

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**BİR YÜZEYİNE AYRIK ISI KAYNAKLARI YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN  
KAPALI ORTAM İÇERİSİNDEKİ DOĞAL TAŞINIM**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makina Mühendisi Mehmet SAĞLAM**

**HAZİRAN 2017  
TRABZON**



**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce**

**Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /**

**Tezin Savunma Tarihi : / /**

**Tez Danışmanı :**

**Trabzon**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
Mehmet SAĞLAM Tarafından Hazırlanan**

**BİR YÜZEYİNE AYRIK ISI KAYNAKLARI YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KAPALI  
ORTAM İÇERİSİNDEKİ DOĞAL TAŞINIM**



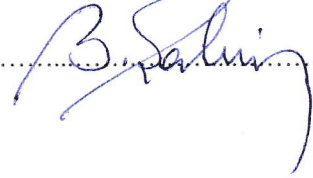
başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 16/ 05/2017 gün ve 1702 sayılı  
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
olarak kabul edilmiştir.

**Jüri Üyeleri**

**Başkan : Prof. Dr. Orhan AYDIN**

**Üye : Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI**

**Üye : Prof. Dr. Bayram ŞAHİN**

  
.....  
  
.....  
  
.....

**Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ**

**Enstitü Müdürü**

## ÖNSÖZ

Elektronik cihazların ısınma nedeniyle performans kaybına uğramamaları ve aşırı ısınma sonucunda arızalanmamaları için bu cihazların elektronik bileşenlerinin üreticileri tarafından belirtilen sıcaklıklarda çalışacak şekilde soğutulmaları gerekmektedir. Günümüzde, elektronik soğutma başlığı altında birçok alternatif soğutma yöntemi bulunmaktadır. Seçilecek olan soğutma yönteminin elektronik cihazın kullanım alanına uygulanabilirliği önemlidir. Uygulamada, maliyet, ergonomi ve enerji verimliliği gibi konuların dikkate alınması gerekir. Özellikle, cep telefonları, tablet bilgisayarlar, diz üstü bilgisayarlar ve benzeri taşınabilir elektronik cihazların soğutulmasında seçilen yönteme göre cihazın tasarımı, bu konuları göz önüne alarak şekillendirilmelidir.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, hava ile elektronik soğutmayı temsil eden ayrık ısı kaynaklarını içeren bir kapalı ortam içerisindeki havanın doğal taşınımı problemi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Yüksek lisans eğitimim süresince bilgi, birikim ve tecrübesinden istifade etmemi sağlayan, çalışmam sırasında desteğini esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Orhan Aydın'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, bu çalışma sürecinde görüş ve önerilerini benimle paylaşan değerli hocam sayın Doç. Dr. Mete Avcı'ya teşekkür ederim. Ayrıca, deney düzeneğinin kurulum aşamasında ve deneyler süresince katkı sağlayan Arş. Gör. Buğra SARPER' e teşekkür ederim.

Bu çalışma, 114M589 nolu TÜBİTAK projesi kapsamında desteklenmiştir. Desteğinden dolayı TÜBİTAK'a şükranlarımı sunarım.

Mehmet SAĞLAM

Trabzon 2017

## **TEZ ETİK BEYANNAMESİ**

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum "Bir Yüzeyine Ayrık Isı Kaynakları Yerleştirilmiş Dikdörtgen Kapalı Ortam İçerisindeki Doğal Taşınım" başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Orhan AYDIN' ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

09/06/2017

Mehmet SAĞLAM

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
ÖZET .....	VI
SUMMARY .....	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VIII
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER VE KISALTMALAR .....	XII
1. GENEL BİLGİLER .....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Elektronik Bileşenlerin Soğutulma Yöntemleri .....	1
1.3. Literatür Özeti .....	4
1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı .....	10
2. DENEYSEL VE SAYISAL YÖNTEM.....	11
2.1. Test Bölgesi Tasarımı .....	11
2.2. Deney ve Ölçüm Sistemi.....	14
2.3. Deneysel Çalışmalar.....	17
2.3.1. Akış Görüntüleme .....	20
2.4. Sayısal Çalışmalar .....	23
2.4.1. Temel Denklemler .....	23
2.4.2. Birleşik Isı Transferi İçin Sayısal Model.....	25
2.4.3. Ağ Yapısı.....	26
2.4.4. Sayısal Model .....	29
2.4.5. Isı Çizgileri .....	30
3. BULGULAR VE İRDELEME .....	34
3.1. Deneysel ve Birleşik Isı Transferi Sayısal Modellerin Uyumu .....	34
3.2. Isı Kaynakları Konumlarının ve Isıl Güç Oranlarının Akış ve Isı Transferine Etkisi	39
4. SONUÇLAR .....	60
5. ÖNERİLER.....	61
6. KAYNAKLAR .....	62
ÖZGEÇMİŞ	

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

BİR YÜZEYİNE AYRIK ISI KAYNAKLARI YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN  
KAPALI ORTAM İÇERİSİNDEKİ DOĞAL TAŞINIM

Mehmet SAĞLAM

Karadeniz Teknik Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı  
Danışman: Prof. Dr. Orhan AYDIN  
2017, 64 Sayfa

Bu çalışmada, düşey yüzeylerinden birine iki adet ayrık ısı kaynağı yerleştirilen dikdörtgen kapalı bir ortamdaki doğal taşınım sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Isı kaynaklarının birbirine göre olan konumları, uzunluk oranı ve ısı akısı oranı ile düzeltilmiş Rayleigh sayısının farklı değerleri için kapsamlı çalışmalar yapılmıştır. Çalışma parametrelerinin akış ve ısı geçişi üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar akış ve sıcaklık alanlarının (akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri) yanı sıra ısı çizgileri cinsinden sunulmuştur. Ayrıca, ısı kaynakları yüzeyindeki maksimum sıcaklık değeri değişimleri global ısı iletkenlik cinsinden elde edilmiştir. Etkin bir soğutma için çalışma parametrelerinin optimum değerleri belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Doğal taşınım, Elektronik soğutma, Ayrık ısı kaynakları, Optimizasyon

Master Thesis

SUMMARY

NATURAL CONVECTION INSIDE A RECTANGULAR ENCLOSURE WITH  
DISCRETE HEAT SOURCES ON ITS SIDE WALL

Mehmet SAGLAM

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

2017, 64 Pages

In this thesis, natural convection inside a rectangular enclosure with two heat sources its sidewall is examined experimentally and numerically. For varying relative positions of the heat sources, various values of ratio of the lengths and ratio of heat fluxes of the heat sources and modified Rayleigh number are studied. Effects of working parameters on heat and fluid flow are determined. Results are presented in terms of heatlines as well as flow and temperature fields (streamlines and isotherms). In addition, variations of maximum surface temperature at the surfaces of the heat sources are obtained by means of global thermal conductance. For an effective cooling, optimum values of the working parameters are determined.

**Keywords:** Natural Convection, Electronics cooling, Discrete heating, Optimization



## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa No

Şekil 1. Bir elektronik bileşen içerisine yerleştirilebilen transistör sayısının yıllara göre değişimi (Çengel ,2003).....	2
Şekil 2. Farklı soğutma teknikleri ve akışkanlar için elde edilebilecek olan ısı taşınım katsayısı değerleri (Murshed,2016). ....	3
Şekil 3. İncelenen problemin şematik resmi.....	11
Şekil 4. Isı kaynaklarının ön ve arkadan görünümü .....	12
Şekil 5. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeyin şematik resmi.....	12
Şekil 6. Test bölgesinin şematik resmi (a) termoeleman yerleşim planı (b) .....	13
Şekil 7. Sabit sıcaklık banyosu .....	15
Şekil 8. Test bölgesi ve yerleşimi (a), dijital açı ölçer (b).....	15
Şekil 9. Sıcaklık veri kayıt ve okuma cihazları .....	16
Şekil 10. İş istasyonu (a) ve kesintisiz güç kaynağı (b).....	16
Şekil 11. DC güç kaynağı (a), Multimetre (b).....	17
Şekil 12. Deney düzeneğinin şematik gösterimi ve kullanılan cihazlar .....	18
Şekil 13. Deney düzeneği iş şeması .....	19
Şekil 14. Probleme ait parametrik boyutlar .....	19
Şekil 15. Deneyde alınan ortalama yüzey ve merkez sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $Ra^*= 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 1$ ).....	20
Şekil 16. Akış görüntüleme şematik resmi.....	21
Şekil 17. Akış görüntüleme için kullanılan dumanın test bölgesi içerisine verilışı .....	22
Şekil 18. Sis jeneratörü (a), diyot lazer (b).....	22
Şekil 19. İki boyutlu sayısal model (a), üç boyutlu sayısal model (b) .....	25
Şekil 20. Tercih edilen ağ yapısı .....	27
Şekil 21. Isı kaynakları yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısı değerinin ağ sayısı ile değişimi, 2B model (a), 3B model (b) .....	27
Şekil 22. Doğal taşınım sayısal modeli .....	29
Şekil 23. $Ra= 10^3$ , akım çizgileri (a), eş sıcaklık eğrileri (b), ısı çizgileri (c) (üst sıradaki şekiller: Deng ve Tang (2002)).....	33

Şekil 24. $Ra= 10^6$ , akım çizgileri (a), eş sıcaklık eğrileri (b), ısı çizgileri (c) (üst sıradaki şekiller: Deng ve Tang (2002)) .....	33
Şekil 25. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımının 2B, 3B sayısal ve deneysel çalışma için karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 0,5$ ) .....	36
Şekil 26. 2B sayısal (a), 3B sayısal (b) ve deneysel (c) akım çizgilerinin karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 0,5$ ) .....	36
Şekil 27. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımının 2B, 3B sayısal ve deneysel çalışma için karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 1$ ) .....	37
Şekil 28. 2B sayısal (a), 3B sayısal (b) ve deneysel (c) akım çizgilerinin karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 1$ ) .....	37
Şekil 29. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımının 2B, 3B sayısal ve deneysel çalışma için karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 2$ ) .....	38
Şekil 30. 2B sayısal (a), 3B sayısal (b) ve deneysel (c) akım çizgilerinin karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ , $q'_1 / q'_2 = 2$ ) .....	38
Şekil 31. $Ra^*=10^4$ için global ısıl iletkenliğin boyutsuz ısı kaynakları konumları ve ısıl güç oranları ile değişimi, $D_0 / D_1=1$ (a), $q''_1 / q''_2=1$ (b) .....	41
Şekil 32. $Ra^*=10^5$ için global ısıl iletkenliğin boyutsuz ısı kaynakları konumları ve ısıl güç oranları ile değişimi $D_0 / D_1=1$ (a), $q''_1 / q''_2=1$ (b) .....	44
Şekil 33. $Ra^*=10^6$ için global ısıl iletkenliğin boyutsuz ısı kaynakları konumları ve ısıl güç oranları ile değişimi $D_0 / D_1=1$ (a), $q''_1 / q''_2=1$ (b) .....	47
Şekil 34. Maksimum global ısıl iletkenlik değerinin düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı akısı oranları ile değişimi ( $D_0 / D_1=1$ ) .....	50
Şekil 35. Maksimum global ısıl iletkenlik değerinin düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı kaynağı uzunluk oranları ile değişimi ( $q''_1 / q''_2=1$ ) .....	51
Şekil 36. $Ra^*=10^4$ , $D_0 / D_1=1$ , $q'_1 / q'_2= 0,25$ (a), $q'_1 / q'_2= 1,22$ (b), $q'_1 / q'_2= 4$ (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri .....	54
Şekil 37. $Ra^*=10^4$ , $q''_1 / q''_2=1$ , $q'_1 / q'_2= 0,25$ (a), $q'_1 / q'_2= 1,22$ (b), $q'_1 / q'_2= 4$ (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri .....	55
Şekil 38. $Ra^*=10^5$ , $D_0 / D_1=1$ , $q'_1 / q'_2= 0,25$ (a), $q'_1 / q'_2= 1,22$ (b), $q'_1 / q'_2= 4$ (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri .....	56
Şekil 39. $Ra^*=10^5$ , $q''_1 / q''_2=1$ , $q'_1 / q'_2= 0,25$ (a), $q'_1 / q'_2= 1,22$ (b), $q'_1 / q'_2= 4$ (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri .....	57

Şekil 40.  $Ra^*=10^6$ ,  $D_0 / D_1=1$ ,  $q'_1 / q'_2=0,25$  (a),  $q'_1 / q'_2=1,22$  (b),  $q'_1 / q'_2=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri ..... 58

Şekil 41.  $Ra^*=10^6$ ,  $q''_1 / q''_2=1$ ,  $q'_1 / q'_2=0,25$  (a),  $q'_1 / q'_2=1,22$  (b),  $q'_1 / q'_2=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri ..... 59



## TABLolar DİZİNİ

### Sayfa No

Tablo 1. Literatür özeti .....	8
Tablo 2. Ağ bağımsızlık çalışması .....	28



## SEMBOLLER VE KISALTMALAR

$A$	: Yüzey alanı
$a, b, c$	: Isı fonksiyonu denklemi katsayıları
$C$	: Global ısı iletkenlik
$c_p$	: Özgül ısı [J/kgK]
$D$	: Boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu
$d$	: Isı kaynağı uzunluğu [m]
$dH$	: Isı fonksiyonu değeri
$F$	: Dış kuvvetler
$g$	: Yer çekim ivmesi
$H$	: Kapalı ortam yüksekliği [m]
$H, H', H''$	: Isı fonksiyonu ve türevleri
$H^*$	: Boyutsuz ısı fonksiyonu
$h$	: Yerel ısı taşınım katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
$h_x, h_y$	: x ve y yönündeki adım aralıkları
$I$	: Akım [A]
$k$	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
$L$	: Kapalı ortam genişliği [m]
$Nu$	: Nusselt sayısı
$n$	: Yüzey normal
$P$	: Güç [W]
$Pr$	: Prandtl sayısı [ $\nu/\alpha$ ]
$p$	: Basınç [Pa]

$R$	: Isıtıcı direnci [ohm]
$Ra^*$	: Düzeltilmiş Rayleigh sayısı
$S$	: Boyutsuz ısı kaynağı aralığı
$s$	: Isı kaynağı aralığı
$T$	: Sıcaklık [ $^{\circ}C$ ]
$t$	: Kalınlık
$U, V, W$	: Boyutsuz hız bileşenleri
$u, v, w$	: Hız bileşenleri [m/s]
$Q'$	: Toplam ısı güç [W/m]
$\dot{q}$	: Isı üretimi [W/m <sup>3</sup> ]
$q'$	: Isıl güç [W/m]
$q''$	: Yüzey ısı akısı [W/m <sup>2</sup> ]
$X, Y, Z$	: Boyutsuz Kartezyen koordinatları
$x, y, z$	: Kartezyen koordinatları [m]

### **Yunan Alfabeti**

$\alpha$	: Isı yayılım katsayısı [m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	: Hacimsel genişleme katsayısı [1/K]
$\varepsilon$	: Yüzey yayılım katsayısı
$\theta$	: Boyutsuz sıcaklık
$\nu$	: Kinematik viskozite [m <sup>2</sup> /s]
$\mu$	: Dinamik viskozite [kg/ms]
$\rho$	: Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Psi$	: Boyutsuz akım fonksiyonu

$\psi$  : Akım fonksiyonu [kg/ms]

### **Alt İndisler**

*co* : Soğuk yüzey

*cu* : Bakır

*dış* : Dış ortam

*fl* : Akışkan

*gy* : Geri yönlü

*he* : Isıtıcı

*ho* : Sıcak yüzey

*ins* : Yalıtım

*iy* : İleri yönlü

*maks* : Maksimum

*min* : Minimum

*ort* : Ortalama

*ple* : Pleksiglas

*ref* : Referans

## **1.GENEL BİLGİLER**

### **1.1. Giriş**

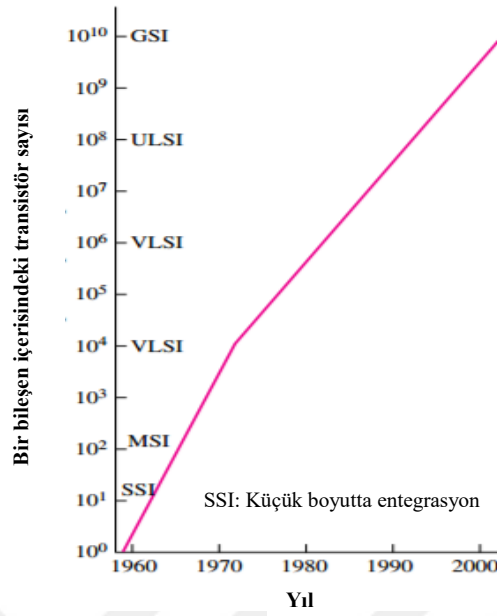
Kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım birçok mühendislik problemine ve çevresel probleme model oluşturduğu için ilgi çeken araştırma konularından biridir. Bina ısı tesisatından güneş enerji sistemlerine, elektronik soğutmadan güneş kolektörlerine, fırın dizaynından nükleer reaktör dizaynına kadar birçok uygulamada karşılık bulmaktadır.

Gelişen teknoloji, günümüzde daha hızlı, daha güçlü, hem enerji hem de boyut açısından daha verimli elektronik ekipmanların tasarlanmasına ve üretilmesine olanak sağlamıştır. Elektronik bileşenlerin boyutlarının küçülmesi ve böylelikle yüzey ısı akılarının aşırı derecede artması; aşırı ısınma, performans kaybı ve arızalanma gibi sorunları da beraberinde getirmiştir. Bu durum, birçok araştırmacının ilgisini elektronik soğutmaya yönlendirmiştir. Özellikle düşük maliyetli olması, yüksek güvenilirliği, gürültüsüz olması, bakım gerektirmemesi ve elektromanyetik dalgalanmalardan etkilenmemesi nedeniyle doğal taşınım, elektronik bileşenlerin soğutulmasında tercih edilen bir ısı transfer mekanizması olarak kabul edilmektedir.

### **1.2. Elektronik Bileşenlerin Soğutulma Yöntemleri**

Günümüzde oyunculardan tüketici elektroniğine (cep telefonu, bilgisayar vb.), askeri ekipmanlardan yüksek hızlı süper bilgisayarlar kadar tüm cihazlar elektronik devre elemanları tarafından kontrol edilmekte ve çalıştırılmaktadır. Elektronik devre elemanları yapı olarak milyonlarca transistörden meydana gelmektedir. Transistörler üzerinden elektrik akımının geçişi ile ısı enerjisi üretimi ortaya çıkmaktadır. Gelişen teknoloji ile birlikte, günümüzde 3x3 cm boyutunda bir elektronik bileşen içerisinde birkaç milyon transistör bulunmakta ve her geçen yıl bu değer artmaktadır. Şekil 1'de bir bileşen içerisine yerleştirilebilen transistör sayısının yıllara göre değişimi verilmiştir.





Şekil 1. Bir elektronik bileşen içerisine yerleştirilebilen transistör sayısının yıllara göre değişimi (Çengel, 2003).

Ortaya çıkan bu ısı, bileşenin sıcaklığının artmasına neden olacak; bu sıcaklık artışı da, bileşende performans kaybı ve bileşen ömründe azalmaya yol açabilecektir. Bu sıcaklık artışı ve yüzeyde oluşacak eşdağılı olmayan (*non-uniform*) sıcaklık dağılımı nedeniyle ortaya çıkacak ısıl gerilmeler, bileşenin genellikle lehim yardımıyla yerleştirildiği devre kartı üzerinde de olumsuz etkiler ve arızalanmalara sebep olabilecektir. Bahsedilen sebeplerden dolayı, elektronik bileşenlerin ve sistemlerin üretici firmalar tarafından önerilen çalışma sıcaklıklarında tutulması ve müsaade edilen maksimum sıcaklık değerinin altında kalacak şekilde uygun bir soğutma yöntemi ile soğutulması gerekmektedir.

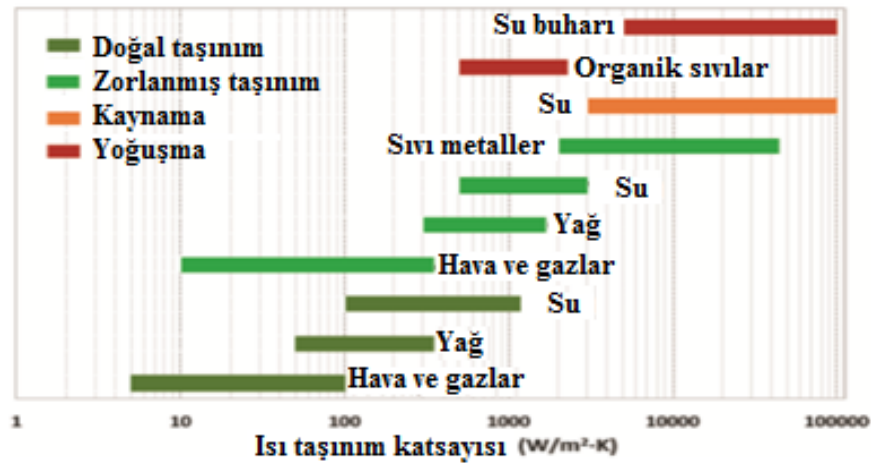
Elektronik bileşenleri soğutma yöntemleri dört genel kategori altında toplanabilir (Scott, 1974):

- Doğal taşınım
- Zorlanmış taşınım (hava ile soğutma)
- Zorlanmış taşınım (sıvı ile soğutma)
- Sıvı buharlaşma

Yukarıda bahsedilen yöntemlerin yanı sıra geliştirilen yüksek güçlü elektronik bileşenlerin soğutulması için termosifon sistemleri, ısı boruları, elektro-ozmotik pompalama, mikro kanallar, çarpan jetler, termoelektrik soğutucular ve faz değıştiren madde

(FDM) esaslı ısı değiştiricileri gibi farklı ısı kontrol sistemleri üzerinde de birçok çalışma yapılmaktadır.

Bahsedilen bu yöntemler aktif ve pasif yöntemler başlığı altında da sınıflandırılabilir. Pasif sistemler, kapilarite veya yerçekimi kaldırma kuvveti gibi etkilerden yararlanarak soğutucu akışkanın sistemde doğal bir şekilde dış bir zorlama olmaksızın dolaşımını sağlarken; aktif sistemler, soğutucu olarak kullanılan akışkanı sistemde dolaştırmak için bir dış güç (kompresör, pompa vb.) kullanmaktadır. şekil 2' de farklı soğutma yöntemleri ve soğutucu akışkanlar için elde edilen ısı taşınım katsayıları verilmektedir.



şekil 2. Farklı soğutma teknikleri ve akışkanlar için elde edilebilecek olan ısı taşınım katsayısı değerleri (Murshed, 2016).

Görüldüğü üzere, zorlanmış taşınım ve gizli ısı enerjisi ile soğutma yöntemlerinde elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri, doğal taşınım mekanizması değerlerine göre çok daha yüksek bir seviyededir. Buna rağmen, yüksek güvenilirliği, bakım gerektirmemesi, maliyet açısından diğer yöntemlere göre çok daha uygun oluşu ve dışarıdan ekstra bir güç uygulanmasına gerek duymaması gibi özellikleri, doğal taşınım ile soğutma yöntemini cazip kılmaktadır. Bu nedenle, doğal taşınımda elde edilebilecek ısı taşınım katsayısı değerlerini arttırabilmek adına çalışmalar sürmektedir.

Soğutma sistemlerinde kullanılacak yöntemin yanı sıra kullanılacak soğutucu akışkan da önemli bir yere sahiptir. Akışkan seçiminde, özellikle soğutulacak sisteme herhangi bir zarar vermeyecek türde bir akışkan seçimi yapılmalı ya da akışkanı sisteme zarar

vermeyecek bir şekilde sistemden izole ederek soğutma işlemi yapılmalıdır. Ancak, ekstra izolasyonun soğutma sisteminde yapısal ilaveler ve ekstra maliyetler ortaya çıkaracağı da göz önünde bulundurulmalıdır. Elektronik bileşenlerin soğutulması için kullanılacak soğutucu akışkanın sahip olması gereken başlıca özellikler; bileşenlerde fiziksel ya da kimyasal değişikliklere sebep olmaması ve elektriksel olarak iletken olmaması olarak sıralanabilir. Yukarıda bahsedildiği gibi eğer soğutucu akışkan bu özelliklerden yoksun ise bileşenler bu akışkandan izole edilerek; soğutma yapılmalıdır.

### 1.3. Literatür Özeti

Literatürde kapalı ortam içerisine yerleştirilen ayrık ısı kaynakları ilgili birçok sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Yapılan sayısal ve deneysel çalışmalarda ısıl açıdan aktif bölgelerin konum ve genişliklerinin, kapalı ortamın yatay ile yaptığı açının, kapalı ortamın yükseklik/genişlik oranının, akış ortamına eklenen mikro veya nano-akışkan parçacıklarının, Rayleigh veya Grashof sayısının doğal taşınım üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Torrance vd. (1969), taban merkezinde küçük bir ısı kaynağı bulunan dikdörtgenel ve dairesel kapalı ortamlar içerisindeki laminer doğal taşınım deneysel olarak incelemiştir. Sıcaklık ölçümleri ve akış görüntüleme yapmışlardır. Laminer bölgede, teorik sonuçlarla deneysel sonuçların mükemmel bir uyum içerisinde olduğunu belirtmişlerdir.

Shakerin vd. (1987), düşey yüzeyine hem tek hem de çift olarak çıkıntılı ısı kaynakları yerleştirilen kapalı bir ortamdaki laminer doğal taşınımını sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Tek ısı kaynağı durumunda yüzey alanı gömülü ısı kaynağı durumuna kıyasla artmasına rağmen; çıkıntılı ısı kaynağı, çevresinde oluşan neredeyse durgun kısımlardan dolayı bu kısımlarda akışkana olan ısı geçişinin az olduğunu, transfer edilen toplam ısı miktarının gömülü ısı kaynağı durumu ile durumla neredeyse aynı olduğunu ve ikili durumda ise ısı transferinin gömülü duruma göre çok az arttığını gözlemlemişlerdir.

Chadwick vd. (1990), tek ve çift ısı kaynaklarıyla bölgesel ısıtılan bir kapalı ortamdaki doğal taşınımını sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Her iki konfigürasyon için de maksimum ısı transferinin yüksek Grashof sayılarında, ilk ısı kaynağının tabana yakın konumlandırıldığında meydana geldiğini ve maksimum ısı transferinin Grashof sayısının bir fonksiyonu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Ho ve Chang (1993), düşey yüzeyinde ayırık ısı kaynakları bulunan dikdörtgensel bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım yükseklik/genişlik oranının etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Artan yükseklik/genişlik oranıyla bölgesel ısıtılan yüzeylerde ortalama Nusselt sayısının azaldığını gözlemlemiştir.

Heindell vd. (1995), ayırık ısı kaynakları içeren bir kapalı ortam içerisindeki birleşik doğal taşınım (yüzeylerdeki iletim etkisi dikkate alınarak) için iki ve üç boyutlu sayısal model oluşturmuştur. Üç boyutlu sayısal modelin deneysel verilerle çok iyi uyum sağladığını ve iki boyutlu modelin ısı kaynağı yüzeylerindeki ortalama sıcaklıkları deneysel göze daha fazla tahmin etmesine rağmen genel olarak akışın eğilimini yakaladığını gözlemlemiştir.

Ortega ve Lall (1996), tabana gömülü ayırık ısı kaynağı içeren bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım için deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Beklediği gibi ısı kaynağının yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının, artan kapalı ortam/ısı kaynağı yükseklik oranı ve ısı kaynağı sıcaklığı ile arttığını gözlemlemiştir.

Ramos vd. (1998), iki boyutlu bir kapalı ortamın düşey yüzeyindeki iki ayırık ısı kaynağının ısı yayma oranlarının, aralarındaki mesafenin ve kapalı ortam yükseklik/genişlik oranının kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Isı geçişini artırmak ve bileşen sıcaklıklarını düşürmek için daha yüksek ısı yayan bileşenin üst kısma yerleştirilmesi gerektiğini belirlemiştir.

Liu vd. (1999), iletken tabanına beş çıkıntılı ısı kaynağı yerleştirilen bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Isı kaynaklarını eş aralıklı yerleştirmenin ısı performans açısından optimum durum olmadığını ve ısı kaynaklarındaki sıcaklık dağılımının büyük ölçüde yerleşim aralıklarına bağlı olduğunu gözlemlemiştir.

Aydın ve Yang (2000), tabandan bölgesel ısıtılan ve yanlardan simetrik soğutulan iki boyutlu dikdörtgen bir kapalı ortamda havanın doğal taşınımını sayısal olarak incelemiştir. Isı kaynağı yüzeyindeki Nusselt sayısının artan Rayleigh sayısı ya da boyutsuz ısı kaynağı genişliği ile arttığını tespit etmişlerdir.

Tou ve Zhang (2003), içi sıvı dolu bir kapalı ortamın düşey yüzeyindeki ayırık ısı kaynaklarından doğal taşınım ile ısı transferine kapalı ortam eğim açısının etkisini sayısal olarak incelemiştir. İletimle ısı geçişinin meydana geldiği duruma yakın konfigürasyonlar dışında eğim açısının ısı transferi üzerinde küçük bir etkisi olduğunu, iletimle ısı geçişinden taşınım ile ısı geçişi için kritik Rayleigh sayısının eğim açısından bağımsız olduğunu ve ısı kaynaklarından transfer edilen ısının üniform olmadığını gözlemlemiştir.

Tso vd. (2004), bir kapalı ortam içerisine 3 x 3 matris düzeninde yerleştirilen ayrık ısı kaynaklarının laminar doğal taşınımına soğutulmasını hem iki hem de üç boyutta sayısal ve deneysel olarak farklı eğim açıları ve Prandtl sayılarında incelemiştir. Alttan ısıtma durumuna yaklaştıkça akış ve sıcaklık alanlarının karmaşık ve bozulmuş olduğunu, kenar etkilerinin ısı transferini arttırdığını, kenar etkileri olmadığında iki ve üç boyutlu sayısal sonuçların birbirine yakın olduğunu gözlemlemiştir.

Da Silva vd. (2004), düşey yüzeyinde ayrık ısı kaynağı bulunan bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımını incelemiştir. Kaynaklarının nasıl konumlandırılması gerektiğini “*constructal teori*” yardımı ile elde etmeye çalışmıştır. Yüzey ve akışkan arasındaki maksimum global performans sağlandığı durumda ısı kaynakları arasındaki mesafenin eşit değil aşağıdan yukarıya doğru arttığını ve maksimum global performansın Rayleigh sayısına bağlı olduğunu gözlemlemiştir.

Calcagni vd. (2005), tabandan bölgesel ısıtılan ve yanlardan simetrik soğutulan iki boyutlu dikdörtgen bir ortamda havanın doğal taşınımını farklı Rayleigh sayılarında ve ısı kaynağı uzunluklarında sayısal ve deneysel olarak incelemiştir., Isı kaynağı boyutunun artmasıyla ısı transferinin arttığını, Rayleigh sayısının  $10^4$ 'den küçük olduğu durumlarda ısı transferinde iletimin baskın olduğunu ve yaklaşık  $10^5$  değerinde taşınımın etkin rol almaya başladığını gözlemlemiştir.

Dias ve Milanez (2006), Da Silva vd. (2004)' nin çalışmasını genetik algoritması kullanarak tekrarlamış ve bu algoritmayı kullanarak çalışmalarını farklı yüzey ısı akısı oranları için genişletmiştir.

Zhao vd. (2007), yaptıkları sayısal çalışmada düşey yüzeyinde iki ayrık ısı kaynağı bulunan iki boyutlu karesel bir kapalı ortam içerisindeki laminar doğal taşınımını, ısı kaynaklarından birinin yüzey sıcaklığını sabit tutup, diğer ısı kaynağının yüzey sıcaklığını sinüzoidal bir fonksiyon şeklinde dalgalandırarak incelemiştir. Isı transferi ve akış verilerini analiz ederek, rezonans mekanizmasını araştırmışlardır.

Banarjee vd. (2008), tabanına iki adet ayrık ısı kaynağı yerleştirilen karesel bir kapalı ortamdaki doğal taşınımını toplam ısı girişi sabit kalmak koşuluyla ısı kaynakları uzunluk ve ısı akısı oranlarını parametre olarak belirleyerek sayısal incelemiştir.

Bairi vd. (2008), sıcak plakası adyabatik ve izotermal bantlardan oluşan içi hava dolu eğimli kübik bir kapalı ortamdaki doğal taşınımını sayısal ve deneysel olarak farklı eğim açıları incelemiş ve Nu-Ra korelasyonları elde etmiştir.

Deng (2008), düşey yüzeylerinde ikişer veya üçer ayrıık ısı kaynağı ve ısı kuyusu bulunan iki boyutlu bir kapalı ortam içerisindeki laminer doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Kaynak ve kuyu boyutları ile yerleşimlerinin ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini belirlemiştir.

Corcione ve Habib (2010), dikdörtgenel bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımında, düşey yüzeye yerleştirilen ayrıık ısı kaynağı konumunun, genişliğinin ve kapalı ortam eğim açısının akış ve ısı geçişi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Artan ısı kaynağı genişliği, Rayleigh sayısı ve Prandtl sayısı ile ortalama Nusselt sayısını arttırdığını, değişen eğim açısıyla optimum ısı kaynağı konumunun da değiştiğini gözlemlemiştir.

Nardini ve Paroncini (2012), yan yüzeyleri bölgesel olarak aktif olan karesel bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Aktif bölgelerin konumunun hız alanı içerisindeki ısı gradyanı etkilediğini ve aktif bölgelerin daha küçük segmentlere ayrılmasının ısı transferini arttırdığını gözlemlemiştir.

Bairi vd. (2012), bir yüzeyinde ayrıık ısı kaynakları bulunan iki boyutlu bir paralel kenar kapalı ortam içerisindeki geçici rejimdeki doğal taşınımı farklı alt ve üst yüzey eğim açılarında sayısal ve deneysel olarak incelemiştir.

Mahapatra vd. (2015), yan yüzeyleri isothermal ısı kuyusu olan bir kapalı ortam tabanına yerleştirilen iki ayrıık ısı kaynağının değişimli olarak açılıp kapatılması durumunun doğal taşınım üzerindeki etkisini farklı açılıp kapama periyotlarında geçici rejimde sayısal olarak incelemiştir. Isı transferinin sürekli çalışan tekil bir ısı kaynağına göre daha fazla olduğunu, açma kapama zaman periyodu azaldıkça ısı transferinin arttığını gözlemlemiştir.

Mahapatra vd. (2015), düşey yüzeyleri bölgesel olarak aktif olan bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımında entropi üretimini farklı ısı kaynağı konumları için incelemiş ve optimum yükseklik/genişlik oranlarını elde etmiştir.

Nardini vd. (2016), yan yüzeylerinde bölgesel ısı kuyuları bulunan bir kapalı ortam tabanına çıkıntılı yerleştirilen ısı kaynağının doğal taşınımına etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Isı kaynağının farklı konumlarının kapalı ortam içerisindeki ısı transferi üzerinde ve girdap oluşumunda etkisi olduğunu gözlemlemiştir. Bahsedilen bu çalışmalar Tablo 1' de özetlenmiştir.

Tablo 1. Literatür özeti

<b>Yazar</b>	<b>Geometri</b>	<b>Akışkan</b>	<b>İncelenen Parametreler</b>
Torrance vd.(1969)	Dikdörtgensel ve dairesel taban kesitli kapalı ortam	Hava	Grashof sayısı
Shakerin vd. (1988)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Tek ve çift ısı kaynağı durumu Rayleigh sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı
Chadwick vd. (1991)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Grashof sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı Farklı ısı kaynağı konumları Tek ve çift ısı kaynağı durumu
Ho ve Chang (1994)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı
Heindel vd. 1995	Dikdörtgensel kapalı ortam	Su FC-77	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı
Ortega ve Lall (1996)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı Isı kaynağı boyutu Isı kaynağı arka yüzeyi yalıtılmış veya taşınım sınır koşulu uygulanmış
Ramos vd. (1998)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı Isı yayma oranları Isı kaynakları arasındaki mesafe
Liu vd. (1999)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Isı kaynakları arasındaki mesafe
Aydın ve Yang (2000)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu
Tou ve Zhang (2003)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Dielektrik sıvı	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı Kapalı ortam eğim açısı

Tablo 1'in devamı

<b>Yazar</b>	<b>Geometri</b>	<b>Akışkan</b>	<b>İncelenen parametreler</b>
Tso vd. (2004)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava,Su, vd.	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Prandtl sayısı Kapalı ortam eğim açısı
Da Silva vd. (2004)	Karesel kapalı ortam	Hava	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Farklı ısı kaynağı sayısı, boyutu ve aralarındaki mesafe
Calcagni vd. (2005)	Karesel kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Farklı ısı kaynağı boyutları
Dias ve Milanez (2006)	Karesel kapalı ortam	Hava	Düzeltilmiş Rayleigh sayısı Isı kaynakları aralarındaki mesafe ve ısı güç oranı
Zhao vd. (2007)	Karesel kesitli kapalı ortam	Hava	Sinuzoidal ısı kaynağı sıcaklığı değişimi ve değişim frekansı
Banarjee vd. (2008)	Karesel kesitli kapalı ortam	Hava	Farklı ısı güç oranları ve ısı kaynağı uzunluk oranları
Bairi vd.(2008)	Kübik kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Kapalı ortam eğim açısı
Deng (2008)	Karesel kesitli kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Farklı ısı kaynağı ve ısı kuyusu sayıları ve yerleşimi
Corcione ve Habib (2010)	Karesel kesitli kapalı ortam	Parametre	Rayleigh sayısı Prandtl sayısı Kapalı ortam eğim açısı Farklı ısı kaynağı boyutu ve konumu
Nardini ve Paroncini (2012)	Karesel kesitli kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Farklı ısı kaynağı konumları ve boyutları
Bairi vd. (2012)	Paralel kenar kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Paralel kenar açısı Sınır koşulları
Mahapatra vd. (2015)	Karesel kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Açma-kapama periyodu



Tablo 1'in devamı

<b>Yazar</b>	<b>Geometri</b>	<b>Akışkan</b>	<b>İncelenen parametreler</b>
Mahapatra vd.(2015)	Dikdörtgensel kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Ortam yükseklik-genişlik oranı Isı kaynağı ve ısı kuyusu konumları
Nardini vd. (2016)	Karesel kapalı ortam	Hava	Rayleigh sayısı Taban ısı kaynağı konumu

#### **1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı**

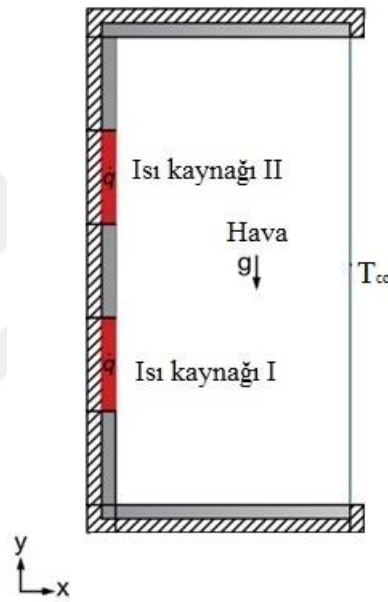
Kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım, pratikte birçok uygulamaya model oluşturduğu için araştırmacılar tarafından çokça incelenen konulardan biridir. Yapılan çalışmaların önemli bir kısmı, kapalı ortamın karşılıklı yüzeylerden farklı sıcaklıkların veya farklı ısı akılarının uygulanması üzerinedir. Ayrıca, literatürde var olan çalışmalar çoğunlukla sayısaldır.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, düşey yüzeylerinden birine iki adet ayrık ısı kaynağı yerleştirilen diğer düşey yüzeyi daha düşük sabit bir sıcaklıkta tutulan ve alt ve üst yüzeyleri ile ısı kaynakları araları yalıtılmış olan dikdörtgensel bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. İki ayrık ısı kaynağının farklı düzende yerleşimi, farklı boyutlarda tutulması ve her birine farklı ısı akısı uygulanması durumu ve sonrasında ısı kaynaklarının optimum yerleşim, optimum ısı kaynağı uzunluğu oranı ve optimum ısı akısı oranının belirlenmesi tezin amacını oluşturmaktadır. Bu amaçla, çalışma parametrelerinin farklı değerleri için kapsamlı deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır.

## 2. DENEYSEL VE SAYISAL YÖNTEM

### 2.1. Test Bölgesi Tasarımı

Düşey yüzeylerinden birinde çift ayrıık ısı kaynağı bulunan kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım deneysel olarak incelenmiştir. Probleme ait şematik resim, Şekil 3' te gösterilmiştir.

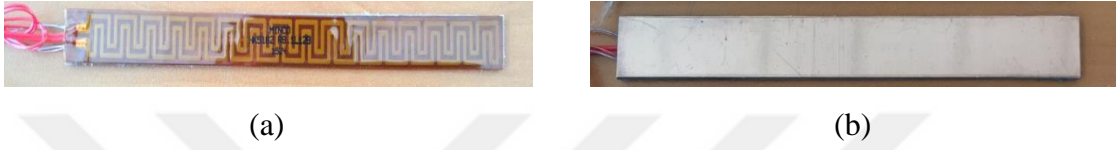


Şekil 3. İncelenen problemin şematik resmi

Problemi deneysel olarak incelemek için 152,4 mm derinliğinde, 63,5 mm yüksekliğinde ve 31,75 mm genişliğinde bir kapalı ortam oluşturulmuştur. Ortam boyutları, problemin sayısal incelenmesinde iki boyutlu kabul yapılabilecek şekilde seçilmiştir. Yapılan deneylerde ortam içerisindeki akış dumanla akış görüntüleme tekniği görüntüleneceğinden kapalı ortamı oluşturmak için 10 mm kalınlığında şeffaf pleksiglas malzeme kullanılmıştır.

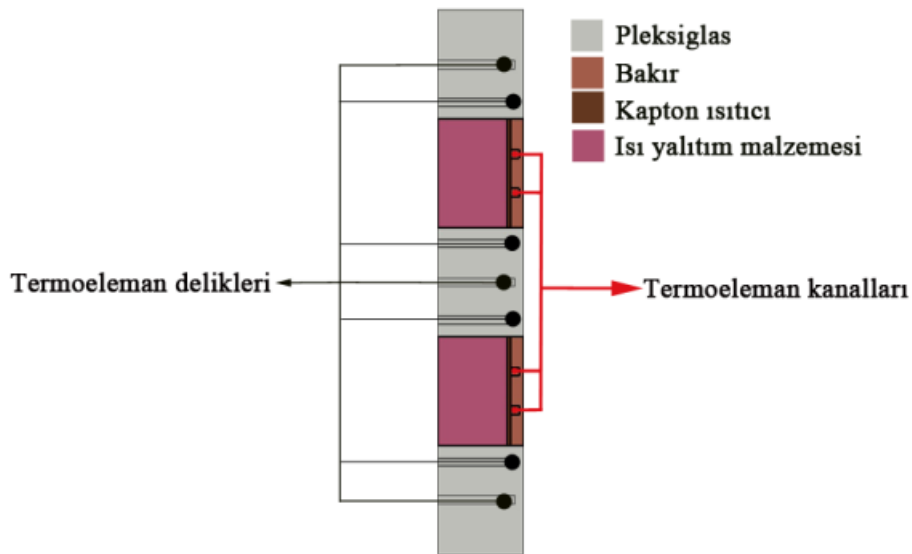
Düşey yüzeylerden biri Şekil 3' te görüldüğü gibi 3 adet ısıtılmayan, 2 adet ısıtılan eş genişlikte ve uzunlukta toplam 5 banttandır oluşturulmuştur. Isıtılan bölgeleri oluşturmak için arka yüzeyine Minco'nun 12,7 mm genişliğinde esnek kapton ısıtıcıları yapıştırılan 1,5 mm kalınlıktaki bakır plakalar yerleştirilmiştir. Bakır plaka yüzeylerinin merkezlerinden sıcaklık ölçümü alabilmek için plakaların ortasına kadar ikişer adet birer milimetre kalınlığında ve

genişliğinde termoeleman kanalları açılarak; T tipi termoelemanlar gömülmüştür. Hem termoelemanların daha doğru ölçüm almalarını hem de ısıtıcı ile bakır arasında açılan kanallarda hava boşluğu kalmamasını sağlamak için bu kanallar termoelemanlar gömüldükten sonra termal macun ile doldurulmuştur. Ayrıca, bu yüzeylerden radyasyonla ısı transferini azaltmak amacıyla ısıtıcı bakır plakaların ön yüzeyleri metalik parlaticı kullanılarak parlatılmıştır.



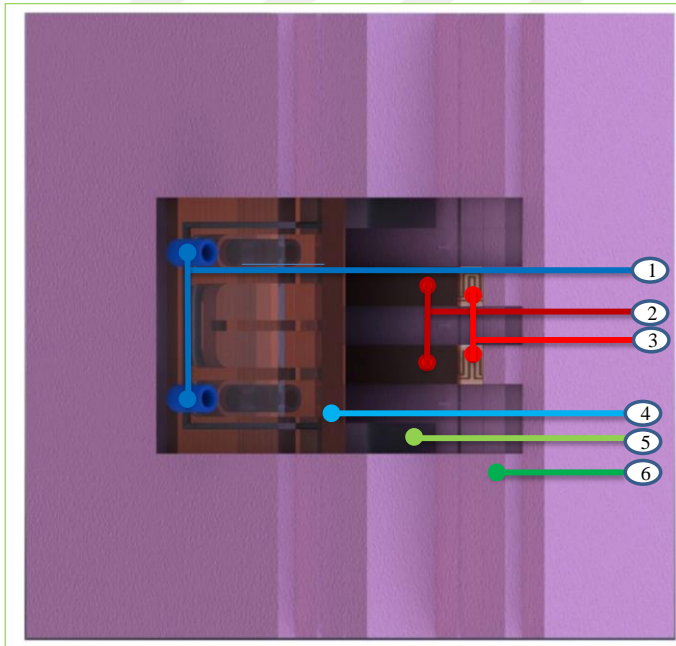
Şekil 4. Isı kaynaklarının ön ve arkadan görünümü

Bakır plakaları gömebilmek için pleksiglas yüzeye bakır plaka ve ısıtıcının toplam kalınlığı kadar derinlikte boydan boya iki adet kanal açtırılmış ve ısı kayıplarını azaltmak için bu kanalların içleri boşaltılarak içerisine ısı yalıtım malzemesi koyulmuştur. Ayrıca, ısı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımını belirlemek için 7 adet termoeleman yerleştirilmiştir. Bu yüzeye ait detaylı şematik görünüm, Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeyin şematik resmi

DüŖey yüzeylerden diğeri ısıtıcılara göre daha düşük bir sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Bu yüzeyin deney sırasında sürekli aynı sıcaklıkta kalmasını sağlamak için sabit sıcaklık banyosu kullanılmıştır. Bu amaçla, içerisinde su kanalları geçen ve üst yüzeyi 172,4x83,5 mm boyutunda 1 mm kalınlığında bakır plaka bulunan pleksiglas malzemedен bir su cebi imal ettirilmiştir. Sızdırmazlığı sağlamak amacıyla su cebinin çevresine 2 mm genişliğinde ve 1 mm derinliğinde bir kanal açılmış ve buraya sızdırmazlık elemanı conta yerleştirilerek bakır plaka su cebine bastırılmıştır. Su giriş ve çıkışına birer adet ve soğuk bakır yüzeye iki adet T tipi termoeleman yerleştirilerek sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Kapalı ortamın genişliği 31,75 mm olan alt ve üst kenarlarına 9 mm derinliğinde delikler açılarak bu yüzeylerdeki sıcaklıkları ölçmek amacıyla ikişer adet T tipi termoeleman gömülmüştür. Ayrıca, akışın merkezine bir adet T tipi termoeleman yerleştirilmiştir. Kapalı ortamın tüm yüzeyleri civatalar ile birbirine rijit bir şekilde monte edilmiştir. Dış ortama olan ısı kayıplarını minimize etmek için kapalı ortamın etrafı 60 mm kalınlığında ısı yalıtım köpüğüyle kaplanmıştır. Test bölgesine ait detaylı Ŗematik görünüm ile termoeleman yerleşim planı, Ŗekil 6'da gösterilmiştir.

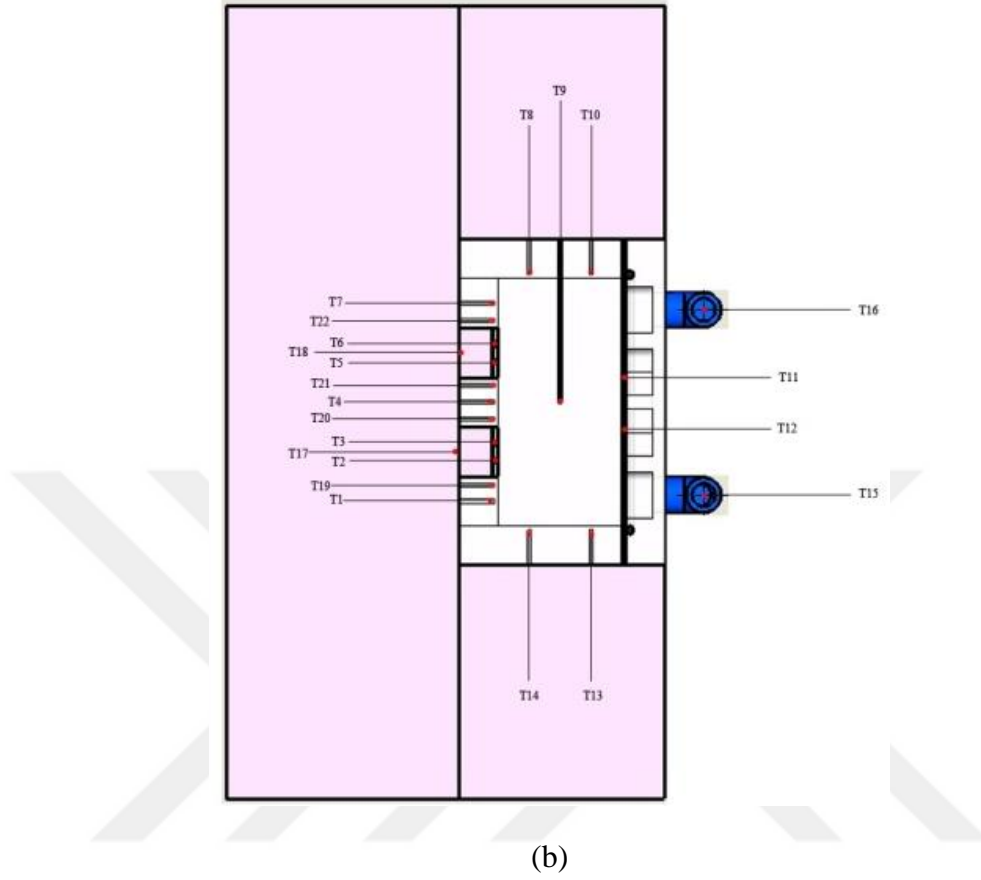


- 1-Soğuk su giriş ve çıkışı
- 2-Bakır yüzeyler
- 3-Kapton ısıtıcılar
- 4-Soğuk bakır yüzey
- 5-Pleksiglas
- 6-XPS yalıtım köpüğü

(a)

Şekil 6. Test bölgesinin Ŗematik resmi (a) termoeleman yerleşim planı (b)

Şekil 6'nın devamı



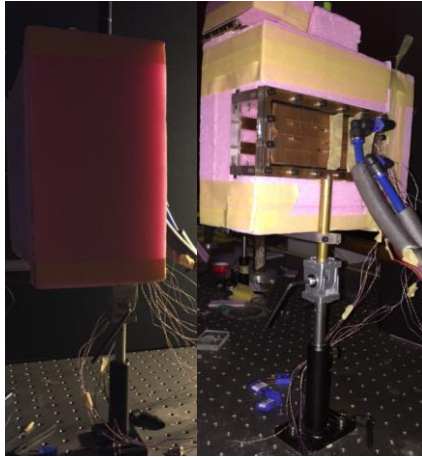
## 2.2. Deney ve Ölçüm Sistemi

Deneylerde kullanılan ekipmanlar ve ölçüm cihazları ile bunların özellikleri, bu kısımda açıklanmıştır. Deneylerde soğuk izotermal yüzey koşulunu sağlamak amacıyla NUMAN SM-I sabit sıcaklık banyosu kullanılmıştır. Banyo su giriş ve çıkış borularından çevreye olacak ısı kaybını azaltmak amacıyla borular yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Banyo içerisindeki kısımlara zarar vermemek amacıyla sistemde saf su kullanılmıştır. Su cebine gelen suyun bakır yüzeye transfer edilen ısıyı en hızlı şekilde alıp su cebinden çıkması istendiği için banyo en yüksek debi ayarında çalıştırılmıştır. Banyo ile su cebi arasındaki bağlantı borularından çevreye gerçekleşecek ısı transferini ve boru içerisinde sürtünmelerden meydana gelebilecek sıcaklık etkilerini azaltmak amacıyla suyun banyodan çıkış sıcaklığı izotermal yüzeydeki sıcaklık  $24 \pm 0,5$  °C derece olacak şekilde ayarlanmıştır.



Şekil 7. Sabit sıcaklık banyosu

Test bölgesi Thorlabs firmasına ait optik bir masa üzerine kurulmuştur. Sistemin kurulu olduğu zeminden bağımsız olabilmesi için test bölgesinin serbestliği olan bir platforma yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Test bölgesi  $\pm 90$  derece serbestlikte bir mafsal üzerine yerleştirilmiş, bu mafsalda optik ayaklar ile masaya civata ile sabitlenmiştir. Test bölgesinin yataya paralellliğini ayarlamak için dijital bir açı ölçer kullanılmıştır.



(a)



(b)

Şekil 8. Test bölgesi ve yerleşimi (a), dijital açı ölçer (b)

Deney süresince sıcaklık verileri Agilent 34972A marka veri toplama cihazı ile her beş saniyede bir ölçüm alınarak bilgisayara aktarılıp kayıt edilmiştir. Ayrıca iletimle ısı

kayıplarını hesaplamak için yerleştirilen termoelemanlardan taşınabilir Cole-Parmer marka veri okuma cihazı ile sistem dengeye geldikten sonra ölçüm alınmış ve kayıt edilmiştir.



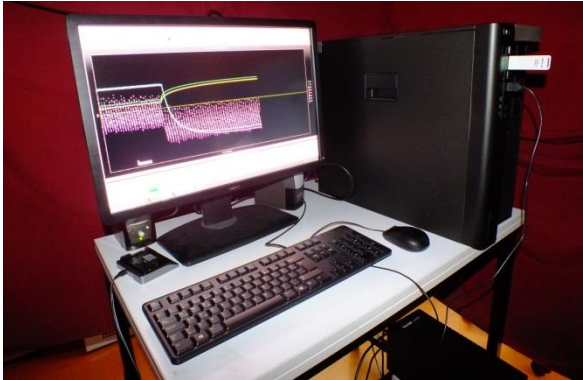
(a)



(b)

Şekil 9. Sıcaklık veri kayıt ve okuma cihazları

Agilent veri okuma cihazından elde edilen veriler deney süresince bu cihaza ait arayüz yazılımı yardımıyla Dell T7610 iş istasyonu bilgisayara kayıt edilmiştir. Ayrıca, sayısal çözümlerde bu bilgisayarda gerçekleştirilmiştir. Sistemde kullanılan elektronik cihazları elektrik şebekesinde meydana gelebilecek dalgalanmalardan ve kesintilerden korumak için sistemdeki elektronik cihazlar kesintisiz güç kaynağına bağlanmıştır.



(a)



(b)

Şekil 10. İş istasyonu (a) ve kesintisiz güç kaynağı (b)

Isıtıcılara istenilen gücü beslemek amacıyla Agilent 61000A DC güç kaynağı kullanılmıştır. Yüksek hassasiyete sahip bu cihaz hem akım hem de gerilim kaynağı olarak

çalışabilmektedir. Güç kaynağı ile test bölgesi arasında mesafe olduğundan dolayı uzatma kabloları yardımı ile ısıtıcılar güç kaynağına bağlanmıştır. Uzatma kablolarının ve bağlantı elamanlarının elektriksel direnci kullanılan ısıtıcılara kıyasla ihmal edilemeyecek düzeyde olduğundan bu kısımlarda oluşacak kayıpları engellemek için güç kaynağı akım kaynağı olarak kullanılmıştır. Isıtıcıların iç dirençleri dijital bir multimetre kullanılarak ölçülmüş ve aşağıdaki denklemlerde yerine konularak ısıtıcılara verilecek güç ve akım değerleri hesaplanmıştır.

$$P = q''A_{he} = I^2R_{he} \quad (1)$$

$$I = \sqrt{q''A_{he} / R_{he}} \quad (2)$$



(a)



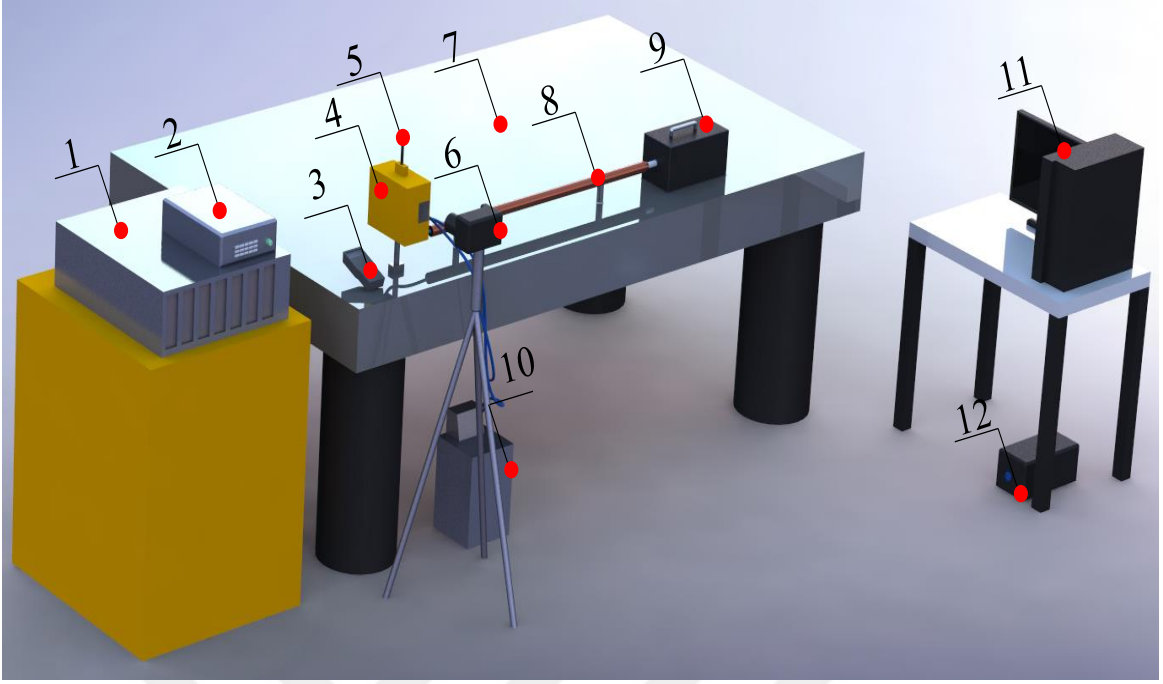
(b)

Şekil 11. DC güç kaynağı (a), Multimetre (b)

### 2.3. Deneysel Çalışmalar

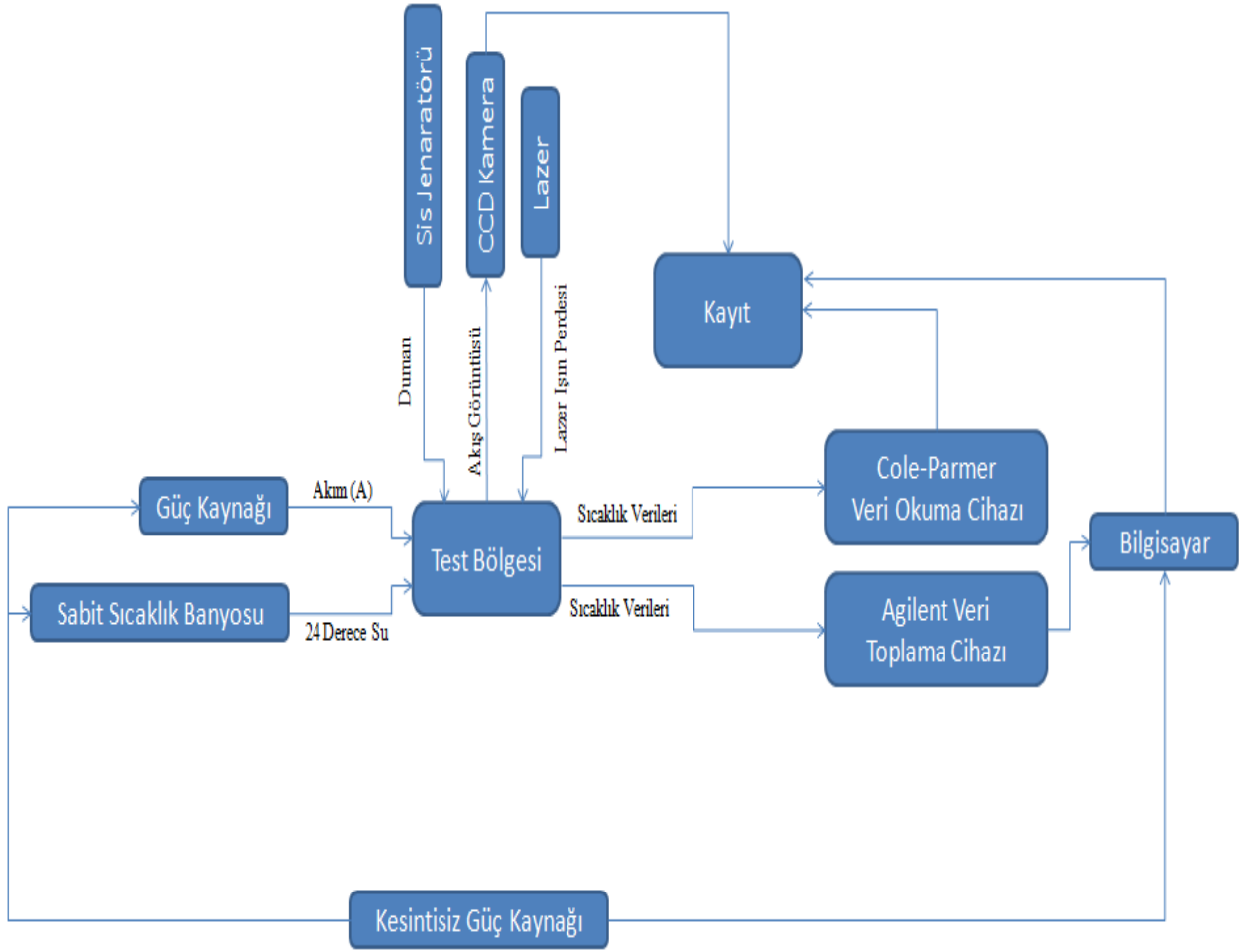
Yapılan deneylerde kullanılan ekipmanlar ve gerçekleştirilen işlemler Şekil 12 ve 13'te verilmiştir. Tez kapsamında parametrik deneysel ve sayısal çalışmalar yapılacaktır. Geometrik parametreler, Şekil 14'te gösterilmiştir. Burada;  $S_{0,1}=s_{0,1}/H$ , boyutsuz ısı kaynağı aralıkları ve  $D_{0,1}=d_{0,1}/H$  ise boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu olarak tanımlanmıştır.



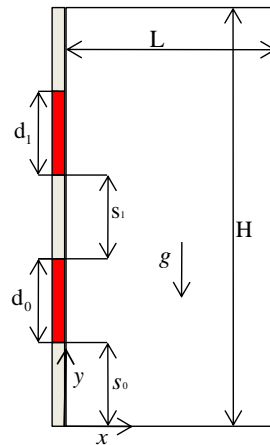


1. DC güç kaynağı, 2. Veri toplama kartı, 3. Veri okuma cihazı, 4. Test bölgesi, 5. Diyot lazer, 6. Kamera, 7. Optik masa, 8. Bakır boru, 9. Sis jeneratörü, 10. Sabit sıcaklık banyosu, 11. İş istasyonu, 12. Kesintisiz güç kaynağı

Şekil 12. Deney düzeneğinin şematik gösterimi ve kullanılan cihazlar



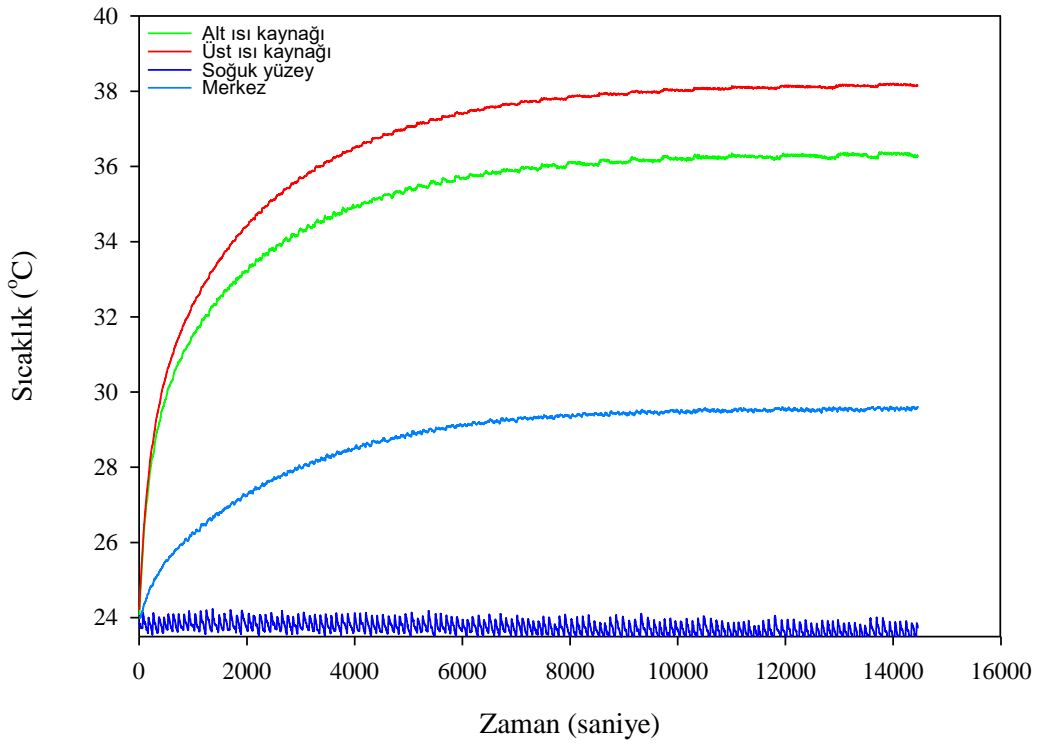
Şekil 13. Deney düzeneği iş şeması



Şekil 14. Probleme ait parametrik boyutlar

Deneysel çalışmalar 24 derece sıcaklığa ve %50 bağıl nem oranına şartlandırılmış bir oda içerisinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel en boy oranı 2 olan bir kapalı ortam için farklı akı oranları için yapılmıştır. Toplam güç değeri için hem kapalı ortamın oluşturulmasında kullanılan pleksiglas malzemenin hem de yalıtım malzemelerinin dayanabileceği maksimum sıcaklık değerleri göz önünde bulundurularak  $0,774 \text{ W}$  ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ) ısı güç değeri uygun görülmüştür. Boyutsuz ısı kaynağı konumları  $S_0=S_1= 0,2$  ve boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu  $D_0=D_1= 0,2$  değerlerinde ve ısı güç oranları  $q'_1/q'_2=0,5-1-2$  değerleri için deneyler gerçekleştirilmiştir.

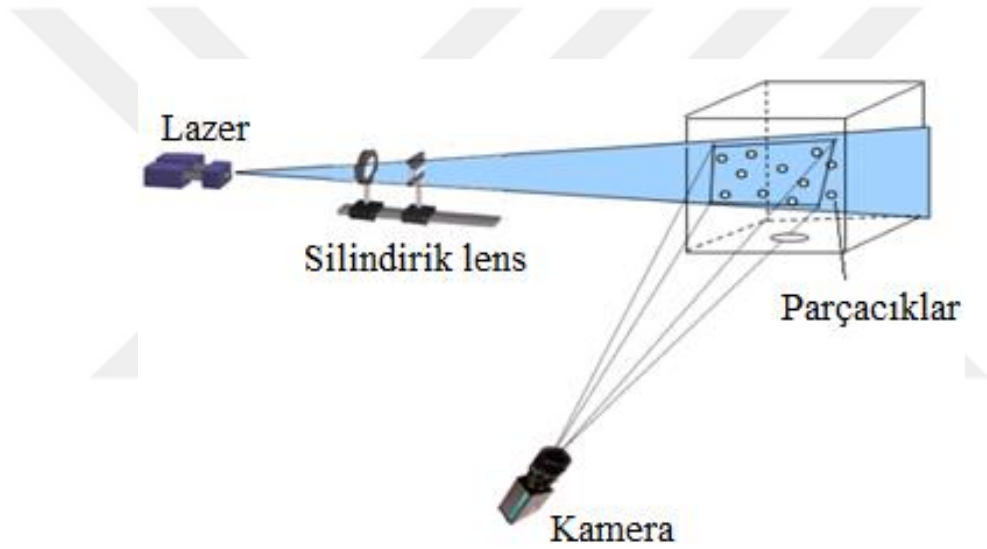
Yapılan deneylerde sistemin dengeye gelme zamanı yaklaşık 180 dakika olarak gözlemlenmiştir. Dengede sıcaklık ölçümü almak üzere bu süreye 30 dakika daha eklenerek her bir deney için toplam 210 dakika sistemden sıcaklık ölçümü alınmıştır.



Şekil 15. Deneyde alınan ortalama yüzey ve merkez sıcaklıklarının zamanla değişimi  
( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1/q'_2 = 1$ )

### 2.3.1. Akış Görüntüleme

Yapılan deneylerde kapalı ortam içerisindeki akışkan hava olduğundan dolayı akışa ait görüntüler dumanla akış görüntüleme yöntemi ile alınmıştır. Akış görüntüsü alınacak kesiti aydınlatmak için 50 mW yeşil diyot lazer kullanılmıştır. Lazerden çıkan noktasal lazer ışığı çizgi oluşturucu bir silindirik mercekten geçirilerek; lazer perdesi oluşturulmuştur. Test bölgesinin etrafında bulunan 60 mm kalınlığındaki yalıtımın üst kısmının merkezine (test bölgesinin orta kesiti) lazer ışın perdesinin rahatça geçebileceği genişlikte test bölgesinin genişliği kadar boydan boya bir kanal açılarak; lazer perdesi buradan test bölgesinin içerisine gönderilmiştir.



Şekil 16. Akış görüntüleme şematik resmi

Ortama verilecek duman Safex F2010 sis jeneratörü kullanılarak sis sıvısı ile oluşturulmuştur. Jeneratörden çıkan duman sıcaklığı 50-60 °C derece civarında olduğundan dolayı oluşturulan duman uzun bir bakır boru içerisinde geçirilip, kapalı ortam içerisindeki ısı dengesini etkilemeyecek sıcaklık düzeyine getirilmiş ve ortam içerisine bir bağlantı hortumu yardımı ile yavaşça kenardan içeriye verilmiştir. Bu işlem gerçekleştirilirken test bölgesi içerisindeki ısı dengesinin değişip değişmediğine karar verebilmek için sıcaklık verileri alınmaya devam edilmiştir.



Şekil 17. Akış görüntüleme için kullanılan dumanın test bölgesi içerisine verililişi

Duman test bölgesi içerisine verildikten sonra belirli bir süre dumanın akış ile dengeye gelmesi beklenmiştir. Akış görüntüsü test bölgesinin yan yüzeyinde bulanık yalıtım malzemesi kaldırılarak bir CCD kamera ile elde edilmiştir.



(a)

(b)

Şekil 18. Sis jeneratörü (a), diyet lazer (b)

## 2.4. Sayısal Çalışmalar

Bu tez kapsamında ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent (v.15) paket programı kullanılmıştır.

### 2.4.1. Temel Denklemler

Laminer, sürekli ve sıkıştırılmaz akışlar için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin genel hali aşağıda verilmiştir:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} - F \quad (4)$$

$$\rho c_p \vec{V} \cdot \nabla T = k_f \nabla^2 T \quad (5)$$

$$F = \rho g \quad (6)$$

Burada, F; dış kuvvetleri (kaldırma, merkezkaç, elektrostatik vb. kuvvetleri) temsil etmektedir. Doğal taşınım problemlerinde kaldırma kuvvetlerinin oluşmasına neden olan yoğunluk değişimi, genellikle, Bosiunesq yaklaşımı ile temsil edilmektedir.

$$\rho - \rho_{ref} = g \beta (T - T_{ref}) \quad (7)$$

Kartezyen koordinatlarda üç boyutlu, sıkıştırılmaz, laminer ve daimi akışlar için süreklilik, momentum, ve enerji denklemlerinin düzenlenmiş hali aşağıdaki şekildedir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g\beta(T - T_{ref}) \quad (10)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_{fl} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (12)$$

Birleşik ısı transferi modeli için ısı üretimini de içeren katı bölgedeki enerji denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (13)$$

Problemi tanımlayan boyutsuz parametreler aşağıda verilmiştir.

$$Ra^* = \frac{g\beta \dot{q}_{ort} L^4 t_h}{k_{fl} a \nu} \quad (\text{hacimsel ısı üretimi için}) \quad (14)$$

$$Ra^* = \frac{g\beta q''_{ort} L^4}{k_{fl} a \nu} \quad (\text{ortalama yüzey ısı akısı için}) \quad (15)$$

$$h = \frac{q''_{konvektif}}{T - T_{ref}} \quad (16)$$

$$h_{1,ort} = \frac{1}{d_0} \int_{s_0}^{s_0+d_0} h dy, \quad h_{2,ort} = \frac{1}{d_1} \int_{s_0+s_1+d_0}^{s_0+s_1+d_0+d_1} h dy \quad (17)$$

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort} L}{k_{fl}} \quad (18)$$

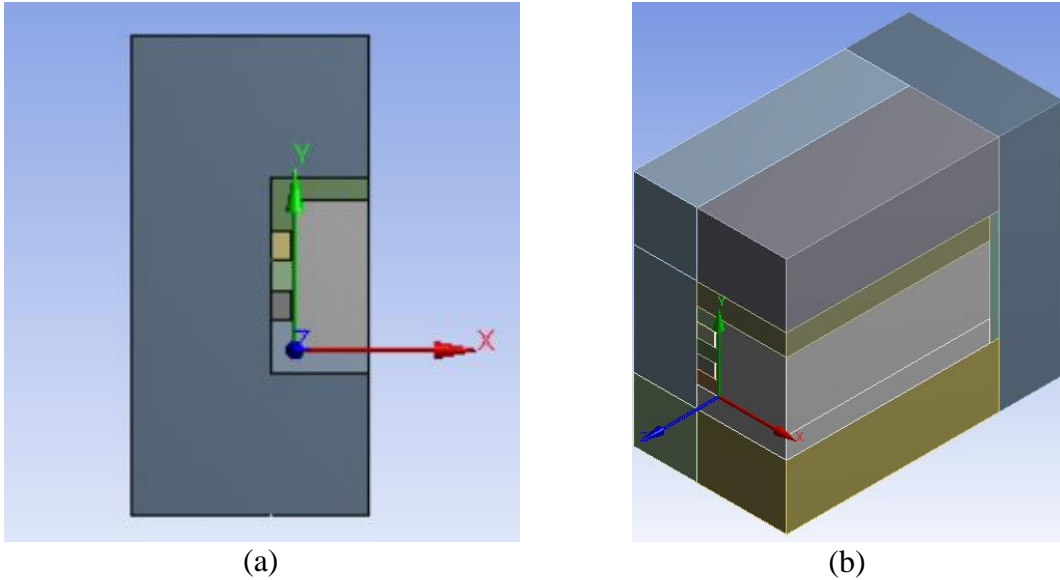
Optimizasyon işlemi için tüm ısı kaynaklarından ısı transferini karakterize edecek olan boyutsuz sayı olarak global ısı iletkenliği kullanmak daha doğru sonuçlar verecektir.

Elektronik soğutmada genel amaç belirlenen ısı yük, hacim ve diğer şartlar altında, ısı transfer yoğunluğunu arttırmak veya sıcak nokta sıcaklığını minimize etmektir. Global ısı iletkenlik, ortam içerisindeki akışkana transfer edilen toplam ısı miktarının, ortam içerisindeki maksimum sıcaklık değerine oranı şekilde ifade edilebilir (Da Silva vd., (2004)).

$$C = \frac{Q'}{k_{fl}(T_{maks} - T_{ref})} \quad (19)$$

#### 2.4.2. Birleşik Isı Transferi İçin Sayısal Model

Sayısal çözümde elde edilen ısı kaynakları yüzeylerindeki ve diğer yüzeylerdeki sıcaklık değerleri ile akış yapısının, deneysel olarak elde edilen sıcaklık değerleri ve akış görüntüleriyle benzerlik gösterebilmesi için özellikle problemin katı model kısımlarında bulunan yalıtım malzemesi, pleksiglas ve bakır malzemelerine ait ısı özelliklerinin gerçek değerlerinin sayısal modelde de tanımlanması gerekmektedir. Bu nedenle oluşturulan iki ve üç boyutlu modeller literatürdeki örneklerinden farklı bir şekilde birleşik ısı transferi göz önüne alınarak modellenmiştir.



Şekil 19. İki boyutlu sayısal model (a), üç boyutlu sayısal model (b)



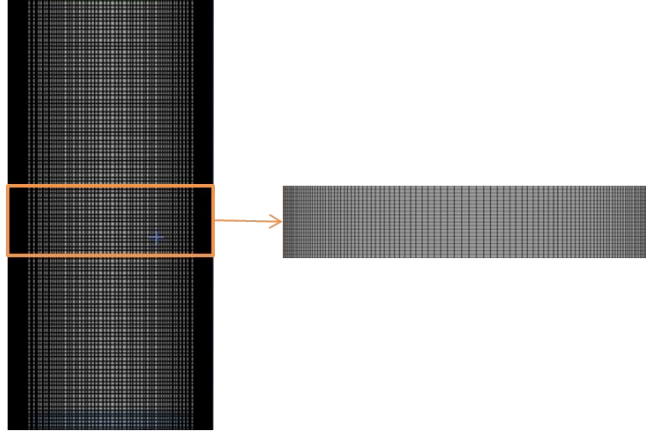
Bahsedilen ısı özelliklerinden ısı transferine en etkilisinin katıya ait ısı iletim katsayısı olduğu şüphesizdir. Literatürde ısı yalıtım malzemesi için  $k_{ins}= 0,035$  W/mK, pleksiglas için  $k_{ple}= 0,19$  W/mK ve bakır için  $k_{cu} = 388$  W/mK olarak verilmektedir. Yoğunluk ve özgül ısı değerleri yine literatürde ve malzemelere ait kataloglarda mevcuttur. Problemin bu şekilde modellenmesinin bir başka sebebi de pleksiglasa ait ısı iletim katsayısı değerinin elektronik devre kartlarının (FR-4,  $k=0,3$  W/mK) ısı iletim katsayısı değerine yakın olmasıdır.

Akışkana ait yoğunluk, ısı iletim katsayısı, hacimsel ısı genleşme katsayısı, dinamik viskozitesi ve özgül ısı değerlerinin de programa tanımlanması gerekmektedir. Akışkana ait bu özelliklerin değerleri için literatürde, genelde, sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıklarının aritmetik ortalaması değeri için alınmaktadır. Ancak, tez kapsamında yapılan çalışmalarda dengedeki sıcaklık değerleri başlangıçta bilinmediği için programa başlangıç değerleri olarak soğuk yüzey sıcaklığındaki değerler girilerek sayısal çözümler elde edilmiştir.

### 2.4.3. Ağ Yapısı

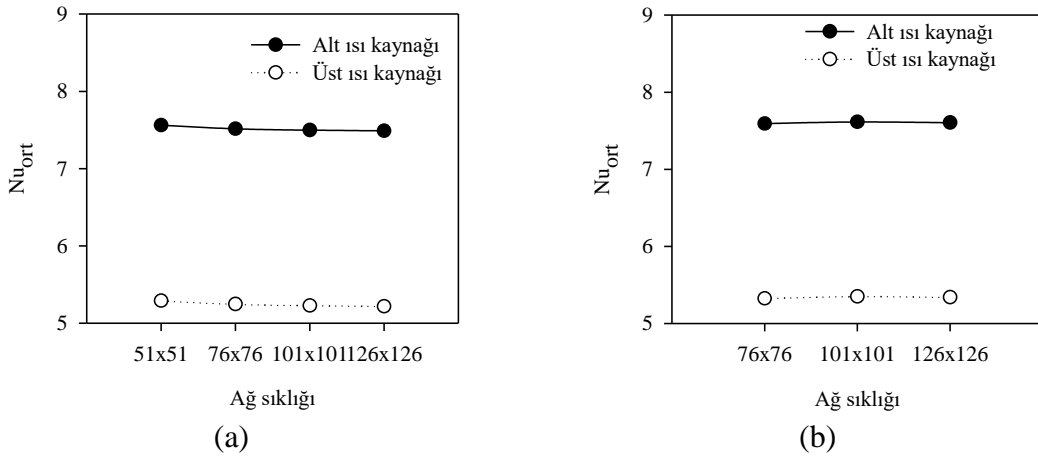
Sayısal çalışmalarda incelenen problemi çözebilmek için geometriye uygun bir ağ yapısı tanımlanması gerekmektedir. Geometriye tanımlanacak ağın sıklığı, hem işlem yükü hem de problemin çözümünde elde edilecek veriler üzerinde etkili olduğundan ağ sıklığı her iki durum için optimum şekilde seçilmelidir. Çok sık ağ oluşturmak sayısal hesaplama yükünü arttıracak gibi problemin çözümünün yakınsayacağı garantisini vermemektedir. Bu yüzden tanımlanan problem için bir ağ bağımsızlığı çalışması gerçekleştirilmiştir.

Tanımlanan problemde daha doğru sonuçlar elde etmek için x ekseninde, yüksek ısı gradyanlarının bulunduğu kenar kısımlarına diğer kısımlardan daha sık bir ağ tanımlanmıştır. Isı kaynaklarının konumları yapılan çalışmada parametre seçildiğinden her farklı ısı kaynakları konumunda ağ yapısının değişmemesi için y ekseninde düzgün, eş boyutta ağ yapısı tercih edilmiştir.



Şekil 20. Tercih edilen ağ yapısı

İki boyutlu model için 51x51, 76x76, 101x101 ve 126x126, üç boyutlu model için 76x76, 101x101, 126x126 ağ yapılarında 2,322 W ( $Ra^*= 2,3 \times 10^6$ ) toplam güç değeri ve eş ısı güç oranı durumu için ağ bağımsızlığı çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Üç boyutlu modelde üçüncü boyut, işlem yükü de göz önüne alınarak 30 eş parçaya bölünmüş ve bu boyut için bir ağ bağımsızlık çalışması yapılmamıştır. Burada ağ sayısı değişikliğiyle, ısı kaynakları yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı değişimi dikkate alınmıştır.



Şekil 21. Isı kaynakları yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısı değerinin ağ sayısı ile değişimi, 2B model (a), 3B model (b)

Tablo 2. Ağ bağımsızlık çalışması

2 Boyutlu model		
Ağ boyutu	$Nu_{ort, alt ısı kaynağı}$	$Nu_{ort, üst ısı kaynağı}$
51x51	7,562	5,291
76x76	7,516	5,246
101x101	7,499	5,228
126x126	7,489	5,218
3 Boyutlu model		
76x76x30	7,593	5,326
101x101x30	7,615	5,351
126x126x30	7,605	5,34

Yapılan ağ bağımsızlık çalışmasında 101x101 ağ yapısından sonra ısı kaynağı yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı değişimi ihmal edilebilecek düzeyde olduğu belirlenmiş ve sayısal çözümler için bu ağ yapısı seçilmiştir.

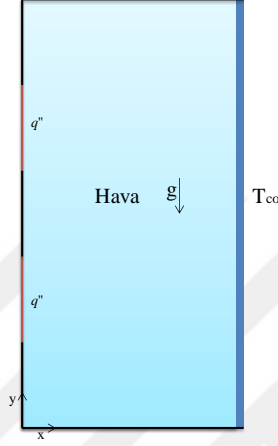
Kullanılan çözüm modellerinde; akış laminer kabul edilmiş, radyasyonla ısı transferi için gri ve yayıcı yüzey kabulü (S2S (Surface To Surface)) yaklaşımı kullanılmıştır. S2S modeli için hava ile temas halinde bulunan iç yüzeylerde görüş faktörleri hesap ettirilmiştir. Hava ile temas eden iç yüzeyler bakır ve pleksiglas yüzeylerden meydana gelmektedir. Bu yüzeylere ait yayma oranı değerleri literatürde parlatılmış bakır için  $\epsilon_{cu}=0,05$  ve pleksiglas için  $\epsilon_{ple}=0,85$  olarak verilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalarda problemin sabit yüzey sıcaklığı problemine benzer bir probleme dönüştüğü belirlendiğinden, ısı kaynağı yüzeyleri için yüzeyden sabit ısı akısı sınır şartı vermek yerine, ısı kaynağı hacminden sabit hacimsel ısı üretimi tanımlanarak sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir. Soğuk izotermal yüzeye sabit bir sıcaklık değeri ( $T=297$  K) tanımlanmıştır. Diğer iç yüzeylerde enerji sürekliliği uygulanmıştır. Dış yüzeyler için sınır şartı olarak taşınım ile ısı transferi tanımlanmış ve dış ortam ısı taşınım katsayısı ve sıcaklığı için  $h_{dış}=7$  W/m<sup>2</sup>K ve  $T_{dış}=297$  K değerleri seçilmiştir.

Çözüm yönteminde, basınç-hız çifti için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Ayırıklaştırmalarda ise gradyanlar için hücre bazlı en küçük kareler, basınç interpolasyonu için PRESTO, momentum ve enerji denklemleri için ikinci mertebeden akış yönlü fark yöntemi (*second order upwind*) kullanılmıştır. Yakınsama kriteri olarak tüm denklemlerde  $10^{-6}$  değeri seçilmiştir. Başlangıç değerleri olarak; tüm yönlerdeki hızlar 0 m/s, sıcaklık 297 K ve efektif basınç 0 Pa olarak seçilmiştir.

#### 2.4.4. Sayısal Model

Yapılan deneysel çalışmalar ile sayısal verilerin uyumu için birleşik ısı transferi etkilerinin ihmal edilmediği sayısal model kullanılmasına rağmen, daha genel sonuçlar elde edebilmek için optimizasyon çalışmaları kapsamında ısı kaynakları ile soğuk yüzey haricindeki tüm yüzeylerin adyabatik kabul edildiği sayısal model kullanılacaktır.



Şekil 22. Doğal taşınım sayısal modeli

Birleşik ısı transferi modelinde ısı kaynakları için ısı üretimi tanımlanmasına rağmen bu modelde ısı kaynakları yüzeylerinden sabit yüzey ısı akısı tanımlanmıştır. Bu sayısal model için ağ bağımsızlık çalışması yapılmamış olup; 101x101 ağ boyutu, bu model için de geçerli kabul edilmiştir.

Parametrik çalışmalarda ısı kaynaklarının konumunun ve ısı güç oranlarının akış ve ısı transferine etkisi üzerinde yoğunlaşıldığı için üç farklı düzeltilmiş Rayleigh sayısı ( $10^4$ ,  $10^5$ , ve  $10^6$ ) değerlerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Kapalı ortam içerisinde iki ısı kaynağı bulunduğundan tüm olası yerleşim konfigürasyonların denenmesi için şu yöntem izlenmiştir,

- 1- Alt ısı kaynağı konumu sabit kalarak, üst ısı kaynağını belirli adımlarla kapalı ortamın üst sınırına kadar yukarıya doğru hareket ettirilmiştir.
- 2- Üst ısı kaynağını başlangıç konumuna getirip alt ısı kaynağını bir adım yukarıya çıkararak, birinci adım tekrar uygulanmıştır.

Bu iki işlem her iki ısı kaynağı da kapalı ortamın üst kısmına gelene kadar uygulanmıştır. Başlangıç konumu olarak her iki ısı kaynağının kapalı ortamın en altında

bulunduğu konum alınmıştır. Isı kaynakları hiçbir zaman üst üste bulunmayacak ve ağ yapısını bozmayacak şekilde hareket ettirilmiştir.

Isıl yük oranlarının ( $q'_1/q'_2$ ) değişimi için 0,25, 0,33, 0,5, 1, 1,22, 1,5, 2, 3 ve 4 değerlerinde toplam dokuz farklı oran belirlenerek çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Kapalı ortam içerisine toplam ısı girişi ve toplam ısı kaynağı uzunluğu sabit olmak koşulu ile ısı yük oranları iki farklı şekilde oluşturulmuştur. Öncelikle, ısı kaynakları uzunlukları eşit tutulup; yüzey ısı akı oranları değiştirilerek çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra, yüzey ısı akısı değerleri birbirine eşit ve sabit tutulup ısı kaynakları uzunlukları oranı değiştirilerek çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

#### 2.4.5. Isı Çizgileri

Taşınım problemlerinde sayısal çalışmalarda elde edilen veriler hız vektörleri için akım fonksiyonu yardımı ile gösterilmektedir. Akış alanı içerisindeki enerji transferini göstermek için ise sabit sıcaklık eğrileri kullanılmaktadır. Sabit sıcaklık eğrileri herhangi bir akışın olmadığı sadece iletim mekanizması ile ısı transferinin gerçekleştiği problemler için enerji transferini tam olarak temsil etmektedir ki bu tür durumlarda ısı transfer çizgileri sabit sıcaklık eğrilerine ortogonaldır. Ancak, taşınım problemlerinde sabit sıcaklık eğrileri tek başına akış alanındaki enerji transferini temsil etmek için yeterli değildir. Bundan dolayı, Kimura ve Bejan (1983) tarafından ısı çizgileri yaklaşımı ortaya atılmıştır.

Taşınım problemlerinde, akış alanındaki enerji transferi ısı difüzyon ile entalpi akışının bir kombinasyonudur. Böyle bir akış alanında net enerji akışının (ısı difüzyon ile entalpi akışının toplamı) her bir  $H$  sabit çizgisi boyunca sıfır olan  $H(x,y)$  şeklinde bir fonksiyon tanımlanabilir (Kimura ve Bejan, 1983).

$H$  fonksiyonu matematiksel olarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$\frac{\partial H}{\partial y} = \rho c_p u (T - T_0) - k_f \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{x yönündeki net enerji akışı}) \quad (20)$$

$$-\frac{\partial H}{\partial x} = \rho c_p v (T - T_0) - k_f \frac{\partial T}{\partial y} \quad (\text{y yönündeki net enerji akışı}) \quad (21)$$

Yukarıdaki iki denklem türevleri alınıp taraf tarafa çıkarılarak,

$$\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} = \rho c_p \left( \frac{\partial u(T - T_0)}{\partial y} - \frac{\partial v(T - T_0)}{\partial x} \right) \quad (22)$$

şeklinde ısı fonksiyonu tanımlanabilir.

$T_0$  değerinin akış alanındaki en düşük sıcaklık değeri olarak alınması tavsiye edilmiştir. Isı fonksiyonunun çözümü için gerekli sınır şartları x ve y yönündeki net enerji denklemlerinden elde edilebilir. İç ortamda kenarlarda kaymama sınır koşulu tanımlandığından,

$$u(x,0) = u(x,H) = v(0,y) = v(L,y) = 0; H(L,0) = 0; \quad (23)$$

$$H(x, y) = H(L, 0) \pm \oint_c -k_{fl} \frac{\partial T}{\partial n} dS \quad (24)$$

elde edilecektir.  $H$  fonksiyonu aşağıdaki boyutsuzlaştırma parametreleri tanımlanarak boyutsuz şekilde çözülmek istenir ise:

$$(X, Y) = \frac{(x, y)}{L}, (U, V) = \frac{(u, v)L}{\alpha}, \theta = \frac{T - T_{co}}{T_{ho} - T_{co}} \text{ veya } \theta = \frac{T - T_{co}}{q''L / k_{fl}} \quad (25)$$

elde edilir.  $H$  fonksiyonu boyutsuz formda aşağıdaki şekilde olacaktır.

$$H(X, Y) = \frac{H(x, y)}{k_{fl}(T_{ho} - T_{co})}, \frac{H(x, y)}{q''L} \quad (26)$$

Denklem 22' nin çözümü için gerekli olan, ilgili problemin akış alanındaki sıcaklık ve hız değerleri ve bunların gradyanları Fluent programından dışa aktarılmıştır. MATLAB programı kullanılarak Poisson denkleminin çözümü için bir kod yazılmıştır. Denklemin çözümü için tekrarlı yerine koyma işlemi uygulanmıştır. Yakınsama kriteri olarak hata değerinin  $10^{-6}$  değerinden küçük olması şartı sağlanmıştır.

Poisson denkleminin (Denklem 22) x ve y yönlerindeki ikinci dereceden türevleri, farklı adım değerleri için ileri ve geri yönlü Taylor serisine açılarak aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$H(x_{i+1}, y_j) = H(x_i, y_j) + H'(x_i, y_j)hx_{iy} + H''(x_i, y_j)hx_{iy}^2 / 2 \quad (27)$$

$$H(x_{i-1}, y_j) = H(x_i, y_j) - H'(x_i, y_j)hx_{gy} + H''(x_i, y_j)hx_{gy}^2 / 2 \quad (28)$$

Birinci mertebeden türevleri yok etmek için Denklem 27,  $hx_{gy}$  ile ve Denklem 28,  $hx_{iy}$  ile çarpılıp taraf tarafa toplanarak x yönündeki ikinci mertebeden türev aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$H''(x_i, y_j) = \frac{H(x_{i+1}, y_j)hx_{gy} + H(x_{i-1}, y_j)hx_{iy} - H(x_i, y_j)(hx_{iy} + hx_{gy})}{(hx_{iy}^2hx_{gy} + hx_{gy}^2hx_{iy}) / 2} \quad (29)$$

$a = (hx_{iy}^2hx_{gy} + hx_{gy}^2hx_{iy}) / 2$  olarak tanımlanıp aynı işlemler y yönündeki ikinci mertebeden türev için yapılarak,

$$H(x_i, y_{j+1}) = H(x_i, y_j) + H'(x_i, y_j)hy_{iy} + H''(x_i, y_j)hy_{iy}^2 / 2 \quad (30)$$

$$H(x_i, y_{j-1}) = H(x_i, y_j) - H'(x_i, y_j)hy_{gy} + H''(x_i, y_j)hy_{gy}^2 / 2 \quad (31)$$

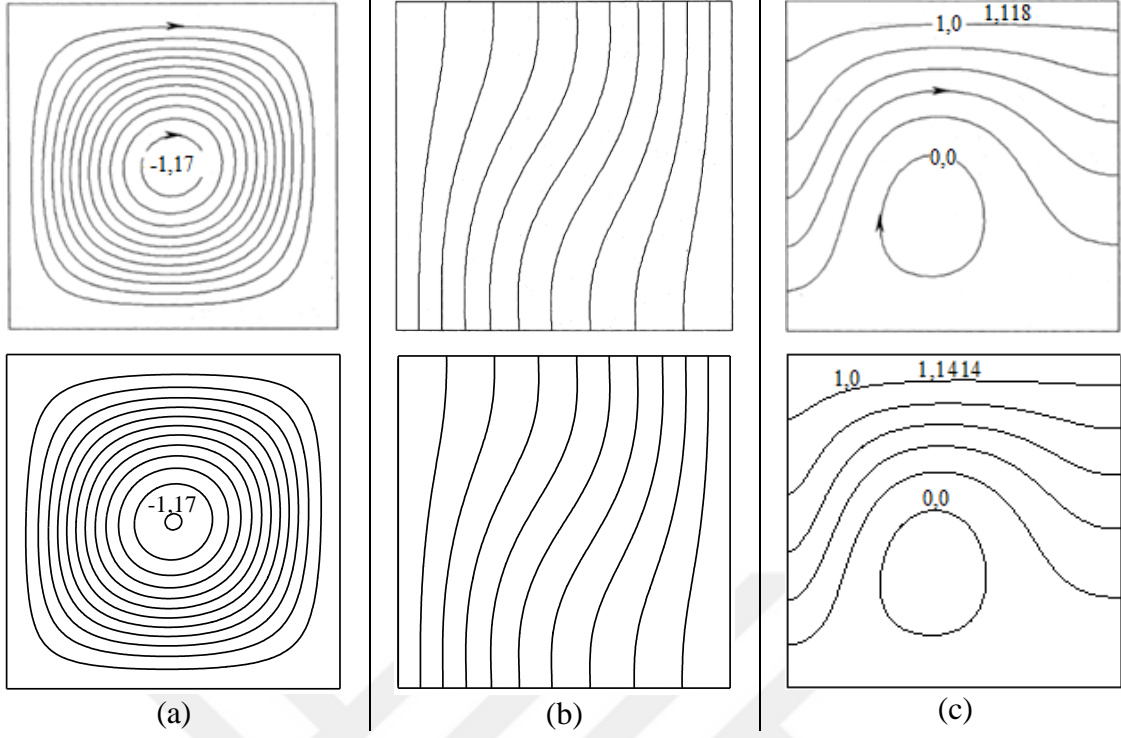
$$H''(x_i, y_j) = \frac{H(x_i, y_{j+1})hy_{gy} + H(x_i, y_{j-1})hy_{iy} - H(x_i, y_j)(hy_{iy} + hy_{gy})}{(hy_{iy}^2hy_{gy} + hy_{gy}^2hy_{iy}) / 2} \quad (32)$$

denklemleri elde edilebilir.  $b = (hy_{iy}^2hy_{gy} + hy_{gy}^2hy_{iy}) / 2$  şeklinde tanımlanabilir.

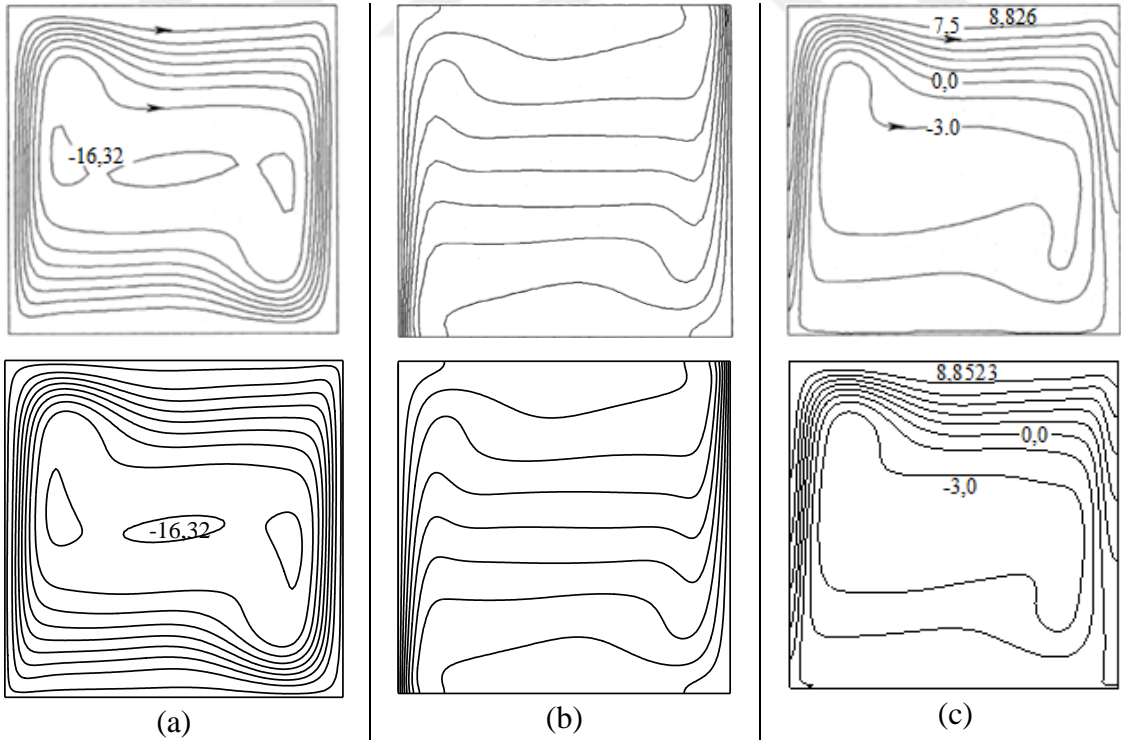
Her iki yöndeki türevlerin toplamı alınıp Denklem 22' nin sağ tarafına  $(dH)$  eşitlenirse,

$$H(x_i, y_j) = \frac{ab dH(i, j) - b hx_{gy} H(x_{i+1}, y_j) - b hx_{iy} H(x_{i-1}, y_j) - a hy_{gy} H(x_i, y_{j+1}) - a hy_{iy} H(x_i, y_{j-1})}{c} \quad (33)$$

şeklinde elde edilebilir. Burada  $c = -b(hx_{iy} + hx_{gy}) - a(hy_{iy} + hy_{gy})$  olarak tanımlanmıştır. Yukarıda elde edilen Denklem 33, Matlab programında çözdürülerek ısı çizgileri elde edilmiştir. Hem Fluent programı ile elde edilen verilerin hem de ısı çizgileri yaklaşımı için MATLAB programında yazılan kodun doğruluğu Deng ve Tang (2002)'a ait olan konvansiyonel bir doğal taşınım problemi çalışması ile doğrulanmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 23 ve 24' te verilmiştir.



Şekil 23.  $Ra= 10^3$ , akım çizgileri (a), eş sıcaklık eğrileri (b), ısı çizgileri (c) (üst sıradaki şekiller: Deng ve Tang (2002))



Şekil 24.  $Ra= 10^6$ , akım çizgileri (a), eş sıcaklık eğrileri (b), ısı çizgileri (c) (üst sıradaki şekiller: Deng ve Tang (2002))



### 3. BULGULAR VE İRDELEME

İçerisine bir çift ayrıık ısı kaynağı yerleştirilen dikdörtgensel bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım, farklı ısı kaynağı konumları ve ısı güç oranları için sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bir geometrik durum için, farklı ısı güç oranlarının akış ve ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel olarak incelenen durumlar iki ve üç boyutlu birleşik ısı transferi modeli ile sayısal olarak da incelenerek aralarındaki uyum incelenmiştir.

#### 3.1. Deneysel ve Birleşik Isı Transferi Sayısal Modellerin Uyumu

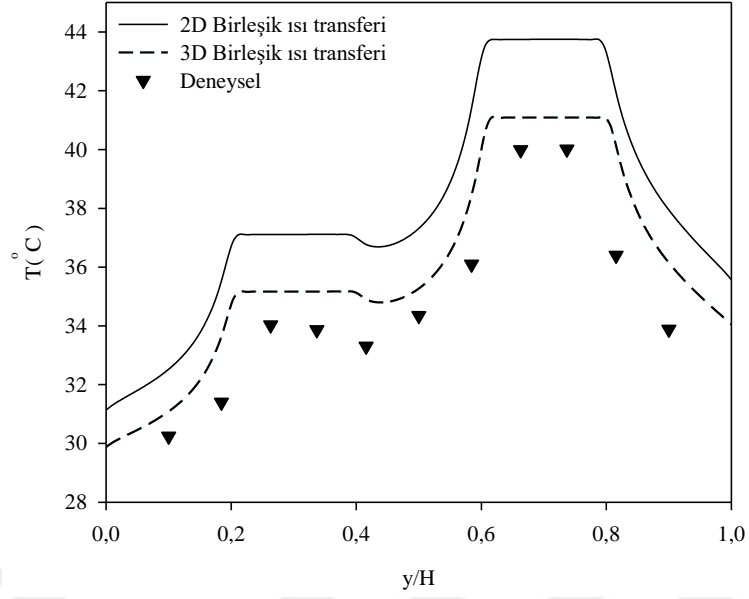
Deneysel çalışmalar toplam ısı güç 0,774 W ( $Ra^*= 7,7 \times 10^5$ ), boyutsuz ısı kaynakları konumları  $S_0=S_1= 0,2$  ve boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu  $D_0=D_1= 0,2$  değerlerinde ve ısı güç oranları  $q'_1/q'_2=0,5-1-2$  değerleri için gerçekleştirilmiştir.

Şekil 25,27 ve 29'da verilen deneysel sıcaklık verileri incelendiğinde problemin ne sabit yüzey ısı akısı ne de sabit yüzey sıcaklığı problemi davranışı sergilediği görülmektedir. Problemin sayısal modeli için önceden belirtilen kabullerin gerçekçi olduğu ve birleşik ısı transferinin ihmal edilemeyeceği bu grafiklerdeki iki ve üç boyutlu sayısal verilerden anlaşılmaktadır. Şekillerdeki sayısal ve deneysel verilerin uyumu incelendiğinde, üç boyutlu model hem üçüncü boyuttaki akışı hem de bu yöndeki ısı transferini de içerdiğinden deneysel veriler ile çok daha iyi bir uyum sergilediği görülmüştür. İki boyutlu modelin sıcaklık değerlerini deneysel ve üç boyutlu modele göre daha fazla tahmin etmesine rağmen akış ve ısı transferini deneysel ve üç boyutlu modele benzer bir şekilde tahmin ettiği gözlenmiştir.

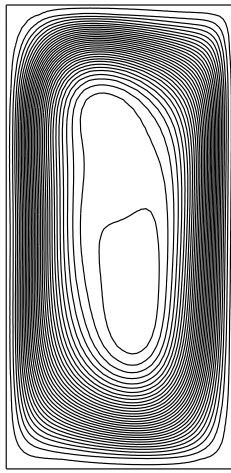
Değişen ısı güç oranlarının, yüzey sıcaklıklarına etkisi incelenerek şu yorumlar yapılabilir. Isıl güç oranının 0,5 olduğu durum ile 1,0 olduğu durum karşılaştırıldığında, azalan ısı güç oranı ile alt ısı kaynağının yüzey sıcaklığının da azaldığı, üst ısı kaynağının yüzey sıcaklığının arttığı görülmektedir. Isıl güç oranının 0,5 değeri için ortam içerisinde çıkılan maksimum sıcaklık değeri Şekil 25'ten yaklaşık 40 °C olarak görülmektedir. Eşit ısı güç dağılımı durumunda elde edilen deneysel maksimum sıcaklık değeri, Şekil 27'den 38,5 °C olarak elde edilmektedir. Isıl güç oranının 2,0 değeri için sıcak nokta sıcaklığı alt ısı kaynağı üzerinde elde edilmektedir. Bu durumda ortam içerisindeki maksimum sıcaklık

değeri Şekil 29'dan alt ısı kaynağı yüzeyinde 39 °C olarak görülmektedir. Üst ısı kaynağına daha fazla güç verilmesi durumunda, hem daha az ısı güç yaymanın hem de soğuk akışkanla ilk temas etmenin avantajıyla, alt ısı kaynağı yüzeyindeki sıcaklık değeri azalmaktadır. Ancak, bu durumda üst ısı kaynağının konumu nedeniyle azalan doğal taşınım etkisi ve akış sirkülasyonu, bu ısı kaynağı üzerindeki sıcaklık değerini aşırı arttırmaktadır. Alt ısı kaynağına daha fazla güç verildiği durumda, bu ısı kaynağı soğuk akışkanla ilk temas eden olmasına rağmen artan ısı gücü nedeniyle önceki duruma nazaran yüzey sıcaklığı da artmıştır. Alt ısı kaynağı bu durumda konumu itibariyle doğal taşınım mekanizmasını ve akış şiddetini arttırdığından, daha az ısı güç yayan üst ısı kaynağı yüzey sıcaklığı azalmıştır. Bu sonuçlardan, ısı güç dağılımı yapılırken doğal taşınım mekanizmasının etkisini arttıracak; ancak, ortam içerisindeki maksimum sıcaklık değerini en düşük seviyede tutacak şekilde bir dağılım yapılması gerektiği anlaşılmaktadır. Ortam içerisindeki maksimum sıcaklık değerinin minimum olduğu durumun, en iyi ısı transferinin sağlandığı durum olduğu göz önüne alınırsa; daha iyi ısı transferinin elde edilebilmesi için olması gereken ısı güç oranının ( $q'_1/q'_2$ ) 1,0 ve 2,0 değerleri arasında olması gerektiği yorumu yapılabilir.

Şekil 26, 28 ve 30'dan sayısal ve deneysel akış görüntüleri incelendiğinde; sıcaklık değerlerine benzer şekilde, üç boyutlu modelin, deneysel görüntülerle çok daha iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir. İki boyutlu modelin yine de deneysel akış görüntüsünü temsil edebilecek düzeyde olduğu bu şekillerden anlaşılmaktadır. Isıl güç oranlarının akış üzerindeki etkisi incelenecek olursa; ısı güç oranının 0,5 ve 1 olduğu durumlarda birbirine yakın akış yapıları elde edildiği, Şekil 26 ve 28'den görülmektedir. Yine bu şekillerden, akış yapısının neredeyse kapalı ortamın orta noktasını merkez olarak alan eliptik bir yapıya sahip olduğu görülmektedir. Isıl güç oranının 2 değeri için Şekil 30 incelendiğinde akış yapısının merkezinin yukarıya doğru kaydığı görülmektedir. Bu üç şekil için akış şiddeti değerleri incelendiğinde, artan ısı güç oranıyla alt ısı kaynağı yüzey sıcaklığının da artmasına bağlı olarak akış şiddetinin de arttığı anlaşılmaktadır.

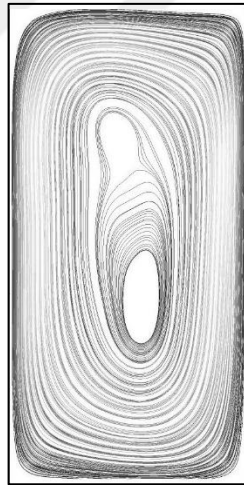


Şekil 25. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımının 2B, 3B sayısal ve deneysel çalışma için karşılaştırılması  
( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1 / q'_2 = 0,5$ )

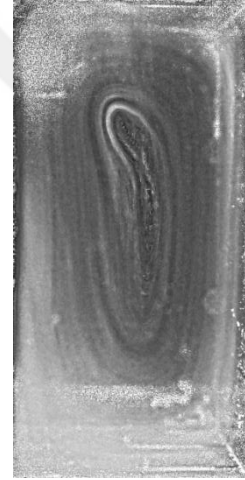


$\Psi_{\min} = -13,07$

(a)

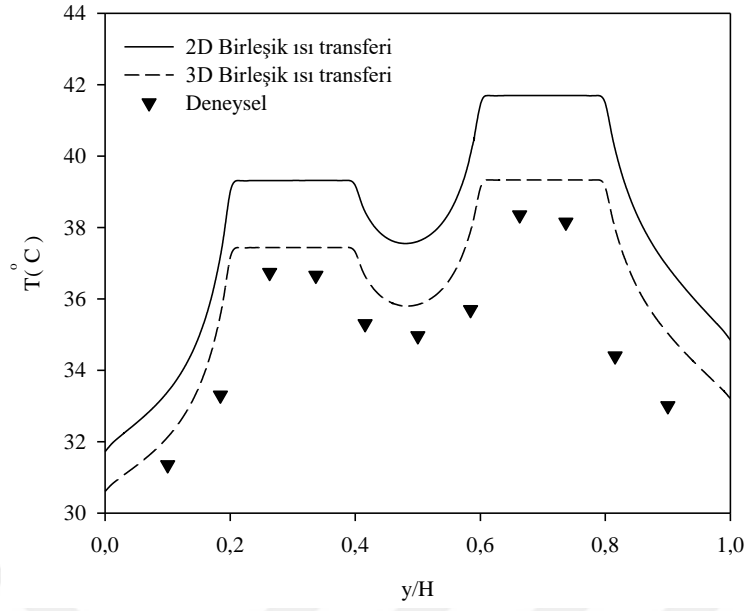


(b)

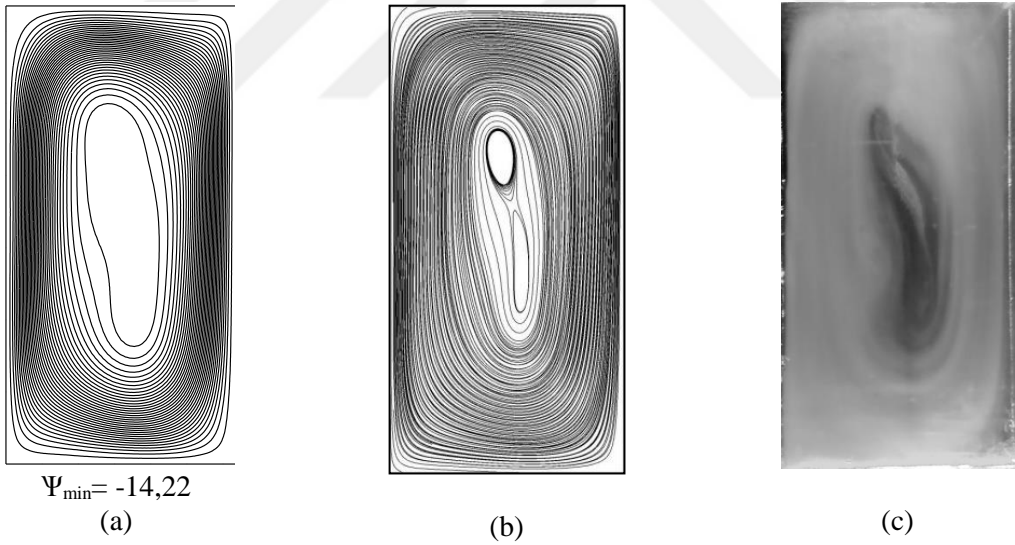


(c)

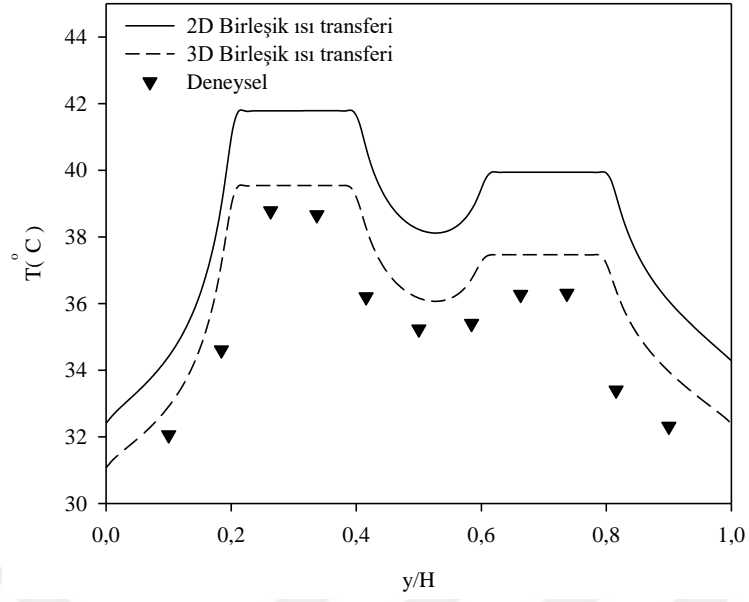
Şekil 26. 2B sayısal (a), 3B sayısal (b) ve deneysel (c) akım çizgilerinin karşılaştırılması  
( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1 / q'_2 = 0,5$ )



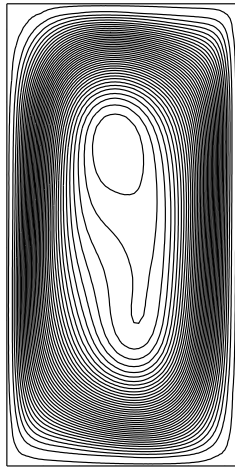
Şekil 27. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımının 2B, 3B sayısal ve deneysel çalışma için karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1 / q'_2 = 1$ )



Şekil 28. 2B sayısal (a), 3B sayısal (b) ve deneysel (c) akım çizgilerinin karşılaştırılması ( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1 / q'_2 = 1$ )

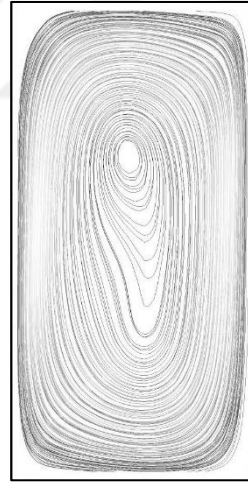


Şekil 29. Isı kaynaklarının bulunduğu yüzeydeki sıcaklık dağılımının 2B, 3B sayısal ve deneysel çalışma için karşılaştırılması  
( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1 / q'_2 = 2$ )

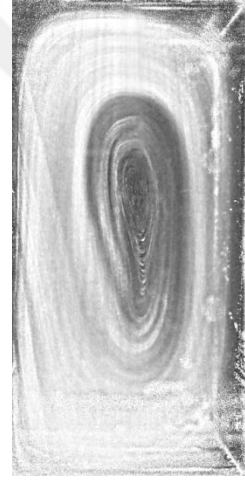


$\Psi_{\min} = -16.07$

(a)



(b)



(c)

Şekil 30. 2B sayısal (a), 3B sayısal (b) ve deneysel (c) akım çizgilerinin karşılaştırılması  
( $Ra^* = 7,7 \times 10^5$ ,  $q'_1 / q'_2 = 2$ )

### 3.2. Isı Kaynakları Konumlarının ve Isıl Güç Oranlarının Akış ve Isı Transferine Etkisi

Bu bölümde, ısı kaynakları konumlarının ve bunların ısı güç oranlarının akış ve ısı transferine etkisi irdelenmiştir. İki boyutlu sayısal doğal taşınım çözümlerinden elde edilen veriler ile global ısıl iletkenlik katsayısı cinsinden irdelemeler yapılmıştır. Yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar problemin iki boyutlu kabul edilebileceğini göstermesine rağmen, iletim ve radyasyonla ısı transferinin ihmal edilemeyecek düzeyde olabileceğini ortaya koymuştur. Ancak, parametrik bir optimizasyon çalışması yapılması kapsamında, hem daha genel sonuçlar elde etmek (malzeme özelliklerinden bağımsız) hem de ileride yapılacak çalışmalara yön göstermesi açısından bu iki transfer mekanizması ihmal edilerek sadece doğal taşınım ısı transfer mekanizmasını içeren bir model üzerinden, sayısal prosedür izlenerek sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 31, 32 ve 33'te farklı düzeltilmiş Rayleigh sayısı değerleri için hem ısı akısı oranları (sol) hem de ısı kaynağı uzunluk oranları (sağ) için elde edilen global ısıl iletkenlik değerlerinin boyutsuz ısı kaynakları konumları ile değişimi görülmektedir.  $Ra^* = 10^4$  değerinde eşit ısı kaynağı uzunlukları ve farklı yüzey ısı akısı oranları için global ısıl iletkenlik değerinin ısı kaynağı konumları ile değişimi Şekil 31a(1-9)'da verilmiştir. Şekil 31a(1) incelendiğinde,  $q'_1/q'_2 = 0,25$  değeri için global ısıl iletkenlik eğrileri neredeyse 45 derecelik bir eğim sergilemektedir ki; buradan her iki ısı kaynağı konumunun global iletkenlik üzerinde eşit seviyede etkili olduğu söylenebilir. Bu durumun Şekil 31a(2,3) için de geçerli olduğu görülmektedir. Şekil 31a(4)'te verilen eşit ısıl güç oranı değerindeki değişime bakıldığında, grafiğin sol üst köşesinde eğriler önceki durumlarını korurken; sağ alt köşesinde bulunan eğrilerin  $S_1$  eksenine doğru eğilmeye ve  $S_0$  değerinin global iletkenlik değeri üzerinde daha etkili olmaya başladığı görülmektedir. Artan ısıl güç oranı ile eğriler daha fazla eğilmekte ve  $S_0$  değeri etkisini daha da arttırmaktadır. Şekil 31a(6)'ya bakıldığında  $q'_1/q'_2=1,5$  için  $S_1$  değerinin etkisini kaybettiği, tamamen düşey eğrilerden oluşan bölgeler ortaya çıkmaya başlamıştır. Şekil 31a(8,9)'dan da görüldüğü üzere yüksek ısıl güç oranlarında üst ısı kaynağı konumunun global ısıl iletkenlik değeri üzerindeki etkisini neredeyse kaybettiği görülmektedir.

Aynı şekillerden maksimum global ısıl iletkenlik değerinin elde edildiği optimum yerleşim konumları yorumlanacak olursa, ısıl güç oranının 1'den küçük olduğu durumlarda her iki ısı kaynağının tabana yakın şekilde konumlandığı görülmektedir. Isıl güç oranının 1'den büyük olduğu durumlarda artan ısıl güç oranı ile beraber her iki ısı kaynağının

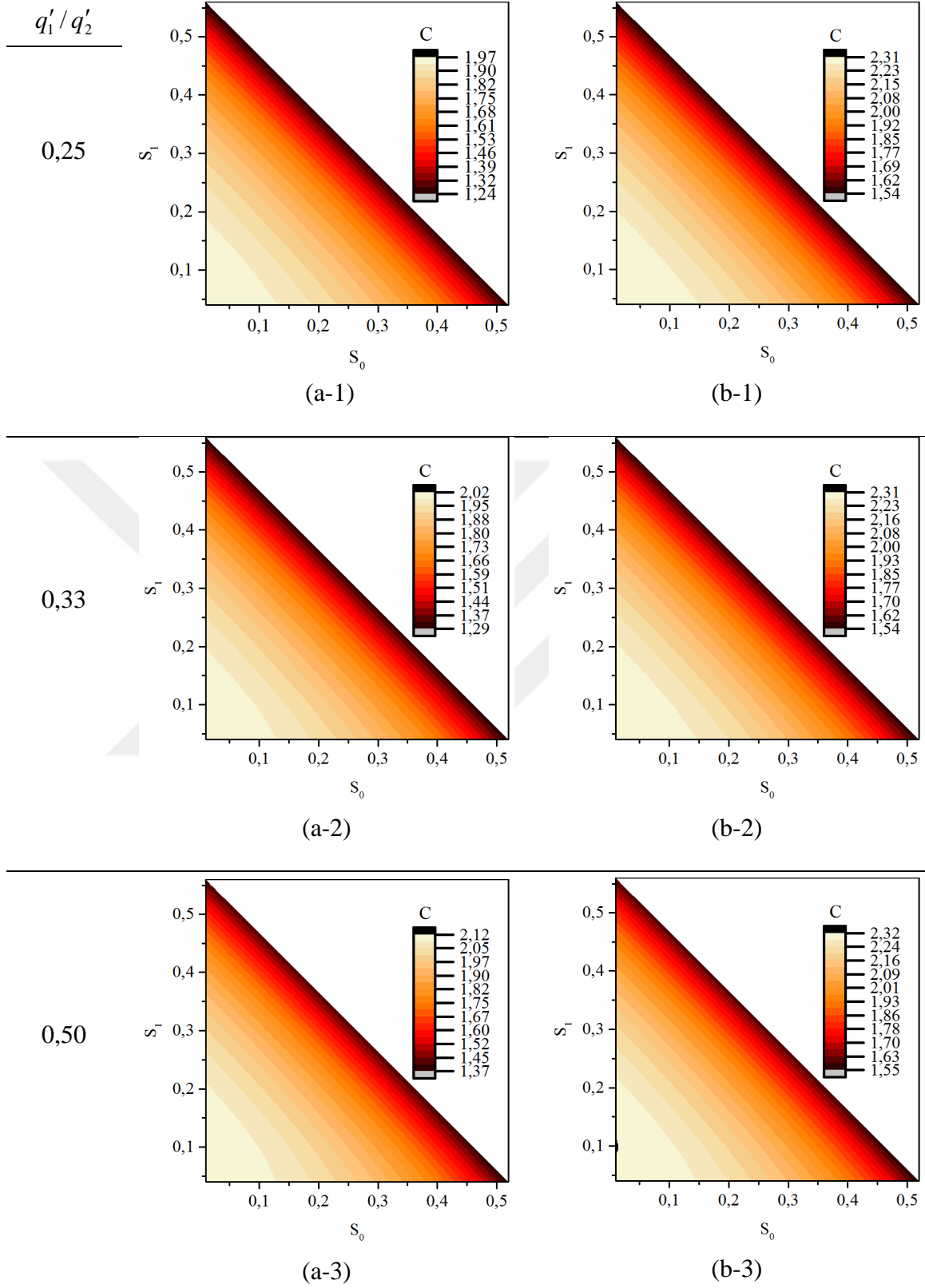
yukarıya doğru hareket ettiği ve iki ısı kaynağı arasındaki mesafenin açılmaya başladığı görülmektedir.

$Ra^* = 10^4$  değerinde, farklı ısı kaynağı uzunlukları ve eşit yüzey ısı akısı değerleri için global ısı iletkenlik değerinin ısı kaynağı konumları ile değişimi Şekil 31b(1-9)'da verilmiştir. Global ısı iletkenlik eğrilerinin değişimi belirli bir ısı güç oranı değerine kadar, eşit ısı kaynağı uzunlukları eğrilerine benzer bir yapı sergilemekte ve önceki kısımda yapılan değerlendirmeler bu şekil içinde geçerli olmaktadır. Şekil 31b(6-9) incelendiğinde, önceki durumdaki gibi artan ısı güç oranları için  $S_0$  değerinin etkisi arttığı; ancak,  $S_1$  değerinin, global ısı iletkenlik değeri üzerindeki etkisini kaybetmediği görülmektedir.

Şekil 31b(1-9)'dan, global ısı iletkenlik değerinin, ısı kaynakları konumu ile değişimi düşük ısı güç oranları değerleri için eşit ısı kaynağı uzunlukları durumundakine benzer bir davranış sergilediği görülmektedir. Isıl güç oranının 2 ve üzeri olduğu durumlar incelendiğinde, optimum yerleşim için her iki ısı kaynağı da yukarıya doğru hareket etse de, eşit ısı kaynağı uzunlukları durumundaki kadar bir yer değişimi söz konusu değildir. Yüksek ısı güç oranlarında, alt ısı kaynağının optimum durum için eşit ısı kaynağı uzunluğu durumuna göre tabana daha yakın şekilde konumlandığı görülmektedir.

Şekil 32 ve 33'de sırasıyla  $Ra^* = 10^5$  ve  $Ra^* = 10^6$  değerleri için global ısı iletkenlik değerlerinin ısı kaynağı konumları ve ısı güç oranları için değişimleri verilmiştir. Görüldüğü üzere, artan düzeltilmiş Rayleigh sayısı ile beraber artan akış şiddeti etkisi ile global ısı iletkenlik değerleri de artmaktadır. Isı kaynakları konumlarının eğriler üzerindeki etkileri,  $Ra^* = 10^4$  değerindeki durumlarla benzer şekildedir. Artan düzeltilmiş Rayleigh sayısı ile beraber ısı güç oranının değerinin iki ve üzerinde olduğu durumlarda alt ısı kaynağının tabana yaklaştığı yine bu şekilden anlaşılmaktadır.

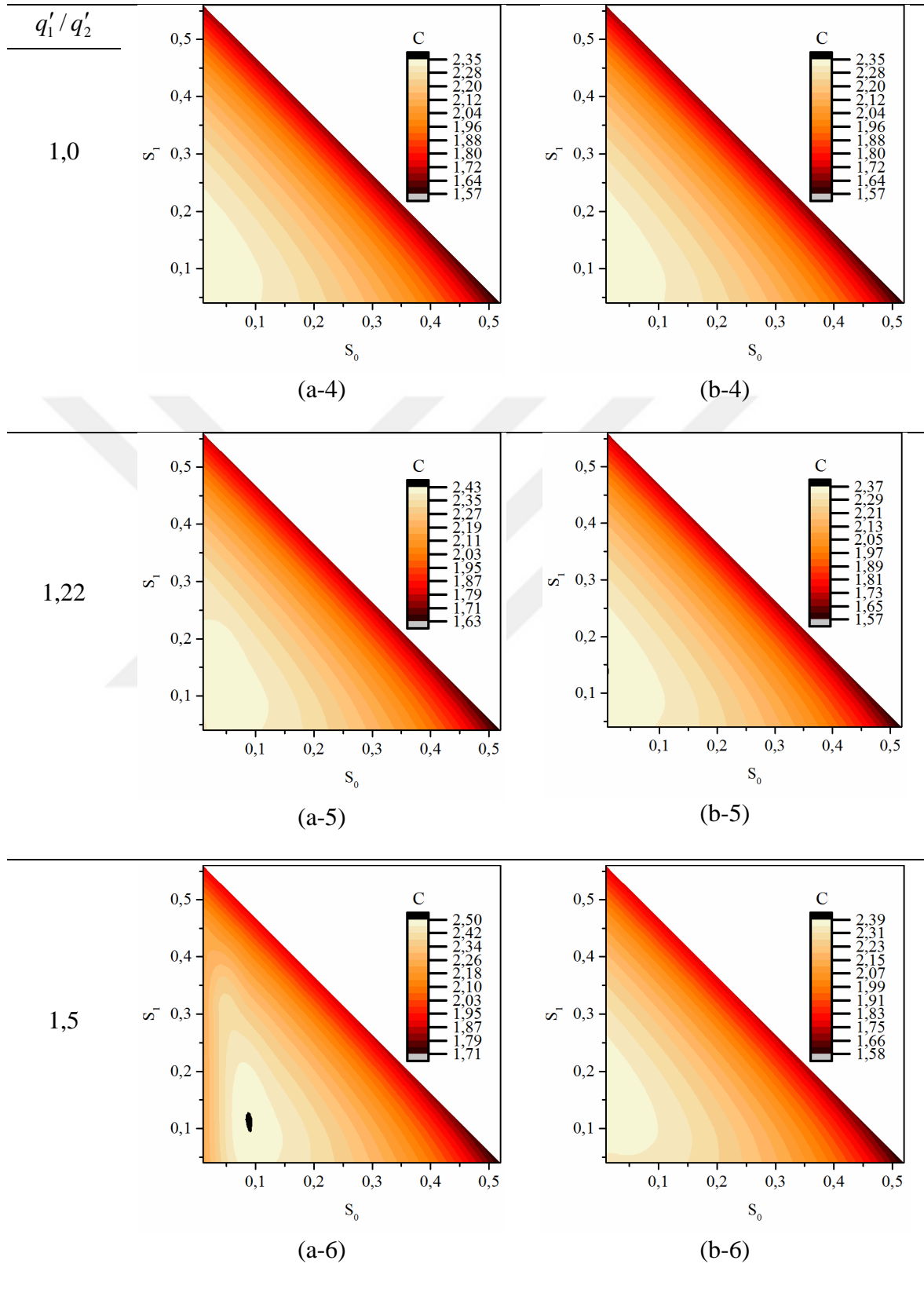
Bahsedilen bu durumlar genel olarak şu şekilde yorumlanabilir. Yüksek ısı güce sahip bileşenin optimum durum için tabana yaklaşmaktadır. Bahsedilen şekilden de görüldüğü üzere, yüksek ısı güce sahip bileşenin üst ısı kaynağı olması durumunda, alt ısı kaynağı kapalı ortamın taban kısmına hapsedilmektedir. Yüksek ısı güce sahip bileşenin, alt ısı kaynağı olması durumunda ise üst ısı kaynağı, alt ısı kaynağından bağımsız bir şekilde hareket kabiliyetine sahip olmaktadır. Artan düzeltilmiş Rayleigh sayısı ile beraber yüksek ısı güce sahip bileşen kapalı ortam tabanına daha fazla yaklaşmaktadır.



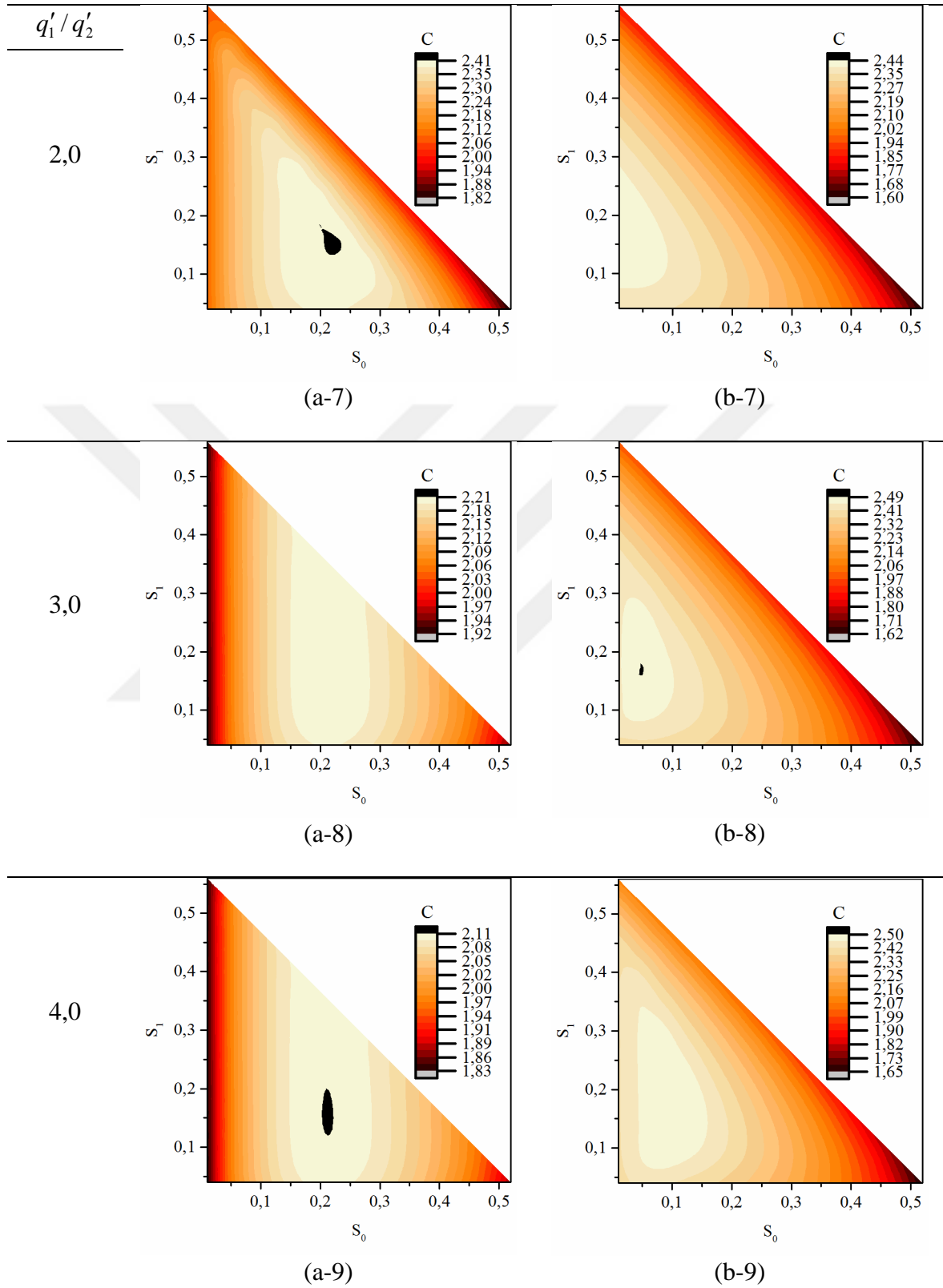
Şekil 31.  $Ra^*=10^4$  için global ısı iletkenliğin boyutsuz ısı kaynakları konumları ve ısı güç oranları ile değişimi,  $D_0/D_1=1$  (a),  $q_1''/q_2''=1$  (b)

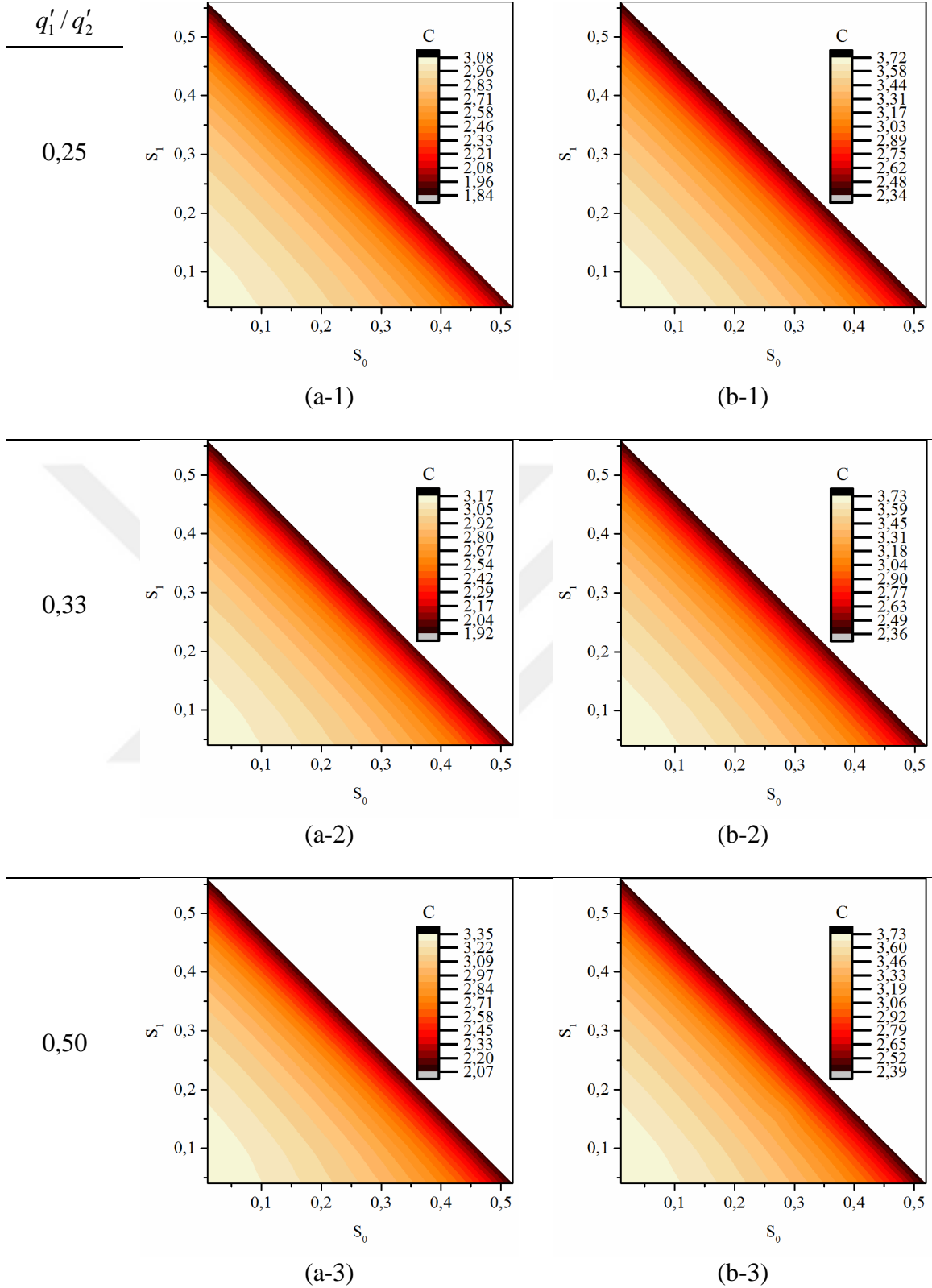


Şekil 31'in devamı



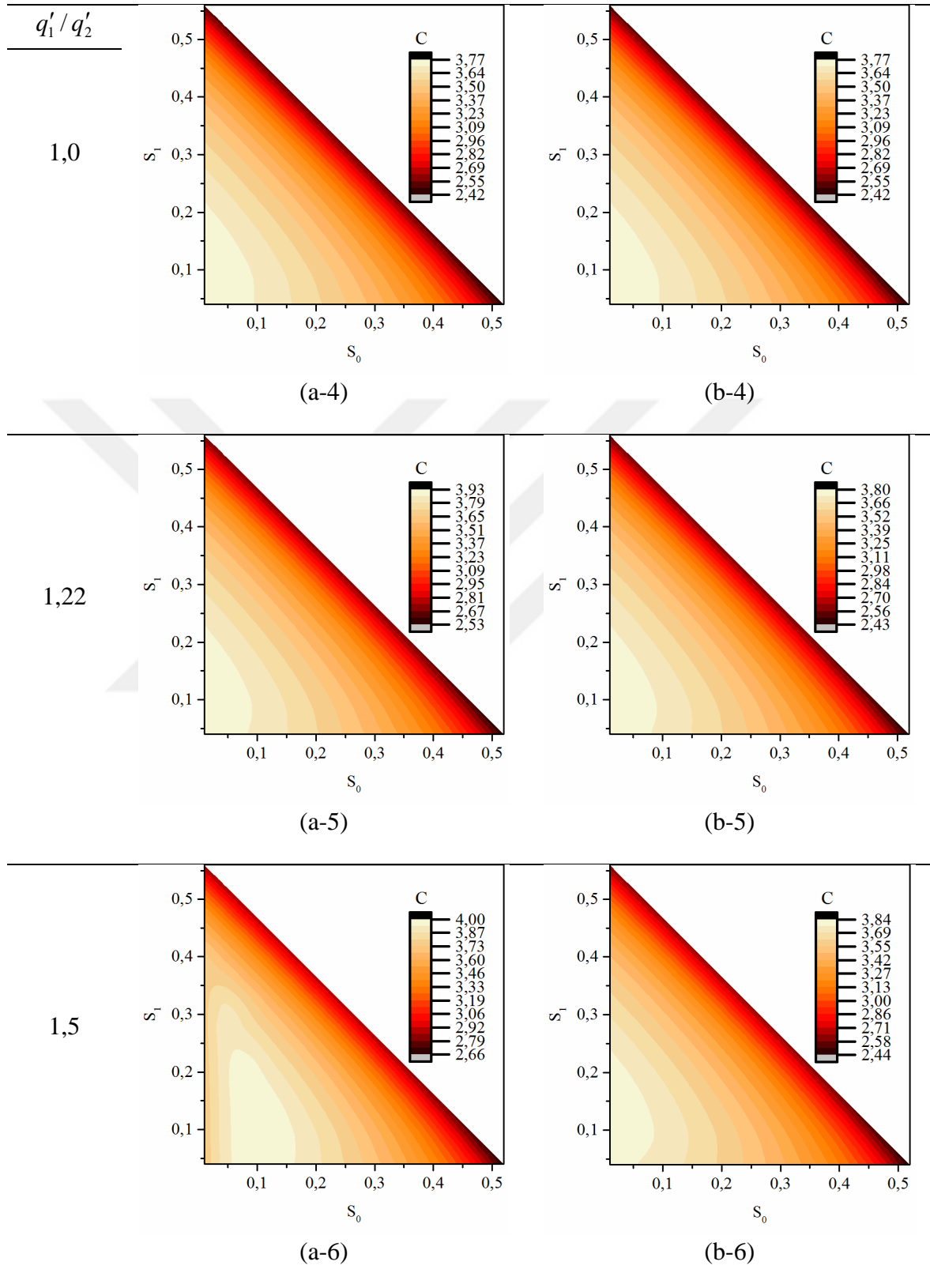
Şekil 31'in devamı



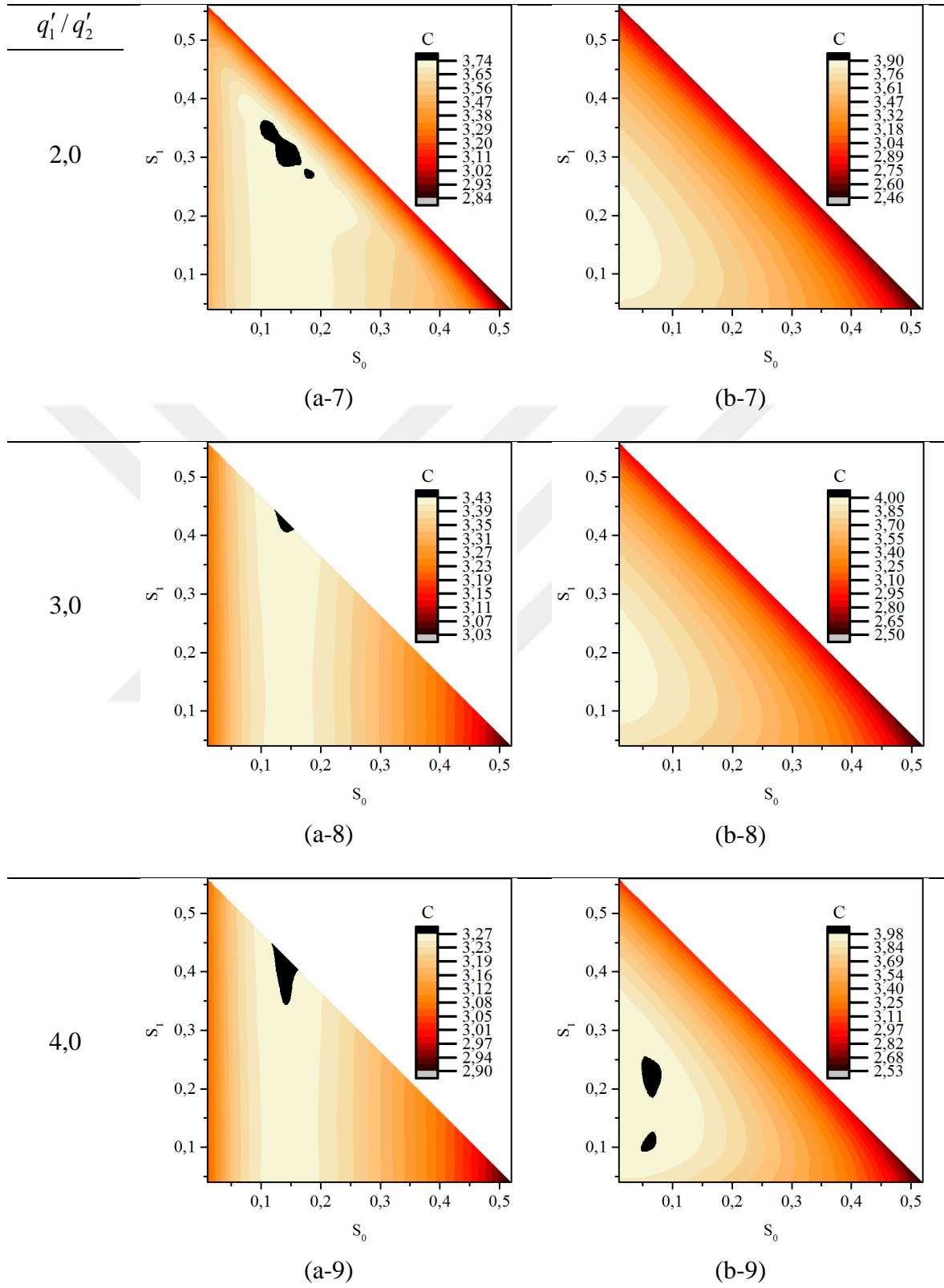


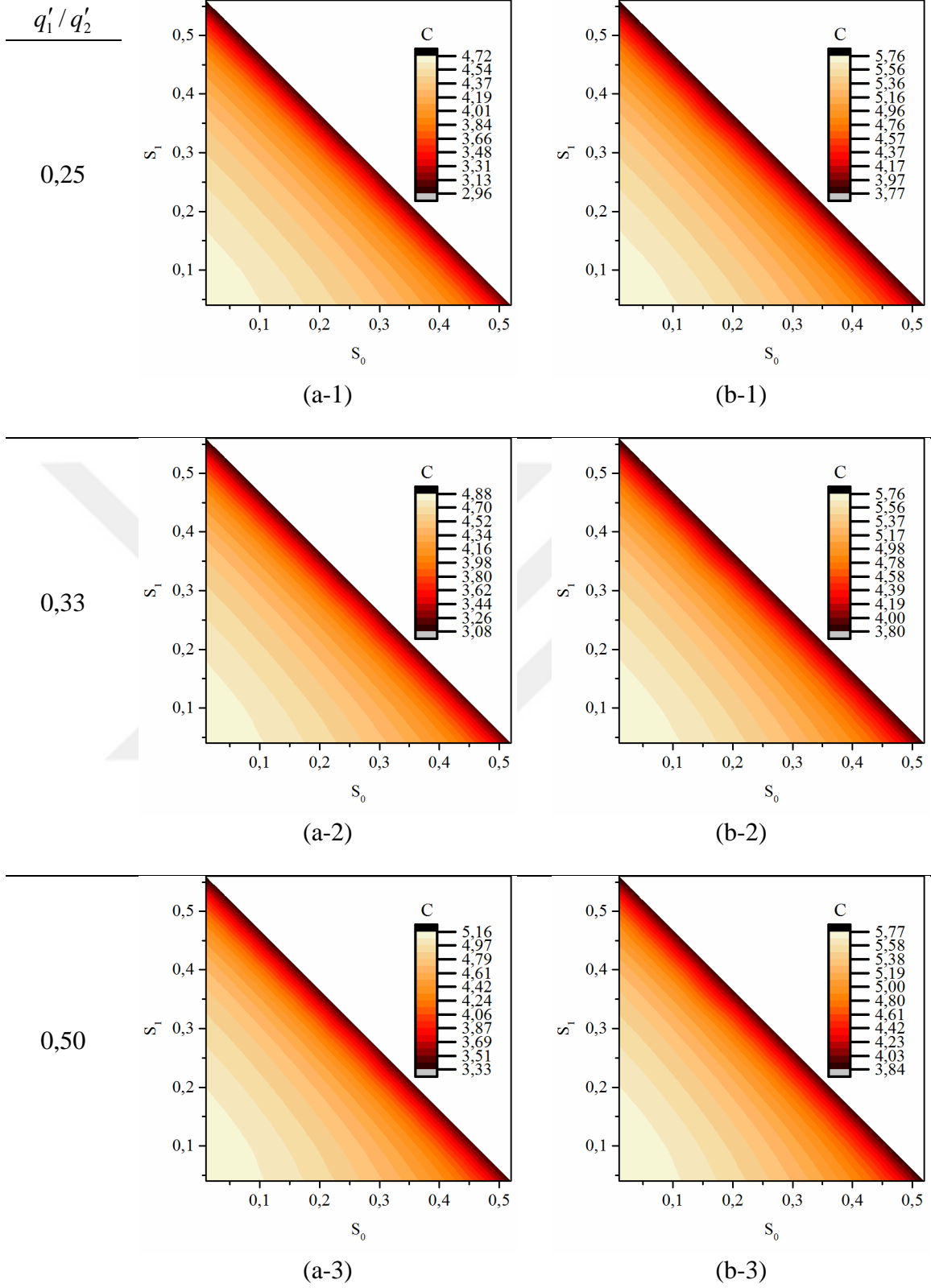
Şekil 32.  $Ra^* = 10^5$  için global ısı iletkenliğin boyutsuz ısı kaynakları konumları ve ısı güç oranları ile değişimi  $D_0 / D_1 = 1$  (a),  $q_1'' / q_2'' = 1$  (b)

Şekil 32'nin devamı



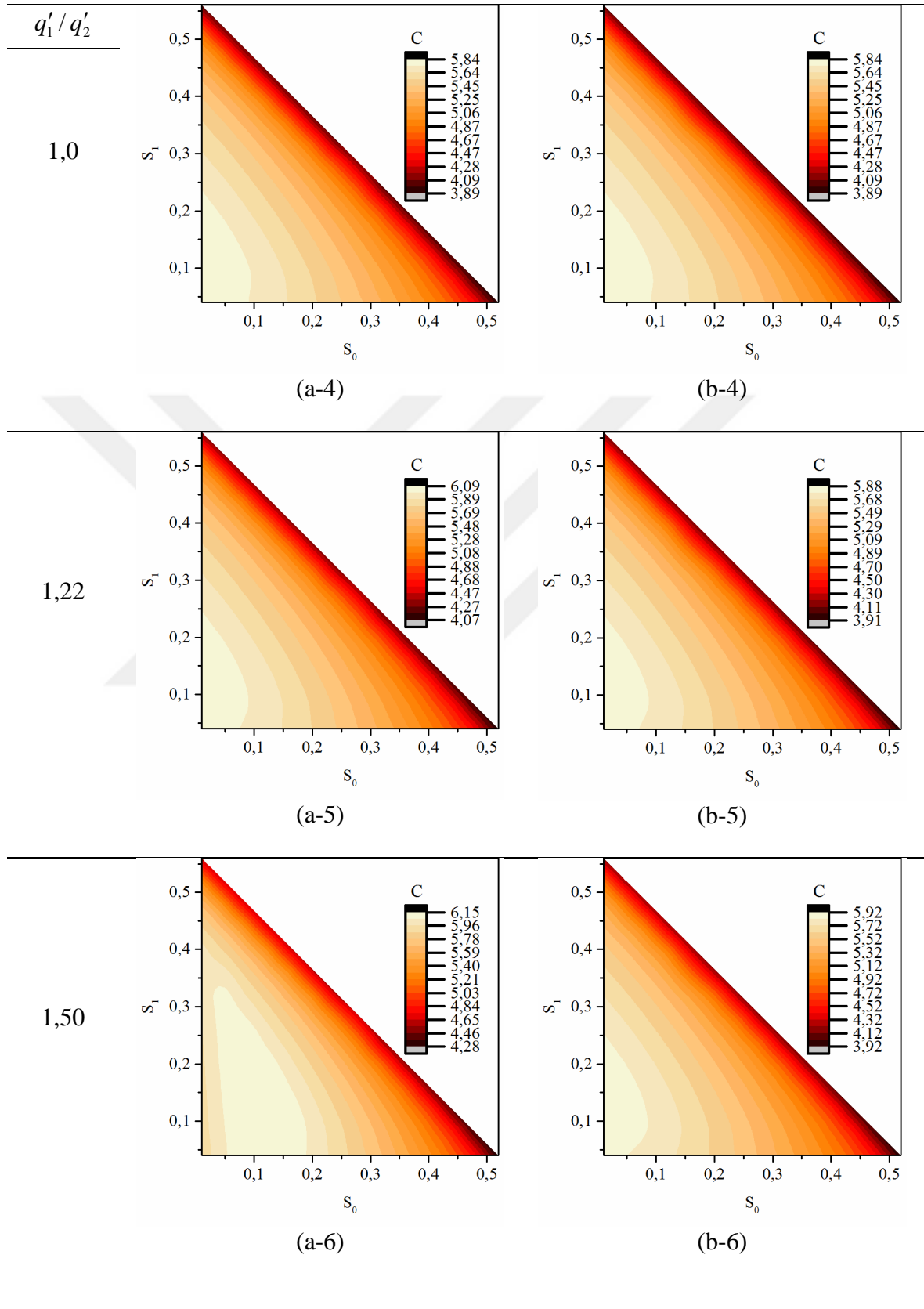
Şekil 32'nin devamı



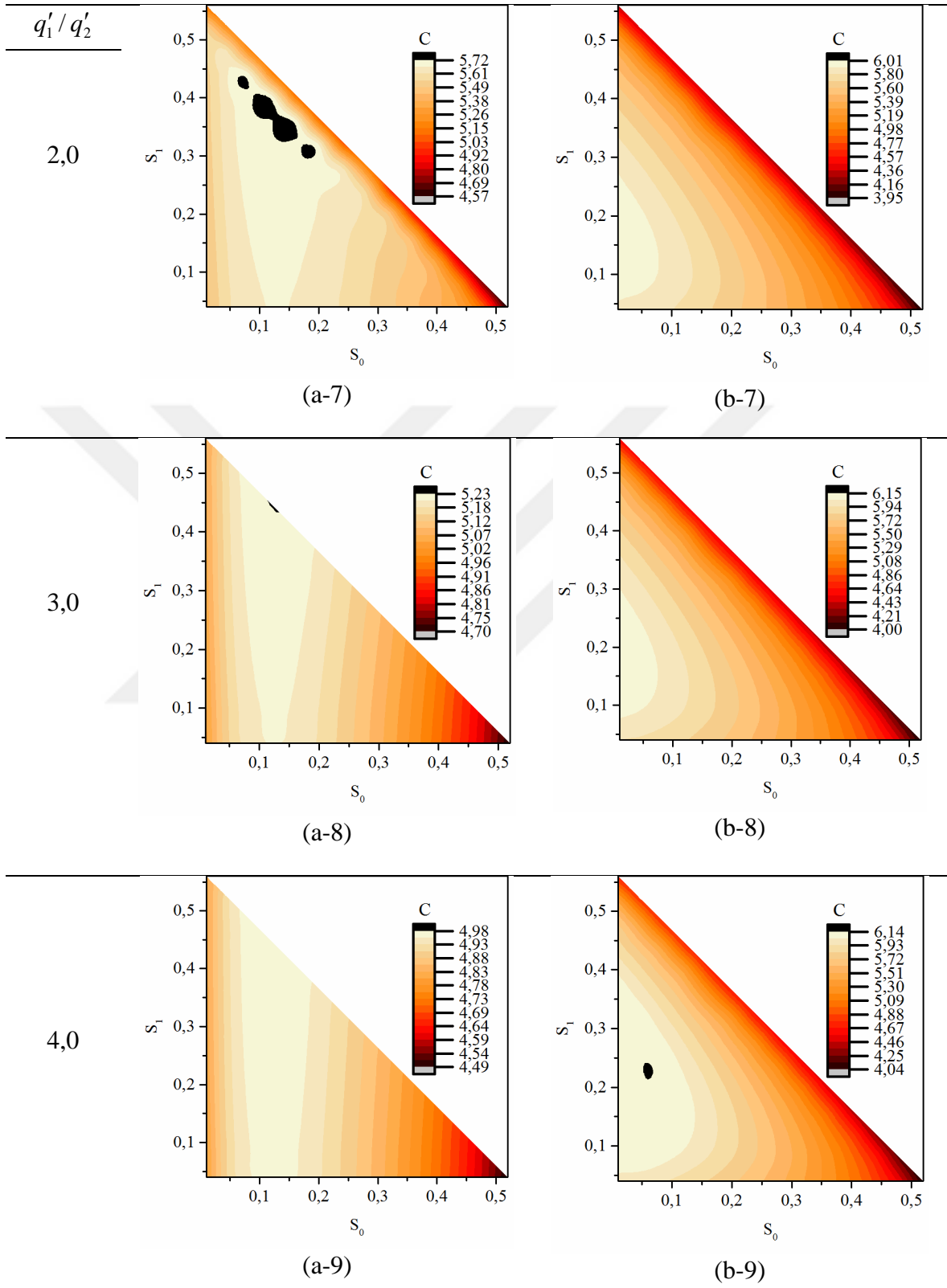


Şekil 33.  $Ra^* = 10^6$  için global ısı iletkenliğin boyutsuz ısı kaynakları konumları ve ısı güç oranları ile değişimi  $D_0 / D_1 = 1$  (a),  $q_1'' / q_2'' = 1$  (b)

Şekil 33'ün devamı

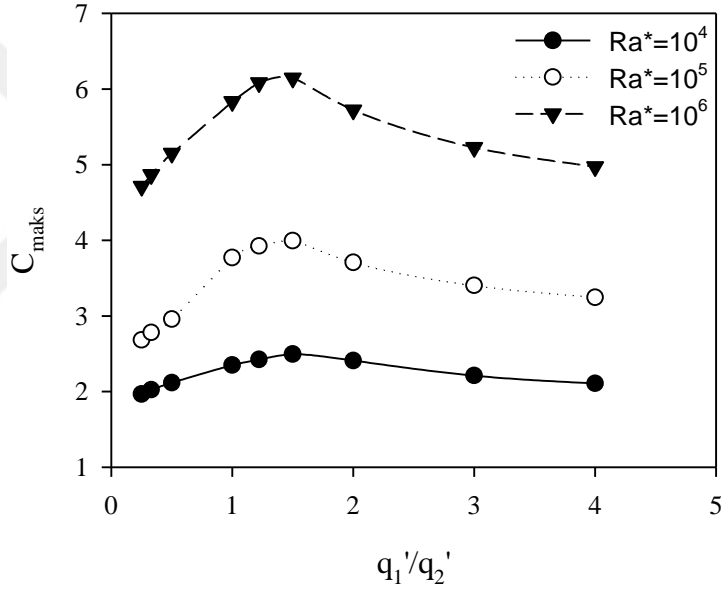


Şekil 33'ün devamı



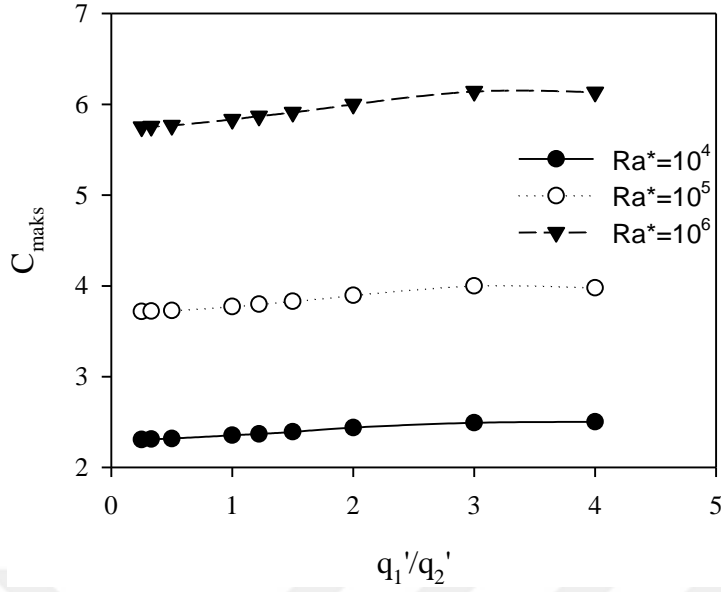


Şekil 31, 32 ve 33'te verilen farklı düzeltilmiş Rayleigh sayılarında ve ısı güç oranlarında elde edilebilecek maksimum global ısı iletkenlik değerleri, Şekil 34 ve 35'te verilmiştir. Eşit ısı kaynağı uzunlukları için Şekil 34 incelendiğinde, artan  $q_1'/q_2'$  oranı ile global ısı iletkenliğinin belirli bir değere kadar arttığı ve sonrasında azaldığı görülmektedir. Tüm düzeltilmiş Rayleigh sayısı değerleri için bu oran yaklaşık 1,5 olarak elde edilmiştir. Burada deneysel verilerden de görüldüğü üzere, alt ısı kaynağına üst ısı kaynağından daha fazla ısı güç verilmesi durumunda daha etkin bir ısı transferi söz konusudur. Ancak, bu oranın aşırı artırılması olumsuz bir etki oluşturarak; global ısı iletkenlik değerini azaltmaktadır. Bu şekilde, alt ısı kaynağına üst ısı kaynağından daha fazla güç verilmesinin her zaman tam tersi durumdan daha iyi bir ısı transferi sağladığı da açıkça görülmektedir.



Şekil 34. Maksimum global ısı iletkenlik değerinin düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı akısı oranları ile değişimi ( $D_0/D_1=1$ )

Şekil 35'te ise farklı ısı kaynağı uzunlukları için artan  $q_1'/q_2'$  oranı ile global ısı iletkenlik değerleri sürekli olarak bir artış içerisinde olmasına rağmen aynı düzeltilmiş Rayleigh sayısı değerlerindeki maksimum ve minimum değerler arasında çok büyük bir fark olmadığı görülmektedir. Maksimum  $C_{maks}$  değeri  $q_1'/q_2' = 3$  oranı için elde edilmiş olsa da bu orandan sonra fazla bir artış görülmemektedir.



Şekil 35. Maksimum global ısı iletkenlik değeri düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı kaynağı uzunluk oranları ile değişimi ( $q_1''/q_2''=1$ )

Şekil 35 ve 36' da verilen farklı düzeltilmiş Rayleigh sayılarında ve ısı güç oranlarındaki global ısı iletkenlik değerleri karşılaştırılarak şu sonuçlara varılmıştır. Her iki durum içinde maksimum  $C_{maks}$  değerleri farklı ısı güç oranlarında elde edilmesine rağmen bu değerlerin aynı düzeltilmiş Rayleigh sayılarında birbirlerine neredeyse eşit olduğu görülmektedir. İncelenen aralıkta Rayleigh sayısı, optimum yerleşim düzeni üzerinde etkili olsa da, optimum ısı güç oranı üzerinde çok fazla bir etkisinin olmadığı anlaşılmıştır.

Yukarıda verilen global ısı iletkenlik değeri düzeltilmiş Rayleigh sayısı, ısı güç oranı ve ısı kaynakları konumu ile değişimi şekilleri optimizasyon işlemi sonuçları açısından yeterli olsa da, akış alanındaki durumun bahsedilen bu parametreler ile değişiminin incelenmesi daha ayrıntılı bilgileri ortaya koyacaktır. Bu sebeple, Şekil 35 ve 36' da verilen global ısı iletkenlik değerlerine karşılık gelen konumlardaki, akış alanına ait ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri izleyen şekillerde bazı ısı güç oranları için sunulmuştur.

Şekil 36' da  $Ra^*=10^4$  ve eşit ısı kaynağı uzunlukları için sırasıyla ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri, farklı ısı güç oranları için verilmiştir. Isı çizgileri bu şekilden genel olarak şu şekilde yorumlanabilir. Akışkan ısı kaynaklarından bu kaynakların ısı güç oranına bağlı bir ısıyı almakta ve kapalı ortam kenarı boyunca ısı kaybetmeden yükselmektedir. Enerji akışı ortam tavanına paralel olarak hareket etmekte ve soğuk yüzey üzerinde akışkan ısı enerjisini kaybederek alçalmaktadır. Isı çizgilerinin tanımından da anlaşılacağı gibi ısı güç değerlerinin, ısı kaynakları üzerindeki çizgi yoğunluklarıyla orantılı

olduğu görülmektedir. Düşük ısı güç değerlerinde ısı çizgileri üst ısı kaynağı üzerinde yoğunlaşırken, artan ısı güç oranı ile beraber ısı çizgileri alt ısı kaynağı üzerinde yoğunlaşmaktadır. Her iki ısı kaynağına da sabit yüzey ısı akısı sınır koşulu tanımlandığından, ısı çizgileri her iki ısı kaynağı üzerinde homojen bir dağılım sergilemektedir. Isı çizgilerinin soğuk yüzey üzerindeki davranışı incelendiğinde; sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında, ısı çizgilerinin davranışının değişimi açıkça görülmektedir. Bu yüzeyde ısı çizgilerinin kapalı ortam tavanında sıklaştığı ve kapalı ortam tabanına doğru sıklığının azaldığı görülmektedir. Bu durum, soğuk yüzeyin üst kısmında daha etkin bir ısı transferi olduğu anlamına gelmektedir. Kapalı ortamın adyabatik kısımlarında beklendiği üzere herhangi bir ısı çizgisi bulunmamaktadır. Soğuk yüzeyin taban kısmına bakıldığında bu kısmın da enerji açısından pasif, adyabatik sınır koşulu davranışı sergilediği görülmektedir.

Aynı şekilde akım çizgileri şekilleri incelendiğinde, tüm ısı güç oranlarında birbirine benzer bir akış yapısı ortaya çıktığı görülmektedir.  $Ra^* = 10^4$  değerinde kapalı ortamın orta noktasını merkez olarak alan, saat yönünde dönen tek hücreli bir akış yapısı ortaya çıkmıştır. Akış yapısı ısı güç oranı ile değişmemesine rağmen; akış şiddetinin değerinin değiştiği, bu şekillerdeki değerlerden anlaşılmaktadır.

Şekil 36'dan eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde;  $Ra^* = 10^4$  değeri için akış alanındaki kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetleri yenmesi ve taşınım mekanizmasının ortaya çıkmasının bir sonucu olarak eğrilerin kırılmaya başladığı görülmektedir. Isı çizgilerinden de görüldüğü üzere daha fazla ısı yayan bileşen hizasında eğrilerin daha yoğun olduğu ve fazla kırıldığı anlaşılmaktadır. Bu şekilde verilen eş sıcaklık eğrilerine ait boyutsuz sıcaklık değerleri incelendiğinde, Şekil 36b'deki durumda ortam içerisinde çıkılan maksimum sıcaklık değerinin, diğer durumlara göre daha az olduğu görülmektedir. Global ısı iletkenliğinin ortam içerisindeki maksimum sıcaklık değerinin ters orantılı bir fonksiyonu olduğu göz önüne alınırsa, bu durumun Şekil 34 ve 35'te verilen verilerle uyumlu olduğu görülmektedir. Akım fonksiyonu ve eş sıcaklık eğrileri beraber değerlendirildiğinde, maksimum global iletkenlik değerinin maksimum akış şiddetinin elde edildiği durumda olmadığı görülmektedir.

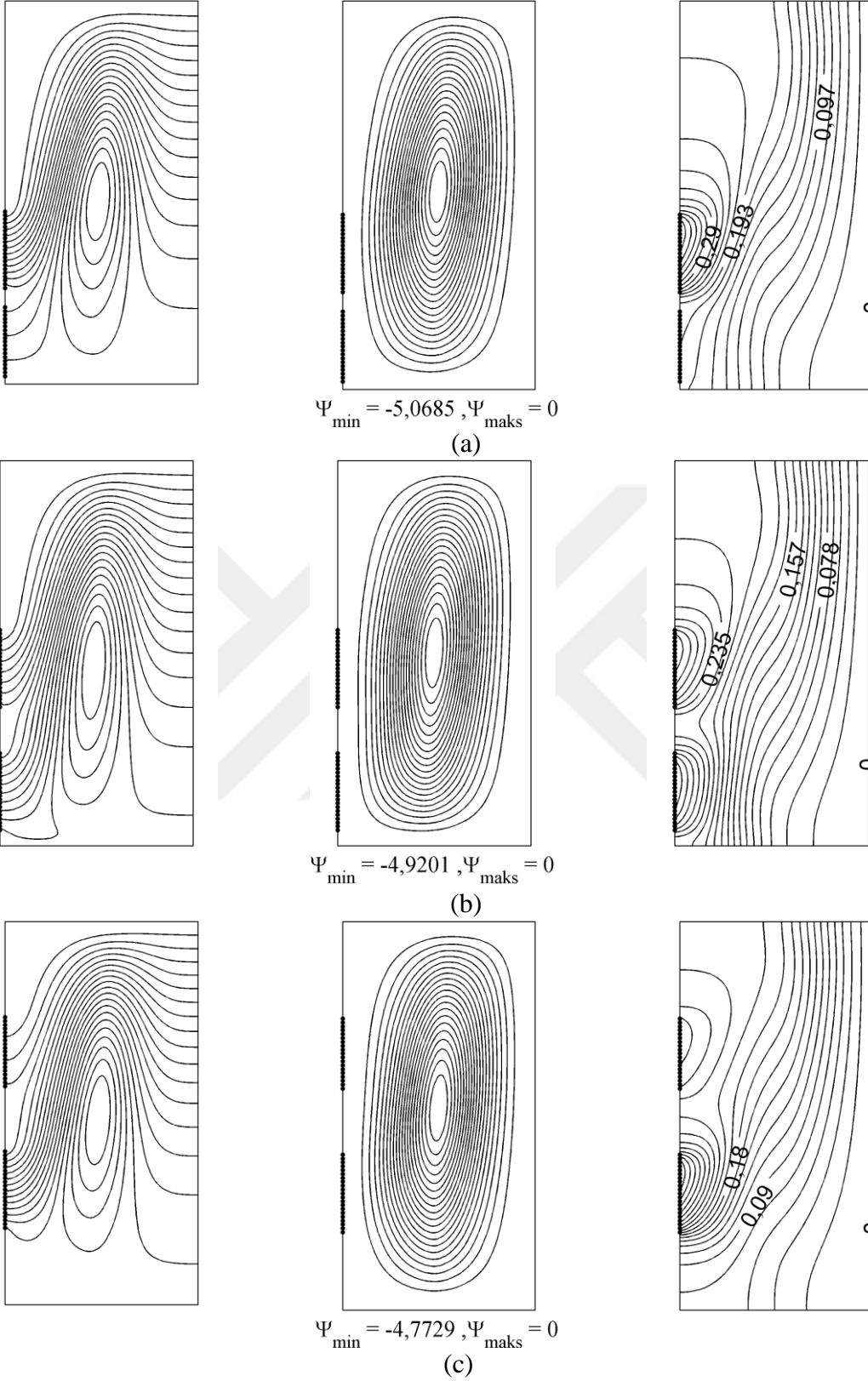
Şekil 37'de  $Ra^* = 10^4$  ve eşit yüzey ısı akısı değerleri için ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Isı çizgileri bu şekilde incelendiğinde her iki ısı kaynağının da yüzey ısı akılarının eşit olmasından dolayı, ısı kaynakları yüzeyinde birbirine neredeyse

eşit aralıklı çizgilerden oluştuğu görülmektedir. Isı çizgilerinin soğuk yüzey üzerindeki değişimleri önceki kısımdakine benzer şekilde gerçekleşmektedir.

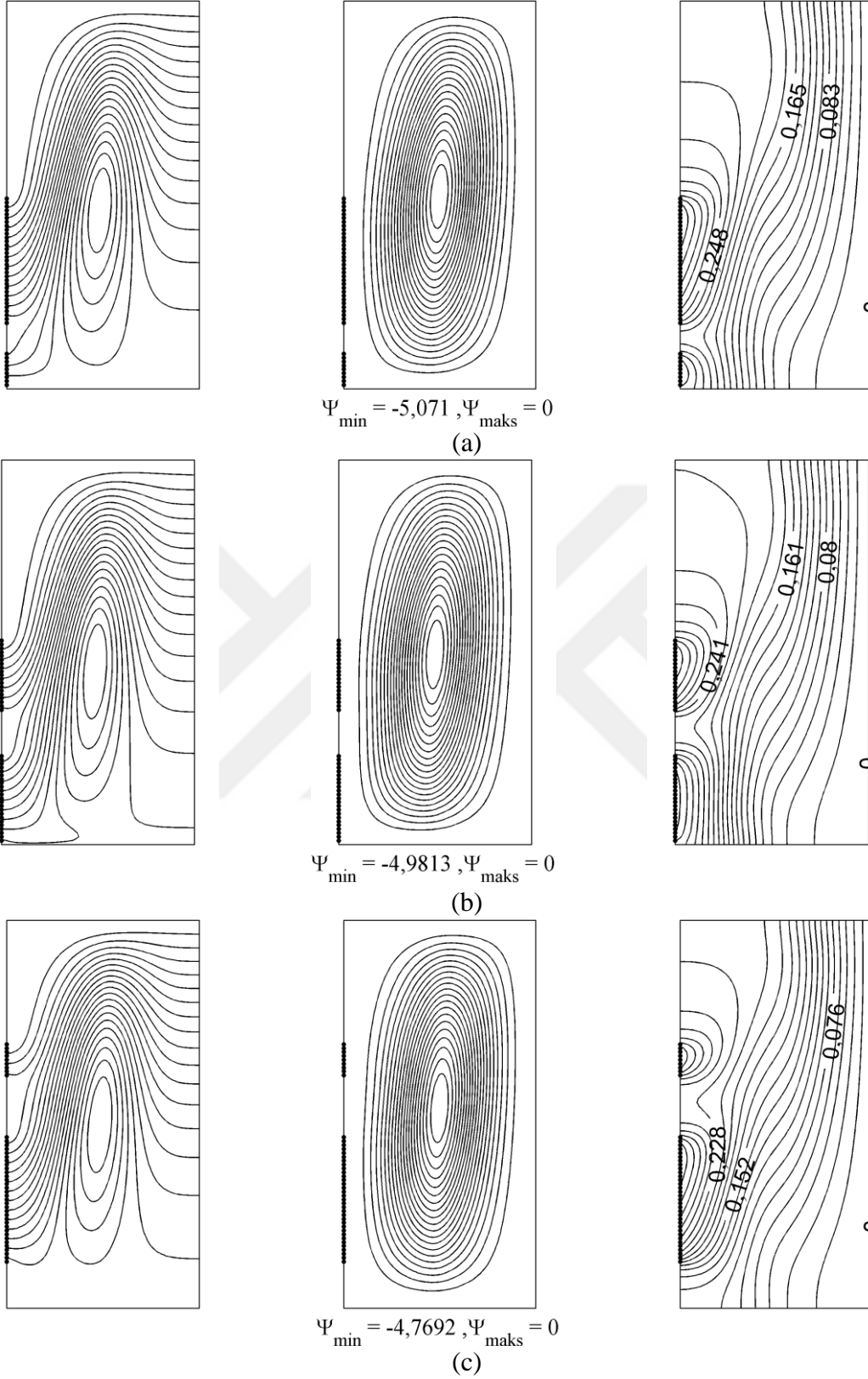
Akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri bu durumda eşit ısı kaynağı uzunluğu durumundakine benzer olarak şekillenmektedir. Eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde, artan ısı güç oranı ile beraber kapalı ortam içerisindeki maksimum sıcaklık değerinin düştüğü görülmektedir.

Şekil 38’de  $Ra^*=10^5$  ve eşit ısı kaynakları uzunlukları, Şekil 39’da  $Ra^*=10^5$  ve eşit yüzey ısı akısı durumları için ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Şekil 38’den akım fonksiyonları incelendiğinde, artan düzeltilmiş Rayleigh sayısı ile beraber akış şiddetinin de arttığı ve akış merkezinin yukarı doğru kaymaya başladığı görülmektedir. Eş sıcaklık eğrilerinden de görüleceği üzere eğriler daha fazla kırılmaya ve ısı sınır tabaka incelmeye başlamıştır. İncelen ısı sınır tabaka ve artan akış şiddeti ile beraber global iletkenlik değeri de artmaya başlamıştır. Isıl güç oranının ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri üzerindeki etkisi  $Ra^*=10^4$  değerindeki duruma benzer şekilde olduğu bu şekilden görülmektedir.

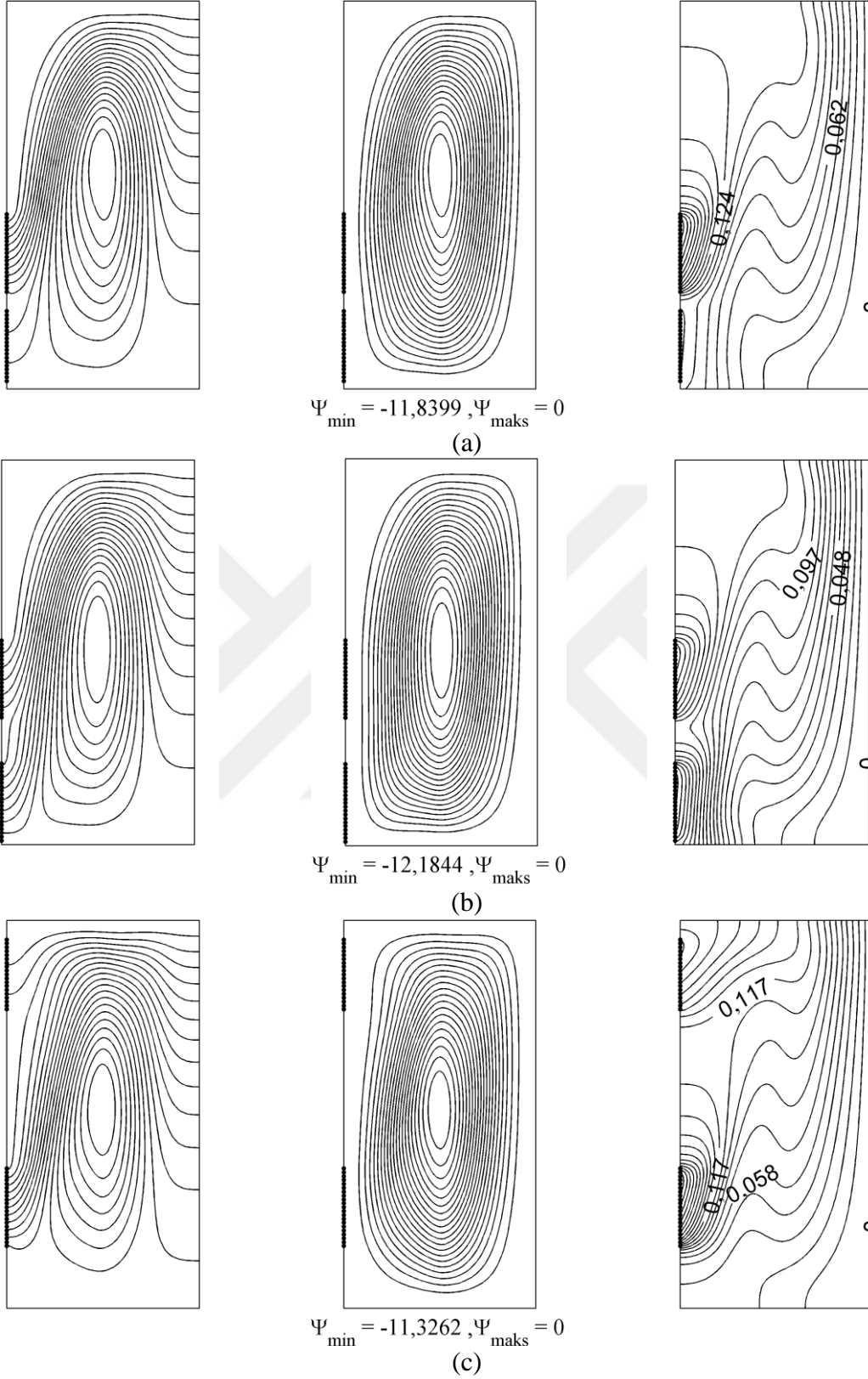
Şekil 40’tan  $Ra^*=10^6$  değeri için incelemeler yapılacak olursa; artan düzeltilmiş Rayleigh sayısının etkisi ile akış şiddeti daha da artmış; ısı sınır tabaka ve hidrodinamik sınır tabaka daha da incelmıştır. Daha yüksek ısı güce sahip bileşen üzerinde ısı çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri yoğunlaşmıştır. Akış merkezinin daha yukarı kaymasının yanı sıra, akışın ısı kaynağı konumlarından diğer durumlara göre çok daha fazla etkilendiği görülmüştür.



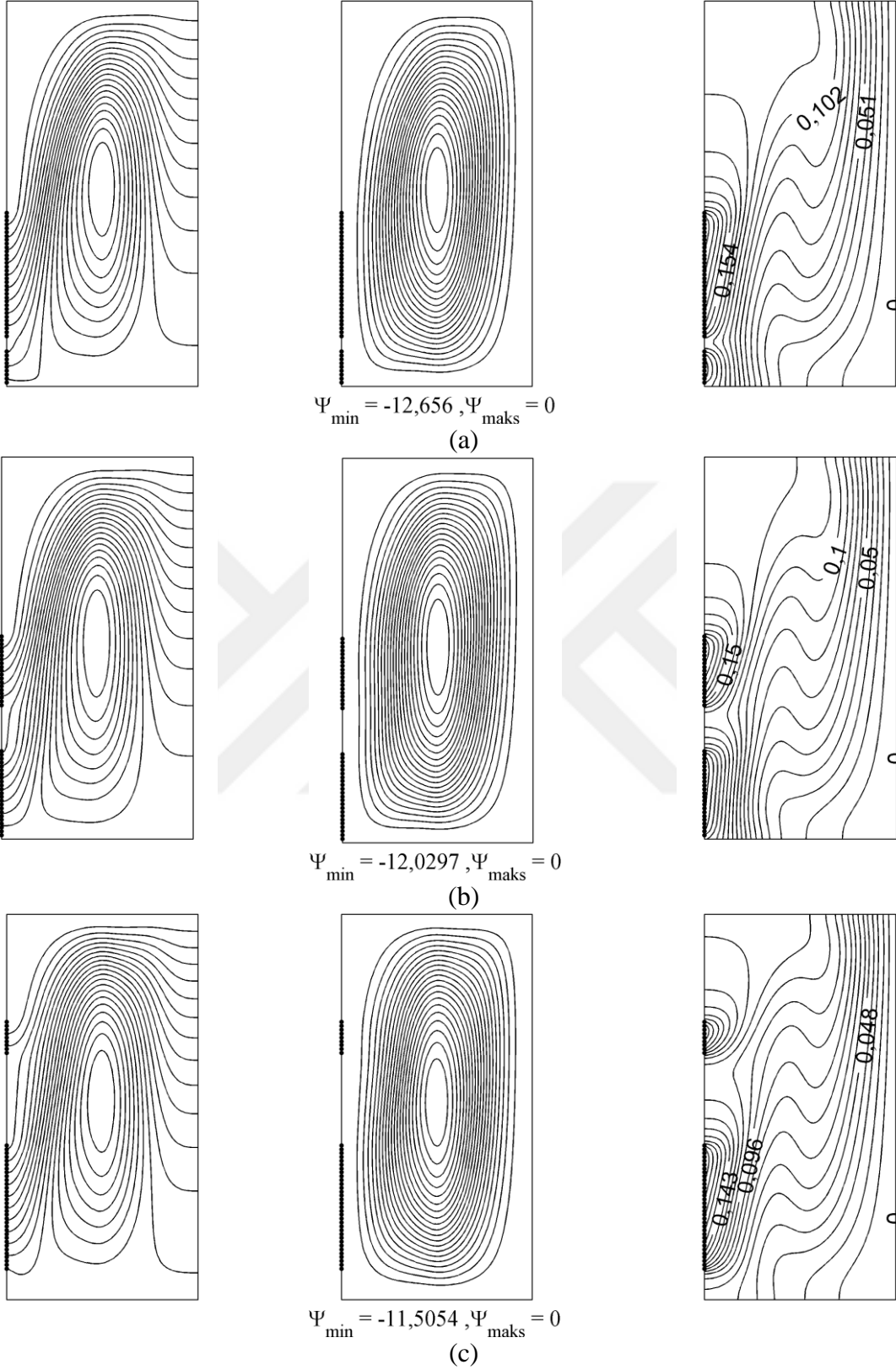
Şekil 36.  $Ra^*=10^4$ ,  $D_0/D_1=1$ ,  $q'_1/q'_2=0,25$  (a),  $q'_1/q'_2=1,22$  (b),  $q'_1/q'_2=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri



Şekil 37.  $Ra^*=10^4$ ,  $q_1''/q_2''=1$ ,  $q_1'/q_2'=0,25$  (a),  $q_1'/q_2'=1,22$  (b),  $q_1'/q_2'=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

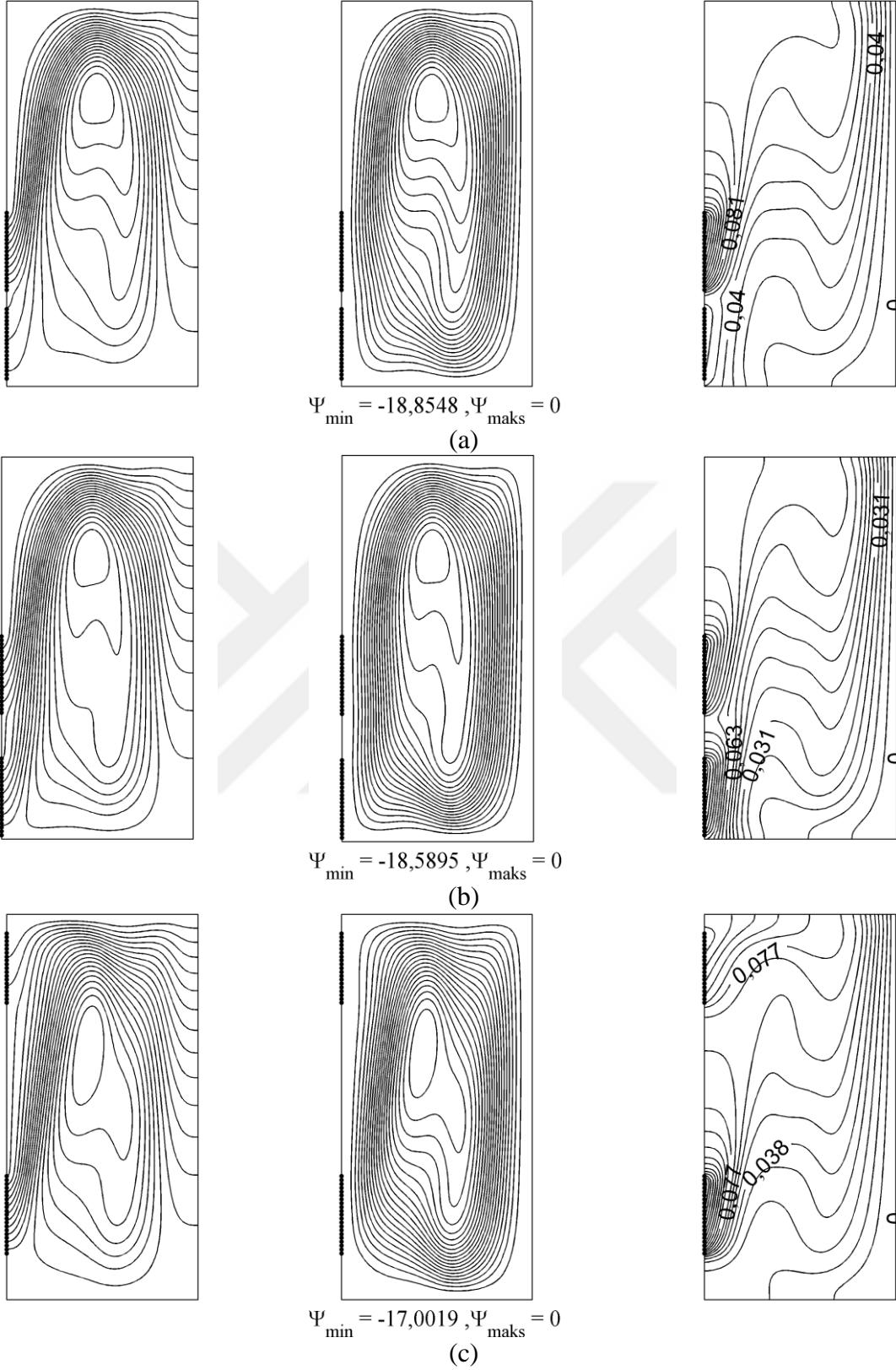


Şekil 38.  $Ra^*=10^5$ ,  $D_0 / D_1=1$ ,  $q_1' / q_2'=0,25$  (a),  $q_1' / q_2'=1,22$  (b),  $q_1' / q_2'=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

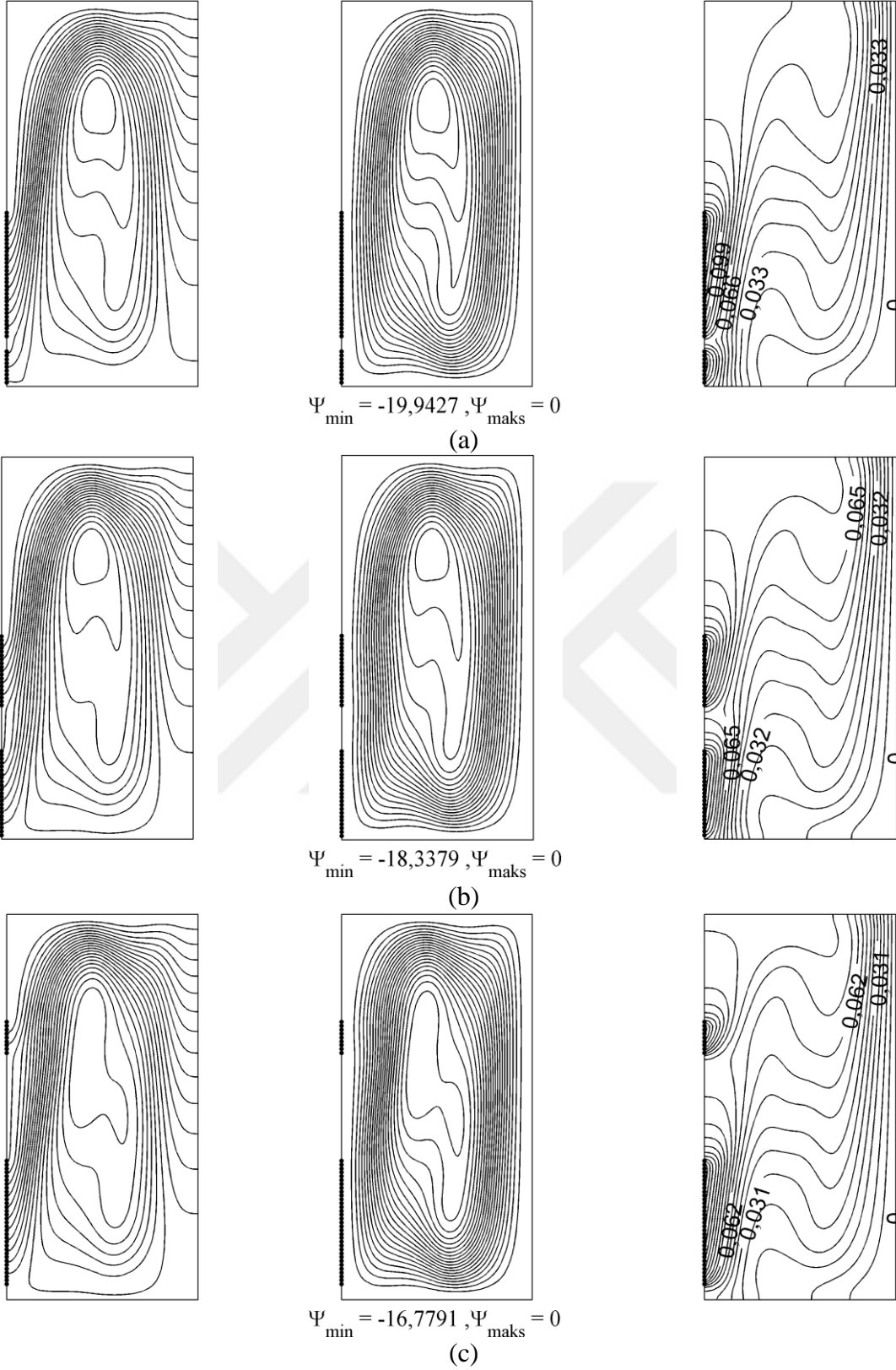


Şekil 39.  $Ra^*=10^5, q_1''/q_2''=1, q_1'/q_2'=0,25$  (a),  $q_1'/q_2'=1,22$  (b),  $q_1'/q_2'=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri





Şekil 40.  $Ra^*=10^6$ ,  $D_0 / D_1=1$ ,  $q_1' / q_2'=0,25$  (a),  $q_1' / q_2'=1,22$  (b),  $q_1' / q_2'=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri



Şekil 41.  $Ra^*=10^6$ ,  $q_1''/q_2''=1$ ,  $q_1'/q_2'=0,25$  (a),  $q_1'/q_2'=1,22$  (b),  $q_1'/q_2'=4$  (c), optimum konumlardaki ısı çizgileri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

#### 4. SONUÇLAR

Düşey yüzeylerinden birinde iki ayrı ısı kaynağı bulunan dikdörtgen bir kapalı ortam içerisindeki havanın doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Isı kaynaklarının farklı konumları dikkate alınmıştır. Isı kaynaklarının uzunluk ve ısı akısı oranları ve değiştirilmiş Rayleigh sayısının farklı değerlerinde kapsamlı parametrik çalışmalar yapılmıştır. Isı kaynakları yüzeylerinde düşük sıcaklıklar, düşük sıcaklık gradyanları elde edebilmesine yol verecek etkin soğutma koşullarına yol verecek seçilen parametrik veri aralığı için optimum değerler belirlenmeye çalışılmıştır. Optimizasyonda global ısı iletkenlik değerinden yararlanılmıştır. Tezde elde edilen sonuçlar aşağıda kısaca sunulmuştur:

1. Deneysel ve sayısal verilerden elde edildiği üzere, iletim ve ışınım ile ısı transferinin pratik uygulamalarda ihmal edilemeyecek düzeyde olabileceği görülmüştür.
2. Global ısı iletkenlik değerine, eşit ısı kaynağı uzunlukları durumu için yüksek güç oranlarında ikinci ısı kaynağının konumunun etkisi yok denecek kadar az iken; eşit yüzey ısı akıları durumunda her iki ısı kaynağının konumunun tüm ısı güç oranlarında global ısı iletkenlik üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir.
3. Eşit ısı kaynakları uzunluğu durumunda, global ısı iletkenlik değerinin ısı güç oranı ile değişimi doğrusal olmayan bir fonksiyon şeklinde iken; eşit yüzey ısı akısı oranları durumunda neredeyse lineer artan bir eğri şeklindedir.
4. Her iki inceleme durumu içinde her zaman yüksek güçlü ısı kaynağını alt kısma yerleştirmenin daha iyi bir ısı transferi sağladığı görülmüştür.
5. Optimum ısı güç oranının, eşit ısı kaynakları uzunlukları ve eşit yüzey ısı akıları durumları için farklı değerler aldığı ve bu değerlerin düzeltilmiş Rayleigh sayısından neredeyse etkilenmediği belirlenmiştir.

## 5. ÖNERİLER

Bundan sonraki çalışmalara yön vermesi açısından şu önerilerin göz önüne alınması faydalı olacaktır.

1. Farklı akışkanlar kullanılarak çalışma genişletilebilir.
2. Sıcaklık ile değişen akışkan ısı özellikleri kullanılarak sonuçlardaki değişim incelenebilir.
3. Bu çalışmada ısı güç oranlarının etkisi üzerine yoğunlaşıldığından düzeltilmiş Rayleigh sayısı değeri çok kısıtlı tutulmuştur. Düzeltilmiş Rayleigh sayısının ara değerleri ve/veya daha geniş bir değer aralığı için çalışma genişletilebilir.
4. Daha fazla sayıda ısı kaynağı kullanılarak optimum yerleşimler ve ısı güç dağılımları incelenebilir.
5. Deneysel inceleme kısmında, akış görüntüleme ile elde edilen akım çizgilerinin yanında eş sıcaklık eğrileri de holografik yöntemler kullanılarak elde edilebilir.

## 6. KAYNAKLAR

- Aydin, O., ve Yang, W.-J., 2000. Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 10, 5, 518-529.
- Baïri, A., de María, J. G., Laraqı, N., ve Alilat, N., 2008. Free convection generated in an enclosure by alternate heated bands. Experimental and numerical study adapted to electronics thermal control, International Journal of Heat and Fluid Flow, 29, 5, 1337-1346.
- Baïri, A., de María, J. G., Baïri, I., Laraqı, N., Zarco-Pernia, E., ve Alilat, N., 2012. 2D transient natural convection in diode cavities containing an electronic equipment with discrete active bands under constant heat flux, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 19, 4970-4980.
- Banerjee, S., Mukhopadhyay, A., Sen, S., ve Ganguly, R., 2008. Natural convection in a bi-heater configuration of passive electronic cooling, International Journal of Thermal Sciences, 47, 11, 1516-1527.
- Calcagni, B., Marsili, F., ve Paroncini, M., 2005. Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below, Applied Thermal Engineering, 25, 16, 2522-2531.
- Chadwick, M., Webb, B., ve Heaton, H., 1991. Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34, 7, 1679-1693.
- Corcione, M., ve Habib, E., 2010. Buoyant heat transport in fluids across tilted square cavities discretely heated at one side, International Journal of Thermal Sciences, 49, 5, 797-808.
- Çengel, Y. A., 2003. Heat Transfer: A Practical Approach, Second Edition, McGraw-Hill, Boston.
- Da Silva, A., Lorente, S., ve Bejan, A., 2004. Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 2, 203-214.
- Deng, Q.-H., ve Tang, G.-F., 2002. Numerical visualization of mass and heat transport for conjugate natural convection/heat conduction by streamline and heatline, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, 11, 2373-2385.
- Deng, Q.-H., 2008. Fluid flow and heat transfer characteristics of natural convection in square cavities due to discrete source-sink pairs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 25, 5949-5957.

- Dias, T., ve Milanez, L. F., 2006. Optimal location of heat sources on a vertical wall with natural convection through genetic algorithms, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 13, 2090-2096.
- Heindel, T., Ramadhyani, S., ve Incropera, F., 1995. Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1—two- and three-dimensional model validation, International Journal of Heat and Fluid Flow, 16, 6, 501-510.
- Ho, C., ve Chang, J., 1994. A study of natural convection heat transfer in a vertical rectangular enclosure with two-dimensional discrete heating: effect of aspect ratio, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37, 6, 917-925.
- Kimura, S., ve Bejan, A., 1983. The “heatline” visualization of convective heat transfer, Journal of Heat Transfer, 105, 4, 916-919.
- Liu, Y., Phan-Thien, N., Leung, C., ve Chan, T., 1999. An optimum spacing problem for five chips on a horizontal substrate in a vertically insulated enclosure, Computational mechanics, 24, 4, 310-318.
- Mahapatra, P. S., Manna, N. K., ve Ghosh, K., 2015. Effect of active wall location in a partially heated enclosure, International Communications in Heat and Mass Transfer, 61, 69-77.
- Mahapatra, P. S., Manna, N. K., Ghosh, K., ve Mukhopadhyay, A., 2015. Heat transfer assessment of an alternately active bi-heater undergoing transient natural convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 83, 450-464.
- Murshed, S., 2016. Introductory Chapter: Electronics Cooling — An Overview, *Electronics Cooling*, InTech.
- Nardini, G., ve Paroncini, M., 2012. Heat transfer experiment on natural convection in a square cavity with discrete sources, Heat and Mass Transfer, 48, 11, 1855-1865.
- Nardini, G., Paroncini, M., ve Vitali, R., 2016. Experimental and numerical analysis of the effect of the position of a bottom wall hot source on natural convection, Applied Thermal Engineering, 92, 236-245.
- Ortega, A., ve Lall, B. S., 1996. Natural convection air cooling of a discrete source on a conducting board in a shallow horizontal enclosure. Paper presented at the Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, SEMI-THERM XII. Proceedings, Twelfth Annual IEEE, Bildiriler Kitabı: 201-213.
- Ramos, R. A. V., Dias, T., ve Milanez, L. F., 1998. Numerical and experimental analysis of natural convection in a cavity with flush mounted heat sources on a side wall, Paper presented at The Sixth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, ITherm'98, Bildiriler Kitabı: 130-134.
- Scott WA., 1974. *Cooling of Electronic Equipment*, John Wiley and Sons, New York.

- Shakerin, S., Bohn, M., ve Loehrke, R., 1988. Natural convection in an enclosure with discrete roughness elements on a vertical heated wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31, 7, 1423-1430.
- Torrance, K., Orloff, L., ve Rockett, J., 1969. Experiments on natural convection in enclosures with localized heating from below, Journal of Fluid Mechanics, 36, 01, 21-31.
- Tou, S., ve Zhang, X., 2003. Three-dimensional numerical simulation of natural convection in an inclined liquid-filled enclosure with an array of discrete heaters, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46, 1, 127-138.
- Tso, C., Jin, L., Tou, S., ve Zhang, X., 2004. Flow pattern evolution in natural convection cooling from an array of discrete heat sources in a rectangular cavity at various orientations, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 19, 4061-4073.
- Zhao, F.-Y., Liu, D., ve Tang, G.-F., 2007. Resonant response of fluid flow subjected to discrete heating elements, Energy Conversion and Management, 48, 9, 2461-2472

## ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Sağlam, 1991 yılında Çorum'da doğdu. 2009 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı ve 2014 yılında bölüm birincisi olarak mezun oldu. 2014 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2014 yılı Eylül ayından beri Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak görevine devam eden Sağlam, iyi derecede İngilizce bilmektedir.

