



TARSUS
ÜNİVERSİTESİ

T.C.

TARSUS ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANA BİLİM DALI

KANAL GEOMETRİSİNİN AYRIK ISI KAYNAKLARINDAN
KARMA TAŞINIM VE İŞINIMLA ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

EMRE BERKE AY

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TARSUS - 2024

T.C.
TARSUS ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ. ANA BİLİM DALI

KANAL GEOMETRİSİNİN AYRIK ISI KAYNAKLARINDAN KARMA
TAŞINIM VE IŞINIM İLE ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ

EMRE BERKE AY

Danışman: Doç. Dr. BUĞRA SARPER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TARSUS – 2024

Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürlüğüne;

Bu çalışma, jüri tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Doç. Dr. Buğra SARPER
(Danışman)

Üye: Doç. Dr. Salih Hakan YETGİN

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Ayşe Nur ALTUNKAYA

Yukarıdaki Jüri kararı Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/..../2024 tarih ve/.....sayılı kararıyla onaylanmıştır.

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim elemanlarına ait olduklarını onaylarım.
.../.../2024

Doç. Dr. Ayşe ERGİN ÜNAL
Enstitü Müdürü

NOT: Bu tezde kullanılan ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu'ndaki hükümlere tabidir.

ETİK BEYANI

Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde ve ortaya çıkan sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim. 21 / 11 / 2024

İMZA

Emre Berke Ay

ÖZET

KANAL GEOMETRİSİNİN AYRIK ISI KAYNAKLARINDAN KARMA TAŞINIM VE IŞINIM İLE ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

EMRE BERKE AY

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Buğra SARPER

Temmuz 2024, 106 sayfa

Bu çalışma kapsamında, merkezine 5 adet ayrıık ısı kaynağı yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli yatay bir kanal içerisinde taşınım ve ışınlımla ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın amacı en iyi işletme ve geometri parametrelerinin belirlenmesidir. Bu amaçla 0,1 ile 10 arasında değişen 3 farklı Richardson sayısı ve 16 farklı geometri için çalışmalar yürütülmüştür. Yürütölen sayısal çalışmalar ANSYS Fluent 2021 R2 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yürütölen çalışmalarda farklı konfigürasyonların sıcaklık ve hız alanlarına, toplam Nusselt sayısına, taşınım Nusselt sayısına ve ışınlım Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Çalışmalar sonucunda, Richardson sayısı azaldıkça ısı kaynaklarında üzerinde soğutma performansının arttığı, yüksek akış hızlarında kanalın alt duvarındaki açi değişimlerinin ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Yatay duvar açılarının ısı transferi karakteristikleri üzerinde önemli etkiler yarattığı görölmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dikdörtgen kesitli kanal, yatay duvar açıları, karma taşınım, elektronik soğutma, Richardson sayısı

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF CHANNEL GEOMETRY ON MIXED CONVECTION AND RADIATION HEAT TRANSFER FROM DISCRETE HEAT SOURCES

EMRE BERKE AY

Master Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Buğra SARPER

July 2024, 106 pages

In this study, convective and radiative heat transfer within a horizontal rectangular channel with five discrete heat sources placed at its center is numerically investigated. The aim of the study is to determine the optimal operating and geometric parameters. For this purpose, studies were conducted for three different Richardson numbers ranging from 0.1 to 10 and for 16 different geometries. The numerical studies were carried out using the ANSYS Fluent 2021 R2 software. In the studies conducted, the effects of different configurations on temperature and velocity fields, total Nusselt number, convective Nusselt number, and radiative Nusselt number were examined. As a result of the studies, it was observed that as the Richardson number decreases, the cooling performance on heat sources increases, and at high flow rates, the angle variations on the lower wall of the channel increase the heat transfer. It was observed that the angles of the horizontal walls have significant effects on the heat transfer characteristics.

Keywords: Rectangular channel, horizontal wall angles, mixed convection, electronic cooling, Richardson number

ÖNSÖZ

Hayatın pek çok alanında kullanılan elektronik cihazların gelişmesiyle daha yüksek performanslı ve daha küçük boyutlu cihazlar hayatımızda yer almaktadır. Elektronik bileşenlerin çalışma güvenilirliğini tehdit eden veya ömrünün daha kısa sürmesine sebep olan en büyük problemlerden biri de ısıdır. Bu durum elektronik bileşenlerde ısı yönetimi zorunlu kılmaktadır.

Bu yüksek lisans tezinin kapsamında kanal içine yerleştirilen 5 adet ısı kaynağının, kanalın yatay duvarlarının farklı açılarını içeren konfigürasyonların farklı akış rejimlerinde akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkilerini incelemek ve en iyi konfigürasyonu belirlemek için sayısal çalışmalar yürütülmüştür.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bilgi ve birikimini esirgemeyen, tecrübeleriyle beni yönlendiren danışman hocam Doç. Dr. Buğra SARPER'e, mesleğe ilk adım attığımdan bu yana beni destekleyen kıymetli yöneticim Murat MARDİN'e ve M.F.K. Makina Freze Kalıp Ltd. Şti'ye teşekkür ederim.

Bu çalışmayı hayatımın her anında yanımda olan, benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen biricik aileme ithaf ediyorum.

Emre Berke AY

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	iv
KISALTMALAR	vii
TABLolar LİSTESİ	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
GİRİŞ	1
Tezin Amacı ve Kapsamı	6

BÖLÜM I

KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
1.1. Literatür Özeti	7

BÖLÜM II

MATERYEL VE METOT	17
2.1. Çalışma Alanı	17
2.2. Sayısal Yöntem	18
2.3. Matematiksel Model	18
2.4. Temel Denklemler	18
2.5. S2S (Surface to Surface) Model Eşitliği	19
2.6. Sınır Koşulları	20
2.7. Verilerin İşlenmesi	21
2.8. Ağ Yapısı	22

BÖLÜM III

BULGULAR VE TARTIŞMALAR	25
3.1. Alt ve Üst Duvarın Paralel Olduğu Kanal Geometrisi	25
3.1.1. Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	27
3.1.2. Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	30
3.1.3. Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	33
3.1.4. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	36
3.1.5. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	39
3.1.6. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	42
3.1.7. Alt Duvarın ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi	45

3.1.8. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	49
3.1.9. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	52
3.1.10. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	56
3.1.11. Alt Duvarın ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	59
3.1.12. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	62
3.1.13. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	66
3.1.14. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	69
3.1.15. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi.....	72
3.2. Richardson Sayısının Toplam Isı Transferine Etkisi	76
3.2.1. Duvarların Düz ve Tek Taraflı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi.....	76
3.2.2. Üst Duvarın 44:1 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi	78
3.2.3. Üst Duvarın 44:2 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi	80
3.2.4. Üst Duvarın 44:3 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi	82
3.3.1. Duvarların Düz ve Tek Taraflı Açılarında Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi.....	84
3.3.2. Üst Duvarın 44:1 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi.....	87
3.3.3. Üst Duvarın 44:2 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi.....	88
3.3.4. Üst Duvarın 44:3 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi.....	90
3.4. Richardson Sayısının Işınım İle Isı Transferine Etkisi	92
3.4.1 Duvarların Düz ve Tek Taraflı Açılarında Richardson Sayısının Işınım İle Nusselt Sayısına Etkisi.....	92
3.4.2. Üst Duvarın 44:1 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Işınım Nusselt Sayısına Etkisi	94
3.4.3. Üst Duvarın 44:2 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Işınım Nusselt Sayısına Etkisi	95

SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	98
KAYNAKÇA	99
ÖZGEÇMİŞ	106



KISALTMALAR

a: İlk ısı kaynağının dikey duvar ile arasındaki mesafe [m]

b: İlk ısı kaynağının yatay duvar ile arasındaki mesafe [m]

c: Isı kaynakları arasındaki mesafe [m]

Gr: Grashof sayısı

g: Yerçekimi ivmesi [m/s^2]

H: Kanalın dikey uzunluğu [m]

h: ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]

h_i : Kanal giriş yüksekliği [m]

h_o : Kanal çıkış yüksekliği [m]

k: ısı iletim katsayısı [W/mK]

L: Kanalın yatay uzunluğu [m]

Nu: Nusselt sayısı

Nu_{ort} : Ortalama Nusselt sayısı

Ri: Richardson sayısı

T_0 : Havanın kanala giriş sıcaklığı [$^{\circ}K$]

T_s : Isıtıcının yüzey sıcaklığı [$^{\circ}K$]

W: Isıtıcının kenar uzunluğu [m]

ε : Yüzeyin ışıyım yayma katsayısı

ν : Akışkanın kinematik viskozitesi [m/s^2]

μ : Akışkanın dinamik viskozitesi [kg/ms]

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 1. Termofiziksel özellikler.....	21
Tablo 2 Ağ bağımsızlık çalışması.....	23



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. Taşınım rejimleri	1
Şekil 2. Isı transfer mekanizmaları	2
Şekil 3. Elektronik bileşenlerde meydana gelen arızaların oranları	3
Şekil 4. Elektronik sistemlerin soğutulması	4
Şekil 5. Aktif ve pasif soğutma yöntemleri	5
Şekil 6. Test bölgesinin şematik gösterimi	17
Şekil 7. Hesaplamalarda kullanılan ağ yapısı	24
Şekil 8. Farklı Richardson sayısı için alt ve üst duvarın paralel olduğu hız konturları ..	26
Şekil 9. Farklı Richardson sayısı için alt ve üst duvarın paralel olduğu sıcaklık konturları.....	27
Şekil 10. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 olduğu hız konturları.....	29
Şekil 11. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları	30
Şekil 12. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları.....	32
Şekil 13. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları	33
Şekil 14. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları.....	35
Şekil 15. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları	36
Şekil 16. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları.....	38
Şekil 17. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları	39
Şekil 18. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları.....	41
Şekil 19. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları	42
Şekil 20. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları.....	44
Şekil 21. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları	45
Şekil 22. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ve üst duvarın ilk konumlarına göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları.....	47
Şekil 23. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ve üst duvarın ilk konumlarına göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları	48
Şekil 24. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları.....	51
Şekil 25. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları ..	52
Şekil 26. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları	54

Şekil 27. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları	55
Şekil 28. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları.....	58
Şekil 29. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları ..	59
Şekil 30. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları.....	61
Şekil 31. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları ..	62
Şekil 32. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları	64
Şekil 33. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları	65
Şekil 34. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları.....	68
Şekil 35. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları ..	69
Şekil 36. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları.....	71
Şekil 37. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları ..	72
Şekil 38. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları	74
Şekil 39. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları	75
Şekil 40. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Duvarların birbirine göre dik olduğu konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için d) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için e) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için f) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için g) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için	78
Şekil 41. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	80
Şekil 42. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	82

Şekil 43. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	84
Şekil 44. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Duvarların birbirine göre dik olduğu konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için d) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için e) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için f) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için g) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için	86
Şekil 45. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	88
Şekil 46. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	90
Şekil 47. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	91
Şekil 48. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışıınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Duvarların birbirine göre dik olduğu konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için d) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için e) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için f) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için g) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için	93
Şekil 49. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışıınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....	94
Şekil 50. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışıınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında	

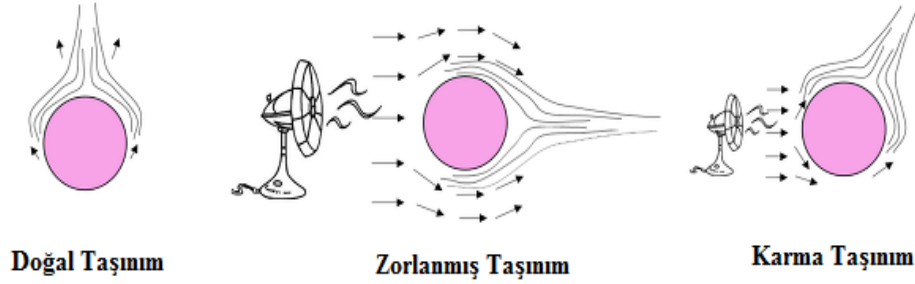
düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için.....96

Şekil 51. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışı nım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için97



GİRİŞ

Taşınım ile ısı transferi iki temel hareket çevresinde incelenir, bu hareketler doğal taşınım ve zorlanmış taşınım olarak adlandırılır. Taşınım ile ısı transferi incelenirken bu iki temel hareketten hangisi akış üzerinde daha baskınsa ona göre isimlendirilir. Akışkan bir noktadan diğerine kendiliğinden hareket edebiliyorsa burada doğal taşınım baskındır. Akışkan bir kuvvetin etkisiyle hareketini gerçekleştiriyorsa burada zorlanmış taşınım baskındır. Zorlanmış taşınımın baskın olduğu herhangi bir durumda doğal taşınımın etkisi de gözlemlenebilmektedir. Taşınım problemleri incelenirken her iki mekanizmanın da etkisinin gözlemlendiği durumlar karma taşınım olarak adlandırılır (KOY KOY,2020:1). Richardson sayısı ($Ri=Gr/Re^2$) ile zorlanmış taşınım, doğal taşınım ve karma taşınım rejimlerinin hangisinin daha baskın olduğunu belirlenmektedir. Zorlanmış taşınım $Ri<0.1$ olduğunda, doğal taşınım ise $Ri>10$ baskındır. $Ri\approx 1$ olduğu durumlarda ise kaldırma kuvvetleri viskoz kuvvetler ile dengede olup, $0.1<Ri<10$ aralığında ise doğal taşınım ve zorlanmış taşınım birbirlerine baskın olmadığı yani her iki ısı transfer mekanizmasının birlikte dikkate alındığı karma taşınım söz konusudur (Bejan,2013;200-203). Şekil 1. 'de kullanılan akışkanın yüzeye göre daha soğuk olduğu bir silindirde oluşan akış alanları, farklı taşınım hareketleri için görülmektedir.

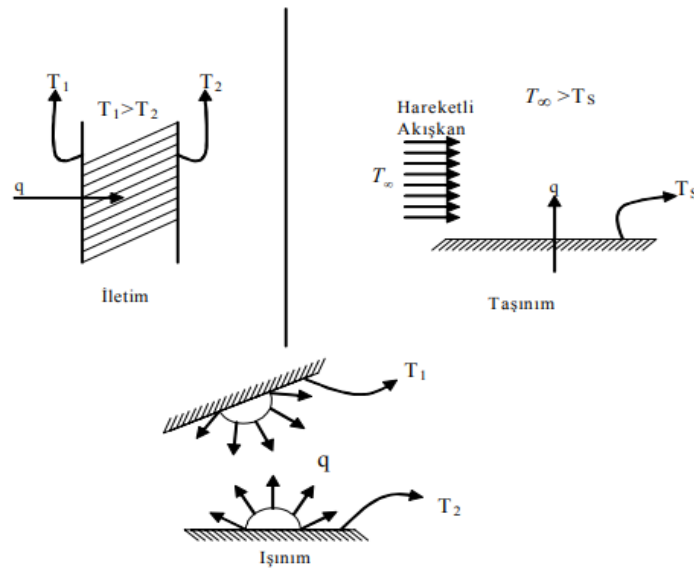


Şekil 1. Taşınım rejimleri

Kaynak: Pırasacı,2009:7

Isı transferi üç farklı mekanizma etrafında oluşur. Bu transfer mekanizmaları; taşınım (konveksiyon), ısınım (radyasyon) ve iletim (kondüksiyon) olarak sıralanabilir. Şekil 2.'de ısı transfer mekanizmaları gösterilmiştir. Taşınım ile ısı transferi ve iletimle ısı transferi mekanizmaları enerjinin içinden transfer edileceği herhangi bir ortama

ihtiyaç duymaktadırlar. Fakat enerji hiçbir maddenin olmadığı bir ortamdan geçerek de transfer edilebilir. Bu transfer mekanizmasına elektromanyetik ışıınım (radyasyon) adı verilir. Işınım da enerji elektromanyetik dalgalar vasıtasıyla veya fotonlarla taşınır. Elektromanyetik ışıınım olayı, gama ışıınları, X ışıınları, radyo dalgaları, görülebilen ışıık spektrumu gibi yaygınlıkla bilinen dalga boyu aralıklarında olduğu, geniş bir çeşitliliğe sahiptir. Işınım olayı ışıığın vakum ortamındaki hızı ile gerçekleşir. Sıcaklığın mutlak sıfırdan yüksek bir sonlu sıcaklık değeri ne sahip olan bütün maddeler ortamdan bağımsız olarak ışııma yolu ile enerji yayarlar. Net ısı transferi ise sıcaklığı yüksek bölgeden sıcaklığı düşük olan bölgeye doğru gerçekleşir. Bundan dolayı ortamda bulunan izafi olarak düşük sıcaklıklı cisim gerçekleştirdiğı ışıımadan daha çok enerji yutar. Maksimum yayınım değeri ne sahip yüzey ideal ışııyıcı veya siyah cisim olarak adlandırılır. Yüzeyin ışıınım yayma kabiliyeti olan yayınım oranı (emisivite-emissivity) olarak adlandırılır ve “ ϵ ” ile gösterilir. Yayınım oranı $0 \leq \epsilon \leq 1$ değeri ne aralığındadır ve yüzeyin siyah cisme oranla enerji yayma kabiliyetini göstermektedir. Siyah cisim için yayınım oranı $\epsilon=1$ ’dir. Yayınım oranı büyük oranda yüzeyin yapısına bağıdır (Kaynaklı,2009;11-12).

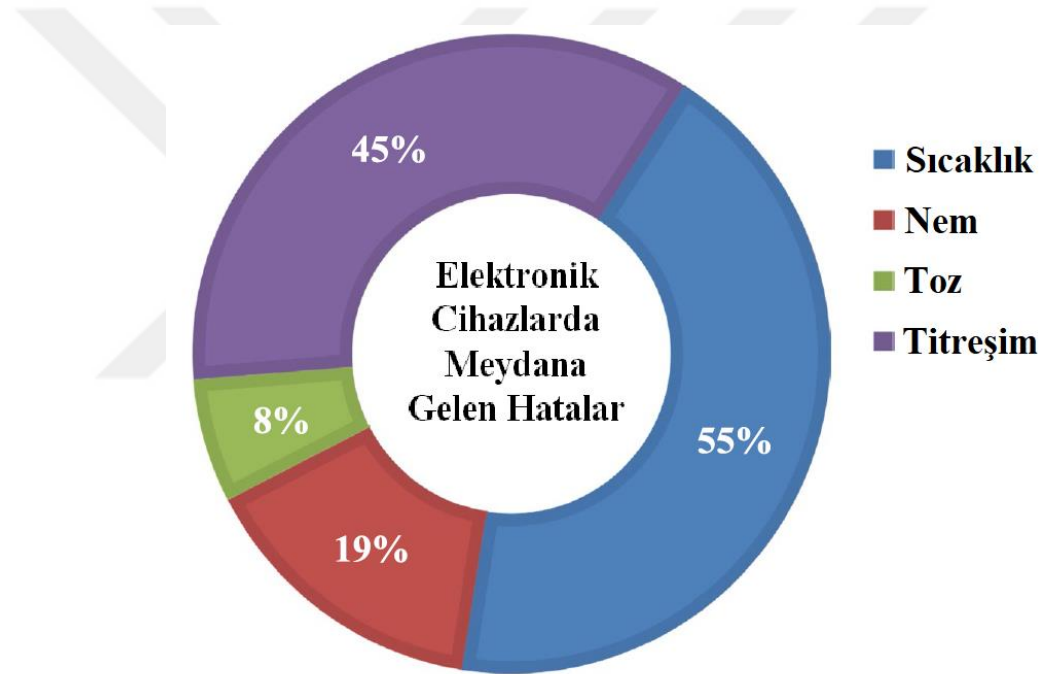


Şekil 2. Isı transfer mekanizmaları

Kaynak: Yeşilata,2007:2

Isı transferi elektronik bileşenlerin soğutulmasından iklimlendirme sistemlerine, ortam ısıtmasından ısı değıştiricilere kadar pek çok mühendislik uygulamalarında tercih

edilmektedir. Pek çok endüstriyel uygulamada elektronik bileşenlerin aşırı ısınması kullanıldığı cihazların verimliliğinin ve güvenilirliğinin azalmasına, birtakım hatalara ve bakım isterlerine sebep olmaktadır (Gavgalı,2021). Elektronik cihazların performansı ve ömrü, çevresel koşullar ve kullanıcı davranışları tarafından etkilenmektedir. Bu koşullar arasında, sıcaklık, toz, nem, titreşim, şok ve elektromanyetik alan gibi fiziksel etkenler önemli bir rol oynamaktadır. Bu etkenler, elektronik cihazlarda kısa devre, yüzey direnci, elektromanyetik girişim, mekanik hasar ve termomekanik gerilme gibi sorunlara yol açmaktadır. Bu sorunlar, cihazların çalışma hataları ve arızalarını artırmakta, performansını düşürmekte ve ömrünü kısaltmaktadır. Şekil 3.'de elektronik cihazlarda meydana gelen arızaların oranları verilmiştir. Şekil 3.'de bakıldığında mevcut hataların büyük bir kısmının sıcaklık kaynaklı olduğu görülmektedir.

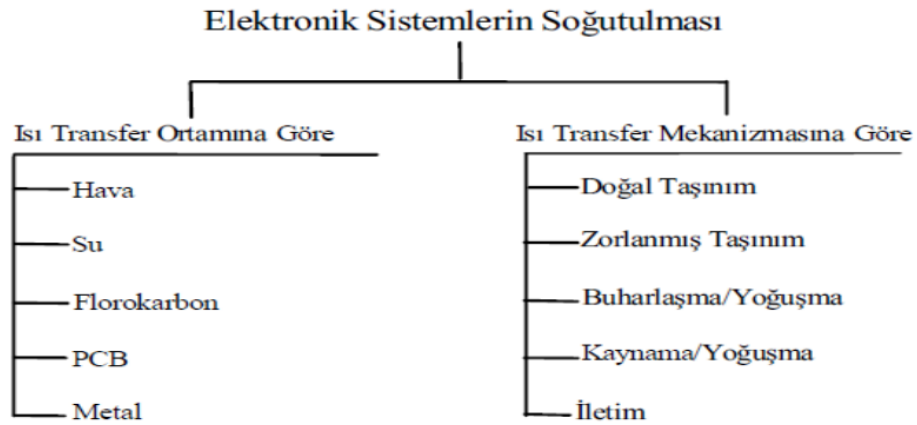


Şekil 3. Elektronik bileşenlerde meydana gelen arızaların oranları

Kaynak: Dhumal vd.,2023:4

Artan ısı akımına ilave olarak, birden çok bileşenin entegrasyonu sebebi ile güç dağıtımı da artmakta ve bu da yüksek mikro elektronik, yarı iletken teknolojileri, çiplerin boyutlarının küçültülmesi, transistör yoğunluğunun arttırılması, devre hızlarının yükseltilmesi ve daha yüksek çip performansı için klasik Moore yasasının (Moore,1998:82-84) hala geçerliliğini korumasını sağlamaktadır. Elektronik cihazların

performansı ve ömrü, çevresel koşullar ve kullanıcı davranışları tarafından etkilenmektedir. Bu koşullar arasında, sıcaklık, toz, nem, titreşim, şok ve elektromanyetik alan gibi fiziksel etkenler önemli bir rol oynamaktadır. Bundan kaynaklı oluşabilecek sorunlar, cihazların çalışma hataları ve arızalarını artırmakta, performansını düşürmekte ve ömrünü kısaltmaktadır. Elektronik cihazlarda sıcaklık kontrolü, arızaları önlemek ve performansı artırmak için hayati bir önem taşımaktadır (Sarper,2018:2-3, Birinci,2019:3-4). İşletim sıcaklık değerinin belirlenen limitleri aşması sistemsel hataların meydana gelmesine ve performansta azalma yaşanmasına sebep olabilir (Gürses,2022). Elektronik bileşenlerin ısı olarak kontrol altına alınmak istenmesinin asıl hedefi, bileşenlerin sıcaklık değerlerinin istenilen sınırlar içinde tutulmasını sağlamaktır. Elektronik bileşenlerin soğutulması için kullanılan akışkanlar ve metotlar, sistemin özelliklerine ve gereksinimlerine göre seçilmektedir (Albayrak, 2023:4-5). Soğutma metotları, ısı transferinin temel mekanizmaları olan iletim, taşınım ve ışıma dayalı olarak veya bu mekanizmaların bir arada kullanıldığı karma metotlar olarak sınıflandırılabilir. Soğutma metotları arasında mikro kanallar, sprey soğutma, ince film buharlaşması, ısı boruları, termoelektrik jeneratörler, faz değiştiren malzemeler, çarpan jetler, doğal taşınım, yoğuşma, kaynama ve buharlaşma sayılabilir (Murshed ve Castro,2017:822-830). Şekil 4.'de genel olarak uygulanan soğutma teknikleri ısı transfer ortamı ve ısı transfer mekanizmasına göre sıralanmaktadır.

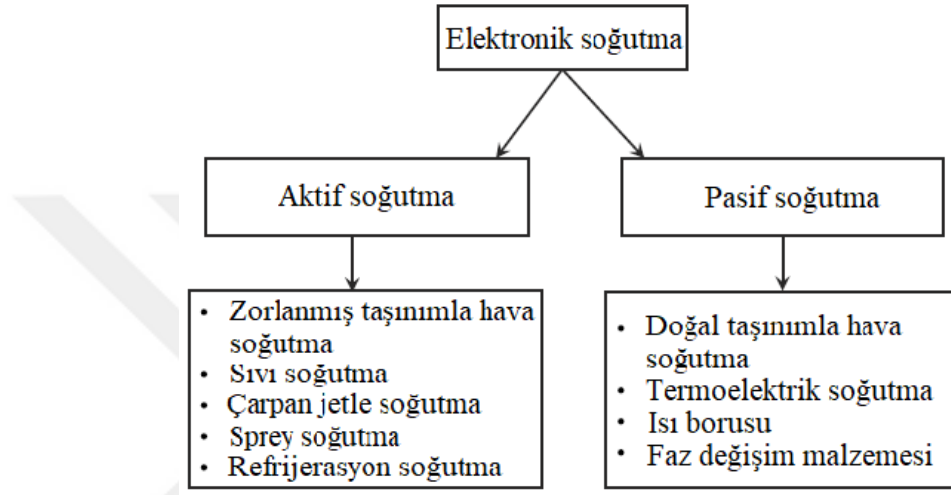


Şekil 4. Elektronik sistemlerin soğutulması

Kaynak: Ethemoğlu,2004:19

İşlemcilerin aşırı ısınmasını önlemek ve sıcaklığı uygun seviyede tutmak için çeşitli soğutma teknikleri geliştirilmiştir. Soğutma teknikleri, mekanik ekipmanların

kullanımına bağılı olarak aktif veya pasif olarak sınıflandırılabilir. Aktif soğutma teknikleri, soğutma işlemi için harici bir güç kaynağı gerektirir ve yüksek soğutma kapasitesi sağlar. Pasif soğutma teknikleri, harici bir güç kaynağı gerektirmez ve mekanik hareketli parçalar içermez. Aktif ve pasif soğutma tekniklerinin avantajları ve dezavantajları, uygulama alanlarına ve tasarım kısıtlamalarına göre değerlendirilmelidir (Górecki ve Posobkiewicz,2022:3-4). Şekil 5.'de aktif ve pasif soğutma teknikleri görülmektedir.



Şekil 5. Aktif ve pasif soğutma yöntemleri

Kaynak: Dhumal vd.,2023:9

Tezin Amacı ve Kapsamı

Teknolojide yaşanan hızlı gelişmelerle birlikte cihazların işlem yoğunluğu ve güç ihtiyaçları artarken cihaz ebatları giderek küçülmektedir. Bundan kaynaklı olarak her bileşenin açığa çıkardığı ısı miktarında ciddi bir artış olmaktadır. Cihazların güvenli çalışma sıcaklığı aralığında tutulması ve muhtemel arızaların önlenmesi için termal yönetim de zorunlu hale gelmektedir.

Tez kapsamında yapılan sayısal çalışmada, merkezde eşit aralıklarla konumlandırılan sabit yüzey sıcaklığına sahip ayrık ısı kaynaklarından, taşınım ve ışınlama ile olan ısı transferi doğal, karma ve zorlanmış taşınım rejimlerinde ayrı ayrı ele alınmıştır. Çalışma kapsamında Richardson sayısı, yüzey yayıcılığı, test bölgesinin yatay yüzeylerinin eğiminin yerel ve ortalama ısı transfer karakteristiklerine etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

BÖLÜM I

KAYNAK ARAŞTIRMASI

1.1. Literatür Özeti

Tez kapsamında yapılan çalışmada, merkezde sabit yüzey sıcaklığına sahip ayrık ısı kaynakları bulunan dikdörtgen kesitli bir kanalda taşınım ve ışınlama olan ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Literatürde mevcut olan çalışmalar, farklı ısı transfer mekanizmalarını (ışınım, taşınım, iletim) inceleyen pek çok çalışma mevcuttur. Yapılmış olan çalışmalarda farklı akışkan türlerinin ısı transferi üzerine etkilerini zorlanmış taşınım, doğal taşınım ve karma taşınım türlerinde incelemiştir. Yine ısı kaynaklarının merkezde olduğu ya da dikdörtgen kesitli kanallarda ısı transferini incelemiş olan çalışmalar bulunmaktadır. Literatürde yatay yüzeylerin eğimini ve kanal geometrisinin ayrık ısı kaynaklarından akışkana olan ısı transferine olan etkilerini inceleyen çalışmalar sınırlı sayıda olduğu gözlemlenmiştir. Mevcut problemle ilgili olan çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Raji ve Hasnaoui, Yan duvarında düzgün bir akış olan dikdörtgen kesitli havalandırılmış bir kanalda giriş jet formunun ve çıkış konumunun laminar karma taşınım ile ısı transferi ve akışkanın akışı üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Her iki çıkış konumu içinde kritik Reynolds sayılarını belirlemiştir ve çıkış konumunun giriş konumuyla aynı hizada olduğu konfigürasyonun ortalama sıcaklık değerini artırdığını gözlemiştir. (Raji ve Hasnaoui,1998:533-548).

Liu vd., dikeyde yalıtılmış dikdörtgen bir mahfazada alt tabaka üzerine yerleştirilen 5 ayrı ısı kaynağı için optimum ısıtıcı aralıklarını hesaplamışlardır. Termal performans açısından ve mevcut sınır koşullarında, eşit aralıklı geleneksel düzenlemenin en iyi seçenek olmadığını ve sıcaklık dağılımının büyük ölçülerde aralık düzenlemesine bağlı olduğunu belirtmişlerdir (Liu vd.,1999:310-317).

Özsunar vd., Alt yüzeyinde tekdüze ısı akısı sınır koşulu bulunan eğik ve yatay dikdörtgen biçimli kanallarda karışık taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Eğim açısının artmasıyla beraber kararsızlık başlamadan önce ısı transferi değerinde artış olduğu ve ikincil akışta gecikme gözlemlenmiştir (Özsunar vd.,2001:985-994).

Raji ve Hasnaoui, havalandırılmış dikdörtgen kesitli bir kanalda karma taşınım ve ışınlama ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Işınlamanın daha düşük Reynolds sayısı değerleri için boşluk boyunca aktarılan ısıya katkıda bulunduğu ve bu katkının Reynolds sayısı arttıkça azaldığını ancak yüksek Reynolds sayıları için bile makul seviyede olduğunu belirtmişlerdir (Raji ve Hasnoui,2001:922-948).

Özsunar vd., Alt yüzeyinde uniform ısı akısı sınır koşulu bulunan eğik ve yatay dikdörtgen biçimli kanallarda karışık taşınım ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada yerel Nusselt sayılarının dağılımlarını elde ederek yüzey ısı akısı, kanal eğimi ve Reynolds sayısının kararsızlığın başlangıcına olan etkisi araştırmışlardır. Artan Grashof sayısının ve en boy oranının artması kararsızlığın başlangıcı için yukarı doğru hareket ettiğini gözlemlemişlerdir. Diğer yandan Reynolds sayısının ve eğim açısının yükselmesi kararsızlığın başlangıcını geciktirdiğini gözlemlemişlerdir (Özsunar vd.,2002:271-278).

Singh ve Sharif, diferansiyel olarak ısıtılan ve soğutulan yan duvarları olan iki boyutlu olarak ele alınan dikdörtgen kesitli bir boşlukta karma taşınım ısı transferinde giriş ve çıkış konumunun ısı transferi üzerindeki etkilerini inceleyen sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Akışın soğuk duvardan sıcak duvara doğru olduğu durumda daha iyi soğutma sağlandığı ayrıca giriş konumunun tabana yaklaştığı ve çıkış konumunun üste yaklaştığı konfigürasyonun daha iyi soğutma performansı gösterdiğini gözlemlemişlerdir (Singh ve Sharif,2003:233-253).

Başkaya vd., Ayrık ısı kaynaklarına sahip alt ve üst yüzeyinden düzgün ısı akısına maruz bırakılan dikdörtgen biçimli bir kanalda hava kullanarak karma taşınım ısı transferi için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sıra ortalamalı Nusselt sayıları, sıra numarası ile birlikte önce azalmakta, daha sonra ikincil akışın etkisi ile artan kaldırma kuvveti ve kararsızlığın başlaması sebebiyle ısı transferinin, çıkışa doğru bir artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir. (Başkaya vd.,2005:1244-1252).

Bahlaoui vd., tabanına ayrık ısı kaynakları yerleştirilmiş, üst duvarı soğutulan ve diğer duvarları yalıtılmış, yataya göre eğimli dikdörtgen bir boşlukta doğal taşınım ile termal ışınlama arasındaki bağlantıyı sayısal olarak incelemişlerdir. Tüm eğim açılarında emisivitenin artışı ortalama ısı transferini artırmaktadır ve emisivite arttıkça taşınım ısı transferinde azalma meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Işınlamanın doğal taşınımın

etkisini azaltırken ısı transferini artırdığını belirtmişlerdir. (Bahlaoui vd.,2006:431-450).

Sharma, vd., iki boyutlu, eğimli, diferansiyel olarak ısıtılan kare bir mahfazada türbülanslı doğal taşınım ve yüzey ısıl ışıının etkileşiminin sayısal bir incelemesi yapmışlardır. Türbülanslı doğal taşınım için, eğim açısı arttıkça akış fonksiyonunun maksimum değerinin doğrusal olarak azaldığını gözlemlemişlerdir. Işınım Nusselt sayısı, emisyonun artmasıyla doğrusal olarak artar. Emisivitenin 0,9 değeri için yüzey ışıınımdan dolayı ısı transferindeki artışın %152 olduğunu hesaplamışlardır (Sharma, vd.,2008:1153-1170).

Rahman vd., Isıyı ileten kare silindirin bulundu kare biçiminde bir boşlukta iletken silindir konumlarının ısı transferi üzerindeki etkilerini laminar karışık taşınım için sayısal olarak incelemişlerdir. İletken silindir boşluk merkezinin dikey düzlemi boyunca üst duvara yakın olarak yerleştirildiğinde zorlanmış taşınımın hakim olduğu alanda ve silindir boşluk merkezinin yatay düzlemi boyunca sol duvara doğru hareket ettiğinde serbest taşınımın hakim olduğu alanda ortalama Nusselt sayısının en yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir (Rahman vd.,2008:78-85).

Bessaïh ve Hamouche, her iki ucu da açık yatay bir kanalda yer alan çıkıntılı iki adet ayırık ısı kaynağının, hava kullanarak karma taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. İlk bileşenin ortalama Nusselt sayısının her durumda ikinci bileşenden daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca ayrılma mesafesi ve Reynolds sayısı arttıkça, kanaldaki elektronik bileşenlerin soğumasının önemli ölçüde arttığını gözlemlenmiştir. (Bessaïh ve Hamouche,2009:841-849)

Paroncini ve Corvaro, tabanın merkezine yerleştirilmiş farklı yükseklikte ısı kaynağının yan duvarları soğutulan ve diğer duvarları yalıtılmış kare bir boşlukta doğal taşınım ısı transferi üzerine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Isı kaynağının en yüksek olduğu konumda oluşan girdaplardan dolayı ısı transferinin en az seviyede olduğu ve ısı kaynağının tanımlanan en orta değer için en iyi ısı transferini sağladığını belirtmişlerdir. (Paroncini ve Corvaro,2009:1683-1695)

Raji vd., Bölünmüş olan yatay havalandırılmalı bir boşlukta karma taşınım ve yüzey ışıını sayısal olarak incelemişlerdir. Işınımın etkisinin giriş bölgesindeki soğuk olan bölgenin alanını azalttığını ve boşluk içindeki sıcaklık değerinin daha iyi homojenleşmesine yol açtığını gözlemlemişlerdir. (Raji vd.,2009:626-635).

Rahman vd., boşluğun merkezine konumlandırılan ısıtılmış içi boş bir silindirin kare bir boşlukta silindir çapının ve katı akışkan ısıl iletkenlik oranının karma taşınım ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Silindir çapının maksimum değeri için maksimum ortalama Nusselt sayısı değerini elde etmişlerdir. Isıl iletkenlik oranı Richardson sayısı yükseldikçe izotermeler üzerinde etkisi artmakta olduğunu gözlemlemişlerdir (Rahman vd.,2010:1326-1334).

Bessaïh ve Botina, yatay dikdörtgen bir kanala sabitlenmiş elektronik bileşenleri temsil eden iki özdeş ısı kaynağının laminar karma taşınımında hava ile soğutulmasında kanal açısı ve ısı kaynaklarının boyutlarının ısı transferi üzerine etkileri sayısal olarak incelemişlerdir. 45 dere açıda maksimum ısı transferi hızının elde edildiğini ve Reynolds sayısının ve ayırma mesafesinin artmasının elektronik bileşenlerin soğutulmasını artırabileceğini gözlemlemişlerdir (Bessaïh ve Botina,2011:2052-2062).

Chamkha vd., sol dikey duvarı sabit bir sıcaklıkta tutulan içi hava ile doldurulan havalandırılmalı kare boşluğun merkezine yerleştirilmiş kare biçimli katı silindir üzerinden iki boyutlu karma taşınım altında katı kare silindirin, çıkış konumlarının ve konumların en-boy oranlarının akış ve termal alanlar üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Kare katı silindirin konumunun ve en-boy oranının, akış çizgisi ve konturlar üzerinde önemli etkileri olduğunu, çıkışın kare boşluğun sağ dikey duvarının üstünde olduğu zaman en iyi ısı transferinin gerçekleştiğini ve ısıtılan yüzeyde ortalama Nusselt sayısının Reynolds ve Richardson ile arttığını gözlemlemişlerdir. (Chamkha vd.,2011:58-79)

Hussain ve Abd-Amer, yan duvarı ısıtılmış, ısı ileten dairesel bir silindire sahip içi havayla dolu sinüzoidal oluklu bir boşluktaki silindir çapı, silindir konumu, Reynolds ve Richardson sayılarının ısı transferine etkilerini karma taşınımında sayısal olarak incelemişlerdir. Dairesel silindirin çapı arttıkça içi oluklu boşluğun sıcaklığının azaldığını, dairesel silindirin sol duvarın yakınına yerleştirildiğinde daha yüksek ısı transferi gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. (Hussain ve Abd-Amer,2011:433-447).

Muñoz vd., giriş ve çıkış açıklığı bulunan kare bir boşlukta karma taşınım yoluyla ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Duvardaki Nusselt sayısı, Rayleigh ve Reynolds sayılarıyla doğru orantılı olarak arttığı ve giriş hızının arttığında boşluğun üst kısmında bir termal katman oluştuğunu gözlemlemişlerdir (Muñoz vd.,2011:91-99).

Hotta vd., bir alt yüzeye yerleştirilmiş çıkıntılı ayırık ısı kaynakları üzerindeki doğal taşınım ile ısı transferinde yüzey ışıının ve ısıtıcı konfigürasyonunun ısı transferi üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Işıın ile ısı transferinin elektronik bileşenlerin soğutulması konusunda etkin bir rol oynadığı ve en yüksek ısı transferinin gerçekleştiği bölgenin alt yüzeyin köşe tarafı olduğunu gözlemlemiştir. (Hotta vd.,2013:207-217).

Saravanan ve Sivaraj, Dikey duvarları soğutulan ve yatay duvarları adyabatik olan kare bir boşluğun merkezine yerleştirilmiş ince, izotermal bir levhanın yatay ve dikey konumunun, yüzey ışıını ve doğal taşınım ile ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Levhanın yatay konumunda ışıını ihmal edildiğinde levhanın üstünde kalan bölümde taşınımın baskın olduğu, ışıını hesaba katıldığında levhanın altında da taşınımın baskın olduğunu ancak levhanın varlığı alt ve üst bölgedeki akışkanın birbiriyle karışmasını engellediğini gözlemlemiştir. Levha dik konumdayken ise ışıını hesaba katılmadığında plakanın her iki yanında da boşluk boyunca dikey termal tabakalaşmayı gözlemlemiştir. (Saravanan ve Sivaraj,2013:54-64).

Minaei vd., Düşey duvarında iki havalandırma deliği ve karşı duvarında ayrı bir ısı kaynağı bulunan bir mahfazada karma taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayıları arttıkça maksimum ısı transferinin sağlandığını ve ısı kaynağı için optimum konumun düşey duvarın ortası olduğunu gözlemlemiştir (Minaei vd.,2014:63-73).

Hamimid ve Guellal, kare yapılı, diferansiyel olarak ısıtılan bir boşlukta doğal taşınım ve yüzey ışıının, sıcaklık ve hız profilleri üzerinde oluşturduğu etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Termal ışıının adyabatik yüzeylere yakın olan izotermi etkilediğini ayrıca ışıının boşluktaki akış hızını artırdığını gözlemlemiştir (Hamimid ve Guellal,2014:377-393).

Sheremet ve Martyushev, ısı ileten duvarlara ve sabit sıcaklıkta yerel bir ısı kaynağına sahip kapalı bir boşlukta, doğal taşınım ve yüzey ışıını sayısal olarak incelemiştir. Ortalama taşınım Nusselt sayısının, Rayleigh sayısını ve termal iletkenlik oranı ile arttığını ve yüzey emisyonu ve katı duvar kalınlığının boşluk aralığına oranı ile azaldığını gözlemlemiştir. (Sheremet ve Martyushev,2014:51-67).

Sharma, vd., oluklu bir kanalda, kanalın üst duvarının merkezine yerleştirilen adyabatik bir saptırma plakasının varlığının karma taşınımında ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Saptırma plakası kullanıldığında ısı transferinde artış olduğunu gözlemlenmişlerdir. (Sharma, vd.,2015:1097-1118).

Venkateshwarlu, vd., Giriş portu konumu sıcak olan sol duvarın farklı konumlarına, çıkış portu konumu ise soğuk olan sağ duvarın farklı konumlarına yerleştirilmiş, iki boyutlu diferansiyel olarak ısıtılan yan duvarları olan dikdörtgen kesitli bir kanalda karma taşınım ile ısı transferini farklı giriş çıkış konumları için sayısal olarak incelemişlerdir. Giriş konumunun sol sıcak duvarın ortasında ve çıkış konumunun sağ soğuk duvarın altında olduğu konumun daha etkili soğutma sağladığını gözlemlemişlerdir (Venkateshwarlu, vd.,2015:1-16).

Gupta vd., boşluğun merkezine yerleştirilmiş ısı ileten dairesel bir silindirin bulunduğu havalandırılan kare bir boşlukta farklı silindir çapları ve farklı konumdaki duvar sıcaklıkları için karma taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Dairesel silindir çapının artması ile ısıtılan duvardan boşluğa olan ısı aktarım hızı her iki durum için de düşük Richardson sayısı için arttığı ve yüksek Richardson sayısı için azaldığı gözlemlenmiştir (Gupta vd.,2015:52-74).

Ajmera ve Mathur, altta eşit ısı akısına sahip üç ayrı ısı kaynağı bulunan, duvarları yalıtılmış çok havalandırılmalı dikdörtgen bir mahfazada karma taşınım ısı transferini deneysel olarak incelenmiştir. Mahfaza girişine en yakın olan ısıtıcının tüm durumlar için en düşük yüzey sıcaklığına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. (Ajmera ve Mathur,2015:402-411).

Bouabdallah vd., iki farklı geometrik şekildeki ısı kaynağı bulunan havalandırılmalı bir mahfazada ısı kaynağı şeklinin ve boyutlarının akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini farklı taşınım türlerinde sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferi hızı ve akış yapısının ısı kaynağının boyutundan ve şeklinden önemli ölçüde etkilendiği ve dairesel ısı kaynağının dairesel formu için daha iyi soğutma sağlandığı gözlemlenmiştir. (Bouabdallah vd.,2016:446-454)

Nardini vd., dikey duvarlara yerleştirilmiş dört adet soğuk kaynak ve alt duvara yerleştirilmiş bir sıcak kaynak bulunan kare bir boşlukta sıcak kaynağın 3 farklı konumu için sıcak kaynağın doğal taşınım üzerindeki etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sıcak kaynağın merkezde olduğu konumun boşlukta oluşan ısıyı en iyi

şekilde uzaklaştırabilecek en hızlı hız alanını oluşturmak için sıcak kaynağın en iyi konum olduğunu gözlemlemişlerdir (Nardini vd.,2016:236-245).

Carozza, farklı en boy oranlarına sahip, sabit sıcaklıkta yan duvarları olan havalandırılan iki boyutlu bir boşlukta karma taşınım, farklı en boy oranları ve farklı yüzey sıcaklıkları için sayısal çalışmalar yürütmüştür. Daha düşük Reynolds sayıları için daha kısa bir boşluk uzunluğunun kullanılmasının daha iyi olduğu, buna karşın daha yüksek Reynolds sayıları için daha uzun boşluk uzunluğunun tercih edilmesi gerektiğini gözlemlemişlerdir (Carozza,2018:1-18).

Karataş ve Derbentli, bir duvarı soğutulan ve soğutulan duvarda yerel bir ısı kaynağı bulunan karşı duvarı inaktif ve diğer 4 duvarı adyabatik olarak kabul edilen farklı uzunluğa sahip altı adet kapalı, dikdörtgen kesitli kanalda doğal taşınım ve ışınlama ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Yatay doğrultuda sıcaklık gradyanının soğutulan duvarda inaktif duvara kıyasla daha yüksek olduğunu, en-boy oranı azaldığında ısı transferinde artış olduğunu gözlemlemişlerdir (Karataş ve Derbentli,2018:129-139).

Miroshnichenko vd., tabanın merkezine yerleştirilmiş yerel bir ısı kaynağına sahip dikey duvarları soğutulan ve yatay duvarları yalıtılmış kare bir boşlukta, ısıtıcının farklı konumları için yüzey ışınlamayı ve doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Yüzey ışınlamının hem ortalama Nusselt sayısında artışa neden olduğunu hem de iyi bir soğutma sağladığını gözlemlemişlerdir. Isıtıcının alt duvarda yer değiştirmesinin akış üzerindeki etkilerini göstermişlerdir (Miroshnichenko vd.,2018:1698-1715).

Sheremet ve Miroshnichenko, Yerel ısı kaynağına sahip eğik kare şekilli bir muhafazada termal yüzey ışınlamayı ve türbülanslı doğal taşınım ısı transferinde farklı eğim açılarının akışkanın akışı ve ısı transferi üzerine olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Boşluk eğim açısı büyüdükçe ışınlama ısı transferinin azaldığını ve en iyi değer olarak eğim açısının değişmesiyle ısı transferinde %51'lik bir iyileşme gözlemlemişlerdir. (Sheremet ve Miroshnichenko,2018:122-130).

Bahlaoui vd., alt yüzeyinde ısı akışı bulunan ve sol duvarı soğutulan bulunan çok havalandırılmalı dikdörtgen bir boşlukta çıkış açıklığının konumunu ve ısı ışınlam ve laminar karışık taşınım arasındaki etkileşimi sayısal olarak incelemişlerdir. Işınlamın etkisinin, karma taşınım rejiminin baskın olduğu durumda boşluğun daha çok

ısıtılmasına yol açtığını fakat zorlanmış taşınımın baskın olduğu rejimde, ışıınının soğutma işlemi üzerindeki etkisinin olumlu olduğunu ve boşluğun maksimum toplam ısı transferinin, çıkış açıklığının üst duvarın orta kısmına yerleştirildiğinde elde edildiğini gözlemlemişlerdir. (Bahlaoui vd.,2019:310-320).

Gangawane ve Gupta, dikey duvarlardan birinin hareket ettirildiği ve merkeze yerleştirilen ısıtmalı eliptik yapılu bir blok içeren dikdörtgen mahfazada, duvarın hareket yönünü ve eliptik silindirin hareket yönünün karma taşınım ısı transferi üzerine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Mahfaza duvarlarının pozitif yönde hareket etmesiyle ısı transfer hızının arttığı, eliptik bloğun dairesel bloktan daha iyi ısı transfer oranı gösterdiğini gözlemlemişlerdir. (Gangawane ve Gupta,2019:10-115).

Rajamohan vd., izotermal dikey duvarlara ve yalıtılmış yatay duvarlara sahip kare bir kanalda laminar hava akışıyla karma taşınım ve yüzey ışıınıyla ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Yüksek Reynolds sayıları için yerel ortalama taşınım Nusselt değerinin daha fazla, ışıınım Nusselt değerinin ise daha az olduğunu gözlemlemişlerdir (Rajamohan vd.,2019:298-307).

Sağlam vd., bir yan duvarına yerleştirilmiş ayrık ısı kaynakları ve diğer yan duvarına sabit sıcaklık tanımlanmış dikdörtgen kesitli bir boşlukta ısı kaynakları için ısı yayılım oranının kaldırma kuvvetinden kaynaklanan akış ve doğal taşınım ısı transferi üzerine etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Isı yayılım oranının artması ilk ısı kaynağı üzerindeki ısı transferini artırırken ikinci kaynağı üzerindeki ısı transferini azalttığını ve ısı yayılım oranı 0,5 olduğu zaman ortalama ısı transferinin en iyi olduğunu gözlemlemişlerdir. (Sağlam vd.,2019:1-12)

Hamici, vd., merkezine yerleştirilen ince bir ısıtıcıya sahip havalandırılmalı kare bir boşlukta ısıtıcı eğim açısının karma taşınım ve ısı ışıınının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışın yapısı ve termal alanının, plaka eğim açısı gibi geometrik parametrelere ve Richardson sayısı ve Grashof sayısına duyarlı olduğunu ve plaka eğiminin termal alan ve akış yapısı üzerindeki etkilerine bakıldığında ısı transfer kontrolü için önemli bir değişken olduğunu gözlemlemişlerdir (Hamici, vd.,2020:7305-7319).

Boukendil vd., yalıtılmış kare bir boşlukta farklı sıcaklıklarda tutulan iki izotermal blok arasında taşınım ve ışıınıyla ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Rayleigh sayısı yükseldikçe hem taşınım hem de ışıınıyla ısı transferinin arttığını, iç

blokların kenar oranlarının, boyutlarının ve konumlarının etkisinin ışınlama ve taşınım ısı transferi için önemli rol oynadığını gözlemlemişlerdir (Boukendil vd.,2021:7282-7289).

Boukendil vd., içerisinde iki adet kare ısı kaynağı bulunan havalandırılmalı kare bir boşlukta karma laminar taşınım ve yüzey ışınlamayı sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı, Rayleigh sayısı ve yüzey emisyonunun izoterm, maksimum sıcaklık, akım çizgileri ve taşınım ve ışınlama Nusselt sayısı üzerine etkisini araştırmışlardır. Reynolds sayısının artırılmasıyla maksimum sıcaklık değerinin azaldığını ve düşük Reynolds sayısı değerlerinde yüzey ışınlamının daha büyük etkiye sahip olduğunu gözlemlemişlerdir (Boukendil vd.,2022:318-324).

Singh ve Prakash, boşluğun yan duvarına yerleştirilmiş bir ısıtıcıyla sabit ısı akısına maruz kalan havayla dolu mahfazada yüzey ışınlamayı ve sabit birleşik laminar karışık taşınım ısı transferinde Richardson sayısının, Reynolds sayısının, en boy oranının ve emisyonun termal performans ve akış özellikleri üzerine olan etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısının artmasıyla taşınım ısı transferinin ve en boy oranının değişmesiyle termal sınır tabakanın arttığını gözlemlemişlerdir (Singh ve Prakash,2022:1-18).

Albadr vd., farklı eğim açılarında duran sol duvarı ısıtılan sağ duvarı soğutulan ve yatay duvarları adyabatik kabul edilen 2 boyutlu kare bir boşlukta doğal taşınım ve yüzey ışınlamının ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Soğuk duvar ve sıcak duvarlardaki ortalama ısı transferinin eğim açısıyla değiştiği ve akış düzeninin eğim açısına bağlı olarak akış yönündeki kaldırma kuvvetinin değişmesinden etkilendiğini gözlemlemişlerdir (Albadr vd.,2023:478-502).

Ali ve Sharma, yatay duvarları adyabatik olarak kabul edilen sol duvarı ısıtılan ve sağ duvarı soğuk kabul edilen kare kesitli kapalı bir boşlukta, izotermal dikey duvarlara paralel olarak yerleştirilen farklı yükseklik ve mesafelerde bölümlere sahip olan bir bölmede doğal taşınım ve yüzey ışınlamının ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Yüzey ışınlamının etkisiyle toplam ısı transferinin arttığını fakat taşınım ısı transferinin azaldığını, bölmede meydana gelen her türlü konum ve yükseklik değişiminde Rayleigh sayısı arttıkça ısı transferinin doğrusal olarak arttığını gözlemlemişlerdir (Ali ve Sharma,2023:184).

Sarper, bir slot jet yardımıyla soğutulan farklı açılarda bir plakada kaldırma kuvveti ve farklı yüzey yayıcılığının, taşınım ile ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Kaldırma kuvvetinin artmasıyla çıkış bölgesinde ters akışların arttığını, plakanın eğim açısının artmasıyla ana akışın ters akış oluşumunu engellediğini, plaka açısının artmasıyla düşük kaldırma kuvveti etkisinde toplam ısı transferinde artmalar meydana gelirken kaldırma kuvveti arttıkça toplam ısı transferinin azaldığını, taşınım ile ısı transferinin etkin olduğu noktalarda ışınlama ile ısı transferinin daha zayıfladığını gözlemlemiştir. (Sarper,2024:320-336)



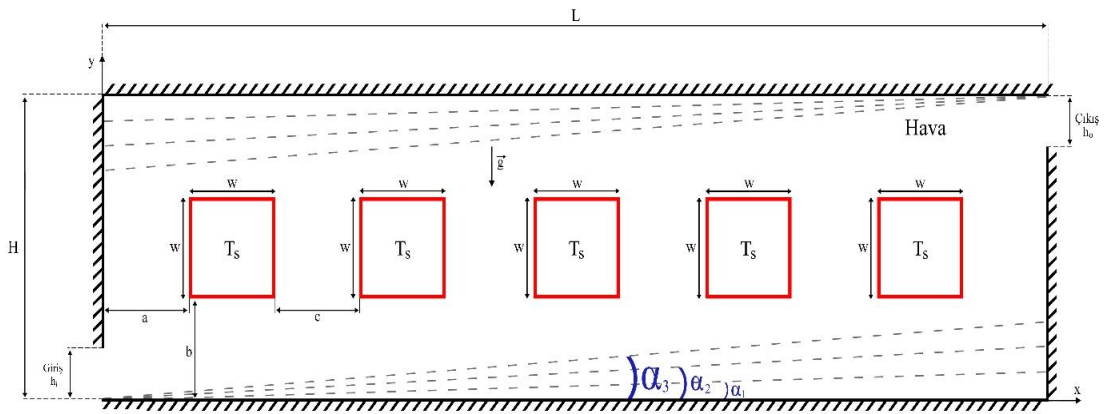
BÖLÜM II

MATERYEL VE METOT

Bu çalışmada, elektronik bileşenleri temsil eden, kare formdaki 5 adet ısıtıcı yüzeyin dikdörtgen kesitli bir kanalda, kanalın soluna yerleştirilen bir girişten giren hava ile soğutulmasında yatay duvarların paralel ve farklı açılardaki konumlarının karma taşınım ve ışınlıma ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Aşağıda tez kapsamında kullanılan sayısal yönteme ait detaylar sunulmuştur.

2.1. Çalışma Alanı

Yapılan tez çalışmasında dikdörtgen kesitli bir test bölgesine yerleştirilmiş beş ayrıık ısı kaynağından olan taşınım ve ışınlıma ısı transferi ile hız ve sıcaklık etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Şekil 6.'da gösterildiği üzere akışkan test bölgesine sol duvarın altında bulunan yarıktan girmektedir. Sonrasında ise kanalın sağ duvarının üstünde bulunan yarıktan test bölgesini terk etmektedir. Bileşenleri temsil eden ısı kaynakları kanal merkezinde konumlandırılmış ve başlangıç konumunda bütün duvarlar dik olarak konumlandırılmıştır. Kanal yüksekliği $H=30$ mm, kanal genişliği $L=110$ mm, ısı kaynağı eni ve boyu $w=10$ mm, iki ısı kaynağı arası mesafe $c=10$ mm, ilk ısı kaynağının duvar ile arasındaki yatay mesafe $a=10$ mm, ısı kaynaklarının duvar ile arasındaki dikey mesafe $b=10$ mm ile ifade edilmiştir. Giriş yarığının genişliği $D_{giriş}=5$ mm olup $D_{giriş}=D_{çıkış}$ olarak tanımlanmıştır. Yatay duvarların ısı transferine etkilerini değerlendirmek amacıyla dik konumun haricinde, farklı açı değerlerini ($\alpha_1 = 1,302^\circ, \alpha_2 = 2,603^\circ, \alpha_3 = 3,901^\circ$) oranlamak için belirlenen en-boy oranları ($H/L = 44/1 - 44/2 - 44/3$) ile analizler yürütülecektir.



Şekil 6. Test bölgesinin şematik gösterimi

2.2. Sayısal Yöntem

Bu bölümün içinde, yapılan tez çalışması kapsamında yürütülen sayısal çalışmaların matematiksel modeli ve sayısal çalışmalar kapsamında test edilen bölgenin sınır koşullarına ait detaylar sunulmuştur. Bu sunulanlara ek olarak sayısal çalışmalarda kullanılmak üzere çizilen geometriler için gerçekleştirilen ağ bağımsızlık çalışmasının detayları paylaşılmıştır. Yapılan bütün sayısal simülasyonlar hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarında kullanılan ANSYS 2021 R2 programı ile gerçekleştirilmiştir.

2.3. Matematiksel Model

Yürütülen tez çalışması çerçevesinde bir giriş açıklığından giren akışkanla soğutulan elektronik bileşenleri temsil eden ısı kaynaklarının taşınım ve ışınlama ısı transferi ve değişen geometrinin oluşturduğu akış yapısı incelenmiştir. Çalışmayı gerçekleştirmek için soğutucu akışkan olarak hava seçilmiş olup havanın Newtonumsu olduğu ve termodinamik özelliklerinin değişmedi kabul edilerek hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen sayısal çalışmalar iki boyutlu olarak ve sürekli rejimde yürütülmüştür.

2.4. Temel Denklemler

Yukarıda da belirtildiği üzere sayısal simülasyonlar ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS Fluent 2021 R2 programı ile iki boyutlu olarak sürekli rejimde gerçekleştirilmiştir. İncelenen problemde soğutucu akışkan olarak hava kullanılmış ve havanın sıkıştırılmaz ve sabit termodinamik özellikli olduğu kabul edilmiş olup, akışın laminar olduğu kabul edilerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada ısı kaynaklarının hava ile yaptığı taşınım ve ışınlama ısı transferi hesaba katılmış olup, iletimle ısı transferi ihmal edilmiştir. Basınç ve hız ikilisinin çözümünü yapmak için SIMPLE algoritması seçilmiştir. Basınç interpolasyonu için ise PRESTO seçilirken, enerji ve momentum denklemlerinin ayrıştırılmasında ise ikinci mertebeden akış yönlü fark (second order upwind) yöntemi seçilmiştir. Akış ve ısı transferinin modellenmesinde laminar akış modeli tercih edilmiştir. Işınlama modellenmesi için Surface to Surface (S2S) ışınlama modeli tercih edilmiştir. (Ansys Inc., 2021)

Sürekli rejimde, sıkıştırılmaz laminar akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir (Sarper, 2024):

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

x-momentum denklemi:

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

y-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_\infty) \quad (3)$$

Enerji Denklemi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Burada u ve v sırasıyla x ve y yönlü hız bileşenlerini, p basıncı, T sıcaklığı, ρ akışkan yorgunluğunu, ν akışkanın kinematik viskozitesini, α ısıl yayılım katsayısını belirtmektedir.

2.5. S2S (Surface to Surface) Model Eşitliği

Belirli bir yüzeyden çıkan enerji akışı, direkt olarak yansıyan ve yayılan enerjilerden oluşur. Yansıyan enerji akışı, etraftan gelen enerji akışına bağlıdır ve bu enerji akışı diğer yüzeylerden ayrılan enerji akışı türünden ifade edilebilir. k yüzeyinden yansıyan enerji

$$q_{çıkan,k} = \epsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{gelen,k} \quad (5)$$

Bu denklemde $q_{çıkan,k}$ yüzeyden ayrılan enerji akışını temsil eder, ϵ_k emisyonu temsil eder, σ Boltzmann sabitini temsil eder ve $q_{gelen,k}$ ortamdan yüzeye gelen enerji akışını temsil eder.

Farklı bir yüzey üzerinden bir yüzeye gelen enerji miktarı, yüzeyden yüzeye “görüntü faktörü” F_{jk} ’nin doğrudan bir fonksiyonudur. Görüntü faktörü F_{jk} , yüzeyden “ k ” ayrılan enerjinin oranıdır. Yani “ j ” yüzeyine gelen enerji akısı “ $q_{gelen,k}$ ” diğer bütün yüzeylerden ayrılan enerji akısı cinsinden şöyle ifade edilebilir

$$A_k q_{gelen,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{çıkan,j} F_{jk} \quad (6)$$

Bu denklemde A_k yüzeyin alanını temsil eder ve F_{jk} , k yüzeyi ile j yüzeyi arasında olan görünüm faktörünü temsil eder. N yüzeyler için görüş faktörü karşılıklılık ilişkisinin kullanılması şunu verir

$$j = 1, 2, 3, \dots, N \text{ için, } A_j F_{jk} = A_k F_{kj}$$

Onun için

$$q_{gelen,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{çıkan,j}$$

Öyleyse

$$q_{çıkan,k} = \epsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{çıkan,j}$$

Şu şekilde yazılabilir

$$J_k = E_k + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (7)$$

Bu denklemde J_k , k yüzeyinden yayılan enerjiyi temsil etmektedir ve E_k , k yüzeyinin yayma gücünü temsil etmektedir.

2.6. Sınır Koşulları

Gerçekleştirilen çalışmalarda Şekil 6.’da görüldüğü üzere merkezine 5 adet eş ayrıık ısı kaynağı yerleştirilen dikdörtgen kesitli bir kanalın sol duvarın altında ve sağ duvarın üstünde bir açıklık tanımlanmıştır. Sol duvarın altındaki bu açıklık giriş olarak tanımlanmış olup hız girişi (*velocity inlet*) sınır koşulu kullanılmıştır. Test edilen bölgenin sağ duvarın üstünde tanımlanan açıklık ise basınç çıkışı (*pressure outlet*) sınır koşulu kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmış olup, test

bölgesi girişindeki havanın sıcaklığı ortam sıcaklığı ile eşit olarak 25°C olarak kabul edilmiştir. Akışkanın kanal girişindeki hızı farklı Richardson sayısı değerlerine göre farklılık göstermektedir. Test edilen bölge içerisinde akışın temas ettiği yüzeyler için (ayrık ısı kaynakları yüzeyleri ve kanal cidarları) kaymama sınır koşulu kullanılmıştır. Modellemede kullanılan kanal malzemesi ve akışkanın termofiziksel özellikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Kanal girişinde:

$$u = u_0 \quad T = T_0$$

Kanal çıkışında:

$$p = p_0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Isıtıcı yüzeylerinde:

$$T = T_s = 371,75 ; \varepsilon = 0,95$$

Akış bölgesinin yan yüzeylerinde (kanal cidarlarında):

$$u = v = w = 0 \quad T = T_0$$

Tablo 1. Termofiziksel özellikler

	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(J/kg K)$	$k(W/mK)$	$\mu(kg/ms)$
Hava (25°C)	1.1845	1066.3	0.025969	0.000018444
Alüminyum	2719	871	202.4	-

Kaynak: Ansys Inc.,2021

2.7. Verilerin İşlenmesi

Yapılan çalışmalarda ısı kaynaklarının yüzeylerinden taşınım ile ısı transferini belirleyebilmek için ısı kaynaklarının yüzeylerinde yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Newton’un soğutma kanunundan yola çıkarak ısı taşınım katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$h = \frac{q}{T_s - T_0} \quad (8)$$

Bu eşitlikte T_s yüzey sıcaklığını ve q yüzeyin ısı akısını temsil etmektedir.

Hedef kaynaklar yüzeylerindeki taşınım ve ışıınım Nusselt sayısı değerleri şu şekilde hesaplanmaktadır (Sarper,2024, Gad, vd.,2010):

$$Nu_c = \frac{q_c}{\frac{k\Delta T}{D_h}} \quad (9)$$

$$Nu_r = \frac{q_r}{\frac{k\Delta T}{D_h}} \quad (10)$$

Toplam Nusselt sayısı ise aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır (Sarper,2024, Balaji, vd.,2007):

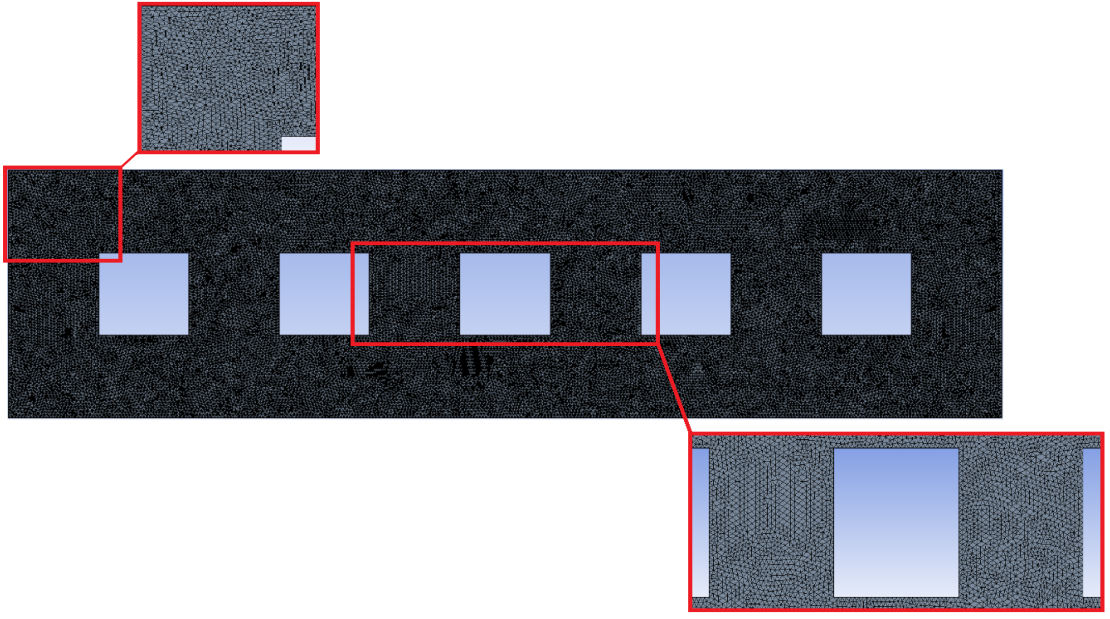
$$Nu_{toplam} = Nu_c + Nu_r \quad (11)$$

2.8. Ağ Yapısı

Sayısal Hesaplamalarda kullanılmak üzere üçgensel ağ yapısı kullanılmıştır. Bunun sebebi dörtgen meshin duvarın açılı pozisyonlarında ciddi bozulmalara sebep olduğunun görülmesidir. Ana hesaplamaları yapmadan önce, çözümlerin hücre sayısından bağımsız olarak gerçekleşmesi amacıyla ağdan bağımsızlık çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Tablo 2’de görüldüğü üzere ağdan bağımsızlık çalışmasında sekiz farklı hücre sayısı için hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasında her bir hücre sayısı için çalışma alanı ve her bir bileşenin yüzeyi için ortalama Nusselt sayısı ve tüm modüller için genel bir ortalama Nusselt sayısı değeri hesaplanmış ve hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda ortalama Nusselt sayısının tüm modüller için %1’in altına düştüğü 51848 hücre sayısına sahip olan ağ yapısının sayısal çözümde kullanmak için uygun olduğuna karar verilmiştir. Şekil 7.’de 51848 hücre sayısına sahip olan ağ yapısının görseli paylaşılmıştır.

Tablo 2 Ağ bağımsızlık çalışması

	1651 Hücre	% Bağıl Hata	2159 Hücre	% Bağıl Hata	3445 Hücre	% Bağıl Hata	5353 Hücre	% Bağıl Hata	8505 Hücre	% Bağıl Hata	13396 Hücre	% Bağıl Hata	20761 Hücre	% Bağıl Hata	20761 Hücre
Nu_{ort,1}	2,008627	0,0008261	1,842695	0,0002857	1,790041	0,0000771	1,776246	0,0003275	1,718079	0,0000743	1,705314	0,0000149	1,702774	3,4055333	5,1082925
Nu_{ort,2}	2,880194	0,0006732	2,686291	0,0000164	2,681877	0,0003186	2,596419	0,0004703	2,474312	0,0000496	2,46204	0,0001276	2,430624	4,861196	7,2916156
Nu_{ort,3}	3,433438	0,0006632	3,205743	0,0001573	3,256179	0,0003003	3,158408	0,0000013	3,158006	0,0000898	3,12964	0,0000685	3,108199	6,2163295	9,32446
Nu_{ort,4}	3,581147	0,0004078	3,727169	0,0001136	3,684818	0,0002059	3,760694	0,0000073	3,757945	0,0000208	3,750114	0,0000154	3,755905	7,5117942	11,267684
Nu_{ort,5}	4,705733	0,0003937	4,891003	0,0002439	5,010312	0,000061	5,040857	0,0000058	5,037924	0,0000095	5,033161	0,0000296	5,018246	10,0364628	15,054679
Nu_{ort,g}	3,321828	0,0001543	3,27058	0,0000043	3,284645	0,0000552	3,266525	0,0001141	3,229253	0,0000409	3,216054	0,0000401	3,20315	6,4062599	9,6093698



Şekil 7. Hesaplamalarda kullanılan ağ yapısı

BÖLÜM III

BULGULAR VE TARTIŞMALAR

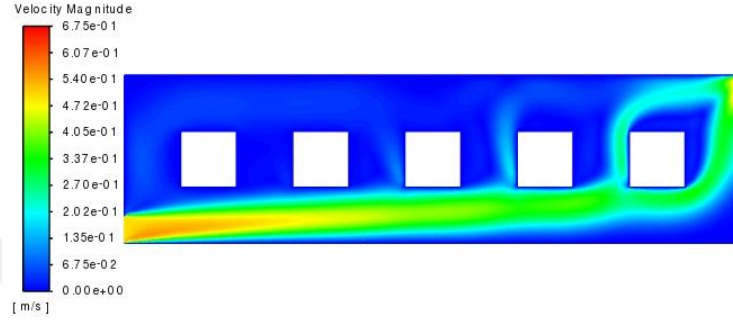
Bu bölümde alt ve üst duvarların konumlarının ($\alpha_1 = 1,302^\circ, \alpha_2 = 2,603^\circ, \alpha_3 = 3,901^\circ$) akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkileri farklı Richardson sayıları ($Ri = 0,1 - 1 - 10$) için sayısal simülasyonlarla incelenmiş ve sonuçlar analiz edilmiştir. İncelenen bu bölümde alt ve üst duvar konumlarının etkileri ele alınırken duvarlar ilk konumlarına göre değiştirilmektedir.

3.1. Alt ve Üst Duvarın Paralel Olduğu Kanal Geometrisi

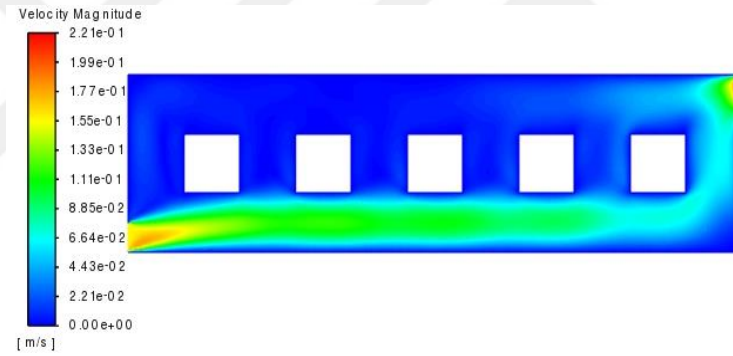
Bu bölümde alt ve üst duvarların birbirine paralel olduğu ($\alpha = 0^\circ$) ilk duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 8.'de alt ve üst duvarların ilk konum için elde edilen hız konturları farklı Richardson sayılarından türetilen hızlar ($V_0 = 0,492 - 0,1557 - 0,0492$ m/s) için verilmiştir. Hava kanala sol alt köşeden girmekte ve sağ üst köşeden kanaldan uzaklaşmaktadır. Şekilde görüldüğü üzere bütün Richardson sayılarında kanala giren akışkan kanalın altından doğrudan çıkışa ilerlemektedir. Kanalin içerisindeki girişe yakın bölümde daha efektif ilerlemektedir. Havanın hızı azaldıkça ısı kaynaklarına daha çok temas etmekte ve havanın ısı kaynakları ile temas etmesi, havanın sıcaklığını artırmakta ve yoğunluğunu azaltmaktadır. Bu durumda kaldırma kuvvetinin etkisi ile birlikte hava kanal içerisinde yükselme eğilimi göstermektedir. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yeterince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 9.'da ise görüldüğü gibi hava sol alt köşeden çalışma alanına girmekte ve kanal boyunca ilerleyerek sağ üst köşede bulunan çıkıştan çalışma alanını terk etmektedir. Kanal girişinde hava sıcaklığı 298.15 K'dir. Isı kaynaklarını soğutan hava kanal içerisinde ilerlerken ısınmakta ve her ısı kaynağında sıcaklığı artmaktadır. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Buna bağlı olarak kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık

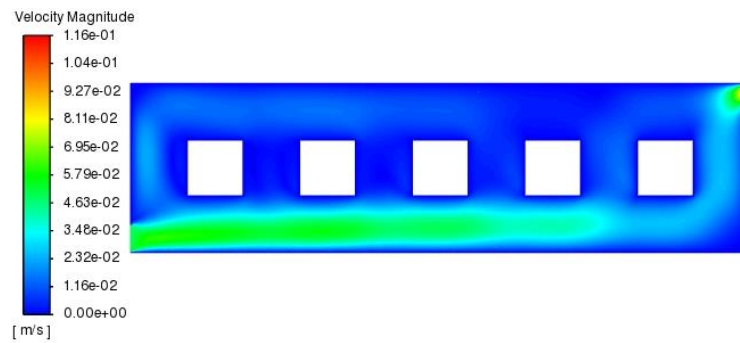
konturıyla karşılaşılmaktadır. Ayrıca, beklendiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferini azaltmaktadır. Bu durumda havanın düşük hızlarında ısı kaynakları daha yüksek sıcaklıkta olmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri=0,1$

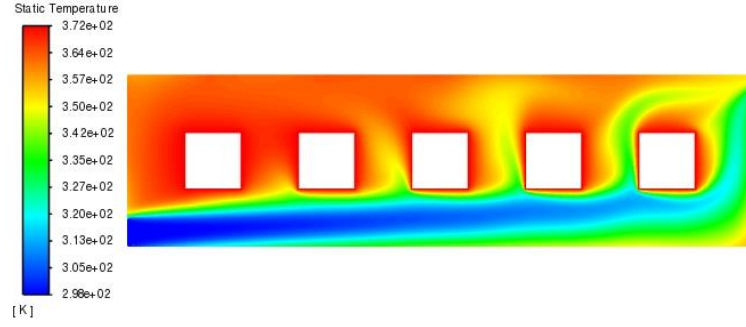


b. $Ri=1$

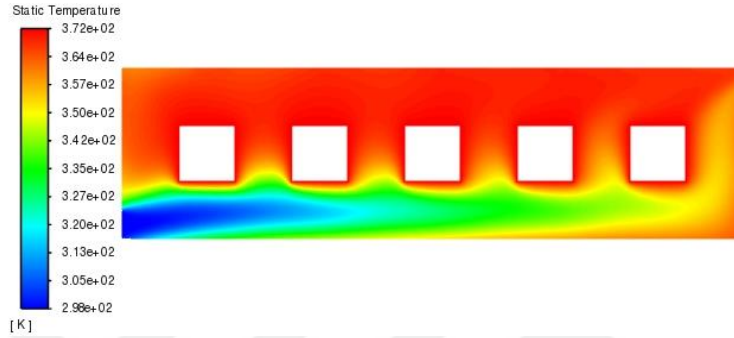


c. $Ri=10$

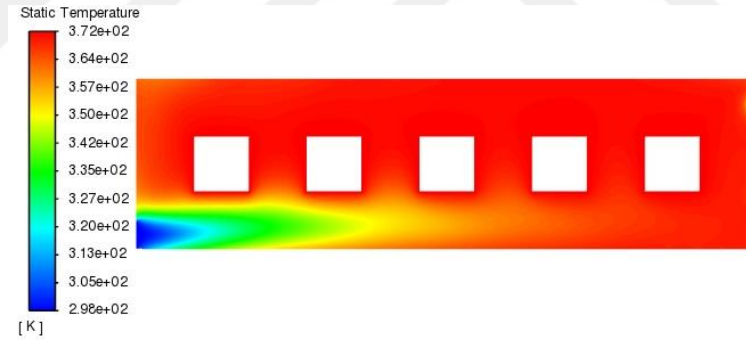
Şekil 8. Farklı Richardson sayısı için alt ve üst duvarın paralel olduğu hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

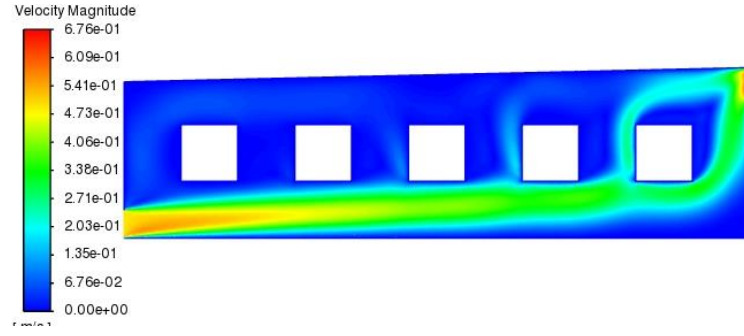
Şekil 9. Farklı Richardson sayısı için alt ve üst duvarın paralel olduğu sıcaklık konturları

3.1.1. Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

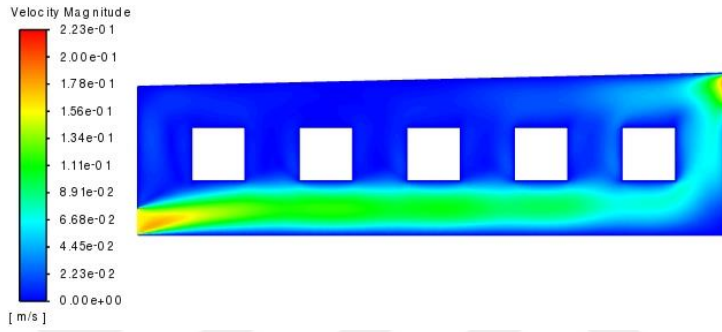
Bu bölümde üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 eğime sahip olduğu duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 10.'da üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının ($\alpha = 1,302^\circ$) etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Yukarıda referans olarak alınan ilk konum için elde edilen simülasyon sonuçlarına benzer hız konturlarına bu açı için de

ulaşılmıştır. Düşük Richardson sayılarında elde edilen akış geniş bir alana yayılsa bile girişteki ısı kaynaklarına yeterince yönelememekte bu da girişteki soğutma performansını düşürmektedir. Daha önce belirtildiği gibi Richardson sayısının artmasıyla düşen havanın giriş hızı akışın ısı kaynaklarına yönelmesini sağlasa da ısı kaynaklarının havayı ısıtması kanal içerisinde akışı sıcaklığını artırmakta ve yoğunluğunu azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yeterince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

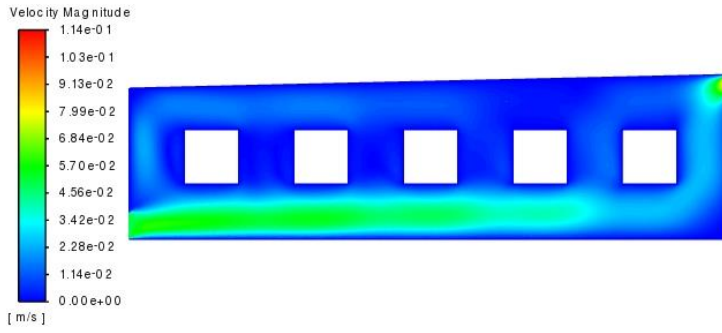
Şekil 11.'de görüldüğü üzere sıcaklık konturları da referans konum için elde edilen konturlara benzemektedir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve girişe yakın ısı kaynakları için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmakta ve ilk referans konuma göre ortalama ısı transferi her Richardson sayısı için azalmaktadır. Bu durum kanal yapısının akışı yönlendirmesi ve akıştan kaynaklı resirkülasyonların oluşmasından kaynaklanmaktadır. Havanın hızına bağlı olarak akış farklı yönlerde dağılmaktadır. Buna bağlı olarak kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Ayrıca, beklendiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Bu durumda havanın düşük hızlarında ısı kaynakları daha yüksek sıcaklıkta olmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

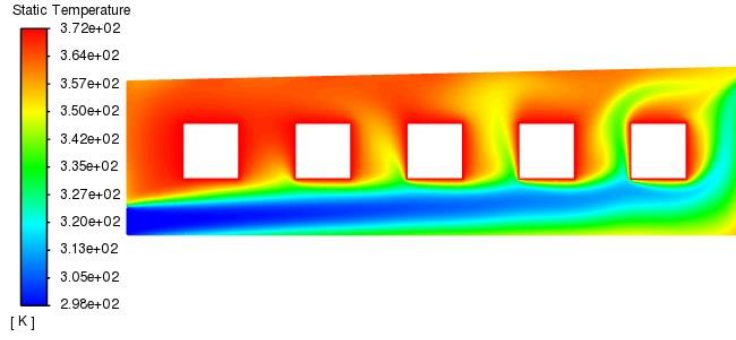


b. $Ri=1$

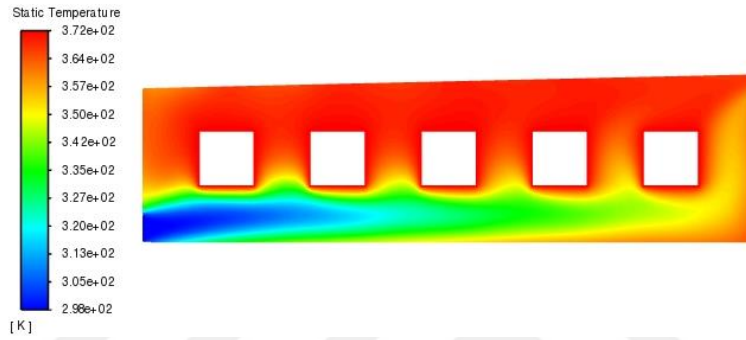


c. $Ri=10$

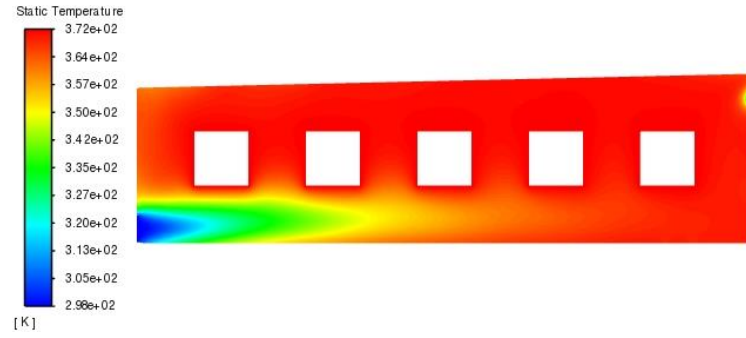
Şekil 10. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 olduğu hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

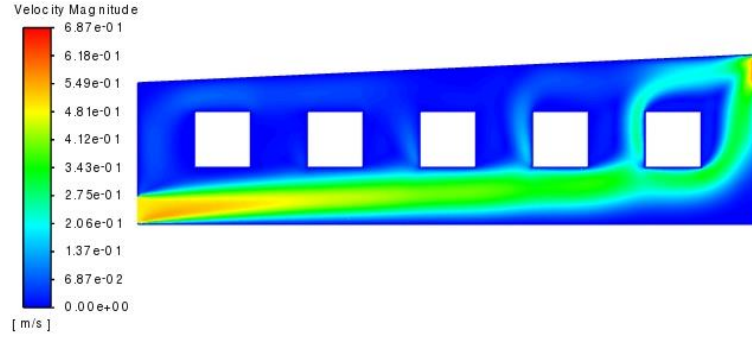
Şekil 11. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.2. Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

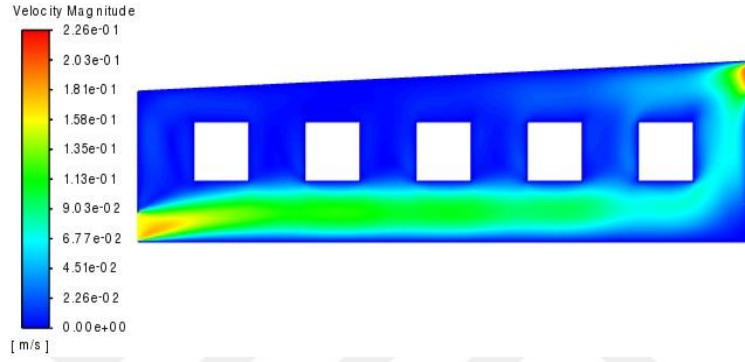
Bu bölümde üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 12.'de üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının ($\alpha = 1,302^\circ$) etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Referans olarak alınan ilk konum

için elde edilen simülasyon sonuçlarına benzer hız konturlarına bu açı için de ulaşılmıştır. Duvar açısının artması akışı girişe yakın ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Bu duruma istinaden girişe yakın olan ısı kaynaklarında ısı transferini iyileştirmektedir. Üç numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferini azalsada bütün giriş hızı değerleri için ortalama ısı transferini artırmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yeterince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

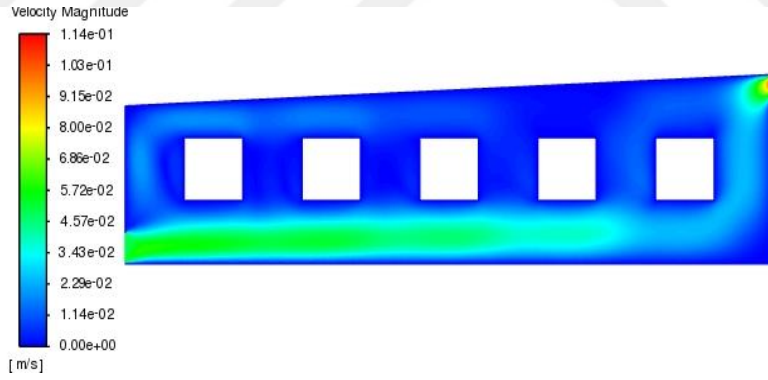
Şekil 13.'de görüldüğü üzere sıcaklık konturları da referans konum için elde edilen konturlara benzemektedir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve girişe yakın ısı kaynakları için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Bu durum kanal yapısının akışı yönlendirmesi ve akıştan kaynaklı resirkülasyonların oluşmasından kaynaklanmaktadır. Havanın düşük Richardson sayısındaki ($Ri = 0,1$) giriş hızına bağlı olarak toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Buna karşın Richardson sayısının ($Ri = 1 - 10$) artması bu duvar açısı için ısı kaynakları üzerinde olan toplam ısı transferini azaltmaktadır. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşılmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

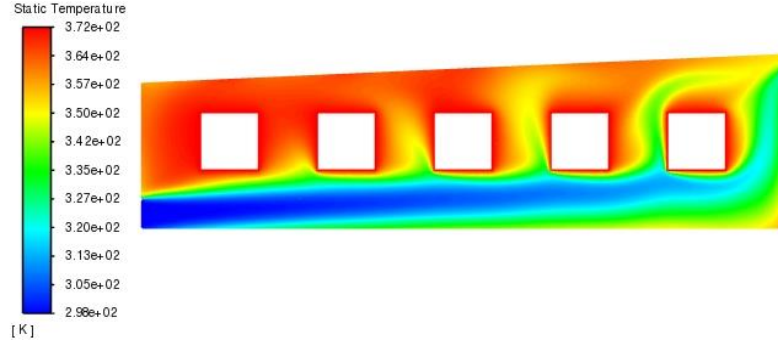


b. $Ri=1$

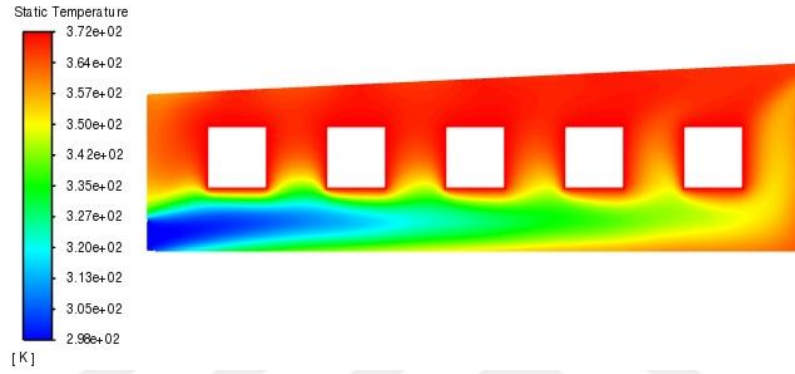


c. $Ri=10$

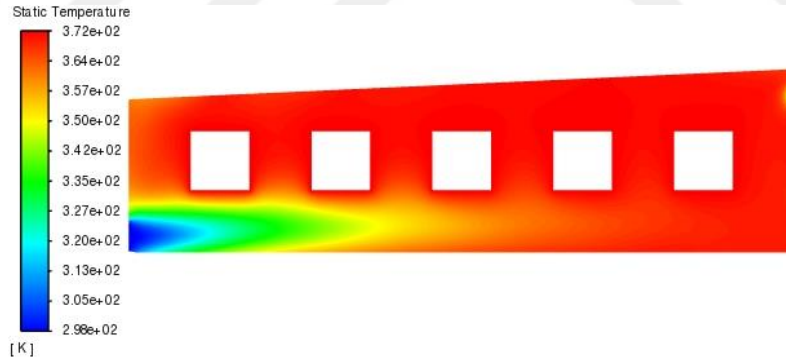
Şekil 12. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

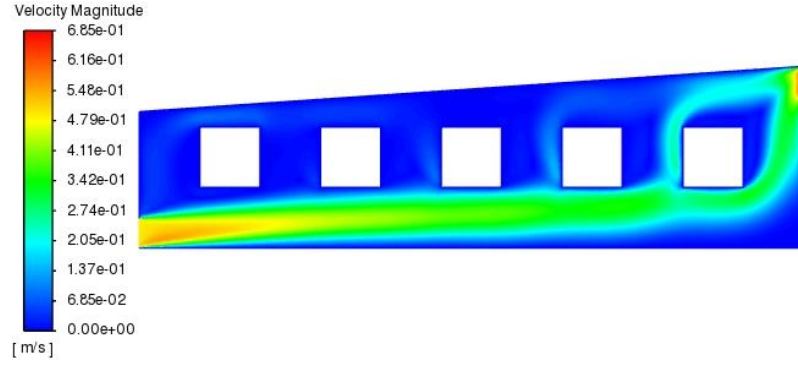
Şekil 13. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.3. Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

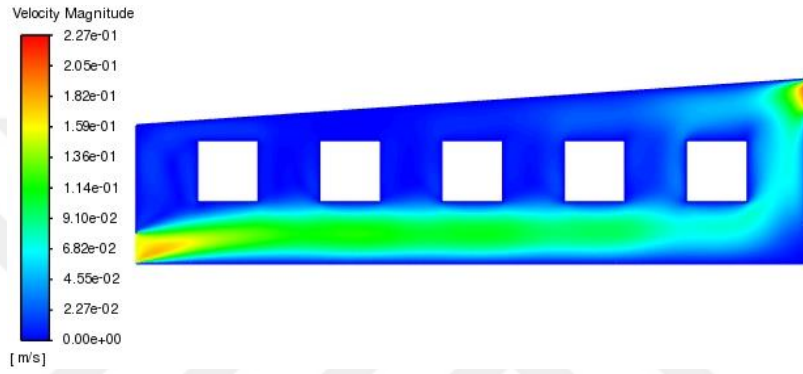
Bu bölümde üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 14.'de üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının ($\alpha = 3,901^\circ$) etkisiyle elde edilen hız

konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Referans olarak alınan ilk konum için elde edilen simülasyon sonuçlarına benzer hız konturlarına bu açı için de ulaşılmıştır. Duvar açısının artması düşük Richardson sayılarında akışı ilk iki ısı kaynağına yönelimini artırmaktadır. Bu duruma istinaden girişe yakın olan birinci ve ikinci ısı kaynağında ortalama ısı transferini arttırmaktadır. Üç numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferini azalsada bütün giriş hızı değerleri için ortalama ısı transferini artırmaktadır. Kanal açısının artması akışı yönlendirmekte ve bütün giriş hızı değerlerinde taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yeterince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

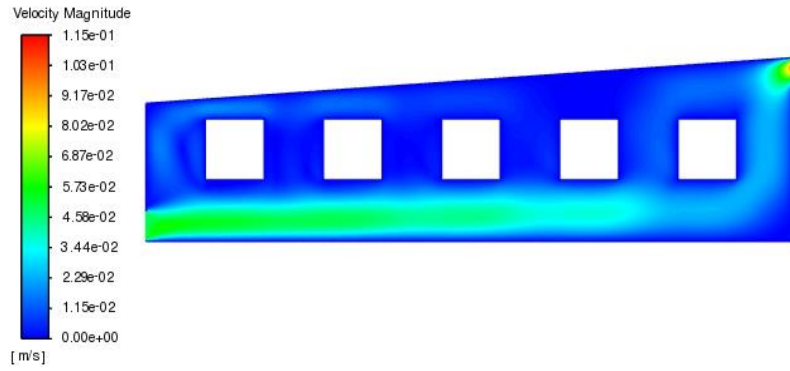
Şekil 15.'de görüldüğü üzere sıcaklık konturları da referans konum için elde edilen konturlara benzemektedir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve ilk iki ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Havanın düşük Richardson sayısındaki ($Ri = 0,1$) giriş hızına bağlı olarak toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Buna karşın Richardson sayısının ($Ri = 1 - 10$) artması bu duvar açısı için ısı kaynakları üzerinde olan toplam ısı transferini azaltmaktadır. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşilmektedir. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

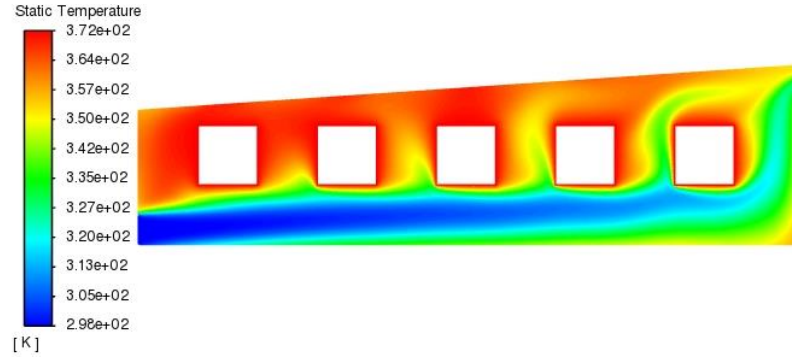


b. $Ri=1$

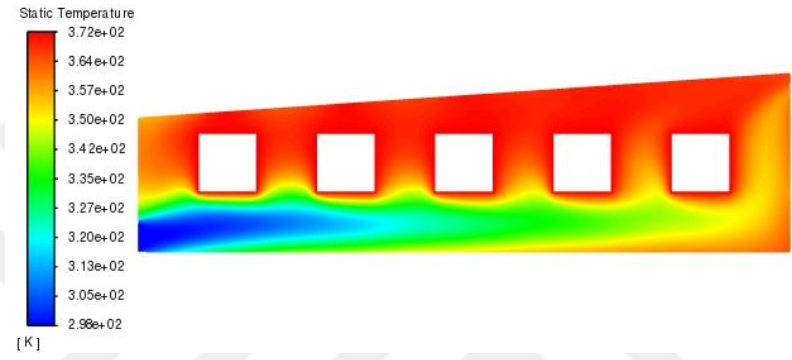


c. $Ri=10$

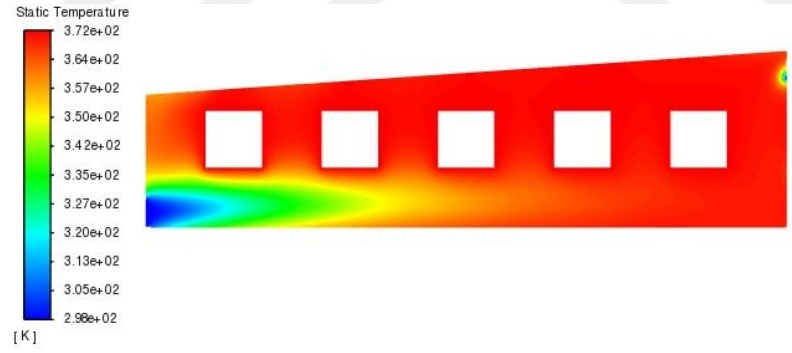
Şekil 14. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

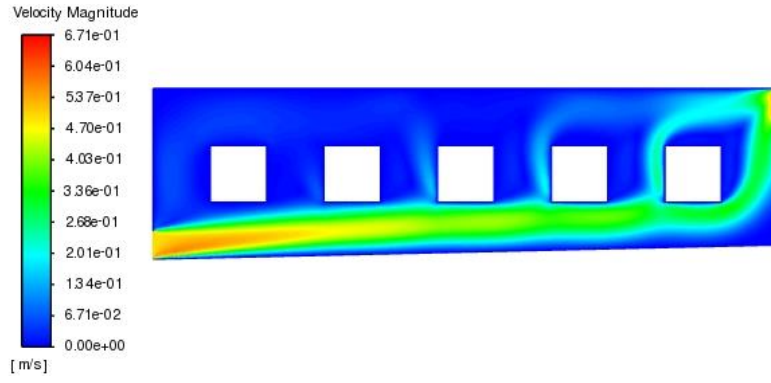
Şekil 15. Farklı Richardson sayısı için üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.4. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

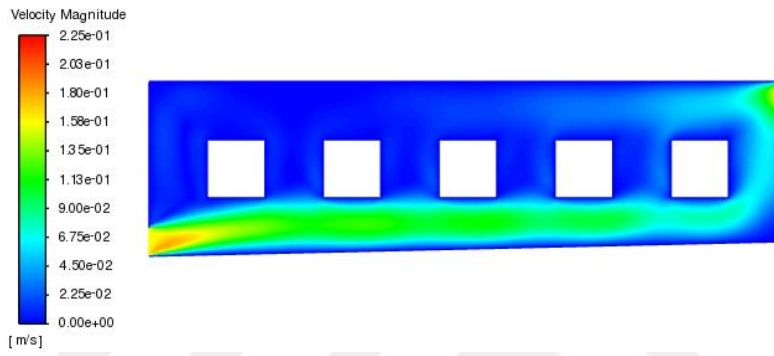
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düşmüş olduğu duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 16.'da alt duvarın ilk konuma göre yaptığı açının ($\alpha = 1,302^\circ$) etkisiyle elde edilen hız

konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında girişe yakın olan alt duvarın açısının artması akışı girişten yönlendirmekte ve girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi soğutma sağlamaktadır. Duvar açısının artması düşük Richardson sayılarında akışı ilk üç ısı kaynağına yönelimini artırmaktadır. Referans duruma istinaden girişe yakın olan birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynağında ortalama ısı transferini iyileştirirken, dördüncü ve beşinci ısı kaynağında ortalama ısı transferi azalmaktadır. Üç numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferini azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanal açısının artması akışı yönlendirmekte ve bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırmaktadır. Bu durum bütün Richardson sayısı değerleri için toplam ışınlama ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yeterince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

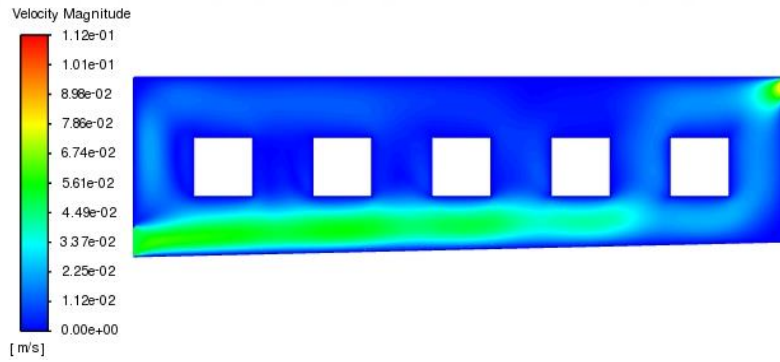
Şekil 17.'de alt duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Alt duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve ilk üç ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Alt duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

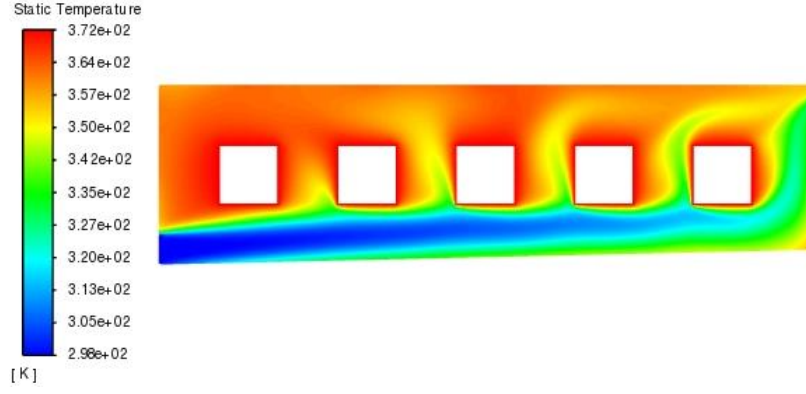


b. $Ri=1$

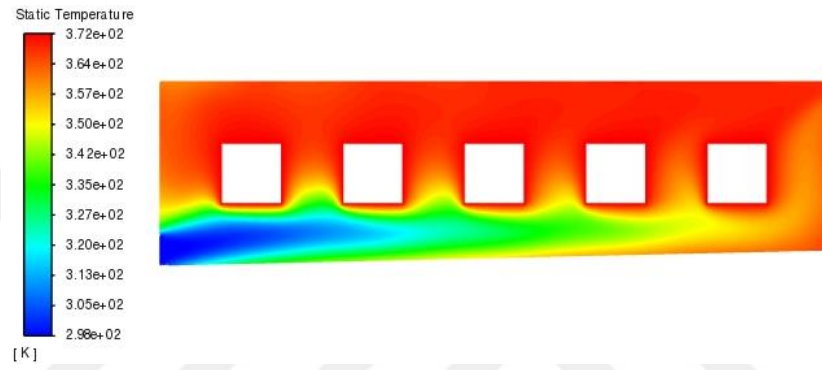


c. $Ri=10$

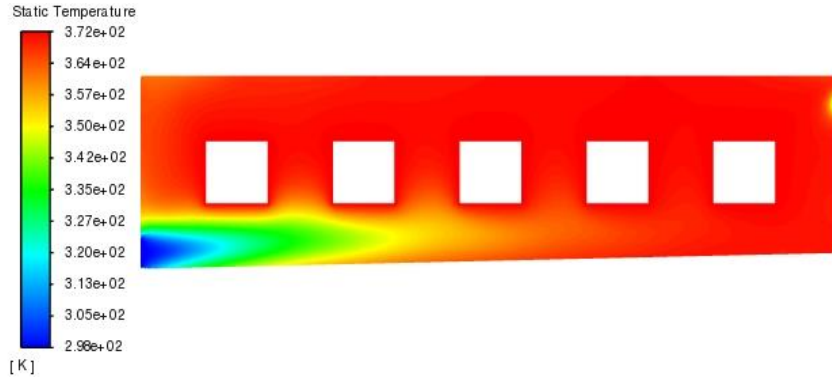
Şekil 16. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

Şekil 17. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları

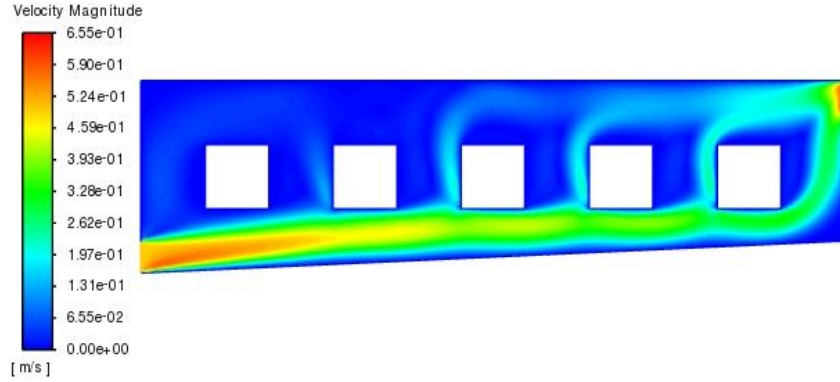
3.1.5. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil

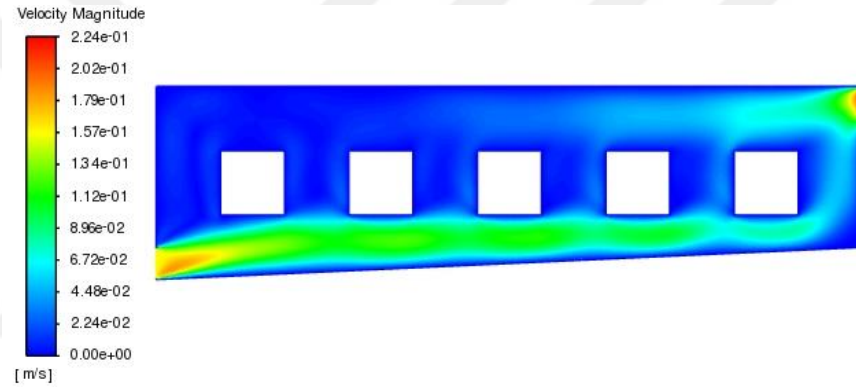
18.'de alt duvarın ilk konuma göre yaptığı açının ($\alpha = 1,302^\circ$) etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Duvar açısının artması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumda alt duvarın açısının artması ile akış girişten yönlendirilmekte ve girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre iyi bir soğutma performansı sağlarken dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Referans duruma istinaden girişe yakın olan birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynağında ortalama ısı transferi iyileşirken, beşinci ısı kaynağında ortalama ısı transferi ciddi şekilde azalmaktadır. Dört numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferini azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanal açısının artması akışı yönlendirmekte ve bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yeterince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 19.'da alt duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Alt duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve girişten itibaren dört ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Alt duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılmayan bir sıcaklık konturuyla

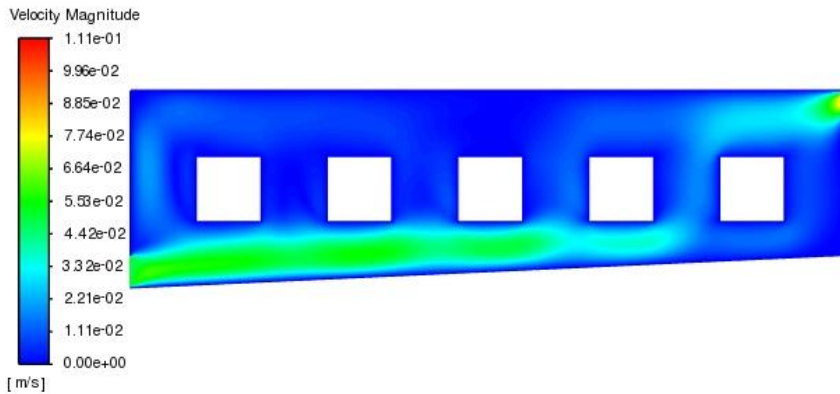
karşılaşılmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

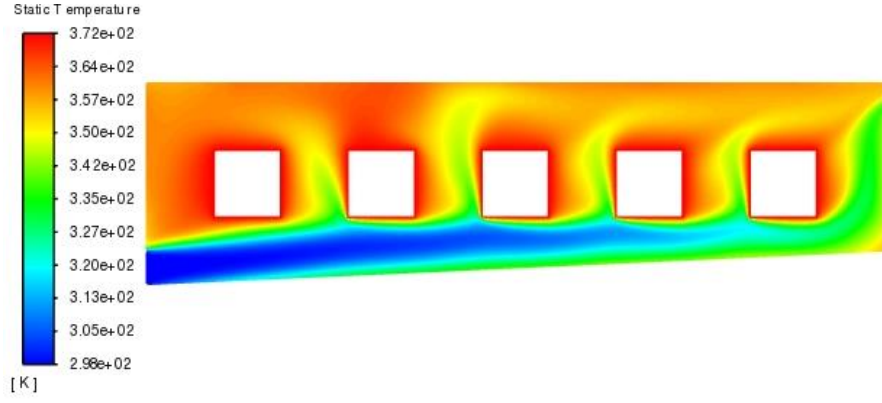


b. $Ri=1$

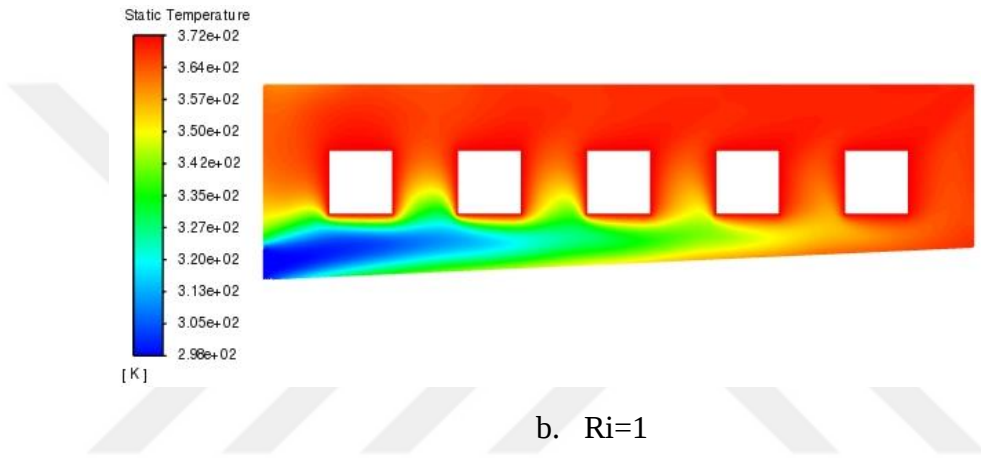


c. $Ri=10$

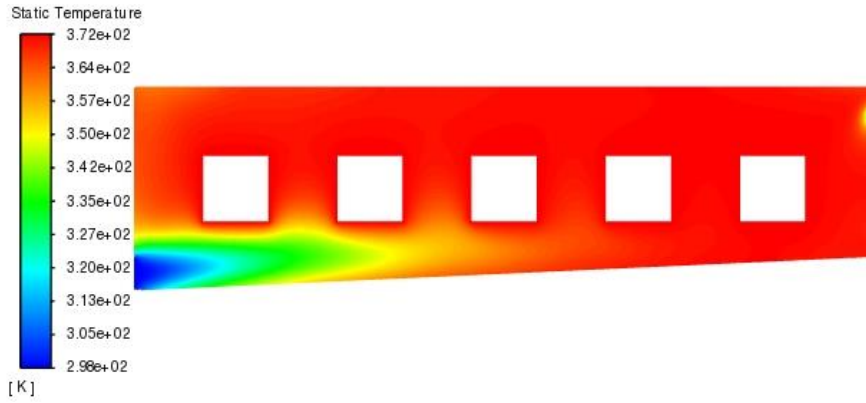
Şekil 18. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

Şekil 19. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları

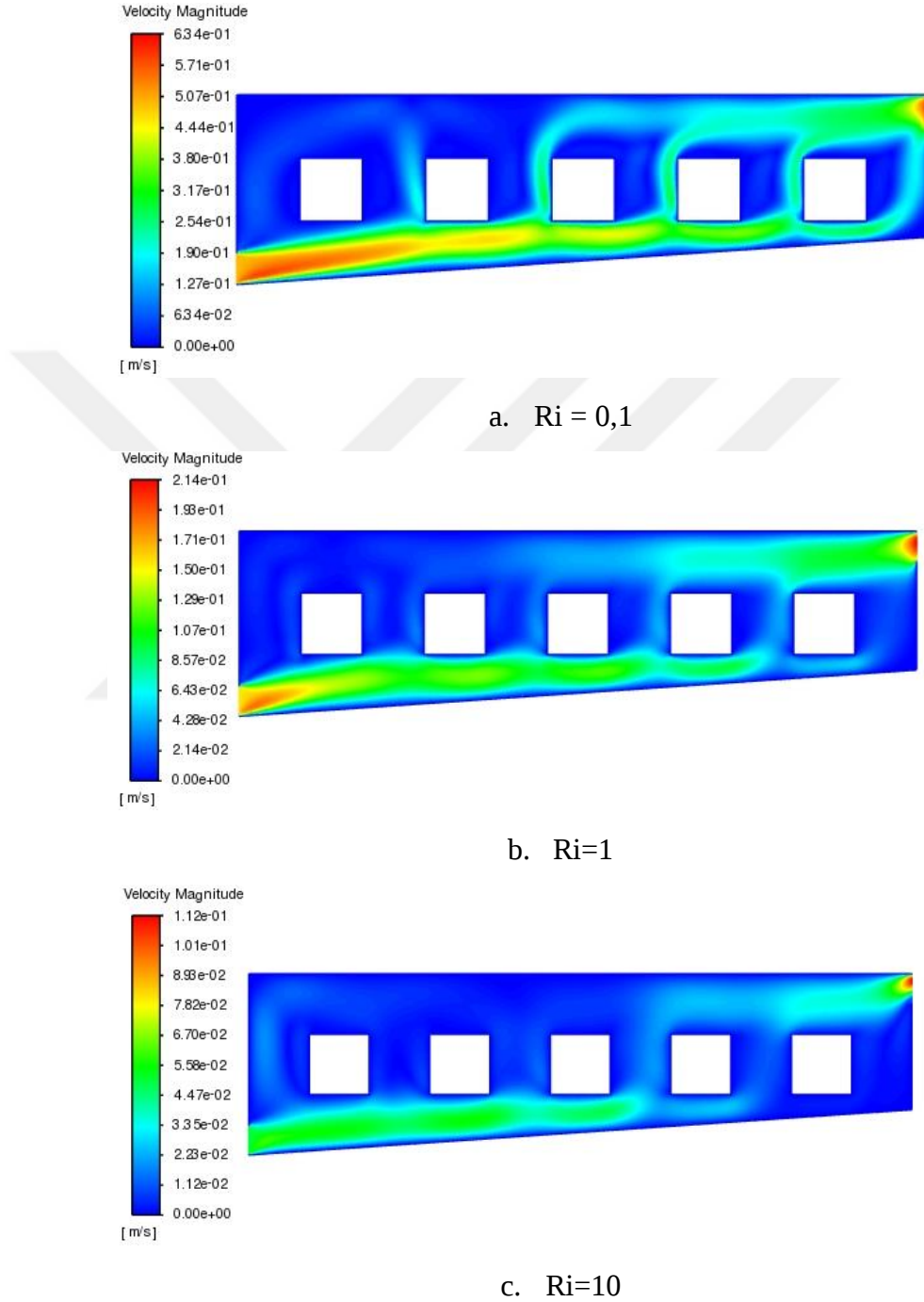
3.1.6. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil

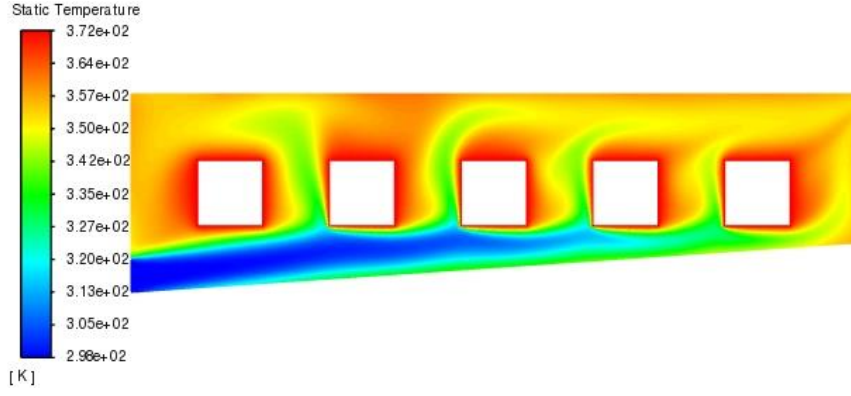
20.'de alt duvarın ilk konuma göre yaptığı açının ($\alpha = 3,901^\circ$) etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Duvar açısının artması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumda alt duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanal geometrisinin giriş yönünde daralması akışı ısı kaynaklarına daha iyi yönlendirmektedir. Referans duruma istinaden girişe yakın olan birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynağında ortalama ısı transferini iyileştirirken, beşinci ısı kaynağında ortalama ısı transferi azalmaktadır. Referans konuma göre beş numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferi azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanal açısının artması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam ışınlama ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 21.'de alt duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda merkeze yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken giriş ve çıkışa yakın olan ısı kaynaklarında bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren dört ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Alt duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferi ciddi oranda artmaktadır. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı

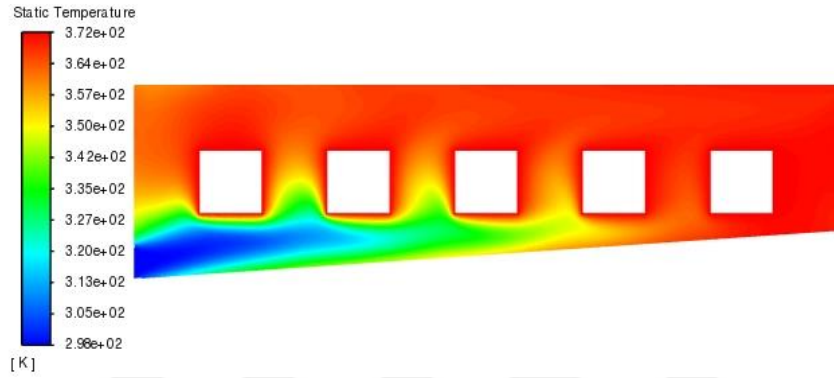
kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



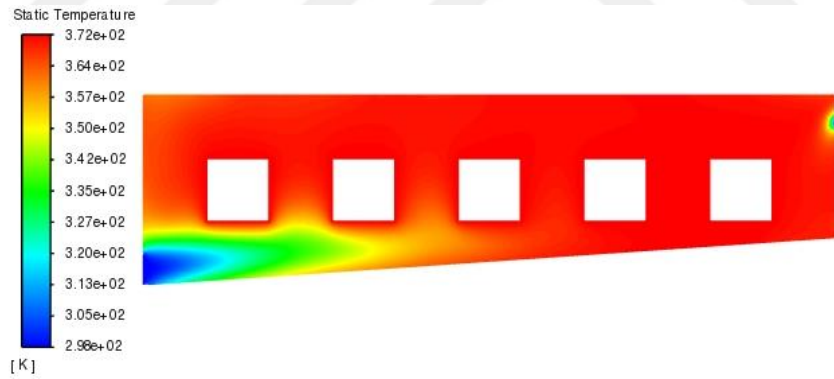
Şekil 20. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

Şekil 21. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları

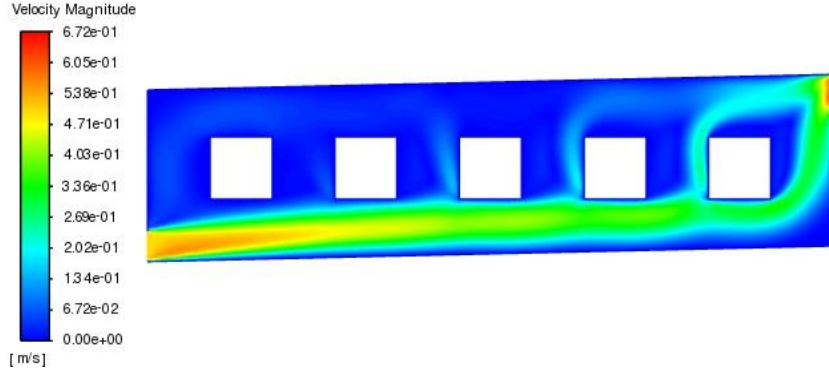
3.1.7. Alt Duvarın ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

Bu bölümde alt duvarın ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 22.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalın iki yönde birden daralması

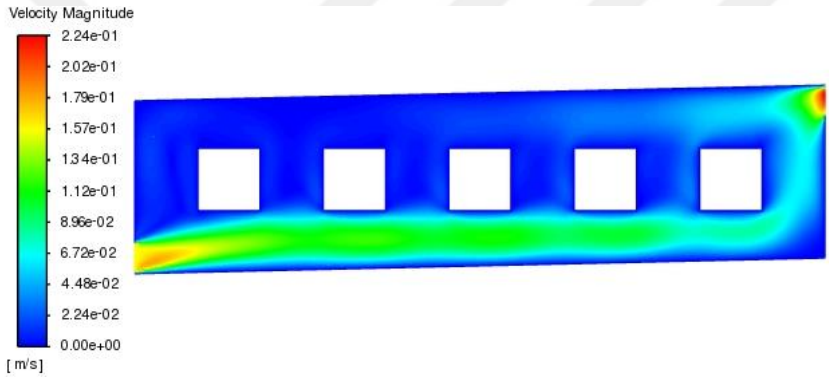
düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 1 olduğu duruma bakıldığında akış referans konuma göre birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında daha iyi bir soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanal geometrisinin her iki yönde de daralması akışı ısı kaynaklarına daha iyi yönlendirmektedir. Yüksek giriş hızında referans duruma istinaden girişe yakın olan birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynağında ortalama ısı transferini iyileştirirken, beşinci ısı kaynağında ortalama ısı transferi azalmaktadır. Referans konuma göre beş numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferi azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanalin alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 23.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren dört ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Alt ve üst duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine

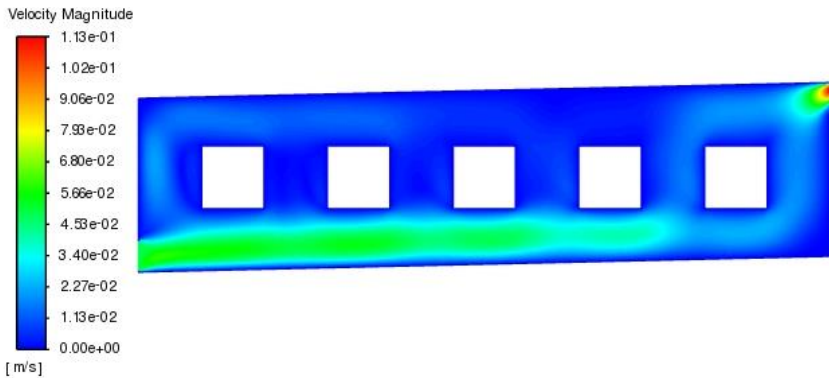
negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

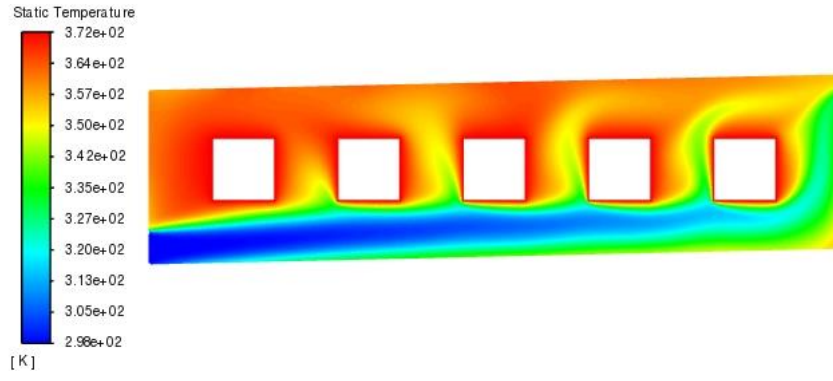


b. $Ri=1$

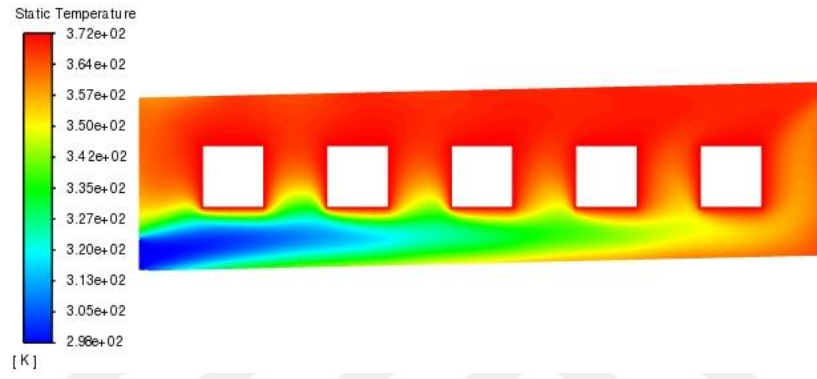


c. $Ri=10$

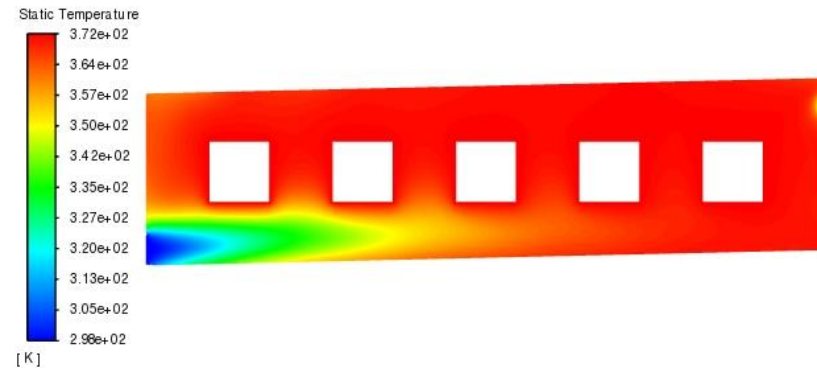
Şekil 22. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ve üst duvarın ilk konumlarına göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

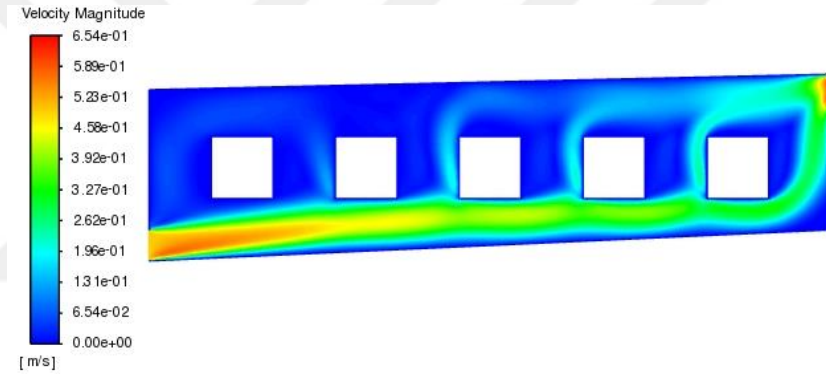
Şekil 23. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ve üst duvarın ilk konumlarına göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.8. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

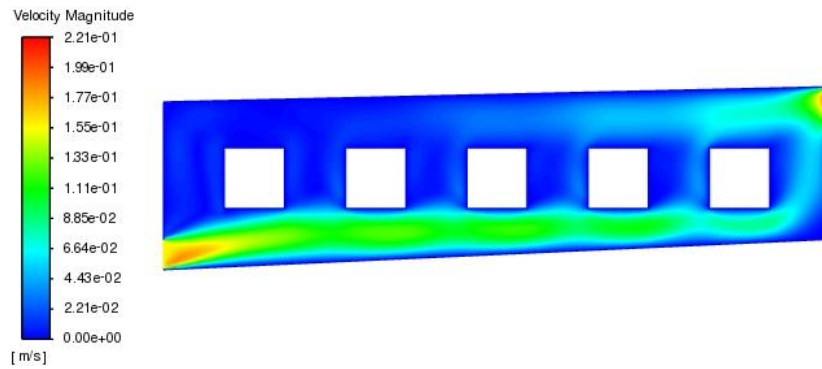
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 24.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalin iki yönde birden daralması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 1 olduğu durumda bakıldığında akış referans konuma göre birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında daha iyi bir soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanal geometrisinin her iki yönde de daralması akışı ısı kaynakları üzerine daha iyi yönlendirmektedir. Giriş hızının yüksek olduğu durumda referans duruma istinaden girişe yakın olan birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynağında ortalama ısı transferini iyileştirirken, beşinci ısı kaynağında ortalama ısı transferi azalmaktadır. Referans konuma göre beş numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferi azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanalin alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 25.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve

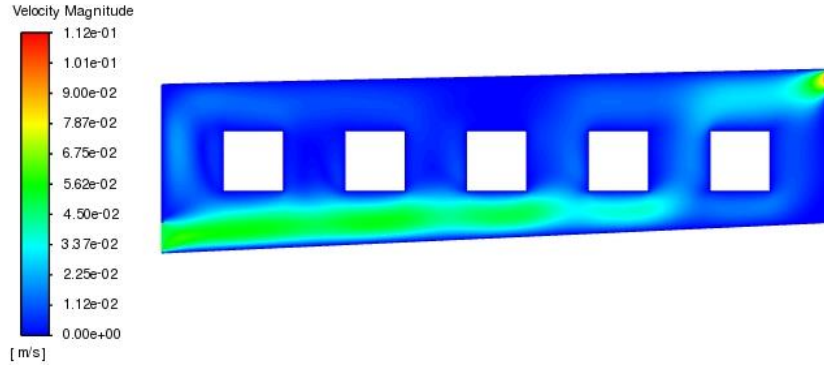
ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren dört ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırır da çıkışa yakalştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Alt ve üst duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşilmektedir. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

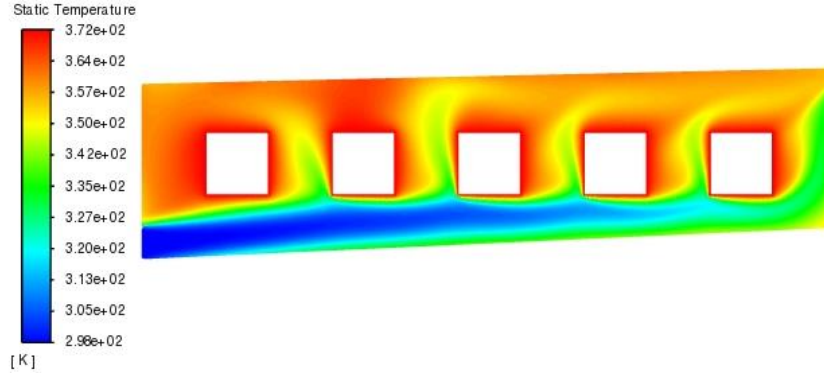


b. $Ri=1$

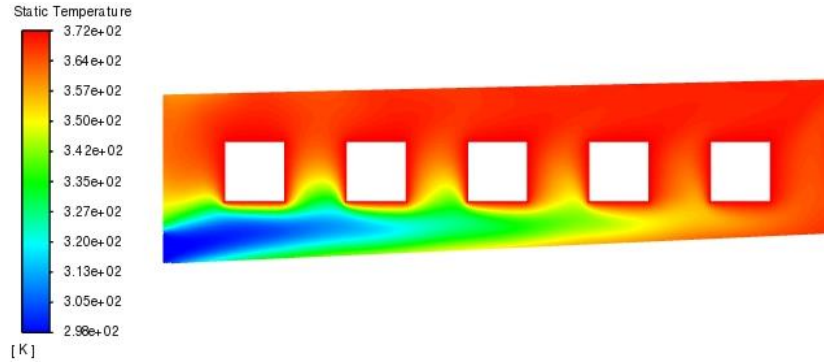


c. $Ri=10$

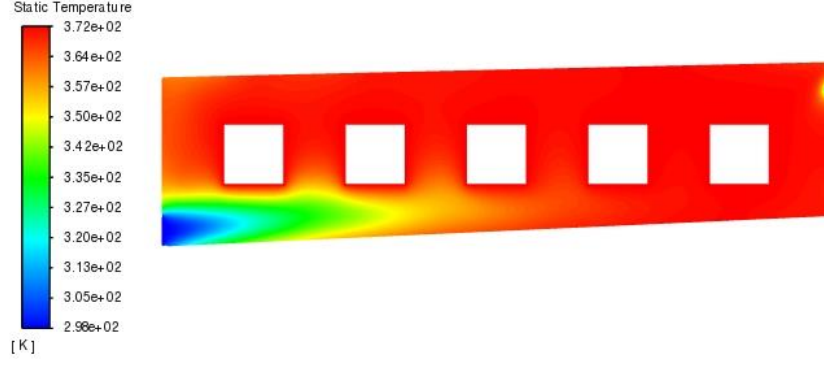
Şekil 24. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

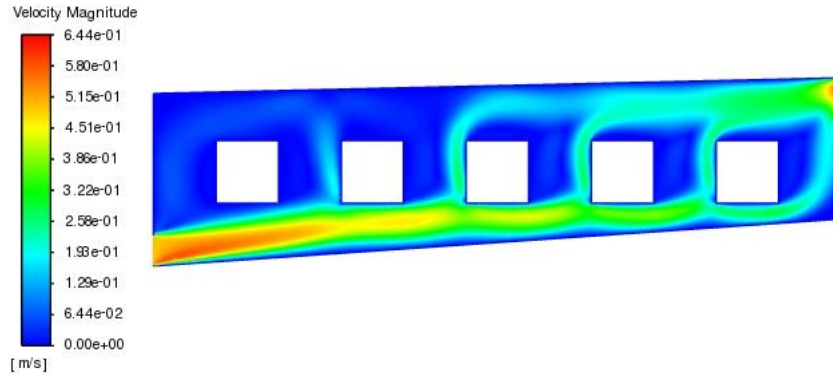
Şekil 25. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.9. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

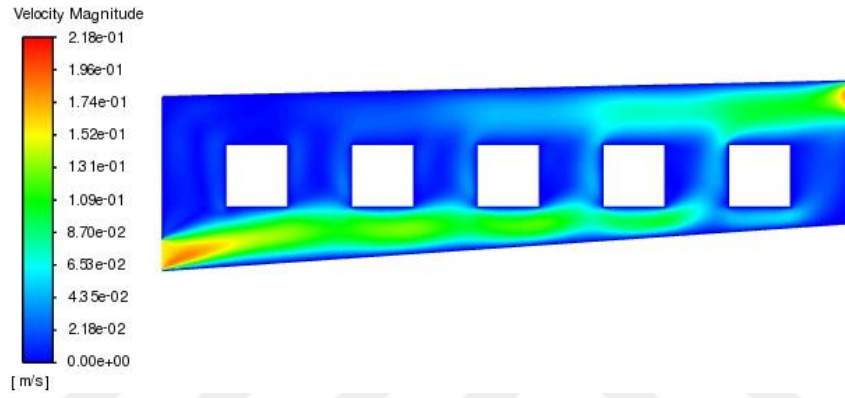
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 26.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalın iki yönde birden daralması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 1 olduğu duruma bakıldığında akış referans konuma göre birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynağında daha iyi bir soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Hız konturlarına bakıldığında akışın Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda çkanal içinde ısı kaynakları üzerinde daha efektif bir dağılıma sahip olduğu görülmektedir. Kanal geometrisinin her iki yönde de daralması akışı ısı kaynakları üzerine daha iyi yönlendirmektedir. Giriş hızının yüksek olduğu durumda referans duruma istinaden girişe yakın olan birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynağında ortalama ısı transferini iyileştirirken, beşinci ısı kaynağında ortalama ısı transferi

azalmaktadır. Referans konuma göre beş numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferi azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanalin alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

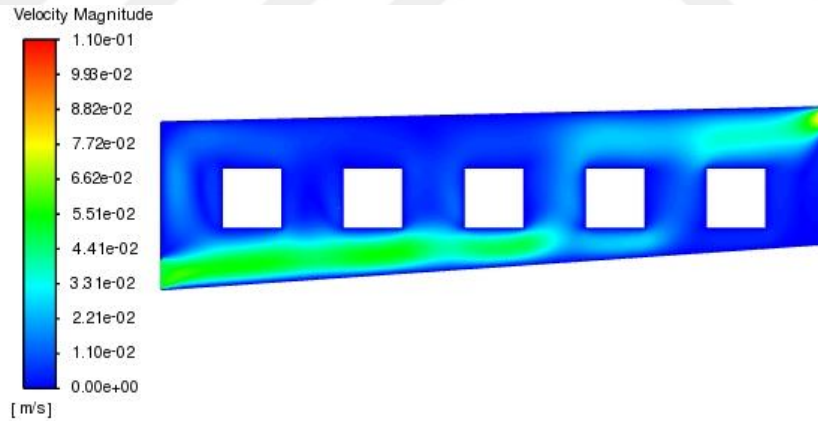
Şekil 27.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda merkeze yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren dört ısı kaynağı için ısı transferini hızlandırır da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Alt ve üst duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Kanal geometrisinin daralması ilk konuma Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda ısı konturunda ciddi değişimlere neden olmuştur ve kanal içindeki ısı dağılımında gözle görülür etkiler yapmıştır. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşılmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

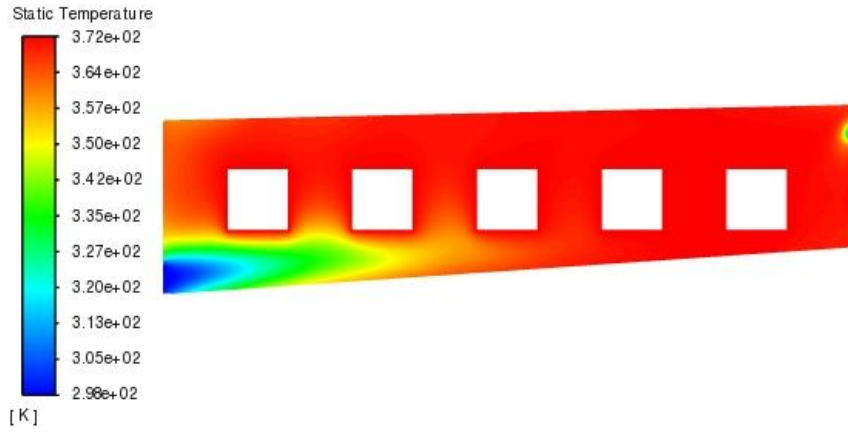
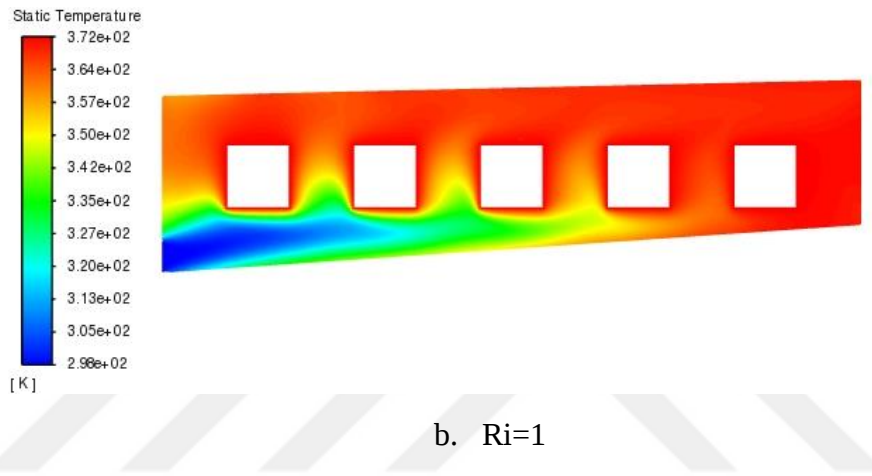
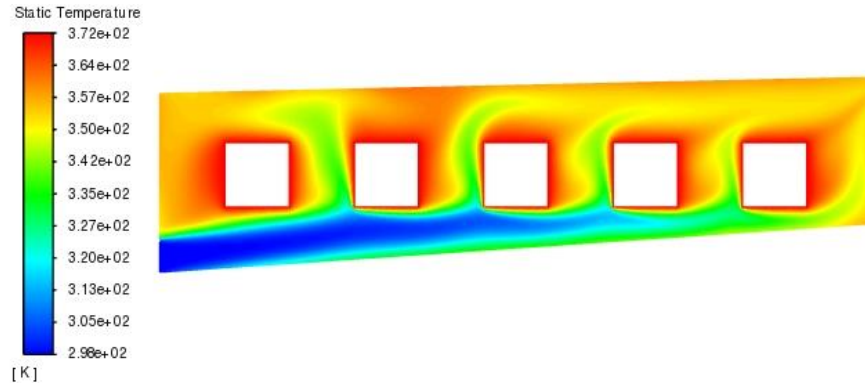


b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

Şekil 26. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü hız konturları



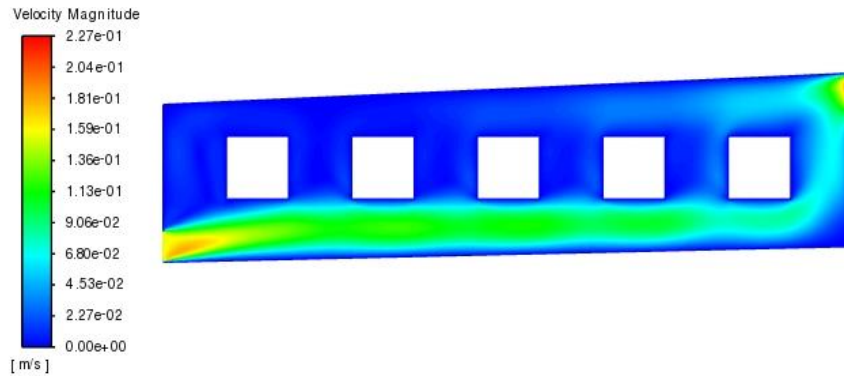
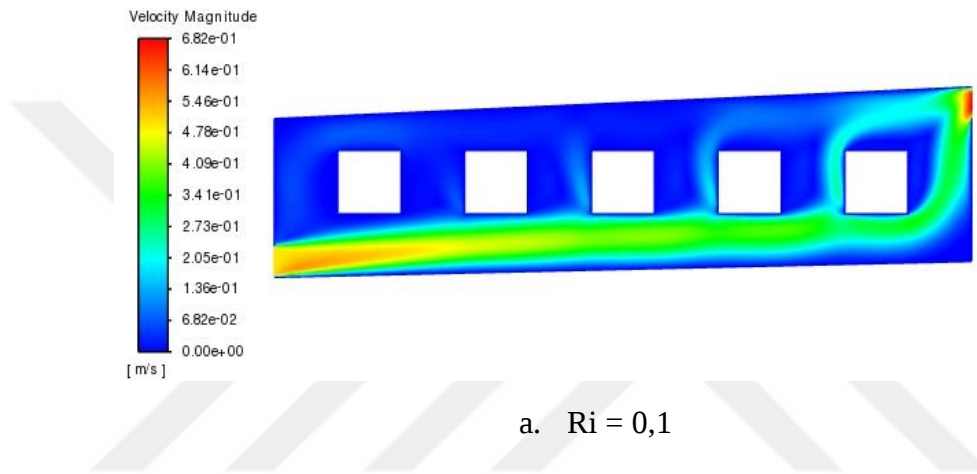
Şekil 27. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü sıcaklık konturları

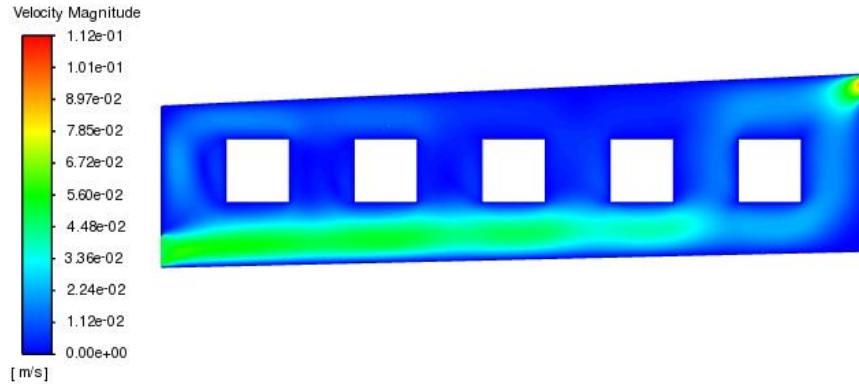
3.1.10. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 28.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalin iki yönde birden daralması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Üst duvarın daha yüksek açıda olması akışın girişten girip süpermesi gereken alanı da azalttığı için kanal içerisinde referans konuma göre daha iyi bir ısı transferi sağlamaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynağında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanala girişten girip kanalın alt yüzeyini süpüren hava ısı kaynaklarıyla temas edip kanal içinde dağılmaktadır. Kanal geometrisinin her iki yönde de daralması akışı ısı kaynakları üzerine daha iyi yönlendirmektedir. Referans konuma göre beş numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferi azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanalin alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 29.'da alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda merkezden itibaren çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma

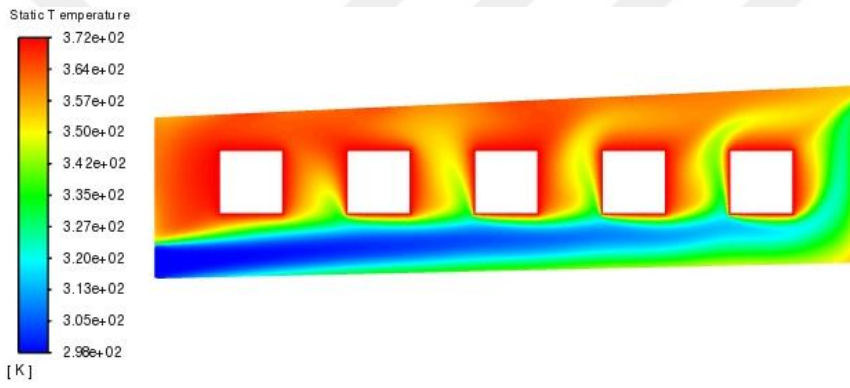
gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Alt ve üst duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferi artmaktadır. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşılacaktır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



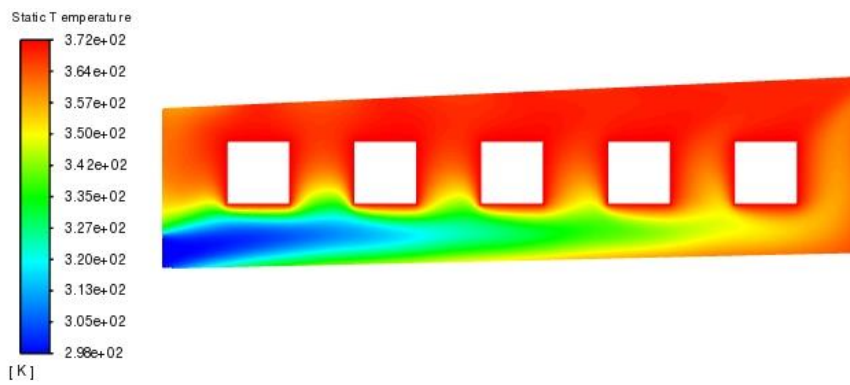


c. $Ri=10$

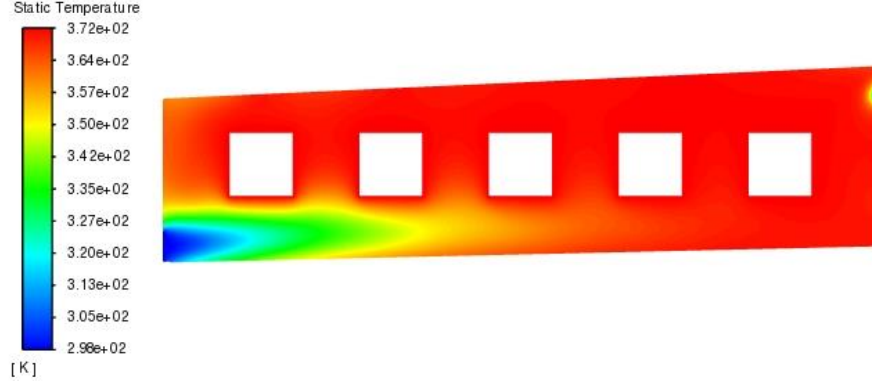
Şekil 28. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

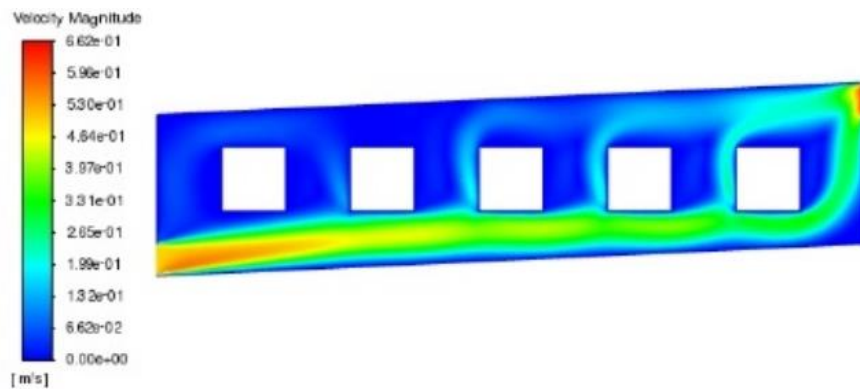
Şekil 29. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.11. Alt Duvarın ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

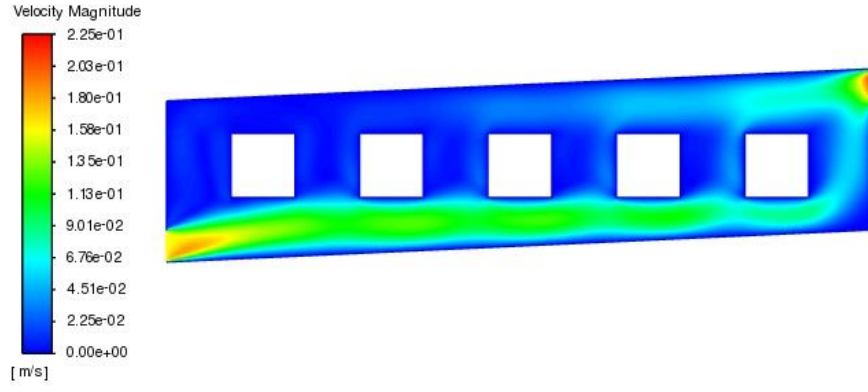
Bu bölümde alt duvarın ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 30.'da alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Hız konturları incelendiğinde giriş hızına bağlı olarak girişten itibaren havanın hızında yerel olarak azalmalar olduğu görülmektedir. Kanalın iki yönde birden daralması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Alt ve üst duvarın giderek daralması akışın girişten girip süpermesi gereken alanı da azalttığı için kanal içerisinde referans konuma göre daha iyi bir ısı transferi sağlamaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynağında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken, üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynağında bu durum tam tersi yöndedir. Kanala girişten girip kanalın alt yüzeyini süpüren hava ısı kaynaklarıyla temas edip kanal içinde dağılmaktadır. Kanal geometrisinin her iki yönde de daralması akışı ısı kaynakları üzerine daha iyi yönlendirmektedir. Referans konuma göre beş numaralı ısı kaynağından itibaren ısı kaynaklarındaki ısı transferi azalsada bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanalın alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde

toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

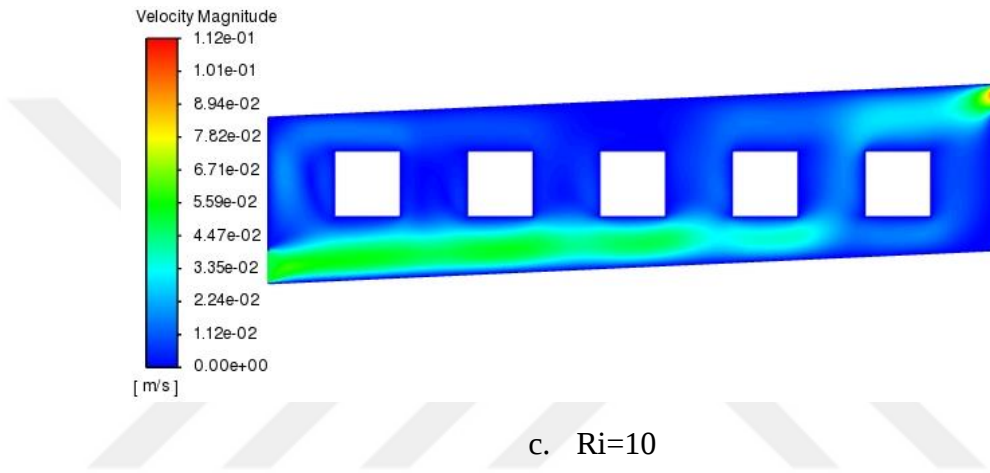
Şekil 31.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Richardson sayısındaki değişimlerin etkisiyle ve üst ve alt duvarın açısının artmasıyla daralan test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren ısı transferini hızlandırır da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Havanın giriş hızının yüksek olduğu durumlarda ısı kaynakları üzerinde ısı transferi hızları görece yakın olsa da havanın hızının düşmesi ısıtıcılar üzerinde olan yerel ısı transferi farkını iyice büyötmektedir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda merkezden itibaren çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görölmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Alt ve üst duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağılı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

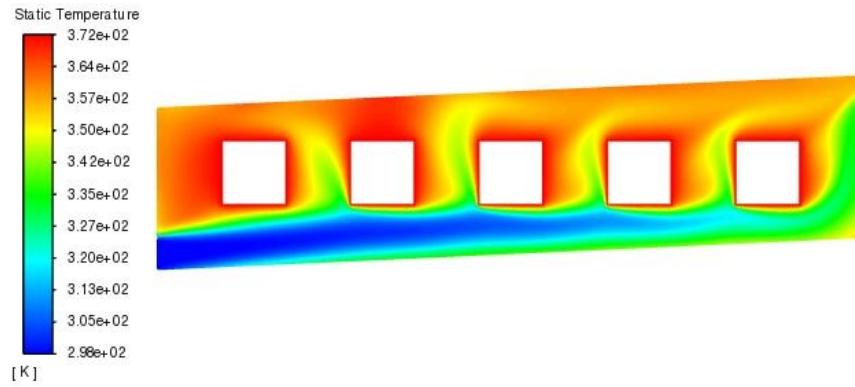


b. $Ri=1$

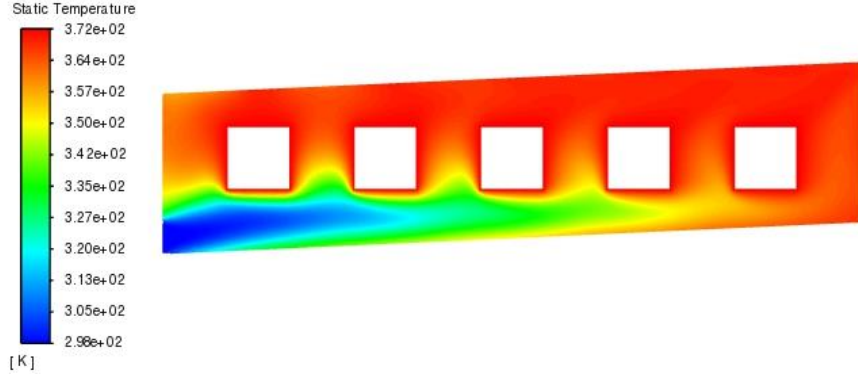


c. $Ri=10$

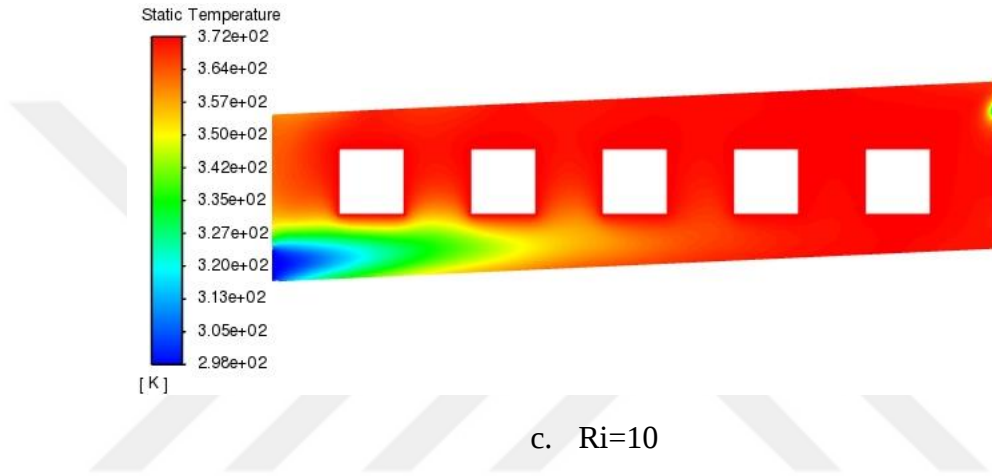
Şekil 30. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

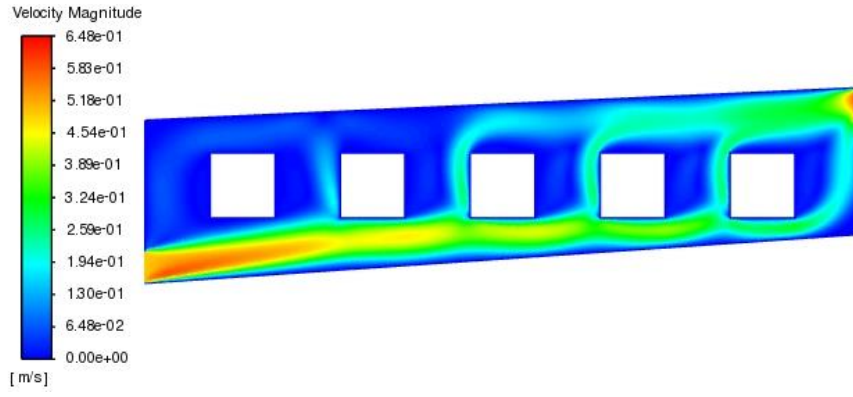
Şekil 31. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.12. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

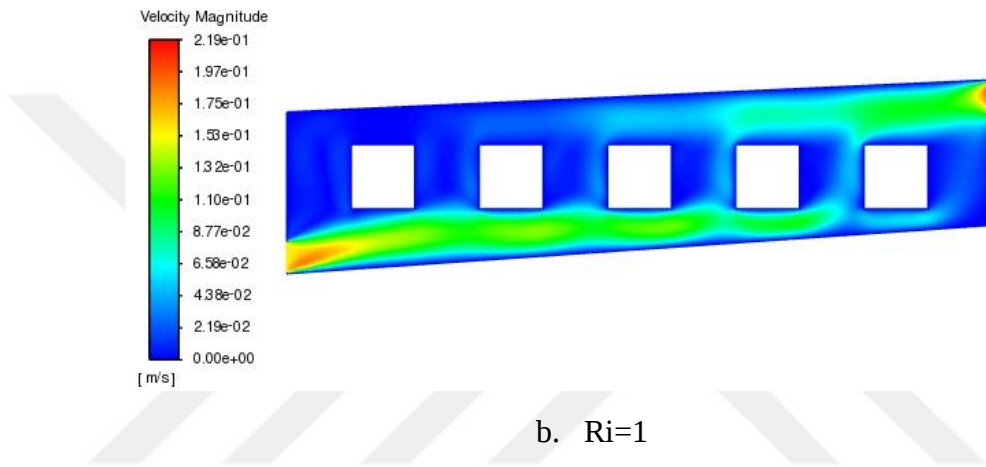
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 32.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalin iki yönde birden daralması düşük Richardson sayılarında akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Üst duvarın daha yüksek açıda olması akışı girişten itibaren ısı kaynaklarına yönelimini artırmakta ve referans konuma göre daha iyi bir ısı transferi sağlamaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 1 olduğu

durumda akış birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlarken Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynağında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken, üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanala girişten girip kanalın alt yüzeyini süpüren hava ısı kaynaklarıyla temas edip kanal içinde dağılmaktadır. Kanal geometrisinin her iki yönde de daralması akışı ısı kaynakları üzerine daha iyi yönlendirmektedir. Referans konuma göre bütün giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır. Kanalın alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

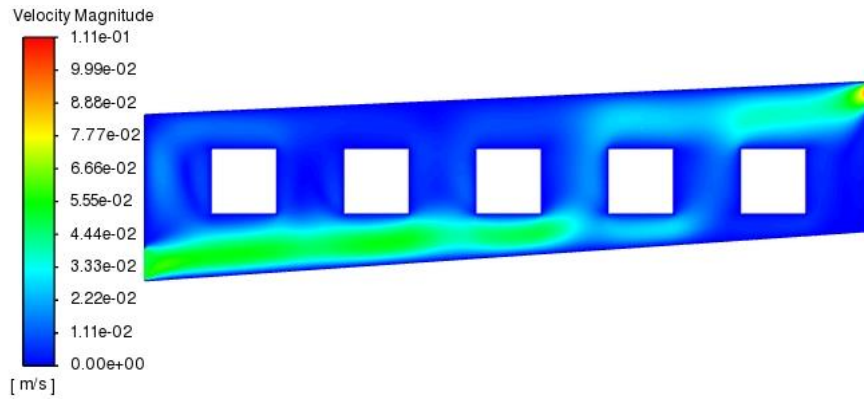
Şekil 33.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda ikinci ısı kaynağından itibaren çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ve merkezdeki ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenirken üçüncü ısı kaynağından itibaren ciddi bir sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Alt ve üst duvarın bu açısında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

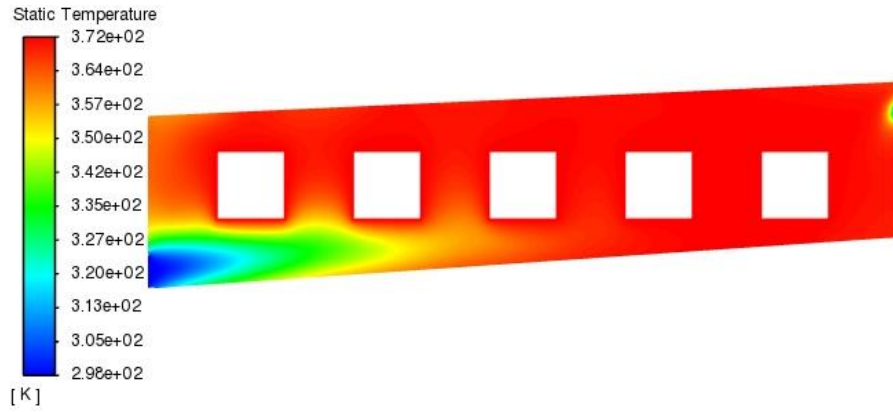
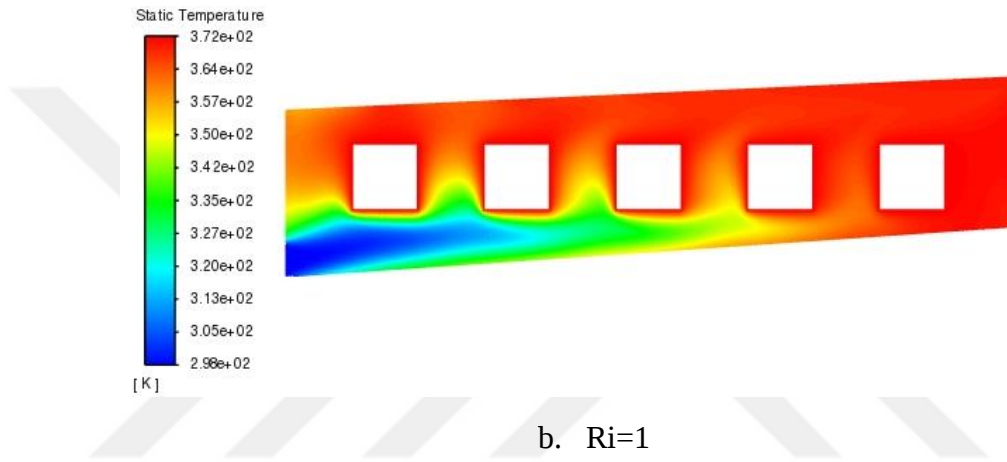
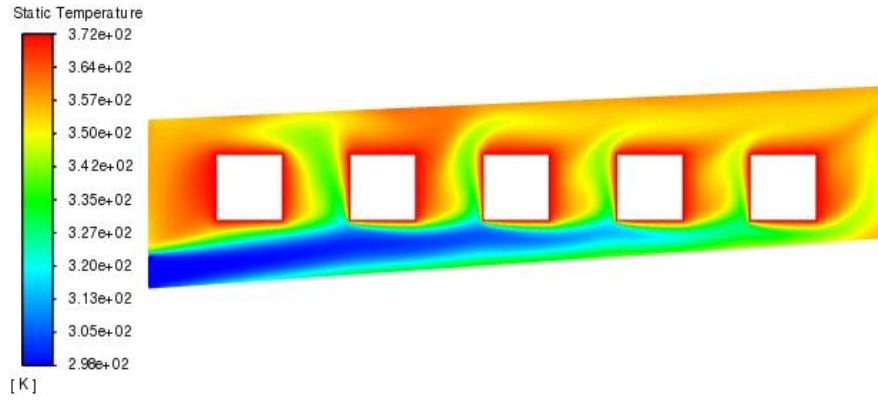


b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

Şekil 32. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü hız konturları



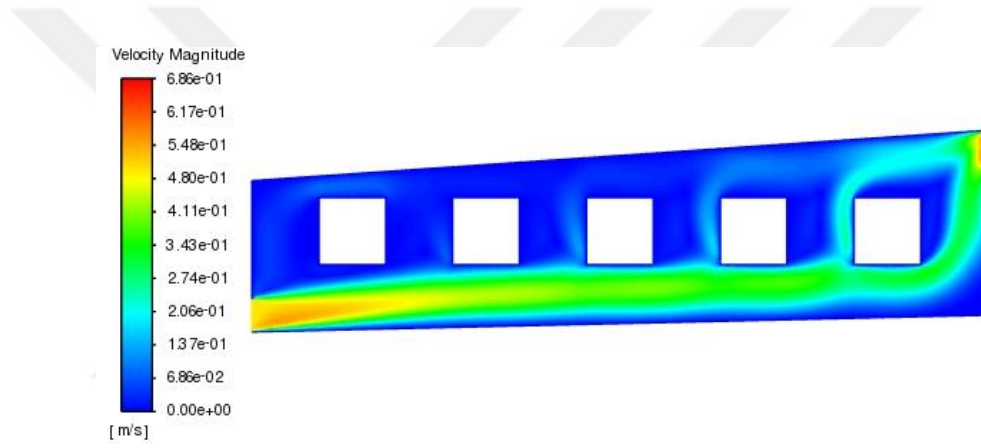
Şekil 33. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.13. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:1 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

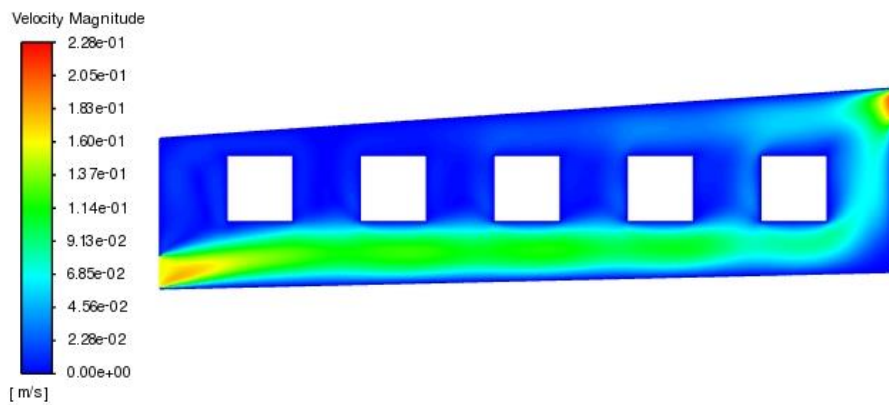
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 34.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalin her iki yönde de daralması düşük Richardson sayılarında akışın ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Üst duvarın daha yüksek açıda olması akışın girişten girip süpermesi gereken alanı azalttığı için yüksek giriş hızlarında kanal içerisinde referans konuma göre daha iyi bir ısı transferi sağlamaktadır. Giriş hızının en düşük olduğu konumda çıkışa doğru resirkülasyonlar oluşmakta ve akış çıkışa yönelememektedir. Bu durum referans konumla kıyaslandığında toplam ısı transferinde azalmaya sebep olmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumlarda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynağında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken, üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanala girişten girip kanalın alt yüzeyini süpüren hava ısı kaynaklarıyla temas edip kanal içinde dağılmaktadır. Referans konuma göre Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumlardaki giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır fakat richardson sayısının 10 olduğu durumda toplam ısı transferi azalmaktadır. Kanalin alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ısı transferinin etkisini artırırken toplam ışınlama ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 35.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda ikinci ısı kaynağından itibaren çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu

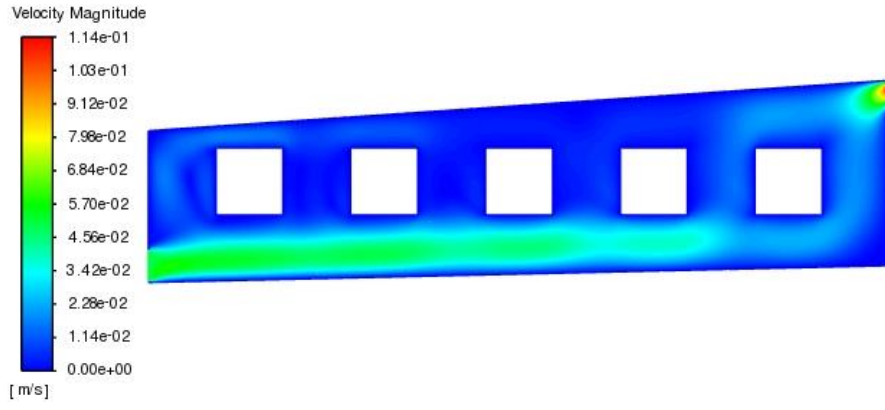
durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ve merkezdeki ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenmektedir. Alt ve üst duvarın bu açısında yüksek giriş hızlarında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirirken, en düşük hızında bu durum tam tersidir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

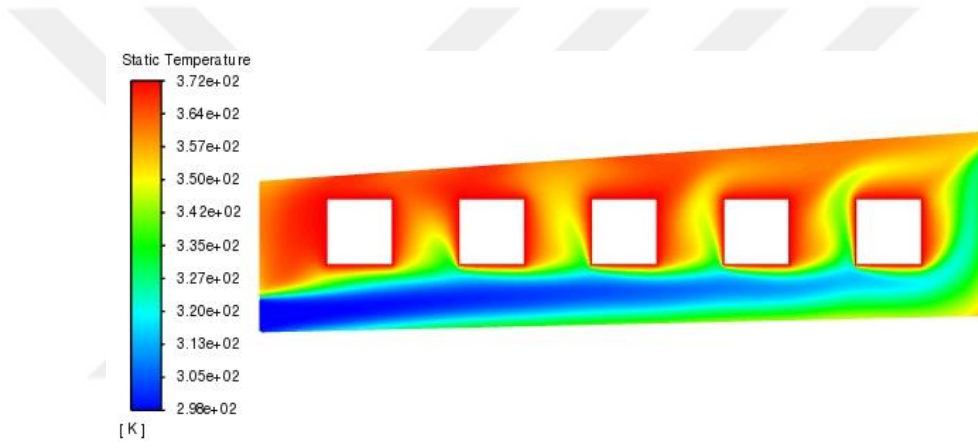


b. $Ri=1$

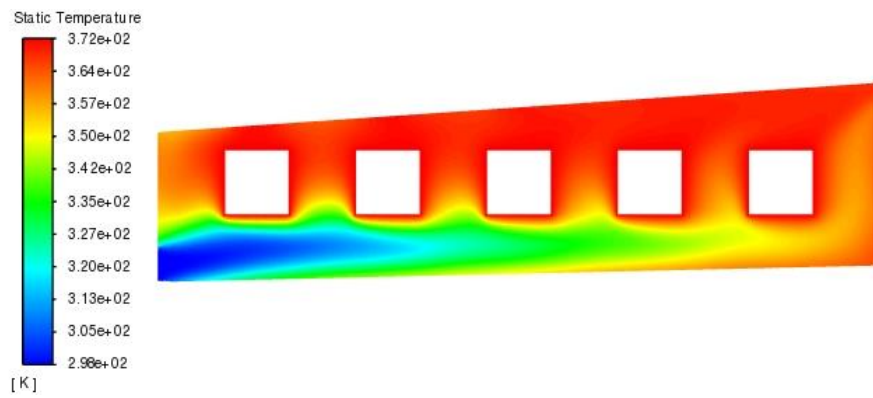


c. $Ri=10$

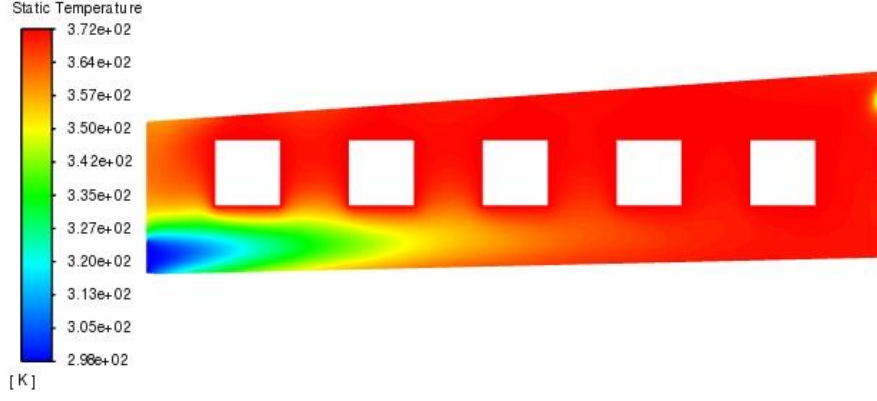
Şekil 34. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

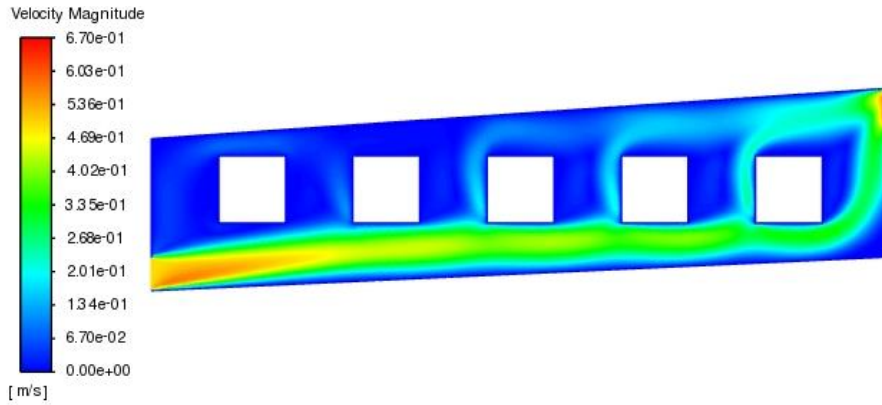
Şekil 35. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.14. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:2 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

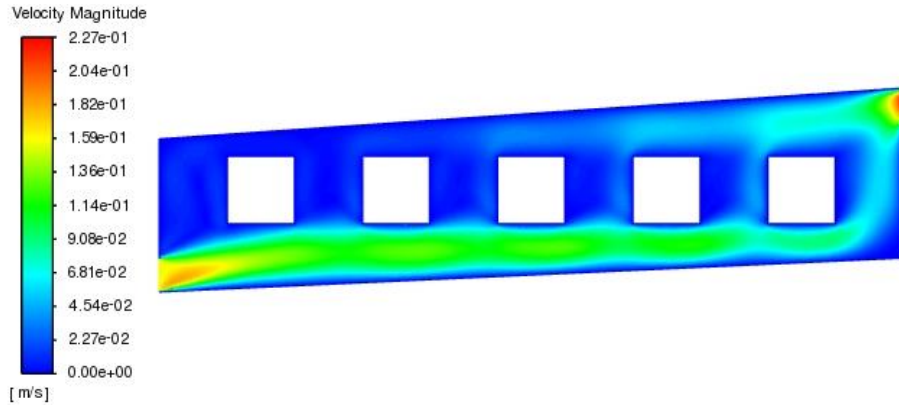
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 36.'da alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Üst duvarın daha yüksek açıda olması akışın girişten girip süpermesi gereken alanı azaltırken alt duvar açısı akışın ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Yüksek giriş hızlarında kanal içerisinde referans konuma göre daha iyi bir ısı transferi sağlamaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumlarda ilk konumlarına göre alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynağında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken, üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Referans konuma göre Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumlardaki giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır fakat richardson sayısının 10 olduğu durumda toplam ısı transferi azalmaktadır. Kanalın alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ile ısı transferinin etkisini artırırken Richardson 0,1 hariç diğer tüm durumlarda toplam ışınlama ile ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince

gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

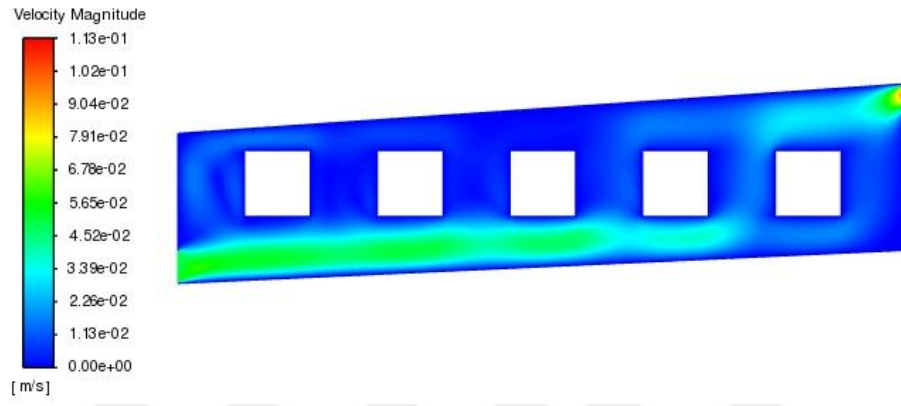
Şekil 37.'de alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda ikinci ısı kaynağından itibaren çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişten itibaren dördüncü ısı kaynağına kadar daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşılmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

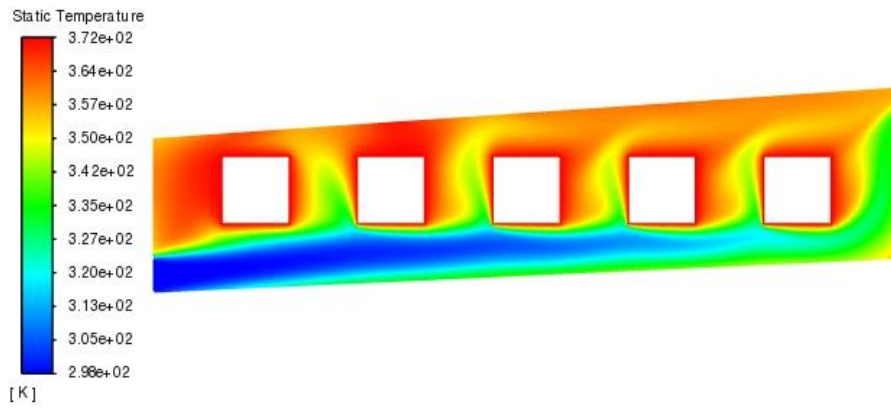


b. $Ri=1$

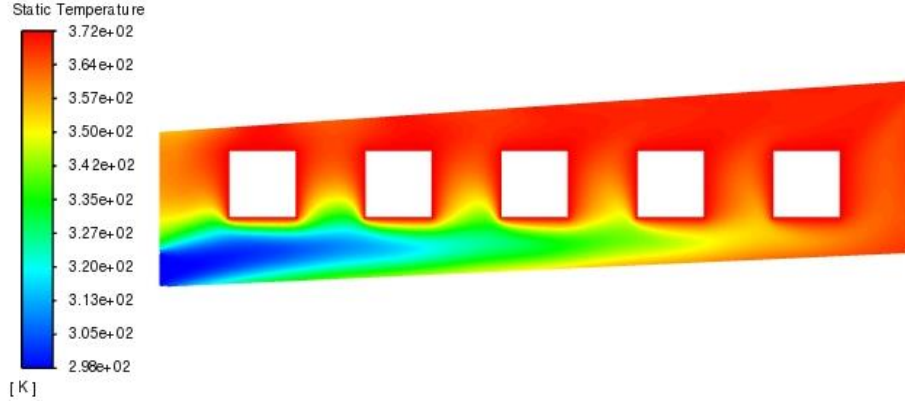


c. $Ri=10$

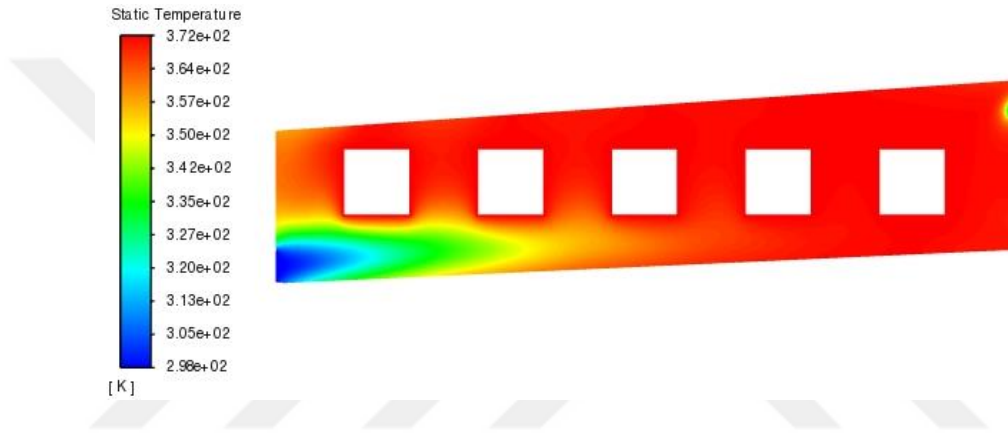
Şekil 36. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

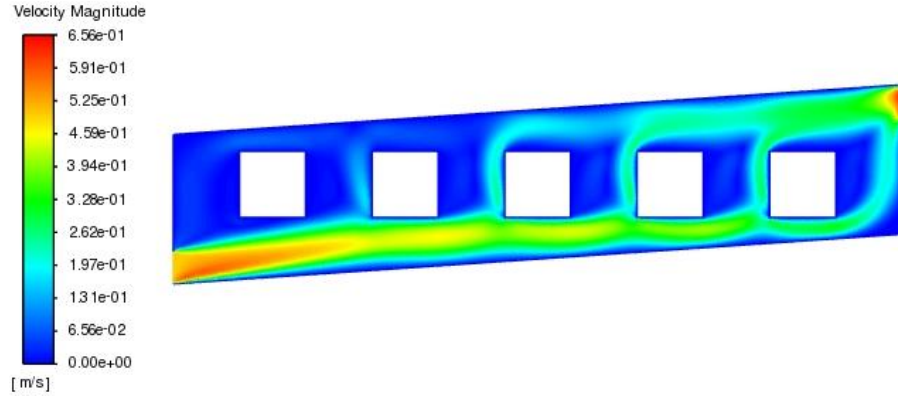
Şekil 37. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.1.15. Alt Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü ve Üst Duvarın İlk Konumuna Göre 44:3 Oranında Düştüğü Kanal Geometrisi

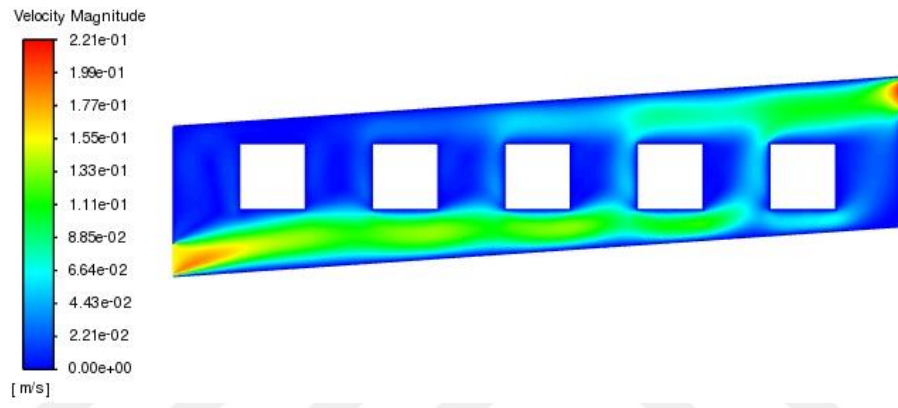
Bu bölümde alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü duvar konumu için farklı Richardson sayılarında elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 38.'de alt duvarın ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle elde edilen hız konturları farklı Richardson sayıları için verilmiştir. Kanalın her iki yönde de daralması düşük Richardson sayılarında akışın ısı kaynaklarına yönelimini artırmaktadır. Üst duvarın daha yüksek açıda olması akışın girişten girip süpermesi gereken alanı azalttığı için yüksek giriş hızlarında kanal içerisinde referans konuma göre daha iyi bir ısı transferi sağlamaktadır. Giriş hızının en düşük olduğu konumda çıkışa doğru resirkülasyonlar oluşmakta ve akış çıkışa

yönelememektedir. Bu durum referans konumla kıyaslandığında toplam ısı transferinde azalmaya sebep olmaktadır. Bu simülasyon sonuçlarına bakıldığında Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumlarda alt ve üst duvarın açısının artması ile akış girişten itibaren birinci, ikinci ve üçüncü ısı kaynaklarında referans konuma göre daha iyi soğutma sağlamaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durum için ise akış birinci ve ikinci ısı kaynağında referans konuma göre daha iyi bir soğutma performansı sağlarken, üçüncü, dördüncü ve beşinci ısı kaynaklarında bu durum tam tersi yöndedir. Kanala girişten girip kanalın alt yüzeyini süpüren hava ısı kaynaklarıyla temas edip kanal içinde dağılmaktadır. Referans konuma göre Richardson sayısının 0,1 ve 1 olduğu durumlardaki giriş hızı değerleri için toplam ısı transferini artırmaktadır fakat richardson sayısının 10 olduğu durumda toplam ısı transferi azalmaktadır. Kanalın alt ve üst duvardan daralması bütün giriş hızı değerlerinde toplam taşınım ısı transferinin etkisini artırırken toplam taşınım ısı transferinin etkisini azaltmaktadır. Havanın hızının azalmasıyla akış yapısı yetince gelişmemekte bu durumda havanın sıcaklığının artmasına ve soğutma performansının düşmesine sebep olmaktadır.

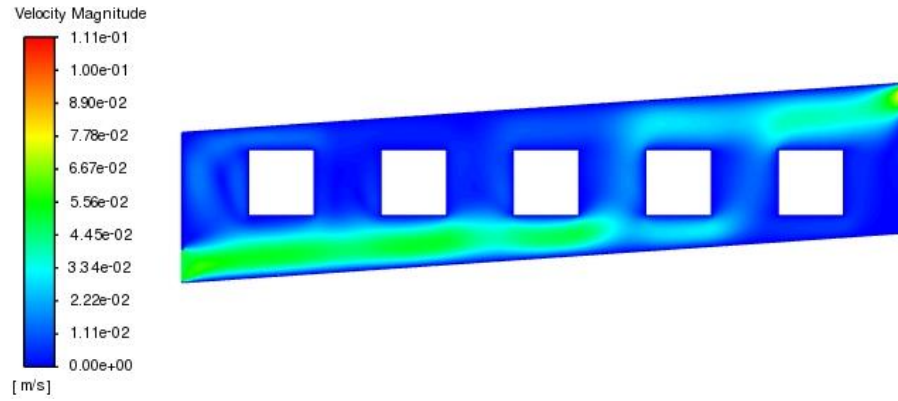
Şekil 39.'da alt ve üst duvarın ilk konuma göre yaptığı açının etkisiyle oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Değişen Richardson sayısının etkisiyle ve alt ve üst duvarın açısının artmasıyla test alanında akışın yapısında değişimler meydana gelmekte ve referans konuma göre girişten itibaren ısı transferini hızlandırırsa da çıkışa yaklaştıkça ısı transferi giderek azalmaktadır. Sıcaklık konturları incelendiğinde Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda ikinci ısı kaynağından itibaren çıkışa yakın ısı kaynaklarında bariz bir soğuma gözlemlenmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda sıcaklık konturunda girişe yakın ve merkezdeki ısı kaynaklarında daha iyi bir soğuma gözlemlenirken çıkışa yaklaştıkça bu durumun azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise birinci ve ikinci ısı kaynağı çevresinde görece iyi bir soğuma gözlemlenmektedir. Alt ve üst duvarın bu açısında yüksek giriş hızlarında ilk konuma göre toplam ısı transferini iyileştirirken, en düşük hızında bu durum tam tersidir. Yukarıda bahsedildiği gibi Richardson sayısının artmasına bağlı olarak havanın hızındaki azalma ısı kaynaklarından havaya doğru olan ısı transferine negatif yönde etki etmektedir. Kanal içerisinde eş dağılı olmayan bir sıcaklık konturuyla karşılaşmaktadır. Düşük Richardson sayılarında akış kendini geliştirememekte ve bu durum soğutma performansını gözle görünür biçimde düşürmektedir.



a. $Ri = 0,1$

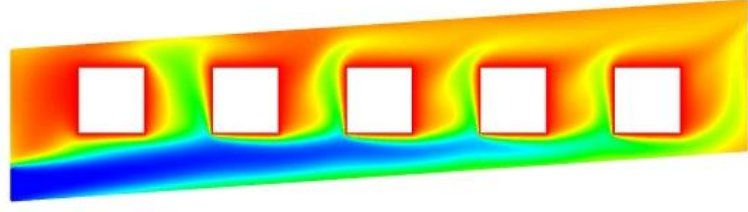
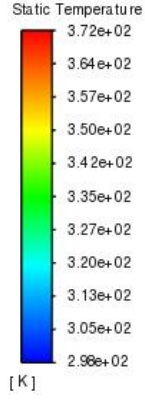


b. $Ri=1$

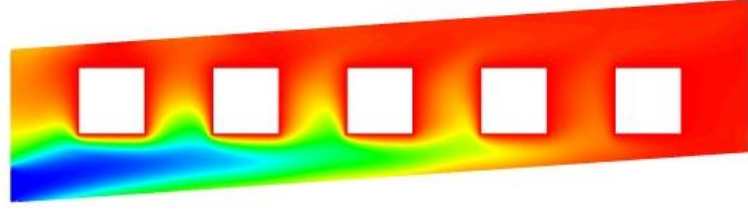
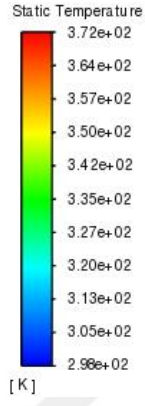


c. $Ri=10$

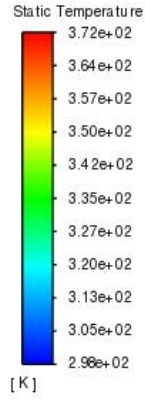
Şekil 38. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü hız konturları



a. $Ri=0,1$



b. $Ri=1$



c. $Ri=10$

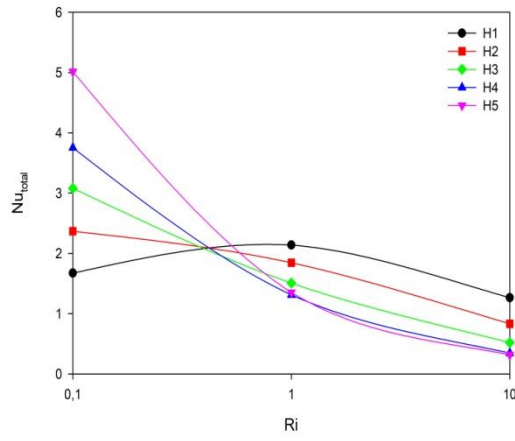
Şekil 39. Farklı Richardson sayısı için alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında ve üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü sıcaklık konturları

3.2. Richardson Sayısının Toplam Isı Transferine Etkisi

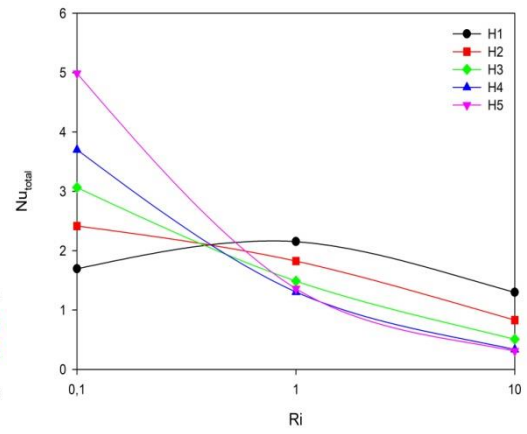
3.2.1. Duvarların Düz ve Tek Taraflı Açılarında Richardson Sayısının Toplam

Nusselt Sayısına Etkisi

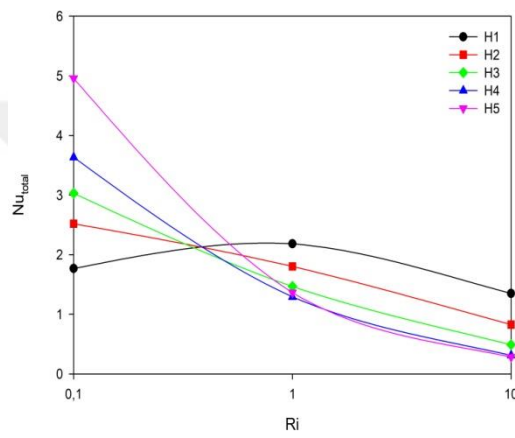
Şekil 40.'da duvarların birbirine paralel olduğu ve tek bir duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları ($Ri = 0,1 - 1 - 10$) için toplam Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı (H1- H2 - H3 - H4 - H5) için ayrı olarak verilmiştir. Havanın kanala girdiği anda hava ve ısı kaynakları arasında olan sıcaklık farkı en fazla değerindedir. Buna istinaden ısı kaynakları ile hava arasında olan ısı transferi en yüksek seviyededir. Havanın kanal içinde yükseldikçe ısı kaynakları ile olan sıcaklık farkı da azalmaktadır. Buna istinaden hava ve ısı kaynakları arasındaki ısı transferi de azalmaktadır. Şekil 40. incelendiğinde beklendiği gibi Richardson sayısı arttığında akışın kanala giriş hızı da düştüğü için toplam Nusselt sayısının da düştüğü görülmektedir. Yalnızca birinci ısı kaynağı özelinde richardson sayısı 0,1 olduğu durumdan 1 olduğu duruma geçtiğinde, bir numaralı ısı kaynağı üzerinde toplam ısı transferinin arttığı görülmektedir. Bu durum Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda havanın yüksek hızla kanala girdiği için kanaldan çıkışa doğru direkt yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumda azalan giriş hızının akışın birinci ısı kaynağı çevresinde daha iyi bir yönelim göstermesinden kaynaklanmaktadır. Toplam Nusselt sayısı havanın giriş hızına bağlı olarak düşük Richardson sayılarında çıkışa yakın olan ısı kaynaklarında artarken, Richardson sayısı azaldıkça bu durum tam tersi yönde gerçekleşmektedir. Havanın giriş hızının azalması ile ısı kaynakları üzerinde toplam Nusselt sayısını sıralı bir şekilde azaltmaktadır. Üst duvarın farklı açılarda daralması toplam Nusselt sayısı üzerinde benzer grafikler ve değerler oluşturmaktadır. Giriş konumuna yakın olan alt duvarın farklı açılarda daralması Richardson sayısının 0,1 olduğu durumlar için toplam Nusselt sayısı üzerinde farklı etkiler yaratmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durum için değerler üst duvar açılına benzer olarak görülmektedir. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü açı için akış merkezden itibaren çıkışa doğru yönelmiş ve 1, 2 ve 3 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın toplam Nusselt sayılarıyla karşılaşılmıştır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için merkezdeki 3 numaralı ısı kaynağında en yüksek toplam Nusselt sayısı görünürken merkezin çevresindeki ısı kaynakların da toplam Nusselt sayısı birbirine yakın olarak görülmektedir.



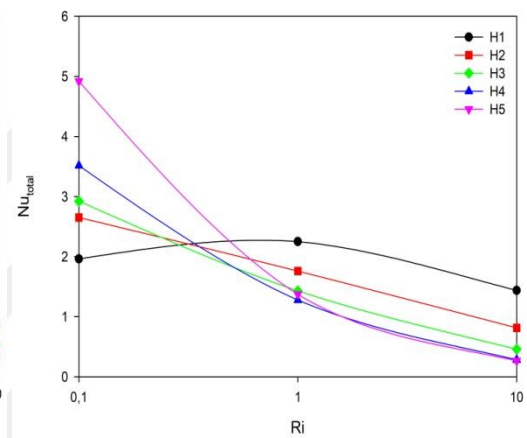
(a)



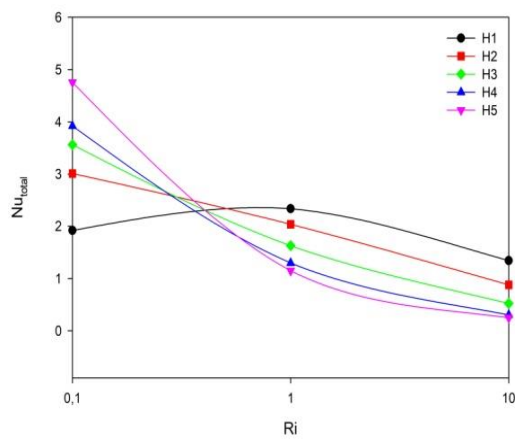
(b)



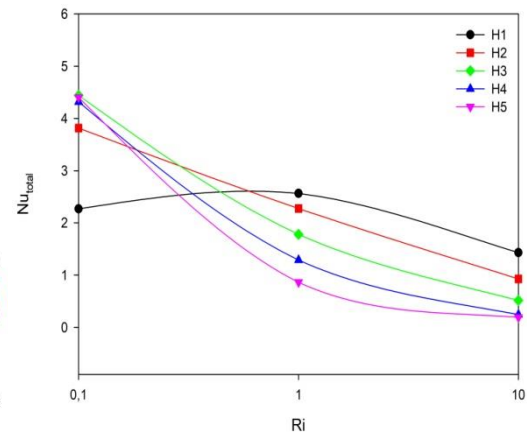
(c)



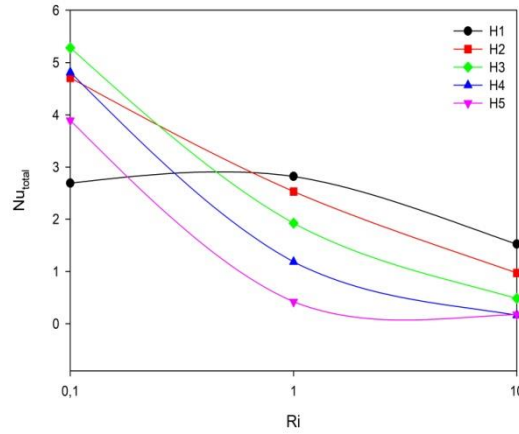
(d)



(e)



(f)



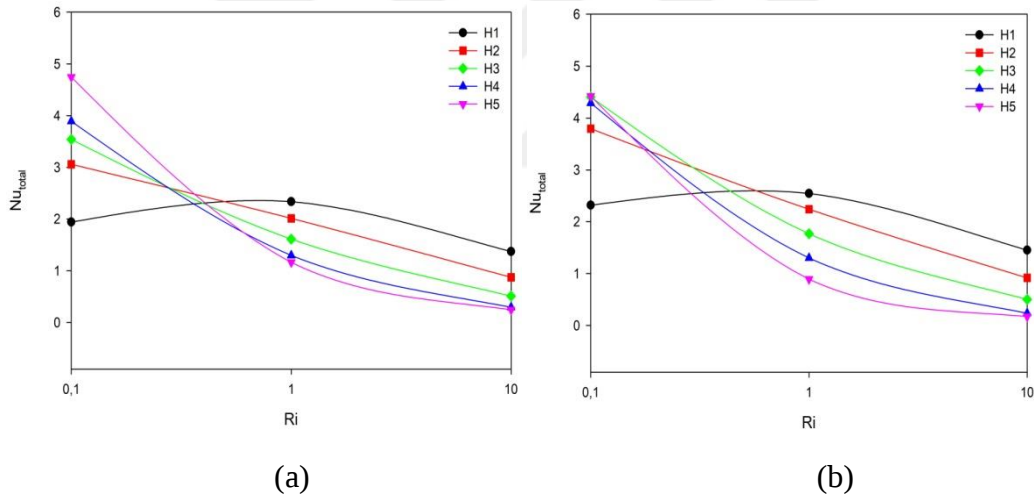
(g)

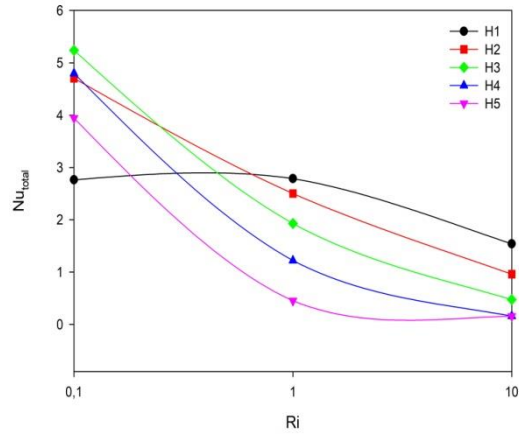
Şekil 40. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Duvarların birbirine göre dik olduğu konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için d) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için e) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için f) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için g) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için

3.2.2. Üst Duvarın 44:1 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 41.'de üst duvarın 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için toplam Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Richardson sayısının artmasıyla birlikte akışın kanala giriş hızı düşer ve toplam Nusselt sayısı da azalır. Ancak, birinci ısı kaynağı özelinde Richardson sayısının 0,1'den 1'e yükselmesi ile bir numaralı ısı kaynağı üzerinde toplam ısı transferinin arttığını göstermektedir. Bu durum Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda havanın yüksek hızla kanala girdiği için kanaldan çıkışa doğru direkt yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumda azalan giriş hızının akışın birinci ısı kaynağı çevresinde daha iyi bir yönelim göstermesinden kaynaklanmaktadır. Toplam Nusselt sayısı havanın giriş hızına bağlı olarak düşük Richardson sayılarında merkezden çıkışa doğru olan ısı kaynaklarında artarken, Richardson sayısı azaldıkça bu durumun girişten merkeze doğru olan yönde gerçekleşmektedir. Havanın giriş hızının azalması ile ısı kaynakları üzerinde toplam Nusselt sayısını sıralı bir şekilde azaltmaktadır. Üst duvarın aynı açıda olup alt duvarın farklı açılarda daralması toplam Nusselt sayısı üzerinde farklı grafikler oluşturmaktadır.

Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda toplam Nusselt sayısı ilk ısı kaynağından beşinci ısı kaynağına kadar artarken, Richardson sayısı azalmaya başlamasıyla akış girişe yakın noktalarda etkinliğini daha iyi gösterebilmekte ve birinci ısı kaynağından beşinci ısı kaynağına gittikçe toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü ve 44:3 oranında düştüğü durumlarda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda akışın merkezde baskın olduğu ve toplam Nusselt sayısının iki, üç ve dört numaralı ısı kaynaklarında yüksek olduğu görülürken Richardson sayısı arttıkça girişteki ısı kaynağından itibaren çıkıştaki ısı kaynağına doğru toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Üst duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda alt duvar 44:1 oranında düşmüş iken en yüksek toplam Nusselt sayısı Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda 5 numaralı ısı kaynağındadır. Alt duvar 44:2 oranında düştüğü ve 44:3 oranında düştüğü durumlarda en yüksek toplam Nusselt sayısı 3 numaralı ısı kaynağında görülmektedir.





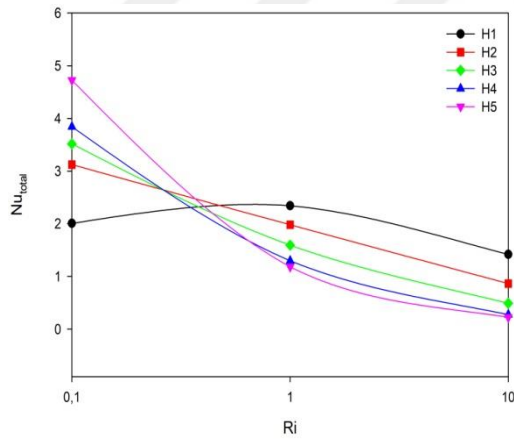
(c)

Şekil 41. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

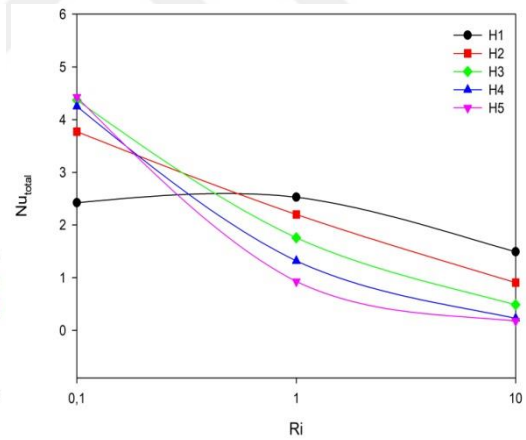
3.2.3. Üst Duvarın 44:2 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 42.'de üst duvarın 44:2 oranında düştüğü açıda olduğu ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için toplam Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Richardson sayısında meydana gelen artışla birlikte akışın kanala girdiği hızı düşer ve toplam Nusselt sayısı da azalır. Ancak, birinci ısı kaynağı özelinde Richardson sayısının 0,1'den 1'e yükselmesi ile bir numaralı ısı kaynağı üzerinde toplam ısı transferinin arttığını göstermektedir. Bu durum Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda havanın yüksek hızla kanala girdiği için kanaldan çıkışa doğru direkt yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumda azalan giriş hızının akışın birinci ısı kaynağı çevresinde daha iyi bir yönelim göstermesinden kaynaklanmaktadır. Toplam Nusselt sayısı Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda merkezden çıkışa doğru olan ısı kaynaklarında artarken, Richardson sayısı 1 olduğunda toplam Nusselt sayısı çıkışa doğru artmaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise toplam Nusselt sayısının merkezde arttığı gözlemlenmektedir. Havanın giriş hızının azalması ile ısı kaynakları üzerinde toplam Nusselt sayısını sıralı bir şekilde azaltmaktadır. Üst duvarın aynı açıda ve alt duvarın farklı açılarda olduğu durumlarda toplam Nusselt sayısı üzerinde farklı grafikler oluşturmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda toplam

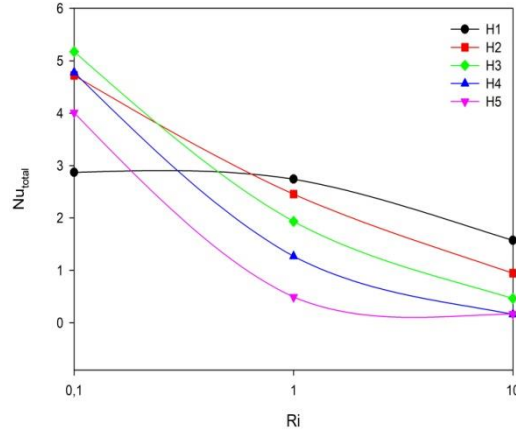
Nusselt sayısı ilk ısı kaynağından beşinci ısı kaynağına kadar artarken, Richardson sayısı azalmaya başlamasıyla akış girişi yakın noktalarda etkinliğini daha iyi gösterebilmekte ve birinci ısı kaynağından beşinci ısı kaynağına gittikçe toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda akışın merkezde baskın olduğu ve toplam Nusselt sayısının iki, üç ve dört numaralı ısı kaynaklarında yüksek olduğu görülürken Richardson sayısı arttıkça girişteki ısı kaynağından itibaren çıkıştaki ısı kaynağına doğru toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda akışın merkezde daha baskın olduğu ve toplam Nusselt sayısının iki, üç ve dört numaralı ısı kaynaklarında yüksek olduğu görülürken Richardson sayısının artmasıyla girişe yakın olan ısı kaynağından itibaren çıkıştaki ısı kaynağına doğru toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Üst duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda alt duvar 44:1 oranında ve 44:3 oranında düştüğü durumda iken en yüksek toplam Nusselt sayısı Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda 5 numaralı ısı kaynağındadır. Alt duvar 44:2 oranında düştüğü durumda en yüksek toplam Nusselt sayısı 3 numaralı ısı kaynağında görülmektedir.



(a)



(b)



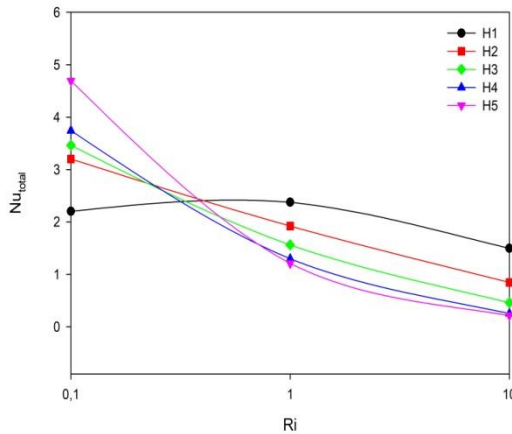
(c)

Şekil 42. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

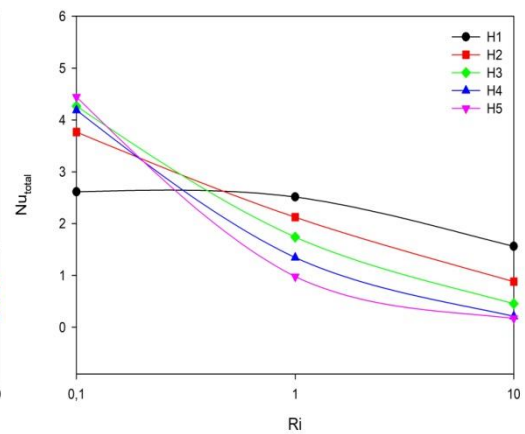
3.2.4. Üst Duvarın 44:3 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Toplam Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 43.'de üst duvarın 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için toplam Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Richardson sayısında meydana gelen artışla birlikte akışın kanala girdiği hızı düşer ve toplam Nusselt sayısı da azalır. Ancak, birinci ısı kaynağı özelinde Richardson sayısının 0,1'den 1'e yükselmesi ile bir numaralı ısı kaynağı üzerinde toplam ısı transferinin arttığını göstermektedir. Bu durumun yukarıda belirtildiği gibi Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda havanın yüksek hızla kanala girip kanaldan çıkışa doğru direkt olarak yönelmesinden ve Richardson sayısı 1 olduğunda azalan giriş hızının akışı birinci ısı kaynağı çevresine daha iyi yöneltmesinden kaynaklanmaktadır. Toplam Nusselt sayısı alt duvarın 44:1 oranında düştüğü olduğu ve Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda girişten çıkışa doğru olan ısı kaynaklarında artarken, Richardson sayısı 1 olduğunda toplam Nusselt sayısı çıkışa doğru azalmaktadır. Richardson sayısının 10 olduğu durumda ise toplam Nusselt sayısının merkezde arttığı gözlemlenmektedir. Havanın giriş hızının azalması ile ısı kaynakları üzerinde toplam Nusselt sayısını sıralı bir şekilde azaltmaktadır. Üst duvarın aynı açıda ve alt duvarın farklı açılarda olduğu durumlarda toplam Nusselt sayısı

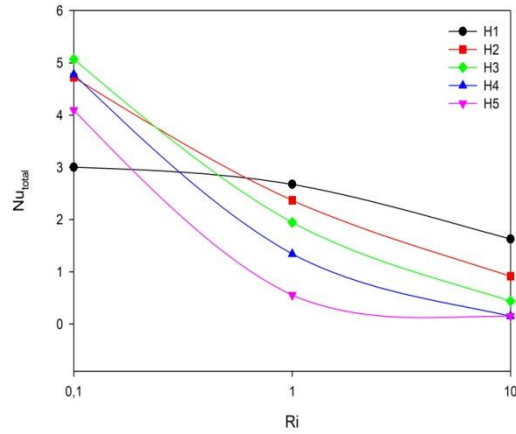
üzerinde farklı grafikler oluşturmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda toplam Nusselt sayısı ilk ısı kaynağından beşinci ısı kaynağına kadar artarken, Richardson sayısı azalmaya başlamasıyla akış girişe yakın noktalarda etkinliğini daha iyi gösterebilmekte ve birinci ısı kaynağından beşinci ısı kaynağına gittikçe toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda akışın merkezde baskın olduğu ve toplam Nusselt sayısının iki, üç ve dört numaralı ısı kaynaklarında yüksek olduğu görülürken Richardson sayısı arttıkça girişteki ısı kaynağından itibaren çıkıştaki ısı kaynağına doğru toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda akışın merkezde daha baskın olduğu ve toplam Nusselt sayısının iki, üç ve dört numaralı ısı kaynaklarında yüksek olduğu görülürken Richardson sayısının artmasıyla girişe yakın olan ısı kaynağından itibaren çıkıştaki ısı kaynağına doğru toplam Nusselt sayısı azalmaktadır. Üst duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda alt duvar 44:1 oranında ve 44:3 oranında düştüğü durumda iken en yüksek toplam Nusselt sayısı Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda 5 numaralı ısı kaynağındadır. Alt duvar 44:2 oranında düştüğü durumda en yüksek toplam Nusselt sayısı 3 numaralı ısı kaynağında görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

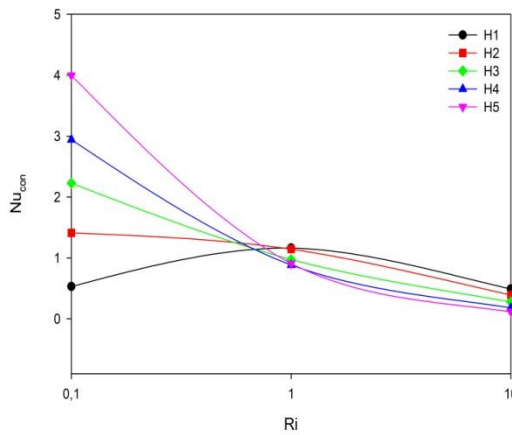
Şekil 43. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan toplam Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

3.3. Richardson Sayısının Taşınım İle Isı Transferine Etkisi

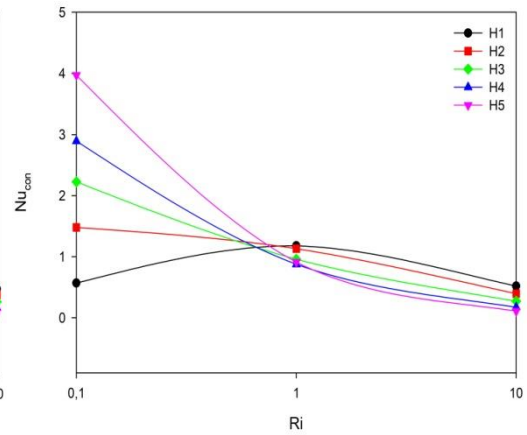
3.3.1. Duvarların Düz ve Tek Taraflı Açılarında Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 44.'de duvarların birbirine paralel olduğu ve tek bir duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları ($Ri = 0,1 - 1 - 10$) için taşınım Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı (H1- H2 - H3 - H4 - H5) için ayrı olarak verilmiştir. Şekil 44. incelendiğinde beklendiği gibi Richardson sayısı arttığında akışın kanala giriş hızı da düştüğü için taşınım Nusselt sayısının da azaldığı görülmektedir. Yalnızca birinci ısı kaynağı özelinde richardson sayısı 0,1 olduğu durumdan 1 olduğu duruma geçtiğinde, bir numaralı ısı kaynağı üzerinde alt duvarın 44:2 oranında düştüğü ve 44:3 oranında düştüğü duvarlar hariç taşınım ile ısı transferinin arttığı görülmektedir. Bu durum Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda havanın yüksek hızla kanala girdiği için kanaldan çıkışa doğru direkt yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumda azalan giriş hızının akışın birinci ısı kaynağı etrafında daha iyi bir yönelim göstermesinden kaynaklanmaktadır. Taşınım Nusselt sayısı havanın giriş hızına bağlı olarak düşük Richardson sayılarında çıkışa yakın olan ısı kaynaklarında artarken, Richardson sayısı azaldıkça bu durum tam tersi yönde gerçekleşmektedir. Havanın kanala girdiği hızın azalması ile ısı kaynakları üzerinde taşınım Nusselt sayısını sıralı

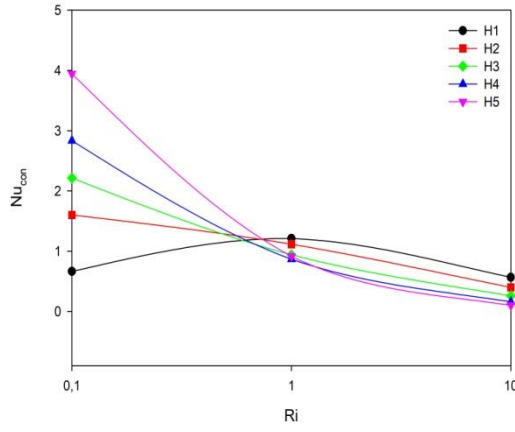
bir şekilde azaltmaktadır. Üst duvarın farklı açılarda daralması taşınım Nusselt sayısı üzerinde benzer grafikler ve değerler oluşturmaktadır. Buna karşın girişe yakın olan alt duvarın farklı açılarda daralması Richardson sayısının 0,1 olduğu durumlarda taşınım Nusselt sayısı üzerinde farklı etkiler yaratmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durum için değerler üst duvar açılarına benzer olarak görülmektedir. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durum için akış merkezden itibaren çıkışa doğru yönelmiş ve 3, 4 ve 5 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayılarıyla karşılaşılmıştır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için ise merkezdeki 3 numaralı ısı kaynağında en yüksek taşınım Nusselt sayısı görünürken merkezin çevresindeki ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısının birbirine yakın olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumlar için taşınım Nusselt sayısı üzerinde benzer etkiler yaratmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü değerler için üst duvarın yaptığı açılara benzer olarak görülmektedir. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durum için akış girişten itibaren merkeze doğru yönelmiş ve 1 ve 2 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayılarıyla karşılaşılmıştır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için ise 2 numaralı ısı kaynağında en yüksek taşınım Nusselt sayısı görünürken girişe yakın ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısı birbirine yakın olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu her durumda azalan giriş hızıyla akış girişte kendini devam ettirmekte ve buna istinaden taşınım Nusselt sayısı girişten çıkışa doğru azalmaktadır.



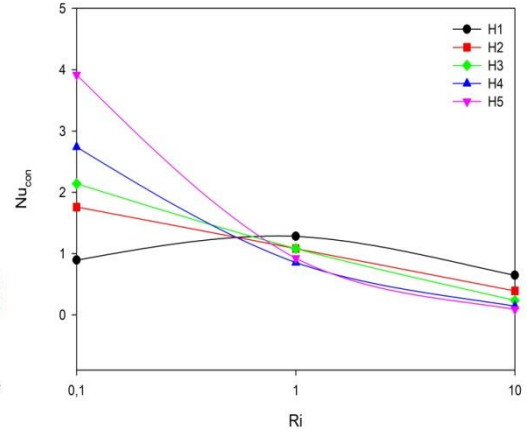
(a)



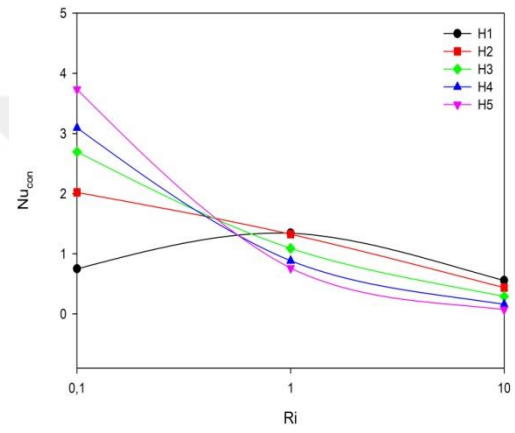
(b)



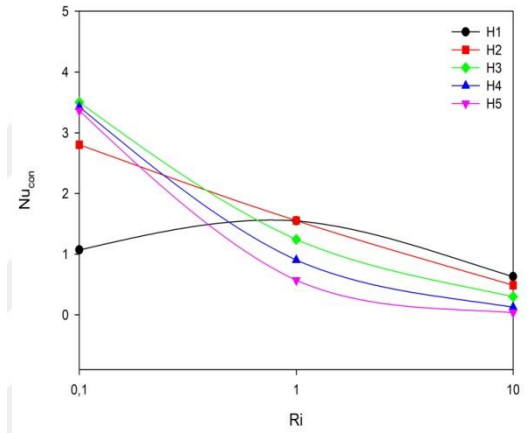
(c)



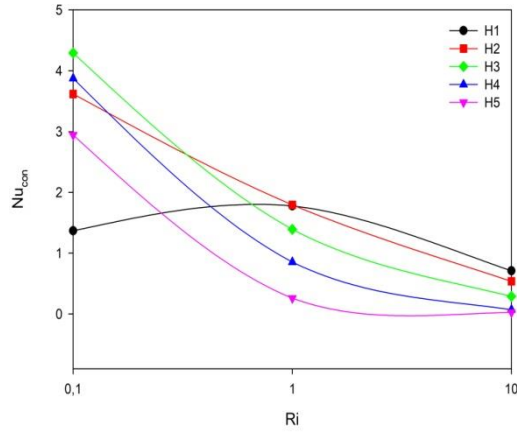
(d)



(e)



(f)



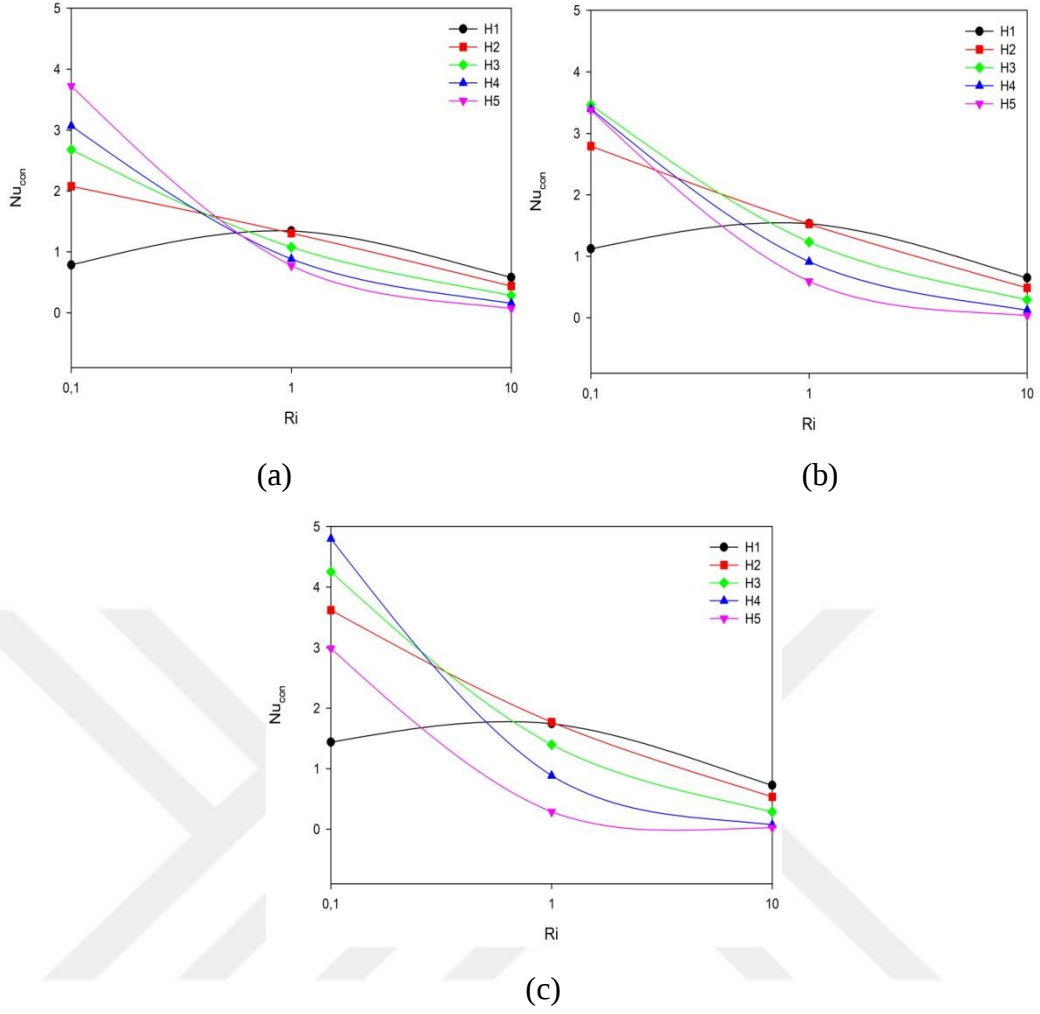
(g)

Şekil 44. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Duvarların birbirine göre dik olduğu konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için d) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için e) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için f) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için g) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için

3.3.2. Üst Duvarın 44:1 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında

Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 45.'de üst duvarın 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için taşınım Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Şekil 45 incelendiğinde yukarıda da bahsedildiği gibi Richardson sayısı arttığında akışın kanala giriş hızı da düştüğü için taşınım Nusselt sayısının da azaldığı görülmektedir. Sadece birinci ısı kaynağı özelinde Richardson sayısı 0,1 olduğu durumdan 1 olduğu duruma geçtiğinde, bir numaralı ısı kaynağında taşınım ısı transferinin arttığı görülmektedir. Bu durumun Richardson sayısı 0,1 olduğu zaman kanala yüksek hızla giren havanın kanaldan çıkışa doğru direkt yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumda azalan giriş hızının akışın birinci ısı kaynağı etrafında daha iyi bir yönelim göstermesinden kaynaklanmaktadır. Havanın kanala giriş hızının azalması ile ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısını sıralı bir şekilde azaltmaktadır. Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt duvarın 44:1 oranında ve 44:2 oranında düştüğü durumlar için taşınım Nusselt sayısının merkezden çıkışa doğru arttığı görülmektedir. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durum için akış merkezden itibaren çıkışa doğru yönelmiş ve 3, 4 ve 5 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayılarıyla karşılaşmıştır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için ise merkezdeki 3 numaralı ısı kaynağında en yüksek taşınım Nusselt sayısı görünürken merkezin çevresindeki ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısının birbirine yakın olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumlar için taşınım Nusselt sayısı üzerinde benzer etkiler yaratmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durum için taşınım Nusselt sayısı girişe yakın ısı kaynaklarında artmaktadır. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durum için akış girişten itibaren merkeze doğru yönelmiş ve 1 ve 2 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayılarıyla karşılaşmıştır. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum ise 2 numaralı ısı kaynağında en yüksek taşınım Nusselt sayısı görünürken girişe yakın ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısı birbirine yakın olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu her durumda azalan giriş hızıyla akış çıkışa doğru kendini devam ettirememekte ve buna istinaden taşınım Nusselt sayısı girişten çıkışa ciddi oranda doğru azalmaktadır.

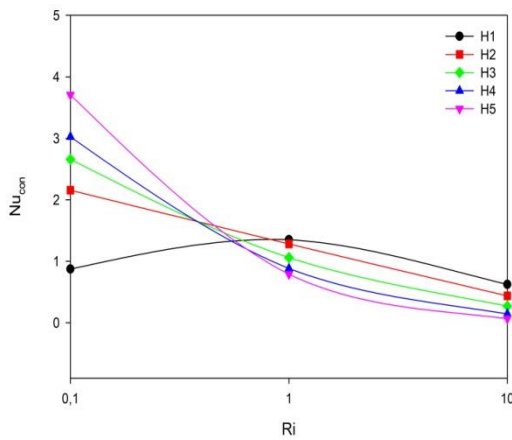


Şekil 45. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

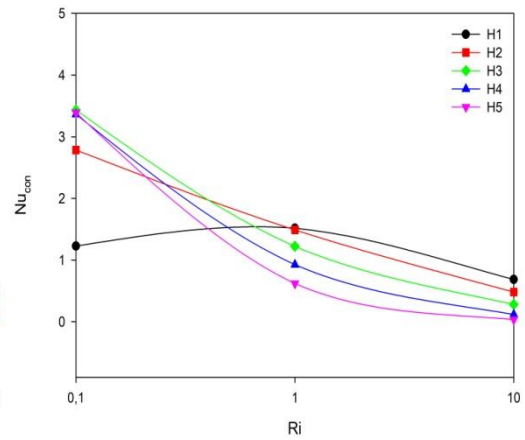
3.3.3. Üst Duvarın 44:2 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 46.'da üst duvarın 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için taşınım Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Şekil 46. incelendiğinde yukarıda da bahsedildiği gibi Richardson sayısı arttığı zaman akışın kanala giriş hızında da azalma olduğu için taşınım Nusselt sayısının da azaldığı görülmektedir. Sadece birinci ısı kaynağı özelinde Richardson sayısı 0,1'den 1'e yükseldiğinde, bir numaralı ısı kaynağında taşınım ile ısı transferinin arttığı görülmektedir. Bu durumun Richardson sayısı 0,1 olduğu zaman

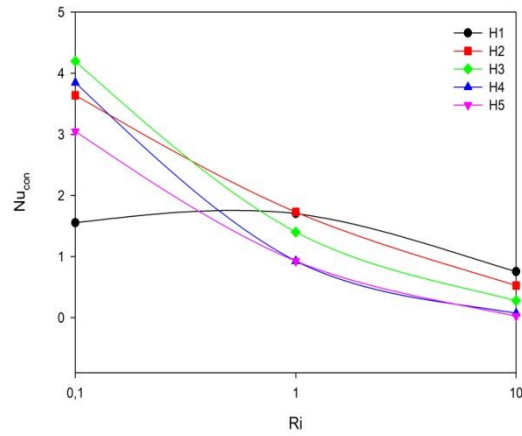
kanala yüksek hızla giren havanın kanaldan çıkışa doğru direkt yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumda azalan giriş hızının akışı birinci ısı kaynağı çevresinde daha iyi bir şekilde yönlendirmesinden kaynaklanmaktadır. Havanın kanala giriş hızının azalması ile ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısını sıralı bir şekilde azaltmaktadır. Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt duvarın düştüğü 44:1 ve 44:2 oranında düştüğü durumlar için taşınım Nusselt sayısının merkezden çıkışa doğru arttığı görülmektedir. Akış alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durumda merkezden itibaren çıkışa doğru yönelmiş ve 3, 4 ve 5 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayıları görülmektedir. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumdan sonra oluşan konumda ise merkezde bulunan 3 numaralı ısı kaynağında en yüksek taşınım Nusselt sayısı görünürken merkezin çevresindeki ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısının birbirine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumlarda alt duvarın her açısı taşınım Nusselt sayısı üzerinde benzer etkiler yaratmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü durumda taşınım Nusselt sayısı girişe yakın ısı kaynaklarında artarken çıkışa yaklaştıkça azalmaktadır. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durumda akış girişten merkeze doğru yönelim göstermiş, 1 ve 2 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayıları gözlemlenmektedir. Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda ise en yüksek taşınım Nusselt sayısı 2 numaralı ısı kaynağında görünürken girişe yakın olan ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısı birbirine yakın olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 10 olduğu her durumda azalan giriş hızıyla akış çıkışa doğru kendini devam ettirememekte ve buna istinaden taşınım Nusselt sayısı girişten çıkışa ciddi oranda doğru azalmaktadır.



(a)



(b)



(c)

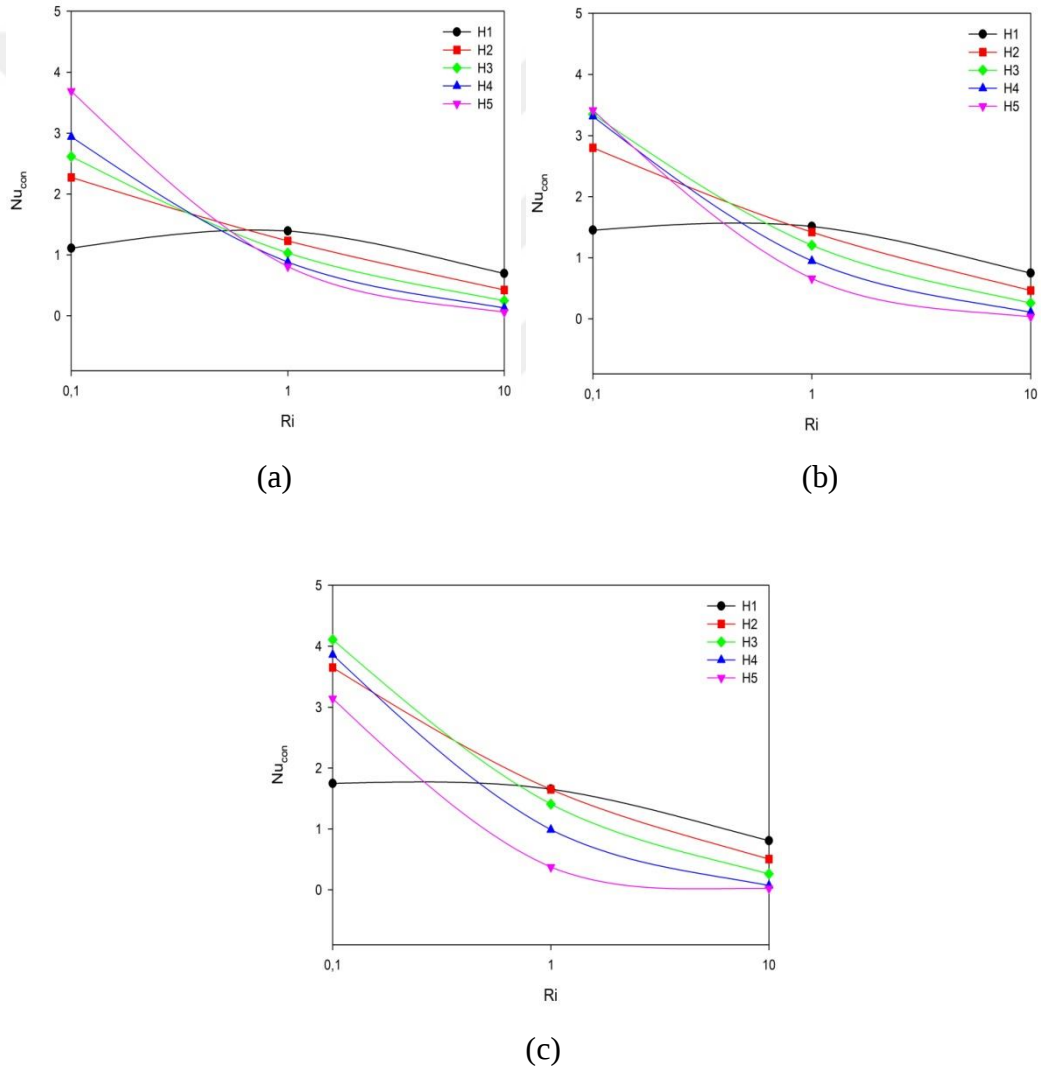
Şekil 46. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

3.3.4. Üst Duvarın 44:3 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında

Richardson Sayısının Taşınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 47.'de üst duvarın 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için taşınım Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Şekil 47. incelendiğinde yukarıda da bahsedildiği gibi Richardson sayısı arttığı durumda akışın kanala girdiği hızında da azalma olduğu için taşınım Nusselt sayısının da azaldığı görülmektedir. Yalnızca girişteki birinci ısı kaynağında Richardson sayısı 0,1'olduğu durumdan 1'e yükseldiğinde, bir numaralı ısı kaynağında taşınım ile ısı transferinde artış olduğu görülmektedir. Bu durum Richardson sayısı 0,1 olduğu zaman kanala yüksek hızla giren havanın kanaldan çıkışa doğrudan yönelmesi ve Richardson sayısının 1 ve 10 olduğu durumlarda azalan giriş hızının akışı birinci ısı kaynağı çevresinde daha iyi bir şekilde yönlendirmesinden kaynaklanmaktadır. Havanın kanala giriş hızında azalma olması ile ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısının sıralı bir şekilde azaldığı görülmektedir. Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda alt duvarın 44:1 oranında düştüğü ve 44:2 oranında düştüğü durumlar için taşınım Nusselt sayısının merkezden çıkışa doğru arttığı ve en yüksek değerinin beşinci ısı kaynağında olduğu görülmektedir. Alt duvarın 44:2 oranında düştüğü durumda 3, 4 ve 5 numaralı ısı kaynaklarında birbirine yakın taşınım Nusselt sayıları görülmektedir.

Alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda oluşan konumda ise merkezde bulunan 3 numaralı ısı kaynağında en yüksek taşınım Nusselt sayısı görünürken merkezin çevresindeki ısı kaynaklarında taşınım Nusselt sayısının birbirine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Richardson sayısının 1 olduğu durumda alt duvarın her açısında taşınım Nusselt sayısı üzerinde benzer etkiler yaratmaktadır. Alt duvarın 44:1 oranında düştüğü, 44:2 oranında düştüğü ve 44:3 oranında düştüğü durumlarda ısı kaynaklarındaki taşınım Nusselt sayısı girişten çıkışa yaklaştıkça azalmaktadır Richardson sayısının 10 olduğu her durumda azalan giriş hızıyla birlikte taşınım Nusselt sayısı girişten çıkışa ciddi oranda doğru azalmaktadır.



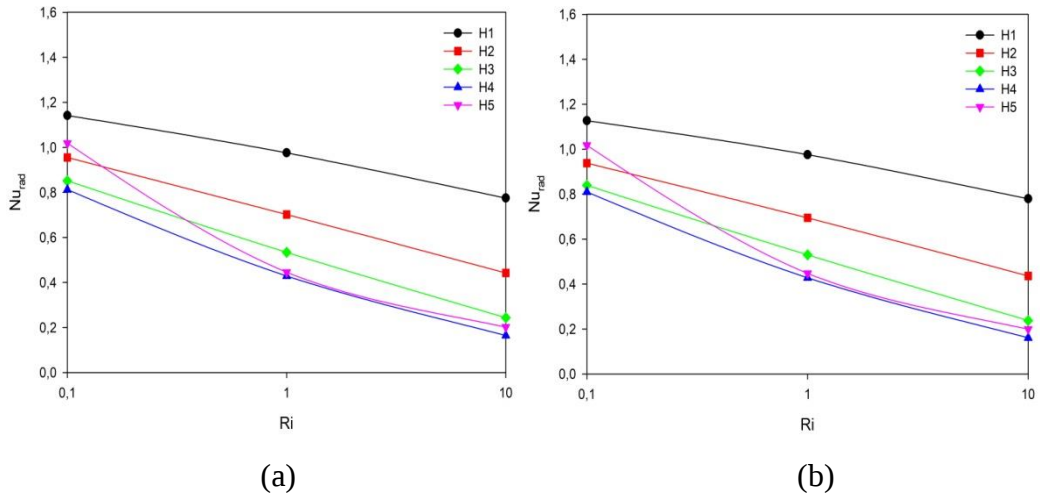
Şekil 47. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan taşınım Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna

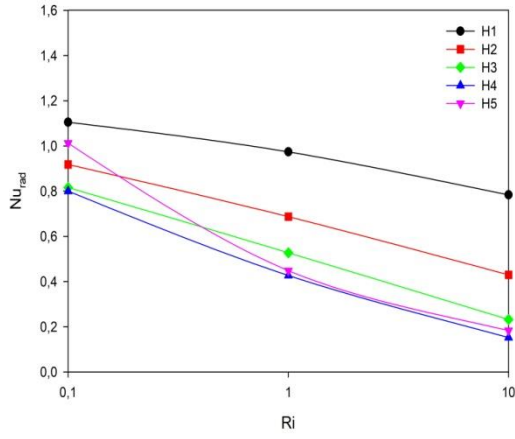
göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

3.4. Richardson Sayısının Işınımla Isı Transferine Etkisi

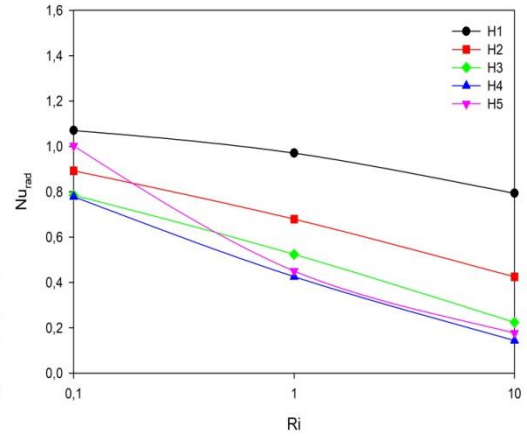
3.4.1 Duvarların Düz ve Tek Taraflı Açılarında Richardson Sayısının Işınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 48.'de $\varepsilon = 0,95$ değerinde duvarların birbirine paralel olduğu ve tek bir duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları ($Ri = 0,1 - 1 - 10$) için ışınlam Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı (H1- H2 - H3 - H4 - H5) için ayrı olarak verilmiştir. Şekil 48.'de görüldüğü gibi alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum hariç Richardson değerlerinde meydana gelen tüm artışlarda ışınlamla ısı transferinin azaldığı gözlemlenmektedir. Richardson sayısı arttığında akışın kanala giriş hızı da düştüğü için ışınlam Nusselt sayısının etkisi daha iyi görülmektedir. Işınım Nusselt sayısının etkisinin artmasıyla taşınım Nusselt sayısının toplam Nusselt sayısına katkısı azalmaktadır. Bu duruma istinaden ışınlamla ısı transferinin taşınımla ısı transferini destekleyici yönde olduğu görülmektedir. En yüksek ışınlam Nusselt sayısı alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda 1 numaralı ısı kaynağında gözlemlenirken en düşük ışınlam Nusselt sayısı yine alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için Richardson sayısının 10 olduğunda 4 numaralı ısı kaynağı üzerinde görülmektedir.

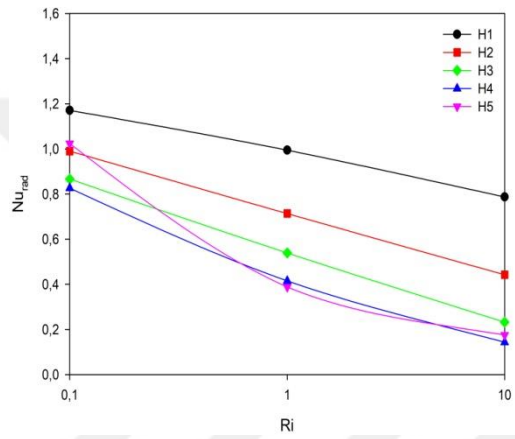




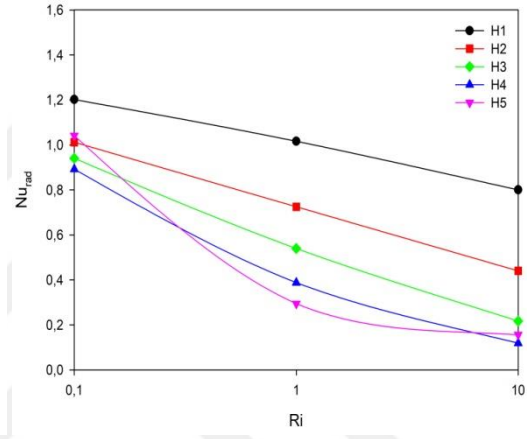
(c)



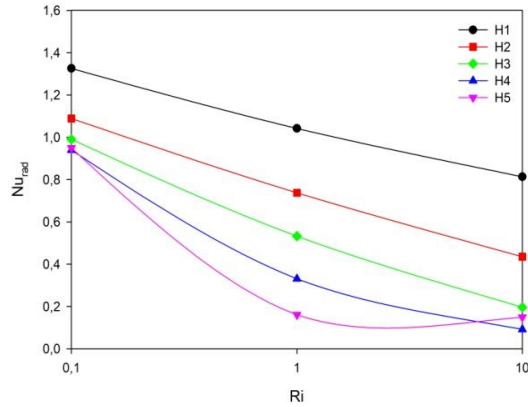
(d)



(e)



(f)



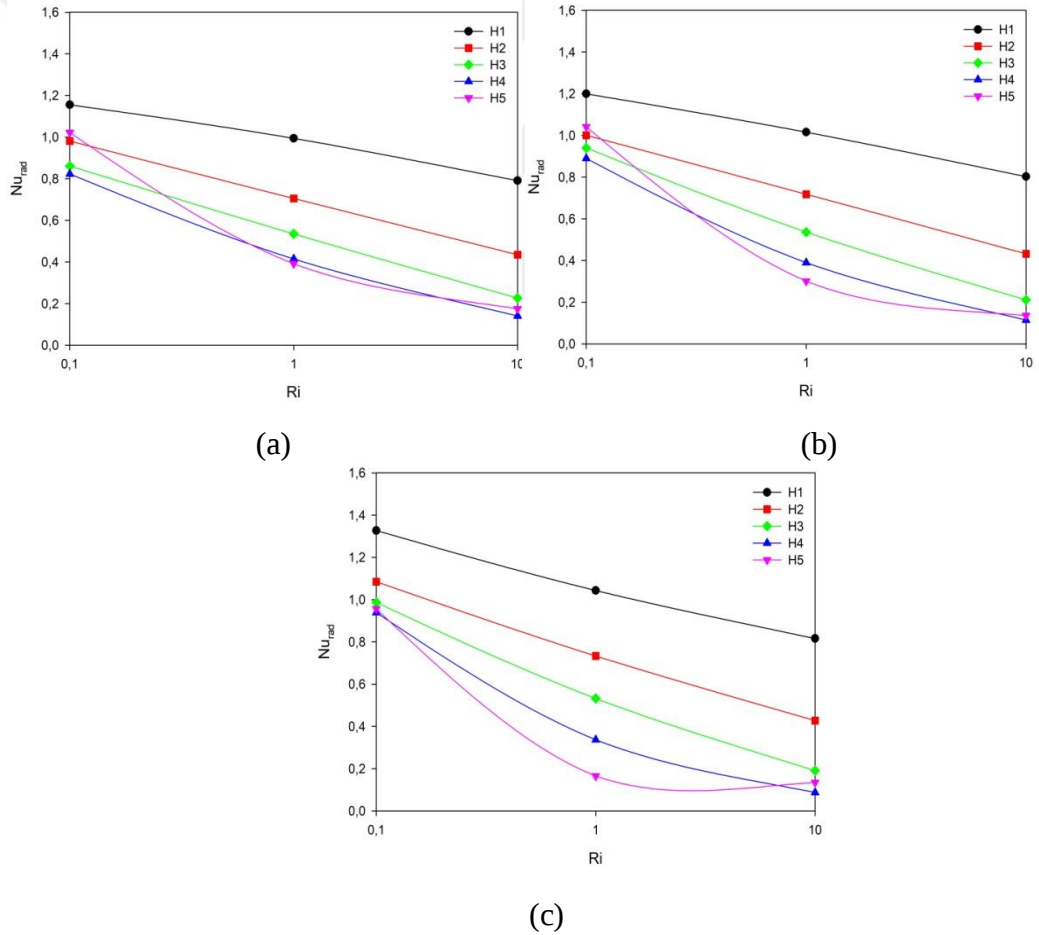
(g)

Şekil 48. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışınlı Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Duvarların birbirine göre dik olduğu konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için d) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için e) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için f) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için g) Alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü konum için

3.4.2. Üst Duvarın 44:1 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında

Richardson Sayısının Işınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 49.'da üst duvarın 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için taşınım Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Şekil 49.'de görüldüğü gibi alt duvarının yaptığı tüm açı değerleri için Richardson değerlerinde meydana gelen tün artışlarda ışınlımla ısı transferinin de azaldığı görülmektedir. Richardson sayısı arttığı zaman akışın kanala girdiği hız da düştüğü için ışınlım Nusselt sayısının etkisi daha da iyi görülmektedir. Işınım Nusselt sayısının etkisinin artmasıyla taşınım Nusselt sayısının toplam Nusselt sayısına katkısı azalmaktadır. Bu duruma istinaden ışınlımla ısı transferinin toplam ısı transferine katkısının pozitif yönde olduğu görülmektedir. En yüksek ışınlım Nusselt sayısı alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda 1 numaralı ısı kaynağında gözlemlenirken en düşük ışınlım Nusselt sayısı yine alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için Richardson sayısının 10 olduğunda 4 numaralı ısı kaynağı üzerinde görülmektedir.

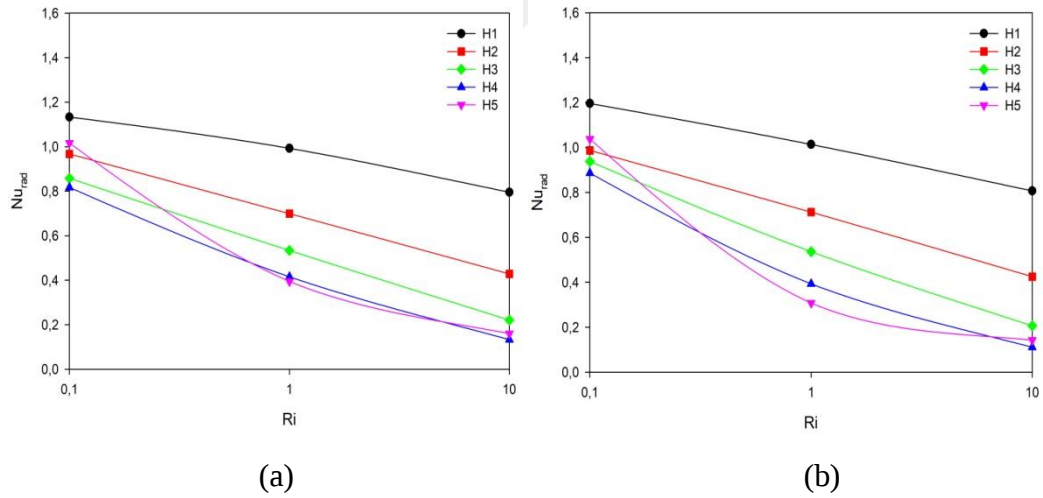


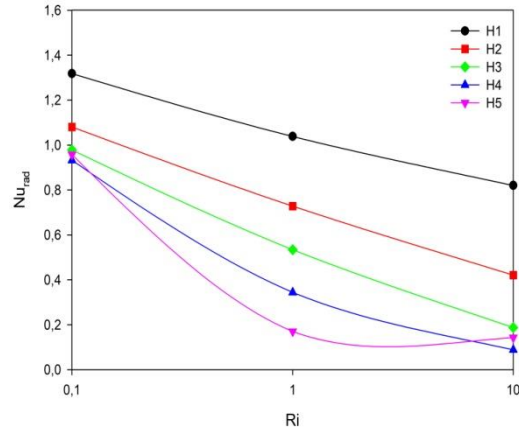
Şekil 49. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışınlımla Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

3.4.3. Üst Duvarın 44:2 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında

Richardson Sayısının Işınım Nusselt Sayısına Etkisi

Şekil 50.'de üst duvarın 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın farklı açılar yaptığı durumlarda farklı Richardson sayıları için taşınım Nusselt sayısı değişimleri her ısı kaynağı için ayrı olarak verilmiştir. Şekilde gösterildiği üzere, alt duvarın açısı arttıkça Richardson değerlerinde meydana gelen tüm artışlarda ışınlımla ısı transferi azalma eğilimindedir. Bunun sebebi, Richardson sayısının artmasıyla birlikte akışın kanala giriş hızının da düşmesidir. Bu durum, ışınlım Nusselt sayısının etkisini daha belirgin hale getirir. Işınlım Nusselt sayısının artmasıyla birlikte, taşınım Nusselt sayısının toplam Nusselt sayısına katkısı azalmaktadır. Bu da ışınlımla ısı transferinin taşınım ısı transferini destekleyici bir rol oynadığını göstermektedir. En yüksek ışınlım Nusselt sayısı, 1 numaralı ısı kaynağında ve alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durumda Richardson 0,1 durumunda gözlemlenmektedir. En düşük ışınlım Nusselt sayısı ise 3 numaralı ısı kaynağı üzerinde ve yine alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için Richardson 10 durumunda görülmektedir.



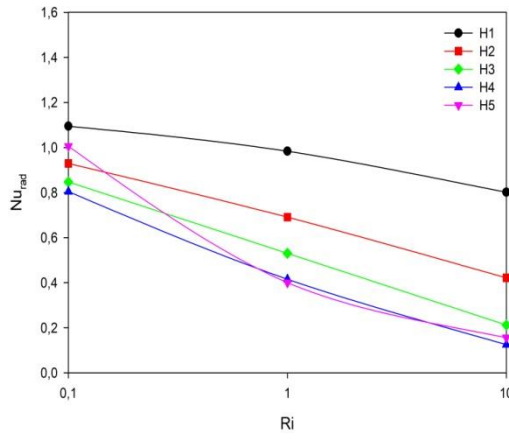


(c)

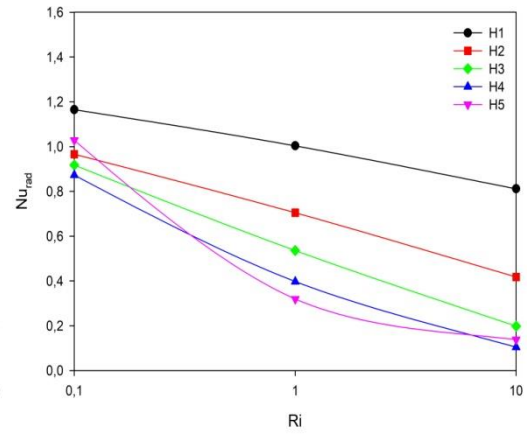
Şekil 50. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışınlı Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

3.4.4. Üst Duvarın 44:3 Oranında Düştüğü ve Alt Duvarın Farklı Açılarında Richardson Sayısının Işınım Nusselt Sayısına Etkisi

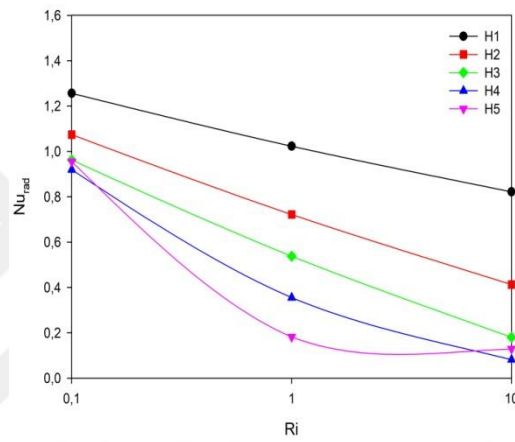
Şekil 51.'de, üst duvar 44:2 oranında düştüğü durum ile sabit tutulurken, alt duvar farklı açılarda konumlandırılmış ve her ısı kaynağı için farklı Richardson sayılarında taşınım Nusselt sayısı değişimleri gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere, alt duvar açısı ve Richardson sayısı arttıkça taşınım ısı transferi azalma eğilimindedir. Bu durum Richardson sayısının artması ile birlikte akışın kanala giriş hızının da düşmesidir. Bu durum, ışınlı Nusselt sayısının etkisinin daha belirgin olmasını sağlamaktadır. Işınım Nusselt sayısının etkisinin artmasıyla taşınım Nusselt sayısının toplam Nusselt sayısına katkısı azalmaktadır. Bu duruma istinaden ışınlı ısı transferinin toplam ısı transferine katkısının pozitif yönde olduğu görülmektedir. En yüksek ışınlı Nusselt sayısı, 1 numaralı ısı kaynağı üzerinde ve alt duvarın 44:3 oranında düştüğü, Richardson 0,1 olduğu durumunda gözlemlenmektedir. En düşük ışınlı Nusselt sayısı ise 4 numaralı ısı kaynağı üzerinde ve yine alt duvarın 44:3 oranında düştüğü durum için Richardson 10 durumunda görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 51. Isı kaynaklarının yüzeylerinde hesaplanan ışınlı Nusselt sayısının Richardson sayısı ve duvar Açısı ile değişimi a) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü konum için b) Üst duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:2 oranında düştüğü konum için c) Üst duvarın ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durum için

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışması kapsamında, elektronik bileşenleri temsil eden ısı kaynaklarının soğutma performansını iyileştirmede, optimum işletme ve geometrik değerlerin belirlenmesi amacıyla sayısal çalışmalar yürütülmüştür. Çalışma kapsamında ele alınan kanalın alt ve üst duvarın ilk konumlarına göre yaptığı açılar ve havanın kanala giriş hızındaki değişimlerin akış ve ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

1. Richardson sayısının yüksek olduğu durumlarda havanın giriş hızının azalmasından dolayı yüzeyler arasındaki ışınlama ısı transferinin toplam ısı transferi içindeki oranı artmaktadır.
2. Richardson sayısı arttıkça havanın giriş hızı azaldığı için toplam ısı transferi de azalmakta ve yüzey sıcaklıkları artmaktadır.
3. Girişe yakın olan alt duvarın yaptığı her açıda akış kanal içinde daha iyi dağılım göstermektedir. Buna bağlı olarak bütün Richardson sayılarında toplam ısı transferini iyileştirmektedir.
4. Duvarların yaptığı açılarla birlikte kanalın kesit alanı daralmaktadır. Bu duruma istinaden doğal taşınımın etkisi arttıkça çıkış bölgesinde basınç artışları olmakta ve sistemin soğutma performansı düşmektedir.
5. Richardson sayısının 0,1 olduğu durumda en yüksek toplam Nusselt sayısı alt ve üst duvarın ilk konumlarına göre 44:3 oranında düştüğü durumda gözlemlenmekte, Richardson sayısının 1 olduğu durumda en iyi toplam Nusselt sayısı üst duvarın ilk konumuna göre 44:1 oranında düştüğü ve alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durumda gözlemlenmekte ve Richardson sayısı 10 olduğunda ise en yüksek toplam Nusselt sayısı alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durumda olduğu belirlenmiştir.
6. Isı kaynakları üzerinde elde edilen en yüksek toplam Nusselt sayısı alt duvarın ilk konumuna göre 44:3 oranında düştüğü durumunda elde edilmektedir.
7. Akış hızının yüksek olduğu durumlarda duvarların düz olduğu referans konuma kıyasla alt ve üst duvarların aynı anda yaptığı bütün açılarda toplam ısı transferini iyileştirmektedir.

Yürütülen çalışmayı geliştirmek adına aşağıda öneriler sunulmuştur:

1. Dikdörtgen kesitli kanallarda deneysel çalışmalar yürütülüp, deneysel ve sayısal verilerin karşılaştırılması yapılabilir.
2. Seçilen alt ve üst duvarların açı değerleri değiştirilebilir.
3. Zorlanmış taşınımı da kapsayacak şekilde Richardson sayısına bağlı olarak farklı giriş hızları tercih edilebilir.
4. Farklı ısıtıcı konumları ve boyutları için çalışmalar yürütülebilir.
5. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava tercih edilmiştir. Benzer koşullar ve geometriler için farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak çalışmalar gerçekleştirilebilir.
6. Farklı giriş ve çıkış konumları için benzer geometrilerde çalışmalar yürütülebilir.

KAYNAKÇA

- Agostini, B., Fabbri, m., Park, J.E., W, L., Thome, J.R. Michel, B., (2007). State of the Art of High Heat Flux Cooling Technologies. *Heat Transfer Engineering*, 28(4):258-281.
- Albadr, J., El-Amrani, M., Seaid, M., (2023). Simplified PN Finite Element Approximations for Coupled Natural Convection and Radiation Heat Transfer. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 83(5): 478-502.
- Ali, M., Sharma, A.K., (2023). Investigation of Combined Natural Convection and Radiation in a Square Enclosure with a Partition. *Sadhana-Academy Proceedings in Engineering Sciences*, 48:184
- Ajmera, S.K., Mathur, A.N., (2015). Experimental Investigation of Mixed Convection in Multiple Ventilated Enclosure with Discrete Heat Sources. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68:402-411.
- Albayrak, M., (2023). Elektronik Bileşenlerin Çarpan Jetler İle Soğutulmasında Nozul Konumunun Akış Ve Isı Transferi Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi. Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü (Yüksek lisans tezi), s. 4-5
- Ansys Inc., (2021). ANSYS Fluent Release 21 R2 Theory Guide.
- Başkaya, S., Sivrioğlu, M., Doğan, A., (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.
- Bahlaoui, A., Raji, A., Hasnaoui, M., (2006). Combined Effect of Radiation and Natural Convection in a Rectangular Enclosure Discreetly Heated from One Side. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 16(4):431-450
- Bahlaoui, A., Ezzaraa, K., Arroub, I., Raji, A., Hasnaoui, M., Naïmi, M., (2019). Radiation Effect on Mixed Convection Cooling in a Ventilated Horizontal Cavity with Multiple Ports. *International Journal of Mechanical Sciences*, 153-154:310-320.
- Balaji, C., Hölling, M., Herwig, H., (2007). Combined laminar mixed convection and

- surface radiation using asymptotic computational fluid dynamics (ACFD). *Heat and Mass Transfer*, 43:567-577.
- Bejan, A., (2013). Convection Heat Transfer. Heat Transfer Handbook. John Wiley & Sons, Inc., New Jersey. P. 200-203.
- Bessaïh, R., Hamouche, A., (2009). Mixed Convection Air Cooling of Protruding Heat Sources Mounted in a Horizontal Channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36:841-849.
- Bessaïh, R., Botina, L., (2011). Numerical Simulation of Mixed Convection Air-Cooling of Electronic Components Mounted in an Inclined Channel. *Applied Thermal Engineering*, 31:2052-2062.
- Birinci, S. (2019). Tabanına Ayrık Isı Kaynakları Yerleştirilmiş Dikdörtgen Kesitli Yatay Bir Kanalda Karma Taşınım İle Isı Transferinin İncelenmesi. Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek lisans tezi), s. 2-3.
- Boukendil, M., El Moutaouakil, L., Zrikem, Z., Ebdelbaki, A., (2021). Natural Convection and Surface Radiation in an Insulated Square Cavity with Inner Hot and Cold Square Bodies. *Materials Today: Proceedings*, 45(8):7282-7289.
- Boukendil, M., Hıdkı, R., El Moutaouakil, L., Charqui, Z., Zrikem, Z., Abdelbaki, A., (2022) Mixed convection and surface radiation in a ventilated cavity containing two heat-generating solid bodies. *Materials Today: Proceedings*. 66:318-324.
- Mixed Convection and Surface Radiation in a Ventilated Cavity Containing Two Heat-Generating Solid Bodies. *Materials Today: Proceedings*, 66:318-324.
- Bouabdallah, S., Chaiti, D., Ghernaout, B., Atia, A., Laouirate, A., (2016). Turbulent Mixed Convection in Enclosure Containing a Circular/Square Heat Source. *International Journal Of Heat And Technology*, 34(3):446-454.
- Carozza, A., (2018). Numerical Study on Mixed Convection in Ventilated Cavities with Different Aspect Ratios. *Fluids*, 3(11):1-18.
- Chamkha, A. J., Hussain, S.H., Abd-Amer, Q.R., (2011). Mixed Convection Heat Transfer of Air Inside a Square Vented Cavity With a Heated Horizontal Square Cylinder. *Numerical Heat Transfer*, 59:58-79.
- Dhumal, A.R., Kulkarni, A.P., Ambhore, N.H., (2023). A Comprehensive Review on

- Thermal Management of Electronic Devices. *Journal of Engineering and Applied Science*, 70:140
- Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Pulat, E., Can, M., (2004). TEK YONGALI Elektronik Cihazların Laminer VE TÜRBÜLANSLI Akışta Soğutulmalarının Analizi. *Mühendis ve Makina*, 45(535):18-28.
- Gad, M.A., ve Balaji C., (2010) Effect of surface radiation RBC in cavities heated from below. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37:1459-1464.
- Gangawane, K.M., Gupra S., (2019). Mixed Convection Characteristics in Rectangular Enclosure Containing Heated Elliptical Block: Effect Of Direction of Moving Wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 130:100-115.
- Gavgalı, M.M., (2021). Düz Plakalı Yüzeylerde Yatay Yönde Sinüzoidal Dalgalandırılmış Kanatçıkların Doğal Taşınım Ve Işınım İle Isı Transferi Etkilerinin Deneysel İncelenmesi. Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü (Yüksek lisans tezi), s. 1-2
- Górecki, K., Posobkiewicz, K., (2022). Cooling Systems of Power Semiconductor Devices. *Energies*, 15:3-4.
- Gupta, S.K., Chatterjee, D., Mondal, B., (2015). Investigation of Mixed Convection in a Ventilated Cavity in the Presence of a Heat Conducting Circular Cylinder. *Numerical Heat Transfer*, 67:52-74.
- Gürses, D., (2022). Dar Bir Kanalda yüzeye Monte Edilmiş Isıtılmış Bloklar Üzerinden Olan Akış Ve Isı Transferi Üzerine Geometrik Faktörlerin, Türbülans Giriş Parametrelerinin Ve Basınç Gradyeninin Etkisi. Bursa Uludağ Üniversitesi (Yüksek lisans tezi), s-3
- Hamici, N., Sahi, A., Sadaoui, D., (2020). Combined Mixed Convection and Radiation Heat Transfer in the Presence of Participating Medium in a Square Cavity with an Inside Heated Plate. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 45:7305-7319.
- Hamimid, S., Guellal, M., (2014) Numerical Study of Combined Natural Convection-surface Radiation in a Square Cavity. *Tech Science Press*, 10(3):377-393.

- Hotta, T.K., Muvvala, P., Venkateshan, S.P., (2023). Effect of Surface Radiation Heat Transfer on the Optimal Distribution of Discrete Heat Sources Under Natural Convection. *Heat Mass Transfer*, 49:207-217.
- Hussain, S.H., Abd-Amer Q.R., (2011). Mixed Convection Heat Transfer Flow of Air Inside a Sinusoidal Corrugated Cavity with a Heat-Conducting Horizontal Circular Cylinder. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 18(5):433-447.
- Karataş, H., Derbentli, T., (2018) Natural convection and radiation in rectangular cavities with one active vertical wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 123:129-139.
- Kaynaklı, F., (2009). Kapalı hacimlerde ışınlı ısı transferinin simülasyonu. Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek lisans tezi), s. 11-12
- Koy Koy, A. (2020). Çevresine Üçgen Kanatçıklar Yerleştirilmiş Silindirlerden Doğal Taşınım Isı Transferi. Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü (Yüksek lisans tezi), s. 1
- Liu, Y., Phan-Thien, N., Leung, C.W., Chan, T.L., (1999). An Optimum Spacing Problem for Five Chips on a Horizontal Substrate in a Vertically Insulated Enclosure. *Computational Mechanics*, 24:310-317.
- Minaei, A., Ashjaee, M., Goharkhah, M., (2014). Experimental and Numerical Study of Mixed and Natural Convection in an Enclosure With a Discrete Heat Source and Ventilation Ports. *Heat Transfer Engineering*, 35(1):63-73.
- Miroshnichenko, I., Sheremet, M., Chamkha, A.J., (2018). Turbulent Natural Convection Combined with Surface Thermal Radiation in a Square Cavity with Local Heater. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 28(7):1698-1715.
- Moore, G.E., Fellow, L., (1998). Cramming More Components onto Integrated Circuits. *Proceedings of the IEEE*, 86(1):82-85.
- Muñoz, N.A.R., Hinojosa, J.F., Kohlhof, K., (2011). Numerical Study of Heat Transfer by Free and Forced Convection in a Ventilated Cavity. *Sustainability in Energy and Buildings*, 7:91-99
- Murshed, S.M.S., (2016). Introductory Chapter: Electronics Cooling — An Overview,

- Electronics Cooling. InTech, p. 4.
- Murshed, S.M.S., Nieto de Castro, C.A., (2017) A Critical Review of Traditional and Emerging Techniques and Fluids for Electronics Cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78:821-833.
- Nardini, G., Paroncini, M., Vitali, R., (2016). Experimental and Numerical Analysis of the Effect of the Position of a Bottom Wall Hot Source On Natural Convection. *Applied Thermal Engineering*, 92:236-245.
- Özsunar, A., Başkaya, S., Sivrioğlu, M., (2002). Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in a Horizontal and Inclined Rectangular Channel. *Heat and Mass Transfer*, 38:271-278.
- Özsunar, A., Başkaya, S., Sivrioğlu, M., (2001). Numerical Analysis of Grashof Number, Reynolds Number and Inclination Effects on Mixed Convection Heat Transfer in Rectangular Channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28(7):985-994.
- Paroncini, M. Corvaro, F., (2009). Natural Convection in a Square Enclosure with a Hot Source. *International Journal of Thermal Sciences*, 48:1683-1695.
- Pırasacı, T., (2009). Çıkıntılı ısı kaynakları bulunan bir kanalda karışık taşınım ile ısı transferinin laminar ve türbülanslı akış şartlarında deneyse ve sayısal analizi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Doktora tezi), s. 7.
- Rahman, M.M., Mamun, M.A.H., Billah, M.M., Saidur, R., A (2010). Numerical Study on the Effect of a Heated Hollow Cylinder on Mixed Convection in a Ventilated Cavity. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37:1326-1334.
- Rahman, M.M., Alim, M.A., Saha, S., Chowdhury, M.K., (2008). A Numerical Study of Mixed Convection in a Square Cavity with A Heat Conducting Square Cylinder at Different Locations. *Journal of Mechanical Engineering*, 39(2):78-85.
- Rajamohan, G., Ramesh, N., Kumar, P., (2019). Mixed Convection and Radiation Studies on Thermally Developing Laminar Flow in a Horizontal Square Channel with Variable Side Heated Wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 140:298-307.

- Raji, A., Hasnaoui, M., (1998). Mixed Convection Heat Transfer in a Rectangular Cavity Ventilated and Heated From the Side. *An International Journal of Computation and Methodology*, 33(5):533-548.
- Raji, A., Hasnaoui, M., (2001). Combined Mixed Convection and Radiation in Ventilated Cavities. *Engineering Computations*, 18(7):922-949.
- Raji, A., Bahlaoui, A., Hasnaoui, M., Naïmi, M., Makayssi, T. Lamsaadi, M., (2009). Mixed Convection Cooling Combined with Surface Radiation in a Partitioned Rectangular Cavity. *Energy Conversion and Management*, 50:626-635.
- Sağlam, M., Sarper, B., Aydın, O., (2019). Natural Convection in an Enclosure with a Pair of Discrete Heat Sources. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 33:1-12
- Sarper, B., (2018). Hava İle Elektronik Soğutmada Optimum Geometri Ve İşletme Parametrelerinin Araştırılması. Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Doktora tezi), s. 2-5.
- Sarper, B. (2024) Kaldırma Kuvveti ve Yüzey Işınımının Eğik Bir Plakanın Çarpan Jet ile Soğutulmasına Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 1:320-336
- Sarper, B. (2024) Influence of Buoyancy and Inter-Surface Radiation on Confined Jet Impingement Cooling of a Semi-Cylindrical Concave Plate. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 146:1-17
- Saravanan, S., Sivaraj, C., (2013). Coupled Thermal Radiation and Natural Convection Heat Transfer in a Cavity with a Heated Plate Inside. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 40:54-64
- Sharma, A.K., Velusamy, K., Balaji, C., (2008). Interaction of Turbulent Natural Convection and Surface Thermal Radiation in Inclined Square Enclosures. *Heat Mass Transfer*, 44:1153-1170.
- Sharma, A.K., Mahapatra, P.S., Manna, N.K., Ghosh, K., (2015). Mixed Convection Heat Transfer in a Grooved Channel in the Presence of a Baffle. *Numerical Heat Transfer*, 67:1097-1118.
- Sheremet, M.A., Martyushev, S.G., (2014). Conjugate Natural Convection Combined

- with Surface Thermal Radiation in an Air Filled Cavity with Internal Heat Source. *International Journal of Thermal Sciences*, 76:51-67.
- Singh, S., Sharif, M.A.R., (2003). Mixed Convective Cooling of a Rectangular Cavity with Inlet and Exit Openings on Differentially Heated Side Walls. *Numerical Heat Transfer*, 2003:233-253.
- Singh, S.N., Prakash, Om, (2022). Experimental and Numerical Study of Mixed Convection with Surface Radiation Heat Transfer in an Air-Filled Ventilated Cavity. *International Journal of Thermal Sciences*, 171, 107169.
- Venkateshwarlu, K., Nayak, A.K., Singh, B., Katiyar, V.K., Malik, S., (2015). Heat Transfer Effect in an Air Cooled Ventilated Enclosure. *Journal Of Thermophysics And Heat Transfer*, 30(2):1-16.

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Emre Berke AY

Doğum Tarihi :

E-mail :

Öğrenim Durumu :

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lisans	Otomotiv Mühendisliği	Tarsus Üniversitesi	2020
Önlisans	İşletme Yönetimi	Anadolu Üniversitesi	2022

Görevler :

Görev Ünvanı	Görev Yeri	Yıl
Üretim Mühendisi	M.F.K. Makine Freze Kalıp	2022-2023
Tedarikçi Kalite Sorumlusu	M.F.K. Makine Freze Kalıp	2023-