

# Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Kurtuluş BORAN<sup>a</sup>, Filiz DAŞTAN<sup>b</sup>, H.Mehmet ŞAHİN<sup>a</sup>, Mustafa AKTAŞ<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

<sup>b</sup>Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

## ÖZET

Isı eşanjörlerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında, ısı aktarımının kullanıldığı ısı eşanjörlerinde ısı transferinin artırılmasının önemi daha iyi anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada iç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlanarak deneysel bir sistem kurulmuştur. Eşmerkezli iç içe borulu ısı eşanjörlerinin iç borusunda sıcak hava akışı, dış taraftaki boruda ise zıt yönlü su akışı olmaktadır. Isı eşanjörleri bakır borulardan imal edilmiştir. Dıştaki borunun dış yüzeyi ise ısı kayıplarını minimuma indirmek için yalıtım yapılmıştır. Isıtıcı ile sabit sıcaklıkta elde edilen sıcak hava fan vasıtasıyla ısı değiştiricinin iç borusuna gönderilmiştir. Boru içerisinde bulunan türbülötörlerle akıştaki türbülans artırılarak ısı transferinde bir iyileşme deneylerden elde edilen sonuçlarla elde edilen grafiklerle görülmüştür. Deneylerden elde edilen sonuçlarla literatürde verilen değerler arasında uyum olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Isı eşanjörü, türbülötör, ısı saptırıcı

## Numerical and Experimental Investigation of Heat Transfer Improvement Methods in Heat Exchangers

### ABSTRACT

The increasing of heat transfer in the heat exchangers means that energy saving, efficient and effective use of energy. Paying attention to ever increasing energy demand and decrease in energy sources, it is better to understand to increase the heat transfer in the heat exchangers where the energy is used commonly.

In this study, a concentric tube heat exchanger has been designed and an experimental system has been set up. Hot air flows in the internal pipe of the concentric tube heat exchanger and water flows in the external pipe of the concentric tube heat exchanger in the counter-current flow. Heat exchangers made of copper pipes. External surface of the external pipe has been insulated in order to minimize the heat loss. The hot air obtained from heater at constant temperature has been moved to internal pipe of heat exchanger by means of fan. By increasing the flow turbulence with turbulators improvement in the heat transfer has been observed by graphics obtained by experiments.

It has been seen that there is agreement between the results obtained by experiments and the results reported in the literature.

**Keywords:** Heat exchanger, turbulator, heat deflector

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Sanayi ve konutların hemen hepsinde istisnasız kullanılan ısı saptırıcılar (türbülötör, yönlendirici vb.) enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı eşanjörlerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında, enerjinin büyük ölçüde kullanıldığı ısı eşanjörlerinde ısı transferinin artırılmasının önemi daha iyi anlaşılmaktadır. Bu konuda çok sayıda çalışma yapılmış ve yapılmaya da devam edilmektedir. Yapılan bu sayısal çalışmadaki ısı saptırıcıların (Türbülötör) modellemesi de diğer çalışmalara ilave olarak bir bilgi kaynağı teşkil edecektir.

Endüstride, enerji sektöründe çok yaygın olarak

kullanılan ısı değiştiricilerinde en önemli konu ısı transferinin iyileştirilmesi ve böylece daha az enerji sarfıyatı ile daha fazla ısı üretmektir. Bunu gerçekleştirmek için ise, sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferinin en yüksek, en verimli ve en ucuz şekilde olması gerekmektedir.

Bu çalışma ile hedeflenen amaç ise ele aldığımız ısı saptırıcı tipi için belirlenen toplam iki farklı geometri için en etkin ve verimli ısı saptırıcı tipinin deneysel olarak belirlenmesi böylece enerji açığı olan ülkemizde mevcut kaynakların yerinde kullanılmasına yardımcı olmaktır.

Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için ısı saptırıcı (türbülans üretici) kullanımını oldukça yaygınlaştırmıştır. Isı saptırıcılar elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından ciddi boyutlarda olması hem mühendisleri hem

\* Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta: mustafaaktas@gazi.edu.tr

Digital Object Identifier (DOI) : 10.2339/2014.17.4, 183-191

de imalatçıları yeni ısı saptırıcı modelleri arayışı içerisine itmiştir. Böylece bu alanda çalışmalar hız kazanmış ve en uygun ısı saptırıcı geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışma ile ele aldığımız ısı saptırıcı tipi için çeşitli geometriler modellenmiş ve deneysel ortamda çözümlenerek optimum ısı saptırıcı geometrisi belirlenmiştir.

Bu araştırmada iç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlanarak deneysel bir sistem kurulmuştur.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI (LITERATURE RESEARCH)

Hakan Karakaya ve Aydın Durmus, ısı eşanjörlerinde sıcak ve soğuk sıvı tarafının ısı transfer katsayılarını artırarak enerji tasarrufu yapmak için çeşitli aktif veya pasif yöntemler araştırılmıştır. Bu çalışmada Konik tip yay türbülatorleri (KYT) tasarlanmıştır. KYT ile Reynolds sayısı (Re) 10,000 ila 34,000 aralığında ve 30°,45° ve 60° açılarda ısı transferi ve borudaki basınç düşüşü performansları deneysel olarak denenmiştir. Isı transferi, basınç kaybı ve ekserji analiz koşulları için türbülatorlü ve türbülatorsüz olarak deneyler yapılmış ve kıyaslanmıştır. Sonuçları ifade eden bazı deneysel bağıntılar türetilmiş ve tartışılmıştır. [1].

V. Kongkaiptaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, yaptıkları çalışmada eşanjördeki bir boruda dairesel halka türbülatorü (DHT)nün ısı transferi ve sıvı sürtünme karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneyler, DHT nin çeşitli geometrilerde; üç farklı çap oranı ( $DR = d / D = 0.5, 0.6$  ve  $0.7$ ) ve üç farklı eğim oranı ( $PR = p / D = 6, 8$  ve  $12$ )na göre tekrarlanmıştır. Deney sırasında hava 27 °C 'deki üniform ısı akışı koşulları altında kontrol edilen deney borusuna geçirilmiştir. Reynolds sayısı 4000 ila 20,000 arasında değiştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, DHT ile donatılmış boruda, boru içinde ısı transfer oranları, çalışma koşullarına bağlı olarak, düz bir boruya göre 57% ila 195% arasında artmıştır. [2].

A.R. Anvari, R. Lotfi, A.M. Rashidi, S. Sattari, yatay borulara konik tip türbülator eklenmesiyle suyun zorlanmış taşınımı araştırılmıştır. Deneyler için geçici akış rejimi kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar, korelasyon bağıntıları ile doğrulanmaktadır. Türbülatorler iki farklı şekilde yerleştirilmiştir: Daralan konik tip (DR dizisi olarak) ve genişleyen konik tip (GR dizisi). Nusselt sayısı için deneye farklı olarak iki korelasyonla başlanmıştır. Türbülator eklenmesiyle basınç farkında belirgin bir artış olmasına rağmen GR dizisinde %521, DR dizisinde ise %355 oranında Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir [3].

Smith Eiamsa-ard, Panida Seemawute, Khwanchit Wongcharee, Helezon şekilli türbülatorlerin; ısı transferi, sürtünme kaybı ve ısı performans faktörü özelliklerine etkileri boru içerisinde incelenmiştir. Dokuz farklı Helezon şekilli türbülator eğilme oranı ( $y / W = 3.0$ ), üç farklı derinlik oranı ( $DR = d / W = 0.11, 0.22$  ve  $0.33$ ), her biri üç farklı genişlik oranıyla ( $WR = w / W = 0.11, 0.22$  ve  $0.33$ ) denenmiştir. Deney-

ler, 1000 ila 20.000 aralığındaki Reynolds sayısı ile tekrarlanmıştır. Çalışma sıvısı olarak su kullanılmıştır. Deney sonuçlarına göre helezon türbülator ilavesiyle hem ısı transfer oranı hem de sürtünme katsayısı özellikle laminer akış için, eğik boru ve düz borudakinden çok daha yüksektir. Elde edilen sonuçlarda, derinlik oranı artmış ve genişlik oranı azalmış, ısı aktarma performansı da artmıştır. İncelenen aralıkta; helezon şekilli türbülator Nusselt sayısını düz boruya göre türbülanslı akışta 2.6 kat, laminer akışta ise 12.8 kat arttırdığı gözlemlenmiştir. Bunlar türbülanslı akışta 1.29, laminer akışta ise 4.88 maksimum performans faktörüne karşılık gelmektedir [4].

Smith Eiamsa-ard, Pongjet Promvonge, Deneyler Koni türbülatorler ile donatılmış homojen bir ısı akış borusundan, tam gelişmiş türbülanslı hava akımı geçirilerek ısı transferi ve sürtünme faktörü karakteristiklerini araştırmak için yapılmıştır. Bu çalışmada Re sayısı 3500 ila 16500 arasında değişmektedir, dâhili koni açısı 30°,45° ve 60° derece, türbülatorün kuyruk uzunluğunun türbülator boyuna bölünmesiyle elde edilen kuyruk uzunluk oranı ( $TR = IT/IH = 1.0, 1.5$  ve  $2.0$ ) olarak tanımlanmaktadır. Deneysel sonuçlar ısı transfer oranı Reynolds sayısı ve dahili koni açısı ( $q$ ) arttıkça artar fakat kuyruk uzunluğu oranı ( $TR$ ) arttıkça azalır. Bu, sınırlı tabakası içindeki akışkanın karıştırılması ile ilgilidir; böylece, taşınım ısı transferi ve basınç kaybı artar. Türbülatorlü sistemde açı 45 derece, kuyruk uzunluğu oranı  $TR = 1.0, 1.5$  ve  $2.0$  iken ısı transferi iyileştirme oranı 67%, 57% ve 46% olmaktadır. Deneysel sonuçlar ve korelasyon sonuçları arasında %5 ila %7 lik bir sapma elde edilmiş ve uyum gözlemlenmiştir. [5].

Guardo ve diğerleri içerisine farklı çaplarda borular yerleştirilmiş yataklarda, cidardan akışkana ısı transferinin CFD modellemesinde türbülans modellerinin etkisini incelediler. Akışkan olarak hava kullandılar. Yatak içinde sayısal basınç düşümü, hız ve termal alanları hesapladılar [6].

Dağdekin ve Öztıp, iç içe yerleştirilmiş borularda laminer akışı ve ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Yürüttükleri bu çalışmada, iki boyutlu Navier-Stokes, süreklilik ve enerji denklemlerini, sonlu hacim yöntemi ve literatürde yeni bir algoritma olan SIMPLEM algoritmasını kullanarak çözmüşlerdir. Re sayısının 100, 500 ve 1000, Pr sayısının 0,1, 0,7, 7 ve 10 değerleri için gerçekleştirilen hesaplamalarda hız dağılımı, girdap, akım çizgileri, basınç dağılımı ve yerel Nu sayısı değişimlerini elde etmişlerdir [7].

Karwaa ve diğerleri, dikdörtgen kanalların duvarlarının birine katı veya delikli engel yerleştirilmesinin ısı transferi ve sürtünme katsayısına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma Reynolds sayısının 2.850–11.500 aralığı için yapılmıştır. Engel konulmuş duvar ısıtılmış diğer üç duvar yalıtılmıştır. Eşit pompalama gücü dikkate alındığında ısı transferi iyileştirmesi bakımından en fazla açık alan oranına sahip geometri en iyisi olarak bulunmuştur [8].

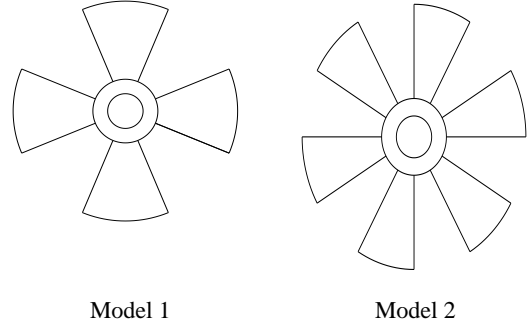
Kurtbaş ve diğerleri, 62 mm genişliğinde ve 1200 mm uzunluğunda galvanizli sac üzerine değişik çap ve aralıklarda oluşturulan kanatlara farklı açılar verilerek, ısıyı sabit tutulan bir boru içerisine yerleştirilerek ısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneysel Re sayısının 10000 -40000 aralığında yapılmıştır. Kanatlar ile boru eksenindeki açı arttıkça ısı ve basınç kaybı artmış, kanatlar arasındaki mesafe azaldıkça ısı ve basınç kaybı da azalmıştır. Deneysel verilerle Nu ve Pr sayısı için geçerli bağlantılar türetmişlerdir [9].

### 3. MATERYAL, METOT VE DENEYLER

(MATERIAL, METHOD and EXPERIMENTS)

#### Deney Sisteminin Yapısı (Structure of the Test System)

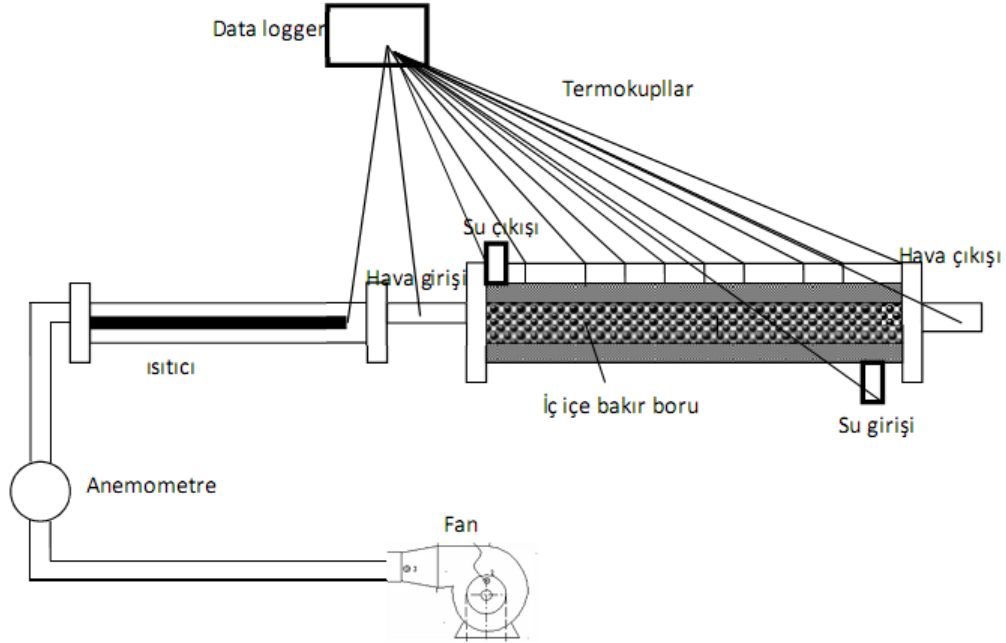
Deney tesisatı ana elemanları olarak iç içe geçmiş iki bakır borudan imal edilmiş olup; dış kısımdaki borunun çapı 100 mm, dış borunun içine geçen borunun ise iç çapı 40 mm olarak yapılmıştır. Şekil 1’de görüleceği gibi dışarıdaki borunun içinden su akarken iç borudan buna zıt yönde hava akmaktadır. İç içe boruların imalatı yapılırken çapı 100 mm olan dış borunun içine çapı 40 mm olan iç kısımdaki boru yerleştirilerek



Şekil - 2 Türbülötör Çeşitleri

#### Deneysel Yapılışı (Experiments)

Deney tesisatının tamamlanmasından sonra deneysel sonuçlar elde etmek için ön deneysel ihtiyaç duyulmaktadır. Deney tesisatına şebeke suyu bağlanıp sabit debi ( 100 Litre / saat ) elde edildikten sonra deney tesisatında bulunan iç içe borunun iç kısmından geçen hava debisi anemometre ile ölçülüp , hava sağlayan fanın devrini ayarlayan inverter ayarlandıktan sonra, ölçülüp hava debisi sabitlendikten sonra hava geçişi üzerinde bulunan ısıtıcı



Şekil -1 Deney tesisatı

uç kısımları kaynakla kapatılmıştır. Dış borunun her iki ucuna su giriş ve çıkışı için iki ağız açılmış ve buralara su girişi ve çıkışı için boru ağızları yerleştirilmiştir. Su girişi için debisini ayarlamak için küresel vana yerleştirilmiş ve su debisi buna göre ayarlanmıştır. Dış borunun içinden geçen suyun ölçülmesi için çeşitli noktalara eşit mesafede termokupullar yerleştirilerek suya geçen ısının sıcaklık olarak değerleri ölçülmüştür.

Boş borunun içerisine Şekil 2’de gösterildiği gibi türbülötörler yerleştirilmiş ve deneyler boş boru, model 1 ve model 2 için yapılmıştır.

100° C ‘ye ayarlanıp sistemin rejime girmesi beklenmiştir.

Deney tesisatı rejime girdikten sonra bilgisayara ve sisteme termokupullarla bağlı olan veri kaydedici ( data logger ) ‘den belirli sürede ( 5 saniye ila 10 saniye arasında ) ölçme değerleri alınıp bu veriler veri kaydediciden bilgisayara aktarılmış ve alınan bu değerlerde ölçme veya bağlantı noktalarında hata olup olmadığı kontrol edilmiştir.

## Deneyler Sırasında Kullanılan Ekipman Özellikleri

Ünite	Teknik Özellikler	Belirsizlik
Sıcaklık Ölçüm Cihazı	J-Tipi, Ölçüm Aralığı 0°C–350 °C DOĞRULUK: $\pm 0,4\%$ veya $0,5^{\circ}\text{C}$	0,588 °C
Akış Ölçer	Değişken Alan Tipi İçin Soğuk Su, Aralık 4'ten 50 $\text{gm s}^{-1}$ Sıcak Su, Aralık 1'ten 10 $\text{l dk}^{-1}$ DOĞRULUK: $\pm 5\%$ Tam Ölçekli Okuma	5,36 % 5,13 %

Deneyler Reynolds sayısı 3000 ila 16000 arasında 2000'erlik kademelerde yapılmıştır.

Tablo 1. Reynold Sayısına Göre Boru İçerisinden Geçen Hava Hızı

Deney No	Reynold sayısı	Hava hızı ( m / s )
1	3000	1.72
2	6000	3.82
3	8000	5.09
4	10000	6.37
5	12000	7.64
6	14000	8.03
7	16000	10.19

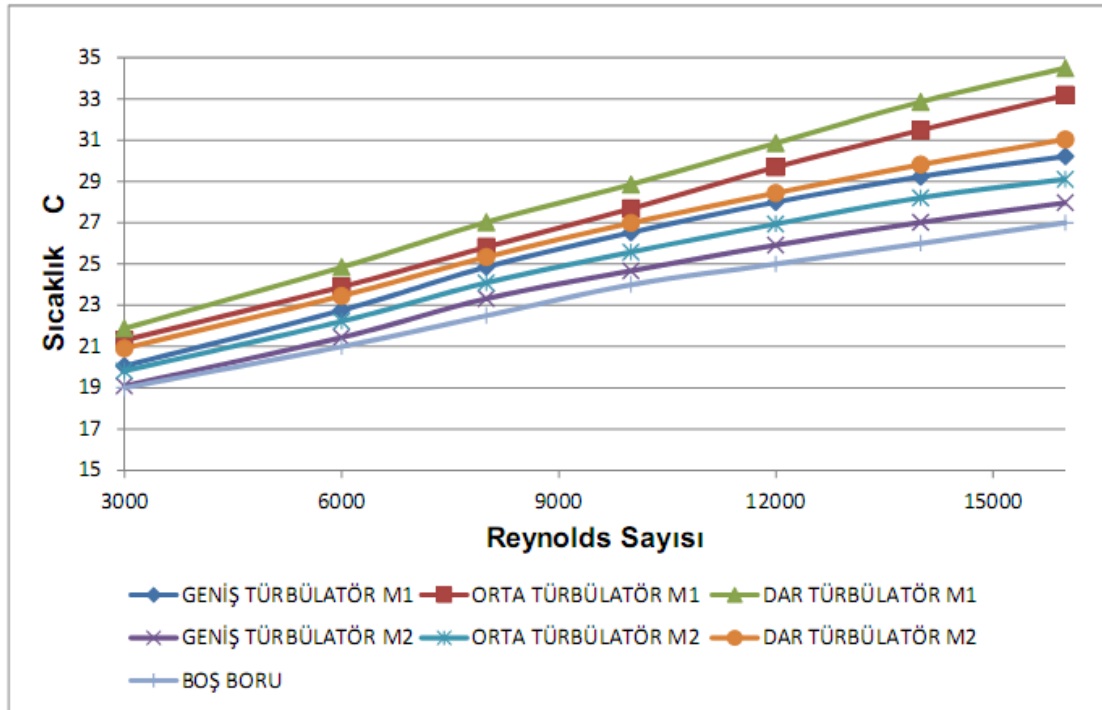
#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI (CONCLUSIONS)

Deneyler Boş boru, model 1 ve model 2 türbülantörlü olarak Tablo -1 'de verilen hızlara bağlı olarak yedişer tane deney yapılmış ve alınan deney sonuçlarına göre Reynolds sayısının boru yüzey sıcaklıkları ortalaması ile değişimi şekil 3'de verilmiştir.

Şekil 3'de ısı eşanjörü içindeki boruda hava giriş sıcaklığı  $100^{\circ}\text{C}$  sabitlenmiş ve deneyler boş boru, model 1 ve model 2. Türbülantörlere göre yapılmış ve deneylerden alınan sonuçlara göre çizilen grafikten de görüleceği gibi boru yüzeyinde en yüksek hava sıcaklığı model 2 dar türbülantörde meydana gelirken en düşük sıcaklık ise boş boruda meydana gelmiştir.

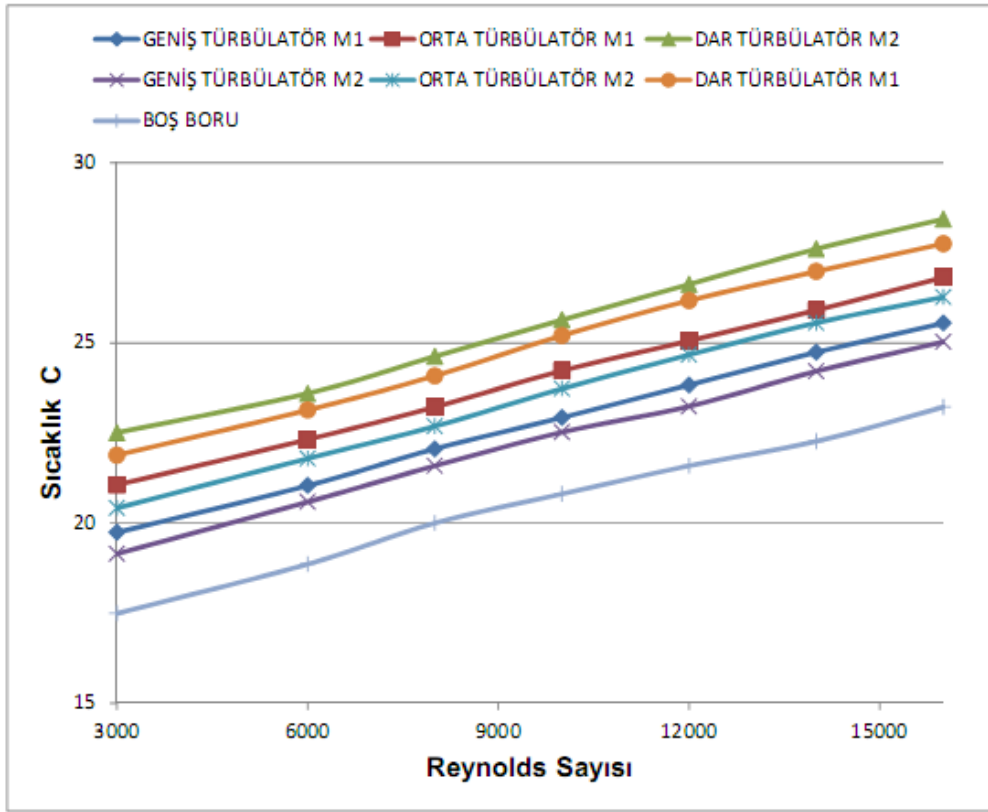
Şekil 4'de Reynolds sayısının Boş boru, model 1 ve model 2 boru su çıkış sıcaklıkları değişimi verilmiştir.

Şekil 4'de Reynolds sayısının Boş boru, model 1 ve model 2 borularından su çıkış sıcaklıkları değişimine bakıldığında en düşük su çıkış sıcaklığı boş boruda meydana gelmektedir. Model 2'de ise maksimum su çıkış sıcaklığı elde edilmiş olup bu da ısı geçişinin maksimum olduğu model 2'yi ideal türbülantör olarak göstermektedir.



Şekil 3. Reynolds sayısının Boş boru, model 1 ve model 2 boru yüzeyi ortalama sıcaklıkları değişimi

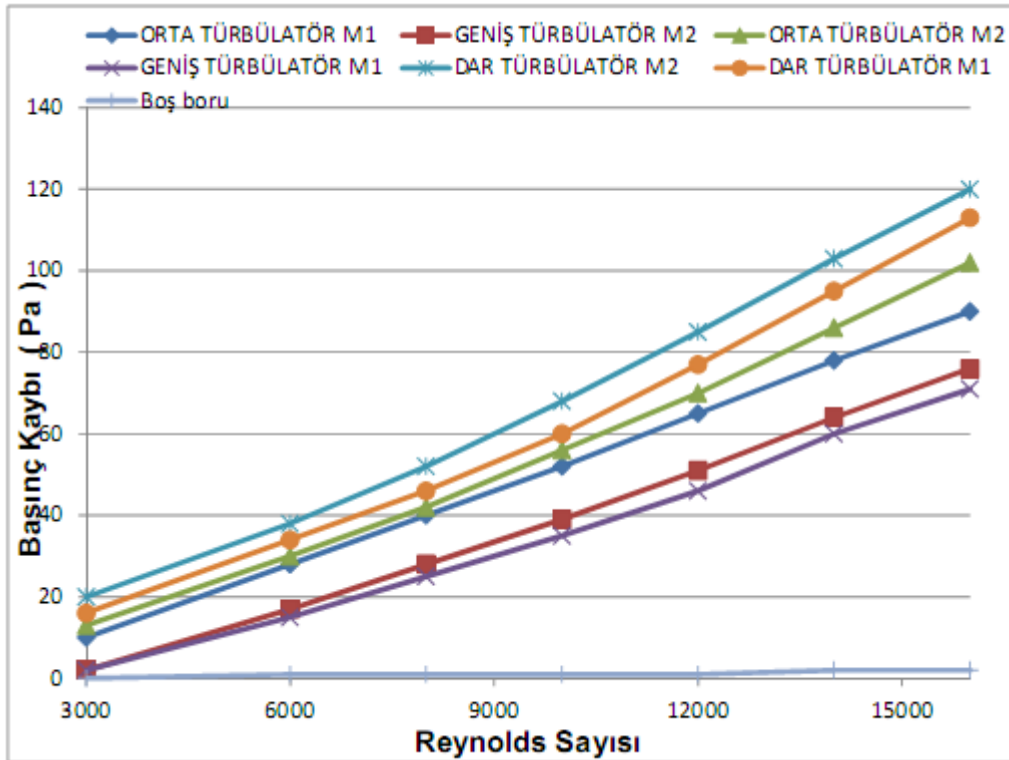
(Dar türbülantör : türbülantörler arası mesafe 100 mm ,Orta türbülantör : türbülantörler arası mesafe 150 mm, Geniş türbülantör : türbülantörler arası mesafe 200 mm) dir.



Şekil 4.Reynolds sayısının Boş boru, model 1 ve model 2 boru su çıkış sıcaklıkları değişimi

Şekil 5'de Reynolds sayılarına göre boş boru, model 1 ve model 2 boru basınç düşüşü değişimleri verilmiştir.

Şekil 5'de görüleceği gibi Reynolds sayılarına göre boş boru, model 1 ve model 2 boru basınç düşüşü değişimlerinde en küçük doğal olarak boş



Şekil 5. Reynolds sayısının Boş boru, model 1 ve model 2 boru basınç düşüşü değişimleri

boruda olurken en büyük basınç düşüşü model 2' de meydana gelmiştir. Bunun sebebi ise model 2' nin türbülator yapısı model 1'e göre türbülans yapma eğilimi daha fazla olup içeride bulunan sıcak havanın iyi bir şekilde dağılımını yapıp boru yüzeylerine ve boru dışında bulunan suya daha fazla ısı transferi sağlamaktadır.

### Deney Sonuçlarının Teorik Sonuçlarla

#### Karşılaştırılması (Comparison of Experimental Results With Theoretical Results)

Isı eşanjörlerinde ısı aktarımının hesaplanmasında sınır tabaka şartlarında kütleli süreklilik denklemi, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözümlenmesinin yapılması gereklidir. Bu tip denklemlerin çözümü için sınır tabaka denklemlerinin problemlere uygun olarak sınır şartları belirlenerek çözümlür[10]. Isı eşanjörleri içinde bulunan katı bölgelerde sıcaklık dağılımı üç boyutlu ısı iletim denklemleri ile sıkıştırılmaz akışkanlar için aşağıda verildiği gibi çözümlür [10].

#### Enerjinin Korunumu Denklemi (Conservation of Energy Equation)

Silindirik koordinatlarda üç boyutlu enerji eşitliği aşağıdaki gibidir

$$\rho C_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + U_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu q \quad (1)$$

#### Süreklilik Denklemi (Continuity Equation)

Diferansiyel kontrol hacmi için süreklilik denklemi silindirik koordinatlarda sıkıştırılmaz akışkanlar için aşağıda verildiği gibi yazılır[10].

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_z)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

#### Navier – Stokes Denklemi (Navier – Stokes Equation)

Silindirik koordinatlarda sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier – Stokes denklemi “r” bileşeni için aşağıda verildiği gibi yazılır [10].

$$\rho \left[ \frac{\partial U_r}{\partial t} + U_r \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial U_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + U_z \frac{\partial U_r}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial U_r}{\partial r} \right) - \frac{U_r}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 U_r}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

Sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier – Stokes denklemi “θ” bileşeni için aşağıda verildiği gibi yazılır [10].

$$\rho \left[ \frac{\partial U_\theta}{\partial t} + U_r \frac{\partial U_\theta}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r^2}{r} + U_z \frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial U_\theta}{\partial r} \right) - \frac{U_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

Sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier – Stokesdenklemi “z” bileşeni için aşağıda verildiği gibi yazılır [10].

$$\rho \left[ \frac{\partial U_z}{\partial t} + U_r \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial U_z}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial U_z}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial U_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

#### Deney Sonuçlarının Doğrulanması

##### (Verification of Test Results)

Yapılan bu çalışmada yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarla teorik olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak literatürde verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğruluğu karşılaştırılacaktır. Türbülanslı akışta yani boru içerisinde sürekli akış şartlarında Reynolds sayısının 3000 ila 16000 arasında deneysel ve teorik sonuçlar literatürde verilen değerlerle karşılaştırılarak Reynold ve Nusselt sayılarını karşılaştırılacaktır.

Bu çalışmada yapılan deneylerde ısı eşanjörlerinde sıcak hava akışından verilen ısı boru dışında zıt yönde akan soğuk akışkana aktarılmaktadır. Zıt akışlı olarak akan akışkana aktarılan ısı miktarı;

$$Q = (m \cdot C_p)_{\text{hava}} (T_{hg} - T_{hc}) = (m \cdot C_p)_{\text{su}} (T_{sc} - T_{sl}) \quad (6)$$

Enerjinin korunumu prensibine göre sıcak hava akışından boru iç yüzeyine aktarılan ısı miktarı ise aşağıdaki gibidir.

$$Q = (m \cdot C_p)_{\text{hava}} (T_{hg} - T_{hc}) = hA(T_m - \bar{T}_w) \quad (7)$$

Burada;

$$T_m = \frac{T_{hg} - T_{hc}}{2} \quad \text{ve} \quad \bar{T}_w = \sum_{11}^{T_w}$$

Ayrıca Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörleri için de aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$h = \frac{(m \cdot C_p)_{\text{hava}} (T_{hg} - T_{hc})}{A(T_m - \bar{T}_w)} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (9)$$

$$Re = \frac{v D_h}{\nu} \quad (10)$$

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

Deney sonuçlarının literatürde verilen deneysel ifadelerin karşılaştırılması amacıyla aşağıda verilen sürtünme faktörü ve Nusselt sayıları deneysel ifadeleri aşağıda verilmiştir;

Sürtünme faktörü eşitliği Moody diyagramı bağıntısına göre;

$$f = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}} Re \leq 2 \cdot 10^4$$

$$f = 0.316 Re^{-\frac{1}{5}} Re \geq 2 \cdot 10^4$$

Petukhov'a göre

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

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

Nusselt sayılarının bağıntıları ise;

Gnielinski'ye göre ;

$$3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad (12)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Sieder ve Tate'ye göre;

$$Re \geq 1 \cdot 10^4 \quad (13)$$

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

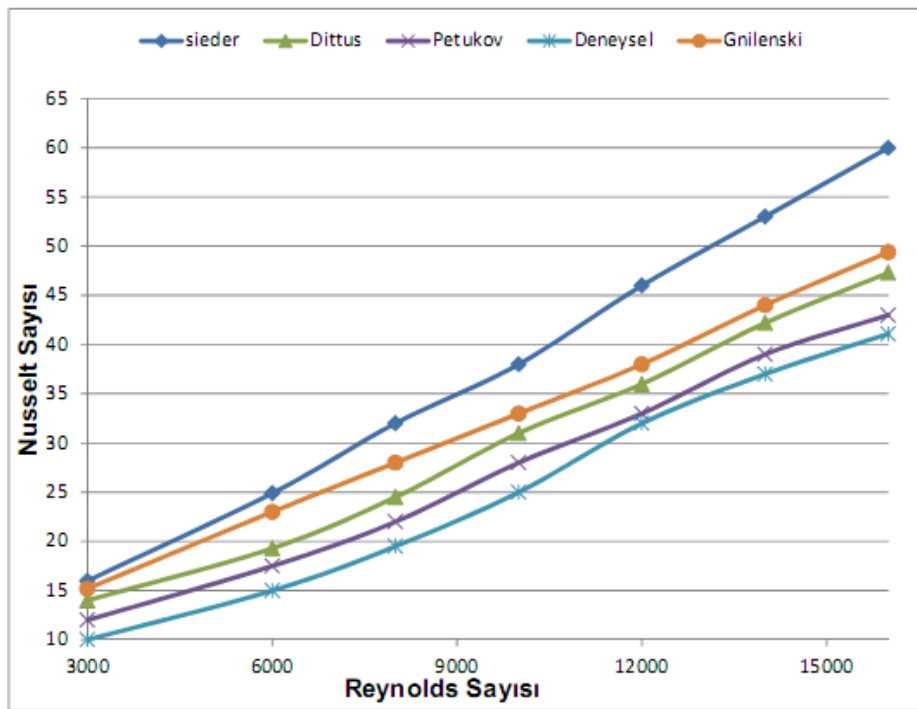
Petukhov'agöre;

$$3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad (14)$$

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

Şekil 6'dan da görüleceği gibi deney sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı teorik olarak elde edilen Nusselt sayısı karşılaştırıldığında deney sonuçlarına göre elde edilen Nusselt sayısı teorik olarak verilen Nusselt sayılarının arasında yer almaktadır yani deney sonuçlarından elde edilen değer Dittus'un ve Petukov'un vermiş olduğu eşitliğe yakın olan bir yerde çıkmıştır.

Şekil 7 'de ise Petuk, Moody, sayısal ve deney sonuçlarına göre Reynolds sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimi verilmiştir.



Şekil 6. Reynolds Sayılarının Deney sonuçları ile Teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değişimi

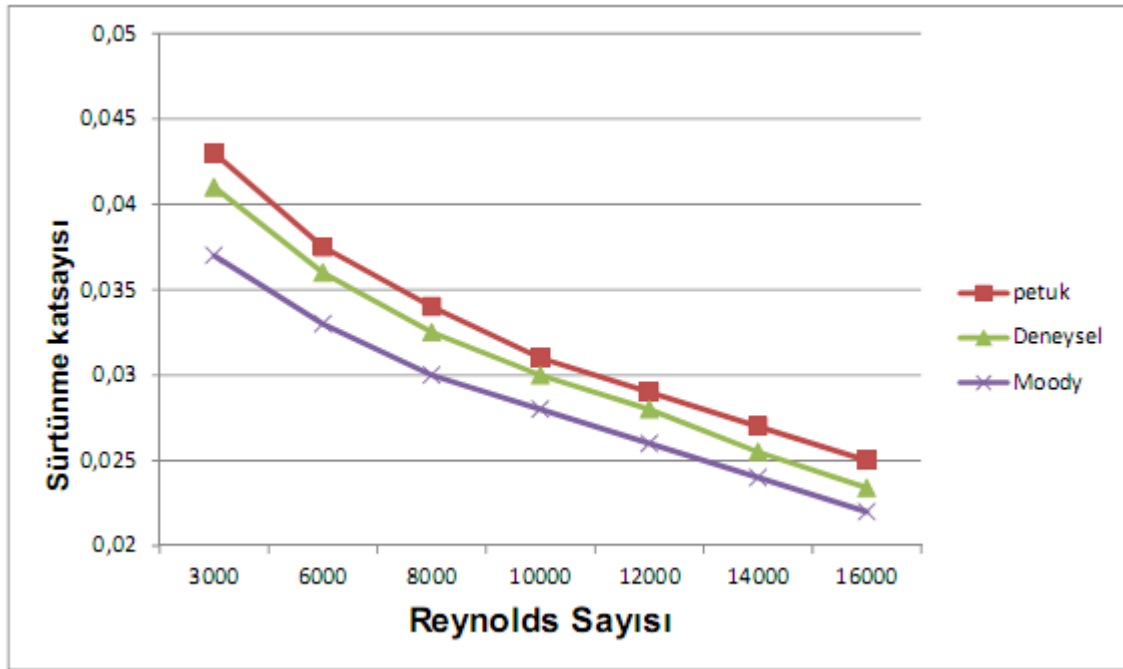
Ditus ve Boelter'egöre;

$$Re \geq 1 \cdot 10^4 \quad (15)$$

$$Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{0.3}$$

Deney sonuçlarından elde edilen Nusselt sayıları ile Teorik olarak verilen (Gnielnski, Sieder ve Tate, Petukhov, Ditus ve Boelter) sonuçlarla Reynolds sayılarına göre grafikleri Şekil 6'da verilmiştir.

Şekil 7'de de görüleceği gibi Reynolds sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimine bakıldığında deneysel olarak yapılan sürtünme katsayısı boru içerisindeki değer Moody'den yüksek Petuk'a göre ise aşağı yukarı aynı olmakla birlikte sayısal değerden daha da düşük gözükmektedir. Ayrıca reynolds sayısının değeri arttıkça sürtünme katsayısı değeri de azalmaktadır.



Şekil 7. Petuk, Moody, sayısal ve deney sonuçlarına göre Reynolds sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimi

## 5. SONUÇ (RESULT)

Bu çalışmada zıt yönlü akışlı olarak imal edilen ısı eşanjörlerinde çeşitli türbülötör kullanılarak sıcak havadan suya geçen ısı miktarları ölçülerek türbülötörlerin ısı transferini artırdığı ortaya konulmuştur.

Şekil 2'de verilen türbülötör modelleri kullanılarak ısı transferinin hangi oranda artırıldığı ortaya konulmuştur.

Literatürde verilen (Gnielinski, Sieder ve Tate , Petukhov, Ditus ve Boelter) Nusselt sayıları ile deneysel olarak elde edilen Nusselt sayıları karşılaştırıldığında deneysel Nusselt sayısı teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının orta kısmında çıkmıştır. Bu da yapılan deneylerin olumlu olduğu anlamını çıkarmaktadır.

Bu çalışmada hem deneysel hem de teorik verilerden elde edilen sonuçlar grafik olarak elde edildiğinde birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür.

Isı eşanjörü içerisindeki boş boru ile dar ve geniş türbülötörlerle yapılan deney sonuçlarına göre dar olan türbülötörün diğerlerine nazaran daha fazla ısı transferi sağladığı görülmüştür.

Boru içine yerleştirilen türbülötörler sayesinde kesit daralması olacağından geçen havada türbülans oluşturması sayesinde ısı geçişi fazlalaşmıştır.

Yapılan deney sonuçlarına göre ısı eşanjörlerindeki boru içerisine türbülötörün yerleştirilmesi ile elde edilen ısı geçişi iyileştirmesi literatürde verilen değerlerle uyum göstermiştir.

Deneylerden elde edilen sonuçlarla Nusselt sayısı ile sürtünme faktörü karşılaştırılmış olup

literatürde verilen değerlerle uyum gösterdiği görülmüştür.

Grafiklerden elde edilen verilere göre Nusselt Sayısı Reynolds sayısının değerleri ile birlikte artarken sürtünme faktörü değerlerinde azalma görülmüştür.

Teorik değerlerden ve deneysel değerlerden elde edilen sonuçlar ışığında etkin bir şekilde ısı iyileşmenin olduğu görülmüştür.

## 6. ÖNERİLER (RECOMMENDATIONS)

Yapılan bu çalışma sonucunda boru içerisine yerleştirilen türbülötörler sayesinde ısı iyileştirmesi sağlanmıştır. Isı eşanjörlerinde iyileştirmenin daha iyi bir şekilde sağlanması için borulara yerleştirilen türbülötörlerin geometrisi değiştirilerek daha iyi sonuçlar alınabilir.

## 7. TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma Gazi Üniversitesi ( 07 / 2010 / 59 ) Bilimsel Araştırma Projesi ( BAP ) tarafından desteklenmiştir.

## SEMBOLLER VE KISALTMALAR (SYMBOLS AND ABBREVIATIONS)

A : Alan (m<sup>2</sup>)

C<sub>p</sub> : Özgül ısınma ısısı

D : Çap (m)

D<sub>h</sub> : Hidrolik çap (m)

f : Sürtünme katsayısı

h : Isı taşınım katsayısı ( W / m<sup>2</sup>K)

k : ısı iletim katsayısı ( W/mK)

L : Uzunluk (m)

m : Kütleli debi (kg/s)

Nu : Nusselt sayısı



$q$  : Isı üretimi.(Watt)

$Re$  : Reynolds sayısı

$T$  : Sıcaklık (K)

$T_{hc}$  : Hava çıkış sıcaklığı (K)

$T_{hg}$  : Hava giriş sıcaklığı (K)

$T_m$  : akışkan ortalama sıcaklığı (K)

$T_{sc}$  : Su çıkış sıcaklığı (K)

$T_{sg}$  : Su giriş sıcaklığı (K)

$\overline{T_w}$  : Yüzey ortalama sıcaklığı (K)

$U_{\theta}$  :  $\theta$  doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

$U_{\theta}$  :  $\theta$  doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

$U_r$  :  $r$  doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

$U_r$  :  $r$  doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

$U_z$  :  $z$  doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

$U_z$  :  $z$  doğrultusundaki hız bileşenidir. (m/s)

$\Delta P$  : Basınç düşüşü (Pa)

$\mu$  : Dinamik viskozite (Pa.s)

$\rho$  : Yoğunluk (kg/m<sup>3</sup>)

## 8. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- 1) Karakaya H. ve Durmus A. "Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60: 756–762, (2013).
- 2) Kongkai-paiboon V., Nanan K. and Eiamsa-ard S., "Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 568–574, (2010).
- 3) Anvari A.R., Lotfi R., Rashidi A.M. and Sattari S., "Experimental research on heat transfer of water in tubes with conical ring inserts in transient regime", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38: 668–671, (2011).
- 4) Eiamsa-ard S., Seemawute P. and Wongcharee K., "Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34: 711–719, (2010).
- 5) Eiamsa-ard S. and Promvong P., "Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem", *International Journal of Thermal Sciences*, 49: 1051–1062, (2010).
- 6) Guardo A., Coussirat, M., Larrayoz, M.A., Recasensa, F. and Egusquiza, E., "Influence of the turbulence model in CFD modeling of wall-to-fluid heat transfer in packed beds", *Chemical Engineering Science*, 60 (1): 1733 – 1742, (2005).
- 7) Dağtekin İ. ve Öztop H.F., "İç içe Yerleştirilmiş Borularda Laminer Akışta Isı Transferinin İncelenmesi", *Türk J. Engin. Environ. Sci.*, 24: 193-202, (2000).
- 8) Karwaa R., Maheshwarib, B.K. and Karwa, N., "Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct with Perforated Baffles", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32: 275–284, (2000).
- 9) Kurtbaş İ., Gülçimen. F. ve Durmuş, A., "Değişik tip kanatçıklar kullanarak sabit ısı akısına sahip bir ısı değiştiricisinin etkenliğini artırma", *Isı Bilimi ve Tekniği*, 24 (2): 117-125, (2004).
- 10) Baysal ., E, "Eş merkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülatorlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi", *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2009).