

# Eşmerkezli Boru Tipli Isı Değiştiricilerinde Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Eşref BAYSAL

## ÖZET

Bu çalışmada, eşmerkezli boru tipi bir ısı değiştiricisinde sürekli rejim şartlarında türbülans akışlı farklı hacimsel debilerindeki sıcak hava ile sabit debili soğuk suyun ısı transferi değerleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel olarak yapılan çalışmada elde edilen Reynolds ( $Re$ ) sayısının 2500 – 19200 aralığında oluşan ısı transferi, Nusselt ( $Nu$ ) sayısı, sürtünme faktörü ve basınç kayıpları, üç boyutlu sonlu hacimler tabanlı FLUENT programında analiz edilerek deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen değerlerin birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Buna ilaveten sayısal analizle elde edilen sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve basınç dağılımları verilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Eşmerkezli Borulu Isı Değiştiricileri, Türbülanslı Akış, Basınç Düşüşü, Sıcaklık Dağılımı, Hız Dağılımı.

## Comparison of Experimental and Numerical Heat Transfer Results in Concentric Pipe Heat Exchangers

### ABSTRACT

In this study, heat transfer from turbulence flowed hot air with different volumetric flow rates to cold water with constant flow rate was investigated numerically and experimentally in concentric pipe heat exchanger under state steady conditions. The experimental results formed between 2500-19200 Reynolds numbers as heat transfer, Nusselt number, friction factor and pressure drops were compared with the obtained results using three-dimensional FLUENT code program based on finite volume. The experimental and numerical values were seen in a good agreement with each other. In addition, temperature distributions, velocity distributions and pressure distributions obtained by FLUENT code program were presented.

**Keywords:** Concentric Pipe Heat Exchangers, Turbulent Flow, Pressure Drop, Temperature Distribution, Velocity Distribution.

### 1. GİRİŞ

Günümüzde mevcut fosil yakıt rezervlerindeki azalma ve bu yakıtların oluşturduğu çevre kirliliği gibi problemler, yeni enerji kaynaklarının araştırılmasını ve enerji türlerinin daha verimli bir şekilde kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Buna paralel olarak bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalarda; sistemlerin ısı transferi uygulamalarında enerji ekonomisi dikkate alınmaktadır. Bu nedenle son yıllarda ısı sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerinin araştırılması ve geliştirilmesi, sistemlerin boru ve kanallardaki ısı transferindeki etkinliği arttırmakla ilgili çalışmalarda bir artış gözlemlendiği saptanmaktadır (1-10).

Isı transferi, özellikle kanal ve boru içi akışlar olmak üzere tasarımı geniş bir alanı ilgilendirir. Farklı sıcaklıklarda ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygu-

lamasında önem taşır. Bu tür bir ısı geçişini gerçekleştirmek için ısı değiştiriciler kullanılır. Isı değiştiricileri, endüstride geniş kullanım alanlarına sahiptir. Isı değiştiricileri, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, petrol rafinerilerinde, kimyasal proseslerde, atık ısının geri kazanılmasında, otomotiv veya elektronik devre içeren ekipmanların daha düzgün ve güvenli bir şekilde çalışabilmesi için ısının hızlı ve efektif biçimde çevreye transfer edilmesi gereken yerlerde çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar (10-18).

Isı değiştiricilerinin tasarım ve performanslarının değerlendirilmesi açısından, ısı değiştiricilerindeki konstrüksiyon malzemeleri, basınç ve sıcaklık, performans parametreleri (sıcaklık, debi, basınç düşümü), akışkanların tipleri ve fazları, ısı değiştiricinin boyutları bilinmesi gerekmektedir (19). Ayrıca, deneysel tasarımda elde edilen verilerin, simüle edilmesi teknolojik gelişmeyle birlikte fen ve mühendislik alanında artış göstermiştir. Deneysel çalışmalar büyük maliyet getirmesinden dolayı, CFD (hesaplamalı akışkanlar mekaniği) tekniklerinin deneysel gözlemleri de destekleyen bir yöntem olarak kullanımı her geçen gün artmaktadır. Bu durum az bir maliyetle ve çok kısa bir sürede sayısal metod tabanlı programlarla çözülebilir hale gelmiş ve

*Makale 21.07.2008 tarihinde gelmiş, 27.10.2008 tarihinde yayınlanmak üzere kabul edilmiştir.*

*E. BAYSAL Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü 06500 Teknikokullar, ANKARA*

*e-posta : esref@gazi.edu.tr*

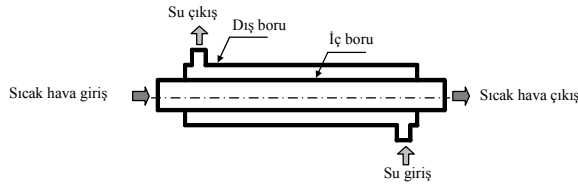
*Digital Object Identifier 10.2339/2008.11.4. 345-352*

zaman kazanımına katkıda bulunmuştur. Böylece hem maliyet, hem de zaman bakımından tasarruf edilmektedir. Bu çalışmada eşmerkezli borulu tip bir ısı değiştiricisinin türbülanslı akış şartlarında hem deneysel hem de sonlu hacimler metoduna dayalı CFD kod programında üç boyutlu sayısal çözümlere yapılarak, sonuçlar değerlendirilmiştir.

## 2. MATERYAL VE METOT

### 2.1. Sistem Tasarımı

Bu çalışmada, konstrüksiyonları basit, hareketli parçalarının olmayışı ve maliyetlerinin düşük olması nedeniyle Şekil 1’de gösterilen eşmerkezli borulu tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Havanın belirli debilerinde sürekli rejim şartlarında körüklü fanla türbülans etkisi artırılarak iki akışkan arasındaki ısı transferi hem deneysel hem de sayısal metoda dayalı çözümlere yapan bir paket programda modelleme yapılarak sonuçların karşılaştırılması amaçlanmıştır. Hava debisinin artmasıyla birlikte iç yüzeydeki sınır tabaka kalınlığı inceltirek, akışkanlar arasındaki ısı transferi arttırılmaktadır. Sonuçta, ısı değiştiricilerinde türbülanslı akış sağlanarak aynı boyutlarla daha büyük miktarda ısı transferinin elde edilmesinin mümkün olacağı görülmektedir. Böylece enerji tasarrufu sağlanarak ülke ekonomisine ve bu alanda teknolojik yeniliklere katkı yapılacaktır.



Şekil 1. Eşmerkezli ısı değiştiricisinin şematik gösterimi

Deneysel çalışmanın yürütülmesi için Şekil 2’de görüldüğü gibi deney seti kurulmuştur. Eşmerkezli borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda sıcak hava akışı, dış taraftaki boruda ise su akışı olmaktadır. Isı değiştiricisinin iç boru malzemesi bakır, dış borunun malzemesi ise çeliktir. Dıştaki borunun dış yüzeyi ile ortam arasındaki ısı kayıplarını minimuma indirebilmek için 5 cm kalınlığında yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Isıtıcıdan sıcaklık kontrol ünitesiyle sabit sıcaklıkta elde edilen hava, inverterle gücü kontrol edilen körüklü fan vasıtasıyla ısı değiştiriciye sabit debide gönderilmiştir. Deney sisteminde havanın giriş ve çıkışındaki basınç prizleri yardımıyla, iç boruda meydana gelen basınç kayıpları ölçülmüştür. Hava ve suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, bakır borunun yüzey sıcaklığı, termokapılar ve data logger vasıtasıyla bilgisayara kaydedilmiştir. Hava ve su debileri deney setinde görüldüğü gibi sırasıyla dijital anemometre ve debimetre ile ölçülmüştür. Suyun sistemde sirkülasyonunu sağlayabilmek için pompadan faydalanılmıştır.

### 2.2. Genel Denklemler

Sayısal analiz yönteminde kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

Süreklilik denklemi

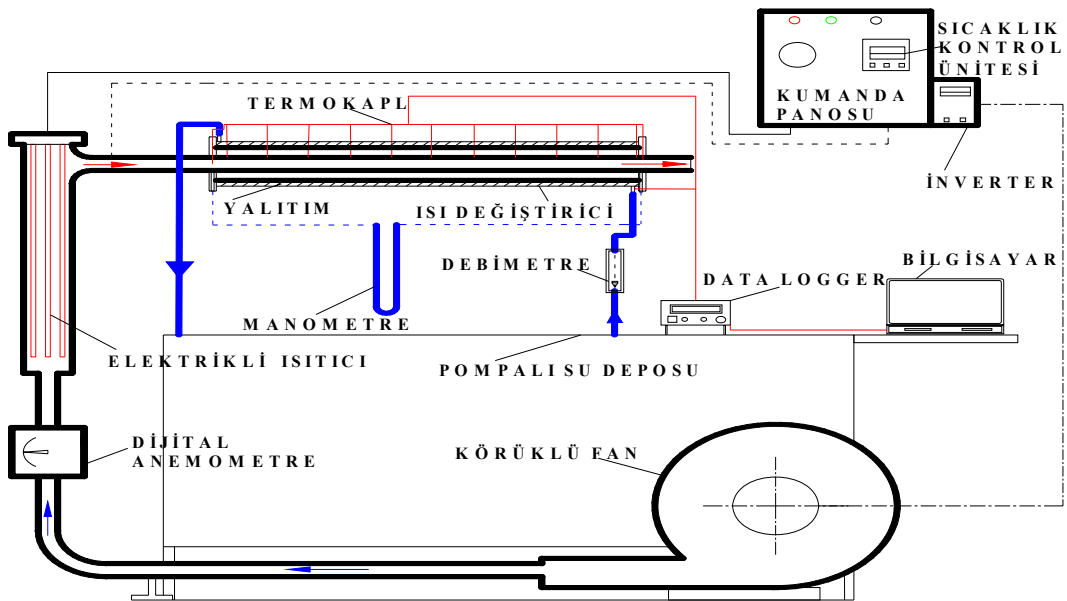
$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$



Şekil 2. Deney sisteminin şematik görünüşü

Bu ana denklemlerde kullanılan  $\rho$  yoğunluk,  $u$  hız,  $\mu$  dinamik vizkozite,  $p$  basınç,  $k$  iletim katsayısı,  $C_p$  özgül ısıdır.

Deney sisteminde kullanılan ısı değıştiricideki sıcak akışkanın verdiği ısı, soğuk akışkana transfer edilmektedir. Paralel akışlı ısı değıştiricide ısı miktarı;

$$Q = m \cdot C_p (T_g - T_c) \quad (4)$$

Enerjinin korunumu ile sıcak akışkandan boru yüzeyine aktarılan ısı miktarı da aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q = \bar{h} A (\bar{T}_w - T_b) \quad (5)$$

Burada;

$$T_b = (T_g + T_c) / 2 \quad (6)$$

ve

$$\bar{T}_w = \sum T_w / 11 \quad (7)$$

$\bar{h}$  ortalama ısı taşınım katsayısı,  $A$  iç borunun yüzey alanı,  $T_b$  havanın ortalama sıcaklığı olup,  $\bar{T}_w$  ise ısı değıştiricinin iç borusu yüzeyinden, 0,5 mm derinlikten ve onbir noktadan ölçülmüş yüzey sıcaklıklarının ortalamasıdır. Ortalama ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü için aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

$$\bar{h} = \frac{m \cdot C_p (T_g - T_c)}{A (\bar{T}_w - T_b)} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{\bar{h} D_{hid}}{k} \quad (9)$$

$$Re = \frac{V D_{hid}}{\nu} \quad (10)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right) \left(\rho \frac{V^2}{2}\right)} \quad (11)$$

Deneysel sonuçların doğrulanması amacıyla boru içindeki tam gelişmiş akış için literatürdeki amprik bağıntılar Dittus-Boelter, Sieder – Tate ve Petukhov'un elde etmiş olduğu ifadeler kullanılarak doğrulama yapılmıştır.

*Nusselt sayısı bağıntıları:* Dittus ve Boelter'in (1930) Nusselt sayısı formülü

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad (12)$$

$$Re \geq 1 \times 10^4$$

Sieder ve Tate'nin (1936) Nusselt sayısı formülü

$$Nu = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (13)$$

$$Re \geq 1 \times 10^4$$

Petukhov'un Nusselt sayısı formülü

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (14)$$

$$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

*Sürtünme faktörü bağıntıları:* Moody diyagram (1944) bağıntıları

$$f = 0.316 Re^{-1/4} \quad (15)$$

$$Re \leq 2 \times 10^4$$

$$f = 0.316 Re^{-1/5} \quad (16)$$

$$Re \geq 2 \times 10^4$$

Petukhov (1970) bağıntıları

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (17)$$

$$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

kullanılmıştır.

### 2.3. Sınır şartları

Yukarıdaki denklemlerin çözümünde kullanılan sınır şartları aşağıda verilmiştir.

- Giriş sınır şartı

$$x = 0, u \neq 0, v = 0, w = 0, T = T_g \quad (18)$$

- Çıkış sınır şartı

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{(1,y,z)} = 0, \quad \left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{(1,y,z)} = 0,$$

$$\left. \frac{\partial w}{\partial x} \right|_{(1,y,z)} = 0, \quad P = P_{atm} \quad (19)$$

- Ara yüzey sınır şartı

$$y = 0,020$$

$$-\left(-k \frac{\partial T}{\partial y}\right)_{0,020} = h_h (T_h - T_w) \quad (20)$$

$$y = 0,021$$

$$\left( -k \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{0,021} = h_s (T_w - T_{as}) \quad (21)$$

- Dış yüzey sınır şartı

$$y = 0,038 \quad \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{0,038} = 0 \quad (22)$$

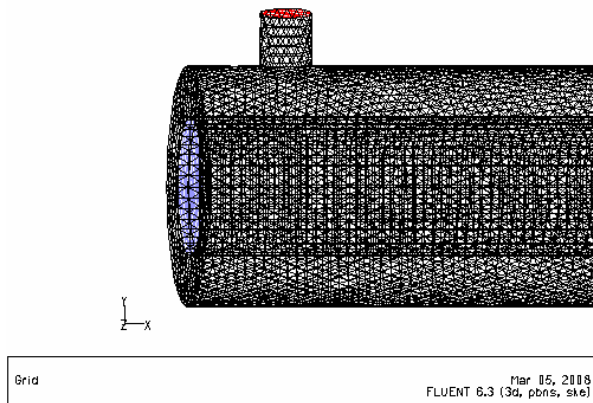
Ayrıca bu çalışmada sürekli rejim hali ve akışkan özellikleri sabit alınmıştır.

Tablo 1. Isı değiştiricinin fiziksel özellikleri

Parametre	Boyut
Isı değiştirici boyu	1000 mm
İç boru iç çapı	40 mm
İç boru et kalınlığı	1 mm
Dış boru iç çapı	69 mm
Dış boru et kalınlığı	3.5 mm
Su giriş ve çıkış çapları	15 mm
Hava giriş sıcaklığı	373±0,5 K
Su giriş sıcaklığı	296±0,5 K

#### 2.4 Sayısal Hesaplama Yöntemi

Bu çalışmada Tablo 1'de fiziksel özellikleri verilen eşmerkezli boru tipi bir ısı değiştirici GAMBIT programında modellenmiştir. Şekil 3'de görüldüğü gibi ağ yapısı oluşturma işleminde Tet/hybrid modeli seçilmiştir. Problemin fiziki özellikleri GAMBIT programında oluşturulduktan sonra FLUENT programında çözümleme yapılmıştır. Şekil 1'de görülen ısı değiştiriciye iç borudan 373±0,5 K sıcaklığındaki hava, dış borudan ise 296±0,5 K sıcaklıkta su girmiştir. Isı değiştiricinin dış yüzeyi yalıtımlı olduğu için sınır şartında adyabatik kabul edilmiştir.



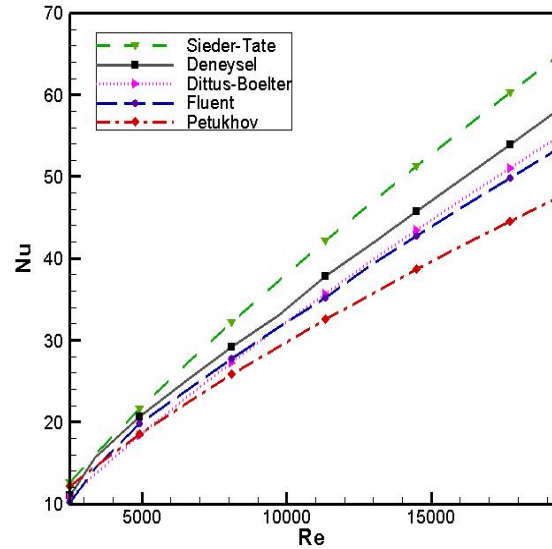
Şekil 3. GAMBIT programında oluşturulan model

Sayısal hesaplamalar için segregated çözücü ve SIMPLE algoritma, akış hesaplamaları için  $k-\varepsilon$  türbülans modeli seçilmiştir. Hesaplama problemi üç boyutlu olarak tanımlanmış, sürekli rejim şartlarında,

zorlanmış taşınım ve iletimli ısı transferi modeli seçilmiştir. Sisteme hava, belli hacimsel debilerde (6, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48 m<sup>3</sup>/h) verilmiştir. Sayısal hesaplamada kullanılan bakır ve çelik borular için ısı iletim katsayıları sırasıyla 372 W/mK ve 15 W/mK olarak alınmıştır. Hava ve suyun termofiziksel özellikleri çalışma sıcaklıklarında fazla bir değişime uğramadığı için, deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre tablolardan sabit olarak alınmıştır (12,20).

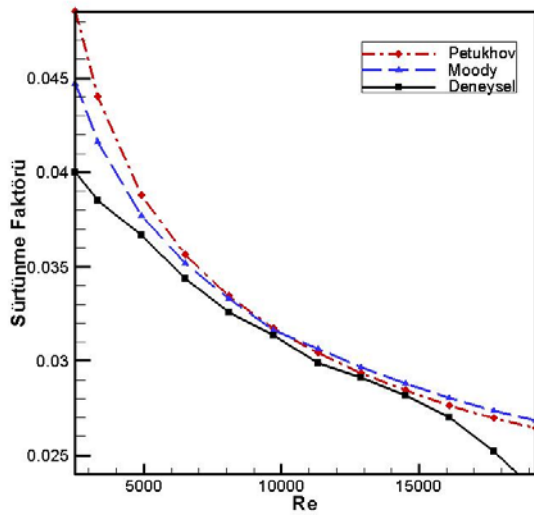
### 3. DENEYSEL, AMPİRİK VE SAYISAL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

FLUENT paket programının akış alanlarının modellenmesinde büyük gelişmeler sağladığı yapılan çalışmalardan bilinmektedir. Bu çalışmanın amacı, deneysel sistem kurulduğunda yüksek maliyetler oluşturabilecek karmaşık problemlerin, çok az bir maliyetle ve kısa bir sürede paket programlarla çözülebileceğini gösterebilmektir. Bu amaçla hem ampirik ve deneysel, hem de FLUENT paket programından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

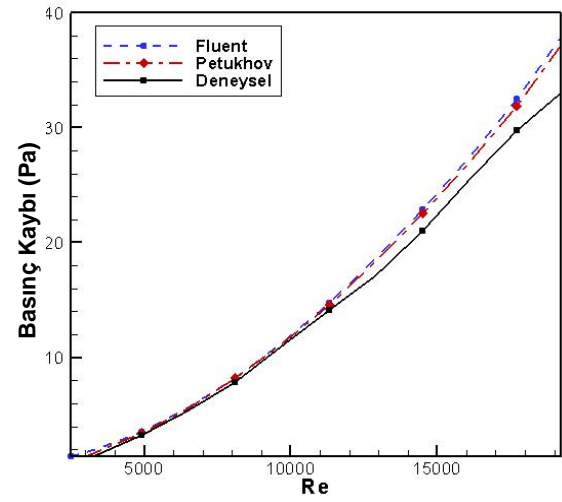


Şekil 4. Isı değiştiricide Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

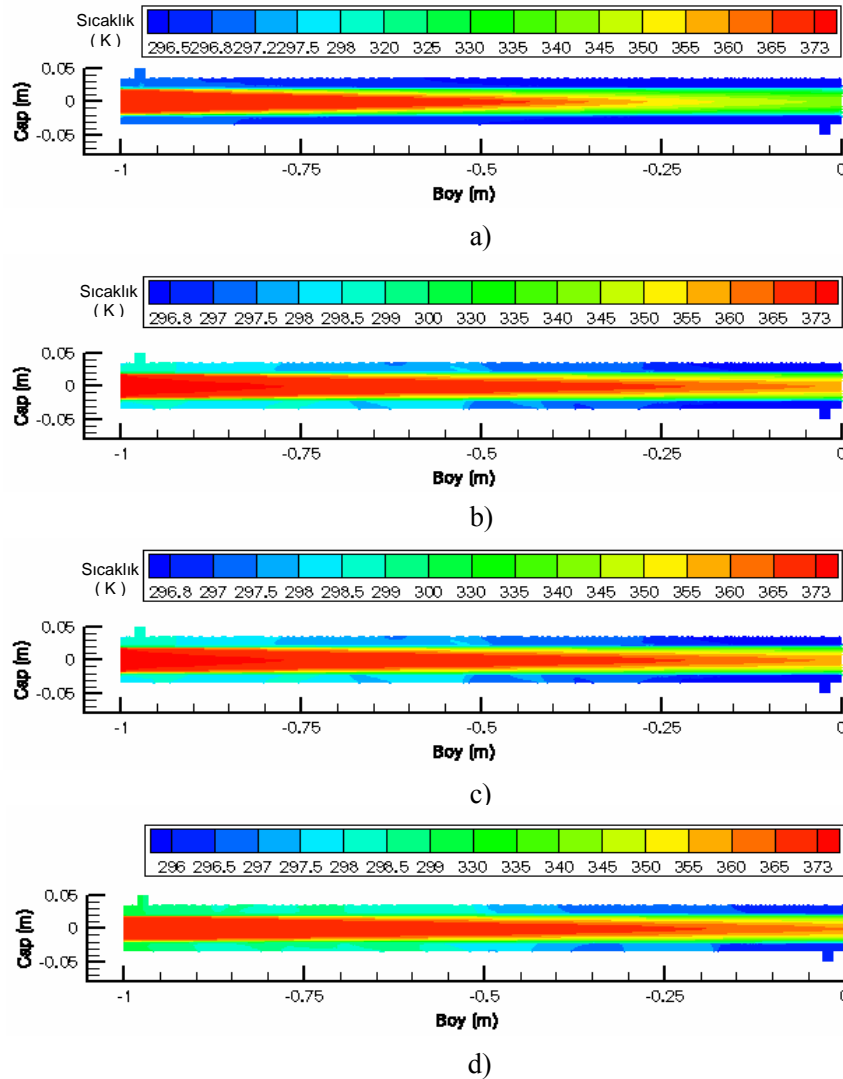
Şekil 4'te  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısına göre değişimleri, deneysel, FLUENT ve ampirik ifadelerle (Dittus-Boelter, Sieder ve Tate, Petukhov) göre verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, deneysel, FLUENT ve Dittus-Boelter ifadesinden elde edilen sonuçların kendi aralarında uyumlu olduğu görülürken, diğer yöntemlerle (Sieder-Tate ve Petukhov) paralellik göstermektedir. Şekil 5'te sürtünme faktörü ile ilgili değerler verilmiştir. Deneysel, Moody diyagramı ve Petukhov eşitliği ile hesaplanan değerlerle oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 5. Isı değiştiricide sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 6. Isı değiştiricide basınç düşüşünün Reynolds sayısına göre değişimi



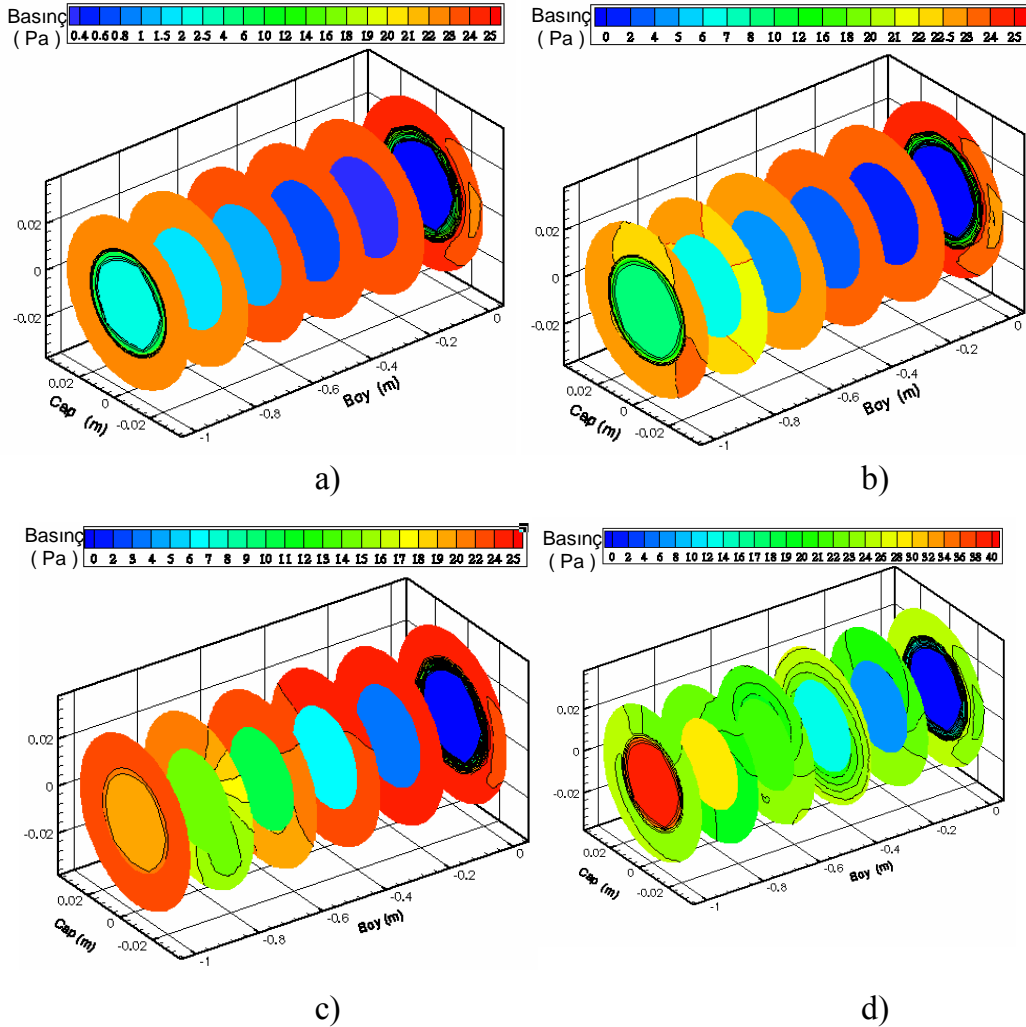
Şekil 7. Isı değiştiricide sıcaklık dağılımlarının hava debisine göre değişimi ( a) 8 m<sup>3</sup>/h, b) 20 m<sup>3</sup>/h, c) 32 m<sup>3</sup>/h, d) 48 m<sup>3</sup>/h )

Deneysel olarak havanın giriş ve çıkışında ölçülen, Fleunt'te hesaplanan basınç kayıpları ve Petukhov'un sürtünme faktörü kullanılarak eşitlik (11) ile hesaplanan basınç kayıpları, Reynolds sayısının değişimine bağlı olarak Şekil 6'da verilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı gibi kendi aralarında oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Havanın ısı değiştirici içine oluşturduğu sıcaklık dağılımları Şekil 7'de verilmiştir. Hava ısı değiştirici girişinde tam gelişmemiş akış formunda, yani sabit sıcaklıkta girdiği, boru giriş bölgesinde tam gelişmiş forma dönüştüğü görülmektedir. Havanın ısı değiştiriciye giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı ( $\Delta T$ ), 8 m<sup>3</sup>/h debisinden 48 m<sup>3</sup>/h debisine kadar azalmakta, fakat debi arttığı için buna paralel olarak suya olan ısı transferi de yükselmektedir.

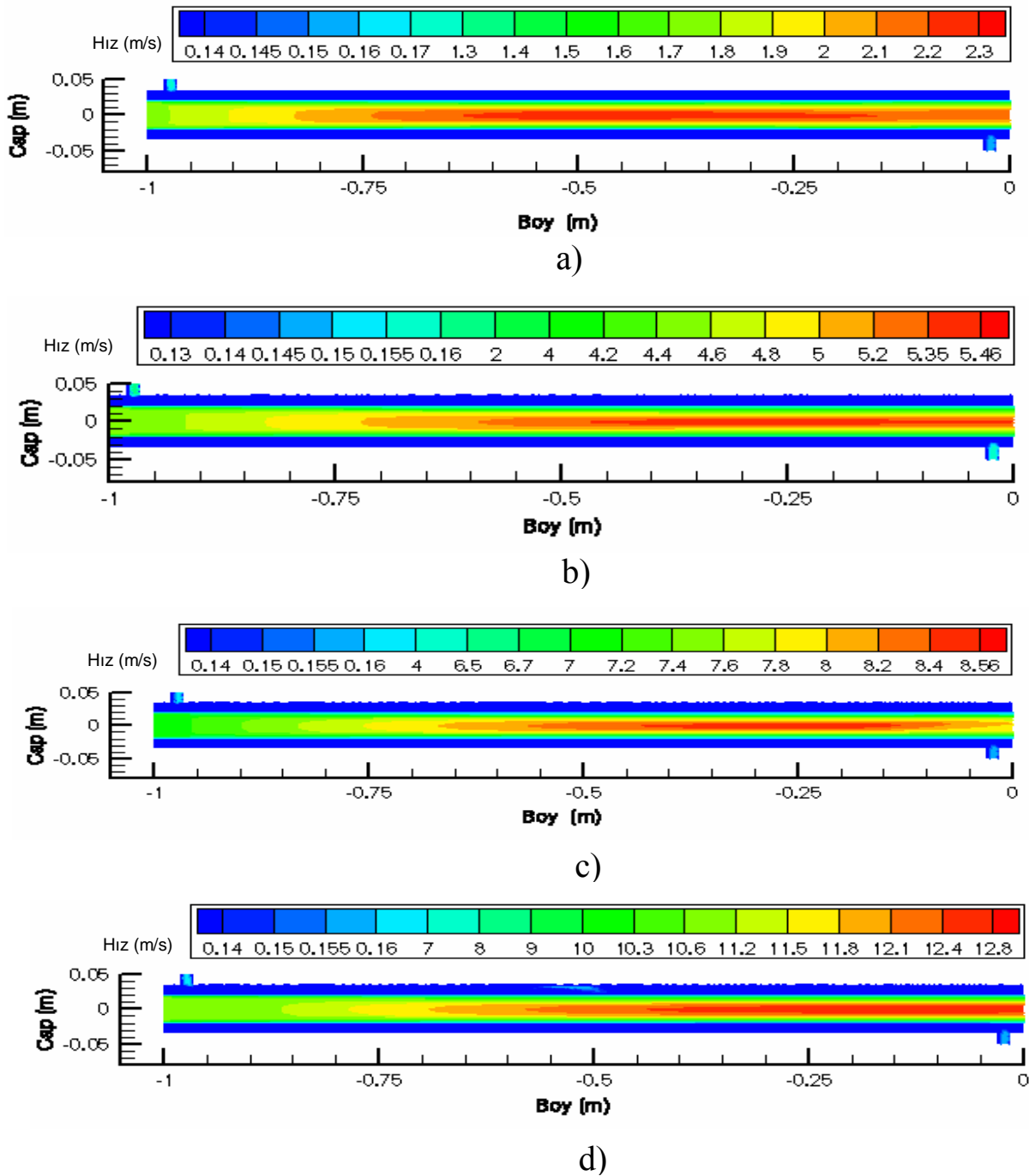
Isı değiştiricide meydana gelen basınç dağılımı, ısı değiştiriciden boylamasına 20 cm'de bir alınan ara yüzeylerle üç boyutlu olarak Şekil 8'de debi değişimine göre verilmiştir. Şekil 8. a)'da görüldüğü gibi 8 m<sup>3</sup>/h debideki havanın giriş ve çıkışı arasında basınç düşümünün diğer debi değişimlerine göre en düşük olduğu görülmektedir. Yapılan sayısal hesaplamalar

basınç düşümünü desteklemekte ve en büyük basınç düşümünün havanın 48 m<sup>3</sup>/h debisinde gerçekleştiği ve suyun debisi sabit olduğu için, basınç kaybı da değişmemektedir.

Şekil 9'da ısı değiştiricide meydana gelen hız dağılımları görülmektedir. Hava ısı değiştiriciye tam gelişmemiş akış formunda sabit hızda girmekte, akışkanın bulunduğu ortamda akış formunu değiştirebilecek herhangi bir yapı olmadığı için düzgün bir formda ısı değiştiriciden çıkmaktadır. Fakat boru içinde oluşan türbülans nedeniyle hava akış hızında artış görülmektedir. Havadaki hız, debiye paralel olarak en düşük 8 m<sup>3</sup>/h debide, en yüksek hız ise 48 m<sup>3</sup>/h debili yapıda gerçekleşmektedir. Suyun debisi sabit olduğu için (100 l/h) genel bir değişim olmamakta sadece giriş ve çıkışlardaki çapın, gövdedeki hidrolik çapa göre küçük olması nedeniyle buralarda gövdedeki akış formuna göre daha hızlı olduğu hız dağılımlarındaki formdan anlaşılmaktadır.



Şekil 8. Isı değiştiricide basınç dağılımlarının hava debisine göre değişimi ( a) 8 m<sup>3</sup>/h, b) 20 m<sup>3</sup>/h, c) 32 m<sup>3</sup>/h, d) 48 m<sup>3</sup>/h )



Şekil 9. Isı değıştircide hız dağılımlarının hava debisine göre değışimi ( a) 8 m<sup>3</sup>/h, b) 20 m<sup>3</sup>/h, c) 32 m<sup>3</sup>/h, d) 48 m<sup>3</sup>/h )

#### 4. SONUÇLAR

Endüstride birçok alanda kullanılan ısı değıştircilerin ısı transferi performansı deneysel ve sonlu hacimler metoduna dayalı kod paket programında üç boyutlu modelleme yapılarak ısı geçişine etkileri incelenmiştir. Ayrıca deneysel sonuçlardan elde edilen verilerin, literatürde yaygın olarak kullanılan eşitliklerden elde edilen diğer hesaplamalarla uyum sağladığı görülmüştür. Yapılan sayısal çözümlerden elde edilen sonuçlarla, literatürdeki eşitliklerden elde edilen sonuçların hem Nusselt sayısı hem de basınç düşümü bakı-

mından uyum içerisinde oldukları görülerek kullanılan metodun doğruluğu kanıtlanmıştır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programlarının akış alanlarının modellenmesinde büyük gelişmeler sağladığı görülmektedir. Bu çalışma, karmaşık yapıdaki problemlerin çözümü için yüksek maliyet ve zaman gerektiren deney sistemleri kurmak yerine, hesaplamalı akışkanlar mekaniği paket programları kullanılarak az bir maliyetle ve kısa zamanda çözülebileceğini göstermiştir.

Sayısal hesaplamalardaki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, havanın debisi 8 m<sup>3</sup>/h'ten 48 m<sup>3</sup>/h'e yükselinceye kadar giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkı azalmakta, fakat suya geçen ısı miktarı artmaktadır. Basınç dağılımında, hava debisi artışına paralel olarak iç borudaki basınç kaybı da artış göstermektedir. Hız dağılımlarında ise hava tam gelişmemiş akış formunda ısı değiştiriciye sabit hızla girmekte ve düzgün bir akış yapısına sahip olmasına rağmen, boru içinde oluşan türbülansla birlikte akış hızında artış görülmüştür.

**TEŞEKKÜR:** Bu çalışmaya 07/2007–11 numaralı Bilimsel Araştırma Projesi çerçevesinde maddi destek sağlayan Gazi Üniversitesi Rektörlüğü'ne ve ayrıca Hocam Prof. Dr. H. Mehmet Şahin'e katkılarından dolayı teşekkür ederim.

### 5. SEMBOLLER

$A$  Alan, m<sup>2</sup>  $v$  Hızın y yönündeki bileşeni, m/s  
 $C_p$  Özgül ısı, J/kg.K  $w$  Hızın z yönündeki bileşeni, m/s  
 $D$  Çap, m  $\rho$  Yoğunluk, kg /m<sup>3</sup>  
 $f$  Sürtünme faktörü  $\mu$  Dinamik viskozite, N.s/m<sup>2</sup>

$\bar{h}$  Ort. ısı taşınım katsayısı, W/m<sup>2</sup>K

$\nu$  Kinematik viskozite, m<sup>2</sup>/s

$k$  Isı iletim katsayısı, W/m.K

$L$  Uzunluk, m

$m$  Kütleli debi, kg/s

$Nu$  Nusselt sayısı

$\Delta p$  Basınç düşüşü, Pa

$Re$  Reynolds sayısı

$Pr$  Prandtl sayısı

$T$  Sıcaklık, K

$u$  Hızın x yönündeki bileşeni, m/s  $w$  yüzey

$Q$  Isı miktarı, W

$V$  Hız, m/s

### 6. KAYNAKLAR

1. Durmuş, A., Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., Durmuş, A., Akım Ortamina Yerleştirilen Kesik Konik Türbülötörlerin Sabit Yüzey Sıcaklığına Bağlı Bir Tüpde Isı Transferi ve Ekserji Kaybına Etkisi, DEÜ Müh. Fak. Fen ve Mühendislik Dergisi, C.4, S.3, 2002.
2. Argunhan, Z., Yıldız C., Dairesel Kesitli Bir Borunun Girişine Yerleştirilen Delikle Sabit Kanatçıklı Dönme Üreticinin Isı Geçişi ve Basınç Düşüşüne Etkileri, Pamukkale Ün. Müh. Fak. Mühendislik Bilimleri Dergisi, C.12, S.2, s.217-223, 2006.
3. Eiamsa-ard, S., Promvong, P., Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly-spaced Helical tape Swirl Generators, Solar Energy, v.78, 2005.
4. Neshumayev, D., Ots A., Laid, J., Tiikma, T., Experimental Investigation of Various Turbulator Inserts in Gas-heated Channels, Experimental Thermal and Fluid Science, V.28, 2004.
5. Durmuş, A., Heat Transfer and Exergy Loss in Cut Out Conical Turbulators, Energy Conversion and Management, V.45, s. 785-796, 2004.
6. Şahin, H. M., Dal, A.R. ve Baysal, E., 3-D Numerical Study on the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior in Plate Fin-Tube Heat Exchanger, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1806-1816, 2007.
7. Promvong, P., Eiamsa-ard, S., Heat Transfer Enhancement in a Tube with Combined Conical-nozzle Inserts and Swirl Generator, Energy Conversion and Management, 2006.
8. Yakut, K., Sahin, B., Canbazoglu, S., Performance and Flow-induced Vibration Characteristics for Conical-ring Turbulators, Applied Energy, V. 79, S. 65-76, 2004.
9. Yakut, K., Sahin, B., The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, Applied Thermal Engineering, V.24, 2004.
10. Akansu, S.O., Heat Transfer and Pressure Drops for Porous-ring Turbulators in a Circular Pipe, Applied Energy, V.83, 2006.
11. Özceyhan, V., Conjugate Heat Transfer and Thermal Stress Analysis of Wire Coil Inserted Tubes that are Heated Eternally with Uniform Heat Flux, Energy Conversion and Management, V. 46, 2005.
12. Incropera, F. P. ve DeWitt D. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc., New York, A.B.D., 1996.
13. Ahn, S.W., The Effect of Roughness Type on Friction Factors and Heat Transfer in Roughened Rectangular, International Communication of Heat and Mass Transfer, 28: 933-942, 2001.
14. Erek A., Özerdem B., Bilir L., İlken Z., Effect of Geometrical Parameters on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plane Fin and Tube Heat Exchangers, Applied Thermal Engineering, 25: 2421-2431, 2005.
15. Kim, C.N., Jeong, J., Youn, B., Evaluation of Thermal Contact Conductance Using a new Experimental-numerical Method in Fin-tube Heat Exchangers, International Journal of Refrigeration, 26: 900-908, 2003.
16. Kotcioğlu, İ., Bölükbaşı, A., Düşey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi, DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 5 (2): 89-102, 2003.
17. Lee, K., Kim, W., Si, J., Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44: 3223-3231, 2001.
18. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., Effect of Fin Spacing on Convection in a Plate Fin and Tube Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43: 39-51, 2000.
19. Yılmaz, M. ve Şara, O.N., Isı Değiştirici Seçimi, Mühendis ve Makine, 41(490), 24-37, 2000.
20. DiNunno, P. J.; Drysdale, D.; Beyler, C. L.; Walton, W. D., The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, 3rd Edition, Natl Fire Protection Assn., 2002.