



POLİTEKNİK DERGİSİ

*JOURNAL of POLYTECHNIC*

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



## Kapak etkili hücre içindeki türbülanslı akıma taban geometrisinin etkisi

### *The influence of bottom geometry on turbulent flow field in a lid-driven cavity*

Yazar(lar) (Author(s)): Ahmet YURTSEVEN<sup>1</sup>, Taner ÇOŞGUN<sup>2</sup>, Nurten VARDAR<sup>3</sup>

ORCID<sup>1</sup>: 0000-0003-2561-1783

ORCID<sup>2</sup>: 0000-0002-1364-0133

ORCID<sup>3</sup>: 0000-0002-9042-7029

**Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article):** Yurtseven A., Coşgun T. ve Vardar N., “Kapak etkili hücre içindeki türbülanslı akıma taban geometrisinin etkisi”, *Politeknik Dergisi*, 22(3): 531-543, (2019).

**Erişim linki (To link to this article):** <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

**DOI:** 10.2339/politeknik.563581

# Kapak Etkili Hücre İçindeki Türbülanslı Akıma Taban Geometrisinin Etkisi

*Araştırma Makalesi / Research Article*

**Ahmet YURTSEVEN, Taner ÇOŞGUN\*, Nurten VARDAR**

Gemi İnş. ve Den. Fak., Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 12.02.2018 ; Kabul/Accepted : 15.04.2019)

## ÖZ

Üç boyutlu hücre tabanındaki çıkıntıların (rib), hücre içindeki türbülanslı akıma ve ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada altı farklı Reynolds sayısı, iki farklı çıkıntı geometrisi (kare ve köşeleri yuvarlatılmış kare) ve dört farklı yerleşim kullanılmıştır. Çıkıntı bölgelerindeki akım çizgileri, hız alanları, sıcaklık dağılımları ile birlikte Nusselt sayısının alt yüzeydeki değerleri ve değişimi incelenmiştir.

Çıkıntıların oluşturduğu hücrecikler içerisindeki küçük girdaplar nedeniyle taban yakınındaki akımın hücre içindeki ana akımdan büyük oranda bağımsız davranış gösterdiği ve taban geometrisinin ortaya çıkardığı hidrodinamik yapının ısı transferi üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Toplam ısı transfer katsayısının bütün Reynolds sayılarında keskin köşeli kare kesitli çıkıntı geometrisi ve rib yükseklik genişlik oranının eşit olması durumundan belirgin şekilde etkilendiği ve ısı transferinin en fazla bu durumda azaldığı görülmüştür. Belirli bir Reynolds sayısı aralığında toplam ısı transfer katsayısındaki azalma %25 mertebelerine ulaşmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kapak etkili hücre, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), ısı transferi, çıkıntılı yüzeyler.

# The Influence of Bottom Geometry on Turbulent Flow Field in a Lid-Driven Cavity

## ABSTRACT

In this study, the effect of rib structures on the turbulent flow and heat transfer have been investigated numerically. six different Reynolds Numbers, two different rib geometry (sharp-edged square and rounded-edged square) and four different rib layout are carried out. Streamlines close to the ribbed area, velocities, temperature distributions and Nusselt Number distributions on the bottom surface are investigated.

The results shows that, flow near the bottom surface behaves independently by the reason of small stable vortices arises among the little cavities between the rib geometries and this hydrodynamic field created by the bottom geometry has significant effects on heat transfer. Besides, it is found that, for all Reynolds numbers, the total heat transfer coefficient is prominently influenced in case of sharp edged square rib cross section, and most reduction on the heat transfer is observed in this case. The reduction in the total heat transfer coefficient in a given Reynolds number range has reached 25%.

**Keywords:** Lid driven cavity flow, Computational Fluid Dynamics (CFD), heat transfer , ribbed surfaces.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Bütün kenarları sabit dururken yüzeylerden birinin hareketi ile sağlanan hücre içi akışkan hareketi kapak etkili hücre problemi olarak adlandırılır. Basit geometrisi ve hücre içerisindeki karmaşık akım yapısı nedeni ile çok sayıda araştırmacı sayısal çözümlerini doğrulamak için kapak etkili hücre akımını test problemi olarak kullanmıştır [1-6]. Kapak etkili hücre problemi aynı zamanda farklı mühendislik uygulamaları için, örneğin entegre devrelerin soğutulması, güneş panellerinin etkinliklerinin artırılması, doğrusal hareketli hidrolik sistemlerdeki sızdırmazlık problemleri, iç mekanların havalandırılması, ısı değiştiriciler gibi uygulamalar ile doğadaki göller ve rezervuarların modellenmesi için çok elverişlidir [7-10].

Literatürde kapak etkili hücre içindeki akım ve ısı transferi ile ilgili çok sayıda sayısal çalışma bulunmaktadır. Prasad ve Koseff [11, 12] yapmış oldukları çalışmalarda kapak etkili hücre içi akışı deneysel olarak inceleyerek hücre geometrik boyutlarının düşük Reynolds sayılarında oldukça etkili olduğunu ortaya koymuşlardır. Mohamad ve Viskanta [13] alt yüzeyden ısıtılan hücre içindeki akımı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Iwatsu vd. [14] çalışmalarında hücre içinde kapak etkisi ile akışın sürüklenmesi ve kaldırma kuvveti arasındaki denge ile ortaya çıkan termal katmanlı akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Wang ve Chen [15] eğrisel yüzeye sahip kanal akışlarında Reynolds ve Prandtl sayılarının sürtünmeye ve ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Al-Amiri vd. [16] çalışmalarında sinüzoidal taban yüzeyine sahip kapak etkili hücre içi akışta ısı transferini araştırmış ve düşük Richardson sayılarında, geniş dalgalarda en efektif ısı transferi mekanizmasının sağlandığını tespit

\*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)  
e-posta : tcosgun@yildiz.edu.tr

etmişlerdir. Barletta ve Nield [17] kapak etkili kare hücre içerisindeki laminer akımı Galerkin sonlu elemanlar yöntemi ile incelemiştir. Cheng, Liu [18] ve Basak vd. [19], düzgün ya da düzgün olmayan ısıtmanın hücre içindeki akıma etkisini sayısal olarak incelemiştir. Ji vd. [20] hareketli üst yüzeyi alt yüzeyden daha yüksek sıcaklıkta olan hücre içindeki suyun hareketini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Rashid vd. [21] ve Omari [22] kapak etkili hücre içi akış probleminin çözümü için ticari kodlar kullanmışlardır.

Zheng vd. [23] yaptıkları çalışmada kapak etkili hücre içine homojen sıcaklıklı bir silindirik yerleştirerek akım alanını ve ısı transferini incelemiştir.

Nasrin ve Parvin [24] çalışmalarında sinüsoidal dalgalı taban geometrisine sahip, tabanı hücre kapağına göre daha düşük sıcaklıkta olan kapak etkili hücre içindeki akışı Galerkin metodunu temel alan sonlu elemanlar formülasyonu ve iki boyutlu olarak çözmüşlerdir. Tabanda bulunan dalgalı formun periyot sayısının artışının yüksek sıcaklıktaki taban yüzeyindeki Nusselt sayısını artırdığını göstermişlerdir.

Mekroussi vd. [25] tarafından yapılan çalışmada sinüsoidal dalgalı taban geometrisine sahip iki boyutlu kapak etkili hücre içi akış sayısal olarak çözülmüştür. Tabanda yüksek sıcaklık ve kapakta düşük sıcaklık şartları altında dikey yüzeylerin farklı eğim açılarında çözümler yapılmış ortalama Nusselt sayısı incelenmiştir. Ortalama Nusselt sayısı Reynolds sayısı ve dalga periyot sayısının artışı ile arttığı bulunmuştur.

Son yıllarda bazı araştırmacılar hücre içindeki değişik biçimlerde eklentilerin veya farklı çeper geometrilerinin akım alanına ve ısı transferine etkilerini araştırmış ve sonuçlarını yayımlamışlardır.

Yapıcı ve Obut [26] çalışmalarında iki boyutlu, zamandan bağımsız, laminer, karma ısı taşınımı modeli ile alt yüzeyinde kare, üçgen ve sinüsoidal dalgalı eklentili kapak etkili hücre içi akışı çözmüşlerdir. Çalışmada alt yüzeyi üst yüzeyine göre daha yüksek sıcaklıkta olan hücre içi akış incelenmiştir. Düşük Richardson sayılarında kare dalgalı modelde, yüksek Richardson sayılarında ise sinüsoidal dalgalı modelde ısı transferinde artış olduğu gösterilmiştir.

Gangawane [27] kapak etkili hücre içerisine sabit ısı akısıyla ısıtılmış olan bir prizmatik blok ekleyerek incelemiştir. Bu çalışmasının sonucunda; taşınım ile ısı transfer etkinliğinin %10 oranında değiştirdiğini ortaya çıkarmıştır.

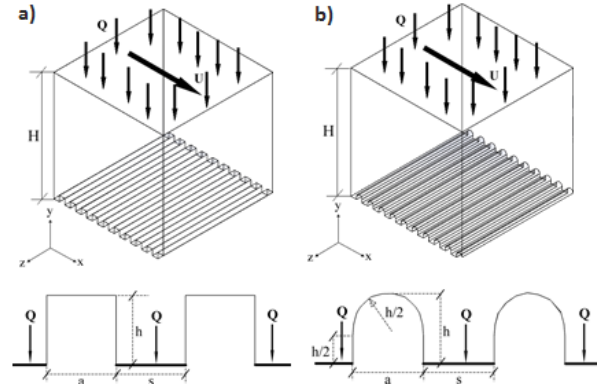
Yukarıda sözü edilen çalışmaların büyük bir kısmında, üst ve alt yüzey sıcaklıkları sabit, iki boyutlu hücre içinde laminer akış modellenmiştir. Ayrıca, çalışmaların çoğunda hücre tabanı düzlem olup farklı geometrik formlara sahip hücre içindeki akışı inceleyen çalışmalar sadece birkaç tanedir.

Bu çalışmanın amacı ise özellikle ısıtma ve soğutma problemlerinde uygulanabilecek bazı yüzey geometrilerinin sağlayacağı hidrodinamik yapıların ortamdaki ısı transferine etkisinin olup olmadığını

incelemektir. Bu nedenle kapağı hareketli üç boyutlu hücre tabanına kapak hareket yönüne dik şekilde çıkıntılar eklenmiştir. Hücrenin üst yüzeyinden hücre içine doğru, alt yüzeyinden ise dışına doğru sabit ısı akışı olduğu kabul edilmiştir. Çıkıntıların geometrik biçimlerinin ve yerleşimlerinin hücre içindeki sıkıştırılmaz ve türbülanslı akımı nasıl değiştirdiği ve ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Çözüm için 0.1 m x 0.1 m x 0.1 m boyutlarındaki hücrenin alt yüzeyinde değişik aralıklarla yerleştirilen keskin köşeli kare ve yuvarlatılmış köşeli kare çubuklarla çıkıntı dizileri oluşturulmuştur. Çıkıntı geometrisinin ve yerleşiminin yanı sıra kapak hızının da hücre içindeki akım alanına ve ısı transferine etkisi araştırılmıştır.

## 2. PROBLEMİN TANIMI (PROBLEM DEFINITION)

Şekil 1'de kapak hareketi yönüne dik durumdaki çubuklarla oluşturulan çıkıntı dizileri ile donatılmış hücrelerin şematik görünümü verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere her iki çıkıntı geometrisi için  $h/a = 1$ ,  $H/h = 20$  kabul edilmiştir. Çıkıntılar arası mesafe  $s = n \times h$  ( $n:1,2,3$  ve 4) olarak alınmıştır.



Şekil 1. Hücre geometrileri (Cavity geometries)

## 3. MATEMATİK MODEL (MATHEMATICAL MODEL)

Üç boyutlu, üst yüzeyi hareketli hücre içindeki sıkıştırılmaz, zamandan bağımsız, türbülanslı, ısı akışı etkisi altındaki akımı modelleyen süreklilik (denklem 1), momentum (denklem 2-4), enerji (denklem 5) ve türbülansı modellemek için standart k-ε türbülans modeli (denklem 6-9) kullanılmıştır. Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerji yayılımı denklemleri aşağıda verilmiştir [28]. Problemden yoğunluk ve viskozite değerlerinin sabit olduğu kabul edilmiş, bununla birlikte yerçekimi ile kaldırma kuvveti etkileri ihmal edilmiştir. Çalışmada taban yüzeyi üzerine eklenmiş olan çıkıntıların türbülans üretici etki oluşturabileceği [29, 30] ve hacim içerisinde tabana yakın bölgelerde türbülanslı akışa geçiş olabileceğinden dolayı  $400 < Re < 4000$  aralığında türbülans modeli ile çözüm tercih edilmiştir.

$$\text{div}V = 0 \quad (1)$$

$$\text{div}(uV) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \text{div}(v \text{ grad}u) \quad (2)$$

$$\text{div}(vV) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \text{div}(v \text{ grad}v) \quad (3)$$

$$\text{div}(wV) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \text{div}(v \text{ grad}w) \quad (4)$$

$$\text{div}(iV) = -P\text{div}V + \text{div}(k \text{ grad}T) \quad (5)$$

$$\text{div}(\rho kV) = \text{div}\left[\frac{\mu_\tau}{\sigma_k} \text{grad}k\right] \quad (6)$$

$$+2\mu_\tau S_{ij}S_{ij} - \rho\varepsilon$$

$$\text{div}(\rho\varepsilon V) = \text{div}\left[\frac{\mu_\tau}{\sigma_\varepsilon} \text{grad}\varepsilon\right] \quad (7)$$

$$+C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_\tau S_{ij}S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$\mu_\tau = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \parallel C_{2\varepsilon} = 1.92 \parallel C_\mu = 0.09 \parallel \quad (9)$$

$$\sigma_k = 1.0 \parallel \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Tüm çıkıntı yüzeyleri adyabatik, çıkıntıların arasındaki hücreciklerin tabanı ısı geçirimli kabul edilmiştir. Bu kabulün nedeni hücre tabanına eklenen çıkıntılar nedeni ile oluşacak ısı transfer yüzey alanının artışına engel olmak ve sadece çıkıntı geometrilerinin ve yerleşimlerinin ortaya çıkaracağı hidrodinamik alan değişiminin ısı transferine etkisini araştırmaktır. Hücrenin hareketli üst yüzeyinden devamlı olarak 40 W ısı girişi, tabanın ısı geçirimli bölgelerinden ise 40 W ısı çıkışı olduğu kabul edilmiştir.

Başlangıç koşulları;

$$y = 0.1 \text{ m (üst yüzey);}$$

$$T_{Hi} = 310 \text{ K}$$

$$y = 0 \text{ (alt yüzey);}$$

$$T_{Ci} = 290 \text{ K}$$

$$0.1 \text{ m} > y > 0 \text{ m (tüm hacimde);}$$

$$T_i = 290 + y * 200 \text{ [K]} \quad (10)$$

Üst yüzey dışındaki tüm yüzeyler sabit kabul edildiğinden sınır koşulları;

$$x = 0 \text{ m (yan yüzey), } x = 0.1 \text{ m (yan yüzey), } y = 0 \text{ m (alt yüzey);}$$

$$u = v = w = 0$$

$$y = 0.1 \text{ m (üst yüzey);}$$

$$V = 0.00356 \text{ m/s}$$

$$V = 0.00712 \text{ m/s}$$

$$V = 0.01068 \text{ m/s}$$

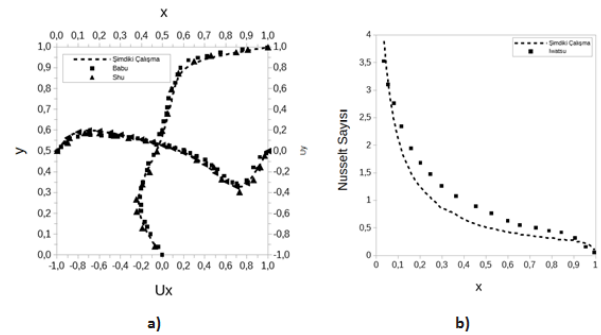
$$V = 0.01424 \text{ m/s}$$

$$V = 0.01780 \text{ m/s}$$

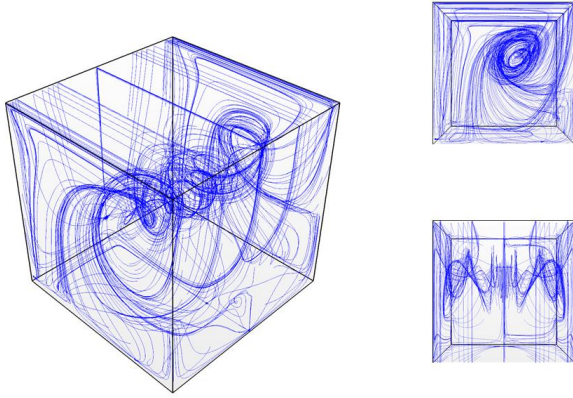
$$V = 0.03560 \text{ m/s}$$

#### 4. DOĞRULAMA VE ÇÖZÜM AĞI BAĞIMSIZLIĞI (VALIDATION AND MESH DEPENDENCY)

Üst yüzeyi hareketli hücre içinde akışkan hareketi ve ısı transferini modellemek için StarCCM+ V11 ticari kodu kullanılmıştır. Çözüm yönteminin doğruluğunun ölçülmesi amacıyla, literatürde bulunan üst yüzeyi hareketli düzgün tabanlı bir hücre içindeki akım alanını test problemi olarak çözerek yayımladıkları sonuçlar kullanılmıştır [31]. Bu amaçla üç boyutlu üst kapağı hareketli bir hücre içindeki akış aynı koşullarda modellenmiş çözüm ağı bağımsızlığı çalışması sonucu elde edilen "Model 3" çözüm ağı kullanılarak hücre içindeki yatay ve düşey hız bileşenleri Şekil 2'de görüldüğü gibi referans çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçların yeterli yakınlıkta olduğu görülmüştür. Ayrıca çözüm sonucunda elde edilmiş olan hücre içindeki akım çizgileri üç boyutlu olarak Şekil 3'de verilmiştir. Hücrenin yatay ve düşey merkez eksenlerindeki hız ve sıcaklık değerlerinin değişimleri incelenerek çözümün yakınsadığına karar verilmiştir.

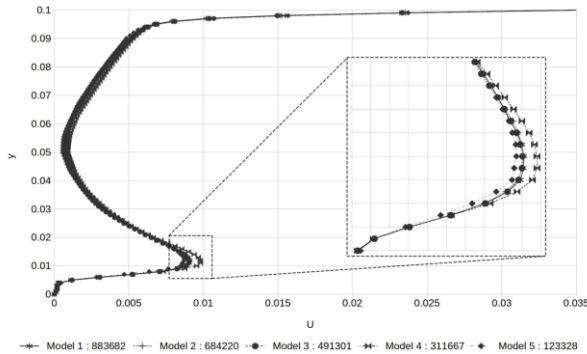


**Şekil 2.** Re = 400 için üst yüzeyi hareketli hücre içinde a) Yatay ve düşey merkez hatlardaki hız bileşenlerinin karşılaştırılması b) Üst kapaktaki yerel Nusselt sayıları karşılaştırması [16] (In lid-driven cavity a) Comparison of horizontal and vertical central line velocity components b) Comparison of Local Nusselt numbers on lid)



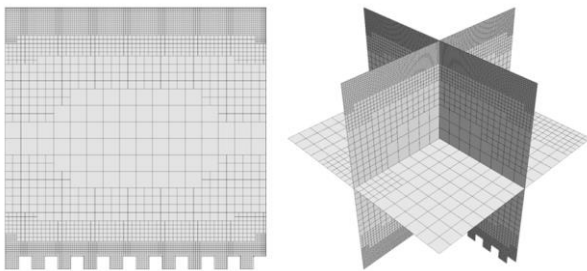
Şekil 3. Hücre içinde akım çizgileri (Streamlines in lid-driven cavity)

Sayısal uygulamada elde edilen sonuçların çözüm ağından bağımsızlaşması için farklı çözünürlükte çözüm ağları test edilmiştir. 883682, 684220, 491301, 311667 ve 123328 elemandan oluşan 5 farklı çözünürlükte model kullanılarak hücre merkezindeki hız değerleri karşılaştırılmıştır. Şekil 4'ten görüldüğü gibi Model 2 ile Model 3 arasında çözüm ağının etkisinin fazla olmadığı görülerek 491301 elemana sahip Model 3 çözüm ağının kullanılmasının uygun olacağına karar verilmiştir.



Şekil 4. Re = 4000 için farklı çözünürlükte çözüm ağlarında hız profilleri (Velocity profiles for different grid resolutions)

Şekil 5'de kare kesitli çıkıntılı hücrenin çözüm ağı gösterilmiştir. Burada hareketli üst yüzeye ve çıkıntılı alt yüzeye yakın bölgelere daha hassas çözüm ağı uygulanmıştır.



Şekil 5. Modellemede kullanılan çözüm ağı yapısı (Model 3) (Chosen grid model)

## 5. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

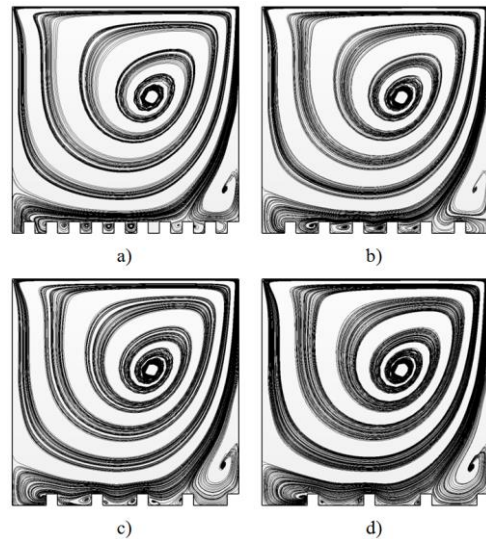
Kenar uzunluğu 0.1 m olan, üst yüzeyi x yönünde hareketli hücre içinde, ısı transferi etkisi altındaki suyun hareketi incelenmiş ve akım hatları, hız alanları, sıcaklık dağılımları, Nusselt sayıları ve ısı transfer katsayısının değişimi bulunmuştur. Hesaplamalar altı farklı kapak hızı için yapılmıştır. Kapak hızları sırasıyla 0.00356 m/s, 0.00712 m/s, 0.01068 m/s, 0.01424 m/s, 0.01780 m/s ve 0.03560 m/s olup karşılaştırmalarda kullanılmış olan Reynolds sayıları temel alınarak hesaplanmıştır. Reynolds sayısı aşağıdaki gibidir.

$$Re = \frac{V_{\text{kapak}} L_{\text{kapak}}}{\nu} \quad (11)$$

$V_{\text{kapak}}$  ve  $L_{\text{kapak}}$  sırasıyla kapak hızı ve kapak uzunluğu, kinematik viskozitedir. Kinematik viskozite  $8.9088 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$  olup sıcaklık ile değişimi ihmal edilmiştir. Reynolds sayıları 400 ile 4000 arasında alınmıştır. H hücre kenar uzunluğu 0.1 m, h çıkıntı yüksekliği 0.005 m, a çıkıntı genişliği 0.005 m'dir. Problemin tanımında söz edildiği gibi çıkıntı aralıkları her iki çıkıntı geometrisi için  $s = n \times h$  olarak tanımlanmış ve  $n = 1, 2, 3, 4$  değerleri olmak üzere aralıklar 0.005 m, 0.01 m, 0.015 m ve 0.02 m olarak alınmıştır. Akım hatları, Hız alanları, Nusselt sayısı ve sıcaklık alanları  $Re=400, 2000$  ve  $4000$  için verilmiştir.

### 5.1 Akım Çizgileri ve Hız Alanları (Streamlines and Velocity Fields)

Şekil 6'da  $Re = 400$  için keskin köşeli çıkıntılı ana girdap ve akım çizgileri gösterilmiştir. Şekil 7'de üç farklı Reynolds sayısı için keskin köşeli ve yuvarlatılmış köşeli çıkıntılı ana girdap ve akım çizgileri çalışmanın amacına uygun olarak çıkıntı geometri ve yerleşimlerinin akım üzerindeki etkisini görmek üzere hücrenin  $0 < y < 0.01$  bölgesinde gösterilmiştir.



Şekil 6. Re = 400 için a)  $s/h = 1$ , b)  $s/h = 2$ , c)  $s/h = 3$ ; d)  $s/h = 4$  geometrilerinde ana girdap akım çizgileri

Re = 400 durumunda çıkıntısız hücre içerisinde ortaya çıkan ana girdabın hücre tabanına yakın alt köşesinde ikincil bir girdap ortaya çıkardığı görülmektedir. Şekil 6 ve Şekil 7 birlikte incelendiğinde, her iki tipteki çıkıntı geometrisinin olduğu hücrede ise ana girdap alt yüzeye yaklaşmamaktadır. Çıkıntılar arasında küçük girdaplar ortaya çıkmakta ve özellikle  $s/h = 1$  de her bir çıkıntı aralığında üst yüzeyi hareketli bir hücre içi akış davranışı elde edilmektedir. Bu olayın keskin köşeli kare kesitli çıkıntı durumunda yuvarlatılmış köşeli kare kesitli çıkıntıya göre daha baskın ve belirgin olduğu anlaşılabilmektedir. Bunun da çıkıntı köşelerinin yuvarlatılması durumunda akım çizgilerine daha uygun hücrelerin ortaya çıkmasının sebep olduğu açıkça görülmektedir. Çıkıntılar arasındaki boşlukta oluşan bu hücre içi akış bölgelerine hücrecik denmesi uygundur. Yine her iki geometri için  $s/h = 2$  durumunda tabanda oluşturulan hücrecikler içinde girdap oluşumunun devam ettiği ancak hücrecik içinde genişlemeye daha fazla yer bulan küçük girdapların  $s/h = 1$  durumuna göre daha fazla genişlediği görülmektedir.

Küçük girdapların hücreciğin alt kısmına doğru gerilmesiyle boşlukların oluştuğu ve ana girdabın ilerlemeye çalıştığı görülmektedir. Bu olayın  $s/h = 3$  durumunda, aralıkların daha fazla genişlemeye başlaması nedeniyle hücrecikler içindeki akımın dağılması ve küçük girdabın parçalanmasıyla özellikle yuvarlatılmış köşeli kare kesitli geometri durumunda ana girdabın hücrenin tabanına hayli yaklaştığı görülmektedir.  $s/h = 4$  durumunda ise aralıkların çok genişlemesi nedeniyle tabandaki hücrecik yapısının ortadan kalktığı ana girdabının hücre tabanına yakın hale geldiği net olarak görülmektedir.

Üç boyutlu kübik hücre içi akış problemleri, iki boyutlu hücre içi akış problemlerinden simetrik olma bakımından farklılık göstermektedir. Üç boyutlu hücre problemlerinde belirli bir kritik Reynolds sayısına (Re = 1914) kadar merkez kesitte elde edilen akış simetri gösterirken, kritik Reynolds sayısı değeri aşıldığında

simetri ortadan kalkar ve salınımlar meydana gelmeye başlar [32]. Re = 2000 ve 4000 durumlarında gerek hücre tabanının düz olması durumunda gerekse de çıkıntılı olması durumunda, ana girdabın beraberinde hücrenin sağ ve sol alt köşelerinde küçük girdaplar ortaya çıktığı ve bu girdapların her iki çıkıntı geometrisi ve bütün çıkıntı yerleşim durumlarında mevcut olduğu görülmektedir. Re = 4000 için Re = 2000 de köşe girdapların daha baskın ve sıkışmış olduğu görülmüştür. Re = 400 için tanımlanan hücre tabanındaki hücreciklerin yine üst yüzeyi hareketli hücre gibi davrandıkları, aralıkların (s) artmasıyla ana girdabın hücreciklerin içerisine doğru ilerlemesi görülmektedir. Ancak akım hızlarının Reynolds sayısının artması nedeniyle daha yüksek olduğu gerçeğiyle ana girdabın Re = 400 durumuna göre daha hızlı hareket ettiği, dolayısıyla hücrecikler içerisine girerek yayılmaya fırsat bulamadığı, bu durumda hücreciklerin içerisine girdapların kalıcı olduğu görülmektedir.

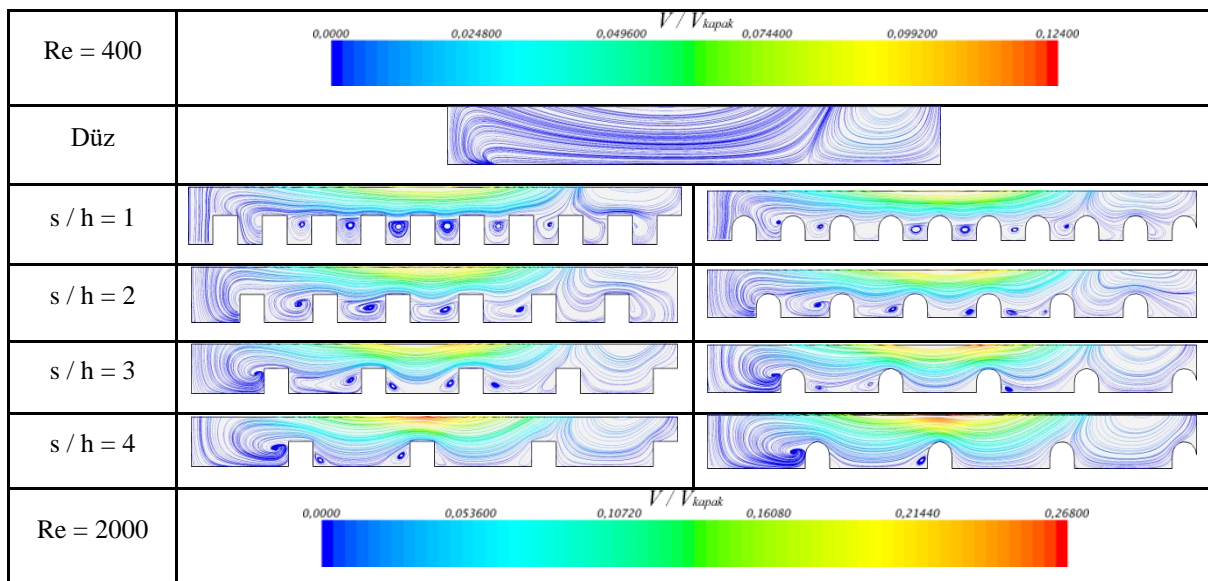
## 5.2 Sıcaklık Alanları (Temperature Fields)

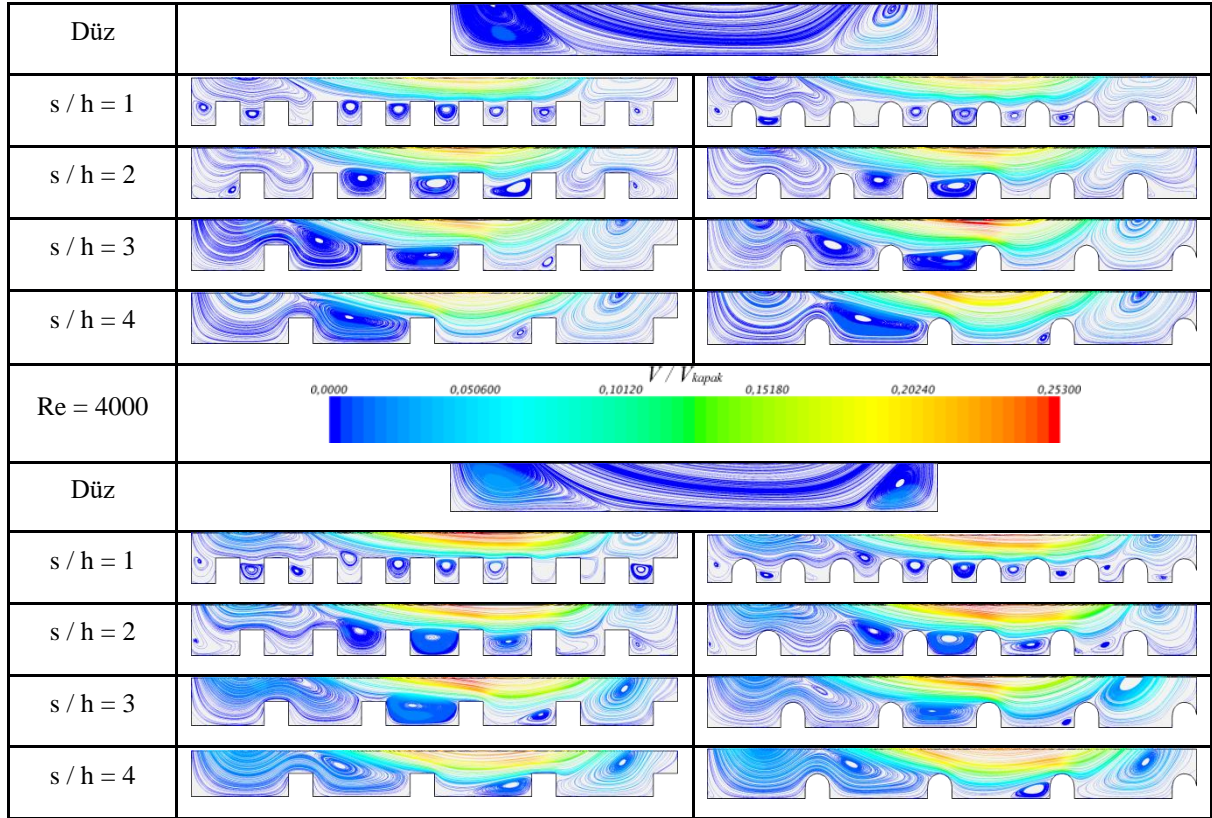
Şekil 8 keskin köşeli kare ve yuvarlatılmış köşeli kare formülü çıkıntılı  $s/h = 1, 2, 3$  ve 4 konumlarında ve farklı Reynolds sayılarında hücre içerisinde sıcaklık alanlarının oluşumuna etkisini göstermektedir. Hesaplamalarda kullanılan normalize edilmiş sıcaklık ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\theta = (T - T_{Ci}) / (T_{Hi} - T_{Ci}) \quad (12)$$

Burada  $T_{Ci}$  başlangıç koşullarındaki alt yüzey sıcaklığını,  $T_{Hi}$  başlangıç koşullarındaki üst yüzey sıcaklığını ifade etmektedir. Öncelikle burada dikkati çeken Reynolds sayısının farklı değerleri için hücre içerisindeki sıcaklık gradyanının de farklı olmasıdır. (Yani Re = 400 için  $-7.24 < \theta < 1.14$ , Re = 2000 için  $-5.51 < \theta < 0.936$ , Re = 4000 için  $-3.65 < \theta < 0.865$ ).

Reynolds sayısı değişimi ile tüm taban geometrilerinde Şekil 6'da görülen akım hatlarındaki karakteristiklerdeki gibi farklı karakteristiklerde sıcaklık alanlarının geliştiği gözlemlenmektedir.

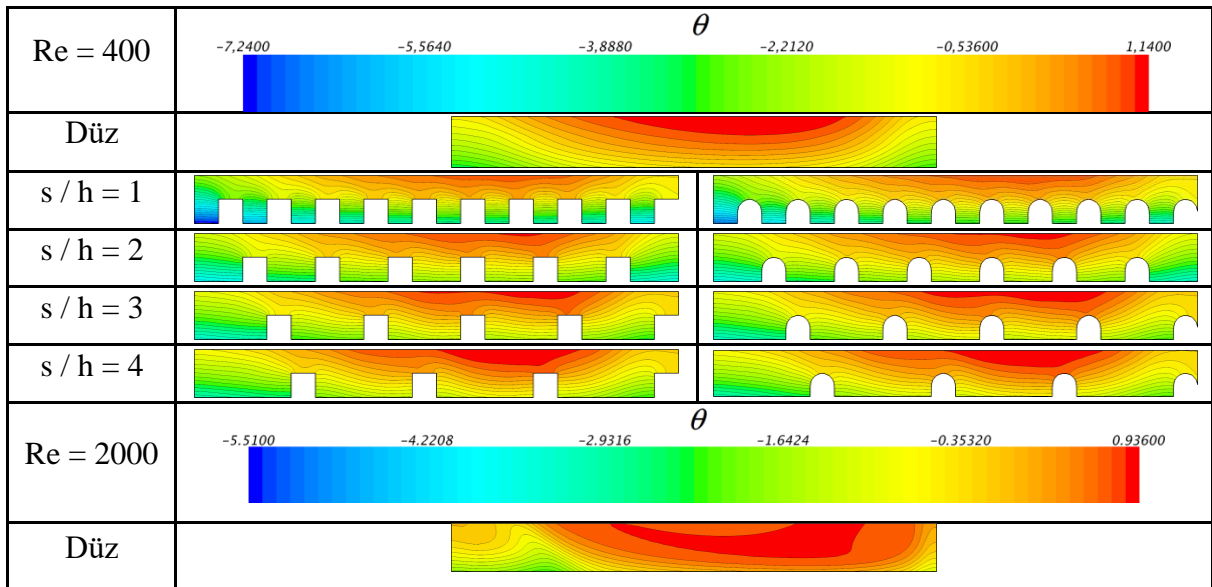


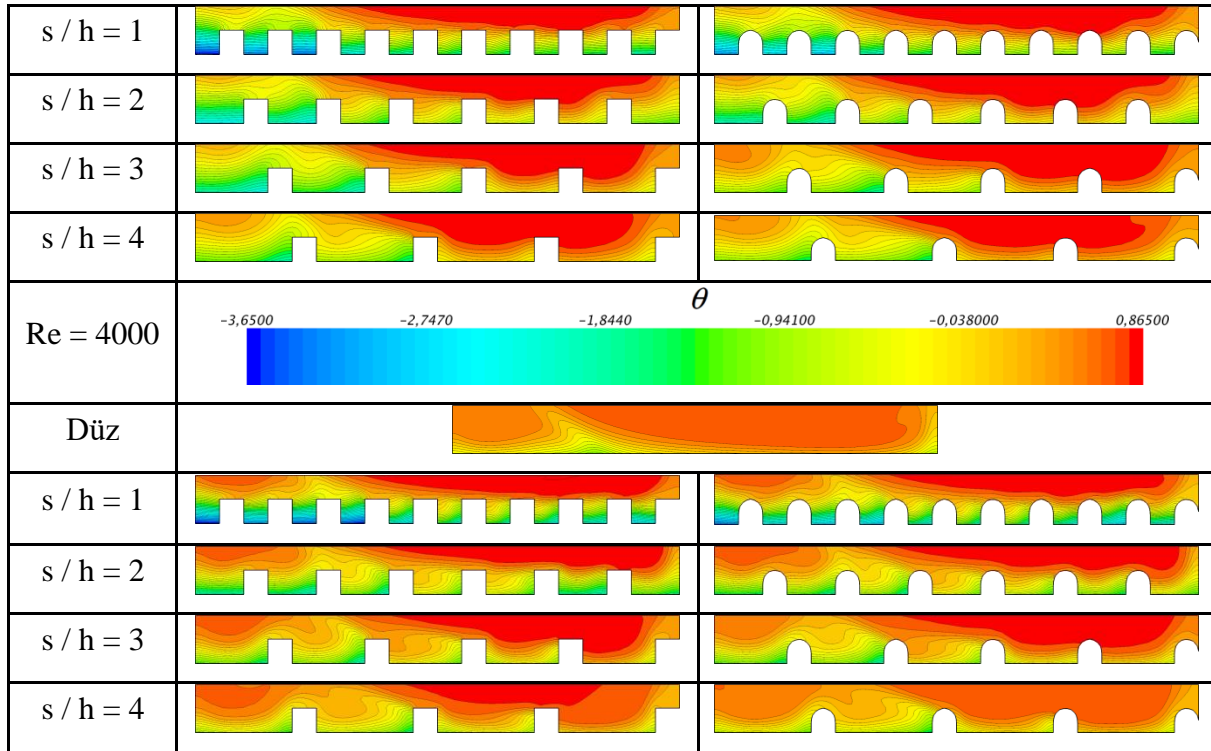


Şekil 7. Re = 400, Re = 2000, Re = 4000 için tüm geometrilere akım çizgileri (Streamlines near bottom wall for all cases)

Örneğin Re = 400'de  $s/h = 1, 2, 3$  ve 4 durumlarında aynı akım çizgilerindeki karakteristiklerin benzerliği gibi sıcaklık hatlarında da benzerlik oldukça belirgindir. Re = 2000 ve 4000 durumlarında hücre içi Re = 400'e göre ana hücre içerisinde hız değerlerinin arttığı görülmektedir. Buna bağlı olarak ana akımın özellikle hücrenin sağ alt köşesindeki hücreciklere girip çıkması herhangi bir girdap oluşturmaması, sol alt köşeye yakın hücreciklerde ise belirgin ve gelişmiş girdaplar oluşturması dikkat çekmektedir. Bu durum nedeniyle ana hücrenin sağ alt

tarafının kapak etkisi ile yukarıdan gelen sıcak akışkan tarafından sürekli olarak ısıtılmakta olduğu, sol alt tarafının ise stabil durumdaki küçük girdapların bu bölgelerde alt yüzeyden sürekli ısı akısına maruz kalmaları nedeniyle soğutma işlevi görmekte olduğu anlaşılmaktadır. Sıcaklık değerlerinin bu bölgelerde düştüğü gözlemlenmektedir. Çıkıntı geometrisi ve yerleşimlerinin de Reynolds sayısı ile birlikte etkili olduğu özellikle Re = 4000 'de bunun önemli ölçüde gerçekleştiği Şekil 8'de açıkça görülmektedir.

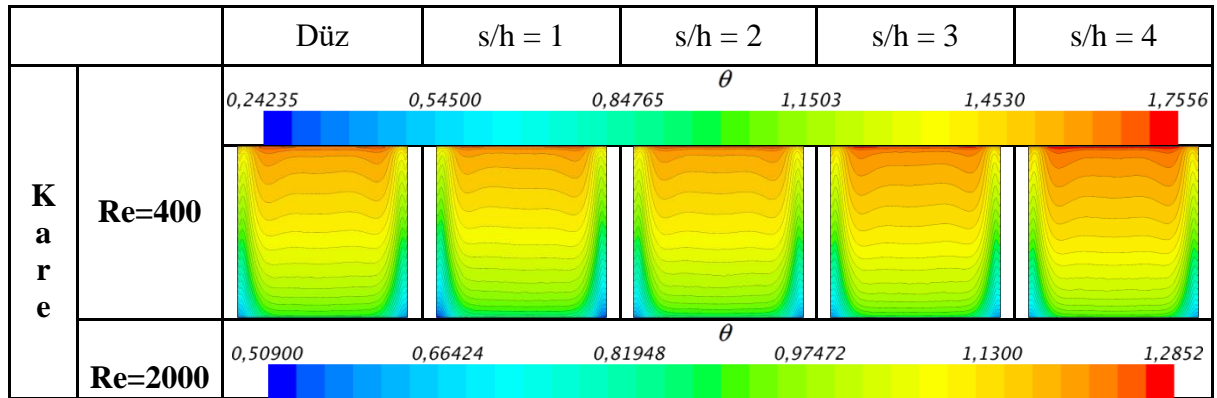




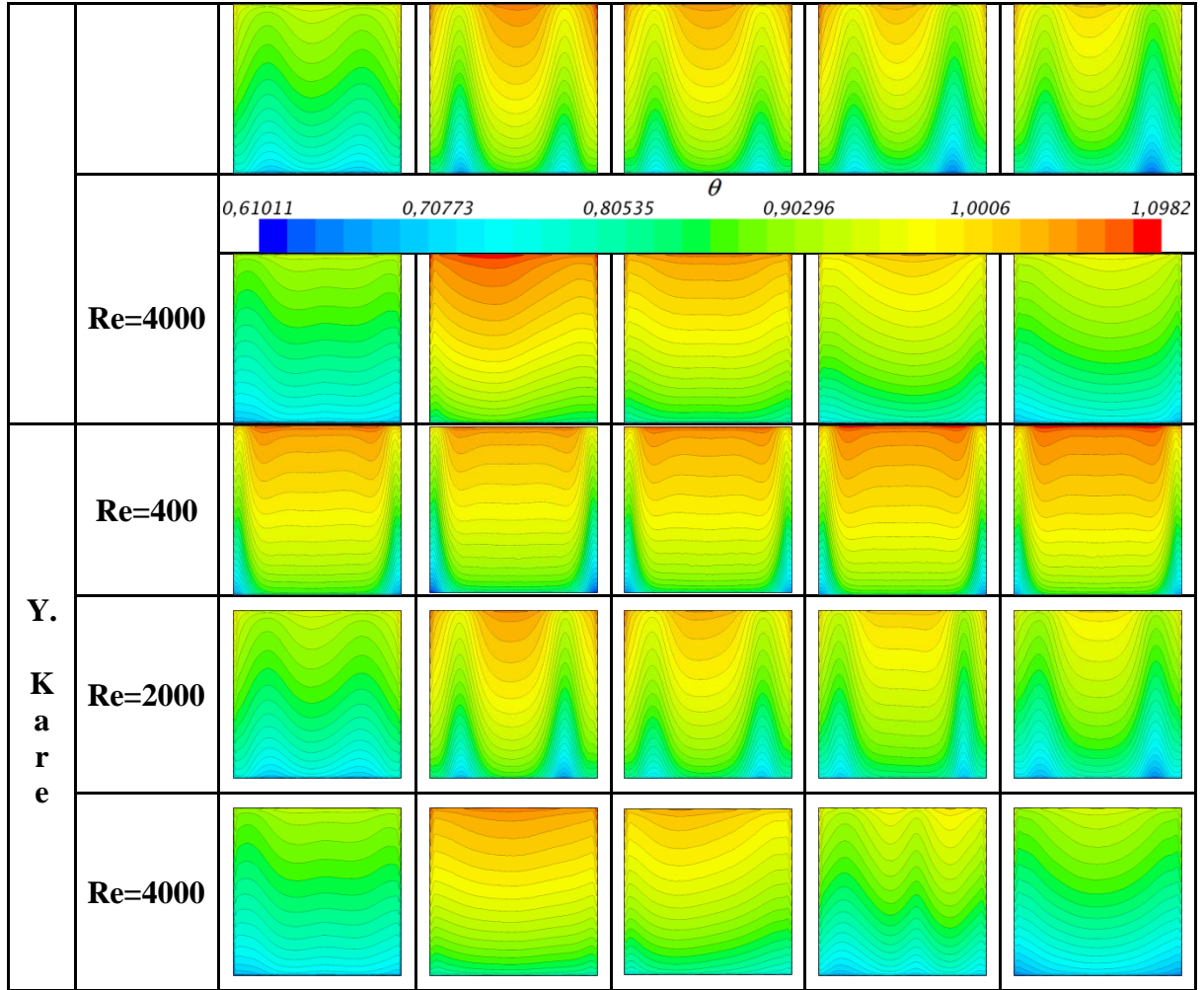
**Şekil 8.** Re = 400, Re = 2000, Re = 4000 için tüm geometrilere sıcaklık dağılımları (Temperature fields near bottom wall for all cases)

Çıkıntı geometrisi ve konumları ile birlikte Reynolds sayısının akımın özellikle yüksek sıcaklıklı hareketli kapak ve soğutmanın yapıldığı taban civarında sıcaklık alanlarını nasıl etkilediğini görmek için  $y = H$  (hareketli kapak) ve  $y = 2h$  'taki (X-Z düzlemlerindeki) sıcaklık dağılımları Şekiller 8 ve 9 'da verilmiştir. Bu düzlemlerde sıcaklık değerleri  $y=H$ 'de Re = 400 için  $0.24 < \theta < 1.75$ , Re = 2000 için  $0.51 < \theta < 1.29$ , Re = 4000 için  $0.63 < \theta < 1.1$ ,  $y = 2h$ 'de Re = 400 için  $-4.58 < \theta < -1.15$ , Re = 2000 için  $-1.33 < \theta < 0.94$ , Re = 4000 için  $-0.59 < \theta < 0.89$  olarak gerçekleşmiştir. Açıkça görülmektedir ki Re = 400 durumunda, beklendiği gibi, hareketli kapak civarındaki hücre tabanında uygulanmış olan tüm çıkıntı geometri ve yerleşimlerinin sıcaklık

dağılımına bir etkisi olmamıştır. Ancak tabana yakın düzlemlerde sıcaklık alanlarının çıkıntı geometrisi ve yerleşiminden çok etkilendiği, tüm geometri ve yerleşimlerde sıcaklık alanlarının, çıkıntısız tabana ve birbirlerine göre çok farklı olduğu açıkça görülmektedir. Sadece Re = 400 durumunda çıkıntısız taban ile  $s/h = 4$  durumu her iki çıkıntı geometrisi için benzerlik göstermektedir. Re = 2000 ve Re = 4000 için Şekiller 9 ve 10 'da bazı asimetrik görünümlere rastlanmıştır. Bu asimetri önceki kısımda bahsedildiği üzere üç boyutlu hücre içi akış probleminin kritik bir Reynolds sayısından (Re = 1914) sonra stabilizasyon bozuklukları ve salınmalar meydana getirmesinden dolayı ortaya çıkmaktadır. Re = 2000 ve sonrasındaki hızlarda kritik Reynolds eşiği aşıldığı görülebilmektedir.





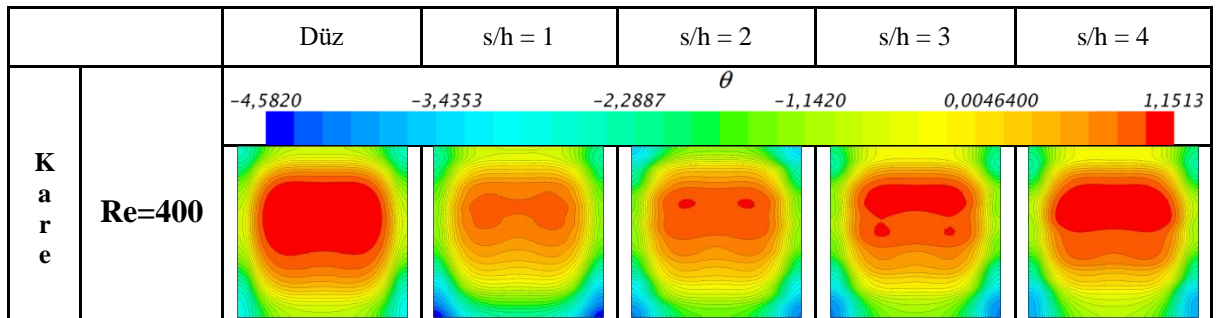


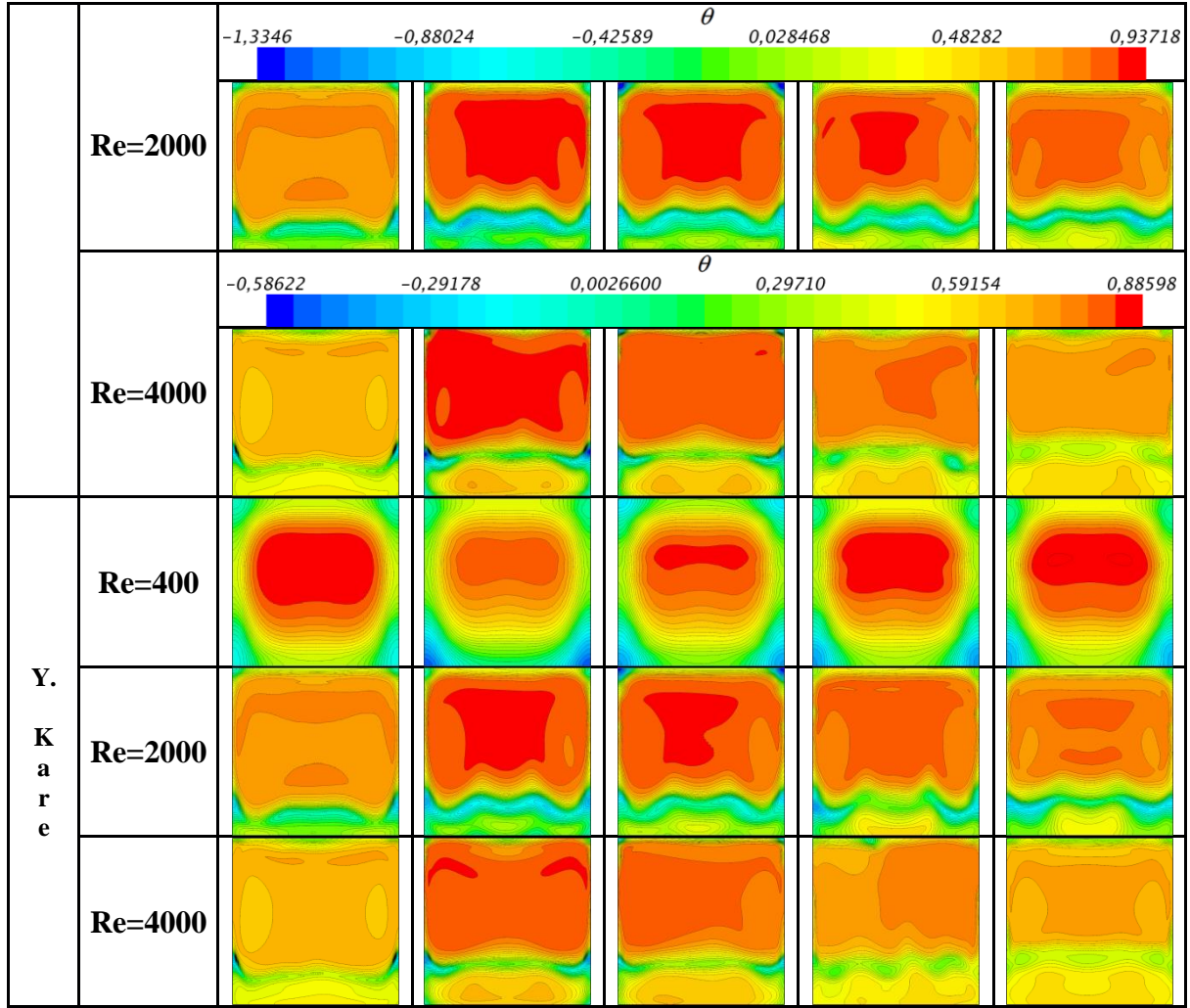
Şekil 9. Kare ve yuvarlatılmış kare kesitli geometriler için  $y=0.1$ 'de yüzey sıcaklık dağılımları (Temperature fields on  $y=0.1$ m for square and rounded square cross-sectional cases)

Üst yüzeyden giren ısı, alt yüzeydeki çıkıntılar arasında kalan bölgelerden dışarıya atıldığı hücre içinde, özellikle çıkıntıların yapıldığı alt yüzeyde taşınım ile ısı transferi değişimini incelemek için taşınım ile ısı transferini belirleyen en temel parametrelerden biri olan Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir. Hesaplama kullanılan Nusselt sayısı eşitliği verilmiştir [33].

$$Nu = 2(1 + 0.3Re^{1/2} Pr^{1/3}) \quad (13)$$

Nusselt sayısı, incelenen geometrideki Nusselt sayısının ( $Nu$ ), çıkıntısız geometrideki ortalama Nusselt sayısına ( $Nu_0$ ) oranı olacak şekilde normalize edilmiştir. Şekil 11'da tüm Reynolds sayıları ve tüm çıkıntı geometrileri için alt yüzeydeki ( $y=0$ ) normalize edilmiş Nusselt sayısı değişimi verilmiştir. Nusselt sayısı ortalama değerlerine de Şekil 12'den ulaşılabilir. Çıkıntısız geometride ana girdabın alt yüzeye ulaşan kısmından kaynaklı olarak alt yüzeyin merkeze yakın bölümlerinde yüksek Nusselt değerleri tespit edilirken, yan duvarlara yaklaşıldıkça bu değerlerin düştüğü görülmüştür.

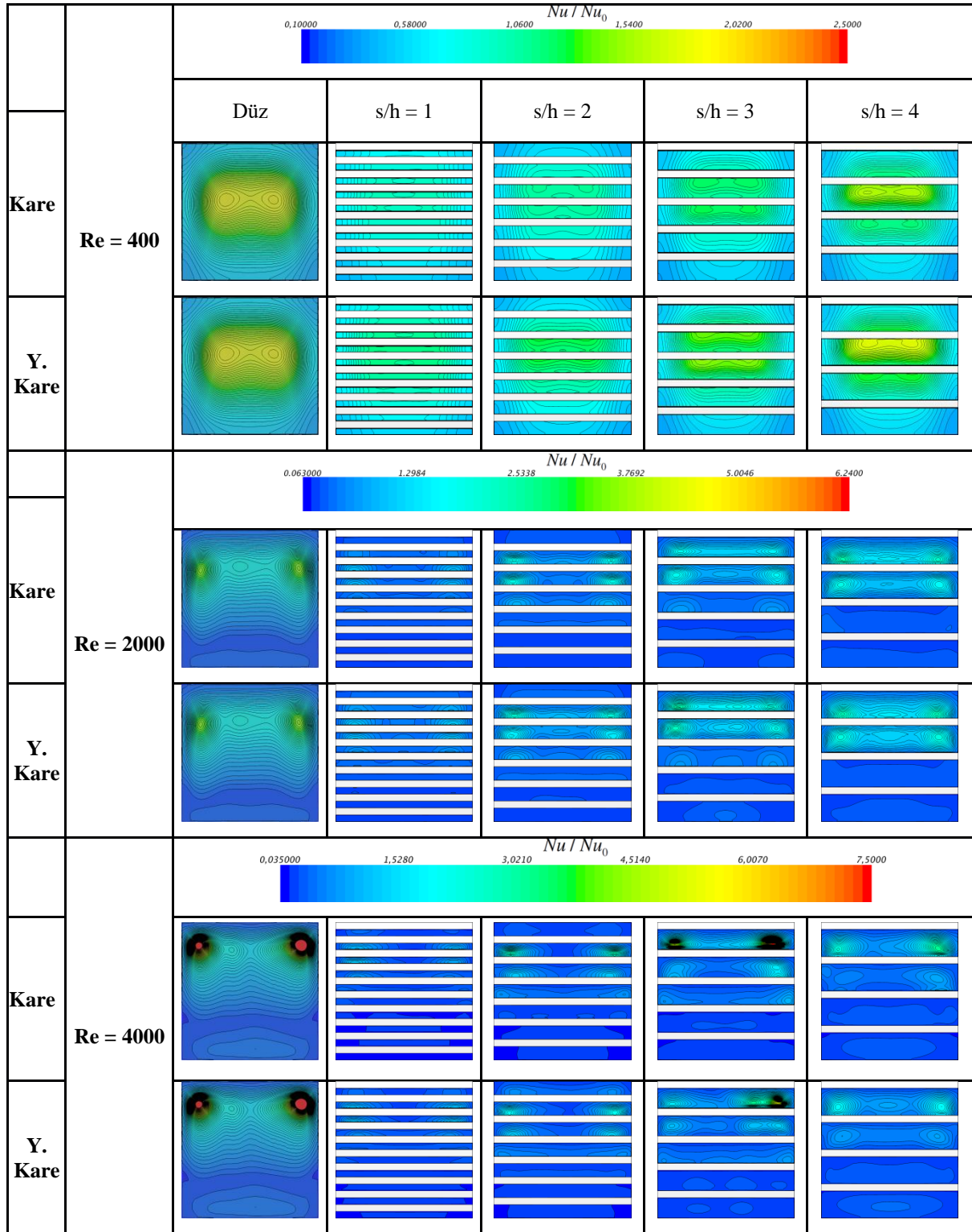




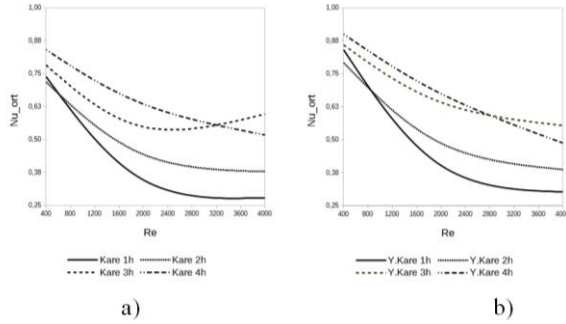
**Şekil 10.** Kare ve yuvarlatılmış kare kesitli geometriler için  $y=0.01$ m'de yüzey sıcaklık dağılımları (Temperature fields on  $y=0.01$ m for square and rounded square cross-sectional cases)

Bununla birlikte çıkıntılar arası mesafenin artması ile Nusselt sayısının dağılımı çıkıntısız geometri sonuçlarına yaklaşmıştır. Tüm keskin köşeli kare kesitli geometriler ile yuvarlatılmış köşeli kare kesitli geometriler arasında Nusselt sayılarına bakarak karşılaştırma yapıldığında, yuvarlatılmış köşeli kare kesitli geometrilerde ortalama Nusselt sayıları, çıkıntısız geometrideki ortalama Nusselt sayılarına yakın olduğu görülmektedir. Geometrilerin tamamı incelendiğinde yuvarlatılmış köşeli kare kesitli ve  $s/h = 4$  durumunda, çıkıntısız geometrideki en yakın Nusselt sayısı değerlerine ulaşılmıştır. Düşük

Nusselt sayısı değerleri bütün Reynolds sayılarında  $s/h = 1$  ve keskin köşeli kare kesitli çıkıntı durumunda elde edilmiştir. En küçük Nusselt sayısı ise  $Re = 4000$ ,  $s/h = 1$  ve keskin köşeli kare kesitli çıkıntı durumunda ( $Nu_{ort} = 0.279$ ) çıkmıştır. Çünkü Şekil 7'dan net olarak görüldüğü gibi  $Re = 4000$ ,  $s/h = 1$  ve keskin köşeli kare kesitli çıkıntı durumunda çıkıntılar arasındaki hüreciklerde küçük stabil girdaplar oluşturmaktadır. Bu küçük stabil girdaplar nedeniyle yukarıdan gelen yüksek sıcaklıklı ana akım hüreciklerin içerisine girememekte dolayısı ile tabana ulaşamamaktadır.



Şekil 11. Kare kesitli ve yuvarlatılmış kare kesitli geometriler için  $y = 0$ 'da Nusselt sayısı dağılımları (Nusselt numbers distributions on  $y=0$  for square and rounded square cross-sectional cases)



**Şekil 12.** a) Kare çıkıntılı b) Yuvarlatılmış kare çıkıntılı geometrilerde Reynolds sayısına bağlı Nuort değişimi ( a) Square ribs cases b) Rounded Square ribs cases distributions of Nuort based on Reynolds numbers )

Çıkıntıların geometrisinin ve yerleşiminin hücre içindeki toplam ısı transfer katsayısını etkileyip etkilemediğini veya ne kadar etkilediğini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (14)$$

$$A = 0.01 \text{ m}^2, (y = H \text{ ve } y = 2h \text{ için } X\text{-}Z \text{ düzlem alanları})$$

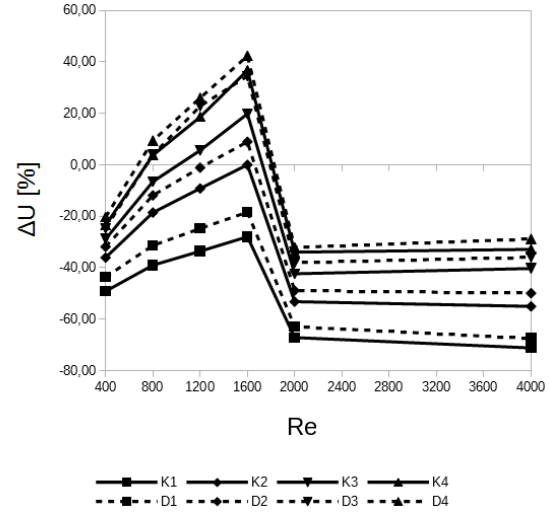
$$\Delta T = (T_H - T_C);$$

$$T_H : y = H \text{ için yüzey ortalama sıcaklığı,}$$

$$T_C : y=2h \text{ için yatay kesit ortalama sıcaklığı,}$$

$$\Delta U = \left[ \frac{(U_{\text{çıkıntılı}} - U_{\text{çıkıntısız}})}{U_{\text{çıkıntısız}}} \right] \times 100 \quad (15)$$

Denklem 14 ile her geometri için elde edilen toplam ısı transfer katsayıları (U), aynı Reynolds sayılarında çıkıntısız geometride elde edilen toplam ısı transferi kat sayısından çıkarılıp oranlanarak, fark ısı transfer katsayısı ( $\Delta U$ ) yüzdesi Denklem 15'de verildiği şekilde elde edilmiştir. Şekil 13'deki grafikte  $Re=400$ ,  $Re=800$ ,  $Re=1200$ ,  $Re=1600$ ,  $Re=2000$  ve  $Re=4000$  değerleri için Reynolds değerlerine göre fark ısı transfer katsayısı değişim yüzdeleri görülmektedir. Daha önce söz edildiği gibi  $\Delta U$  açısından da değerlendirildiğinde en büyük fark keskin köşeli kare kesitli çıkıntılı,  $s/h=1$  (K1) durumda ortaya çıkmış olup en az ısı transferinin gerçekleştiği durumdur.



**Şekil 13.** Farklı Reynolds sayılarında toplam ısı transfer kat sayısının değişimi (Distribution of total heat transfer coefficient for different Reynolds numbers)

## 6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, farklı hızlarda üst yüzeyi hareketli kare geometrili bir hücre içerisindeki akım ve hücre tabanına belirli mesafeler ile yerleştirilmiş keskin köşeli kare ve yuvarlatılmış köşeli kare kesitli çıkıntıların bu akıma ve hücre içindeki ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çıkıntı bölgesindeki akım çizgileri, hızlar, sıcaklık değerleri ve dağılımları ile birlikte Nusselt sayısının alt yüzeydeki değerleri ve değişimi incelenmiştir. İncelemede altı farklı Reynolds sayısı (400, 800, 1200, 1600, 2000 ve 4000), iki farklı çıkıntı geometrisi ve dört farklı yerleşim kullanılmıştır. Çalışma sonucunda toplam ısı transfer katsayısının etkileşimi verilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısının bütün Reynolds sayılarında en fazla keskin köşeli kare kesitli ve  $s/h=1$  durumunda etkilendiği ve ısı transferinin en fazla bu durumda azaldığı görülmüştür. Çıkıntıların mesafelerinin artmasıyla bu etkileşimlerin en aza indiği ve çıkıntısız düzleme yakın şekilde davranış gösterdiği görülmüştür.

Birbirine en yakın çıkıntıların bulunduğu geometriler, bu geometrilerin tabanda oluşturduğu hücrecikler içerisindeki stabil küçük girdaplar nedeniyle ana akımdan bağımsız davranış gösterdiği söylenebilir. Ancak çıkıntı mesafeleri ile birlikte çıkıntı yüksekliklerinin de bu olayı etkileyebileceği düşünülmektedir. İleriki çalışmalarda, çıkıntı yükseklikleri ile ilgili parametrik bir çalışma yapılması öngörülmektedir.

**SEMBOLLER (NOMENCLATURE)**

a	Çıkıntı genişliği [m]
A	Isı transfer alanı [m <sup>2</sup> ]
D1	Yuvarlatılmış köşeli 1h aralıklı
D2	Yuvarlatılmış köşeli 2h aralıklı
D3	Yuvarlatılmış köşeli 3h aralıklı
D4	Yuvarlatılmış köşeli 4h aralıklı
h	Çıkıntı yüksekliği [m]
H	Hücre yüksekliği [m]
k	Türbülans kinetik enerjisi [J/kg]
K1	Keskin köşeli 1h aralıklı
K2	Keskin köşeli 2h aralıklı
K3	Keskin köşeli 3h aralıklı
K4	Keskin köşeli 4h aralıklı
L <sub>kapak</sub>	Üst yüzey (kapak) uzunluğu [m]
Nu	Nusselt sayısı [ $2(1+0,3Re^{1/2}Pr^{1/3})$ ]
Nu <sub>0</sub>	Çıkıntısız geometrinin taban ortalama Nusselt sayısı
Nu <sub>ort</sub>	Nu/Nu <sub>0</sub> değerlerinin yüzey ortalaması
P	Basınç [Pa]
Q	Transfer edilen ısı [W]
Pr	Prandtl sayısı [ $= \nu / \alpha$ ]
Re	Reynolds sayısı [ $= (U_{kapak} \cdot L_{kapak}) / \nu$ ]
s	Çıkıntılar arası mesafe [m]
S <sub>ij</sub>	Deformasyon oranı bileşenleri
T	Sıcaklık [C°]
T <sub>i</sub>	Başlangıç sıcaklığı [C°]
T <sub>Ci</sub>	Alt yüzey başlangıç sıcaklığı [C°]
T <sub>Hi</sub>	Üst yüzey başlangıç sıcaklığı [C°]
T <sub>C</sub>	Alt yüzey ortalama sıcaklığı [C°]
T <sub>H</sub>	Üst yüzey ortalama sıcaklığı [C°]
ΔT	Sıcaklık farkı
U	Toplam ısı transfer katsayısı [W/m <sup>2</sup> .C]
V <sub>kapak</sub>	Üst yüzey (kapak) hızı [m/s]
u, v, w	Hız bileşenleri [m/s]
θ	Normalize edilmiş sıcaklık [ $=(T-T_{Co}) / (T_{Ho}-T_{Co})$ ]
μ <sub>τ</sub>	Türbülans dinamik viskozitesi [kg/m.s]
ν	Kinematik viskozite [m <sup>2</sup> /s]
ε	Türbülans enerji kayıp oranı [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]

**KAYNAKLAR (REFERENCES)**

- [1] Ghia U, Ghia K.N, Shin C. T, "High-Re Solutions for incompressible flow using the Navier-Stokes equations and a multigrid method", *Journal of Computational Physics*, 48: 387- 411, (1982).
- [2] Neofytou P., "A 3rd order upwind finite volume method for generalised Newtonian fluid flows", *Advances in Engineering Software*, 36: 664-680, (2005).
- [3] Chen S., Tölke J., Krafczyk M., "A new method for the numerical solution of vorticity-streamfunction formulations", *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 198: 367-376, (2008).
- [4] Kalita J.C., Gupta M.M., "A stream function-velocity approach for 2D transient incompressible viscous flows", *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, 62: 237-266, (2010).
- [5] Bustamante C.A., Power H., Florez W.F., "A global meshless collocation particular solution method for solving the two-dimensional Navier-Stokes system of equations", *Computers and Mathematics with Applications*, 65: 1939-1955, (2013).
- [6] Felter, C.L. Walther J.H., Henriksen C., "Moving least squares simulation of free surface flows", *Computers & Fluids*, 91:47-56, (2014).
- [7] Salant R. F., Maser N., Yang B., "Numerical Model of a Reciprocating Hydraulic Rod Seal", *Journal of Tribology*, 129: 91-97, (2007).
- [8] Berger E. J. , Sadeghi F., Krousgrill C. M., "Finite element modelling of engagement of rough and grooved wet clutches", *Journal of Tribology*, 118: 137-146, (1996).
- [9] Nikas G. K., Sayles R. S., "Computational model of tandem rectangular elastomeric seals for reciprocating motion", *Tribology International*, 39: 622-634, (2006).
- [10] Dragoslav S.L., Stefan H. G., "Simulation of transient cavity flows driven by buoyancy and shear", *Journal of Hydraulic Research*, 38(3): 181-195, (2000).
- [11] Prasad A.K., Koseff J.R., "Reynolds number and end-wall effects on a lid-driven cavity flow", *Phys. Fluids*, A1: 208-218, (1989).
- [12] Prasad A.K., Koseff J.R., "Combined forced and natural convection heat transfer in a deep lid-driven cavity flow", *Int. J. Heat Fluid Flow*, 17: 460-467, (1996).
- [13] Mohamad A.A., Viskanta R., "Flow and thermal structures in a lid-driven cavity heated from below", *Fluid Dynamics Research*, 12: 173-184, (1993).
- [14] Iwatsu R., Hyun J.M., Kuwahara K., "Numerical simulation of flows driven by a torsionally oscillating lid in a square cavity", *J. Fluids Eng.*, 114: 143-151, (1992).
- [15] Wang C.-C., Chen C.-K., "Forced convection in a wavy wall channel", *Intl. J. Heat Mass Transfer*, 45: 2587-2595, (2002).
- [16] Al-Amiri A., Khanafer K., Bull J., Ioan Pop., "Effect of sinusoidal wavy bottom surface on mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50: 1771-1780, (2007).
- [17] Barletta A., Nield D.A., "Mixed convection with viscous dissipation and pressure work in a lid-driven square enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 4244-4253, (2009).
- [18] Cheng T.S., Liu W.H., "Effect of temperature gradient orientation on the characteristics of mixed convection flow in a lid-driven square cavity", *Computers & Fluids*, 39: 965-978, (2010).
- [19] Basak T., Roy S., Sharma P.K., Pop I., "Analysis of mixed convection flows within a square cavity with uniform and non-uniform heating of bottom wall", *International Journal of Thermal Sciences*, 48: 891-912, (2009).
- [20] Ji T.H., Kim S. Y., Hyun J. M., "Transient mixed convection in an enclosure driven by a sliding lid", *Heat Mass Transfer*, 43: 629-638, (2007).

- [21] Rashid M., Kaish A. B. M. A., Islam M. M., Islam M. T., "Numerical simulation of incompressible flows in one-sided lid-driven square cavity by finite element method", *Journal of Innovation & Development Strategy (JIDS)*, 5(3):114-119, (2011).
- [22] Omari R., "CFD simulations of lid driven cavity flow at moderate reynolds number", *European Scientific Journal*, 9(15): 22-35, (2013).
- [23] Zheng G. F., Ha M. Y., Yoon H. S., Park Y. G., "A numerical study on mixed convection in a lid-driven cavity with a circular cylinder", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(1): 273-286, (2013).
- [24] Nasrin R., Parvin S., "Hydromagnetic effect on mixed convection in a lid-driven cavity with sinusoidal corrugated bottom surface", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38: 781-789, (2011).
- [25] Mekroussi S., Nehari D., Bouzit M., Chemloul N.E.S., "Analysis of mixed convection in an inclined lid-driven cavity with a wavy wall", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(7): 2181-2190, (2013).
- [26] Yapıcı K., Obut S., "Laminar Mixed-Convection Heat Transfer in a Lid-Driven Cavity with Modified Heated Wall", *Heat Transfer Engineering*, 36(3): 303-314, (2015).
- [27] Gangawane K. M., "Computational analysis of mixed convection heat transfer characteristics in lid-driven cavity containing triangular block with constant heat flux: Effect of Prandtl and Grashof numbers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105: 34-57, (2017).
- [28] Versteeg, H.K., ve Malalasekera, W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics(Second Ed.)", *Pearson*, Glasgow, England, (2007).
- [29] Sahiti N., Lemouedda A., Stojkovic D., Durst F., Franz E., "Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections", *Appl. Therm. Eng.*, 26, (2006).
- [30] Chimres N., Wang C.C., Wongwises S., "Optimal design of the semi-dimple vortex generator in the fin and tube heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120: 1173-1186, (2018).
- [31] Chen, H., Li, K., and Wang, S., "A dimension split method for the incompressible Navier-Stokes equations in three dimensions", *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, 73: 409-435, (2013).
- [32] Feldman, Y., Gelfgat A., "Oscillatory instability of a three-dimensional lid-driven flow in a cube", *Physics Of Fluids*, 22: 093602, (2010).
- [33] CD-Adapco - "StarCCM+ Kullanıcı Rehberi", (2010).