

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DUMAN BORULU KAZANLARDA YENİ GELİŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLER
KULLANARAK ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBININ ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fahri KARAHAN

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği
Programı: Enerji

HAZİRAN- 2010

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DUMAN BORULU KAZANLARDA YENİ GELİŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLER
KULLANARAK ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBININ ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Fahri KARAHAN

Enstitü No: 06220102

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 27 Mayıs 2010

Tezin Savunulduğu Tarih: 10 Haziran 2010

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Aydın ÇITLAK (F.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Cengiz YILDIZ (F.Ü.)
Doç. Dr. Aydın DURMUŞ (O.M.Ü.)

HAZİRAN-2010

ÖNSÖZ

Yüksek lisans çalışmamın başlamasını sağlayan ve her konuda yardımlarını ve desteklerini gördüğüm tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Aydın ÇITLAK' a, Doç. Dr. Aydın DURMUŞ' a ve Prof. Dr. Cengiz YILDIZ'a çalışmalarım süresince çok özverili yardım ve ilgisini esirgemeyen arkadaşım Arş. Gör. Atilla Gencer DEVECİOĞLU' na, Dr. Hakan KARAKAYA ve aileme teşekkür ederim.

Fahri KARAHAN

ELAZIĞ–2010

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER	III
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	IV
TABLolar LİSTESİ.....	V
SEMBOLLER LİSTESİ.....	VI
ÖZET.....	VII
ABSTRACT	VIII
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	6
3. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	11
3.1. Hesap Yöntemi	15
4. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRİLMESİ	18
5. SONUÇLAR	22
KAYNAKLAR	23
ÖZGEÇMİŞ	26

ÖZET

Bu çalışmada, Malatya Mimsan kazan fabrikasında bulunan 125.000 kcal/h' lik katı yakıtlı kazanda, 8 farklı tipte şerit türbülator kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi incelenmiştir. Aynı zamanda türbülatorlerin neden olduğu basınç kayıpları da ölçülmüştür. Kazandaki duman borularının tümüne yerleştirilen türbülatorlerle deneyler yapılmıştır. İlk olarak içerisine türbülator yerleştirmeden deneyler yapılmıştır. İkinci adımda ise duman boruları içerisine türbülatorler yerleştirilerek her tip için ayrı ayrı deneyler yapılmış ve ısı transferi hesaplanmıştır. Bunun yanında basınç kayıplarında da artış olduğu görülmüştür.

Deneylerde fan debisi damper yardımıyla değiştirilerek Reynolds sayısı 18000 ile 28000 arasındaki değerlerde hesaplamalar yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Türbülator, Isı transferi, Basınç kaybı

ABSTRACT

The Investigation of Heat Transfer and Pressure Loss New Developments Turbulators Using in the Smoke Pipe Boilers

In this study, 8 different types band turbulators using was investigated heat transfer development in solid fuel boiler of 125.000 kcal/h at Malatya Mimsan boiler factory. Besides the pressure loss was measured cause by turbulators. Experiments were made up which turbulators put all of smoke pipes in the boiler. First experiment was made up none turbulator. Later experiments were done different types turbulators and heat transfer was calculated. Besides pressure loss were increased.

The experiments, which fan flow was changed with throttle, was done Reynolds number from 18000 to 28000

Key Words: Turbulator, Heat transfer, Pressure loss

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü	10
Şekil 3.2. Deney seti genel görünüşü.....	11
Şekil 3.3. Deney seti ve bağlantıları	11
Şekil 3.4. Türbülator tipleri.....	12
Şekil 3.5. Sık dalgali türbülator.....	13
Şekil 3.6. Sık kıvrımlı türbülator	13
Şekil 3.7. Logaritmik sıcaklık farkı	14
Şekil 4.1. Tam boy türbülatorlerde Re sayısının Nu sayısı ile değişimi.....	17
Şekil 4.2. Yarım boy türbülatorlerde Re sayısının Nu sayısı ile değişimi.....	17
Şekil 4.3. Tam boy türbülatorlerin Reynolds Sayısının Basınç Düşüşü ile Değişimi.....	18
Şekil 4.4. Yarım boy türbülatorlerin Reynolds Sayısının Basınç Düşüşü ile değişimi	18
Şekil 4.5. Yarım boy türbülatorlerde Net Isı Kazancı/ Ek basınç Kaybı Oranının Reynolds sayısı ile değişimi	19
Şekil 4.6. Tam boy türbülatorlerde Net Isı Kazancı/ Ek basınç Kaybı oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	19

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 4.1. Türbülantörlü deneydeki ısı transferinin türbülantörsüz deneye göre yüzde artışı	20
---	----

SEMBOLLER LİSTESİ

A	: Isıtma Yüzey Alanı (m^2)
U	: Havanın hızı (m/s)
c	: Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (J/kg K)
h	: Havanın taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)
k	: Havanın ısı iletim katsayısı ($W/m K$)
m	: Havanın kütleli debisi (kg/s)
Q	: Isı transfer miktarı (W)
Q_{NIK}	: Net ısı kazanç (W)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
μ	: Dinamik viskozite (Pa s)
ρ	: Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
Re	: Reynolds sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç (Pa)
V	: Hacimsel debi (m^3/h)

İNDİSLER

i	: iç çap
K	: Ek basınç kaybı
T	: Türbülator

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı değişimini sağlayan cihazlardır. Atık enerjilerin ısı değiştiricileri yardımıyla yararlı hale getirilmesinden dolayı da sanayinin hemen hemen her dalında kullanım alanına sahiptirler. Kullanım amacına göre çok farklı konstrüksiyonlarda bulunabilirler. Değişik tiplerde olan ısı değiştiricileri; konstrüksiyon özelliklerine, ısı transfer şekline, akışkanların faz değişimlerine, ısı transfer yüzey alanının ısı transfer hacmine oranına, akışkan sayısına, akışkanın akış şekli gibi özelliklerine göre sınıflandırılabilirler. Enerji üretim ve dönüşüm verimini artırmak için çok sayıda sayısal ve deneysel çalışma yapılmıştır. Isı transferi araştırmasının önemli alanlardan birisi de kanal içindeki ısı transferi yapısının anlaşılması ısı eşanjörleri ve güneş kolektörleri verimli çalışabilmesi için gereken soğutma işlemlerinin ve benzeri fiziksel olayların daha iyi bilinmesi sayesinde bu tür tasarımların optimum olmasını sağlayacaktır.

Isı geçiş yüzeyini artırmak için yapılan çalışmalarda, Yüzeyde kanallar açılmakta, eğriyel yüzeyler oluşturulmakta, pürüz elemanları ve kanatçıklar kullanılmakta olup daha etkili sonuçlar elde edebilmek için birden fazla iyileştirme tekniğinin kullanıldığı çalışmalarda yapılmıştır. Örneğin, spiral kanatçık kullanımıyla bir taraftan akım döndürölürken diğer taraftan da ısı geçiş yüzey alanı artırılırken, kanatçıkların geometrilerine ve tasarım parametrelerine göre akım alanı içerisindeki türbölans şiddetinin de artırılması söz konusudur.

Çeşitli sistemlerde çok sıcak atık gazlar mevcuttur. Örneğin gemilerde ana makineden çıkan egzoz gazları dışarı atılmadan bir ekonomizerden geçirilerek yüksek basınçta kızgın buhar elde edilerek gerekli olan yerlerde kullanılır. Kirli gazlardan elde edilen enerjiyi kullanabilir hale geçirmede en önemli unsur, kullanılacak ısı değiştiricisinin etkinliğinin mümkün mertebe yüksek olmasını sağlamaktadır.

Çeşitli mekanik uygulamalarda türbölansın veya ısı transfer yüzeyinin artırılması ile ısı geçişi artırılabilir. Fakat toplam masraflardaki artışlar her zaman göz önüne alınmalıdır. O halde bir ısı değiştiricisinin etkinliği hakkında fikir yürütmede, taşınan ısı akımının toplam masraflara olan oranı dikkate alınmalıdır.

Toplam masraflar, yatırım ve işletme masrafları olarak ikiye ayrılırlar. Yatırım masraflarının ana bölümü ısı değiştiricisinin yapımında kullanılan materyallerden oluşur. İşletme masrafları bir yandan bakım ve yürütme masraflarının, diğer yandan ise enerji için

ödenen masrafları kapsar. Enerji bir taraftan pompalar ve benzeri mekanik aygıtlar için sarf edilirken, diğer taraftan da gerekli ısıнын üretiminde harcanır. Fakat mevcut üretilmiş atık ısıları kullanmak, örneğin fabrikaların baca gazları sıcaklığından maksimum seviyede faydalanabilmede pompalama ve mekanik aygıtlarda harcanan enerji ön plana çıkar. Bu nedenle ısı değıştircilerinde ısı transferinin artırılması yanında, basınç kayıplarının aşırı artmamasına dikkat edilmesi gerekir.

Bir ısı değıştircisinin performansının artırılması; ısı değıştircisinin çıkışında sıcak akışkan ile soğuk akışkan sıcaklıklarının mümkün olduğu kadar birbirine yaklaştırılması ile mümkündür. Sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları ne kadar birbirine yakın olursa ısı değıştircisinin performansı o kadar iyidir. Fakat bu yaklaştırma sırasında basınç kayıpları da artacaktır. Basınç kayıplarının artması işletme masraflarını artıracaktır. Bu nedenle ısı değıştircileri dizaynında ısı transferinin artışı yanında işletme masraflarının da artışı göz önünde bulundurulmalıdır.

Isı taşınım katsayısının artması, akışın karıştırılması yani türbülansın arttırılması ile mümkündür. Isı geçişı türbülanslı akışta laminar akışa oranla daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni, laminar akışta akışkan partiküllerinin birbirleri üzerinden katmanlar halinde akmasıdır. Bu da ısı geçişini olumsuz yönde etkilemektedir. Türbülanslı akışta ise katmanlar oluşmamakta ve akışkan partikülleri arasında ısı alışverişı artmaktadır.

Isı değıştircilerinde amaç maksimum ısı çekebilmektir. Bu da ısı transferinin iyileştirilmesiyle mümkündür. Isı transferini iyileştirmek için kullanılan aktif veya pasif yöntemde amaç ısı taşınım katsayısını artırmaktır. Isı taşınım katsayısını artırmanın en iyi yolu türbülansın artırılmasıdır. Çünkü ısı geçişı türbülanslı akışta fazla, laminar akışta daha az olmaktadır. Laminar akışta ısı geçişinin azalmasının nedeni akışkan partiküllerinin katmanlar halinde birbiri üzerinden akması sonucu ısı geçişı olumsuz etkilenmektedir. Türbülanslı akışta ise türbülans sebebiyle katmanlar oluşmamakta ve akışkan parçacıkları arasındaki ısı geçişı artmaktadır. Bilindiği gibi tam gelişmiş akışta oluşan sınır tabaka ve alt sınır tabaka içerisindeki hız dağılımı, akışkanın taşınım katsayısını önemli oranda değıştirmektedir. Türbülans düzeyi arttıkça ısı geçişı de artacaktır.

Isı geçiş katsayısının artması ısı geçiş yüzeylerinin yani boyutların küçülmesini sağlayacaktır. Isı değıştircinin boyutları küçülürse masrafları azalacak ve enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Isı transferini iyileştirme teknikleri aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırılabilir. Isı transfer edilen akışkana ilave enerji verilerek ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem olarak adlandırılmaktadır.

Pasif yöntemin özellikleri şöyle özetlenebilir:

Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi ve kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntıların oluşturulması şeklindeki düzenlemelerin yapılmasıdır. Bu düzenlemelerin yapılmasıyla genellikle ısı transferinin artırılmasından çok türbülansın arttırılması amaçlanır. Büyütülmüş yüzeyler dediğimiz kanatlı yüzeyler hemen hemen bütün ısı değiştiricilerinde kullanılırlar.

Zorlanmış akışta, dönme veya ikincil akışları oluşturmak için; boru içerisine yerleştirilen parçalar, kangal şeklinde bükülmüş borular, girişe yerleştirilen giriş vorteks (girdap) üreticileri, bükülmüş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, yüzey gerilim aletleri, kaynama ve yoğunlaşmada sıvı akışını yönlendirmek için açılmış yüzeyler veya yönlendirici kanatlardan oluşan yöntemler de pasif yönteme örnek teşkil ederler.

Aktif yöntemin özellikleri ise şöyle özetlenebilir:

Mekanik yardımcıların kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, mekanik araçlar yardımıyla akışın karıştırılması, yüksek veya düşük frekanslı yüzey titreşiminin oluşturulması, sıvı titreşiminin oluşturulması ve elektrostatik alanların oluşturulması aktif yöntemlere örnek verilebilir.

Isı transferini iyileştirici teknik kullanmakla ısı değiştiricisinin boyutlarının küçültülmesi ve pompalama gücünün azaltılması arzulanır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesi ile ısı değiştiricisinin etkinliği artırılmış olur ve bu sayede enerji tasarrufu sağlanır.

Ancak bütün bunların yanında değişik iyileştirme tekniklerinin kullanılması ile ısı transfer katsayısında sağlanan artış, beraberinde sürtünme kayıplarının da artışına neden olmaktadır. Basınç kaybı artışları da işletme masraflarının artışı anlamına geleceğinden, bu gibi çalışmalarda mutlaka bir optimizasyona gidilmesi gerekmektedir.

Türbülötörler, aşağıda verilen sebeplerden dolayı ısı transferini artırırlar:

1. Isı transfer alanını artırır.
2. Akış ortamına rahatça yerleştirilerek sınır tabakanın parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlar.
3. Akım yolunu uzatır.
4. Akış ortamının türbülans şiddetini artırır.
5. Akım ortamında dönmeli ve ikincil akış oluştururlar.

Dönmeli akışlar; sarımlı teller, spiral kanatçıklar, bükülmüş şeritler, pervaneler gibi cisimlerin akış ortamına yerleştirilmesiyle oluşturulmaktadır. Borulardaki ısı transferini artırmak için yapılan çalışmalar ısı değiştiricisindeki yüksek performansın elde edilebilmesi için oldukça önemlidir. Bir boruda ısı transferi, boru cidarına yerleştirilmiş kuşak, kanat gibi çıkıntılar sayesinde artırılabilir. Bunlardan başka bakımı, sökölüp değiştirilmesi ve temizlenmesi kolay çeşitli tiplerde türbülötörler tak-söklü olarak kullanılabilirler.

Dönmeli akışı iki sınıfta toplayabiliriz. Bunlardan birincisi, sürekli dönmeli akış diye tarif ettiğimiz ve boru boyunca dönmeli akış üreticilerinin kullanılmasıdır. Diğer ise, sadece boru girişinde dönmeli akış üreticilerinin kullanılması halidir.

Sürekli dönmeli akış üreticilerinde tüp içerisindeki akışkan hareketi genellikle bizim çizdiğimiz yol ile sınırlandırılmıştır. Bu metotta akışkana sürekli dönme etkisi verilmekte, fakat bunun yanında da basınç kayıpları da sürekli artmaktadır. Bu da pompalama gücünü ve işletme masraflarını artırmaktadır.

Diğer metotta ise, akışkana sadece boruya girişinde dönme etkisi verilmekte ve daha sonra akışın boru içerisinde serbest olarak ilerlemesi ve gelişmesi sağlanmaktadır. Verilen dönme etkisinin şiddeti istenilen sönümlenme boyuna bağlı olmaktadır.

İmal edilen türbülötörlerin serbest olarak kendi ekseni etrafında dönebilmesi özelliği sayesinde basınç kaybında aşırı artışların önüne geçilmiştir. Türbülötörlerin kendi etrafında serbestçe dönmesi, akışkana ek pompalama gücü ve dönme etkisi vermekte ve sınır tabakanın parçalanmasını sağlamaktadır. Kullanılan türbülötörlerin akış önüne set şeklinde yerleştirilen türbülötörlerden üstünlüğü bu noktada kendini göstermektedir.

Çünkü akış önüne set şeklinde konulan türbülötörlerde ısı transferindeki artışlar aşırı basınç kayıplarını da beraberinde getirmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu çalışmada; duman borulu kazanlarda boru içersine değişik tipte türbülötörler geliştirilip yerleştirilmesi suretiyle ısı transferindeki artış ve basınç kaybı araştırılmıştır. Bu şekilde farklı türbülötörlerin ısı transferine etkileri incelenmiştir. Boru girişine ve boru boyunca türbülötörler yerleştirilerek sönümlenen ve sönümlemeyen akışlar için sonuçlar elde edilmiştir. Sisteme gerekli su ve sıcak dumanın verilmesi için gerekli düzenlemeler yapılmıştır. Duman borusu içinden çekilen hava akımın elde edilmesi için gerektiğinde bir fan kullanılmıştır. Sistemdeki hava ve su debisi uygun akış ölçerler kullanarak tespit edilmiştir. Boru yüzeyindeki ve akışkan sıcaklıkları termoelemanlar ile bir kanal seçici ve sıcaklık ölçerler yardımıyla okunmuştur. Sistem üzerinde belirli noktalarda basınç değerleri okunarak basınç kayıpları belirlenmiştir.

Literatür araştırması, ısı değiştiricilerindeki ısı transferi ve basınç kaybı artışı, kazanların verimleri, akışlara etki eden dış kuvvetler ve ısı geçiş şekline göre aşağıda verilen ana konu başlıklarında yapılmıştır.

- Silindirik borular içerisinde akış ve ısı transferi,
- Dönmeli akış (swirl flow)
- Isı değiştiricileri
- Eş eksenli halka aralıkta akış ve ısı transferi

Silindirik borular içerisindeki akış ve ısı transferi denklemleri, hemen hemen her akışkanlar mekaniği ve ısı transferi kitabında yer almaktadır. Türbülanslı akışta ısı transferi analizinin güç olmasından dolayı, araştırmacılar tarafından silindirik borular ve kanallar için birçok deneysel bağıntı elde edilmiştir. Akış için temel denklemler ve ısı transferi için bazı deneysel bağıntılar literatürde bulunabilir

Literatürde; dönmeli akışlarda akışın teorik ve deneysel incelenmesine geniş yer verilmektedir. Dönmeli akış üreticileri hakkında birçok araştırma mevcuttur. Bunlardan bazıları aşağıdadır;

Isı transferi üzerine türbülans üreticilerinin yararlı etkileri, ilk olarak 1921 yılında Royds tarafından ispatlanmıştır [20].

Karabay ve Ayhan [11], silindirik borular içerisine yerleştirilen konik halka yüzey elemanlarının ısı transferine etkilerini bir dizi deneylerle incelemişlerdir. K.T.Ü. Termodinamik Laboratuvarında yapılan araştırmalarda silindirik borular içerisinde türbülatorlerin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı, bunun yanında basınç kayıplarının da arttığı sonucuna varılmıştır.

Junghan ve diğ. [8], enerji tasarrufu sağlama maksadı ile boru içerisine yerleştirilen türbülatorlerle deneyler yapmışlardır. Araştırmacıların deneylerine göre fosil kökenli yakıt kullanılan kazanlarda ilave bir işletme masrafı yapmadan duman borusu içerisine yerleştirilen türbülatorler vasıtası ile suya geçen ısının arttığı gözlemlenmiştir. Buna karşılık baca çekişinde kötüleşme yani basınç kaybında artışlar olmuştur.

Zaherzadeh ve Jagadish [26], dönmeli akış üreticisi olarak kendi eksenini etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirilerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı gözlemlenmiştir.

Smithberg ve Landis [21], zorlanmış taşınım halinde boru içerisine yerleştirilmiş bükülmüş tip dönme üreticilerinin kullanılması ile ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılar, 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.

Narezhnny ve Sudarev [16], dönmeli akış üreticisi olarak helisel şekilde bükülmüş türbülatorler kullanmışlardır. Araştırmacılar, türbülatorleri borunun tümüne yerleştirme yerine borunun girişine yerleştirmişlerdir. Bu şekilde akış başlangıçta döndürülmüş, daha sonra da bağımsız olarak gelişmesine izin verilmiştir. Böylelikle ısı transferinde artışın yanında basınç kayıplarının aşırı şekilde artmamasını sağlamışlardır.

Migay ve Golubev [15], boru içerisinde dönmeli akış üreticileri bulunması halinde ve giriş akışının türbülanslı olması durumunda ısı transferi ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılara göre dönmeli akışlarda ısı transferi artar fakat sürtünme katsayısı ısı transferinden daha da büyük bir artış göstermiştir. Yani dönmeli akışlar ısı transferinin artmasına neden olurken, basınç kayıplarını da artırmıştır.

Thorsen ve Landis [22], teorik olarak yeni bir analitik modelleme ile dönmeli akışta ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar, büyük sıcaklık değerlerinde türbülanslı, dönmeli akışta sürtünme ve ısı transferi için modelleme geliştirmişlerdir.

Durmuş [6], yaptığı araştırmada boru girişinde dönmeli akış oluşturan kanallar vasıtası ile boru içerisinden akan akışkana dönme etkisi vermiştir. Araştırmacıya göre; dönen kanallar vasıtası ile verilen bu dönme etkisi ısı transferinde artışa neden olmuş bu artışa karşılık basınç kayıplarının da arttığı tespit edilmiştir.

Arıcı ve Ayhan[1], tarafından yapılan diğer bir çalışmada içten yapay dirençli borularda akış ve ısı transferinin araştırılması yapılmıştır. Yapay direnç olarak pratikte uygulama kolaylığı sağlanması bakımından helisel yay seçilmiştir. Yapılan çalışmada, ısı transferinin iyileştirme yöntemlerinden biri olan sınır tabakanın sürekli yenilenmesi yöntemi kullanılmıştır. Bu amaçla değişik helis adımı ve helis çaplarındaki türbülatorler kullanılmıştır. Deneyler türbülanslı akışta Reynolds sayısının 15000-50000 değerleri arasında yapılmıştır. Deneyler sonucunda ısı transfer katsayısında %60-400 kadar artış olmakla birlikte, basınç kaybında boş boruya oranla 20 kata varan artışlar olmuştur.

Durmuş [7], yüksek lisans çalışmasında boru girişine yerleştirdiği salyangoz tipindeki dönmeli akış üreticisiyle deneyler yapmıştır. Araştırmacı deneylerini türbülanslı akışta gerçekleştirmiş ve dönme etkisini sadece boru girişinde vermiştir. Boru içerisinden akan akışkan ilerledikçe kendiliğinden gelişmesi serbest bırakılmış, böylece basınç kayıplarında aşırı artmalar engellenmiştir. Akışkana dönme etkisi verildiğinde, ısı transferinde artışlar olduğu araştırmacı tarafından deneysel olarak tespit edilmiştir.

Çulcu [4], yaptığı yüksek lisans çalışmasında boru içerisine parçalı konik halka yüzeyli türbülatorler yerleştirmiştir. Araştırmacı akım ortamına ve boru boyunca yerleştirilen türbülatorlerin ısı transferini artırdığını bunun yanında basınç kayıplarında da aşırı artışlara neden olduğunu tespit etmiştir.

Yılmaz ve Ayhan [3], tarafından yapılan çalışmada daralan-genişleyen konik yüzeyli türbülatorlerin ısı transferi üzerine olan etkisi araştırılmıştır. Boru yüzeyi elektrikle ısıtılarak boru içinden akan havaya sabit ısı akısının geçişi sağlanmıştır. Deneyler sonucunda, boş boruya göre basınç kaybının 15 kat, Nusselt sayısının ise iki kat arttığı görülmüştür. Bu çalışmada Reynolds sayısı 18000-33000 arasında seçilmiştir.

Kuzay ve Scott [12], silindirik bir aralıkta hem dönen hem de duran iç silindir durumunda türbülanslı ısı transferi için deneysel çalışmalar yapmışlardır.

Murakami ve Kikuyama [13], eksenel olarak dönen bir boruya tam gelişmiş türbülanslı akışın verilmesi durumunda zamana göre hız bileşenlerini ve hidrolik kayıpları ölçmüşlerdir. Araştırmacılar, borunun dönmesinin türbülansı bastırdığını ve hidrolik kayıpları da azalttığını tespit etmişlerdir. Bu durumda eksenel hızın borunun dönme hızındaki artış ile laminar bir akış tipine yaklaştığını gözlemlemişlerdir.

Weigand ve Beer [23], türbülanslı akışta hidrodinamik olarak tam gelişmiş akışta eksenel etrafında dönen boruda olan ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmalar sonucunda dönme hızının Nusselt sayısını etkilediği görülmüştür. Dönme hızının artması ile Nusselt sayısının büyük oranda arttığı tespit edilmiştir.

Yamada ve Imao [24], dönen bir boruya tam gelişmiş türbülanslı bir akış göndererek hız ve hidrolik kayıpları incelemişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda; akışın girişte laminar olması durumunda borunun dönmesinin ters etki yaptığı ve hidrolik kayıpların artarak hız profilinin türbülanslı akış hız profiline benzemeye başladığı görülmüştür. Giriş akışının türbülanslı olması durumunda ise, hız profilinin girişten yeterince uzakta bile zorlanmış vorteks hızı profili göstermediği tespit edilmiştir.

Algifri ve diğ. [2], dairesel bir boruda sönmelenen türbülanslı akıştaki ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar bu çalışmalarında, girişte yer alan radyal kanatlar, kısa bükülmüş şeritler ve açısız yivler gibi farklı tipteki dönmeli akış üreticilerinde ısı transfer katsayılarının belirlenebilmesi için teorik olarak bir yaklaşım formülasyonu elde etmişlerdir.

Pedley [19], dönen bir boru içerisinde rijit olarak dönen laminar bir akışın kararlılığını incelemiştir. Yapmış olduğu deneyler sonucunda, Reynolds sayısının 83'den büyük olması durumunda borunun dönmesinin akış üzerinde kararsızlığa sebep olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca $Re < 2300$ bölgesinde, borunun dönme hızının artmasıyla birlikte akışın da yavaş yavaş türbülanslı duruma geçtiğini gözlemlemiştir.

Kikuyama ve diğ. [14], eksenel olarak dönen bir boru içerisindeki akışı incelemişlerdir. Araştırmacılar, eksenel olarak dönen boruya bir akışkanın girmesi durumunda akışın dönen borudan bir teğetsel hız alacağını ve akış şekli ile hidrolik kayıpların borunun dönme hızı ile eksenel akış hızı oranına göre değişeceğini göstermişlerdir.

Oyakawa ve Izuru [17], yapmış oldukları çalışmada, ısı sınır tabakayı etkili bir şekilde parçalayan yeni bir metot olarak kanal içindeki iç akış vasıtasıyla ileri sürülen

kanatlı çarktan meydana gelen hareketli türbülans üreticilerini denemişlerdir. Bu çalışmada ilk adım olarak akışı yönlendiren açılı düzlem şekilli kanatlı çark seçilmiştir. Isı transferini artıran bu metot ısı transferini kontrol eden araçlar olarak düşünülür. Isı transferinin, kanadın dönme miktarı oranında arttığı düşünülmesi nedeniyle kanat için hızlandırıcı kuvvetleri veya frenleme teknikleriyle kanatlı çarkın hareketinin kolaylıkla kontrol altına alınabilmesinden dolayı, sabit akış oranlarında tüpteki ısı transferinin kontrol edilmesine çalışılmıştır. Mevcut çalışmada kanadın çapını, genişliğini ve sarım açısını değiştirerek çeşitli kanatlı çarklar için yerel ısı transfer katsayıları ve tüp boyunca basınç dağılımları ölçülmüştür. Bundan başka yazarlar, kanadın ilavesi sayesinde basınç kayıplarının ve ortalama değeri alınmış ısı transfer katsayılarının kanat şekillerine göre nasıl etkilendiğini göstermişlerdir. Ayrıca optimum kanat biçimlerine ve basınç kayıplarını dikkate alarak ısı transferini artırmanın hesabını araştırmışlardır.

Yıldız [25] çalışmasında, döner tip ısı değiştiricisindeki ısı transferi ve basınç kayıplarını incelemiştir. Dönel tipli ısı değiştiricisi olarak dört değişik karakterde imal edilmiş olan ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Bu ısı değiştiricilerinin birinci tipi konsantrik iç içe iki borudan oluşmuştur. Diğer ısı eşanjörü ise iç borunun dış yüzeyine açılan değişik hatveleri içeren borulardan ibarettir. Deney esnasında sıcak akışkan; iç borunun dış yüzeyinden soğuk akışkan ise iç borunun içinden gönderilmiştir. Araştırmacı, duran sistemlere göre soğuk su içeren iç borunun döndürülmesiyle ısı değiştiricisinin performansının iyileştiğini bulmuştur.

Isı transferini attırmanın yollarından biri sistemde duman boruları içine türbülatorler yerleştirmektir. Yapılan deneylerde 4 farklı tipte ve 4 farklı boyda çeşitli tiplerde

türbülötörler kullanılmıştır. Ayrıca tüm Re sayıları için türbülötörsüz olarak da ölçüm alınmıştır.

Yakıt olarak ceviz boy Rus linyit kömürü kullanılmıştır. Deney setine ait resimler Resim 3.2 ve Resim 3.3 de verilmiştir.

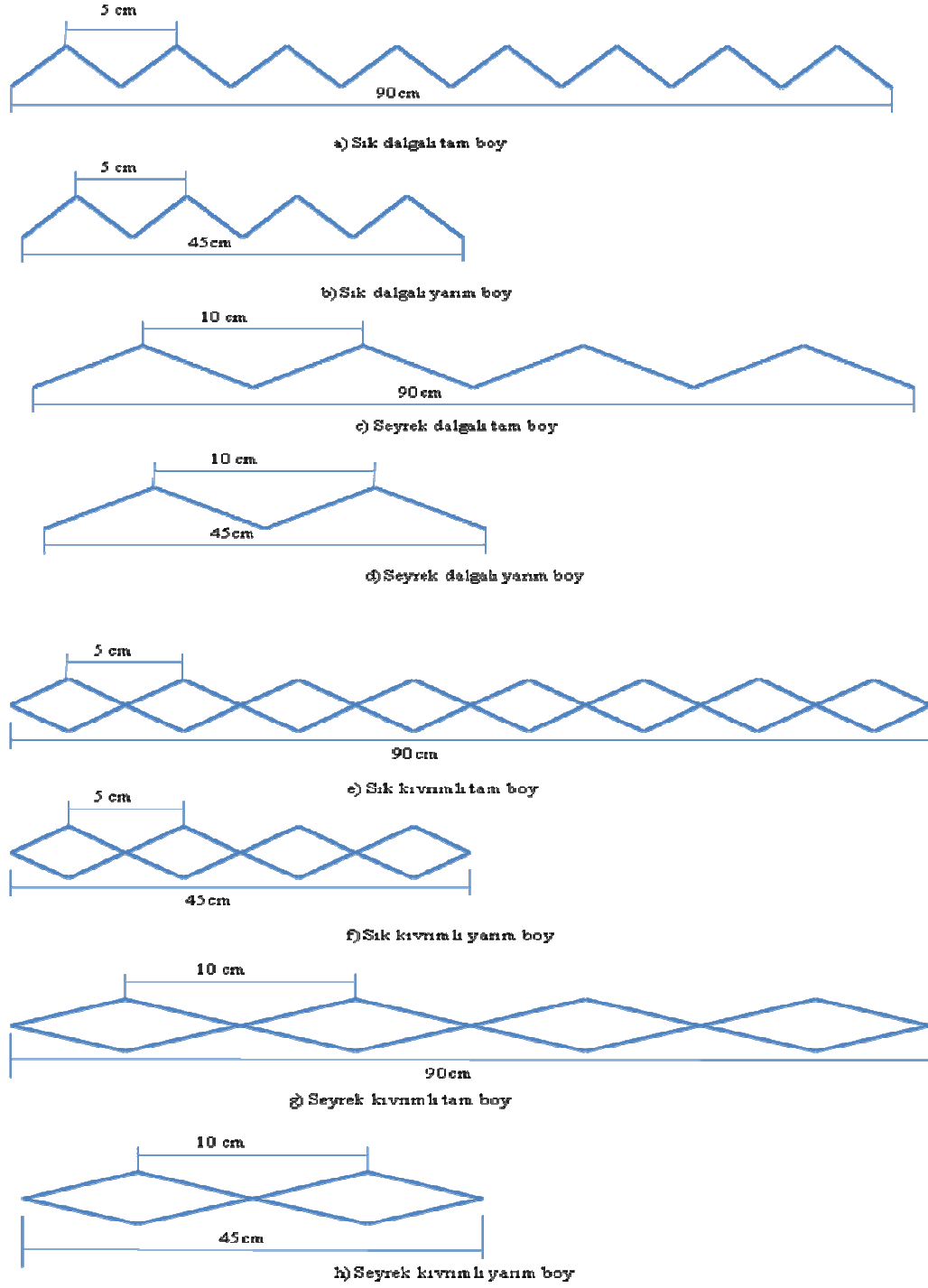


Şekil 3.2. Deney seti genel görünüşü.



Şekil 3.3. Deney seti ve bağlantıları.

Kullanılan türbülator tipleri Şekil 3.4 de verilmiştir. Türbülatorler 2 mm lik sacdan, ısıtılarak preste şekillendirilmiştir.

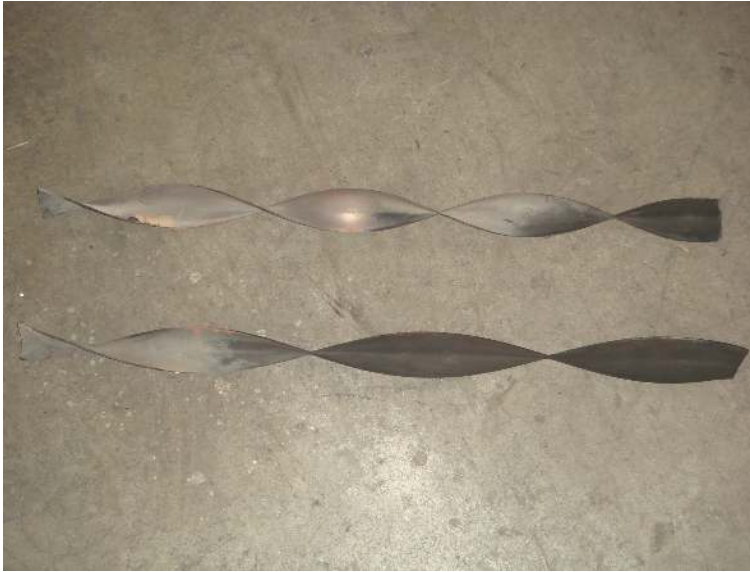


Şekil 3.4. Türbülator tipleri.

Deneyisel çalışmada kullanılan Türbülâtörler (Şekil 3.5 ve 3.6) önce tam boy olarak imal edilmiş ve bu Türbülâtörler denenerek deneyisel veriler alınmıştır. Daha sonra tam boy türbülâtörler tam orta noktalarından kesilerek yarım boy türbülâtörler elde edilmiştir.



Şekil 3.5. Sık dalgalı türbülâtör.



Şekil 3.6. Sık kıvrımlı türbülâtör.

3.1 Hesap Yöntemi

Kazanda kullanılan fan, damper yardımıyla 1650 m³/h, 1050 m³/h ve 700 m³/h hava debisi sağlamaktadır. Kazan duman borusu sayısı 34 adettir. İç çapı 42 mm olan her bir duman borusundan geçen hacimsel debi, debinin duman borusu sayısına oranıyla tespit edilmiştir. Re sayısı [3]

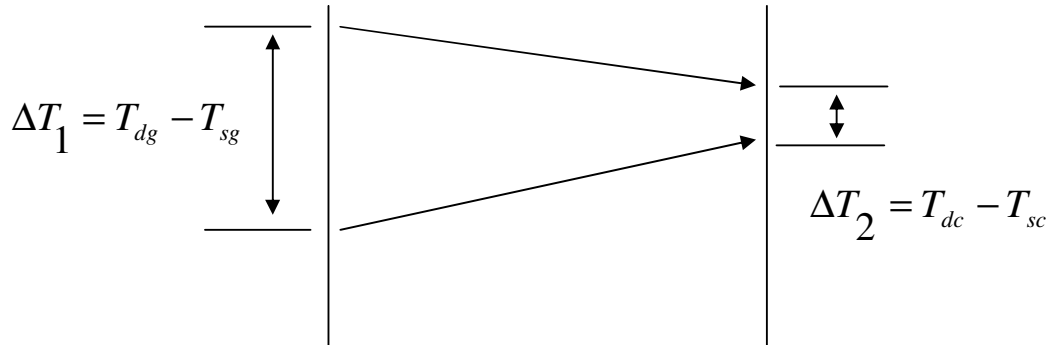
$$Re = \frac{U \cdot D_i}{\nu} \quad (3.1)$$

eşitliğinden bulunmuştur. Burada, ν havanın kinematik viskozitesi, d_i borunun iç çapı, U duman borusu içindeki ortalama hızdır. Çalışmada $Re=18000-28000$ aralığında 3 farklı debide ölçümler yapılmıştır. Ölçümlerde kullanılan debi değerleri ve buna bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayıları Tablo 3.1’de verilmiştir.

Boru içindeki sıcak duman gazından boru dış yüzeyindeki suya geçen ısı miktarının eşitliğinden faydalanarak [9] ;

$$Q_1 = Q_2$$

$$Q_1 = h \cdot A \cdot \Delta T_{Log} \quad (3.2)$$



Şekil 3.7. Logaritmik sıcaklık farkı.

Burada;

T_{dg} = Dumanın buruya giriş sıcaklığı(Ön sandık sıcaklığı)

T_{dc} = Dumanın burudan çıkış sıcaklığı(Arka sandık sıcaklığı)

T_{sg} =Suyun kazana giriş sıcaklığı

T_{sc} =Suyun kazandan çıkış sıcaklığı

olarak verilmektedir.

Logaritmik sıcaklık farkı ise;

$$\Delta T \log = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.3)$$

Denklem (3.2) de ise h, ısı taşınım katsayısını, A akışın geçtiği borunun yan yüzey alanını(ısıl alanını) göstermektedir.

$$Q_2 = \dot{m}_{su} C_{p_{su}} (T_{sg} - T_{sç}) \quad (3.4)$$

Burada;

Suyun fiziksel özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı) ;

$$T_{ms} = \frac{T_{sg} + T_{sc}}{2} \quad (3.5)$$

T_{ms} ortalama su sıcaklığına göre tablodan bulunmuştur.

Dumanın ise, fiziksel özellikleri(yoğunluk, viskozite, özgül ısı) ;

$$T_{md} = \frac{T_{dg} + T_{dc}}{2} \quad (3.6)$$

T_{md} ortalama duman sıcaklığına göre, duman hava kabul edilerek hava için tablodan bulunmuştur.

Logaritmik sıcaklık farkı elde edildikten sonra enerji bilânçosu ile ortalama ısı transfer katsayısı hesaplanır. Kazanılan ısıнын yüzey alanındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan ısıya eşitlenmesiyle h bulunur:

$$Q_1 = Q_2$$

$$\dot{m}_{su} \times C_{p_{su}} \times (T_{s\zeta} - T_{sg}) = h \times A \times \Delta \log \quad (3.7)$$

Daha açık bir şekilde yazılarak h çekilecek olursa;

$$h = \frac{(\dot{V} \cdot \rho)_{su} \cdot C_{p_{su}} \cdot (T_{s\zeta} - T_{sg})}{(\pi D_i L) \cdot \Delta T \log} \quad (3.8)$$

Burada; $\dot{V}$ hacimsel debi, A duman borusu yan yüzey alanı, D_i duman borusunun iç çapıdır.

Böylece Nusselt sayısı hesaplanabilir:

$$Nu = \frac{h D_i}{k} \quad (3.9)$$

Buradaki; h ısı taşınım katsayısını, k ise havanın ısı iletim katsayısıdır.

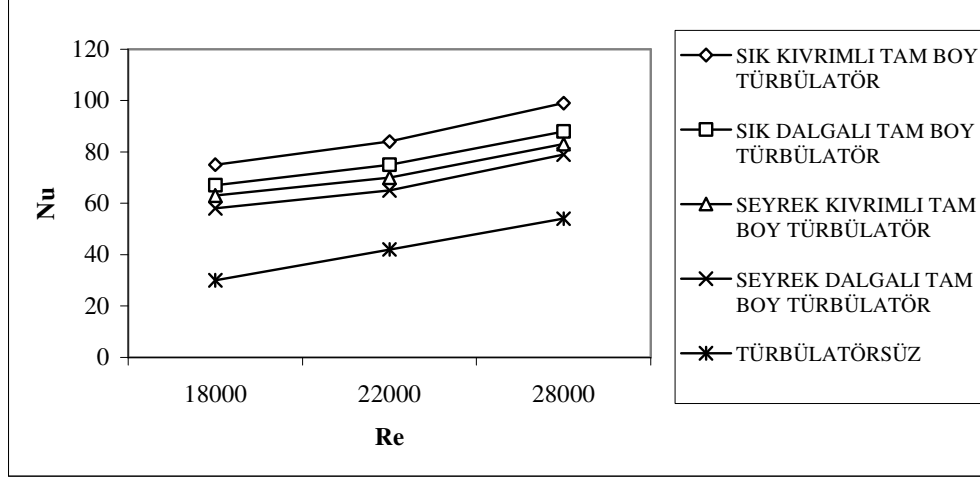
Türbülatorler sayesinde Nu sayısındaki artış ısı transferindeki artışı olduğunu göstermektedir. Ancak türbülatorler yapısından dolayı akışa direnç oluşturmakta bu da basınç kaybının artmasına sebep olmaktadır. Bu amaçla ısı kazanç oranının tespit etmek için net ısı kazanç ve ek basınç kaybı miktarının belirlenmesi gereklidir. Net ısı kazancının ek basınç kaybına oranıyla ilgili aşağıdaki denklem uygulanabilir [27].

$$\frac{Q_{NIK}}{\Delta P_K} = \frac{Q_T - Q}{\Delta P_T - \Delta P} \cdot \frac{1000}{V \cdot 9,81} \quad (3.10)$$

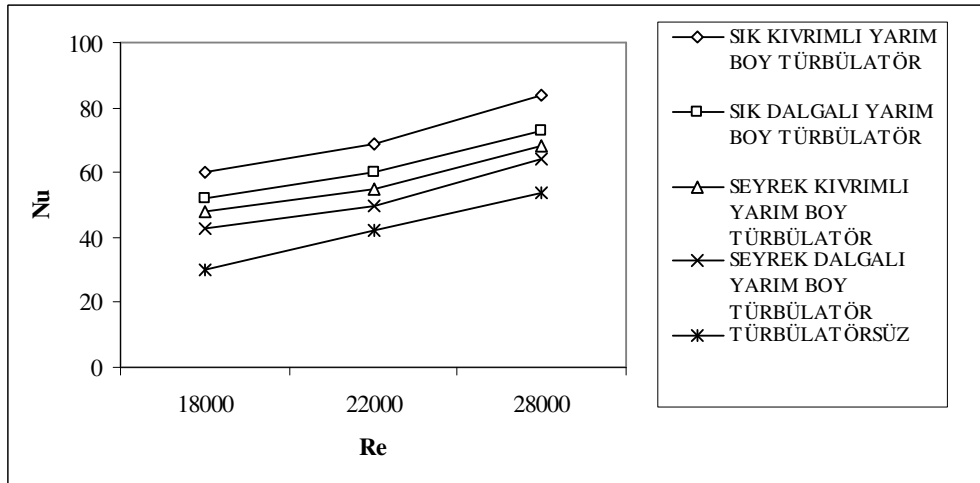
Burada Q_T türbülatorlü deneylerde aktarılan ısı miktarı, Q türbülatorsüz yapılan deneyde aktarılan ısı miktarıdır. ΔP_T türbülatorlü deneylerde oluşan basınç farkı, ΔP türbülatorsüz deneylerdeki basınç farkıdır.

4. DENEY SONUÇLARI VE İRDELEME

Deneyisel çalışma ve hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlerden Re sayısı ile Nu sayısı arasındaki grafikler Şekil 4.1 ve 4.2 de verilmiştir.



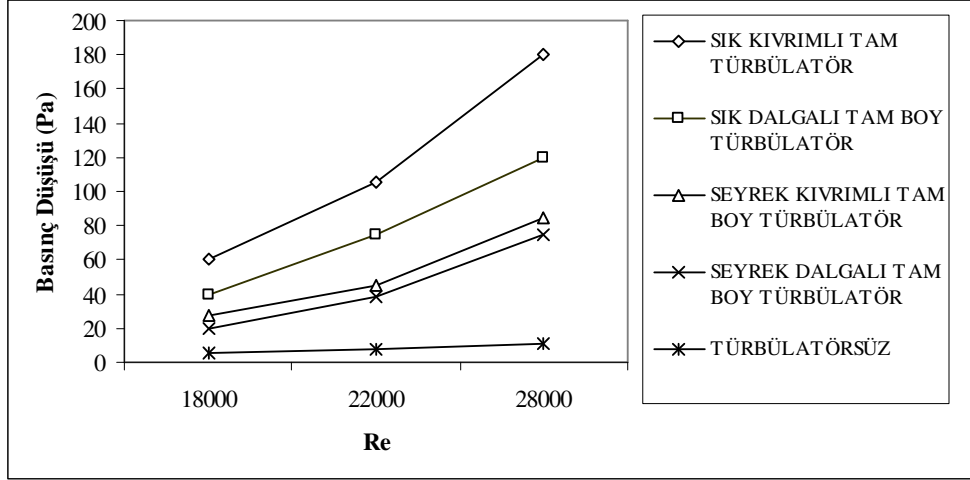
Şekil 4.1. Tam boy türbülatorlerin Re sayısının Nu sayısı ile değişimi.



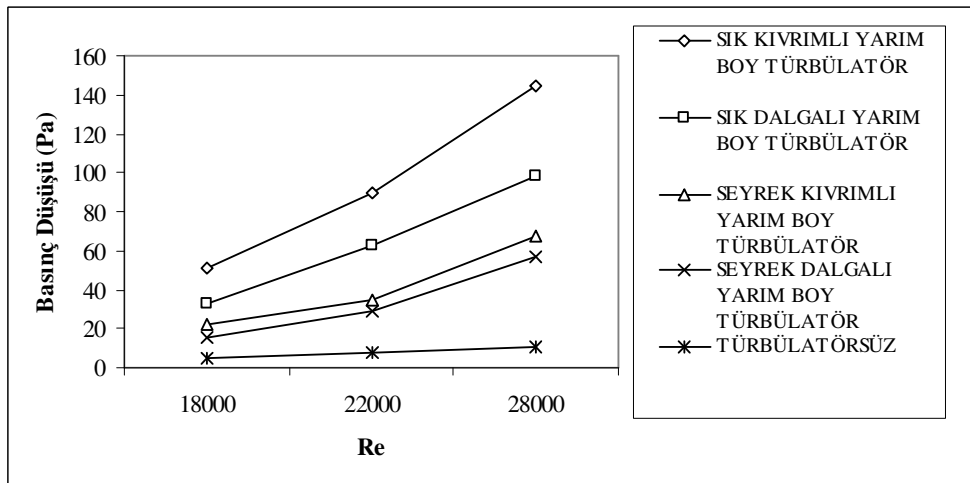
Şekil 4.2. Yarım boy türbülatorlerin Re sayısının Nu sayısı ile değişimi.

Grafikten görüldüğü gibi en iyi sonuç sık kıvrımlı tam boy türbülátörde elde edilmiştir. Ayrıca sık dalgalı tam bükümlü şerit tam boy türbülátör ile seyrek kıvrımlı tam boy türbülátörlerde de sonuçların iyi seviyelerde olduğu anlaşılmaktadır.

Ancak ısı transferindeki bu iyileşmenin basınç kaybı ile olan ilişkisi önemli olduğu için Re sayısının basınç farkı ile değişimi grafikleri Şekil 4.3. ve 4.4 de verilmiştir.



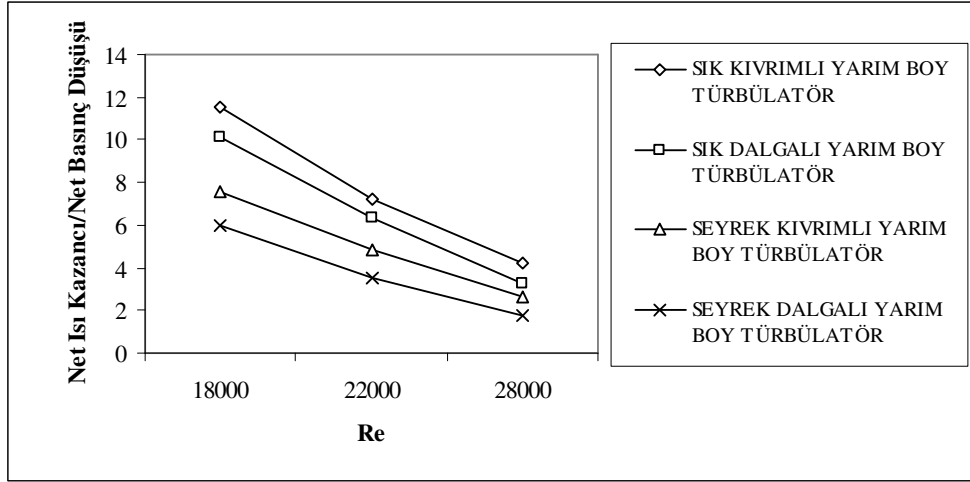
Şekil 4.3. Tam boy türbülátörlerin Re sayısının ΔP ile değişimi.



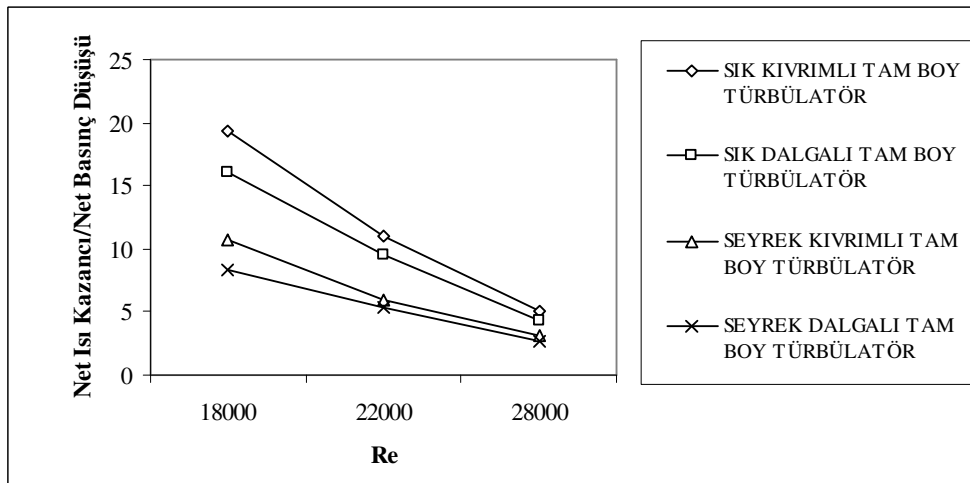
Şekil 4.4. Yarım boy türbülátörlerin Re sayısının ΔP ile değişimi.

Yine grafiklerden görüldüğü gibi sık kıvrımlı tam boy türbülátörde en yüksek basınç kaybı bulunmuştur. Ayrıca sık dalgalı tam bükümlü şerit tam boy türbülátör ile seyrek kıvrımlı tam boy türbülátörlerde de basınç kayıplarının yüksek olduğu görülmektedir.

Denklem 3.5'te hesaplanan değerlerden net ısı kazancının net basınç düşüşüne olan oranı ile Re sayısı değişimi Şekil 4.5 ve 4.6 da verilmiştir.



Şekil 4.5. Yarım boy türbülátörlerde net ısı kazancı/ek basınç kaybı oranının Re sayısı ile değişimi.



Şekil 4.6. Tam boy türbülátörlerde net ısı kazancı/ek basınç kaybı oranının Re sayısı ile değişimi.

Isı transferi analizinde türbülatorsüz deneye göre artış olduğunu görmek amacıyla aşağıdaki formül kullanılarak yüzde artışlar bulunmuştur:

$$\% \text{ Artış} = \frac{\text{türbülatorlü deney sonucu} - \text{türbülatorsüz deney sonucu}}{\text{türbülatorsüz deney sonucu}} \times 100$$

Bu hesaplama deneylerin tüm sonuçlarına uygulanmış türbülatorsüz deneye göre türbülatorle yapılan deneylerdeki yüzde artışlar bulunmuştur.

Tablo 4.1. Türbülatorlü deneydeki ısı transferinin türbülatorsüz deneye göre yüzde artışı.

TÜRBÜLATÖR TİPLERİ	Türbülatorlü deneyin türbülatorsüz deneye göre artış oranı
SIK DALGALI TAM BOY TÜRBÜLATÖR	% 63-%65
SIK DALGALI YARIM BOY TÜRBÜLATÖR	% 24-%26
SEYREK KIVRIMLI YARIM BOY TÜRBÜLATÖR	% 22-%24
SEYREK DALGALI TAM BOY TÜRBÜLATÖR	% 44-%46
SIK KIVRIMLI TAM BOY TÜRBÜLATÖR	% 82-%84
SIK KIVRIMLI YARIM BOY TÜRBÜLATÖR	% 41-%43
SEYREK DALGALI YARIM BOY TÜRBÜLATÖR	% 15-%17
SEYREK KIVRIMLI TAM BOY TÜRBÜLATÖR	% 53-%55

Yukarda Tablo 4.1. de görüldüğü gibi, % 82 lere kadar ısı transferinde iyileşmeler sağlanmıştır. Bu orandaki artış sık kıvrımlı tam boy türbülatorde görülmüştür. En az artış % 15 ile seyrek dalgalı yarım boy türbülatorde gerçekleşmiştir. Ancak en fazla basınç

kaybı da yine sık kıvrımlı tam boy türbülâtörde oluşmuştur. En az ısı transferi ve en az basınç kaybı artışı seyrek dalgalı yarım boy türbülâtörde oluşmuştur. Bu değerler Reynolds sayısının 18000 ile 28000 arası değerlerdir.

5. SONUÇLAR

Türbülantörlü deneysel çalışmaları hepsinde türbülantörsüz deneylere göre ısı transferi en az % 15, en fazla % 82 oranında artış sağlanmıştır. Aynı oranda basınç kayıplarının da arttığı görülmüştür. Net ısı kazancının ek basınç kaybı oranı göz önüne alındığında tam boy ve yarım boy türbülantörlerde sık kıvrımlı türbülantörün, en iyi sonucu verdiği görülmektedir.

En iyi ısı transferinin olduğu sık kıvrımlı tam boy türbülantörde dâhil olmak üzere tüm türbülantörlerde ısı kazancı yanında basınç kaybındaki düşüşlerin az miktarda olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Arıcı, E., Ayhan, T.**, Isı Değiştiricilerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yay Elemanlarının Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 9 Sayı 2.
- [2] **Algifri, A.H., Bhardwaj, R.K., Rao, Y.V.N.** Heat Transfer in Turbulent Decaying Swirl Flow in a Circular Pipe , Int.J. Heat Mass Transfer Vol.31 No.8 pp.1563-1568, 1988.
- [3] **Yılmaz, T. ve Ayhan, T.**, “Birbirleriyle Bağlantılı Daralan -Genişleyen Kanallarda Isı Transferi”, Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi, 133-149, 1983.
- [4] **Çulcu, B.**, Yeni Bir Tip Türbülatorün Isı Transferine ve Basınç Kayıplarına Olan Etkilerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1998.
- [5] **Dağsöz, A.K.**, Isı Geçiş Transferi, Kavukluoğlu Matbaası, İstanbul, 1984.
- [6] **Durmuş, A.**, Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferi ve Akışın incelenmesi, Doktora Tezi K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1993.
- [7] **Durmuş, A.**, Salyangoz Girişli Dönmeli Akış Üreticisinin Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1994.
- [8] **Junghan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T.**, Investigation of Turbulators For Fire Tube Bilers, Transactions of The ASME, May, 107, 1985, 354-360
- [9] **Kakaç, S.**, Isı İletimi , ODTÜ Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın No: 52, Ankara, 1987.
- [10] **Kakaç, S., Shah, K.R., Aung, W.**, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, U.S.A., 1976.
- [11] **Karabay, H., Ayhan, T.**, Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Daralan Genişleyen Konik Yüzeylerin Isı Transferine Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt. 11, 4 Aralık, 1988, 39-43.

- [12] **Kuzay, T.M., Scott, C.J.**, Turbulent Heat Transfer Studies in Annulus With Inner Cylinder Rotation, Journal of Heat Transfer, February (1977) 12-19.
- [13] **Kikuyama, K., Murakami, M., Nishibori, K., Maeda, K.**, Flow in an Axially Rotating Pipe, Bulletin Of The JSME Vol.26, No.214, April 1983, 506-513.
- [14] **Murakami, M., Kikuyama, K.**, Turbulent Flow in Axially Rotating Pipes, ASME Journal of Engineering, Vol. 102, No:1, Mar. (1980), 97-103.
- [15] **Migay, V. K., Golubev, L.K.**, Friction And Heat Transfer in Turbulent Swirl Flow With a Variable Swirl Generator in A Pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 2 No:3, May (1970) 68-73.
- [16] **Narezhnyy, E.G., Sudarev, A.V.**, Local Heat Transfer in Air Flowing in Tubes With a Turbulence Prometer at The Inlet, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.3 No:2, March-April (1971) 62-66.
- [17] **Oyakawa, K., Izuru, S.**, Augmentation of Heat Transfer in a Tube with an Inlet Blade Wheel, Heat Transfer, Japanese Research, 23 (5), 1994.
- [18] **Özışık, M.N.**, Heat Transfer A Basic Apporocich, Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1985.
- [19] **Pedley, T.L.J.**, On The Instability of Viscous Flow in a Rapidly Rotating Pipe, J. Fluid Mech. , No.35, 1969, 97-115.
- [20] **Royds , R.**, Heat Transmission by Radation, Conduction And Convection, First Edition, Constable and Company, London, pp.191-201, 1921.
- [21] **Smithberg, E., Landis, F.**, Friction And Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators, Journal of Heat Transfer, February (1964) 39-49.
- [22] **Thorsen, R., Landis, F.**, Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradietns, Journal of Heat Transfer, February (1968) 87-97.
- [23] **Weigand, B., Beer, H.**, Fluid Flow And Heat Transfer in An Axially Rotating Pipe Subjected to External Convection, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.35 No:7, 1992 1803-1809.
- [24] **Yamada, Y., Imao, S.**, Swirling Flow in n Axially Rotating Pipe, Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.46 No:409, Ser. B, 1980 97-115.

- [25] **Yıldız, C.**, Dönel Tipli Isı Değiştiricilerinin Performanslarının Araştırılması, Doktora Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1990.
- [26] **Zaherzadeh, N.H.**, Jagadish, B.S., Heat Transfer in Decaying Swirl Flows, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, No: 7 (1975) 941-944.
- [27] **Çakmak, G.**, Boru Girişinde Enjektörlü Türbülans Üreticisi Bulunan Isı Değiştirgeçlerinde Isı Transferinin ve Basınç Düşüşünün İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 2000.

ÖZGEÇMİŞ

Fahri KARAHAN, 20.11.1975 tarihinde Diyarbakır' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Diyarbakır'da tamamladı. 1995 yılında Dicle Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. 1999 yılında aynı bölümden mezun oldu. 2007 yılında Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek lisans yapmaya başladı. Fahri KARAHAN, İngilizce bilmektedir.

İletişim Bilgileri;

Bayındırlık ve İskân İl Müdürlüğü

21120, DİYARBAKIR

Tel: 0 412 237 14 06

e-mail: fahrikarahan@hotmail.com