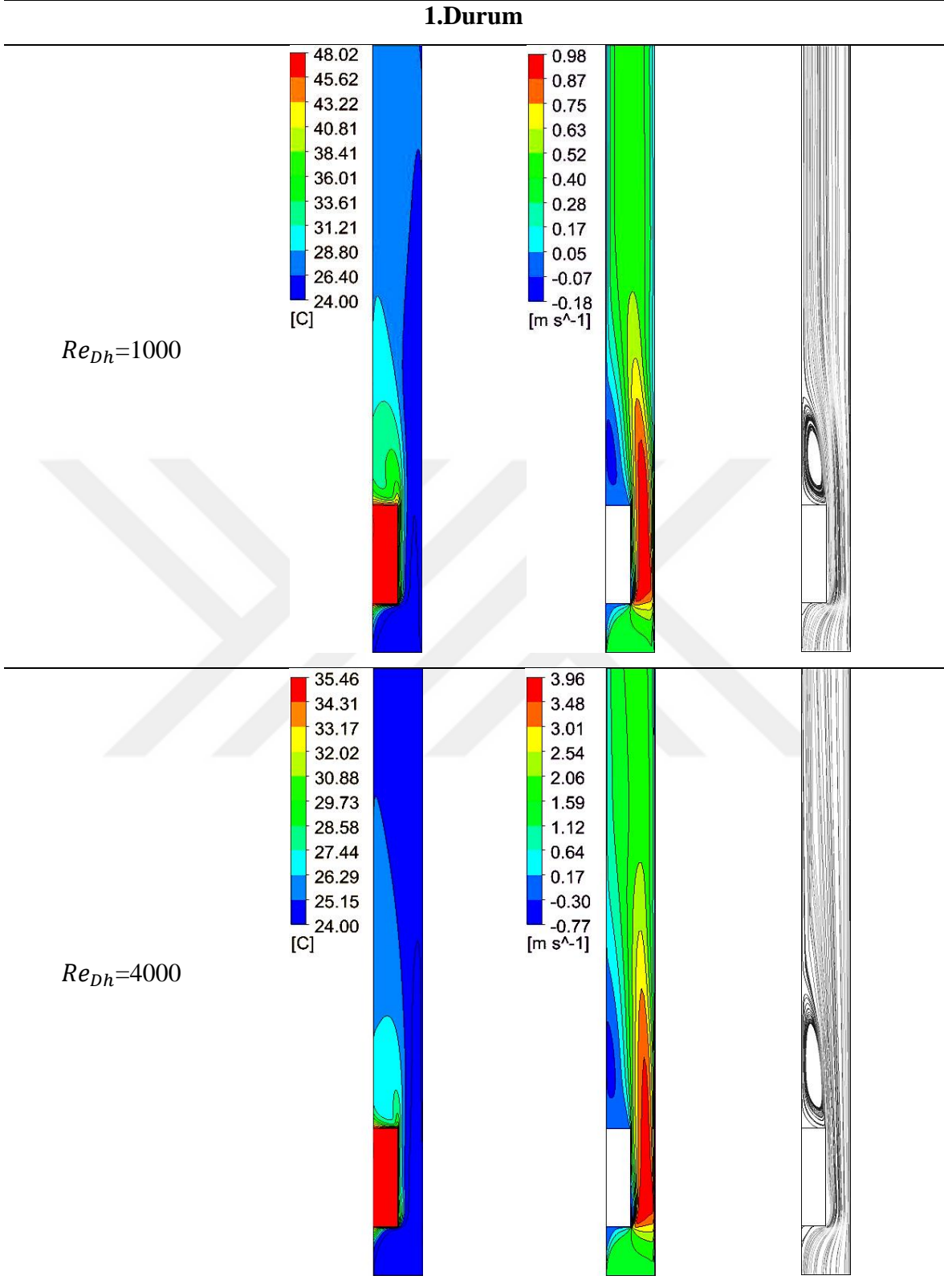
Bu bölümde, alternatif çalışma koşulunda kanal cidarına çıkıntılı olarak monte edilen ısı kaynakları için karma taşınım rejiminde gerçekleştirilen çalışmalar sunulmuştur. Bu bölümde sunulan çalışmalar, ısı kaynaklarının tek bir çıkıntı oranı için ($b/W=0.5$) farklı Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir.

$b/W=0.5$ iken, $Re_{Dh}=1000$ ve 4000 değerlerinde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen sıcaklık alanları, hız alanları ve akım çizgileri Şekil 4.51’de verilmiştir. Sıcaklık alanları incelendiğinde, düşük Reynolds sayılarında kaynak sıcaklıklarının yüksek olduğu ve Reynolds sayısındaki artışla birlikte kaynak sıcaklıklarının da azaldığı görülmektedir. Birleşik ısı kaynağının kullanıldığı 1. durumda kaynak sıcaklığı en yüksek değerini almaktadır. Isı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte kaynak sıcaklıkları da azalmaktadır. Doğal taşınım ile karşılaştırıldığında, akışkan hızları oldukça yüksek olduğundan dolayı 2, 3 ve 4. durumlarda kaynak sıcaklıkları birbirlerine oldukça yakın değerler almaktadır. Özellikle, $Re_{Dh}=4000$ değerinde kaynak sıcaklıkları neredeyse birbirlerine eşittir. Reynolds sayısı azaldıkça kaynaklar arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır. Kanal içerisindeki sıcaklık değişimi incelendiğinde, ısı kaynaklarının arası ve iki numaralı kaynağın ardındaki bölge haricinde, hava sıcaklığının giriş sıcaklığına neredeyse eşit olduğu görülmektedir. Ayrıca, kaynaklar arasında ve iki numaralı kaynağın ardında oluşan ikincil akışların sıcaklık dağılımına etkileri net bir şekilde görülmektedir. Saat yönünün tersi yönde dönmekte olan resirkülasyon hücreleri, ısının aynı yönde yayılmasına neden olmaktadır.

Hız alanları incelendiğinde, kanal girişine yakın konumda bulunan kaynaklara bağlı olarak akış kesitinin daraldığı ve bu bölümlerde yüksek hızların ortaya çıktığı görülmektedir. Havanın, girişteki kaynağın AB yüzeyine çarpmasıyla basınç artmakta ve B köşesinde akış ayrılması meydana gelmektedir. Bu durum, A köşesine komşu akışkanın hızının azalmasına neden olmaktadır. Isı kaynaklarının konumu ve Reynolds sayısına bağlı olarak kaynaklar arasında ve iki numaralı kaynağın ardında, ana akıştan ayrılan ikincil akışların oluştuğu görülmektedir. Ayrıca, ısı kaynaklarından sonra kanal kesiti genişlediğinden, akışkan sol cidara doğru yönelmektedir. Kanal çıkışına doğru, akış kesitinin de genişlemesine bağlı olarak hız azalmakta ve çıkış bölgesinde herhangi bir ters akış meydana gelmeden hava kanalı terk etmektedir. Akım çizgileri incelendiğinde, Reynolds sayısının kaynaklar arasında ve son kaynağın ardında oluşan resirkülasyon hücrelerinin genişliği ve şiddetine etkileri daha net anlaşılmaktadır. Reynolds sayısının artışıyla birlikte, akışın momentumu artmaktadır. Bunun sonucunda ise, 1. durumda birleşik ısı kaynağının, diğer durumlarda ise iki numaralı kaynağın ardında oluşan hücrenin genişliği artmaktadır. Buna bağlı olarak, hava sol cidara daha geç tutunmaktadır. Ayrıca, oluşan resirkülasyon hücreleri, daha önce belirtildiği gibi ısı yayılımının yönünü etkilediğinden kaynakların AB ve CD yüzeylerinden havaya olan taşınım ile ısı transferini de önemli ölçüde etkilemektedir. Deneysel olarak elde edilen akım

izgileri incelendiğinde, akış görüntülerinin problemin genel karakteristiğini iyi bir Şekilde yansıtıtığı, fakat özellikle $Re_{Dh}=4000$ değerinde ikinci kaynağın bulunduğu bölümde dumanın emiş fanının etkisiyle dağılmaya başladığı görülmektedir.

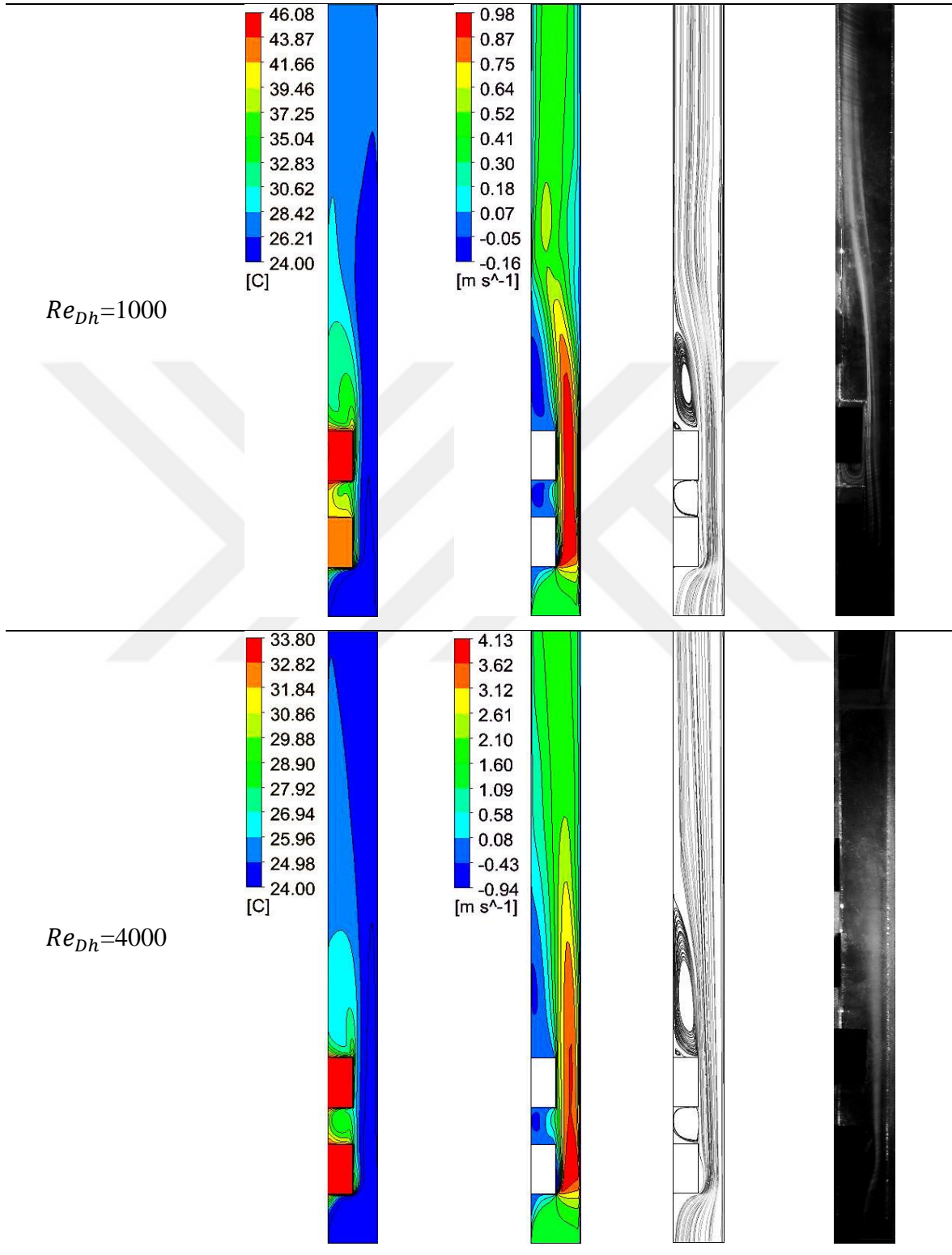
Çalışılan tüm durumlarda ortalama kaynak sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.52’de verilmiştir. Grafiklerden, artan Reynolds sayısıyla birlikte ortalama kaynak sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Birleşik ısı kaynağının kullanıldığı 1. durumda, çalışılan tüm Reynolds sayılarında kaynak sıcaklığı en yüksek değerini alırken, ısı kaynaklarının arasındaki mesafe arttığa kaynak sıcaklıkları azalmaktadır. Sayısal sonuÇlar incelendiğinde, 2. ve 3. durumlarda ikinci kaynağın ortalama sıcaklığının 1. kaynağın ortalama sıcaklığından fazla olduğu görülmektedir. 4. durumda ise, artan mesafe ve hava hızının yüksek olmasından dolayı ikinci kaynağın sıcaklığı birinci kaynağın sıcaklığından daha düşüktür. Deneysel sonuÇlar ise farklılık gösterebilmektedir. Özellikle, $Re_{Dh}=1000$ değerinde deneysel ve sayısal sonuÇlar arasında farklılık görülebilmektedir. Bununla birlikte, farklı çalışma durumları ve Reynolds sayılarında bir ya da iki numaralı kaynağın sıcaklığı daha yüksek olabilmektedir.



Şekil 4.51. Çalışılan tüm durumlarda, $b/W=0.5$ değerinde, kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen sıcaklık alanları, hız alanları ve akım çizgileri ($Re_{Dh}=1000$ ve 4000)

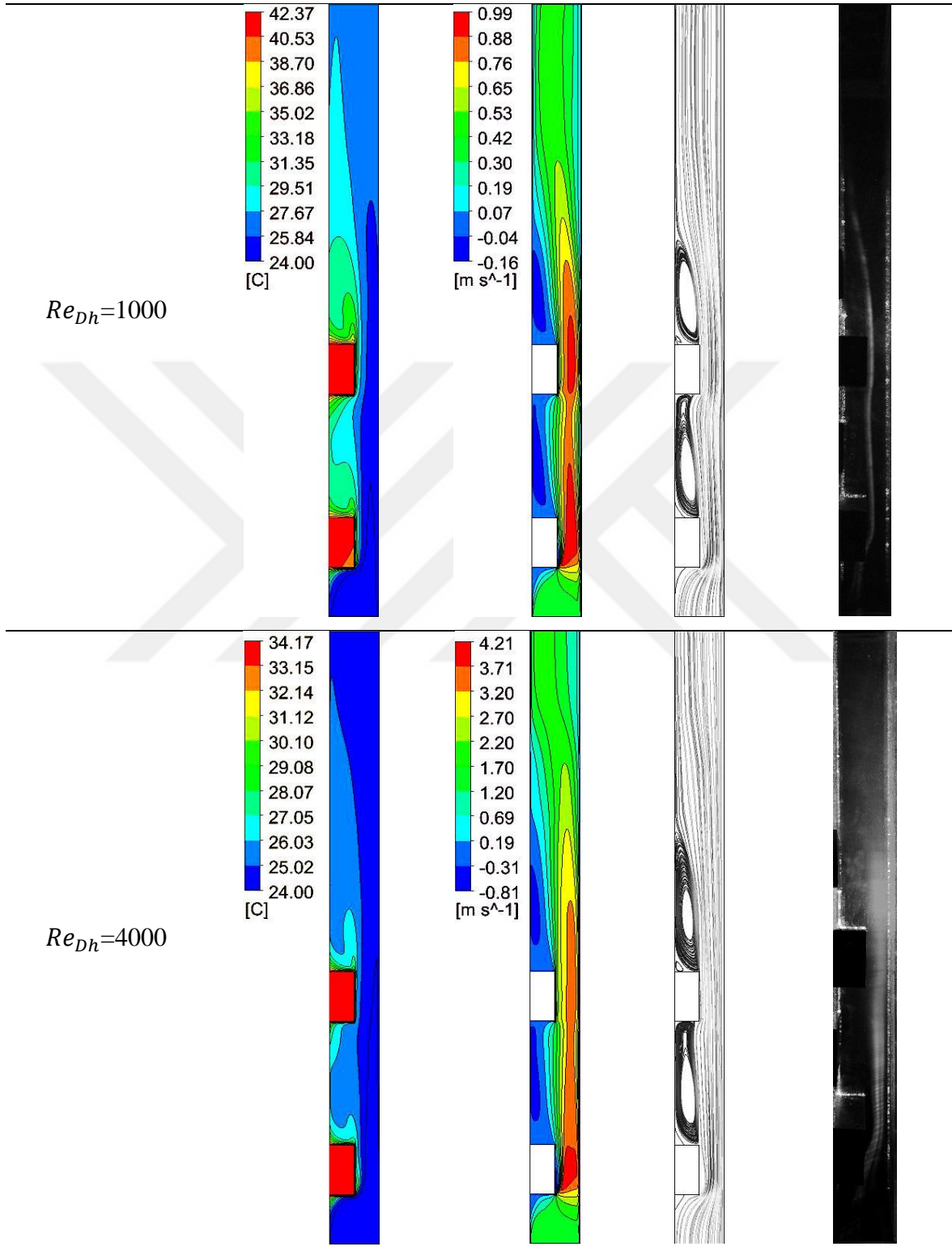
Şekil 4.51.'in devamı

2.Durum



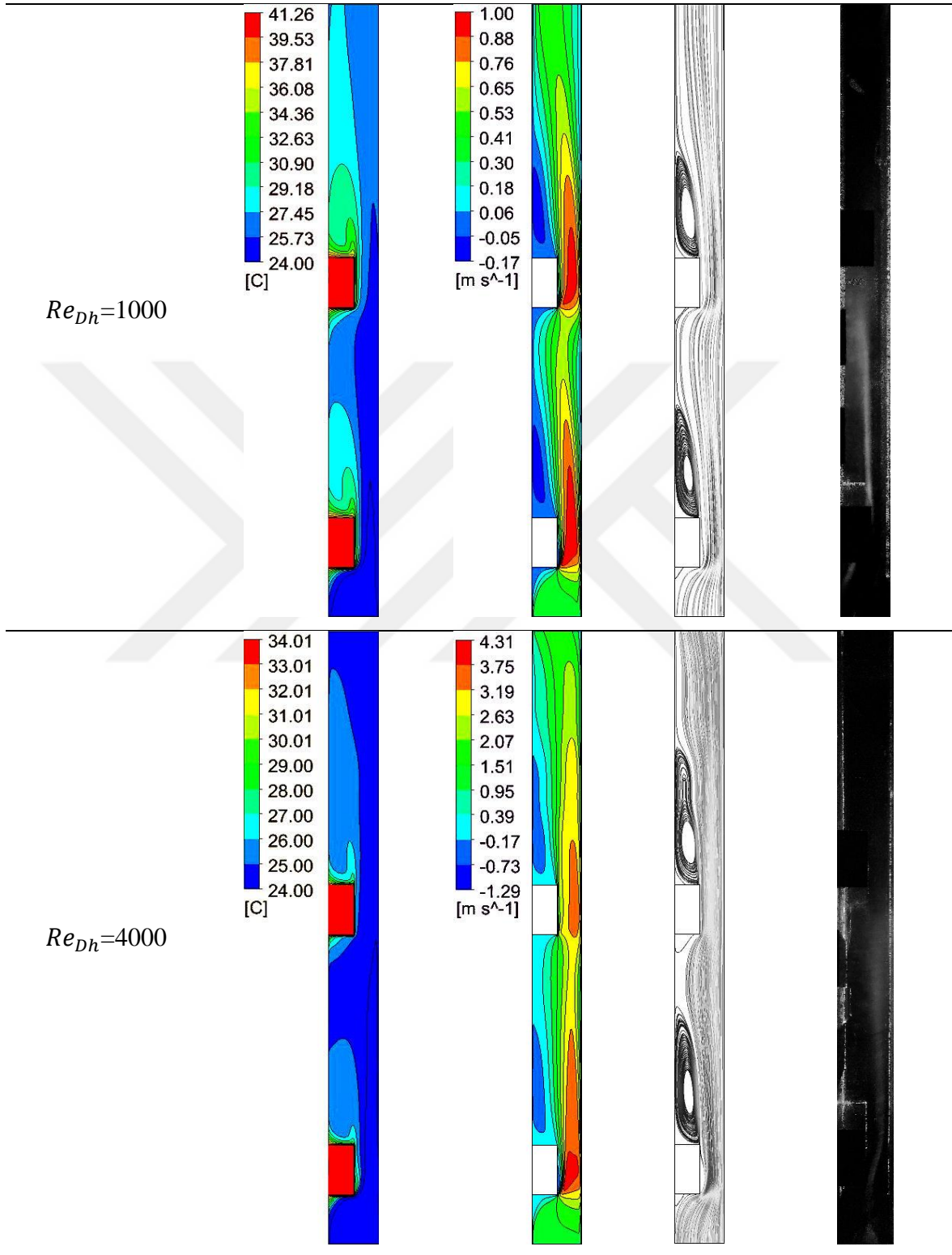
Şekil 4.51.'in devamı

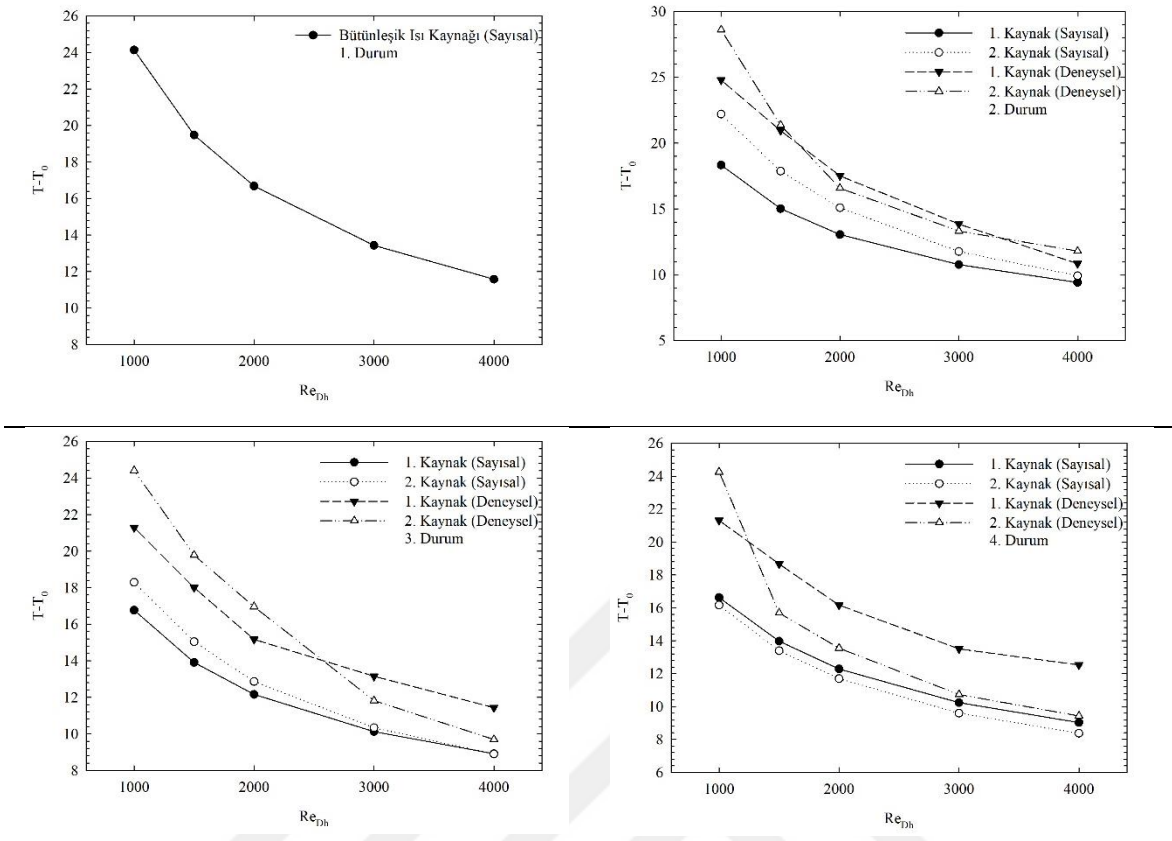
3.Durum



Şekil 4.51.'in devamı

4.Durum





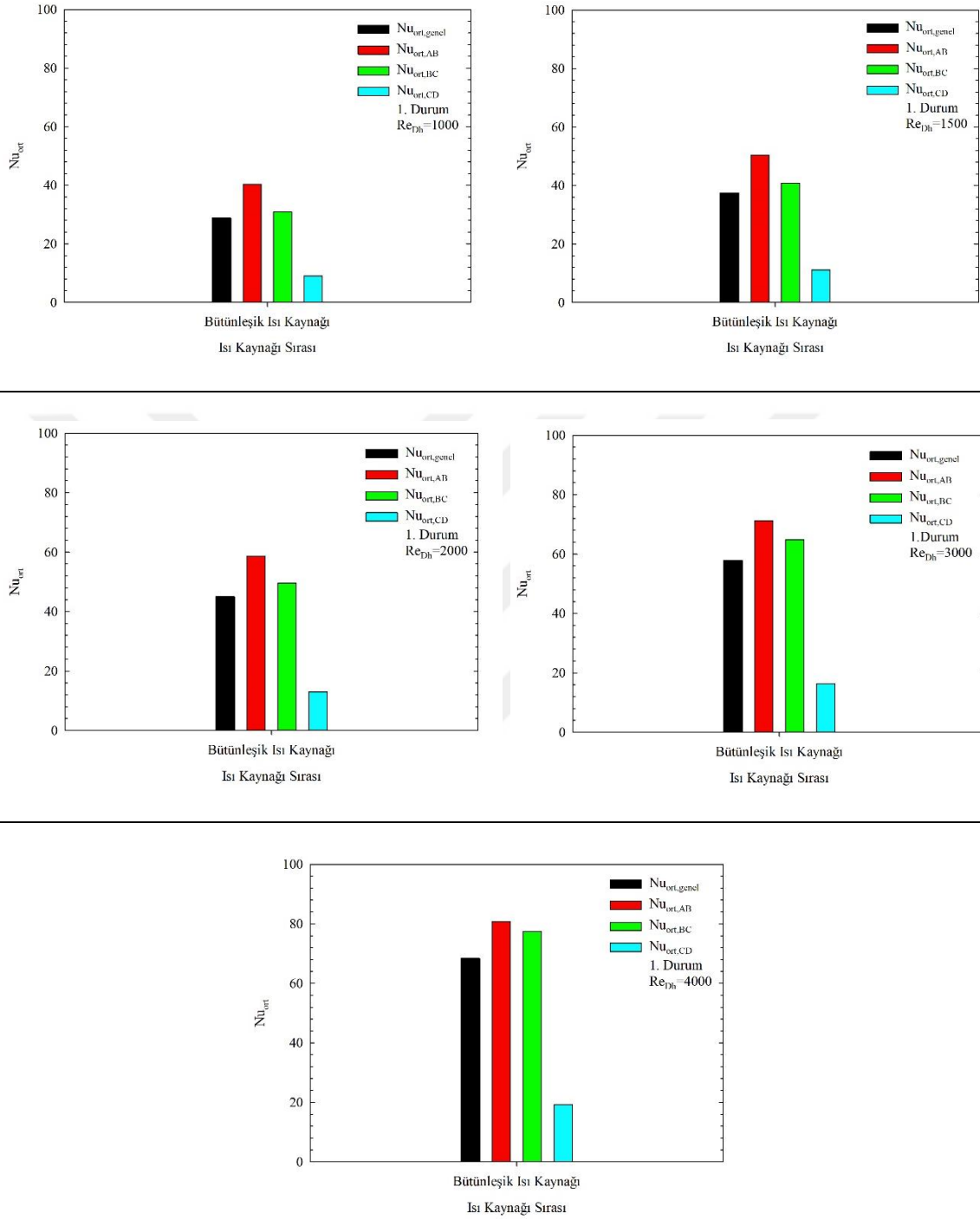
Şekil 4.52. Çalışılan tüm durumlarda ortalama kaynak sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

Alternatif çalışma koşulunda, $b/W=0.5$ değerinde ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ve tüm yüzeyler için hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.53'te verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, çalışılan tüm durumlarda yüzeylerdeki ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile birlikte arttığı görülmektedir. 1. durumda (bütünleşik ısı kaynağı), soğuk hava ilk olarak AB yüzeyine çarptığından dolayı bu yüzeyde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değeri diğer yüzeylere oranla daha fazladır. Hız alanlarından görüldüğü üzere, B köşesinde akış ayrılması meydana geldiğinden BC yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı AB yüzeyine oranla daha düşüktür. Ana akıştan ayrılan ikincil akışların şiddetinin daha düşük olmasından dolayı, CD yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı değerleri diğer yüzeylere oranla oldukça düşüktür. Ayrık ısı kaynaklarının kullanıldığı 2, 3 ve 4. durumlar incelendiğinde, ilk ısı kaynağının AB yüzeyinde ortalama Nusselt sayısının her zaman için diğer yüzeylerde hesaplanan değerlere oranla daha fazla olduğu görülmektedir. İlk kaynağın B köşesinde meydana gelen akış ayrılmasının BC yüzeyinden havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferine etkisi ayrık ısı

kaynaklarının kullanıldığı durumlarda daha net ortaya çıkmaktadır. Çalışılan tüm Reynolds sayıları ve durumlarda iki numaralı kaynağın BC yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri, ilk kaynağın aynı yüzeyinde hesaplanan değerlerden her zaman için fazladır. Ayrıca, ısı kaynaklarının akış kesitini daraltmasından dolayı BC yüzeyi ile sağ cidar arasında yüksek hız bölgeleri oluşmakta, bu ise taşınım ile ısı transferini artırmaktadır. Isı kaynaklarının CD yüzeyleri dikkate alındığında, ana akıştan ayrılan ikincil akışların taşınım ile ısı transferi üzerine etkileri görülmektedir. 2. durumda, kaynaklar arasındaki mesafenin az olmasından dolayı ilk kaynağın CD yüzeyinden havaya olan taşınım ile ısı transferi daha zayıftır. İkinci kaynağın ardında oluşan resirkülasyonun daha şiddetli olmasından dolayı, 2. durumda iki numaralı kaynağın aynı yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı daha fazladır. 3 ve 4. durumlarda ise farklı bir durum söz konusudur. Kaynaklar arasındaki mesafenin artmasına bağlı olarak, kaynaklar arasındaki resirkülasyonun şiddeti arttığından ilk kaynağın CD yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri, iki numaralı kaynağın aynı yüzeyinde hesaplanan değerlere oranla daha fazladır. Genel ortalama Nusselt sayısının değişimi incelendiğinde, 2. durumda çalışılan tüm Reynolds sayılarında, genel ortalama Nusselt sayısının ilk kaynakta daha fazla olduğu görülmektedir. 3. ve 4. durumlarda ise artan mesafeye bağlı olarak havanın soğumasından dolayı özellikle yüksek Reynolds sayılarında, iki numaralı kaynakta genel ortalama Nusselt sayıları daha yüksektir.

Alternatif çalışma koşulunda, $b/W=0.5$ değerinde sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.54'te verilmiştir. Beklendiği gibi, Reynolds sayısındaki artışla birlikte sıcaklık azalırken, global iletkenlik artmaktadır. 1. durumda sıcaklıklar en yüksek düzeyde olup; global iletkenlik ise en düşük düzeydedir. Düşük Reynolds sayılarında, en düşük sıcaklık değeri 4. durumda görülmekteyken, Reynolds sayısının 4000 değerinde ise 3. durumda sıcaklık en düşük düzeydedir. Sistemin global iletkenliği ise 3. durumda en yüksek düzeydedir. 4. Durumda ise, Reynolds sayısındaki artışla birlikte global iletkenliğin artış hızı azalmaktadır.

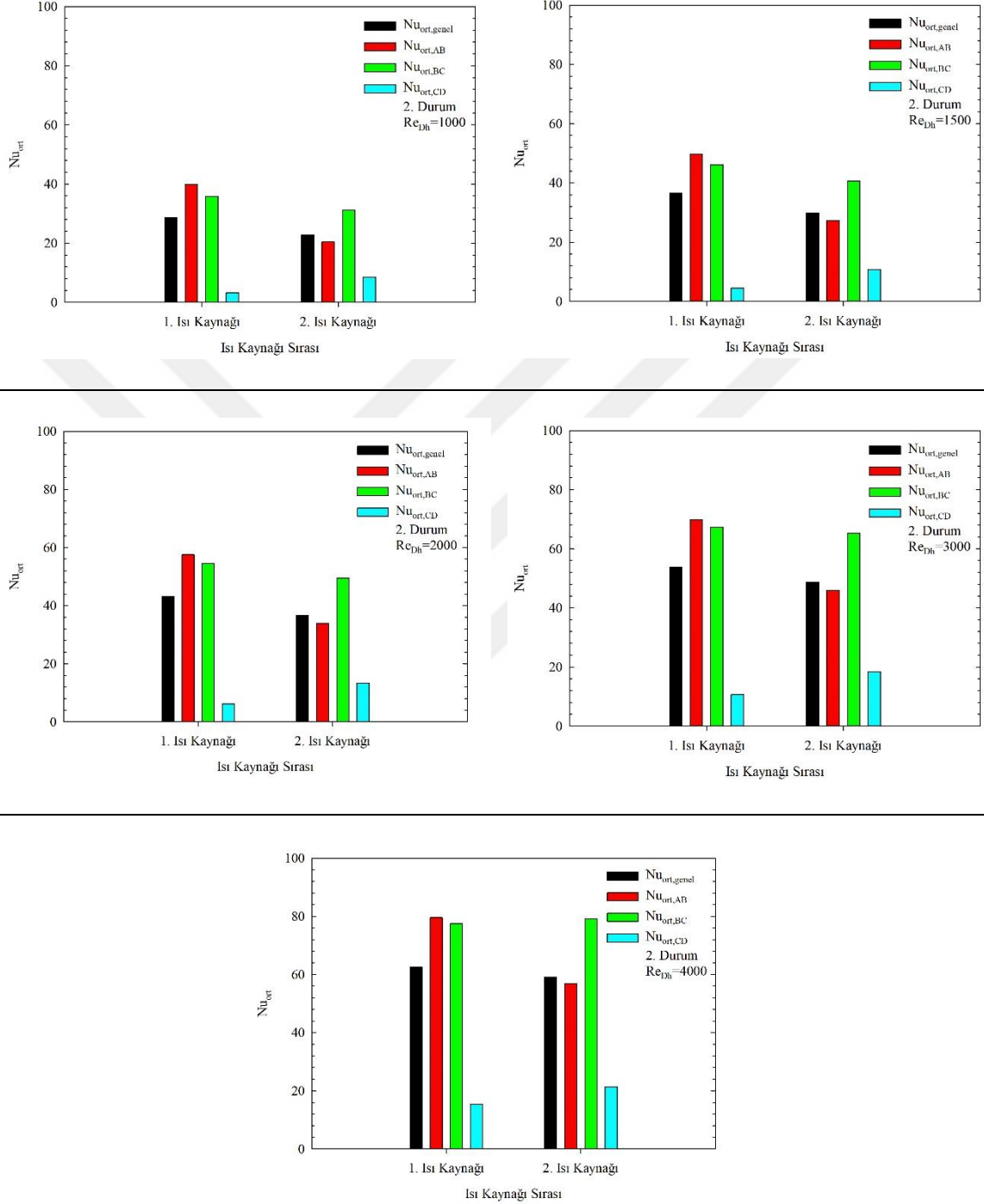
1. Durum



Şekil 4.53. Alternatif çalışma koşulunda, $b/W=0.5$ iken farklı mesafe oranlarında kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi

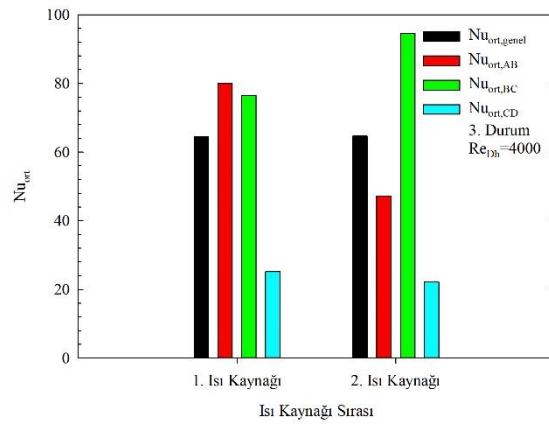
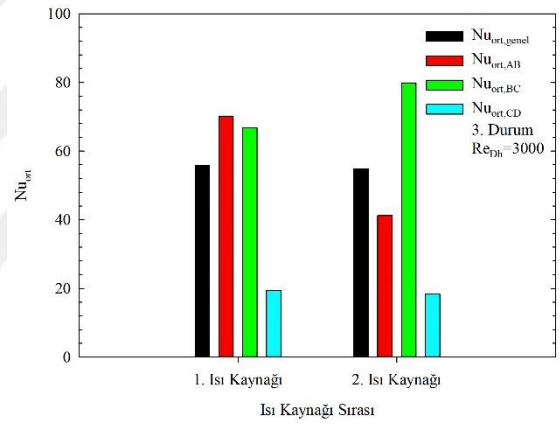
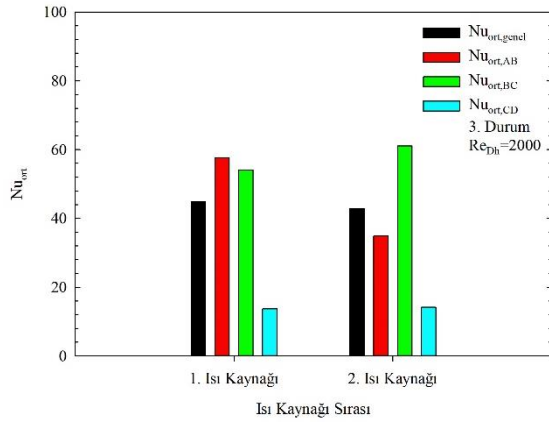
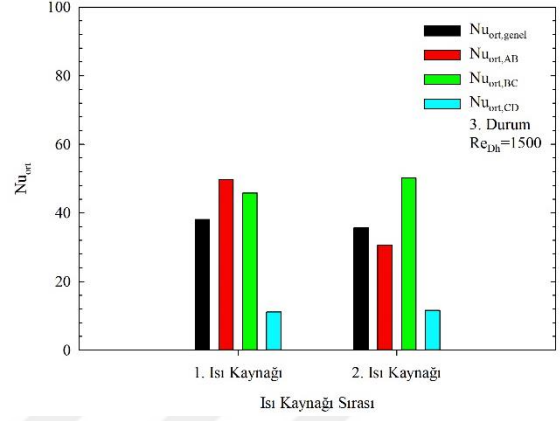
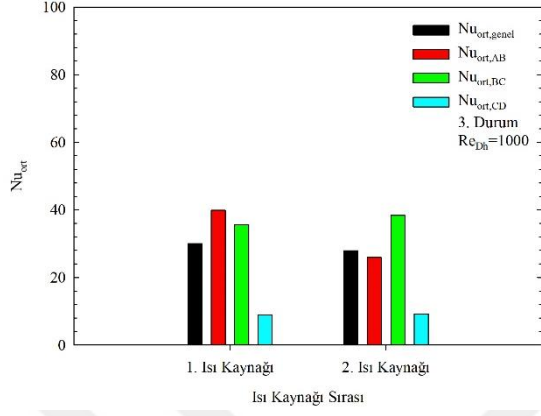
Şekil 4.53.'ün devamı

2. Durum



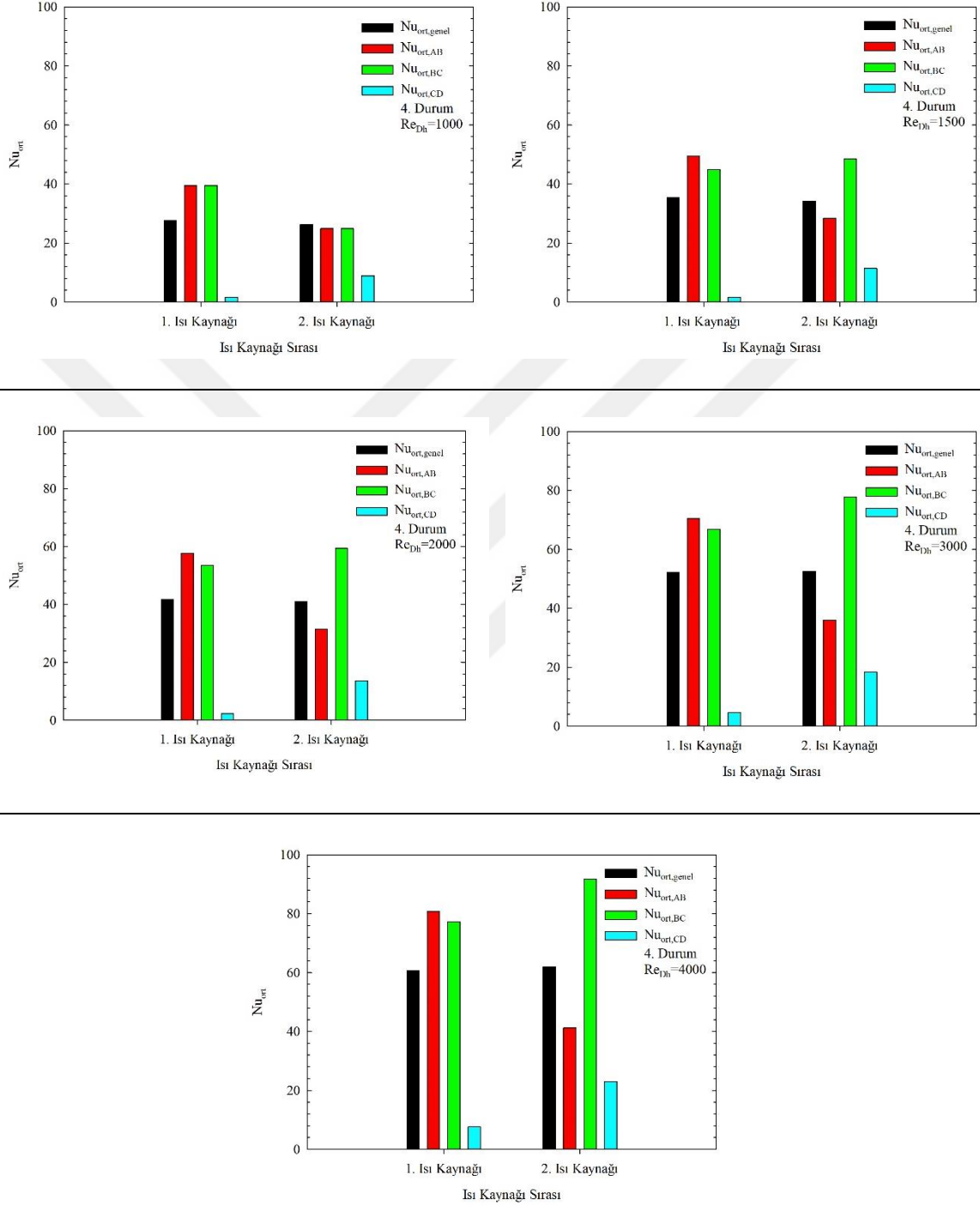
Şekil 4.53.'ün devamı

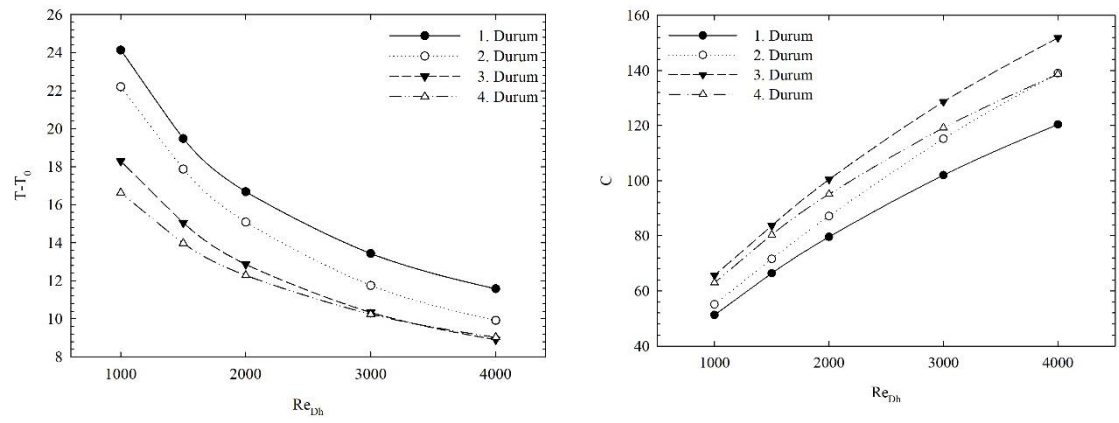
3. Durum



Şekil 4.53.'ün devamı

4. Durum





Şekil 4.54. Çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanımında, sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi

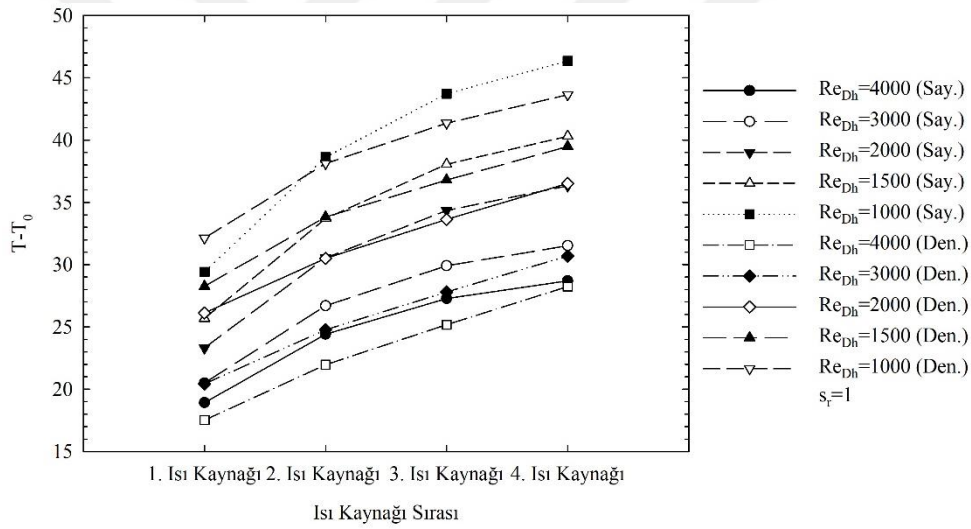
Bu bölümde, alternatif çalışma koşulunda gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için Reynolds sayısı ve kaynaklar arası mesafenin akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, Reynolds sayısı ve kaynaklar arasındaki mesafenin kaynakların yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan havaya taşınım ile ısı transferi üzerinde önemli etkileri olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, artan mesafe ve Reynolds sayısı ile birlikte sistemde elde edilen en yüksek sıcaklığın azaldığı, kaynaklardan havaya gerçekleşen taşınım ile ısı transferinin ve sistemin global iletkenliğinin arttığı görülmüştür. Çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanımı ile ısı transfer yüzey alanının artması ve çalkantı hızlarının artmasıyla sistemin soğutma performansının arttığı belirlenmiştir.

4.2.2. Tüm Isı Kaynaklarının Aktif Olduğu Durum

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda doğal taşınım için gerçekleştirilen çalışmalar karma taşınım rejiminde farklı Reynolds sayıları için tekrarlanmıştır. Bu bölümde, beş farklı mesafe oranında çalışmalar gerçekleştirilmiş olup ($s_r=1, 1.5, 2, 2.5$ ve 3); çalışmalar gömülü ve çıkıntılı ısı kaynakları için tekrarlanmıştır.

4.2.2.1. Gömülü Isı Kaynakları

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda beş farklı mesafe oranı ve farklı Reynolds sayılarında kanal cidarına gömülü olarak yerleştirilen ısı kaynakları için deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları sunulmuştur. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, ısı kaynaklarının yüzeye eşit aralıklarla yerleştirildiği ($s_r=1$) durum için kaynak yüzeylerinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen ortalama sıcaklıkların Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.55'te verilmiştir. Beklendiği gibi, Reynolds sayısındaki artışla birlikte kaynak yüzeylerinde elde edilen ortalama yüzey sıcaklıkları azalmakta olup; kaynaklar yüzeye eşit aralıklarla yerleştirildiğinde, sıcaklık ilk kaynaktan son kaynağa doğru artmaktadır. Sıcaklığın artış hızı ise Reynolds sayısındaki artış ile azalmaktadır.

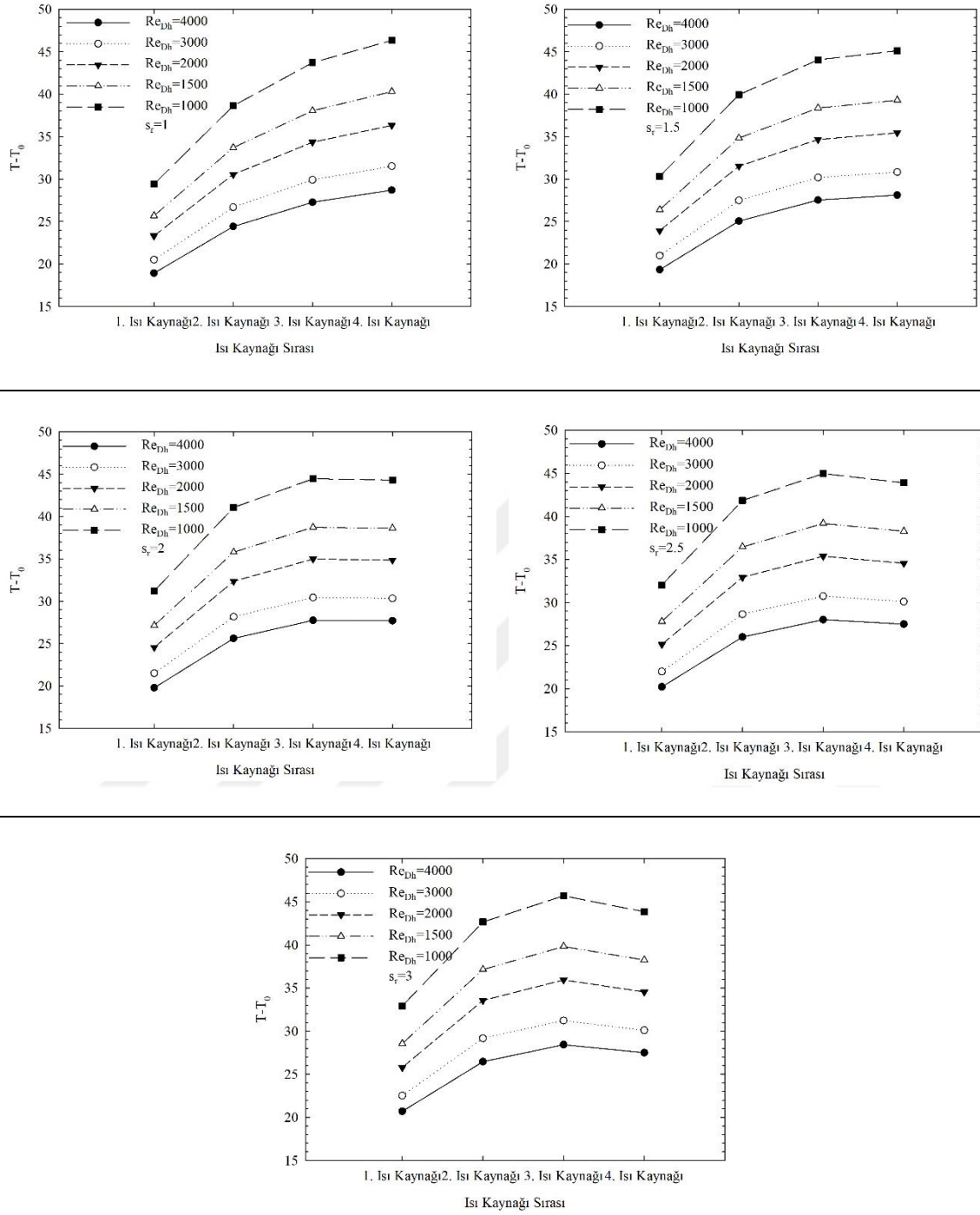


Şekil 4.55. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, gömülü ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi ($s_r=1$)

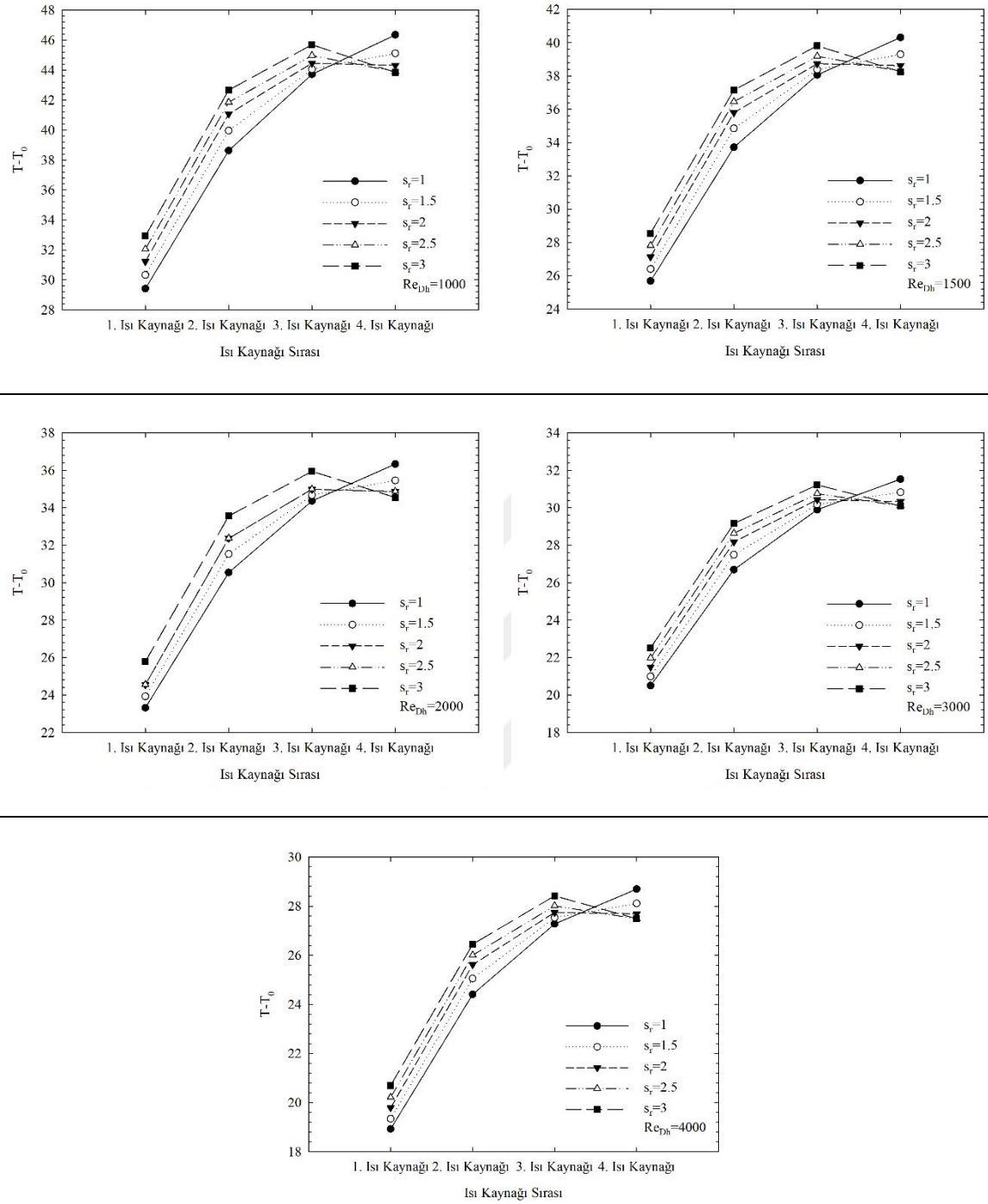
Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ve mesafe oranı (s_r) ile değişimi Şekil 4.56'da verilmiştir. Grafikler, çalışılan tüm mesafe oranları ve Reynolds sayılarında kaynakların ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimleri vermektedir. Şekil 4.56'dan görüldüğü gibi, $s_r=1$ iken ortalama yüzey sıcaklıkları sürekli artmakta olup; artış hızı ise Reynolds sayısındaki artışla birlikte azalmaktadır. Mesafe oranındaki artış, son iki kaynağın birbirinden uzaklaşmasına neden olmakta ve buna bağlı olarak mesafe oranındaki artışla birlikte sıcaklığın artış hızı azalmaktadır. Mesafe oranındaki artışla birlikte son

kaynağın ortalama yüzey sıcaklığı giderek azalmaktadır. $s_r=2$ 'den sonraki mesafe oranlarında ise son kaynağın sıcaklığı üç numaralı kaynağın sıcaklığından daha azdır. Ayrıca, mesafe oranındaki artış, ilk iki kaynağın birbirine yaklaşmasına neden olmaktadır. Kanal cidarındaki iletimle ısı transferinin sonucunda, artan mesafe oranı ile birlikte ilk iki kaynağın ortalama yüzey sıcaklıkları artmaktadır. Ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimler azalan Reynolds sayısı ile daha belirgin hale gelmektedir.

Farklı mesafe oranlarında, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimler Şekil 4.57'de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Daha önce bahsedildiği gibi, mesafe oranındaki artışla birlikte son ısı kaynağının ortalama yüzey sıcaklığı azalmaktadır. Ancak, mesafe oranındaki artış, üç numaralı kaynağın ortalama yüzey sıcaklığını artırmaktadır. Çalışılan tüm mesafe oranları ve Reynolds sayılarında, en yüksek yüzey sıcaklıklarına $s_r=1$ değerinde ulaşılmaktadır. $s_r=2, 2.5$ ve 3 değerlerinde, en yüksek yüzey sıcaklığı üç numaralı kaynak yüzeyinde elde edilmektedir. Ancak, üç numaralı kaynağın sıcaklığı hiçbir zaman $s_r=1$ için, dört numaralı kaynak yüzeyinde elde edilen sıcaklık değerini aşmamaktadır. Ortalama yüzey sıcaklıklarının en yüksek değeri dikkate alındığında, $Re_{Dh}=1000, 1500$ ve 2000 değerlerinde, en düşük sıcaklıkların $s_r=2$ değerinde elde edildiği, $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde ise en düşük sıcaklıkların $s_r=2.5$ değerinde elde edildiği belirlenmiştir. Ayrıca, ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkının maksimum ve minimum değerleri dikkate alındığında, $s_r=3$ iken ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın minimuma indiği görülmektedir.



Şekil 4.56. Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ve mesafe oranı (s_r) ile değişimi

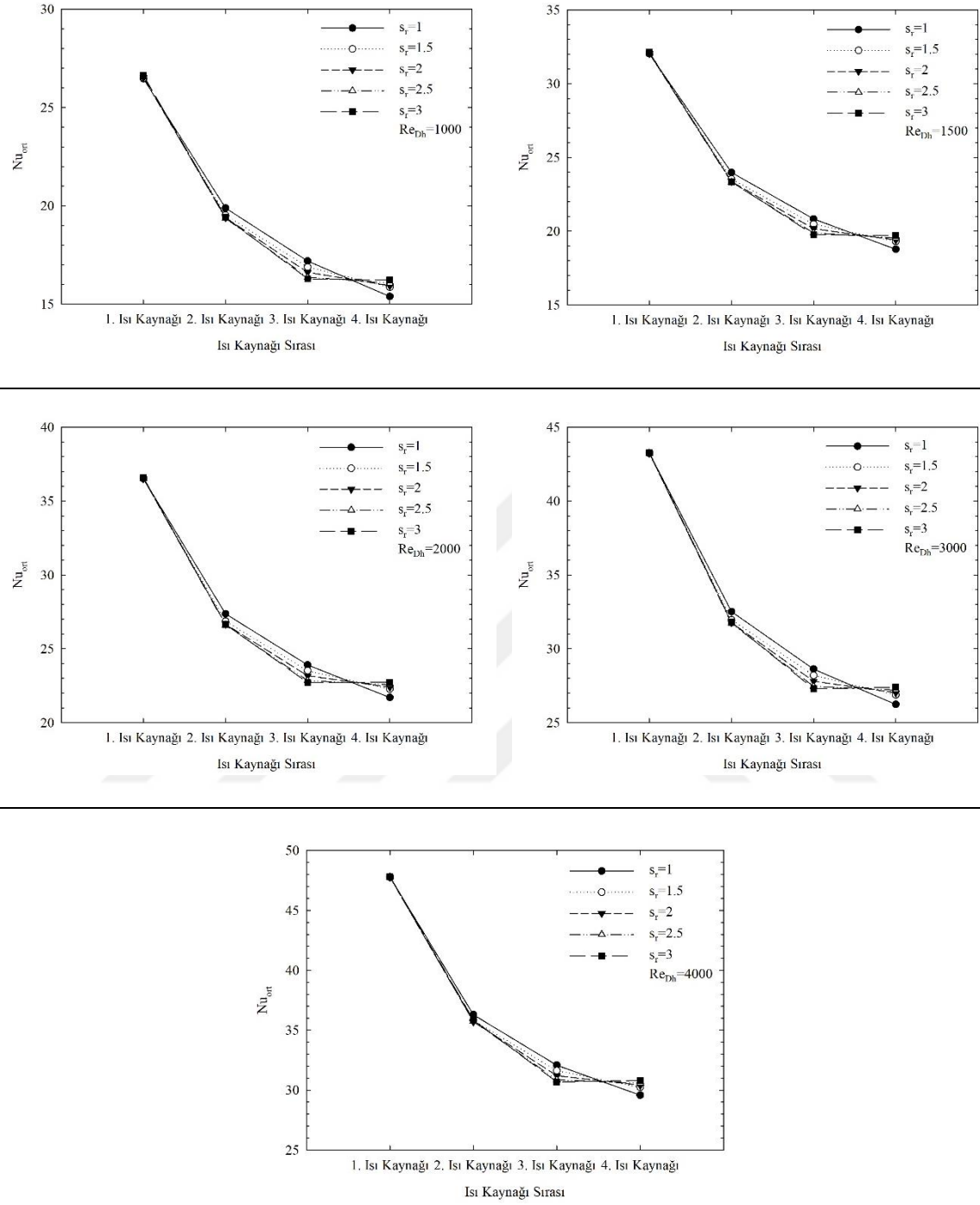


Şekil 4.57. Farklı mesafe oranlarında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının değişimi

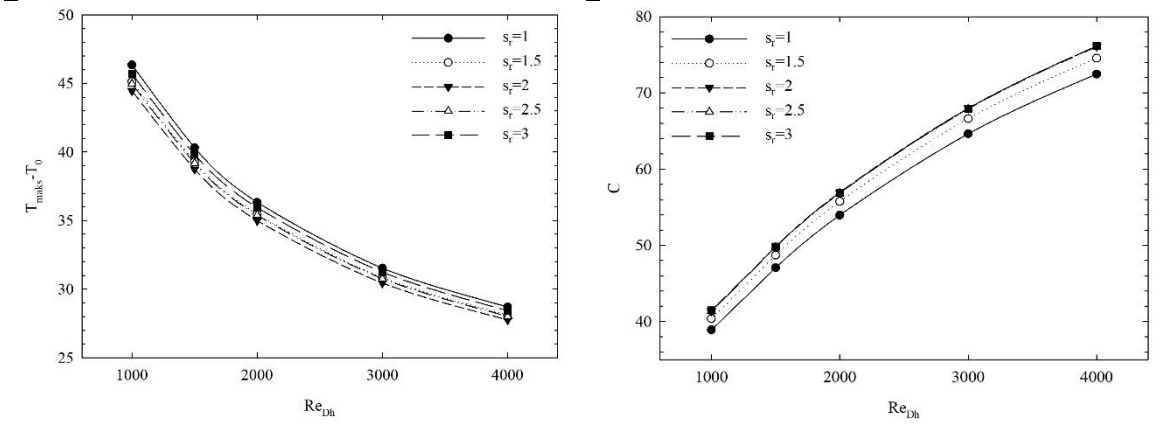
Farklı mesafe oranlarında, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları Şekil 4.58’de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Grafiklerden görüldüğü gibi, hava kanala ortam sıcaklığında girdiğinden ilk kaynağın yüzey sıcaklığı ve havanın sıcaklığı

arasındaki fark fazladır. Bundan dolayı çalışılan tüm mesafe oranlarında, ilk kaynaktan havaya olan taşınım ile ısı transferi fazladır. Isı kaynaklarının cidara eşit aralıklarla yerleştirildiği durumda, kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek azalmaktadır. Kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarındaki değişimler ise Reynolds sayısındaki artışla birlikte belirgin hale gelmektedir. Mesafe oranındaki artış, ilk kaynağın yüzeyinden havaya olan taşınım ile ısı transferini fazla etkilemezken, iki, üç ve dört numaralı kaynaklardan havaya olan taşınım ile ısı transferi ise mesafe oranından önemli ölçüde etkilenmektedir. İki numaralı kaynak yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri mesafe oranındaki artışla birlikte azalmaktadır. Bunun sebebi mesafe oranının artışıyla birlikte ilk iki kaynağın arasındaki mesafenin azalmasıdır. Benzer şekilde üç numaralı kaynak yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri mesafe oranıyla birlikte azalmakta, en düşük değerler $s_r=3$ iken elde edilmektedir. Ortalama Nusselt sayısındaki en büyük değişim ise son kaynaktan görülmektedir. Mesafe oranındaki artışla birlikte son ısı kaynağının yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları mesafe oranıyla orantılı olarak artmaktadır. $s_r=3$ iken $Re_{Dh}=1000$ ve 1500 değerlerinde, son kaynağın yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları üç numaralı kaynağın yüzeyinde hesaplanan değerlerden daha fazladır. Ancak $Re_{Dh}=2000$, 3000 ve 4000 değerlerinde üç numaralı kaynağın yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları dört numaralı kaynağa oranla daha fazladır.

Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin mesafe oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.59'da verilmiştir. Reynolds sayısı ile birlikte taşınım ile ısı transferi arttığından dolayı, maksimum sıcaklık tüm mesafe oranlarında azalmaktadır. Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık $s_r=1$ değerinde görülürken, $s_r=2$ değerini aldığı anda maksimum sıcaklık en düşük düzeydedir. Sistemin global iletkenliğinin değişimi incelendiğinde, global iletkenliğin tüm mesafe oranlarında Reynolds sayısı ile birlikte arttığı görülmektedir. Global iletkenlik, $s_r=1$ iken en düşük düzeyde olup; diğer mesafe oranlarında ise birbirlerine çok yakın değerler almaktadır. Bununla birlikte sistemin global iletkenliği çalışılan tüm Reynolds sayılarında, $s_r=3$ iken en yüksek değerini almaktadır. Ancak, ısı kaynaklarının sıcaklıklarını en düşük seviyede tutmak ve etkin bir soğutma sağlamak amacıyla, ısı kaynaklarının yerleşimi $s_r=2$ oranına göre yapılmalıdır.



Şekil 4.58. Farklı mesafe oranlarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının değişimi

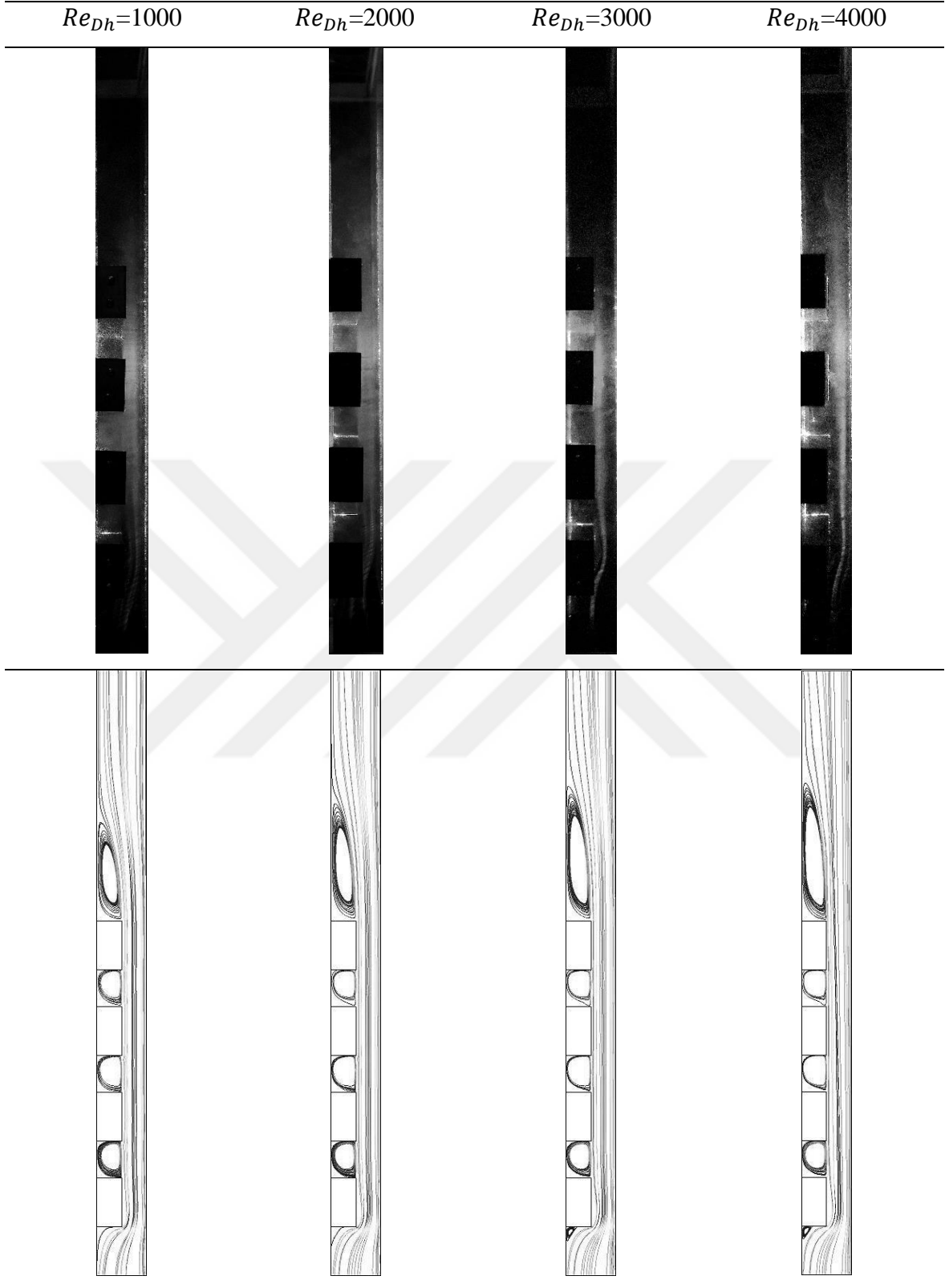


Şekil 4.59. Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin mesafe oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi

4.2.2.2. Çıkıntılı Isı Kaynakları

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, çıkıntılı ısı kaynakları için farklı Reynolds sayılarında ve karma taşınım rejiminde gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar sunulmuştur. Önceki bölümde belirtildiği gibi mesafe oranı ve akışkan hızının ısı transferi ve akış alanına etkileri tek bir çıkıntı oranında ($b/W=0.5$) incelenmiştir.

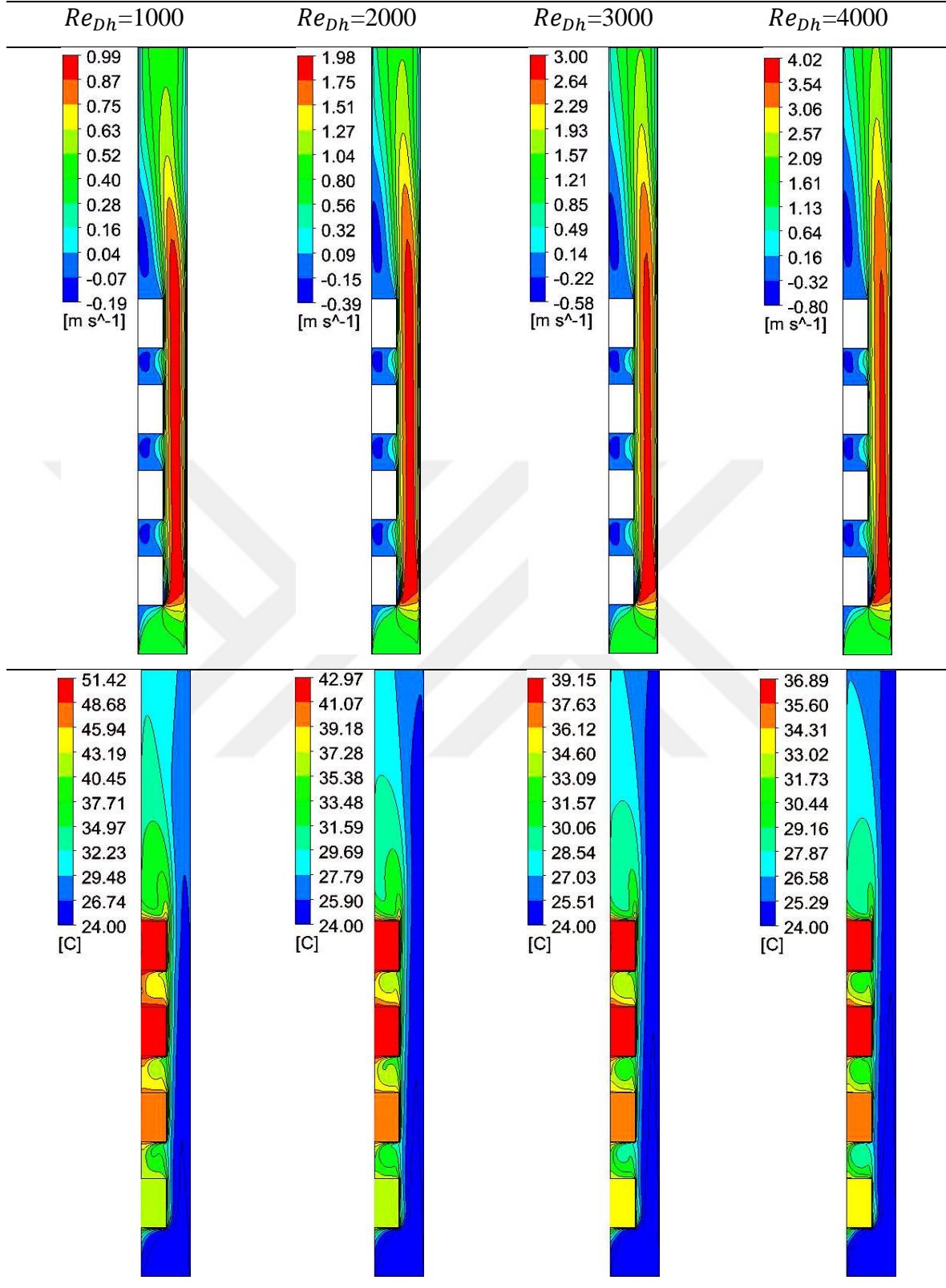
Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), farklı Reynolds sayılarında, $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ için elde edilen akım çizgileri Şekil 4.60'ta verilmiştir. Şekil 4.60 incelendiğinde deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgilerinin uyumlu olduğu görülmektedir. Ancak, deneysel akış görüntülerinde, artan Reynolds sayısı ile birlikte dumanın kanal çıkışına doğru dağıldığı görülmektedir. Kanal çıkışında bulunan fan, bu bölümde dumanın dağılmasına neden olmaktadır. Hava ilk olarak birinci kaynağın AB yüzeyine çarpmaktadır. Sayısal olarak elde edilen akım çizgileri incelendiğinde, bu bölümde Reynolds sayısının 3000 ve 4000 değerlerinde A köşesinde zayıf bir ikincil akışın meydana geldiği görülmektedir. Bununla birlikte kaynaklar arasında ana akıştan ayrılan ikincil akış bölgelerinin meydana geldiği, Reynolds sayısındaki artışla birlikte son kaynağın ardında meydana gelen ikincil akışın genişlediği görülmektedir.



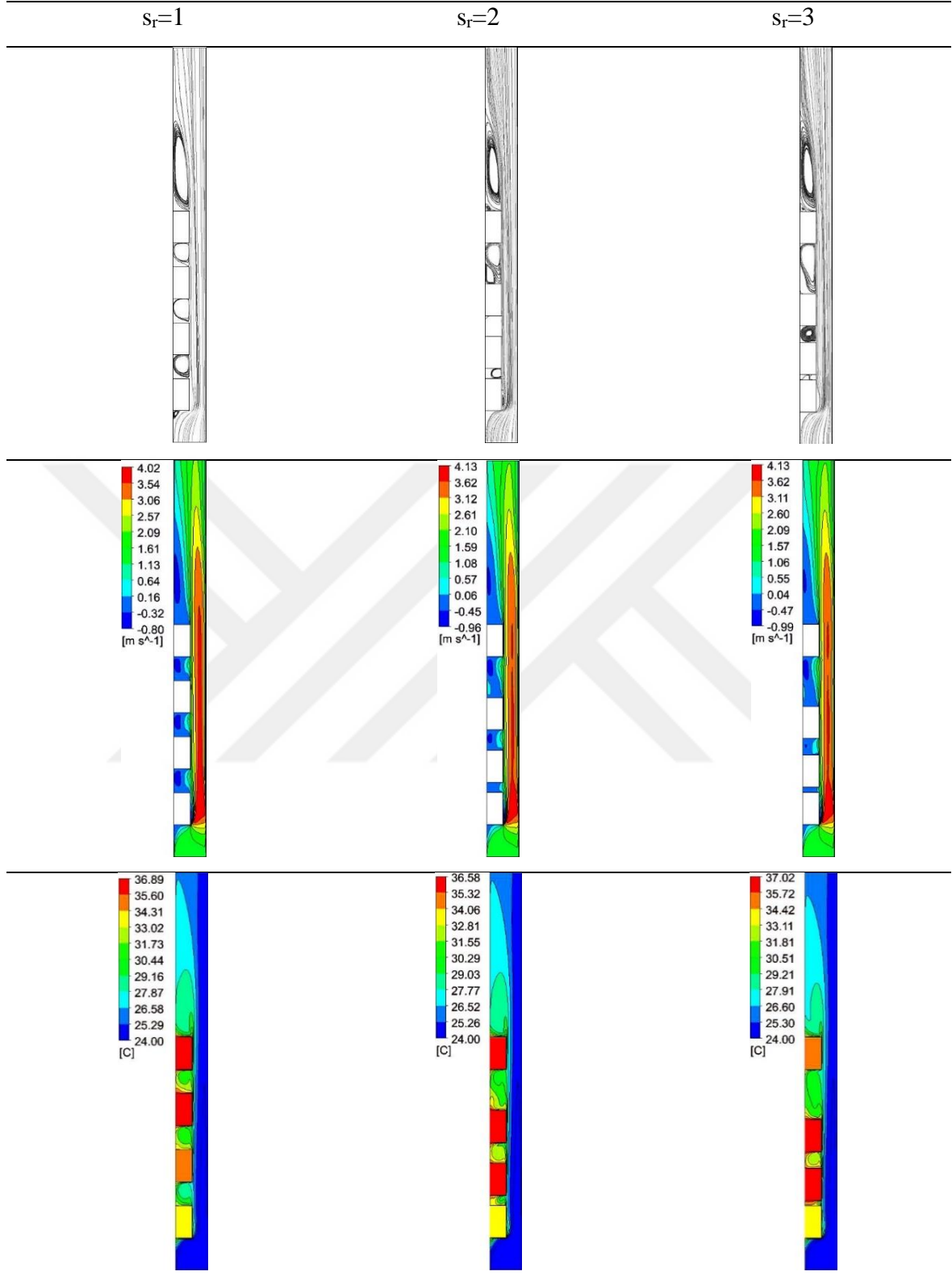
Şekil 4.60. Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde farklı Reynolds sayıları için deneysel ve sayısal olarak elde edilen akım çizgileri

Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), $b/W=0.5$ için farklı mesafe oranlarında hız ve sıcaklık alanları ile akım çizgilerinin Reynolds sayısı ile değişimi sırasıyla Şekil 4.61 ve Şekil 4.62’de verilmiştir. Kanala giren akışkan ilk olarak birinci kaynağın AB yüzeyi ile temas etmektedir. Bu bölgede yüzeye çarpan akışkan basıncın da etkisiyle yüzeyden ayrılmakta ve B köşesinden C köşesine doğru akış ayrılması meydana gelmektedir. Çıkıntı oranına bağlı olarak kanal kesitinin daralması, kaynaklar ile sağ cidar arasında yüksek hız bölgeleri oluşmasına neden olmaktadır. Isı kaynaklarının BC yüzeyleri boyunca hava hızı oldukça yüksektir. Kaynakların arasında ikincil akış bölgeleri meydana gelmekte ve resirkülasyon şiddeti Reynolds sayısındaki artışla birlikte artmaktadır. Son ısı kaynağının ardında ise, düşük basınca bağlı olarak saat yönünün tersi yönde dönen geniş bir resirkülasyon bölgesi oluştuğu, resirkülasyon şiddetinin Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Başka bir deyişle, Reynolds sayısındaki artışla birlikte akışkanın momentumundaki artışa bağlı olarak havanın sol cidara tekrar tutunduğu mesafe uzamaktadır.

Sıcaklık alanlarının Reynolds sayısı ile değişimi incelendiğinde, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklığının Reynolds sayısındaki artışla birlikte azaldığı belirlenmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi ısı kaynaklarının sıcaklıkları kanal girişinden itibaren artmakta ve son iki kaynağın sıcaklıkları neredeyse eşit olmaktadır. Şekil 4.61’den görüldüğü kanal girişinden itibaren ısı sınır tabaka kalınlığı artmakta ve Reynolds sayısındaki artışla birlikte ısı sınır tabaka incelmektedir. Bu durum, artan Reynolds sayısı değerleriyle birlikte kaynaklardan havaya olan taşınım ile ısı transferinin arttığını göstermektedir. Ayrıca, kaynakların arasında etkili olan ikincil akışın sıcaklık alanına olan etkileri görülmektedir. Isı kaynaklarının arasında ve son kaynağın ardında, saat yönünün tersi yönde dönen resirkülasyon hücrelerine bağlı olarak, kaynaklardan yayılan ısı da saat yönünün tersi yönde havaya nüfuz etmektedir.

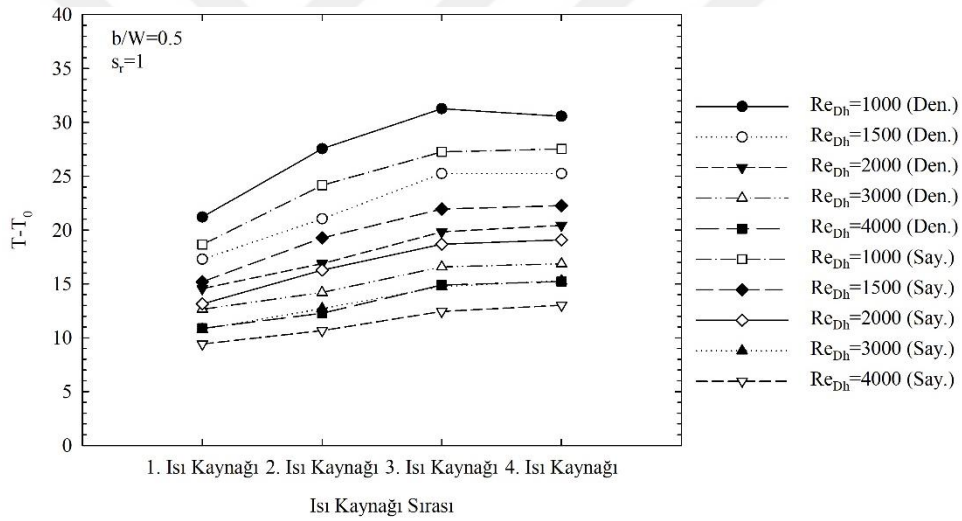


Şekil 4.61. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ için hız ve sıcaklık alanlarının Reynolds sayısı ile değişimi ($D/2=76.2$ mm)



Şekil 4.62. Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm), $b/W=0.5$ ve $Re_{Dh}=4000$ için farklı mesafe oranlarında sayısal olarak elde edilen akım çizgileri, hız ve sıcaklık alanları

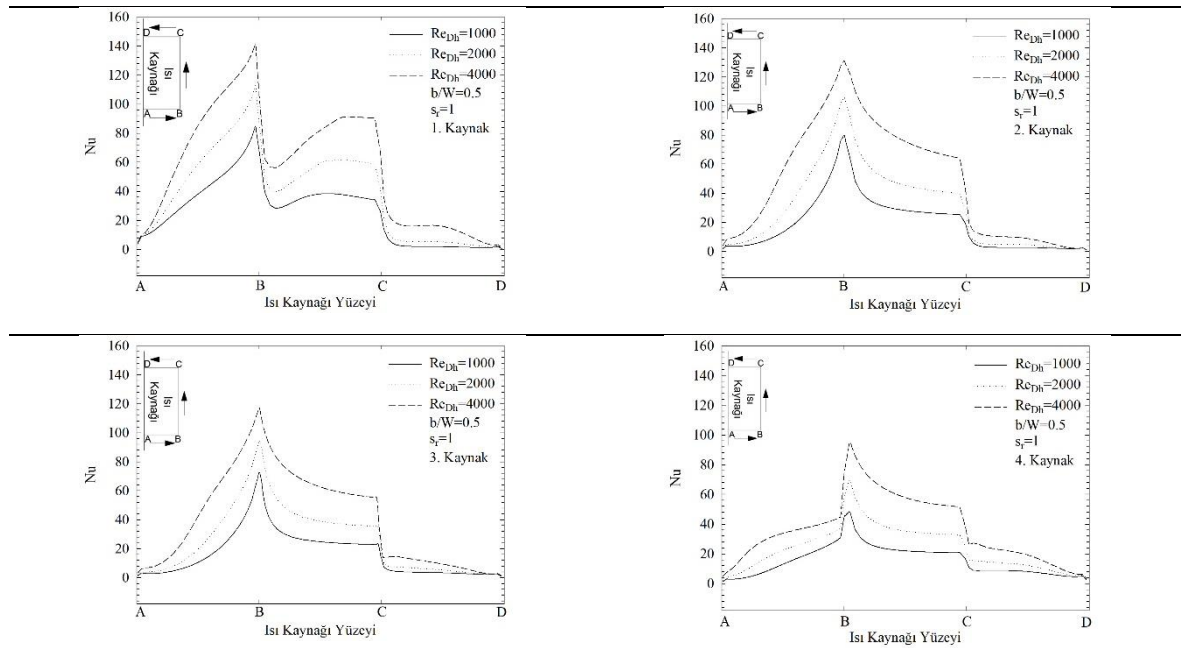
Karma taşınım rejiminde, $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ olduğu durumda, sayısal ve deneysel olarak belirlenen ısı kaynaklarının ortalama sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.63'te verilmiştir. Isı kaynaklarının ortalama sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi incelendiğinde, yürütülen deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sıcaklık verilerinin birbirleriyle gayet uyumlu olduğu görülmektedir. Beklendiği gibi artan akışkan hızı ve dolayısıyla Reynolds sayısına bağlı olarak ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferi artmakta ve ortalama kaynak sıcaklıkları azalmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında ilk kaynaktan itibaren kaynakların sıcaklık artışı fazla iken, artan Reynolds sayısı ile birlikte ilk kaynaktan son kaynağa gidildikçe sıcaklığın artış hızı azalmaktadır. Ayrıca, ilk kaynaktan üçüncü kaynağa kadar ortalama sıcaklıklarda artış görülürken, üçüncü kaynak ile son kaynak arasındaki sıcaklık farkı oldukça azdır.



Şekil 4.63. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ için ısı kaynaklarının ortalama sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi

$b/W=0.5$ ve $s_r=1$ için ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.64'te verilmiştir. Grafikler incelendiğinde ilk olarak, kaynak yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Reynolds sayısı ile akışkanın hızı doğru orantılı olduğundan, artan Reynolds sayısı ile birlikte kaynak yüzeylerinden havaya olan taşınım ile ısı transferi artmaktadır. İlk ısı kaynağının yüzeylerinde yerel Nusselt sayısının değişimi incelendiğinde, havanın ilk olarak çarptığı AB yüzeyinde, durma noktası olan A köşesinden B köşesine doğru yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. A köşesi, ısı kaynağı ile kanal cidarının

kesiştigi bölge olup; akışkan burada durgun haldedir. B köşesine gidildikçe yüksek hızdaki ana akışa yaklaşıldığından yerel Nusselt sayısı da artmaktadır. İlk kaynağın BC yüzeyi incelendiğinde ise yerel Nusselt sayısı değerlerinin dalgalandığı görülmektedir. AB yüzeyine çarpan havanın basıncının artışıyla birlikte, B köşesinde akış ayrılması meydana geldiği önceki bölümlerde belirtilmişti. Akıştaki ayrılmaya bağlı olarak B köşesine yakın bölümde havanın hızının azaldığı, C köşesine yaklaşıldığında ise havanın cidara tekrar tutunduğu, hız alanlarından görülmektedir. Bu yüzden, B köşesinde yerel Nusselt sayısı en yüksek değerini alırken, akış ayrılmasına bağlı olarak yerel Nusselt sayısı azalmakta, sonrasında ise tutunmaya bağlı olarak yerel Nusselt sayısı tekrar artış göstermektedir. Bu durum artan Reynolds sayısı ile belirgin hale gelmektedir. İlk ısı kaynağının CD yüzeyinde ise zayıf ikincil akışlara bağlı olarak, yerel Nusselt sayısı değerleri oldukça düşük olup; yerel Nusselt sayısı C köşesinden D köşesine doğru azalmaktadır. İki, üç ve dört numaralı kaynak yüzeylerinde yerel Nusselt sayısının değişimi incelendiğinde ise, AB yüzeyinde A köşesinden B köşesine doğru yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. BC yüzeyi boyunca artan akışkan sıcaklığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısı azalmaktadır. CD yüzeyi incelendiğinde ise, C köşesinden D köşesinde doğru yerel Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Son olarak, ilk kaynaktan son kaynağa gidildikçe, artan akışkan sıcaklığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir.

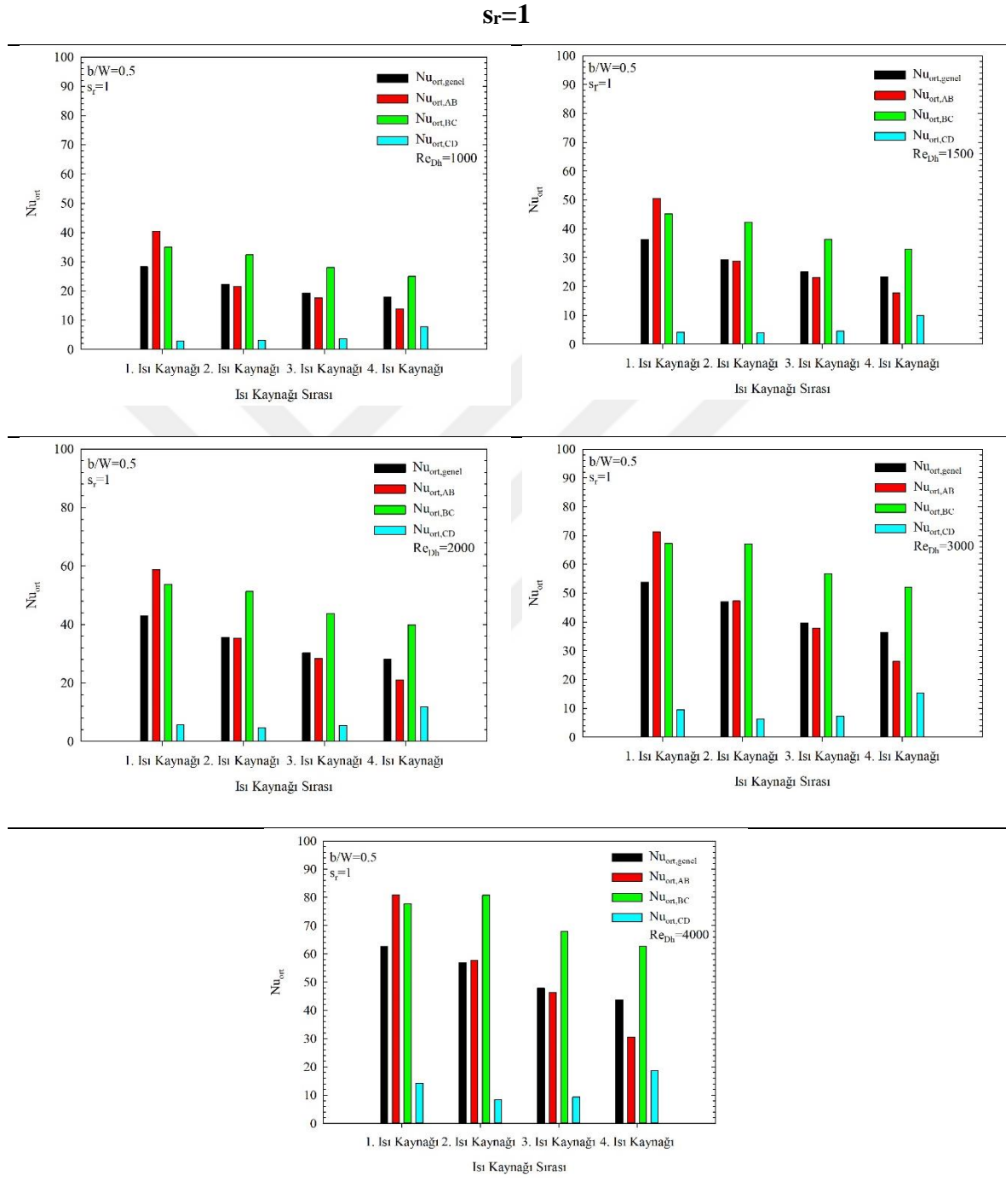


Şekil 4.64. $b/W=0.5$ ve $s_r=1$ değerlerinde kaynak yüzeyinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

$b/W=0.5$ değerinde, $s_r=1, 2$ ve 3 değerleri için ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ve kaynakların tüm yüzeylerini kapsayan genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.65'te verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, ısı kaynaklarının cidara eşit aralıklarla yerleştirildiği durumda, ısı kaynaklarının genel ortalama Nusselt sayısının giderek azaldığı görülmektedir. $s_r=1$ değerinde, soğuk akışkanın ilk kaynağın AB yüzeyi ile temasından dolayı bu yüzeyde taşınım ile ısı transferi oldukça fazladır. AB yüzeyleri dikkate alındığında, bu yüzeydeki ortalama Nusselt sayısının son kaynağa doğru giderek azaldığı görülmektedir. BC yüzeyleri dikkate alındığında, $Re_{Dh}=1000, 1500$ ve 2000 değerlerinde ortalama Nusselt sayısının giderek azaldığı, ancak $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde ilk iki kaynağın BC yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısının birbirlerine çok yakın değerler aldığı, $Re_{Dh}=4000$ değerinde ise akıştaki ayrılmanın etkisinin daha belirgin hissedildiği görülmektedir. $Re_{Dh}=4000$ değerini aldığı, ikinci kaynağın BC yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı ilk kaynağın aynı yüzeyine oranla daha fazladır. CD yüzeyleri incelendiğinde ise $Re_{Dh}=1000, 1500$ ve 2000 değerlerinde ortalama Nusselt sayısının son kaynağa doğru arttığı görülmektedir. Ancak, $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde ilk ve son kaynağın CD yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin, merkezdeki kaynakların aynı yüzeyinde hesaplanan değerlerden fazla olduğu görülmektedir.

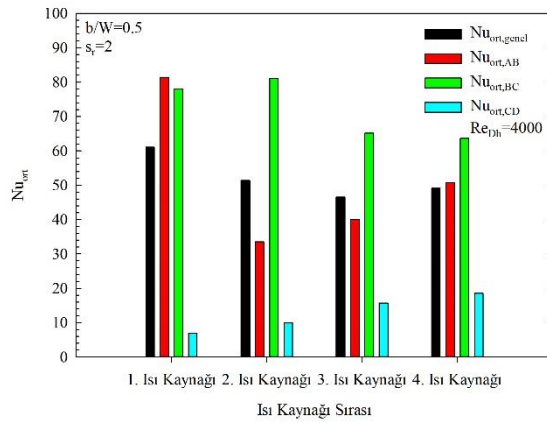
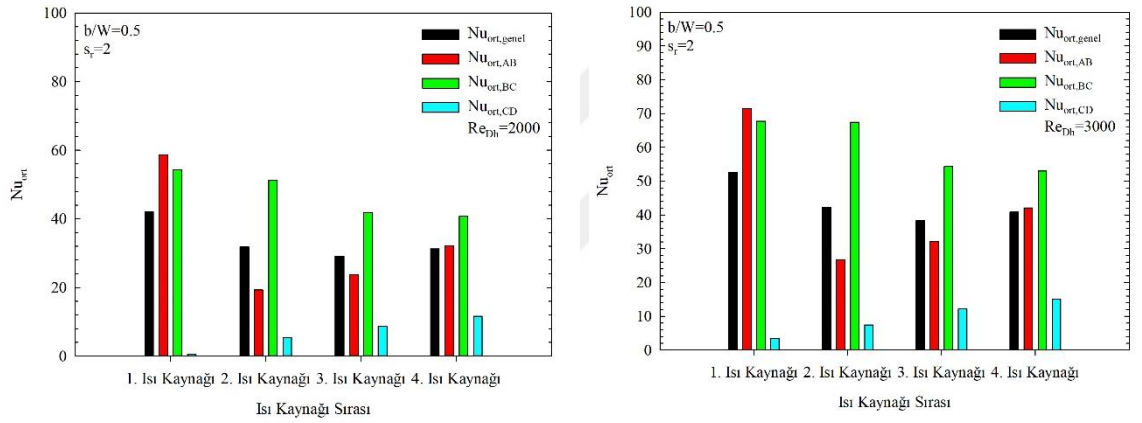
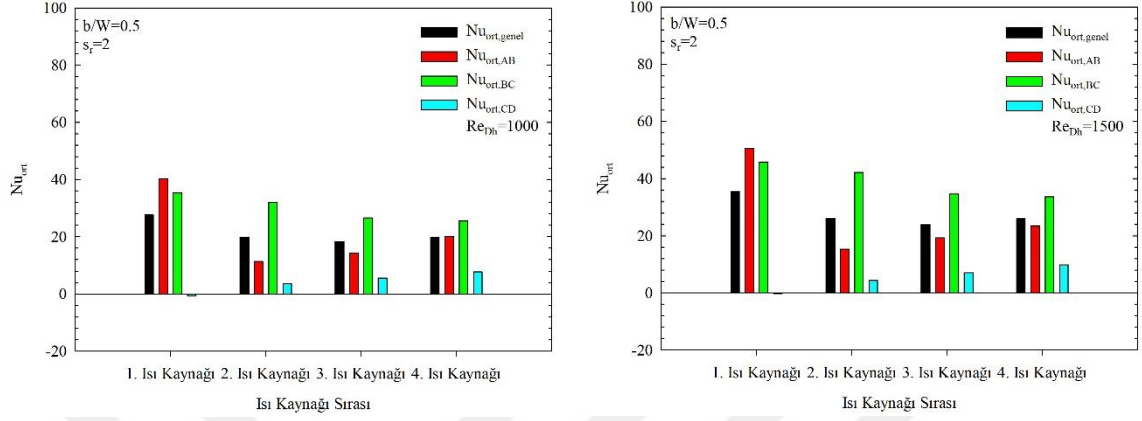
Mesafe oranının ortalama Nusselt sayısına etkisi incelendiğinde, s_r 'nin artışıyla birlikte son kaynağa hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Mesafe oranının artışı, ilk iki kaynağı birbirine yaklaştırmakta, bu ise iki numaralı kaynağın AB yüzeyinde ortalama Nusselt sayısının azalmasına neden olmaktadır. Ancak, mesafe oranının artışıyla birlikte üç ve dört numaralı kaynaklar birbirinden uzaklaşmakta, bu ise son iki kaynağın AB yüzeylerinden havaya olan taşınım ile ısı transferini artırmaktadır. Mesafe oranının artışı aynı zamanda ilk kaynağın CD yüzeyinden taşınım ile ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Özellikle $Re_{Dh}=1000, 1500$ ve 2000 değerlerinde ilk kaynağın CD yüzeyinde ortalama Nusselt sayısı eksi (-) işaretli olup; (-) işareti ısı transferinin yönünü belirtmektedir. Bu durum iki kaynak arasındaki resirkülasyonun ısı transferini etkilediğini gösterir. Resirkülasyonun yönü ve şiddetine bağlı olarak, havadan ilk kaynağın CD yüzeyine doğru taşınım ile ısı transferi meydana gelmektedir. Ancak, $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde bu durum ortadan kalkmaktadır. Çünkü Reynolds sayısı arttıkça akışkanın momentumu artmaktadır. Tüm kaynaklar birlikte değerlendirildiğinde, CD yüzeylerinde ortalama Nusselt

sayısının ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek arttığı, Reynolds sayısındaki artışın da bunu desteklediği görülmektedir.

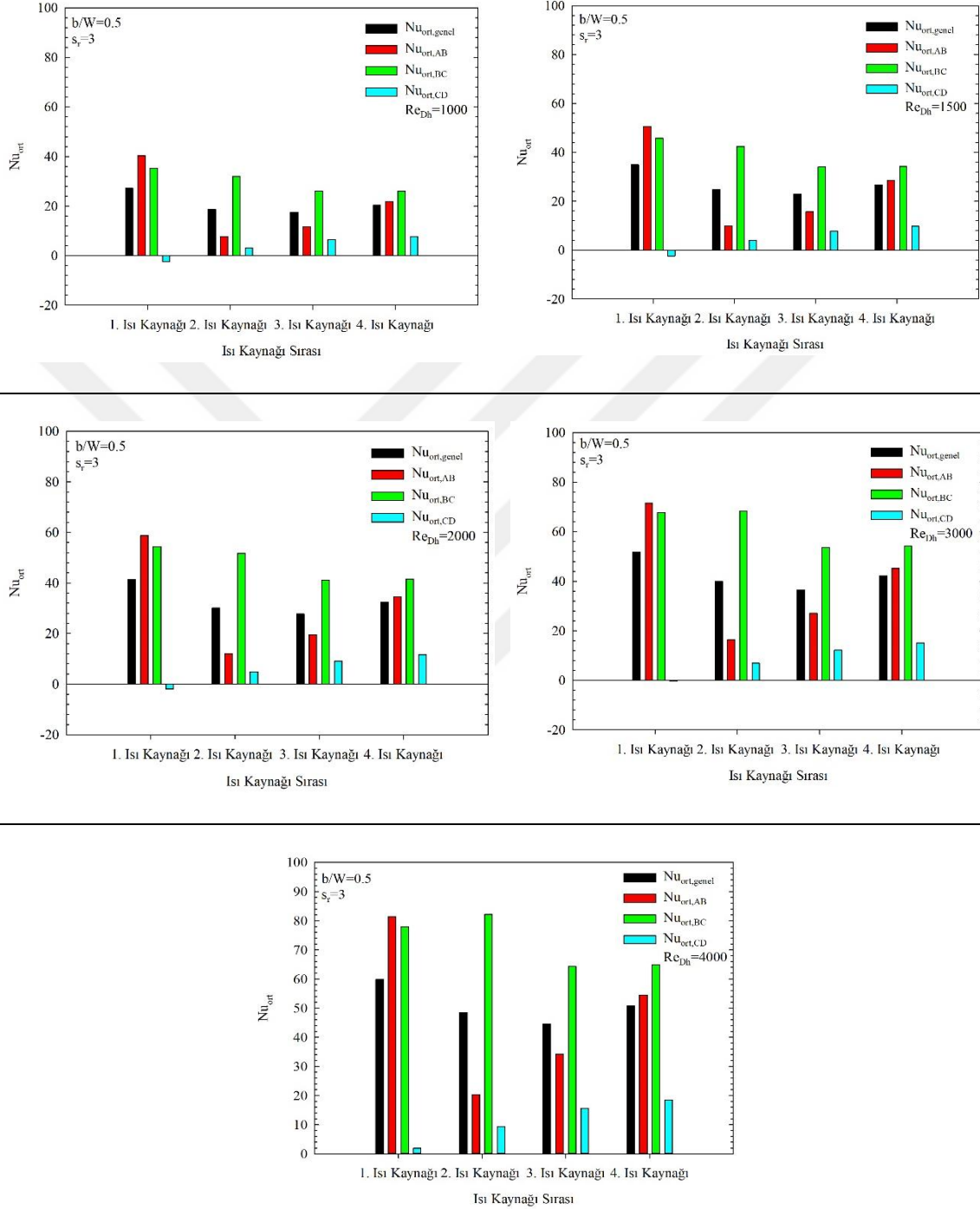


Şekil 4.65. Tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, $b/W=0.5$ iken farklı mesafe oranlarında kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.65.'in devamı

 $s_r=2$ 

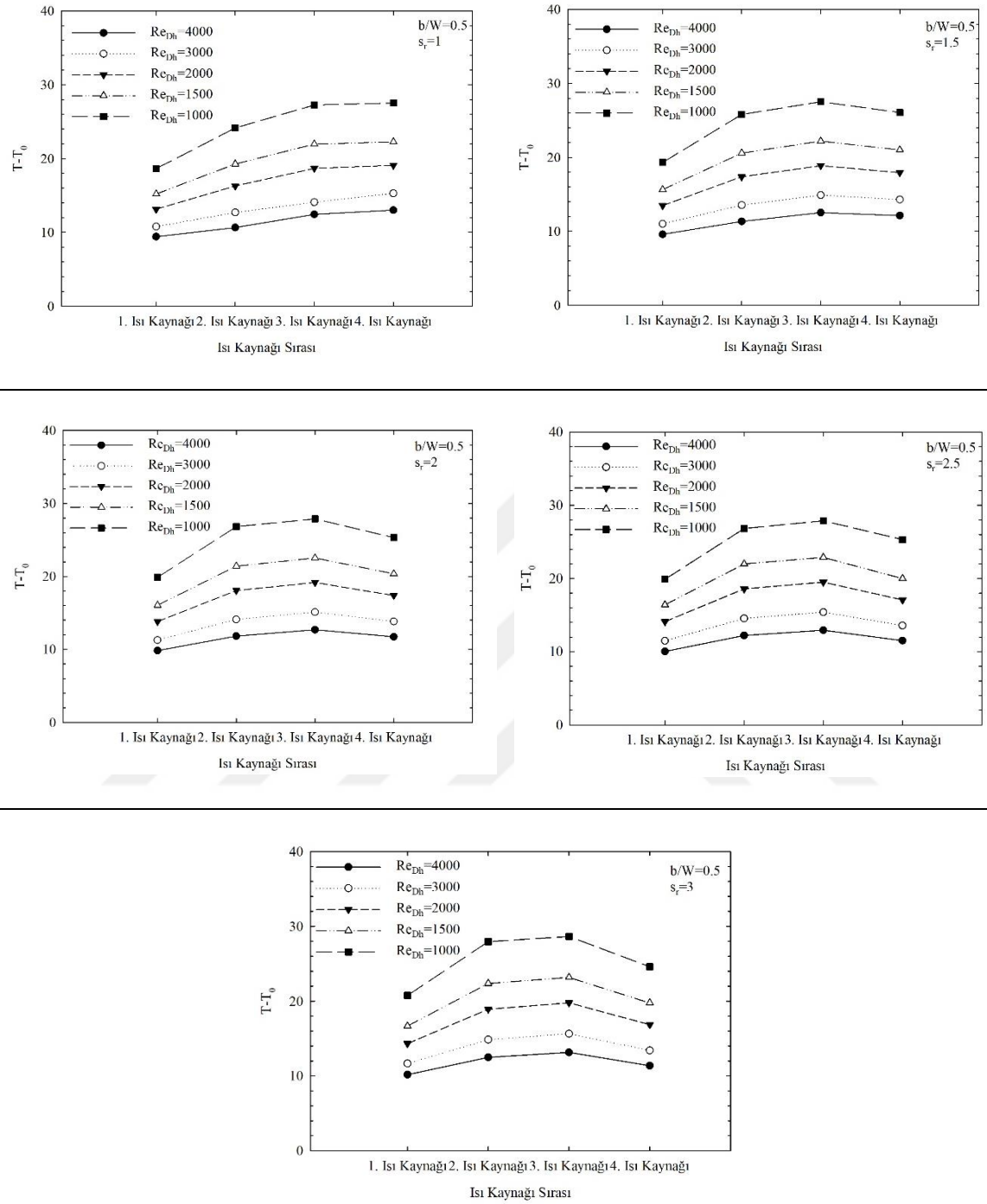
Şekil 4.65.'in devamı

 $s_r=3$ 

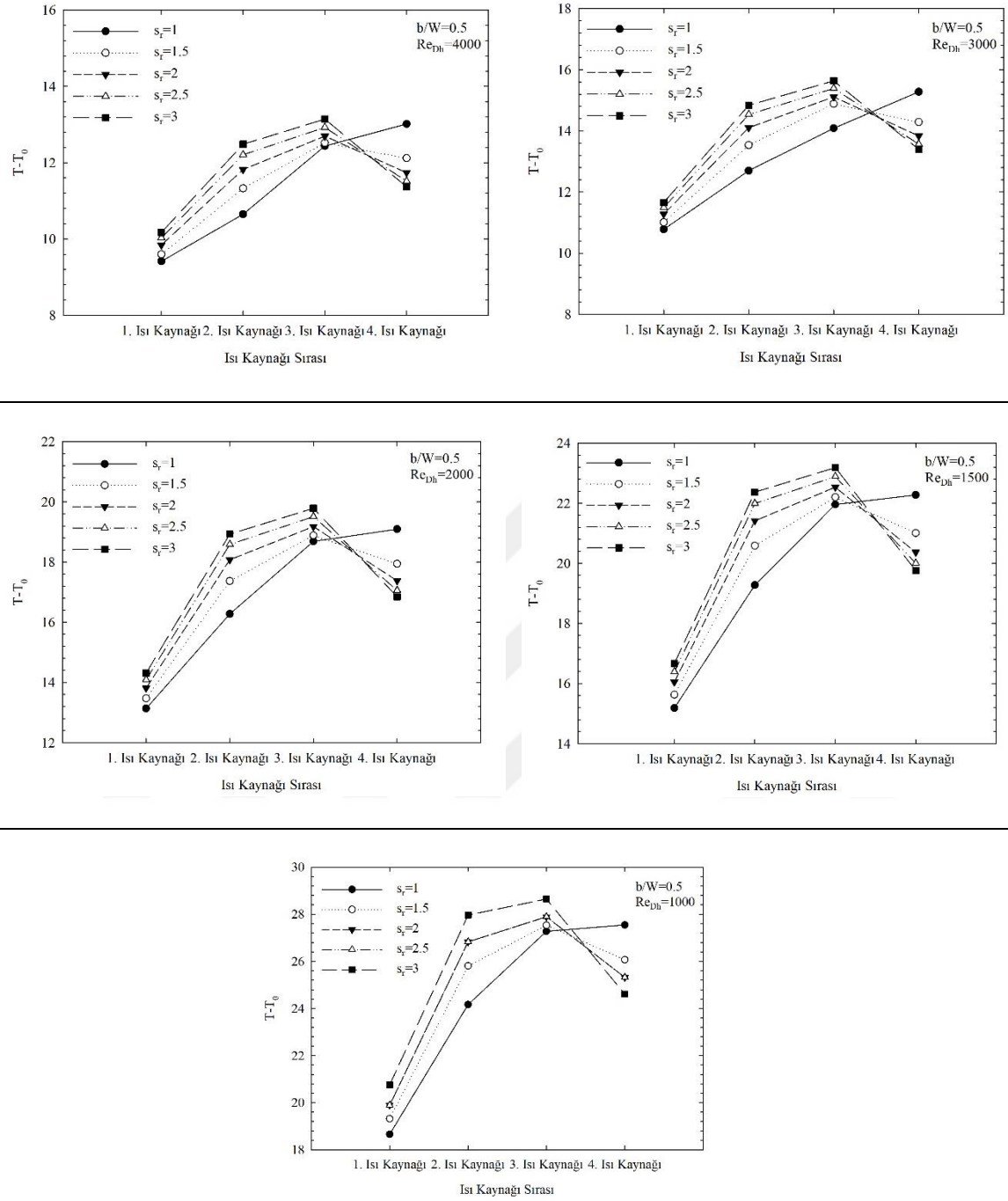
$b/W=0.5$ değerinde, farklı mesafe oranlarında elde edilen ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.66'da verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, çalışılan tüm mesafe oranlarında ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimin

Reynolds sayısından önemli ölçüde etkilendiği görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimler az iken, Reynolds sayısı azaldıkça kaynakların ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimler belirgin hale gelmektedir. $s_r=1$ değerinde, kaynakların ortalama yüzey sıcaklıkları ilk kaynaktan son kaynağa doğru artış sergilemektedir. Mesafe oranındaki artış ise bu davranışı değiştirmektedir. $s_r=1.5$ ve sonrasındaki değerlerde ve özellikle düşük Reynolds sayılarında, üçüncü kaynaktan en yüksek sıcaklığa ulaşılmaktadır. Mesafe oranındaki artışla birlikte, son iki kaynak arasındaki mesafe arttığından dört numaralı kaynağın yüzey sıcaklığı azalmaktadır. Ayrıca, mesafe oranındaki artış sonucunda ilk iki kaynak birbirine yaklaştığından, iki numaralı kaynağın sıcaklığı artmaktadır.

$b/W=0.5$ değerinde, farklı Reynolds sayılarında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı ile değişimi Şekil 4.67'de karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, $s_r=1$ değerinde, dört numaralı kaynaktan en yüksek sıcaklığa ulaşılmaktadır. Reynolds sayısından bağımsız olarak, mesafe oranındaki değişimle birlikte bu durum değişmektedir. Dört numaralı kaynağın ortalama sıcaklığı, mesafe oranındaki artışla azalmaktadır. $s_r=1.5$ değerinden itibaren en yüksek kaynak sıcaklığına üç numaralı kaynaktan ulaşılmaktadır. Mesafe oranındaki artış ise son kaynağın ortalama yüzey sıcaklığını azaltırken, üç numaralı kaynağın ortalama yüzey sıcaklığını artırmaktadır. $s_r=3$ iken, çalışılan tüm Reynolds sayılarında sıcaklık en yüksek değerini almaktadır. Çalışılan tüm Reynolds sayılarında ve $s_r=1.5$ değerlerinde, sistemde ulaşılan en yüksek sıcaklık $s_r=1$ değerinde ulaşılan en yüksek sıcaklıktan daha azdır. Düşük Reynolds sayılarında en düşük sıcaklıklar $s_r=1.5$ değerinde görülürken, Reynolds sayısının artışıyla birlikte en düşük sıcaklıklar $s_r=2$ için elde edilmiştir. Mesafe oranının daha fazla artışı ise ulaşılan en yüksek sıcaklık değerini artırmaktadır. Bu açıdan, Reynolds sayısına bağlı olarak $s_r=1.5$ ve 2 değerleri, optimum kaynak yerleşimini vermektedir. Bununla birlikte, ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkı düşünüldüğünde, mesafe oranındaki artışla birlikte en yüksek ve en düşük kaynak sıcaklığı arasındaki farkın azaldığı ve kaynak sıcaklıklarının birbirlerine yakın değerler aldığı görülmektedir. Bu davranışın sistemde ısıl gerilmelerden kaynaklanan arızaların önüne geçmek açısından avantaj sağlayacağı açıktır.



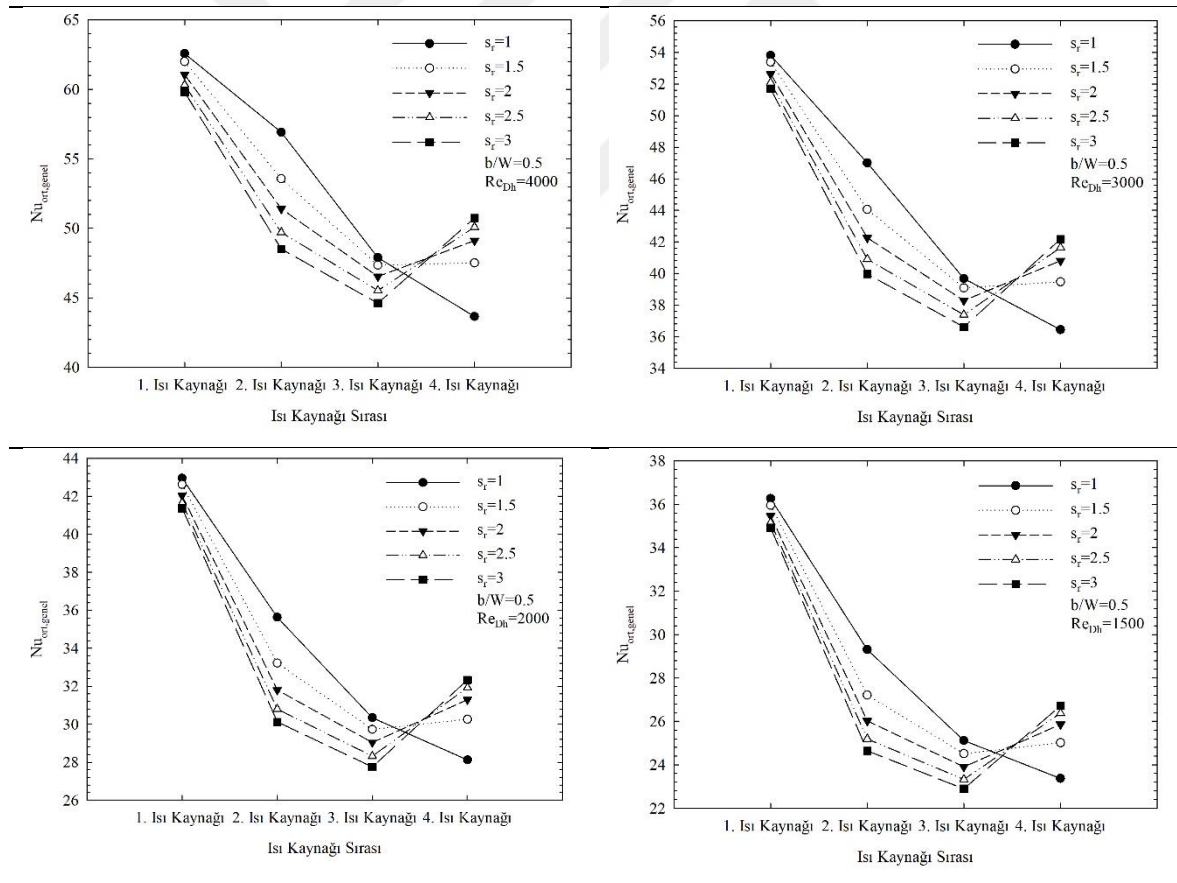
Şekil 4.66. $b/W=0.5$ değerinde, farklı mesafe oranları (s_r) için ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.67. $b/W=0.5$ değerinde, Farklı Reynolds sayısı değerlerinde ortalama yüzey sıcaklıklarının mesafe oranı ile değişimi

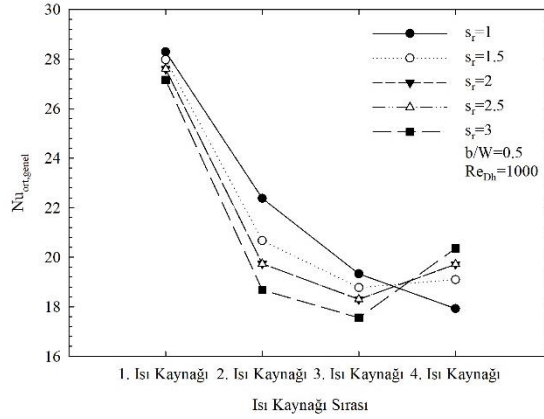
$b/W=0.5$ için farklı Reynolds sayılarında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerlerinin mesafe oranı ile değişimi Şekil 4.68'de karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, ortalama Nusselt sayısının ısı kaynaklarının yüzey sıcaklığı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Isı

kaynaklarının cidara eşit aralıklarla yerleştirildiği durumda ortalama Nusselt sayısı ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek azalmaktadır. Mesafe oranındaki artışla birlikte son ısı kaynağının yüzey sıcaklığı azaldığından, genel ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Çalışılan tüm Reynolds sayılarında, $s_r=3$ için, son kaynağın yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayılarının en yüksek değerini aldığı görülmektedir. Mesafe oranındaki artış ile ilk üç kaynak yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri azalmaktadır. Bu durum, mesafe oranıyla birlikte ilk üç kaynağın birbirlerine yaklaşmasından kaynaklanmaktadır. Özellikle, Reynolds sayısının 1000, 1500 ve 2000 değerlerinde, üçüncü kaynak yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayıları tüm kaynaklar arasında en düşük düzeydedir. Türbülanslı akışın hakim olduğu $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde ise dördüncü kaynak yüzeylerinde hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri en düşük düzeydedir.

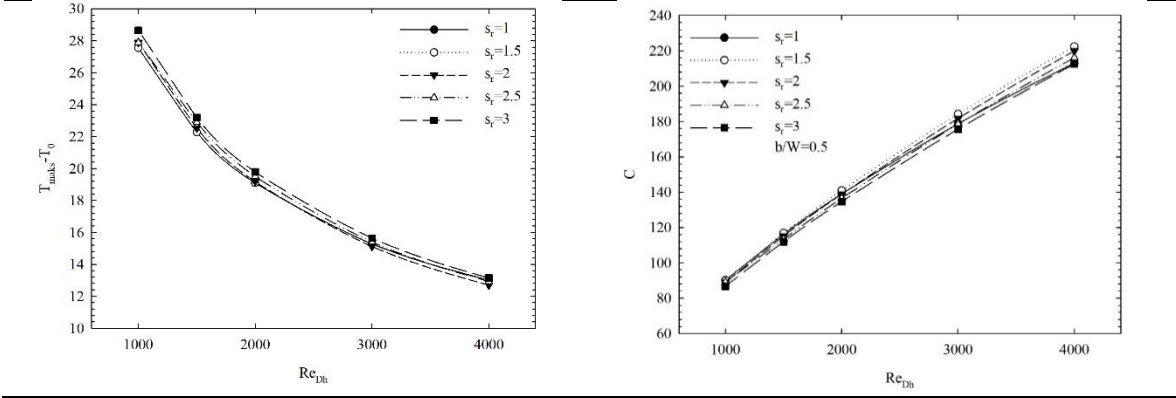


Şekil 4.68. $b/W=0.5$ değerinde, Farklı Reynolds sayısı değerlerinde genel ortalama Nusselt sayısının mesafe oranı ile değişimi

Şekil 4.68.'in devamı



$b/W=0.5$ değerinde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklığın ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.69'da verilmiştir. Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklıkların mesafe oranı ve Reynolds sayısına bağlı değişimi incelendiğinde, düşük Reynolds sayılarında çıkıntılı ısı kaynaklarının $s_r=1.5$ kuralına göre yerleştirilmesi gerektiği görülmüştür. Ancak, Reynolds sayısındaki artışla birlikte en düşük sıcaklıkların $s_r=2$ oranında elde edildiği ve $s_r=2$ oranına bağlı yerleşimin uygun olduğu görülmüştür. Sistemin global iletkenliğinin mesafe oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi incelendiğinde, Reynolds sayısındaki artışla birlikte global iletkenliğin arttığı görülmektedir. Yine, Reynolds sayısı arttıkça, global iletkenliğin mesafe oranı ile değişimi de belirgin hale gelmektedir. Burada, çalışılan tüm Reynolds sayılarında $s_r=1.5$ iken global iletkenliğin diğer mesafe oranlarıyla karşılaştırıldığında daha yüksek olduğu görülmektedir. Sistemde elde edilen en yüksek sıcaklık ve global iletkenlik birlikte değerlendirildiğinde, $s_r=1.5$ oranının ısı kaynaklarının yerleşimi için uygun olduğu görülmüştür. Son olarak, doğal taşınım ile ısı transferinde hesaplanan global iletkenlik değerleri ile karşılaştırıldığında, karma taşınımında kaynak yüzeylerindeki toplam ısı akısının doğal taşınımına göre oldukça yüksek olmasından dolayı global iletkenlik değerleri karma taşınım rejiminde daha yüksektir.



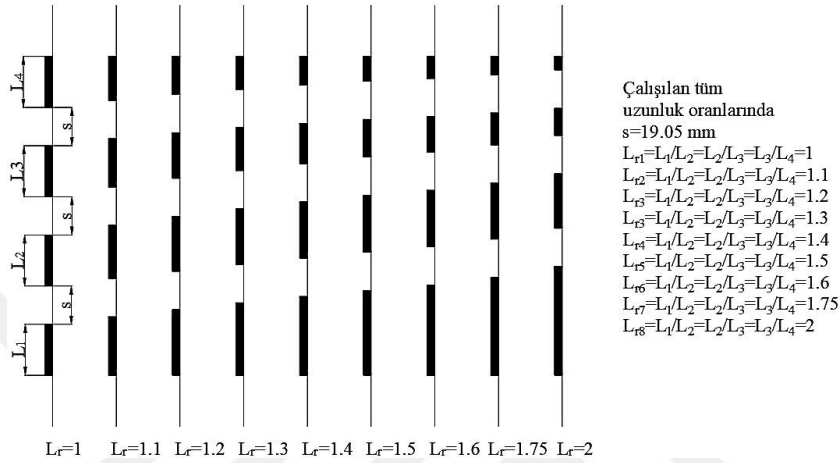
Şekil 4.69. Sistemde elde edilen en yüksek sıcaklık değerlerinin ve sistemin global iletkenliğinin mesafe oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi

Bu bölümde, $b/W=0.5$ değerinde, karma taşınımında mesafe oranı ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, karma taşınım rejiminde akışkan hızlarının daha yüksek olmasından dolayı taşınım ile ısı transferinin doğal taşınım oranla oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Reynolds sayısındaki artışla birlikte ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının azaldığı ve taşınım ile ısı transferinin arttığı görülmektedir. Mesafe oranının ısı transferi ve yüzey sıcaklıklarına etkisi incelendiğinde optimum kaynak yerleşiminin $s_r=1.5$ oranına uygun olması gerektiği belirlenmiştir. Ancak, ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkının minimum düzeyde tutulması istendiğinde, $s_r=3$ oranının dikkate alınması gerektiği görülmüştür.

4.3. Doğal ve Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Uzunluk Oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, doğal ve karma taşınım rejimlerinde gömülü ısı kaynaklarının uzunluklarının ısı transferi ve ortalama yüzey sıcaklıklarına etkileri incelenmiştir. Doğal taşınım için yapılan çalışmalar dört farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerinde ($Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$, 7.65×10^6 , 1.15×10^7 ve 1.53×10^7) gerçekleştirilmiştir. Karma taşınım rejiminde yapılan çalışmalar ise tek bir düzeltilmiş Grashof sayısı değerinde ($Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$) ve beş farklı Reynolds sayısı değerinde ($Re_{Dh}=1000$, 1500 , 2000 , 3000 ve 4000) gerçekleştirilmiştir. Karma taşınım için, belirtilen düzeltilmiş Grashof sayısı ve Reynolds sayıları için hesaplanan Richardson sayıları Tablo 4.2'de verilmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmalar, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, dokuz farklı uzunluk oranında ($L_r=1$, 1.1 , 1.2 , 1.3 , 1.4 , 1.5 , 1.6 , 1.75 ve 2) gerçekleştirilmiştir. İncelenen uzunluk

oranları Şekil 4.70’te verilmiştir. Çalışılan tüm uzunluk oranlarında ilk ve son kaynağın konumu sabit tutulmuştur. Isı kaynaklarının uzunlukları belirtilen oranlara bağlı olarak değişirken, ısı kaynaklarının arasındaki mesafeler ise sabit tutulmuştur ($s=19.05$ mm). Ayrıca, ısı kaynaklarının uzunluk oranları belirlenirken, ortalama kaynak uzunluğu sabit alınmıştır ($L_h=25.4$ mm).



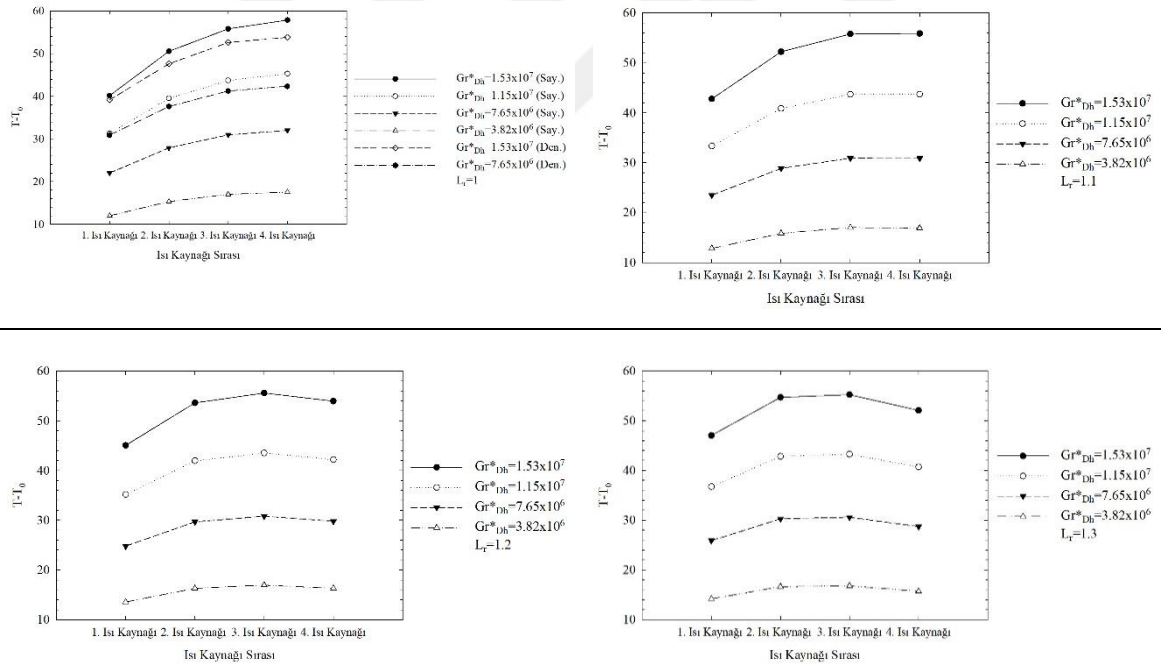
Şekil 4.70. Isı kaynaklarının uzunluklarının uzunluk oranına bağlı değişimi

4.3.1. Doğal Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Uzunluk Oranlarının Isı Transferi ve YüzeY Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda gömülü ısı kaynaklarının uzunluklarının ısı transferi ve yüzeY sıcaklıklarına etkileri, doğal taşınım rejiminde incelenmiştir. Çalışmalar yukarıda belirtildiği gibi dört farklı düzeltilmiş Grashof sayısı ve dokuz farklı uzunluk oranında (L_r) gerçekleştirilmiştir.

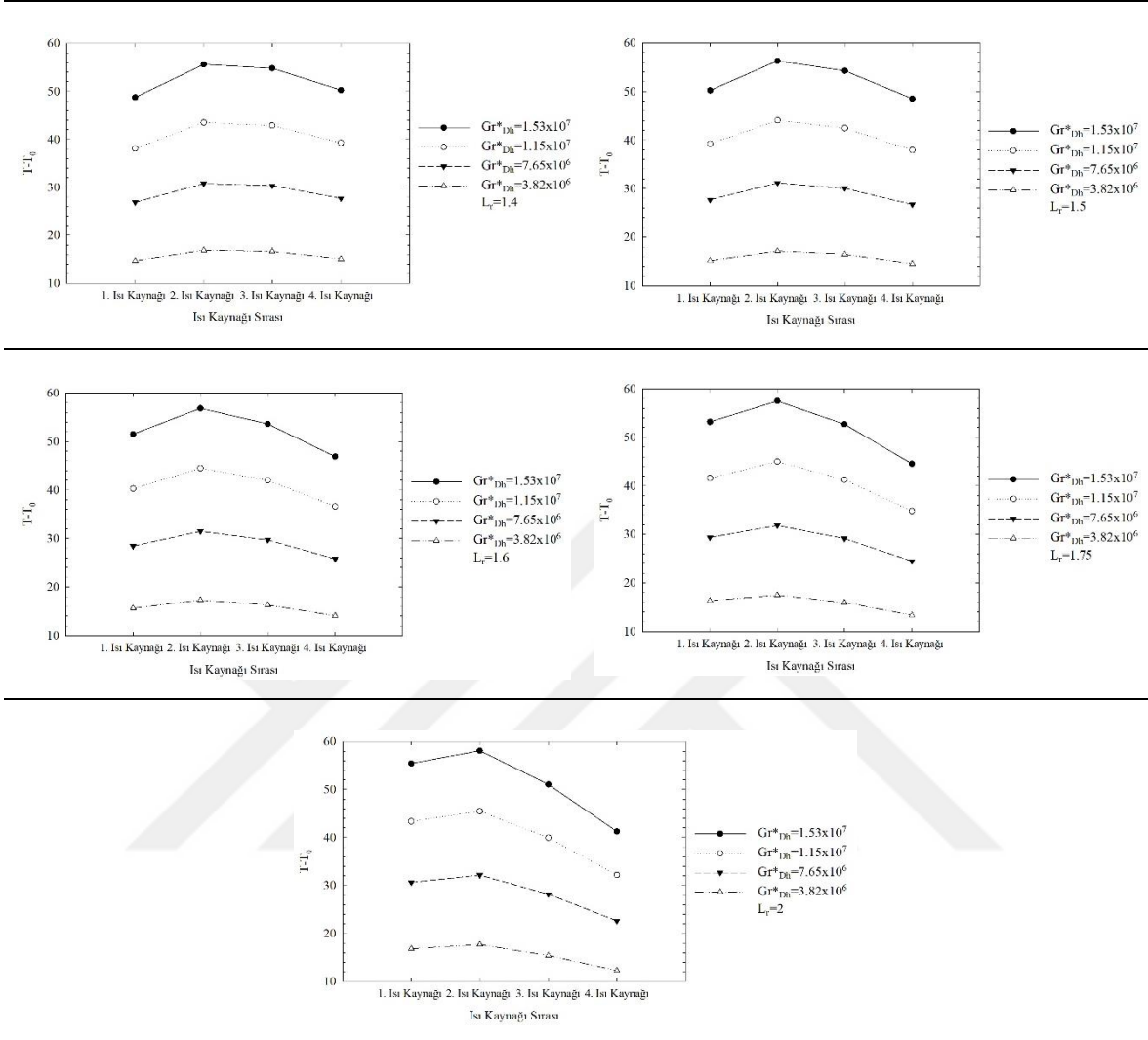
Isı kaynaklarının ortalama yüzeY sıcaklıklarının uzunluk oranına bağlı olarak değişimi Şekil 4.71’de verilmiştir. Daha önceki bölümlerde de açıklandığı gibi, düzeltilmiş Grashof sayısındaki artışla birlikte ısı kaynaklarının ortalama yüzeY sıcaklıkları da artmaktadır. $L_r=1$ değerinde, kaynakların ortalama yüzeY sıcaklıklarının kanal girişinden itibaren arttığı ve son kaynağın sıcaklığının maksimum olduğu görülmektedir. Isı kaynaklarının yüzeY sıcaklıklarındaki artış ise düzeltilmiş Grashof sayısı ile birlikte daha belirgin hale gelmektedir. Isı kaynaklarının uzunluk oranındaki değişimler ise sıcaklık değişimini önemli ölçüde etkilemektedir. Isı kaynaklarının uzunlukları birbirlerine eşit olduğunda ($L_r=1$), en yüksek sıcaklık son kaynağın yüzeyinde görülürken, uzunluk oranındaki artışla en yüksek

sıcaklık değeri ilk olarak üç numaralı kaynağa, sonrasında ise iki numaralı kaynağa doğru kaymaktadır. $L_r=1.1$ değerinde, üç ve dört numaralı kaynakların yüzey sıcaklıkları neredeyse birbirlerine eşittir. $L_r=1.2$ değerinde sistem içerisindeki en yüksek sıcaklık üç numaralı ısı kaynağı yüzeyindedir. $L_r=1.3$ değerinde ise iki ve üç numaralı kaynakların yüzey sıcaklıkları neredeyse birbirlerine eşit olmaktadır. $L_r=1.3$ değerinden sonra ise, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık iki numaralı kaynağın yüzeyinde görülmektedir. Isı kaynaklarının uzunluk oranındaki artışla birlikte, ilk kaynağın yüzey alanı oldukça artmaktadır. Bu ise, ilk kaynaktan havaya olan taşınım ile ısı akısını artırmaktadır. Bunun sonucunda havanın sıcaklığı artmaktadır. Bu durum, iki numaralı kaynağın sıcaklığındaki artışın sebebidir. Uzunluk oranının artışı, bir noktadan sonra sistemde elde edilen en yüksek sıcaklık değerinin aşırı derecede artışına neden olmaktadır. Özellikle yüksek uzunluk oranlarında, iki numaralı kaynağın sıcaklığı oldukça arttığından dolayı, bundan sonraki bölümlerde $L_r=1.5$ 'in üstündeki uzunluk oranlarında elde edilen sıcaklıklar sunulmamıştır.



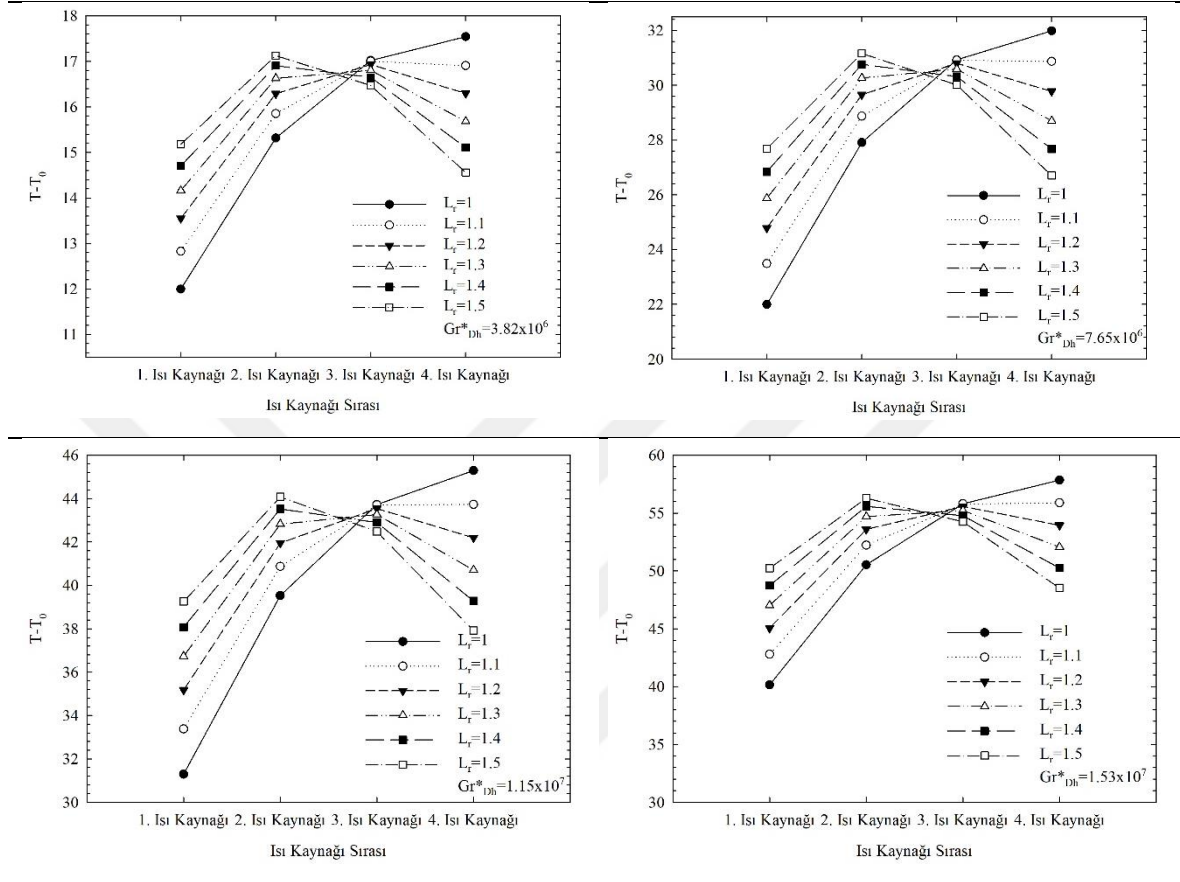
Şekil 4.71. Doğal taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ile değişimi

Şekil 4.71.' in devamı



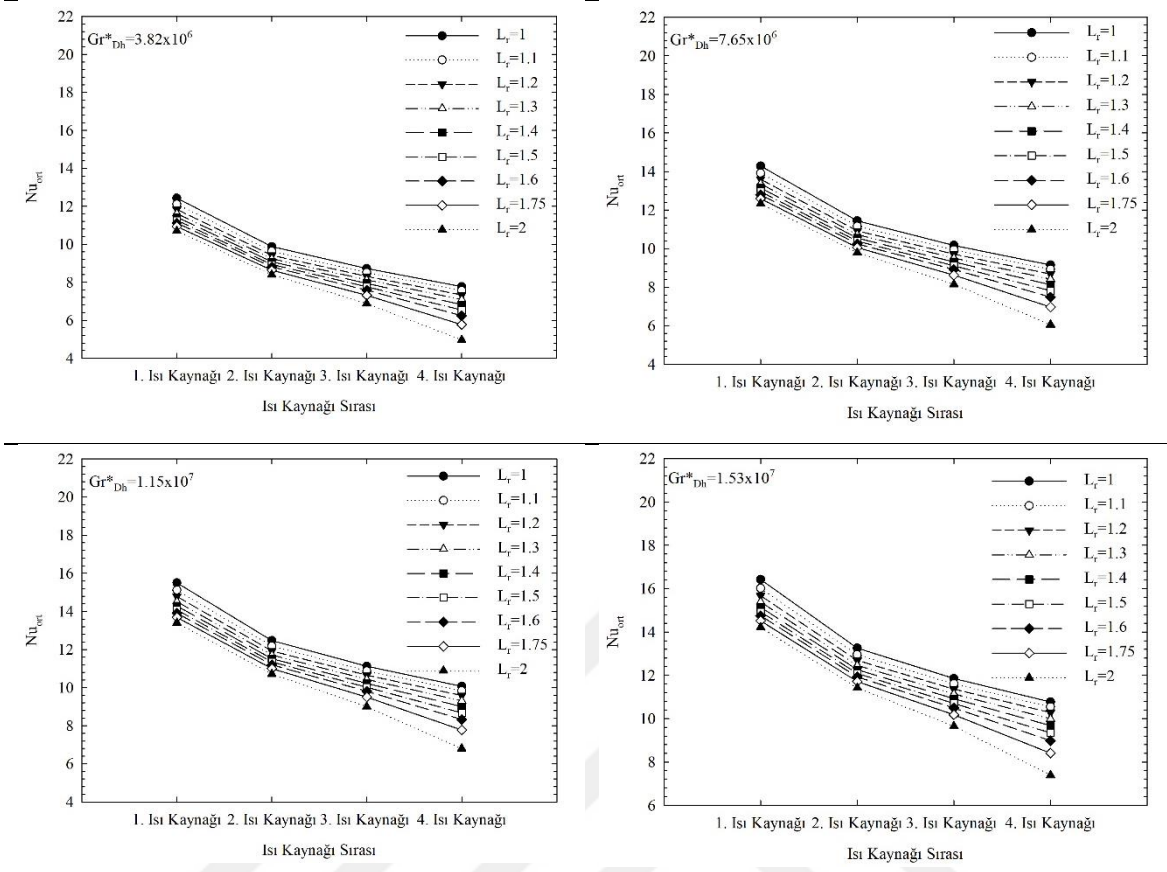
Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ile değişimi, farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde karşılaştırmalı olarak Şekil 4.72’de verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde en yüksek sıcaklık $L_r=1$ iken görülmektedir. Uzunluk oranının artışıyla birlikte maksimum sıcaklığa ulaşılan ısı kaynağı değişmekte ve $L_r=1.5$ oranına kadar olan tüm uzunluk oranlarında maksimum sıcaklık, $L_r=1$ değerinde elde edilen maksimum sıcaklığı aşmamaktadır. Ancak, daha önce de belirtildiği gibi, uzunluk oranının artışıyla maksimum sıcaklığın görüldüğü kaynak değişirken, bu kaynağın sıcaklığı da artmaktadır. Bu nedenle, çalışılacak olan uzunluk oranının sıcaklığa bağlı olarak belirlenmesi gerekir. Şekil 4.72’de görüldüğü gibi, çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde $L_r=1.3$ iken, sistem içerisinde elde edilen maksimum sıcaklık en düşük

düzyededir. Uzunluk oranının daha fazla artışı, iki numaralı kaynağın sıcaklığının $L_r=1.3$ 'te elde edilen sıcaklık değeri üzerine çıkılmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.72. Doğal taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

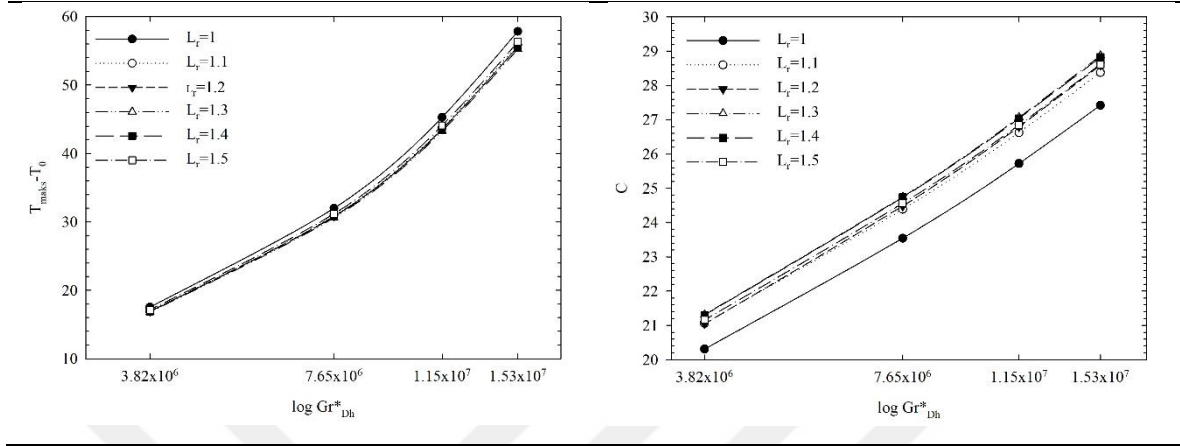
Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi Şekil 4.73'te sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde, ilk kaynaktan son kaynağa gidildikçe havanın sıcaklığındaki artışa bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları $L_r=1$ için en yüksek değerleri alırken, $L_r=2$ değerinde ise hesaplanan ortalama Nusselt sayıları en düşük düzyededir. Grafiklerden, genel olarak ortalama Nusselt sayısının uzunluk oranındaki artışla birlikte azaldığı görülmektedir. Uzunluk oranı ortalama Nusselt sayısının azalış hızını da değiştirmektedir. Çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde, özellikle son iki kaynak yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin azalış hızı, L_r 'deki artışla birlikte artmaktadır.



Şekil 4.73. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi

Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık değeri ve sistemin global iletkenliğinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi Şekil 4.74'te verilmiştir. Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık değerinin Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi incelendiğinde, artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte maksimum sıcaklığın da arttığı görülmektedir. Çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde sıcaklıklar $L_r=1$ değerinde en yüksek düzeydedir. $L_r=1.3$ değerinde ise çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde sistemde elde edilen maksimum sıcaklık en düşük düzeydedir. Benzer bir durum sistemin global iletkenliğinde de görülmektedir. Sistemin global iletkenliği, ısı kaynaklarının uzunluklarının birbirlerine eşit olduğu durumda ($L_r=1$) oldukça düşüktür. Global iletkenlik, çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde $L_r=1.3$ için maksimum düzeydedir. Ayrıca uzunluk oranı arttıkça ortalama Nusselt sayısının azaldığı daha önce belirtilmişti. Sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, ısı kaynaklarının uzunlukları belirlenirken ortalama Nusselt sayısından

ziyade sistemde elde edilebilecek en düşük sıcaklık ile sistemin global iletkenliğinin dikkate alınması gerektiği görülmektedir.



Şekil 4.74. Doğal taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi

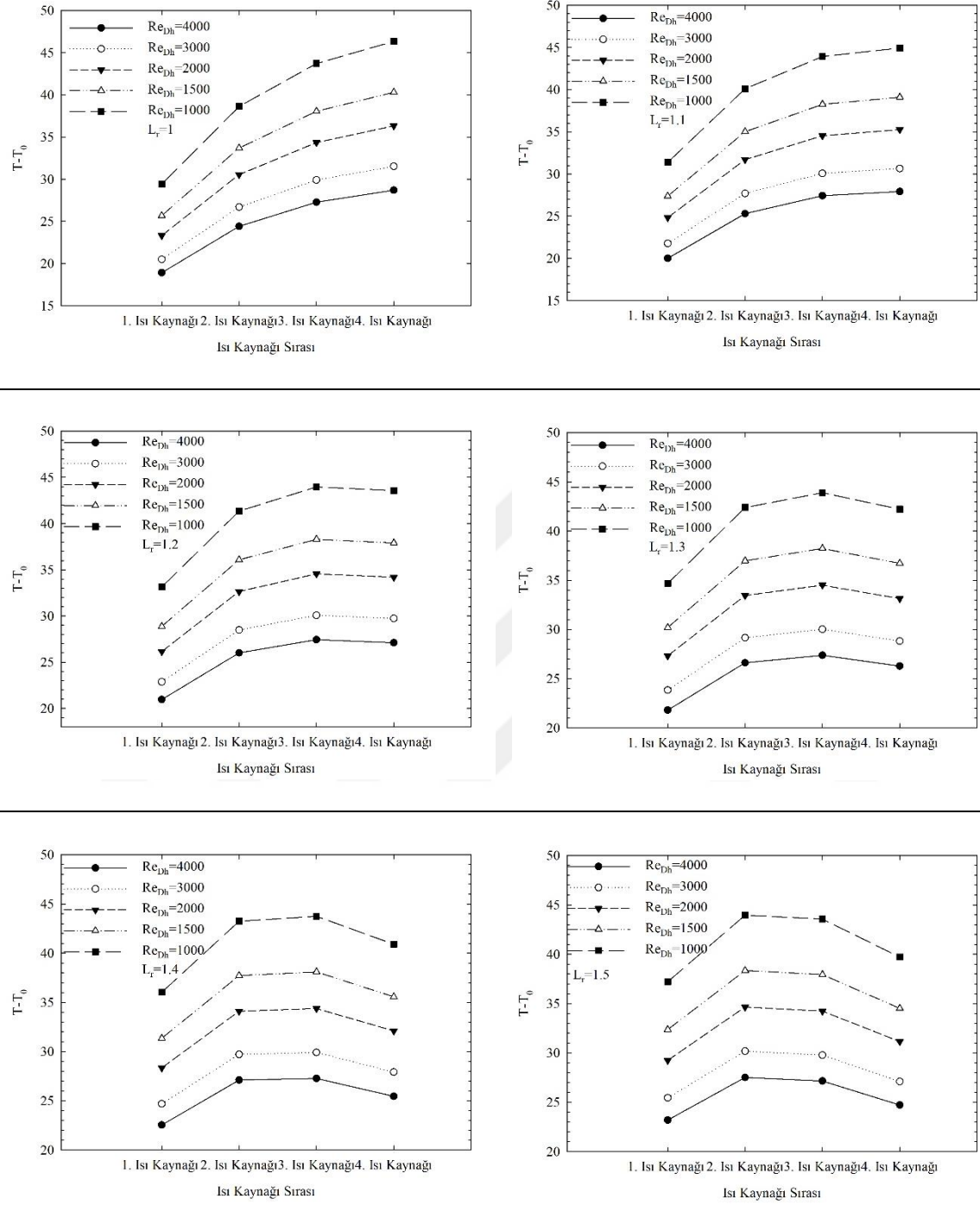
4.3.2. Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Uzunluk Oranlarının Isı Transferi ve Yüze Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda gömülü ısı kaynaklarının uzunluklarının ısı transferi ve yüze sıcaklıklarına etkileri karma taşınım rejiminde incelenmiştir. Çalışmalar beş farklı Reynolds sayısı ve altı farklı uzunluk oranında (L_r) gerçekleştirilmiştir.

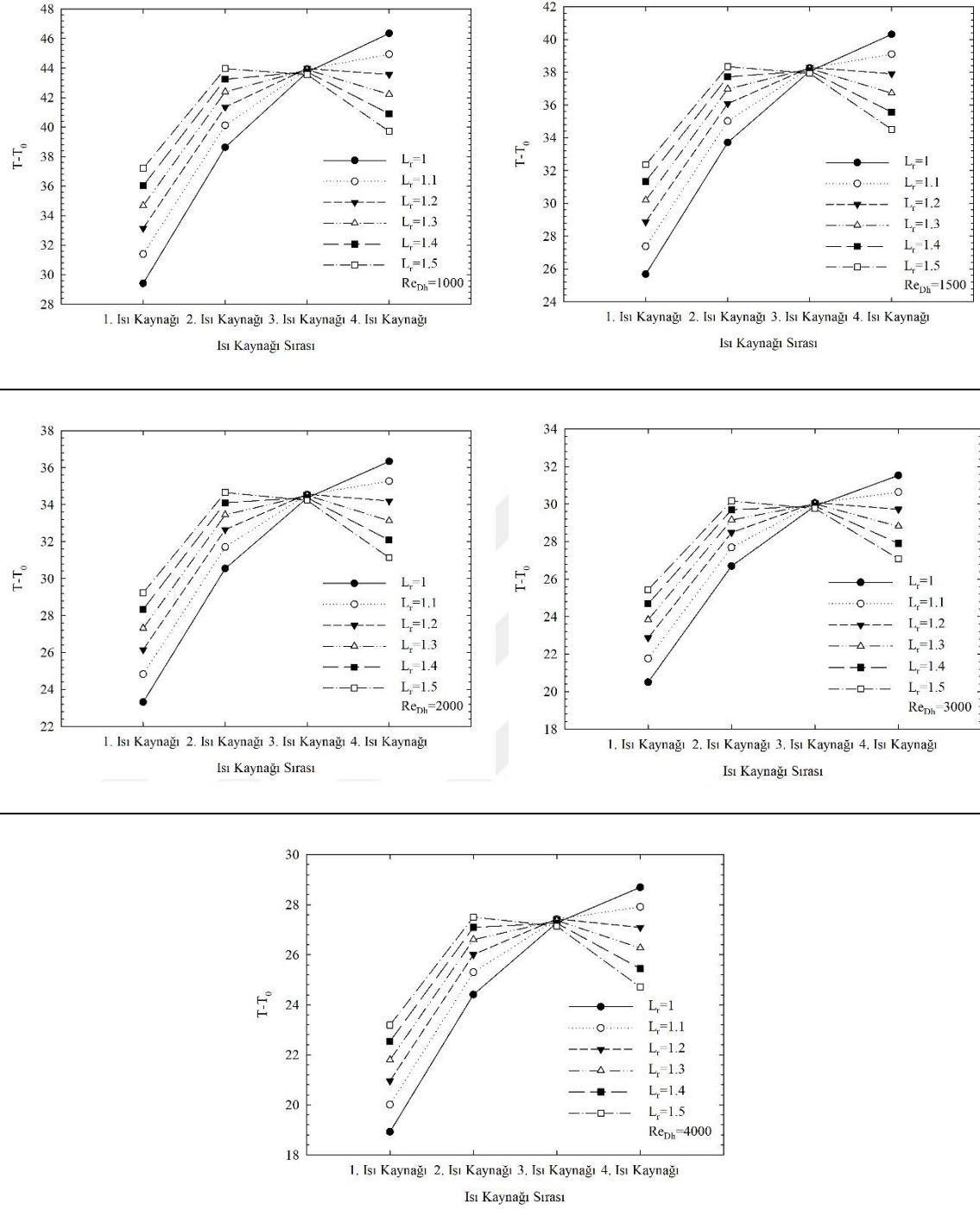
Karma taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüze sıcaklıklarının uzunluk oranı ile değişimi Şekil 4.75'te verilmiştir. Beklendiği gibi, ısı kaynaklarının yüze sıcaklıkları Reynolds sayısındaki artış ile ters orantılı olarak azalmaktadır. Daha önceki bölümlerde açıklandığı üzere, $s_r=1$ değerinde ısı kaynaklarının ortalama yüze sıcaklıkları ilk kaynaktan son kaynağa doğru sürekli olarak artmaktadır. Bu artış, düşük Reynolds sayılarında daha belirgindir. Uzunluk oranındaki artışla birlikte, son kaynağın ortalama yüze sıcaklığı azalmaya başlamıştır. $L_r=1.2$ ve üzerindeki değerlerde üç numaralı kaynağın sıcaklığı son kaynağın sıcaklığını aşmaktadır. Uzunluk oranının 1.4 ve 1.5 değerlerinde ise iki numaralı kaynağın sıcaklığı üç numaralı kaynağın sıcaklığından fazladır. Kısaca, uzunluk oranındaki artış, sistemde elde edilen en yüksek sıcaklığın elde edildiği kaynağı değiştirmektedir.

Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.76'da verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, çalışılan tüm Reynolds sayılarında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıkları uzunluk oranından önemli ölçüde etkilenmektedir. Çalışılan tüm uzunluk oranları ve Reynolds sayılarında en yüksek sıcaklıklar $L_r=1$ değerinde ortaya çıkmaktadır. $L_r=1$ değerinin dışındaki uzunluk oranlarının hiçbirinde ortalama yüzey sıcaklıkları $L_r=1$ 'de elde edilen maksimum sıcaklık değerinin üzerine çıkmamaktadır. $L_r=1.1, 1.2, 1.3$ ve 1.4 değerlerinde maksimum sıcaklık üç numaralı kaynağın yüzeyinde görülmektedir. Uzunluk oranının daha fazla artışı ise maksimum sıcaklığın iki numaralı kaynağa doğru kaymasına neden olmaktadır. $L_r=1.5$ değerinde maksimum sıcaklık ikinci kaynağın yüzeyinde elde edilirken, bu değer $L_r=1.1, 1.2, 1.3$ ve 1.4 değerlerinde elde edilen sıcaklık değerlerinden daha fazladır. Bununla birlikte, çalışılan tüm Reynolds sayılarında, $L_r=1.4$ iken en düşük kaynak sıcaklığı elde edilmektedir. Başka bir deyişle, sistem sıcaklığının minimum düzeyde tutulması istendiğinde yerleşimin $L_r=1.4$ oranına uygun yapılması gerekmektedir. Ancak, sistem içerisindeki sıcaklık farklarının minimum düzeyde olması istenirse $L_r=1.5$ oranı seçilmelidir.

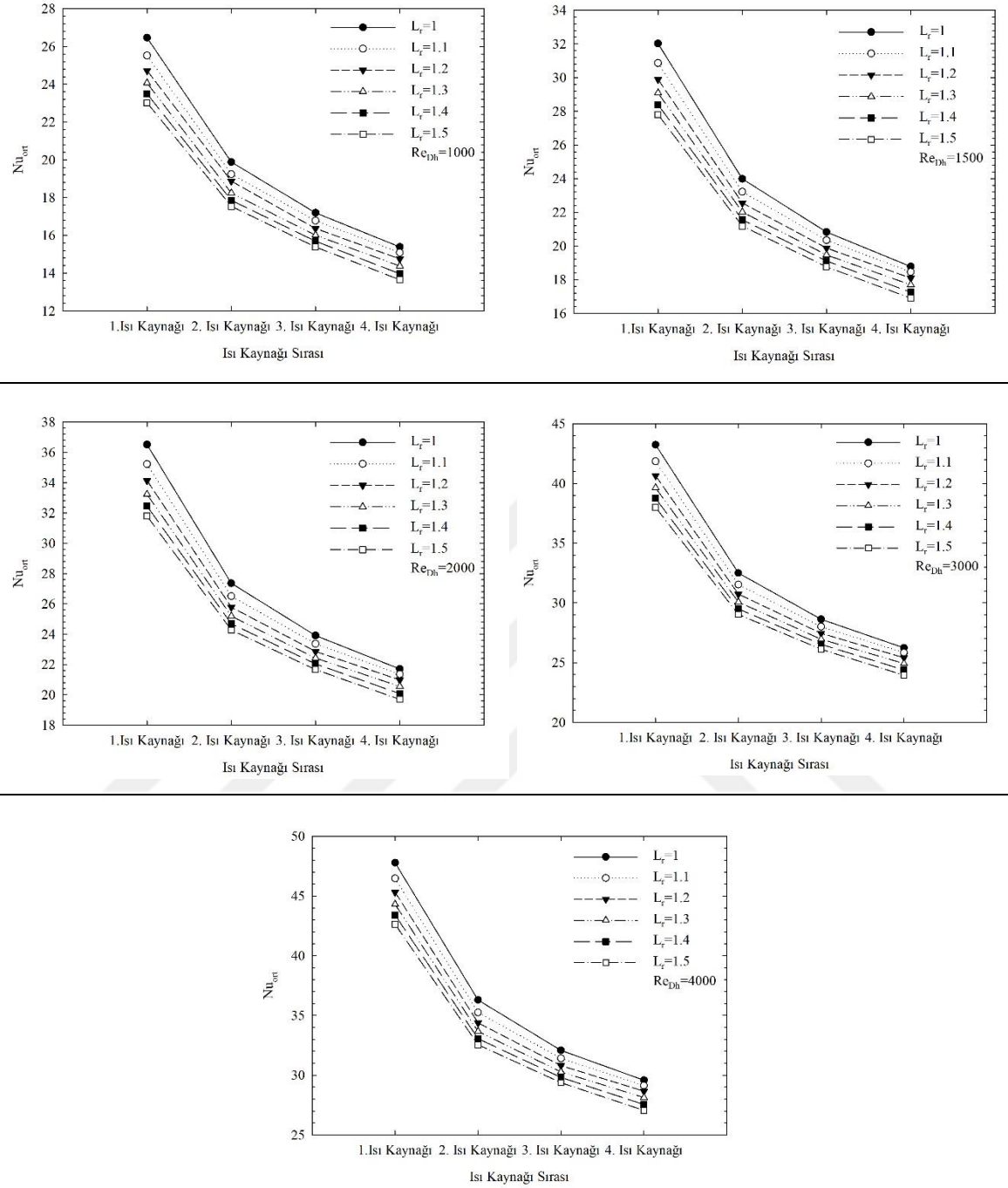
Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ve ısı kaynaklarının uzunluk oranı ile değişimi Şekil 4.77'de verilmiştir. Beklendiği gibi çalışılan tüm Reynolds sayılarında, ilk kaynaktan son kaynağa doğru ortalama Nusselt sayısı giderek azalmaktadır. Reynolds sayısındaki artış ise ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferini artırmaktadır. Grafiklerden görüldüğü gibi, doğal taşınım benzer şekilde uzunluk oranındaki artışın kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerini azalttığı görülmektedir.



Şekil 4.75. Karma taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ile değişimi



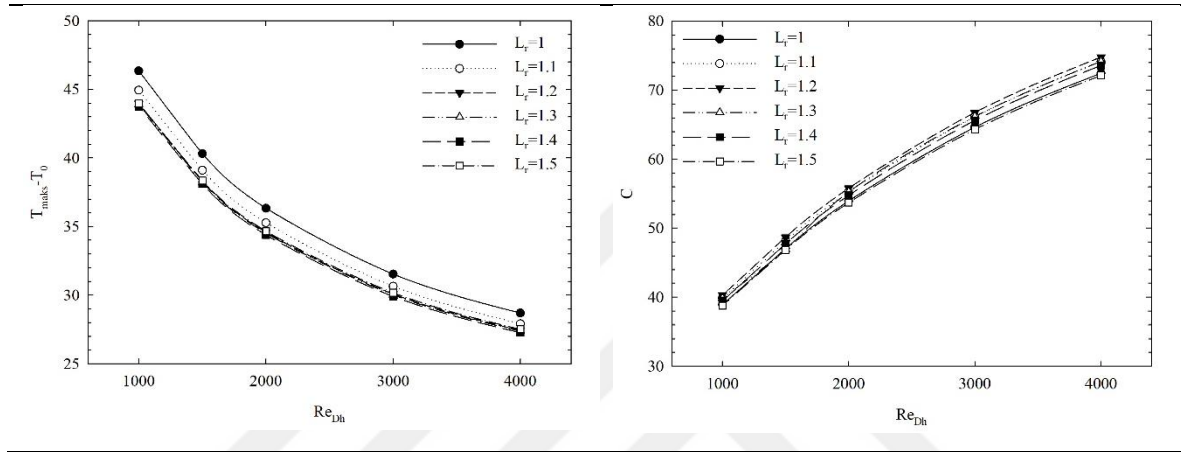
Şekil 4.76. Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının uzunluk oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.77. Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin uzunluk oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi

Sistem içerisinde ulaşılan en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi Şekil 4.78'de verilmiştir. Karma taşınım rejiminde, çalışılan tüm Reynolds sayısı değerlerinde sistem içerisindeki en yüksek sıcaklığa ısı kaynaklarının uzunluklarının birbirlerine eşit olduğu durumda ($L_r=1$) ulaşılmaktadır.

Sistem içerisindeki en düşük sıcaklık ise $L_r=1.4$ oranında görülmektedir. Sistemde elde edilen sıcaklığın en düşük düzeyde tutulması istendiği takdirde, kaynak yerleşiminin $L_r=1.4$ oranına göre yapılması gerektiği aşıkardır. Bununla birlikte, sistemin global iletkenliği ise $L_r=1.2$ oranında maksimum düzeydedir. Bu orana bağlı yerleşimde, ısı kaynaklarının yüzeylerinden havaya ve diğer kanal cidarlarına maksimum düzeyde ısı transfer edilmektedir.



Şekil 4.78. Karma taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin Reynolds sayısı ve uzunluk oranı ile değişimi

4.4. Doğal ve Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç Oranlarının Isı Transferi ve Yüze Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

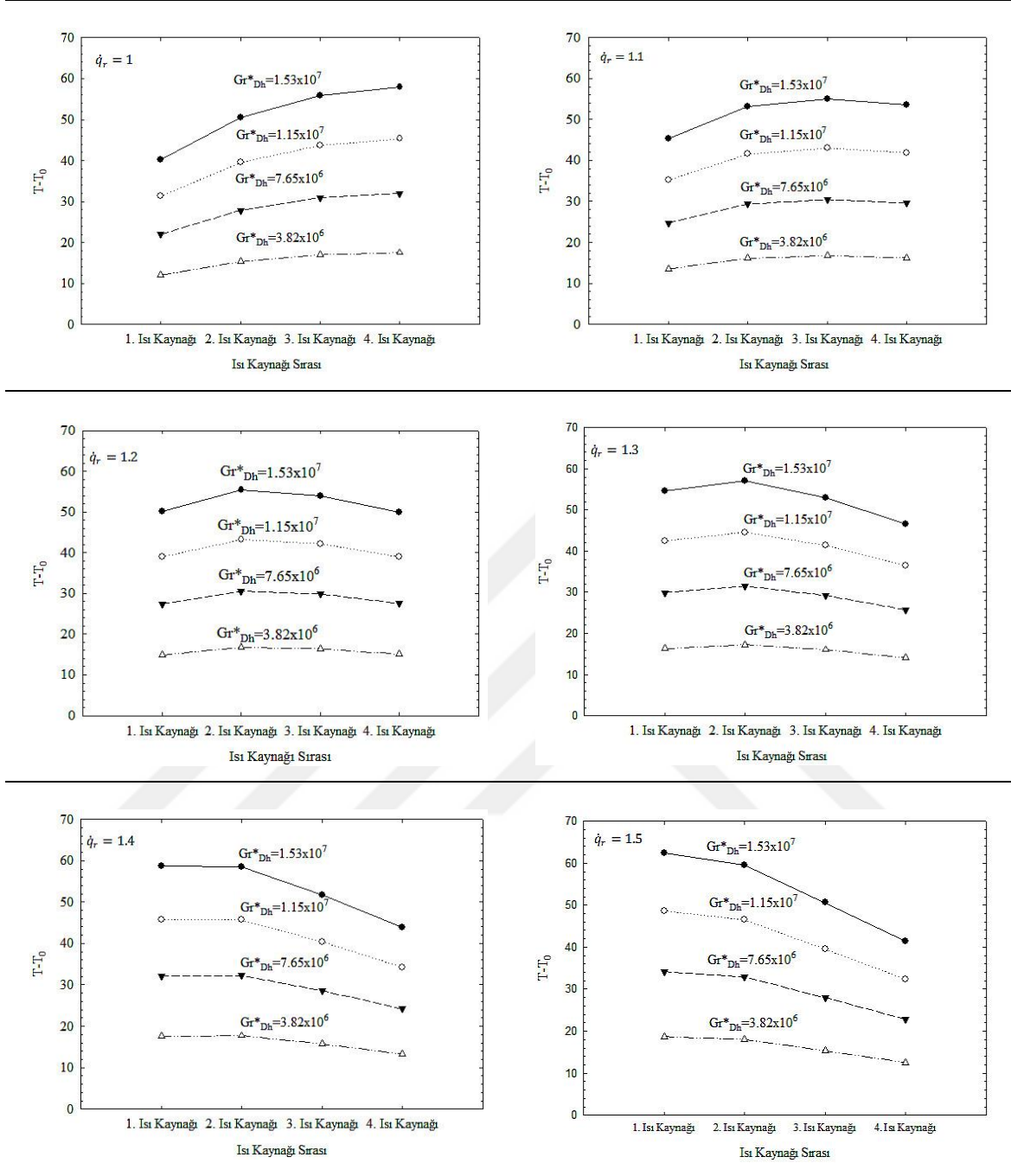
Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda, doğal ve karma taşınım rejimlerinde gömülü ısı kaynaklarının ısı güç oranlarının ($\dot{q}_r = \dot{q}_1/\dot{q}_2 = \dot{q}_2/\dot{q}_3 = \dot{q}_3/\dot{q}_4$) ısı transferi ve ortalama yüzey sıcaklıklarına etkileri incelenmiştir. Çalışmalar doğal ve karma taşınım rejimlerinde gerçekleştirilmiştir. Doğal taşınım için yürütülen çalışmalar düzeltilmiş Grashof sayısının dört farklı değerinde ($Gr_{Dh}^* = 3.82 \times 10^6, 7.65 \times 10^6, 1.15 \times 10^7$ ve 1.53×10^7) gerçekleştirilmiştir. Karma taşınım rejiminde yürütülen çalışmalar ise Reynolds sayısının beş farklı değerinde ($Re_{Dh} = 1000, 1500, 2000, 3000$ ve 4000) gerçekleştirilmiştir. Karma taşınım rejiminde, belirtilen Grashof sayısı ve Reynolds sayıları için hesaplanan Richardson sayıları Tablo 4.2’de verilmiştir. Bu bölümde yürütülen çalışmalar altı farklı ısı güç oranında ($\dot{q}_r = 1, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4$ ve 1.5), sabit kaynak uzunluklarında ($L_h = 25.4$ mm) ve kaynaklar arasındaki mesafelerin sabit olduğu durumlarda ($s = 19.05$ mm) gerçekleştirilmiştir. Isı kaynaklarının ısı güç oranları belirlenirken, tüm kaynakların ısı

güçlerinin eşit olduğu durum ($\dot{q}_r=1$) temel alınmıştır. Çalışılan diğer ısı güç oranlarında, tüm kaynaklara uygulanan ısı güçlerin ortalaması, $\dot{q}_r=1$ 'de kaynaklara uygulanan ısı güce eşittir. Başka bir deyişle, farklı ısı güç oranlarında düzeltilmiş Grashof sayısının değerleri $Gr_{Dh}^*=3.82 \times 10^6$, 7.65×10^6 , 1.15×10^7 ve 1.53×10^7 'ye eşittir.

4.4.1. Doğal Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç Oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda gömülü ısı kaynaklarının ısı güç oranlarının ısı transferi ve ortalama yüzey sıcaklıklarına etkileri doğal taşınım rejiminde incelenmiştir. Çalışmalar dört farklı düzeltilmiş Grashof sayısı ve altı farklı ısı güç oranında gerçekleştirilmiştir.

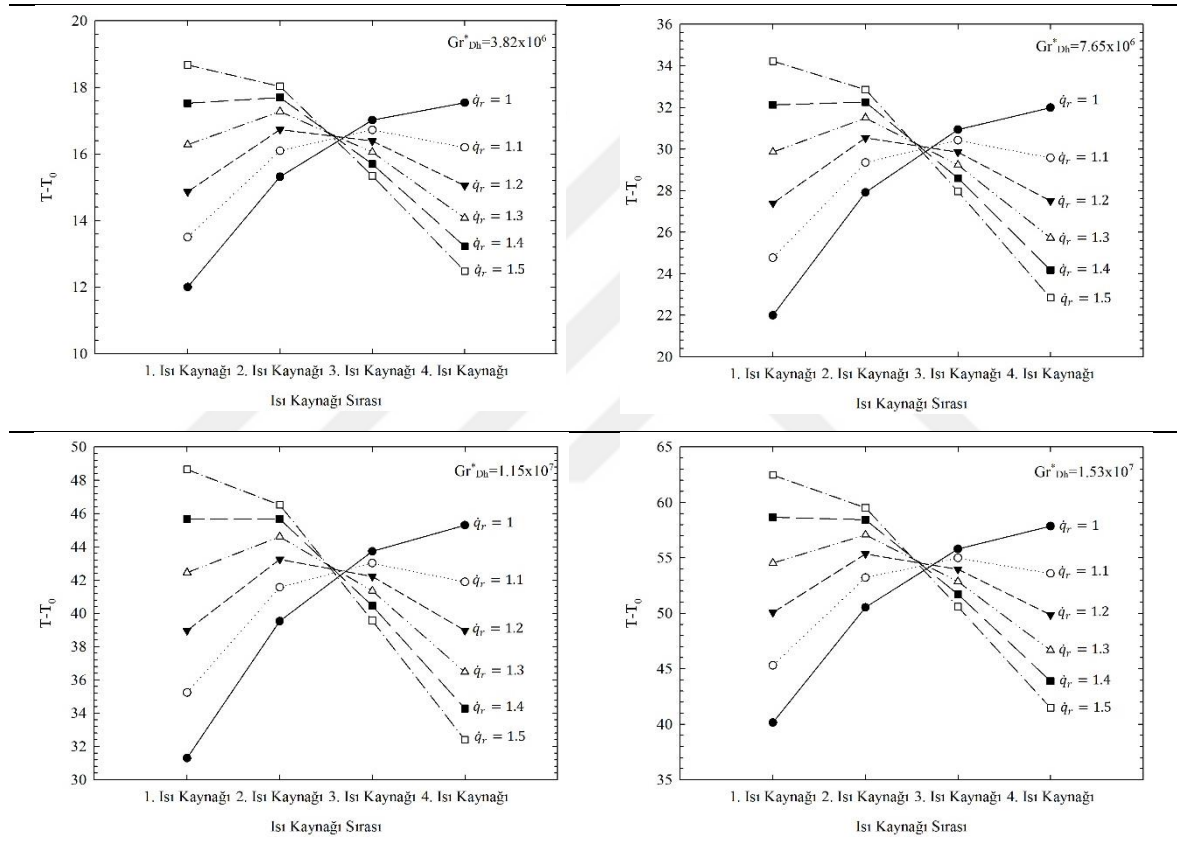
Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kaynakların ısı güç oranı ile değişimi Şekil 4.79'da verilmiştir. Yukarıda da belirtildiği gibi, çalışılan tüm ısı güç oranlarında düzeltilmiş Grashof sayıları birbirlerine eşittir. Bu ise, çalışılan tüm durumlarda, kaynaklara verilen ısı gücün ortalama değerininin, $\dot{q}_r=1$ oranında uygulanan ısı güce eşit olduğunu gösterir. Isı kaynaklarının ısı güçleri birbirlerine eşit olduğunda kaynak sıcaklıkları giderek artmakta ve bu artış artan Gr_{Dh}^* değerleriyle belirgin hale gelmektedir. Isıl güç oranındaki artışla birlikte son iki kaynağa verilen ısı güç giderek azalmaktadır. Bu da, son iki kaynağın sıcaklığının giderek azalmasına neden olmaktadır. Artan \dot{q}_r değerleriyle birlikte ilk iki kaynağın ısı gücü arttığından ilk iki kaynağın ortalama yüzey sıcaklıkları da artmaktadır. $\dot{q}_r=1.1$ değerinde maksimum sıcaklığa üç numaralı kaynak yüzeyinde ulaşılmaktadır. $\dot{q}_r=1.2$ ve 1.3 değerlerinde ise maksimum sıcaklık iki numaralı kaynağın yüzeyinde görülmektedir. Isıl güç oranının daha fazla artırılması ilk kaynağın ısı gücünde aşırı bir artışa neden olmakta ve maksimum sıcaklığın artmasına neden olmaktadır. İlk kaynağın ısı gücünün aşırı artışına bağlı olarak, $\dot{q}_r=1.4$ ve 1.5 değerlerinde maksimum sıcaklık ilk kaynağın yüzeyinde görülmektedir.



Şekil 4.79. Doğal taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısıl güç oranı ile değişimi

Doğal taşınımında, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının düzeltilmiş Grashof sayısı ve ısıl güç oranı ile değişimleri karşılaştırmalı olarak Şekil 4.80’de verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi $\dot{q}_r=1$ değerinde, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek artmaktadır. Ancak bu durum $\dot{q}_r=1.1$ değerinden sonra değişmektedir. $\dot{q}_r=1.1$ değeri ile birlikte, son kaynağın ortalama yüzey sıcaklığı azalmaya

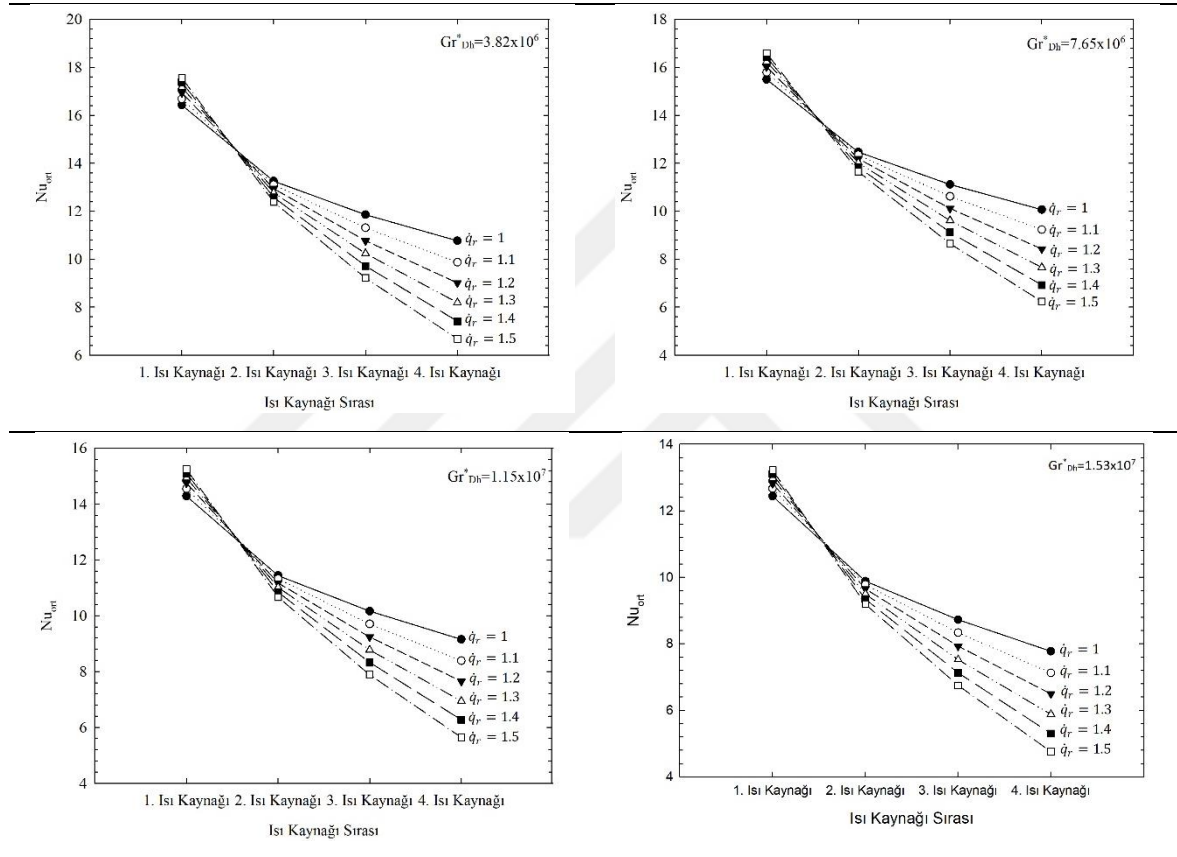
başlamaktadır. Isıl güç oranının daha da artması ise ikinci ve son olarak birinci kaynağın sıcaklıklarında artışa neden olmaktadır. Dikkat edilirse, çalışılan tüm Gr_{Dh}^* değerlerinde $\dot{q}_r=1.1$ iken sistemde elde edilen maksimum sıcaklığın en düşük düzeyde olduğu görülebilir. Isı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen maksimum sıcaklığının azaltılması istendiğinde, ısı kaynaklarının ısıl güç oranının $\dot{q}_r=1.1$ 'e eşit olması gerektiği görülmektedir. Özellikle $\dot{q}_r=1.4$ ve 1.5 değerlerinde ilk iki kaynağın yüzey sıcaklıkları $\dot{q}_r=1$ 'de elde edilen maksimum sıcaklığı aşmakta ve sistemde aşırı ısınmaya neden olmaktadır.



Şekil 4.80. Doğal taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısıl güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve ısıl güç oranı ile değişimi karşılaştırmalı olarak Şeki 4.81'de verilmiştir. Çalışılan tüm Gr_{Dh}^* ve \dot{q}_r değerlerinde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek azalmaktadır. Burada, ilk kaynağın yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının \dot{q}_r ile arttığı görülmektedir. Isıl güç oranındaki artış, özellikle $\dot{q}_r=1.4$ ve 1.5 değerlerinde ilk kaynağın yüzey sıcaklığının

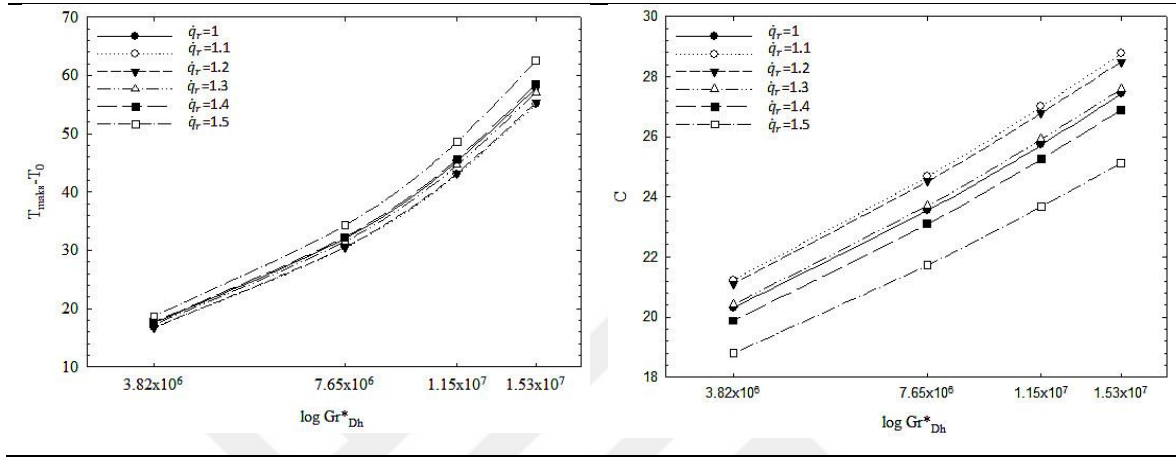
aşırı derecede artmasına neden olmaktadır. Bu durum, doğal taşınımı desteklemekte, dolayısıyla havanın hızında da bir artış meydana gelmektedir. Sonuç olarak, ilk kaynaktaki \dot{q}_r ile birlikte ortalama Nusselt sayısı artarken yeterli soğutma ise gerçekleştirilememektedir. İki numaralı kaynak ve sonrasında ise çalışılan tüm Gr_{DH}^* değerlerinde ortalama Nusselt sayısı \dot{q}_r 'deki artışla birlikte azalmaktadır. Son kaynağa doğru ise ortalama Nusselt sayıları arasındaki fark giderek artmaktadır.



Şekil 4.81. Doğal taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ısı güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

Doğal taşınımında, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi Şekil 4.82'de verilmiştir. $\dot{q}_r=1.5$ değerinde sistem içerisinde elde edilen sıcaklıklar maksimum düzeyde ve sistemin global iletkenliği minimum düzeydedir. $\dot{q}_r=1.1$ oranında ise sistemde elde edilen sıcaklıklar minimum düzeyde ve sistemin global iletkenliği maksimum düzeydedir. Yüzey sıcaklıkları ve global iletkenlik birlikte değerlendirildiğinde, ısı kaynaklarının $\dot{q}_r=1.1$

oranına göre beslenmesinin ısı kaynaklarının soğutulması ve sıcaklıkların minimum düzeye çekilmesi açısından önemli olduğu görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısındaki değişimler ile karşılaştırıldığında, global iletkenliğe dayanan tasarımın sistemin soğutma performansını artıracağı ortadadır.



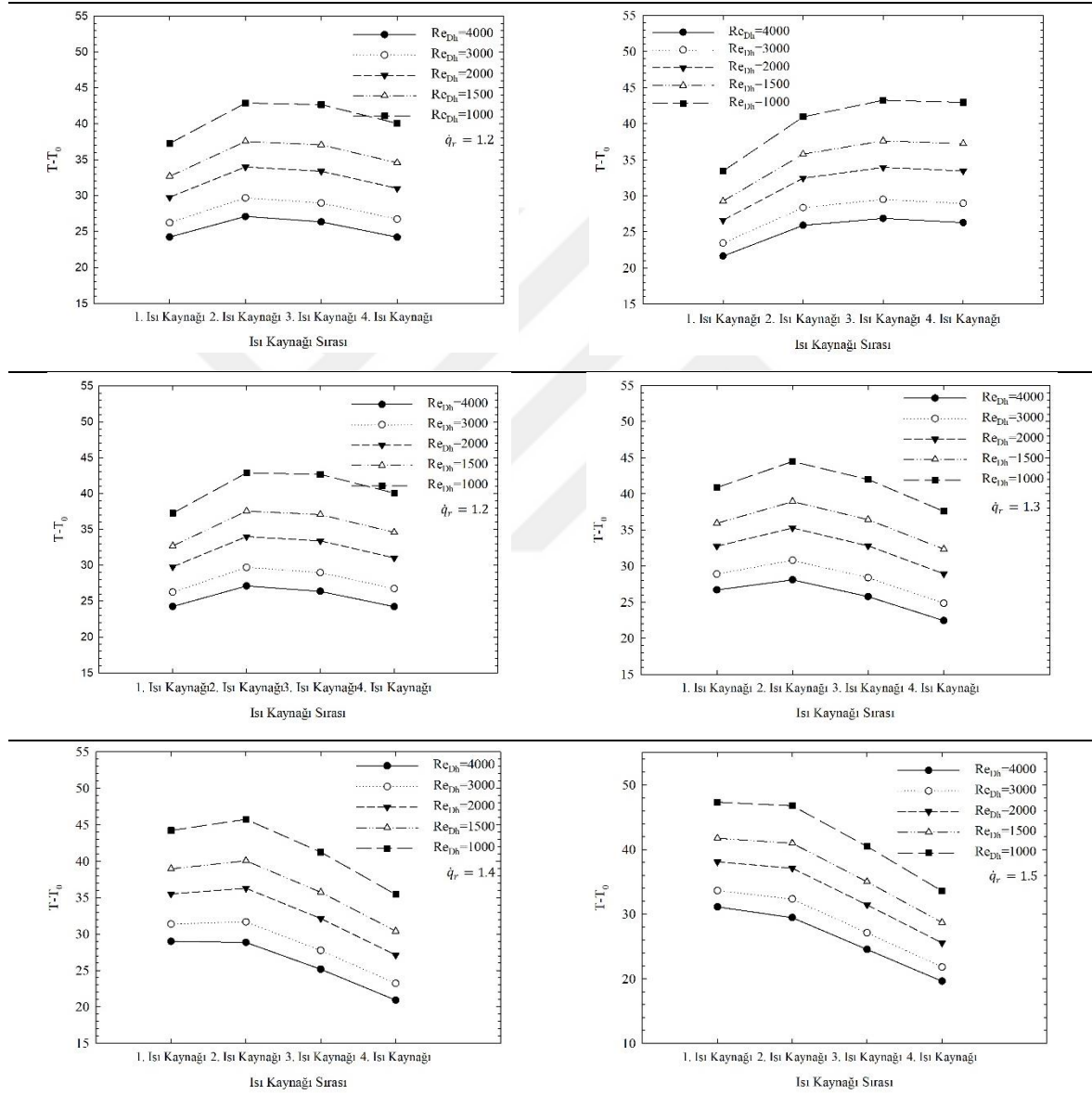
Şekil 4.82. Doğal taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ve düzeltilmiş Grashof sayısı ile değişimi

4.4.2. Karma Taşınımında Ayrık Isı Kaynaklarının Isıl Güç Oranlarının Isı Transferi ve Yüzey Sıcaklıklarına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, tüm ısı kaynaklarının aktif olduğu durumda gömülü ısı kaynaklarının ısı güç oranlarının ısı transferi ve ortalama yüzey sıcaklıklarına etkileri, karma taşınım rejiminde incelenmiştir. Çalışmalar beş farklı Reynolds sayısı ve altı farklı ısı güç oranında gerçekleştirilmiştir. Çalışılan tüm Reynolds sayılarında, daha önce belirtildiği gibi düzeltilmiş Grashof sayısı sabit tutulmuştur (Tablo 4.2.).

Karma taşınımında, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ile değişimi Şekil 4.83'te verilmiştir. Doğal taşınım benzer şekilde, $\dot{q}_r=1$ oranında ortalama yüzey sıcaklıklarının kanal boyunca arttığı görülmektedir. Ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimler ise azalan Reynolds sayısı ile birlikte daha belirgin hale gelmektedir. Yine doğal taşınım benzer şekilde, \dot{q}_r oranındaki artış son kaynağın sıcaklığında azalmaya neden olmaktadır. $\dot{q}_r=1.1$ değerinde maksimum sıcaklık üç numaralı kaynağın yüzeyinde görülmekteyken, \dot{q}_r 'nin daha fazla artışıyla birlikte, $\dot{q}_r=1.4$ 'e kadar maksimum sıcaklığa iki numaralı kaynağın yüzeyinde ulaşılmaktadır. $\dot{q}_r=1.5$ değerinde ise ilk kaynağın yüzeyinde

sıcaklık en yüksek değerini almaktadır. Ancak, doğal taşınımına kıyasla, akışkan hızının daha fazla olması sebebiyle sıcaklık değişimleri sınırlıdır. Doğal taşınımında, $\dot{q}_r=1.5$ iken ilk kaynak aşırı ısınmaktayken karma taşınımında ise ilk kaynağın sıcaklığı artmasına rağmen aşırı bir artış söz konusu değildir. Aynı Reynolds sayısında, \dot{q}_r oranındaki artış son iki kaynağın sıcaklığının azalmasına neden olmaktadır.

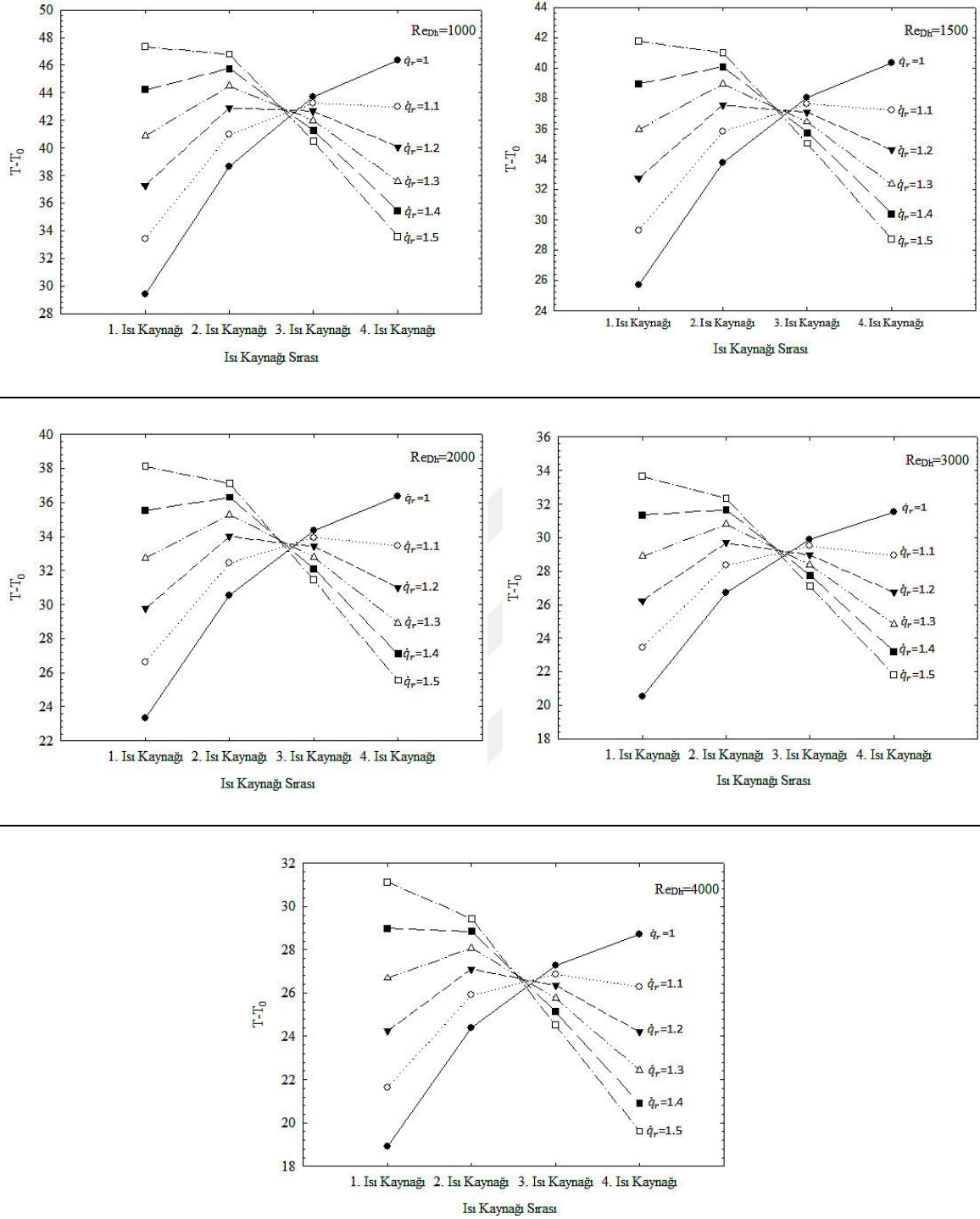


Şekil 4.83. Karma taşınım rejiminde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ile değişimi

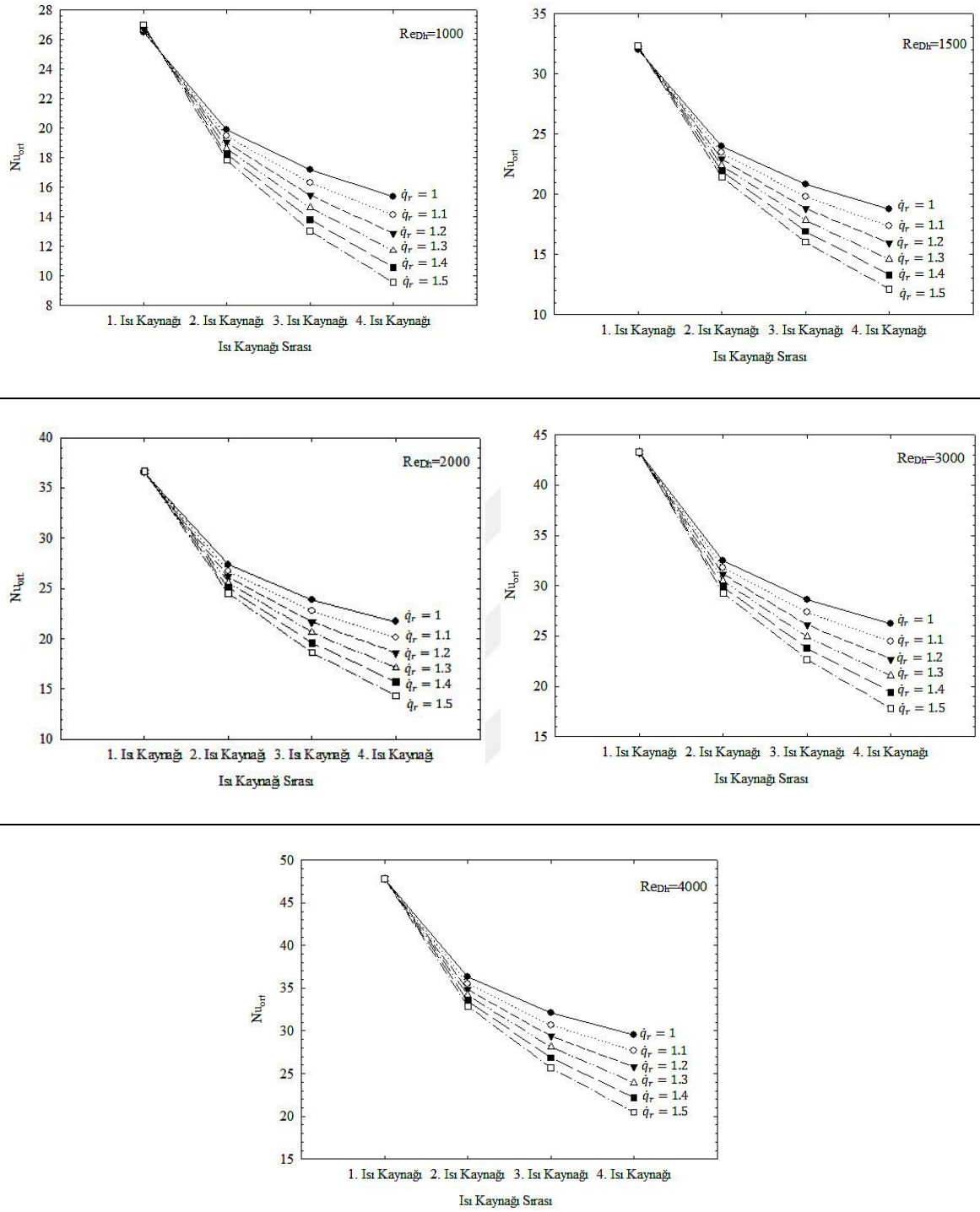
Karma taşınımında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.84'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, doğal taşınım benzer şekilde son ısı kaynağının sıcaklığının \dot{q}_r oranının artışıyla birlikte azaldığı görülmektedir. \dot{q}_r değerinin artışıyla birlikte maksimum sıcaklık ilk olarak üç numaralı kaynak yüzeyinde, sonrasında ise sırasıyla iki numaralı kaynak ve ilk kaynağın yüzeylerinde elde edilmektedir. $\dot{q}_r=1.1$ ve 1.2 oranlarında, iki ve üç numaralı kaynakların ortalama yüzey sıcaklıkları birbirlerine çok yakın değerler almaktadır. $Re_{Dh}=1000$ ve 1500 değerlerinde sistem içerisindeki en düşük sıcaklığa $\dot{q}_r=1.2$ oranında, $Re_{Dh}=2000, 3000$ ve 4000 değerlerinde ise sistem $\dot{q}_r=1.1$ oranında ulaşılmaktadır.

Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ve ısı güç oranı ile değişimi karşılaştırmalı olarak Şekil 4.85'te verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, çalışılan tüm Re_{Dh} ve \dot{q}_r değerlerinde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek azalmaktadır. Burada, ilk kaynağın yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının \dot{q}_r ile arttığı görülmektedir. Ancak bu artış, doğal taşınım rejiminde elde edilen değerlere kıyasla daha düşüktür. İki, üç ve dört numaralı kaynak yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının \dot{q}_r ile değişimi ise daha belirgindir. Bu üç kaynağın yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri artan ısı güç oranıyla birlikte belirgin şekilde azalmaktadır.

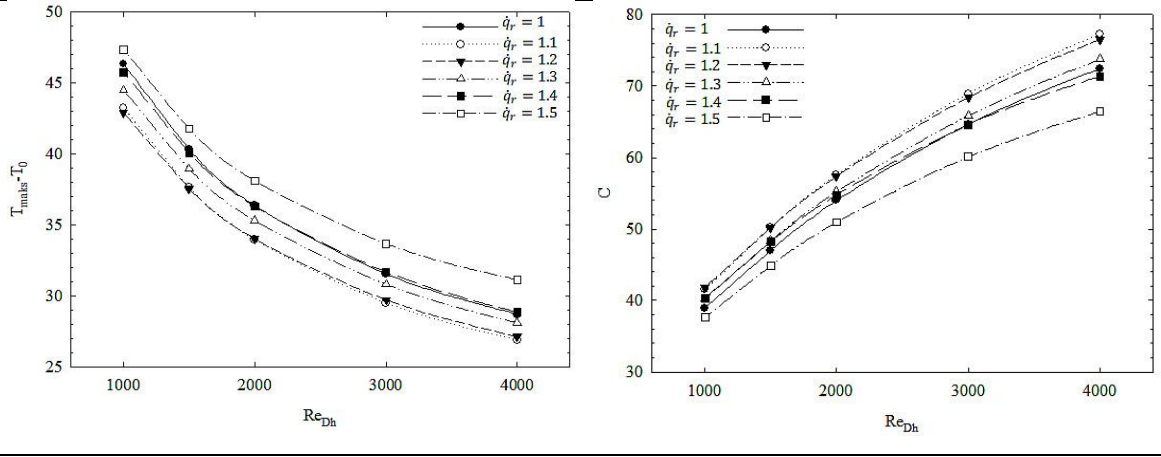
Sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.86'da verilmiştir. Doğal taşınım rejiminde olduğu gibi, karma taşınımında da sistem içerisindeki maksimum sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısı güç oranı ile değişimi oldukça belirgindir. Yukarıda, ısı kaynaklarının yüzeylerinde elde edilen maksimum sıcaklığın \dot{q}_r ile değişim karakteristiğinden bahsedilmişti. Burada da benzer şekilde sistemin içerisindeki en düşük sıcaklıkların $Re_{Dh}=1000$ ve 1500 iken $\dot{q}_r=1.2$ 'de, $Re_{Dh}=2000, 3000$ ve 4000 değerlerinde ise $\dot{q}_r=1.1$ oranında elde edildiği rahatlıkla görülebilmektedir. Sistemde maksimum sıcaklığa $\dot{q}_r=1.5$ 'te ulaşılmaktadır. Sıcaklıkların yüksek olduğu bu durum, sistemin global iletkenliğini azaltmaktadır. Sistemin global iletkenliği $\dot{q}_r=1.5$ değerinde oldukça düşük olup; Reynolds sayısındaki artışla aradaki fark açılmaktadır. Sistemin global iletkenliği $\dot{q}_r=1.1$ ve 1.2 değerlerinde birbirlerine oldukça yakın olup; Reynolds sayısındaki artışla $\dot{q}_r=1.2$ oranında hesaplanan global iletkenlik değerleri daha büyük değerler almaktadır.



Şekil 4.84. Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi



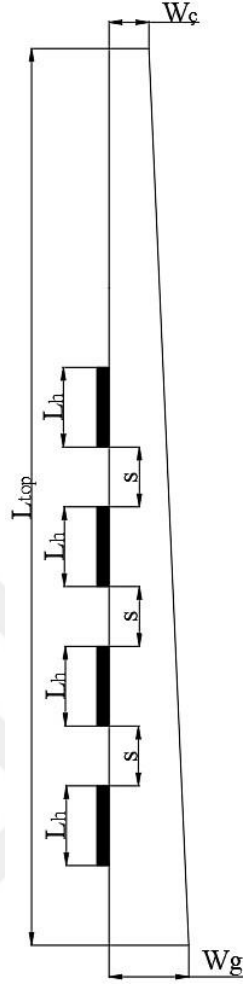
Şekil 4.85. Karma taşınım rejiminde, ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin ısı güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.86. Karma taşınım rejiminde, sistem içerisinde elde edilen en yüksek sıcaklık ve sistemin global iletkenliğinin ısıl güç oranı ve Reynolds sayısı ile değişimi

4.5. Doğal ve Karma Taşınımında Kanalın Kesit Oranının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, doğal ve karma taşınım rejimlerinde kanalın çıkış ve giriş kesitleri arasındaki oranın ($W_r = W_\varphi / W_g = 1, 0.75, 0.5$ ve 0.25) akış ve ısı transferine etkileri incelenecektir. Çalışmalar düzeltilmiş Grashof sayısının dört ($Gr_{Dh}^* = 3.82 \times 10^6, 7.65 \times 10^6, 1.15 \times 10^7$ ve 1.53×10^7), Reynolds sayısının beş farklı değerinde ($Re_{Dh} = 1000, 1500, 2000, 3000$ ve 4000) gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar, daralan kesit alanına sahip olan düşey kanalda gerçekleştirilmiştir. Çalışma süresince kanalın toplam uzunluğu, ısı kaynakları arasındaki mesafeler, ısı kaynaklarının ısıl güçleri ve ısı kaynaklarının uzunlukları sabit tutulmuştur. Daralan kesit alanına sahip düşey kanalın şematik gösterimi Şekil 4.87’te verilmiştir.



Çalışılan tüm kesit oranlarında
 $s=19.05$ mm, $L_h=25.4$ mm ve
 $L_{top}=314.33$ mm dir.

Çalışılan kesit oranları:

$$W_r = W_ç / W_g$$

$$W_{r1} = 1$$

$$W_{r2} = 0.75$$

$$W_{r3} = 0.5$$

$$W_{r4} = 0.25$$

Şekil 4.87. Daralan kesit alanına sahip kanalın şematik gösterimi

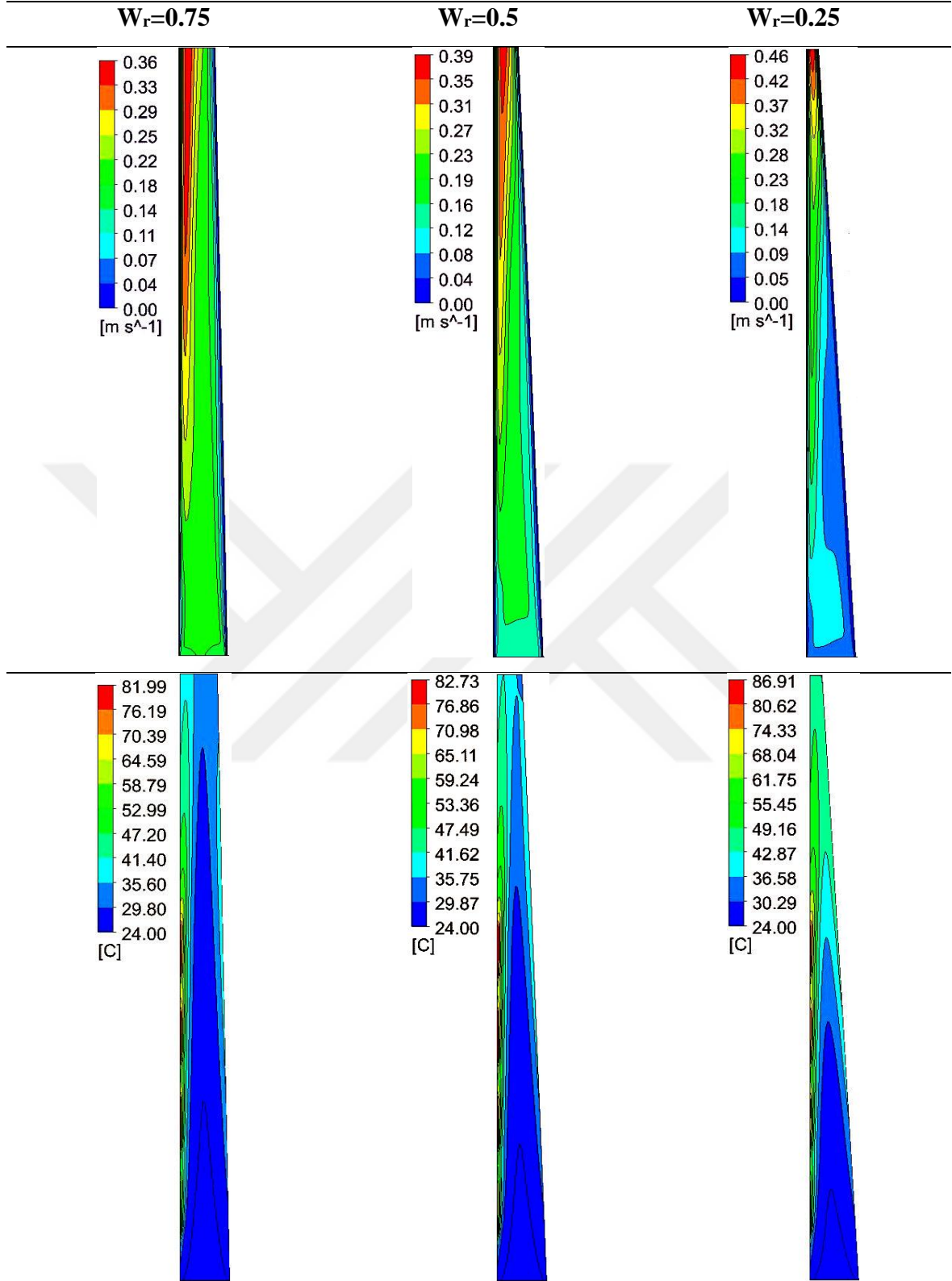
4.5.1. Doğal Taşınımında Kanalın Kesit Oranının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, doğal taşınım için, daralan kesit alanına sahip kanalda dört farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değeri ve dört farklı kesit oranında yapılan çalışmalar sunulmuştur.

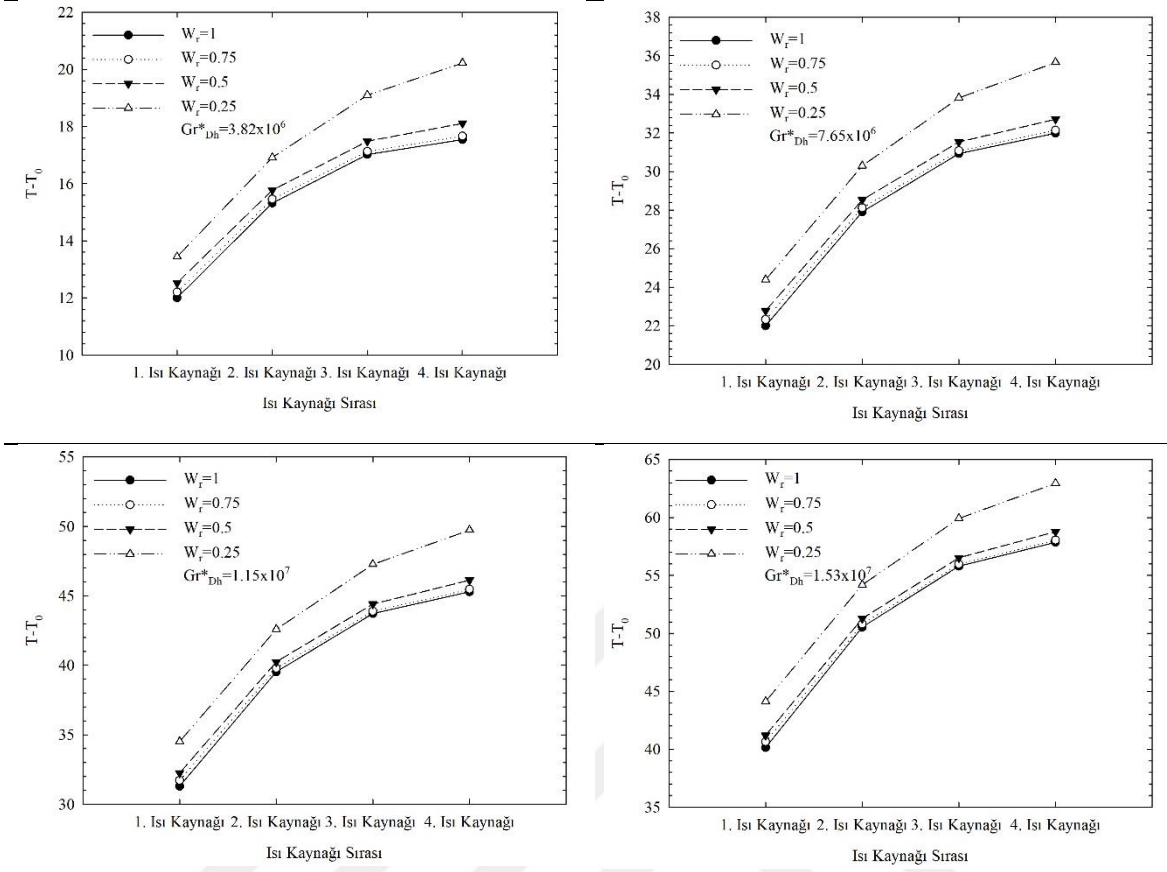
Daralan kesit alanına sahip kanalda, üç farklı kesit oranı için ($W_r=0.75$, 0.5 ve 0.25) elde edilen hız ve sıcaklık alanları Şekil 4.88'te verilmiştir. Kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) elde edilen hız ve sıcaklık alanları, $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ değerinde sunulmuştur. Hız alanlarından görüldüğü gibi daralan kesit alanıyla birlikte kanal çıkışına doğru havanın hızı artmaktadır. Daralan kanal kesitiyle birlikte havanın hızı artarken, maksimum hızın ortaya çıktığı bölge ise küçülmektedir. $W_r=0.75$ değerinde, sol cidara yakın bölümde son ısı kaynağına komşu olan bölgede yüksek hızlar görülmekteyken, $W_r=0.5$ oranında, hızın

maksimum olduğu bölge kanal çıkışına doğru kaymıştır. $W_r=0.25$ için maksimum hızın görüldüğü bölge oldukça daralmış olup; sadece kanalın çıkış ağzına yakın bölümde yüksek hızlar görülmektedir. Ayrıca, daralan kanal kesitiyle birlikte, girişe yakın ve sağ cidara komşu bölümlerde havanın hızının azaldığı görülmektedir. Özellikle $W_r=0.25$ değerinde, kanal girişine yakın ve sağ cidara yakın bölümlerde havanın hızı sıfıra yaklaşmaktadır. Sıcaklık alanları incelendiğinde ise hız alanının sıcaklık alanına etkileri daha net anlaşılmaktadır. Daralan kanal kesiti, çıkışa yakın bölgelerde akışkanın basıncının artmasına sebep olmakta ve ısınan hava sistemden uzaklaştırılmamaktadır. Bu ise ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferini azaltmakta ve ısı kaynaklarının yüzeylerinde sıcaklığın artmasına neden olmaktadır.

Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi Şekil 4.89’te verilmiştir. Beklendiği gibi, çalışılan tüm kesit oranları ve düzeltilmiş Grashof sayısı değerlerinde ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıkları kanal girişinden itibaren artmaktadır. Ortalama yüzey sıcaklıklarındaki değişimler artan Gr_{Dh}^* ile daha belirgin hale gelmektedir. Doğal taşınım rejiminde, daralan kesit alanına bağlı olarak kanal çıkışında havanın basıncının artmasıyla birlikte yeterli soğutma yapılamamaktadır. Bunun sonucunda ise azalan W_r değerleriyle birlikte ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıkları artmaktadır. Sistemdeki en yüksek sıcaklıklar $W_r=0.25$ değerinde ortaya çıkarken, en düşük sıcaklıklar ise $W_r=1$ değerinde görülmektedir.



Şekil 4.88. Daralan kesit alanına sahip kanalda $Gr_{Dh}^*=1.53 \times 10^7$ için elde edilen sıcaklık ve hız alanları ($D/2=76.2$ mm)

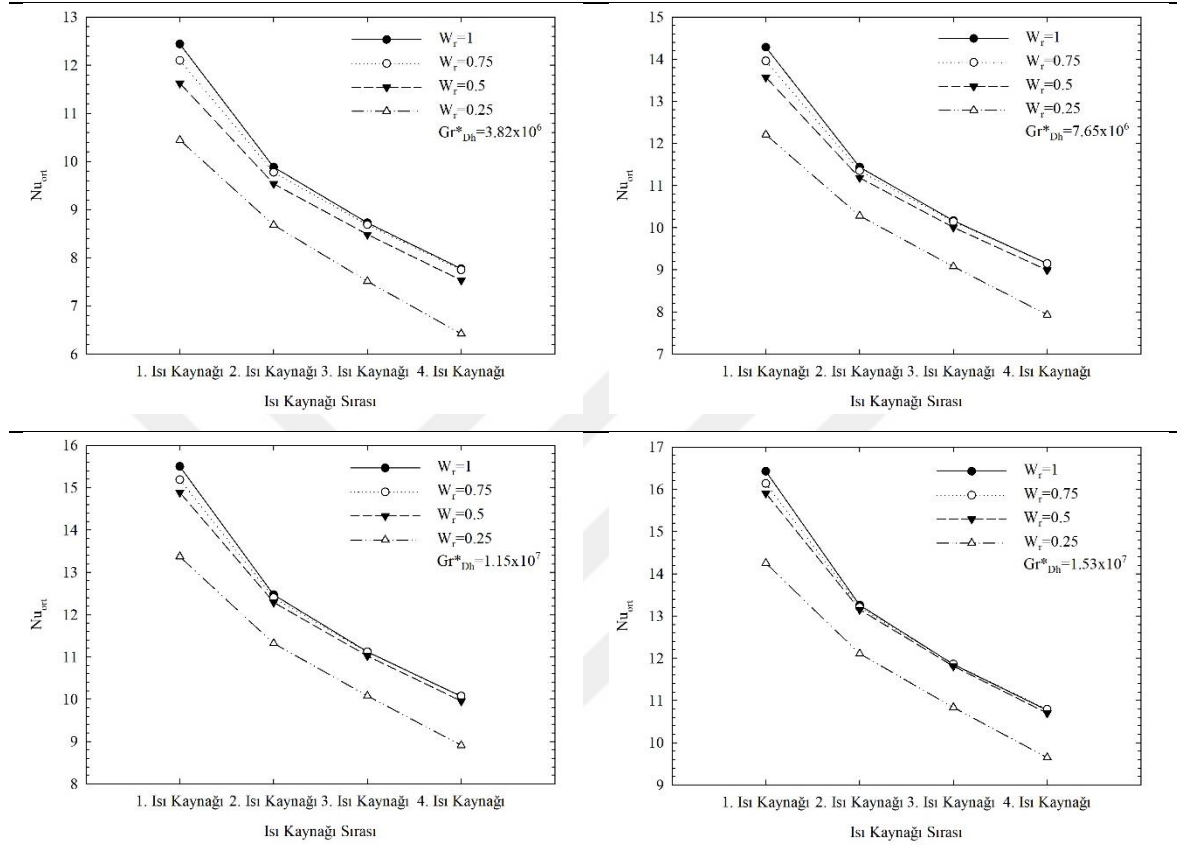


Şekil 4.89. Doğal taşınımında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi

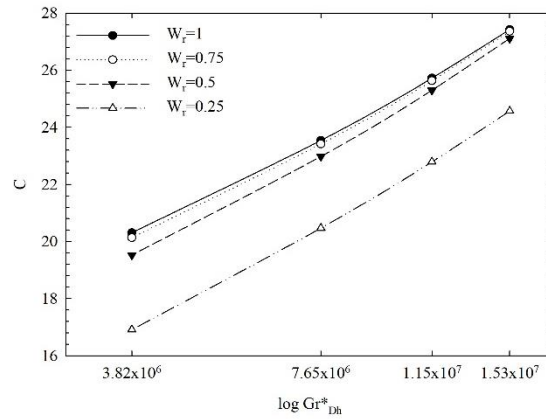
Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının kesit oranına bağlı değişimi farklı Gr_{Dh}^* değerlerinde Şekil 4.90'da sunulmuştur. Beklendiği gibi ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarındaki değişim, sıcaklık değişimiyle ters orantılıdır. Kanalın girişinden itibaren, çalışılan tüm kesit oranlarında kaynakların yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri azalmaktadır. Kanal girişinde, ilk kaynağın soğuk hava ile temas etmesinden dolayı bu kaynağın yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri diğer kaynaklara oranla daha fazladır. Kesit oranının ortalama Nusselt sayısına etkisi incelendiğinde, W_r 'nin azalmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayısının da azaldığı görülmektedir. $W_r=1, 0.75$ ve 0.5 değerlerinde ise kaynakların yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri birbirlerine yakındır.

Sistemin global iletkenliğinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve kesit oranı ile değişimi Şekil 4.91'de verilmiştir. Şekil 4.91'de görüldüğü gibi artan Gr_{Dh}^* değerleriyle birlikte sistemin global iletkenliği de artmaktadır. Kanalın çıkış kesitinin daralmasının global

iletkenlik değerlerini azalttığı görülmektedir. Global iletkenlik, en yüksek değerini cidarları birbirlerine paralel olan kanalda almaktadır. En düşük değerler ise $W_f=0.25$ oranında görülmektedir.



Şekil 4.90. Doğal taşınımında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının kesit oranı ile değişimi



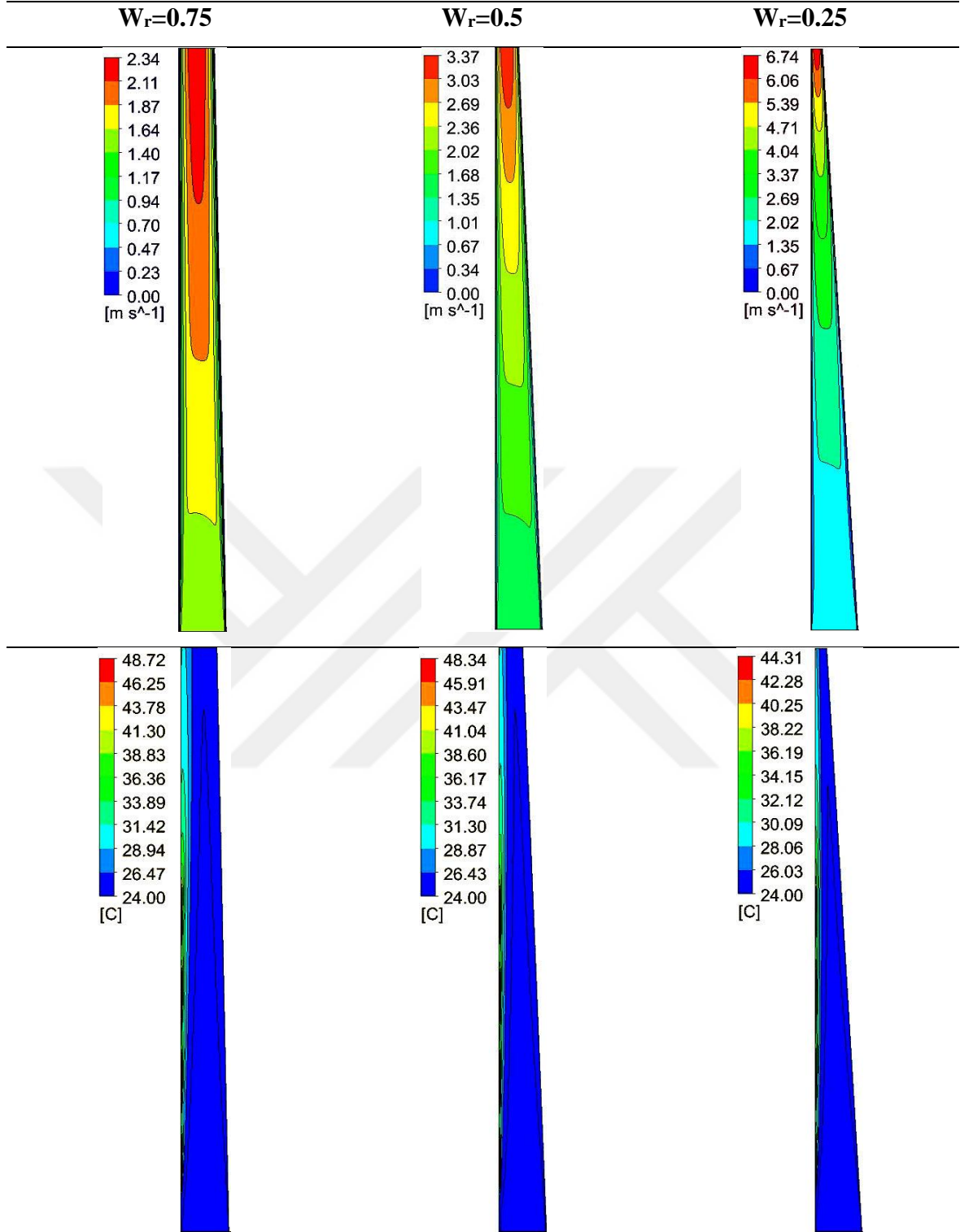
Şekil 4.91. Sistemin global iletkenliğinin düzeltilmiş Grashof sayısı ve kesit oranı ile değişimi

4.5.2. Karma Taşınımında Kanalın Kesit Oranının Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi

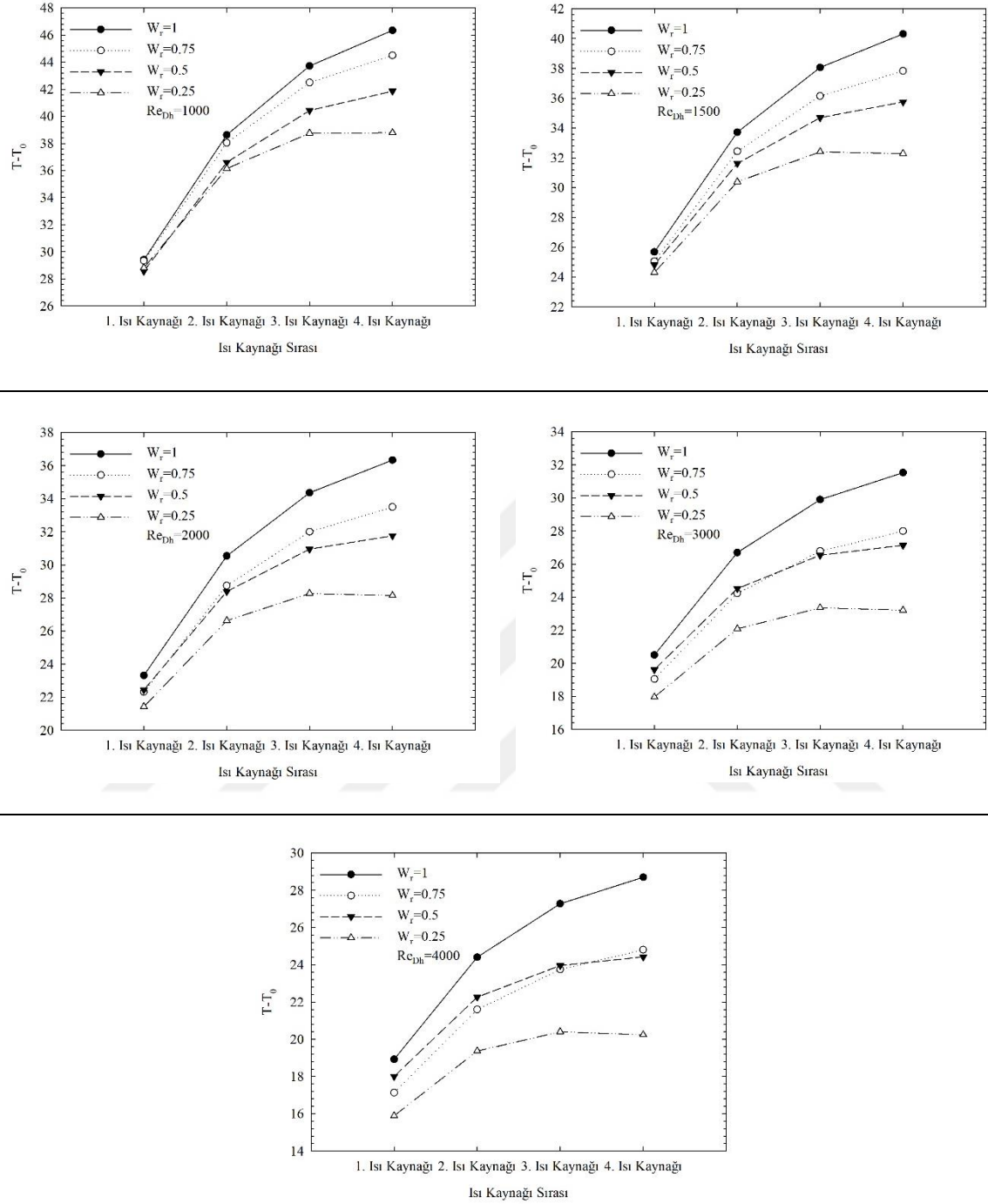
Bu bölümde, karma taşınımında kesit daralmasının akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Çalışma, yukarıda belirtildiği gibi beş farklı Reynolds sayısında ve dört farklı kesit oranında gerçekleştirilmiştir.

Daralan kesit alanına sahip kanalda, Reynolds sayısının 4000 değerinde ve kesit oranının 0.25, 0.5 ve 0.75 değerlerinde elde edilen hız ve sıcaklık alanları Şekil 4.92’de verilmiştir. Hız ve sıcaklık alanları kanal merkezinde ($D/2=76.2$ mm) sunulmuştur. Şekil 4.92’de görüldüğü gibi akışkan hidrodinamik olarak gelişme bölgesindedir. Hız alanları ise kesit daralmasından etkilenmektedir. Doğal taşınımına benzer şekilde, $W_r=0.75$ değerinde son ısı kaynağına yakın bölümde akışkan hızının yüksek olduğu görülmektedir. Daralan kesit alanıyla birlikte, havanın hızının maksimum olduğu bölüm kanal çıkışına doğru kaymaktadır. Hız alanları dikkatli şekilde incelendiğinde, daralan kesit alanı ile birlikte hızın maksimum değeri artarken kanal içerisinde de akışkan hızının oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Daralan kesit alanı ile birlikte basınç düşümü artmakta, hava sürekli olarak sirküle edildiğinden doğal taşınımın tam tersine kanalın içerisinde havanın hızı genel olarak daha yüksek olmaktadır. Sıcaklık alanları incelendiğinde, daralan kesit alanıyla birlikte artan hıza bağlı olarak sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmektedir. $Re_{Dh}=4000$ değerinde, hava hızının yüksek olmasından dolayı sınır tabakanın oldukça ince olduğu görülmektedir. Kanalın çok büyük bir bölümünde havanın sıcaklığı giriş sıcaklığına eşittir. Daralan kesit alanı ile birlikte ısı sınır tabaka daha da incelmektedir. Bu durum ısı kaynaklarından havaya taşınım ile ısı transferini artırmaktadır.

Isı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi, farklı Reynolds sayısı değerlerinde Şekil 4.93’te verilmiştir. Beklendiği gibi, kanal girişinde ilk kaynağın ortalama yüzey sıcaklığı oldukça düşük olup, farklı kesit oranlarında birbirlerine yakın değerler almaktadır. İlk kaynaktan son kaynağa gidildikçe ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranından daha çok etkilendiği görülmektedir. Ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi incelendiğinde, beklediği gibi kaynak sıcaklıklarının en yüksek değerleri $W_r=1$ iken elde edilmektedir. Daralan kesit alanı ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarının azalmasına neden olmaktadır. $Re_{Dh}=1000, 1500$ ve 2000 değerlerinde, daralan kesit alanı ile birlikte yüzey sıcaklıkları sürekli azalmaktadır. Ancak $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde $W_r=0.5$ ve 0.75 değerlerinde elde edilen sıcaklıklar birbirlerine oldukça yakındır.



Şekil 4.92. Daralan kesit alanına sahip kanalda $Re_{Dh}=4000$ için elde edilen sıcaklık ve hız alanları ($D/2=76.2$ mm)

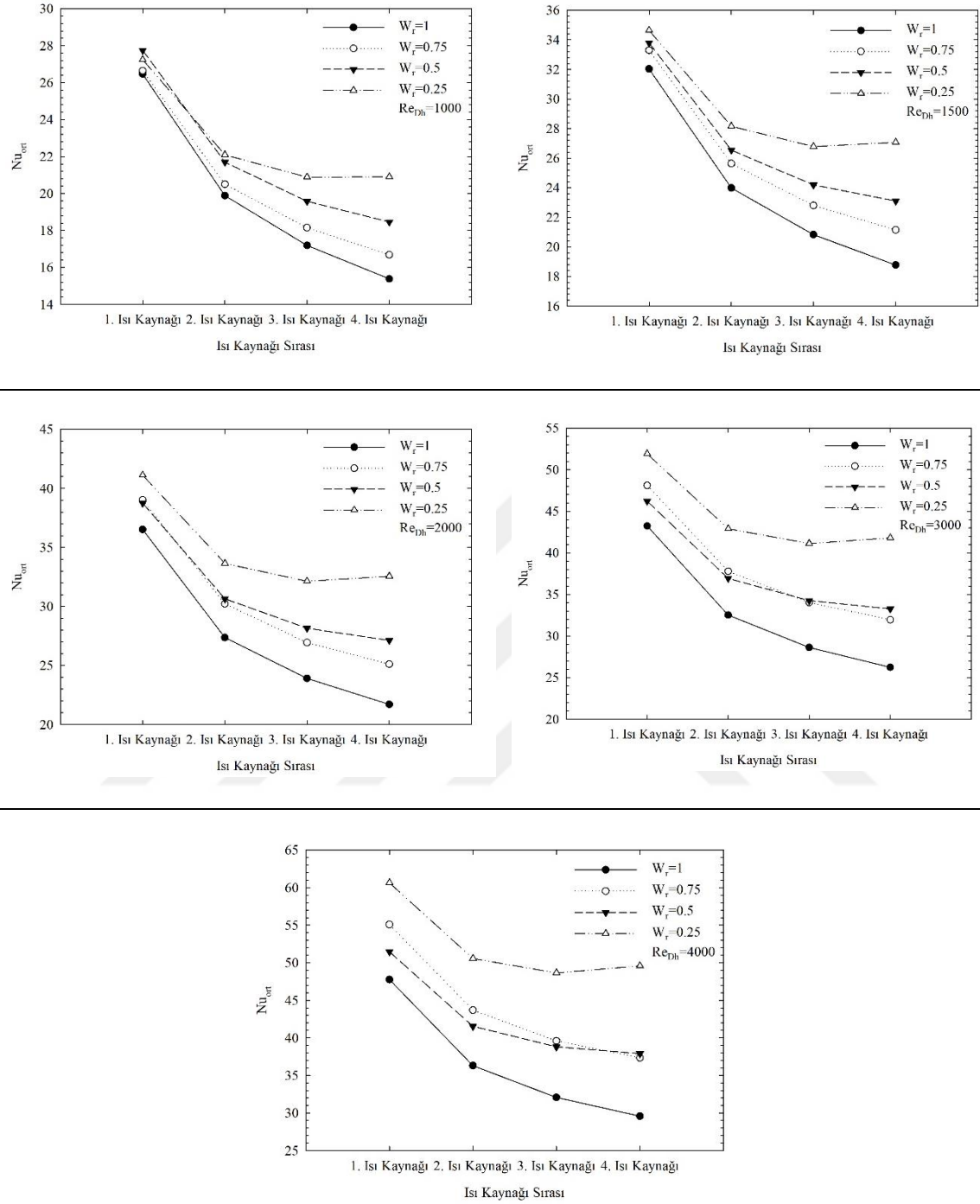


Şekil 4.93. Karma taşınımında ısı kaynaklarının ortalama yüzey sıcaklıklarının kesit oranı ile değişimi

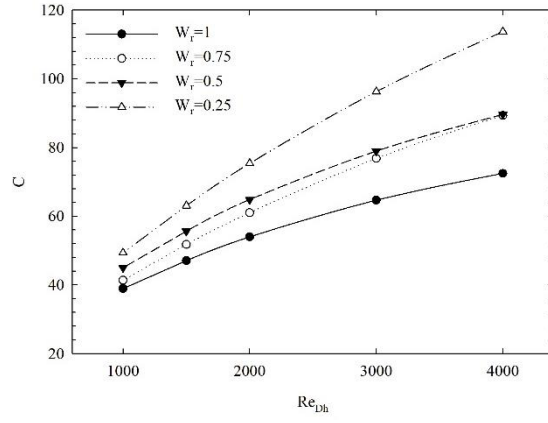
Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinin kesit oranı ile değişimi farklı Reynolds sayılarında Şekil 4.94'da vermiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi, çalışılan tüm Reynolds sayılarında, $W_r=1$ için ortalama Nusselt sayısı ilk kaynaktan son kaynağa doğru giderek azalmaktadır. Kesit alanındaki daralma neticesinde ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri artmaktadır. Birinci ısı kaynağı dikkate alındığında, bu değişim daha az iken son kaynağa gidildikçe ortalama Nusselt sayısındaki değişim belirgin hale gelmektedir. Kaynaklardan havaya taşınım ile ısı transferi $W_r=0.25$ iken en yüksek düzeydedir. Artan W_r değerleriyle kaynaklardan havaya olan taşınım ile ısı transferi azalmaktadır. $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde, özellikle $W_r=0.5$ ve 0.75 için elde edilen değerler birbirlerine oldukça yakındır. Son olarak, azalan kesit oranının son ısı kaynağının yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısını önemli ölçüde artırdığı, $W_r=0.25$ değerinde son kaynağın yüzeyinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının üçüncü kaynağın yüzeyinde hesaplanan değerlerden fazla olduğu görülmektedir.

Şekil 4.95'de sistemin global iletkenliğinin kesit oranı ile değişimi görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte kaynaklardan havaya olan taşınım ile ısı transferi arttığından sistemin global iletkenliği de doğru orantılı olarak artmaktadır. Kanalın kesit alanının daralması bu durumu desteklemektedir. $W_r=1$ için hesaplanan global iletkenlik değerleri en düşük düzeydedir. Daralan kesit alanı havanın hızında artışa sebep olmakta ve daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir. Özellikle $W_r=0.25$ değerinde sistemin global iletkenliği oldukça yüksektir. $Re_{Dh}=3000$ ve 4000 değerlerinde global iletkenlik değerleri birbirlerine oldukça yakındır.

Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde sistemin soğutma performansının, karma taşınım rejiminde daralan kesit alanı ile birlikte arttığı görülmektedir. Doğal taşınım da ise daralan kesit alanına bağlı olarak kanal çıkışındaki basınç artışı sistemin soğutma performansını azaltmaktadır. Buna bağlı olarak, bir cidarında ayrık ısı kaynakları bulunan düşey bir kanalda, doğal taşınım da cidarları birbirine paralel olan kanalın kullanımını ısı transferi açısından uygunken, karma taşınım da ise daralan kesite sahip kanalın kullanımının daha uygun olduğu açıktır.



Şekil 4.94. Karma taşınımında ısı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının kesit oranı ile değişimi



Şekil 4.95. Sistemin global iletkenliğinin kesit oranı ile değişimi

5. SONUÇLAR

Bu doktora tezinde, elektronik devre elemanlarının hava ile soğutulmasında, optimum işletme ve geometrik parametrelerin belirlenmesi amacıyla deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda *constructal theory* yaklaşımı temel alınarak ısı kaynaklarının konumları, ısı kaynaklarının mesafe oranları, çıkıntı oranları, uzunluk oranları, ısı güç oranları ve kanal kesitindeki daralmanın akış ve ısı transferine etkileri doğal ve karma taşınım rejimlerinde incelenmiştir. Ayrıca, özellikle çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanıldığı durumlarda akış yapısını daha iyi anlayabilmek için duman tekniği ile akış görüntüleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar özet olarak aşağıda sunulmuştur.

1. Doğal taşınımında, hava hızının karma taşınımına oranla daha az olmasından dolayı yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferinin toplam ısı transferi içerisindeki oranı daha fazladır.
2. Karma taşınımında, havanın hızının oldukça yüksek olmasından dolayı, yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferi düşüktür. Dolayısıyla, ayırık ısı kaynaklarının ısıtılmayan cidarın yüzey sıcaklığına etkileri sınırlı düzeydedir.
3. Doğal ve karma taşınım rejimlerinde ısı kaynakları arasındaki mesafenin artışıyla birlikte, kaynakların ortalama yüzey sıcaklıkları önemli ölçüde azalmakta ve sistemin global iletkenliği artmaktadır.
4. Mesafe oranı, taşınım ile ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Isı kaynaklarının kanal cidarına eşit aralıklarla yerleştirilmesi, taşınım ile ısı transferi ve yüzey sıcaklıkları açısından iyi sonuçlar vermemektedir.
5. Isı kaynaklarının tamamının aktif olduğu durumda, mesafe oranına bağlı olarak sistem içerisinde elde edilen maksimum sıcaklık ve ısı kaynaklarının birbirleri arasındaki sıcaklık farkları azaltılabilmektedir. Bu durum, sistemin global iletkenliğinde artışa sebep olurken, sistem içerisindeki sıcaklık farklarından dolayı oluşabilecek ısı gerilmelerinin önüne geçilmesi açısından faydalıdır.
6. Isı kaynaklarının tamamının aktif olduğu durumda, mesafe oranına bağlı olarak doğal ve karma taşınım rejimlerinde, sistemde ulaşılan maksimum sıcaklık ve global iletkenlik değerleri ısı kaynaklarının çıkıntı oranlarından, düzeltilmiş Grashof sayısı ve Reynolds sayısı değerlerinden etkilenmektedir. Bu değişkenlere

bağlı olarak, farklı çalışma durumlarında farklı mesafe oranları optimum kaynak yerleşimini vermektedir.

7. Doğal ve karma taşınım rejimlerinde, çıkıntılı ısı kaynaklarının kullanımı kaynakların yüzey sıcaklıklarını ve yüzeylerde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarını azaltmakta ve sistemin global iletkenliğinde artışa sebep olmaktadır.
8. Isı kaynaklarının uzunluk oranındaki değişimler, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan havaya ve diğer yüzeylere olan ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Eşit uzunluktaki kaynakların kullanımı ısı transferi açısından uygun olmayıp, kanal çıkışına doğru kaynak uzunluğu azaltılmalıdır. Doğal taşınımında uzunluk oranı $L_r=1.3$, karma taşınımında ise $L_r=1.4$ olmalıdır.
9. Isı kaynaklarının ısı güç oranları kaynakların yüzey sıcaklıkları ve kaynaklardan havaya ve diğer yüzeylere olan ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Eşit ısı güçüne sahip kaynakların kullanımı sistemin soğutma performansı açısından başarılı cevaplar vermemektedir. Kaynakların ısı güç oranları doğal taşınımında, $\dot{q}_r=1.1$, karma taşınımında ise Reynolds sayısına bağlı olarak, 1.1 ve 1.2 değerlerini almalıdır.
10. Özdeş ısı kaynaklarının kullanımı sistemin genel soğutma performansını azaltmaktadır. Sistemin genel soğutma performansının artırılması için kanal girişinde ısı yoğunluğunun daha fazla olması gerekmektedir; kaynakların mesafe oranı, uzunluk oranı ve ısı güç oranı buna göre belirlenmelidir.
11. Doğal taşınımında, daralan kanal kesiti, çıkış bölgesinde basınç artışına neden olmakta ve bu durum sistemin soğutma performansını olumsuz yönde etkilemektedir.
12. Karma taşınımında ise, daralan kanal kesitine bağlı olarak basınç düşümü artmakta, kanal içerisindeki artan hız değerlerine bağlı olarak sistemin soğutma performansı artmaktadır.
13. Sistemin genel soğutma performansı değerlendirilirken, ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıkları ve sistemin global iletkenliğine bağlı olarak yapılan değerlendirmeler ortalama Nusselt sayısına göre yapılan değerlendirmelere kıyasla daha doğru sonuçlar vermektedir.

6. ÖNERİLER

Konu üzerinde çalışmayı düşünen araştırmacılar için aşağıda bazı öneriler sıralanmıştır:

1. Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak elektronik cihazların soğutulmasında önemli bir seçenek olan hava kullanılmıştır. Benzer çalışma koşulları ve geometriler için farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilebilir.
2. Benzer çalışmalar farklı Reynolds sayısı ve düzeltilmiş Grashof sayısı değerleri için gerçekleştirilebilir.
3. Farklı boyut ve geometrilere sahip ısı kaynakları kullanılarak deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilebilir.
4. Isı kaynaklarının malzemesinin yüzey sıcaklığı ve ısı transferine etkilerini belirlemek amacıyla, farklı kaynak malzemeleri kullanılarak çalışmalar gerçekleştirilebilir.
5. Elektronik soğutmadan motivasyonla problem tanımı yapılan bu çalışmanın sonuçlarının başka uygulama alanlarında kullanılabilirliği araştırılabilir.
6. Karma taşınım durumunda daralan kesit alanı için elde edilen veriler, bu türden yapılacak çalışma ve uygulamalar için motivasyon olmuştur.

7. KAYNAKLAR

- Anderson, A. ve Moffat, R., 1991. Direct Air Cooling of Electronic Components: Reducing Component Temperatures by Controlled Thermal Mixing, Journal of Heat Transfer, 113, 56-62.
- Anandan, S. ve Ramalingam, V., 2008. Thermal management of electronics: A review of literature, Thermal Science, 12, 2, 5-26.
- Avelar, A. ve Ganzarolli, M., 2004. Natural Convection in an Array of Vertical Channels with Two-Dimensional Heat Sources: Uniform and Non-Uniform Plate Heating, Heat Transfer Engineering, 25, 7, 46-56.
- Ayli, E., Bayer, O. ve Aradag, S., 2016. Experimental Investigation and CFD Analysis Of Rectangular Profile Fins in a Square Channel for Forced Convection Regimes, International Journal of Thermal Sciences, 109, 279-290.
- Bahlaoui, A., Raji, A., Lamsaadi, M., Naimi, M. ve Hasnaoui, M., 2007. Mixed Convection in a Horizontal Channel with Emissive Walls and Partially Heated from Below, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 51, 9, 855-875.
- Bar-Cohen, A. Watwe, A. A. ve Prasher, R. S., 2007. Heat Transfer in Electronic Equipment. Heat Transfer Handbook. Editör: Bejan, A., Kraus, A. D., John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- Başkaya, S., Erturhan, U. ve Sivrioğlu, M., 2005. Experimental Investigation of Mixed Convection from an Array of Discrete Heat Sources at the Bottom of a Horizontal Channel, Heat and Mass Transfer, 42, 56-63.
- Başkaya, S., Erturhan, U. ve Sivrioğlu, M., 2005. An Experimental Study on Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32, 248-257.
- Beckermann, C., Smith, T. ve Pospichal, B., 1994. Use of a Two-Dimensional Simulation Model in the Thermal Analysis of a Multi-Board Electronic Module, Journal of Electronic Packaging, 116, 126-133.
- Bejan, A., 2013. Convection Heat Transfer, Dördüncü Baskı, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- Bejan, A. ve Lorente, S., 2008. Design with Constructal Theory, Birinci Baskı, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- Bessaih, R. ve Kadja, M., 2000. Turbulent Natural Convection Cooling of Electronic Components Mounted on a Vertical Channel, Applied Thermal Engineering, 20, 141-154.

- Bhowmik, H. ve Tou, K., 2005. Experimental Study of Transient Natural Convection Heat Transfer from Simulated Electronic Chips, Experimental Thermal and Fluid Science, 29, 485-492.
- Bhowmik, H. ve Tou, K., 2005. Effect of Protrusion on Thermal Transient Behavior of Chips in a Liquid Channel During Loss of Pumping Power, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32, 166-174.
- Bhowmik, H., Tso, C., Tou, K. ve Tan, F., 2005. Convection Heat Transfer from Discrete Heat Sources in a Liquid Cooled Rectangular Channel, Applied Thermal Engineering, 25, 2532-2542.
- Bourisli, R. ve Alawadhi, E., Optimum Placement of Heated Blocks in Laminar Forced Convection, 2011. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 1, 7, 1036-1047.
- Boutina, L. ve Bessaih, R., 2011. Numerical Simulation of Mixed Convection Air-Cooling of Electronic Components Mounted in an Inclined Channel, Applied Thermal Engineering, 31, 2052-2062.
- Campo, A., Johnson, R., Landon, M. D. ve Cabezas-Gomez, L., 2010. Shape Optimization of a Flat Channel with an Array of Discrete, Flush-Mounted Heat Sources on One Plate Being Cooled by Forced Convective Water, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 20, 3, 286-297.
- Chadwick, M., Webb, B. ve Heaton, H., 1991. Natural Convection from Discrete Heat Sources in a Vertically Vented Rectangular Enclosure, Experimental Heat Transfer, 4, 199-216.
- Chaurasia, N., Gedupudi, S. ve Venkateshan, S., 2016. Conjugate Mixed Convection with Discrete Heat Sources in a Rectangular Channel with Surface Radiation, Journal of Physics: Conference Series, 745, 032031.
- Cengel, Y.A., 2010. Heat Transfer-A Practical Approach, McGraw-Hill, New York.
- 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.
- Chiu, W., Richards, C. ve Jaluria, Y., 2001. Experimental and Numerical Study of Conjugate Heat Transfer in a Horizontal Channel Heated From Below, Journal of Heat Transfer, 123, 688-697.
- Choi, C. ve Ortega, A., 1992. Mixed Convection in an Inclined Channel with a Discrete Heat Source, Intersociety Conference on Thermal Phenomena, 40-48.
- Da Silva, A., Lorente, S. ve Bejan, A., 2004. Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on a Wall with Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 203-214.

- Da Silva, A., 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.
- Da Silva, A., Lorenzini, G. ve Bejan, A., 2005. Distribution of Heat Sources in Vertical Open Channels with Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, 1462-1469.
- Davalath, J. ve Bayazitoglu, Y., 1987, Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks, Journal of Heat Transfer, 109, 321-328.
- Desrayaud, G. ve Fichera, A., On Natural Convective Heat Transfer in Vertical Channels With a Single Surface Mounted Heat-Flux Module, 2003. Journal of Heat Transfer, 125, 734-739.
- Desrayaud, G., Fichera, A. ve Lauriat, G., Natural Convection Air-Cooling of a Substrate-Mounted Protruding Heat Source in a Stack of Parallel Boards, 2007. International Journal of Heat and Fluid Flow, 28, 469-482.
- Dhingra, R. ve Ghoshdastidar, P. S., 2016. A Numerical Study of the Effect of Thermal Radiation on the Forced Air Cooling of Low Heat Flux Electronic Chips Mounted on One Side of a Vertical Channel 15th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Las Vegas NV, 1107-1116.
- 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.
- Du, S., Bilgen, E. ve Vasseur, P., 1998. Mixed Convection Heat Transfer in Open Ended Channels with Protruding Heaters, Heat and Mass Transfer, 34, 263-270.
- 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.
- Elpidorou, D., Prasad, V. ve Modi, V., 1991. Convection in a Vertical Channel with a Finite Wall Heat Source, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34, 573-578.

- 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.
- Figliola, R. ve Thomas, P., 1995. An Approximate Method for Predicting Laminar Heat Transfer Between Parallel Plates Having Embedded Heat Sources, Journal of Electronic Packaging, 117, 63-68.
- Fujii, M., Gima, S., Tomimura, T. ve Zhang, X., 1996. Natural Convection to Air from an Array of Vertical Parallel Plates with Discrete and Protruding Heat Sources, International Journal of Heat and Fluid Flow, 17, 483-490.
- Garimella, S. ve Eibeck, P., 1990. Heat Transfer Characteristics of an Array of Protruding Elements in Single Phase Forced Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 33, 2659-2669.
- Gavara, M., 2012. Natural Convection in a Vertical Channel with Arrays of Flush-Mounted Heaters on Opposite Conductive Walls, Numerical Heat Transfer, Part A, 62, 111-135.
- Guimaraes, P. ve Menon, G., 2008. Combined Free and Forced Convection in an Inclined Channel with Discrete Heat Sources, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 1267-1274.
- Gupta, A. ve Jaluria, Y., 1998. Forced Convective Liquid Cooling of Arrays of Protruding Heated Elements Mounted in a Rectangular Duct, Journal of Electronic Packaging, 120, 243-252.
- 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.
- 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.
- 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.
- Heindel, T., Incropera, F. ve Ramadhyani, S., 1992. Liquid Immersion Cooling of a Longitudinal Array of Discrete Heat Sources in Protruding Substrates: I- Single-Phase Convection, Journal of Electronic Packaging, 114, 55-62.
- Herman, C. ve Kang, E., 2001. Experimental Visualization of Temperature Fields and Study of Heat Transfer Enhancement in Oscillatory Flow in a Grooved Channel, Heat and Mass Transfer, 37, 87-99.

- Herman, C. ve Kang, E., 2001. Comparative Evaluation of Three Heat Transfer Enhancement Strategies in a Grooved Channel", Heat and Mass Transfer, 37, 563-575.
- Herman, C. ve Kang, E., 2002. Heat Transfer Enhancement in a Grooved Channel with Curved Vanes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, 3741-3757.
- Holman, J.P., 2002. Experimental Methods for Engineers, Sekizinci Baskı, The McGraw-Hill Companies, Inc, New York.
- Hotta, T. K., Muvvala, P. ve Venkateshan, S. P., 2013. Effect of Surface Radiation Heat Transfer on the Optimal Distribution of Discrete Heat Sources Under Natural Convection, Heat and Mass Transfer, 49, 207-217.
- Hotta, T., Balaji, C. ve Venkateshan, S., 2015. Experiment Driven Ann-GA Based Technique for Optimal Distribution of Discrete Heat Sources Under Mixed Convection, Experimental Heat Transfer, 28, 298-315.
- Hwang, J., 1998. Conjugate Heat Transfer for Developing Flow over Multiple Discrete Thermal Sources Flush-Mounted on the Wall, Journal of Heat Transfer, 120, 510-514.
- Hung, Y. ve Shiau, W., 1988. Local Steady-State Natural Convection Heat Transfer in Vertical Parallel Plates with a Two-Dimensional Rectangular Rib, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31, 1279-1288.
- Icoz, T. ve Jaluria, Y., 2005. Numerical Simulation of Boundary Conditions and the Onset of Instability in Natural Convection due to Protruding Thermal Sources in an Open Rectangular Channel, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 48, 831-847.
- Icoz, T., Verma, N. ve Jaluria, Y., 2006. Design of Air and Liquid Cooling Systems for Electronic Components Using Concurrent Simulation and Experiment, Journal of Electronic Packaging, 128, 466-478.
- Jassim, E. ve Muzychka, Y., 2010. Optimal Distribution of Heat Sources in Convergent Channels Cooled by Laminar Forced Convection, Journal of Heat Transfer, 132, 011701.
- Kang, B. ve Jaluria, Y., 1990. Mixed Convection Transport from a Protruding Heat Source Module on Avertical Surface, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 4, 3, 384-390.
- 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.

- Korichi, A. ve Oufar, L., 2005. Unsteady Heat Transfer and Pressure Drop in Channels with Obstacles Mounted on the Upper and Lower Walls, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 48, 711-729.
- Korichi, A. ve Oufar, L., 2007. Heat Transfer Enhancement in Oscillatory Flow in Channel with Periodically Upper and Lower Walls Mounted Obstacles, International Journal of Heat and Fluid Flow, 28, 1003-1012.
- Kraus, A.D. ve Bar-Cohen, A., 1983. Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment, McGraw Hill, New York.
- Kumar, G. ve Rao, C. G., 2011. Interaction of Surface Radiation with Conjugate Mixed Convection from a Vertical Plate with Multiple Nonidentical Discrete Heat Sources, Chemical Engineering Communications, 198, 692-710.
- Kumar, A. ve Balaji, C., 2011. ANN Based Estimation of Heat Generation from Multiple Protruding Heat Sources on a Vertical Plate Under Conjugate Mixed Convection, International Journal of Thermal Sciences, 50, 532-543.
- Laouche, N., Korichi, A., Popa, C. ve Polidori, G., 2017. Laminar Aiding and Opposing Mixed Convection in a Vertical Channel with an Asymmetric Discrete Heating at one Wall, Thermal Science, 21, 6, 2503-2515.
- Leung, C. W. ve Kang, H., 1998. Convective Heat Transfer from Simulated Air-Cooled Printed-Circuit Board Assembly on Horizontal or Vertical Orientation, International Communications in Heat and Mass Transfer, 25, 1, 67-80.
- 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.
- Lin, H. ve Hung, Y., 1993. Transient Forced Convection Heat Transfer in a Vertical Rib-Heated Channel Using a Turbulence Promoter, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 1553-1571.
- 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.
- Londhe, S. ve Rao, C. G., 2014. Interaction of Surface Radiation with Conjugate Mixed Convection from a Vertical Channel with Multiple Discrete Heat Sources, Heat and Mass Transfer, 50, 1275-1290.
- Manca, O., Nardini, S. ve Naso, V., 2002. Effect on Natural Convection of the Distance Between an Inclined Discretely Heated Plate and a Parallel Shroud Below, Journal of Heat Transfer, 124, 441-451.
- Mathews, R. ve Balaji, C., 2006. Numerical Simulation of Conjugate Turbulent Mixed Convection Heat Transfer in a Vertical Channel with Discrete Heat Sources, International Communications in Heat and Mass Transfer, 33, 908-916.

- Mathews, R., Balaji, C. ve Sundararajan, T., 2006. Computation of Conjugate Heat Transfer in the Turbulent Mixed Convection Regime in a Vertical Channel with Multiple Heat Sources, Heat and Mass Transfer, 43, 1063-1074.
- McEntire, A. ve Webb, B., 1990. Local Forced Convective Heat Transfer from Protruding and Flush-Mounted Two-Dimensional Discrete Heat Sources, International Journal of Heat and Mass Transfer, 33, 1521-1533.
- Mishra, D., Muralidhar, K. ve Ghoshdastidar, P., 1995. Computation of Flow and Heat Transfer Around a Vertical Discrete Protruding Heater Using an Operator-Splitting Algorithm, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 28, 103-119.
- Mohamed, M., 2006. Air Cooling Characteristics of a Uniform Square Modules Array for Electronic Device Heat Sink, Applied Thermal Engineering, 26, 486-493.
- Morega, A. ve Bejan, A., 1994. Optimal Spacing of Parallel Boards with Discrete Heat Sources Cooled by Laminar Forced Convection", Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 25, 373-392.
- NEMI, 2002. Technology Roadmaps.
- Oosthuizen, P. H. ve Naylor, D., 1999. An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis, McGraw Hill, USA.
- Ortega, A. ve Ramanathan, S., 2003. On the Use of Point Source Solutions for Forced Air Cooling of Electronic Components—Part I: Thermal Wake Models for Rectangular Heat Sources, Journal of Electronic Packaging, 125, 226-234.
- Ortega, A. ve Ramanathan, S., 2003. On the Use of Point Source Solutions for Forced Air Cooling of Electronic Components—Part II: Conjugate Forced Convection From a Discrete Rectangular Source on a Thin Conducting Plate, Journal of Electronic Packaging, 125, 235-243.
- Premachandran, B. ve Balaji, C., 2004. Mixed Convection Heat Transfer from a Horizontal Channel with Protruding Heat Sources, Heat and Mass Transfer, 41, 510-518.
- 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.
- Premachandran, B. ve Balaji, C., 2011. Conjugate Mixed Convection with Surface Radiation from a Vertical Channel with Protruding Heat Sources, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 60, 171-196.
- 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. Çıkıntılı Ayrık Isıtıcılar Üzerindeki Laminar Konveksiyon ile Isı Transferinin İncelenmesi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 27, 4, 765-773.
- Rahman, M. M. ve Raghavan, J., 1999. Transient Response of Protruding Electronic Modules Exposed to Horizontal Cross Flow", International Journal of Heat and Fluid Flow, 20, 48-59.
- Rao, C., Balaji, C. ve Venkateshan, S., 2001. Conjugate Mixed Convection with Surface Radiation from a Vertical Plate with a Discrete Heat Source, Journal of Heat Transfer, 123, 698-702.
- Rao, C. G., Balaji, C. ve Venkateshan, S., 2002. Effect of Surface Radiation on Conjugate Mixed Convection in a Vertical Channel with a Discrete Heat Source in Each Wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, 3331-3347.
- Rao, C., 2004. Buoyancy-Aided Mixed Convection with Conduction and Surface Radiation from a Vertical Electronic Board with a Traversable Discrete Heat Source, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 45, 935-956.
- Rao, G. ve Narasimham, G., 2007. Laminar Conjugate Mixed Convection in a Vertical Channel with Heat Generating Components, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 3561-3574.
- 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.
- Shaw, H. ve Chen, C., 1990. Laminar Mixed Convection in a Horizontal Channel with Protruded Heat Sources", Journal of the Chinese Institute of Engineers, 13, 2, 123-133.
- Sawant, S. ve Rao, G. C., 2008. Conjugate Mixed Convection with Surface Radiation from a Vertical Electronic Board with Multiple Discrete Heat Sources, Heat and Mass Transfer, 44, 1485-1495.
- Sudhakar, T., Balaji, C. ve Venkateshan, S., 2009. Optimal Configuration of Discrete Heat Sources in a Vertical Duct Under Conjugate Mixed Convection Using Artificial Neural Networks, International Journal of Thermal Sciences, 48, 881-890.
- Sudhakar, T., Balaji, C. ve Venkateshan, S., 2010. A Heuristic Approach to Optimal Arrangement of Multiple Heat Sources under Conjugate Natural Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 431-444.
- Sudhakar, T., Shori, A., Balaji, C. ve Venkateshan, S., 2010. Optimal Heat Distribution Among Discrete Protruding Heat Sources in a Vertical Duct: A Combined Numerical and Experimental Study, Journal of Heat Transfer, 132, 011401.

- Tang, L. ve Joshi, Y., 2005. A Multi-Grid Based Multi-Scale Thermal Analysis Approach for Combined Mixed Convection, Conduction, and Radiation Due to Discrete Heating, Journal of Heat Transfer, 127, 18-26.
- Tsay, Y., 1999. Transient Conjugated Mixed-Convective Heat Transfer in a Vertical Plate Channel with one Wall Heated Discretely, Heat and Mass Transfer, 35, 391-400.
- Tso, C., Xu, G. ve Tou, K., 1999. An Experimental Study on Forced Convection Heat Transfer from Flush-Mounted Discrete Heat Sources, Journal of Heat Transfer, 121, 326-332.
- Türkoğlu, H. ve Yücel, N., 1995. Mixed Convection in Vertical Channels with a Discrete Heat Source, Heat and Mass Transfer, 30, 159-166.
- URL-1 <http://computerhope.com/jargon/i/itx.htm>. 20 Kasım 2017.
- Wang, Q. ve Jaluria, Y., 2002. Instability and Heat Transfer in Mixed-Convection flow in a Horizontal Duct with Discrete Heat Sources, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 42, 445-463.
- Wang, Q. ve Jaluria, Y., 2004. Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer in a Horizontal Channel with Discrete Heating, Journal of Heat Transfer, 126, 642-647.
- 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.
- Xu, G., Tou, K. ve Tso, C., 1998. Numerical Modelling of Turbulent Heat Transfer From Discrete Heat Sources in a Liquid-Cooled Channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 1157-1166.
- Yan, W. ve Lin, T., 1987. Natural Convection Heat Transfer in Vertical Open Channel Flows with Discrete Heating, International Communications in Heat and Mass Transfer, 14, 187-200.
- Yang, W., Furukawa, T. ve Torii, S., 2008. Optimal Package Design of Stacks of Convection-Cooled Printed Circuit Boards Using Entropy Generation Minimization Method, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 4038-4046.
- Yang, W., Xue, S., He, Y. ve Li, W., 2017. Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of High Blockage Ribs Channel, Experimental Thermal and Fluid Science, 83, 248-259.
- Yeh, L.T., 1995. Review of heat transfer technologies in electronic equipment, Journal of Electronic Packaging, 17, 333-339.

- Young, T. ve Vafai, K., 1999. Experimental and Numerical Investigation of Forced Convective Characteristics of Arrays of Channel Mounted Obstacles, Journal of Heat Transfer, 121, 34-42.
- Yücel, C., Hasnaoui, M., Robillard, L. ve Bilgen, E., 1993. Mixed Convection Heat Transfer in Open Ended Inclined Channels with Discrete Isothermal Heating", Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 24, 109-126.
- Zeng, Y. ve Vafai, K., 2009. An Investigation of Convective Cooling of an Array of Channel-Mounted Obstacles, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 55, 967-982.



ÖZGEÇMİŞ

Buğra SARPER, 1988 yılında Konya'da doğdu. 2006 yılında Meram Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2006 yılında Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde başladığı lisans eğitimini 2010 yılında tamamladı. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başladığı yüksek lisans eğitimini 2013 yılında Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda tamamladı. Aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora eğitimine başladı. 2011 yılında Gümüşhane Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başlamış olup; halen görevine devam etmektedir. İngilizce bilmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.

Tezden üretilen ve SCI kapsamındaki dergilerde yayınlanan makaleler:

Sarper, B., Sağlam, M., Aydın, O., 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 and Mass Transfer, 54, 1069-1083.

Sarper, B., Sağlam, M., 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., 2018. Constructal Placement of Discrete Heat Sources with Different Lengths in Vertical Ducts Under Natural and Mixed Convection, Journal of Heat Transfer, 140, 12, 121401.