



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

DİKDÖRTGEN KAPALI BİR ORTAMA YERLEŞTİRİLEN AYRIK ISI KAYNAĞININ KONUMUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFERİNE ETKİSİ

**MEHMET SAĞLAM
ORHAN AYDIN
KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**

**BUĞRA SARPER
GÜMÜŞHANE ÜNİVERSİTESİ**



DİKDÖRTGEN KAPALI BİR ORTAMA YERLEŞTİRİLEN AYRIK ISI KAYNAĞININ KONUMUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFERİNE ETKİSİ

Natural Convection in a Discretely Heated Rectangular Enclosure: Effect of Heater Position

Mehmet SAĞLAM
Buğra SARPER
Orhan AYDIN

ÖZET

Bu çalışmada, düşey yüzeyine ayırık bir ısı kaynağı gömülü olarak yerleştirilmiş, yüzeyleri sonlu kalınlığa ve ısıl iletkenliğe sahip kapalı dikdörtgen bir ortam içerisinde birleşik doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada ısı kaynağının düşey yüzeydeki konumu ve yüzeyler arası ışınımın ısı transferine etkileri üzerinde durulmuştur. Kapalı ortam içerisinde akışkan olarak hava kullanılmış olup, hesaplamalar düzeltilmiş Rayleigh sayısının 10^4 ile 10^6 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Çözümler için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmış olup; sonuçlar, ısı kaynağı yüzeyinde elde edilen Nusselt sayısı değerleri ile akım fonksiyonunun, eş sıcaklık eğrilerinin ve ısı çizgilerinin düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı kaynağı konumu ile değişimi şeklinde sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, kapalı ortam, elektronik soğutma, sayısal modelleme.

ABSTRACT

In this study, natural convection from a discrete heat source inside a rectangular enclosure whose walls have finite thickness and conductivity is investigated numerically. The main objective of the study is to investigate the effect of the surface radiation and discrete heat source position. The working fluid is air and numerical investigation is carried out for various values of modified Rayleigh number in the range of 10^4 and 10^6 . Numerical analysis is performed via ANSYS fluent software. Effects of the modified Rayleigh number and heat source position on the Nusselt number at the heat source surface as well as on streamlines, isotherms and heatlines are investigated.

Key Words: Natural convection, enclosure, electronics cooling, numerical modeling

1. GİRİŞ

Kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım, birçok mühendislik problemi ve çevresel probleme model oluşturduğu için araştırmacılar tarafından ilgi gören konulardan biridir. Bina ısı tesisatından güneş enerji sistemlerine, elektronik soğutmadan güneş kolektörlerine, fırın tasarımından nükleer reaktör tasarımına kadar uygulama alanlarında karşılık bulmaktadır.

Literatürde doğal taşınım ile ilgili farklı geometriler, akış rejimleri ve sınır koşullarında farklı akışkanlarla yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Burada, kapalı ortam içerisine yerleştirilen ayırık ısı kaynaklarının birleşik ve doğal taşınım ile ısı transferi üzerine etkilerini inceleyen çalışmalar üzerinde durulacaktır.

Torrance vd. [1], taban merkezine yerleştirilen küçük bir ısı kaynağının dikdörtgen ve dairesel kapalı ortam içerisindeki doğal taşınım etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Chadwick vd. [2], düşey yüzeyinden bölgesel olarak ısıtılan bir kapalı ortamdaki doğal taşınımı tek ve çift ısıtıcı konfigürasyonları için farklı Grashof sayılarında sayısal ve deneysel olarak çalışmışlardır. Heindell vd. [3,4], içerisinde ayırık ısıtıcılar bulunan bir kapalı ortamdaki birleşik doğal taşınımı deneysel ve iki ve üç boyutlu modeller kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Ortega ve Lall [5], bir kapalı ortam içerisinde tabana gömülü ayırık ısıtıcı yüzeyindeki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için farklı kapalı ortam/ısıtıcı uzunluk oranlarında ve Rayleigh sayılarında deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Aydın ve Yang [6], tabandan bölgesel ısıtılan ve yanlardan simetrik olarak soğutulan iki boyutlu dikdörtgen bir ortamda doğal taşınımı farklı Rayleigh sayılarında ve ısı kaynağı uzunluklarında sayısal olarak incelemişlerdir. Tso vd. [7] bir kapalı ortam içerisine 3 x 3 düzeninde yerleştirilen ayırık ısıtıcıların laminer doğal taşınım soğutulmasını hem iki hem de üç boyutta sayısal ve deneysel olarak, farklı eğim açıları ve Prandtl sayılarında çalışmışlardır. Bairy vd. [8], düşey yüzeylerinden biri adyabatik ve sabit sıcaklıktaki bantlardan oluşan içi hava dolu eğimli kübik bir kapalı ortamdaki doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak farklı eğim açıları ve Rayleigh sayılarında incelemişlerdir. Martyushev ve Sheremet [9] duvarları ısı olarak iletken ve sonlu kalınlığa sahip, içerisinde çıkıntılı bir ısı kaynağı bulunan kapalı ortamda birleşik doğal taşınım-ışınım problemini zamana bağlı olarak çalışmışlardır. Kapalı ortamın duvarına ait farklı ısı iletim katsayısı, yüzey yayılım katsayısı, boyutsuz zaman değerleri ve duvar kalınlıklarında değişik Rayleigh sayıları için çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Nardini vd. [10] yan yüzeylerinde bölgesel ısı kuyuları bulunan bir kapalı ortam tabanına yerleştirilen çıkıntılı ısı kaynağının doğal taşınım etkisini farklı Rayleigh sayısı değerleri için ısı kaynağının farklı konumlarında sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir.

Bu çalışmada elektronik soğutma alanında, iletim ve radyasyonla ısı transferi ihmal edilerek yapılan optimizasyon çalışmalarından farklı olarak bahsedilen bu iki ısı transfer mekanizmasının etkileri incelenmiş ve sadece doğal taşınım mekanizmasının bulunduğu durum ile karşılaştırılarak analiz edilmiştir.

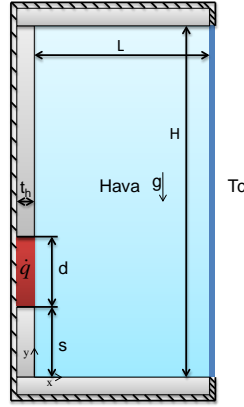
2. SAYISAL ANALİZ

Sol düşey yüzeyinden ayırık ısı kaynağıyla ısıtılırken, karşı yüzeyinden soğutulan dikdörtgen kapalı ortamda birleşik doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Kapalı ortamın yükseklik/genişlik oranı (H/L) 2 olup, kapalı ortam içerisindeki akışkan havadır. Kapalı ortamın yüksekliği (H) 63,5 mm, genişliği (L) ise 31,75 mm dir. 12,7 mm uzunluğundaki ayırık ısı kaynağının kalınlığı (t_h) 1,5 mm olup, ısı kaynağının tabana olan uzaklığı (s) ise farklı değerler almaktadır. Problem geometrisi Şekil 1’de sunulmuştur.

Sayısal modellemede ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Akışın iki boyutlu, laminer ve sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. Akışkana ait özellikler yoğunluk hariç sabit alınıp, yoğunluk değişimi Boussinesq yaklaşımı ile ifade edilmiştir. Katı yüzeylerde duvarlar için pleksiglas, ısı kaynağı için bakır malzeme seçilmiş olup bunlara ait ısı özellikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Malzemelerin termofiziksel özellikleri

	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	k (W/mK)	ϵ
Bakır	8978	381	387,6	0,05
Pleksiglas	1190	1470	0,19	0,85



Şekil 1. Problemin şematik gösterimi

2.1. İlgili Denklemler

İki boyutlu, laminar, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

Akışkan bölgesinde:

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

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

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

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

Katı bölgede:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (5)$$

Isı kaynağı içerisindeki hacimsel ısı üretiminin fonksiyonu olan düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı taşınım katsayısı sırasıyla:

$$Ra^* = \frac{g \beta \dot{q} L^4 t_h}{k \alpha \nu} \quad (6)$$

$$h = \frac{\dot{q}''_{konvektif}}{T - T_c} \quad (7)$$

şeklindedir.

Isı kaynağı yüzeyinde elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve normalize edilmiş değeri

$$Nu_{ort} = \frac{\bar{h}L}{k_f} \quad (8)$$

$$Nu_{norm} = \frac{Nu_{ort} - Nu_{min}}{Nu_{maks} - Nu_{min}} \quad (9)$$

denklemleri ile hesaplanabilir.

2.2. Sınır Şartları

Probleme ait sınır şartları şu şekilde tanımlanmıştır. Soğuk yüzey 24°C'de sabit tutulmuştur. Kapalı ortamın tüm dış yüzeyleri adyabatik kabul edilmiştir. Isı kaynağı içerisinde sabit hacimsel ısı üretimi olup, tüm akışkan-duvar ara yüzeylerinde ısı transferi süreklidir. İç yüzeyler arasında ayrıca ışınlama ısı transferi dikkate alınmış, yüzeyler gri ve yayıcı yüzey olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, kapalı ortam içerisindeki hava ışınlama ısı transferi için katılımcı değildir. Karşılaştırma yapabilmek adına, aynı problem, ısı kaynağı-hava ara yüzeyleri ve soğuk yüzey hariç tüm yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmiş ve ışınlama ısı transferi ihmal edilerek sadece doğal taşınım durumu için çözümler tekrarlanmıştır.

2.3. Sayısal Yöntem

Korunum denklemlerinin çözümü için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Basınç hız çifti için SIMPLE algoritması tercih edilmiştir. Momentum ve enerji denklemleri ikinci dereceden akış yönlü fark yöntemi ile ayrıklaştırılmış, basınç interpolasyonu PRESTO yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir. Yüzey şekil faktörlerinin hesabı ve ışınlama ile ısı transferi için ANSYS Fluent yazılımının S2S ışınlama modeli kullanılmıştır. Yakınsama kriteri olarak tüm denklemler için 10^{-6} değeri kullanılmıştır.

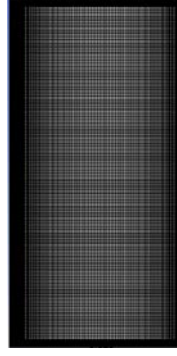
2.4. Ağ yapısı

Sayısal modelleme için uniform olmayan ağ yapısı tercih edilmiştir. Sıcaklık gradyanlarının yüksek olduğu bölümlere x ekseninde daha sık ağ yapısı uygulanmıştır. Isı kaynağı konumu parametre olarak tanımlanıp değiştirildiğinden y ekseninde tamamen aynı boyutta ağ büyüklüğü tercih edilmiştir. Katı model kısımları için ağ boyutu işlem yükü göz önünde tutularak seçilmiştir. Akış alanı içerisindeki uygun ağ sayısını belirlemek için Tablo 2'de verilen ağ sıklıklarında, $Ra^*=10^6$ değerinde çözümler gerçekleştirilmiş ve ısı kaynağı yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının değişimi göz önüne alınarak 101x101 ağ sıklığı tüm hesaplamalar için tercih edilmiştir.

Tablo 2. Ortalama Nusselt değerlerinin ağ boyutu ile değişimi

Ağ boyutu	Nu_{ort}	% değişim
51x51	6.9978	
76x76	6.9845	0.19
101x101	6.9904	0.086

Tercih edilen ağ yapısı Şekil 2'de görülmektedir.



Şekil 2. 101x101 ağ yapısı

2.5. Isı Çizgileri

Taşınım problemlerinde, akış alanındaki enerji transferi ısı difüzyon ile entalpi akışının bir kombinasyonudur. Böyle bir akış alanında net enerji akışının (ısı difüzyon ile entalpi akışının toplamı) her bir H sabit çizgisi boyunca sıfır olan $H(x,y)$ şeklinde bir fonksiyon tanımlanabilir [11].

H fonksiyonu aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$\frac{\partial H}{\partial y} = \rho c_p u(T - T_0) - k \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{x yönündeki net enerji akışı} \quad (10)$$

$$-\frac{\partial H}{\partial x} = \rho c_p v(T - T_0) - k \frac{\partial T}{\partial y} \quad \text{y yönündeki net enerji akışı} \quad (11)$$

Yukarıdaki iki denklem türevleri alınıp taraf tarafa çıkarılarak

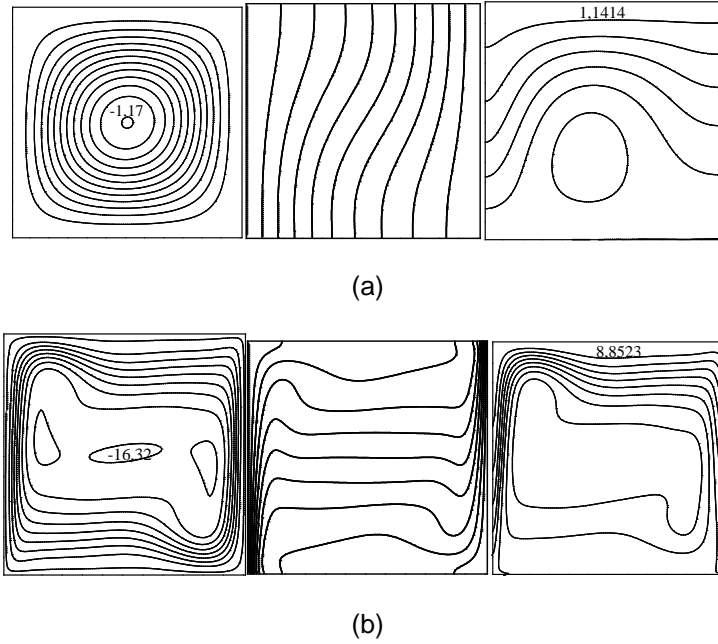
$$\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} = \rho c_p \left(\frac{\partial u(T - T_0)}{\partial y} - \frac{\partial v(T - T_0)}{\partial x} \right) \quad (12)$$

şeklinde ısı fonksiyonu tanımlanabilir.

T_0 değerinin akış alanındaki en düşük sıcaklık değeri olarak alınması tavsiye edilmiştir. Isı fonksiyonunun çözümü için gerekli sınır şartları x ve y yönündeki net enerji denklemlerinden elde edilebilir. İç ortamda kenarlarda kaymama sınır koşulu tanımlanıp ve $H(0,L)=0$ referans değeri ve başlangıç noktası olarak alınıp kapalı ortamın iç yüzeylerinde (ısı giriş çıkış yönü dikkate alınarak) aşağıdaki eşitlik uygulanarak sınır koşulu değerleri belirlenmiştir.

$$H(x, y) = H(0, L) \pm \oint_c -k \frac{\partial T}{\partial n} dS \quad (13)$$

12 nolu denklemin çözümü için gerekli olan, ilgili problemin akış alanındaki sıcaklık-hız değerleri ve bunların gradyanları ANSYS Fluent programından dışa aktarılmıştır. Matlab programı kullanılarak Poisson denkleminin çözümü için bir kod yazılmıştır. Denklemin çözümünde, iteratif bir yaklaşım uygulanmıştır. Yakınsama kriteri olarak bağıl hata değeri $\varepsilon \leq 10^{-6}$ şartı sağlanmıştır. Hem ANSYS Fluent programının hem de Matlab kodunun doğruluğu Deng ve Tang'a ait çalışma ile doğrulanmıştır [12].



Şekil 3. Sırasıyla akım fonksiyonu, eş sıcaklık eğrileri, ısı çizgileri (a) $Ra=10^3$, (b) $Ra=10^6$

3. BULGULAR

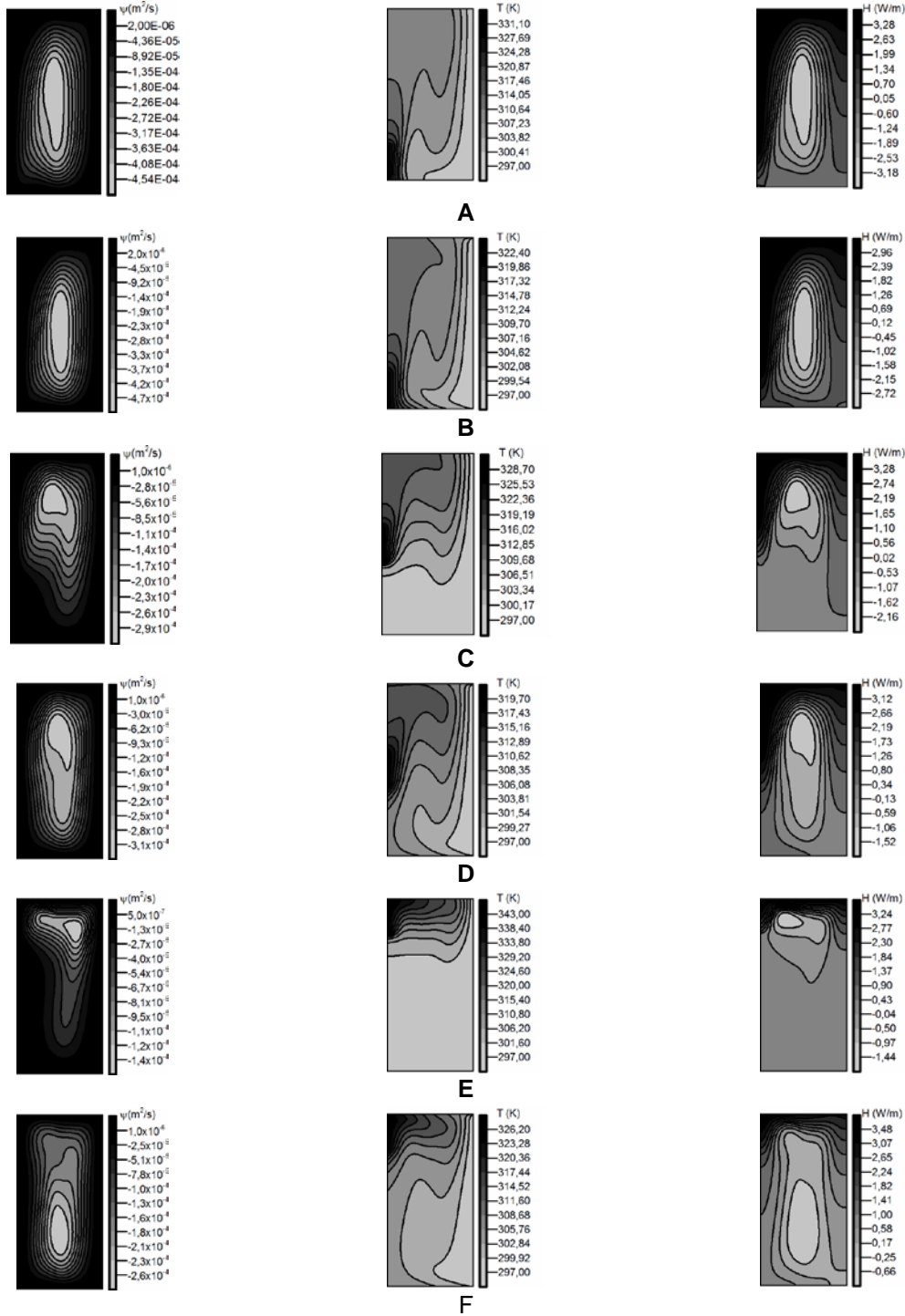
Kapalı bir ortam içerisine yerleştirilen bölgesel ısı kaynağının konumunun akış ve ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Isı kaynağının konumunun etkilerini belirlemek amacıyla ısı kaynağının en altta, ortada ve en üstte olduğu konumlar üzerinden incelemeler yapılmıştır. Sonuçlar ısı kaynağı yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı değerleri ve akış alanındaki akım fonksiyonu, eş sıcaklık eğrileri ve ısı çizgilerinin değişim grafikleri şeklinde sunulmuştur.

Şekil 4'de $Ra^*=10^6$ değeri için akım fonksiyonu, eş sıcaklık eğrileri ve ısı çizgileri hem birleşik ısı transferi durumu için, hem de doğal taşınım durumu için verilmiştir. Akım çizgilerine bakıldığında tüm konumlarda hem doğal taşınım hem de birleşik ısı transferi durumunda tek hücreli akım yapısı gözlenmektedir. Isı kaynağı en altta bulunduğu anda akım şiddeti en fazla iken; ısı kaynağının yukarı doğru çıkışı ile akım şiddeti azalmaktadır. Sadece doğal taşınım durumunda, aynı ısı kaynağı konumunda elde edilen akım şiddeti değerinin birleşik ısı transferi durumundan daha düşük olduğu gözlemlenmektedir.

Eş sıcaklık eğrileri ve ısı çizgilerine bakıldığında maksimum sıcaklık değerinin ısı kaynağının en üstte olduğu, minimum sıcaklık değerinin de ısıtıcının merkezde olduğu durumlarda elde edildiği görülmektedir. Ayrıca, birleşik ısı transferi durumunda da beklendiği gibi sıcaklık değerleri daha da aşağı inmektedir.

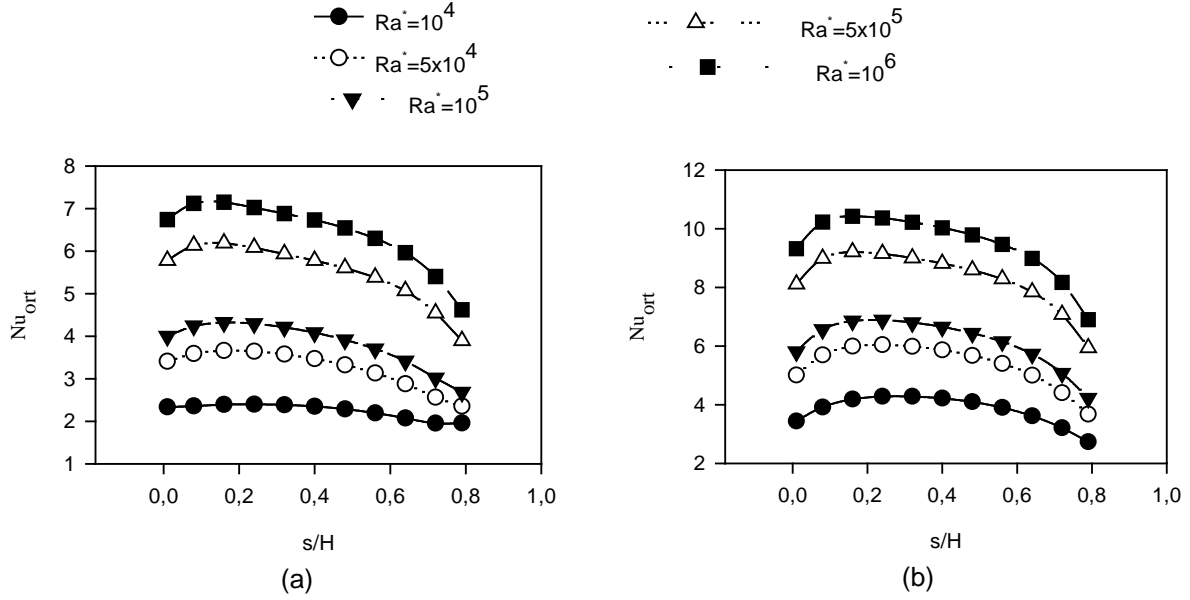
Isı çizgileri incelendiğinde doğal taşınım durumu için sadece ısı kaynağı üzerinden havaya bir ısı transferi söz konusudur. Isı çizgileri kaynağın alt kısmından üst kısmına doğru sıklığı azalarak çıkmakta; diğer bir deyişle, soğuk hava ile temas eden ilk yüzeylerde ısı transferi daha fazla olmaktadır. Birleşik ısı transferi durumunda ısı çizgilerinden de görüleceği üzere, tüm yüzeylerden havaya ısı transferi söz konusudur. Isı çizgileri, ısı kaynağı üzerinde yoğunlaşmasına rağmen, iletim ve ışınım ile olan ısı transferi kapalı ortamın duvarlarını ısıtmakta, duvarlardan da havaya tekrar ısı transferi meydana gelmektedir. Isı çizgilerinin doğal taşınım durumunda aldığı maksimum değer Şekil 4'te görüldüğü üzere yaklaşık $3,28 \text{ W/m}^2$ 'dir. Birleşik ısı transferi durumunda, alt ve orta konumlarda (Şekil 4b, Şekil 4d) bu değer dışarıya herhangi bir ısı kaybı olmamasına rağmen daha düşüktür. Bunun sebebi olarak, soğuk yüzeye ışınım ile olan ısı transferi gösterilebilir. Ancak, ısı kaynağının en üst

kısımda bulunduğu durumda (Şekil 4f), farklı bir durum ortaya çıkmış ve maksimum değer doğal taşınım durumunun üstüne çıkmıştır. Şekil 4f incelendiğinde, soğuk yüzeyde soğuyan akışkana kapalı ortamın tabanından belli bir miktar ısı girişi olmakta, bu ısı girişi yatay yüzey boyunca devam etmekte, kapalı ortamın tavanında ise havadan kapalı ortam duvarına bir ısı transferi olmaktadır. Isı kaynağı en üstte olmasına rağmen kapalı ortamın tabanının bu şekilde ısınmasının nedeni yüzeyler arası ışınımla ısı transferidir. Alt yüzey ısı kazanırken, üst yüzey ısı kaybetmekte ve bu ısı dolaylı yoldan havaya transfer olmaktadır.



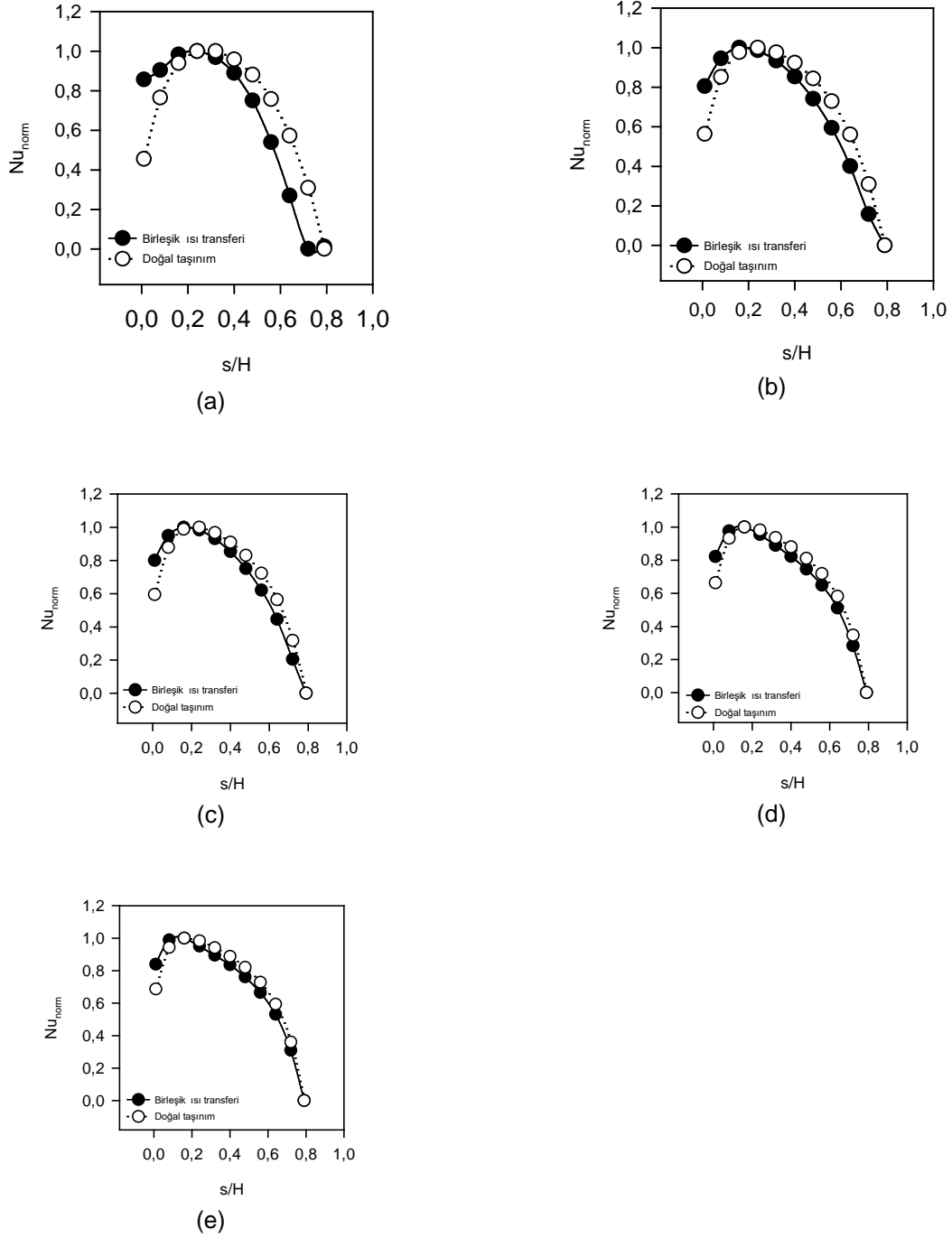
Şekil 4. $Ra^* = 10^6$, akım çizgileri (sol), eş sıcaklık eğrileri (orta), ısı çizgileri (sağ), (A,C,E) doğal taşınım, (B,D,F) birleşik ısı transferi

Şekil 5'te ısı kaynağı yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı değerlerinin düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı kaynağı konumu ile değişimi görülmektedir. Birleşik ısı transferi durumunda elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri hem kapalı ortamın kenarlarına iletim ile hem de yüzeyler arasında ışınım ile transfer edilen ısı sebebiyle doğal taşınım durumunda elde edilen değerlerden daha düşüktür. Ortalama Nusselt sayısı değerinin ısı kaynağı konumu ile değişimi incelendiğinde, her iki durum için benzer davranış gözlenirse de; doğal taşınım durumunda, daha keskin bir değişim söz konusudur. Bu durum, Şekil 6' da verilen normalize edilmiş ortalama Nusselt değeri grafiklerinde daha net görülmektedir.



Şekil 5. Isı kaynağı üzerindeki ortalama Nusselt sayısının düzeltilmiş Rayleigh sayısı ve ısı kaynağı konumu ile değişimi (a) birleşik ısı transferi, (b) doğal taşınım

Şekil 6'da normalize edilmiş ortalama Nusselt sayısının ısı kaynağı konumu ve düzeltilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi görülmektedir. Normalize edilmiş ortalama Nusselt sayısının en yüksek değerinin elde edildiği konum incelendiğinde, artan Rayleigh sayısı ile birlikte optimum ısı kaynağı konumu her iki durum içinde tabana yaklaştığı görülmektedir. Bileşik ısı transferi durumunda ısı kaynağının optimum konumu, doğal taşınım durumu ile hemen hemen aynıdır.



Şekil 6. Isı kaynağı yüzeyindeki normalize edilmiş ortalama Nusselt değerinin konum ve düzeltilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi: a) $Ra^* = 10^4$, b) $Ra^* = 5 \times 10^4$, c) $Ra^* = 10^5$, d) $Ra^* = 5 \times 10^5$, e) $Ra^* = 10^6$

4. SONUÇLAR

Elde edilen sonuçlar kısaca şu şekilde sunulabilir:

- Kapalı ortamın kenar kısımlarına olan iletim ile ısı transferi ve yüzeyler arası ışınım ile ısı transferi akış ve sıcaklık alanını ihmal edilemeyecek düzeyde etkilemektedir. Bu etkilerin boyutu şüphesiz iletim ile ısı transferi için katı malzemenin ısıl iletkenliğine, ışınım ile ısı transferi için de yüzey yayılım katsayısına bağlıdır.
- Isı kaynağı üzerinde elde edilen ortalama Nusselt sayısının en yüksek değerine erişilen optimum konum, düzeltilmiş Rayleigh sayısının bir fonksiyonudur. Düzeltilmiş Rayleigh sayısının artan değerleriyle birlikte ısı kaynağının optimum konumu tabana yaklaşmaktadır.
- Düzeltilmiş Rayleigh sayısının artan değerleriyle birlikte her iki durumda elde edilen Nusselt sayısının ısı kaynağı konumu ile değişim şekli bir birine yakınlaşmaktadır.
- Özellikle elektronik bileşenlerin optimum yerleşimi ile ilgili çalışmalar yapılırken birleşik ısı transferinin göz önünde bulundurulması pratik uygulamalar için daha doğru sonuçlar verecektir.

KAYNAKLAR

- [1]K. TORRANCE, L. ORLOFF and J. ROCKETT, "Experiments on natural convection in enclosures with localized heating from below", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 36, no. 01, p. 21, 1969.
- [2]M. CHADWICK, B. WEBB and H. HEATON, "Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, no. 7, pp. 1679-1693, 1991.
- [3]T. HEINDEL, S. RAMADHYANI and F. INCROPERA, "Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1 — two- and three-dimensional model validation", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 16, no. 6, pp. 501-510, 1995.
- [4]T. HEINDEL, F. INCROPERA and S. RAMADHYANI, "Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 2 — a numerical parametric study", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 16, no. 6, pp. 511-518, 1995.
- [5]A. ORTEGA and B. LALL, "Natural Convection Air Cooling of a Discrete Heat Source on a Conducting Board in a Shallow Horizontal Enclosure", *Journal of Electronic Packaging*, vol. 120, no. 1, p. 89, 1998.
- [6]O. AYDIN and W. YANG, "Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, vol. 10, no. 5, pp. 518-529, 2000.
- [7]C. TSO, L. JIN, S. TOU and X. ZHANG, "Flow pattern evolution in natural convection cooling from an array of discrete heat sources in a rectangular cavity at various orientations", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 19-20, pp. 4061-4073, 2004.
- [8]A. BAIRI, J. GARCIA DE MARIA, N. LARAQI and N. ALILAT, "Free convection generated in an enclosure by alternate heated bands. Experimental and numerical study adapted to electronics thermal control", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, no. 5, pp. 1337-1346, 2008.
- [9]S. MARTYUSHEV and M. SHEREMET, "Conjugate natural convection combined with surface thermal radiation in an air filled cavity with internal heat source", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 76, pp. 51-67, 2014.
- [10]G. NARDINI, M. PARONCINI and R. VITALI, "Experimental and numerical analysis of the effect of the position of a bottom wall hot source on natural convection", *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, pp. 236-245, 2016.
- [11] S. KIMURA, A. BEJAN, "The "Heatline" Visualization of Convective Heat Transfer" *Journal of Heat Transfer* vol. 105, no. 4, pp. 916-919, 1983.



[12] Q. DENG, G. TANG, “Numerical visualization of mass and heat transport for conjugate natural convection/heat conduction by streamline and heatline”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.45, no.11, pp.2373-2385, 2002.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma TÜBİTAK tarafından 114M589 nolu proje kapsamında desteklenmiştir.

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet SAĞLAM

1991 yılı Çorum doğumludur. 2014 yılında KTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 2014 yılında aynı üniversitenin Termodinamik Ana Bilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. Hava ile elektronik soğutma konusunda Yüksek Lisans çalışmalarını sürdürmektedir.

Buğra SARPER

1988 yılında Konya'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Konya'da tamamladı. 2010 yılında, Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Lisans, 2013 yılında Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans eğitimini tamamladı. Halen Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora eğitimini sürdürmektedir. 2011 yılından beri Gümüşhane Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. İngilizce bilmektedir.

Orhan AYDIN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı öğretim üyelerinden olan Aydın, 2007 yılında profesör unvanını aldı. Aydın'ın araştırma ilgisi, termodinamik, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, mikro-elektro-mekanik sistemlerde akış fiziği, elektronik soğutma ve enerji depolama gibi alanlarda yoğunlaşmıştır.