



Makale / Research Paper

İç İçe Borulu Isı Değiştiricide Zıt Akışta Türbülötör Kullanımının Basınç Değişimine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Eşref BAYSAL^{1a}, Özgür SOLMAZ^{1b}, Mert ÖKTEN^{1c,*}, Yasin BAŞESKİ^{1d},

¹Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Hasan Ferdi Turgutlu Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü. 45400 Manisa/TÜRKİYE
mert.okten@cbu.edu.tr

Received/Geliş:17.02.2021

Accepted/Kabul: 05.05.2021

Özet: Endüstriyel proseslerde sıklıkla kullanılan boru tipi ısı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki iki akışkanın birbirine karışmadan ısının transfer edilmesine yarayan cihazlardır. Akışta türbülötör kullanılmasıyla, akış bölgesindeki sınır tabaka kalınlığının inceltip parçalanması, boru iç çevresinde ek türbülans oluşturulması, akışın olduğu çevrede anaför akışların oluşması ve türbülötör adımlarının farklılaşması neticesinde akış uzunluğunun artmasının gibi etkiler görülmektedir. Bu incelemede, türbülötörler zıt akışlı iç içe borulu ısı değiştiricide kullanılmıştır. İki boru arasındaki bölgeden 50 l/h sabit hacimsel debide ve 298.14 K sıcaklıkta su, içteki borudan ise 350 K sıcaklıkta hava geçmektedir. İçteki boru içine yerleştirilmiş halkasal tip türbülötörler farklı adımlarda sayısal olarak araştırılmıştır. Reynolds sayısının 4000 – 26000 aralığı için boş ve farklı adımlara sahip türbülötör modelleri için basınç düşüşleri ve sürtünme faktörü karakteristikleri incelenmiştir. Sonlu hacimler yöntemi tabanlı analiz yapan sayısal akışkanlar dinamiği programı kullanılarak korunum denklemleri sürekli rejimde şartlarında üç boyutlu ve akışın türbülanslı olduğu şartlar için çözümlenmiştir. Sayısal analiz, iç akışkan havanın farklı debilerine göre yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal analiz verilerine göre ısı değiştiricide basınç ve hız konturları oluşturulmuştur. Türbülötör eklenmesiyle basınç kaybı, en düşük 100 mm adımlı ve en yüksek 25 mm adımlı türbülötör için gerçekleştiği görülmüştür. Türbülötörlerde adım mesafesinin kısalması ile basınç düşüşlerin yükseldiği, Reynolds sayısının artması ile de basınç düşüşlerinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Basınç düşüşü; sürtünme faktörü; sayısal akışkanlar dinamiği; türbülötör.

Numerical Investigation of the Effect of Using Counter-Flow Turbulators on Pressure Change in Inner Tube Heat Exchangers

Abstract: Tubular heat exchangers, which are frequently used in industrial processes, are devices that allow two fluids at different temperatures to transfer heat without mixing. By using a turbulator in the flow, effects such as the thinning and breaking of the boundary layer thickness in the flow region, the creation of additional turbulence in the inner circumference of the pipe, the formation of eddy flows in the area of the flow, and the increase in the flow length as a result of the differentiation of the turbulator steps. In this review, turbulators are used in a counter-flow tube heat exchanger. From the area between the two pipes, water at a constant volumetric flow of 50 l / h and a temperature of 298.14 K passes, while air at a temperature of 350 K passes through the inner pipe. The annular type turbulators placed in the inner pipe were investigated numerically in different steps. Pressure drop and friction factor characteristics were investigated for empty and different pitch turbulator models for the Reynolds number range 4000 - 26000. By using the numerical fluid dynamics program that performs analysis based on finite volume method, the conservation equations are analyzed for three-dimensional conditions in steady regime and for conditions where the flow is turbulent. Numerical analysis was performed according to different flow rates of the internal fluid air and results were obtained. Pressure and velocity contours were created in the heat exchanger according to numerical analysis data. It has been observed that with the addition of a turbulator, the pressure loss is realized for the minimum 100 mm pitch and the highest 25 mm pitch turbulator. It is concluded that the pressure drops increase with the shortening of the step distance in the turbulators, and the pressure drops increase with the increase of the Reynolds number.

Keywords: Pressure drop; friction factor; computational fluid dynamics; turbulator.

Bu makaleye atf yapmak için

Baysal, E., Solmaz, Ö., Ökten, M., Başeski, Y., " İç İçe Borulu Isı Değiştiricide Zıt Akışta Türbülötör Kullanımının Basınç Değişimine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi " El-Cezerî Journal of Science and Engineering, 2021, 8 (2); 817-826

How to cite this article

Baysal, E., Solmaz, Ö., Ökten, M., Başeski, Y., "Numerical Investigation of the Effect of Using Counter-Flow Turbulators on Pressure Change in Inner Tube Heat Exchangers " El-Cezerî Journal of Science and Engineering, 2021, 8 (2); 817-826

ORCID ID: *0000-0002-4969-5494; ^b0000-0002-7797-0289; ^c0000-0003-0077-4471, ^d0000-0001-5727-7949

1. Giriş

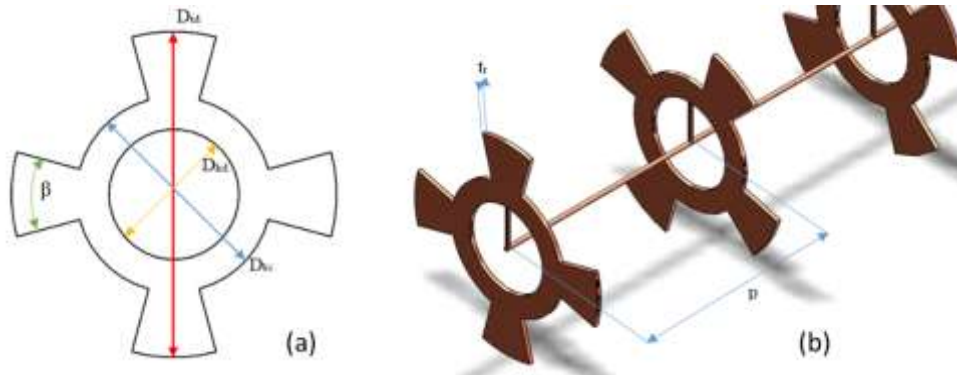
Enerjiyi daha verimli kullanmanın getirdiği çabalardan birisi de ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalardır. Isı transferi artırma metotları ısı eşanjörlerinin performansını arttırmak veya ısı eşanjörünün maliyet ve boyutunu azaltma maksadıyla endüstride yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Isı transferi artırma metotları genel olarak pasif, aktif ve karma metotlar olarak üç sınıfa ayrılmaktadır. Isı transferi yapılan akışkana ek enerji verilerek ısı transferinde artırım sağlayan yöntem aktif yöntem, ısı transferinde ek enerji verilmeden artırım sağlayan metot ise pasif yöntem olarak ifade edilmektedir [1]. Türbülans üreteçleri, ısı transferini ve boru içindeki türbülans oranını artırmak için borunun içine yerleştirilen elemanlardır. Akışın olduğu hacme bırakılan bu elemanlar sınır tabakanın inceli dağılmasını ve yeniden oluşmasını sağlar. Isı transferinde yüzey alanını büyütürler. Akışın olduğu hacimde türbülans oranını artırırlar ve akış mesafesini uzatırlar. Akım hacminde türbülanslı akış meydana getirirler. Türbülatorün performansı türbülatorün geometrisi, türbülatorlü borunun hidrolik çapı, akışkanın termofiziksel hususiyeti ve akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişmektedir [2,3].

Literatür incelemesinde türbülator kullanımının ısı transferine, sürtünme katsayısına, basınç düşüşüne ve hız dağılımlarına etki ettiği görülmüştür [4-11]. Karakaya vd., tarafından yapılan çalışmada konik şekline getirilmiş yay türbülatorleri tasarlanmış ve boru içine yerleştirilen türbülatorlerin ısı transferine etkisi ile basınç düşümü Reynolds sayısı 10000-34000 değerleri aralığında ve türbülator için belirlenen 3 farklı açı için ısı transferine ve ekserji kaybına olan etkisi incelenmiştir [12]. Şahin vd., 3000 ile 14 000 arasında değişen bir Reynolds sayısı için farklı sarmal türbülanslı yeni bir konsantrik tüp ısı değiştiricinin ısı transfer performansı ve sürtünme özellikleri deneysel ve sayısal olarak incelemiş, türbülanslı ısı transferi geliştirmelerinin düz tüpten daha iyi verimli olduğu sonucuna ulaşmışlardır [13]. Bademci, dairesel kesitli bir boru içine yerleştirilmiş plaka tipi bir türbülator ve bu plaka üzerinde oluşturulmuş farklı kanatçık açılarındaki türbülatorlerin, Reynolds sayısının 4000 – 30000 aralığı için ısı transfer performansını ve basınç kayıplarını araştırmış, türbülator kullanımının boş boruya göre %160 oranına varan ısı transfer iyileşmesini sağladığı sonucuna ulaşmışlardır [14]. Konveksiyonla ısı transferini iyileştirmek için yeni bir tip delikli girdap jeneratörlerinin kullanıldığı, türbülanslı akış rejiminde, Reynolds sayısı 3000–21.000 arasında değişen dairesel bir tüpte, perforasyon indeksi ve göreceli adım uzunluğunun azalmasıyla basınç düşüşünün arttığı, perforasyon indeksinin artmasıyla ise termal geliştirme faktörünün arttığı sonucuna ulaşılmıştır [15]. Isıtıcı performansına ısı transferini arttırmak için türbülatorlerin etkisinin incelendiği bir çalışmada, sürtünme faktörü, Nusselt sayısı ve ısı transferi faktörü kararlı durum ve sıkıştırılamaz akış şartlarında ANSYS CFX 14.5 ile simüle edilmiştir. Dairesel, kare ve üçgen kesitli boru eki için ortalama termal performans faktörü sırasıyla 1.038, 1.045 ve 1.087 olduğu görülmüştür [16]. Alternatif eksenli delikli bükülmüş bantların (PATT), delikli bükülmüş bantların (PTT) ve 3,4 ve 5 büküm oranlarına sahip normal bükülmüş bantların (TT) etkisi, sabit ısı akışı koşullarında dairesel bir tüpte deneysel bir çalışma ile karşılaştırılmış, 3000-16000 Re sayısı aralığında PATT, PTT ve TT takılı tüpteki ısı aktarım hızlarının, düz tüptekinin sırasıyla % 48.12, % 44.3 ve % 33'üne kadar iyileştirildiği sonucuna ulaşılmıştır [17]. Wang vd., laminar akışta boylamasına vorteks üretici takılmış dairesel bir tüpte ısı transfer performansını araştırmak için sayısal simülasyon ve parçacık görüntü hız ölçümü (PIV) deneyi gerçekleştirmişlerdir. Merkezi açı ve dilim yüksekliğinin artması ve aralık uzunluğunun azalması ile ısı transferinin ve akış direncinin arttığı sonucuna ulaşmışlardır [18]. Yeni kombine vorteks jeneratörleri, bükülmüş bant türbülatorü ve ilgili baz akışkan olarak $Al_2O_3-H_2O$ nanoakışkanının kullanılmasının etkisi üzerine yapılan sayısal bir araştırmada, eğim oranının Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerinde baskın bir etkiye sahip olduğunu, bu da orijinaline kıyasla beş kata kadar bir verimlilik artışına neden olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca yeni kombine türbülatorde vorteks jeneratörlerinin açıları düşürülerek hem Nusselt sayısı hem de sürtünme faktörü artırılmıştır [19].

Bu çalışmada içine türbülötör yerleştirilmiş eş merkezli ısı değıştirci sürekli rejim şartlarında üç boyutlu olarak modellenmiştir. Boş ve türbülötör yerleştirilmiş ısı değıştirci kod programda modellenmiş ve bu modellerde oluşan hız ve basınç konturları incelenmiştir. Ayrıca, boş ısı değıştircide sürtünme faktörü literatürdeki ampirik ifadelerle doğrulanmıştır. Bu doğrulama işleminden sonra oluşturulan türbülötörlü modellerde kendi aralarında boş ısı değıştircideki sürtünme faktörü ve basınç kaybıyla karşılaştırılmıştır.

2. Materyal ve Metot

Sayısal analizde kullanılan 1000 mm uzunluğundaki ısı değıştircisinde, dıştaki borunun malzemesi çelik olup dış çapı 114.30 mm ve et kalınlığı 2 mm'dir. İçteki boru ise bakırdan üretilmiş olup dış çapı 54 mm, iç çapı 52 mm olup et kalınlığı 1 mm'dir. Birbirinden farklı adım sayılarına sahip türbülötörler bakır malzemesinden olup boru eksenine boyunca yerleştirilmiştir (Şekil 1).



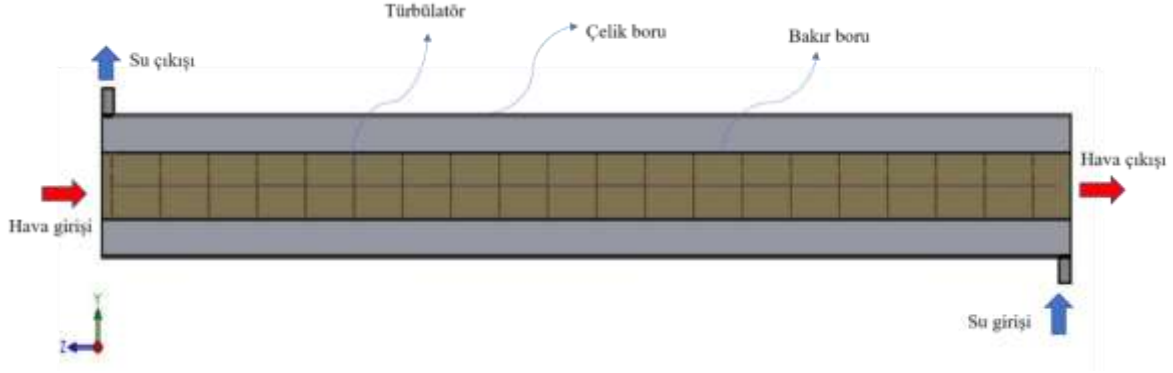
Şekil 1. Türbülötörlerin önden (a) ve yandan (b) görünümü.

Modellenen ısı değıştircinin fiziksel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Isı değıştircinin ve türbülötör malzemenin fiziksel özellikleri.

Parametre	Boyut
Isı Değıştircinin Boyu (L_{boru})	1000 mm
Dış Boru İç Çapı (D_{di})	110,3 mm
Dış Boru Dış Çapı (D_{dd})	114,3 mm
İç Boru Dış Çapı (D_{id})	54 mm
İç Boru İç Çapı (D_{ii})	52 mm
Su Giriş Boru Uzunluğu	20 mm
Su Giriş Boru Çapı	13,5 mm
Türbülötör Dış Çap (D_{td})	50 mm
Türbülötör Et Kalınlığı (t_t)	1 mm
Türbülötör Kanatçık Adımları (P)	25 mm – 50 mm – 75 mm – 100 mm
Türbülötör Kanatçık Orta Dış Çap (D_{ki})	30 mm
Türbülötör Kanatçık Orta İç Çap (D_{kd})	20 mm
Türbülötör Kanatçık Kanadı Açısı (β)	30 derece
Ortalama Hava Giriş Sıcaklığı (T_{hg})	350 K
Ortalama Su Giriş Sıcaklığı (T_{sg})	298.14 K
Su Giriş Debisi	50 l/h

Bu çalışmada modellenen, içine türbülötör yerleştirilmiş ısı değıştircinin, akışkan yolu gösterimi modeli Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Çalışmada kullanılan türbülatorlü ısı değiştirici modeli.

Eşitlik 1 ve Eşitlik 2’de verilen, model taşınım denklemlerinin iki türbülans parametresi (k - ε) için kullanılan standart k - ε denklemleri, Reynolds kayma gerilmelerinin çokça meydana geldiği sınırlanmış akışlarda daha iyi sonuçlar vermektedir [20].

k için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (1)$$

ε için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1e} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2e} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

Burada, ρ ; yoğunluk (kg.m^{-3}), k ; türbülans kinetik enerjisi, u ; akış hızı (m.sn^{-1}), μ ; dinamik viskozite (N.sn.m^{-2}), μ_t ; Eddy viskozitesi, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$; türbülans Prandtl sayısı, G_k ; kinetik enerji üretim oranı, ε ; türbülans sönümlenmesi ve C_{1e}, C_{2e} ; ampirik sabit değerleri göstermektedir.

3. Bulgular ve Tartışma

Sayısal sonuçlardaki basınç düşüşleri baz alınarak ve Eşitlik 3 kullanılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Sayısal sonuçların doğrulanması amacıyla boru içindeki tam gelişmiş akış için literatürdeki ampirik bağıntılar ile doğrulama yapılmıştır. Literatürde bulunan sürtünme faktörü için Reynolds sayısına (Re) bağlı olan ampirik ifadeler Eşitlik 4, Eşitlik 5 ve Eşitlik 6’da gösterildiği şekildedir.

Eşitlik 3’te verilen sürtünme katsayısı (f), boru içindeki basınç farkı (ΔP), boru uzunluğu (L) ve iç çapı (D_i), yoğunluk (ρ) ile ortalama hava hızı (U) değerleri kullanılarak hesaplanır.

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_i}\right) \left(\rho \frac{U^2}{2}\right)} \quad (3)$$

Petukhov sürtünme faktörü bağıntıları [21];

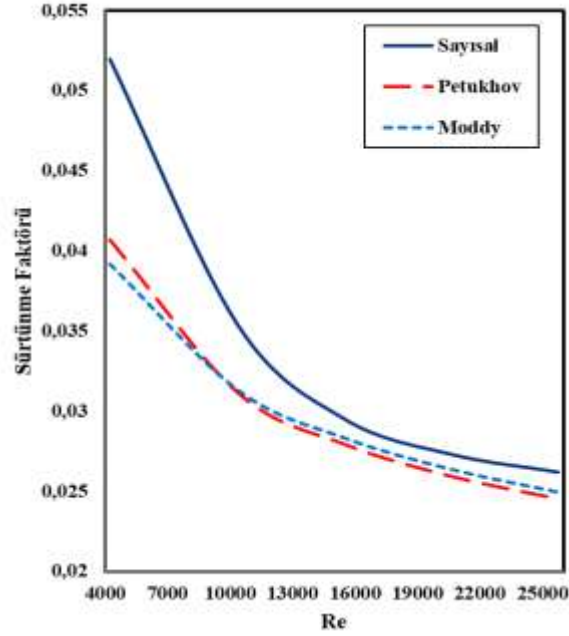
$$3000 \leq Re \leq 5 * 10^6 \quad \text{için} \quad f = (0.79 * \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

Moody sürtünme faktörü diyagram bağıntıları [22];

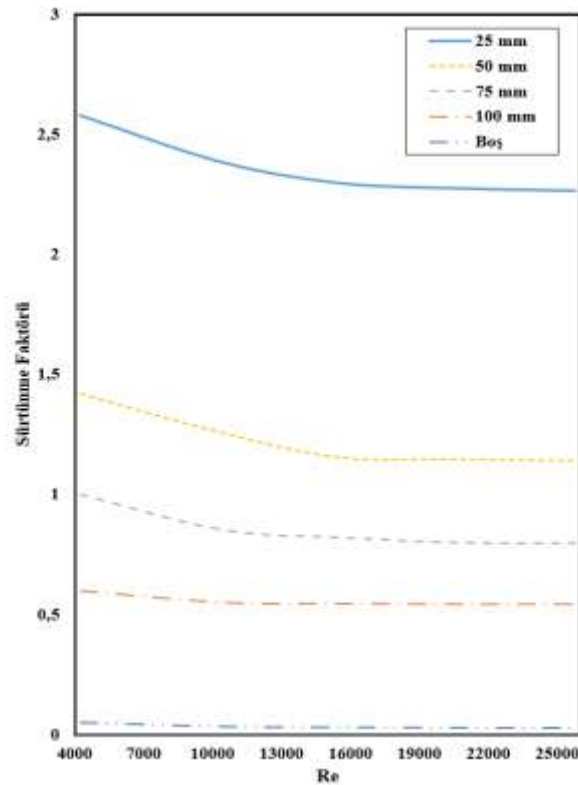
$$Re \leq 2 * 10^4 \quad \text{için} \quad f = 0.316 * Re^{-1/4} \quad (5)$$

$$Re \geq 2 * 10^4 \quad \text{için} \quad f = 0.316 * Re^{-1/5} \quad (6)$$

Tam gelişmiş şartlar altında ve sürekli rejim halinde düz boruda ampirik ifade olarak kullanılan Moddy ve Petukhov eşitliklerinden hesaplanan sürtünme faktörleriyle, boş ısı değiştiricide sayısal basınç değerlerine göre elde edilen sürtünme faktörü değerleri Şekil 3'te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere sayısal sonuçların, Moddy diyagramı ve Petukhov eşitliği ile hesaplanan değerlerle uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 3. Türbülatorsüz modelde sayısal ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması.



Şekil 4. Türbülötör yerleştirilmiş ısı değiştiricide sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi.

Yukarıdaki grafikte boş ve farklı adımlara sahip dört türbülötörün ısı değiştiriciye yerleştirilmesi durumunda elde edilen sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren eşitlikler ile

denklem uygunluk katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel ifadelerin karakteristiği aşağıda verilmiştir.

$$f = m * Re^{-n} \quad (y = m * x^{-n}) \quad (7)$$

$$\text{Boş model için} \quad ; \quad f = 1.0190 * Re^{-0.362}, \quad R^2 = 0.9621 \quad (8)$$

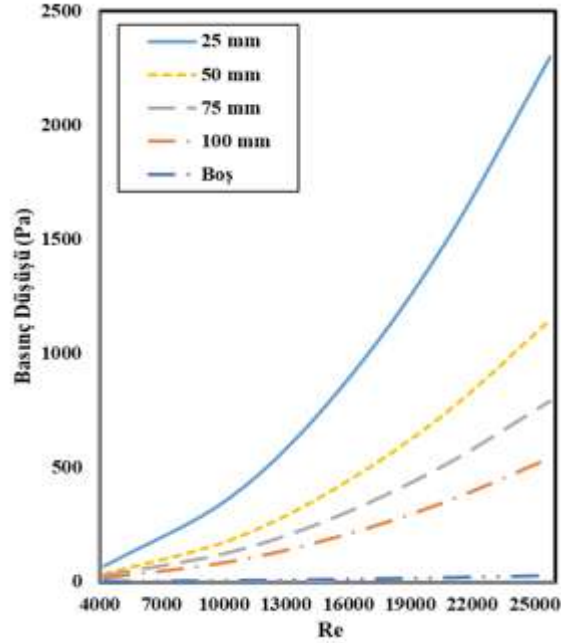
$$25 \text{ mm adımlı model için} \quad ; \quad f = 4.8022 * Re^{-0.075}, \quad R^2 = 0.9704 \quad (9)$$

$$50 \text{ mm adımlı model için} \quad ; \quad f = 4.1512 * Re^{-0.129}, \quad R^2 = 0.9571 \quad (10)$$

$$75 \text{ mm adımlı model için} \quad ; \quad f = 2.9141 * Re^{-0.130}, \quad R^2 = 0.9517 \quad (11)$$

$$100 \text{ mm adımlı model için} \quad ; \quad f = 0.9156 * Re^{-0.052}, \quad R^2 = 0.8697 \quad (12)$$

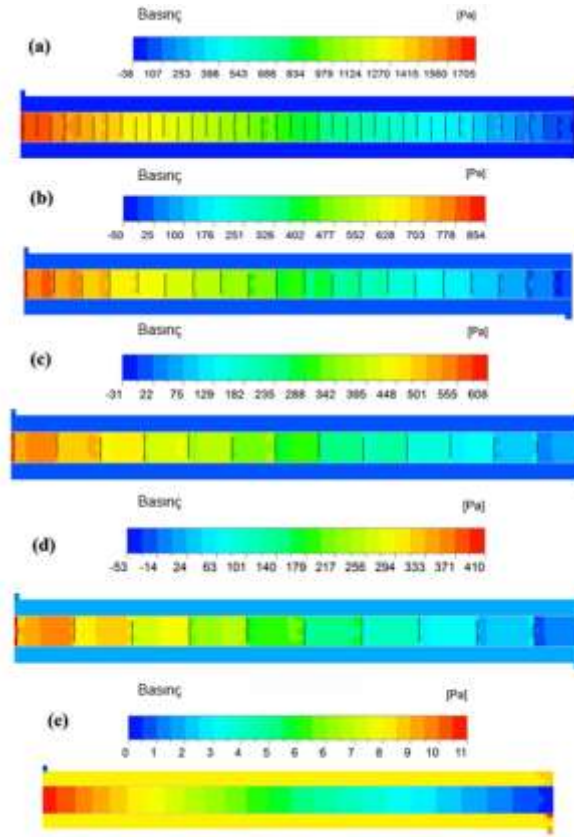
Sayısal sonuçlardan elde edilen basınç düşüşleri Şekil 5'te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi türbülatorlerde adım mesafesinin azalmasıyla birlikte, basınç düşüşleri de yükselmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel olarak arttığı görülmüştür. Türbülatorsüz ısı değiştiriciye göre türbülator kullanımının basınç düşüşündeki etkisi, en düşük 100 mm adımlı ve en fazla 25 mm adımlı türbülator için gerçekleşmiştir.



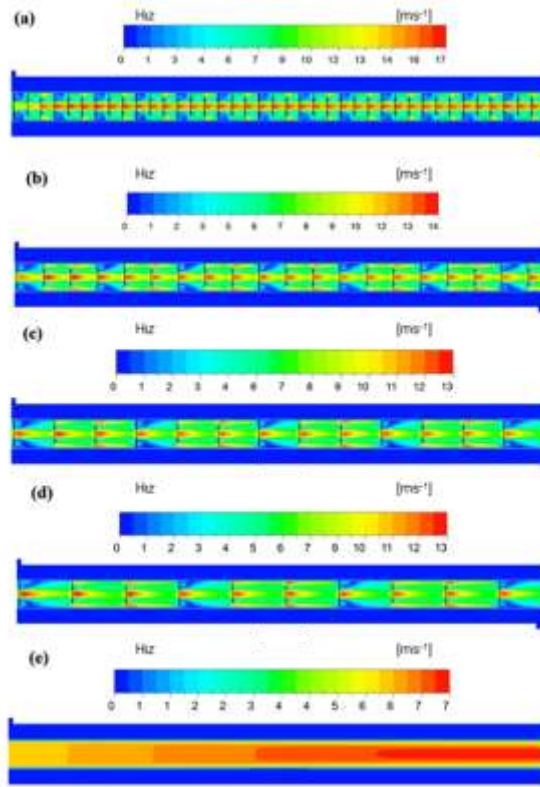
Şekil 5. Adımları birbirlerinden farklı türbülatorlerin basınç düşüşlerinin Reynolds sayısına göre değişimi.

Şekil 6'da ise ısı değiştiricinin orta düzlem yüzeyinden (r-z) alınan boş ve adımları farklı türbülatorlü her bir model için, basınç dağılımları gösterilmektedir. Türbülatorlü modellerde basınç düşüşünün boş boruya göre daha fazla olduğu ve en yüksek basınç düşüşünün 25 mm adımlı türbülator modelinde olduğu görülmektedir.

Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değeri için hız dağılımları Şekil 7'de boş model ile farklı adımlardaki türbülatorlü ısı değiştiriciler için verilmiştir.

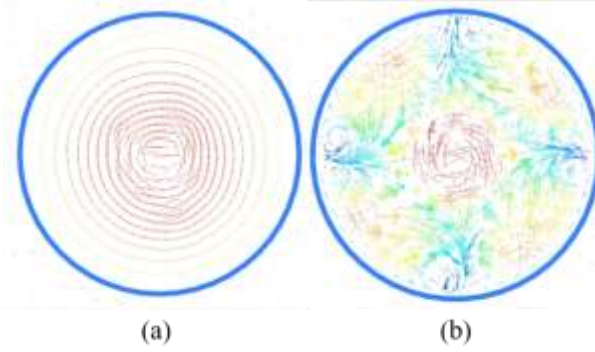


Şekil 6. $Re=15000$ 'de ısı değiştiricide r-z düzleminde basınç dağılımları (a) 25 mm, (b) 50 mm, (c) 75 mm, (d) 100 mm, (e) Boş.



Şekil 7. $Re=15000$ 'de ısı değiştiricide r-z düzleminde hız dağılımları (a) 25 mm, (b) 50 mm, (c) 75 mm, (d) 100 mm, (e) Boş.

Türbülötörün adım mesafesinde azalma oluştukça, türbülanslı akış oranı artmakta ve boru tipi ısı değiştiricisinde eksen çizgisi boyunca daha fazla anaför oluşumu gözlemlenmektedir. Hız değerleri ise boru içindeki akışta en yüksek kanatçıkların orta bölgelerinde oluşmaktadır. Model üzerinde yapılan analizde, adım değerlerine göre en yüksek hız değeri 25 mm adım mesafesine ait türbülötörde ölçülürken en düşük hız değeri ise 100 mm adım mesafesine ait türbülötörde gerçekleşmektedir.



Şekil 8. Boş modelde (a) ve türbülötörlü modelde (b) hız vektörlerinin görünüşü.

Şekil 8'de boş ısı değiştirici ve türbülötörlü ısı değiştirici için kod programdan elde edilen hız vektörleri, r - θ düzleminde gösterilmiştir. Boş ısı değiştiricide hız vektörlerinin düzgün dağılımlı olduğu görülürken, türbülötörlü boruda türbülötörlerin etkisiyle boru yüzeylerine yakın alanlarda sürtünmeden dolayı daha düşük değerde olduğu, orta eksene yakın bölgede ise değerlerin büyüdüğu görülmüştür.

4. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada, iç içe boru tipi ısı değiştiricide zıt akışta türbülötör kullanımının Reynolds sayısı 4000 – 26000 değerleri arasında basınç değişimine etkileri incelenmiştir. Sayısal akışkanlar dinamiği programında boş ve 25, 50, 75 ve 100 mm adım mesafelerine sahip türbülötörlü ısı eőanjörü modeli oluşturulmuştur. Modelden elde edilen sayısal sonuçlar grafik halinde verilerek karşılaştırılmıştır. Elde edilen verilerin genel olarak değerlendirilmesi aőağıdaki gibi özetlenebilir:

- Sayısal akışkanlar dinamiği programında boş ve farklı adım mesafelerine sahip halka tipi türbülötörlü ısı eőanjörü modeli başarılı bir şekilde uygulanmıştır.
- Sayısal çalışmalarda elde edilen sürtünme faktörü korelasyonu literatürdeki korelasyonlarla uyum içinde olduğu görülmüştür.
- Grafiklerden de anlaşıldığı üzere Reynolds sayısına paralel olarak basınç düşüşü değeri yükselirken, sürtünme faktörü değeri düşmektedir.
- Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren eşitlikler ile denklem uygunluk katsayıları elde edilmiştir.
- Türbülötörlü modeller, Boş model ile karşılaştırıldığında artan Re sayıları ile beraber basınç düşüşünün de belirgin bir şekilde arttığı gözlenmiştir. Bunun nedeni adım mesafesinin azalması ile birim mesafede halka tipi türbülötör sayısının artması ile açıklanabilir.
- Analizden elde edilen hız dağılımları irdelendiğinde, içe yerleştiren türbülötörler ile hız profilleri farklılaşmakta ve iç boru cidarlarındaki sınır tabaka kalınlığı incelmektedir. Ayrıca türbülötör nedeniyle oluşan girdaplı akış artmaktadır.
- Türbülötörlü borularda sürtünme kaybının boş boruya göre daha fazla olduğu anlaşılmıştır.

- Isı değiştirici modelinde halka tipi türbülötörler yerleştirilmesi sonucu elde edilen sürtünme katsayısı boş model ile karşılaştırıldığında sürtünme faktöründe belirli bir artış söz konusudur.
- Boş ısı değiştiriciye oranla, türbülötörün neden olduğu basınç düşüşü, adım mesafesiyle ters orantılı olarak değiştiği ve en düşük değerin 100 mm adımlı türbülötörde, en yüksek değerin ise 25 mm adımlı türbülötörde gerçekleştiği görülmüştür.
- Türbülötörlerde adım mesafesinin kısılması ile basınç düşüşlerin yükseldiği, Reynolds sayısının artması ile de basınç düşüşlerinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır.
- Analizlerden elde edilen hız dağılımları irdelendiğinde, ısı değiştiriciye bırakılan türbülötörler ile hız profilleri farklılaşmakta ve cidarlarda sınır tabaka kalınlığı incelmektedir.
- Sayısal analizdeki basınç dağılımları incelendiğinde 25 mm adımlı türbülötörün en yüksek basınç kaybına neden olduğu görülmektedir.
- Basınç düşüşüne ve sürtünme faktörüne olan etkileri hakkında daha kesin ve detaylı bilgi sahibi olmak için sayısal olarak incelenen türbülötörlerin adım mesafelerinin, halka uçlarında oluşturulacak açılarının (β) ve Re sayıları (Re) farklı kombinasyonlarında da analizler yapılabilir.
- Günümüzde enerji verimliliği çok önemli olması nedeniyle türbülötörler akım yolunu uzattıkları, türbülanslı akış oluşturdukları ve ısı değiştirici cidarlarında sınır tabaka kalınlığını inceledikleri [23] için ısı iyileştirme çalışmalarında kullanımı, sonucu olumlu yönde etkileyecektir.
- Sayısal olarak yapılan bu çalışmanın, deneysel olarak da yapılan sonuçlarla karşılaştırılması daha iyi neticelere ulaştıracaktır.

Yazar Katkıları

EB ve ÖS türbülötör tasarımı ve projenin çözümünden makale formatına kadar işlemleri yapmışlardır ve proje sahibidirler. YB sistemin teknik çizimine destek verdi. MÖ sayısal modelleme ve çözümleme basamaklarında katkı sağlamıştır.

Tüm yazarlar son makaleyi okumuşlar ve onaylamışlardır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar, rakip çıkarları olmadıklarını beyan etmektedirler.

Kaynaklar

- [1]. Bergles, A. E., Enhancement of Boiling and Condensing. Review of Two- Two-Phase Flow and Heat Transfer, Eds. by Chen X. J., Veziroğlu T. N., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1985, 283-307.
- [2]. Behçet, R., Yakut, A.K., Argunhan, Z., “The effect of rotary, type placed in entrance of heat exchanger on heat transfer and frictional loss”, *Energy education science and technology part A: Energy science and research*, 2011, 28, 239-248.
- [3]. Acır, A., Canlı, M.E., Ata, İ., Tanürün, H.E., “Effects of a circular-shaped turbulator having varying hole numbers on energy and exergy efficiencies of a solar air heater”, *International Journal of Ambient Energy*, 2018, 1-10.
- [4]. Zaherzadeh, N.H., Jagadish, B.S., Heat Transfer in a Decaying Swirl Flows, *Int. J. Heat&Mass Transfer*, 1975, 8, 941-944.
- [5]. Algifri, A.H., Bhardwaj, R.K., Rao, Y.V.N., Heat Transfer in a Turbulent Decaying Swirl Flow in a Circular Pipe, *Int. J. Heat&Mass Transfer*, 1988, 31, 1563-1568.

- [6]. Yılmaz, M., Comakli, O., Yapıcı, S., Sara, O.N., Heat Transfer and Friction Characteristics in Decaying Swirl Flow Generated by Different Radial Guide Vane Swirl Generators, *Energy Convers. Management*, 2003, 44, 283–300.
- [7]. Yıldız C., Çakmak G., Boru Girişinde Düzgün Sıralı Enjektörlü Türbülans Üretici Bulunan Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün İncelenmesi, *Termodinamik Dergisi*, 2003.
- [8]. Sara, 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*, 2001, 25, 563-576.
- [9]. Ahmadi, S., Ali, J., Hamad, S., Shafee, A., Ayani, M., Modeling of Heat Transfer Augmentation Due to Complex-Shaped Turbulator Using Nanofluid, *Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications*, 2020.
- [10]. Akyürek, E., Geliş, K., Şahin, B., Manay, E., Experimental Analysis for Heat Transfer of Nanofluid with Wire Coil Turbulators in a Concentric Tube Heat Exchanger, *Result in Physics*, 2018, 9, 376-389.
- [11]. Sparrow, E.M., Chaboki, A., Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, 106, 766-773.
- [12]. Karakaya, H., Durmuş, A., Heat Transfer and Exergy Loss in Conical Spring Turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 60, 756-762.
- [13]. Sahin, H. M. , Baysal, E., Dal, A. R., Experimental and Numerical Investigation of Thermal Characteristics of A Novel Concentric Type Tube Heat Exchanger with Turbulators. *International Journal of Energy Research* , 2013, 37, 1088-1102.
- [14]. Bademci, N., Boru İçine Yerleştirilen Türbülatorlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman, 2017.
- [15]. Chamoli, S., Ruixin, L., Peng, Y. “Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts”, *Appl. Therm. Eng.*, 2017, 121, 1117-1134.
- [16]. Salari, S., Goudarzi, K. “Intensification of heat transfer in heater tubes of city gas stations using spiral spring inserts”, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2017, 3, 123-132.
- [17]. Ponnada, S. Subrahmanyam, T., Naidu, S.V. “A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis”, *Int. J. Therm. Sci.*, 2019, 136, 530-538.
- [18]. Wang, Y., Liu, P., Shan,, F., Liu, Z., Liu, W. “Effect of longitudinal vortex generator on the heat transfer enhancement of a circular tube”, *Appl. Therm. Eng.*, 2019, 148, 1018-1028.
- [19]. Arjmandi, H., Amiri, P., Pour, M.S. “Geometric optimization of a double pipe heat exchanger with combined vortex generator and twisted tape: A CFD and response surface methodology (RSM) study”, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, 18, 100514. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100514>
- [20]. Baysal, E., Eşmerkezli Borulu Isı Değiştiricilerinde Helisel Türbülatorlerin Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2009.
- [21]. Petukhov, B.S., *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, 1970, 85-95.
- [22]. Moody, L. F., *Friction Factors for Pipe Flow Trans.* ASME, 1944, 66, 671-684.
- [23]. Karagöz Ş , Çiltaş S , Yıldırım O , Erdoğan S . Yatay Borularda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması. *Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*. 2019, 12(1): 306-316.