

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DUVARLARINDA AYRIK KAYNAK ÇİFTLERİ OLAN
KAPALI KAPTA DOĞAL TAŞINIMIN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ramazan AYDIN**

Anabilim Dalı : Enerji Bilim ve Teknoloji

Programı : Enerji Bilim ve Teknoloji

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DUVARLARINDA AYRIK KAYNAK ÇİFTLERİ OLAN
KAPALI KAPTA DOĞAL TAŞINIMIN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ramazan AYDIN
(301061043)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Aralık 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Ocak 2010**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Altuğ ŞİŞMAN (İTÜ)
Prof. Dr. Aydın MISIRLIOĞLU (İTÜ)**

OCAK 2010

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, duvarlarında ayırık kaynak çiftleri olan kapalı bir kaptaki doğal taşınım olayı sınır koşulları farklı on sekiz durum için sayısal olarak incelenmiştir. Bu konuda çalışmayı bana öneren ve konu olarak veren, çalışmalar boyunca her zaman yardımlarını ve bilgisini esirgemeyen, yönlendiren, teşvik eden değerli hocam Sayın Prof.Dr.Filiz BAYTAŞ'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca bütün hayatım boyunca gösterdikleri sabır, hoşgörü ve her konudaki destekleri için aileme özellikle anne ve babam'a en içten sevgilerimi sunarım.

Aralık 2009

Ramazan AYDIN
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
KISALTMALAR.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ	1
2. DOĞAL TAŞINIM	13
2.1 Doğal Taşınım Özellikleri	14
2.2 Korunum Denklemleri.....	14
2.2.1 Kütle korunum denklemi.....	15
2.2.2 Momentum korunum denklemi	15
2.2.3 Enerji denklemi.....	15
2.2.4 Boussinesq yaklaşımı	16
3. DUVARLARINDA AYRIK KAYNAK ÇİFTLERİ OLAN KAPALI KAPTA DOĞAL TAŞINIMIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ	19
3.1 Problemin Tanımı.....	19
3.2 Sayısal Çözüm Tekniği.....	23
3.2.1 Çözüm ağı sayısı tespiti.....	23
3.2.2 Nusselt sayısı ve literatür karşılaştırması	25
3.3 Sayısal Çözümleme Sonuçları	26
3.3.1 Bir ayrık kaynak çifti içeren model.....	26
3.3.1.1 Bir ayrık kaynak çifti içeren model için genel değerlendirme	30
3.3.2 İki ayrık kaynak çifti içeren model	30
3.3.2.1 İki ayrık kaynak çifti içeren model için genel değerlendirme ...	42
3.3.3 Üç ayrık kaynak çifti içeren model.....	44
3.3.3.1 Üç ayrık kaynak çifti içeren model için genel değerlendirme	58
3.3.4 Karşılaştırma.....	60
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....	67
EKLER.....	71
ÖZGEÇMİŞ.....	75

KISALTMALAR

AKÇ	: Ayrık Kaynak Çifti
HAD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC	: Heating Ventilating Air Conditioning

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Problemi tanımlayan ve programda kullanılan fiziksel özellikler.....	22
Çizelge 3.2 : Çözüm ağı sayısı ve hesaplanan ortalama Nu değerleri	24
Çizelge 3.3 : $Ra=10^6$ 'da hesaplanan Ort. Nusselt değerlerinin, Deng (2008) ile karşılaştırılması.....	26

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Doğal taşınım: (a) Sıcak yumurtanın soğuk bir ortamda soğuması, (b) soğuk soda kutusunun ılık bir ortamda kendiliğinden ısınması.	13
Şekil 2.2 : Kapalı kaptaki doğal taşınım.	16
Şekil 3.1 : Duvarlarında H/2 uzunluğunda bir ayrık kaynak çifti bulunan model.	19
Şekil 3.2 : Duvarlarında H/4 uzunluğunda iki ayrık kaynak çifti bulunan model.	20
Şekil 3.3 : Duvarlarında H/6 uzunluğunda üç ayrık kaynak çifti bulunan model.	21
Şekil 3.4 : Hesap. Orta. Nusselt değerlerinin çözüm ağı sayısına göre değişimi.	24
Şekil 3.5 : Sayısal çözümlerinde kullanılan 60x60 hücre dağılımı.	25
Şekil 3.6 : Durum-1 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	28
Şekil 3.7 : Durum-2 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	29
Şekil 3.8 : Bir ayrık kaynak çifti konumuna bağlı olarak hesaplanan ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi.	30
Şekil 3.9 : Durum-3 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	32
Şekil 3.10 : Durum-4 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	33
Şekil 3.11 : Durum-5 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	35
Şekil 3.12 : Durum-6 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	36
Şekil 3.13 : Durum-7 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	38
Şekil 3.14 : Durum-8 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	39
Şekil 3.15 : Durum-9 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vek., (b) akım çiz. ve (c) sıcaklık eğ.	41
Şekil 3.16 : İki ayrık kaynak çifti konumuna bağlı olarak hesaplanan ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi.	43
Şekil 3.17 : Durum-10 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	45
Şekil 3.18 : Durum-11 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	47
Şekil 3.19 : Durum-12 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	48
Şekil 3.20 : Durum-13 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	50
Şekil 3.21 : Durum-14 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.	51

Şekil 3.22: Durum-15 için $Ra=10^6$ ' da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri	53
Şekil 3.23: Durum-16 için $Ra=10^6$ ' da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri	54
Şekil 3.24: Durum-17 için $Ra=10^6$ ' da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri	56
Şekil 3.25: Durum-18 için $Ra=10^6$ ' da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri	57
Şekil 3.26: Üç ayrı kaynak çifti konumuna bağlı olarak hesaplanan ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi.....	59
Şekil 3.27: Ayrı kaynak çifti konumuna ve sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi	61
Şekil 3.28: Tek duvarda iki veya üç ayrı kaynak çifti için $Ra=10^3-10^6$ hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri karşılaştırması.....	63

SEMBOL LİSTESİ

g	: Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
C_p	: Özgül ısı (J/kgK)
k	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
H	: Kapalı kap yüksekliği (m)
Nu	: Ortalama Nusselt sayısı
P	: Basınç (Pa)
q''	: Isı akısı (W/m^2)
Pr	: Prandtl sayısı
Ra	: Rayleigh sayısı
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
ΔT	: Sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
u, v	: x ve y yönlerindeki hız bileşenleri (m/s)
x, y	: x ve y koordinat bileşenleri (m)

Yunan Harfleri

α	: Isıl yayılma katsayısı (m^2/s)
β	: Isıl genişleme katsayısı ($1/K$)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)

Alt indis

h	: Sıcak
c	: Soğuk
m	: Ortalama
0	: Referans

DUVARLARINDA AYRIK KAYNAK ÇİFTLERİ OLAN KAPALI KAPTA DOĞAL TAŞINIMIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Duvarlarında ayrik ısı kaynakları olan kapalı kaplarda doğal taşınım olayı son yıllarda dikkate değer bir ilgi konusu olmuştur. Bunun nedenlerinden ilki, bir çok mühendislik uygulamalarında karşılaşılmaması, örneğin elektronik sistemlerin soğutulması, gıda depolama sistemleri ve binaların pasif ısıtılması veya soğutulmasıdır. Bir diğer neden ise, farklı tipte, boyda, konumda ve güçte kullanılan ayrik ısı kaynağına bağlı olarak değişen akışkan akış ve ısı transfer mekanizmasının karmaşık yapısıdır. Artan mühendislik uygulama ihtiyaçlarını karşılamak için, asıl hedef ayrik ısı kaynaklarından olan ısı transferini iyileştirme yaklaşımı üzerine yoğunlaştırılmış ve böylece kapalı kap içerisinde oluşabilecek yüksek sıcaklıktaki bölgeleri azaltmak amaçlanmıştır.

Ayrik ısı kaynağı sayısı, boyu, gücü, ara mesafesi ve konumu doğal taşınım ile ısı transferi verimini etkileyen başlıca fiziksel karakteristiklerdir.

Bu çalışma, duvarlarında düzlemsel ayrik ısı kaynakları olan kare kapalı bir kapta oluşan doğal taşınım ile ilgilidir. Laminar doğal taşınım, iki boyutlu kare kapalı bir kapta genel amaçlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı olan Fluent 6.2.16 yardımıyla sayısal olarak incelenmiştir. Kapalı kabın yatay ve/veya düşey duvarlarında bulunan ayrik kaynak çifti sayısına göre birer, ikişer ve üçer adet şeklinde sınıflandırma yapılarak toplamda on sekiz ayrı durum göz önüne alınmıştır. Çalışma daha çok, kaynak çifti uzunluğunun ve konumunun akışkan akış ve ısı transfer mekanizmasını nasıl etkilediği üzerinedir. Kenar uzunluğu H olan kare kapalı kabın duvarları üzerinde bulunan kaynak çifti uzunluğu, sırasıyla, bir kaynak çifti için $H/2$, iki kaynak çifti için $H/4$ ve üç kaynak çifti için $H/6$ dir. Toplam kaynak çifti uzunluğu her bir durumda H 'ye eşittir. Kabın duvarları üzerinde bulunan kaynak çifti düzenlemesi, karşılıklı dizilişten yan yana dizilişe değişmektedir. Çalışma Rayleigh sayısının 10^2 ile 10^6 aralığında olması durumuna göre incelenmiştir.

Akışkan akış yapısı ve ısı transfer karakteristikleri hız vektörleri, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri ve ortalama Nusselt sayıları şeklinde gösterilmiştir. Sonuçta; toplam ısı transferi kapalı kap içerisinde oluşan hücreli akış miktarıyla yakından ilişkili olduğu bulunmuştur. Kaynak çiftleri, daha küçük parçalara ayrılırsa ve/veya tek bir yan duvar üzerinde yan yana düzenlenirse kapalı kap içerisinde oluşan hücreli akış sayısının arttığı ve dolayısıyla da ısı transferinin arttığı saptanmıştır.

NUMERICAL INVESTIGATION OF NATURAL CONVECTION IN AN ENCLOSED CAVITY WITH DISCRETE SOURCE PAIRS ON ITS WALLS

SUMMARY

Natural convection in enclosed cavities with discrete heat sources has received considerable attention in the recent years. One reason is for its various engineering applications, such as electronics cooling, food storage, and passive cooling or heating of buildings. The other is its complex nature of the fluid flow and heat transfer characteristics due to discrete heat sources of different type, size, location and strength. To meet the increasing demand of engineering applications, main efforts have been focused on the approaches to enhance the heat transfer from the discrete heat sources and thus to decrease the hot-spot temperature in the enclosure.

The performance of heat transfer by natural convection is extensively influenced by the physical characteristics of the discrete heat sources such as number, size, spacing, strength and position arrangements.

This study is related to the natural convection in a square enclosure due to flush-mounted discrete heat sources on the walls. Laminar natural convection in a two-dimensional square cavity was numerically investigated using Fluent 6.2.16 general purpose Computational Fluid Dynamics (CFD) solver. Eighteen different cases which are classified according to one, two and three discrete heat source pairs on the horizontal and/or vertical walls of square cavity were considered. The study was mainly focused on the size and arrangement effects of the source and sink pairs on the fluid flow and heat transfer characteristics. The sizes of source and sink pairs on the walls of square cavity of side length H were, respectively, $H/2$ for one source-sink pair, $H/4$ for two source-sink pairs and $H/6$ for three source-sink pairs. The arrangement of the source and sink pairs on the walls changes from the separated to staggered modes. Total sizes of the source and sink pairs always equal to H . The arrangement of the sources and sinks on the walls changes from the separated to staggered modes. Analysis for the current problem is performed for 10^2 to 10^6 range of Rayleigh number.

The fluid flow and heat transfer characteristics were illustrated by velocity vectors, streamlines, isotherms and averaged Nusselt number. It was found that the total heat transfer was closely related with the number of eddies in the enclosure. When the source and sink pairs were split into smaller segments and/or arranged in a staggered mode on one sidewall, the number of eddies in the enclosure would increase and hence heat transfer was augmented.

1. GİRİŞ

Duvarlarında ayırık ısı kaynakları bulunan kapalı hacimlerde doğal taşınım; çift camlarda, fırınlarda, buzdolaplarında, elektronik sistem parçalarının soğutulmasında, güneş kolektörlerinde, nükleer reaktörlerin soğutulmasında, damıtma işlemlerinde, havacılık alanında, ısı depolama alanlarında, yangın sistemlerinin tasarımında karşımıza çıkmaktadır.

Elektronik sistemlerde kullanılan elektrik enerjisinin büyük bir bölümü ısı enerjisine dönüşmektedir. Elektronik eleman teknolojisinin gelişmesi sonucu, bilgisayarlarda işlem hızı sürekli artarken, eleman boyutları küçülmektedir. Elektronik bir devre üzerinde, aşırı ısı yayan ve aynı zamanda aşırı sıcaklıklara çok hassas bir veya birkaç sistem parçası bir arada bulunabilir. Çok küçük bir eleman üzerindeki ısı gerilme ve istenmeyen düzeyde bir elektrik akımı bu elemanlara zarar verebilmektedir. Elektronik bir devre elemanı olan resistor için maximum sıcaklık aralığı, parça malzemesine bağlı olarak 60-125 °C civarındadır. Uygun çalışma sıcaklık aralığı ise 25-50 °C civarındadır. Devre eleman sıcaklıklarının izin verilen çalışma sıcaklıklarının üzerine çıkması elemanların veriminin azalmasına, servis ömrünün kısılmasına ve hatta yanmasına ve sonuçta tüm sistemin çalışmaz hale gelmesine neden olabilmektedir. Elektronik sistemlerde, oluşan ısı enerjisinin akışkan tarafından uzaklaştırılması doğal, zorlanmış veya bileşik taşınım ile gerçekleşir. Doğal taşınım ile soğutma düşük yoğunluklu ve düşük güçlü sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Zorlanmış taşınım ile soğutma ise, daha yüksek ısı akılarına sahip sistemlerde uygulanmaktadır. Fakat bu tür soğutmanın yüksek fan gücüne ihtiyaç duyması ve bu fandan kaynaklanan titreşimlerin sistemi ve çevreyi olumsuz yönde etkilemesi, maliyet, güvenilirlik gibi sakıncaları vardır. Ayrıca, zorlanmış taşınım ile soğutma havasının taşıdığı toz ve çeşitli partiküller zamanla ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır. Güvenilirliğinin yüksek olması, bakım masraflarının düşük olması, enerji sarfiyatının az olması ve gürültüye sebep vermemesi ile doğal taşınım ile elektronik elemanların soğutulması etkili bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır (Cengel, 2002; Incropera, 1988; Doğan ve diğ., 2006; Kuhn, 2007).

Kapalı ortamlarda doğal taşınım akışı, ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) uygulamalarında ve yanma işlemlerinde sıkça karşımıza çıkmaktadır. Bir yaşam mahalinde, havanın her tarafta homojen sıcaklık ve nem kontrolünün sağlanarak konfor şartlarında tutulması veya yangın anında güvenli koşullarının sağlanması için hava hareketlerinin incelenmesi gerekir. Bu tür akışkan hareketlerinin kontrolü, doğal taşınım prensibine göre çalışan ve aktif yüzeyleri olan ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımında etkin rol oynar. Ayrıca yangın anında (Yangın duman modellemesi için), açığa çıkan sıcak duman ve taze hava hareketlerinin incelenmesiyle yangının nasıl bir hal alacağı önceden tahmin edilebilir (Kelecy, 2002).

Günümüzde, enerji sarfiyatını azaltmak ve enerjiyi verimli kullanmak konusu bu alanda çalışmalar yapan araştırmacıların birincil hedefi haline gelmiştir. Enerji sarfiyatını azaltmak için evlerde yaygın olarak kullanılan çift camlı pencereler buna örnek verilebilir. Çift camlı pencerelerde iki cam arasındaki hava iyi bir izolasyon görevi görerek enerji tasarrufu sağlar. Optimum bir pencere dizaynı çok iklimli yaşam alanlarında ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) için kullanılan enerji miktarını (10–50%) arasında azaltır. Ticari, endüstriyel ve kurumsal alanlarda, optimum bir pencere dizaynı aydınlatma ve HVAC sistemi için kullanılan enerji maliyetlerini yaklaşık olarak 10–40% değerleri arasında azaltır (Ganguli ve diğerleri, 2009).

Kapalı kaplarda doğal taşınım ile ısı transferi incelemeleri daha çok 1980 yılı ve sonrasında, bilgisayarların hızına ve kapasitesine bağlı olarak artmıştır. 1980’li yılların sonuna kadar yapılan çalışmalar sınır koşulları bakımından ikiye ayrılabilir: Alttan ısıtılıp üstten soğutulan (Rayleigh–Bérnard problem) kapalı kaplar ve birbirinden farklı yan yüzeylerden ısıtılan ve soğutulan kapalı kaplar. 1990’ların sonundan itibaren kapalı kaplarda doğal taşınım ile ısı transferi çalışmaları daha çok artmış ve çeşitli sınır koşulları (alttan, yan duvarlardan, üstten ısıtılan ve/veya soğutulan, kaba dikey eksene göre belli bir açı vererek, ısı kaynaklarının gücünü veya yüzey alanını değiştirerek, kaynaklara sabit sıcaklık veya değişen ısı akısı vererek, kaynaklar arasındaki mesafeler değiştirilerek) uygulanarak incelenmiştir.

Duvarlarında ayırık kaynak çiftleri olan kapalı kaplarda ısı transferi çalışmaları literatürde son yıllarda gittikçe daha fazla ilgi görmeye başlamıştır. Literatürde bu konuda yapılmış çalışmalar ayırık kaynak çifti sayısına göre sınıflandırılabilir.

Bir ısı kaynağı ve bir ısı kuyusu bulunan kapalı kaplar incelenirken, ayrık kaynak çiftinin boyu ve konumunun doğal taşınım ile ısı transferine etkisi üzerinde çalışılmıştır.

Yücel (1994) çalışmasında, yan düşey duvarlarından birinde sıcak yüzey diğerinde soğuk yüzey bulunan, üst ve alt duvarları yalıtılmış kabul edilen kapalı bir kap içerisinde doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. İki boyutlu dikdörtgen şeklindeki kapalı bir kap içinde, kaynak konumları sabit kalmak koşuluyla; yan düşey duvarlarda bulunan sıcak ve soğuk yüzey boyları kap kenar uzunluğunun 1/4, 2/4, 3/4, 4/4'ü alınarak ve Rayleigh sayısının 10^5 değerinde olması durumunda kapalı kap içerisinde, sıcak ve soğuk yüzey uzunluklarına bağlı olarak değişen akışkan hareketleri ve taşınım ile olan ısı transferi incelenmiştir. Sonuç olarak; herhangi bir soğuk yüzeyin boyu sabit kalıp, sıcak yüzey boyu artınca ortalama Nusselt sayısı azalmıştır. Diğer taraftan sıcak yüzey boyu sabit kalmak koşuluyla soğuk yüzey boyu artınca da ortalama Nusselt sayısı artmıştır.

Türkoglu ve Yücel (1995) çalışmasında, yan düşey duvarlarından birinde sıcak diğerinde soğuk yüzey bulunan, üst ve alt duvarları yalıtılmış kabul edilen kapalı bir kap içerisinde doğal taşınım ile ısı transferi sayısal olarak incelemiştir. İki boyutlu kare şeklindeki kapalı bir kap içinde, kaynak boyları sabit kalmak koşuluyla; yan düşey duvarlarda bulunan sıcak ve soğuk yüzey konumu dikey yönde değiştirilerek ve Rayleigh sayısının 10^5 olması durumunda kapalı kap içerisinde, kaynak konumlarına bağlı olarak değişen akışkan hareketleri ve taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Sonuç olarak; herhangi bir soğuk yüzey konumunda sıcak yüzey tabana yakın olduğunda ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Diğer taraftan sıcak yüzey konumu sabit kalmak koşuluyla soğuk yüzey konumu tabana yakın olduğunda ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Ortalama Nusselt sayısının en yüksek değerine ise sıcak yüzey üst yatay duvar ve soğuk yüzey alt yatay duvardan az bir mesafede iken ulaşılmıştır.

El-Refae ve diğerleri (1998) çalışmalarında, karşılıklı yan düşey duvarlarından biri tamamen ısıtılan (sol yan) diğeri kısmi soğutulan (sağ yan), diğer duvarları yalıtılmış kabul edilen ve düşey düzlem ile belli bir açı yapan kapalı bir hacim içinde doğal taşınım ve taşınım ile olan ısı transferi sayısal olarak incelemiştir. Değişken parametreler olarak; kabın düşey düzlemle yaptığı açı (0^0-90^0 saat yönünde), Rayleigh sayısı 10^5-10^7 , kabın kenar oranı (1-4) ve ısı kaynağı-ısı kuyusu

oranı (1/4-1) dikkate alınmıştır. Kabın düşeyle yaptığı açı 0^0 'den 90^0 'ye kadar artınca ortalama Nusselt sayısı düşmüştür. Kabın kenar oranı artınca ortalama Nusselt sayısı azalmıştır. Ortalama Nusselt sayısı Rayleigh sayısının artmasıyla artmıştır. Kapalı kap dikey durumda (0^0), kap kenar oranı ve ısı kaynağı-ısı kuyusu oranı 1 olduğunda ise ortalama Nusselt sayısı en yüksek değeri almıştır.

Saeid ve diğerleri (2004) çalışmalarında, içi su dolu gözenekli bir kapta su yoğunluğunun maximum değerinde olduğu sıcaklıkta (3.98^0C), kabın kenarlarından birinin yüksek ve diğerinin düşük sıcaklıkta olduğu iki boyutlu matamatiksel modeli sayısal olarak incelemişlerdir. Değişken parametreler olarak; ısı kaynağının uzunluğu ve konumu, kapalı kabın kenar oranı ve Rayleigh sayısının 50 ila 1000 değerleri arasındaki durum dikkate alınmıştır. Düşük Rayleigh sayısı değeri ve kaynak boyunun uzun olması durumunda ısı kaynağının kabın yan yüzeyinin ortasına konumlandırılmasıyla yüksek ısı transfer oranının elde edilebileceğini, kaynak uzunluğunun kısa ve Rayleigh sayısının yüksek olması durumunda ise ısı kaynağının kabın üst kenarına konumlandırılması durumunda ısı transfer oranının iyileştirilebileceği saptanmıştır.

Nithyadevi ve diğerleri (2007) çalışmalarında, dikdörtgen kapalı bir kapta sol yan yüzey yüksek sıcaklıkta sağ yan yüzey düşük sıcaklıkta ve kabın geri kalan tarafı yalıtılmış olup, yüksek ve düşük sıcaklıktaki yüzeylerin konumuna bağlı olarak dokuz farklı durum için doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Değişken parametreler olarak; Grashof sayısı 10^3-10^5 ve kenar oranı (en-boy) göz önüne alınmıştır. Isı transfer oranının, yüksek sıcaklıktaki kaynağın altta, düşük sıcaklıktaki kaynağın üstte olduğu durumda en yüksek değeri aldığı ve bunun tersi durumda da minimum değeri aldığı saptanmıştır. Ayrıca kenar oranı değerinin artmasına bağlı olarak ısı transfer oranı artmıştır. Isı transfer oranı düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının konumu sabit tutulup yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağının konumu değiştirildiğinde kayda değer bir değişiklik olmamıştır.

Jami ve diğerleri (2008) çalışmalarında, içi hava dolu kare şeklindeki kapalı bir kap içine katı bir silindiri beş farklı konumda yerleştirerek kap içindeki akışkan hareketlerini ve silindirin konumunun ısı transferini nasıl etkilediğini sayısal olarak araştırmışlardır. Kabın karşılıklı yan düşey duvarlarında, solda sıcak yüzey ve sağda soğuk yüzey olduğu düşünülmüştür.

Rayleigh Sayısı 10^6 'da sabit sıcaklık ve akım çizgileri grafik olarak sunulmuştur. Sonuçta; silindir konumunun ısı transferini önemli derecede etkilediği bulunmuştur. Silindir ısı üretmiyorsa, en yüksek ısı transferinin silindirin konumunun kabın ortasında olması durumunda ve en düşük değerlerini ise silindirin kabın üst ve alt yüzeyine yakın olması durumunda elde edileceğini bulmuşlardır. Eğer silindir ısı üretiyorsa ve kapalı kap içinde soldan sağa doğru veya alttan yukarıya doğru hareket ettirilirse ısı transfer oranı sıcak yüzeyde azalırken soğuk yüzeyde artmaktadır.

Kürekci (2009) çalışmasında, karşılıklı yan düşey duvarlarından biri sıcak, diğeri soğuk üst ve alt duvarları yalıtılmış kabul edilen kapalı bir hacim içinde doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Üç boyutlu küp şeklindeki kapalı bir hacim içinde, sıcak duvar $T_H=69^{\circ}\text{C}$, soğuk duvar $T_C=41^{\circ}\text{C}$ ve kabul edilen sıcaklıklara göre Rayleigh sayısı $1.3 \cdot 10^7$ ($Ra < 5 \cdot 10^7$ akım laminar) olması durumuna göre hacim içindeki boyutlu ve boyutsuz hız dağılımları çıkarılmıştır. Ayrıca hacim içerisindeki boyutlu ve boyutsuz sıcaklık dağılımları da verilmiştir. Çalışmalarında Fluent HAD programı kullanmıştır. Sonuçta; hız vektörleri genelde düşey duvarlarda hesaplanmış, hacmin ortalarında hızın çok düşük olduğunu gözlemlenmiştir. Ayrıca çalışmada sıcaklığın en çok düşey duvarlarda değiştiği tespit etmiştir. Kapalı hacmin geneline bakıldığında homojen bir hız ve sıcaklık dağılımı yoktur. Hacim içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımı için zorlanmış taşınımına ihtiyaç olduğu sonucuna varmıştır.

Ganguli ve diğerleri (2009) çalışmalarında, çift camlı pencerelerde doğal taşınım ile ısı transfer katsayısının değişimini çeşitli parametreleri değiştirerek incelemiştir. Bu parametreler; çift camlı pencere kalınlığı ve yüksekliği, iki cam arasındaki hava boşluğunun kalınlığı, cam iç ve dış yüzeyleri arasındaki sıcaklık farklarıdır. Amaç, yalıtım görevi gören bu hava boşluğundan olan ısı kaybını doğru hesaplamak ve enerji sarfiyatını azaltmaktır. Hava boşluğu kalınlığının belli bir değere (10 mm) kadar artmasıyla ortalama ısı transfer katsayısının dolayısıyla da toplam ısı kaybının azaldığını, bu değerden sonraki artışlarda ise ortalama ısı transfer katsayısında kayda değer bir azalma olmadığını bulmuşlardır. Cam yüksekliğinin artması ise, ısı transfer yüzey alanının artması ile hava hareketlerinin artmasına, çok hücreli akış yapısının oluşmasına ve dolayısıyla ortalama ısı transfer katsayısının artmasına neden olmuştur. Sıcaklık farkı arttıkça ortalama ısı transfer katsayısı hava boşluğunun ve cam yüksekliğinin belli bir değerinden sonra artmaya başlamıştır. Sonuçta; yüksek sıcaklık farkları (60 - 90K) ve 100 mm cam yüksekliği için optimum hava boşluğu

kalınlığı 10 mm olarak bulunmuştur. Aynı sıcaklık aralığı ve 300–1000 mm cam yüksekliği aralıklarında optimum hava boşluğu kalınlığı 12.5mm olarak bulunmuştur.

Duvarlarında bir ısı kaynağı ve birden çok ısı kuyusunun olduğu kapalı kaplarla ilgili çalışmalarda ısı kuyusu konumunun ve uzunluğunun doğal taşınım ile ısı transferine etkisi incelenmektedir. Bu tip çalışmaların birisinde Aydın ve Yang (2000), karşılıklı düşey duvarları simetrik olarak soğutulan, alttan yerel olarak ısıtılan ve içinde hava bulunan kare biçimli kapalı bir kaptaki doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Değişken parametreler olarak Rayleigh sayısı $10^3 - 10^6$, ısı kaynağı uzunluğu oranı (1/5, 2/5, 3/5, 4/5) dikkate alınmıştır. Sonuçta; ısı kaynağı uzunluğu oranı veya Rayleigh sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı artmıştır.

Calcagni ve diğerleri (2005) çalışmalarında, karşılıklı yan düşey duvarları simetrik olarak soğutulan, alttan kısmi olarak ısıtılan ve içinde hava bulunan kare biçimli ve kenar uzunluğu 5cm olan kapalı bir kaptaki doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Değişken parametreler olarak Rayleigh sayısı $10^3 - 10^6$, ısı kaynağı uzunluğu oranı (1/5, 2/5, 3/5, 4/5) dikkate alınmıştır. Sayısal çözüm için Fluent 6.0 programı kullanılmıştır. Sonuçta, ısı kaynağı uzunluğu oranı ve/veya Rayleigh sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Ayrıca $Ra < 10^4$ de iletim ile ısı transferi, $Ra = 10^5$ de ise taşınım ile ısı transferi kap içerisinde daha etkin olmuştur.

Sharif ve Mohammad (2005) çalışmalarında, karşılıklı düşey duvarları simetrik olarak soğutulan alttan yerel olarak sabit ısı akısıyla ısıtılan ve içinde hava bulunan kare biçimli kapalı bir kaptaki doğal taşınımı sayısal olarak incelenmiştir. Değişken parametreler olarak Rayleigh sayısı $10^3 - 10^6$, ısı kaynağı uzunluğunun kabın alt kenar uzunluğuna oranı (1/5, 2/5, 3/5, 4/5), kabın kenar oranı (0.5, 1, 1.5, 2) ve kabın düşey eksen ile yaptığı açı ($0^0, 10^0, 20^0, 30^0$) dikkate alınmıştır. Sonuçta; $Ra < 10^4$ iletim ile ısı transferi, $Ra = 10^5$ ve 10^6 gibi değerlerde de taşınım ile ısı transferi kap içerisinde daha etkin olmuştur. Ortalama Nusselt sayısı iletim ile olan ısı transferinde pek bir değişiklik göstermezken taşınım ile olan ısı transferinde hızlı bir şekilde artmaktadır. Isı kaynağı üzerindeki maksimum sıcaklık Rayleigh sayısının artmasıyla artmıştır. Kabın düşey eksen ile yaptığı açı arttıkça, $Ra < 10^4$ değerleri için ortalama Nusselt değerlerinde bir değişiklik gözlenmemiştir. Diğer yandan kabın eğim açısı arttıkça yüksek Rayleigh sayılarında ($Ra > 10^4$), yüksek kap kenar oranlarında düşük olup, ısı kaynağı uzunluk oranlarında ortalama Nusselt sayısı artmaktadır.

Genel olarak, kap kenar oranı ve Rayleigh sayısı ortalama Nusselt sayısının artmasına neden olurken kap eğim açısı ve ısı kaynağı uzunluk oranı ortalama Nusselt sayısının azalmasına neden olmuştur.

Dalal ve Das (2006) çalışmalarında, alttan sinusoidal olarak ısıtılan, diğer üç kenarı düşük sıcaklıkta tutulan ve içinde hava bulunan dikdörtgen biçimli kapalı bir kaptaki doğal taşınımı sayısal olarak incelenmiştir. Değişken parametreler olarak; Rayleigh sayısı ve kap kenar oranı dikkate alınmıştır. Düşük Rayleigh sayılarında (10^3 ve 10^4) iletim ile ısı transferi etkin olduğu için, sabit sıcaklık eğrileri homojen olarak dağılır fakat Rayleigh değeri arttıkça (10^5) kap içerisinde sabit sıcaklık eğrileri taşınım akımlarından dolayı dağılmaya başlamaktadır. Tüm kap kenar oranları göz önüne alındığında, Rayleigh sayısının artmasıyla kap içerisinde oluşan en yüksek sıcaklık değeri düşmüştür. Alt kenar için ortalama Nusselt değerinin, kap kenar oranından bağımsız olduğu, sağ ve üstte bulunan düşük sıcaklıktaki yüzeyler için ortalama Nusselt sayısının kap kenar oranı arttıkça arttığı sonucuna varılmıştır.

Cheikh ve diğerleri (2007) çalışmalarında, alttan ısıtılan, üstten ve/veya yanlardan kısmi olarak soğutulan diğer kenarları yalıtılmış ve içi hava dolu kapalı bir kaptaki doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Değişken parametreler olarak; Rayleigh sayısı (10^3 - 10^7), soğuk yüzey sınır koşulları ve ısı kaynağı uzunluğunun kabın alt kenar uzunluğuna oranı dikkate alınmıştır. Rayleigh sayısının düşük olduğu değerlerde ($Ra=10^3$) viskoz kuvvetler kaldırma kuvvetlerinden baskın olduğu için iletim ile ısı transferi, Rayleigh sayısının yüksek değerlerinde ($10^5 < Ra < 10^7$) ise taşınım ile ısı transferinin kap içerisinde daha etkin olduğunu saptamışlardır. Sonuç olarak; kaynak üzerindeki maksimum sıcaklık, düşük Rayleigh sayılarında fazla bir değişiklik göstermezken Rayleigh sayısının artmasıyla birlikte bu sıcaklık hızlıca düşmüştür.

Saha ve diğerleri (2008) çalışmalarında, içi hava dolu, yan kenarları sinusoidal şekilli olan ve düşey eksenle değişen açılar (0 - 45^0) yapan kapalı bir kabı ele almışlardır. Kabın yan yüzeyleri sabit ve düşük sıcaklıkta tutulup, alt yüzeyin toplam uzunluğunun %20-%80'i gibi değişen uzunluktaki ısı kaynağından sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kaptaki akışkan hareketlerinin kabın açısına, ısı kaynağının boyutuna ve Grashof sayısına (10^3 - 10^6) bağlı olarak nasıl değiştiğini sayısal çözüm yöntemi ile incelemiştir. Sonuçta; farklı ısı kaynağı uzunlukları için kabın düşey eksen ile yaptığı açının artmasıyla ortalama Nusselt sayısının arttığı ve bu artışın ısı kaynağı

uzunluğu azaldıkça daha fazla olduğu saptanmıştır. Isı kaynağı uzunluğu arttığı zaman ise ortalama Nusselt sayısının azaldığı bulunmuştur. Grashof sayısının artması ile her iki durumda da ortalama Nusselt sayısı artmıştır.

Duvarlarında birden çok ısı kaynağı ve bir ısı kuyusunun bulunduğu kapalı kaplarda doğal taşınımın incelendiği çalışmalarda ısı kaynağı boyu, gücü, tipi ve konumunun doğal taşınımına olan etkisi üzerinde durulmuştur.

Hadim ve Ramot (1993) çalışmalarında, kare kapalı bir kabın yan duvarlarından birinde sabit sıcaklıkta bir ısı kaynağı ve ısı kaynağının dışında yalıtılmış yüzey ile diğer karşı kenarda yine aynı boyutta sabit sıcaklıkta bir ısı kaynağı ve ısı kaynağının dışında sabit ve düşük sıcaklıkta tutulan bir yüzeyden oluşan matematiksel modeli göz önüne almışlardır. Isı kaynaklarının konumları değiştirilerek kap içinde oluşan doğal taşınım incelenmiştir. Birinci durumda, sol taraftaki ısı kaynağı yan yüzeyin tam ortasında sabit tutulup sağ taraftaki ısı kaynağı soğuk yüzey üzerinde konumu değiştirilmiştir. İkinci durumda ise sağ taraftaki ısı kaynağı sabit tutulup sol taraftaki ısı kaynağı konumu değiştirilmiştir. Bu çalışmada Rayleigh sayısı 10^3 - 10^5 değerleri arasında tutulmuştur. Her iki durumda da Rayleigh 10^5 'e kadar tek hücreli akış yapısı, ısı kaynaklarından birinin konumu sabit tutularak diğeri en üst konuma getirildiğinde ise çok hücreli akış yapısı gözlenmiştir. En yüksek ısı transfer oranlarına birinci durumda ve ısı kaynağının en üst konumunda ulaşılmıştır. İkinci durumda en yüksek ısı transfer oranının ısı kaynağının duvarın ortalarına yakın konumda olduğunda elde edilebileceği sayısal olarak bulunmuştur.

Başkaya ve Alpay (2003) çalışmalarında, duvarlarında düzlemsel ayırık ısı kaynakları bulunan 40×10 cm ebatlarında iki boyutlu yatay bir kapalı ortamda, daimi ve laminer doğal taşınım akış özellikleri sayısal olarak incelenmiştir. Kapalı hacmi oluşturan duvarların sıcaklığı $T_w=0^\circ\text{C}$ ve ayırık ısı kaynaklarının sıcaklıkları ise $T_h=40^\circ\text{C}$ sıcaklıkta sabit tutulmuştur. İki boyutlu laminar sayısal modellemeler, tam eliptik korunum denklemlerinin sonlu hacimler metoduna dayalı sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) kodu ile çözülmesi ile elde edilmiştir. Isı transferi ve akış özellikleri hız vektörleri ve eş sıcaklık eğrileri ile incelenmiştir. Ortamın duvar sıcaklıkları ile ısıtıcı sıcaklıkları sabit tutulmuştur. Değişik ayırık ısı kaynağı konumu altında altı değişik durum incelenmiştir. Ayırık ısı kaynağı konumunun önemli derecede doğal taşınım akış özelliklerini değiştirdiği gözlemlenmiştir. Sonuçta; doğal taşınım ile akışkan akımları ayırık ısı kaynağı konumuna bağlı olarak değişmektedir.

Bazylak ve diğlerleri (2006) alışmalarında, içi hava dolu dikdörtgen biçimli, alt duvarında birbirinden ayırık duran ısı kaynakları bulunan kapalı bir kap içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Değişken parametreler olarak; ısı kaynakları arasındaki mesafe, ısı kaynaklarının uzunlukları ve kabın en-boy oranı dikkate alınmıştır. Kaynaklar arasındaki mesafeye göre, kaynak mesafesi kaynak uzunluğuna eşit oluncaya kadar taşınım ile olan ısı transferi hızlıca artar fakat bu eşitlikten sonra kaynaklar arasındaki mesafenin artmasıyla ısı transferinde pek fazla bir değişiklik gözlenmemiştir. Kaynaklar arası mesafenin daha da arttırılması ile gereksiz maliyet, ağırlık ve hacim değerlerine yol açacağı belirtilmiştir. Ayrıca kaynak uzunluğu arttıka, iletimle ısı tansferinden taşınımla olan ısı transferine geişdeki Rayleigh sayısının azaldığı bulunmuştur.

Chen ve Chen (2007) alışmalarında, içi hava dolu ve kare biçimli kapalı bir kabın yan kenarlarından birinde ve alt kenarında bulunan ayırık ısı kaynakları ile diğer yan kenarında bulunan soğuk yüzeyin etkisiyle oluşan doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Değişken parametreler olarak; Rayleigh sayısı (10^2 - 10^7), ısı kaynağı gücü, toplam kaynak uzunluğu sabit kalmak koşuluyla ısı kaynağının iki farklı konumu ve ısı kaynağı uzunluğu dikkate alınmıştır. Sonuç olarak; ısı kaynağının her iki konumunda da Rayleigh sayısının ve ısı kaynağı uzunluğunun artmasıyla ortalama Nusselt sayısı dolayısıyla ısı transferi miktarının arttığı saptanmıştır. Ayrıca her iki durumda da, ısı kaynağının gücüne bağlı olarak ısı transfer oranı belli bir değere kadar önce azalmış sonra kaynak yüzeyindeki sıcaklıkların artmasıyla artmaya başlamıştır.

Bairi (2008) alışmasında, içi hava dolu kapalı kaplardaki elektronik devre elemanlarının yaydığı ısının doğal taşınım ile dengeye getirileceği durumu incelemiştir. Sıcak yüzey olarak, birbirlerinden yalıtılmış yüzeyler ile ayrılmış ve sabit ısı akısı ile ısı yayan üç ayrı elektronik bant ve soğuk yüzey olarak da sabit sıcaklıkta tutulan diğer yüzey ele alınmıştır. Kaba eğim açısı verilerek birbirinden farklı beş durum deneysel olarak incelenmiştir. Ortalama Nusselt sayıları her bir durum için hesaplanmış ve eğim açıları değiştirilerek deneysel olarak elde edilen Nusselt değerleri literatürde bulunan çalışmalarla karşılaştırıldığında % 6 kadar bir sapma olduğu anlaşılmıştır.

Duvarlarında birden çok ısı kaynağı ve birden çok ısı kuyusunun bulunduğu kapalı kaplarda doğal taşınımın incelendiği çalışmalarda ayrık kaynak çiftinin boyunun ve konumunun doğal taşınımına olan etkisi üzerinde durulmuştur.

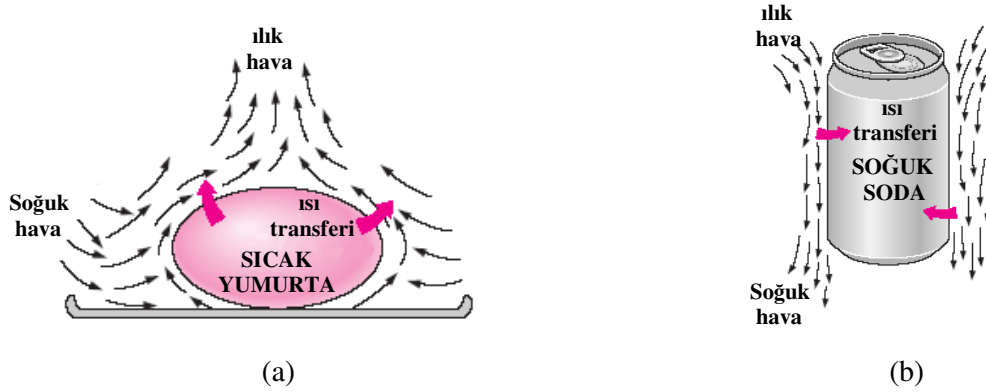
Deng (2008) çalışmasında, düşey duvarlarında ikişer ve üçer adet ayrık kaynak çiftleri bulunan, üst ve alt duvarları yalıtılmış kabul edilen kapalı bir kap içerisindeki doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. İki boyutlu kare şeklindeki kapalı bir kaptaki, ayrık kaynak çifti uzunluğu ikişer adet olan için kap kenar uzunluğunun 1/4'ü ve üçer adet olan için ise 1/6'sı kadar alınmıştır. Ayrık kaynak çiftleri; ilk durumda karşılıklı yan düşey yüzeylerde eşit sayıda, ikinci durumda yine yan düşey duvarlarda fakat farklı dizilimlerde ve üçüncü durumda ise hepsi tek bir yan düşey duvarda konumlandırılmıştır. Rayleigh sayısı 10^2 - 10^6 aralığında olması durumunda, ayrık kaynak çiftlerinin konumuna ve uzunluğuna bağlı olarak kap içerisinde; akım çizgileri, sabit sıcaklık eğrileri çıkartılmıştır. Ayrıca, her bir ayrık kaynak çifti ve kabın tümü için ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Çalışma daha çok ayrık kaynak çifti uzunluğu ve konumunun doğal taşınımına ısı transferine etkisini dikkate almıştır. Sonuç olarak; toplam ısı transfer oranı kap içerisinde oluşan çok-hücreli akış sayısı ile yakından ilişkili olduğu bulunmuştur. Toplam kaynak çifti uzunluğu sabit kalmak koşuluyla; kaynak boyunun küçülmesi dolayısıyla sayısının artması ve/veya ayrık kaynak çiftlerinin hepsinin yan düşey duvarların birinde konumlandırılmasıyla bunun sağlanabileceği saptanmıştır.

Banerjee ve diğerleri (2008) çalışmalarında, sabit ısı akısıyla ısı yayan iki yarı iletken elektronik sistem parçasını kapalı bir kabın alt yüzeyine konumlandırarak, kabın yan yüzeyleri düşük ve sabit sıcaklıkta tutup kabın diğer her tarafını yalıtılmış gibi düşünerek kapalı kaptaki oluşan sıcaklık dağılımları sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmada kapalı kabı doğal taşınım yöntemiyle etkin bir şekilde soğutmak amaçlanmıştır. Yarı iletken ısı kaynaklarının uzunlukları ve kabın bütününe verilen enerji girişi sabit kalmak koşuluyla, ısı kaynaklarının gücünün oranı değiştirilerek kapalı kaptaki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. En yüksek sıcaklıkların hangi durumda ve nerede oluşacağı saptanıp kabın alt yüzeyine yerleştirilen ve sabit ısı yayan yarı iletken elektronik sistem parçalarının güvenli çalışma sıcaklıklarıyla karşılaştırılmıştır.

Literatürde yer alan, duvarlarında ayırık ısı kaynakları bulunan kapalı kaplarda doğal taşınım ile ilgili çalışmalarda, sınır şartlarının ve geometrinin doğal taşınım ile ısı transferi üzerine etkisi incelenmiş olup, amaca göre doğal taşınım ile ısı transferinin artırılması veya azaltılması amacıyla değişik yöntemler kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda, çoklu ayırık kaynak çifti incelemelerine diğerlerinden daha az katkı sağlanmıştır. Bu amaçla, bu tez çalışmasında, duvarlarında birden çok ayırık kaynak çiftleri olan kapalı bir kaptaki doğal taşınım sınır koşulları farklı on sekiz durum için sayısal olarak incelenmiştir. Ayırık kaynak çifti konumu ve uzunluğunun çok hücreli akış yapısı ve toplam ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Sınır koşulları farklı her bir durum için kap içindeki akışkan akışının nasıl etkilendiği akış hızları, sıcaklık dağılımları, akım çizgileri çıkarılmış ve ortalama Nusselt değerleri hesaplanıp grafiklerde karşılaştırılmıştır. Sayısal incelemeler için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent programı kullanılmıştır.

2. DOĞAL TAŞINIM

Genel olarak taşınımıla ısı transferi doğal ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılır. Zorlanmış taşınım, bir fan, vantilatör, pompa, vb. dış etkiler sonucu meydana gelirken, doğal taşınımında akışı zorlayıcı dış etkiler yoktur. Doğal taşınımında ısı transferi, akışkan içindeki veya akışkanla sınır yüzey arasındaki sıcaklık farklarından ve bu farkın yoğunluk üzerinde oluşturduğu etkiden oluşmaktadır. Isınan akışkanın yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Genelde akışkanlar hem sıcak, hem de soğuk yüzeylerle temasta buldukları için, sınır şartlarına bağlı olarak yer çekimi yönünde veya buna ters yönde akışkan hareketleri eş zamanlı olarak oluşur. Şekil 2.1'de bu durum basit olarak gösterilmiştir. Doğal taşınımıla ısı transferi, Rayleigh sayısına bağlı olarak laminer ve türbülanslı doğal taşınım olarak ikiye ayrılmaktadır. Kullanılan akışkana ve sınır şartlarına göre Rayleigh sayısının 10^3-10^7 aralığındaki değerleri için laminer doğal taşınım, Rayleigh sayısının 10^9 'dan büyük olması durumunda ise türbülanslı doğal taşınım geçerlidir (Cengel, 2002; Şahin, 2009).



Şekil 2.1 : Doğal taşınım: (a) Sıcak yumurtanın soğuk bir ortamda soğuması, (b) soğuk soda kutusunun ılık bir ortamda kendiliğinden ısınması.

2.1 Doğal Taşınım Özellikleri

Doğal taşınım ile ısı transferi akışkan hızlarına kuvvetlice bağlıdır. Akışkan hızının artmasıyla taşınım ile ısı transferi de artar. Doğal taşınım ile ısı transferinde akış hızları genellikle küçük olduğundan (1m/s'den azdır), taşınım ile ısı transferi de yavaştır ve belki de bu nedenle, doğal taşınım ile ısı transferi az önemsenir. Oysa farklı yollarla ısı transferinin olduğu birçok uygulamada, doğal taşınım ısı transferine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli rol oynar. Doğal taşınım ile ısı transferi zorlanmış taşınım ile yapılandırıldığında daha azdır. Bazı sistemlerin ısı transfer mekanizmasının zorlanmış taşınım yerine doğal taşınım ile çözülmesinin bir çok sebebi vardır. Doğal taşınım da, akışkana hareket verecek ayrı bir ekipman gerekmez. Akışkan, sistemde oluşan sıcaklık farklarından dolayı hareket kabiliyeti kazanır. Sıcak olan akışkanın yoğunluğu az olduğu için yukarı doğru, sıcaklığı düşük olan akışkanında yoğunluğu diğerine göre yüksek olduğu için aşağı doğru hareket etme eğilimindedir. Bu durum ise taşınım akımlarının oluşmasını sağlayarak kapalı ortamda akışkanı harekete zorlar (Cengel, 2002).

Doğal taşınımın sağladığı diğer avantajlar ise; sistemde hareketli ekipman (fan, pompa vb) olmadığı için rahatsız edici seslerin olmaması, çalışan ekipman olmadığından fazla enerji tüketilmemesi, çok çabuk tozlanmaması, iyi dizayn edildiğinde servis ömrünün uzun olması, bakım maliyetlerinin düşük olması, basit olması, güvenilirliğinin yüksek olması gibi mühendislik açısından bir çok önemli faktörlerden bahsedebiliriz. Doğal taşınım ile ısı transferi uygulama alanları olarak, elektronik sistemlerin soğutulması (güç transistörleri, TV'ler, elektronik devre elemanları), radyatörler, termosifonlar, buzdolaplarının soğutucu akışkan boruları, güç transfer hatları, nükleer alanda enerji elde etmek için kullanılmış ve daha sonra fakirleşmiş uranyum yakıtın su havuzunda soğutulması ve doğal olarak insan ve hayvanların vücutlarından yayılan ısı örnek olarak verilebilir.

2.2 Korunum Denklemleri

Bu çalışmada, incelenen kapalı kap içerisindeki doğal taşınım ile ısı transferi ve akışkan akışı, daimi şartlarda kütle korunumu, momentum korunumu, enerjinin korunumu denklemleri ve Boussinesq yaklaşımı kullanılarak iki boyutlu olarak ifade edilmiştir.

2.2.1 Kütle korunum denklemi

Genel kütle korunum denklemi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.1)$$

Daimi ve iki boyutlu sıkıştırılamaz bir akış için kütle korunumu denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.2)$$

2.2.2 Momentum korunum denklemi

Sıkıştırılamaz akışkan için momentum korunum veya Navier-Stokes denklemi aşağıdaki gibidir:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.3)$$

Boussinesq yaklaşımıyla birlikte daimi, iki boyutlu sıkıştırılamaz bir akış için sırasıyla x ve y yönlerinde momentum denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.4)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (2.5)$$

2.2.3 Enerji denklemi

Enerji denkleminin kapalı yazılımı,

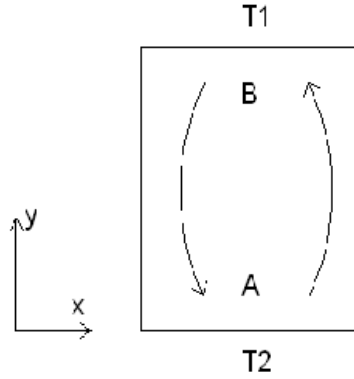
$$\rho C_v \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + q''' \quad (2.6)$$

şekindedir. Daimi, iki boyutlu sıkıştırılamaz bir akış için ve sistem içerisinde ısı üretimi ($q'''=0$) olmadığı kabulüyle enerji denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\rho C_v \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.7)$$

2.2.4 Boussinesq yaklaşımı

Doğal taşınımında akışın oluşabilmesi için sıcaklık önemli bir unsurdur. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi içerisinde akışkan bulunan kapalı bir kaptaki, iki nokta arasında sıcaklık farkı oluştuğunda ($T_2 > T_1$) yoğunluk farkı ($\rho_A < \rho_B$) da oluşacaktır. Yoğunluğu yüksek olan B bölgesindeki akışkan yer çekiminin de etkisiyle aşağıya doğru hareket edecek ve A’daki akışkanı yukarı itecek, yoğunluğu düşük olan A bölgesindeki akışkan da yukarı doğru hareket edecektir. Sonuçta kapalı kap içinde saatın tersi yönde bir akışkan hareketi oluşacaktır.



Şekil 2.2 : Kapalı kaptaki doğal taşınım

Sonuç olarak, doğal taşınımın ısı transferinin gerçekleşmesi için akışkan yoğunluğunun sıcaklığa bağlı olarak değişmesi gerekmektedir. Boussinesq yaklaşımına göre momentum denklemindeki (2.5) kaldırma kuvvetinde yer alan yoğunluk hariç ortamın tüm özellikleri sabit kabul edilmektedir. Kaldırma kuvvetinde yer alan akışkan yoğunluğu aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (2.8)$$

Burada ρ akışkan yoğunluğunu, ρ_0 , T_0 sıcaklığındaki akışkanın yoğunluğunu ve β ısı genleşme katsayısını göstermektedir. Isıl genleşme katsayısı aşağıdaki gibidir.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=sabit} \quad (2.9)$$

Boussineq yaklaşımı, yoğunluk değişiminin ρ_0 ile karşılaştırıldığında küçük olduğu ve sıcaklık değişiminin ortam özelliklerini değiştirmeyecek kadar küçük olduğu haller için geçerlidir (Nield ve Bejan, 1992).

3. DUVARLARINDA AYRIK KAYNAK ÇİFTLERİ OLAN KAPALI KAPTA DOĞAL TAŞINIMIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

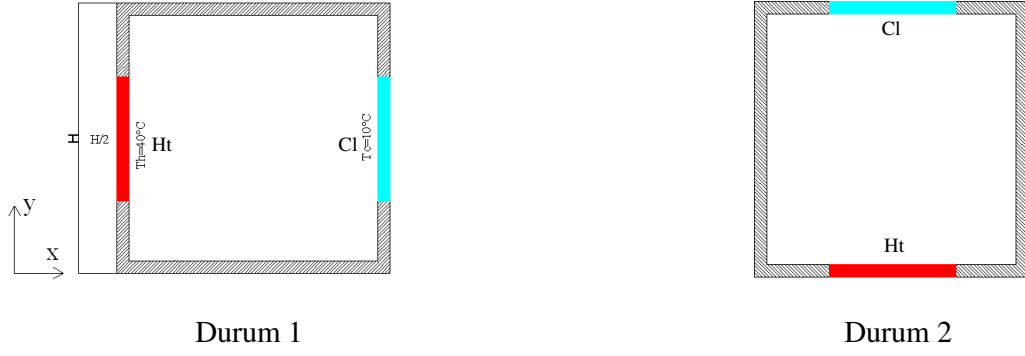
3.1 Problemin Tanımı

Bu tez çalışmasında Ayrık Kaynak Çiftleri (AKÇ) bulunan kapalı bir kapta, AKÇ konumları ve uzunluklarına bağlı olarak oluşturulan on sekiz ayrı durum için doğal taşınım incelenmiştir. Bu inceleme için kullanılan matematiksel modeller Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de kapalı kabın duvar yüzeyinde bulunan AKÇ sayısına göre sınıflandırılarak gösterilmiştir. Modellerde, bir kenar uzunluğu $H=24$ cm olan kare kapalı bir kapta, AKÇ uzunlukları ve sayıları sırasıyla $H/2$ uzunlukta bir , $H/4$ uzunlukta iki ve $H/6$ uzunlukta üç adet olması durumuna göre kapalı kap duvarlarında çeşitli konumlarda düzenlenmiştir. Toplam AKÇ uzunluğu her durumda, H olarak sabit tutulmuştur. Matematiksel modellerde kırmızı renkli kısımlar olan H_t , H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} yüksek sıcaklıktaki ($T_h = 40^{\circ}\text{C}$) ısı kaynaklarını, açık mavi renkli kısımlar C_1 , C_1 , C_2 ve C_3 ise düşük sıcaklıktaki ($T_c = 10^{\circ}\text{C}$) ısı kuyularını göstermektedir.

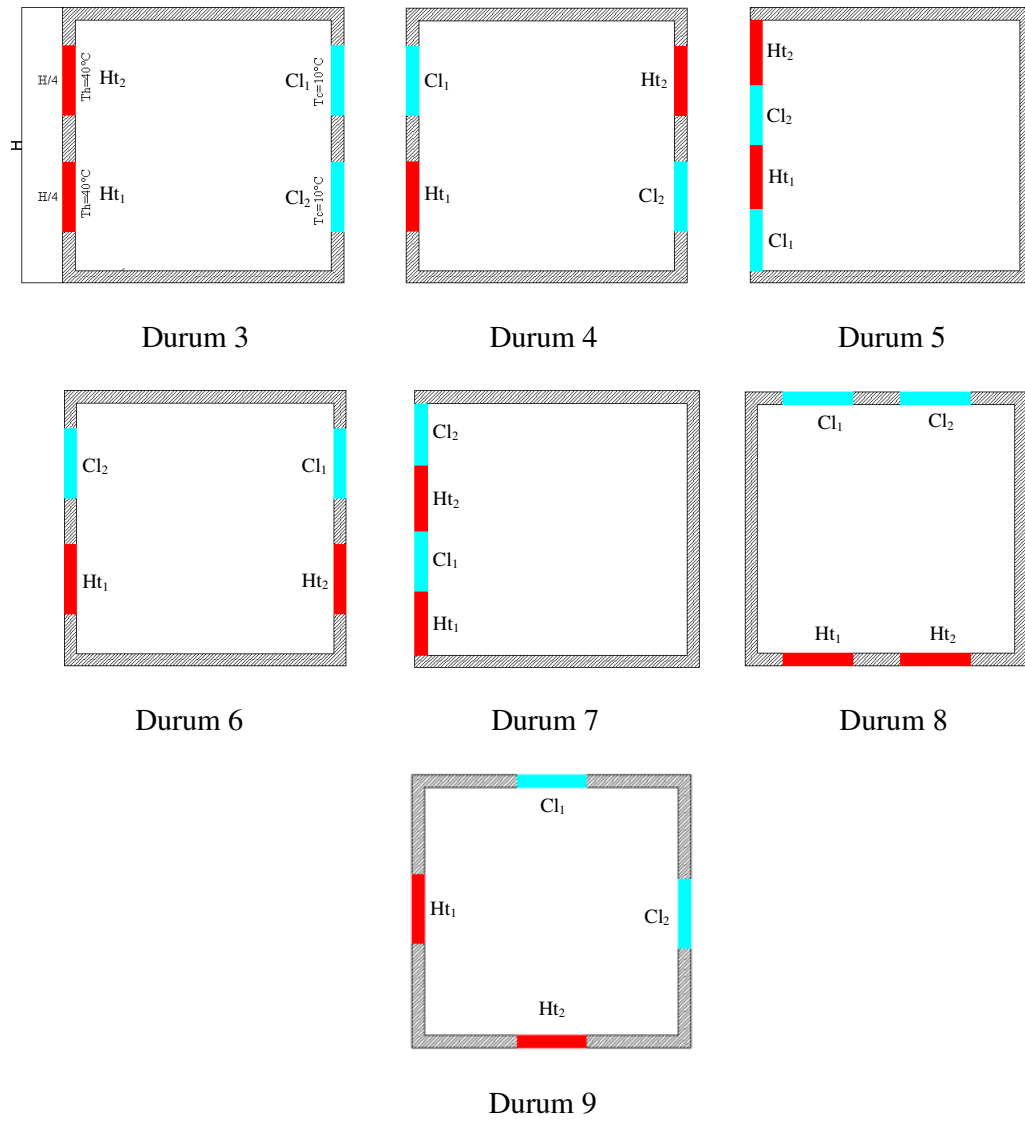
Şekil 3.1’de görülen modelde, Durum 1’de kabın sol duvarında $H/2$ uzunluğunda sıcak ve sağ duvarında yine aynı uzunlukta soğuk kaynak bulunmaktadır. Kapalı kabın diğer duvarları yalıtılmıştır. Durum 2’de ise Durum 1 ile aynı uzunluktaki sıcak kaynak alt soğuk kaynak üst duvardadır.

Şekil 3.2’de yer alan Durum 3-9’da kaynak uzunlukları kabın duvar uzunluğunun dörtte biri ($H/4$) kadardır ve kaynakların dışında kalan duvar bölgeleri yalıtılmıştır.

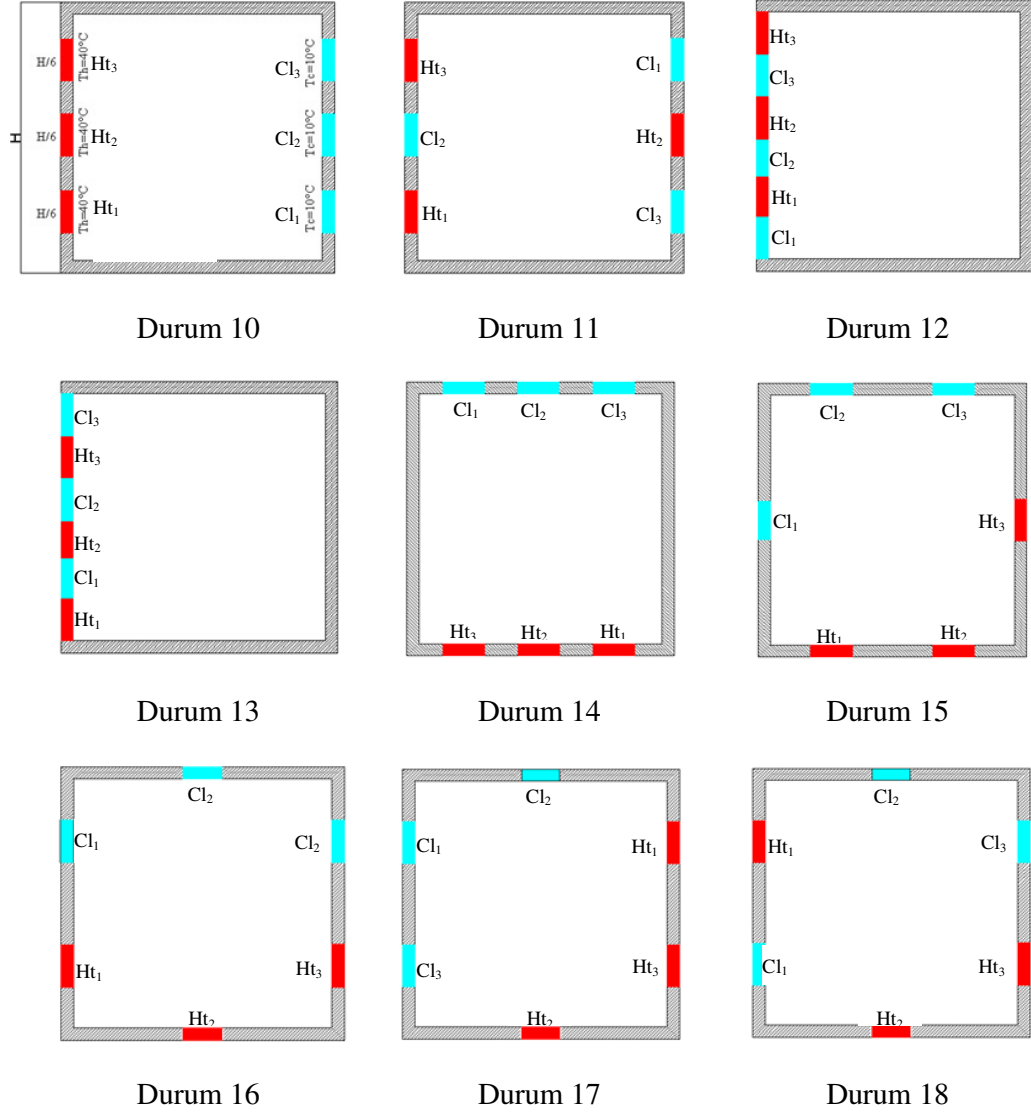
Şekil 3.3’de yer alan modellerde Durum 10-18 için kaynak uzunlukları $H/6$ kadardır ve yine AKÇ bulunan duvar bölgelerinin dışında kap yalıtılmıştır. Tüm modellerde toplam kaynak uzunluğu H olarak sabit tutularak kaynak uzunlukları değiştirilip sayıları arttırılmıştır.



Şekil 3.1 : Duvarlarında H/2 uzunluğunda bir ayırık kaynak çifti bulunan model



Şekil 3.2 : Duvarlarında H/4 uzunluğunda iki ayırık kaynak çifti bulunan model



Şekil 3.3 : Duvarlarında H/6 uzunluğunda üç ayrı kaynak çifti bulunan model

Başlangıçta, AKÇ sıcaklıklarının ortalama değeri olan $T_m=25^{\circ}\text{C}$ sıcaklığında ve $P=101.3$ kPa atmosfer basıncında olan, 24×24 cm ebatlarında kapalı kaptaki durgun akışkan daha sonra sıcak ve soğuk kaynaklar ile etkileşerek hareket kabiliyeti kazanacaktır. İncelenen her bir durum için, kullanılan akışkanın fiziksel özellikleri $T_m=25^{\circ}\text{C}$ sıcaklığında hesaplanmış olup Çizelge 3.1’de gösterilmiştir. Tüm yüzeylerde kaymama koşulu nedeniyle dikey ve yatay hızlar ($u=v=0$) sıfırdır. Sıcak ($T_h=40^{\circ}\text{C}$) ve soğuk ($T_c=10^{\circ}\text{C}$) kaynaklar sabit sıcaklıkta tutulduğu kabul edilmiştir.

Çizelge 3.1 : Problemi tanımlayan ve programda kullanılan fiziksel özellikler

Ra_H	ν (m^2/s)	β ($1/K$)	ρ (kg/m^3)	C_p (J/kgK)	k (W/mK)	T_h ($^{\circ}C$)	T_c ($^{\circ}C$)	ΔT ($^{\circ}C$)	g (m/s^2)
10^6	1.56×10^{-5}	3.35×10^{-3}	1.185	1006.3	0.026	40	10	30	2.46×10^{-1}
10^5	1.56×10^{-5}	3.35×10^{-3}	1.185	1006.3	0.026	40	10	30	2.46×10^{-2}
10^4	1.56×10^{-5}	3.35×10^{-3}	1.185	1006.3	0.026	40	10	30	2.46×10^{-3}
10^3	1.56×10^{-5}	3.35×10^{-3}	1.185	1006.3	0.026	40	10	30	2.46×10^{-4}
10^2	1.56×10^{-5}	3.35×10^{-3}	1.185	1006.3	0.026	40	10	30	2.46×10^{-5}

Çizelge 3.1’de yer alan, Ra_H : Rayleigh sayısı; T_h : Sıcak kaynak sıcaklığı; T_c : Soğuk kaynak sıcaklığı; H : Kapalı kap uzunluğu; k : Akışkanın ısı iletim katsayısı; g : Yerçekimi ivmesi; β : Isıl genişleme katsayısı; ν : Kinematik viskozite; α : Isıl yayılma katsayısını ifade etmektedir. Rayleigh sayısı da aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Ra_H = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu}$$

Kapalı kaptaki AKÇ konumu ve uzunluğunun doğal taşınım ile ısı transferine etkisiyle birlikte, incelenen her bir durum için Rayleigh sayısına 10^2 ’den 10^6 ’ya kadar değerler verilerek Rayleigh sayısının dolayısıyla akışkan hızlarının kapalı kaptaki ısı transferini nasıl etkilediği de incelenmiştir. Rayleigh sayısının belirtilen aralıktaki değerlerini elde etmek için ise tüm parametreler sabit tutulup yer çekim ivmesi ($g=9.81m/s^2$) değeri değiştirilmiştir.

Kelecı (2002) Fluent programını kullanarak kapalı kaptaki doğal taşınım ile ilgili yaptığı bir çalışmada değişik Rayleigh sayıları için yerçekimi ivmesi değerini değiştirmiştir. Gustavsen ve diğerleri (2007) Fluent programıyla kapalı kaptaki doğal taşınım ile ilgili yaptığı sayısal çalışmada değişik Rayleigh sayıları için kap içerisindeki basınç değerini ve sonuçta akışkan yoğunluğunu değiştirmiştir. Teertstra ve diğerleri (2004) Fluent programıyla kapalı bir kaptaki doğal taşınım ile ilgili çalışmada değişik Rayleigh sayıları için akışkan yoğunluğunu değiştirmiştir. Bednarz (2007) Fluent programında korunum denklemlerinin boyutsuz çözümü için fiziksel parametrelerin düzenlenerek elde edilen Rayleigh ve Pr değerlerinin programda direkt kullanılabilirliğine dair örnek sunmuştur. Ayrıca Fluent programının online eğitim dökümanlarında (Tutorial-5) da değişik Rayleigh sayıları için yerçekimi ivmesinin değiştirildiği bir örnek sunulmuştur (Fluent 6.3., 2006).

3.2 Sayısal Çözüm Tekniği

Navier-Stokes ve enerji denklemlerini analitik olarak çözmek oldukça zordur hatta imkansız gibidir. Özellikle kapalı kaplarda duvara yakın bölgelerde oluşan sınır tabaka, duvardan biraz daha uzakta oluşan tek hücreli akış yapısını içine aldığı için sınır tabaka bu içine aldığı tek hücreli akış yapısından bağımsız düşünülemez. Sınır tabaka ve tek hücreli akış yapısı birbiriyle ilişkili olarak dikkate alındığı için bu tür problemlerde analitik çözüm zorlaşır (Özsunar, 2000). Bu tür problemleri bilgisayar yardımıyla sayısal olarak çözmek zaman tasarrufu ve güvenilir sonuçlar açısından önemlidir. Bu çalışmada problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacim metodu ile çalışan ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi için üretilmiş ticari bir program olan Fluent 6.2.16 kullanılarak çözülmüştür. Program T2050@1.6Ghz, 504MB Ram özelliklerinde bir bilgisayarda çalışılmıştır. Bu program HAD analizi için üretilmiş bir program olup, değişik geometriler için ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan bir programdır. Bu program, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar.

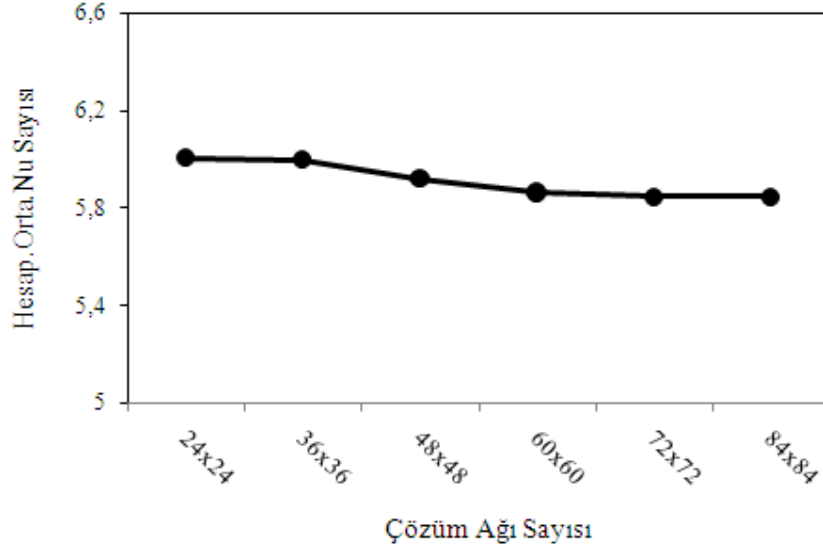
Çalışma, doğal taşınım ile ısı transferinin laminar rejimde gerçekleştiği Rayleigh sayısının 10^2 - 10^6 aralığındaki değerleri için yapılmıştır. Problemi tanımlayan temel korunum denklemlerin çözümünde, daimi şartlar dikkate alınmıştır. Böylece zamana bağlı terimler atılmış ve bağımsız değişken sayısı indirgenmiştir. Kapalı hacim içinde hava bulunduğu ($Pr=0.71$) kabul edilmiştir. Havanın termofiziksel özellikleri AKÇ sıcaklıklarının ortalama değeri ($T_m=25^0C$) alınarak programa girilmiştir. Basınç için Şaşırtmalı Hesap Noktaları Yöntemi "PRESTO" seçilmiştir. Basınç-hız çifti için "SIMPLE", momentum ve enerji için "QUICK Scheme" yöntemleri seçilmiştir.

3.2.1 Çözüm ağı sayısının tespiti

Çözümlemeler öncesinde doğru kafes yapısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu nedenle 24x24 cm ebatlarındaki iki boyutlu yüzeye 24x24, 36x36, 48x48, 72x72, 84x84 adet homojen çözüm ağı çizilmiştir. Çizelge 3.2'de seçilen çözüm ağı sayısının Fluent programı yardımıyla hesaplanan ortalama Nu değerleri ve bağlı değişim oranları gösterilmiştir. Şekil 3.4'de çözüm ağı sayısına göre hesaplanan ortalama Nu değerlerinin oluşturduğu eğri gösterilmiştir. Şekil 3.5'de ise bu çalışmada kullanılan örnek bir hücre dağılımı görülmektedir.

Çizelge 3.2 : Çözüm ağı sayısı ve hesaplanan ortalama Nu değerleri

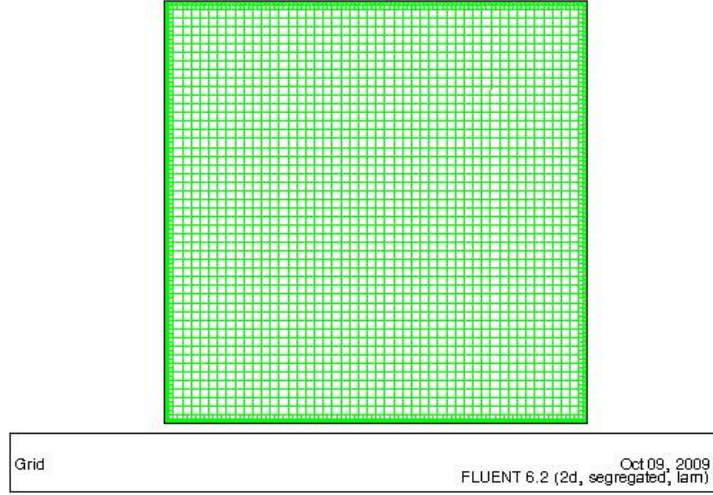
Çözüm Ağı Sayısı	24x24	36x36	48x48	60x60	72x72	84x84
Hesap.Orta. Nu Sayısı	6.004	6.00	5.921	5.863	5.847	5.846
Nu için bağıl değişim	-	0.07	1.32	0.98	0.27	0.1



Şekil 3.4 : Hesap. Ort. Nu değerlerinin çözüm ağı sayısına göre değişimi

Bağıl değişim oranı %2'in altında, çözüm süresi kısa ve Şekil 3.4'de eğimin yataylaştığı değer olan 60x60 çözüm ağı sayısal çözümler için optimum çözüm ağı olarak seçilmiştir.

Ayrıca incelenen tüm durumlarda benzer olmak üzere, AKÇ'lerin bulunduğu duvarlara yakın bölgelerde daha hassas değerler elde etmek için Fluent programının bünyesinde bulunan "Boundary adaption" komutuyla sınırlarda hücre yoğunluğu arttırılmıştır.



Şekil 3.5 : Sayısal çözümlerlerde kullanılan 60x60 hücre dağılımı

3.2.2 Nusselt sayısı ve literatür karşılaştırması

Hücre sayısından ve dağılımından bağımsız çözümler elde edildikten sonra, problem için seçilen çözüm metodunun ve çözüm ağının uygunluğu literatürde bulunan benzer çalışmayla (Deng, 2008) karşılaştırılmıştır.

Programın hesaplamaları sonucunda bulunan değerler yardımıyla yine programa kullanıcı tarafından düzenlenip (Fluent-User Defined Function) elle girilen aşağıdaki formül ile her bir AKÇ için, taşınım ile ısı transferinin göstergesi olarak kabul edilen ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

Hesaplanan ortalama Nu değerleri $Ra=10^6$ 'da Durum-3, 4, 5, 10, 11, 12 için literatürde bulunan benzer çalışmayla (Deng, 2008) Çizelge 3.2'de karşılaştırılmıştır.

Her bir AKÇ için ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Nu = \int \frac{\text{Yüzey ısı akısı} \left(\frac{W}{m^2} \right)}{\text{Isıiletim katsayısı} \left(\frac{W}{mK} \right) \times \text{Sıcaklık farkı} (K)} dx(dy) = \int \frac{q}{kx\Delta T} dx(dy)$$

Fluent programında hesaplanan yüzey ısı akısı değerleri yukarıdaki formülde kullanılarak ve Fluent programı bünyesinde bulunan yüzey integrali komutu ile her bir durum için ortalama Nusselt değerleri elde edilebilir (Deng ve dig., 2002; Url-1). Enerjinin korunumu gereği, ısı kaynaklardan transfer edilen toplam ısı ile düşük sıcaklıktaki ısı kuyularından çekilen toplam ısı aynı olacağı için toplam ortalama Nusselt sayıları, ısı kaynağı ve kuyularının her ikisi için de aynı olacaktır.

Çizelge 3.3 : Ra=10⁶’da Hesaplanan Ort. Nusselt değerlerinin, Deng (2008) ile karşılaştırılması

Durum 3	Durum 4	Durum 5	Durum 10	Durum11	Durum12
6.023	5.98	6.26	6.30	6.14	8.43

Deng Case 1	Deng Case 2	Deng Case 3	Deng Case 4	Deng Case 5	Deng Case 6
6.05	6.04	6.25	6.36	6.08	7.93

Sapma %	0.99	0.16	0.94	0.99	6.31
---------	------	------	------	------	------

Çizelge 3.3’de görüldüğü gibi Ra=10⁶’da, bu çalışmada hesaplanan ortalama Nusselt değerleri ve Deng (2008)’in yapmış olduğu çalışmadaki değerler karşılaştırılmıştır. Çizelgeden de anlaşılacağı gibi bu çalışmadaki Durum 3, 4, 5, 10, 11, 12 Deng (2008)’de sırası ile case 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 ile aynıdır. Karşılaştırmada Durum 12 hariç ortalama Nusselt değerlerindeki sapma %1’den azdır. Durum 12’de ise % 6.31’lık bir sapma olup, bu değer de %10 ‘un altında olduğu için çözüm yöntemi ve seçilen çözüm ağı göz önüne alınan problem için kabul edilir olduğu sonucuna varılmıştır.

3.3 Sayısal Çözümleme Sonuçları

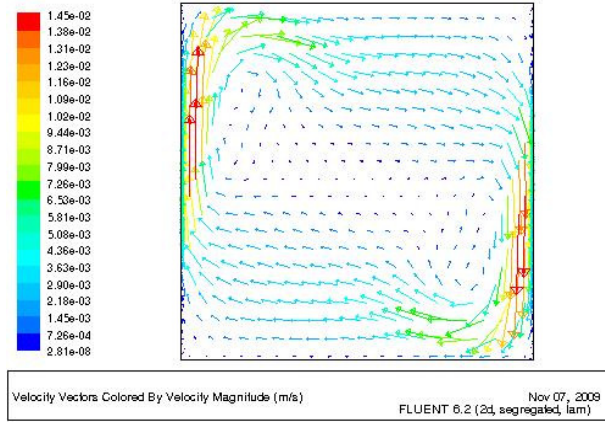
Çalışmada daha önce de belirtildiği gibi, laminar rejimde, Rayleigh sayısı 10² ile 10⁶ arasında değiştirilerek yapılmıştır. AKÇ konumları ve/veya boyutları birbirinden farklı olan on sekiz durum için Rayleigh sayısı 10⁶’da elde edilen sonuçlar, AKÇ sayısına göre sınıflandırılarak verilmiştir. İlk olarak bir AKÇ, ikinci olarak iki AKÇ, üçüncü olarak ise üç AKÇ için sayısal sonuçlar hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri şeklinde sunulmuştur. Ayrıca aynı sınıflandırmada yer alan farklı durumların Rayleigh 10² ile 10⁶ değerleri arasında hesaplanan ortalama Nusselt değerleri grafiklerde karşılaştırılmıştır. Daha sonra tüm durumlar, hesaplanan ortalama Nusselt değerlerine göre bir arada karşılaştırılmıştır.

3.3.1 Bir ayırık kaynak çifti içeren model

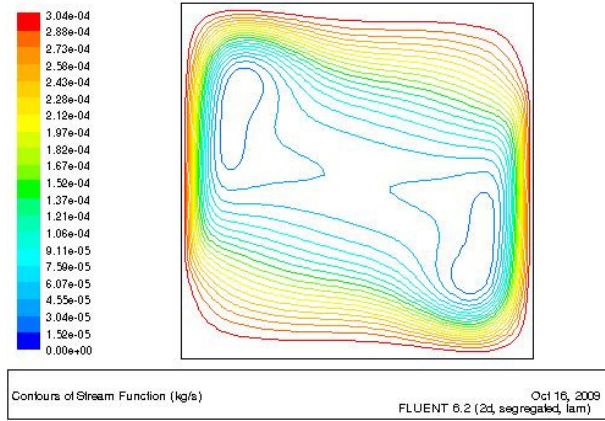
Uzunluğu H/2 olan bir AKÇ, konumuna bağlı olarak, Şekil 3.6 Durum-1 için ve Şekil 3.7 Durum-2 için Rayleigh sayısı 10⁶’da elde edilen sayısal sonuçları, hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri şeklinde gösterilmiştir. Şekil 3.8’de ise bir AKÇ için hesaplanan ortalama Nusselt değerlerinin Rayleigh sayısının 10²-10⁶ aralığındaki değerlerine göre değişimi grafik olarak sunulmuştur.

Durum-1’de bir AKÇ, daha önce Şekil 3.1’de gösterildiği gibi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynağı (Ht) sol yan duvarda ve ısı kuyusu (Cl) sağ yan duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.6 (a)’da görüldüğü gibi AKÇ, kap içerisindeki akışkanı sol yan duvarda yukarı ve sağ yan duvarda aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde saat yönünde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Ayrıca, Şekil 3.6 (b)’de açıkça görüldüğü üzere tek hücreli akış yapısı içerisinde birbirine göre ters yönlerde dönen ve köşelere yakın iki küçük ikincil hücreli akış yapıları oluşmaktadır. Şekil 3.6 (c)’de eş sıcaklık eğrilerinden görüldüğü gibi kap içerisinde düşey yönde ısıl tabakalaşma oluşmuştur ve kabın üst kısmı alt kısmına göre daha sıcaktır. Özellikle sıcak kaynağın olduğu bölge doğal olarak akışkanın en sıcak olduğu kısımdır.

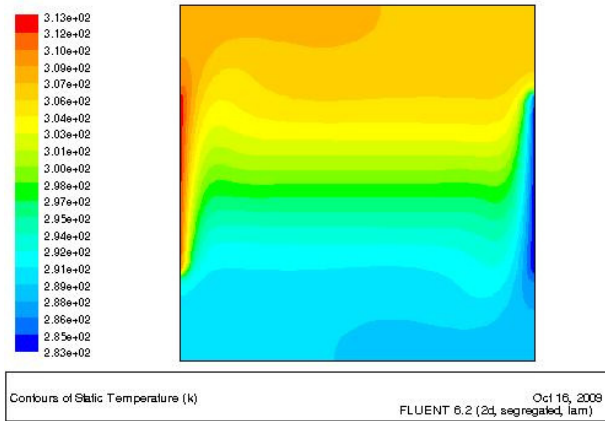
Durum-2’de ise yine bir AKÇ, karşılıklı olarak üst ve alt duvarlarda, ısı kaynağı (Ht) alt duvarda ve ısı kuyusu (Cl) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.7 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı üst duvarda aşağı ve alt duvarda ise yukarı doğru hareket ettirerek kap içerisinde saatin tersi yönde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Ayrıca kabın köşelerinde asıl akışa katılmayan küçük tek hücreli akışlar oluşmuştur. Eş sıcaklık eğrilerinden görüldüğü gibi Şekil 3.6 (c)’deki Durum-1’de görülen ısıl tabakalaşma Durum-2’de oluşmamıştır. Sıcak kaynağın bulunduğu kabın alt kısmı ve sağ tarafı diğer bölgelere göre daha sıcaktır. Şekil 3.6(c)’deki Durum-1’e göre kabın orta kısmı biraz daha sıcaktır.



(a)

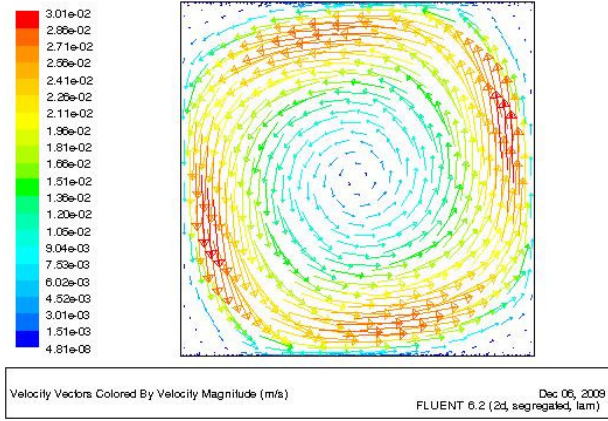


(b)

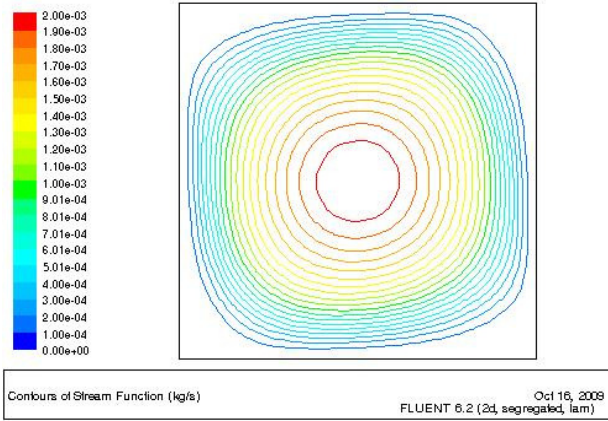


(c)

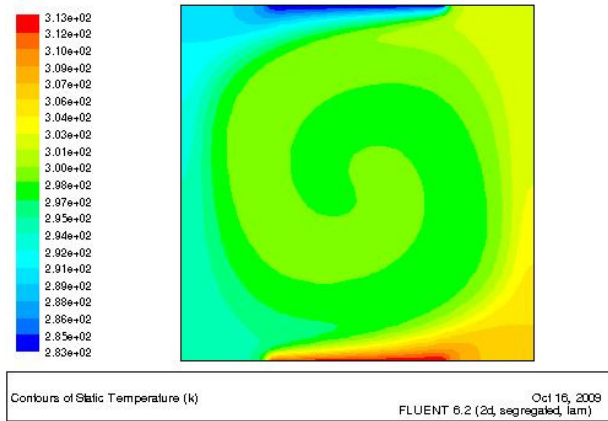
Şekil 3.6 : Durum-1 için $Ra=10^6$ da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)

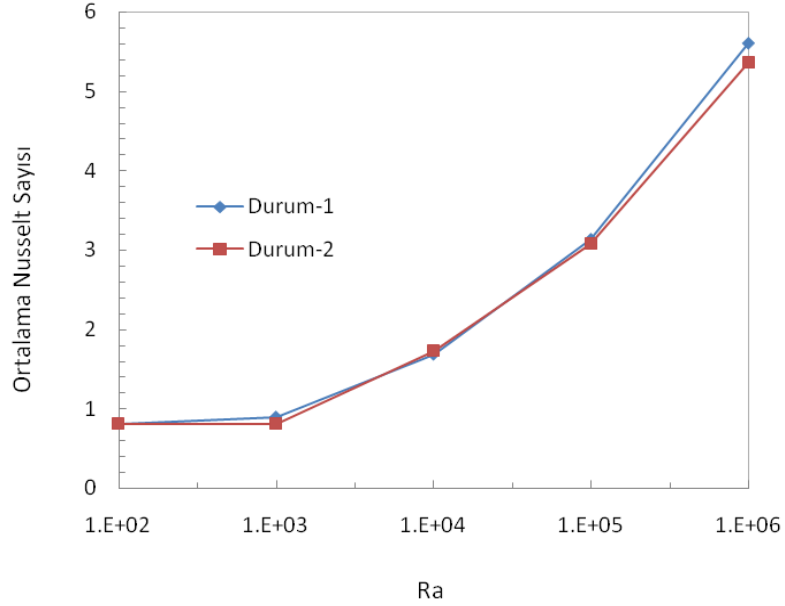


(c)

Şekil 3.7 : Durum-2 için $Ra=10^6$ da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

3.3.1.1 Bir ayrık kaynak çifti bulunan kapta genel değerlendirme

Durum-1 ve Durum-2 için akış hızları karşılaştırıldığında, Durum-2'deki hızlar Durum-1'deki hızların yaklaşık iki katıdır. Şekil 3.8'de Durum-1 ve Durum-2 için ortalama Nusselt değerleri karşılaştırması verilmiştir. Rayleigh sayısı 10^5 'e kadar Durum-1 ve Durum-2 için ortalama Nusselt değerleri hemen hemen aynıdır, yalnızca farkın biraz daha arttığı Rayleigh sayısı 10^6 'da ($Nu=5.60>5.36$) Durum-1'deki Nusselt değeri Durum-2'den %4.3 daha fazladır. Bunun nedeni ise, Durum-1'de tek hücreli akış içerisinde iki küçük ikincil hücreli akış yapısının oluşması ve sonuçta kap içerisinde biraz daha fazla bir karışım olması ve bu nedenle sıcaklık değişiminin daha fazla olmasıdır. Ayrıca, Durum-2'de kabın köşelerinde ve saat yönünde oluşan küçük tek hücreli akış yapıları büyük hücreli akışa katılmayıp köşelerde ısının hapsolmesine neden olmaktadır.



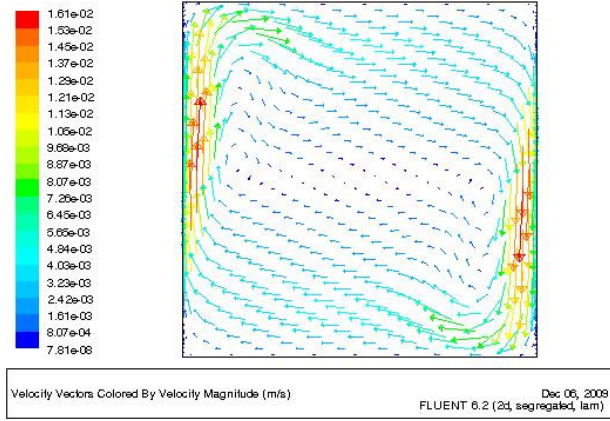
Şekil 3.8 : Bir ayrık kaynak çifti konumuna bağlı olarak Ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına bağlı değişimi

3.3.2 İki ayrık kaynak çifti içeren model

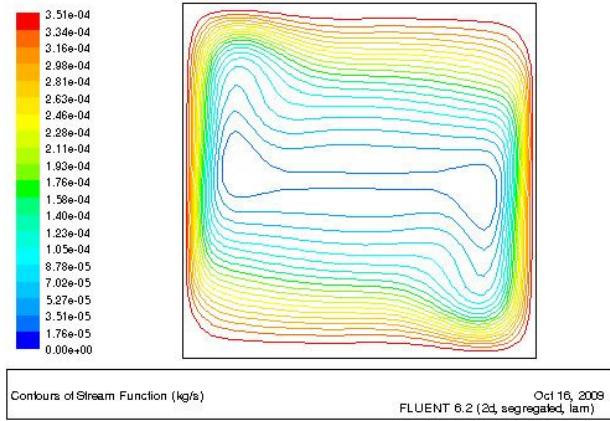
Uzunluğu $H/4$ olan iki AKÇ, konumuna bağlı olarak, Şekil 3.9'dan Şekil 3.15'e kadar Durum-3, Durum-4, Durum-5, Durum-6, Durum-7, Durum-8 ve Durum-9 için Rayleigh sayısı 10^6 'da elde edilen sayısal sonuçlar hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri şeklinde gösterilmiştir. Şekil 3.16'da ise AKÇ için hesaplanan ortalama Nusselt değerlerinin Rayleigh sayısının 10^2 - 10^6 aralığındaki değerlerine göre değişimi grafik olarak sunulmuştur.

Durum-3'de iki AKÇ, Şekil 3.2'de de gösterildiği gibi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynakları (H_{t1}, H_{t2}) sol yan duvarda ve ısı kuyuları (Cl_1, Cl_2) sağ yan duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.9 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ'ler kap içerisindeki akışkanı sol yan duvarda yukarı ve sağ yan duvarda aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde saat yönünde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Şekil 3.9 (c)'de eş sıcaklık eğrileri düşey yönde tabaka şeklinde sıralanmış olup sıcak akışkan sol üst ve soğuk akışkan sağ alt köşeye doğru ilerlemiştir. Orta kısımda ve dar bir alanda ise sıcak ve soğuk akışkan kütlelerinin karışmasıyla ortalama sıcaklıkta akışkan bulunmaktadır. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri; H_{t1} ve Cl_1 için $Nu=4.04$, H_{t2} ve Cl_2 için ise $Nu=1.99$ dur. Bu ise ısı transferinin sol yan yüzeyde bulunan H_{t1} ve H_{t2} kaynaklarından altta konumlandırılan H_{t1} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.

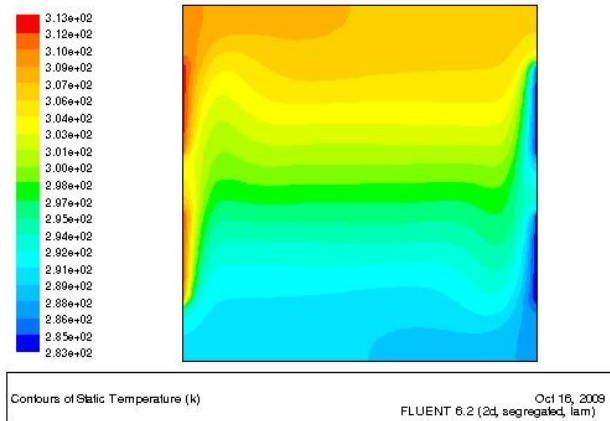
Durum-4'de iki AKÇ, Şekil 3.2'de gösterildiği gibi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynaklarından biri (H_{t1}) sol duvarın alt kısmında ve diğeri (H_{t2}) sağ duvarın üst kısmında olup, ısı kuyularından biri (Cl_1) sol duvarın üst kısmında ve diğeri (Cl_2) sağ duvarın alt kısmında konumlandırılmıştır. Şekil 3.10 (a) ve (c)'de görüldüğü gibi AKÇ'ler kap içerisindeki akışkanı iki guruba ayırarak biri saat yönünde diğeri saatin tersi yönde ve kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetrik iki hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuşlardır. Şekil 3.10 (c)'de eş sıcaklık eğrilerinden görüleceği gibi kabın özellikle sağ üst kısmı daha sıcaktır, sol duvarın alt bölgesindeki sıcak kaynak kabın alt kısmınının ısınmasını sağlayamamıştır. Ayrıca orta kısımda sıcak ve soğuk akışkan kütlelerinin karışmasıyla oluşan ortalama sıcaklıktaki akışkan alanı önceki durumlara göre biraz daha genişlemiştir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_1 için $Nu=3.62$, H_{t2} ve Cl_2 için ise $Nu=2.36$ dır. Bu ise ısı transferinin karşılıklı yan duvarlarda bulunan H_{t1} ve H_{t2} kaynaklarından altta konumlandırılan H_{t1} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)

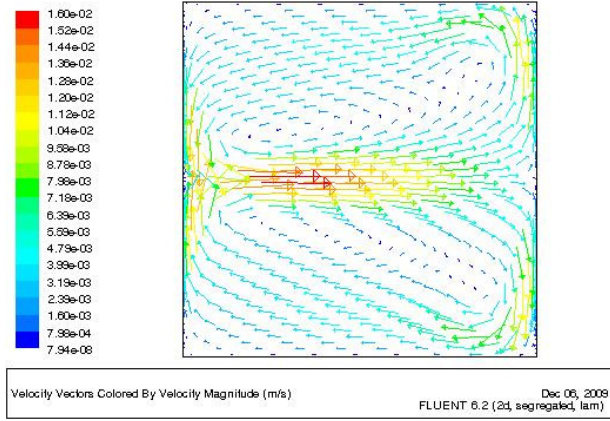


(b)

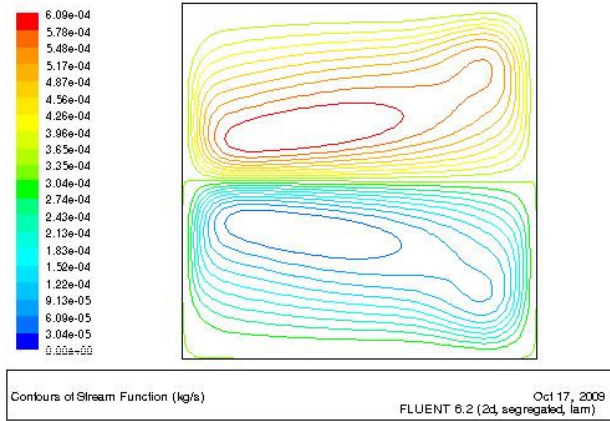


(c)

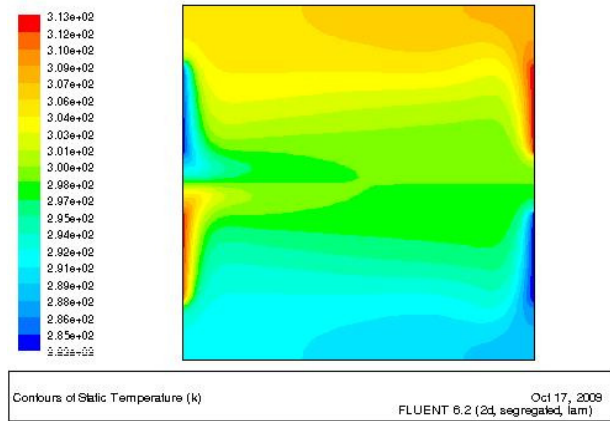
Şekil 3.9 : Durum-3 için $Ra=10^6$ da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)

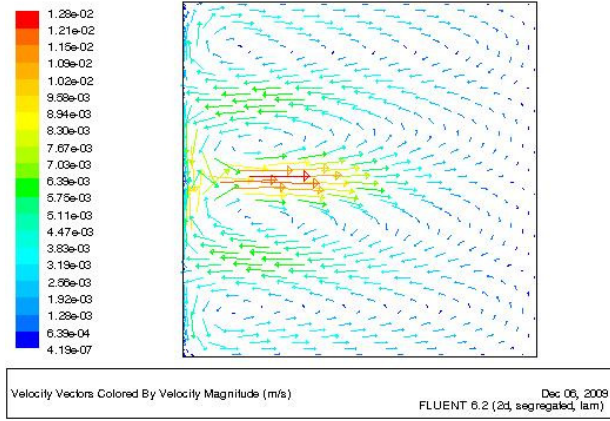


(c)

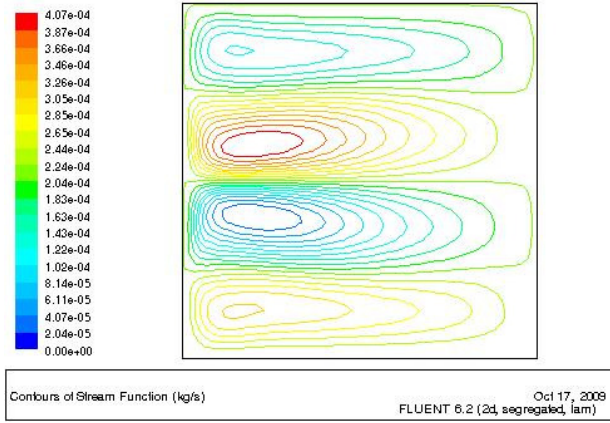
Şekil 3.10 : Durum-4 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

Durum-5’de iki AKÇ, Şekil 3.2’de gösterildiği gibi sadece sol duvarda, alttan sırasıyla Cl_1 , Ht_1 , Cl_2 , Ht_2 şeklinde konumlandırılmıştır. Şekil 3.11 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ’ler kap içerisindeki akışkanı dört guruba ayırarak ikisi saat yönünde diğer ikisi ise saatin tersi yönde ve kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetrik olan dört hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Şekil 3.11 (c)’de eş sıcaklık eğrileri önceki durumlarda gözlemlenen ısıl tabakalaşmanın daha da dağıldığını göstermektedir. Ayrıca kabın orta kısmında oluşan ortalama sıcaklıktaki akışkan alanı önceki durumlara göre daha da genişlemiştir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 ’da ortalama Nusselt değerleri ise; Ht_1 ve Cl_2 için $Nu=4.32$, Ht_2 ve Cl_1 için ise $Nu=1.94$ dür. Bu ise aynı duvar üzerinde bulunan Ht_1 ve Ht_2 kaynaklarından altta konumlandırılan, Ht_1 kaynağından ısı transferinin daha fazla olduğunu göstermektedir.

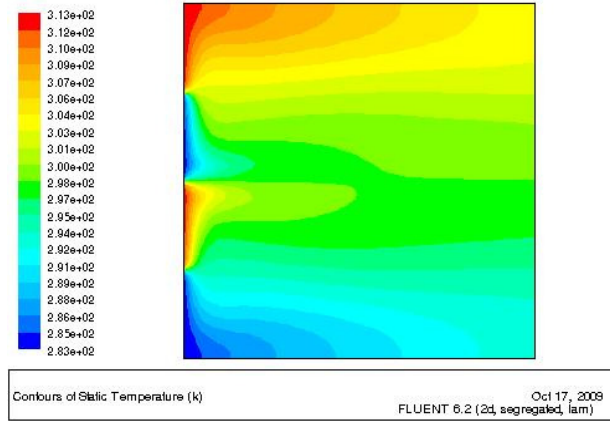
Durum-6’da iki AKÇ Şekil 3.2’de gösterildiği gibi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynaklarından biri (Ht_1) sol duvarda altta ve diğeri (Ht_2) sağ duvarda altta olup ısı kuyularından biri (Cl_1) sol duvarda üstte ve diğeri (Cl_2) sağ duvarda üstte konumlandırılmıştır. Şekil 3.12 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ’ler kap içerisindeki akışkanı üç guruba ayırarak kabın üst ve alt yüzeye yakın kısmında saatin tersi yönünde iki, orta kısımda ise hemen hemen kabın köşegeni konumunda saat yönünde bir olmak üzere toplamda üç hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Ayrıca ortadaki tek hücreli akışa bağlı olan ve onunla aynı yönde, dönme eksenini farklı küçük ikincil hücre oluşmuştur. Şekil 3.12 (c)’de eş sıcaklık eğrileri ortalama sıcaklıktaki akışkanın kabın üst ve alt yüzeyine yakın bir bölgede kümelenildiğini göstermektedir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 ’da ortalama Nusselt değerleri ise; Ht_1 için $Nu=2.39$, Cl_1 için $Nu=2.25$, Ht_2 için $Nu=2.08$ ve Cl_2 için ise $Nu=2.23$ dür. Bu ise ısı transferinin, karşılıklı yan duvarlarda konumlandırılan ve aynı seviyede bulunan Ht_1 ve Ht_2 kaynaklarından Ht_1 ’de daha fazla olduğunu göstermektedir. Bunun nedeni ise orta alanda oluşan tek hücreli akışın kabın alt yüzeye yakın kısmında ve Ht_2 önünde oluşan tek hücreli akışı sıkıştırması ile Ht_2 ’nin Ht_1 ’e göre daha az bir soğuk akışkan kütlesiyle teması ve netice olarak ısı transferinin yerel olarak küçük bir alanda gerçekleşmesindedir.



(a)

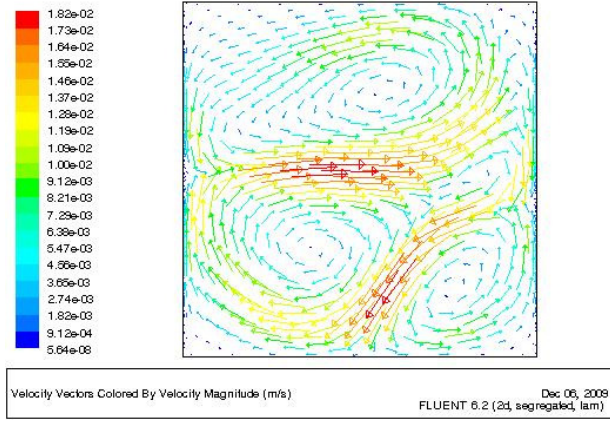


(b)

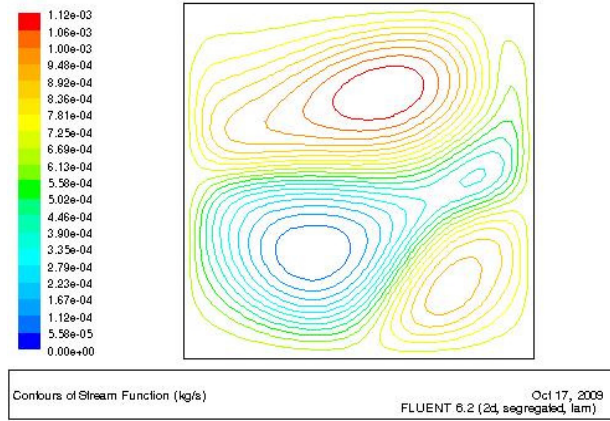


(c)

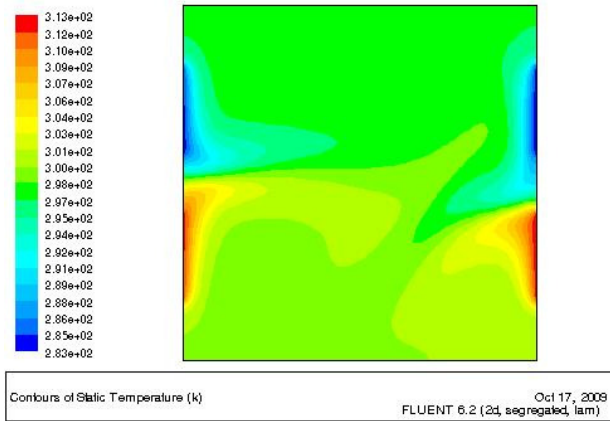
Şekil 3.11 : Durum-5 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)

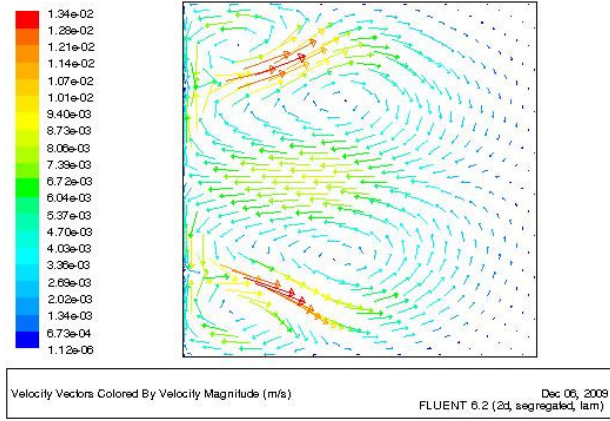


(c)

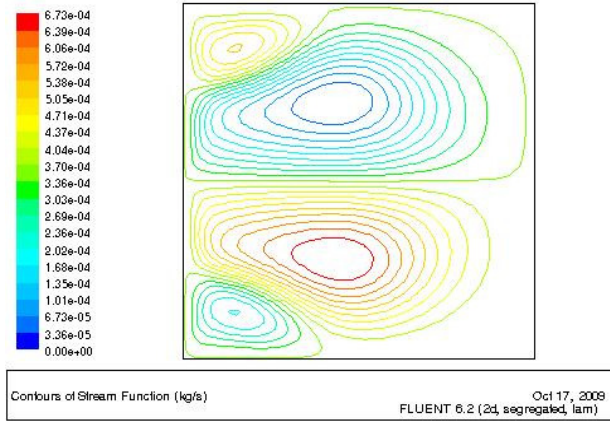
Şekil 3.12 : Durum-6 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

Durum-7’de iki AKÇ Şekil 3.2’de gösterildiği gibi ve Durum-5 ile benzer olup sadece sol duvarda, fakat Durum-5’den farklı olarak kaynakların diziliş sırası, sırasıyla H_{t1} , Cl_1 , H_{t2} , Cl_2 şeklinde düzenlenmiştir. Şekil 3.13 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı dört guruba ayırarak kabın ortasından geçen düzleme göre simetrik, ikisi saat yönünde ve diğer ikisi saatin tersi yönde dört hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Oluşan hücreler kabın ortasında daha büyük, kabın sol üst ve alt bölgesinde ise daha küçüktür. Şekil 3.13 (c)’de eş sıcaklık eğrileri ortalama sıcaklıktaki akışkanın kabın büyük bir bölümüne homojen olarak dağıldığını göstermektedir. Her bir AKÇ için, Rayleigh sayısı 10^6 ’da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_2 için $Nu=2.70$, H_{t2} ve Cl_1 için ise $Nu=3.88$ dir. Bu ise, kapalı kabın aynı duvarında bulunan H_{t1} ve H_{t2} kaynaklarından üst duvara yakın olan H_{t2} ’den ısı transferinin daha fazla olduğunu göstermektedir. Bunun nedeni ise H_{t1} önünde oluşan hücresel akışın hemen üstünde oluşan büyük hücreli akış tarafından sıkıştırılması ve sonuçta sıkışan akışın yerel olarak küçük bir bölgede hapsolmesi ve kaynağın önündeki hücreli akışın yeterince soğuk akışkan külesiyle karışmamasıdır.

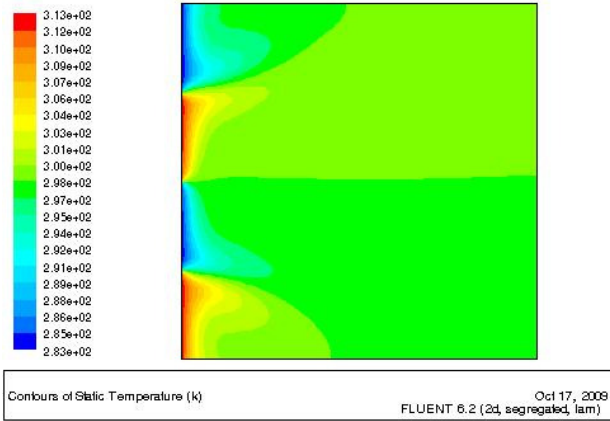
Durum-8’de iki AKÇ Şekil 3.2’de gösterildiği gibi karşılıklı olarak üst ve alt duvarlarda, ısı kaynakları (H_{t1} , H_{t2}) alt duvarda ve ısı kuyuları (Cl_1 , Cl_2) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.14 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ’ler kap içerisindeki akışkanı alt duvara yakın kısımda yukarı ve üst duvara yakın kısımda ise aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde saatin tersi yönde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Ayrıca kabın köşelerinde küçük hücreli akışlar oluşmuştur ve oluşan bu küçük hücreli akışlar kabın yatay ve düşey orta eksenine göre simetriktir. Şekil 3.14 (c)’de eş sıcaklık eğrileri soğuk akışkan külesinin sol yan yüzeyden aşağı ve sıcak akışkan külesinin sağ yan yüzeyden yukarıya doğru azaldığını göstermektedir. Ortalama sıcaklıktaki akışkan külesi ise kabın ortasında kümelenmiştir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 ’da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_1 için $Nu=1.76$, H_{t2} ve Cl_2 için ise $Nu=3.47$ dir. Bu ise ısı transferinin, alt yüzeyde bulunan H_{t1} ve H_{t2} kaynaklarından saatin tersi yöndeki akışla ilk temas eden kaynak H_{t2} ’de daha fazla olduğunu göstermektedir.



(a)

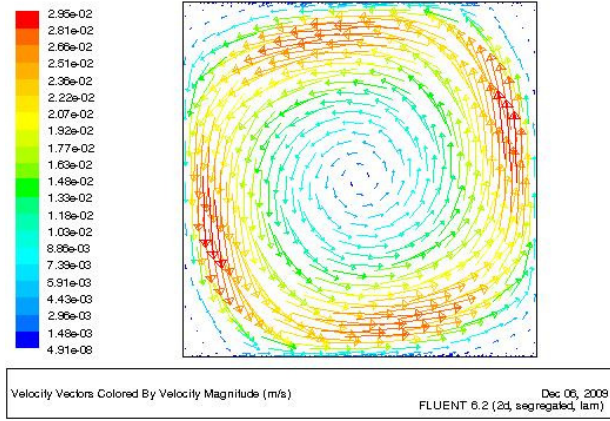


(b)

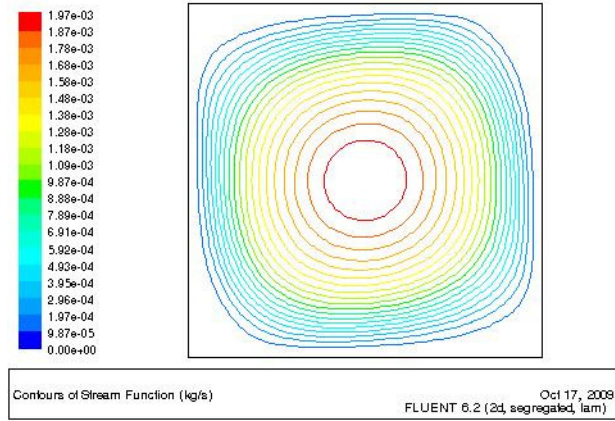


(c)

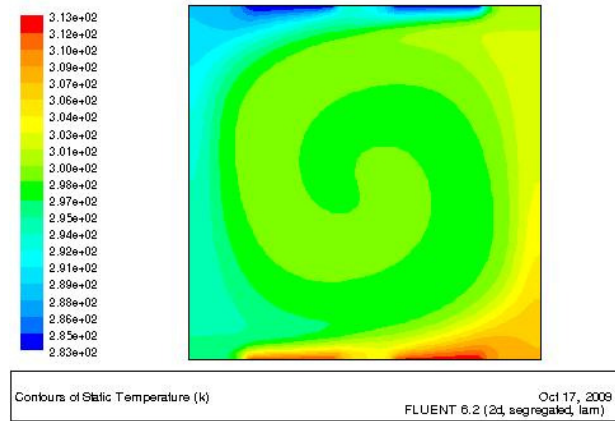
Şekil 3.13 : Durum-7 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



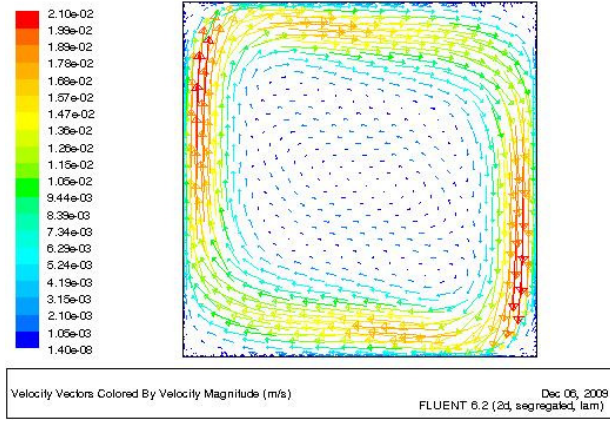
(b)



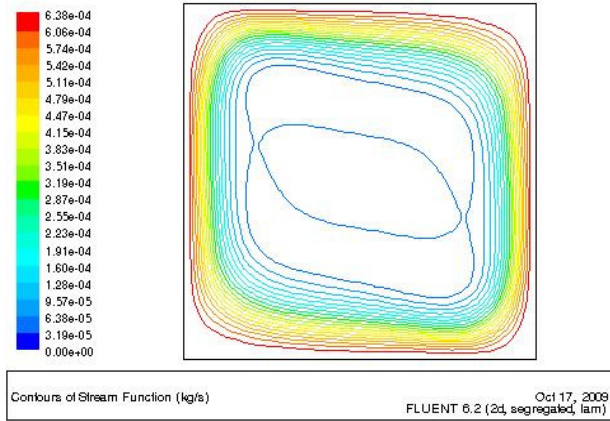
(c)

Şekil 3.14 : Durum-8 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

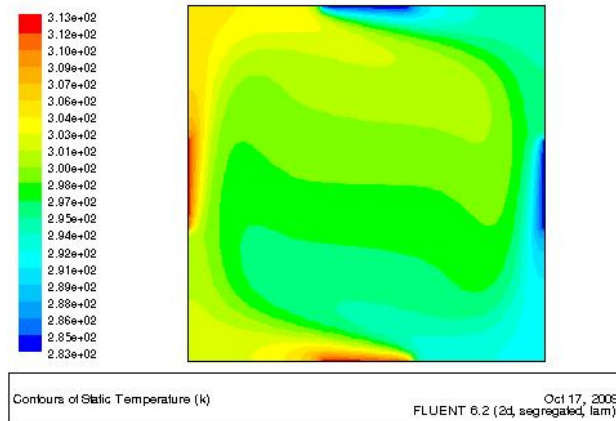
Durum-9'da iki AKÇ Şekil 3.2'de gösterildiği gibi tüm duvarlarda birer adet olmak üzere, ısı kaynaklarından biri (H_{t1}) sol yan duvarda diğeri (H_{t2}) alt duvarda olup ısı kuyularından biri (Cl_2) sağ yan duvarda ve diğeri (Cl_1) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.15 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ'ler kap içerisindeki akışkanı alt duvara yakın kısımda yukarı ve üst duvara yakın kısımda ise aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde duvarlara yakın kısımda saat yönünde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Ayrıca tek hücreli akış yapısı içerisinde, saatin tersi yönde, merkez noktası dıştaki tek hücreli akışla aynı olan ikincil hücreli akış yapısı oluşmuştur. Dış ve iç hücreli akış yapıları arasında dıştaki akışla aynı yönde fakat merkez noktaları farklı olan ve kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetrik iki küçük üçüncül hücreli akış yapılarına rastlanmıştır. Şekil 3.15 (c)'de eş sıcaklık eğrileri, kabın sıcak kaynaklarının bulunduğu sol duvar ve alt duvarın da sol yarısı daha sıcaktır. Kapalı kabın orta kısımlarında yeterince homojen bir sıcaklık dağılımı oluşmamıştır. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_2 için $Nu=2.89$, H_{t2} ve Cl_1 için ise $Nu=3.32$ dir. Bu ise ısı transferinin, sol yan ve alt duvarlarda bulunan H_{t1} ve H_{t2} kaynaklarından alt duvarda olan H_{t2} de daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)



(b)



(c)

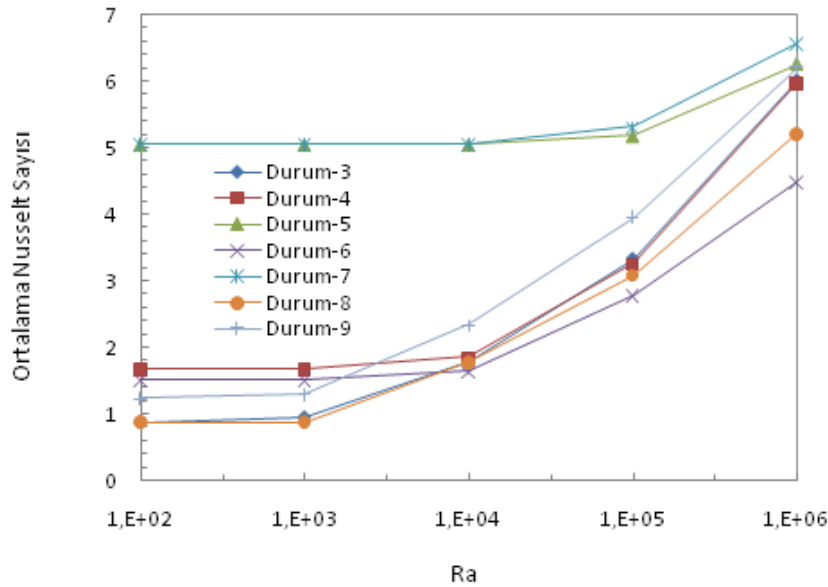
Şekil 3.15 : Durum-9 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

3.3.2.1 İki ayrı kaynak çifti bulunan kapta genel değerlendirme

İki AKÇ'li tüm durumlar değerlendirildiğinde; üst konumdaki kaynaklar akış yönünde sadece üst konumlardaki ısı kuyularıyla ısı alış verişinde bulunmuş, alt konumlardaki ısı kaynakları ise akış yönünde üst ve alt konumda bulunan ısı kuyularının her ikisiyle birlikte ısı alış verişinde bulunmuştur. Durum-3, Durum-4, Durum-5, Durum-6, Durum-8 ve Durum-9'da altta ve asıl akış yönünde soğuk akışkan kütlesiyle ilk temas eden ısı kaynaklarından daha fazla ısı transferinin olduğu fakat istisna olarak Durum-7'de ise akış yapısındaki farklılıktan dolayı en alt konumdaki ısı kaynağından daha az ısı transferi olmuştur. Bu durumun sebebi ise daha öncede ifade edildiği gibi altta bulunan tek hücreli akışın hemen üstte oluşan büyük tek hücreli akış tarafından aşağı doğru sıkıştırılması ve akışın altta küçülüp ısı transferinin yerel olarak küçük bir bölgede gerçekleşmesidir.

Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında tek hücreli akış yapısının olduğu Durum-3'de akışkan ısı olarak katmanlaşmış bir halde iken, iki hücreli akış yapısının olduğu Durum-4'de yukarı yükselen sıcak akışkan kütlesi aşağı inen soğuk akışkan kütlesiyle karışır. İki akış arasında güçlü bir ısı transferinin gerçekleştiği bu durumda kabın orta kısmında bulunan akışkanın sıcaklığı yaklaşık olarak sıcak ve soğuk akışkan kütlelerinin sıcaklıklarının ortalaması olur. Dört hücreli akış yapısının olduğu Durum-5'de tek hücreli akış yapısında oluşan düşey yöndeki ısı katmanlaşma neredeyse tamamen dağılır ve iki hücreli akış yapısında olduğu gibi kabın orta kısmında ve homojen sıcaklıktaki akışkan kütlesi, dört hücreli akış yapısında daha da güçlü bir karışım ve ısı transferi sağlandığından daha da genişler. Üç hücreli akış yapısının olduğu Durum-6'da ise homojen sıcaklıktaki akışkanın önceki durumlardan farklı olarak kabın üst yüzeyine yakın kısımda kümelenildiğini göstermektedir. Dört hücreli akış yapısının olduğu Durum-7'de ise ortalama sıcaklıktaki akışkan kabın büyük bir kısmını kaplamış durumdadır. Durum-8 ve Durum-9'da da ortalama sıcaklıktaki akışkan kütlesi kabın orta kısmında kümelenmiştir. Durum-9'da diğerlerinden farklı olarak ikincil ve hatta üçüncül akış yapıları da gözlemlenmiştir. Genel olarak kap içerisinde hücreli akış sayısı arttıkça daha güçlü bir karışım dolayısıyla daha çok akışkan kütlesi birbiriyle karışacak ve kap içerisindeki sıcaklık homojen bir dağılım gösterecektir.

Şekil 3.16’da Durum-3’den Durum-9’a kadar AKÇ ortalama Nusselt değerlerinin toplamının Rayleigh sayısına göre değişimini göstermektedir. Grafikten görüldüğü üzere Rayleigh sayısı arttıkça ortalama Nu değerleri artar, fakat bu artış eğilimi AKÇ konumundan veya kap içerisinde oluşan hücreli akış sayısından çok etkilenmektedir. Toplam ısı transferi dört hücreli akış yapısının olduğu Durum-5 ve Durum-7’de en büyük, üç hücreli akış yapısının olduğu Durum-6’da ise en küçük değerleri almaktadır. Durum-7’de hesaplanan ortalama Nu değeri Durum-6’da hesaplanandan %32 daha fazladır. Durum-6’da üç hücreli akış yapısı oluşmasına rağmen ortalama Nu değerlerinin tek hücreli akış yapısı olan Durum-3 veya Durum-8’den daha az olmasının sebebi ise, Durum-6’da bazı ısı kaynaklarının önünde oluşan hücreli akışların diğer hücreli akışlarla sıkıştırılıp ısı transferinin yerel olarak dar alanlarda gerçekleşmesidir. Kısaca, kap içerisindeki hücreli akış sayısı arttıkça ve hücre merkezleri ısı kaynaklarına doğru kaydıkça daha güçlü ısı transferi gerçekleşir. Bu durumun sebebi ise, AKÇ boyunca oluşan ısı sınır tabakanın kapalı kap içerisinde oluşan hücreli akışlar ile dağıtılmasıdır. Nu-Ra eğrisinden elde edilen bir diğer sonuç ise, toplam ısı transferi değişiminin iletim ve taşınım olarak iki farklı rejime uğramasıdır. İletim rejimi boyunca Rayleigh sayısındaki artışa rağmen ısı transferi başlangıçta sabit kalır, fakat daha sonra taşınım rejimine geçince hızlı bir şekilde artmaya başlar.



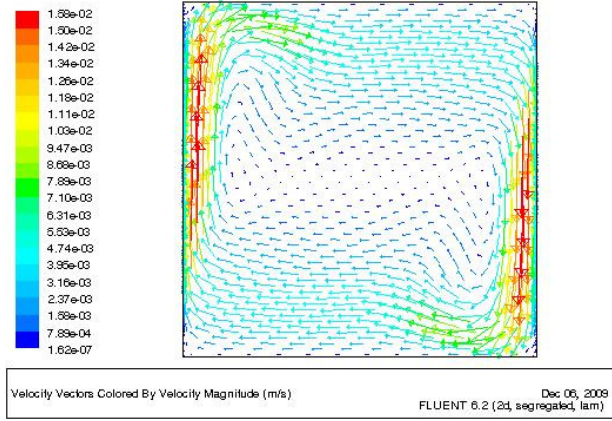
Şekil 3.16 : İki ayrı kaynak çifti konumuna bağlı olarak Ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısıyla değişimi

Durum-3, Durum-8 ve Durum-9 için iletimden taşınım rejimine geçiş noktası $Ra=10^3$ den daha önce başlar. AKÇ'nin kap içerisindeki akışkanı, aynı dönme yönünde ortak etkisinden dolayı, kapalı kap içerisindeki akışkan hareketi daha da kuvvetlenir ve böylece taşınım rejimi akışta kolaylıkla baskın hale gelir. İletim rejiminden taşınım rejimine geçiş noktası Durum-4 ve Durum-6'da daha ileri bir noktada, $Ra=10^4$ 'da gerçekleşir ve Durum-5 ve Durum-7 için bu geçiş noktası daha da uzayarak $Ra=10^5$ 'de başlar. İletim rejiminden taşınım rejimine geçişteki noktanın kap içerisinde oluşan hücreli akış sayısındaki artışla uzamasının nedeni olarak; sıcak ve soğuk ısı kaynaklarının akışkanı aynı yönde ortak hareket ettirme etkisinin ısı kaynağı konumuna bağlı olarak birden çok guruba bölünmesi ile taşınım rejimi kap içerisinde gittikçe zayıflar ve iletim rejimi kap içerisinde ısı transferinde daha uzun süre etkin olur.

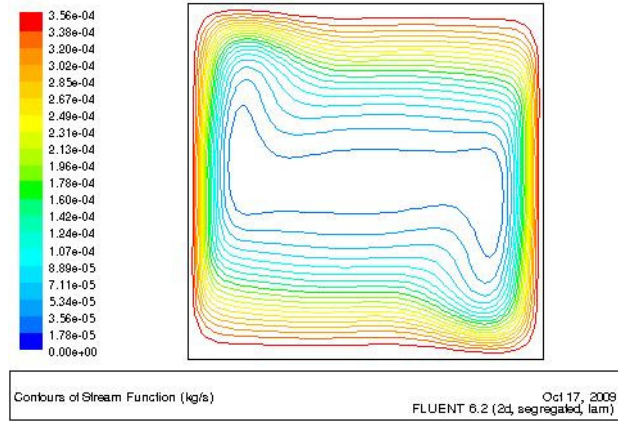
3.3.3 Üç ayrı kaynak çifti içeren model

Uzunluğu $H/6$ olan üç AKÇ konumuna bağlı olarak, Şekil 3.17'den Şekil 3.25'e kadar Durum-10, Durum-11, Durum-12, Durum-13, Durum-14, Durum-15, Durum-16, Durum-17 ve Durum-18 için Rayleigh sayısı 10^6 'da elde edilen sayısal sonuçları, hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri şeklinde gösterilmiştir. Şekil 3.26'da ise üç AKÇ için hesaplanan ortalama Nusselt değerlerinin Rayleigh sayısının 10^2 - 10^6 aralığındaki değerlerine göre değişimi grafik olarak sunulmuştur.

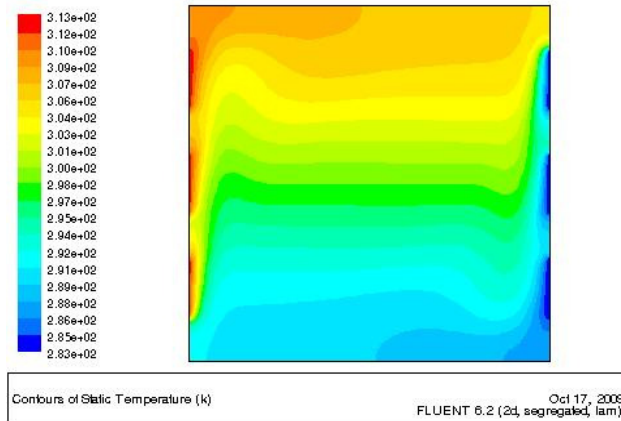
Durum-10'da üç AKÇ daha önce Şekil 3.3'de gösterildiği gibi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynakları (Ht_1 , Ht_2 , Ht_3) sol yan duvarda ve ısı kuyuları (Cl_1 , Cl_2 , Cl_3) sağ yan duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.17 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı sol yan duvarda yukarı ve sağ yan duvarda aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde saat yönünde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. Şekil 3.17 (c)'de eş sıcaklık eğrileri düşey yönde tabaka şeklinde sıralanmış olup sıcak akışkan sol üst ve soğuk akışkan sağ alt duvarlara doğru ilerlemiştir. Orta kısımda ve dar bir alanda ise sıcak ve soğuk akışkan kütlelerinin karışmasıyla ortalama sıcaklıkta akışkan bulunmaktadır. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; Ht_1 ve Cl_1 için $Nu=3.12$, Ht_2 ve Cl_2 için $Nu=2.05$, Ht_3 ve Cl_3 için ise $Nu=1.14$ dür. Bu ise ısı transferinin sol yan yüzeyde bulunan Ht_1 , Ht_2 ve Ht_3 kaynaklarından altta konumlandırılan Ht_1 kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)



(b)

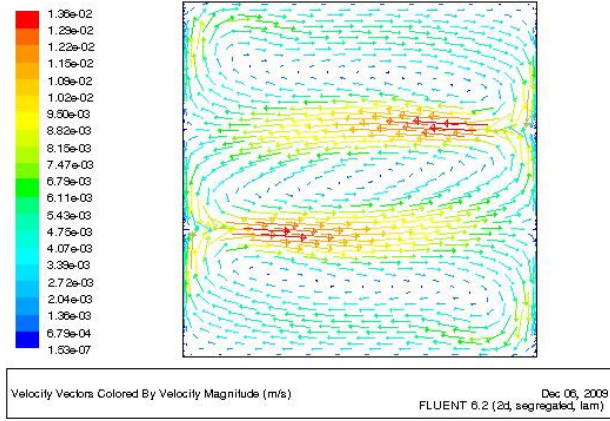


(c)

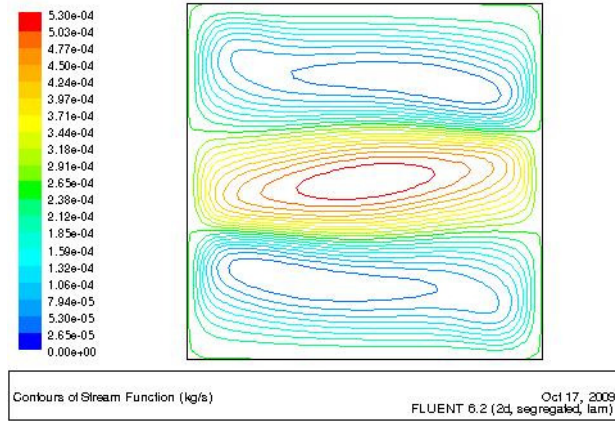
Şekil 3.17 : Durum-10 için $Ra=10^6$ da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

Durum-11'de üç AKÇ Şekil 3.3'de gösterildiği gibi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynaklarından ikisi (H_{t1} , H_{t3}) sol yan duvarda ve diğeri (H_{t2}) sağ yan duvarda olup ısı kuyularından ikisi (Cl_1 , Cl_3) sol yan duvarda ve diğeri (Cl_2) sağ yan duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.18 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı üç guruba ayırarak kabın üst kısmında ve alt kısmında saat yönünde diğeri kabın orta kısmında saatin tersi yönde üç hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Oluşan bu üç hücreli akış yapısı kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetriktir. Şekil 3.18 (c)'de eş sıcaklık eğrileri önceki durumda oluşan ısı tabakanın dağılmaya başladığını ve kabın üst kısmında sıcak alt kısmında ise soğuk akışkan kütlelerinin kümelenildiğini göstermektedir. Kabın orta kısmında kümelenen ortalama sıcaklıktaki akışkan ise önceki duruma göre biraz daha genişlemiştir. Her bir AKÇ için, Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_1 için $Nu=2.59$, H_{t2} ve Cl_2 için $Nu=1.98$ ve H_{t3} ve Cl_3 için ise $Nu=1.57$ dir. Bu ise ısı transferinin karşılıklı yan yüzeyde bulunan H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} kaynaklarından altta konumlandırılan H_{t1} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.

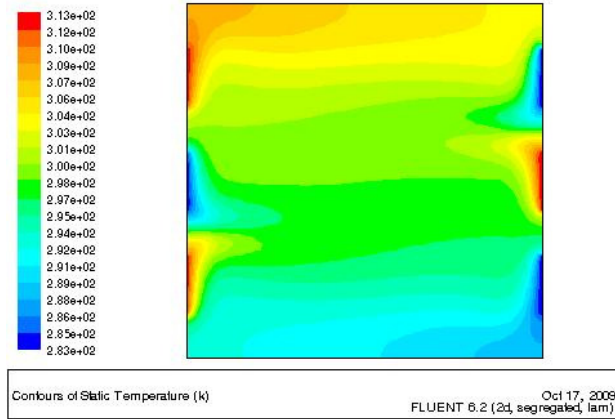
Durum-12'de üç AKÇ Şekil 3.1.3'de gösterildiği gibi sadece sol yan duvarda, alttan sırasıyla Cl_1 , H_{t1} , Cl_2 , H_{t2} , Cl_3 , H_{t3} şeklinde konumlandırılmıştır. Şekil 3.19 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı altı guruba ayırarak her biri bir öncekiyle ters yönde hareket ederek, üçü saat yönünde diğeri üçü ise saatin tersi yönde altı hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Oluşan altı hücreli akış yapısı kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetriktir. Şekil 3.19 (c)'de eş sıcaklık eğrileri kabın içerisinde ve orta alanın büyük bir kısmında ortalama sıcaklıkta akışkan dolaştığını göstermektedir. Daha önceki durumlardan farklı olarak ortalama sıcaklıktaki alan daha da genişlemiştir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_3 için $Nu=3.53$, H_{t2} ve Cl_2 için $Nu=3.26$, H_{t3} ve Cl_1 için ise $Nu=1.64$ dür. Bu ise ısı transferinin kabın aynı yan yüzeyinde bulunan H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} kaynaklarından altta konumlandırılan H_{t1} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)

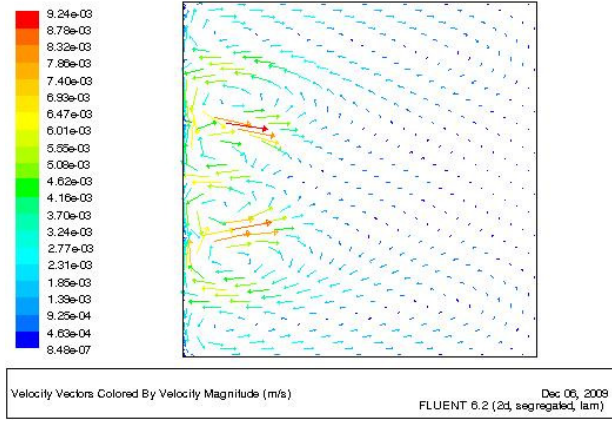


(b)

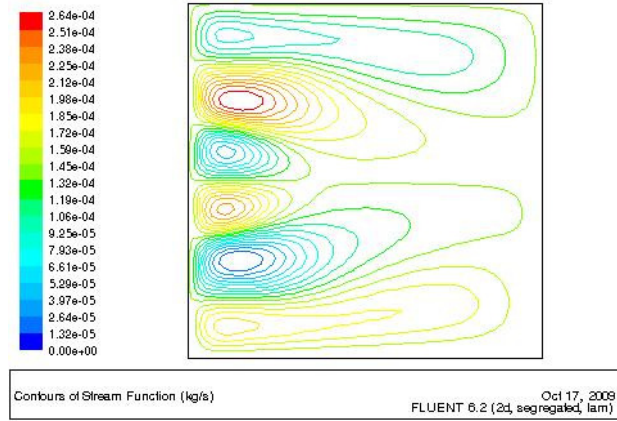


(c)

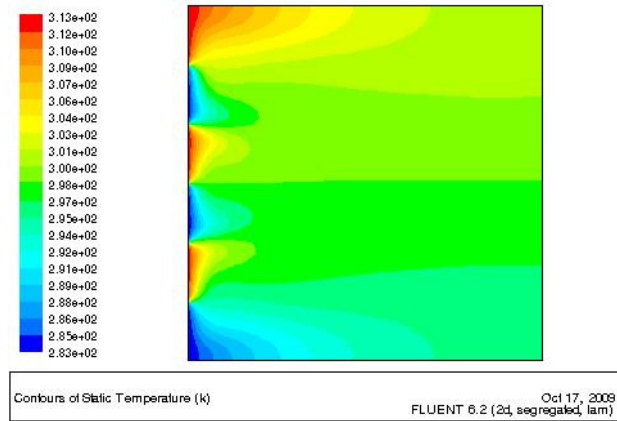
Şekil 3.18 : Durum-11 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)

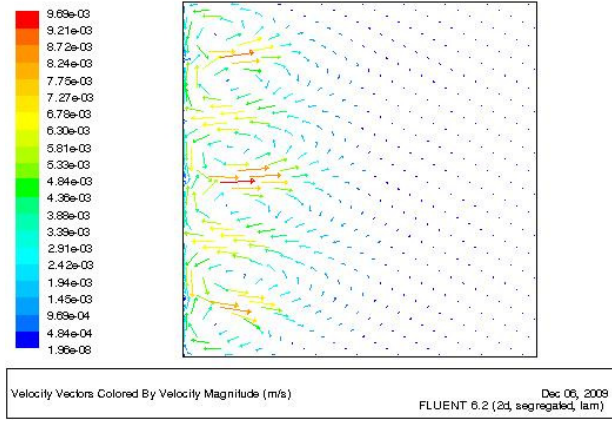


(c)

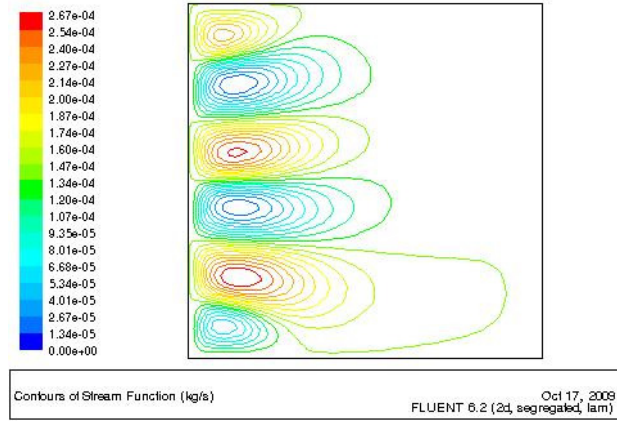
Şekil 3.19 : Durum-12 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

Durum-13'de üç AKÇ Şekil 3.3'de gösterildiği gibi ve Durum-12 ile benzer olup sadece sol yan duvarda, fakat Durum-12'den farklı olarak kaynakların diziliş sırası, sırasıyla H_{t1} , Cl_1 , H_{t2} , Cl_2 , H_{t3} , Cl_3 şeklinde konumlandırılmıştır. Şekil 3.20 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ'ler kap içerisindeki akışkanı Durum-12'de olduğu gibi altı guruba ayırarak kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetrik altı hücreli akış yapısı oluşmasına neden olur. Şekil 3.20 (c)'de eş sıcaklık eğrileri Durum-12'den farklı olarak kabın orta kısmında dolaşan ortalama sıcaklıktaki akışkan alanının arttığını ve daha homojen bir dağılım oluştuğunu ve kabın tamamına yakın bir kısmına yayıldığını göstermektedir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_3 için $Nu=2.10$, H_{t2} ve Cl_2 için $Nu=3.26$, H_{t3} ve Cl_1 için ise $Nu=3.23$ dür. Bu ise ısı transferinin aynı yan yüzeyde bulunan H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} kaynaklarından ortada konumlandırılan H_{t2} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.

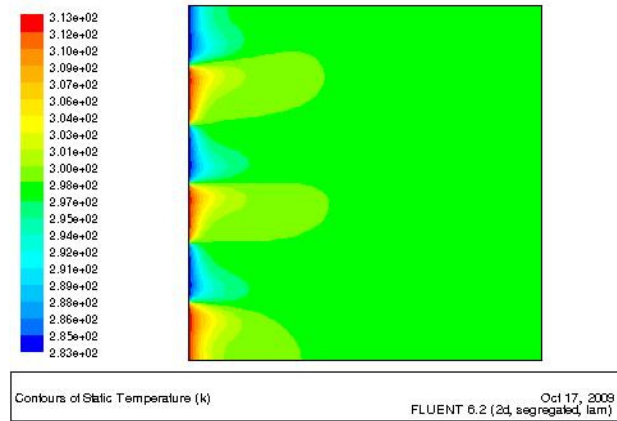
Durum-14'de üç AKÇ Şekil 3.3'de gösterildiği gibi karşılıklı olarak üst ve alt duvarlarda, ısı kaynakları (H_{t1} , H_{t2} , H_{t3}) alt duvarda ve ısı kuyuları (Cl_1 , Cl_2 , Cl_3) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.21 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ'ler kap içerisindeki akışkanı alt duvara yakın kısımda yukarı ve üst duvara yakın kısımda ise aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde iki hücreli akış yapısı oluşmasına neden olmuştur. İki hücreli akış yapılarından küçük olan kabın sol üst köşesinde saatin tersi yönde ve büyük olan ise saat yönünde olup kabın tamamını kaplamıştır. Şekil 3.21 (c)'de eş sıcaklık eğrileri sıcak akışkan kütlelerinin sol yan duvardan yukarı doğru yükseldiğini ve soğuk akışkan kütlelerinin ise ikiye ayrılarak büyük bir bölümünün sağ yan duvardan aşağı doğru hareket ettiğini göstermektedir. Kapalı kabın ortasında ise yaklaşık ortalama sıcaklıkta akışkan kümelenmiştir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_1 için sırasıyla $Nu=2.11$ ve $Nu=1.62$, H_{t2} ve Cl_2 için sırasıyla $Nu=1.94$ ve $Nu=2.21$, H_{t3} ve Cl_3 için ise sırasıyla $Nu=0.9$ ve $Nu=1.12$ dir. Bu ise ısı transferinin, alt yüzeyde bulunan H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} kaynaklarından saat yönündeki akışla ilk buluşan kaynak H_{t1} 'de daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)

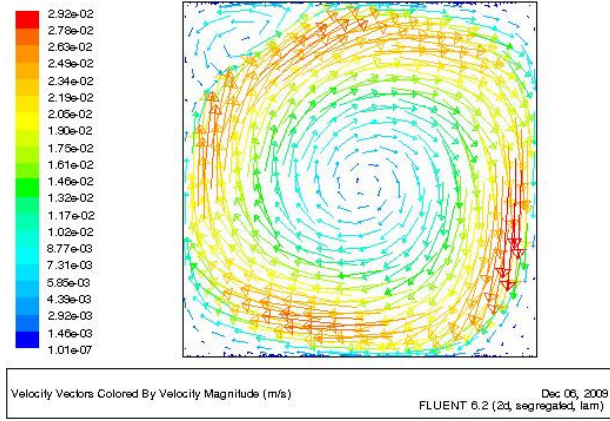


(b)

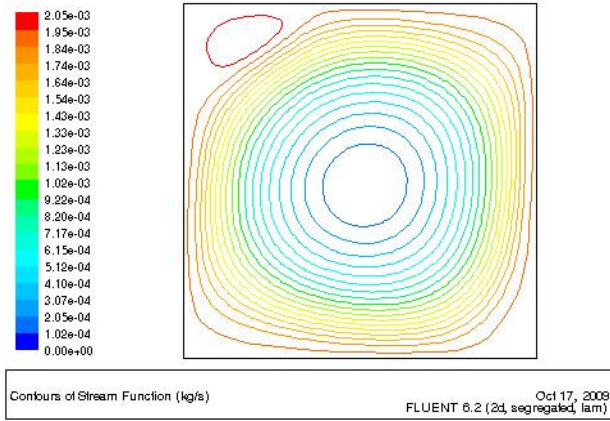


(c)

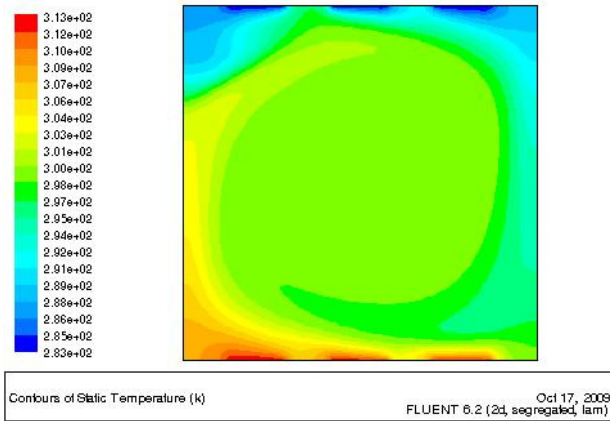
Şekil 3.20 : Durum-13 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)

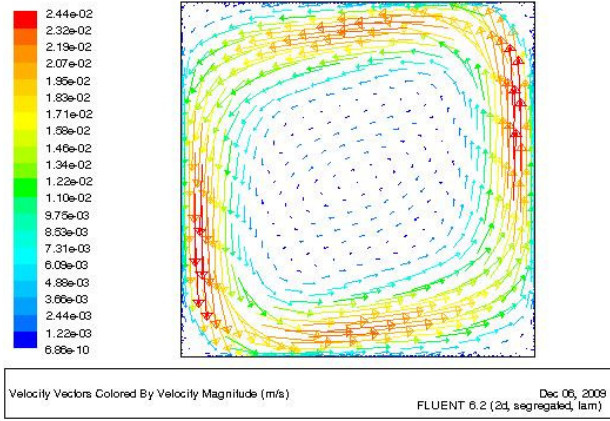


(c)

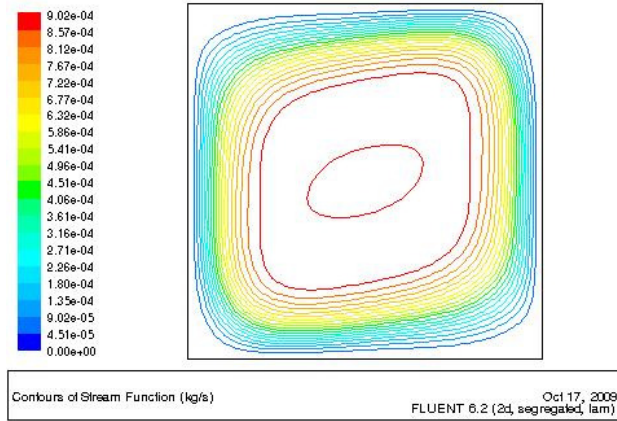
Şekil 3.21 : Durum-14 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

Durum-15'de üç AKÇ Şekil 3.3'de gösterildiği gibi kapalı kabın üst, alt ve yan duvarlarında, ısı kaynaklarından biri (Ht_3) sağ yan duvarda ve diğer ikisi (Ht_1 , Ht_2) alt duvarda olup ısı kuyularından biri (Cl_1) sol yan duvarda ve diğerleri (Cl_2 , Cl_3) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.22 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı sağ yan duvardan yukarı ve sol yan duvardan aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde duvarda yakın kısımda saat yönünde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Ayrıca tek hücreli akış yapısı içerisinde, saatin tersi yönde merkez noktası dıştaki tek hücreli akışla aynı noktada olan ikincil hücreli akış yapısı oluşmuştur. Şekil 3.22 (c)'de eş sıcaklık eğrileri sıcak akışkan kütlelerinin sağ yan duvardan yukarı kabın üst köşesine ve soğuk akışkan kütlelerinin sol yan duvardan aşağıya kabın alt köşesine doğru hareket ettiğini göstermektedir. Kabın orta kısmından biraz aşağıda ise sıcak ve soğuk akışkan kütlelerinin karışması sonucu ortalama sıcaklıkta akışkan bulunmaktadır. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; Ht_1 ve Cl_3 için $Nu=3.25$, Ht_2 ve Cl_2 için $Nu=1.52$, Ht_3 ve Cl_1 için ise $Nu=2.05$ dir. Bu ise ısı transferinin kapalı kabın yan ve alt duvarlarında bulunan Ht_1 , Ht_2 ve Ht_3 kaynaklarından altta ve soğuk akışkanla ilk temas eden Ht_1 kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.

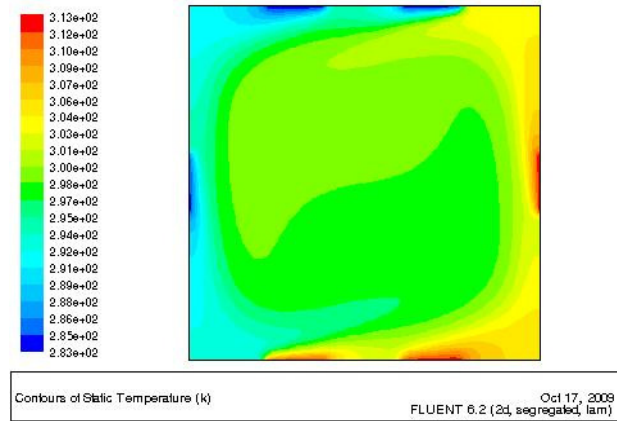
Durum-16'da üç AKÇ Şekil 3.3'de gösterildiği gibi biri karşılıklı yan duvarlarda ve diğer ikisi alt ve üst duvarlarda, ısı kaynaklarından ikisi (Ht_1 , Ht_3) sağ ve sol yan duvarda ve diğeri (Ht_2) alt duvarda olup ısı kuyularından ikisi (Cl_1 , Cl_3) sol ve sağ yan duvarda ve diğeri (Cl_2) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.23 (a) ve (b)'de görüldüğü gibi AKÇ kap içerisindeki akışkanı alt duvara yakın kısımda yukarı ve üst duvarda yakın kısımda ise aşağı doğru hareket ettirerek kap içerisinde biri saat yönünde ve diğeri saatin tersi yönde iki büyük hücreli akış yapısı ile birlikte sağ üst ve sağ alt köşelere yakın bölgelerde küçük iki hücreli akış yapısı daha oluşmasına neden olurlar. Şekil 3.23 (c)'de eş sıcaklık eğrileri sıcak akışkan kütlelerinin alt orta bölgede ve soğuk akışkan kütlelerinin ise üst orta bölgede kümelenildiğini göstermektedir. Ayrıca, kap içerisinde ortalama sıcaklıkta akışkan alanının oluşmadığını dolayısıyla kapalı kap içerisinde homojen sıcaklıkta bir dağılım olmadığını göstermektedir. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 'da ortalama Nusselt değerleri ise; Ht_1 ve Cl_1 için sırasıyla $Nu=1.14$ ve $Nu=1.06$, Ht_2 ve Cl_2 için sırasıyla $Nu=1.73$ ve $Nu=1.58$, Ht_3 ve Cl_3 için ise sırasıyla $Nu=1.19$ ve $Nu=1.42$ dir. Bu ise ısı transferinin kaynak Ht_2 'de daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)

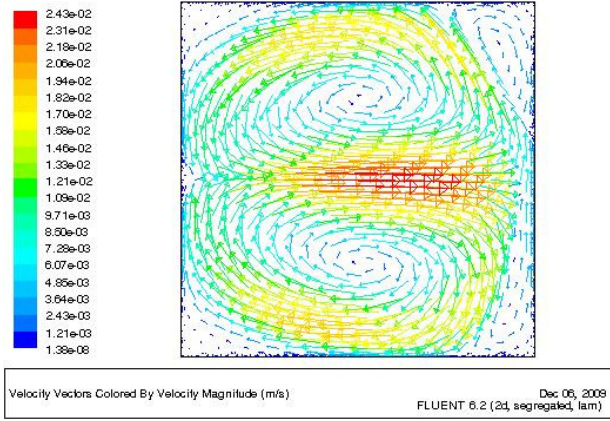


(b)

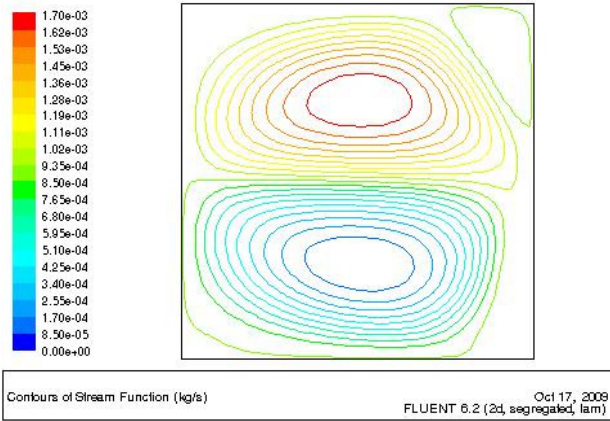


(c)

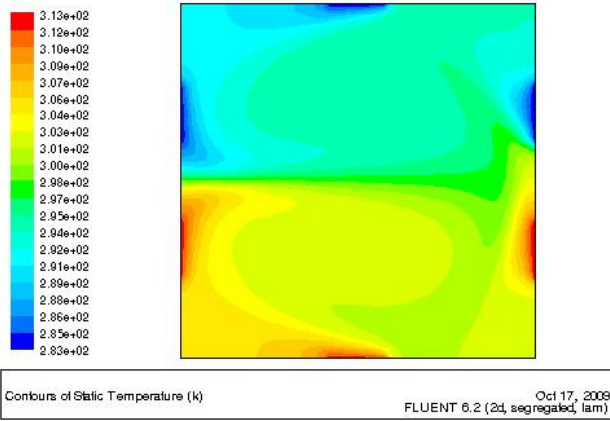
Şekil 3.22 : Durum-15 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)

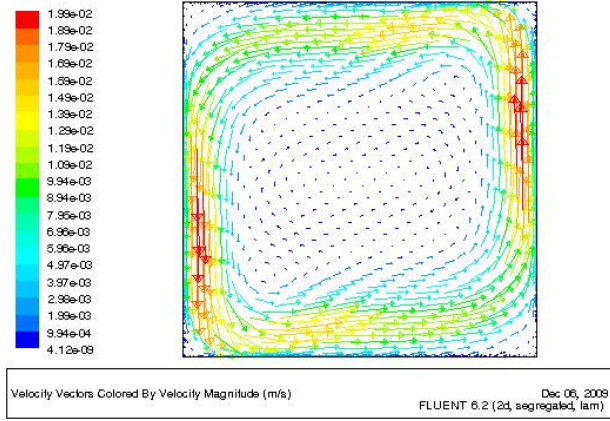


(c)

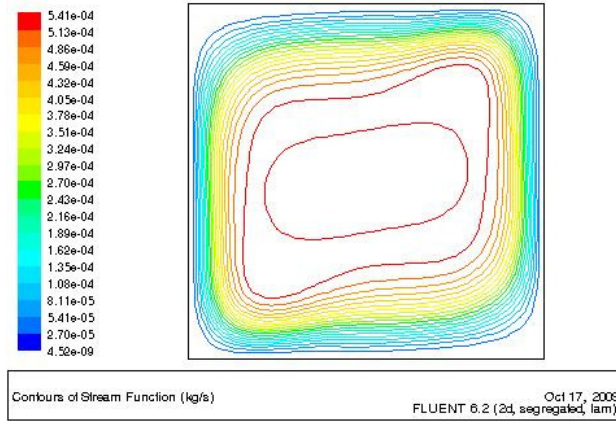
Şekil 3.23 : Durum-16 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

Durum-17’de üç AKÇ Şekil 3.3’de gösterildiği gibi biri karşılıklı alt ve üst duvarlarda diğer ikisi karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynaklarından ikisi (H_{t1} , H_{t3}) sağ yan duvarda ve diğeri (H_{t2}) alt duvarda olup ısı kuyularından ikisi (Cl_1 , Cl_3) sol yan duvarda ve diğeri (Cl_2) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.24 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ’ler kap içerisindeki akışkanı sol yan duvarda aşağı ve sağ yan duvarda yukarı doğru hareket ettirerek kap içerisinde saatin tersi yönde tek hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Ayrıca, tek hücreli akış yapısı içerisinde içte saat yönünde ikincil hücreli akış yapısı oluşmuştur. Şekil 3.24 (c)’de eş sıcaklık eğrileri sıcak akışkan kütesinin sol alt köşede ve soğuk akışkan kütesinin sağ üst köşede kümelenildiğini göstermektedir. Ayrıca, ortalama sıcaklıktaki akışkan ise kapalı kap içerisinde toplamda küçük bir alanda ve dağılmış durumdadır. Her bir AKÇ için Rayleigh sayısı 10^6 ’da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_3 için $Nu=1.73$, H_{t2} ve Cl_2 için $Nu=2.58$, H_{t3} ve Cl_1 için ise $Nu=2.34$ dir. Bu ise ısı transferinin kapalı kabın yan ve alt duvarlarında bulunan H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} kaynaklarından altta konumlandırılan H_{t2} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.

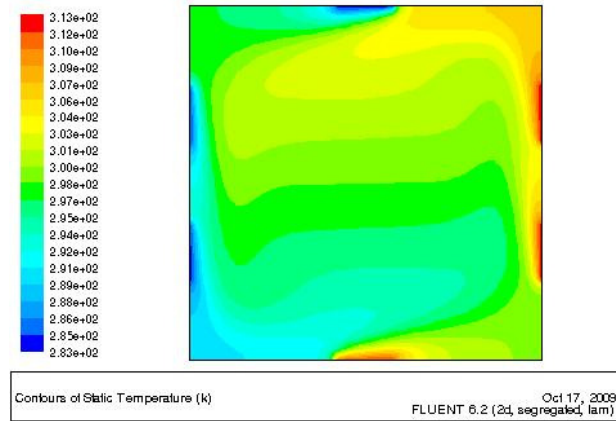
Durum-18’de üç AKÇ Şekil 3.3’de gösterildiği gibi karşılıklı alt ve üst duvarlarda diğer ikisi ise karşılıklı yan duvarlarda, ısı kaynaklarından ikisi (H_{t1} , H_{t3}) sağ ve sol yan duvarda ve diğeri (H_{t2}) alt duvarda olup ısı kuyularından ikisi (Cl_1 , Cl_3) sol ve sağ yan duvarlarda ve diğeri (Cl_2) üst duvarda konumlandırılmıştır. Şekil 3.25 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi AKÇ’ler kap içerisindeki akışkanı iki guruba ayırarak kabın üst kısmında saat yönünde ve alt kısımda saatin tersi yönde iki hücreli akış yapısı oluşmasına neden olurlar. Oluşan bu iki hücreli akış kabın ortasından geçen yatay düzleme göre simetriktir. Şekil 3.25 (c)’de eş sıcaklık eğrileri sıcak ve soğuk akışkan kütesinin köşelere doğru kümelenildiğini ortalama sıcaklıktaki akışkanın ise dağılmış bir yapıda olduğunu göstermektedir. Her bir AKÇ için, Rayleigh sayısı 10^6 ’da ortalama Nusselt değerleri ise; H_{t1} ve Cl_1 için $Nu=2.23$, H_{t2} ve Cl_2 için $Nu=2.32$, H_{t3} ve Cl_3 için ise $Nu=1.88$ dir. Bu ise ısı transferinin yan ve alt duvarlarda bulunan H_{t1} , H_{t2} ve H_{t3} kaynaklarından altta konumlandırılan H_{t2} kaynağından daha fazla olduğunu gösteriyor.



(a)

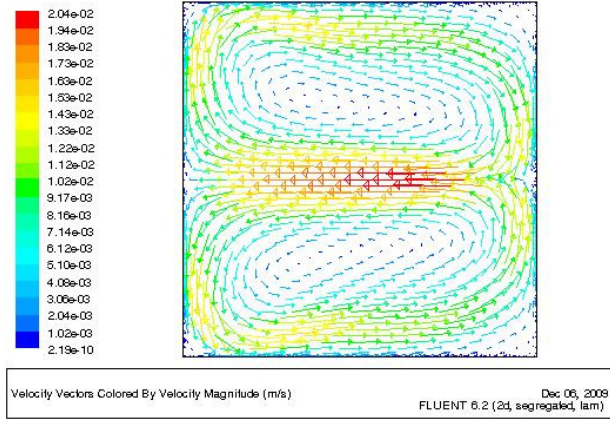


(b)

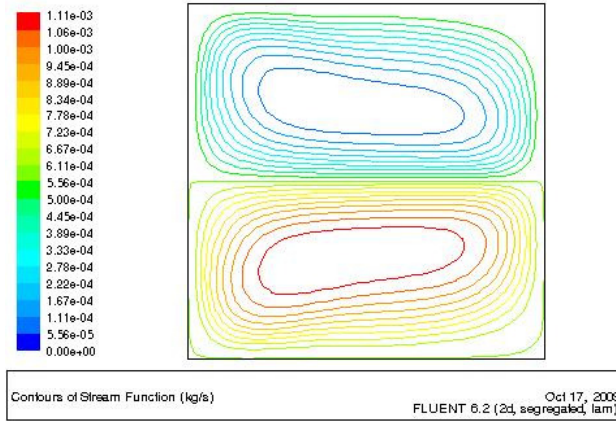


(c)

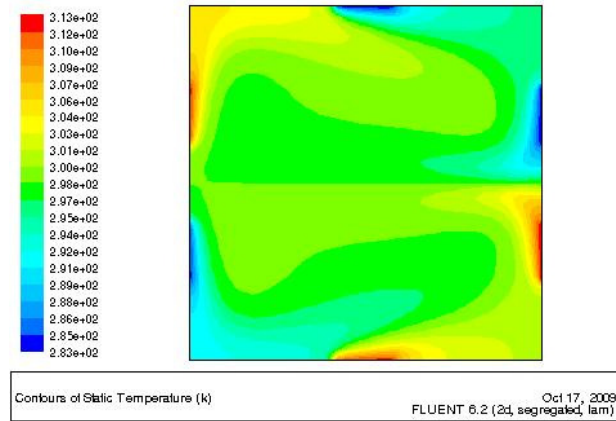
Şekil 3.24 : Durum-17 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.25 : Durum-18 için $Ra=10^6$ 'da (a) hız vektörleri, (b) akım çizgileri ve (c) eş sıcaklık eğrileri.

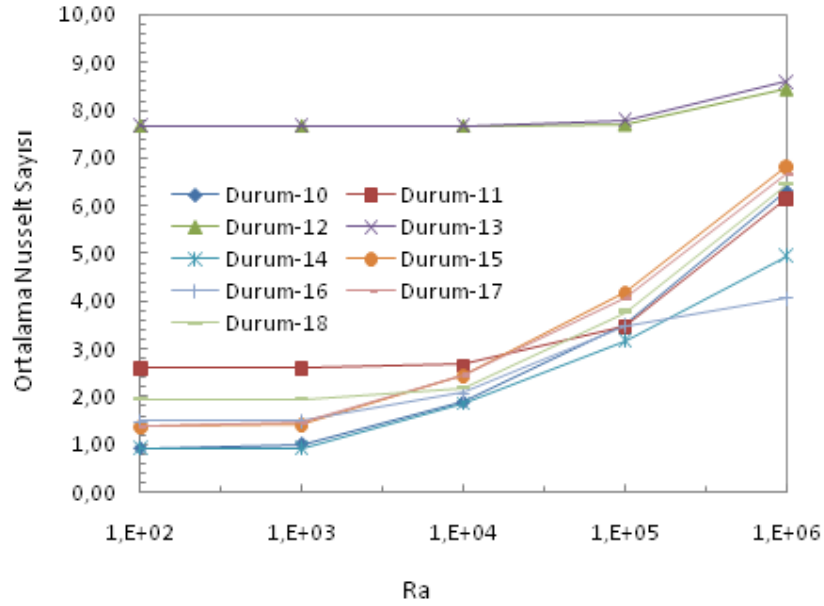
3.3.3.1 Üç ayırık kaynak çifti bulunan kapta genel değerlendirme

Üç AKÇ'li tüm durumlar değerlendirildiğinde; üst konumdaki kaynaklar akış yönünde sadece üst konumlardaki ısı kuyusuyla ısı alış verişinde bulunmuş, alt konumlardaki ısı kaynakları akış yönünde alt ve orta konumda bulunan ısı kuyularının her ikisiyle birlikte ısı alış verişinde bulunmuş, orta konumdaki ısı kaynakları ise akış yönünde üst ve orta konumda bulunan ısı kuyularının her ikisiyle birlikte ısı alış verişinde bulunmuştur. Durum-10, Durum-11, Durum-12, Durum-14, Durum-15, Durum-16, Durum-17 ve Durum-18 de altta ve ana akış yönünde soğuk akışkanla ilk temas eden ısı kaynaklarından daha fazla ısı transferinin olduğu fakat istisna olarak Durum-13'de ise iki AKÇ Durum-7'de olduğu gibi akış yapısındaki farklılıktan dolayı en alt konumdaki ısı kaynağından daha az ısı transferi olmuştur.

Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, iki AKÇ'li durumlardaki gibi tek hücreli akış yapısının olduğu durumlarda (Durum-10) akışkan ısı olarak katmanlaşmış bir halde iken, üç hücreli akış yapısının olduğu durumlarda (Durum-11) yukarı yükselen sıcak akışkan kütlesi aşağı inen soğuk akışkan kütlesiyle karışır. İki akış arasında güçlü bir ısı transferinin gerçekleştiği bu durumda kabın orta kısmında bulunan akışkanın sıcaklığı iki AKÇ'li durumdaki gibi yaklaşık olarak sıcak ve soğuk akışkan kütlelerinin sıcaklıklarının ortalaması olur, fakat bu kısım üç AKÇ'li durumda iki AKÇ'li duruma göre daha da genişlemiştir. Altı hücreli akış yapısının olduğu durumlarda (Durum-12 ve Durum-13) tek hücreli akış yapısında oluşan düşey ısı katmanlaşma neredeyse tamamen dağılır ve üç hücreli akış yapısında olduğu gibi kabın orta kısmında ve homojen sıcaklıktaki akışkan kütlesi, altı hücreli akış yapısında daha da güçlü bir karışım ve ısı transferi sağlandığından daha da genişler ve neredeyse kabın tamamını kaplar. Bu da gösteriyor ki kap içerisinde hücreli akış sayısı arttıkça daha güçlü bir karışım dolayısıyla daha çok akışkan kütlesi birbiriyle karışacak ve kap içerisindeki sıcaklık homojen bir dağılım gösterecektir.

Şekil 3.32'de Durum-10'dan Durum-18'e kadar AKÇ ortalama Nusselt değerlerinin toplamının Rayleigh sayısına göre değişimini göstermektedir. Grafikten görüldüğü üzere Rayleigh sayısı arttıkça ısı transfer miktarı artmaktadır. Toplam ısı transferi altı hücreli akış yapısı olan Durum-12 ve Durum-13'de en büyük değerleri alırken iki hücreli akış yapısının olduğu Durum-16'da ise en küçük değeri alır.

Durum-13’de hesaplanan ortalama Nu değeri Durum-16’dakinden %53 daha fazladır. Durum-16’da ortalama Nu değerinin az çıkması eş sıcaklık eğrilerinden de görüldüğü gibi kapalı kap içerisinde sıcak ve soğuk akışkan kütleleri arasında yeterince iyi bir karışım olmamasıdır. Nu-Ra eğrisinden elde edilen bir diğer sonuç ise, iki AKÇ’li durumlardaki gibi akışın iletim ve taşınım olarak iki farklı rejime uğramasıdır. İletim rejimi boyunca Rayleigh sayısındaki artışa rağmen ısı transferi ilk olarak sabit kalır, fakat daha sonra taşınım rejimine gelince hızlı bir şekilde artmaya başlar. Durum-10, Durum-14, Durum-15, Durum-16 ve Durum-17 için iletimden taşınım rejimine geçiş noktası $Ra=10^3$ den daha önce başlar. İletim rejiminden taşınım rejimine geçiş noktası Durum-11 ve Durum-18’de daha ileri bir noktada, $Ra=10^4$ ’da gerçekleşir ve Durum-12 ve Durum-13 için bu geçiş noktası daha da uzayarak $Ra=10^5$ ’de başlar.



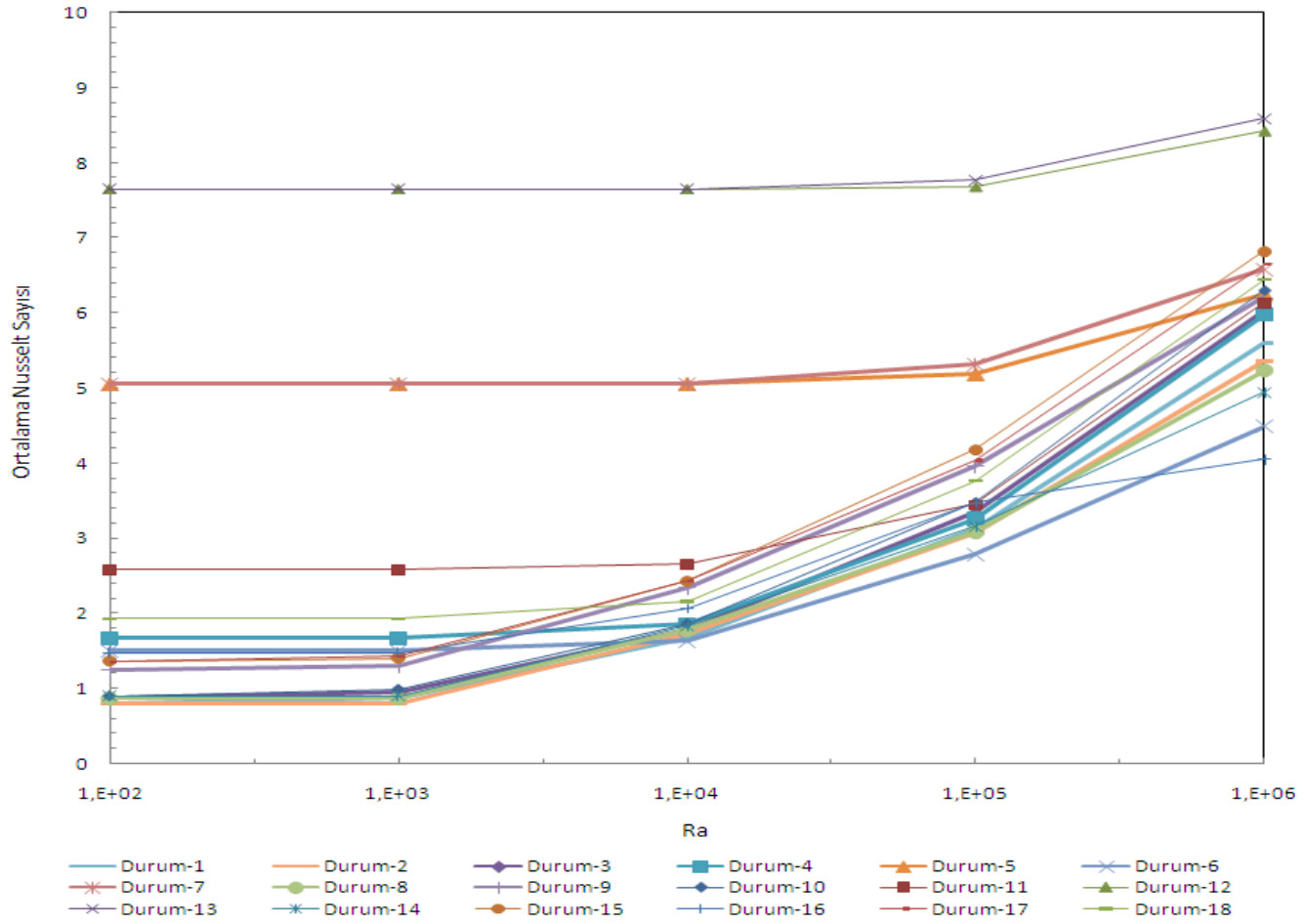
Şekil 3.26 : Üç ayrı kaynak çifti konumuna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi.

3.3.4 Karşılaştırma

Ayrık kaynak çifti (AKÇ) uzunluğunun (sayısının) ve konumunun kapalı kap içerisindeki akışkanın akış yapısı üzerine büyük bir etkisi vardır. AKÇ uzunluğu ve konumu akış yapısını tek hücreli akıştan çok hücreli akış yapısına değiştirmektedir. Daha önce kapalı kaptaki ısı transfer karakteristikleri AKÇ uzunluğu sabit tutularak konuma göre, bir AKÇ için Şekil 3.8, iki AKÇ için Şekil 3.16 ve üç AKÇ için Şekil 3.26'da karşılaştırılmıştı. Şekil 3.27'de ise AKÇ uzunluğu ve konumunun her ikisi birlikte dikkate alınarak ortalama Nusselt değerlerinin Rayleigh sayısına göre değişimi verilmiştir.

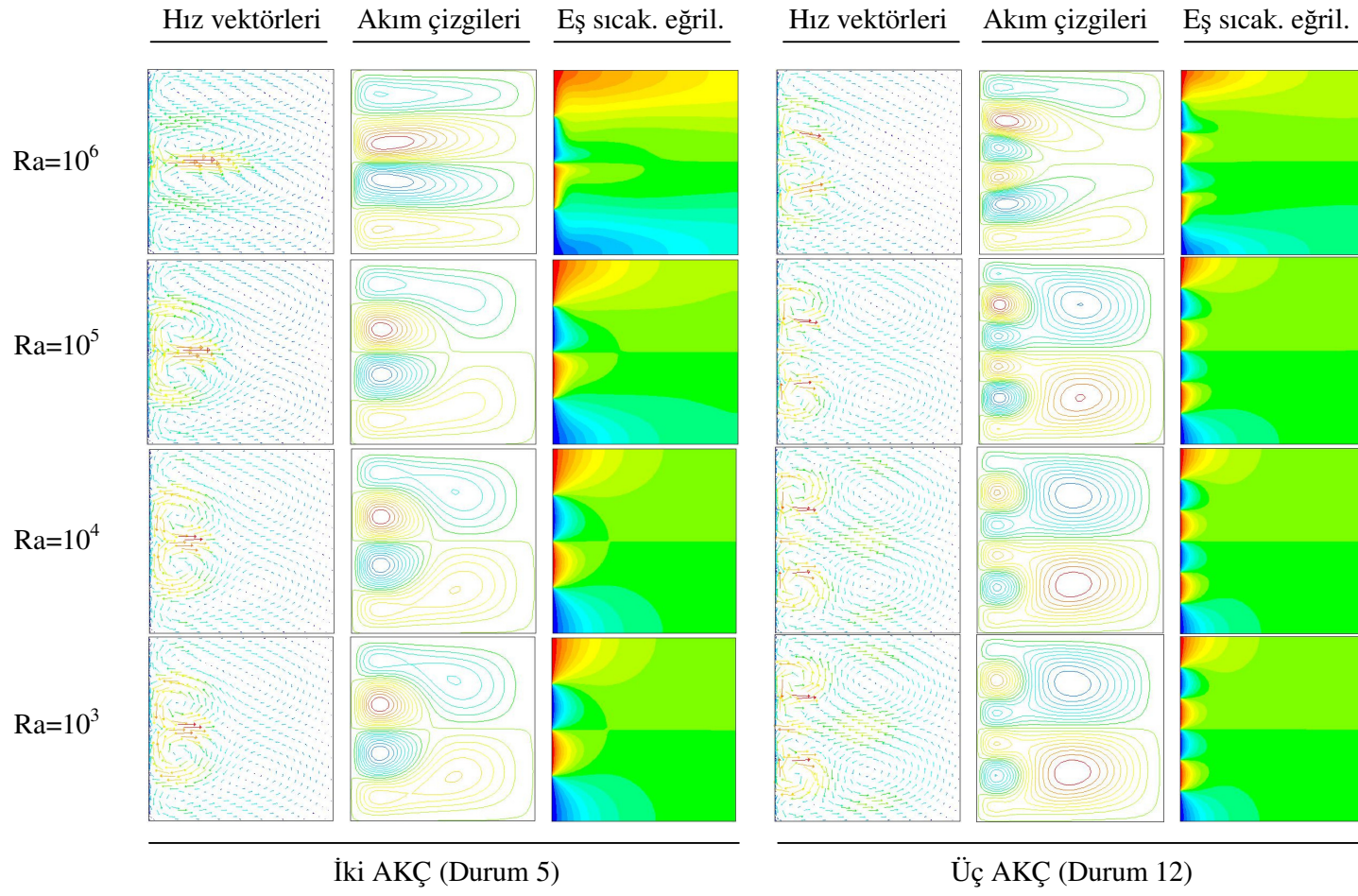
Bu çalışmada, ilk olarak AKÇ uzunluğu sabit tutularak konumlar değiştirilmiştir. Kapalı kap duvarlarındaki AKÇ dizilimine göre, ayrık, karışık ve kabın tek bir duvarında olması durumuna göre incelenmiştir. Kapalı kaptaki ısı transferi oluşan hücreli akış sayısına bağlı olarak artmaktadır. Bir AKÇ'li durumlarda yalnızca tek hücreli akış yapısı, iki AKÇ'li durumlarda tek hücreli akış yapısından iki ve dört hücreli akış yapısı ve üç AKÇ'li durumlarda tek hücreli akış yapısından üç ve altı hücreli akış yapısına kadar artan sayıda akış yapıları oluşmaktadır. Kapalı kap duvar yüzeylerinde AKÇ düzenlemesine bağlı olarak; bir AKÇ'li durumlarda Durum-1'de, iki AKÇ'li durumlarda Durum-7'de ve üç AKÇ'li durumlardan Durum-13'de hesaplanan ortalama Nusselt değerleri diğerlerinden daha fazla çıkmıştır.

İkinci olarak AKÇ konumu sabit tutularak sayısı değiştirilmiştir. AKÇ sayısı değiştirilirken toplam uzunluğu sabit tutulmuştur. Tek hücreli akış yapısının olduğu durumlarda ısı transferi fazla bir değişiklik göstermemiştir. İki hücreli akış yapısının olduğu iki AKÇ'li durumla üç hücreli akış yapısının olduğu üç AKÇ'li benzer durumlar karşılaştırıldığında ısı transferi üç hücreli akış yapısında daha fazladır. Dört hücreli akış yapısının olduğu iki AKÇ'li durumla altı hücreli akış yapısının olduğu üç AKÇ'li benzer durumlar karşılaştırıldığında ısı transferi altı hücreli akış yapısında daha fazladır. AKÇ sayısı ve konumunu her ikisini birlikte değerlendirdiğimizde, ısı transferi kapalı kap içerisinde oluşan hücreli akış sayısı artmaktadır. Toplam ısı transferi en az tek hücreli akış yapısında en fazla ise altı hücreli akış yapısında olmaktadır. Bu da kapalı kap içerisinde AKÇ'nin küçük boyutlarda dolayısıyla fazla sayıda ve kapalı kabın tek bir yan duvarında konumlandırılmasıyla daha çok hücreli akışın oluşacağını ve ısı transferinin maximum yapılabileceğini gösteriyor.



Şekil 3.27 : Ayrık kaynak çifti konumu ve sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi

Dikkate değer diğer bir bulgu ise, AKÇ'ler kabın tek bir yan duvarında konumlandırılınca, iletim ile ısı transferinin kap içerisinde daha çok etkin olması ve ısı transferinin kuvvetlice artırılmasıdır. Bu durumun sebebi ise, Şekil 3.28'de iki AKÇ'li Durum-5 ve üç AKÇ'li Durum-12 için $Ra=10^3 \sim 10^6$ aralığında hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri karşılaştırılarak gösterilmiştir. Daha önce ifade edildiği gibi, kabın tek bir yan duvarına konumlandırılan AKÇ'ler, akışkanı birbirinden bağımsız olarak etkilemekte ve sonuçta kapalı kap içerisinde en fazla sayıda hücreli akış yapısının oluşmasına neden olmaktadır. Oluşan bu hücreli akışlar arasındaki güçlü karışımdan dolayı AKÇ'den uzak bölgede akışkan hemen hemen ortalama sıcaklıkta bulunur ve böylece ısı transferi esas olarak AKÇ'nin bulunduğu duvara yakın kısımlarda gerçekleşir. $Ra=10^3$ de taşınım ile ısı transferi çok zayıftır ve ısı transferi daha çok iletimle olmaktadır. Şekil 3.28'deki eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında ısı yayılım mesafesi üç AKÇ'li duruma göre iki AKÇ'li durumda daha fazladır. Bu nedenden dolayı, yayılım mesafesi boyunca iletimle ısı transferi iki AKÇ'li durumda diğerinden oldukça zayıftır. Rayleigh sayısı attıkça taşınım güçlenir ve ısı yayılım mesafesi yavaşça artar fakat iletimle ısı transferi hala kapalı kap içerisinde çok etkindir ve belli Rayleigh değerine kadar fazla bir değişim göstermez. $Ra=10^6$ 'ya kadar, taşınım rejimi ilerlemeye başlar ve ısı transferi artış gösterir. Ayrıca, kapalı kap içerisinde hücreli akışlar gelişmeye, belirginleşmeye başlar ve ısı yayılım mesafesi kabın tam uzunluğuna genişler.



Şekil 3.28 : Tek duvarda iki veya üç ayırık kaynak çifti için Ra=10³-10⁶ hız vektörleri, akım çizgileri ve eş sıcaklık eğileri karşılaştırması

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, iki boyutlu kapalı kare bir kaptaki, kap duvarlarında bulunan Ayrık Kaynak Çiftleri (AKÇ)'nin sayısına ve konumuna göre doğal taşınım olayı Hesaplamalı Akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent programı yardımı ile sayısal olarak incelenmiştir.

Sonuçlar, kabın duvarlarının alt kısımlarında konumlandırılan ısı kaynakları ile, kaptaki ısı transferinin daha fazla gerçekleştiğini göstermiştir. Öte yandan, AKÇ'lerin kap duvarlarındaki konumlarına bağlı olarak yapılan inceleme, düşey duvarlardan sadece birisi üzerindeki ısı kaynakları ve ısı kuyularının akışkanı ortak hareket ettirme etkisinin bölündüğünü ve kapalı kap içerisinde çok hücreli akışın hakim olduğunu göstermiştir. Akışta hücre sayısı arttıkça, kap içerisinde daha güçlü bir karışım ve ısı transferi sağlandığından kaptaki sıcaklık dağılımının daha homojen olduğu anlaşılmıştır.

Çalışmada, kabın duvarlarında konumlandırılan ayrık kaynak çiftlerinin sayısının artmasının da hücreli akış sayısını arttırdığı görülmüştür. En az ısı transferi tek hücreli akışta en fazla ısı transferi de altı hücreli akışta gerçekleşmiştir.

Bu tez çalışmasında, kapalı kaptaki ısı transferinin en yüksek düzeyde gerçekleşmesi için kap duvarlarına konumlandırılan AKÇ'lerin uzunluğunun kısa tutulması, sayısının fazla olması ve hepsinin aynı düşey duvar üzerinde konumlandırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

- Aydın, O. and Yang, W.-J.**, 2000: Natural convection in enclosures with localised heating from below and symmetrical cooling from sides, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.10, No. 5, pp.518-529.
- Bairi, A.**, 2008: Transient thermal characteristics of airborne electronic equipment with discrete hot bands in square cavities, *Applied Energy* 85 951–967
- Banerjee, S., Mukhopadhyay, A., Sen, S. and Ganguly, R.**, 2008: Natural convection in a bi-heater configuration of passive electronic cooling, *International Journal of Thermal Sciences*, 47 1516–1527
- Başkaya, Ş., Alpay, E.**, 2003: Yatay kapalı bir ortamda ayrık ısı kaynaklarından olan doğal taşınım akışım sayısal incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 18, No 2, 49-62
- Bazylak, A., Djilali, N. and Sinton, D.**, 2006: Natural convection in an enclosure with distributed heat sources, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 49: 655–667
- Bednarz, T. P.**, 2007: Using Fluent to solve natural convection equations in non-dimensional form, *School of Engineering, James Cook University*, <http://warlock.amnesty.scene.pl/science/fluent-tut-nondim.pdf>
- Calcagni, B., Marsili, F. and Paroncini, M.**, 2005: Natural Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below, *Applied Thermal Engineering*, 25 2522–2531
- Cengel, Y. A.**, 2002: Heat Transfer , *A Practical Approach*, McGraw-Hill Science, 2nd edition
- Cheikh, N. B., Beya, B. B. and Lili, T.**, 2007: Influence of thermal boundary conditions on natural convection in a square enclosure partially heated from below, *Communications in Heat and Mass Transfer* 34 369–379
- Chen, T.-H. and Chen, L.-Y.**, 2007: Study of buoyancy-induced flows subjected to partially heated sources on the left and bottom walls in a square enclosure, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 1219–1231
- Dalal, A. and Das, M. K.**, 2006: Natural convection in a rectangular cavity heated from below and uniformly cooled from the top and both sides, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 49: 301–322
- Deng, Q.-H.**, 2008: Fluid flow and heat transfer characteristics of natural convection in square cavities due to discrete source–sink pairs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 5949–5957
- Deng, Q.-H., Tang, G.-F., Li, Y., Ha, M. Y.**, 2002: Interaction between discrete heat sources in horizontal natural convection enclosures, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Cilt 45, 5117-5132

- Doğan, A., Sivrioğlu, M. ve Başkaya, Ş.**, 2006: Dikdörtgen kesitli bir kanalda ayrıncı ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 21, No 2, 311-318
- El-Refaee, M. M., Elsayed, M. M., Al-Najem, N. M. and Noor, A. A.**, 1998: Natural convection partially cooled tilted cavities, *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, 28: 477-499
- Fluent 6.3.**, 2006: User's Manual to Fluent 6.3., Fluent, Inc., Centerra Resource Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, USA.
- Ganguli, A. A., Pandit, A. B., and Joshi, J. B.**, 2009: CFD simulation of heat transfer in a two-dimensional vertical enclosure, *Chem Eng Res Des*, doi:10.1016/j.cherd.2008.11.005
- Gustavsen, A. and Thue J. V.**, 2007: Numerical Simulation of Natural Convection in Three-dimensional Cavities with a High Vertical Aspect Ratio and a Low Horizontal Aspect Ratio, *Journal of Building Physics*, Vol. 30, No. 3
- Hadim, A. and Ramot, M.**, 1993: Natural Convection in an Enclosure With Discrete Heat Sources on the Vertical Walls, *Journal of Electronic Packaging*, Vol. 115, December 1993
- Incropera, F. P.**, 1988: Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling, *J. Heat Transfer*, Cilt 110, 1097-1111
- Jami, M., Mezrhab, A. and Naji, H.**, 2008: Numerical study of natural convection in a square cavity containing a cylinder using the lattice Boltzmann method, *International Journal for Computer-Aided Engineering and Software*, Vol. 25 No. 5, 2008 pp. 480-489
- Kelecy, F. J.**, 2002: A Benchmark Calculation of Natural Convection in a Differentially-Heated Cubical Enclosure, *Fluent Inc.*, Fluent Technical Notes- TN191, <http://www.ates.co.kr/e&c/data/8.pdf>
- Kuhn, K. A.**, 2007: Thermal analysis and design in electronic circuits, For UAB electrical engineering students, University of Alabama, Birmingham. <http://www.kennethkuhn.com/students/thermal.pdf>
- Kürekci, N. A.**, 2009: Yandan ısıtılan kapalı hacimlerdeki doğal taşınımın sayısal modellenmesi, *T.M.M.O. Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı 110, s.39-45
- Nield, D. A., Bejan, A.**, 1992: *Convection in porous media*, Springer-Verlag, 2 nd edition
- Nithyadevi, N., Kandaswamy, P. and Lee, J.**, 2007: Natural convection in a rectangular cavity with partially active side walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 4688-4697
- Özsunar, A., Başkaya, Ş. ve Sivrioğlu, M.**, 2000: Dikdörtgen kesitli bir kanalda laminar karışık konveksiyon şartlarındaki akışın sayısal olarak incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 15, No 2, 71-86

- Saeid, N. H., Pinang, P., Pop, I. and Cluj,** 2004: Maximum density effects on natural convection from a discrete heater in a cavity filled with a porous medium, *Acta Mechanica*, 171, 203–212
- Saha, S., Sultana, T., Saha, G. and Rahman, M. M.,** 2008: Effects of discrete isoflux heat source size and angle of inclination on natural convection heat transfer flow inside a sinusoidal corrugated enclosure, *Heat and Mass Transfer* 35 1288–1296
- Sharif, M. A. R. and Mohammad, T. R.,** 2005: Natural convection in cavities with constant flux heating at the bottom wall and isothermal cooling from the sidewalls, *International Journal of Thermal Sciences* 44 865–878
- Sharma, A. K., Velusamy, K. and Balaji C.,** 2007: Turbulent natural convection in an enclosure with localized heating from below, *International Journal of Thermal Sciences* 46 1232–1241
- Şahin, B.,** 2009: Sınır şartlarının kapalı ortamlardaki doğal taşınım ile ısı transferi ve sıcaklık dağılımına etkisinin sayısal analizi, *IX. Ulusal tesisat mühendisliği kongresi*, 355-362
- Türkoglu, H. and Yucel, N.,** 1995: Effect of heater and cooler locations on natural convection in square cavities, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 27:351-358
- Teertstra, P. M., Yovanovich, M. M. and Culham J. R.,** 2004: Modelling of natural convection in electronic enclosures, *Inter Society Conference on Thermal Phenomena 0-7003-8357-510 2004 IEEE*
- Url-1**<<http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help/html/ug/node1198.htm>>, alındığı tarih 03.8.2009
- Url-2**< <http://www.anova.com.tr/tr/urun/s/19/ANSYS+FLUENT/>>, alındığı tarih 07.12.2009
- Url-3**<http://www.fluentchina.com/document/1117608283_showfile.pdf>, alındığı tarih 11.12.2009
- Yücel, N.,** 1994: Natural convection in rectangular enclosures with partial heating and cooling, *Heat Mass Transfer*, 29:471-477

EKLER

EK A.1: Fluent Programı

Bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmeler ve sağladığı kolaylıklar, ürün tasarım ve geliştirilmesine yönelik hazırlanan bilgisayar yazılımlarının kullanılmasını kaçınılmaz hale getirmiştir. Son zamanlarda bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile prototip üretimine geçilmeden önce, sanal ortamda ürünün parçaları oluşturulmakta ve birbirlerine monte edilmektedir. Böylece pratikte ürünün üretilebilirliği kontrol edilmekte, ayrıca prototip ve seri imalat için gerekli teknik resimler oluşturulmaktadır. Bilgisayar teknolojisinin sunduğu bir diğer imkân ise uzun süreli ve yüksek maliyetli olan ön denemelerin bilgisayar ortamında yapılmasıdır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımları ise özellikle akışkan ve ısı transferi ile ilgili olan ürünlerin analizlerinin yapılmasına ve performansının sınanmasında kullanılmaktadır. Bu programlar kullanılarak, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri bilgisayar ortamında sayısal olarak çözülmekte, sıcaklık ve akış ile ilgili verilere ulaşılmakta ve değişik parametrelerin dağılımlarının (örneğin hız, basınç, sıcaklık ve benzeri parametrelerin dağılımlarının) elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında bir çok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında yaygın olarak kullanılan yazılım durumuna gelen Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır. Fluent programı, değişik geometriler için ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan ticari paket bir programdır. Program, sonlu kontrol hacmi metodu ile lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar.

Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı bir çok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı bir çok probleme aynı arayüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Kolay kullanımı ile Fluent, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesini sağlar.

Fluent, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminer, geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir araçlarından biridir (Url-2).

Fluent Teknik Özellikleri

Fluent, sıkıştırılmaz (düşük sabsonik), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (süpersonik ve hipersonik) akışlar için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çözücüsüdür. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ methoduyla beraber çoklu çözücü seçenekleri ile Fluent geniş hız rejimleri aralıklarında optimum çözüm etkinliği ve hassasiyeti getirir. Fluent'deki fiziksel modellerin zenginliği, laminer, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, çokfazlı akışların ve diğer olguların sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassas çözümlmesine olanak sağlar.

Genel Modelleme Yetenekleri

- 2 boyutlu düzlemsel, 2 boyutlu aksel simetrik, 2 boyutlu döngülü aksel simetrik (dönel simetrik) ve 3 boyutlu akışlar
- Sabit rejim veya geçici rejim akışları
- Bütün hız rejimleri (düşük subsonik, transonik, süpersonik ve hipersonik akışlar)
- Laminer, geçiş veya türbülanslı akışlar
- Newtonyan ve newtonyan olmayan akışlar
- Zorlamalı, doğal, karışık konveksiyon, konjuge ısı transferi ve radyasyon
- Homojen ve heterojen yanma modellerini ve yüzey tepkime modellerini de içeren kimyasal türler karışımı ve tepkimesi modelleri.
- Gaz-sıvı, gaz-katı ve sıvı-katı akışlar için serbest yüzey ve çok fazlı akış modelleri
- Sürekli yüzeyle akuple yayık fazlar (partikül/damla/baloncuk) için Lagrangian yörünge hesaplama
- Erime/katılama uygulamaları için faz değişikliği modeli
- İzotopik olmayan geçirgenlik, ilk direnç, katı ısı iletimi ve gözenekli yüzey basınç zıplaması modelleriyle gözenekli ortam
- Fanlar, pompalar, radyatörler ve ısı değiştirgeçleri için yığık modeller
- Durağan ve dönel referans çerçeveleri
- Çoklu hareketli çerçeveler için çoklu referans çerçevesi ve kayan ağ seçenekleri
- Kütle korunumu ve döngü korunumu seçenekleriyle beraber rotor-stator etkileşimleri, tork konverterleri ve benzer turbomakina uygulamaları için karışım düzlemi modeli.
- Kütle, momentum, ısı ve kimyasal türler için hacimsel kaynaklar
- Malzeme özellikleri veri tabanı
- Sürekli fiber modeli
- Magnetohidrodinamik modeli
- Akış kaynaklı gürültü öngörme modeli
- GT-Power ile dinamik (iki-yönlü) birleşimlik
- Kullanıcı tanımlı fonksiyonlarla ilerli seviyede özelleştirme yeteneği

- Silindir içi akış modelleme yeteneği
- Hareketli ve deforme olan ağ hareketleri

Sayısal Ağ Yetenekleri

- Dörtgen, üçgen, altıyüzlü, dörtyüzlü, prizma(kama), piramid ve karışık elemanlı sayısal ağ
- Akışkan/katı arayüzlerini de içeren konuşmayan (asılı düğüm noktalı) sayısal ağ arayüzleri
- GeoMesh, TGrid, preBFC, ICEM/CFD, I-DEAS, PATRAN, NASTRAN, ANSYS, Pro/ENGINEER, STL, PLOT3D, CGNS-formatlı sayısal ağ alabilme
- Sayısal ağ sıklaştırma ve seyreltme
 - Üçgen ve dörtyüzlü elemanlar için konuşur sayısal ağ uyarlaması
 - Bütün elemanlar için asılı (konuşmayan) düğüm noktalı sayısal ağ uyarlamalarını içeren dinamik, çözüm tabanlı uyarlama (yoğunlaştırma ve seyrekleştirme)
- Kullanıcı tarafından belirlenen bölgeler için sayısal ağ yoğunlaştırması ve çözüm değişkenleri, elde edilen büyüklükler ve kullanıcı tanımlı alan fonksiyonu değişkenleri kullanılarak adaptif yoğunlaştırma
- Sayısal ağ yoğunlaştırması sonrası otomatik çözüm enterpolasyonu
- Sayısal ağ seyrekleştirme
- Sayısal ağ yumuşatma ve geliştirme araçları
- Sayısal ağ işlemesi (oranlama, taşıma, birleştirme, konuşurma ve ayırma)
- Hibrid sayısal ağ oluşturma özellikleri
- Ağdan ağa çözüm enterpolasyon yeteneği
- Çözüm ilerlerken sayısal ağı sıklaştıran ve seyrelten dinamik ağ uyarlaması.

Sayısal Yöntem

Fluent üç çözücü seçeneği sunar. Üç çözücü de için geçerli özellikler:

- Yapısal olmayan ağ tabanlı sonlu hacimler metodu
- Formülasyon bütün hız rejimleri için geçerlidir
- İmplicit şemalar için adaptif zaman adımlandırılması
- Dinamik hafıza tahsisi
- Tek ve çift hassasiyetli çözücü seçenekleri
 - Ayrık (kademeli) çözücü
 - SIMPLE, SIMPLEC ve PISO'yu içeren basınç tabanlı ayrık çözücü algoritmaları
 - first-order upwind, power-law, second-order upwind, central differencing (LES) ve QUICK şemalarını içeren ayrıştırma(diskritizasyon) şemaları
 - Birinci dereceden ve ikinci dereceden implicit zaman ayrıştırma şemaları
 - standard, PRESTO, linear, quadratic, ve body-force weighted basınç enterpolasyon şemaları
 - Bünye kuvvetlerinin implicit değerlendirilmesi
 - V,W, F ve flex çevrimleri ile cebirsel lineer çoklu ağ çözücüsü

- Gauss-Seidel rahatlatma metodu
- Akuple (tamamlayıcı) çözücü
- Sıkıştırılmaz ve karışık rejim akışları için önceden durumlandırma
- Turbulans, radyasyon ve kullanıcı tanımlı skalar transport denklemleri için ayrık çözücü
- Birinci dereceden ve ikinci dereceden şemaları içeren ayrıştırma şemaları
- Birinci ve ikinci dereceden zaman diskritizasyonu şemaları ile implisit veya eksplisit çözüm şemaları
- Eksplisit Şema
- Runge-Kutta zaman adımlandırma şeması
- FAS, çoklu grid, yerel zaman adımlandırması ve implisit artık yumuşatan yakınsama hızlandırıcı
- Zaman-kesinlikli çözümler için eksplisit global zaman adımlandırması

Isı Transferi

- Viskoz ısınması da içeren laminer/türbülant zorlamalı konveksiyon
- Boussinesq yaklaşımı seçeneğiyle doğal ve karışık konveksiyon
- Kabuk eleman iletimini ve hareketli katılarda ısı taşınımı da içeren katılarda izotropik/anizotropik iletimli konjuge ısı transferi.
- Işınım, yayık fazlar, türler taşınım ve tepkime modelleri ile yanma modelleri ile etkileşim
- Taşınım, yayılım ve tepkime kaynak terimlerini içeren çoklu transport denklemleri formülasyonu.
 - Arrhenius modeli
 - Eddy-kırılma (EBU) modeli
 - Birleşik Arrhenius/eddy-kırılma modeli
 - Eddy sönme kavramını içeren N sayıda sonlu oranda kimyasal tepkimeler
 - Karışan-yanar modeli
 - Kimyasal denge
 - Laminer alev modelini içeren yayılım kontrollü (önceden karışmayan) PDF/korunumlu skalar tabanlı formülasyon
- Türbülansa alev hızı modeli tabanlı türbülant önceden karışım yanma modeli
- Kısmi karışmış türbülant yanma modeli
- Büyük Eddy Simülasyonu için alt ağ ölçekli yanma modelleri
- "Sıkı kimya" çözücü seçeneği
- Kömür, sıvı, gaz ve karışım yakıt çeşitleri için yanma alt modelleri
- Kirlilik oluşma modelleri
- Kimyasal buhar bırakımı (CVD) ve diğer heterojen tepkimeler için yüzey tepkime modelleri
- Denge verileri, termodinamik özellikler, standart tepkime mekanizmaları ve gaz, kömür ve sıvı yakıtlı sistemlerde karışım dağılımı için oluşturulmuş veritabanı
- Yanma oranları ve kaynak/kuyu terimleri için kullanıcı tanımlı erişim
- Chemkin formatında tepkime mekanizmaları ithali

(Url-3).

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ramazan AYDIN

Doğum Yeri ve Tarihi: Erzurum 1981

Adres: Darıca-Kocaeli

Lisans Üniversite: Çukurova Üniversitesi

