

## PAPER DETAILS

TITLE: Alt Duvari Dalgali Kapali Kare Geometride Yüzey Isinimi ile Dogal Tasinimin Sayisal  
Incelenmesi

AUTHORS: Mesut TEKKALMAZ

PAGES: 1137-1148

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/679759>

AKÜ FEMÜBİD 18 (2018) 015903 (1137-1148)

AKU J. Sci. Eng. 18 (2018) 015903 (1137-1148)

DOI: 10.5578/fmbd.67764

Araştırma Makalesi / Research Article

## Alt Duvarı Dalgalı Kapalı Kare Geometride Yüzey Işınımı ile Doğal Taşınımın Sayısal İncelenmesi

**Mesut Tekkalmaz<sup>1</sup>**<sup>1</sup> Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Eskişehir.

e-posta: tmesut@ogu.edu.tr

Geliş Tarihi:30.10.2018

; Kabul Tarihi:04.12.2018

### Özet

**Anahtar kelimeler**Rayleigh Bernard  
Taşınım; Doğal  
Taşınım; Yüzey Işınımı;  
Dalgalı Alt Duvar

Alt duvarı dalgalı ve tüm duvarlarında aynı yüzey ısıyım yayma oranına sahip kapalı kare geometride birleşik doğal taşınım ve yüzey ısıyımı sayısal olarak incelenmiştir. Geometride alt duvar ısıtılmış, üst duvar soğutulmuş, dikey duvarlar ise yalıtılmıştır. Sıcak ve soğuk duvarlar izotermal ve sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Doğal taşınım için tanımlanan momentum ve enerji denklemi  $10^4 \leq Ra \leq 10^6$  ve  $0 \leq \epsilon \leq 1$  alınarak SIMPLE algoritması ile sonlu hacimler kullanılarak Fluent paket programında çözülmüştür. Katılımcı olmayan ortam için yüzeyler arası ısıyım ile ısı transferi denklemi Discrete Ordinate Metot (DOM) kullanılarak çözülmüştür. Soğuk duvar üzerinden hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ve geometride meydana gelen akış değişimleri değişen Rayleigh sayısı, yüzey ısıyım yayma oranı, alt duvar dalga sayısı ve dalga genliği için analiz edilmiştir. Dalgalı duvarın dalga sayısı ve genliğinin değişimi aynı şartlardaki düz duvara göre bazı durumlarda ortalama toplam Nusselt sayısında maksimum %8.82 değerinde bir iyileştirme sağlamıştır.

## Numerical Investigation of Natural Convection and Surface Radiation in an Air Filled Square Enclosure with a Wavy Bottom Wall

### Abstract

**Keywords**Rayleigh Bernard  
Convection; Natural  
Convection; Surface  
Radiation; Wavy  
Bottom Wall

The coupled natural convection and surface radiation of a square gray enclosure having undulated bottom wall and same wall emissivity was numerically investigated. The bottom wall of the enclosure was heated up while the upper wall was cooled down and the side walls were adiabatic. Hot and cold walls were isothermal and kept at a constant temperature. The momentum equations described in natural convection, and the energy equation has been solved Fluent Software by the finite volume method in SIMPLE algorithm taking  $10^4 \leq Ra \leq 10^6$  and  $0 \leq \epsilon \leq 1$  into account. The radiative heat equation between surfaces for non-participating medium was solved using the Discrete Ordinate Method (DOM). The mean Nusselt numbers computed over the cold surface and of the flow variations over the enclosure were analyzed for different number of undulations and amplitudes, varying Rayleigh number, and changed wall emissivity. The fluctuation of the wave number and amplitude of the wave wall have provided an improvement of 8.82% maximum in the mean total Nusselt number in some cases compared to the same flat wall.

© Afyon Kocatepe Üniversitesi

### 1. Giriş

İç i akışkan dolu birleşik (ısıyım ısıyım ve doğal taşınım) ısı transferi; binaların ısıyım tasarımında, güneş kolektörlerinde, elektronik kart ve elektronik bileşenlerin soğutulmasında, sera tasarımında, enerji depolama sistemlerinde ve çeşitli endüstriyel fırınların ısıyım analizi gibi birçok mühendislik

uygulamalarında karşımıza çıkar. Dikdörtgen kapalı kutularda yalın doğal taşınım ile ısı transferi deneysel ve sayısal olarak ayrıntılı bir şekilde araştırılmıştır. Özellikle ilk çalışmaların çoğunda ısıyım etkisi ihmal edilmiştir (De Vahl Davis and Jones 1985, Markatos and Perikleous 1984, Ostrach 1988). Doğal taşınım da ısıyım etkisi sıcaklık ve akış alanları arasındaki ilişkinin doğasından dolayı zorlanmış

taşınım oranla genel olarak daha kuvvetlidir (Arpaci *et al.* 2000).

Dikdörtgen kapalı kutularda doğal taşınım ve yüzey ışınlımının etkileşimini modellerken, önceki çalışmaların bir kısmı dikey düz duvarlarından ısıtılan ve soğutulan, diğer duvarlarından yalıtılmış çalışmalardır. Birçok araştırmacı basit geometride birleşik doğal taşınım ve yüzey ışınlımı çalışması gerçekleştirmiştir (Balaji and Venkateshan 1993, Akiyama and Chong 1997, Mahapatra *et al.* 1999, Wang *et al.* 2006, Mezrhab and Bchir 1999). Bazı çalışmalarda ise, alt duvarından ısıtılmış, üst duvarından soğutulmuş, diğer duvarlarından yalıtılmış kapalı dikdörtgen kutulardaki birleşik ısı transferi incelenmiştir. (Rayleigh-Bernard Problemi) (Ridouane *et al.* 2004, Ridouane *et al.* 2005, Gad and Balaji 2010).

Doğal taşınımında sinüzoidal dalgalı duvar etkileri ayrıntılı bir şekilde çalışılmıştır. Yao (1983) dikey dalgalı yüzey boyunca doğal taşınımı çalışmıştır. Bu çalışmasında, yerel ısı transfer oranının düz duvar durumuna göre küçülmüş olduğunu, dalga genliği artarken ısı transferinin azaldığını ve ortalama Nusselt sayısının da aynı şekilde değiştiğini bulmuştur. Saidi vd. (1987) sinüzoidal kapalı geometride ısı transferi ve akış için sayısal ve deneysel doğal taşınımlı ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmalarında, girdapların varlığından dolayı geometrinin dalgalı duvarları ve akışkan arası toplam ısı değişiminin azaldığını rapor etmişlerdir. Bhavnani ve Bergles (1991) dikey dalgalı duvarlardan yerel doğal ısı transfer katsayılarını elde etmişler ve dalgalı duvardan ısı transferinin azaldığını gözlemlemişlerdir. Kumari vd. (1997) dikey dalgalı duvar boyunca Newtoniyen olmayan akışkanların doğal taşınım sınır tabaka akışını çalışmışlardır. Rahman (2001) dikey dalgalı duvardan doğal kütle taşınımında veriler elde etmiştir. Mahmut vd. (2002) iki izotermal dalgalı duvarlı ve iki yalıtılmış dikey duvarlı geometride doğal taşınım ısı transferinin sayısal çözümlerini sunmuşlardır. Geometri oranının ısı ve akış için çok önemli bir parametre olduğunu gözlemlemişlerdir. Sabit Grashof sayıları için düşük geometri oranlarında ısı transferinin daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Mahmud ve İslam (2003) iki izotermal

dalgalı duvarlı eğimli kapalı geometri içinde laminar akış için doğal taşınım ve entropi üretimini incelemişlerdir.

Adjout vd. (2002) eğimli kare geometride sıcak dalgalı duvarın sayısal çalışmasını rapor etmişlerdir. Bir ve üç dalgalı duvarın farklı eğim açısı, farklı genlik ve Rayleigh sayıları için çözümler elde etmişlerdir. Dalgalı duvar yerel ısı transferinin ve ortalama Nusselt sayısının düz duvarla karşılaştırıldığında azaldığını görmüşlerdir. Jang vd. (2003) Prandtl taşınım teoremini kullanarak dikey dalgalı yüzey boyunca doğal taşınım ısı ve kütle transferi karakteristiklerini araştırmışlardır. Das ve Mahmud (2003) alt duvarı ve üst duvarı dalgalı geometride doğal taşınım ısı transferini analiz etmişlerdir. Dalga genlik uzunluk oranı sıfır değerine yakın olduğunda sadece düşük Grashof sayılarında ısı transfer oranının arttığını gözlemlemişlerdir. Dalal ve Das (2005), geometri koordinatlarına göre değişen sıcaklık sınır koşullarına maruz bırakılmış eğimli sağ duvarı dalgalı kapalı geometride ısı transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Yao (2006) dikey karmaşık dalgalı yüzey boyunca doğal taşınımı incelemiştir. Sayısal çalışmada yüzeyin dalga uzunluğu ve genlik oranına bağlı olarak ısı transferi oranını değiştirdiğini gözlemlemiştir. Varol ve Oztop (2006) dar dalgalı geometride doğal taşınımı analiz etmişlerdir. ısı transferinin boyutsuz dalga uzunluğu ile azaldığını, geometri oranı ve Rayleigh sayısının artması ile arttığını tespit etmişlerdir. Diğer çalışmalarında ise eğimli dalgalı ve düz güneş kolektörlerinde doğal taşınımı araştırmışlardır (Varol and Oztop 2008). Tekkalmaz (2013) farklı Rayleigh sayısı, geometri oranı ve dalga sayısı için dalgalı kapalı dikdörtgen geometride laminar akış ve doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak çözmüştür.

Bu çalışmanın literatürdeki diğer çalışmalardan farkı ısı üretimine sebep olan dalgalı duvar altta, soğuk duvar üstte, dikey duvarların ise yalıtılmış olması ve yüzey ışınlımı etkisini de incelemesidir. Ortamın ışınlıma katılmadığı içi hava dolu, gri yüzeyli kapalı bir kare geometride akışkan akışı ve ısı transferi dalga sayısı, dalga genliği ve duvar ışınlım yayma oranına göre sayısal olarak incelenmiştir.

## 2. Sayısal Analiz

Yüksekliği ve uzunluğu  $L$  olan bir kare geometride, alt duvar, bir, iki ve üç sinüzoidal dalgalı olarak incelenmiştir. Dalgalı duvar,  $F(x)=A[1-\cos(2\lambda\pi x)]$  denklemi kullanılarak oluşturulmuştur, burada  $\lambda$  dalga sayısı ve  $A$  dalga genliğidir. Ele alınan problem için şematik gösterim Şekil 1’de verilmiştir. Kanalın dalgalı alt kenarı  $T_h$  sabit sıcaklığında, üst kenarı  $T_c$  sıcaklığında tutulurken, dikey kenarlar yalıtılmıştır. Çalışmada ele alınan tüm durumlarda, sürekli rejimde iki boyutlu yüzey ışınlı laminar akışlı taşınım içermektedir. Kanal içi sabit termofiziksel özelliklere sahip (yoğunluk hariç) hava ile doludur. Yoğunluk değişiklikleri Boussinesq yaklaşımı ile modellenmiştir. Visköz ısı kayıpları ve sıkıştırılabilirlik ihmal edilmiştir.

Yukarıdaki kabullerden hareketle, iki boyutlu akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sırasıyla;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

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

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

verilmiştir. Burada  $T$  sıcaklık,  $T_0$  referans sıcaklığı,  $\beta$  ısı genleşme katsayısı,  $g$  yerçekimi ivmesi,  $p$  basınç,  $\alpha$  ısı yayılım katsayısı,  $\nu$  kinematik viskozite ve  $\rho$  yoğunluktur.

Süreklilik, momentum ve enerji denklemi için sınır koşulları:

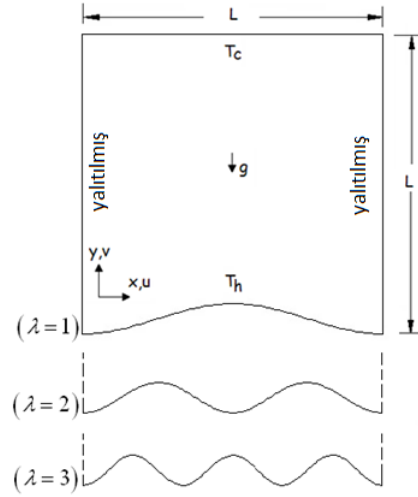
$$\begin{aligned} u=v=0, \quad T=T_h, \quad 0 \leq x \leq L \text{ ve } y=0 \\ u=v=0, \quad T=T_c, \quad 0 \leq x \leq L \text{ ve } y=L \\ u=v=0, \quad q_r + q_{cv} = 0 \text{ yalıtılmış duvarlarda} \end{aligned} \quad (5)$$

ile ifade edilir. Soğuran, yayan ve saçan bir ortam için ısı transfer denklemi

$$\begin{aligned} \frac{dI(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} + (\kappa + \sigma_s)I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = \\ an^2 \frac{\sigma T_0^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}') d\Omega' \end{aligned} \quad (6)$$

ile tanımlanır (*Fluent User's Guide*, 2005). Burada  $\mathbf{r}$  pozisyon vektörü,  $\mathbf{s}$  yön vektörü,  $\mathbf{s}'$  saçılma yön

vektörü,  $s$  yol uzunluğu,  $\kappa$  soğurma katsayısı,  $n$  kırılma indisi,  $\sigma_s$  saçılma katsayısı,  $\sigma$  Stefan-Boltzmann katsayısı,  $I$  ışınlım şiddeti,  $\Phi$  faz fonksiyonu ve  $\Omega'$  katı açıdır. Çalışmada soğurma ve saçılma katsayısı sıfır alınmıştır, çünkü ortam katılımcı değildir. Gri cisim ışınlım modelinde duvarlar opak, difüz ve dalga boyundan bağımsız kabul edilmiştir.



Şekil 1. Alt duvardaki dalga sayısı ve genliği değişen geometri.

Gri difüz duvarda ışınlım ısı transferi sınır koşulu aşağıdaki gibi uygulanabilir. Gri ışınlım için, duvarda  $q_{in}$  gelen ışınlım ısı akısı,

$$q_{in} = \int_{\mathbf{s} \cdot \mathbf{n} > 0} I_{in} \mathbf{s} \cdot \mathbf{n} d\Omega \quad (7)$$

şeklinde tanımlanır (*Fluent User's Guide*, 2005). Burada  $\mathbf{n}$  normal vektördür. Yüzeyden giden ışınlım ısı akısı,

$$q_{out} = (1 - \varepsilon_w) q_{in} + n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4 \quad (8)$$

şeklinde tanımlanır. Burada  $n$  duvara bitişik ortam için kırılma indisidir. Duvarda  $s$  yönünde giden sınır ışınlım ısı şiddeti:

$$I_0 = \frac{q_{out}}{\pi} \quad (9)$$

ile ifade edilir. Toplam duvar ısı akısı Denklem (10)'da gösterildiği gibi ifade edilir.

$$q_t = q_{cv} + q_r \quad (10)$$

Burada  $q_{cv}$  ve  $q_r$  duvardaki taşınım ve ışınlım ısı transferi olup,

$$q_{cv} = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad \text{ve} \quad q_r = \int_{4\pi} I(\mathbf{n} \cdot \mathbf{s}) d\Omega \quad (11)$$

ile hesaplanır. Duvarda ortalama toplam Nusselt sayısı ( $Nu_t$ ) ortalama taşınım ( $Nu_{cv}$ ) ve ortalama ışınlım Nusselt ( $Nu_r$ ) sayılarından hesaplanır.

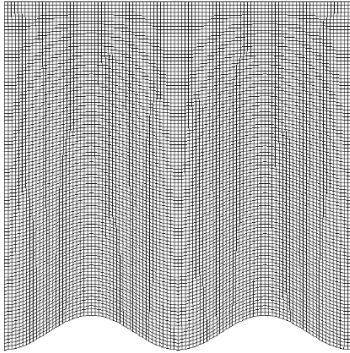
$$Nu_t = Nu_{cv} + Nu_r \quad (12)$$

burada

$$Nu_{cv} = \frac{\bar{q}_{cv}L}{k(T_h - T_c)} \quad \text{ve} \quad Nu_r = \frac{\bar{q}_rL}{k(T_h - T_c)} \quad (13)$$

$\bar{q}_{cv}$  ve  $\bar{q}_r$  duvarlardaki ortalama taşınım ve ısıtım ısı transferleridir. Duvarlardaki ortalama değerler duvar üzerinden alan ortalama ağırlıklı değerlerdir.

Yönetici denklemler (1)-(4) ve ısıtım transfer denklemi (6) FVM (Sonlu Hacimler Metodu) kullanılarak ayrılaştırılmıştır ve elde edilen denklemler, implicit, SIMPLE algoritması, second order upwind çözücü kullanılarak iteratif metotla çözülmüştür. ısıtım transfer denklemi için 4x6 açılal yön seçimiyle DOM (Discrete Ordinate Method) kullanılmıştır. Rayleigh-Bernard taşınım probleminde yüzey ısıtım etkisini incelerken, Fluent programındaki DOM ısıtım ısı transfer modeli performansının S2S (Yüzeyden yüzeye ısıtım modeli) modelinden daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir (Gad and Balaji 2010). Hesaplamalar, geçerliliği birçok mühendislik probleminde test edilmiş ve yaygın olarak kullanılan Fluent programı aracılığıyla çözülmüştür. Çalışmada kare geometrili bölge için dörtgen elemanlar kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Kullanılan ağ yapısı Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. Ağ yapısı.

Sayısal doğrulama için dikey duvarlarından ısıtılmış alt ve üst duvarlarından yalıtılmış Wang vd. (2006) çalışmasının ortalama taşınım, ısıtım ve toplam Nusselt değerleri soğuk duvar için karşılaştırılmış ve Çizelge 1’de gösterilmiştir. Sayısal sonuçların maksimum bağıl hatası 0.87 olup, değişik Ra değerlerinde çok iyi uyduğu görülmüştür.

Sayısal sonuçların doğruluğu değişik ağ yapısı değerlerinde test edilmiş ve artan ağ yapısı sayısı ve Ra sayısı için  $Nu_{cv}$ ,  $Nu_r$  ve  $Nu_t$ ’nin yakınsaması  $\lambda=1$  ve  $\varepsilon=0.5$  için Çizelge 2’de gösterilmiştir. Dörtgen ağ yapısı için maksimum bağıl değişim  $Nu_{cv}$ ,  $Nu_r$  ve  $Nu_t$  için sırasıyla 0.0079, 0.0016, 0.0051 olmuştur. Sonuçlar 200x200 ağ yapısıyla elde edilmiştir.

### 3. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmada birleşik taşınım ve ısıtım ısı transfer analizi bir ( $\lambda=1$ ), iki ( $\lambda=2$ ) ve üç dalgalı ( $\lambda=3$ ) olarak ve her bir dalgada üç farklı genlik oranı ( $A=0.025$ , 0.05 ve 0.075) için inceleme yapılmıştır. Alt duvar  $T_h$  (310K) ve üst duvar  $T_c$  (290K) sıcaklıkta sabit tutulurken dikey duvarlar yalıtılmıştır. Havanın termofiziksel özellikleri  $T_0=(T_h+T_c)/2=300K$  referans sıcaklığında hesaplanmıştır. Sayısal simülasyon  $10^4 \leq Ra \leq 10^6$  ve  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  için gerçekleştirilmiştir. İletim-ısıtım katsayısı  $N_r$ ,  $\sigma T_0^4 (k\Delta T / L)$  ile hesaplanmıştır.  $N_r$ ,  $Ra=10^4$ ,  $10^5$  ve  $10^6$  için sırasıyla 15.37, 33.11 ve 71.34 olmaktadır. Kapalı geometrinin bütün yüzeyleri aynı ısıtım yayma oranına sahip ve gri olduğu düşünülmüştür. Her bir durum için soğuk duvar üzerinden ortalama Nusselt sayısı hesaplanıp kaydedilmiş ve akım çizgileri ile eş sıcaklık eğrileri türetilmiştir.

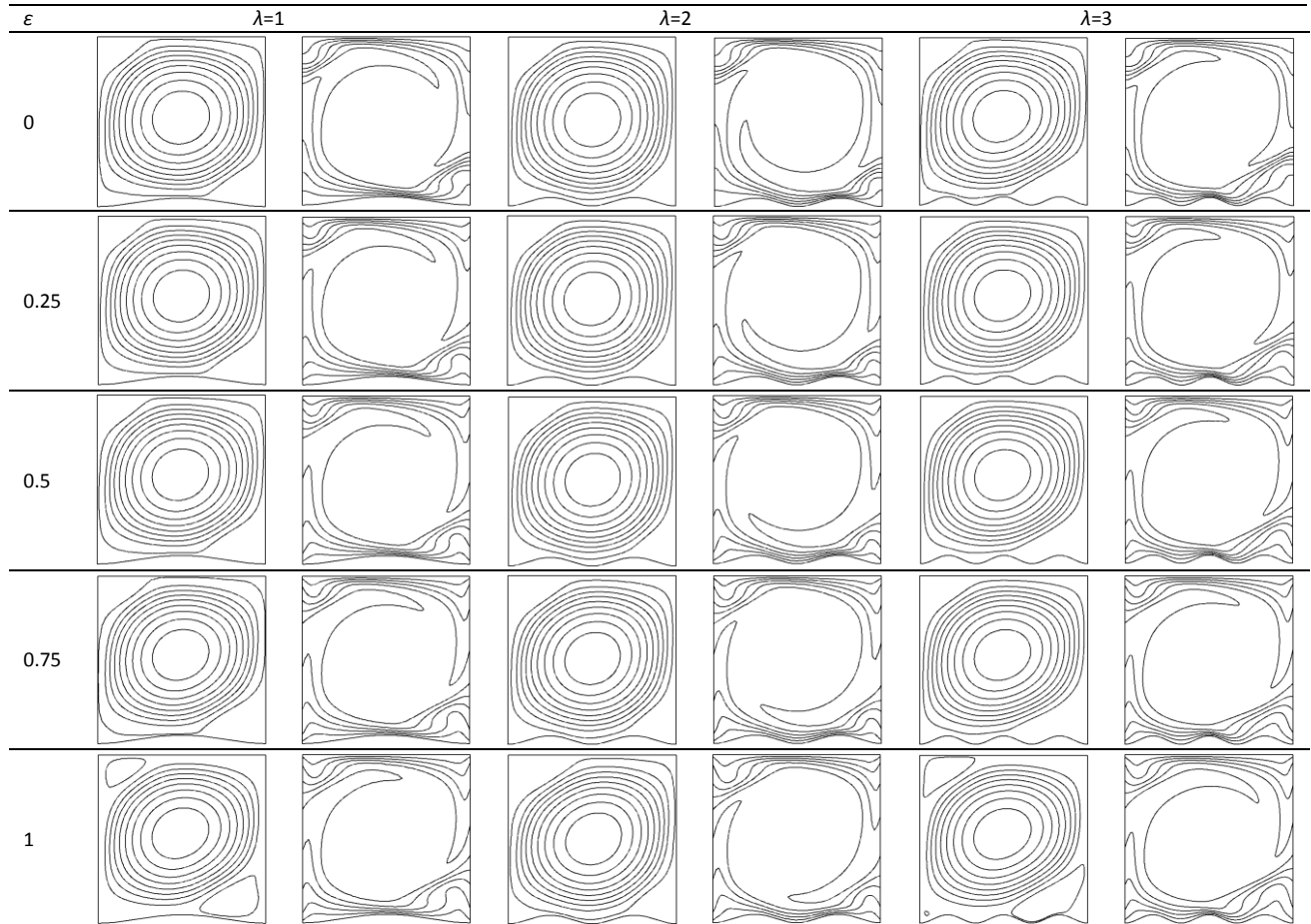
Şekil 3’de,  $A=0.025$  ve  $Ra=10^6$  için, değişik dalga ve yüzey ısıtım yayma durumları için eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri verilmiştir. Yüzey ısıtım yayma oranı sıfır olduğunda ısı transferi sadece doğal taşınım ile gerçekleşir. Yüzey ısıtım yayma oranı sıfır olmadığında ısıtım ısı akısından dolayı yalıtılmış duvarlarda yüzey sıcaklıkları büyük oranda değişir (Şekil 6), ancak ısıtım ısı değişimindeki artış akış rejiminde önemli bir değişime sebep olmamıştır. Bütün durumlarda saat yönünde tek hücreli hava akışı olmuştur. Yüzey ısıtım yayma oranının artmasıyla,  $\varepsilon=1$  durumu hariç akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin benzer olduğu gözlemlenmiştir. Akım çizgilerinde özellikle dalga sayısı ve Rayleigh sayısı artarken geometrinin güneydoğu ve kuzeybatı köşelerinde küçük döngüler oluşma eğilimi artmaktadır. Bu döngüler en belirgin olarak  $Ra=10^6$  ve  $\varepsilon=1$  durumunda gözlenmiştir.

**Çizelge 1.** Ortalama Nusselt değerlerinin karşılaştırılması.

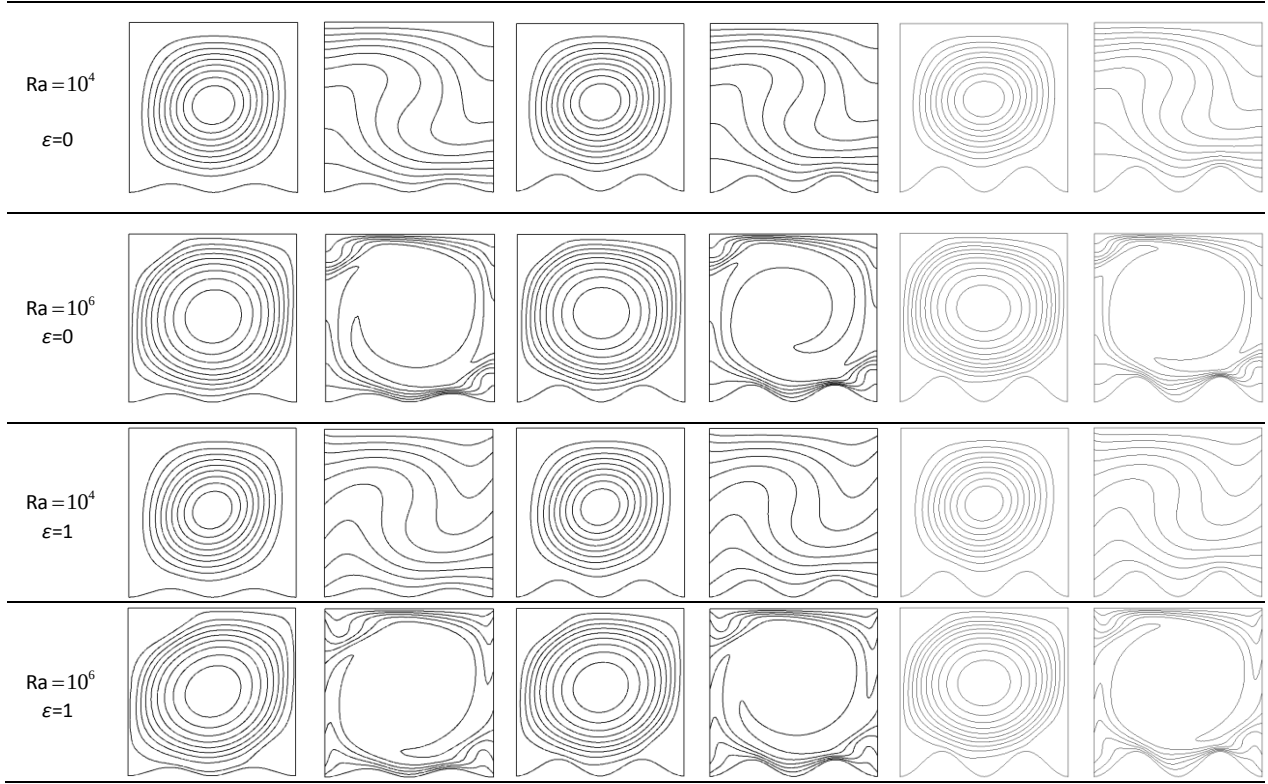
| Ra     | $\varepsilon$ | H. Wang vd. (2006) |        |        | Bu çalışma |        |        |
|--------|---------------|--------------------|--------|--------|------------|--------|--------|
|        |               | $Nu_{cv}$          | $Nu_r$ | $Nu_t$ | $Nu_{cv}$  | $Nu_r$ | $Nu_t$ |
| $10^4$ | 0.0           | 2.246              | 0.000  | 2.246  | 2.247      | 0.000  | 2.247  |
|        | 0.2           | 2.268              | 0.499  | 2.767  | 2.269      | 0.498  | 2.767  |
|        | 0.8           | 2.278              | 2.372  | 4.650  | 2.278      | 2.368  | 4.647  |
| $10^5$ | 0.0           | 4.540              | 0.000  | 4.540  | 4.538      | 0.000  | 4.538  |
|        | 0.2           | 4.411              | 1.073  | 5.484  | 4.416      | 1.072  | 5.489  |
|        | 0.8           | 4.247              | 5.137  | 9.384  | 4.249      | 5.131  | 9.380  |
| $10^6$ | 0.0           | 8.852              | 0.000  | 8.852  | 8.929      | 0.000  | 8.929  |
|        | 0.2           | 8.417              | 2.319  | 10.736 | 8.456      | 2.318  | 10.774 |
|        | 0.8           | 7.930              | 11.150 | 19.078 | 7.980      | 11.140 | 19.078 |

**Çizelge 2.**  $\lambda=1$  ve  $\varepsilon=0.5$  için ağ yapısı hassasiyeti.

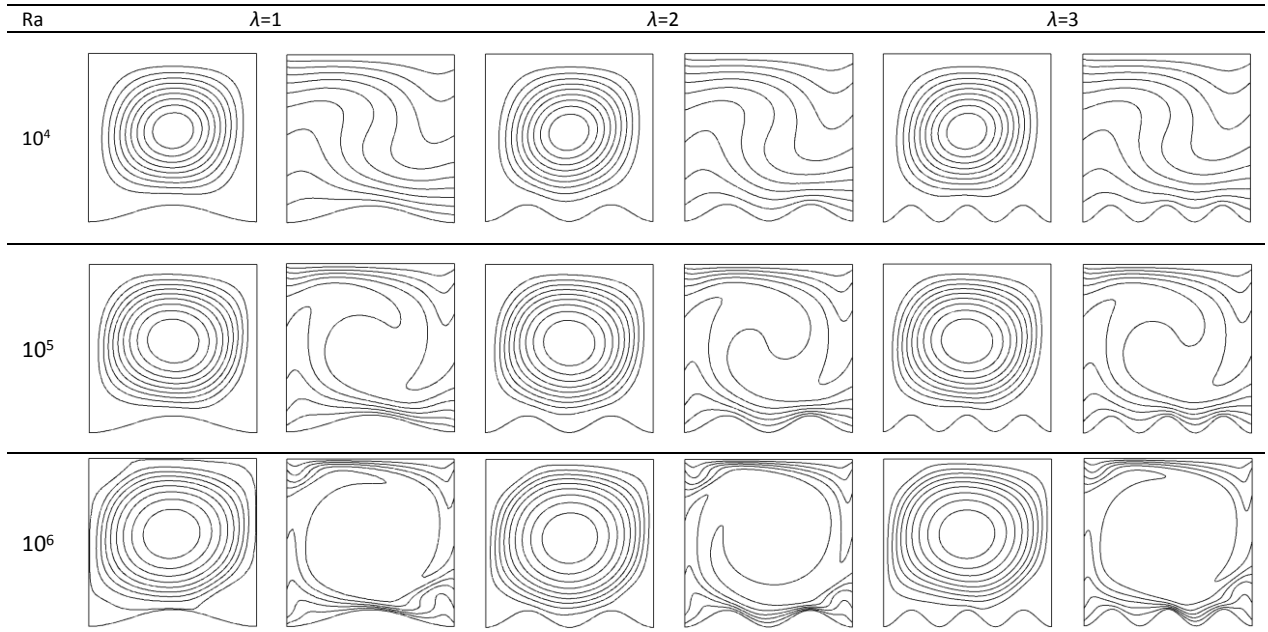
| Ra     | 50x50     |        |        | 100x100   |        |        | 200x200   |        |        |
|--------|-----------|--------|--------|-----------|--------|--------|-----------|--------|--------|
|        | $Nu_{cv}$ | $Nu_r$ | $Nu_t$ | $Nu_{cv}$ | $Nu_r$ | $Nu_t$ | $Nu_{cv}$ | $Nu_r$ | $Nu_t$ |
| $10^4$ | 2.103     | 1.153  | 3.257  | 2.102     | 1.152  | 3.253  | 2.101     | 1.151  | 3.252  |
| $10^5$ | 3.799     | 2.503  | 6.302  | 3.791     | 2.499  | 6.290  | 3.789     | 2.497  | 6.285  |
| $10^6$ | 6.351     | 5.409  | 11.761 | 6.301     | 5.400  | 11.701 | 6.293     | 5.396  | 11.689 |

**Şekil 3.**  $A=0.025$  ve  $Ra=10^6$  için  $\varepsilon$  ve dalga sayısına göre akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) değişimi.

|         |        |         |
|---------|--------|---------|
| A=0.025 | A=0.05 | A=0.075 |
|---------|--------|---------|



Şekil 4.  $\lambda=2$  için Ra ve dalga genişliğine göre akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) değişimi.



Şekil 5.  $\varepsilon=0.5$  ve  $A=0.05$  için Ra ve dalga sayısına göre akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) değişimi.

Şekil 4’de,  $\lambda=2$ ,  $\varepsilon=0$  ve  $\varepsilon=1$  için,  $Ra=10^4$ ,  $10^6$  ve değişik dalga genlik değerleri için eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri verilmiştir.  $A=0.025$ ,  $0.050$  ve  $0.075$  için dalga uzunluğu sırasıyla 1.024, 1.092 ve 1.194 olmaktadır, yani genlik artışı ile yüzey alanı artmaktadır. Bunun sonucu olarak, alt duvardan ortama giren ısı transfer oranı bir miktar artmaktadır. Rayleigh sayısı ve yüzey ısıtım yayma oranı değişimi ile eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri

değişimleri benzerdir. Hava akımı tek hücrelidir ve saat yönünde gelişmiştir. Rayleigh sayısı ve yüzey ısıtım yayma oranı artarken; tek hücreli akış, geometri duvarına doğru genişler. Buda akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrilerinin duvarda yoğunlaşmasına sebep olmaktadır. Rayleigh sayısının artmasıyla, geometri ortasında oluşan sirkülasyonun çapı genişlemektedir, aynı zamanda alt ve üst duvarlarda eş sıcaklık çizgileri birbirine

yaklaşmakta ve sıklaşmaktadır. Aslında, Rayleigh sayısının artması, hava hızını arttıran kaldırma kuvvetlerinde bir artışa neden olmaktadır.

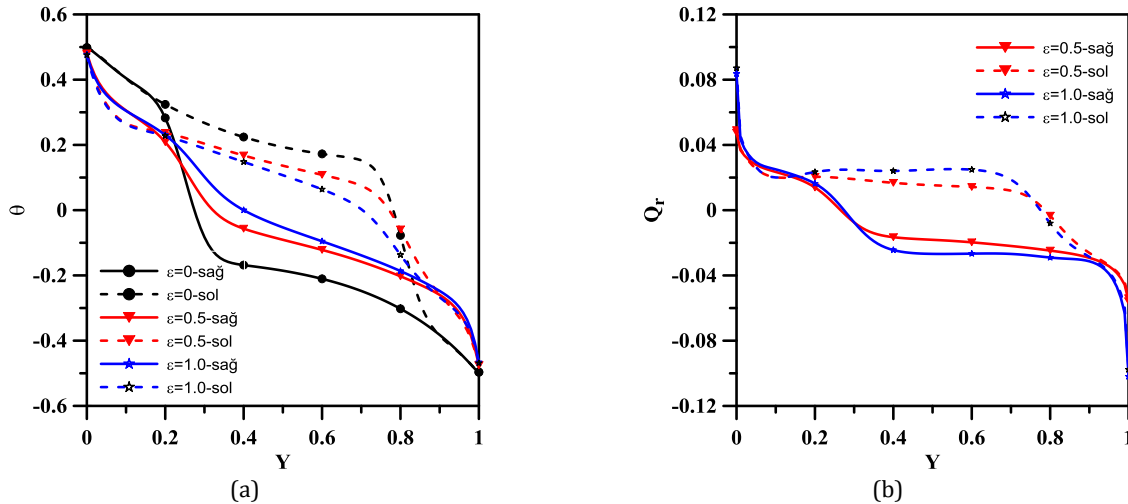
$\varepsilon=0.5$  ve  $A=0.05$  durumunda, Rayleigh sayısı ve değişik dalga sayısı değerleri için eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri Şekil 5’de verilmiştir.  $\lambda=1, 2$  ve  $3$  için, dalga uzunluğu sırasıyla  $1.024, 1.092$  ve  $1.194$  olmaktadır. Dalga sayısının artmasıyla, dalgalı alt duvardan ortama giren ısı oranı bir miktar artmaktadır. Dalga sayısının değişimine göre aynı Rayleigh sayısında akım çizgileri ve eş sıcaklık eğrileri benzerdir. Hava akışı tek hücreli ve saat yönünde gelişmiştir. Sirkülasyon şiddeti Rayleigh sayısının artmasıyla artmıştır. Rayleigh sayısı artarken alt ve üst duvarlardaki eş sıcaklık çizgileri birbirine çok yaklaşmakta ve sıklaşmaktadır.

Şekil 6’da,  $Ra=10^6$ ,  $\lambda=2$  ve  $A=0.05$  için yalıtılmış duvarlardaki boyutsuz sıcaklık ( $\theta=(T-T_0)/\Delta T$ ) ve boyutsuz ısı akısı ( $Q_r = q_r / \sigma T_0^4$ ) değişimi verilmiştir. Işınımsız durumla karşılaştırıldığında, yalıtılmış duvardaki hem sıcaklık hem de ısı akısı belirgin bir şekilde etkilenmiştir. Yüzeyden yüzeye

ışınım sağ duvar sıcaklığını artırırken, sol duvar sıcaklığını azaltmıştır. Işınım olması durumunda alt ve üst duvar birleşme noktalarında sıcaklık değişimleri daha keskin olmaktadır. Özellikle yalıtılmış duvarda alt ve üst duvara yaklaştıkça ısı akısında keskin bir değişim gözlenmiştir. Yalıtılmış duvarların ortalarında ısı akıları değişimleri hemen hemen sabittir.

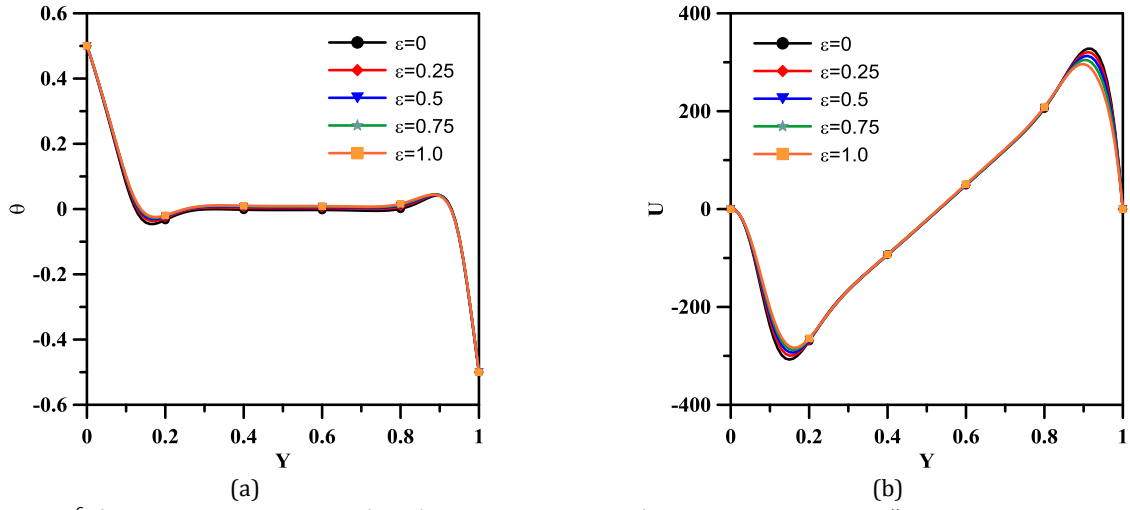
Şekil 7’de,  $Ra=10^6$ ,  $\lambda=2$  ve  $A=0.05$  için  $X=0.5$  orta hattaki boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz yatay hız ( $U=uL/\alpha$ ) verilmiştir. Yüzey ısı yayma oranı artışı hem sıcaklık hem de yatay hızda alt duvar ve üst duvara yakın noktalarda değişikliğe neden olmaktadır. Yüzey ısı yayma oranı arttığında sıcaklık ve hız değerleri çok az azalmıştır.

Benzer olarak, Şekil 8’de,  $Ra=10^6$ ,  $\lambda=2$  ve  $A=0.05$  için  $Y=0.5$  orta hattaki boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz dikey hız ( $V=vL/\alpha$ ) verilmiştir. Yüzey ısı yayma oranının artışı yalıtılmış duvara yakın yerlerde sıcaklıkları önemli oranda değiştirmiştir, ancak geometrinin orta kısımlarında değişimler sabit olmaktadır. Dikey hız da ise değişimler çok az olmuştur.

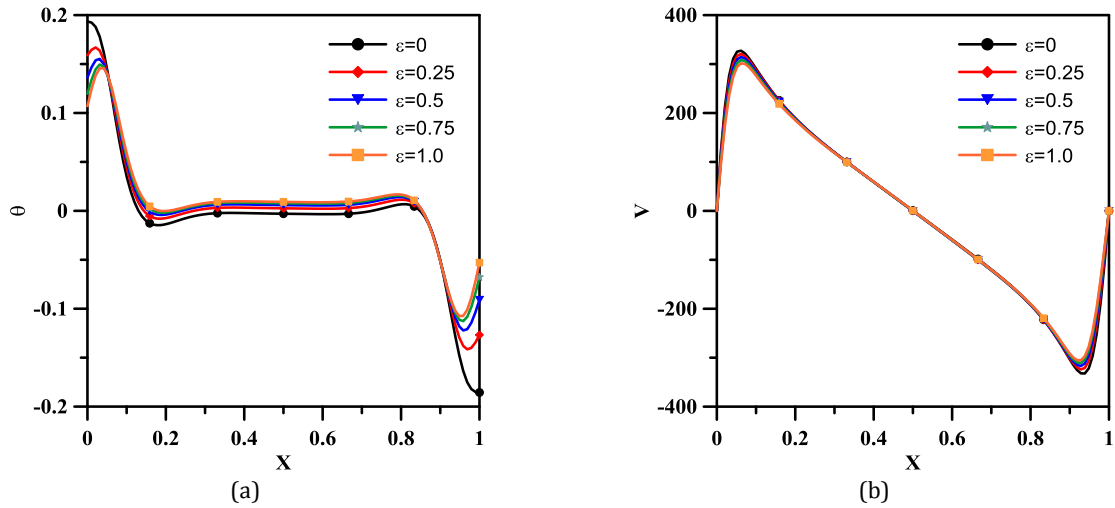


Şekil 6.  $Ra=10^6$ ,  $\lambda=2$  ve  $A=0.05$  için yalıtılmış duvarlardaki a) Boyutsuz sıcaklık, b) Boyutsuz ısı akısı değişimi.

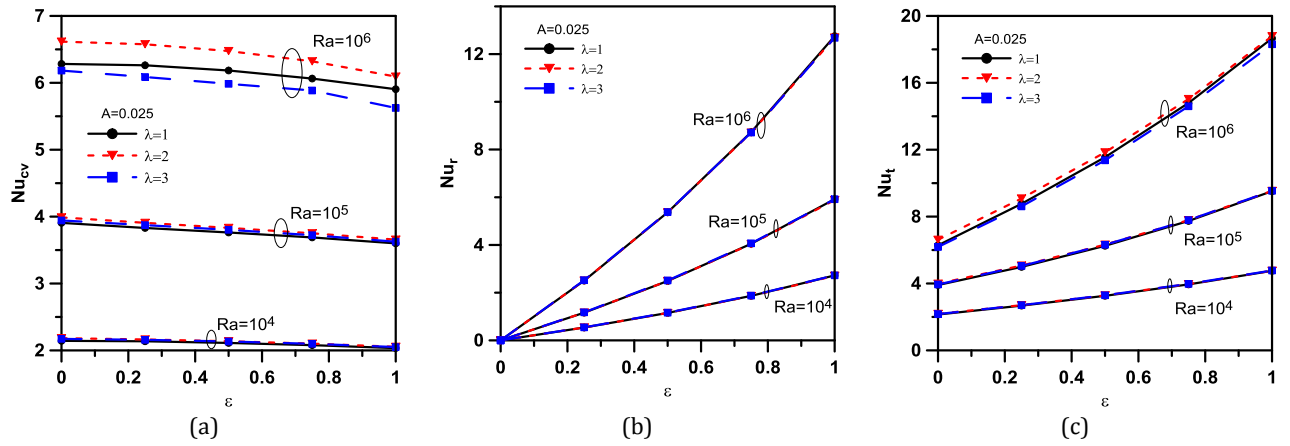




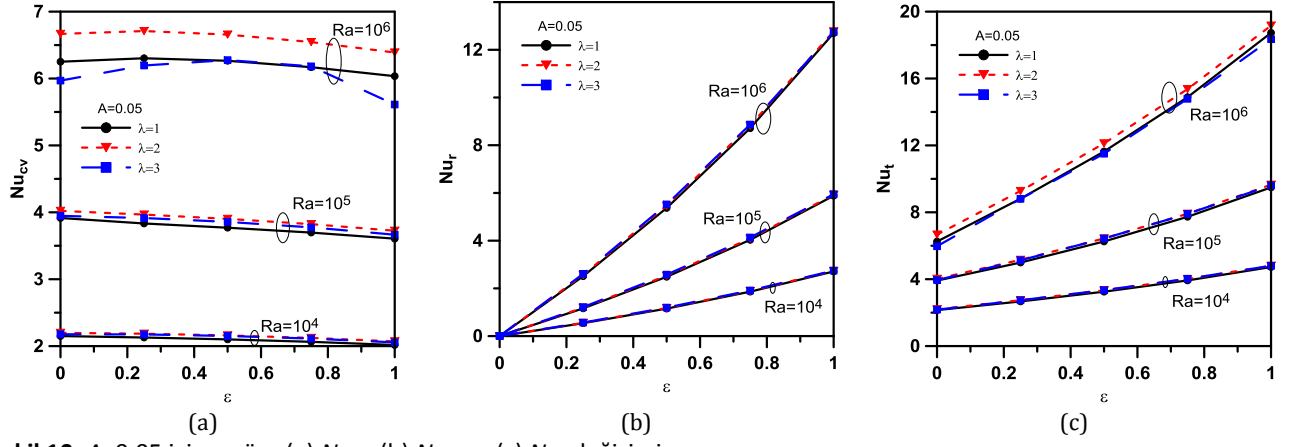
Şekil 7.  $Ra=10^6$ ,  $\lambda=2$  ve  $A=0.05$  için  $X=0.5$ 'de a) Boyutsuz sıcaklık, b) Boyutsuz yatay hız değişimi.



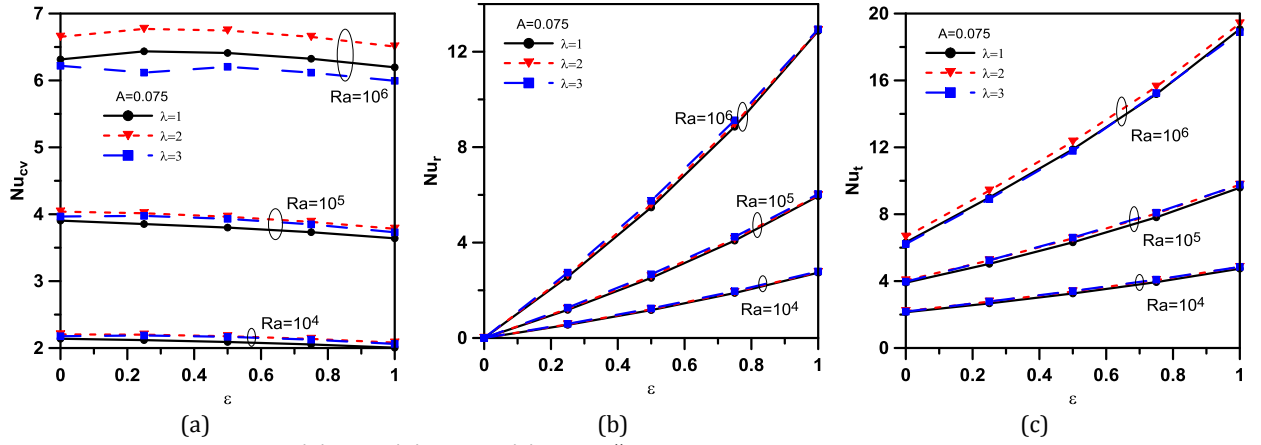
Şekil 8.  $Ra=10^6$ ,  $\lambda=2$  ve  $A=0.05$  için  $Y=0.5$ 'de a) Boyutsuz sıcaklık, b) Boyutsuz dikey hız değişimi.



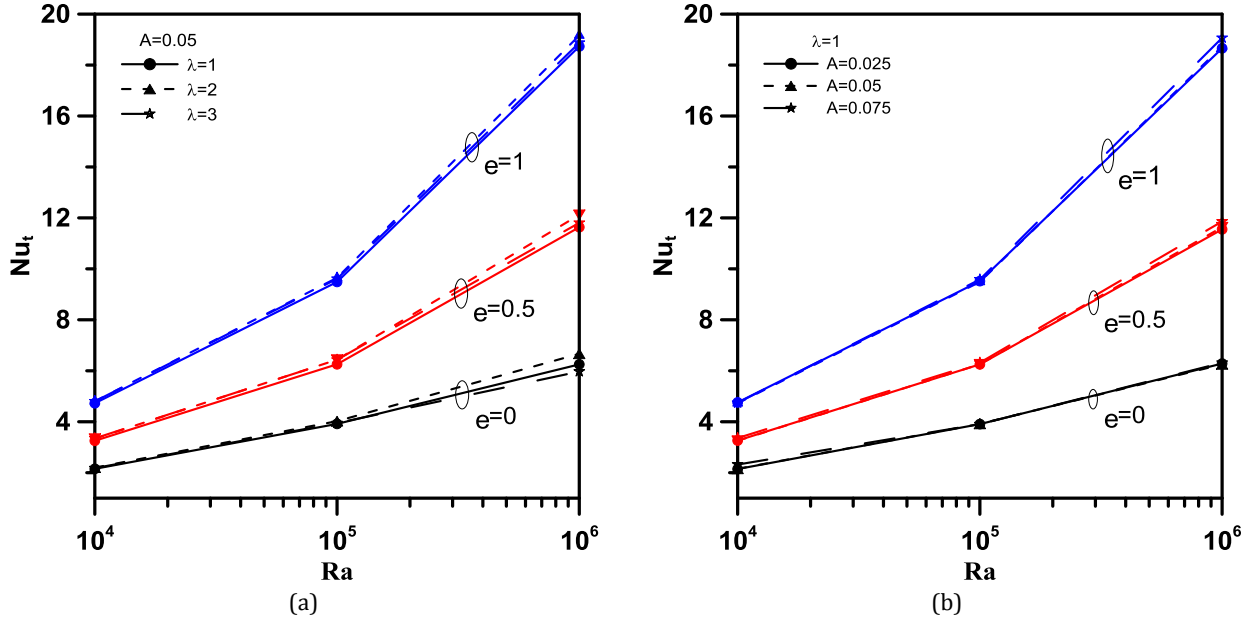
Şekil 9.  $A=0.025$  için  $\epsilon$  göre (a)  $Nu_{cv}$ , (b)  $Nu_r$  ve (c)  $Nu_t$  değişimi.



Şekil 10.  $A=0.05$  için  $\varepsilon$  göre (a)  $Nu_{cv}$ , (b)  $Nu_r$  ve (c)  $Nu_t$  değişimi.



Şekil 11.  $A=0.075$  için  $\varepsilon$  göre (a)  $Nu_{cv}$ , (b)  $Nu_r$  ve (c)  $Nu_t$  değişimi.



Şekil 12. (a)  $A=0.05$ , (b)  $\lambda=1$  için  $Ra$  göre ortalama toplam Nusselt değişimi.

Şekil 9'da,  $A=0.025$  için, ortalama taşınım, ışınlım ve toplam Nusselt sayısı yüzey ışınlım yayma oranı ve Rayleigh sayısı değişimine göre verilmiştir.  $Nu_{cv}$ ,  $Ra$  sayısının artmasıyla artmıştır fakat yüzey ışınlım yayma oranının artmasıyla az bir miktar azalmıştır.  $Ra=10^4$  olduğunda, duvarla akışkan arası ısı transferi

iletimle ve taşınım ile olmaktadır.  $Ra$  sayısının artmasıyla ısı transferinde taşınımın etkisi daha da belirginleşir. Yüzey ışınlımı duvar yakınlarındaki ısı sınırın sıcaklık eğimini bir miktar zayıflatır. Bu yüzden  $Nu_{cv}$  artan yüzey ışınlım yayma oranıyla az miktarda azalmıştır.  $Ra$  ve yüzey ışınlım yayma oranı

artmasıyla  $Nu_r$  büyük oranda artmaktadır. Özellikle yüksek ısıtım yayma oranlarında yüzey ısıtımının ısı transferine katkısı fazladır.  $\varepsilon=0$  durumu dışında,  $Nu_t$ ,  $Ra$  ve yüzey ısıtım yayma oranı artışı ile artmaktadır.  $Ra=10^4$  ve  $A=0.025$  durumunda,  $\lambda=1, 2$  ve  $3$  için  $Nu_t$  değerlerinin maksimum bağıl yüzde değişimi düz duvarla ( $\lambda=0$ ) karşılaştırıldığında sırasıyla 1.14, 1.50, 1.75 olmaktadır.  $Ra=10^5$  ve  $A=0.025$  durumunda,  $\lambda=1, 2$  ve  $3$  için  $Nu_t$  değerlerinin maksimum bağıl yüzde değişimi  $\lambda=0$  karşılaştırıldığında sırasıyla 1.03, 1.64, 1.51 olmaktadır. Benzer şekilde,  $Ra=10^6$  ve  $A=0.025$  durumunda,  $\lambda=1, 2$  ve  $3$  için  $Nu_t$  değerlerinin maksimum bağıl yüzde değişimi  $\lambda=0$  karşılaştırıldığında sırasıyla 3.04, 4.70, 1.68 olmaktadır.

Şekil 10'da,  $A=0.05$  için, ortalama taşınım, ısıtım ve toplam Nusselt sayısı yüzey ısıtım yayma oranı ve Rayleigh sayısı değişimine göre verilmiştir.  $Ra=10^4$  olduğunda,  $Nu_{cv}$  değerleri benzer değişim göstermiştir.  $Ra=10^5$  için,  $\lambda=2$  ve  $\lambda=3$  durumunda  $Nu_{cv}$  değerleri birbirlerine daha yakındır.  $Ra=10^6$  olduğunda,  $\lambda=3$   $Nu_{cv}$  değerleri diğer iki dalga durumuna göre daha düşüktür.  $Nu_r$  ve  $Nu_t$ ,  $Ra$  ve ısıtım yayma oranının artmasıyla doğrusal olarak artmaktadır.  $A=0.05$  durumunda,  $\lambda=1, 2$  ve  $3$  için  $Nu_t$  değerlerinin maksimum bağıl yüzde değişimi  $\lambda=0$  karşılaştırıldığında sırasıyla,  $Ra=10^4$  için 0.48, 2.94, 3.31,  $Ra=10^5$  için 0.71, 3.46, 3.41 ve  $Ra=10^6$  için 3.66, 7.04, 5.11 olmaktadır.

Şekil 11'de,  $A=0.075$  için, ortalama taşınım, ısıtım ve toplam Nusselt sayısı yüzey ısıtım yayma oranı ve Rayleigh sayısı değişimine göre verilmiştir.  $A=0.075$  genlik değerinde de  $Nu_{cv}$ ,  $Nu_r$  ve  $Nu_t$  değişimi  $A=0.025$  ve  $A=0.5$  genlik değerlerine benzerdir.  $Nu_r$  değerleri  $A=0.025$  ve  $A=0.5$  genlik durumlarına göre çok az artış göstermiştir. Artan  $Ra$  sayısı ve  $\varepsilon$  değerlerine göre  $Nu_r$  ve  $Nu_t$  değerleri de doğrusal olarak artmıştır.  $A=0.075$  durumunda,  $\lambda=1, 2$  ve  $3$  için  $Nu_t$  değerlerinin maksimum bağıl yüzde değişimi  $\lambda=0$  karşılaştırıldığında sırasıyla,  $Ra=10^4$  için 0.82, 4.73, 5.18,  $Ra=10^5$  için 1.78, 5.35, 6.11 ve  $Ra=10^6$  için 5.72, 8.82, 5.97 olmaktadır.

Şekil 12'de, (a)  $A=0.05$ , (b)  $\lambda=1$  için Rayleigh sayısı ve yüzey ısıtım yayma oranına göre  $Nu_t$  değişimi

gösterilmiştir.  $A=0.05$  için ısıtım yayma oranı ve dalga sayısı artarken  $Nu_t$  çok az artmıştır. Dalga genliği ve dalga sayısından bağımsız olarak Rayleigh sayısının artması ile  $Nu_t$  artışı çok belirgindir.  $Ra=10^6$  ve  $\varepsilon=0$  durumu hariç diğer durumlarda  $Nu_t$  değerleri küçükten büyüye sırasıyla  $\lambda=1, 3$  ve  $2$  olarak sıralanmaktadır.  $\lambda=1$  için ısıtım yayma oranı ve dalga genliği artarken  $Nu_t$  çok az artmıştır. Dalga genliği ve ısıtım yayma oranı artarken  $Nu_t$  değerleri küçükten büyüye sırasıyla  $A=0.025, 0.05$  ve  $0.075$  olarak sıralanmaktadır.

#### 4. Sonuçlar

Dalgalı alt duvarından ısıtılmış içi hava dolu kapalı kare kutuda ısıtım ve doğal taşınımın ısı transferi üzerindeki birleşik etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Yüzey ısıtım; yalıtılmış duvarlardaki sıcaklık dağılımını değiştirir, böylece geometride akış alanı ve sıcaklıklar değişir. ısıtım yayma oranı, Rayleigh sayısı, dalga ve genlik değişiminin kapalı geometride ısı transferi üzerine etkileri olmuştur. Yüzeyde ısıtım olmadığında ( $\varepsilon=0$ ),  $Nu_{cv}$  düz duvara kıyasla artan genlik ile hafifçe azalır. Yüzeyde ısıtım olduğunda, sıcaklık alanında meydana gelen değişiklikler nedeniyle yüzey ısıtım yayma oranı arttıkça  $Nu_{cv}$  azalır.  $Nu_r$  yüzey ısıtım yayma oranı ve  $Ra$  sayısının artışı ile çok çabuk artış gösterir. Bu artış  $Nu_t$ 'de büyük bir artışa sebep olur. Bu artış yüksek  $Ra$  ve  $\varepsilon$  değerlerinde daha fazladır. Bu yüzden yüksek  $Ra$  ve  $\varepsilon$  değerlerinde çözümler yapılırken ısıtım ihmal etmemek gerekmektedir.  $Ra=10^6$  için genlik arttığında  $Nu_t$  değerleri  $\lambda=2$  için diğer dalga sayısına göre daha büyüktür. Dalgalı duvarın dalga sayısı ve genliğinin değişimi aynı şartlardaki düz duvara göre bazı durumlarda  $Nu_t$ 'de maksimum  $Ra=10^4$  için %5.18,  $Ra=10^5$  için %6.11 ve  $Ra=10^6$  için %8.82 değerinde bir iyileştirme sağlamıştır.

#### 5. Kaynaklar

- Adjilout L., Imine O., Azzi A. and Belkadi M., 2002. Laminar natural convection in an inclined cavity with a wavy wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 2141-2152.
- Arpaci S.V., Selamet A. and Kao S.H., 2000. Introduction to heat transfer, PrenticeHall.

- Akiyama M. and Chong Q.P., 1997. Numerical Analysis of Natural Convection with Surface Radiation in a Square Enclosure. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, **31**, 419-433.
- Balaji C. and Venkateshan S.P., 1993. Interaction of surface radiation with free convection in a square cavity. *International Journal Heat and Mass Transfer*, **14**, 260-267.
- Bhavnani S.H. and Bergles A.E., 1991. Natural convection heat transfer from sinusoidal wavy surfaces. *Heat and Mass Transfer*, **26**, 341-349.
- Dalal A. and Das M.K., 2005. Laminar natural convection in an inclined complicated cavity with spatially variable wall temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**, 2986-3007.
- Das P.K. and Mahmud S., 2003. Numerical investigation of natural convection inside a wavy enclosure. *International Journal of Thermal Science*, **42**, 397-406.
- De Vahl Davis G. and Jones I.P., 1983. Natural convection in a square cavity: a comparison exercise. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, **3**, 227-248.
- Fluent 6.3, *Fluent User's Guide*, 2005.
- Gad M.A. and Balaji C., 2010. Effect of surface radiation on RBC in cavities heated from below. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**, 1459-1464.
- Jang J.H., Yan W.M. and Liu H.C., 2003. Natural convection heat and mass transfer along a vertical wavy surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **46**, 1075-1083.
- Kumari M., Pop I. and Takhar H.S., 1997. Free-convection boundary-layer flow of a non-Newtonian fluid along a vertical wavy surface. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **18**, 625-631.
- Mahapatra S.K., Sen S. and Sarkar A., 1999. Interaction of Surface radiation and variable property natural convection in a differentially heated square cavity a finite element analysis. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, **9**, 4423-4443.
- Mahmud S. and Islam A.K.M.S., 2003. Laminar free convection and entropy generation inside an inclined wavy enclosure. *International Journal of Thermal Science*, **42**, 1003-1012.
- Mahmut S., Das D.K.N.H. and Islam A.K.M.S., 2002. Laminar free convection and entropy generation inside wavy enclosure. *International Journal of Thermal Science*, **41**, 440-446.
- Markatos N.C. and Perikleous K.A., 1984. Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity. *International Journal Heat and Mass Transfer*, **27**, 755-772.
- Mezrhab A. and Bchir L., 1999. Radiation natural convection interactions in partitioned cavities. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, **9**, 186-203.
- Ostrach S., 1988. Natural convection in enclosures. *Journal of Heat Transfer*, **110**, 1175-1190.
- Rahman S.U., 2001. Natural convection along vertical wavy surfaces: an experimental study. *Chemical Engineering Journal*, **84**, 587-591.
- Ridouane E.H., Hasnaoui M., Amahmid A. and Raji A., 2004. Interaction between Natural Convection and Radiation in a Square Cavity Heated from Below. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, **45**, 289-311.
- Ridouane E.H., Hasnaoui M. and Campo A., 2005. Effects of surface radiation on natural convection in a rayleigh-benard square enclosure: steady and unsteady conditions. *Heat and Mass Transfer*, **42**, 214-225.
- Saidi C., Legay F. and Pruent B., 1987. Laminar flow past a sinusoidal cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **30**, 649-660.
- Tekkalmaz M., 2013. Natural Convection Heat Transfer and Air Flow in Rectangular Enclosures with a wavy Wall. *Journal of Thermal Science and Technology*, **33**, 21-31.
- Varol Y. and Oztop H.F., 2006. Free convection in a shallow wavy enclosure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **33**, 764-771.
- Varol Y. and Oztop H.F., 2008. A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, **43**, 1535-1544.
- Wang H., Xin S., and Le Quéré P., 2006. Étude numérique du couplage de la convection naturelle avec le rayonnement de surfaces en cavité carrée remplie d'air. *Comptes Rendus Mécanique*, **334**, 48-57.
- Yao L.S., 1983. Natural convection along a vertical wavy surface. *Journal of Heat Transfer*, **105**, 465-468.
- Yao L.S., 2006. Natural convection along a vertical complex wavy surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**, 281-286.

#### Semboller

- A Dalga genliği  
g Yer çekimi ivmesi [ $\text{ms}^{-2}$ ]

|        |                                                             |                     |                                                              |
|--------|-------------------------------------------------------------|---------------------|--------------------------------------------------------------|
| $I$    | Işınım şiddeti                                              | $\alpha$            | Isı yayılım katsayısı [ $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ ]          |
| $k$    | Isı iletim katsayısı [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]      | $\beta$             | Isıl genleşme katsayısı [ $\text{K}^{-1}$ ]                  |
| $L$    | Kare geometri uzunluğu[m]                                   | $\Delta T$          | Sıcaklık farkı [ $T_h - T_c$ ],[K]                           |
| $Nu$   | Ortalama Nusselt sayısı                                     | $\theta$            | Boyutsuz sıcaklık [ $(T - T_0) / \Delta T$ ]                 |
| $N_r$  | İletim-Işınım sayısı [ $\sigma T_0^4 (k\Delta T / L)$ ]     | $\kappa$            | Soğurma katsayısı                                            |
| $p$    | Basınç [Pa]                                                 | $\sigma$            | Stefan Boltzmann katsayısı [ $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-4}$ ] |
| $P$    | Boyutsuz Basınç [ $pL^2 / \rho\alpha^2$ ]                   | $\sigma_s$          | Saçılma katsayısı                                            |
| $Pr$   | Prandtl Sayısı [ $\nu / \alpha$ ]                           | $\varepsilon$       | Yüzey ışıma yayma oranı                                      |
| $Ra$   | Rayleigh Sayısı [ $g\beta L^3 (T_h - T_c) / \alpha\nu$ ]    | $\lambda$           | Dalga sayısı                                                 |
| $q$    | Isı akısı                                                   | $\rho$              | Akışkan yoğunluğu [ $\text{kgm}^{-3}$ ]                      |
| $q_r$  | Net ışıma ısı akısı                                         | $\nu$               | Kinematik viskozite [ $\text{ms}^{-2}$ ]                     |
| $Q_r$  | Boyutsuz net ışıma ısı akısı [ $q_r / \sigma T_0^4$ ]       | <b>Alt indisler</b> |                                                              |
| $T$    | Sıcaklık [K]                                                | $c$                 | Soğuk                                                        |
| $T_0$  | Referans sıcaklığı [ $(T_h + T_c) / 2$ ][K]                 | $cv$                | Taşınım                                                      |
| $u, v$ | Akışkan hız bileşenleri [ $\text{ms}^{-1}$ ]                | $h$                 | Sıcak                                                        |
| $U, V$ | Boyutsuz akışkan hız bileşenleri [ $uL/\alpha, vL/\alpha$ ] | $r$                 | Işınım                                                       |
| $x, y$ | Koordinat eksenleri [m]                                     | $t$                 | Toplam                                                       |
| $X, Y$ | Boyutsuz koordinatlar [ $x/L, y/L$ ]                        | $w$                 | Duvar                                                        |

**Yunan harfleri**