T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇERİSİNDE SABİT SICAKLIKTA CİSİMLER İÇEREN KAPALI ORTAMDA ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Hasan Melih ÖZKAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Çiğdem SUSANTEZ

EDİRNE - 2023

Hasan Melih ÖZKAN'ın hazırladığı "**İçerisinde Sabit Sıcaklıkta Cisimler İçeren Kapalı Ortamda Isı Transferinin İncelenmesi**" başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında bir **Yüksek lisans tezi** olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri: İmza

Prof. Dr. Kamil KAHVECİ

Prof. Dr. Elif SÖĞÜT

Dr. Öğr. Üyesi Çiğdem SUSANTEZ

Tez Savunma Tarihi: 05.01.2023

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza

Dr. Öğr. Üyesi Çiğdem SUSANTEZ

Tez Danışmanı

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Hüseyin Rıza Ferhat KARABULUT

Fen Bilimleri
Enstitüsü Müdürü

T.Ü.FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI
DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

Hasan Melih ÖZKAN
İmza

Yüksek Lisans Tezi
İçerisinde sabit sıcaklıkta cisimler içeren kapalı ortamda ısı transferinin incelenmesi
T. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Yapılan çalışmanın amacı, içerisinde sabit sıcaklıkta birden fazla katı cisim içeren kapalı bir ortamda ısı transferinin incelenmesidir. Çalışmada içerisinde birden fazla katı cisim içeren kapalı bir ortamda doğal taşınım yoluyla oluşan ısı transferinin sayısal yöntemlerle incelenmesi ve elde edilen sonuçların Rayleigh ve Nusselt sayıları göz önüne alınarak değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Böylelikle çeşitli pasif soğutma sistemlerine katkı sağlanacaktır. Bu kapsamda sabit termofiziksel özelliklere sahip sıkıştırılamaz ve Newtonien bir akışkanın daimi ve iki boyutlu akış probleminin Boussinesq yaklaşımı ile çözümü hedeflenmiştir.

Doğal taşınımın zorlanmış taşınıma göre etkisinin az olmasına karşılık, uygun şartlar sağlandığında doğal taşınımla soğutma ekonomik olabilmektedir. Doğal taşınımla ısı transferinin incelenmesinin elektronik cihazların soğutulmasına katkı sağlayacağı ön görülmektedir.

Yıl : 2023

Sayfa Sayısı : 112

Anahtar Kelimeler : Doğal taşınım, Rayleigh sayısı, Nusselt sayısı, Kapalı ortam

Master's Thesis
Investigation of heat transfer in an enclosure containing constant temperature objects
Trakya University Institute of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

ABSTRACT

The aim of this study is to investigate the heat transfer in an enclosure containing more than one solid body at a constant temperature. In this study, it is aimed to investigate the heat transfer that occurs by natural convection in an eclosure containing more than one solid object by numerical methods and to evaluate the obtained results regarding Rayleigh and Nusselt numbers. Thus, it will contribute to various passive cooling systems. The solution of steady and two-dimensional flow problem of an incompressible and Newtonian fluid with constant thermophysical properties is aimed with Boussinesq approach.

Although natural convection is less effective than forced convection, natural convection cooling could be economical when appropriate conditions are provided. It is predicted that the investigation of heat transfer by natural convection will contribute to the cooling of electronic devices.

Year : 2023

Number of Pages : 112

Keywords : Natural convection, Rayleigh number, Nusselt number, Enclosure

ÖNSÖZ

Doğal taşınımla ilgili literatürde fazla sayıda çalışma bulunmaktadır. Doğal taşınımla yapılan çalışmaların literatüre katkıları çoğunlukla ısıtma ve soğutma sistemlerinin optimizasyonu ve verimliliğine katkı sağlamak üzerinedir. Doğal taşınım üzerine olan çalışmalar akışkan hareketi ve ısı transfer sistemlerinde incelemeleri içermektedir. Bu çalışmada da içerisinde birden fazla izotermal, dairesel cisim bulunan kapalı bir sistem ele alınmış, izotermal cisimlerin boyutları ve konumlarının doğal taşınım üzerindeki etkisi iki boyutlu olarak Boussnesq yaklaşımıyla incelenmiştir. Çalışmada Comsol Multphsyics programı kullanılmıştır. Kapalı sistemde alt ve üst duvarlar adyabatik, yan duvarlardan biri sıcak, diğer duvar soğuk olarak kabul edilmiş, sınır şartları bu şeiklde belirlenmiştir. Daha sonra sistem içerisindeki dairelerin yarıçapları büyültülüp, küçültülmüş ve bu sonuçlar Çizelgelar halinde verilmiştir. Bu çalışmada yardımlarını esirgemeyen danışman hocam sayın Dr. Öğr. Üyesi Çiğdem SUSANTEZ ve çeşitli yardımlarından dolayı Simay ÇEVİK'e teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca yüksek lisans sırasında yanımda olan tüm öğretim üyelerine ve aileme de teşekkürlerimi sunarım.

25/01/2023

Hasan Melih Özkan

İÇİNDEKİLER

ÖZET……**iv**
ABSTRACT……..**v**
ÖNSÖZ……**vi**
SİMGELER DİZİNİ……... ……..**viii**
ŞEKİLLER DİZİNİ……..**ix**
ÇİZELGELER DİZİNİ……..**xix**
BÖLÜM 1……..1
GİRİŞ……1
BÖLÜM 2……..2
LİTERATÜR TARAMASI……..**.....** 2
BÖLÜM 3……16
KURAMSAL BİLGİLER……16
BÖLÜM 4……19
MATERYAL VE METOD……**.....**19
BÖLÜM 5……25
BULGULAR…… **...**25
BÖLÜM 6……84
TARTIŞMA VE SONUÇ…… **...**84
KAYNAKLAR……**....**89
ÖZGEÇMİŞ……92

SİMGELER DİZİNİ

Kısaltmalar

C	Soğuk
C_p	Sabit basınçta özgül ısı [$J/kg^{-1}K^{-1}$]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^{-2}]
H	Sıcak
k	Isı iletim katsayısı [W/mK^{-1}]
L	İç ve dış boşluğun boyutu [m]
ly	Kapalı sistem içindeki dairelerin sabit yüzey sıcaklığı
Nu	Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	Ortalama nusselt sayısı
p	Basınç [Pa]
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
T	Sıcaklık [K]
u	x yönündeki hız bileşeni
v	y yönündeki hız bileşeni
x	Yatay koordinat [m]
y	Dikey koordinat [m]
α	Isıl yayılım katsayısı [m^2/s^{-1}]
β	Isıl genleşme katsayısı [K^{-1}]
ΔT	Sıcaklık farkı [K]
θ	Boyutsuz sıcaklık
μ	Dinamik viskozite [Pa s]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s^{-1}]
ρ	Yoğunluk [kg/m^{-3}]
*	Boyutsuz değişken

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Sayısal çözüm için uygulanan sınır ve başlangıç şartları……..14

Şekil 3.1. Kapalı sistemin şematik gösterimi……....17

Şekil 4.1. İçerisinde birden fazla silindirik cisim bulunduran kare kesitli kapalı ortam....19

Şekil 4.2. Kapalı sistem içindeki silindirik geometrik şekillere ait sembolik parametrelerin gösterimi.....20

Şekil 5.1. Ra=10^4 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……33

Şekil 5.2. Ra=10^4 D^*=0.025 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……33

Şekil 5.3. Ra=10^4 ve D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……..34

Şekil 5.4. Ra=10^4 ve D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri…….34

Şekil 5.5. Ra=10^4 ve D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……..35

Şekil 5.6. Ra=10^4 ve D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri….35

Şekil 5.7. Ra=10^4 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...36

Şekil 5.8. Ra=10^4 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……36

Şekil 5.9. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...37

Şekil 5.10. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……37

Şekil 5.11. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırda ki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...38

Şekil 5.12. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..38

Şekil 5.13. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...39

Şekil 5.14. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..39

Şekil 5.15. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...40

Şekil 5.16. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..40

Şekil 5.17. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...41

Şekil 5.18. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..41

Şekil 5.19. Ra=10^4 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...42

Şekil 5.20. Ra=10^4 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..42

Şekil 5.21. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...43

Şekil 5.22. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..43

Şekil 5.23. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...44

Şekil 5.24. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..44

Şekil 5.25. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...45

Şekil 5.26. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..45

Şekil 5.27. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...46

Şekil 5.28. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..46

Şekil 5.29. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...47

Şekil 5.30. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..47

Şekil 5.31. Ra=10^5 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri…...48

Şekil 5.32. Ra=10^5 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……...48

Şekil 5.33. Ra=10^5 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...49

Şekil 5.34. Ra=10^5 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……...49

Şekil 5.35. Ra=10^5 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...50

Şekil 5.36. Ra=10^5 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……50

Şekil 5.37. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...51

Şekil 5.38. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……51

Şekil 5.39. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...52

Şekil 5.40. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..52

Şekil 5.41. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...53

Şekil 5.42. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..53

Şekil 5.43. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...54

Şekil 5.44. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..54

Şekil 5.45. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...55

Şekil 5.46. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..55

Şekil 5.47. Ra=10^5 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...56

Şekil 5.48. Ra=10^5 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……...56

Şekil 5.49. Ra=10^5 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...57

Şekil 5.50. Ra=10^5 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..57

Şekil 5.51. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...58

Şekil 5.52. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri…….. 58

Şekil 5.53. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...59

Şekil 5.54. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..59

Şekil 5.55. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...60

Şekil 5.56. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..60

Şekil 5.57. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...61

Şekil 5.58. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..61

Şekil 5.59. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...62

Şekil 5.60. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..62

Şekil 5.61. Ra=10^6 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...63

Şekil 5.62. Ra=10^6 D^*=0.025 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……...63

Şekil 5.63. Ra=10^6 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...64

Şekil 5.64. Ra=10^6 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……...64

Şekil 5.65. Ra=10^6 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...65

Şekil 5.66. Ra=10^6 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……65

Şekil 5.67. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...66

Şekil 5.68. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……66

Şekil 5.69 Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...67

Şekil 5.70. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..67

Şekil 5.71. Ra=10^6 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...68

Şekil 5.72. Ra=10^6 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..68

Şekil 5.73. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...69

Şekil 5.74. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..69

Şekil 5.75. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...70

Şekil 5.76. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..70

Şekil 5.77. Ra=10^6 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...71

Şekil 5.78. Ra=10^6 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……...71

Şekil 5.79. Ra=10^6 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...72

Şekil 5.80. Ra=10^6 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..72

Şekil 5.81. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...73

Şekil 5.82. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..73

Şekil 5.83. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...74

Şekil 5.84. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..74

Şekil 5.85. Ra=10^6 ve sadece birinci sütunda ki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...75

Şekil 5.86. Ra=10^6 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..75

Şekil 5.87. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...76

Şekil 5.88. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..76

Şekil 5.89. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri……...77

Şekil 5.90. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri……..77

Şekil 5.91. Ra=10^4 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda hız büyüklük değerleri……...78

Şekil 5.92. Ra=10^4 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda sıcaklık ve hız vektör değerleri……..78

Şekil 5.93. Ra=10^5 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda hız büyüklük değerleri……...79

Şekil 5.94. Ra=10^5 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda sıcaklık ve hız vektör değerleri……..79

Şekil 5.95. Ra=10^6 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda hız büyüklük değerleri……...80

Şekil 5.96. Ra=10^6 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda sıcaklık ve hız vektör değerleri……..80

Şekil 5.97. 10^4 Ra sayısında maksimum hızın çap değerlerine göre değişimi……...81

Şekil 5.98. 10^5 Ra sayısında maksimum hızın çap değerlerine göre değişimi……...82

Şekil 5.99. 10^6 Ra sayısında maksimum hızın çap değerlerine göre değişimi……...82

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Ra = 10^4,10^5,10^6 değerleri için N_u sayıları doğrulama değerleri……. 18

Çizelge 4.1. Silindirik cisimlerin geometrik parametreleri……..... 21

Çizelge 5.1. 21726 eleman sayısı ("Extremely coarse" mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler…….26

Çizelge 5.2. 26218 eleman sayısı ("Extra coarse" mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler…… 26

Çizelge 5.3. 31058 eleman sayısı ("Coarser" mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler……...27

Çizelge 5.4. 36030 eleman sayısı ("Coarse" mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler……...27

Çizelge 5.5. 63654 eleman sayısı ("Normal" mesh için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler……...28

Çizelge 5.6. 52674 eleman sayısı ("Fine" mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler…….....28

Çizelge 5.7. 65838 eleman sayısı ("Finer" mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler…….....29

Çizelge 5.8. 80026 eleman sayısı ("Extra fine" mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler……..... 29

Çizelge 5.9. 118562 eleman sayısı (“Extremely fine” mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler…….30

Çizelge 5.10. 10^4 Ra sayısı için özet mesh tablosu……30

Çizelge 5.11. İçerideki cisimlerin çaplarının değişimlerinin numaralandırılması……....83

Çizelge 6.1. Ra=10^4 değerinde sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı……...85

Çizelge 6.2. Ra=10^5 değerinde sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı……...85

Çizelge 6.3. Ra=10^6 değerinde sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı……..86

Çizelge 6.4. Farklı daireler arası mesafe için Ra=10^4,10^5 ve 10^6 olması durumunda sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı…….....86

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Isı, sıcaklık farkı nedeniyle ortaya çıkan enerji aktarımıdır. Isı transferi doğada ve güncel yaşantımızda kullandığımız türlü cihazların çalışmasında örneklerini gördüğümüz fiziksel bir olaydır. Isının mümkün olan en iyi ve ucuz şekilde geçişi veya bu geçişin önlenmesi için gerekli bilgileri ısı transferi sağlar. Pratikte bu ısı transfer şekillerine tek tek rastlanabileceği gibi ikisinin ya da hepsinin bir arada bulunduğu karmaşık ısı transferi şekilleri de mevcuttur. Bu ısı transfer şekilleri iletim, taşınım ve ışınımla ıs transferi geçişleridir. İletimle ısı transfer geçişinde Fourier yasası kullanılır.

Isı taşınımı, ısının hareketli akışkan parçacıklarıyla taşınmasına denir. Eğer ısı taşınımı yoğunluk farklarından dolayı meydana geliyorsa doğal taşınım adını alır. Eğer akışkan hareketi farklı cihazlarla zorlayarak oluşturuluyorsa bu taşınım şeklinide zorlanmış taşınım denir.

Isı ışınımı ise sonlu sıcaklıkta elektromanyetik dalgalar yayan cisimlerin sıcaklıklarından dolayı yaydıkları enerji geçişidir.

Bu çalışmada ise doğal taşınımla ısı transfer mekanizmasıyla pasif soğutma sistemlerini geliştirmek, temel ısı transferi problemlerinden biri olan taşınımla ısı transferi üzerine ortaya çıkabilecek sorunlara çözüm aranmaya çalışılmıştır. Bu problemlere çözüm üretebilmek içinde boyutsuz sayılar olan Nu ve Ra sayılarından elde edilen sonuçlar üzerine çalışılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Asmaz (2006) dik üçgen kesitli kanallarda doğal taşınımın incelenmesi adlı çalışmasında sonlu hacimler yöntemi ile kartezyen koordinatlarda, Navier Stokes denklemlerinin, sıkıştırılamaz akışkan için iki boyutlu ve daimi olarak sayısal çözümünü elde etmiştir. Asmaz (2006) daha önce kare kesitli sistemlerde bulunan sonuçlar ile çalışmasında bulduğu sonuçları karşılaştırmıştır. Ayrıca yapılan çalışmada çözüm yöntemi farklı ağ yapılarında tekrarlanarak çalıştırılmış ve çözüm yöntemi ağdan bağımsız hale getirilmiştir. Farklı sınır koşullarında çalıştırılan çözüm yöntemleri ile farklı durumlardaki Rayleigh sayılarındaki eşdeğer sıcaklık ve hız profilleri sergilenmiştir. Bu profillerde Rayleigh sayısı ile sıcak kenar üzerindeki Nusselt sayılarının birbiri arasında ki korelasyonu incelenmiştir. Ayrıca aynı çalışmada çatı dairesinin yaz günü soğutma ve kış günü ısıtma durumları farklı en-boy oranlarında incelenmiş ve bu durumlar kendi aralarında karşılaştırılmıştır. Aynı çalışmada yapılan başka bir çözüm yöntemiyle de sadece dik üçgen geometrisinin değil dik yamuk ve çeyrek daireli geometrilerde de çalışmalar yapılmış bu çalışmalar sonucunda geometrik değişikliklerin ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda dik üçgenin dik kenarının adyabatik olmadığı durumlarda Rayleigh sayısının 1000 değerine eşitken düzenli dağılan eş sıcaklık eğrileri, Ra sayısı 1000 üzerine çıktığında düzensizleşmiştir. Bu sonuçta bize ısı transferinin taşınım ağırlıklı olduğunu göstermektedir. Dik kenarın adyabatik olduğu durumlarda ise böyle bir eğilim söz konusu olmamıştır. Isı taşınım parametrelinde önemli bir değer olan Nusselt sayısı ise yükseklik genişlik oranı 1 olan dik üçgen kesitlerinde maksimum seviyeye ulaşırken bu değerin altında veya üstündeki oranlarda Nusselt sayısı azalma yönünde eğilim göstermiştir (Asmaz, 2006).

Isı taşınım katsayısının sabit veya sıcaklığa bağlı olması durumunda T şekilli bir kanadın ısı transfer optimizasyonu adlı çalışmada yapısal metotla oluşturulan T şekilli, ucu yalıtımlı bir kanadın geometrik düzenlemeleri üzerine incelemeler yapılmıştır (Karabacakoğlu, 2004). Çalışmada iki durum incelenmiştir ve buna bağlı olarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Birinci durum olarak ısı taşınım katsayısının sabit olması durumu değerlendirilmiş ve bu duruma göre ısı iletim denklemi düzenlenip, ısı transferi hesaplanmış. Sonuçta geometrik optimizasyon bu duruma göre değerlendirilmiştir. İkinci durum ise ısı taşınım katsayısının sabit olmadığı durumdur . Bu duruma göre de gerekli geometirk düzenlemeler yapılmış ve ısı transfer sonuçları karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmada malzeme miktarı değiştirilmeden belirli değişkenler altında T profilli bir kanadın optimum geometrisi yapısal metod ile belirlenmiştir. Bu geometri belirlenirken önemli iki parametre ortaya çıkmıştır birincisi ısı taşınım katsayısıdır. Genel ısı akısının ısı taşınım katsayısının sıcaklığa bağlı olmasıyla azaldığı görülmüştür. İkinci parametre ise genel ısı iletim denkleminin en büyük değeri aldıracak olan parametredir. Burada verimi arttırmak için en büyük alanı seçmek gerekecektir. Bu yapılan çalışmada ise kanat et kalınlıklarının ve boylarının arttığı görülmüştür. Bunun sebebi ise verimin artması için iletimle olan alanın büyümesi gerektiğindendir (Karabacakoğlu, 2004).

Doğal taşınımla ilgili bir başka çalışmada doğal taşınım ve Marangoni taşınımı iki boyutlu olarak serbest yüzeyde incelenmiştir (Çiçek, 2008). Çalışma üç aşamada gerçekleşmiştir. İlk durumda kapalı bir kapta sol duvar sıcak, sağ duvar soğuk ve diğer duvarlar adyabatik sıcaklıklarda kabul edilip doğal taşınım olayı incelenmiştir. İkinci durumda serbest yüzeyli bir kapta sol duvar sıcak, sağ duvar soğuk sıcaklıkta ve diğer duvarlarda ısı geçişi olmadığı kabul edilerek doğal taşınım ve Marangoni taşınımı birlikte incelenmiştir. Üçüncü aşamada ise serbest yüzeyli bir kapta sol duvar sıcak, sağ ve alt duvar soğuk, üst duvar ise ısı geçişsiz kabul edilip doğal taşınım ve Marangoni taşınımı birlikte incelenmiştir. Her üç aşama içinde Navier-Stokes denklemleri, süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji denklemi sonlu hacimler yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Marangoni sayısının pozitif ve negatif değerlerinde, farklı Rayleigh sayılarının akışkandaki akış ve ortamdaki ısı transferi üzerine sonuçları için farklı değerlendirmeler yapılmıştır. Kapalı bir kap olarak incelenen ilk aşamada sistem üzerine etkisi olan boyutsuz sayıların Prandtl ve Rayleigh sayıları olduğu gözlemlenmiştir. İlk adımdaki sonuçlara göre Rayleigh sayısındaki artışın kap içindeki akışkan hareketini ve

ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Yapılan çalışmanın ikinci aşamasındaki şartlar da şu şekildedir. Serbest yüzeyli bir alanda karşılıklı dikey duvarları sabit sıcaklıkta ve aynı zamanda karşılıklı yatay duvarları adyabatik şekilde sınır şartları belirlenen alanda Prandtl sayısı, Rayleigh sayısı ve serbest yüzeyin varlığı ile ortaya çıkan Marangoni sayısının sistem üzerinde etkisi olan boyutsuz sayılar olduğu tespit edilmiştir (Çiçek, 2008). Yapılan çalışmanın üçüncü ve son aşamasında ise şu sonuca varılmıştır. Yine ikinci aşamadakine benzer şekilde Prandtl sayısının, Rayleigh sayısının ve serbest yüzey ile ortaya çıkan Marangoni sayısının sistem üzerinde etkisi olan boyutsuz sayılar olduğu tespit edilmiştir (Çiçek, 2008). Bu aşama ile ikinci aşamanın arasındaki fark ise sınır şartlarıdır. Üçüncü ve son aşamada sınır şartları ise karşılıklı dikey duvarları ve alt duvarı farklı sabit sıcaklıkta, üst yüzeyi ise ısı geçişsiz olarak belirlenmiştir. Bulunan sonuçlara göre Ra sayısının büyümesi ile doğal taşınımla ve Marangoni taşınımıyla birlikte sadece serbest yüzeye yakın bölgede oluşan çevrintinin değil, aynı zamanda akışkanın tamamına etki eden bir çevrintinin meydana geldiği belirlenmiştir. Bu hakim olan çevrinti ile sıcak duvardan soğuk duvara güçlü bir ısı taşınımının olduğu belirlenmiştir. Marangoni sayısının negatif olması durumunda yine Ra sayısının artışıyla serbest yüzey etrafında bir çevrinti meydana gelmiştir. Fakat bu oluşan çevrintinin yönü Rayleigh sayısının artışıyla oluşan çevrintiye ters yöndedir. Ra sayısı arttıkça negatif Marangoni etkisiyle iki ayrı çevrinti oluşmuştur. Negatif Marangoni etkisiyle oluşan ters çevrinti hareketi sıcak duvardan soğuk duvara olan ısı taşınımının etkisini yavaşlatmıştır (Çiçek, 2008).

Yapılan başka bir çalışmada ise evsel fırında deneysel olarak doğal taşınımın ve oluşan akışın üzerinde ışınımın etkisi incelenmiştir (Hepgüzel, 2010). Bu çalışmada öncelikle fırın kavitesi kapalı sistem olarak belirlenmiştir. Çalışmanın doğruluğu için deneysel verilerden de yararlanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmadaki on üç farklı noktada sıcaklık ölçülmüş ve bu çalışmada yapılan modelle doğruluğu karşılaştırılmıştır. Oluşturulan modelin geometrik ölçüleri fırın üzerinden alınmış ve 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Oluşturulan model türbülanslı ortamda çözümlenmiştir. Işınımın etkilerini görebilmek için ışınmlı ve ışınımsız olmak üzere iki ayrı model oluşturulup çözümlenmiş ve birbirleri arasındaki farklar incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda farklı bulgular elde edilmiştir. Bunlardan bir tanesi uygun ve doğru zaman adımı belirlenmesi gerektiğidir. Diğer bir sonucu ise k-Ɛ türbülans denkleminde, kaldırma kuvvetlerinin etkisi yani Boussinesq yaklaşımında belirleyici olan etkenlerin k- Ɛ

denkleminde yer alması gerektiğidir. Duvar yakınında standart duvar fonksiyonu kullanılmalıdır. Başka bir bulgu ise basınç ayırklaştırılmasında değişimli grid yapsında basınç yöntemi uygulanması gerektiğidir (Hepgüzel, 2010).

Doğal taşınımla ilgili yapılan çalışmalara örnek çok fazla iken sınır koşullarının ve geometrik yapıların değişmesi ile farklı parametreler, farklı sonuçlar doğurmaktadır. Yapılan çalışmalara örnekler mevcuttur. Bu örneklerden birinde de açık profilli düşey kanalda laminer akış altında üç boyutlu sayısal model gerçekleştirilmiş ve bu modelde kanalın bir kenarına açılan yarığın ısı transferine etkisi araştırılmışıtır (Taydaş, 2011). Açılan kanal kare kanal modelidir. Farklı kanal yükseklikleri uygulanmıştır. Ayrıca bu farklı kanal yüksekliklerinde farklı sıcaklıklar da uygulanmıştır. Bu açılan kanalın belli bir kenarına farklı genişlikte yarıklar açılıp burada oluşan ısı transferi ile yarıksız modeldeki ısı transferi karşılaştırılıp incelenmiştir. Yapılan incelemler sonucunda açık profilli kanaldaki ısı geçişinin, kapalı profildeki kanallara göre olan ısı geçişinden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Açık profilli kanalda yarık, ikincil akışa sebep olmakta ve bunun sonucunda soğuk havayı kanal yüzeylerine doğru taşımaktadır. Böylelikle ısı transferini arttırıcı etki yapmaktadır. Yarık genişlikleri birbiri ile kıyaslandığında en fazla ısı geçişini arttıran yarık ölçüsü 3 mm'dir. Kapalı profilli kanala göre 3 mm'lik kanal ısı transferinde yaklaşık %27'lik bir artış sağlarken, bu yarığın aynı 3 mm genişlikte ve karşılıklı iki kenarda tam boy olması durumunda ise ısı transferi kapalı profile göre yaklaşık %50 artmıştır. Aynı kanal 3 mm genişliğinde ve yarım boy olması durumunda ısı transferi kapalı profile göre yaklaşık olarak %27 artmıştır. 3 mm kanal ve bu sefer kanalın dört kenarında çeyrek kanal boyunca yarık bulunması durumunda ısı transferi kapalı profile göre yaklaşık olarak %25 artmıştır. Kanal duvar sıcaklığının 60℃ olması, yarık genişliğinin 3 mm olması ve bu yarıkların karşılıklı kanal boyunca olması durumunda gerçekleşen toplam ısı akısı ve ısı transferi maksimum olmuştur. Kanal girişinin açık veya kapalı olması gerçekleşen toplam ısı transferini etkilemiştir. Kanal girişinin açık olması ısı transferini kapalı olması durumuna göre arttırmıştır (Taydaş, 2011).

Kent (2009), ikizkenar üçgen kanallarda laminer doğal taşınım ve ısı transferinin sayısal incelemesi adlı çalışmada ikizkenar üçgenli kanallarda laminer doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Kartezyen koordinatlarda sıkıştırılamaz akışkanlarda, iki boyutlu, daimi akış için Boussinesq yaklaşımı kabul edilmiştir. Kütlenin korunumu,

momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri boyutsuzlaştırılmış, sonlu hacimler metodu ile sayısal olarak çözülmüştür. Alt tabandan ısınma halinde çeşitli taban açılarında farklı Rayleigh sayılarında akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Bu eğrilerin getirdiği sonuçlar ile deneysel sonuçlar daha sonrasında karşılaştırılmıştır. Ayrıca ortalama Nusselt sayısının taban açısına ve Rayleigh sayısına bağlı değişimi verilmiştir. İkizkenar üçgen kanal içinde elde edilen sonuçlarda kritik Rayleigh sayısının altında simetrik akış, kritik Rayleigh sayısının üzerinde ise asimetrik akış elde edilmiştir ki burada tüm sınır şartları simetrik olarak verilmiştir. Taban açısı azaldıkça oluşan girdap sayısı artmaktadır. Kanal içinde artan girdaplar ısı transferini arttırmaktadır. Ayrıca bütün taban açılarında artan Rayleigh sayısı ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Taban açısının azalmasıyla ısı transferi de artmaktadır bu durum bize taban açısının çok önemli olduğunu göstermektedir (Kent, 2009).

Alnak, Teymur, Koca ve Özalp (2015) yaptıkları çalışmada düşey duvarına yarım silindir yerleştirdikleri bir oyukta doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Ayrıca bu yarım silindir farklı Rayleigh sayılarında da incelenmiş, sonuçları akım ve sıcaklık dağılımı olarak gösterilmiştir. Gösterilen dağılımlar ile ortalama Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Sınır şartı olarak alt ve üst duvar adyabatik kabul edilmiştir. Oluşturulan model sayısal yöntemle iki boyutlu olarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar farklı deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Silindirin farklı şekillerde yerleştirilmesi ile Nusselt sayısının maksimum değerlerinin oyuk boyunca konumlarına göre farklılık gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır. Ulaşılan bir başka sonuç ise Rayleigh sayısının artması ile ısı transferinin taşınım yoluyla etkinleştiğidir. Aynı zamanda akım çizgilerinin oyuk dikey ekseni boyunca yukarı doğru yöneldiği görülmüştür. Bu durumda silindir tabanı, oyuğun alt tabanının içine dik olarak yerleştirilmiştir. Silindir tabanının oyuk alt tabanına paralel yerleştirilmesi ile Ra = 10^3 değeri için ikincil dönme merkezlerinin geliştiği gözlemlenmiştir. Fakat bir önceki durum için böyle bir durum söz konusu değildir. Silindir tabanının, oyuk alt tabanına paralel olması durumunda Ra=10^3 değerinde oluşan ikincil dönme merkezleri Ra'nın diğer değerlerinde oluşmamıştır. Aynı şekilde silindir tabanının oyuk tabanına dik olduğu durumda da diğer Ra sayıları için ikincil dönme merkezi oluşmamış olup, aynı zamanda Ra= 10^3 olması durumunda da ikincil dönme merkezi oluşmamıştır. Böylelikle farklı Ra değerleri için farklı Nu değerleri ve bunlar arasındaki mekanizmanın nasıl işlediği bu çalışmada belirtilmiştir (Alnak vd., 2015).

Dubleks ev geometrisine sahip kapalı ortamlarda farklı ısıtma yöntemlerinin doğal taşınımla ısı transferi üzerine etkilerinin sayısal analizi adlı çalışmada iki katlı dubleks ev benzeri yapılarda farklı ve kısmi bölünmüş kısımlardaki doğal taşınımla ısı transferi incelenmiştir (Şahin, 2007). Bu çalışmada ısıtma alttan ve yandan yapılarak kapalı sistemdeki doğal taşınımın ısı transferine etkisi üzerine incelemeler yapılmıştır. Çalışmada elde edilen sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, ortalama Nusselt sayısı, eşdeğer Nusselt sayısı olarak sunulmuştur. Çalışma Ra sayısının 10^4 -10^7 arasında olduğu değerlerde yapılmıştır. Ra sayısı bu değerler arasında laminer doğal taşınımla ısı transfer şartını sağlamaktadır. Kapalı ortamda yapılan ısı transferi incelemesinde akışkan olarak hava kullanılmış, bu da Prandtl sayısının 0.72 değerine denk olduğu manasına gelmektedir. Doğal taşınımda geçerli olan Navier-Stokes denklemi ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılıp sonlu kontrol hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Çalışmada kış şartlarında yandan ısıtmanın alttan ısıtmaya göre doğal taşınımla ısı transferin arttırdığı sonucuna varılmasına rağmen, ısıl dağılım ve konforu açısından uygun olmadığı görülmüştür. Yandan ısıtma da kapalı alanın büyük kısmının soğuk hava hakimiyetinde olduğu sonucuna varılmıştır. Bu da ısıl konfor açısından istenmeyen durumdur. Alttan ısıtma da ise kapalı mekanın büyük kısmı ılık hava ile dolmuştur. Bu durum ısıl konfor açısından istenen bir durumdur. Her iki ısıtma yönteminde artan sıcaklık farkına bağlı olarak ısı transferinin arttığı görülmüştür (Şahin, 2007).

Kapalı kare ortamlarda periyodik olarak değişen sıcaklığa sahip duvara konulan engelin doğal taşınım ile ısı transferi üzerine etkilerinin incelendiği çalışmada sinüzodial olarak ısıtılan düşey duvara engel konularak ısı transferinin azaltılması amaçlanmıştır (Şahin, 2011). Yapılan çalışma kare kapalı bir ortamda yapılmıştır. Kare ortamın sağ düşey duvarı düşük sıcaklık, sol düşey duvarı değişken sıcaklık, alt ve üst duvarları ise yalıtımlı olarak kabul edilmiştir. Kare kapalı ortamın içine konulan engelin kalınlığı ihmal edilip ısı akısını geçirdiği kabulu yapılmıştır. Engel dört farklı durum için kapalı ortamın içine konulmuş ve oluşan sonuçlar değerlendirilmiştir. Bu şartlar engelin hiç olmaması, engelin üst kısıma yerleştirilmiş olması, engelin tam ortaya yerleştirilmiş olması ve engelin alt kısıma yerleştirilmiş olması durumlarıdır. Yapılan değerlendirmeler sonucunda ortam içerisine konulan engelin konumunun ısı transferini önemli ölçüde etkilediği kanısına varılmıştır. Bu durumda engelin konumuna ve Ra sayısının değerine göre ısı transferinde farklı değişkenlikler görülmektedir. Sonuçlara göre bir duvarından

periyodik olarak ısıtılan ortamda ısı transferini azaltmak için, koyulacak engelin en uygun konumunun kapalı ortamın tam ortası olması gerektiği sonucuna varılmıştır. Bütün kombinasyonlar için ısı transferinin sıcaklık farkı ile arttığı görülmüştür (Şahin, 2011) .

Varol, Koca ve Öztop (2007), beşik ve farklı yüzey alanlı beşik çatılarda doğal taşınımın sayısal çözümü adlı çalışmalarında bu beşik çatılardaki ısı transferini ve akışkan hareketini incelemişlerdir. Çalışmada akışkan sıkıştırılamaz, Newtonien ve sabit viskozitelidir. Bu değerlere sahip akışkan için momentum, süreklilik ve enerji denklemleri boyutsuz şekilde düzenlenmiş ve kartezyen koordinatlarda yazılmıştır. Bu denklemler akım fonksiyonu ve girdap fonksiyonu olarak düzenlenip sonlu farklar metodu ile çözümlenmiştir. Bu değerler ile sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri grafiksel olarak sunulmuştur. Yaz ve kış sezonları için farklı Ra sayılarında yerel ve ortalama Nu sayıları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar ile ulaşılan sonuçlar kısaca şu şekildedir: Sayısal çözüm metodu bu tip problemlerde kullanılabilinir. Ra sayısı ve çatı geometrisi akış ve sıcaklık alanlarını direkt etkileyen iki önemli parametredir. Kış sezonundaki yerel Nu sayısı, yaz sezonuna göre daha yüksektir ki burada çatı geometrisine bakılmaksızın bu etken yüksek ölçüde Nu sayısını etkilemiştir. Ra sayısı arttıkça yerel ve ortalama Nu sayısı artmaktadır. Çatı geometrisine bağlı olarak Nu sayısı da değişkenlik göstermiştir. Bu, geometri değiştikçe ısı taşınım katsayısını belirlemenin zorlaştığı anlamına gelmektedir. Kış sezonunda Ra sayısının artmasıyla ortalama Nu değeri de artmaktadır (Varol vd., 2007).

Öztop ve Dağtekin (2001), L şeklindeki bir oyuk içinde doğal taşınımla ısı transfer analizinin sayısal incelemesi adlı çalışmasında L şeklindeki bir oyukta doğal taşınımla ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. L şeklindeki oyuğu bir tarafı sıcak bir tarafı soğuk kabul edilmiştir. Alt ve üst kısımları adyabatik kabul edilmiştir. Süreklilik, momentum, enerji denklemleri sonlu hacim üzerinde integre edilerek tekil denkleme indirgenmiş ve Ra saysının çeşitli aralıklarında farklı L boyutlarında çeşitli hseaplamalar yapıp, bu sonuçlar birbiri ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada ulaşılan sonuçlar ise şu şekildedir: L burnunun yüksekliğinin oyuk içerisindeki akış ve sıcaklık dağılımını yüksek miktarda etkilediği görülürken, oyuk genişliğinin aynı etkiyi göstermediği tespit edilmiştir. Yüksek Ra sayılarında ve yüksek L burun yükseklğinde Nu sayısında azalma görüldüğü tespit edilmiştir. Bu durumun da doğal olarak ısı transferini etkilediği sonucuna varılmıştır (Öztop ve Dağtekin, 2001).

Uzun, Terlemezoğlu ve Doğan (2005), dikey plakada doğal taşınımın zamana bağlı sayısal analizini yapmıştır. Yaptıkları çalışmada duvar sıcaklığı sabittir. Çalışmalarında Boussinesq yaklaşımını kullanmışlardır. Değişken olarak Gr ve Ra ele alınmıştır. Çözülecek denklemler sonlu fark ve sonlu eleman yöntemiyle çözdürülüp elde edilen sonuçlar hız, basınç, sıcaklık grafikleri olarak birbiri ile karşılaştırılmıştır. Ra sayısının artmasıyla hız dağılımının değişmediği ancak değer olarak büyüdüğü görülmüştür. Ra sayısı arttıkça duvara yakın bölgelerde hız değerlerinin arttığı, azalmasıyla azaldığı sonucuna varılmıştır. Ra sayısı azaldıkça doğal taşınımla olan ısı transferi de azalmaktadır. Gr sayısı arttıkça duvar boyunca çıkışta oluşan Nu sayısınında arttığı gözlemlenmiştir. Nu sayısının plakanın giriş bölgesinde değişiminin büyük ve doğrusal olmadığı, fakat plaka boyunca ilerledikçe sıcaklık gradyanın düştüğü ve Nu sayısının da düşerek doğrusal bir değişim gösterdiği görülmüştür. Çözüm grafiklerinde sayısal çözümle diğer analitik çözümlerin grafiklerinin çok benzer olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Düğüm sayıları arttıkça çözümün daha hassas olacağı görülmüştür. Fakat bu noktada belli bir düğüm noktasından sonra çözümün hassasiyetine düğüm noktalarının hassasiyeti pek etkili olmamıştır. Sınır tabaka içindeki değişimlerin daha iyi görülebilmesi için düğüm noktalarının duvara yakın bölgelerde daha sık, bu bölgelerden uzaklaştıkça daha seyrek atılabileceği sonucuna ulaşılmıştır (Uzun vd., 2005).

Şahin (2009), yaptığı çalışmada kapalı kare bir ortamdaki doğal taşınımın düşey duvarlarının birisine farklı sınır koşulu uygulanması durumunu sayısal olarak incelemiştir. Sınır şartları olarak yatay duvarlar adyabatik olarak belirlenmiştir. Düşey duvarlardan biri sabit sıcaklıkta, diğer duvar ise artan veya azalan sıcaklıktadır ve bu artan veya azalan sıcaklık durumu konuma göre değişkenlik göstermektedir. Elde edilen sonuçlar olarak Nu sayısı, sıcaklık, hız ve eş akım çizgileri grafiksel olarak sunulmuş olup çözümde sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Çalışma Ra sayısının 10^4 -10^6 aralığında gerçekleşmiş olup bu, çalışmanın laminer doğal taşınımla çözüldüğünün bir kanıtıdır. Pr sayısı 0.71 olarak alınmıştır. Bu bulgular çeşitli grafikler ile sunulmuştur. Elde edilen değerler ile lineer olarak artan sıcaklık profilinde doğal taşınımla ısı transferi diğer profile göre daha fazladır. Doğal taşınımla ısı transferinin en az olduğu sıcaklık profili ise lineer olarak azalan sıcaklık profilidir. Sabit sıcaklık profiline sahip doğal taşınımla ısı geçiş miktarı ise lineer olarak artan profil ile lineer olarak azalan profil arasındaki doğal taşınımla ısı transferine denktir. Ortam içerisinde daha homojen bir sıcaklık dağılımı

isteniyorsa lineer olarak azalan hız profili tercih edilmelidir. Tüm profiller için artan sıcaklık farkına bağlı olarak ısı transferinin de arttığı söylenmiştir (Şahin, 2009).

Tekkalmaz (2018), yaptığı çalışmada kapalı kare geometride doğal taşınım ve ışınımla ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmasında alt duvar ısıtılmış, üst duvar soğutulmuş, dikey duvarlar ise adyabatiktir. Üst ve alt duvarlar sabit sıcaklıkta tutlmuştur. Ra sayısı 10^4 ile 10^6 arasında alınmıştır. Böylelikle çalışma laminer sınır şartları altında gerçekleştirilmiştir. Işınım katsayısı da 0 ile 1 arasında alınmıştır. Çözüm yöntemi olarak sonlu hacimler yöntemi kullanılmıştır. Ra sayısının değişimi, yüzey ışınım yayma oranı, alt duvardaki dalga sayısı ve dalga genliğinin değişiminin soğuk duvardaki ortalama Nu sayısı ve geometride meydana gelen akış değişimleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Yapılan çözümlemeler ve karşılaştırılmalar sonucunda farklı sonuçlara varılmıştır. Yüzey ışınımının yalıtılmış duvarlardaki ısı ve sıcaklık farkını değiştirdiği gözlemlenmiştir. Yüzeyde ışınım yoksa taşınımla oluşan Nu sayısının artan dalga genliği ile hafifçe azaldığı gözlemlenmiştir. Yüzeyde ışınım olması durumunda ise taşınımla oluşan Nu sayısının sıcaklık alanında meydan gelen değişimler sebebiyle azaldığı sonucuna varılmıştır. Işınımla oluşan Nu sayısınının ise hem ışınım katsayısının artması, hem de Ra sayısının artması ile ani bir hızla arttığı gözlemlenmiştir. Bu artışla birlikte hem ışınım hem de taşınımla oluşan Nu saysının, yani toplam Nu sayısının ışınım katsayısının artmasıyla birlikte yüksek miktarda arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Hem ışınım katsaysının, hem de Ra katsayısının artmasıyla toplam ısı geçişinin yüksek miktarda arttığı görüldüğünden, bunların ısı transferinde büyük etkisi olduğu söylenmiştir (Tekkalmaz, 2018)

Sert ve Timüralp (2015), yaptıkları çalışmada alt ve üst kenarları yalıtımlı dik kenarlarından biri soğutulan, diğeri ise ısıtılan kapalı bir sistemi ele almışlardır. Bu sistemde akışkan olarak nanopartiküllü akışkanlar kullanılıp, hacim fraksiyonları 0.0 ile 0.2 arasında değişkenlik göstermiştir. Sıcak kenardaki ısıtıcı konumu, nano akışkan çeşidi, nano akışkanın hacim fraksiyonu çeşitlendirilip laminer akışta doğal taşınımla ısı transferi incelenmiştir. Isıtılan kenardaki ısıtıcının iki parçalı ve tek parçalı kullanımının ısı transferine etkisi de araştırılmıştır. Süreklilik denklemi, dikey yöndeki momentum denklemi Boussinesq yaklaşımıyla ve enerji denklemi program yardımıyla çözülmüştür. Ra sayısı $10^3 – 5 \times 10^8$ arasında değişmiş ve soğuk duvar üzerindeki ortalama Nu sayısı hesaplanmıştır. Ra sayısı, ısıtıcıların konumu, hacim fraksiyonları, nano akışkan çeşidi

değiştirilip çeşitli analizler yapılmış ve bunlar akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri olarak sunulmuştur. Çalışmada farklı sonuçlar elde edilmiştir. Bunlardan bazıları şunlardır: Isı geçişi nanoakışkanın cinsine göre farklılık göstermiştir. Burada en yüksek ısı geçiş oranına sahip nanoakışkan ile en düşük ısı geçiş oranına sahip nanoakışkan arasındaki farkın %7-%7,5 civarında olduğu bulunmuştur. Ra sayısı arttıkça ortalama Nu sayısının arttığı gözlemlenmiştir. Ra sayısının arttığı durumlarda yüksek vortex akımları oluşmuş, bu da hidrodinamik ve ısıl sınır tabakanın incelmesine sebep olup ısı transferini arttırmıştır. Katı hacim fraksiyonu arttıkça ortalama Nu sayısının arttığı bunun da ısı transferini arttırdığı sonucuna varılmıştır. Eşit uzunluklara sahip ısıtıcılardan bir bütün olarak değil de, ayrık olarak yerleştirildiğinde ortalama Nu sayısının %15-17 oranında arttığı gözlemlenmiştir (Sert ve Timüralp, 2015).

Demir (2013) yaptığı çalışmada radyatör tiplerinden panel-kanat-kanat-panel tip radyatörü temel alarak paralel düşey bir levhada ışınım olmaksızın laminer akış varsayımıyla üç boyutlu sayısal analiz yapmıştır. Problemde paralel levhalara monte edilmiş ve birbirlerine girintili şekilde geçirilmiş kısa kanatlar kullanılmıştır. Kanat düzeneğinde saptırma kısa kanat genişliğinin yarısı olacak şekilde düzenlenmiş ve düşeyde kısa kanat grupları arasında boşluk olmadığı varsayılmıştır. Bu çalışma saptırılmış kısa kanatlı kanallarla düz kanalları karşılaştırmaktır. Yapılan çalışmada kısa kanatların kanatlar arası uzunluğu, kanat yüksekliği, kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Çözüm yöntemi olarak bilgisayar programı aracılığıyla süreklilik, momentum ve enerji denklemleri doğrusallıştırılarak sonlu hacimler yöntemi ile çözümlenmiştir. Sonuçlar ise iki şekilde incelenmiştir. Birincisi saptırılmış kısa kanatlı kanalların düz kanallara göre kıyaslanması, ikincisi ise incelenen modellerdeki değişkenlerin etkilerinin araştırılmasıdır. Yapılan çalışmaların sonuçlarına göre düz kanatlı kanallarda ısı geçişi hemen hemen tek bir noktadaki vektörel hareketle oluşmuş ve bu hareket oluşurken ısıl sınır tabakanının oluşumunun etkisi olmuştur. Fakat birbirine girintili saptırılmış kısa kanatlı kanallarda ısıl sınır tabakalar geçilmeye çalışılmış ve yararlı alanlardan yüksek ölçüde yararlanılmaya çalışılıp ısıl sınır tabakanın gelişiminden maksimum derecede fayda edilmeye çalışılmıştır. Kanat gruplarının girintili olması sayesinde ısıl sınır tabakaların birleşmesi ve sürekliliği sağlanmıştır. Bunun sonucunda ısı geçişi arttırılmış, radyatör alanı azaltılarak kanat malzemesi daha az kullanılmıştır. Bu çalışmada ısı geçiş oranının artışı düz kanatlı kanallara göre %9-%37 arasında olmuştur.

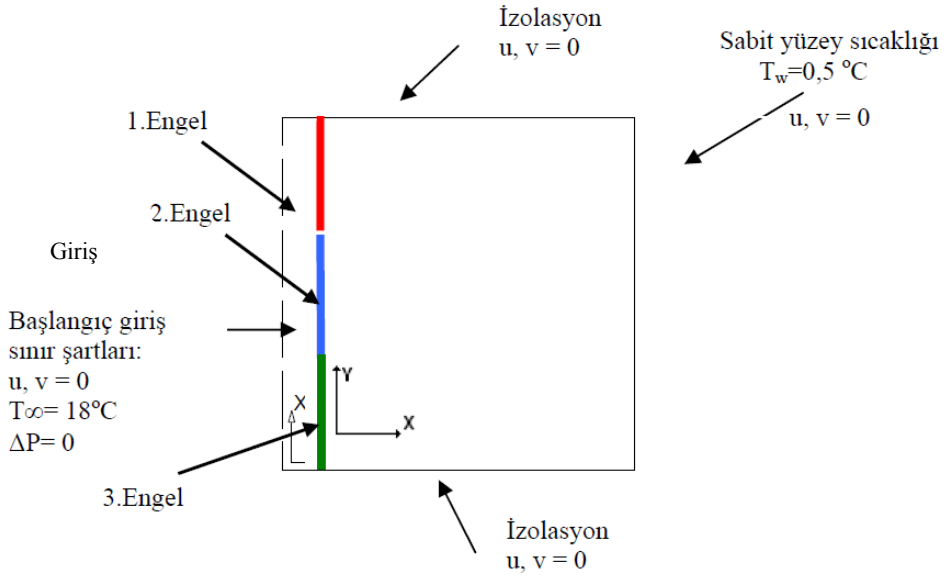
Hava debilerinde ise yine düz kanatlı kanallara göre %20-%40 arası bir azalma olmuştur (Demir, 2013).

Akkan (2006) yaptığı çalışmada bölümlendirilmiş kapalı bir sistemde doğal taşınım mekanizmasını anlamak için bu kapalı kavitenin sayısal incelemesini yapmıştır. Bu sayısal incelemeyi yaparken Boussnesq yaklaşımını kullanmıştır. Kapalı kavitenin sınır şartları ise şu şekildedir: Sıcak ve soğuk duvarlar sabit sıcaklıkta tutulmuş olup diğer duvarlar ise adyabatiktir. Bölümlendirilmemiş kavitede Ra sayısının değerlerinin doğal taşınım üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bölümlendirilmiş kapalı kavitede ise blokların uzunluğunun, blokların kalınlığının, blokların sayısının ve yerinin değişimiyle, Rayleigh sayısının doğal taşınım üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışma modelini oluşturan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri bilgisayar programı ile çözdürülmüştür. Gerekli sınır şartları verildikten sonra çözüm akım fonksiyonu ve sıcaklık eğrilerinin grafiği ile sunulmuştur. Yapılan çalışmadaki başka bir model ise türbülanslı modeldir. Bu model de standart k-€ modeli uygulanıp sonlu farklar methodu ile çözüm kararlı hale getirilmiştir. Modellerin çözümlemelerinden sonra sonuçlar hem iki, hem de üç boyutlu olmak üzere, ayrıca hem laminer, hem de türbülanslı akış için çeşitli grafiklerle sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar ise şu şekildedir: Blok uzunlukları arttıkça Nusselt sayısı ve ısı transferi artmaktadır. Gerek laminer akışta, gerekse türbülanslı akışta blok uzunluklarının değişimi ısı trasnferini yüksek ölçüde etkilemektedir. Blok uzunlukları arttıkça kavitede meydana gelen sirkülasyonlar artmakta, bu da ısıl sınır tabakayı incelttiği için doğal taşınımı arttırmakta, bu durumda da ısı transferi artmaktadır. Elde edilen bir başka sonuç ise blok kalınlıkları ile alakalıdır. Blok kalınlıklarının artması ile ısı transferi ve Nusselt sayısının değeri, çok fazla artmamaktadır. Bu durum blokların içindeki ana girdap akımına etki etmeyip sadece bloklar üzerindeki akımı arttırmaktadır. Bloklar arasındaki uzaklığı arttırmak ise Nu sayısını ve ısı transferini arttırmaktadır. Bloklar arası uzunluk kısa olduğunda laminer akımda kavitenin orta bölgesinde fazla hareketlilik yokken, bloklar arası uzunluklar arttıkça bu bölgelerde sirkülasyonlar oluşmaktadır. Bloklar arası uzunluklar çok fazla olduğunda ise başlangıçta görülen sirkülasyonlar yok olmaktadır. Türbülanslı akımlarda ise bu sirkülasyonlar duvara doğru genişlemektedir. Rayleigh sayısının artışındaki durumlarda ise Nusselt saysının ve ısı transferinin artışı oldukça fazladır. Düşük Rayleigh sayılarında iletimle ısı transfer mekanizmasının etkin olduğu görülmekte olup, Rayleigh sayısı arttıkça iletimle ısı

transfer mekanizması yerine taşınımla ısı transfer mekanizması etkin hale gelmeye başlamaktadır. Rayleigh sayısının artışıyla sirkülasyonlar duvar tarafına yönlenmektedir. Ayrıca Rayleigh sayısının artışıyla düşey hızlar artmakta ve Boussensq etkisinin de etkisiyle sirkülasyonlar çoğalmaktadır. Soğuk duvarlar tarafından çekilen ısının çoğu üst duvarlardan çekilip, sıcak duvarlardan gelen ısı üçüncü boyutun ortasına göre simetriktir. Blokların arasında kavitenin ortasında meydana gelen düşey hızlar aşağı yönlüdür. Üç boyutta türbülanslı çözümlemelerde de kavitenin ortasında aşağı yönlü düşey hızlar görülmekte olup Rayleigh sayısının artışıyla bu hızların da büyüdüğü gözlemlenmiştir. Üç boyutlu türbülanslı akışlarda da soğuk duvardan çekilen ısının yüksek miktarı üst duvardan çekilmiştir (Akkan, 2006).

Bir tarafı izotermal olarak ısıtılan ve bitişik duvardan izotermal olarak soğutulan eğimli kare bir muhafazadaki sabit doğal konvektif akış sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal olarak oluşturulan verilere dayanarak, eğim açısının akış alanı ve enerji aktarımı üzerindeki etkisi, tüm eğim açıları aralığı ($0°<\varphi<360$) dikkate alınarak, Ra değerlerinin 10^3 ila 10^7 arasında bulunduğu durumlar için araştırılırmıştır. Bitişik izotermal duvarların mevcudiyeti nedeniyle, belirli eğim açılarındaki muhafazalar ($\varphi= 0°$, 90°, 180° ve 270°) farklı doğal konveksiyon problemlerini temsil eder ve oldukça karmaşık sıvı akışı ve enerji taşıma mekanizmaları sergiler. Burada, daha yüksek Ra için 0° ile 90° arasındaki eğim açıları için akış alanının kararsız hale geldiği belirtilmiştir (Aydın vd., 2010).

Karakaya ve Durmuş (2010a) yaptıkları çalışmada başlangıçta kübik kapalı bir yüzeyin ön yüzeyinin dış ortama açılmasıyla içerideki hava akışından kaynaklı doğal taşınım mekanizması ile ısı transferinin sayısal yöntemle analizi üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmada arka yüzeyde soğutma sınır şartı varken alt ve üst yüzeyler adyabatiktir. Çalışmada dış ortama açılan yüzeye sırasıyla birinci, ikinci ve üçüncü engeller konularak ortamdaki ısı transfer geçişi laminer bölgede incelenmiş olup, bilgisayar programı ile yapılan analizler sonucu sıcaklık değişimi, hız vektörleri ve akım fonksiyonları olmak üzere 3 adet ana grafik sunulmuştur. Bunun yanında Nusselt sayısının zamana göre değişimi de elde edilmiştir. Karakaya ve Durmuş (2010a)'un çalışmasında incelenen geometrik Şekil 2.1'de gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Sayısal çözüm için uygulanan sınır ve başlangıç şartları (Karakaya & Durmuş, 2010a).

3.engelin sistem üzerindeki etkisi çok daha az olup, bu engelin konulması durumunda sistem daha geç rejime ulaşmıştır (Karakaya & Durmuş, 2010a). Çünkü 3.tip engel sıcaklık ve hız değişimi üzerinde çok daha fazla etkiye sahiptir. Bunun sebebi de yerleşmiş olduğu konumdur. Yoğunluk farkının oluşmasını konumu itibariyle diğer engellere göre daha fazla etkilemektedir. Diğer engellerin etkisi ise hemen hemen engelsiz durumdaki ısı transferi ve sıcaklık değişimi ile aynıdır. Elde edilen bir diğer sonuç da ortalama Nusselt sayılarındaki değişimdir. Elde edilen ortalama sıcaklık ve hız değişimi 3.tip engelde daha azdır. Bu da 3.tipteki engel durumunda ısı transferinin, sistem içindeki diğer tipteki engellerin durumuna ve engelsiz duruma göre daha az olduğunu göstermektedir (Karakaya & Durmuş, 2010a).

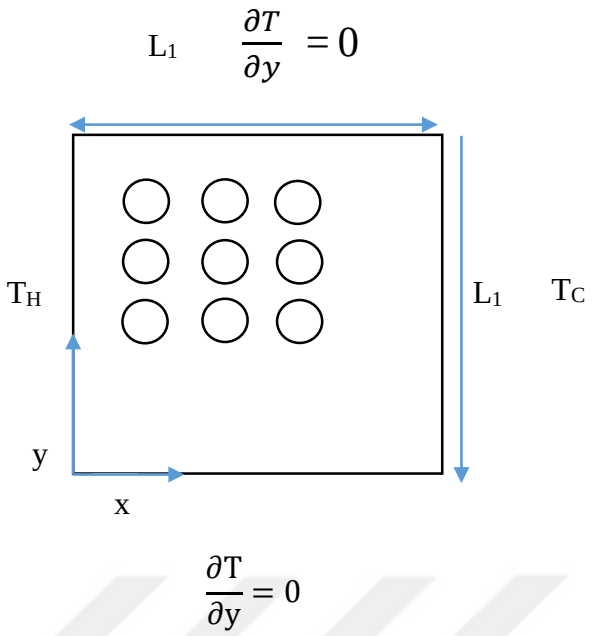
Karakaya & Durmuş (2010b) yaptıkları çalışmada başlangıç aşamasında kapalı olan kübik bir sistemin ön tarafının ortama açılmasıyla arka yüzeyden soğutularak laminer akışta doğal taşınımla ısı transfer mekanizmasının deneysel ve sayısal yöntemle inceleyip bunları birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Sayısal çalışma paket program yöntemiyle çözdürülmüştür. Deneysel çalışmada da doğal taşınımla ısı transferini sağlatabilmek için şartlandırma odası kullanılmıştır. Kullanılan şartlandırma odası, deney düzeneğinin giriş ağzı tarafına konumlandırılmıştır. Çalışma sonuçları akım fonksiyonu,

sıcaklık değişimi ve hız vektör grafikleri ile sunulmuş olup, bunun yanı sıra deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda Nusselt sayısının zamana bağlı değişimi bulunmuştur. Çalışma sonucunda ise şu sonuçlara varılmıştır: Sisteme giren akışkan dış ortama açılan giriş kısmının alt yüzeyinden girip, akışkan hacminin çeşitli yerlerinde ikincil ve dönmeli akışlar oluşturup sistemi giriş kısmının üst bölgesinden terk etmektedir. Bu akım hareketi de sıcaklık değişiminden kaynaklı yoğunluk farkından kaynaklanır ve hareket literatürde Boussnesq yaklaşımı ile modellenir. Bu sistemin içinde bazı bölgelerde zaman ilerledikçe ikincil ve dönmeli akışlar oluşmaktadır. Arkadaki yüzey soğutulduğunda, arka yüzeyin ön kısmındaki boşlukta dönmeli akış oluşmakta olup, bu dönmeli akış hacminin dışında kalan kısımda ise akışkan alt kısımdan girip sistemi üst kısımdaki boşluktan terk etmektedir. Genel kanı olarak dönmeli akışların soğutulan yüzeyin ön kısmında oluştuğu sonucuna varılmıştır. Bu durumda boşluğun en arka yüzeyinde vorteks akışlarının oluşması, sistemin kararlı rejime ulaşmasını zorlaştıracak durum olarak düşünülenebilinir ve bu da kararlı rejime ulaşılacak süreyi uzatmaktadır (Karakaya & Durmuş, 2010b).

BÖLÜM 3

KURAMSAL BİLGİLER

Isı transferi ve akışkanların davranışı hakkında literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların amaçları sistemdeki ısı transferlerini incelemek ve bu akışkanların hareket mekanizmasını anlamak üzerinedir. Bu çalışmada içerisinde sabit sıcaklıkta birden fazla cisim bulunduran kapalı bir sistemde ısı transferi incelenmiştir. Sayısal yöntemlerle bu mekanizma incelenip sonuçlar boyutsuz Rayleigh sayısı ve Nusselt sayıları ile sunulmuştur. Kullanılan akışkan sabit termofiziksel özelliklere sahip ve Newtonien bir akışkan olan havadır. Çalışma iki boyutlu bir akış problemi olarak kabul edilip Boussinesq yaklaşımı ile çözümlenmiştir. Çalışma incelenen sistem üzerinde doğal taşınım mekanizmasını araştırmak ve bu mekanizmanın ısı transferini nasıl etkilediğini görmek için yapılmıştır. Kapalı sistemin alt ve üst sınırları tamamen yalıtılmış olup adyabatiktir. Diğer taraftan kapalı sistemin bir kenarı sıcak kenar olarak belirlenmişken diğer kenarı soğuk kenar olarak belirlenmiştir. Kapalı kavitenin içinde toplam da 9 tane dairesel cisim vardır. Sistemle ilgili şematik gösterim Şekil 3.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Kapalı sistemin şematik gösterimi.

Kapalı sistemde ısı ve akış analizi yapılmadan önce kodun doğruluğu test edilmiştir. Bunun için öncelikle doğrulama yapılan çalışmayla ilgili bilgiler verilmektedir. Doğrulama çalışması için kullanılan çalışma Öztop, Fu, Yu and Wei (2011) nin kare bir boşluğa yerleştirilmiş hava dolu tüpteki eşlenik doğal konveksiyon isimli çalışmasıdır. Bu çalışmada, içine akışkan ile doldurulmuş bir tüp yerleştirilmiş kare boşluktaki kaldırma kuvvetleri nedeniyle akışkanlar mekaniği ve ısı transferinin sayısal analizleri kontrol hacmi yöntemi kullanılarak yapılmıştır (Öztop vd., 2011). Boşluğun sol yüzeyi izotermal olarak yüksek sıcaklıkta, sağ yüzeyi ise düşük sıcaklıkta olup üst ve alt yüzeyler adyabatiktir. Kare boşluğa hava ile dolu dairesel bir tüp yerleştirilmiştir. Tüpün içinin ve dışının aynı akışkan (hava) ile doldurulması durumu incelenmiştir. Tüp duvarı olarak çeşitli katı malzemeler seçilmiştir. Farklı Rayleigh sayıları (Ra=10^4,10^5 ve 10^6), akışkanın boru duvarına termal iletkenlik oranı (k=0,1, 1 ve 10) ve borunun farklı konum merkezleri (c (0,25≤x≤0,75), (0.25≤y≤0.75)) için sonuçlar elde edilmiştir. Bir kavitedeki doğal taşınım için kıyaslama çözümleriyle karşılaştırma yapılıp ve sayısal sonuçların kabul edilebilir bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Rayleigh sayısı ile birlikte tüp merkezinin farklı konumunun akış ve ısı transferi üzerinde etkiye sahip olduğu

görülmüştür. İlgili çalışmanın sonuçları ise şu şekildedir: Farklı ısıl iletkenlik oranları k, c (x=0.5, y=0.5) ve Ra=10^4, 10^5 ve 10^6 değerlerinde, akım çizgileri üzerinde çok büyük bir etkiye sahip değildir. Maksimum ısı transferi, boru boşluğun ortasına yerleştirildiğinde oluşmuştur. Ancak Ra sayısının artması ısı transferini arttırmış olup en iyi ısı transferi, incelenen diğer parametreler arasında c (x=0.5, y=0.5), k=10 ve Ra=10^6 için gerçekleşmiştir. Boru sınırlara yakın yerleştirildiğinde hava sirkülasyonu artar ve bu, borunun içinde konveksiyonun güçlendiği anlamına gelir (Öztop vd., 2011). Tezin doğruluğu için yapılan çalışmada bulunan ortalama Nu sayıları, Ra sayısının 10^4,10^5,10^6 değerleri için Öztop'un çalışmasıyla (Öztop vd., 2011) karşılaştırılmış ve ilgili değerler Çizelge 3.1'de sunulmuştur. Çizelge 3.1'de sunulan değerler akışkanın boru duvarına termal iletkenlik oranının 1 ve tüpün merkezde olduğu durum için geçerlidir.

Çizelge 3.1. Ra = 10^4, 10^5, 10^6 değerleri için Nu sayıları doğrulama değerleri (Öztop vd., 2011).

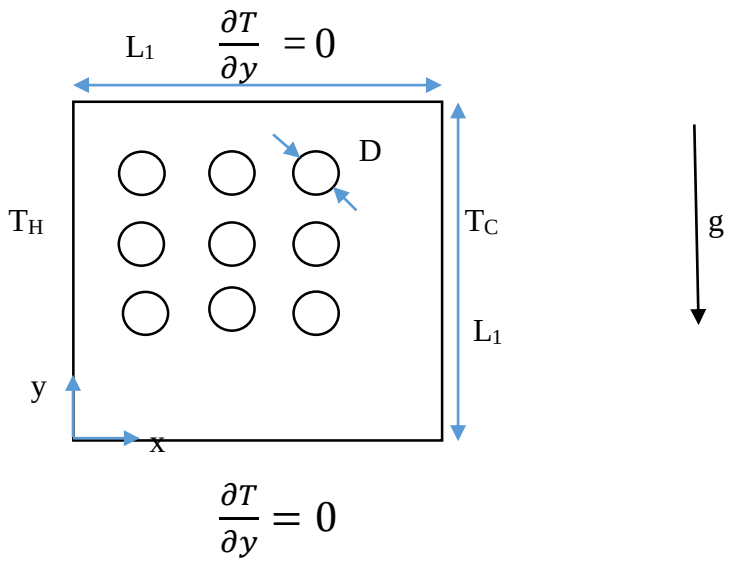
Ra	$\overline{Nu}$	$\overline{Nu}$ (Öztop vd,2011)
10^4	1.94456	1.87
10^5	4.49289	4.37
10^6	8.79356	8.66

Ortalama Nu değerindeki sapma Ra =10^4 için %3,98; Ra =10^5 için %2,81; Ra =10^6 için %1,54'dür. Bu değerlerdeki sapmalar kabul edilebilinir sınırlar dahilindedir. Böylece Ra değerlerine (10^4, 10^5, 10^6) karşılık gelen ortalama Nu değerleri için kodun doğruluğu test edilmiştir.

BÖLÜM 4

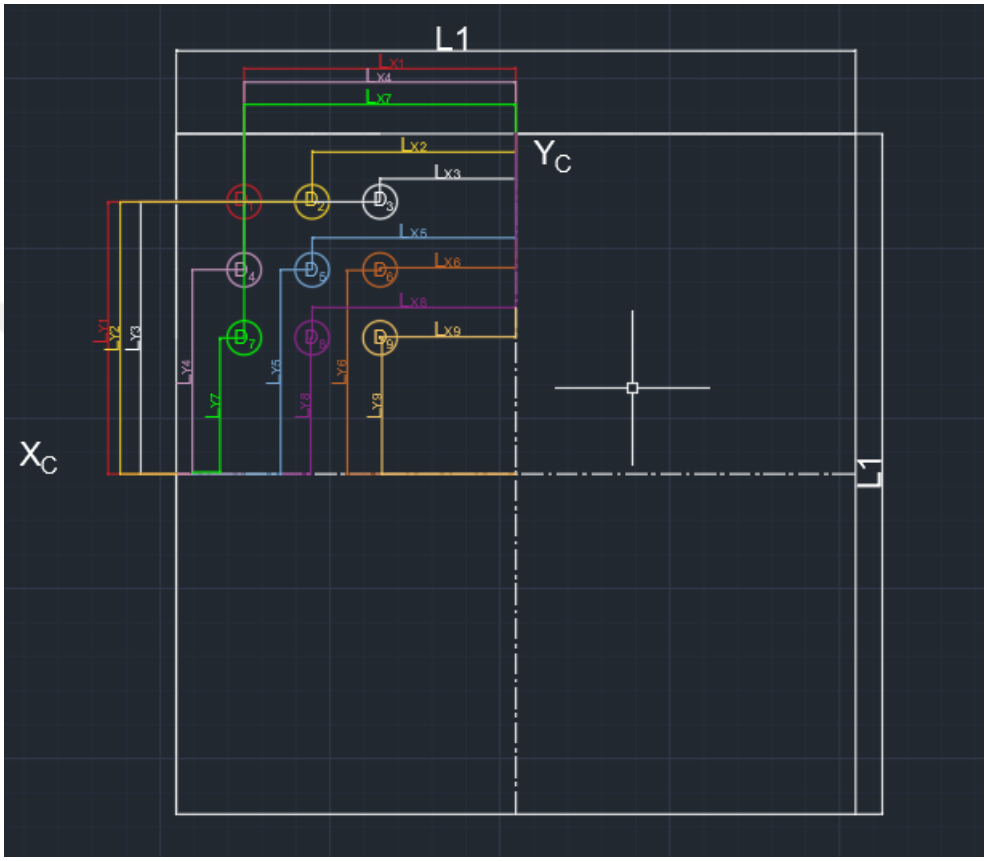
MATERYAL VE METOD

Bu çalışmada incelenen geometri Şekil 4.1'de gösterilmiş olup kapalı sistemin yan yüzeylerinden biri soğuk diğeri sıcak izotermal yan yüzeyler olup alt ve üst yüzeyleri adyabatiktir. Kapalı ortamın içerisinde toplam 9 tane silindirik izotermal eleman bulunmaktadır. Burada D değeri her bir silindirik izotermal elemanın çap değerini belirtmektedir.



Şekil 4.1. İçerisinde birden fazla silindirik cisim bulunduran kare kesitli kapalı ortam.

Aşağıdaki Şekil 4.2'de de çeşitli parametrelerin sembolik ifadeleri verilmiştir.



Şekil 4.2. Kapalı sistem içindeki silindirik geometrik şekillere ait sembolik parametrelerinin gösterimi.

Silindirik cisimlerin geometrik parametrelerinin tanımlanması Çizelge 4.1'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.1. Silindirik cisimlerin geometrik parametreleri.

Sembol	**Açıklaması**	**Sembol**	**Açıklaması**
D_1	1 numaralı dairenin çapı	L_{Y5}	5 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı
L_{X1}	1 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı	D_6	6 numaralı dairenin çapı
L_{Y1}	1 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı	L_{X6}	6 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı
D_2	2 numaralı dairenin çapı	L_{Y6}	6 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı
L_{X2}	2 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı	D_7	7 numaralı dairenin çapı
L_{Y2}	2 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı	L_{X7}	7 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı
D_3	3 numaralı dairenin çapı	L_{Y7}	7 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı
L_{X3}	3 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı	D_8	8 numaralı dairenin çapı
L_{Y3}	3 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı	L_{X8}	8 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı
D_4	4 numaralı dairenin çapı	L_{Y8}	8 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı
L_{X4}	4 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı	D_9	9 numaralı dairenin çapı
L_{Y4}	4 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı	L_{X9}	9 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı
D_5	5 numaralı dairenin çapı	L_{Y9}	9 numaralı dairenin y eksenine uzaklığı
L_{X5}	5 numaralı dairenin x eksenine uzaklığı	-	-

Tezde Boussinesq yaklaşımı altında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılmış olup, analizler Newtonien, sıkıştırılamaz ve sabit termofiziksel özelliklere sahip akışkan için daimi ve iki boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Söz konusu denklemler ve ilgili sınır şartları Eşitlik (4.1) - (4.23)'de verilmektedir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{4.1}$$

Momentum denklemleri :

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{4.2}$$

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) + \rho g\beta(T - T_c) \tag{4.3}$$

Enerji denklemi :

$$\rho c_p\left(u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y}\right) = k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \tag{4.4}$$

İçerideki cisimlerin yüzey sıcaklık şartı:

$$T_{cisim,yüzey} = T_H \tag{4.5}$$

Sınır şartları :

$$x = 0, \quad 0 \le y \le L_1 \qquad u = 0, v = 0, T = T_H \tag{4.6}$$

$$\mathrm{x} = L_1, \quad 0 \le y \le L_1 \qquad u = 0, v = 0, T = T_C \tag{4.7}$$

$$y = 0, \quad 0 \le x \le L_1 \qquad u = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \tag{4.8}$$

$$y = L_1, \quad 0 \le x \le L_1 \qquad u = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \tag{4.9}$$

Yukarıda belirtilmiş olan süreklilik, momentum ve enerji denklemlerindeki bileşenler çözüm kolaylığı için boyutsuz değişkenler kullanılarak boyutsuzlaştırılmış ve denklemler Rayleigh ve Prandtl boyutsuz sayılarına bağlı olarak ifade edilmiştir. Enerji denkleminde ki viskoz olmayan terimler ihmal edilmiştir.

$$x^* = \frac{x}{L_1}, y^* = \frac{y}{L_1}, D^* = \frac{D}{L_1}, u^* = \frac{u}{\frac{\alpha}{L_1}}, v^* = \frac{v}{\frac{\alpha}{L_1}}, p^* = \frac{{L^2}_1 p}{\rho\alpha^2} \tag{4.10a}$$

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} \tag{4.10b}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \tag{4.11}$$

$$Ra = \frac{g\beta {L^3}_1 \Delta T}{\nu\alpha} \tag{4.12}$$

Burada u^* ve v^* boyutsuz hız bileşenlerini, p^* da boyutsuz basıncını temsil eder. θ boyutsuz sıcaklığı, g yerçekimi ivmesini ΔT izotermal duvarların sıcaklık farkını, β akışkanın ısıl genleşme katsayısını, ν akışkanın kinematik viskozitesini, α akışkanın ısıl yayılım katsayısını ve ρ da akışkanın yoğunluğunu ifade etmektedir. Boyutsuzlaştırılmış denklem ve sınır şartları Eşitlik (12)-(19)'da verilmiştir.

Temel denklemlerin boyutsuz halleri:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \tag{4.13}$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \Pr\left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial {x^*}^2} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial {y^*}^2}\right) \tag{4.14}$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \Pr\left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial {x^*}^2} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial {y^*}^2}\right) + RaPr\theta \tag{4.15}$$

$$u^* \frac{\partial \theta}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \theta}{\partial y^*} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \tag{4.16}$$

$$\theta_{cisim,yüzey} = 1 \tag{4.17}$$

Boyutsuz sınır şartları:

$$x^* = 0, \quad 0 \le y^* \le 1 \qquad u^* = 0, v^* = 0, \theta = 1 \tag{4.18}$$

$$x^* = 1, \quad 0 \le y^* \le 1 \qquad u^* = 0, v^* = 0, \theta = 0 \tag{4.19}$$

$$y^* = 0, \quad 0 \le x^* \le 1 \qquad u^* = 0, v^* = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y^*} = 0 \tag{4.20}$$

$$y^* = 1, \quad 0 \le x^* \le 1 \qquad u^* = 0, v^* = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y^*} = 0 \tag{4.21}$$

Sıcak yüzey boyunca yerel Nusselt sayısı Eşitlik (20)'de verilmektedir.

$$Nu = -\frac{\partial \theta}{\partial x^*}\Big|_{x^*=0} \tag{4.22}$$

Sıcak yüzey boyunca ortalama Nusselt sayısı Eşitlik (21)'de verilmektedir.

$$\overline{Nu} = \int_{y^*=0}^{y^*=1} Nu dy^* \tag{4.23}$$

Tezdeki moldelin oluşturulmasında Susantez' (Susantez, Kahveci ve Çalışkan, 2017)'in çalışmasından esinlenilmiş ve temel denklemlerin eldesinde söz konusu çalışma referans alınmıştır. Bu temel denklemlerin boyutsuz halleri Comsol Multiphysics 4.3 sonlu elemanlar ve simülasyon programında çözdürülmüş ve gerekli bulgulara ulaşılmıştır.

BÖLÜM 5

BULGULAR

Analizlere başlamadan önce çalışmadaki mesh eleman sayısını optimize etmek için farklı değerdeki mesh eleman sayılarında program çalıştırılmıştır. Bu mesh değerlerini program otomatik olarak atamıştır. Fakat çözüm hassasiyetini arttırmak amacıyla tekrardan programın atadığı meshler daha da sıkılaştırılarak çözüm meshden bağımsız hale getirilmiştir. Meshten bağımsız hale getirmek için tezde mesh ağları üzerindeki çalışma nokta, sınır ve alan üzerinde çalışılarak gerçekleştirilmiştir. Mesh eleman yapısı serbest üçgenlerden oluşmaktadır. Serbest üçgen bölgesi de kendi içinde 3 farklı mesh bölgesinde analiz ettirilmiştir. Bir önceki satırda geçen 3 farklı mesh bölgesi bu serbest üçgen mesh bölgesi ile ilgilidir. Serbest üçgen bölgesindeki 3 farklı mesh bölgesi ise nokta mesleri, sınır meshleri, alan meshi olarak adlandırılır. En düşük mesh kalitesinden en yüksek mesh kalitesine sıralı olarak çalışmalar yapılmıştır. Programda sıralı olarak en düşük kaliteli meshden en yüksek kaliteli meshe sıralama şu şekildedir: "Extremely coarse", "extra coarse", "coarser", "coarse", "fine", "normal", "finer", "extra fine", "extremely fine". Her bir mesh çalışmasında sıcak duvardaki ortalama Nusselt sayısı elde edilmiş ve çalışma meshden bağımsız hale getirilmeye çalışılmıştır. Meshden bağımsızlığın elde edilmiş olmasına rağmen, daha hassas çözümün elde edilebilmesi amacıyla, bu çalışmalardan sonra "fine" mesh değerinde mesh boyutları manuel olarak sıkılaştırılmış ve "free triangular" da nokta meshleri, sınır mesh değerleri, alan mesh değerleri otomatik ve manuel olarak değiştirilip her bir çalışmada ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir. Elde edilen ortalama Nusselt sayıları ilk önce Ra sayısının 10^4 değeri için sunulmuştur. Çizelge 5.1- 5.9 içerisinde izotermal cisimler bulunan kapalı bir sistemin alt ve üst duvarlarının adyabatik olması, sol duvarın sıcak duvar olması sağ duvarın ise soğuk duvar olması durumu için incelenmiştir. Mesh analizi için yapılan çalışmada silindirik

cisimlerin boyutsuz çap değerleri 0.0125, 0.025 ve 0.05'dir. Bu çalışmadaki mesh verileri ile ilgili çizelgeler şu şekilde sunulmuştur.

Çizelge 5.1. 21726 eleman sayısı ("Extremely coarse" mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.22	0.07	1.4	0.92850
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.2. 26218 eleman sayısı ("Extra coarse" mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.13	0.05	1.3	0.92922
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.3. 31058 eleman sayısı ("Coarser" mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.087	0.04	1.25	0.9305
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.4. 36030 eleman sayısı ("Coarse" mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.067	0.03	1.2	0.9311
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.5. 63654 eleman sayısı (“Normal” mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.045	0.02	1.15	0.93223
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.6. 52674 eleman sayısı (“Fine” mesh) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.035	0.01	1.13	0.93266
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.7. 65838 eleman sayısı (“Finer” mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.028	0.004	1.1	0.93321
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.8. 80026 eleman sayısı (“Extra fine” mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.013	0.0015	1.08	0.93359
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çizelge 5.9. 118562 eleman sayısı (“Extremely fine” mesh değeri) için 10^4 Ra sayısında elde edilen veriler.

	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	Ortalama Nusselt Sayısı
Boyut	0.0067	2.0E-4	1.05	0.93400
Serbest üçgen büyüklükleri	Maksimum element boyutu	Minimum element boyutu	Maksimum element büyüme oranı	
Nokta Mesh 1	0.01/6	(2.0E-5)/6	1.1	
Sınır Mesh 2	0.02/6	(7.5E-5)/6	1.2	
Alan Mesh	0.067/2	(3.0E-4)/2	1.3	

Çözüm hassasiyetini daha da arttırmak amacıyla “finer” mesh değerinde serbest üçgen büyüklükleri de manuel olarak arttırılıp çözüm meshden bağımsız hale getirilmiştir.

Çizelge 5. 10. 10^4 Ra sayısı için özet mesh tablosu

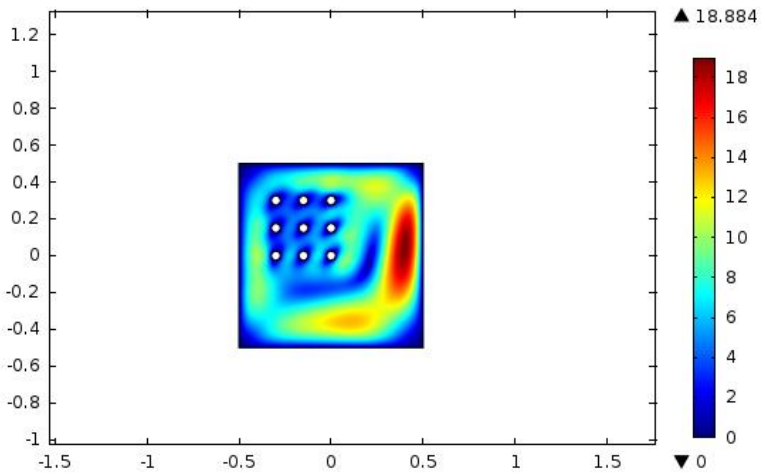
Mesh Tipi	$\overline{Nu}$	***Eleman Sayısı***
EXTREMELY COARSE	0.92850	21726
EXTRA CORSE	0.92922	26218
COARSER	0.9305	31058
COARSE	0.9311	36030
NORMAL	0.93223	63654
FİNE	0.93266	52674
FİNER	0.93321	65838
EXTRA FİNE	0.93359	80026
EXTREMLY FİNE	0.93400	118562
1	0.93223	46770
2	0.93259	54704
3	0.93260	46770
4	0.93290	63654
5	0.93313	74740
6	0.93337	85516
7	0.93352	97216
8	0.93336	111324

9	0.93380	126560
10	0.93389	143080
11	0.93396	161648
12	0.93405	181054
13	0.93422	223962
14	0.93414	224450
15	0.93419	247426
16	0.93422	272014
17	0.93436	334118
18	0.93427	326000
19	0.93430	353746
20	0.93432	384180
21	0.93439	531274
22	0.93440	575904
23	0.93437	482114
24	0.93445	590630
25	0.93439	554628
26	0.93441	593454
27	0.93442	632238
28	0.93446	878810
29	0.93443	714730
30	0.93444	757194
31	0.93449	1060710
32	0.93445	847328
33	0.93446	894004
34	0.93450	1250668
35	0.93450	1316706
36	0.93450	1384228

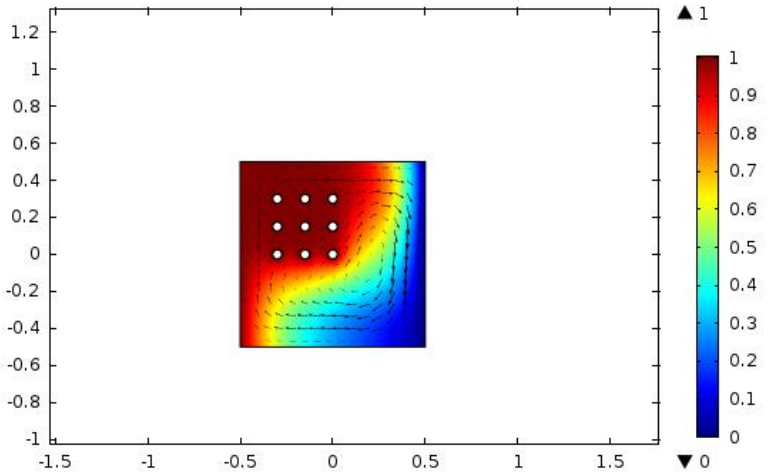
Manuel olarak ayarlanan 34, 35 ve 36 numaralı mesh tiplerinde elde edilen ortalama Nusselt değeri 0,93450 üç defa tekrarlandığı için uygulanan değerler çalışmayı meshten bağımsız kılmıştır ve yeterli mesh kalitesine ulaşılmıştır.

Çalışma mesh değerlerinden bağımsız hale getirildikten sonra sırasıyla 10^4,10^5 ve 10^6 Ra değerlerinde sıcak duvardaki ortalama Nu değerleri bulunmuştur. Çizelge 5.1 – 5.10' daki geometrik durum içerisinde izotermal silindirik cisimler bulunan, alt ve üst duvarları adyabatik, sol duvarı sıcak, sağ duvarı ise soğuk duvar olan kapalı bir sistem için ele alınmıştır. Daha sonra her bir Ra değeri için Şekil 4.1'deki kapalı sistemin içindeki

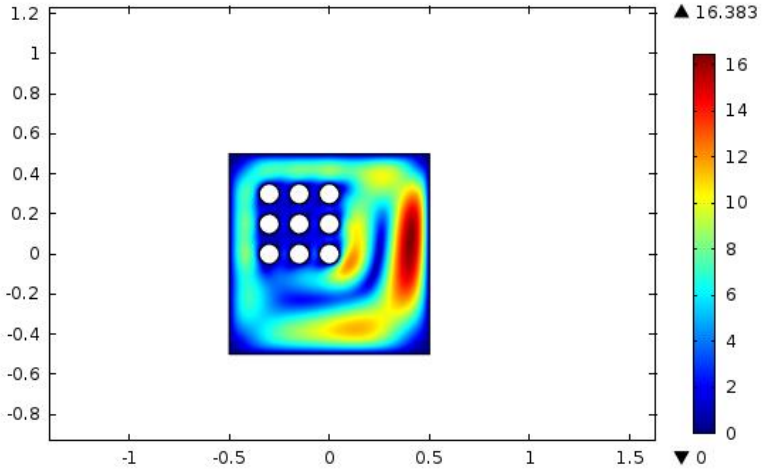
çemberlerin çapları iki kat arttırılmış ve bu durumda sıcak duvardaki ortalama Nu değeri hesaplatılmıştır. Diğer bir aşamada ise bu sefer kapalı sistemin içindeki çemberlerin çapları yarısı kadar küçültülüp bu durumdaki ortalama Nu değeri hesaplatılmıştır. Çemberlerin çaplarının normal, iki kat büyük olma ve yarısı kadar küçültülmüş olma durumlarının her birinin kendi içinde de öncelikle sadece ilk satırdaki üç çemberin çaplarının büyütülmesi, sonra sadece ikinci satırdaki çemberlerin çaplarının büyütülmesi, en sonda sadece üçüncü satırdaki çemberlerin çaplarının iki kat büyütülmesi durumunda sıcak duvardaki ortalama Nu değeri hesaplatılmıştır. Yine aynı biçimde her bir Ra sayısı değeri içinde yalnızca birinci sütundaki çemberlerin çaplarının iki kat arttırılması, yalnızca ikinci sütundaki çemberlerin çaplarının iki kat arttırılması ve sadece üçüncü sütundaki çemberlerin çaplarının iki kat arttırılması durumu için ayrı ayrı ortalama Nu değerleri hesaplatılmıştır. Aynı şekilde her bir Ra sayısının kendi içinde ayrı ayrı sadece birinci satırın çemberlerinin çaplarının yarıya düşürülmüş hali, sadece ikinci satırdaki çemberlerin çaplarının yarıya düşürülmüş hali ve sadece üçüncü satırdaki çemberlerin çaplarının yarıya düşürülmüş hali için ayrı ayrı sıcak duvardaki ortalama Nu değerleri hesaplatılmıştır. Aynı biçimde sadece birinci sütundaki çemberlerin çaplarının yarıya düşürülmesi durumu, sadece ikinci sütundaki çemberlerin çaplarının yarıya düşürülme durumu ve sadece üçüncü sütundaki çemberlerin çaplarının yarıya düşürülme durumu için ayrı ayrı sıcak duvardaki ortalama Nu değeri hesaplatılmıştır. En son aşamada ise 10^4,10^5 ve 10^6 Ra sayıları için çemberler arasındaki mesafe iki katına çıkartılıp her bir Ra sayısı için sıcak duvardaki ortalama Nu değeri ayrı ayrı hesaplatılmıştır. Yapılan çalışmadan elde edilen bulgular sıcaklık ve hız alanları olarak Şekil 5.1 – 5.96'da gösterilmiştir.



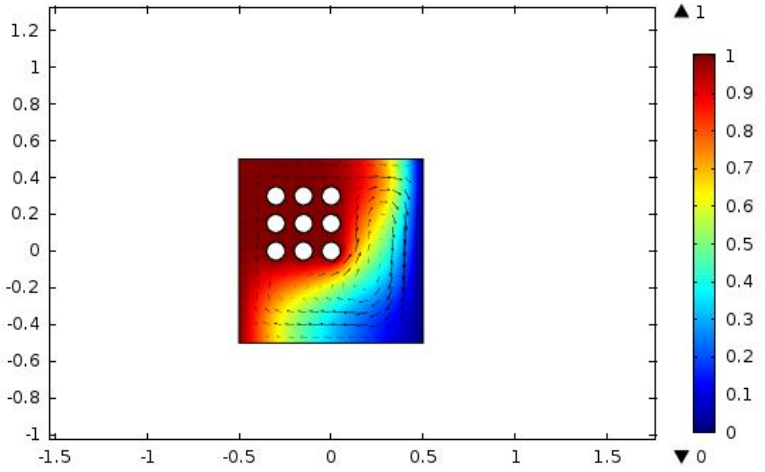
Şekil 5.1. Ra=10^4 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



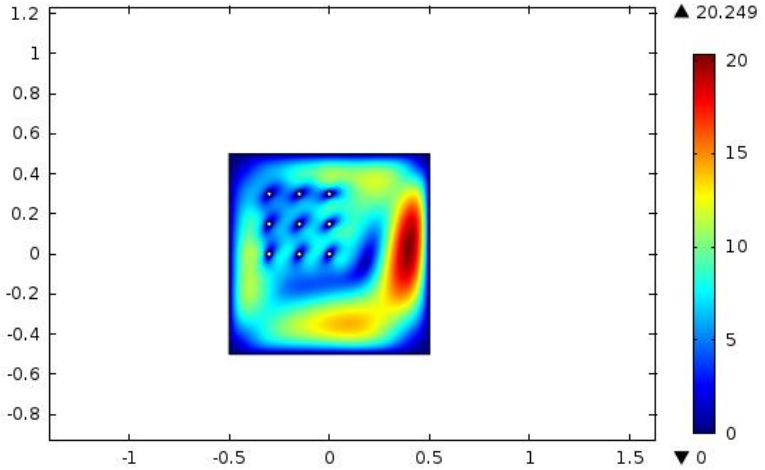
Şekil 5.2. Ra=10^4 D^*=0.025 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



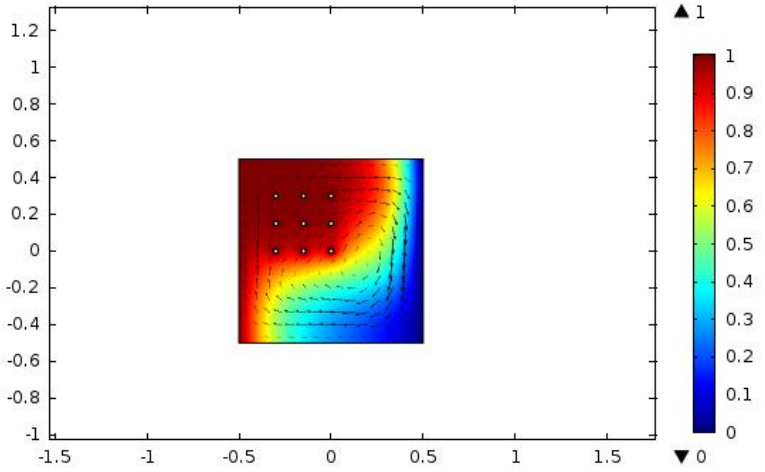
Şekil 5.3. Ra=10^4 ve D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



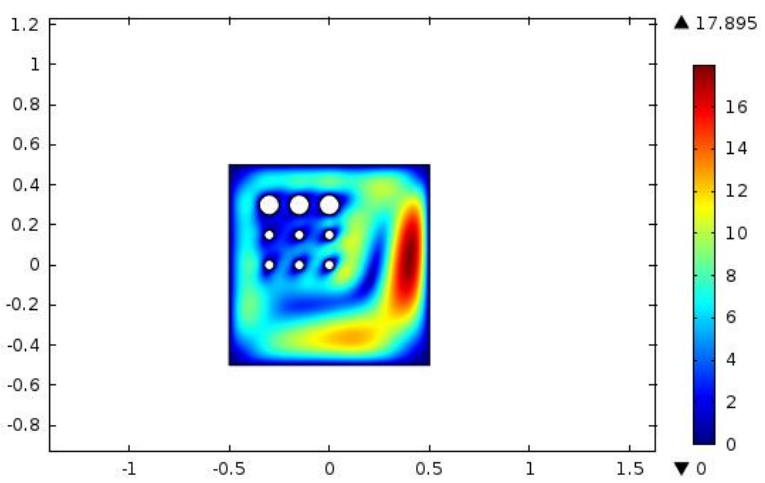
Şekil 5.4. Ra=10^4 ve D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



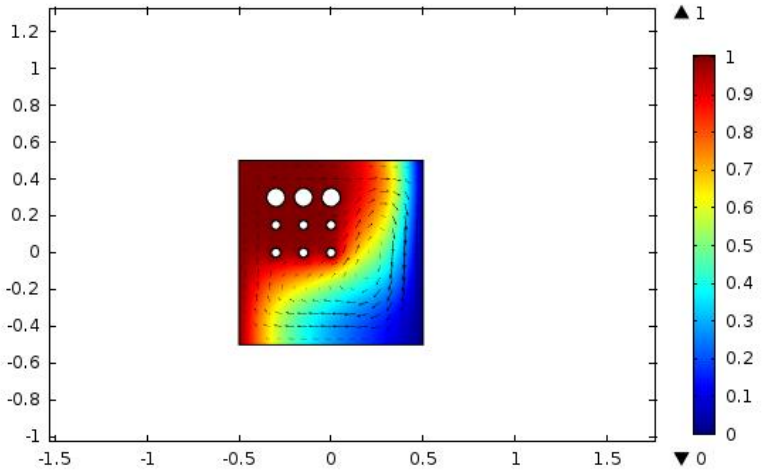
Şekil 5.5. Ra=10^4 ve D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



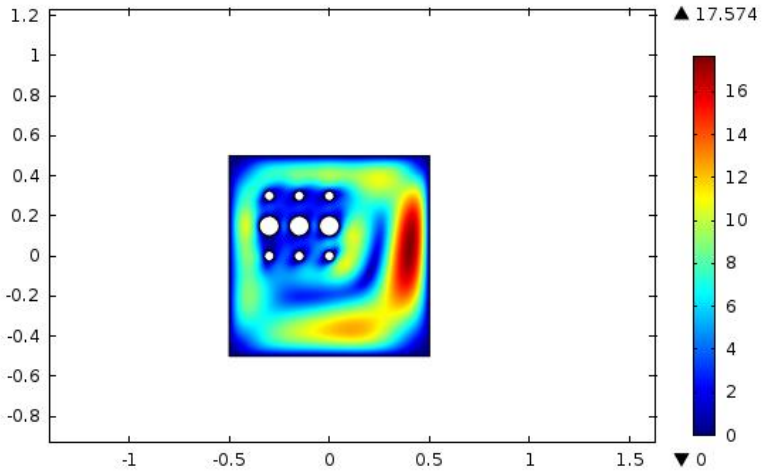
Şekil 5.6. Ra=10^4 ve D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



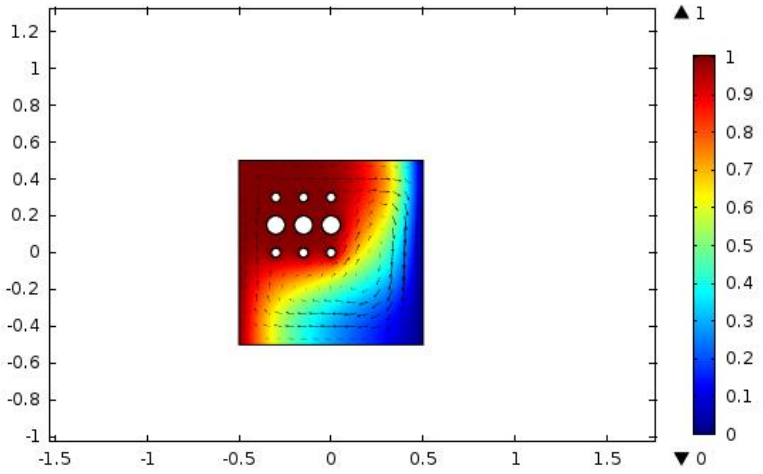
Şekil 5.7. Ra=10^4 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



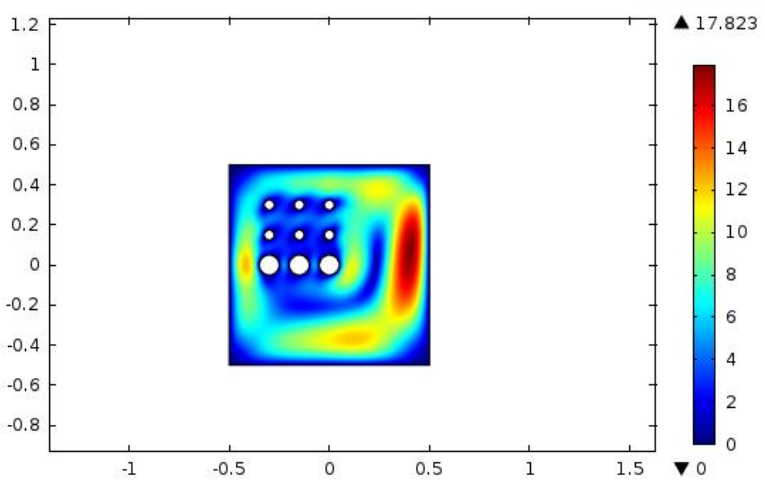
Şekil 5.8. Ra=10^4 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



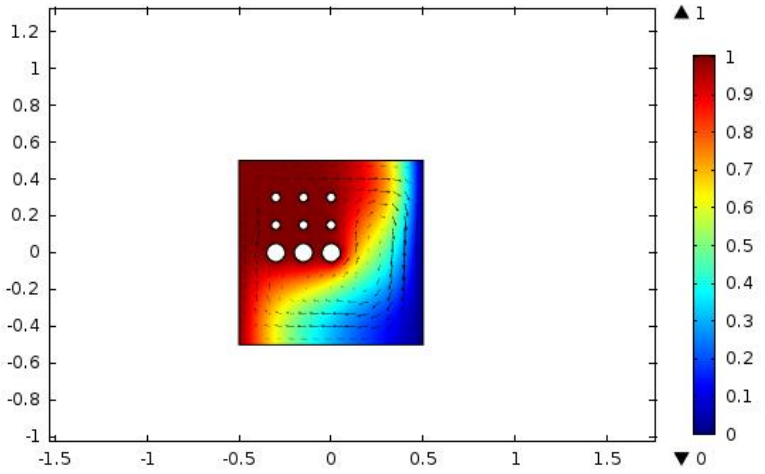
Şekil 5.9. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



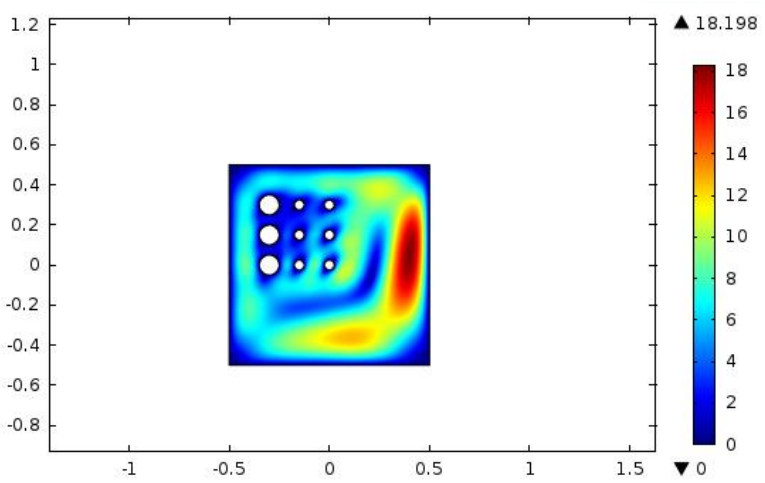
Şekil 5.10. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



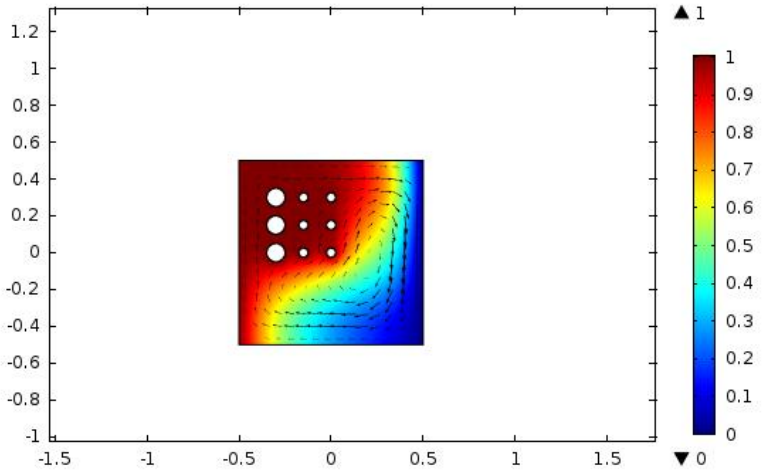
Şekil 5.11. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırda ki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



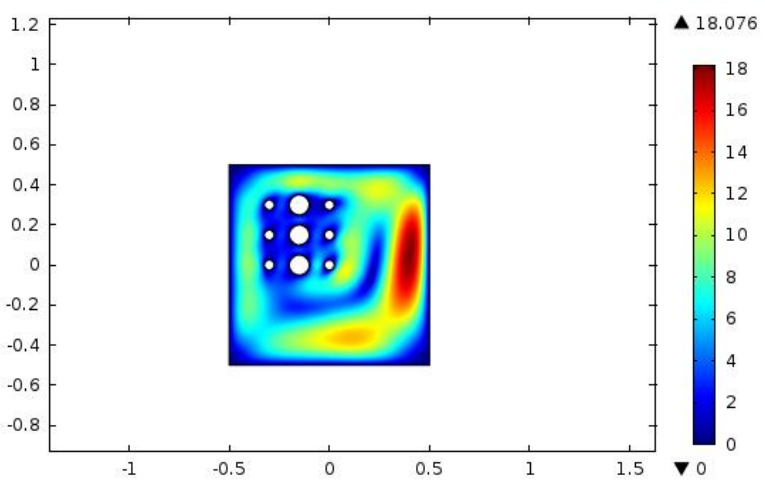
Şekil 5.12. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



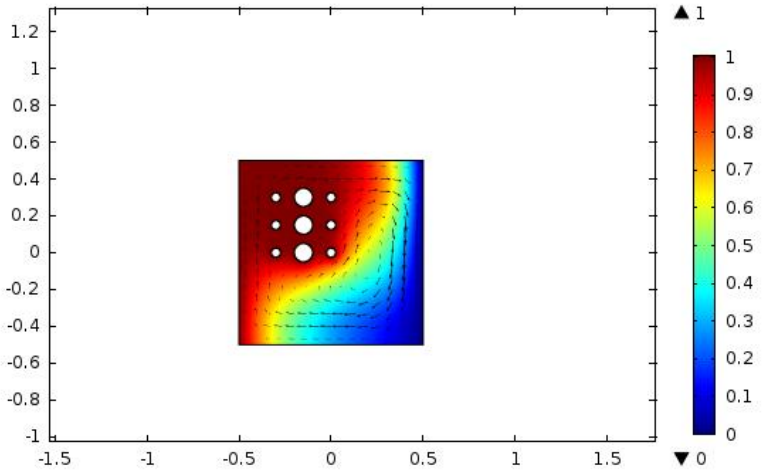
Şekil 5.13. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



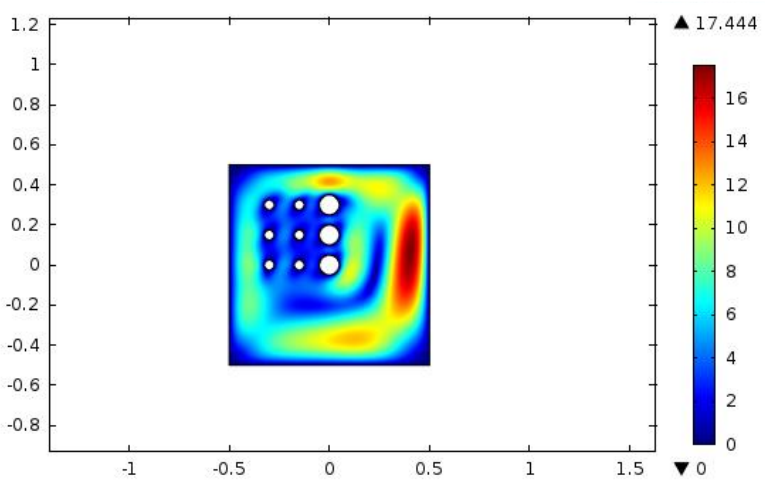
Şekil 5.14. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



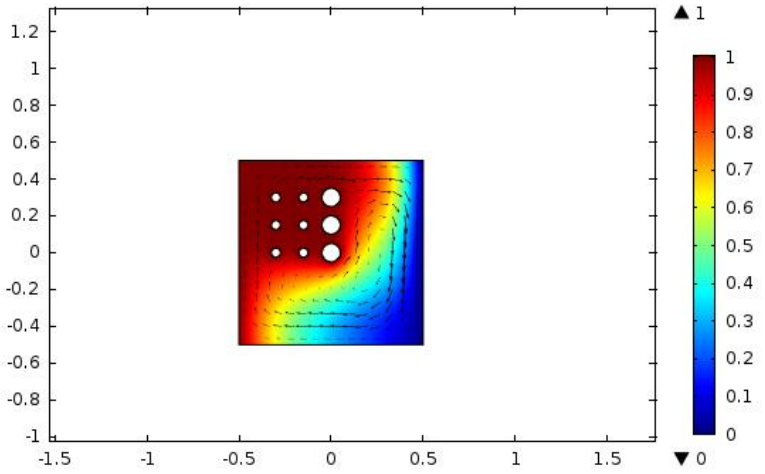
Şekil 5.15. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



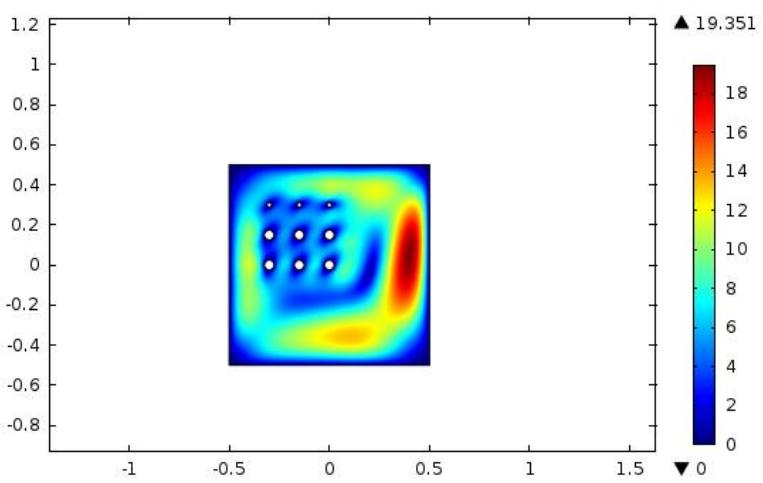
Şekil 5.16. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



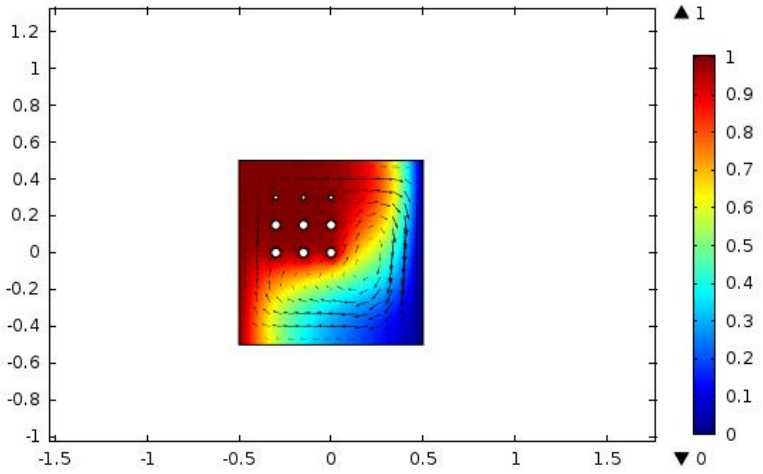
Şekil 5.17. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



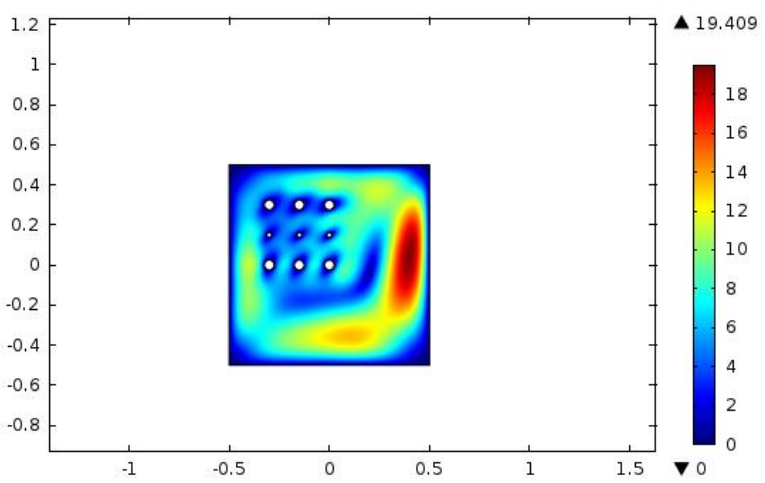
Şekil 5.18. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



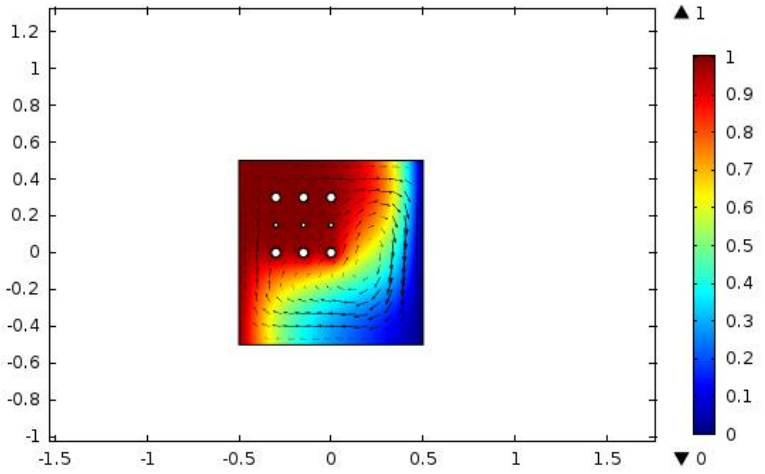
Şekil 5.19. Ra=10^4 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



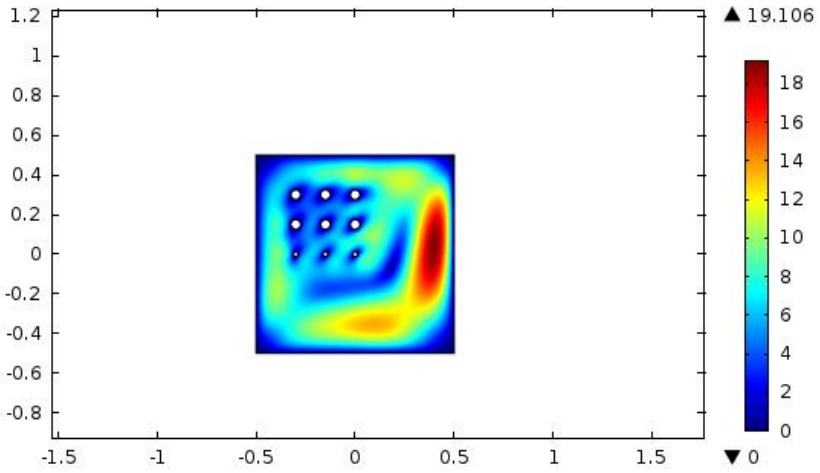
Şekil 5.20. Ra=10^4 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



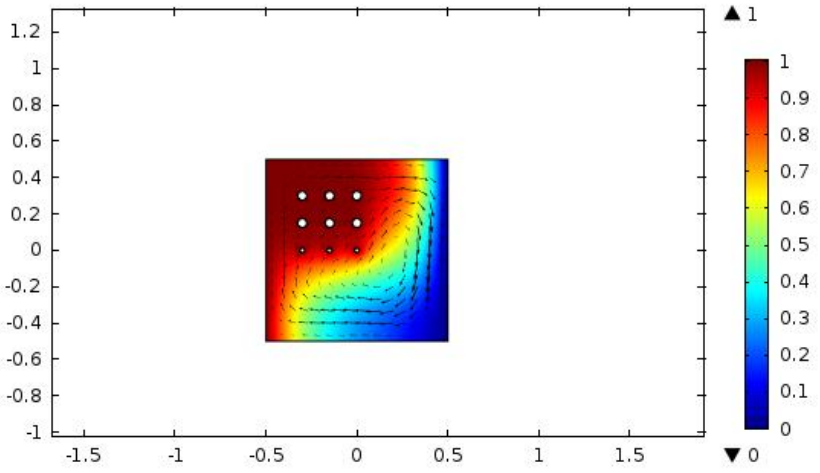
Şekil 5.21. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



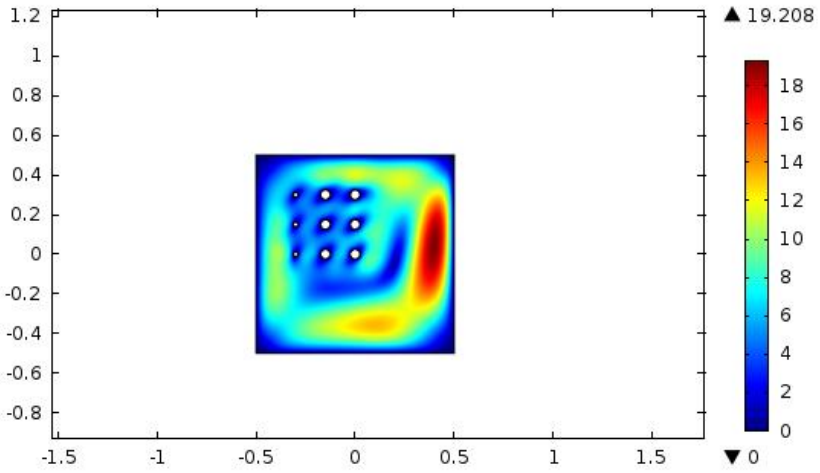
Şekil 5.22. Ra=10^4 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



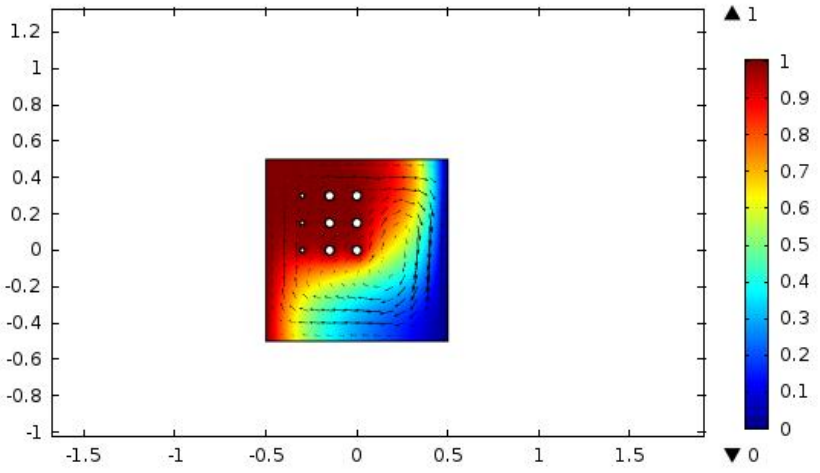
Şekil 5.23. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



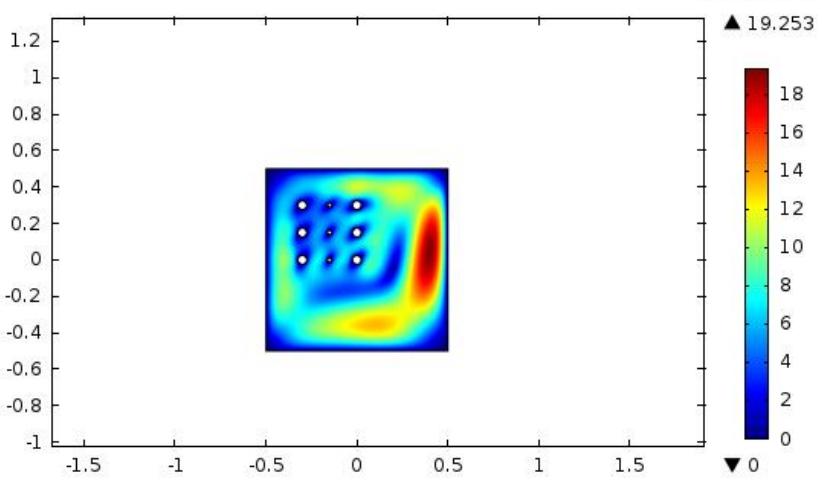
Şekil 5.24. Ra=10^4 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



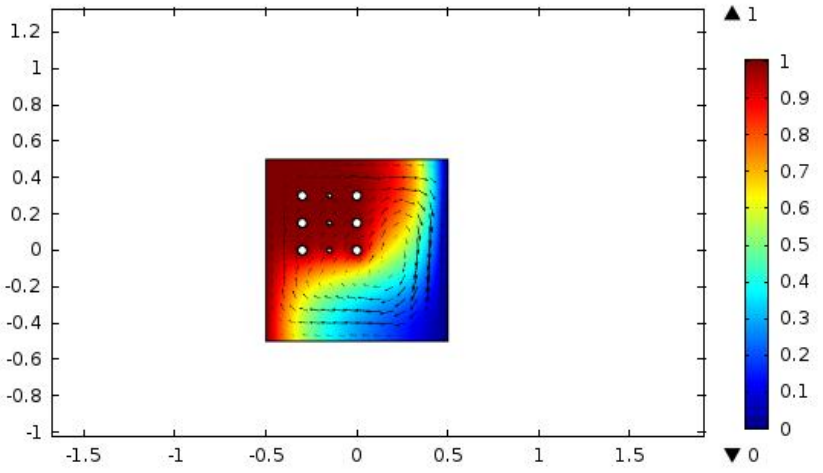
Şekil 5.25. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



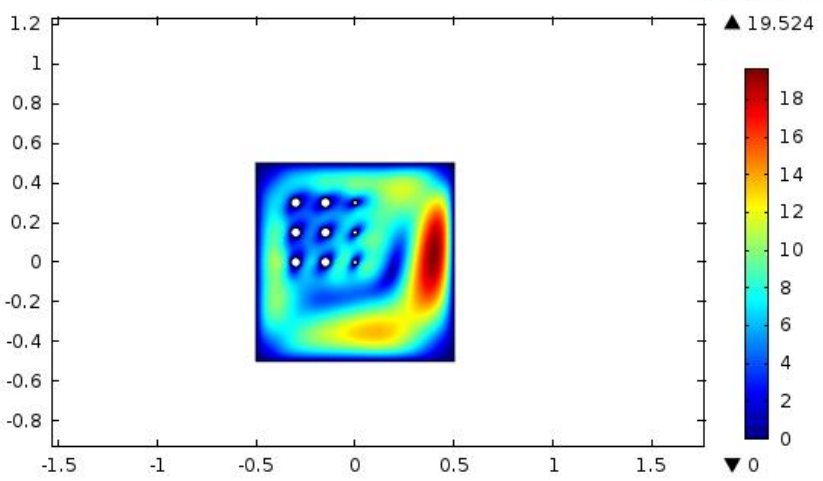
Şekil 5.26. Ra=10^4 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



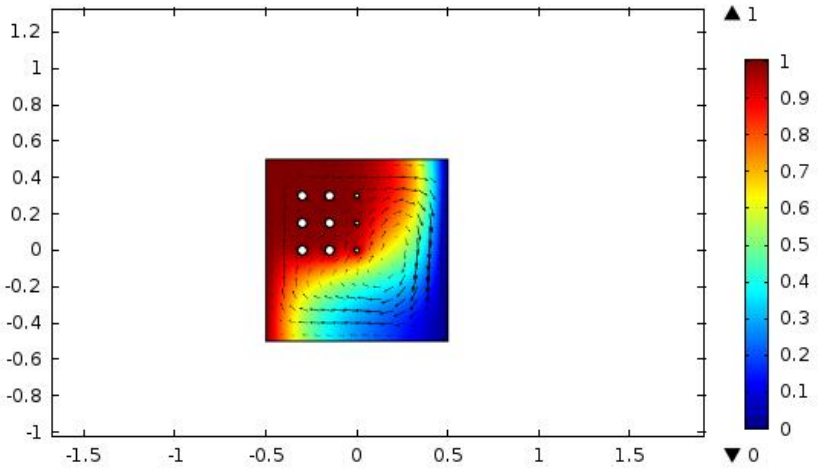
Şekil 5.27. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



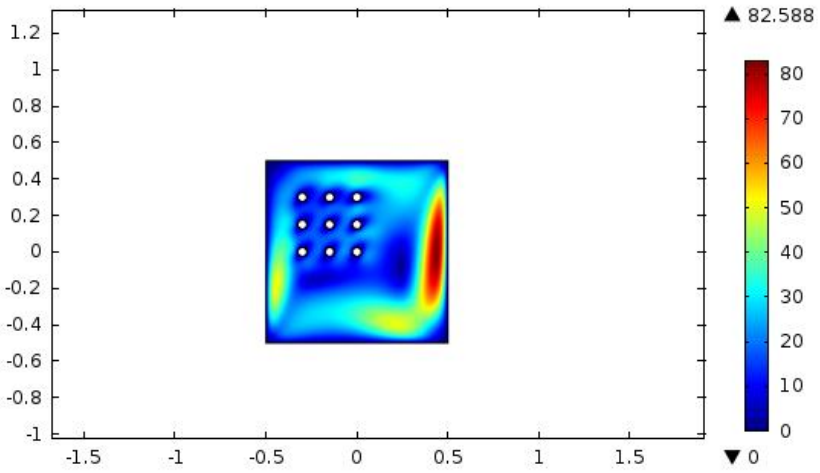
Şekil 5.28. Ra=10^4 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



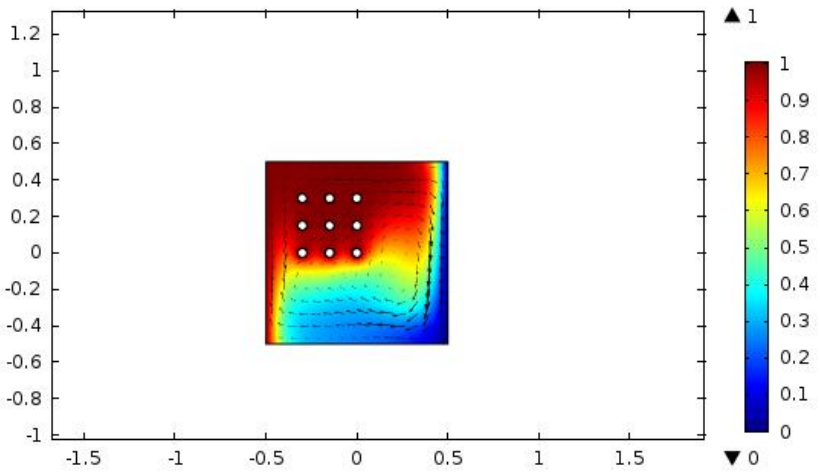
Şekil 5.29. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



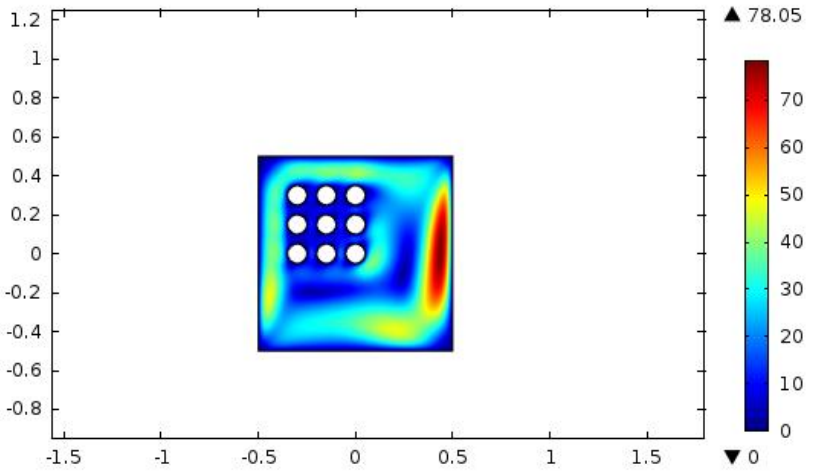
Şekil 5.30. Ra=10^4 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



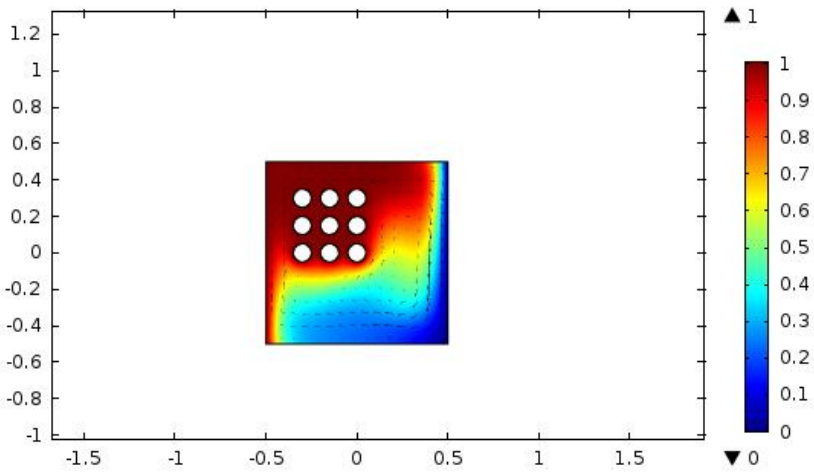
Şekil 5.31. Ra=10^5 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



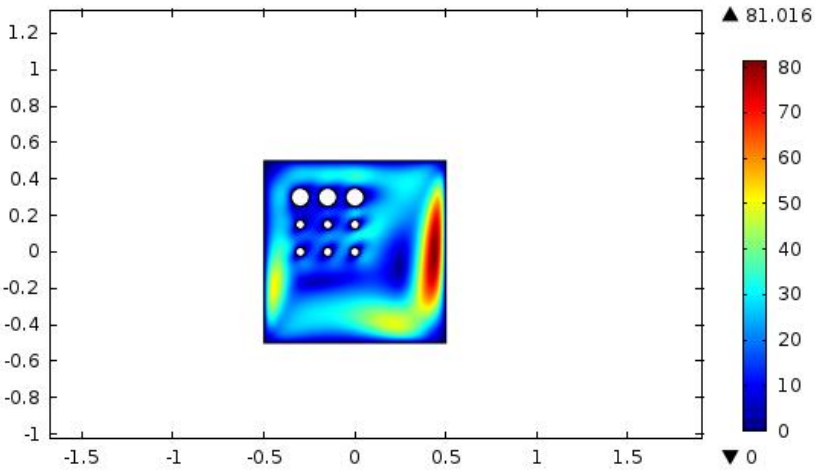
Şekil 5.32. Ra=10^5 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



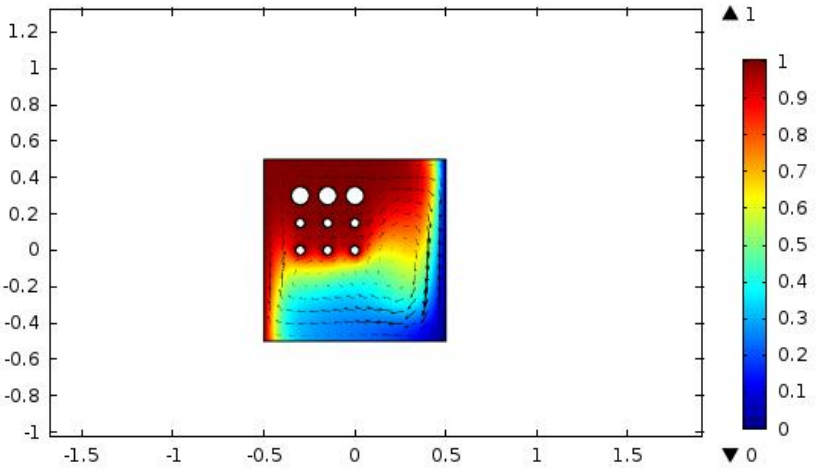
Şekil 5.33. Ra=10^5 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



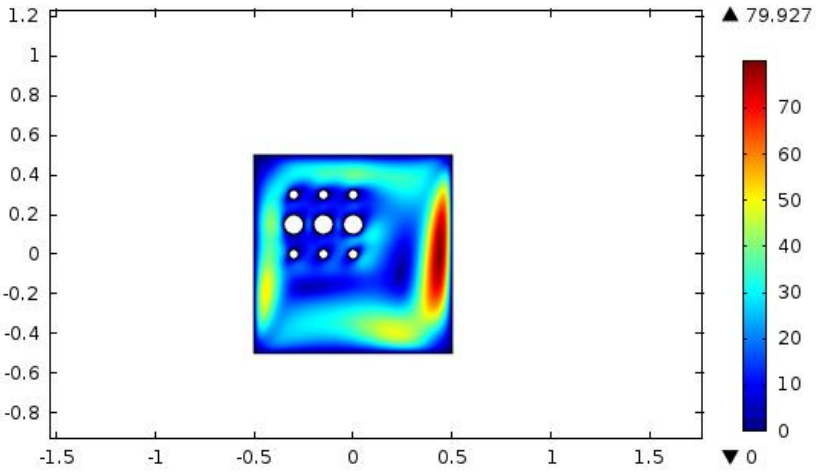
Şekil 5.34. Ra=10^5 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



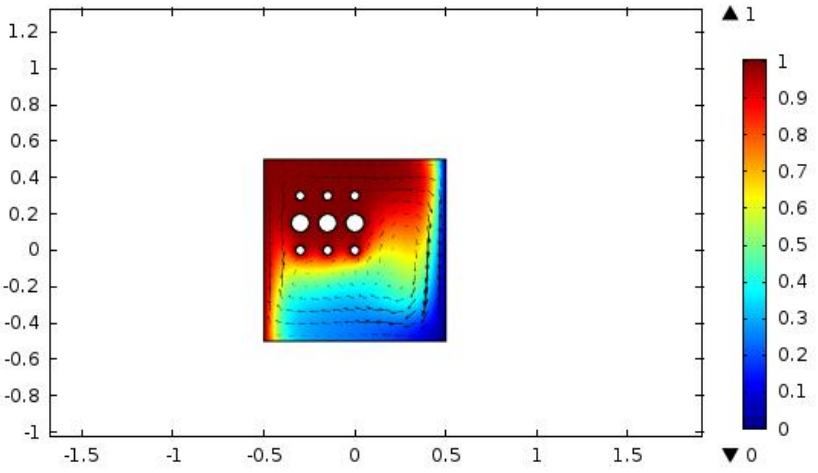
Şekil 5.35. Ra=10^5 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



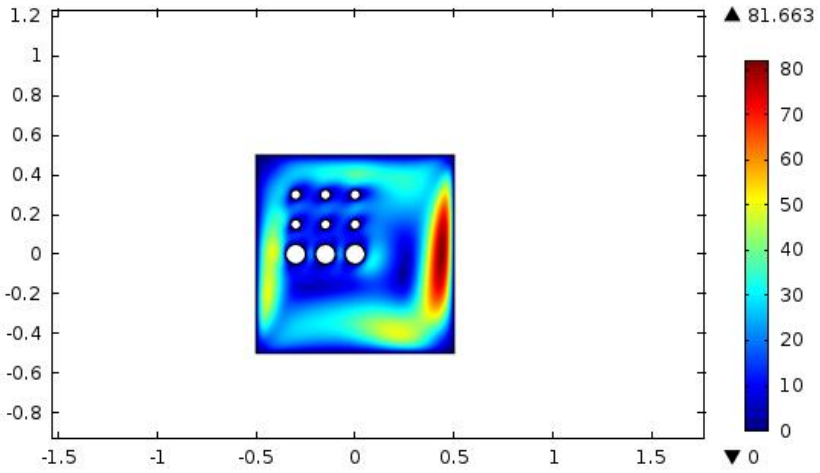
Şekil 5.36. Ra=10^5 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



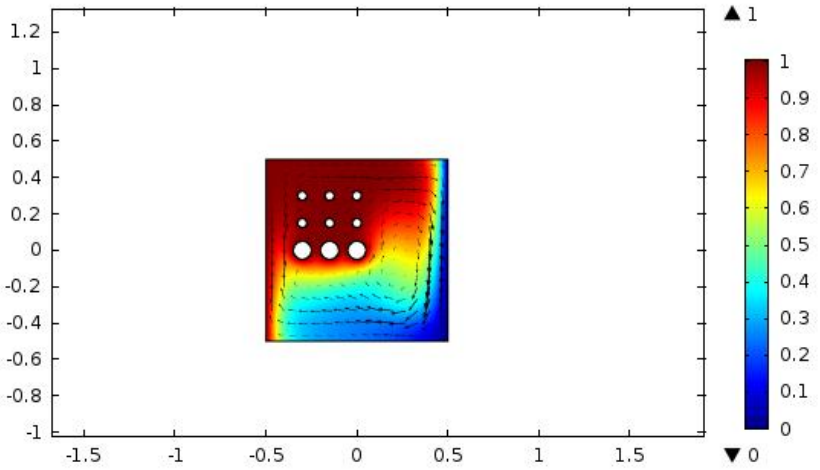
Şekil 5.37. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



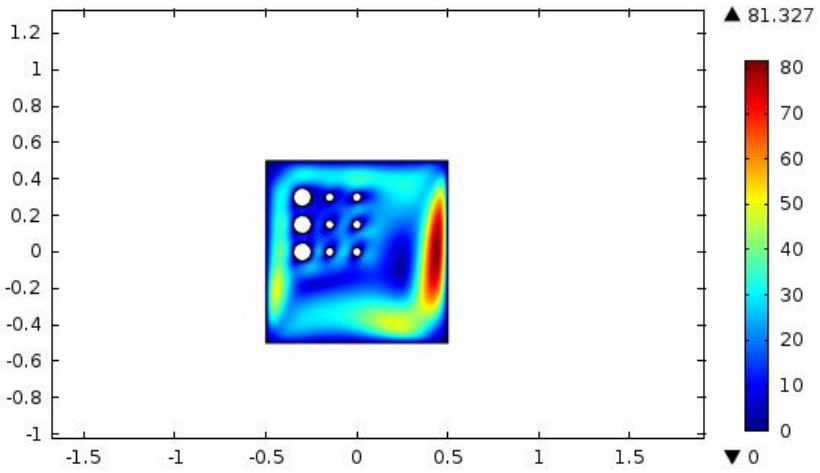
Şekil 5.38. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



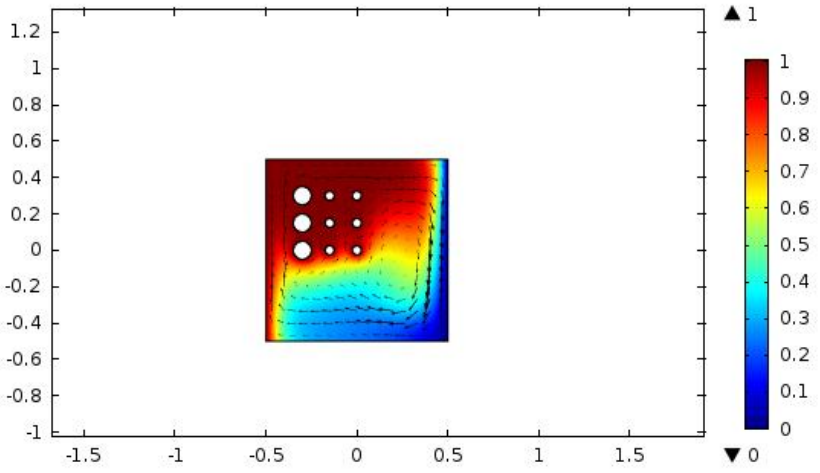
Şekil 5.39. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



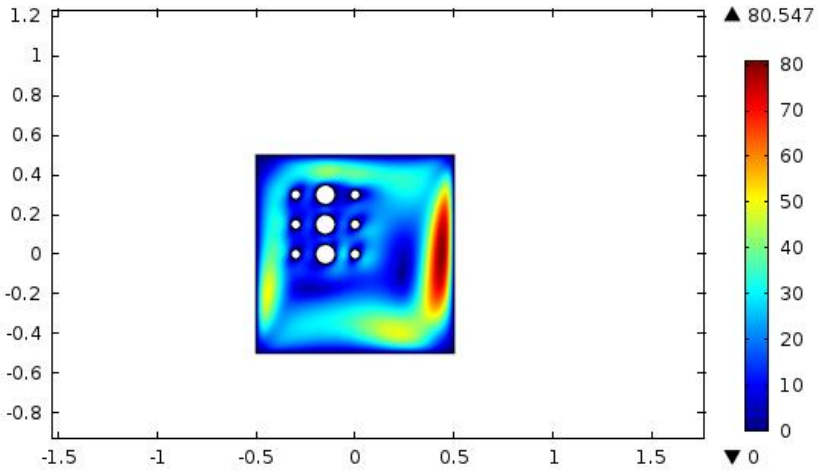
Şekil 5.40. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



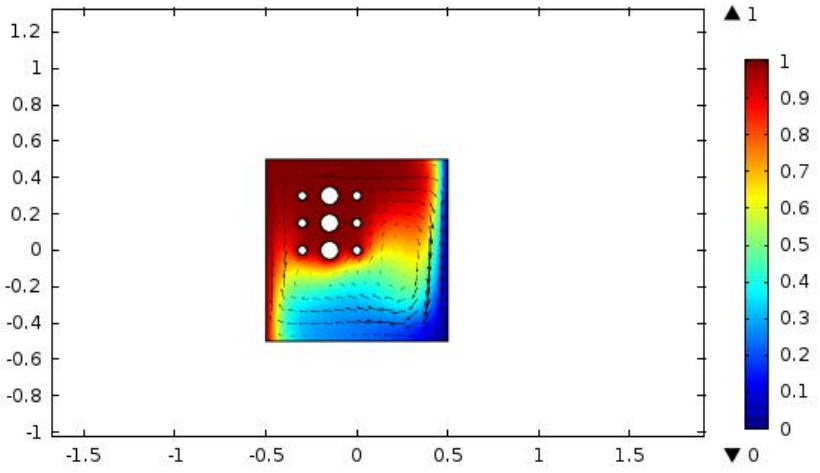
Şekil 5.41. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



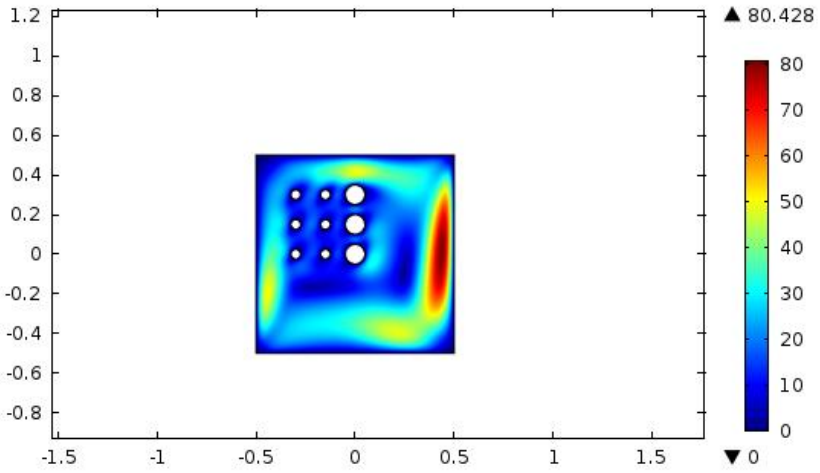
Şekil 5.42. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



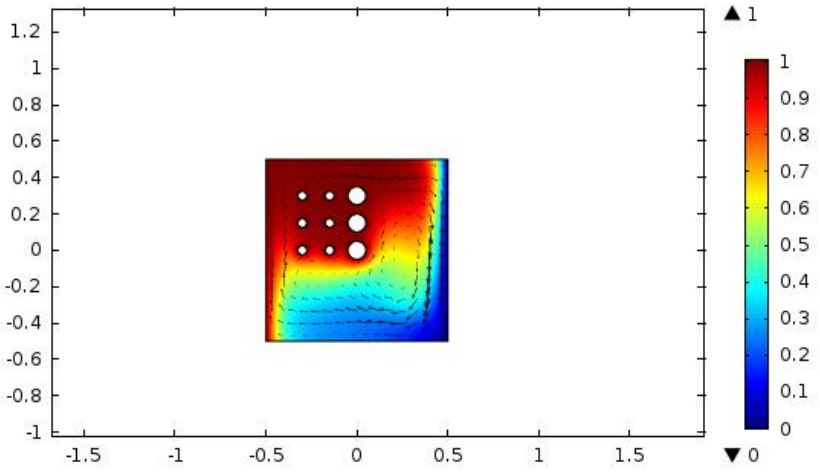
Şekil 5.43. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



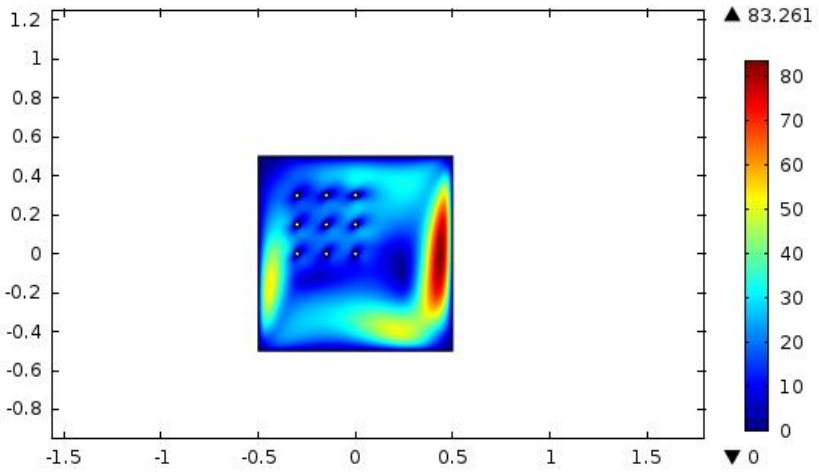
Şekil 5.44. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



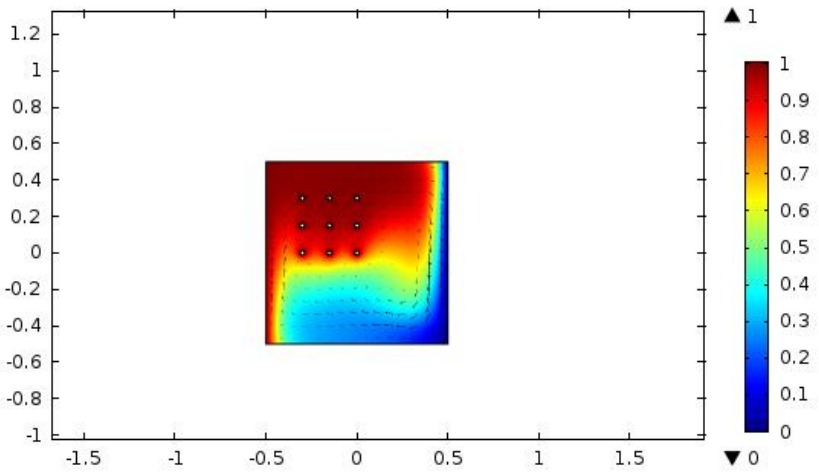
Şekil 5.45. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



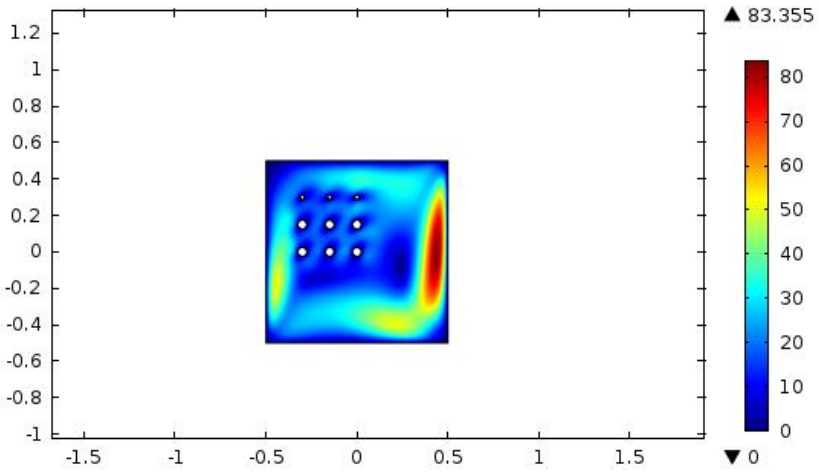
Şekil 5.46. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



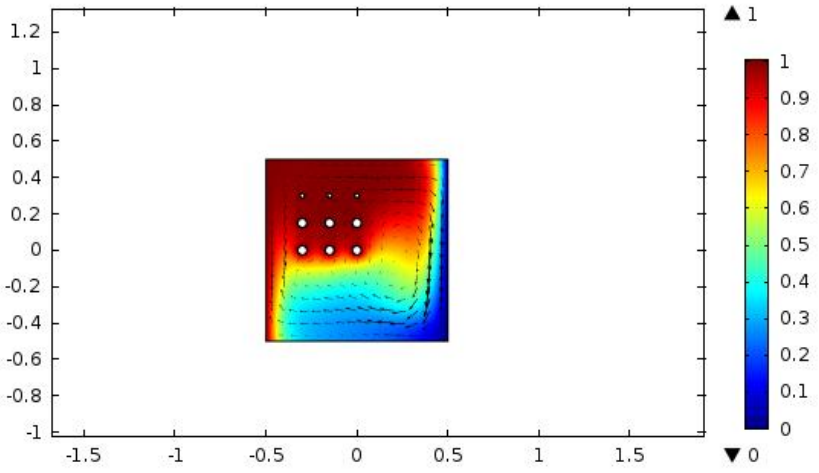
Şekil 5.47. Ra=10^5 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



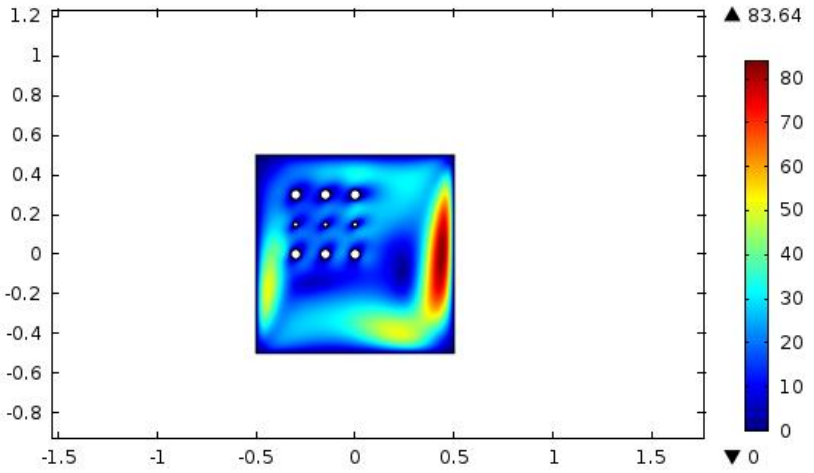
Şekil 5.48. Ra=10^5 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



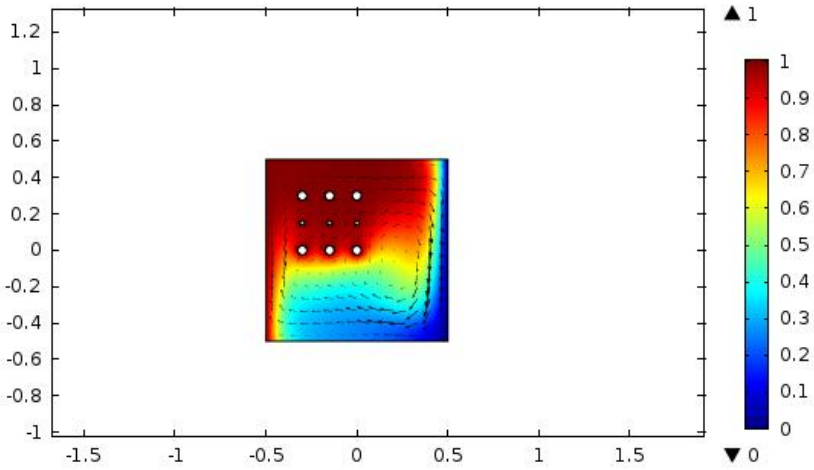
Şekil 5.49. Ra=10^5 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



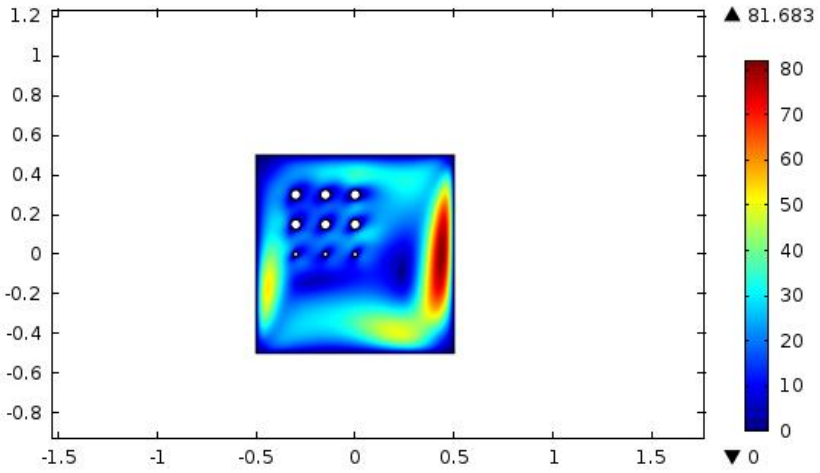
Şekil 5.50. Ra=10^5 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



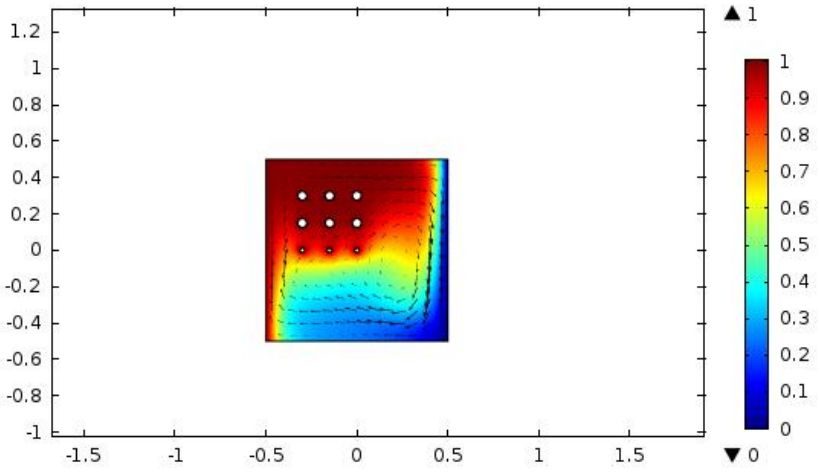
Şekil 5.51. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



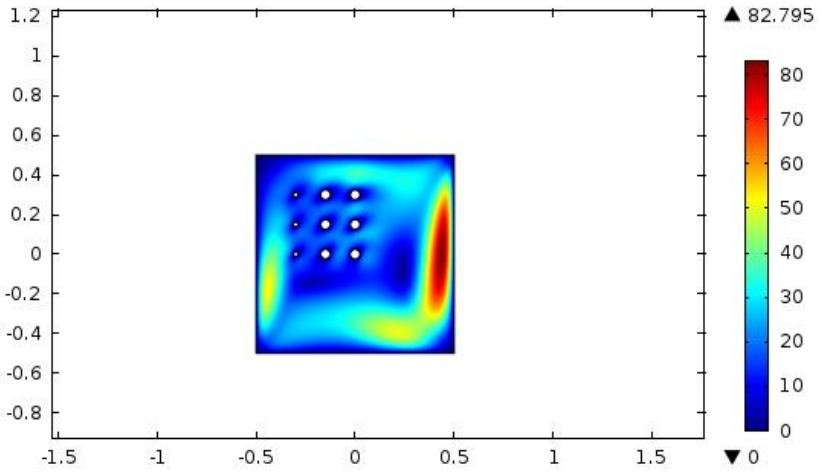
Şekil 5.52. Ra=10^5 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



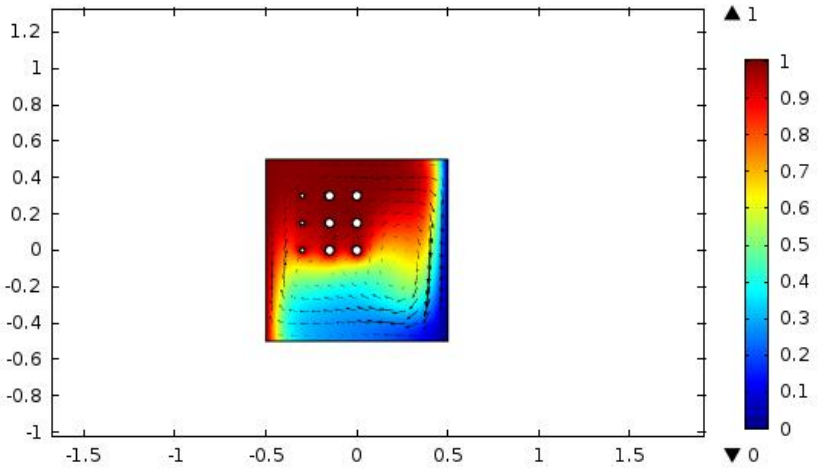
Şekil 5.53. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



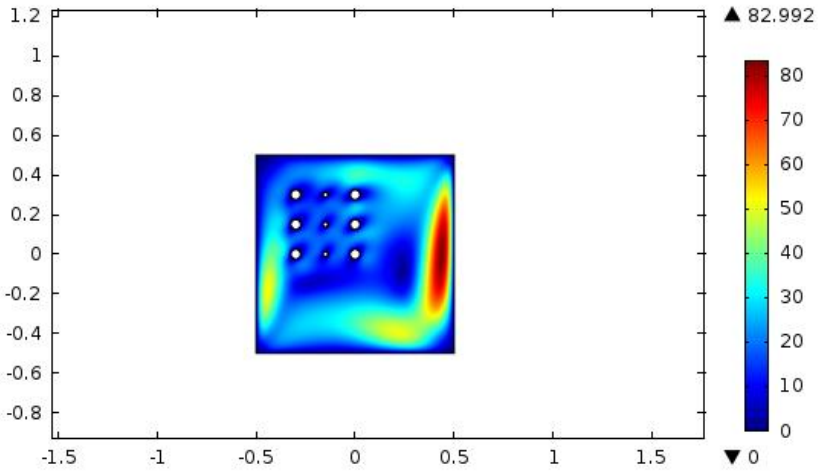
Şekil 5.54. Ra=10^5 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



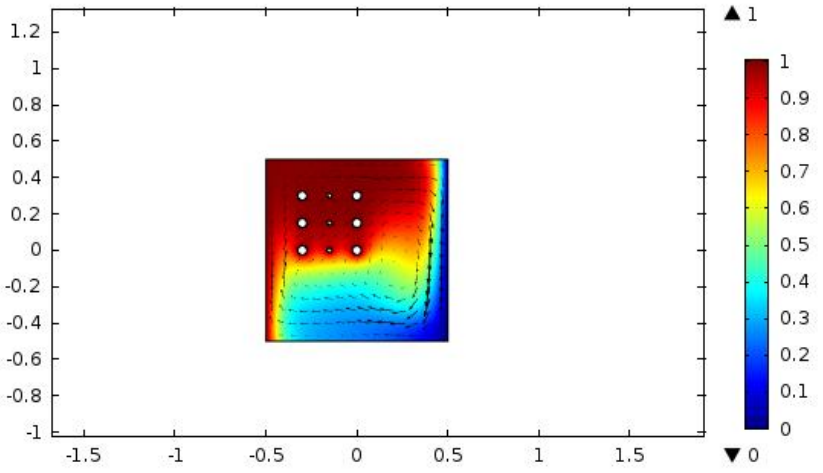
Şekil 5.55. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



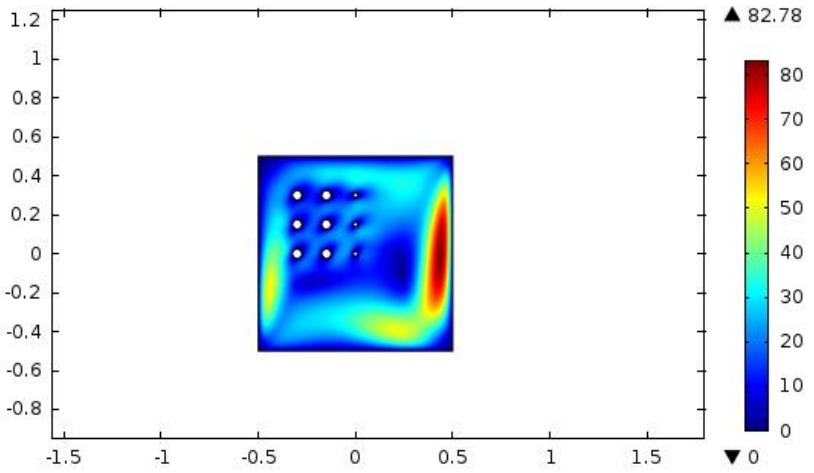
Şekil 5.56. Ra=10^5 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



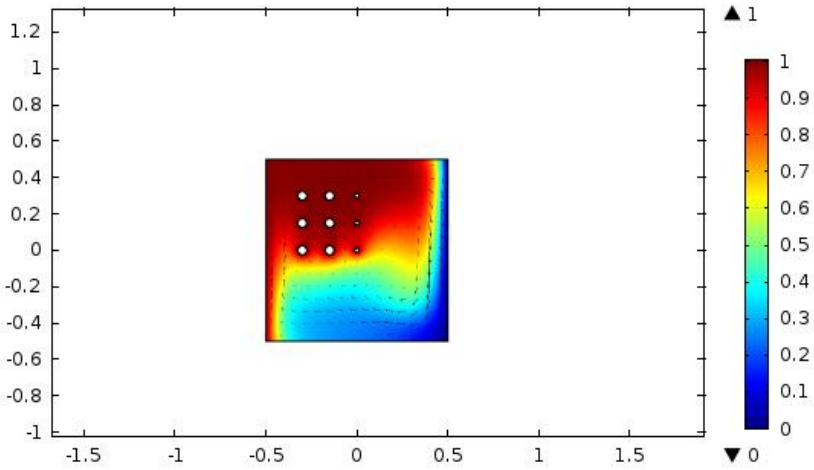
Şekil 5.57. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



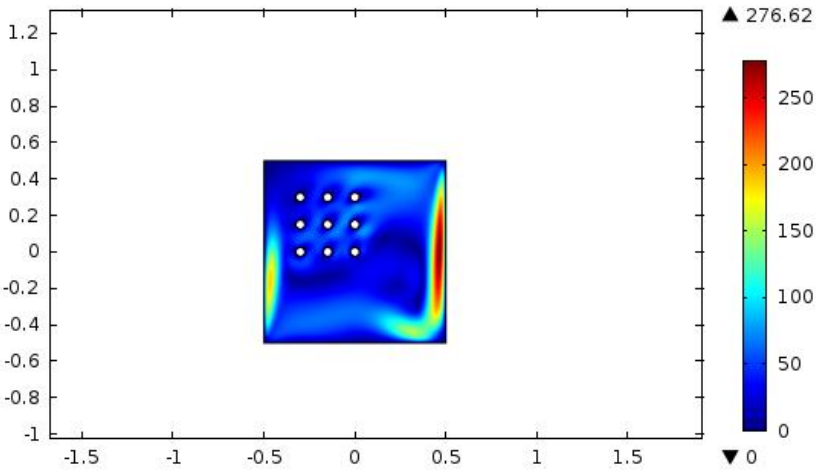
Şekil 5.58. Ra=10^5 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



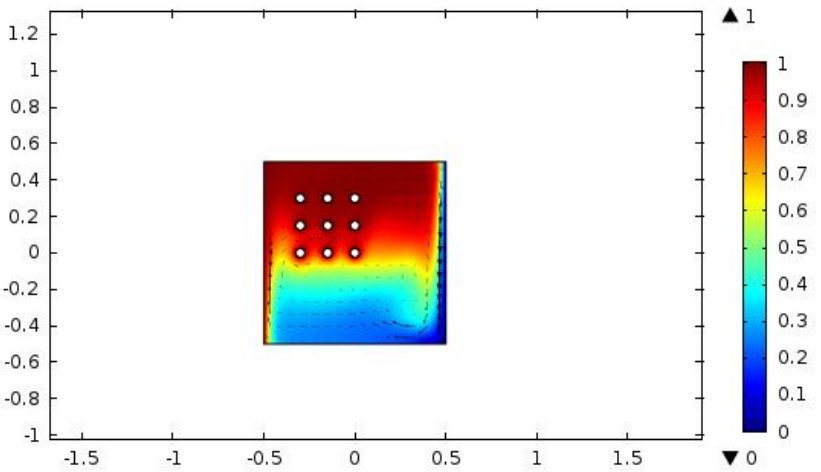
Şekil 5.59. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



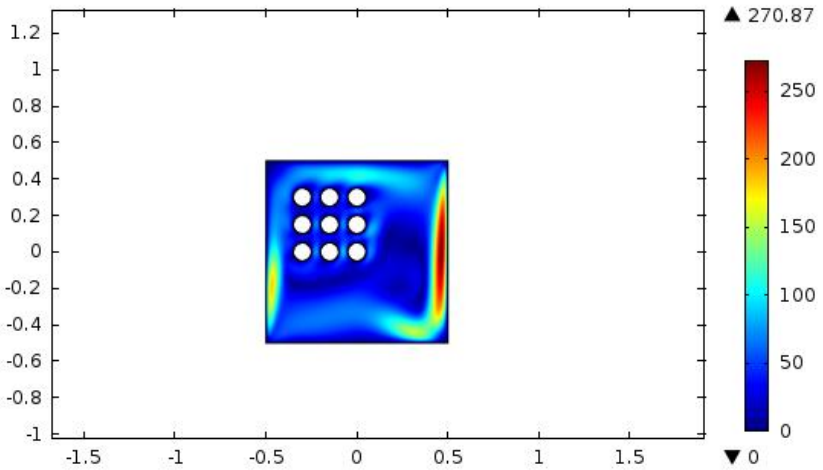
Şekil 5.60. Ra=10^5 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



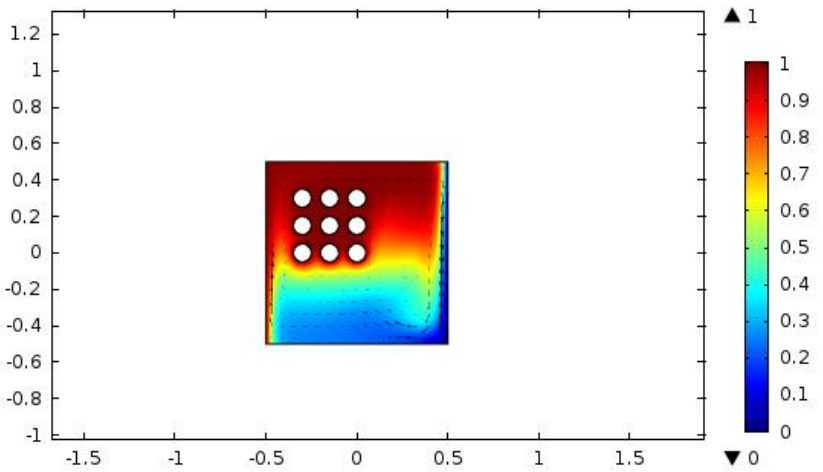
Şekil 5.61. Ra=10^6 değerinde D^*=0.025 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



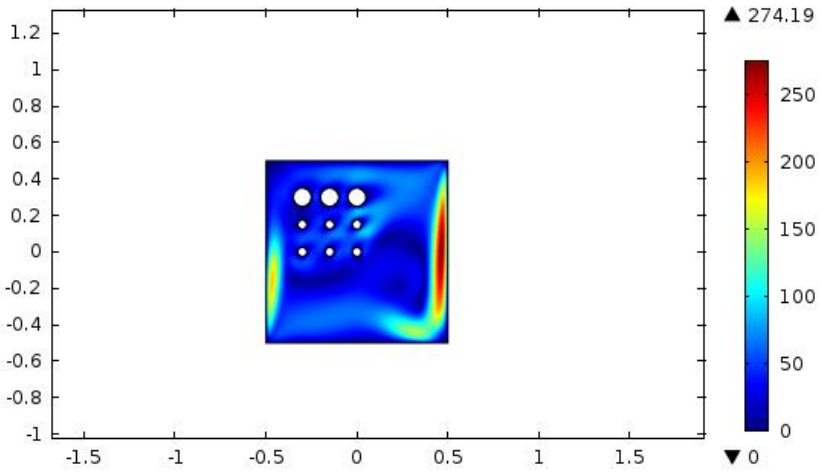
Şekil 5.62. Ra=10^6 D^*=0.025 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



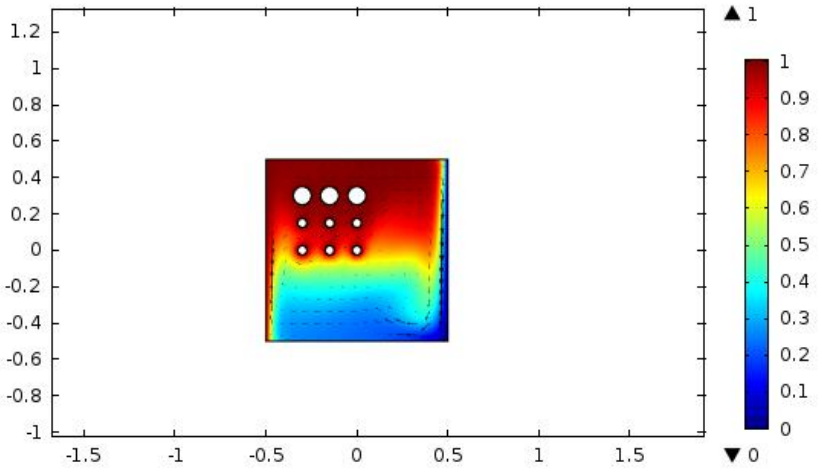
Şekil 5.63. Ra=10^6 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



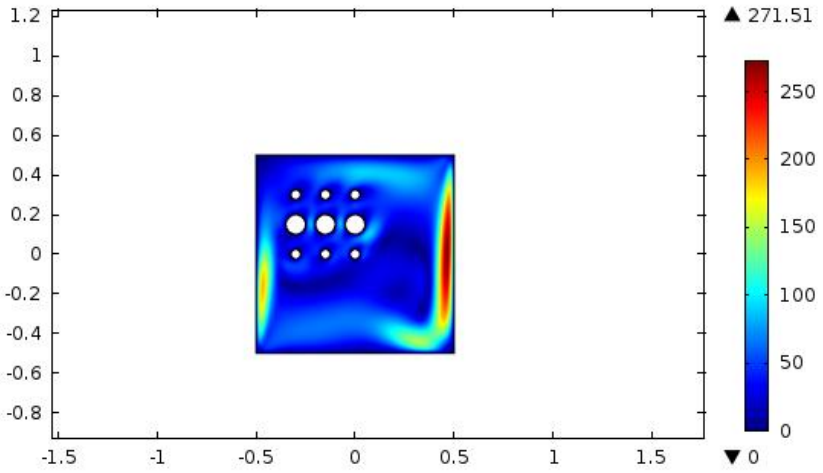
Şekil 5.64. Ra=10^6 değerinde D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



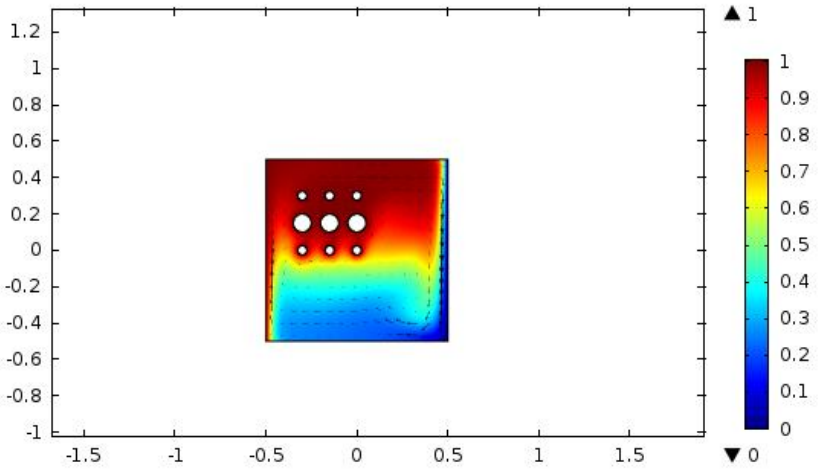
Şekil 5.65. Ra=10^6 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



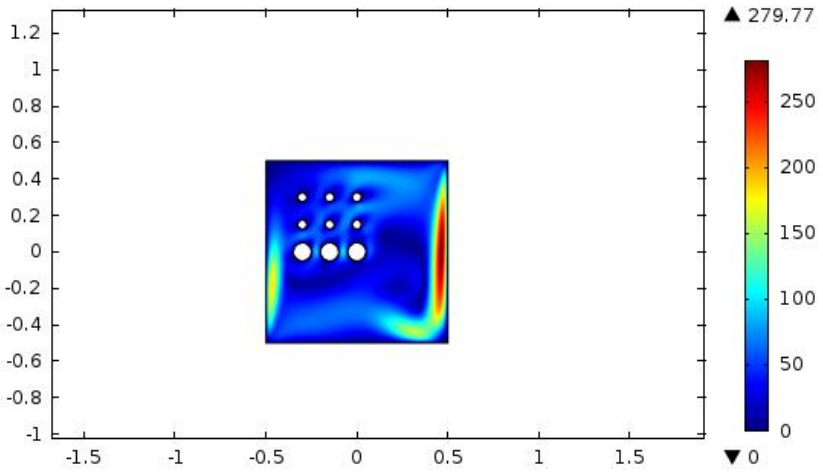
Şekil 5.66. Ra=10^6 ve sadece ilk satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



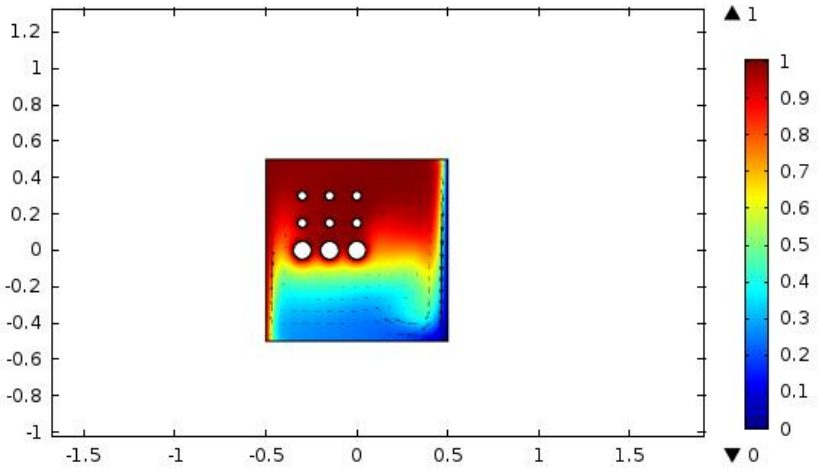
Şekil 5.67. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



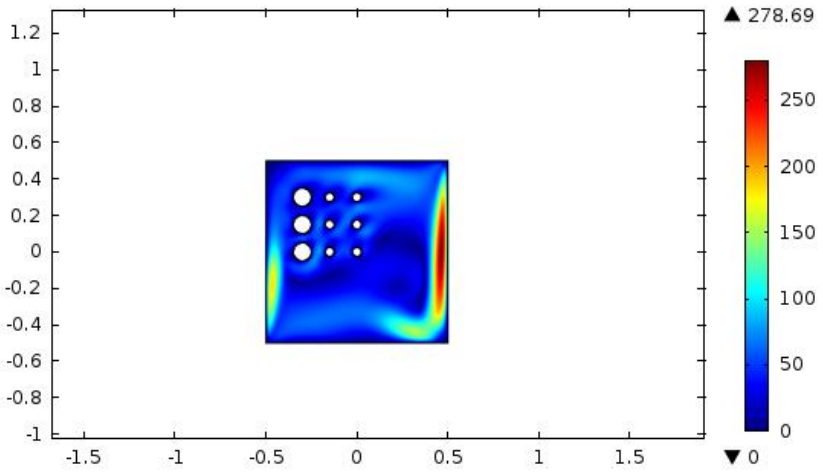
Şekil 5.68. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



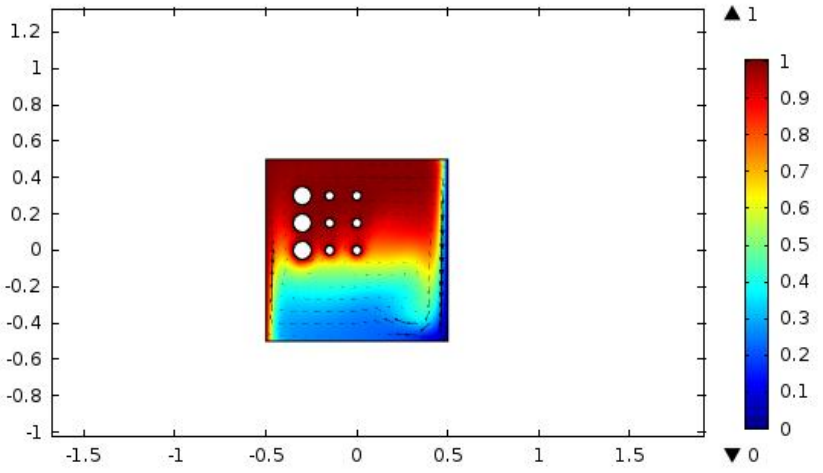
Şekil 5.69. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



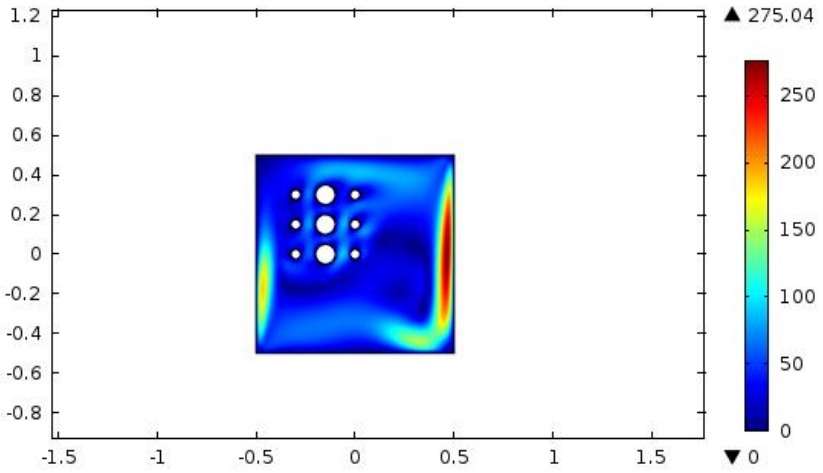
Şekil 5.70. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



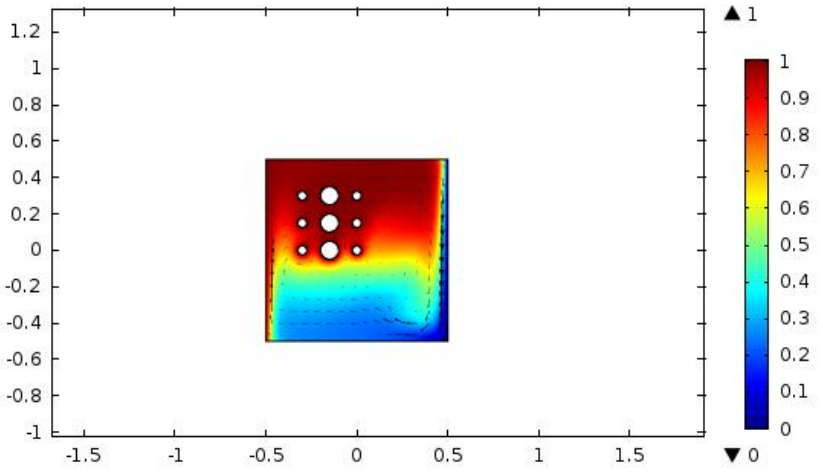
Şekil 5.71. Ra=10^6 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



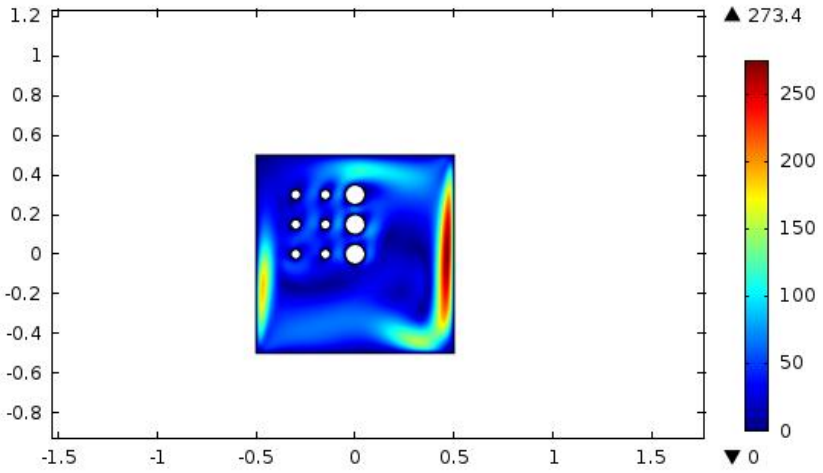
Şekil 5.72. Ra=10^6 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



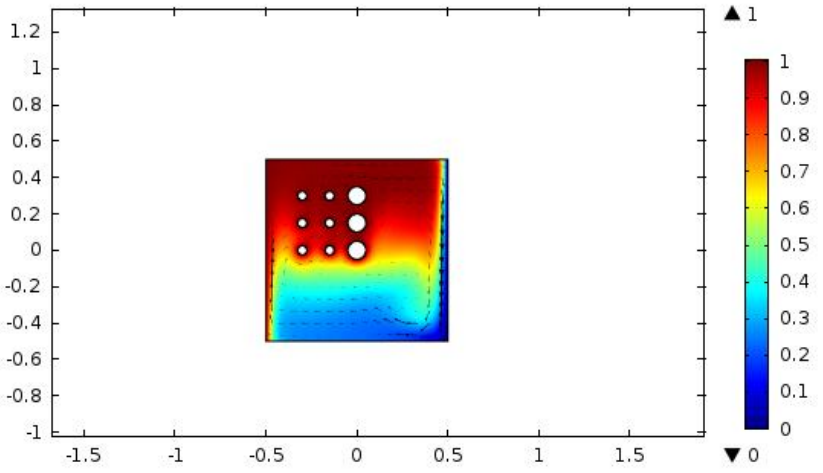
Şekil 5.73. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



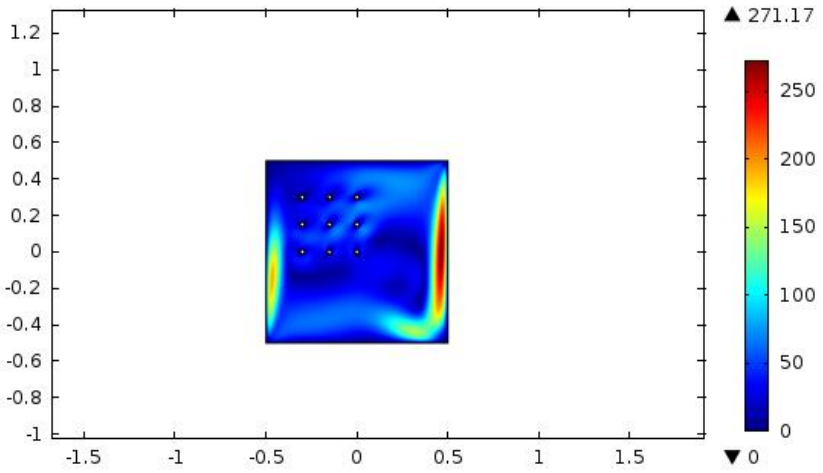
Şekil 5.74. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



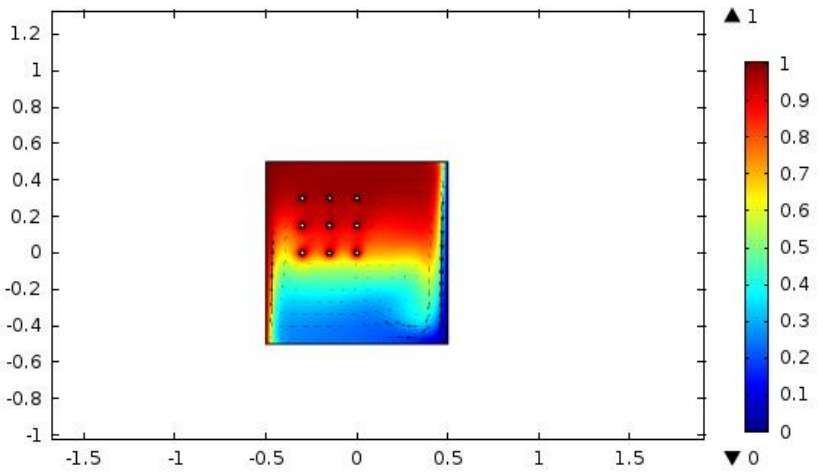
Şekil 5.75. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



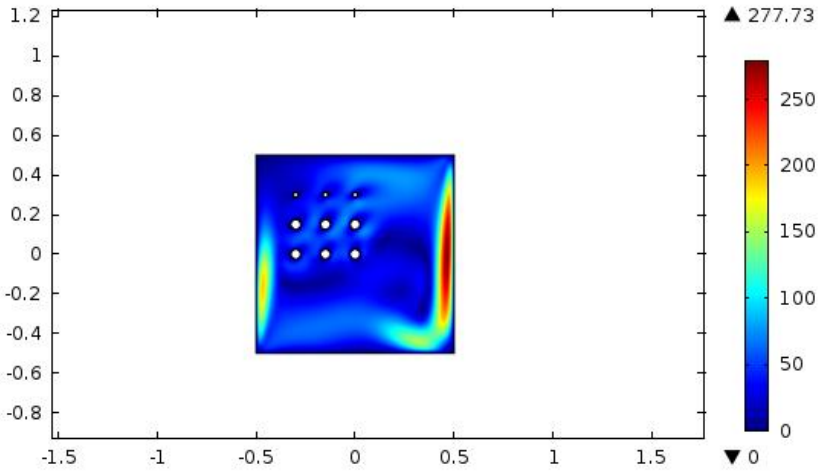
Şekil 5.76. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.05 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



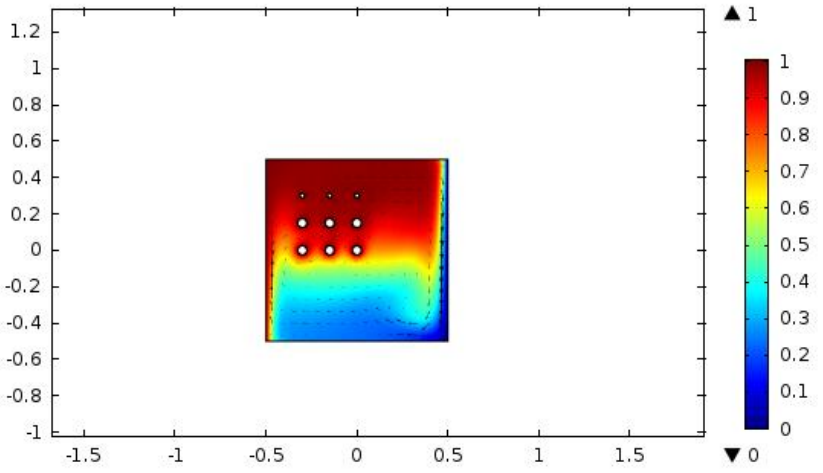
Şekil 5.77. Ra=10^6 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



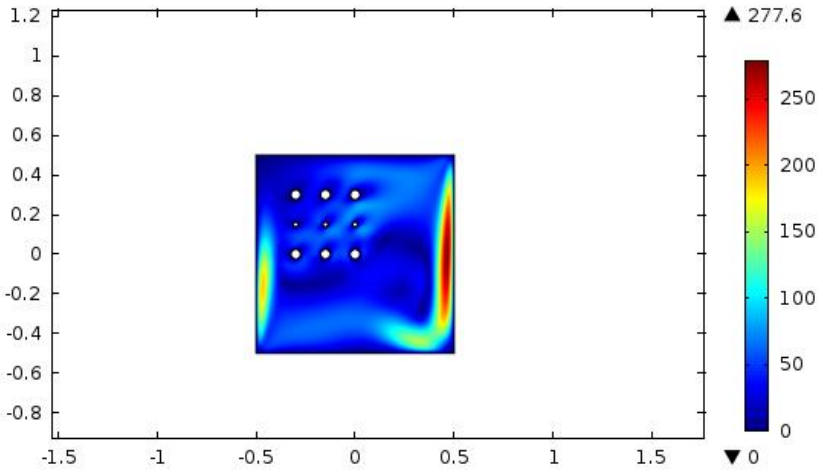
Şekil 5.78. Ra=10^6 değerinde D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



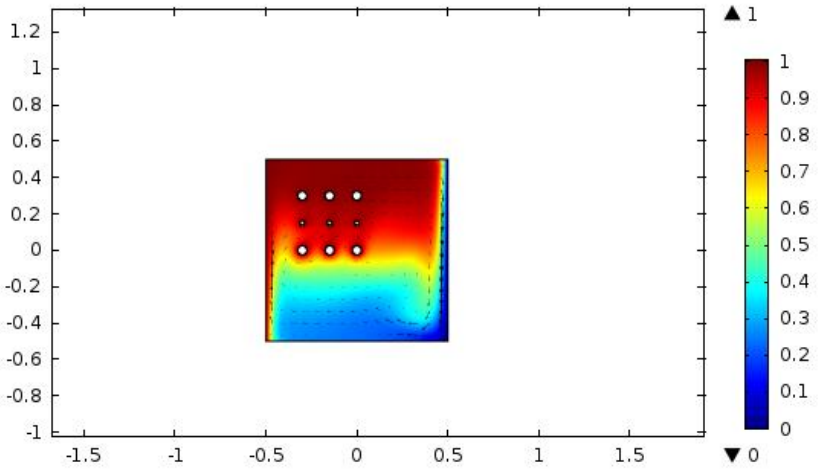
Şekil 5.79. Ra=10^6 ve sadece birinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



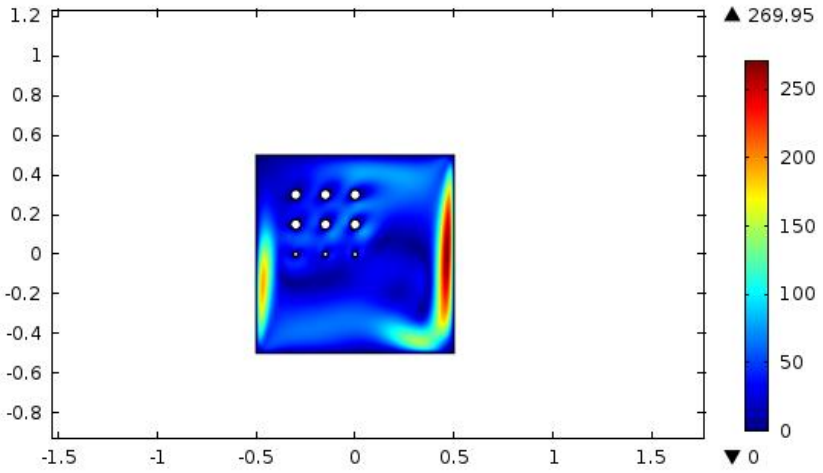
Şekil 5.80. Ra=10^6 ve sadece birinci satırdaki D=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



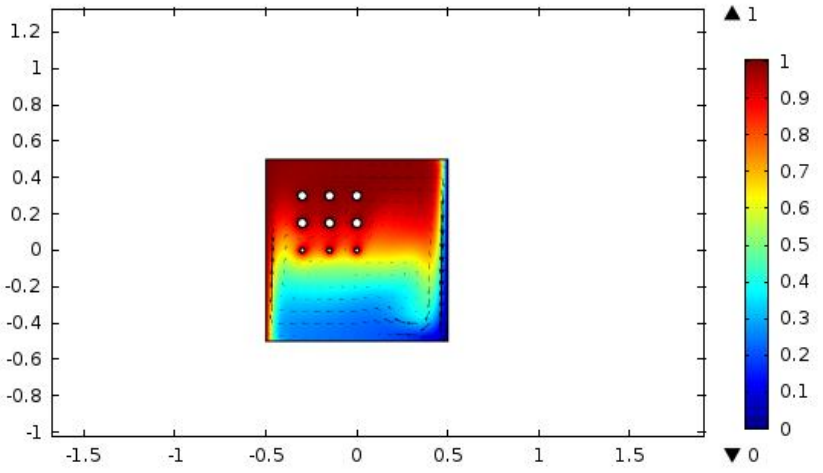
Şekil 5.81. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



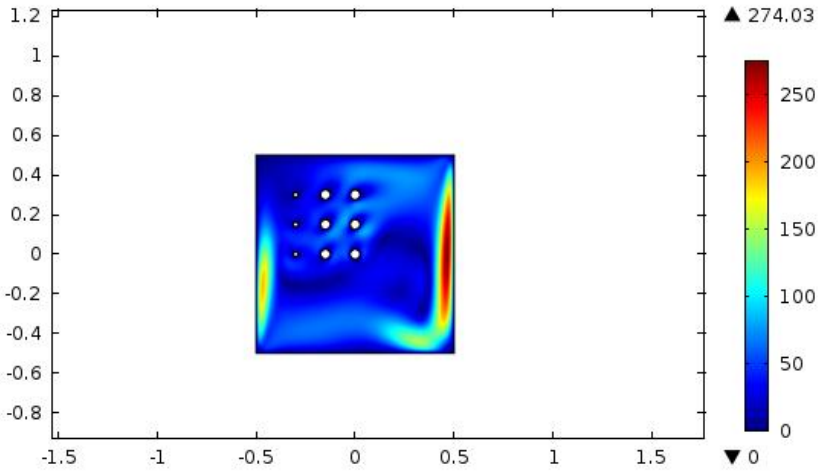
Şekil 5.82. Ra=10^6 ve sadece ikinci satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



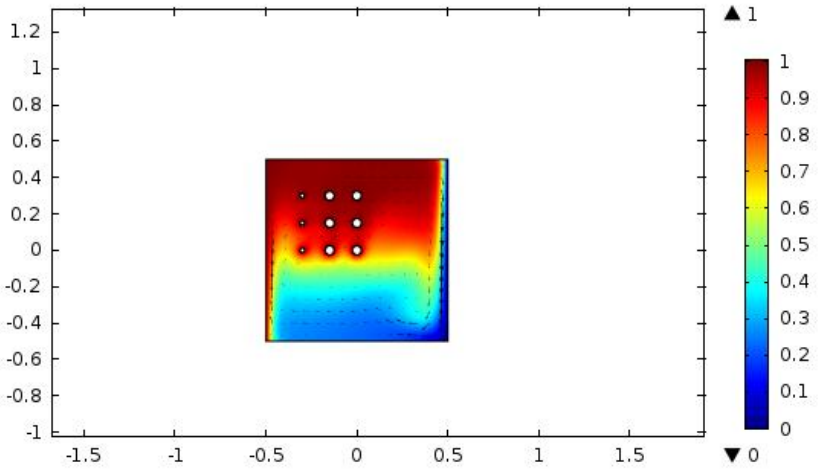
Şekil 5.83. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



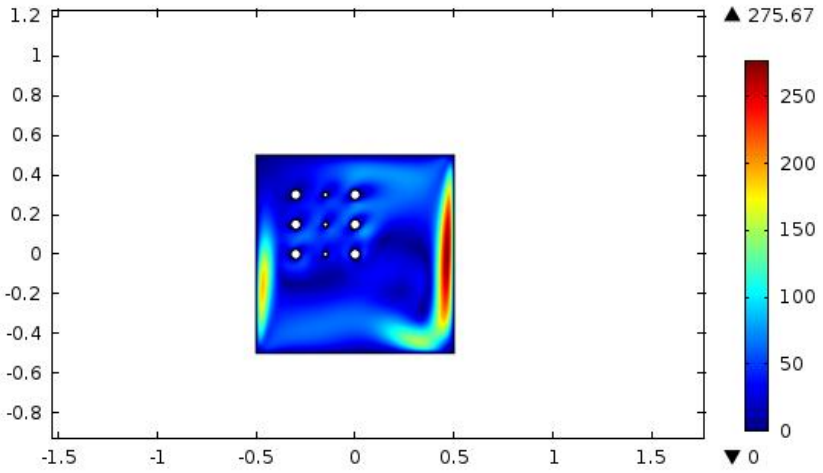
Şekil 5.84. Ra=10^6 ve sadece üçüncü satırdaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



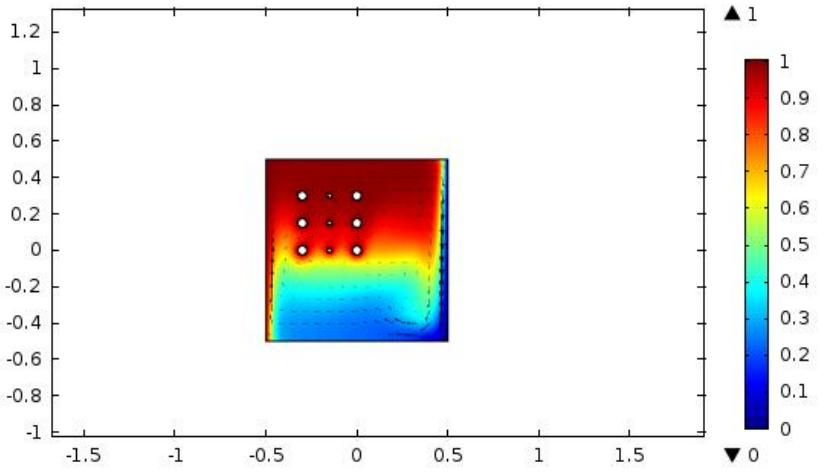
Şekil 5.85. Ra=10^6 ve sadece birinci sütunda ki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



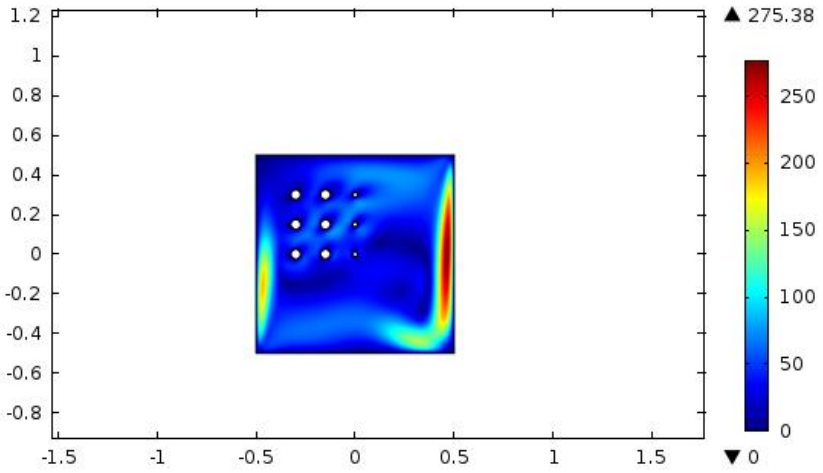
Şekil 5.86. Ra=10^6 ve sadece birinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



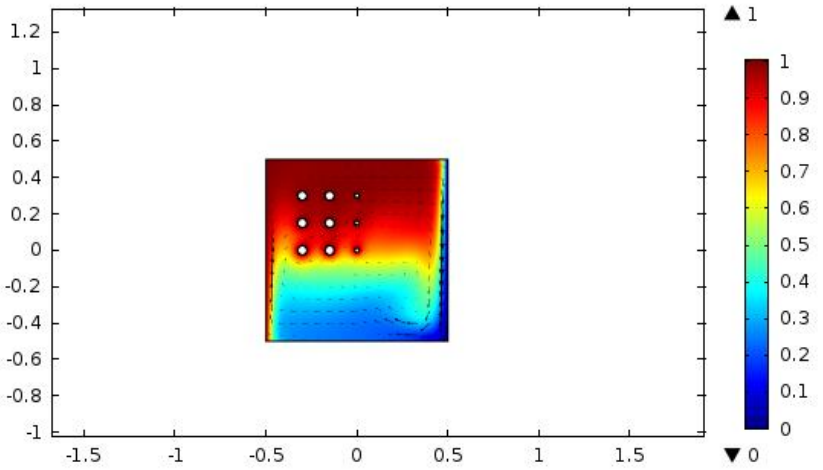
Şekil 5.87. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



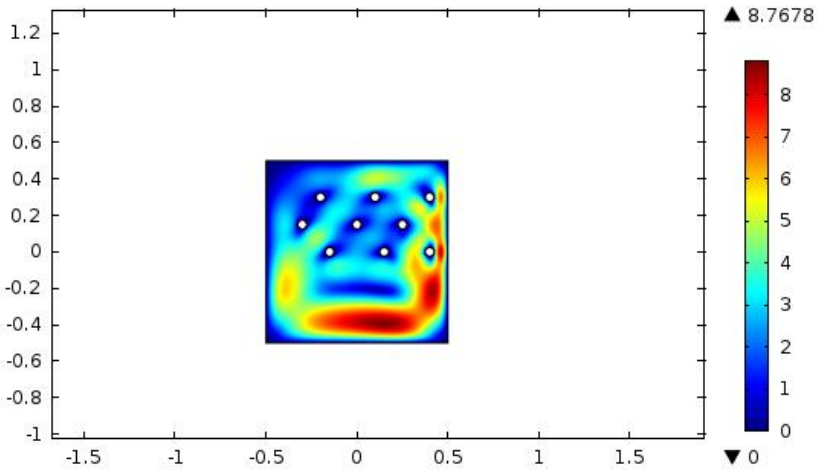
Şekil 5.88. Ra=10^6 ve sadece ikinci sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



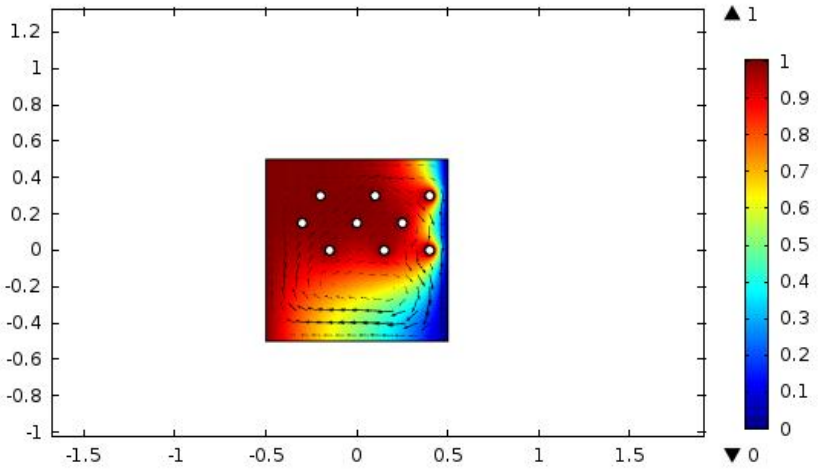
Şekil 5.89. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için hız büyüklük değerleri.



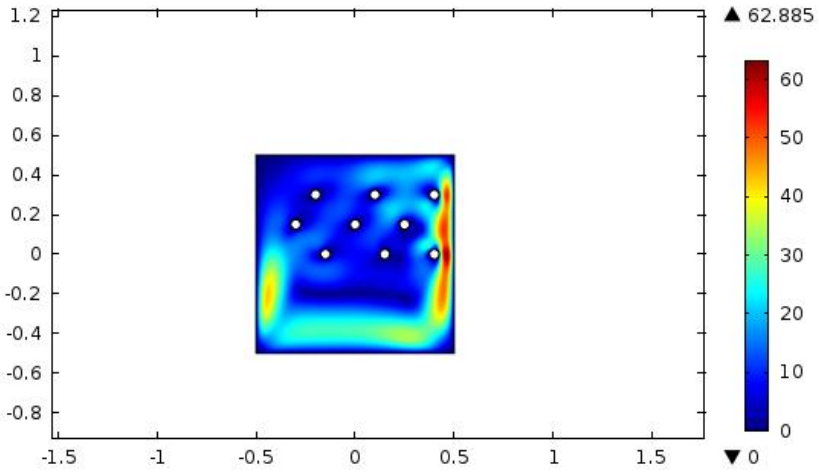
Şekil 5.90. Ra=10^6 ve sadece üçüncü sütundaki D^*=0.0125 çaplı çemberler için sıcaklık ve hız vektör değerleri.



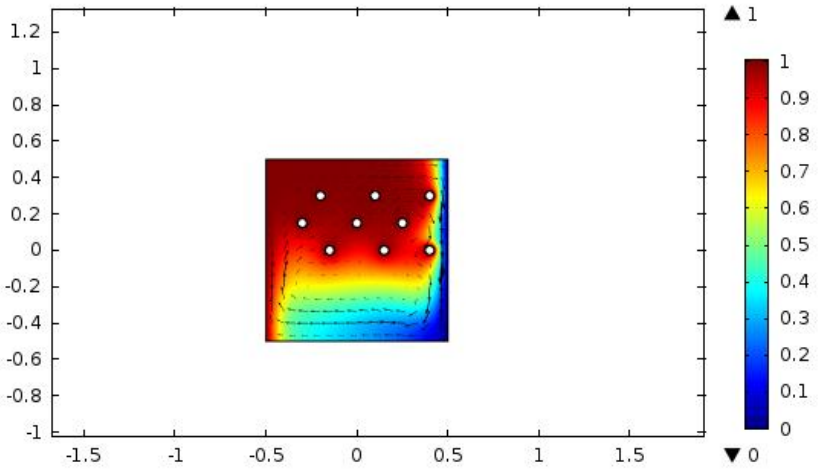
Şekil 5.91. Ra=10^4 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda hız büyüklük değerleri.



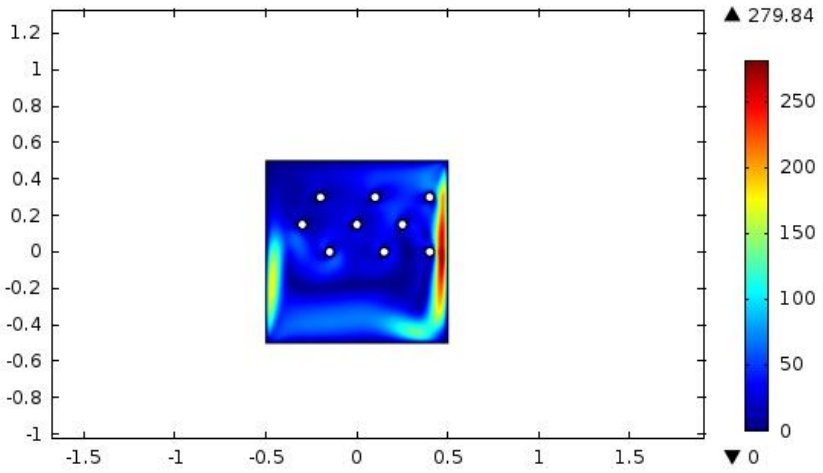
Şekil 5.92. Ra=10^4 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda sıcaklık ve hız vektör değerleri.



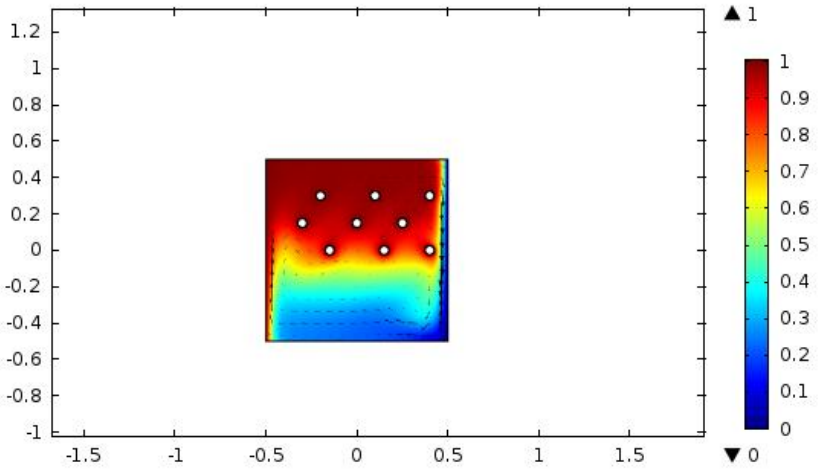
Şekil 5.93. Ra=10^5 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda hız büyüklük değerleri.



Şekil 5.94. Ra=10^5 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda sıcaklık ve hız vektör değerleri.

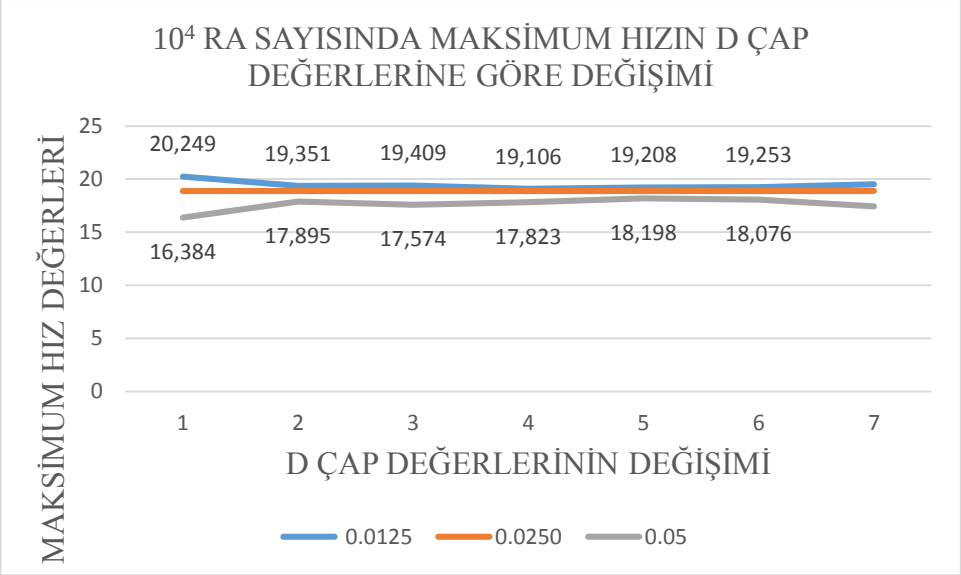


Şekil 5.95. Ra=10^6 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda hız büyüklük değerleri.

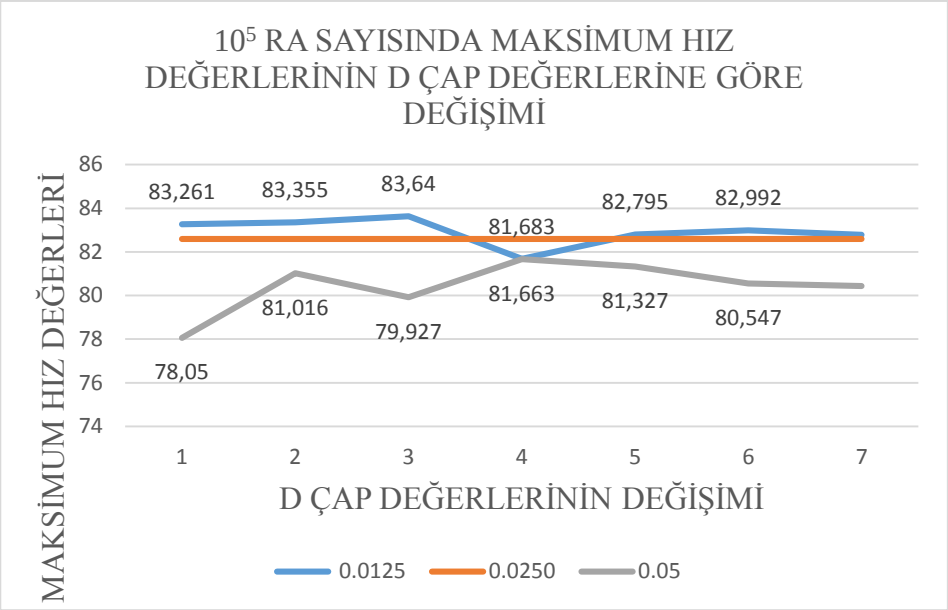


Şekil 5.96. Ra=10^6 D^*=0.025 çaplı çemberler ve çemberler arası mesafelerin farklı olma durumunda sıcaklık ve hız vektör değerleri.

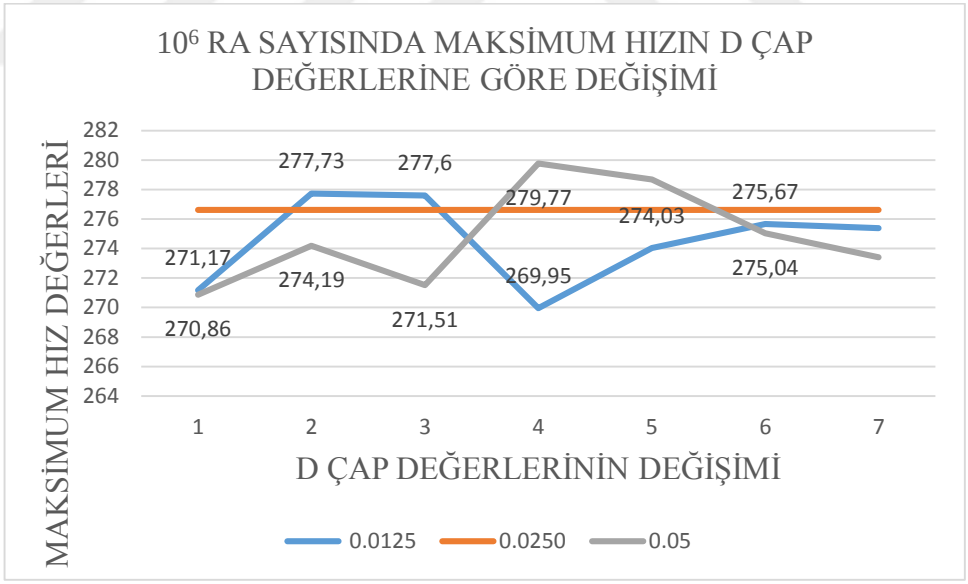
Şekil 5.97, Şekil 5.98 ve Şekil 5.99'da sırasıyla sistemde ölçülen maksimum hız değerlerinin 10^4, 10^5, 10^6 Ra sayılarında çap değişimine göre ilişkisi gösterilmiştir. Çizelge 5.11'de ise içerideki cisimlerin çaplarının değişimlerinin numaralandırılması gösterilmiştir. Çizelge 5.11'de silindirlerin değiştirilmemiş çap değerleri 0.025 olarak sabit kalmıştır. Şekil 5.97 ve Şekil 5.99 kıyaslandığında maksimum hızların 10^6 Ra sayısında daha yüksek olduğu görülmüştür. Buradan da yüksek Ra sayısının ısı transferini arttırdığı anlaşılmaktadır. Şekil 5.97, Şekil 5.98 ve Şekil 5.99'a bakıldığında düşük Ra sayısında çap değişimlerinin maksimum hızları çok etkilemediği görülürken yüksek Ra sayısında bu fark yükselmiş ve maksimum hızların değer farklarında dalgalanmalar görülmüştür. Simülasyonlardan da görüldüğü üzere, genel olarak, sistem içerisindeki silindirik cisimlerin çapları küçüldükçe hız alanında artış görülmesi beklenen bir sonuçtur. Bir diğer ifadeyle içerideki cisimlerin çapları büyüdükçe yüzey alanları da büyümekte olup, yüzeyde kaymama şartı sebebiyle kapalı ortam içerisinde gözlenen maksimum hız değeri düşmektedir. Bu sebeple de ısı transferi azalmaktadır. Ayrıca düşük Ra sayılarında daha belirgin girdap akımı (çevri vektörü) oluşumları gözlenmiştir.



Şekil 5.97. 10^4 Ra sayısında maksimum hızın çap değerlerine göre değişimi.



Şekil 5.98. 10^5 Ra sayısında maksimum hızın çap değerlerine göre değişimi



Şekil 5.99. 10^6 Ra sayısında maksimum hızın çap değerlerine göre değişimi

Çizelge 5.11. İçerideki cisimlerin çaplarının değişimlerinin numaralandırılması

1 numaralı durum	Sadece 1.satırdaki cisimlerin çaplarının değiştiği durum
2 numaralı durum	Sadece 2.satırdaki cisimlerin çaplarının değiştiği durum
3 numaralı durum	Sadece 3.satırdaki cisimlerin çaplarının değiştiği durum
4 numaralı durum	Sadece 1.sütundaki cisimlerin çaplarının değiştiği durum
5 numaralı durum	Sadece 2.sütundaki cisimlerin çaplarının değiştiği durum
6 numaralı durum	Sadece 3.sütundaki cisimlerin çaplarının değiştiği durum

BÖLÜM 6

TARTIŞMA VE SONUÇ

Çizelge 6.1, Çizelge 6.2 ve Çizelge 6.3'te içerideki cisimlerin çapları değiştiğinde 10^4,10^5 ve 10^6 Ra sayılarında elde edilen ortalama Nusselt sayıları verilmiştir. Bu tablolarda ki çap değerleri değişimi ise şu şekildedir. Tüm sıralar aynı çap değerinde kaldığında tüm satır ve tüm sütunlardaki çap değerleri 0.025 dir. Sadece ilk sıra çap değerleri değiştiğinde diğer tüm satır ve sütunlardai cisimlerin çap değeri 0.025 de sabit kalmıştır. Sadece ikinci sıra çap değerleri değiştiğinde diğer tüm satır ve sütunlardaki cisimlerin çap değeri 0.025 de sabit kalmıştır. Sadece üçüncü sıradaki cisimlerin çap değerleri değiştiğinde diğer tüm satır ve sütunlardaki cisimlerin çap değerleri 0.025 de sabit kalmıştır. Sadece birinci sütundaki cisimlerin çap değerleri değiştiğinde diğer tüm satır ve sütunlardaki cisimlerin çap değerleri 0.025 de sabit kalmıştır. Sadece ikinci sütundaki cisimlerin çap değerleri değiştiğinde diğer tüm satır ve sütunlardaki cisimlerin çap değerleri 0.025 de sabit kalmıştır. Sadece üçüncü sütundaki cisimlerin çap değerleri değiştiğinde diğer tüm satır ve sütunlardaki cisimlerin çap değerleri 0.025 de sabit kalmıştır.

Çizelge 6.1. Ra=10^4 değerinde sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı.

Ra = 10^4	D=0.0125	D=0.025	D=0.05
Tüm sıralar aynı çap değerinde olması durumunda elde edilen Nusselt	1.10422	0.93450	0.64551
İlk sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	0.97058		0.86101
İkinci sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	0.97158		0.85878
Üçüncü sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	1.02707		0.75788
İlk sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	0.9973		0.80289
İkinci sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	0.96559		0.83655
Üçüncü sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	0.99111		0.78291

Çizelge 6.2. Ra=10^5 değerinde sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı.

Ra = 10^5	D=0.0125	D=0.025	D=0.05
Tüm sıralar aynı çap değerinde olması durumunda elde edilen Nusselt	3.0685	2.9349	2.7332
İlk sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	2.9501		2.90847
İkinci sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	2.93929		2.96034
Üçüncü sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	3.04716		2.83993
İlk sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	2.9994		2.75961
İkinci sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	2.94758		2.89658
Üçüncü sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	2.96516		2.87138

Çizelge 6.3. Ra=10^6 değerinde sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı.

Ra = 10^6	D=0.0125	D=0.025	D=0.05
Tüm sıralar aynı çap değerinde olması durumunda elde edilen Nusselt	6.55927	6.22761	6.15058
İlk sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	6.23701		6.26247
İkinci sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	6.25501		6.33987
Üçüncü sıra için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	6.47604		6.02121
İlk sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	6.35785		6.07039
İkinci sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	6.29851		6.18511
Üçüncü sütun için değişen çap değerlerinde elde edilen Nusselt	6.30604		6.16478

Çizelge 6.4. Daireler arası mesafelerin farklı olması durumunda Ra=10^4,10^5 ve 10^6 olması durumunda sıcak duvarda elde edilen ortalama Nusselt sayısı (D =0.05 çap değerinde daireler).

Ra	$\overline{Nu}$
Ra=10^4	0.47499
Ra=10^5	2.1414
Ra=10^6	6.05957

Çizelge 6.1, 6.2 ve 6.3'den de görüldüğü gibi Rayleigh sayısı arttıkça sıcak duvardaki ortalama Nusselt değeri de artmaktadır. Nusselt değeri de ısı taşınım katsayısının bir fonksiyonu olduğuna göre Ra sayısı arttıkça taşınımla geçen ısı transferi de artmaktadır. Aynı şekilde Çizelge 6.1, 6.2 ve 6.3'deki boyutsuz silindir çap değerlerine (D) bakıldığında çap değerleri küçüldükçe sıcak duvardaki ortalama Nusselt değeri büyük çap değerlerine göre artmıştır. Bu da ısı taşınımını arttıran bir faktör olarak belirlenmiştir. Ra =10^4 olma durumu Çizelge 6.1'de kendi içinde incelendiğinde görülebileceği gibi en yüksek Nusselt değerine tüm boyutsuz çap değerleri 0.0125 değerine küçüldüğünde ulaşılmıştır. Nusselt değerinin en küçük değerine ise yine Çizelge 6.1'e göre tüm çapları

0.05 e yükselttiğimizde ulaşılmıştır. Çizelge 6.1'deki en yüksek Nusselt değeri 1.10422, en küçük Nusselt değeri ise 0.64551 dir. Ra=10^4 olması durumunda maksimum ve minimum Nusselt değerleri arasındaki fark 0.45871 dır. Bu değer içerideki cisimlerin çap değişiklikleri veya konumları değiştirilerek daha da detaylı incelenebilir. Ayrıca, Rayleigh sayısının 10^4 değeri için sıcak duvardaki ortlama Nusselt sayısının birden küçük olduğu görülmüştür. Çünkü ısı aktarımı sadece sıcak duvardan değil, söz konusu sıcak duvara yakın silindirik cisimlerden de gerçekleşmektedir. Rayleigh sayısının yüksek değerleri için ise aktarım mekanizması güçlendiğinden daha büyük Nusselt sayılarının elde edilmesi beklenen bir sonuçtur.

Çizelge 6.2'de Ra = 10^5 olması durumunda en yüksek Nusselt sayısı içerideki silindir çaplarının tüm sistemde 0.0125 olduğu durumda, 3.0685 olarak elde edilmiştir. Ra = 10^5 olması durumunda ise en küçük Nusselt sayısı 2.7332 olmuştur. Bu değer de tüm dairelerin çaplarının 0.05 olması durumunda elde edilmiştir. Ra =10^5 olması durumunda en yüksek ve en düşük Nusselt değeri arasındaki fark 0.3353 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 6.3'de Ra = 10^6 olması durumunda en yüksek Nusselt değerine içerideki tüm dairelerin çaplarının 0.0125 olması durumunda ulaşılmıştır. Bu değer 6.55927 olarak tespit edilmiştir. Ra =10^6 olması durumunda en küçük Nusselt sayısına kapalı sistemin içindeki çap değerlerinin sadece üçüncü satırda 0.05 olduğu durumda ulaşılmıştır. Bu değer Çizelge 6.3' de görülebileceği gibi 6.02121'dir. Ra =10^6 olması durumunda maksimum ve minimum Nusselt arasındaki fark 0.53806 dır.

Çizelge 6.4'de görüldüğü üzere Ra değerinin 10^4,10^5 ve 10^6 olması durumunda cisimler arasındaki mesafelerin farklılığında sıcak duvardaki ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir. Burada cisimlerin çapları 0.05 dir. Herhangi bir değişiklik çaplarda yapılmamıştır. Elde edilen değerlere göre Ra sayılarındaki değişime göre Çizelge 6.4'te en düşük Nusselt sayısı 0.47499, en yüksek Nusselt sayısı ise 6.05957 dir. İncelenen durumlar arasında en yüksek Nusselt sayısı 6.55927, en küçük Nusselt sayısı 0.47499 dur. Söz konusu farkın temel nedeni Rayleigh sayısından kaynaklanıyor olmakla birlikte, Çizelge 6.1, 6.2, 6.3 ve 6.4'den de görüleceği gibi cisimlerin çaplarının ve konumlarının da ısı va akış mekanizması üzerinde etkileri mevcuttur. Tüm çalışmada cisimlerin çap değeri arttıkça kapalı ortam içerisinde görülen maksimum hız değeri düşmektedir. Bu durum ısı transferini olumsuz etkilemektedir. Diğer yandan cisimlerin yüzey sıcaklıkları

yüksek olduğu için Nusselt sayısının değişimi farklılık gösterebilmektedir. Çizelge 6.1, Çizelge 6.2, Çizelge 6.3'e bakıldığında Rayleigh sayısının 10^4 ve 10^5 değerleri için içerideki cisimlerin çapları büyüdükçe Nusselt sayısı dolayısıyla da ısı transferi azalmaktadır, Rayleigh sayısının 10^6 değeri için ilk sıra ve ikinci sıradaki cisimlerin çapları arttıkça Nusselt sayısının da düşük çap değerine göre arttığı gözlemlenmiştir. Diğer yandan, Rayleigh sayısının artmasının ısı transferi üzerinde hatırı sayılır bir etkiye sahip olduğu sonucuna varılır. Tezde elde edilen sonuçlar incelenen durumlar için Rayleigh sayısının değişimiyle birlikte Nusselt sayısındaki değişimleri de sergilemektedir. Bu çalışma ayrıca, kapalı sistem içindeki cisimlerin boyutları ve aralarındaki mesafelerin ısı transferi üzerindeki etkilerini de sunmaktadır.

KAYNAKLAR

Akkan, F. (2006*). Bölümlendirilmiş Kapalı Kavitedeki Doğal Taşınımın Sayısal Olarak İncelenmesi* . Yıldız Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Alnak, D.E., Teymur, B., Koca, F. ve Özalp, C. (2015). Yarım Silindir Yerleştirilmiş Kavite İçerisinde Doğal Taşınımlı Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi, *20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 02-5 Eylül, Balıkesir.

Asmaz, E. (2006). *Dik Üçgen Kesitli Kanallarda Doğal Taşınımın Sayısal İncelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Aydın, O., Ünal, A. ve Ayhan, T., (2010). A Numerical Study On Buoyancy-Driven Flow In An Inclined Square Enclosure Heated And Cooled On Adjacent Walls. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications, 36*(6), 585-599.

Çiçek, K. (2008). *Kapalı Bir Kapta Doğal ve Marangoni Taşınımının Sayısal İncelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Demir, R. (2013). *Düşey Kanallarda Saptırılmış Kısa Kanat Düzeni Halinde Doğal Taşınımın Üç Boyutlu İncelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Hepgüzel, B. (2010). *Evsel Fırınlarda Doğal Taşınımın Modellenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Karabacakoğlu, C. (2004*). Isı Taşınım Katsayısının Sabit Veya Sıcaklığa Bağlı Olması Durumunda T Şekilli Bir Kanadın Isı Transfer Optimizasyonu* (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Karakaya, H. ve Durmuş, A. (2010a). Bir Yüzeyi Açık Kübik Boşlukta Engellerin Doğal Taşınımın Üzerindeki Etkisi, *e-Journal of New World Sciences Academy*, *5*(1), 110-130.

Karakaya, H. ve Durmuş, A. (2010b). Bir Yüzeyinden Soğutulan Kübik Boşlukta Doğal Taşınım, *e-Journal of New World Sciences Academy 2010*, 5(2), 144-159.

Kent, E.F. (2009). İkizkenar Üçgen Kanallarda Laminer Doğal Taşınım Ve Isı Transferinin Sayısal İncelenmesi, *XVI. Ulusal Mekanik Kongresi*, 22-26 Haziran 2009, Kayseri.

Öztop, H. F., Fu, Z., Yu, B. and Wei, J. (2011), Conjugate Natural Convection in Air Filled Tube Inserted a Square Cavity, *Int. Commun. Heat Mass*, 38, 590-596. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.008

Öztop, H.F. ve Dağtekin, İ., (2001). L-Şeklindeki Bir Oyuk İçindeki Doğal Taşınımla Isı Transferinin Sayısal Analizi, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*,7(2), 157-164.

Sert, Z. & Timüralp, Ç., (2015). Cidarına Isıtıcı Yerleştirilmiş Kapalı Kutu İçindeki Su Bazlı Nanoakışkanların Laminer Doğal Taşınımla Isı Transferi, *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15(2), 1-12. Doi: 10.5578/fmbd.9381

Susantez, Ç, Kahveci, K. & Çalışkan, S. (2017). Boşluklı Kare Kesitli Bir Ortamda Doğal Taşınımla Isı Transferinin Analizi, *21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 13-16 Eylül, 2017, Çorum.

Şahin, B. (2011). Kapalı Kare Ortamlarda Periyodik Olarak Değişen Sıcaklığa Sahip Duvara Konulan Engelin Doğal Taşınım İle Isı Transferi Üzerine Etkilerinin Sayısal İncelenmesi, *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11),* 16-18 Mayıs 2011, Elazığ, Turkey.

Şahin, B. (2009). Sınır Şartlarının Kapalı Ortamlardaki Doğal Taşınımla Isı Transferi Ve Sıcaklık Dağılımına Etkisinin Sayısal Analizi, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 6-9 Mayıs, İzmir.

Şahin, B. (2007). Dubleks Ev Geometrisine Sahip Kapalı Ortamlarda Farklı Isıtma Yöntemlerinin Doğal Taşınımla Isı Transferi Üzerine Etkilerinin Sayısal Analizi, *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi,* 25- 28 Ekim, İzmir.

Taydaş, D. (2011). *Üç Boyutlu Düşey Kanallarda Doğal Taşınım Ve Kanala Açılan Yarığın Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Tekkalmaz, M. (2018). Alt Duvarı Dalga Kapalı Kare Geometride Yüzey Işınımı İle Doğal Taşınımın Sayısal İncelenmesi,*Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi,* 18 (1), 1-12. Doi: 10.5578/fmbd.67764

Uzun İ., Terlemezoğlu N. & Doğan B. (2005*).* Zamana bağlı doğal ısı taşınımının dikey plakada sayısal analizi. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi,* 11 (1), 153-159.

Varol, Y., Koca, A. ve Öztop, H. F., (2007). Beşik Ve Farklı Yüzey Alanlı Beşik Çatılarda Doğal Taşınımın Sayısal Çözümü, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 99, 57-65.

ÖZGEÇMİŞ

Ad ve Soyad: Hasan Melih ÖZKAN

Lisans: Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği

Mesleki Deneyim: İÇDAŞ Teknik Ressam 4 ay

ÖZSAN ASANSÖR Makine Mühendisi 4 ay

ŞENTÜRKLER ASANSÖR Makine Mühendisi (2021 Nisan – Devam ediyor)