



**AKIM ORTAMINA YERLEŞTİRİLEN KESİK KONİK  
TÜRBÜLATÖRLERİN SABİT YÜZEY SICAKLIĞINA SAHİP BİR TÜPDE  
ISI TRANSFERİ VE EKSERJİ KAYBINA ETKİSİ**

**( THE EFFECT OF CONICAL TURBULATORS TO HEAT TRANSFER AND  
EXERGY LOSS LOCATED IN FLOW FIELD IN A PIPE WHICH HAS  
CONSTANT SURFACE TEMPERATURE )**

**Aydın DURMUŞ\*, İrfan KURTBAŞ, Fevzi GÜLÇİMEN ve Ayla DURMUŞ**

**ÖZET/ABSTRACT**

Isı değiştiricilerinin tasarımı, sadece yatırım maliyetleri yönünden ele almak yanlış olur. İşletme masraflarının fazla olması, ısı değiştiricilerinin kullanım ömrü boyunca toplam maliyete sürekli ek yük getirmektedir. Bu nedenle ısı değiştiricilerinin dizaynında en önemli parametre etkinlik analizidir. Isı değiştiricilerinde etkinliğin artırılarak, enerji tasarrufunun gerçekteşmesinde en etkili metot, sıcak ve soğuk akışkanlar tarafındaki ısı taşınım katsayılarının mevcut duruma göre artırılmasıdır. Bu da aktif ya da pasif yöntemlerden biri veya bir kaçı ile gerçekteşir.

Bu çalışmada dış yüzeyi buhar ile ısıtılan, sabit cidar sıcaklığına sahip bir tüp içerisindeki akışta, ısı transferini arttırmak için kesik koni şeklinde türbülötörler kullanılmıştır. Tüp içerisinde akmakta olan akışkan hava olup, deneyler  $5000 < Re < 30000$  aralığında yapılmıştır. Tüpte; ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi türbülötörlü ve türbülötörsüz haller için hesaplanmış, birbirleri ile karşılaştırmalar yapılmış ve ampirik bağıntılar elde edilmiştir.

*It would be misleading to consider only cost aspect of the design of a heat exchanger. High operating costs increase the total costs during the operating period. Therefore, energy saving is the most important parameter in the heat exchanger design. The most effective way in energy saving by increasing the efficiency in a heat exchanger is to increase the heat transfer coefficients in cold and warm fluid sides with respect to the present case. This is achieved by operating some active or passive methods.*

*In this study, a cut conical turbulator was used inside flow through a tube with constant wall temperature and outer surface of which was heated with steam in order to increase heat transfer. The fluid inside the tube is air and the experiments were carried out in a range of  $5000 < Re < 30000$ . Heat transfer, pressure and exergy analysis were calculated for conditions with and without turbulators and compared to each other and empiric formulas were also obtained.*

**ANAHTAR KELİMELELER/KEYWORDS**

Isı değiştiricisi, Dönmeli akış, Etkinlik-NTU, Isı transferinde iyileşme, Basınç düşümü  
*Heat exchanger, Swirl flow, Effectiveness-NTU, Heat transfer enhancement, Pressure drop*

## 1. GİRİŞ

Isı transferini artırma tekniklerini, aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Isı transfer edilen akışkana veya ortama ilave enerji verilerek ısı transferinde iyileşme sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yönteme ise pasif yöntem denir.

Isı transferini artırmak için, mekanik yardımcı elemanların kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, mekanik parçalar ile akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akışkanın titreştirilmesi, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler, aktif yönteme örnek verilebilir.

Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntılarının oluşturulması gibi işlemlerin yapılması pasif yönteme en iyi örnekleri teşkil ederler. Isı transferini artırmak için; yüzey alanlarının büyütülmesi rutin olarak hemen hemen bütün ısı değiştiricilerinde kullanılır. Kanatçıklı yüzeylerin ve sabit yönlendirici kanatların imalat güclüğü ve ısı değiştiricisinin boyutlarını aşırı artırması ve bakımlarının zorluğu gibi sebeplerden dolayı son yıllarda yerini tak-söklü türbülörlere bırakmaktadır. O halde zorlanmış akışta dönme ve ikincil akışları oluşturmak için borular içerisine yerleştirilen parçalar, kangal şeklinde bükülmüş borular, girişe yerleştirilen vorteks üreticileri, bükülmüş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, sarımlı teller, yönlendirici kanatlar, akış ile dönen pervaneler gibi yöntemler pasif yönteme örnek teşkil ederler.

Isı değiştiricisinin performansının iyileştirilmesi; verilen işletme şartlarında ısı değiştiricisi çıkışında, soğuk akışkan ile sıcak akışkan arasındaki sıcaklık farkının mümkün olduğu mertebede azaltılması ile gerçekleşir. Bu sıcaklık farkının azaltılması için akışkanların ısı taşınım katsayılarının artırılması tercih edilen yöntemlerden birisidir. Isı taşınım katsayılarının artırılması ise; aktif veya pasif yöntemlerden biri veya bir kaç ile mümkün olabilir.

Isı transferi üzerinde türbülanslı akış üreticilerinin yararlı etkileri ilk olarak 1921 yılında Royds ispatlanmıştır (Royds, 1921). Araştırmacı, bu konuda bir çok deneysel çalışma yapmış ve değişik tiplerde türbülötör denemiştir. Girdaplı akış üreticisi olarak kendi eksenini etrafında dönen palet karıştırıcıları kullanmışlardır (Zaherzadeh ve Jagadish, 1975). Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticisini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlarda girdaplı akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin %80 civarında arttığı araştırmacılar tarafından belirtilmiştir. Boru içerisine yerleştirilen, bükülmüş tip dönme üreticilerinin kullanılması ile ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırılmıştır (Smithberg ve Landis, 1964). Araştırmacılar izotermal ve cebri konveksiyon şartlarında hem hava hem de su için deneyler yapmışlardır. Bükülmüş tip dönme üreticisi kullanılması ile akışın hız alanının helisel ve akışın çekirdeğinde girdap olduğunu tespit etmişlerdir. Bu oluşumların ısı transferini olumlu yönde etkilediğini gözlemlemişlerdir. Dönmeli akış üreticisi olarak helisel şekilde bükülmüş türbülötörler kullanılmıştır (Narezhnyy ve Sudarev, 1971). Bu çalışmada, borunun tümüne türbülötörler yerleştirme yerine boru girişine türbülötörü yerleştirerek sönmelenen akışta ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar akışı başlangıçta döndürmüşler daha sonra akışın bağımsız olarak gelişmesine izin vermişlerdir. Böylelikle ısı transferinde artışın yanında basınç kayıplarının aşırı şekilde artmadığı gözlenmiştir. Türbülötörlerle kazan veriminin artırılması araştırılmıştır. Bu araştırmada aynı işletme şartlarında duman borulu sıcak su kazanında türbülötörlü ve türbülötörsüz deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Araştırmacılar deneylerinde sürekli türbülötörler kullanmışlar ve kazan veriminde %12,5'lik artış olduğunu tespit etmişlerdir. Bir diğer çalışmada, boru girişinde girdaplı akış oluşturan salyangoz

vasıtasıyla akışkana dönme etkisi verilmiştir (Durmuş, 1993). Araştırmacıya göre girişte verilen dönme etkisi aşırı basınç kayıplarına neden olmaması sebebiyle daha kullanışlı ve ekonomik olmaktadır. Araştırmacı tarafından; salyangoz ile girdaplı akış üreticisinin ısı transferinde %50 artış, basınç kaybında yaklaşık %100 artışa sebep olduğu tespit edilmiştir.

Uzun bir süredir çeşitli duman borulu kazan üreticisi firmalar da türbülötörlerin yararlı faydalarını kavrayarak, çeşitli şekillerde türbülötörleri duman borusu içerisinde kullanmaktadırlar. Türbülötörlerden en basiti olan, yay şeklinde bükülmüş demir levhaların duman boruları içerisinde kullanılması, neredeyse son zamanlarda kanatlı yüzeylerin yerini almaya başlamıştır. Kazan duman boruları içerisine yerleştirilen türbülötörlerin kazan verimini iyileştirmesi yanında, doğrudukları basınç kaybı nedeniyle, baca çekişinin azalmasına sebep olmakta, bazen sisteme ilave bir fan konulması gerekmektedir.

Yapılan bu çalışmada çift borulu eş eksenli klasik tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. İç borunun içerisine değişik ölçülerde kesik konik fırça tipli türbülötörler yerleştirilerek havanın akış ortamı bozulmuş, böylece ısı transferinde pasif yöntemle iyileştirme sağlanmıştır. Türbülötörlerle akış sınır tabakasının parçalanmasını ve tekrarlı olarak oluşması, akış ortamına ek türbülans vermesi, akış ortamında ikincil akışların oluşması, akışkanın döndürülmesi böylelikle akışın yolunun uzaması gibi etkiler verilir. Çalışmamızda sürekli veya sönümlenmeyen girdaplı akış dediğimiz, akım ortamında boru boyunca türbülötörler kullanılmıştır. Türbülötörler birbirleriyle bağlantılıdır.

Boru içerisinden akan akışa, türbülötörlerle setler oluşturup akışı zorlandığından yani türbülötörler direk akım ortamına yerleştirildiğinden, ısı transferindeki yüksek artışların yanında basınç kaybında da yüksek artışlar görülmüştür. Basınç kaybında aşırı kayıplar olmaması için türbülötörler kesik-konik şekilde üretilmiştir. Isı transferinin iyileşmesine yönelik olan bu çalışma deneysel olarak yürütülmüştür.

## 2. DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI VE DENEYLERİN YAPILIŞI

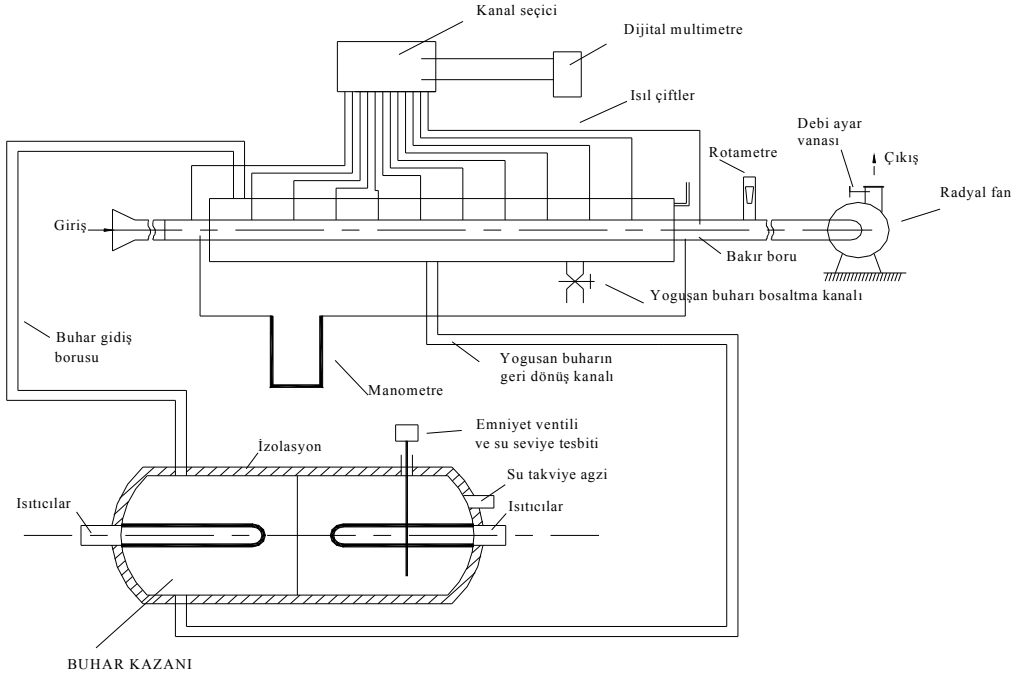
Deneysel çalışmanın yürütülmesi için hazırlanan deney düzeneği Şekil 1’de verilmiştir. Deney düzeneği daha öncede belirtildiği gibi konsantrik iç içe iki borudan oluşan klasik tip ısı değiştiricisidir.

Deney düzeneğinde; iç boru ile dış boru arasındaki annular boşluğa devamlı olarak buhar gönderilmektedir. İç borunun dış yüzeyi gönderilen bu buhar ile sürekli temas halindedir ve ortamı dolduran buhar bir kanal vasıtası ile demlik misali dış ortama atılmaktadır. Annular boşluğa sürekli gönderilen buhar vasıtasıyla iç boru dış yüzeyinde sabit sıcaklık şartları sağlanmaktadır. Deney düzeneğinde her 50 mm mesafeye yerleştirilen ısı-çiftler sayesinde yüzey sıcaklığı sürekli kontrol edilebilmektedir.

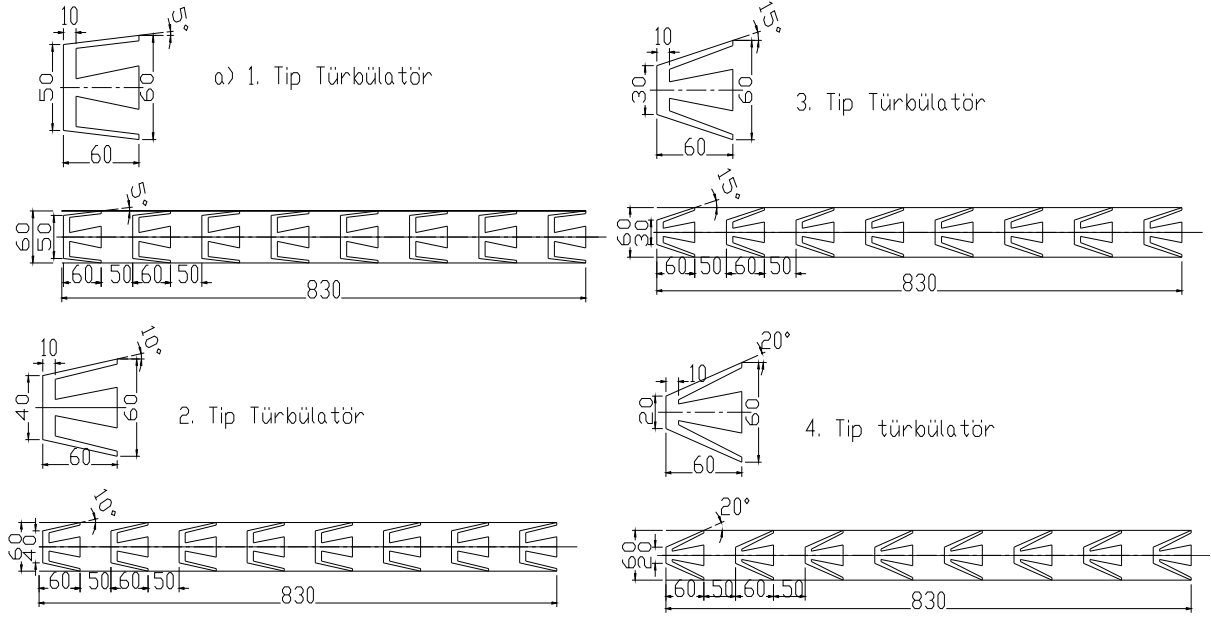
Deney düzeneğinde kullanılan türbülötörler kesik-konik tipli olup dört değişik tipte imal edilmişlerdir. Koniklik açıları sırasıyla 5°, 10°, 15°, 20° olan bu türbülötörlerin imalat boyutları ve perspektif görünüşleri Şekil 2’de ve Şekil 3’de verilmiştir. Türbülötörlerin birbirlerine eşit uzaklıklarda durması için ince dört adet tele akışı pek etkilemeyecek noktasından lehimlenmişlerdir. Türbülötörlerden aynı açı ve büyüklükte olanlarından 8 adeti 50 mm aralıklarla lehimlenerek deneylerde kullanılmıştır. Türbülötörlerin tel üzerindeki konumları ve adetleri tüm türbülötör tiplerinde aynı seçilmiştir.

Konik türbülötörlerin geniş ağızları bir dolu bir boş olacak şekilde eşit ölçülerde kesilerek türbülötörlerin ucunda 4 adet fırçanın oluşması sağlanmıştır.

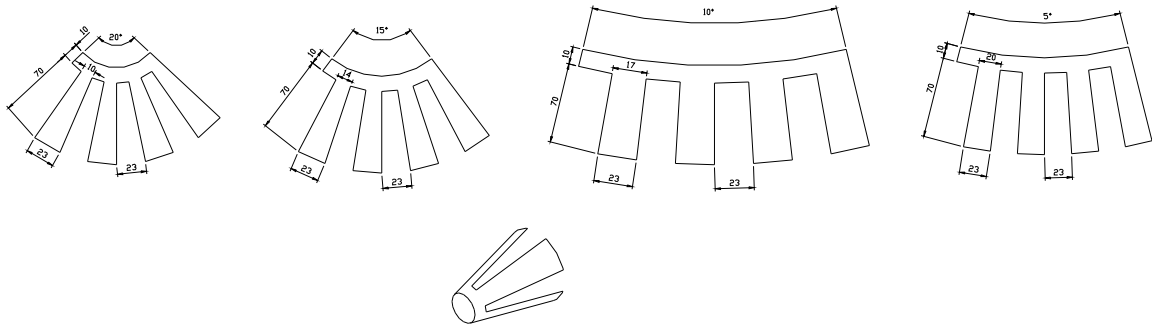
Deneyler önce iç boru içerisinde türbülötör yokken yapılmış boş boru deneylerinden alınan sonuçlar literatürlerde verilen bağıntılarla karşılaştırılmış ve deney düzeneğinin kalibrasyonu yapılmıştır.



Şekil.1. Deney Düzeninin Şematik görünüşü



Şekil 2. Deneylerde kullanılan türbülötörler



Şekil 3. Türbülötörlerin kanat şekli ve perspektifi

Deney düzeneğinde radyal vantilatör yardımıyla iç bakır borumuza hava emilmekte, emilen hava debi ayar vanalarıyla ayar edilebilmekte ve roto-metre ile sürekli ölçülerek kontrol edilebilmektedir. Sistemde, 0,5 mm kalınlığındaki bakır-konstant ısı çiftiyle, her bir kütleli debide alınan sıcaklık değerleri önce data okuyucuya oradan da bilgisayara aktarılmaktadır. 5°, 10°, 15° ve 20° koniklik açısına sahip türbülötörler sırasıyla, 0,005 kg/sn ile 0,025 kg/s aralığında, yirmi farklı kütleli debide, iç bakır borunun içerisindeki akış ortamına yerleştirilerek denenmiştir.

### 3. BULGULAR VE İRDELEME

Deneyler sonucunda, Nusselt sayısı ve sürtünme kayıp katsayısının Reynolds sayısı ile, Nusselt sayısının kanat açısıyla ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi elde edilmiştir. Bu bağıntılar Çizelge 1’de verilmektedir. Burada Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır.

$$Re = \frac{r.C.D}{m} \quad (1)$$

Nusselt sayısı; taşınım ile olan ısı transferinin, iletimle olan ısı transferine oranıdır.

$$Nu_m = \frac{h_m.D}{k} \quad (2)$$

Deneylerde akışkan olarak hava kullanıldığından, bağıntılarda her ortalama sıcaklıktaki Prandtl sayısı 1’den küçüktür. Prandtl sayısı; moleküler difüzyonun ısı difüzyonuna oranı olarak tanımlanır.

$$Pr = \frac{m.C_p}{k} \quad (3)$$

Burada basınç kayıp katsayısı için

$$f = \frac{2.\Delta P}{r.C^2} \cdot \frac{D}{L} \quad (4)$$

bağıntısı kullanılmıştır. Ekserji hesabı için literatürde en çok uygulanan yöntem NTU (Number of Transfer Unit) kullanılmaktadır. NTU yönteminde

$$NTU = A_{\text{ısı}} \cdot U_m / C_{\text{min}} \quad (5)$$

dir. Bizim deney düzeneğimizde boru dış yüzey sıcaklığı sabit olduğundan ve havanın tek akışkan olmasından, yani minimum ve maksimum diye tanımlanacak ikinci bir akışkanın olmamasından dolayı  $C_{\text{min}} = \dot{m}_h \cdot C_{p_h}$  seçilmiştir. Böylece yukarıdaki formül

$$NTU = A_{\text{ısı}} \cdot U_m / (\dot{m}_h \cdot C_{p_h}) \quad (6)$$

şeklini almıştır.

Çizelge 1. Deneylerde elde edilen ampirik bağıntılar ve oranlar

	Isı transferi	Basınç kayıp katsayısı	Ekserji kaybı
1.Türb.	$Nu=0,387.Re^{0,556}.Pr^{0,4}$ (1,6 Kat)	$f=2,058.Re^{-0,306}$ (4,5 Kat)	$e=2,667.NTU^{-0,279}$ (1,22)
2.Türb.	$Nu=0,301.Re^{0,608}.Pr^{0,4}$ (2,3 Kat)	$f=1,279.Re^{-0,224}$ (6,5 Kat)	$e=2,312.NTU^{-0,273}$ (1,48)
3.Türb.	$Nu=0,170.Re^{0,695}.Pr^{0,4}$ (2,8 Kat)	$f=0,887.Re^{-0,163}$ (7 Kat)	$e=2,105.NTU^{-0,286}$ (1,55)
4.Türb.	$Nu=0,204.Re^{0,699}.Pr^{0,4}$ (3,3 Kat)	$f=0,882.Re^{-0,142}$ (9 Kat)	$e=1,174.NTU^{-0,309}$ (1,84)
Teorik	$Nu=0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4}$ (Dittus-Boelter Bağıntısı)	$Re < 1.10^4$ için $f=0,316.Re^{-0,25}$ $Re > 2.10^4$ için $f=0,184.Re^{-0,20}$	Boş boru (Türbülatsüz) $e=3,287.NTU^{-0,242}$

Bu ampirik bağıntılar; elde edilen grafiklere en küçük kareler metodu kullanmış ve eğri yudurularak belirlenmiştir.

### 3.1. Ekserji Kaybı

Herhangi bir enerji türünün ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesi için ekserji şu şekilde tanımlanmıştır. Ekserji tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı takdirde, teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır. Bu tanıma uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için çevre şartlarının bilinmesi gerekir. Kararlı halde açık bir sistemde ekserji dengesi;

Sisteme Giren Toplam Ekserji–Sistemden Çıkan Toplam Ekserji+Sistemde Üretilen Ekserji=0

şeklinde yazılabilir. Bu ifade formülize edilirse

$$\sum E_g - \sum E_\zeta + \sum E_{\text{üretilen}} = 0 \quad (7)$$

şeklinde ifade edilir. Kayıp iş, maksimum iş ile gerçek iş arası fark olarak tanımlandığından

$$W_{\text{kayıp}} = W_{\text{max}} - W_{\text{gerçek}} = E_{\text{kayıp}} \quad (8)$$

Aynı zamanda bu ifade ekserji kaybına eşittir. O halde açık sistemlerde ekserji kaybı

$$E_{\text{kayıp}} = \sum \dot{m}_g (h_g - T_0 S_g) - \sum \dot{m}_\zeta (h_\zeta - T_0 S_\zeta) + \sum \dot{Q}_{kh} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W}_{kh} \quad (9)$$

olur. Isı değiştiricilerinin etkinliği aldığımız ısının alabileceğimiz maksimum ısıya oranı olarak tanımlanır ve

$$e = \dot{Q}_{kh} / \dot{Q}_{\text{max}} \quad (10)$$

şeklinde yazılabilir. Aldığımız gerçek ısı ise

$$\dot{Q}_{kh} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c\zeta} - T_{c\zeta}) = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{hg} - T_{h\zeta}) \quad (11)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Maksimum ısı ise çevre şartlarında ısı değiştiricisine giren soğuk havanın, buharın giriş sıcaklığında değiştiriciyi terk etmesi halinde bulunabilir ve minimum akışkan sıcak akışkan kabul edilirse

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{hg} - T_{c\zeta}) = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{hg} - T_{c\zeta}) \quad (12)$$

formülü elde edilir. Yine açık sistemde ısı değiştiricilerinde ekserji kaybı

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \dot{m}_c (h_{c\zeta} - T_0 S_{c\zeta}) + \dot{m}_h (h_{hg} - T_0 S_{hg}) - \dot{m}_c (h_{c\zeta} - T_0 S_{c\zeta}) + \dot{m}_h (h_{h\zeta} - T_0 S_{h\zeta}) \quad (13)$$

biçiminde yazılır ve bu ifade düzenlenirse

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \dot{m}_c (h_{c\zeta} - h_{c\zeta}) + \dot{m}_h (h_{hg} - h_{h\zeta}) + T_0 [\dot{m}_c (S_{c\zeta} - S_{c\zeta}) + \dot{m}_h (S_{h\zeta} - S_{hg})] \quad (14)$$

şeklini alır. Isı değiştiricisinde sıcak akışkanın verdiği enerji soğuk akışkan tarafından alındığından, her iki enerji miktarı birbirine eşittir. O halde entalpiler cinsinden ısı

$$\dot{Q}_{kh} = \dot{m}_h (h_{hg} - h_{h\zeta}) = \dot{m}_c (h_{c\zeta} - h_{c\zeta}) \quad (15)$$

şeklinde ifade edilir. Bu şekilde Eşitlik 14

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = T_0 [\dot{m}_c (S_{c\zeta} - S_{c\zeta}) + \dot{m}_h (S_{h\zeta} - S_{hg})] \quad (16)$$

şeklini alır. Sıcak ve soğuk akışkanların entropi değişimi, sabit basınçtaki özgül ısıları cinsinden

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \dot{m}_c T_0 \Delta S_c + \dot{m}_h T_0 \Delta S_h \quad (17)$$

bir akışın kullanılabilirliği, 'akış kullanılabilirliği' diye adlandırılır ve  $\Psi$  gösterilirse

$$\Delta \Psi = (h_{\zeta} - h_g) - T_0 (S_{\zeta} - S_g) + \frac{V^2 - V_g^2}{2g} + g (Z_{\zeta} - Z_g) \quad (18)$$

burada kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri sıfır kabul edilip, birim zamandaki tersinmezlik ( $T_0 \Delta S$ ) çekilirse

$$\Delta\Psi = \Delta h - T_0 \cdot \Delta S \Rightarrow T_0 \cdot \Delta S = \Delta h - \Delta\Psi \quad (19)$$

Eşitlik 19, Eşitlik 17'de yerine yazılırsa

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \left[ \dot{m}_c (\Delta h_c - \Delta\Psi_c) + \dot{m}_h (\Delta h_h - \Delta\Psi_h) \right] \quad (20)$$

denklem (20)'nin her tarafı sıcak akışkanın tersinir işine bölünürse

$$\frac{\dot{E}_{\text{kayıp}}}{\dot{m}_c \cdot \Delta\Psi_h} = \frac{\dot{m}_c \cdot \Delta h_c}{\dot{m}_c \cdot \Delta\Psi_h} - \frac{\dot{m}_c \cdot \Delta\Psi_c}{\dot{m}_c \cdot \Delta\Psi_h} + \frac{\dot{m}_h \cdot \Delta h_h}{\dot{m}_h \cdot \Delta h_h} - \frac{\dot{m}_h \cdot \Delta\Psi_h}{\dot{m}_h \cdot \Delta\Psi_h} \quad (21)$$

akışların karışmadığı, adyabatik ısı değiştiricisi için, sağlanan kullanılabilirlik, sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır. Elde edilen kullanılabilirlik ise soğuk akış çevre sıcaklığının altında olmamak koşuluyla, akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu durumda ısı değiştirici için ikinci yasa verimi şöyle yazılabilir

$$h = \frac{\dot{m}_c \cdot (\Psi_{cç} - \Psi_{cg})}{\dot{m}_h \cdot (\Psi_{hg} - \Psi_{hç})} \quad (22)$$

bu sonuçlara göre denklem (21) düzenlenirse

$$\frac{\dot{E}_{\text{kayıp}}}{\dot{m}_h \cdot \Delta\Psi_h} = \frac{\dot{m}_c \cdot \Delta h_c}{\dot{m}_h \cdot \Delta\Psi_h} + \frac{\dot{m}_h \cdot \Delta h_h}{\dot{m}_h \cdot \Delta\Psi_h} + (h - 1) \quad (23)$$

elde edilir. Burada

$$\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_c} = m_{\text{oran}} \quad \text{ve} \quad \frac{\Delta h_c + m_{\text{oran}} \cdot \Delta h_h}{\Delta\Psi_h} = 1$$

denirse, boyutsuz ekserji kaybı ifadesi

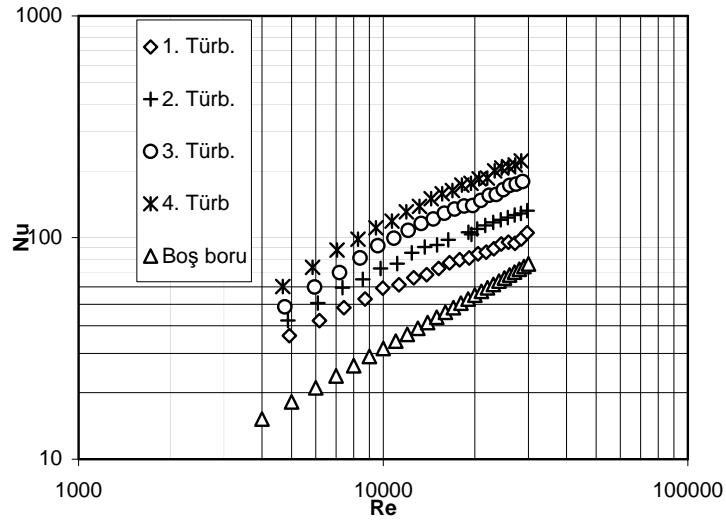
$$e = \frac{\dot{E}_{\text{kayıp}}}{\dot{m}_h \cdot \Delta\Psi_h} = 1 \cdot m_{\text{oran}} - (1 - h) \quad (24)$$

şeklinde yazılabilir. Burada entalpi ve entropi değerleri, ölçülen sıcaklıklar için kuru hava ve doymuş su buharı tablolarından alınmıştır.

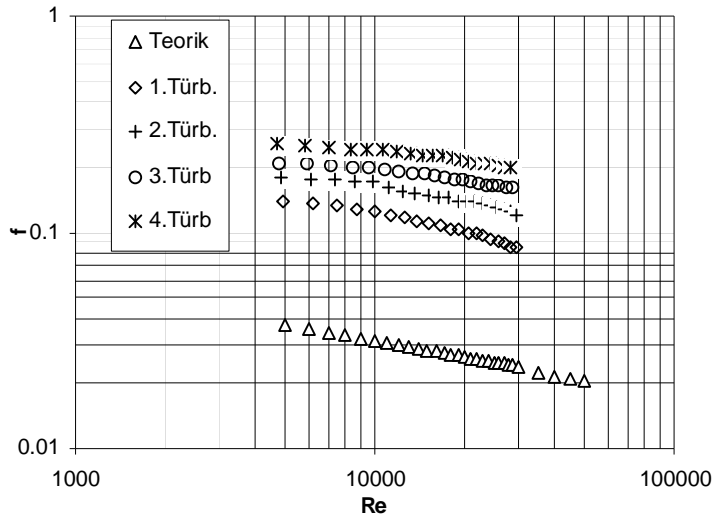
#### 4. SONUÇ

Yapılan deneyler sonucunda, Reynolds sayısı ile Nusselt değişimi Şekil 4' de, Reynolds Sayısı ile basınç kaybı katsayısının değişimi Şekil 5'de, ekserji kaybının NTU ile değişimleri Şekli 6'da verilmiştir.





Şekil 4. Ortalama Nusselt sayısını Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5. Sürtünme kayıp katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

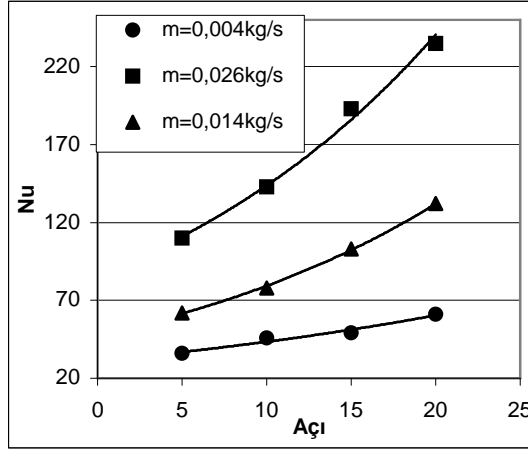
Verilen ampirik bağıntılar  $L_{\text{türbülötör}} / L_{\text{boru}} = 0,072$  değerinde  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$  koniklik açılarında tekabül eden  $0,33 < D_{\text{dar}} / D_{\text{geniş}} < 0,83$  ve  $5000 \leq Re < 30000$  aralığında geçerlidir. Deneysel sonuçlardan elde edilen bağıntılar Tablo 1'de verilmektedir. Tablo 1'de verilen bağıntılar yaklaşık  $\pm \%10$  hata oranına sahiptir. Bu bağıntılar incelendiğinde kesik konik tipli türbülötörlerin ısı transferi açısından iyi sonuç verdiği, fakat türbülötörlerin direk akım ortamına yerleştirilmesinden dolayı yüksek basınç kayıplarına neden olduğu görülmektedir (Şekil 4 ve Şekil 5). En büyük koniklik açısında ısı transferinin en yüksek değerlerinde elde edilmekle beraber, basınç kayıplarında da çok yüksek değerlere çıkmıştır. Bazen ısı transferindeki artışlar, ısı değiştiricisinin boyutlarının küçülmesine ve daha etkin çalışmasına neden olacağından bazı durumlarda basınç kayıpları önemsenmeyebilir.

Görüldüğü gibi koniklik açısı arttıkça ısı transferi artarken bunun yanında basınç kaybı da artmaktadır (Şekil 6). Bundan dolayı koniklik açısına bir sınırlandırma getirmek gerekir bu

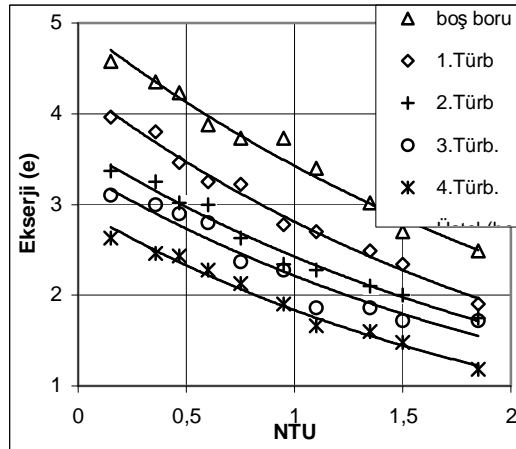
sınırın  $20^\circ$ 'den daha büyük olmaması gerektiği deneysel sonuçlardan elde edilmiştir. Aksi takdirde basınç kayıpları çok artmaktadır.

Ekserji kaybı açısından koniklik açısı arttıkça ekserji kaybı azalmaktadır (Şekil 7). Bunun nedeni ise, akım ortamına yerleştirilen türbülötörler ısı transferini artırmakta ve ısı değiştiricisinin daha etkin çalışmasını sağlamaktadır.

Deneylerimizde kullandığımız türbülötörlerin kanat açısı, ısı transferi, basınç kaybı ve işletme maliyetleri açısından bir optimizasyona gidilmesi durumunda bu aralık daha sık tutulabilir. Ayrıca kanat çapı değişken seçilerek araştırma genişletilebilir.



Şekil 6. Farklı debilerdeki Nusselt sayısının açığa göre değişimi



Şekil 7. Boyutsuz ekserji kaybının NTU'la değişimi

## KAYNAKLAR

- Royds R. (1921): "Heat Transmission by Radation, Conduction and Convection", First Edition, Constable and Company, London.
- Zaherzadeh N.H., Jagadish B.S. (1975): "Heat Transfer in Decaying Swirl Flows", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, No. 7, p. 941-944.
- Smithberg E., Landis F. (1964): "Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Turbes with Twisted Tape Swirl Generators", Journal of Heat Transfer, Feb., p. 39-49.
- Narezhnyy E.G., Sudarev A.V.(1971): "Local Heat Transfer in Air Flowing in Tubes with a Turbulence Prometer at the Inlet", Int. J. Heat and Mass Transfer, V. 3 No2., March-April, p.62-66.
- Durmuş A. (1993): "Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinin de Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi", Doktora Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.