

HAVALANDIRMALI BİR KANALDAKİ ELEKTRONİK ELEMANIN DOĞAL KONVEKSİYONLA SOĞUTULMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet KOCA

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Fırat Üniversitesi, 23119, Elazığ, ahmetkoca@hotmail.com

(Geliş/Received: 24.10.2007; Kabul/Accepted: 12.04.2008)

ÖZET

Bu çalışmada, alt duvarında ısı kaynağı, yan duvarında havalandırma bulunan dikdörtgen oyuk içerisindeki doğal konveksiyon sayısal olarak incelenmiştir. İki boyutlu süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu farklar metoduyla çözülmüştür. Dikdörtgen oyukun üst ve yan duvarları yalıtımlı kabul edilerek sürekli rejimde ısı transferi ve akış özellikleri incelenmiştir. Sayısal sonuçlar akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, hız profilleri ve Nu sayısının değişimiyle gösterilmiştir. Isı kaynağı boyu, havalandırma boyu ve yeri ile Rayleigh sayısının etkisi araştırılmıştır. Isı kaynağı boyu ile havalandırma boyu ve pozisyonunun akışkan hareketini ve ısı transferini büyük ölçüde etkilediği tespit edilmiştir. Havalandırma boyunun, ısı kaynağı boyunun ve Rayleigh sayısının artmasıyla ısı transferi de artmıştır.

Anahtar Kelimeler: Havalandırmalı oyuk, elektronik soğutma, doğal konveksiyon, sayısal çözüm

NUMERICAL INVESTIGATION OF ELECTRONIC COMPONENT COOLING WITH NATURAL CONVECTION IN A VENTED CAVITY

ABSTRACT

In this study, natural convection problem in a rectangular cavity with a heat source on lower wall and ventilation on a side wall was investigated numerically. Two-dimensional continuity, momentum and energy equations were solved by the method of finite difference. Heat transfer and fluid flow in steady-state condition were studied by assuming insulated of upper and horizontal walls of cavity. The numerical results were discussed with plots of streamlines, isotherms, velocity profiles and variation of Nusselt number. Length of heat source, length and position of ventilation and Rayleigh number effects were investigated. It was found that length of heat source and length and position of ventilation have significant effect on heat transfer and fluid flow. Heat transfer increased with the increasing of ventilation length, heat source length and Rayleigh number.

Keywords: Vented cavity, electronic cooling, natural convection, numerical solution

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Elektronik elemanlarda aşırı ısınma ile birlikte güvenlik ve performans azalması oluşur. Bu nedenle de ısı kontrol, elektronik elemanların tasarlanmasında ve çalışmasında çok önemli bir yer tutmaktadır.

Elektronik elemanların soğutulmasında farklı teknikler ve farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. 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].

Literatürde havalandırmalı oyuklarda akışkan hareketi ve ısı transferinin incelendiği çalışmalara sık rastlanmamakla birlikte çalışmaların büyük çoğunluğunun son yıllarda yapıldığı görülmektedir. Jilani ve arkadaşları alt ve üst duvarları yalıtımlı sağ duvarında havalandırma sol duvarında ise ısı kaynağı olan bir hacimdeki iki boyutlu akışkan hareketini

incelemiştir [2]. Bir başka çalışmada ise benzer geometriyi oyukta eğim açısının, havalandırma boyutu ve yerinin ısı transferine etkisi incelenmiştir [3]. Bu geometri başka araştırmacılar tarafından da doğal konveksiyon problemi olarak çalışılmıştır [4, 5]. 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 [6]. Bazı araştırmacılar ise alt duvarında ısı kaynakları olan kanalda ısı transferini incelemiştir [7, 8].

Bu çalışmada alt duvarında ısı kaynağı, yan duvarında havalandırma bulunan dikdörtgen bir oyuk içerisinde doğal konveksiyon akışı sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözüm iki boyutlu sürekli rejimde laminar akış durumu için gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar farklı Rayleigh sayıları, havalandırma yeri ve boyutu ile ısı kaynağı boyu için yapılarak akış, sıcaklık dağılımı ve hız profilleri verilerek ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

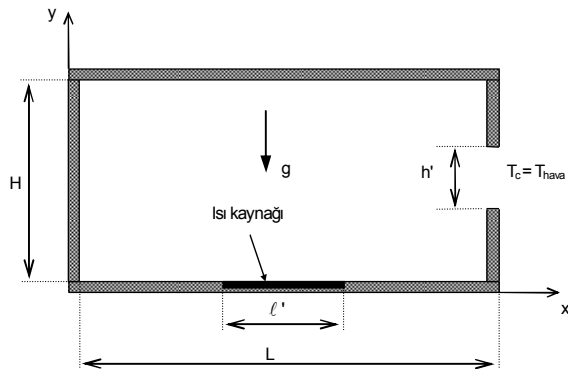
2. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL (PHYSICAL AND MATHEMATICAL MODEL)

2.2. Fiziksel Model (Physical Model)

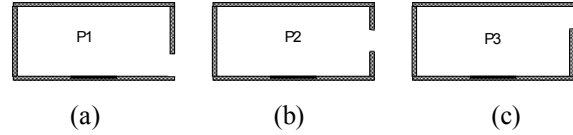
Yan duvarında havalandırma alt duvarında ısı kaynağı bulunan iki boyutlu bir oyukun koordinat sistemi ve fiziksel modeli Şekil 1’de gösterilmiştir. Oyukun yüksekliği H ve uzunluğu L olmak üzere geometrik oran $AR=H/L=0.5$ olarak kabul edilmiştir. Şekil 1’de de görüldüğü gibi ısı kaynağı alt duvarın ortasında bulunmaktadır. Havalandırma ise yan duvar üzerinde altta, ortada ve üstte olmak üzere 3 farklı pozisyonda kabul edilmiştir (Şekil 2). Dikdörtgen oyukta ısı kaynağının ve havalandırmanın dışında kalan yüzeyler adyabatik kabul edilmiştir. Isı kaynağının sıcaklığı dış ortam sıcaklığından daha yüksek olduğundan dolayı hava, oyuk içerisinde hareket ederek havalandırmadan çıkmaktadır.

2.2. Matematiksel Model (Mathematical Model)

Oyuk içerisinde dolaşan akışkanın viskoz ve



Şekil 1. Fiziksel model ve koordinat sistemi (Physical model and coordinate system)



Şekil 2. Havalandırma pozisyonları (Positions of ventilation)

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

$$-\Omega = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Omega}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Omega}{\partial Y} \right) - Ra \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \quad (2)$$

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

Yukarıdaki denklemlerin elde edilmesinde aşağıdaki boyutsuz büyüklükler kullanılmıştır.

$$\Psi = \frac{\psi Pr}{\nu}, \quad \Omega = \frac{\omega(L)^2 Pr}{\nu}, \quad (4)$$

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

$$Ra = \frac{\beta g (T_h - T_c) L^3 Pr}{\nu^2} = Gr Pr, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5)$$

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

$$U = -\frac{\partial \Psi}{\partial Y}, \quad V = \frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad (6)$$

Yerel ve Ortalama Nusselt sayısı ise aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır [9].

$$Nu_{hs} = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (7)$$

$$Nu = \int_{\ell=0}^{\ell=\ell} Nu_{hs} . dx \quad (8)$$

Sınır şartları;

Tüm kapalı yüzeylerde;

$$U=0, V=0 \quad (9)$$

Adyabatik duvarlarda;

$$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0 \quad (10)$$

Burada “n” normale dik yöndeki koordinat eksenini göstermektedir.

Isı kaynağında;

$$\theta = 1 \quad (11)$$

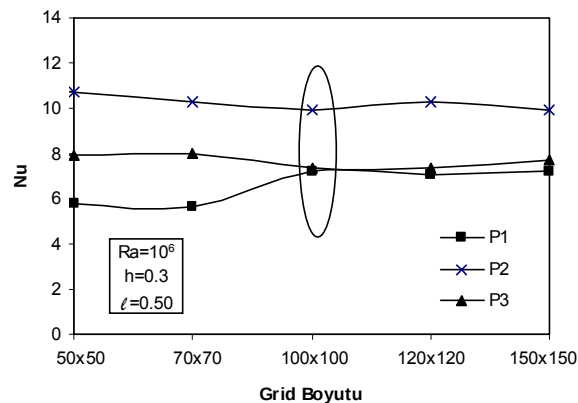
Havalandırmada

$$\frac{\partial V}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial X} = 0, \quad \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{\varphi} = 0, \quad \theta_g = 0 \quad (12)$$

3. SAYISAL TEKNİK (NUMERICAL TECHNIQUE)

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 1-3, sınırlarda Denklem 9-12 çözülerek sıcaklık ve akım fonksiyonları hesaplanmıştır. Cebirsel denklemlerin çözümü için “Successive Under Relaxation” metodu kullanılmıştır. Her nodda 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 [10].

Çözümün hassasiyetini etkileyen faktörlerin başında grid boyutu gelir. Uygun grid boyutunu tespit etmek için farklı grid boyutları Ortalama Nusselt sayısının en çok salınım gösterdiği $Ra=10^6$ değerinde çeşitli parametreler kullanılarak test edilmiştir. Şekil 3’den de görüldüğü gibi 100x100’lük grid boyutundan sonra



Şekil 3. $Ra=10^6$, $h=0.3$ ve $\ell=0.5$ için farklı grid boyutlarında Nu sayılarının değişimi (Variation of Nusselt number with different grid sizes for $Ra=10^6$, $h=0.3$ and $\ell=0.5$)

ortalama Nusselt sayısında değişim görülmemektedir. Bu nedenle bu grid boyutu, sayısal hesaplamalar için uniform grid dağılımı olarak kullanılmıştır.

Bu çalışmadaki sayısal çözümü doğrulamak için kare şeklinde havalandırılmalı bir kanalda $Pr=1$ değeri için çözüm yapılarak Chan ve Tien’in [11] çalışmasıyla sonuçlar karşılaştırılmıştır (Tablo1). Tablodan da görüldüğü gibi bu çalışmadan elde edilen sonuçlar literatürle uyum içerisinde.

Tablo 1. Dik duvarı tamamen açık kare geometri sonuçlarının literatürle karşılaştırılması (Comparison of results with literature in a square geometry with fully opened vertical wall)

Ra	Nu		
	Chan ve Tien [11]	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

4. SONUÇLAR (RESULTS)

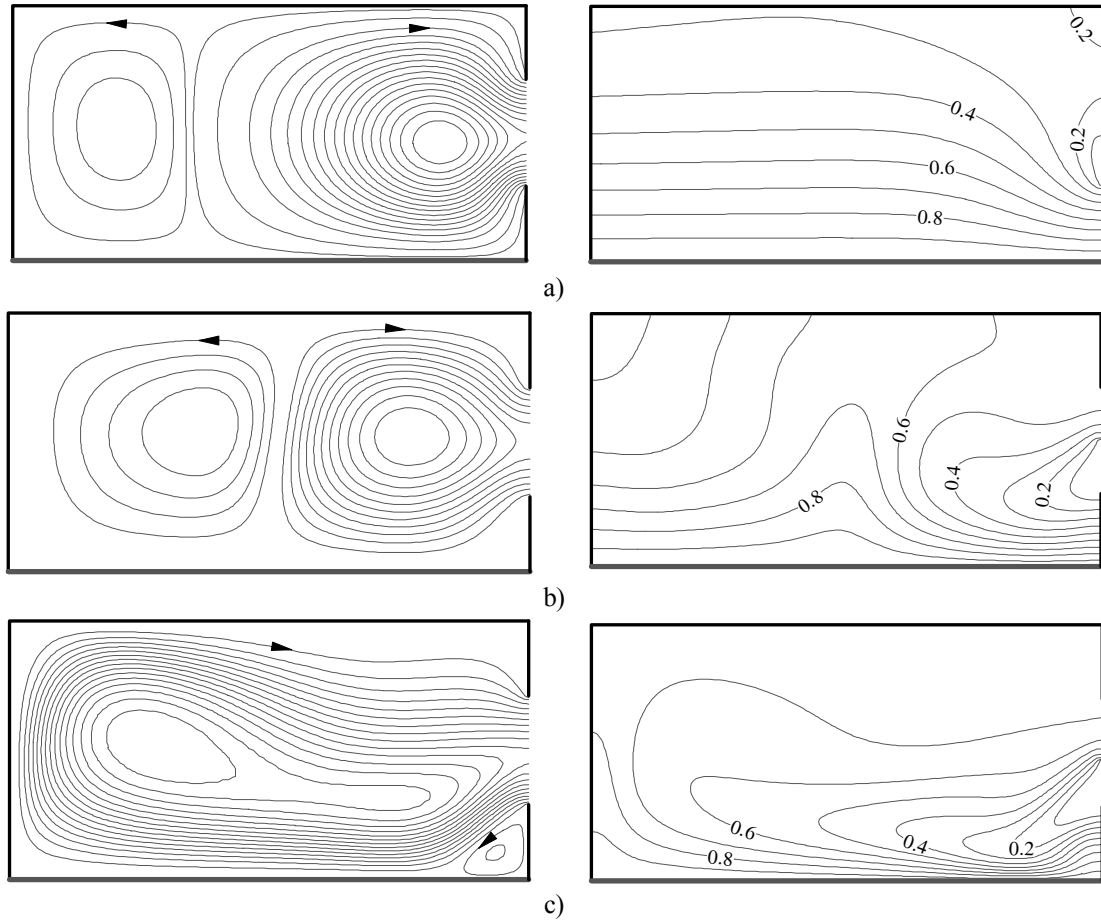
4.1. Rayleigh Sayısının Etkisi (Effect of Rayleigh Number)

Şekil 4’de ısı kaynağı boyunun 1.0 değeri ($\ell=1.0$), havalandırma boyunun 0.4 değeri ($h=0.4$) ve havalandırmanın ortada olduğu durum (P2) için farklı Rayleigh sayılarında akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) verilmiştir. Akım çizgilerine bakıldığında düşük Rayleigh sayılarında iki farklı akış hücresinin oluştuğu görülmektedir. Rayleigh sayısının artmasıyla tüm hacmi dolaşan tek merkezli akış hücresi oluşmaktadır.

Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında, en düşük Rayleigh sayısında ısı kaynağının üzerinde birbirine paralel sıcaklık eğrileri olduğu görülmektedir (Şekil 4a). Bu durumda ısı transferinde iletim etkilidir. Rayleigh sayısının artmasıyla havalandırmanın hemen altında sıkışan sıcaklık eğrileri ısıtıcı merkezinden itibaren seyrekleşmektedir. Bu dar bölgede sıcaklık değerleri maksimumdan minimuma kadar düşmektedir. Hacmin havalandırmaya uzak olan bölgelerinde ise sabit sıcaklıklı bölgeler daha geniş bir alana yayılmıştır. Burada konveksiyonla ısı transferinin çok etkili olduğu görülmektedir (Şekil 4c).

4.2. Isı Kaynağı Boyunun Etkisi (Effect of Heat Source Length)

Isı kaynağı boyuna göre Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi P1 pozisyonu ve $h=0.5$ için Şekil 5a’da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ısı kaynağı boyunun artmasıyla Nusselt sayısı da artmaktadır. Isı kaynağı boyunun 1’den küçük değerleri, düşük Rayleigh sayılarında ($10^3 \leq Ra \leq 10^4$) yakın Nusselt sayılarına denk gelmesine rağmen yüksek Rayleigh sayılarında ($10^5 \leq Ra \leq 10^6$)



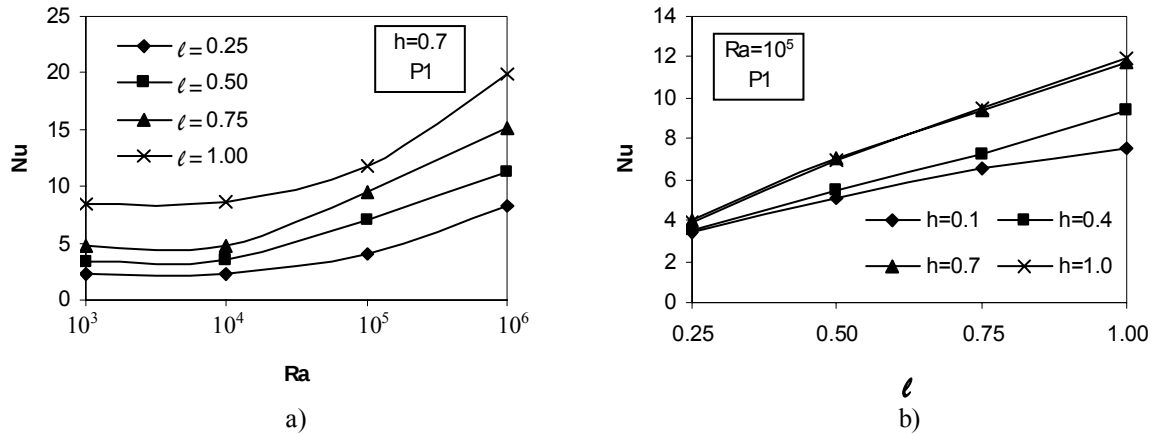
Şekil 4. Farklı Rayleigh sayılarında havalandırmanın P2 pozisyonu, $h=0.4$ ve $\ell=1.0$ için akım çizgileri (sol taraf) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ taraf) (Streamlines (on the left) and isotherms (on the right) for different Rayleigh numbers at P2, $h=0.4$ and $\ell=1.0$), a) $Ra=10^4$, b) $Ra=10^5$, c) $Ra=10^6$

aralarındaki fark açılmaktadır. Şekil 5b’de ise $Ra=10^5$ ve P1 pozisyonu için farklı havalandırma boylarındaki Nusselt sayısının ısı kaynağı boyu ile değişimi gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi havalandırma boyu arttıkça ısı transferi de artmaktadır. Ancak havalandırma boyunun 0.7’den büyük değerleri için ısı transferinde belirgin bir artış

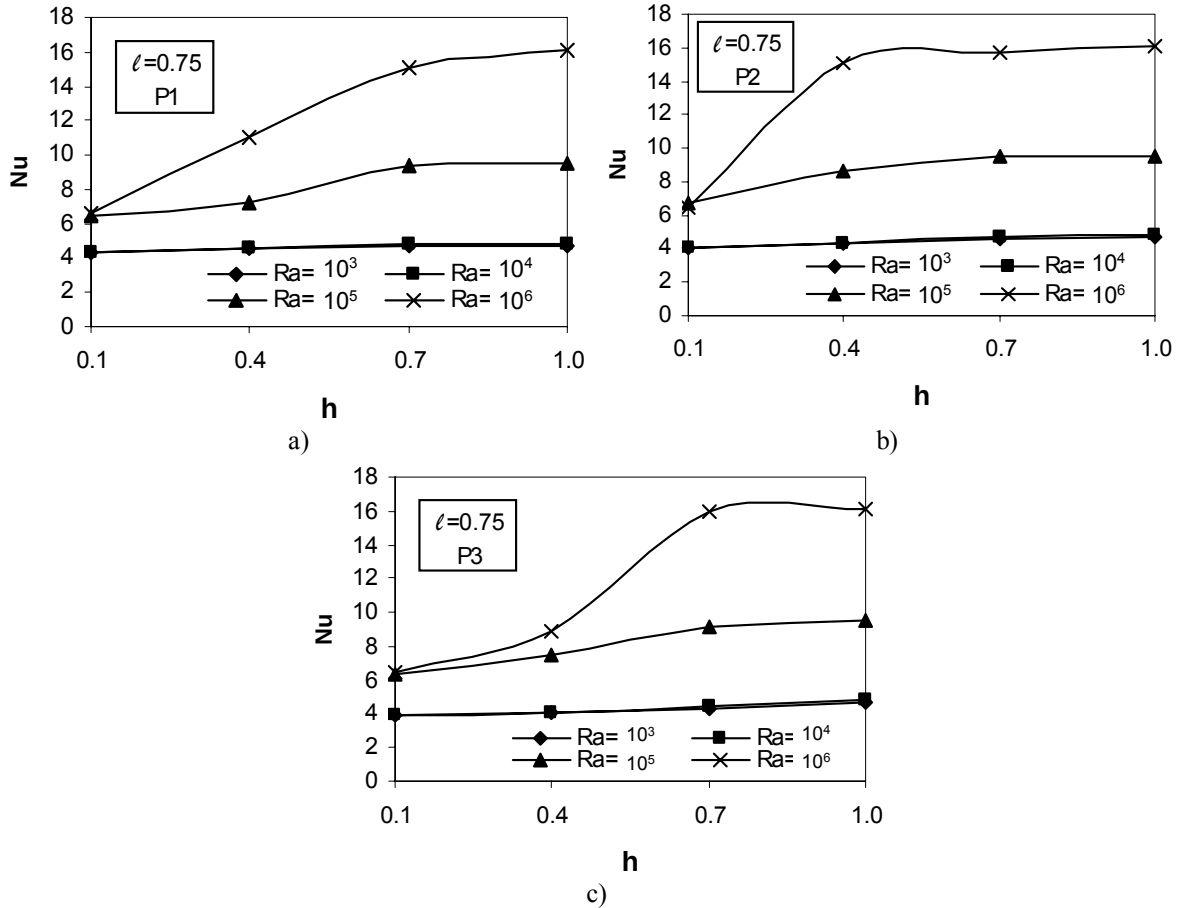
görülmemektedir.

4.3. Havalandırma Boyunun Etkisi (Effect of Ventilation Length)

Farklı Rayleigh sayılarında Nusselt sayısının havalandırma boyu ile değişimi Şekil 6’da



Şekil 5. Nusselt sayısının a) ısı kaynağı boyuna göre Rayleigh sayısıyla b) havalandırma boyuna göre ısı kaynağı boyuyla değişimi (Variation of Nusselt number for a) different Rayleigh number with heat source length, b) different heat source length with ventilation length)



Şekil 6. Farklı Rayleigh sayılarında havalandırma boyunun Nusselt sayısı ile değişimi (Variation of Nusselt number for different ventilation length with Rayleigh number), a) $l = 0.75$, P1, b) $l = 0.75$, P2, c) $l = 0.75$, P3

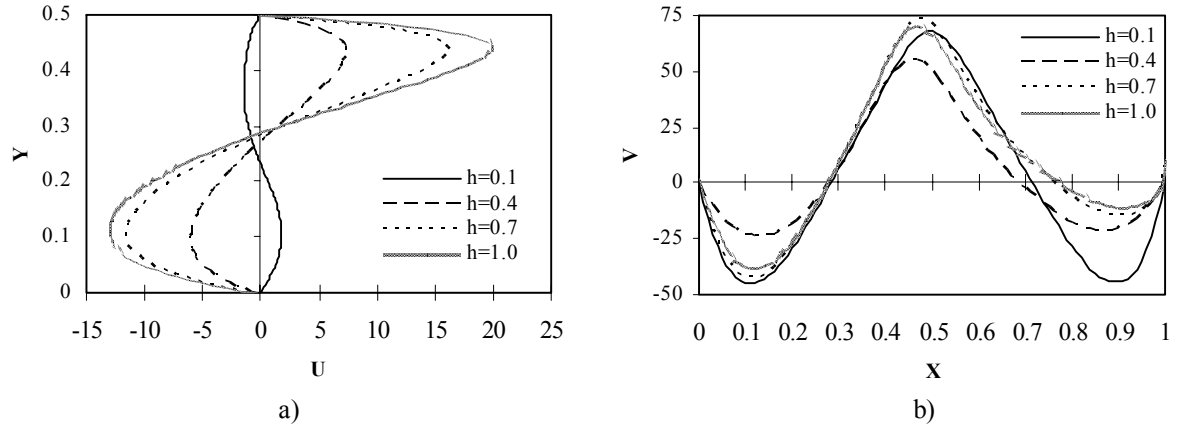
havalandırmanın P1, P2 ve P3 pozisyonları için verilmiştir. Her üç pozisyonda da düşük Rayleigh sayılarında ($10^3 \leq Ra \leq 10^4$) havalandırma boyuna göre Nusselt değişimi çok düşüktür. Düşük sıcaklık farkından dolayı akışkan hızlarının düşük olması nedeniyle havalandırma boyutlarının ısı transferine etkisi de belirgin değildir. Ancak daha yüksek Rayleigh sayılarında ($10^5 \leq Ra \leq 10^6$) P1 durumunda havalandırma boyunun 0.1-0.7 aralığında, P2 pozisyonunda 0.1-0.4 aralığındaki ve P3 pozisyonunda 0.4-0.7 aralığında Nusselt sayısı da belirgin biçimde artmaktadır. Havalandırmanın tamamıyla açık olmadığı 0.1-0.7 aralığındaki sonuçları göz önüne alırsak ısıtıcı yüzeye en yakın durumdaki P1 pozisyonunda havalandırma boyu arttıkça ısı transferi de artmıştır. Ancak havalandırma pozisyonu sıcak yüzeyden uzaklaştırıldığında (P3 pozisyonu) havalandırma boyunun ısı transferine etkisi daha büyük havalandırma boylarında ($0.4 \leq h \leq 0.7$) görülmektedir. Her üç pozisyonda da havalandırma boyunun 0.7-1.0 aralığında belirgin bir Nusselt artışı görülmemektedir.

Şekil 6b şartlarının $Ra=10^5$ 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) 0.7 ve 1.0 değerlerinde

elde edildiği görülmektedir. Nusselt grafiğinde olduğu gibi (Şekil 6b), $h=0.4$ ve $h=0.1$ değerleri sırasıyla azalan U hızlarını oluşturmaktadır. $Y=0.25$ değerindeki V hızlarının değişiminde ise birbirine daha yakın hız profilleri elde edilmiştir (Şekil 7b). X ekseninin 0.3 ile 0.7 değerleri arasında pozitif olan V değerleri diğer aralıklarda negatif olarak görülmektedir.

4.4. Havalandırma Pozisyonunun Etkisi (Effect of Ventilation Position)

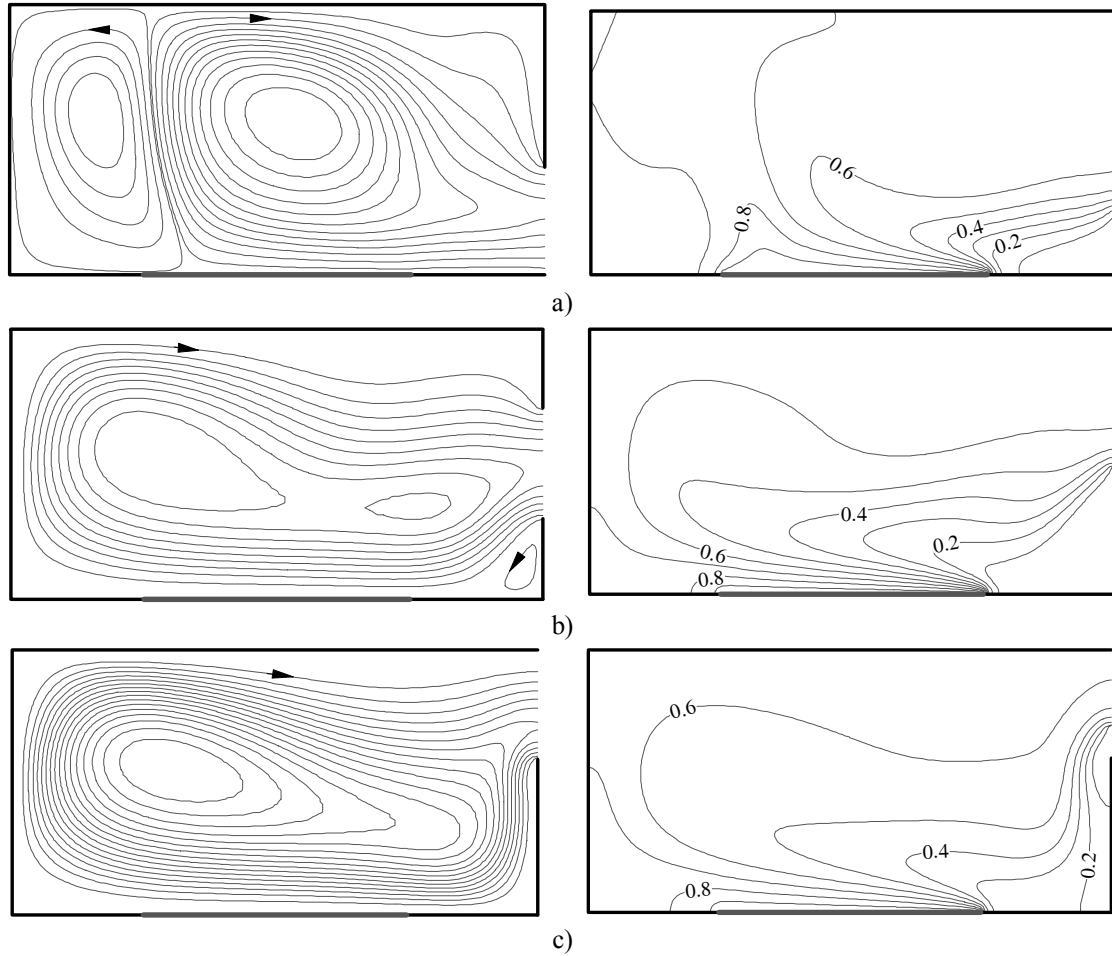
Havalandırma pozisyonunun akış alanına etkisi Şekil 8'de görülmektedir. Isı kaynağı boyunun 0.5, Rayleigh sayısının 10^5 ve havalandırma boyunun 0.4 değeri için havalandırma pozisyonunun değişimi akım çizgileri (solda) ve eş sıcaklık eğrileri (sağda) ile gösterilmiştir. Havalandırmanın alt kısmından giren soğuk akışkan sıcak yüzeyin etkisiyle ısınarak hacmin yukarısına doğru hareket edip daha sonrada havalandırmanın üst kısmından çıkmaktadır. Ancak havalandırmanın en altta olduğu durumda sıcak yüzeye başlangıçtan itibaren çok yakın geçen soğuk akışkan daha hızlı ısınarak üst tarafa doğru hareket etmekte bu nedenle hacmin geri kalan kısmında birincisinin ters yönünde ikinci bir akış hücresi oluşmaktadır (Şekil 8a).



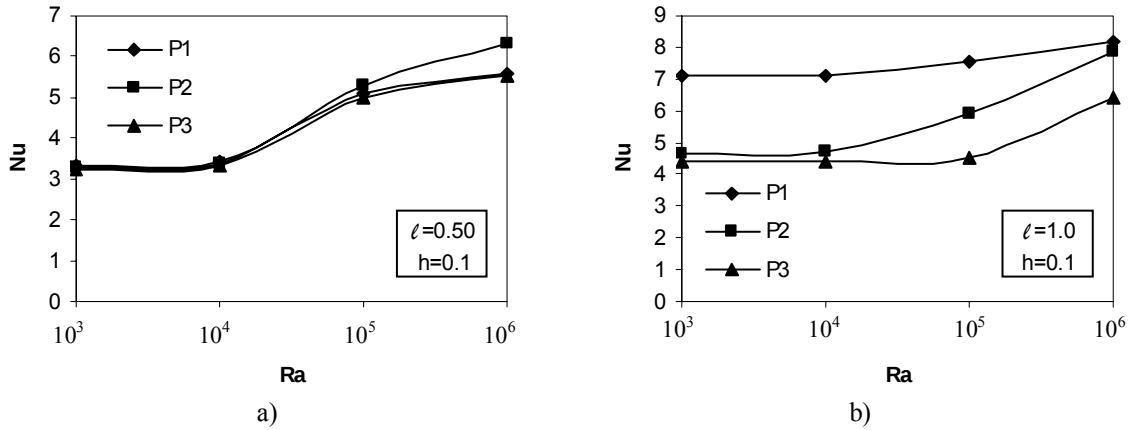
Şekil 7. $Ra = 10^5$ ve $\ell = 0.75$ için P2 havalandırma pozisyonunda a) $X=0.5$ 'de U hızı, b) $Y=0.25$ 'de V hızı (Velocity profiles for $Ra = 10^5$ and $\ell = 0.75$ at P2 ventilation position a) U velocity at $X=0.5$ b) V velocity at $Y=0.25$)

Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında havalandırmanın en alta olduğu durumda (P1) hacmin üst kısmındaki büyük bir bölümünde sıcaklık sabit iken, havalandırmanın diğer pozisyonlarında bu bölgenin alanı gittikçe azalmaktadır.

Şekil 9'da küçük boyutlu havalandırmanın ($h=0.1$) farklı pozisyonlarında Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Isı kaynağı boyunun 0.5 değerinde düşük Rayleigh sayılarında havalandırma pozisyonunun Nusselt sayısına etkisi görülmemektedir (Şekil 9a). Ancak Rayleigh



Şekil 8. $Ra=10^5$, $h=0.4$ ve $\ell=0.5$ için akım çizgileri (sol taraf) ve eş sıcaklık eğrileri (sağ taraf) (Streamlines (on the left) and isotherms (on the right) for different ventilation positions at $Ra=10^5$, $h=0.4$ and $\ell=0.5$), a) P1, b) P2, c) P3



Şekil 9. Nusselt sayısının farklı havalandırma pozisyonlarına göre Rayleigh sayısı ile değişimi (Variation of Nusselt number for different Rayleigh numbers at different ventilation positions), a) $l=0.50, h=0.1$, b) $l=1.0, h=0.1$

sayısının artmasıyla ($Ra \geq 10^5$) havalandırmanın ortada olması durumunda (P2) diğer pozisyonlara göre daha yüksek Nusselt değerleri elde edilmiştir. Isı kaynağı boyu 1.0 olduğunda ise tüm Rayleigh sayılarında havalandırma pozisyonu Nusselt sayısını etkilemektedir (Şekil 9b). Bu durumda en yüksek Nusselt sayısı havalandırmanın en alta olduğu pozisyonda (P1) görülmektedir. Ayrıca ısı kaynağı boyunun daha düşük olduğu durumla ($l=0.5$) kıyaslandığında $l=1.0$ 'da tüm havalandırma pozisyonlarında daha yüksek ısı transferi oranları elde edilmiştir.

5. BULGULAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada yan duvarlarının birinde havalandırma bulunan dikdörtgen bir oyuğun içerisindeki laminar doğal konveksiyon akışı sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla Rayleigh sayısının, ısı kaynağı boyunun, havalandırma boyunun ve pozisyonunun ısı transferi ve akışkan hareketine etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar ışığında Rayleigh sayısının ısı transferini ve akışkan hareketini oldukça etkilediği görülmüştür. Ayrıca ısı kaynağı boyu arttıkça ısı transferinde de artış elde edilmiştir. Benzer etki havalandırma boyunda da görülmüştür. Havalandırma boyu arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak havalandırma boyunun 0.7 değerinden büyük olması ısı transferinde belirgin bir artışa neden olmamıştır. Havalandırma pozisyonunun ısı transferi ve akışkan hareketine etkisi hem Rayleigh sayısı hem de ısı kaynağı boyuna göre değişmektedir.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

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_{hs}	: 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
β	: Isıl genleşme katsayısı (K^{-1})
ψ	: Akım fonksiyonu
ω	: Girdap fonksiyonu
Ψ	: Boyutsuz akım fonksiyonu
Ω	: Boyutsuz girdap fonksiyonu
θ	: Boyutsuz sıcaklık fonksiyonu
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
l'	: Isı kaynağı uzunluğu (m)
l	: Boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu (l'/L)

Alt indisler (Subscript)

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

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Varol, Y., Koca, A., "Konveksiyonla ısı transferinde elektronik ekipmanların soğutulması," **7. Uluslararası Yanma Sempozyumu**, Ankara, 282-289, 2002.
- Jilani, G., Jayaraj, S., Khadar Voli, K., "Numerical analysis of free convective flows in partially open enclosure", **Heat and Mass Transfer**, Cilt 38, 261-270, 2002.
- Bilgen, E., Öztop, H., "Natural convection heat transfer in partially open inclined square cavities", **Int.J. Heat and Mass Transfer**, Cilt 48, 1470-1479, 2005.
- Kasayapanand, N., "Numerical modeling of natural convection in partially open square

- cavities under electric field”, **Int.Com. Heat and Mass Transfer**, Cilt 34, 630-643, 2007.
5. Elsayed, M.M., Al-Najem, N.M., El-Refae, M.M., Noor, A.A., “Numerical study of natural convection in fully open tilted cavities”, **Heat Transfer Engineering**, Cilt 20 (3), 73-85, 1999.
 6. Müftüoğlu, A., Bilgen, E., “Natural convection in an open square cavity with discrete heaters at their optimized positions”, **Int.J. Thermal Science**, (Basımda).
 7. Cheng, Y.P., Lee, T.S., Low, H.T., “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**, Cilt 52, 987-1003, 2006.
 8. Icoz, T., Jaluria, Y., “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**, Cilt 48, 831-847, 2005.
 9. Koca, A. **Farklı çatı tiplerinde laminar doğal konveksiyonla ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi**, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
 10. Özışık, M.N., “**Finite difference methods in heat transfer**”, CRC Press, Florida, A.B.D., 1994.
 11. Chan, Y.L., Tien, C.L. , “A Numerical study of two-dimensional natural convection in square open cavities”, **Numerical Heat Transfer**, Cilt 8, 65-80, 1985.