

**KAPALI HACİMLERDE SONLU KALINLIKTA
AÇILI PLAKA KULLANILARAK
DOĞAL TAŞINIM ISI TRANSFERİNİN KONTROLÜ**

Filiz ÖZGEN

**Doktora Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Yasin VAROL
OCAK-2011**

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KAPALI HACİMLERDE SONLU KALINLIKTA AÇILI PLAKA
KULLANILARAK DOĞAL TAŞINIM ISI TRANSFERİNİN KONTROLÜ**

DOKTORA TEZİ

Filiz ÖZGEN

Enstitü No: 06219201

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 18 Ocak 2011
Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Şubat 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Yasin VAROL (F.Ü)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Cengiz YILDIZ (F.Ü)
Doç. Dr. Hakan Fehmi ÖZTOP (F.Ü)
Doç. Dr. Hüsamettin BULUT (H.Ü)
Doç. Dr. Mehmet ESEN (F.Ü)

OCAK-2011

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, beni yönlendiren ve yardımcı olan değerli hocalarım Prof. Dr. Yasin VAROL, Doç. Dr. Hakan Fehmi ÖZTOP ve Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOCA' ya, deney setimin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Müjdat FIRAT' a, Teknik Öğretmen Ünal GÜLER' e, Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) yönetim birimi tarafından maddi olarak desteklenen 2052 nolu projemize katkıda bulunan bütün FÜBAP personeline ve manevi desteğinden dolayı eşim Metin ÖZGEN' e teşekkür ederim.

Arş. Gör. Filiz ÖZGEN

ELAZIĞ - 2011

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER LİSTESİ	VI
TABLolar LİSTESİ	IX
SEMBOLLER LİSTESİ	X
1. GİRİŞ	1
2. KONU İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR	3
3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON	12
3.1. Temel Denklemler	12
3.2. Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması ve Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi	12
3.3. Cebirsel Denklemlerin Çözümü	15
3.4. Sınır Şartları	17
3.5. Grid sistemi	18
4. SAYISAL ÇÖZÜM	20
4.1. Sayısal Çözüm Sonuçlarının Literatür ile Karşılaştırılması	21
4.2. Sayısal Çözüm Sonuçlarının Analizi	29
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	54
5.1. Deney Düzenineğinin Kurulması	54
5.2. Deneysel Ölçümler ve Hesap Metodu	61
5.3. Belirsizlik Analizi	72
5.4. İstatistiksel Analiz	75
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	77
7. ÖNERİLER	80
KAYNAKLAR	81
EKLER	87
ÖZGEÇMİŞ	150

ÖZET

Kapalı hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferine, ısıtma ve havalandırma, yapılardaki yangından kaynaklanan problemlerin giderilmesi, güneş kolektör sistemleri, elektronik soğutma aygıtları, radyoaktif atıkların depolanması gibi çeşitli mühendislik uygulamalarda karşılaşılmaktadır. Bu çalışmada, düşey duvarına plaka yerleştirilmiş kare bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Kapalı hacmin düşey duvarları yalıtımlı, yatay duvarları ise sabit sıcaklıktadır. İki boyutlu, laminar süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu farklar metodu ile çözülmüştür. Lineer cebirsel denklemlerin çözümü için Ardışık Alt Rahatlama metodu kullanılmıştır. Sonuçlar, plakanın farklı yükseklik, kalınlık, yerleştirilme yeri ile farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiştir. Plaka iletken kabul edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, akım çizgileri, sıcaklık profilleri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları şeklinde sunulmuştur. Rayleigh sayısının ve duvar üzerine plaka yerleştirilmesinin doğal taşınım ısı transferini ve akış alanını etkilediği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, kare hacim, plaka

SUMMARY

Control of Natural Convection Heat Transfer in Enclosure Using Inclined Plate with Finite Thickness

Natural convection cavities is encountered in various engineering applications, such as heating and ventilating of living spaces, fire in buildings, solar thermal collector systems, electronic cooling devices, in storage of radioactive wastes. In this study, natural convection heat transfer in a square cavity with a fin mounted on a vertical wall has been performed numerically and experimentally. Vertical boundaries are adiabatic and horizontal boundaries are isothermal. Two dimensional equations of conservation of mass, momentum and energy are solved through finite difference method. Successive Under Relaxation (SUR) method is used to solve linear algebraic equations. Results have been obtained for various geometrical parameters as the height, thickness and position of the partition and Rayleigh numbers. The partition is accepted as conductive. Obtained results are presented with streamlines, isotherms, local and mean Nusselt numbers. It was found that Rayleigh number and the fin mounted on the wall have significant effect on natural convection heat transfer and flow field.

Keywords: Natural convection, square enclosure, fin

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 3.1. Tipik bir sonlu fark gridi.....	13
Şekil 3.2. a) Fiziksel model, b) Grid dağılımı	17
Şekil 3.3. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması; ($\phi = 45^\circ$, $Ra=10^4$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$, $RK=1$ ve $Pr=0.71$)	19
Şekil 4.1. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi	22
Şekil 4.2. Mevcut çalışma (soldaki kolon) ile Aydın vd.[54]'nin (sağdaki kolon) yaptığı çalışmanın akım çizgileri ve sıcaklık profillerinin karşılaştırılması	23
Şekil 4.3. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi	24
Şekil 4.4. Mevcut çalışma (soldaki kolon) ile Vahl Davis [1]'in (sağdaki kolon) yaptığı çalışmanın akım çizgileri ve sıcaklık profillerinin karşılaştırılması	25
Şekil 4.5. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi	26
Şekil 4.6. Mevcut çalışma (soldaki kolon) ile Ben-Nakhi ve Chamkha [18] tarafından yapılan (sağdaki kolon) çalışmanın akım çizgilerinin karşılaştırılması; ($Pr=0.707$, $Ra=10^5$)	27
Şekil 4.7. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi	28
Şekil 4.8. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$	30
Şekil 4.9. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$	32
Şekil 4.10. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka kalınlığı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $RK=1$, $w = 0.5$ ve $Pr=0.71$), a) $t=0.033$, b) $t=0.1$, c) $t=0.2$	34
Şekil 4.11. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plakanın yerleştirilme yeri ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $w=0.25$, $Pr=0.71$ ve $RK=1$), a) $h=0.25$, b) $h=0.5$, c) $h=0.75$	35
Şekil 4.12. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka genişliği ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $h=0.5$, $Pr=0.71$ ve $RK=1$), a) $w=0.25$, b) $w=0.5$, c) $w=0.75$	37
Şekil 4.13. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Prandtl sayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Pr=0.07$, b) $Pr=0.71$, c) $Pr=7$, d) $Pr=70$	39
Şekil 4.14. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Isıl iletkenlik katsayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $t=0.1$, $w=0.5$ ve $Pr=0.71$), a) $RK=0.1$, b) $RK=1$, c) $RK=10$	41
Şekil 4.15. Yatay eksen boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi = 60^\circ$ ve $Ra=10^5$)	42
Şekil 4.16. Plakanın yerleştirilme yerine bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($w=0.25$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi = 120^\circ$ ve $Ra=10^5$)	42

Şekil 4.17. Plakanın genişliğine bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =120^\circ$ ve $Ra=10^5$)	43
Şekil 4.18. Plakanın kalınlığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$).....	44
Şekil 4.19. Plakanın yerleştirilme açısına bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.25$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $t=0.033$ ve $Ra=10^5$).....	44
Şekil 4.20. Farklı Isıl iletkenlik katsayılarında yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$).....	45
Şekil 4.21. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $\phi =120^\circ$ ve $RK=1$).....	46
Şekil 4.22. Plakanın yerleştirilme yerine bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($w=0.25$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $\phi =120^\circ$ ve $RK=1$).....	47
Şekil 4.23. Plakanın genişliğine bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.25$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $\phi =120^\circ$ ve $RK=1$).....	48
Şekil 4.24. Plakanın kalınlığına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $Pr=0.71$, $\phi =120^\circ$ ve $RK=1$)	49
Şekil 4.25. Plakanın yerleştirilme açısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$ ve $RK=1$)	50
Şekil 4.26. Farklı Prandtl sayılarında ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $RK=1$ ve $\phi =120^\circ$).....	51
Şekil 4.27. Farklı Isıl iletkenlik katsayılarında ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$ ve $\phi =120^\circ$).....	52
Şekil 4.28. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$)	53
Şekil 4.29. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$)	53
Şekil 5.1. Deney düzeneğinin şematik görüntüsü; 1.Su çıkışı, 2.Soğutucu kanal, 3.Kapalı hacim, 4.Bilgisayar, 5.Veri derleyici, 6.Sıcaklık kontrol cihazı, 7.Isıl çift, 8.Isıl çift, 9.Su girişi, 10.Kapalı hacmin yan görünüşü.....	54
Şekil 5.2. Deney düzeneği	55
Şekil 5.3. Kapalı hacmin ilk görüntüsü	55
Şekil 5.4. Yalıtım malzemeleri	56
Şekil 5.5. Yalıtım işlemi tamamlanan kapalı hacmin görüntüsü	56
Şekil 5.6. Kapalı hacmin alt tabanına yerleştirilen ısıtıcının görüntüsü.....	57
Şekil 5.7. Kapalı hacim ve soğutucu yüzeyin görüntüsü.....	58
Şekil 5.8. Farklı açılarda engel yerleştirilerek imal edilen yüzeyler; a) $\phi =30^\circ$, b) $\phi =90^\circ$, c) $\phi =60^\circ$, d) $\phi =90^\circ$, e) $\phi =45^\circ$, f) $\phi =30^\circ$, g) $\phi =90^\circ$, h) $\phi =90^\circ$, 60° , 45°	60
Şekil 5.9. Veri Derleyici	61
Şekil 5.10. Sıcaklık Kontrol Cihazı	61
Şekil 5.11. Düşey duvarında engel bulunmayan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi, a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$	64

Şekil 5.12. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 30^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.13$), a) $Ra=0,8.10^6$, b) $Ra=1,35.10^6$, c) $Ra=2,7.10^6$, d) $Ra=4.10^6$	65
Şekil 5.13. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 90^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.25$), a) $Ra=0,8.10^6$, b) $Ra=1,35.10^6$, c) $Ra=2,7.10^6$, d) $Ra=4.10^6$	67
Şekil 5.14. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 150^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.13$), a) $Ra=0,8.10^6$, b) $Ra=1,35.10^6$, c) $Ra=2,7.10^6$, d) $Ra=4.10^6$	69
Şekil 5.15. Plakanın kapalı hacim içerisine farklı yerleştirilme pozisyonlarına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=7.2374$), a) 30° , $w=0.13$, b) 45° , $w=0.2$, c) 60° , $w=0.23$, d) 90° , $w=0.25$, e) 90° , $w=0.5$, f) 120° , $w=0.23$, g) 135° , $w=0.2$, h) 150° , $w=0.13$	71
Şekil 5.16. Regresyon analizi sonucu hesaplanan Nu değeri ile deneysel çalışma sonucu bulunan Nu değerinin karşılaştırılması.....	76

Tablo 3.1. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması; ($\phi = 45^\circ$, $Ra=10^4$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$, $RK=1$ ve $Pr=0.71$)	19
Tablo 4.1. Üst yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları soğuk, alt tabanı kısmi ısıtmalı olan engelsiz hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması	22
Tablo 4.2. Üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan engelsiz hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması	24
Tablo 4.3. Üst ve alt yüzey yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan, 45° eğim açısı ile engel yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması	26
Tablo 4.4. Üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan, kapalı bir hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması	28
Tablo 5.1. Nu sayısı için bulunan korelasyon katsayıları	75

SEMBOLLER LİSTESİ

β	: Isıl genleşme katsayısı
Gr	: Grashof sayısı
g	: Yerçekimi ivmesi
h	: Plakanın tabandan yüksekliği
H	: Kapalı hacmin yüksekliği
k_s	: Plakanın ısı iletim katsayısı
k_f	: Hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısı
K	: Ortamın geçirgenlik katsayısı
L	: Kapalı hacmin boyu
Nu_x	: Yerel Nusselt sayısı
Nu_{ort}	: Ortalama Nu sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
P	: Basınç
Ra	: Rayleigh sayısı
r	: Relaksasyon faktörü
RK	: Boyutsuz Isıl iletkenlik katsayısı
t	: Plakanın kalınlığı
T	: Akışkan sıcaklığı
T_h	: Kapalı hacmin taban sıcaklığı
T_c	: Kapalı hacmin üst yüzey sıcaklığı
u	: x yönündeki akış hızı
U	: x yönündeki boyutsuz akış hızı
v	: y yönündeki akış hızı
V	: y yönündeki boyutsuz akış hızı
x,y	: Kartezyen koordinatlar
X,Y	: Boyutsuz kartezyen koordinatlar
Δx	: Ayırık noktaların x yönündeki sonlu uzaklığı
Δy	: Ayırık noktaların y yönündeki sonlu uzaklığı
ΔT	: Sıcaklık farkı
α	: Isıl difüzyon katsayısı

- ν : Kinematik viskozite
 θ : Boyutsuz sıcaklık
 ϕ : Plakanın eğim açısı
 ψ : Akım fonksiyonu
 Ψ : Boyutsuz akım fonksiyonu
 Ω : Boyutsuz girdap fonksiyonu
 w : Plakanın genişliği

1. GİRİŞ

Sıcaklığı, çevresinde bulunan ortamdan farklı olan bir yüzey ile bu çevre arasında kaldırma kuvvetlerinin etkisinden dolayı gerçekleşen ısı geçişine doğal taşınım adı verilir. Bu durumda moleküler hareketliliği yaratan içerisinde yoğunluk farkları olan akışkan üzerine etkiyen iç kuvvetlerdir. Yüzey çevresinde doğal taşınımı yaratan bu net etki, kaldırma kuvveti olarak adlandırılır. Gerçekte, akışkan içerisindeki yoğunluk farklılıkları, sıcaklık gradyanından dolayıdır. İç kuvvet kapsamında değerlendirilen ise, yerçekimi kuvveti ile ilişkilidir ve yoğunlukla orantılıdır. Buradan çıkan sonuç, yüzey ile akışkan arasında sıcaklık farkı olmadığında moleküler hareketliliğin de olmayacağıdır. Zorlanmış taşınım ile doğal taşınım arasındaki en belirgin fark da budur. Zorlanmış taşınımında hidrodinamik sınır tabakanın oluşması için ısı geçişine gerek yoktur, oysa doğal taşınımında bu bir zorunluluktur.

Doğal taşınımında akış hızları genellikle zorlanmış taşınımındakilere göre çok daha küçük olduğundan, taşınım ile ısı geçişi de daha yavaştır. Farklı yollarla ısı geçişinin olduğu birçok uygulamada, doğal taşınım ısı geçişine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli bir rol oynar. Bunun ötesinde, ısı geçişini azaltmak ve buna bağlı olarak işletme giderlerini en düşük düzeye indirmek istendiğinde yoğunlukla doğal taşınım zorlanmış taşınımına tercih edilir.

Doğal taşınımın etkili olduğu birçok uygulama alanı vardır. Doğal taşınım, çeşitli elektronik cihazlardan olan ısı geçişini etkilediği kadar, borulardan ve dağıtım hatlarından olan ısı geçişini de etkiler. Elektrikli ısıtıcılardan veya radyatörlerden oda havasına aktarılan ısı veya bir soğutma ünitesinin yoğunlaştırıcı serpantininden çevreye verilen ısı, hep doğal taşınımın etkisiyle olur. Doğal taşınım, okyanusla veya atmosferle ilgili akışlarda da etkilidir.

Sayısal çözümleme günümüzün vazgeçilmez unsurlarından biridir ve önemi her geçen gün artmaktadır. Bilim adamlarının karşılaştığı en önemli sorunlardan biri, problemleri matematiksel ifade ettikten sonra çözümünü yapmaktır. İşte bu noktada sayısal çözümleme, diğer adıyla nümerik analiz devreye girer. Zaten, matematik yıllar içinde geliştikçe, çözüm yapabilmek için sayısal çözümleme yöntemleri de matematiğin bir kolu

olarak ortaya çıkmış, gelişmiş ve gelişmektedir. Özellikle bilgisayarların ortaya çıkması, yaygın kullanılması ve kapasitelerindeki artış bu tekniklerin önemini daha da arttırmıştır.

Mühendislik uygulamalarında, kapalı bir ortam içindeki akışkan ile çerçevenin farklı sıcaklıktaki yüzeyleri arasında ısı geçişini içeren birçok problem vardır. Bu problemlerden; dikdörtgen oyuk geometrisi kapsamlı olarak incelenmiş ve gerek deneysel gerekse teorik sonuçlar geniş bir biçimde sunulmuştur. Bu tür geometrilere genellikle karşılıklı cidarlar farklı sıcaklıklarda tutulmakta, geri kalan yüzeyler ise ortamdan yalıtılmış bulunmaktadır. Doğal taşınımı yöneten denklemler, nonlineer denklemler olduğundan iki ya da üç boyutlu analitik çözümleri henüz yapılamamıştır. Bu nedenle, bu denklemlerin belli yaklaşım metotları ve sınır şartları altında sayısal olarak çözümleri çok kullanılan bir yoldur.

Cidarları farklı sıcaklık sınır şartlarına sahip ve içerisine akış ve ısı transfer kontrol elemanı olarak farklı geometride elemanlar yerleştirilmiş kapalı hacimlerde doğal taşınım ısı transferi ve akış problemlerine ısı transferinin yer aldığı tüm endüstriyel uygulamalarda karşılaşılmaktadır. Literatürde, genellikle içi boş ve cidarları farklı sınır şartına sahip uygulamalar mevcuttur. Kullanılan engeller yalıtımlı veya iletimli olarak kabul edilmektedir.

Yapılan bu çalışmada, kare kesitli kapalı hacmin bir cidarına açılı olarak yerleştirilen sonlu kalınlıkta ve uzunlukta bir engel yardımıyla, sıcaklık farkı ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan, doğal taşınım ısı transferi sayısal ve deneysel olarak kontrol edilmiştir. Engel kalınlığı, engel açısı, engel genişliği ve engelin yerleştirme yeri, Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısı, akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olarak seçilmiştir. Ölçüm zorluklarından dolayı, deneysel doğal taşınım çalışmalarının sayısı oldukça azdır. Bu çalışma, mevcut sayısal çalışmaların doğrulanmasına yönelik deneysel ısı transferi çalışmalarına da büyük bir katkı sağlayacaktır.

2. KONU İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR

Cidarları farklı sıcaklık sınır şartlarına sahip ve içerisine akış ve ısı transfer kontrol elemanı olarak farklı geometride elemanlar yerleştirilmiş kapalı hacimlerde doğal taşınım ile ısı transferi ve akış problemlerine ısı transferinin yer aldığı tüm endüstriyel uygulamalarda karşılaşılmaktadır. Örneğin, ısıtma ve havalandırma, güneş enerjili ısıtma-soğutma sistemleri, elektronik soğutma aygıtları, radyoaktif atıkların depolanması, sıvı metaller ve davranışları gibi çeşitli endüstriyel uygulamalarda ısı yünden sistemin optimum seviyede tasarlanması enerji verimliliği açısından son derece önemlidir. Kapalı hacimlerde doğal taşınım ile ilgili verilen bu uygulamalar literatürde detaylı olarak verilmiştir [1-8].

Kapalı hacimlerde, akış içerisine yerleştirilen plakalar, akış direncini ve yönünü etkilediğinden ısı transferi için önemli bir kontrol mekanizmasıdır. Bu şekilde yapılan ısı transfer kontrolü pasif metot olarak adlandırılıp, ilave bir enerji gereksinimine ihtiyaç duyulmamakta ve ısı transferi kontrolü için işletme maliyeti de minimum seviyeye indirgenmektedir. Bu nedenle, içerisinde plaka bulunan kapalı hacimlerdeki doğal taşınım ısı transferi ile ilgili çalışmalara son yıllarda yaygın olarak rastlanmaktadır. Nansteel ve Greif [9], içerisine düşey adyabatik bir plaka yerleştirilmiş dikdörtgen biçimli kapalı bir hacimdeki iki boyutlu ısı transferi ve akışkan akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Plaka, iki paralel levha arasına yerleştirilmiştir. Levhalar sabit sıcaklık sınır şartına sahiptir. Kapalı hacmin diğer yüzeyleri yalıtımlı iken, duvarların biri ısıtılmış, diğeri de soğutulmuştur. Deneyler farklı Rayleigh sayıları ve plakanın farklı geometrik boyutları için yapılmış ve ısı transferi sonuçları bu iki parametrenin fonksiyonu olarak sunulmuştur. Oztop ve Bilgen [10], farklı olarak ısıtılmış ve bölünmüş kare bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklıklı, yatay duvarları adyabatik ve duvarın alt yüzeyine yine sabit sıcaklıklı bir eleman yerleştirilmiştir. Kullanılan elemanın farklı yükseklik, kalınlık ve pozisyonları ile Rayleigh sayısının farklı değerleri için, ısı transferi ve akış ile ilgili sonuçlar elde edilmiştir. Tasnim ve Collins [11], kare şeklinde kapalı bir hacim içinde sıcak duvar üzerine levha yerleştirilerek kapalı hacimde oluşan ısı transferinin sayısal analizini yapmışlardır. Matematiksel bir model geliştirilerek, düşey sıcak yüzey üzerine yerleştirilen levhanın

laminar doğal taşınım ısı transferine etkilerini incelemişler ve levhasız duvar olması durumundaki ısı transferi ile karşılaştırmışlardır.

Shi ve Khodadadi [12], yüzeyleri farklı olarak ısıtılan kare kesitli bir hacim içinde, sıcak duvar üzerine yerleştirilen kanatçığın, laminar doğal taşınım ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yerleştirilen kanatçığın farklı uzunluk ve pozisyonları ile Rayleigh sayısının farklı değerleri için ısı transferinin etkilendiğini ortaya koymuşlardır.

Bilgen [13], bölünmüş kapalı bir hacimdeki laminar ve türbülanslı doğal taşınımı sayısal olarak analiz etmiştir. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklığa sahip, yatay duvarları adyabatiktir. Kullanılan iki boyutlu, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülerek levhanın farklı boyutları ve farklı Rayleigh sayıları için sonuçlar elde edilmiş, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri çizilmiştir. Lin ve Bejan [14], düşey bir plaka ile bölünmüş, dikdörtgen kapalı bir hacimdeki doğal taşınım ısı transferini deneysel ve analitik olarak incelemişlerdir. Zimmerman ve Acharya [15], kapalı bir hacimde, yatay duvarlar üzerine yerleştirilen sonlu uzunluktaki iki plakanın oluşturduğu doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Costa vd. [16], cidarları farklı olarak ısıtılmış, iki boyutlu kare kesitli kapalı bir hacmin köşelerine yerleştirilen üçgen elemanlar kullanılarak oluşan laminar doğal taşınımın kontrolünü yapmışlardır. Kullanılan elemanların boyutları ve yerleşim yerleri değiştirilerek sonuçlar verilmiştir.

Bilgen [17], kare kesitli kapalı bir hacimde, sıcak duvar üzerine yerleştirilen bir kanatçıkla oluşan doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Diferansiyel denklemleri çözerek akım ve sıcaklık değerlerini bulmuş, ısı ve kütle transferini hesaplamıştır. Hesaplamalar, Rayleigh sayısının ve kanatçığın farklı değerleri için yapılmıştır. Nakhi ve Chamkha [18], kare şeklindeki kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen ince bir levhanın, farklı açı ve uzunluklarının doğal taşınım ısı transferi üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sonlu Farklar Metodu yardımıyla denklemleri çözmüşlerdir. Rayleigh sayısının, levhanın açı ve uzunluğunun ısı transferi üzerinde önemli etkileri olduğu görülmüştür. Nasr vd. [19], tavandan soğutulan ve en alt köşesinden ısıtılan kapalı bir hacimdeki doğal taşınımı araştırmışlardır. Chang ve Tsay [20], geriye doğru bir basamağı ısıtılmış kapalı bir hacimdeki doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Rayleigh sayısı, Prandtl sayısı ve kapalı hacmin geometrik boyutlarının etkilerini detaylı olarak ortaya koymuşlardır.

Mezrhab vd. [21], farklı ısıtılmış kare kesitli bir kapalı hacim içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Engeller kapalı hacmin soğuk duvarı üzerine

bağlanmıştır. Kapalı yüzeyin farklı açıları ve engeller arasındaki farklı mesafelere bağlı olarak, $Pr=0.71$ ve $Ra=10^3-10^6$ değerleri için problem çözülmüştür.

Varol vd. [22], gözenekli ortamla doldurulmuş, üçgen kesitli kapalı bir hacmin alt duvarı üzerine yerleştirilmiş bir kanatçığın etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Düşey duvar yalıtımlı iken, alt duvarın sıcaklığı, eğimli duvarın sıcaklığından yüksektir. Rayleigh sayısının ve kanatçığın farklı yer ve boyutları için sonuçlar elde edilerek, ısı transferi ve akışkan akışı için bir kontrol elemanı olabileceğini belirtmişlerdir. Dagtekin ve Oztop [23], kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen iki adet ısıtılmış engelin, doğal taşınım ısı transferi ve akışkan akışı üzerine etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Yüzeyin üst ve sol duvarları üniform sıcaklıkta iken, sağ ve alt duvarları yalıtılmıştır. $Ra=10^4-10^6$ değerlerine bağlı olarak, engelin farklı yükseklik ve pozisyonları için gerekli incelemeler yapılmıştır.

Famouri ve Hooman [24], kapalı bir hacimde ısıtılmış bir engel tarafından oluşan doğal taşınım için entropi üretimini özetlemişlerdir. Yüzeyin alt ve üst duvarları yalıtımlı iken düşey duvarları soğutulmuştur. Rayleigh sayısı, ısıtılmış engelin pozisyonu ve boyutsuz sıcaklık farklarının yerel ve ortalama entropi üretimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Problem çözümü sırasında hem FORTRAN hem de CFD-ACE ticari yazılımlarını kullanmışlardır. Problemin çözümü, akışkan sürtünmelerinin entropi üretimine katkıda bulunmadığını, ısı transferi düzensizliğinin Nu sayısı ve boyutsuz sıcaklık farkı ile arttığını göstermişlerdir.

Kandaswamy vd. [25], kare bir engel içerisine, karşılıklı ve keyfi olarak yerleştirilmiş iki engelin oluşturduğu doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış iki boyutludur ve engeller farklı büyüklükte dirler. Kullanılan denklemler sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüş, sonuçlar akım ve sıcaklık profilleri olarak sunulmuştur.

Frederick [26], eğimli bir kapalı hacmin soğuk duvarına yerleştirilen engelin, doğal taşınım üzerine etkisini araştırmıştır. Rayleigh sayısının 10^3-10^5 değerleri için çalışmalar yapılmış, engelin taşınımında baskılara neden olduğu ve ısı transferinin benzer Rayleigh sayılarında % 47'ye kadar azaldığı görülmüştür. Isı transferindeki azalmanın, Rayleigh sayısı, engelin uzunluğu ve eğimine bağlı olduğu belirtilmiştir. Chen vd. [27], dikdörtgen kesitli kapalı bir hacim içerisine bir plaka yerleştirilerek, yüzey içerisinde meydana gelen doğal taşınımı incelemişlerdir. Kapalı hacmin düşey duvarları üniform sıcaklıkta iken alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Deneylerin bir kısmı, plakanın tamamı kullanılarak yapılırken, diğer bir kısmı da plakanın orta kısmı açılarak yapılmıştır. $Ra=10^6-10^8$, $Pr=7$

için plakanın açılma oranı 0, 1/8, 1/4 alınarak gerekli ölçümler yapılmıştır. Rayleigh sayısının artması ile ısı transferi oranının arttığı görülmüştür.

Acharya ve Jetli [28], kare kesitli kapalı bir hacmin alt yüzeyine bir engel yerleştirilerek oluşan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Engelin yeri ve yüksekliği değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Rayleigh sayısı ve engelin yüksekliğinin ısı transferini etkilediği, ancak engelin yerinin çok etkili olmadığı görülmüştür. Turkoğlu ve Yücel [29], kapalı bir hacmin düşey duvarları arasına birden fazla engel yerleştirilerek, hacim içerisinde oluşan doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Hacmin alt ve üst duvarları yalıtımlı iken, yan duvarlar sabit sıcaklıktadır. Engel sayısının artmasıyla, yerel Nusselt sayısının azaldığı, Rayleigh sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının arttığı gözlenmiştir.

Tong ve Gerner [30], hava ile dolu dikdörtgen bir kapalı hacim içerisine düşey olarak yerleştirilen engelin doğal taşınımı nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Denklemler sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüştür. Engel, düşey duvarların tam ortasına yerleştirildiği zaman, ısı transferinde maksimum azalma olduğu gözlenmiştir. Khalifa ve Abdullah [31], kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi üzerine, farklı tip bölmelerin etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin izotermal iki düşey duvarının ortasına bir engel yerleştirilmiştir. Düşey duvarların biri ısıtılmış, diğeri ise soğutulmuştur. Kalan duvarlar ise yalıtımlıdır. Engelin farklı şekilleri kullanılmış ve merkezi dikdörtgensel olarak açılmıştır. Rayleigh sayısının farklı değerleri için deneyler yapılmıştır.

Ampofo [32], yüzeyleri farklı ısıtılmış kapalı bir hacmin içerisine engel yerleştirilerek oluşan türbülanslı doğal taşınımı, engelsiz duruma göre kıyaslamıştır. Kullanılan beş farklı engel, yatay duvar üzerine yerleştirilmiştir. Ampofo ve Karayiannis [33], hava ile doldurulmuş kare şeklindeki kapalı hacim içerisindeki en düşük türbülanslı doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı hacim 0.75 m. yüksekliğinde, 0.75 m genişliğinde ve 1.5 m derinliğindedir. Soğuk duvarlar 10 °C, sıcak duvarlar 50 °C sıcaklığındadır.

Jami vd. [34], sıcak duvarına açılı engel yerleştirilmiş, kapalı bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Sayısal çözümler, Lattice-Boltzmann metodu kullanılarak elde edilmiştir. Pr sayısı 0.71 alınarak, kullanılan engelin açısının, sayısının ve uzunluğunun doğal taşınım

üzerine etkileri sunulmuştur. Kullanılan hacmin de açıları değiştirilerek, akım, sıcaklık, yerel ve ortalama Nusselt grafikleri verilmiştir.

Dağtekin ve Öztop [35], düşey duvarına blok monte edilmiş oyuk içerisinde, bloğun yeri ve boyutunun doğal taşınım üzerindeki etkisini sayısal olarak sunmuşlardır. Bloklar tamamen yalıtımlı ve blok yerleştirilmiş düşey duvarın diğer duvara göre daha sıcak olduğu kabul edilmiştir. Rayleigh sayısının 10^4 - 10^6 değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Düşey duvara yerleştirilen bloğun doğal taşınım akış hareketi ve ısı transferini büyük ölçüde etkilediği tespit edilmiştir.

How ve Hsu [36], kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen engelin, karma taşınım ısı transferi üzerine olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Kapalı hacmin düşey duvarına sonlu uzunlukta ısı kaynağı yerleştirilmiştir. Kullanılan engelin ve Reynolds sayısının ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir.

Bairi vd. [37], hava ile dolu dikdörtgen kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı, hem deneysel hem de sayısal olarak vermişlerdir. Yüzeyin düşey duvarları sıcak ve soğuk iken, diğer duvarları adyabatiktir. Sıcak olan duvar farklı 14 dairesel tabakadan oluşmuştur. Kapalı hacmin eğim açısı 0° - 360° arasında düşünülmüş ve $Ra=10$ - 10^8 için gerekli incelemeler yapılmıştır.

Bairi [38], hava ile dolu küp şeklindeki kapalı bir hacim içerisinde oluşan doğal taşınım ısı transferi ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Kapalı hacmin sıcak olan yüzeyi üç adet paralel ısı kaynağı bandı ile iki adet adyabatik banttandır oluşmuştur. İkinci yüzeyi ise soğuk bir plakadır ve sıcak yüzey ile karşı karşıyadır. Kapalı hacim adyabatik olarak düşünülmüştür. Sıcak yüzeyin farklı eğim açılarının doğal taşınım üzerine etkileri sunulmuştur.

Bhave vd. [39], kare kapalı bir hacmin merkezine adyabatik bir blok yerleştirerek, oluşan doğal taşınım ısı transferini analiz etmişlerdir. Kapalı hacmin yatay duvarları adyabatik, düşey duvarları ise farklı sıcaklıktadır. Yapılan çalışmanın amacı, yerleştirilen bloğun boyutlarının ve Prandtl sayısının, akış ve sıcaklık alanı üzerine etkisini incelemektir. Sonuçlar, blok boyutunun artmasıyla, ısı transferi akışının arttığını göstermiştir.

Elsherbiny [40], sonlu uzunluktaki eğimli dikdörtgen bir kanal içerisindeki doğal taşınımı deneysel olarak araştırmıştır. Kanalın alt yüzeyi soğuk iken, üst yüzeyi sıcaktır. Sıcak olan yüzeye üç adet sabit ısıda plaka yerleştirilmiştir. Her bir plakanın üzerine de ısı akısı ölçer yerleştirilmiştir. Soğuk ve sıcak yüzeylerin üzerinden sabit sıcaklıkta su

dolaştırılmıştır. Rayleigh sayısının farklı değerleri alınarak, kanalın eğim açısının ortalama Nusselt değeri üzerine olan etkileri sunulmuştur.

Adams vd. [41], üç boyutlu doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. İçerisi hava dolu dikdörtgen kesitli bir kanalın yatay alt yüzeyi üzerine üç sıra halinde dizilmiş üçlü ısı kaynakları yerleştirilmiştir. Denklemler sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, ısı transferinin, özellikle ısı kaynaklarının arasında ve kenarlarında güçlü olduğunu göstermiştir.

Moukalled ve Acharya [42], ikizkenar yamuk şeklindeki kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen iki engelin oluşturduğu doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Yaz şartlarında üst yüzeyler ısıtılmış, kış şartlarında ise üst yüzeyler soğutulmuştur. Yaz şartları için $Ra=10^3-5.10^7$, kış şartları için $Ra=10^3-10^6$ değerleri alınmış ve Rayleigh sayısının artışıyla birlikte ısı transferinin de arttığı görülmüştür.

Koca vd. [43], içerisinde hem blok şeklinde hem de alt cidara yapışık biçimde elektronik ısıtıcılar bulunan üçgen kesitli bir oyukta meydana gelen doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Oyuğun eğimli cidarı ısıtıcılara göre daha soğuk kabul edilmiş olup, diğer tüm cidarlar yalıtımlı olarak alınmıştır. Rayleigh sayısının, farklı üçgen görünüş oranlarının (aspect ratio), ısıtıcı boyutlarının ve ısıtıcıların birbirlerine göre farklı pozisyonlarının doğal taşınım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, artan Rayleigh sayısı ile birlikte ısı transferinde ve üçgen oyuk içerisinde oluşan dönme merkezlerinin sayısında artış meydana geldiği görülmüştür.

Hung ve Shiau [44], kapalı bir hacmin düşey duvarına yerleştirdikleri dikdörtgen kesitli iki boyutlu bir plakanın oluşturduğu doğal taşınım ısı transferini araştırmışlardır. Dubovsky vd. [45], iç kısmı havalandırılmış kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Benzer boyutlarda iki deneysel düzenek kurulmuştur. Bunlardan biri yalıtımlı kapalı bir hacim iken, diğeri de saydam kapalı bir hacimdir. Kapalı hacmin içerisine engel yerleştirilmiş ve boyutları değiştirilerek akış profilleri izlenmiştir.

Bhowmik ve Tou [46], dikdörtgensel kapalı bir kanalın, düşey duvarına yerleştirdikleri çiplerin oluşturduğu doğal taşınım ısı transferi ile ilgili deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çiplerin sayısının, ısı transfer katsayısını önemli bir şekilde etkilediği görülmüştür ve elde edilen sonuçlar literatürle kıyaslanmıştır.

Close vd. [47], izotermal kapalı kare bir hacim içerisine yerleştirilen ısı kaynağı ile ortam arasındaki ısı transferini ve oluşan akışı incelemiştir. Kapalı hacim doymuş ya da doymamış gaz-buhar karışımı ile doldurulmuştur.

Bajorek ve Lloyd [48], kapalı bir hacim içerisine yerleştirilen engellerin oluşturduğu doğal taşınımı deneysel olarak araştırmışlar ve elde edilen sonuçları engelsiz durum ile kıyaslamışlardır. Kapalı hacmin düşey duvarları sabit sıcaklıkta iken yatay duvarları ve kullanılan engel yalıtılmıştır. Kapalı hacim hava ve karbondioksit doldurularak, engelli ve engelsiz durumlardaki yerel ve ortalama ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Engel kullanıldığında ısı transferinin etkilendiği görülmüştür.

Olso vd. [49], dikdörtgen kesitli kapalı bir hacmin alt yüzeyine yerleştirdikleri engelin oluşturduğu doğal taşınımı incelemişler ve engel olmayan durumla kıyaslamışlardır. Elsayed ve Chakroun [50], bir yüzeyinde açıklık olan kapalı bir hacim içerisindeki ısı transferini deneysel olarak çalışmışlardır. Duvar üzerindeki açıklık dört farklı biçimde düzenlenerek, bu açıklığın etkileri gözlenmiştir. Onbasioglu ve Onbaşıoğlu [51], düşey plaka üzerine yerleştirilen kirişlerin, ısı transferi üzerine olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Kirişler adyabatiktir ve ısı transferini arttırmak için kullanılmıştır. Yükseklikleri 10, 20, 30 ve 40 mm ve eğim açıları 0° , 10° , 20° , 30° ve 45° olan dört farklı kiriş kullanılmıştır. Yerel ısı transfer katsayısı ve ortalama Nusselt sayısı, kirişsiz plaka durumu ile kıyaslanmıştır. Kiriş yüksekliği ve eğim açısının yerel ve toplam ısı transfer katsayısını etkilediği görülmüştür.

Vahl Davis ve Jones [52], kapalı bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı inceleyerek, bu konuda yapılan birçok çalışma ile ayrıntılı olarak kıyaslamışlardır. Aydın ve Pop [53], micropolar ile dolu, farklı ısıtılmış kapalı bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı nümerik olarak analiz etmişlerdir. Kapalı hacmin düşey yüzeyleri sabit sıcaklıkta iken yatay yüzeyler yalıtılmıştır. Denklem çözümleri için sonlu farklar metodu kullanılarak, Rayleigh ve Prandtl sayısının etkileri incelenmiştir. Rayleigh ve Prandtl sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.

Aydın ve Yang [54], alt kısmı kısmi olarak ısıtılmış, yan yüzeyleri de simetrik olarak soğutulmuş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Isıtılmış yüzeyin farklı boyutları için akım ve sıcaklık profillerini vererek, Nusselt sayısının değişimini incelemiştir.

Vaszi vd. [55], gözenekli bir ortam içerisine yerleştirilmiş, yuvarlak tipli düşey bir plakadan elde edilen doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Mittelman vd. [56], aşağı

doğru eğilmiş sıcak bir plaka altındaki laminar doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Akışın durgun olduğu bir ortamda plaka yerleştirme açısının etkilerini araştırarak, farklı plaka geometrileri ve sıcaklıkları için ısı transfer oranını hesaplamışlardır. Küçük eğim açılarında soğutma oranının sabit olduğunu, plaka açısının ısı transfer oranını arttırdığını görmüşlerdir.

Kasayapanand ve Kiatsiroat [57], elektrik alanı kullanarak, parçalı açık kare bir hacim içerisine yerleştirilen ince bir kanatçığın doğal taşınım üzerine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış ve ısı transfer artımlarının Rayleigh sayısının fonksiyonu olarak azaldığını bulmuşlardır. Ayrıca ısı transfer katsayısının, yüksek açıklık pozisyonları ve yüksek eğim açılarında geliştiğini görmüşlerdir.

Yang vd.[58], duvar üzerine, eğimli düz plakalar halinde yerleştirilen kanatçıkları, karma taşınım ısı transferi üzerine olan etkilerini sayısal olarak sunmuşlardır. Maksimum ısı transfer oranının, artan Reynolds sayısı ile arttığını görmüşlerdir. Kumar [59], içerisinde kanatçıık bulunan düşey dairesel bir hacim içerisinde oluşan doğal taşınımı nümerik olarak incelemiştir. Nümerik sonuçlar, ısı transfer oranının Rayleigh sayısı, kanatçıık sayısı, kanatçıık eğim açısı ve hacmin çap oranına bağlı olduğunu göstermiştir.

Altaç ve Konrat [60], hava dolu kapalı kutular içindeki bir ince yatay izotermal plakadan olan doğal taşınım ile ısı geçişini sayısal olarak özetlemişlerdir. Dikdörtgen kesitli kapalı kutunun üç kenarı yalıtılmış iken, dikey kenarı soğutulmuştur. Plaka ve soğuk duvarlar sabit sıcaklıkta muhafaza edilmiştir. Plaka uzunluğu, plaka konumunun ısı transfer karakteristikleri ve akışkan akışına etkileri incelenmiştir. Artan Rayleigh sayısı ile ısı geçiş oranının arttığı ve artan plaka uzunluğu ile Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür.

Küçük vd. [61], eşmerkezli halka kesite sahip kare kanallarda ısı ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Hız ve sıcaklık alanları, sürtünme faktörü ve Nusselt sayılarının, kanalın boyutlarına bağlı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. Küçük ve Asan [62], açık merkezli halka kesite sahip eğrisel kare kanallarda tam gelişmiş, sürekli, sıkışamaz, sabit fiziksel özelliklere sahip laminar akışı sayısal olarak sunmuşlardır. Eğriliğin, halka kesit boyut oranının ve içteki elemanın konumunun ısı transferi ve sürtünme faktörünü etkilediği görülmüştür.

Laguerre vd. [63], katı engellerle dolu bir hacim içerisinde doğal taşınım ile oluşan ısı ve nem transferini sayısal ve deneysel olarak çalışmışlardır. Kapalı hacim içerisinde dairesel hava akışı gözlemlenmiş ve hacmin alt duvarında oluşan nemin, hava akış hızını arttırdığı görülmüştür.

Wu ve Ching [64], üst duvarına parça yerleştirilmiş hava dolu kare bir hacim içerisindeki laminar doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Sıcaklık ve akış ölçümleri, düşey duvarın sıcak ve soğuk durumu için alınmıştır. Duvar üzerine yerleştirilen parça ile duvar arasında akışın fazla olduğu görülmüştür.

Corvaro ve Paroncini [65], PIV sistemli, farklı ısıtılmış kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı, deneysel olarak araştırmışlardır. Kapalı hacim hava ile doldurulup ısıtılmıştır. Kullanılan kaynağın pozisyonunun etkileri, sabit şartlar altında analiz edilmiş ve akışın hem Rayleigh sayısına hem de ısıtıcı kaynağının yerleşim yerine bağlı olduğu görülmüştür. Salat vd. [66], hava dolu bir hacim içerisindeki türbülanslı doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemişler ve elde ettikleri sonuçları kıyaslamışlardır.

Öğüt [67], komşu duvarları farklı sıcaklıkta ısıtılmış, diğer duvarların yalıtılmış olduğu eğik kare kapalı bir bölge içindeki su bazlı nanoakışkanların daimi, laminar doğal taşınım akışını nümerik olarak sunmuşlardır. Sonuçlar, Rayleigh sayısı ve eğim açısının, akış ve ısı transferi üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu göstermiştir. Stickland vd. [68], cidarları farklı sıcaklıkta ısıtılmış kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Kapalı hacim içerisine farklı uzunlukta engeller yerleştirilerek doğal taşınım üzerine olan etkilerini özetlemiştir.

Sun vd. [69], üç açılı bir kanatçık kullanarak, kare bir hacim içerisindeki karma taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Kanatçık kapalı hacmin farklı yüzeylerine yerleştirilerek, akış alanındaki değişimler gözlenmiştir. Varol ve Oztop [70], üçgen bir kapalı hacim içerisine yerleştirilen yalıtımlı bir plakanın oluşturduğu doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Bu plakanın, akış alanı ve sıcaklık dağılımı üzerine olan etkisini sunmuşlardır.

Oztop vd. [71], düşey olarak bölünmüş kare bir kapalı hacim içerisindeki doğal taşınımı nümerik olarak incelemiştir. Hava ve su ile dolu yüzeylerin arasına katı bir cisim yerleştirilerek, akış alanını incelemiştir. Varol vd. [72], alt köşesi kısmi olarak ısıtılmış eğimli bir kapalı hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemiştir.

Bu çalışmanın temel amacı, kapalı hacmin bir cidarına açılı olarak yerleştirilen sonlu kalınlıktaki bir plaka yardımıyla, sıcaklık farkı ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan, doğal taşınım ısı transferini kontrol etmektir.

3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

3.1. Temel Denklemler

Akışı ve ısı transferini yöneten kısmi diferansiyel denklemler, sürekli rejimde ve iki boyutlu laminar akış için yazılmıştır. İki boyutlu kartezyen koordinatlar için kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibi verilebilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

x doğrultusundaki momentum denklemi:

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

y doğrultusundaki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

3.2. Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması ve Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi

Sayısal çözümlerinde boyutsuzlaştırma işlemi gerekli bir adımdır. Denklemlerin boyutsuzlaştırılması ile, hesaplamalar daha kolay yapılacak ve sonuçlar daha kullanışlı bir hale gelecektir.

(3.1)-(3.3) denklemlerini boyutsuz formda yazabilmek için, aşağıda verilen boyutsuz ifadeler kullanılmıştır:

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}, \psi = \Psi \alpha$$

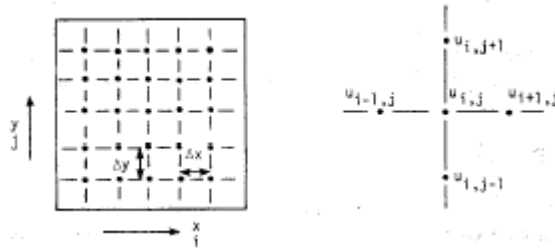
$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.4)$$

Verilen bu boyutsuz ifadeler kullanılarak enerji denklemi için boyutsuzlaştırma işlemi şu şekilde yapılabilir:

$$\begin{aligned}
u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} &= \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \\
\frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} &= \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \\
\frac{\partial(\Psi\alpha)}{\partial(YL)} \frac{\partial[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(XL)} - \frac{\partial(\Psi\alpha)}{\partial(XL)} \frac{\partial[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(YL)} &= \alpha \left[\frac{\partial^2[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(XL)^2} + \frac{\partial^2[\theta(T_h - T_c) + T_c]}{\partial(YL)^2} \right] \\
\frac{\alpha}{L} \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{(T_h - T_c)}{L} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\alpha}{L} \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{(T_h - T_c)}{L} \frac{\partial \theta}{\partial Y} &= \frac{\alpha}{L^2} \left[(T_h - T_c) \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + (T_h - T_c) \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \\
\frac{\alpha}{L} \frac{(T_h - T_c)}{L} \left[\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] &= \frac{\alpha}{L^2} (T_h - T_c) \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \\
\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} &= \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \tag{3.5}
\end{aligned}$$

şeklinde elde edilir. Elde edilen boyutsuz denklemler sonlu farklar metodu yardımıyla sayısal olarak kolaylıkla çözülebilir.

Sonlu Farklar Yönteminin temeli, sürekli kısmi diferansiyel denklemlerinde görülen türevlerin sonlu ve ayrık noktalarda yakın temsili üzerine kuruludur. Probleme ait olan geometrinin karmaşıklığı, uygulanmasında en önemli zorluktur. Ayrıca sonlu noktada oluşturulan ağ noktalarının yoğunluğunu istenildiği gibi değiştirmek pek kolay değildir. Bu nedenle gerilme alanlarının öngörümü gibi katı mekaniği problemlerine uygulamak pek pratik değildir. Bunun yanı sıra ısı geçişi ve akış alanı problemlerine uygulamak daha kolaydır. Şekil 3.1’de tipik bir sonlu fark gridi görülmektedir. Sonlu noktalardaki yaklaşık temsilin mertebesi arttıkça ağ noktalarındaki hatalar da azalacaktır.



Şekil 3.1. Tipik bir sonlu fark gridi

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2}$$

olarak elde edilen boyutsuz enerji denklemi aşağıdaki gibi sonlu fark denklemine dönüştürülebilir:

$$\left[\frac{\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1}}{2\Delta Y} \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X} - \frac{\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j}}{2\Delta X} \frac{\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1}}{2\Delta Y} \right] = \left[\frac{\theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i,j+1} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i,j-1}}{\Delta Y^2} \right]$$

$$\left[\frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j})}{4\Delta X \Delta Y} - \frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1})}{4\Delta X \Delta Y} \right]$$

$$= -\theta_{i,j} \left(\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} \right) + \frac{\theta_{i+1,j} + \theta_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i,j+1} + \theta_{i,j-1}}{\Delta Y^2}$$

$$\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} = FAC \text{ dersek,}$$

$$\theta_{i,j} = \frac{1}{FAC} \left[\frac{\theta_{i+1,j} + \theta_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i,j+1} + \theta_{i,j-1}}{\Delta Y^2} + \left(\frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1})}{4\Delta X \Delta Y} - \frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j})}{4\Delta X \Delta Y} \right) \right]$$

(3.6)

elde edilir.

En genel haldeki boyutsuz momentum denklemi:

$$\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Omega}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Omega}{\partial Y} \right) - Ra \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (3.7)$$

şeklinde elde edilir.

Elde edilen boyutsuz momentum denklemi aşağıdaki gibi sonlu fark denklemine dönüştürülebilir:

$$\frac{\Omega_{i+1,j} - 2\Omega_{i,j} + \Omega_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Omega_{i,j+1} - 2\Omega_{i,j} + \Omega_{i,j-1}}{\Delta Y^2} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1}}{2\Delta Y} \frac{\Omega_{i+1,j} - \Omega_{i-1,j}}{2\Delta X} - \frac{\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j}}{2\Delta X} \frac{\Omega_{i,j+1} - \Omega_{i,j-1}}{2\Delta Y} \right)$$

$$- Ra \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X}$$

$$- \Omega_{i,j} \left(\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} \right) + \frac{\Omega_{i+1,j} + \Omega_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Omega_{i,j+1} + \Omega_{i,j-1}}{\Delta Y^2} = \frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\Omega_{i+1,j} - \Omega_{i-1,j})}{4Pr\Delta X \Delta Y}$$

$$- \frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\Omega_{i,j+1} - \Omega_{i,j-1})}{4Pr\Delta X \Delta Y} - Ra \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X}$$

$$\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} = FAC \text{ dersek,}$$

$$\Omega_{i,j} = \frac{1}{FAC} \left[\frac{\Omega_{i+1,j} + \Omega_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Omega_{i,j+1} + \Omega_{i,j-1}}{\Delta Y^2} - \frac{(\Psi_{i,j+1} - \Psi_{i,j-1})(\Omega_{i+1,j} - \Omega_{i-1,j})}{4Pr\Delta X \Delta Y} \right]$$

$$+ \frac{1}{FAC} \left[\frac{(\Psi_{i+1,j} - \Psi_{i-1,j})(\Omega_{i,j+1} - \Omega_{i,j-1})}{4Pr \Delta X \Delta Y} + Ra \left(\frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2\Delta X} \right) \right] \quad (3.8)$$

elde edilir.

Genel olarak iki boyutlu bir akış için sırasıyla akım ve girdap formülasyonu;

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \Psi}{\partial x}$$

$$\omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}$$

şeklinde dir. u ve v değerleri girdap formülasyonunda yerine yazılırsa

$$-\omega = \left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} \right) \quad (3.9)$$

elde edilir.

$\Psi = \frac{\psi Pr}{\nu}$, $\Omega = \frac{\omega L^2 Pr}{\nu}$, $X = \frac{x}{L}$, $Y = \frac{y}{L}$ ifadeleri kullanılarak, akım ve girdap fonksiyonuyla

yeniden düzenlenen süreklilik denklemi boyutsuz formda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$-\Omega = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (3.10)$$

Bu denklem yardımıyla $\Psi_{i,j}$ bulunabilir.

$$\begin{aligned} \frac{\Psi_{i+1,j} - 2\Psi_{i,j} + \Psi_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Psi_{i,j+1} - 2\Psi_{i,j} + \Psi_{i,j-1}}{\Delta Y^2} &= -\Omega_{i,j} \\ -\Psi_{i,j} \left(\frac{2}{\Delta X^2} + \frac{2}{\Delta Y^2} \right) + \frac{\Psi_{i+1,j} + \Psi_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Psi_{i,j+1} + \Psi_{i,j-1}}{\Delta Y^2} &= -\Omega_{i,j} \\ \Psi_{i,j} = \frac{1}{FAC} \left[\frac{\Psi_{i+1,j} + \Psi_{i-1,j}}{\Delta X^2} + \frac{\Psi_{i,j+1} + \Psi_{i,j-1}}{\Delta Y^2} \right] + \Omega_{i,j} & \quad (3.11) \end{aligned}$$

elde edilir.

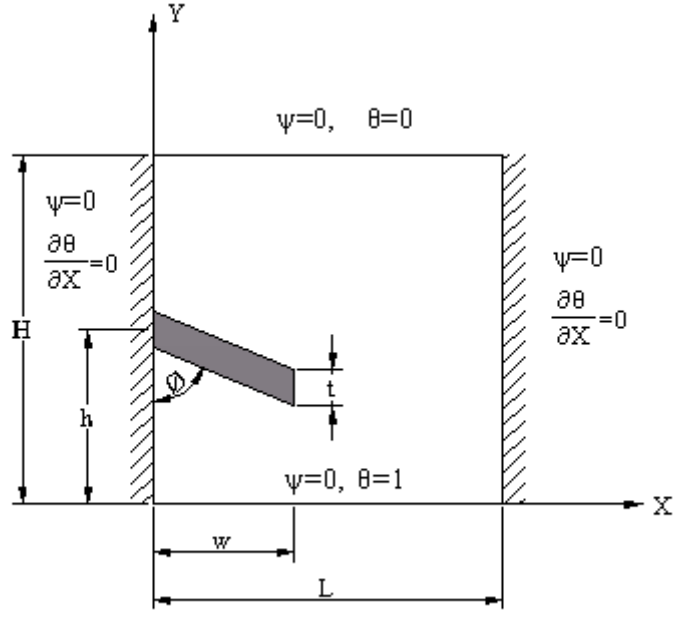
3.3. Cebirsel Denklemlerin Çözümü

Cebirsel denklemlerin çözümü için çeşitli yöntemler mevcuttur. Kullanılan denklemler merkezi farklar yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Bu çalışmada, lineer cebirsel denklem sistemlerinin çözümü için Ardışık Alt Rahatlama metodu kullanılmıştır. Bu metot diğer metotlara göre daha hızlı yakınsadığı için seçilmiştir. Bu metotta hesaplanan değişkenin yeni değerinden eski değeri çıkarılır ve belirli bir rahatlama faktörü ile çarpılır, eski değerine eklenir.

$$T^1 = T^0 + r(T^{hesaplanan} - T^0) \quad (3.12)$$

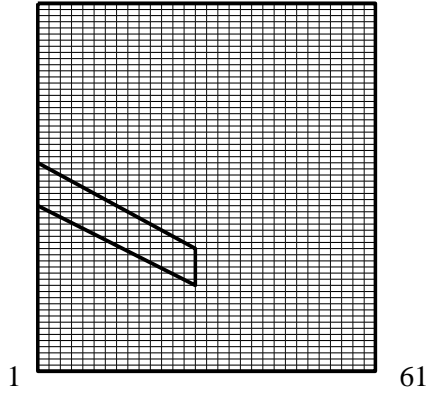
Burada T^0 , değişkenin eski değeri, $T^{hesaplanan}$ hesaplamalar sonucunda bulunmuş değeri, T^1 bir sonraki adımda kullanılacak yeni değeri, r ise rahatlama faktörüdür ($r < 1$). Cebirsel denklemler çözülrken yakınsama kriteri olarak 10^{-4} seçilmiş ve tüm bağımlı değişkenler için rahatlama parametresi 0.1 alınmıştır. X ve Y yönünde üniform grid dağılımı kullanılmış ve yapılan testler neticesinde 61x61 grid boyutunun yeterli olduğu tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, düşey duvarına plaka yerleştirilmiş kare bir hacim içerisindeki doğal taşınım sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Düşey duvarlar yalıtımlı, yatay duvarlar ise sabit sıcaklıktadır. İlgili geometri, sınır şartları ve koordinatlar Şekil 3.2 (a)' da, grid dağılımı da Şekil 3.2. (b)' de verilmiştir.



(a)

61



(b)

Şekil 3.2. a) Fiziksel model, b) Grid dağılımı

3.4. Sınır Şartları

Çözüm için gerekli olan sınır şartları aşağıdaki gibi verilebilir:

Yatay eksenler boyunca;

$$\theta(X,0) = 1, \Psi(X,0) = 0, U=0, V=0 \quad (3.13)$$

$$\theta(X,1) = 0, \Psi(X,1) = 0, U=0, V=0 \quad (3.14)$$

Düşey eksenler boyunca;

$$\frac{\partial \theta(0, Y)}{\partial X} = 0, \Psi(0, Y) = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial \theta(1, Y)}{\partial X} = 0, \Psi(1, Y) = 0, U=0, V=0 \quad (3.16)$$

şeklindedir.

Yerel ve ortalama Nu sayıları aşağıdaki gibi verilebilir:

$$Nu_x = \left(-\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0}, \quad Nu = \int_0^L Nu_x dx \quad (3.17)$$

3.5. Grid sistemi

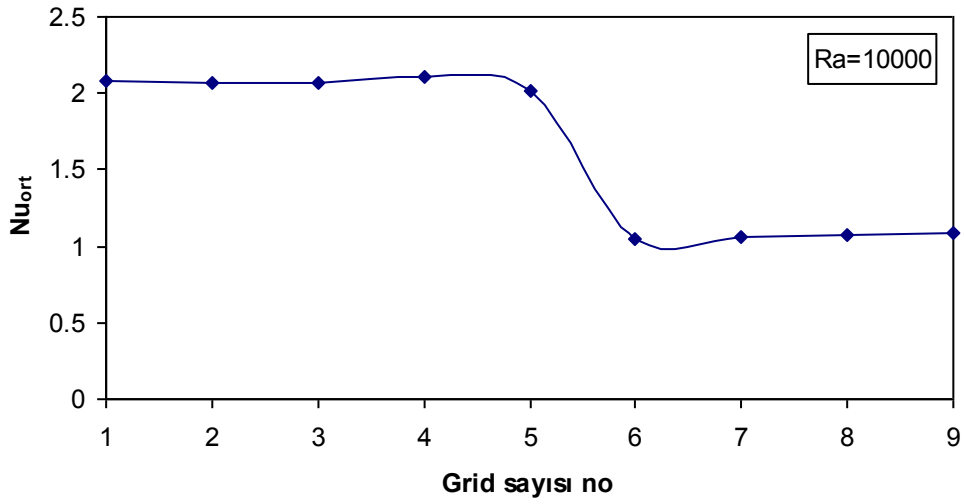
Sayısal çözüme başlamak için ilk adım, akış alanını küçük parçalara bölerek her noktaya ayrı ayrı cebirsel denklemlerin uygulanmasıdır. Teorik olarak akış alanının tamamı için, elde edilen cebirsel denklemlerin uygulanması gerekmektedir. Ancak bu, sonsuz sayıda nokta ve de sonsuz sayıda denklem ile ifade edileceğinden pratikte bu imkansızdır. Bu nedenle akış alanı belirli sayıda kafeslere bölünerek, bu kafeslerin kesişme noktalarına cebirsel denklemler uygulanır. Cebirsel denklemlerin uygulandığı her bir noktaya “grid noktası” veya “düğüm noktası” adı verilir. Bu noktaların oluşturduğu sisteme de “grid sistemi” denilmektedir.

Çözümün hassasiyetini etkileyen faktörlerin başında düğüm noktalarının sayısı gelir. Pratikte düğüm sayısı arttıkça sonuçların hassaslaştığı kabul edilse de gerçekte çok fazla düğüm sayısı işlem zamanını artırır. Ayrıca belirli bir düğüm sayısının üzerinde hassasiyet de çok fazla değişmez. Bu nedenle optimal düğüm sayısının belirlenmesi önemlidir.

Tablo 3.1’de farklı grid sayıları test edilerek elde edilen ortalama Nusselt sayıları verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının test edilen grid sayısına göre değişimi de Şekil 3.3.’de görülmektedir. X ve Y yönünde üniform grid dağılımı kullanılmış ve yapılan testler neticesinde 61x61 grid boyutunun yeterli olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 3.1. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması; ($\phi = 45^\circ$, $Ra=10^4$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$, $RK=1$ ve $Pr=0.71$)

Grid Sayısı No	Grid Sayısı	Ortalama Nusselt Sayısı
1	11x11	2.077
2	21x21	2.074
3	31x31	2.067
4	41x41	2.106
5	51x51	2.011
6	61x61	1.048
7	71x71	1.062
8	81x81	1.077
9	91x91	1.089



Şekil 3.3. Grid sayısının ortalama Nusselt sayısı ile karşılaştırılması; ($\phi = 45^\circ$, $Ra=10^4$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$, $RK=1$ ve $Pr=0.71$)

4. SAYISAL ÇÖZÜM

Sayısal yöntemler, matematiksel problemlerin, aritmetik işlemlerle çözülebilmelerini sağlayacak şekilde formüle edildiği tekniklerdir. Çeşitli sayısal yöntemler olmasına karşın, hepsinin ortak bir özelliği, çok sayıda karmaşık aritmetik işlemler içermesidir. Bu nedenle, hızlı ve verimli sayısal bilgisayarların gelişmesiyle son yıllarda mühendislik problemlerinin çözümünde sayısal yöntem teknikleri önemli bir rol oynamaktadır. Sayısal yöntemler son derece güçlü problem çözme araçları olup, birçok mühendislik uygulamalarında analitik yollardan çözülmesi çoğu zaman olanaksız olan karmaşık denklem sistemlerini ve karmaşık geometrileri çözmeyi başarabilirler.

Kısmi diferansiyel denklemler, bir fiziksel büyüklüğün davranışının, iki veya daha fazla değişkene bağlı olarak değişim hızı cinsinden ifade edildiği mühendislik problemlerini karakterize etmek için kullanılır. Isıtılan bir plakanın kararlı haldeki sıcaklık dağılımı veya ısıtılan bir çubuğun zamana bağlı sıcaklığı bu tür denklemlere örnek olarak verilebilir [73].

Kapalı hacimlerde doğal konveksiyonla akışkan hareketi ve ısı transferi probleminin çözümü için boyutsuz hale dönüştürülen süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin eş zamanlı olarak çözülmesi gerekmektedir. Bu denklemlerin lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemler olduğu görülmektedir ve analitik olarak çözülmesi mümkün değildir. Bu türden diferansiyel denklemlerin çözümü için kullanılan çeşitli metotlar vardır. Kontrol hacim ve Sonlu Farklar en sık kullanılan çözüm metotlarıdır.

Genel olarak kısmi diferansiyel denklemler üç kategoriye ayrılmaktadır. Bunlar eliptik, parabolik ve hiperbolik denklemlerdir. Sürekli rejimde konveksiyon denklemleri eliptik tip denklemlerdir. Denklemler öncelikle Taylor Serisi ile cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. 1. ve 2. derece denklemlerin Taylor Serisi ile açılımında ileri, geri ve merkezi farklar kullanılmıştır. Elde edilen cebirsel denklemlerin çözümü için de iteratif yöntemlerden “Ardışık Alt rahatlama” metodu kullanılmıştır.

Akışkanlar Mekaniğinde akışkan hareketini tanımlayan kısmi diferansiyel denklemlerin türevlerinin ve diğer terimlerinin birbirinden sonlu farklı uzaklıklarla ayrılmış sonlu noktalarda ayrıştırılması sonucu ortaya çıkan cebirsel denklem sistemlerinin ekonomik ve hızlı çözümü sonucunda yaklaşık çözüm elde edilecektir. Bu süreç Sonlu Farklar Yönteminin temelini teşkil eder. Sonlu noktalarda ayrıştırılan

sürekli denklemlerin çözüldüğü alan, ağ yapısını oluşturur. Sonlu Farklar Yönteminin temeli, sürekli kısmi diferansiyel denklemlerinde görülen türevlerin sonlu ve ayrık noktalarda yakın temsili üzerine kuruludur. Probleme ait olan geometrinin karmaşıklığı, uygulanmasında en önemli zorluktur. Ayrıca sonlu noktada oluşturulan ağ noktalarının yoğunluğunu istenildiği gibi değiştirmek pek kolay değildir. Bu nedenle gerilme alanlarının öngörümü gibi katı mekaniği problemlerine uygulamak pek pratik değildir. Bunun yanı sıra ısı geçişi ve akış alanı problemlerine uygulamak daha kolaydır.

Bu çalışmada, sonlu farklar metodu kullanılarak, kapalı hacim içine yerleştirilen engelin farklı durumları için, farklı bilgisayar programları hazırlanmıştır. Bu programlar, verilen sınır şartları için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözümünü yapmıştır. Engel, hacim içerisine düz ve açılı olarak yerleştirilmiştir. Açılı engelin, farklı eğim açısı, farklı yerleştirme yeri, kalınlığı ve genişlik değerleri için sonuçlar alınmıştır. Elde edilen sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, hız profilleri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları olarak ifade edilmiş ve literatür ile de kıyaslanarak doğruluğu ispatlanmıştır.

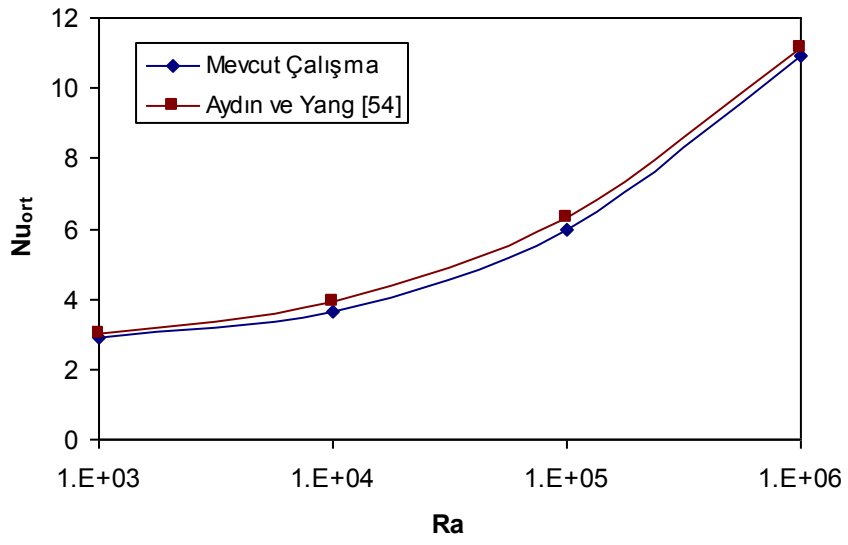
4.1. Sayısal Çözüm Sonuçlarının Literatür ile Karşılaştırılması

Sayısal çözümün geçerliliği için mevcut programdan elde edilen sonuçlar, cidarları farklı ısıtılan kapalı hacimler için çözülmüş ve literatürden temin edilmiş sonuçlar aşağıdaki tablolarda verilmiştir. Mevcut çalışma ile literatürdeki sonuçlar karşılaştırıldığında birbirine yakın değerlerin elde edildiği ve mevcut çalışma için hazırlanan programların doğru sonuç verdikleri kanaatine varılmıştır.

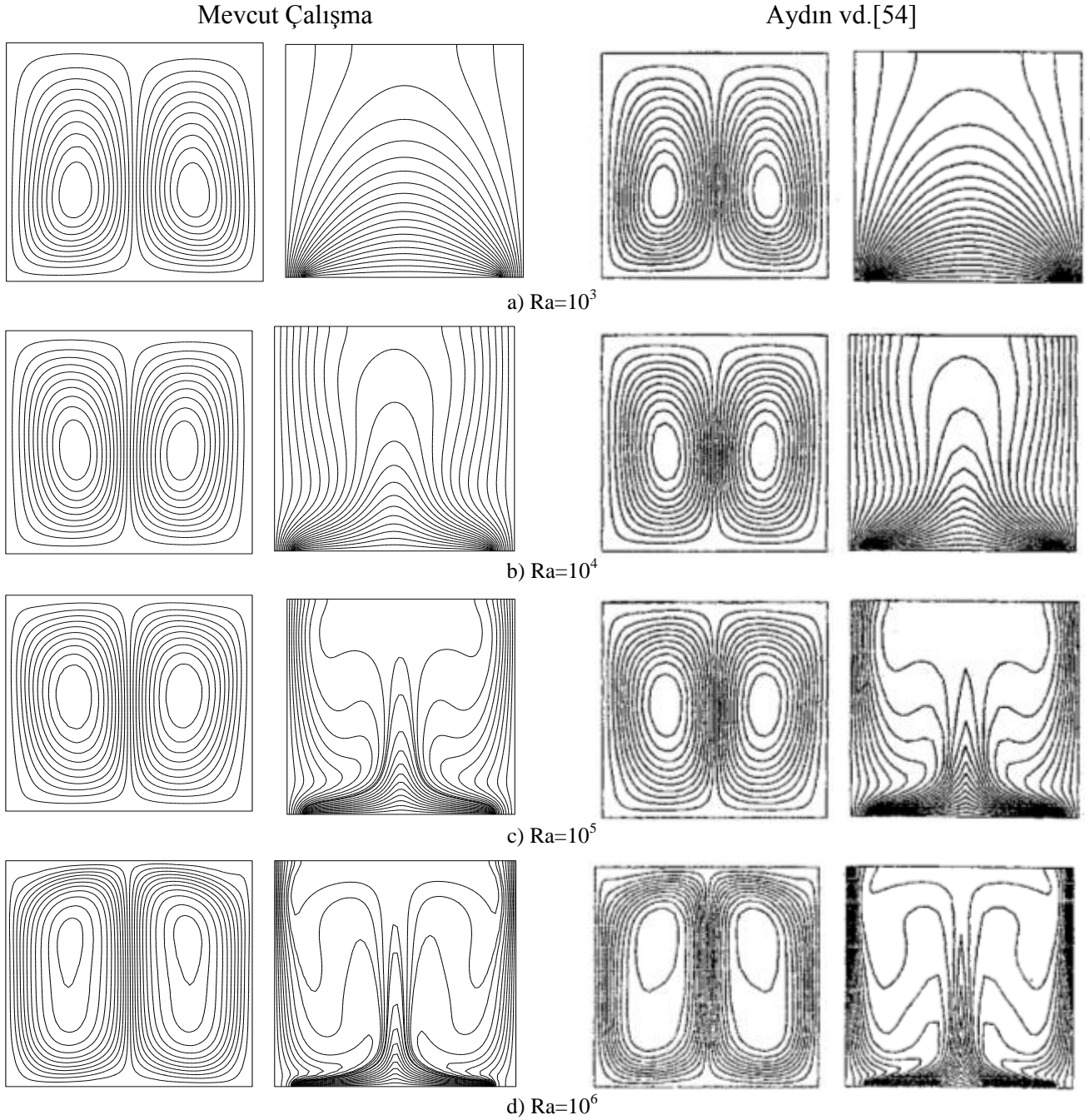
Tablo 4.1.'de Aydın vd. [54] tarafından yapılan çalışma ile mevcut çalışma sonucu elde edilen ortalama Nusselt sayıları, farklı Rayleigh sayıları için verilmiştir. Bu çalışmada, üst yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları soğuk ve alt tabanı kısmi ısıtılmalı olan kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi incelenmiştir. Sonuçların düşük bir hız oranıyla birbirlerine yakın olduğu görülmüştür. Şekil 4.1.' de ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi verilmiştir. Bu çalışmanın literatür ile uyumlu olduğu gözlenmiştir. Şekil 4.2.' de de bu çalışma ile bağlantılı olarak çizilen akım çizgileri ve sıcaklık profilleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.1. Üst yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları soğuk, alt tabanı kısmi ısıtmalı olan engelsiz hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması

Ra	Aydın ve Yang [54]	Mevcut çalışma	Hata oranı (%)
10^3	2.99	2.91	0.027
10^4	3.91	3.63	0.072
10^5	6.31	5.96	0.055
10^6	11.17	10.93	0.022



Şekil 4.1. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi



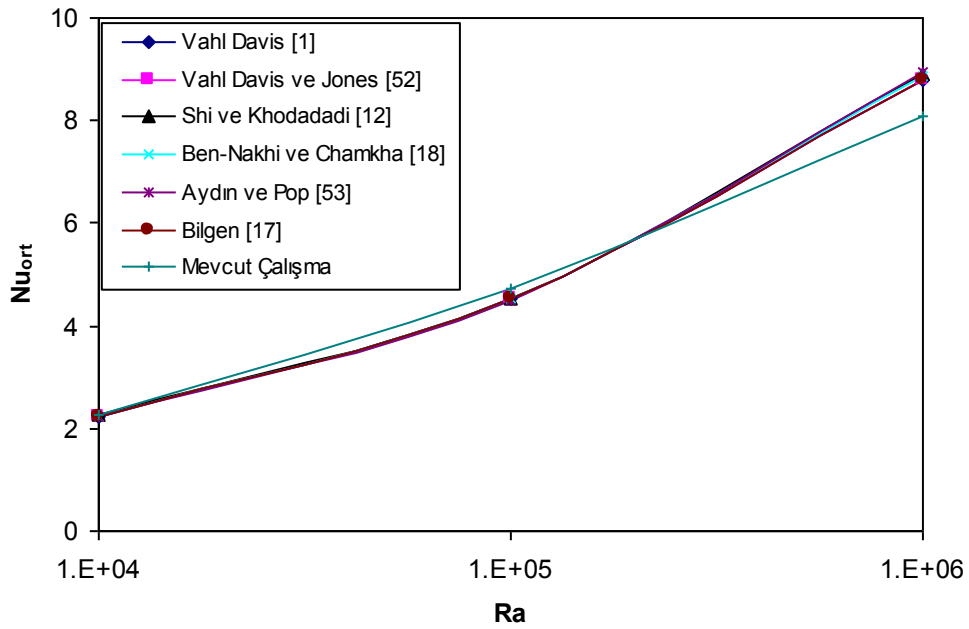
Şekil 4.2. Mevcut çalışma (soldaki kolon) ile Aydın vd.[54]'nin (sağdaki kolon) yaptığı çalışmanın akım çizgileri ve sıcaklık profillerinin karşılaştırılması

Tablo 4.2.'de literatürde yer alan çalışmalar ile mevcut çalışma sonucu elde edilen ortalama Nusselt sayıları, farklı Rayleigh sayıları için verilmiştir. Bu çalışmada, üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi incelenmiştir. Şekil 4.3.' de ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.4.' de de bu çalışma ile bağlantılı olarak Vahl

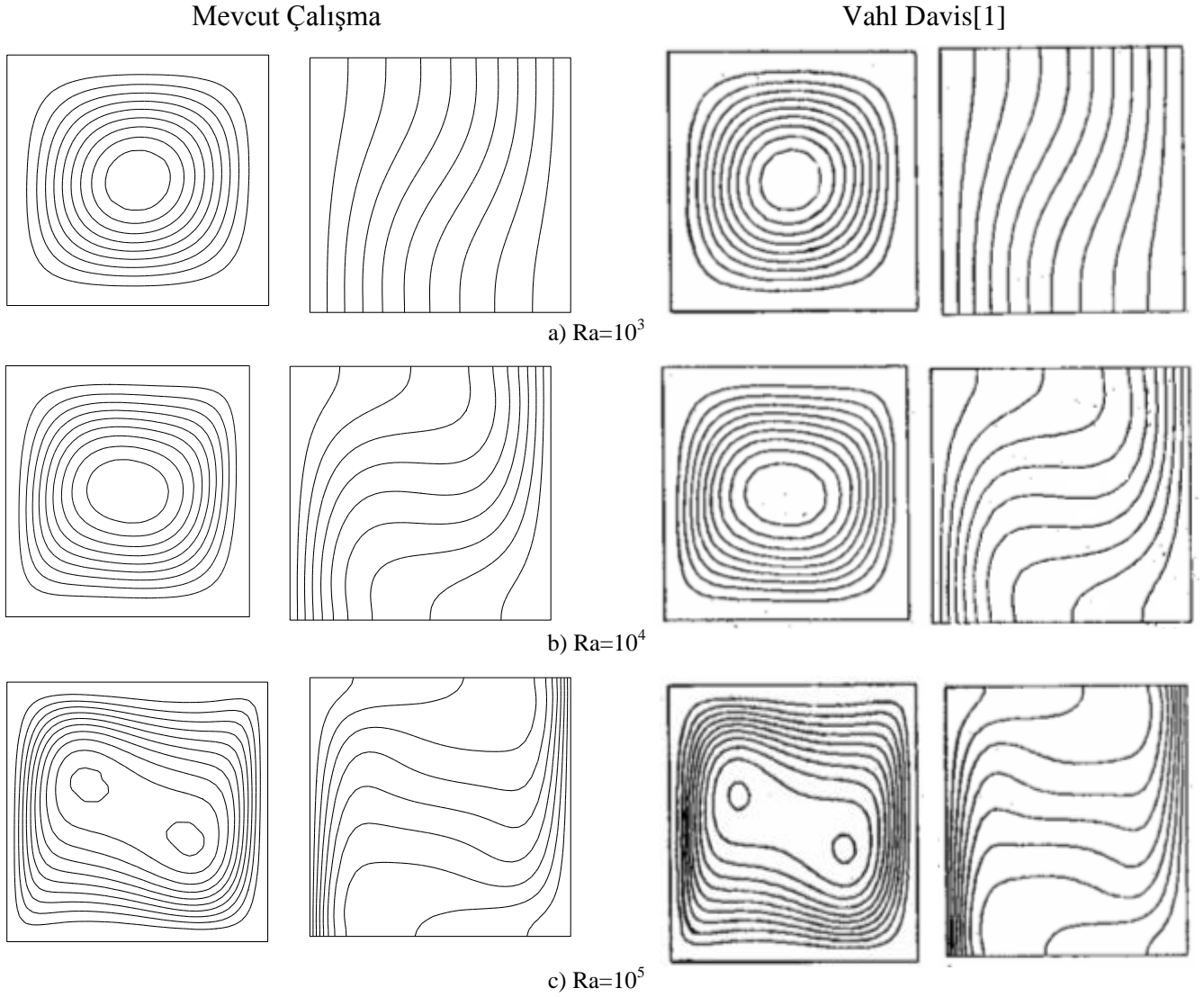
Davis [1] tarafından yapılan çalışma için çizilen akım çizgileri ve sıcaklık profilleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.2. Üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan engelsiz hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması

Ra	10^4	10^5	10^6
Vahl Davis [1]	2.243	4.519	8.800
Vahl Davis ve Jones [52]	2.243	4.517	8.797
Shi ve Khodadadi [12]	2.247	4.532	8.893
Ben-Nakhi ve Chamkha [18]	2.244	4.524	8.856
Aydın ve Pop [53]	2.234	4.486	8.945
Bilgen [17]	2.245	4.521	8.800
Mevcut Çalışma	2.272 (%0.012)	4.738 (%0.045)	8.086 (%0.081)



Şekil 4.3. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi

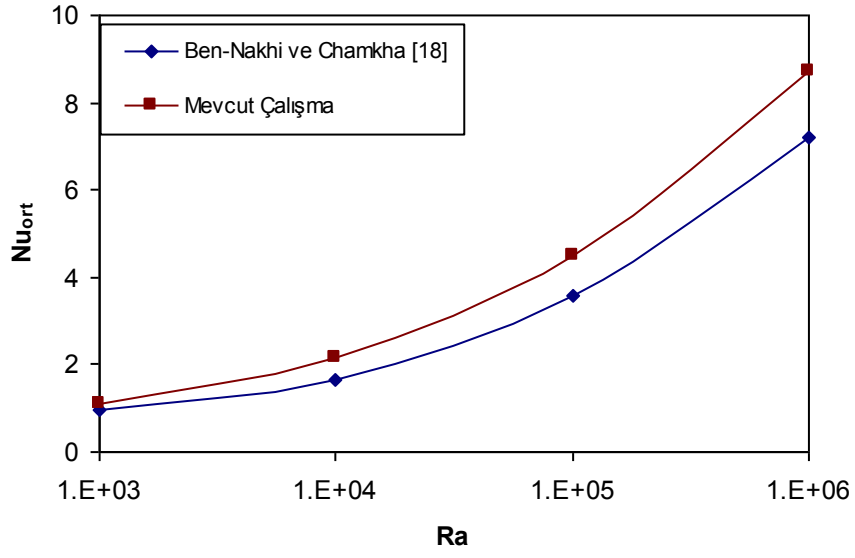


Şekil 4.4. Mevcut çalışma (soldaki kolon) ile Vahl Davis [1]'in (sağdaki kolon) yaptığı çalışmanın akım çizgileri ve sıcaklık profillerinin karşılaştırılması

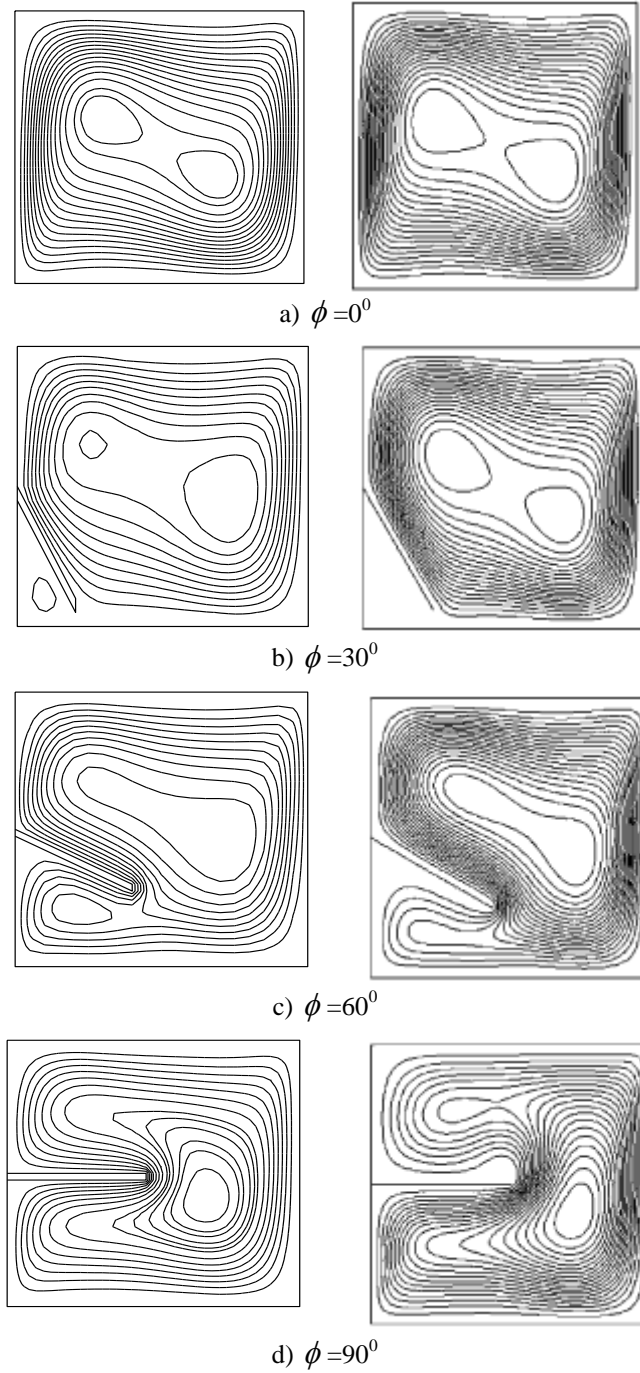
Tablo 4.3.'de Ben-Nakhi ve Chamkha [18] tarafından yapılan çalışma ile mevcut çalışma sonucu elde edilen ortalama Nusselt sayıları, farklı Rayleigh sayıları için verilmiştir. Bu çalışmada, üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan, içerisine 45^0 eğim açısı ile engel yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi incelenmiştir. Şekil 4.5.' de ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.6.' da da bu çalışma ile bağlantılı olarak Ben-Nakhi ve Chamkha [18] tarafından yapılan çalışma için çizilen akım çizgileri karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.3. Üst ve alt yüzey yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan, 45° eğim açısı ile engel yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması

Ra	Ben-Nakhi ve Chamkha [18]	Mevcut çalışma	Hata oranı (%)
10^3	0.951	1.111	0.144
10^4	1.672	2.134	0.216
10^5	3.574	4.485	0.203
10^6	7.18	8.724	0.177



Şekil 4.5. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi



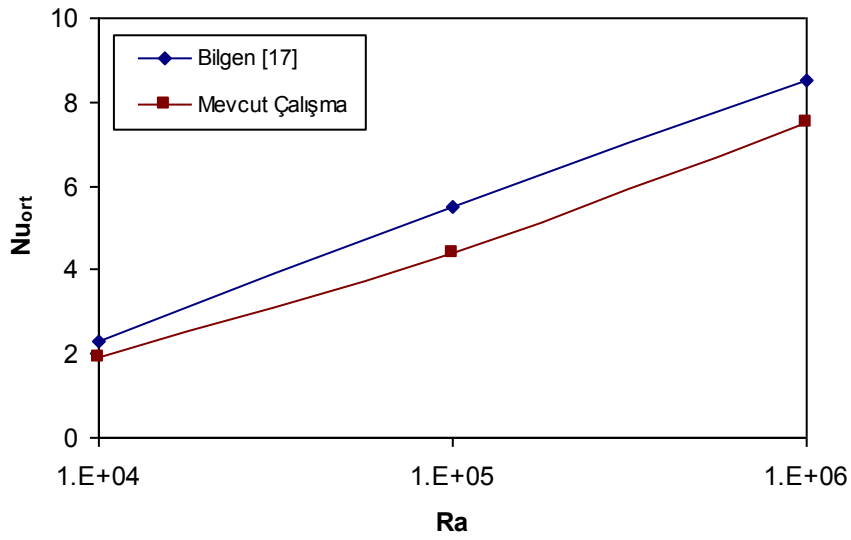
Şekil 4.6. Mevcut çalışma (soldaki kolon) ile Ben-Nakhi ve Chamkha [18] tarafından yapılan (sağdaki kolon) çalışmanın akım çizgilerinin karşılaştırılması; ($Pr=0.707$, $Ra=10^3$)

Tablo 4.4.'de Bilgen [17] tarafından yapılan çalışma ile mevcut çalışma sonucu elde edilen ortalama Nusselt sayıları, farklı Rayleigh sayıları için verilmiştir. Bu çalışmada, üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan, kapalı bir hacim içerisindeki

doğal taşınım ısı transferi incelenmiştir. Şekil 4.7.' de ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi verilmiştir.

Tablo 4.4. Üst ve alt yüzeyi yalıtımlı, düşey cidarları sıcak ve soğuk olan, kapalı bir hacim içerisindeki ortalama Nu sayısının karşılaştırılması

Ra	Bilgen [17]	Mevcut çalışma	Hata oranı (%)
10^4	2.3	1.9	0.17
10^5	5.5	4.4	0.2
10^6	8.5	7.5	0.12

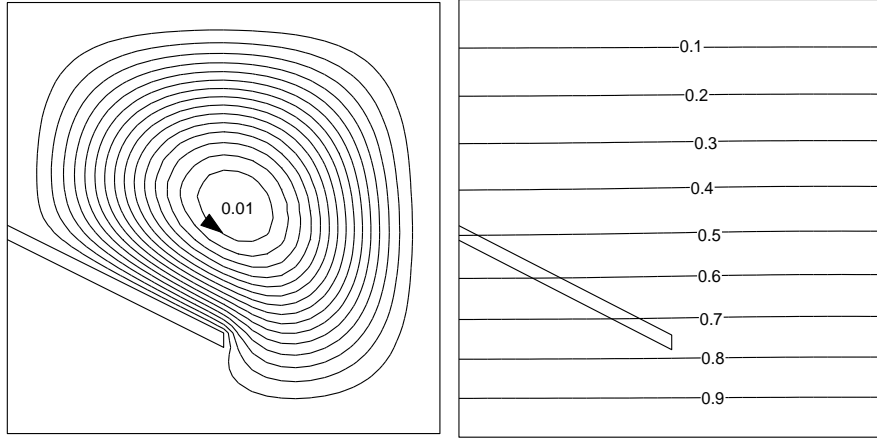


Şekil 4.7. Ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayıları ile değişimi

4.2. Sayısal Çözüm Sonuçlarının Analizi

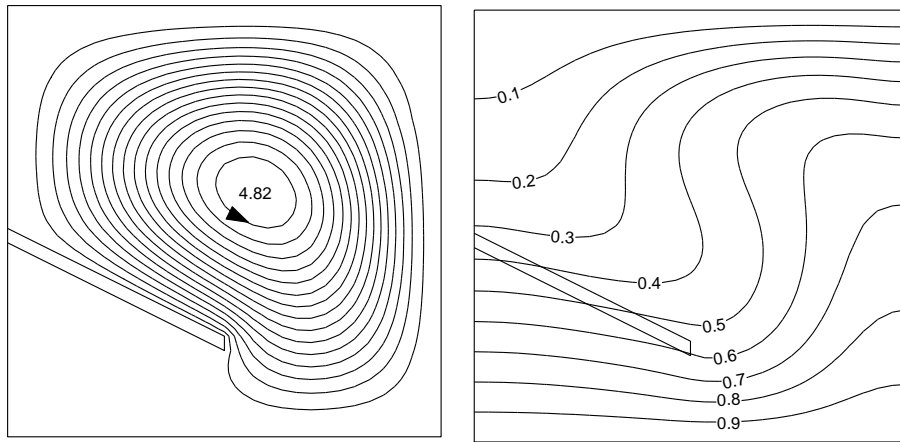
Bu çalışmada, düşey duvarına sonlu kalınlıkta açılı bir plaka yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada elde edilen sayısal sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayıları ve hız grafikleri olarak verilmiştir. Akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olarak; plakanın kalınlığı, plakanın açısı, plakanın genişliği, plakanın yerleştirme yeri, ısıl iletkenlik katsayısı oranı, Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısı seçilmiştir.

$$\Psi_{\max}(0.5248,0.5259)=0.0144$$
$$\Psi_{\min}(0.9731,0.9659)=-1.92e-006$$



a)

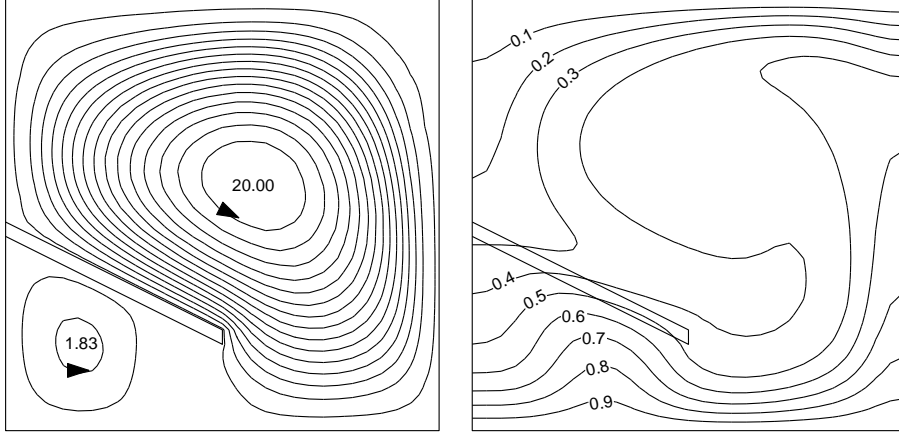
$$\Psi_{\max}(1.0121,0.1283)=5.15$$
$$\Psi_{\min}(0.2558,0.1843)=-0.0639$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.5760,0.5686)=21.4$$

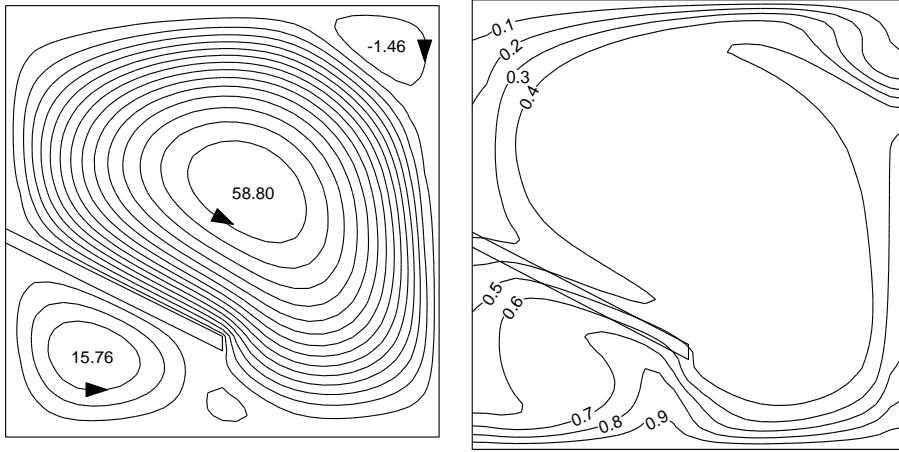
$$\Psi_{\min}(0.4052,0.1330)=-0.967$$



c)

$$\Psi_{\max}(0.5632,0.5728)=63.1$$

$$\Psi_{\min}(0.8664,0.9187)=-5.76$$



d)

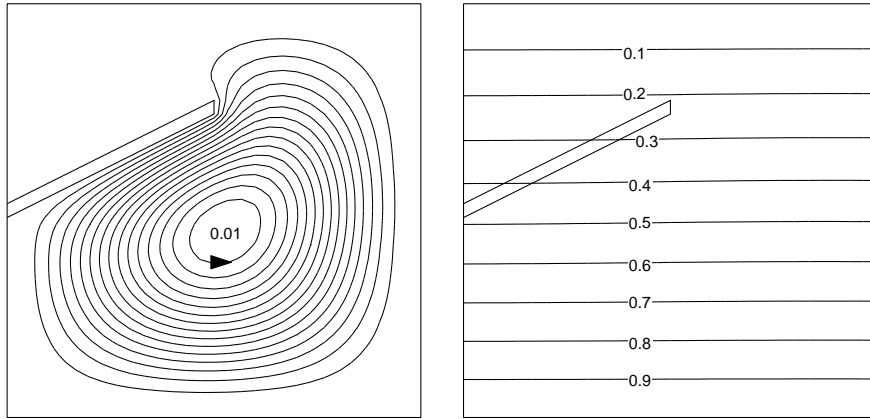
Şekil 4.8. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$

Şekil 4.8. 'de Rayleigh sayısının farklı değerleri için, içerisinde 60° lik engel bulunan kapalı hacim içerisinde oluşan akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) görülmektedir. Şekil 4.8. (a)' da, $Ra=10^3$ için akım çizgileri yaklaşık olarak merkeze yerleşmiş tek bir hücreyi ve ilgili sıcaklık eğrileri de simetrik bir yapı oluşturarak, iletimin özelliklerini göstermektedir. Şekil 4.8. (b)' de, Rayleigh sayısının artışı ile birlikte kapalı hacim içerisindeki simetrik davranış bozulmaktadır. Çünkü, artan Rayleigh sayısı sisteme daha fazla enerji girişi anlamına gelmekte ve taşınım ile ısı transferi giderek artmaktadır. Şekil 4.8. (c)' de, bu durum kendisini daha da hissettirmekte ve plakanın üst ve alt

bölgelerinde farklı dönme merkezleri görülmektedir. Saat ibrelerinin tersi yönünde oluşan bu akış hareketi eş sıcaklık eğrilerinin kapalı hacmin alt ve üst yüzeylerine doğru yayılmasına neden olmaktadır. Şekil 4.8. (d)' de $Ra=10^6$ değerinde olması, kapalı hacim içerisinde düşük Rayleigh sayıları ile kıyaslandığında hücre merkezlerinin artmasına neden olmaktadır. Bu dönme merkezlerinin bir kısmı saat ibresinin tersi yönünde iken, oluşan diğer hücre de saat ibresi yönündedir. Sıcaklık eğrileri de akış şiddetine bağlı olarak daha belirgin bir dağılım göstermektedir. Şekil 4.8.' de Rayleigh sayısının artması ile birlikte, akımın maksimum ve minimum değerlerinin de arttığı gözlenmektedir. Şekil 4.8. (c)' de $\Psi_{\max}=21.4$ iken, Şekil 4.8. (d)' de ise $\Psi_{\max}=63.1$ değerine ulaşmıştır.

$$\Psi_{\max}(0.529,0.449)=0.00925$$

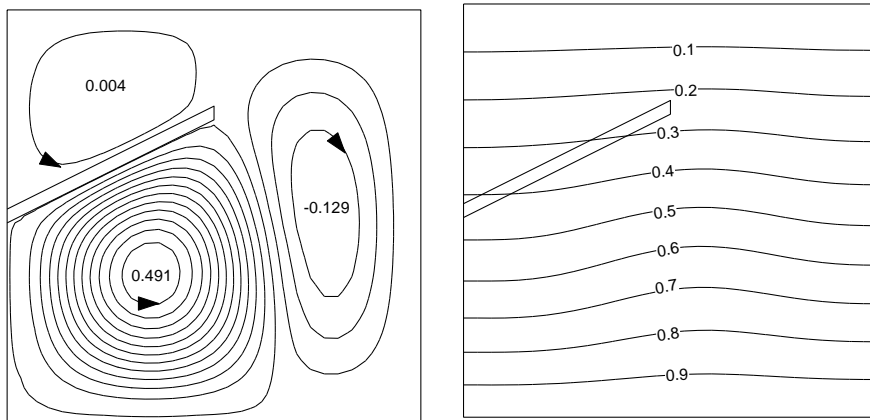
$$\Psi_{\min}(0.9731,0.9785)=-1.37e-006$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.3455,0.3551)=0.534$$

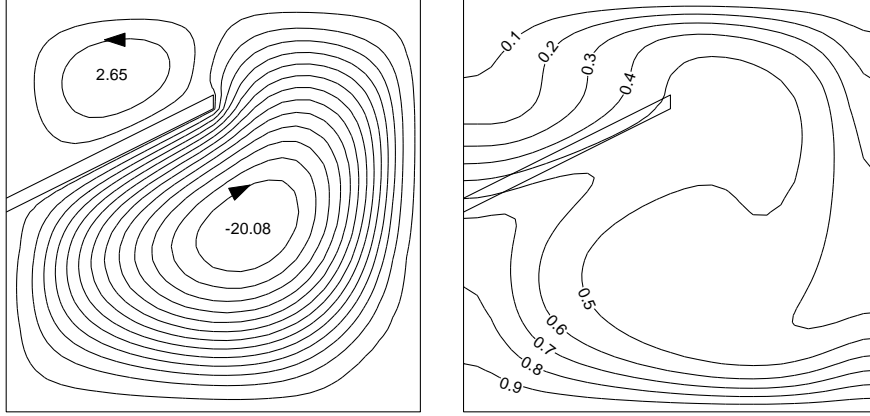
$$\Psi_{\min}(0.7724,0.5088)=-0.173$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.2686,0.8119)=4.27$$

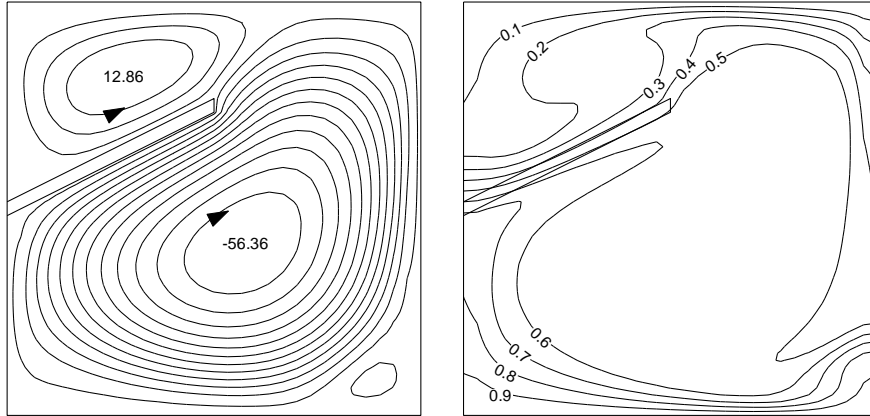
$$\Psi_{\min}(0.5846,0.4447)=-21.7$$



c)

$$\Psi_{\max}(0.2771,0.8247)=17.8$$

$$\Psi_{\min}(0.5803,0.4148)=-61.3$$



d)

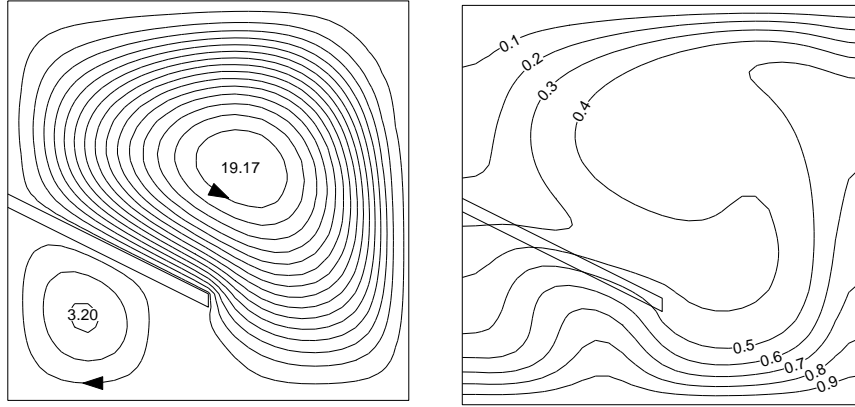
Şekil 4.9. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$

Şekil 4.9.'da Rayleigh sayısının farklı değerleri için, içerisinde $\phi = 120^\circ$ lik engel bulunan kapalı hacim içerisinde oluşan akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) görülmektedir. Şekil 4.8. ile karşılaştırıldığında gözlenmiştir ki, plaka açısının artması sıcak tabandan gelen ısınmış akışı hareketlendirmektedir. Şekil 4.9. (a)' da, $Ra=10^3$ için plakanın alt tarafında saat ibresinin tersi yönünde tek bir dönme merkezi görülmektedir. Rayleigh sayısının düşük olması sıcaklık eğrilerinin de düzgün dağılmasını sağlamıştır. Şekil 4.9. (b)' de, $Ra=10^4$ değerine yükselmesi, dönme merkezlerinin sayısını artırarak sıcaklık eğrilerinin de hareketlenmesine neden olmaktadır. Şekil 4.9. (c)' de Rayleigh

sayısının artması ile birlikte, alt yüzeyde ısınan akışkan kapalı hacim içerisine daha fazla nüfuz ederek yukarıya doğru yayılmaktadır. İlgili sıcaklık eğrilerinden de görüldüğü gibi iletim yoluyla olan ısı transferi azalarak, taşınım yoluyla olan ısı transferi baskın olmaya başlamıştır. Bu durum Şekil 4.9. (d)' de daha da açıktır. Rayleigh sayısının artması akışı şiddetlendirerek, hacim içerisindeki dönme merkezlerinin artmasına ve sıcaklık eğrilerinin yüzeyin kenarlarına daha fazla nüfuz etmesine neden olmaktadır. Bununla birlikte minimum ve maksimum akım değerinin mutlak değerlerinde artış görülmektedir.

$$\Psi_{\max}(0.5888,0.5814) = 20.5$$

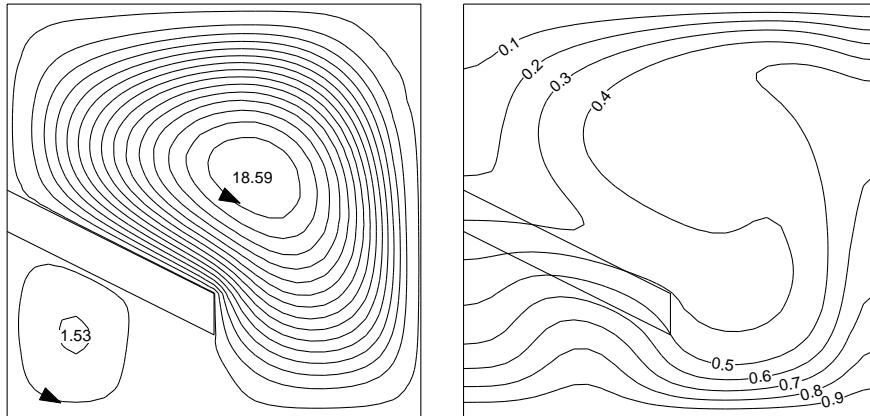
$$\Psi_{\min}(0.4479,0.1245) = -0.792$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5974,0.5899) = 19.9$$

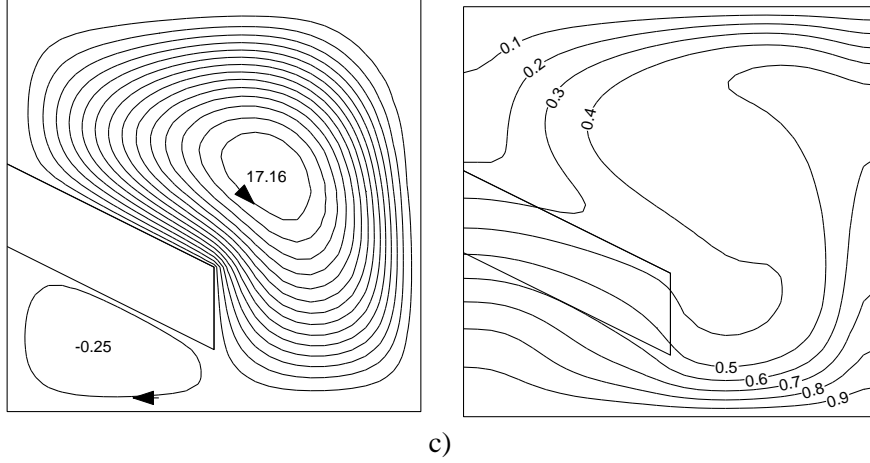
$$\Psi_{\min}(0.4009,0.1287) = -1.09$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.6272,0.5856) = 18.4$$

$$\Psi_{\min}(0.2173,0.1629) = -1.49$$

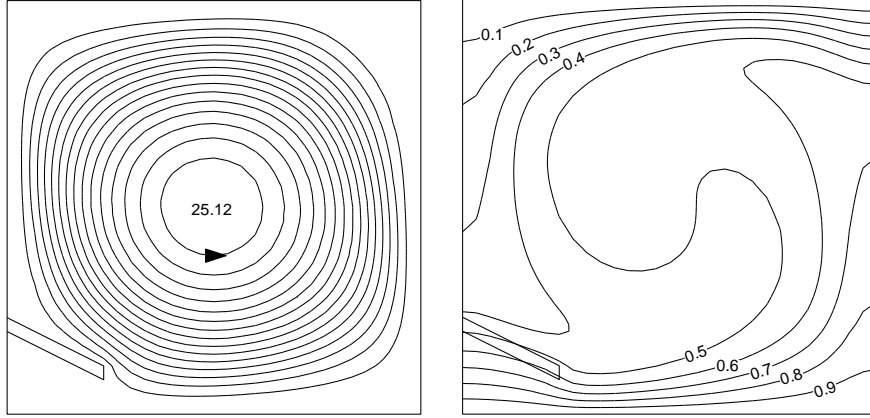


Şekil 4.10. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka kalınlığı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $RK=1$, $w=0.5$ ve $Pr=0.71$), a) $t=0.033$, b) $t=0.1$, c) $t=0.2$

Şekil 4.10.'da, plaka kalınlığının akım ve sıcaklık profilleri üzerine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 4.10. (a)' da görüldüğü gibi plaka kalınlığının az olduğu durumda oyuğun alt kısmındaki dönme sayısı fazladır ve bu bölgede taşınım yoluyla olan ısı transferi daha da baskındır. Bu durumda eş sıcaklık eğrilerinin de simetrik olarak dağılmadığı görülmektedir. Şekil 4.10. (b)' de plaka kalınlığının artırılması ile kapalı hacim içerisindeki akış alanı azalmakta ve ısı transfer miktarı düşmekte, böylece kapalı hacim içerisindeki dönme merkezleri azalmaktadır. Bu durum Şekil 4.10. (c)' de daha da açık görülmektedir. İletim yoluyla olan ısı transferi kendisini hissettirerek, dönme merkezlerinin azalmasına ve sıcaklık eğrilerinin düzgün yayılmasına neden olmaktadır. Plaka kalınlığının artırılması kapalı hacim içerisindeki akış alanını azalttığı için, taşınım yoluyla olan ısı transferi azalmakta ve buna bağlı olarak akımın maksimum ve minimum mutlak değerlerinde düşme olmaktadır.

$$\Psi_{\max}(0.4863,0.5002)=26.8$$

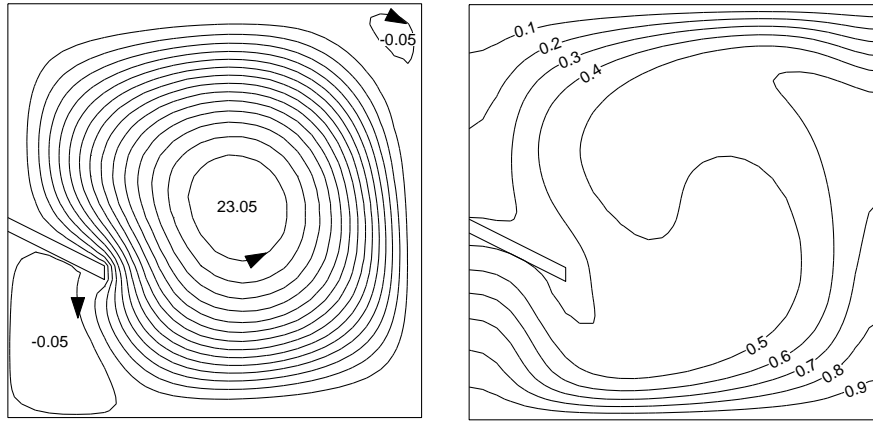
$$\Psi_{\min}(0.9346,0.9144)=-0.149$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5546,0.5087)=24.7$$

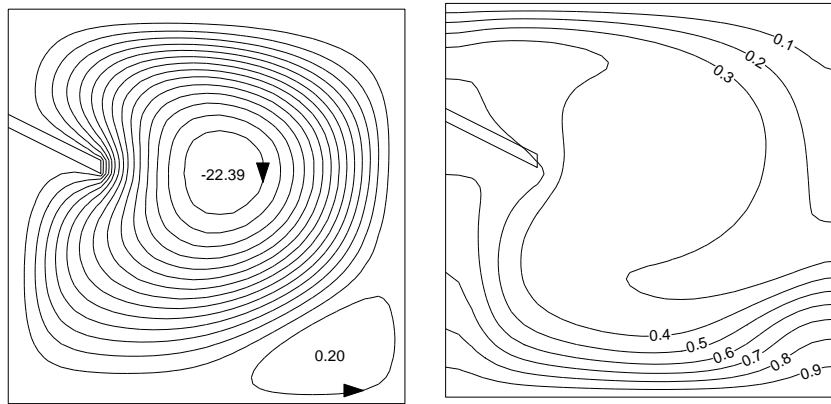
$$\Psi_{\min}(0.1319,0.1501)=-1.7$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.7981,0.1288)=1.81$$

$$\Psi_{\min}(0.5461,0.5898)=-24$$



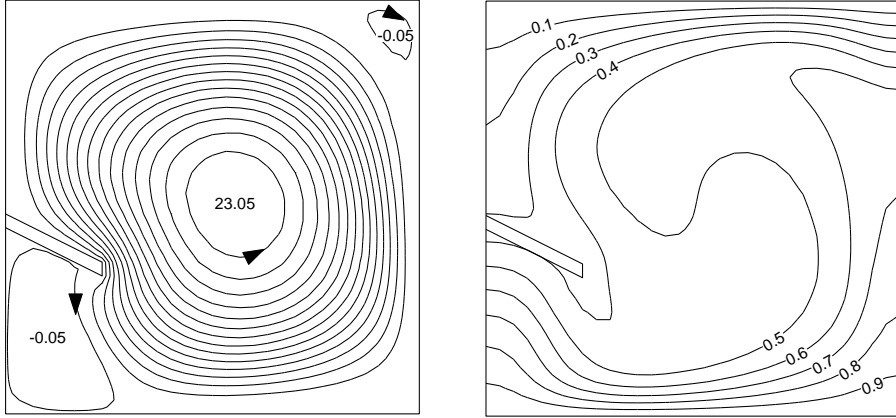
c)

Şekil 4.11. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plakanın yerleştirilme yeri ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $w=0.25$, $Pr=0.71$ ve $RK=1$), a) $h=0.25$, b) $h=0.5$, c) $h=0.75$

Şekil 4.11.'de hacim içerisine yerleştirilen plakanın düşey duvara farklı pozisyonlarda yerleştirilmesinin ısı transferi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 4.11. (a)'da akım profilinde görüldüğü gibi, plakanın alt tabana çok yakın yerleştirilmesi, alt taban ile plaka arasına çok az akışkan girdisine neden olmuştur. Plaka üzerinde kalan bölgede ise saat ibresinin tersi yönünde tek dönme merkezi meydana gelmiştir. Şekil 4.11. (b)'de plakanın, düşey duvarın orta kısmına yerleştirilmesi ısınan akışkanı biraz daha hareketlendirerek, farklı yönlerde dönen hücrelerin oluşmasına neden olmaktadır. Şekil 4.11. (c)'de görüldüğü gibi plakanın sıcak yüzeyden uzaklaştırılıp, soğuk yüzeye yakın yerleştirilmesi ısınan akışkanın önünün açılmasına ve hareketlenmesine neden olmuştur. Akış alanı içerisinde saat ibresi ile aynı yönde olacak şekilde bir dönme merkezi de meydana gelmiştir. Şekil 4.11.'de görüldüğü gibi eş sıcaklık eğrileri de düzgün bir dağılım göstermektedir. Plakanın farklı yerlere yerleştirilmesi ısı transferi üzerine çok fazla etki etmemekte ve buna bağlı olarak akımın maksimum ve minimum mutlak değerlerinde çok az bir azalma olmaktadır.

$$\Psi_{\max}(0.5546,0.5087)=24.7$$

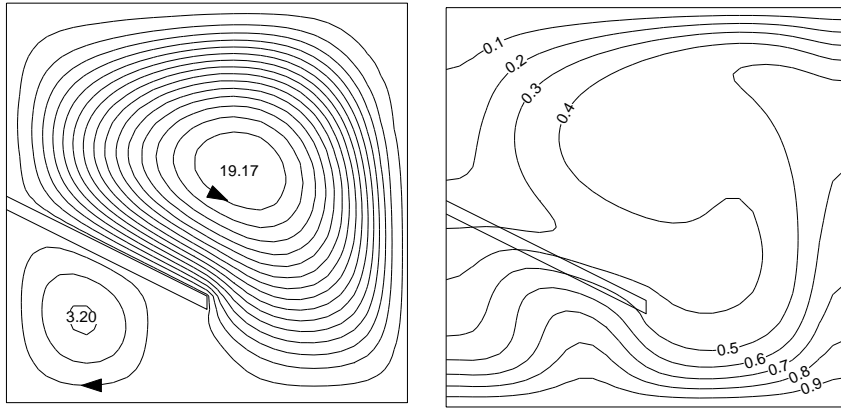
$$\Psi_{\min}(0.1319,0.1501)=-1.7$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5888,0.5814) = 20.5$$

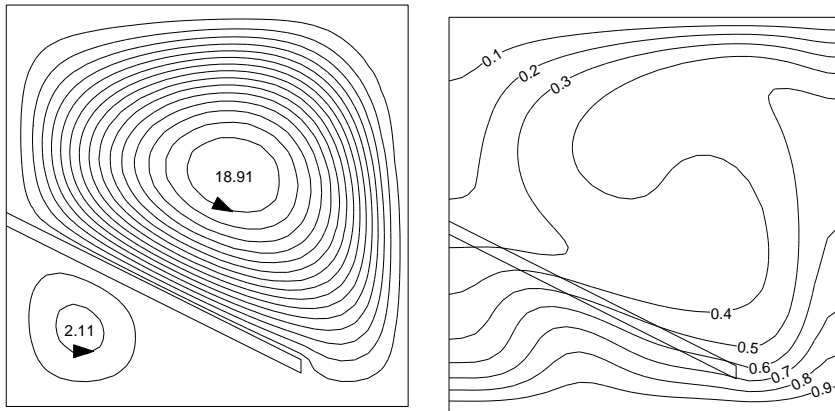
$$\Psi_{\min}(0.4479,0.1245) = -0.792$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.5632,0.5814)=20.2$$

$$\Psi_{\min}(0.4693,0.1245)=-0.475$$



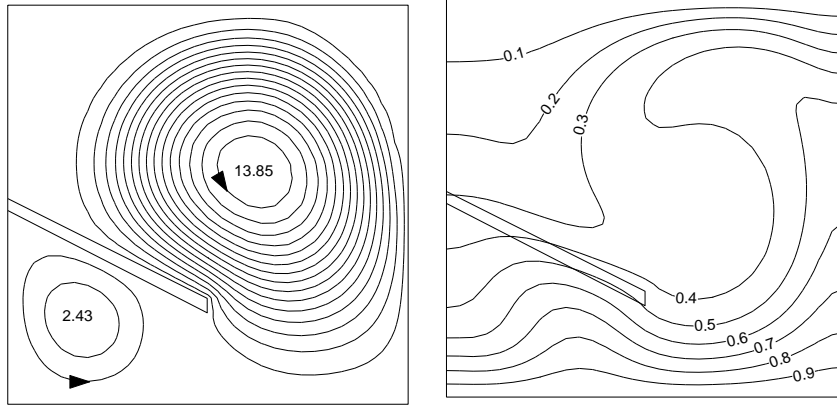
c)

Şekil 4.12. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka genişliği ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $h=0.5$, $Pr=0.71$ ve $RK=1$), a) $w=0.25$, b) $w=0.5$, c) $w=0.75$

Şekil 4.12.'de hacim içerisine farklı uzunluklarda yerleştirilen plakanın ısı transferi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Plaka uzunluğunun artmasıyla sirkülasyon alanı azalır ve haliyle ısı transferi düşer. Şekil 4.12. (a)' da plaka uzunluğunun kısa olması ısınan akışkanın üst bölgeye olan hareketini çok fazla engellememiştir. Akış alanı içerisinde saat ibresinin tersi ve aynı yönünde olacak şekilde farklı dönme merkezleri oluşmuştur. Şekil 4.12. (b)' de plaka uzunluğunun artması sıcak akışkanın hareketini biraz daha azaltarak, akım şiddetinde azalmaya yol açmıştır. Şekil 4.12. (c)' de plaka uzunluğunun fazla olması akış alanını hemen hemen ikiye bölmüş ve akışın özellikle plakanın üst bölgesinde hareketli olmasına neden olmuştur. Sıcaklık eğrilerinin de simetrik olarak dağıldığı görülmüştür.

$$\Psi_{\max}(0.6145,0.5856) = 14.8$$

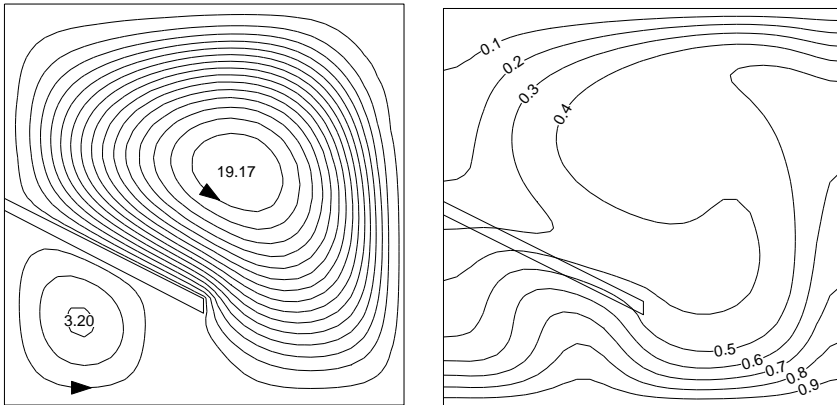
$$\Psi_{\min}(0.4607,0.1117) = -0.428$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5888,0.5814) = 20.5$$

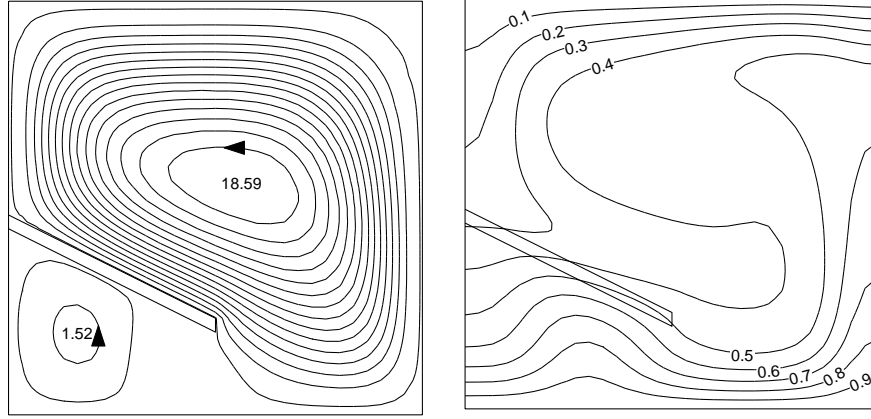
$$\Psi_{\min}(0.4479,0.1245) = -0.792$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.5589,0.56)=19.9$$

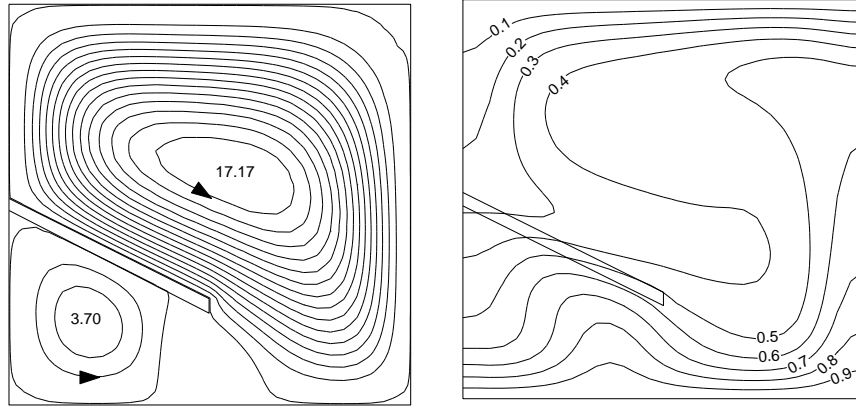
$$\Psi_{\min}(0.4095,0.133)=-1.11$$



c)

$$\Psi_{\max}(0.5718,0.5771)=18.4$$

$$\Psi_{\min}(0.4821,0.1330)=-1.2$$



d)

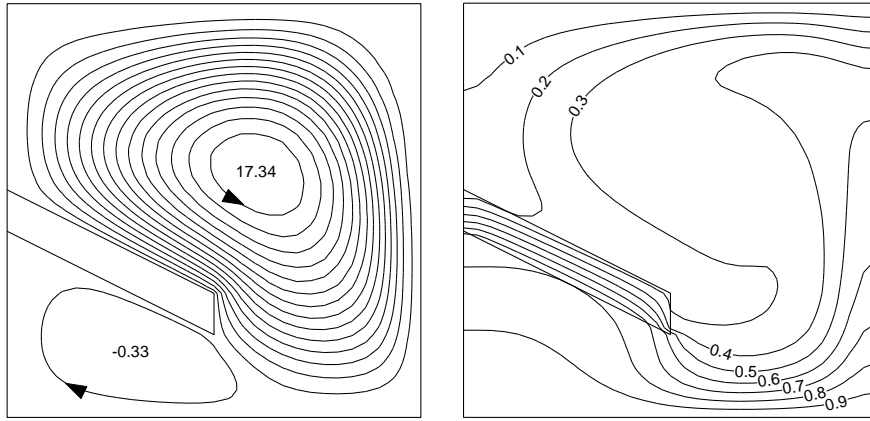
Şekil 4.13. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Prandtl sayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Pr=0.07$, b) $Pr=0.71$, c) $Pr=7$, d) $Pr=70$

Şekil 4.13.'de sabit bir Rayleigh sayısı için, ele alınan dört farklı Prandtl sayısında akış ve sıcaklık alanları verilmektedir. Şekil 4.13. (a) ve Şekil 4.13. (b)' de düşük Prandtl sayısının akış alanı üzerine olan etkisi görülmektedir. Şekil 4.13. (a)' da $Pr=0.07$ için, plakanın alt ve üst bölgelerinde farklı yönde dönen akım çizgileri görülmektedir. Şekil 4.13. (b)' de, $Pr=0.71$ değerine yükselmesi akış alanını etkileyerek akım değerinin artmasına neden olmuştur. Şekil 4.13. (c) ve Şekil 4.13. (d)' de akış alanları karşılaştırıldığında oldukça benzer oldukları görülmektedir. Her iki şekilde de plakanın alt ve üst bölgelerinde aynı yönde dönen hücreler mevcuttur ve akımın mutlak değerinde az

miktarda düşüş olmuştur. Diğer bir deyişle, $Pr < 1$ akışkanları için Prandtl sayısı akış üzerinde oldukça önemli bir etkiye sahip iken, $Pr > 1$ akışkanları için bu etki ihmal edilebilir seviyededir. Sıcaklık eğilimlerinde de benzer davranış göze çarpmaktadır. $Pr < 1$ iken, Prandtl sayısı sıcaklık alanları üzerinde önemli seviyede bir etkiye sahip iken, $Pr > 1$ için elde edilen sıcaklık alanları hemen hemen birbirinin aynısıdır.

$$\Psi_{\max}(0.6059, 0.5941) = 18.6$$

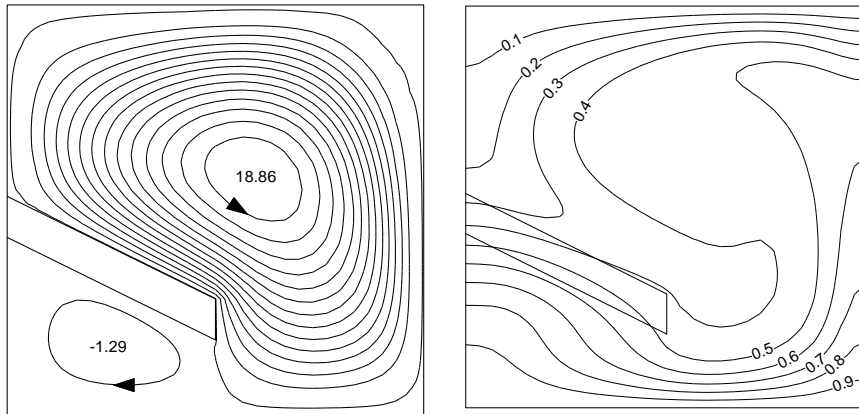
$$\Psi_{\min}(0.3668, 0.1458) = -1.59$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5931, 0.5813) = 20.3$$

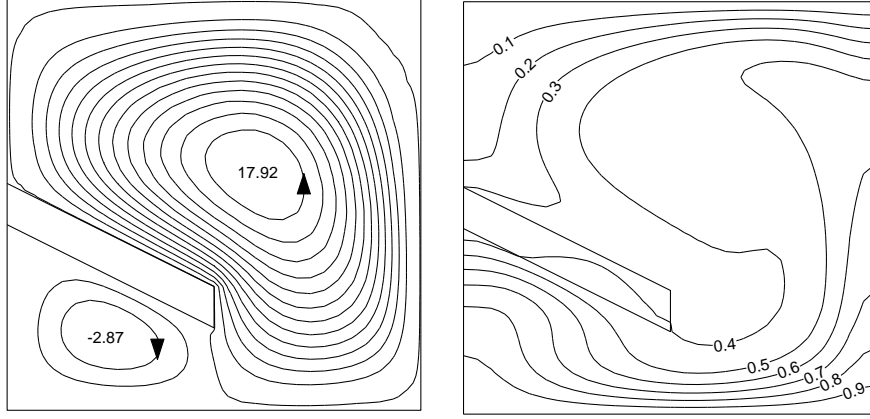
$$\Psi_{\min}(0.2344, 0.1672) = -2.73$$



b)

$$\Psi_{\max}(0.5973,0.5728) = 19.4$$

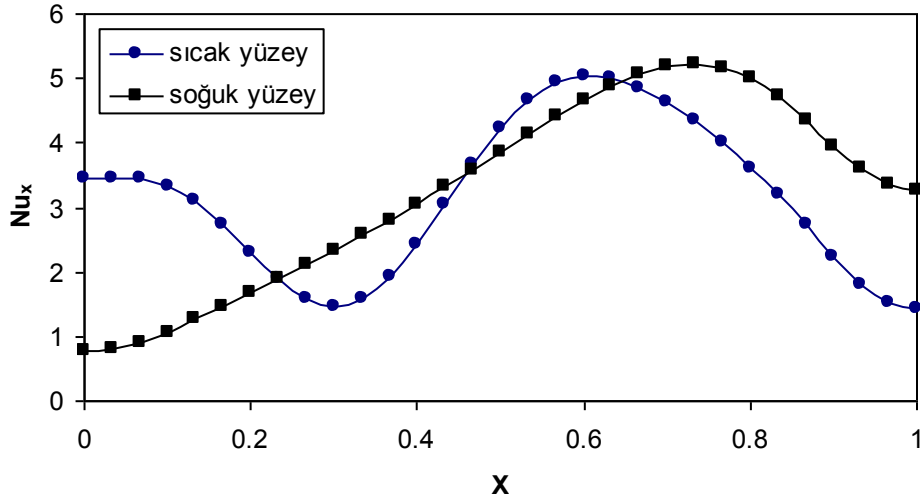
$$\Psi_{\min}(0.2387,0.1799) = -4.35$$



c)

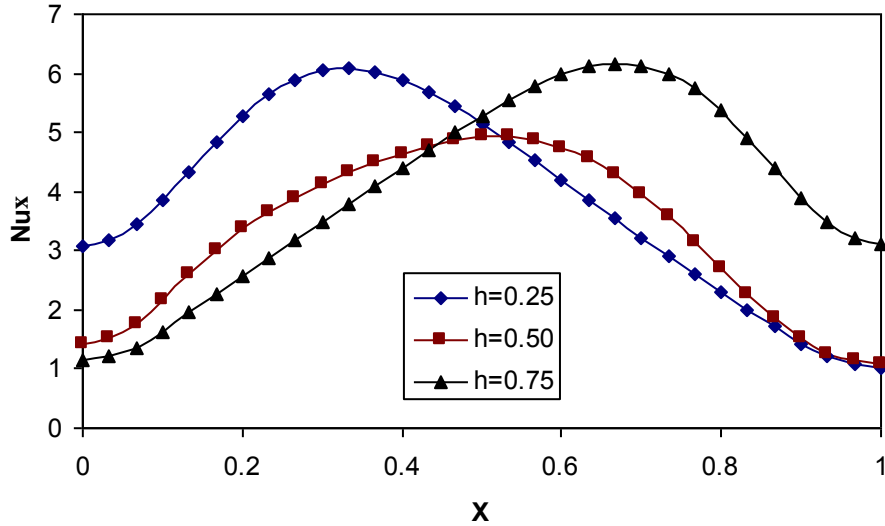
Şekil 4.14. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) ısı iletkenlik katsayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $t=0.1$, $w=0.5$ ve $Pr=0.71$), a) $RK=0.1$, b) $RK=1$, c) $RK=10$

Şekil 4.14.'de ısı iletkenlik katsayısı oranının ($RK = k_s / k_f$) ısı transferi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 4.14. (a)' da ısı iletkenlik katsayısı oranının düşük olması, iletim yoluyla ısı transferinin baskın olmasına neden olarak, akım çizgilerinde düzgün dönme merkezlerinin oluşmasına yol açmaktadır. Isıl iletkenlik katsayısı oranının düşük olması, plakanın ısı iletkenlik katsayısının düşük olduğu anlamına geldiği için, eş sıcaklık eğrilerinden de görüldüğü gibi plaka, sıcaklığı iletmeden dağılmasına neden olmaktadır. Isıl iletkenlik katsayısı oranının artması, hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısının azalması ve haliyle taşınım yoluyla olan ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Şekil 4.14. (b)' de akımın maksimum ve minimum mutlak değerinde artış gözlenmekte ve sıcaklık eğrilerinin de düzgün olarak dağıldığı görülmektedir. Şekil 4.14. (c)' de ise taşınım yoluyla ısı transferi baskın hale gelerek akış alanında farklı dönme merkezleri meydana gelmektedir. Plaka iletken olduğu için, eş sıcaklık eğrilerinden de görüldüğü gibi sıcaklık iletilerek dağılmaktadır.



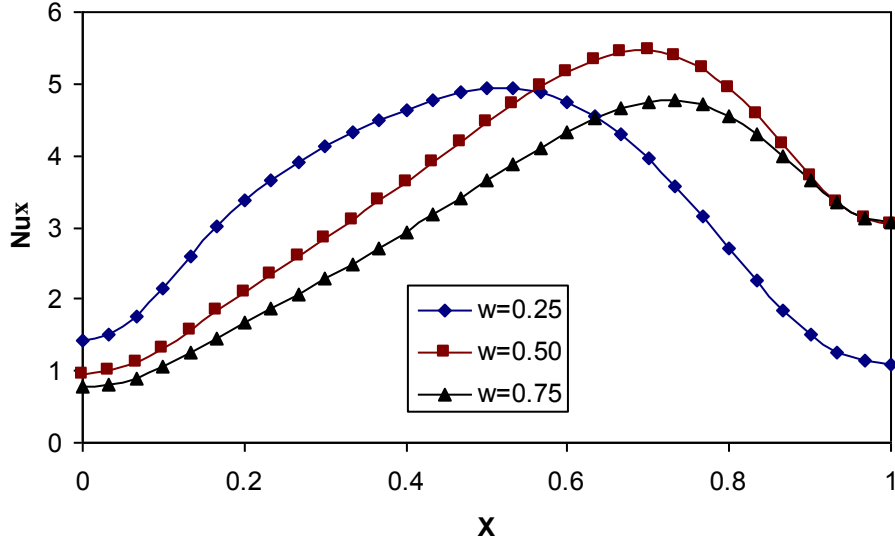
Şekil 4.15. Yataay eksen boyunca yerel Nusselt sayısının değışimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.15.'de X mesafesine bağı olarak, sıcak ve soğuk yüzeyler boyunca yerel Nusselt sayısının değışimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi yerel Nusselt sayıları sinüsoidal bir dağılım arz etmektedir. Burada dönme merkezinin olduğı noktalar, plakanın bulunduğı yerden etkilenir ve dönme merkezinin olduğı yerde yerel Nusselt sayısında en yüksek değerler elde edilir.



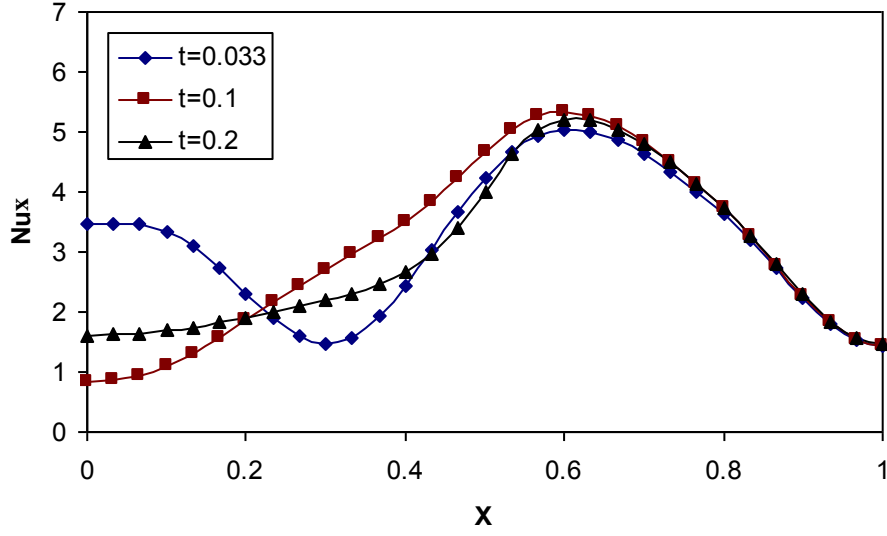
Şekil 4.16. Plakanın yerleştirilme yerine bağı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değışimi; ($w=0.25$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =120^\circ$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.16.'da plakanın düşey duvara farklı pozisyonlarda yerleştirilmesine bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi görülmektedir. Plakanın sıcak yüzeye yakın olması ($h=0.25$) üst bölgedeki akışkan hareketini kolaylaştıracaktır ve taşınım yoluyla olan ısı transferi az da olsa arttığı için yerel Nusselt sayısı da artacaktır. Bu artış, engelsiz kısımda düşme eğilimi göstermektedir.



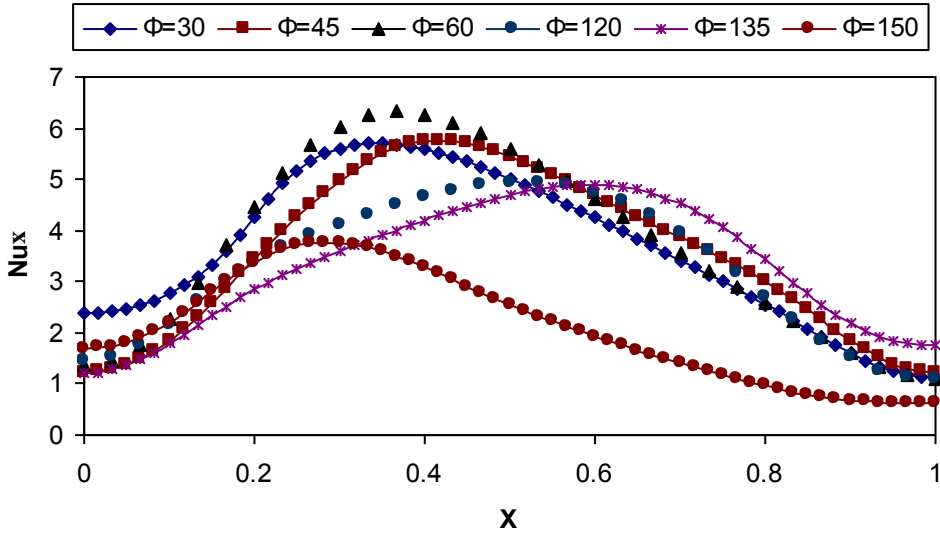
Şekil 4.17. Plakanın genişliğine bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =120^\circ$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.17.'de plakanın genişliğine bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi verilmiştir. Bu değişim sinüsoidal bir dağılım arz etmektedir. Plaka genişliğinin artması ile ısı transfer yüzey alanı azalır ve taşınım yoluyla olan ısı transfer miktarı da düşer ve buna bağlı olarak yerel Nusselt sayısının değeri de düşük olur.



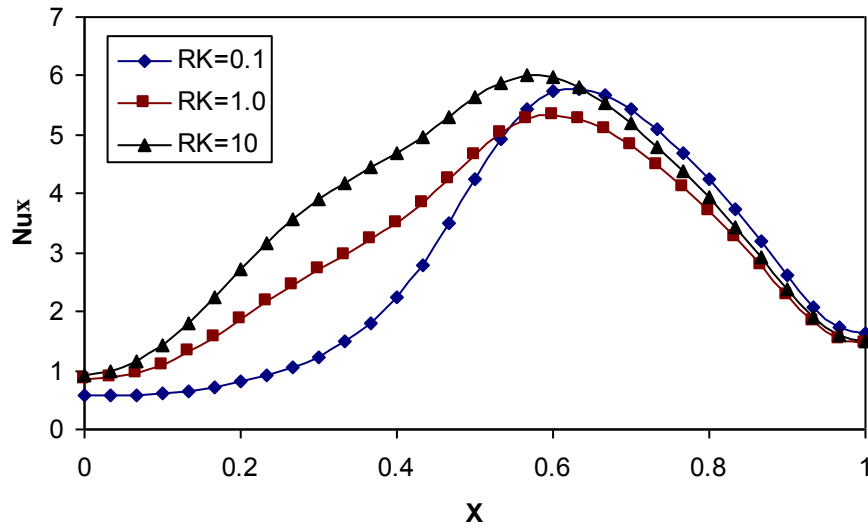
Şekil 4.18. Plakanın kalınlığına bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=60^\circ$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.18.'de plakanın kalınlığına bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi verilmiştir. Plaka kalınlığının artması ile ısı transfer yüzey alanı azalır ve taşınım yoluyla olan ısı transfer miktarı da düşer. Bu düşüş yerel Nusselt sayısının da düşmesi anlamına gelir.



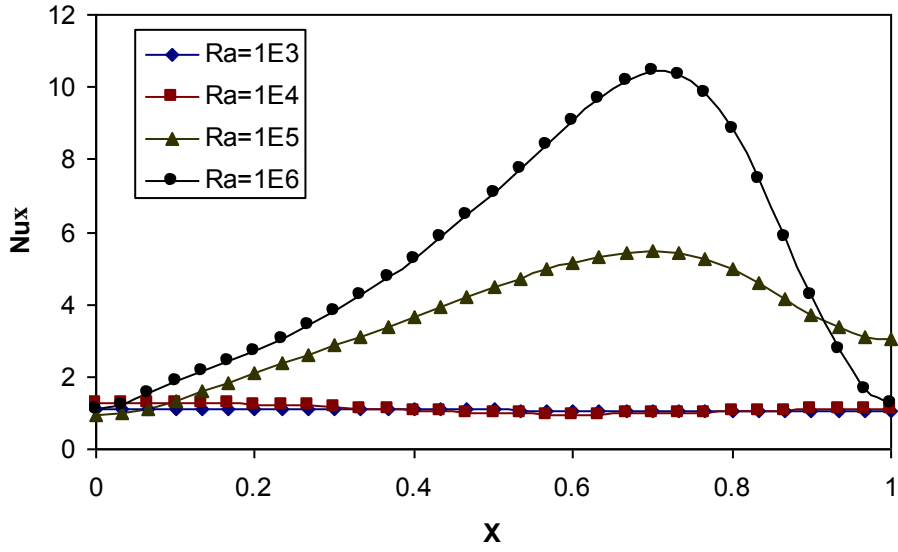
Şekil 4.19. Plakanın yerleştirilme açısına bağlı olarak yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.25$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $t=0.033$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.19.'da plakanın yerleştirilme açısına bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi görülmektedir. Plaka açısının artması sıcak tabandan gelen ısınmış akışkanı hareketlendirmektedir. Isınan bölge üzerinde meydana gelen dalgalanma ısı transferinde artışa neden olmaktadır. İletim yoluyla olan ısı transferi azalarak, taşınım yoluyla olan ısı transferi baskın olmaya başlamaktadır. Bu da yerel Nusselt sayısında artışa neden olmaktadır.



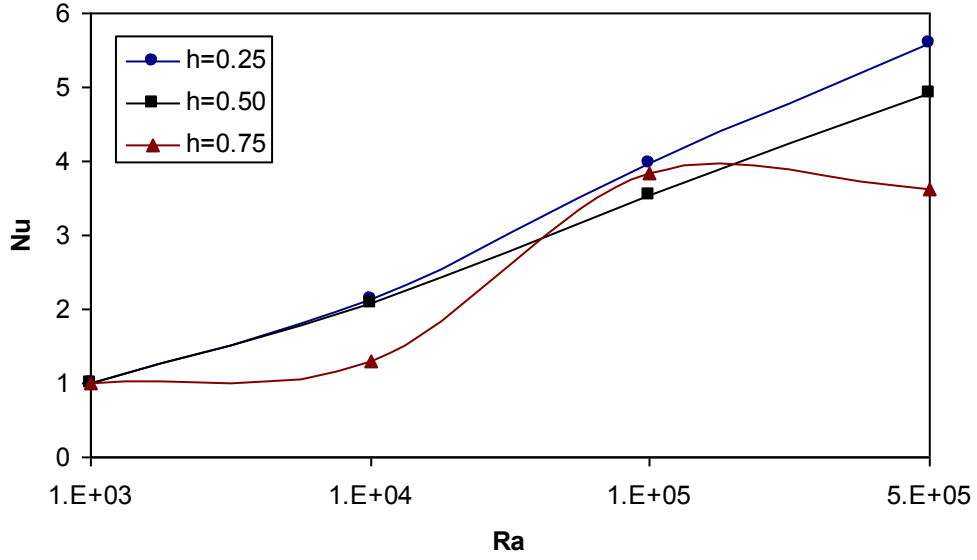
Şekil 4.20. Farklı ısı iletkenlik katsayılarında yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $\phi=60^\circ$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.20.'de ısı iletkenlik katsayısına bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi verilmiştir. ısı iletkenlik katsayısı, hacim içerisine yerleştirilen plakanın ısı iletim katsayısının hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısına oranıdır ($RK = k_s / k_f$). ısı iletkenlik katsayısının artması, akışkanın ısı iletim katsayısını azaltır ve buna bağlı olarak taşınım ile ısı transferi baskın hale gelir. Bu durumda yerel Nusselt sayısı da artar.



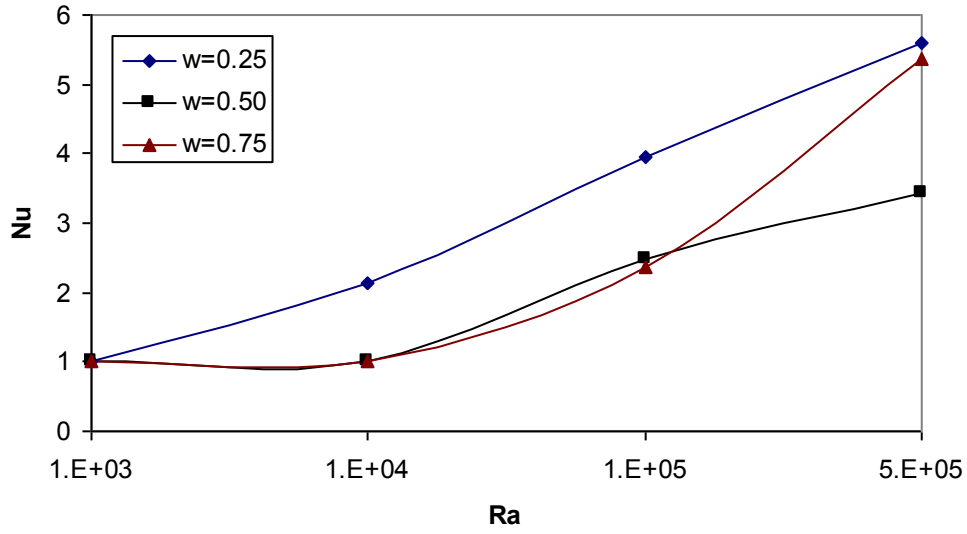
Şekil 4.21. Farklı Rayleigh sayılarında yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $\phi = 120^\circ$ ve $RK=1$)

Şekil 4.21.'de Rayleigh sayısına bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi verilmiştir. Düşük Rayleigh sayılarında, iletimle ısı transferinin taşınım ile ısı transferine göre daha baskın olduğu söylenebilir. İletimle ısı transferinin etkili olmasından dolayı akış hareketsizdir. Rayleigh sayısının artışı ile birlikte kapalı hacim içerisindeki simetrik davranış bozulmaktadır. Bu durumda akışın kapalı hacim içerisine daha fazla nüfuz ettiği ve akışın hareketlendiği görülmektedir. Rayleigh sayısının artması yerel Nusselt sayısının da artması anlamına gelmektedir.



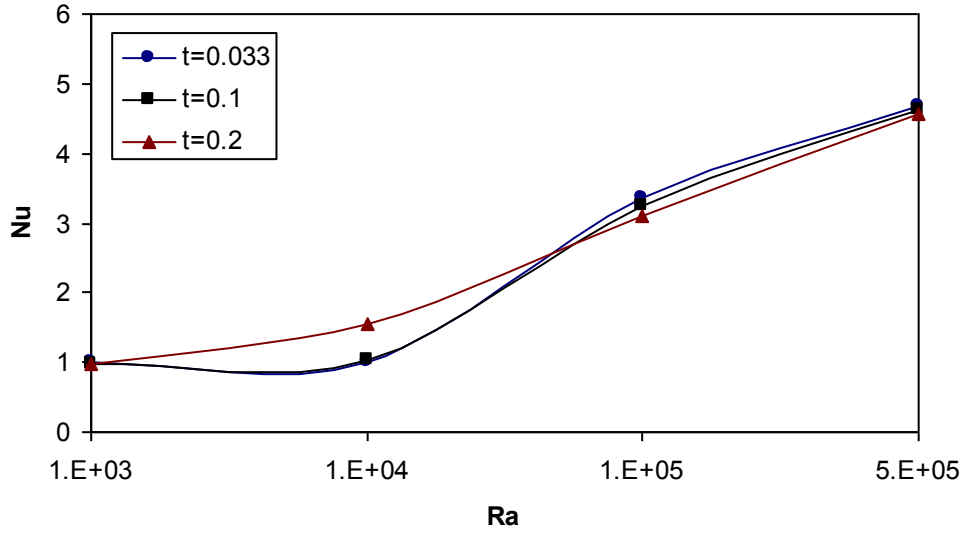
Şekil 4.22. Plakanın yerleştirilme yerine bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($w=0.25$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $\phi = 120^\circ$ ve $RK=1$)

Şekil 4.22.'de plakanın yerleştirme yerine bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Aynı plaka genişliği ile, plakanın farklı yerlere yerleştirilmesi ısı transferi üzerine çok fazla etki etmemekte, ancak akış alanını az da olsa etkilediği görülmektedir. Plakanın kapalı hacim içerisinde soğuk yüzeye yakın yerleştirilmesi ($h=0.75$) akışkan hareketini bölmektedir. Benzer durum $h=0.50$ için de geçerlidir. Ancak plakanın sıcak yüzeye yakın olması ($h=0.25$) üst bölgedeki akışkan hareketini kolaylaştıracaktır ve taşınım yoluyla olan ısı transferi az da olsa arttığı için ortalama Nusselt sayısı da artacaktır.



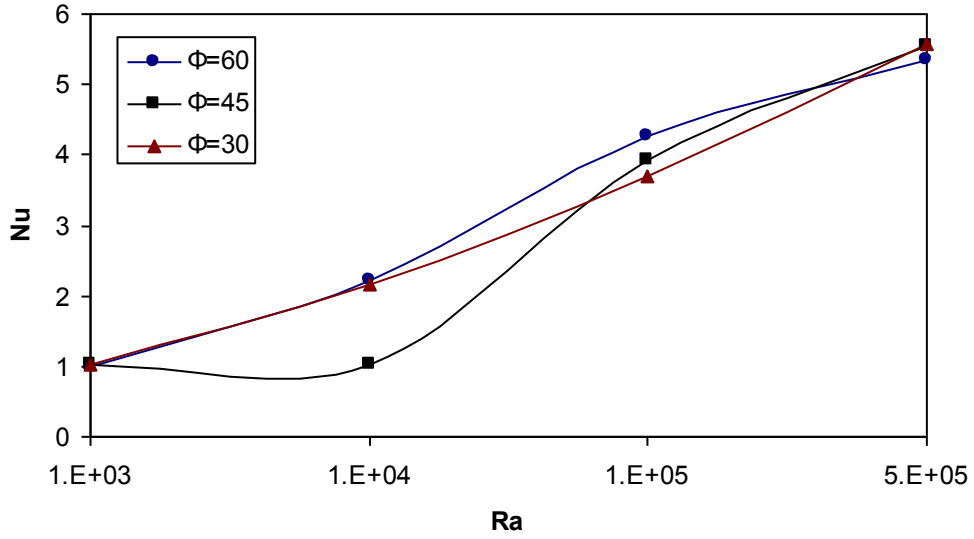
Şekil 4.23. Plakanın genişliğine bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.25$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $\phi = 120^\circ$ ve $RK=1$)

Şekil 4.23.'de plakanın genişliğine bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Plaka genişliğinin artması ile ısı transfer yüzey alanı azalır ve taşınım yoluyla olan ısı transfer miktarı da düşer. Ancak Rayleigh sayısının artmasına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı artar. Rayleigh sayısının düşük değerlerinde iletimle ısı transferinin baskın olmasından dolayı ortalama Nusselt sayısının değerinde çok fazla değişim olmamakta, Rayleigh sayısının artması ile birlikte taşınım ile ısı transferinin baskın olması sebebiyle ortalama Nusselt sayısında artış gözlenmektedir.

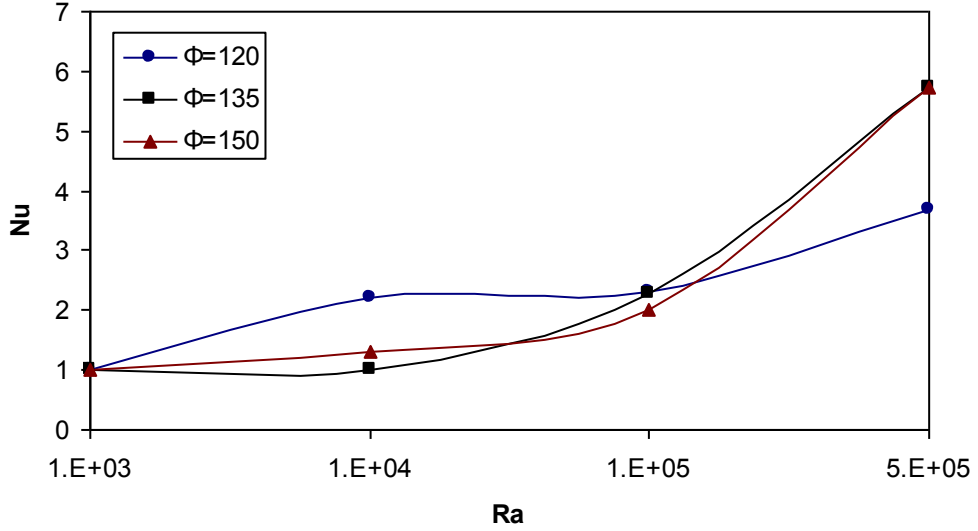


Şekil 4.24. Plakanın kalınlığına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $Pr=0.71$, $\phi = 120^\circ$ ve $RK=1$)

Şekil 4.24.'de plakanın kalınlığına bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Plaka kalınlığının artması ile ısı transfer yüzey alanı azalır ve taşınım yoluyla olan ısı transfer miktarı da düşer. Plakanın kalınlığının artışı düşük Rayleigh sayılarında Nusselt sayısına etki etse de, yüksek Rayleigh sayılarında ciddi bir değişim göstermemektedir. Rayleigh sayısının düşük değerlerinde iletimle ısı transferinin baskın olmasından dolayı ortalama Nusselt sayısının değerinde çok fazla değişim olmamakta, Rayleigh sayısının artması ile birlikte ısı transferi hemen hemen lineer bir artış göstermektedir.



a)

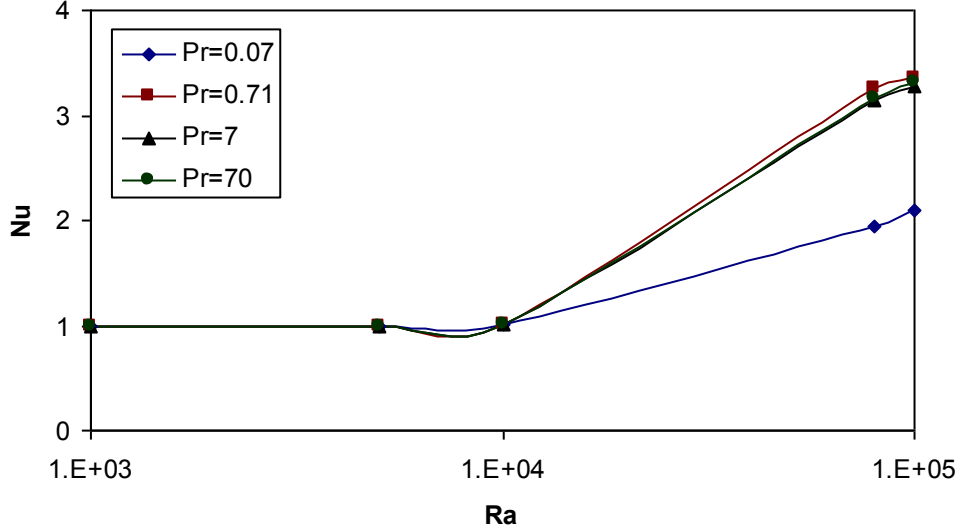


b)

Şekil 4.25. Plakanın yerleştirilme açısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$ ve $RK=1$)

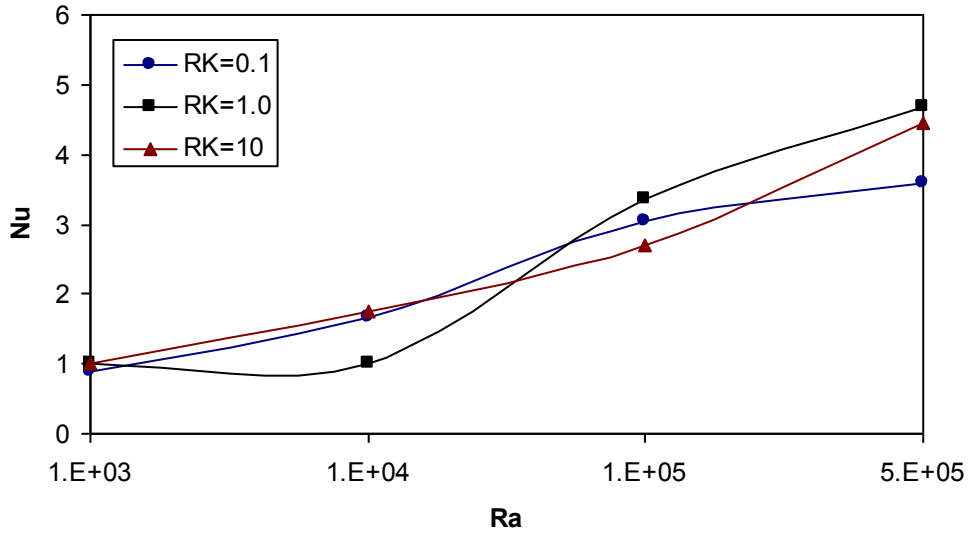
Şekil 4.25.'de plakanın yerleştirilme açısına bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekil 4.25. (a)' da plakanın 30°, 45° ve 60° lik açılarla yerleştirilmesi, Şekil 4.25. (b)' de plakanın, 120°, 135° ve 150° lik açılarla yerleştirilmesinin ortalama Nusselt sayısı üzerine etkisi verilmiştir. Plaka açısının artması sıcak tabandan gelen ısınmış akışkanı hareketlendirmektedir. Isınan bölge üzerinde meydana gelen dalgalanma ısı transferinde artışa neden olmaktadır. İletim yoluyla olan ısı

transferi azalarak, taşınım yoluyla olan ısı transferi baskın olmaya başlamaktadır. Rayleigh sayısının artması ile birlikte ortalama Nusselt sayısında artış gözlenmektedir.



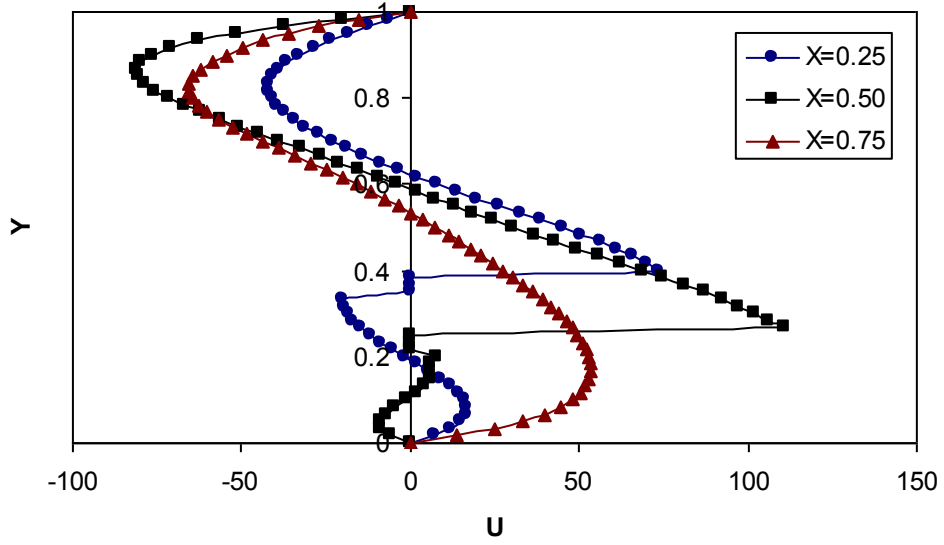
Şekil 4.26. Farklı Prandtl sayılarında ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $RK=1$ ve $\phi=120^\circ$)

Şekil 4.26.'da farklı Rayleigh sayıları için Prandtl sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Rayleigh sayısının 10^3 değeri için akış alanında baskın olan rejim iletim olduğundan, bütün Prandtl sayısı değerlerinde aynı ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir. $Ra=10^4$ için ise akış alanı içerisinde taşınım etkileri biraz hissedilmesine rağmen, iletim ile karşılaştırıldığında bu etkiler ihmal edilebilir seviyededir. Bu nedenle $Ra=10^4$ değerinde incelenen Prandtl sayısı değerleri için yaklaşık olarak aynı ortalama Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. $Ra>10^4$ için akış alanı içerisinde taşınım etkileri önemli derecede etkilidir. $Pr<1$ akışkanları için bu etki oldukça önemli iken (artan Prandtl sayısı ile ortalama Nusselt sayısı artmakta), $Pr>1$ akışkanları için bu etki önemsizdir.

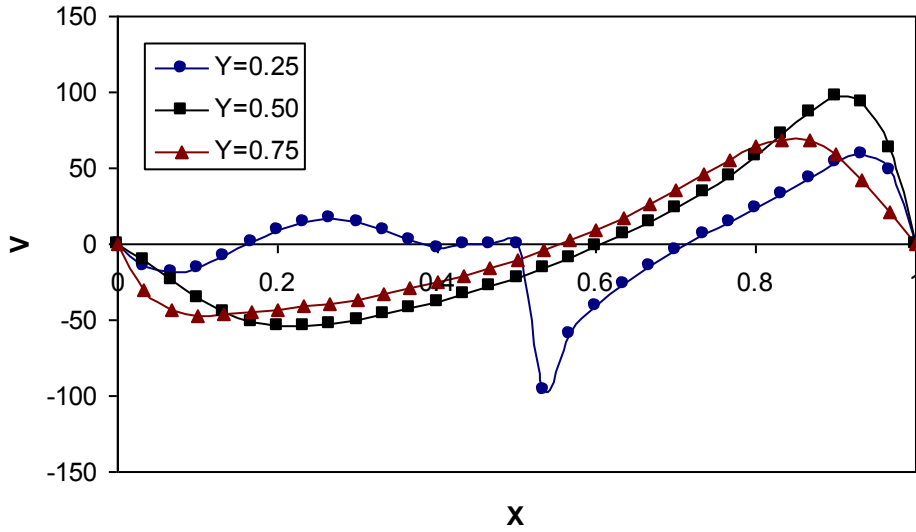


Şekil 4.27. Farklı Isıl iletkenlik katsayılarında ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$ ve $\phi = 120^\circ$)

Şekil 4.27.'de ısıl iletkenlik katsayısına bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Isıl iletkenlik katsayısı, hacim içerisine yerleştirilen plakanın ısı iletim katsayısının hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısına oranıdır ($RK = k_s / k_f$). Isıl iletkenlik katsayısının artması, akışkanın ısı iletim katsayısını azaltır ve buna bağlı olarak taşınımın ısı transferi baskın hale gelir. Rayleigh sayısının da artması ile birlikte ortalama Nusselt sayısı da artar.



Şekil 4.28. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$)



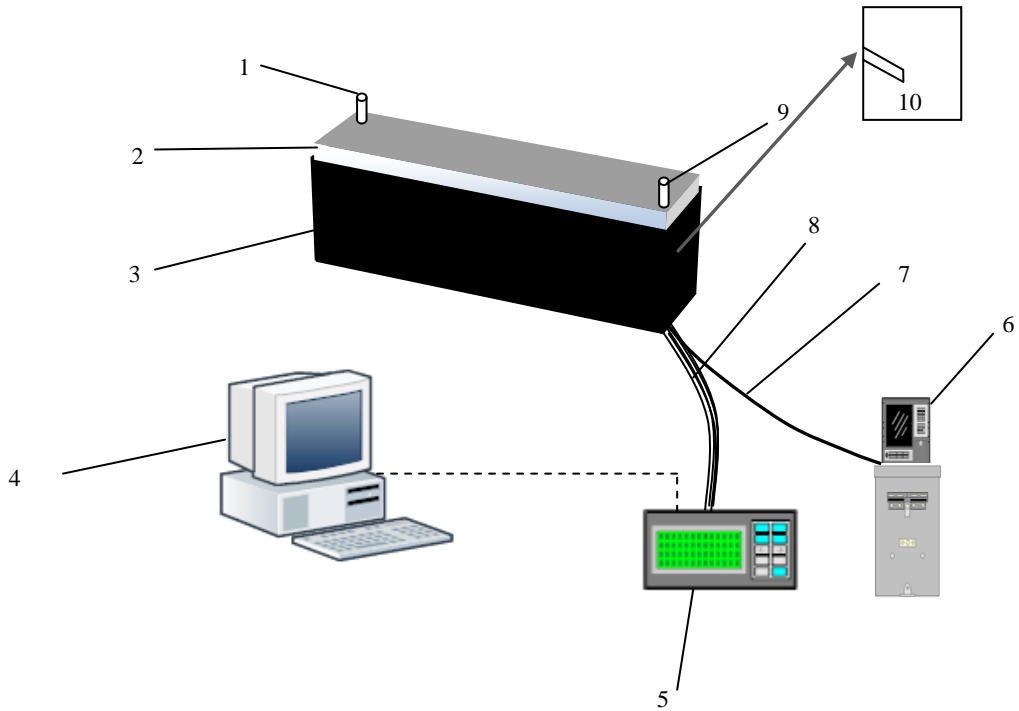
Şekil 4.29. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi =60^\circ$ ve $Ra=10^5$)

Şekil 4.28.'de $X=0.25$, 0.50 ve 0.75 için düşey hız profilleri verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi hız değeri artmakta, akışın negatif yöne döndüğü bölgelerde hız değeri de negatif olmaktadır. Isınan akışkan hareketlenerek sıcak duvardan soğuk duvara çarpmakta ve eğimli plaka üzerinden dağılmaktadır. Böylece, bu hareket pozitif ve negatif hız değerlerine neden olmaktadır. Benzer durum Şekil 4.29. için de geçerlidir. Şekil 4.29.'da da $Y=0.25$, 0.50 ve 0.75 için yatay hız profili verilmiştir.

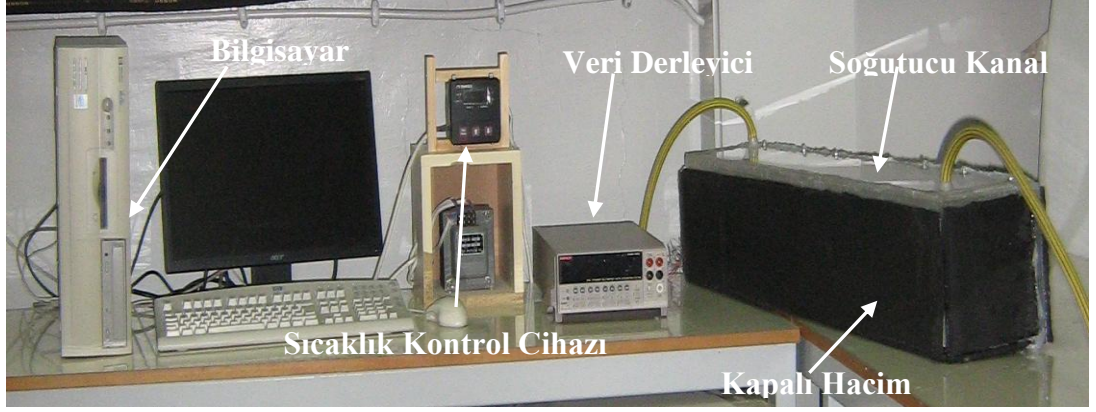
5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1. Deney Düzeneginin Kurulması

Bu çalışmada, düşey duvarına sonlu kalınlıkta açılı bir plaka yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Kapalı hacmin bir cidarına açılı olarak yerleştirilen sonlu kalınlıktaki bir engel yardımıyla, sıcaklık farkı ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan, doğal taşınım ısı transferi kontrol edilmiştir. Akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olarak; engelin kalınlığı, açısı, genişliği ve yerleştirme yeri, Prandtl sayısı ve Rayleigh sayısı seçilmiştir. Oluşturulan deney düzeneginin şematik görüntüsü, Şekil 5.1. de, deney düzeneginin fotoğrafı da Şekil 5.2. de verilmiştir.



Şekil 5.1. Deney düzeneginin şematik görüntüsü; 1.Su çıkışı, 2.Soğutucu kanal, 3.Kapalı hacim, 4.Bilgisayar, 5.Veri derleyici, 6.Sıcaklık kontrol cihazı, 7.Isıl çift, 8.Isıl çift, 9.Su girişi, 10.Kapalı hacmin yan görünüşü



Şekil 5.2. Deney düzeneği

Kullanılan kapalı hacim dikdörtgen prizması şeklindedir ve fleksiglas malzemeden imal edilmiştir. Fleksiglas; döküm tekniği ile 2 mm den 40 mm kalınlığa kadar, çeşitli ebatlarda renksiz, şeffaf renkli olarak üretilen yüksek ışık geçirgenliğine sahip, normal cama göre darbelere 6 kat daha dayanıklı olan bir malzemedir. Aynı kalınlıktaki cama göre ısıyı %20 daha az iletir. Fleksiglas kolaylıkla işlenebilir, yaklaşık 150°C de ısıtıldığında birçok şekle girebilir, eğilip bükülebilir. Basınçla ve vakumla form verilebilir. Soğuduktan sonra da şeklini muhafaza eder. Isı iletim katsayısı 0.186 W/m°C'dir. Fleksiglas, şeffaf ve renkli bütün formlarında parlak bir görünüme sahiptir. Atmosfer şartlarında dayanıklılığı diğer bütün plastiklerden daha yüksektir. Bu sebeple çok değişik iklim şartlarında, dahili ve harici geniş uygulama alanlarında kullanılabilir.

İmal edilen dikdörtgen kapalı hacim, 96 cm uzunluğunda, 16 cm yüksekliğinde ve 16 cm genişliğindedir. Kapalı hacmin görüntüsü Şekil 5.3' de verilmiştir.



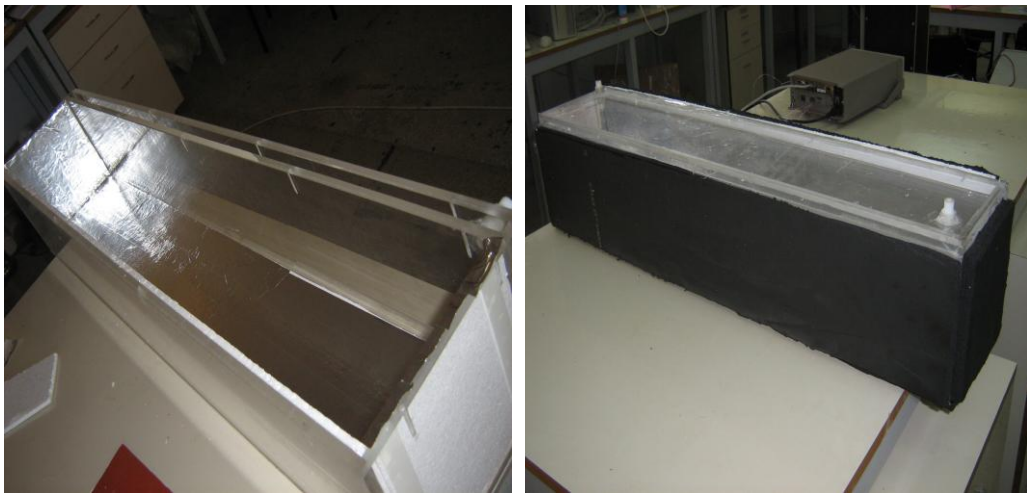
Şekil 5.3. Kapalı hacmin ilk görüntüsü

Kapalı hacmin iç ve dış yüzeyi yalıtılmıştır. İç yüzeyi yalıtım için 5 mm kalınlığında köpük malzeme, dış yüzeyi yalıtım için de 10 mm kalınlığında kaufleks ($k=0.036 \text{ W/m}^{\circ\text{C}}$) adlı bir yalıtım malzemesi kullanılmıştır. Kullanılan bu malzemeler Şekil 5.4’ de verilmiştir.

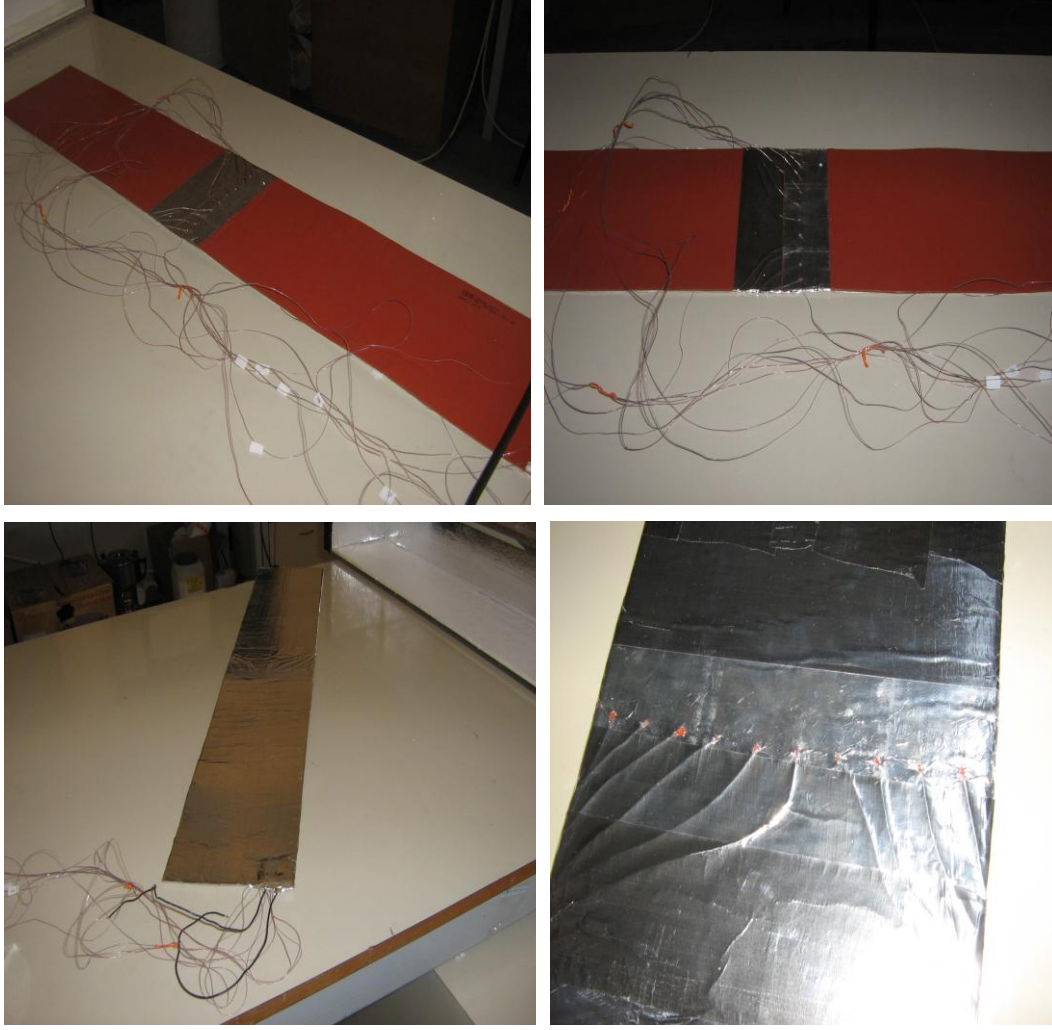


Şekil 5.4. Yalıtım malzemeleri

İç yüzeyin pürüzsüzlüğünü sağlamak amacıyla kullanılan köpük malzemenin üst yüzeyi alüminyum bant ile kaplanmıştır (Şekil 5.5). Kapalı hacmin yalıtım işlemi bittikten sonra yüzeyin alt kısmına 16-96 cm boyutlarında ısıtıcı yerleştirilmiştir. Isıtıcının orta kısmına ise sıcaklık ölçümü için T tipi, 0.13 mm kalınlığına sahip 10 adet ısıl çift eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Bu ısıl çiftlerin uç kısımları açıkta kalacak şekilde, ısıtıcının üst yüzeyi de pürüzsüzlük sağlamak amacıyla alüminyum bant ile kaplanmıştır (Şekil 5.6).

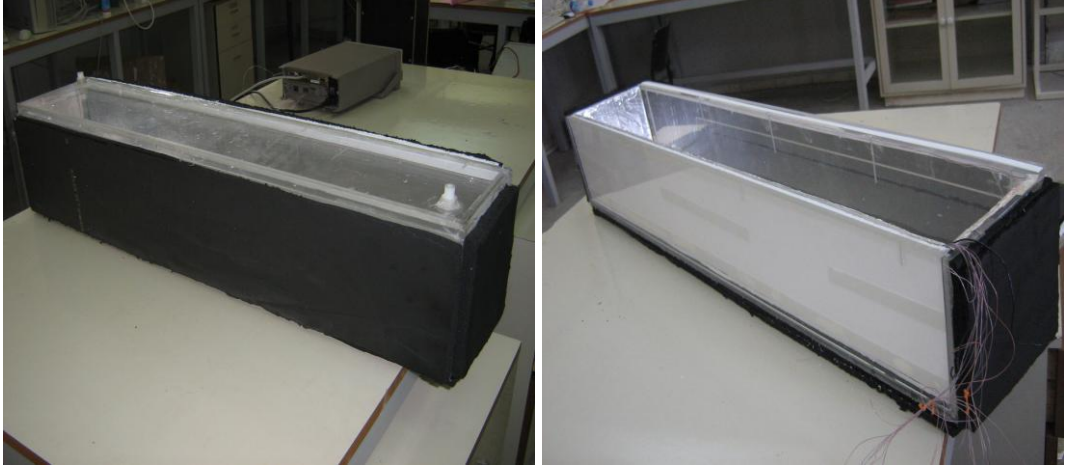


Şekil 5.5. Yalıtım işlemi tamamlanan kapalı hacmin görüntüsü



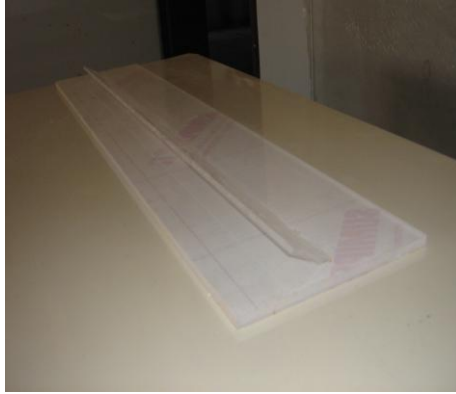
Şekil 5.6. Kapalı hacmin alt tabanına yerleştirilen ısıtıcının görüntüsü

Isıtıcının yüzey sıcaklığını ölçmek için de 3 ısıl çift kullanılmış ve alüminyum bantın alt kısmına yerleştirilerek ısıtıcı yüzey ile teması sağlanmıştır. Kapalı hacmin üst yüzeyine 96 cm uzunluğunda, 1 cm yüksekliğinde ve 16 cm genişliğinde bir açık kanal yerleştirilerek bu kısımdan su geçirilmiş ve üst yüzeyin alt yüzeye göre soğuk olması sağlanmıştır. Bu açık kanalın üst yüzeyine 3 mm çapında, 6 cm uzunluğunda eşit aralıklı 3 delik delinerek, bu kısımlara da ısıl çiftler yerleştirilmiş ve soğuk yüzeyin sıcaklıkları ölçülmüştür. Şekil 5.7’ da kanalın soğutucu yüzeyi görülmektedir.



Şekil 5.7. Kapalı hacim ve soğutucu yüzeyin görüntüsü

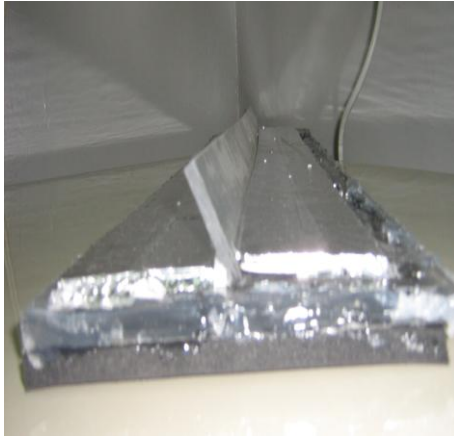
Kapalı hacmin düşey duvarlarından birine tam ortada olacak şekilde 4cm genişliğinde, 96 cm uzunluğunda ve 0.5 cm yüksekliğinde düz bir plaka yerleştirilmiştir. Bu plaka fleksiglass kullanılarak imal edilmiştir. İmal edilen plakalar da yalıtılmış ve pürüzsüzlüğü sağlanmıştır. Kullanılan bu plaka farklı açılarda imal edilerek gerekli ölçümler yapılmış ve sonuçlar sayısal çalışma ile kıyaslanmıştır. Şekil 5.8’ de farklı açılarda imal edilen plakalar görülmektedir.



(a)



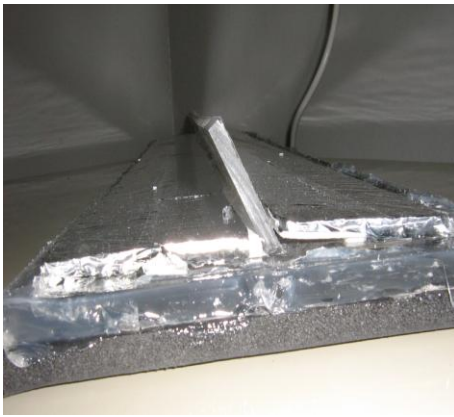
(b)



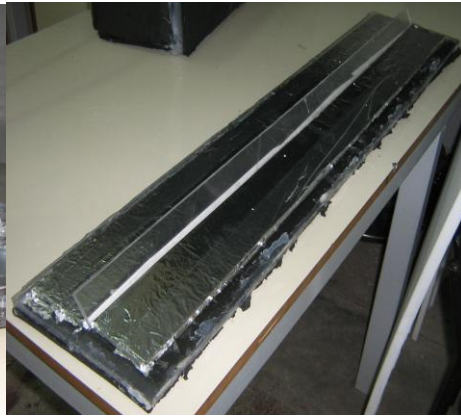
(c)



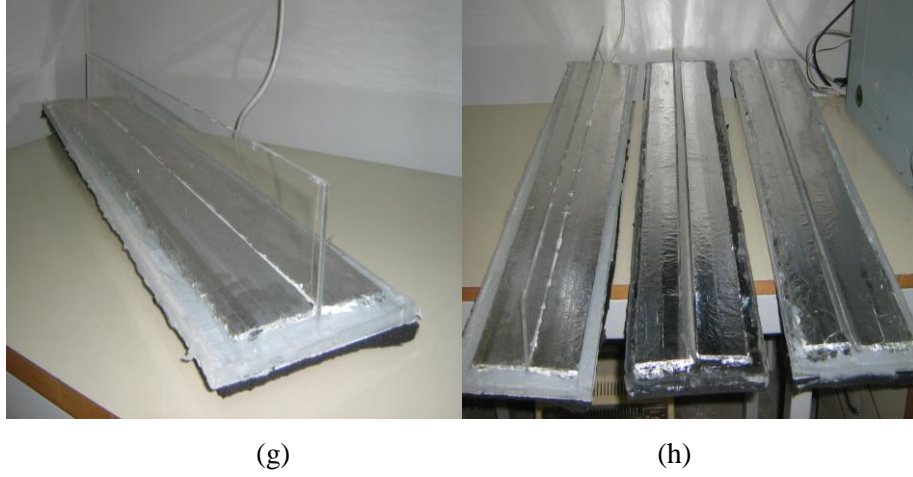
(d)



(e)

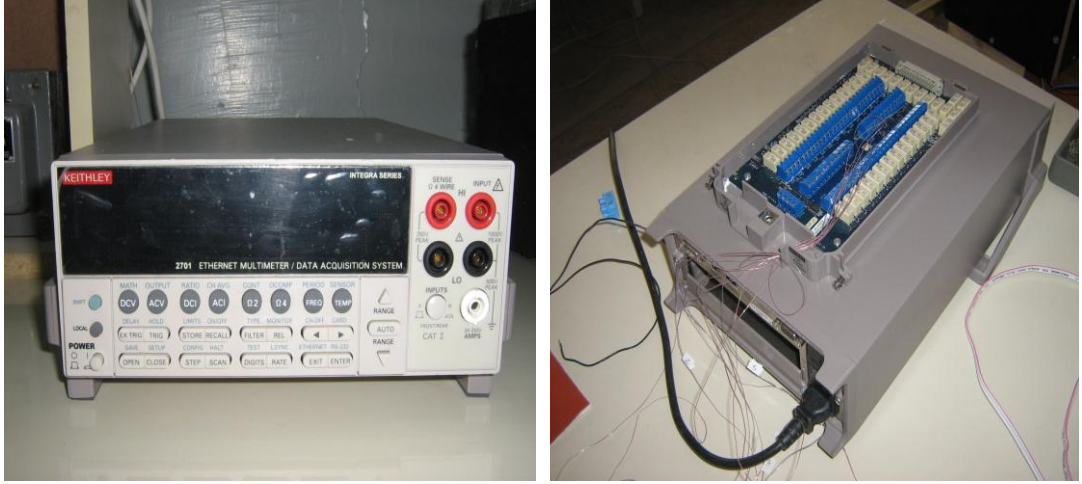


(f)



Şekil 5.8. Farklı açılarda engel yerleştirilerek imal edilen yüzeyler; a) $\phi = 30^\circ$, b) $\phi = 90^\circ$, c) $\phi = 60^\circ$, d) $\phi = 90^\circ$, e) $\phi = 45^\circ$, f) $\phi = 30^\circ$, g) $\phi = 90^\circ$, h) $\phi = 90^\circ, 60^\circ, 45^\circ$

Kullanılan tüm ısı çiftleri, veri derleyici adı verilen cihaza bağlanarak, ölçümler bir bilgisayar yardımıyla kaydedilmiştir. Veri derleyici, belirli zaman aralıkları ile yapılan sıcaklık, nem, akım gibi değerlerin ölçümlerini kaydeden bir cihazdır. Bu cihaz, ortamın sıcaklığını ölçerek tarih, saat ve ölçüm değerini kaydeder ve bu kayıt işlemini belirlenen zaman aralıkları ile tekrarlar. Şekil 5.9’ da görülen KEITHLEY marka veri derleyici, yüksek voltaj (7751V) ve düşük akım kaynağına (0-50 mA) sahiptir. Sıcaklık ölçüm aralığı ise -200 ile 630 °C arasındadır. Bu çalışmada sıcak yüzey ile soğuk yüzey arasındaki sıcaklık farkı (ΔT) 3, 5, 10 ve 15 alınarak ölçümler yapılmıştır. Ölçümler yapılırken sabit sıcaklık sınır şartı kullanılmış, bu da sıcaklık kontrol cihazı yardımıyla sağlanmıştır (Şekil 5.10). Sıcaklık kontrol cihazları, endüstriyel ortamlardaki sıcaklık, basınç, nem, debi gibi değişkenlerin ölçümü ve kontrolü için tasarlanan cihazlardır.



Şekil 5.9. Veri Derleyici



Şekil 5.10. Sıcaklık Kontrol Cihazı

5.2. Deneysel Ölçümler ve Hesap Metodu

Deneysel, Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Enerji Laboratuvarında yapılmıştır.

Isıtıcı yüzeyin sıcaklığını ölçen 3 ısılı çiftin ölçtüğü değerlerin ortalaması T_h , soğuk yüzeyin sıcaklığını ölçen 3 ısılı çiftin ölçtüğü değerlerin ortalaması T_c , ısıtıcı yüzeyin üzerine yerleştirilen 10 ısılı çiftin ölçtüğü değerler T olarak kaydedilmiştir. $\Delta T = T_h - T_c$ sıcaklık farkına bağlı olarak havanın fiziksel özellikleri tablodan alınarak Rayleigh sayısı hesaplanmış ve gerekli ölçümler yapılarak sonuçlar kaydedilmiştir.

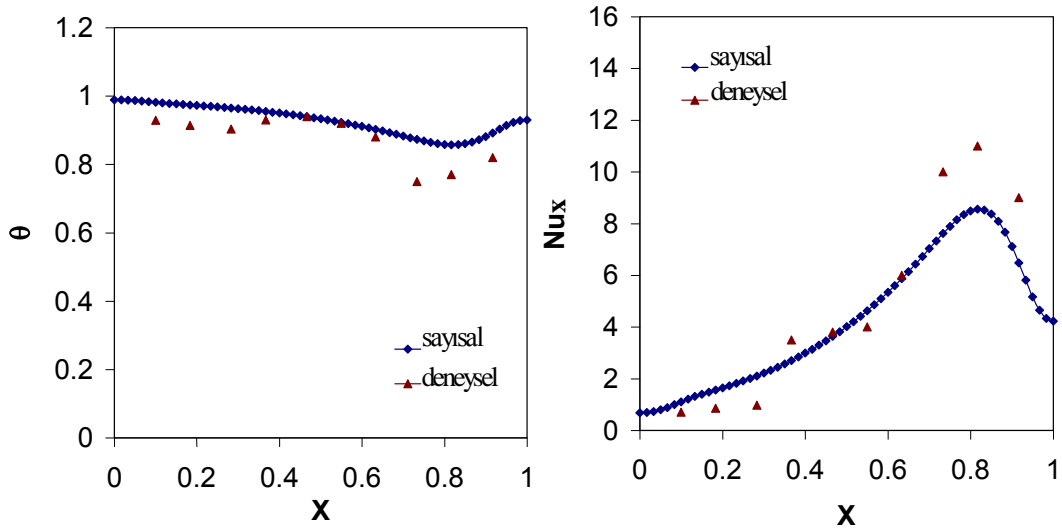
Rayleigh sayısı, boyutsuz sıcaklık ve yerel Nusselt değerleri aşağıdaki ifadeler yardımıyla hesaplanmıştır. Ortalama Nusselt sayısı da yerel Nusselt sayısının ortalaması alınarak bulunmuştur.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T x^3}{\nu^2} Pr \quad (5.1)$$

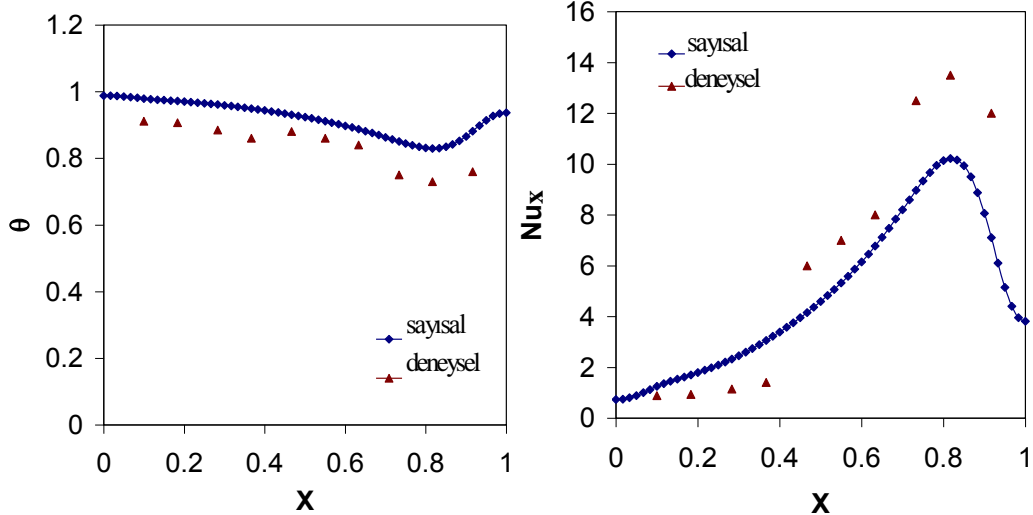
$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (5.2)$$

$$Nu_x = \left(\frac{1 - \theta}{1/10} \right) \quad (5.3)$$

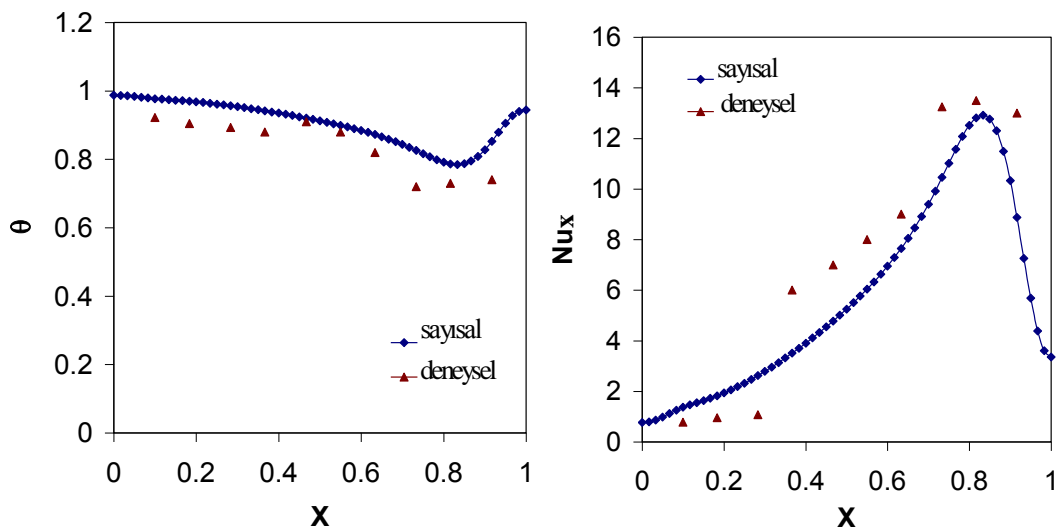
Kapalı hacmin düşey duvarına yerleştirilen engel, farklı açılarda imal edilerek ölçümler alınmış ve deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Sonuçlar, boyutsuz sıcaklık θ ' ya bağlı olarak hesaplanmış, sıcaklık eğilimleri, yerel ve ortalama Nusselt eğilimleri sayısal çalışma ile kıyaslanarak grafikler halinde verilmiştir.



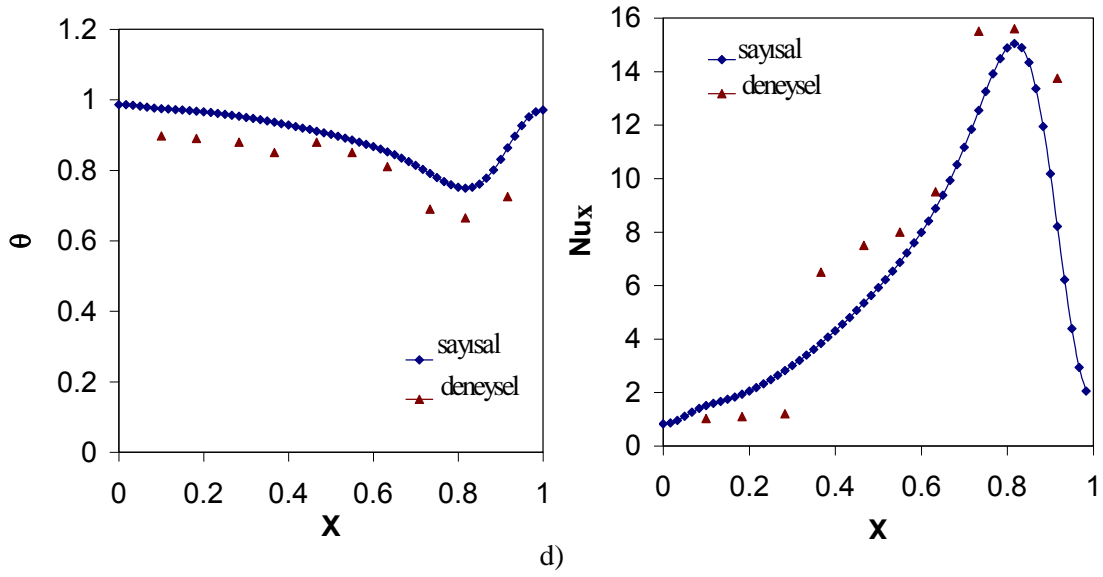
a)



b)

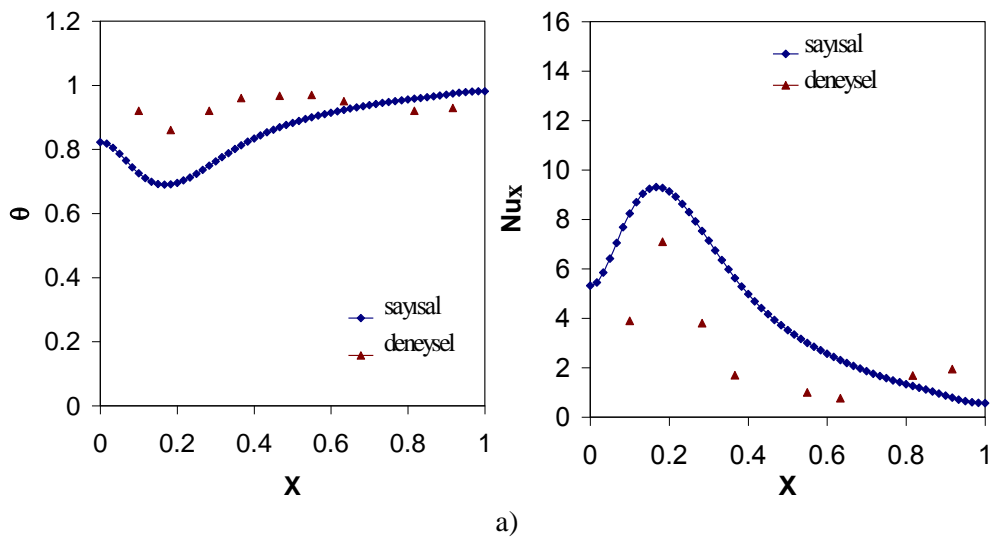


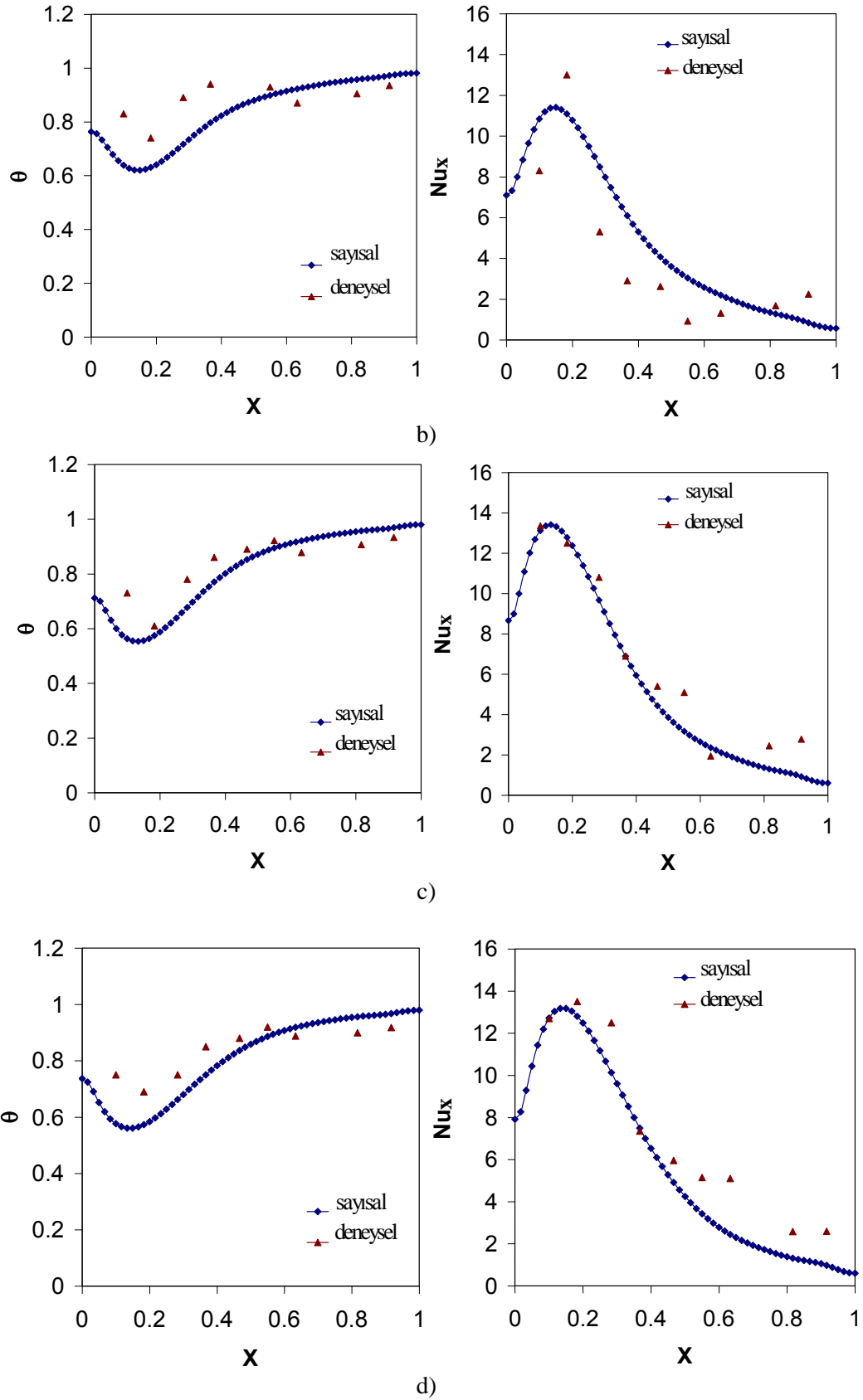
c)



Şekil 5.11. Düşey duvarında engel bulunmayan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi, a) $Ra=0,8.10^6$, b) $Ra=1,35.10^6$, c) $Ra=2,7.10^6$, d) $Ra=4.10^6$

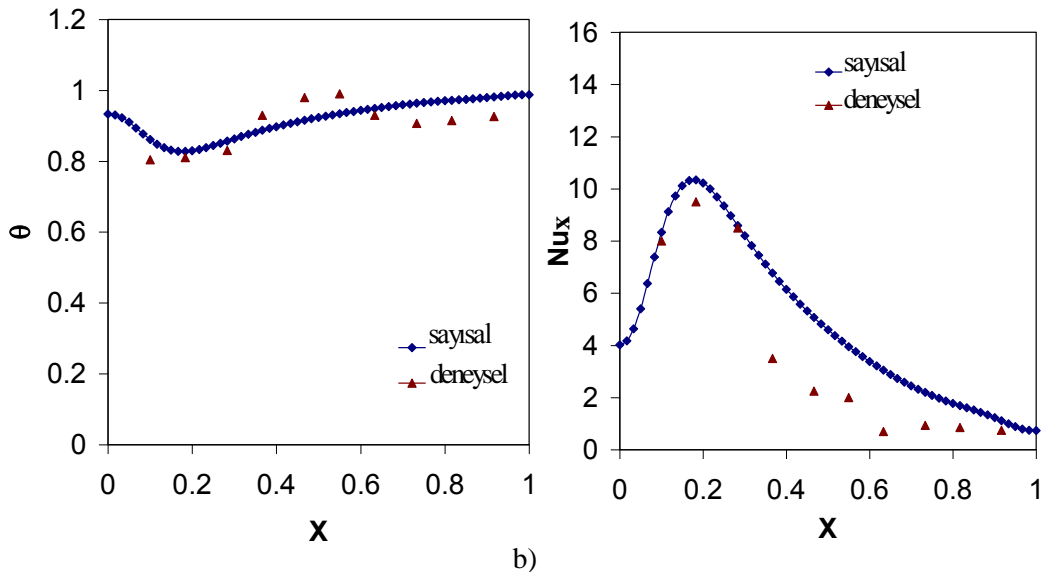
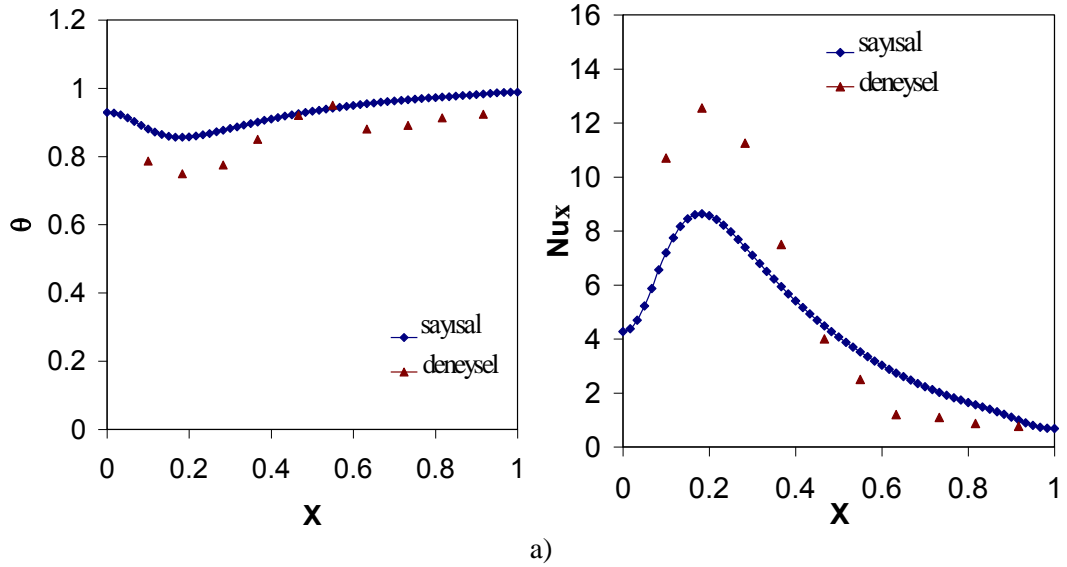
Şekil 5.11’ de alt yüzeyi sıcak üst yüzeyi soğuk olan ve içerisinde engel bulunmayan kapalı hacmin içerisinde oluşan sıcaklık eğilimleri ve yerel Nusselt değişimleri verilmiştir. Yüzey içerisinde engel olmaması hava akışını etkilemediği için sıcaklık eğiliminde artış görülmemiştir. Ancak Rayleigh sayısının artmasına bağlı olarak akışkan hareketlenmiş ve taşınım yoluyla ısı transferi arttığı için yerel Nusselt sayısı artmıştır. Bu artış, içerisinde engel olan kapalı hacim ile kıyaslandığında daha azdır.

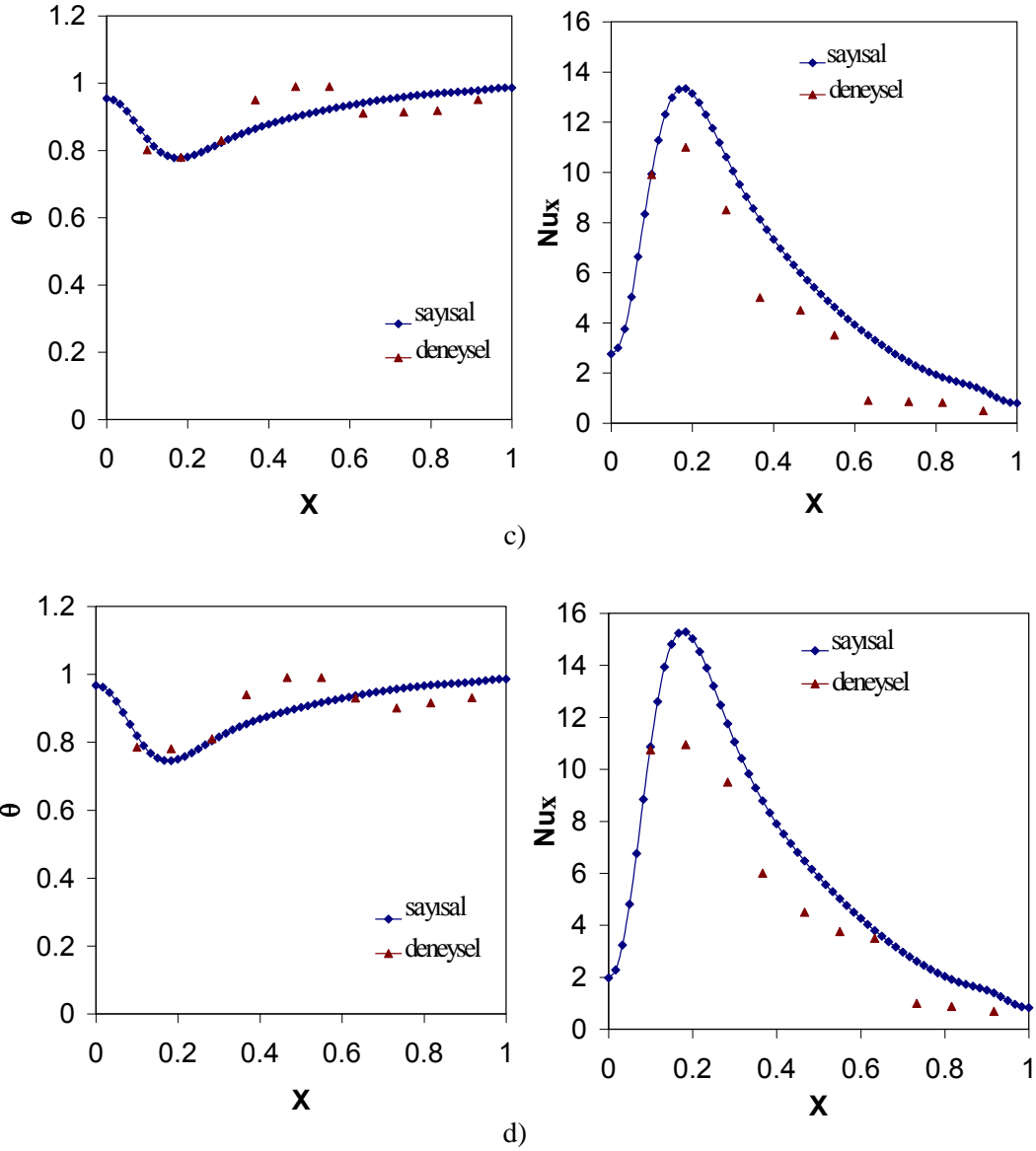




Şekil 5.12. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi=30^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.13$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$

Şekil 5.12' de kapalı hacmin düşey duvarına 30° lik açı ile yerleştirilen engelin oluşturduğu sıcaklık eğilimleri (solda) ve yerel Nusselt değişimleri (sağda), Rayleigh sayısına bağlı olarak, sayısal çalışma ile kıyaslanarak verilmiştir. Şekil 5.12. (a)' da $Ra=0,8.10^6$ değerinde olması yüksek Rayleigh değerleri ile kıyaslandığında, akış şiddetine daha az etki edecektir. Sıcak yüzeyden ölçülen sıcaklık değeri az olacağı için, sıcaklık eğiliminde düşüş görülecektir. Denklem (5.3)' de görüldüğü gibi sıcaklık eğiliminin azalması yerel Nusselt sayısının artmasına neden olmaktadır. Rayleigh sayısının artması ile birlikte, taşınım ısı transferinin baskın olması sebebiyle akış hareketlenerek sıcaklık ve yerel Nusselt değerlerinin artmasına neden olmaktadır. Bu durum Şekil 5.12. (c) ve Şekil 5.12. (d)' de daha belirgin olarak göze çarpmaktadır.

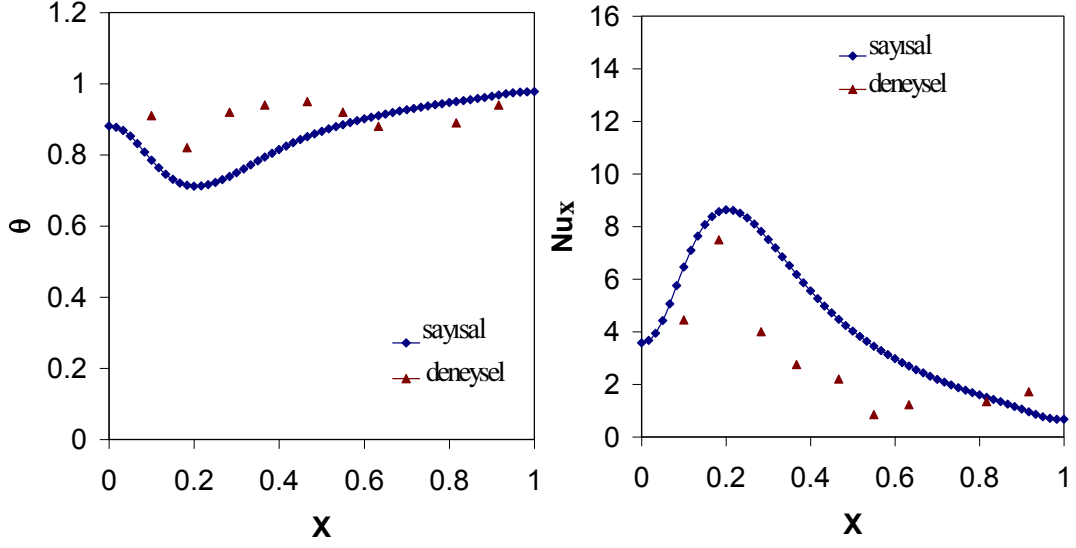




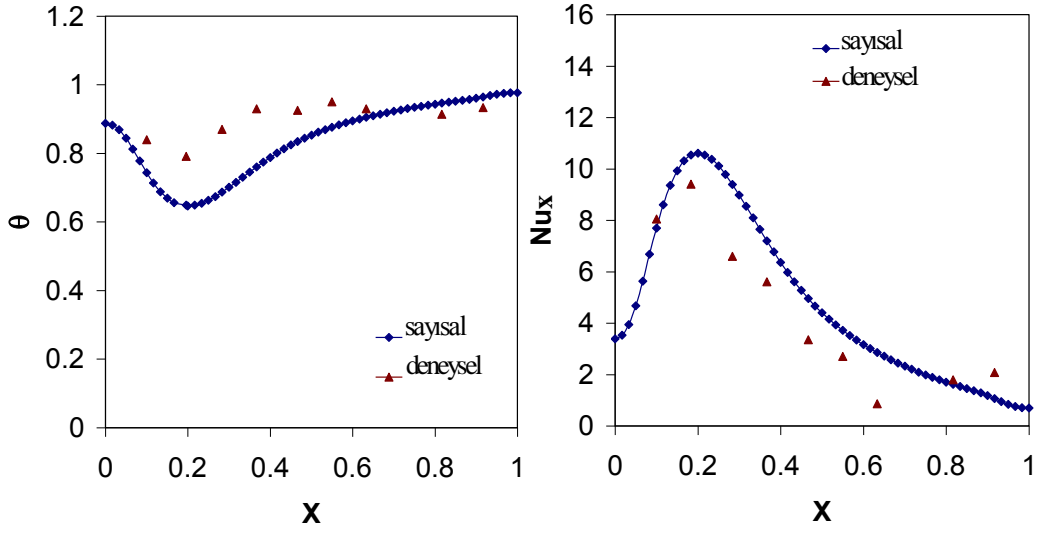
Şekil 5.13. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 90^\circ$, $h=0,5$, $t=0,033$, $w=0,25$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$

Şekil 5.13’ de kapalı hacmin düşey duvarına 90° ile yerleştirilen engelin sıcaklık eğilimi ve yerel Nusselt değerleri, Rayleigh sayısına bağlı olarak verilmiştir. Düşük Rayleigh sayılarında, iletimle ısı transferinin taşınımına göre daha baskın olduğu söylenebilir. İletimle ısı transferinin etkili olmasından dolayı akış hareketsizdir. Rayleigh sayısının artışı ile birlikte kapalı hacim içerisindeki simetrik davranış bozulmaktadır. Çünkü artan Rayleigh sayısı sisteme daha fazla enerji girişi anlamına gelmekte ve taşınım ile ısı transferi giderek artmaktadır. Bu durumda akışın kapalı hacim içerisine daha fazla nüfuz ettiği ve akışın hareketlendiği görülmektedir. Rayleigh sayısının artması yerel Nusselt sayısının da artması anlamına gelmektedir. Benzer durum Şekil 5.14

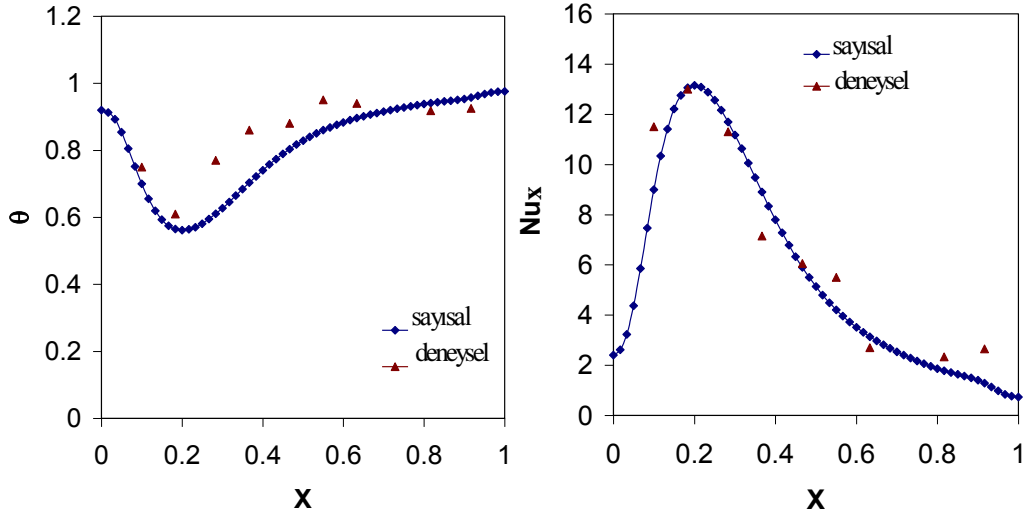
için de geçerlidir. Şekil 5.14’ de de 150° açığa sahip engel kullanılarak yapılan deney sonuçları ile sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır.



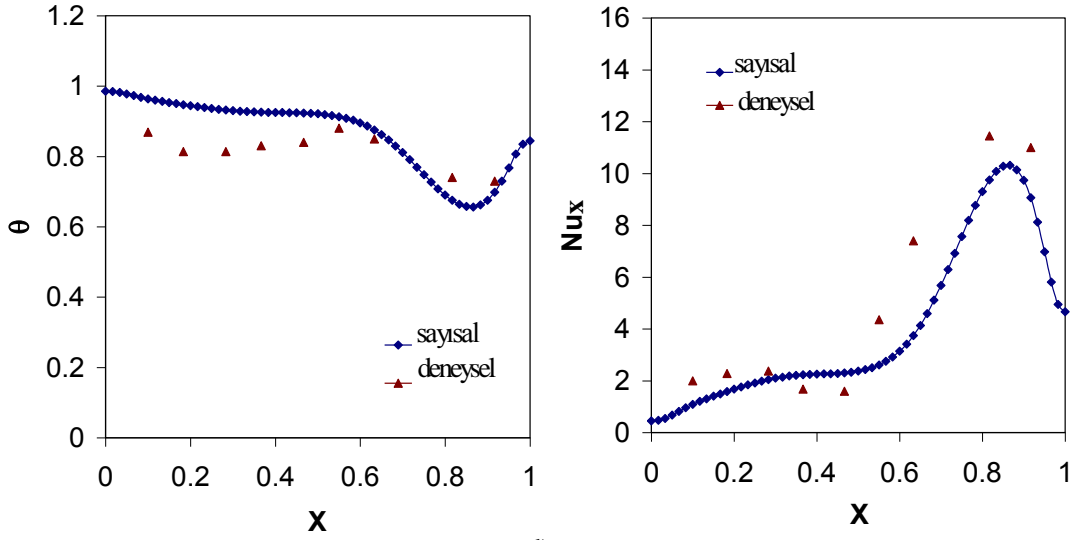
a)



b)

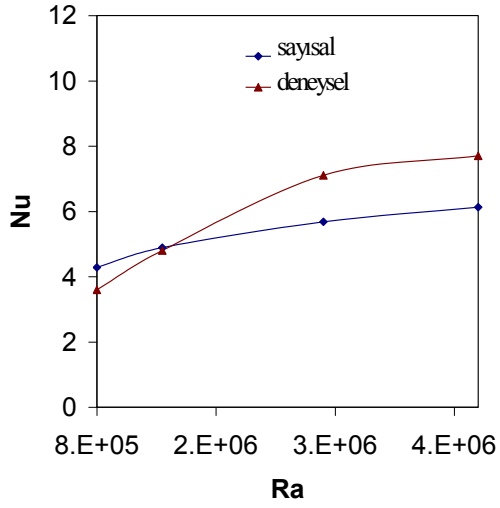


c)

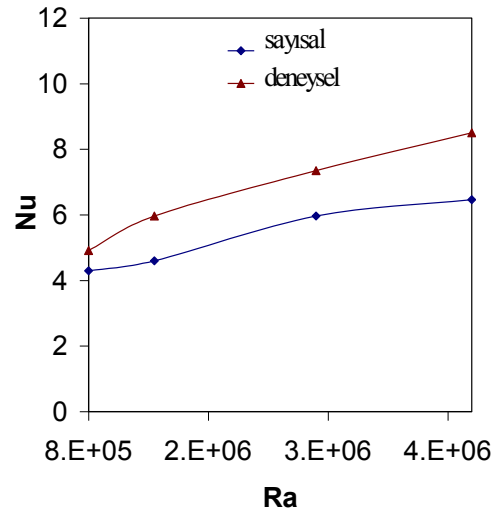


d)

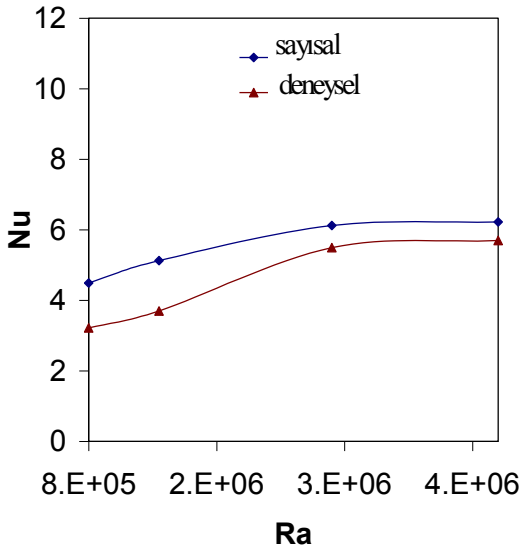
Şekil 5.14. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 150^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.13$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$



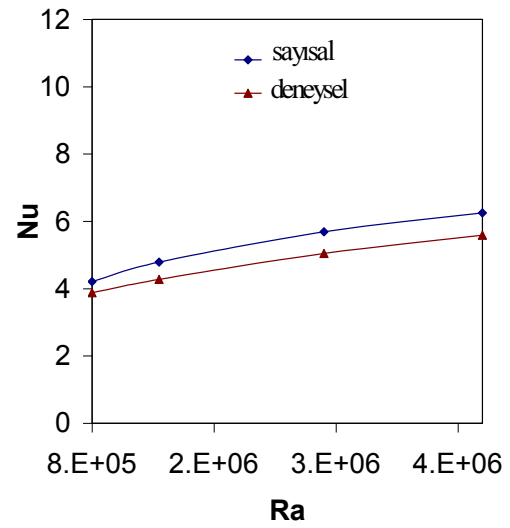
a)



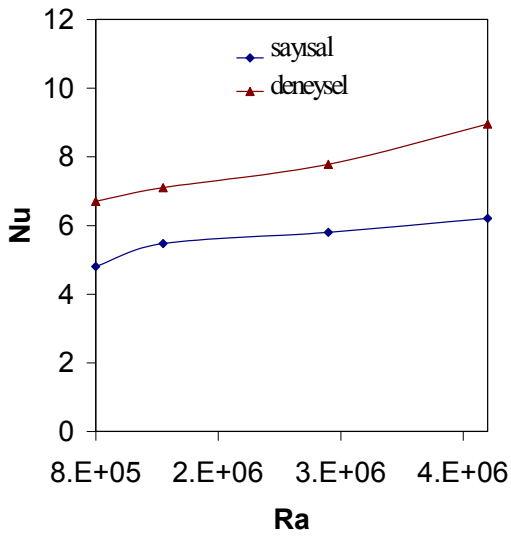
b)



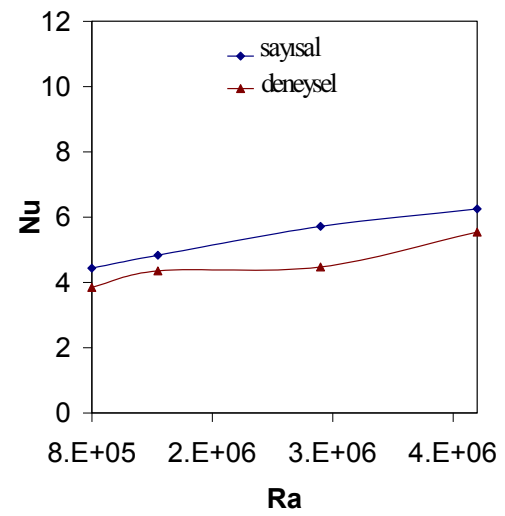
c)



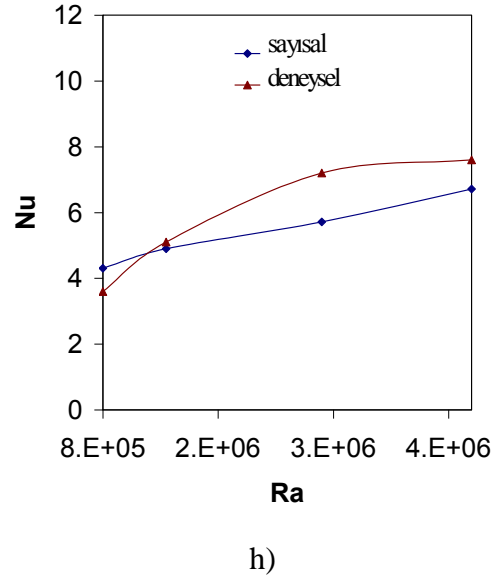
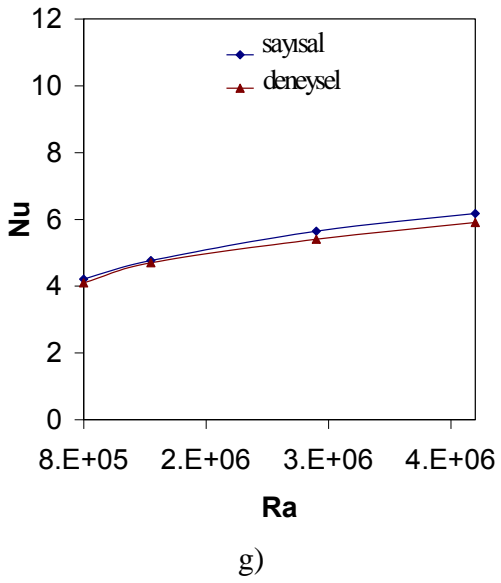
d)



e)



f)



Şekil 5.15. Plakanın kapalı hacim içerisine farklı yerleştirilme pozisyonlarına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi; ($h=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=7.2374$), a) 30° , $w=0.13$, b) 45° , $w=0.2$, c) 60° , $w=0.23$, d) 90° , $w=0.25$, e) 90° , $w=0.5$, f) 120° , $w=0.23$, g) 135° , $w=0.2$, h) 150° , $w=0.13$

Şekil 5.15’de plakanın kapalı hacim içerisine farklı yerleştirilme pozisyonlarına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Plaka, Şekil 5.15. (a)’ da 30° , Şekil 5.15. (b)’ de 45° , Şekil 5.15. (c)’ de 60° eğim açısı ile kapalı hacmin düşey duvarına yerleştirilmiştir. Plakanın alt yüzeyindeki akışkanın hareket ettiği alan, üst bölgedeki alandan daha küçüktür. Plaka açısının az olması akışkan hareketini kısıtlamaktadır. Ancak Rayleigh sayısının artmasına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı da artmaktadır. Plaka, Şekil 5.15. (f)’ de 120° , Şekil 5.15. (g)’ de 135° , Şekil 5.15. (h)’ da 150° eğim açısı ile kapalı hacmin düşey duvarına yerleştirilmiştir. Plakanın alt yüzeyindeki akışkanın hareket ettiği alan, üst bölgedeki alandan daha büyüktür ve buna bağlı olarak ortama nüfuz eden akışkan daha fazla olduğu için ortalama Nusselt değeri artmaktadır. Plaka, Şekil 5.15. (d) ve Şekil 5.15. (e)’ de 90° lik açı ile yerleştirilmiştir. Şekil 5.15. (e)’ de plakanın genişliğinin daha fazla olması, sıcak akışkanın hareketini biraz daha azaltarak, akım şiddetinde azalmaya yol açmıştır. Ortalama Nusselt sayısı lineer bir değişim göstererek artmıştır.

5.3. Belirsizlik Analizi

Gerçek hayatta neredeyse tüm mühendisler testlerden ve deneylerden elde edilen veriler ile şu veya bu şekilde uğraşmak zorunda kalırlar. Bir veri elde etmek durumunda olabilirler, bir datayı bir tasarım için kullanmayı deniyor olabilirler, ya da dataları kendi hesaplamalarını ya da teorilerini test etmek için kullanıyor olabilirler. Durum ne olursa olsun mühendis ya da araştırmacı dataların doğruluğu konusunda emin olmak ister. Ya, kendi datalarının doğruluğunu kanıtlamak veya diğer datalar ile kendi datalarının uyumunu görmek ihtiyacı duyabilir.

Deneysel dataların doğruluğunun tespiti “Belirsizlik Tahmini”, “Belirsizlik Aralığı” veya sadece “Belirsizlik” şeklinde adlandırılır. Belirsizliği bulmak üzere kullanılan teknik “Belirsizlik Analizi” olarak adlandırılır.

Genelde belirsizlik analizi iki kısma ayrılır; (1) temel ölçümlerdeki belirsizlik, (2) bu ölçümlerden elde edilen sonuçların belirsizliği. Temel ölçüm belirsizliği başka bir şeyden türetilmeyen belirsizliktir. Yani voltmetreden okunan gerilim, termometreden ölçülen sıcaklık gibi. Temel ölçümün belirsizlik aralığını tespit etmek için bazı bilgiler gerekir, şöyle ki:

(a) **Dijital çözünürlük, skaladaki bölüntü sayısı:** Eğer skala üzerindeki son bölüntüyü hassas olarak okuyamıyorsanız belirsizlik en küçük bölüntü genişliğinin yarısı kadardır.

(b) **İmalatçı bilgileri kalibrasyon bilgileri:** Bazen bir ölçüm çok anlamlı (mesela virgülden sonra altı rakamlı), ancak çok belirsiz olabilir (mesela %15 hatalı olabilir). Böyle durumda katalogu iyi okumak, imalatçı firmanın öngördüğü belirsizliği görmek veya kalibrasyon değerlerini kontrol etmek gerekir.

(c) **Aynı ölçümü tekrarlamak:** Bazen bir cihazın ölçüm değeri zamanla değişiklik gösterebilir, elektrik arızaları, süreksizlik, ortam şartlarının değişmesi gibi. Bu durumda birkaç kez ölçüm alınır ve değerlerin standart sapması hesaplanır.

(d) **Aynı niceliği bağımsız ölçümlerle kıyaslamak:** Bazen iki bağımsız cihaz aynı ölçümü yapmak üzere kullanılabilir (örneğin hava debisini hem rotametre hem de bir orifismetre ile ölçebilirsiniz). Belirsizlik, aradaki farktan daha küçük olduğu sürece ölçümler arasındaki fark belirsizlikleri belirlemede bir rehber olabilir.

(e) **Diğer faktörler:** Ölçüm şeklinin geçerliliği konusunda ölçümü yapan araştırmacı ölçümün doğruluk değerini etkileyen dış faktörleri biliyorsa bunları da toplam

belirsizliğe eklemelidir. Bir cihazı çalışma aralığı dışında kullanmak, elverişsiz çevre şartları altında çalışmak, elektrik kesintileri v.s faktörler dikkate alınmalıdır.

Yapılan deneylerde, ölçülen büyüklükler (R) ve bu büyüklüklere etki eden n tane bağımsız değişken ($x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$) olarak ifade edilir, her bir bağımsız değişkenin ve hesaplanan büyüklüğün hata oranı aşağıdaki gibi hesaplanır.

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı W_R ,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} W_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.4)$$

formülü ile hesaplanır.

Deneyler sonucunda elde edilen Nusselt sayısının hata oranını bulmak için Nusselt sayısına etki eden bağımsız değişkenlerin hata oranları bulunmuş, sonuç olarak Nusselt sayısının hata oranı hesaplanmıştır. Ölçümlerin alınmasında kullanılan ölçüm aletlerinin hassasiyetleri aşağıdaki gibidir;

Veri derleyici (Dataloger) = ± 0.001

Isı kontrol cihazı (Varyak) = ± 0.02

Sıcaklık farkının hata oranı:

$$\Delta T = T_h - T_c$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{T_h W_{T_h}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{T_c W_{T_c}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.5)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = 0.0092 \text{ (\% 0.9) olarak bulunur.}$$

Rayleigh sayısının hata oranı:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3 Pr}{\nu^2}$$

$$\frac{W_{Ra}}{Ra} = \left[\left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.6)$$

$$\frac{W_{Ra}}{Ra} = 0.0092 \text{ (\% 0.9) ' dur.}$$

Boyutsuz sıcaklık θ 'nin hata oranı:

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}$$

$$\frac{W_{\theta}}{\theta} = \left[\left(\frac{T_h W_{T_h}}{\theta} \right)^2 + \left(\frac{T_c W_{T_c}}{\theta} \right)^2 + \left(\frac{T W_T}{\theta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.7)$$

$$\frac{W_{\theta}}{\theta} = 0.0509 \text{ (\% 5.09)}$$

Nusselt sayısının hata oranı:

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_{\theta}}{\theta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.8)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = 0.0509 \text{ (\% 5.09) olarak bulunur.}$$

5.4. İstatistiksel Analiz

Yapılan deneysel çalışmanın sonuçları regresyon metodu ile incelenerek, Rayleigh sayısının, boyutsuz sıcaklık θ 'nın, kullanılan engellerin düşey duvar ile yaptığı ϕ açısının, engelin yerleştirilme yeri h ' ın, başlangıç noktasına olan uzaklığı w 'nın ve engel kalınlığı t ' nin Nusselt sayısını nasıl etkilediği tespit edilmeye çalışılmıştır. Kapalı hacim içerisindeki yerel ölçüm noktalarını en iyi kapsayacağı tespit edilen ampirik bağıntı denkleminin, Statistica 5.0 programı kullanılarak aşağıdaki şekilde uygun olacağı düşünülmüştür.

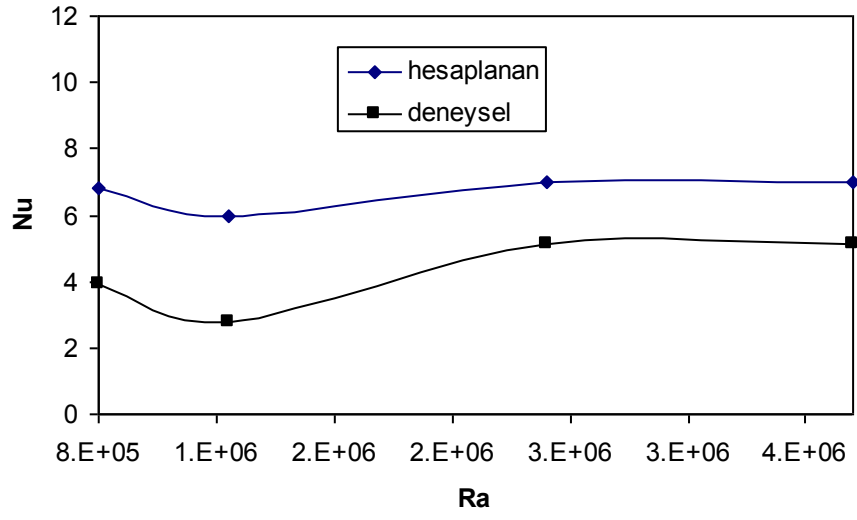
$$Nu = aRa^b \theta^c (1 + \sin \phi)^d (h + w + t)^m \quad (5.9)$$

Görüldüğü gibi denklem tipi tüm ölçüm noktalarını kapsamaktadır. Öngörülen bağıntıyla elde edilen değerlerin, deneysel sonuçlarla olan yaklaşık uyumu regresyonun geçerliliğinin ispatı olacağından, regresyon katsayısı önem taşır. Mevcut çalışma için bulduğumuz regresyon katsayısı % 75' dir ve bu katsayı kabul edilebilir sınırlar içerisinde. Regresyon analizi sonucu bulunan tüm katsayıların değerleri, regresyon katsayısı (R) ile birlikte, Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Nu sayısı için bulunan korelasyon katsayıları

R	0.75
a	1.449
b	0.016
c	-4.586
d	0.735
m	0.196

Şekil 5.16.' da regresyon analizi sonucu hesaplanan Nu değeri ile deneysel çalışma sonucu bulunan Nu değeri, içerisinde 30° lik engel bulunan kapalı hacim için kıyaslanmıştır. Elde edilen regresyon katsayısı değerleri kabul edilebilir sınırlar içerisinde. Denklemin geçerliliğindeki diğer bir husus ise öngörülen bağıntıdan elde edilen değerlerle, ölçülen gerçek değerler arasındaki uyumdur.



Şekil 5.16. Regresyon analizi sonucu hesaplanan Nu değeri ile deneysel çalışma sonucu bulunan Nu değerinin karşılaştırılması

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, düşey duvarına sonlu kalınlıkta açılı bir plaka yerleştirilmiş kapalı bir hacim içerisindeki doğal taşınım ısı transferi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlar, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayıları ve hız grafikleri olarak verilmiştir. Plakanın kalınlığı, plakanın açısı, plakanın genişliği, plakanın yerleştirme yeri ve Rayleigh sayısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkin parametreler olduğu görülmüştür.

Sayısal çözüm için, sonlu farklar metodu kullanılarak, kapalı hacim içine yerleştirilen engelin farklı durumları için, farklı bilgisayar programları hazırlanmıştır. Bu programlar, verilen sınır şartları için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözümünü yapmıştır. Engel, hacim içerisine düz ve açılı olarak yerleştirilmiştir. Açılı plakanın, farklı eğim açısı, farklı yerleştirme yeri, kalınlığı ve uzunluk değerleri için sonuçlar alınmıştır. Sayısal çözümün geçerliliği için mevcut programdan elde edilen sonuçlar, cidarları farklı ısıtılan kapalı hacimler için çözülmüş ve literatürden temin edilmiş sonuçlar ile karşılaştırıldığında birbirine yakın değerlerin elde edildiği ve mevcut çalışma için hazırlanan programların doğru sonuç verdikleri kanaatine varılmıştır.

Bu çalışmada Rayleigh sayısının farklı değerleri için, kapalı hacim içerisinde oluşan akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri çizilmiştir. Tüm Rayleigh sayıları için, hacim içerisine yerleştirilen plakanın etrafında bir dönme merkezi oluşmaktadır. Düşük Rayleigh sayılarında, hem akım çizgileri hem de sıcaklık eğrileri sakin bir dağılım gösterir ve bu Rayleigh sayılarında iletimle ısı transferi taşınım ile ısı transferine göre daha baskındır. İletimle ısı transferinin etkili olmasından dolayı akış hareketsizdir. Rayleigh sayısının artması ile birlikte akışkan hızı da artmakta ve dolayısıyla taşınım ile ısı transferi daha baskın olmaktadır. Akışın kapalı hacim içerisine daha fazla nüfuz ettiği ve akışın hareketlendiği görülmektedir. Artan Rayleigh sayısı ile birlikte akım fonksiyonunun mutlak değeri de artmaktadır ki bu da akım şiddetinde artış olduğunu göstermektedir.

Hacim içerisine yerleştirilen plakanın açısının değiştirilmesinin akış alanı üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Engel açısının artması sıcak tabandan gelen ısınmış akışkanı hareketlendirmektedir. Rayleigh sayısının da artması ile birlikte plakanın çevresinde dönme merkezleri oluşmakta ve akım değerinin mutlak değerinde artış görülmektedir.

Rayleigh sayısının sabit değeri için, plaka kalınlığının akım ve sıcaklık profilleri üzerine olan etkisi de bu çalışmada incelenmiştir. Plaka kalınlığı arttıkça ısı transferi azalmaktadır. Artan plaka kalınlığı kapalı hacim içerisindeki akış alanını azalttığı için ısı transfer miktarı düşmekte ve kapalı hacim içerisindeki dönme merkezleri azalmaktadır.

Kapalı hacim içerisine yerleştirilen plakanın düşey duvara farklı yerleştirilmesi de ısı transferini etkilemektedir. Plakanın alt tabana çok yakın yerleştirilmesi, alt taban ile plaka arasına çok az akışkan girdisine neden olmakta ve tek dönme merkezi meydana gelmektedir. Plakanın sıcak yüzeyden uzaklaştırılıp, soğuk yüzeye yakın yerleştirilmesi ısınan akışkanın önünün açılmasına ve hareketlenmesine neden olmaktadır.

Mevcut çalışmada hacim içerisine farklı uzunluklarda yerleştirilen plakanın ısı transferi üzerine olan etkisi de incelenmiştir. Plaka uzunluğunun artmasıyla sirkülasyon alanı azalır ve haliyle ısı transferi düşer. Plaka uzunluğunun kısa olması ısınan akışkanın üst bölgeye olan hareketini çok fazla engellemez. Plaka uzunluğunun fazla olması akış alanını ikiye böler ve farklı dönme merkezleri oluşur.

Isı transferini etkileyen diğer bir parametre de ısı iletkenlik katsayısıdır. Isıl iletkenlik katsayısı, hacim içerisine yerleştirilen plakanın ısı iletim katsayısının hacim içerisindeki akışkanın ısı iletim katsayısına oranıdır ($RK = k_s / k_f$). Isıl iletkenlik katsayısının artması, akışkanın ısı iletim katsayısını azaltır ve buna bağlı olarak taşınım ile ısı transferi baskın hale gelir. Rayleigh sayısının da artması ile birlikte ortalama Nusselt sayısı da artar.

Bu çalışmada değişken parametrelerin ortalama Nusselt sayısı üzerine olan etkileri de incelenmiştir. Prandtl sayısına bağlı olarak, ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Rayleigh sayısının düşük değerlerinde iletimle ısı transferinin baskın olmasından dolayı ortalama Nusselt sayısının değerinde çok fazla değişim olmamakta, Rayleigh sayısının artması ile birlikte taşınım ile ısı transferinin baskın olması sebebiyle ortalama Nusselt sayısında artış gözlenmektedir. $Pr < 1$ akışkanları için bu etki oldukça önemli iken (artan Prandtl sayısı ile ortalama Nusselt sayısı artmakta), $Pr > 1$ akışkanları için bu etki önemsizdir.

Plaka açısının artması ile birlikte ısınan akışkanın önü açılır ve akışkan hareketlenmeye başlar. Özellikle akım çizgilerinde bu hareketlenme daha belirgin olur. Rayleigh sayısının artmasına bağlı olarak da ortalama Nusselt sayısı artar. Mevcut çalışmada X mesafesine bağlı olarak, sıcak ve soğuk yüzeyler boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi de incelenmiş ve yerel Nusselt sayılarının sinüsoidal bir dağılım arz

ettiği görülmüştür. Sinüsoidal değişimde en üst değerdeki noktaların yeri verilen akım çizgilerinin değişimi ile ilişki kurularak açıklanabilir. Burada dönme merkezinin olduğu noktalar, plakanın bulunduğu yerden etkilenir ve dönme merkezinin olduğu yerde yerel Nusselt sayısında en yüksek değerler elde edilir.

Bu çalışmada düşey ve yatay hız profilleri de çizilmiştir. $X=0.25$, 0.50 ve 0.75 için düşey hız profilleri verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi hız değeri artmakta, akışın negatif yöne döndüğü bölgelerde hız değeri de negatif olmaktadır. Isınan akışkan hareketlenerek sıcak duvardan soğuk duvara çarpmakta ve eğimli plaka üzerinden dağılmaktadır. Böylece, bu hareket pozitif ve negatif hız değerlerine neden olmaktadır. Benzer durum yatay hız profilleri için de geçerlidir. Çalışmada $Y=0.25$, 0.50 ve 0.75 için yatay hız profilleri de verilmiştir.

Kapalı hacmin düşey duvarına yerleştirilen engel, farklı açılarda imal edilerek deneysel çalışma yapılmış ve deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Her iki çalışmadan elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

7. ÖNERİLER

Yapılan çalışma sonucunda, elde edilen veriler değerlendirildiğinde çalışmanın geliştirilmesi ve daha sonra yapılacak çalışmalara fikir vermesi için aşağıdaki öneriler yapılabilir:

- Kapalı hacmin soğutucu yüzeyinden geçen suyun sıcaklığı daha düşük olabilir. Bunun için de soğutucu depoları imal edilerek suyun sıcaklığı düşürülebilir.
- Kapalı hacmin engel yerleştirilen yüzeyi yapılan deneyler sırasında değiştirilmiştir. Yüzeyin kapatılması için silikon kullanılmış ve bu silikonun kuruması için en az 1 gün beklenilmiştir. Bu da zaman kaybına neden olmuştur. Bu problemin oluşmaması için değişen kapak vidalı yapıya deneylere devam edilebilir.
- Kapalı hacmin alt yüzeyine ısıtıcı yerleştirildiği gibi üst yüzeyine de yerleştirilebilir. Bu durumda soğuk yüzey için de yerel Nusselt değişimleri ve sıcaklık eğilimleri görülebilir.
- Deneysel çalışma için imal edilen engelli yüzeylerde engelin boyu ve kalınlığı değiştirilerek deneyler yapılabilir.
- Sayısal çalışmada kapalı hacme açı verilerek sonuçlar alınabilir, benzer durum deneysel çalışmaya da yansıtılabilir.
- Sayısal çalışmanın çözümü için Fortran Bilgisayar Programı dışında daha kolay hazırlanabilen farklı programlar kullanılabilir, bu da zaman kazanma açısından önemlidir.
- Deneysel çalışma sırasında kullanılan ısıl çiftler ince oldukları için, bağlantılar sırasında bazen kopukluklar yaşanmıştır. Bunun engellenmesi için biraz daha kalın ısıl çiftler kullanılabilir.
- Çalışma ileride, 3 boyutlu, zamana bağlı, türbülanslı akış şartlarında ve farklı akışkanlar kullanılarak genişletilebilir. Ayrıca, termodinamik analizler eklenerek, kayıplar tespit edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **De Vahl Davis, G.**, 1983. Natural convection of air in a square cavity: A bench mark numerical solution, *Int. J. Numer. Methods Fluids*, **3**, 249-264.
- [2] **Ostrach, S.**, 1972. Natural convection in enclosures, *Adv. Heat Transfer*, **8**, 161-227.
- [3] **Bejan, A.**, 1982. Convection Heat Transfer, New York, Wiley.
- [4] **Yang, K.T.**, 1987. Natural convection in enclosures, Handbook of Single-Phase Heat Transfer, Wiley, New York.
- [5] **Ostrach, S.**, 1972. Natural convection in enclosures, In Advances in Heat Transfer (Edited by J.P. Hartnett and T.F. Irvine), Vol. 8. Academic Pres, New York.
- [6] **Catton, I.**, 1962. Natural convection in enclosures, Proc. Sixth Int. Heat Transfer Conference, 6, 13-31.
- [7] **Khalifa, A.-J.N.**, 2001. Natural convective heat transfer coefficient –a review. I. Isolated vertical and horizontal surfaces, *Energy Convers. Manage*, **42**, 491-504.
- [8] **Khalifa, A.-J.N.**, 2001. Natural convective heat transfer coefficient –a review. II. Surfaces in two-and three-dimensional enclosures, *Energy Convers. Manage*, **42**, 505-517.
- [9] **Nansteel, M.W. and Greif, R.**, 1984. An investigation of natural convection in enclosures with two-and three-dimensional partitions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **27**, 561-571.
- [10] **Oztop, H. and Bilgen, E.**, 2006. Natural convection in differentially heated and partially divided square cavities with internal heat generation, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **27**, 466-475.
- [11] **Tasnim, S.H. and Collins, M.R.**, 2004. Numerical analysis of heat transfer in a square cavity with a baffle on the hot wall, *Int. Comm. Heat Mass Transfer.*, **31**, 639-650.
- [12] **Shi, X. and Khodadadi, J.M.**, 2003. Laminar natural convection heat transfer in a differentially heated square cavity due to a thin fin on the hot wall, *Journal of Heat Transfer*, **125**, 624-634.
- [13] **Bilgen, E.**, 2002. Natural convection in enclosures with partial partitions, *Renewable Energy*, **26**, 257-270.

- [14] **Lin, N.N. and Bejan, A.**, 1983. Natural convection in a partially divided enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **26**, 1867-1878.
- [15] **Zimmerman, E. and Acharya, S.**, 1987. Free convection heat transfer in a partially divided vertical enclosure with conducting end walls, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **30**, 319-331.
- [16] **Costa, V.A.F., Oliveria, M.S.A. and Sousa, A.C.M.**, 2003. Control of laminar natural convection in differentially heated square enclosures using solid inserts at the corners, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **46**, 3529-3537.
- [17] **Bilgen, E.**, 2005. Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **48**, 3493-3505.
- [18] **Ben-Nakhi, A. and Chamkha, A.J.**, 2006. Effect of length and inclination of a thin fin on natural convection in a square enclosure, *Numerical Heat Transfer*, **50**, 381-399.
- [19] **Nasr, K.B., Chouikh, R., Kekreni, C. and Guizani, A.**, 2006. Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 772-775.
- [20] **Chang, T.S. and Tsay, Y.L.**, 2001. Natural convection heat transfer in an enclosure with a heated backward step, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 3963-3971.
- [21] **Mezrhab, A., Jami, M., Abid, C., Bouzidi, M. and Lallemant, P.**, 2006. Lattice-Booltzmann modelling of natural convection in an inclined square enclosure with partitions attached to its cold wall, *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, **27**, 456-465.
- [22] **Varol, Y., Oztop, H.F. and Varol, A.**, 2007. Natural convection in porous triangular enclosures with a solid adiabatic fin attached to the horizontal wall, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, **34**, 19-27.
- [23] **Dagtekin, I. and Oztop, H.F.**, 2001. Natural convection heat transfer by heated partitions within enclosure, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **28**, 6, 823-834.
- [24] **Famouri, M. and Hooman, K.**, 2008. Entropy generation for natural convection by heated partitions in a cavity, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, **35**, 492-502.
- [25] **Kandaswamy, P., Lee, J., Abdul Hakem, A.K. and Saravanan, S.**, 2008. Effect of baffle-cavity ratios on buoyancy convection in a cavity with mutually orthogonal heated baffles, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **51**, 1830-1837.
- [26] **Frederick, R.L.**, 1989. Natural convection in an inclined square enclosure with a partition attached to its cold wall, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **32**, 1, 87-94.

- [27] **Chen, K.S., Ku, A.C. and Chou, C.H.**, 1990. Investigation of natural convection in partially divided rectangular enclosures both with and without an opening in the partition plate: Measurement results, *Journal of Heat Transfer*, **112**, 648-652.
- [28] **Acharya, S. and Jetli, R.**, 1990. Heat transfer due to buoyancy in a partially divided square box, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **33**, 5, 931-942.
- [29] **Turkoglu, H. and Yücel, N.**, 1996. Natural convection heat transfer in enclosures with conducting multiple partitions and side walls, *Heat and Mass Transfer*, **32**, 1-8.
- [30] **Tong, T.W. and Gerner, F.M.**, 1986. Natural convection in partitioned air-filled rectangular enclosures, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **13**, 99-108.
- [31] **Khalifa, A.N. and Abdullah, S.E.**, 1999. Buoyancy driven convection in undivided and partially divided enclosures, *Energy Conversion and Management*, **40**, 717-727.
- [32] **Ampofo, F.**, 2005. Turbulent natural convection of air in a non-partitioned or partitioned cavity with differentially heated vertical and conducting horizontal walls, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **29**, 137-157.
- [33] **Ampofo, F. and Karayiannis, T.G.**, 2003. Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **46**, 3551-3572.
- [34] **Jami, M., Mezrhab, A., Bouzidi, M. and Lallemand, P.**, 2006. Lattice-Booltzmann computation of natural convection in a partitioned enclosure with inclined partitions attached to its hot wall, *Physica A*, **368**, 481-494.
- [35] **Dağtekin, İ. and Öztop, H.F.**, 2002. Düşey cidarına blok monte edilmiş bir oyukta doğal taşınım için sayısal bir çalışma, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, **4**, 1, 53-62.
- [36] **How, S. and Hsu, T.**, 1998. Transient mixed convection in a partially divided enclosure, *Computers Math. Applic.*, **36**, 8, 95-115.
- [37] **Bairi, A., Laraqi, N. and Garcia de Maria, J.M.**, 2007. Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelepipedic cavities for large Rayleigh numbers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **31**, 309-324.
- [38] **Bairi, A.**, 2008. Transient thermal characteristics of airborne electronic equipment with discrete hot bands in square cavities, *Applied Energy*, **85**, 951-967.
- [39] **Bhave, P., Narasimhan, A. and Rees, D.A.S.**, 2006. Natural convection heat transfer enhancement using adiabatic block: Optimal block size and Prandtl number effect, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **49**, 3807-3818.

- [40] **Elsherbiny, S.M.**, 1996. Free convection in inclined air layers heated from above, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **39**, 18, 3925-3930.
- [41] **Adams, V.H., Joshi, Y. and Blackburn, D.L.**, 1999. Three dimensional study of combined conduction, radiation and natural convection from discrete heat sources in a horizontal narrow aspect ratio enclosure, *Journal of Heat Transfer*, **121**, 992-1001.
- [42] **Moukalled, F. and Acharya, S.**, 2001. Natural convection in a trapezoidal enclosure with offset baffles, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **15**, 2, 212-218.
- [43] **Koca, A., Öztop, H.F. and Varol, Y.**, 2007. İçerisinde hem blok şeklinde hem de yatay pozisyonda elektronik ısıtıcılar bulunan üçgen kesitli oyukta doğal taşınımın ısı transferinin incelenmesi, *ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, **1**, 480-486.
- [44] **Hung, Y.H. and Shiau, W.M.**, 1988. Local steady-state natural convection heat transfer in vertical parallel plates with a two-dimensional rectangular rib, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **31**, 6, 1279-1288.
- [45] **Dubovsky, V., Ziskind, G., Druckman, S., Moshka, E., Weiss, Y. and Letan, R.**, 2001. Natural convection inside ventilated enclosure heated by downward-facing plate: experiments and numerical simulations, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **44**, 3155-3168.
- [46] **Bhowmik, H. and Tou, K.W.**, 2005. Experimental study of transient natural convection heat transfer from simulated electronic chips, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **29**, 485-492.
- [47] **Close, D.J., Peck, M.K., White, R. and Mahoney, K.J.**, 1991. Buoyancy-driven heat transfer and flow between a wetted heat source and an isothermel cube, *Journal of Heat Transfer*, **113**, 371-376.
- [48] **Bajorek, S.M. and Lloyd, J.R.**, 1982. Experimental investigation of natural convection in partitioned enclosures, *Journal of Heat Transfer*, **104**, 527-532.
- [49] **Olson, D.A., Glicksman, L.R. and Ferm, H.M.**, 1990. Steady-state natural convection in empty and partitioned enclosures at high Rayleigh numbers, *Journal of Heat Transfer*, **112**, 640-647.
- [50] **Elsayed, M.M. and Chakroun, W.**, 1999. Effect of aperture geometry on heat transfer in tilted partially open cavities, *Journal of Heat Transfer*, **121**, 819-827.
- [51] **Onbasioglu, S.U. and Onbaşıoğlu, H.**, 2004. On enhancement of heat transfer with ribs, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 43-57.

- [52] **Vahl Davis, G.D. and Jones, I.P.**, 1983. Natural convection in a square cavity: A comparison exercise, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **3**, 227-248.
- [53] **Aydın, O. and Pop, I.**, 2007. Natural convection in a differentially heated enclosure filled with a micropolar fluid, *International Journal of Thermal Sciences*, **46**, 963-969.
- [54] **Aydın, O. and Yang, W.**, 2000. Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, **10**, 518-529.
- [55] **Vaszi, A.Z., Elliott, L., Ingham, D.B. and Pop, I.**, 2004. Conjugate free convection from a vertical plate fin with a rounded tip embedded in a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 2785-2794.
- [56] **Mittelman, G., Dayan, A., Dado-Turjeman, K. and Ullmann, A.**, 2007. Laminar free convection underneath a downward facing inclined hot fin array, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 2582-2589.
- [57] **Kasayapanand, N. and Kiatsiriroat, T.**, 2009. Enhanced heat transfer in partially open square cavities with fin by using electric field, *Energy Conversion and Management*, **50**, 287-296.
- [58] **Yang, M.H., Yeh, R.H. and Hwang, J.J.**, 2010. Mixed convective cooling of a fin in a channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 760-771.
- [59] **Kumar, R.**, 1997. Three-dimensional natural convective flow in a vertical annulus with longitudinal fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, 14, 3323-3334.
- [60] **Altaç, Z. and Konrat, S.**, 2009. Natural convection heat transfer from a thin horizontal isothermal plate in air-filled rectangular enclosures, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 55-65.
- [61] **Küçük, H., Avcı, M., Aydın, O. and Asan, H.**, 2009. Analysis of heat and fluid flow in concentric annular square ducts, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 7-13.
- [62] **Küçük, H. and Asan, H.**, 2009. Forced convection heat transfer in eccentric curved annular square ducts, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 67-78.
- [63] **Laguerre, O., Benamara, S., Remy, D. and Flick, D.**, 2009. Experimental and numerical study of heat and moisture transfer by natural convection in a cavity filled with solid obstacles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5691-5700.

- [64] **Wu, W. and Ching, C.Y.**, 2010. Laminar natural convection in an air-filled square cavity with partitions on the top wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 1759-1772.
- [65] **Corvaro, F. and 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.
- [66] **Salat, J., Xin, S., Joubert, P., Sergent, A., Penot, F. and Le Quere, P.**, 2004. Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection in a large air-filled cavity, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **25**, 824-832.
- [67] **Öğüt, B. E.**, 2010. Eğik kare kapalı bir bölge içindeki su bazlı nanoakışkanların doğal taşınım ile ısı transferi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, **30**, 1, 23-33.
- [68] **Stickland, M.T., Scanlon, T.J. and MacKenzie, J.**, 2007. An experimental investigation of natural convection with solidification in a differentially heated cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 36-44.
- [69] **Changzheng, S., Yu, B., Oztop, H.F., Wang, Y. and Wei, J.**, 2011. Control of mixed convection in lid-driven enclosures using conductive triangular fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**, 894-909.
- [70] **Varol, Y. and Oztop, H.F.**, 2009. Control of buoyancy-induced temperature and flow fields with an embedded adiabatic thin plate in porous triangular cavities, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 558-566.
- [71] **Oztop, H.F., Varol, Y. and Koca, A.**, 2009. Natural convection in a vertically divided square enclosure by a solid partition into air and water regions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5909-5921.
- [72] **Varol, Y., Oztop, H.F., Koca, A. and Ozgen, F.**, 2009. Natural convection and fluid flow in inclined enclosure with a corner heater, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 340-350.
- [73] **Chapra, S.C. and Canale, R.P.**, 2003. Mühendisler için sayısal yöntemler, *Literatür Yayıncılık*.

EKLER

EK 1.

Sayısal Çalışma için Hazırlanan Fortran Bilgisayar Programı:

```
*****
*BU PROGRAM DIKDORTGEN KANALLARDA DOĞAL KONVEKSİYONLA
*ISI TRANSFERİNDE AKIM VE GIRDAP FONKSİYONLARINI, SICAKLIK
*DEĞERLERİNİ VE ORTALAMA NUSSELT SAYISINI HESAPLAR
*****
      IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
      DIMENSION PSI(200,200),T(200,200),U(200,200),V(200,200)
      DIMENSION TOLD(200,200),ONU(200,3),OME(200,200)
C *****
      OPEN (3,FILE='SICAKLIK.DAT')
      OPEN (1,FILE='TUMU.DAT')
      OPEN (4,FILE='YERELNU.DAT')
      OPEN (2,FILE='AKIM.DAT')
      OPEN (8,FILE='ORTNU.DAT')
      OPEN (9,FILE='U HIZI.DAT')
      OPEN (10,FILE='V HIZI.DAT')
C *****FİZİKSEL DEĞERLER*****
      WRITE(6,6001)
      READ(5,*) RA
      6001 FORMAT(/,5X,'RAYLEIGH SAYISINI GIRINIZ?')
      FI=90
      FI=FI*(22./7.)/180.
      AR=1.0
      RK=1
      PR=0.7
      NX=61
      NY=61

      JJ1=30
      KK=2
      II=23
      JJ2=JJ1-II+1
      JJ3=JJ2-KK

      TOL=1.E-4
      IMAX=50000
      IMIN=10000
      IAVG=IMIN-5000
      REX=0.10
      REXB=0.15
      REXT=0.05
C *****BASLANGIC SARTLARI*****
```

```

HSUM=0.0
ITER=0
DO 100 I=1,NX
DO 110 J=1,NY
PSI(I,J)=0.0
T(I,J)=0.0
TOLD(I,J)=T(I,J)
110 OME(I,J)=0.0
100 CONTINUE
C *****SINIR SARTLARI*****
DO 120 I=1,NX
T(I,1)=1.0
T(NY,I)=0.0
TOLD(I,1)=1.0
TOLD(NY,I)=0.0
120 CONTINUE
C *****COZUME BASLAMA*****
NX1=NX-1
NY1=NY-1
NY2=NY-2
NX2=NX-2
DX=1./NX1
DY=AR/NY1
FAC=2.*(1./DX**2+1./DY**2)

751 FORMAT(61I10)
750 FORMAT(31F10.4)
WRITE(3,751)(I,I=1,NX)
WRITE(3,750)((T(I,J),I=1,NX),J=1,NY)
WRITE(3,*)
WRITE(3,751)(I,I=1,NX)

C *****DONGU BASLANGICI*****
199 ITER=ITER+1
C *****AKIM FONKSIYONUNUN HESAPLANMASI (PSI)*****
C ENGELE KADAR AKIM HESABI (1.BÖLGE)
DO 200 IREP=1,2
DO 210 J=2,JJ3-1
DO 220 I=2,NX1
F1=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
* (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)
220 PSI(I,J)=PSI(I,J)+REX*(F1-PSI(I,J))
210 CONTINUE
200 CONTINUE

C 2.BÖLGE AKIM HESABI
J=JJ3
DO 207 IREP=1,2
20 DO 227 I=2,I0

```

```

      F1=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
*   (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)
227  PSI(I,J)=PSI(I,J)+REX*(F1-PSI(I,J))
      IF(I0.GT.2)THEN
      I0=I0-1
      J=J+1
      GOTO 20
      ENDIF
207  CONTINUE
C    3.BÖLGE AKIM HESABI
      DO 201 IREP=1,2
      DO 211 I=II+1,NX1
      DO 221 J=JJ3,JJ2
      F1=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
*   (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)
221  PSI(I,J)=PSI(I,J)+REX*(F1-PSI(I,J))
211  CONTINUE
201  CONTINUE
C    4.BÖLGE AKIM HESABI
      DO 208 IREP=1,2
40   DO 228 I=I0,NX1
      F1=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
*   (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)
228  PSI(I,J)=PSI(I,J)+REX*(F1-PSI(I,J))
      IF(J.LT.JJ1)THEN
      I0=I0-1
      J=J+1
      GOTO 40
      ENDIF
208  CONTINUE
C    5.BÖLGE AKIM HESABI
      DO 202 IREP=1,2
      DO 212 I=2,NX1
      DO 222 J=JJ1+1,NY1
      F1=1./FAC*(OME(I,J)+(PSI(I+1,J)+PSI(I-1,J))/DX**2+
*   (PSI(I,J+1)+PSI(I,J-1))/DY**2)
222  PSI(I,J)=PSI(I,J)+REX*(F1-PSI(I,J))
212  CONTINUE
202  CONTINUE
C    *****SICAKLIKLARIN HESAPLANMASI (T)*****
C    İLETİM DENKLEMİ (ENGEL İÇİN)
      I=2
42   DO 317 J=J0,JJ4
      F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
*   (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2)
      T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
317  CONTINUE
      IF(I.LT.(II-1))THEN
C    IF(I.LT.II)THEN

```

```

    I=I+1
    J0=J0-1
    JJ4=JJ4-1
    GOTO 42
    ENDIF
C   ENGELE KADAR SICAKLIK HESABI (1.BÖLGE)
DO 300 IREP=1,2
DO 310 J=2,JJ3-1
DO 320 I=2,NX1
    F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
*       (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+
*       (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
*       (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY))
    T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
320   T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
310   CONTINUE
300   CONTINUE
C   2.BÖLGE SICAKLIK HESABI
DO 301 IREP=1,2
21  DO 311 I=2,I0
    F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
*       (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+
*       (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
*       (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY))
    T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
311   T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
    IF(I0.GT.2)THEN
        I0=I0-1
        J=J+1
        GOTO 21
    ENDIF
301   CONTINUE
C   3.BÖLGE SICAKLIK HESABI
DO 307 IREP=1,2
DO 319 I=II+1,NX1
DO 327 J=JJ3,JJ2
    F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
*       (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+
*       (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
*       (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY))
    T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
327   T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
319   CONTINUE
307   CONTINUE
C   4.BÖLGE SICAKLIK HESABI
DO 306 IREP=1,2
22  DO 316 I=I0,NX1
    F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
*       (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+

```

```

* (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
* (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY)
T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
316 T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
IF(J.LT.JJ1)THEN
I0=I0-1
J=J+1
GOTO 22
ENDIF
306 CONTINUE
C 5.BÖLGE SICAKLIK HESABI
DO 308 IREP=1,2
DO 318 I=2,NX1
DO 328 J=JJ1+1,NY1
F2=1./FAC*((T(I+1,J)+T(I-1,J))/DX**2+
* (T(I,J+1)+T(I,J-1))/DY**2+
* (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(T(I,J+1)-T(I,J-1))/(4.*DX*DY)-
* (PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(T(I+1,J)-T(I-1,J))/(4.*DX*DY))
T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
328 T(I,J)=T(I,J)+REX*(F2-T(I,J))
318 CONTINUE
308 CONTINUE
C YAN YÜZEYLERİN YALITIMI
DO 351 IREP=1,2
DO 352 J=2,NY1
F2=(4.0/3.0)*(T(2,J)-T(3,J)/4.0)
T(1,J)=T(1,J)+REXT*(F2-T(1,J))
F2=(4.0/3.0)*(T(NX1,J)-T(NX2,J)/4.0)
T(NX,J)=T(NX,J)+REXT*(F2-T(NX,J))
352 CONTINUE
351 CONTINUE
C ENGELİN ALT VE ÜST SINIRI İÇİN SINIR ŞARTI
C ÜST SINIR
30 F2=(RK*T(I0,J)+T(I0,J+2))/(1.0+RK)
T(I0,J+1)=T(I0,J+1)+REX*(F2-T(I0,J+1))
IF(I0.LT.II)THEN
I0=I0+1
J=J-1
GOTO 30
ENDIF
C ALT SINIR
I0=2
J=JJ1-1
31 F2=(RK*T(I0,J-KK+1)+T(I0,J-KK-1))/(1.0+RK)
T(I0,J-KK)=T(I0,J-KK)+REX*(F2-T(I0,J-KK))
IF(I0.LT.II)THEN
I0=I0+1
J=J-1
GOTO 31

```

```

        ENDIF
C   UÇ SINIR
    I0=II
        DO 32 J=JJ3+1, JJ2-1
    F2=(RK*T(I0-1,J)+T(I0+1,J))/(1.0+RK)
        T(I0,J)=T(I0,J)+REX*(F2-T(I0,J))
32  CONTINUE
C   *****GIRDAP FONKSIYONUNUN HESAPLANMASI (OME)*****
C   ENGELE KADAR GİRDAP HESABI 1.BÖLGE
    DO 400 IREP=1,2
    DO 410 J=2, JJ3-1
    DO 420 I=2, NX1
        F3=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
*           (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
*           RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
*           (T(I,J+1)-T(I,J-1))/(2.*DY)*COS(FI))
*           -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
*           (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
420  OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F3-OME(I,J))
410  CONTINUE
400  CONTINUE
C   2.BÖLGE GİRDAP HESABI
    I0=II-1
        J=JJ3
    DO 401 IREP=1,2
51  DO 411 I=2, I0
        F3=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
*           (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
*           RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
*           (T(I,J+1)-T(I,J-1))/(2.*DY)*COS(FI))
*           -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
*           (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
411  OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F3-OME(I,J))
        IF(I0.GT.2)THEN
            GOTO 51
        ENDIF
401  CONTINUE
C   3.BÖLGE GİRDAP HESABI
    DO 405 IREP=1,2
    DO 415 I=II+1, NX1
    DO 325 J=JJ3, JJ2
        F3=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
*           (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
*           RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
*           (T(I,J+1)-T(I,J-1))/(2.*DY)*COS(FI))
*           -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
*           (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
325  OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F3-OME(I,J))
415  CONTINUE

```

```

405 CONTINUE
C 4.BÖLGE GİRDAP HESABI
  J=JJ2+1
  I0=II
  DO 402 IREP=1,2
52  DO 412 I=I0,NX1
    F3=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
    * (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
    * RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
    * (T(I,J+1)-T(I,J-1))/(2.*DY)*COS(FI))
    * -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
    * (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
412  OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F3-OME(I,J))
    IF(J.LT.JJ1)THEN
      I0=I0-1
      J=J+1
      GOTO 52
    ENDIF
402 CONTINUE
C 5.BÖLGE GİRDAP HESABI
  DO 445 IREP=1,2
  DO 348 I=2,NX1
    DO 338 J=JJ1+1,NY1
      F3=1./FAC*((OME(I+1,J)+OME(I-1,J))/DX**2+
      * (OME(I,J+1)+OME(I,J-1))/DY**2+
      * RA*((T(I+1,J)-T(I-1,J))/(2.*DX)*SIN(FI)-
      * (T(I,J+1)-T(I,J-1))/(2.*DY)*COS(FI))
      * -(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))*(OME(I+1,J)-OME(I-1,J))/(4.*PR*DX*DY)+
      * (PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))*(OME(I,J+1)-OME(I,J-1))/(4.*PR*DX*DY))
338  OME(I,J)=OME(I,J)+REX*(F3-OME(I,J))
348 CONTINUE
445 CONTINUE
C *****SINIRDAKI GIRDAP FONKSIYONUNUN HESAPLANMASI (OME)*****
  DO 510 J=1,NY
    F41=-2.*PSI(2,J)/DX**2
    OME(1,J)=OME(1,J)+REXB*(F41-OME(1,J))
    F42=-2.*PSI(NX1,J)/DX**2
    OME(NX,J)=OME(NX,J)+REXB*(F42-OME(NX,J))
510 CONTINUE
  DO 520 I=1,NX
    F43=-2.*PSI(I,2)/DY**2
    OME(I,1)=OME(I,1)+REXB*(F43-OME(I,1))
    F44=-2.*PSI(I,NY1)/DY**2
    OME(I,NY)=OME(I,NY)+REXB*(F44-OME(I,NY))
520 CONTINUE
C *****NUSSOLT SAYISININ HESAPLANMASI*****
  ANU1=0.0
  ANU2=0.0
  DO 450 I=1,NX

```

```

      ONU(I,1)=(T(I,1)-T(I,2))/DY
      ONU(I,2)=(T(I,NY1)-T(I,NY))/DY
450  CONTINUE
      DO 460 I=2,NX1
          ANU1=ANU1+ONU(I,1)
          ANU2=ANU2+ONU(I,2)
460  CONTINUE
      ANUH=DX*(ANU1+(ONU(1,1)+ONU(NX,1))*0.5)
      ANUC=DX*(ANU2+(ONU(1,2)+ONU(NX,2))*0.5)
          ANU=(ANUH+ANUC)/2. !ORTALAMA NUSSELT SAYISI
      WRITE(6,470) ANU,RA,ITER
470  FORMAT(2X,'Ort.Nusselt=',F8.3,3X,'Ra=',F9.1,
*       3X,'Iterasyon Sayisi=',I5)
C   *****SICAKLIK DEGERLERININ YAKINSAMA KONTROLU*****
      IF(ITER.GE.IAVG) HSUM=HSUM+ANU
      IF(ITER.LT.IMIN) GOTO 800
      IF(ITER.GT.IMAX) GOTO 840
      DET=0.0
      DO 610 I=2,NX1
          DO 620 J=2,NY1
              DET=ABS((TOLD(I,J)-T(I,J))/T(I,J))
620  IF(DET.GT.TOL) GOTO 800
610  CONTINUE
      GOTO 860
C   *****HESAPLANAN DEGERLER*****
840  WRITE(6,850)
      WRITE(1,850)
850  FORMAT(' NO CONVERGENCE ')
860  CONTINUE
C   1.BÖLGE HIZ HESABI
      DO 1100 J=2,JJ3-1
          DO 1110 I=2,NX1
              U(I,J)=1.0/(2.0*DY)*(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))
              V(I,J)=-1.0/(2.0*DX)*(PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))
1110  CONTINUE
1100  CONTINUE
C   2.BÖLGE HIZ HESABI
54  DO 1111 I=2,I0
      U(I,J)=1.0/(2.0*DY)*(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))
      V(I,J)=-1.0/(2.0*DX)*(PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))
1111  CONTINUE
      IF(I0.GT.2)THEN
          I0=I0-1
          J=J+1
          GOTO 54
      ENDIF
C   3.BÖLGE HIZ HESABI
      DO 1117 I=II+1,NX1
          DO 1116 J=JJ3,JJ2

```

```

      U(I,J)=1.0/(2.0*DY)*(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))
      V(I,J)=-1.0/(2.0*DX)*(PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))
1116  CONTINUE
1117  CONTINUE
C    4.BÖLGE HIZ HESABI
      J=JJ2+1
      IO=II
55    DO 1115 I=IO,NX1
      U(I,J)=1.0/(2.0*DY)*(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))
      V(I,J)=-1.0/(2.0*DX)*(PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))
1115  CONTINUE
      IF(J.LT.JJ1)THEN
          IO=IO-1
          J=J+1
          GOTO 55
      ENDIF
C    5.BÖLGE HIZ HESABI
      DO 1119 I=2,NX1
      DO 1118 J=JJ1+1,NY1
      U(I,J)=1.0/(2.0*DY)*(PSI(I,J+1)-PSI(I,J-1))
      V(I,J)=-1.0/(2.0*DX)*(PSI(I+1,J)-PSI(I-1,J))
1118  CONTINUE
1119  CONTINUE
C    *****
      ANUA=HSUM/(ITER-IAVG+1)
      WRITE(1,710) NX,NY
710   FORMAT(1X 'zone j=',I3,',i=',I3,',f=point')
      DO 720 I=1,NX
      XC=DX*(I-1)
      DO 730 J=1,NY
      YC=DY*(J-1)
      WRITE(1,740) XC,YC,PSI(I,J),OME(I,J),T(I,J),U(I,J),V(I,J)
740   FORMAT(1X,F9.7,4X,F9.7,4X,E10.3,4X,E10.3,4X,F9.7,4X,
      * F12.4,2X,F12.4)
730   CONTINUE
720   CONTINUE
      WRITE(6,471) ANU,ANUA,Ra,ITER
471   FORMAT(2X,'Nusselt No.=',F8.5,2x,'Ave.Nu='
      + ,f8.5,2x,'Ra=',F9.1,2X,'No.of iterations=',I5)
      WRITE(8,741) ANU,ANUA,AR,RA,ANUC,ANUH
C    YEREL NUSSELT
      DO 742 I=1,NX
      WRITE(4,744) I,(I-1)*DX,ONU(I,1),ONU(I,2)
742   CONTINUE
744   FORMAT (I3,2X,3F10.5)
C    HIZ YAZILIMI
C    U HIZI
      DO 743 J=1,NY
      WRITE(9,745) J,(J-1)*DY,U(NX/4,J),U(NX/2,J),U(3*NX/4,J)

```

```

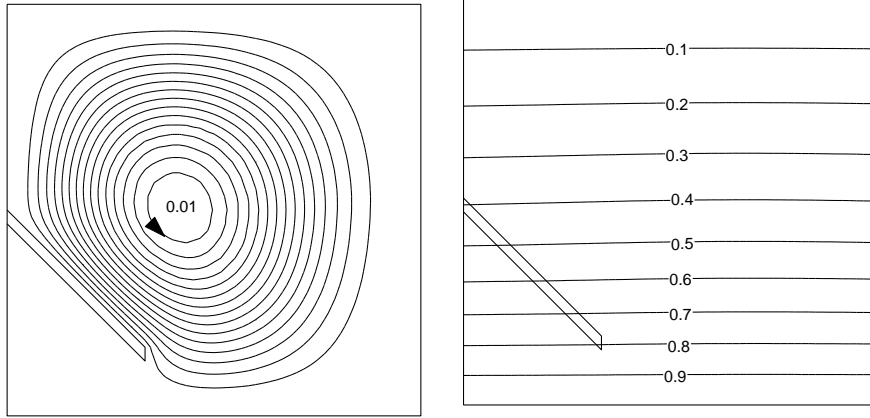
743 CONTINUE
745 FORMAT (I3,2X,4F10.5)
C   V HIZI
    DO 748 I=1,NX
      WRITE(10,747) I,(I-1)*DX,V(I,NY/4),V(I,NY/2),V(I,3*NY/4)
748 CONTINUE
C   *****
C   AKIM DOSYASININ YAZILIMI
      WRITE(2,751)(I,I=1,NX)
      WRITE(2,750)((PSI(I,J),I=1,NX),J=1,NY)
C   *****
      WRITE(1,473) ANU1,ANU2,ANU,ANUA,RA,AR,ITER
473  FORMAT('ANU1=',F8.3,2X,'ANU2=',F8.3,2X,'Nusselt=',F8.3,3X,
&  'Ortalama Nusselt=',F8.3,2X,
*  'Ra=',F9.1,3X,'AR=',F4.2,2X,'Iterasyon Sayisi=',I5)
      GOTO 999
C   *****YAKINSAMA BASARISIZ, DONGUYE GERI DON*****
800 CONTINUE
      DO 810 I=1,NX
        DO 820 J=1,NY
          820  TOLD(I,J)=T(I,J)
810  CONTINUE
      IF(ITER.GT.IMAX) GOTO 840
C   *****
      GOTO 199
C   *****
999  CONTINUE
      CLOSE(1)
      CLOSE(3)
      CLOSE(4)
      PAUSE
      STOP
      END

```

EK 2.

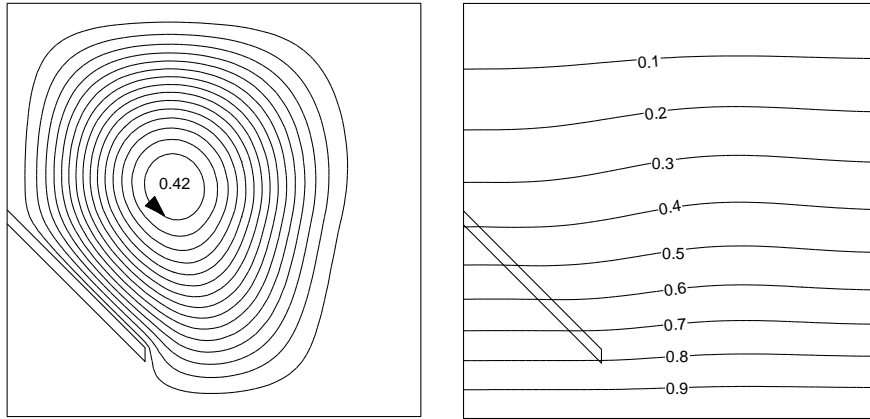
1. Akım Çizgileri ve Sıcaklık Profilleri

$$\Psi_{\max}(0.4138,0.5088)=0.0149$$
$$\Psi_{\min}(0.9518,0.9272)=-1.08e-005$$



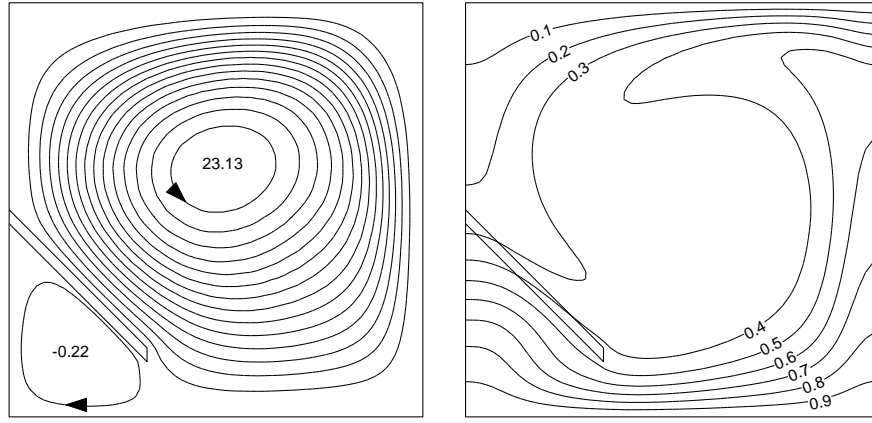
a)

$$\Psi_{\max}(0.4009,0.56)=0.446$$
$$\Psi_{\min}(0.8835,0.2867)=-0.0084$$



b)

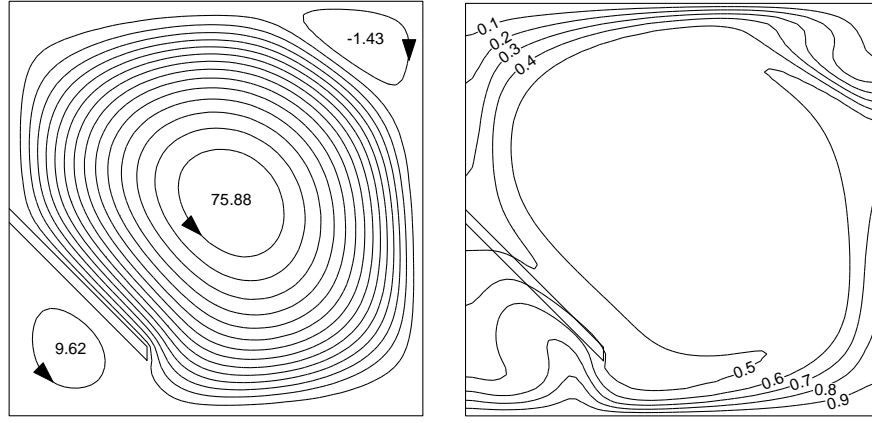
$$\Psi_{\max}(0.5119,0.6027)=24.8$$
$$\Psi_{\min}(0.1661,0.1544)=-1.89$$



c)

$$\Psi_{\max}(0.5376,0.5173)=81.4$$

$$\Psi_{\min}(0.8493,0.9059)=-6.95$$

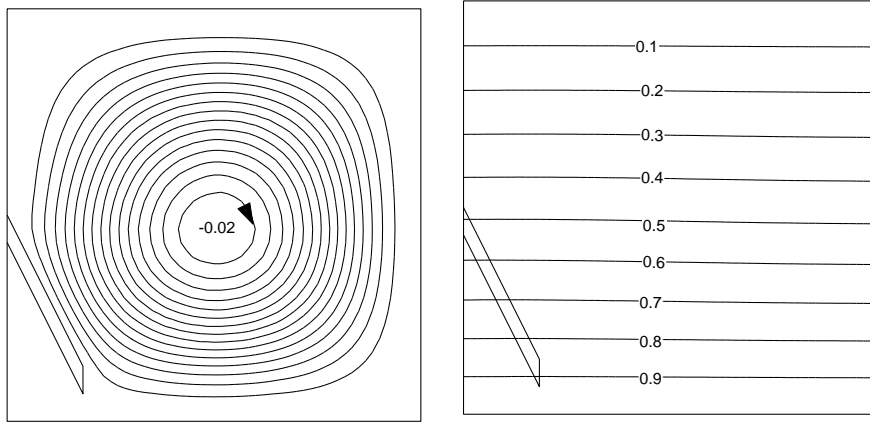


d)

Şekil 1.1. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 45^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$

$$\Psi_{\max}(0.9817,0.9742)=7.42e-006$$

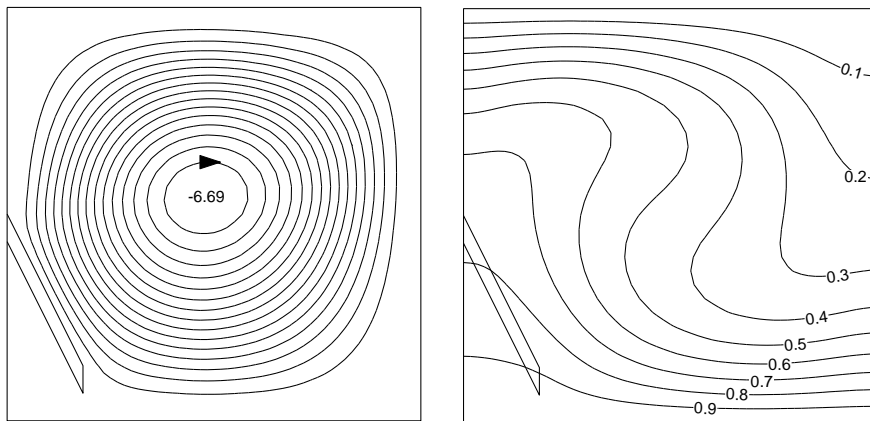
$$\Psi_{\min}(0.5119,0.4703)=-0.0239$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.9518,0.0305)=0.0014$$

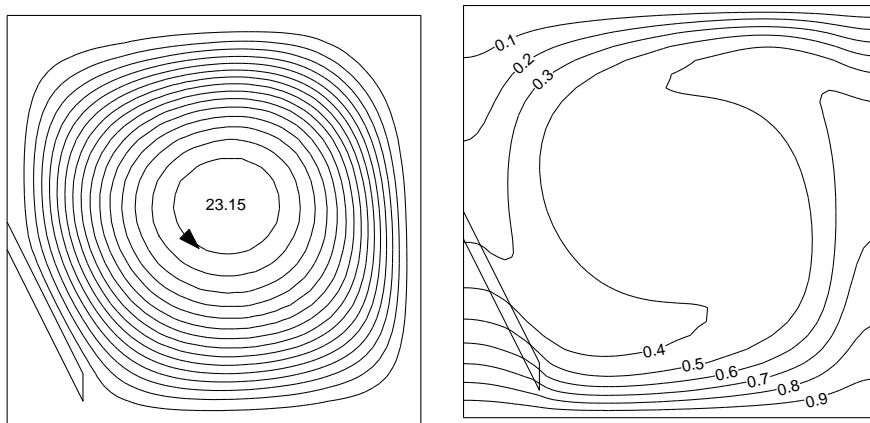
$$\Psi_{\min}(0.4736,0.5387)=-7.14$$



b)

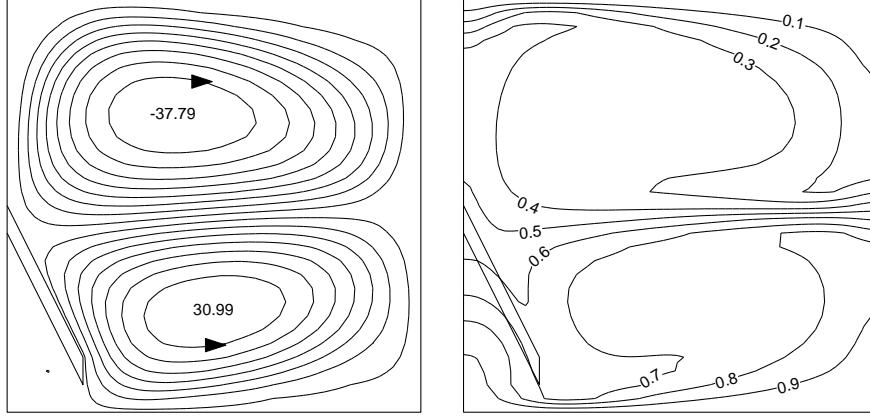
$$\Psi_{\max}(0.5291,0.5472)=24.7$$

$$\Psi_{\min}(0.1021,0.0989)=-0.119$$



c)

$$\Psi_{\max}(0.4906,0.2312)=35.9$$
$$\Psi_{\min}(0.4052,0.7223)=-42.7$$

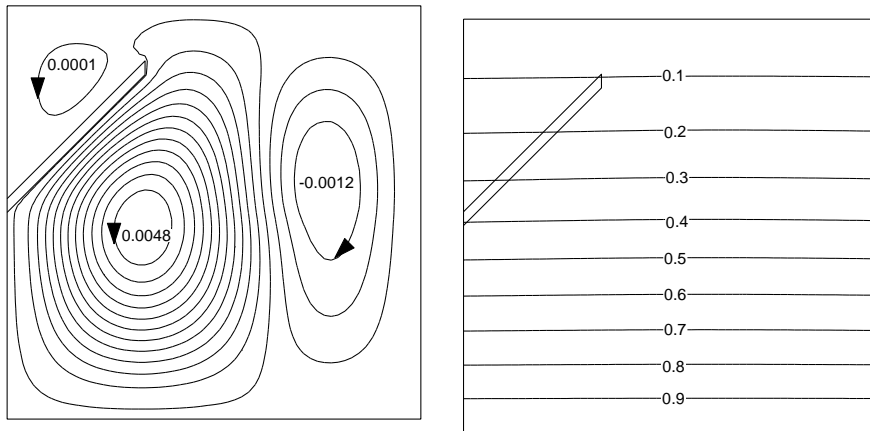


d)

Şekil 1.2. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 30^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$

$$\Psi_{\max}(0.3241, 0.4661) = 0.00518$$

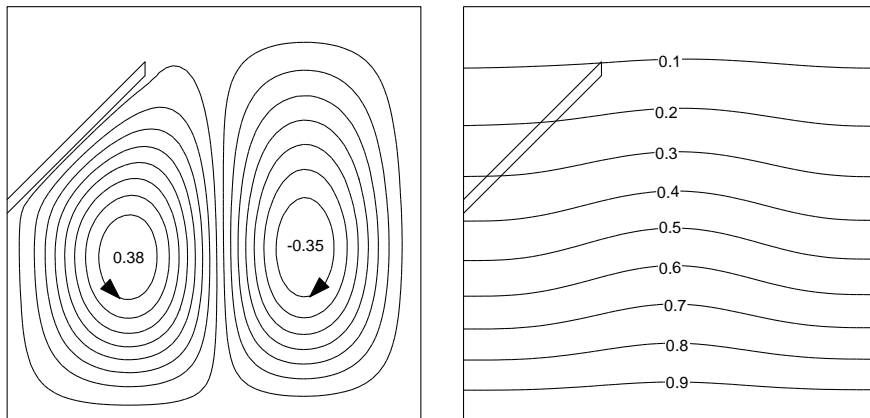
$$\Psi_{\min}(0.7724, 0.5685) = -0.00164$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.2899, 0.3977) = 0.431$$

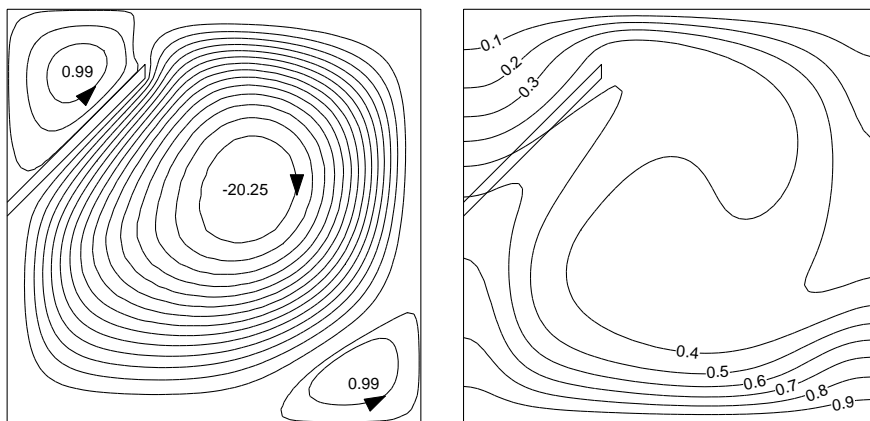
$$\Psi_{\min}(0.7212, 0.4234) = -0.397$$



b)

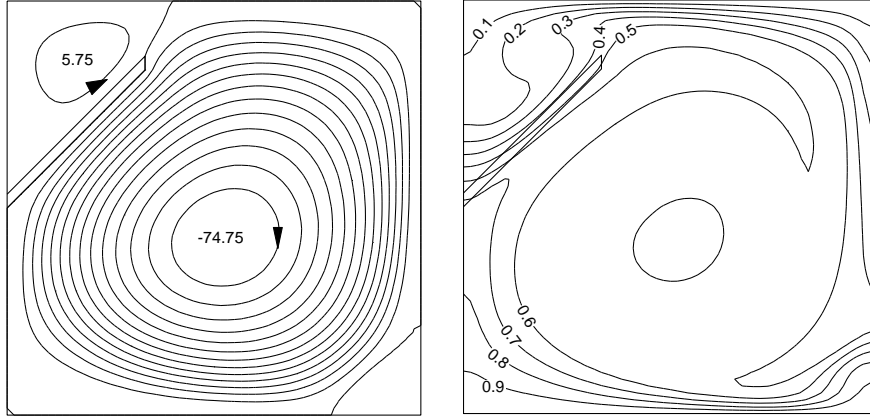
$$\Psi_{\max}(0.1661, 0.846) = 1.45$$

$$\Psi_{\min}(0.5848, 0.5685) = -21.7$$



c)

$$\Psi_{\max}(0.1789,0.8674)=11.5$$
$$\Psi_{\min}(0.5291,0.4234)=-80.5$$

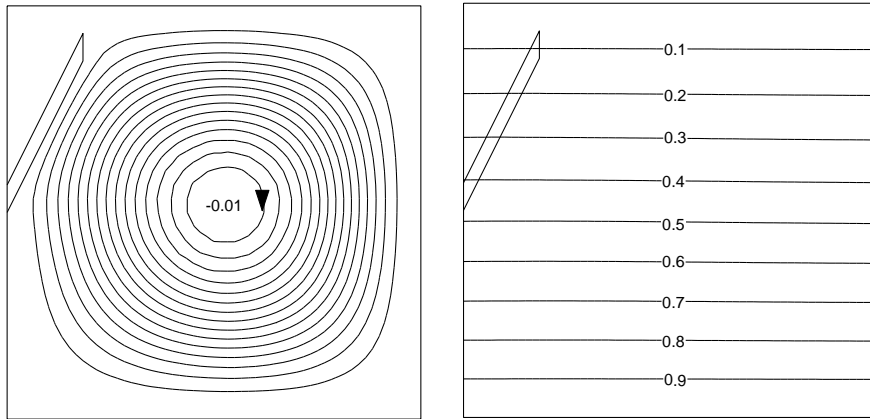


d)

Şekil 1.3. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 135^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.3$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$

$$\Psi_{\max}(0.0807,0.8802)=6.11e-006$$

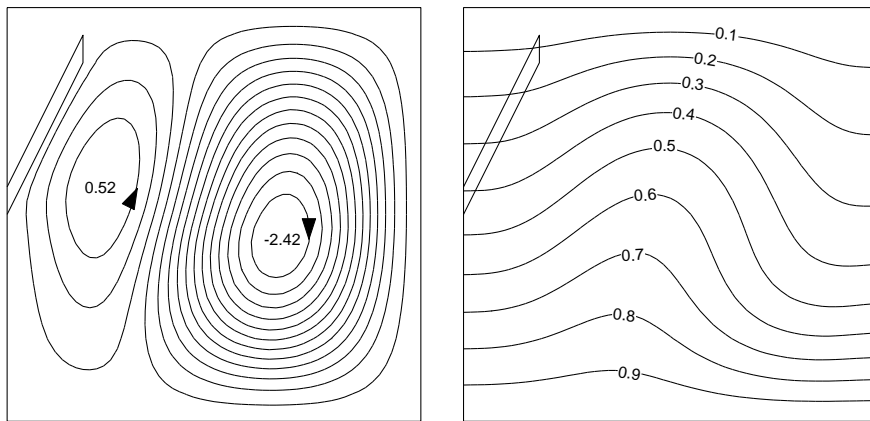
$$\Psi_{\min}(0.5291,0.5173)=-0.0124$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.2259,0.5643)=0.732$$

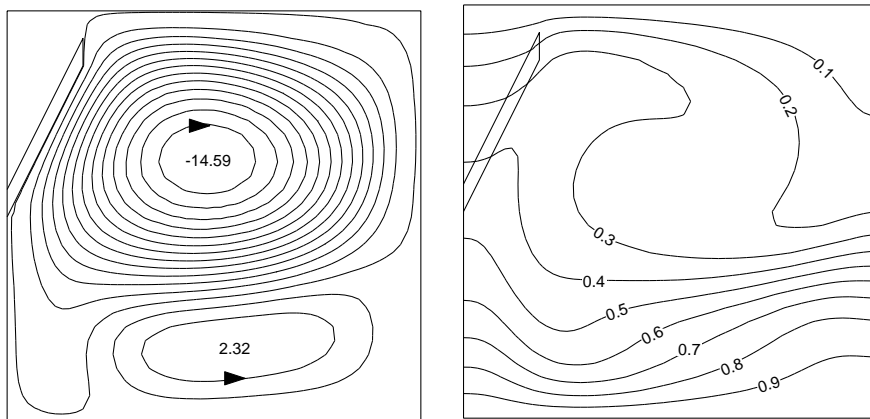
$$\Psi_{\min}(0.6614,0.4405)=-2.63$$



b)

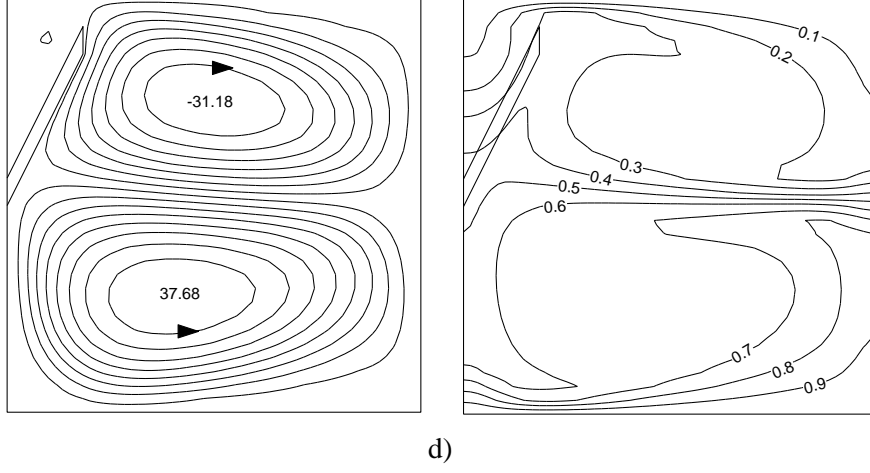
$$\Psi_{\max}(0.5163,0.1714)=3.52$$

$$\Psi_{\min}(0.4821,0.6454)=-15.8$$



c)

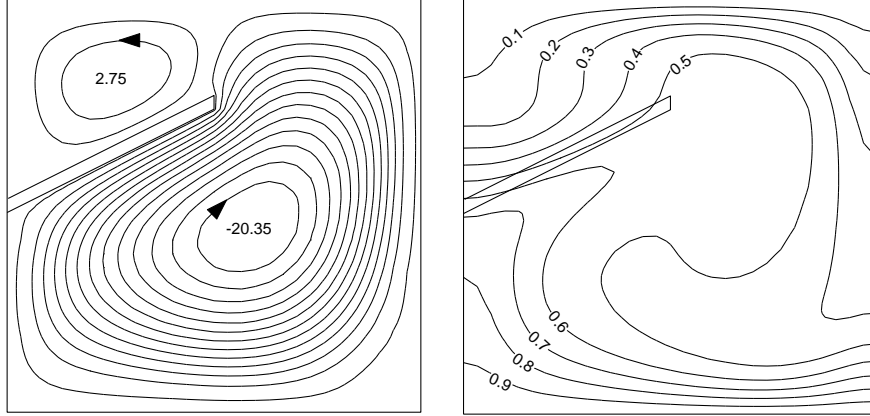
$$\Psi_{\max}(0.3967,0.2697)=42.6$$
$$\Psi_{\min}(0.4864,0.7607)=-36.1$$



Şekil 1.4. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Rayleigh sayısı ile değişimi; ($\phi = 150^\circ$, $Pr=0.71$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.2$ ve $RK=1$), a) $Ra=10^3$, b) $Ra=10^4$, c) $Ra=10^5$, d) $Ra=10^6$

$$\Psi_{\max}(0.26,0.8034)=4.4$$

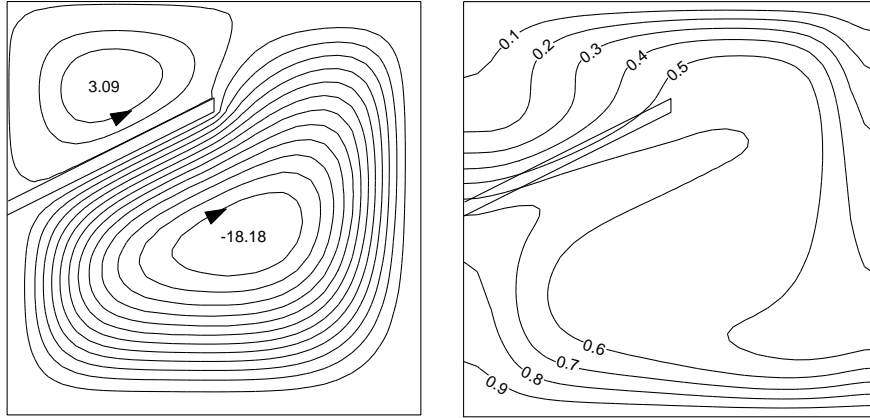
$$\Psi_{\min}(0.5888,0.4405)=-22$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.2344,0.7948)=4.6$$

$$\Psi_{\min}(0.5846,0.4319)=-19.7$$

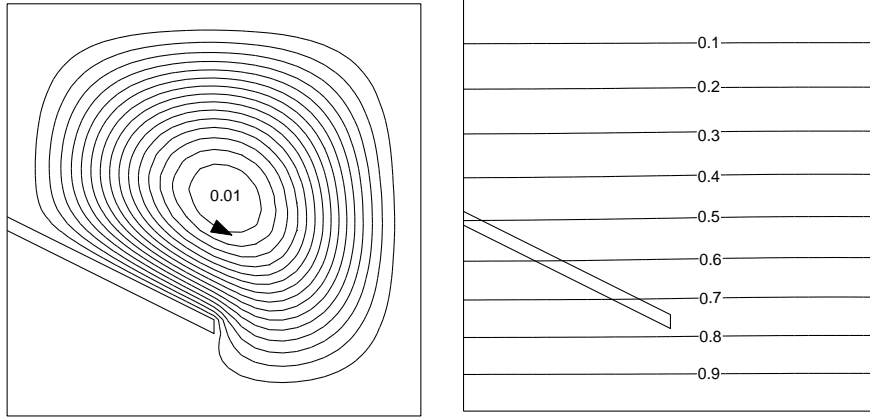


b)

Şekil 1.5. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Prandtl sayısı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Pr=1$, b) $Pr=7$

$$\Psi_{\max}(0.5248,0.5258)=0.0144$$

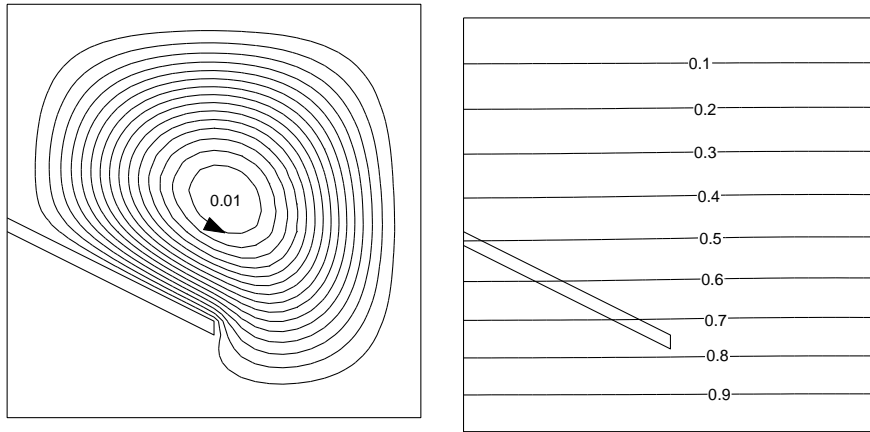
$$\Psi_{\min}(0.9731,0.9699)=-1.92e-006$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5248,0.5258)=0.0144$$

$$\Psi_{\min}(0.9731,0.9699)=-1.92e-006$$

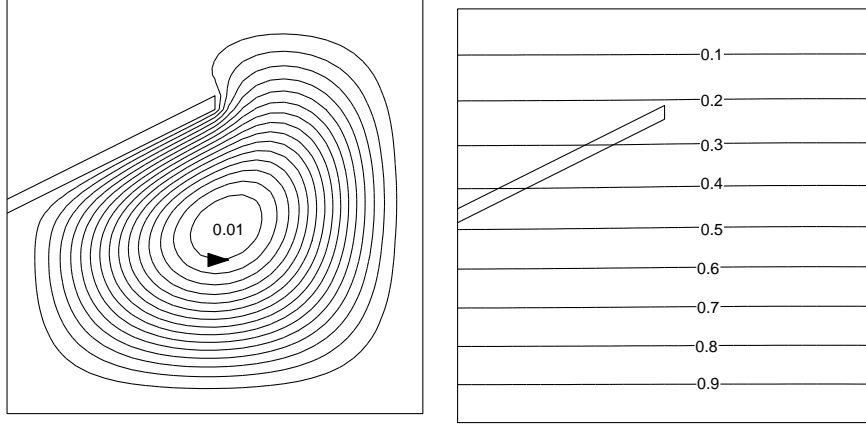


b)

Şekil 1.6. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Prandtl sayısı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^3$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Pr=1$, b) $Pr=7$

$$\Psi_{\max}(0.5333,0.4489)=0.00925$$

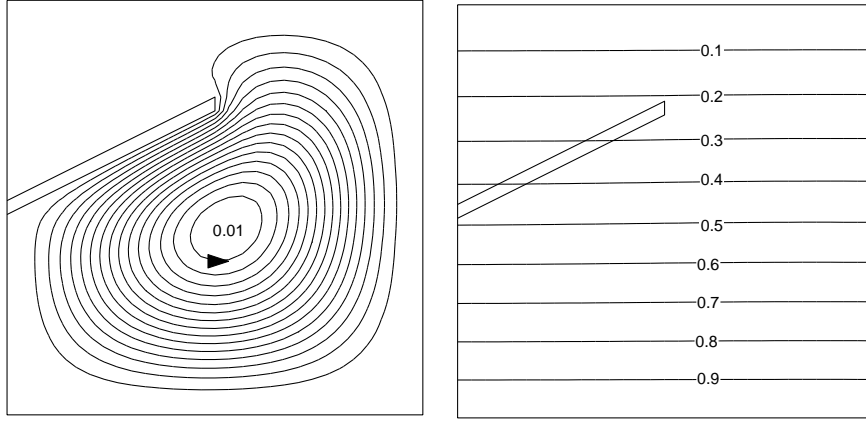
$$\Psi_{\min}(0.9731,0.9742)=-1.37e-006$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5333,0.4489)=0.00925$$

$$\Psi_{\min}(0.9731,0.9742)=-1.37e-006$$

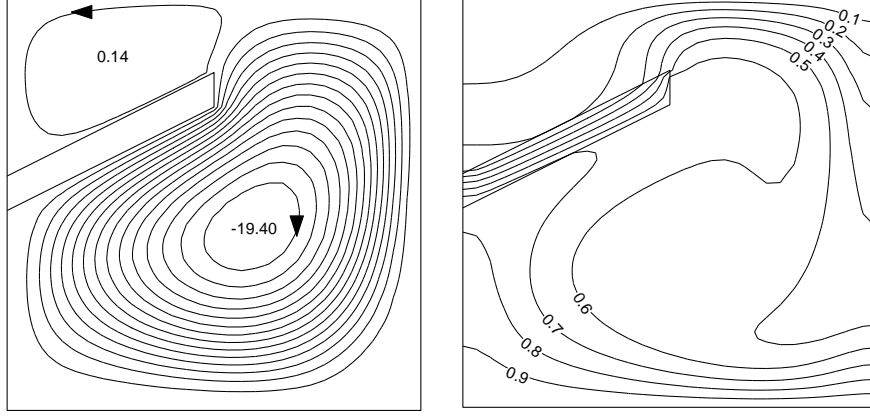


b)

Şekil 1.7. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Prandtl sayısı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^3$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$ ve $RK=1$), a) $Pr=1$, b) $Pr=7$

$$\Psi_{\max}(0.3284,0.8546)=1.54$$

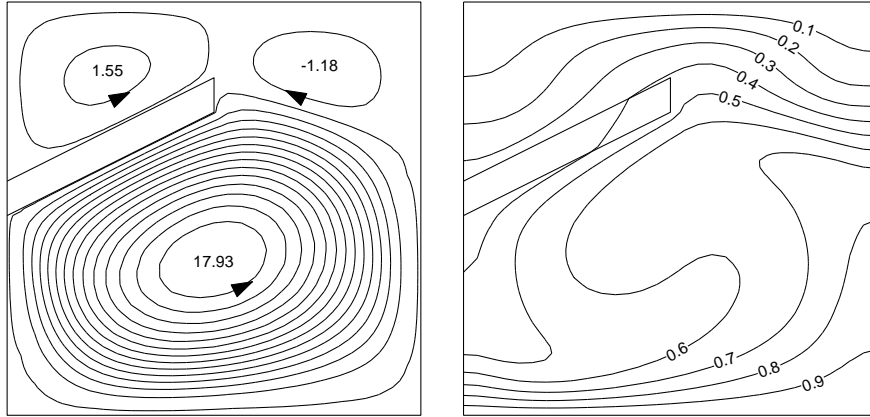
$$\Psi_{\min}(0.5931,0.4362)=-20.8$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.4992,0.3764)=19.3$$

$$\Psi_{\min}(0.7682,0.8375)=-2.55$$

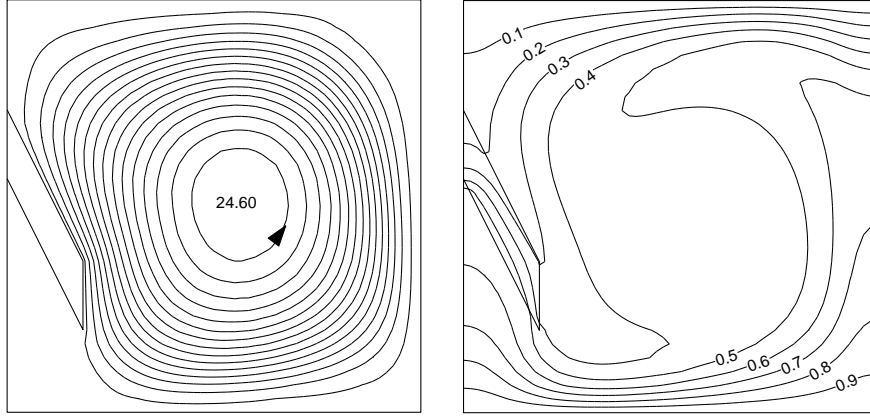


b)

Şekil 1.8. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Isıl iletkenlik katsayısı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $t=0.1$, $w=0.5$ ve $Pr=0.71$), a) $RK=0.1$, b) $RK=10$

$$\Psi_{\max}(0.5589,0.5173)=26.3$$

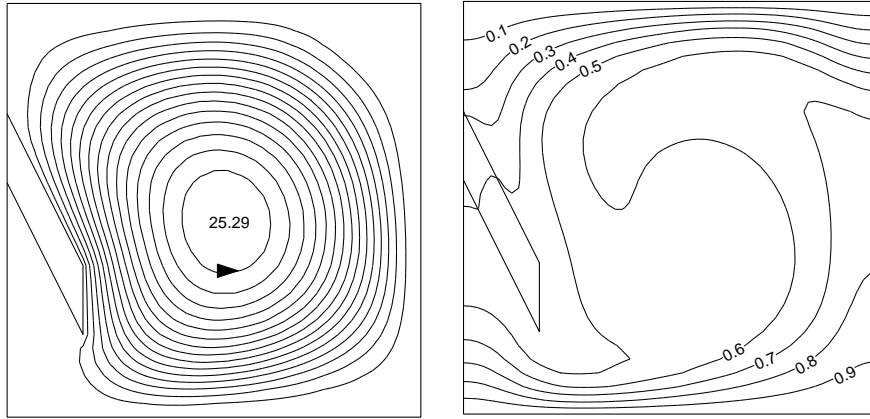
$$\Psi_{\min}(0.1106,0.133)=-0.858$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5291,0.4661)=27$$

$$\Psi_{\min}(0.9005,0.9016)=-0.348$$

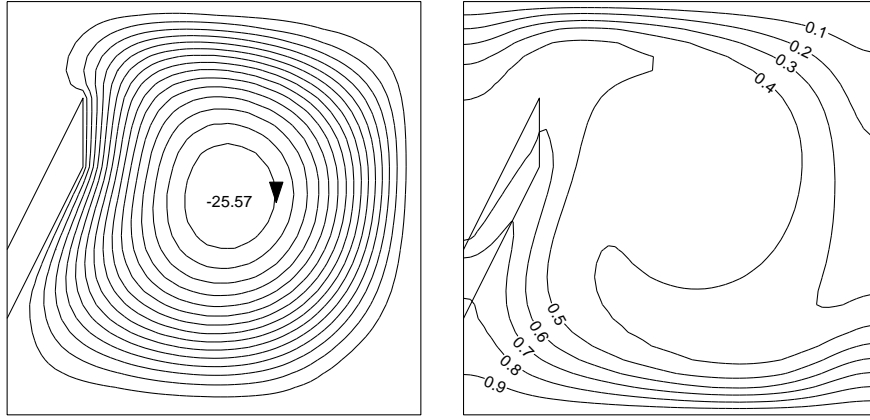


b)

Şekil 1.9. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Isıl iletkenlik katsayısı ile değişimi; ($\phi = 30^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.75$, $t=0.1$, $w=0.2$ ve $Pr=0.71$), a) $RK=0.1$, b) $RK=10$

$$\Psi_{\max}(0.9005,0.0946)=0.333$$

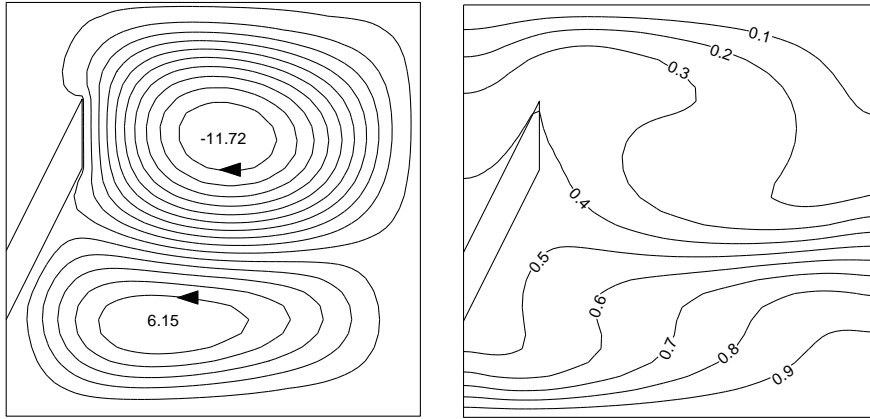
$$\Psi_{\min}(0.5333,0.5301)=-27.3$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.3753,0.2227)=7.43$$

$$\Psi_{\min}(0.5291,0.671)=-13$$

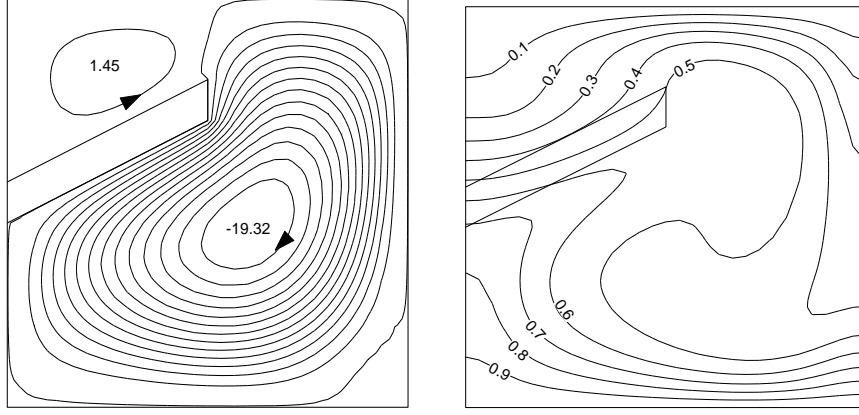


b)

Şekil 1.10. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) Isıl iletkenlik katsayısı ile değişimi; ($\phi = 150^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.25$, $t=0.1$, $w=0.2$ ve $Pr=0.71$), a) $RK=0.1$, b) $RK=10$

$$\Psi_{\max}(0.2601,0.8247)=2.93$$

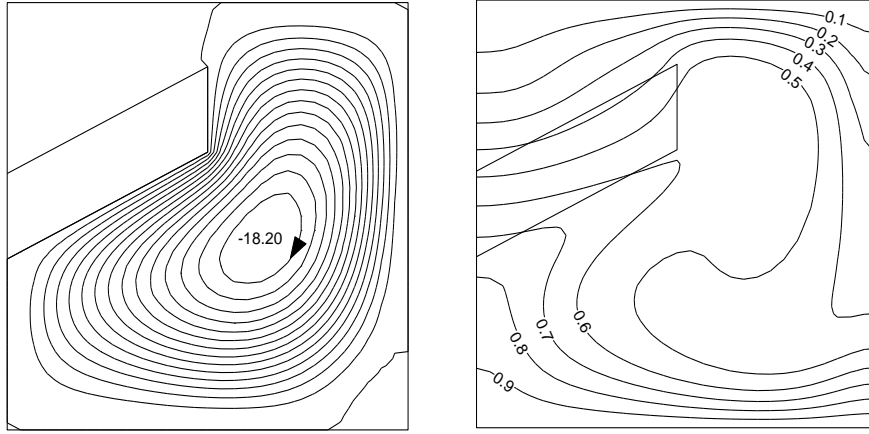
$$\Psi_{\min}(0.6059,0.4362)=-20.8$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.2216,0.8418)=1.2$$

$$\Psi_{\min}(0.6401,0.4405)=-19.5$$

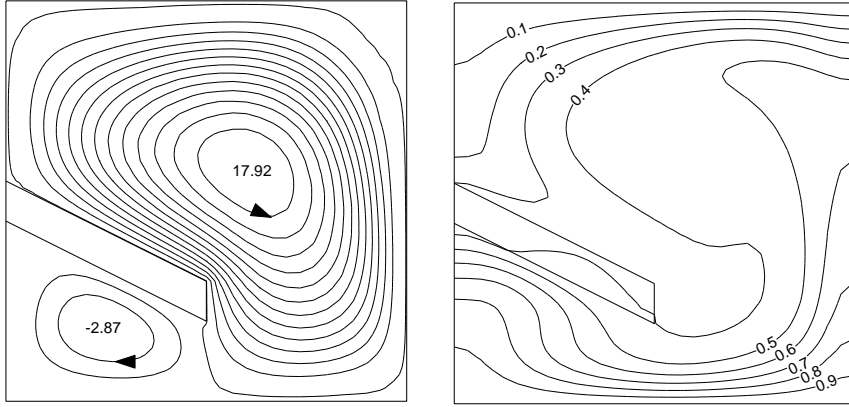


b)

Şekil 1.11. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka kalınlığı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $w=0.5$, $RK=1$, ve $Pr=0.71$), a) $t_1=0.1$, b) $t_2=0.2$

$$\Psi_{\max}(0.6016,0.5728)=19.3$$

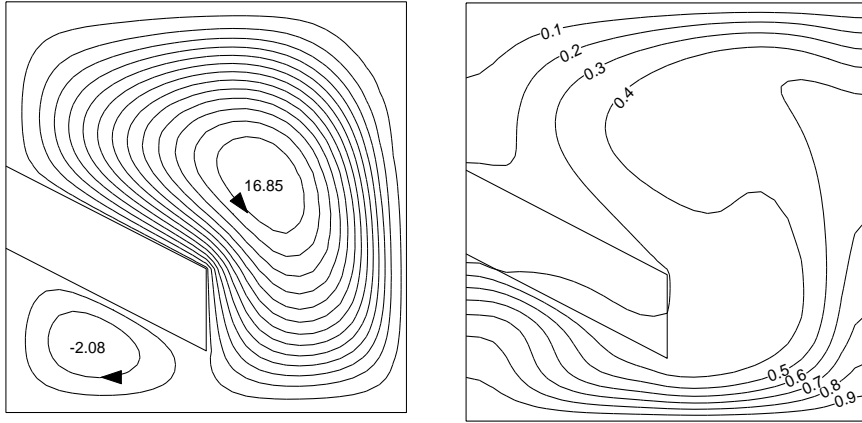
$$\Psi_{\min}(0.2344,0.1843)=-4.35$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.6443,0.5643)=18.2$$

$$\Psi_{\min}(0.2046,0.1629)=-3.43$$

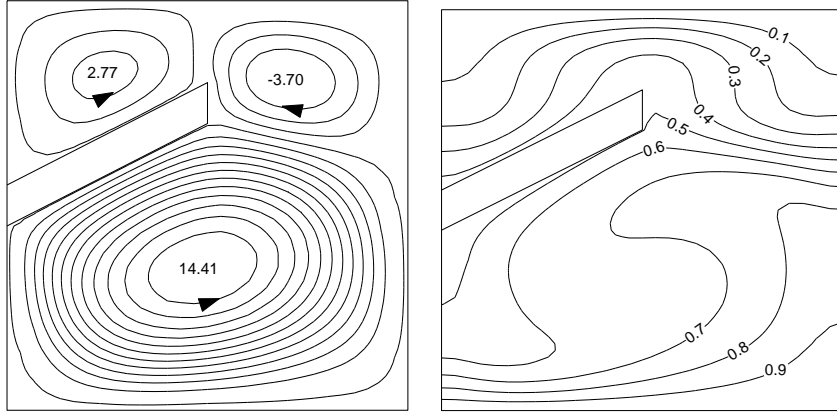


b)

Şekil 1.12. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka kalınlığı ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $w=0.5$, $RK=10$, ve $Pr=0.71$), a) $t_1=0.1$, b) $t_2=0.2$

$$\Psi_{\max}(0.4864,0.3508)=15.7$$

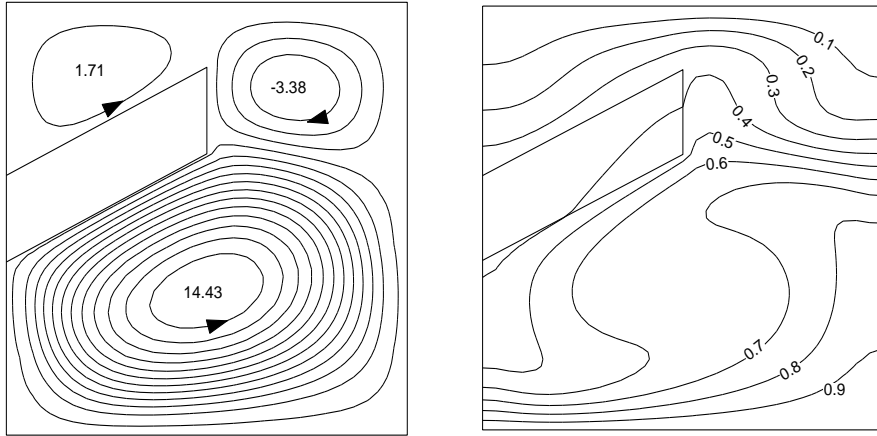
$$\Psi_{\min}(0.6998,0.8119)=-4.99$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5077,0.3337)=15.7$$

$$\Psi_{\min}(0.7212,0.8033)=-4.65$$

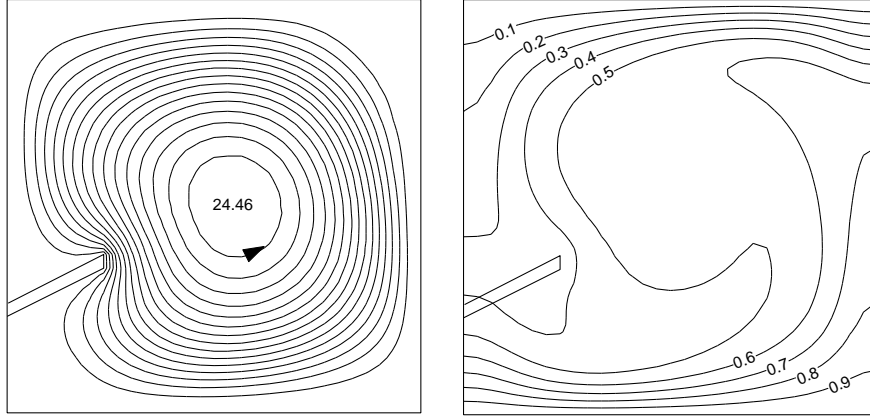


b)

Şekil 1.13. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka kalınlığı ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $h=0.5$, $w=0.5$, $RK=10$, ve $Pr=0.71$), a) $t_1=0.1$, b) $t_2=0.2$

$$\Psi_{\max}(0.5461,0.5045)=26.1$$

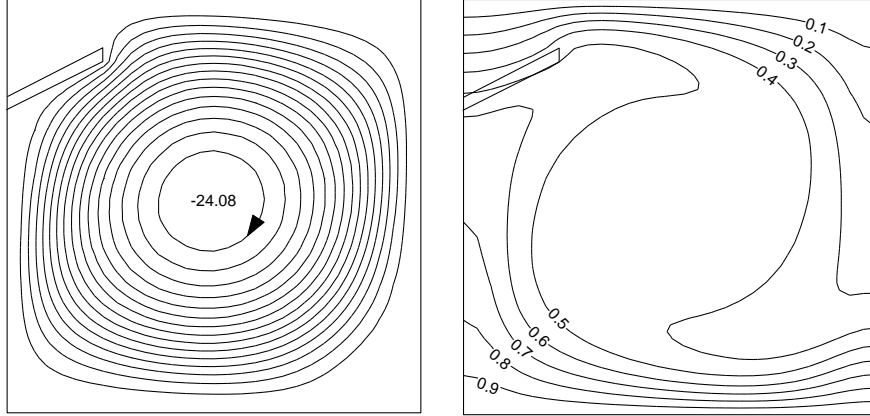
$$\Psi_{\min}(0.9389,0.9144)=-0.173$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.9005,0.0817)=0.222$$

$$\Psi_{\min}(0.4906,0.513)=-25.7$$

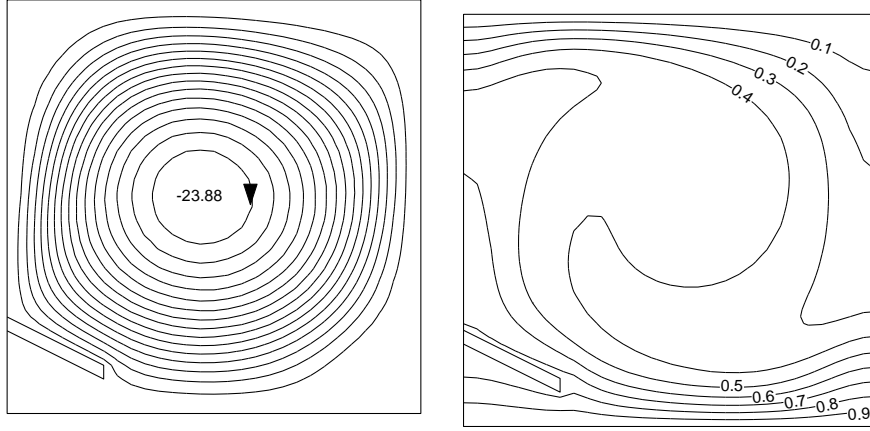


b)

Şekil 1.14. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plakanın yerleştirilme yeri ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $w=0.25$, $RK=1$, ve $Pr=0.71$), a) $h_1=0.25$, b) $h_2=0.75$

$$\Psi_{\max}(0.8963,0.1031)=0.378$$

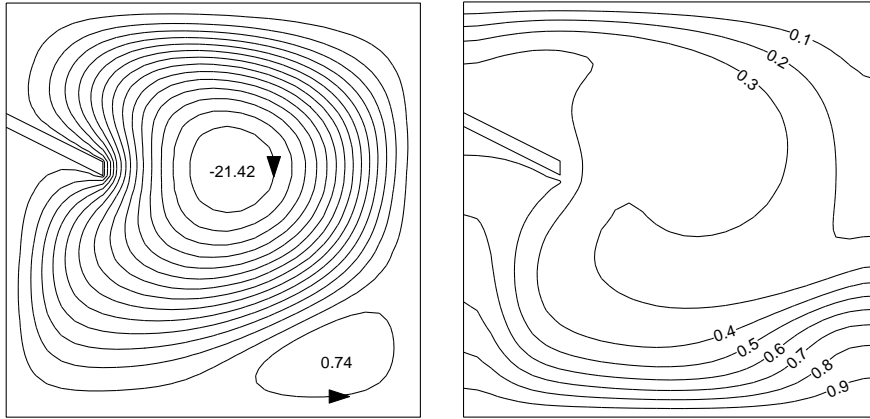
$$\Psi_{\min}(0.465,0.5284)=-25.5$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.798,0.1501)=2.32$$

$$\Psi_{\min}(0.5461,0.5941)=-23$$

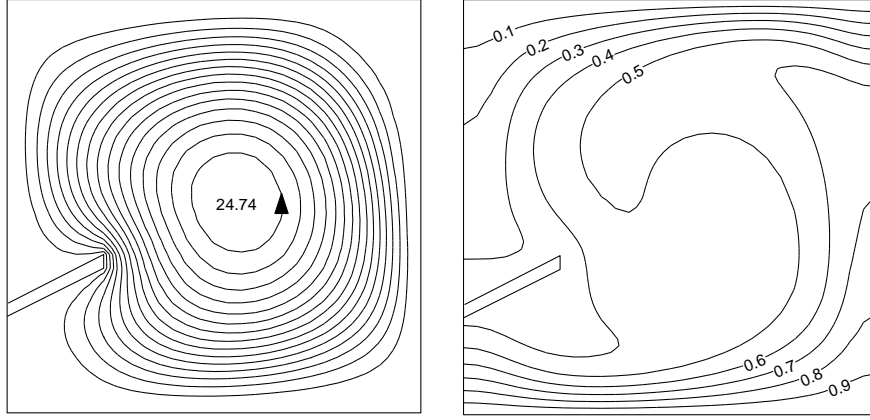


b)

Şekil 1.15. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plakanın yerleştirilme yeri ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $w=0.25$, $RK=10$, ve $Pr=0.71$), a) $h_1=0.25$, b) $h_2=0.75$

$$\Psi_{\max}(0.5504,0.5173)=26.4$$

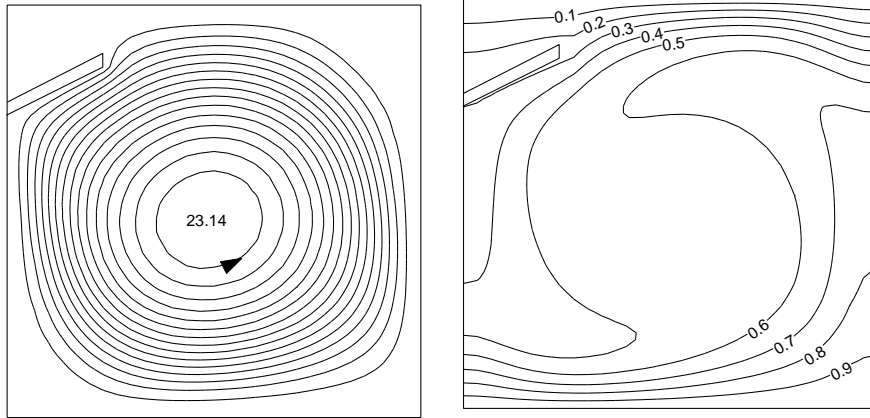
$$\Psi_{\min}(0.9304,0.9186)=-0.146$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.4906,0.4788)=24.7$$

$$\Psi_{\min}(0.9005,0.9144)=-0.272$$

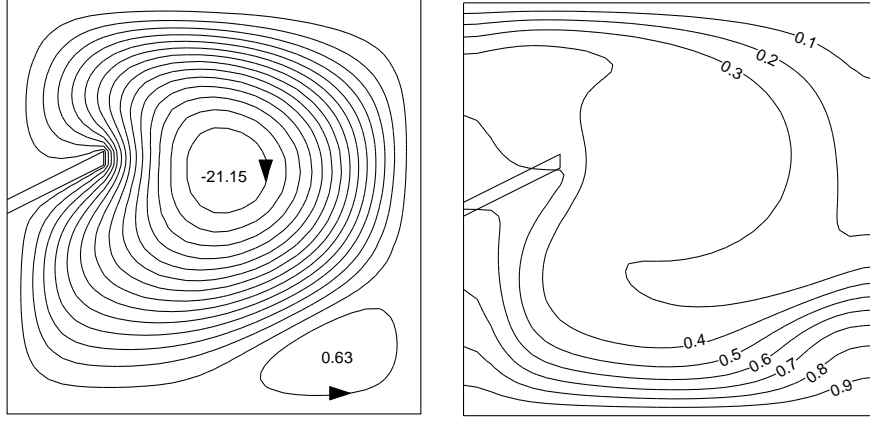


b)

Şekil 1.16. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plakanın yerleştirilme yeri ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $w=0.25$, $RK=10$, ve $Pr=0.71$), a) $h_1=0.25$, b) $h_2=0.75$

$$\Psi_{\max}(0.8023,0.1458)=2.18$$

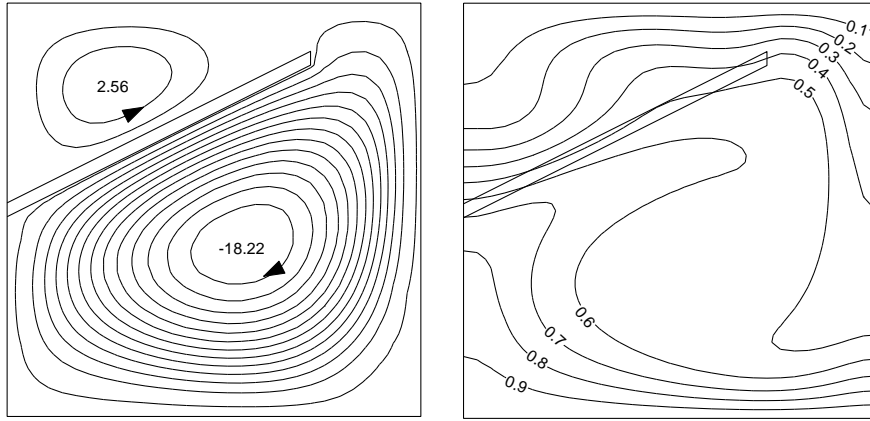
$$\Psi_{\min}(0.5333,0.5856)=-22.7$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.2729,0.7991)=4.04$$

$$\Psi_{\min}(0.5717,0.4148)=-19.7$$

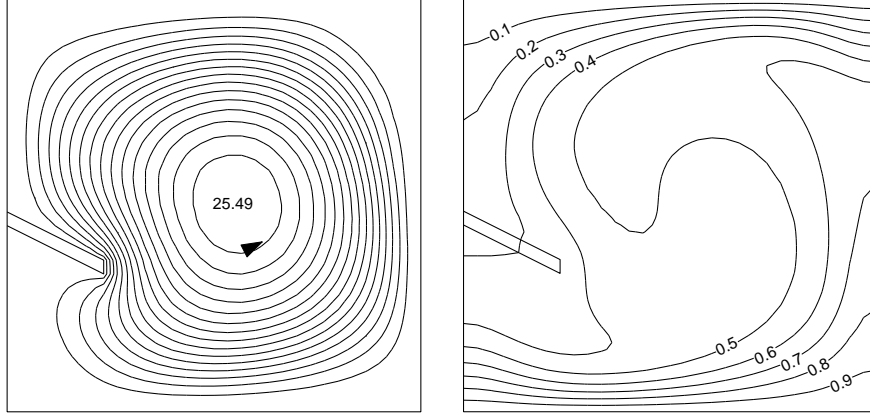


b)

Şekil 1.17. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka genişliği ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $h=0.5$, $RK=1$, ve $Pr=0.71$), a) $w_1=0.25$, b) $w_2=0.75$

$$\Psi_{\max}(0.5547,0.5002)=27.2$$

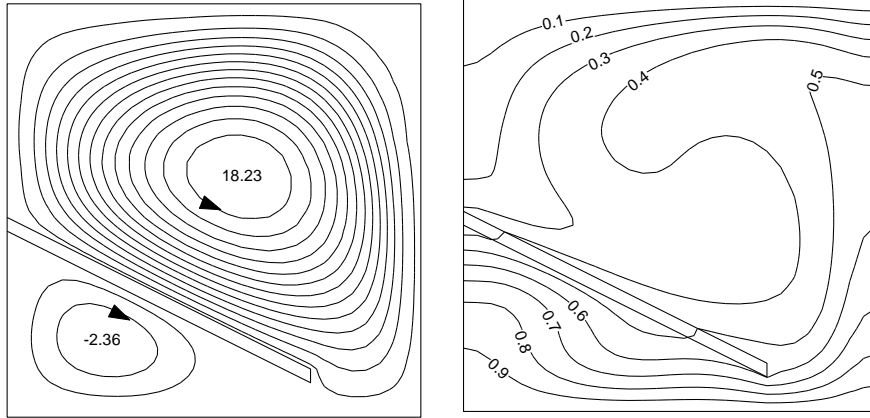
$$\Psi_{\min}(0.9346,0.9186)=-0.159$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.5675,0.5856)=19.7$$

$$\Psi_{\min}(0.2301,0.1843)=-3.83$$

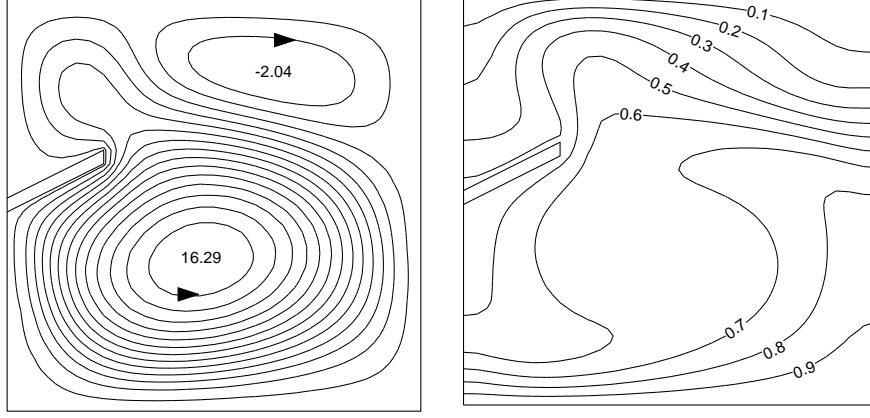


b)

Şekil 1.18. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka genişliği ile değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $h=0.5$, $RK=10$, ve $Pr=0.71$), a) $w_1=0.25$, b) $w_2=0.75$

$$\Psi_{\max}(0.465,0.3636)=17.6$$

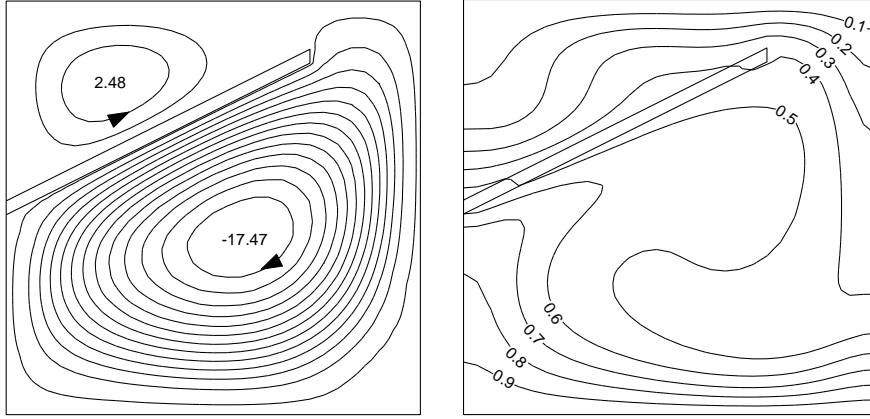
$$\Psi_{\min}(0.6528,0.8247)=-3.35$$



a)

$$\Psi_{\max}(0.2643,0.8033)=3.91$$

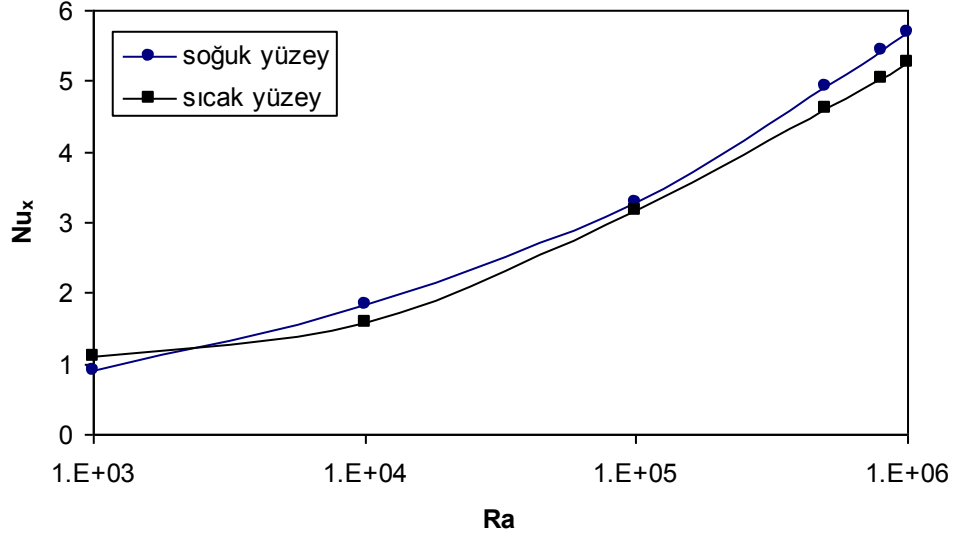
$$\Psi_{\min}(0.5717,0.4319)=-18.9$$



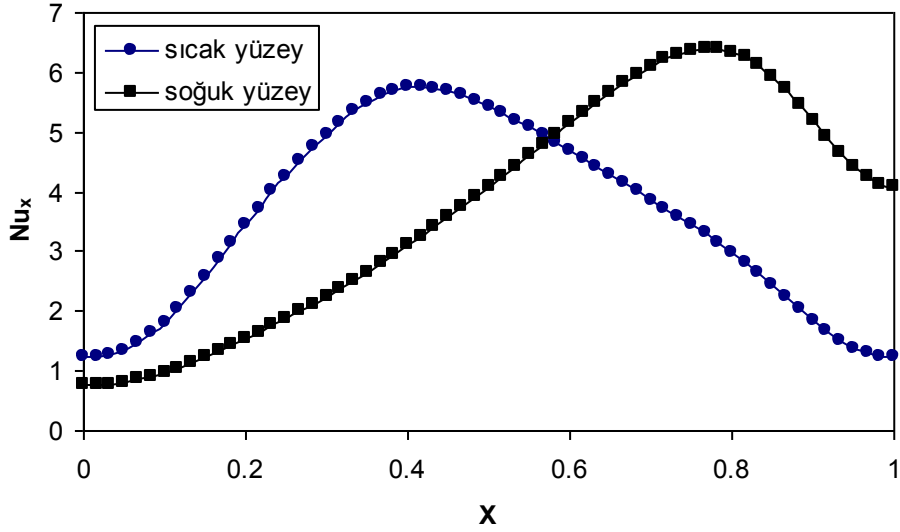
b)

Şekil 1.19. Akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrilerinin (sağda) plaka genişliği ile değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $Ra=10^5$, $t=0.033$, $h=0.5$, $RK=10$, ve $Pr=0.71$), a) $w_1=0.25$, b) $w_2=0.75$

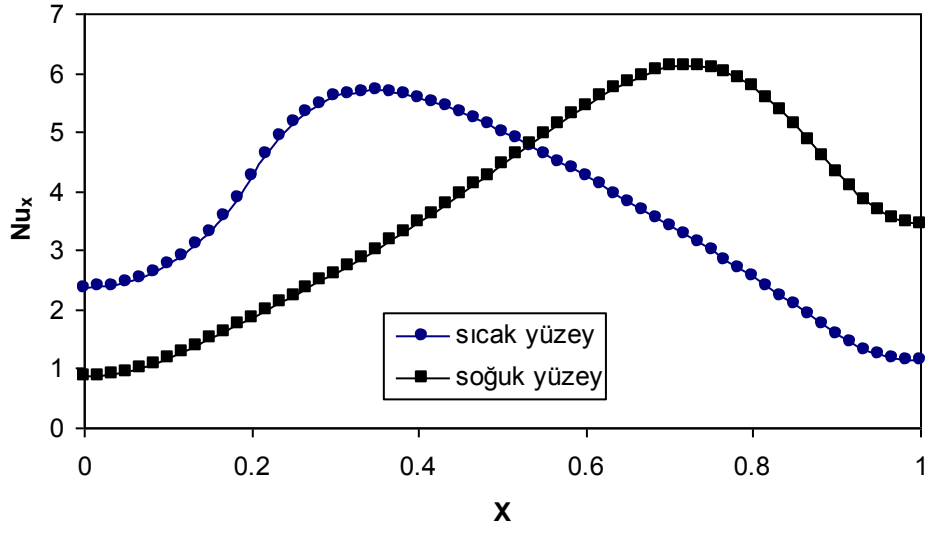
2. Nusselt Grafikleri



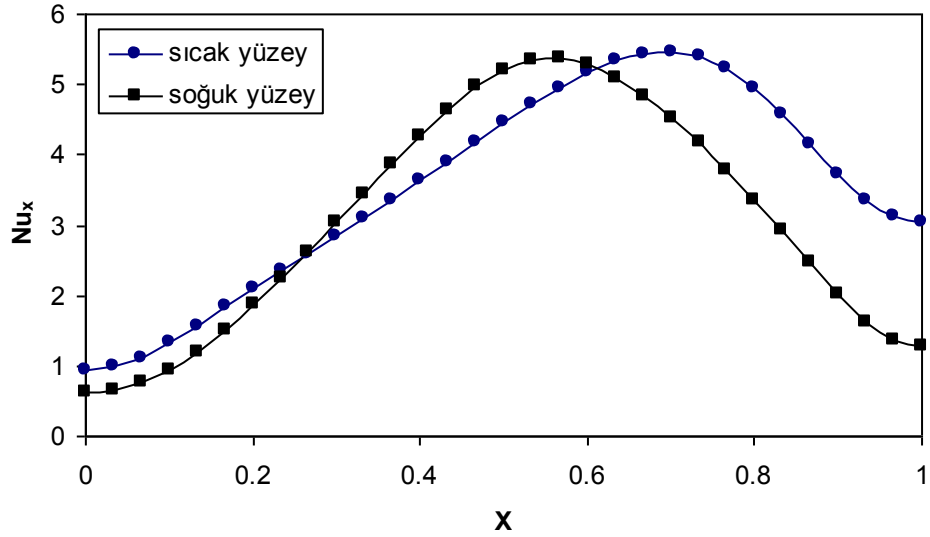
Şekil 2.1. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$ ve $\phi=60$)



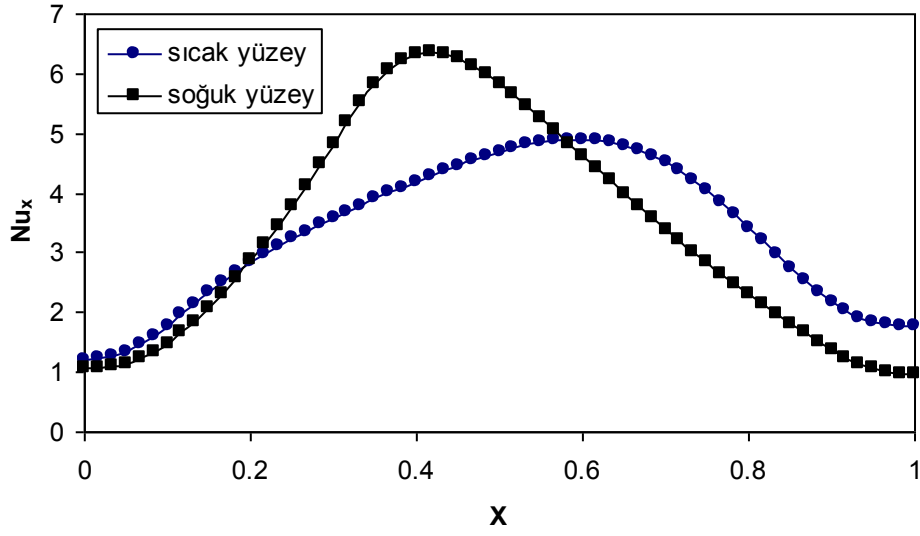
Şekil 2.2. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.3$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=45$ ve $Ra=10^5$)



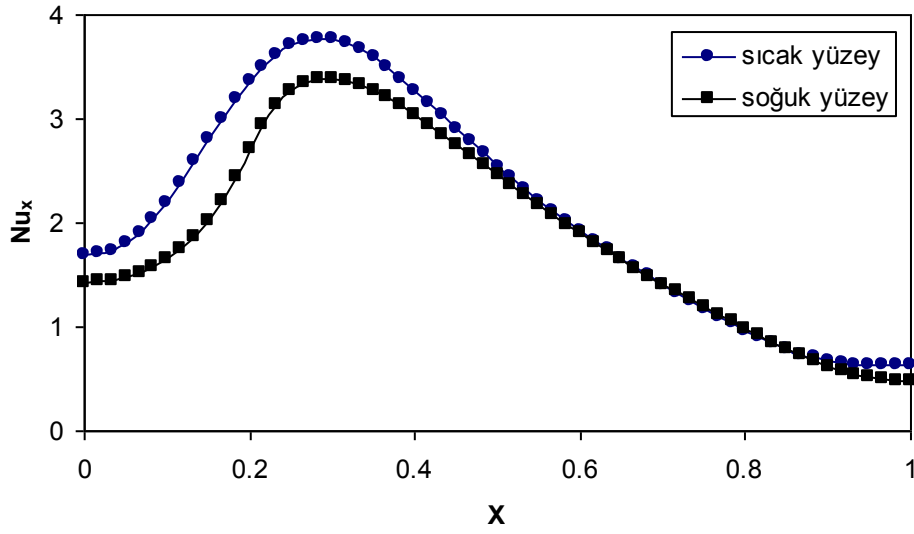
Şekil 2.3. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=30$ ve $Ra=10^5$)



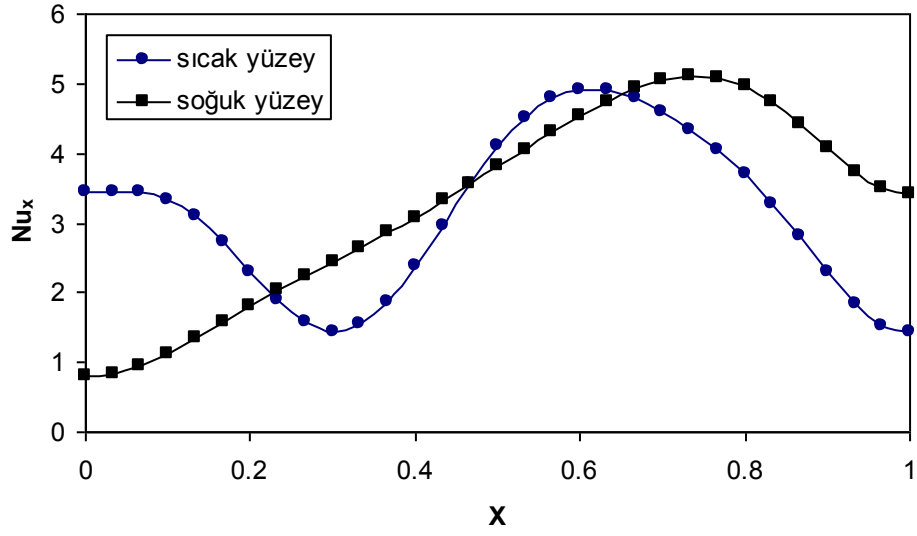
Şekil 2.4. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=120$ ve $Ra=10^5$)



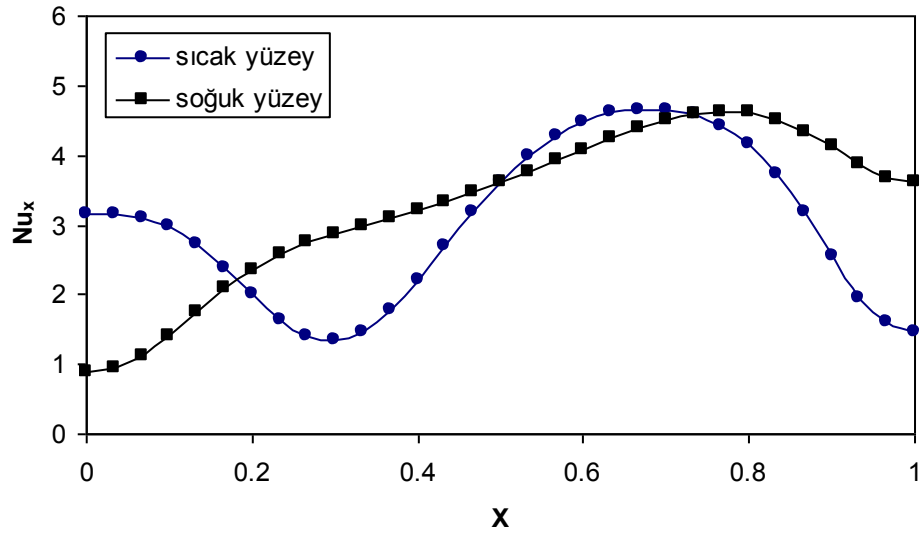
Şekil 2.5. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.3$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=135$ ve $Ra=10^5$)



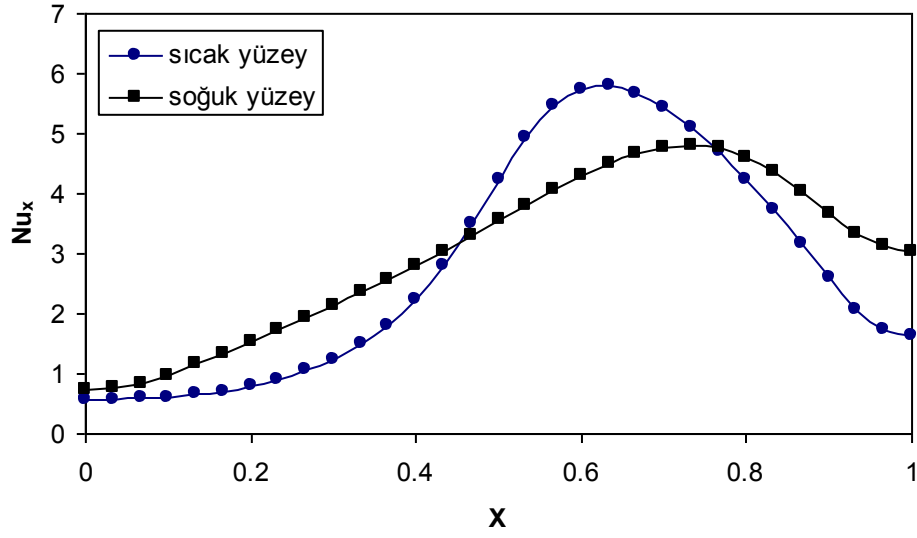
Şekil 2.6. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=150$ ve $Ra=10^5$)



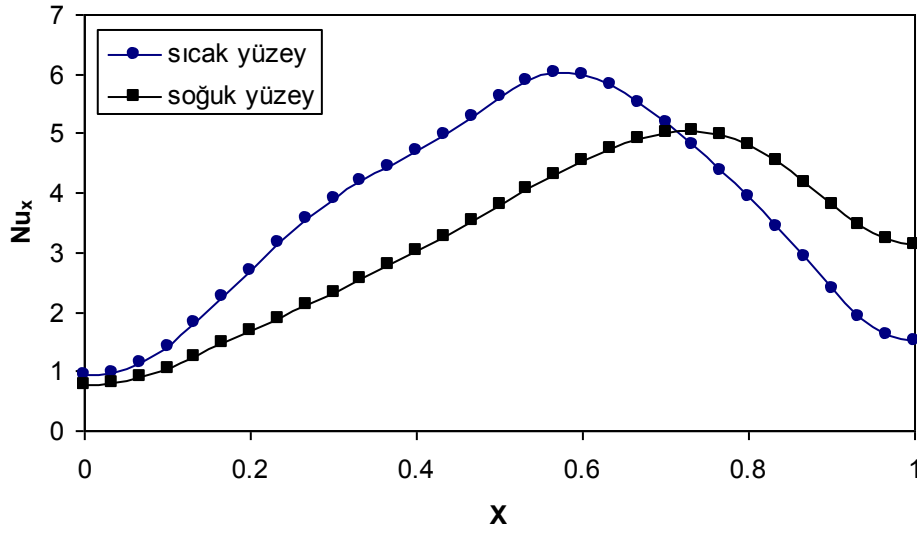
Şekil 2.7. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=1$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



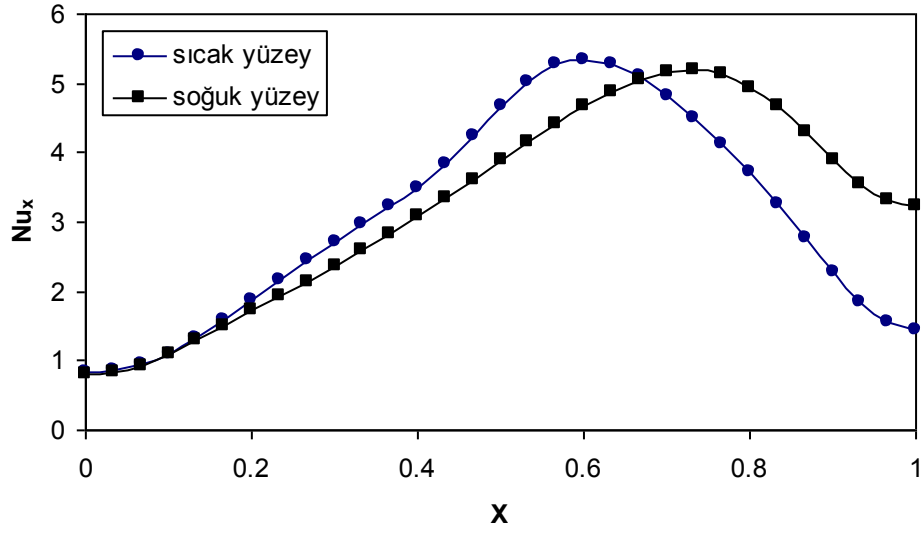
Şekil 2.8. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=7$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



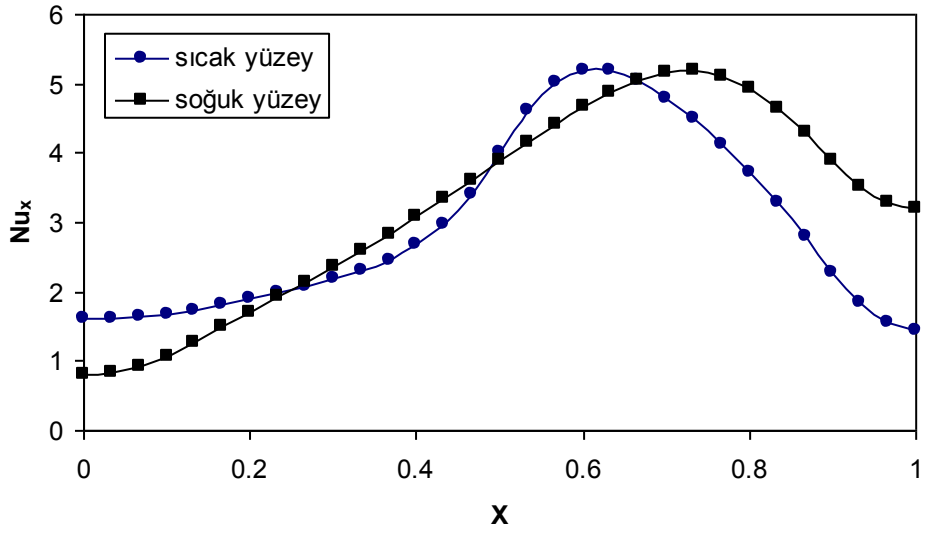
Şekil 2.9. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=0.1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



Şekil 2.10. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=10$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)

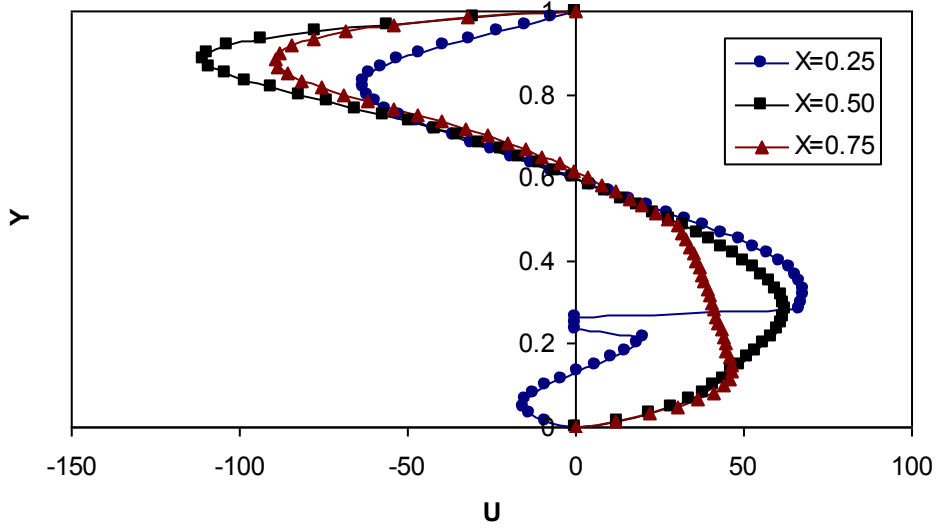


Şekil 2.11. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)

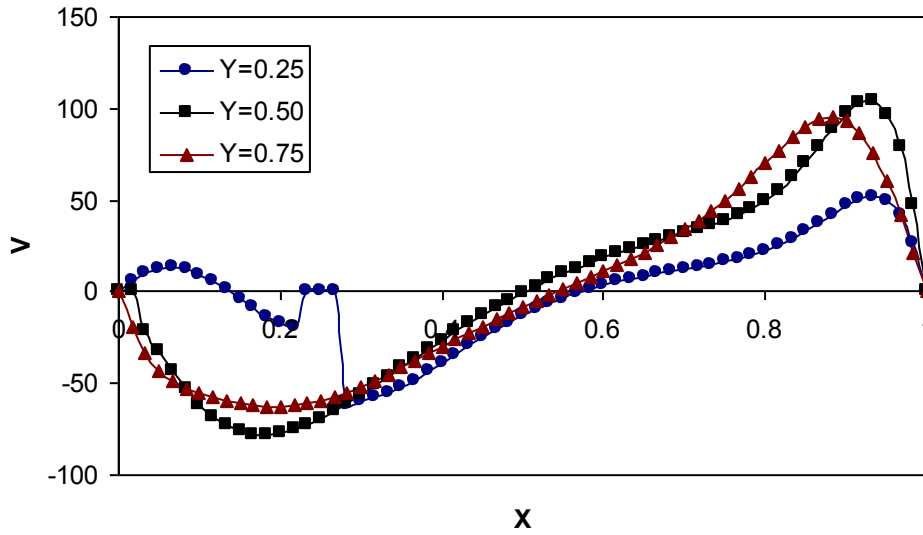


Şekil 2.12. Yerel Nusselt sayısının sıcak yüzey boyunca değişimi; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.2$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=150$ ve $Ra=10^5$)

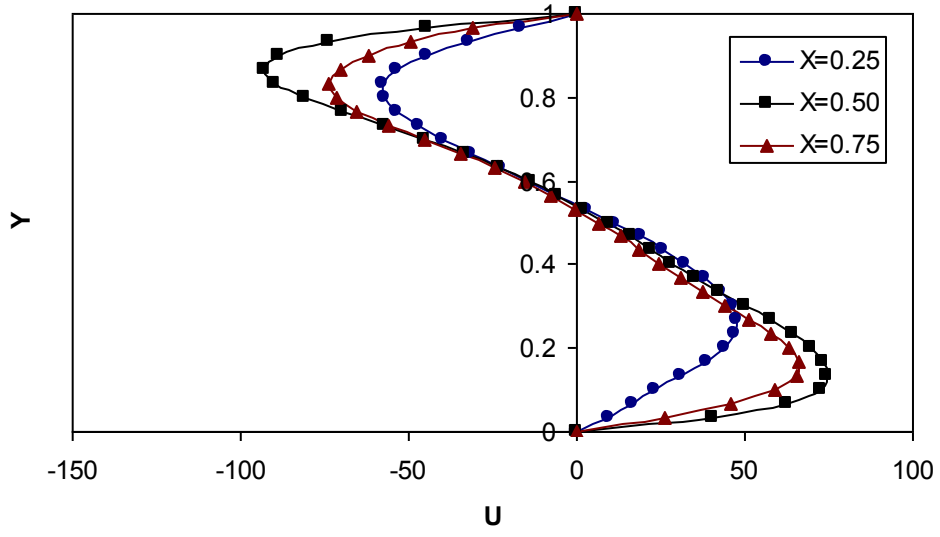
3. Hız Grafikleri



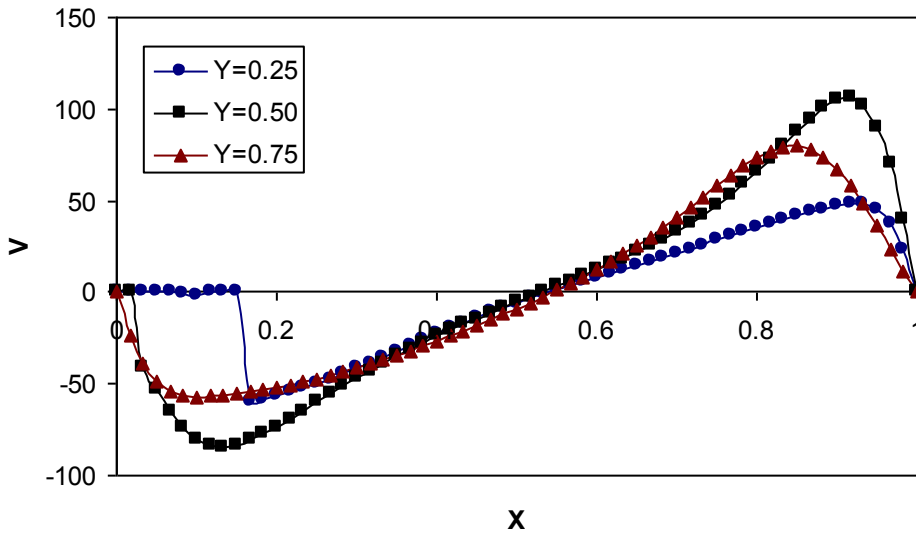
Şekil 3.1. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.3$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=45$ ve $Ra=10^5$)



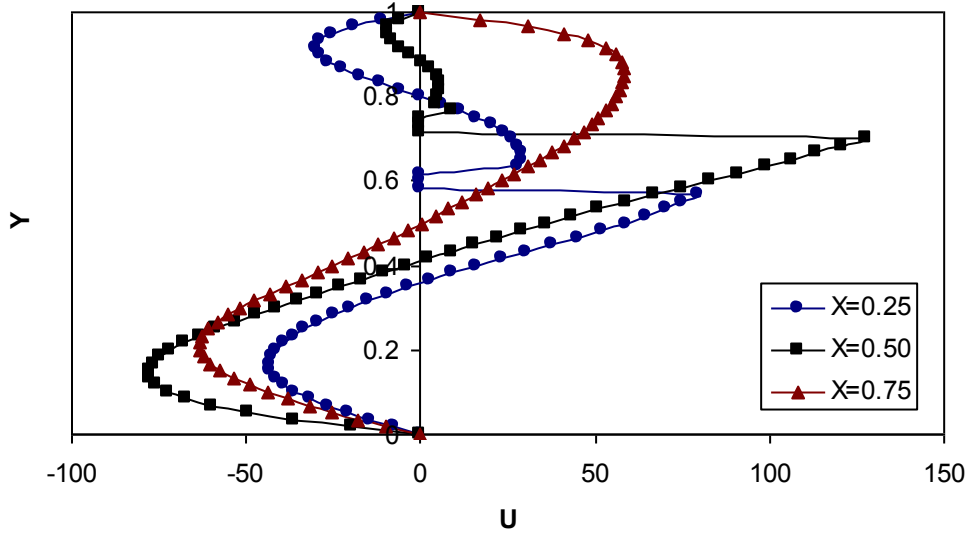
Şekil 3.2. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.3$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=45$ ve $Ra=10^5$)



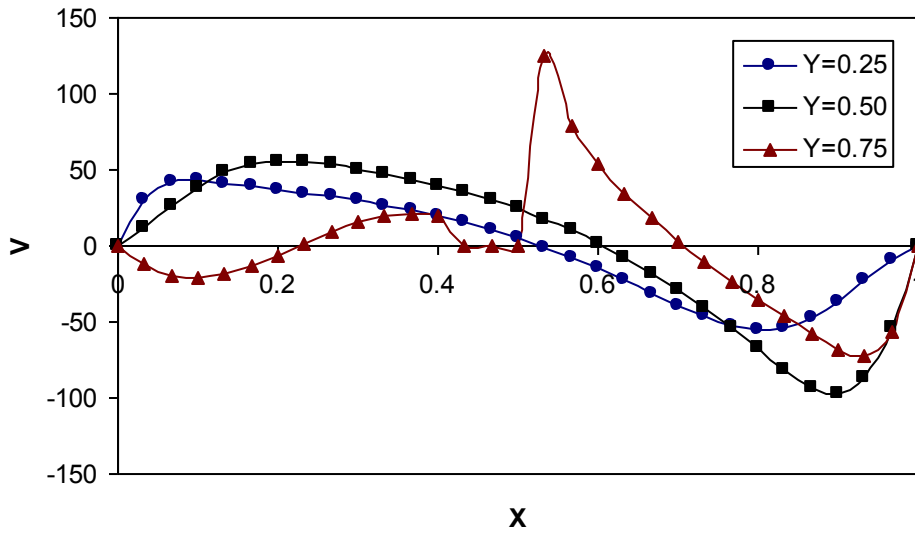
Şekil 3.3. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=30$ ve $Ra=10^5$)



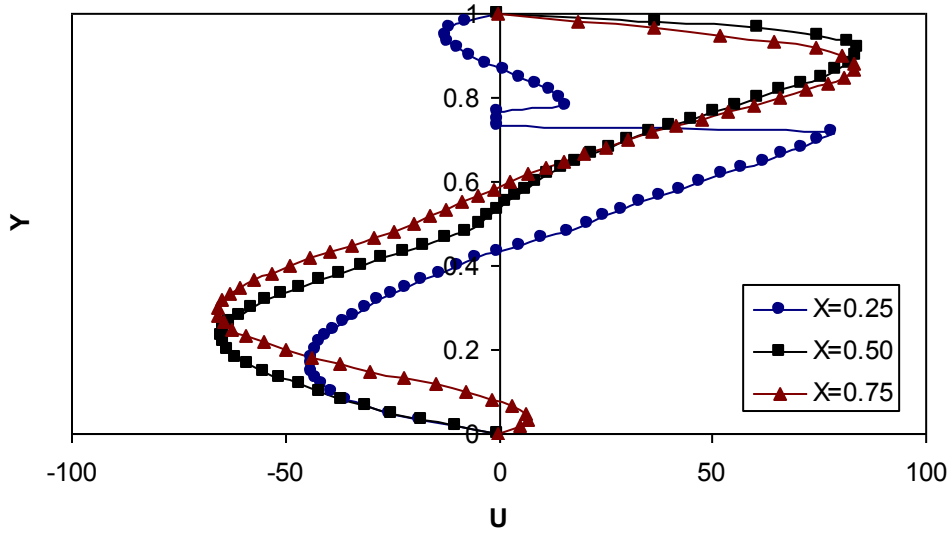
Şekil 3.4. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=30$ ve $Ra=10^5$)



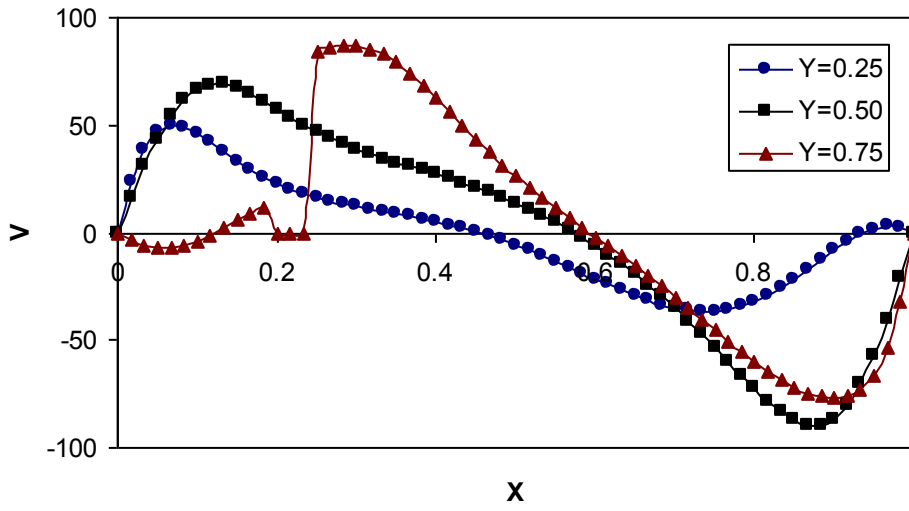
Şekil 3.5. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi = 120$ ve $Ra=10^5$)



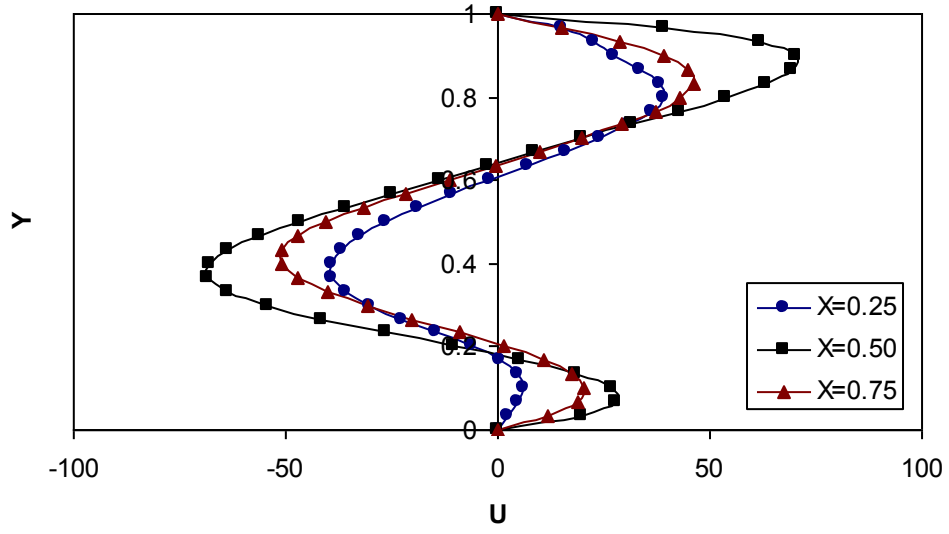
Şekil 3.6. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi = 120$ ve $Ra=10^5$)



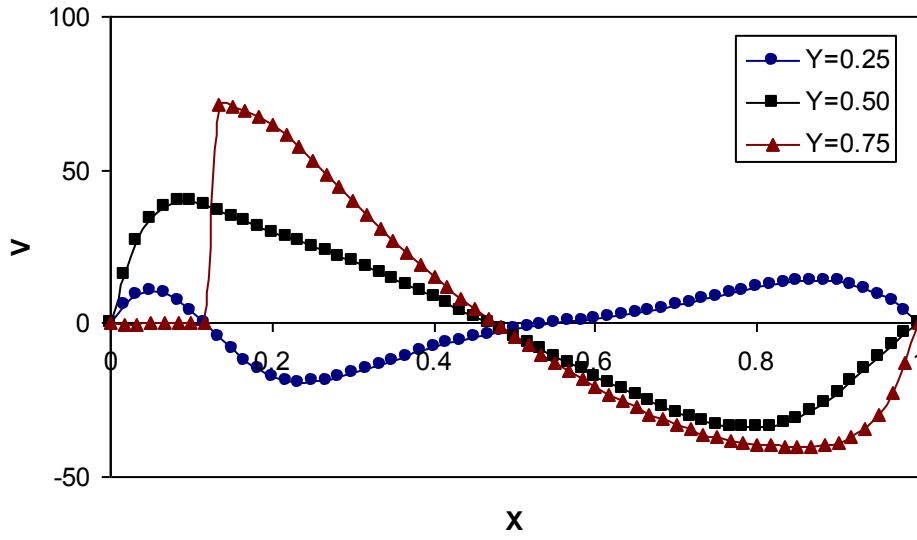
Şekil 3.7. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.3$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=135$ ve $Ra=10^5$)



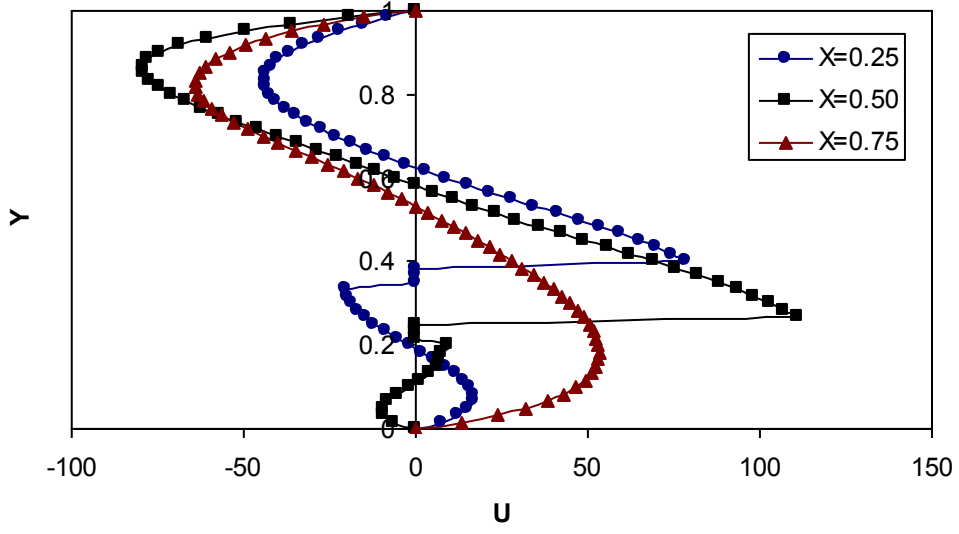
Şekil 3.8. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.3$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=135$ ve $Ra=10^5$)



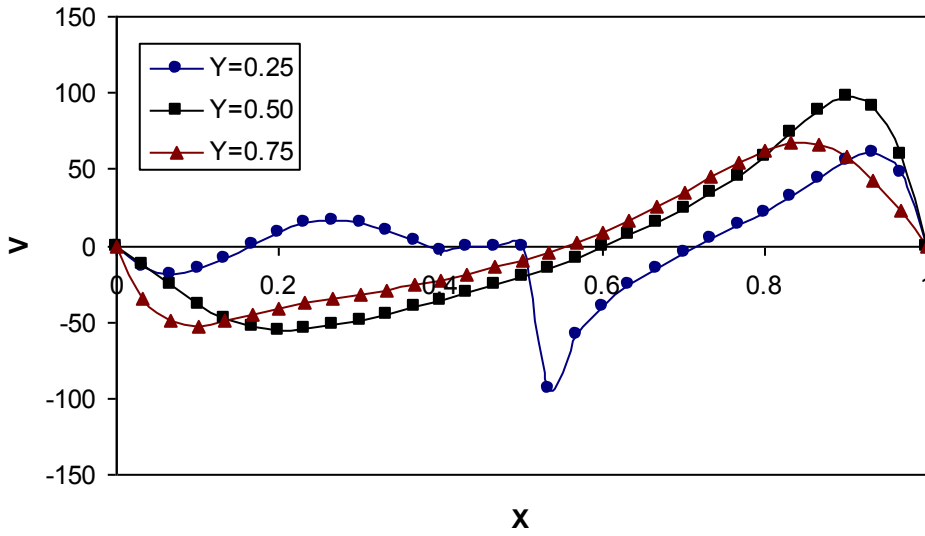
Şekil 3.9. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=150$ ve $Ra=10^5$)



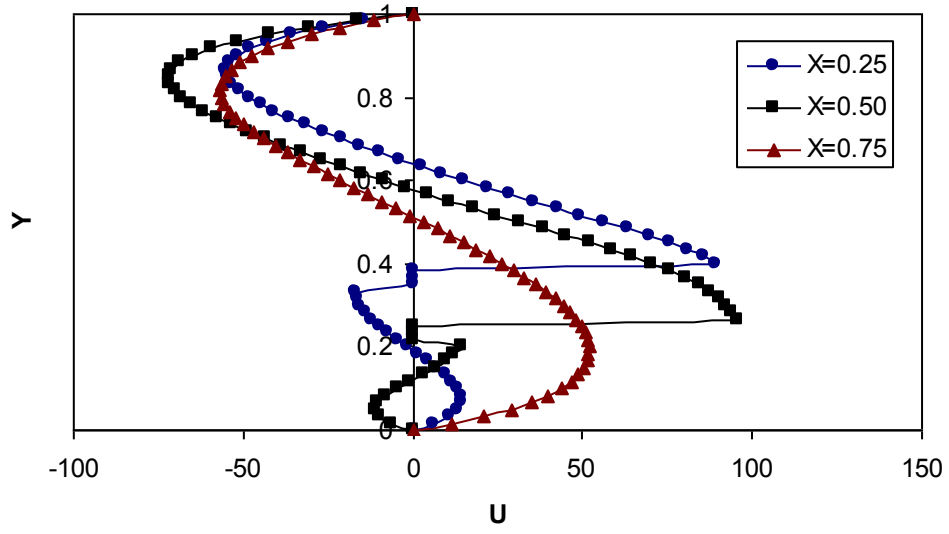
Şekil 3.10. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.2$, $t=0.033$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=150$ ve $Ra=10^5$)



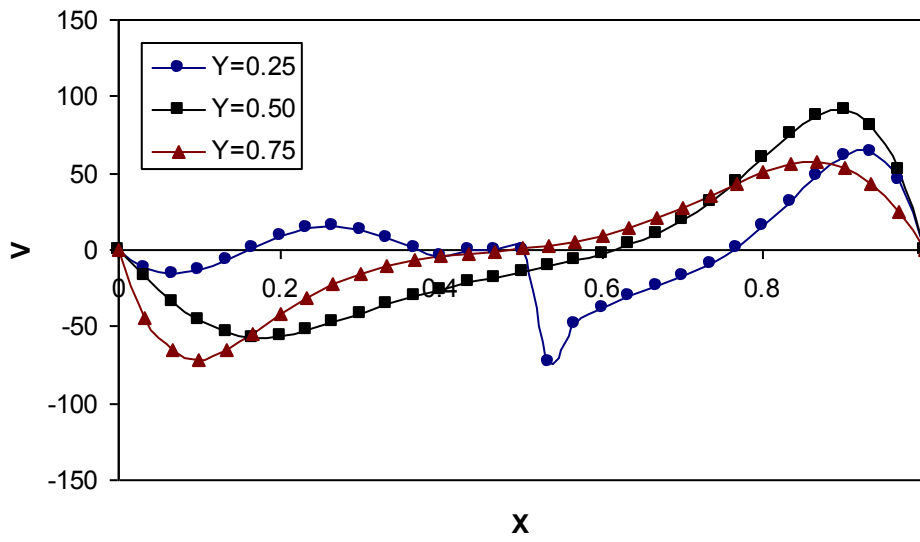
Şekil 3.11. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=1$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



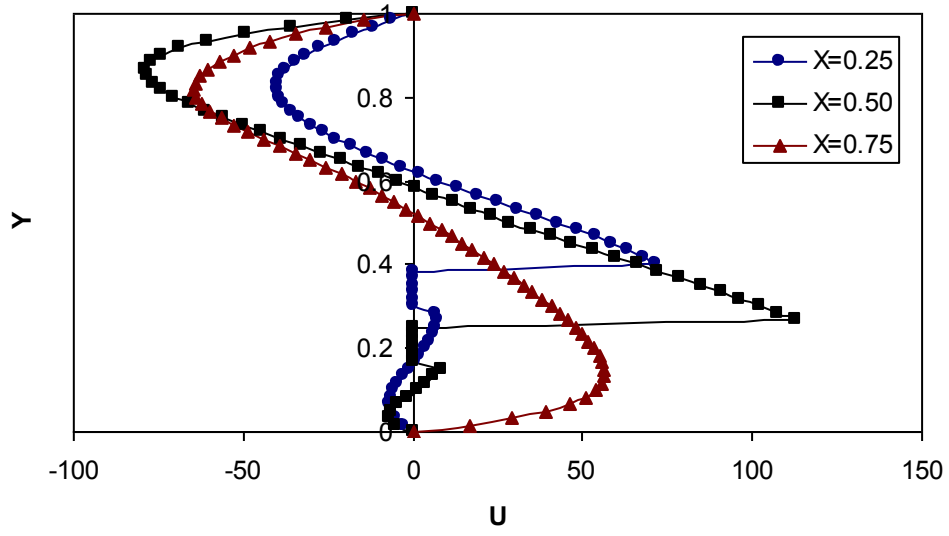
Şekil 3.12. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=1$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



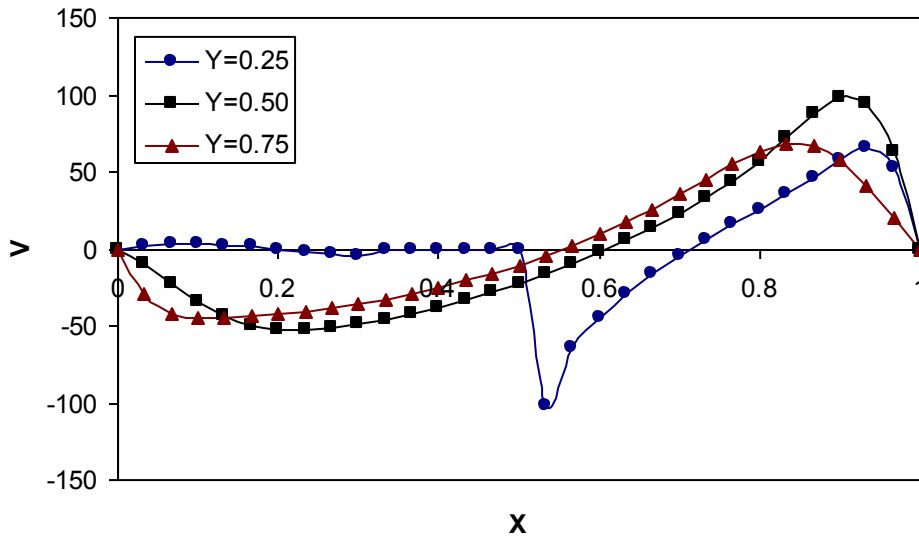
Şekil 3.13. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=7$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



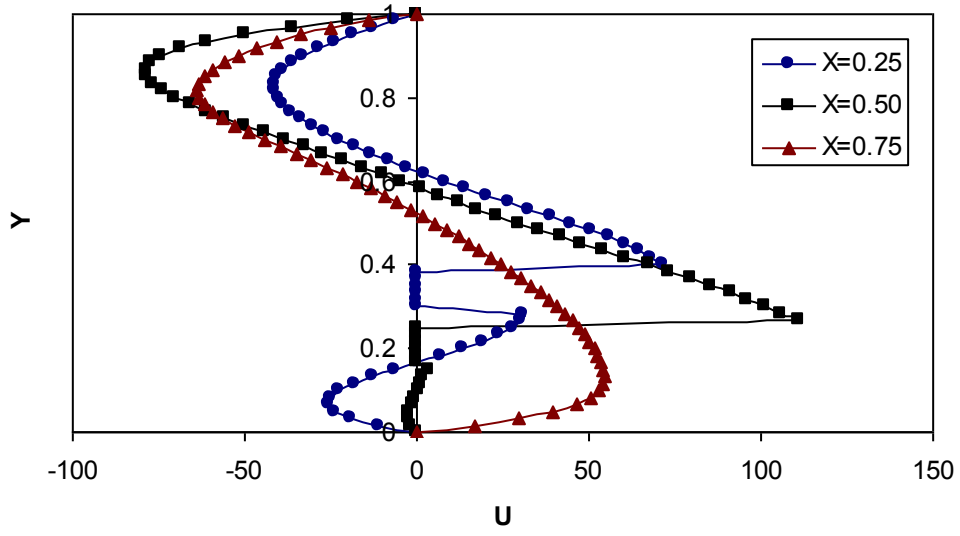
Şekil 3.14. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.033$, $Pr=7$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



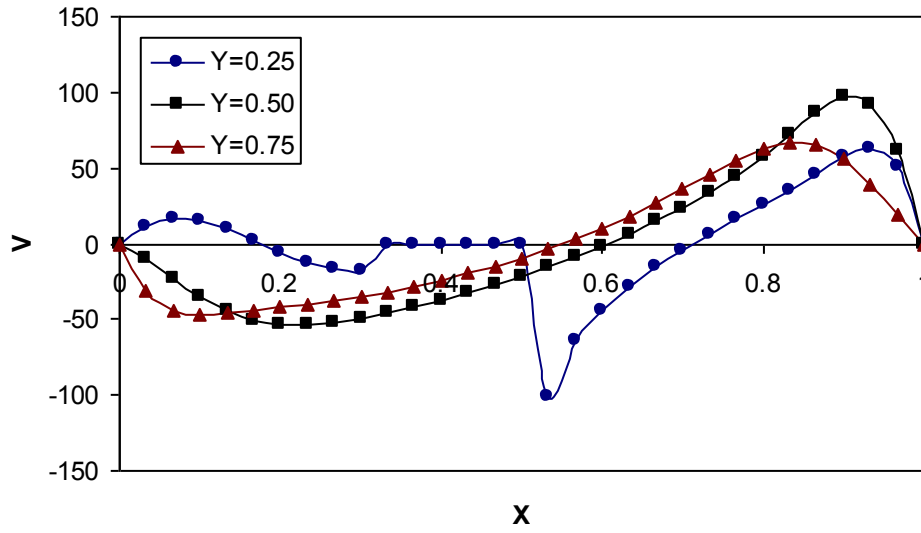
Şekil 3.15. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=0.1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



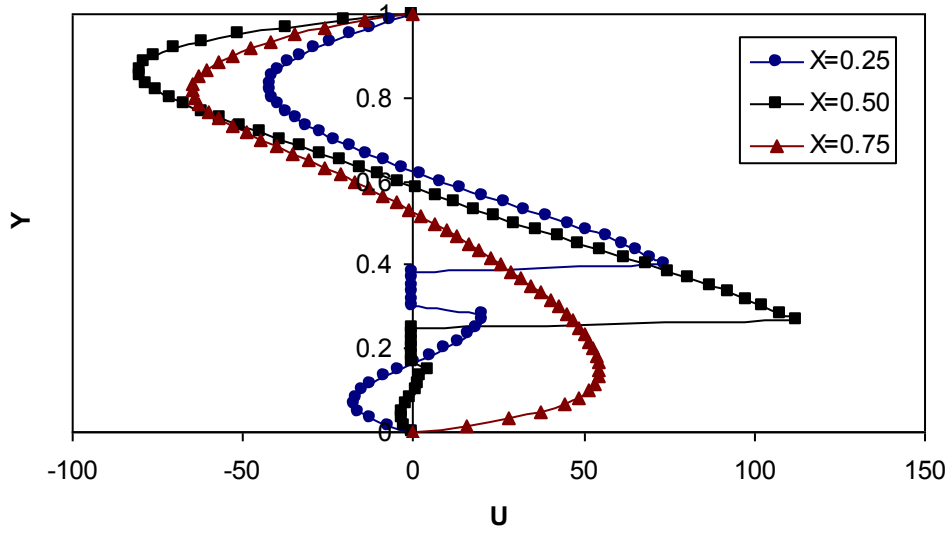
Şekil 3.16. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=0.1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



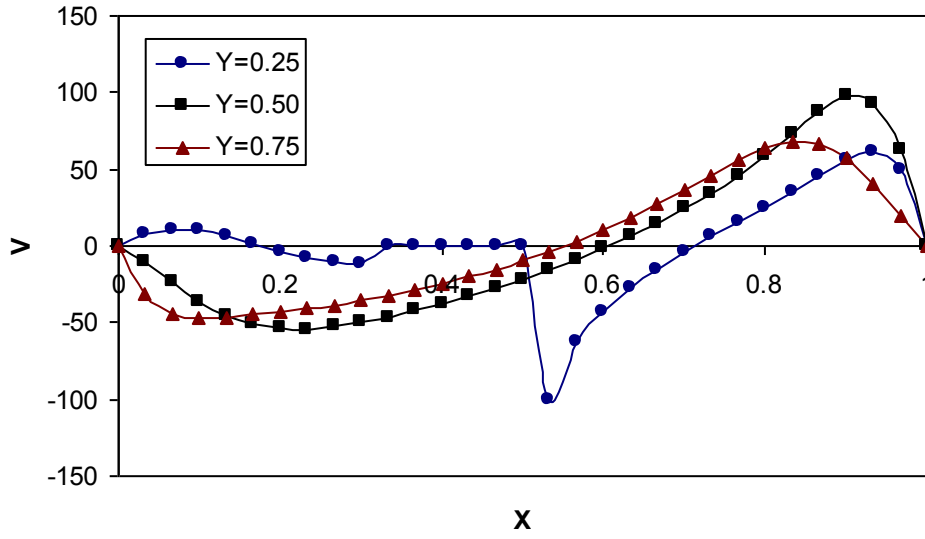
Şekil 3.17. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=10$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



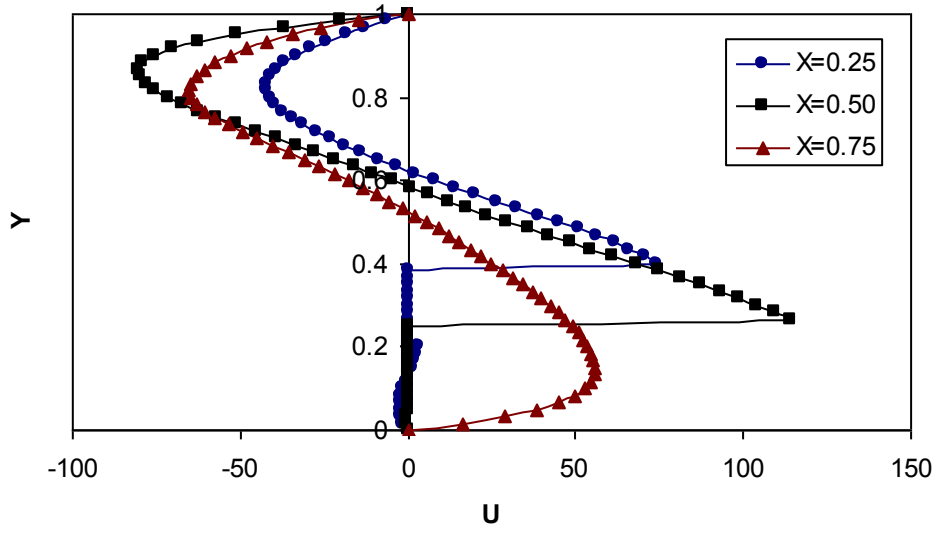
Şekil 3.18. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=10$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



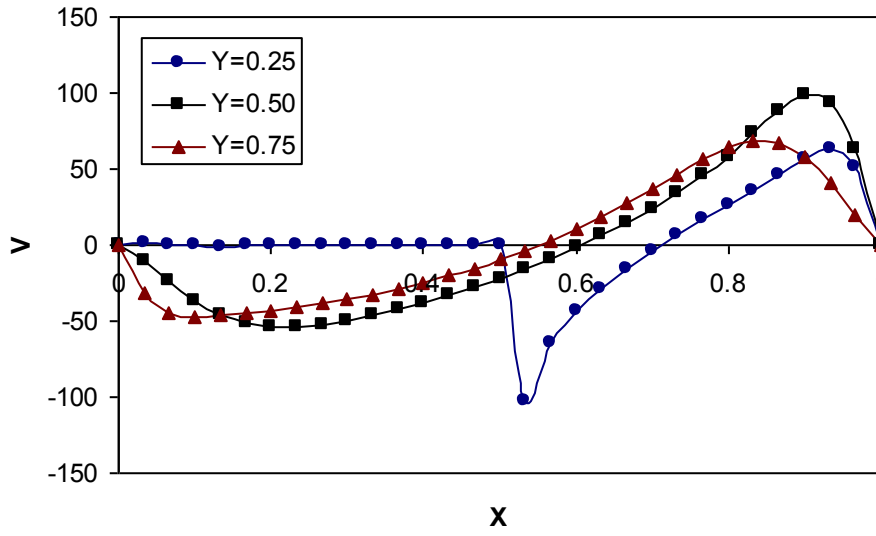
Şekil 3.19. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)



Şekil 3.20. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.1$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)

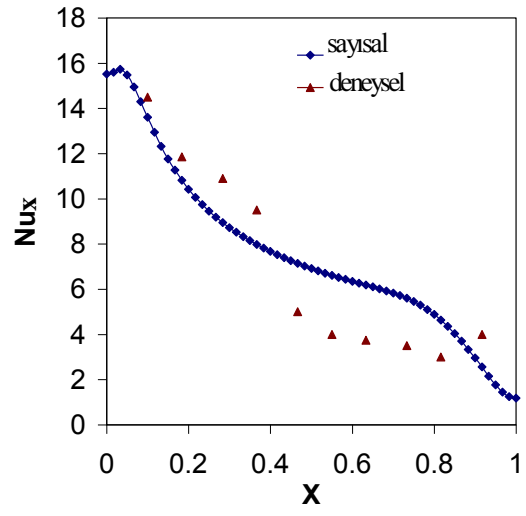
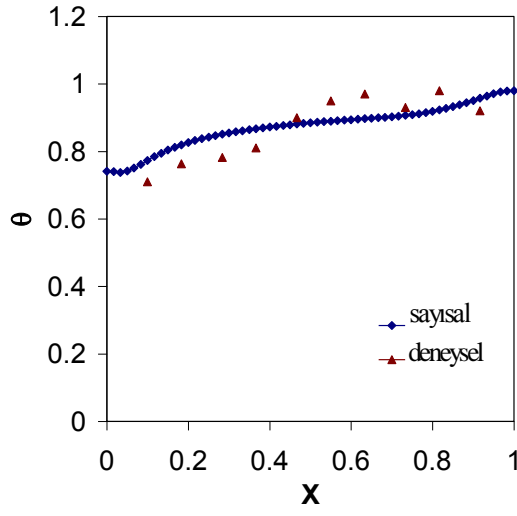


Şekil 3.21. Düşey doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.2$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)

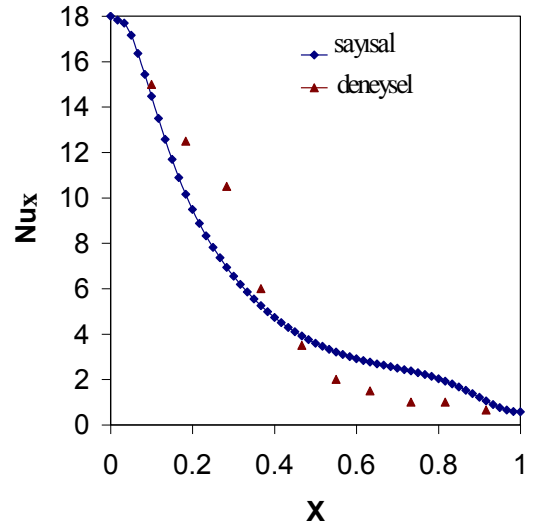
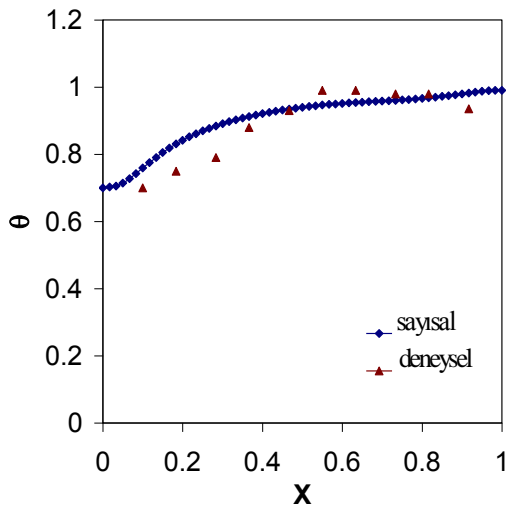


Şekil 3.22. Yatay doğrultudaki hız dağılımı; ($h=0.5$, $w=0.5$, $t=0.2$, $Pr=0.71$, $RK=1$, $\phi=60$ ve $Ra=10^5$)

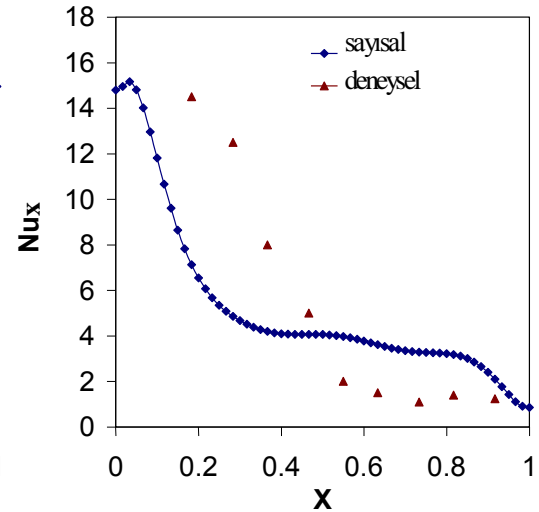
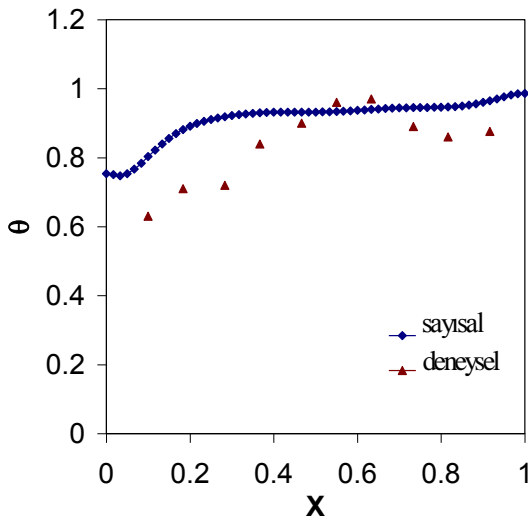
4. Sıcaklık Eğilimleri ve Yerel Nusselt Grafikleri



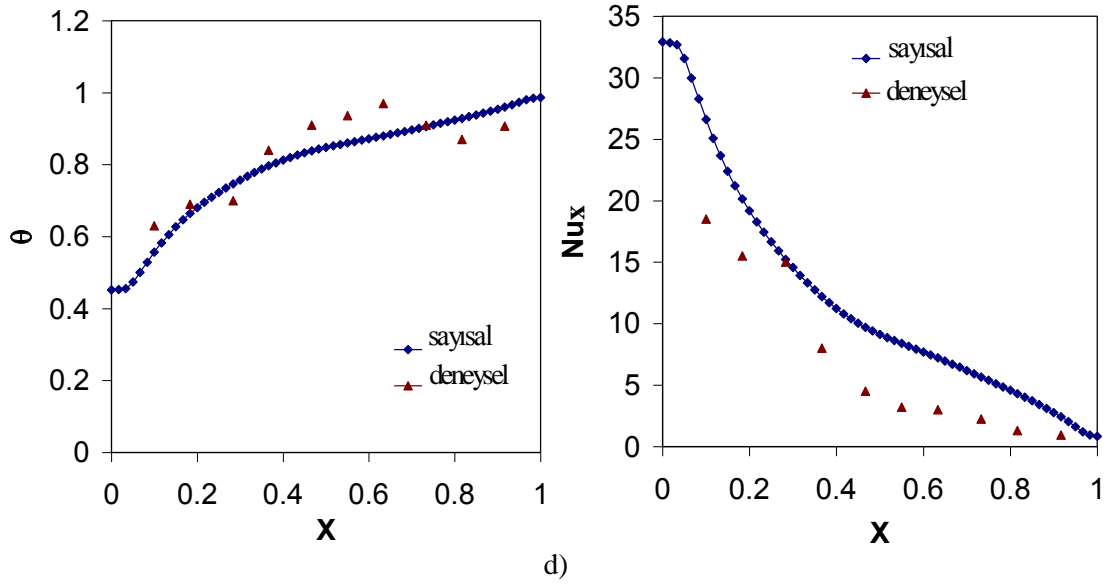
a)



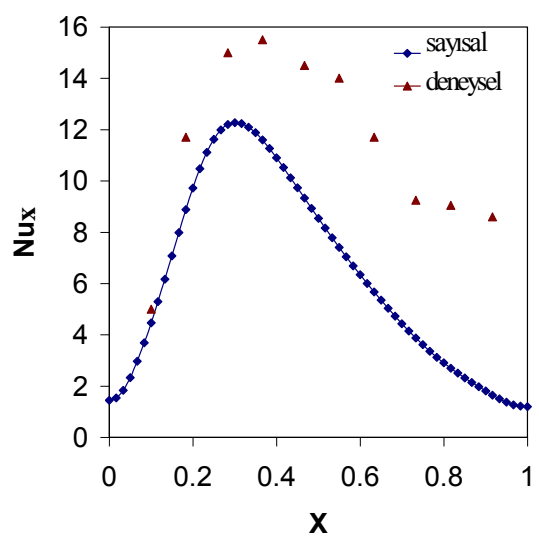
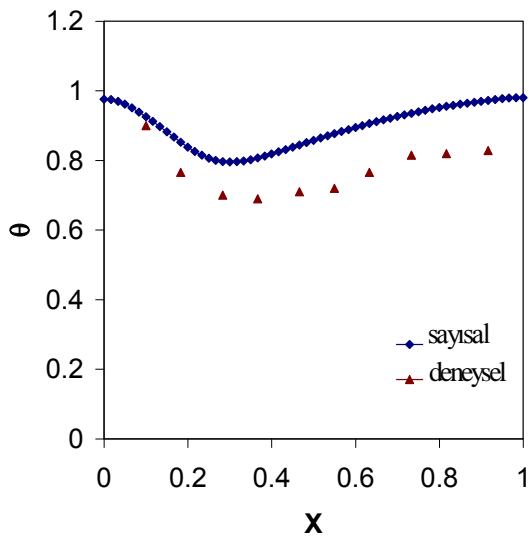
b)



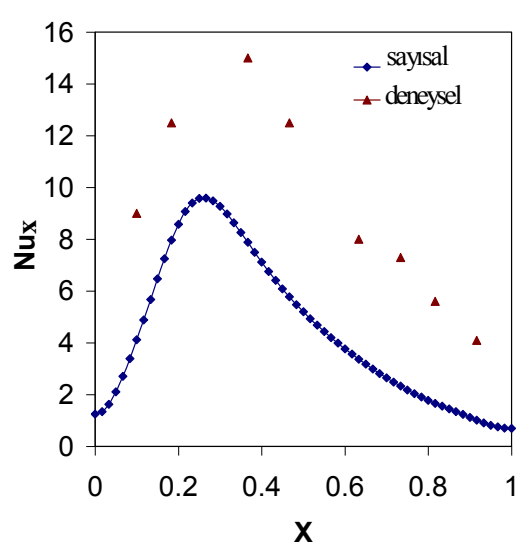
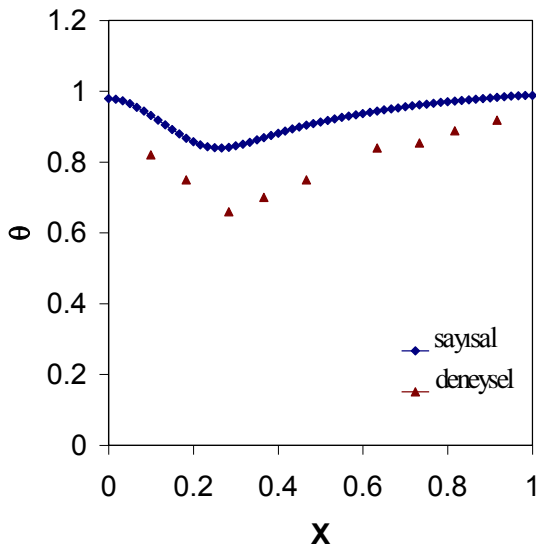
c)



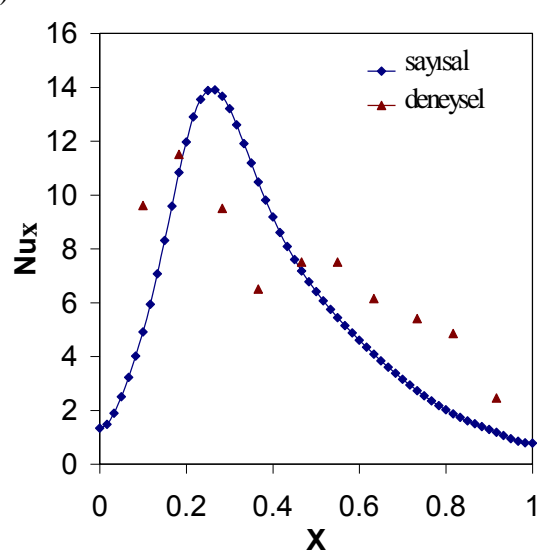
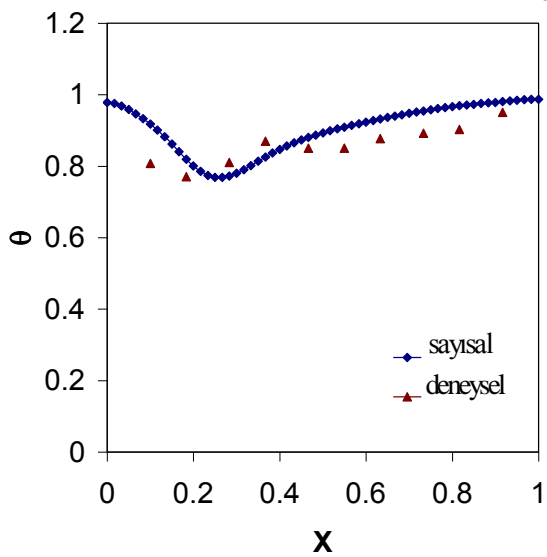
Şekil 4.1. Alt ve üst yüzeyleri yalıtımlı, düşey duvarları sıcak ve soğuk olan engelsiz bir kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$



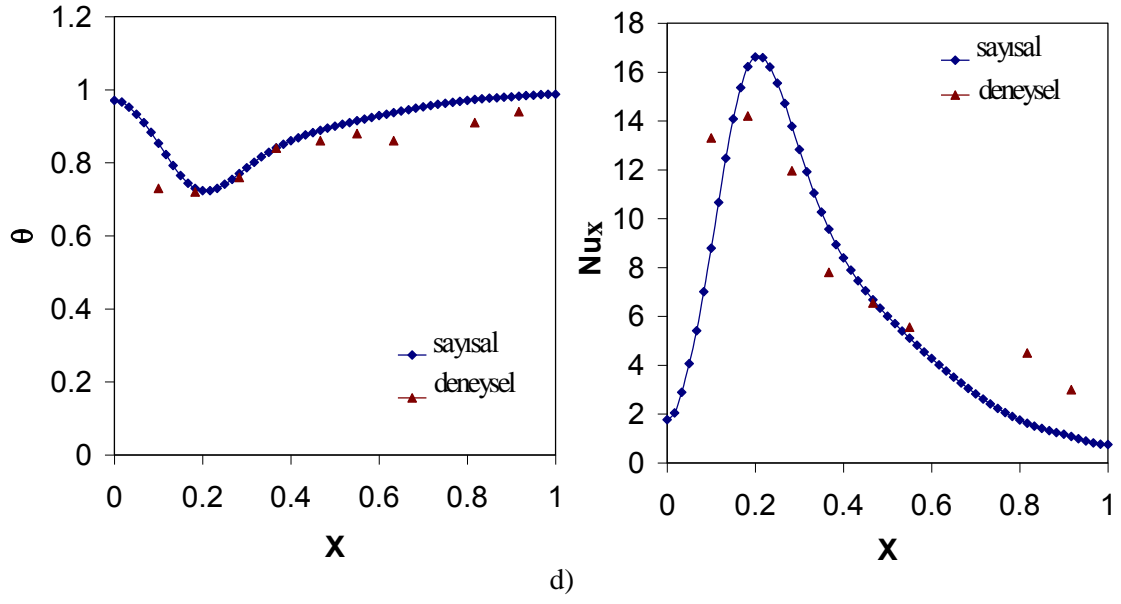
a)



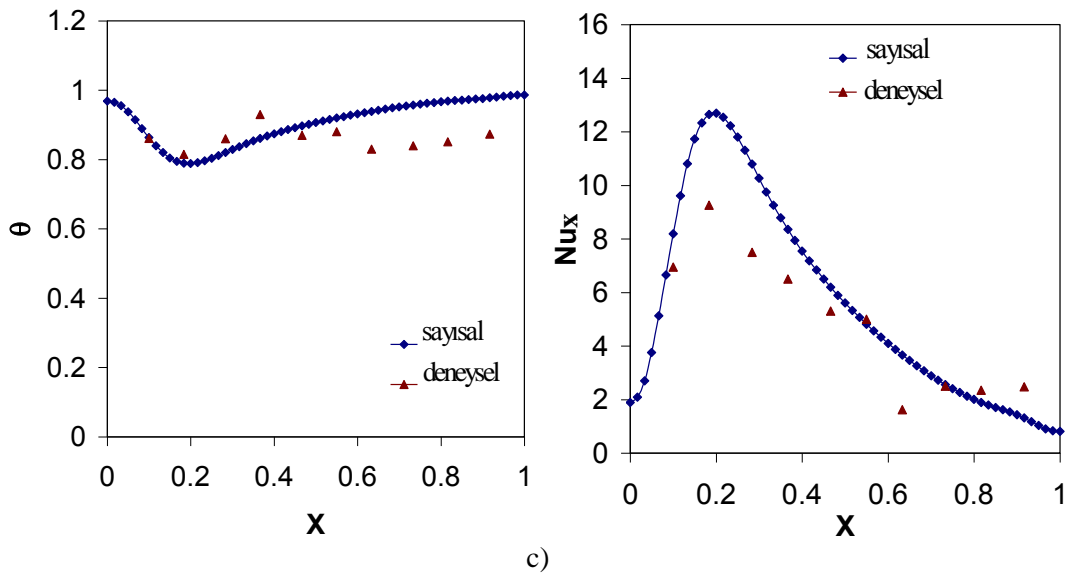
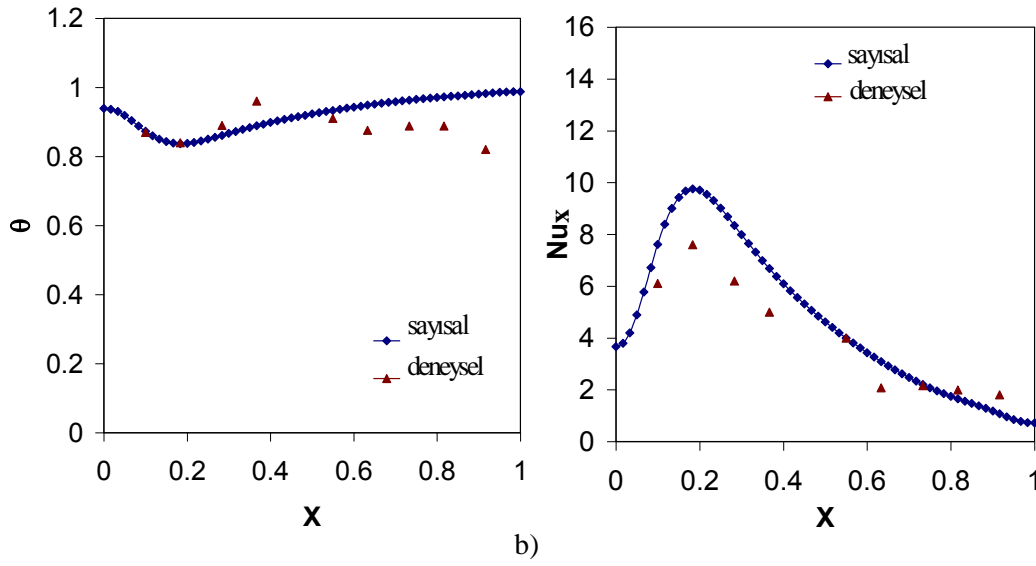
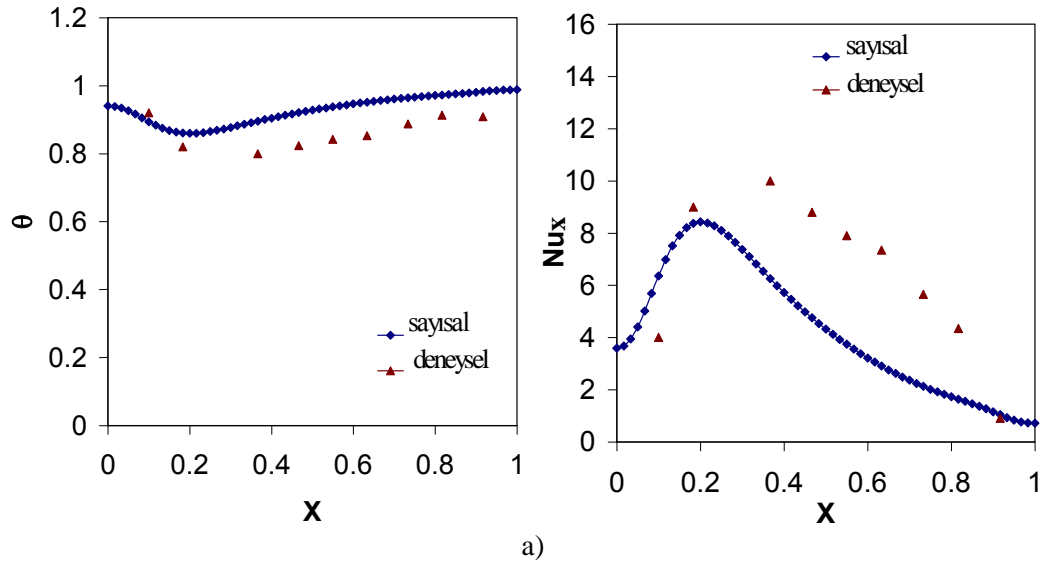
b)

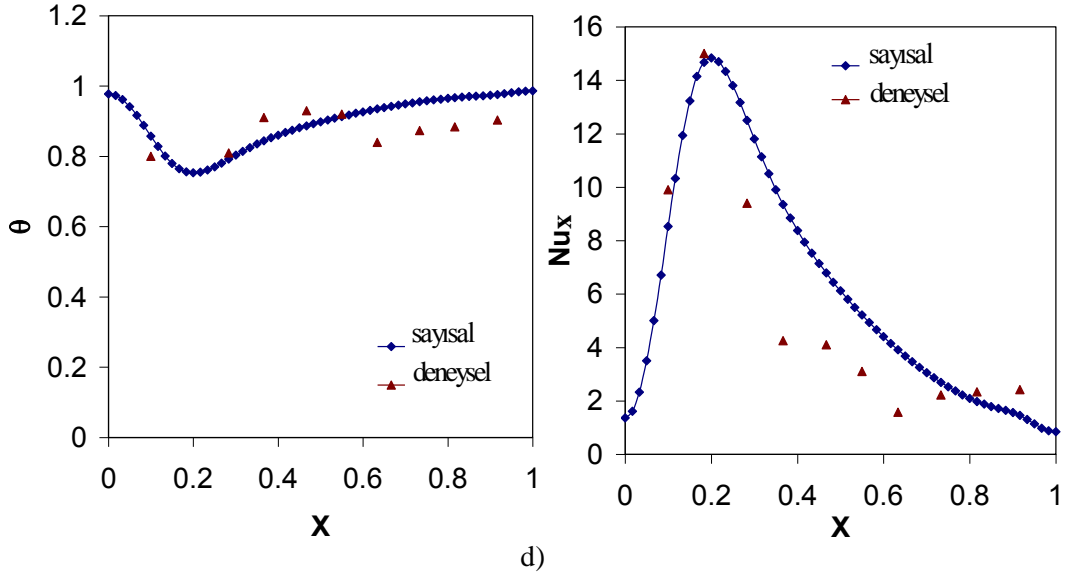


c)

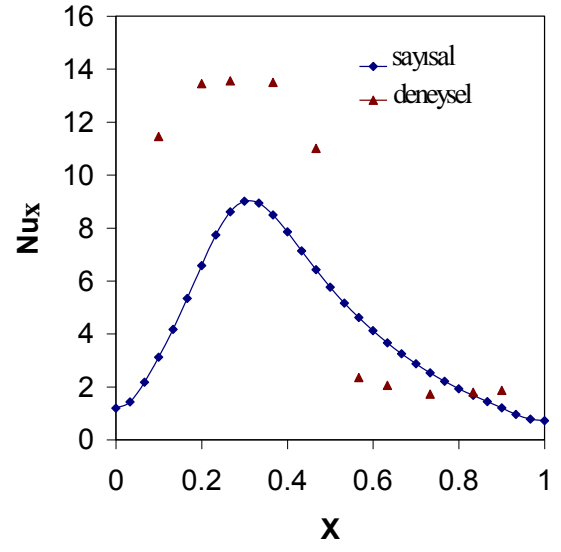
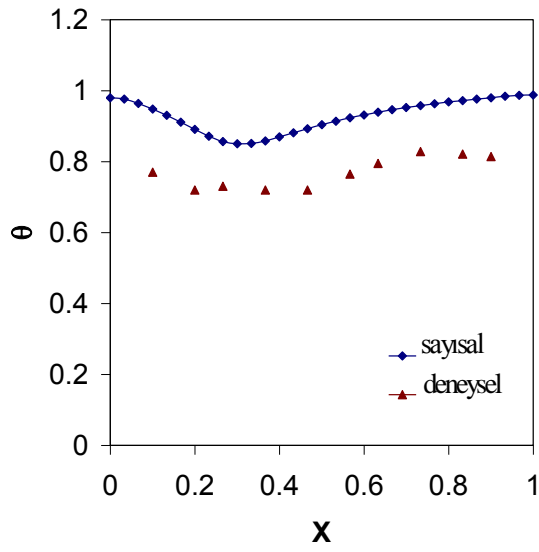


Şekil 4.2. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 45^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.2$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$

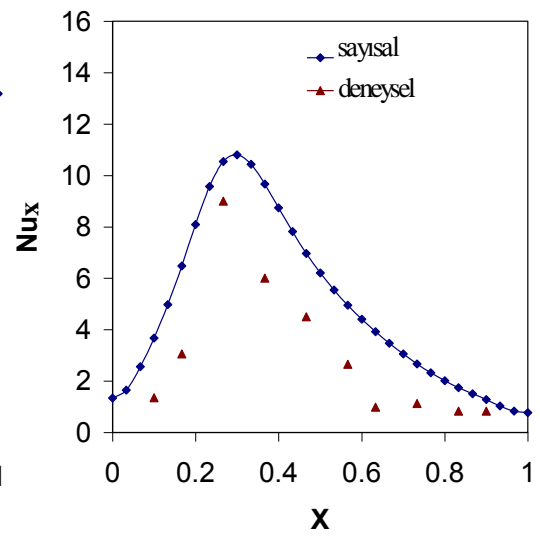
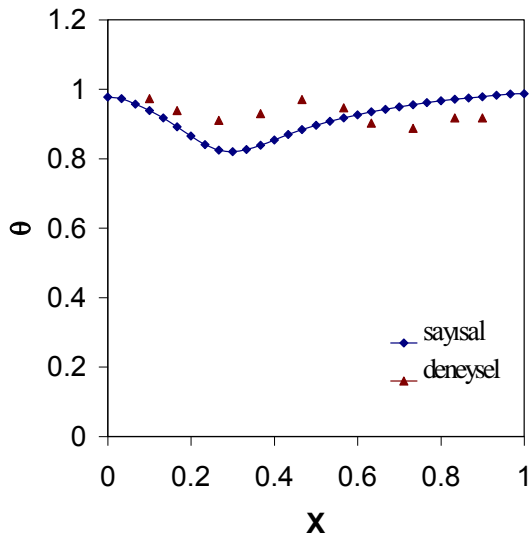




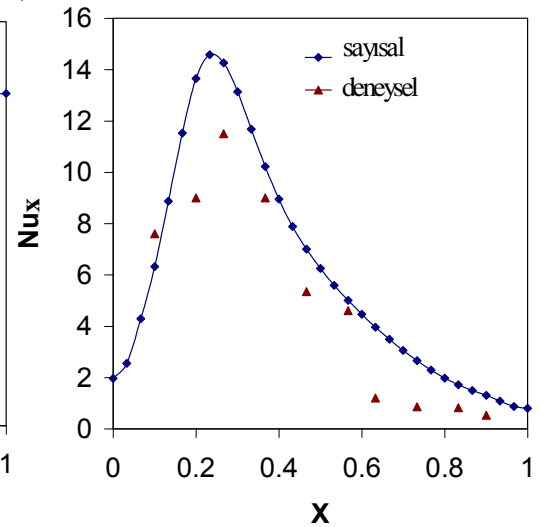
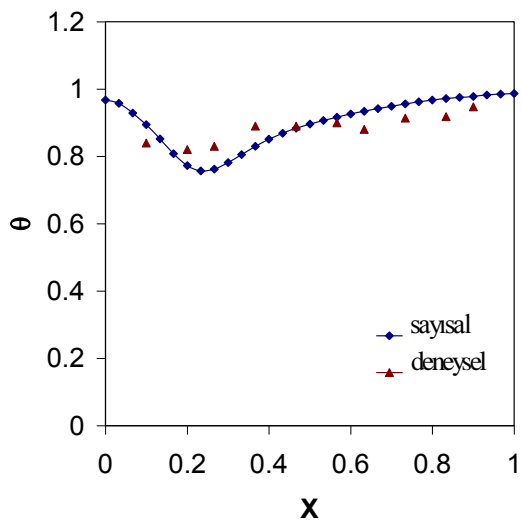
Şekil 4.3. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 135^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.2$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$



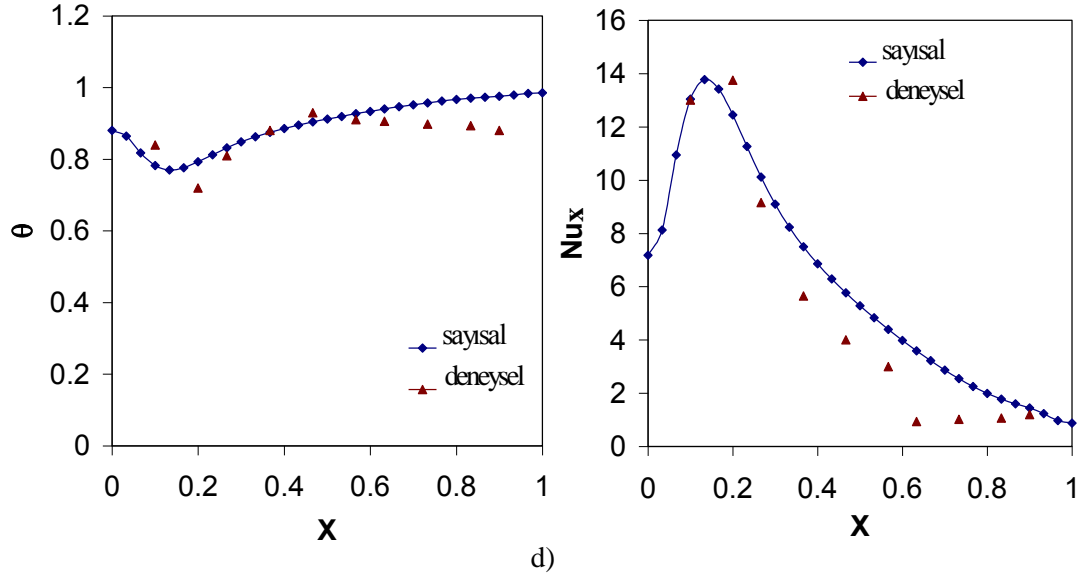
a)



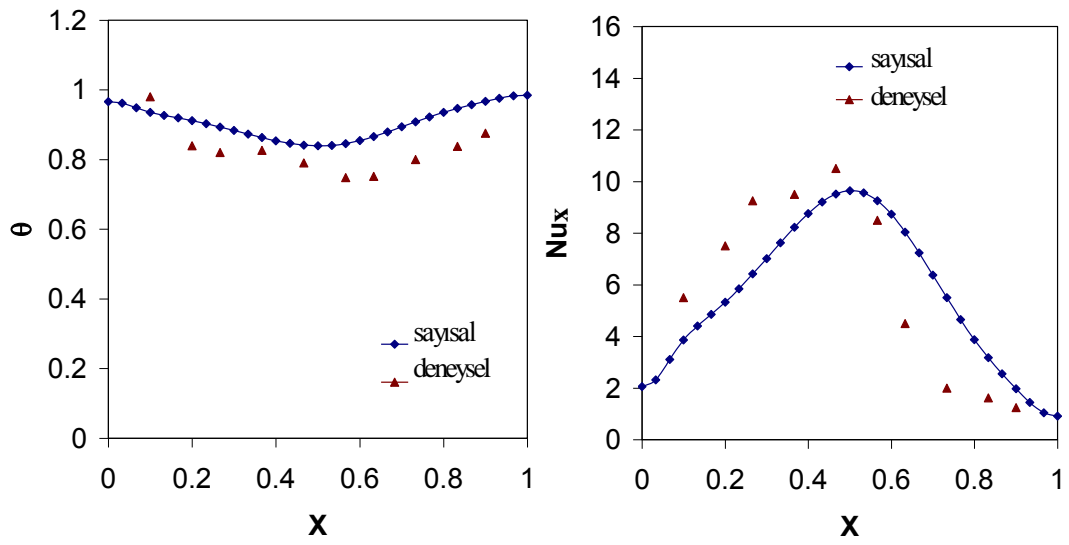
b)



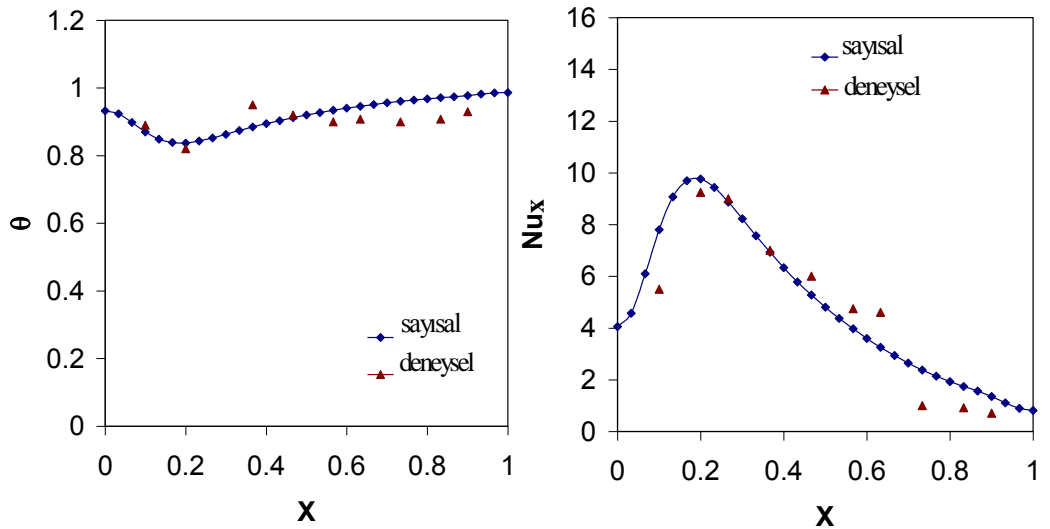
c)



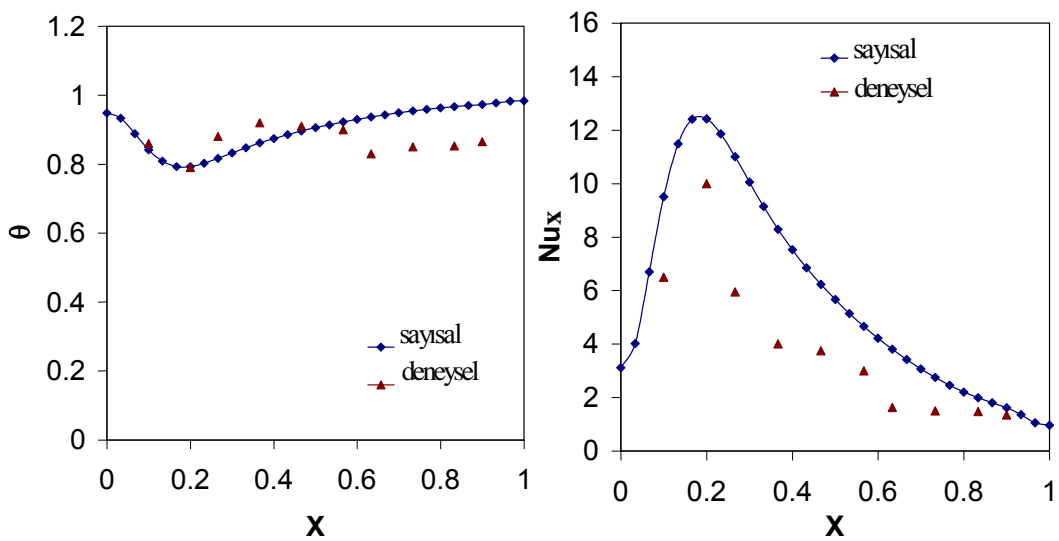
Şekil 4.4. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 60^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.23$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$



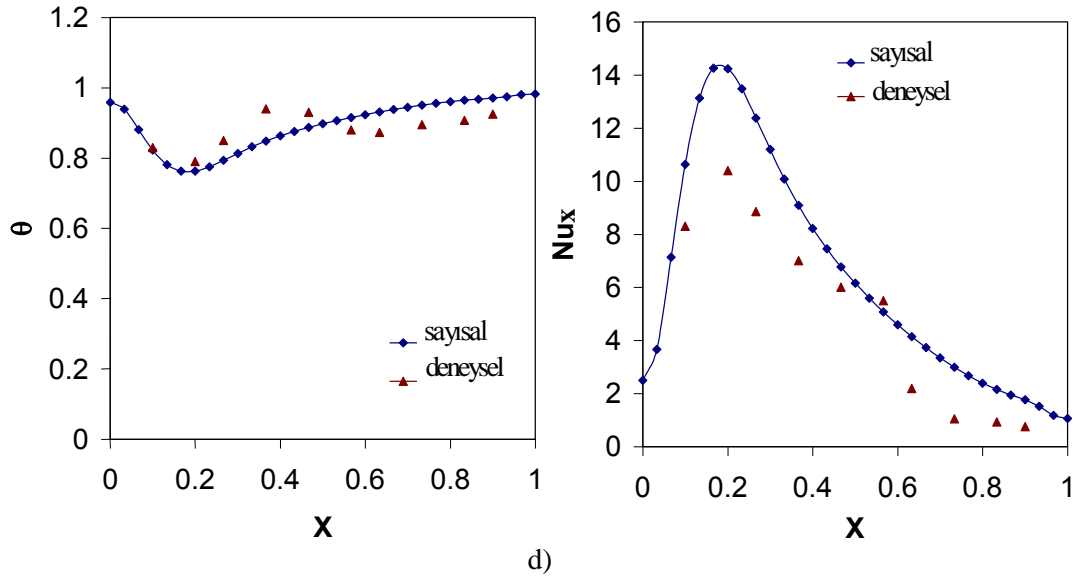
a)



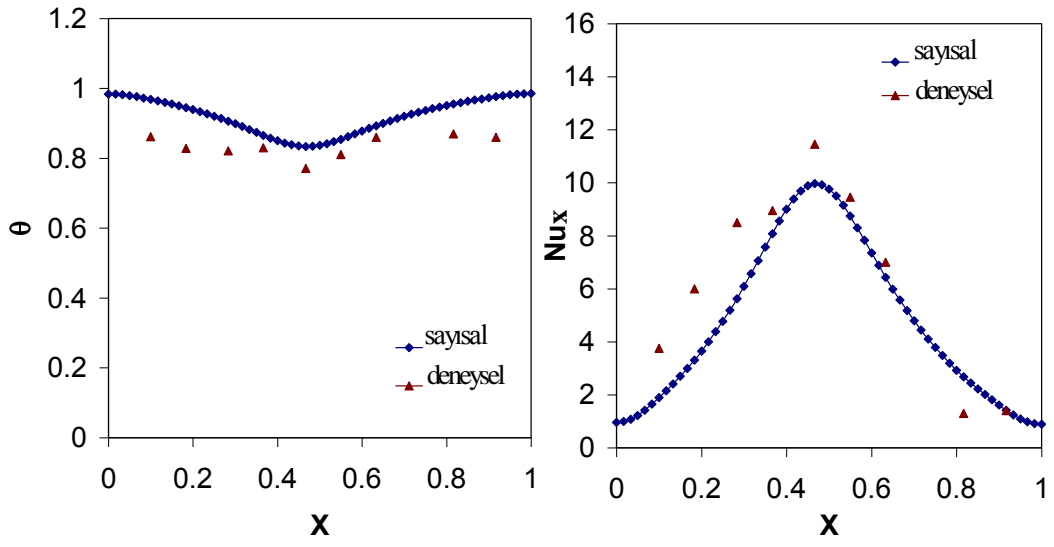
b)



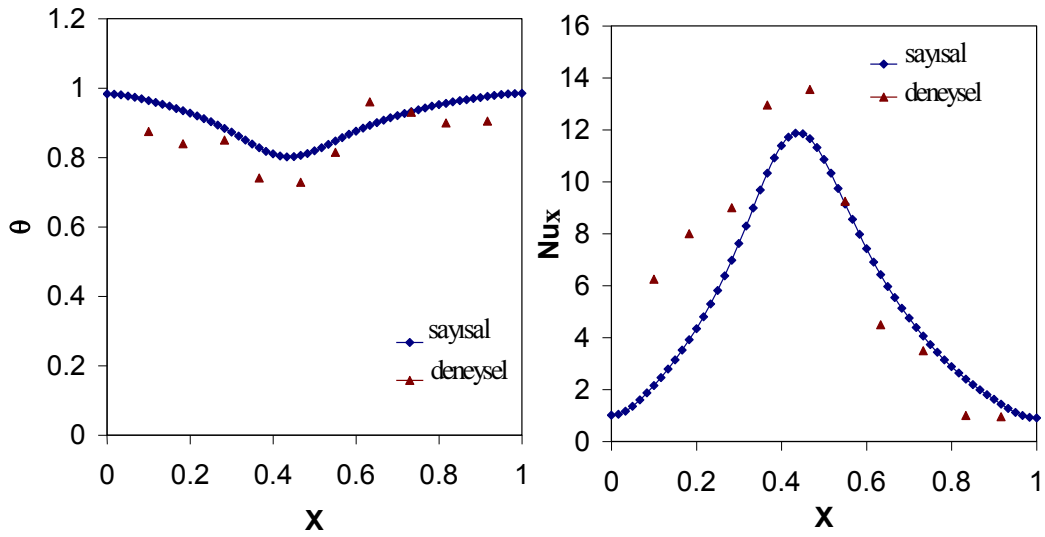
c)



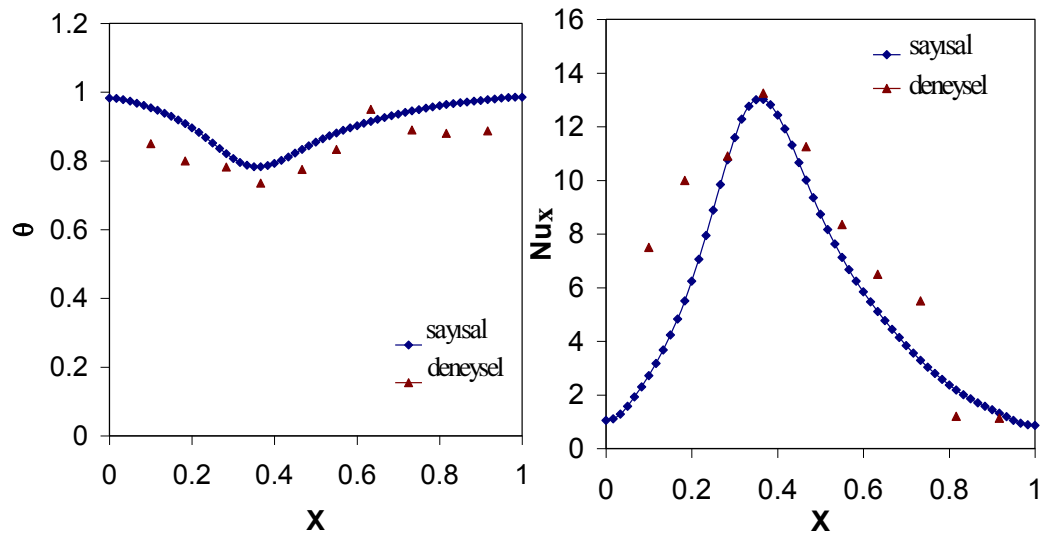
Şekil 4.5. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 120^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.23$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$



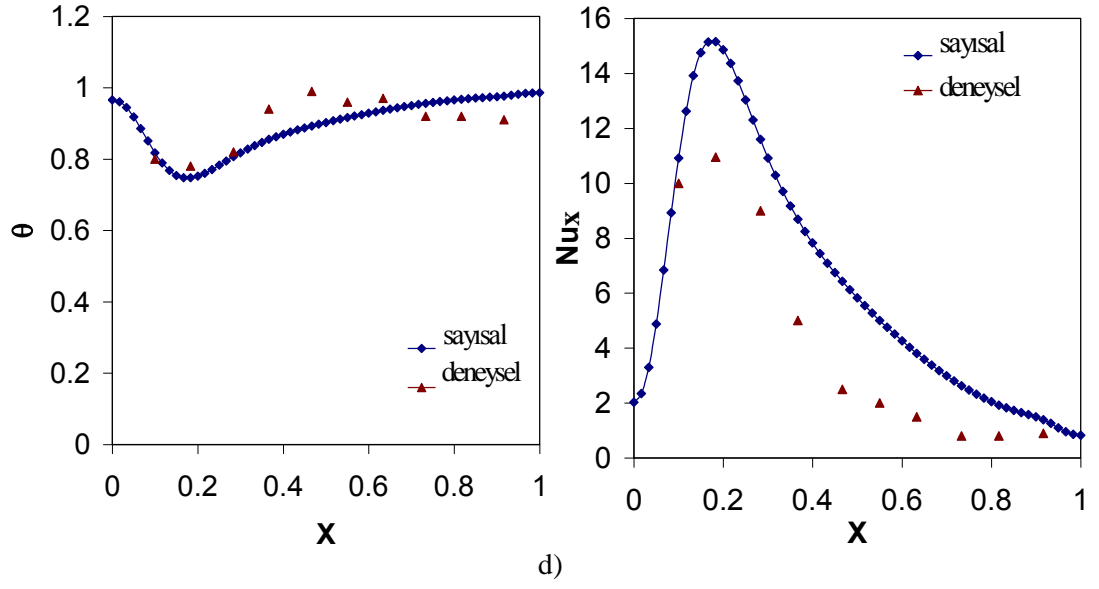
a)



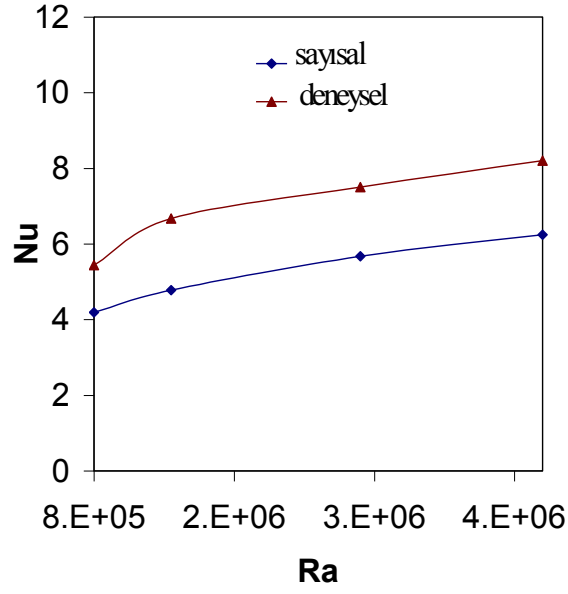
b)



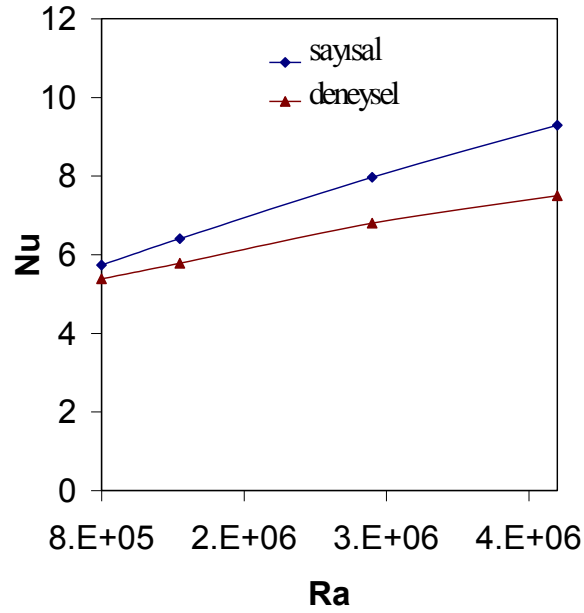
c)



Şekil 4.6. Düşey duvarında engel bulunan kapalı hacimde, sıcaklık eğilimi (solda) ve Yerel Nusselt sayısının (sağda) sıcak yüzey boyunca değişimi; ($\phi = 90^\circ$, $h=0.5$, $t=0.033$, $w=0.5$), a) $Ra=0,8 \cdot 10^6$, b) $Ra=1,35 \cdot 10^6$, c) $Ra=2,7 \cdot 10^6$, d) $Ra=4 \cdot 10^6$



Şekil 4.7. Alt yüzeyi sıcak üst yüzeyi soğuk olan engelsiz bir kapalı hacim için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi



Şekil 4.8. Alt ve üst yüzeyi yalıtımlı düşey duvarları sıcak ve soğuk olan engelsiz bir kapalı hacim için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi

ÖZGEÇMİŞ

Filiz ÖZGEN, 13 Eylül 1976 yılında Elazığ'da doğdu. İlk, Orta ve Lise öğrenimini Elazığ'da tamamladı. 1993 yılında Elazığ Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. Üniversite eğitimini 1997 yılında tamamladı. 2004 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde açılan Araştırma Görevliliği sınavını kazandı. Halen aynı bölümde görev yapmaktadır. Evli ve iki çocuk annesidir.