

Alttan ısıtmalı kapalı kutularda, sıcak yüzeye iliştirilen dairesel kesitli kanatçıkların ısı geçişi ve hava akışına etkisinin üç boyutlu sayısal incelenmesi

Zeliha Böcü

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Şubat 2011

Numerical investigation of Laminar Natural Convection Heat Transfer and air flow of the attached to the hot surface of the cylindrical fin heated from below in a closed box

Zeliha Böcü

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

Department of Mechanical Engineering

February 2011

Alttan ısıtmalı kapalı kutularda, sıcak yüzeye iliştirilen dairesel kesitli kanatçıkların ısı geçişi ve hava akışına etkisinin üç boyutlu sayısal incelenmesi

Zeliha BÖCÜ

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji - Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

Şubat 2011

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Zeliha Böcü'nün YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Alttan ısıtmalı kapalı kutularda, sıcak yüzeye iliştirilen dairesel kesitli kanatçıkların ısı geçişi ve hava akışına etkisinin üç boyutlu sayısal incelenmesi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

### **Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

**Üye** : Prof. Dr. Yaşar PANCAR

**Üye** : Prof. Dr. Hürriyet ERŞAHAN

**Üye** : Doç. Dr. Necati MAHİR

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Mesut TEKKALMAZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Elektronik ve telekomünikasyon ürünlerinde kullanılan yalıtılmış donanım kabinleri esas alınarak, kapalı kutularda sıcak yüzeye iliştilen dairesel kesitli kanatçıkların doğal taşınım ile ısı transferi nümerik olarak incelenmiştir. Bu tür uygulamalarda, hava dolu kapalı ortamların, doğal taşınım ile ısı transfer karakteristiklerini belirlemek büyük önem taşır. Bu çalışmada, üç boyutlu kapalı kübik sistemlerin laminer doğal taşınım ile ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada; kübik ( $H/L=1$ ) olarak bir dikdörtgensel kapalı ortam ele alınmıştır. Kapalı ortam, alt duvardan ısıtılır ve diğer duvarlardan soğutulmuş durumda ele alınmıştır. Sıcak duvar ve soğuk duvarlar izotermal ve sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Sıcak duvar yüzeyine, kapalı ortamın iç kısmından, farklı sayılarda silindirik kanatçıklar yerleştirilmiştir. Üç boyutlu sürekli rejimde, süreklilik, Navier – Stokes denklemleri ve Boussinesq yaklaşımının kullanıldığı enerji denklemi FLUENT ® yazılımı ile çözülmüştür. Denklemler, SIMPLE algoritması kullanılarak sonlu hacim metodu (FVM) ile çözülmüştür. Denklemlerin yakınsama kriteri  $10^{-5}$  seçilmiştir. Çalışmada ele alınan boyutsuz kanatçık çapları ve boyları sırasıyla  $d/H=0.025, 0.050$  ve  $0.1$ , ve  $b/H=0.1, 0.2$  ve  $0.3$  şeklindedir. 2, 4, 6, 8 ve 10 adet kanatçıklar, hizalı-sıralı olarak düzenlenmiştir. Rayleigh sayısı değişimi ( $10^5$ 'dan  $10^6$ 'a), kanatçık uzunluğu, kanatçık çapı ve kanatçık sayısının, hava akış düzenine ve ısıl bölgelere etkisi incelenmiştir. Ayrıca her durum için, ortalama Nusselt sayısı, soğuk duvarlara göre hesaplanmış ve analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, Isı Transferi, Üç boyutlu analiz, Kapalı kutular, Silindirik Kanatçık

## SUMMARY

On the basis of isolated hardware cabins used in electronics and telecommunication products, the natural convection with the circular cross section pins attached to the hot surface was investigated numerically. It is crucial to determine the heat transfer characteristics by natural convection of the air-filled indoor environments in this type of applications. In this study, laminar natural convection heat transfer in three dimensional rectangular enclosures is studied numerically. One rectangular enclosure is considered: cubic ( $H/L=1$ ) enclosure. The enclosure is heated from the bottom wall and is cooled from the other walls. The hot wall and the cold walls are isothermal; that is, the walls are maintained at constant temperatures. A number of cylindrical pins are attached to the hot wall from inside of the enclosure. Three-dimensional steady-state continuity, Navier-Stokes and energy equations along with the Boussinesq approximation are solved using FLUENT® code. Pertinent equations are solved using the Finite Volume Method (FVM) with SIMPLE algorithm. The convergence criterion for the pertinent equations was chosen as  $10^{-5}$ . The dimensionless pin diameters and the lengths considered in this study are  $d/H=0.025, 0.050$  ve  $0.1$  and  $b/H=0.1, 0.2$  and  $0.3$ , respectively. The number of pins of 2, 4, 6, 8 and 10 are arranged in-line configurations. The air flow pattern and the temperature fields are obtained for Rayleigh numbers ranging from  $10^5$  to  $10^6$ , pin length, pin diameter, the number of pins of the pin array. Also for each case, the mean Nusselt numbers over the cold surface are computed and analyzed.

Keywords: Natural convection, Heat Transfer, Three-dimensional analysis, Rectangular Enclosures, Cylindrical Pin

## TEŞEKKÜR

Gerek derslerimde ve gerekse tez çalışmalarımda, bana danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danışmanım Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ'a (Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Rektör Yardımcısı), hayatım boyunca her türlü problemimde maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen anneme, babama, küçük kardeşim Makine Mühendisi Zuhâl Bücü' ye ve tez çalışmam süresince bana her konuda yardımcı olan kardeşim Arş. Grv. Zerrin Bücü'ye (Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü) teşekkürü borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	v
SUMMARY .....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ VE AMAÇ .....	1
2. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL .....	5
2.1. Problem .....	5
2.2. Matematik Model .....	7
2.3. Sınır Koşullar .....	7
2.4. Nümerik Model .....	8
2.4.1. Izgara Hassasiyeti.....	8
3. BULGULAR VE TARTIŞMALAR .....	13
3.1. Kanatçık Sayısının Etkisi .....	13
3.2. Kanatçık Çapı Etkisi.....	16
3.3. Kanatçık Boyu Etkisi .....	17
3.4. Nusselt Sayısındaki Değişim.....	18
3.5. Sıcaklık ve Hız Dağılımı .....	21
4. SONUÇLAR .....	35
5. KAYNAKLAR DİZİNİ .....	36



## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2. 1. 3 boyutlu sistem geometrisi ve koordinat sistemi. ....	5
Şekil 2. 2. Tipik hücre yapısının görünümü: a) kanatçıkların yakından görünüşü, b) izometrik görünüş, c) önden görünüş, d) yukarıdan görünüş. ....	11
Şekil 2. 3. Adaptasyon yapılmış bölgelerin gösterimi.....	12
Şekil 3. 1. Kübik kutularda $B=0.1$ ve $D=0.1$ eş-sıralı dizilimli kanatçıklar için Rayleigh ve kanatçık sayısının NSO üzerine etkisi. ....	14
Şekil 3. 2. Kübik kutularda $B=0.3$ ve $D=0.1$ kanatçıklar için Rayleigh sayısının NSO üzerine etkisi. ....	15
Şekil 3. 3. $B=0.2$ olan 2 kanatçıklı kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve boyutsuz kanatçık çapının Nusselt sayısı üzerine etkisi. ....	16
Şekil 3. 4. $B=0.2$ olan 2 ve 10 kanatçıklı kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve boyutsuz kanatçık çapının Nusselt sayısı üzerine etkisi.....	17
Şekil 3. 5. 4-kanatçıklı kapalı kutularda boyutsuz kanatçık uzunluğu ile NSO ilişkisi. ....	18
Şekil 3. 6. Kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve kanatçık boyutlarının Nusselt sayısı üzerine etkisi a) 8-kanatçıklı, b) 4-kanatçıklı. ....	20
Şekil 3. 7. 2-kanatçıklı ( $B=0.1$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ , ve $X=0.666$ düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.) ....	22
Şekil 3. 8. 2-kanatçıklı ( $B=0.3$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ , ve $X=0.6666$ düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.) ....	23
Şekil 3. 9. 4-kanatçıklı ( $B=0.1$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ , ve $X=0.6666$ düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.) ....	24
Şekil 3. 10. 4-kanatçıklı ( $B=0.1$ , $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ , ve $X=0.6666$ düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.) ....	25
Şekil 3. 11. 4-kanatçıklı ( $B=0.3$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ , ve $X=0.6666$ düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.) ....	26
Şekil 3. 12. 4-kanatçıklı ( $B=0.3$ , $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ ve $X=0.6666$ düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.) ....	27
Şekil 3. 13. 6-kanatçıklı ( $B=0.1$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.).....	28
Şekil 3. 14. 6-kanatçıklı ( $B=0.1$ , $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.).....	29
Şekil 3. 15. 6-kanatçıklı ( $B=0.3$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ ve $X=0.6666$ , düzlemleri için).....	30
Şekil 3. 16. 6-kanatçıklı ( $B=0.3$ , $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.).....	31
Şekil 3. 17. 8-kanatçıklı ( $B=0.1$ , $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ , $X=0.1$ ve $X=0.6666$ , ve düzlemleri için).....	32

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Çizelge

### Sayfa

Çizelge 2. 1. Çalışmada kullanılan kübik kutu için kanatçık sayısı ve kanatçık dizilimi. ....	6
Çizelge 2. 2. Tezde modellemede kullanılacak ızgara yapısından elde edilen verilerin, diğer çalışmalarla karşılaştırılması. ....	10

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
b	Kanatçık uzunluğu (m)
B	Boyutsuz kanatçık uzunluğu, b/H
d	Kanatçık çapı (m)
D	Boyutsuz kanatçık çapı, d/H
g	Yer çekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
h	Isı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ )
H	Kapalı kutunun boyutsuz yüksekliği
K	Isı iletim katsayısı ( $W/mK$ )
<b>k</b>	z-yönündeki birim vektör
l	Kapalı kutunun yan yüksekliği (m)
L	Kapalı kutunun boyutsuz en/boy uzunluğu
<b>n</b>	Duvar yüzeyine dik doğrultu
Nu	Nusselt sayısı, $(hH/k)$
p	Basınç ( $N/m^2$ )
P	Boyutsuz basınç, $(pH^2/\mu\alpha\sqrt{Ra Pr})$
Pr	Prandtl sayısı, $(\nu/\alpha)$
Ra	Rayleigh sayısı, $g(\beta ATH^3/\vartheta\alpha)$
t	Sıcaklık (K)
T	Boyutsuz sıcaklık, $(t-t_c)/(t_h-t_c)$
w	Kapalı kutunun yan uzunluğu (m)
u,v,w	Hız bileşenleri (m/s)
U,V,W	Boyutsuz hız bileşenleri, $(u, v, w)H/\alpha\sqrt{Ra Pr}$
<b>V</b>	Boyutsuz hız
x,y,z	Kartezyen koordinat sistemi (m)
X,Y,Z	Boyutsuz Kartezyen koordinat sistemi, $(x,y,z)/H$
$\alpha$	Isıl yayılım katsayısı ( $m^2/s$ )
$\beta$	Isıl genleşme katsayısı ( $K^{-1}$ )
$\rho$	Yoğunluk ( $kg/m^3$ )

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$v$	Kinematik viskozite ( $m^2/s$ )

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
c	Soğuk
h	Sıcak
NSO	Nusselt sayısı oranı

## 1. GİRİŞ VE AMAÇ

Bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise aralarında taşınım mekanizması ile ısı geçişi gerçekleşir. Taşınım ile ısı geçişi doğal ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılır. Incropera and De Witt (2001), zorlanmış taşınımın akışkan hareketi fan, pompa veya vantilatör gibi dıştan gelen bir etki olduğunda oluşabileceği gibi akışkan içinde bir cismin hareketi ile de gerçekleşebileceğini ifade etmişlerdir. Zorlanmış taşınım tipik olarak ısı geçiş oranını arttırmak için kullanılır. Doğal taşınımda ısı geçişi yoğunluk farkından kaynaklandığından dolayı akışı zorlayıcı dış etkiler yoktur. Isınan akışkanın yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Bu yolla ısı geçişi için, Nusselt ve Rayleigh sayılarının aldığı değerlere göre yorum yapılır. Genellikle doğal taşınımda  $Ra \leq 10^8$  değeri için ısı geçişinin laminer sınır tabaka içinde gerçekleştiği,  $Ra \geq 10^9$  değeri içinse sınır tabakadaki hareketin türbülanslı olduğu kabul edilir. Doğal taşınım için  $10^8 \leq Ra \leq 10^9$  aralığı geçiş bölgesidir.

Doğal taşınımın etkili olduğu birçok uygulama vardır. Doğal taşınım çeşitli elektronik cihazlardan olan ısı geçişini etkilediği kadar, borulardan ve dağıtım hatlarından olan ısı geçişini de etkiler. Incropera and De Witt (2001), elektrikli ısıtıcılardan veya radyatörlerden oda havasına aktarılan ısı veya bir soğutma ünitesinin yoğunlaştırıcı serpantininden çevreye verilen ısının doğal taşınımın etkisiyle olduğunu ifade etmişlerdir. Doğal taşınım, okyanusla veya atmosferle ilgili akışlarda da etkilidir.

Mühendislikte uygulama alanı geniş olan üç boyutlu kapalı hacimlerde ısı geçişi son yıllarda sıkça çalışılan bir konudur. Üç boyutlu hacimlerde doğal taşınım analizi literatürde genellikle dikdörtgen yada kare geometriler için çalışılmaktadır. Bilgen, et al. (1997), eğimli kapalı paralel yüzülü ve dikdörtgen kutularda sıcak duvara sabitlenmiş süper iletken kanatçıkların doğal taşınım olgusunu nümerik olarak çalışmışlardır. Bu çalışmalarında, soğuk yüzeyden ısı kaybının sıcak duvara sabitlenmiş kanatçıklar kullanılarak azaldığını tespit etmişlerdir. Kanatçık boyutsuz uzunluğu  $B \approx 0,75$  ve

mikro oyuk boy oranı  $C \approx 0,33$  değerlerinde ısı geçişinin iletimle hakim olduğunu göstermişlerdir. Bu durum, eğim açısı arttırıldığında daha belirgin hale gelmiştir.

Özcan (2006), ısıtıcı ve pencere etkisiyle kavitelerde oluşan doğal taşınım ve karışık taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada iki ve üç boyutlu kare kesitli kapalı hacmin bir duvarına ısıtıcı yerleştirilmiş, aynı duvarda bir pencere bulunmaktadır. Isıtıcı pencerenin altına yerleştirilmiştir, diğer duvarlar ısıl olarak yalıtılmıştır. Daha sonra bir menfez ile hava girişi verilmiş ve bu durumun etkilerini incelemiştir. Çalışma bulgularına göre; 1) Doğal taşınım halinde laminer ve türbülanslı akım şartlarında birbirine benzer ters yönlü iki sirkülasyon akımının oluştuğu, bu akımlar laminerden türbülansa geçtiğinde duvar yüzeylerinde daha sıklaşmaktadır. Akımın türbülansa geçişi ile ayrıca hız ve eşsıcaklık eğrilerinin de farklılaştığı görülmüştür. Ayrıca, özellikle duvar yüzeylerinde oluşan yüksek hızların etkisi daha belirgindir. 2) Düşük Grashof dolayısıyla Rayleigh sayılarında; akım sadece menfez hızı etkisinde kalmış yani sadece Reynolds sayısının değişiminden etkilenmiştir. Bu durumda merkezde bir sirkülasyon akımı oluşmuştur. Reynolds sayısı arttıkça bu akım daha belirginleşmiştir. 3)  $Grashof = 10^6$  ve  $Reynolds = 200$  değerinde ısıtıcı ve pencerenin oluşturduğu akımlar da ortaya çıkmıştır. Bu şekilde doğal ve zorlanmış taşınım beraberce etkin olmuştur. Bu değerler daha sonraki çalışmalarda referans olarak alınmıştır. 4) Grashof sayısı daha da arttırıldığında Reynolds sayısının da değişimine bağlı olarak oda içinde birçok sirkülasyon akımının oluştuğu görülmüştür. 5) Aynı değerlerle yapılan laminer üç boyutlu çalışma ve türbülanslı iki ve üç boyutlu çalışmalarda doğal ve zorlanmış taşınımın birlikte incelenebileceği görülmüştür. Ayrıca menfez giriş hızı, ısıtıcı ve pencerenin hızının ve boyutsuz eş sıcaklık eğrilerine önemli etkilerinin olduğu sonuçları elde edilmiştir.

Yoon, et al., (2010), kapalı bir kutuda farklı dikey koordinatlarda konumlandırılmış bir kürede üç boyutlu doğal taşınımı incelemiştir. Soğuk duvarlara sahip kapalı kübik kutu ve kapalı kübik kutu içindeki sıcak kürenin sıcaklık farkından kaynaklanan üç boyutlu doğal taşınımını nümerik olarak çalışmıştır.  $10^3 - 10^6$  değerleri arasında değişen farklı Rayleigh sayıları için üç boyutlu doğal taşınımın incelenmesinde sonlu hacim metoduna dayalı IBM yöntemi ile modellenmiş küre

kullanılmıştır. Çalışmada, kapalı küp içindeki kürenin yerinin ısı geçişi ve akışkan akışı üzerindeki etkisi gözlenmiştir.  $10^5$  ve  $10^6$  Rayleigh sayıları için kürenin çevresel vektörü yönünde lokal Nusselt sayısının değişimi  $10^3$  ve  $10^4$  Rayleigh sayılarının olduğu durumlara göre daha büyüktür. En yüksek Rayleigh sayısı için, kapalı kübik kutunun üst duvarındaki Nusselt sayısının lokal olarak en üst noktası kürenin çevresel vektörü etrafında sinüzoidal dağılım olduğunu gösterir.

Frederick and Moraga (2007), Rayleigh sayısı  $10^3$ - $10^6$  için sıcak duvara kanat eklenen kübik kutulardaki havanın doğal taşınımını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanat genişliği ve katının akışkan termal iletim oranı değişken olarak alınmıştır. Akışkan kanat yüzeyleri ve sıcak duvarı süpürürken, pasif yanal kenarlar ve kanat yanları arasındaki boşlukta yüksek hızlara ulaşır. Özellikle düşük Rayleigh sayılarında kanat ön ve yanlardan üstteki kanat yüzeyine akışkan erişimini engellemiştir. Isı iletimi oranının düşük değerleri ısı geçişinin azalmasına sebep olmuştur. Tüm oyuktaki çevrilen ana çevrim taşınım sürecini etkilediği bulunmuştur. 2 boyutlu çalışmada elde edilen ısı geçişinin yaklaşık %20 artmasının sebep olduğu yüksek ısı iletim oranı, kanat yüzey alanının katkısını artırır.  $10^5$ 'ten  $10^6$ 'ya Rayleigh sayısındaki dağılım genişliğinde, maksimum ısı transferi oranı boyutsuz kanat genişliğinin sırasıyla 0.6 ve 0.8 değerleri için bulunur. Sonuç olarak  $10^5 \leq Ra \leq 10^6$  için, ısı transferini yükseltmesinde kısmi genişlikteki kanatlı kübik kutular, tam genişlikteki kanatlı kübik kutulardan daha etkilidir.

Liu and Phan-Thien (2000), sonlu elemanlar yöntemi adım operatör bölme zaman kullanarak dikey alt katman üzerine monte edilmiş üç ısıtmalı eleman için optimum aralığın nümerik analizini rapor etmişlerdir.

Giri, et al. (2003), çeşitli kanat aralıkları için gizli dikey kanat dizilimi üzerine ısı ve kütle transferinin doğal taşınımını nümerik olarak çalışmışlardır.

Wang and Mayinger (1995), çalışmalarında birbirine paralel ve dikey olarak monte edilmiş baskı devre kart (PCB) içeren elektronik ekipmanların bir çeşidinde doğal konveksiyonla havayla soğumanın deneysel sonuçlarını sunmuşlardır. PCB'nin

dizilişinin bu çeşidinde doğal iletken soğutucu olan havanın davranışı girişim ölçerin holografisinin yardımıyla araştırılmıştır. Sonuçlar PCB'nin dizilişindeki ısı transferinin değişken sınır tabakası ve dış duvarların yanındaki girdap akışı tarafından yüksek miktarda etkilendiğini göstermektedir.

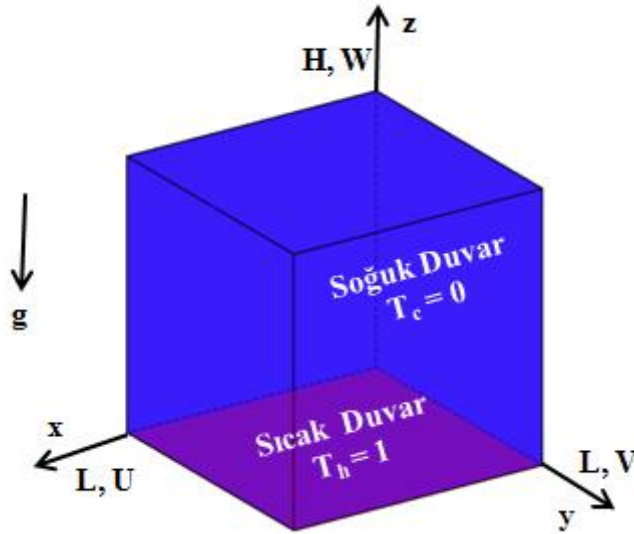
Bu tezde yapılan çalışmada akışkan olarak hava ( $Pr = 0.71$ ) kullanılmış olup üç boyutlu kapalı dikdörtgensel kutularda laminer doğal taşınım ile ısı transferi ve hava akışı nümerik olarak çalışılmıştır. Çözümlerde kübik kutu ( $H/L=1$ ) ele alınmıştır. Kapalı kutu alt duvardan ısıtılıyorken, diğer duvarlardan soğutulmaktadır. Isı transferini artırmak için alttaki sıcak duvara silindirik kanatçıklar yerleştirilmiştir. Sıcaklık dağılımı Rayleigh sayısı, kanatçık uzunluğu, kanatçık çapı ve kanatçık sayısı değişimi için elde edilmiştir. Soğuk yüzeye göre ortalama Nusselt sayısı her durum için hesaplanmış, kanatçık sayısı, kanatçık uzunluğu, kanatçık çapı etkileri araştırılmıştır.



## 2. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL

### 2.1. Problem

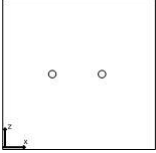
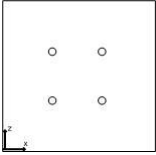
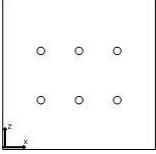
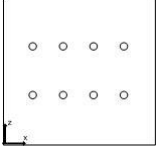
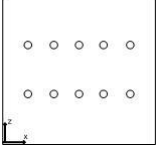
Şekil 2.1’de ele alınan üç-boyutlu sistem geometrisi ve koordinat sistemi verilmiştir. Dikdörtgenler prizması ile temsil edilen kapalı sistem, yüksekliği  $H$ , eni ve boyu  $L$  olarak verilmektedir. Kapalı kutunun 5 yüzeyi soğuk (duvar sıcaklığı  $t_c$ ) olup kanatçıkların da monte edildiği alt yüzeyi sıcaktır (duvar sıcaklığı  $t_h$ ). Sıcak yüzeye uzunluğu  $b$  ve çapı  $d$  olan silindirik kanatçıklar yerleştirilmektedir; boyutsuz kanatçık çapı ve boyu  $d/H$  ve  $b/H$  olarak tanımlanmış olup,  $D=d/H=0,025, 0,05$  ve  $0,1$  ve  $B=b/H=0,1, 0,2$  ve  $0,3$  olarak seçilmiştir. Sıcak duvara monte edilen kanatçık sayısı 2, 4, 6, 8 ve 10, kanatçık dizilimi ise hizalı-sıralı kabul edilmiştir. Sayısal simülasyon çalışması  $H/L=1$  (küp) durumu için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. 1. 3 boyutlu sistem geometrisi ve koordinat sistemi.

Kanatçıklar hizalı-sıralı dizilim halinde yerleştirilmiştir. Çizelge 2.1’de kanatçık sayısına göre kanatçık dizilimleri verilmiştir.

Çizelge 2. 1. Çalışmada kullanılan kapalı kutu için kanatçık sayısı ve kanatçık dizilimi.

Kanatçık Sayısı	Hızlı-Sıralı Dizilim
2	
4	
6	
8	
10	

## 2.2. Matematik Model

Sabit termofiziksel özellikler kabulü altında, akışkan akışı ve ısı geçişini temsil eden, üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde süreklilik, momentum ve Boussinesq yaklaşımının kullanıldığı enerji denklemleri sırasıyla,

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

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla)\mathbf{V} = (\nabla^2\mathbf{V} - \nabla P)(Ra/Pr)^{-1/2} + T\mathbf{k} \quad (2)$$

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla)T = (Ra Pr)^{-1/2}\nabla^2 T \quad (3)$$

olarak yazılabilir. Burada Pr Prandtl sayısını ( $Pr = \nu/\alpha$ ), Ra Rayleigh sayısını ( $Ra = g\beta(T_H - T_C)H^3/\nu\alpha$ ),  $\beta$  ısı genleşme katsayısını,  $\alpha$  ısı yayılım katsayısını,  $\nu$  kinematik viskoziteyi,  $\mathbf{g}$  yerçekimi ivmesini,  $P$  basıncı,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $(u, v, w)$  hız bileşenlerini temsil etmektedir. (1) - (3) denklemlerini boyutsuz yapmak için aşağıdaki denklemlerden (4)'den yararlanılmıştır.

$$(X, Y, Z, L, W) = \frac{(x, y, z, l, w)}{H}, (U, V, W) = \frac{(u, v, w)H}{\alpha\sqrt{Ra Pr}}, P = \frac{pH^2}{\mu\alpha\sqrt{Ra Pr}}, T = \frac{t-t_c}{t_h-t_c} \quad (4)$$

## 2.3. Sınır Koşullar

Şekil 1'de sıcak duvar ve soğuk duvarların sıcaklıkları gösterilmiştir. Tüm duvar ve kanatçık yüzeylerinde hız bileşenleri için kaymanın olmadığı koşullar geçerli olup sınır koşullar aşağıda verilmiştir

Duvar ve kanatçık yüzeylerinde

$$\mathbf{V} = 0$$

Sıcak duvar (alt duvar)

$$T = T_h = 1$$

Soğuk duvarlar (alt duvar dışındaki diğer duvarlar)

$$T = T_c = 0$$

Kanatçık yan ve ön yüzeylerinde

$$T = T_h = 1$$

Soğuk duvar yüzeyleri için ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Nu = \frac{hH}{k} = \int_{z=0}^H \int_{y=0}^L \frac{\partial T}{\partial x} dydz \quad (5)$$

## 2.4. Nümerik Model

Denklem (1) – (3), ayrıklaştırma yöntemi olarak FVM (Finite Volume Method) ile taşınım terimlerinde ikinci dereceden ayrıklaştırma (Second Order Upwind) şeması, çözüm algoritması olarak da SIMPLE algoritması kullanılarak, geçerliliği birçok mühendislik probleminde yaygın olarak test edilmiş ve kullanılmakta olan FLUENT® yazılımı aracılığıyla çözülmüştür (Fluent, 2003). Akış geometrisinin oluşturulması, oluşturulan geometrinin belirli hücelere bölünmesi (ızgaralama işlemi) ve sınır şartlarının verilmesi işlemi için GAMBIT® yazılımı kullanılmıştır.

### 2.4.1. Izgara Hassasiyeti

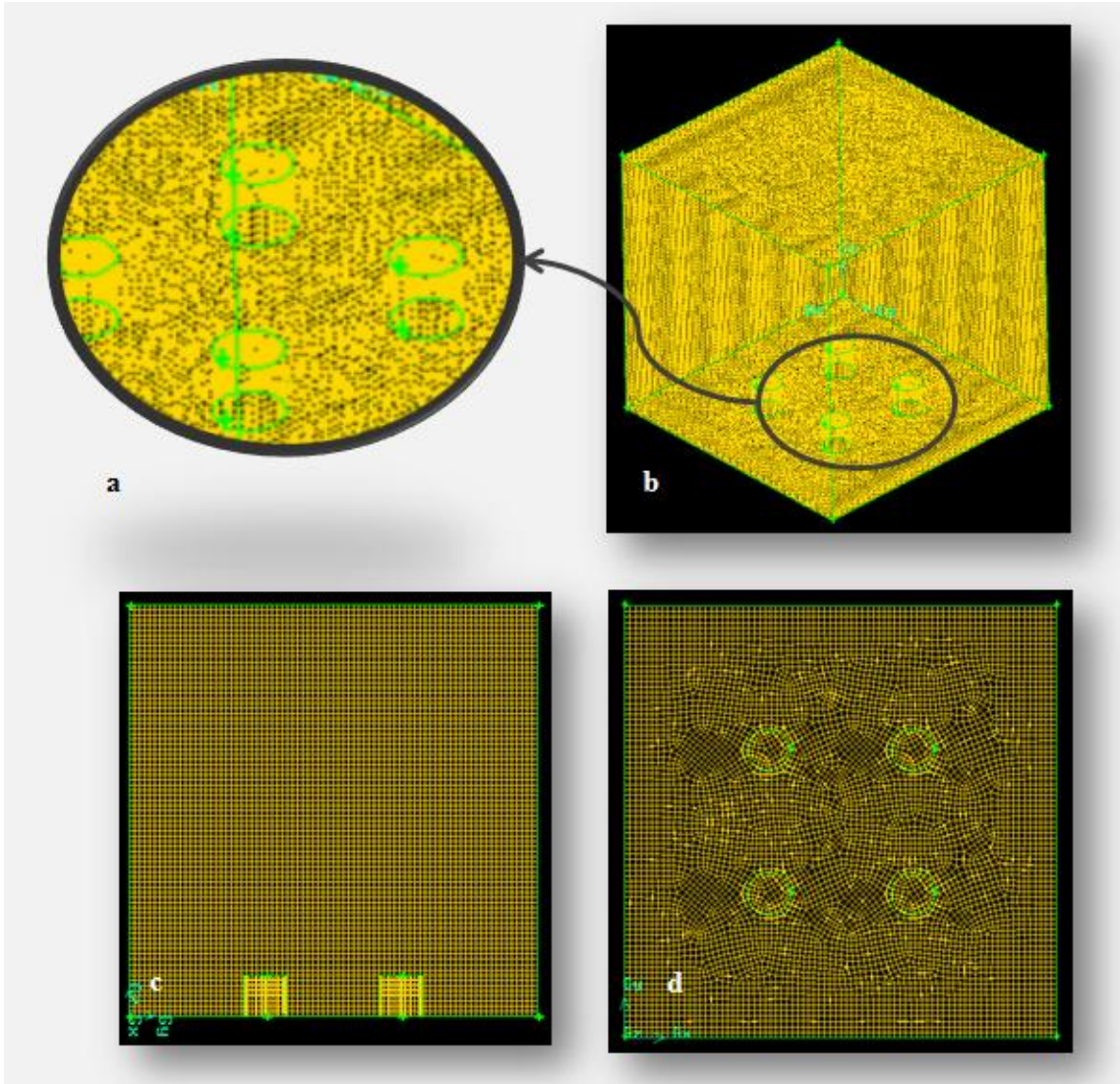
Sayısal çözümlerin ilk adımı olarak modelleme yapılan geometrinin ızgara yapısına karar verilmiştir. İhtiyacın üzerinde, aşırı yoğun bir ağ yapısının bilgisayarda koşturma süresini büyük oranda artıracığı bilinen bir gerçektir. Yapılan simülasyon çalışmalarında yakınsamanın yeterliliği bakımından soğuk yüzey üzerinden ortalanan Nusselt sayısı değerinin değişimini dikkate alan Böcü'nün (2010) yüksek lisans tezi referans alınmıştır. Böcü çalışmasında bir duvarı sıcak, sıcak duvarın karşısındaki duvar soğuk, diğer dört duvarı adyabatik olan üç boyutlu küplerde soğuk duvara göre hesaplanmış ortalama Nusselt değerlerini incelemiştir. Çizelge 2.2'de literatürden bulunan sonuçlar, kanatçıksız durumdaki bir duvarı sıcak, sıcak duvarın karşısındaki duvarı soğuk ve diğer dört duvarı adyabatik olan kübik kutulardaki soğuk duvara göre hesaplanmış ortalama Nusselt değerleri ile karşılaştırılmaları vermiştir. Kanatçıksız küp için uygun ızgaralamada  $80^3$  yoğunluğunda, “Hex/Wedge-Cooper” ızgara yapısı kullanarak çözüm yapılmıştır. Kullanılan tüm denklemler için yakınsama kriteri  $1 \times 10^{-5}$  olarak alınmıştır. Kanatçıksız küp için uyum gösteren ızgara yoğunluğu,

kanatçıklı kare prizma kapalı kutularda da uygulamıştır. Böcü'nün (2010) çalışmasında üç boyutlu kapalı dikdörtgenel sistemlerin laminar doğal taşınım ile ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada; kare prizma ( $H/L=2$ ) ve kübik ( $H/L=1$ ) olarak iki dikdörtgenel kapalı ortam ele alınmıştır. Kapalı ortam, bir yan duvardan ısıtılır ve karşı yan duvardan soğutulurken diğer duvarlar tamamen yalıtılmış durumda ele alınmıştır. Sıcak ve soğuk duvarlar izotermal ve sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Sıcak duvar yüzeyine, kapalı ortamın iç kısmından, farklı dizilimlerde silindirik kanatçıklar yerleştirilmiştir (hizalı-sıralı, çapraz). Elde edilen ortalama Nusselt sayısı önceden yapılan çalışmalardaki değerlerle karşılaştırılması Çizelge 2.2'de verilmiştir. Kanatçiksız küp şeklinde modellenen kapalı kutunun Rayleigh sayısı  $10^3$ ,  $10^4$ ,  $10^5$ ,  $10^6$  ve  $10^7$  için elde edilen Nusselt değerleri literatürdeki çalışmalarla iyi uyum göstermiştir.

Çizelge 2. 2. Tezde modellemede kullanılacak ızgara yapısından elde edilen verilerin, diğer çalışmalarla karşılaştırılması.

Ortalama Nusselt Sayısı															
Ra	Böcü (2010)	Frederick and Moraga (2007)	Ravnik, et al (2008)	Lo, et al (2007)	Tric, et al (2000)	Janssen (1993)	Fikri (1993)	Henkes and Quere (1996)	Haldenwang (1984)	Fusegi et al (1991)	Cuesta (1993)	Mabrouk (1984)	Frederick and Quiroz (2001)	He, et al (2005)	Frederick (2007)
10 <sup>3</sup>	1.0706	1.0712	1.0713	1.0710	1.0700	1.0850				1.0850	1.0520	1.0730		1.0640	1.0712
Hata %		0.0598	0.0654	0.0374	0.0560	1.3450				1.3450	1.7373	0.2242		0.6165	0.0560
10 <sup>4</sup>	2.0575	2.0570	2.0591	2.0537	2.0542	2.1000				2.1000	2.1870	2.0830	2.2000	2.0600	2.0570
Hata %		0.0228	0.0778	0.1847	0.1604	2.0656				2.0656	6.2940	1.2394	6.9259	0.1215	0.0243
10 <sup>5</sup>	4.3613	4.3534	4.3570	4.3329	4.3370	4.3610	4.3370	4.3090	4.3610	4.5120	4.4520	4.5000	4.4000	4.3534	
Hata %		0.1811	0.0986	0.6512	0.5572	0.0069	0.5572	1.1992	0.0069	3.4554	2.0797	3.1802	0.8874	0.1811	
10 <sup>6</sup>	8.7977	8.7400			8.6407	8.7700	8.6390	8.7700	8.6100	8.0200	8.8460	9.2150	9.0000	8.9120	8.7400
Hata %		0.6555			1.7846	0.3149	1.8039	0.3149	2.1335	8.8398	0.5490	4.7433	2.2995	1.2992	0.6559
10 <sup>7</sup>	17.2670				16.3427			16.3170	16.2000	15.3530					
Hata %					5.3530			5.5018	6.1794	11.0847					

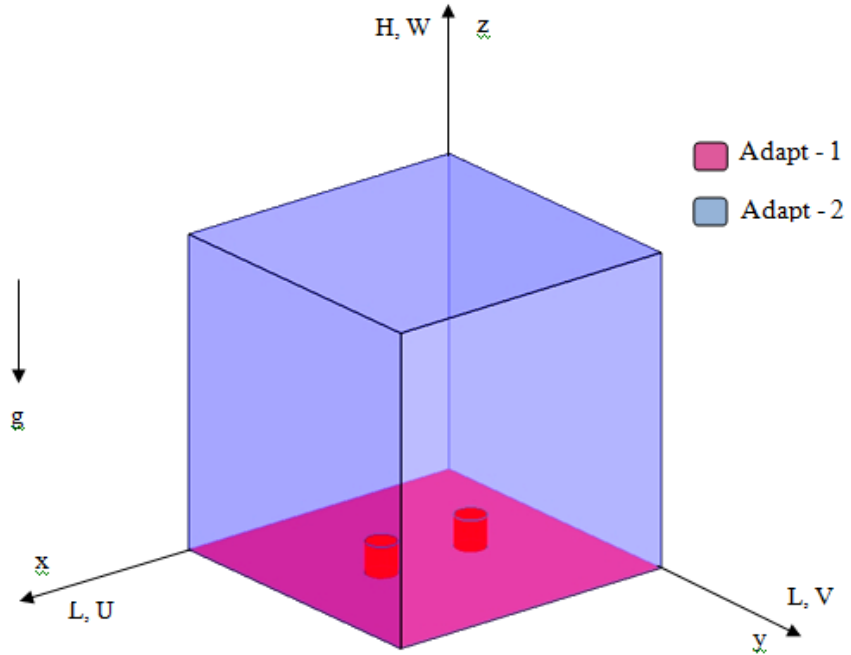
Böcü'nün (2010) çalışmasında seçmiş olduğu ızgaralama tipi referans olarak alınmıştır. Bu çalışmada da “Hex/Wedge-Cooper” ızgara yapısı kullanarak çözüm yapılmıştır. Kullanılan tüm denklemler için yakınsama kriteri  $1 \times 10^{-5}$  olarak alınmıştır. Tipik hücre yapısı Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2. 2. Tipik hücre yapısının görünümü: a) kanatçıkların yakından görünüşü, b) izometrik görünüş, c) önden görünüş, d) üstten görünüş.

Çalışmadaki soğuk duvarlara göre ortalama Nusselt sayılarının hassasiyetini artırmak için iki kere adaptasyon işlemi yapılmıştır. Birinci adaptasyon da sıcak duvar,

yan ve ön kanat duvarlardaki ızgara sayıları, ikinci adaptasyonda ise soğuk duvarlardaki ızgara sayısı 1 kez artırılmıştır. (Boundary Adaption, Cell Distance) Adaptasyon yapılmış bölgelerin gösterimi Şekil 2.3’de verilmiştir.



Şekil 2. 3. Adaptasyon yapılmış bölgelerin gösterimi.

Hacim ızgara yapısı adaptasyonsuz durumda yaklaşık nodes sayısı yaklaşık 600.000 iken, ikinci adaptasyon sonunda nodes sayısı 950.000 civarındadır.



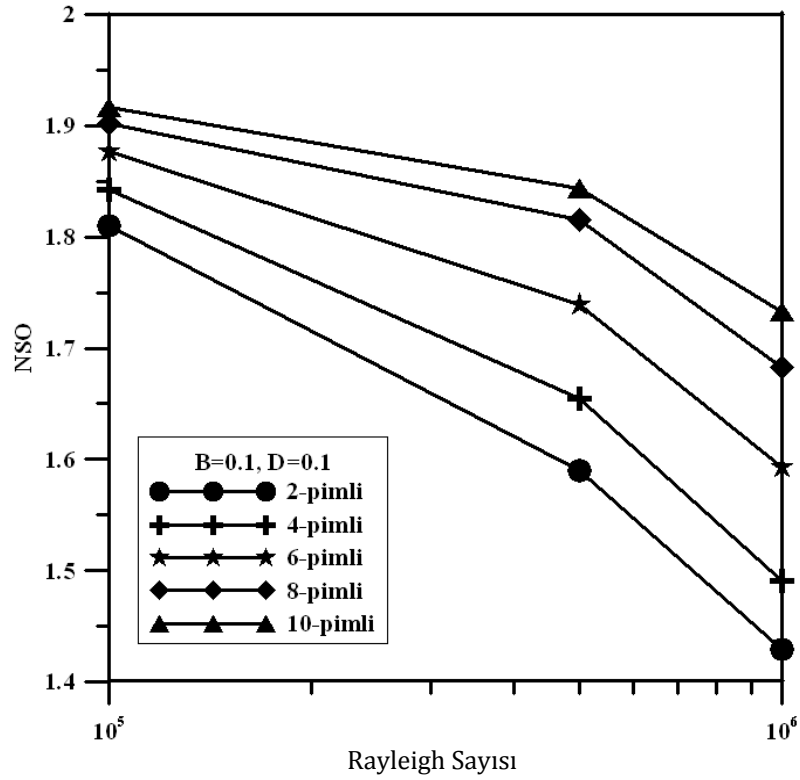
### 3. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Kanatçıkların sayı ve boyutlarının ısı transferi oranı üzerine etkilerini incelemek için, soğuk duvarlar üzerinden ortalananmış ortalama Nusselt sayısının, kanatçiksız kapalı kutularda elde edilen Nusselt sayısı ile kıyaslamaları yapılmıştır. Nusselt sayısı oranı (NSO) Denklem (6) ile verilen bağıntı ile tanımlanmıştır. Bu eşitlikten  $NSO > 1$  durumunda ısı transferinin kanatçıkların ilavesi dolayısıyla arttığı,  $NSO < 1$  durumunda ise ısı transferinin kanatçık ilavesine rağmen azaldığı anlaşılmaktadır.

$$NSO = \overline{Nu}|_{pimli} / \overline{Nu}|_{pimsiz} \quad (6)$$

#### 3.1. Kanatçık Sayısının Etkisi

Eş-sıralı olarak dizilen  $B=0.1$  ve  $D=0.1$  kanatçıklar içeren kübik kutularda kanatçık sayısı ve Rayleigh sayısına göre ısı geçişinin NSO ile değişimi Şekil 3.1'de verilmiştir.

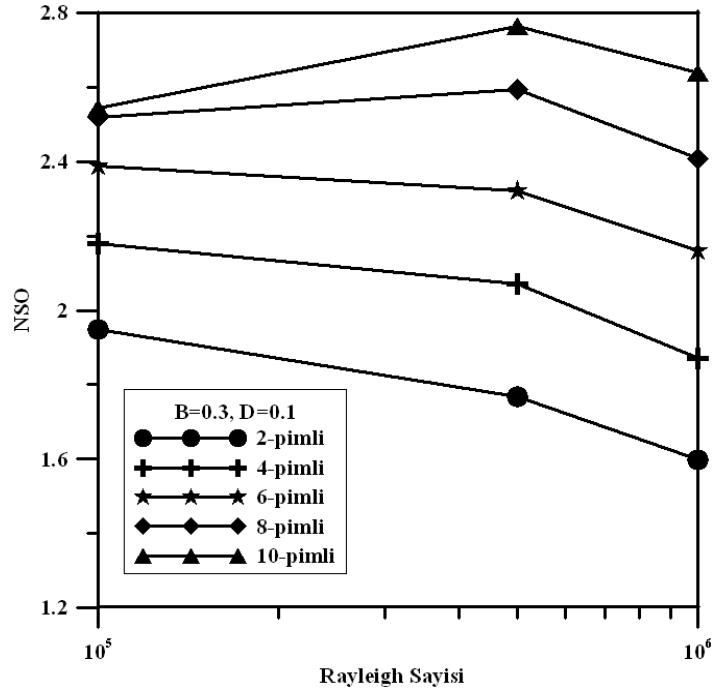


Şekil 3. 1. Kübik kutularda  $B=0.1$  ve  $D=0.1$  eş-sıralı dizimli kanatçıklar için Rayleigh ve kanatçık sayısının NSO üzerine etkisi.

Çalışmada 5 farklı kanatçık sayısı ele alınmış ve kanatçıklar hizalı sıralı olarak konumlandırılmıştır. Kanatçık sayısı arttıkça, Nusselt sayısında artış gözlenmiştir. Bu sürpriz bir durum değildir. Artan yüzey alanı ile Nusselt sayısı da artmıştır. Rayleigh sayısının küçük olduğu değerlerde kanatçık sayısının artmasıyla NSO değerindeki değişim, Rayleigh sayısının büyük olduğu değerlerde kanatçık sayısının artmasıyla NSO değerindeki değişiminden daha az olduğu gözlenmektedir. Yani Rayleigh sayısının büyük olduğu değerlerde kanatçık sayısının önemi artmaktadır. Rayleigh sayısı  $10^5$  olduğunda, 2 kanatçıklı kapalı kutulun NSO değeri 10 kanatçıklıya göre % 5 azken, Rayleigh sayısı  $10^6$  olduğunda, 10 kanatçıklı kapalı kutulun NSO değeri 2 kanatçıklıya göre % 21 daha fazla çıktığı gözlenmiştir. Bunun sebebi olarak artan Rayleigh sayısı ile hava akışının daha yüksek olması gösterilebilir. Yani kanatçık sayısının artmasıyla NSO değerindeki artış sadece sıcak yüzey alanının artmasından

kaynaklanmamaktadır. Kanatçıklar etrafındaki hava akışı da ısı geçişinin artmasında önemli rol oynamaktadır.

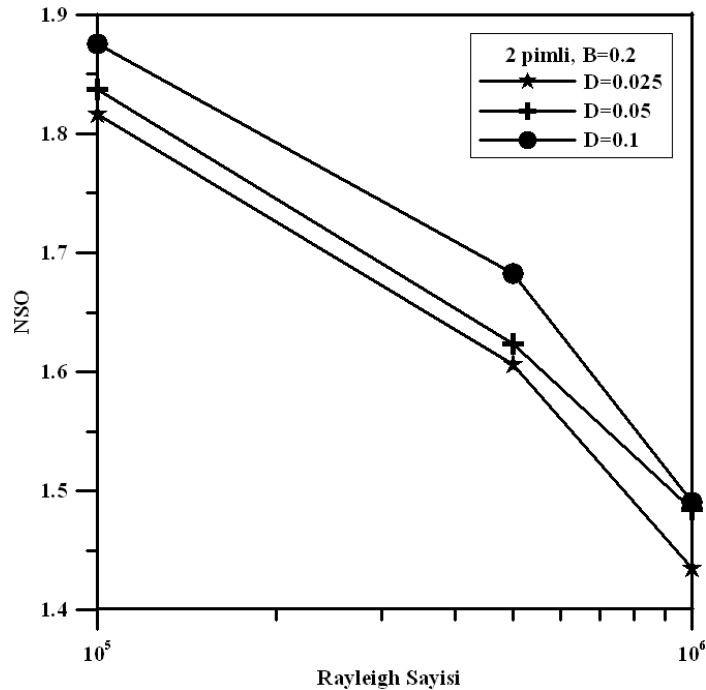
Şekil 3.2’de kübik kutularda  $B=0.3$  ve  $D=0.1$  değerlerindeki kanatçıklar için Rayleigh sayısının kanatçıklı durumdaki ısı geçişinin, kanatçiksız durumdaki ısı geçişine kıyaslaması verilmiştir. 2, 4 ve 6 kanatçıklı kapalı kutularda Rayleigh sayısı arttıkça, NSO değerinin azaldığı görülmüştür. Fakat kanatçık sayısının büyük olduğu değerlerde (8 ve 10 kanatçıklı) ise Rayleigh sayısının artmasıyla NSO değeri artmış,  $Ra > 5 \times 10^5$  olduğu durumda ise Rayleigh sayısının artmasıyla NSO değerinde düşüş olmuştur. Bu şekilde de, önceki şekilde olduğu gibi kanatçık sayısının artmasıyla Nusselt sayısında artış olmuştur.



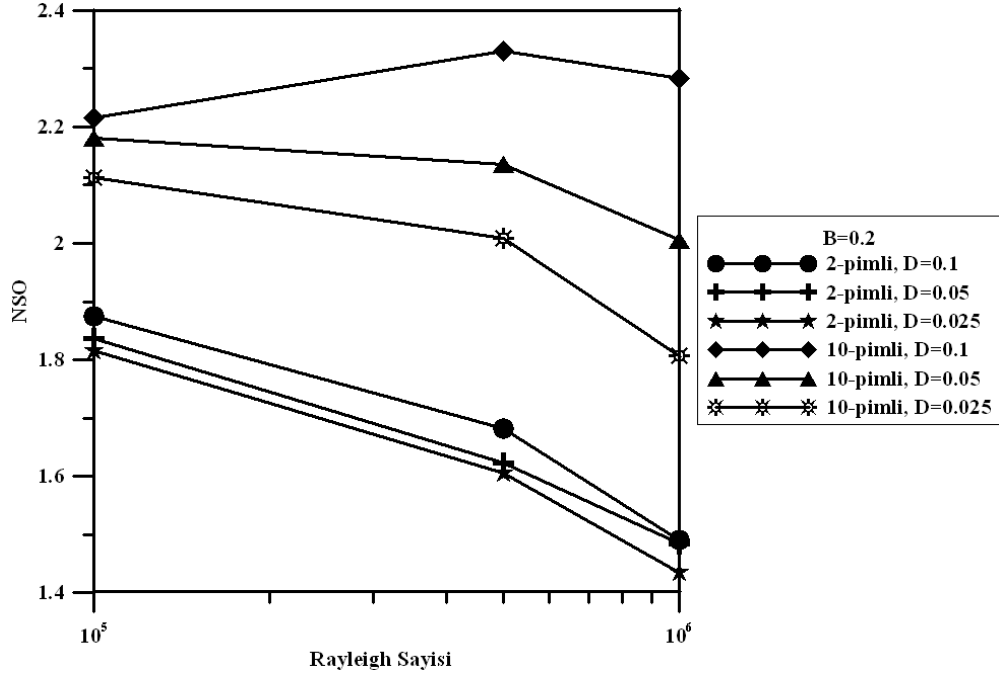
Şekil 3. 2. Kübik kutularda  $B=0.3$  ve  $D=0.1$  kanatçıklar için Rayleigh sayısının NSO üzerine etkisi.

### 3.2. Kanatçık Çapı Etkisi

Şekil 3.3’de boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.2 olan 2 kanatçıklı kübik kutularda, Rayleigh sayısı ve boyutsuz kanatçık çapının Nusselt sayısı oranı üzerine değişimi verilmiştir. Üç farklı Rayleigh Sayısı ( $Ra = 10^5$ ,  $5 \times 10^5$  ve  $10^6$ ) ve üç farklı boyutsuz kanatçık çapı ( $D = 0.1$ ,  $0.05$  ve  $0.025$ ) değerleri ele alınmıştır. Rayleigh sayısı arttıkça NSO’nun düştüğü gözlenmiştir. Bu düşüş hemen hemen doğrusala yakındır. Buradaki düşüşün NSO değeri olduğuna dikkat çekilmelidir. Nusselt sayısı oranı, kanatçıklı durumdaki Nusselt sayısı değerinin kanatçıksız durumdaki Nusselt sayısı değerine olduğu hatırlanırsa, Rayleigh sayısı değerinin artmasıyla kanatçıksız durumdaki Nusselt sayısı artış oranı kanatçıklı durumdaki Nusselt sayısının artış oranından fazla olduğu için NSO azalan eğilim göstermiştir. Çünkü Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt Sayısı artmıştır. Ayrıca boyutsuz kanatçık çapı arttıkça, NSO değerinin arttığı gözlenmiştir. Rayleigh sayısı artarken NSO’daki azalış, ısıtılmış yüzey alanındaki ısı kayıplarındaki düşüş nedeniyle meydana gelmektedir.



Şekil 3. 3. B=0.2 olan 2 kanatçıklı kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve boyutsuz kanatçık çapının Nusselt sayısı üzerine etkisi.



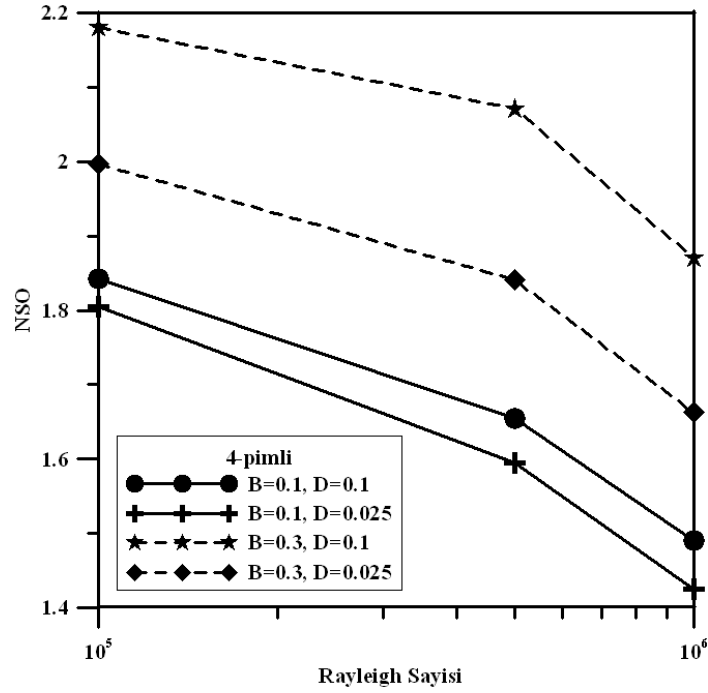
Şekil 3. 4.  $B=0.2$  olan 2 ve 10 kanatçıklı kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve boyutsuz kanatçık çapının Nusselt sayısı üzerine etkisi.

Boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.2 olan 2 ve 10 kanatçıklı kapalı kutularda, Rayleigh sayısı ve kanatçık çapının NSO üzerine etkisi Şekil 3.4'te verilmiştir. Kanatçık sayısının artmasıyla, kanatlı durumdaki ısı geçişinin kanatsız durumdaki ısı geçişine oranı (NSO) artmıştır. 2 kanatçıklı kapalı kutuların 10 kanatçıklı kapalı kutulara göre  $Ra = 10^5$  iken NSO artışı % 16.5-19,  $Ra = 5 \times 10^5$  iken NSO artışı % 25-38,  $Ra = 10^6$  iken NSO artışı % 25-53 aralığında değişim göstermektedir. Yüksek Rayleigh Sayısında hava akışı fazla olduğu için 10 kanatçıklı de artan yüzey alanı ile ısı geçişinde artış maksimum olmaktadır.

### 3.3. Kanatçık Boyu Etkisi

Boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.1 ve 0.3 olan 4-kanatçıklı kapalı kutularda NSO değişimi Şekil 3.5'de ele alınmıştır. Boyutsuz kanatçık uzunluğu arttıkça, NSO oranı artmıştır. Büyük çaplı kanatçıklarda, boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.3 olan kanatçıkların

boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.1 olan kapalı kutulara göre NSO değeri % 18-25 arasında daha büyük olduğu; küçük çaplı kanatçıklarda ise, boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.3 olan kanatçıkların boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.1 olan kapalı kutulara göre NSO değeri % 10-16 arasında daha büyük olduğu gözlenmiştir.

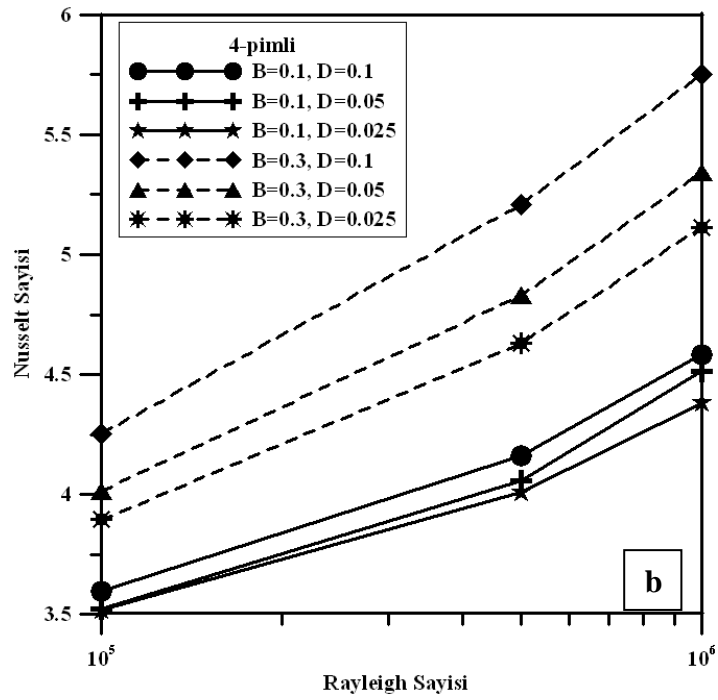
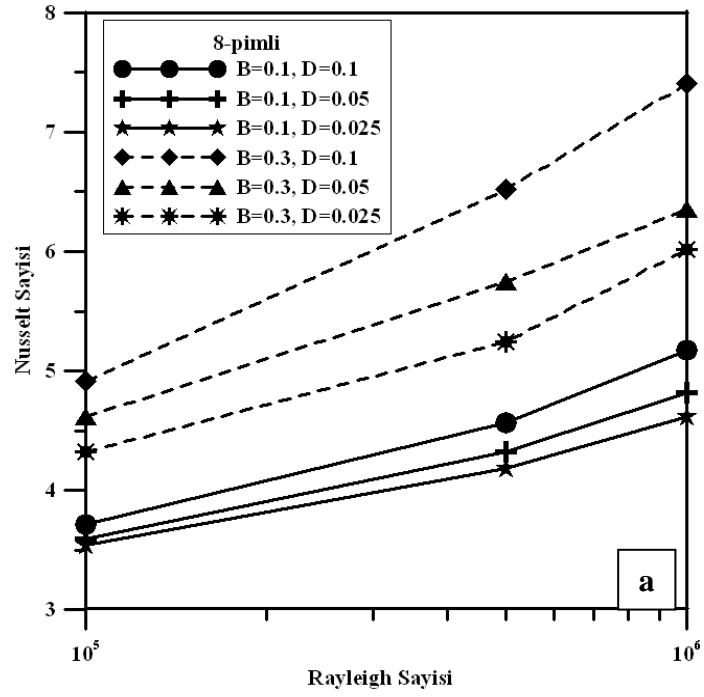


Şekil 3. 5. 4-kanatçıklı kapalı kutularda boyutsuz kanatçık uzunluğu ile NSO ilişkisi.

### 3.4. Nusselt Sayısındaki Değişim

Şekil 3.6'da 4 ve 8 kanatçıklı kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve kanatçık boyutlarının Nusselt sayısı üzerine etkileri verilmiştir. Diğer şekillerde Nusselt sayısı Oranı değişimi verilmişken, bu şekilde ise Nusselt sayısı değişimi verilmektedir. Rayleigh sayısının artması ile Nusselt sayısında artış gözlenmektedir. Kanatçık uzunluğunun değişimi Nusselt sayısını etkilediği gözlenmiştir. Fakat kanatçık boyunun  $B=0.1$  olduğu değerlerde, kanatçık çapının değişimi ile Nusselt sayısının çok değişmediği 4 ve 8 kanatçıklı kapalı kutularda görülmektedir. Genel olarak kanatçık boyunun küçük olduğu değerlerde kanatçık çapının ısı geçişine etkisi çok az olduğu söylenebilir. Kanatçık boyunun uzun olduğu değerlerde ise, kanatçık çapının değişimi ile geçen ısı

miktarı çapın boyutu ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.3 olan iki farklı kanatçık çapı için; kanatçık çapının 0.1 olduğu durumdaki ısı geçişinin kanatçık çapının 0.025 olduğu duruma göre ısı geçişi % 8-11 arasında arttığı gözlenmektedir. Boyutsuz kanatçık uzunluğu 0.1 olduğu durumda ise iki farklı kanatçık çapı için; kanatçık çapının 0.1 olduğu durumdaki ısı geçişinin kanatçık çapının 0.025 olduğu duruma göre ısı geçişi % 2-4,5 arasında değiştiği gözlenmektedir.

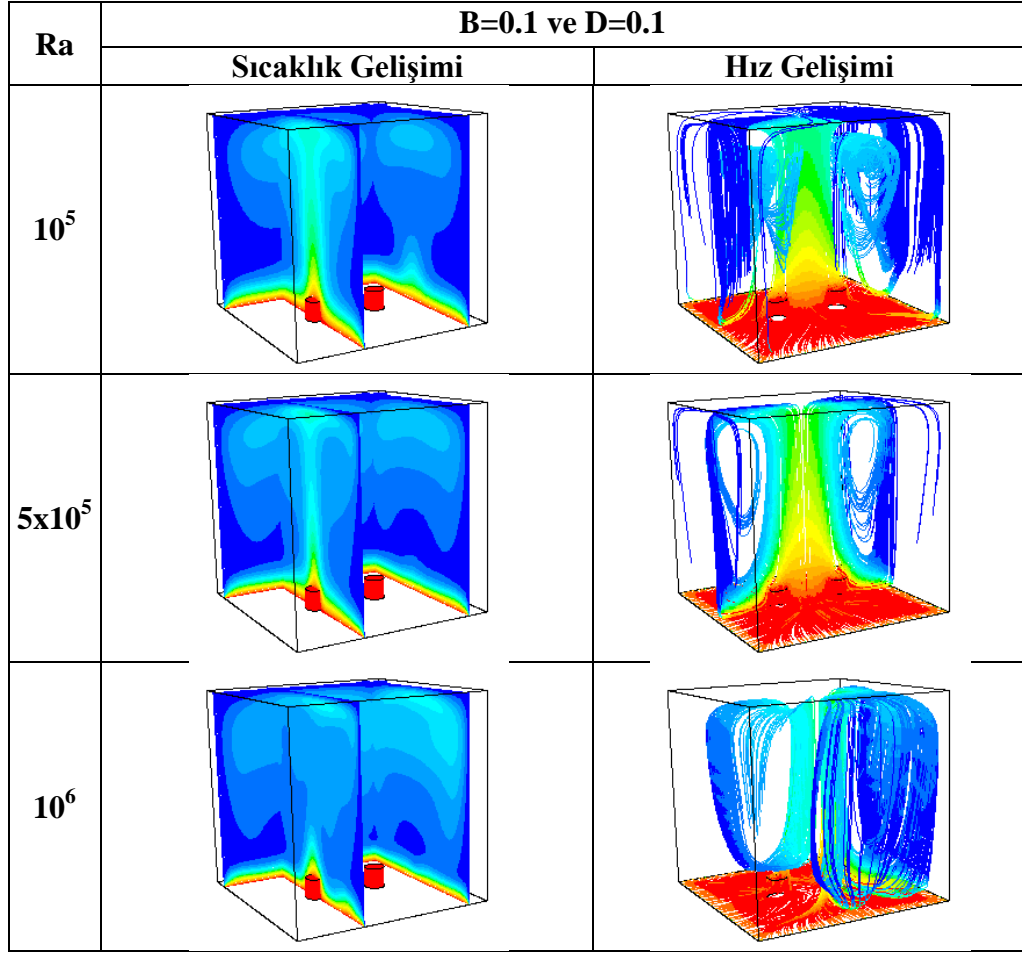


Şekil 3. 6. Kapalı kutularda Rayleigh sayısı ve kanatçık boyutlarının Nusselt sayısı üzerine etkisi a) 8-kanatçıklı, b) 4-kanatçıklı.



### 3.5. Sıcaklık ve Hız Dağılımı

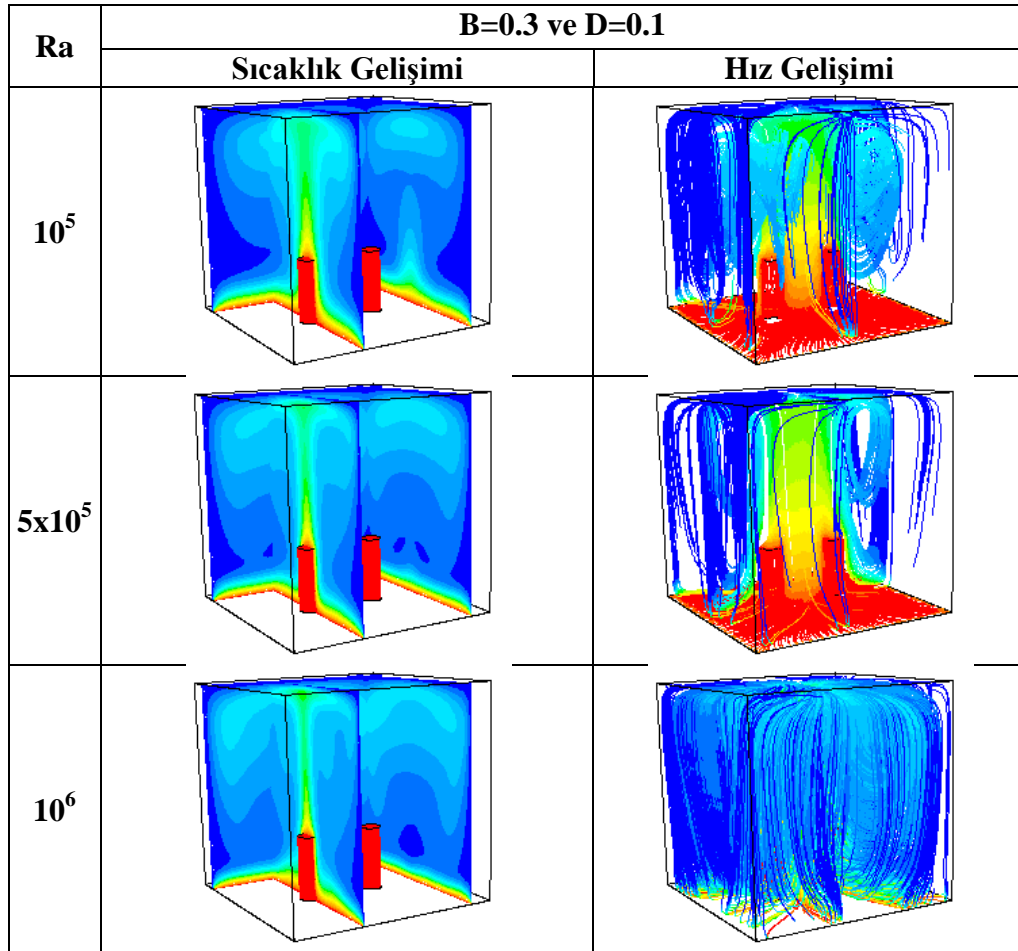
Şekil 3.7’de  $B=0.1$  ve  $D=0.1$  için 2-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesi olarak verilmiştir. Isınan hava yoğunluğu azaldığı için yükselmektedir ve düşük Rayleigh sayısı için kanatçıkların etrafında geniş bir alandaki havanın ısındığı gözlenmektedir. Bir başka deyişle Rayleigh sayısının küçük olduğu durumlarda kanatçık etrafında daha az bir soğuma meydana gelmektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla bu alan daralmakta kanatçıkların etrafındaki sıcaklık gradyanı artmaktadır. Bunun da anlamı ısı geçişinin artmasıdır. Düşük Rayleigh sayısı için hava akışı, sıcak alt duvardan soğuk yan duvarlarını takip ederek soğuk üst duvara, kübik kutunun içinde 2 adet olacak şekilde yaklaşık olarak karesel bir hava akımı gözlenirken, hava akımının en yoğun gözleendiği kısımlar kanatçıkların her iki yanından yükselen havadan kaynaklanmaktadır. Rayleigh sayısının artmasıyla akışın izlediği karesel yol bozulmaya başlamaktadır.



Şekil 3. 7. 2-kanatçıklı (B=0.1, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1, ve X=0.666 düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

Şekil 3.8'de B=0.3 ve D=0.1 için 2 kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesi olarak verilmiştir. X=0.6666 kanatçık çapının ortasından kesildiği düzlemdir. Böylece kanatçıkların etrafındaki sıcaklık değişimleri açıklanmaktadır. B=0.1 durumundaki hız gelişimine oranla B=0.3 durumunda daha şiddetli hava akışı elde edilmiştir. Hava akışının izlediği yol takip edilirse, hava sıcak alt duvardan soğuk yan duvarları çevreleyecek şekilde yükselmiştir. Soğuk üst duvara gelen hava karesel yol izleyerek, soğuk duvara gelmiş ve soğuk duvar sıcaklığını

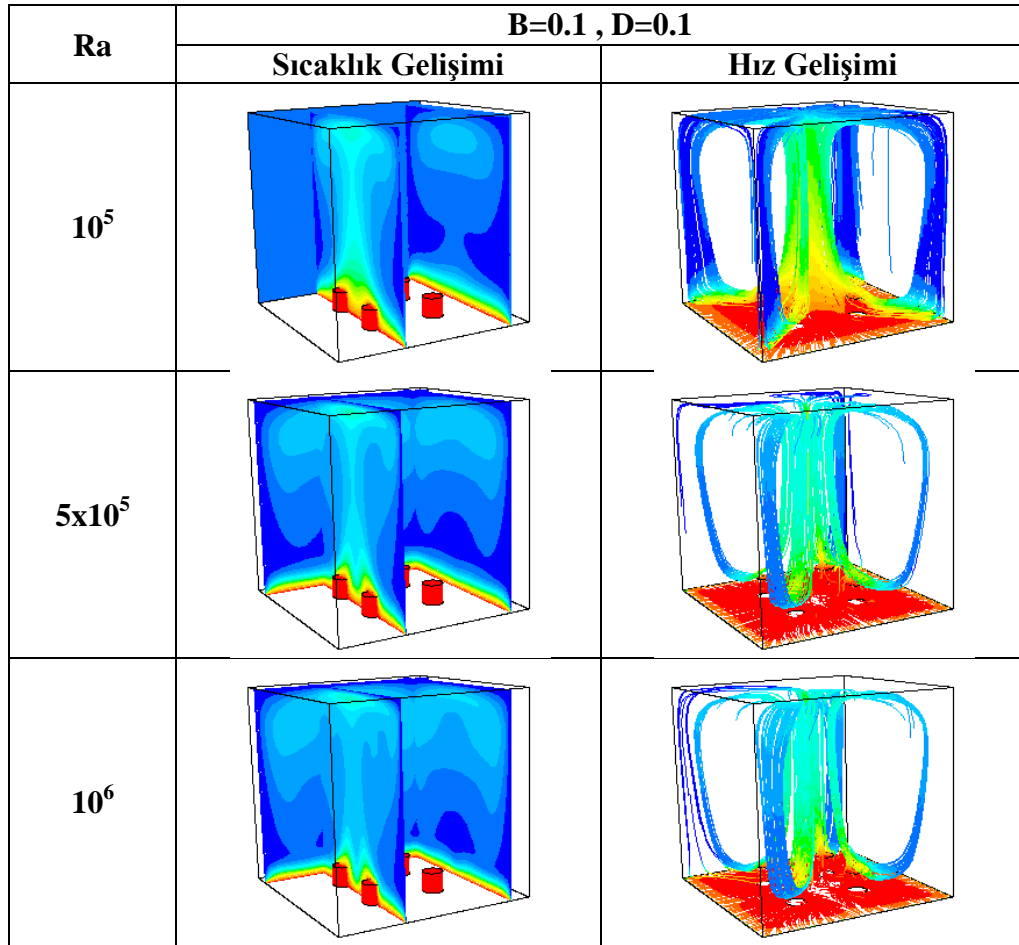
almıştır. Üst soğuk duvardan gelen hava sıcak duvara yaklaştıkça tekrar ısınmaya başlamıştır. Rayleigh sayısı arttıkça akışkanın izlediği yol karmaşıklığı artmıştır.



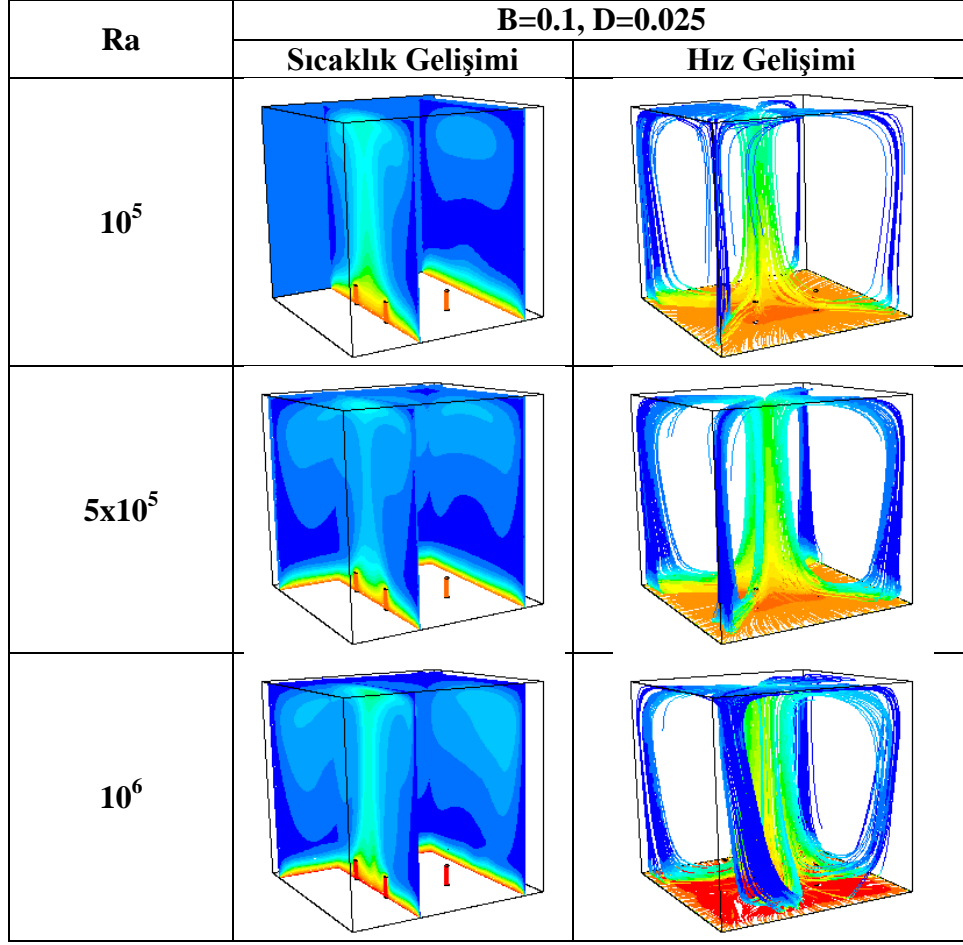
Şekil 3. 8. 2-kanatçıklı (B=0.3, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1, ve X=0.6666 düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

Şekil 3.9’da B=0.1, D=0.1 ve Şekil 3.10’da B=0.1, D=0.025 4-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesi olarak verilmiştir. Bu durumda boyutsuz uzunluğu aynı olan, boyutsuz kanatçık çapının değişikliği ile sıcaklık dağılımı üzerine etkisini incelenmesine olanak sağlanmıştır. Boyutsuz kanatçık çapının artmasıyla Nusselt sayısında artış sebebiyle, çapın büyük olduğu değerlerde, X=0.6666

düzleminden kesilen kanatçık kesiti etrafında, ısının çapın küçük olduğu duruma göre daha çok yayıldığı anlaşılmaktadır. Çapın küçük olduğu değerlerde sıcaklık gradyanı düşük olduğu için kanatçık etrafından sıcaklık, çapın büyük olduğu durumlara göre daha az yayılır.

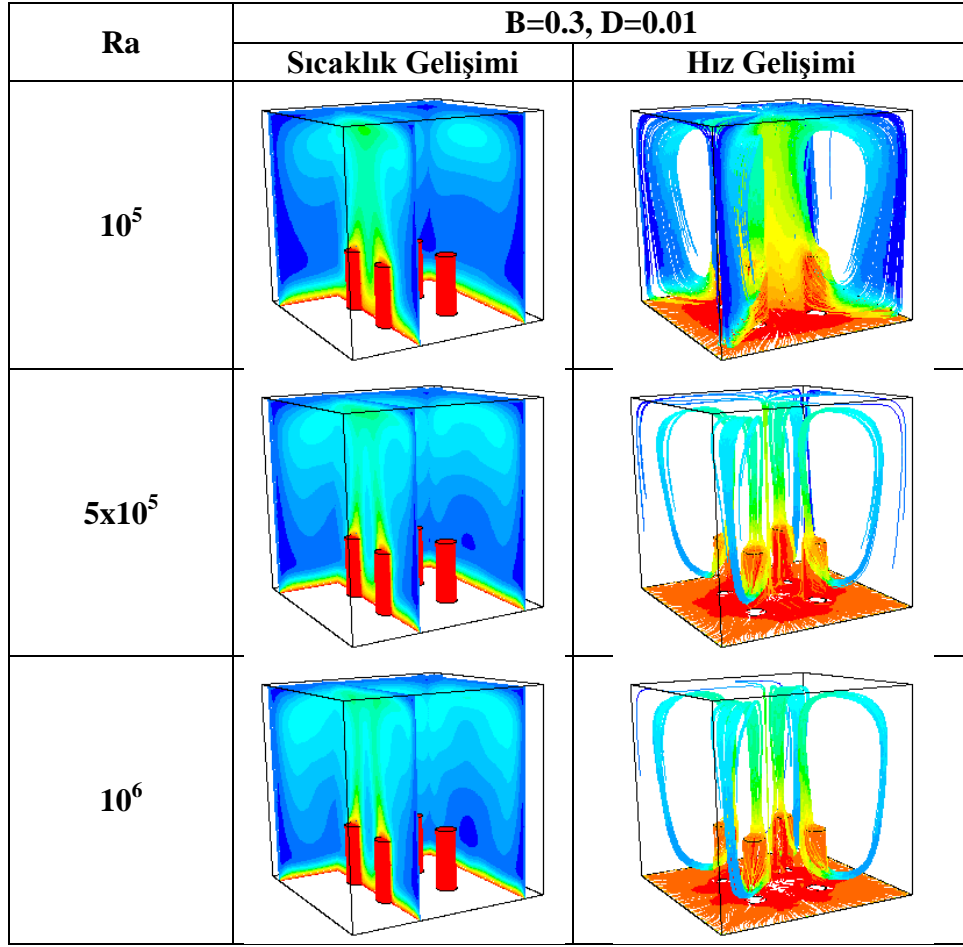


Şekil 3. 9. 4-kanatçıklı (B=0.1, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1, ve X=0.6666 düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

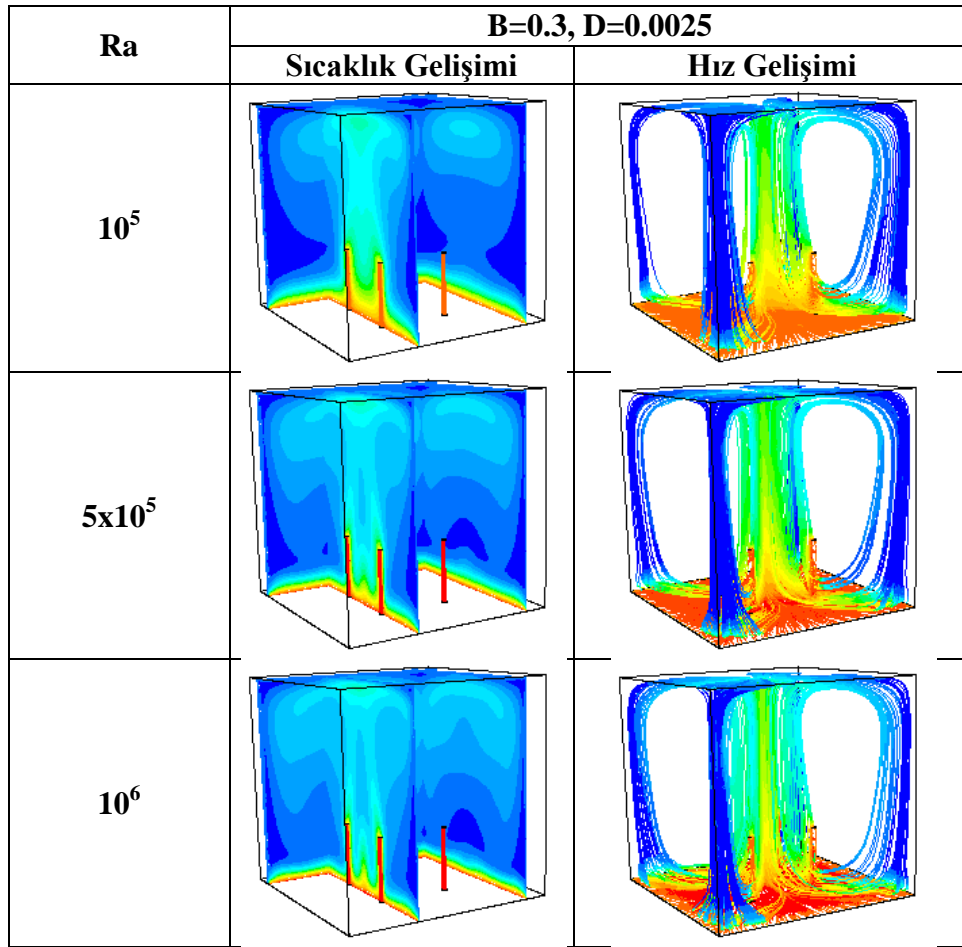


Şekil 3. 10. 4-kanatçıklı ( $B=0.1$ ,  $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ ,  $X=0.1$ , ve  $X=0.6666$  düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

Şekil 3.11’de  $B=0.3$ ,  $D=0.1$  ve Şekil 3.12’de  $B=0.3$ ,  $D=0.025$  4-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesi olarak verilmiştir. Bu durumda,  $B=0.1$ ,  $D=0.1$  ve  $B=0.1$ ,  $D=0.025$  4-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesindeki kanatçık çapına bağlı sonuçların hemen hemen aynısının elde edildiği tespit edilmiştir.

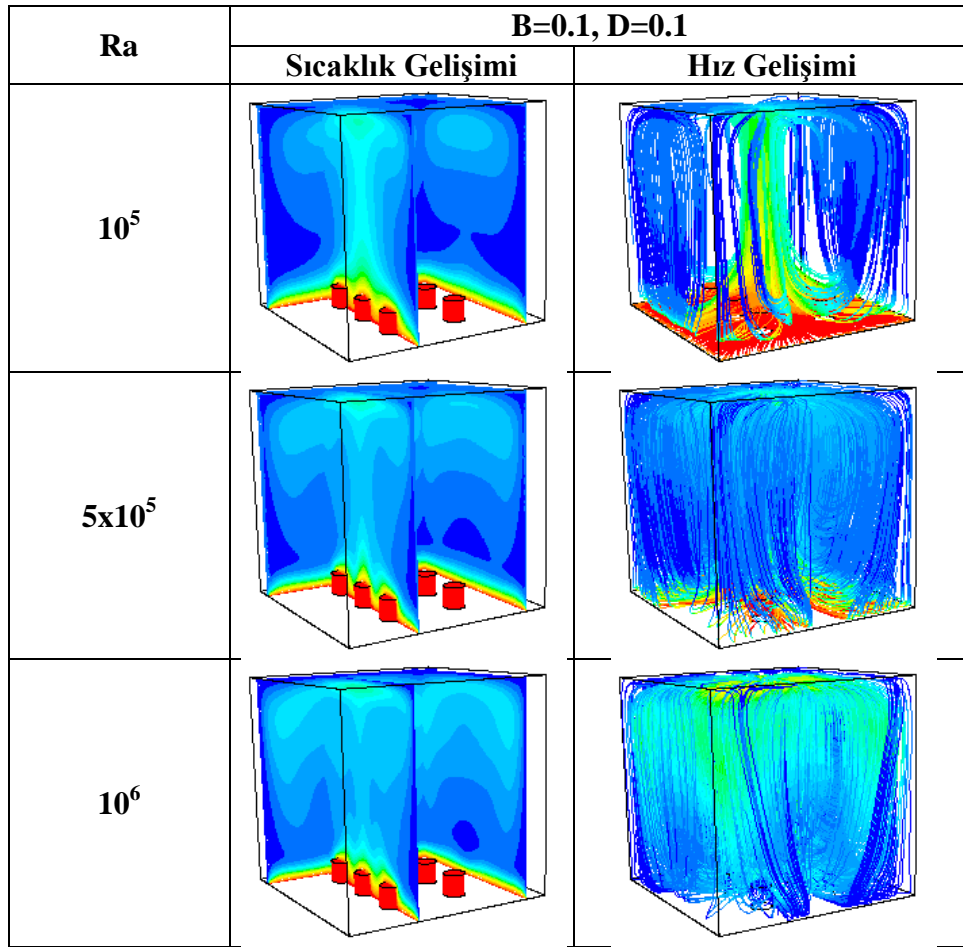


Şekil 3. 11. 4-kanatçıklı ( $B=0.3$ ,  $D=0.1$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ ,  $X=0.1$ , ve  $X=0.6666$  düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)



Şekil 3. 12. 4-kanatçıklı ( $B=0.3$ ,  $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi ( $Y=0.1$ ,  $X=0.1$  ve  $X=0.6666$  düzlemleri için, hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

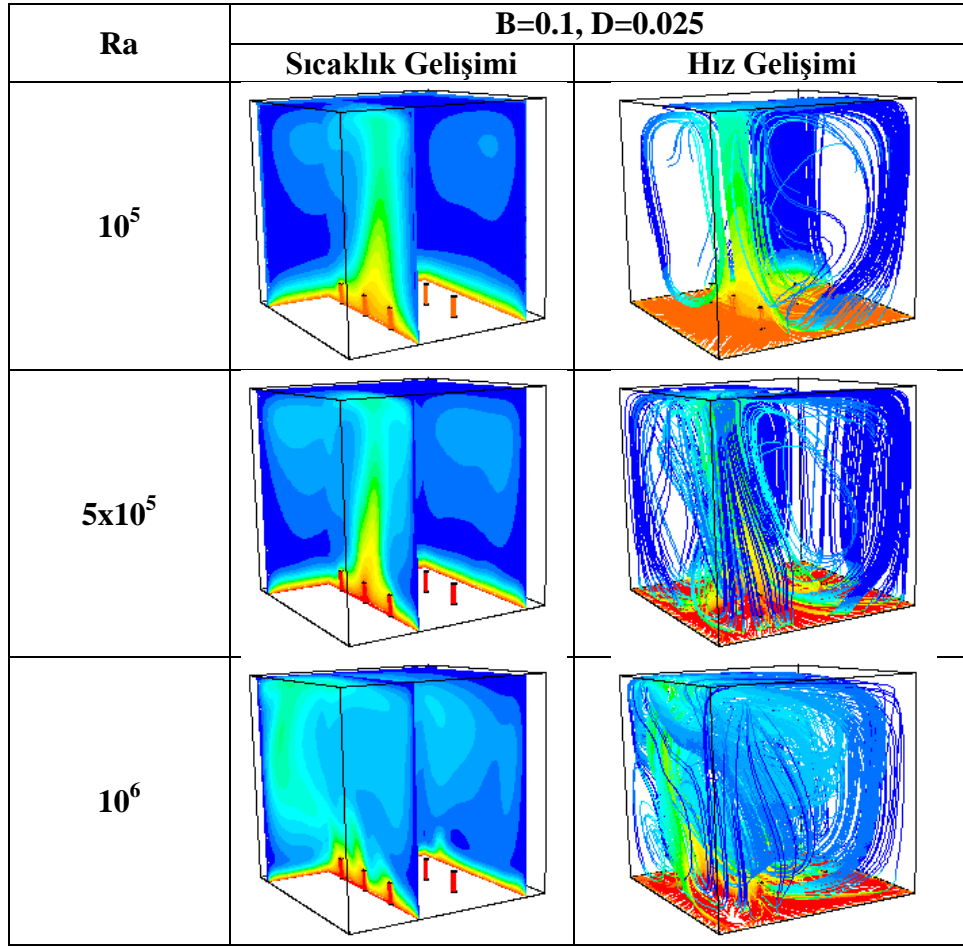
Şekil 3.13'de  $Ra=10^5$ ,  $5 \times 10^5$  ve  $10^6$  için, 6 kanatçıklı hizalı sıralı dizilimli kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ve hız gelişimi akım yörüngesi verilmiştir.  $X=0.6666$  düzlemi, kanatçık çapının ortasından kesildiği düzlemdir, bu şekilde kanatçıkların etrafındaki sıcaklık değişimleri açıklanmaktadır. Rayleigh sayısının artmasıyla, akış şiddeti artmaktadır.



Şekil 3. 13. 6-kanatçıklı (B=0.1, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

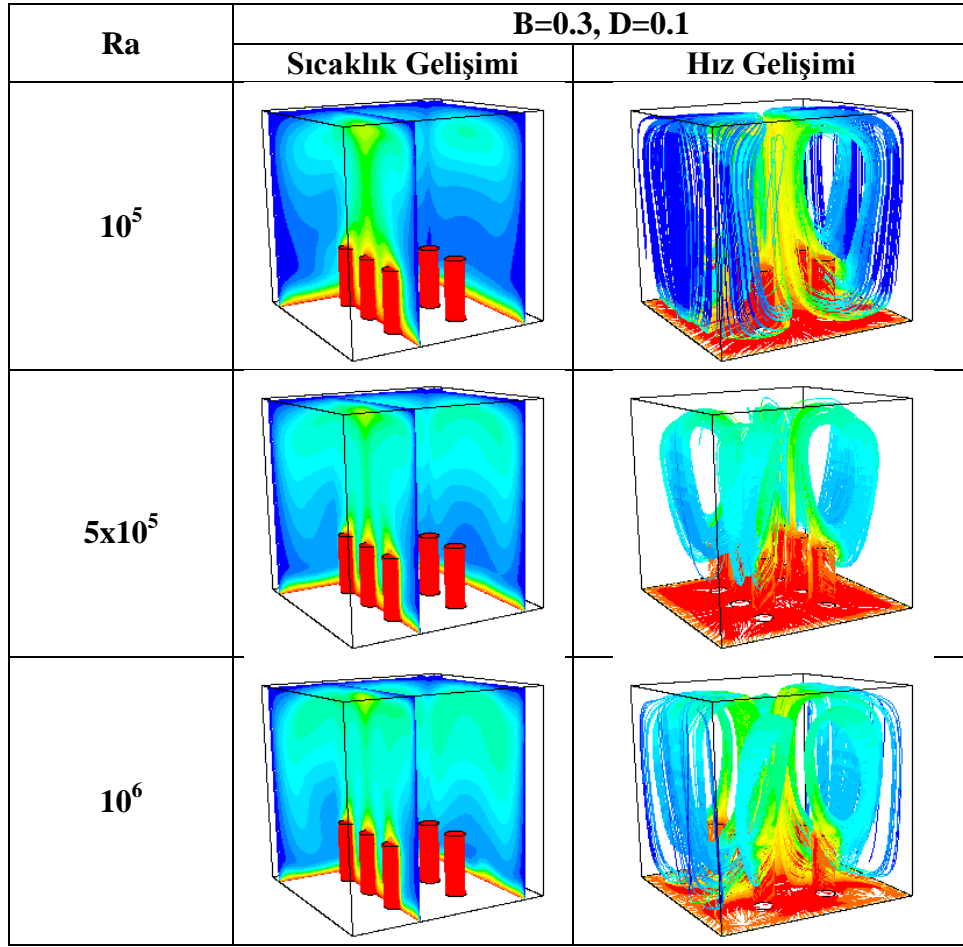
Şekil 3.14'de  $Ra=10^5$ ,  $5 \times 10^5$  ve  $10^6$  için, 6 kanatçıklı hizalı sıralı dizilimli kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ve hız gelişimi akım yörüngesi verilmiştir. Bu durumda, B=0.1, D=0.1 6-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesindeki Rayleigh sayısına bağlı sonuçların hemen hemen aynısının elde edildiği tespit edilmiştir. Rayleigh sayısının büyük olduğu durumlarda hava akışının daha yüksek olmasından dolayı ısı geçişi Rayleigh sayısının küçük olduğu durumlara göre daha fazladır.





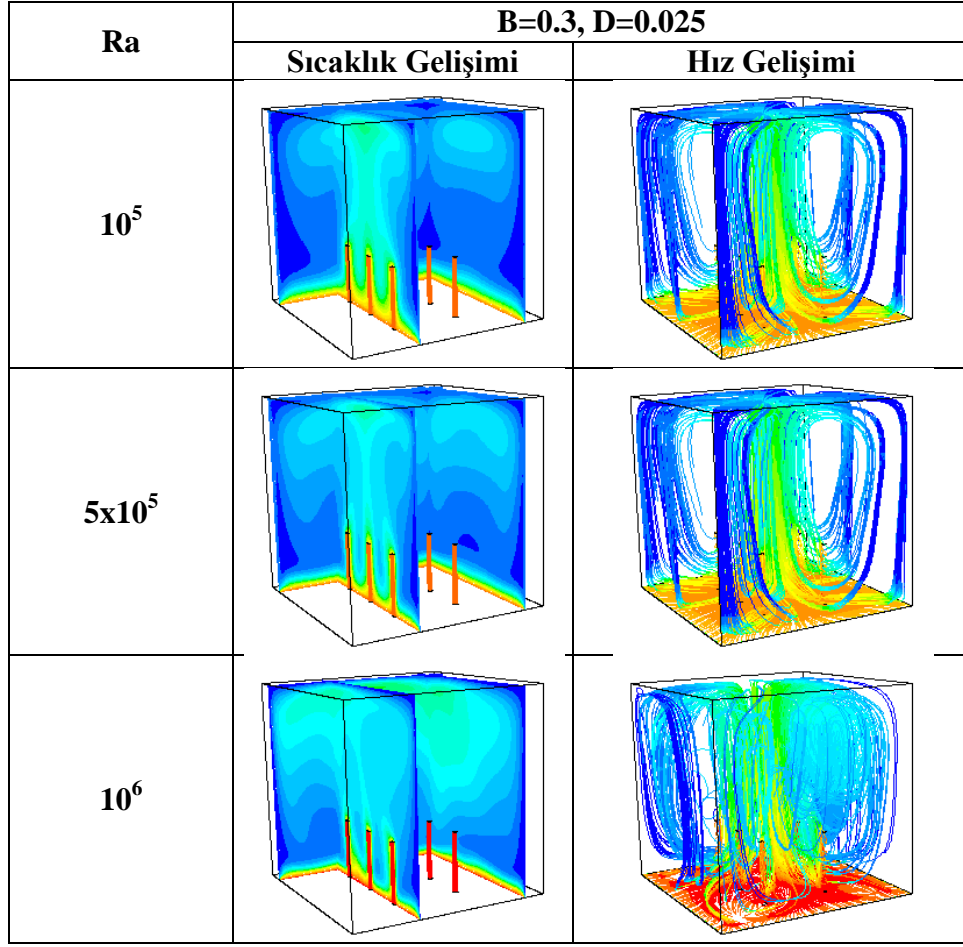
Şekil 3. 14. 6-kanatçıklı ( $B=0.1$ ,  $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

6 kanatçıklı ( $B=0.3$ ,  $D=0.1$ ) kübik kutularda hizalı sıralı dizilim için sıcaklık dağılımı Şekil 3.15'de verilmiştir. Kanatçık uzunluğu arttıkça kanatçığın çapının ortasından kesit alınan düzlem üzerinde sıcaklığın daha çok arttığı (Bkz. Şekil 3.15) görülmektedir. Ayrıca düşük Rayleigh sayılarında da kanatçıkların etrafındaki geniş bir alandaki havanın ısındığı gözlenmektedir.



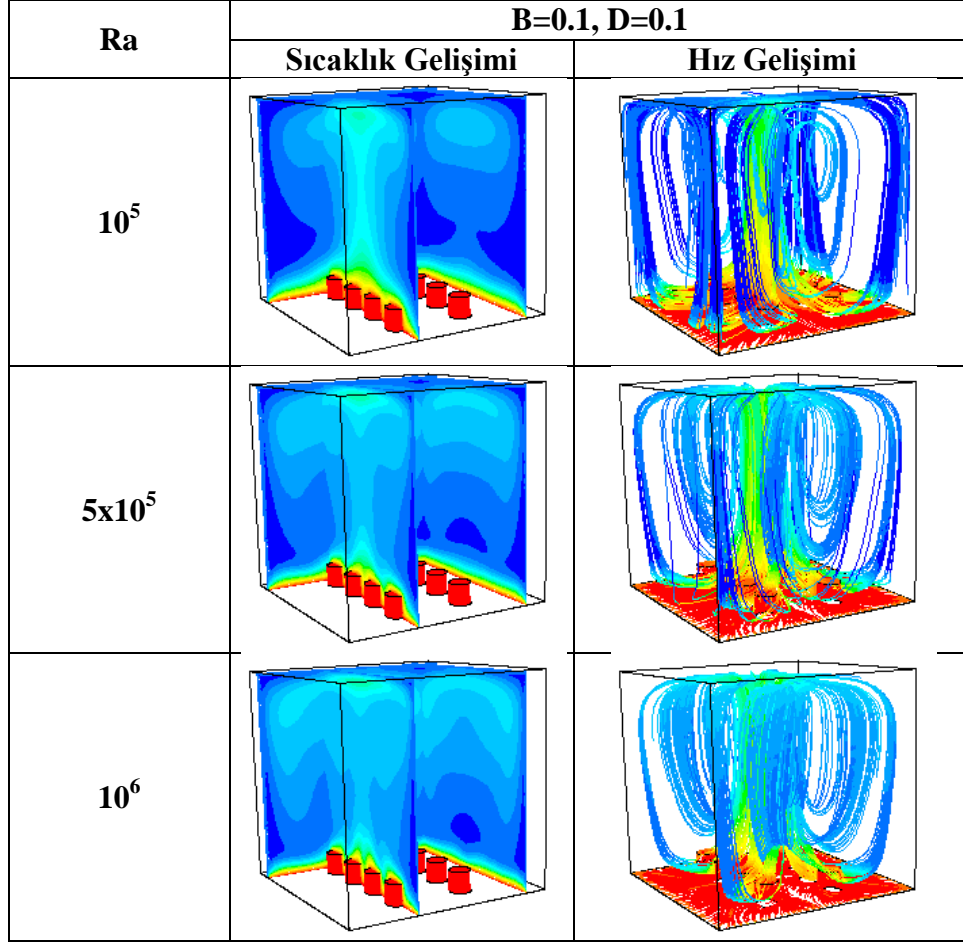
Şekil 3. 15. 6-kanatçıklı (B=0.3, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1 ve X=0.6666, düzlemleri için)

Şekil 3.16'da B=0.3 ve D=0.025 için 6 kanatçıklı kübik kutulardaki hız gelişimi akım yörüngesi olarak verilmiştir. Hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır. B=0.1, D=0.025 (Bkz. Şekil 3.14) duruma kıyasla boyutsuz uzunluğun artmasıyla hava akımının şiddetinin arttığı gözlenmektedir. Bunun anlamı da ısı geçişinin artmasıdır.



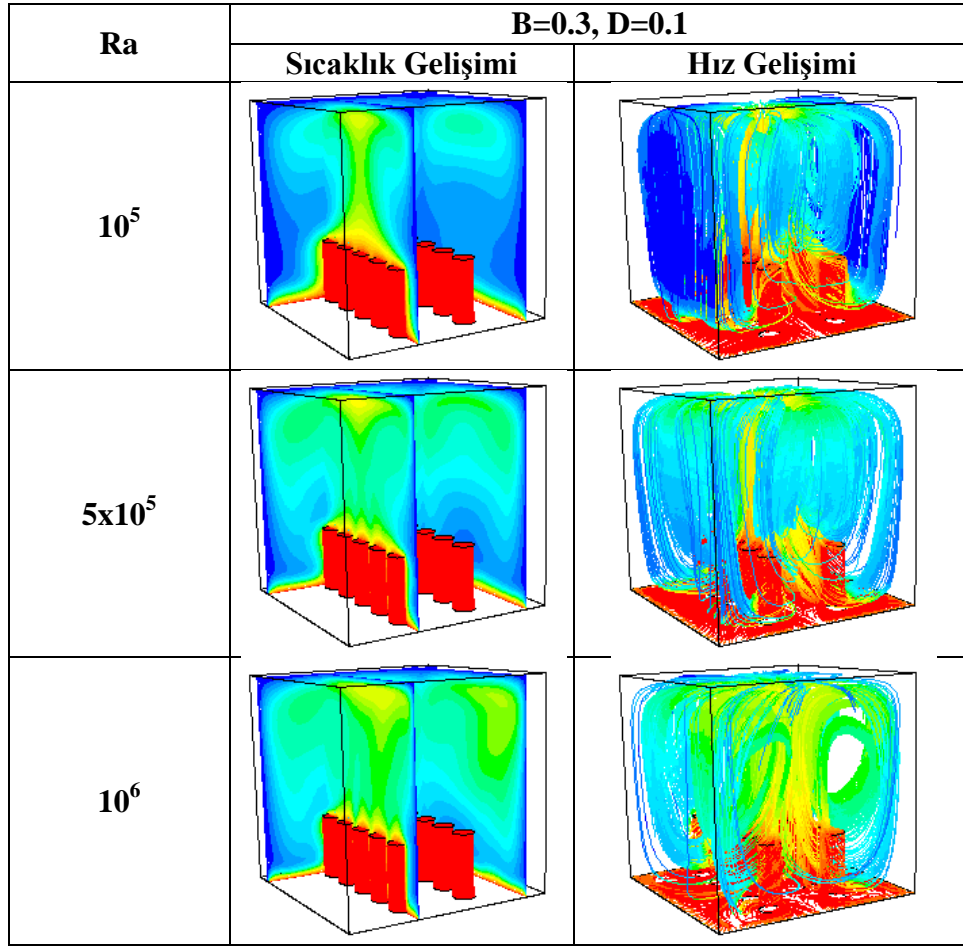
Şekil 3. 16. 6-kanatçıklı ( $B=0.3$ ,  $D=0.025$ ) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (hava akışını temsil eden akım yörüngesi ortam sıcaklığı ile boyanmıştır.)

Şekil 3.17’de  $B=0.1$  ve  $D=0.1$  için 8-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ve hız gelişimi akım yörüngesi olarak verilmiştir. Isınan hava yoğunluğu azaldığı için yükselmektedir ve düşük Rayleigh sayısı için kanatçıkların etrafında geniş bir alandaki havanın ısındığı gözlenmektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla bu alan daralmakta kanatçıkların etrafındaki sıcaklık gradyanı artmaktadır. Bunun da anlamı ısı geçişinin artmasıdır.

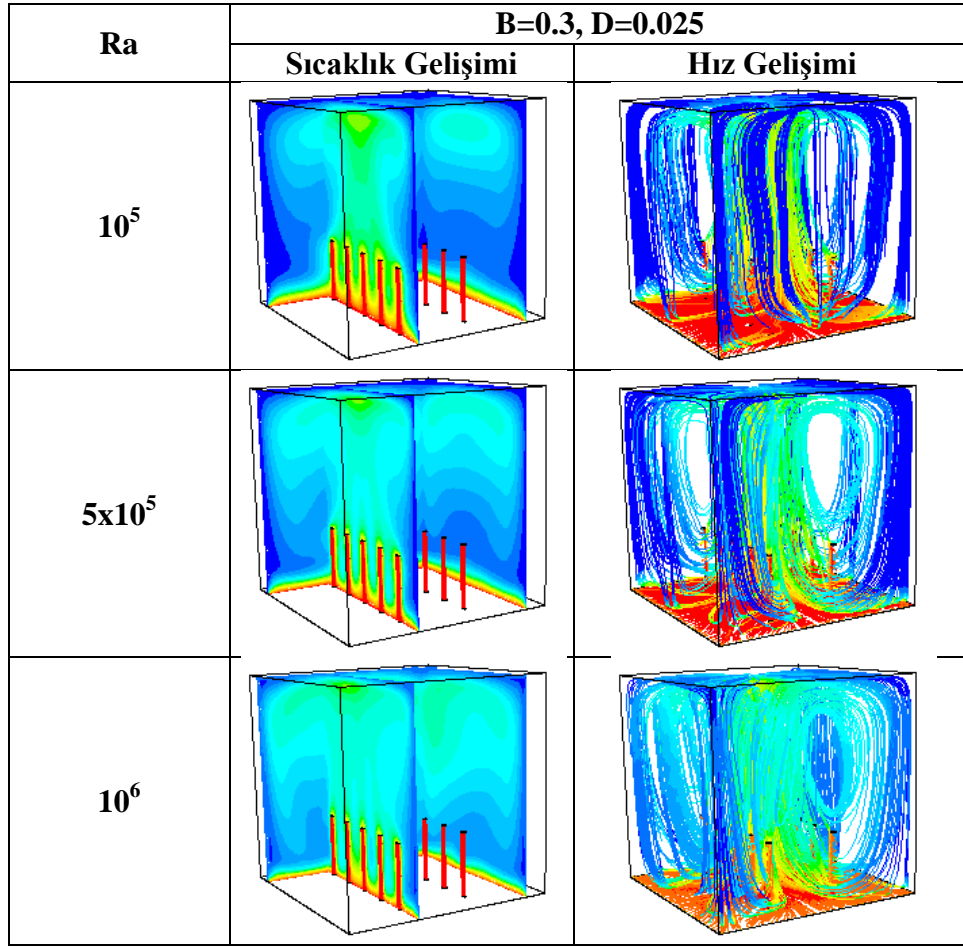


Şekil 3. 17. 8-kanatçıklı (B=0.1, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1 ve X=0.6666, ve düzlemleri için)

B=0.3, D=0.1 ve D=0.025 için 10-kanatçıklı kübik kutulardaki sıcaklık dağılımı ile hız gelişimi akım yörüngesi olarak Şekil 3.18'de ve 3.19'da verilmiştir. Kanatçık sayısının artmasıyla (Bkz. Şekil 3.13 ve 3.14) yayılan ısı miktarı artmıştır. Kanatçık sayısı arttıkça Nusselt sayısında artış gözlenmektedir. Çünkü artan yüzey alanı ile Nusselt sayısı artmıştır. Rayleigh sayısının küçük olduğu durumdaki kanatçık sayısının artmasıyla Nusselt sayısı oranı değerindeki değişim, Rayleigh sayısının büyük olduğu değerlere göre daha az olduğu gözlenmiştir. Yani Rayleigh sayısının büyük olduğu durumlarda kanatçık sayısının önemi büyüktür.



Şekil 3. 18. 10-kanatçıklı (B=0.3, D=0.1) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1 ve X=0.6666 düzlemleri için)



Şekil 3. 19. 10-kanatçıklı (B=0.3, D=0.025) kübik kutularda sıcaklık ve hız gelişimi (Y=0.1, X=0.1 ve X=0.6666, ve düzlemleri için)

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada kübik kutuda laminer doğal taşınım ile ısı transferi ve hava akışı Fluent ® yazılımı kullanılarak sayısal simülasyonu yapılmıştır. Kapalı kutu alt duvardan ısıtılıyorken, karşı yanal duvarlardan soğutulmaktadır. 2, 4, 6, 8 ve 10 sayılı dairesel kanatçıklar hizalı-sıralı olarak sıcak duvara ısı geçişini artırmak için eklenmiştir. Rayleigh sayısı  $10^5$  ila  $10^6$  aralığında çalışılmıştır. Boyutsuz kanatçık çapı ve kanatçık uzunluğu değişen olarak alınmış ve her durum için ortalama Nusselt sayısı soğuk duvarlara göre hesaplanmıştır. Bu çalışmadan çıkarılan sonuçlar;

- ✓ Kararlaştırılmış (değişmeyen) durumlarda Rayleigh sayısının artışıyla Nusselt sayısı artmıştır.
- ✓ Kanatçık sayısının artışıyla NSO artmıştır.
- ✓ Kübik kutularda NSO değeri kanatçık uzunluğuyla artmaktadır. Örneğin;  $D=0.1$  için  $B=0.3$  değeri,  $B=0.1$  değerine göre ısı transferi oranı; 2 kanatçıklı için %7.09, 4 kanatçıklı için %15.46, 6 kanatçıklı için %21.34, 8 kanatçıklı için %24.42, 10 kanatçıklı için %24.66 artış göstermektedir.
- ✓ Kübik kutularda NSO değeri Rayleigh sayısının artmasıyla azalmaktadır. Örneğin; 6 kanatçıklı kübik kutularda % 9-15 civarında azaldığı gözlemlenmiştir.
- ✓ Kübik kapalı kutularda kanatçık çapı arttıkça Nusselt sayısında artış görülmüştür. Örneğin;  $B=0.1$  için  $D=0.1$  değeri,  $D=0.025$  değerine göre ısı transferi oranı; 2 kanatçıklı için %1.15, 4 kanatçıklı için %2.08, 6 kanatçıklı için %3.91, 8 kanatçıklı için %4.7, 10 kanatçıklı için %5.16 artış göstermektedir.

## 5. KAYNAKLAR DİZİNİ

- Bairi, A., 2008, Nusselt–Rayleigh correlations for design of industrial elements: Experimental and numerical investigation of natural convection in tilted square air filled enclosures, *Energy Conversion and Management*, 49, 771–782.
- Bilgen, E., 2005, Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 3493–3505.
- Cuesta, I., 1993, Numerical study of laminar and turbulent flows in a cubical cavity, Ph D Thesis, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, Spain..
- De Vahl Davis, G. and Jones, I.P., 1983, Natural convection in square cavity: a benchmark numerical solution, *International of Journal Numerical Method Fluid*, 3, 249–264.
- De Vahl Davis, G. and Jones, I.P., 1983, Natural convection in square cavity: a comparison exercise, *International of Journal Numerical Method Fluid*, 3, 227–248.
- Dixit, H.N. and Babu, V., 2006, Simulation of high Rayleigh number convection in a square cavity using the lattice Boltzmann method, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 49, 727–739.
- Fikri, A., 1993, Simulation numerique 3D, en collocation Chebyshev, de phenomenes thermoconvectifs en centrifugation, These de l'Universite Paris-Sud XI, Orsay
- Fluent, 2003, FLUENT 6.1 User's Guide, FLUENT Inc., Lebanon: NH.
- Frederick, R.L. and Moraga, S.G., 2007, Three-dimensional natural convection in finned cubical enclosures, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 289–298.
- Frederick, R.L. and Quiroz, F., 2001, On the transition from conduction to convection regime in a cubical enclosure with a partially heated wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 1699–1709.



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Frederick, R.L., 2007, Heat transfer enhancement in cubical enclosures with vertical fins, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1585–1592.
- Fusegi, T., Hyun, J.M., Kuwahara, K. and Farouk, B., 1991, A numerical study of three dimensional natural convection in a differentially heated cubical enclosure, *International of Journal Heat Mass Transfer*, 34, 1543–1557.
- Giri, A., Narasimham, G.S.V.L. and Krishna Murthy, M.V., 2003, Combined natural convection heat and mass transfer from vertical fin arrays, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24, 100–113.
- Haldenwang, P., 1984, Resolution tridimensionnelle des equations de Navier-Stokes par methodes spectrales Tchebyche: application la convection naturelle, These d'Etat, Universite de Provence.
- Henkes, R.A.W.M. and Le Quere, P., 1996, Three-dimensional transition of natural-convection flows, *Journal Fluid Mechanical*, 319, 281-303.
- Incropera, F.P., and De Witt, D.P., (2001), *Isı ve kütle geçişinin temeller*, Literatür Yayıncılık, 960 s.
- Janssen, R.J.A., Henkes, R.A.W.M. and Hoogendoorn, C.J., 1996, Transition to time-periodicity of a natural-convection flow in a 3D differentially heated cavity, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 36, 2927-2940.
- Lee, T.S., Son, G.H. and Lee, J.S., 1989, Numerical study on natural convection in three-dimensional rectangular enclosures, *KSME Journal*, 3, 50-55.
- Liu, Y. and Phan-Thien, N., 2000, An optimum spacing problem for three chips mounted on a vertical substrate in an enclosure, *Numerical Heat Transfer Part A*, 37, 613 –630.
- Lo, D.C., Young, D.L., Murugesan, K., Tsai, C.C. and Gou, M.H., 2007, Velocity-vorticity formulation for 3D natural convection in an inclined cavity by DQ method, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 50, 479-491.
- Mabrouk, B.S., 1984, Numerical study of natural convection in three dimensional cavity, *The`se de doctorat, Universite´ de Poitiers*.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Mobedi, M. and Yüncü, H., 2003, A three dimensional numerical study on natural convection heat transfer from short horizontal rectangular fin array, *Heat and Mass Transfer*, 39, 267–275.
- Özcan, O., 2006, Radyatör ve pencereli bir hacimdeki ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, Yüksek lisans tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 72 s.
- Ravnik, J., Skerget, L. and Zunic, Z., 2008, Velocity-vorticity formulation for 3D natural convection in an inclined enclosure by BEM, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 51, 4517-4527.
- Ravnik, J., Skerget, L. and Zunic, Z., 2009, Fast single domain–subdomain BEM algorithm for 3D incompressible fluid flow and heat transfer, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 77, 1627–1645.
- Tric, E., Labrosse, M. and Betrouni, M., 2000, A first incursion into the 3D structure of natural convection of air in a differentially heated cubic cavity, from accurate numerical simulations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 4043-4056.
- Wang, Z. and Mayinger, F., Natural convection and heat transfer in the PCB's array of electronic equipments, [http://www.td.mw.tum.de/tum-td/de/forschung/pub/CD\\_Mayinger/177.pdf](http://www.td.mw.tum.de/tum-td/de/forschung/pub/CD_Mayinger/177.pdf)
- Yoon, H. S., Yu, D. H., Ha, M. Y. And Park, Y. G., 2010, Three-dimensional natural convection in an enclosure with a sphere at different vertical locations, 53, 3143-3155.
- Yüncü, H. and Anbari G., 1998, An experimental investigation on performance of rectangular fins on a horizontal base in free convection heat transfer, *Heat Mass Transfer*, 3, 507–514.
- Böcü, Z., 2010, Üç boyutlu kapalı dikdörtgensel kutularda kanatçık kullanımı ve doğal taşınım ile ısı geçişinin artırılması, Yüksek lisans tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 92 s.

Alttan ısıtmalı kapalı kutularda, sıcak yüzeye iliştirilen dairesel kesitli kanatçıkların ısı geçişi ve hava akışına etkisinin üç boyutlu sayısal incelenmesi

Zeliha BÖCÜ

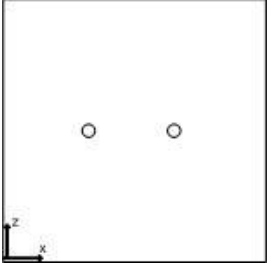
EKLER

Ek. 1. Soğuk Duvara Göre Hesaplanmış Ortalama Nusselt Değerleri

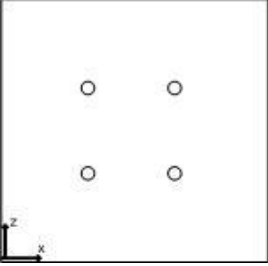
Danışman: Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

Şubat 2011

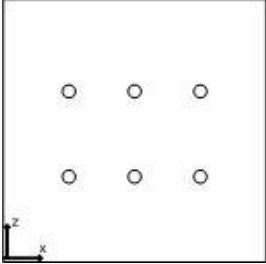
Çizelge 1. 2 kanatçık dizimli kapalı kutular için Nusselt değerleri.

Tasarım Geometrisi	b/H	d/H	Rayleigh Sayısı	$Nu_{\text{kanatçıklı}}$	$Nu_{\text{kanatçıksız}}$	NSO
	0,1	0,1	$1 \times 10^5$	3,5321	1,9510	1,8104
			$5 \times 10^5$	3,9998	2,5152	1,5902
			$1 \times 10^6$	4,3950	3,0752	1,4292
		0,05	$1 \times 10^5$	3,5040	1,9510	1,7960
			$5 \times 10^5$	3,9650	2,5152	1,5764
			$1 \times 10^6$	4,3363	3,0752	1,4101
		0,025	$1 \times 10^5$	3,4913	1,9510	1,7895
			$5 \times 10^5$	3,9502	2,5152	1,5705
			$1 \times 10^6$	4,6132	3,0752	1,5001
	0,2	0,1	$1 \times 10^5$	3,6585	1,9510	1,8752
			$5 \times 10^5$	4,2310	2,5152	1,6821
			$1 \times 10^6$	4,5831	3,0752	1,4904
		0,05	$1 \times 10^5$	3,5840	1,9510	1,8370
			$5 \times 10^5$	4,0830	2,5152	1,6233
			$1 \times 10^6$	4,5646	3,0752	1,4843
		0,025	$1 \times 10^5$	3,5442	1,9510	1,8166
			$5 \times 10^5$	4,0395	2,5152	1,6060
			$1 \times 10^6$	4,4127	3,0752	1,4349
	0,3	0,1	$1 \times 10^5$	3,8018	1,9510	1,9487
			$5 \times 10^5$	4,4496	2,5152	1,7691
			$1 \times 10^6$	4,9159	3,0752	1,5986
		0,05	$1 \times 10^5$	3,3321	1,9510	1,7079
			$5 \times 10^5$	3,8998	2,5152	1,5505
			$1 \times 10^6$	4,3815	3,0752	1,4248
		0,025	$1 \times 10^5$	3,6101	1,9510	1,8504
			$5 \times 10^5$	4,1393	2,5152	1,6457
			$1 \times 10^6$	4,5330	3,0752	1,4740

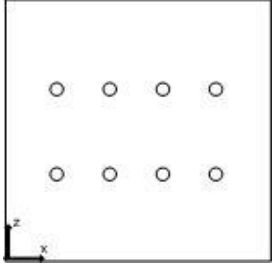
Çizelge 2. 4 kanatçıklı kapalı kutular için elde edilen Nusselt değerleri.

Tasarım Geometrisi	b/H	d/H	Rayleigh Sayısı	$Nu_{\text{kanatçıklı}}$	$Nu_{\text{kanatçıksız}}$	NSO
	0,1	0,1	$1 \times 10^5$	3,5952	1,9510	1,8428
			$5 \times 10^5$	4,1619	2,5152	1,6547
			$1 \times 10^6$	4,5844	3,0752	1,4908
		0,05	$1 \times 10^5$	3,5220	1,9510	1,8052
			$5 \times 10^5$	4,0561	2,5152	1,6126
			$1 \times 10^6$	4,5148	3,0752	1,4681
		0,025	$1 \times 10^5$	3,5202	1,9510	1,8043
			$5 \times 10^5$	4,0113	2,5152	1,5948
			$1 \times 10^6$	4,3821	3,0752	1,4250
	0,2	0,1	$1 \times 10^5$	3,9103	1,9510	2,0043
			$5 \times 10^5$	4,6984	2,5152	1,8680
			$1 \times 10^6$	5,2459	3,0752	1,7059
		0,05	$1 \times 10^5$	3,5723	1,9510	1,8310
			$5 \times 10^5$	4,0957	2,5152	1,6284
			$1 \times 10^6$	4,6028	3,0752	1,4968
		0,025	$1 \times 10^5$	3,7000	1,9510	1,8965
			$5 \times 10^5$	4,2725	2,5152	1,6987
			$1 \times 10^6$	4,7774	3,0752	1,5535
	0,3	0,1	$1 \times 10^5$	4,2529	1,9510	2,1799
			$5 \times 10^5$	5,2093	2,5152	2,0711
			$1 \times 10^6$	5,7511	3,0752	1,8702
		0,05	$1 \times 10^5$	4,0155	1,9510	2,0582
			$5 \times 10^5$	4,8301	2,5152	1,9203
			$1 \times 10^6$	5,3415	3,0752	1,7370
0,025		$1 \times 10^5$	3,8946	1,9510	1,9962	
		$5 \times 10^5$	4,6303	2,5152	1,8409	
		$1 \times 10^6$	5,1134	3,0752	1,6628	

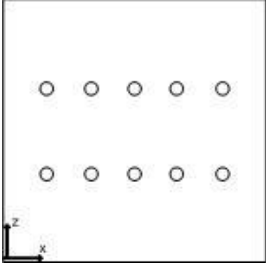
Çizelge 3. 6 kanatçık dizimli kapalı kutularda için Nusselt değerleri.

Tasarım Geometrisi	b/H	d/H	Rayleigh Sayısı	$Nu_{\text{kanatçıklı}}$	$Nu_{\text{kanatçıksız}}$	NSO
	0,1	0,1	$1 \times 10^5$	3,6622	1,9510	1,8771
			$5 \times 10^5$	4,3740	2,5152	1,7390
			$1 \times 10^6$	4,8982	3,0752	1,5928
		0,05	$1 \times 10^5$	3,5803	1,9510	1,8351
			$5 \times 10^5$	4,1723	2,5152	1,6588
			$1 \times 10^6$	4,6458	3,0752	1,5107
		0,025	$1 \times 10^5$	3,5189	1,9510	1,8036
			$5 \times 10^5$	4,1134	2,5152	1,6354
			$1 \times 10^6$	4,6772	3,0752	1,5209
	0,2	0,1	$1 \times 10^5$	4,1472	1,9510	2,1257
			$5 \times 10^5$	5,1237	2,5152	2,0371
			$1 \times 10^6$	5,7636	3,0752	1,8742
		0,05	$1 \times 10^5$	3,9461	1,9510	2,0226
			$5 \times 10^5$	4,7045	2,5152	1,8704
			$1 \times 10^6$	5,4292	3,0752	1,7655
		0,025	$1 \times 10^5$	3,8043	1,9510	1,9499
			$5 \times 10^5$	4,4485	2,5152	1,7686
			$1 \times 10^6$	4,9262	3,0752	1,6019
	0,3	0,1	$1 \times 10^5$	4,6562	1,9510	2,3866
			$5 \times 10^5$	5,8355	2,5152	2,3201
			$1 \times 10^6$	6,6405	3,0752	2,1594
		0,05	$1 \times 10^5$	4,3051	1,9510	2,2066
			$5 \times 10^5$	5,2081	2,5152	2,0706
			$1 \times 10^6$	6,0068	3,0752	1,9533
0,025		$1 \times 10^5$	4,1288	1,9510	2,1162	
		$5 \times 10^5$	4,8971	2,5152	1,9470	
		$1 \times 10^6$	5,5277	3,0752	1,7975	

Çizelge 4. 8 kanatçık dizilimli kapalı kutu için Nusselt değerleri.

Tasarım Geometrisi	b/H	d/H	Rayleigh Sayısı	$Nu_{\text{kanatçıklı}}$	$Nu_{\text{kanatçıksız}}$	NSO
	0,1	0,1	$1 \times 10^5$	3,7110	1,9510	1,9021
			$5 \times 10^5$	4,5663	2,5152	1,8155
			$1 \times 10^6$	5,1752	3,0752	1,6829
		0,05	$1 \times 10^5$	3,5902	1,9510	1,8402
			$5 \times 10^5$	4,3226	2,5152	1,7186
			$1 \times 10^6$	4,8190	3,0752	1,5671
		0,025	$1 \times 10^5$	3,5365	1,9510	1,8127
			$5 \times 10^5$	4,1852	2,5152	1,6639
			$1 \times 10^6$	4,6218	3,0752	1,5029
	0,2	0,1	$1 \times 10^5$	3,9525	1,9510	2,0259
			$5 \times 10^5$	5,5870	2,5152	2,2213
			$1 \times 10^6$	6,2934	3,0752	2,0465
		0,05	$1 \times 10^5$	3,7666	1,9510	1,9306
			$5 \times 10^5$	4,7373	2,5152	1,8835
			$1 \times 10^6$	5,4082	3,0752	1,7587
		0,025	$1 \times 10^5$	3,9402	1,9510	2,0196
			$5 \times 10^5$	4,3882	2,5152	1,7446
			$1 \times 10^6$	5,2211	3,0752	1,6978
	0,3	0,1	$1 \times 10^5$	4,9116	1,9510	2,5175
			$5 \times 10^5$	6,5213	2,5152	2,5927
			$1 \times 10^6$	7,4053	3,0752	2,4081
		0,05	$1 \times 10^5$	4,6155	1,9510	2,3657
			$5 \times 10^5$	5,7448	2,5152	2,2840
			$1 \times 10^6$	6,3540	3,0752	2,0662
0,025		$1 \times 10^5$	4,3207	1,9510	2,2146	
		$5 \times 10^5$	5,2465	2,5152	2,0859	
		$1 \times 10^6$	6,0194	3,0752	1,9574	

Çizelge 5. 10 kanatçık dizilimli kapalı kutu için Nusselt değerleri.

Tasarım Geometrisi	b/H	d/H	Rayleigh Sayısı	$Nu_{kanatçıklı}$	$Nu_{kanatçıksız}$	NSO
	0,1	0,1	$1 \times 10^5$	3,7387	1,9510	1,9163
			$5 \times 10^5$	4,6372	2,5152	1,8437
			$1 \times 10^6$	5,3304	3,0752	1,7333
		0,05	$1 \times 10^5$	3,6141	1,9510	1,8524
			$5 \times 10^5$	4,4318	2,5152	1,7620
			$1 \times 10^6$	4,6939	3,0752	1,5264
		0,025	$1 \times 10^5$	3,5456	1,9510	1,8173
			$5 \times 10^5$	4,2388	2,5152	1,6852
			$1 \times 10^6$	4,7469	3,0752	1,5436
	0,2	0,1	$1 \times 10^5$	4,3208	1,9510	2,2147
			$5 \times 10^5$	5,8587	2,5152	2,3293
			$1 \times 10^6$	7,0208	3,0752	2,2831
		0,05	$1 \times 10^5$	4,2532	1,9510	2,1800
			$5 \times 10^5$	5,3731	2,5152	2,1362
			$1 \times 10^6$	6,1676	3,0752	2,0056
		0,025	$1 \times 10^5$	4,1230	1,9510	2,1133
			$5 \times 10^5$	5,0538	2,5152	2,0093
			$1 \times 10^6$	5,5582	3,0752	1,8074
	0,3	0,1	$1 \times 10^5$	4,9630	1,9510	2,5438
			$5 \times 10^5$	6,9478	2,5152	2,7623
			$1 \times 10^6$	8,1135	3,0752	2,6384
		0,05	$1 \times 10^5$	4,8346	1,9510	2,4780
			$5 \times 10^5$	5,3897	2,5152	2,1428
			$1 \times 10^6$	7,1130	3,0752	2,3130
0,025		$1 \times 10^5$	4,5258	1,9510	2,3197	
		$5 \times 10^5$	5,5371	2,5152	2,2014	
		$1 \times 10^6$	7,0186	3,0752	2,2823	