İÇİNDE ENİNE BÖLMELER BULUNAN KAPALI HACİMLERDE ISI TRANSFERİ VE AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ

UMUT ÖLMEZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKİM 2007
ANKARA

Umut ÖLMEZ tarafından hazırlanan İÇİNDE ENİNE BÖLMELER BULUNAN KAPALI HACİMLERDE ISI TRANSFERİ VE AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU ……………………….

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Bu çalışma oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT ……………………………

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU …………………………...

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ …………………………...

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, TOBB Üniversitesi

Tarih : 11.10.2007

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nermin ERTAN ....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Umut ÖLMEZ

İÇİNDE ENİNE BÖLMELER BULUNAN KAPALI HACİMLERDE ISI TRANSFERİ VE AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Umut ÖLMEZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ekim 2007

ÖZET

Bu çalışmada yan duvarlara monte edilmiş enine bölmeler bulunan kapalı bir hacim içindeki doğal konveksiyon ısı transferinin sayısal analizi yapılmıştır. İki yan duvar birbirlerinden farklı sabit sıcaklıklarda tutulurken, alt ve üst duvarlar yalıtılmıştır. Problemi sayısal olarak çözmek için, diferansiyel denklemler, sonlu kontrol hacimlerinde integre edilerek cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. Cebirsel denklemlerin çözümü için, SIMPLE algoritması esas alınarak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Diferansiyel denklemlerin çözümünden elde edilen hız ve sıcaklık dağılımları kullanılarak, bölme uzunluğunun, bölme sayısının ve bölmelerin ısı iletim katsayısının, akışkan hareketi ve ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Analizler sonucunda ortalama Nusselt sayısının, Rayleigh sayısı, bölme sayısı, bölmelerin ısı iletim katsayısı ve bölme uzunluğuna bağlı olarak değiştiği görülmüştür. Bölme ısı iletim katsayısının ve / veya Rayleigh sayısının artışıyla, ısı aktarımı sürekli artmıştır.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Isı geçişi, doğal taşınım, kapalı hacimler
Sayfa Adedi : 101
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

ANALYSIS OF HEAT TRANSFER and FLOW IN ENCLOSURES WITH DIVIDING WALL

(M. Sc. Thesis)

Umut ÖLMEZ

GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCINCE AND TECNOLOGY

October 2007

ABSTRACT

In this study, enclosures with fins attached to the isothermal side walls were considered. Side walls were kept at constant but different temperatures, while horizontal top and bottom walls were insulated. A computer program based on the control volume approach and the SIMPLE algorithm was developed. Simulations were performed to investigate the effects of the fin configuration and Rayleigh number on the flow structure and heat transfer. It was observed that the heat transfer rate through a closed volume can be controlled by attaching fins to the walls. At different Rayleigh numbers, the heat transfer rate with the different fin configurations, conductivity of fins and the fin length were analyzed. It was observed that the heat transfer in enclosures can be controlled with the fins attached to the walls. Heat transfer rate increases with increasing fin conductivity ratio and / or Rayleigh number.

Science Code : 914.1.065
Key Words : Heat transfer, natural convection, enclosure
Page Numbers : 101
Adviser : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

TEŞEKKÜR

Çalışmamın her aşamasında değerli bilgi ve görüşleri ile beni aydınlatan ilgi ve desteğini esirgemeyen, tez yöneticim, Sayın Hocam Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na, sonsuz teşekkür ederim. Ayrıca çalışmalarımda beni yalnız bırakmayan ve manevi destekte bulunan eşime, aileme ve arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

Sayfa

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil **Sayfa**

Şekil **Sayfa**

Şekil **Sayfa**

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklama**
A	Yüksekliğin genişliğe oranı (A=H/W)
C_p	Özgül ısı (J/kgK)
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^{2}K)
H	Kapalı hacmin yüksekliği (m)
k_f	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_s	Katının (bölmelerin) ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_r	Isı iletim katsayısı oranı (k_r=k_s/k_f)
L	Bölme uzunluğu (m)
Nu	Ortalama Nusselt sayısı ($Nu = \frac{1}{A}\int_A Nu_y dA$)
Nu_y	Yerel Nusselt sayısı ($Nu_y = \frac{hW}{k_f}$)
Pr	Prandtl sayısı ($Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}$)
p	Basınç (N/m^2)
P	Boyutsuz basınç ($P = \frac{pW^2}{\rho_f \alpha_f^2}$)
Ra	Rayleigh sayısı ($Ra = \frac{g\beta W^3 (T_H - T_C)}{\alpha_f \nu_f}$)

Simgeler	**Açıklama**
T	Sıcaklık (K)
$\mathbf{T_C}$	Soğuk duvarın sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_H}$	Sıcak duvarın sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_0}$	Ortalama sıcaklık ($T_0 = \frac{T_H + T_C}{2}$) (K)
u	x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
U	X-yönündeki boyutsuz hız bileşeni ($U = \frac{uW}{\alpha_f}$)
x	Yatay koordinat (m)
X	Boyutsuz yatay koordinat (X=x/W)
v	y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
V	Y-yönündeki boyutsuz hız bileşeni ($V = \frac{vW}{\alpha_f}$)
W	Genişlik (m)
y	Dikey koordinat (m)
Y	Boyutsuz dikey koordinat (Y=y/W)
S	Kaynak
α_f	Akışkan ısıl yayınım katsayısı (m^2/s)
β	Isıl genleşme katsayısı (K^{-1})
ρ_f	Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_0	Ortalama sıcaklıkta yoğunluk (kg/m^3)
ν_f	Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
θ	Boyutsuz sıcaklık ($\theta = \frac{T - T_0}{T_H - T_C}$)
μ_f	Akışkanın dinamik viskozitesi (Ns/m^2)
ϕ	Genel değişken
Γ	Genel difüzyon katsayısı

1. GİRİŞ

Kapalı hacimler içinde doğal konveksiyon ısı transferi çok sayıda mühendislik uygulamasında görülür. Güneş kolektörleri, çift camlı pencereler ve elektronik cihazların soğutulması bu örneklerden birkaç tanesidir. Bu yaygın uygulamalardan dolayı, kapalı hacimler içindeki doğal konveksiyon akışkan hareketi ve ısı transferi bir çok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Bu çalışmaların çoğunda; yan yüzeylerden biri sıcak, diğeri soğuk, kare veya dikdörtgen kesitli kapalı hacimler ele alınmıştır [Bejan ve Tien, 1978; Korpela ve ark.,1982; Lee ve Korpela, 1983; Novak ve Nowak, 1993; Costa ve ark., 2004; Su, 2006]. Yan yüzeylerden kısmen ısıtılan ve kısmen soğutulan kapalı hacimlerde akışkan hareketi ve ısı transferi de sayısal olarak analiz edilmiştir [Ledezma, 1997]. Duvarlarında bölmeler bulunan kapalı hacimlerle ilgili, literatürde nispeten sınırlı sayıda çalışma mevcuttur.

Kapalı hacimlerde doğal konveksiyon, ısı transferi ve akışkan hareketi birbirlerini etkiledikleri için, diğer bir deyişle, akışkan hareketi ısı transferinin bir sonucu olduğu için, oldukça karmaşık fiziksel bir olaydır. Duvarların hemen yanında bir sınır tabaka oluşur. Sınır tabakanın dışında ise, akışkan bir dönme hareketi yapar. Duvarlar üzerinde oluşan sınır tabaka ile, merkezde dönme hareketi yapan akışkan etkileşim halindedir. Bundan dolayı, sınır tabaka bağımsız olarak düşünülemez. Bu yüzden problemin analizi için eliptik akış ve enerji denklemlerinin aynı anda çözülmesi gerekir. Bu çözüm, doğal konveksiyon problemlerinde önemli bir zorluk oluşturur. Genellikle, bu tür problemler ancak sayısal metotlar kullanılarak analiz edilebilmektedir.

Kapalı hacimlerde, Rayleigh sayısı küçük olduğunda, ısı transferinde, Fourier kanunu gereği, iletim (kondüksiyon) önemli rol oynar. Diğer taraftan, Rayleigh sayısı arttığında, ısı transferi, taşınım (konveksiyon) tarafından kontrol edilir. Batchelor, sabit Rayleigh sayısı için A’nın (Yüksekliğin genişliğe oranı. A=H/W) sıfıra ve sonsuza gittiği durumlarda akışı ve ısı transferini inceledi. A’ nın sonsuza gitmesi durumunda ısı transferinin kondüksiyon ile olduğunu gösterdi. Bu rejim, iletim (kondüksiyon) rejimi olarak adlandırılır. Sabit bir A değerinde, Rayleigh sayısının sonsuza gitmesi durumunda ise dikey yan yüzeyler üzerinde sınır tabaka oluşur. Bu, sınır tabaka rejimi olarak adlandırılır ve ısı transferi alt ve üst yatay duvarların üstü ve altında konveksiyon ile olur. Rayleigh sayısının ara değerleri için ise bir geçiş rejimi oluşur [Eckert ve Carlson, 1961].

Isı transferinin belirlenmesi amacıyla, doğal taşınım problemleri değişik araştırmacılar tarafından deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar korale edilerek, ısı transferi (Nusselt sayısı) için ampirik bağlantılar elde edilmiştir. Genelde ısı transfer korelasyonları, $Nu = C\ Ra^{n}\ A^{-m}$ şeklinde verilmiştir [Korpela ve ark., 1982]. Burada Nusselt ve Rayleigh sayılarının hesaplanmasında karakteristik uzunluk olarak W kullanılmıştır. Değişik araştırmacılar, n ve m için farklı değerler bulmuşlardır [Emery ve Chu, 1965; Mynett ve Duxbury, 1974; Dropkin ve Summerscale, 1965; Randell ve ark., 1979; Yin ve ark., 1978]. m ve n için farklı değerler bulunması, her bir araştırmada göz önüne alınan şartlarda, farklı ısı transfer rejimlerinin söz konusu olmasından kaynaklanmaktadır.

Duvarları düz kapalı hacimler içinde doğal konveksiyon, sayısal ve deneysel olarak çok sayıda araştırmacı tarafından incelenmiş olmasına karşın, içinde bölmeler bulunan kapalı hacimler nispeten daha az sayıda çalışmaya konu olmuştur. Kapalı hacimlerde ısı transferi, duvarlara bölmeler konulmak suretiyle kontrol edilebilir. Uygun sayıda ve uygun boyutlarda bölmeler yerleştirilerek, ısı transferi arttırılabilir veya azaltılabilir. Bu nedenle, içinde enine bölmeler bulunan kapalı hacimlerdeki akışkan hareketi ve ısı transferinin analiz edilmesi pratik ve teorik açıdan önem arz eder.

Scozia ve Frederick yaptıkları çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kapalı hacim içinde duvarlardan birine yerleştirilen bölmelerin akışkan hareketi ve ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Rayleigh sayısı 10^{3}' den fazla ise bölme sayısı arttığı zaman ortalama Nusselt sayısının artığı ve bir maksimum değere ulaştığı görülmüştür. Bölme sayısı daha fazla arttırıldığında, ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır. Düşük Rayleigh sayılarında, bölme sayısının arttırılması ile, ortalama Nusselt sayısı sürekli artmaktadır. $45\ ^{o}$ açı ile eğik olan kapalı hacimlerde, Nusselt sayısı tüm bölme ve

Rayleigh sayıları için, dik olan benzerine göre Nusselt sayısı daha azdır [Scozia and Frederick, 1991].

Zimmerman ve Acharya, alt ve üst duvarlarında birer bölme bulunan kapalı hacimlerde doğal konveksiyon ısı aktarımını araştırmışlar ve alt veya üst duvara bir bölme yerleştirilmesi durumunda, Nusselt sayısının bölme bulunmayan duruma göre çok daha küçük olduğunu göstermişlerdir [Zimmerman ve Acharya, 1987]. Fredrick, kare kesitli, soğuk duvarında iletken olmayan bir bölme bulunan kapalı hacim içindeki doğal konveksiyon ısı aktarımının Rayleigh sayısının 10^3 ile 10^5 değerleri arasında bölmesiz duruma göre çok daha düşük olduğunu göstermiştir [Fredrick, 1989]. Bir başka çalışmada Fredrich ve Valencia aynı problemi, bölmelerin değişik uzunluğa ve değişik ısı iletim katsayısına sahip olduğu durumlar için incelemişlerdir. Bölme ısı iletim katsayısının düşük olması halinde, Rayleigh sayısı 10^3 ile 10^5 arasındayken Nusselt sayısında, bölmesiz durumdaki Nusselt sayısına göre azalma görülmüştür. Rayleigh sayısının küçük olduğu hallerde, ısı iletkenliği büyük bölmeler kullanıldığında, ısı aktarımında artma görülmüştür [Fredrich ve Valencia, 1989].

Fisher elektronik cihazların soğutulmasında, doğal ve zorlanmış konveksiyon için paralel plakaların etkisini incelmiştir [Fisher, 1998].

Iyengar, yaptığı çalışmada doğal konveksiyon için ısı transferinin kanatların ısı iletim katsayısı arttıkça, ısı aktarımının arttığını göstermiştir [Iyengar, 2003].

Costa ve arkadaşları, 4 kanatlı kapalı hacimde doğal konveksiyon ısı aktarımını araştırmışlardır. Kanatların açılarının sıfır olduğu zaman Nusselt sayısının maksimum değerini aldığını ve Rayleigh sayılarının artışıyla, Nusselt sayısının arttığını göstermişlerdir [Costa ve ark, 2004].

Bar-Cohen ve ark., yaptıkları çalışmada kanatlar arasındaki mesafe artıkça ısı taşınım katsayısının artığını, daha sonra ısı aktarımındaki azalmaya bağlı olarak azaldığını ve kanatların ısı iletim katsayısı arttıkça, ısı aktarımının arttığını göstermişlerdir [Bar-Cohen ve ark., 2005].

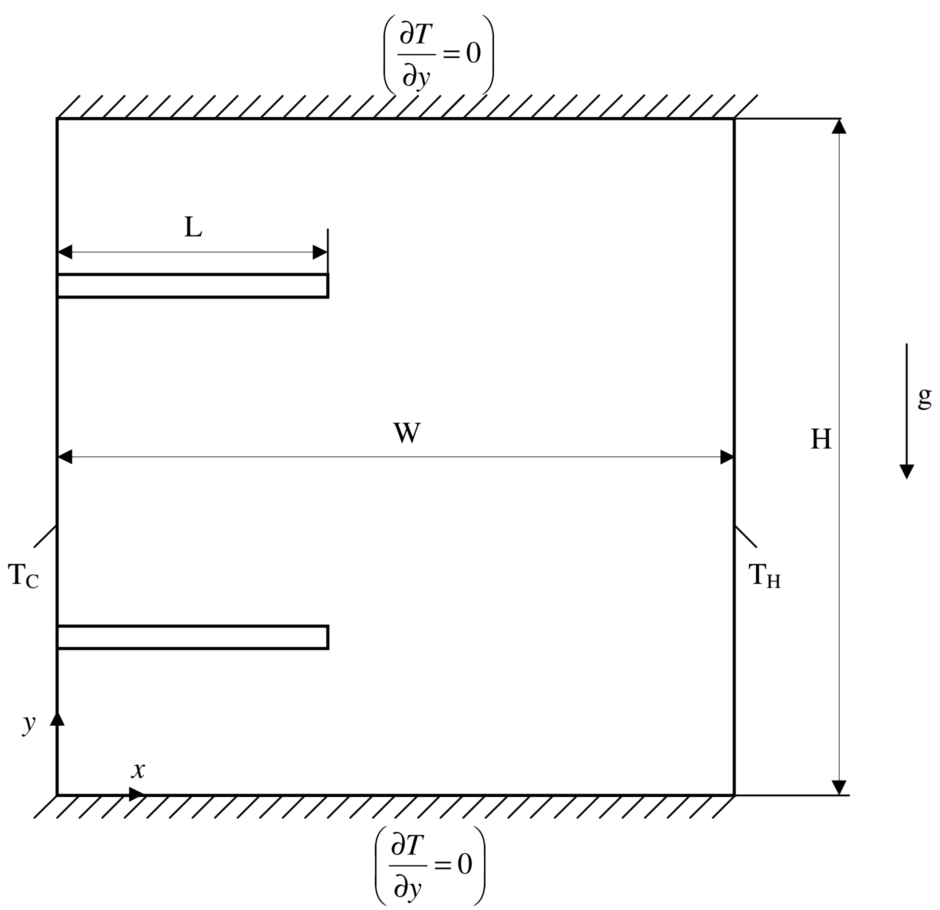
Su, alt ve üst duvarları yalıtılmış, sağ ve sol duvarları farklı sıcaklıklarda tutulan kare kesitli kapalı hacim içindeki doğal konveksiyonla ısı aktarımını incelemiştir. Rayleigh sayısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığını göstermiştir [Su, 2006].

Bu çalışmada, içinde enine bölmeler bulundan kare kesitli kapalı bir hacim ele alınmıştır. Yan yüzeyler, sabit fakat farklı sıcaklıklarda tutulurken, alt ve üst yüzeyler yalıtılmıştır. Kapalı hacme enine yerleştirilen bölmeler sonlu ısı iletkenliğine sahip olup, değişik değerler ele alınmıştır. Kapalı hacim içindeki akışkanın hareketinin ve ısı transferinin denklemleri elde edilmiştir. Bu temel denklemleri çözerek, akışkanın hareketini ve ısı transferini analiz etmek için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bilgisayar programı geliştirmede, kontrol hacmi formülasyonu ve SIMPLE algoritması esas alınmıştır. Temel denklemlerin çözümü ile elde edilen hız dağılımı ve bu dağılımdan hesaplanan akım fonksiyon eğrileri yardımıyla değişik şartlar altında akışkanın hareket mekanizması incelenmiştir. Sıcaklık dağılımından, Nusselt sayısı hesaplanarak, bölme uzunluğu, bölme adedi, bölmelerin ısı iletkenliği ve değişik Rayleigh sayılarının ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır.

2. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu çalışmada incelenen problemin geometrisi ve koordinat sistemi Şekil 2.1' de gösterilmiştir. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi, problem kare kesitli bir kapalı hacimdeki doğal taşınım problemidir. Kapalı hacmin alt ve üst yüzeyleri yalıtılmış, yan duvarları ise sabit sıcaklıktadır. Sabit sıcaklıktaki yan duvarlara, sonlu ısı iletkenliğine sahip kanatlar monte edilmiştir.

Kapalı hacim içindeki akış ve ısı transferinin sayısal olarak analiz edilebilmesi için, problemin temel denklemlerinin uygun sınır şartları ile çözülmesi gerekir. Bunun için, aşağıda önce boyutlu temel denklemler ve sınır şartları verilmiş daha sonra bu denklemler ve sınır şartları boyutsuz hale getirilmiştir.



Şekil 2.1. Problem geometrisi ve koordinat sistemi

Yan yüzeyler farklı sıcaklıklarda olduğundan problem alanı içinde bir sıcaklık dağılımı oluşur. Sıcaklık dağılımından kaynaklanan yoğunluk dağılımından dolayı akışkan kapalı hacimde dönme hareketi yapar.

Bu problemde doğal konveksiyon hakim olduğu için formülasyonda yoğunluk bütün terimlerde değişken olarak alınabileceği gibi yoğunluğun sadece gövde kuvveti teriminde değişken olduğu da varsayılabilir. (Bousinesq Yaklaşımı) Bu çalışmada yoğunluğun sadece gövde kuvveti teriminde sıcaklıkla değişirliği, diğer terimlerde ise sabit olarak alınmıştır.

2.1. Genel Denklemler

Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri iki boyutlu kartezyen koordinat sistemine göre yazılmıştır. Problemin yapısından kaynaklanan özellikler dikkate alınarak ve çözümü kolaylaştırmak için aşağıdaki kabuller yapılabilir:

- Kararlı Rejim : Zamana bağlı değişim yok.
- Laminer Akış
- Akış alanı *z* yönünde çok uzun olduğu için, akış 2 boyutlu olarak kabul edilir.
- Akışkan sıkıştırılamaz kabul edilerek sadece gövde kuvvetlerinde yoğunluğun sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır. (Bousinesq yaklaşımının geçerli olduğu kabul edilmiştir.)
- Akışkan (hava) ideal gazdır.

2.1.1. Süreklilik denklemi

İki boyutlu, kararlı bir akış için süreklilik denklemi şöyle ifade edilebilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \qquad (2.1)$$

Bu eşitlikte, u hızın x bileşenini ve v hızın y bileşenini göstermektedir.

2.1.2. Momentum denklemleri

Momentum denklemleri yukarıdaki kabullerle ve Boussinesq yaklaşımı ile aşağıdaki gibi yazılabilir:

x-yönü momentum denklemi

İki boyutlu, kararlı akış için *x* yönündeki momentum denklemi,

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{2.2}$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlikte p basınç, ρ_0 ise referans sıcaklıktaki yoğunluktur.

y-yönü momentum denklemi

İki boyutlu, kararlı akış için,

$$\rho_0\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=\left(B_y-\frac{\partial p}{\partial y}\right)+\nu\rho_0\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{2.3}$$

$$\rho_0\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=\left((\rho_0-\rho)g-\frac{\partial p}{\partial y}\right)+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{2.4}$$

$$\rho_0\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}-(\rho-\rho_0)g+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{2.5}$$

haline gelir.

Burada ρ_0 bir referans sıcaklıkta akışkan yoğunluğu olup her yerde aynı kabul edilmiştir. Yoğunluk sıcaklığın bir fonksiyonu olduğundan, Eş. 2.5'teki (ρ -ρ_0) terimi sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilebilir.

Akışkanı ideal gaz kabul ederek, yoğunluk değişimini sıcaklığın fonksiyonu olarak, ısıl genleşme katsayısı kullanılarak ifade edilebilir:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P \tag{2.6}$$

Bu ifade yaklaşık olarak şöyle yazılabilir:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0}\left(\frac{\rho - \rho_0}{T - T_0}\right) \tag{2.7}$$

Buradan,

$$\rho - \rho_0 = \rho_0 \beta (T_0 - T) \tag{2.8}$$

yazılabilir. Bu eşitlikte, T_0 referans sıcaklık olup, sıcak ve soğuk duvarların ortalama sıcaklığı olarak alınmıştır ($T_0 =(T_H + T_c)/2$).

T değişken sıcaklık dağılımını temsil etmektedir ve enerji denkleminin çözülmesi sonucu elde edilir.

Akışkanın ısıl genleşme sayısı β, ideal gazlar için $\beta = 1/T$ alınabilir. Böylece,

$$\rho - \rho_0 = \rho_0 \frac{1}{T}(T_0 - T) \tag{2.9}$$

elde edilir. Eşitlik 2.9, Eş. 2.5'te yerine yazılacak olursa,

$$\rho_0\left(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} - \rho_0 \frac{1}{T}(T_0 - T)g + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{2.10}$$

elde edilir. Yeniden düzenlenirse, y yönü momentum denklemi şu hale gelir:

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial P}{\partial y}+g\frac{(T_0-T)}{T}+\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{2.11}$$

x ve y yönü momentum denklemleri yani Eş. 2.2 ve Eş. 2.11'deki viskozite değerleri akışkan bölgesinde, akışkanın kinematik viskozitesine, katı bölgede ise (bölmelerde) çok büyük bir değer seçilmesi şartı ile; problemin bütün bölgelerinde geçerlidir.

Problemin çözümünde, akışkan bölgesinde υ, akışkanın kinematik viskozitesine (υ_f) eşittir. Katı bölgede ise (kanatçıklarda) hız bileşenlerinin sıfır olması için, υ'ye çok büyük bir değer verilmelidir.

2.1.3. Enerji denklemi

Kararlı rejimde, iki boyutlu laminer akış için enerji denklemi;

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \tag{2.12}$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $\alpha=k/\rho C_p$ ısı yayınım katsayısıdır. α'ya uygun değerler verilirse, Eş. 2.12 hem akışkan bölgesinde, hem de katı bölgesinde (bölmelerde) geçerli olur. Bölmeler içinde hız bileşenleri sıfır olduğu için, Eş. 2.12 bu bölgelerde ısı iletimi (kondüksiyon) denklemine dönüşür.

2.2. Sınır Şartları

Problemin diferansiyel denklemlerini çözebilmek için sınır şartlarının da matematiksel olarak ifade edilmesine gerekir. Problem incelendiğinde bütün yüzeylerde, kayma sıfır, yan yüzeylerde sabit fakat farklı sıcaklıklar, alt ve üst yüzeylerin ise yalıtılmış olduğu görülür. Bunların matematiksel ifadesi aşağıda verilmiştir.

Sol yüzeyde (x=0)

$$u=v=0,\ T=T_C \qquad (2.13a)$$

Sağ yüzeyde (x=W)

$$u=v=0,\ T=T_H \qquad (2.13b)$$

Alt yüzeyde (y=0)

$$u=v=0,\ \frac{\partial T}{\partial y}=0 \qquad (2.13c)$$

Üst yüzeyde (y=H)

$$u=v=0,\ \frac{\partial T}{\partial y}=0 \qquad (2.13d)$$

Eşitlik 2.1'de verilen süreklilik, Eş. 2.2'de verilen x momentum, Eş. 2.11'de verilen y momentum denklemleri ve Eş. 2.12'de verilen enerji denklemleri, Eş. 2.13'teki verilen sınır şartları kullanılarak çözüldüğünde, kapalı hacim içindeki akışın hız ve sıcaklık dağılımları belirlenir. Belirlenen sıcaklık dağılımından ısı akısı ve Nusselt sayısı hesaplanabilir.

2.3. Denklemlerin Boyutsuz Hale Dönüştürülmesi

Daha genel sonuçlar elde etmek için, denklemlerin boyutsuz hale getirilmesi ve boyutsuz denklemlerin çözülmesi yaygın bir uygulamadır. Bunun için her bir değişken referans değerleri kullanılarak önce değişkenler daha sonra denklem ve sınır şartları boyutsuz hale getirilir.

Referans Değerler

Referans uzunluk,

$X_{ref} = W$ (2.14a)

Referans hız,

$U_{ref} = \alpha_f / W$ (2.14b)

Referans basınç,

$$P_{ref} = \frac{W^2}{\rho_f \alpha_f^2} \quad (2.14c)$$

Referans sıcaklık,

$T_{ref} = T_H - T_C$ (2.14d)

Eşitlik 2.14'te verilen referans değerler kullanılarak, boyutsuz değişkenler aşağıdaki gibi elde edilebilir.

Boyutsuz uzunluk,

$$X = \frac{x}{W} \text{ ve } Y = \frac{y}{W} \quad (2.15a)$$

Boyutsuz hız,

$$U = \frac{uW}{\alpha_f} \text{ ve } V = \frac{vW}{\alpha_f} \quad (2.15b)$$

Boyutsuz basınç,

$$P = \frac{pW^2}{\rho_0 \alpha_f^2} \quad (2.15c)$$

Boyutsuz sıcaklık,

$$\theta = \frac{T - T_0}{T_H - T_C} \quad (2.15d)$$

Boyutsuz değişkenler, süreklilik, x-momentum, y-momentum ve enerji denklemlerinde, yerlerine konulup, denklemler ve sınır şartları boyutsuz hale getirilebilir.

2.3.1. Boyutsuz süreklilik denklemi

Boyutsuz değişkenlerden, uygun olanları süreklilik denklemine yazılacak olursa, Eş. 2.1,

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \quad \rightarrow \quad \frac{\partial\left(\frac{\alpha_f U}{W}\right)}{\partial(XW)}+\frac{\partial\left(\frac{\alpha_f V}{W}\right)}{\partial(YW)}=0 \quad \rightarrow \quad \frac{\alpha_f U}{W}\frac{1}{W}\left(\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{\partial V}{\partial Y}\right)=0$$

$$\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{\partial V}{\partial Y}=0 \tag{2.16}$$

haline dönüşür.

2.3.2. Boyutsuz momentum denklemleri

Boyutsuz değişkenlerden, uygun olanları x-momentum denklemi Eş. 2.2'de yazılarak denklem boyutsuz hale dönüştürülür.

Burada, yazım kolaylığı olması açısından denklemin bütün terimleri ayrı ayrı, boyutsuzlaştırılarak, aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\frac{U\alpha_f}{W}\frac{\partial\left(\frac{U\alpha_f}{W}\right)}{\partial(XW)}+\frac{V\alpha_f}{W}\frac{\partial\left(\frac{U\alpha_f}{W}\right)}{\partial(YW)}=\frac{U\alpha_f}{W}\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{V\alpha_f}{W}\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial U}{\partial Y}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\frac{\alpha_f^2}{W^3}\left(U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}\right) \tag{2.17a}$$

$$-\frac{1}{g_0}\frac{\partial P}{\partial x}=-\frac{1}{g_0}\frac{\partial\left(\frac{Pg_0\alpha_f^2}{W^2}\right)}{\partial(XW)}=-\frac{1}{g_0}\frac{g_0\alpha_f^2}{W^2}\frac{1}{W}\frac{\partial P}{\partial X}$$

$$-\frac{1}{g_0}\frac{\partial P}{\partial x}=-\frac{\alpha_f^2}{W^3}\frac{\partial P}{\partial X} \tag{2.17b}$$

$$\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)=\nu\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]=\nu\left[\frac{\partial}{W\partial X}\left(\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial U}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{W\partial Y}\left(\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right]$$

$$\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)=\nu\frac{\alpha_f}{W^3}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \tag{2.17c}$$

Eş. 2.17a, Eş. 2.17b ve Eş. 2.17c, Eş. 2.2'de yerlerine yazılacak olursa;

$$\frac{\alpha_f^2}{W^3}\left(U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}\right)=-\frac{\alpha_f^2}{W^3}\frac{\partial P}{\partial X}+\nu\frac{\alpha_f}{W^3}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \tag{2.18}$$

elde edilir. Eş. 2.18'in iki tarafı $\frac{\alpha_f^2}{W^3}$ 'e bölünürse,

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{\nu}{\alpha_f}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \tag{2.19}$$

olur.

Burada, υ kinematik viskozite akışkan içerisinde, akışkanın viskozitesine, katı içerisinde (bölme içinde), katının viskozitesine yani çok yüksek bir değere sahip olacaktır. Eş. 2.19'daki $\frac{\nu}{\alpha_f}$ oranının *Pr* sayısı olduğu göz önüne alınırsa;

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial X}+\Pr\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \tag{2.20}$$

elde edilir.

Benzer şekilde, boyutsuz değişkenlerden, uygun olanları y-momentum denkleminde yerlerine yazılarak y-momentum denklemi boyutsuz hale dönüştürülür.

Burada, kolaylık olması açısından denklemin bütün terimleri ayrı ayrı, boyutsuzlaştırılarak, aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=\frac{U\alpha_f}{W}\frac{\partial\left(\frac{V\alpha_f}{W}\right)}{\partial(XW)}+\frac{V\alpha_f}{W}\frac{\partial\left(\frac{V\alpha_f}{W}\right)}{\partial(YW)}=\frac{U\alpha_f}{W}\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial V}{\partial X}+\frac{V\alpha_f}{W}\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial V}{\partial Y}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=\frac{\alpha_f^2}{W^3}\left(U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}\right) \tag{2.21a}$$

$$-\frac{1}{g_0}\frac{\partial P}{\partial y}=-\frac{1}{g_0}\frac{\partial\left(\frac{P\rho_0\alpha_f^2}{W^2}\right)}{\partial(YW)}=-\frac{1}{g_0}\frac{g_0\alpha_f^2}{W^3}\frac{\partial P}{\partial Y}$$

$$-\frac{1}{g_0}\frac{\partial P}{\partial y}=-\frac{\alpha_f^2}{W^3}\frac{\partial P}{\partial Y} \tag{2.21b}$$

$$g\frac{(T-T_0)}{T}=g\frac{(T_0+\theta(T_H-T_C)-T_0)}{T_0+\theta(T_H-T_C)}=g(T_H-T_C)\frac{\theta}{T_0+\theta(T_H-T_C)}$$

Burada paydadaki θ yerine $\dfrac{T-T_0}{T_H-T_C}$ yazılırsa,

$$g\frac{(T-T_0)}{T}=g(T_H-T_C)\frac{\theta}{T_0+\frac{(T-T_0)}{(T_H-T_C)}(T_H-T_C)} \quad \rightarrow \quad g\frac{(T-T_0)}{T}=g\frac{(T_H-T_C)}{T}\theta$$

İdeal gaz için $\beta=\dfrac{1}{T}$ olduğu göz önüne alınırsa,

$$g\frac{(T-T_0)}{T}=g\beta(T_H-T_C)\theta \tag{2.21c}$$

$$\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)=\nu\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)\right]=\nu\left[\frac{\partial}{W\partial X}\left(\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial V}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{W\partial Y}\left(\frac{\alpha_f}{W^2}\frac{\partial V}{\partial Y}\right)\right]$$

$$\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)=\nu\frac{\alpha_f}{W^3}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \tag{2.21d}$$

Eş. 2.21a, Eş. 2.21b, Eş. 2.21c ve Eş. 2.21d, Eş. 2.11'de yerlerine yazılacak olursa;

$$\frac{\alpha_f^2}{W^3}\left(U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}\right)=-\frac{\alpha_f^2}{W^3}\frac{\partial P}{\partial Y}+g\beta(T_H-T_C)\theta+\nu\frac{\alpha_f}{W^3}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \tag{2.22}$$

elde edilir. Eş. 2.22'nin iki tarafı $\dfrac{\alpha_f^2}{W^3}$'e bölünürse,

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+g\beta(T_H-T_C)\theta\frac{W^3}{\alpha_f^2}+\frac{\upsilon}{\alpha_f^2}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right)$$

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+\frac{\nu_f}{\alpha_f}\frac{g\beta(T_H-T_C)W^3\theta}{\alpha_f\nu_f}+\frac{\nu}{\alpha_f}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \tag{2.23}$$

Burada, $\Pr=\dfrac{\nu_f}{\alpha_f}$ ve $Ra=\dfrac{g\beta(T_H-T_C)W^3}{\alpha_f\nu_f}$ olduğu dikkate alınırsa;

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+\Pr Ra\theta+\Pr\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \tag{2.24}$$

olur. Eşitlik 2.20 ve Eş. 2.24'deki Prandtl sayıları akışkan içerisinde, Pr sayısı akışkanın Pr sayısına eşit, katı bölgede (bölmelerde) ise çok yüksek bir değere (10^{20} gibi) sahip olacaktır.

2.3.3. Boyutsuz enerji denklemi

Boyutsuz değişkenlerden uygun olanları Eş. 2.12 enerji denkleminde yerlerine yazılarak enerji denklemi boyutsuz hale dönüştürülebilir.

Kolaylık olması için eşitliğin bütün terimleri ayrı ayrı boyutsuzlaştırılarak, aşağıdaki eşitlikler elde edilmiş ve enerji denkleminde yerlerine konulmuştur.

$$u\frac{\partial T}{\partial x}=\frac{U\alpha_f}{W}\frac{\partial(T_0+\theta(T_H-T_C))}{\partial(XW)}=\frac{U\alpha_f}{W^2}(T_H-T_C)\frac{\partial\theta}{\partial X} \tag{2.25a}$$

$$v\frac{\partial T}{\partial y}=\frac{V\alpha_f}{W}\frac{\partial(T_0+\theta(T_H-T_C))}{\partial(YW)}=\frac{V\alpha_f}{W^2}(T_H-T_C)\frac{\partial\theta}{\partial Y} \tag{2.25b}$$

$$\frac{\partial T^2}{\partial x^2}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)=\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial(T_0+\theta(T_H-T_C))}{\partial(XW)}=\frac{\partial}{W\partial X}\frac{\partial((T_H-T_C)\partial\theta)}{W\partial X}$$

$$\frac{\partial T^2}{\partial x^2}=\frac{(T_H-T_C)\partial^2\theta}{W^2\partial X^2} \tag{2.25c}$$

$$\frac{\partial T^2}{\partial y^2}=\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)=\frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial(T_0+\theta(T_H-T_C))}{\partial(YW)}=\frac{\partial}{W\partial Y}\frac{\partial((T_H-T_C)\partial\theta)}{W\partial Y}$$

$$\frac{\partial T^2}{\partial y^2}=\frac{(T_H-T_C)\partial^2\theta}{W^2\partial Y^2} \tag{2.25d}$$

Eş. 2.25a, Eş. 2.25b, Eş. 2.25c ve Eş. 2.25d, Eş. 2.12’te yerlerine yazılacak olursa,

$$\frac{\alpha_f}{W^2}(T_H - T_C)\left(U\frac{\partial\theta}{\partial X} + V\frac{\partial\theta}{\partial Y}\right) = \frac{(T_H - T_C)}{W^2}\alpha\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \tag{2.26}$$

Eş. 2.26 düzenlenirse,

$$U\frac{\partial\theta}{\partial X} + V\frac{\partial\theta}{\partial Y} = \frac{\alpha}{\alpha_f}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \tag{2.27}$$

elde edilir. Eş. 2.27’de, α ısı yayınım katsayısı yerine, $\alpha = \dfrac{k}{\rho C_P}$ ve $\alpha_f = \dfrac{k_f}{\rho_f C_{Pf}}$ yazılırsa,

$$U\frac{\partial\theta}{\partial X} + V\frac{\partial\theta}{\partial Y} = \frac{\rho_f C_{Pf}}{\rho C_P}\frac{k}{k_f}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \tag{2.28}$$

Burada, $\dfrac{k}{k_f} = k_r$ ve $\dfrac{\rho C_P}{\rho_f C_{Pf}} = C_r$ denilirse; Eş. 2.28,

$$U\frac{\partial\theta}{\partial X} + V\frac{\partial\theta}{\partial Y} = \frac{k_r}{C_r}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \tag{2.29}$$

olur. Bu eşitlikte, akışkan bölgesinde $k_r = \dfrac{k_f}{k_f} = 1$ ve $C_r = \dfrac{\rho_f C_{Pf}}{\rho_f C_{Pf}} = 1$ olur. Katı bölgede ise, $k_r = \dfrac{k_s}{k_f}$ bölmelerin ısı iletim katsayısının, akışkanın ısı iletim katsayısına oranıdır. Katı bölgede Eş. 2.29 enerji denkleminin sol tarafı sıfır olduğu için C_r terimi denklemden elimine edilebilir. Böylece Eş. 2.29 boyutsuz enerji denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$U\frac{\partial\theta}{\partial X}+V\frac{\partial\theta}{\partial Y}=k_r\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \tag{2.30}$$

2.4. Boyutsuz Sınır Şartları

Boyutsuz değişkenler daha önce gösterilen sınır şartlarında yerlerine konulup düzenlendiğinde boyutsuz sınır şartları aşağıdaki gibi elde edilir:

Sol yüzeyde (X=0)

$$U=V=0 \text{ ve } \theta=\frac{T-T_0}{T_H-T_C}=\frac{T_C-\dfrac{T_C+T_H}{2}}{T_H-T_C}=-0{,}5 \tag{2.31a}$$

Sağ yüzeyde (X=1)

$$U=V=0 \text{ ve } \theta=\frac{T-T_0}{T_H-T_C}=\frac{T_H-\dfrac{T_C+T_H}{2}}{T_H-T_C}=0{,}5 \tag{2.31b}$$

Alt yüzeyde (Y=0)

$$U=V=0 \text{ ve } \frac{\partial\theta}{\partial Y}=0 \tag{2.31c}$$

Alt yüzeyde (Y=H/W)

$$U=V=0 \text{ ve } \frac{\partial\theta}{\partial Y}=0 \tag{2.31d}$$

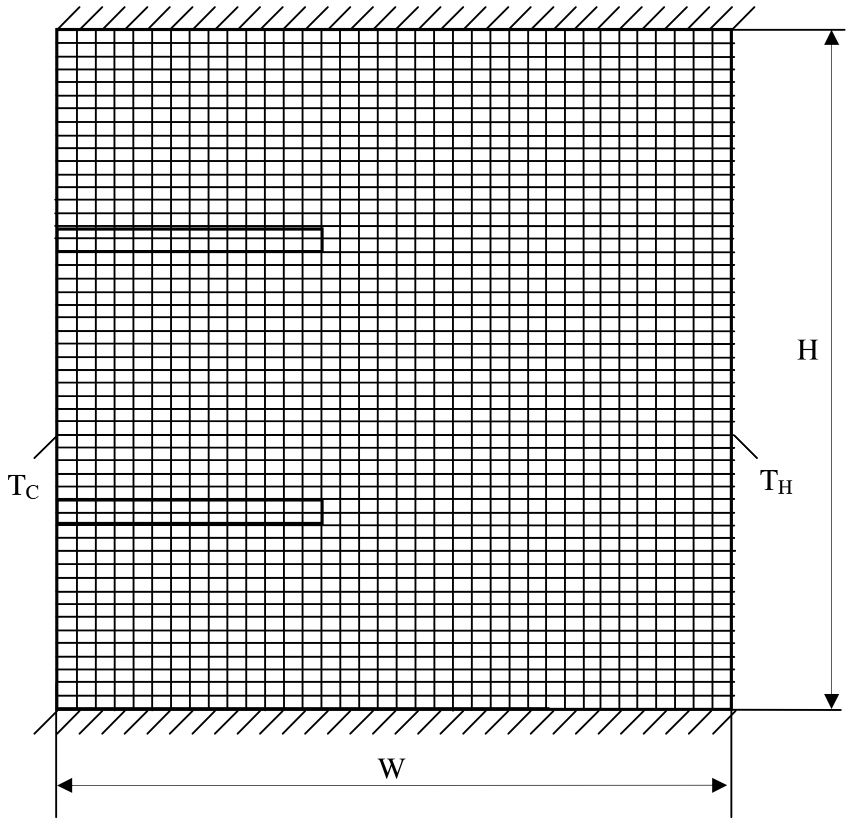
olur.

3. SAYISAL ÇÖZÜM METODU

Problemin temel denklemleri (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) incelendiğinde, bütün bu denklemlerin, birbirine bağlı non-lineer kısmi diferansiyel denklemler olduğu görülür. Bu denklemlerin analitik yöntemlerle çözülmesi mümkün değildir. Denklemlerin hepsinin aynı anda çözülmesi gerekir. Bu nedenlerden dolayı bu çalışmada, temel denklemleri çözerek akış alanı içinde hız, sıcaklık ve basınç dağılımını belirlemek için bir sayısal çözüm metodunda, akış alanı sonlu kontrol hacimlerine ayrılarak temel denklemler bu kontrol hacimlerinde integre edilerek, cebirsel denklem sistemine dönüştürülmüştür. SIMPLE algoritması kullanarak geliştirilen bir FORTRAN programı kullanılarak bu cebirsel denklem takımlarından hız, basınç ve sıcaklık dağılımları belirlenmiştir.

3.1. Grid Sistemi

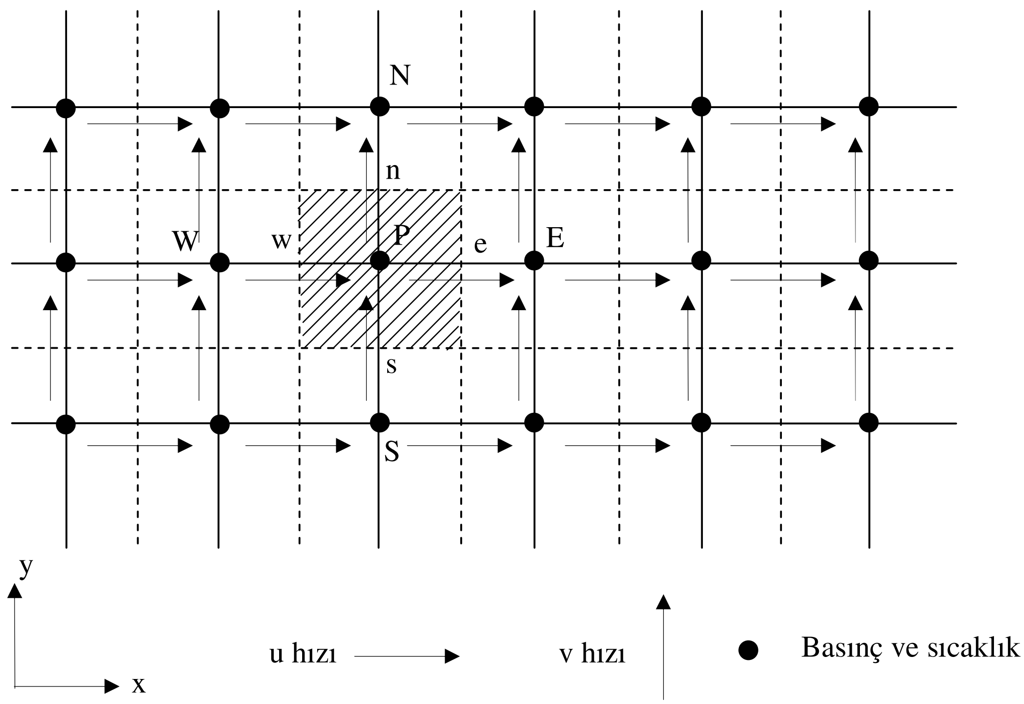
Problemin diferansiyel denklemlerini sayısal olarak çözmek için, ilk yapılması gereken işlem, akış alanı kontrol hacimlerine ayrılarak bir kafes (grid) sisteminin oluşturulmasıdır. Genel olarak, sayısal çözümlerde hassasiyet grid sayısı arttıkça artar. Fakat pratikte grid sayısının istenildiği kadar artırılması teknik imkanlar nedeniyle mümkün değildir. Grid sayısı artıkça kullanılan bilgisayar kapasitesi ve zaman artar. Bundan dolayı, maliyet ve sonuçların hassasiyeti arasında uygun dengeyi sağlayacak şekilde bir optimum grid sayısı belirlemek gerekir. Bu çalışmada, çeşitli denemeler ve literatürdeki değerler ile karşılaştırılması suretiyle, (x×y) (100×100)'lük uniform grid sistemi kullanılmıştır. Kullanılan grid sisteminin şematik görünümü Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Grid sistemi

3.2. Temel denklemlerin Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi

Diferansiyel denklemler Şekil 3.2'de görülen kontrol hacimlerinde integre edilerek cebirsel hale dönüştürüldü. Şekil 3.2'de de görüldüğü üzere, kontrol hacimlerinin merkezi P, komşu kontrol hacimlerinin merkezleri N, S, E ve W ve kontrol hacmi yüzeyleri ise n, s, e ve w olarak tanımlandı. Bu sistemde, skalar değişkenler (P ve θ) kontrol hacimlerinin merkezinde çözülürken, hız bileşenleri U ve V, ana kontrol hacminin yüzeylerindeki noktalarda çözüldü. Dolayısıyla enerji ve süreklilik denklemleri ana kontrol hacminde integre edilirken, x-yönü momentum denklemi ana kontrol hacimlerinin doğu yüzeyinde bir nokta (e noktası) çevresinde oluşturulan kontrol hacminde; y-yönü momentum denklemi ise ana kontrol hacimlerinin kuzey yüzeyindeki bir nokta (n noktası) çevresinde oluşturulan bir kontrol hacminde integre edilmektedir.



Şekil 3.2. İki boyutlu kontrol hacim sistemi

Bölüm 2'de türetilmiş olan temel denklemler genel bir denklemle ifade edilebilir. Ayrıklaştırma prensip olarak bütün denklemler için aynı olduğu için, bütün denklemleri tek tek ayrıklaştırmak yerine bu genel denklem ayrıklaştırılacak her bir denklem için gerekli olan özel işlemler yeri geldiğinde belirtilecektir. Momentum ve enerji denklemleri şu genel denklemle ifade edilebilir:

$$\frac{\partial}{\partial X}(U\phi)+\frac{\partial}{\partial Y}(V\phi)=\frac{\partial}{\partial X}\left(\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{\partial Y}\left(\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial Y}\right)+S \tag{3.1}$$

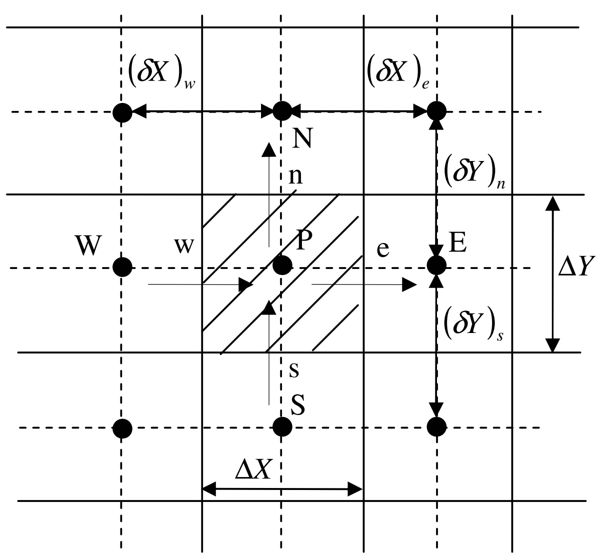
Eş. 3.1, momentum ve enerji denklemlerine, süreklilik denklemi ilave edilerek elde edilmiş olup genel değişkenin konservatif formda bir denklemdir. Γ, difüzyon katsayısı olup, genel değişken ϕ'nin alacağı anlama göre değişik değerlere sahip olacaktır ve $S = S_C + S_\phi \phi$ şeklindedir. Bütün değişkenler için Γ ve S'nin değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Değişik değişkenler için difüzyon katsayıları ve kaynak terimleri

Değişken	**Difüzyon katsayısı, Γ**	**Kaynak, S**
U	P_r	$-\dfrac{\partial P}{\partial X}$
V	P_r	$-\dfrac{\partial P}{\partial Y} + \Pr Ra\theta$
θ	k_r	-

Eş. 3.1, Şekil 3.3'de görülen kontrol hacminde integre edilerek cebirsel hale dönüştürülebilir. Bu formülasyon kontrol hacmi için toplam akıların (konveksiyon ve difüzyon) dengesi esasına dayanır. Kontrol hacmi merkezindeki ϕ genel değişkeni, komşu değerler yardımı ile ifade edilebilir. Eş. 3.1 yeniden düzenlenirse aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial X}(U\phi) + \frac{\partial}{\partial Y}(V\phi) = \frac{\partial}{\partial X}\left(\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial Y}\right) + S \tag{3.2}$$



Şekil 3.3 Tipik bir kontrol hacminin şematik görünümü

Toplam akı (difüzyon ve konveksiyon) J_X ve J_Y olarak tanımlanırsa, söyle yazılabilir:

$$J_X = U\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X} \tag{3.3}$$

$$J_Y = V\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y} \tag{3.4}$$

Bu ifadeler kullanılırsa, Eş. 3.2 şu hale gelir:

$$\frac{\partial J_X}{\partial X} + \frac{\partial J_Y}{\partial Y} = S \tag{3.5}$$

Eş. 3.5, Şekil 3.3'de gösterilen kontrol hacminde integre edilirse,

$$J_e - J_w + J_n - J_s = (S_C + S_P)\Delta X\, \Delta Y \tag{3.6}$$

elde edilir. Burada kaynak terimi S lineerize edilerek $S = S_C + S_P\phi$ olarak ifade edildi. Süreklilik denklemi Şekil 3.3'de görülen kontrol hacminde integre edilirse,

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \tag{3.7}$$

elde edilir. Burada, F_e, F_w, F_n, ve F_s kontrol hacmi yüzeylerindeki konveksiyon akısı olup şu değerlere sahiptir:

$$F_e = U_e\ \Delta Y \tag{3.7a}$$

$$F_w = U_w\ \Delta Y \tag{3.7b}$$

$$F_n = V_n\ \Delta X \tag{3.7c}$$

$$F_s = V_s\ \Delta X \tag{3.7d}$$

Eş. 3.7, ϕ_P ile çarpılıp Eş. 3.6'dan çıkarılırsa,

$$\left(J_e - F_e\phi_P\right) - \left(J_w - F_w\phi_P\right) + \left(J_n - F_n\phi_P\right) - \left(J_s - F_s\phi_P\right) = \left(S_C + S_P\right)\Delta X\,\Delta Y \tag{3.8}$$

elde edilir. Bu eşitliğin parantez içindeki terimler, şöyle ifade edilebilir:

$$J_e - F_e\ \phi_p = a_E\ (\phi_p\ -\ \phi_E\ ) \tag{3.8a}$$

$$J_w - F_w\ \phi_p = a_W\ (\phi_W\ -\ \phi_P) \tag{3.8b}$$

$$J_n - F_n\ \phi_P = a_N\ (\phi_P\ -\ \phi_N\ ) \tag{3.8c}$$

$$J_s - F_s\ \phi_p = a_W\ (\phi_S\ -\ \phi_P) \tag{3.8d}$$

Bu ifadeler, Eş. 3.8'de yerlerine konulur ve düzenlenirse,

$$a_P\ \phi_p = a_E\ \phi_E + a_W\ \phi_W + a_N\ \phi_N + a_S\ \phi_S + b \tag{3.9}$$

şeklinde bir lineer bir cebirsel denklem sistemi elde edilir. Eş. 3.9'da a_P, $a_{E,}$ a_W, a_N ve a_S cebirsel denklemin katsayıları olup, bunlar da şu değerlere sahiptir:

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S - S_P\ \Delta X\ \Delta Y \tag{3.9a}$$

$$a_E = D_e\ A\ (|P_e|) + ||-F_e\ ,\ 0|| \tag{3.9b}$$

$$a_W = D_w\ A\ (|P_w|) + ||F_w\ ,\ 0|| \tag{3.9c}$$

$$a_E = D_e\ A\ (|P_n|) + ||-F_n\ ,\ 0|| \tag{3.9d}$$

$$a_S = D_s\ A\ (|P_s|) + ||F_s\ ,\ 0|| \tag{3.9e}$$

$$b = S_P\ \Delta X\ \Delta Y \tag{3.9f}$$

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta Y}{(\delta X)_e} \qquad D_w = \frac{\Gamma_w \Delta Y}{(\delta X)_w} \qquad D_n = \frac{\Gamma_n \Delta X}{(\delta Y)_n} \qquad D_s = \frac{\Gamma_s \Delta X}{(\delta Y)_s} \tag{3.9g}$$

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \qquad P_w = \frac{F_w}{D_w} \qquad P_n = \frac{F_n}{D_n} \qquad P_s = \frac{F_s}{D_s} \tag{3.9h}$$

Eş. 3.9g, kontrol hacmi yüzeylerindeki difüzyon akısı katsayılarıdır ve Eş. 3.9h grid Peclet sayısıdır. Görüldüğü gibi bu terimler, kontrol yüzeylerindeki difüzyon katsayısına, yüzey alanına (ΔXx1 veya ΔYx1) ve grid noktaları arası uzaklığa bağlıdır. Kontrol hacmi yüzeyi katı (bölmeler) içinde olduğu zaman, difüzyon katsayısı olarak katının diğer bölgelerde ise akışkanın difüzyon katsayıları kullanılmıştır. Yukarıdaki eşitliklerde A(|P|) fonksiyonu, kullanılan ayrıklaştırma yöntemine göre değişir. Değişik yöntemler için, bu fonksiyon Çizelge 3.2'de verilmiştir. A(|P|) fonksiyonunun en basit çözüm yöntemi merkezi farklar olup, bu yöntem hızın düşük başka bir deyişle Reynolds sayısının küçük olduğu değerlerde anlamlı sonuç vermektedir. Yani merkezi farklar yöntemi difüzyon terimleri baskın iken iyi sonuçlar verirken, konveksiyon terimlerinin baskın olması durumunda sayısal kararsızlık göstermektedir. Bu kararsızlık durumu kontrol hacmi Peclet sayılarının 2'den büyük olması halinde başlamaktadır. Bu sorunun giderilebilmesi için, Upwind yöntemi geliştirilmiştir.

Upwind yönteminde, denklem katsayıları daima pozitif olmaktadır; ancak kontrol hacimlerinde değişimin lineer kabul edilmesi nedeniyle hatalı sonuçlar ortaya çıkabilmektedir. Cebirsel denklemlerin çözümünde en çok hibrid ve Power Law yöntemleri kullanılmaktadır. Hibrid yöntem, Peclet sayısının belli değerlerinde Upwind yöntemine eşdeğerdedir. Peclet sayısının ±2 değerlerinde hibrid yöntem analitik çözümden uzaklaştığı için Power Law yöntemi geliştirilmiştir. Power Law yönteminde, çözüm eksponansiyel çözüme yaklaştığı için bu çalışmada Power Law metodu kullanılmıştır.

Çizelge 3.2 A(|P|) fonksiyonunun çözüm yöntemlerine göre değişimi

Çözüm Yöntemleri	**A(|P|) fonksiyonu**
Merkezi Farklar Çözüm Yöntemi	$1 - 0{,}5\,\lvert P\rvert$
Upwind Çözüm Yöntemi	1
Hibrid Çözüm Yöntemi	$\max \lVert 0,\ 1 - 0{,}5\mathrm{x}\ \lvert P\rvert \rVert$
Power Law Çözüm Yöntemi	$\max \lVert 0,\ (1 - 0{,}5\mathrm{x}\ \lvert P\rvert^{5}) \rVert$

Eş. 3.9'la verilen cebirsel denklemler, momentum denklemlerinden hız ve enerji denklemlerinden sıcaklık dağılımlarının çözülmesi için kullanılabilir. Fakat momentum denklemlerinden hız bileşenlerini çözebilmek için basınç dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Ancak basınç dağılımını çözmek için bir diferansiyel denklem mevcut değildir. Bununla beraber sonuç süreklilik denklemi basınç için bir cebirsel denklem elde edilmesi adım adım gösterilmiştir.

3.3. SIMPLE Algoritması

Yukarıda elde edilen genel cebirsel denklem Eş. 3.9'dan yararlanılarak, hız bileşenleri U ve V için cebirsel denklemler sırasıyla söyle yazılabilir:

$$a_e U_e = \Sigma a_{nb} U_{nb} + b + (P_P - P_E)\, A_e \qquad (3.10)$$

$$a_n V_n = \Sigma a_{nb} V_{nb} + b + (P_P - P_N)\, A_n \qquad (3.11)$$

Bu denklemde a_{nb}, U_{nb} ve V_{nb} terimleri bütün komşu noktalardaki değişkenleri ve ilgili katsayıları temsil eder. A_e kontrol hacminin doğu yüzünün alanı olup $\Delta Y x1$ dir. A_n ise kontrol hacminin kuzey yüzünün alanı olup $\Delta X x1$dir. Eğer basınç dağılımı biliniyorsa veya tahmini bir basınç alanı kullanılırsa Eş. 3.10 ve 3.11'den hız bileşenleri U ve V çözülebilir. Tahmini basınç alanı kullanılarak çözülen hız alanı, gerçek hız dağılımı olmayacak dolayısıyla süreklilik denklemi sağlanmayacaktır. Tahmini basınç P* ile gösterilirse, çözülen hız bileşenleri U* ve V* olur. Böylece P* basıncına karşı hızlar aşağıdaki Eş. 3.12 ve Eş. 3.13'ten çözülebilir:

$$a_e U_e^* = \Sigma a_{nb} U_{nb}^* + b + \left(P_P^* - P_E^*\right) A_e \qquad (3.12)$$

$$a_n V_n^* = \Sigma a_{nb} V_{nb}^* + b + \left(P_P^* - P_N^*\right) A_n \qquad (3.13)$$

3.4. Basınç ve Hız Düzeltme Denklemleri

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan basınç gerçek basınç değildir. Dolayısıyla bu denklemlerden çözülen hızlarda doğru hızlar olmayacaktır. Doğru sonuca ulaşabilmek için, P* basıncının iyileştirilmesi yani, doğru basınç dağılımına yaklaştırılması gerekir. Doğru basıncın P olduğunu ve bunun P* basıncına, bir P` basınç düzeltme terimi eklenerek elde edilebileceği düşünülürse;

$$P = P^* + P` \tag{3.14}$$

elde edilir. Basınçtaki P` düzelmesine karşılık hız bileşenlerindeki düzeltmeler de şöyle ifade edilebilir:

$$U = U^* + U` \qquad\qquad V = V^* + V` \tag{3.15}$$

Eğer Eş. 3.15, Eş. 3.10'da yerine konulur ve Eş. 3.12 bu yeni eşitlikten çıkarılırsa,

$$a_e U'_e = \Sigma a_{nb} U'_{nb} + \left(P'_P - P'_E\right) A_e \tag{3.16}$$

Bu eşitliğin sağ tarafındaki birinci terimin etkisi az olduğundan dolayı bu terim ihmal edilebilir. Böylece,

$$a_e U'_e = \left(P'_P - P'_E\right) A_e \tag{3.17}$$

elde edilir. Buradan hız düzeltmesi

$$U'_e = d_e\left(P'_P - P'_E\right) \tag{3.18}$$

olur ve benzer şekilde, V hızındaki düzeltme de şöyle ifade edilebilir:

$$V'_n = d_n\left(P'_P - P'_N\right) \tag{3.19}$$

Eş. 3.18 ve Eş. 3.19'daki d_e ve d_n şu şekilde ifade edilebilir:

$$d_e = A_e / a_e \qquad\qquad d_n = A_n / a_n \tag{3.20}$$

Eş. 3.18 ve Eş. 3.19 kullanılarak, basınçtaki P` düzeltmesine karşılık hızlarda yapılması gereken düzeltmeler hesaplanabilir. Bu düzeltmelerin sistematik bir şekilde olabilmesi için, basınç düzeltmesi P` için bir eşitlik elde etmeliyiz. Bu eşitlik, süreklilik denkleminden elde edilebilir. Süreklilik denklemi Şekil 3.3'de görülen kontrol hacminde integre edilirse aşağıdaki ifade elde edilir:

$$(U_e - U_w)\,\Delta Y + (V_n - V_s)\,\Delta X = 0 \tag{3.21}$$

Bu eşitlikte

$$U_e = U_e^* + d_e\left(P_P' - P_E'\right) \tag{3.22}$$

ve

$$V_n = V_n^* + d_n\left(P_P' - P_N'\right) \tag{3.23}$$

yerlerine konulursa ve düzenlenirse,

$$a_P P_p' = a_E P_E' + a_W P_W' + a_N P_N' + a_S P_S' + b \tag{3.24}$$

elde edilir. Bu eşitlik basınç düzeltme denklemi olarak bilinir. Burada,

$$a_P = \frac{A_e}{a_e}\Delta Y \qquad a_W = \frac{A_w}{a_w}\Delta Y \qquad a_N = \frac{A_n}{a_n}\Delta X \qquad a_S = \frac{A_s}{a_s}\Delta X \tag{3.25}$$

$$b = \left(U_w^* - U_e^*\right)\Delta Y + \left(V_s^* - V_n^*\right)\Delta X \tag{3.26}$$

olur.

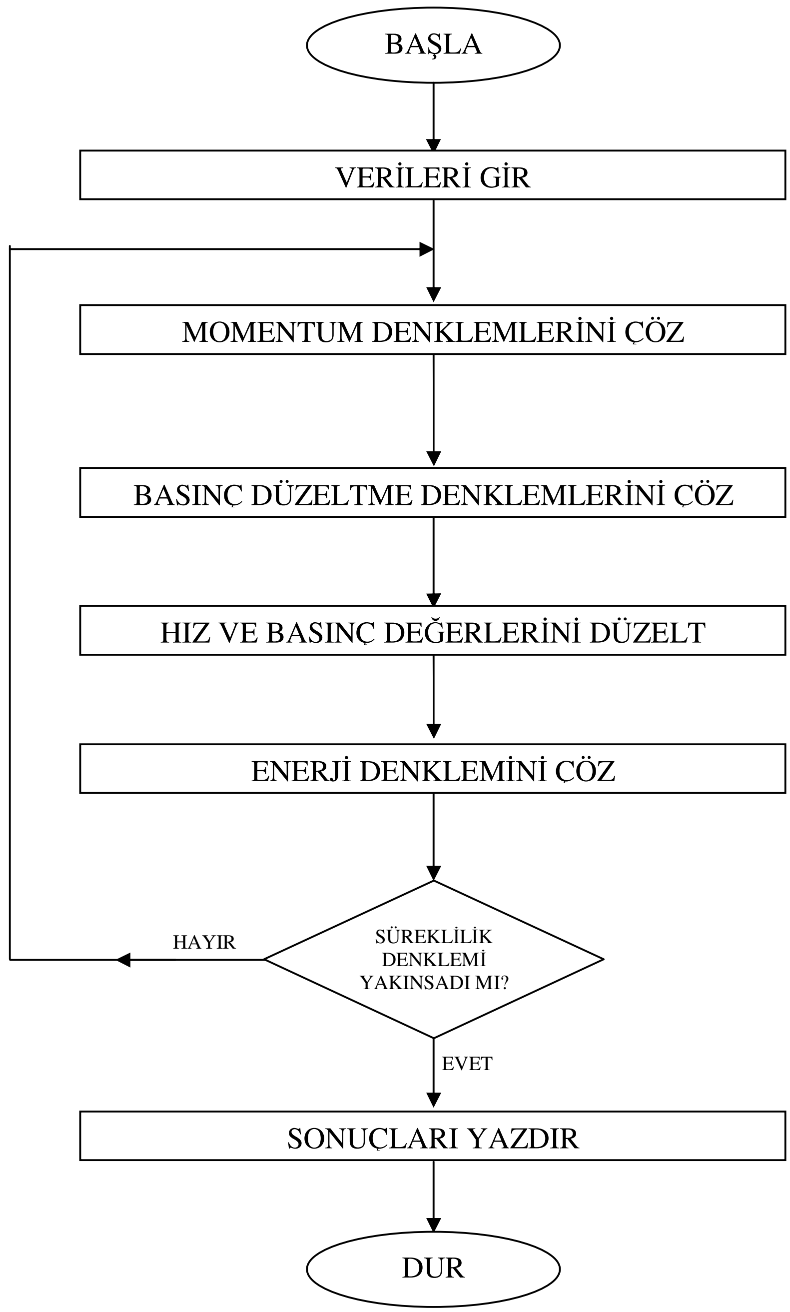
3.5. Cebirsel Denklemlerin Çözümü

Yukarıda elde edilen lineer cebirsel denklem sistemlerini, sayısal olarak çözebilmek için Gauss-Siedel iterasyon tekniği kullanılmıştır. Bu çözüm metodunda, değişkenlerden biri, değeri biliniyor kabul edilerek (bir önceki iterasyonda elde edilen değerler kullanılarak) çözülür. Bu işlem, birbirlerini takip eden iki iterasyonda, bütün değişkenlerin değerlerindeki değişim, yeteri kadar küçük (10^{-3}) oluncaya kadar tekrarlanır.

3.6. SIMPLE Algoritmasında İşlem Sırası

SIMPLE algoritmasında işlem sırası ve geliştirilen programın akış şeması Şekil 3.4'de verilmiştir. Kontrol hacmi metodu ve SIMPLE algoritması esas alınarak elde edilen cebirsel denklem sistemleri şu sırayla çözülür [Patankar, 1980]:

1. Akış alanı içerisindeki basınç dağılımı P^* tahmin edilir.
2. Bu basınç dağılımı ile, akış alanı içerisindeki, hız dağılımı U^* ve V^* çözülür.
3. Elde edilen hız değerleri U^* ve V^* kullanılarak basınç düzeltme denklemi çözülerek P\` elde edilir.
4. Basınç $P = P^* + P`$ ifadesinden düzeltilir.
5. Hız bileşenleri Eş. 3.22 ve 3.23 kullanılarak düzeltilir.
6. Düzeltilmiş hızlar esas alınarak, enerji denkleminden sıcaklık çözülür.
7. Düzeltilmiş basınç P yeni bir basınç alanı gibi kullanılarak, ikinci adımdan sonraki işlemler sonuçlar yakınsayıncaya kadar tekrarlanır.



Şekil 3.4. Bilgisayar programının akış şeması

3.7. Sayısal Metodun ve Bilgisayar Programının Test Edilmesi

Geliştirilen bilgisayar programının doğruluğunu test etmek için, elde edilen bazı sonuçlar, literatürdeki bazı sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bunun için Su' nun (2006) yaptığı bir çalışma simüle edilmiştir. Bu çalışmada alt ve üst duvarları yalıtılmış, sol ve sağ duvarları farklı fakat sabit sıcaklıkta tutulan bölmesiz kare kesitli kapalı hacim içindeki akış ve ısı transferi sayısal olarak analiz edilmiştir. Simülasyonlar Su (2006) tarafından ve bu çalışmada farklı kafes sistemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çözümlerin yakınsaması, süreklilik denkleminin bütün kontrol hacimlerinde sağlanmasıyla kontrol edilir. Buna göre bütün kontrol hacimlerinde süreklilik denklemi en az 10^{-3} hassasiyetiyle sağlanıncaya kadar bütün denklemlerin eşzamanlı olarak çözümü tekrarlandı.

Su (2006) tarafından elde edilen ve bu çalışmada elde edilen Nusselt sayısı değerleri Çizelge 3.3'de verilmiştir. Kafes sistemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Farklı grid sayıları için hesaplanan Nu sayıları Çizelge 3.3'te verilmiştir. Çizelge 3.3' te de görüldüğü gibi grid sayısındaki değişim Nu sayısında önemli değişime neden olmamaktadır. Bundan dolayı, bu tezde yapılan diğer simülasyonlarda 100x100 kafes sistemi kullanılmıştır.

Çizelge 3.3 Bölmesiz hacim için hesaplanan bazı Nusselt sayıları literatürdeki değerleri ($Pr = 0,1$, $Ra = 10^5$)

Grid Sayısı	Su tarafından hesaplanan Nu sayıları	Bu çalışmada hesaplanan Nu sayıları
50 x 50	3,9323	3,9393
100 x 100	3,9268	3,9268
200 x 200	3,9253	3,9109
250 x 250	3,9251	3,8549
300 x 300	3,9250	3,8073

Benzer şekilde, Costa ve arkadaşlarının (2004) yaptıkları çalışmada alt ve üst duvarları yalıtılmış, sol ve sağ duvarları farklı fakat sabit sıcaklıkta tutulan kare kesitli 4 kanatlı kapalı hacim içinde farklı Ra sayıları için hesaplanan Nu sayıları Çizelge 3.4'te verilmiştir.

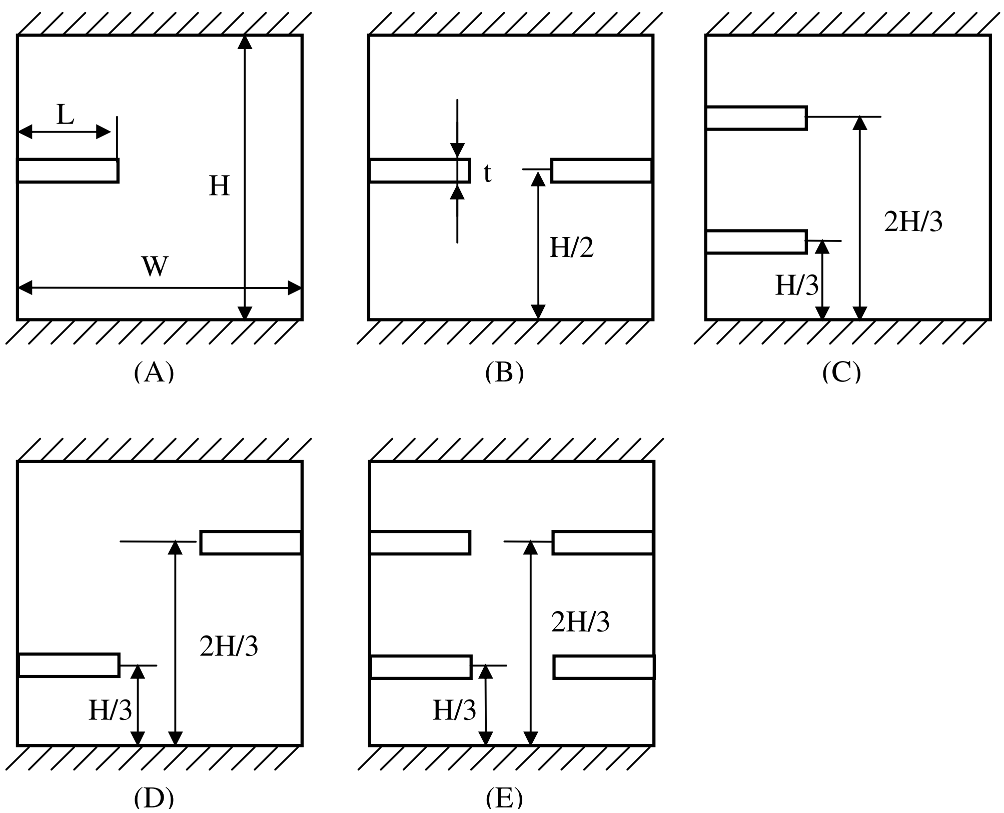
Çizelge 3.4 İçinde enine 4 bölme bulunan hacim için hesaplanan Nusselt sayıları literatürdeki değerleri (k_r = 1000, Pr = 0,73)

Ra sayısı	Costa ve ark. tarafından hesaplanan Nu sayıları	Bu çalışma Nu sayıları
10^4	2,74	2,7379
10^5	2,83	2,8317
10^6	3,92	3,9246
10^7	11,73	11,7271

Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4 incelendiğinde farklı konfigürasyonlar için, bu çalışmada elde edilen Nusselt sayısı ve literatürde bulunan değerleri birbirine oldukça yakındır. Bundan dolayı bu çalışmada geliştirilmiş olan sayısal metot ve bilgisayar programı yeteri kadar doğru sonuçlar verdiği söylenebilir.

4. SONUÇLARIN ANALİZİ

Bölüm 3'te geliştirilen sayısal çözüm metodu ile bölmesiz hacim ile birlikte duvarlarında 5 farklı tipte enine bölmeler bulunan kapalı hacimler içindeki, akışkan hareketi ve ısı transferi incelenmiştir. Bu 5 farklı konfigürasyon Şekil 4.1'de verilmiştir, ve her bir konfigürasyon A, B, C, D ve E tipi olarak adlandırılmıştır. Bundan sonraki bölümlerde bu her bir konfigürasyon harf adları ile anılacaktır. Bütün konfigürasyonlarda kanat kalınlıkları sabit t/W=0.03 olarak alındı ve düşey yönde kanatlar eşit aralıklı olarak yerleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Çözümü yapılan 5 farklı tip enine bölünmüş kapalı hacim

Kapalı hacim içindeki akışkan hava olarak düşünüldü ve Prandtl sayısı 0.73 olarak alındı. Çalışmada esas olarak, Ragleigh sayısının, bölme uzunluğunun, bölme tipinin ve bölmelerin ısı iletkenliğinin, ısı transferi Nusselt sayıları üzerine etkisi araştırılmıştır.

Bu konfigürasyonlarda kanat uzunluğunun L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5, Ra = 10^3, 10^4, 10^5 ve 10^6, k_r = 1, 10, 100 ve 1000 için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Bu parametrelerin, akışkan akışına ve ısı aktarımına etkilerini incelemek için, temel denklemlerin çözümü ile elde edilen hız dağılımından, akım fonksiyonu değerleri hesaplanmış ve sabit akım çizgisi eğrileri çizilmiştir. Hesaplanan sıcaklık dağılımından ise, eşsıcaklık eğrileri çizilmiş ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

Yatay duvarları yalıtılmış olan kapalı hacimlerde, en önemli parametre, farklı sıcaklıklardaki dikey duvarlar arasındaki ısı transferidir. Bu ısı transferi Nusselt sayısı ile karakterize edilir. Bu problemlerde yerel Nusselt sayısı şu şekilde tanımlanmıştır [Burmeister, 1993; Incropera ve Dewitt, 1996, Jaluria, 1989; Rohsenow, 1961; Wolf, 1983, Yüncü ve Kakaç, 1999]:

$$Nu_y = \frac{hW}{k_f} \tag{4.1}$$

Burada W kapalı hacmin genişliği, k_f akışkanın ısı iletim katsayısı ve h yerel ısı transfer film katsayısıdır. Isı transfer film katsayısı düşey duvarlardan biri üzerinde (örneğin sıcak yüzey üzerinde) şöyle hesaplanır:

$$q' = h(T_H - T_C) = -k_f \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=W} \tag{4.2}$$

$$\theta = \frac{T - T_0}{T_H - T_C} \quad \Rightarrow \quad T = (T_H - T_C)\theta + T_0$$

Bulunan T, Eş. 4.2’de yerine konulur ve eşitlik düzenlenirse,

$$h(T_H - T_C) = -k_f \frac{\partial[\theta(T_H - T_C) + T_0]}{\partial(XW)}\bigg|_{X=1}$$

$$\frac{hW}{k_f} = -\frac{\partial\theta}{\partial X}\bigg|_{X=1} \tag{4.3}$$

Eşitlik 4.3 elde edilir. Eşitlik 4.3'ün sağ tarafı Eş. 4.1 ile kıyaslanırsa, bunun yerel Nusselt sayısına eşit olduğu görülür. Böylece,

$$Nu_y = \frac{hW}{k_f} = -\frac{\partial\theta}{\partial X}\bigg|_{x=1} \tag{4.4}$$

yazılabilir. Yerel Nusselt sayısı bütün yüzeyde integre edilerek ve yüzey alanına bölünerek ortalama Nusselt sayısı elde edilir.

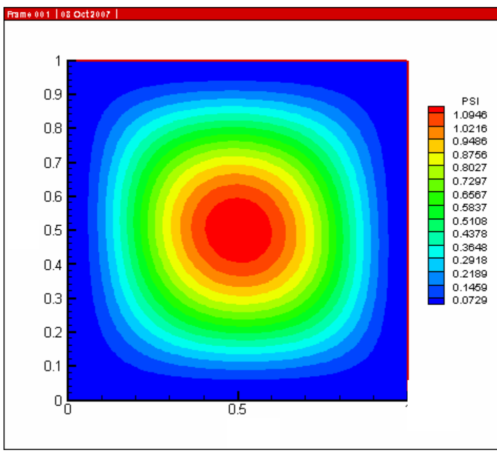
$$Nu = \frac{1}{A}\int_A Nu_y \, dA \tag{4.5}$$

Eşitlik 4.4, Eş. 4.5'te yerine konulur ve işlemler yapılırsa ortalama Nusselt sayısı şöyle ifade edilir:

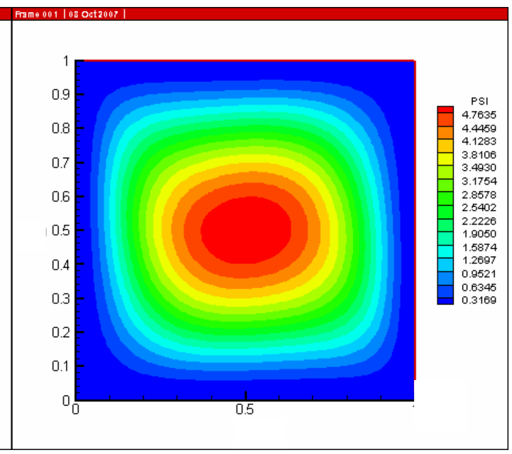
$$Nu = \frac{W}{H}\int_0^1 \left[-\frac{\partial\theta}{\partial X}\right]_{X=1} dY \tag{4.6}$$

4.1. Bölmesiz Tip Kapalı Hacimde Akış ve Isı Transferi

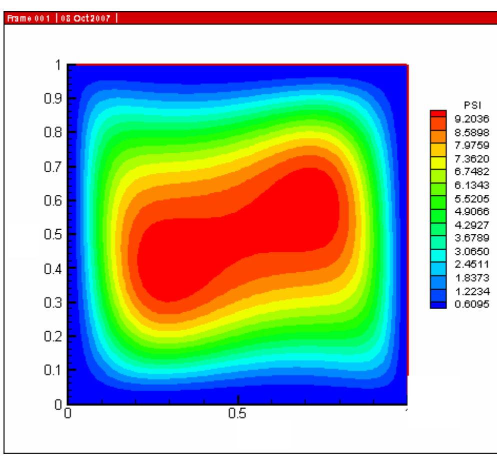
Bölmesiz tip kapalı hacimde, farklı Rayleigh sayıları için, sabit akım çizgisi eğrileri, Şekil 4.2' de verilmiştir. Şekilden anlaşıldığı gibi, Rayleigh sayısı arttıkça akışın şiddetlendiği, akım çizgilerinin duvarlara doğru açıldığı, duvarlar üzerinde sınır tabakası oluştuğu görülmektedir.



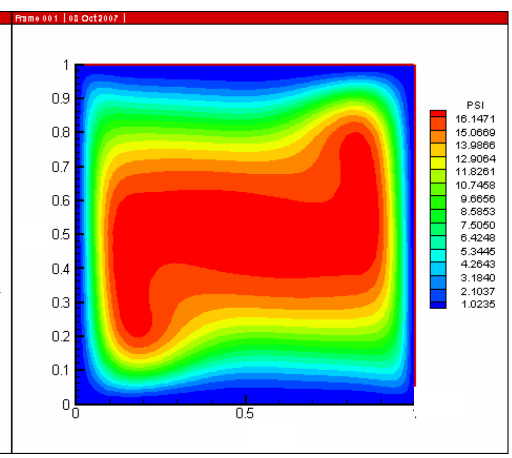
(a)



(b)



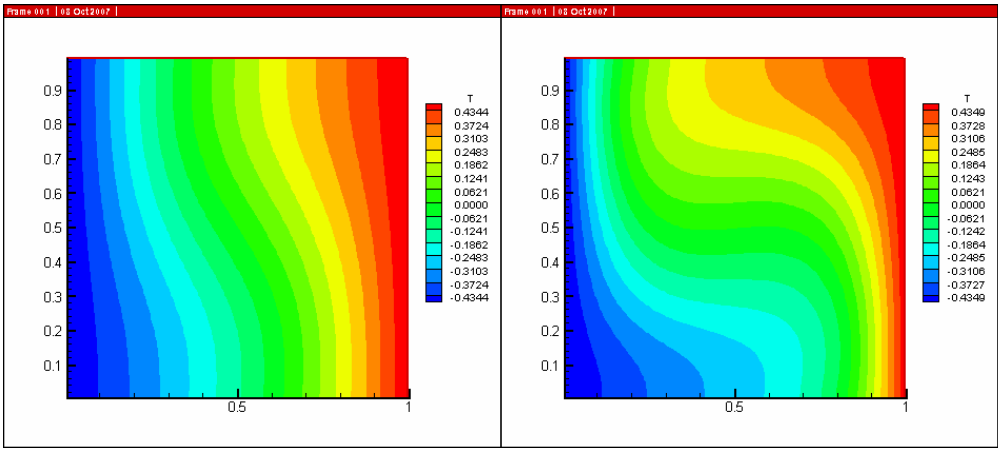
(c)



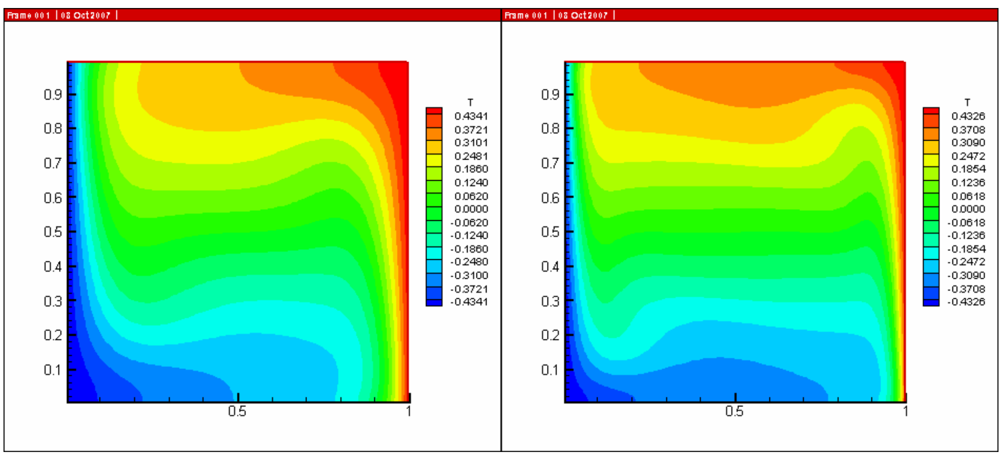
(d)

Şekil 4.2. Bölmesiz tip kapalı hacimde sabit akım çizgisi eğrileri a) Ra = 10^3 b) Ra = 10^4 c) Ra = 10^5 d) Ra = 10^6

Bölmesiz tip konfigürasyonda eş sıcaklık eğrileri, Şekil 4.3' te verilmiştir. Şekilden anlaşıldığı gibi Rayleigh sayısı arttıkça akış şiddetlendiği için, duvarlar yakınında sıcaklık gradyanının arttığı görülmektedir. Artan sıcaklık gradyanının sonucu olarak, ısı transferi de artmaktadır.



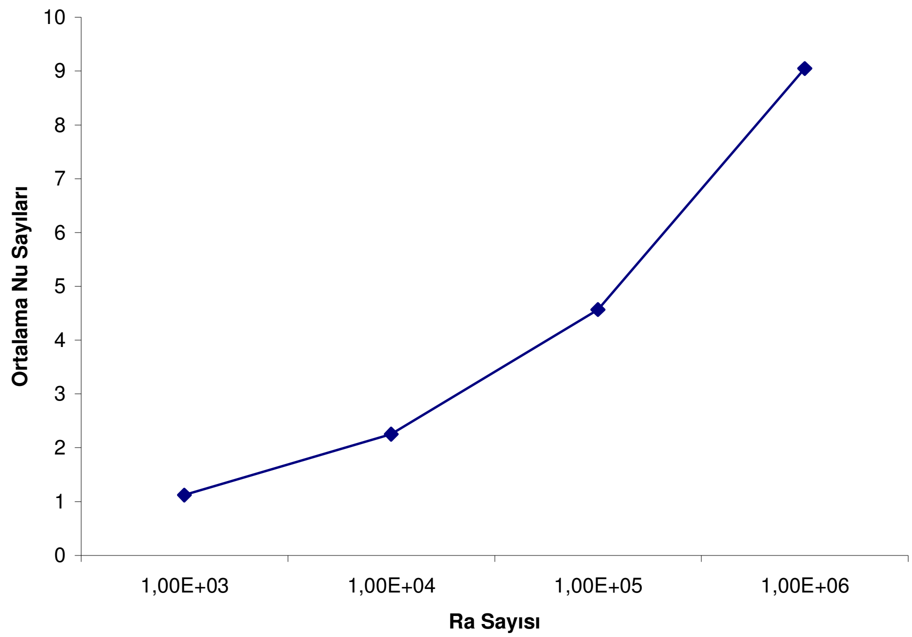
(a) (b)



(c) (d)

Şekil 4.3. Bölmesiz tip kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) Ra = 10^3 b) Ra = 10^4 c) Ra = 10^5 d) Ra = 10^6

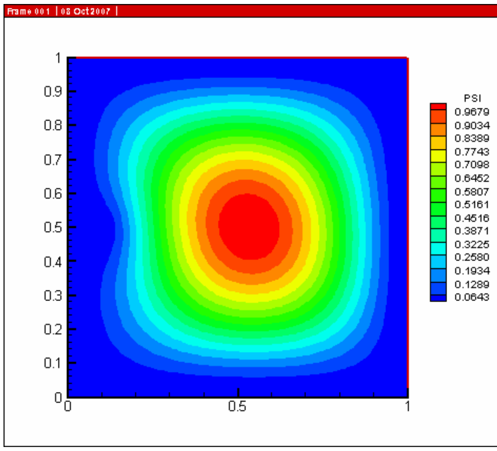
Bölmesiz kare kesitli kapalı hacim için Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi Şekil 4.4.' te verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü gibi, Rayleigh sayısı arttıkça, Nusselt sayısı da artmaktadır. Rayleigh sayısının küçük değerlerinde (Ra = 10^3), Nusselt sayısı bire oldukça yakınsar. Rayleigh sayısının yüksek değerlerinde (Ra = 10^6) Nusselt sayısı oldukça artmıştır. Bu durum düşük Rayleigh sayılarında kondüksiyon rejiminin, yüksek Rayleigh sayılarında ise konveksiyon rejiminin ısı transferine hakim olduğunu göstermektedir.



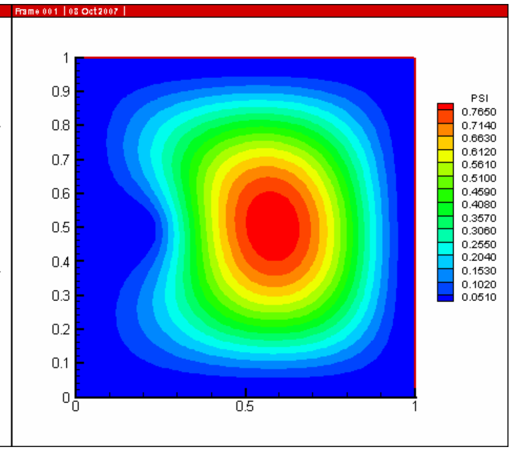
Şekil 4.4. Bölmesiz tip kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısı

4.2. A Tipi Kapalı Hacimde Akış ve Isı Transferi

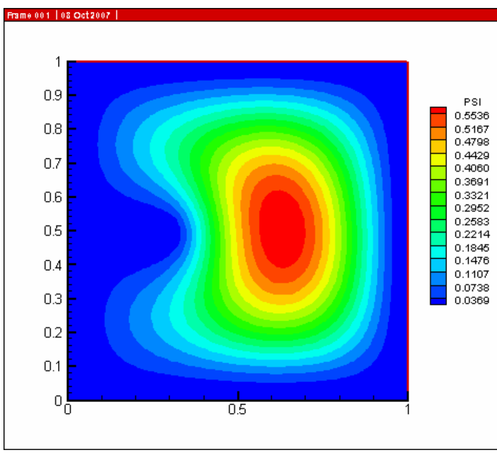
A tipi konfigürasyonda sabit akım çizgisi eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 olduğu durumda Şekil 4.5' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 olduğu durumda Şekil 4.7' de verilmiştir. Aynı konfigürasyonda eş sıcaklık eğrileri, Ra = 10^3 ve k_r = 1 olduğu durumda Şekil 4.6' da , Ra = 10^5 ve k_r = 100 durumunda Şekil 4.8' de verilmiştir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.7' de verilen akım çizgisi eğrileri bölme boyu uzadıkça, akış dönme hareketini sıcak duvara yakın olan yerde yapmaya başlar. Şekil 4.6'da bölme boyu uzadıkça, eş sıcaklık eğrilerinin düzleştiği ve akışkanla, kondüktivite oranının (k_r) 1'e eşit olduğu için, uniform bir dağılım gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.8'de bölme boyu uzadıkça, akış dönme hareketini sıcak duvara yakın olan yerde yaptığı için bölmenin alt kısmının soğuk kaldığı görülmektedir.



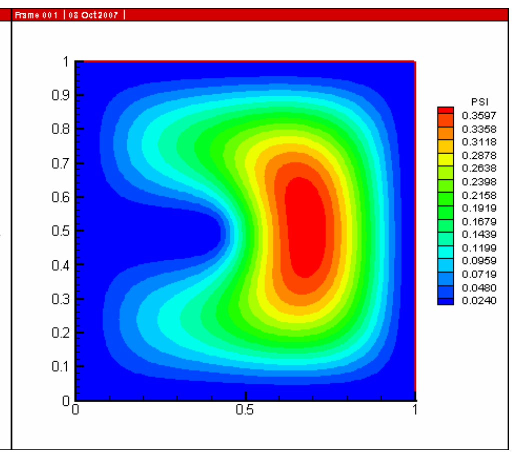
(a)



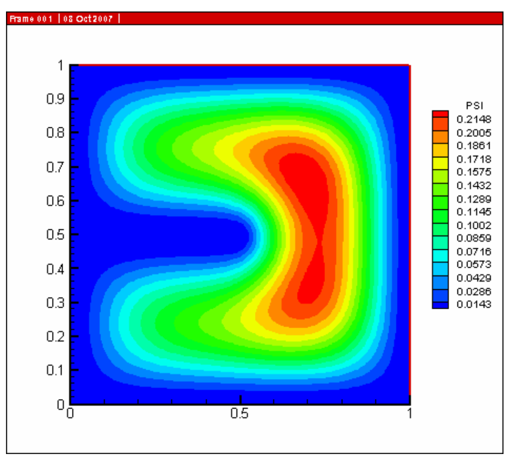
(b)



(c)

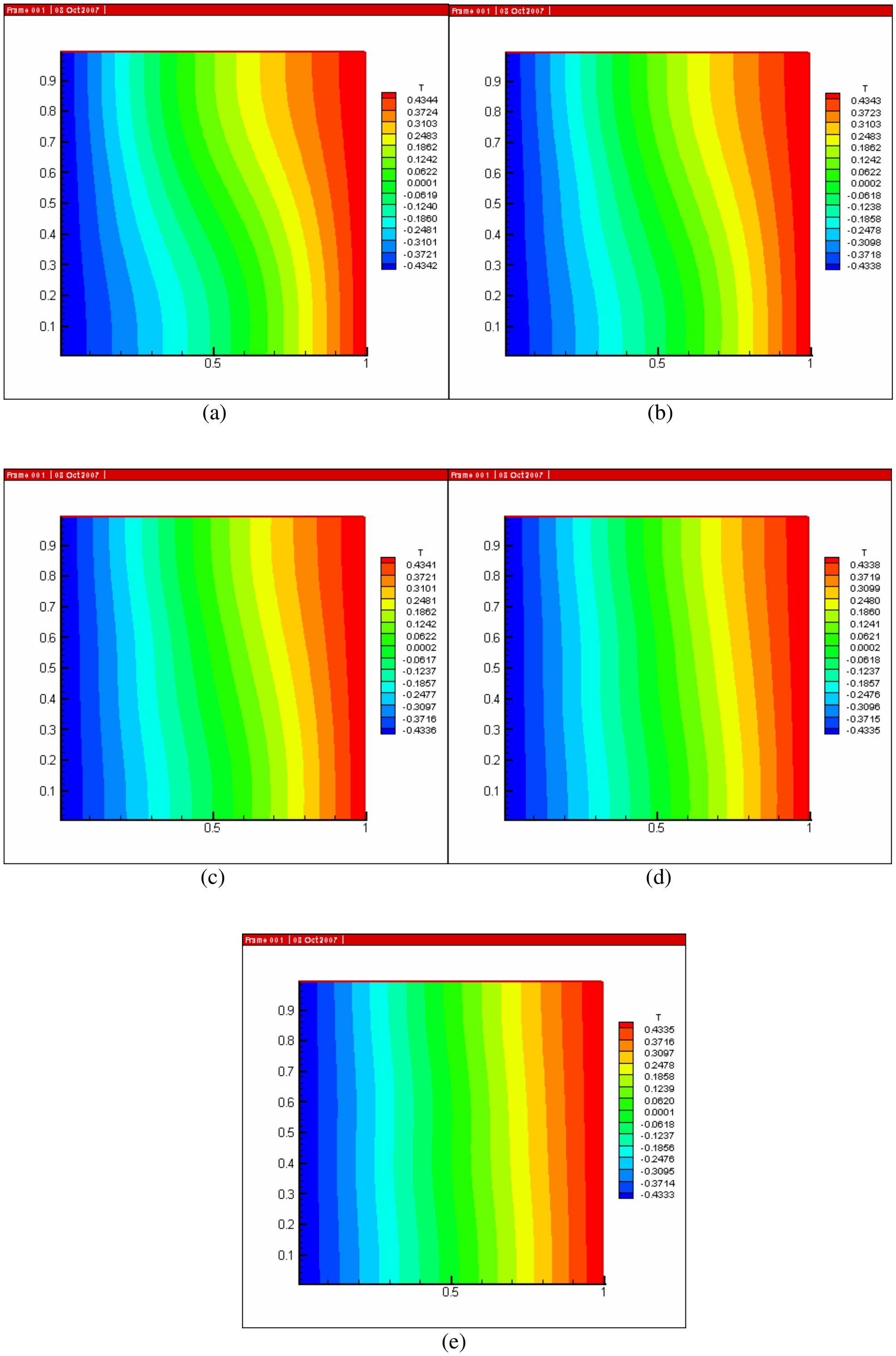


(d)

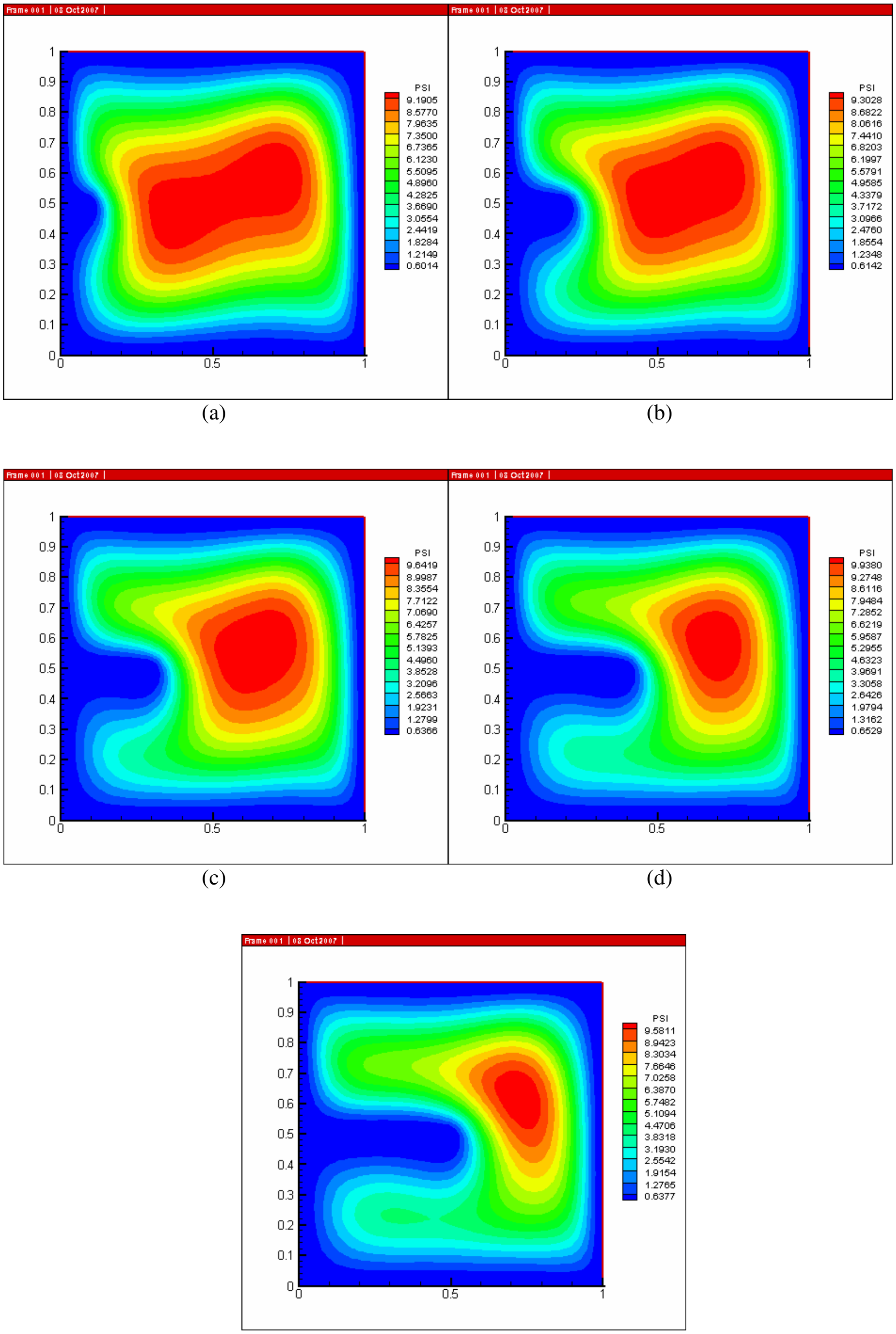


(e)

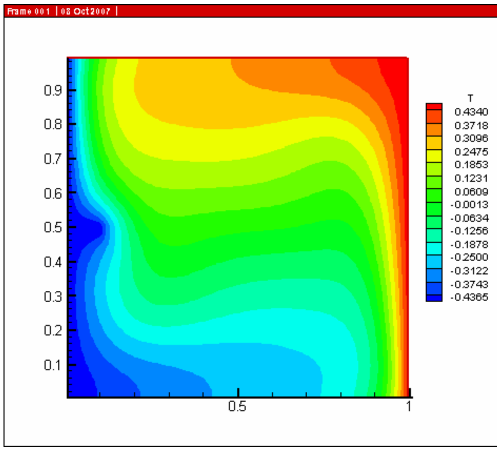
Şekil 4.5. A tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



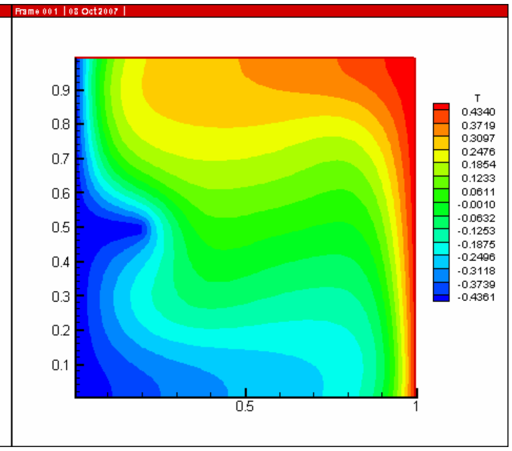
Şekil 4.6. A tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



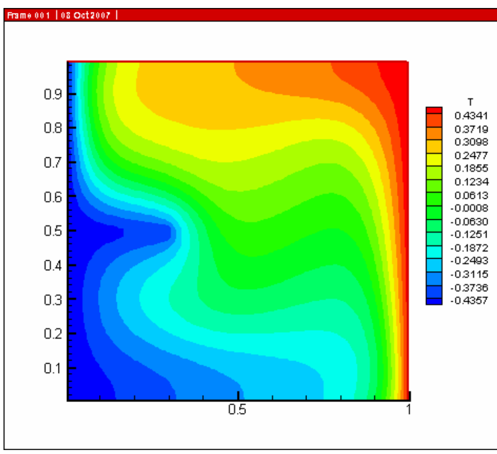
Şekil 4.7. A tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)



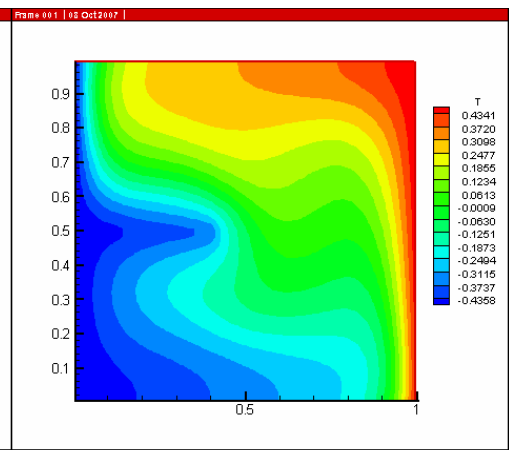
(a)



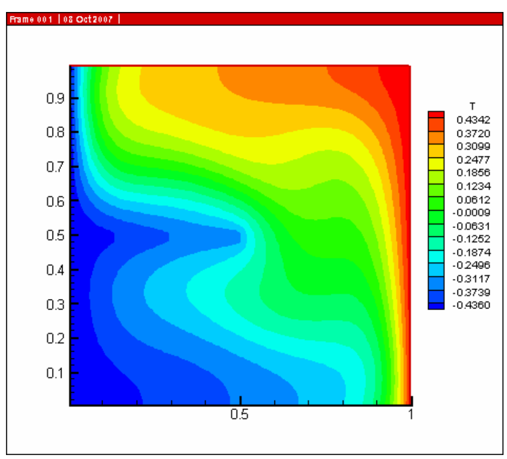
(b)



(c)



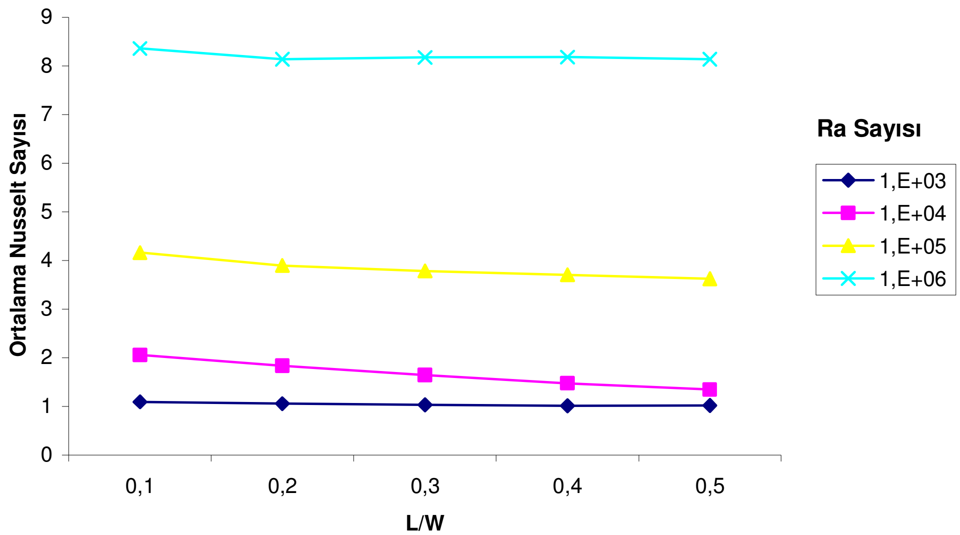
(d)



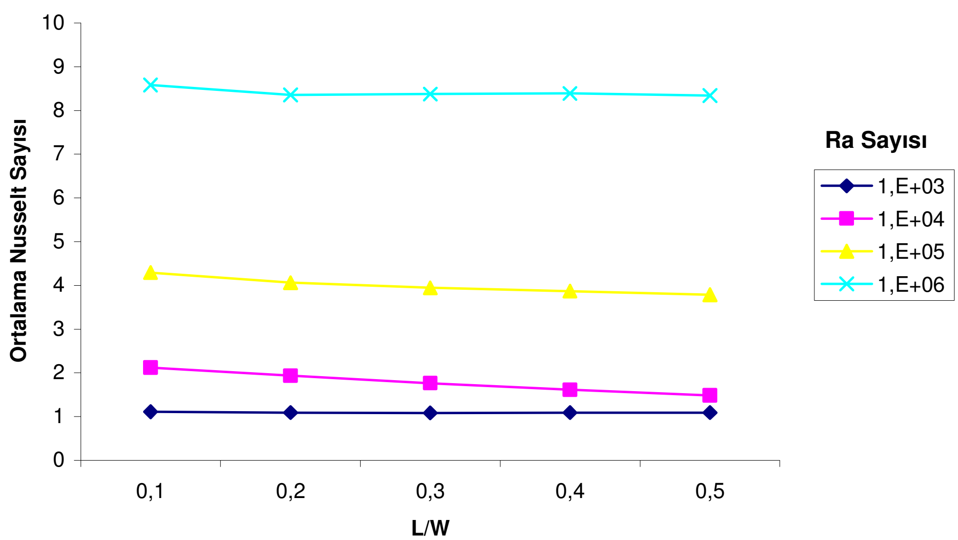
(e)

Şekil 4.8. A tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)

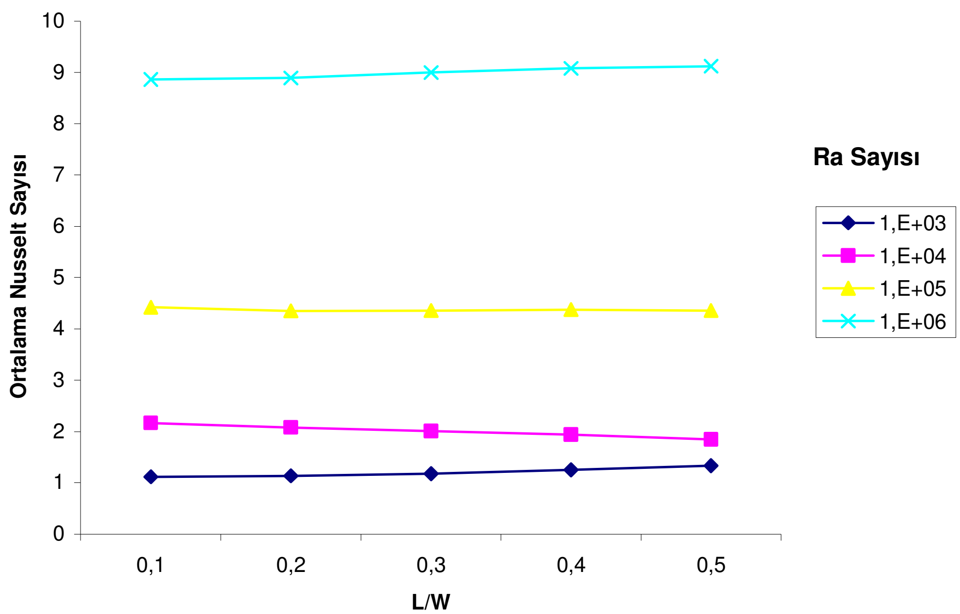
A tipi konfigürasyon için Rayleigh sayısının ve kondüktivite oranı k_r = 1, 10, 100 ve 1000 değerleri için sırasıyla Şekil 4.9, 4.10, 4.11 ve 4.12'de verilmiştir. Bu şekillerde A tipi konfigürasyon için Nusselt sayısının k_r = 1000 ve Ra = 10^6 değeri dışında L/W oranı ile önemli ölçüde değişmediği, k_r' nin artmasıyla Nusselt sayısının çok az arttığı, ancak yüksek Rayleigh ve yüksek kondüktivite oranında (Ra = 10^6 ve k_r = 1000) L/W oranının artışıyla Nusselt sayısının artışı belirginleşir. Ayrıca Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısının bütün L/W ve k_r değerlerinde önemli ölçüde arttığı görülmektedir.



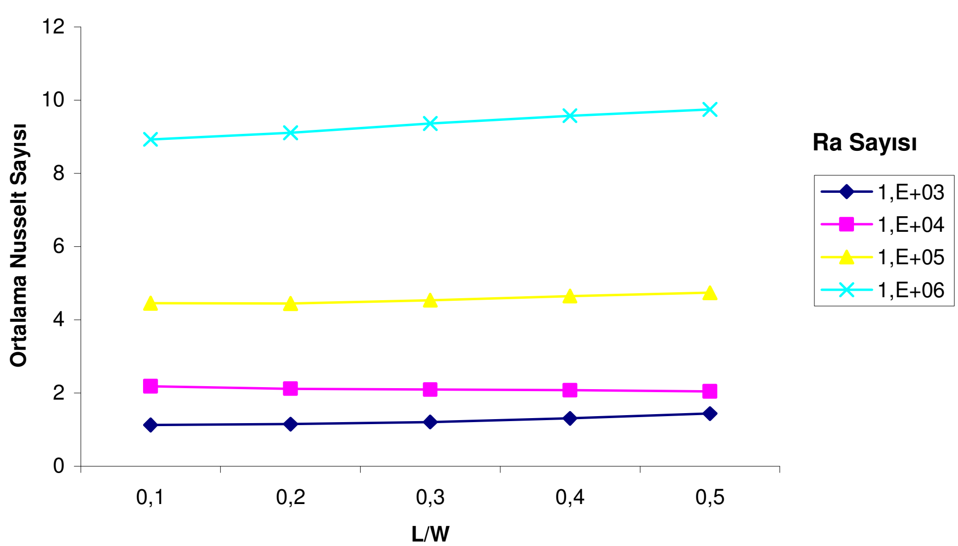
Şekil 4.9. A tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1)



Şekil 4.10. A tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 10)



Şekil 4.11. A tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 100)



Şekil 4.12. A tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1000)

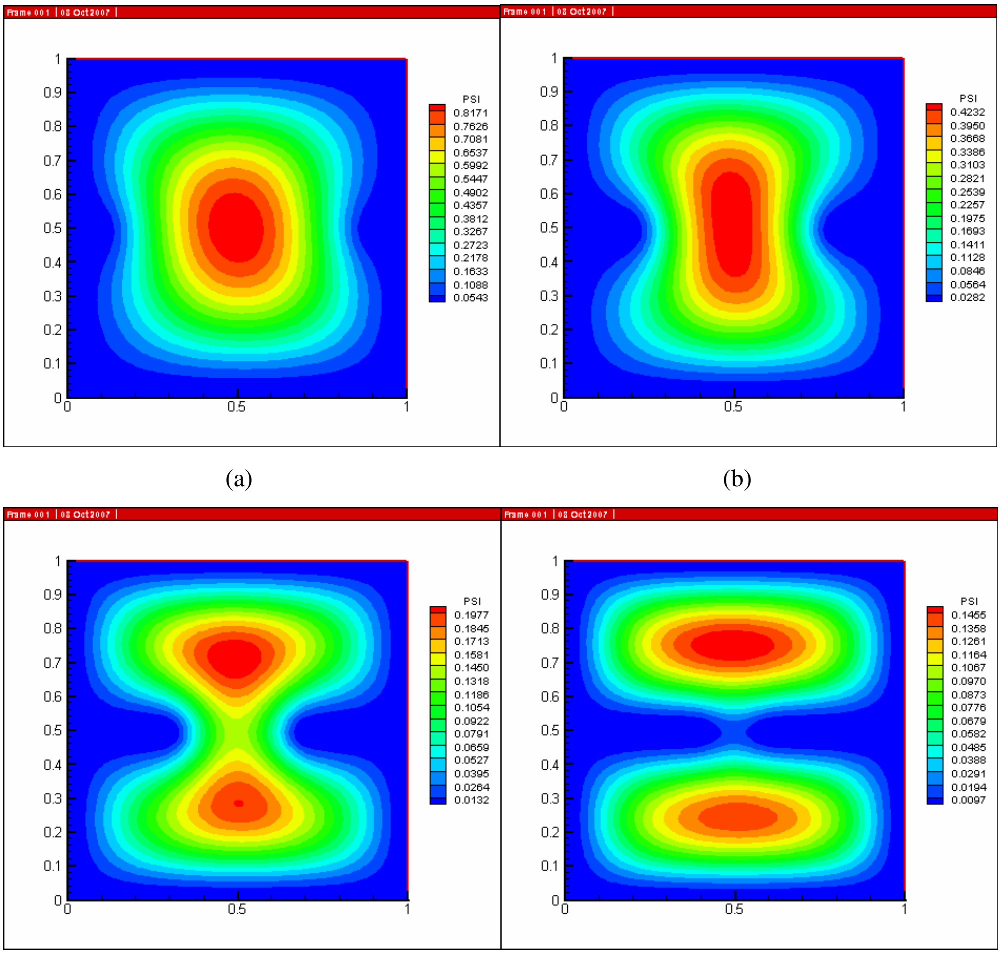
4.3. B Tipi Kapalı Hacimde Akış ve Isı Transferi

B tipi konfigürasyonda sabit akım çizgisi eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 alındığı durumda Şekil 4.13' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 olduğu durumda Şekil 4.15' te verilmiştir. Aynı konfigürasyonda eş sıcaklık eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 alındığı durumda Şekil 4.15' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 durumunda Şekil 4.19' da verilmiştir.

Şekil 4.13 ve Şekil 4.15'te görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça kapalı hacmin içinde dönme hareketi yapan akış, iki parçaya ayrılmaya başlar. L/W = 0,4'te iki parçaya ayrılan akış, kendi içinde dönmeye devam etmektedir.

Şekil 4.14'te görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça eş sıcaklık eğrilerinin düzleştiği ve akışkanla, kanatların ısı iletimlerinin eşit olduğu için uniform bir dağılım gösterdiği görülmektedir.

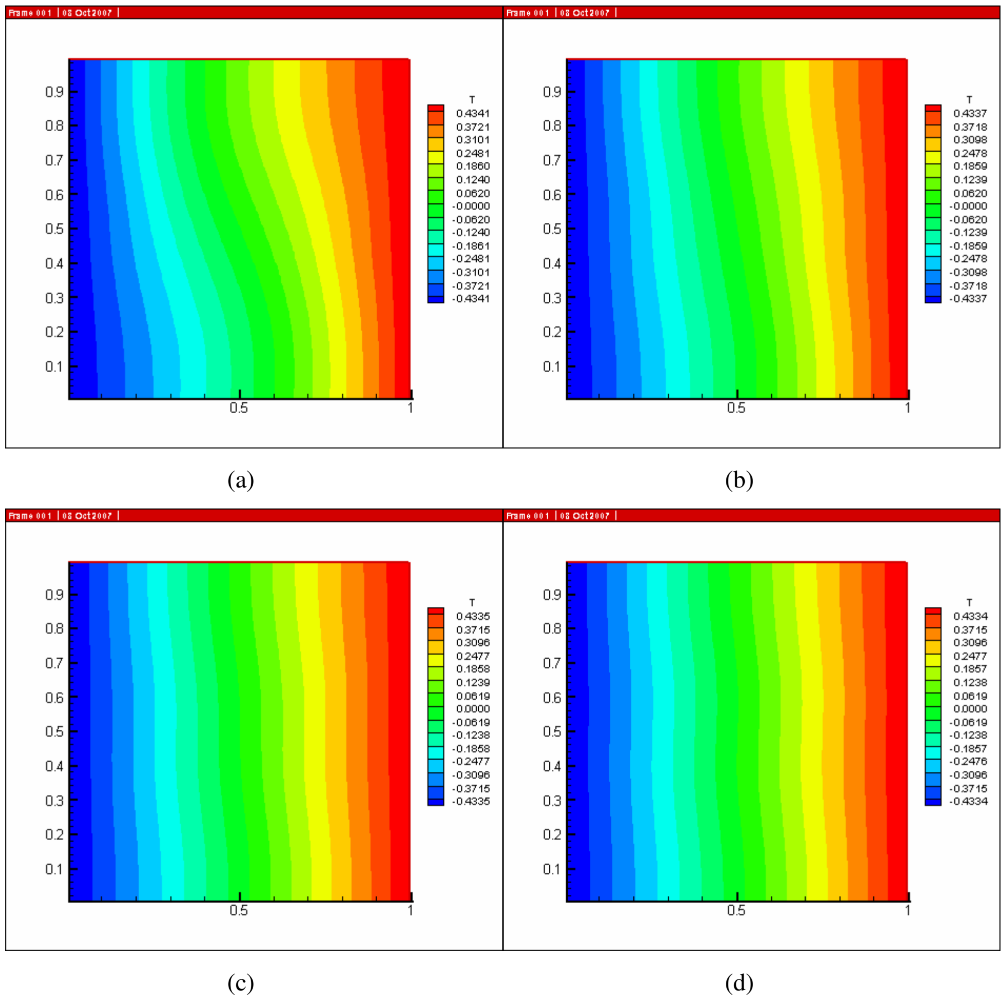
Şekil 4.16'da B tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri bölme boyu uzadıkça kapalı hacmin ortasında bulunan ortalama sıcaklığa yakın olan bölgenin, bölmelerin o civarda kondüksiyonla ısı transferini arttırmasından dolayı, giderek daraldığı görülmektedir.



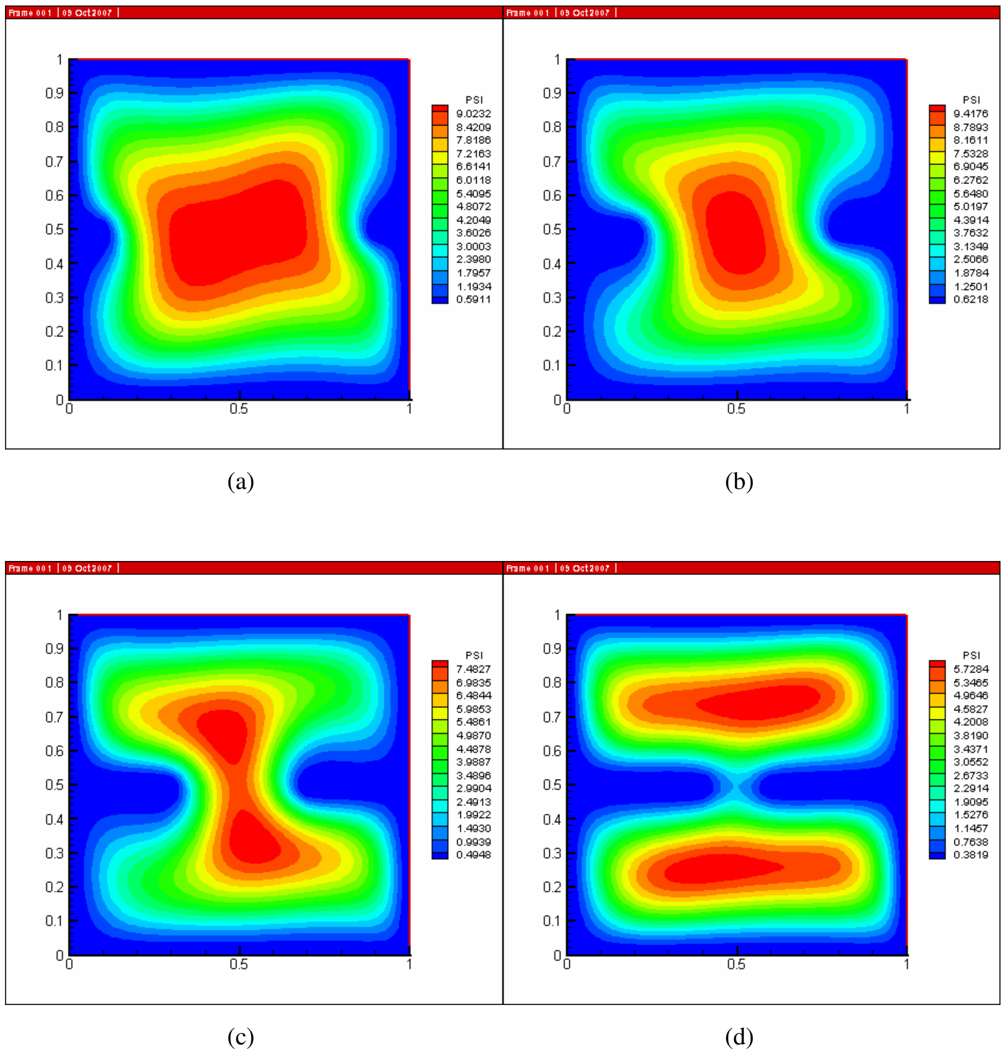
(a) (b)

(c) (d)

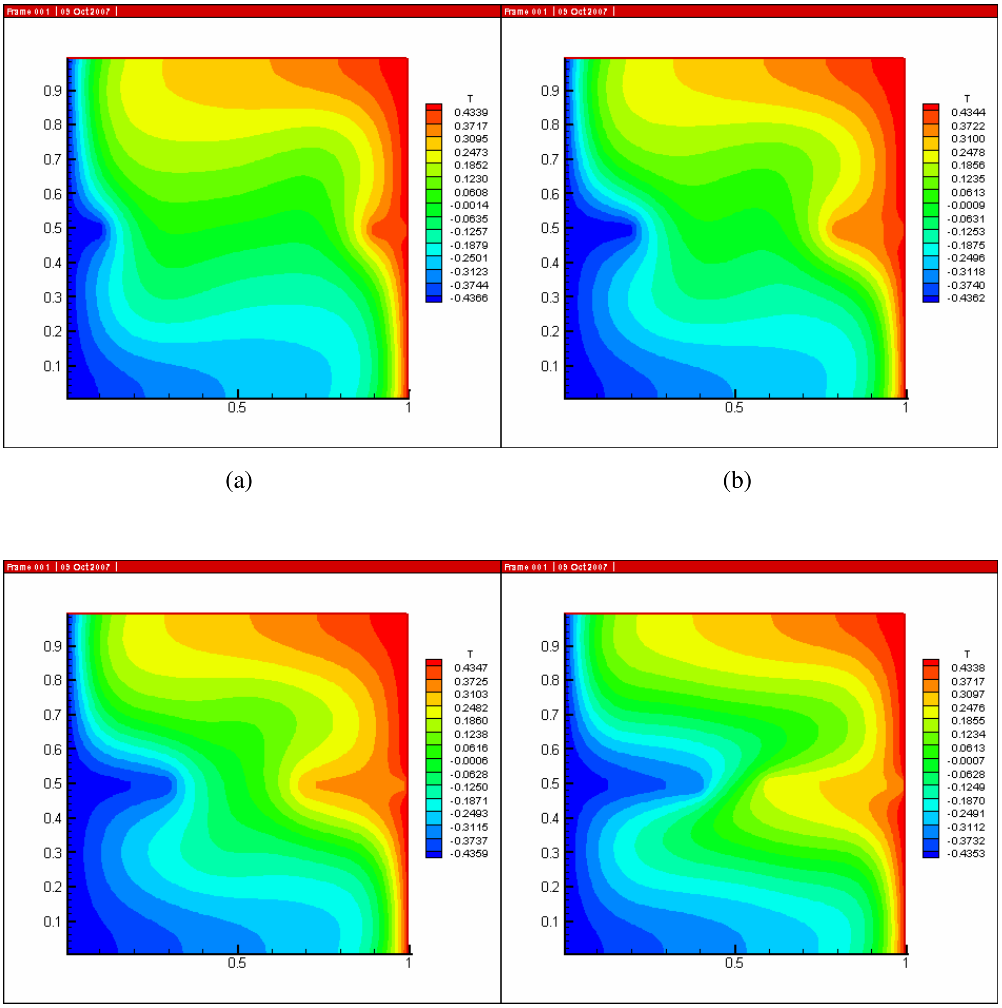
Şekil 4.13. B tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



Şekil 4.14. B tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



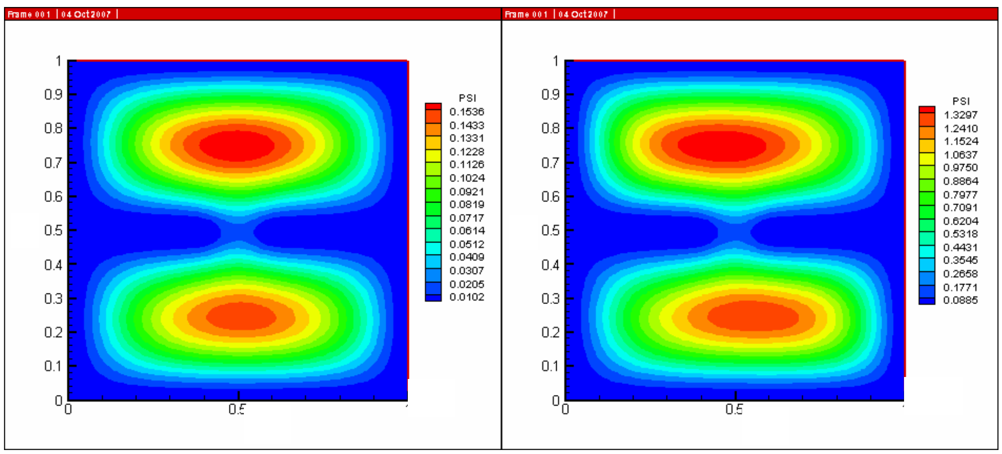
Şekil 4.15. B tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)



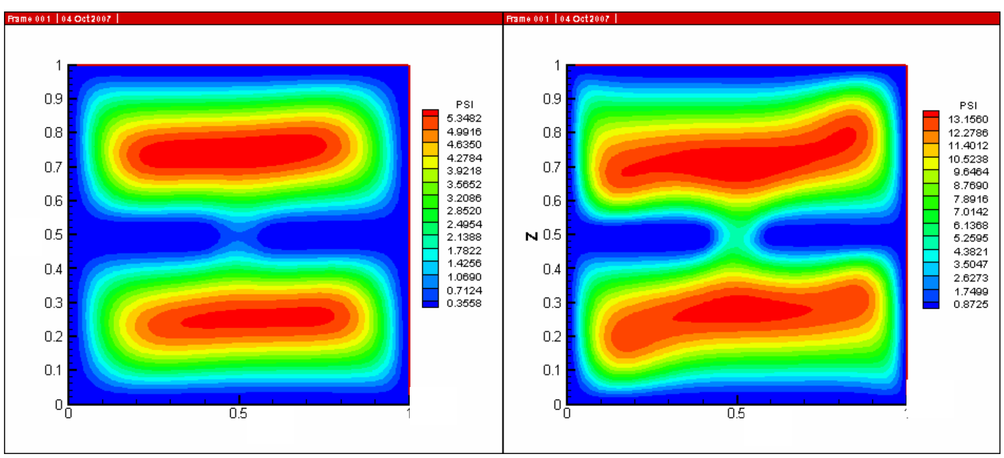
(a) (b) (c) (d)

Şekil 4.16. B tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'te sırasıyla sabit akım çizgileri ve sıcaklık eğrileri, Ra = 10^3, 10^4, 10^5 ve 10^6 için çizildi. Burada, B tipi bölme, k_r = 10, L/W = 0,4 için Ra sayısı arttıkça, akışın şiddetlendiği ve ısı transferinin arttığı görülmektedir. Eş sıcaklık çizgilerinde, küçük Ra sayılarında düzenli bir dağılım gözlenirken, Ra sayısı arttıkça, eş sıcaklık dağılımında ki düzen, yerini düzensizliğe ve karışık bir yapıya bırakmaktadır.

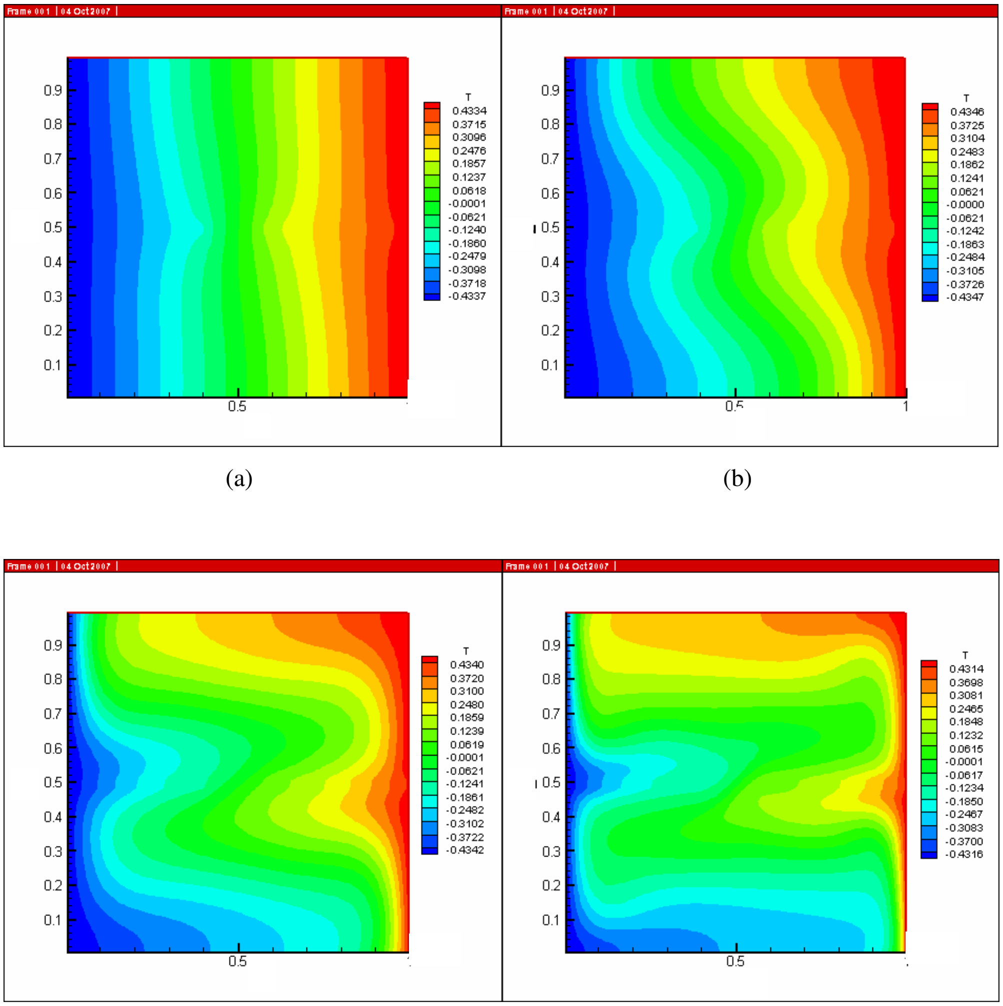


(a) (b)



(c) (d)

Şekil 4.17. B tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) Ra = 10^3 b) Ra = 10^4 c) Ra = 10^5 d) Ra = 10^6 (k_r = 10, L/W = 0,4)

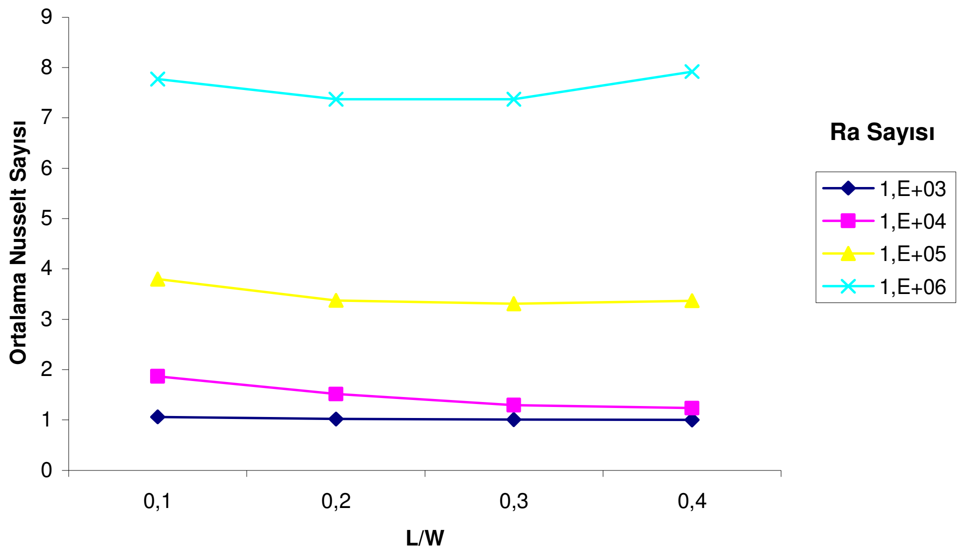


(a) (b)

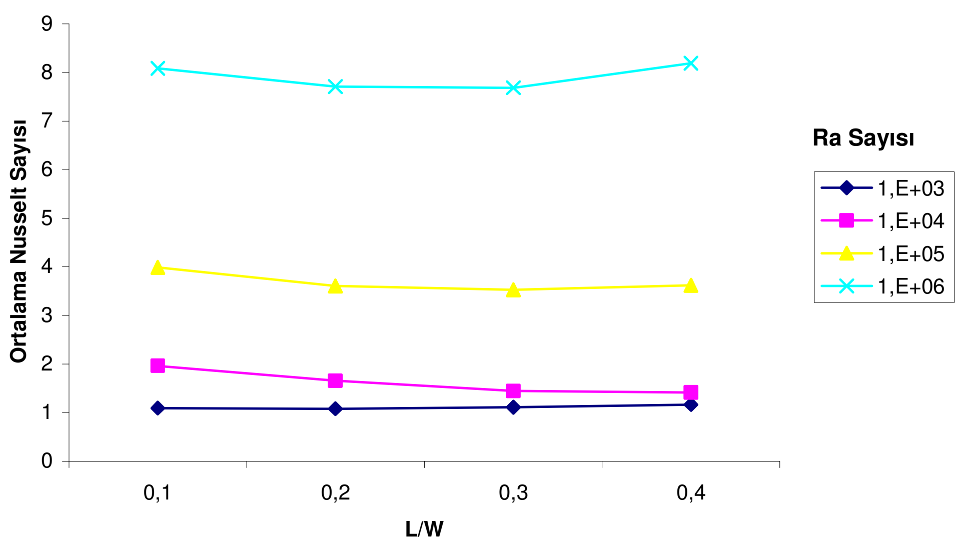
(c) (d)

Şekil 4.18. B tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) Ra = 10^3 b) Ra = 10^4 c) Ra = 10^5 d) Ra = 10^6 (k_r = 10, L/W = 0,4)

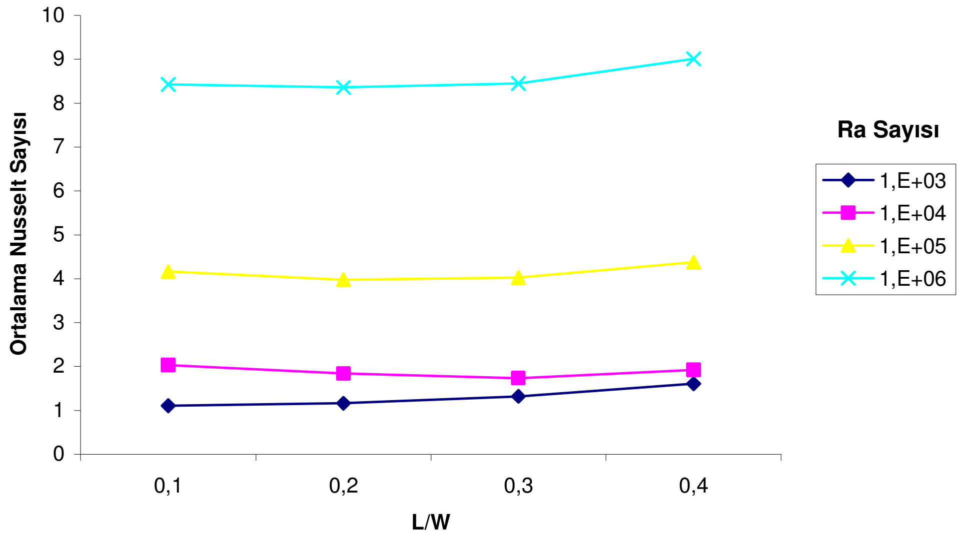
B tipi konfigürasyon için Rayleigh sayısının ve kondüktivite oranı k_r = 1, 10, 100 ve 1000 değerleri için sırasıyla Şekil 4.19, 4.20, 4.21 ve 4.22’de verilmiştir. Bu şekillerde B tipi konfigürasyon için Nusselt sayısının k_r = 1000 değeri dışında L/W oranı ile önemli ölçüde değişmediği, k_r’ nin artmasıyla Nusselt sayısının çok az arttığı, ancak yüksek kondüktivite oranında (k_r = 1000) L/W oranının artışıyla Nusselt sayısının artışı bütün Rayleigh sayılarında, belirginleşir. Ayrıca Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısının bütün L/W ve k_r değerlerinde önemli ölçüde arttığı görülmektedir.



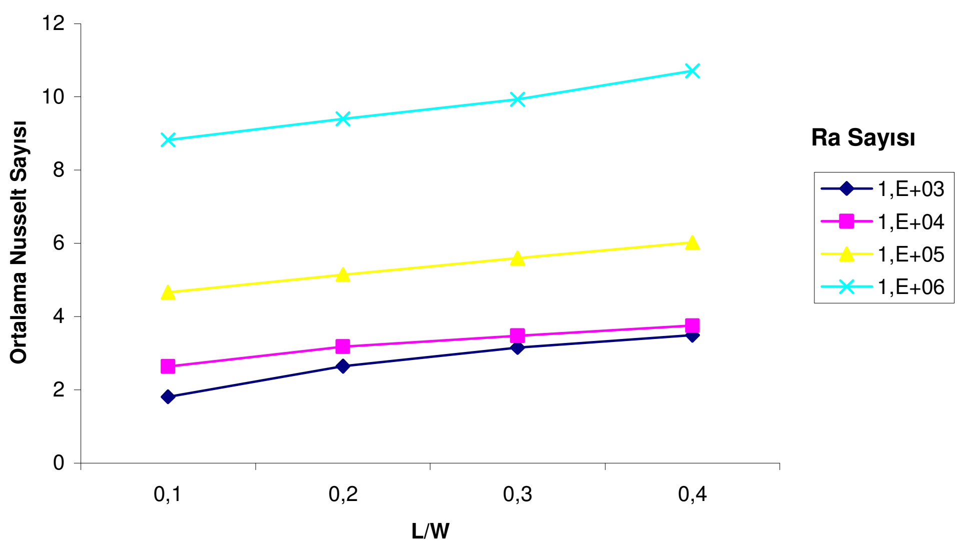
Şekil 4.19. B tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi ($k_r = 1$)



Şekil 4.20. B tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi ($k_r = 10$)



Şekil 4.21. B tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 100)



Şekil 4.22. B tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1000)

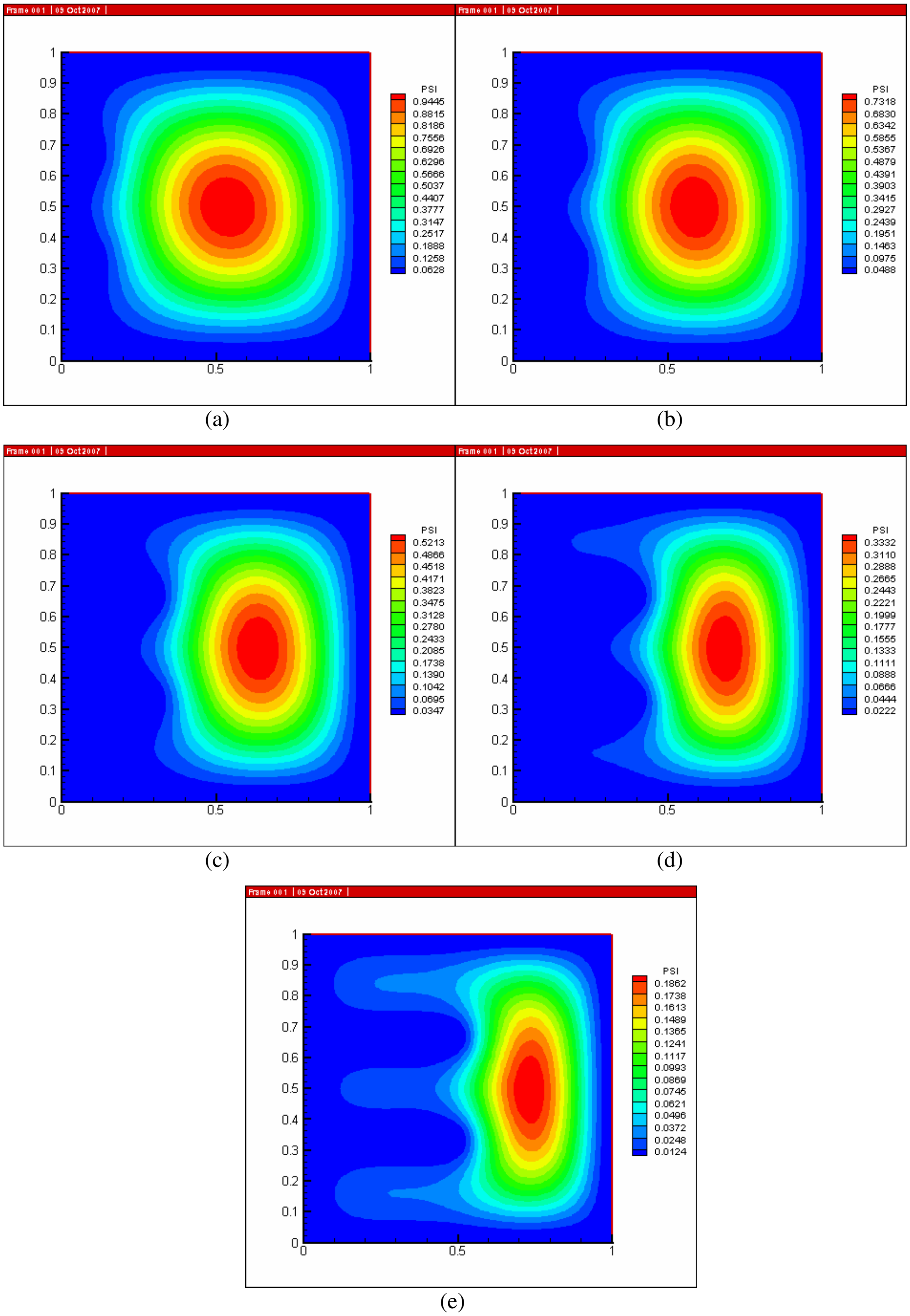
4.4. C Tipi Kapalı Hacimde Akış ve Isı Transferi

C tipi konfigürasyonda sabit akım çizgisi eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 alındığı durumda Şekil 4.23' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 olduğu durumda Şekil 4.25' te verilmiştir. Aynı konfigürasyonda eş sıcaklık eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 alındığı durumda Şekil 4.24' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 durumunda Şekil 4.26' da verilmiştir.

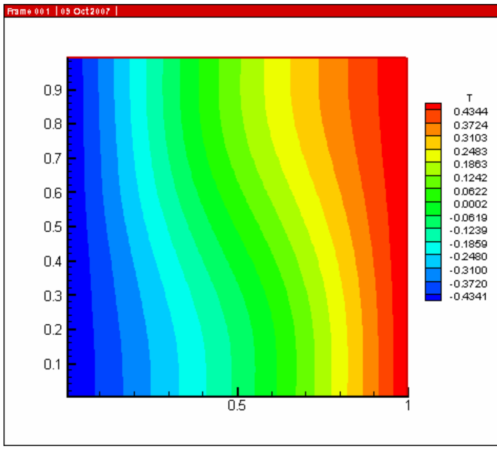
Şekil 4.23'te görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça kapalı hacmin içinde dönen akışkanın yörüngesi incelip, uzayarak dikey bir elips haline gelir.

Şekil 4.24'te görüldüğü üzere, bölme uzadıkça eş sıcaklık eğrilerinin düzleştiği ve akışkanla, kanatların ısı iletimlerinin eşit olduğu için uniform bir dağılım gösterdiği görülmektedir.

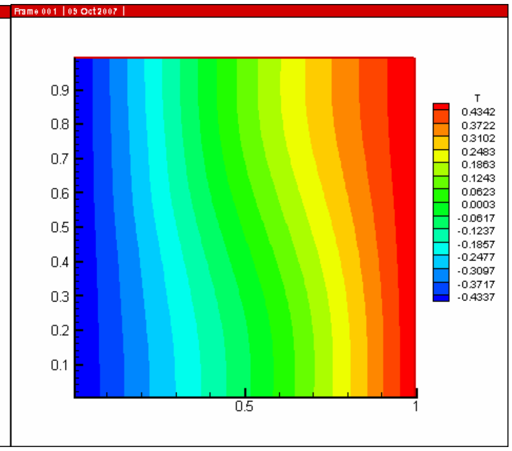
Şekil 4.25 ve Şekil 4.27'de sabit akım çizgileri, Şekil 4.26, Şekil 4.28'de eş sıcaklık eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5 için çizildi. Burada C tipi bölme, yüksek Rayleigh ve yüksek kondüktivite oranları için L/W oranı artıkça, akışkan daha dar bir alanda sirkülasyon hareketini sürdürdüğü görülmektedir. Eş sıcaklık çizgileri, L/W oranı artıkça, bölme şekline uyar. Bölmelerin altının soğuk kaldığı, üst tarafında ise düzensiz bir dağılım göstermektedir.



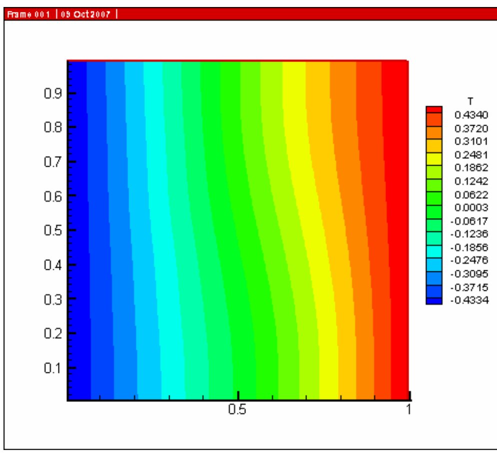
Şekil 4.23. C tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



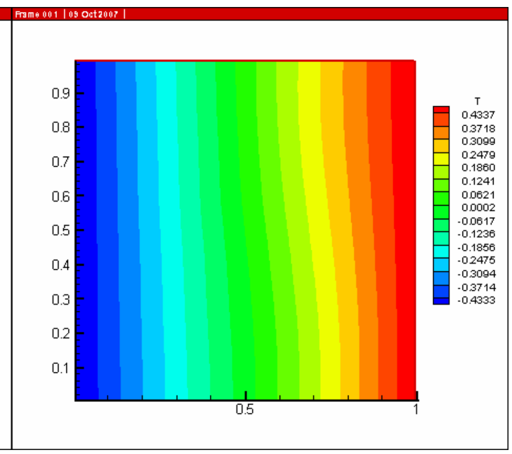
(a)



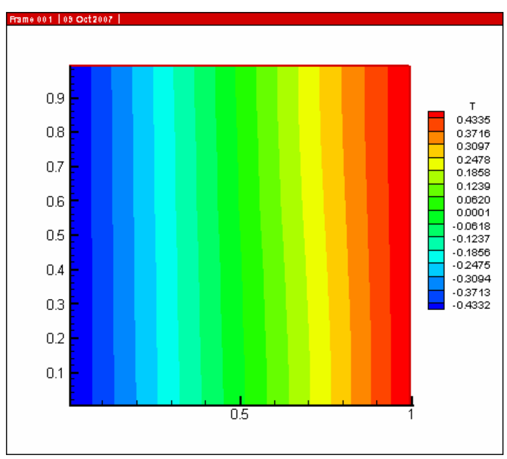
(b)



(c)

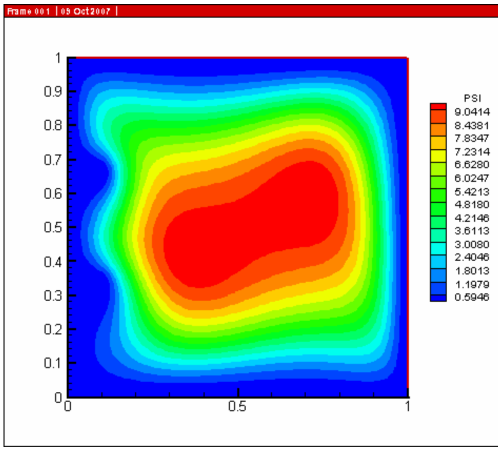


(d)

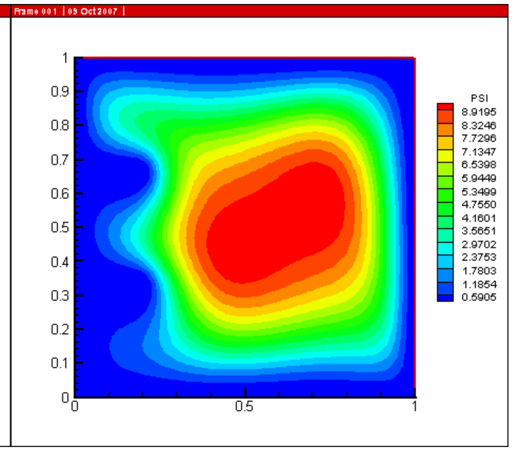


(e)

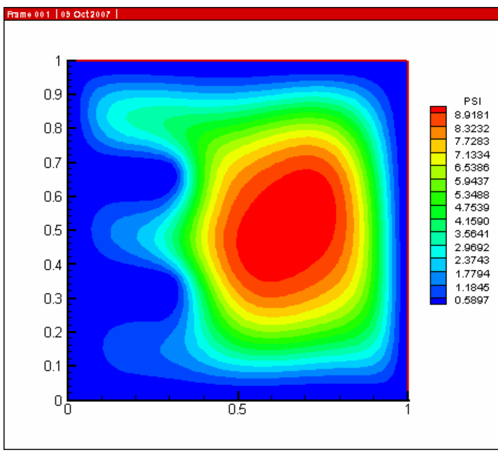
Şekil 4.24. C tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



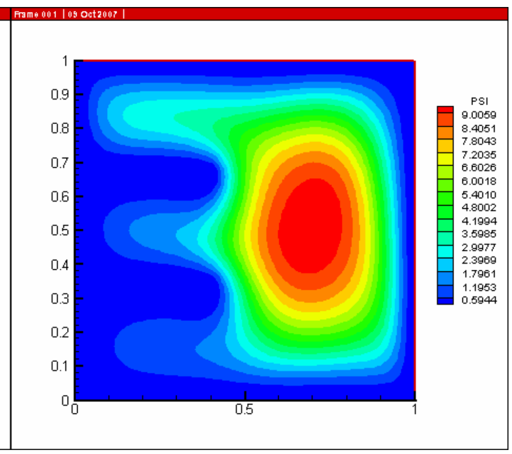
(a)



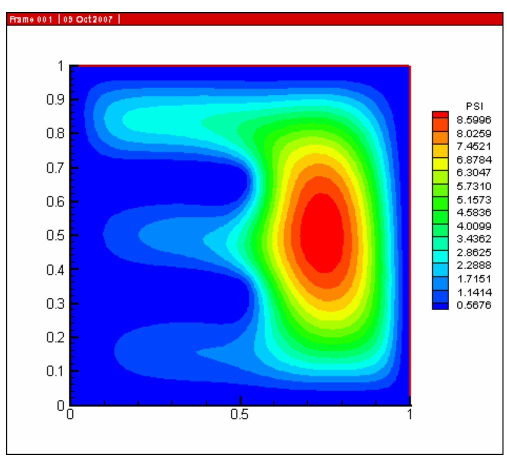
(b)



(c)

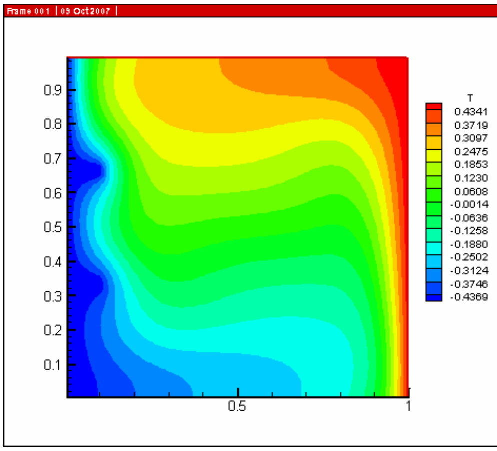


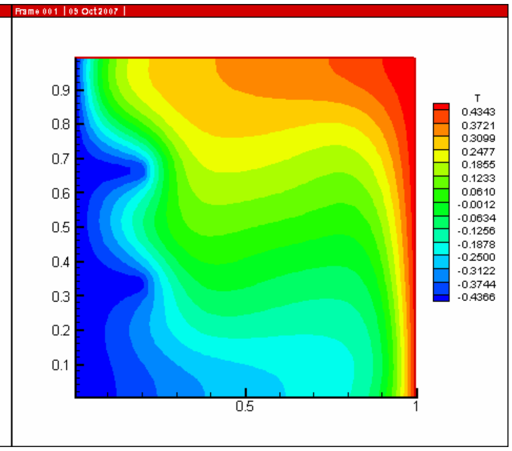
(d)



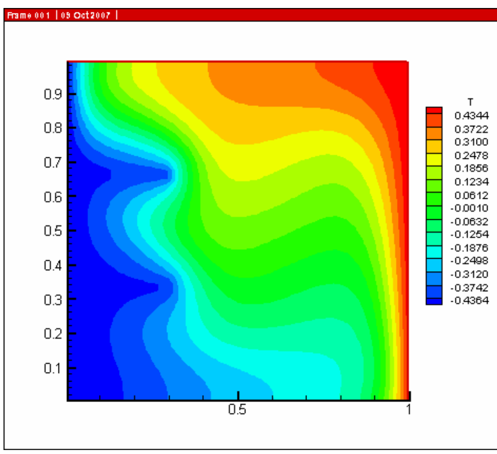
(e)

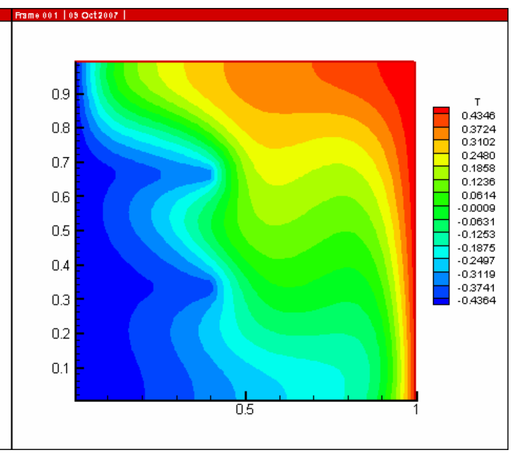
Şekil 4.25. C tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)



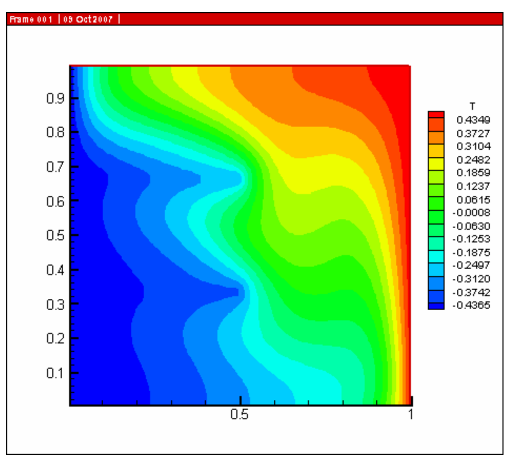


(a) (b)



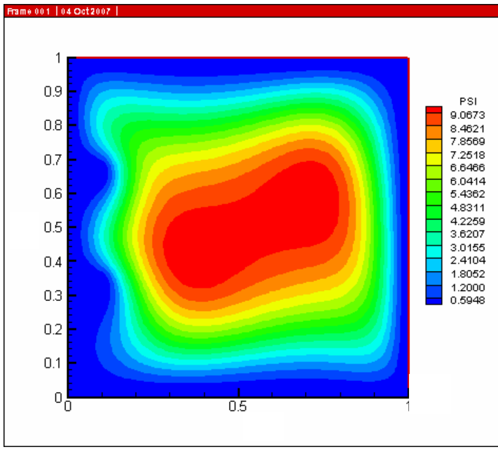


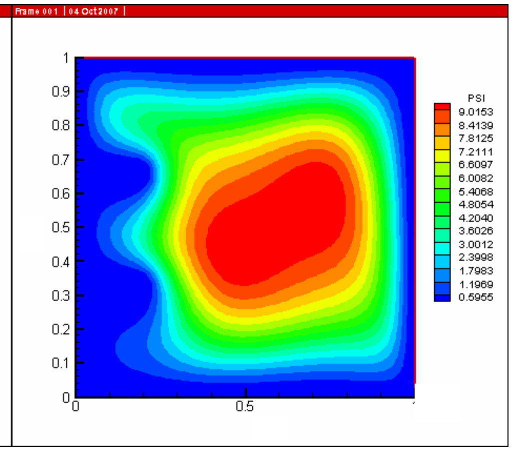
(c) (d)



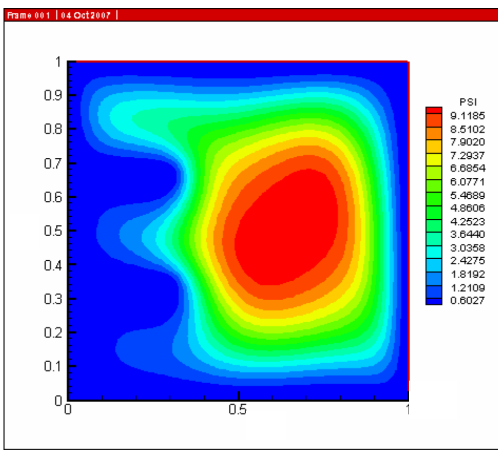
(e)

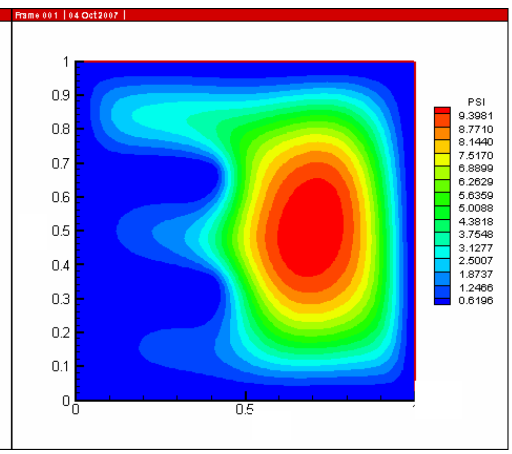
Şekil 4.26. C tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)



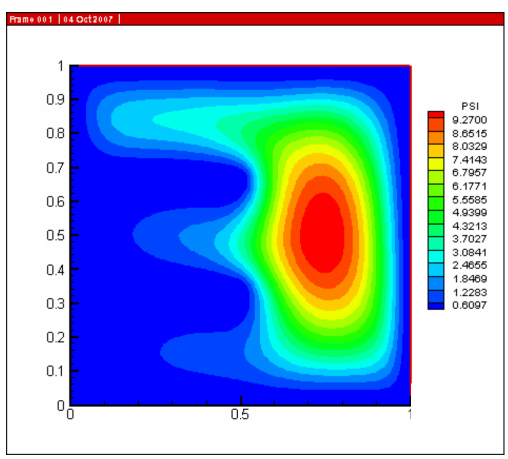


(a) (b)



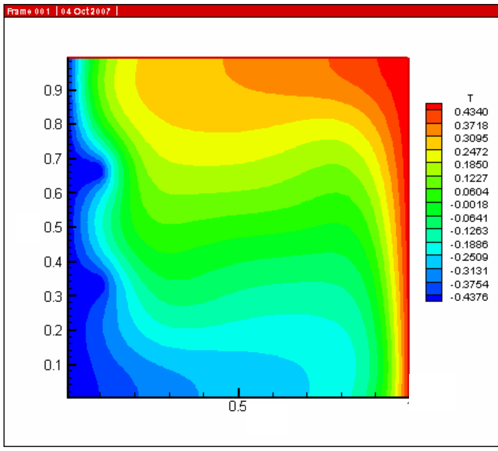


(c) (d)

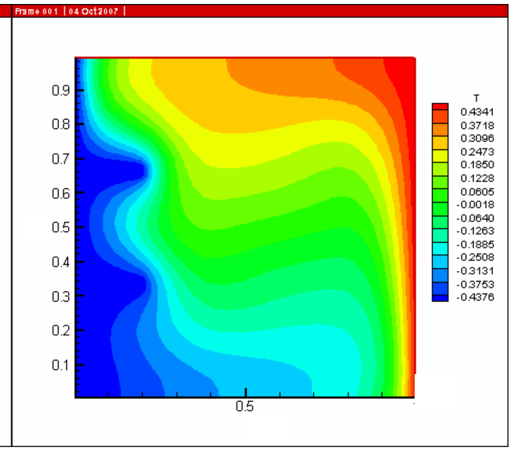


(e)

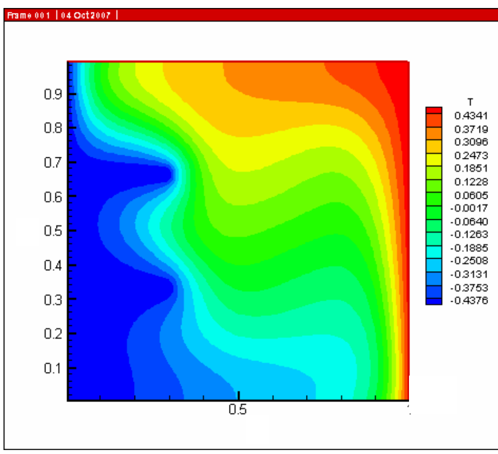
Şekil 4.27. C tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5, k_r = 1000)



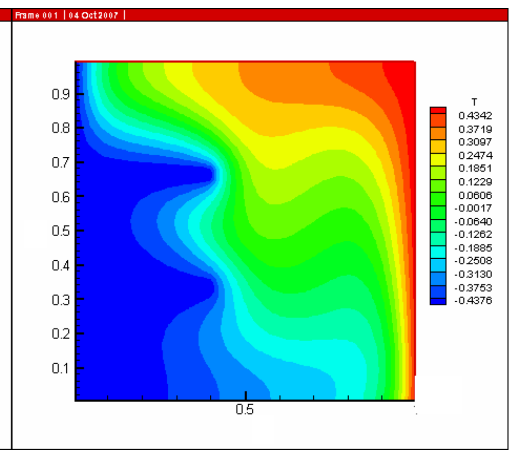
(a)



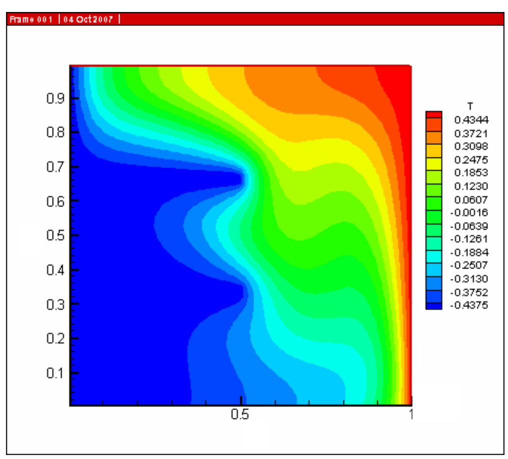
(b)



(c)



(d)

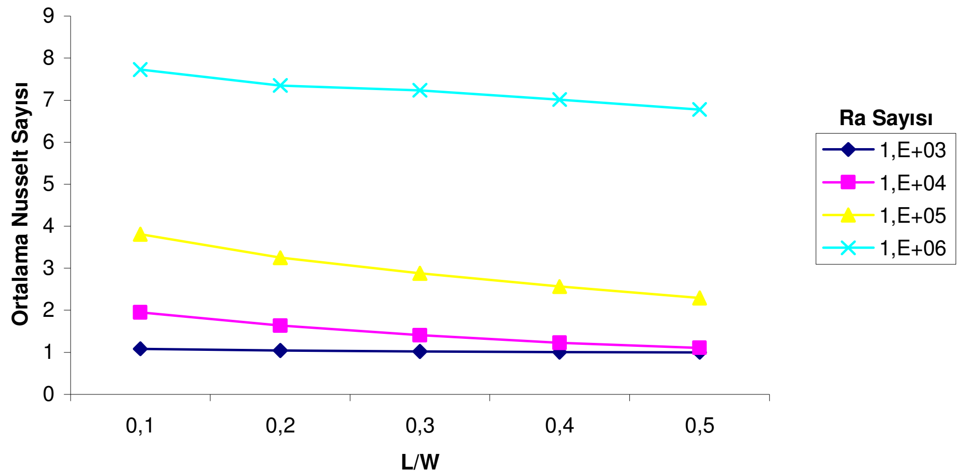


(e)

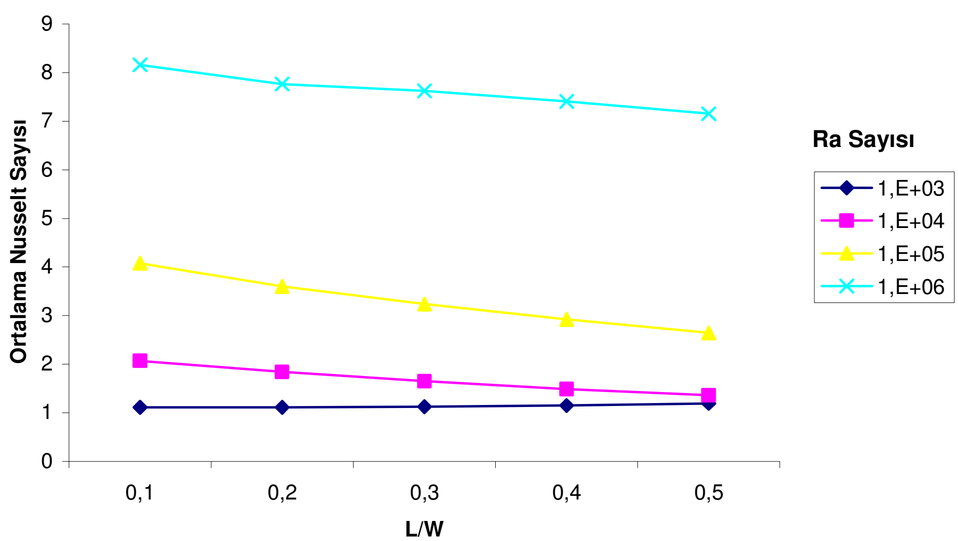
Şekil 4.28. C tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5, k_r = 1000)

Şekil 4.29 ve Şekil 4.30' da görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça düşük Rayleigh sayısında (Ra = 10^3) Nusselt sayısında değişim gözlenmezken, yüksek Rayleigh sayılarında, konveksiyon rejimi ısı transferine hakim olduğundan, bölme boyu artışı, akışı zorlaştırıp, konveksiyonu azalttığından; Nusselt sayısında azalma gözlenir.

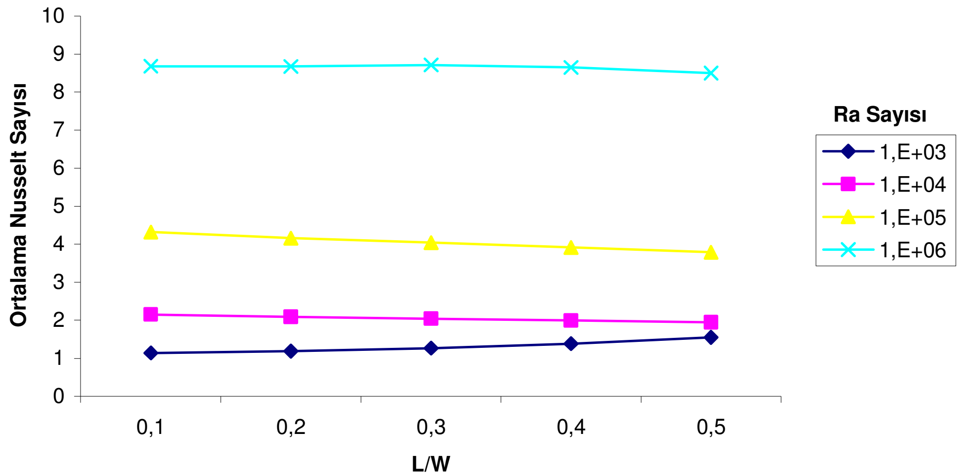
Şekil 4.31 ve Şekil 4.32' de düşük Rayleigh sayılarında (Ra = 10^3), bölme boyu uzadıkça Nusselt sayısı artarken, yüksek Rayleigh sayılarında, bölme boyu uzadıkça, konveksiyon azalama yönünde etkilenirken, kondüksiyon artma eğiliminde olup, birbirlerinin etkilerini nötralize edip, Nusselt sayısının değişimine engel olurlar. Ayrıca Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısının bütün L/W ve k_r değerlerinde önemli ölçüde arttığı görülmektedir.



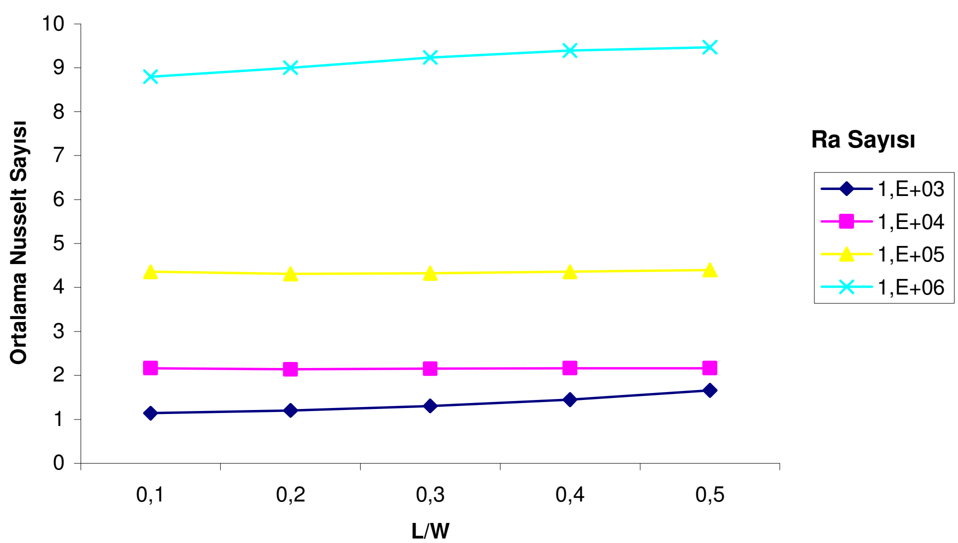
Şekil 4.29. C tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi ($k_r = 1$)



Şekil 4.30. C tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi ($k_r = 10$)



Şekil 4.31. C tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 100)



Şekil 4.32. C tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1000)

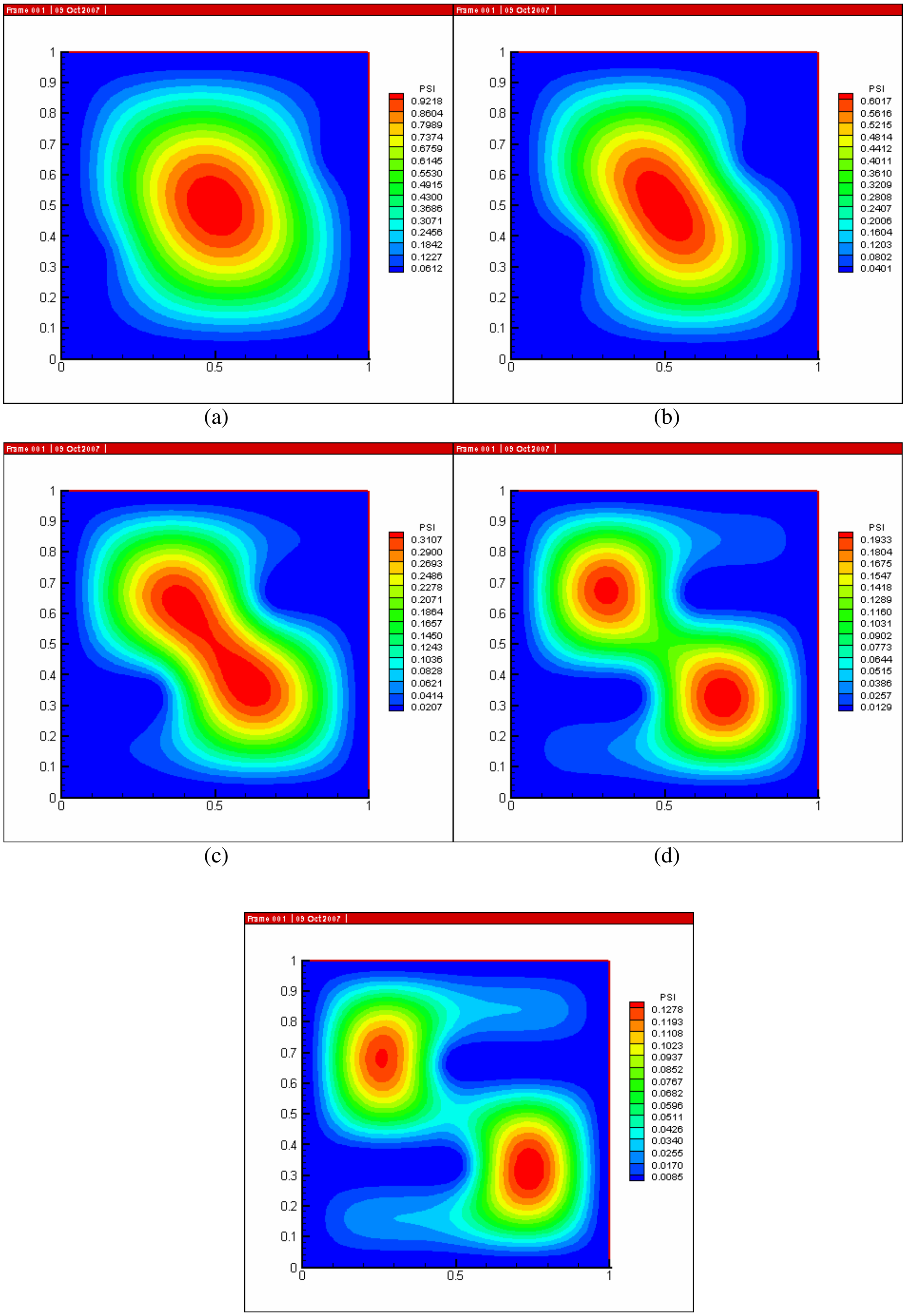
4.5. D Tipi Kapalı Hacimde Akış ve Isı Transferi

D tipi konfigürasyonda sabit akım çizgisi eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 olduğu durumda Şekil 4.33' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 olduğu durumda Şekil 4.35' te verilmiştir. Aynı konfigürasyonda eş sıcaklık eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 olduğu durumda Şekil 4.34' te, Ra = 10^5 ve k_r = 100 durumunda Şekil 4.36' da verilmiştir.

Şekil 4.33 ve Şekil 4.35'te görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça kapalı hacmin içinde dönme hareketi yapan tek parça akış, üst sol ve alt sağ olmak üzere 2 parçaya ayrılarak dönme hareketini her parça kendi içinde sürdürür.

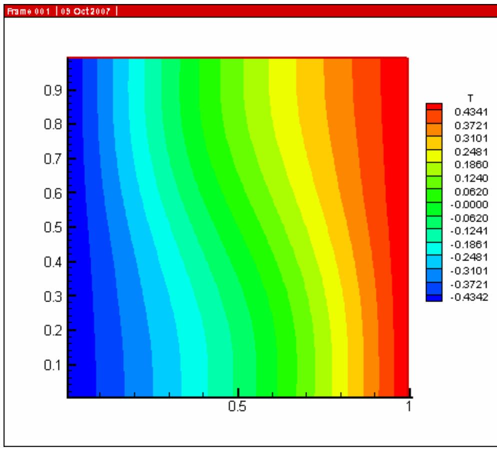
Şekil 4.34'te görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça eş sıcaklık eğrilerinin düzleştiği ve akışkanla, bölmelerin ısı iletimlerinin eşit olduğu için uniform bir dağılım gösterdiği görülmektedir.

Şekil 4.36'da kapalı hacmin akışkanın hareketin nispeten az olduğu bölgelerin (üst sağ ve alt sol) yakın oldukları duvarın sıcaklığına yakın olarak bulunduğu görülmektedir.

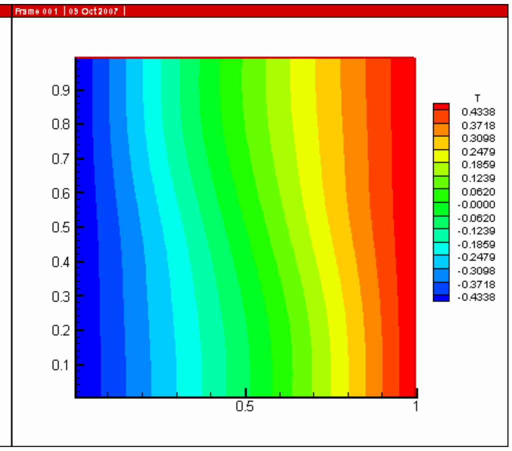


(a) (b) (c) (d) (e)

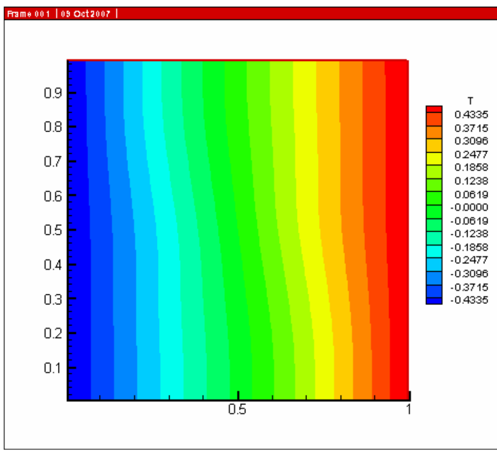
Şekil 4.33. D tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



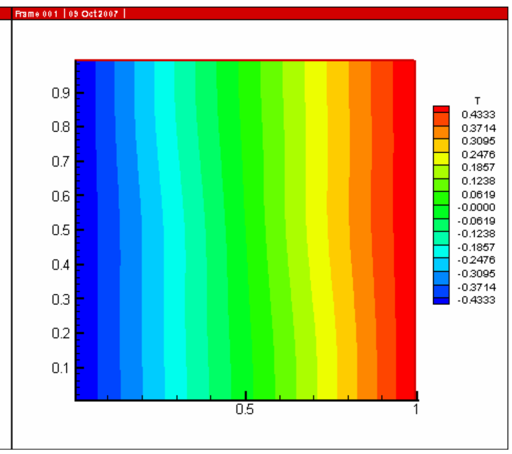
(a)



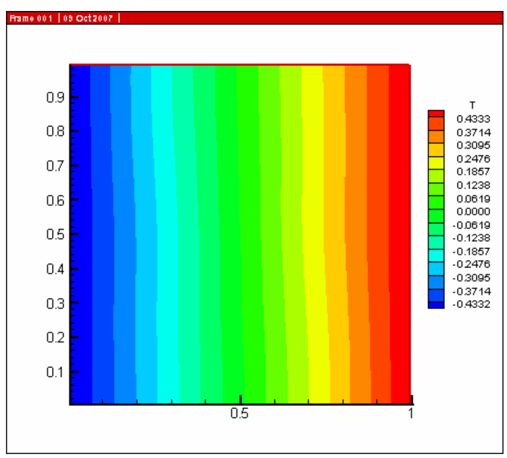
(b)



(c)

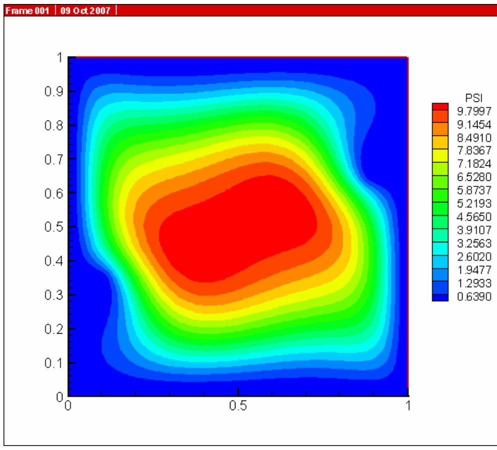


(d)

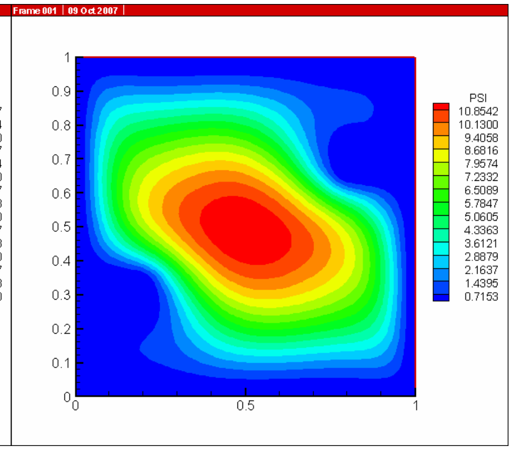


(e)

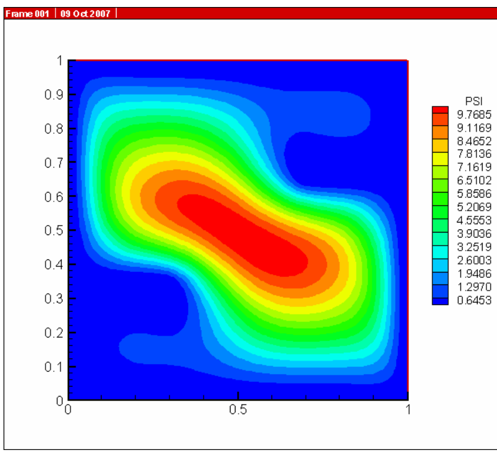
Şekil 4.34. D tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



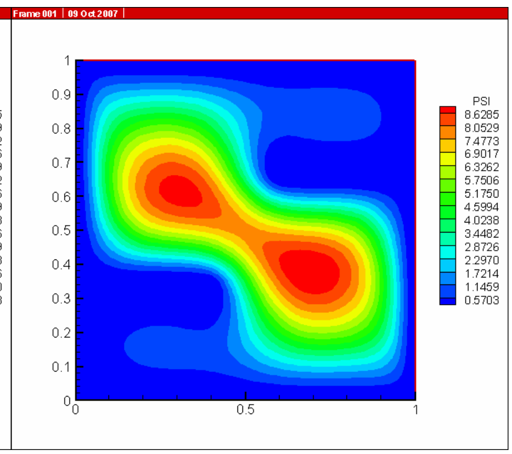
(a)



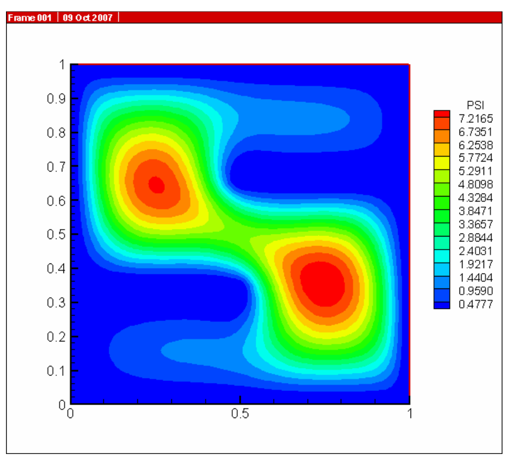
(b)



(c)

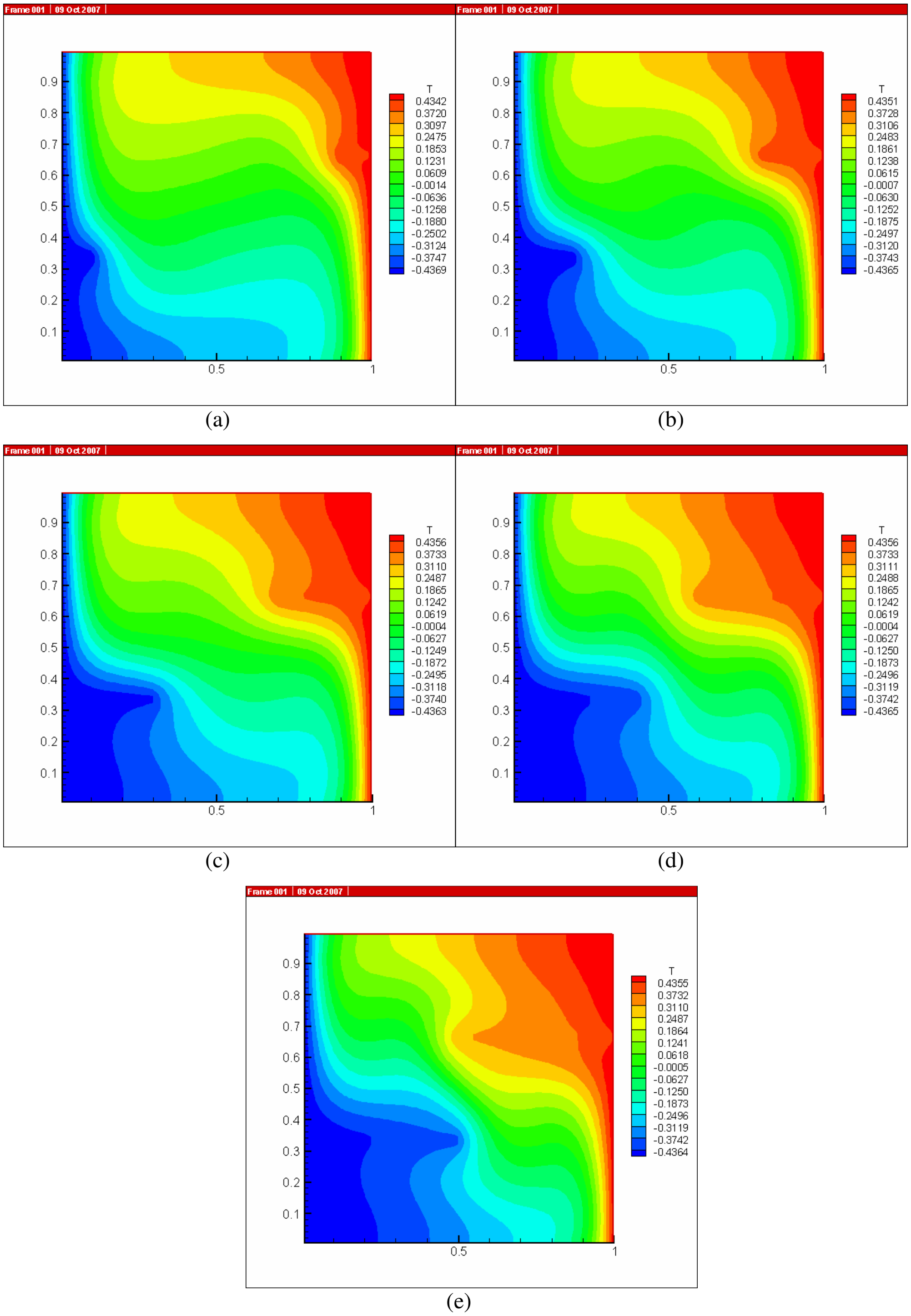


(d)



(e)

Şekil 4.35. D tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)

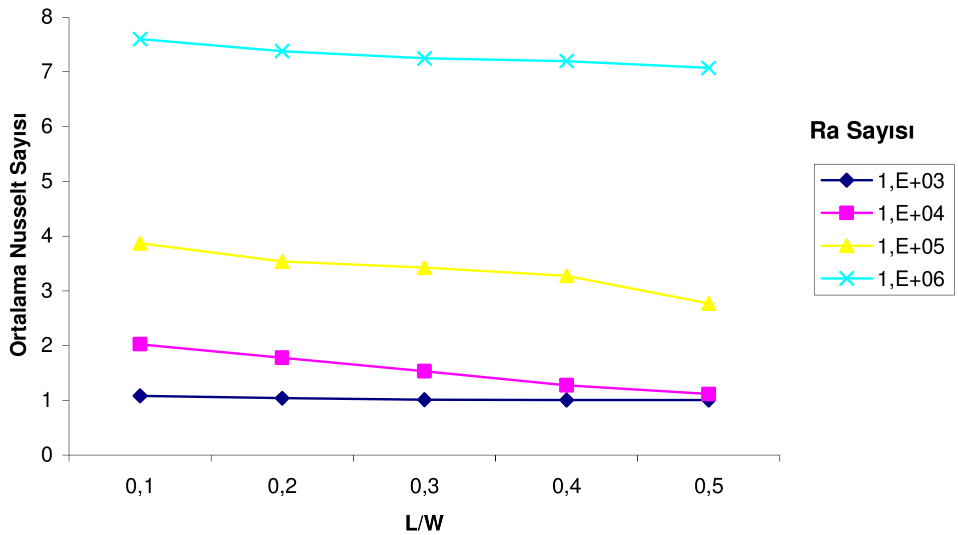


Şekil 4.36. D tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 e) L/W = 0,5 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)

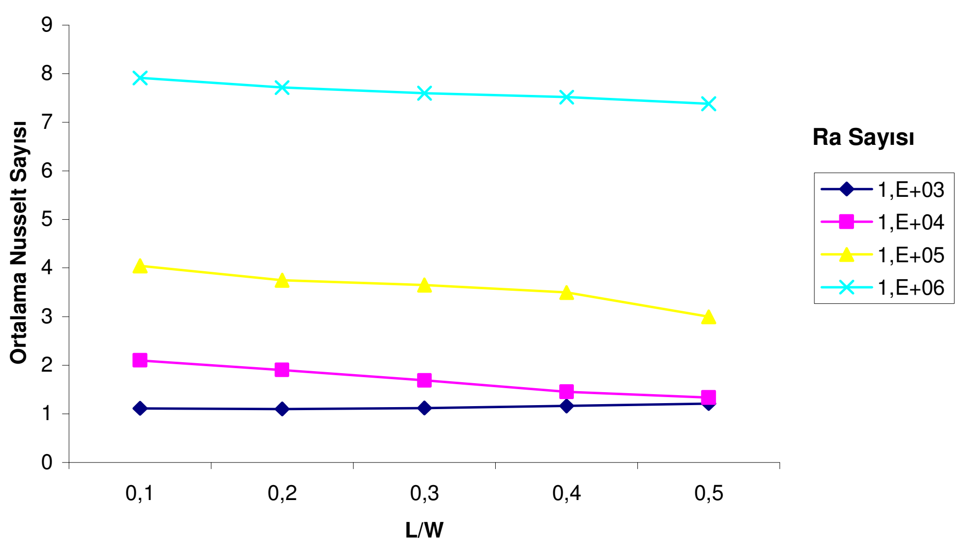
Şekil 4.37 ve Şekil 4.38' de görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça düşük Rayleigh sayısında (Ra = 10^3) Nusselt sayısında değişim gözlenmezken, yüksek Rayleigh sayılarında, konveksiyon rejimi ısı transferine hakim olduğundan, bölme boyu artışı, akışı zorlaştırıp, konveksiyonu azalttığından; Nusselt sayısında azalma gözlenir.

Şekil 4.39' da düşük Rayleigh sayılarında (Ra = 10^3), bölme boyu uzadıkça Nusselt sayısı artarken, yüksek Rayleigh sayılarında, bölme boyu uzadıkça, konveksiyon azalama yönünde etkilenirken, kondüksiyon artma eğiliminde olup, birbirlerinin etkilerini nötralize edip, Nusselt sayısının değişimine engel olurlar.

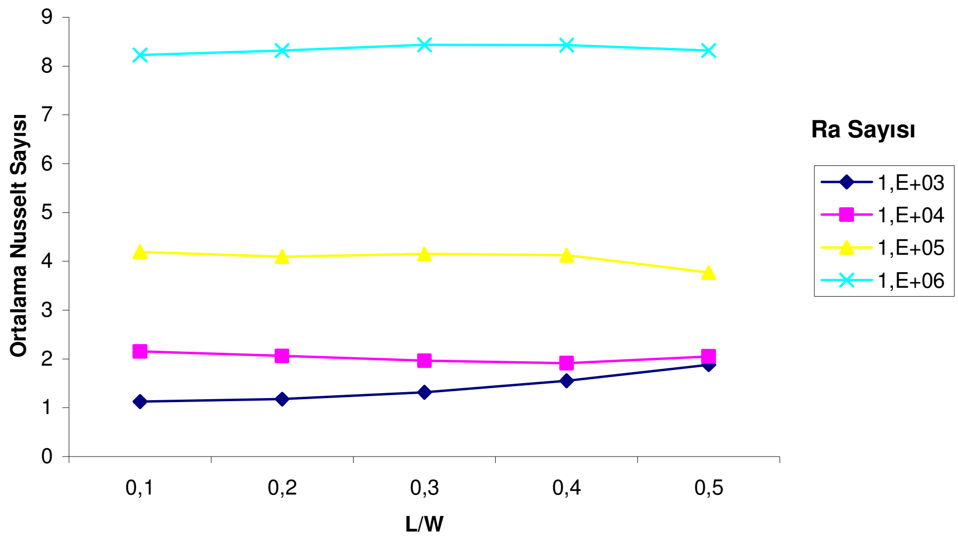
D bölme tipinde k_r çok yüksek bir değer (k_r = 1000) için, kondüksiyon rejimi ısı transferinde etkin rol oynadığından, bölme boyu uzadıkça artan kondüksiyon nedeniyle Nusselt sayısı artığı Şekil 4.40'da görülmektedir. Ayrıca Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısının bütün L/W ve k_r değerlerinde önemli ölçüde arttığı görülmektedir.



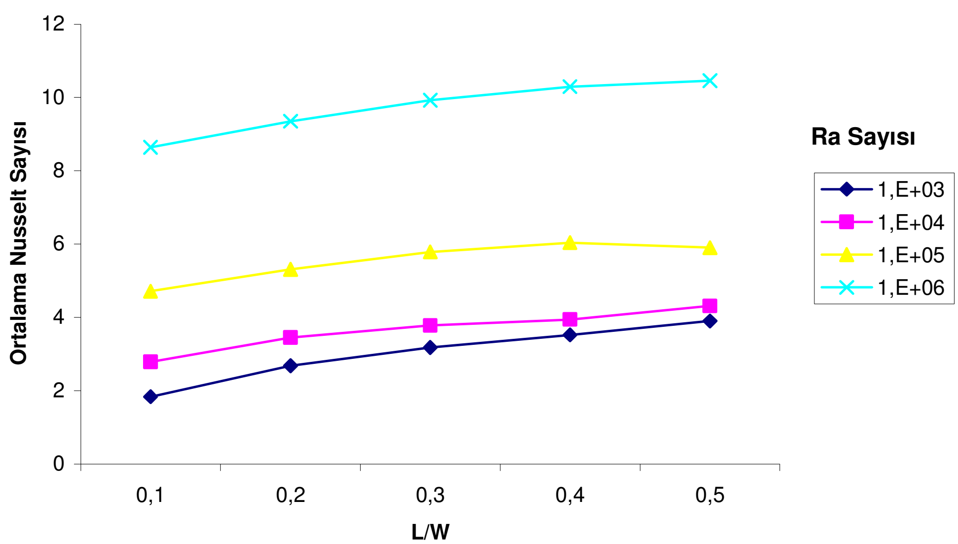
Şekil 4.37. D tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1)



Şekil 4.38. D tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 10)



Şekil 4.39. D tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 100)



Şekil 4.40. D tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1000)

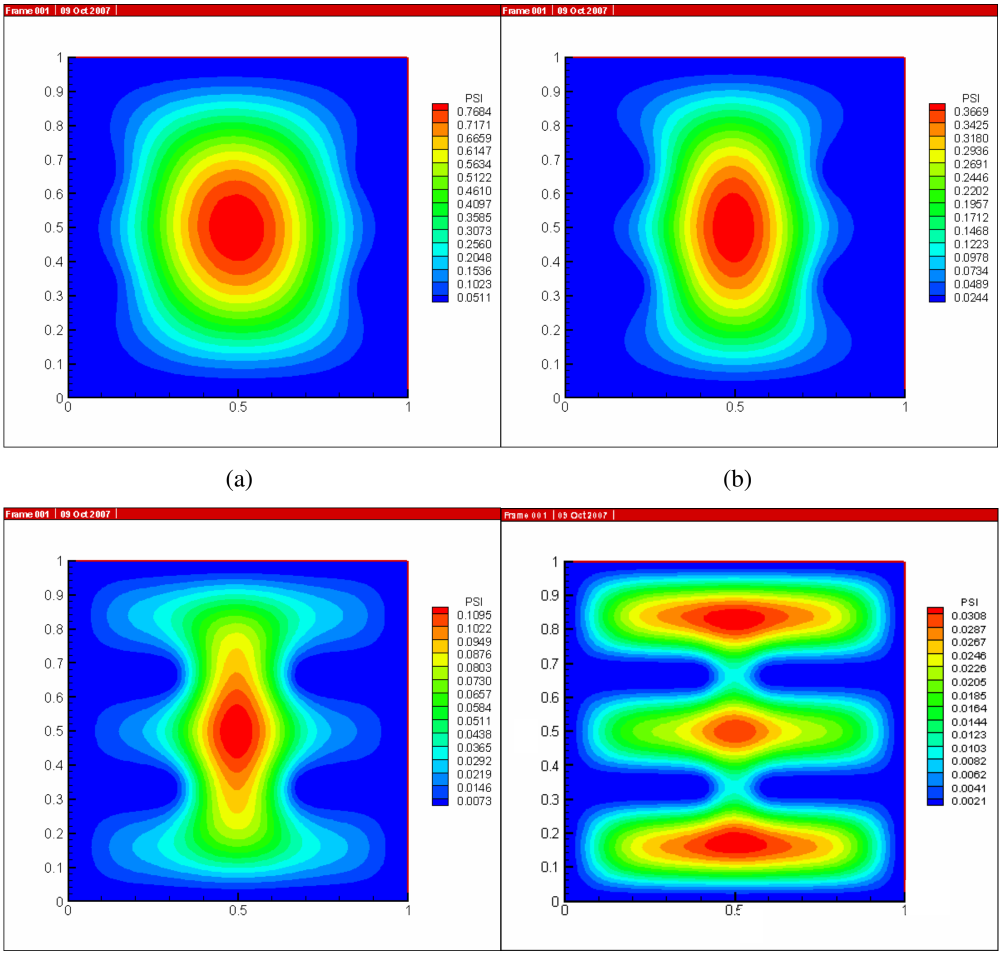
4.6. E Tipi Kapalı Hacimde Akış ve Isı Transferi

E tipi konfigürasyonda sabit akım çizgisi eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 olduğu durumda Şekil 4.41' de, Ra = 10^5 ve k_r = 100 olduğu durumda Şekil 4.43' de verilmiştir. Aynı konfigürasyonda eş sıcaklık eğrileri, L/W = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 için Ra = 10^3 ve k_r = 1 olduğu durumda Şekil 4.42' de, Ra = 10^5 ve k_r = 100 durumunda Şekil 4.44' te verilmiştir.

Şekil 4.41 ve Şekil 4.43'de görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça kapalı hacmin içinde dönme hareketi yapan tek parça akış, 3 parçaya ayrılarak dönme hareketini her parça kendi içinde sürdürür.

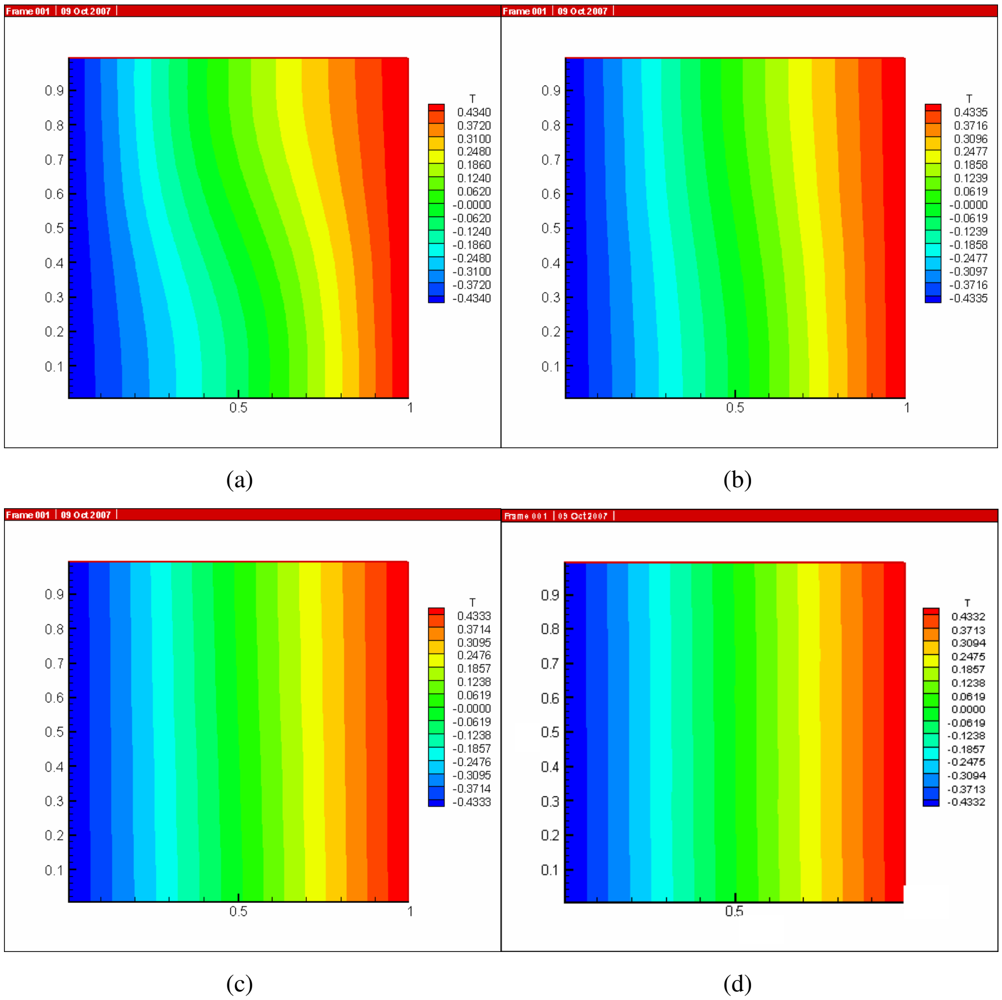
Şekil 4.42'de görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça eş sıcaklık eğrilerinin düzleştiği ve akışkanla, kanatların ısı iletimlerinin eşit olduğu için uniform bir dağılım gösterdiği görülmektedir.

Akışkan hareketin nispeten az olduğu bölgelerde, akışkanın kapalı hacmin yakın olduğu duvar sıcaklıklarını aldıkları Şekil 4.44'te görülmektedir.

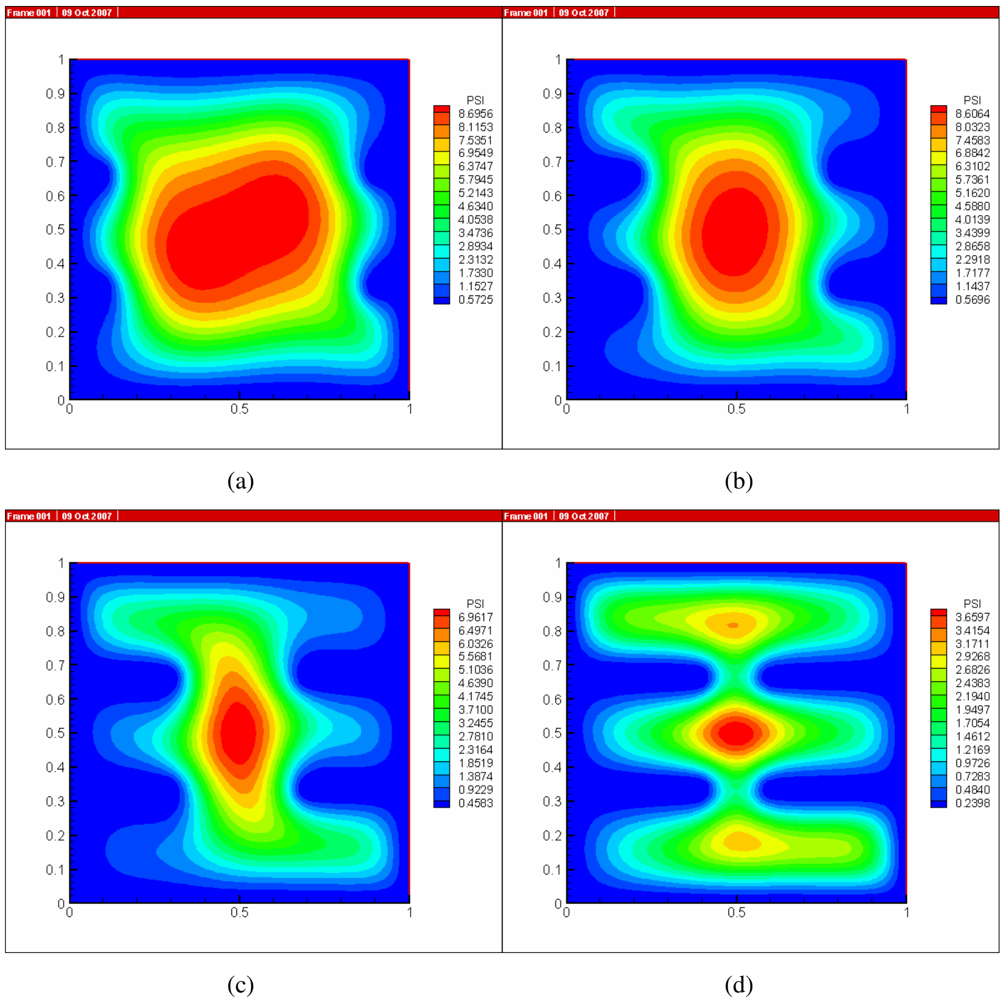


(a) (b) (c) (d)

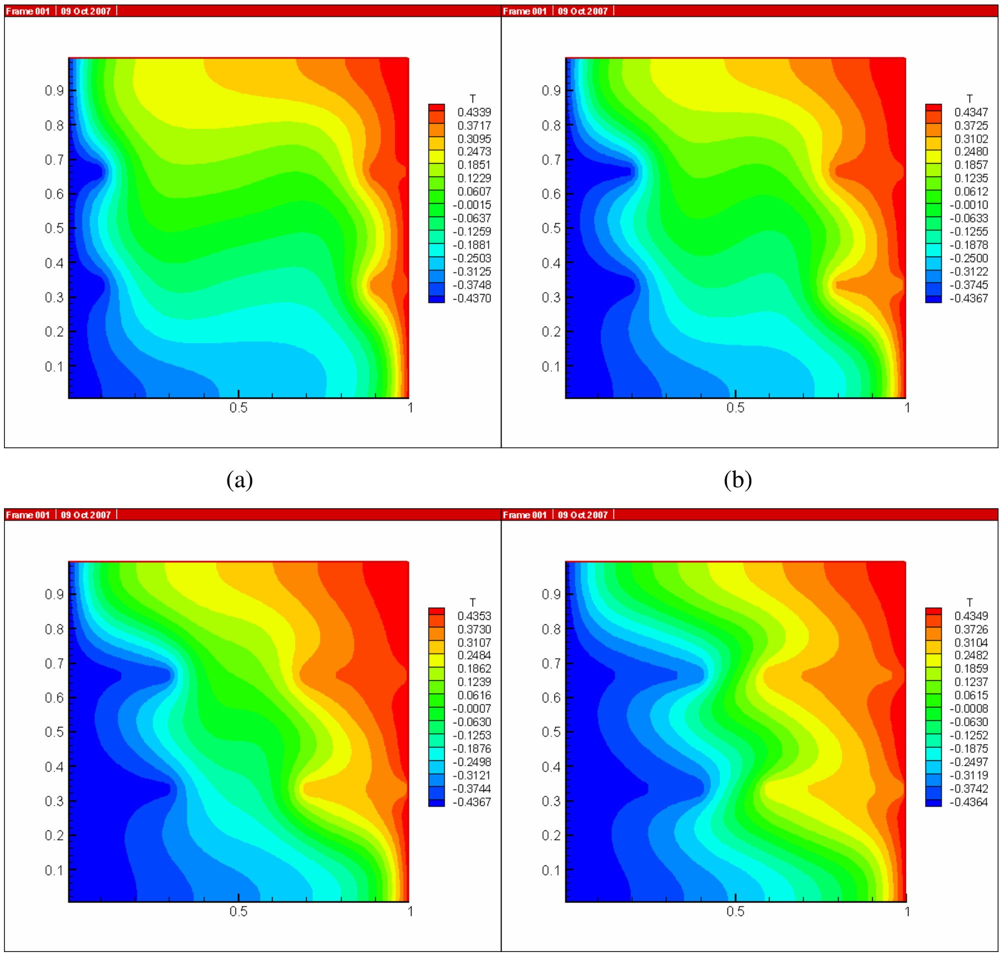
Şekil 4.41. E tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)



Şekil 4.42. E tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^3 ve k_r = 1)

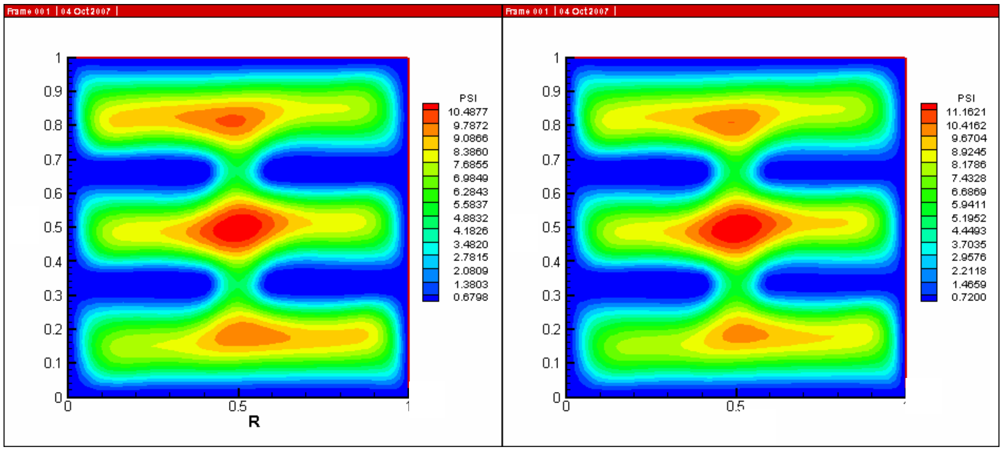


Şekil 4.43. E tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)

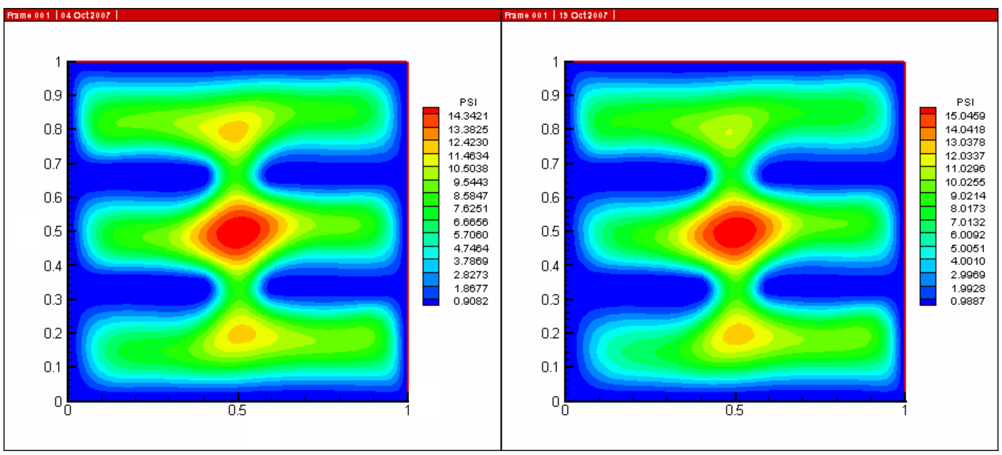


Şekil 4.44. E tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) L/W = 0,1 b) L/W = 0,2 c) L/W = 0,3 d) L/W = 0,4 (Ra = 10^5 ve k_r = 100)

Şekil 4.45 ve Şekil 4.46'da sırasıyla, sabit akım çizgileri ve sıcaklık eğrileri, k_r = 1, 10, 100, 1000 için çizildi. Burada E tipi bölme, Ra = 10^6, L/W = 0,4 için k_r oranı artıkça, artan ısı transferi neticesinde, akışkanın daha dar alanda sirkülasyon hareketini sürdürdüğü görülmektedir. Eş sıcaklık çizgilerinde, k_r oranı artıkça, artan ısı transferi sonucunda, bölmeler boyunca eş sıcaklık eğrilerinin uzayarak, bölme şekline uyduğu görülmektedir.

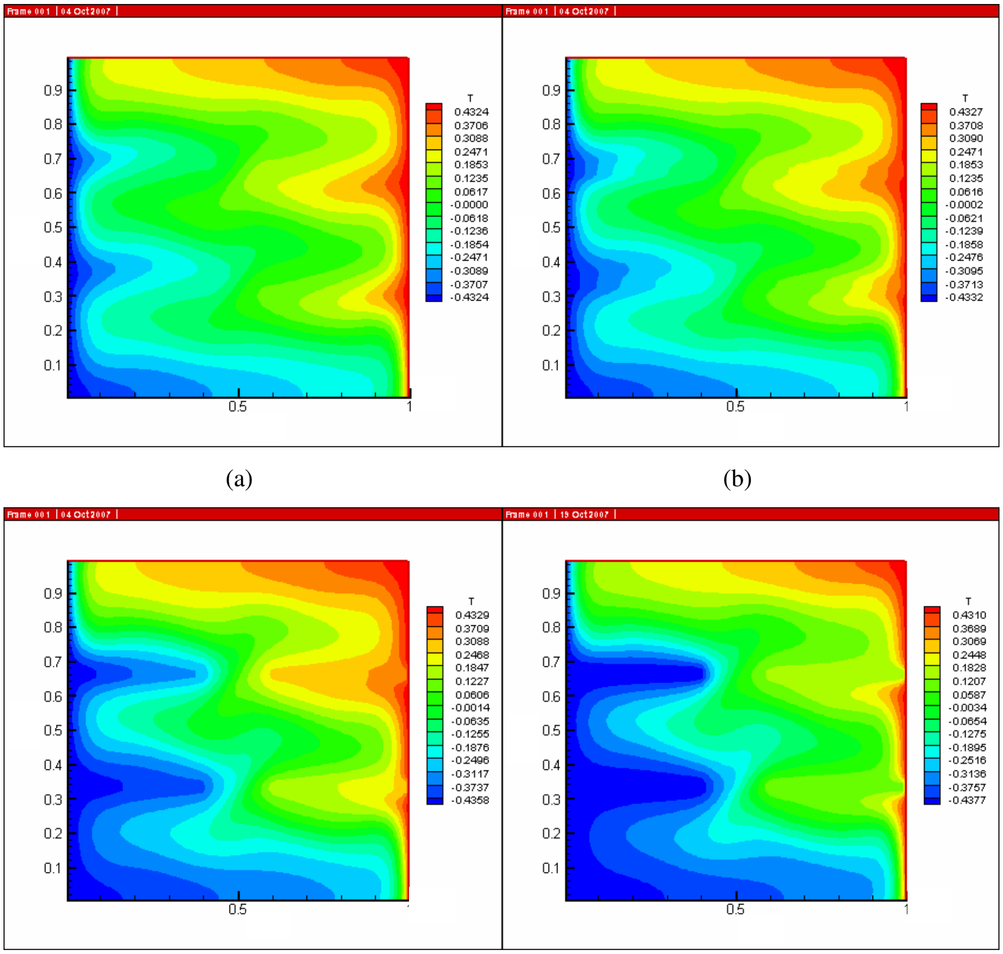


(a) (b)



(c) (d)

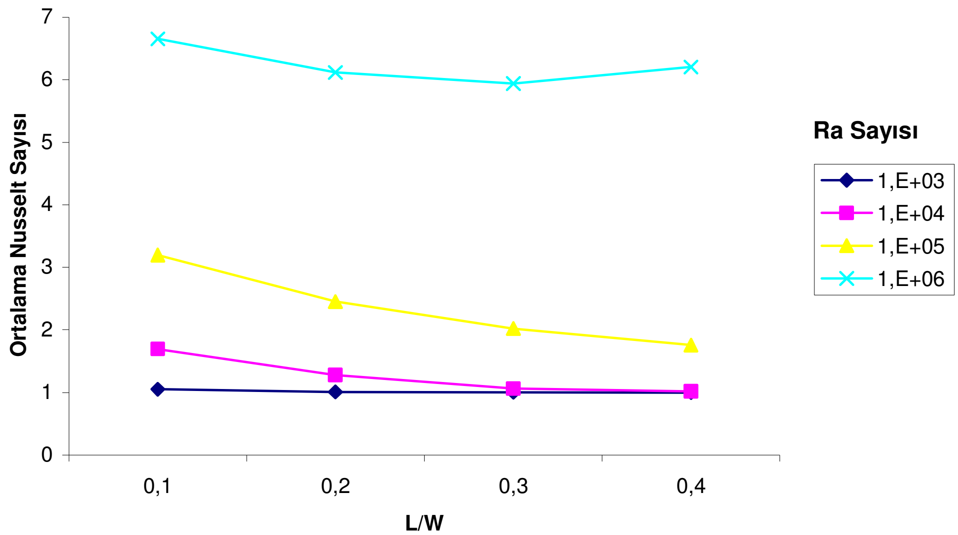
Şekil 4.45. E tipi kapalı hacimde akım çizgisi eğrileri a) $k_r = 1$ b)$k_r = 10$ c) $k_r = 100$ d) $k_r = 1000$ (Ra = 10^6, L/W = 0,4)



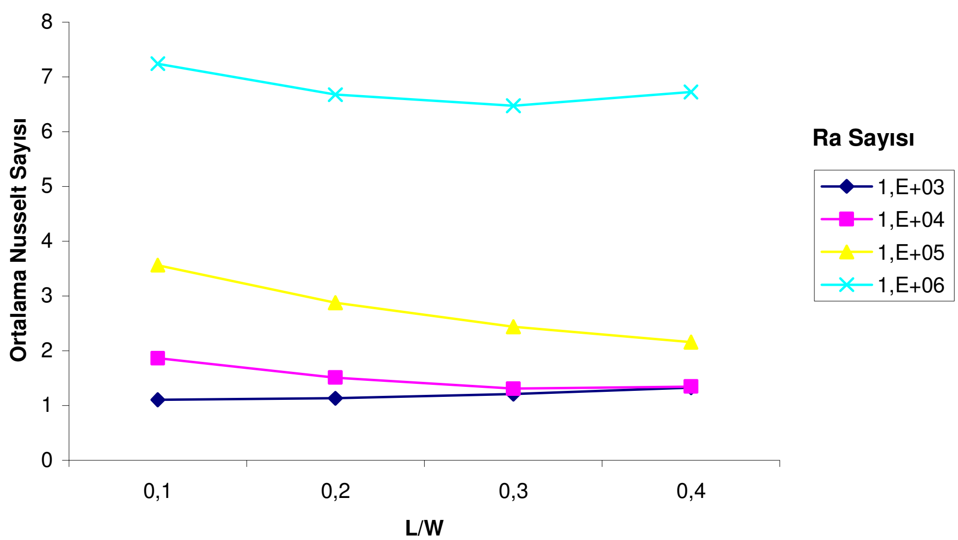
(a) (b)

(c) (d)

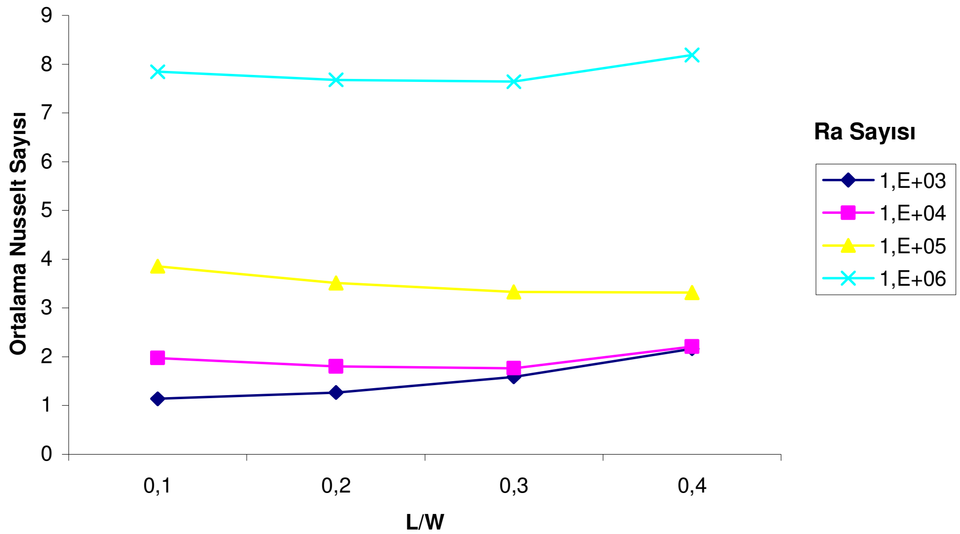
Şekil 4.46. E tipi kapalı hacimde eş sıcaklık eğrileri a) $k_r = 1$ b)$k_r = 10$ c) $k_r = 100$ d) $k_r = 1000$ (Ra = 10^6, L/W = 0,4)



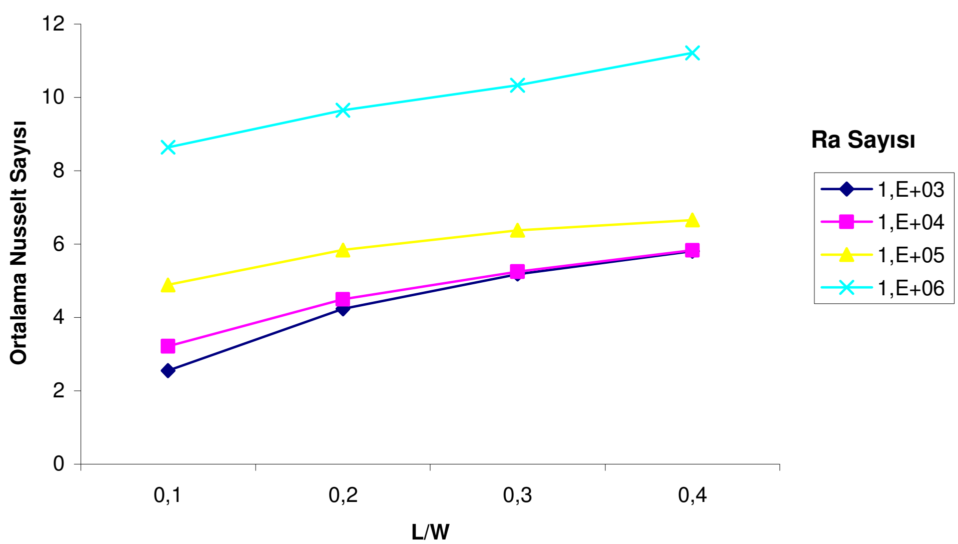
Şekil 4.47. E tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1)



Şekil 4.48. E tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 10)



Şekil 4.49. E tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 100)



Şekil 4.50. E tipi kapalı hacimde ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (k_r = 1000)

Şekil 4.47 ve Şekil 4.48' de görüldüğü üzere, bölme boyu uzadıkça düşük Rayleigh sayısında (Ra = 10^3) Nusselt sayısında değişim gözlenmezken, yüksek Rayleigh sayılarında, konveksiyon rejimi ısı transferine hakim olduğundan, bölme boyu artışı, akışı zorlaştırıp, konveksiyonu azalttığından; Nusselt sayısında azalma gözlenir.

Şekil 4.49' da düşük Rayleigh sayılarında (Ra = 10^3), bölme boyu uzadıkça Nusselt sayısı artarken, yüksek Rayleigh sayılarında, bölme boyu uzadıkça, konveksiyon azalama yönünde etkilenirken, kondüksiyon artma eğiliminde olup, birbirlerinin etkilerini nötralize edip, Nusselt sayısının değişimin sınırlı olmasını sağlarlar.

E bölme tipinde k_r çok yüksek bir değer (k_r = 1000) için, kondüksiyon rejimi ısı transferinde etkin rol oynadığından, bölme boyu uzadıkça artan kondüksiyon nedeniyle Nusselt sayısı artar. Ayrıca Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısının bütün L/W ve k_r değerlerinde önemli ölçüde arttığı görülmektedir.

4.7. Değişik Bölme Tipleri, Bölme Uzunluğu, Isı İletim Katsayıları Oranı ve Rayleigh Sayılarının Nusselt Sayısına Etkisi

Program vasıtasıyla hesaplanan tüm Nusselt sayıları Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Program yardımıyla hesaplanan Nusselt sayıları

Nu Sayısı									
Sıra No	Bölme Boyu / Genişlik (L/W)	Isı İletim Katsayı Oranı (k_r)	Ra Sayısı	Bölme Tipi					
				Bölmesiz	A	B	C	D	E
1	0,1	1	Ra=10e3	1,1218	1,0919	1,0633	1,0848	1,0818	1,0518
2	0,1	1	Ra=10e4	2,2526	2,0583	1,8689	1,9525	2,0260	1,6964
3	0,1	1	Ra=10e5	4,5662	4,1624	3,7964	3,8081	3,8667	3,1987
4	0,1	1	Ra=10e6	9,0463	8,3561	7,7724	7,7242	7,5991	6,6551
5	0,1	10	Ra=10e3	1,1218	1,1082	1,0913	1,1149	1,1089	1,1036
6	0,1	10	Ra=10e4	2,2526	2,1208	1,9646	2,0698	2,1019	1,8625
7	0,1	10	Ra=10e5	4,5662	4,2956	3,9934	4,0795	4,0479	3,5629
8	0,1	10	Ra=10e6	9,0463	8,5793	8,0867	8,1619	7,9105	7,2409
9	0,1	100	Ra=10e3	1,1218	1,1196	1,1100	1,1347	1,1266	1,1365
10	0,1	100	Ra=10e4	2,2526	2,1686	2,0319	2,1532	2,1540	1,9750
11	0,1	100	Ra=10e5	4,5662	4,4237	4,1607	4,3175	4,1952	3,8541
12	0,1	100	Ra=10e6	9,0463	8,8606	8,4304	8,6832	8,2252	7,8410
13	0,1	1000	Ra=10e3	1,1218	1,1215	1,8086	1,1379	1,8358	2,5527
14	0,1	1000	Ra=10e4	2,2526	2,1768	2,6381	2,1670	2,7875	3,2138
15	0,1	1000	Ra=10e5	4,5662	4,4485	4,6604	4,3613	4,7160	4,8849
16	0,1	1000	Ra=10e6	9,0463	8,9254	8,8250	8,7978	8,6368	8,6424
17	0,2	1	Ra=10e3	1,1218	1,0543	1,0187	1,0454	1,0354	1,0099
18	0,2	1	Ra=10e4	2,2526	1,8306	1,5154	1,6389	1,7789	1,2755
19	0,2	1	Ra=10e5	4,5662	3,8941	3,3748	3,2511	3,5314	2,4515
20	0,2	1	Ra=10e6	9,0463	8,1353	7,3735	7,3464	7,3797	6,1169
21	0,2	10	Ra=10e3	1,1218	1,0915	1,0826	1,1133	1,0999	1,1305
22	0,2	10	Ra=10e4	2,2526	1,9359	1,6547	1,8417	1,9042	1,5106
23	0,2	10	Ra=10e5	4,5662	4,0573	3,6046	3,6018	3,7518	2,8769
24	0,2	10	Ra=10e6	9,0463	8,3537	7,7095	7,7635	7,7174	6,6746
25	0,2	100	Ra=10e3	1,1218	1,1360	1,1592	1,1845	1,1759	1,2671
26	0,2	100	Ra=10e4	2,2526	2,0816	1,8365	2,0847	2,0611	1,8002
27	0,2	100	Ra=10e5	4,5662	4,3548	3,9751	4,1609	4,0927	3,5108
28	0,2	100	Ra=10e6	9,0463	8,8931	8,3627	8,6734	8,3197	7,6745
29	0,2	1000	Ra=10e3	1,1218	1,1461	2,6500	1,1992	2,6844	4,2304
30	0,2	1000	Ra=10e4	2,2526	2,1174	3,1788	2,1391	3,4532	4,4953
31	0,2	1000	Ra=10e5	4,5662	4,4458	5,1471	4,3124	5,3080	5,8347
32	0,2	1000	Ra=10e6	9,0463	9,1096	9,4038	8,9997	9,3559	9,6492
33	0,3	1	Ra=10e3	1,1218	1,0279	1,0065	1,0203	1,0120	1,0013
34	0,3	1	Ra=10e4	2,2526	1,6401	1,2957	1,4056	1,5336	1,0595

Çizelge 4.1. (Devam) Program yardımıyla hesaplanan Nusselt sayıları

Nu Sayısı									
Sıra No	Bölme Boyu / Genişlik (L/W)	Isı İletim Katsayı Oranı (k_r)	Ra Sayısı	Bölme Tipi					
				Bölmesiz	A	B	C	D	E
35	0,3	1	Ra=10e5	4,5662	3,7836	3,3072	2,8785	3,4253	2,0235
36	0,3	1	Ra=10e6	9,0463	8,1729	7,3743	7,2318	7,2494	5,9396
37	0,3	10	Ra=10e3	1,1218	1,0852	1,1142	1,1253	1,1184	1,2094
38	0,3	10	Ra=10e4	2,2526	1,7652	1,4444	1,6485	1,6834	1,3057
39	0,3	10	Ra=10e5	4,5662	3,9464	3,5248	3,2367	3,6503	2,4368
40	0,3	10	Ra=10e6	9,0463	8,3753	7,6844	7,6251	7,5972	6,4711
41	0,3	100	Ra=10e3	1,1218	1,1795	1,3160	1,2673	1,3127	1,5848
42	0,3	100	Ra=10e4	2,2526	2,0105	1,7337	2,0421	1,9637	1,7646
43	0,3	100	Ra=10e5	4,5662	4,3610	4,0244	4,0379	4,1472	3,3260
44	0,3	100	Ra=10e6	9,0463	8,9998	8,4504	8,7109	8,4314	7,6417
45	0,3	1000	Ra=10e3	1,1218	1,2063	3,1526	1,3018	3,1839	5,1769
46	0,3	1000	Ra=10e4	2,2526	2,0920	3,4795	2,1523	3,7794	5,2462
47	0,3	1000	Ra=10e5	4,5662	4,5365	5,5945	4,3260	5,7888	6,3808
48	0,3	1000	Ra=10e6	9,0463	9,3636	9,9321	9,2352	9,9275	10,3310
49	0,4	1	Ra=10e3	1,1218	1,0135	1,0048	1,0076	1,0047	1,0006
50	0,4	1	Ra=10e4	2,2526	1,4783	1,2335	1,2301	1,2742	1,0201
51	0,4	1	Ra=10e5	4,5662	3,7051	3,3704	2,5654	3,2754	1,7556
52	0,4	1	Ra=10e6	9,0463	8,1808	7,9175	7,0126	7,2002	6,2030
53	0,4	10	Ra=10e3	1,1218	1,0915	1,1675	1,1515	1,1600	1,3212
54	0,4	10	Ra=10e4	2,2526	1,6106	1,4152	1,4863	1,4543	1,3450
55	0,4	10	Ra=10e5	4,5662	3,8670	3,6219	2,9207	3,4968	2,1580
56	0,4	10	Ra=10e6	9,0463	8,3877	8,1911	7,4034	7,5191	6,7263
57	0,4	100	Ra=10e3	1,1218	1,2512	1,6063	1,3854	1,5483	2,1651
58	0,4	100	Ra=10e4	2,2526	1,9399	1,9193	1,9959	1,9099	2,2080
59	0,4	100	Ra=10e5	4,5662	4,3734	4,3777	3,9134	4,1224	3,3156
60	0,4	100	Ra=10e6	9,0463	9,0792	9,0102	8,6481	8,4272	8,1877
61	0,4	1000	Ra=10e3	1,1218	1,3063	3,4953	1,4510	3,5265	5,7993
62	0,4	1000	Ra=10e4	2,2526	2,0771	3,7507	2,1649	3,9394	5,8240
63	0,4	1000	Ra=10e5	4,5662	4,6450	6,0260	4,3588	6,0380	6,6572
64	0,4	1000	Ra=10e6	9,0463	9,5702	10,7172	9,3889	10,2982	11,2133
65	0,5	1	Ra=10e3	1,1218	1,0162	x	1,0025	1,0021	x
66	0,5	1	Ra=10e4	2,2526	1,3478	x	1,1063	1,1115	x
67	0,5	1	Ra=10e5	4,5662	3,6251	x	2,2932	2,7722	x
68	0,5	1	Ra=10e6	9,0463	8,1355	x	6,7794	7,0739	x
69	0,5	10	Ra=10e3	1,1218	1,0883	x	1,1903	1,2102	x
70	0,5	10	Ra=10e4	2,2526	1,4781	x	1,3609	1,3364	x
71	0,5	10	Ra=10e5	4,5662	3,7835	x	2,6431	2,9937	x
72	0,5	10	Ra=10e6	9,0463	8,3420	x	7,1560	7,3814	x
73	0,5	100	Ra=10e3	1,1218	1,3366	x	1,5467	1,8806	x
74	0,5	100	Ra=10e4	2,2526	1,8459	x	1,9459	2,0441	x
75	0,5	100	Ra=10e5	4,5662	4,3576	x	3,7897	3,7696	x

Çizelge 4.1. (Devam) Program yardımıyla hesaplanan Nusselt sayıları

Nu Sayısı									
Sıra No	Bölme Boyu / Genişlik (L/W)	Isı İletim Katsayı Oranı (k_r)	Ra Sayısı	Bölme Tipi					
				Bölmesiz	A	B	C	D	E
76	0,5	100	Ra=10e6	9,0463	9,1210	x	8,5014	8,3202	x
77	0,5	1000	Ra=10e3	1,1218	1,4379	x	1,6608	3,9003	x
78	0,5	1000	Ra=10e4	2,2526	2,0405	x	2,1649	4,3113	x
79	0,5	1000	Ra=10e5	4,5662	4,7410	x	4,4011	5,9050	x
80	0,5	1000	Ra=10e6	9,0463	9,7473	x	9,4685	10,4608	x

Şekil 4.51'de Ra = 10^3 ve k_r = 1 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısı bütün bölme tipleri için azalmıştır. Bu şartlarda ısı transferinde ısı taşınımı, ısı iletimine göre daha fazla rol oynar. Akışın en kolay, yani hızların en büyük olduğu bölmesiz durum için, Nu en büyük değerde iken, akışı zorlaştıran bölme tiplerinde Nu sayısı daha az değerler gösterir. Aynı şekilde bölme uzunlukları artınca, akış zorlandığından Nu sayısında azalma gösterir.

Şekil 4.52'de Ra = 10^3 ve k_r = 10 için, ısı transferinde ısı taşınımı, ısı iletimi birlikte rol oynar. A tipi bölmeli hacimde bölme uzunluğu artıkça Nusselt sayısı azalırken B, C ve D tipi bölmeli kapalı hacimde Nusselt sayısı L/W = 0,2 ye kadar azalırken, bu değerden sonra artmaya başlar. E tipi bölmeli kapalı hacim için L/W = 0,2'den sonra bölmesiz kapalı hacmin Nusselt sayısının üzerine çıkar.

Şekil 4.53'te Ra = 10^3, k_r = 100 için, ısı transferinde, ısı iletimi baskın rol oynar. A ve B tipi bölmeli kapalı hacimde L/W = 0,1 için bölmesiz kapalı hacmin Nu değerinden küçükken, L/W oranı arttıkça, bölmesiz durumun üzerine çıkar. C, D, E tiplerinde ise zaten bölmesiz durumun üzerinde olan Nu sayısı, L/W oranı arttıkça artar.

Şekil 4.54'te Ra = 10^3, k_r = 1000 için, ısı transferinde, ısı iletimi baskın rol oynar. Sadece A tipi bölmeli kapalı hacimde L/W = 0,1 için bölmesiz kapalı hacmin Nu değerinden küçükken, L/W oranı arttıkça, bölmesiz durumun üzerine çıkar. B, C, D, E tiplerinde ise zaten bölmesiz durumun üzerinde olan Nu sayısı, L/W oranı arttıkça artar.

Şekil 4.55'te Ra = 10^4 ve k_r = 1 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısı bütün bölme tipleri için azalmıştır. Bu şartlarda, ısı transferinde ısı taşınımı, ısı iletimine göre daha fazla rol oynar. Akışın en kolay olduğu bölmesiz durum için, Nu en büyük değerde iken, akışı zorlaştıran bölme tiplerinde Nu sayısı daha az değerler gösterir. Aynı şekilde bölme uzunlukları artınca, akış zorlandığından Nu sayısında azalma gösterir.

Şekil 4.56'da Ra = 10^4 ve k_r = 10 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısı E bölme tipi dışında, bütün bölme tipleri için azalmıştır. E tipi bölmede ise L/W = 0,3'e kadar azalmış, bu değerden sonra, iletim etkisi ağırlığını hissettirdiğinden Nu sayısında artma gözlenir.

Şekil 4.57'de Ra = 10^4 ve k_r = 100 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısı A ve C bölme tipinde azalır. B ve E bölme tipinde L/W = 0,3'ten sonra artma gözlenirken, B bölme tipinde L/W = 0,4'ten sonra artış gözlenir.

Şekil 4.58'de Ra = 10^4 ve k_r = 1000 için, A bölme tipinde L/W oranı artıkça azalır. C bölme tipinde L/W = 0,2'ye kadar azalırken bu değerden sonra artış gösterir. B, D, E bölme tiplerinde ise Nu sayısı sürekli artış gözlenir.

Şekil 4.59 ve Şekil 4.60'ta Ra = 10^5 ve k_r = 1 ve 10 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısına hiçbir bölme tipinde ulaşılamamıştır. A, C, D ve E bölme tipleri için L/W oranı arttıkça Nu sayısı azalmıştır. B bölme tipinde L/W = 0,3'ye kadar azalırken, bu değerden sonra, iletim baskın hale geldiği için Nu sayısı artış gösterir.

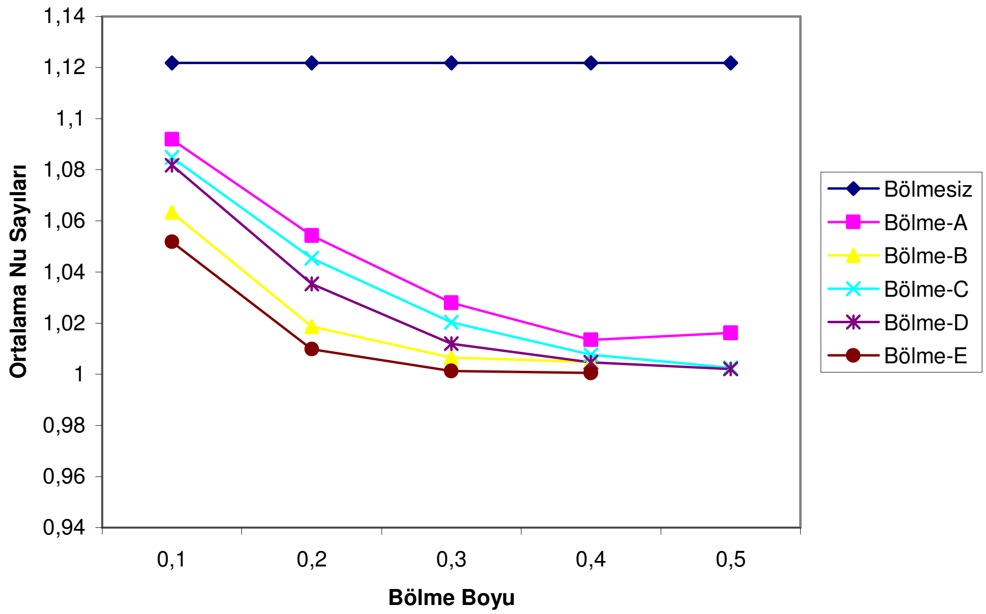
Şekil 4.61'de Ra = 10^5 ve k_r = 100 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısına hiçbir bölme tipinde ulaşılamamıştır. C ve E bölme tipleri için L/W oranı arttıkça Nu sayısı azalmıştır. A ve B bölme tiplerinde L/W = 0,3'ye kadar azalırken, bu değerden sonra, iletim baskın hale geldiği için Nu sayısı artış gösterir. D bölme tipinde ise L/W = 0,2’ye kadar azalmakta iken artmaya başlayan Nu değeri L/W = 0,3’ten sonra tekrar azalır.

Şekil 4.62’de Ra = 10^5 ve k_r = 1000 için, A ve C bölme tipleri için L/W = 0,2’ye kadar azalırken bu değerden sonra Nu sayısı artmıştır. B, D ve E bölme tiplerinde L/W oranı arttıkça Nu sayısı da artar. Bu koşullarda A bölme tipinde L/W = 0,3’e kadar olan kısımla C bölme tipinin tamamında bölmesiz kapalı hacmin Nu sayısından düşüktür.

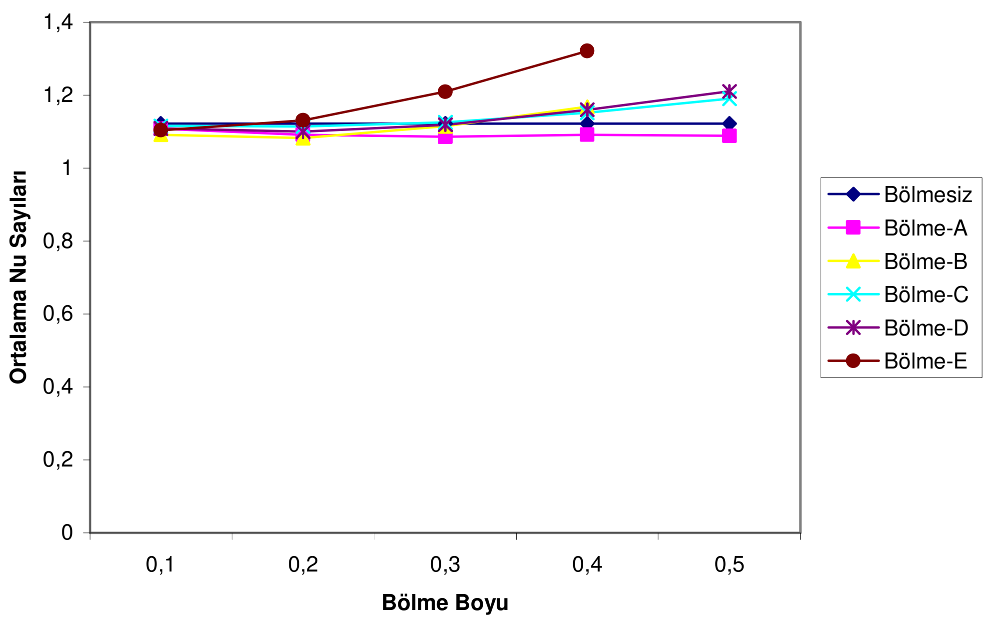
Şekil 4.63 ve Şekil 4.64’te Ra = 10^6 ve k_r = 1 ve 10 için, bölmesiz durum için en büyük olan Nusselt sayısına hiçbir bölme tipinde ulaşılamamıştır. A, C ve D bölme tipleri için L/W oranı arttıkça Nu sayısı azalmıştır. B ve E bölme tiplerinde L/W = 0,3’ye kadar azalırken, bu değerden sonra, iletim baskın hale geldiği için Nu sayısı artış gösterir.

Şekil 4.65’te Ra = 10^6 ve k_r = 100 için, bölmesiz durumun Nu sayısına sadece A bölme tipi kapalı hacmin L/W = 0,4’ten sonra olan kısmında ulaşılıp geçinebilmiştir. B bölme tipi için L/W = 0,2 ye kadar azalmış daha sonra Nu sayısı artmıştır. C bölme tipinde L/W = 0,2’ ye kadar azalan, Nu buradan L/W = 0,3’e kadar artar L/W = 0,3’ten sonra tekrar azalır. D bölme tipinde ise L/W = 0,3’e kadar artmakta iken bu noktadan sonra taşınım etkisinin iyice azalması ile Nu sayısı azalır. E bölme tipinde L/W = 0,3’ye kadar azalırken, bu değerden sonra, iletim baskın hale geldiği için Nu sayısı artış gösterir.

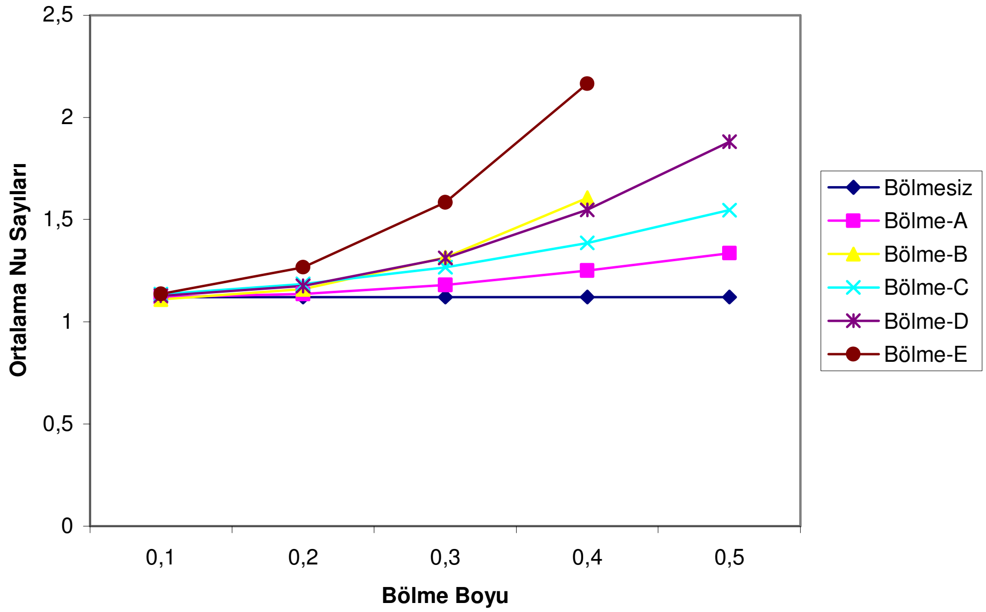
Şekil 4.66’da Ra = 10^6 ve k_r = 1000 için, Bütün bölme tipleri için L/W oranı arttıkça Nu sayısı artmıştır. Bütün bölme tiplerinde L/W = 0,1’de, bölmesiz durumdan daha düşük Nu sayılarına sahip olmalarına rağmen, L/W oranı arttıkça iletimle ısı aktarımı yükseldiğinden, C bölme tipi dışındaki bütün bölme tiplerinde L/W = 0,2’de bölmesiz durumun üzerine çıkılır. C bölme tipi ise L/W = 0,3’e yaklaşırken bölmesiz kapalı hacmin Nu sayısını geçer.



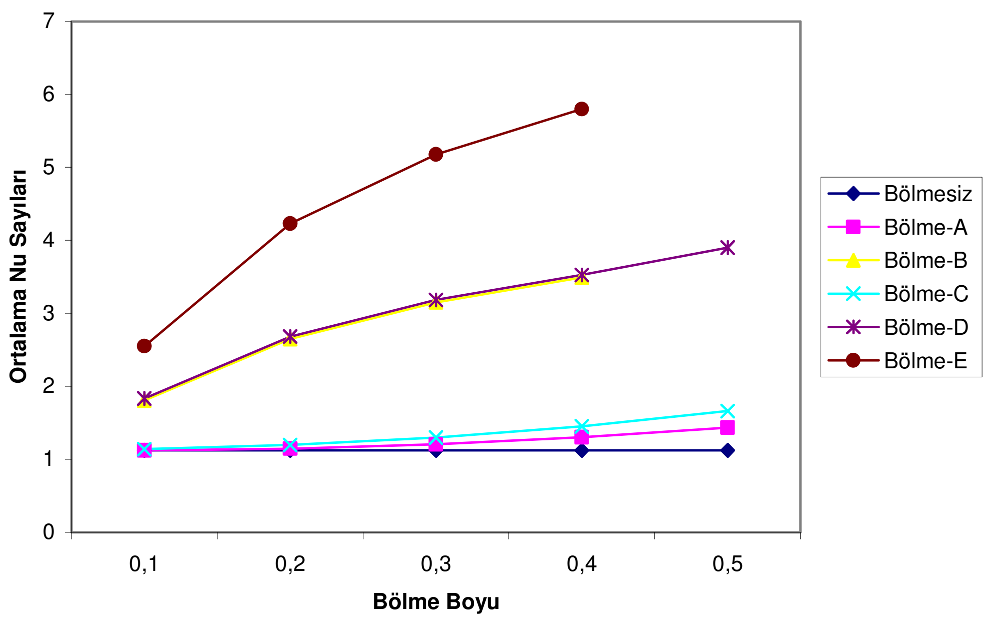
Şekil 4.51. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^3, k_r = 1)



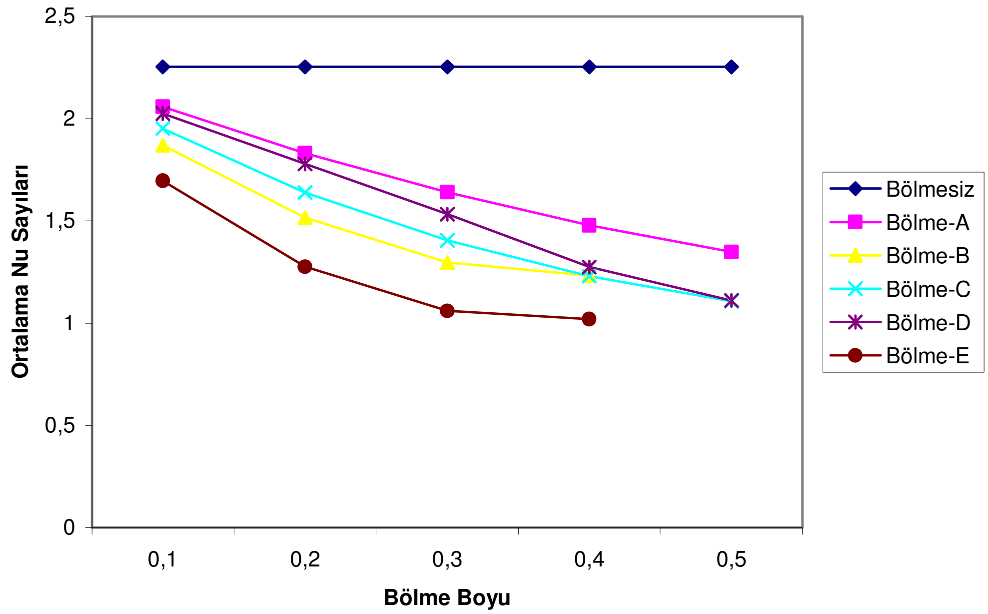
Şekil 4.52. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^3, k_r = 10)



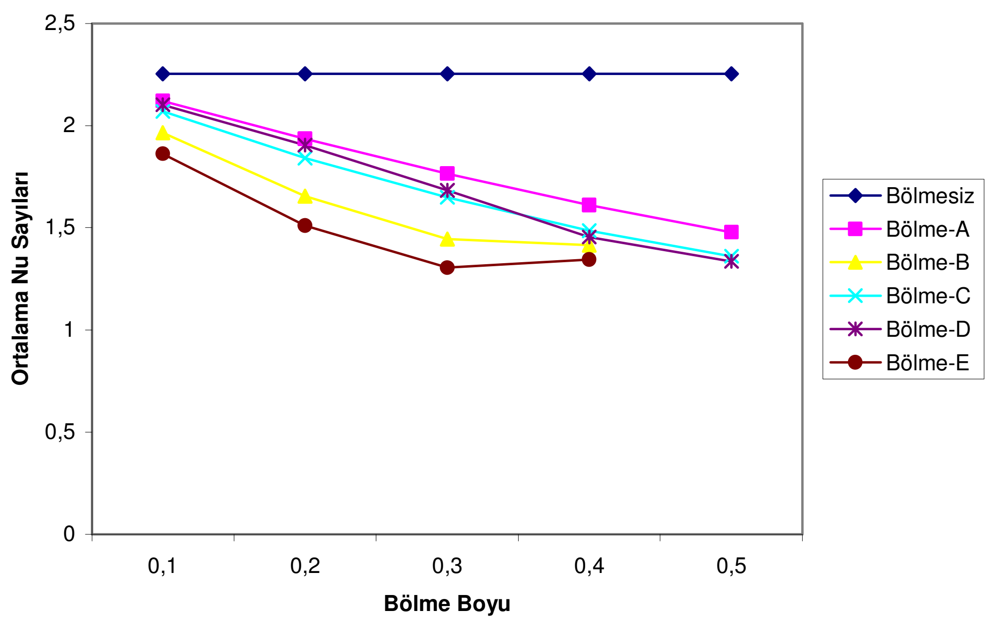
Şekil 4.53. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^3, k_r = 100)



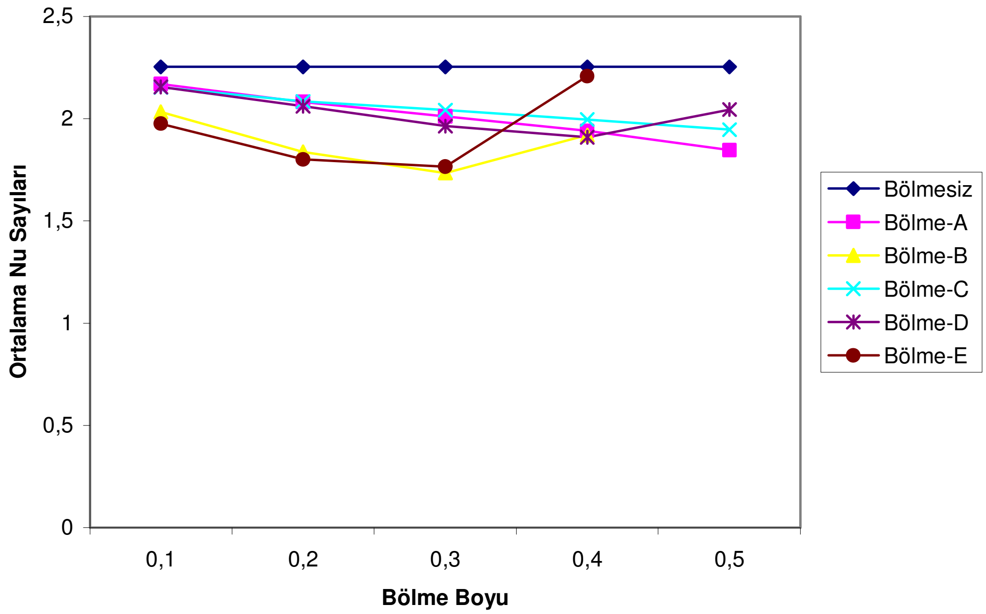
Şekil 4.54. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^3, k_r = 1000)



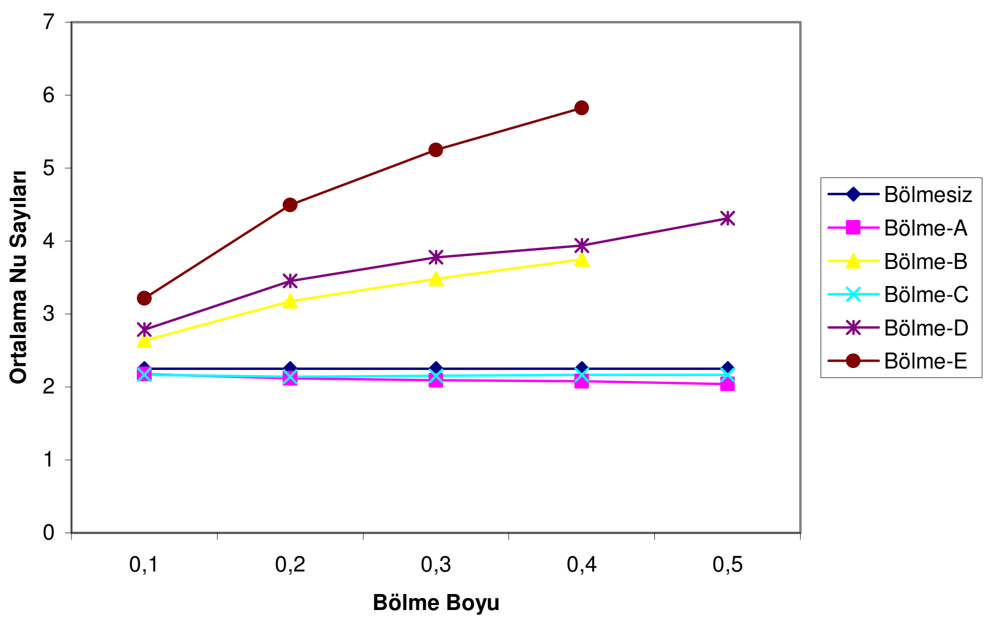
Şekil 4.55. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^4, k_r = 1)



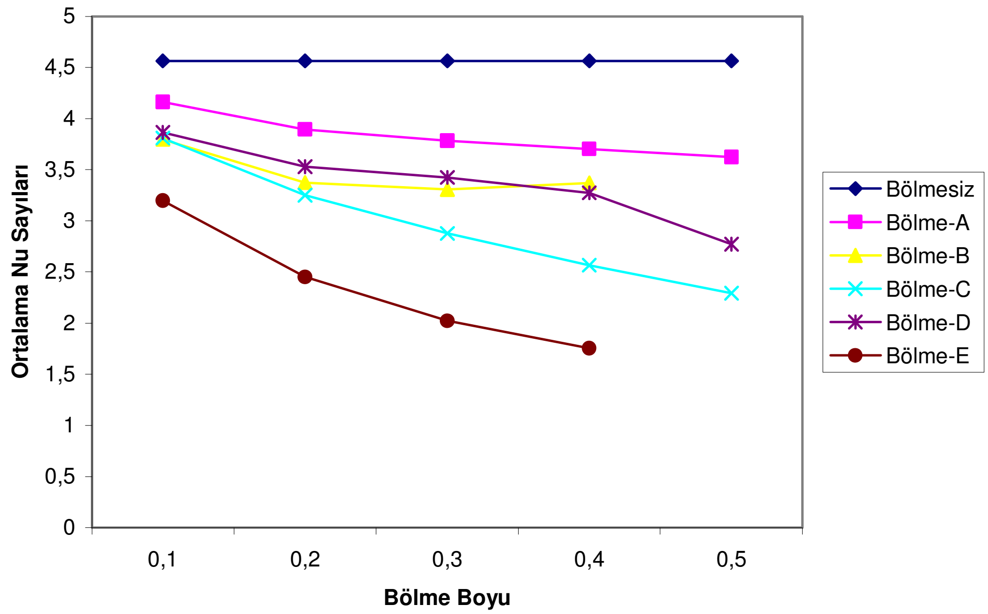
Şekil 4.56. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^4, k_r = 10)



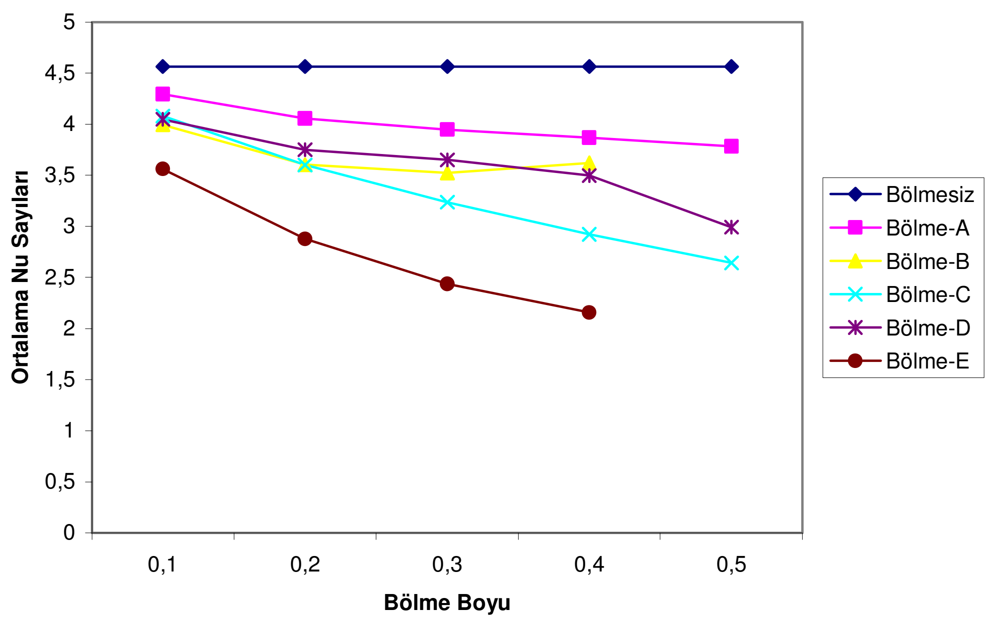
Şekil 4.57. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^4, k_r = 100)



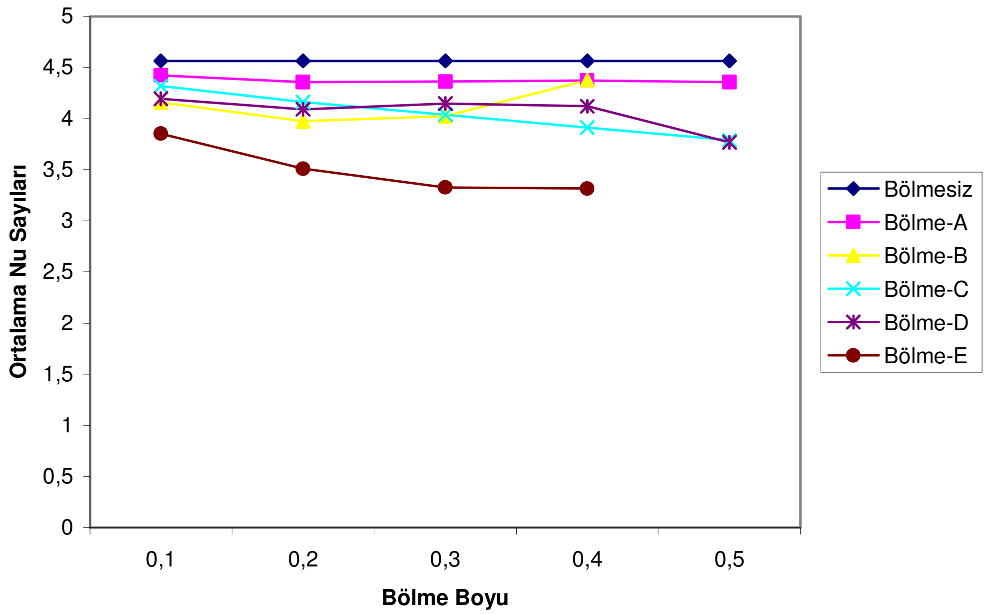
Şekil 4.58. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^4, k_r = 1000)



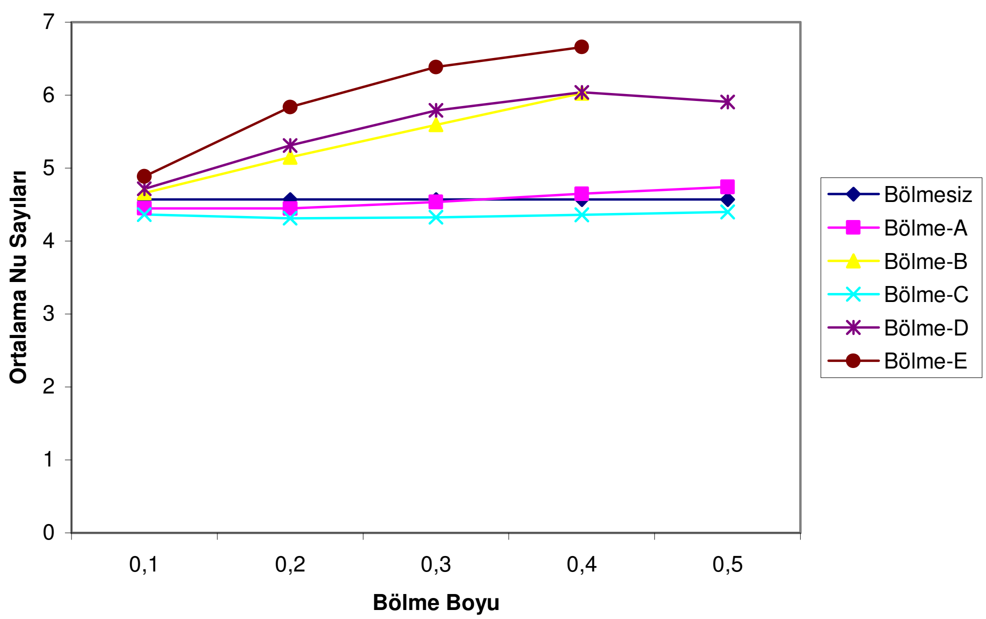
Şekil 4.59. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^5, $k_r = 1$)



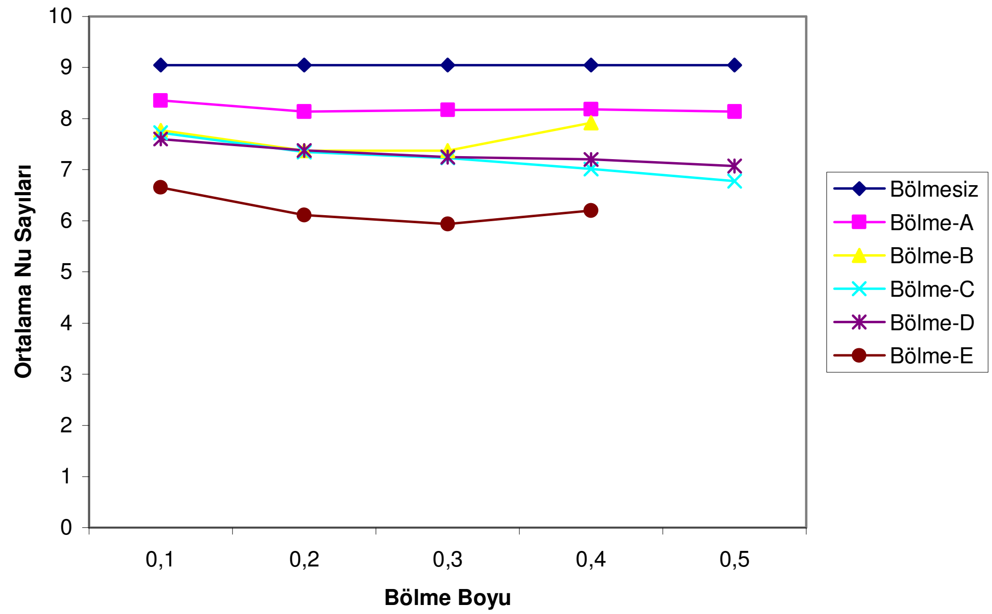
Şekil 4.60. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^5, $k_r = 10$)



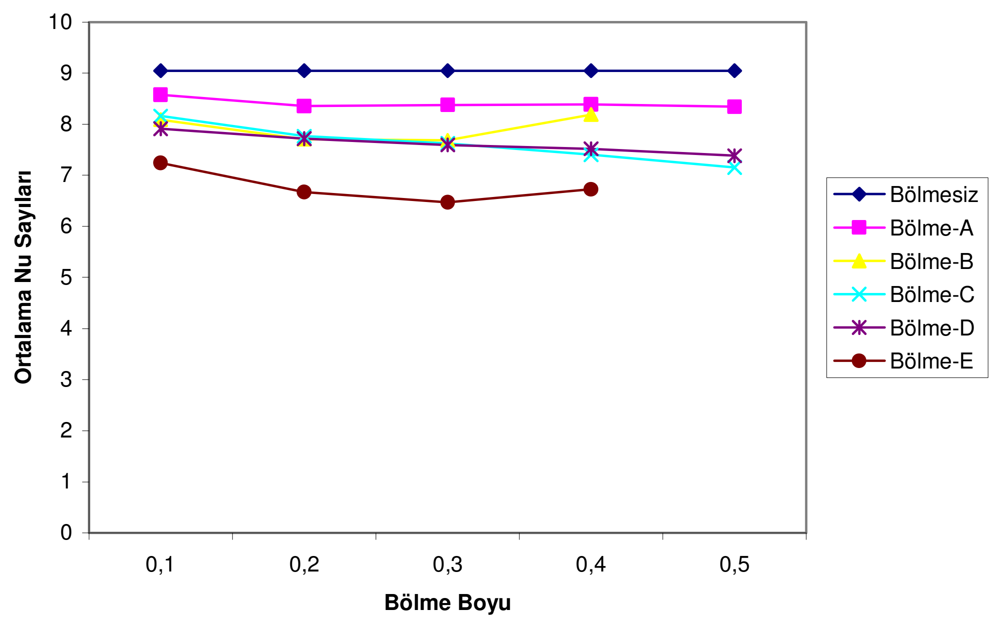
Şekil 4.61. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^5, k_r = 100)



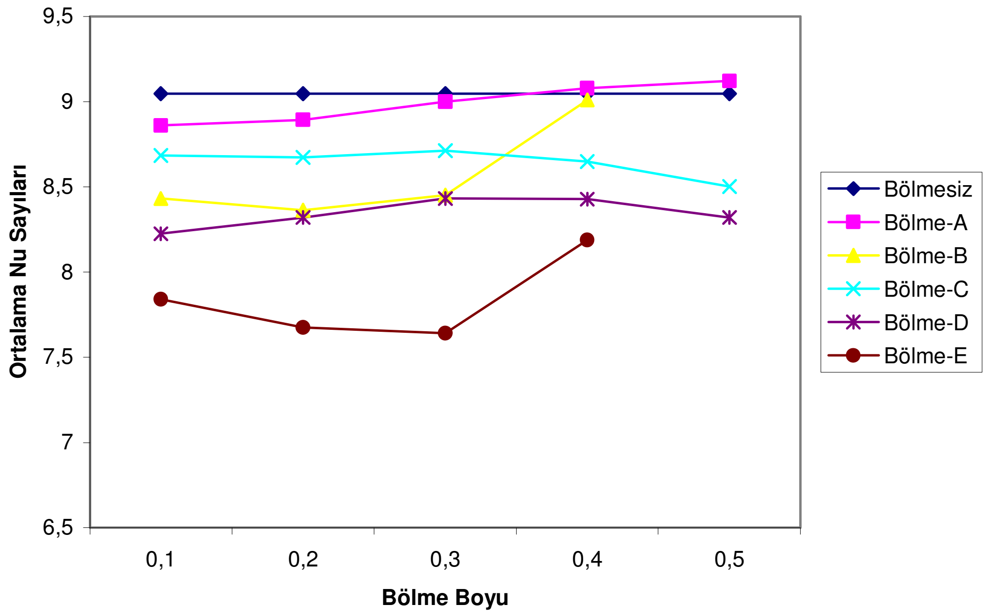
Şekil 4.62. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^5, k_r = 1000)



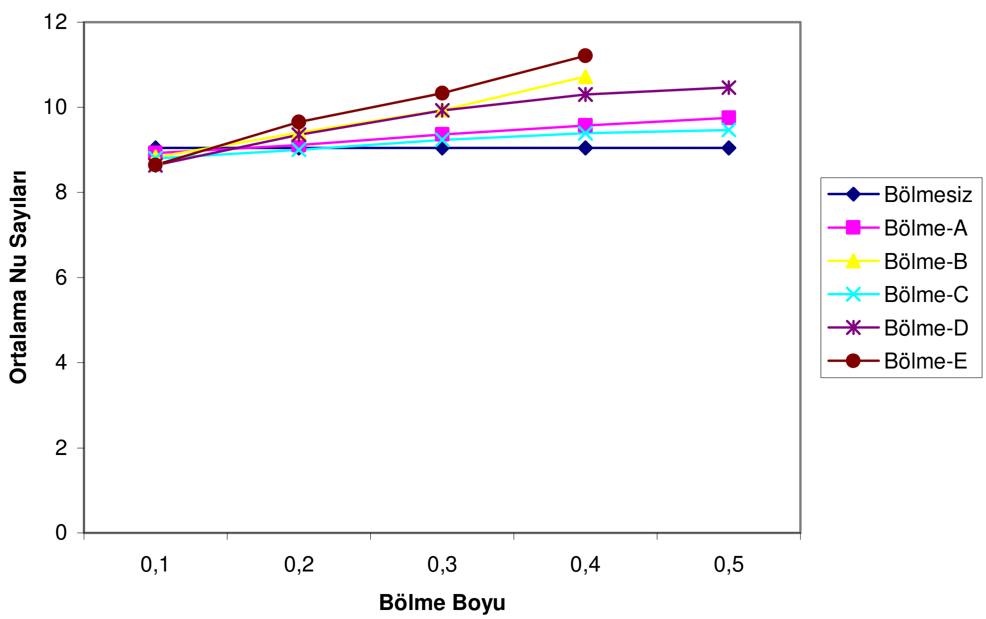
Şekil 4.63. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^6, k_r = 1)



Şekil 4.64. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^6, k_r = 10)



Şekil 4.65. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^6, k_r = 100)



Şekil 4.66. Ortalama Nusselt sayısının L/W oranı ile değişimi (Ra = 10^6, k_r = 1000)

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, içinde enine bölmeler bulunan kapalı hacimlerde ısı transferi ve akış sayısal olarak incelenmiştir. Kontrol hacmi yaklaşımı ve SIMPLE algoritması kullanılarak geliştirilen bir bilgisayar programı yardımıyla farklı bölme tipleri, bölme uzunlukları, bölme ısı iletim katsayıları ve Rayleigh sayıları için simülasyonlar yapılmıştır. Çalışma sonunda, kapalı hacimler içindeki akışkan hareketi ve ısı aktarımı, kapalı hacimler içerisine bölmeler konularak kontrol edilebileceği görülmüştür. Bölmelerin, uzunlukları ve ısı iletim katsayıları, ısı aktarımını maksimize etmek için en önemli parametrelerdir. Isı aktarımı, düşük Rayleigh sayıları ve düşük bölme ısı iletim katsayıları için bölme boyu artıkça azalmakta iken yüksek bölme ısı iletim katsayıları için bölme uzunluğu artıkça artar. Yüksek Rayleigh sayıları ve yüksek bölme ısı iletim katsayıları için bölme uzunluğu arttıkça artan ısı aktarımı, düşük bölme iletim katsayıları için C ve D bölme tiplerinde sürekli azalırken, A, B ve E bölme tiplerinde iletimin önemli olduğu durumlarda artma, taşınımın önemli hale geldiği durumlarda azalma eğilimi göstermektedir. Bölme ısı iletim katsayısının ve Rayleigh sayısının artışıyla, ısı aktarımının sürekli arttığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

Bar-Cohen, A., Raj, B., Iyengar M., “ Least-energy Optimization of Air-Cooled Heat Sinks for Sustainability-Theory, Geometry and Material Selection”. Submitted to ***Department of Mechanical Engineering, University of Maryland,*** 606-618 (2005).

Bejan, A. and Tien, C.L., “Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Cavity with Different End Temperatures”. **ASME J. Heat Transfer**, 100: 641-647 (1978).

Burmeister, L. C., “Convective Heat Transfer 2nd ed.”, ***John Walley&Sons, Inc*.,** Newyork, 66-88 (1993).

Costa, V.A.F., Oliveira M.S.A., Sousa A.C.M., “Laminar Natural Convection in a Vertical Stack of Parallelogrammic Partial Enclosures With Variable Geometry”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 48, 779-792 (2004).

Dropkin, D. and Sommerscale, E, “Heat Transfer by Natural Convective in Liquids Confined by Two Parallel Plates which are Inclined at Various Angles with Respect to Horizontal”, **ASME Journal of Heat Transfer**, 87: 77-84 (1965).

Eckert, E. R. G. and Carlson, W. O., “Natural Convection in an Air Layer Enclosed Between Two Vertical Plates of Different Temperatures”, **Int. J. Of Heat Mass Transfer**, 2: 106-120 (1961).

Emery, A. F. and Chu, N. C., “Heat Transfer Across Vertical Layers”, **ASME Journal of Heat Transfer**, 87: 110-116 (1965).

Fisher, T. S., “Optimal Free –and forced- Convection Cooling Electronics”, Submitted to the ***Faculty of the Graduate School of Cornell University,*** 22-42, 70-106, 184-194 (1998).

Frederick, R. L. and Valenca, A., “Heat Transfer in Square Cavity with a Conducting Partion on It’s Hot Wall”**, Int. Comm. Heat and Mass Trans.**, 16: 347-354 (1989).

Frederick, R. L., “Natural Convection in an Inclined Square Enclosure with a Partion Attached to It’s Cold Wall”**, Int. J. Heat Mass Trans.**, 32: 87-94 (1989).

Incropera, F.P., and D.P. Dewitt, “Introduction to Heat Transfer”, 4 th ed., Derbentli T., ***John Wiley***, Newyork, 303-355 (1996).

Iyengar, K., M., “Resource Constrained Heat Sink Optimization”. Submitted to the ***Faculty of the Graduate School of the University of Minnesota***, 41-96 (2003).

Jaluria, Y., “Natural Convection Heat and Mass Transfer”, ***Pergamon Pres***, Newyork, 90-125 (1989).

Korpela, S. A., Lee, Y. and Drummond, J.E., “Heat Transfer Through a Double Pane Window”. **ASME J. Heat Transfer**, 104: 539-544 (1982).

Ledezma, G. A., “Geometric Optimization of Heat Transfer Devices”, Submitted to ***Department of the Mechanical Engineering and Materials Science of Duke University*,** 88-121 (1997).

Lee, Y. and Korpela, S.A., “Multicelluer Natural in a Vertical Slot”. **J. Fluid Mech**., 126: 91-121 (1983).

Mynett, L. A. and Duxbury, D., “Temperature Distributions within Enclosed Plane Air Cells Associated with Heat Transfer by Natural Convection”**, Proceeding of the 5th International Heat Transfer Conference**, Tokyo, NC 3, 8, 110-114 (1974).

Novak, M. N. and Nowak, E.S., “Natural Convection Heat Transfer in Slender Window Cavities”. **Transactions of the ASME**, 115: 641-647, (1993).

Patankar, S. V., “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”. **Hemisphere Publishing Corporation**, 79-135 (1980).

Randall, K. R., Michell, J. W. and El-Wakil, M. M., “Natural Convection Heat Transfer Characteristics of Flat Plane Enclosures”**, ASME Journal of Heat Transfer**, 101: 120-125 (1979).

Rohsenow, Warren M., “Heat, Mass, and Momentum Transfer”, ***Prentice-Hall International Inc*.**, Canada, 142-146, 303-331 (1961).

Scozia R., Frederick, R. L., “Natural Convection in Slender cavities with Multiple Fins Attached to an Active Wall”. ***Heat Transfer Part A*** 20, 127-158 (1991).

Su, Y., “Numerical Study of Natural Convection of Heat Exchangers Immersed in a Thermal Storage Vessel”, **University of Minnesota,** 38-70 (2006**).**

Wolf, Helmut, “Heat Transfer”, ***Harper & Row,*** New York, 72-96 (1983).

Yin, S. H., Wang, T. Y. and Chen, K., “Natural Convection in an Air Layer Enclosed within Rectangular Cavities”, **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, 21: 307-315 (1978).

Yüncü, H., Kakaç, S., “Temel Isı Transferi”, ***Bilim Yayıncılık***, Ankara, 66-125 (1999).

Ziemmerman, E., Acharya, S., “Free Convection Heat Transfer in a Partially divided vertical enclosure with conducting end walls”. **Int. J. Heat Mass Transfer** 30: 319-331 (1987).

EKLER

EK-1 : Bilgisayar Programının Kullanılması

Kullanılan bilgisayar programı paketi, beraber çalışan üç farklı programdan oluşur. Bu programların isimleri şöyledir : CFDDT1.FOR, CFD1.FOR ve CFDLOC.FOR.

CFDDT1.FOR programı, verilerin girildiği programdır. Herhangi bir problemin çözümü için gerekli olan tüm veriler (Prandtl sayısı, Rayleigh sayısı, grid sayısı, sınır şartları, iterasyon sayısı, yakınsama kriteri vb.) CFDDT1.FOR adlı programa girilir. Bu program çalıştırıldığında bütün bu veriler uygun bir şekilde INPUT.DAT adlı veri kütüğüne yazılır.

CFD1.FOR ana program olup, bütün hesaplamalar bunda yapılır. Bu program çalıştırıldığında, CFDDT1.FOR tarafından oluşturulan INPUT.DAT veri kütüğündeki veriler okunur. Daha sonra kontrol hacimlerinin yüzey alanları, grid noktası arası mesafeler, cebirsel denklemlerin katsayılarının hesaplanması, cebirsel denklemlerin çözümü vb. işlemler yapılarak hız, basınç ve sıcaklık dağılımları ile Nusselt sayısı belirlenir.

CFDLOC.FOR bu iki programın doğru çalışması için gerekli yardımcı programdır.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖLMEZ, Umut

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 15.11.1980 ALMANYA

Medeni hali : Evli

Telefon : 0 (242) 331 16 16 / 1340

Faks : 0 (242) 331 16 26

e-mail : umutolmez@hotmail.com.

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Ege Üniversitesi/Makina Mühendisliği Bölümü	2004
Lise	Yüce Fen Lisesi	1997

İş Deneyimi

Yıl Yer Görev

2004-2007 Devlet Su İşleri 13. Bölge Atölye Müh.

2004-2005 Teknosan Isı ve Kazan Sanayi Kalite Güvence Müh.

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Yüzme, Futbol