

İÇERİSİNDE GÖZENEKLİ BLOKLAR BULUNAN KANALDA KARIŞIK KONVEKSİYONLA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ayla Doğan*

Yrd. Doç. Dr., Akdeniz Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü,
Termodinamik Ana Bilim Dalı, Antalya
ayladogan@akdeniz.edu.tr

Tolga Pırasacı

Öğr. Gör., Gazi Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara
pirasaci@gazi.edu.tr

Aykut Gören

Arçelik Elektrik Motorları İşletmesi,
AR-GE Departmanı,
Çerkezköy Organize Sanayi Bölgesi, Tekirdağ

ÖZET

Bu çalışmada, 10, 20 ve 40 PPI'lık gözenek yoğunluğuna sahip gözenekli alüminyum bloklar bulunan bir kanalda karışık konveksiyonla ısı transferi; sürekli, laminar şartlarda, iki boyutlu ve nümerik olarak incelenmiştir. Problem HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemi kullanılarak FLUENT paket programında çözülmüştür. Kanalın alt ve üst kısmı ısı olarak yalıtılmış, blok altlarına sabit ısı akısı uygulanmıştır. Temel denklemler uygun sınır şartları kullanılarak kontrol hacmi metoduyla çözülmüştür. Nümerik olarak yapılan bu çalışma, Reynolds sayısının $Re=161-1048$, Richardson sayısının $Ri=86,45-2,05$ ve ısı akısının $q=150-450 \text{ W/m}^2$ değerleri için yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlarda, blokların ilk sırası, diğer blok sıralarına göre kanal boyunca yaklaşık olarak 2-4 kat daha yüksek ısı performans göstermiştir. Düşük gözenek yoğunluğu, yüksek geçirgenliği ve akışa karşı fazla direnç göstermemesi sebebiyle, 10 PPI'lık gözenekli bloklar, 20 ve 40 PPI'lık bloklara göre yaklaşık olarak sırasıyla %38 ile %63 daha fazla ısı performans göstermişlerdir.

Anahtar Kelimeler: Gözenekli bloklar, karışık konveksiyon, kanal akışı

Numerical Investigation of Mixed Convection Heat Transfer from Porous Blocks in a Channel

ABSTRACT

In this study, mixed convection heat transfer in a channel containing aluminum porous blocks having pore density of 10, 20 and 40 PPI is investigated steady, two dimensional laminar flow conditions and numerically. The problem is solved with CFD (Computational Fluid Mechanics) method in FLUENT packet program. The upper and the lower walls of the channel were thermally insulated and uniform heat flux was subjected to the bottom of the blocks. Governing equations were solved by control volume method using the suitable boundary conditions. The numerical study was made for Reynolds number 161 to 1048, Richardson number 86,45 to 2,05 and heat flux 150 to 450 W/m^2 .

From the obtained results, it was seen that the first row of the blocks showed almost 2-4 times higher thermal performance than that of the other rows through the channel. Due to low pore density, high permeability and low flow resistance, 10 PPI porous blocks displayed approximately 38% and 63% higher thermal performances than those of 20 and 40 PPI respectively.

Keywords: Porous blocks, mixed convection, channel flow

* İletişim yazarı

Geliş tarihi : 11.01.2013

Kabul tarihi : 08.02.2013

Doğan, A., Pırasacı, T., Gören, A. 2013. "İçerisinde Gözenekli Bloklar Bulunan Kanalda Karışık Konveksiyonla Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi," Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 638, s.33-38.

1. GİRİŞ

Elektronik sistemlerde aşırı ısınma sistem performansını olumsuz yönde etkilediği gibi devre elemanlarına da oldukça büyük zarar verebilmektedir. Bundan dolayı elektronik sistemlerde etkili soğutmanın yapılamaması sistemin temel problemidir. Teknolojinin gelişmesi ve daha yüksek performansa sahip cihazların kullanımına talep oldukça artmaktadır. Bu duruma paralel olarak, elektronik elemanlar küçülmekte, devre sayısı ve ısınma sonucu ortaya çıkan, birim hacimden uzaklaştırılması gereken enerji miktarı da buna paralel olarak artmaktadır. Devre eleman sıcaklıklarının belirli sınırların üzerine çıkması, elemanların yanmasına ve sistemin çalışmaz hâle gelmesine neden olabilmektedir.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metotlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak havanın da kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon uygulamalarına rastlamak mümkündür. Eleman yüzeylerinden ısının kolay bir şekilde atılabilme yollarından biri de, elemanların yüzey alanlarını genişletmektir. Son yıllarda ısı transferi alanında yapılan çalışmalarda, gözenekli metal malzemelerin yüksek yüzey alanı/hacim (m-1) oranları ve 0.9 civarındaki yüksek gözeneklilikleri nedeniyle bu alanda kullanılmalarını cazip hâle getirmiştir.

Elektronik sistemlerle ilgili ısı transferi araştırma alanlarından birisi, kanal içindeki akışlardır. Optimum ısı transferi için kanal tasarım yöntemleri geliştirmek kanal içerisinde istenilen akış şartlarını temin etmek için çalışmalar yapılmış ve halen de yapılmaya devam edilmektedir.

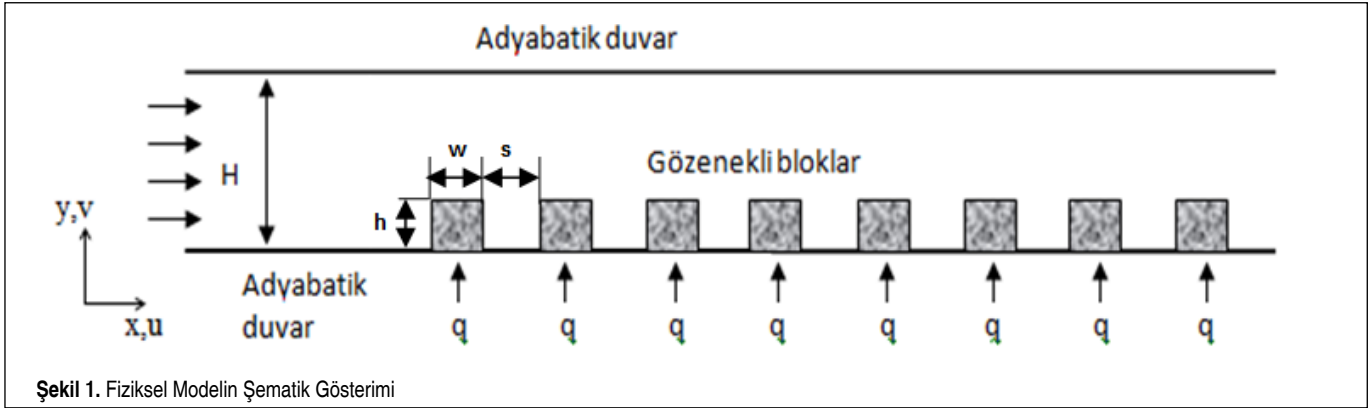
Hadim [1] yapmış olduğu nümerik çalışmada, iki türlü kanal modeli çalışmıştır. Bunlardan birincisi kanal içerisini tamamen gözenekli yapıyla kaplamak suretiyle, ikinci olarak da kanal içerisinde ayrık formda gözenekli ortam oluşturarak ısı transferini sürekli, laminar zorlanmış konveksiyon şartlarında incelemiştir. Hidrodinamik ve ısı transfer sonuçları bu iki model için ayrı ayrı elde edilmiştir. Gözenekli ortamdaki akış Brinkman-Forchheimer Extended Darcy modeli kullanılarak modellenmiştir. Chikh ve arkadaşları [2] kanal içerisine ayrık olarak yerleştirilmiş gözenekli bloklardan akış ve ısı transferini incelemiştir. Atalet, sürtünme ve sınır etkilerini hesaplamak için gözenekli ortamdaki akışa Brinkman-Forchheimer Extended Darcy modeli uygulanmıştır. Darcy sayısı, blok boyutları ve termal iletkenlik oranı gibi bazı parametrelerin ısı transferine ve akışa etkileri incelenmiştir. Bea ve arkadaşları [3] yine kanal içerisine yerleştirilmiş farklı gözenek yoğunluğundaki blokların ısı transferine etkilerini karışık konveksiyon şartlarında sayısal olarak incelemiştir. İlk ısıtıcı sırasına ısı akısını sinuzoidal olarak diğer ısıtıcılara ise sabit ısı akısı uygulamışlardır. Çalışmalarında katı bloklu ve düz yüzeyden olan ısı transferini gözenekli blok durumlarıyla karşılaştırmışlardır. Guerroudj ve Kahalerras [4] farklı geo-

metrik şekillere sahip gözenekli bloklardan laminar karışık konveksiyonla olan ısı transferini sayısal olarak modellemişlerdir. Gözenekli bölge içerisindeki akış için Brinkman-Forchheimer extended Darcy modelini ve Boussinesq yaklaşımını kullanmışlardır. Kaldırma kuvveti yoğunluğunun etkisi, farklı geometrideki ve farklı yükseklikteki gözenekli bloklar, gözenekli ortam geçirgenliği, Reynolds sayısı ve termal iletkenlik oranı analiz edilmiştir. Cui ve arkadaşları [5] gözenekli yapıyla kaplı bir kanalda, kanalın üst yüzeyine yerleştirilmiş ayrık ısıtıcılardan ısı transferini, zorlanmış konveksiyon şartlarında incelemiştir. Farklı ısı akılarında kanal içinde sıcaklık dağılımlarını inceleyerek, farklı Reynolds sayılarında kanal boyunca Nusselt sayısı dağılımlarını elde etmişlerdir. İçerişi tamamen köpük malzemeye kaplanmış yatay bir kanalda zorlanmış ve karışık konveksiyonla ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi Kurtbaş ve arkadaşları tarafından yapılmıştır [6]. Çalışmalarında 10, 20 ve 30 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük malzemeler kullanarak, bunların ısı transfer özelliklerini incelemiştir. Konuyla ilgili diğer bir çalışmada, Jeng ve arkadaşları [7] tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada zorlanmış konveksiyon etkisi altında hava jeti kullanarak gözenekli bloklarda basınç düşüşü incelenmiştir. Peak ve arkadaşları [8] alüminyum köpük malzemelerin etkili termal iletkenlikleri ve geçirgenlikleri üzerinde deneyler yapmışlardır. Bu çalışmayla köpük malzemelerin geçirgenliklerini, basınç düşümlerini ölçerek tespit etmişlerdir. Doğan ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada yatay bir kanalın alt ve üst kısmına ayrık olarak yerleştirdikleri ısıtıcılardan karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemiştir [9]. Ko ve Anand [10], kanal içerisine alüminyum köpük malzemelerden yapılmış engelleri kanalın alt ve üst duvarlarına çakışmayacak şekilde yerleştirerek kanal boyunca ısı transferini incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlarda, köpük blok olmayan düz bir kanala göre, köpük bloklar yerleştirilmiş kanalda, ısı transferinin %300 daha fazla olduğunu belirlemiştir.

Literatürde yapılan çalışmaların çoğu, genellikle köpük malzemeler kanal içerisini dolduracak şekilde veya tek bir elemandan olan ısı transferi ele alınarak yapılmıştır. Halbuki elektronik sistemlerde her bir eleman ayrık formda bulunmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada literatürden farklı olarak laminar akış şartlarında, iki boyutlu bir kanalın alt kısmına 8x2 diziliminde ayrık olarak yerleştirilmiş 10, 20 ve 40 PPI'lık gözenekli bloklardan karışık konveksiyonla ısı transferi, farklı Reynolds ve farklı ısı akılarında nümerik olarak incelenmiştir.

2. TEMEL DENKLEMLER

Çalışmada ele alınan sistem iki boyutlu ve paralel plaka arasında kanal akışı olarak modellenmiştir. Kanalın alt ve üst duvarı yalıtılmıştır. Şekil 1'de görüldüğü üzere, kanalın alt



Şekil 1. Fiziksel Modelin Şematik Gösterimi

duvarına h (20 mm) yüksekliğinde, w (25 mm) genişliğinde ve aralarındaki mesafe s (25 mm) olacak şekilde gözenekli bloklar yerleştirilerek her birine eşit miktarda ısı akısı uygulanmıştır. Kanal yüksekliği H=40 mm alınmıştır. Kanal girişi hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartları sağlayabilmek için yeterince uzun seçilmiştir. Problemi basitleştirmek için bazı kabuller yapılmıştır. Buna göre, akışın iki boyutlu sıkıştırılmaz, laminar, sürekli şartlarda çözümü gerçekleştirilmiştir. Akışkanın (hava) termodinamik özellikleri sabit tutulmuştur. Problemi basitleştirmek için yapılan önemli kabullerden biri de Boussinesq yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda kütle kuvvetindeki yoğunluk değişimi hariç, diğer bütün akışkan transport özellikleri sabit kabul edilir. Şekil 1'de, kullanılan koordinat sistemi ve fiziksel model görülmektedir.

Problemin çözümünde kullanılan temel denklemler aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi;

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

x-momentum denklemi;

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\mu}{K} u - \frac{\rho F \varepsilon}{\sqrt{K}} (\sqrt{u^2 + v^2}) u \quad (2)$$

y-momentum denklemi;

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\mu}{K} v - \frac{\rho F \varepsilon}{\sqrt{K}} (\sqrt{u^2 + v^2}) v + \rho g \beta (T - T_0) \quad (3)$$

Enerji denklemi;

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

Burada; $\alpha = k/\rho c_p$ ısı yayılım katsayısıdır ve viskoz dissipasyon ihmal edilmiştir. Burada K geçirgenlik, ε gözeneklilik, β hacimsel genleşme katsayısı, μ dinamik viskozite, v kinematik viskozitedir. Akışkana ait transport özellikleri sabit kabul edilmiştir. Bu varsayımlar, ister istemez bazı hataları

da beraberinde getirir. Fakat sıcaklık değişimlerinin fazla olmaması bu hataların büyük olmasını engeller. Ayrıca y-yönü momentum korunum eşitliğinin (Eş. 3) sağ tarafındaki $\rho g \beta (T - T_0)$ terimi kütle kuvvetlerinin etkisini (Boussinesq yaklaşımı) göstermektedir. Tablo 1'de sayısal çalışmada kullanılan gözenekli alüminyum blokların özellikleri verilmiştir.

Tablo 1. Gözenekli Blokların Özellikleri

Numune No	ε (Gözeneklilik)	PPI	Geçirgenlik K[m ²]
1	0.92	10	2.36x10 ⁻⁷
2	0.92	20	1.06x10 ⁻⁷
3	0.92	40	7.15x10 ⁻⁸

Sınır şartları

Giriş şartları:

$$x = 0, u = U_0, v = 0, T = T_0 \quad (5)$$

Çıkış şartları:

$$x = L, v = 0, \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

Kanal üst yüzeyi:

$$y = H, u = 0, v = 0, \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

Kanal alt yüzeyi:

$$y = 0, u = 0, v = 0 \quad (8)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = \begin{cases} 0 & \text{adyabatik (ısıtılmayan bölümler için)} \\ q & \text{sabit ısı akısı (blok altları)} \end{cases} \quad (9)$$

Hesaplamalarda kullanılan boyutsuz sayılar;

Nusselt sayısı:

$$Nu_j = \frac{qH}{k(T_s - T_0)} \quad (10)$$

Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu} \quad (11)$$

Düzeltilmiş Grashof sayısı:

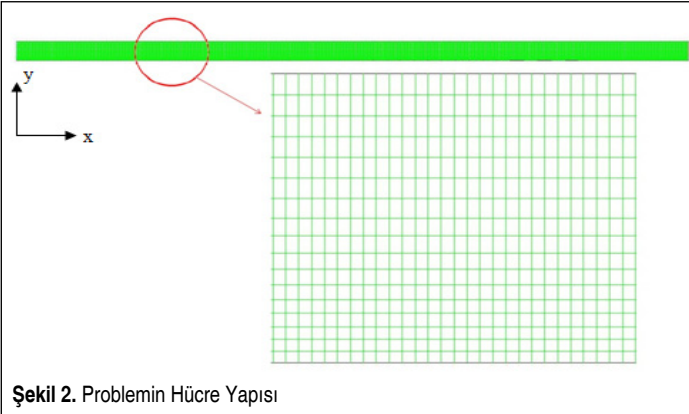
$$Gr^* = \frac{g\beta q H^4}{k\nu^2} \quad (12)$$

Richardson sayısı:

$$Ri = \frac{Gr^*}{Re^2} \quad (13)$$

3. SAYISAL ANALİZ

Bu çalışmada, problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan Fluent bilgisayar programıyla çözülmüştür. Fluent, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan bir programdır. Bu program, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar. Sayısal metotlarda elde edilen sonuçların geçerliliğinin kontrolü için beş ana kriter vardır. Bunlar; çözümün yakınsaklığının sağlanması, çözümün iterasyondan bağımsız olduğunun belirlenmesi, korunum denklemlerinin sağlanması, çözümün hücre yapısından bağımsız olduğunun belirlenmesi ve son olarakta sonuçların deneysel ya da literatürde kabul görmüş çalışmalarla karşılaştırılmasıdır. Bu çalışmada ilk üç şart programdan sağlanmış olup en uygun hücre yapısının 18x796 olduğu tespit edilmiştir. Problemin hücre yapısı Şekil 2’de verilmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçlar literatürde kabul görmüş bir çalışmayla karşılaştırılmıştır.

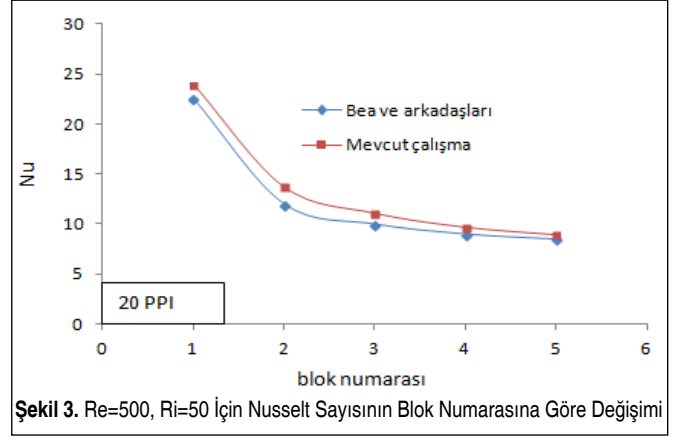


Şekil 2. Problemin Hücre Yapısı

4. SAYISAL SONUÇLAR

HAD yöntemiyle yapılan bir çalışmada, en önemli kriter deneysel çalışmayla sonuçların uyum içinde olmasıdır.

Şekil 3’te görüldüğü üzere, ısı transferini incelemek amacıyla Bea ve arkadaşlarının [3] literatürde kabul görmüş iki boyut-

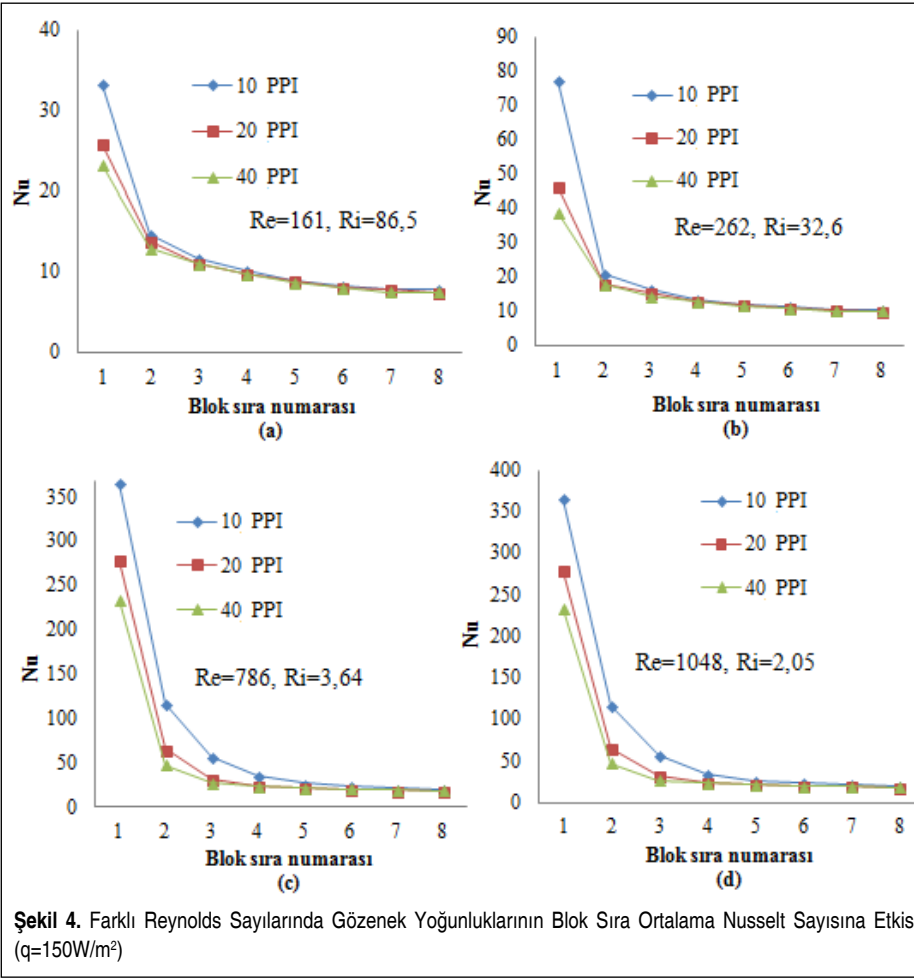


Şekil 3. Re=500, Ri=50 için Nusselt Sayısının Blok Numarasına Göre Değişimi

lu çalışmalarıyla, mevcut çalışma karşılaştırılarak sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Şekil 4’te farklı Reynolds sayılarında ısı akısı 150 W/m^2 olan durum için 10, 20 ve 40 PPI’lık gözenekli blokların sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi verilmiştir. Şekil 4(a) da her üç gözenek yoğunluğu için ilk sırada Nusselt sayısı en yüksek değeri alırken, sıra numarası arttıkça sıra ortalama Nusselt sayıları, sıra sayısı boyunca azalmıştır. Şekilde görüldüğü gibi $Re=161$ ve Richardson sayısının $86,5$ değerinde doğal konveksiyon etkileri, gözenekli bloklar üzerinde daha baskındır. Dolayısıyla yüzey sıcaklıkları arttığı için sıra ortalama Nusselt sayıları düşük değerler almıştır. Şekil 4(b,c,d) dikkatlice incelendiğinde; Richardson sayısı azaldıkça karışık konveksiyon etkileri daha da belirgin hâle gelmiştir. Richardson sayısının $2,05$ değerinde karışık konveksiyon etkilerinin artmasıyla Nusselt sayıları en yüksek değerlerini almıştır. Doğal ve zorlanmış konveksiyon etkilerinin birlikte olduğu karışık konveksiyonla ısı transferinde, akışkan yoğunluk farkı nedeniyle yer çekimi etkisinde hareket eder. Sıcak ve soğuk akışkanın yer değiştirmesi neticesinde ısınan yüzeylerde ısı transferi artar. 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip blok, düşük gözenek yoğunluğuna, yüksek geçirgenliğe ve akışa karşı fazla direnç göstermemesi sebebiyle 20 ve 40 PPI’ a göre blokların ilk sırasında daha yüksek ısıl performans göstermiştir. Tüm şekiller birlikte incelendiğinde artan Reynolds sayısı ile ilk 4 sırada, sıra ortalama Nusselt sayılarında artış gözlenmiş, fakat 4. sıradan itibaren 10, 20 ve 40 PPI için Nusselt değerleri sıra sayısı arttıkça neredeyse aynı değerleri almıştır. Bunun nedeni bloklar arasında meydana gelen döngülü akışların, akışkanın gözenekli bloklara girişini engelleyerek ısı transferini zayıflatmasından kaynaklanmaktadır (Şekil 6). Aynı ısıl davranışları, Bea ve arkadaşlarının [3], sayısal olarak yapmış oldukları kanal içerisinde gözenekli bloklarda ısı transferiyle ilgili çalışmalarında da görmek mümkündür.

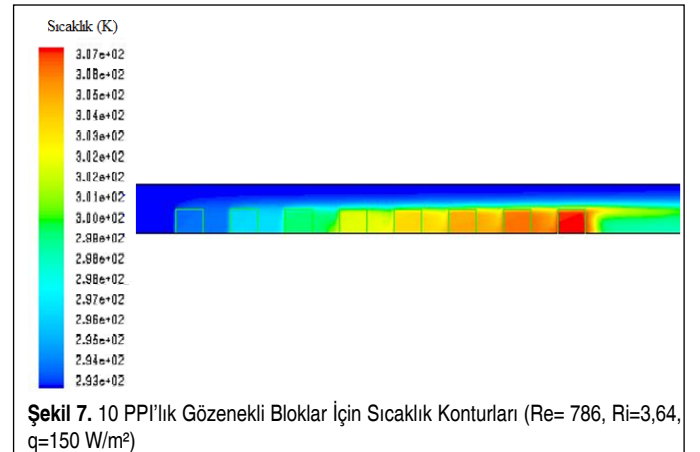
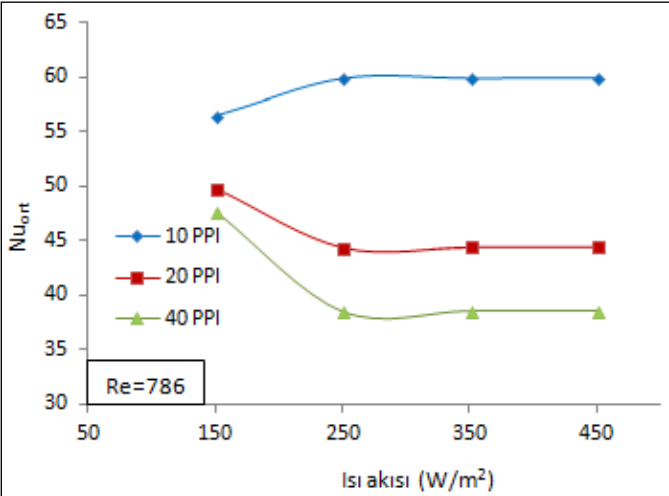
Şekil 5’te gözenek yoğunluğunun farklı ısı akılarında ortalama Nusselt sayısına etkisi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi 10 PPI’lık gözenekli bloklarda ısı akısı arttıkça ortalama



Nusselt sayısı 250W/m^2 'ye kadar artmış daha sonra hemen hemen sabit kalmıştır. 20 ve 40 PPI'lık bloklar için ise 150W/m^2 ısı akısında ortalama Nusselt sayısı en yüksek değeri alırken, ısı akısı arttıkça ortalama Nusselt azalmış ve daha sonra hemen hemen sabit kalmıştır. 10 PPI'lık köpük bloklar gözenek yoğunluğunun düşük olması, akışa karşı fazla direnç göstermemesi ve geçirgenliğinin yüksek olması nedeniyle 20 ve 40 PPI'a göre ısı transferi açısından daha avantajlı olduğu belirlenmiştir.

Şekil 6'da $Re=786$ ve $q=150\text{W/m}^2$ şartlarında 10 PPI gözenekli bloklar için akım çizgileri verilmiştir. Akış daha çok karışık konveksiyon etkisindedir. Şekilde görüldüğü üzere ilk üç blok içerisinde akışkan rahatlıkla geçerken 4. bloktan sonra blok aralarında döngülü akışlar meydana gelmektedir. Bu akışlar havanın gözenekli bloklar içerisine girişini engellemektedir. Özellikle son 4 blokta havanın bloklar içerisine nüfuziyeti minimum düzeydedir ve bloklar içerisinde ısı transferi büyük oranda konduksiyonla gerçekleşmektedir.

Şekil 7'de, $Re=786$, $q=150\text{W/m}^2$ koşulları için 10 PPI'lık köpük blokların sıcaklık konturları dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde ilk blok sırasında sıcaklık değerlerinin oldukça düşük, blok sıra sayısı arttıkça; blok sıcaklıklarının da arttığı görülmüştür. Bunun nedeni Şekil 6'da görüldüğü üzere blokların son sıralarına doğru blok aralarında meydana gelen döngülü akışlar havanın bir sonraki bloğa nüfuz etmesini engellemesinden kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla ısı transferinde meydana gelen azalma, blok sıcaklıklarında artışa sebep olmuştur.



5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, içerisinde farklı gözenek yoğunluğuna sahip bloklar bulunan bir kanalda karışık konveksiyonla ısı transferi, sayısal olarak, iki boyutlu, sürekli şartlarda ve laminer olarak çözülmüştür. Yapılan çalışmada elektronik elemanların ısınan yüzeylerini gözenekli bloklar kullanarak genişletilmek suretiyle soğutma performanslarını artırmak amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlarda 10 PPI'lık gözenekli blokların 20 ve 40 PPI'lık gözenekli bloklara göre özellikle blokların ilk sıralarında daha iyi ısı performans gösterdiği tespit edilmiştir. Blokların gözenek yoğunluğunun azalmasıyla ısı transferinin arttığı, Richardson sayısının 2,05 değerinde karışık konveksiyon etkilerinin de ısı transferi üzerinde son derece etkili olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısının en yüksek ($Re=1048$) Richardson sayısının karışık konveksiyon şartlarına en yakın ($Ri=2,05$) değerinde 10, 20 ve 40 PPI'lık gözenek yoğunluğuna sahip blokların hepsi, en yüksek sıra ortalama Nusselt değerlerine sahip olmuşlardır. Ortalama Nusselt sayılarına bakıldığında, 10 PPI'lık bloklar, 20 ve 40 PPI'lık bloklara göre, sırasıyla %38 ile %63 daha fazla ısı performans göstermişlerdir. Gerçektende gözenekli blokların ısınan yüzeylere eklenmesiyle geçirgenlikleri ve ısı iletkenliklerine bağlı olarak eleman yüzey sıcaklıkları oldukça düşmektedir.

SEMBOLLER

F	Forchheimer katsayısı
g	Yer çekimi ivmesi, m/s^2
Gr	Grashof sayısı
Gr*	Düzeltilmiş Grashof sayısı
H	Kanal yüksekliği, m
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
K	Geçirgenlik, m^2
k	Isıl iletkenlik, W/mK
Nu_j	Sıra ortalama Nusselt sayısı
PPI	Gözenek yoğunluğu (Pore Per Inch)
q	Konveksiyon ısı akısı, W/m^2
P	Basınç (Pa)
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
T_0	Giriş sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_s	Yüzey sıcaklığı, $^{\circ}C$
u	x-yönü hız bileşeni, m/s
v	y-yönü hız bileşeni, m/s

Yunan harfleri

ρ	yoğunluk, kg/m^3
α	Isıl yayılım katsayısı, m^2/s
ε	Gözeneklilik
β	Isıl genleşme katsayısı, $1/K$
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
μ	Dinamik viskozite (Pas)

İndisler

j	Blok numarası ($j=1, 2, 3, \dots, 8$)
ort	ortalama

KAYNAKÇA

1. **Hadim, A.** 1994. "Forced Convection in a Porous Channel with Localized Heat Sources," J. Heat Transfer, vol. 116, p. 465-472.
2. **Chikh, S., Boumediene, A., Bouhadef, K., Lauriat, G.** 1998. "Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in a Channel with Intermittent Heated Porous Blocks," Heat and Mass Transfer, vol. 33, p. 405-413.
3. **Bae, J.H., Hyun, J.M., Kim, J.W.** 2012. "Mixed Convection in a Channel with Porous Multiblocks Under Imposed Thermal Modulation," Numerical Heat Transfer, Part A. vol.46, p. 891-908.
4. **Guerroudj, N., Kahalerras, H.** 2010. "Mixed Convection in a Channel Provided with Heated Porous Blocks," Energy Conversion and Management, 51, p. 505-517.
5. **Cui, C. Huang, X.Y., Lui, C.Y.** 2001. "Forced Convection in a Porous Channel with Discrete Heat Sources," ASME J. Heat Transfer, (123), p. 404-411.
6. **Kurtbas, I., Celik, N.** 2009. "Experimental Investigation of Forced and Mixed Convection Heat Transfer in a Foam-Filled Horizontal Rectangular Channel," Int. J. Heat Mass Transfer, 52, p. 1313-1325.
7. **Jeng, T.M., Tzeng, S.C.** 2007. "Experimental Study of Forced Convection in Metallic Porous Block Subject to a Confined Slot Jet," Int. J. Thermal Sciences, 46, p. 1242-1250.
8. **Paek, J.W. Kang, B.H. Kim, S.Y., Hyun, J.M.** 2000. "Effective Thermal Conductivity and Permeability of Aluminum-Foam Materials," Int. J. Thermophysics, (21), p. 453-464.
9. **Dogan, A., Sivrioglu, M., Baskaya, S.** 2006. "Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in a Horizontal Channel With Discrete Heat Sources at the Top and at the Bottom," Int. J. Heat Mass Transf. Vol. 49, p. 2652-2662,
10. **Ko, K.H., Anand, N.K.** 2003. "Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfer in a Rectangular Channel," Int. J. Heat Mass Transf. 46, p. 4191-4199.