



BORU İÇİ AKIŞLARDA TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİNE OLAN ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Nafiz KAHRAMAN, Ufuk SEKMEN, Bilge ÇEPER, S. Orhan AKANSU
Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
38039 Kayseri, nafiz@erciyes.edu.tr

(Geliş Tarihi: 14. 01. 2008, Kabul Tarihi: 11. 07. 2008)

Özet: Bu çalışmada, boru içerisine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş iki farklı kanatçık açıklığında ($b=0.1$ ve 0.2 m) ve üç farklı kanatçık açısına ($\theta=30^\circ$, 45° ve 60°) sahip türbülator kullanılarak ısı geçişindeki artış üç boyutlu olarak ele alındı. Akış ve sıcaklık alanları FLUENT CFD kodu yardımı ile nümerik olarak hesaplandı. Sayısal analizlerde standart Reynolds Stress Model (RSM) türbülans modeli kullanıldı. İncelenen tüm durumlarda, boru içerisinde türbülator kullanıldığı zaman Nu sayısının arttığı ve ayrıca türbülatorün kanatçık mesafesi (b) ve kanatçık açısının (θ) ısı transferini etkilediği görüldü. Reynolds sayısı artarken Nusselt sayısı artmakta ve sürtünme katsayısı azalmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Türbülator, Kanatçık, CFD, Isı transferi.

NUMERICAL INVESTIGATION OF EFFECT OF TURBULATOR ON HEAT TRANSFER IN PIPE FLOWS

Abstract: In this study, the investigation of three dimensional heat transfer enhancement was investigated numerically by using turbulator which inside the pipe as a turbulence generator produced of stainless steel and two different winglet distances ($b=0.1$ and 0.2 m) and with three different winglet angles ($\theta=30^\circ$, 45° and 60°). The flow and temperature fields are computed numerically with the help of the FLUENT computational fluid dynamics (CFD) code. Reynolds Stress Model (RSM) is used as a turbulence model in numerical analyses. In all investigated cases, it was shown that when turbulator used inside pipe, Nu number increased and also heat transfer was effected by winglet distance (b) and winglet angle (θ) of turbulator. While Re number increased, Nu number increases and friction coefficient decreases.

Keywords: Turbulator, Winglet, CFD, Heat transfer.

GİRİŞ

Enerjinin yeterli, zamanında, kaliteli, ekonomik, güvenilir ve temiz olarak kullanıcılara arzı günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeylerini belirleyen en önemli göstergelerden birisidir. Avrupa Birliğine girme sürecinde olan Türkiye'nin, uluslararası alanda rekabet gücünü arttırabilmesi için enerjiyi mümkün olduğu kadar verimli kullanmaya çalışması gerekmektedir. Ülkemiz çeşitli enerji kaynaklarına sahip olmakla birlikte toplam enerjinin yarısından fazlasını ithal etmektedir (Buyruk, 2001). Sanayinin olduğu kadar halkın günlük yaşantısının da en önemli girdilerinden olan enerjiye talep sürekli olarak artarken enerji kaynakları da hızlı bir şekilde tükenmektedir. Sürdürülebilir bir dengenin sağlanabilmesi için enerji kaynak çeşitliliğinin sağlanması ve konvansiyonel enerji kaynaklarının yanında, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanıma sunulması büyük önem kazanmıştır. Kaynakların en verimli, akılcı kullanımının bazı bilim dallarına konu olduğu günümüzde, sanayinin, ulaştırmanın ve toplumsal yaşantımızın itici gücü

durumunda olan enerjiyi akılcı kullanmanın önemi de kendiliğinden ortaya çıkmaktadır.

Bu durumda hem enerjiyi geri kazanma metodlarının geliştirilmesi hem de enerji tasarrufu büyük önem taşımaktadır. Enerji tasarrufu, enerji arzının azaltılması veya kısıtlanması şeklinde düşünülmemelidir. Enerji tasarrufu, kullanılan enerji miktarının değil ürün başına tüketilen enerjinin azaltılmasıdır. Enerji maliyetlerini düşüren üretici, aynı miktardaki mal veya hizmetleri daha az enerji veya aynı miktar enerji ile daha çok mal ve hizmet üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttıracaktır ki bu da yine enerji geri kazanım metodlarının geliştirilmesi ile mümkündür.

Sanayide kullanılan bazı enerji tasarrufu yöntemleri şunlardır;

- ◆ Yanma Veriminin İyileştirilmesi
- ◆ Atık Sudan Isı Geri Kazanım
- ◆ Atık Baca Gazından Isı Geri Kazanım
- ◆ Havadan Havaya Isı Geri Kazanım
- ◆ Yalıtım (Vana) Ceketleri,

- ◆ Flaş Buhardan Isı Geri Kazanım
- ◆ Kompresör Kapasite Kontrolü
- ◆ Kireçtaşı Önleyiciler
- ◆ Soğutma Kulelerinde Enerji Tasarrufu

Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülötör (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Türbülötörlerden elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından ciddi boyutlarda olması hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni türbülötör modelleri arayışı içerisine itmiştir. Böylece bu alanda çalışmalar hız kazanmış ve en uygun türbülötör geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada, ele alınan türbülötör tipi için çeşitli geometriler üç boyutlu olarak modellenmiş ve sayısal ortamda çözümlenerek uygun türbülötör geometrisi belirlenmeye çalışılmıştır.

Günümüzde artık mühendislik problemlerinde çok daha yaygın olarak kullanılan nümerik yöntemler, analitik olarak elde edilmesi mümkün görülmeyen karmaşık diferansiyel denklemlerin çözümünde büyük kolaylık sağlamaktadır. Diğer yandan deneysel birtakım sonuçlar elde etmenin getirdiği ekonomik güçlükler de özellikle mühendisleri bu alana yöneltmiştir. Isı transferinin iyileştirilmesi konusunda bugüne kadar türbülans yayıcı eleman, pürüzlülük yardımıyla ısı transferinin artırılması ve akışkan özelliklerinin farklı kimyasalların takviyesi ile zenginleştirilmesi gibi farklı çok farklı yöntemlerde birçok çalışma yapılmıştır (Sekmen 2006).

Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisi deneysel olarak Sparrow ve Chaboki (1984) tarafından incelenmiştir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Neuber ve arkadaşları (1998) türbülanslı saf hidrojen difüzyon alevi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yakıcıda türbülanslı alevin modellenmesinde standart k-ε modeli kullanmışlardır ve bu modelin iyi akış tahminleri verdiğini kaydetmişlerdir. Boru girişinde düzgün sıralı enjektörlü türbülans üretici bulunan ısı değiştiricilerinde, enjektörlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak Yıldız ve Çakmak (2003) tarafından incelenmiştir. Çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanılarak, hava soğutmalı kondenserlerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferi artışları Lozza ve Merlo (2001) tarafından araştırılmıştır. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların ısı değiştiricisinde etkili olduğu görülmüştür. Lee ve arkadaşları (2001), bir plakalı ısı değiştiricisinde kanal içerisine kanatçık yerleştirerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal içerisine rasgele dizilen kanatçıkların optimum geometri ve dizilişi bulunmuştur. Çalışma Reynolds sayısının 500 ile 1.500 aralığı için yapılmıştır. Boyutsuz değişken parametreler olarak

kanatçıkların x eksenindeki birbirlerine uzaklığı (L), kanatçık hacmi (V), kanatçık açısı (β) ve kanatçıkların y eksenindeki birbirlerine olan uzaklığı (G) dikkate alınmıştır. Isı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinin optimum şekilde bulunduğu geometriyi; L=0.272, V=0.106, β=0.44 ve G=0.0195 olarak bulmuşlardır. Eş merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisine yerleştirilen kıvrımlı şeridin ısı transferine ve basınç kaybına etkisi Yıldız ve arkadaşları (1998) tarafından incelenmiştir. Deneyler hem eş yönlü, hem de karşıt akış durumları için yapılmıştır. Çift borulu hava soğutmalı sistemde ısı transferi, tüp içerisine kıvrımlı şerit şeklinde türbülötör yerleştirilerek %100 artırılmıştır. Jet memenin önünde kurulmuş çeşitli ızgara bölmeleri ile Zhou ve Lee (2004) deneysel çalışmalar yaparak, bir levhadaki jet akışının keskin köşeli orifisin ısı geçiş karakterlerini incelemişlerdir. Bölmenin serbest jetin akış yapısını değiştirdiği ve kısmi ısı geçiş karakterlerinin değişimine yol açtığı görmüşlerdir. Yapıcı ve arkadaşları(2005) Hidrojen ve çeşitli hidrokarbonların hava ile bir yakıcıda yanmasının sayısal simülasyonunu ve yanma odasındaki yüksek sıcaklık ve hız değişimleri nedeniyle oluşan yerel entropi üretimini CFD kodu kullanarak incelemişlerdir. Bu çalışmada eşdeğerlik oranı Φ ve yanma odasına olan ısı transferinin (Q), yanma ve entropi üretimi üzerine etkileri, farklı Φ (0,5'den 1'e kadar) ve Q (5.000'den 10.000W'a kadar) değerleri için araştırılmıştır. Boru içerisindeki akışta, dairesel kesitli helisel yay kullanımının ısı geçişi üzerindeki etkileri deneysel olarak Yakut ve Şahin (2004) tarafından incelenmiştir. Yapılan çalışmada, türbülötörlerin, sürtünme faktörü ve performans karakteristiklerinin ısı geçişine etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak tel sargıların termodinamik olarak Reynolds sayısının 13.000'e kadar olan değerlerinde avantajlı olduğu görülmüştür. Dikdörtgen kesitli bir kanalın bir yüzeyine 5 farklı şekilde pürüzlülük ilave edilerek tam gelişmiş akışta, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri Ahn (2001) tarafından incelenmiştir. Çalışmada, geometrinin ve Reynolds sayısının etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar üçgen tip elemanların daha yüksek ısı transferi performansına sahip olduğunu göstermiştir. Akış yönünde hareketli bir iç yüzeyden ısıtılan borudaki türbülanslı akış ve ısı geçişi sayısal olarak Huang ve Chun (2003) tarafından incelenmiştir. Çalışma Reynolds sayısı 1.0×10^4 ile 5.0×10^5 arasında çeşitli kanal hızlarında yapılmıştır. Çalışmada k-ε türbülans model kullanılmıştır. Dikdörtgen kanalın duvarına monte edilmiş dikdörtgen blokların ve blokların uzunlamasına yerleştirilmesinin etkileri Bilen vd. (2001) tarafından incelenmiştir. $1 \times 2 \times 2$ cm³ ebatlarında bloklar ısınan yüzeye monte edilmiştir. x ve y yönündeki bloklar arasındaki mesafe $S_x=S_y=3.33-4.33$ mm, blok açısı $\alpha=0-45^\circ$ ve $Re=1.520-4.520$ arasındadır. Yapılan deneylerde en iyi sonuç da bloklar açısız olarak yerleştirildiğinde elde edilmiştir. Sonuçlar Taguchi metodunun bu tür çalışmalarda başarılı bir şekilde uygulanabileceğini ve deneysel sonuçların iyi tahmin edildiğini göstermiştir. Lee ve Abdel-Moneim (2001) yatay bir yüzeyine iki boyutlu elemanlar monte edilen kanaldaki ısı transferi

ve akış davranışını incelemişlerdir. Çalışma sayısal olarak, CFD modeli kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kullanılan elemanların ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür. Şara ve arkadaşları (2001) düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek, ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada, ısı transferindeki iyileşme Reynolds sayısının, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Çalışma sonucunda, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilişine göre artırılacağı veya azaltılabileceği bulunmuştur. Belirli bir basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirlerine göre rasgele dizilişinde elde edilmiştir.

Sekmen (2006) boru içi akışlarda boru içerisine yerleştirilmiş değişik geometrideki şekillerin basınç dağılımı, hız dağılımı ve ısı transferine olan etkisini araştırmıştır. Bu çalışma, incelenen türbülatorlerden önemli ölçüde ısı transferi kazanımı elde edilebileceğini göstermiştir. Wang ve arkadaşları (2001) kare kesitli bir kanaldaki radyal yöndeki sıcaklık dağılımını düzgülendirmek ve ısı transferini iyileştirmek için sayısal ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. İyileştirme için kanal içerisine ince tel elemanlar yerleştirilmiştir. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için sayısal çalışmalar Reynolds 200–1.200 aralığında yapılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal çalışmalar neticesinde ince tellerin konvektif ısı transferini iyileştirdiği ve Nusekmanlı/Nusekmansız olarak tarif edilen performans değerlendirme kriterinin 3–8 arasında değiştiği görülmüştür. Bu, basınç kaybındaki az bir artışla ısı transferinin iyileştirilebileceği anlamına gelmektedir.

HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

Matematiksel Model

Sayısal hesaplamalarda yapılan kabuller;

- Akış kararlı, türbülanslı ve üç boyutludur.
- Türbülatorün ve boru malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı sıcaklıkla değişmemektedir.

Bütün hesaplamalar için $Pr=0.71$ olarak alınmıştır. Literatürde bu değer 0.65 ile 0.80 arasındadır. Bu değer genellikle kabul gören bir değerdir (Alam ve Ghoshdastidar, 2002).

Sayısal hesaplamalar, üç boyutlu, sürekli, zorlanmış taşınım ve iletimli birleşik ısı transferi için CFD uygulamalarında sıkça kullanılan FLUENT bilgisayar kodu yardımıyla gerçekleştirilmiştir (FLUENT, 2003).

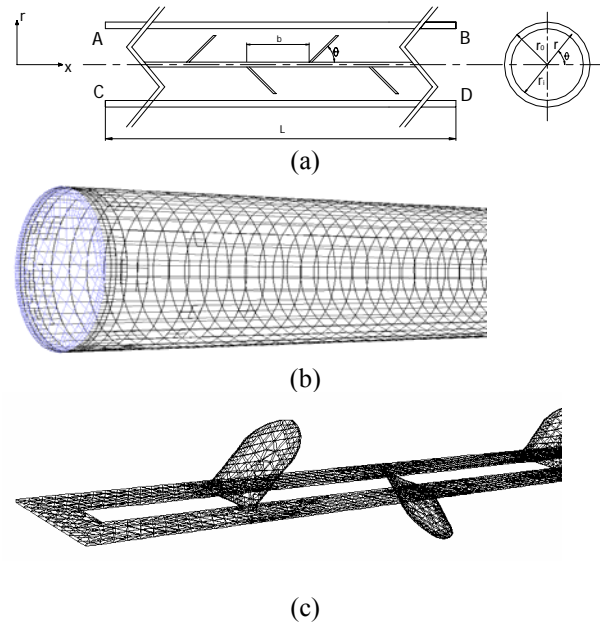
Çözümlerde, segregated çözücü ve SIMPLE algoritma kullanılmıştır. Sayısal analizlerde standart Reynolds Stress Model (RSM) türbülans modeli kullanılmıştır. RSM modelinin türetiminde akışın tamamıyla türbülanslı olduğu ve moleküler viskozite etkilerinin ihmal edilebilir olduğu durumlar kabul edilmiştir. (Fluent 2003)

Sayısal çözümlerin yakınsamış kabul edilmesi için aşağıda verilen yakınsama kriterinin her bağımlı değişken için çözüm alanındaki her düğüm noktasında sağlanmış olması şartı aranmıştır.

$$\left| \frac{\phi^{yeni} - \phi^{eski}}{\phi^{eski}} \right| \leq \phi \quad (1)$$

Burada ϕ herhangi bir bağımlı değişkeni temsil etmektedir. Bu çalışmada ϕ süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılım oranı eşitlikleri için 10^{-3} ve enerji eşitliği için 10^{-6} olarak alınmıştır (Sekmen, 2006).

Akışın ısı olarak gelişmesi için hesaplama bölgesi borunun tamamı olacak şekilde modellenmiş ve hesaplamalar bu doğrultuda yapılmıştır. Şekil 1 (a) türbülatorlü borunun genel görünümünü (b) modellenen boş boruya ait grid yapısının kesidini (c) $b=0.1$ m ve $\theta=45^\circ$ değerlerindeki türbülatorre ait grid yapısını göstermektedir.



Şekil 1. (a) Türbülatorlü borunun genel görünümü, (b) Boş Boruya Ait Grid Yapısı, (c) $b=0.1$ m ve $\theta = 45^\circ$ Değerlerindeki Türbülatorre Ait Grid Yapısı.

Kullanılan Denklemler:

Temel akış eşitliklerinin analitik denklemleri şöyle yazılabilir:

- Süreklilik denklemi:

$$\rho \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_x}{\partial x} \right] = 0 \quad (2)$$

- Üç boyutlu geometri için, momentum denklemi:

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho v_r v_r)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(v_\theta v_r)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(v_x v_r)}{\partial x} \\
&= -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(r v_r)}{\partial r} \right) \right] \\
&+ \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial x^2} \right] \\
&+ \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho v_\theta^2}{r} + \rho g_r \beta \Delta T \\
& \frac{\rho}{r} \frac{\partial(r v_r v_\theta)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(v_\theta v_\theta)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(v_x v_\theta)}{\partial x} \\
&= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(r v_\theta)}{\partial r} \right) \right] \\
&+ \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial x^2} \right] \\
&+ \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho v_r v_\theta}{r} + \rho g_\theta \beta \Delta T
\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\rho}{r} \frac{\partial(r v_r v_x)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(v_\theta v_x)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(v_x v_x)}{\partial x} \\
&= -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(r v_x)}{\partial r} \right) \right] \\
&+ \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right] + \rho g_x \beta \Delta T
\end{aligned} \tag{5}$$

- Enerji eşitliği ise;

$$\begin{aligned}
& v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} \\
&= k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + \mu \Phi
\end{aligned} \tag{6}$$

şeklinde. Burada Φ ısı üretimini göstermektedir.

Fiziksel Özellikler ve Simülasyon Değerleri

$L_{\text{boru}} = 1,8 \text{ m}$, $L_{\text{türbülötör}} = 1,5 \text{ m}$
 $r_0 = 0.030 \text{ m}$, $r_i = 0.027 \text{ m}$
 $b = 0.1 \text{ m}$, 0.2 m
 $\theta = 30^\circ$, 45° ve 60°

Sınır Şartları:

Boru girişinde,

$v_m = 2,5 \text{ m/s}$, $3,5 \text{ m/s}$, $4,5 \text{ m/s}$, $5,5 \text{ m/s}$ ve $7,5 \text{ m/s}$

$T_{\text{giriş}} = \text{sabit}$

Boru duvarında kayma olmadığı göz önünde tutulmuştur.

$r = \pm r_i$, de $v_{xw} = 0$ ve $v_{rw} = 0$ dir.

Ara yüzey sınırı:

$v_{fx} = 0$, $v_{rf} = 0$, $p_f = p_w$

$\frac{\partial v_{fx}}{\partial x} = \frac{\partial v_{xw}}{\partial x}$, $\frac{\partial v_{rf}}{\partial x} = \frac{\partial v_{rw}}{\partial x}$,

$$\frac{\partial v_{xf}}{\partial r} = \frac{\partial v_{xw}}{\partial r} \text{ ve } \frac{\partial v_{rf}}{\partial r} = \frac{\partial v_{rw}}{\partial r} \tag{7}$$

$T_f = T_w$, $k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_e \frac{\partial T_w}{\partial x}$ ve

$k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} = k_e \frac{\partial T_w}{\partial r}$

(8)

Dış yüzey:

Boru dışındaki kazan suyu sabit sıcaklıkta kabul edilerek boruya su tarafından herhangi bir ısı akısı uygulanmadığı kabul edilmiştir

Çıkış sınır şartları:

Hız elemanı V dışındaki parametreler için sıfır gradyant şartı alınmıştır

Borunun giriş ve çıkışındaki k ve ε değerleri aşağıdaki formüllerle hesaplanmıştır.

$$I = 0.16(\text{Re}_D)^{-1/8}, \quad \ell = 0.07D_H, \quad \text{ve}$$

$$k = \frac{3}{2}(IU_{\text{avg}})^2, \quad \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\ell} \tag{9}$$

Burada I türbülans yoğunluğu, ℓ türbülans uzunluk skalası, k türbülans kinetik enerjisi ve ε türbülans dissipation değeri.

Mesh Yapısının Bağımsızlığı

Yapılan sayısal çalışmada kullanılan hacim elemanı boyutlarının (iki düğüm noktası arasındaki mesafe) sonuçlar üzerinde etkisi oldukça fazladır. Dolayısıyla eleman mesh yapısı doğru sonucu verecek kadar küçük olmalıdır. Böylece yapılan incelemeye göre mesh yapısındaki hücre sayısının 600.000 üzerinde çok fazla

değişmediği görülmüş ve çalışmalarda bu değer alt limit olarak belirlenmiştir.

Isı Taşınım Katsayısının (h) ve Nusselt Sayısının Hesaplanması

Boru içindeki sıcak duman gazından boru dış yüzeyindeki suya geçen ısı miktarının eşitliğinden faydalanarak;

$$Q_1 = Q_2$$

$$Q_1 = h.A.\Delta T_{duman} \quad (10)$$

Burada;

$(\Delta T_{duman} = T_{giris} - T_{cikis})$ duman gazının boruya girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkını, h ısı taşınım katsayısını, A akışın gerçekleştiği kesit alanını göstermektedir.

$$Q_2 = m.c.\Delta T \quad (11)$$

Burada; $(\Delta T = T_{bulk} - T_{duvar})$ duman gazının boru yüzeyindeki ve hacimsel ortalama sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkını, c duman gazının özgül ısısını, m duman gazının kütleli debisini göstermektedir. T_{duvar} sıcaklığı alan ağırlıklı ortalama alınarak sabit kabul edildi.

Eşitlikteki değerler yerlerine yazılarak h ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır.

$$h.A.\Delta T_{duman} = m.c.\Delta T \quad (12)$$

$$h = \frac{m.c.(T_{giris} - T_{cikis})}{A.(T_{bulk} - T_{duvar})} \quad (13)$$

h ısı taşınım katsayısı değerleri ile her bir çalışmaya ait Nusselt sayıları;

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k} \quad (14)$$

Buradaki d çalışmanın yapıldığı kazan borusunun çapı, k ise havanın ısı iletim katsayısını ve h yerel ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Nusselt sayısı ile birlikte ısı geçişini arttırmak için sürtünme katsayısının da bulunması gerekmektedir. Çünkü sürtünme katsayısı ısı geçiş miktarındaki artışı göstermektedir.

Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Sürtünme katsayısı,

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{v_m^2}{2} \frac{L_p}{d}} \quad (15)$$

Burada v_m havanın ortalama hızını, boru girişinden çıkışına kadar olan iki nokta arasında hesaplama sonucu elde edilen basınç farkı (ΔP) , basınç düşümü ölçülen borunun giriş ve çıkışı arasındaki mesafe L_p olarak gösterilmiş ve uzunluğu 1.8 m olarak alınmıştır. d

borunun iç çapını ve ρ akışkan yoğunluğunu göstermektedir.

SAYISAL SONUÇLAR

Çözüm yakınsama kriteri göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Cebirsel işlemlerin normalize edilmiş kalını 10^{-4} den küçüktür. Hesaplamalarda bir PC Pentium-IV 2.66 GHz işlemci kullanılmış, her bir çözümlemede 200-1300 arasında iterasyonla parametrelerin değişimine bağlı olarak elde edilmiştir.

Sayısal Metodun Doğrulanması

Sayısal metodun doğrulanması işleminde Eş. (16) daki Nusselt sayısı (Kakaç, 1998) ve Eş. (17) ve (18) deki sürtünme katsayıları (Yüncü ve Kakaç, 1999) ampirik bağıntıları kullanılmıştır. Bu hesaplamalar 13000-45000 Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir.

Kakaç (1998) de verilen Nusselt sayısı;

$$Nu = 0.0397 \cdot Re^{0.73} \cdot Pr^{0.333} \quad (16)$$

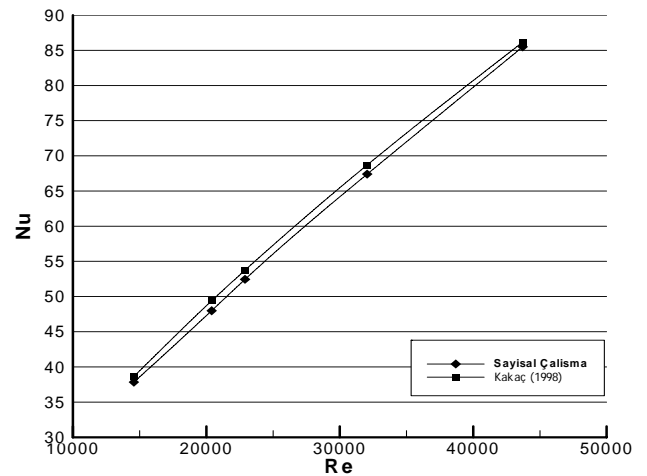
Yüncü ve Kakaç (1999) da Moody sürtünme katsayısı;

$$f = 0.316 \cdot Re^{-\frac{1}{4}} \quad Re \leq 20.000; \quad f = 0.184 \cdot Re^{-\frac{1}{5}} \quad Re \geq 20.000 \quad (17)$$

ve Petukhov ampirik sürtünme katsayısı (Yüncü ve Kakaç, 1999)

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (18)$$

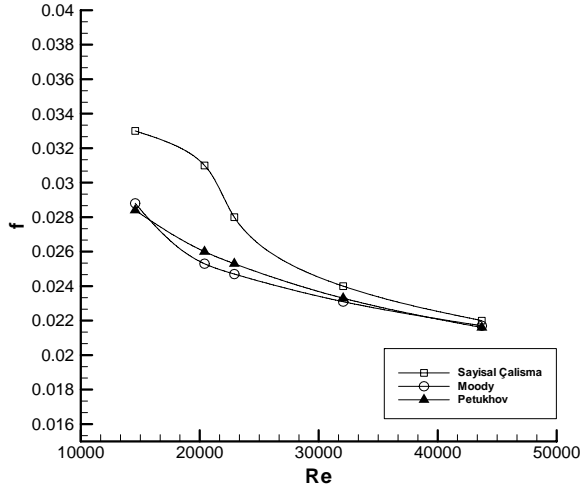
Şekil 2, bu çalışmada kullanılan ve sayısal metotla elde edilmiş boş borudaki Nusselt sayısının ve Kakaç (1998) de verilmiş olan eşitliklerle elde edilmiş Nusselt sayıları ile karşılaştırılmasını göstermektedir.



Şekil 2. Boş Borudaki Sayısal Çalışma ve Literatürdeki Nusselt Sayılarının Karşılaştırılması.

Şekil 3 boş borudaki sayısal çalışma ile Moody ve Petukhov (Yüncü ve Kakaç, 1999) eşitlikleri

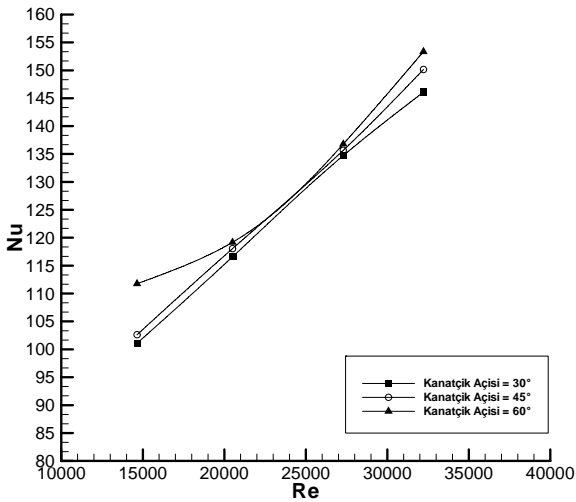
kullanılarak elde edilmiş sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırmasını göstermektedir



Şekil 3. Boş borudaki sayısal çalışma ile Moody ve Petukhov) eşitlikleri kullanılarak elde edilmiş sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırması.

Açılı Türbülötör için Isı Transferi ve Basınç düşümü

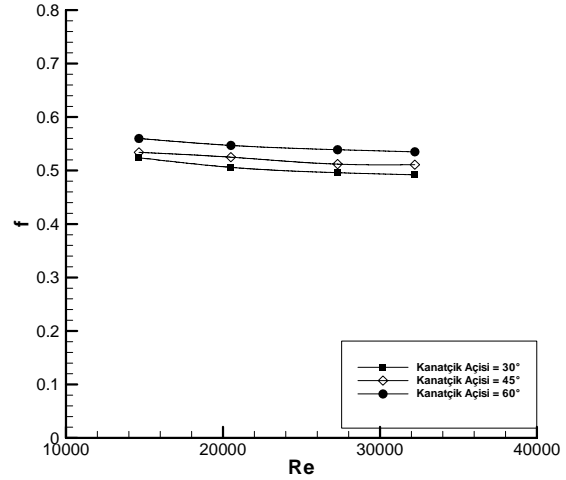
Boru içerisine, türbülötör yerleştirilmesinin ısı geçişi ve sürtünme kaybına etkilerini araştırmak için 2 farklı kanatçık açıklığında ve 3 farklı kanatçık açısında toplam 6 farklı türbülötör yerleştirilmiştir. Türbülötör kanatçık açıklığı 0.1 ve 0.2 m ve $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ ve 60° olarak seçilmiştir.



Şekil 4. Boru içerisine b = 0.1 m Kanatçık Açıklığında Üç Farklı Kanatçık Açısında Türbülötör Yerleştirilmesi Durumunda Nusselt Sayısının Değişimi.

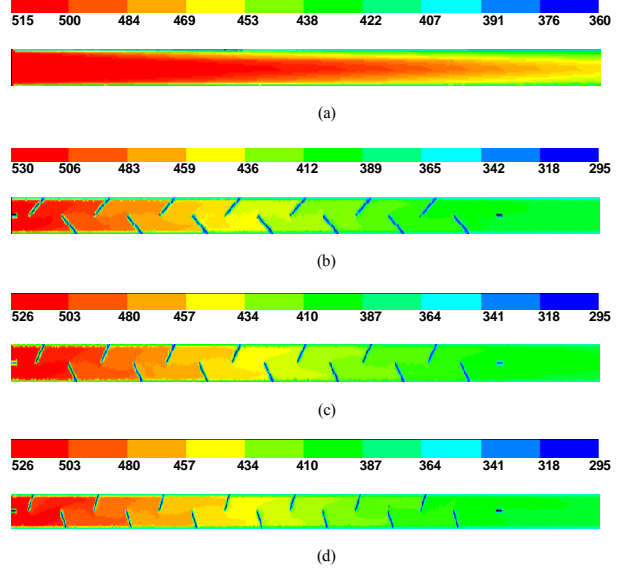
Boru içerisine b=0.1 m kanatçık açıklığında üç farklı kanatçık açısında türbülötör yerleştirilmesinin Nusselt sayısına etkisi Şekil 4' de verilmiştir. Kanatçık açısının artması Nusselt sayısında artışa sebep olmuşlardır. En yüksek Nusselt sayısı $\theta=60^\circ$ kanatçık açılı türbülötör yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. En yüksek Nusselt sayısı Reynolds sayısı 32.218' de 153,36 olarak gerçekleşmiştir. Nusselt sayısında boş boru ile

karşılaştırıldığında en az artış ise $\theta=60^\circ$ kanatçık açılı türbülötör yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir.



Şekil 5. Boru içerisine b = 0.1 m Kanatçık Açıklığında Üç Farklı Kanatçık Açısında Türbülötör Yerleştirilmesi Durumunda Sürtünme Katsayısının Değişimi.

Şekil 5' de boru içerisine b = 0.1 m kanatçık açıklığında üç farklı kanatçık açısında türbülötör yerleştirilmesi durumunda sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. En yüksek basınç düşümüne $\theta=60^\circ$ kanatçık açılı türbülötör, en az basınç düşümüne ise $\theta=30^\circ$ kanatçık açılı türbülötör sebep olmuştur. Türbülötör yerleştirilmesi durumunda oluşan sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi, boş boruda olduğu gibi Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısının düşmesi şeklinde bulunmuştur. En düşük sürtünme katsayısına bütün Reynolds sayılarında $\theta=30^\circ$ kanatçık açılı türbülötör sebep olmuştur.

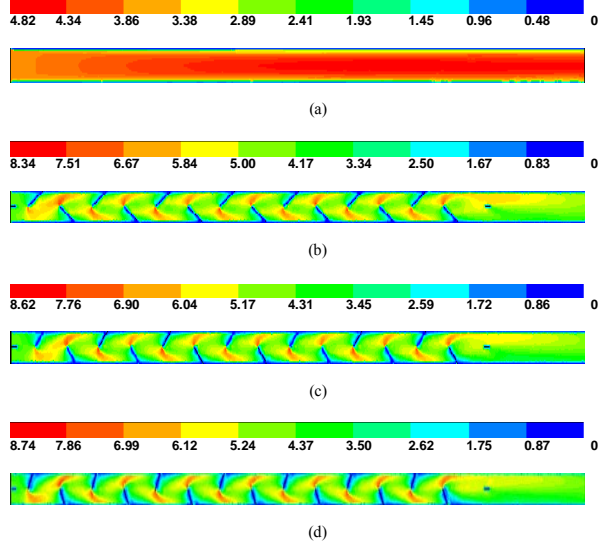


Şekil 6. (a) Boş Boru, b = 0.1 m Kanatçık Açıklığında (b) $\theta=30^\circ$, (c) $\theta=45^\circ$, (d) $\theta=60^\circ$ Açılı Türbülötörler Yerleştirilmiş Borudaki Sıcaklık Dağılımları ($^\circ\text{K}$).

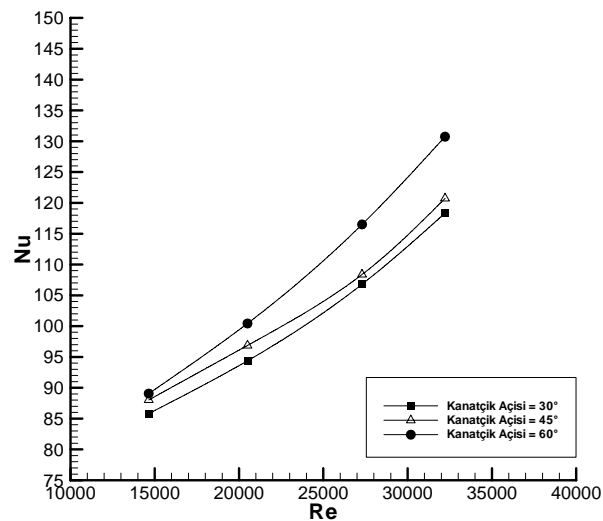
Boru içine giren sıcak duman gazının meydana gelen ısı transferi sonucu boru çıkışına doğru oluşan sıcaklık

değişimi Şekil 6’ da $b=0.1$ m için verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi boş boruda (a) duman gazının boru giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık değişimi (ΔT), dolayısıyla borudan kazan suyuna doğru gerçekleşen ısı transferi, türbülator yerleştirilen diğer borulara göre oldukça düşüktür. Türbülator yerleştirilen borularda ise en yüksek ısı transferi $b=0.05$ m kanatçık açıklığında olduğu gibi sırasıyla $\theta=60^\circ$ (d), $\theta=45^\circ$ (c), $\theta=30^\circ$ (b) kanatçık açısındaki türbülatorlerde gerçekleşmiştir

Şekil 7’ de ise yine borularda meydana gelen hız dalgalanmaları $b=0.1$ m kanatçık açıklığındaki türbülator yerleştirilmiş iken gösterilmektedir. Boş boruda (a) hiçbir engele takılmayan duman gazı neredeyse sabit bir hız değeri ve düzgün bir formda boruyu terk etmekte iken, türbülator yerleştirilmiş diğer borularda (b, c, d) kanatçık yüzeylerinde oldukça düşük olan hız değerleri özellikle kanatçıklara ilk çarptıkları türbülator eksenlerinde önemli bir artış göstermişlerdir.

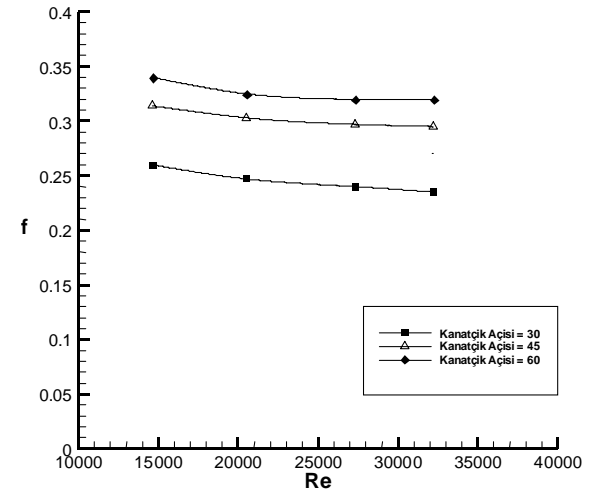


Şekil 7. (a) Boş Boru, $b = 0.1$ m Kanatçık Açıklığında (b) $\theta=30^\circ$, (c) $\theta=45^\circ$, (d) $\theta=60^\circ$ Açılı Türbülatorler Yerleştirilmiş Borudaki Hız Dağılımları (m/sn).

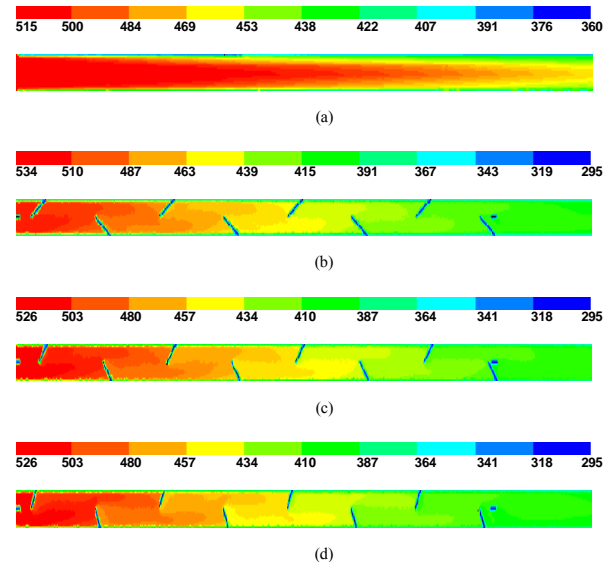


Şekil 8. $b = 0.2$ m Kanatçık Açıklığında Türbülatorlü Durumda Nusselt Sayısının Değişimi.

Şekil 8 boru içerisine $b = 0.1$ m kanatçık açıklığında üç farklı kanatçık açısında türbülator yerleştirilmesi durumunda Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimini göstermektedir. Boru içerisine $b = 0.2$ m kanatçık açıklığında üç farklı kanatçık açısında türbülator yerleştirilmesi durumunda özellikle yüksek Reynolds sayılarında Nusselt sayısında en fazla artış yine $\theta = 60^\circ$ kanatçık açılı türbülator yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. En yüksek Nusselt sayısına $\theta = 60^\circ$ kanatçık açılı türbülator yerleştirilerek Reynolds sayısı 32.218’ de 130.74 olarak ulaşılmıştır. Bütün türbülator modelleri Nusselt sayısında boş boruya göre bütün Reynolds sayılarında belirli bir artış sağlamışlardır.



Şekil 9. $b = 0.2$ m Kanatçık Açıklığında Türbülatorlü Durumda Sürtünme Katsayısının Değişimi.



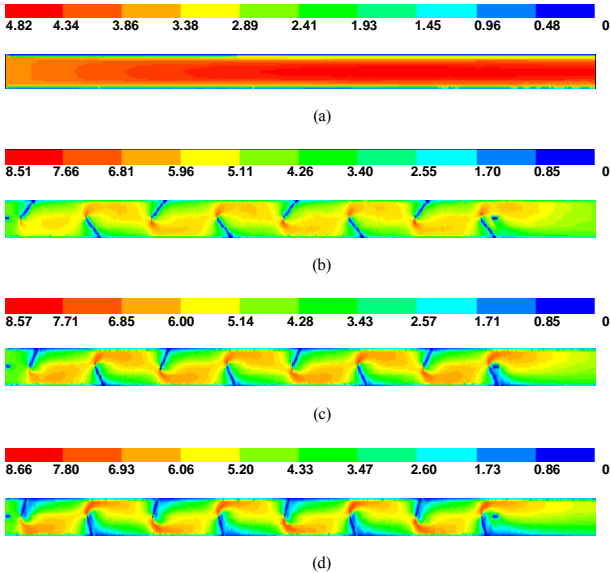
Şekil 10. (a) Boş Boru, $b = 0.2$ m Kanatçık Açıklığında (b) $\theta=30^\circ$, (c) $\theta=45^\circ$, (d) $\theta=60^\circ$ Açılı Türbülatorler Yerleştirilmiş Borudaki Sıcaklık Dağılımları ($^\circ$ K).

Şekil 9’ da boru içerisine $b = 0.2$ m kanatçık açıklığında üç farklı kanatçık açısında türbülator yerleştirilmesi durumunda sürtünme katsayısının değişimi görülmektedir. Boru içerisine $b=0.2$ m kanatçık açıklığındaki türbülatorler yerleştirilmesi sonucu

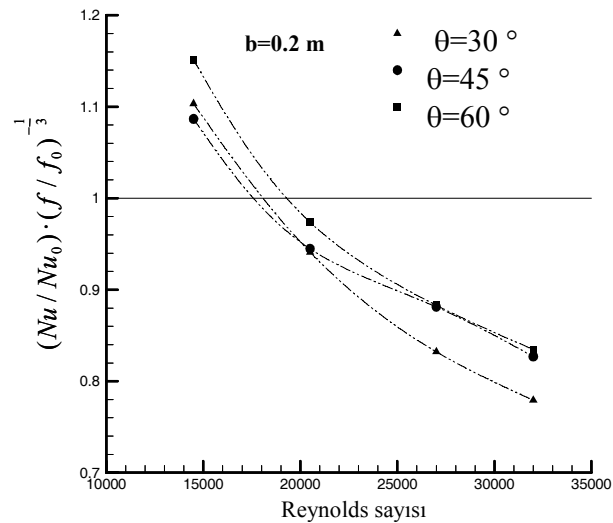
kanatçık açısı $\theta=60^\circ$ olan türbülötör bütün Reynolds sayılarında en yüksek değerlerine ulaşmıştır.

Şekil 10, $b=0.2$ m olması durumunda sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. Bu türbülötör tipinde de en yüksek ısı transferi diğer türbülötör tiplerinde olduğu gibi sırasıyla $\theta=60^\circ$ (d) $\theta=45^\circ$ (c), $\theta=30^\circ$ (b) kanatçık açısındaki türbülötörlerde gerçekleşmiştir.

Şekil 11' de $b=0.2$ m kanatçık açıklığındaki türbülötör yerleştirilmiş iken borularda meydana gelen hız dalgalanmaları gösterilmektedir. Boş boruda (a) hiçbir engele takılmayan duman gazı neredeyse sabit bir hız değeri ve düzgün bir formda boruyu terk etmekte iken, türbülötör yerleştirilmiş diğer borularda (b, c, d) kanatçık yüzeylerinde oldukça düşük olan hız değerleri özellikle kanatçıklara ilk çarptıkları türbülötör eksenlerinde önemli bir artış göstermişlerdir.



Şekil 11. (a) Boş boru , $b = 0.2$ m Kanatçık Açıklığında (b) $\theta=30^\circ$, (c) $\theta=45^\circ$, (d) $\theta=60^\circ$ Açılı Türbülötörler Yerleştirilmiş Borudaki Hız Dağılımları (m/sn).



Şekil 12. $b=0.2$ m için ısı/hidrolik performans.

Şekil 12 $(Nu / Nu_0) \cdot (f / f_0)^{-\frac{1}{3}}$ parametrelerine karşılık Reynolds sayılarını göstermektedir. Bu şekle bakıldığında Reynolds sayılarının yaklaşık 18000 den büyük olduğu durumda toplamda kazanım olmadığını göstermektedir. Her türbülötör tipinde aynı karakterin ortaya çıktığı görülmektedir. Özellikle Reynolds sayısının 14000 olduğu durumda her türbülötör tipinde %1.17 e kadar bir artış sağlanabileceği görülmektedir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Araştırılan türbülötörlerden iki farklı kanatçık açıklıklarında ve üç farklı kanatçık açılarında olmak üzere toplam 6 adet türbülötör modellenerek, 1.8 m uzunluğunda ve 0.054 m iç çapındaki kazan borusuna yerleştirilmesi durumunda sabit giriş sıcaklığında ve sabit duvar sıcaklığında ısı geçişine olan etkileri üç boyutlu olarak incelenmiştir. Çıkarılan sonuçlar aşağıdadır.

- Reynolds sayısı artması ile Nusselt sayısı artmakta ve sürtünme katsayısı azalmaktadır.
- Yön değiştirici kanat sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmakta aynı zamanda sürtünme katsayısı artmaktadır.
- Engel sayısı arttıkça resirkülasyon bölge sayısı artmaktadır.
- Özellikle 18000 Reynolds sayısından sonra ısı/hidrolik performans azalmaktadır.

Yapılan bu çalışmada hesapları yapılan türbülötör tiplerinin ısı geçişine ve basınç düşümüne olan etkileri hakkında kesin ve detaylı bilgi sahibi olmak için daha fazla açıklık ve açı kombinasyonlarında çalışma yapmak uygun olur.

KAYNAKLAR

Ahn, S.W., The Effect of Roughness Type on Friction Factors and Heat Transfer in Roughened Rectengular Duct, *Heat and Mass Transfer*, 28, 933-942, 2001.

Alam, I., Ghoshdastidar, P.S., A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins having Tapered Lateral Profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 1371-1376, 2002.

Bilen, K., Yapıcı, S., Çelik, C., A Taguchi Approach for Investigation of Heat Transfer from a Surface Equipped with Rectangular Blocks, *Energy Conversion and Management*, 42, 951-961, 2001.

Buyruk, B.H., Enerji Tasarrufu çalışmaları ile Isı yalıtımı Standart ve Yönetmeliği' nin Değerlendirilmesi, *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 2001.

- Fluent Incorporated. FLUENT User's guide version 6.1, 2003.
- Huang, S., Chun, C., A Numerical Study of Turbulent Flow and Conjugate Heat Transfer in Concentric Annuli With Moving Inner Rod, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3707–3716, 2003.
- Kakaç S., *Örneklerle ısı transferi*, 12. Baskı, Tip&Teknik Yayıncılık, Ankara, Türkiye, 1998.
- Lee, C.K. ve Abdel-Moneim, S.A., Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28, no. 2, 161–170, 2001.
- Lee, K., Kim, W., Si, J., Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, 44, 1373–1378, 2001.
- Lozza, G., Merlo, U., An Experimental investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 24, 409-416, 2001.
- Neuber, A., ve ark., Finite Rate Chemistry and NO Molefraction in Non-Premixed Turbulent Flames, *Combustion and Flame*, 113, 198–211, 1998.
- Sarkar, S., Balakrishnan, L., Application of a Reynolds-Stress Turbulence Model to the Compressible Shear Layer, *ICASE Report 90-18*, NASA CR 182002, 1990.
- Sekmen U., Boru İçi Akışlarda Boru İçerisine Yerleştirilmiş Değişik Geometrideki Şekillerin Basınç Dağılımı, Hız Dağılımı Ve Isı Transferine Olan Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi*, 2006.
- Sparrow, E.M., Chaboki, A., Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, *ASME Journal of Heat Transfer*, 106, 766-773, 1984
- Şara, O.N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M., Enhancement of Heat Transfer from a Flat Surface in a Channel Flow by Attachment of Rectengular Blocks, *International Journal of Energy Research*, 25, 563-576, 2001.
- Wang, S., Guo, Z.Y., Li, Z.X., Heat Transfer Enhancement by Using Metallic Filament Insert in Channel Flow, *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, 44, 1373–1378, 2001.
- Yakut, K., Şahin, B., The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2427–2438, 2004.
- Yapıcı, H., Kayataş N., Albayrak B., Baştürk G., Numerical Study on Local Entropy Generation in Burner Fueled with Various Fuels, *Heat Mass Transfer*, 41, 519–534, 2005
- Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger, *Energy Conversion & Management*, 39, 331-336, 1998.
- Yıldız C., Çakmak G., Boru Girişinde Düzgün Sıralı Enjektörlü Türbülans Üretici Bulunan Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün İncelenmesi, *Termodinamik Dergisi*, 2003.
- Yüncü H. and Kakaç S., *Temel Isı Transferi*, Bilim Yayıncılık, Ankara, Türkiye, 1999.
- Zhou, D.W., Lee, S-J., Heat Transfer Enhancement of Impinging Jets Using Mesh Screens, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 2097–2108, 2004.