

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KOMŞU DUVARLARI FARKLI SICAKLIKTA TUTULAN ÇEYREK DAİRE  
ŞEKLİNDEKİ KAPALI ORTAMLARDA DOĞAL TAŞINIMIN HOLOGRAFİK  
İNTERFEROMETRE VE PARÇACIK İZLEME YÖNTEMLERİYLE  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak. Müh. Gürkan YEŞİLÖZ**

**OCAK 2010  
TRABZON**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**




**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KOMŞU DUVARLARI FARKLI SICAKLIKTAKI TUTULAN ÇEYREK DAİRE  
ŞEKLİNDEKİ KAPALI ORTAMLARDA DOĞAL TAŞINIMIN HOLOGRAFİK  
İNTERFEROMETRE VE PARÇACIK İZLEME YÖNTEMLERİYLE  
İNCELENMESİ**

**Mak. Müh. Gürkan YEŞİLÖZ**

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde  
“Makina Yüksek Mühendisi”  
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29.12.2009  
Tezin Savunma Tarihi : 14.01.2010**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan AYDIN **  
**Jüri Üyesi : Prof. Dr. Alican DALOĞLU **  
**Jüri Üyesi : Prof. Dr. Ekrem YANMAZ **

**Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Salih TERZİOĞLU**

**Trabzon 2010**

## ÖNSÖZ

Bu çalışmada, komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan çeyrek daire şeklindeki kapalı ortamlarda doğal taşınım ele alınmıştır. Tez kapsamında yapılan deneysel ve nümerik çalışmaların literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Çalışmam süresince değerli görüş ve yardımlarını esirgemeyen ve çalışmamın her aşamasında beni yönlendiren danışman hocam sayın Prof. Dr. Orhan AYDIN' a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Yurtiçi Yüksek Lisans Burs Programı (2210) kapsamında desteklerinden dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK)' na şükranlarımı sunarım.

Çalışmam kapsamında değerli görüş ve yardımlarından dolayı Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Fizik Bölümü'nden sayın Prof. Dr. F. Necati ECEVİT'e ve İTÜ Makine Mühendisliği Bölümü'nden sayın Yrd. Doç. Dr. İsmail Yalçın URALCAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmamın en yoğun dönemlerinde desteğini hiçbir zaman esirgemeyen nişanım Ezgi KARAER'e ve aileme, manevi desteklerinden dolayı Trabzon Ticaret ve Sanayi Odası Proje Koordinasyon Ofisi'ndeki arkadaşlarıma, katkılarından dolayı KTÜ Termo-akışkan (TFL) laboratuvarı araştırmacılarına, katkılarından dolayı arkadaşlarım Ali Rıza KUL ve Levent KARA'ya, KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Takım Tezgahları Laboratuvarı çalışanlarına ve mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Çalışmama desteklerinden dolayı Türkiye Bilimler Akademisi (TÜBA) 'ne ve KTÜ Bilimsel Araştırmalar Fonu'na ayrıca teşekkür ederim.

Gürkan YEŞİLÖZ  
Trabzon 2010

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ .....	II
İÇİNDEKİLER .....	III
ÖZET .....	V
SUMMARY .....	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	VII
TABLolar DİZİNİ .....	X
SEMBOLLER DİZİNİ .....	XI
1. GENEL BİLGİLER .....	1
1.1. Giriş .....	1
1.2. Literatür Araştırması .....	2
1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı .....	6
1.4. Optik Yöntemler .....	7
1.5. Holografı .....	8
1.6. Holografı Yönteminin Tanıtılması .....	9
1.7. Holografı İçin Filmler .....	12
1.8. Holografik İnterferometre .....	13
1.9. Parçacık İzleme Yöntemi .....	15
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR .....	18
2.1. Nümerik Çalışma .....	18
2.1.1. Problemin Tanımı .....	18
2.1.2. Temel Denklemler .....	19
2.1.3. Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması ve Boyutsuz Parametreler .....	21
2.1.4. Çözüm Yöntemi .....	23
2.1.5. Ağ Yapısı .....	23
2.2. Deneysel Çalışma .....	24
2.2.1. Deney Düzeneği .....	24
2.2.2. Test Bölgesi .....	29
2.2.3. DeneYlerin Yapılışı ve Çalışma Koşulları .....	31
3. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	33

3.1.	İletim Çözümü .....	33
3.2.	Nusselt Sayısı .....	35
3.3.	Düşey Duvarları Farklı Sıcaklıkta Tutulan Karesel Kapalı Ortam .....	38
3.4.	Ağ Bağımlılığı .....	42
3.5.	Rayleigh Sayısı ve Eğim Açısının Etkisi .....	44
3.6.	Prandtl Sayısının Etkisi .....	73
4.	SONUÇLAR.....	77
5.	ÖNERİLER .....	80
6.	KAYNAKLAR.....	81

ÖZGEÇMİŞ

## ÖZET

Bu çalışmada, çeyrek daire şeklinde kesite sahip komşu duvarlarının farklı sıcaklıkta tutulduğu kapalı ortamlarda doğal taşınım deneysel ve nümerik olarak çalışılmıştır.

Deneysel çalışmalarda holografik interferometre ve parçacık izleme yöntemleri kullanılarak detaylı akış görüntüleme çalışması yapılmıştır. Nümerik çalışmalarda ise Fluent 6.3.26. paket programı kullanılarak çözümler elde edilmiştir.

Çalışmada kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım akışının yapısı ve ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Bu amaçla Rayleigh sayısı, kapalı ortam geometrisi, eğim açısı ve Prandtl sayısının etkileri ele alınmıştır. Çalışmalarda Rayleigh sayısının dört farklı değeri ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  $10^6$ ,  $5 \times 10^6$  ve  $10^7$ ), dört farklı eğim açısı değeri ( $\phi=0^0$ ,  $90^0$ ,  $135^0$  ve  $270^0$ ) ve Prandtl sayısının  $0.0196 \leq Pr \leq 6780$  değerleri için araştırmalar gerçekleştirilmiştir. En yüksek ve en düşük ısı geçişinin gerçekleştiği açı değerleri belirlenmiştir. Elde edilen deneysel ve nümerik sonuçlar çok iyi bir uyum göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kapalı Ortamlarda Doğal Taşınım, Holografik İnterferometre, Parçacık İzleme, Isı Geçişi

## SUMMARY

### **Investigation of Natural Convection in Quadrantal Cavities Heated and Cooled on Adjacent Walls by Using Holographic Interferometry and Particle Tracing Methods**

In this study, natural convection in quadrantal cavities heated and cooled on adjacent walls is studied experimentally and numerically.

In the experimental study, detailed flow visualization studies are carried out by using holographic interferometry and particle tracing methods. Numerical solutions are obtained using Fluent 6.3.26 software.

In the study, the characteristics of heat transfer and flow structure of natural convection in the enclosure are investigated. For this purpose, the effects of Rayleigh number, the enclosure geometry, inclination angle and the Prandtl number are examined. Investigations are carried out for four different values of the Rayleigh number, ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  $10^6$ ,  $5 \times 10^6$  and  $10^7$ ), four different inclination angle ( $\phi=0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$  and  $270^\circ$ ), and the range of the Prandtl number  $0.0196 \leq Pr \leq 6780$ . The inclination angles at which present the maximum and minimum heat transfer rates are determined. The experimental results agree very well with the numerical simulations.

**Key Words:** Natural Convection in Enclosures, Holographic Interferometry, Particle Tracing, Heat Transfer

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa No

Şekil 1.1.	Holografi ve klasik fotoğraf tekniğinin karşılaştırması.....	10
Şekil 1.2.	Bir dalga cephesinin kaydedilmesi ve yeniden belirlenmesi .....	11
Şekil 1.3.	Holografik interferometre tesisatı .....	14
Şekil 1.4.	Diffuse aydınlatma için holografik düzenleme.....	15
Şekil 1.5.	Parçacık izleme yöntemi prensip şeması.....	16
Şekil 2.1.	Problemin geometrisi .....	18
Şekil 2.2.	Cisim kuvvetleri .....	20
Şekil 2.3.	40x40 ağ yapısı .....	23
Şekil 2.4.	Holografik interferometre deney düzeneği.....	25
Şekil 2.5.	Parçacık izleme yöntemi deney düzeneği.....	26
Şekil 2.6.	Holografik interferometre deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	27
Şekil 2.7.	Parçacık izleme deney düzeneğinin şematik gösterimi .....	27
Şekil 2.8.	Deneylerin gerçekleştirildiği karanlık odanın dışarıdan görünümü.....	28
Şekil 2.9.	Deney sisteminin bileşenleri, (a) 35mW He-Ne lazer, (b) termostatik banyo, (c) dijital sıcaklık ölçer, (d) HGS izleyici parçacıklar .....	29
Şekil 2.10.	Test bölgesi .....	30
Şekil 3.1.	Nusselt sayısı hesabında kullanılan koordinat sistemi .....	33
Şekil 3.2.	İletim çözümü .....	37
Şekil 3.3.	Problem tanımı.....	38
Şekil 3.4.	Karşılıklı düşey duvarları farklı sıcaklıktaki kapalı ortam için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri .....	40
Şekil 3.5.	Ağ sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi .....	43
Şekil 3.6.	$\phi = 0^0$ ve $Ra=10^3$ için akım çizgileri (sol) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ). .....	48
Şekil 3.7.	$\phi = 0^0$ ve $Ra=10^4$ için akım çizgileri (sol) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ). .....	48
Şekil 3.8.	$\phi = 0^0$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	49
Şekil 3.9.	$\phi = 0^0$ için eş sıcaklık eğrileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	51
Şekil 3.10.	$\phi = 0^0$ ve $Ra=10^6$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri.....	52
Şekil 3.11.	$\phi = 90^0$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	53



Şekil 3.12.	$\phi = 90^0$ için eş sıcaklık eğrileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	55
Şekil 3.13.	$\phi = 90^0$ ve $Ra=10^6$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri.....	56
Şekil 3.14.	$\phi = 135^0$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	57
Şekil 3.15.	$\phi = 135^0$ için eş sıcaklık eğrileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	59
Şekil 3.16.	$\phi = 135^0$ ve $Ra=10^6$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri.....	60
Şekil 3.17.	$\phi = 270^0$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	61
Şekil 3.18.	$\phi = 270^0$ için eş sıcaklık eğrileri, (a) $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b) $Ra=10^6$ , (c) $Ra=5 \times 10^6$ , (d) $Ra=10^7$ .....	63
Şekil 3.19.	$\phi = 270^0$ ve $Ra=10^6$ için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri.....	64
Şekil 3.20.	$\phi = 0^0$ 'de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi .....	66
Şekil 3.21.	$\phi = 90^0$ 'de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	66
Şekil 3.22.	$\phi = 135^0$ 'de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	67
Şekil 3.23.	$\phi = 270^0$ 'de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi .....	67
Şekil 3.24.	Rayleigh sayılarında eğim açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi. ....	68
Şekil 3.25.	$\phi = 0^0$ 'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi. ....	69
Şekil 3.26.	$\phi = 0^0$ 'de düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi. ....	69
Şekil 3.27.	$\phi = 90^0$ 'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi .....	70
Şekil 3.28.	$\phi = 90^0$ 'de düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi. ....	70
Şekil 3.29.	$\phi = 135^0$ 'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi. ....	71
Şekil 3.30.	$\phi = 135^0$ 'de yatay orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi.....	71
Şekil 3.31.	$\phi = 270^0$ 'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi. ....	72
Şekil 3.32.	$\phi = 270^0$ 'de düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi .....	72
Şekil 3.33.	Rayleigh sayısının $1.7 \times 10^5$ değeri için Prandtl sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi .....	74
Şekil 3.34.	Sabit bir Rayleigh sayısı ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ) için Prandtl sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.....	76

Şekil 3.35. Sabit bir Rayleigh sayısı ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ) için sıcak duvarda yerel Nusselt sayısının değişimi .....76

## TABLULAR DİZİNİ

	<b><u>Sayfa No</u></b>
Tablo 1. Holografik filmlerin nominal karakteristikleri .....	12
Tablo 2. İzleyici parçacık/akışkan kombinasyonları .....	17
Tablo 3. Deney şartları ve test bölgesinin konumları .....	32
Tablo 4. Sonuçların Aydın (1998) ve Davis (1983) çözümleriyle karşılaştırılması .....	41
Tablo 5. Farklı ağ sayılarında hata analizi .....	44

## SEMBOLLER DİZİNİ

$m$	: kütle [kg]
$d$	: çap [m]
$u, v$	: yatay ve düşey hız [m/s]
$A$	: kesit alanı [m <sup>2</sup> ]
$p$	: statik basınç [Pa],
$c_p$	: sabit basınçtaki özgül ısı [J/kgK]
$T$	: sıcaklık [K]
$g$	: yerçekimi ivmesi [m/s <sup>2</sup> ]
$k$	: ısı iletim katsayısı [W/mK]
$h$	: ısı taşınım katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
$F$	: cisim kuvveti [N]
$x, y$	: yatay ve düşey yönlerdeki konum koordinatları
$r, \phi$	: silindirik koordinatlardaki konum koordinatları
$U, V$	: boyutsuz yatay ve düşey hız bileşenleri
$X, Y$	: yatay ve düşey yönlerdeki boyutsuz konum koordinatları
$R$	: silindirik koordinatlarda boyutsuz konum koordinatı
$P$	: boyutsuz basınç
$H$	: kapalı ortamın yükseklik ve genişliği [m]
$Ra$	: Rayleigh sayısı
$Pr$	: Prandtl sayısı
$e$	: yüzey yama oranı
$Nu$	: Nusselt sayısı
$Q$	: ısı [W]
$t$	: zaman [s]

### Yunan sembolleri

$\mu$	: dinamik viskozite [kg/ms]
$\rho$	: yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]

$\nu$	: kinematik viskozite [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\phi$	: eğim açısı
$\nabla$	: gradyan operatörü
$\beta$	: ısı genleşme katsayısı [ $1/\text{K}$ ]
$\Theta$	: boyutsuz sıcaklık
$\tau$	: boyutsuz zaman
$\alpha$	: ısı yayılım katsayısı [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\psi$	: akım fonksiyonu [ $\text{kg}/\text{s}$ ]

### **Alt indisler**

$p$	: parçacık
$f$	: akışkan
ref	: referans
$maks$	: maksimum
$h$	: sıcak duvar
$c$	: soğuk duvar
$B$	: cisim

## 1. GENEL BİLGİLER

### 1.1. Giriş

Kapalı ortamlarda doğal taşınım, çoğu mühendislik uygulamasında çok etkin rol alması ve devir daim iç akışının (*internal recirculating flow*) karmaşıklığı sebebiyle araştırmacılar için ilgi çekici bir konu ola gelmiştir. Güneş kolektörleri, elektronik bileşenlerin soğutulması, mikro-elektromekanik cihazların tasarımı, kriyojenik soğutma tankları, binaların ısı dizaynı gibi ısı mühendisliği uygulama alanlarının yanı sıra dünya etrafındaki atmosferik sınır tabakaların hesaplanması, fırın ve nükleer reaktörlerin dizaynı, malzeme işleme, enerji depolama ve korunumu, astrofizik ve jeofizik gibi diğer bilim alanlarını ilgilendiren konularda inceleme konusu olmaktadır.

Doğal taşınım, akışkan hareketinin dış bir kaynak tarafından üretilmediği fakat yalnızca akışkan içerisinde sıcaklık gradyanlarının etkisiyle, yoğunluk farklarının meydana gelmesinden kaynaklanan bir mekanizma veya ısı aktarımının bir çeşididir. Doğal taşınım, bir ısı kaynağından ısı alan akışkan düşük yoğunluklu hale gelir ve yükselir. Daha sonra çevredeki soğuk akışkan hareket eder ve yer değiştirir. Bu soğuk akışkan ısınır ve süreç devam ederek taşınım akımı oluşur. Böylece bu süreç, ısı enerjisini taşınım hücresinin tabanından yukarı doğru taşır. Doğal taşınım için sürücü kuvvet, akışkan içerisindeki yoğunluk farklarının bir sonucu olan kaldırma kuvveti (*buoyancy*) dir. Bunun sonucunda, yer çekimine direnç şeklinde yükselen uygun bir ivmenin veya denk bir kuvvetin (ivmelenmeden, merkezkaç kuvvetinden veya Coriolis kuvvetinden kaynaklanan) var olması doğal taşınım için temel teşkil eder. Örneğin, doğal taşınım Uluslararası Uzay İstasyonunun yörüngesi gibi eylemsiz (*free-fall, inertial*) çevrelerde temel olarak meydana gelmez ve buralarda elektronik cihazların aşırı ısınmasını önlemek için diğer ısı transferi mekanizmaları gereklidir (URL-1, 2009).

Günümüzde ilerleyen teknoloji ile birlikte performansları yüksek, daha güçlü, hızlı ve güvenilirliği artırılmış sistemler tasarlanmaktadır. Bu sistemlerin dizaynında, sistemin müsaade edeceği çalışma aralıkları, ısı geçiş mekanizmaları, çalışır durumda iken (zamanla değişken durumlarda) çevresinde oluşacak akışa veya diğer etkilere nasıl cevap vereceği önceden çok iyi bir şekilde belirlenmelidir. Ayrıca geliştirilen cihazlar gün geçtikçe

küçülmekte fakat güç yoğunlukları boyutlarına oranla yüksek oranda artmaktadır. Özellikle, bazı durumlarda sistemin geometrisi ve gürültüsüz ve titreşimsiz çalışma sebebiyle doğal taşınım mekanizmasının göz önüne alınarak tasarım yapılması tek alternatif olarak düşünülmektedir. Örneğin, günümüzde elektronik ve mikro-elektronik sistemlerin güvenli çalışması ve uygun tasarımı için ısı transferinin büyük önemi vardır. Bu parçaların performansları sıcaklığa bağlı olduğu için soğutulmaları hem performanslarını hem de boyutlarını etkilemektedir. Doğal taşınımın çok yaygın bir endüstriyel uygulaması fan yardımı olmadan hava ile soğutma yapılmasıdır ki bu durum küçük ölçekli (bilgisayar çipleri) aygıtlardan büyük ölçekli sistemler üzerinde meydana gelebilir.

## 1.2. Literatür Araştırması

Son yıllarda bilgisayar ve akış görüntüleme tekniklerinin gelişmesine paralel olarak kapalı ortamlarda doğal taşınım problemi dahi iyi şekilde modellenenilmekte, farklı etkiler ve özellikler üzerine çalışmalar yapılabilmektedir. Bilgisayar simülasyonlarının hızlı cevap vermesi bir avantaj olarak karşımıza çıkmaktadır. Diğer yandan geliştirilen akış görüntüleme teknikleri sayesinde problemin esas fiziksel yapısı elde edilmekte ve böylece fiziksel mekanizmaları matematiksel olarak modelleyen sayısal çalışmaların doğruluğu incelenebilmektedir. Tüm gelişmeler ışığında uygun şartlar altında ilgilenilen doğal taşınım problemi daha iyi kavranılmak istenilmektedir. Sonuçta akışın yapısı ve enerji aktarım mekanizmaları anlaşılmaya çalışılmaktadır.

Konu ile ilgili ilk bütünleştirilmiş ve kapsamlı değerlendirme çalışması Ostrach (1964) tarafından yapılmıştır. Daha sonra doğal taşınım ile ilgili özet çalışmalar Ede (1967), Catton (1978), Gebhart (1979), Hoogendoorn (1986) ve Ostrach (1988) tarafından sunulmuştur. O ana kadar kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ilgili sayısal, teorik ve deneysel çalışmaları geniş bir şekilde derlemesi bakımından Aydın'ın (1998) çalışması önemlidir. Bu çalışmada karesel, sığ ve uzun kapalı ortamlar, zaman bağımlı doğal taşınım, Boussinesq yaklaşımını kullanmayan çalışmalar, üç boyutlu çalışmalar, soğuk su etkileri, yan duvar etkileri, eğik kapalı ortamlar, bölmeli kapalı ortamlar ve farklı sınır koşullarına maruz kapalı ortamlar ile ilgili çok kapsamlı literatür özeti verilmiştir. Bu çalışma sürecinde de geniş literatür araştırması yapılmış olmasına karşın, tez kapsamında yakın zamanlarda yapılan çalışmalara ağırlık verilecektir.

Kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ilgili çalışmalar incelendiğinde, çalışmaların çoğunun nümerik ve az bir kısmının ise deneysel çalışmaları içerdiği görülmektedir. Nümerik çözüm yöntemlerindeki yeni gelişmeler ve bu yöntemlerin güvenilirliğinden fayda sağlanmaktadır. Nümerik çalışmalara yönelmedeki bu eğilimin ana motivasyonu, problemleri çözmede deneysel çalışmalara karşı düşük maliyetli olmaları ve hızlı çözüm vermeleridir. Ancak, daha doğru sonuçlar üretebilmek adına belirli geometrik ve ısı konfigürasyonlar için deneysel düzeneklerin kurulması ve ölçümler alınması kaçınılmaz görülmektedir.

Yan duvarlarından ısıtılan ve soğutulan bir kapalı ortam içerisindeki doğal taşınımın ilk teorik analizini Batchelor (1954) yapmıştır. Çalışmada akış alanının bazı özelliklerini ve Nusselt sayısının nasıl hesaplanacağını ve aynı zamanda akışta üç adet boyutsuz temel parametrenin etkin olduğu gösterilmiştir. Bunlar, Rayleigh sayısı, Prandtl sayısı ve boyut oranıdır. Eckert ve Carlson (1961) karşılıklı duvarlarından ısıtılan/soğutulan bir kapalı ortam için bazı deneysel sonuçlar sunmuşlardır. Çalışmalarında sıcaklık alanlarını ve ısı transferini elde etmek için interferometre kullanmışlardır. Ayrıca ince uzun kapalı ortamlarda, öz bölgesinin lineer ve düşey bir şekilde katmanlı olduğunu bulmuşlardır. 1960'lı yıllarda bilgisayarların gelişimi doğal taşınım probleminin ilk nümerik hesaplamalarının yapılmasına olanak tanımıştır. İlk modeller Wilkes ve Churchill (1966) ve de Vahl Davis (1968) tarafından geliştirilmiştir. Jones (1979) kararlı durum problemini deneysel sonuçla karşılaştırmıştır. Patterson ve Imberger (1980), bir tarafı ısıtılan ve diğer tarafı soğutulan kapalı bir ortamdaki doğal taşınım akışının gelişiminin fiziksel özelliklerini detaylı bir ölçek analizi ile belirlemeye çalışmıştır. Isıl sınır tabaka gelişimi ve kararlı hale erişme gibi akışın gelişiminin farklı aşamalarını karakterize edebilmişlerdir (Bednarz vd., 2008).

Upton ve Watt (1997), eğik bir dikdörtgen kapalı ortamda iki boyutlu zaman bağımlı doğal taşınım için hem sıcaklık hem de hız alanlarını elde etmek için kalibre edilmiş çok kanallı elektronik interferometre ve dijital parçacık hız ölçer (DPIV) kullanılmıştır. Çalışmada zaman bağımlı sınır şartları, karşılıklı duvarların aniden ısıtılması ve soğutulması ile başlatılmıştır. Çalışma farklı eğim açılarında, boyut oranının 1 ve Rayleigh sayısının  $1.5 \times 10^5$  değeri için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca çalışmada hareket denklemlerindeki önemli terimleri belirlemek için eğim açısının fonksiyonu olarak ölçek analizi kullanılmıştır. Yine, ölçek analizi sınır tabakalar için zaman ve uzunluk ölçeğinin tahmin edilmesi için kullanılmıştır. Eğim açısının kapalı ortamlarda doğal taşınımında akış



ve ısı transferi üzerinde önemli etkisinin olduğunu ve giriş katmanlarındaki kaldırma kuvvetinin bu akışların karakterinin belirlenmesinde temel faktör olduğunu göstermişlerdir.

Li vd. (2005), alt duvarlarının yarısının eş sıcaklıklı olarak ısıtıldığı ve üst yarı kısımlarının eş sıcaklıklı olarak soğutulduğu dikdörtgenel bir kapalı ortamda akış yapısını ve ısı transferini incelemişlerdir. Kapalı ortamı bir reaktör olarak modellemiş ve akış yapısını parçacık hız ölçer (PIV) yöntemiyle görüntüleyerek, hız alanlarını niceliksel olarak elde etmişlerdir. Deneysel olarak belirlenen sınır şartları aynı zamanda nümerik olarak da modellenerek sonuçlar değerlendirilmiştir. Çalışmada üçüncü boyut etkilerini de göz önüne almışlardır. İki boyutlu modelin niteliksel olarak aynı akış yapısını bulmasına rağmen, üçüncü boyut etkilerinin ihmal edilmesinin toplam ısı geçiş miktarında azalmaya sebep olacağını bulmuşlardır. Benzer çalışmalarında Li vd. (2006) aynı kapalı ortam şartlarında kararsız durumda laminer akış rejimlerinde çalışmışlardır.

Ramesh ve Venkateshan (2001), akışkan ortam olarak havanın bulunduğu, karşılıklı düşey duvarların eş sıcaklıklı tutulduğu ve yatay duvarların adyabatik olduğu karesel bir kapalı ortamda laminer doğal taşınımı deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında diferansiyel interferometre (DI) kullanmışlardır.

Ishihara vd. (2002), simetrik olarak yerel ısıtma ve soğutma bölgelerinin olduğu düşey dikdörtgenel kapalı bir ortamda doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferi yüzeyleri simetrik olarak sırasıyla alt sıcak yüzey, orta adyabatik yüzey ve üst soğuk yüzey olmak üzere üç parçaya bölünmüştür. Akışkan olarak silikon yağı kullanmışlardır. Değişken parametre olarak iki ısı transferi yüzeyleri arasındaki mesafe ve ısıtma ve soğutma bölgeleri arasındaki  $\Delta T$  sıcaklık farkının incelenmiştir. Yüzeyler arasındaki mesafeyi ve sıcaklık farkını değiştirerek doğal taşınım akışının üç rejimini deneysel olarak bulmuşlardır; kararlı sanki-iki boyutlu, kararlı üç boyutlu ve kararsız akışlar. Sıcaklık ve hız alanlarının görüntülenmesi için sıcaklık-duyarlı sıvı kristal tozları kullanmışlardır. İncelemeler Rayleigh sayısının  $1.95 \times 10^5$  ve  $3.89 \times 10^5$  ve Prandtl sayısının 212 değeri için gerçekleştirilmiştir. Ishihara vd. (2000), benzer çalışmayı tek bir düşey duvarda yerel ısıtma bölgelerinin olması durumu için de yürütmüşlerdir.

Valencia vd. (2007), akışkan olarak Prandtl sayısı 6.0 olan suyun kullandığı, alttan ısıtılan ve üstten soğutulan kübik bir kapalı ortamda türbülanslı rejimde Rayleigh-Benard taşınımını incelemişlerdir. Rayleigh sayısı aralığını  $10^7 \leq Ra \leq 10^8$  olarak dikkate almışlardır. Çalışmalarında akışkanın değişken fiziksel özelliklerinin etkisini incelemişler ve

Boussinesq yaklaşımının geçerliliğini tartışmışlardır. Zamanla gelişen ve zaman-ortalama akış yapıları sunulmuştur.  $Ra=10^7$  için zamanla değişmeyen, yatay duvarlara paralel olarak ters yönde dönen 2 ana vorteks halkası içeren akış yapısını elde etmişlerdir. Rayleigh sayısının  $3 \times 10^7 \leq Ra \leq 10^8$  aralığında akışın diyagonal olarak karşılıklı iki düşey kenara yakın bir bölgede yükselen ve azalan bir şiddetle dönen tek bir hücreyle karakterize edildiğini bildirmişlerdir.

Cesini vd. (1999), dikdörtgen kesitli kapalı bir ortam içerisinde bulunan yatay bir silindir etrafındaki doğal taşınımın ısı transferini sayısal ve deneysel olarak analiz etmişlerdir. Hava içerisindeki sıcaklık dağılımını ve ısı transferi katsayısını holografik interferometre ile ölçmüşler ve akım fonksiyonu-girdap formülasyonuna dayanan bir sonlu-eleman yöntemiyle elde ettikleri sayısal sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında Rayleigh sayısının ve kapalı ortam geometrisinin ısı transferi üzerine olan etkisini incelemişlerdir.

Calcagni vd. (2005), tabanında yerel bir ısıtıcının bulunduğu ve her iki düşey duvarının soğutulduğu kapalı bir ortamda doğal taşınımı araştırmışlardır. Çalışma kapalı ortam içerisindeki ısı transferinin, artan ısı kaynağı uzunluğuyla nasıl geliştiğini incelemiştir. Taşınım, Rayleigh sayısının  $10^3$  ile  $10^6$  aralığında çalışılmış ve Rayleigh sayısına ve ısıtıcı uzunluğuna bağlı olarak farklı taşınım şekilleri elde edilmiştir.

Corvaro ve Paroncini (2009), yüksekliği  $H$  olan karesel bir kapalı ortamda doğal taşınım için sayısal ve deneysel analizler sunmuşlardır. Kapalı ortam hava ile doldurulmuş ve yüksekliği  $H/2$  olan bir blok ile tabanından ısıtılmıştır. Bu ısı kaynağının yerinin, kararlı durum ve laminer şartlar altında doğal taşınım ısı transferi tarafından üretilen dinamik yapılara etkisini incelemişlerdir. Deney düzeneği, iki boyutlu PIV (2D-PIV) sisteminden oluşmaktadır ve deneysel veriler farklı Rayleigh sayılarındaki hız alanlarını ve akım çizgilerini kapsamaktadır.  $Ra$  sayısına ve ısıtıcı konumuna bağlı olarak ısıtıcı bloğun üst yüzeyinde iki küçük girdap bulunduğunu ifade etmişlerdir. Başka bir çalışmada, Corvaro ve Paroncini (2008), ısıtıcı blok yerine taban yüzeyiyle aynı hizada küçük bir ısıtıcı kaynağının konumunun etkisini incelemişlerdir.  $Ra$  sayısı deneysel çalışmalarda  $6 \times 10^4 - 3 \times 10^5$  aralığında ve nümerik simülasyonlarda  $1 \times 10^4 - 8 \times 10^5$  aralığında çalışılmıştır. Deneysel çalışmalarında holografik interferometre ve 2D-PIV sistemini kullanmışlardır. Paroncini ve Corvaro (2009), aynı çalışmayı kapalı ortamın ortasına yerleştirilen üç farklı boyuttaki ısıtıcı bloklar için çalışmışlardır.

Hsieh ve Wang (1994), Rayleigh sayısının  $8.7 \times 10^2 - 2.0 \times 10^9$  değerleri için sırasıyla

sağ düşey duvarından ısıtılan, sol duvarından soğutulan ve diğer tüm yüzeylerin adyabatik olduğu dikdörtgen kapalı ortam içerisinde doğal taşınım için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Sıcaklık verileri A boyut oranının  $1 \leq A \leq 20$  ve Prandtl sayısının  $0.7 \leq Pr \leq 464$  değerleri için elde edilmiştir. Detaylı bilgi almak için akış ve ısı transferi ölçümlerinde akış görüntüleme çalışmaları yürütmüşlerdir. Isıl korelasyonları, Ra sayısının, geometrik parametrelerin ve kullanılan akışkanın fonksiyonu olarak farklı akış rejimleri için geliştirmişlerdir. Akışkan olarak çalışmalarında hava, su ve silikon yağ kullanmışlardır. Çalışmalarında üçüncü boyut etkilerini araştırmışlar ve daha önceki çalışmalarda iki boyutlu kabul edilen çözümlerin ne derece uygulanabileceğini araştırmışlardır. Akışın türbülansa geçişini Ra sayısının  $Ra > 1.4 \times 10^7$  için gerçekleştiğini hem akış görüntüleme çalışmalarından hem de Nusselt sayısı korelasyonlarından belirlemişlerdir. Üç boyutlu etkilerin ise yüksek Ra sayıları ve boyut oranının  $A \geq 5$  olduğu durumda önemli hal aldığını göstermişlerdir. Ayrıca çalışmalarında laminar ve türbülanslı durum için Nu sayısı korelasyonu için ölçek analizi yapmışlardır. Zaman bağımlı durumu göz önüne alarak Hsieh ve Yang (1996), Ra sayısının  $6.9 \times 10^7 - 4.18 \times 10^8$  ve Pr sayısının  $Pr = 457$  değerleri için çalışmayı genişletmişlerdir. Başka bir çalışmada Hsieh ve Yang (1997), lazer-Doppler hız ölçer kullanarak kapalı ortamda akış yapısını incelemişler ve sıcaklık ölçümleri yapmışlardır.

### 1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı

Konunun teknolojik ve pratik uygulamalarının çok kapsamlı ve önemli olduğu daha önce açıklanmıştır. Bu nedenle literatür araştırmasında da verildiği üzere araştırmacılar konuyu kavrayabilmek ve farklı problemlerin çözümünü elde edebilmek için çok sayıda teorik, sayısal ve deneysel çalışma yürütmektedir.

Yapılan çalışmalar gözden geçirildiğinde deneysel çalışmaların azlığı dikkati çekmektedir. Bunun nedeni deneysel çalışmaların maliyetli olması, yoğun emek gerektirmesi, ölçme güçlüğü ve problemlere uygun deney düzeneklerinin tasarlanmasının zorluğudur. Sayısal incelemelerin fazla olmasının sebebi ise çok sayıda parametreyi içeren detaylı bilgileri verebilmesi, hızlı sonuç alınması, farklı konfigürasyonların kısa zamanda uyarlanabilmesi ve test alanının her noktasına ait verilerin elde edilebilmesidir. Teorik analizde, çözüme erişebilmek için bir dizi kabul yapılır. Sonuçlar ancak yapılan kabuller çerçevesinde doğrudur. Bu nedenle, gerçek problemler için elde edilen teorik çalışmaların

doğruluğu deneysel olarak da test edilmelidir.

Bu çalışmanın amacı, tabanından ısıtılan, düşey duvarından soğutulan ve eğrisel duvarın adyabatik olduğu çeyrek daire şeklindeki kapalı bir ortam içerisindeki kaldırma kuvveti etkin doğal taşınımı, akışın yapısını ve ısı transfer mekanizmasını deneysel ve nümerik olarak incelemektir. Dikdörtgen ve kare kesitli kapalı ortamlar gibi basit geometrilere doğal taşınım olayı, ısı transferi karakteristiklerinin ve taşınım üzerindeki mekanizmanın anlaşılması için birçok araştırma yapılmıştır. Fakat bu analizler nükleer reaktörleri içeren enerji sistemleri ve karmaşık alanlara sahip yapılarda olduğu gibi endüstriyel uygulamaların gelişmesinde, daha kompleks geometriye kapalı ortamlardaki doğal taşınımı belirlemeye yardımcı olmaz (Shiina vd., 1994). Mevcut literatürden görüleceği üzere bu sınır şartları ve geometrik şekildeki bir kapalı ortamda doğal taşınım olgusunu araştıran deneysel ve sayısal çalışma mevcut değildir. Çalışma kapsamında, Rayleigh sayısı ve kapalı ortam geometrisinin taşınım ile ısı transferi, akış yapısı ve sıcaklık alanlarına etkisi araştırılmıştır. Ayrıca eğim açısının değişmesiyle kapalı ortam içerisindeki taşınımın nasıl etkilendiği incelenmiştir.

Çalışma deneysel ve nümerik olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Deneysel çalışma, kapalı ortam içerisindeki akım çizgilerinin ve sıcaklık alanlarının belirlenmesi amacıyla holografik interferometre ve parçacık izleme yöntemlerini kapsamaktadır. Bu her iki yöntemle detaylı akış görüntüleme çalışmaları yapılmıştır. İlerleyen bölümde deney sisteminin özünü oluşturan teknikler ve teknolojiler konusunda bilgiler verilecektir. Nümerik kısımda ise deneysel olarak çalışılan fiziksel problem, aynı şartlar altında CFD analizlerinde sıkça kullanılan Fluent paket programı ile modellenmiş ve çözümler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

#### **1.4. Optik Yöntemler**

Son yıllarda optik ölçme teknikleri, her türlü deneysel çalışmada geniş ufuklar açmıştır. Bilim dünyasının en önemli icatlarından biri sayılan lazerin 1960 yılındaki bulunuşu ve bunun çeşitli ölçme tekniklerinde kullanılması, birçok karmaşık olayın açıklanmasını sağlamıştır. Lazer ile interferometreler gelişmiş, holografi, lazer benek (*speckle*), lazer doppler anemometresi gibi cihazlar ileri seviyedeki araştırmalardan, endüstride günlük üretim kontrolünde ve tahribatsız muayenelerde başarı ile kullanılmaya başlanmıştır (Genceli, 1989).

Optik yöntemler, ısı ve kütle transferinde bir ölçme tekniği olarak sıklıkla kullanılmaktadır. Bu yöntemler, inceleme altında bulunan prosesi etkilemezler ve atalet göstermeden cevap vermeleri sebebiyle de çok hızlı ve yüksek zaman bağımlı olaylarda tercih edilirler (Mayinger, 2001).

### 1.5. Holografi

Holografi, cisimlerden gelen ışık dalgalarının bir kayıt ortamında tespit edildikten sonra, hiçbir kayba uğramadan yeniden belirlenmesini sağlayan bir tekniktir. Holografi, 1948 yılında D. Gabor'un elektron mikroskopunda daha iyi bir görüntü elde etmek için yaptığı çalışmalar esnasında ortaya çıkmıştır. Holografi adı da bu araştırmacı tarafından verilmiştir, *holos* yunanca bütün ve *grafi* şekil anlamlarına gelmektedir (Genceli, 1989).

Holografide, bilinen fotoğraf tekniğindeki gibi sadece yoğunluk kaydedilmez; optik dalga cephesi içerisinde yer alan tüm bilgi, genlik ve faz olarak kaydedilir. Fotoğrafta uygun bir optik sistemin birleşimi ile (örneğin odaklayıcı lens) fotoğraf filminin üzerinde nesnenin 2 boyutlu bir görüntüsü üretilir. Holografide ek olarak dalga cephesinin pozisyona bağlı şiddeti kaydedilir ve faz bilgisi de saklanır. Böylece bu bir tutarlı optik proses şeklini alır. Saklanan faz bilgisi, kaydedilen dalga cephesinin yeniden belirlenmesi ile 3 boyutlu görüntüler oluşturmaya müsaade eder (Ecevit, 1995). Aslında holografi, ışığın dalga teorisinin temeline dayanan bir olgu olan girişim (*interference*) ve kırınımın (*diffraction*) akıllı bir birleşimidir (Kreis, 2005).

Gabor'un çalışmalarını yaptığı yıllarda, holografi için gerekli yüksek derecede uyumlu bir ışık kaynağının bulunmaması nedeniyle, bu teknik uzun süre kullanılamamıştır. Ancak, 1960 yılında lazerin bulunmasından sonra Leith ve Upatnieks'in çalışmaları ile önemli aşamalar kaydedilmiştir (Genceli, 1989). 1962 yılında, Leith ve Upatnieks lazer demeti kullandılar ve eş zamanlı olarak cisim (*object*) ve referans dalgalarının üst üste gelmesi önlemek için her iki dalganın yönünü değiştirdiler. Bu teknikte cisim dalgasına uygun bir açıyla gelip holografik plakaya çarpan ayrı bir referans dalgası kullanılmıştır. Sonuç olarak, hologram orijinal referans ışığı ile aydınlatıldığında iki yeniden belirlenen görüntü açığa çıkar (Ecevit, 1995).

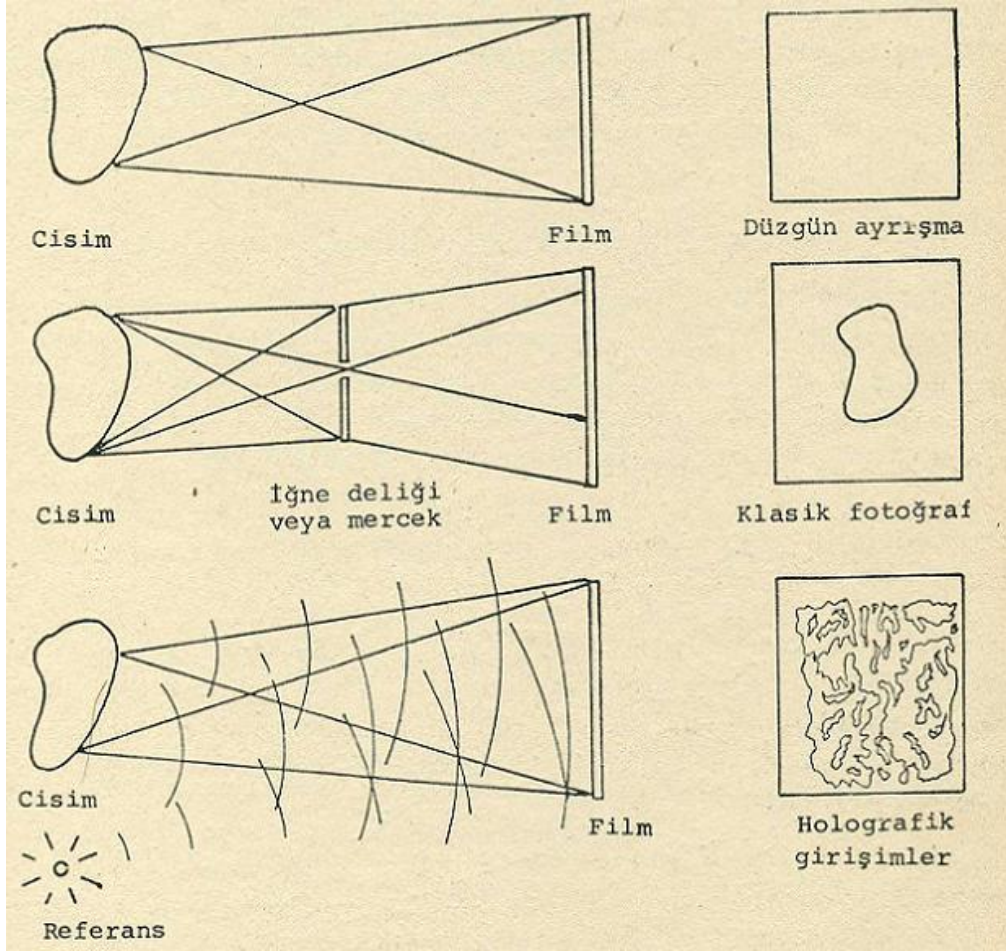
Holografi günümüzde çok çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Mühendislik dalında, örneğin mukavemette gerilme ve titreşim problemlerinde, tahribatsız deneylerde, ısı ve kütle transferinde değişik araştırmalarda kullanılmaktadır. Diğer alanlarda ise mat

cisimlerin deformasyon ve titreşim analizlerinde, üç boyutlu nesnelerin üretilmesinde, interferometri çalışmalarında dalga cephelerinin oluşturulmasında, güvenlik kartlarında ve akışkanların kırılma indekslerinin bulunması gibi incelemeleri içermektedir. Bu alandaki çalışmalar daha sonraları fotoelastitede uygulama alanı bulmuştur (Ecevit, 1995). Önümüzdeki yıllarda holografinin yeni uygulama alanları bulacağı açıktır.

### **1.6. Holografi Yönteminin Tanıtılması**

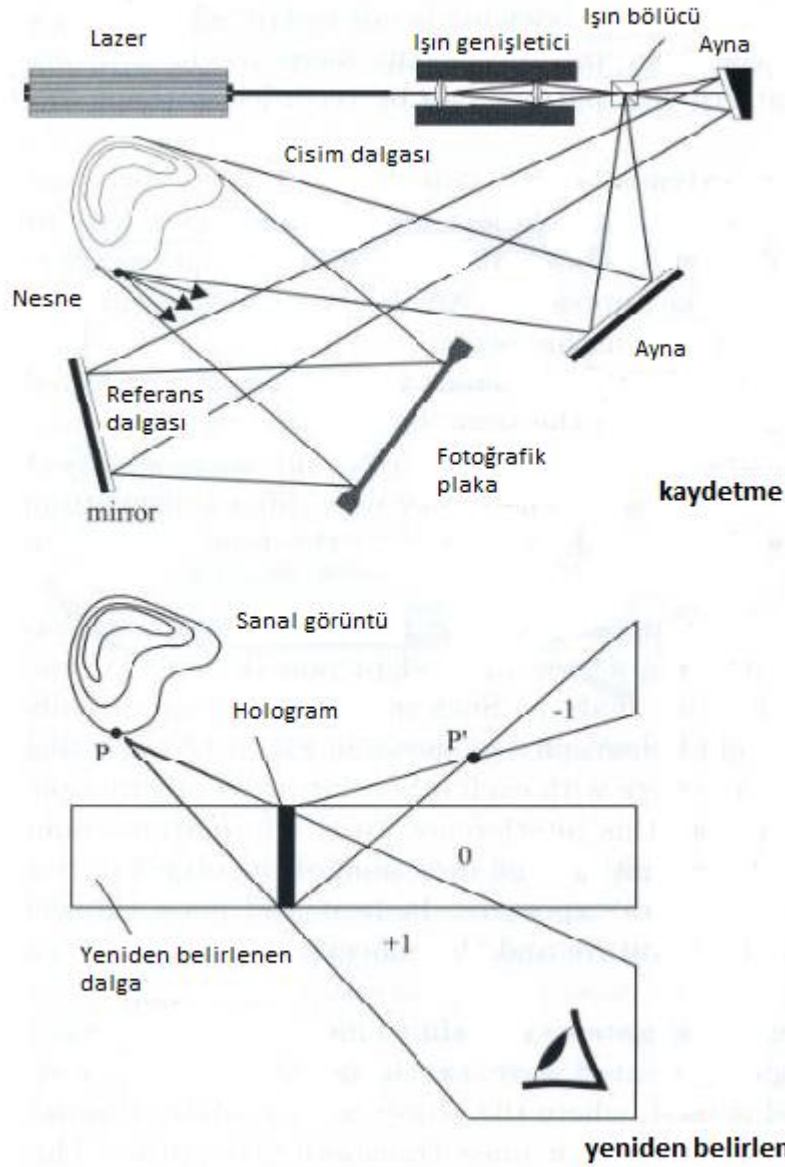
Holografinin genel teorisi çok kapsamlı olmakla beraber, tez kapsamında sadece holografik interferometrinin anlaşılması için basit temel bilgiler ele alınmıştır.

Holografinin fiziki anlamının anlaşılabilmesi için öncelikle fotoğraf tekniğinin bilinmesi gerekmektedir. Bir cisimden gelen ışık, cismin bütün noktalarından olmak üzere uzayın her doğrultusuna dalga cepheleri halinde yayılır. Normal fotoğraf filmleri yayılan bu ışık ile aydınlatılırsa, kağıtta düzgün bir ayrışma olur ve hiçbir şey görülemez (Şekil 1.1). Eğer fotoğraf filmi ile cisim arasına bir iğne deliği (*pinhole*) veya bir mercek yerleştirilirse, cismin her noktasından filme sadece bir ışın gelir (Şekil 1.1). Her nokta ayrıntılı olarak belirlenir ve cisim ortaya çıkar. Pratikte kullanılan yakınsak mercekler ışığı toplamaları bakımından iğne deliğinin yaptığı işi görürler. Bu şekilde cisim üzerindeki aydınlık ve karanlık bölgelerin dağılımını film üzerinde açıkça görülür ki, bu bildiğimiz klasik fotoğrafı meydana getirir.



Şekil 1.1. Holografi ve klasik fotoğraf tekniğinin karşılaştırması (Genceli, 1989).

Işık dalgasında genlik (*amplitüd*) ve faz bulunmasına karşın, fotoğraf filminde sadece amplitüd karesi (yoğunluk) kaydedilir, faz kaydedilmez. Holografide, klasik fotoğraftaki mercek (veya iğne deliği) kaldırılarak bunun yerine referans ışık kaynağı kullanılır ve cisimden gelen ışık dalgalarının hem genliği hem de fazı kaydedilir. Holografide, fotoğraf filmi tarafından kaydedilen ışık şiddeti, artık hem cisimden gelen dalga genlikleri hem de referanstan gelen dalga genliklerinin bir fonksiyonudur. İki ışık dalgasının film üzerinde birleşmesi film üzerinde girişim çizgilerini meydana getirir. Cisim hakkındaki tüm bilgiler bu girişim çizgileri ile film üzerinde toplanır (Genceli, 1989). Şekil 1.2'de keyfi bir dalga cephesinin kaydedilmesi ve yeniden belirlenmesi için kullanılan holografik süreç gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Bir dalga cephesinin kaydedilmesi ve yeniden belirlenmesi (Mayinger, 2001).

Burada cisim, monokromatik ışık yayan bir ışık kaynağı tarafından aydınlatılır. Bu ışık, cisim tarafından yansıtılır ve saçılır ve direkt olarak fotoğrafik plakaya ulaşır. Cisimden gelen ışık ile bu cisimden yansıyan ve saçılan ışık çok karmaşık bir hal alır ve cisim ışını olarak adlandırılır. Huygens tarafından öne sürülen prensibe göre, bu dalga cephesi birçok basit küresel dalganın süperpozisyonu olarak düşünülebilir. Bu tanımla basitleştirmek için Şekil 1.2'de sadece bu cisimden yansıyan bir küresel dalga çizilmiştir. Referans dalgası olarak adlandırılan ikinci bir dalga, bu küresel dalga ile eklenir. Eğer bu dalga tutarlı ise fotoğrafik plaka üzerinde kararlı bir girişim oluşturur. Bu girişimler veya noktalar ışığa



duyarlı emülsiyon tarafından kaydedilir. Gerekli işlemler yapıldıktan sonra bu bir ‐hologram‐ olarak adlandırılır. Sonuçta oluşan girişim mikroskopik küçük elemanlardan oluşur ve bilgiyi depolar. Bu desen genellikle milimetre başına 1000 ile 5000 çizgi ya da nokta içerir (Mayinger, 2001).

### 1.7. Holografi için Filmler

Önceki bölümde bahsedildiği üzere holografi için filmler girişim çizgilerini kaydedebilecek kapasitede olmalıdır. Bu yüzden holografik filmler yüksek çözünürlüklü imal edilir. Örneğin He-Ne lazerin kullanıldığı çalışmada ortalama olarak 1000 ile 2000 çizgi/mm çözünürlüklü filmler tercih edilmelidir (Genceli, 1989). Tablo 1’de bazı holografik filmlerin karakteristikleri görülmektedir.

Tablo 1. Holografik filmlerin nominal karakteristikleri (Genceli, 1989).

Tipi	Kalınlık ( $\mu\text{m}$ )	Çözünürlük (çizgi/mm)	Hassasiyet ( $\mu\text{J}/\text{cm}^2$ )	Dalga Boyu (nm)
<b>Kodak</b>				
649F	17	2000	70	632.8
120-02	6	2000	30	632.8
125	3	1250	2	441.6
			5	514.5
131	9	1250	0.5-0.8	632.8
<b>Agfa Gavaert</b>				
8E75	7	5000	10	632.8
10E75	7	2800	2	632.8
			1.8	514.5
8E56	7	5000	15	476
			25	521

Tablo 1'in devamı

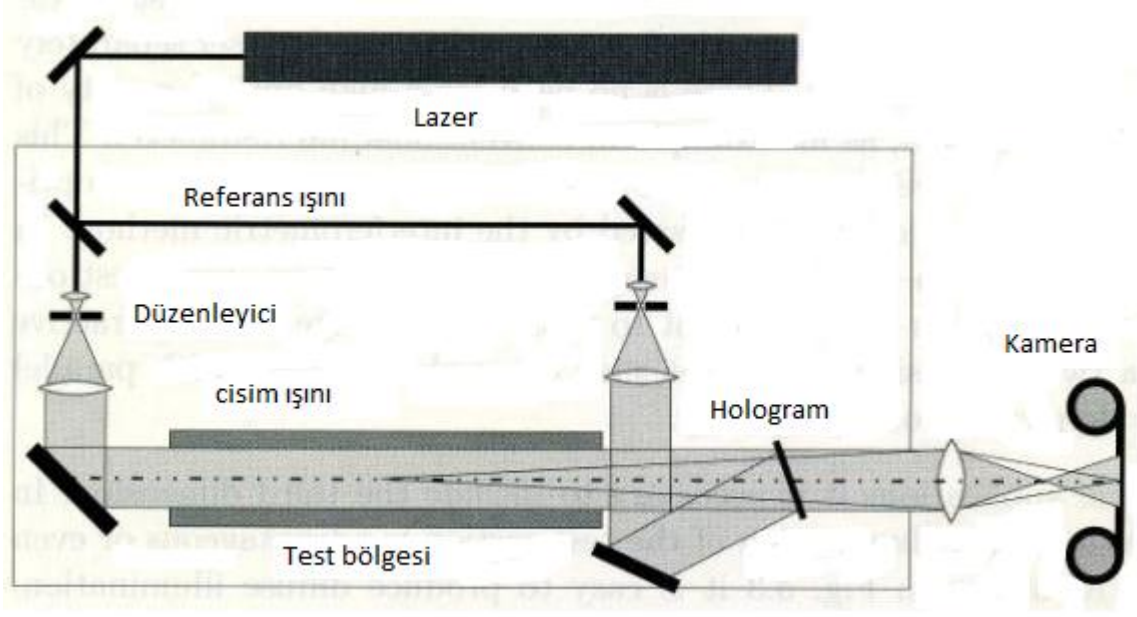
14C75		1500	0,3	700
Illigford				
He-Ne 1		-	5	632.8
USSR				
Mikrat-900	-	2800	5-10	632.8
SO-243	-	500	0.2	632.8
BPII	-	2800	5-10	632.8
OIII B	-	2800	1-2	632.8

### 1.8. Holografik İnterferometre

İnterferometre tüm akış alanında sıcaklık ölçümleri ve yerel ısı transferi katsayılarının değerlendirilmesi için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Son zamanlarda, çoğu çalışma Mach-Zehnder interferometresi (MZI) veya benzer klasik iki demetli interferometre kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Fakat son on yılda taşınım ölçümlerinde holografik interferometre kullanımı artan sıklıkla devam etmektedir (Naylor, 2003).

Son birkaç yıl içerisinde ısı transferi literatüründeki yayınlar hem klasik hem de holografik interferometrenin geniş bir şekilde kullanıldığını göstermektedir. Son yıllardaki yayınlarda, Corvaro ve Paroncini (2009) kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım çalışmasında, Yoon vd. (2001) yatay silindir etrafındaki suyun donmasını inceledikleri çalışmalarında, Hao vd. (2005) doğal taşınım altında temiz hava arayüzü karakterizasyonunda, Kwak ve Song (2000) aşağı yönlü kanatçıklı yüzeydeki doğal taşınım ölçümünde, Yaghoubi vd. (2009) yatay silindir etrafındaki iki boyutlu doğal taşınım çalışmasında holografik ve MZI interferometresini uygulamışlardır.

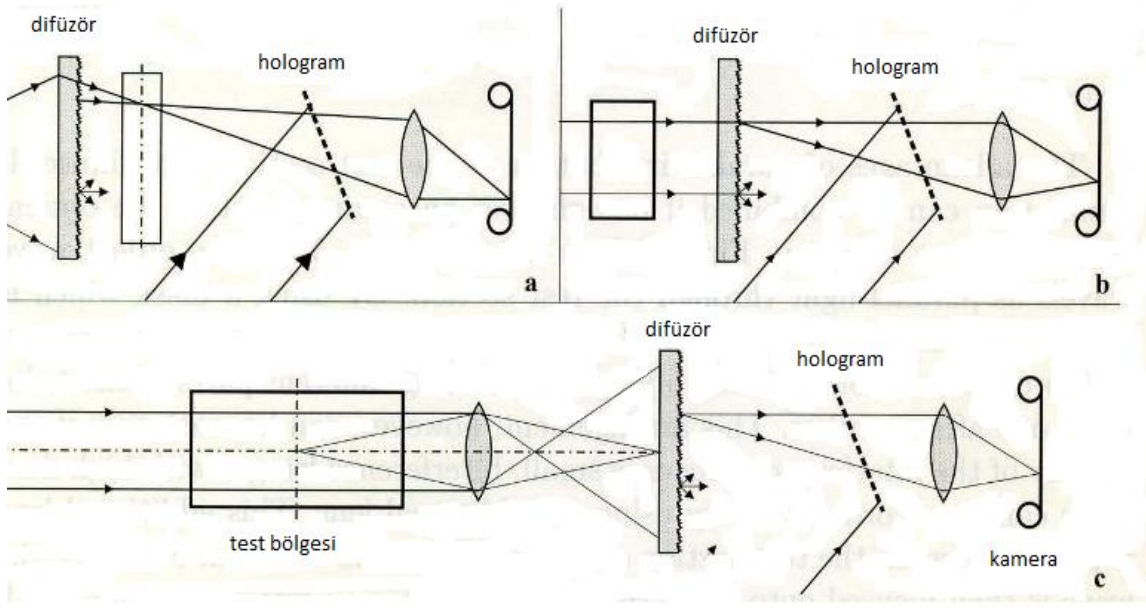
Holografik interferometre yöntemini açıklamak üzere Şekil 1.3'de basit bir optik düzenleme gösterilmiştir. Holografik interferometre yönteminde lazer ışını ışın bölücüde ikiye ayrılır. Her iki dalga mikroskop merceği (*lens*) ve toplayıcı mercek sistemi ile genişletilir ve paralel dalga demetlerine dönüştürülür. Genişletilip paralel şekle dönüştürülen ışın dalgaları incelenecek alandan geçirilerek sıcaklık veya konsantrasyon ölçümü gerçekleştirilir.



Şekil 1.3. Holografik interferometre tesisatı (Mayinger, 2001).

Holografik interferometre, tutarlı bir ışık kaynağına ihtiyaç duyar. Bugün için sadece lazerler kullanılmaktadır. Sürekli ölçümler ancak sürekli ışık yayan lazerler ile gerçekleştirilebilir. Bu amaç için şimdilerde He-Ne, argon, kripton ve diyot gibi lazerler mevcuttur. Çok hızlı değişen durumlar için atımlı lazerler kullanılır.

Bazı uygulamalarda üçüncü boyutun içerilmesi gereklidir. Bu gibi durumlarda test bölgesinin yayılmış (*diffuse*) bir şekilde aydınlatılması avantajlı veya gereklidir. Şekil 1.4'te yayılmış bir aydınlatma şekli gösterilmektedir (Mayinger, 2001).



Şekil 1.4. Diffuse aydınlatma için holografik düzenleme

### 1.9. Parçacık İzleme Yöntemi

Parçacık izleme yönteminde, akış alanı içerisinde akışı izleyecek parçacıklar (seeding materials) eklenir. Akışkan içerisindeki parçacıkların konsantrasyonu, her bir parçacık arasındaki hareket ayırt edilebilecek şekilde düşük olmalıdır. Uygun bir görüntüleme ve kaydetme sistemi ile akış hakkında bilgi elde edilir veya her bir parçacığın hızı kaydedilebilir. İzleyici parçacıkların hızı, değer ve yön olarak akışkan hızından sapma gösterebilir. Burada önemli olan nokta, parçacıkların ana akışı izlemesi gerekliliğidir. Bazı durumlarda, akışkan hızı ile parçacık hızı arasındaki fark çok küçük olabilir ve kayda değer deneysel sonuçlar alınabilir (Merzkirch, 1974). Parçacıklar incelenen akışkan türüne göre katı, sıvı ya da gaz olabilir. Yöntemin şematik resmi Şekil 1.5'te verilmiştir.

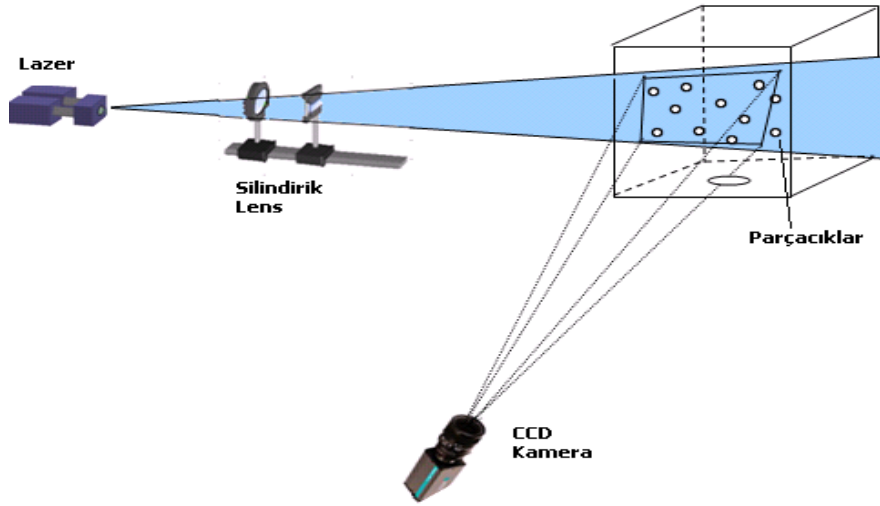
Akım çizgileri (*streamlines*), akış alanının her noktasındaki akış hızının anlık yönüne teğet olan eğrilerdir. Eğer belirli bir an için iki boyutlu olarak hız vektör alanlarını çizersek, küçük oklar şeklinde temsil edilen bu vektörler ilgili akım çizgilerine teğet olacaktır. Böylece bu yöntemle, küçük parçacıkların yörüngesi takip edilerek, akış alanı içerisindeki akım çizgileri elde edilir (Merzkirch, 1987). Tek bir parçacığın hareket denklemi boyutsuz direnç katsayısı ifadesi yardımıyla şu şekilde verilebilir:

$$m_p \frac{du_p}{dt} = c_D \frac{\rho_f}{2} (u_f - u_p)^2 A_p \quad (1)$$

Burada  $m_p$  parçacığın kütlesini gösterir.

$$m_p = \frac{1}{6} \pi d_p^3 \rho_p \quad (2)$$

Diğer terimler ise,  $d_p$ , parçacığın çapı,  $\rho_p$ , parçacığın yoğunluğunu,  $u_f$  ve  $u_p$ , sırasıyla akışkanın ve parçacığın hızını,  $\rho_f$ , akışkanın yoğunluğunu ve  $A_p$ , akışkanın kesit alanını göstermektedir.



Şekil 1.5. Parçacık izleme yöntemi prensip şeması

Parçacıkların seçiminde en önemli nokta akışkanla kimyasal tepkime vermemesi ve akışkan yoğunluğuyla aynı yoğunluğa sahip olmasıdır. Böylece akışkan içerisinde izleyici parçacıkların askıda kalması sağlanır. Ayrıca parçacıkların ışığı iyi yansıtılabilir özelliklerinin olması gerekir. Aşağıdaki tabloda araştırmacılar tarafından kullanılan izleyici parçacık/akışkan kombinasyonları verilmektedir (Tablo 2).

Tablo 2. İzleyici parçacık/akışkan kombinasyonları (Merzkirch, 1987).

<u>Çalışılan Akışkan</u>	<u>Parçacık</u>	<u>Çap</u>	<u>Referans</u>
Su	Pliolite	40-200µm	Carey ve Gebhart (1982), Chiou ve Gordon (1976), Kao ve Pao (1980)
Su ve su/gliserin	Polistiren	10-200 µm	de Verdier (1979), Douglas vd. (1972),
Su	İçi boş cam küreler	25 µm	Kao ve Kenning (1972)
Su/gliserin, silikon yağ	Balmumu	0.2-1.0mm	Mallison vd. (1981)
Su	Aluminyum ve magnezyum tozları	10-100 µm	Ozoe vd. (1982)
Su	Karışık damlacıklar	20-200 µm	Yin vd. (1973)
Hava	Cam küreler	20 µm	Klein vd. (1980)
Hava	Yağ damlacıkları	1 µm	Emrich (1983)
Hava	Helyum kabarcıkları	1mm	Kent ve Eaton (1982)

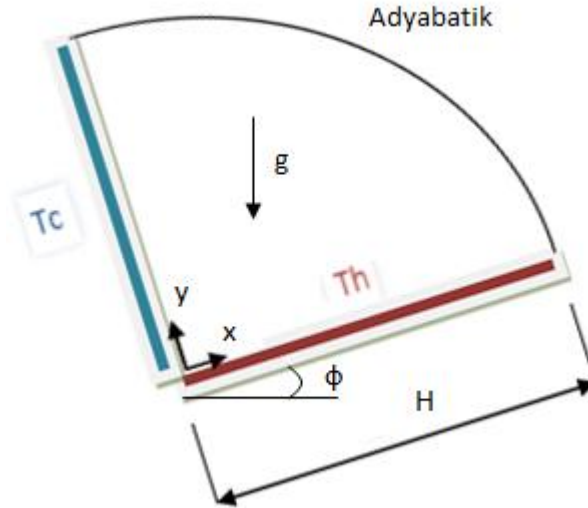
## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

### 2.1. Nümerik Çalışma

Nümerik çalışmalar problemde akış alanının sonlu hacimler yöntemini kullanan Fluent 6.3.26 paket programında simülasyonunun yapılması ve korunum denklemlerinin çözülerek sonuçların elde edilmesine dayanmaktadır. Problemin geometrisinin çizilmesi ve uygun ağ oluşturma işlemleri için Gambit 2.2.30 paket programı kullanılmıştır.

#### 2.1.1. Problemin Tanımı

Tez kapsamında  $T_h$  sıcaklığındaki tabanından ısıtılan,  $T_c$  sıcaklığındaki düşey duvarından soğutulan ve eğrisel duvarın adyabatik olduğu çeyrek daire şeklindeki kapalı bir ortam içerisindeki doğal taşınım akışı çalışılmıştır. Çalışılan problem koordinatlar ve sınır şartları ile birlikte Şekil 2.1’de görülmektedir. Problemden Boussinesq yaklaşımı kullanılmakta ve akış sıcaklık farkından kaynaklanan yoğunluk gradyanlarının etkisinde gelişmektedir.



Şekil 2.1. Problemin geometrisi

### 2.1.2. Temel Denklemler

Kapalı ortamlar içerisindeki doğal taşınım için temel denklemler, kütle, momentum ve enerji için korunum denklemleridir. Sıkıştırılmaz ve sabit termofiziksel özellikli bir akışkan için laminar rejimde bu denklemler vektör formunda şu şekilde verilebilir:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

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

$$\rho c_p (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) T = k (\vec{V} \cdot \nabla^2) T \quad (3)$$

Yukarıda gösterilen kısmi diferansiyel denklemler sırasıyla süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini göstermektedir. Burada,  $\rho$ , akışkanın yoğunluğunu,  $p$ , statik basıncı,  $V$ , hızı,  $c_p$ , akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısını,  $T$ , sıcaklığı,  $g$ , yerçekimi ivmesini,  $k$ , akışkanın ısı iletim katsayısını,  $\mu$ , akışkanın dinamik viskozitesini ve  $\nabla$ , gradyan operatörünü göstermektedir. Kapalı ortam doğal taşınım problemlerinde akışı oluşturan sürücü kuvvet momentum denkleminde yer alan cisim kuvvetidir (*body force*). Bu kuvvet, yerçekimi, merkezkaç kuvveti, bir elektrostatik alan veya benzeri bir etki alanından kaynaklanmaktadır. Kapalı ortam doğal taşınım problemlerinde öncelikle baskın olan cisim kuvvet alanı, yerçekimidir (Aydın, 1998). Bu durumda momentum denklemindeki cisim kuvveti  $\vec{F}$  vektörü olmaktadır. Kartezyen koordinatlarda iki boyutlu (x,y) laminar rejimde doğal taşınım için kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri şu şekilde verilebilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

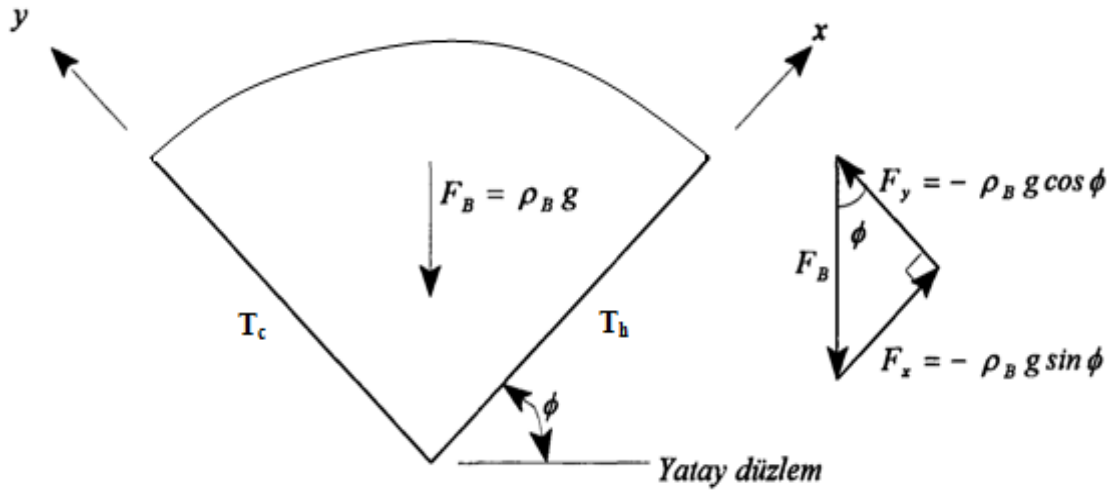
$$\rho \left\{ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right\} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right\} + F_x \quad (5)$$



$$\rho \left\{ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right\} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right\} + F_y \quad (6)$$

$$\rho c_p \left\{ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right\} = k \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right\} \quad (7)$$

Bu denklemler sırasıyla, süreklilik denklemi, x ve y yönlerindeki momentum denklemleri ve enerji denklemdir. Denklem (5) ve denklem (6) da sağ tarafta görülen cisim kuvvetleri akışı oluşturan esas kuvvetlerdir. Akışkan hareketi ve ısı geçişinin eş zamanlı olarak birleştirilmesi bu terimler boyunca gerçekleşir. Şekil 2.2'de akışkan içerisinde meydana gelen cisim kuvvetleri gösterilmiştir. Burada  $\rho_B g$  negatif düşey yöndeki cisim kuvvetini göstermektedir.



Şekil 2.2. Cisim kuvvetleri

$\rho_B$ , sıcaklık bağımlı yoğunluk ve  $g$  ise yerçekimi ivmesidir. Buna göre akışkan üzerindeki cisim kuvvetleri,

$$F_x = -\rho_B g \sin \phi$$

$$F_y = -\rho_B g \cos \phi \quad (8)$$

şeklinde yazılabilir. Bu kuvvetler içerisinde yer alan yoğunluk teriminin sıcaklıkla

değişken olduğu ve temel denklemlerin diğer terimlerdeki yoğunluğun sabit olarak kabul edildiği Boussinesq yaklaşımı kullanılarak, momentum denklemi yeniden düzenlenir. Sonuç olarak, kapalı ortamlarda daimi durum ve laminar rejimde korunum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır (Aydın, 1998; Oosthuizen, 1999):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (9)$$

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

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right\} + \beta g (T - T_{ref}) \sin \phi \quad (11)$$

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

Burada,  $\beta$ , akışkanın hacimsel genleşme katsayısını,  $T_{ref}$ , referans sıcaklığı ve  $\nu$ , kinematik viskoziteyi göstermektedir.

### 2.1.3. Temel Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması ve Boyutsuz Parametreler

Temel denklemler için daha genel çözümlere yapmak ve araştırmacılar tarafından yapılan çalışmaların uyum içerisinde genellenmesi için denklemlerin boyutsuz formda çözülmesi yaygın bir uygulamadır. Bu işlem için öncelikle referans büyüklükler belirlenerek temel denklemler içerisindeki değişkenler boyutsuzlaştırılır, sonra ise denklemler boyutsuz şekilde tanımlanır. Çalışma kapsamında boyutsuz büyüklükler aşağıdaki şekilde belirlenmiştir:

$$X=x/H$$

$$Y=y/H$$

$$U=u/(\alpha/H)$$

$$V=v/(\alpha/H)$$

$$\Theta=(T-T_c)/(T_h-T_c) \quad \tau=t/(H^2/\alpha)$$

$$P=(\rho H^2)/(\rho \alpha^2) \quad R=r/H \quad (13)$$

Burada H, çalışılan geometrinin sıcak ve soğuk duvar uzunluklarını, T<sub>h</sub> ve T<sub>c</sub> ise sıcak ve soğuk duvar sıcaklıklarını göstermektedir. Boyutsuz değişkenler, süreklilik, x-momentum, y-momentum ve enerji denklemlerinde, yerlerine konulup, denklemler boyutsuz hale getirilerek şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (14)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left\{ \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right\} \quad (15)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left\{ \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right\} + PrRa\theta \quad (16)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left\{ \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right\} \quad (17)$$

Denklemler sırasıyla boyutsuz, süreklilik denklemi, x ve y yönlerindeki momentum denklemleri ve enerji denklemdir.

Bu denklemlerde görülen akışa ait boyutsuz parametreler Pr, Prandtl ve Ra, Rayleigh sayısıdır. Bu boyutsuz parametreler şu şekilde tanımlanmıştır:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (18)$$

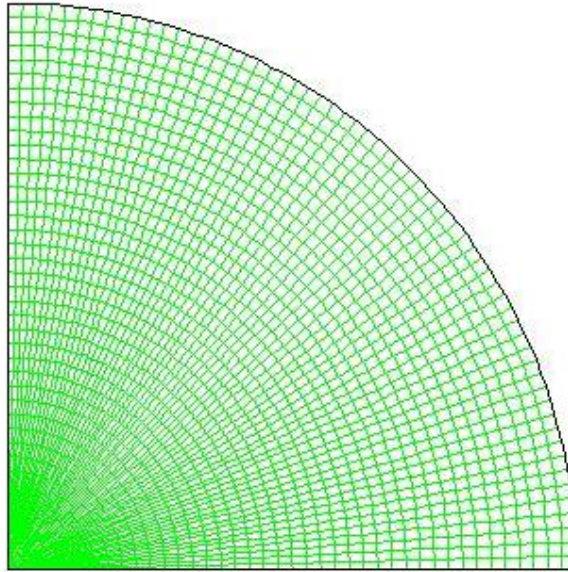
$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu^2} Pr \quad (19)$$

#### 2.1.4. Çözüm Yöntemi

Sayısal çözümlerinde, temel denklemlerin analizi sonlu kontrol hacmi yöntemi kullanılarak Fluent 6.3.26 paket programı ile elde edilmiştir. Çalışmada basınç-hız çiftini çözmek için SIMPLE ( *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*) metodu kullanılmıştır. Momentum ve enerji denklemlerindeki taşınım terimlerinin ayrıklaştırılması ikinci dereceden upwind yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir. Basınç interpolasyonu ise PRESTO yaklaşımı ile çözülmüştür. Yakınsama kriteri enerji denklemi için  $10^{-6}$  ve diğer denklemlerin çözümünde  $10^{-5}$  olarak alınmıştır.

#### 2.1.5. Ağ Yapısı

Sayısal yöntemlerle ilgili çalışmalar incelendiğinde, ağ yapısının seçiminde probleme özgü ağın seçilmesi önerilmektedir. Ağ yapısı sonuçların doğruluğunu etkileyen en önemli parametreler arasındadır. Bu çalışmada ısı çizgileri (*heatlines*) kavramı göz önüne alınarak; ağ modeli, ısı çizgilerinin yönünü takip edecek şekilde yapılandırılmıştır. Literatürde ağ modelinin seçiminde bu noktanın önemine işaret edilmemektedir. Bu bakımdan çalışma sürecinde, ağ yapısının bu şekilde bilinçli olarak seçilmesi önemli bir parametredir. Şekil 2.3’de 40x40’lık eş dağılı bir ağ modeli görülmektedir.



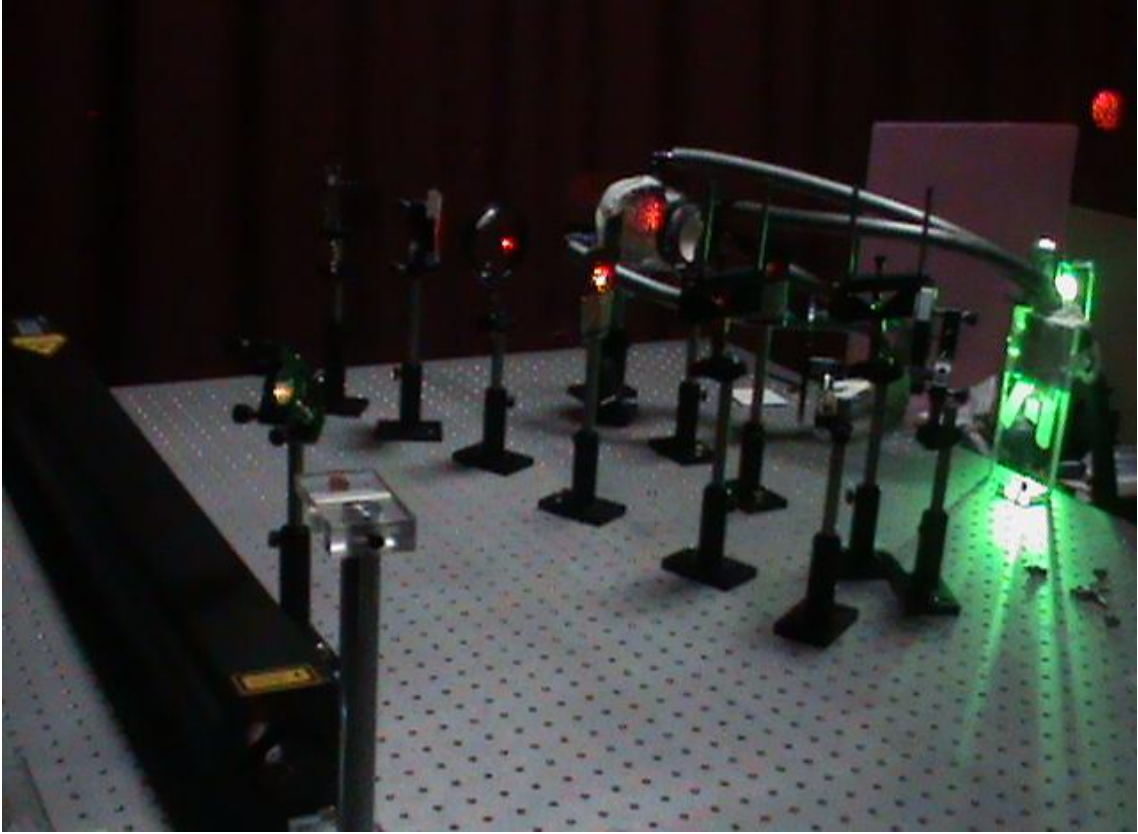
Şekil 2.3. 40x40 ağ yapısı

## 2.2. Deneysel Çalışma

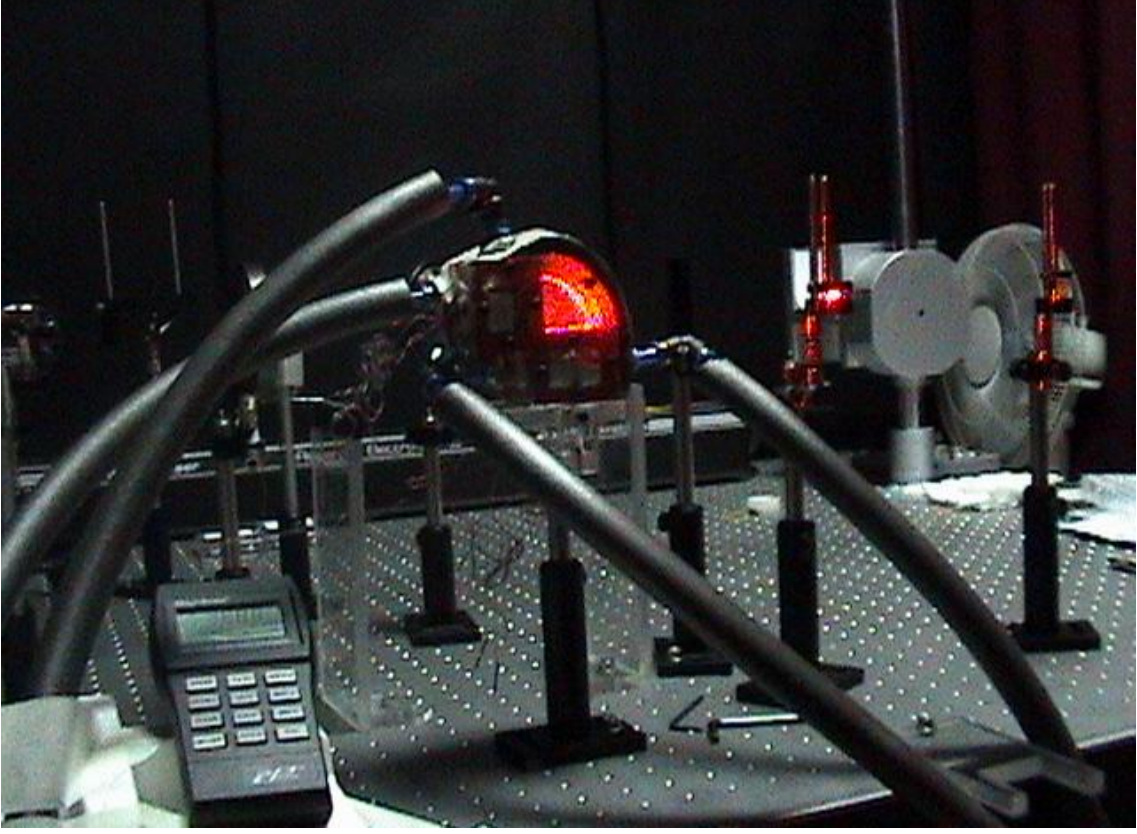
Deneysel çalışma bölümünde, çeyrek daire şeklinde kapalı bir ortam içerisindeki doğal taşınım olayı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar temel olarak iki bölümde, parçacık izleme ve holografik interferometre metotlarından oluşmaktadır. Çalışma kapsamında her iki deneysel yöntemle ilgili deney düzenekleri oluşturulmuş ve bu aşama tez çalışmasının önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. Deneysel kısımda istenilen çalışma koşulları altında akış görüntüleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde akışa ait hız ve sıcaklık alanlarının analizleri yapılmıştır. Bu bölümde deney düzeneği, test bölgesi, akış görüntüleme odası (karanlık oda) ve deneylerde kullanılan cihazlar hakkında bilgi verilecektir.

### 2.2.1. Deney Düzeneği

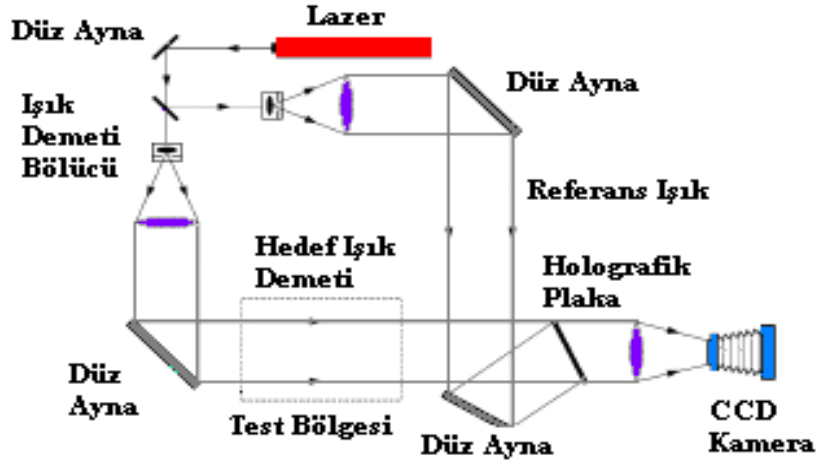
Çalışmada daha önce bahsedildiği üzere iki farklı deney düzeneği kullanılmıştır. Şekil 2.4'te holografik interferometre ve Şekil 2.5'te parçacık izleme deney düzeneklerinin fotoğrafları yer almaktadır. Şekil 2.6 ve Şekil 2.7'de ise her iki düzeneğe ait şematik gösterim verilmiştir. Parçacık izleme deney düzeneği temel olarak ışık kaynağı (lazer), düz ayna, silindirik lens, izleyici parçacıklar (*seeding material*) dijital sıcaklık ölçer, bir kamera ve termostatik su banyolarından oluşur. Holografik interferometre deney sistemi ise, lazer, değişken yoğunluklu ışın bölücü, optik masa, optik düzenleme elemanları (farklı çap ve odak uzunluklarında plano-konveks lens, dielektrik ayna, dik üçgen ayna), holografik kayıt plakası, test bölgesi ve termostatik su banyolarını içerir. Deney düzeneği laboratuvar içerisinde oluşturulan bir akış görüntüleme (karanlık oda) içerisinde kurulmuştur. Şekil 2.8'de deneylerin gerçekleştirildiği karanlık odanın dışarıdan görünümü verilmektedir.



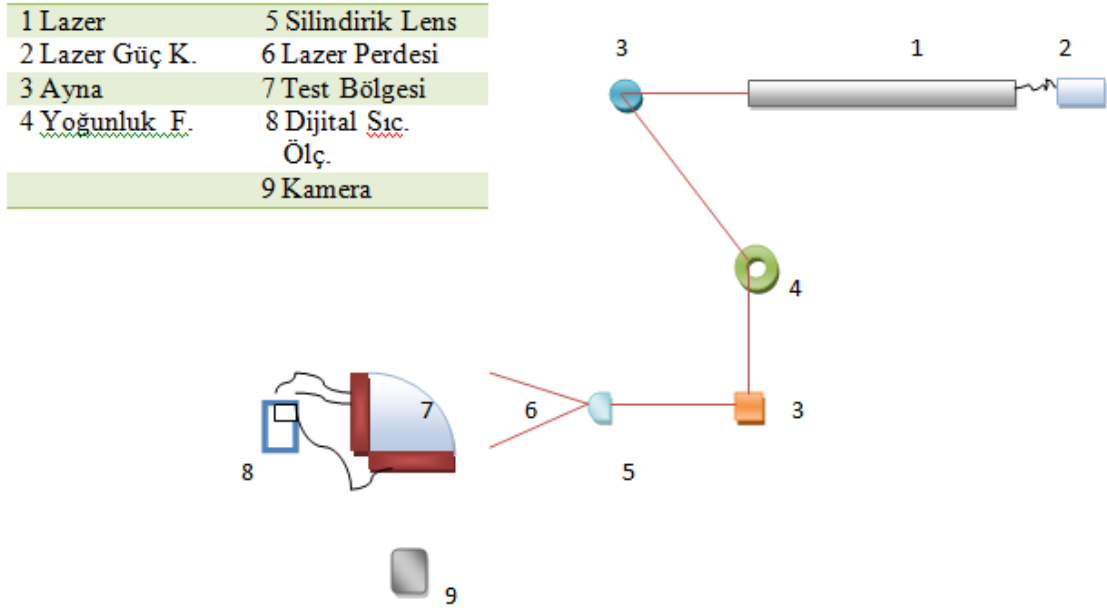
Şekil 2.4. Holografik interferometre deney düzeneği



Şekil 2.5. Parçacık izleme yöntemi deney düzeneği



Şekil 2.6. Holografik interferometre deney düzeneğinin şematik gösterimi



Şekil 2.7. Parçacık izleme deney düzeneğinin şematik gösterimi





Şekil 2.8. Deneilerin gerçekleştirildiği karanlık odanın dışarıdan görünümü

Işık kaynağı olarak tüm deneylerde 632.8 nm dalga boyuna sahip 35 mW gücünde He-Ne lazer kullanılmıştır. Lazer ve diğer tüm optik elemanlar optik masa üzerine yerleştirilmiştir. Optik masa 4 adet izolatör üzerine yerleştirilmiştir. Sistem mümkün olduğunca titreşimlerden rahatsız olmayacak şekilde tasarlanmıştır. Test bölgesinde farklı sınır şartlarının uygulanması amacıyla iki adet ısıtıcı yüzey bulunmaktadır. Bu yüzeyler bakır levhalardan oluşmaktadır ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartını sağlamak üzere iki farklı sabit sıcaklık su banyosu kullanılmaktadır. Test bölgesinde oluşturulan su ceketleri sayesinde su sirkülasyonu sağlanmaktadır. Holografik interferometre yöntemi ile gerçekleştirilen deneylerde ışın test bölgesinin içerisinden geçirilir. Test bölgesinden geçen bu ışın, lazerden çıktıktan sonra plano-konveks lensler ve aynalar yardımıyla önce paralel ışık demeti şeklinde genişletilir. Daha sonra bu ışınlar kayıt plakasına ulaşır. Parçacık izleme yönetiminde ise lazerden çıkan ışık, aynalar vasıtasıyla yönlendirildikten sonra bir silindirik lens vasıtasıyla ince bir lazer perdesi şeklinde test bölgesinin istenilen kesitine yansıtılır. Bu işlemlerin gerçekleştirilmesi için gerekli optik düzenlemeler Şekil 2.4-2.7'de görülmektedir. Parçacık izleme yönteminde akış alanı içerisine 10  $\mu\text{m}$  çapında içi boş kürecikler (*hollow glass spheres, HGS*) eklenmiştir. Deneylerde ısı transfer yüzeylerindeki sıcaklıkları kontrol etmek için termoeleman bağlantılarından sıcaklık değerlerini direkt

okuyabilen bir dijital sıcaklık ölçer kullanılmıştır. Şekil 2.9'da deney sisteminde kullanılan cihazlar gösterilmiştir.



(a)



(b)



(c)



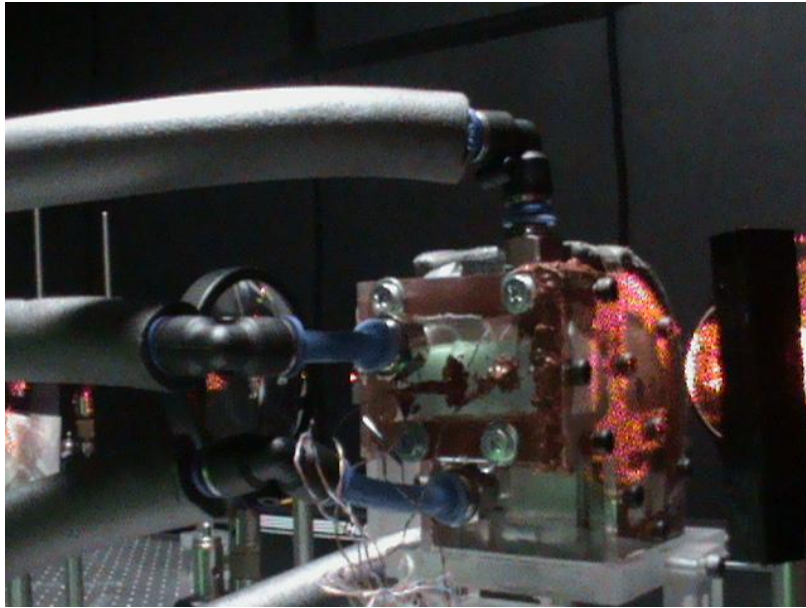
(d)

Şekil 2.9. Deney sisteminin bileşenleri, (a) 35mW He-Ne lazer, (b) termostatik banyo, (c) dijital sıcaklık ölçer, (d) HGS izleyici parçacıklar

### 2.2.2. Test Bölgesi

Çalışma konusu olan problemin geometrisi Şekil 2.1'de verilmişti. Deneysel çalışmada tabanından ısıtılan, düşey duvarından soğutulan ve diğer duvarı adyabatik olan çeyrek daire şeklinde kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım akış yapısını incelemek üzere

akış görüntüleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çeyrek daire şeklindeki test bölgesinin ısı transfer yüzeyleri 10mm kalınlığında bakır plakalardan oluşmaktadır. Test bölgesi, 30 mm genişliğe, 30 mm yüksekliğe ve 60mm derinliğe sahiptir. Test bölgesinin adyabatik duvarı görüntülemeyi kolaylaştırması, %92 ışık geçirme ve 0.19W/mK gibi düşük ısı iletkenliğine sahip olması bakımından pleksiglas malzemenen yapılmıştır. Pleksiglas adyabatik duvarın kalınlığı 10 mm ve iç çapı 30 mm'dir. Test bölgesinin montajı yapılmadan önce bakır plakalar yüksek oranda parlatılmıştır. Bu işlemi yapmanın gerekçesi, yüzey yayma oranını düşürmek ( $\epsilon=0.03$ ) ve böylece ışımla olan ısı transferini azaltmaktır. Isıtılan ve soğutulan duvarların homojen ve sabit sıcaklıkta tutulabilmesi için, ısı transfer yüzeylerinde çok iyi ısıl kapasiteye ve ısıl iletkenliğe sahip olan bakır kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan test bölgesi mümkün olduğunca geniş Rayleigh sayısı değerlerinde çalışabilmeyi sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Isıtılan ve soğutulan yüzeyler su ceketleri vasıtası ile termostatik su banyosu ile beslenmiş ve yüzeyler sırasıyla sabit  $T_h$  ve  $T_c$  sıcaklığında tutulmuştur. Her bir ısıtıcıdan geçen su debisi aynı oranda tutulmuştur. Deneylede ısı kaybını önlemek için su banyolarının bağlantı hortumları kauçuk köpük esaslı ısı yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Test bölgesi üst yüzeye açılan bir delikten saf su ile doldurulmuş ve pleksiglastan yapılmış bir vida mekanizması ile doldurma işleminden sonra kapatılmıştır. Burada test bölgesinden olabilecek sızıntıları önlemek üzere o-ring conta kullanılmıştır. Doldurma işlemi hava kabarcıklarının oluşmasını önleyecek şekilde ince bir iğneye sahip olan şırınga ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.10'da test bölgesinin fotoğrafı yer almaktadır.



Şekil 2.10. Test bölgesi





Isıtılan ve soğutulan duvarların merkezi boyunca üçer adet 0.4 mm çapında bakır/konstantan termoeleman çifti yerleştirilmiştir. Termo elemanlar bakır plakaların 5 mm altına yerleştirilmiştir ve her biri arasındaki uzaklık 7.5 mm'dir. Sıcaklık değerlerini almak üzere termoelemanlar dijital veri okuyucuya (sıcaklık ölçer) bağlanmıştır ve böylece duvarların yüzey sıcaklıkları kontrol edilmiştir. Deneyler esnasında ısı transfer yüzeylerinin ortalama sıcaklıklarında en yüksek  $\pm 0.2K$  değişim gözlenmiştir. Test bölgesinin tüm parçaları montaj edildikten sonra 10 mm kalınlığında kauçuk-plastik köpük yalıtım malzemesiyle yalıtılmıştır.

### 2.2.3. Deneylerin Yapılışı ve Çalışma Koşulları

Deneysel çalışma bölümünde öncelikle parçacık izleme yöntemi kullanılarak deneylere başlanılmıştır. Bu sayede kapalı ortam içerisinde akış alanına ilişkin akım çizgileri elde edilmiştir. Daha sonra holografik interferometre deneyleri yürütülmüş ve kapalı ortam içerisindeki sıcaklık alanları ile ilgili veriler alınmıştır. Parçacık izleme deneyleri kısaca şu şekilde gerçekleştirilmiştir: Lazerden çıkan ışın bir ayna vasıtasıyla yarı geçirgen yoğunluk filtresine yansıtılmıştır. Burada ışığın şiddeti ayarlanarak, lazer ışığı silindirik bir lense yönlendirilmiştir. Silindirik lens vasıtasıyla ince bir lazer perdesi elde edilmiş ve test bölgesinin orta eksenini kesit boyunca aydınlatılmıştır. Akış alanında bulunan  $1.1 \text{ g/cm}^3$  yoğunluklu izleyici parçacıkların yörüngeleri, test bölgesine ilgili sınır şartları verildikten sonra bir kamera vasıtasıyla kaydedilmiştir. Holografik interferometre deneyleri ise kısaca şu şekilde yürütülmüştür: Lazer ışığı ayarlanabilir ışın bölücüden geçirilerek ikiye bölünür. Daha sonra bu iki ışın plano-konveks mercek sistemi ile genişletilir. Genişletilen referans ve cisim ışınları holografik kayıt plakasında üst üste geldiğinde girişimler meydana gelir. Bu girişimler kaydedilir ve kayıt işleminden sonra filmler banyo edilir. Banyo işleminden sonra elde edilen fotoğrafa hologram denilir. Daha sonra hologram referans ışını ile aydınlatılarak test bölgesi içerisindeki bilgi sıcaklık alanları şeklinde ortaya çıkar.

Deneysel çalışma Rayleigh sayısının dört farklı değeri ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  $10^6$ ,  $5 \times 10^6$  ve  $10^7$ ) ve dört farklı eğim açısında ( $\phi=0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $270^\circ$ ) gerçekleştirilmiştir. Tablo 3'te deney şartları ve test bölgesinin konumları görülmektedir.

Tablo 3. Deney şartları ve test bölgesinin konumları

Eğim Açısı	Deney No	Ra	$\Delta T(K)$	Pr	Kapalı ortam Boyutları(m)
$0^0$ 	1	$1.7 \times 10^5$	0.4	6.62	0.03x0.03
	2	$10^6$	2.4	6.62	0.03x0.03
	3	$5 \times 10^6$	11.4	6.62	0.03x0.03
	4	$10^7$	17.4	5.83	0.03x0.03
$90^0$ 	1	$1.7 \times 10^5$	0.4	6.62	0.03x0.03
	2	$10^6$	2.4	6.62	0.03x0.03
	3	$5 \times 10^6$	11.4	6.62	0.03x0.03
	4	$10^7$	17.4	5.83	0.03x0.03
$135^0$ 	1	$1.7 \times 10^5$	0.4	6.62	0.03x0.03
	2	$10^6$	2.4	6.62	0.03x0.03
	3	$5 \times 10^6$	11.4	6.62	0.03x0.03
	4	$10^7$	17.4	5.83	0.03x0.03
$270^0$ 	1	$1.7 \times 10^5$	0.4	6.62	0.03x0.03
	2	$10^6$	2.4	6.62	0.03x0.03
	3	$5 \times 10^6$	11.4	6.62	0.03x0.03
	4	$10^7$	17.4	5.83	0.03x0.03

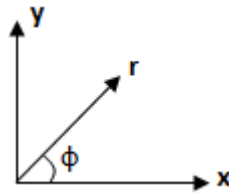
### 3. BULGULAR ve TARTIŞMA

Komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan çeyrek daire şeklindeki kapalı ortamlarda doğal taşınım ile ilgili deneysel ve nümerik çalışma bulguları bu bölümde detaylı olarak sunulmaktadır. Elde edilen bulgular farklı Ra sayılarının, eğim açısının ve Prandtl sayısının etkisi başlıkları altında incelenmiştir.

#### 3.1. İletim Çözümü

Çalışma kapsamındaki incelemelere geçmeden önce, akışkan hareketinin ortaya çıkmadığı, dolayısıyla enerji geçişinin sadece iletimle olduğu durum incelenecektir. Bu şekilde hem çözüm yöntemi hem de Nusselt sayısının hesabında kullanılan yaklaşımın doğruluğu test edilmiş olacaktır. Daha önce bahsedildiği üzere ağ yapısı ısı çizgilerinin yönü takip edilecek şekilde yapılandırılmıştır. Nusselt sayısının hesaplanması da ısı çizgileri dikkate alınarak gerçekleştirilmelidir. Bu nedenle çözümler silindirik koordinat geometrisi  $(r, \phi)$  esas alınarak yapılmıştır (Şekil 3.1). Silindirik koordinatlara geçiş için aşağıdaki tanımlama kullanılabilir.

$$\begin{aligned}x &= r \cdot \cos \phi \\y &= r \cdot \sin \phi\end{aligned}\tag{20}$$



Şekil 3.1. Nusselt sayısı hesabında kullanılan koordinat sistemi

Bu durumda silindirik koordinatlarda enerji denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0\tag{21}$$

Sırasıyla radyal, açısız ve eksenel yönlerdeki ısı akısı bileşenleri ise şu şekilde yazılır:

$$q_r'' = -k \frac{\partial T}{\partial r}$$

$$q_\phi'' = -\frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi}$$

$$q_z'' = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (22)$$

Radyal yönde ısı geçişi olmadığı için ve kapalı ortam iki boyutlu olarak düşünüldüğü için (21) denkleminde birinci, ikinci ve dördüncü terimler sıfır olur. Bu durumda,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} = 0 \quad (23)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \phi} = \text{sabit} \quad (24)$$

elde edilir. Sınır şartları yazılacak olursa;

$$r=0' \text{ da, } \frac{\partial T}{\partial r} = 0$$

$$r=R' \text{ de, } \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (25)$$

$$\phi=0' \text{ da, } T=T_h$$

$$\phi=\pi/2' \text{ de, } T=T_c \quad (26)$$

(24) eşitliği (26)'da verilen ilgili sınır şartları ile çözümlerse,

$$T = \frac{T_h - T_c}{\pi/2} \cdot \phi + T_h \quad (27)$$

İletim çözümü için sıcaklık dağılımı bulunur.

### 3.2. Nusselt Sayısı

Nusselt sayısını elde etmek üzere sıcak duvarda enerji dengesi yazılırsa;

$$q_{\phi}'' = -\frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi} = h_r (T_h - T_c) \quad (28)$$

buradan,

$$h_r = -\frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi} \Big|_{\phi=0} \cdot \frac{1}{T_h - T_c} \quad (29)$$

Sadece iletim olması durumunda (27) eşitliği kullanılarak,

$$q_{\phi}'' = \frac{k}{r} \frac{T_h - T_c}{\pi/2} = h_r (T_h - T_c) \quad (30)$$

eşitliği yazılabilir. Böylece,

$$h_r = \frac{k}{r} \frac{1}{\pi/2} \quad (31)$$

elde edilir.

(31) eşitliği Nusselt sayısının tanımında yerine yazılırsa, Nusselt sayısının 1'e eşit çıktığı görülür. Bu durum kapalı ortam içerisinde sadece iletimle ısı geçişinin olduğunu gösterir.

Böylece hesaplamalarda kullanılan yaklaşımın doğruluğu onaylanır.

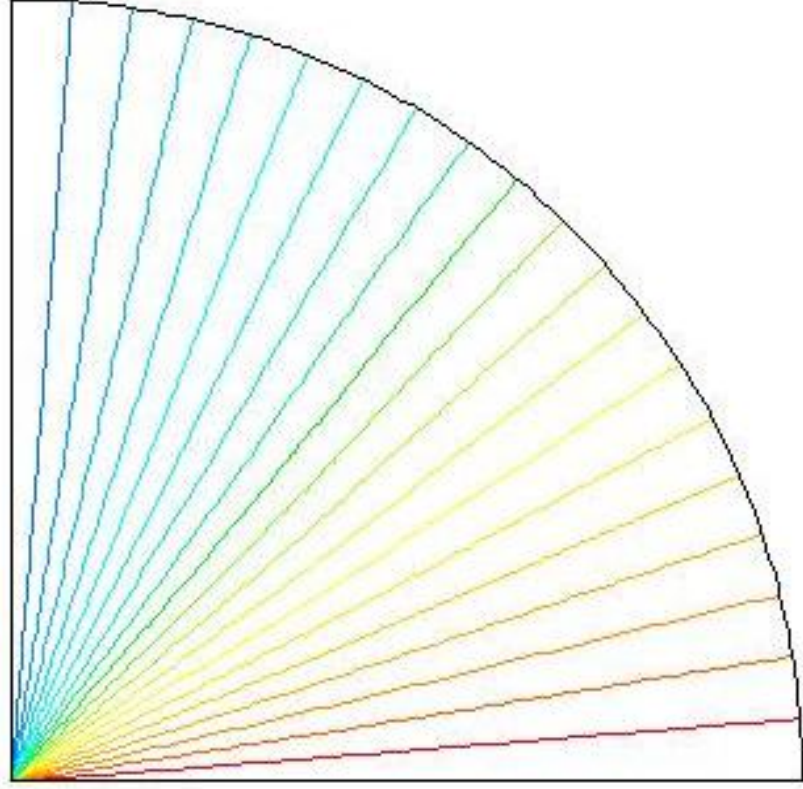
$$Nu_r = \frac{h_r \cdot r}{k} \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{k}{r} \frac{1}{\frac{\pi}{2}} \cdot \frac{r}{k} \cdot \frac{\pi}{2} = 1 \quad (32)$$

Sonuç olarak kapalı ortam içerisinde Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanır:



$$Nu_r = -\frac{dT}{d\phi} \Big|_{\phi=0} \cdot \frac{1}{T_h - T_c} \cdot \frac{\pi}{2} \quad (33)$$

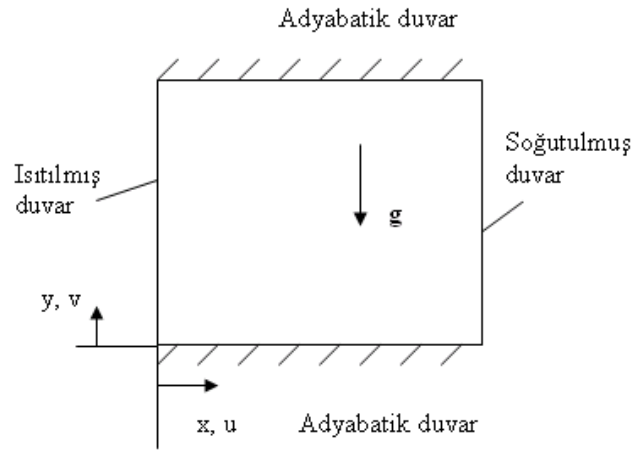
Şekil 3.2' de saf iletim durumu için eş sıcaklık eğrileri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi eş sıcaklık eğrileri diyagonal simetrik bir şekilde yerleşmişlerdir.



Şekil 3.2. İletim çözümü

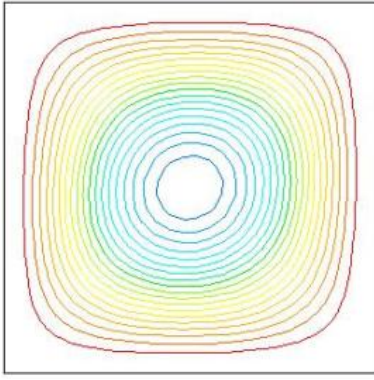
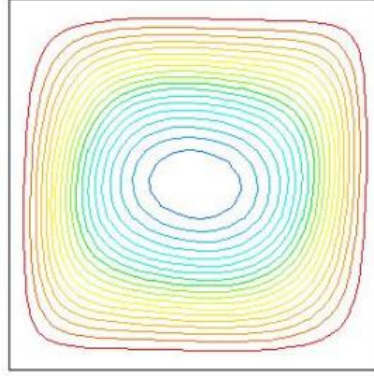
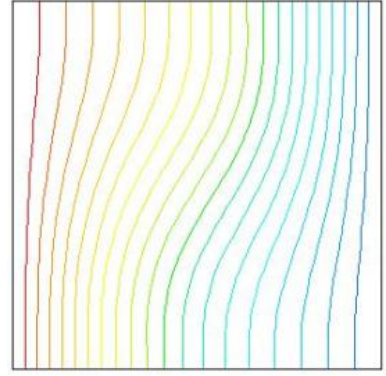
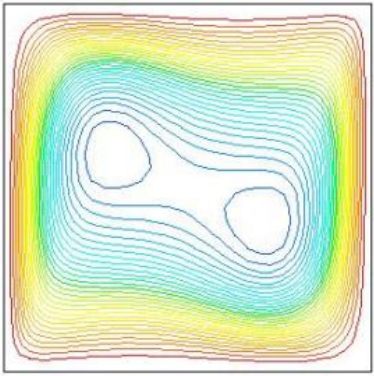
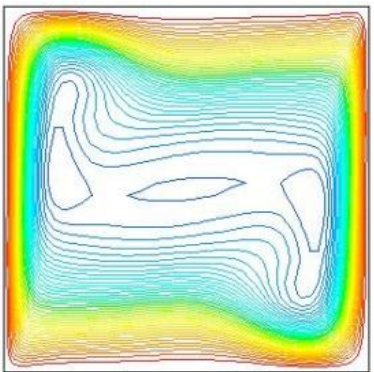
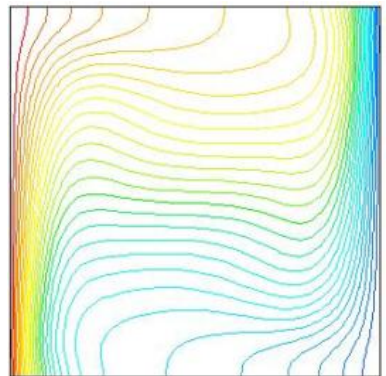
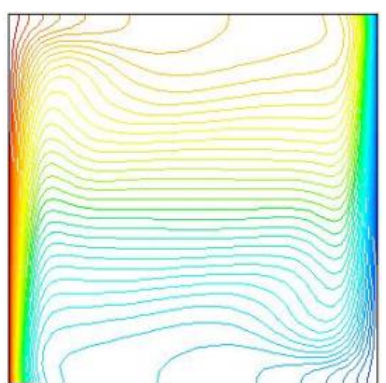
### 3.3. Düşey Duvarları Farklı Sıcaklıkta Tutulan Karesel Kapalı Ortam

Bu bölümde, temel çalışma konusu ile ilgili bulgular verilmeden önce, sayısal çözümlerinde kullanılan metotların doğruluğunun sınanması için literatürde daha önce üzerinde çalışılmış sayısal sonuçlardan yararlanılmıştır. Bu amaçla düşey duvarları farklı sıcaklıkta tutulan ve yatay duvarların adyabatik olduğu karesel bir kapalı ortamda doğal taşınım için elde edilen çözümler Aydın (1998) ve de Vahl Davis (1983) çözümleriyle karşılaştırılmıştır. Problemin tanımı Şekil 3.3'de görülmektedir.



Şekil 3.3. Problem tanımı

Bu çalışma için dört farklı Rayleigh sayısı ( $Ra=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$ ) ve  $Pr=0.71$  değerleri ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri cinsinden Şekil 3.4'de verilmiştir.

 $Ra=10^3$  $Ra=10^4$  $Ra=10^5$  $Ra=10^6$ 

Şekil 3.4. Karşılıklı düşey duvarları farklı sıcaklıktaki kapalı ortam için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri

Elde edilen sonuçlar kapalı ortamın yatay orta ekseninde en yüksek düşey hız değeri,  $V_{maks}$ , kapalı ortamın düşey orta ekseninde en yüksek yatay hız değeri,  $U_{maks}$ , ısıtılmış duvarda Nusselt sayısının en yüksek değeri  $Nu_{maks}$  ve ısıtılmış duvarda ortalama Nusselt sayısı için karşılaştırılmıştır. Sonuçlar Tablo 4'te verilmiştir. Hesaplanan değerler ile *benchmark* çözümleri arasındaki hata % 0.4'den daha azdır. Tabloda verilen büyüklükler 61x61 eş dağılı olmayan bir ağ yapısında çözümden elde edilmiştir.

Şekil 3.4'den görüleceği üzere,  $Ra=10^3$  için eş sıcaklık eğrileri düşey duvarlara paraleldir. Eş sıcaklık eğrilerinde az miktarda sapma vardır. Akım çizgileri ise kapalı ortam içerisinde tek bir girdap oluşturacak şekildedir. Bu durum ısı geçişinin çoğunlukla iletimle ve taşınım etkilerinin ise başlamakta olduğunu göstermektedir.  $Ra=10^4$  değerinde taşınım etkileri giderek artmaktadır ve bu durum hem eşsıcaklık eğrilerinin hem de akım çizgilerinin şekillerinde meydana gelen çarpılmadan anlaşılmaktadır. Isının transfer edildiği düşey duvarlarda sıcaklık basamakları daha şiddetlidir. Bu davranış artan Rayleigh sayıları daha fazla artmakta ve  $Ra=10^5$  ve  $Ra=10^6$  için akışta ikincil girdaplar ortaya çıkmaktadır. Aydın (1998) ve Mallinson ve de Vahl Davis (1977), akışta ortaya çıkan ikinci girdapların ana akıştaki bir kararsızlıktan kaynaklanmayıp, sıcaklık alanının taşınımsal bozulmasının bir sonucu olduğunu belirtmişlerdir.

Tablo 4. Sonuçların Aydın (1998) ve Davis (1983) çözümleriyle karşılaştırılması

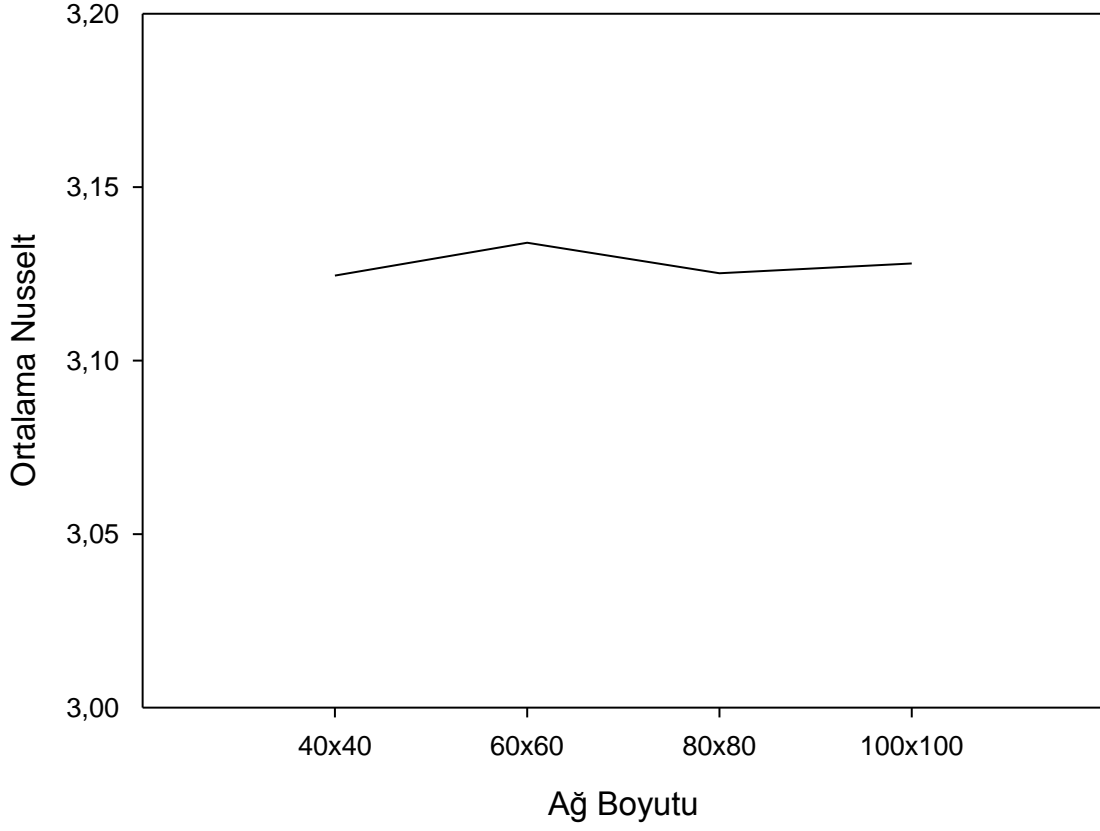
Ra	$10^3$				$10^4$				$10^5$				$10^6$			
	Bu çalışma	Aydın (1998)	Davis (1983)	%Fark	Bu çalışma	Aydın (1998)	Davis (1983)	%Fark	Bu çalışma	Aydın (1998)	Davis (1983)	%Fark	Bu çalışma	Aydın (1998)	Davis (1983)	%Fark
$U_{maks}$	3.641	3.618	3.648	0.19	16.129	16.225	16.178	0.30	34.768	35.007	34.730	0.11	64.469	65.874	64.630	0.25
$V_{maks}$	3.686	3.683	3.697	0.29	19.552	19.645	19.617	0.33	68.362	68.858	68.590	0.33	218.543	215.35	219.36	0.37
$Nu$	1.117	1.118	1.118	0.09	2.25	2.234	2.243	0.31	4.52	4.486	4.519	0.02	8.82	8.945	8.800	0.23
$Nu_{maks}$	1.510	1.511	1.505	0.33	3.541	3.531	3.528	0.37	7.752	7.773	7.717	0.45	17.586	18.254	17.925	1.89

### 3.4. Ağ Bağımlılığı

Çalışma kapsamında daha önce belirtildiği üzere probleme özgü ağ seçimi yapılmıştır. Çalışma konusu olan komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan çeyrek daire (*quadrantal cavity*) şeklindeki kapalı bir ortam için ağ bağımsız sonuçlar elde etmek için yeni tanımlamalar yapılmıştır. Literatürde komşu duvarların ısıtıldığı çalışmalarda ağdan bağımsız çözümler elde etmek üzere çeşitli yaklaşımlar kullanılmıştır. Bu yaklaşımlarda kesin sonuçlar elde edilememekle birlikte, kullanılan yaklaşımlar problemde yeni parametreler ortaya çıkarmakta ve çalışılan konfigürasyona bağlı olmaktadır.

Komşu duvarların farklı sıcaklıkta tutulması, eş sıcaklıkta tutulan duvarların birleştiği noktada sıcaklık süreksizliğinin oluşmasına neden olmaktadır. Bu noktada ısı akısı integrali alınmayan bir teklik oluşturduğundan toplam ısı geçişi  $Q$ , sınırsızdır. Bu tür çalışmalarda kullanılan ağın inceltilmesi, ısı geçişinin giderek artmasına neden olmaktadır. Sonuçta, ağ yapısının daha fazla inceltilmesi Nusselt sayısında giderek bir artışa sebep olmaktadır. Ağ sayısı yeterince büyük olmasına karşın sonuçlar hala ağa bağımlıdır. Bu durum Aydın (1998) çalışmasında daha detaylı olarak açıklanmaktadır. Ayrıca bu çalışmada November ve Nansteel (1987), Bassani vd. (1987) ve Ganzarolli ve Milanez (1995) tarafından yapılan çalışmalarda kullanılan yaklaşımların probleme uygunluğu incelenmiştir.

Bu çalışmada, ağ bağımlılığını ortadan kaldırmak ve köşe noktalarda *sıcaklık süreksizliğini* önlemek için yeni bir yaklaşım kullanılmıştır. Bu yaklaşım kapalı ortam içerisindeki ısı çizgilerinin (*heatlines*) yönü esas alınarak tanımlanmıştır. Akış alanı içerisinde ısı aktarımı, sıcak yüzeyden soğuk yüzeye doğru eş sıcaklık eğrilerini dik kesen bu ısı çizgileri yönünde gerçekleşmektedir. Dolayısıyla, çözümde kullanılacak ağ yapısının bu tanıma uygun olması gerekmektedir. Bu sebeple silindirik koordinatlarda ( $r$  ve  $\phi$ ) çalışılan ağ yapılandırılmıştır. Kullanılan ağ yapısı önceki bölümde Şekil 2.3'te tanıtılmıştır. Eğim açısı  $\phi = 0^\circ$ ,  $Pr=6.62$  ve  $Ra= 1.73 \times 10^5$  değeri için ağ bağımlılık sonuçları Şekil 3.5'de verilmiştir. Ayrıca Tablo 5'te kapalı ortam içerisindeki akım fonksiyonunun en yüksek değeri, sıcak duvarda ortalama Nusselt sayısı ve en yüksek hız değerleri için farklı ağlardaki sonuçlar görülmektedir.



Şekil 3.5. Ağ sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi

Şekil 3.5'te görüldüğü üzere ağ sayısının değişmesi Nusselt sayısı üzerinde etkili olmamaktadır. Örneğin ağın 80x80 ağ yapısından 100x100'lük ağ yapısına inceltilmesi sıcak duvar üzerindeki ortalama Nusselt sayısında sadece % 0,089'lük bir artışa sebep olmaktadır. Aynı ağ yapıları için kapalı ortam içerisindeki en yüksek hız ve akım fonksiyonu değerlerinde hiçbir değişim görülmektedir. Yani, iki değer arasındaki bağıl hata % 0'dır. Bu durum Tablo 5'te detaylı bir şekilde görülmektedir. Çalışmada 80x80'lik bir ağ yapısı seçilerek çözümler elde edilmiştir.



Tablo 5. Farklı ağ sayılarında hata analizi

Ağ	40x40	60x60	80x80	100x100
Ortalama Nu	3,125	3,134	3,125	3,128
<b>Bağıl hata (%)</b>	<b>0,3</b>	<b>0,28</b>	<b>0,089</b>	
Akım fonksiyonu $\times 10^3$ (kg/s)	3,07	3,06	3,06	3,06
<b>Bağıl hata (%)</b>	<b>0,33</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	
En yüksek hız değeri $\times 10^4$ (m/s)	6,19	6,23	6,23	6,23
<b>Bağıl hata (%)</b>	<b>0,64</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	

### 3.5. Rayleigh Sayısı ve Eğim Açıının Etkisi

Bu bölümde, Şekil 2.1’de verilen komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan çeyrek daire Şeklindeki kapalı ortam için dört farklı Rayleigh sayısı,  $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  $10^6$ ,  $5 \times 10^6$ ,  $10^7$ , ele alınmıŐ ve her bir Rayleigh sayısı için dört farklı eğim açısında,  $\phi = 0^0$ ,  $90^0$ ,  $135^0$  ve  $270^0$  incelemeler yapılmıştır. Hem Rayleigh sayısının hem de eğim açısının ayrı ayrı akış alanı ve ısı geçişi üzerine etkileri belirlenmiştir. Çalışma konusu olan kapalı ortam için eğim açısının değişmesiyle kapalı ortama uygulanan sınır Şartları sayesinde farklı problemler ortaya çıkmaktadır. Ancak, tüm durumlar için kapalı ortamın yatay ve düşey komşu duvarları farklı sıcaklıklarda eş sıcaklıklı olarak tutulmaktadır.  $\phi = 0^0$  için kapalı ortam tabanından ısıtılan ve düşey duvarından soğutulan bir yapıdadır. Tüm durumlar için

çeyrek daire şeklinde olan diğer duvar adyabatik olmaktadır.  $\phi = 90^\circ$  için düşey duvarından ısıtılan ve alt duvarından soğutulan bir durumdadır.  $\phi = 135^\circ$  için her iki ısı transfer yüzeyi  $45^\circ$  eğik halde durmakta ve üst kısmı eğik bir halde ısıtılan ve alt bölümü soğutulan bir şekildedir.  $\phi = 270^\circ$  için ise düşey duvarından ısıtılan ve tavanından soğutulan bir durumu temsil etmektedir.

Yukarıda belirtilen tüm eğim açıları için dört farklı Rayleigh sayısında çözümlenmeler yapılmıştır.  $\phi = 0^\circ$  için ek olarak iletim rejiminden taşınım rejimine geçişi incelemek için  $Ra=10^3$  ve  $Ra=10^4$  değerleri için sonuçlar yer almaktadır. Bu şekilde eğim açısı ve Rayleigh sayısının akış ve ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Tüm eğim açısı ve Ra sayısı değerleri için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri ele alınarak kapalı ortam içerisindeki taşınım olayı incelenmiştir. Sonuçlar nümerik ve deneysel çalışmalar olarak sunulmuştur. Deneysel çalışmalarda parçacık izleme ve holografik interferometre yöntemleri ile elde edilen sırasıyla akım çizgileri ve sıcaklık dağılımları için akış görüntüleme çalışmaları verilmektedir. Elde edilen akış ve sıcaklık alanları Şekil 3.6-3.19'de görülmektedir.

$\phi = 0^\circ$  için, kapalı ortam alt duvarından ısıtılan ve düşey duvarından soğutulan bir şekildedir. İlk olarak  $Ra=10^3$  değeri ele alınmıştır. Bu durumda kapalı ortam içerisindeki akış, merkeze yerleşmiş ve saat yönünün tersine dönen tek bir hücreden meydana gelmektedir. Eş sıcaklık eğrileri ise simetrik olarak sıcak duvardan soğuk duvara doğru, sıcaklığın kademeli bir şekilde azaldığı bir yapı oluşturmaktadır. Bu yapı kapalı ortam içerisinde ısı transferinin saf iletim ile olduğunu göstermektedir. Sıcak duvar civarında ısınan akışkan, yoğunluğunun azalması ile ve kapalı ortam içerisindeki zayıf dönme etkisiyle yukarı doğru kalkmaktadır. Soğuk duvar civarında ise yoğunluğu azalan akışkan aşağı yönde harekete başlayarak sıcak akışkanı ileri doğru taşımaktadır. Etkileşim halinde olan bu iki sıcak ve soğuk akışkan eş sıcaklık eğrilerinin yayılmasına sebep olur. Ra sayısı arttıkça ( $Ra=10^4$ ) akım çizgilerinin genel yapısı bozulmamakta fakat hücre merkezi kapalı ortamın sağ alt köşesine doğru kaymakta ve eliptik bir şekle bürünmektedir. Rayleigh sayısının bu değerinde taşınım etkileri görülmektedir. Bu durum eş sıcaklık eğrilerinin yapısında meydana gelen çarpılmadan kolaylıkla anlaşılmaktadır. Saf iletim durumunda lineer ve katmalı şekilde uzanan eş sıcaklık eğrileri, Ra sayısı arttıkça kıvrılmaya başlamaktadır. Bu halde sıcak akışkan yay şeklindeki adyabatik duvar boyunca daha hızlı şekilde yukarı doğru taşınmaktadır. Bu akışkan daha sonra soğuk duvar boyunca düşey yönde aşağı doğru akarken soğutulur.  $Ra=1.7 \times 10^5$ 'te sıcak ve soğuk duvarlar yakınında

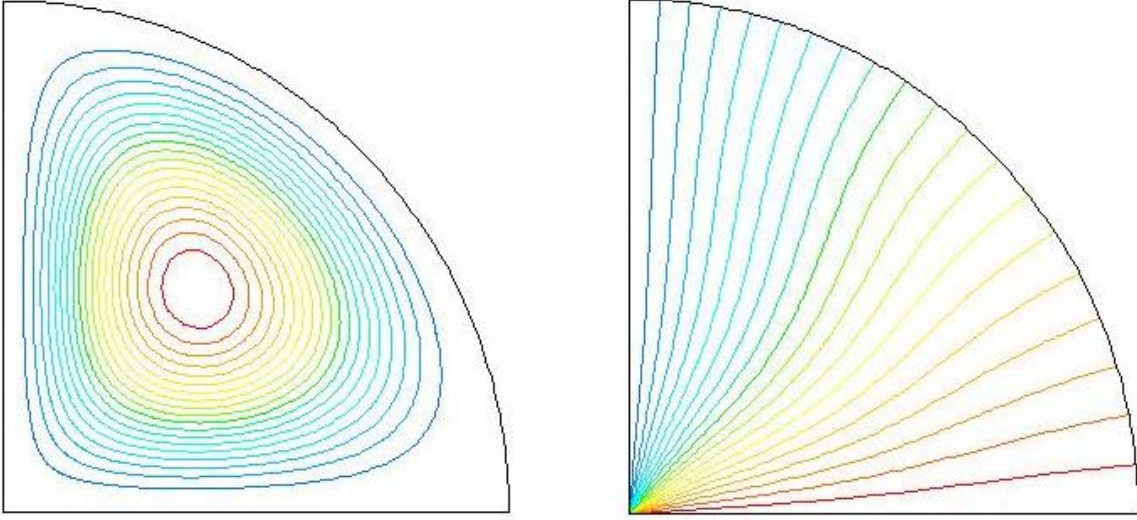
akım çizgilerinin daha sık bir şekil aldığı görülmektedir ve sınır tabakalar ayırt edilebilecek bir düzeye gelmektedir. Bu durum deneysel elde edilen akış görüntüsünde net olarak gözlemlenebilmektedir.  $Ra=10^6$ ,  $5 \times 10^6$  ve  $10^7$  değerleri için sınır tabaka kalınlığı gittikçe incelmekte ve enerji iletimi artmaktadır. Öyleki,  $Ra=10^6$  için holografik interferometre görüntüsünde sıcak ve soğuk duvarlardaki sınır tabaka katmanları çok ince çizgiler şeklinde yer almaktadır. Aynı durum parçacık izleme deney görüntülerinde akım çizgilerini oluşturan parçacıkların çizgi şeklinde dizilmelerine sebep olmaktadır. Elde edilen nümerik ve deneysel sonuçlar kıyaslandığında kapalı ortam içerisinde sınır tabakalar ve akışla ilgili tutarlı davranış görülmektedir. Dikkat edilecek diğer bir nokta  $Ra \geq 10^6$  dan itibaren akış alanı içerisinde ikinci bir hücre gözlenir. Ayrıca soğuk ve sıcak duvarlar arasında küçük bir üçüncü hücre daha ortaya çıkmaktadır. Bu durum yukarıda bahsedildiği üzere saf iletim durumunda merkezde yer alan tek bir hücrenin Rayleigh sayısının artmasıyla eliptik şekle bürünmesinin sonucudur.  $Ra=10^5$  e kadar eliptik şekilde dönen hücre yapısı daha sonra dönme yapısı çarpılarak iki hücreye bölünür. Deneysel akış görüntüsünde ikinci ve üçüncü hücre görülmektedir. Rayleigh sayısının  $5 \times 10^6$  ve  $10^7$  ye çıkmasıyla üçüncü hücre kaybolur ve ikinci hücre büyüyerek adyabatik duvara yaklaşır. Alttaki ısıtılmış duvar boyunca soldan sağa doğru sıcaklık basamağı azalmaktadır. Eş sıcaklık eğrilerinin yapısı bu gözlemi doğrulamaktadır.

$\phi = 90^\circ$  için, Rayleigh sayılarının tüm değerlerinde kapalı ortam içerisinde tek bir hücre yapısı gözlenmiştir. Akış yönü düşey konumda bulunan sıcak duvardan yukarı doğru harekete başlayan akışkanın, aşağı yönde hareketine devam etmesiyle saat ibrelerinin tersi yönde gelişmektedir. Rayleigh sayısı  $1.7 \times 10^5$  ten  $10^7$  ye artırıldıkça hücre merkezinin küçüldüğü ve sıcak ve soğuk duvarın birleşme noktalarına yaklaştığı görülmektedir. Burada  $Ra=5 \times 10^6$  ve  $10^7$  için sıcak duvardan yükselip adyabatik duvara ulaşan sıcak akışkan soğuk duvara doğru serbest düşme hareketine benzer şekilde sürüklenmektedir.  $\phi = 90^\circ$  için akış hızlarının çok küçük değerlerde olduğu tespit edilmiştir. Aslında akış, bu yapıyla kararlı bir durum sergilemektedir. Hücre merkezlerinin yeri ve artan Rayleigh sayısı ile köşe noktaya doğru kayması akış görüntüleme çalışmasıyla net bir şekilde belirlenmiştir. Aynı sonuçlar nümerik çözümlerden elde edilen sonuçlardan da görülmektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla sıcak ve soğuk duvar üzerinde sıcaklık basamakları artmaktadır. Bu durum eş sıcaklık eğrileri tarafından sergilenmektedir. Ayrıca deneysel ve nümerik gözlemler sonucu artan Rayleigh sayısı ile sıcak duvar çevresinde akış hızının arttığı, soğuk duvara yakın bölgelerde ise akış

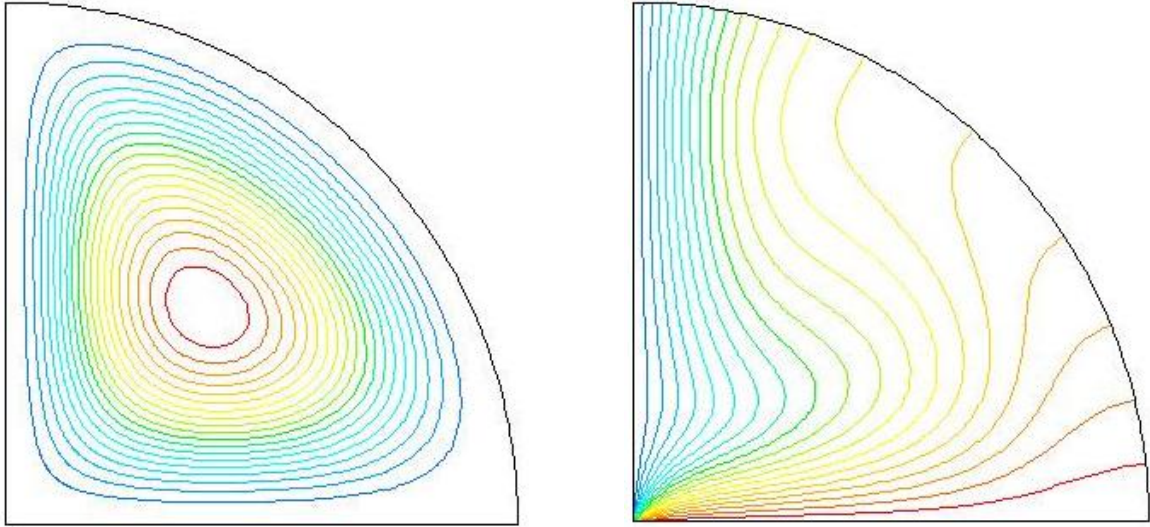
hızında fazla bir değişim göstermediği gözlenmiştir. Netice itibariyle Rayleigh sayısının artmasıyla ısıtma etkisinin akışta baskın duruma gelmektedir.

$\phi = 135^\circ$  için, kapalı ortam içerisinde iki hücre oluşmaktadır. Hücreler birbirine ters yönde dönmektedir.  $Ra=1.7 \times 10^5$  değerinde sınır tabakalar belirgin hale gelmekte ve daha yüksek Rayleigh sayılarında sınır tabakalar incelerek aktifleşmektedir. Deneysel akış görüntüleme fotoğraflarından da görüleceği üzere Rayleigh sayısının  $1.7 \times 10^5$ 'ten  $10^7$ 'ye kadar düzenli bir şekilde artırılmasıyla hücre merkezleri, farklı sıcaklıkta eş sıcaklıklı olarak tutulan sıcak ve soğuk duvarın birleştiği noktaya doğru ilerlemektedir. Bu ilerleme ile hücre merkezleri küçülmekte ve hücre merkezinin eliptik yapısı korunmaktadır. Kapalı ortamın merkezi civarında akışkan hızı arttığı ve sıcaklık basamaklarının yükseldiği görülmektedir. Sıcak ve soğuk duvarların adyabatik duvara yaklaştığı yerlerde aktif olmayan akış bölgeleri oluşmaktadır. Rayleigh sayısının tüm değerlerinde eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın alt ve üst bölgelerinde simetrik bir şekilde yayılmaktadır. Ancak, artan Rayleigh sayısı ile eş sıcaklık eğrileri kapalı ortamın merkezi civarında sıklaşmaktadır. Bu durum dönen iki hücre arasındaki etkileşimin yüksek Rayleigh sayılarında artmasından kaynaklanmaktadır. Deneysel olarak elde edilen akım çizgileri incelendiğinde Rayleigh sayısının  $10^7$  değerine doğru yükselmesiyle, iki hücrenin merkezinin birbirine yaklaştığı ve hücre sınırlarının köşe bölgelere doğru neredeyse kesiştiği görülmektedir.

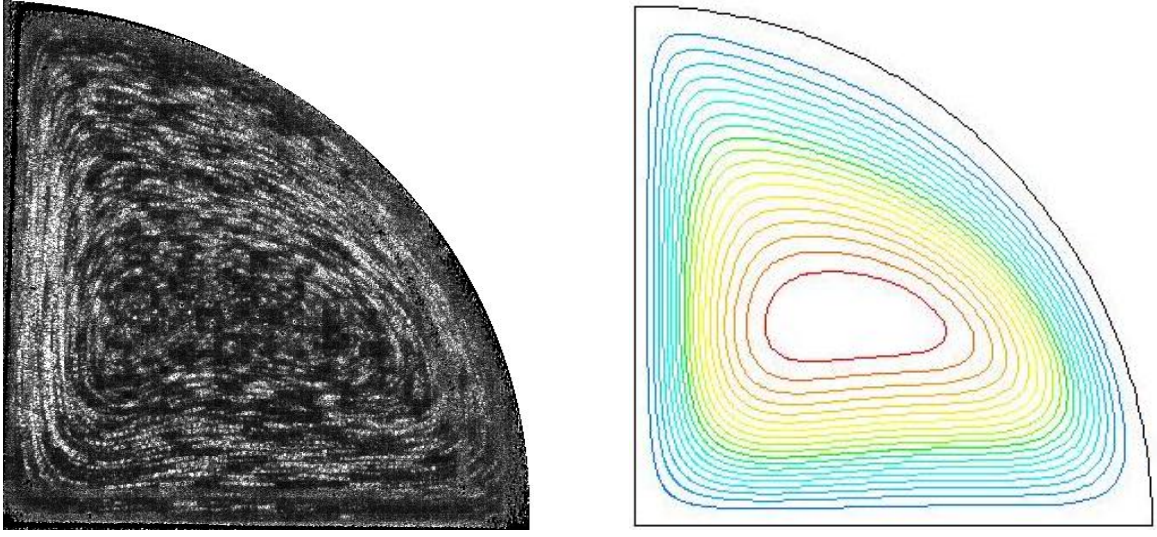
$\phi = 270^\circ$  için, kapalı ortam düşey duvarından ısıtılan ve üst duvarından soğutulan bir hal almaktadır. Rayleigh sayısının  $1.7 \times 10^5$  değeri için kapalı ortam içerisinde merkeze yerleşmiş eliptik bir şekle sahip tek bir dönen hücre yapısı karşımıza çıkmaktadır. Rayleigh sayısının  $10^6$ 'ya yükselmesiyle hücre merkezi oval bir şekle dönüşerek adyabatik duvara yaklaşmaktadır. Rayleigh sayısının daha fazla artması ( $5 \times 10^6$  ve  $10^7$ ) hücre merkezini yassılaştırarak adyabatik duvara doğru daha fazla sürüklemektedir. Bu durumun nedeni artan Rayleigh sayısı ile sıcak duvardan yükselen akışkan tabakalarının soğuk duvar civarında soğutulan akışkan tabakalarını daha yüksek derecede sürüklemeye çalışmasıdır. Böylece soğuk akışkan kapalı ortamın alt kısmını kaplamaya çalışmaktadır. Artan Rayleigh sayısı ile duvar yakınlıklarına doğru akışın sıkışması neticesinde kapalı ortamın merkezi hidrodinamik olarak etkisini giderek kaybetmektedir. Eş sıcaklık eğrilerinin yapısından görüleceği üzere artan Rayleigh sayısı ile taşınımsal hareketin bir sonucu olarak sıcak ve soğuk eş sıcaklıklı duvarlar yakınında sıcaklık basamakları daha şiddetli bir hal almaktadır.



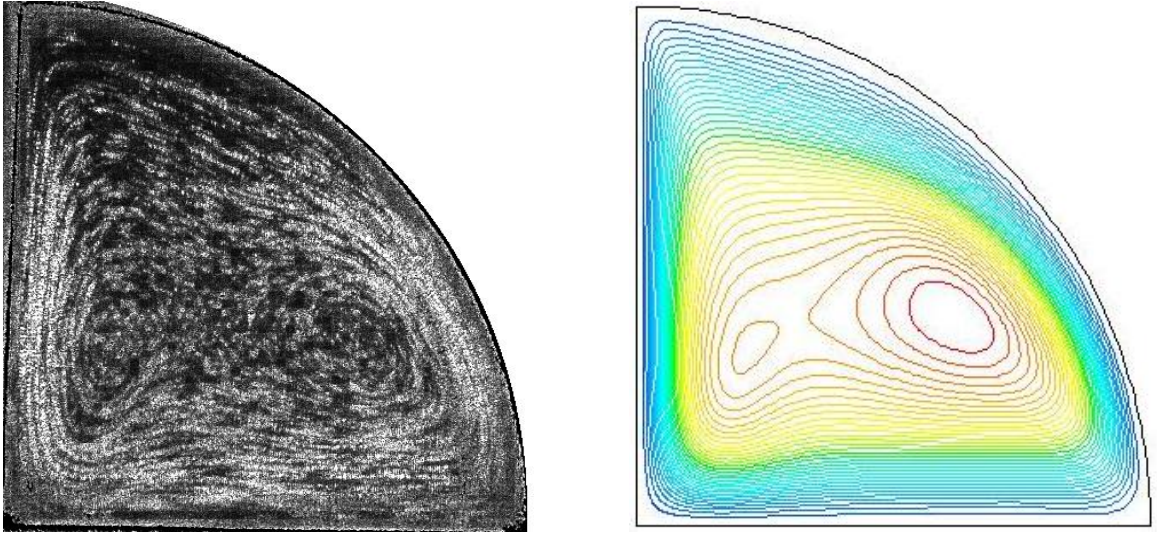
Şekil 3.6.  $\phi = 0^0$  ve  $Ra=10^3$  için akım çizgileri (sol) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ)



Şekil 3.7.  $\phi = 0^0$  ve  $Ra=10^4$  için akım çizgileri (sol) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ)



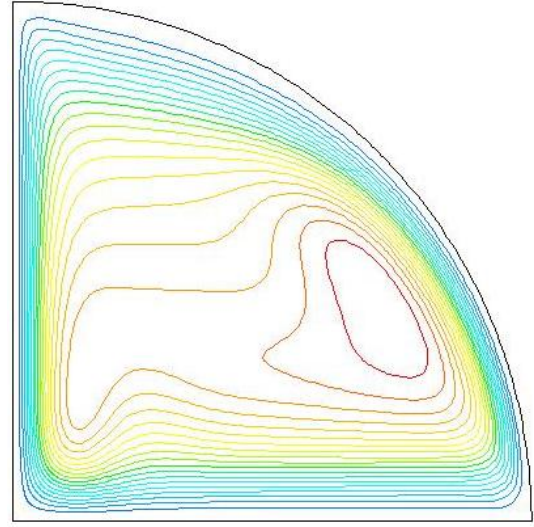
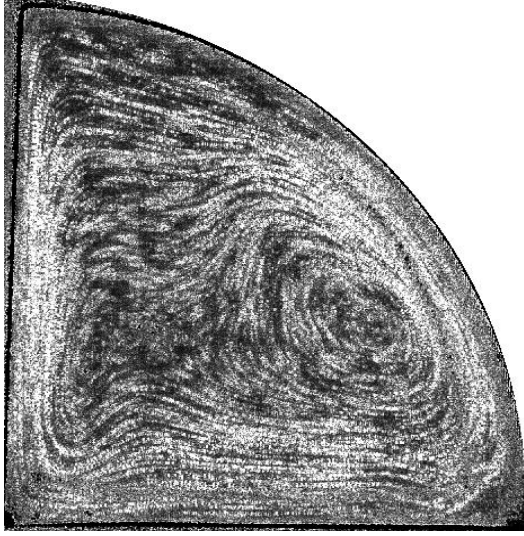
(a)



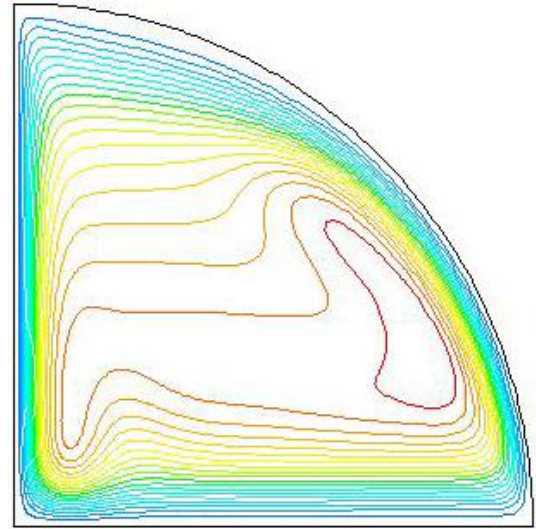
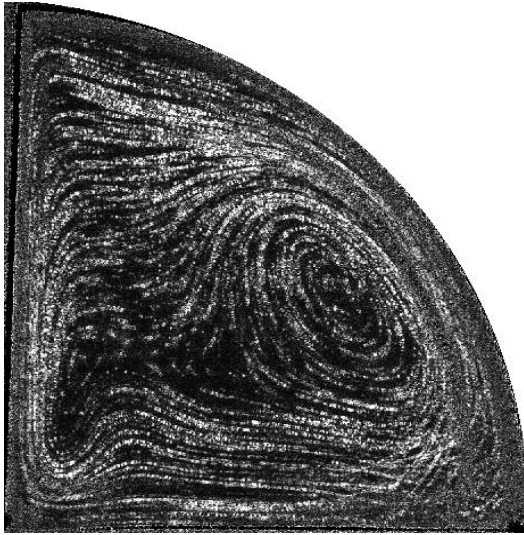
(b)

Şekil 3.8.  $\phi = 0^0$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  
(b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ , (d)  $Ra=10^7$ .

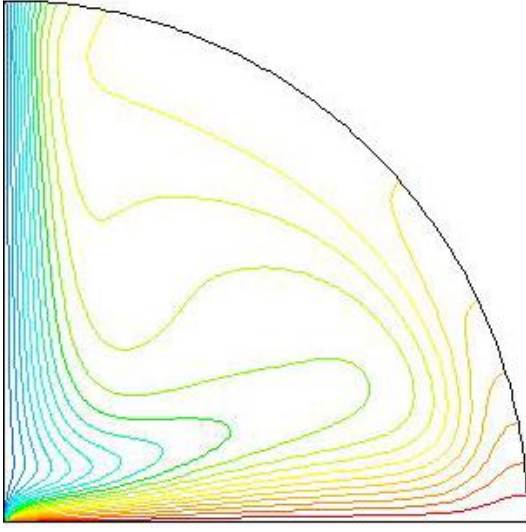
Şekil 3.8'in devamı



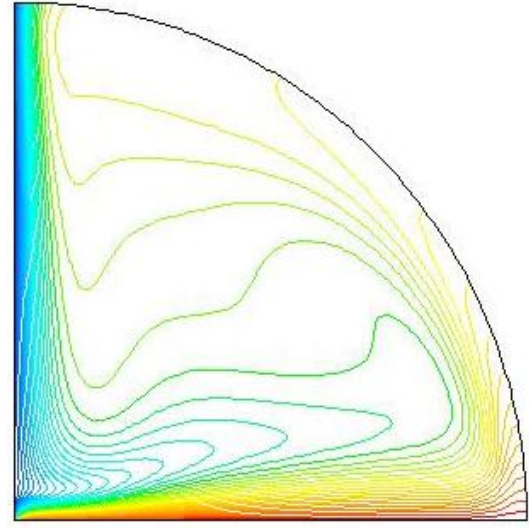
(c)



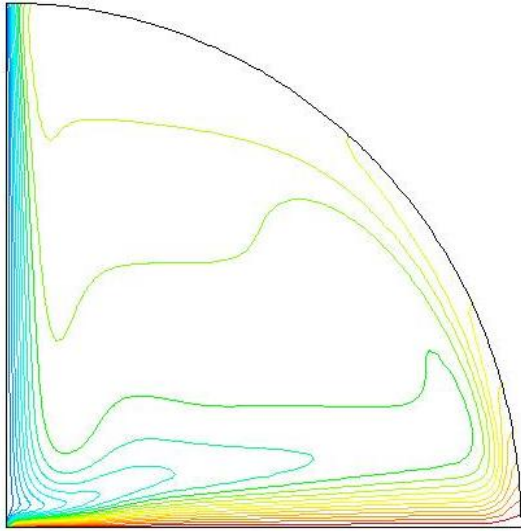
(d)



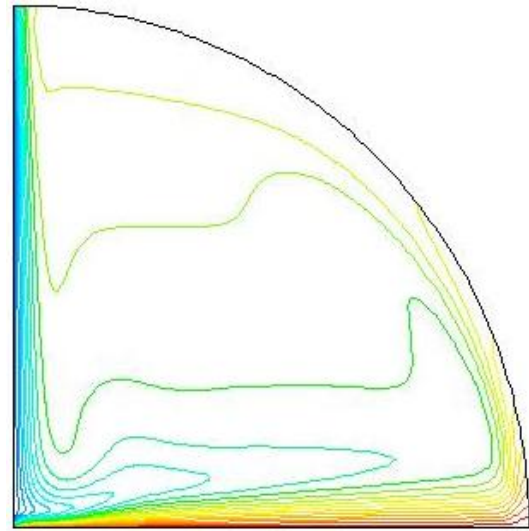
(a)



(b)



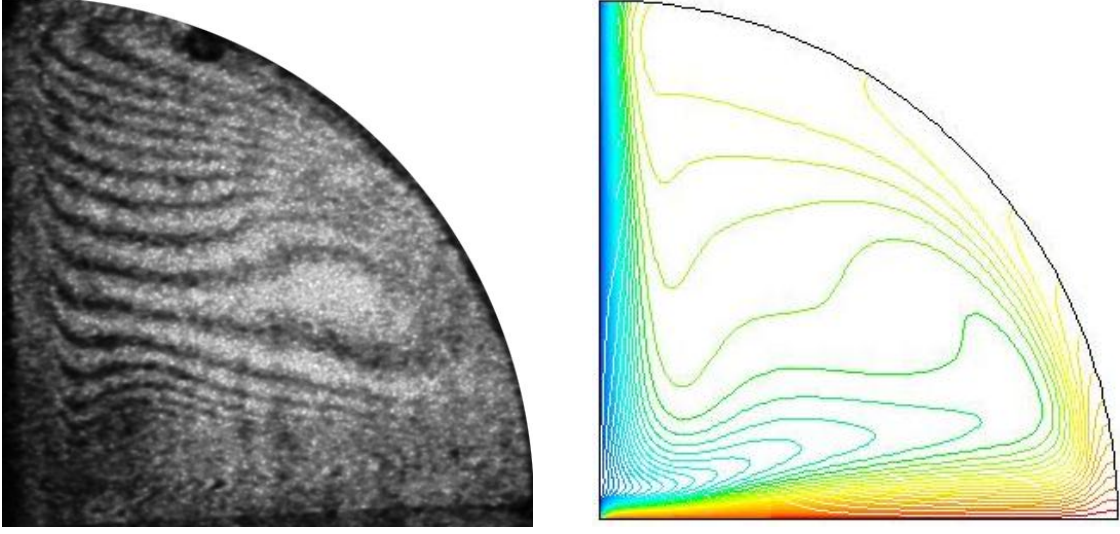
(c)



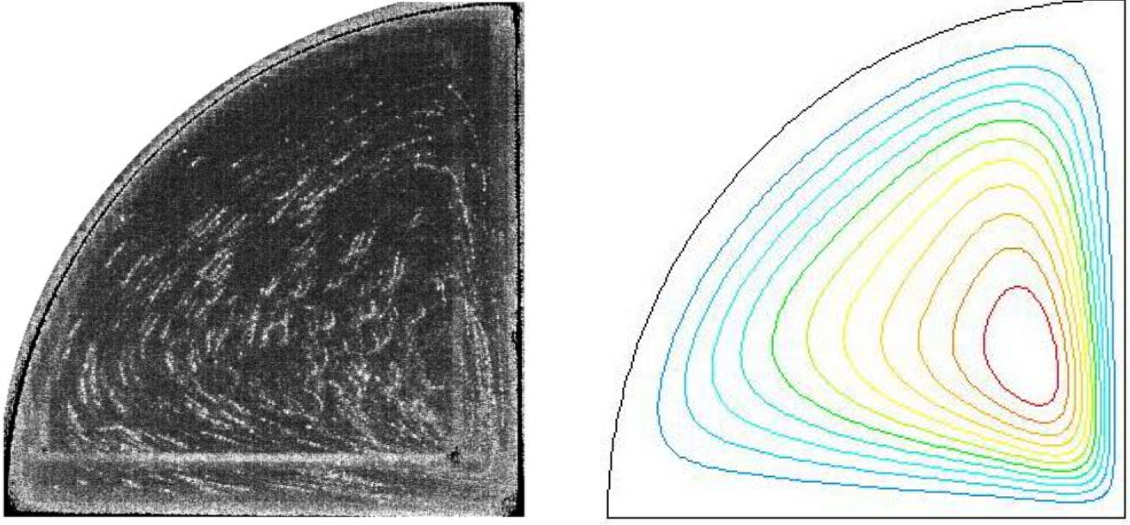
(d)

Şekil 3.9.  $\phi = 0^0$  için eş sıcaklık eğrileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ , (d)  $Ra=10^7$

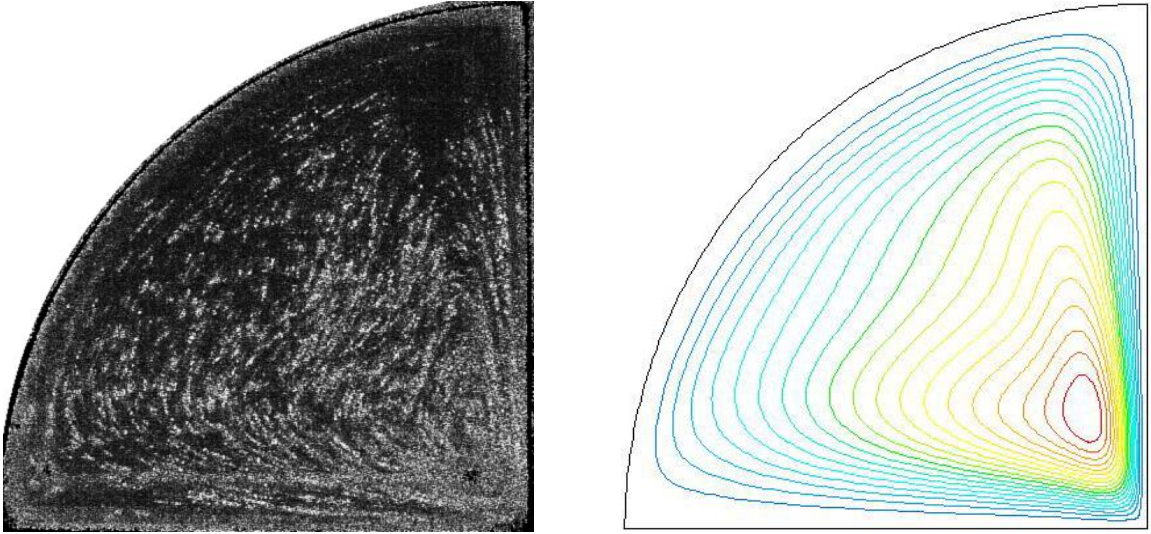




Şekil 3.10.  $\phi = 0^0$  ve  $Ra=10^6$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri.



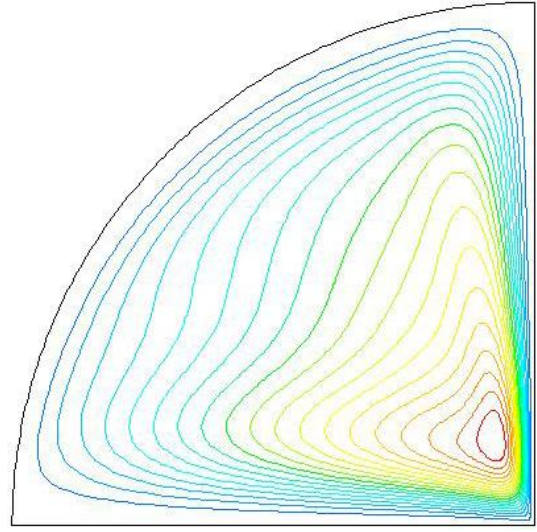
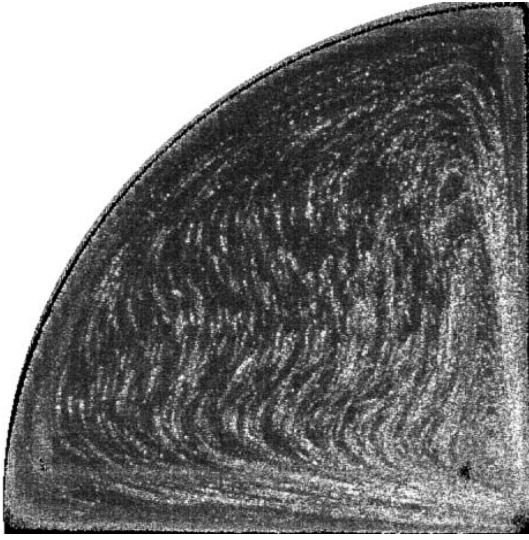
(a)



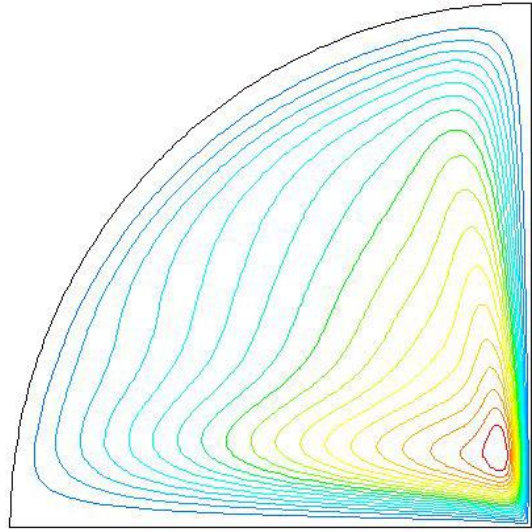
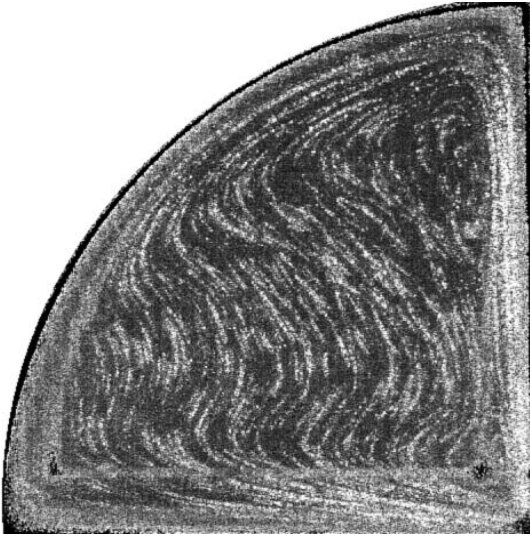
(b)

Şekil 3.11.  $\phi = 90^\circ$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  
(b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ , (d)  $Ra=10^7$

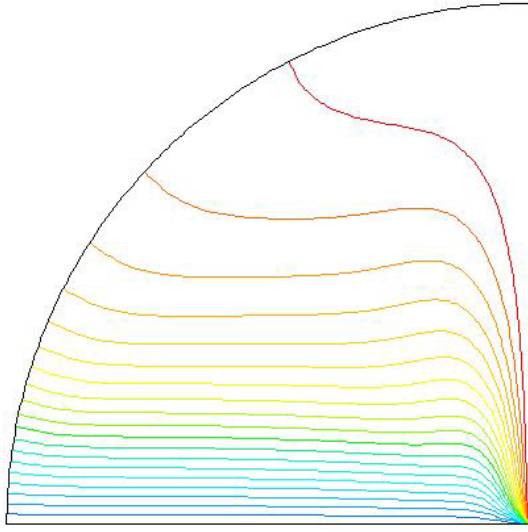
Şekil 3.11'in devamı



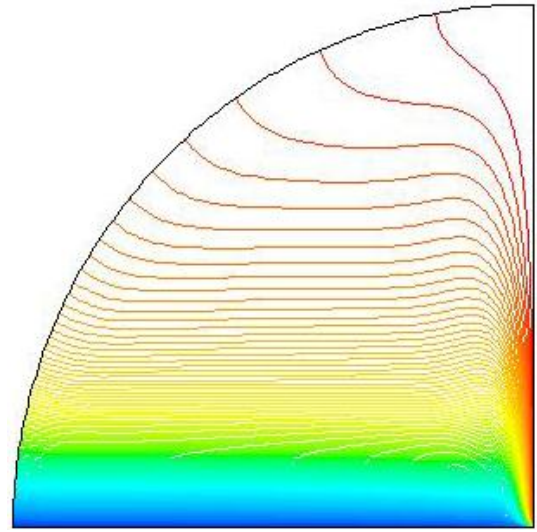
(c)



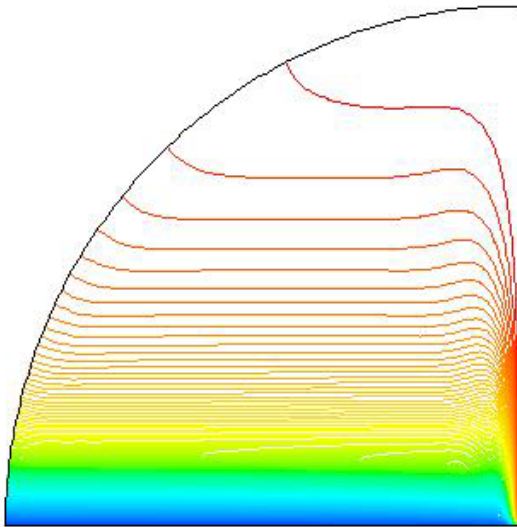
(d)



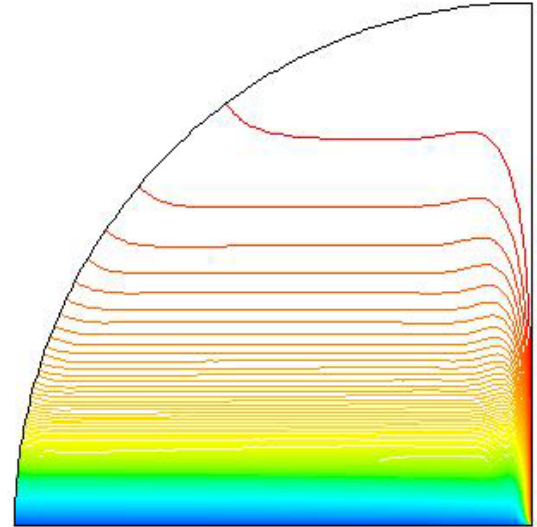
(a)



(b)

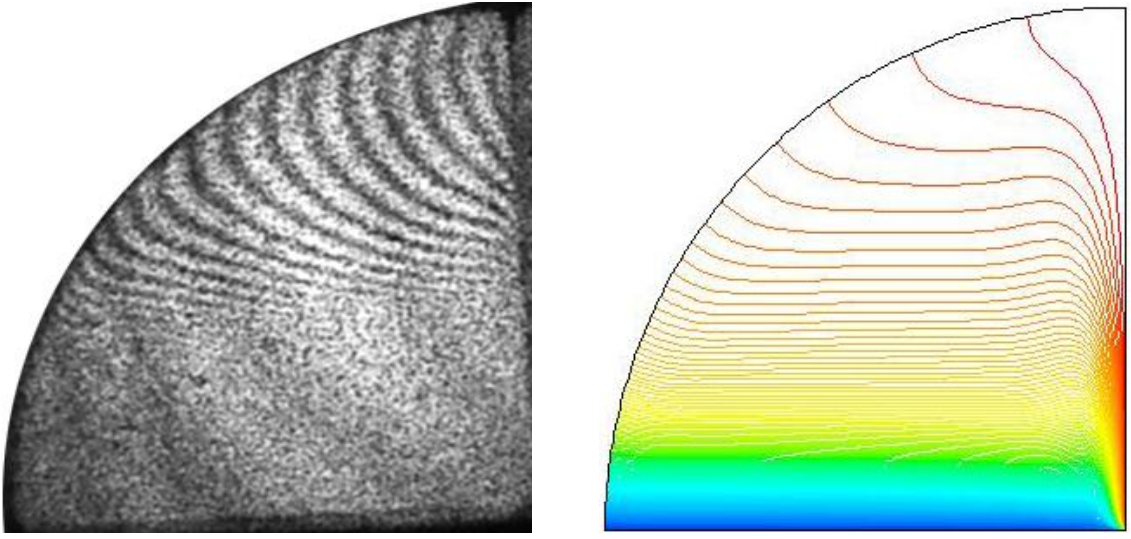


(c)

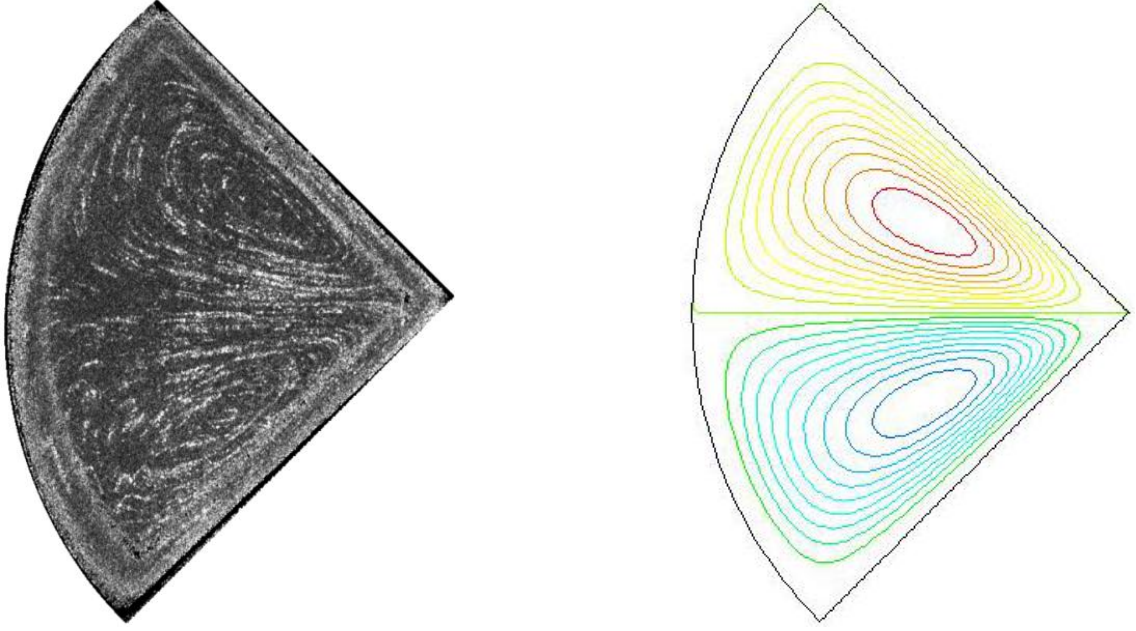


(d)

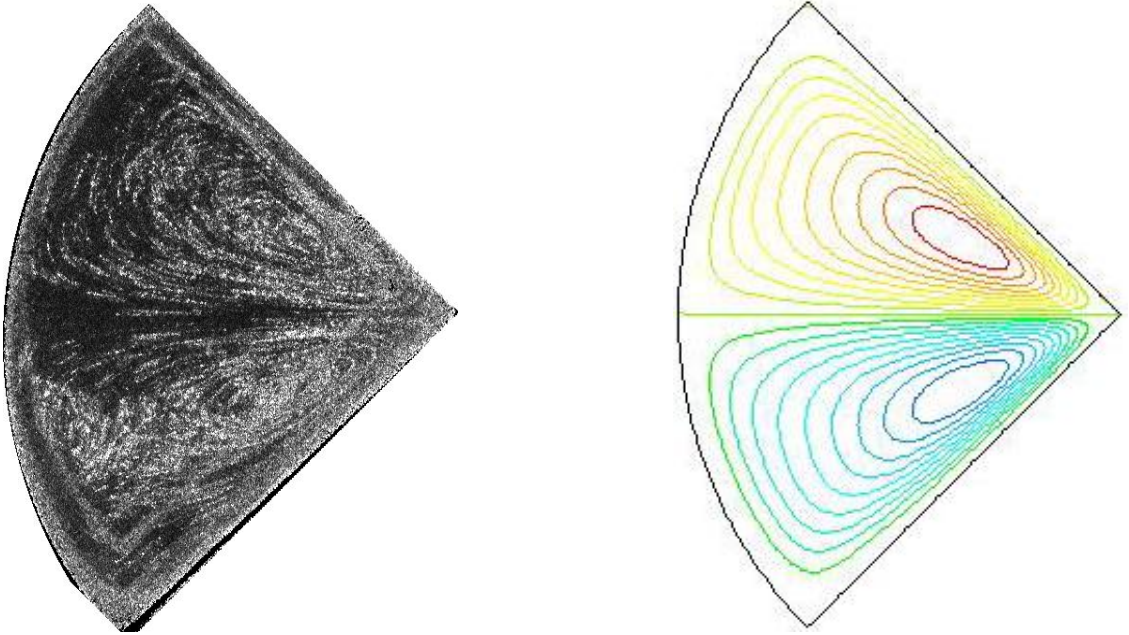
Şekil 3.12.  $\phi = 90^\circ$  için eş sıcaklık eğrileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ ,  
(d)  $Ra=10^7$



Şekil 3.13.  $\phi = 90^0$  ve  $Ra=10^6$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri



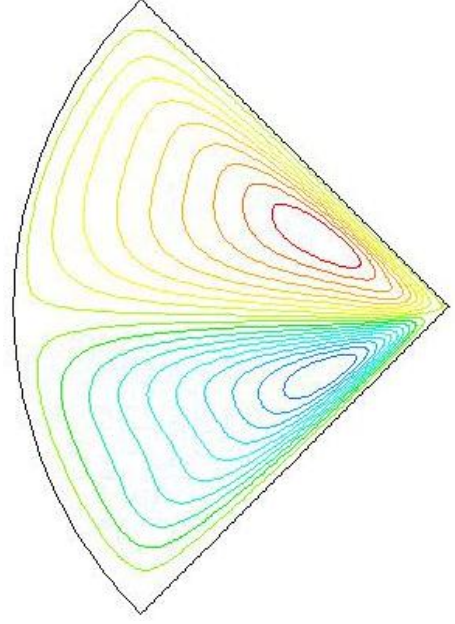
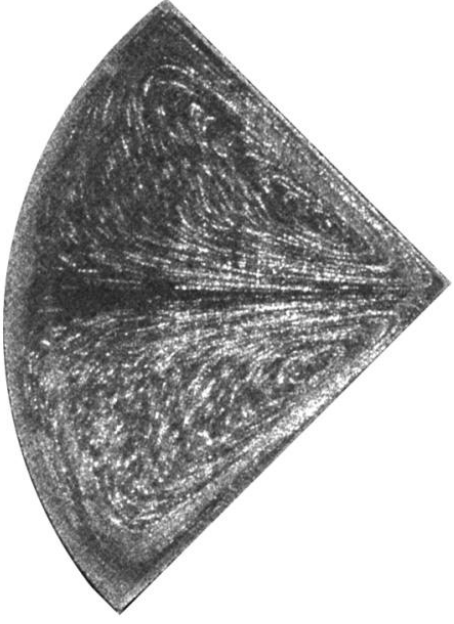
(a)



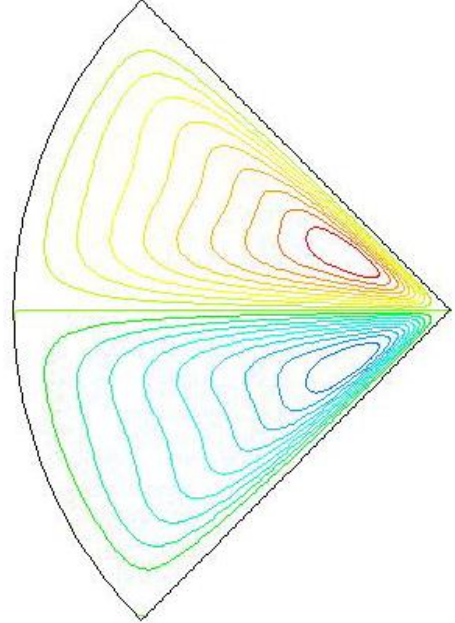
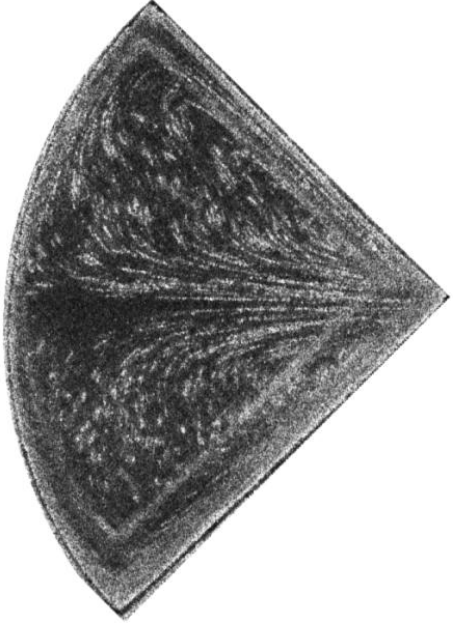
(b)

Şekil 3.14.  $\phi = 135^\circ$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  
(b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ , (d)  $Ra=10^7$

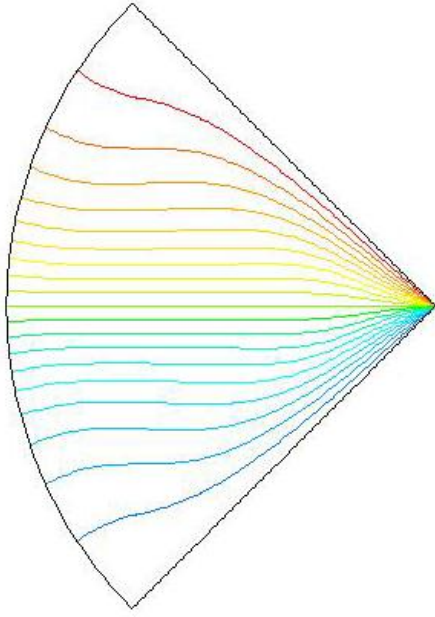
Şekil 3.14'ün devamı



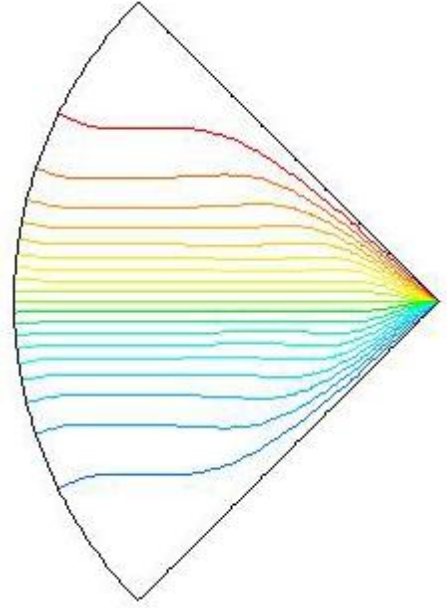
(c)



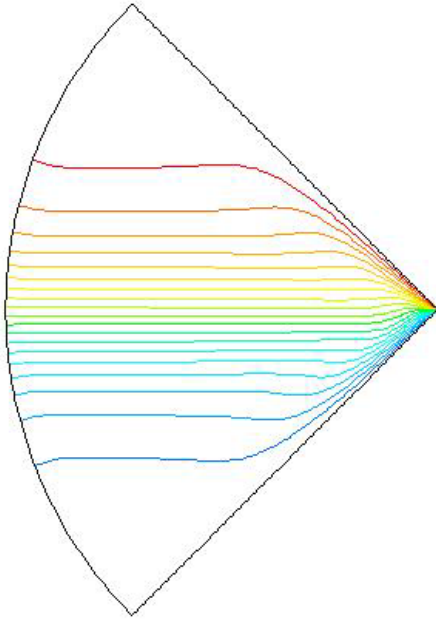
(d)



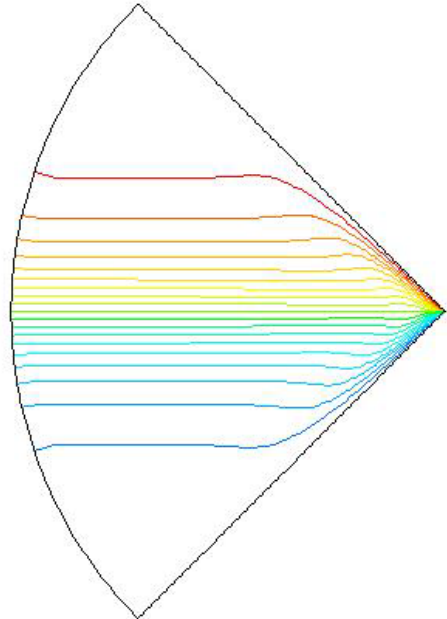
(a)



(b)



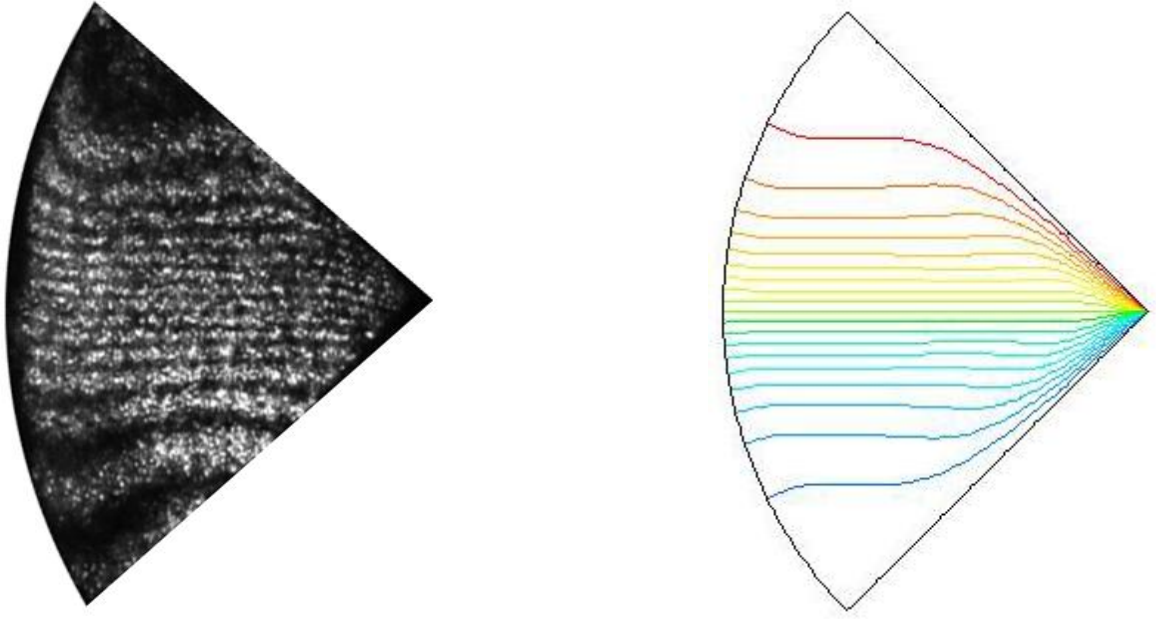
(c)



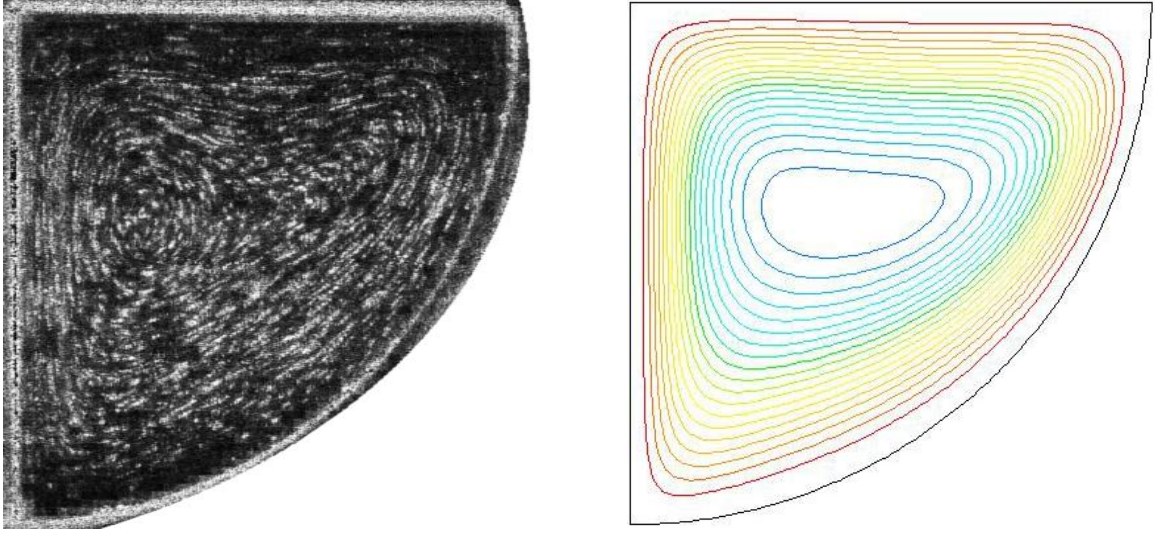
(d)

Şekil 3.15.  $\phi = 135^\circ$  için eş sıcaklık eğrileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ ,  
(d)  $Ra=10^7$

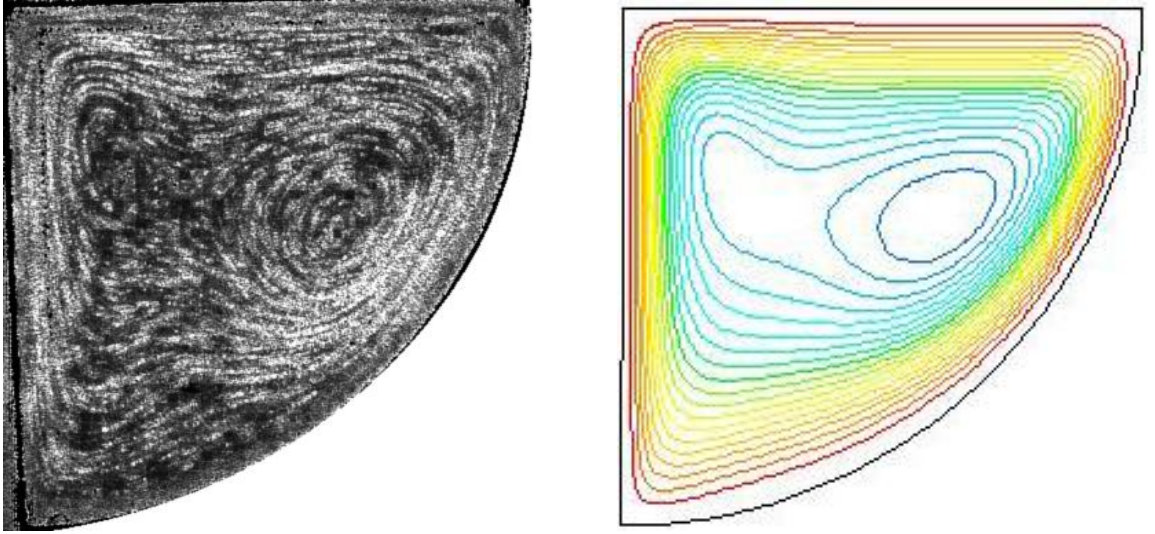




Şekil 3.16.  $\phi = 135^0$  ve  $Ra=10^6$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri



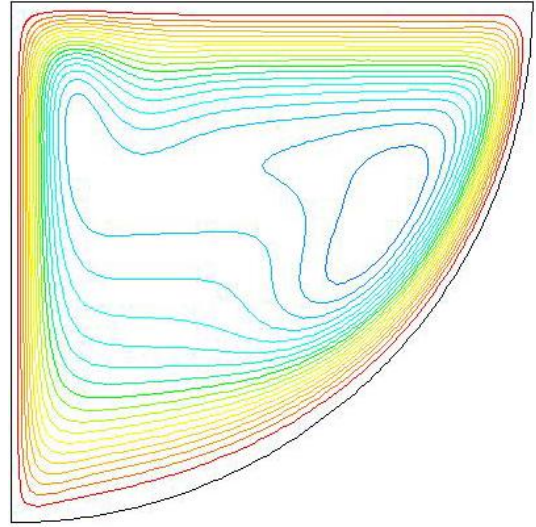
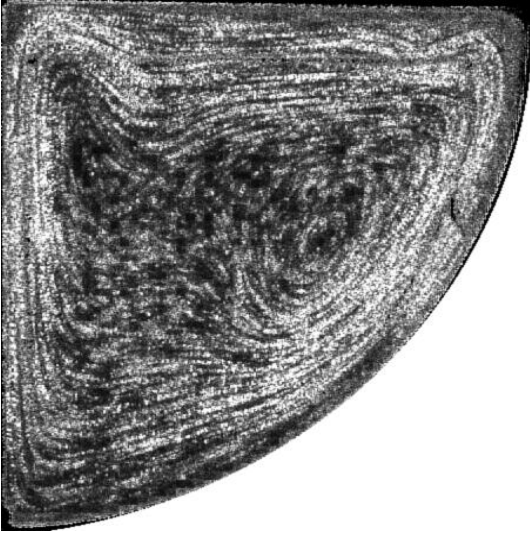
(a)



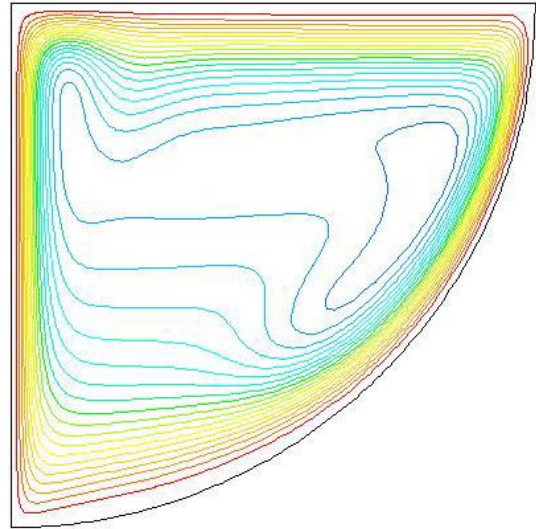
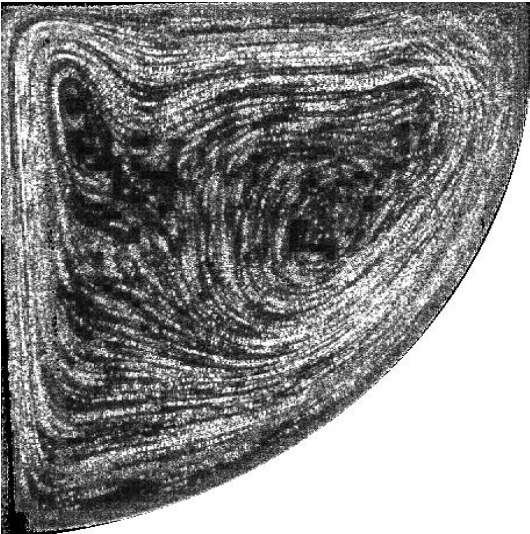
(b)

Şekil 3.17.  $\phi = 270^\circ$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) akım çizgileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  
(b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ , (d)  $Ra=10^7$

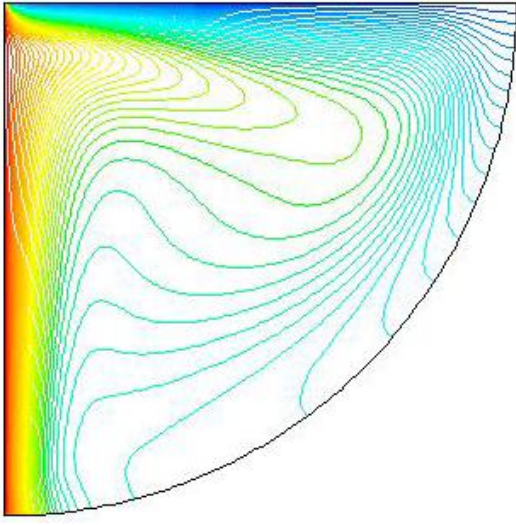
Şekil 3.17'nin devamı



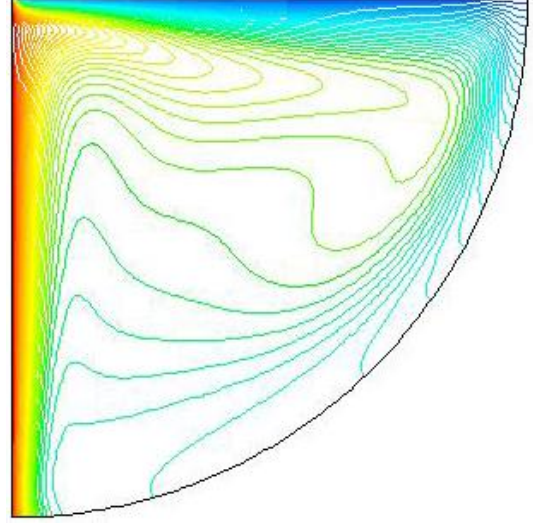
(c)



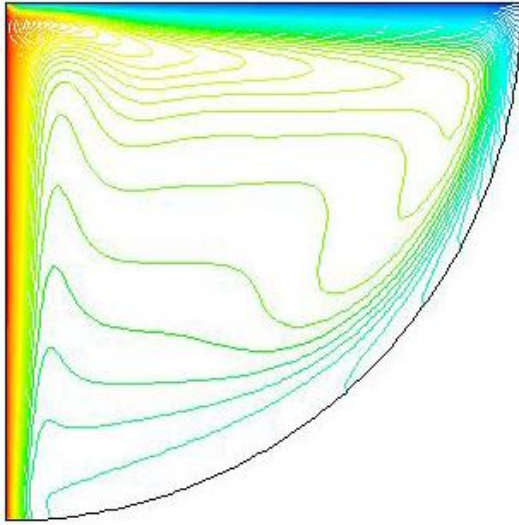
(d)



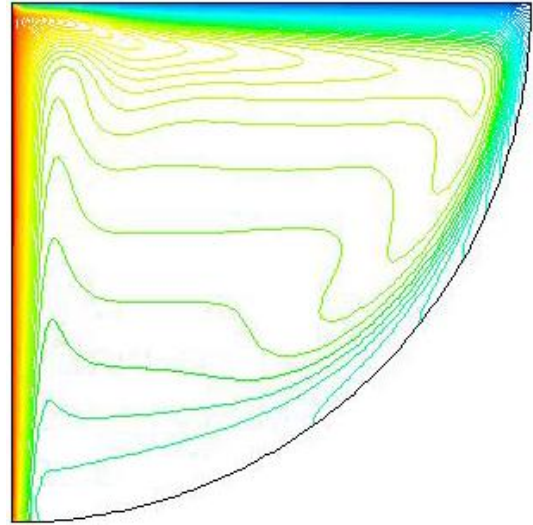
(a)



(b)

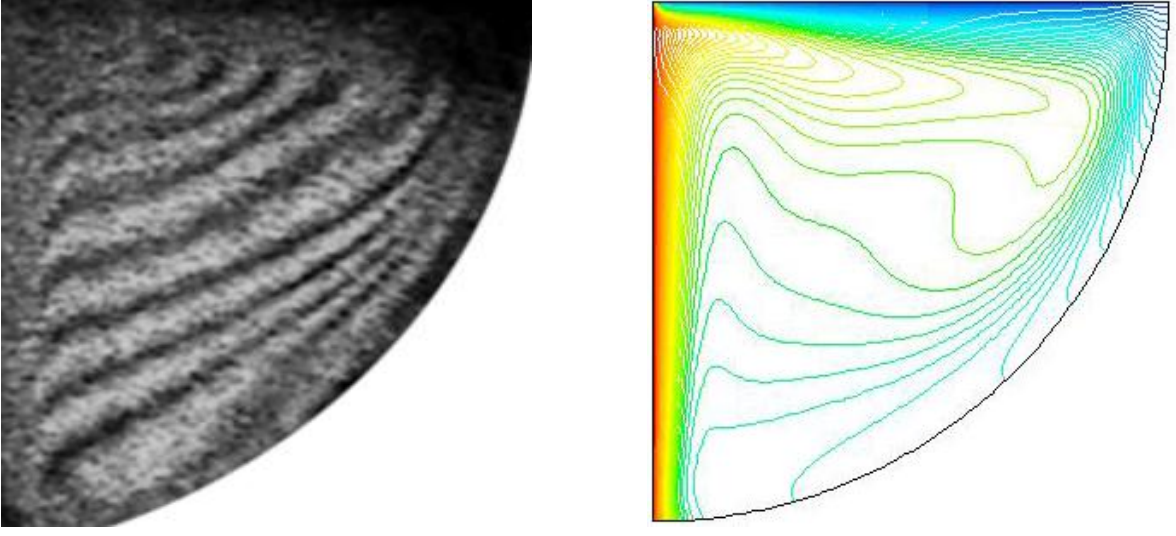


(c)



(d)

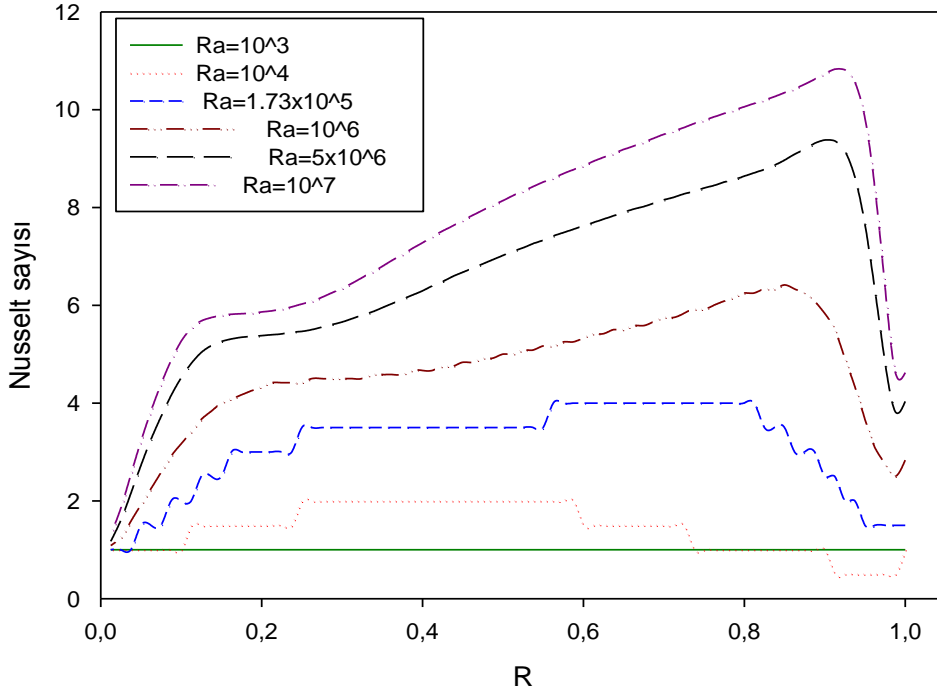
Şekil 3.18.  $\phi = 270^\circ$  için eş sıcaklık eğrileri, (a)  $Ra=1.7 \times 10^5$ , (b)  $Ra=10^6$ , (c)  $Ra=5 \times 10^6$ , (d)  $Ra=10^7$



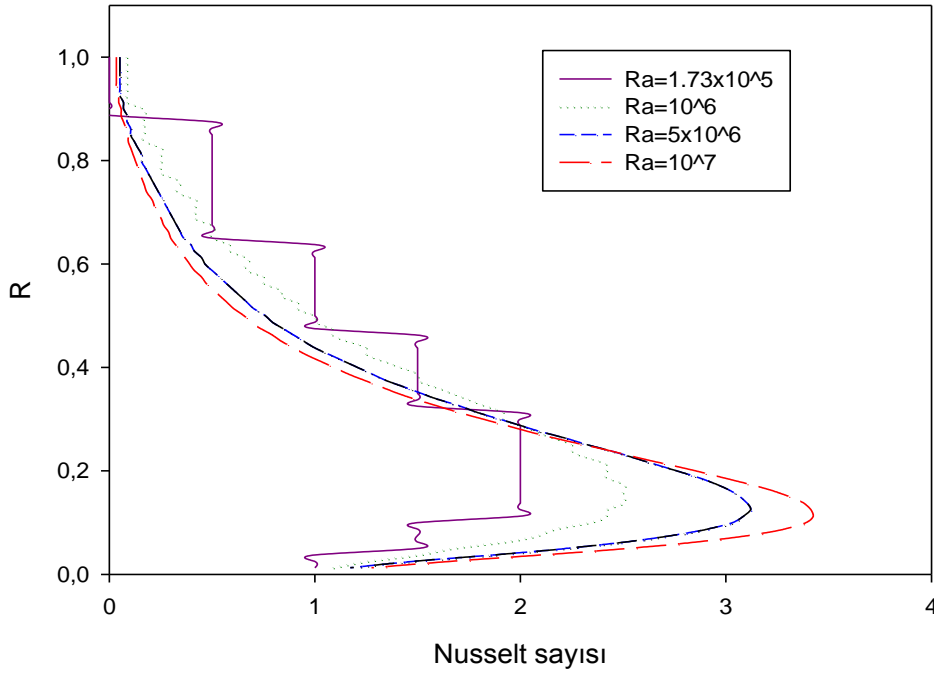
Şekil 3.19.  $\phi = 270^0$  ve  $Ra=10^6$  için deneysel (sol) ve nümerik (sağ) eş sıcaklık eğrileri

İncelenen tüm durumlar için kapalı ortam farklı geometrik şartlara sahip olmaktadır. Eğim açısının değişmesiyle kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım akışı, farklı problemlere dönüşmektedir. Eğim açısı, kapalı ortam içerisindeki akış yapısını, ısı iletim mekanizmasını, hidrodinamik ve ısı sınır tabaka kalınlıklarını şiddetli bir şekilde etkilemektedir.

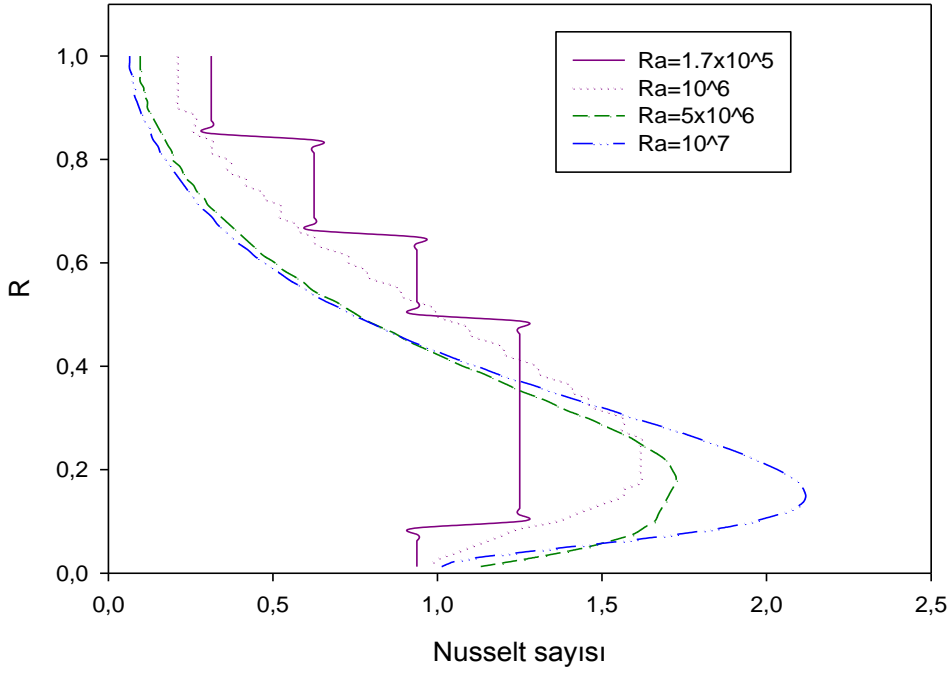
$\phi = 0^0, 90^0, 135^0$  ve  $270^0$  için farklı Rayleigh sayılarında kapalı ortamın sıcak duvarında Nusselt sayısının yerel değişimi Şekil 3.20-3.23'de verilmiştir. Rayleigh sayısının farklı değerleri için, eğim açısının sıcak duvardaki ortalama Nusselt sayısına etkisi ise Şekil 3.24'de verilmektedir. Burada Nusselt sayısını etkileyen en önemli parametreler, farklı eğim açıları için kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım mekanizmasının kararlı bir hale gelmesi ve kapalı ortam içerisindeki akış hızlarıdır. Bu parametrelere etkiyen temel faktör ise eğim açısının değişmesiyle cisim kuvvetinde değerinde meydana gelen artış ve azalışlardır. Şekil 3.24'den görüleceği üzere sıcak duvarda ortalama Nusselt sayısının en yüksek değerleri  $\phi = 270^0$  için elde edilmektedir. Bu durum daha önce açıklandığı üzere düşey duvarın ısıtıldığı ve üst duvarın soğutulduğu duruma karşılık gelmektedir. Eğim açısının  $\phi = 0^0$ 'dan  $\phi = 90^0$ 'ye artırılmasıyla ortalama Nusselt sayısı önemli ölçüde azalmaktadır.  $\phi = 135^0$  eğim açısında ise Nusselt sayısı en düşük değerini almaktadır. Eğim açısının  $\phi = 90^0$  ve  $\phi = 135^0$  değerleri için Rayleigh sayısının artması sıcak duvardaki ortalama Nusselt sayısını çok fazla etkilememektedir. Doğal taşınımın kararlı hale gelmesi ve akış hızlarının düşük oluşu kapalı ortam içerisindeki taşınım potansiyelini etkilemektedir. Şekil 3.25-3.32'da tüm eğim açıları için kapalı ortamın sıcak ve soğuk duvarlarının orta noktalarından yatay ve düşey doğrultuda çizilen eksenler boyunca olan hız dağılımları gösterilmiştir. Hız dağılımları yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi ve düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi şeklinde verilmiştir.



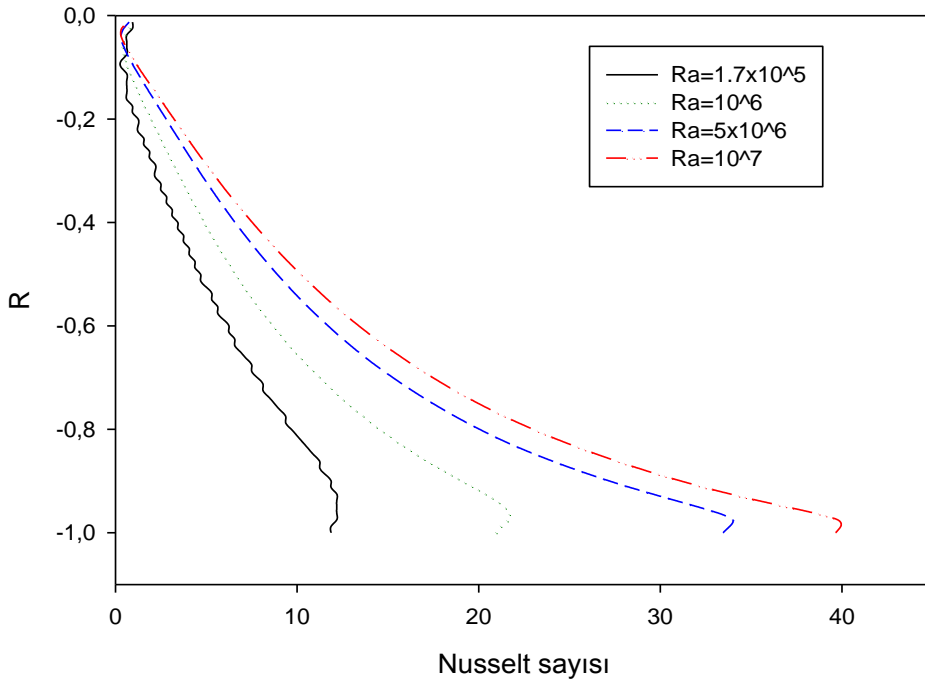
Şekil 3.20.  $\phi = 0^0$  'de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi



Şekil 3.21.  $\phi = 90^0$  'de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi

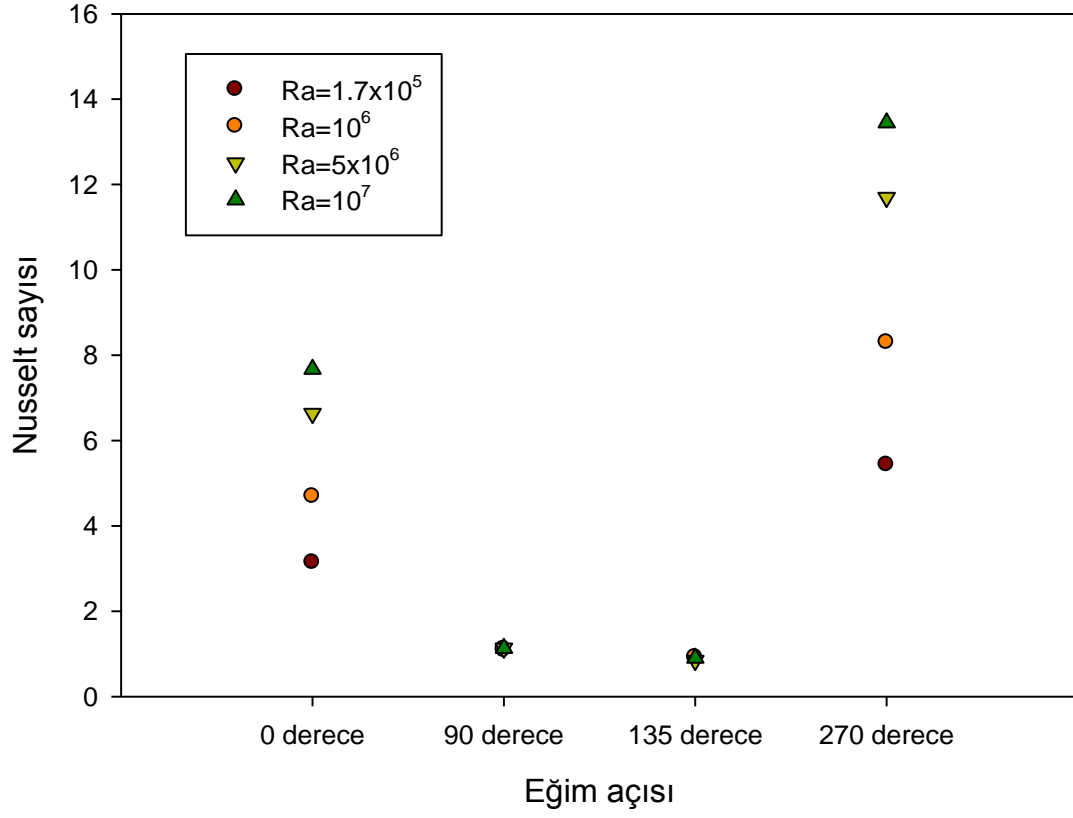


Şekil 3.22.  $\phi = 135^\circ$  de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi

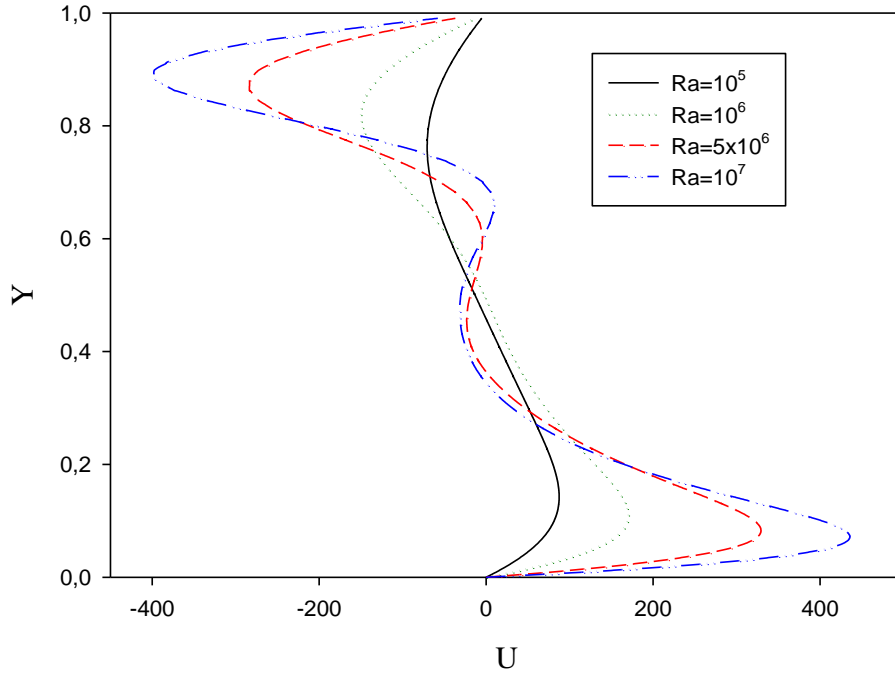


Şekil 3.23.  $\phi = 270^\circ$  de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının değişimi

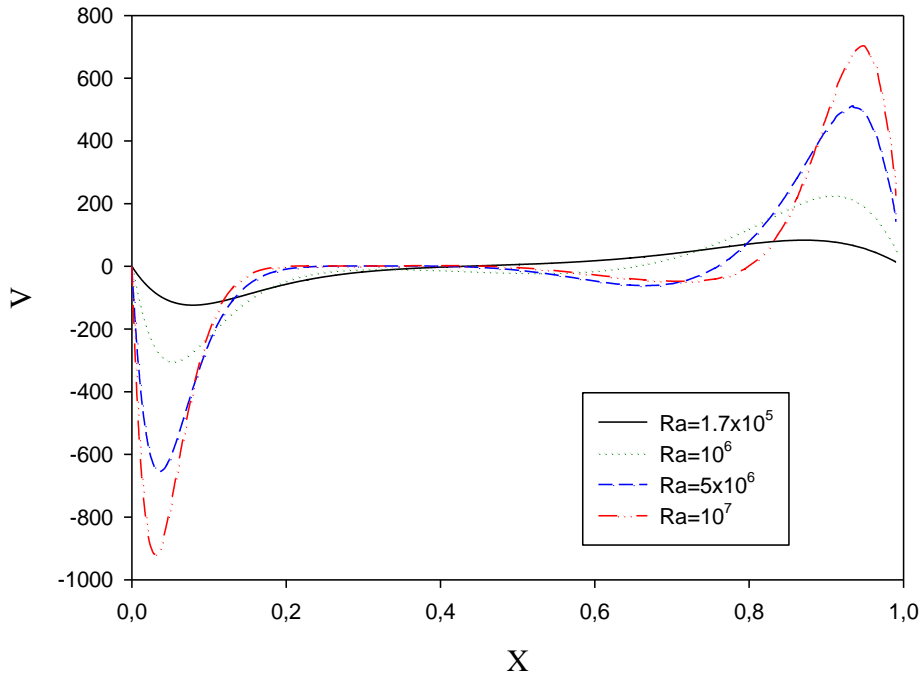




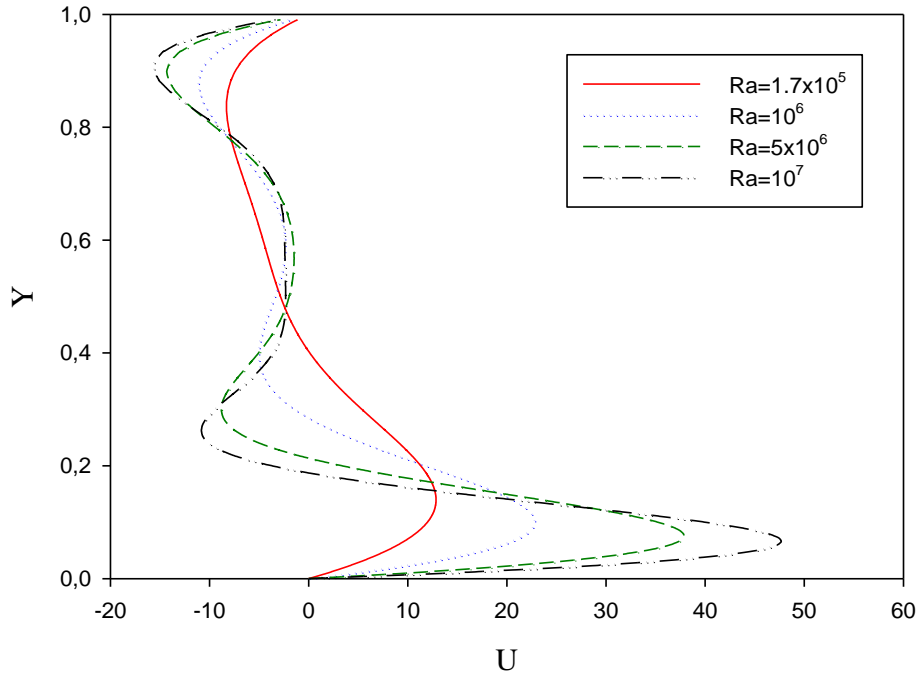
Şekil 3.24. Rayleigh sayılarında eğim açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi



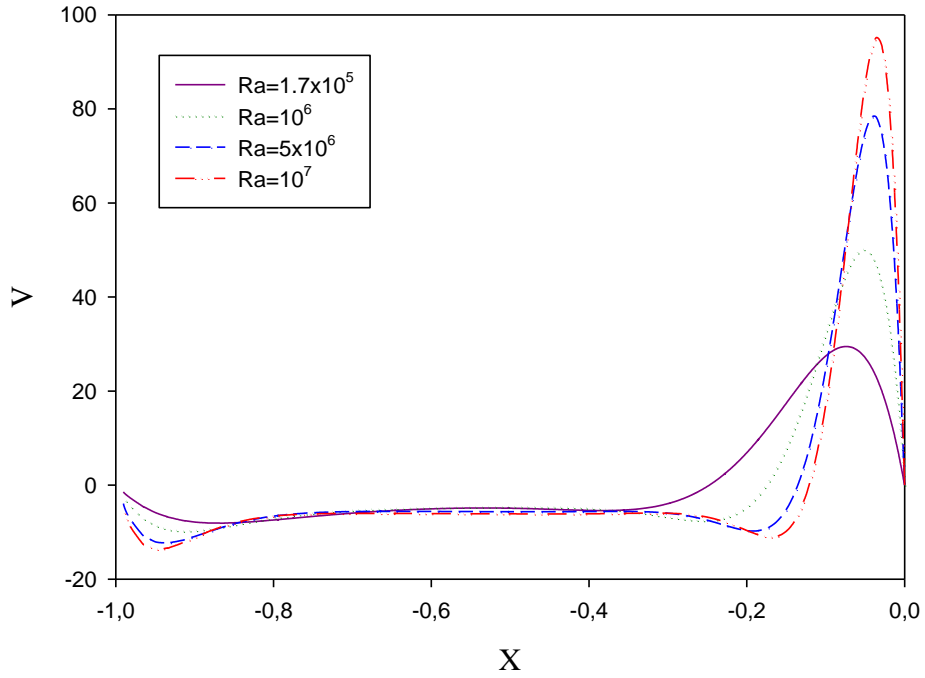
Şekil 3.25.  $\phi = 0^\circ$  'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi



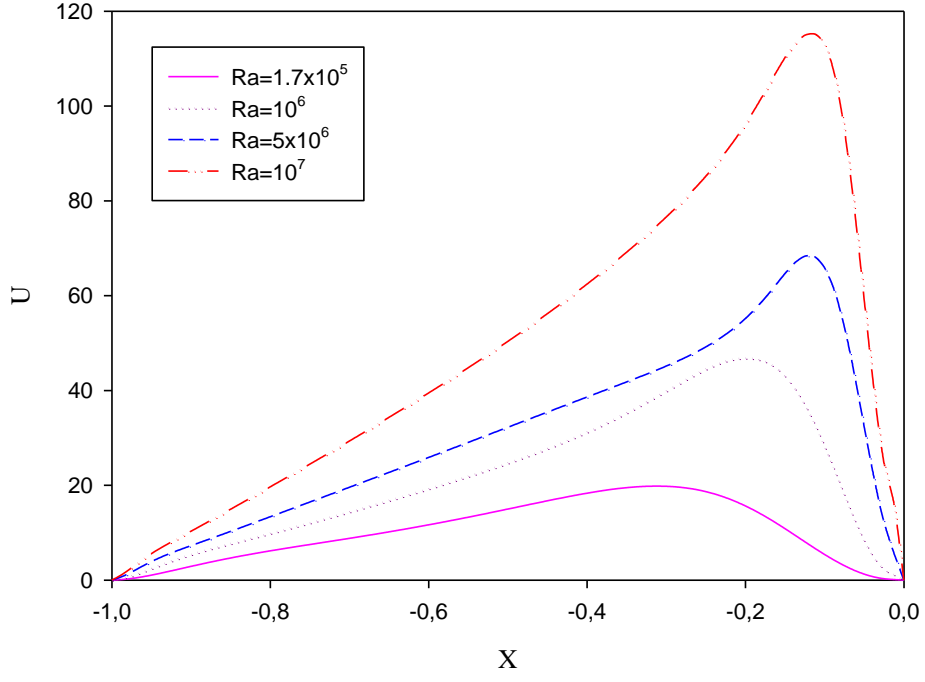
Şekil 3.26.  $\phi = 0^\circ$  'de düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi



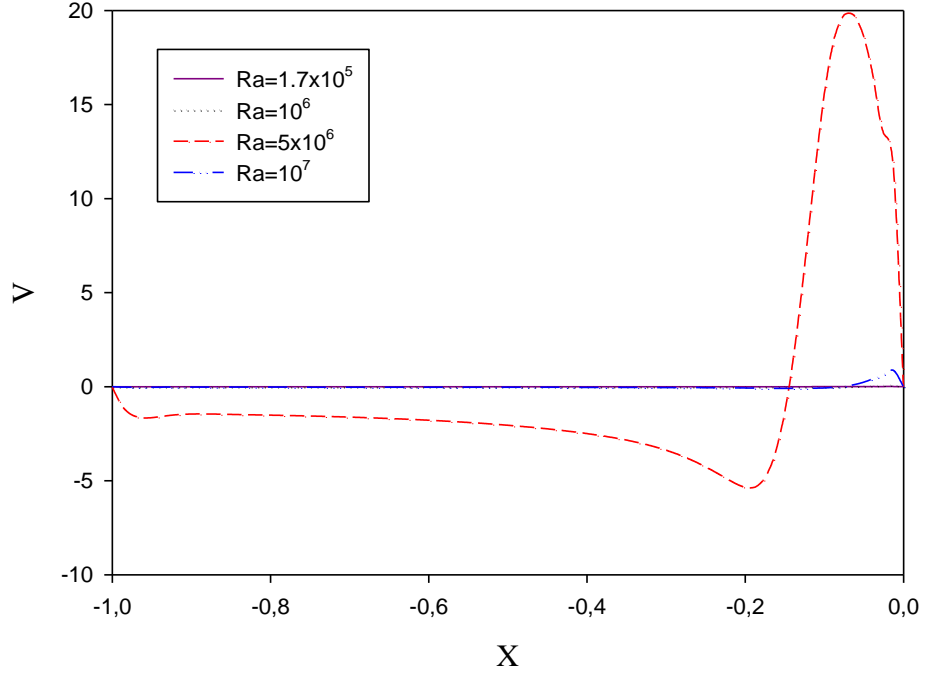
Şekil 3.27.  $\phi = 90^\circ$  'de yatay orta eksende yatay hızın yerel değişimi



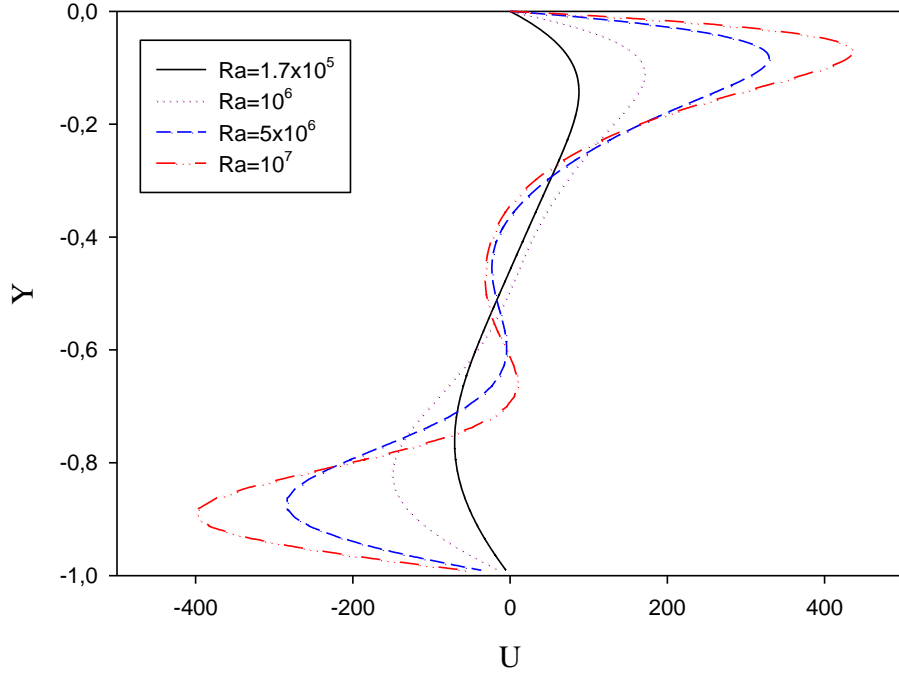
Şekil 3.28.  $\phi = 90^\circ$  'de düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi



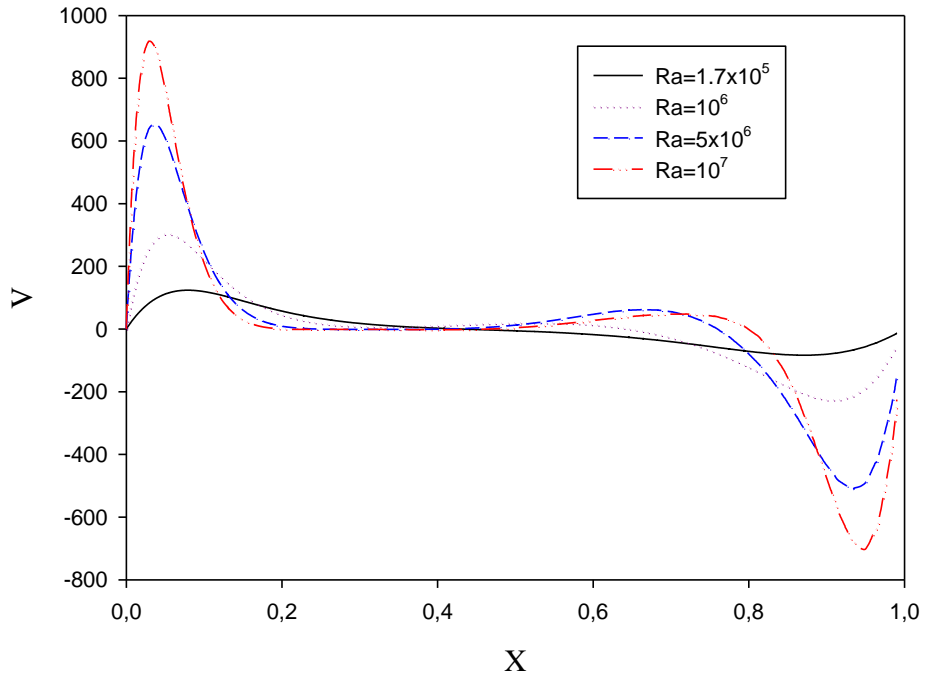
Şekil 3.29.  $\phi = 135^\circ$  'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değışimi



Şekil 3.30.  $\phi = 135^\circ$  'de yatay orta ekseninde düşey hızın yerel değışimi



Şekil 3.31.  $\phi = 270^0$  'de yatay orta ekseninde yatay hızın yerel değişimi



Şekil 3.32.  $\phi = 270^0$  'de düşey orta ekseninde düşey hızın yerel değişimi

### 3.6. Prandtl Sayısının Etkisi

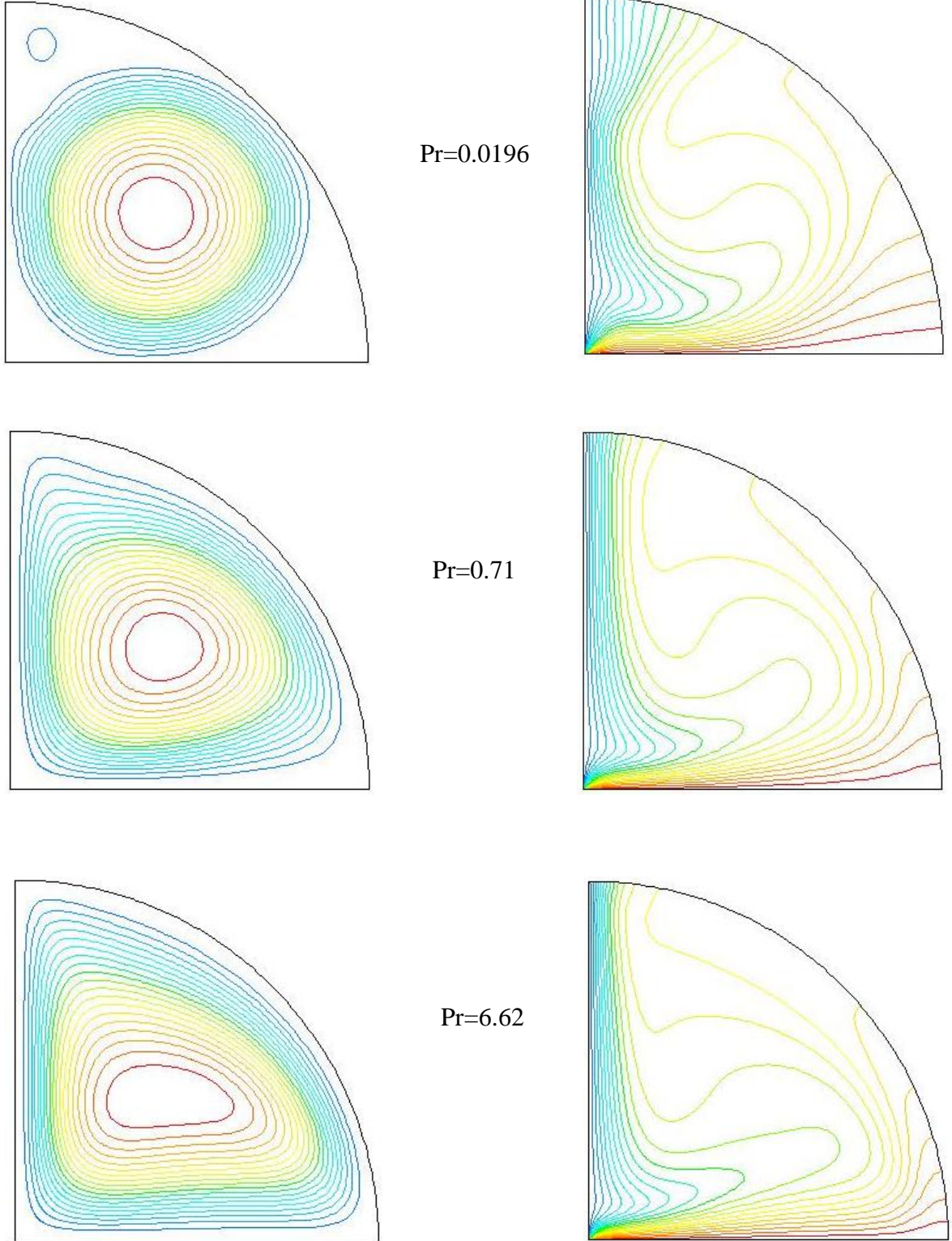
Bu bölümde, Prandtl sayısının kapalı ortamlarda doğal taşınım üzerindeki etkisi incelenmiştir.  $\phi = 0^\circ$  eğim açısında Rayleigh sayısının  $1.7 \times 10^5$  değeri için üç farklı Prandtl sayısı değeri ele alınmıştır. Farklı Prandtl sayısı değerleri elde etmek için kapalı ortam içerisindeki akışkanlar sırasıyla bir sıvı metal olan civa ( $Pr=0.0196$ ), hava ( $Pr=0.71$ ), su ( $Pr=6.62$ ), silikon yağı ( $Pr=358$ ) ve gliserin ( $Pr=6780$ ) olarak düşünülmüştür. Her bir Prandtl sayısı için akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri elde edilerek, Prandtl sayısının doğal taşınım akışına ve ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Ayrıca, sıcak duvar üzerinde yerel ve ortalama Nusselt sayıları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Şekil 3.33’de farklı Prandtl sayısına sahip akışkanlara ait akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri, Şekil 3.34’de sabit bir Rayleigh sayısı ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ) için Prandtl sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi ve Şekil 3.35’ te sabit bir Rayleigh sayısı ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ) için sıcak duvarda yerel Nusselt sayısının değişimi görülmektedir.

Elde edilen sonuçlardan görülmektedir ki, Rayleigh sayısının  $1.7 \times 10^5$  değeri için akışkan olarak su, silikon yağı ve gliserin kullanılan kapalı ortamlarda sıcak duvar üzerinde ortalama Nusselt sayısı aynı kalmaktadır. Akışkan olarak civa ve havanın kullanıldığı durumlarda Prandtl sayısının değişmesi ortalama Nusselt sayısı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu durumla ilgili Aydın (1998) çalışmasında yaptığı ölçek analizi ile  $Pr \gg 1$  akışkanlarının ortalama Nusselt sayısının Prandtl sayısından bağımsız ve  $Pr \ll 1$  akışkanlarının ise Nusselt sayısının Prandtl sayısına bağımlı olduğunu göstermiştir. Aydın (1998) ölçek analizi ile ilgili olarak şu sonuçları vermiştir:

$$Nu \approx (RaPr)^{1/4} \quad (Pr \ll 1) \quad (20)$$

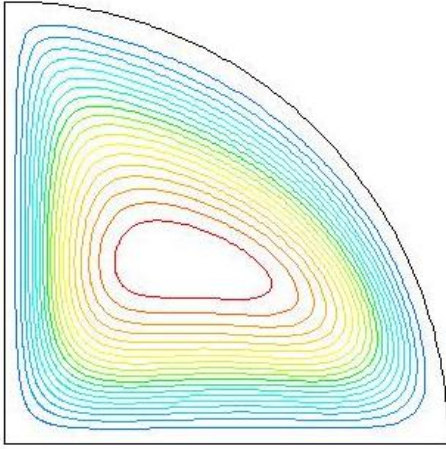
$$Nu \approx (Ra)^{1/4} \quad (Pr \gg 1) \quad (21)$$

Elde edilen çözümler yukarıda verilen ölçek analizi sonuçlarıyla tutarlı bir sonuç göstermektedir. O halde, Pr sayısı 1’ den büyük olan akışkanların Prandtl sayısının değişmesi kapalı ortam içerisinde Nusselt sayısına etki etmeyecektir. Şekil 3.33’ de akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri incelendiğinde yine  $Pr > 1$  akışkanlarının akış alanlarının hemen hemen aynı yapıya sahip olduğu görülmektedir.

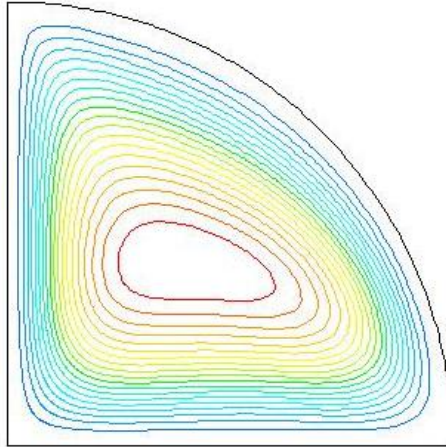
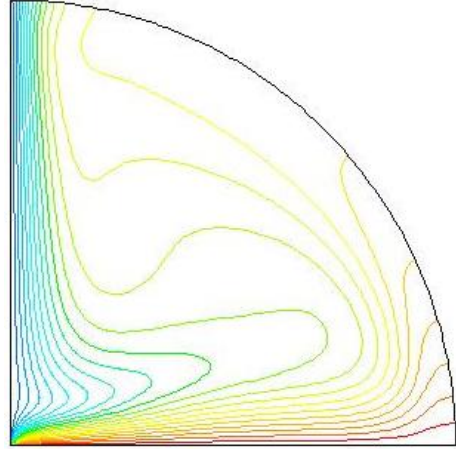


Şekil 3.33. Rayleigh sayısının  $1.7 \times 10^5$  değeri için Prandtl sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi

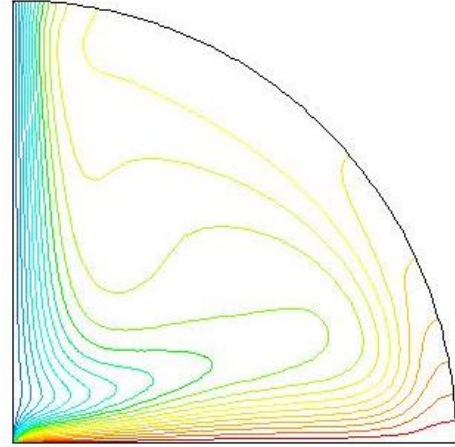
Şekil 3.33'ün devamı



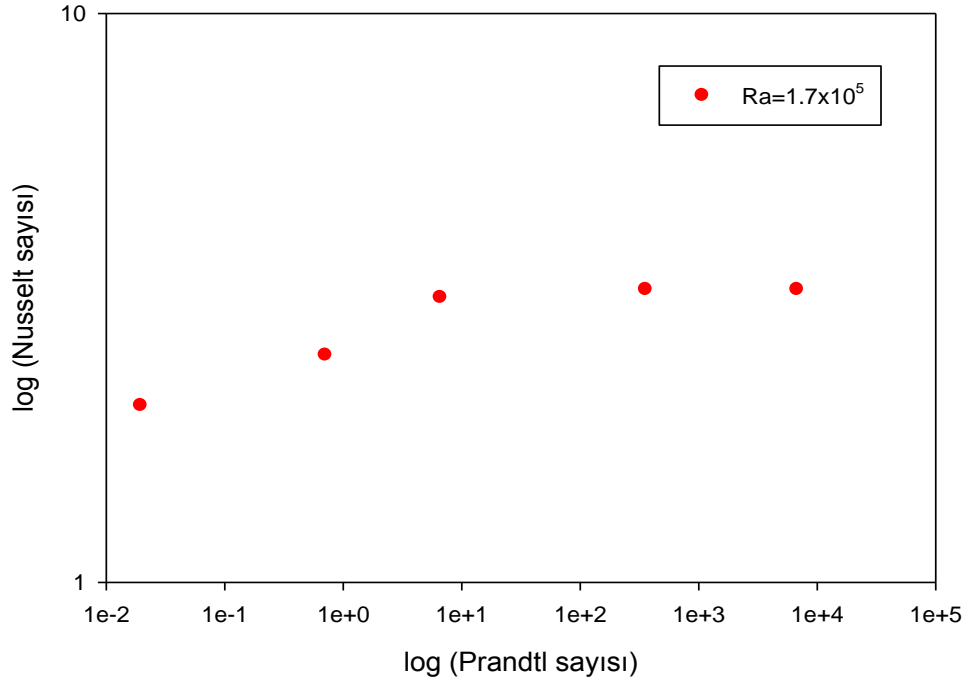
Pr=358



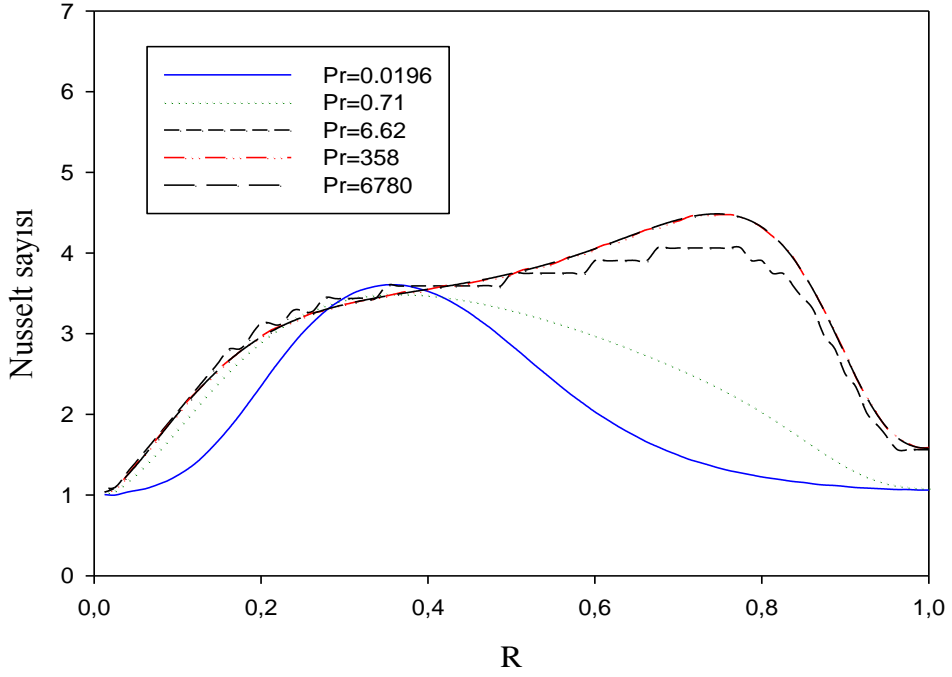
Pr=6780







Şekil 3.34. Sabit bir Rayleigh sayısı ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ) için Prandtl sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi



Şekil 3.35. Sabit bir Rayleigh sayısı ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ) için sıcak duvarda yerel Nusselt sayısının değişimi

#### 4. SONUÇLAR

Çalışma kapsamında, komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan çeyrek daire şeklindeki kapalı ortamlarda kaldırma kuvvetinden kaynaklanan doğal taşınım akışı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada farklı eğim açılarının etkisi de araştırılmıştır. Deneysel incelemede, holografik interferometre ve parçacık izleme akış görüntüleme yöntemleri kullanılarak kapalı ortam içerisindeki akış ve sıcaklık alanları ile ilgili detaylı bilgiler elde edilmiştir. Sayısal çalışmada ise kontrol hacmi yöntemi ve Boussinesq yaklaşımı kullanılarak çözümler elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal analizlerde sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu kullanılmıştır. Çalışmada, Rayleigh sayısının dört farklı değeri ( $Ra=1.7 \times 10^5$ ,  $10^6$ ,  $5 \times 10^6$  ve  $10^7$ ), dört farklı eğim açısı değeri ( $\phi=0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$  ve  $270^\circ$ ) ve Prandtl sayısının  $0.0196 \leq Pr \leq 6780$  değerleri ele alınmıştır. Çalışma sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- ✓ Literatürde kare ve dikdörtgen kesitli kapalı ortamlar gibi basit geometrilere taşınım mekanizmasının ve akış yapısının anlaşılması için çok sayıda araştırma gerçekleştirilmiştir. Ancak, bu çalışmalar daha karmaşık geometriye sahip enerji sistemleri ve endüstriyel uygulamalardaki taşınım mekanizmasını belirlemeye yardımcı olmaz. Çalışmada incelenen geometri ve sınır şartları için daha önce yapılmış bir çalışma mevcut değildir. Bu bakımdan ele alınan problem farklı uygulamalar için bir model teşkil etmektedir.
- ✓ Çalışmada farklı Rayleigh sayıları, farklı eğim açıları ve farklı Prandtl sayısına sahip akışkanlar için çok farklı durumlar incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar farklı parametrelerin kapalı ortam içerisindeki taşınımına ne tür etkileri olduğunu ortaya koymaktadır.
- ✓ Çalışmada ağ yapısının seçimi ve Nusselt sayısının hesabı için modeller geliştirilmiştir. Problemden kullanılan ağ modelinin ısı çizgilerinin (*heatlines*) yönü dikkate alınarak yapılandırılması gerektiği gösterilmiştir. Burada kullanılan model, farklı sınır şartları ve geometriye sahip kapalı ortamlarda ağ seçimi ve Nusselt sayısının hesaplanması için örnek yapı sergilemektedir.

- ✓ Farklı sıcaklıkta eş sıcaklıklı olarak tutulan komşu duvarların birleştiği köşe noktasındaki sıcaklık süreksizliğini gidermek için literatürde çeşitli yaklaşımlar kullanılmaktadır. Bu yaklaşımlar eş sıcaklıktaki duvarlarda iki noktanın aritmetik ortalamalarını alarak hesapları gerçekleştirme temeline dayanmaktadır. Bu yaklaşımlarda akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri ağdan bağımsız olurken Nusselt sayısı şiddetli bir şekilde ağa bağımlıdır. Artan ağ sayısı ile Nusselt sayısı artmaktadır. Bu durum ise fiziksel olarak bir anlam taşımamaktadır. Çalışmada yukarıda bahsedilen ağ seçimi yaklaşımıyla ağ bağımsız çözümler elde edilmiştir.
- ✓ Akış görüntüleme çalışmaları neticesinde deneysel olarak elde edilen akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri ile sayısal sonuçların örtüştüğü gözlenmiştir.
- ✓  $\phi=0^0$  eğim açısında Rayleigh sayısının  $10^6$ ' dan küçük olduğu durumlarda akış alanı içerisinde tek bir hücre gözlenmiştir. Rayleigh sayısının  $10^7$ 'ye kadar artırıldığı durumlarda ikinci ve üçüncü hücrelerin ortaya çıktığı görülmüştür. Benzer durum  $\phi=270^0$  için de geçerlidir. Burada ortaya çıkan ikincil girdaplar ana akıştaki kararsızlıktan kaynaklanmayıp, sıcaklık alanının taşınım bozulmasının bir sonucudur.  $\phi=90^0$  için taşınım mekanizması kararlı bir hal sergilemekte olduğu deneysel ve nümerik olarak gözlenmiş ve artan Rayleigh sayısının ikincil girdaplara yol açmadığı bulunmuştur. Ancak, artan Rayleigh sayısı ile birlikte hücre merkezinin küçülerek eş sıcaklıklı duvarların birleştiği noktaya yaklaştığı gözlenmiştir.  $\phi=135^0$  için Rayleigh sayısının tüm değerlerinde akış alanı içerisinde birbirine ters yönde dönen iki hücre ortaya çıkmış ve artan Rayleigh sayısı ile hücre merkezi küçülerek köşe noktaya yaklaşmıştır.
- ✓  $\phi=90^0$  ve  $\phi=135^0$  hariç diğer eğim açılarında Rayleigh sayısının  $10^5$ ' ten küçük değerleri için ortalama Nusselt sayısı çok fazla değişmezken,  $Ra \geq 10^5$  için Rayleigh sayısı ile önemli ölçüde arttığı bulunmuştur.
- ✓ Eğim açısının değişiminin, akış ve sıcaklık alanı üzerinde çok önemli etkisinin olduğu belirlenmiştir. Farklı eğim açıları için problemde birbirinden çok farklı akış alanları elde edilmiştir. Eğim açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi de araştırılmış ve  $\phi=270^0$  için en yüksek değer ve  $\phi=90^0$  ve  $\phi=135^0$  için en düşük değerler bulunmuştur.

- ✓ Prandtl sayısının akış ve sıcaklık alanları ile Nusselt sayısına etkisi araştırılmıştır. Prandtl sayısının 1'den küçük olduğu durumlarda Prandtl sayısı, akış ve sıcaklık alanları ile Nusselt sayısı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Ancak,  $Pr > 1$  akışkanları için Prandtl sayısının akış alanını ve Nusselt sayısını çok fazla etkilemediği ve ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmüştür. Bu durum çalışma kapsamında yapılan nümerik çalışmalarla ve literatürde mevcut olan ölçek analizi sonuçlarıyla elde edilmiştir.

## 5. ÖNERİLER

Bu çalışma, komşu duvarları farklı sıcaklıkta tutulan çeyrek daire şeklindeki kapalı ortamlarda akış yapısı ve ısı transferi mekanizması ile ilgili deneysel ve nümerik analizler sunmaktadır. Bu konuda ileride yapılacak çalışmalarda aşağıdaki noktalar göz önüne alınarak problem daha iyi anlaşılabilir:

- ✓ Çalışma kapsamında kararlı durum için incelemeler yapılmıştır. Zaman bağımlı inceleme yapılarak akış ve sıcaklık alanlarının nasıl geliştiği araştırılmalıdır.
- ✓ Çalışmada ısı transferi yüzeylerinin sabit yüzey sıcaklığında tutulduğu durum ele alınmıştır. Sabit ısı akısı sınır koşulları altında problem incelenerek, kapalı ortam içerisindeki taşınımına ne tür etkilerinin olduğu belirlenebilir.
- ✓ Bu çalışmada Rayleigh sayısı  $10^7$  değerine kadar ele alınmıştır. Rayleigh sayısının daha yüksek olduğu durumlarda oluşacak türbülanslı akış, uygun türbülans modelleri ile incelenebilir.
- ✓ Termofiziksel özelliklerin değişken olduğu durumlar ve üçüncü boyut etkileri dikkate alınarak daha doğru çözümlerin elde edilmesi sağlanabilir.

## 6. KAYNAKLAR

- Aydın, O., 1998. Komşu Duvarları Farklı Sıcaklıkta Tutulan Dikdörtgensel Kapalı Ortamlarda Doğal Taşınım, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Bairi A., Maria J.M., Laraqi N. ve Alilat N., 2008. Free Convection Generated in an Enclosure by Alternate Heated Bands. Experimental and Numerical Study Adapted to Electronics Thermal Control, Int. Journal of Heat and Fluid Flow, 29, 1137-1346.
- Bassani, J.L, Nansteel, M.W. ve November, M., 1987. Adiabatic-Isothermal Mixed Boundary Conditions in Heat Transfer, International Journal of Heat And Mass Transfer, 30, 903–909.
- Batchelor, G.K., 1954. Heat Transfer By Free Convection Across a Close Cavity Between Vertical Boundaries at Different Temperatures, Quarterly Journal of Applied Mathematics, 12, 209–233.
- Bednarz, T., Fornalik E., Ozoe H., Szmyd J.S., Patterson J.C. ve Lei C., 2008. Influence of a Horizontal Magnetic Field on The Natural Convection of Paramagnetic Fluid in a Cube Heated and Cooled from Two Vertical Side Walls, Int. J. Thermal Sciences, 47, 668-679.
- Calcagni, B., Marsili, F. ve Paroncini, M., 2005. Natural Convective Heat Transfer in a Square Enclosure Heated From Below, Applied Thermal Engineering, 25, 2522–2531.
- Catton, I., 1978. Natural Convection In Enclosures, 6th Int. Heat Transfer Conference, Toronto, Symposium Proceedings, Vol. 6, 13-30.
- Cesini, G., Paroncini, M., Cortella, G. ve Manzan, M., 1999. Natural Convection from a Horizontal Cylinder in a Rectangular Cavity, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 1801–1811.
- Corvaro, F. ve Paroncini, M., 2008. A Numerical and Experimental Analysis on the Natural Convective Heat Transfer of a Small Heating Strip Located on the Floor of a Square Cavity, Applied Thermal Engineering, 28, 25–35.
- Corvaro, F. ve Paroncini, M., 2009. An Experimental Study of Natural Convection in a Differentially Heated Cavity Through a 2D-PIV System, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 355–365.
- De Vahl Davis, G., 1968. Laminar Natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity, International Journal of Heat and Mass Transfer, 11, 1675–1693.

- De Vahl Davis, G., 1983. Natural Convection in a Square Cavity, A Benchmark Solution, Int. J. Num. Meth. Fluids, 13, 249–264.
- Eckert, E.R.G. ve Carlson, W.O., 1961. Natural Convection in an Air Layer Enclosed Between Two Vertical Plates with Different Temperatures, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2, 106–120.
- Ede, A.J., 1967. Advances in Free Convection, in: Advances in Heat Transfer, Academic Press, 4, 106-129.
- Ecevit, F.N., 1995. Holographic Interferometry and Its Application to Visualization of Large Deformations and Obtaining Relief Holograms on Agfa 8E56HD Emulsion, Dissertation, Middle East Technical University.
- Ganzarolli, M.M. ve Milanez, L.F., 1995. Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated From Below and Symmetrically Cooled from Sides, International Journal of Heat and Mass Transfer, 38, 1063–1073.
- Gebhart, B., 1979. Buoyancy Induced Fluid Motions Characteristic of Applications in Technology, The 1978 Freeman Scholar Lecture, J. Fluids Engr., 101, 5-28.
- Genceli, O.F., 1989. Optik Ölçme Metodları, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası.
- Hao, Y.L., Irigorry, J. ve Tao, Y.X, 2005. Frost-Air Interface Characterization under Natural Convection, Journal of Heat Transfer, 127, 1174–1180.
- Hoogendoorn, C.J., 1986. Natural Convection in Enclosures, 8<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conference, San Francisco, Symposium Proceedings, Hemisphere Publishing Corp., Washington DC., 1, 111-120.
- Hsieh, S.S. ve Wang, C.Y., 1994. Experimental Study of Three-Dimensional Natural Convection in Enclosures with Different Working Fluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37, 2687–2698.
- Hsieh, S.S. ve Yang, S.S., 1997. Flow Structure and Temperature Measurements in a 3-D Vertical Free Convective Enclosure at High Rayleigh Numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 40, 1467–1480.
- Hsieh, S.S. ve Yang, S.S., 1996. Transient Three-Dimensional Natural Convection in a Rectangular Enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 39, 13–26.
- Ishihara, R., Fukui, T. ve Matsumoto, R., 2002. Natural Convection a Vertical Rectangular Enclosure with Localized Heating and Cooling Zones, International Journal of Heat and Fluid Flow, 23, 366–372.
- Ishihara, R., Matsumoto, R. ve Senoo, A., 2000. Natural Convection a Vertical Rectangular Enclosure with Localized Heating and Cooling Zones, Heat and Mass Transfer, 36, 467–472.

- Jones, I.P., 1979. A Numerical Study of Natural Convection in an Air-Filled Cavity: Comparison with Experiment, Numerical Heat Transfer, 2, 193–213.
- Kreis, T., 2005. Handbook of Holographic Interferometry, Wiley-VCH GmbH & Co. KGaA, Weinheim.
- Kwak, C.E. ve Song, T.H., 2000. Natural Convection around Horizontal Downward Facing Plate with Rectangular Grooves: Experiments and Simulations, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 825–838.
- Li, H., Braun, M.J., Evans, E.A., Wang, G.X., Paudel, G. ve Miller, J., 2005. Natural Convection Flow Structures and Heat Transfer in a Model Hydrothermal Growth Reactor, International Journal of Heat and Fluid Flow, 26, 45–55.
- Li, H., Braun, M.J. ve Paudel, G., 2006. Flow Structure and Heat Transfer in a Lower Half Heated and Upper Half Cooled Rectangular Enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 3462–3476.
- Mallinson G.D. ve De Vahl Davis, G., 1977. Three Dimensional Natural Convection in an Enclosed Cavity, J. Fluid Mech., 83, 1–31.
- Mayinger, F. ve Feldmann, O., 2001. Optical Measurements: Techniques and Applications, Springer, Berlin.
- Merzkirch, W., 1974. Flow Visualization, Academic Press, New York.
- Merzkirch, W., 1987. Flow Visualization, Academic Press, Second Edition, Orlando.
- Naylor, D., 2003. Recent Developments in the Measurement of Convective Heat Transfer Rates by Laser Interferometry, International Journal of Heat and Fluid Flow, 24, 345–355.
- November, M. ve Nansteel, M.W., 1987. Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Cooled Along One Side, International Journal of Heat and Mass Transfer, 30, 2433–2440.
- Oosthuizen, P.H. ve Naylor, D., 1999. An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis, McGraw-Hill Book Co., Singapore.
- Ostrach, S., 1964. Laminar Flows with Body Forces, High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Theory of Laminar Flows, Moore, F.K., (Eds), Princeton University Press, 4, 528-718.
- Ostrach, S., 1988. Natural Convection in Enclosures, Journal of Heat Transfer, 110, 1175-1190.
- Paroncini, M. ve Corvaro, F., 2009. Natural Convection in a Square Enclosure with a Hot Source, International Journal of Thermal Sciences, 48, 1683–1695.



- Patterson, J.C., ve Imberger, J., 1980. Unsteady Natural Convection in a Rectangular Cavity, Journal of Fluid Mechanics, 100, 65–86.
- Ramesh, N. ve Venkateshan, S.P., 2001. Experimental Study of Natural Convection in a Square Enclosure Using Differential Enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 1107–1117.
- Shiina, Y., Fujimura, K., Kunugi, T. ve Akino, N., 1994. Natural Convection in a Hemispherical Enclosure Heated from Below, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37, 1605–1617.
- Şahin, B., 2008. Kısmi Eğik Yan Duvarlara Sahip Kapalı Ortamlarda Doğal Taşınım İle Isı Transferinin Sayısal Analizi, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Upton, T.D. ve Watt, D.W., 1997. Experimental Study of Transient Natural Convection in an Inclined Rectangular Enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, 40, 2679–2690.
- URL-1, [http://En.Wikipedia.Org/Wiki/Natural\\_Convection](http://En.Wikipedia.Org/Wiki/Natural_Convection). 10 Aralık 2009.
- Valencia, L., Pallares, J., Cuesta, I. ve Grau, F.X., 2007. Turbulent Rayleigh-Benard Convection of Water in Cubical Cavities: A Numerical and Experimental Study, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 3203–3215.
- Wilkes, J.O. ve Churchill, S.W., 1966. The Finite-Difference Computation of Natural Convection in a Rectangular Enclosure, Aiche Journal, 12, 161–166.
- Yaghoubi, M., Ashjaee, M., Eshtiaghi, A.H. ve Yousefi, T., 2009. Thermal Study of an Array of Inline Horizontal Cylinders Below a Nearly Adiabatic Ceiling, Experimental Thermal and Fluid Science, 33, 232–239.
- Yang, K.T., 1987. Natural Convection in Enclosures, in: Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer. Kakaç, S., Shah, R., Aung, W. (Eds.), John Wiley Sons Inc., New York.
- Yoon, J.I., Moon, C.G., Kim, E., Son, Y. S., Kim, J.D. ve Kato, T., 2001. Experimental Study on Freezing of Water with Supercooled Region in a Horizontal Cylinder, Applied Thermal Engineering, 21, 657–668.

## ÖZGEÇMİŞ

Gürkan YEŞİLÖZ, 1985 yılında Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ankara'da tamamladıktan sonra 2003 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2006 yılında Trabzon Ticaret ve Sanayi Odası (TTSO) Proje Koordinasyon Ofisi'nde çalışmaya başladı. 2007 yılında KTÜ Mühendislik Fakültesi birincisi olarak mezun oldu. 2003-2004, 2004-2005 ve 2005-2006 eğitim yıllarında Türk Eğitim Vakfı (TEV) bölüm birinciliği ve 2007 yılında TEV fakülte birinciliği ödülleri kazandı. 2007 yılında KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı ve aynı yıl TÜBİTAK Yurtiçi Yüksek Lisans Burs Programı (2210) bursiyerliğine seçildi. 2009 yılından itibaren KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Halen bu görevine devam etmekte olup, aynı zamanda TTSO Proje Koordinasyon Ofisi'nde proje uzmanı olarak Ar-Ge projeleri ve Avrupa Birliği Bölgesel Kalkınma Projeleri Hibe Fonları'na projeler hazırlamaktadır. İleri düzeyde İngilizce bilmektedir.