

# Gözenekli Seramik Malzemeler İçerisinde Konveksiyonla Isı Transferi

Orhan BÜYÜKALACA

*Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,  
Makina Mühendisliği Bölümü, 01330, Adana-TÜRKİYE*

Geliş Tarihi 05.03.1997

## Özet

Bu deneysel çalışmada ısı transferinin söz konusu olduğu birçok sistemde alternatif ısı transferi ortamı olarak kullanılma potansiyeli olan gözenekli seramiklerde ısı transferi araştırılmıştır. Özellikleri farklı olan 5 numune kullanılarak değişik hava debisi ve değişik numune sıcaklıklarında deneyler yapılmıştır. Deney sonuçlarından faydalanılarak hacimsel ısı transferi katsayısı elde edilmiştir. Reynolds ve Nusselt sayılarının tanımında malzeme içerisinde meydana gelen basınç kaybı yardımıyla elde edilen bir karakteristik uzunluk kullanılmıştır. Test edilen her bir numune için Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki elde edilmiştir.

**Anahtar Sözcükler:** Isı transferi, konveksiyon, gözenekli seramik

## Convective Heat Transfer In Porous Ceramic Materials

### Abstract

In this study heat transfer in porous ceramic materials, which offer a potential as an alternative heat transfer medium in a number of systems in which heat transfer takes place, is investigated experimentally. Experiments were performed for five different specimens at various air flow rates and specimen temperatures. The volumetric heat transfer coefficient was determined using the results of the experiments. A characteristic length obtained from the pressure drop data was used in order to define Reynolds number and Nusselt number. A correlation equation between Nusselt number and Reynolds number was obtained for each specimen tested.

**Key Words:** Heat transfer, convection, porous ceramic

## Giriş

Günümüzde gözenekli seramikler gelişmiş brülörlerde, gözenekli ısı değiştiricilerinde, atık ısı geri kazanımı için ve düşük ısı kütlesi yapı bileşeni olarak fırınlarda, katalistlerde, filtrasyon işlemlerinde ve akışkan karıştırıcılarında kullanılmaktadır (Büyükalaca, 1997a).

Gözenekli seramiklerin gözenekliliği genelde dolgu kulelerden ve sinterlenmiş metallere daha

yüksektir. Gözenekli seramiklerde gözeneklilik 0.9'a kadar çıkabilirken dolgu kulelerde ve sinterlenmiş metallere bu 0.4 ile 0.5 arasında değişmektedir. Ayrıca gözenek şekli ve boyutlarının düzenli olmasından dolayı, gözenekli seramikler içerisindeki kanallar dolgu kulelerden ve sinterlenmiş metallere çok daha karmaşıktır. Bu sebeplerden dolayı dolgu kule ve sinterlenmiş metallere kullanıldığı

bir çok alanda gözenekli seramiklerin kullanımı daha avantajlı olabilmektedir.

Yüksek gözeneklilikten dolayı birim hacim başına çok yüksek bir ısı transferi yüzey alanına sahip olmaları, düşük basınç kaybı, mükemmel ısı şok özellikleri, yüksek sıcaklık mukavemeti, malzeme bileşenini ve üretim parametrelerini değiştirerek istenilen fiziksel özelliklerde üretilebilmeleri gibi fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olmalarından dolayı gözenekli seramikler özellikle ısı geri kazanım sistemleri için çok uygundur. Bu tür sistemlerin tasarlanabilmesi için gözenekli seramik içerisinden geçirilen akışkan ile katı madde arasındaki konveksiyonla ısı transferinin bilinmesi gereklidir.

Dolgulu kulelerde, kule içerisinden akan akışkan ile kule dolgu malzemesi arasındaki ısı transferi uzun bir süredir araştırılmaktadır. Bu konuda yapılan çalışmalar Wakao ve Kagueli (1982) ve Kaviani (1991) tarafından derlenmiştir. Dolgulu kulelerde ısı transferi, bilimsel bir yaklaşımla ilk olarak bundan yaklaşık 70 yıl önce incelenmeye başlanmıştır (Anzelius, 1926 ve Schumann, 1929). Uzun bir süredir birçok araştırmacıya konu olmasına rağmen, dolgulu kulelerdeki ısı transferi katsayısı için tüm araştırmacılar tarafından kabul edilmiş bir eşitlik ortaya konamamıştır. Konuyu araştırmak için değişik deneysel yöntemler uygulanmış, ayrıca deney sonucu elde edilen verilerin değerlendirilmesinde de değişik yaklaşımlar takip edilmiştir (Heggs and Burns, 1988). Ayrıca akışı ve ısı transferini simgeleyen Reynolds ve Nusselt sayılarının tanımlanmasında farklı karakteristik uzunluklar kullanılmıştır. Bunların sonucu olarak da değişik araştırmacılar tarafından elde edilen ısı transferi katsayıları ve ısı transferi katsayısını veren

ampirik eşitlikler birbirleriyle uyuşmamakta, büyük farklılıklar göstermektedir (Büyükalaca, 1997b).

Literatürde, gözenekli seramikler içerisinde konveksiyonla ısı transferinin araştırıldığı çalışmaların sayısı oldukça azdır. Bunlara örnek olarak Younis ve Viskanta'nın (1993) çalışması verilebilir. Bu araştırmacılar tarafından da belirtildiği gibi gözenekli seramikler içerisinde ısı transferi yeterince araştırılmadığından tasarımda kullanılacak yeterli bilgi mevcut değildir ve ısı transferine etki eden parametrelerin etkisi tam olarak anlaşılamamıştır. Bu çalışma gözenekli seramikler içerisindeki ısı transferinin daha iyi anlaşılabilmesi ve tasarımda kullanılacak yeni bilgiler elde edebilmek amacıyla gerçekleştirilmiştir.

### Deneylerin Yapılışı

Bu çalışmada 5 değişik gözenekli seramik malzeme içerisindeki ısı transferi katsayısı ölçülmüştür. Kullanılan numuneler filtrelerde kullanılmak üzere ticari olarak satılmaktadır ve Dytech ve Foseco firmalarından temin edilmişlerdir. Numune N1, N2 ve N3 aynı malzeme bileşimine (%80-90  $Al_2O_3$  + %5-9  $SiO_2$ ) sahip olup aynı üretim tekniğiyle elde edilmişlerdir. Üretici firma, numune N1'in 4 gözenek/cm N2'nin 8 gözenek/cm, ve N3'ün 12 gözenek/cm olarak sınıflandırıldığını belirtmiştir. Diğer 2 numune de (N4 ve N5) N3 gibi 12 gözenek/cm özelliğine sahiptir. Ancak bunların malzeme bileşimi ve üretim tekniği N1, N2 ve N3'ten farklıdır. Numune N4 alumina ile sertleştirilmiş zirkoniadır. Numune N5 ise zirkonia ilave edilmiş alumina esaslıdır. Kullanılan numunelerin bazı özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

**Tablo 1.** Test edilen numunelerin bazı özellikleri.

Numune	Gözenek/cm	$\varepsilon$	Görünür yoğunluk [ $kg/m^3$ ]	Çap [mm]	Uzunluk [mm]	Kütle [g]
N1	4	0.87	430	50	20	17.2
N2	8	0.85	439	50	20	16.9
N3	12	0.80	436	50	23	19.7
N4	12	0.76	942	50	20	37.0
N5	12	0.68	990	50	23	44.7

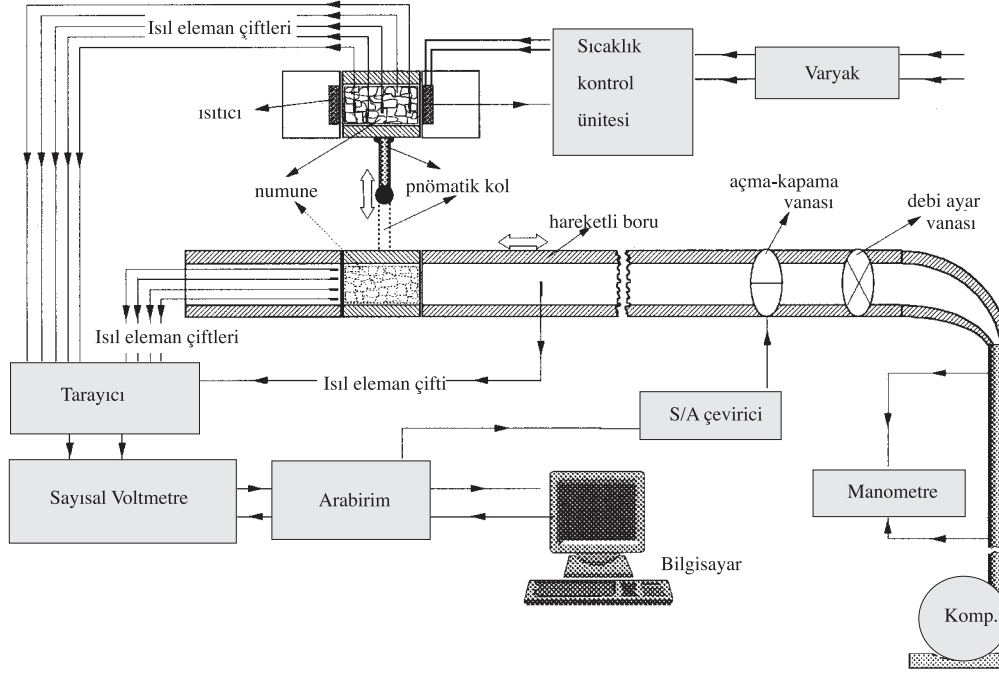
Üretici firmalar bu malzemelerin gözenekliliği ve gözenek çapı hakkında bir bilgi sağlayamamaktadır. Deneylerde kullanılan numunelerin

$$\varepsilon = \frac{V_b}{V_t} \quad (1)$$

şeklinde tanımlanan gözenekliliği %5 hata payı ile ölçülmüş ve Tablo 1'de gösterilmiştir.

**Tablo 2.** Test edilen numuneler için elde edilen  $\delta_1$  ve  $\delta_2$  değerleri.

Numune	Gözenek/cm	$\varepsilon$	$\delta_1 [m]$	$\delta_2 [m]$
N1	4	0.87	$1.07 \times 10^{-4}$	$2.17 \times 10^{-3}$
N2	8	0.85	$4.69 \times 10^{-4}$	$2.07 \times 10^{-3}$
N3	12	0.80	$4.29 \times 10^{-4}$	$1.86 \times 10^{-3}$
N4	12	0.76	$7.42 \times 10^{-4}$	$5.62 \times 10^{-4}$
N5	12	0.68	$7.81 \times 10^{-4}$	$3.42 \times 10^{-4}$

**Şekil 1.** Deneysel düzeneğin şematik resmi.

Deneysel Şekil 1'de şematik olarak gösterilen deneysel düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel numune önce istenilen sıcaklığa kadar ısıtılmış daha sonra 50 mm çaplı, bir boru içerisine yerleştirilerek hava akımı ile soğutulmuştur. Bütün bu işlemlerin yapılabilmesi için numune pnömatrik devrelerle hareketi sağlanan bir taşıyıcı içerisine yerleştirilmiştir. Numunenin istenilen sıcaklığa kadar ısıtılabilmesi için ısıtıcı levhalardan faydalanılmıştır. Kullanılan ısıtıcı levhaların sıcaklığı bir sıcaklık kontrol devresi tarafından kontrol edilmiştir. Isıtma süresince numune içerisinde değişik noktalara yerleştirilmiş 5 adet ısıl eleman çifti yardımıyla numunenin sıcaklığı gözlemlenmiştir. Numune istenilen sıcaklığa ulaştığında, numune

sıcaklığı kaydedilmiş ve numune ısıtıcıdan alınarak soğutma işleminin yapılacağı boruya getirilmiştir. Bu işlem esnasında numune sıcaklığında herhangi bir düşmenin olmaması için bu işlemin hızlı bir şekilde yapılması gerekmektedir. Bu amaçla pnömatrik devrelerden faydalanılmıştır. Gerek ısıtıcı levhaların birbirinden ayrılarak numune taşıyıcıyı serbest bırakması, gerek numunenin taşıyıcı içerisinde ısıtıcıdan boruya taşınması ve gerekse numunenin içerisinde hava akımına maruz bırakılacağı kanallardan hareketli olanının yerine yerleştirilmesi pnömatrik devrelerle gerçekleştirilmiştir. Numune boru içerisinde yerine yerleştirildikten sonra elektronik bir devre yardımıyla kontrol edilen bir vana açılarak, bir kompresörden sağlanan havanın nu-

mune üzerinden geçmesi sağlanmıştır. Numunenin ısıtıcıdan alınıp, soğutma işlemine başlanması arasında geçen zaman yaklaşık 2 s'dir. Ayrıca numune taşıyıcısının çevresinin yalıtıldığı da dikkate alınırsa bu süre içerisinde numunede meydana gelebilecek soğuma ihmal edilebilecek mertebededir.

Havanın numuneden çıkış sıcaklığı boru içerisine yerleştirilen 4 adet ısıtıcı eleman çifti yardımıyla ölçülmüştür. Havanın giriş sıcaklığının ölçümü için de bir adet ısıtıcı eleman çifti kullanılmıştır. Hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimini doğru olarak yakalayabilmek için sıcaklık değişimine cevap verme süresi çok kısa olan ısıtıcı elemanlar kullanılmasına dikkat edilmiştir. Bu amaçla, çok küçük çaplı (20  $\mu\text{m}$ ) ısıtıcı eleman çiftleri kullanılmıştır. Deney düzeninde kullanılan bütün ısıtıcı eleman çiftleri kromel-alüminel ısıtıcı eleman çiftleridir.

Isıtıcı eleman çiftleri tarafından üretilen elektro motor kuvvetler (e.m.k.) bir voltmetrede sayısal sinyallere çevrildikten sonra bir kişisel bilgisayar tarafından okunmuştur. Bilgisayar ile sayısal voltmetre arasındaki iletişim bir IEEE-488 arabirim yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kullanılan bir sayısal/analog çevirici yardımıyla numune üzerine hava akımını başlatan vananın açılması da bilgisayar tarafından gerçekleştirilmiştir.

Soğutma borusu içerisindeki hava debisini ölçülebilmek amacıyla bir adet sürtünme tüpü kullanılarak bu tüpte birbirinden belirli uzaklıktaki iki nokta arasında meydana gelen basınç düşümü bir manometre yardımıyla ölçülmüştür. Daha önce elde edilen kalibrasyon eğrisi kullanılarak ölçülen basınç düşümünden hava debisi belirlenmiştir.

Isı transferi deneylerinin yanında, numunelerin değişik hava debilerinde meydana getirdiği basınç kayıpları da bir eğik manometre yardımıyla ölçülmüştür. Bu ölçümler ısıtma yapılmadan, oda sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.

Deneylerde numuneler 100, 150, 200 ve 250  $^{\circ}\text{C}$  sıcaklığı kadar ısıtılmıştır. Her bir sıcaklık için 0.00175 kg/s ile 0.0048 kg/s arasında değişen, değişik hava debilerinde deneyler yapılmıştır. Bu hava debisi değerleri soğutma borusu içerisindeki Re sayısının 2400 ile 6800 değerlerine karşılık gelmektedir. Deneylerde hava giriş sıcaklığı değiştirilmemiş ve yaklaşık 20  $^{\circ}\text{C}$  de sabit tutulmuştur.

### Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Bu çalışmada soğutma başlangıcındaki ( $t=0$ ) konveksiyonla ısı transferi katsayısı belirlenmiştir. Soğutmanın başlaması ile ilk hava çıkış sıcaklığının

okunması arasında belirli bir süre ( $\cong 0.5$  s) geçtiğinden, kaydedilen hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi kullanılarak ekstrapolasyonla soğutma başlangıcındaki ( $t=0$ ) hava çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Ekstrapolasyon için ilk 4 s içerisinde ölçülen çıkış sıcaklıkları kullanılarak, en küçük kareler metodu ile 2. dereceden bir polinom elde edilmiştir. Bu işlem yazılan bir bilgisayar programı yardımıyla yapılmıştır. Ekstrapolasyon işlemi, ölçüm yapılan 4 nokta için ayrı ayrı tekrarlanmış ve hesaplamalarda ortalama değer kullanılmıştır.

Deneylerde kullanılan numunelerin konveksiyonla ısı transferine katılan yüzey alanını belirlemek mümkün olmadığından yüzey alanına dayalı alışlagelmiş bir ısı transferi katsayısını hesaplamak mümkün değildir. Bunun yerine numunenin toplam hacmi ( $V_t$ ) kullanılarak

$$h_v = \frac{M_h C_{ph} (T_{h\zeta} - T_{hg})}{V_t \Delta T_{ln}} \quad (2)$$

şeklinde tanımlanan hacimsel ısı transferi katsayısı hesaplanmıştır. Bu eşitlikteki  $\Delta T_{ln}$  numune ile hava arasındaki logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir.

Deneylerde kullanılan gözenekli seramiklerin gözenek yapısı ve dağılımı oldukça karışıktır. Karışık şekle sahip kanallarda konveksiyonla ısı transferi problemlerinde akışı ve ısı transferini tanımlayan boyutsuz sayılar genellikle hidrolik çap kullanılarak tarif edilir (Kays and London, 1984). Bu çalışmada test edilen numuneler içerisindeki akış kanalları, şekli ve büyüklüğü üniform olmayan gözeneklerin birbirine bağlanması ile oluşmuştur. Bundan dolayı kanal şekli, büyüklüğü ve yönü büyük oranda değişmektedir. Bu da kullanılan numuneler içerisindeki kanal çapının doğru olarak belirlenmesini oldukça güçleştirmektedir. Bu zorluk Younis and Viskanta (1993) tarafından da bildirilmiştir.

Reynolds ve Nusselt sayıları için karakteristik uzunluk olarak hidrolik çap belirlemedeki zorluktan dolayı, malzeme içerisinde meydana gelen basınç kaybından yararlanılarak bir karakteristik uzunluk elde etmek mümkündür (Fukuda ve ark., 1992; Chiou and El-Wakil, 1966). Yapılan çalışmalar, dolgu kulelerde basınç kaybının

$$\frac{\Delta P}{L} = A \mu_h U + B \rho_h U^2 \quad (3)$$

eşitliği ile belirlenebileceğini ortaya koymuştur. Bu eşitlikte birinci terim viskoz kuvvetlerden dolayı, ikinci terim ise atalet kuvvetlerinden dolayı meydana gelen kayıpları temsil etmektedir. A'nın birimi  $\text{m}^{-2}$  olup viskoz direnç katsayısı olarak, B'nin bir-

imi ise  $m^{-1}$  olup atalet direnç katsayısı olarak adlandırılabilir. (3) nolu eşitlik

$$\frac{\Delta P}{L} \frac{1}{U} = A\mu_h + B\rho_h U \quad (4)$$

şeklinde düzenlenirse  $(\Delta P/L)(1/U)$  ile  $U$  arasında doğrusal bir ilişkinin olduğu görülür.

Eşitlik 3'ten basınç kaybını karakterize eden, uzunluk boyutuna sahip iki adet parametrenin olduğu görülür :

$$\delta_1 = \frac{1}{\sqrt{A}} \quad (5)$$

ve

$$\delta_2 = \frac{1}{B} \quad (6)$$

Bu çalışmada elde edilen veriler için,  $\delta_1$  ve  $\delta_2$  kullanılarak Reynolds ve Nusselt sayıları tanımlanmış ve problemi temsil etmesi açısından aralarında bir farkın olmadığı görülmüştür. Bununla birlikte  $\delta_2$  kullanılması durumunda veriler arasındaki eşilişi (korelasyon) daha iyi olduğundan  $\delta_2$  tercih edilmiştir. Bu durumda Reynolds ve Nusselt sayıları şu şekilde tanımlanmıştır:

$$Re = \frac{U\delta_2}{V_h} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{h_v\delta_2^2}{k_h} \quad (8)$$

### Deney Sonuçları ve Tartışma

Şekil 2'de test edilen bütün numuneler için elde edilen basınç kayıpları gösterilmiştir. Şekilden, dolgulu kulelerde olduğu gibi  $(\Delta P/L)(1/U)$  ile  $U$  arasında doğrusal bir ilişkinin mevcut olduğu görülmektedir. Buradan da çok karmaşık kanal geometrisine sahip gözenekli seramikler içerisindeki akışta meydana gelen basınç kayıplarının viskoz ve atalet kuvvetlerinden kaynaklanan kayıpların toplamı şeklinde ifade edilebileceği sonucunu

çıkarmak mümkündür. Şekil 2'den, aynı malzemeden ve aynı teknikte imal edilmiş ancak birim uzunluk başına düşen gözenek sayıları farklı olan numune N1, N2 ve N3'ün basınç kayıpları arasında çok büyük bir farkın olmadığı görülmektedir. Numune N4 ve N5'te meydana gelen basınç düşümü ise diğer üç numuneden oldukça yüksektir. Bu numunelerin gözenekliliği diğerlerinden daha düşüktür. Moffat'a (1988) göre yapılan hata analizi sonucunda basınç kaybının  $\mp 1$  Pa hata ile ölçüldüğü bulunmuştur.

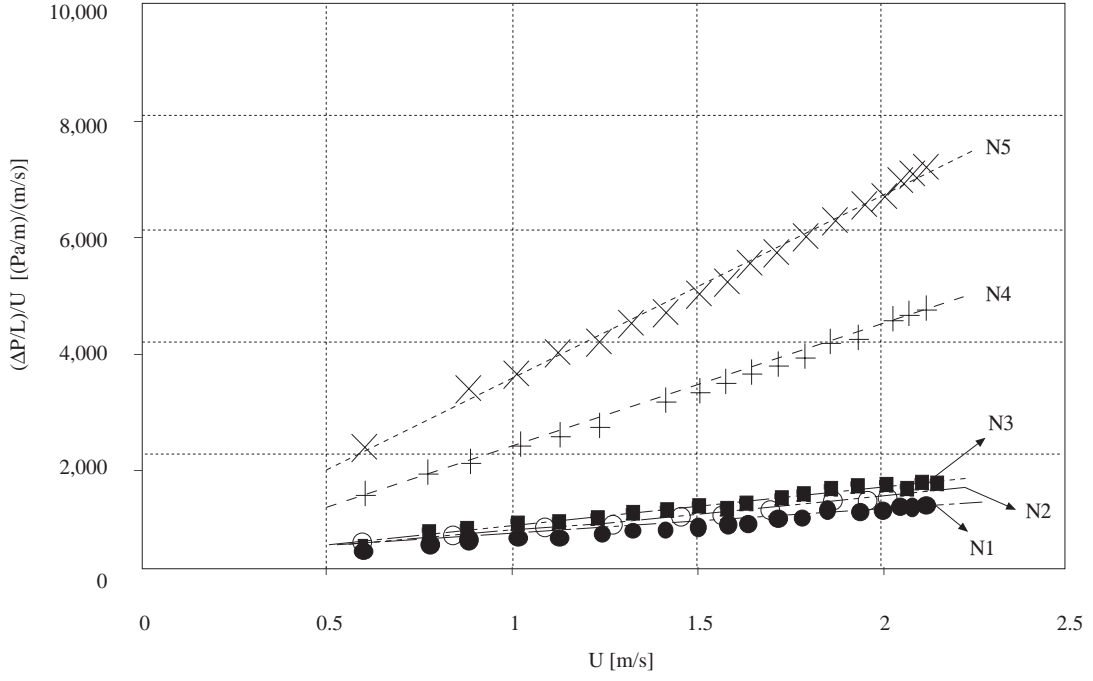
Şekil 2'de görülen doğrulardan, herbir numune için A ve B katsayıları ve eşitlik (5) ve (6) yardımıyla da karakteristik uzunluklar  $\delta_1$  ve  $\delta_2$  belirlenerek Tablo 2'de verilmiştir. Genel olarak gözeneklilik azaldıkça  $\delta_2$  de azalmaktadır. Ancak gözeneklilik ( $\varepsilon$ ) ile  $\delta_2$  arasında güvenilir bir ilişkinin elde edilebilmesi için daha geniş bir parametre aralığında veriye ihtiyaç vardır.

Yapılan ısı transferi deneylerine örnek olarak, numune N2 için 200 °C sıcaklık ve 0.0045 kg/s hava debisinde yapılan bir deneyde ölçülen hava giriş sıcaklığının ve 4 değişik noktadaki hava çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi Şekil 3'te gösterilmiştir. Bu şekilden de görülebileceği gibi soğutma başlangıcından yaklaşık 0.5 s sonra ilk sıcaklık değeri okunabilmiştir. Kanal içerisinde numuneden sonra 4 değişik noktaya yerleştirilen ısı eleman çiftlerinden (I.E.Ç.) elde edilen hava çıkış sıcaklıkları birbirleriyle uyum içerisinde.

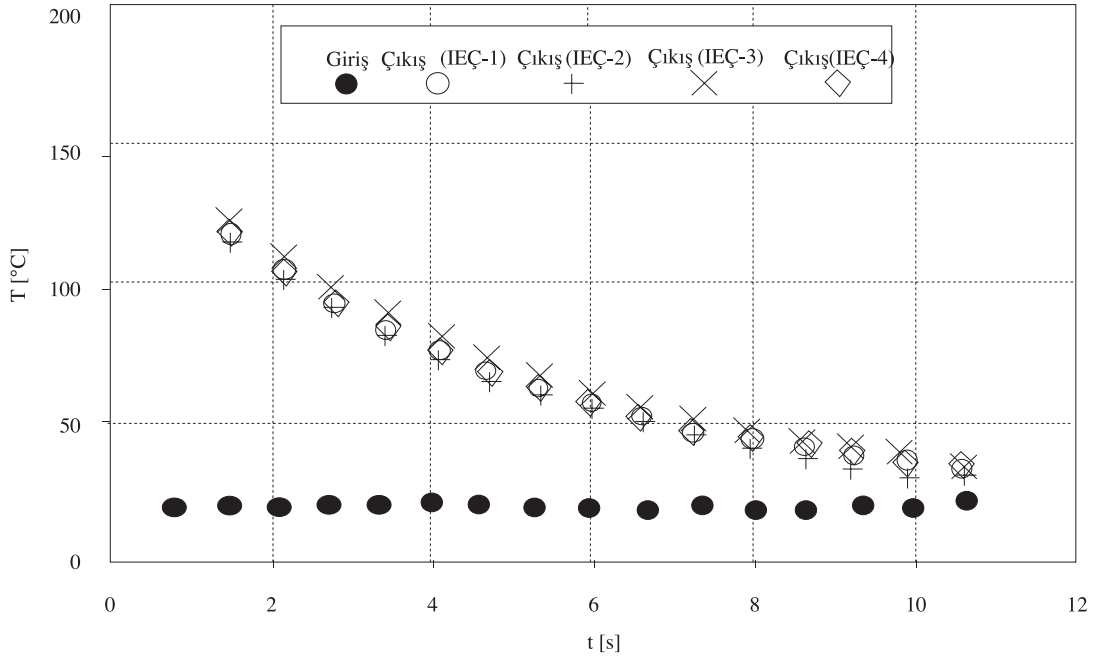
Test edilen numuneler için (8) nolu eşitlikle tanımlanan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4'te gösterilmiştir. Bu şekilde her bir numune için, 100 °C ile 250 °C arasında değişen, değişik numune sıcaklıklarında yapılan bütün deney sonuçları verilmiştir. Buradan yukarıda verilen sıcaklık sınırları içerisinde numunenin başlangıç sıcaklığının hacimsel ısı transferi katsayısına bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Sıcaklık, debi, numune hacmi ve basınç kaybı ölçümlerinden kaynaklanan hatalardan dolayı Reynolds sayısı ve Nusselt sayısındaki en büyük hatanın sırasıyla %12 ve %21 olduğu hesaplanmıştır.

**Tablo 3.** Test edilen numuneler için elde edilen c ve n değerleri.

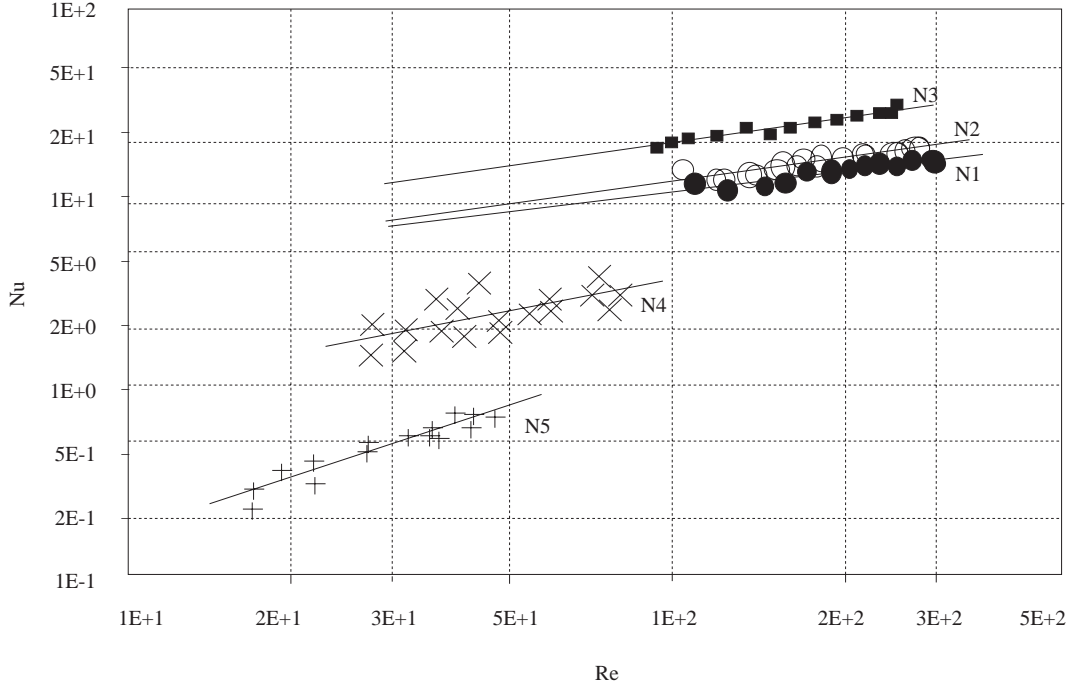
Numune	Gözenek/cm	$\varepsilon$	$\delta_2$ [m]	Re aralığı	c	n
N1	4	0.87	$2.17 \times 10^{-3}$	106-293	2.151	0.355
N2	8	0.85	$2.07 \times 10^{-3}$	102-277	1.956	0.403
N3	12	0.80	$1.86 \times 10^{-3}$	91-248	1.690	0.428
N4	12	0.76	$5.62 \times 10^{-4}$	27-75	0.268	0.569
N5	12	0.68	$3.42 \times 10^{-4}$	16-46	0.018	0.964



Şekil 2. Test edilen numunelerde meydana gelen basınç kayıpları.



Şekil 3. Deney süresince hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi.



Şekil 4. Test edilen numunelerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4'ten ayrıca gerek Reynolds sayısını gerekse Nusselt sayısını tanımlamak için kullanılan  $\delta_2$ 'nin uygun bir karakteristik uzunluk olduğu görülmektedir. Herhangi bir numune için elde edilen ısı transferi katsayıları bir doğru üzerinde yer almaktadırlar. Şekil 4'den de görülebileceği gibi aynı malzemeden ve aynı üretim tekniğiyle imal edilmiş ancak birim uzunluk başına düşen gözenek sayıları farklı olan numune N1, N2 ve N3'ün ısı transferi katsayıları birbirine oldukça yakındır. Bu üç numune arasında birim uzunluk başına düşen gözenek sayısı (12 gözenek/cm) en fazla olan numune N3, en büyük ısı transferi katsayısına sahip olurken, bunu sırasıyla N2 (8 gözenek/cm) ve N1 (4 gözenek/cm) takip etmektedir. Bunun sebebi ise birim uzunluk-taki gözenek sayısının artması ile malzeme içerisinde birim hacimde ısı transferi yüzey alanının artmasıdır.

Ancak ısı transferi katsayısını belirlemede birim uzunluk başına düşen gözenek sayısı tek başına yeterli bir parametre değildir. Birim uzunluğunda N3 ile aynı sayıda gözeneğe (12 gözenek/cm) sahip N4 ve N5'in ısı transferi katsayıları N3'ten oldukça düşüktür. Bu iki numune N3'ten daha küçük gözeneklilik değerlerine sahiptir. Numune N3 için  $\epsilon$  0.8 iken, N4'te 0.76'ya ve N5'te 0.68'e düşmektedir.

Nusselt ve Reynolds sayıları arasında

$$Nu = cRe^n \quad (9)$$

şeklinde bir bağıntı yazılması durumunda elde edilen  $c$  ve  $n$  değerleri Tablo 3'de verilmiştir. Bu değerler Şekil 4'te gösterilen veriler kullanılarak, en küçük kareler yöntemi yardımıyla elde edilmişlerdir.

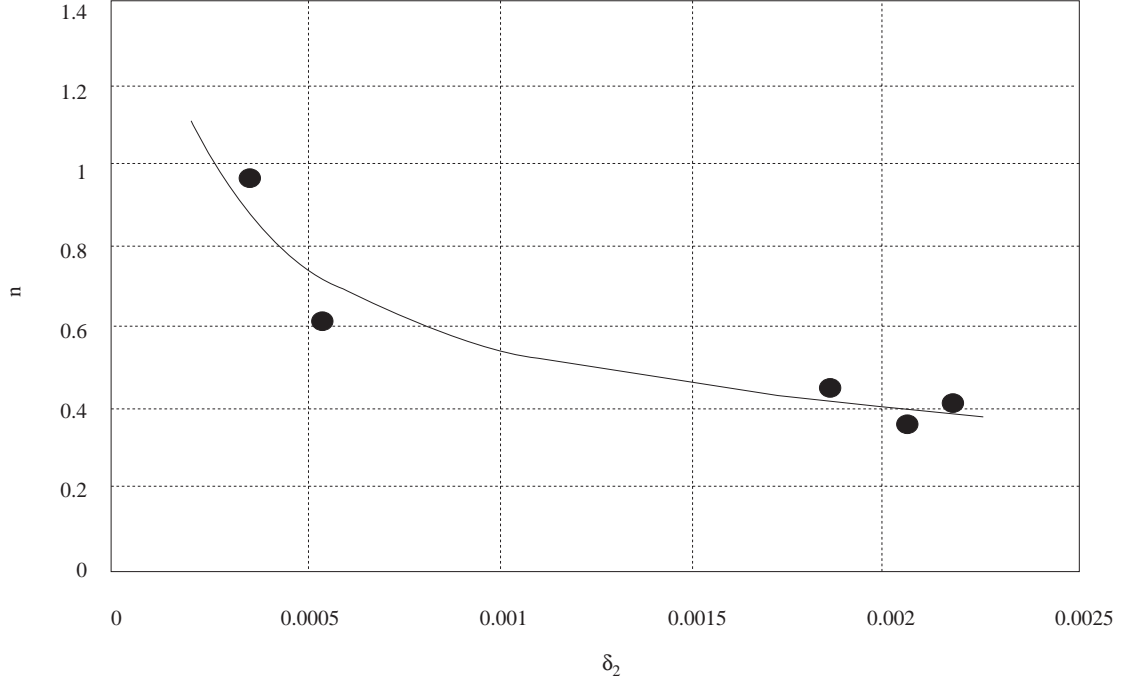
Tablo 3'den karakteristik uzunluk  $\delta_2$  ile  $c$  ve  $n$  arasında bir ilişkinin mevcut olduğu açıkça görülmektedir. Genel olarak  $\delta_2$  azaldıkça  $n$  değeri artmaktadır (Şekil 5).  $n$ , 0.36 ile 0.96 arasında değişmektedir. Bu değerler, kanallarda konveksiyonla ısı transferinde, laminer gelişmekte olan akışta görülen değerden ( $\cong 1/3$ ) yüksek olup bazı numunelerde türbülanslı akış için geçerli olan değer ( $\cong 0.8$ ) mertebesindedir. Bu ise gözenekli seramikler içerisindeki kanal yapısının çok karmaşık olmasından kaynaklanmaktadır. Akışkan bu çok karmaşık kanallardan geçerken, akışkan içerisinde küçük ediller oluşmakta bu da akışkan parçacıklarının yoğun bir şekilde karışmasına (mixing) yol açmaktadır (Schmidt ve Willmott, 1981).

Gerek  $n$  ile  $\delta_2$  ve gerekse  $c$  ile  $\delta_2$  arasında güvenilir bir bağıntı elde edebilmek için parametrelerin daha kapsamlı bir şekilde değiştirildiği bir çalışmaya ihtiyaç vardır. Bununla birlikte, bu çalışmanın sınırlı

verisi ile  $n$  ile  $\delta_2$  arasında

$$n = 0.021\delta_2^{-0.47} \quad (10)$$

şeklinde bir bağıntının mevcut olduğu görülmektedir. Bu eşitlik,  $n$  değerini en fazla %11 lik bir hata ile temsil etmektedir.



Şekil 5.  $n$ 'nin  $\delta_2$  ile değişimi.

Isı transferine birim uzunluk başına düşen gözenek sayısı, gözeneklilik, gözenek büyüklüğü ve şekli etki etmektedir. Bu parametrelerin etkisini açıkça ortaya koyabilmek için bu parametreler sistemli olarak değiştirilerek daha geniş bir aralıkta deneyler yapılmalıdır. Ayrıca gözenekli seramikler içerisinde meydana gelen ısı transferi mekanizmasının tam olarak anlaşılabilmesi için kanal içerisindeki yerel akışkan hızı ve sıcaklığı ile katı madde sıcaklığı da ölçülmelidir (Kosholev ve ark., 1989). Ancak mevcut deneysel metodlar bu ölçümlere imkan vermemektedir.

Bu çalışmada sadece  $t=0$  anındaki ısı transferi katsayısı elde edilmekle birlikte, soğutma süresince ısı transferi katsayısının büyük oranda değişmeyeceği beklenebilir. Younis ve Viskanta (1993), yaptıkları deneylerde soğutma süresince ısı transferi katsayısının değişmeyip hemen hemen sabit kaldığını ortaya koymuşlardır.

Gözenekli seramikler için elde edilen ısı transferi katsayılarını dolgulu kuleler ve sinterlenmiş metaller için elde edilmiş olan ısı transferi katsayıları

ile doğrudan karşılaştırmak mümkün değildir. Ancak gözenekli seramiklerde ısı transferinin daha iyi olması muhtemeldir (Younis ve Viskanta, 1993). Çünkü gözenekli seramiklerde, gözeneklerin bir-biriyle bağlanması şeklinde oluşmuş kanalların yapısı dolgulu kulelerden ve sinterlenmiş metallerden çok daha karmaşıktır. Ayrıca gözenekli seramiklerde gözeneklilik dolgulu kulelerden ve sinterlenmiş metallerden çok daha büyüktür. Bu ise birim hacim başına düşen ısı transferi yüzey alanının daha yüksek olması anlamına gelmektedir. Sağlıklı bir karşılaştırma yapılabilmesi için, öncelikle gözenekli seramikler hakkında bazı fiziksel özelliklerin belirlenmesini mümkün kılacak yeni ölçüm yöntemlerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Bu fiziksel özelliklerin başında da gözenek çapı, kanal geometrisi ve birim hacimde mevcut ısı transferine katılan malzeme yüzey alanı gelmektedir.

## Sonuç

Gözenekli seramikler içerisindeki ısı transferini incelemek belirli zorluklar içermektedir. Bunların



başında da mevcut deneysel metodları kullanarak gözenekli seramikler içerisindeki kanalların toplam yüzey alanını belirlemenin mümkün olmaması ve kanalların çok karmaşık yapısından dolayı bir hidrolik çap belirlemenin oldukça zor olması gelmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada bir hacimsel ısı transferi katsayısı tanımlanarak, deney sonuçları yardımıyla değeri belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının tanımı için ise basınç kaybı deneylerinde elde edilen sonuçlardan yola çıkılarak elde edilen karakteristik bir uzunluk ( $\delta_2$ ) kullanılmıştır. Deney sonuçları  $\delta_2$ 'nin ısı transferi verilerini ilişkilendirmede uygun bir parametre olduğunu ortaya koymuştur.  $\delta_2$ 'nin gözenekliliğin azalmasıyla azaldığı görülmüştür.

Her bir numune için Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasında  $Nu = cRe^n$  şeklinde bir eşitlik elde edilmiştir.  $n$ 'nin laminer gelişmekte olan akışta görülen değerden daha yüksek olduğu, bazı numunelerde ise türbülanslı akış için geçerli olan değer mertebesine çıktığı görülmüştür. Bunun ise gözenekli seramikler içerisindeki kanalların karmaşık yapısından kaynaklandığı düşünülmektedir. Genel olarak  $\delta_2$  azaldıkça  $n$  değeri artmıştır. 100 ile 250 °C arasındaki sıcaklıklarda, sıcaklığın ısı transferi katsayısına bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

Gözenekli seramikler içerisindeki ısı transferi katsayısı gözenek sayısı, gözeneklilik, gözenek büyüklüğü ve şekli gibi birçok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerin etkisini açıkça ortaya koyabilmek için bu parametreler sistemli olarak değiştirilerek daha geniş bir aralıkta deneyler yapılmalıdır. Ayrıca gözenekli seramikler içerisinde meydana gelen ısı

transferi mekanizmasının tam olarak anlaşılabilmesi için kanal içerisindeki yerel akışkan hızı ve sıcaklığı ile katı madde sıcaklığı da ölçülmelidir.

### Semboller

A	: Viskoz direnç katsayısı ( $m^{-2}$ )
B	: Atalet direnç katsayısı ( $m^{-1}$ )
c	: Katsayısı (eşitlik 9)
Cp	: Özgül ısı (J/kgK)
$h_v$	: Hacimsel ısı transferi katsayısı (eşitlik 2)
k	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Uzunluk (m)
$\dot{M}$	: Kütle debisi (kg/s)
n	: Reynolds sayısı üssü (eşitlik 9)
Nu	: Nusselt sayısı (eşitlik 8)
Re	: Reynolds sayısı (eşitlik 7)
t	: Zaman (s)
T	: Sıcaklık (°C)
U	: Hız (m/s)
V	: Hacim ( $m^3$ )
$\delta$	: Karakteristik uzunluk (m)
$\varepsilon$	: Gözeneklilik (eşitlik 1)
$\mu$	: Vizkozite (kg/ms)
v	: Kinematik vizkozite ( $m^2/s$ )
$\rho$	: Yoğunluk ( $kg/m^3$ )

### İndisler

b	: Boşluk
h	: Hava
t	: Toplam

### Kaynaklar

- Anzelius, A., "Über Erwärmung vermittelt durch stromender medien", Z. Angew. Math. Mech. 6, 291-294, 1926.
- Büyükalaca, O., "Yüksek sıcaklık fırınlarında enerji tasarrufu, II-Son gelişmeler", Mühendis ve Makina Dergisi 38(450), 11-15, 1997a.
- Büyükalaca, O., "Dolgulu kulelerde ısı transferi", Çukurova Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi (Yayınlanacak), 1997b.
- Chiou, J. P. and El-Wakil, M. M., "Heat transfer and flow characteristics of porous matrices with radiation as a heat source", Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer 88, 69-76, 1966.
- Fukuda, K., Kondoh, T. and Hasegawa, S., "Similarity rule between heat transfer and pressure drop of porous materials", AIChE Journal 38(11), 1840-1842, 1992.
- Heggs, P. J. and Burns, D., "Single-blow experimental prediction of heat transfer coefficient", Experimental Thermal and Fluid Science 1, 243-251, 1988.
- Kays, W. M. and London, A. L., "Compact Heat Exchangers", 3. Baskı, McGraw Hill, 1984.
- Kaviany, M., "Principles of Heat Transfer in Porous Media", Springer-Verlag, New York Inc., 1991.
- Koshelev, S. B., Plakseev, A. A. and Kharitonov, V. V., "Unsteady heat transfer in beds of spheres with forced convection", Thermal Engineering 36(4), 1989.
- Moffat, R. J., "Describing the uncertainties in experimental results", Experimental Thermal and Fluid Science 1, 3-17, 1988.
- Schmidt, F. W. and Willmott, A. J., "Thermal Energy Storage and Regeneration", Hemisphere Publishing Corporation, 1981.

Schumann, T. E. W., "Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism", J. Franklin Trust Inst., 208,, 405-416, 1929.

Wakao, N. and Kaguei, S., "Heat and Mass Transfer in Packed Beds", Gordon and Breach Science Publishers,

Inc., 1982.

Younis, L. B. and Viskanta, R., "Experimental determination of the volumetric heat transfer coefficient between stream of air and ceramic foam", Int. J. Heat Mass Transfer 36(6), 1425-1434, 1993.