

AN EXPERIMENTAL STUDY ON THE MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER OVER A HEATED HORIZONTAL SURFACE IN A PARTIAL ENCLOSURE

Tolga PIRASACI*, Mecit SİVRİOĞLU

Gazi University, Faculty of Engineering and Architecture, Mechanical Engineering Department,
06570, Ankara, TURKEY, e-mail:pirasaci@gazi.edu.tr

ABSTRACT

In this paper, experimental results of mixed convection heat transfer over a heated horizontal surface within a partially open vertical channel are presented. Experiments were carried out for different Rayleigh numbers, inlet velocities and heights of channel inlet. Experimental results show that the heat transfer is enhanced by decreasing the height of channel inlet, increasing the velocity and Rayleigh number.

Key words: Mixed convection, partial enclosure, heat transfer

KISMEN AÇIK BİR KANAL İÇERİSİNE YATAY OLARAK YERLEŞTİRİLEN ISITILMIŞ BİR PLAKA ÜZERİNDEKİ KARIŞIK KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bu makalede, kısmen açık dik bir kanal içerisine yatay olarak yerleştirilen ısıtılmış bir plaka üzerindeki karışık konveksiyon ile ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler farklı Rayleigh sayıları, giriş hızları ve kanal giriş yüksekliklerinde yapılmıştır. Deneysel sonuçlar ısı transferinin, kanal giriş yüksekliğinin azalması, giriş hızının ve Rayleigh sayısının artması neticesinde arttığını göstermektedir.

Anahtar kelimeler: Karışık konveksiyon, kısmi kanal, ısı transferi

1. GİRİŞ

Elektronik cihaz tasarımcıları açısından ısı transferi, üzerinde durulması gereken önemli bir konudur. Isı yayan elektronik elemanların soğutulmasında karışık konveksiyon ile ısı transferi sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Bu konuda genel bir inceleme Peterson ve Ortega (1) tarafından yapılmıştır. Angirasa ve Mahajan (2) kısmi kapalı dikey bir kanalda karışık konveksiyon ile ısı transferini sayısal olarak incelenmiş ve düşük Rayleigh sayılarında doğal konveksiyonla ısı transferinin üzerine eklenen zorlanmış konveksiyon etkisinin en yüksek faydayı sağladığını tesbit etmişlerdir. Bunun yanısıra Angirasa ve Mahajan (3) yatay yüzey üzerinde doğal konveksiyonla ısı ve kütle transferini numerik olarak incelemiştir. Nakamura ve Kamura (4) deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmada bir elektronik sistem için değişik sayıdaki fanların doğal ve zorlanmış konveksiyona etkilerini incelemiştir. Fushinobu vd. (5) ısıtılmamış bir temel üzerindeki küçük bir ısıtıcıda sıcaklık yükselmesini belirleyen analitik bir metod geliştirmişlerdir. Chan ve Leung (6), Harms vd. (7), Papanicolau ve Jaluria (8) Dehghan ve Behnia (9), Rahman ve Raghavan (10), Zancihini (11), Jeng vd. (12), Calmidi ve Mahajan (13), Rahman ve Carey (14), Chen vd. (15) ve Hsu vd. (16) elektronik sistemlerin soğutulması üzerine çalışmalar yapmışlardır.

1. INTRODUCTION

Heat transfer has been a challenging subject for designers of electronic devices. Mixed convection is often used to cool electronic devices dissipating heat. See Peterson and Ortega (1) for a general review. The numerical study about mixed convection in a partially closed vertical channel was carried out by Angirasa and Mahajan (2). They found out that the maximum benefit of the forced convection in augmenting the natural convection heat transfer occurs at the low Rayleigh numbers. Angirasa and Mahajan (3) also presented a numerical study of combined heat mass transfer by natural convection over a horizontal surface. An experimental and numerical study was carried out by Nakamura and Kamura (4). They investigated natural and forced convection with different numbers of fans for an electronic system. A simple analytical method that predicts the temperature rise of a small heater on an unheated substrate was presented by Fushinobu et al (5). Some studies about the cooling of electronic equipment were presented by Chan and Leung (6), Harms et al (7), Papanicolau and Jaluria (8) Dehghan and Behnia (9), Rahman and Raghavan (10), Zancihini (11), Jeng et al. (12), Calmidi and Mahajan (13), Rahman and Carey (14), Chen et al. (15) and Hsu et al. (16).

A literature survey indicates that there has been a little number of studies on the mixed convection in partially

Literatür araştırması sonucunda kısmen açık dik kanallarda karışık konveksiyonla ısı transferi ile ilgili az sayıda çalışma olduğu görülmüştür. Bu makalede kısmen açık dik bir kanal içerisindeki yatay plaka üzerinde karışık konveksiyon ile ısı transferi incelenmiştir. Deneysel çalışmada yatay plaka uniform olarak ısıtılmıştır ve dikey kanal izole edilmiştir. Kanalın üst kısmına, kanal içerisinden hava emmeyi sağlayacak şekilde bir fan yerleştirilmiştir. Fanın emme etkisiyle simetrik zorlanmış giriş akışları elde edilmiştir. Bu zorlanmış akışın etkisiyle, yatay plaka üzerindeki kaldırma kuvveti etkili akış değişime uğrayacaktır. Bu çalışmanın amacı zorlanmış akış giriş yüksekliği (kanal giriş yüksekliği)'nin ve hızının kısmen açık bir kanal içerisindeki yatay plaka üzerindeki konveksiyonla ısı transferine etkisini incelemektir. Deneysel çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır ($Pr \cong 0.707$).

2. DENEY DÜZENİĞİ

Bu çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şeması ve iki boyutlu geometrisi sırası ile Şekil 1 ve Şekil 2 de gösterilmiştir.

open vertical channels. This paper is concerned with an experimental study on mixed convection heat transfer over a horizontal plate within a partially open vertical channel. The horizontal plate is heated uniformly while the vertical channel is thermally insulated and unheated. A fan was placed at the top of the channel sucking the air from the channel. Symmetric forced inlet flows will result because of this suction. The buoyancy-induced flow over the horizontal plate of finite length will be modified by forced flow from the side openings in the vertical channel. The objective of the present investigation is to study effects of the forced flow inlet height (height of channel inlet) and velocity on convection heat transfer over the heated horizontal surface in a partially open vertical enclosure. The experiments were performed in air ($Pr \cong 0.707$).

2. EXPERIMENTAL APPARATUS

A schematic illustration and two-dimensional geometry of the experimental apparatus designed for studying mixed convection in a partially open vertical channel are shown in Fig.1 and Fig 2, respectively

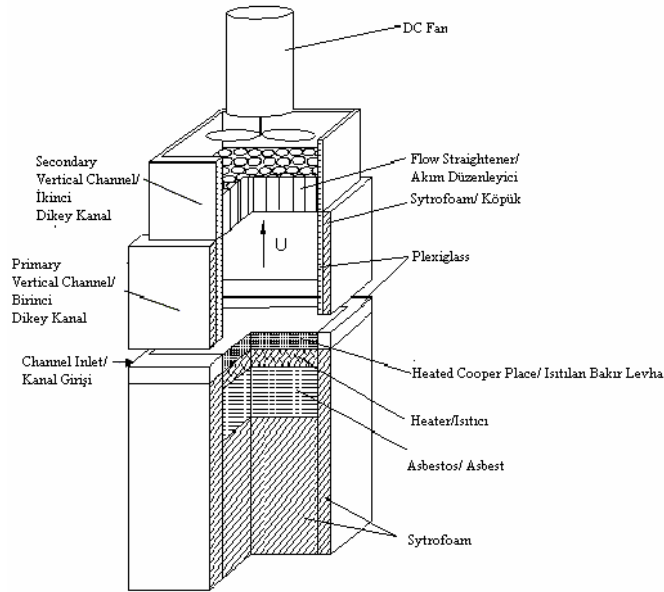


Figure 1. Schematic diagram of experimental apparatus
Şekil 1. Deney Düzeneğinin Şeması

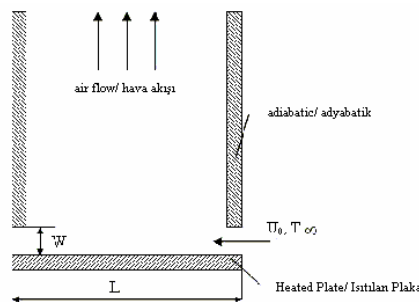


Figure 2. Two-dimensional geometry
Şekil 2. İki Boyutlu Geometri

Deney düzeneğinin etkin parçası elektronik sistemlerdeki ısı yayan elemanı temsil eden, $101.6mm \times 101.6mm \times 2mm$ ebatlarındaki bakır plakadır. Bakır plaka Kapton Heating Materials Co. tarafından üretilen silikonlu esnek bir ısıtıcı ile ısıtılmaktadır. Isıtıcı boyutları $101.6mm \times 101.6mm \times 0.1778mm$ olup, dayanabileceği en yüksek sıcaklık $200^{\circ}C$ 'dir. Isıtıcı eleman, bakır plaka ile $101.6mm \times 101.6mm \times 5mm$ boyutlarındaki asbest levha arasına yerleştirilmiştir. Isıtıcı eleman elektrik direncinin deney şartlarında değişmediği deneysel olarak tesbit edilmiştir. Asbest levha izolasyon köpüğünün yüksek sıcaklıktan korunması için kullanılmaktadır.

Bakır plaka üzerine yerleştirilen birinci dikey kanal 5mm kalınlığında plexiglass plakadan yapılmıştır. Dikey kanal açık uçlu prizma şeklinde olup iç ölçüleri $101.6mm \times 101.6mm \times 100mm$ dir. Adyabatik şartların sağlanması için kanalın dış yüzeyü 20 mm kalınlığındaki köpük ile yalıtılmıştır.

İkinci dikey kanal, birinci dikey kanalın üzerine yerleştirilmiştir. Kanal içerisinde uniform akış profili elde edilebilmesi için bu kanalın alt kısmına 4 mm çaplı ve 50 mm uzunluğundaki borular dikey olarak yerleştirilmiştir. Kanal içerisinden havanın değişik hızlarda emilmesi için kullanılan DC fan, kanalın üst kısmına yerleştirilmiştir.

Kanal sistemi, bakır plaka üzerine W yüksekliğindeki dört ayak kullanılarak yerleştirilmiştir. Zorlanmış akış girişi alanının değiştirilebilmesi için ayakların yükseklikleri ayarlanabilmektedir. Ayaklar, yan açıklıklardan giren hava akışını etkilemeyecek kadar ince malzemeden yapılmışlardır.

Akış hızı, hassasiyeti ölçülen değerin yüzde ± 0.01 'i olan Testo-435 sıcak telli anemometre kullanılarak ölçülmüştür. Elektrik akımı ısıtıcıya Staco-Energy Products Co. (0-240 V, 9.5 A, 2.66 KVA) tarafından üretilen değişken voltaj transformatörü ile sağlanmaktadır. Isıtıcı elemana sağlanan güç yüzde ± 0.5 hassasiyetli Goldstar DM-311 dijital multimetre ile ölçülmüştür. Isıtıcı elemanın direncinde aynı dijital multimetre ile ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri için 30-gage demir-konstantan ısıtıcı eleman çiftleri kullanılmıştır. Bakır plaka ve ısıtıcı eleman çiftleri arasında iyi ısı teması sağlanabilmesi için ısıtıcı eleman çiftlerinin birleşme yerleri bakır plaka üzerine açılan deliklerin içerisine yerleştirilerek lehimlenmiştir. Bütün ısıtıcı eleman çiftleri sıcaklık ölçümlerinde $0.1^{\circ}C$ dan az hata olacak şekilde Technovate kalibrasyon cihazı kullanılarak kalibre edilmişlerdir. Isıtıcı eleman çiftlerinin çıkışları veri toplama kartlarına bağlanmıştır. Bu kartlar Qbasic dilinde yazılmış bir bilgisayar programı tarafından kontrol edilmektedir. Sıcaklık ölçümlerindeki toplam hatanın yüzde ± 1 olduğu belirlenmiştir.

Sıcaklık ölçümlerinde 34 ısıtıcı eleman çifti kullanılmıştır. Bakır plaka sıcaklığı plaka üzerindeki beş farklı noktada ölçülmüştür. Isıtıcı ve asbest levhalar arasına üç ısıtıcı eleman çifti yerleştirilmiştir. Diğer üç ısıtıcı eleman çifti asbest levha ile köpük arasına yerleştirilmiştir. Bu ısıtıcı

The active component of the test apparatus was a copper plate, which represented heat-dissipating components of an electronic system, having dimensions of $101.6mm \times 101.6mm \times 2mm$ and was heated by a silicone-laminated flexible heating element. This heating element was manufactured by Kapton Heating Materials Co. The dimensions of heating element were $101.6mm \times 101.6mm \times 0.1778mm$ and it was the main source of energy input to copper plate. The maximum temperature that the heating element can withstand was $200^{\circ}C$. The heating element was placed between the copper plate and the asbestos plate having dimensions of $101.6mm \times 101.6mm \times 5mm$. It was determined experimentally that the electrical resistance of the heating element was constant for the temperature range of the experiments. The asbestos plate was used to prevent the effects of high temperatures on the styrofoam insulation.

The primary vertical channel placed over the copper plate was manufactured from 5 mm thick plexiglass plate. The shape of the vertical channel was like an open-ended rectangular prism having inner dimensions of $101.6mm \times 101.6mm \times 100mm$. The outer surface of the channel was insulated with 20mm thick styrofoam to achieve adiabatic boundary conditions.

The secondary vertical channel was placed over the primary vertical channel. The vertical pipes of 4mm in diameter and with a height of 50 mm were placed inside of the bottom part of this channel to obtain a uniform flow velocity profile in the vertical channel. A DC current fan was placed at the top of the channel, sucking the air from the channel with different flow velocities.

The channel system was mounted on the copper plate by using four supports with a height of W. The height of these supports could be changed to adjust the inlet area of forced flow. These supports were constructed so thin that they didn't importantly influence the airflow through side openings.

The flow velocity was measured by a Testo-435 hot-wire anemometer with an accuracy of ± 0.01 percent of measured value. Electric current was supplied to the heater through a variable-voltage transformer. The transformer was manufactured by Staco-Energy Products Co. (0-240 V, 9.5 A, 2.66 KVA). The power supplied to the heating element was measured by a Goldstar DM-311 digital multimeter with an accuracy of ± 0.5 percent of measured value. The resistance of the heating element was also measured by the same digital multimeter. Temperatures at various locations were measured using 30 gage iron-constantan thermocouples. In order to provide good thermal contact between copper plate and thermocouples, thermocouples were soldered into drilled holes with junctions about 1mm. All thermocouples were calibrated with a Technovate Calibration device, in order to resolve temperature differences as small as $0.1^{\circ}C$. The outputs of all thermocouples were connected to data acquisition cards. These cards were controlled by a

eleman çiftleri asbest levha ile köpük arasındaki sıcaklık farkını ölçmek için kullanılmıştır. Üç ısı eleman çifti köpüğün alt yüzeyine yerleştirilmiştir. Benzer şekilde yirmidört ısı eleman çifti deney düzeneğinin yanal yüzeylerindeki sıcaklık farkını ölçmek için kullanılmışlardır. Diğer ısı eleman çiftleri ise giriş havasının sıcaklığını ölçmek için kullanılmışlardır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu çalışmanın amacı kısmen açık dikey bir kanal içerisine yerleştirilmiş yatay plaka üzerindeki karışık konveksiyon katsayısı değişimine, zorlanmış akış hızı ve kanal giriş yüksekliğinin etkisinin incelenmesidir. Bu amaçla deneyler değişik plaka sıcaklıkları ve hız değerlerinde yapılmıştır.

Deneylerde ilk olarak dikey kanal, bakır plaka üzerine yerleştirilmiş, bakır plaka ile kanal arası yükseklik ince ayaklar vasıtası ile seçilen W değerine sabitlenmiştir. Bakır plakayı ısıtmak için ısıtıcıya elektrik akımı verilmiştir. Fan hızı uygun emme koşullarını sağlayacak şekilde ayarlanmıştır. Bütün ayarlamalar tamamlandıktan sonra sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Ölçümler sistemin yaklaşık 1.5 saatte sürekli şartlara ulaştığını göstermiştir.

Sıcaklık, hız ve elektriksel büyüklüklerin ölçümleri sürekli şartlarda alınmıştır. Yalıtım malzemesi etrafındaki sıcaklık farkları ve malzemenin ısı iletkenliği kullanılarak, hesaplarda dikkate alınan ısı kayıplar belirlenmiştir. Hesaplamalar sonucunda ısıtıcı elemene sağlanan elektrik enerjisinin büyük miktarının ısı enerjiye dönüşerek, bakır plaka yüzeyine iletiği ve bir kısmında iletim ve bakır plaka yüzeyinden ışıma ile kaybolduğu tesbit edilmiştir. Bakır plaka yüzeyinden net ışıma ısı transferi, ortalama plaka sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı ve diğer ışıma özellikleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bakır plakadan ısı kayıpları ve ışıma ile ısı transferi hesaplandıktan sonra bakır plakadan iletilen enerjinin geri kalanı, taşınım ile transfer edilen ısı miktarını vermektedir. Sıcak telli anemometre kullanılarak yapılan hızölçümleri, dikey kanal kesitindeki ortalama hava hızının belirlenmesinde kullanılmıştır.

Deneysel çalışma, iki parametrenin değişik değerinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında değiştirilen temel iki parametre vardır. Bunlar hava giriş hızı, U_0 ve kanal giriş yüksekliği, W dur. Giriş hızı için 3 değer (0.2, 0.3 and 0.7m/s) dikkate alınmıştır. Girişi yüksekliğinin etkisinin belirlenmesi için ise boyutsuz kanal giriş yüksekliği, $w^*=W/L$, 0.08 ve 0.2 aralığında değiştirilmiştir.

computer program written in Qbasic language. Total experimental error in temperature measurements was estimated to be about ± 1 percent.

34 thermocouples were used for temperature measurements. The copper plate temperature was measured at five different locations on the copper plate. Three thermocouples were placed between the heater and asbestos plate. Another three were placed between asbestos plate and styrofoam. These thermocouples were used to measure the temperature difference between asbestos plate and styrofoam. Three thermocouples were located on the bottom surface of the styrofoam. Similarly, twenty-four thermocouples were used to measure temperature difference across the sidewalls of test unit. Additional thermocouples were used to measure temperatures of inlet air.

3. EXPERIMENTAL PROCEDURE

The main objective of this study is to study the effects of forced flow velocity and height of channel inlet on the mixed convection coefficient over a heated horizontal surface in a partially open vertical channel. For this purpose, experiments were performed with different plate temperatures and velocity values.

In the experiments, first the vertical channel was placed over the copper plate. The distance between the channel and the plate was fixed by using the thin supports with a selected length of W . The electric current was supplied to the heater to heat the copper plate. The fan speed was adjusted to obtain a suitable suction in the channel. After all adjustments were made, temperature values were observed. The measurements showed that the system reached to steady state conditions at about 1.5 hours.

The measurements of temperature, velocity and electrical values were obtained at steady state conditions. The actual temperature difference and thermal conductivity of the insulating material were used to calculate the heat loss that was taken into account in the data reduction process. It was found that essentially all of the electrical energy supplied to heating element was converted to thermal energy and a large portion of this thermal energy conducted through the copper plate and lost as conduction and radiation heat transfer from the surface of copper plate. The net radiation from the copper plate surface was calculated using the average plate temperature, ambient temperature and other radiation properties. After the calculations of the amounts of heat losses and radiation heat transfer from the copper plate, the remaining energy conducted through the copper plate gave the amount of heat removed by convection. The velocity measurements obtained by using the hot wire anemometer were used to determine the average air velocity at a cross section of the vertical channel.

Experimental work was carried out by changing the values of two parameters. There were two basic parameters, which varied during the course of experiments. These were the velocity of inlet airflow, U_0 and the height of channel inlet, W . Three values of inlet velocity (0.2, 0.3 and 0.7m/s) were considered. To study

4. DENEYSEL VERİLER VE SONUÇLARIN AÇIKLANMASI

Boyut analizi, kısmen açık dikey bir kanaldaki karışık konveksiyon ile ısı transferinin Rayleigh sayısı, Ra, Reynolds sayısı, Re, Richardson sayısı, Ri, ve boyutsuz kanal giriş yüksekliği, w^* , a bağlı olduğunu göstermiştir. Bu nedenle deneysel sonuçlar şu şekilde sunulmuştur:

the effects of inlet height, the value of non-dimensional height, $w^*=W/L$, was varied between 0.08 and 0.2.

4. PRESENTATION OF EXPERIMENTAL DATA AND RESULTS

Dimensional analysis indicates that mixed convection heat transfer in a partially open vertical channel depends on Rayleigh number, Ra, Reynolds Number, Re, Richardson number, Ri, and the non-dimensional height, w^* . For this reason data can be presented in the form of

$$Nu = f(Ra, Re, Ri, w^*), \quad [1]$$

Buradaki parametreler;

These parameters are defined as s:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)l^3}{\nu^2}, \quad [2]$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}, \quad [3]$$

$$Re = \frac{U_0 l}{\nu}, \quad [4]$$

$$Ra = Gr Pr, \quad [5]$$

olarak tanımlanmıştır. Burada, karakteristik uzunluk l , ısıtılmış plakanın alanının çevresine oranı olarak tanımlanmaktadır.

where, the characteristic length, l was defined as the ratio of the area of heated plate to the perimeter of the same plate.

Bu bağıntılarda kullanılan havanın termodinamik özellikleri T_f , film sıcaklığında hesaplanmıştır.

The thermophysical properties of air, used in these relations, were evaluated at the film temperature, T_f :

$$T_f = (T_w + T_\infty)/2 \quad [6]$$

Konveksiyon ısı transferi katsayısı h aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır.

The convection heat transfer coefficient h is defined by the relation

$$h = \frac{q_{conv}}{(T_w - T_\infty)} \quad [7]$$

Nusselt sayısı Nu aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

The Nusselt number Nu is defined as follows

$$Nu = \frac{hl}{k} \quad [8]$$

burada, k akışkanın ısı iletkenliğidir.

where, k is thermal conductivity of fluid.

Deneyel sonuçların doğruluğunun tesbiti için hesaplanan değerlerin yanısıra ölçüm sonuçları içinde belirsizlik analizi yapılmıştır. Bunun sonucunda Nusselt sayısındaki belirsizliğin ($\pm 6\%$) dan küçük olduğu, Rayleigh sayısındaki belirsizliğin ($\pm 5\%$) civarında olduğu ve Reynolds sayısındaki belirsizliğin ise ($\pm 3\%$) olduğu tesbit edilmiştir.

In order to determine the reliability of the experimental results an uncertainty analysis was conducted on measured quantities as well as the quantities calculated from the measurement results. The experimental uncertainty for the Nusselt number was less than ($\pm 6\%$). It was about ($\pm 5\%$) for the Rayleigh number and ($\pm 3\%$) for the Reynolds number.

İlk olarak, adyabatik dikey plakaların olmadığı durumda yatay plaka üzerinde doğal konveksiyonla ısı transferi için elde edilen deneysel sonuçlar, Llyod ve Moran (17) 'ın korelasyonundan elde edilen sonuçlarla

First, experimental results obtained for natural convection over the horizontal heated plate without the vertical adiabatic walls were compared to the correlation of Llyod and Moran (17) as shown in Fig.3. This

karşılaştırılmıştır (Şekil 3). Bu karşılaştırma deney düzenine kalibrasyonu için kullanılmıştır. Görüldüğü gibi deneysel sonuçlar kullanılarak, elde edilen en uygun eğri ile Lloyd ve Moran korelasyonu kullanılarak elde edilen eğri birbirlerine çok yakındır. Buradan deneysel sonuçların önceki çalışmalarda elde edilen sonuçlarla çok iyi bir şekilde uyum sağladığı, bu nedenle deney düzeninin deneysel çalışma için uygun olduğu görülmektedir.

comparison was made to calibrate the present experimental apparatus. It is seen that the agreement between the best-fit line for the present experimental data and the results of Lloyd and Moran is very good. Since the present experimental data were in good agreement with previous results, the experimental apparatus was considered to be adequate to perform the present experiments.

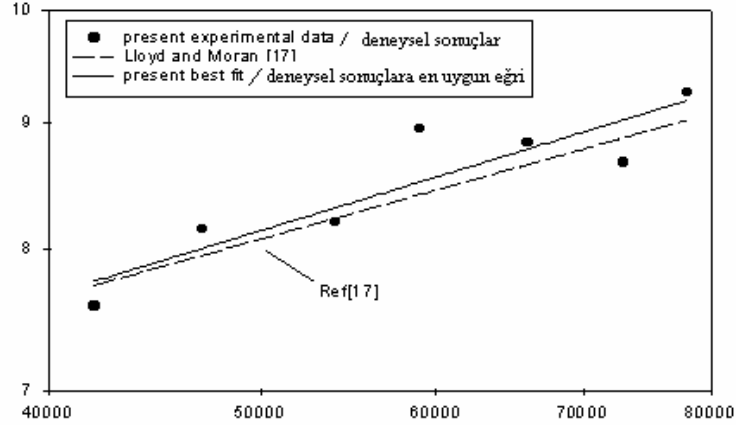


Figure 3. Comparison of experimental data for natural convection over horizontal plate with the correlation of reference (17)
Şekil 3. Yatay plaka üzerindeki doğal konveksiyon için deneysel sonuçlarla, referans (17) deki korelasyonun karşılaştırılması

Yatay plaka üzerindeki doğal konveksiyonla ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılmasından sonra adyabatik dikey kanalın ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Şekil 4 de gösterildiği gibi konveksiyonla ısı transferi miktarı dikey kanalın yatay plaka üzerine yerleştirilmesiyle artmıştır. Doğal konveksiyonla ısı transferi durumunda, dikey kanallı sistem için dikey kanal olmayan sisteme göre daha yüksek ısı transferi değerleri elde edilmiştir. Bu sonuç dikey kanalın dikey yönde bir basınç gradyanı oluşturması gerçeğine dayandırılabilir. Bu şartlarda havanın yukarı yönlü hızı ölçüldüğünde, ısıtılmış plakanın 90°C sıcaklığı kadar olan değerleri için hızın, 0-0.25 m/s arasında değiştiği görülmüştür. Dikey kanalın bulunduğu sistemde doğal konveksiyon için elde edilen Nusselt sayıları, dikey kanalın bulunmadığı sistem için elde edilen Nusselt sayılarından daha yüksektir. Özellikle yüksek Rayleigh sayılarında bu fark dahada belirginleşmektedir. Bunun nedeni yüksek Rayleigh sayılarında kaldırma kuvveti etkisinin yükselmesi ve bunun sonucunda dikey akış yönünde yüksek basınç gradyanları oluşmasıdır. Oluşan bu basınç gradyanı sonucunda doğal konveksiyon ısı transferi miktarını artmaktadır. Zorlanmış konveksiyonun eklenen etkisini incelemek için yatay plaka üzerindeki fan çalıştırılmıştır. Bu durumda elde edilen sonuçlar, aynı şekil üzerinde $U_0=0.3$ m/s ve giriş yüksekliği $w^*=0.2$ için gösterilmiştir. Bu durum karışık konveksiyon şartlarını sağlamaktadır. Bu durum için elde edilen Nusselt sayıları eklenen zorlanmış akış etkisinin bütün Rayleigh sayılarında aynı olduğunu göstermektedir.

After the comparison of results for natural convection over the horizontal plate, the attention will be directed to the effect of the presence of vertical adiabatic walls on heat transfer.

As shown in Fig.4, the convection heat transfer rates increase after placing the vertical channel above the horizontal plate. The natural convection case with vertical channel gave higher values of heat transfer rates than the case without vertical channel. This can be attributed to the fact that vertical channel causes a pressure gradient in the vertical direction in air. The magnitude of upward velocity of air was measured and found to be between 0-0.25 m/s for heated plate temperatures of up to 90°C. Nusselt numbers of natural convection with vertical channel are greater than those of natural convection without vertical channel, especially at high Rayleigh numbers. Because, the higher the Rayleigh number, the higher the magnitude of the buoyancy induced flow, which causes greater pressure gradients in the direction of vertical flow. This induced pressure gradients result in higher rates of natural convection heat transfer. The added forced convection effect was studied by operating the fan above the horizontal plate. The data obtained for this case was presented in the same figure for $U_0=0.3$ m/s and an inlet height of $w^*=0.2$. This case corresponds to the mixed convection. Nusselt numbers obtained for this case show that the added effect of forced convection is the same at all Rayleigh numbers.

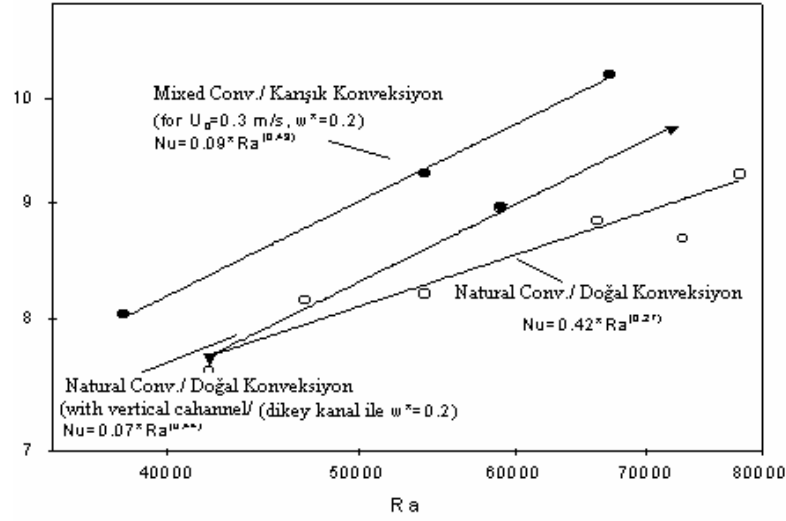


Figure 4. Experimental data for cases of natural and mixed convection
Şekil 4. Doğal ve karışık konveksiyon için deneysel sonuçlar

Zorlanmış akışın ısı transferi üzerindeki etkisi Şekil 5 de de gösterilmiştir. Şekilde görüleceği gibi düşük Reynolds sayılarında zorlanmış akışın etkisi önemli değildir. Reynolds sayısındaki artışla birlikte zorlanmış konveksiyonun etkisi önemli hale gelmektedir. Bununla birlikte bu etkinin düşük Rayleigh sayılarında daha etkin olduğu görülmektedir. Bunun nedeni düşük Rayleigh sayılarında kaldırma etkisinin küçük olmasıdır. Eklenen zorlanmış akış, ısı transferini önemli bir şekilde arttırmaktadır.

The effect of forced convection on heat transfer rates is also shown in Fig. 5. As can be seen from this figure, for low values of Reynolds numbers, the added effect of forced convection is not important. With the increase in Reynolds number, the effect of forced convection becomes important. This effect, however, is more effective at low Rayleigh numbers. Because at low Rayleigh numbers, the buoyancy effects are small. The additional forced flow enhances heat transfer, effectively.

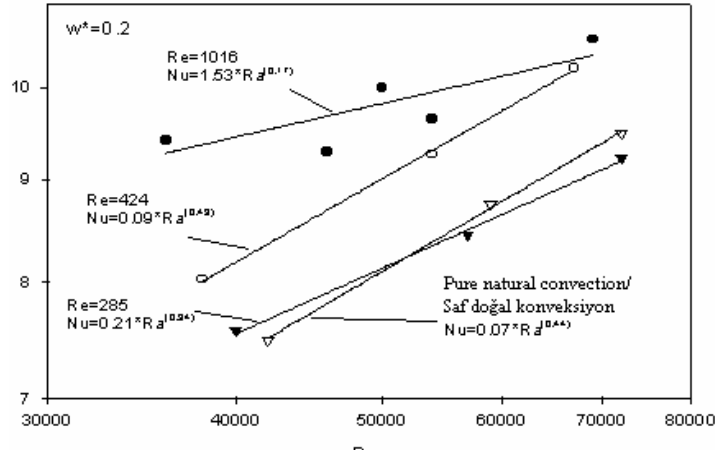


Figure 5. Variation of Nusselt number with Rayleigh number for different values of Reynolds Number
Şekil 5. Değişik Reynolds sayılarında Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi

Şekil 6, Nusselt sayısının karışık konveksiyon bölgesindeki Richardson sayıları ile değişimini göstermektedir. Giriş yüksekliği $w^*=0.2$ için elde edilen bütün deneysel veriler burada gösterilmiş ve verilere en uygun eğri elde edilmiştir. Şekilde doğal konveksiyon etkili bölgede ($Gr/Re^2 > 1.0$) elde edilen Nusselt sayılarının, zorlanmış konveksiyon etkili bölgede elde edilenlerden daha yüksek olduğu görülmektedir.:

Fig. 6 presents Nusselt Numbers for a range of Richardson numbers related to mixed convection. The overall data obtained for an inlet height of $w^*=0.2$ are plotted in this figure and the best line that represents the data were obtained by curve fitting. This figure shows that Nusselt numbers for natural convection dominated region ($Gr/Re^2 > 1.0$) are much greater than the ones for force convection dominated region.

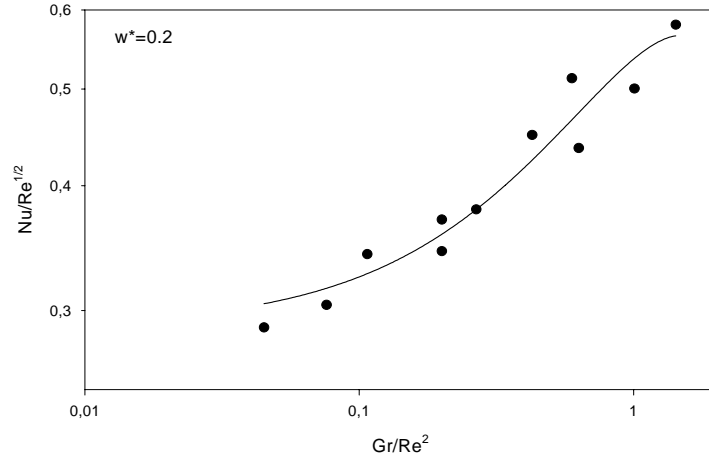


Figure 6. Variation of Nusselt number as a function of Gr/Re^2
Şekil 6. Nusselt sayısının Gr/Re^2 ile değişimi

Şekil 7 de gösterilen deneysel sonuçlar, $Re = 1016$ için değişik kanal giriş yüksekliklerinde bulunan ısı transferi sonuçlarıdır.

The experimental data shown in Fig.7 are the heat transfer results for different heights of inlet for the forced flow at $Re = 1016$.

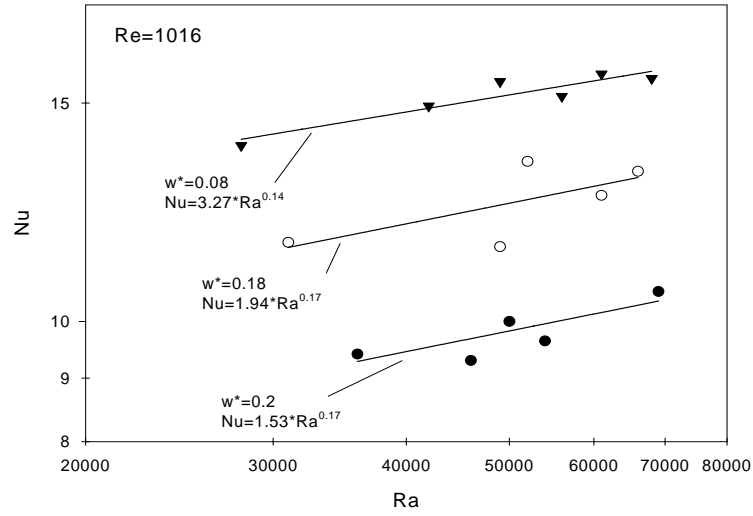


Figure 7. Effect of inlet height on Nusselt number
Şekil 7. Kanal giriş yüksekliğinin Nusselt sayısına etkisi

Yukarıdaki şekil kanal giriş yüksekliği, w^* 'in Nusselt sayısına etkisini göstermektedir. Burada w^* 'in azalmasıyla Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Bunun nedeni w^* 'in azaltılmasıyla giriş açıklıklarından geçen havanın kütleli debisinin azalması ve bunun neticesinde yatay plaka yakınındaki sıcaklık gradyanının yükselerek, yüksek Nusselt sayılarının oluşmasıdır.

Sonuç olarak $w^*=0.2$ için elde edilen deneysel veriler kullanılarak karışık konveksiyonla ısı transferi için boyutsuz sayılar cinsinden aşağıdaki korelasyonlar elde edilmiştir:

This figure shows the effect of inlet height w^* on Nusselt number. It is seen that Nusselt number increases with decreasing w^* . This is due to the fact that decreasing w^* , decreases mass flow rate of air through forced convection inlet openings and resultingly the temperature gradient in air near the horizontal plate increases, yielding higher values of Nusselt number.

Finally, the experimental data obtained during this study were correlated for $w^*=0.2$ in terms of dimensionless parameters of mixed convection heat transfer:

$$Nu = (9.23 * 10^{-3} + 1.08 * Ri^{2.7}) * Re^{0.99} \quad \text{for} \quad Ri \leq 0.1 \quad [9]$$

$$Nu = (0.059 - 0.058 * Ri^{0.00553}) * Ra^{0.82} \quad \text{for} \quad Ri > 0.1 \quad [10]$$

5. SONUÇ

Bu çalışmada kısmen açık dikey bir kanal içerisine yerleştirilmiş yatay plaka üzerindeki karışık konveksiyonla ısı transferine, zorlanmış akış hızının ve kanal giriş yüksekliğinin etkisi incelenmiştir. Deneylerde hava ($Pr = 0.707$) kullanılmıştır. Bu çalışma sonucunda düşük Rayleigh sayılarında görünen zorlanmış akış etkisinin yüksek Rayleigh sayılarından daha etkin olduğu bulunmuştur. Nusselt sayısının Richardson sayısı ile değişimi, doğal konveksiyon etkili bölgedeki Nusselt sayılarının zorlanmış konveksiyon etkili bölgedekilerden daha yüksek olduğunu göstermiştir. Kanal giriş yüksekliğinin azaltılmasının ısı transferi miktarını arttırdığı tesbit edilmiştir. Ayrıca, elde edilen deneysel sonuçlar, Nusselt sayısının bulunmasında kullanılacak korelasyonlar şeklinde ifade edilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya MMF 06/98-19 nolu proje kapsamında verdikleri finansal destek dolayısıyla Gazi Üniversitesi araştırma fonuna teşekkür ederiz.

SEMBOLLER

A	yatay plaka alanı [m^2]	
g	yerçekimi ivmesi [$m s^{-2}$]	
Gr	$= g * \beta * (T_w - T_\infty) * l^3 / \nu^2$,	Grashof sayısı
h	ısı transfer katsayısı [$W m^{-2} K^{-1}$]	
k	ısı iletkenlik [$W m^{-1} K^{-1}$]	
l	=A/P, karakteristik uzunluk [m]	
L	yatay plaka uzunluğu [m]	
Nu	$= h * l / k$, Nusselt sayısı	
P	çevre [m]	
Pr	Prandtl sayısı	
$q_{conv.}$	konveksiyon ısı akısı [$W m^{-2}$]	
Ra	$= Gr * Pr$, Rayleigh sayısı	
Re	$= U_0 * l / \nu$, Reynolds sayısı	
Ri	$= Gr / Re^2$, Richardson sayısı	
T	sıcaklık [K]	
U	hız [$m s^{-1}$]	
U_0	giriş hızı [$m s^{-1}$]	
W	kanal giriş yüksekliği [m]	
w^*	$= W / L$, boyutsuz yükseklik	

YUNAN SEMBOLLERİ

β	ısı genleşme katsayısı [K^{-1}]
ν	kinematik viskozite [$m^2 s^{-1}$]

ALT İNDİSLER

0	giriş
∞	referans (dış ortam)
w	duvar

ÜST İNDİSLER

boyutsuz

5. CONCLUSIONS

The effects of inlet velocity and inlet height for forced flow on mixed convection heat transfer from a horizontal surface within a partially open adiabatic vertical channel have been studied. The experiments were performed in air at a Prandtl number of 0.707. It is found that for low Rayleigh numbers the added effect of forced convection is more important than for high Rayleigh numbers. The variation of Nusselt number with Richardson number shows that Nusselt numbers for natural convection dominated region are much greater than those for forced convection dominated region. Decreasing the height of the channel inlet for the forced flow substantially enhances heat transfer rates. The experimental results obtained in this study are also presented in the forms of correlations for Nusselt number.

ACKNOWLEDGMENT

Financial support of this study by the research fund of the Gazi University under Grant No. MMF 06/98-19 is gratefully acknowledged.

LIST OF SYMBOLS

A	area of the horizontal plate [m^2]	
g	acceleration due to gravity [$m s^{-2}$]	
Gr	$= g * \beta * (T_w - T_\infty) * l^3 / \nu^2$,	Grashof number
h	heat transfer coefficient [$W m^{-2} K^{-1}$]	
k	thermal conductivity [$W m^{-1} K^{-1}$]	
l	=A/P, characteristic length [m]	
L	length of the horizontal plate [m]	
Nu	$= h * l / k$, Nusselt number	
P	perimeter [m]	
Pr	Prandtl number	
$q_{conv.}$	convection heat flux [$W m^{-2}$]	
Ra	$= Gr * Pr$, Rayleigh number	
Re	$= U_0 * l / \nu$, Reynolds number	
Ri	$= Gr / Re^2$, Richardson number	
T	temperature [K]	
U	velocity [$m s^{-1}$]	
U_0	inlet forced velocity [$m s^{-1}$]	
W	height of channel inlet [m]	
w^*	$= W / L$, non-dimensional height	

GREEK SYMBOLS

β	coefficient of thermal expansion [K^{-1}]
ν	kinematic viscosity [$m^2 s^{-1}$]

SUBSCRIPTS

0	inlet
∞	reference (ambient)
w	wall

SUPERSCRIPT

non-dimensional

KAYNAKLAR/ REFERENCES

- 1 Peterson, G. P., Ortega, A., "Thermal control of electronic equipment and devices", *Advances in Heat Transfer*, 20, 181-314 (1990).
- 2 Angirasa, D., Mahajan, R. L., "Combined forced and natural convection heat transfer in partially closed vertical channel", *HTD-247 Mixed Convection Heat Transfer ASME* (1993).
- 3 Angirasa, D., Mahajan, R. L., "Combined heat and mass transfer by natural convection over a horizontal surface", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 20: 279-293 (1993).
- 4 Nakamura, H., Komura, T., "Flow analysis for electronic equipment cooling", *NEC Res.&Develop.*, 37, No. 1: 21-34 (1996).
- 5 Fushinobu, K., Hijikata, K., Kurosaki, Y., "Heat transfer regime map for electronic devices cooling", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39:3139-3145 (1996).
- 6 Chan, K. F., Leung, C. W., "Natural-convection cooling of a housed, simulated printed-circuit board", *Applied Energy*, 38: 245-252 (1991).
- 7 Harms, T. M., Kazmierczak, M. J., Gerner, F.M., "Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20: 149-157 (1999).
- 8 Papanicolaou, E., Jaluria, Y., "Mixed convection from simulated electronic components at varying relative positions in a cavity", *Journal of Heat Transfer*, 116: 961-970 (1994).
- 9 Dehghan, A. A., Behnia, M., "Numerical investigation of natural convection in a vertical slot with two heat source elements", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 17: 474-482 (1996).
- 10 Rahman, M. M., Raghavan, J., "Transient response of protruding electronic modules exposed to horizontal cross flow", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20: 48-59 (1999).
- 11 Zanchini, E., "Effect of viscous dissipation on mixed convection in a vertical channel with boundary conditions of the third kind", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41: 3949-3959 (1998).
- 12 Jeng, Y. N., Chen, J. L., Chen, Y. Y., "Heat transfer enhancement in a vertical channel with asymmetric isothermal walls by local blowing or suction", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16: 25-35 (1995).
- 13 Calmidi, V. V., Mahajan, R.L., "Mixed convection over a heated horizontal surface in a partially enclosure", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 19:358-367 (1998).
- 14 Rahman, M. M., Carey, V.P., "Experimental measurements of orthogonal mixed convection in partial enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33:1307-1319 (1990).
- 15 Chen, L., Keyhani, M., Pitts, D. R., "Convective heat transfer due to protruding heat sources in an enclosure", *AIAA Journal of thermophysics*, 5 (2): 217-223 (1991).
- 16 Hsu T. H., Hsu P. T, How S. P., "Mixed convection in a partially divided rectangular enclosure", *Numerical Heat Transfer, Part A*, 31 (6), 655-683 (1997).
- 17 Lloyd J. R., Moran W. R., "Natural convection adjacent to horizontal surfaces of various plan-forms", *ASME Paper 74-WA/HT-66*, (1974).

Received/ Geliş Tarihi:08.09.2003 Accepted/Kabul Tarihi: 13.05.2004