

## Bir Kenarı Açık Kanal İçerisinde Bulunan Elektronik Elemanın Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi

Ahmet KOCA

Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Mekatronik Müh. Böl. 23119, Elazığ  
akoca@firat.edu.tr

(Geliş/Received:28.06.2016;Kabul/Accepted:20.09.2016)

### Özet

Bir kenarı açık bir kanal içerisinde doğal konveksiyondan kaynaklanan hava hareketi ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Kanal farklı geometrik oranlarda olup sol duvarında bir ısı kaynağının olduğu kabul edilmiştir. İki boyutlu enerji, süreklilik ve momentum denklemleri sonlu farklar metoduyla çözülmüştür. Sürekli rejimde ısı transferi ve akış özellikleri incelenmiştir. Sayısal sonuçlar akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, hız profilleri ve Nu sayısının değişimiyle gösterilmiştir. İncelenen parametreler; havalandırmanın boyu, kanalın geometrik oranı ve Rayleigh sayısıdır. Maksimum ısı transferinin geniş kanalda olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca havalandırma boyunun artmasıyla ısı transferi de artmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kısmi Açık Kanal, Sonlu Farklar Metodu, Doğal Konveksiyon, Isı Transferi

## Numerical Investigation of Electronic Component Cooling in a Partially Open Cavity

### Abstract

Air flow and heat transfer due to natural convection was investigated numerically in a partially open cavity. The cavity has got different aspect ratios and a heat source on left side wall. Right side of the wall was ventilated by the outside and ventilation window has got different lengths. Two-dimensional energy, continuity and momentum equations were solved by the method of finite difference. Heat transfer and fluid flow in steady-state condition were studied. The numerical results were discussed with plots of streamlines, isotherms, velocity profiles and variation of Nusselt number. The working parameters were; length of ventilation, aspect ratio of cavity and Rayleigh number. It was found that maximum heat transfer was observed in shallow cavity. Also heat transfer increased with the increasing of ventilation length.

**Key Words:** Partially open cavity, finite difference method, natural convection, heat transfer

### 1.Giriş

Elektronik ekipmanlar, yüksek güçlü bilgisayarlardan evsel cihazlara, taşıt teknolojilerinden savunma sanayisine kadar pek çok alanda kullanılmaktadır. Bir elektronik elemanın güvenilirliği, elektronik sistemin toplam güvenilirliğinde önemli bir faktördür. Elektronik ekipmanlar, üzerlerinden elektrik akımının geçmesiyle çalışırlar. Herhangi bir dirençten elektrik akımı her zaman ısının oluşmasını sağlar ve bu nedenle de elektronik ekipmanlarda aşırı ısınma problemleri potansiyel açıdan oluşabilecek bir tehlikedir. Çünkü elektronik ekipmanların hata oranları ısıyla birlikte artmaktadır [1].

Elektronik ekipmanların soğutulmasında farklı teknikler ve farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Kullanılan soğutucu

akışkanlara göre bu teknikleri şu şekilde sınıflandırabiliriz;

- Hava ile soğutma (doğal, zorlanmış veya karışık konveksiyon ile soğutma)
- Sıvı ile soğutma (direk veya indirek soğutma)

Hava ile soğutma en çok kullanılan soğutma metodudur. Bunun ana sebebi, havanın istenilen miktarda atmosferde bulunmasıdır. Buna ek olarak dizaynının kolay, fiyatının düşük, bakımının kolay olması ve yüksek güvenilirliği havayı iyi bir seçenek haline getirmektedir [2].

Doğal konveksiyonla soğutma, düşük yoğunluklu ve düşük güçlü sistemlerde kullanılır. Gürültü seviyesinin azalması ile, düşük basınç, düşük güç gereksinimleri ve yüksek güvenilirlik doğal konveksiyonun avantajlarıdır.

Kapalı oyukların içindeki elektronik elemanlara (TV, video gibi) serin havanın

girebilmesi ve ısınmış havanın da serbestçe ortamdan çıkabilmesi için, kapalı oyuklar hava menfezi ile donatılırlar [1].

Elektronik elemanların içinde bulunduğu kapalı kanalların incelendiği sayısız çalışma literatürde vardır [3-6]. Bu çalışmaların bazılarında geometrik yapılar [7] bazılarında kanal içerisindeki akışkan [8] bazılarında da kanal açısı [9] incelenmiştir.

Son yıllarda ilgi çekici bir diğer konu ise bir veya daha fazla yüzeyi açık kanallarda ısı transferi ve akışkan hareketinin incelenmesidir. Bu çalışmalardan birinde alt ve üst duvarları yalıtımlı sağ duvarında havalandırma sol duvarında ise ısı kaynağı olan bir hacimdeki iki boyutlu akışkan hareketini incelemiştir [10]. Bilgen ve Öztop ise benzer geometriye oyukta eğim açısının, havalandırma boyutu ve yerinin ısı transferine etkisi incelenmiştir [11]. Müftüoğlu ve Bilgen yan duvarlarından biri tamamen açık diğeri ise ısıtıcılar olan bir oyukta doğal konveksiyonu sayısal olarak incelemiştir. Isıtıcı sayısı, ısıtıcı boyu ve Rayleigh sayısının ısı transferine etkisini tespit etmişlerdir [12]. Bazı araştırmacılar ise alt duvarında ısı kaynakları olan kanalda ısı transferini incelemiştir [13, 14, 15].

Bu çalışmada sol yan duvarında ısı kaynağı, sağ yan duvarında havalandırma bulunan bir oyuk içerisinde doğal konveksiyona bağlı akışkan akışı ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözüm iki boyutlu sürekli rejimde laminar akış durumu için gerçekleştirilirken akışkan olarak hava seçilmiştir. Çalışmada incelenen parametreler; Rayleigh sayısı, havalandırma boyu ve kanalın geometrik oranıdır. Elde edilen sonuçlar eş sıcaklık eğrileri, akım çizgileri, hız profilleri ve ortalama Nusselt sayıları ile gösterilmiştir.

## 2. Materyal ve Metot

### 2.1. Sayısal model

Karşılıklı iki dik duvarında ısı kaynağı ve havalandırma bulunan iki boyutlu bir kanalın koordinat sistemi ve fiziksel modeli Şekil 1’de

gösterilmiştir. Kanalın yüksekliği H ve uzunluğu L olmak üzere geometrik oran (AR);

$$AR = \frac{H}{L} = 0.5, 1.0 \text{ ve } 2.0 \quad (1)$$

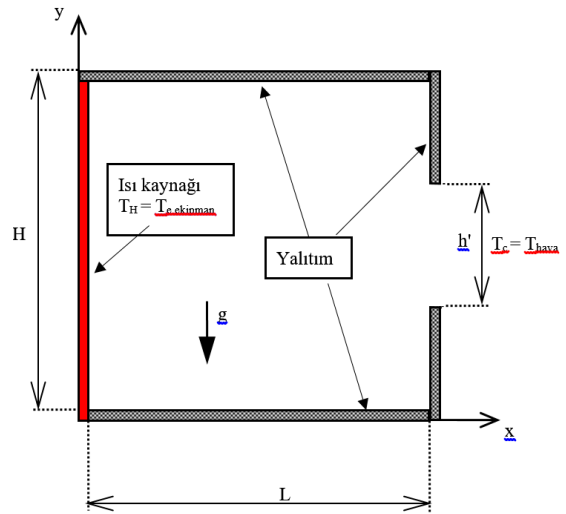
olmak üzere üç farklı değer olarak kabul edilmiştir (Şekil 2).

Şekil 1’de de görüldüğü ısı kaynağı olarak sabit sıcaklıklı duvar tüm yükseklik boyunca bulunurken havalandırma ise karşı duvar üzerinde farklı “h” yüksekliklerinde olduğu kabul edilmiştir (Şekil 1). Kanalda ısı kaynağının ve havalandırmanın dışında kalan yüzeyler yalıtımlı olarak kabul edilmiştir. Isı kaynağının sıcaklığı dış ortam sıcaklığından daha yüksek olduğundan dolayı hava, kanal içerisinde hareket ederek havalandırmadan çıkmaktadır.

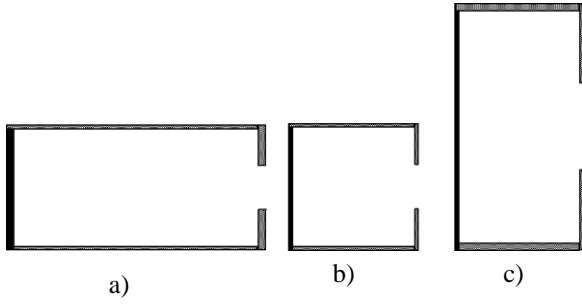
### 2.2. Denklemler

Kanal içerisinde dolaşan akışkanın viskoz ve Newtonian akışkan olduğu kabul edilerek iki boyutlu laminar akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Boussinesq yaklaşımı kullanılarak elde edilmiştir. İyünüm etkisi ihmal edilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri boyutsuz formda şu şekilde yazılabilir;

$$-\Omega = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (2)$$



Şekil 1. Sayısal model ve sınır şartları



Şekil 2. Farklı Geometrik Oranlar a) AR=0.5, b) AR=1.0, c) AR=2.0

$$\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} = \quad (3)$$

$$\frac{1}{Pr} \left( \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Omega}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Omega}{\partial Y} \right) - Ra \left( \frac{\partial \theta}{\partial X} \right)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} = \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad (4)$$

Yukarıdaki denklemlerin elde edilmesinde aşağıdaki boyutsuz büyüklükler kullanılmıştır.

$$\Psi = \frac{\psi}{\nu}, \quad \Omega = \frac{\omega(L)^2}{\nu}, \quad h = \frac{h'}{H} \quad (5)$$

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}$$

$$Ra = \frac{\beta g (T_h - T_c) L^3 Pr}{\nu^2} = Gr Pr, \quad (6)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Rayleigh sayısındaki değişim, akışkan özellikleri sabit kabul edildiğinden sıcaklık farkı değiştirilerek sağlanmıştır. Akım fonksiyonunun tanımından “x” ve “y” yönündeki U ve V hızları ise şu şekildedir;

$$U = -\frac{\partial \Psi}{\partial Y}, \quad V = \frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad (7)$$

Yerel ve Ortalama Nusselt sayısı ise aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır [18].

$$Nu_{hs} = -\left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=0} \quad (8)$$

$$Nu = \int_{y=H}^{y=0} Nu_{hs} \cdot dy \quad (9)$$

#### Sınır şartları:

Tüm kapalı yüzeylerde;

$$U=0, \quad V=0 \quad (10)$$

Yalıtımlı duvarlarda;

$$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0 \quad (11)$$

Burada “n” normale dik yöndeki koordinat eksenini göstermektedir.

Isı kaynağında;

$$\theta = 1 \quad (12)$$

Havalandırmada

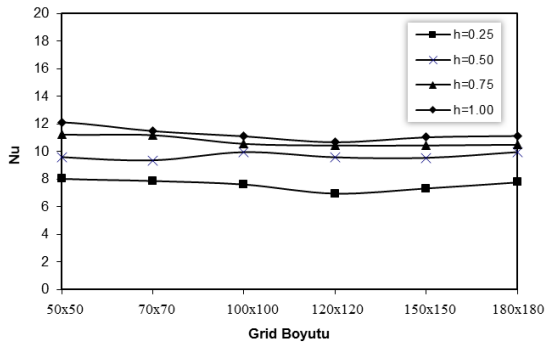
$$\frac{\partial V}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial X} = 0, \quad (13)$$

$$\left( \frac{\partial T}{\partial X} \right)_{\zeta} = 0, \quad \theta_s = 0$$

Sayısal çözüme başlamak için ilk adım, akış alanını küçük parçalara bölerek her noktaya ayrı ayrı cebirsel denklemlerin uygulanmasıdır. Sonlu farklar metodu kullanılarak iç nodlarda Denklem 2-4, sınırlarda Denklem 10-13 çözülerek sıcaklık ve akım fonksiyonları hesaplanmıştır. Cebirsel denklemlerin çözümü için “Successive Under Relaxation” metodu kullanılmıştır. Her noda yeni hesaplanan değerler ile bir önceki değerleri karşılaştırılarak, aralarındaki fark belirli bir toleransın (yakınsama kriteri) altına düşünceye kadar iterasyonlara devam edilmiştir. Yakınsama kriteri olarak  $10^{-4}$  ve tüm bağımlı değişkenler için under-relaxation parametresi olarak 0.1

kullanılmıştır. Detaylı çözüm tekniği literatürde mevcuttur [16].

Çözümün hassasiyetini etkileyen faktörlerin başında grid boyutu gelir. Uygun grid boyutunu tespit etmek için farklı grid boyutları Ortalama Nusselt sayısının en çok salınım gösterdiği  $Ra=5 \times 10^5$  değerinde çeşitli parametreler kullanılarak test edilmiştir. Şekil 3’den de görüldüğü gibi 100x100’lük grid boyutundan sonra ortalama Nusselt sayısında değişim görülmektedir. Bu nedenle bu grid boyutu, sayısal hesaplamalar için uniform grid dağılımı olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.  $Ra=5 \times 10^5$ ,  $AR=1.0$  için farklı grid boyutlarında Nu sayılarının değişimi

Bu çalışmadaki sayısal çözümü doğrulamak için kare şeklinde havalandırmalı bir kanalda  $Pr=1$  değeri için çözüm yapılarak Chan ve Tien’in [17] çalışmasıyla sonuçlar karşılaştırılmıştır (Tablo1). Tablodan da görüldüğü gibi bu çalışmadan elde edilen sonuçlar literatürle uyum içerisindedir.

Tablo 1. Dik duvarı tamamen açık kare geometri sonuçlarının literatürle karşılaştırılması

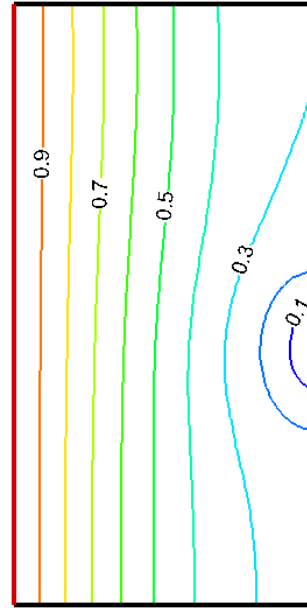
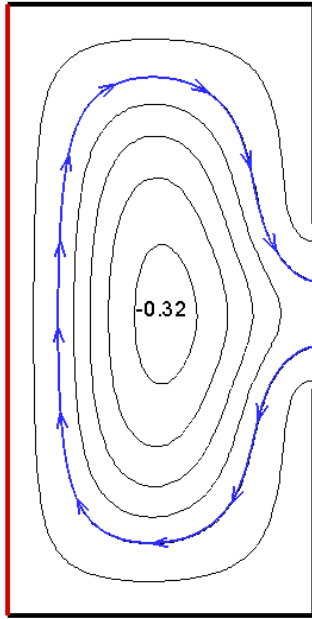
Ra	Nu		
	Chan ve Tien [17]	Bu çalışma	% fark
$10^4$	3.41	3.22	5.9
$10^5$	7.69	7.219	6.5
$10^6$	15.0	14.544	3.1

### 3. Sonuçlar

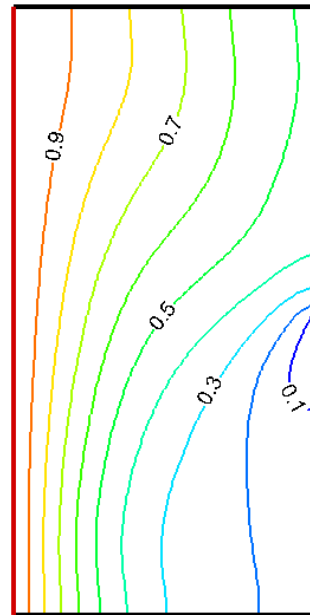
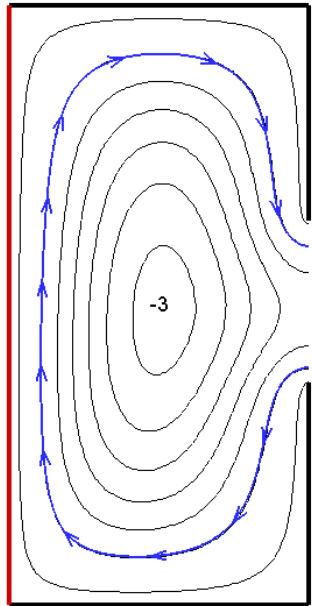
#### 3.1. Rayleigh sayısının akışkan hareketine etkisi

Şekil 3’de boyutsuz havalandırma boyunun (h) 0.25 değeri ve kapalı kanalın 2.0 olan geometrik oranı için farklı Rayleigh sayılarında akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) verilmiştir. Akım çizgilerine bakıldığında düşük Rayleigh sayılarında akış merkezi havalandırmanın tam karşısındaiken Rayleigh sayısının artmasıyla kanalın altına doru hareket etmektedir. Ayrıca debi de Rayleigh sayısına bağlı olarak maksimum 18.5 olacak şekilde artmaktadır. Bu beklenen bir durumdur. Ayrıca soğuk hava havalandırmanın altından girip sıcak duvarla karşılaştıktan sonra yoğunluğu azaldığından kanalın üstüne doğru hareket ederek çıkmaktadır.

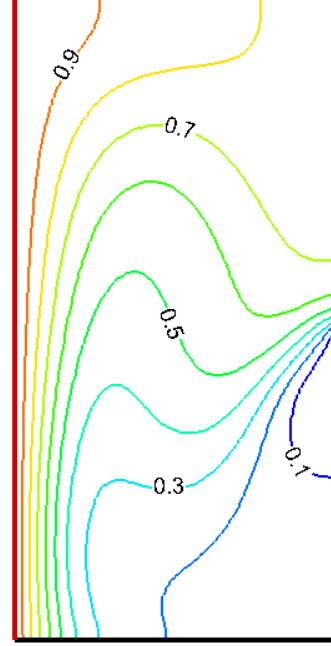
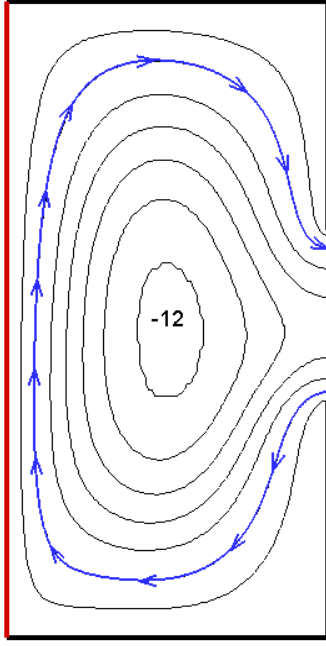
Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, en düşük Rayleigh sayısında kanal içerisinde birbirine paralel sıcaklık eğrileri olduğu görülmektedir (Şekil 4a). Bu durumda ısı transferinde iletim etkilidir. Rayleigh sayısının artmasıyla akışkan yoğunluğunun da etkisiyle kanalın alt kısmında sıcak duvara yakın bölgelerde sıklaşan sıcaklık eğrileri kanalın üst yüzeyine doğru seyrekleşmektedir. Yüksek Rayleigh sayılarında giren soğuk havanın kapladığı hacim de artmaktadır. Burada konveksiyonla ısı transferinin çok etkili olduğu görülmektedir (Şekil 4d).



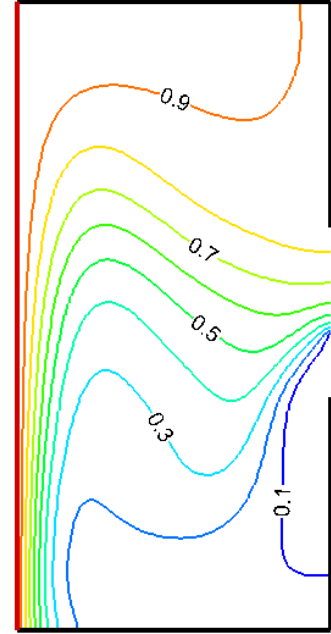
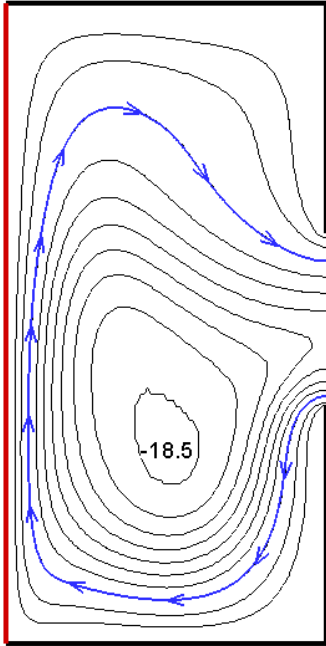
a)



b)



c)



d)

Şekil 4. Farklı Ra sayılarının  $h=0.25$  ve  $AR=2.0$  için akım çizgileri (sol taraf) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ taraf)  
a)  $Ra=10^3$ , b)  $Ra=10^4$ , c)  $Ra=10^5$ , d)  $Ra=5 \times 10^5$

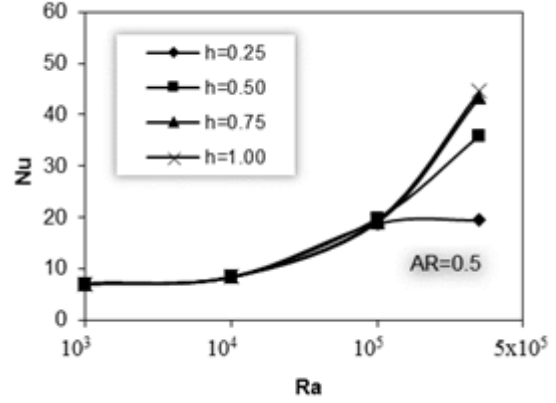
### 3.2. Geometrik oranın ısı transferine etkisi

Farklı havalandırma boyunda Rayleigh sayısının Nusselt sayısı ile değişimini her geometrik oran için gösteren grafikler Şekil 6'da gösterilmektedir. Tüm geometrik oranlarda da en düşük ısı transferine  $h=0.25$  olan havalandırmanın en düşük boyutunda rastlanmaktadır. Bu beklenen bir durum olmakla birlikte bu ayrışma doğal olarak en yüksek Rayleigh sayısına net olarak görülmektedir. Geniş kanalda ( $AR=0.5$ ) Rayleigh sayısının  $10^5$  değerine kadar ısı transferinin havalandırma boyuna göre değişimi hissedilmemektedir (Şekil 6a). Kare kanalda ( $AR=1.0$ ) her Rayleigh sayısında en düşük ısı transferi  $h=0.25$ 'de izlenebilmektedir. Ancak diğer havalandırma açıklıklarında aynı ısı transferi miktarları gözlenmektedir (Şekil 6b). Havalandırma boyutlarına göre ayrışmanın en net görüldüğü durum uzun kanal ( $AR=2.0$ ) geometrik oranıdır. Burada en düşük havalandırma boyutundan itibaren ısı transferi havalandırma boyutu arttıkça artmaktadır (Şekil 6c). En yüksek ısı transferi değerlerine geniş kanalda ( $AR=0.5$ ) rastlanmaktadır.

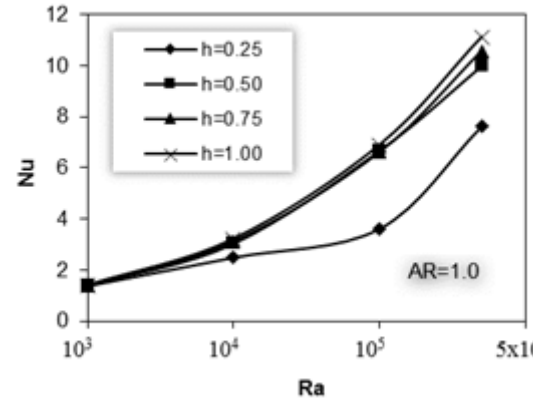
### 3.3. Havalandırma boyunun akışkan hızına etkisi

Geniş kanalda ( $AR=0.5$ )  $Ra=5 \times 10^5$  için x- ve y- yönündeki hız profilleri ise Şekil 7'de verilmiştir.  $X=0.5$  değerindeki U hızlarının havalandırma boyuna göre değişimine bakıldığında en yüksek hızların havalandırma boyunun  $h=0.75$  ve  $1.0$  değerlerinde elde edildiği görülmektedir. Bu iki havalandırma boyunda hızlar nerede eşit gibidir (Şekil 7a).  $h=0.50$  ve  $h=0.25$  değerleri sırasıyla azalan U hızlarını oluşturmaktadır.  $Y=0.5$  değerindeki V hızlarının

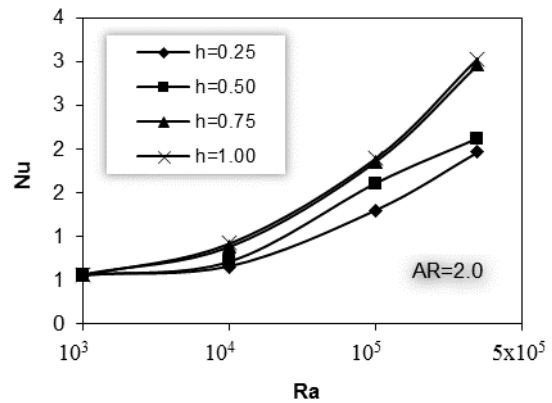
değişiminde ise birbirine daha yakın hız profilleri elde edilmiştir (Şekil 7b).



a)

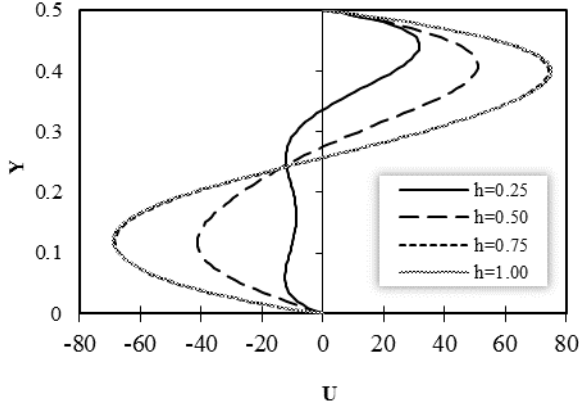


b)

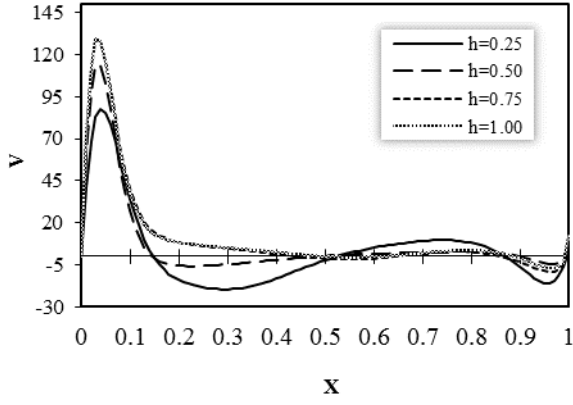


c)

Şekil 6. Farklı havalandırma boyunda Rayleigh sayısının Nusselt sayısı ile değişimi a)  $AR=0.5$ , b)  $AR=1.0$ , c)  $AR=2.0$



a)



b)

Şekil 7.  $Ra = 5 \times 10^5$  ve  $AR = 0.5$  için a)  $X=0.5$ 'de  $U$  hızı, b)  $Y=0.5$ 'de  $V$  hızı

#### 4. Tartışma

Bu çalışmada yan duvarlarının birinde havalandırma diğeri ise ısı kaynağı bulunan farklı geometrik orana sahip bir kanal içerisindeki laminar doğal konveksiyon akışkan hareketi ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla Rayleigh sayısının, geometrik oranın ve havalandırma boyunun etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar ışığında geometrik oranın ısı transferini ve akışkan hareketini oldukça etkilediği görülmüştür. Ayrıca havalandırma boyu arttıkça ısı transferinde de artış elde edilmiştir. En yüksek ısı transferi değerlerine geniş kanalda ( $AR=0.5$ ) ulaşılmıştır.

Bunu kare kanal ( $AR=1.0$ ) ve uzun kanal ( $AR=2.0$ ) takip etmiştir. Havalandırma boyunun ısı transferi ve akışkan hareketine etkisi uzun kanalda çok daha belirgindir.

#### Semboller

AR	: Geometrik oran (H/L)
$h'$	: Havalandırma uzunluğu (m)
$h$	: Boyutsuz havalandırma uzunluğu ( $h'/H$ )
H	: Oyuğun yüksekliği (m)
L	: Oyuğun uzunluğu (m)
$g$	: Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
Gr	: Grashof sayısı
$Nu_{ns}$	: Yerel Nusselt sayısı
Nu	: Ortalama Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Ra	: Rayleigh sayısı
T	: Sıcaklık (K)
x	: Yatay kartezyen koordinat
X	: Boyutsuz yatay kartezyen koordinat
y	: Dikey kartezyen koordinat
Y	: Boyutsuz dikey kartezyen koordinat
U	: x- yönündeki boyutsuz hız
V	: y- yönündeki boyutsuz hız
$\beta$	: Isıl genleşme katsayısı ( $K^{-1}$ )
$\psi$	: Akım fonksiyonu
$\omega$	: Girdap fonksiyonu
$\Psi$	: Boyutsuz akım fonksiyonu
$\Omega$	: Boyutsuz girdap fonksiyonu
$\theta$	: Boyutsuz sıcaklık fonksiyonu
$\rho$	: Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
$\nu$	: Kinematik viskozite ( $m^2/s$ )

#### Alt indisler (Subscript)

c	: Soğuk
h	: Sıcak
g	: Giriş
ç	: Çıkış

#### 5. Kaynaklar

1. Koca A., (2002). Elektronik ekipmanların soğutulması. Doktora Semineri, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*
2. Varol, Y., Koca, A. (2002). Konveksiyonla ısı transferinde elektronik ekipmanların soğutulması. 7. *Uluslar Arası Yanma Sempozyumu*, Ankara, 282-289.



3. Holtzman G.A., Hill, R.W., Ball, K.S. (2000). Laminar natural convection in isosceles triangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from above. *J. Heat Transfer*, 122, 485-491
4. Kent, E.F., Asmaz, E., Ozerbay, S. (2005). Finite element solution of natural convection in triangular enclosures, in: *4th International conference on computational heat mass transfer*, Paris, France.
5. Akinsete, V., Coleman, T.A. (1982) Heat transfer by steady laminar free convection in triangular enclosures. *Int. J. Heat Mass Transfer* **25**, 991-998.
6. Ostrach, S. (1978). Natural convection heat transfer in cavities and cells. *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.*, Toronto, Canada, 143-19.
7. Varol, Y., Koca, A. ve Oztop, H.F. (2007). Effects of Geometrical Shape of Roofs on Natural Convection for Winter Conditions. *Clima 2007 WellBeing Indoors*, Helsinki.
8. Koca, A., Oztop H.F. ve Varol, Y. (2007). The Effects of Prandtl Number on Natural Convection in Triangular Enclosures with Localized Heating from Below. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **34**, 511-519.
9. Varol, Y., Öztıp, H.F., Koca, A. ve Özgen, F. (2009). Natural Convection and Fluid Flow in Inclined Enclosure with a Corner Heater. *Applied Thermal Engineering*, **29**, 340-350.
10. Jilani, G., Jayaraj, S., Khadar Voli, K. (2002). Numerical analysis of free convective flows in partially open enclosure. *Heat and Mass Transfer* **38**, 261-270.
11. Bilgen, E., Öztıp, H. (2005). Natural convection heat transfer in partially open inclined square cavities: *Int.J. Heat and Mass Transfer*. **48**, 1470-1479.
12. Müftüoğlu, A., Bilgen, E. (2008). Natural convection in an open square cavity with discrete heaters at their optimized positions. *Int.J. Thermal Science*. **47(4)**, 369-377.
13. Cheng, Y.P., Lee, T.S., Low, H.T. (2006). Numerical analysis of mixed convection in three-dimensional rectangular channel with flush-mounted heat sources based on field synergy principle. *Int.J. Numerical Methods in Fluids*. **52**, 987-1003.
14. Icoz, T., Jaluria, Y. (2005). Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel. *Numerical Heat Transfer, Part A*. **48**, 831-847.
15. Koca, A. (2008). Havalandırmalı bir kanaldaki elektronik elemanın doğal konveksiyonla soğutulmasının sayısal olarak incelenmesi. *Gazi Üniv. Müh.Mim.Fak. Dergisi*. **23(3)**, 663-670.
16. Özişik, M.N. (1994) Finite difference methods in heat transfer. CRC Press, Florida, A.B.D.
17. Chan, Y.L., Tien, C.L. (1985). A Numerical study of two-dimensional natural convection in square open cavities. *Numerical Heat Transfer*. **8**, 65-80
18. Koca, A. (2005). Farklı çatı tiplerinde laminar doğal konveksiyonla ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü