



**Bu bir MMO  
yayıdır**

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

## **DÜŞEY YÜZEYİNDE AYRIK ISI KAYNAKLARI BULUNAN KANALDA YÜZEY İŞİNİMİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİ**

**BUĞRA SARPER**  
GÜMÜŞHANE ÜNİVERSİTESİ

**SONER BİRİNCİ**  
**MEHMET SAĞLAM**  
**ORHAN AYDIN**  
**METE AVCI**  
KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

# DÜŞEY YÜZEYİNDE AYRIK ISI KAYNAKLARI BULUNAN KANALDA YÜZEY IŞINIMININ ISI TRANSFERİNE ETKİSİ

*Effect of the Surface Radiation on Heat Transfer in a Channel with Discrete Heat Sources on its Vertical Wall*

**Buğra SARPER**  
**Soner BİRİNCİ**  
**Mehmet SAĞLAM**  
**Orhan AYDIN**  
**Mete AVCI**

## ÖZET

Bu çalışmada, bir yüzeyinde ayrik ısı kaynakları bulunan düşey bir kanal içerisinde doğal taşınım ve ışınım ile ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Kanalın bir yüzeyi ayrik ısı kaynakları ile ısıtılırken diğer yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmektedir. Çalışmada ısı kaynaklarının ışınım yayma oranlarının ısı transferi ve akışkan sıcaklığına etkisi üzerinde durulmuştur. Deneysel çalışmalarda sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiş, sayısal hesaplamalar ise ANSYS Fluent yazılımı ile yürütülmüştür. Sonuçlar, Nusselt sayısı ile akışkanın sıcaklık ve hızının düzeltilmiş Grashof sayısı ve yüzey ışınım yayma katsayısı ile değişim grafikleri şeklinde sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Doğal taşınım, Işınım, Ayrik ısı kaynakları, Elektronik elemanların soğutulması.

## ABSTRACT

In this study, natural convection and radiation heat transfer in a vertical channel with discrete heat sources on its one wall is investigated experimentally and numerically. One of the channel walls is heated by discrete heat sources while other walls are adiabatic. The study is focused on the effects of surface emissivities of the heat sources on heat transfer and fluid temperatures. Temperature measurements are performed in the experimental study. Numerical computations are carried out with ANSYS Fluent software. The results are represented as the Nusselt number, temperature and velocity variations with the modified Grashof number and surface emissivities.

**Key Words:** Natural convection, Radiation, Discrete heat sources, Cooling of electronic equipments.

## 1. GİRİŞ

Elektronik alanındaki gelişmeler, daha küçük fakat yüksek performanslı entegre devrelerin tasarımını kaçınılmaz hale getirmektedir. Küçülen boyut ve artan performans gereksinimine bağlı olarak, tek bir çipin ürettiği ısı miktarı artmakta, sistemin sıcaklığındaki artış, beraberinde performans kaybı ve bozulma gibi durumlar ortaya çıkarmaktadır. Daha verimli çalışan sistemlerin üretilebilmesi için devre elemanlarının sıcaklıklarının belirli bir sınırın altında tutulması ve devre elemanları arasındaki sıcaklık farklarının en aza indirilmesi gerekmektedir. Bu sebeple elektronik elemanların ısı kontrolü önemli olup, yüksek miktarda ısı yayan elemanların sıcaklıklarının mümkün olduğunca düşük seviyede tutulması, elemanın yaydığı ısının sistemden uzaklaştırılıp ortama verilmesi son derece önemlidir. Bu noktada çip boyutu, tek bir çipin yaydığı ısı, konumu, malzeme özellikleri ve yüzey özellikleri, çevre ortam sıcaklığı ve soğutma yöntemi önemli yer tutmaktadır.

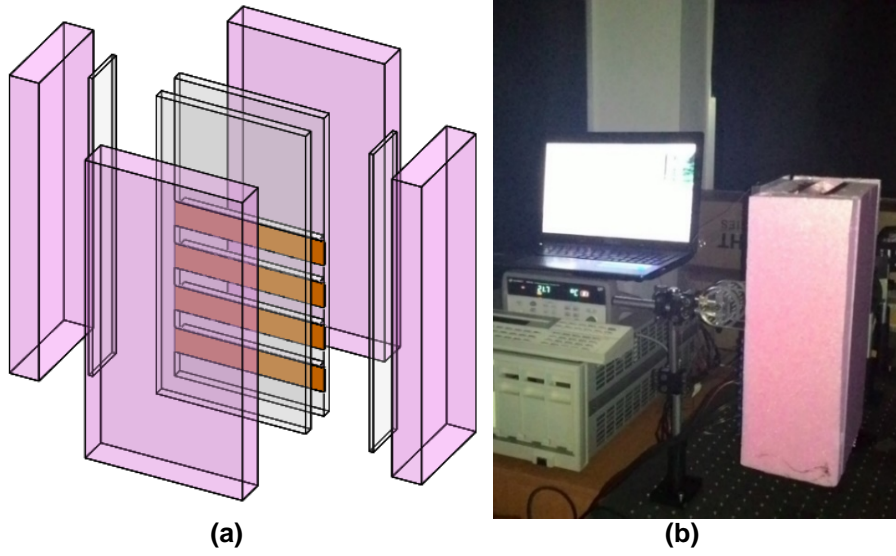
Literatürde düşey ve eğimli kanallar içerisinde taşınım ile ısı transferini ele alan çalışmalar mevcuttur. Çalışmaların birçoğu farklı taşınım rejimlerinin ısı transferine etkisini incelerken, yüzeyler arası ışınımın ısı transferine etkilerini inceleyen çalışmalar sınırlı sayıdadır. Farklı araştırmacılar tarafından doğal taşınım ile ısı transferi üzerine kanal parametreleri ve çalışma koşullarının etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir [1-9]. Farklı kanal eğim açıları ve ısıtıcı konfigürasyonlarının karma taşınım etkileri araştırmacılar tarafından çalışılmıştır [10-14]. Xu vd. [15] yüzeyinde ayırık ısı kaynakları bulunan iki paralel levha arasında türbülanslı zorlanmış taşınımı sayısal olarak ele almışlardır. Düşey kanalda iletim-taşınım birleşik ısı transferi problemi farklı araştırmacılar tarafından incelenmiştir [16-19]. Premachandran ve Balaji [20] ısıtıcı ve duvarların malzeme ve yüzey özellikleri ile Grashof ve Reynolds sayılarının kanal içerisindeki taşınım-ışınım birleşik ısı transferine etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Londhe ve Rao [21] ayırık şekilde ısıtılan düşey kanalda taşınım-ışınım birleşik ısı transferi problemini sayısal olarak ele almışlardır.

Bu çalışmada, yüzeylerinden birinde ayırık ısı kaynakları bulunan düşey kanalda, ısı kaynaklarının ışınım yayma oranlarının, taşınım ile ısı transferine etkileri incelenecektir. Çalışmada ısı kaynaklarının üç farklı ışınım yayma oranı üzerinde durulacak ( $\epsilon=0.05, 0.45, 0.9$ ) olup; sonuçlar iki farklı düzeltilmiş Grashof sayısı değerinde ( $Gr^*_{Dh}=3.82 \times 10^6, 1.53 \times 10^7$ ) sunulacaktır.

## 2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Şekil 1'de test bölgesi ve deney düzeneği görülmektedir. Deney düzeneği bilgisayar, veri toplama sistemi, DC güç kaynağı, kesintisiz güç kaynağı ve test bölgesinden oluşmaktadır. Deneyler bir yüzeyine dört adet ayırık ısı kaynağı yerleştirilen düşey kanal içerisinde gerçekleştirilmiştir. Geri kalan yüzeyler ise ısıtılmamakta olup, dış yüzeyleri yalıtılmıştır. Kanal yüzeyleri 10 mm kalınlığındaki polikarbonat levhadan ( $k_{pc}=0.217$  W/mK) talaşlı imalat yöntemiyle imal edilmiştir. Isı kaynaklarının yüzeyleri ise 1.5 mm kalınlığında ( $t_{cu}$ ), 25.4 mm uzunluğunda ( $L_h$ ) ve 152.4 mm derinliğindeki (D) bakır malzemeden ( $k_{cu}=387.6$  W/mK) üretilmiştir. Bakır levhalar arka yüzeylerinden 0.35 mm kalınlığındaki ( $t_h$ ) esnek ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır. Isı kaynaklarının arka yüzeyleri ve test bölgesinin arka yüzeyleri 30 mm kalınlığındaki XPS yalıtım malzemesi ( $k_{ins}=0.035$  W/mK) ile yalıtılmıştır. Test bölgesinin toplam uzunluğu ( $L_{top}$ ) 314.33 mm olup, ısıtılmayan giriş ( $L_{gir}$ ) ve çıkış ( $L_{cik}$ ) uzunlukları sırasıyla 25.4 mm ve 130.18 mm'dir. Bununla birlikte, kanal genişliği (w) 25.4 mm olup, kanal derinliği ise 152.4 mm'dir. Verilen ölçüler dikkate alındığında kanalın hidrolik çapı ( $D_h$ ) 43.54 mm olarak hesaplanmaktadır. Deneysel çalışmada kullanılan bakır yüzeyler iyi derecede parlatılmış olup ışınım yayma katsayısı ( $\epsilon$ ) 0.05'tir. Ayrıca kanal yüzeyleri mat siyah boya ile boyanmış olup yüzeyin ışınım yayma katsayısı 0.9'dur.

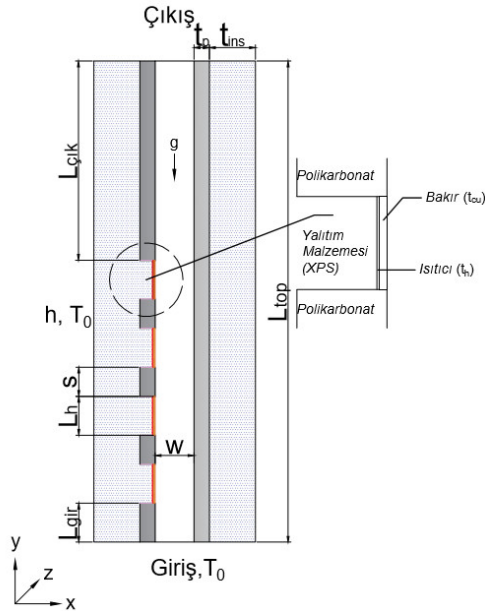
Her bir ısı kaynağı için esnek ısıtıcılar ile bakır yüzeyler arasında üç adet 0.4 mm çapında bakır-konstantan termoeleman çifti kullanılmıştır. Düşey doğrultuda, polikarbonat levhaların merkez çizgisi üzerinde ise on sekiz adet termoeleman çifti kullanılmıştır. Ayrıca, test bölgesinin giriş ve çıkışında ise iki adet termoeleman çifti kullanılmıştır. Deneyler, sıcaklığı 24°C ve nemi 50% mertebesinde tutulan şartlandırılmış bir oda içerisinde gerçekleştirilmiştir. Çevresel etkileri ortadan kaldırmak amacıyla test bölgesi bir muhafaza içerisinde alınmıştır.



Şekil 1. (a) Test bölgesinin temsili gösterimi, (b) deney düzeneği

### 3. SAYISAL ÇALIŞMA

Sayısal çalışmada korunum denklemlerinin çözümü ANSYS Fluent yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Akımın üç boyutlu, sürekli rejimde ve laminar olduğu kabul edilmiştir. Akışkanın yoğunluk dışındaki termofiziksel özelliklerinin sabit olduğu kabul edilerek, yoğunluğun sıcaklıkla değişimi Boussinesq yaklaşımı kullanılarak modellenmiştir. Bununla birlikte iletim ve ışınım ısı transferi hesaba katılmıştır. Şekil 2’de incelenen problemin geometrisi sunulmuştur.



Şekil 2. İncelenen problemin şematik gösterimi

Üç boyutlu, sürekli rejimde, sıkıştırılmaz, laminar akım için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibidir:

Akışkan içerisinde:

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

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

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

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Burada  $u, v$  ve  $w$  sırasıyla  $x, y$  ve  $z$  doğrultularındaki hızları belirtirken,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $\nu$  ise akışkanın kinematik viskozitesini temsil etmektedir.  $T_0$  ortam sıcaklığını,  $\alpha$  ve  $\beta$  ise sırasıyla ısı yayılım katsayısı ve hacimsel genişleme katsayısını belirtmektedir.

Katı içerisinde:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (6)$$

Denklemden  $\dot{q}$  hacimsel ısı üretimini,  $k$  ise ısı iletim katsayısını temsil etmektedir.

Isıtıcıların içerisindeki hacimsel ısı üretiminin bir fonksiyonu olarak düzeltilmiş Grashof sayısı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$Gr_{Dh}^* = \frac{g \beta \dot{q} D_h^4 t_h}{k \nu^2} \quad (7)$$

Burada  $g$  yerçekimi ivmesi,  $t_h$  ise ısıtıcı kalınlığıdır.

Kanalın hidrolik çapı ise:

$$D_h = \frac{4WD}{2(W + D)} \quad (8)$$

Denklemlerle hesaplanır.

Isı kaynağı yüzeyinde yerel ısı taşınım ve yerel ışınlama katsayısı aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$h_{ias} = \frac{q_{ias}}{(T_s - T_0)}, \quad h_{ışn} = \frac{q_{ışn}}{(T_s - T_0)} \quad (9,10)$$

$T_s$  yüzey sıcaklığını belirtmektedir.

Isı kaynağı yüzeyinde yerel ve ortalama Nusselt sayıları ise sırasıyla:

$$Nu_{ias} = \frac{h_{ias} D_h}{k_f}, \quad Nu_{ışn} = \frac{h_{ışn} D_h}{k_f} \quad (11,12)$$

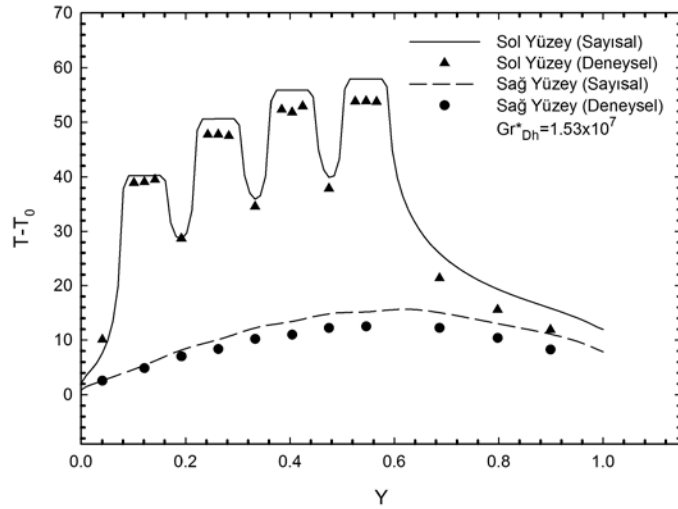
$$Nu_{ort,taş} = \frac{\overline{h}_{taş} D_h}{k_f}, \quad Nu_{ort,işn} = \frac{\overline{h}_{işn} D_h}{k_f} \quad (13,14)$$

İfadelerinden belirlenebilir.

Kanal giriş ve çıkışında sırasıyla “*pressure inlet*” ve “*pressure outlet*” sınır koşulları kullanılmıştır. Hava ışınımla ısı transferi için katılımcı olmayıp kanal girişinde havanın sıcaklığı 24°C'dir. Işınımla ısı transferi için siyah kanal yüzeylerinin ışınım yama katsayıları 0.9 iken ısı kaynağı yüzeyleri sırasıyla 0.05, 0.45 ve 0.9 olarak alınmıştır. Katı-akışkan ara yüzeylerinde sıcaklık ve ısı transferi sürekli olup “*coupled*” sınır koşulu uygulanmıştır. Ayrıca ısı yalıtım malzemesinin dış yüzeylerinde ise taşınım sınır koşulu ( $h=5 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $T_0=24^\circ\text{C}$ ) kullanılmıştır.

Navier Stokes ve enerji denklemleri yukarıda belirtilen sınır koşulları ile birlikte ANSYS Fluent programı kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalarda momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılması için ikinci dereceden akış yönlü fark yöntemi kullanılmıştır. Basınç-hız çiftinin çözümünde *SIMPLE* algoritması kullanılmıştır. Basınç interpolasyonu için *PRESTO* yöntemi tercih edilmiştir. Yüzeyler arası ışınımla ısı transferi “*surface to surface (S2S)*” modeli kullanılarak hesaplanmıştır [22]. Navier Stokes, enerji ve ışınım denklemlerinin çözümünde yakınsama kriteri  $10^{-5}$  alınmıştır.

Sayısal modellemede, bütün koordinatlarda uniform ağ yapısı kullanılmıştır. Dört farklı hücre sayısında (1265616, 1736856, 2235024 ve 2706264 hücre) ağ bağımsızlık çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Sonuçların 1736856 ve 2235024 hücre sayısı arasında fazla değişmemesinden dolayı hesaplamalara 1736856 hücre ile devam edilmiştir. Şekil 3'te görüldüğü gibi ağ bağımsız çözümler ile deneysel sonuçlar arasındaki fark oldukça az olup sonuçlar birbirleriyle uyumludur.



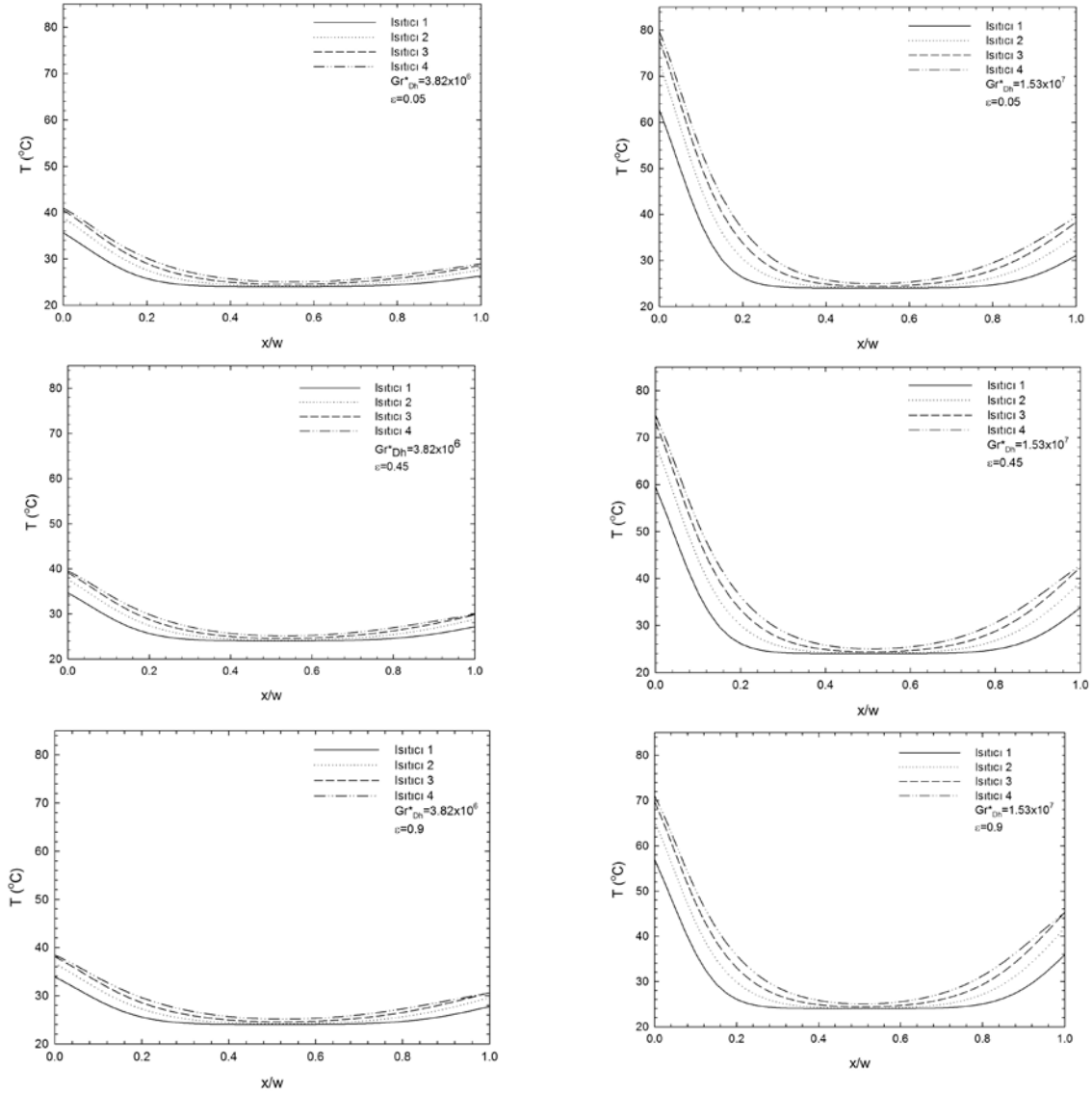
Şekil 3. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

#### 4. BULGULAR

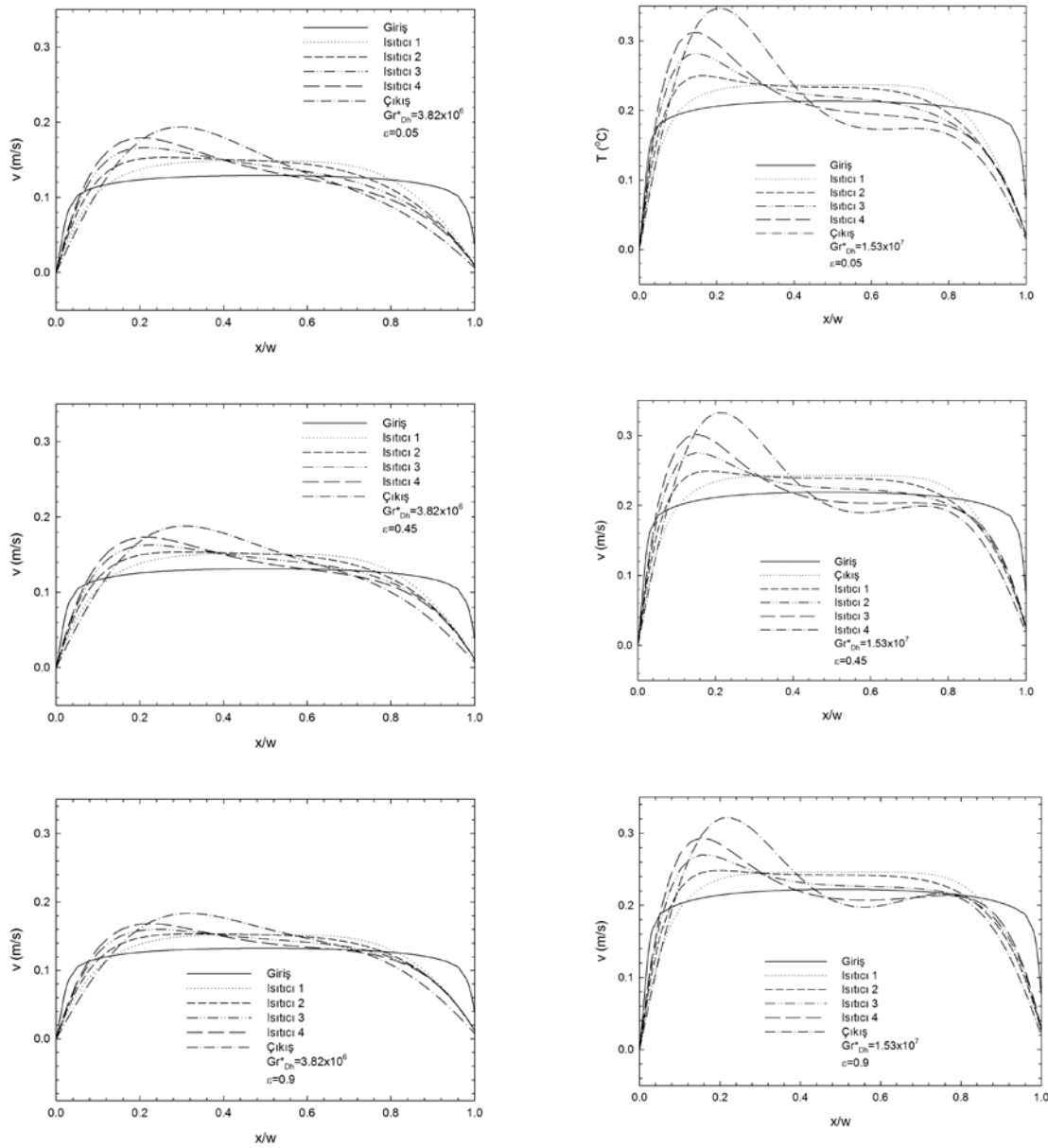
Şekil 4'te her bir ısı kaynağının çıkış ucunda, farklı  $Gr_{Dh}^*$  ve  $\varepsilon$  değerleri için akışkan sıcaklığının x eksenindeki değişimi görülmektedir. Hava düşey kanala ortam sıcaklığında girmekte ve ısı kaynağının yüzeylerinde ısınarak kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselmektedir. Hava kanal içerisinde yükselirken ısınmakta, bunun sonucunda kanal çıkışına doğru ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferi azalmaktadır. Yüzeyler arası ışınımla ısı transferiyle ısıtılmayan sağ yüzey ısınmakta, bunun sonucunda sağ yüzeye yakın bölümlerde ısıl sınır tabaka oluşumu görülmektedir.  $Gr_{Dh}^*$  değerinin

artışıyla ısı kaynaklarından havaya taşınım ve yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferi artmaktadır. Yüzey sıcaklıklarının artışıyla ısı sınır tabaka kalınlığı artmakta, kanal merkezindeki düşük sıcaklığa sahip bölge daralmaktadır. Isı kaynaklarının yüzeylerinin ışınlama yayma katsayılarının ( $\varepsilon$ ) artışı ise yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferini artırmakta, bu ise ısı kaynaklarının yüzey sıcaklıklarını azaltmaktadır. Şekil 5 dikkatli şekilde incelendiğinde  $\varepsilon$ 'un artışıyla birlikte kaynaklara komşu akışkanın sıcaklığı azalmakta ve sol yüzeye yakın bölgelerde ısı sınır tabakanın incelendiği görülmektedir.

Şekil 5'te her bir ısı kaynağı çıkış ucunda ve kanal giriş-çıkışlarında, farklı  $Gr_{Dh}^*$  ve  $\varepsilon$  değerleri için akışkanın düşey hız bileşeninin x eksenindeki değişimi görülmektedir. Hız profili kanal girişinde simetrik yapıdadır. Hava ısı kaynağı yüzeylerinde ısınmakta, yoğunluk değişimine bağlı olarak kaldırma kuvvetinin etkisiyle kanal içerisinde yükselmektedir. Şekil 5 dikkatle incelendiğinde, ilk iki ısı kaynağının çıkış ucunda havanın düşey doğrultudaki hızı halen neredeyse simetrik yapıdadır. Ancak akışkan sıcaklığındaki artışla son iki ısı kaynağının çıkış ucunda kaldırma kuvvetinin etkisi daha belirgin şekilde görülmektedir. Isı kaynaklarının yakınında yüksek hız bölgeleri oluşmakta, simetrik yapı ortadan kalkmaktadır. Düzeltilmiş Grashof sayısının ( $Gr_{Dh}^*$ ) artışıyla birlikte hız sınır tabaka incelmekte olup, akışkanın yığın hızında artış meydana gelmektedir.  $\varepsilon$  değerinin artışı ise yüzeyler arası ışınlama ile ısı transferini arttırırsa da akışkan hızları ve hız sınır tabaka yapısında önemli bir değişikliğe sebep olmamaktadır.



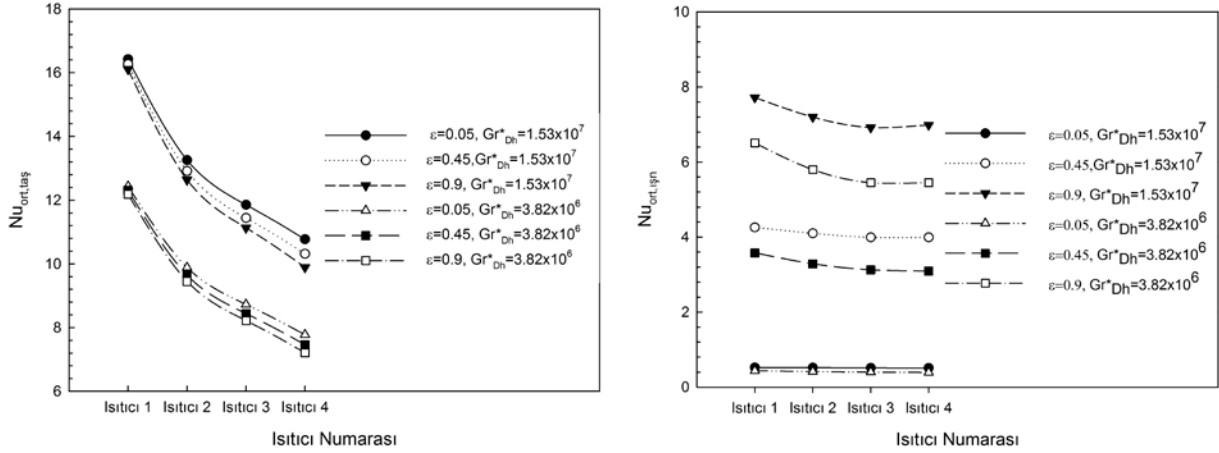
Şekil 4. ısı kaynaklarının çıkış ucunda akışkan sıcaklığının x eksenı boyunca değışimi



**Şekil 5.** Isı kaynaklarının çıkış ucu ve kanal giriş-çıkışında akışkanın düşey hız bileşeninin x ekseninde boyunca değişimi

Şekil 6'da ısı kaynağı yüzeylerinde taşınım ve ışınım ısı akılarına bağlı olarak elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin  $Gr_{Dh}^*$  ve  $\varepsilon$  ile değişimi sunulmaktadır. Hava kanala ortam sıcaklığında girdiğinden dolayı ilk ısı kaynağı ile hava arasındaki sıcaklık farkı en yüksek değerdedir. Bunun sonucunda 1 numaralı ısı kaynağından havaya taşınım ile ısı transferi en yüksek değerini almaktadır. Hava ısınarak kanal içerisinde yükselmekte, ısı kaynakları ile hava arasındaki sıcaklık farkı da giderek azalmaktadır. Bunun sonucunda kanal çıkışına doğru ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferi azalmaktadır. Ayrıca  $Gr_{Dh}^*$  taşınım ile ısı transferi açısından belirleyici parametre olup;  $Gr_{Dh}^*$  arttıkça ısı kaynaklarından havaya olan taşınım ile ısı transferi de artmaktadır. Işınım yayma katsayısı,  $\varepsilon$  taşınım ile ısı transferi üzerinde azaltıcı bir etki yaratmaktadır. Bununla birlikte kaynakların yüzey yayma katsayıları arttıkça havaya olan ışınım ile ısı transferi artmaktadır.  $\varepsilon=0.45$  ve  $\varepsilon=0.9$  değerlerinde kaynaklardan havaya kayda değer miktarda ışınım ile ısı transferi meydana gelirken  $\varepsilon=0.5$  değerinde havaya ışınım ile ısı transferi oldukça azdır.





**Şekil 6.** Ortalama Nusselt sayılarının (taşıyım, ışınım)  $Gr_{Dh}^*$  ve  $\epsilon$  ile değişimi

## SONUÇ

Bir yüzeyinde ayırık ısı kaynakları bulunan diğer duvarları yalıtılmış olan düşey kanal içerisindeki akış ve ısı transferi için, düzeltilmiş Grashof sayısı ve ısı kaynaklarının yüzey yayma etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

- Düzeltilmiş Grashof sayısının artışıyla, ısı kaynaklarından havaya olan taşıyım ile ısı transferi artmaktadır.
- Isı kaynaklarının yüzey yayma katsayılarının artışı sonucunda ışınım ile ısı transferi artmakta, bu durum akış ortamı içerisinde ısı ve hız sınır tabakaları önemli ölçüde etkilemektedir.
- Isı kaynaklarının yüzey yayma katsayılarının artması sonucunda taşıyım ile ısı transferi azalmaktadır.
- Havanın kanal içerisinde ısınmasıyla birlikte ısı kaynaklarından havaya olan ısı transferi azalmaktadır.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma TÜBİTAK tarafından 114M589 nolu proje kapsamında desteklenmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] W. YAN AND T. LIN, "Natural convection heat transfer in vertical open channel flows with discrete heating", International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 14, no. 2, pp. 187-200, 1987.
- [2] M. CHADWICK, B. WEBB AND H. HEATON, "Natural convection from discrete heat sources in a vertically vented rectangular enclosure", Experimental Heat Transfer, vol. 4, no. 3, pp. 199-216, 1991.
- [3] D. ELPIDOROU, V. PRASAD AND V. MODI, "Convection in a vertical channel with a finite wall heat source", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 34, no. 2, pp. 573-578, 1991.
- [4] C. CHOI AND A. ORTEGA, "Mixed convection in an inclined channel with a discrete heat source", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 36, no. 12, pp. 3119-3134, 1993.



- [5] M. FUJII, S. GIMA, T. TOMIMURA AND X. ZHANG, "Natural convection to air from an array of vertical parallel plates with discrete and protruding heat sources", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 17, no. 5, pp. 483-490, 1996.
- [6] R. BESSAIH AND M. KADJA, "Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel", *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 2, pp. 141-154, 2000.
- [7] O. MANCA, S. NARDINI AND V. NASO, "Effect on Natural Convection of the Distance Between an Inclined Discretely Heated Plate and a Parallel Shroud Below", *Journal of Heat Transfer*, vol. 124, no. 3, p. 441, 2002.
- [8] G. DESRAYAUD, A. FICHERA AND G. LAURIAT, "Natural convection air-cooling of a substrate-mounted protruding heat source in a stack of parallel boards", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, no. 3, pp. 469-482, 2007.
- [9] M. GAVARA, "Natural convection in a vertical channel with arrays of flush-mounted heaters on opposite conductive walls", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 62, pp. 111-135, 2012.
- [10] D. MISHRA, K. MURALIDHAR AND P. GHOSHASTIDAR, "Computation of flow and heat transfer around a vertical discrete protruding heater using an operator-splitting algorithm", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 28, no. 1, pp. 103-119, 1995.
- [11] H. TÜRKOĞLU AND N. YÜCEL, "Mixed convection in vertical channels with a discrete heat source", *Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 3, pp. 159-166, 1995.
- [12] S. DU, E. BILGEN AND P. VASSEUR, "Mixed convection heat transfer in open ended channels with protruding heaters", *Heat and Mass Transfer*, vol. 34, no. 4, pp. 263-270, 1998.
- [13] P. GUIMARÃES AND G. MENON, "Combined free and forced convection in an inclined channel with discrete heat sources", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, no. 10, pp. 1267-1274, 2008.
- [14] L. BOUTINA AND R. BESSAIH, "Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 11-12, pp. 2052-2062, 2011.
- [15] G. XU, K. TOU AND C. TSO, "Numerical modelling of turbulent heat transfer from discrete heat sources in a liquid-cooled channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, no. 10, pp. 1157-1166, 1998.
- [16] C. GURURAJA RAO, C. BALAJI AND S. VENKATESHAN, "Effect of surface radiation on conjugate mixed convection in a vertical channel with a discrete heat source in each wall", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 16, pp. 3331-3347, 2002.
- [17] R. MATHEWS AND C. BALAJI, "Numerical simulation of conjugate, turbulent mixed convection heat transfer in a vertical channel with discrete heat sources", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, no. 7, pp. 908-916, 2006.
- [18] G. RAO AND G. NARASIMHAM, "Laminar conjugate mixed convection in a vertical channel with heat generating components", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, no. 17-18, pp. 3561-3574, 2007.
- [19] R. MATHEWS, C. BALAJI AND T. SUNDARARAJAN, "Computation of conjugate heat transfer in the turbulent mixed convection regime in a vertical channel with multiple heat sources", *Heat and Mass Transfer*, vol. 43, no. 10, pp. 1063-1074, 2006.
- [20] B. PREMACHANDRAN, C. BALAJI, "Conjugate mixed convection with surface radiation from a vertical channel with protruding heat sources", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 60, pp. 171-196, 2011.
- [21] S. LONDHE AND C. GURURAJA RAO, "Interaction of surface radiation with conjugate mixed convection from a vertical channel with multiple discrete heat sources", *Heat and Mass Transfer*, vol. 50, no. 9, pp. 1275-1290, 2014.
- [22] ANSYS INC., *ANSYS Fluent User's Guide Release 15.*, 2013.



## ÖZGEÇMİŞ

### **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. Elektronik cihazların soğutulması üzerine çalışmalarını sürdürmektedir.

### **Soner BİRİNCİ**

1992 yılı Trabzon doğumludur. İlk ve orta öğrenimini Trabzon’da tamamladı. 2015 yılında, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. 2016 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda başladığı yüksek lisans eğitimine halen devam etmektedir.

### **Mehmet SAĞLAM**

1991 yılı Çorum doğumludur. 2014 yılında KTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 2014 yılında aynı üniversitenin Termodinamik ana bilim dalında Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. Hava ile elektronik soğutma konusunda Yüksek Lisans çalışmalarını sürdürmektedir.

### **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.

### **Mete AVCI**

Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı’nda öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Mikrokanallarda ısı ve kütle transferi, ısı enerji depolama, Newtonumsu olmayan akışkanlar dinamiği ve gözenekli ortamlarda aktarım konularında çalışmaktadır.