İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜŞEY KANALLARDA SAPTIRILMIŞ KISA KANAT DÜZENİ HALİNDE DOĞAL TAŞINIMIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Rıdvan DEMİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜŞEY KANALLARDA SAPTIRILMIŞ KISA KANAT DÜZENİ HALİNDE DOĞAL TAŞINIMIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Rıdvan DEMİR
(503101124)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr.Turgut YILMAZ

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101124 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Rıdvan DEMİR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"DÜŞEY KANALLARDA SAPTIRILMIŞ KISA KANAT DÜZENİ HALİNDE DOĞAL TAŞINIMIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Yrd.Doç.Dr.Turgut YILMAZ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof.Dr.Cem PARMAKSIZOĞLU** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doç.Dr.Derya Burcu ÖZKAN Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **30 Nisan 2013**
Savunma Tarihi : **04 Haziran 2013**

ÖNSÖZ

Malzemenin önemli ve değerli olduğu günümüzde kullanılan radyatör tipleri de buna bağlı olarak değişmekte ve özellikle küçülmektedir. Hal böyle olunca daha az malzeme kullanımı ile aynı veya daha fazla miktarda ısı geçişi elde etmek gereksinimi ortaya çıkmaktadır.
Günümüzde çeşitli tipte radyatörler kullanılmaktadır. Bu çalışmada radyatörler esas alınarak paralel levha düşey kanallarda doğal taşınım, ışınım olmadığı ve laminer akış varsayımları altında sayısal olarak üç boyutlu incelenmiştir. Modellemede, paralel levhalar üzerine monte edilmiş ve birbirlerine girintili şekilde saptırılmış kısa kanat düzeni kullanılmıştır. Bu sayede birim yüzey alanda ısı geçişinin arttırılması hedeflenmiştir. Sonuç olarak elde edilen veriler düz kanatlı kanallarla karşılaştırılmıştır. Yazılım olarak ticari SAD yazılımı FLUENT kullanılmıştır.
Bana böylesine önemli bir konuda çalışma imkanı veren Sayın Yrd.Doç.Dr.Turgut YILMAZ'a çok teşekkür ederim. Ayrıca yüksek lisans öğrenimim esnasında bana destek olan eşime ve aileme, yardımcı olan arkadaşlarıma, öğretim elemanlarına teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2013

Rıdvan DEMİR
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
KISALTMALAR ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **3**
2.1 Paralel Levha Düşey Kanallarda Laminer Doğal Taşınım 3
2.2 Paralel Levha Düşey Kanallarda Türbülanslı Doğal Taşınım 6
3. PROBLEMİN TANIMLANMASI **9**
3.1 Problemin Tanımı 9
3.2 Problemin Matematik Denklemleri 9
4. PROBLEMİN MODELLENMESİ **15**
4.1 Modelleme 15
4.2 Sayısal Yöntem 16
4.3 Problemin Fluent Modeli 19
4.3.1 Gambit modellemesi 19
4.3.2 Fluent modellemesi 21
5. SAYISAL ÇÖZÜMLEME **25**
5.1 Ağ Bağımsızlığı 25
5.2 İncelenen Durumlar 27
5.3 Çözüm Sonuçları 29
6. SONUÇ VE ÖNERİLER **37**
KAYNAKLAR **45**
EKLER **49**
ÖZGEÇMİŞ **76**

KISALTMALAR

CFD **:** Computational Fluid Dynamics
SAD **:** Sayısal Akışkanlar Dinamiği
HAD **:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Saptırılmış kanatlı kanallarda kullanılan parametre değerleri 15
Çizelge 4.2 : Düz kanatlı kanallarda kullanılan parametre değerleri 16
Çizelge 4.3 : Sınır şartları 21
Çizelge 4.4 : Havanın (293K) termofiziksel özellikleri 22
Çizelge 4.5 : Sınır şartları değerleri 23
Çizelge 5.1 : Z ekseninde ağ bağımsızlığı 25
Çizelge 5.2 : Ağ aralıklarına göre ısı geçişi ve kütle debileri 27
Çizelge 5.3 : İncelenen durumlar (Saptırılmış kanatlı kanallar) 28
Çizelge 5.4 : Kıyaslanan durumlar (Düz kanatlı kanallar) 29
Çizelge 5.5 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları 30
Çizelge 5.6 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları 30
Çizelge 5.7 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları 30
Çizelge 5.8 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları 30
Çizelge 5.9 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları 31
Çizelge 5.10 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları 31
Çizelge 5.11 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları 32
Çizelge 5.12 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları 32
Çizelge 5.13 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları 32
Çizelge 5.14 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları 33
Çizelge 5.15 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları 33
Çizelge 5.16 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları 33
Çizelge 5.17 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları 33
Çizelge 5.18 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları 34
Çizelge 5.19 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları 34
Çizelge 5.20 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları 34
Çizelge 5.21 : H=400mm olan kanalda parametre d'nin sonuçları 34
Çizelge 5.22 : H=400mm olan kanalda parametre d'nin sonuçları 34
Çizelge 5.23 : d=20mm olan kanalda parametre H'nin sonuçları 35
Çizelge 5.24 : d=100mm olan kanalda parametre H'nin sonuçları 35
Çizelge A.1 : H=200mm ve d=100mm olan kanalda çözüm sonuçları 50
Çizelge A.2 : H=200mm ve d=20mm olan kanalda çözüm sonuçları 50
Çizelge A.3 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda çözüm sonuçları 50
Çizelge A.4 : H=400mm ve d=50mm olan kanalda çözüm sonuçları 50
Çizelge A.5 : H=400mm ve d=40mm olan kanalda çözüm sonuçları 50
Çizelge A.6 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda çözüm sonuçları 50
Çizelge A.7 : H=400mm ve d=10mm olan kanalda çözüm sonuçları 51
Çizelge A.8 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda çözüm sonuçları 51
Çizelge A.9 : H=600mm ve d=50mm olan kanalda çözüm sonuçları 51
Çizelge A.10 : H=600mm ve d=40mm olan kanalda çözüm sonuçları 51
Çizelge A.11 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda çözüm sonuçları 51
Çizelge A.12 : H=600mm ve d=10mm olan kanalda çözüm sonuçları 51

Çizelge A.13 : H=200mm olan düz kanalda çözüm sonuçları 52
Çizelge A.14 : H=400mm olan düz kanalda çözüm sonuçları 52
Çizelge A.15 : H=600mm olan düz kanalda çözüm sonuçları 52

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1 : Kaldırma kuvveti etkisi 10
Şekil 3.2 : Hesaplama bölgesi..... 12
Şekil 4.1 : Saptırılmış kanatlı kanalın (a) üstten ve (b) yandan görünür parametreleri 15
Şekil 4.2 : Düz kanatlı kanalın (a) üstten ve (b) yandan görünür parametreleri..... 16
Şekil 4.3 : P noktası etrafında kontrol hacmi..... 17
Şekil 4.4 : Ağ yapısı 20
Şekil 4.5 : Çözücü ayarları..... 22
Şekil 4.6 : İşletme ayarları..... 22
Şekil 4.7 : Çözüm ayarları 23
Şekil 4.8 : Başlangıç şartı 23
Şekil 4.9 : Yakınsama ayarları..... 24
Şekil 5.1 : Çözümde birinci uygulanan ağ yapısı 26
Şekil 5.2 : Çözümde ikinci uygulanan ağ yapısı..... 26
Şekil 5.3 : Çözümde üçüncü uygulanan ağ yapısı 27
Şekil 6.1 : Saptırılmış kanatlı kanalların düz kanatlı kanallarla kıyaslanması 38
Şekil 6.2 : Parametre a'nın birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi 38
Şekil 6.3 : Parametre b'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi 39
Şekil 6.4 : Parametre c'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi 40
Şekil 6.5 : Parametre d'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi 40
Şekil 6.6 : Parametre H'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi 41
Şekil 6.7 : Düz kanatlı kanalda Nu değerinin Ra(B/H) ile değişimi 42
Şekil 6.8 : Saptırılmış kanatlı kanalda Nu değerinin Ra(B/H) ile değişimi..... 42
Şekil B.1 : Model 24 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 53
Şekil B.2 : Model 26 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 54
Şekil B.3 : Model 28 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 55
Şekil B.4 : Model 30 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 56
Şekil B.5 : Model 32 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 57
Şekil B.6 : Model 34 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 58
Şekil B.7 : Model 36 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 59
Şekil B.8 : Model 38 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 60
Şekil B.9 : Model 41 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri 61

Şekil B.10 : Model 20 için: (a) 100mm ve (b) 300mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 62
Şekil B.11 : Model 1 için: (a) 100mm ve (b) 200mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 63
Şekil B.12 : Model 44 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 64
Şekil B.13 : Model 43 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 65
Şekil B.14 : Model 40 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 66
Şekil B.15 : Model 9 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 67
Şekil B.16 : Model 10 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 68
Şekil B.17 : Model 11 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 69
Şekil B.18 : Model 12 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 70
Şekil B.19 : Model 13 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 71
Şekil B.20 : Model 14 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 72
Şekil B.21 : Model 15 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 73
Şekil B.22 : Model 8 için: (a) 100mm ve (b) 300mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 74
Şekil B.23 : Model 1 için: (a) 100mm ve (b) 200mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri..... 75

SEMBOL LİSTESİ

a : Kısa kanat genişliği
B : Kanal genişliği
b : Kısa kanat uzunluğu
c : Kısa kanatlar arası girinti uzunluğu
c* : Kısa kanatlar arası uzunluk
d : Kısa kanat yüksekliği
g : Yerçekimi ivmesi
H : Kanal yüksekliği
h : Isı taşınım katsayısı
k : Isı iletim katsayısı
P : Basınç
$\mathbf{P}_{\infty}$: Çevre basıncı
$\mathbf{P}_{atm}$: Atmosfer basıncı
T : Akışkan sıcaklığı
$\mathbf{T}_{w}$: Duvar yüzey sıcaklığı
$\mathbf{T}_{b}$: Çıkış yığın sıcaklığı
$\mathbf{T}_{\infty}$: Çevre akışkan sıcaklığı
V : Akışkan hızı
Gr : Grashof sayısı
Nu : Nusselt sayısı
Pr : Prandtl sayısı
Ra : Rayleigh sayısı
$\boldsymbol{\beta}$: Isıl genleşme katsayısı
$\boldsymbol{\nu}$: Kinematik viskozite
$\boldsymbol{\rho}$: Akışkan yoğunluğu
$\boldsymbol{\rho}_{\infty}$: Çevre akışkan yoğunluğu

DÜŞEY KANALLARDA SAPTIRILMIŞ KISA KANAT DÜZENİ HALİNDE DOĞAL TAŞINIMIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

ÖZET

Isıtma ve soğutma elemanları yaşamımızda bize konfor veren mühendislik ürünleridir. Evde, otomobilde, elektronik cihazlarda çeşitli ısıtma ve soğutma işlemlerine ihtiyaç duymaktayız. Bunlardan biri olan radyatörler de evlerde ve arabalarda kullanılmaktadır. Bu tür akışkan olaylarının temelinde doğal taşınımın olduğu görülmektedir.

Düşey kanallar düşünüldüğünde doğal taşınımın, elektronik ekipman soğutması, güneş enerjisi kollektörleri, nükleer reaktörler, radyatörler vb. bir çok uygulamada olduğunu görebiliriz. Uygulamadaki yaygınlığı nedeniyle düşey kanallarda doğal taşınım gerek teorik gerekse deneysel olarak geçmişten günümüze ayrıntılı çalışılmış ve çalışılmaya devam etmektedir. Kaynaklarda düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınımın sınırlı sayıda incelenmekle birlikte, iki boyutlu doğal taşınımın yaygın olarak incelendiği görülebilir.

Bu çalışmada radyatör tiplerinden biri olan Panel-Kanat-Kanat-Panel (PKKP) tip radyatör esas alınarak paralel levha düşey kanallarda doğal taşınım, ışınım olmadığı ve laminer akış varsayımları altında sayısal olarak üç boyutlu incelenmiştir. Problemde paralel levhalar üzerine monte edilmiş ve birbirlerine girintili şekilde saptırılmış kısa kanat düzeneği kullanılmıştır. Kanat düzeneğinde saptırma, kısa kanat genişliğinin yarısı olacak şekilde düzenlenmiş ve düşeyde kısa kanat grupları arasında boşluk olmadığı varsayılmıştır.

Çalışmanın temel amacı saptırılmış kanatlı kanallarla düz kanalları karşılaştırmak ve modellemede kullanılan kısa kanat genişliği, kısa kanat uzunluğu, kısa kanatlar arası girinti uzunluğu, kısa kanat yüksekliği ve kanal yüksekliği parametrelerinin ısı geçişine olan etkilerini incelemektir. Bunu yaparken çalışmanın esası olan doğal taşınım esnasında oluşan sınır tabakayı kırarak daha fazla sayıda sınır tabaka oluşumuyla ısı geçişinin azami olduğu bölgeden fayda elde etmek amaçlanmıştır.

Problemin modellenmesinde ve çözümünde ticari yazılım FLUENT programı kullanılmıştır. FLUENT programı süreklilik ve korunum denklemlerini lineerleştirerek sonlu hacimler yöntemine göre çözen bir metodoloji kullanmaktadır. Modeller oluşturulurken daha gerçekçi bir sonuç eldesi için günümüzde kullanılan panel radyatör genişliği, uzunluğu ve yüksekliği esas alınmıştır. Modellerde a, b, c, d ve H olmak üzere 5 çeşit parametre kullanılmıştır. Bunlardan “a”, bir kısa kanatın genişliğini, “b”, bir kısa kanatın uzunluğunu, “c”, kısa kanatlar arası girinti uzunluğunu, “d”, bir kısa kanat yüksekliğini ve “H”, kanal yüksekliğini ifade etmektedir.

Sonuçlar iki başlık altında incelenmiştir. Birinci olarak saptırılmış kısa kanatlı kanalların düz kanatlı kanallarla kıyaslaması yapılmıştır. İkinci olarak ise incelenen modellerde kullanılan parametrelerin etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmada genel olarak sonuçlara bakıldığında özetleyecek olursak, birim yüzey alandaki ısı geçiş miktarına göre en fazla olan model 617,4 W/m^2 değeriyle model 7 (H=400mm, a=20mm, b=40mm, c=20mm, d=20mm), ısı geçiş miktarındaki değişim yüzdesine göre en fazla olan model ise % 36,0 değeriyle model 41 (H=600mm, a=40mm, b=40mm, c=20mm, d=20mm) olarak göze çarpmaktadır.

Düz kanatlı kanallarla kıyaslandığında ise birim yüzey alandaki ısı geçişindeki artış oranı incelenen modellere göre yaklaşık olarak % 9-37 arasında artış göstermektedir. Bununla birlikte genel olarak incelenen modellerde hava debilerine bakıldığında düz kanatlı kanallara göre yaklaşık % 20-40 arasında bir kayıp olduğu görülmektedir.

THREE DIMENSIONAL NUMERICAL ANALYSIS OF NATURAL CONVECTION IN VERTICAL CHANNEL WITH STAGGERED SHORT FIN ARRAY

SUMMARY

In daily life, heating and cooling equipment such as radiator, fan, air conditioning are important engineering products for us and for our comfort. We need some kinds of heating and cooling process in home, cars, electronic devices etc. Radiator, one of the theese heating process, is widely used in home and cars.

Such kind of flow process is induced by buoyancy forces. Buoyancy forces result from density difference and is the motive to the fluid flow. This type of flow is named as "natural convection". In engineering, there are several of natural convection and forced convection processes. Velocity and temperature are coupled in all natural convection process. So we have to take together velocity and temperature and solve momentum and energy equations simultaneously. Compared natural convection to forced convection, velocity magnitude is low but momentum and viscos effects are same.

Due to the simplicity of the devices and having lower expenses in maintenance and operation, natural convection is widely used in heat transfer process compared to forced convection and other flow regimes.

When we consider vertical channels, one can count radiators, solar system collectors, nuclear reactors etc. as a natural convection process area. Since its wide range usage area, natural convection in vertical channel has been worked both analytically and numerically for a long time, and is still subject to research. In literature, there are few studies and articles about three dimensional natural convection in vertical channel. But we can find easily more studies and articles about two dimensional natural convection in vertical channel.

Elenbaas [1], one of the pioneering scientists of this study, worked on natural convection heat transfer in isothermal vertical channel and gave detailed report. He found an approximate formula for velocity and temperature profiles in area between parallel plates. Ostrach [2] made the first study on natural convection in vertical channel analytically. He analyzed fully developed flow between parallel plates in natural convection. Bodoia and Osterle [3] studied natural convection in vertical channel numerically. They made emphasis on developing flow in natural convection in symmetric heated isothermal parallel plates. They also compared their study to Elenbaas [1]. In results, they found a uniform velocity profile at the entrance of channel while using finite difference method. Engel and Mueller [5] used an integral method to solve natural convection equations. Their results matched with Bodoia and Osterle [3]'s study. Aung and others [6] examined natural convection in vertical channel using constant temperature and constant heat flux on wall both numerically and experimentally.

Since our study subject, there are some other studies relating with staggered array of discrete vertical plate to mention here. Sobel and others [4], first scientist of this study, reported experimental study on discrete vertical plate natural convection. Sparrow and Prakash [9] studied heat transfer enhancement of vertical channel by using staggered array of discrete plates and compared to flat plate channel which has the same surface area. Tanda [23], like Sobel and others [4], made an experimental study of heat transfer with using four staggered plate array. Ledezma and Bejan [24], in their numerical and experimental study, tried to optimize the geometric placement of staggered plate array.

In this thesis, with taking dimensions of Panel-Fin-Panel-Fin (PFPF) radiator which is one of the modern radiator type and using FLUENT CFD program, natural convection heat transfer from vertical channel with staggered short fin array was numerically investigated under assuming of laminer flow and no radiation. The main purpose of this study was to compare the vertical channel with staggered short fin array to flat plate channel and determine the effects of geometric parameters such as short fin width, short fin length short fin heigth, the entrance of opposite short fins and channel height on the heat transfer performance. Compared to flat plate channel staggered array of short fin group mounted on vertical plates used to enhance heat transfer per unit surface area. While doing this, natural convection boundry layer were tried to break and benefit from development of several boundry layers.

Before modeling, for analyzing results easily and comparing them correctly, we need to create some parameters in model that will help us. There are 5 parameters consist of short fin width a; 20, 30 and 40mm, short fin length b; 20, 30 and 40mm, entrance between opposite short fins c; 10, 15 and 20mm, short fin height d; 10, 20, 40, 50 and 100mm, channel height H; 200, 400, 600mm. All these parameters give 44 models to be analyzed and compared to see the effects of them to heat transfer in vertical channel. While modeling our problem physically, we stagger array of short fin group which is mounted on vertical plates in z direction and also depict short fin group one half of opposite group in y direction.

Grid independence is important for numerical solving. If the results change slightly or the results can be neglected with all kind of mesh form used, the grid independence is reached. Mesh form on domain effects the total cell number, so the solving time. In our problem, grid interval of x-y-z directions are respectively 0.75-0.75-5

The continuity, momentum and energy equations for a three dimensional incompressible laminar flow have been solved using three types of boundary conditions, wall (fin and plate) symmetry (channel sides) and open boundaries (inlet and outlet) by means of the FLUENT CFD code. Following assumptions have been made: there is no viscous dissipation, the gravity acts in the vertical direction, the fluid properties are constant and variations of fluid density are neglected, except in the buoyancy term, and radiation heat exchange was assumed negligible. And also heat conduction through the fin and channel materials was not simulated. Therefore, there is no need for thickness or material thermal conductivity values.

As a solution method, FLUENT program was used for modeling and solving. Since the boundry layer occurs almost near the wall, meshing the edges becomes important. So, while meshing the models the successive ratio 0.8 for wall was selected. Working fluid air at 293K, wall at 353K constant and ideal gas density were selected.

The FLUENT code iteratively solves linear algebraic equations resulting from the finite volume integration of the partial differential equations. Due to the iterative process of the code, convergence was used as the monitor of achievement of the final solution. The criterion of convergence of the numerical solution is based on the absolute scaled residuals of the equations that were summed for all cells in the computational domain. Convergence was considered as being achieved when continuity and velocity components residuals become less than 10^{-3} and energy residual becomes less than 10^{-6}, which was the case for most of the dependent variables. Iterative convergence was also checked by terminating the solution only when the progressive single cell values of pressure, velocity and temperature showed little change per iteration as the calculation progressed.

The governing equations for momentum and energy in conservative form were discretized with finite-volume formulation using a fully implicit higher-order upwind differencing scheme. The scheme was first-order accurate in space. The momentum equations are first solved implicitly with an estimated velocity field. Subsequently a pressure–velocity correction based on the SIMPLE algorithm is performed until a divergence-free velocity field is obtained.

In this study, natural convection heat transfer rates from vertical channel with staggered short fin array have been investigated numerically. The effects of staggered short fin array compared to flat plate and parameters (a, b, c, d and H) on convection heat transfer have been examined. The results have shown that the convection heat transfer has been largely affected by usage of staggered short fin array and geometric parameters.

Convection heat transfer rate increases with staggered short fin array usage. When the channel heigth is low (H=200mm) and the short fin heigth is low (d=10mm), convection heat transfer rate reaches the highest value. Generally, vertical channel with staggered short fin array for all models gives approximatetly %9-37 more heat transfer rate per unit area compared to flat plate channel. The reason for this should be the short fin arrays, which cause new thermal boundary layers and thus heat transfer rate increases. When the models are compared, there is clear difference in the heat transfer rate. This means that there is an optimum value for geometric parameters, for which the convective heat transfer is maximized. However, mass flow rate in all models decreased approximately %20-40 compared to flat plate channel.

The effect of geometric parameters (a, b, c, d and H) on convection heat transfer rate is also big as staggered short fin array. For all fin arrangements, convection heat transfer rate from the fin arrays increases with the decrease in short fin width, short fin height and channel height, increase in short fin length and defining entrance between short fins one half of short fin length. Short fin width increases the convective heat transfer rate about %1-7 while b and c are constant. Short fin length increases the convective heat transfer rate about %8-22 while a and c are constant. Entrance between short fins as an half of short fin length increases the convective heat transfer rate about %1-5. Short fin height increases the convective heat transfer rate about %5-14. Channel height increases the convective heat transfer rate about %7-30.

1. GİRİŞ

Isıtma ve soğutma elemanları yaşamımızda bize konfor veren mühendislik ürünleridir. Evde, otomobilde, elektronik cihazlarda çeşitli ısıtma ve soğutma işlemlerine ihtiyaç duymaktayız. Bunlardan biri olan radyatörler de evlerde ve arabalarda kullanılmaktadır. Bu tür akışkan olayları kaldırma kuvvetleri etkisiyle olur. Yoğunluk farkından doğan ve akışkana etkiyen kaldırma kuvveti, dengenin yeniden kurulabilmesi için bu yönde bir akışa sebep olur. Bu akış doğal (serbest) taşınım olarak adlandırılır. Mühendislikte çeşitli şekilde doğal veya zorlanmış taşınım olayları mevcuttur. Tüm doğal taşınım akışlarında, hız ve sıcaklık denklemleri birbirleriyle girintilidir ve birlikte ele alınması gerekir. Doğal taşınım zorlanmış taşınımla karşılaştırıldığında, hızlar küçük değerlerdedir fakat momentum ve viskoz etkiler genellikle benzerdir.

Doğal taşınım, zorlanmış taşınıma ve diğer akış çeşitlerine göre daha basit, bakım ve işletme maliyeti yönünden az masraflı olması nedenleriyle ısı geçişi uygulamalarında yaygın bir kullanıma sahiptir. Düşey kanallar düşünüldüğünde doğal taşınımın, elektronik ekipman soğutması, güneş enerjisi kollektörleri, nükleer reaktörler, radyatörler vb. bir çok uygulamada olduğunu görebiliriz. Uygulamadaki yaygınlığı nedeniyle düşey kanallarda doğal taşınım gerek teorik gerekse deneysel olarak geçmişten günümüze ayrıntılı çalışılmış ve çalışılmaya devam etmektedir. Kaynaklarda düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınımın sınırlı sayıda incelenmekle birlikte, iki boyutlu doğal taşınımın yaygın olarak incelendiği görülebilir.

Bu çalışmaların öncüsü olarak Elenbaas [1] detaylı deneysel çalışmalar yapmıştır. Ostrach [2] düşey kanallarda doğal taşınımı analitik olarak incelemiş, Bodoia ve Osterle [3] ise düşey kanallarda doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Aung ve diğ. [6] duvarlarda sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı şartlarında düşey kanallardaki doğal taşınımı hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir.

Bunların yanında çalışmamızla alakalı olarak saptırılmış bağımsız plaka gruplarını ele alan çalışmalar yapılmıştır. Sobel ve diğ. [4] ilk olarak bağımsız plaka

gruplarında doğal taşınımı deneysel olarak raporlamıştır. Sparrow ve Prakash [9] saptırılmış bağımsız plaka gruplarını kullanarak düşey kanallarda ısı geçişini arttırmayı hedeflemiş ve aynı yüzey alanına sahip düz plakalı kanalla karşılaştırmıştır. Tanda [23] dört adet saptırılmış plaka grubu ele alarak Sobel ve diğ. [4] gibi ısı geçişini incelemek için deneysel bir çalışma yapmıştır. Ledezma ve Bejan [24] saptırılmış plaka gruplarının geometrik olarak optimize eden sayısal ve deneysel bir çalışma yapmıştır.

Bu çalışmada paralel levha düşey kanallarda doğal taşınım, ışınım olmadığı ve laminar akış varsayımları altında sayısal olarak üç boyutlu incelenmiştir. Problemde paralel levhalar üzerine monte edilmiş ve birbirlerine girintili şekilde saptırılmış kısa kanat düzeneği kullanılmıştır. Kanat düzeneğinde saptırma, kısa kanat genişliğinin yarısı olacak şekilde düzenlenmiş ve düşeyde kısa kanat grupları arasında boşluk olmadığı varsayılmıştır. Bunun yanında kanal model için kısa kanat genişliği a, kısa kanat uzunluğu b, kısa kanatlar arası girinti uzunluğu c, kısa kanat yüksekliği d ve kanal yüksekliği H olmak üzere 5 ayrı parametre kullanılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Paralel Levha Düşey Kanallarda Laminer Doğal Taşınım

Paralel levha düşey kanallarda laminer doğal taşınımda ısı geçişi ve akış analitik sayısal, ve deneysel yöntemlerle kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Bu çalışmalara bakıldığında açık/kapalı kenarlı kanallar, taşınım-ışınım etkileşimi, kanalın giriş ve çıkışı yakınlarında engel etkisi, kanal eğim açısı etkisi, kanal en-boy oranı etkisi, kanal duvarında delik etkisi incelendiği görülmektedir.

Elenbaas [1] izotermal kare dikey paralel levhalardan oluşan deneysel sistem üzerinde ısı geçişi ölçümlerini detaylı bir şekilde raporlamıştır. Levhalar arasındaki bölge için bir parabolik hız profili ve bir üstel sıcaklık profili çıkararak basitleştirilmiş yaklaşık bir matematik model geliştirmiştir. Ostrach [2] üniform duvar sıcaklıklarında paralel levhalar arasındaki doğal taşınımda tam gelişmiş akış için ilk detaylı analitik çalışmayı yapmıştır.

Bodoia ve Osterle [3] simetrik ısıtılan izotermal paralel levhalar arasındaki doğal taşınım gelişimi konusunu sayısal olarak incelemiş ve Elenbaas'ın [1] çalışmasıyla sonuçları karşılaştırmıştır. Çalışmalarında taşınım denklemlerini ayrıklaştırmak için sonlu farklar yöntemini kullanmışlar ve kanal girişinde üniform hız profili elde etmişlerdir.

Sobel ve diğ. [4] ilk olarak bağımsız plaka gruplarında doğal taşınımı deneysel olarak raporlamıştır. Bu çalışmada plaka sayısı 3 ile sınırlandırılmış ve uniform ısı akısı altında ortalama ısı geçiş katsayısı karşılaştırılmıştır.

Engel ve Mueller [5] düşey kanallarda doğal taşınımda denklemlerini analitik olarak çözmek için bir integral tekniği kullanmışlardır. Sonuçlar kanal girişindeki hız ve sıcaklık profilleri dışında Bodoia ve Osterle'nin [3] sonuçlarıyla uyuşmuştur. Aung ve diğ. [6] üniform ısı akısı ve duvar sıcaklığı ısıtma şekilleri için paralel levha düşey kanallarda doğal taşınım gelişimi üzerine sayısal ve deneysel bir çalışma yapmışlardır.

Carpenter ve Sernas [7] ile Sparrow ve diğ. [8] paralel levha düşey kanallarda ışınım ve laminer doğal taşınım etkileri üzerine sayısal araştırma yapmışlardır. Sonuçlara göre, ışınım olmayan durum ile karşılaştırıldığında ışınımın tüm ısı geçişini yarısı kadar arttırabildiği ve duvar sıcaklığını da yarısı kadar düşürebildiği görülrmektedir.

Sparrow ve Prakash [9] saptırılmış bağımsız plaka gruplarını kullanarak düşey kanallarda ısı geçişini arttırmayı hedeflemiş ve aynı yüzey alanına sahip düz plakalı kanalla karşılaştırmıştır. Çalışmasında iki çeşit konfigürasyon kullanmıştır. Sonuçlara bakıldığında çok sayıda daha kısa plaka kullanımı, daha büyük ölçüde aksi plakalar arası mesafe ve daha kısa kanal boyu ısı geçişini arttırdığı görülmüştür.

Sparrow ve Bahrami [10] ışınımı, iletimi ve değişen madde etkilerini ortadan kaldırmak için bir deneyler yapmışlardır. Deneyler, Elenbaas'ın [1] çalışmasının detaylı araştırılmasıyla ortaya çıkmıştır. Bir tarafı açık ve kapalı kanalları ve kanal en-boy oranının etkisini incelemişlerdir.

Sparrow ve Tao [11] ısıtılan iki asimetrik izotermal levha ve bunların arasında bir iletken duvar ile oluşturulan bir kanalı incelemiştir. Çalışmada kanal yüksekliği, dış duvarlardaki sıcaklık farkı ve içteki duvarın konumu dikkate alınmıştır. Sonuçlar, yeterince uzun kanallar için tam gelişmiş akış rejimine ulaşıldığını göstermektedir. Orta duvardaki yüzey sıcaklığı için, gelişen kanal akışı ile artış görüldüğü ve tam gelişmiş şartlara erişildiğinde sabit kaldığı görülmüştür.

Wirtz ve Stutzman [12] paralel levhalar arasındaki doğal taşınımı üniform ve simetrik duvar ısı akıları altında inceleyen deneysel çalışmalar yapmışlardır. Isı akısı ve kanal geometrisi için levhalardaki sıcaklık değişimini hesaplayan bir korelasyon sunmuşlardır.

Bar-Cohen ve Rohsenow [13] parallel levha düşey kanallarda levhaların kanal içindeki sayıları ve aralıkları ile ilgili ısı geçişini azami yapacak olan optimum değerler üzerine çalışmışlardır.

Burch ve diğ. [14] sonlu iletken paralel düşey levhalar arasında laminer doğal taşınımı nümerik bir çalışma ile incelemiştir. Çalışmada farklı kanal en-boy oranları, levha kalınlığının kanal genişliğine oranı ve levha iletkenliğinin akışkan iletkenliğine oranı göz önüne alınmıştır. Sonuçlarda, ısı transferinde bir artış ve artan levha iletkenliği ile indüklenen debide bir artış olduğu görülmektedir.

Aihara ve Maruyama [15] simetrik üniform ısı akısı ve duvar sıcaklığı şartları için akışkan özelliklerinin değişimi etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Hava ve yağ, akışkanlar olarak ele alınmıştır. Sonuçlar, sabit özellik çözümleriyle kıyaslandığında lokal ısı transferi değeri hava için azalmakta, yağ için artmaktadır.

Azevedo ve Sparrow [16] delikli düşey kanalları incelemişlerdir. Çalışmasında bir izotermal duvar ve karşısında delikli ısıtılmayan duvar deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sonuçlarda, ortalama ısı transferi değerinin delik yeri ve boyutundan etkilenmediğini görülmüştür.

O'Meara ve Poulikakos [17] ısıtılmış düşey levhalar dizisinde doğal taşınımı incelemişlerdir. Bu çoklu kanal tasarımlarında levhalardaki sıcaklık dağılımı üzerine odaklanmışlardır.

Chappidi ve Eno [18] düşey kanal girişlerinde üniform ve parabolik hız profilleri etkileri ile üniform ısı akısı ve duvar sıcaklığı şartı için gelişen laminer doğal taşınımı Bernoulli basınç eksikliği sınır şartınında incelemişlerdir.

Webb ve Hill [19], asimetrik ısıtılan bir paralel levha düşey kanalda doğal taşınım deneysel çalışmasının sonuçlarını raporlamışlardır. Bu çalışmada, yüksek Ra sayılarını ve girişte ısıtılmayan bir kanal bölümü incelenmiştir. Ortalama Nu sayıları gibi lokal Nu sayıları korelasyonları sunulmuştur.

Kim ve diğ. [20] asimetrik üniform ısı akısı şartına ve akışkan olarak havaya önem vererek Burch ve diğ. [14] yaptığı çalışmaya benzer bir çalışma yapmıştır. Simetrik ısıtma için duvar iletimi sebebiyle azami debide % 30 bir artış ve yüksek Gr sayıları yerine düşük Gr sayılarında duvar iletkenliğinde önemli bir etki gözlemlemişlerdir.

Sayısal olarak kanal giriş sınır şartı davranışının etkisi Naylor ve diğ. [21] tarafından incelenmiştir. Sonuçlar; düşük Ra sayılarında kanalın termal performansı üzerine giriş şartının düşük etkisi olduğunu ve yüksek Ra sayılarında orta etkisi olduğunu göstermektedir. Çalışmada farklı sınır şartı sonuçlarını deneysel veri ile karşılaştırarak tek bir en iyi giriş sınır şartı olmadığını tespit edilmiştir.

Ramanathan ve Kumar [22] iki parallel levha düşey kanallarda büyük boyutlar için sayısal olarak bir korelasyon çalışması yapmıştır. Çalışmada çeşitli Prandtl sayısı ve korelasyon oranları incelenmiş ve nispeten daha küçük modeller önceki çalışmalarla farklılık olduğu gözlemlenmiştir.

Tanda [23] saptırılmış dört adet saptırılmış plaka grubu ele alarak ısı geçişini incelemek için deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında sabit ve değişken ısı değerleri kullanarak plakalar arası mesafenin ve plakaların çevreyle olan farkların etkilerini incelemiştir. Sonuçlarda ısı geçişinde yaklaşık % 30'luk bir artış gözlemlemiştir. Ledezma ve Bejan [24] saptırılmış plaka gruplarının geometrik olarak optimize eden sayısal ve deneysel bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada ısı geçişi arttırımı hedeflenerek plakalar arası mesafeler, kullanılacak plaka sayısı, plaka boyu ve saptırma mesafesi incelenmiştir.

Desrayaud ve Fichera [25] izotermal düşey kanallarda karşılıklı iki dikdörtgen geometri kullanımını 2 boyutlu olarak laminar akış varsayımı ile ele almışlardır. İncelenen durumlar simetrik diktörgen geometrilerin yerleşimlerine göre belirlenmiştir.

2.2 Paralel Levha Düşey Kanallarda Türbülanslı Doğal Taşınım

Paralel levha düşey kanallarda türbülans doğal taşınım çalışmaları oldukça sınırlıdır. Griffith ve Davies [26] tek düşey levha üzerindeki türbülans doğal taşınım konusunda öncülük eden bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada hız ve sıcaklık profilleri ve lokal ısı geçişi değerleri ölçülmüştür.

Bundan sonraki iki çalışmada, Warner ve Arpacı [27] ortalama sıcaklığı, Cheesewright [28] ortalama hız ve sıcaklık profillerini hesaplamışlardır. Bu çalışmaların hepsinde izotermal levhalar kullanılmıştır.

Vliet ve Liu [29] üniform ısıtılan levha üzerinde türbülans doğal taşınım sınır tabakasının gelişimini incelemek için deneyler yapmıştır. Yüzey sıcaklık dağılımı, ortalama sıcaklık ve hız profillerini ölçmüşler ve laminer, geçiş ve türbülanslı akış bölgeleri için bilgiler vermişlerdir.

Smith [30], doğal taşınım sınır tabakaları üzerine kapsamlı deneysel çalışmasında sıcaklık ve hızın olasılık yoğunluk dağılımı üzerine çalışmıştır.

George ve Capp [31] ısı akısının, duvar yakınlarındaki akış rejimini tanımladığını iddia etmişlerdir. Ortalama taşınım terimlerini ihmal ettikleri bir iç akış bölgesi ve viskoz ve iletim terimlerini ihmal ettikleri bir dış akış bölgesinden oluşan sınır tabaka önermişlerdir. Sonuç olarak iç ve dış tabakalar için evrensel hız ve sıcaklık profillerini yayımlamışlardır.

Miyamoto ve diğ. [32] yaptığı deneysel çalışmasıyla paralel levhal düşey kanallarda türbülans doğal taşınım olayının anlaşılmasına büyük bir katkı sağlamıştır. Yüzey sıcaklık dağılımını ve akışın türbülans özelliklerini ölçmek için üniform ısıtılan bir levha ve karşı adyabatik bir levha ile oluşturulmuş bir kanalda hava ile deneyler yapmıştır. Kanalda, ısı transfer katsayısını elde etmek için bir korelasyon sunmuştur.

Al Azzawi [33], nispeten daha küçük ölçekteki bir kanalda, üniform ısı akısı ile duvar sıcaklığı durumları için ortalama hız ve sıcaklık profillerini ölçen deneyler yapmıştır. Ayrıca debi ve ısı geçiş katsayısı için korelasyonlar sunmuştur. Gebhart ve diğ. [34] kitaplarında sınır tabakalarında türbülansa geçiş ve kararlılık durumlarını iyi anlatmışlardır.

Sohn [35] paralel levha asimetrik ısıtılmış düşey kanallarda üniform ısı akısı durumu için türbülans doğal taşınımı kapsamlı olarak inceleyen sayısal ve deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında düşük Reynolds sayısı k-ε türbülans modelini kullanmış ve yüzey ışınımına ve çevre sıcaklığına önem vermiştir.

Düşey levhalı kanallarda türbülans doğal taşınım konusunda en güncel deneysel çalışmalar La Pica ve diğ. [36] tarafından yapılmıştır. Ortalama Nu sayısı ve ortalama giriş hızına ve kanal genişliğine bağlı Re sayısı için korelasyonlar çıkarmıştır.

George ve Shiri [37] sonsuz düşey kanalda türbülans doğal taşınımı benzerlik yöntemi kullanarak incelemiştir. Sınır tabaka içindeki ortalama sıcaklık ve hız profilleri arasındaki farklar yeni parametreler kullanılmasını kılmıştır. Çalışmalarını önceki çalışmalarıyla karşılaştırmışlardır.

3. PROBLEMİN TANIMLANMASI

3.1 Problemin Tanımı

Radyatörler ısı geçişi uygulamalarından bir tanesidir. Bu çalışma radyatör tiplerinden biri olan Panel-Kanat-Kanat-Panel (PKKP) tip radyatör esas alınarak yapılmıştır. Çalışmada paralel levha düşey kanallarda doğal taşınım ışınım olmadığı ve laminer akış varsayımları altında sayısal olarak üç boyutlu incelenmiştir. Problemde paralel levhalar üzerine monte edilmiş girintili saptırılmış kısa kanat düzeneği kullanılmıştır. Kanat düzeneğinde saptırma kısa kanat genişliğinin yarısı olacak şekilde düzenlenmiş ve düşeyde kısa kanat grupları arasında boşluk olmadığı varsayılmıştır. Bunun yanında kanal model için kısa kanat genişliği a, kısa kanat uzunluğu b, kısa kanatlar arası girinti uzunluğu c, kısa kanat yüksekliği d ve kanal yüksekliği H olmak üzere 5 ayrı parametre kullanılmıştır.

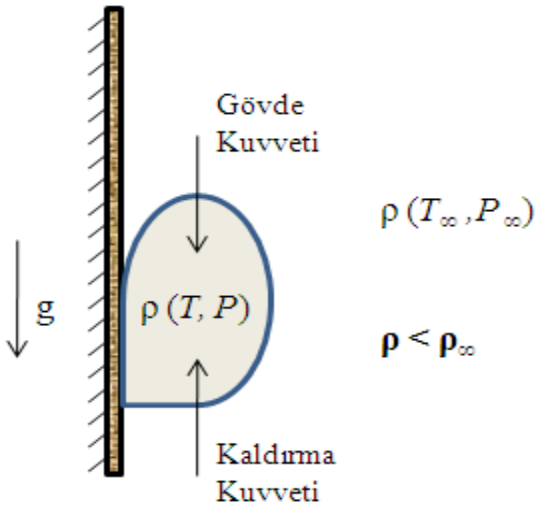
Çalışmanın temel amacı saptırılmış kanatlı kanallarla düz kanalları karşılaştırmak ve modellemede kullanılan parametrelerinin ısı geçişine olan etkilerini incelemektir.

İncelenen modeller kısa kanat genişliği için 20mm, 30mm ve 40mm, kısa kanat uzunluğu için 20mm, 30mm ve 40mm, girinti uzunluğu için 10mm, 15mm ve 20mm, kısa kanat yüksekliği için 10mm, 20mm, 400mm, 50mm ve 100mm, kanal yüksekliği için ise 200mm, 400mm ve 600mm değerlerine göre belirlenmiştir. Bu parametrelere göre toplam 44 adet durum ele alınarak ayrı ayrı incelenmiştir. Tüm bu parametrelerin ısı geçişine etkisi girintisiz düz kanatlı kanallar referans alınarak karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

3.2 Problemin Matematik Denklemleri

Akış sıcaklığının levha sıcaklığından düşük olduğu eş sıcaklıktaki bir ortamnda akışkandakı sıcaklık değişimleri, yerçekimi etkisiyle bir yoğunluk gradyeni oluşturur ve bu yoğunluk kaldırma kuvvetiyle taşınım hareketine dönüşür. Kaldırma kuvvetlerinin sonucu olan akışkan hareketi ‘Doğal Taşınım’ olarak adlandırılır.

Doğal taşınımda akışkan hareketi akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri etkisiyle oluşur. Kaldırma hareketi, akışkan içindeki yoğunluk gradyanı ile gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucunda doğar. Bir akışkan içinde yoğunluk gradyanını ortaya çıkarabilecek farklı durumlar olmakla birlikte en genel olanı bir sıcaklık gradyanına bağlı yoğunluk farklılığıdır. Yoğunluk genellikle artan sıcaklıkla birlikte, akışkanın genleşmesinden dolayı azalır. Aşağıda durgun çevre ile kuşatılmış akışkana etki eden kaldırma kuvveti açıklanmıştır. Şekilde görüldüğü gibi akışkanın yoğunluğu durgun çevrenin yoğunluğundan düşüktür. Böylelikle akış yukarı yönlüdür. Aksi durumda akış aşağı yönde olacaktır.



Şekil 3.1 : Kaldırma kuvveti etkisi.

Doğal taşınımda momentum ve enerji geçişini tanımlayan denklemler korunum ilkelerinden elde edilirler. Bu problem için korunum denklemleri üç boyutlu olarak ifade edilmişlerdir. Doğal taşınımın zorlanmış taşınımdan farkı doğal taşınımda ana rolün kaldırma kuvvetleri tarafından üstleniliyor olmasıdır. Korunum denklemleri ve sınır şartlarından önce bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar;

1) Problemde ışınımla ısı geçişi olmadığı ve laminer akış olduğu varsayılmıştır.

2) Akışkan sıkıştırılamaz, dolayısıyla yoğunluk basınçla değişmemektedir. Yoğunluk sadece sıcaklığın bir fonksiyonu olarak ele alınmıştır ($\rho=\rho(T)$).

3) Kullanılan akışkanın termofiziksel özellikleri $(T_w+T_\infty)/2$ ortalama sıcaklığında alınmış ve sabit kabul edilmiştir.

4) Viskoz yayılım ihmal edilmiştir.

Şekil 3.1'deki gibi eş sıcaklığa sahip bir düşey plaka ele alalım. Akışın sürekli, laminar, üç boyutlu oldukları varsayımlarıyla ve yerçekiminin de etkisiyle bir kontrol hacmi elemanının doğal taşınım denklemleri verilecektir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{3.1}$$

X Momentum Denklemi:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\nabla^2 u+\frac{1}{3}\nu\frac{\partial}{\partial x}(\nabla\cdot V) \tag{3.2}$$

Y Momentum Denklemi:

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\nabla^2 v+\frac{1}{3}\nu\frac{\partial}{\partial y}(\nabla\cdot V) \tag{3.3}$$

Z Momentum Denklemi:

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\nabla^2 w+\frac{1}{3}\nu\frac{\partial}{\partial z}(\nabla\cdot V)-g \tag{3.4}$$

Burada *g*, z boyutunda akışkana etkiyen yerçekimi kuvvetidir. Denklem (3.2) ve Denklem (3.3)'te $p=p(z)$ olması sebebiyle basınç gradyanı düşmektedir.

$$\frac{\partial p}{\partial x}=0, \qquad \frac{\partial p}{\partial y}=0 \tag{3.5}$$

Böylelikle Denklem (3.4)'de sınır tabakanın dış bölgesinde $T=T_\infty$ ve $u=v$ olur.

$$-\frac{dp}{dz}=\rho_\infty g \tag{3.6}$$

Denklem (3.6) alınarak Denklem (3.4)'de yerine konursa, Denklem (3.7) elde edilir.

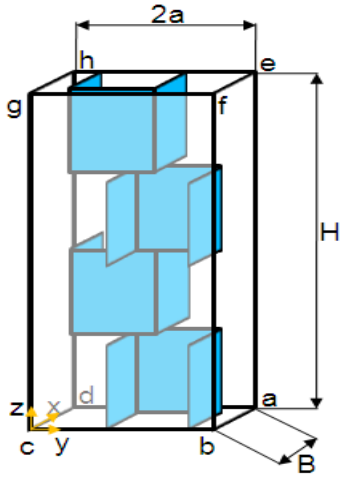
$$\rho\left(u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=\mu\nabla^2 w+\frac{1}{3}\mu\frac{\partial}{\partial z}(\nabla\cdot V)+g(\rho_\infty-\rho) \tag{3.7}$$

Enerji Denklemi:

$$\rho c_p \left(u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} + w\frac{\partial T}{\partial z} \right) = k\nabla^2 T + \Phi \tag{3.8}$$

Kabuller kısmında da belirtildiği gibi viskoz yayılım Φ'nin ihmal edildiği belirtildi.

$$\Phi = 2\mu \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 - \frac{1}{3}(\nabla \cdot V)^2 \end{array} \right] \tag{3.9}$$



Şekil 3.2 : Hesaplama bölgesi.

Şekil 3.2'de belirlenen hesaplama bölgesinde üç tip sınır şartı bulunmaktadır.

1) Duvar sınır şartlarında, hızlar için duvarlarda kaymanın olmadığı (no-slip) sınır şartı kullanılmıştır. Sıcaklıklar için ise duvar sıcaklığı 353K alınmıştır. Buna göre, x=0 (bcgf yüzeyi) ve x=B (adhe yüzeyi) ile kısa kanat grupları yüzeyleri için;

$$T = T_w = 353K, u = 0, v = 0, w = 0 \tag{3.10}$$

2) Simetri sınır şartı geometri sebebiyle kullanılmıştır.

y=0 (cdhg yüzeyi) ve y=2a (abfe yüzeyi) için;

$$v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \frac{\partial u}{\partial y} = 0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \tag{3.11}$$

3) Açık sınır şartı atmosfer etkisinde olan hava giriş ve çıkış bölgelerinde kullanılmıştır.

z=0 (abcd yüzeyi) için;

$$P \cong P_{atm}, \qquad T = T_{\infty} \tag{3.12}$$

z=H (efgh yüzeyi) için;

$$P = P_{atm}, \qquad T = T_{b} \tag{3.13}$$

Doğal taşınımın analizini kolaylaştırmak için literatürde bazı boyutsuz parametreler tanımlanmıştır. İlk olarak Grashof sayısı; akışkana etkiyen viskoz kuvvetlerin kaldırma kuvveti üzerindeki etkisini gösterir. Zorlanmış taşınımdaki boyutsuz parametre Reynolds sayısının görevini doğal taşınımda Grashof sayısı görür. Örneğin zorlanmış taşınımda laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş Reynolds sayısı ile belirlenirken, doğal taşınımda bu Grashof sayısı ile belirlenir.

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_{\infty})B^3}{\nu^2} \tag{3.14}$$

Bazen Rayleigh sayısı adı verilen bir başka boyutsuz sayı kullanılmaktadır. Bu sayı Grashof sayısının yerine doğal taşınımda ısı taşınımının korelasyonunu sağlamak için kullanılır.

$$Ra = Gr.\Pr = \frac{g\beta(T_w - T_{\infty})B^3}{\nu^2}.\Pr = \frac{g\beta(T_w - T_{\infty})B^3}{\nu\alpha} \tag{3.15}$$

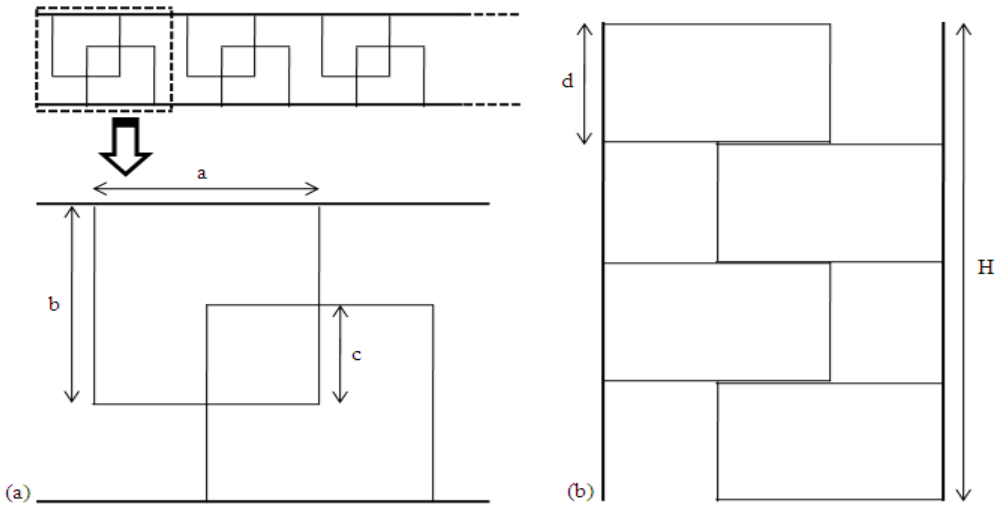
Paralel levha düşey kanallarda doğal taşınım laminer akışta Nu sayısı Gr ve Pr boyutsuz sayıları ile B/H kanal en-boy oranına bağlıdır. Bu durumda sonuçlar için bir korelasyon yapılmak istenirse bu parametrelerin kullanımıyla aşağıdaki gibi genel bir fonksiyon elde edilebilir.

$$Nu = C(Gr\,\Pr(B/H))^n \tag{3.16}$$

4. PROBLEMİN MODELLENMESİ

4.1 Modelleme

Modelleme yapılmadan önce sonuçların daha kolay incelenmesi ve karşılaştırma yapılabilmesi açısından modelde parametreler oluşturulması bize kolaylık sağlayacaktır. Bu problemin modellemesinde de bazı parametreler oluşturulmuştur. Şekil 4.1'de kanal üstünden ve yandan görüleceği üzere kısa kanat genişliği **a**, kısa kanat uzunluğu **b**, kısa kanatlar arası girinti uzunluğu **c,** kısa kanat yüksekliği **d** ve kanal yüksekliği **H** olmak üzere 5 ayrı parametre kullanılmıştır. Ayrıca kanat düzeneğinde saptırma, kısa kanat genişliğinin yarısı olacak şekilde düzenlenmiş ve düşeyde kısa kanat grupları arasında boşluk olmadığı varsayılmıştır.



Şekil 4.1 : Saptırılmış kanatlı kanalın (a) üstten ve (b) yandan görünür parametreleri.

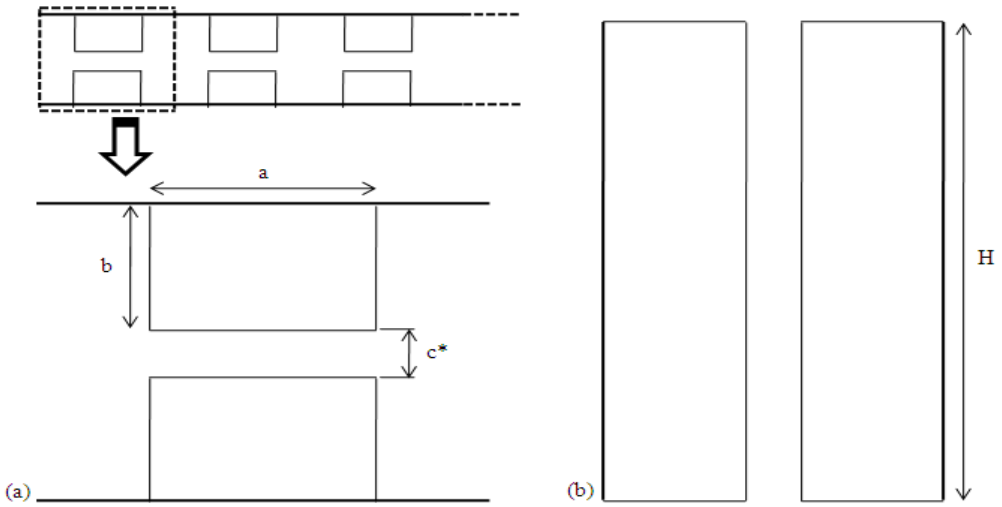
Çizelge 4.1, saptırılmış kanatlı kanalda kullanılan parametreleri göstermektedir.

Çizelge 4.1 : Saptırılmış kanatlı kanallarda kullanılan parametre değerleri.

a(mm)	b(mm)	c(mm)	d(mm)	H(mm)
20	20	10	10	200
30	30	15	20	400
40	40	20	40	600
			50	
			100	

Sonuç olarak bu parametrelerin kullanımıyla incelenecek olan saptırılmış kanatlı kanallar oluşturulmuştur. İncelenecek olan saptırılmış kanatlı kanalların analizleri sonucunda karşılaştırma yapılmak üzere girinti olmayan düz kanatlı kanallarla kıyaslanacaktır.

Düz kanatlı kanallarda da benzer şekilde parametreler kullanılmıştır. Şekil 4.2'de düz kanatlı kanalın üstünden ve yandan görüleceği üzere kanat genişliği **a**, kanat uzunluğu **b**, kanatlar arası uzunluk **c*** ve kanal yüksekliği **H** olmak üzere 4 ayrı parametre kullanılmıştır. Ayrıca kanatlar arası uzunluk c*, her bir düz kanatlı kanalda optimum uzunluk olarak 10mm alınmıştır.



Şekil 4.2 : Düz kanatlı kanalın (a) üstten ve (b) yandan görünür parametreleri.

Çizelge 4.2, düz kanatlı kanallarda kullanılan parametreleri göstermektedir.

Çizelge 4.2 : Düz kanatlı kanallarda kullanılan parametre değerleri.

a(mm)	b(mm)	c*(mm)	H(mm)
20	20	10	200
30	30		400
40	40		600

Bu parametrelerin kullanımıyla kıyaslama yapılmak üzere girinti olmayan düz kanatlı kanallar elde edilmiştir.

4.2 Sayısal Yöntem

Bu çalışmada süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemlerinin akış alanı boyunca çözdürülüp fiziksel olarak doğru sonuçlar alabilmek için FLUENT paket programı kullanılmıştır. FLUENT programı süreklilik ve korunum denklemlerini

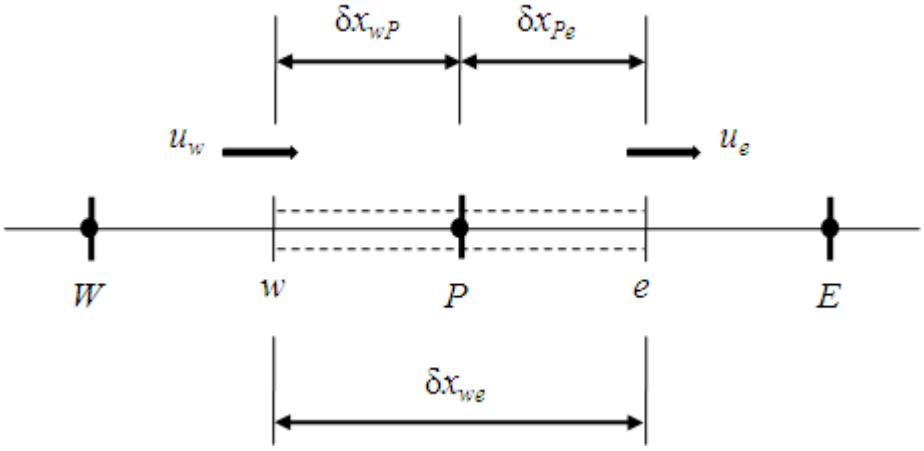
lineerleştirerek sonlu hacimler yöntemine göre çözen bir metodoloji kullanmaktadır. Bu nedenle bu kısımda özellikle sonlu hacimler yönteminden bahsedilmiştir.

Sürekli halde üretim fonksiyonu olmadığı durumda tek boyutlu ϕ elemanının taşınım ve difüzyon durumu ele alınarak Denklem 4.1'de belirtilmiştir. Ayrıca bu akışın her hücrede sürekliliğin korunduğu varsayılmıştır.

$$\frac{d}{dx}(\rho u\phi) = \frac{d}{dx}\left(\Gamma\frac{d\phi}{dx}\right) \tag{4.1}$$

$$\frac{d(\rho u)}{dx} = 0 \tag{4.2}$$

Kontrol hacmi metodu olarak da bilinen sonlu hacimler metodunda, çözüm alanı sonlu sayıda hücreye bölünür. Şekil 4.3'te görüldüğü üzere tek boyutlu bir kontrol hacmi ele alınarak bazı notasyonlar gösterilmiştir. Kontrol hacmi merkezi *P*, ona komşu noktalar *W* ve *E* ile gösterilmiş ve kontrol hacmi yüzeyleri *w* ve *e* ile belirtilmiştir.



Şekil 4.3 : P noktası etrafında kontrol hacmi.

Denklem 4.1 ve Denklem 4.2'nin kontrol hacmi boyunca integre edilmesiyle aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$(\rho uA\phi)_e - (\rho uA\phi)_w = \left(\Gamma A\frac{d\phi}{dx}\right)_e - \left(\Gamma A\frac{d\phi}{dx}\right)_w \tag{4.3}$$

$$(\rho uA)_e - (\rho uA)_w = 0 \tag{4.4}$$

Çözümü kolaylaştırmak için *w* ve *e* yüzeylerini içerecek şekilde değişken dönüşümü yapmak gerekmektedir.

$$F = \rho u \tag{4.5}$$

$$D = \frac{\Gamma}{\delta x} \tag{4.6}$$

Bu denklemde A_e=A_w=A varsayımıyla değişken dönüşümü yapılarak Denklem 4.3 ve Denklem 4.4 aşağıdaki şekilde yazılır.

$$F_e\phi_e - F_w\phi_w = D_e(\phi_E - \phi_P) - D_W(\phi_P - \phi_W) \tag{4.7}$$

$$F_e - F_w = 0 \tag{4.8}$$

Ayrıca süreklilik denklemi için başlangıç hızı bilindiği varsayılmaktadır. Sonuç olarak Denklem 4.7'de sağ tarafta hesaplanacak olan ϕ için merkezi farklar yöntemi ve sol taraf için ise lineer interpolasyon uygulanabilir. Böylelikle aşağıdaki bağıntılar elde edilir.

$$a_P\phi_P = a_W\phi_W + a_E\phi_E \tag{4.9}$$

$$a_P = a_W + a_E + (F_E - F_W) \tag{4.10}$$

$$a_E = D_e - \frac{F_e}{2} \tag{4.11}$$

$$a_W = D_w - \frac{F_w}{2} \tag{4.12}$$

Çözüm ağı boyunca her ağ hücresi için Denklem 4.9'a benzer formda lineer bağıntılar elde edilebilir. Bu lineerleştirilmiş denklemler takımı daha sonra lineer denklem çözüm yöntemleriyle çözülerek, her bir hücre için ϕ'in bilinmeyen yerel değerleri belirlenmiş olur.

4.3 Problemin Fluent Modeli

4.3.1 Gambit modellemesi

Kanal boyutları modelleme kısmında anlatıldığı üzere her bir kanal model durumu için Gambit programında ayrı ayrı çizim yapılmıştır. Aşağıda bu kanal modellerden bir tanesi olan model 12, kanal yüksekliği H=400mm, kısa kanat genişliği a=30mm, kısa kanat uzunluğu b=30mm, kısa kanatlar arası girinti uzunluğu c=15mm ve kısa kanat yüksekliği d=100mm ele alınarak Gambit modellemesi ve ağ yapısının oluşturulması anlatılmış olup, 1-4 aşamaları model hacmin oluşturulması ile ilgilidir.

1) Operation sekmesi altında Geometri Command Button  > Vertex Command Button  > Create Veretex  aşaması kullanılarak modelde kanat ve girinti uzunluklarına göre noktalar oluşturulur.

2) Geometri Command Button  > Edge Command Button  > Create Edge  aşaması kullanılarak noktalar modelde kanat oluşturacak şekilde birleştirilir.

3) Geometri Command Button  > Face Command Button  > Form Face  aşaması kullanılarak kenarlarla yüzeyler oluşturulur.

4) Geometri Command Button  > Volume Command Button  > Form Volume  aşaması kullanılarak tüm yüzeyler seçilir ve z referans ekesninde kanal boyu 400 girilerek hacimler oluşturulur.

5-6 aşamalarında kanat yüksekliğine göre kanat hacimleri, oluşturulacak yüzeyler ile bölünecektir.

5) Geometri Command Button  > Face Command Button  > Copy Faces  aşaması kullanılarak z-ekesninde kanat hacimlerini 4'e bölecek 3 adet yüzey kopyalanır.

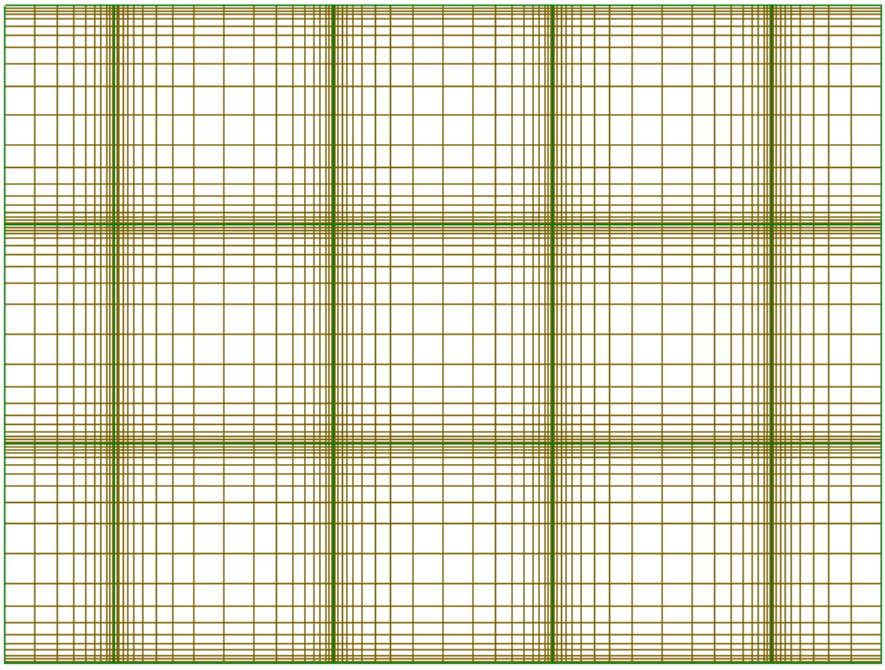
6) Geometri Command Button  > Volume Command Button  > Split Volumes  aşaması kullanılarak kanat hacimleri 4'e bölünür.

7-9 aşamalarında ağ yapısının oluşturulması anlatılmıştır.

7) Mesh Command Button  > Edge Command Button  > Mesh Edges  aşaması kullanılarak ağ seçimi x- ekesninde ve y- ekesninde "Bi-exponent" tip 0.8 oranında ve aralık mesafesi 0.75 olacak şekilde, z- ekesninde ise "Successive Ratio" tip 1 oranında ve aralık mesafesi 5 olacak şekilde kenar ağ yapısı oluşturulur.

8) Mesh Command Button  > Face Command Button  > Mesh Face  aşaması kullanılarak ağ seçimi "Quad" element ve "Map" tip olacak şekilde yüzey ağ yapısı oluşturulur.

9) Mesh Command Button  > Volume Command Button  > Mesh Volume  aşaması kullanılarak ağ seçimi "Hexedral" element ve "Map" tip olacak şekilde hacim ağ yapısı oluşturulur.



Şekil 4.4 : Ağ yapısı.

Son olarak sınır şartları belirledikten sonra dosya Fluent için .msh olarak kaydedilir.

10) Zones Command Button  > Specify Boundary Types Command Button  / Specify Continuum Types Command Button  aşamaları kullanılarak hava giriş-çıkış, simetri, kanat/panel ve hava bölgeleri tanımlanır. Aşağıdaki Çizelge 4.3 sınır şartlarını göstermektedir.

Çizelge 4.3 : Sınır şartları.

Sınır Şart	Tip
Hava giris	Pressure Inlet
Hava cikis	Pressure Inlet
Kanal Yan	Symmetry
Kanal Ust-Alt	Wall
Kanat	Wall
Hava	Fluid

11) File > Export > Mesh komutları kullanılarak .msh dosyası hazırlanır.

4.3.2 Fluent modellemesi

Problemin Gambit modellemesinde ele alınan model 12'nin Fluent çözümü aşağıda açıklanmıştır.

1) Gambit'te hazırlanan problemin mesh dosyası Fluent'e yüklenir.

File > Read > Case

2) Ağ yapısı kontrolü yapılır. Herhangi bir hata olması durumunda hazırlanan model tekrar gözden geçirilir.

Grid > Check

3) Gambit'te hazırlanan problemin boyutları kontrol edilir. Gerekli ise ölçeklendirme yapılır.

Grid > Scale

4) Bundan sonra çözüm aşamalarına geçilebilir.

Define > Models > Solver

5) Enerji denkleminin çözümü yapılacağı için enerji aktif hale getirilir.

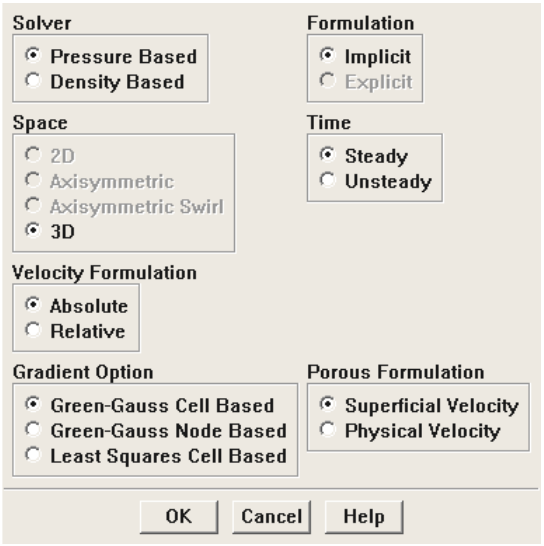
Define > Models > Energy

6) Problemde akış fazı olarak laminer akış seçilir.

Define > Models > Viscous

7) Problemde ışınım ele alınmadığı için hesaba katılmaz.

Define > Models >Radiation



Şekil 4.5 : Çözücü ayarları.

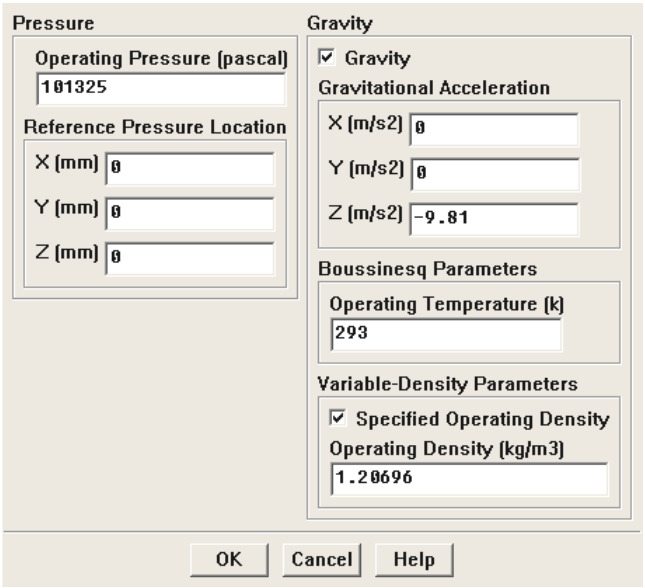
8) Akışkan olarak 20^{o}C oda sıcaklığında hava kullanılmış olup termofiziksel özellikleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Havanın (293K) termofiziksel özellikleri.

Özellik	Değer
Yoğunluk	İdeal gaz
C_p	1004,592 J/kgK
Isı iletkenlik	0,0256912 W/mK
Dinamik Viskozite	$1{,}81212.10^{-5}$ kg/ms

9) İşletme ayarları yapılır.

Define > Operating Conditions



Şekil 4.6 : İşletme ayarları.

10) Sınır şartları değerleri girilir.

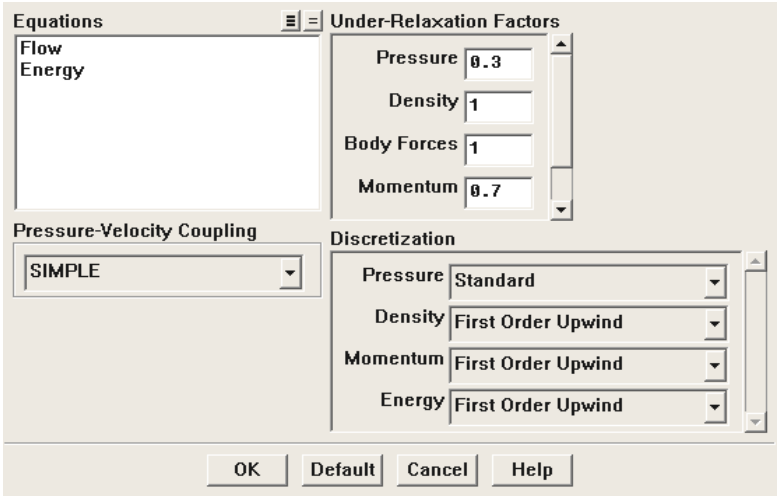
Define > Boundary Conditions

Çizelge 4.5 : Sınır şartları değerleri.

Sınır Şartı	Tip	Değer
Hava giris	Pressure Inlet	293K
Hava cikis	Pressure Inlet	293K
Kanal Yan	Symmetry	-
Kanal Ust-Alt	Wall	353K
Kanat	Wall	353K
Hava	Fluid	-

11) Bundan sonra problem çözümüne geçilebilir. Önce çözüm ayarları belirlenir.

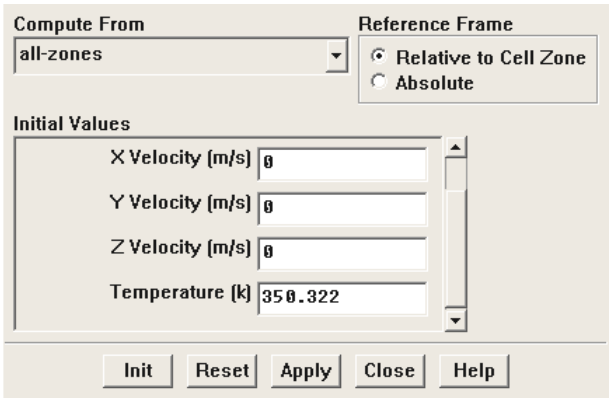
Solve > Controls > Solution



Şekil 4.7 : Çözüm ayarları.

12) Problemin başlangıç şartı olarak tüm bölgeler seçilir.

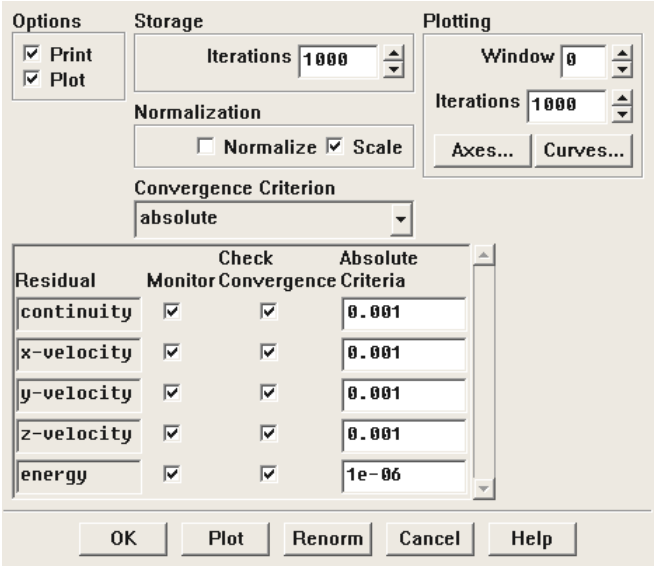
Solve > Initialize > Initialize



Şekil 4.8 : Başlangıç şartı.

13) Yakınsama ayarları yapılır.

Solve > Monitors > Residuals



Şekil 4.9 : Yakınsama ayarları.

14) Tüm ayarlamaları bittikten sonra iterasyon sayısı girilerek problem yakınsayıncaya kadar iterasyon yapılır.

Solve > Iterate

15) Problemi analiz etmek için ısı ve kütle debilerini, hız ve sıcaklık dağılımlarını incelemek gerekecektir.

Report > Fluxes

Display > Grid, Contours, Vectors

5. SAYISAL ÇÖZÜMLEME

5.1 Ağ Bağımsızlığı

Ağ bağımsızlığı sayısal çözümlemede önemli yer tutmaktadır. Hesaplama sonuçları, kanal modele uygulanan ağ yapısının sık veya seyrek olması ile çok az veya ihmal edilebilir derecede değişiyorsa ağ yapısı bağımsızlığı sağlanmış demektir. Ağ yapısının sık veya seyrek olması modeldeki sonlu sayıdaki hücre saysını etkilemektedir. Hücre sayısı ne kadar fazla olursa problemin sayısal çözüm süresi de o kadar fazla olacaktır. Bu sebepten dolayı ağ bağımsızlığı incelenerek sonuçların değişmediği optimum ağ aralığı belirlenir.

Ağ bağımsızlığını incelemek için modelleme kısmında belirtilen model 12 kanal yüksekliği H=400mm, kısa kanat genişliği a=30mm, kısa kanat uzunluğu b=30mm, kısa kanatlar arası girinti uzunluğu c=15mm ve kısa kanat yüksekliği d=100mm ele alınmıştır.

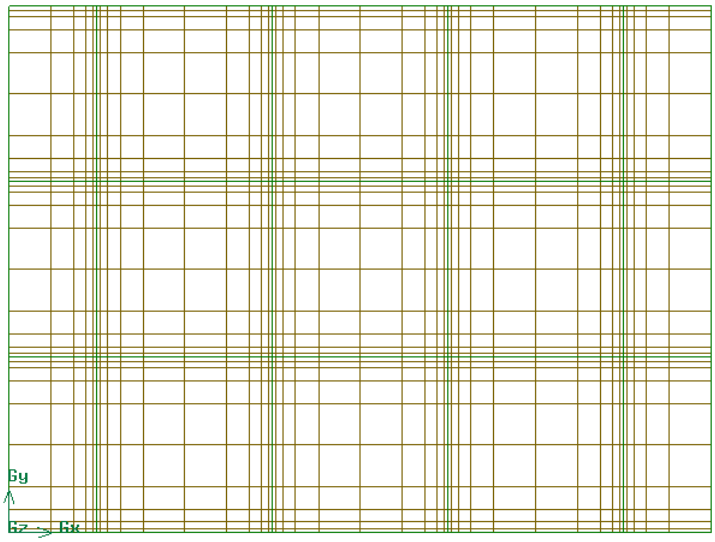
Bu problem 3 boyutlu olduğu için öncelikle x, y ve z ekseninde ısı geçişi ve kütle debisi değişim oranları incelenmiştir. Her bir boyut için 3 değişik ağ aralığı uygulanmıştır. Bir boyutta ağ bağımsızlığı incelenirken diğer boyutlardaki ağ aralığı sabit tutulmuştur. Isı geçişi ve kütle debisi değişimlerinin z eksenine nazaran x ve y ekseninde daha fazla olduğu görülmüştür. Bunun sonucunda modelin optimum ağ aralıklarını belirlemek için öncelikle değişimin az olduğu z ekseninde optimum bir ağ aralığı belirlememiz gerekmektedir. Aşağıdaki çizelge z ekseninde bireysel ağ bağımlılığını göstermektedir.

Çizelge 5.1 : Z ekseninde ağ bağımsızlığı.

Ağ aralığı (x-y-z)	Isı geçişi (W/m^2)	Kütle debisi (g/s)
1-1-1	499,13	1,25
1-1-2,5	499,14	1,25
1-1-5	499,81	1,25
1-1-10	500,80	1,26

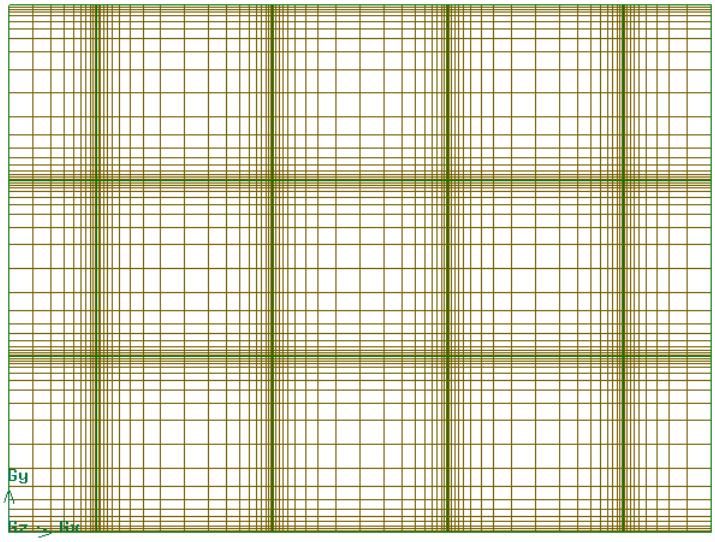
Yukarıdaki Çizelge 5.1 incelendiğinde z ekseninde aralık sayısı 10’ dan 5’e düşürüldüğünde olan birim yüzey alanda gerçekleşen ısı geçişi ve kütle debisi değişimleri 5’ten 2,5’a ve 1’e düşürüldüğünde olan değişimlerden daha fazla olmaktadır. Bu sebeple problemin z ekseninde optimum ağ aralığı 5 olarak belirlenmiştir.

Sonuç olarak problem çözümünde kanal geometrisi için 3 ayrı ağ yapısı uygulanmıştır. İlk olarak aralıkları fazla olan; x ekseninde 1,5, y ekseninde 1,5 ve z ekseninde 5 ağ aralığı kullanılmıştır. Toplam hücre sayısı 96000 olmaktadır.



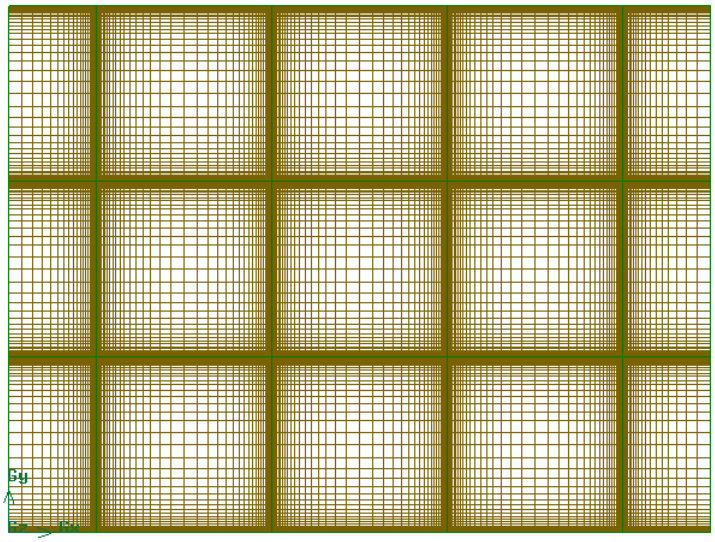
Şekil 5.1 : Çözümde birinci uygulanan ağ yapısı.

İkinci olarak x ekseninde 0,75, y ekseninde 0,75 ve z ekseninde 5 ağ aralığı kullanılmıştır. Toplam hücre sayısı 384000 olmaktadır.



Şekil 5.2 : Çözümde ikinci uygulanan ağ yapısı.

Üçüncü olarak ise x ekseninde 0,375, y ekseninde 0,375 ve z ekseninde 5 ağ aralığı kullanılmıştır. Toplam hücre sayısı 1536000 olmaktadır.



Şekil 5.3 : Çözümde üçüncü uygulanan ağ yapısı.

Yukarıda açıklanan 3 ağ yapısı için birim yüzey alanda gerçekleşen ısı geçişi ve kütle debisi miktarları Çizelge 5.2'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde ağ aralığı 0,75-0,75-5'ten ağ yapısı aralığı 0,375-0,375-5'e geçişte birim yüzey alanda gerçekleşen ısı geçişi ve kütle debisi miktarındaki değişim 1,5-1,5-5 ağ aralığına göre daha az olmaktadır. Ayrıca 0,75-0,75-5 ağ aralığında hücre sayısı daha düşük olması sebebiyle problemin çözümü için gereken süre ciddi oranda kısalmaktadır. Tüm bu etkenler gözönüne alındığında 0,75-0,75-5 ağ yapısı aralığı bu problemin çözümü için en uygun ağ aralığı olarak belirlenmiştir.

Çizelge 5.2 : Ağ aralıklarına göre ısı geçişi ve kütle debileri.

Ağ aralığı (x-y-z)	Isı geçişi (W/m^2)	Kütle debisi (g/s)
1,5-1,5-5	501,76	1,26
0,75-0,75-5	**498,26**	**1,25**
0,375-0,375-5	495,99	1,25

5.2 İncelenen Durumlar

Problemin modellenmesi bölümünde belirtildiği üzere parametrelerin kullanımıyla elde edilen incelenen durumlar Çizelge 5.3'te, kıyaslanan durumlar ise Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : İncelenen durumlar (Saptırılmış kanatlı kanallar).

Model	H(mm)	a(mm)	b(mm)	c(mm)	d(mm)
1	200	40	40	20	20
2	200	40	40	20	100
3	400	20	20	10	20
4	400	20	20	10	100
5	400	20	30	10	20
6	400	20	30	10	100
7	400	20	40	20	20
8	400	20	40	20	100
9	400	30	30	10	20
10	400	30	30	10	100
11	400	30	30	15	20
12	400	30	30	15	100
13	400	30	30	20	20
14	400	30	30	20	100
15	400	40	20	10	20
16	400	40	20	10	100
17	400	40	30	20	20
18	400	40	30	20	100
19	400	40	40	20	10
20	400	40	40	20	20
21	400	40	40	20	40
22	400	40	40	20	50
23	400	40	40	20	100
24	600	20	20	10	20
25	600	20	20	10	100
26	600	20	30	10	20
27	600	20	30	10	100
28	600	20	40	20	20
29	600	20	40	20	100
30	600	30	30	10	20
31	600	30	30	10	100
32	600	30	30	15	20
33	600	30	30	15	100
34	600	30	30	20	20
35	600	30	30	20	100
36	600	40	20	10	20
37	600	40	20	10	100
38	600	40	30	20	20
39	600	40	30	20	100
40	600	40	40	20	10
41	600	40	40	20	20
42	600	40	40	20	40
43	600	40	40	20	50
44	600	40	40	20	100

Çizelge 5.4 : Kıyaslanan durumlar (Düz kanatlı kanallar).

Model	H(mm)	a(mm)	b(mm)	c*(mm)	d(mm)
1	200	40	40	10	düz
2	400	20	20	10	düz
3	400	20	30	10	düz
4	400	20	40	10	düz
5	400	30	30	10	düz
6	400	40	20	10	düz
7	400	40	30	10	düz
8	400	40	40	10	düz
9	600	20	20	10	düz
10	600	20	30	10	düz
11	600	20	40	10	düz
12	600	30	30	10	düz
13	600	40	20	10	düz
14	600	40	30	10	düz
15	600	40	40	10	düz

5.3 Çözüm Sonuçları

Bu çalışmada genel olarak sonuçlara bakıldığında özetleyecek olursak, birim yüzey alandaki ısı geçiş miktarına göre en fazla olan model 617,4 W/m^2 değeriyle model 7 (H=400mm, a=20mm, b=40mm, c=20mm, d=20mm), ısı geçiş miktarındaki değişim yüzdesine göre en fazla olan model ise % 36,0 değeriyle model 41 (H=600mm, a=40mm, b=40mm, c=20mm, d=20mm) olarak göze çarpmaktadır.

Düz kanatlı kanallarla kıyaslandığında ise birim yüzey alandaki ısı geçişindeki artış oranı incelenen modellere göre yaklaşık olarak % **9-37** arasında artış göstermektedir.

Bununla birlikte genel olarak incelenen modellerde hava debilerine bakıldığında düz kanatlı kanallara göre yaklaşık % **20-40** arasında bir kayıp olduğu görülmektedir.

İlk olarak düşey kanalda birbirine girintili saptırılmış kısa kanat düzeneği kullanımının birim yüzey alandaki ısı geçişine etkisini görmek maksadıyla sonuçlar düz kanatlı kanallarla bir karşılaştırma yapılacaktır. Kısa kanat yüksekliği d=20mm ve d=100mm alınarak kanal yüksekliği H=400mm ve H=600mm durumları için incelenen modellerin ısı geçişi sonuçları ve ısı geçişindeki değişim yüzdeleri sırasıyla Çizelge 5.5, Çizelge 5.6, Çizelge 5.7 ve Çizelge 5.8'de verilmiştir.

Çizelge 5.5 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	a-b-c*(mm)	Isı geçişi değişim oranı (%)
3	20-20-10	455,9	20-20-10	15,1
5	20-30-10	556,5	20-30-10	28,0
7	20-40-20	617,4	20-40-10	33,6
9	30-30-10	546,4	30-30-10	29,1
11	30-30-15	550,2	30-30-10	30,0
13	30-30-20	536,0	30-30-10	26,6
15	40-20-10	464,6	40-20-10	18,0
17	40-30-20	520,1	40-30-10	25,4
20	40-40-20	579,6	40-40-10	34,1

Çizelge 5.6 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	a-b-c*(mm)	Isı geçişi değişim oranı (%)
4	20-20-10	434,7	20-20-10	9,8
6	20-30-10	507,7	20-30-10	16,8
8	20-40-20	555,2	20-40-10	20,1
10	30-30-10	494,6	30-30-10	16,8
12	30-30-15	498,3	30-30-10	17,7
14	30-30-20	488,4	30-30-10	15,4
16	40-20-10	434,8	40-20-10	10,5
18	40-30-20	474,4	40-30-10	14,3
23	40-40-20	516,6	40-40-10	19,5

Çizelge 5.7 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	a-b-c*(mm)	Isı geçişi değişim oranı (%)
24	20-20-10	377,8	20-20-10	9,7
26	20-30-10	483,1	20-30-10	26,5
28	20-40-20	536,2	20-40-10	31,2
30	30-30-10	485,2	30-30-10	29,8
32	30-30-15	486,9	30-30-10	30,2
34	30-30-20	466,2	30-30-10	24,7
36	40-20-10	399,8	40-20-10	15,5
38	40-30-20	455,9	40-30-10	24,1
41	40-40-20	522,8	40-40-10	36,0

Çizelge 5.8 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda ısı geçişi sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	a-b-c*(mm)	Isı geçişi değişim oranı (%)
25	20-20-10	376,0	20-20-10	9,1
27	20-30-10	459,4	20-30-10	20,3
29	20-40-20	505,3	20-40-10	23,6
31	30-30-10	454,2	30-30-10	21,4
33	30-30-15	455,9	30-30-10	21,9
35	30-30-20	440,2	30-30-10	17,7
37	40-20-10	386,7	40-20-10	11,7
39	40-30-20	429,6	40-30-10	16,9
44	40-40-20	480,8	40-40-10	25,1

Sonuçlar incelendiğinde birim yüzey alandaki ısı geçiş miktarı en fazla olarak H=400mm kanal yüksekliğinde d=20mm için model 7 ısı geçişi 617,4 W/m^2, d=100mm için model 8 ısı geçişi 555,2 W/m^2 ve H=600mm kanal yüksekliğinde d=20mm için model 24 ısı geçişi 536,2 W/m^2, d=100mm için model 25 ısı geçişi 505,3 W/m^2 elde edilmiştir.

Birim yüzey alandaki ısı geçiş miktarındaki değişim yüzdesine göre ise en fazla olarak H=400mm kanal yüksekliğinde d=20mm için model 16 artışı %34,1, d=100mm için model 8 artışı %20,0 ve H=600mm kanal yüksekliğinde d=20mm için model 33 artışı %36,0, d=100mm için model 36 artışı %25,1 elde edilmiştir.

İkinci olarak a, b, c, d ve H parametrelerinin etkilerini görmek maksadıyla incelenen modeller içinde kıyaslamalar yapılacaktır.

Parametrelerden kısa kanat genişliği a'nın etkisini görmek bakımından b ve c parametreleri sabit olacak şekilde modeller ele alınmış ve a'nın değerleri olan 20, 30 ve 40mm arasında ısı geçişi değişim oranları karşılaştırma yapılmak üzere aşağıda Çizelge 5.9, Çizelge 5.10, Çizelge 5.11 ve Çizelge 5.12'de verilmiştir.

Çizelge 5.9 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
3	20-20-10	455,92694	-1,9
15	40-20-10	464,59779	-
5	20-30-10	556,51618	1,9
9	30-30-10	546,41180	-
13	30-30-20	535,95026	3,1
17	40-30-20	520,10055	-
7	20-40-20	617,42995	6,5
20	40-40-20	579,62928	-

Çizelge 5.10 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
4	20-20-10	434,7	0
16	40-20-10	434,8	-
6	20-30-10	507,7	2,7
10	30-30-10	494,6	-
14	30-30-20	488,4	2,9
18	40-30-20	474,4	-
8	20-40-20	555,2	7,5
23	40-40-20	516,6	-

Çizelge 5.11 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
24	20-20-10	377,8	-5,5
36	40-20-10	399,8	-
26	20-30-10	483,1	-0,4
30	30-30-10	485,2	-
34	30-30-20	466,2	2,3
38	40-30-20	455,9	-
28	20-40-20	536,2	2,6
41	40-40-20	522,8	-

Çizelge 5.12 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda parametre a'nın sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
25	20-20-10	376,0	-2,8
37	40-20-10	386,7	-
27	20-30-10	459,4	1,2
31	30-30-10	454,2	-
35	30-30-20	440,2	2,5
39	40-30-20	429,6	-
29	20-40-20	505,3	5,1
44	40-40-20	480,8	-

Sonuçlara bakıldığında H=400mm ve H=600mm kanal yükseklikleri için 40-20-10 modelinden 20-20-10 modeline geçişte birim yüzey alanda olan ısı geçişi azalmaktadır. Bunun sebebi 20-20-10 modelinde sınır tabakaların özellikle çıkış bölgesinde birbirlerine fazlasıyla girmiş olması ve ısı geçişinin sonlanmış olmasıdır. Fakat diğer modellerde a'nın azalmasının özellikle H=400mm için belirgin şekilde ısı geçişini arttırdığı görülmektedir. Burada 20mm değeri optimum değer olarak alınabilir.

Kısa kanat uzunluğu b'nin etkisini görmek bakımından a ve c parametreleri sabit olacak şekilde modeller ele alınmış ve b'nin değerleri olan 20, 30 ve 40mm arasında ısı geçişi değişim oranları karşılaştırma yapılmak üzere aşağıda Çizelge 5.13, Çizelge 5.14, Çizelge 5.15 ve Çizelge 5.16'da verilmiştir.

Çizelge 5.13 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
3	20-20-10	455,9	-
5	20-30-10	556,5	22,0
17	40-30-20	520,1	-
20	40-40-20	579,6	11,4

Çizelge 5.14 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
4	20-20-10	434,7	-
6	20-30-10	507,7	16,8
18	40-30-20	474,4	-
23	40-40-20	516,6	8,9

Çizelge 5.15 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
20	20-20-10	377,8	-
22	20-30-10	483,1	27,9
38	40-30-20	455,9	-
41	40-40-20	522,8	14,7

Çizelge 5.16 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda parametre b'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
21	20-20-10	376,0	-
23	20-30-10	459,4	22,2
39	40-30-20	429,6	-
44	40-40-20	480,8	11,9

Sonuçlara bakıldığında H=400mm ve H=600mm kanal yükseklikleri için 20-20-10 modelinden 20-30-10 modeline ve 40-30-20 modelinden 40-40-20 modeline geçişte b parametresinin artışıyla birim yüzey alanda olan ısı geçişi artmaktadır. 20-20-10 modeli ısı geçişi açısından verimsiz olduğu için 20-30-10 modeliyle karşılaştırmada değişim oranları biraz yüksek çıkmıştır. Isı geçişi değişim oranlarına bakıldığında b'nin artmasının özellikle H=600mm için belirgin şekilde ısı geçişini arttırdığı görülmektedir. Burada 40mm değeri optimum değer olarak alınabilir.

Kısa kanatlar arası uzunluk c'nin etkisi görmek bakımından a ve b parametreleri sabit olacak şekilde modeller ele alınmış ve c'nin değerleri olan b/3, b/2 ve 2b/3 arasında ısı geçişi değişim oranları karşılaştırma yapılmak üzere aşağıda Çizelge 5.17, Çizelge 5.18, Çizelge 5.19 ve Çizelge 5.20'de verilmiştir.

Çizelge 5.17 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
9	30-30-10	546,4	1,9
11	30-30-15	550,2	2,6
13	30-30-20	535,9	-

Çizelge 5.18 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
10	30-30-10	494,6	1,2
12	30-30-15	498,3	2,0
14	30-30-20	488,4	-

Çizelge 5.19 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
30	30-30-10	485,2	4,0
32	30-30-15	486,9	4,4
34	30-30-20	466,2	-

Çizelge 5.20 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda parametre c'nin sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
31	30-30-10	454,1	3,1
33	30-30-15	455,9	3,6
35	30-30-20	440,2	-

Sonuçlara bakıldığında H=400mm ve H=600mm kanal yükseklikleri için modellerde c parametresinin b/2 oranda kullanılması optimum ısı geçişini vermiş, c'nin artması ve azalması birim yüzey alanda olan ısı geçişi azaltmıştır. Isı geçişi değişim oranlarına bakıldığında özellikle H=600mm olan kanalda c'nin b/2 kullanılması değişimi arttırmıştır.

Kısa kanat yüksekliği d'nin etkisini görmek bakımından H=400mm ve H=600mm için a=40, b=40, c=20 modeli ele alınmış olup karşılaştırmalar sırasıyla Çizelge 5.21 ve Çizelge 5.22'de verilmiştir.

Çizelge 5.21 : H=400mm olan kanalda parametre d'nin sonuçları.

D (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
10	586,3	13,5
20	579,6	12,2
40	561,2	8,6
50	552,3	6,9
100	516,6	-

Çizelge 5.22 : H=600mm olan kanalda parametre d'nin sonuçları.

D (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
10	524,4	9,1
20	522,8	8,7
40	512,1	6,5
50	506,2	5,3
100	480,8	-

Sonuçlara bakıldığında her iki kanalda da d=10mm kullanımı en yüksek ısı geçişini ve d=100mm ile kıyaslandığında optimum değer olarak en yüksek ısı geçişi değişim oranı verdiği görülmektedir. Böylelikle kısa kanat yüksekliğinin azalmasının birim yüzey alandaki ısı geçişini arttırdığı sonucuna varılmaktadır. Burada d=10mm kıyaslama yapılmak için kullanılmış fakat kısa kanat yüksekliğinin üretimi ve kullanımı da düşünüldüğünde optimum değer olarak d=20mm alınabilir.

Kanal yüksekliği H'nin etkisini görmek bakımından kısa kanat yüksekliği d=20mm ve d=100mm için a=40, b=40, c=20 modeli ele alınmış olup karşılaştırmalar sırasıyla Çizelge 5.23 ve Çizelge 5.24'te verilmiştir.

Çizelge 5.23 : d=20mm olan kanalda parametre H'nin sonuçları.

H (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
200	677,7	29,6
400	579,6	10,9
600	522,8	-

Çizelge 5.24 : d=100mm olan kanalda parametre H'nin sonuçları.

H (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Isı geçişi değişim oranı (%)
200	563,2	17,1
400	516,6	7,5
600	480,8	-

Sonuçlara bakıldığında her iki kısa kanat yüksekliğinde de H=200mm en yüksek ısı geçişini ve H=600mm ile kıyaslandığında yine en yüksek ısı geçişi değişim oranı verdiği görülmektedir. Böylelikle kanal yüksekliğinin azalmasının kısa kanatta olduğu gibi birim yüzey alandaki ısı geçişini arttırdığı sonucuna varılmaktadır. Burada H=200mm kullanımında daha iyi sonuç alınmakla birlikte bu çalışmada piyasada yaygın olarak kullanıldığından H=400 ve 600mm ele alınmıştır. Bu sebeple 400mm optimum değer olarak alınabilir.

Sonuç olarak her iki kanal yüksekliğinde, b ve c sabit iken kısa kanat genişliği a'nın azalması, a ve c sabit iken kısa kanat uzunluğu b'nin artması ve a ve b sabit iken kısa kanatlar arası girinti uzunluğu c'nin b/2 kadar olması, kısa kanat yüksekliği d'nin ve kanal yüksekliği H'nin azalması birim yüzey alandaki ısı geçiş miktarını diğerlerine nazaran arttırdığı gözlemlenmiştir.

Bu sonuçlar, yapılan çalışmanın amacı olan sınır tabakanın kırılması ve oluşan yeni sınır tabakalar sayesinde ısı geçişinin arttırılması hedefiyle de uyuşmaktadır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

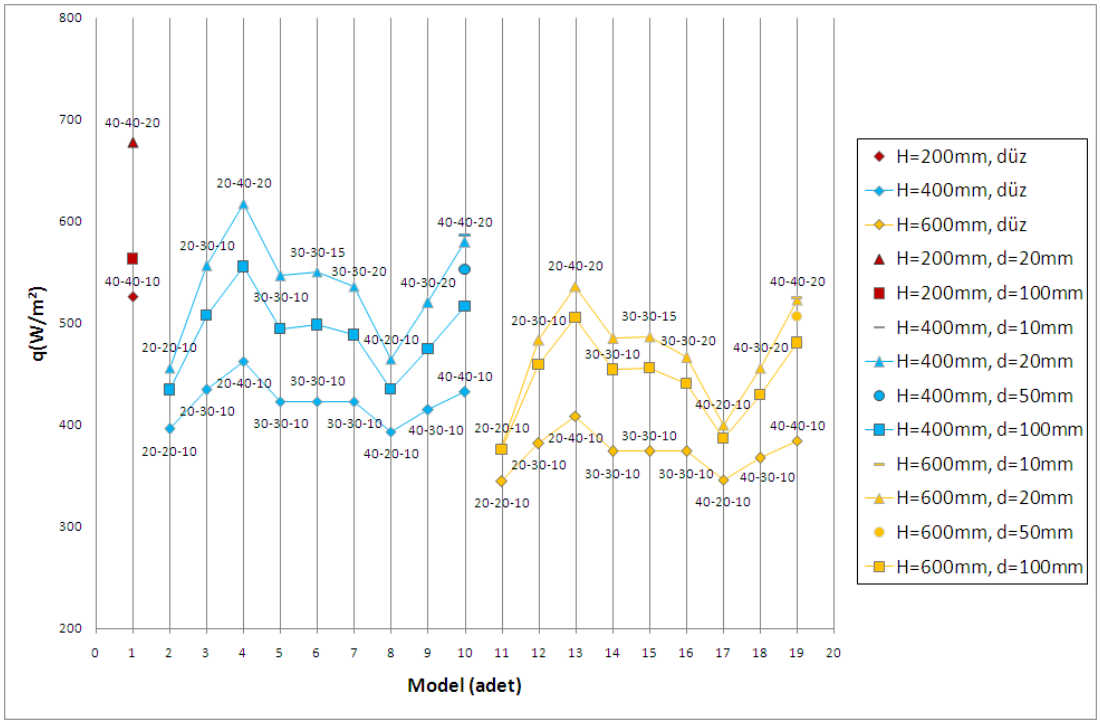
Düz kanatlı kanallara bakıldığında girişten itibaren duvarlarda gelişen ısıl sınır tabakaların, kanal çıkışına yakın bir düşey konumda kanatlar arası mesafenin 10mm olmasına rağmen hala birleşmemiş oldukları ve kanatlar arasında kalan bölgenin ısıl sınır tabaka gelişimi açısından faydalı bir şekilde kullanılamadığı görülmektedir. Düz kanatlı kanalda hız vektörleri bekleneceği gibi, hemen hemen tek doğrultulu bir akışa işaret etmektedir.

Bu çalışmada birbirine girintili kısa kanat gruplarının kullanımıyla ısıl sınır tabakalar kırılmaya çalışılmış ve faydalı bölge alanlarının arttırımı ile ısıl sınır tabaka gelişiminden azami derecede faydalanılmak istenmiştir. Ayrıca kanat gruplarının girintili olması ısıl sınır tabakaların birleşmelerine ve devamlılığının kaybolmamasına yardımcı olmuş, sonucunda ise radyatörler düşünüldüğünde ısı geçişi artışı, kanat malzemesinin daha az kullanılması, kapladığı alandan kazanç sağlanması gibi faydalar elde edilmiştir.

Düz kanatlı kanallarla kıyaslandığında ise birim yüzey alandaki ısı geçişindeki artış oranı incelenen modellere göre yaklaşık olarak % 9-37 arasında artış göstermektedir. Bununla birlikte incelenen modellerde hava debilerine bakıldığında düz kanatlı kanallara göre yaklaşık % 20-40 arasında bir azalma olduğu görülmektedir. Parametre a'nın etkisi genişliği küçüldükçe, parametre b'nin etkisi uzunluğu arttıkça, parametre c'nin etkisi uzunluğu b/2 kadar iken, parametre d'nin etkisi yüksekliği azaldıkça ve parametre H'nin etkisi ise kanal yüksekliği azaldıkça artmaktadır.

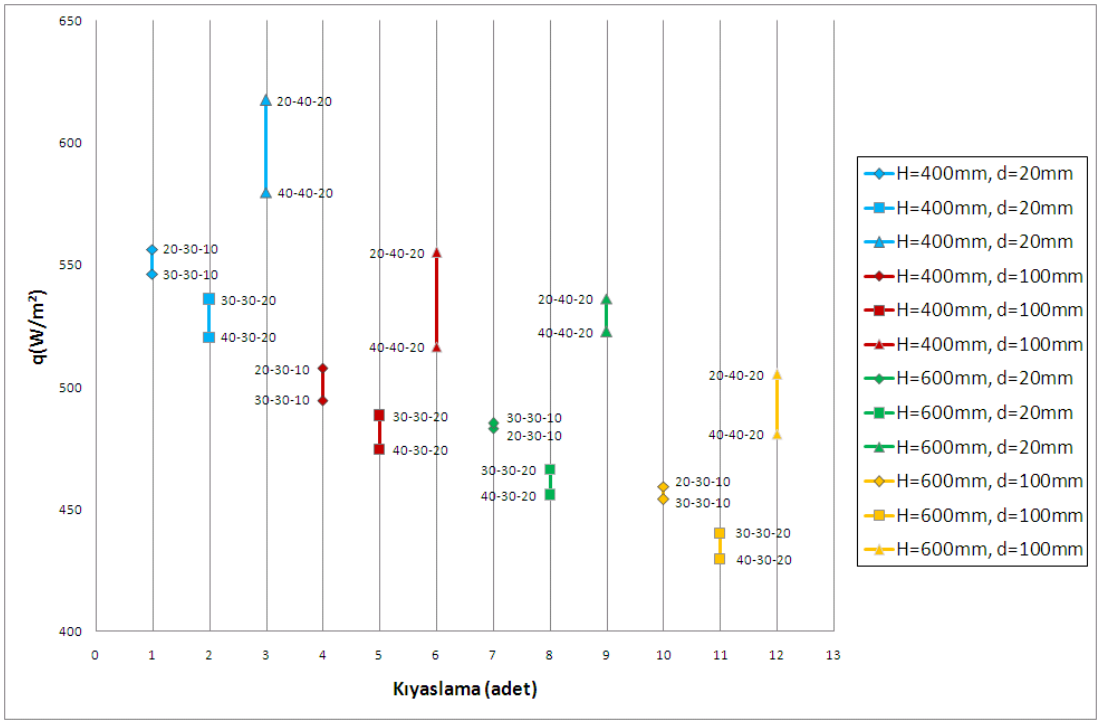
Sonuçlar, saptırılmış kanatlı kanalların düz kanatlı kanallarla kıyaslanması, kullanılan parametrelerin incelenen modeller içinde kıyaslanması ve korelasyon hesabı başlıkları altında ele alınacaktır.

İlk olarak saptırılmış kanatlı kanallar düz kanatlı kanallarla kıyaslanacaktır. Bunun için H=200, 400 ve 600mm için kısa kanat yüksekliklerini de ele alacak şekilde incelenen modeller Şekil 6.1'de verilmiştir.



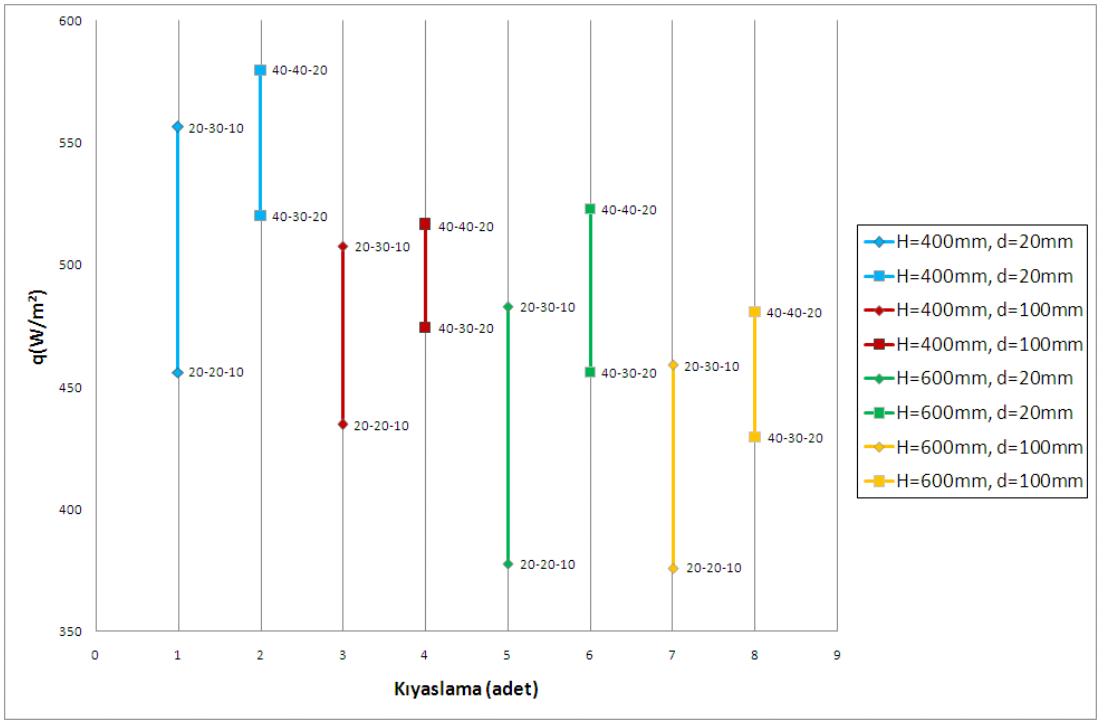
Şekil 6.1 : Saptırılmış kanatlı kanalların düz kanatlı kanallarla kıyaslanması.

İkinci olarak kullanılan parametreler, incelenen modeller içinde kıyaslanacaktır. Bunun için her parametrenin incelenen modeller içinde birim yüzey alanda ısı geçişine olan etkisi incelenecektir.



Şekil 6.2 : Parametre a'nın birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi.

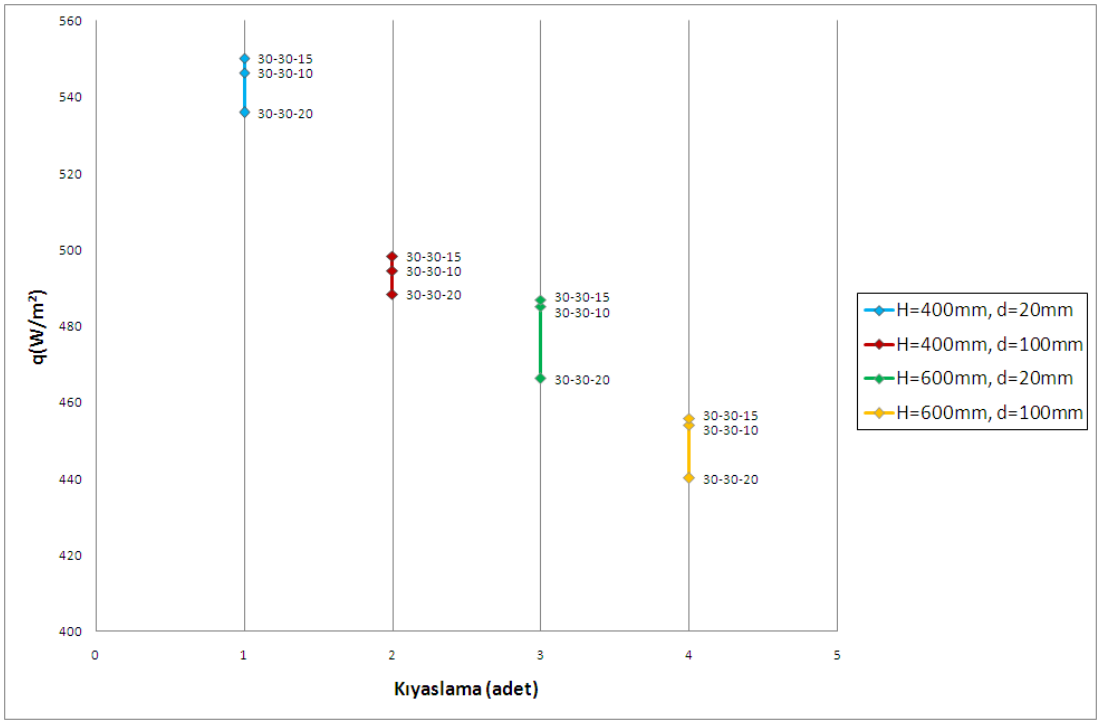
Şekil 6.2'de a'nın değişimine bakıldığında kısa kanat genişliğinin azalması birim yüzey alanda ısı geçişini arttırmaktadır. Kıyaslama 20-30-10 ile 30-30-10, 30-30-20 ile 40-30-20 ve 20-40-20 ile 40-40-20 modelleri arasında yapılmıştır. En fazla değişim H=400mm olan kanalda 40-40-20 modelinden 20-40-20 modeline geçişte olduğu görülmektedir. Genel olarak artış %1-7 mertebelerinde olmaktadır.



Şekil 6.3 : Parametre b'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi.

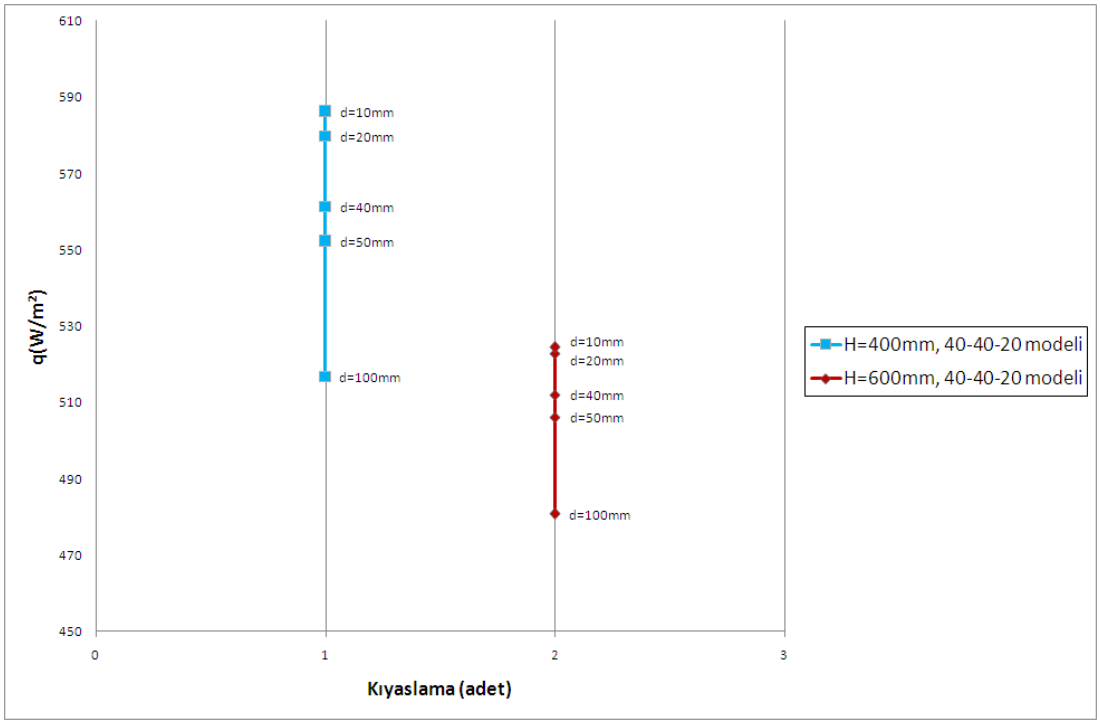
Şekil 6.3'te b'nin değişimine bakıldığında kısa kanat uzunluğunun artması birim yüzey alanda ısı geçişini arttırmaktadır. Kıyaslama 20-20-10 ile 20-30-10 ve 40-30-20 ile 40-40-20 modelleri arasında yapılmıştır. En fazla değişim 20-20-10 modelinden 20-30-10 modeline geçişte görülmekle birlikte bu 20-20-10 modelinin verimsiz olmasından kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte genel olarak artış %8-22 mertebelerinde olmaktadır.

Şekil 6.4'te c'nin değişimine bakıldığında kısa kanatlar arası girinti uzunluğunun b/2 kadar olması birim yüzey alanda ısı geçişini arttırmaktadır. Kıyaslama 30-30-10 ile 30-30-15 ve 30-30-20 modelleri arasında yapılmıştır. En fazla değişim 30-30-15 modelinde görülmektedir.



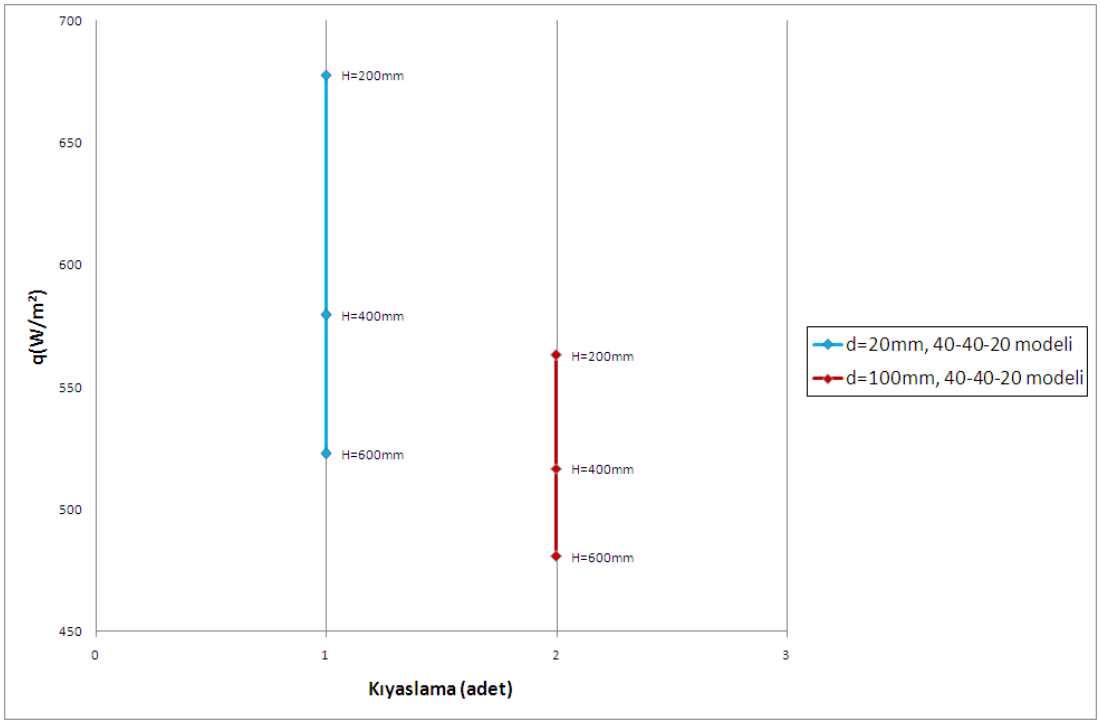
Şekil 6.4 : Parametre c'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi.

Şekil 6.5'te d'nin değişimine bakıldığında kısa kanat yüksekliğinin azalması birim yüzey alanda ısı geçişini arttırmaktadır. Kıyaslama 40-40-20 modeli için d=10, 20, 40, 50 ve 100mm arasında yapılmıştır. En fazla değişim d=10mm modelinde görülmektedir.



Şekil 6.5 : Parametre d'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi.

Şekil 6.6'da H'nin değişimine bakıldığında kanal yüksekliğinin azalması birim yüzey alanda ısı geçişini arttırmaktadır. Kıyaslama 40-40-20 modeli için H=200, 400 ve 600mm arasında yapılmıştır. En fazla değişim H=200mm modelinde görülmektedir.



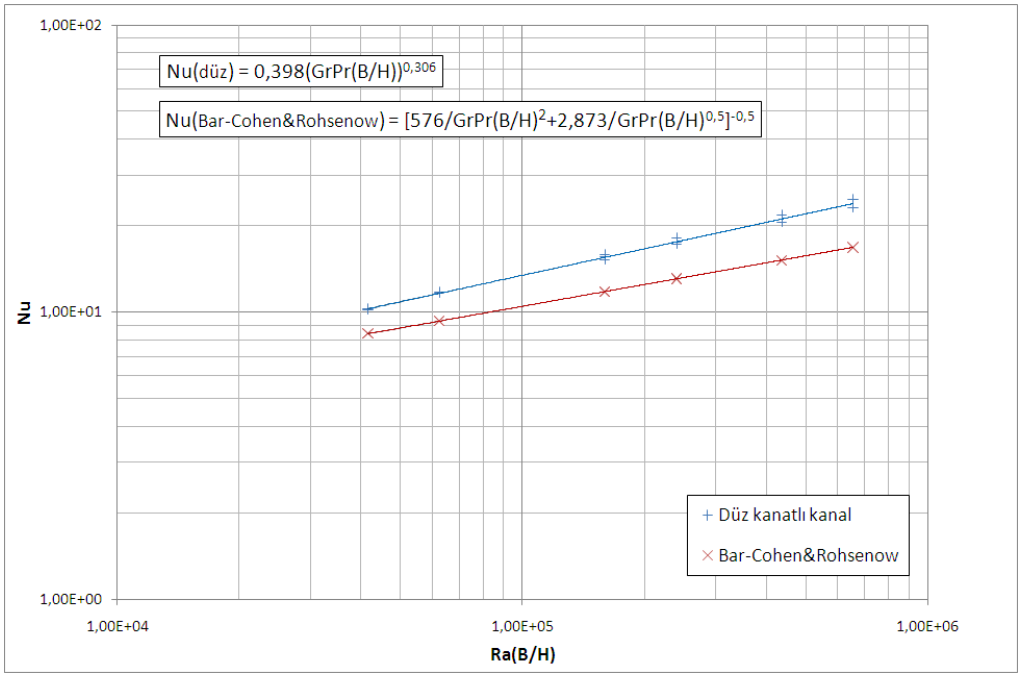
Şekil 6.6 : Parametre H'nin birim yüzey alanda ısı geçişine etkisi.

Son olarak incelenen ve kıyaslanan modeller için korelasyon elde edilecektir. Düz kanatlı modelde, kanal genişliği B=50, 70, 90mm ve kanal yüksekliği H=400, 600mm değerlerleri için Ra(B/H) boyutsuz değerine karşılık Nu değeri çeşitli yaklaşımlar kullanılarak logaritmik olarak çizdirilmiştir. Sonuç olarak 14 farklı Ra(B/H) değerine karşılık Nu değerleri Denklem (6.1)'den hesaplanıp, logaritmik olarak işaretlenmiş ve en iyi temsil eden doğru Denklem (6.2)'deki gibi bulunmuştur.

$$Nu = \frac{q.B}{(T_w - T_\infty).k} \tag{6.1}$$

$$Nu = 0{,}398(Gr\,\Pr(B/H))^{0{,}306} \tag{6.2}$$

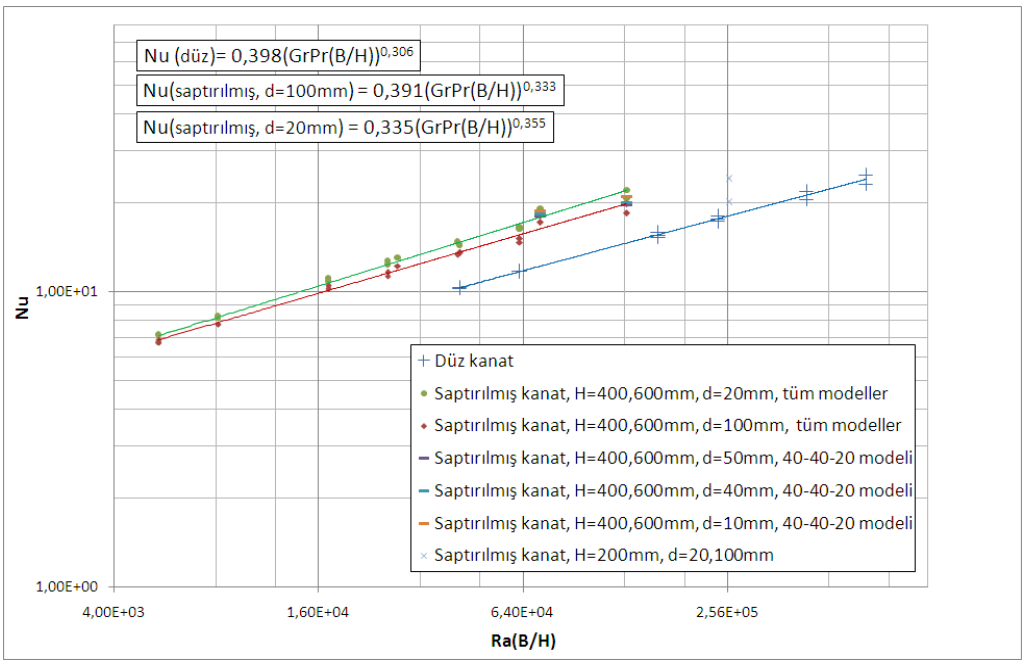
$$Nu_{(Bar-Cohen\&Rohsenow)} = \left[\frac{576}{(Gr\,\Pr(B/H))^2} + \frac{2{,}873}{(Gr\,\Pr(B/H))^{0{,}5}}\right]^{-0{,}5} \tag{6.3}$$



Şekil 6.7 : Düz kanatlı kanalda Nu değerinin Ra(B/H) ile değişimi.

Ayrıca Bar-Cohen ve Rohsenow'un [13] iki boyutlu, paralel düşey izotermal levhalar üzerine çalışmaları sonucundaki bağıntı da karşılaştırma amacıyla kullanılmıştır.

Bundan sonra her iki kanal yüksekliklerini kapsayacak şekilde tüm modellerin sonuçları d=20mm ve d=100mm için Şekil 6.8'de verilmiştir. Diyagrama bakıldığında, saptırılmış kanatlı kanalların Nu değerleri düz kanatlı kanallara kıyasla yüksek olduğu ve Ra(B/H) boyutsuz sayısıyla arttığı görülmektedir.



Şekil 6.8 : Saptırılmış kanatlı kanalda Nu değerinin Ra(B/H) ile değişimi.

Deneysel çalışma ile parametre etkilerinin tespiti ve optimum değerlerin eldesi bu çalışmanın karşılaştırılması açısından önemli olacaktır. Bunun yanında bu çalışmada kısa kanat gruplarının düşeyde birbirlerine teğet oldukları varsayılmıştır. Kısa kanat grupları arasında bırakılacak boşlukların da ısı geçişi üzerine etkileri çalışma konusu olarak değerlendirilebilir.

Sonuç olarak parametrelerin etkilerini gözönüne aldığımızda günümüzde kullanılmakta olan panel radyatörlerin geliştirilmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır. Düz kanatlı radyatörler imalat açısından yapımı kolay olmakla birlikte özellikle yüksek boyutlu radyatörlerde ısı geçiş verimi düşmektedir. Ayrıca malzemenin her geçen gün pahalandığı da düşünülürse saptırılmış kanatlı radyatörlerin düz kanatlı radyatörlerin yerini alabileceği bu çalışmadan çıkan sonuçtur.

KAYNAKLAR

[1] **Elenbaas, W.** (1942). Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection, *Physica*, **9**, 1-28.

[2] **Ostrach, S.** (1952). Laminar Natural Convection Flow Heat Transfer of Fluids with and without Heat Sources in Channels with Constant Wall Temperatures, *NACA Technical Note*, 2863.

[3] **Bodoia, J.R., ve Osterle, J.F.** (1962). The Development of Free Convection Between Heated Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, **84**, 40-44.

[4] **Sobel, N., Landis, F., ve Mueller, W.K.** (1966). Natural Convection Heat Transfer in Short Vertical Channels Including the Effects of Stagger, *Proceedings of the Third International Heat Transfer Conference*, **II**, 121-125.

[5] **Engel, R.K., Mueller, W.K.** (1967). An Analytical Investigation of Natural Convection in Vertical Channels, *ASME Paper*, 67-HT-16.

[6] **Aung, W., Fletcher, ve L.S, Sernas, V.** (1972). Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating, *International Journal of Heat & MassTransfer*, **15**, 2293-2308

[7] **Briggs, D.G., Carpenter, ve J.R, Sernas, V.** (1976). Combined Radiation and Developing Laminar FreeConvection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating, *Journal of Heat Transfer*, **98**, 95-100.

[8] **Sernas, V., Shah, S., ve Sparrow, E.M.** (1980). Natural Convection in a Vertical Channel: 1. Interacting Convection and Radiation, 2. The Vertical Plate with and without Shrouding, *Numerical Heat Transfer*, **3**, 297-314

[9] **Sparrow, E.M., Prakash, C.** (1980). Enhancement of Natural Convection Heat Transfer by a Staggered Array of Discrete Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, **102**, 215-220.

[10] **Bahrami, P.A., Sparrow, E.M.,** (1980). Experiments on Natural Convection from Vertical Parallel Plates with Either Open or Closed Edges, *Journal of Heat Transfer*, **102**, 221-227.

[11] **Sparrow, E.M., Tao, W.Q.** (1982). Buoyancy Driven Fluid Flow and Heat Transfer in a Pair of Interacting Vertical Parallel Channels, *Numerical Heat Transfer*, **5**, 39-58.

[12] **Stutzman, R.J, Wirtz, R.A.** (1982). Experiments on Free Convection Between Vertical Plates with Symmetric Heating, *Journal of Heat Transfer*, **104**, 501-507.

[13] **Bar-Cohen, A., Rohsenow, W.M.** (1984). Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates, *ASME*, **106**, 116-123.

[14] **Acharya, S., Aung, W. ve Kim, S.** (1985). Laminar Natural Convection Between Finitely Conducting Vertical Plates, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, **28**, 1173-1186.

[15] **Aihara, T., Maruyama, S.** (1986). Laminar Free Convective Heat Transfer in Vertical Uniform Heat Flux Ducts (Numerical Solution with Constant Temperature Dependent Fluid Properties), *Heat Transfer Japanese Res.*, **15,** 69-86.

[16] **Azvedo, L.F.A., Sparrow, E.M.** (1986). Natural Convection in a Vertical Channel Ventedto the Ambient through an Aperture in the Channel Wall, *International Journal of Heat & MassTransfer*, **29**, 819-830.

[17] **O'meara, T., Poulikakos, D.** (1987). Experiments on the Cooling by Natural Convection of an Array of Vertical Heated Plates with Constant Heat Flux, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **8**, 313-319.

[18] **Chappidi, P.R., Eno, B.E.** (1988). Natural Convection in a Heated Parallel Plate Vertical Channel; Influence of Inlet Conditions, *Proceedings of the 1988 National Heat Transfer Conference*, **2**, 135-143, ASME, New York.

[19] **Hill, D.P., Webb, B.W.** (1989). High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Vertical Channel, *Journal of Heat Transfer*, **111**, 649-656.

[20] **Anand, N.K., Aung, W., ve Kim, S.** (1990). Effect of Wall Conduction on Free Convection Between Asymmetrically Heated Vertical Plates: Uniform WallHeat Flux, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, **33**, 1013-1023.

[21] **Naylor, D., Floryan, J.M., ve Tarasuk, J.D.** (1991). A Numerical Study of Developing Free Convection Between Isothermal Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, **113**, 620-626.

[22] **Ramanathan, S., Kumar, R.** (1991). Correlations for Natural Conevection Between Heated Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, 113, 93-107.

[23] **Tanda, G.** (1993). Natural Convection Heat Transfer From a Staggered Vertical Plate Array, *Transactions of the ASME*, **115**, 938-945.

[24] **Ledezma, G.A., Bejan, A.** (1997). Optimal Geometric Arrangement of Staggered Vertical in Natural Convection, *Transactions of the ASME*, **119**, 700-708.

[25] **Desrayaud, G., Fichera, A.** (2002). Laminar Natural Convection in a Vertical Isothermal Channel with Symmetric Surface-Mounted Rectangular Ribs, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **23**, 519-529.

[26] **Davies, A.H., Griffith, E.** (1922,1931). The Transmission of Heat by Radiation and Convection, DSIR-Br.Food Invest. Board, Special Report 9.

[27] **Arpaci, V.S., Warner, C.Y.** (1968). An Experimental Investigation of Turbulent Natural Convection in Air along a Vertical Heated Flat Plate, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, **11**, 397-406.

[28] **Cheesewright, R.** (1968). Turbulent Natural Convection from a Vertical Plane Surface, *Journal of Heat Transfer*, **90**, 1-8.

[29] **Liu, C.K., Vliet, G.C.** (1969). An Experimental Study of Turbulent Natural Convection Boundary Layers, *Journal of Heat Transfer*, **91**, 517-531.

[30] **Smith, R.R.** (1972). Characteristics of Turbulence in Free Convection Flow Past a Vertical Plate, Ph.D. Thesis, Queen Mary College, University of London, UK.

[31] **Capp, S.P., George, W.K.** (1979). A Theory for Natural Convection Turbulent Boundary Layers Next to Heated Vertical Surfaces, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, **22**, 813-826.

[32] **Katoh, Y., Kurima, J., Miyamoto, M., ve Sasaki, H.** (1986). Turbulent Free Convection Heat Transfer from Vertical Parallel Plates, *Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference*, **4**, 1593-1598.

[33] **Al-Azzawi, A.R.H.** (1987). Natural Convection in a Vertical Channel Related to Passive Solar Systems, Ph.D. Thesis, University of Strathclyde, Glasgow, UK.

[34] **Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R.L., ve Sammakia, B.** (1988). Buoyancy Induced Flows and Transport, Hemisphere Publishing.

[35] **Sohn, D.** (1989). A Numerical Study of Turbulent Natural Convection in a Vertical Parallel Plate Channel with Symmetric and Asymmetric Heating, Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, The Pennsylvania State University, USA.

[36] **La Pica, A., Rodono, G., ve Volpes, R.** (1993). An Experimental Investigation on Natural Convection of Air in a Vertical Channel, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, **36**, 611-616.

[37] **Shiri, A., George, W.K.** (2008). Turbulant Natural Convection in a Differantially Heated Vertical Channel, *Proceedings of 2008 Summer Heat Transfer Conference*, HT2008-56333.

[38] **Versteeg, H.K., Malalasekera, W.** (1995). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, The Finite Volume Method, Longman, Malaysia.

[39] **Kakaç, S., Yener, Y.** (1995). *Convective Heat Transfer*, Second Edition, CRC Press, USA.

[40] **Gambit 2.2 User's Guide,** (2004). Fluent Incorporated, Lebanon, NH-USA, September.

[41] **Fluent 6.2 User's Guide,** (2005). Fluent Incorporated, Lebanon, NH-USA, January.

EKLER

EK A: Tüm durumların ısı geçişi, çıkış yığın sıcaklığı ve kütle debi değerleri.
EK B: Bazı durumların eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri.

EK A

1) Saptırılmış kanatlı kanallarda ısı geçişi, çıkış yığın sıcaklığı ve kütle debi değerleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge A.1 : H=200mm ve d=100mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
2	40-40-20	563,2	326,9	1,4

Çizelge A.2 : H=200mm ve d=20mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
1	40-40-20	677,8	326,9	1,5

Çizelge A.3 : H=400mm ve d=100mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
4	20-20-10	434,7	343,8	0,5
6	20-30-10	507,7	337,4	0,9
8	20-40-20	555,2	337,4	1,1
10	30-30-10	494,6	334	1,4
12	30-30-15	498,3	336,2	1,3
14	30-30-20	488,4	338,5	1,1
16	40-20-10	434,8	339	1,1
18	40-30-20	474,4	336,1	1,5
23	40-40-20	516,6	331,3	2,2

Çizelge A.4 : H=400mm ve d=50mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
22	40-40-20	552,3	332,8	2,2

Çizelge A.5 : H=400mm ve d=40mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
21	40-40-20	561,2	333,3	2,2

Çizelge A.6 : H=400mm ve d=20mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
3	20-20-10	455,9	346,8	0,5
5	20-30-10	556,5	340,8	0,9
7	20-40-20	617,4	341,2	1,1
9	30-30-10	546,4	337	1,4
11	30-30-15	550,2	339,4	1,3
13	30-30-20	536,0	342	1,1
15	40-20-10	464,6	341,9	1,1
17	40-30-20	520,1	339,5	1,5
20	40-40-20	579,6	334,4	2,2

Çizelge A.7 : H=400mm ve d=10mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
16	40-40-20	586,3	335,3	2,2

Çizelge A.8 : H=600mm ve d=100mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
25	20-20-10	376,0	346,8	0,6
27	20-30-10	459,4	340,5	1,1
29	20-40-20	505,3	340,6	1,4
31	30-30-10	454,2	336,7	1,7
33	30-30-15	455,9	336,2	1,5
35	30-30-20	440,2	341,6	1,3
37	40-20-10	386,7	342	1,3
39	40-30-20	429,6	339	1,8
44	40-40-20	480,8	333,9	2,7

Çizelge A.9 : H=600mm ve d=50mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
43	40-40-20	506,2	335,2	2,7

Çizelge A.10 : H=600mm ve d=40mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
42	40-40-20	512,1	335,6	2,7

Çizelge A.11 : H=600mm ve d=20mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
24	20-20-10	377,8	349,1	0,6
26	20-30-10	483,1	343,5	1,1
28	20-40-20	536,2	344	1,3
30	30-30-10	485,2	339,4	1,7
32	30-30-15	486,9	341,9	1,5
34	30-30-20	466,2	344,6	1,3
36	40-20-10	399,8	344,4	1,3
38	40-30-20	455,9	342	1,8
41	40-40-20	522,8	336,7	2,7

Çizelge A.12 : H=600mm ve d=10mm olan kanalda çözüm sonuçları.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
40	40-40-20	524,4	337,4	2,7

2) Düz kanatlı kanallarda ısı geçişi, çıkış yığın sıcaklığı ve kütle debi değerleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge A.13 : H=200mm olan düz kanalda sonuçlar.

Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
1	40-40-10	526,0	329,8	0,9

Çizelge A.14 : H=400mm olan düz kanalda sonuçlar.

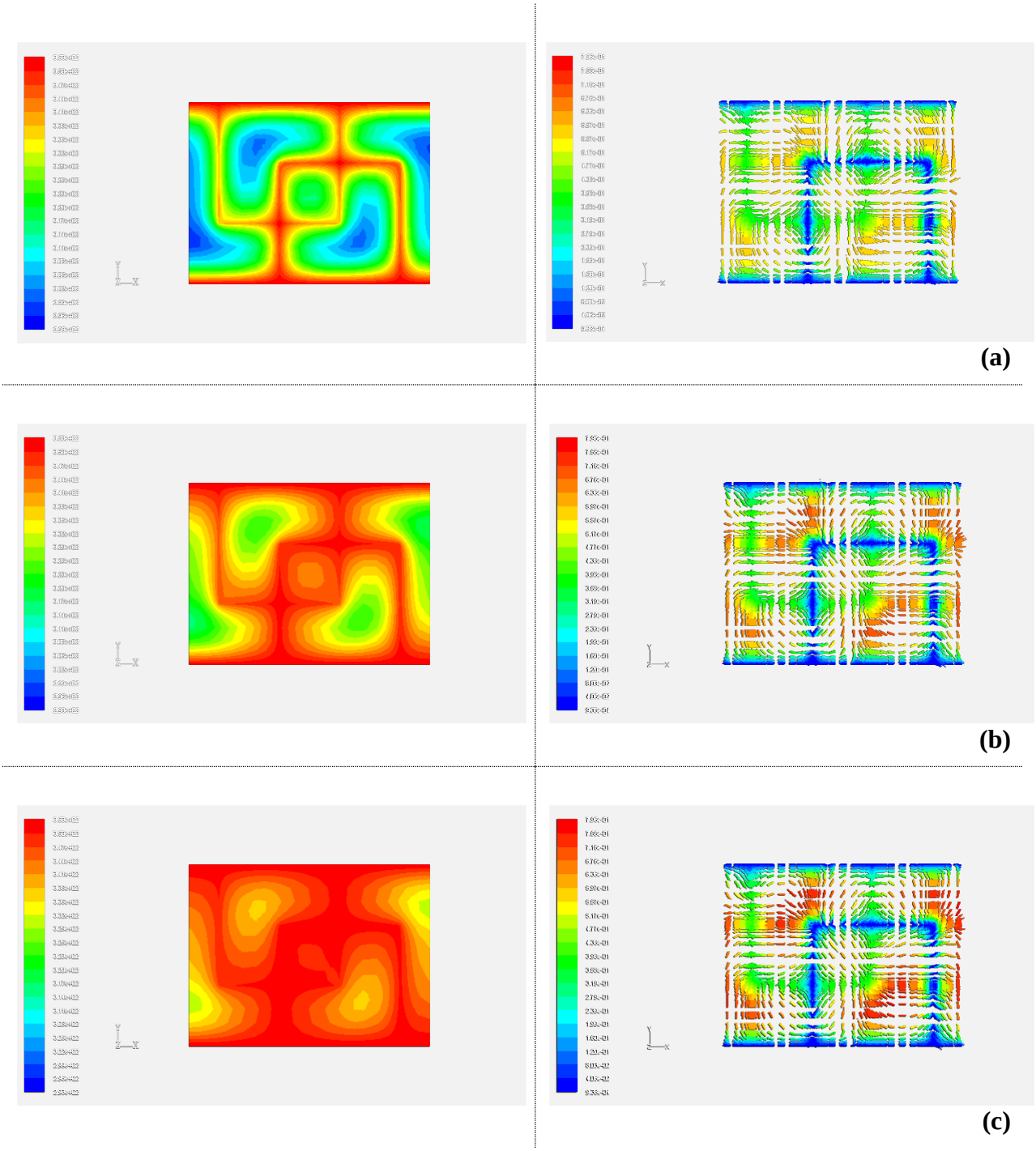
Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
2	20-20-10	396,0	342,1	0,9
3	20-30-10	434,7	341,5	1,2
4	20-40-10	462,3	340,9	1,6
5	30-30-10	423,3	337,4	1,8
6	40-20-10	393,6	336	1,6
7	40-30-10	414,9	334,5	2,2
8	40-40-10	432,2	333,3	2,8

Çizelge A.15 : H=600mm olan düz kanalda sonuçlar.

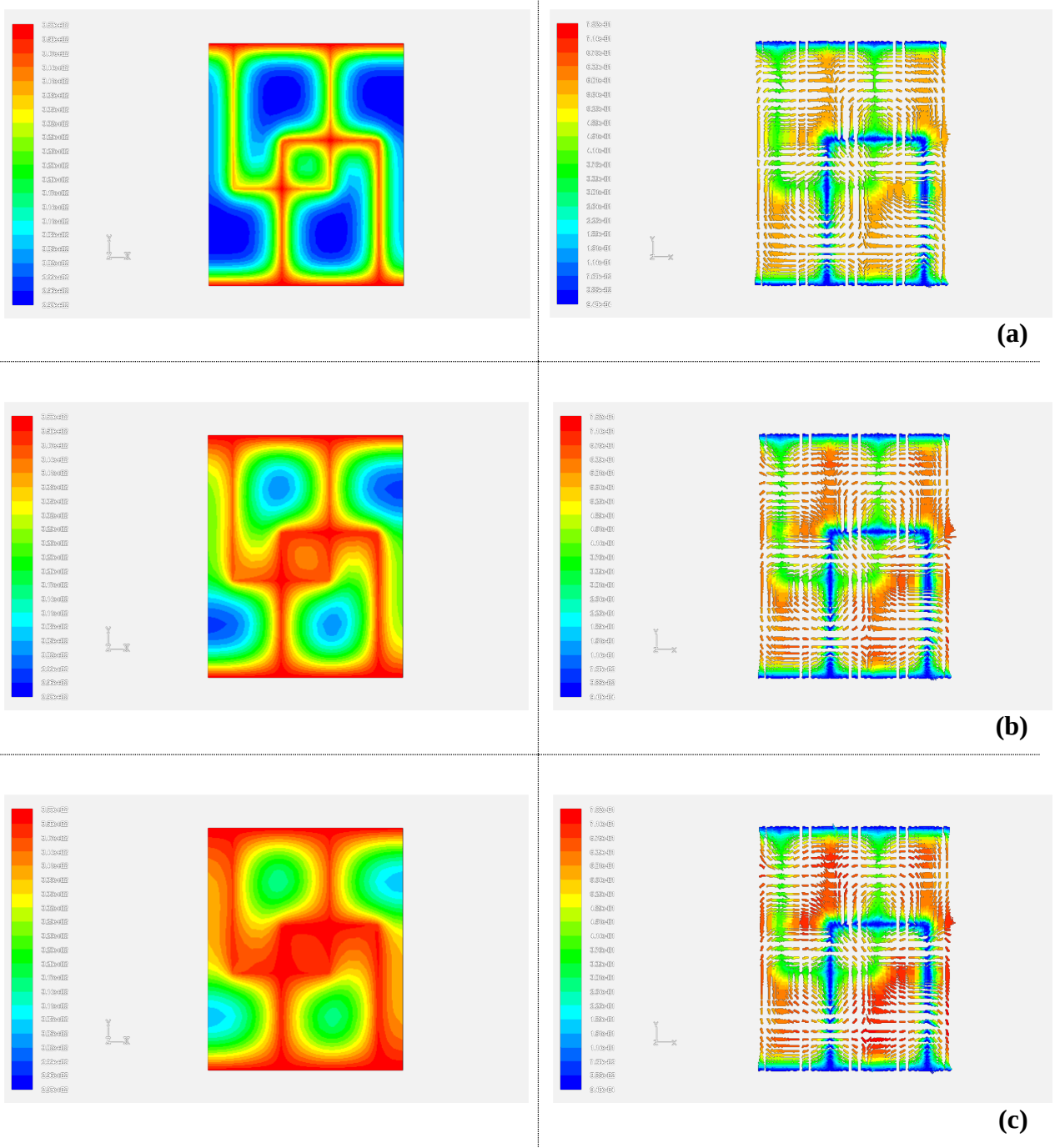
Model	a-b-c (mm)	Isı geçişi (W/m^2)	Çıkış yığın sıcaklığı (K)	Kütle debisi (g/s)
9	20-20-10	344,5	343,7	1,0
10	20-30-10	382,0	343,1	1,5
11	20-40-10	408,7	342,6	2,0
12	30-30-10	373,9	339,1	2,2
13	40-20-10	346,2	337,8	2,0
14	40-30-10	367,4	336,2	2,8
15	40-40-10	384,3	335	3,5

EK B

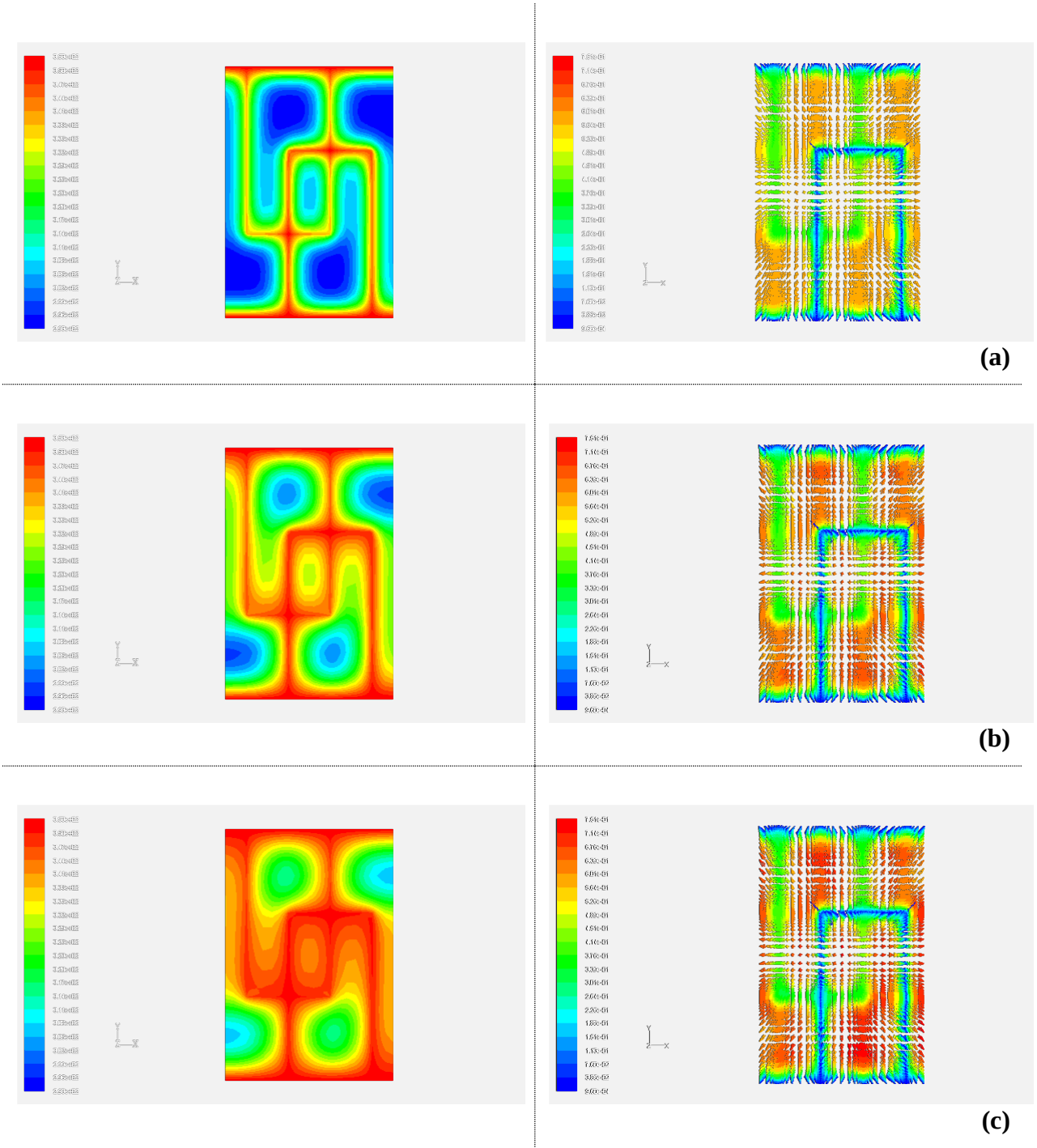
1) Aşağıda H=600mm ve d=20mm olan kanal modellerin eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.



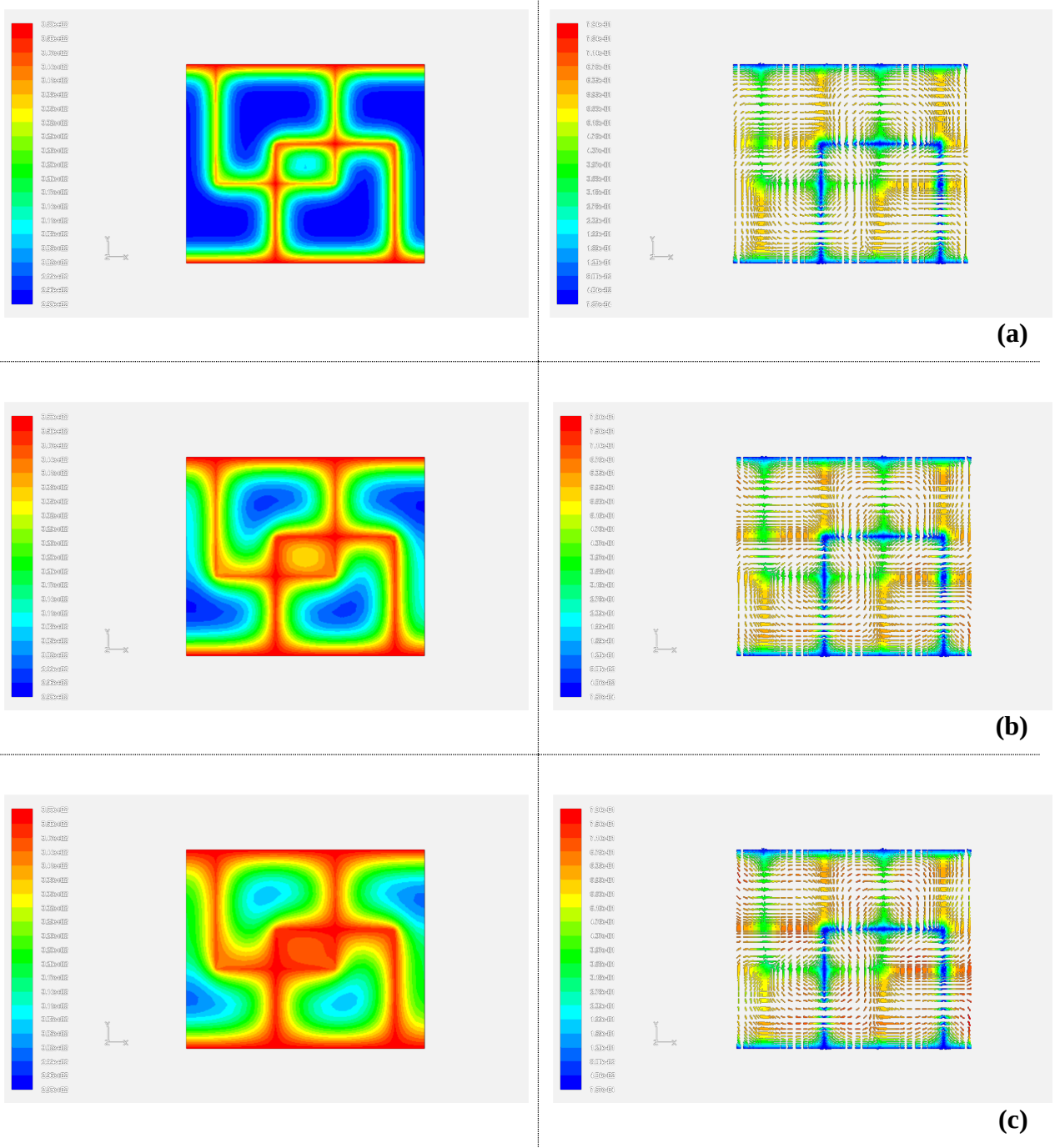
Şekil B.1 : Model 24 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



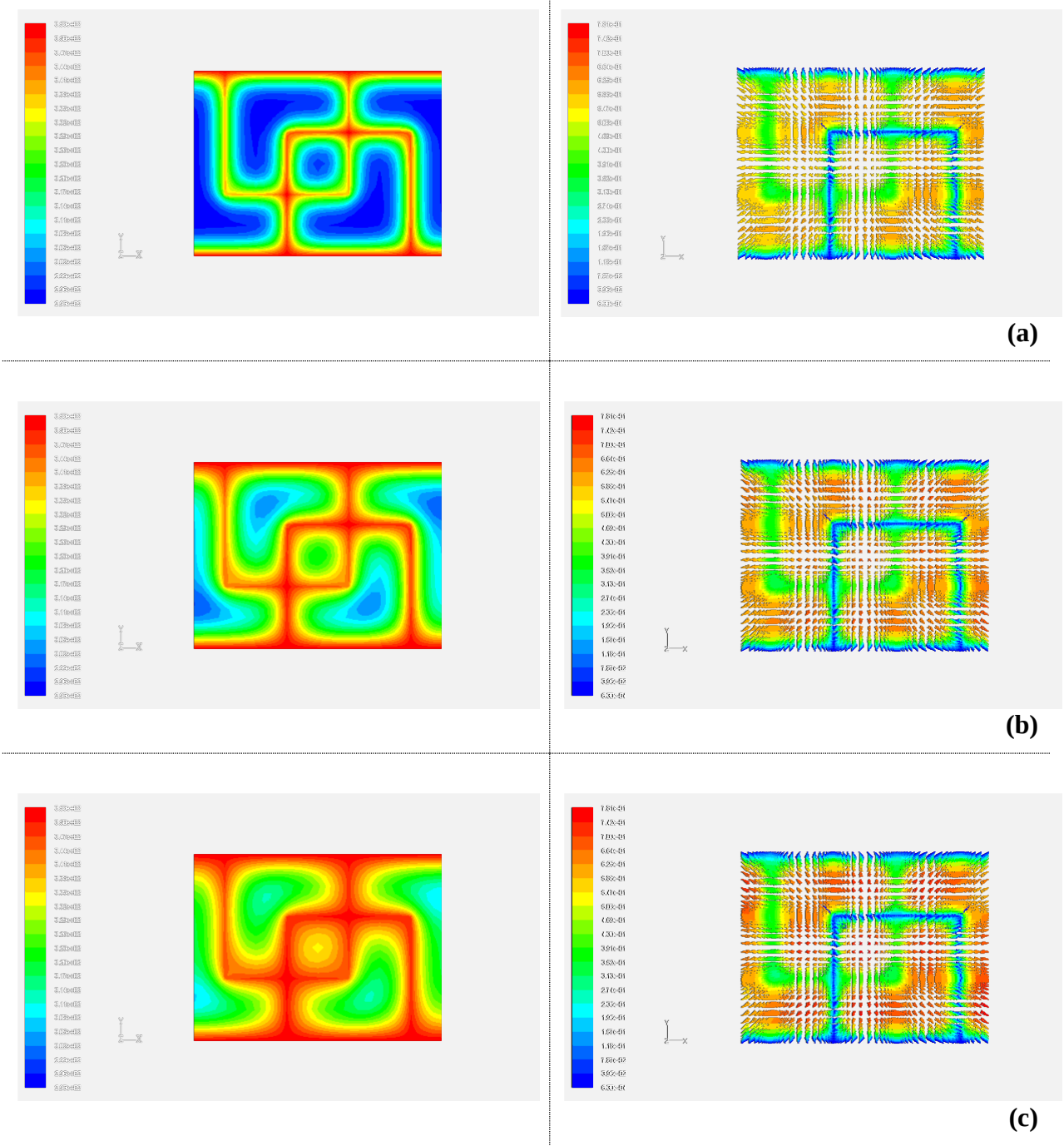
Şekil B.2 : Model 26 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



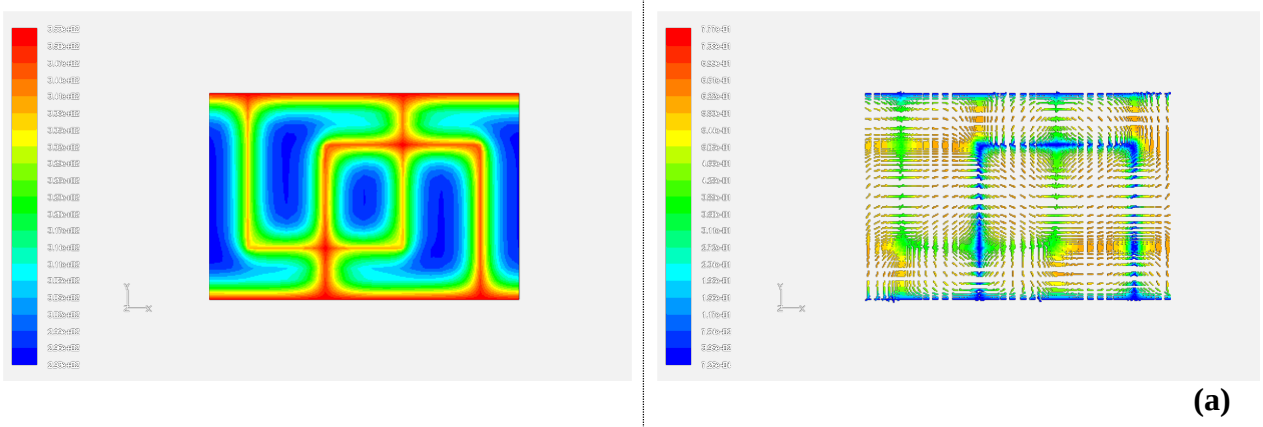
Şekil B.3 : Model 28 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



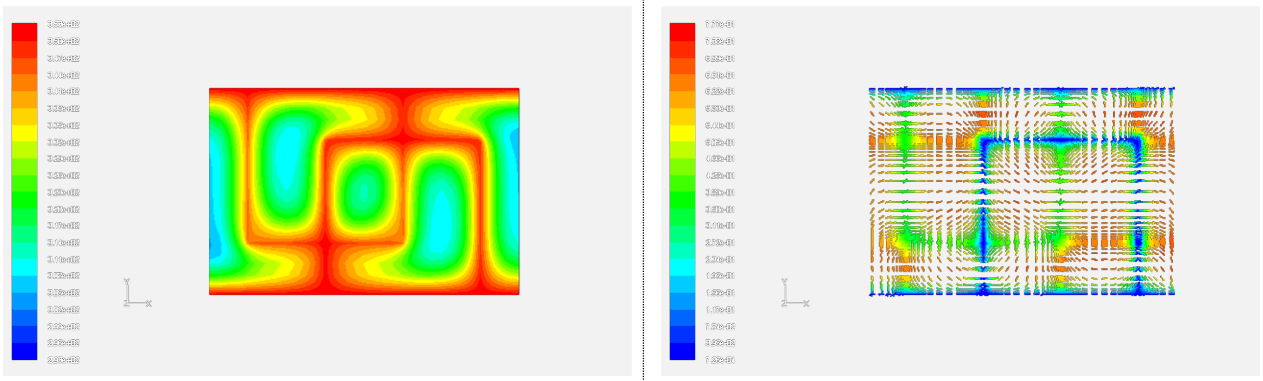
Şekil B.4 : Model 30 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



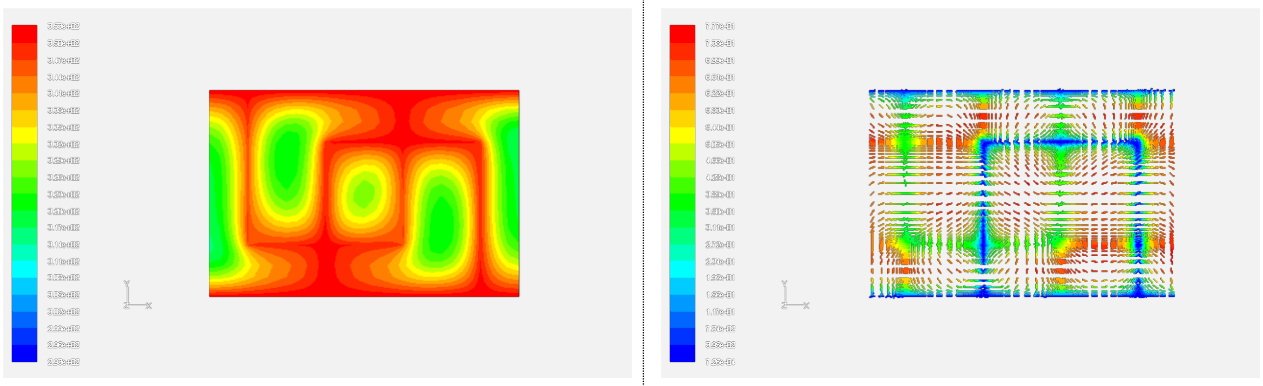
Şekil B.5 : Model 32 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



(a)

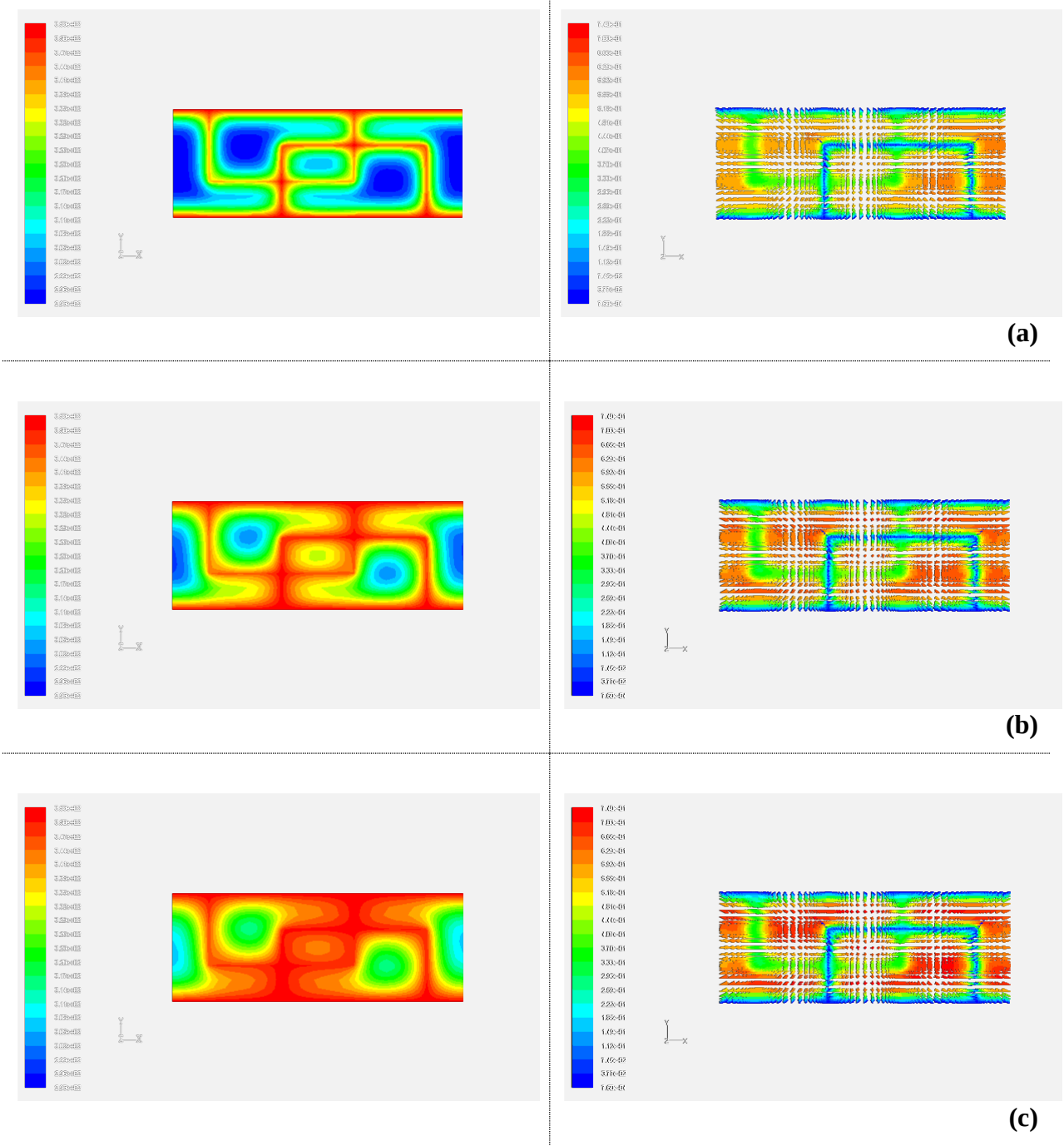


(b)

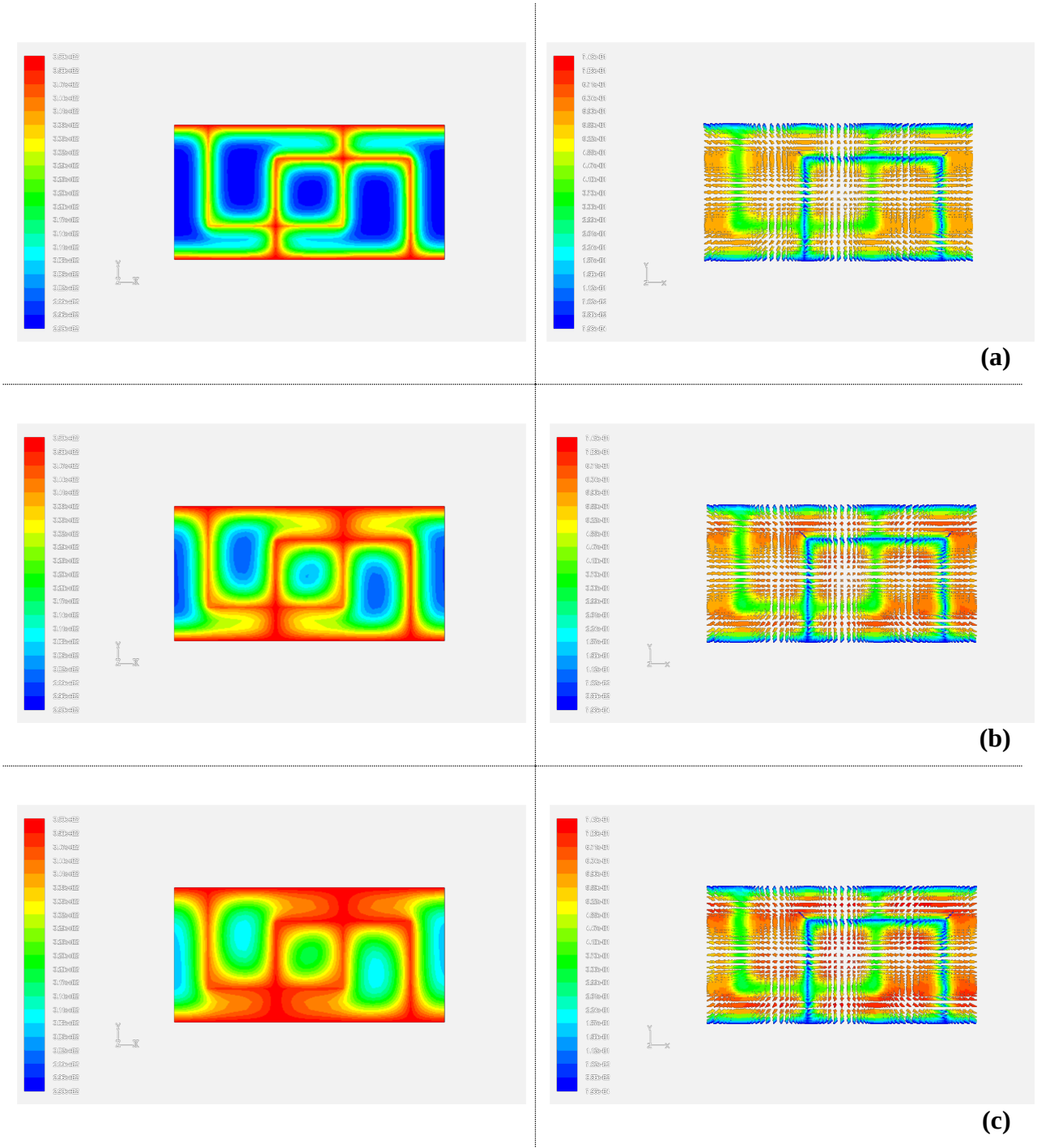


(c)

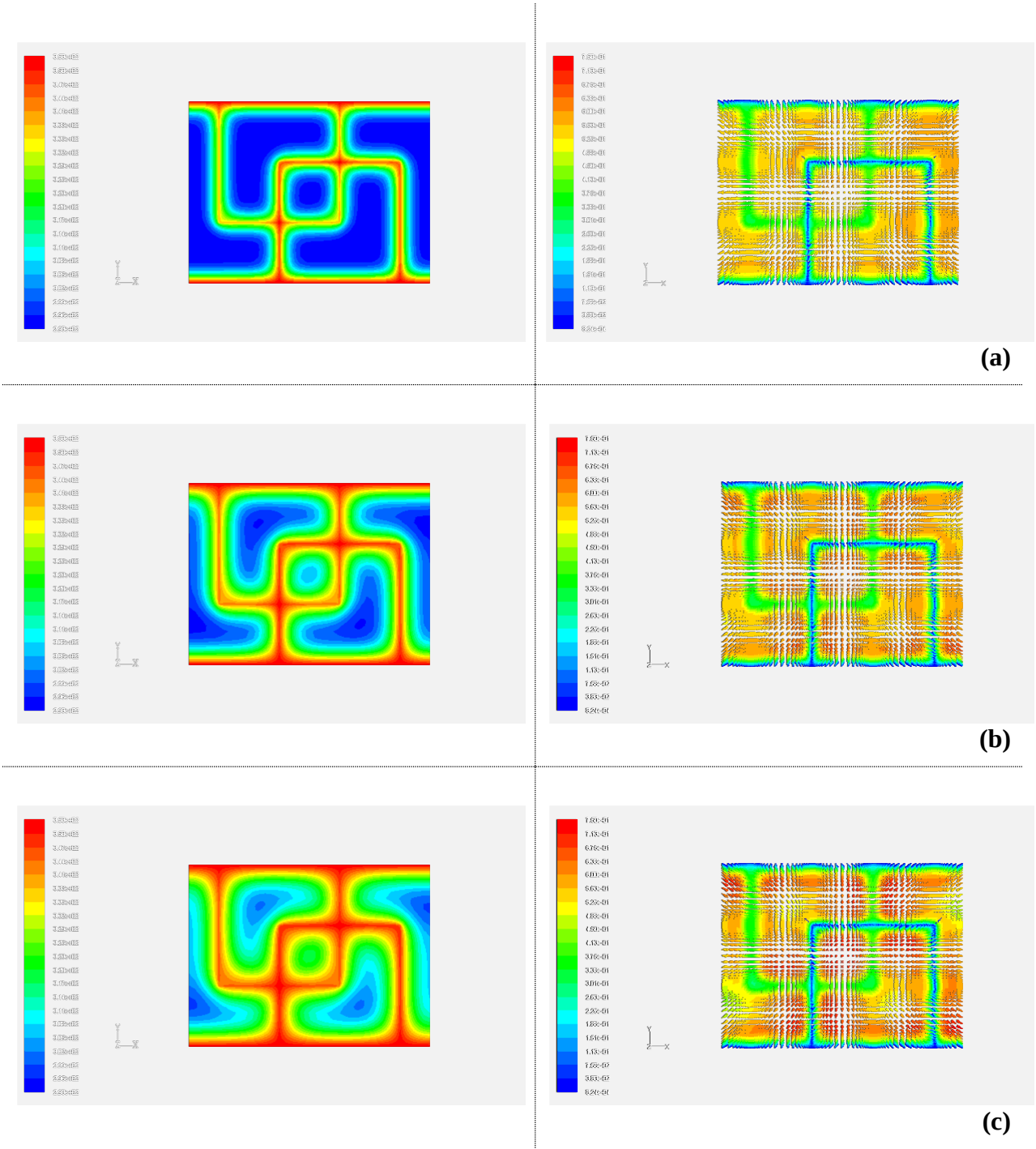
Şekil B.6 : Model 34 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



Şekil B.7 : Model 36 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

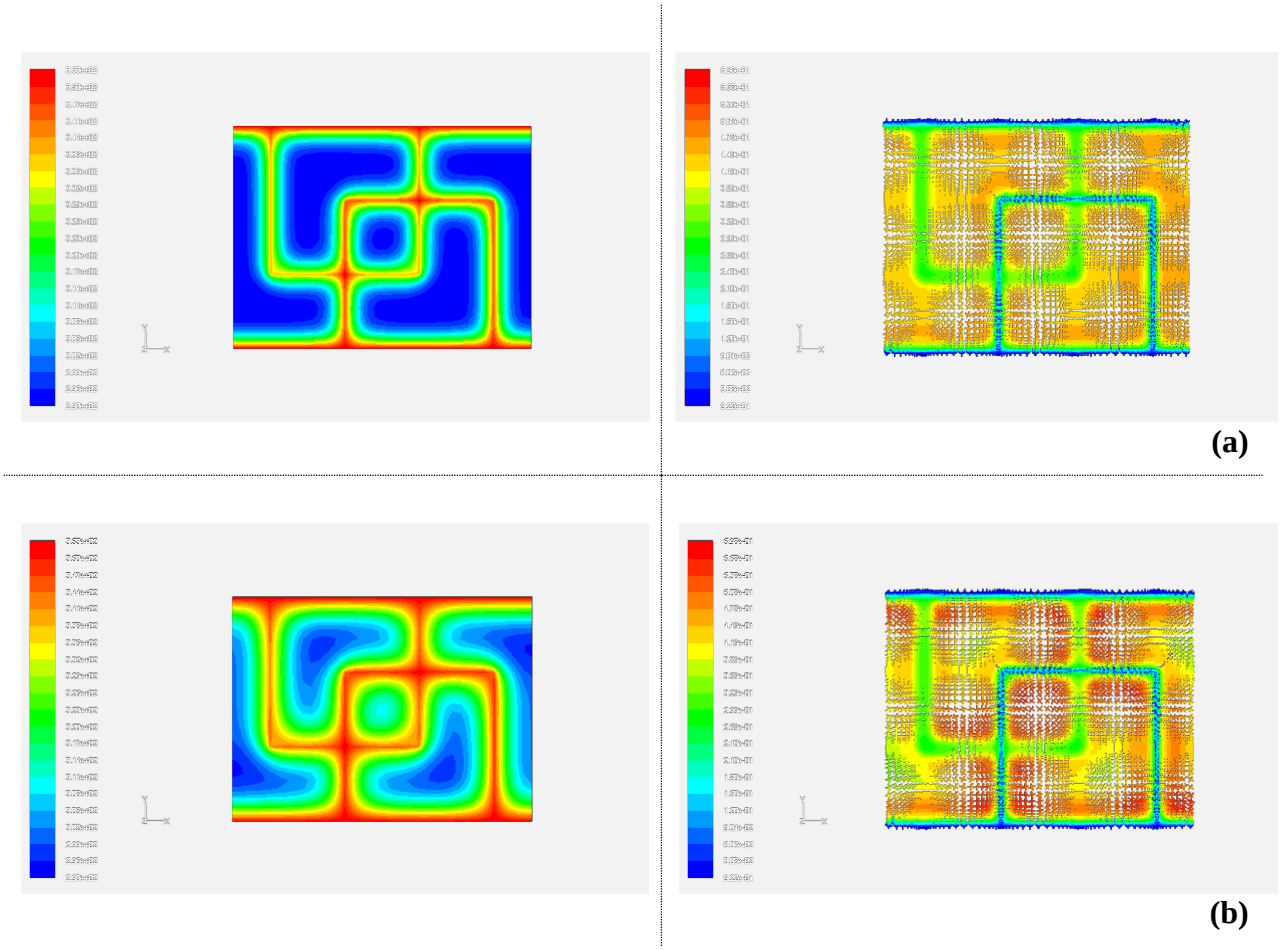


Şekil B.8 : Model 38 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

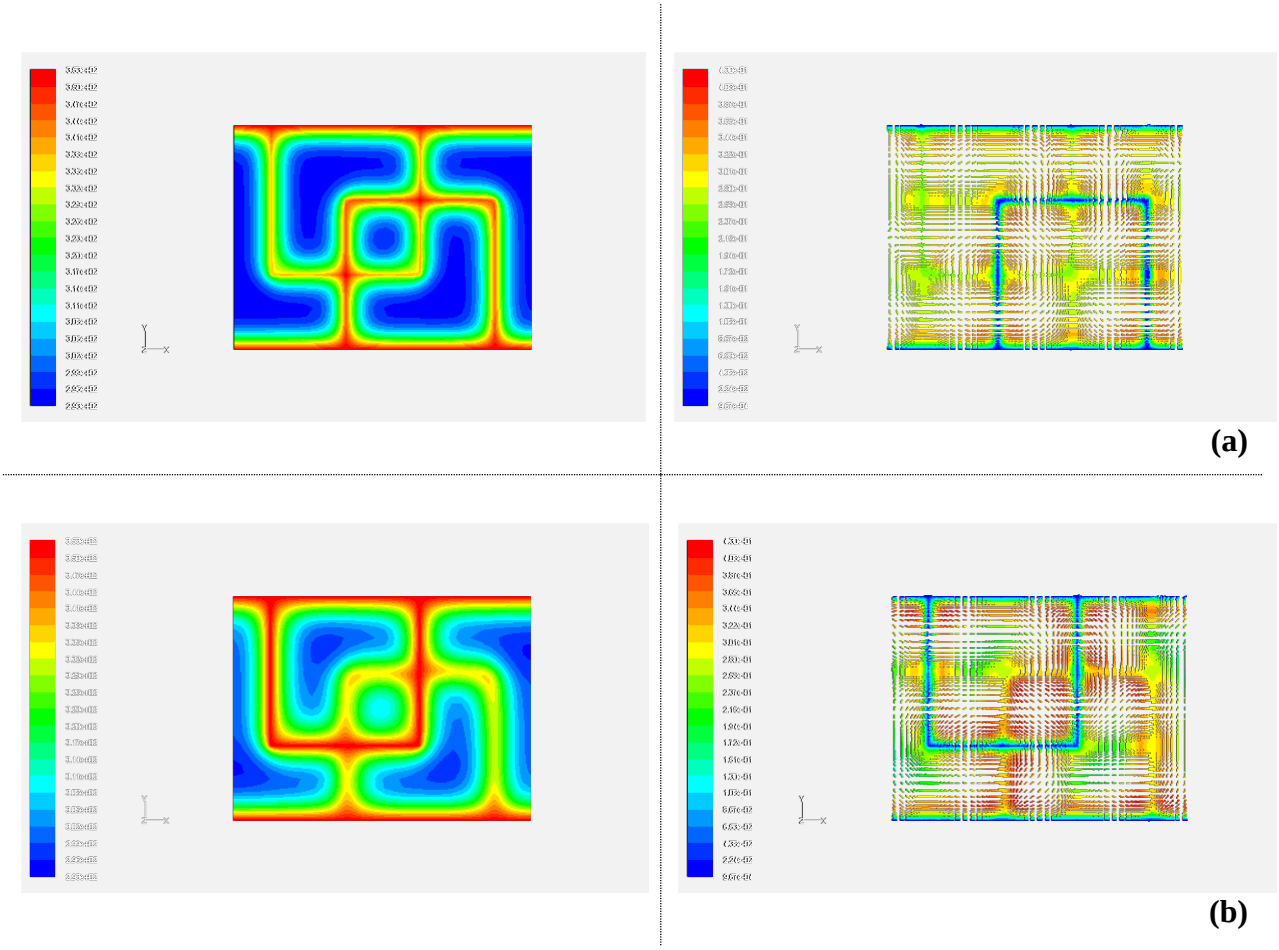


Şekil B.9 : Model 41 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

2) Aşağıda H=400mm ve H=200mm için 40-40-20 modeli eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.

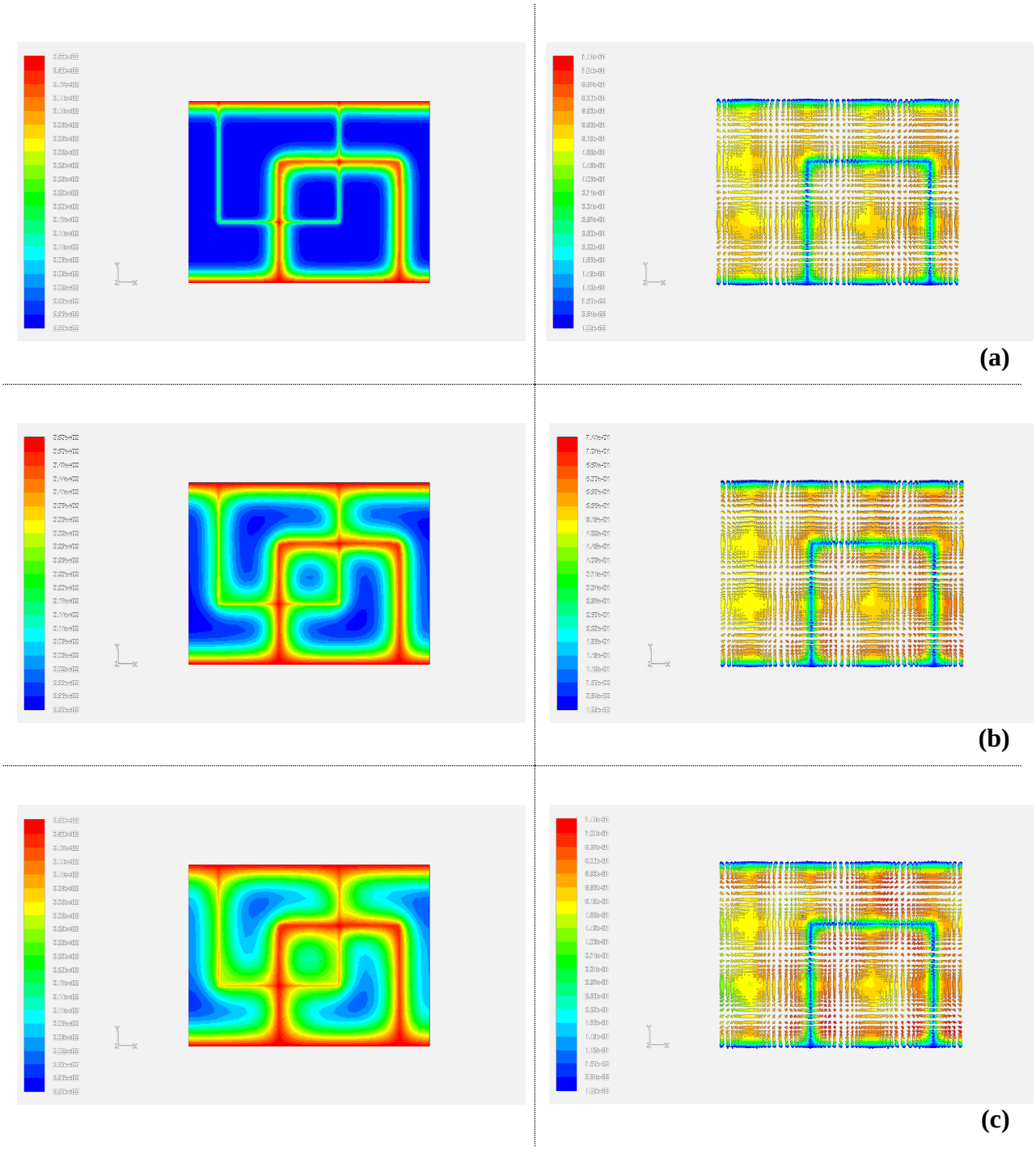


Şekil B.10 : Model 20 için: (a) 100mm ve (b) 300mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



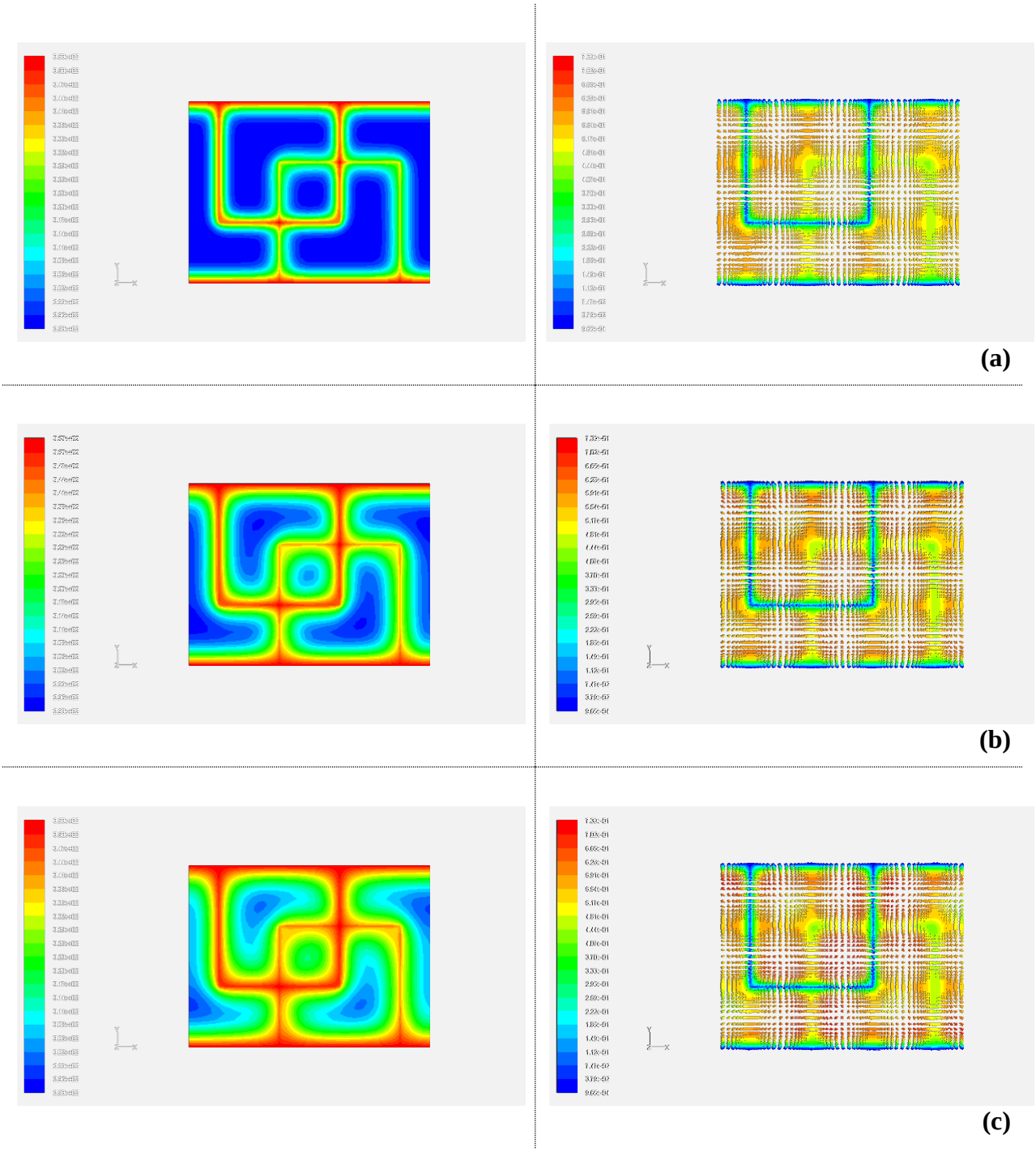
Şekil B.11 : Model 1 için: (a) 100mm ve (b) 200mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

3) Aşağıda H=600mm ve d=100mm için model 44'ün eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.



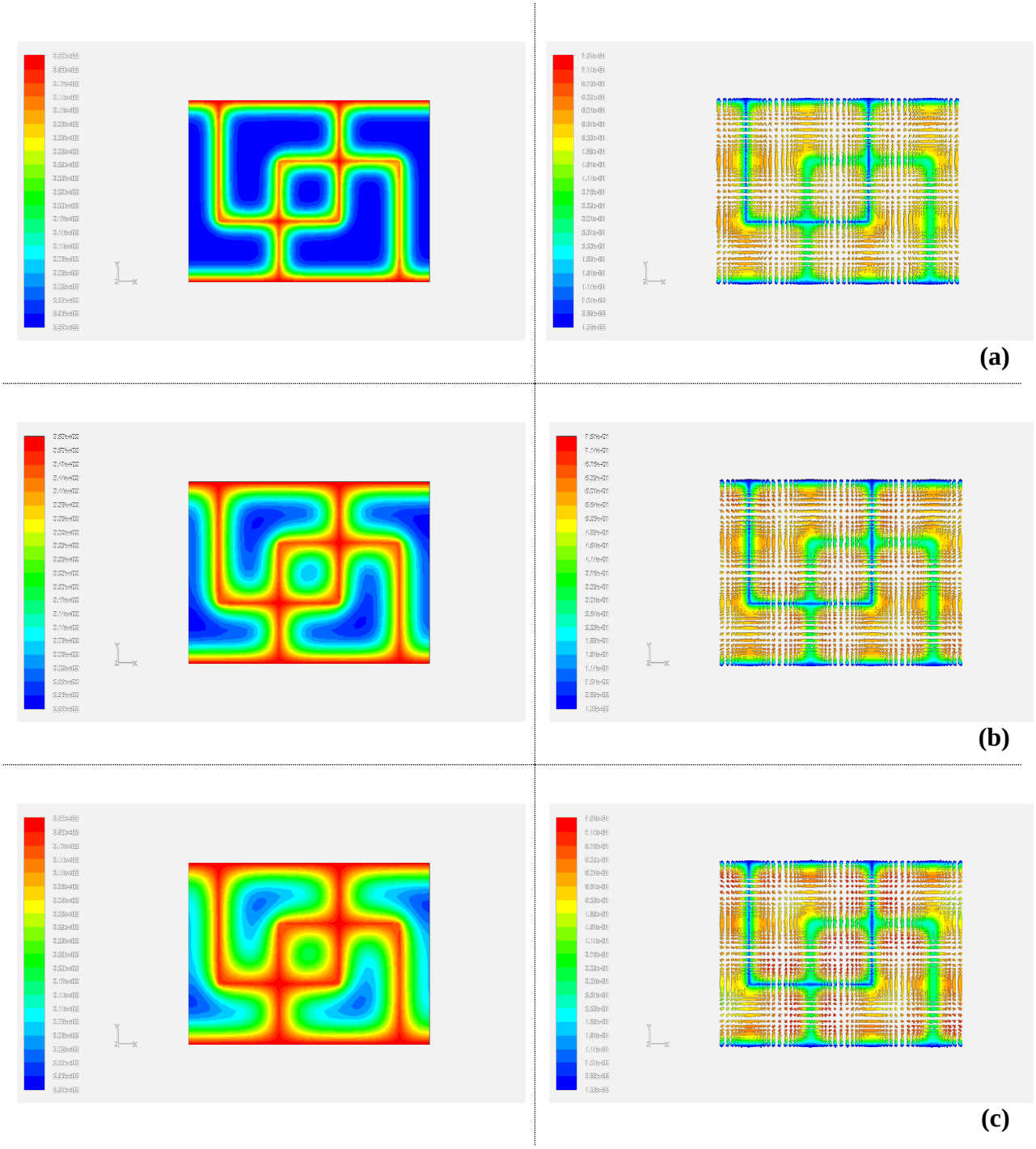
Şekil B.12 : Model 44 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

4) Aşağıda H=600mm ve d=50mm için model 43'ün eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.



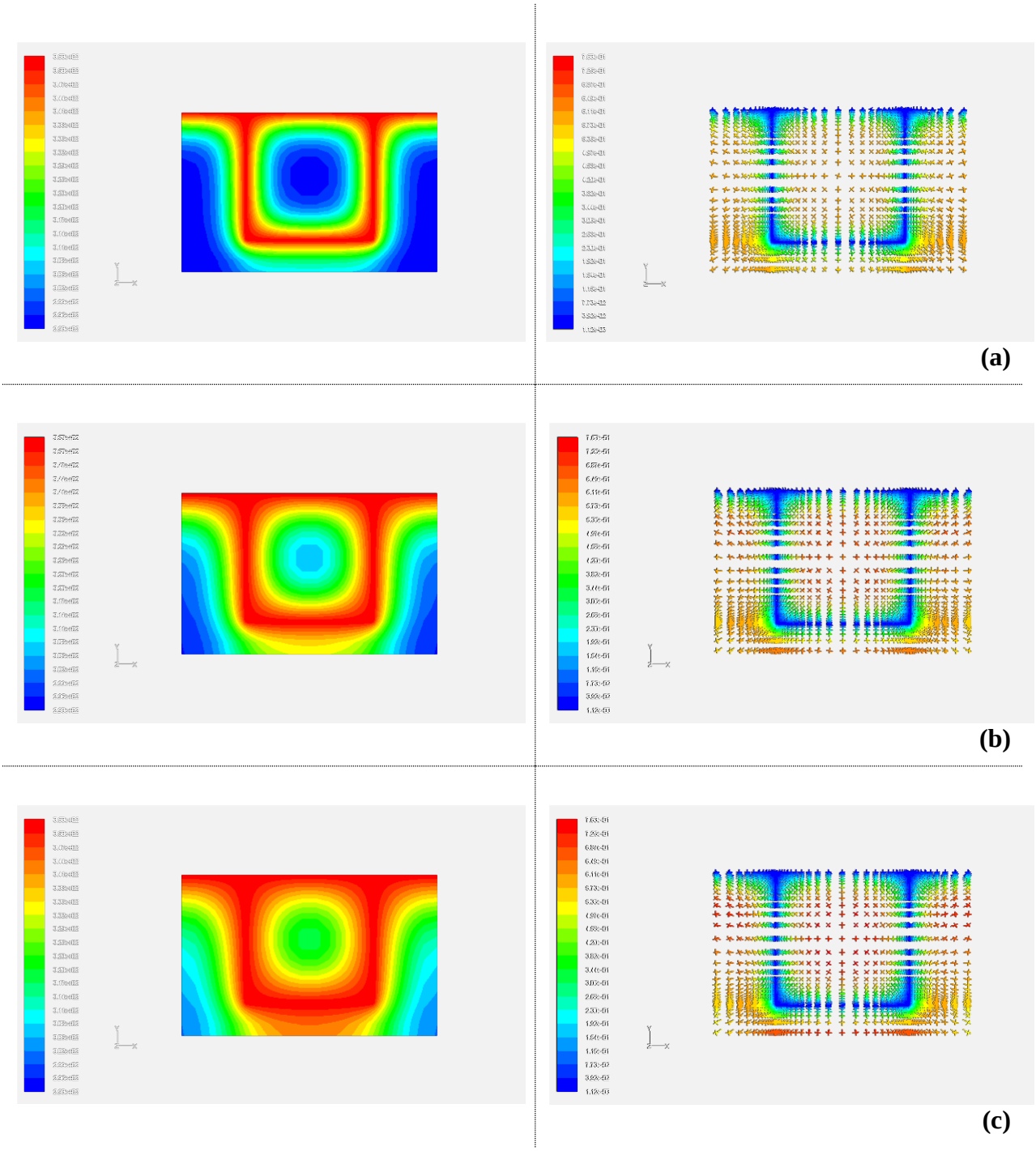
Şekil B.13 : Model 43 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

5) Aşağıda H=600mm ve d=10mm için model 40'ın eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.

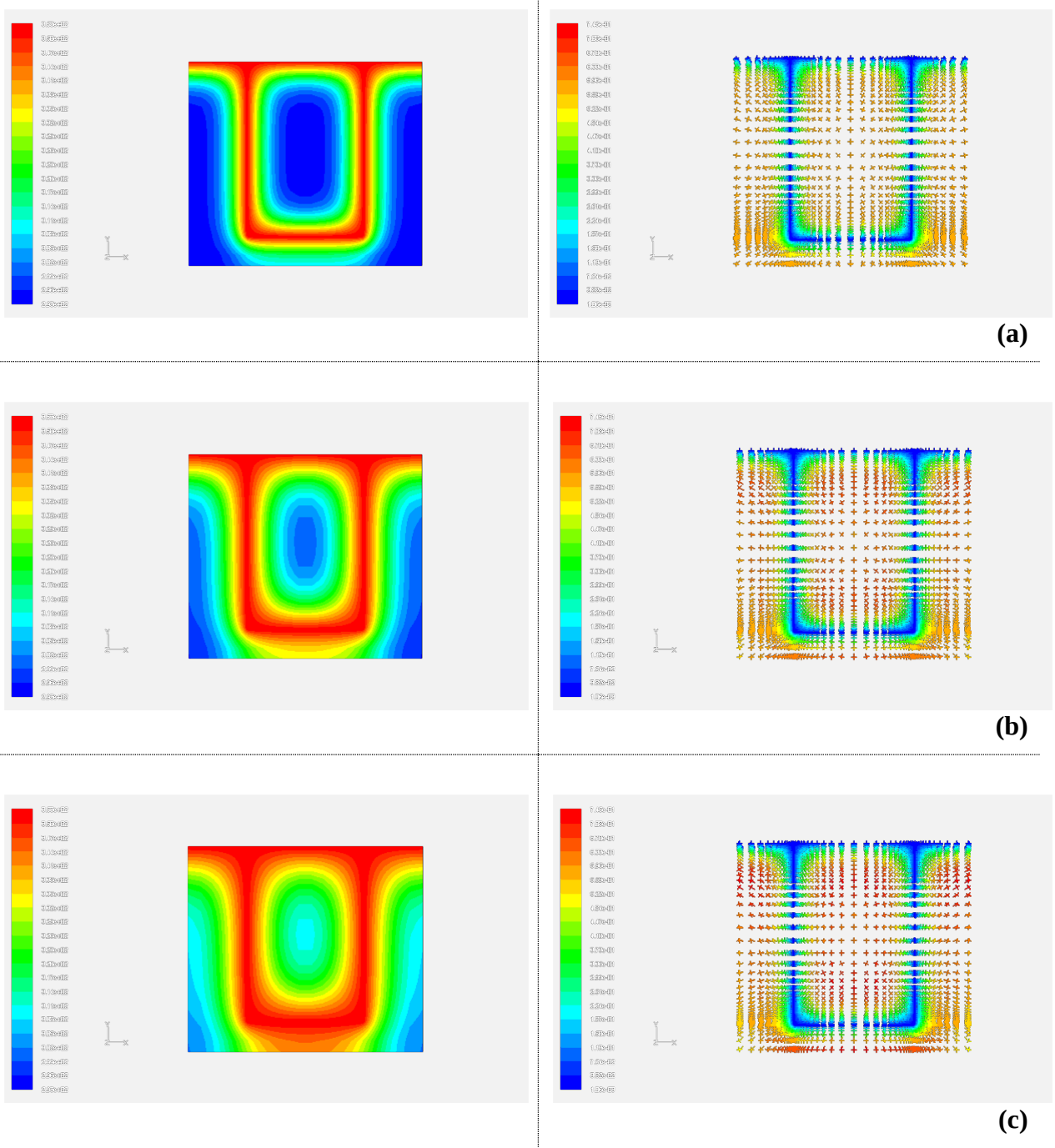


Şekil B.14 : Model 40 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

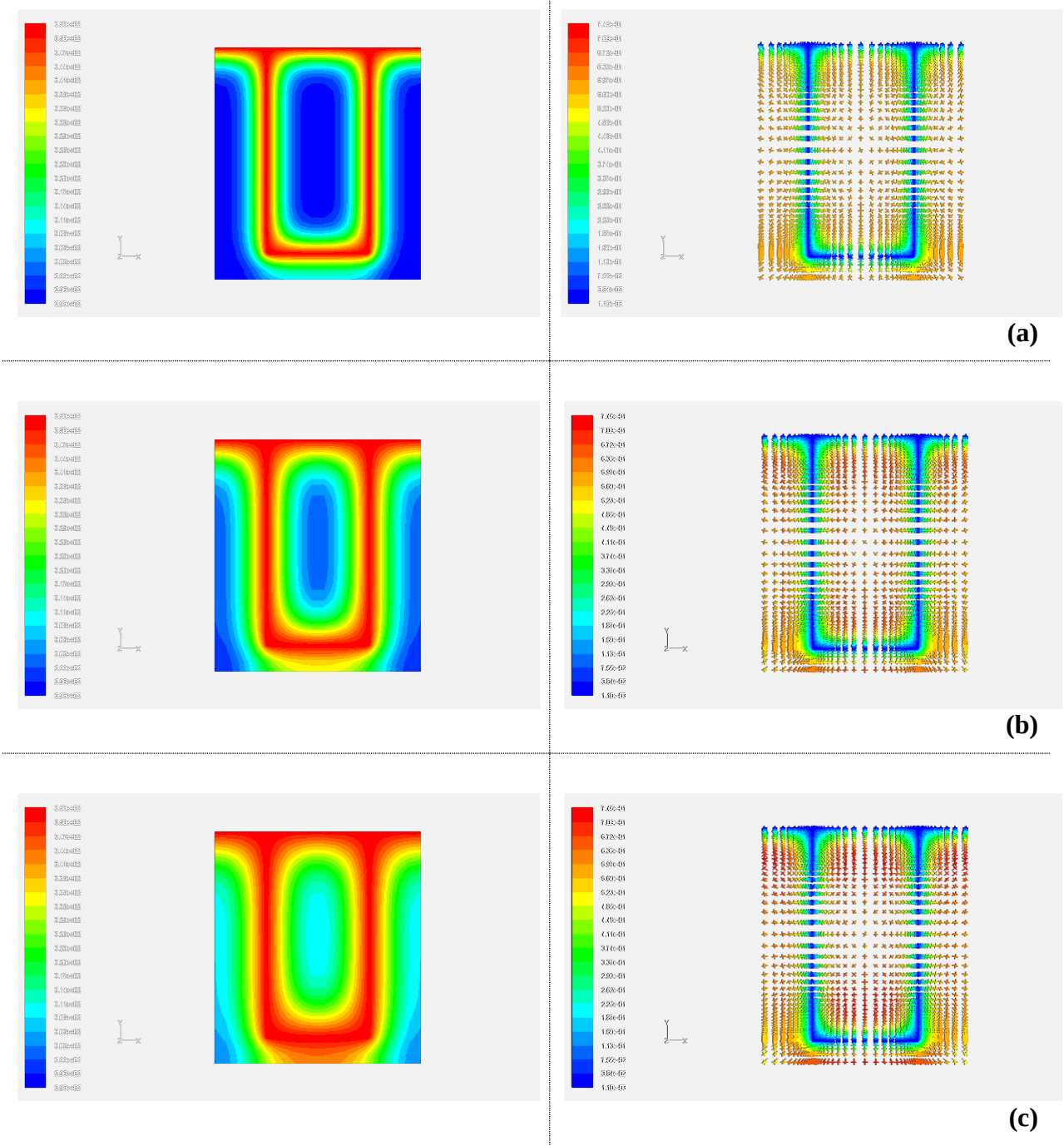
6) Aşağıda H=600mm için tüm düz kanatlı kanalların eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.



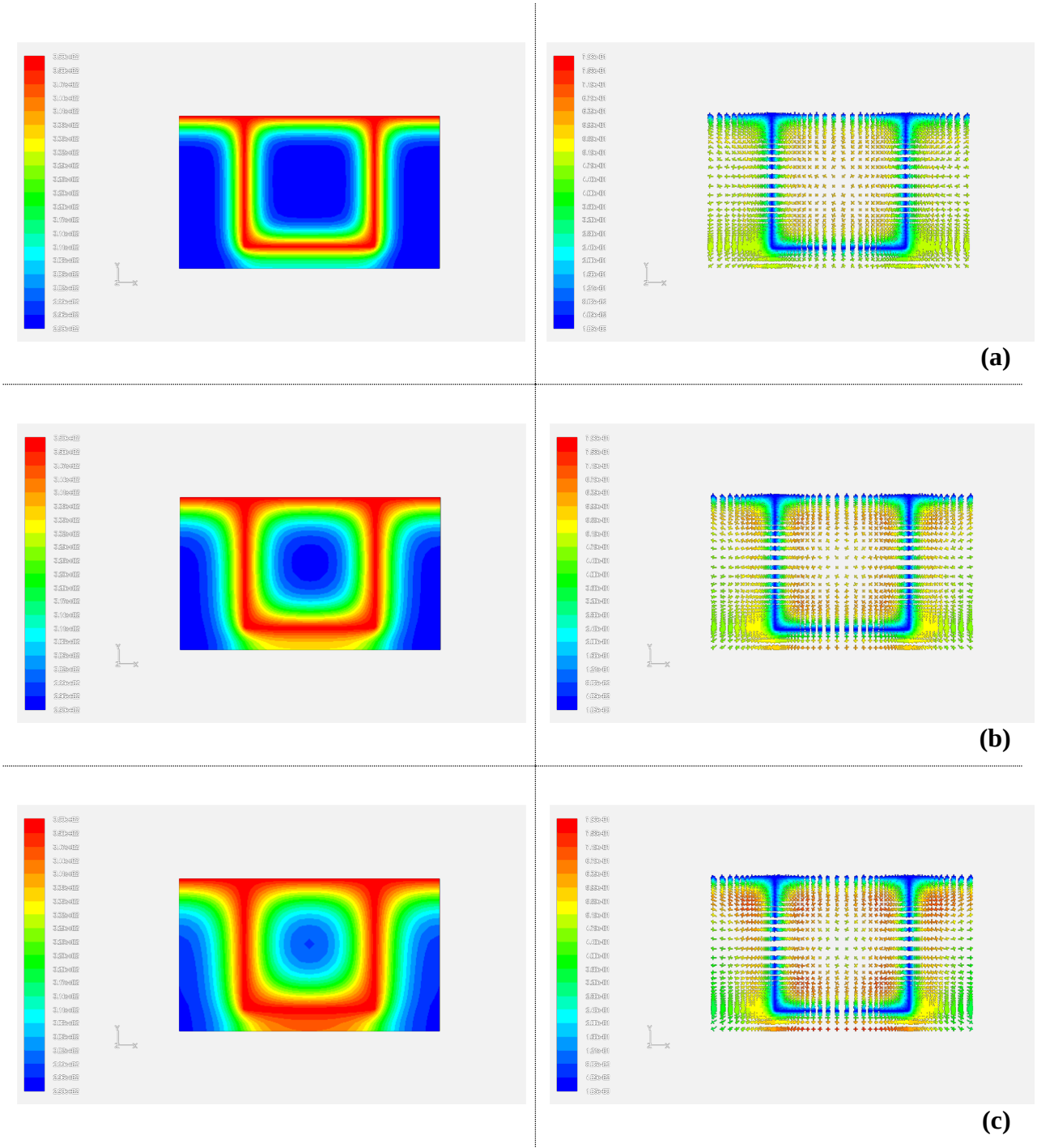
Şekil B.15 : Model 9 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



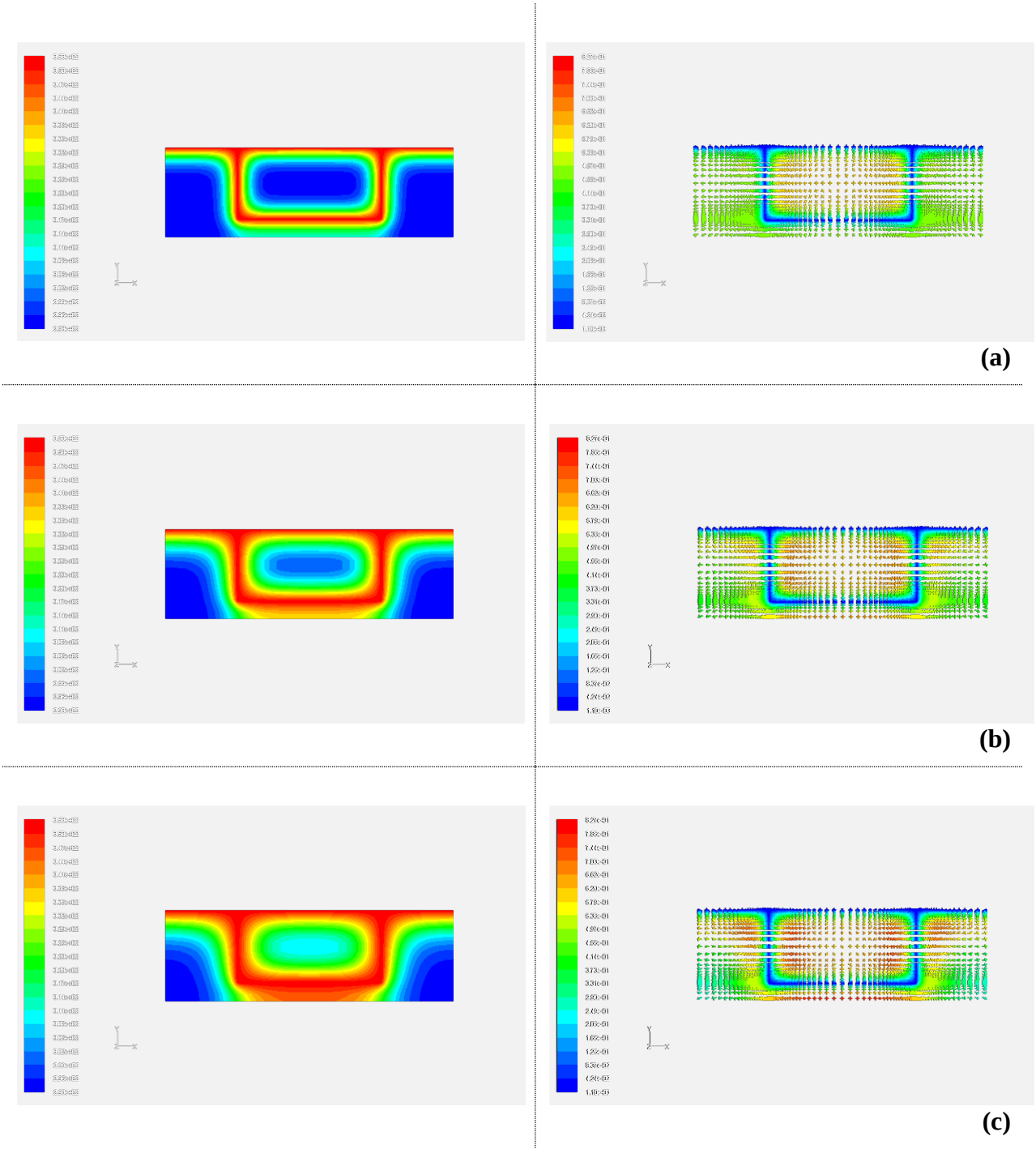
Şekil B.16 : Model 10 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



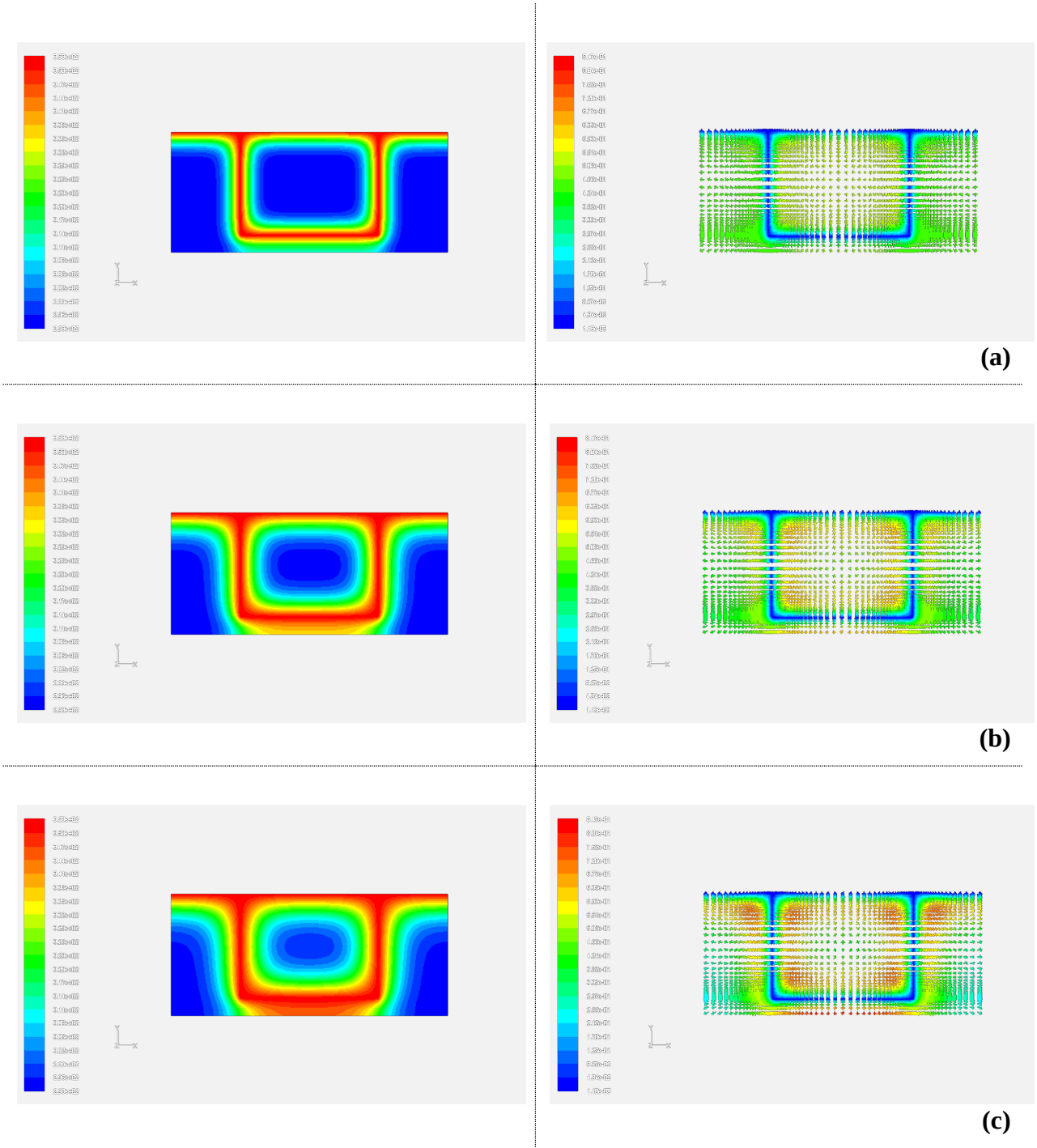
Şekil B.17 : Model 11 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



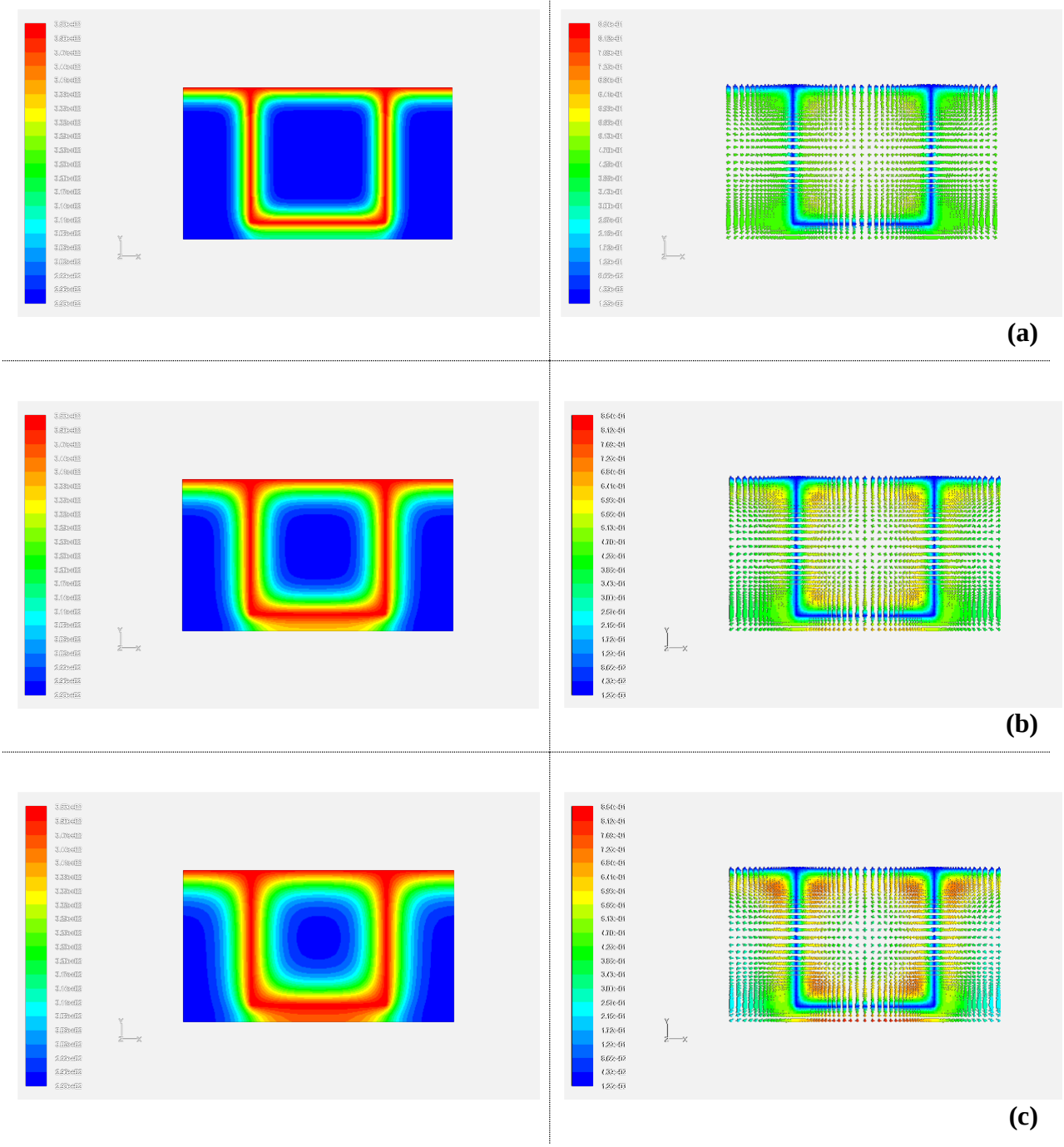
Şekil B.18 : Model 12 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



Şekil B.19 : Model 13 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

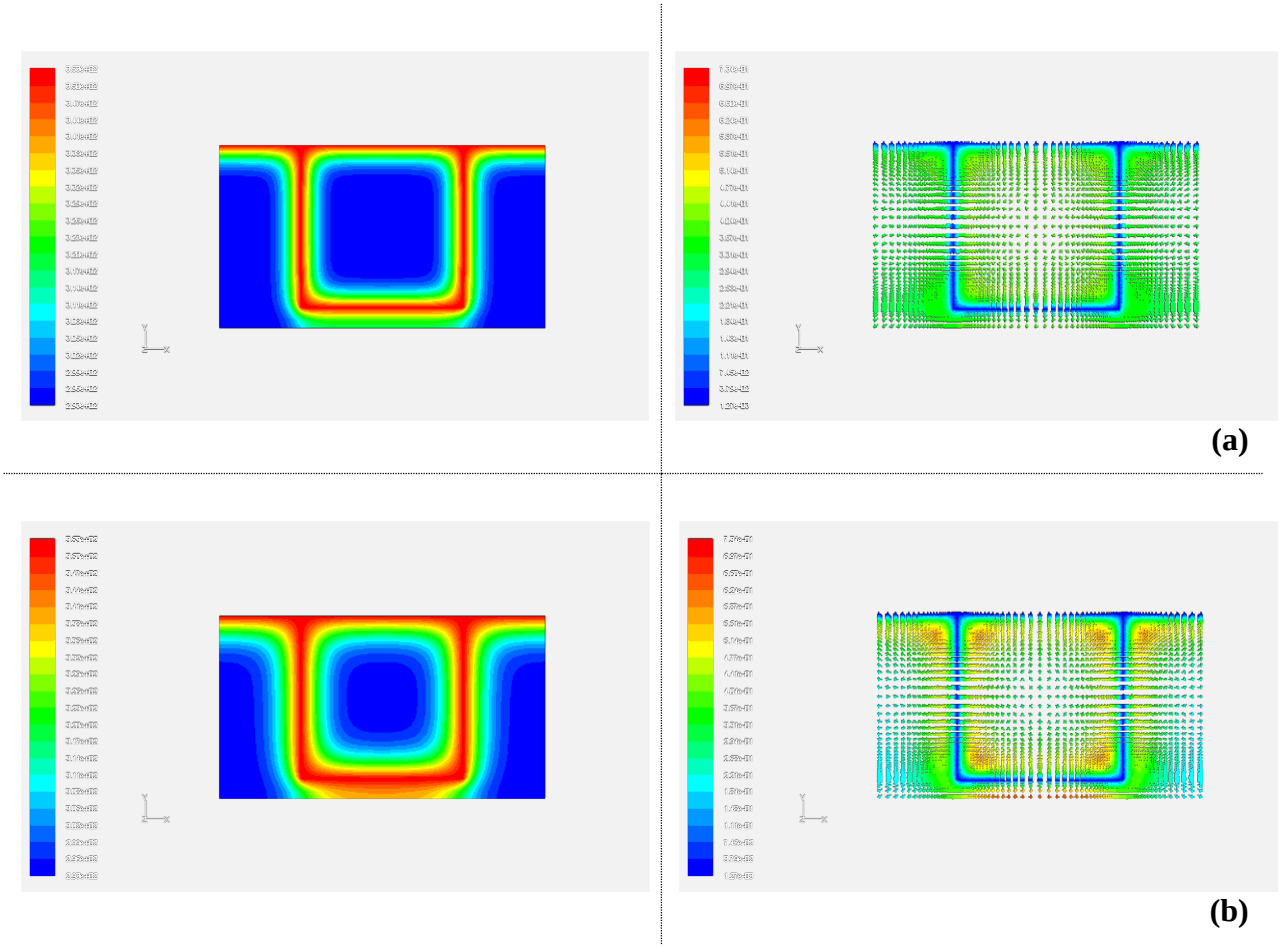


Şekil B.20 : Model 14 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



Şekil B.21 : Model 15 için: (a) 100mm, (b) 300mm ve (c) 500mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

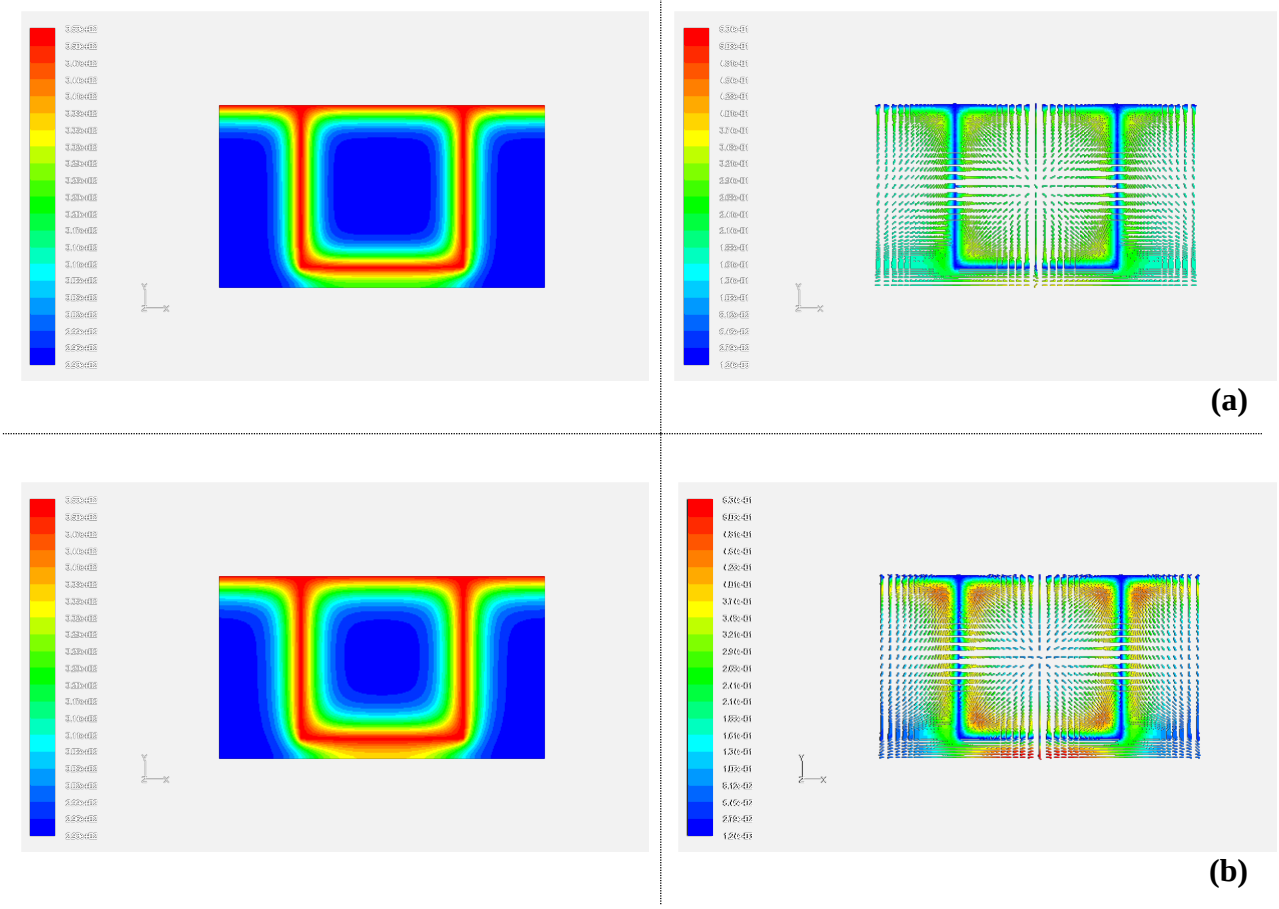
7) Aşağıda H=400mm ve H=200mm olan düz kanatlı kanallarda 40-40-10 modeli eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri verilmiştir.



(a)

(b)

Şekil B.22 : Model 8 için: (a) 100mm ve (b) 300mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri



Şekil B.23 : Model 1 için: (a) 100mm ve (b) 200mm yüksekliklerindeki eşsıcaklık eğrileri ve hız vektörleri

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:	Rıdvan DEMİR
Doğum Yeri ve Tarihi:	Tavşanlı / 15.11.1984
Adres:	İğrip Cad. Fenerbahçe Subay Lojmanları F Blok D:27 Kadıköy / İstanbul
E-Posta:	demirridvan@itu.edu.tr
Lisans:	Deniz Harp Okulu Makine Mühendisliği