

**DUMAN BORULU KAZANLARDA DUMAN BORULARINDA ISI
TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Ayhan ÖZHAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2012
ANKARA**

Ayhan ÖZHAN tarafından hazırlanan “DUMAN BORULU KAZANLARDA DUMAN BORULARINDA ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ “ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

İMZALAR

Prof.Dr.H.Mehmet ŞAHİN

Doç.Dr. Kurtuluş BORAN

Y..Doç.Dr. Tayfun FINDIK

Tarih : 26.01.2012

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Ayhan ÖZHAN

**DUMAN BORULU KAZANLARDA DUMAN BORULARINDA ISI
TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Ayhan ÖZHAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ocak 2011**

ÖZET

Endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için akış saptırıcı (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Akış saptırıcılar ile elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından büyük önem kazanması ve hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni akış saptırıcı modelleri arayışı içerisine itmiş olmasından dolayı son yıllarda büyük önem kazanmıştır. Böylece bu alanda çalışmalar hız kazanmış ve en uygun akış saptırıcı geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çalışmalar yapılmıştır

Bu araştırmada iç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlanarak deneysel bir sistem kurulmuştur. Eşmerkezli iç içe borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda sıcak hava akışı, dış taraftaki boruda ise zıt akışlı su akışı olmaktadır. Isı değiştirici bakır borulardan imal edilmiştir. Dıştaki borunun dış yüzeyi ise ısı kayıplarını minimuma indirmek için yalıtım yapılmıştır. Isıtıcıdan sabit sıcaklıkta elde edilen hava ise fan vasıtasıyla değiştiricinin iç borusuna gönderilmiştir. Burada bulunan akış saptırıcılarla akıştaki türbülans arttırılarak ısı transferinde bir iyileşme gerçekleştirileceği araştırılmıştır

Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : Kazanlar duman borulu, ısı transferi, akış saptırıcı
Sayfa Adedi : 69
Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT
TRANSFER IMPROVMENT METHODS IN SMOKE-TUBE BOILERS
(M.Sc. Thesis)**

Ayhan ÖZHAN

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
January 2012**

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 decreasing in energy sources, it is better to understand to increase the heat transfer in the heat exchangers where the energy are used commonly.

In this study, 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 opposing direction. Heat exchangers made of copper pipes. External surface of the external pipe has been insulated in order to minimize the heat loss. The heated 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.

Science Code : 708.3.015
Key Words : Smoke-tube boilers, heat transfer, heat deflector
Page Number : 69
Advisor : Assoc. Prof. Dr. Kurtuluş Boran

TEŞEKKÜR

Çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren saygı değer hocam Doç. Dr. Kurtuluş BORAN’a, ve kıymetli arkadaşım Ömür AKBAYIR’a yardımlarından dolayı çok teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca maddi manevi desteklerini esirgemeyen canım anneme ve babama çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR	xv
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. DENEY TESİSATINDA KULLANILAN DUMAN BORULU KAZANLAR	18
3.1. Kazanlar	18
3.2. Malzemeye Göre Kazanlar.....	19
3.2.1. Dökme demir kazanlar	19
3.2.2. Çelik kazanlar	20
3.3. Düşük Sıcaklık Kazanları	20
3.4. Duman Borulu Buhar Kazanı Çesitleri.....	23
3.4.1. Alev borulu kazanlar	23
3.4.2. Alev-Duman borulu kazanlar	23
3.5. Akış saptırıcılar	25
4. MATARYEL VE METOD	30

4.1. Deney Tesisatının Kurulması	30
4.2. Deneylerle İlgili Ölçümler	38
4.2.1. Termokupullarla olan sıcaklık ölçümleri	38
4.2.2. Su debisinin ölçümü	39
4.2.3. Basınç kayıplarının ölçümü	39
4.3. Ön Deneylerin Yapılışı	39
5. DENEYLER VE ÖLÇÜMLER.....	41
5.1. Deneyler	41
6. DENEY SONUÇLARININ TEORİK SONUÇLARLA DOĞRULANMASI.....	48
6.1. Deney Sonuçlarının Doğrulanması.....	48
6.2. Deney ve Teorik Sonuçlarının Doğrulanması.....	48
6.3. Deney ve Teorik Sonuçlarının Grafiklerle Değerlendirilmesi	50
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	56
7.1. Sonuç	56
7.2. Öneriler	57
ÖZGEÇMİŞ.....	69

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Termokupl Çeşitleri ve Özellikleri.....	32
Çizelge 4.1. Deneyde akış saptırıcı çeşitleri.....	36
Çizelge 5.1. Reynold Sayısına Göre Boru İçerisinden Geçen Hava Hızı.....	42

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Deney sisteminin şematik gösterimi	2
Şekil 3.1. Alev duman borulu bir buhar kazanının önden görünüşü	24
Şekil 3.2. Akış saptırıcı çeşitleri	27
Şekil 3.3. Akış saptırıcı Boru Çeşitleri	29
Şekil 4.1. Isı Transferi İçin İmal Edilen İç İçe Borular	30
Şekil 4.2. Dış Boru İçine Yerleştirilen Termokupulların Yerleri	31
Şekil 4.3. Deney Tesisatı Şematik Görünümü	38
Şekil 5.1. Boş boruda Reynold sayısının boru yüzeyi ortalama sıcaklık değişimi.....	42
Şekil 5.2. Geniş akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları	43
Şekil 5.3. Orta akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları	44
Şekil 5.4. Dar akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları	44
Şekil 5.5. Reynold sayılarına göre boş boru, dar, orta ve geniş akış saptırıcılarda yüzey sıcaklık dağılımları	45
Şekil 5.6. Boş boru, dar, orta ve geniş akış saptırıcıdan çıkan hava sıcaklıklarının Reynolds sayılarına göre değişimi	46
Şekil 5.7. Reynolds sayısına göre boru içerisinde boş boru ve akış saptırıcıların olduğu durumda basınç düşüşleri	47
Şekil 6.1. Reynolds sayılarının deney sonuçları ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değişimi	51
Şekil 6.2. Deney Sonuçları, Sayısal ve Ampirik Verilen Değerlere Göre Nusselt Sayısının Reynold Sayısına Göre Değişimi	52
Şekil 6.3. Petuk, Moody, sayısal ve deney sonuçlarına göre Reynolds sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimi	53
Şekil 6.4. Boş boru, dar ve geniş akış saptırıcıda Nusselt sayısının değişimi.....	54

Şekil**Sayfa**

Şekil 6.5. Boş, dar ve geniş boruda Reynolds sayılarına göre basınç düşüşleri..... 55

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Veri Kaydedici (Data Logger)	33
Resim 4.2. Veri Kaydedici Yazılım Programı	33
Resim 4.3. Beher kabı	34
Resim 4.4. Anemometre	34
Resim 4.5. Sıcaklık kontrol cihazı	35
Resim 4.6. Körüklü fan	36
Resim 4.7. Devir ayarlayıcı (Invenster)	37
Resim 4.8. Akış saptırıcı Modeli	37

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan, m^2
C_p	Özgül ısı, J/kg.K
C_{1ε}	Ampirik sabit
C_{2ε}	Ampirik sabit
C_μ	Ort. Gerilme ve rotasyon oranı
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
h	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
k_i	Isı iletim katsayısı, W/mK
k	Türbülans kinetik enerji
L	Uzunluk, m
m	Kütleli debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
Q	Isı geçişi, J
Re	Reynolds Sayısı
T_w	Yüzey sıcaklığı,
K	Sıcaklık, K
T_∞	Akışkan sıcaklığı, K
T_{hg}	Hava giriş sıcaklığı, K
T_{hç}	Hava çıkış sıcaklığı, K
T_{sg}	Su giriş sıcaklığı, K
T_{sç}	Su çıkış sıcaklığı, K
T_m	Akışkan ortalama sıcaklığı, K
μ_t	Eddy viskozitesi
μ	Dinamik viskozite, $N.s/m^2$

Simgeler**Açıklama** **ρ** Yoğunluk, kg /m³ **ν** Kinematik viskozite, m²/s **Δx**

Ara mesafe, m

 Φ

Bağımlı değişken

1. GİRİŞ

Endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için akış saptırıcı (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Akış saptırıcılar ile elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından büyük önem kazanması ve hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni akış saptırıcı modelleri arayışı içerisine itmiş olmasından dolayı son yıllarda büyük önem kazanmıştır. Böylece bu alanda çalışmalar hız kazanmış ve en uygun akış saptırıcı geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çalışmalar yapılmıştır.

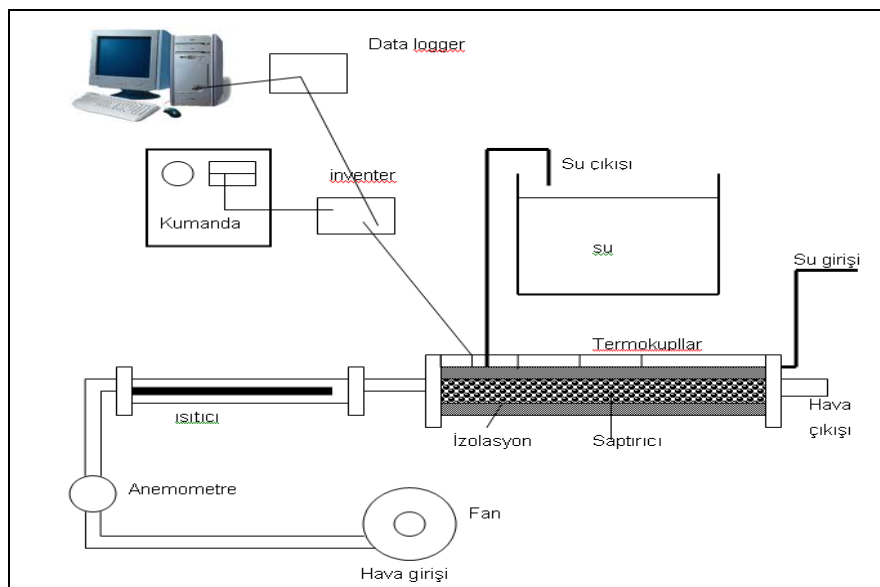
Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi de, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup, pratikte termik santrallerde, kalorifer kazanlarında, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında ısı depolanması vb. birçok yerde kullanılabilir. Isı değiştiricileri içinde yoğunlaşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa bunlara “duyulur ısı değiştiricileri”, içinde faz değişimi olanlara ise “gizli ısı değiştiricileri” denir. Ayrıca buhar kazanları ve nükleer santrallerde elektrikli ısıtıcılar da içinde ısı üretimi olan birer ısı değiştiricisi olmasına rağmen ayrı olarak incelenmektedir. Bu sistemler endüstriyel uygulamalarda belirli bir sistemin soğutulması veya ısıtılması mantığı üzerine kurulmuş sistemlerdir. Bu çalışmada değişik reynolds sayılarında deneyler yapılarak seçilmiş olan akış saptırıcı tipinin sisteme nasıl bir verimlilik sağladığı araştırılmıştır. Reynolds sayısına göre değişen hava hızına göre sistem değişik parametrelerde incelenerek akış saptırıcısız içi boş boruya göre kıyaslamalar yapılmıştır.

Genelde ısı değiştiricilerinde akışkanlar, birbiriyle karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı çoğunlukla metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri “yüzeyli” veya “reküparatif” olarak adlandırılır. “Dolgu maddeli” veya “rejeneratif” olarak adlandırılan diğer tip ısı değiştiricilerinde,

ısı geçişi doğrudan olmayıp, ısıнын önce sıcak akışkan etrafında dönmesiyle ya da sabit bir dolgu maddesine verilmesiyle depo edildikten sonra soğuk akışkana verilmesiyle meydana gelir. Genel olarak reküparatif ısı değıştircilerinde incelemeler zamandan bağımsız olarak yapılırken, rejeneratif ısı değıştircilerinde incelemeler zamana bağı olarak yapılır.

Bu çalışma ile ele aldığımız akış saptırıcı tipi için bir geometri modellenmiş ve saptırıcıların sayısı ve konumu değiştirilerek deneysel ortamda çözümler yapılmış ve optimum akış saptırıcı konumu tespit edilmiştir.

Bu araştırmada iç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlanarak deneysel bir sistem kurulmuştur. Şekil 1.1’de deney düzeneği verilmiştir. Eşmerkezli iç içe borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda sıcak hava akışı, dış taraftaki boruda ise zıt akışlı su akışı olmaktadır. Isı değiştirici bakır borulardan imal edilmiştir. Dıştaki borunun dış yüzeyi ise ısı kayıplarını minimuma indirmek için yalıtım yapılmıştır. Isıtıcıdan sabit sıcaklıkta elde edilen hava ise fan vasıtasıyla değiştiricinin iç borusuna gönderilmiştir. Burada bulunan akış saptırıcılarla akıştaki türbülans artırılarak ısı transferinde bir iyileşme gerçekleştirileceği düşünülmüştür.



Şekil 1.1. Deney sisteminin şematik gösterimi

İç borunun dış yüzey sıcaklıkları termokupullarla ölçülerek ortalama yüzey sıcaklığı elde edilmiş, böylece akış hızı da dikkate alınarak Nusselts ve Reynolds sayıları çalışmamızda kullanılarak çeşitli akış saptırıcıların tiplerine göre grafikler elde edilmiştir.

İmal edilen deney seti G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi'nin Makine Eğitimi Bölümü / Enerji Eğitimi anabilim dalında mevcut olan akışkanlar mekaniği laboratuvarındaki imkânlarından yararlanılmıştır. Deney seti kurulduktan sonra verilerin okunmasında dijital veri okuma sistemi yani data logger anabilim dalımız laboratuvarında mevcuttur. Deney setinde de görüldüğü üzere soğuk olarak sisteme verilen su için debi sabitleyici küresel vana kullanılmıştır. Bu deney sisteminde dolaşacak olan sıvı fazındaki suyun debisini ölçebilmek için gerekli olan debimetre ve havanın debisini hesaplayabilmek içinde gerekli olan anemometre anabilim dalımızdaki akışkanlar mekaniği laboratuvarında mevcut olduğu için elimizdeki imkânlardan faydalanılmıştır.

Planladığımız çalışma deneysel bir çalışma olduğu için çeşitli makine ve teçhizata gerek duyulmuştur. Bu nedenle, havayı ısıtmak için sanayi tipi özel bir ısıtıcı imal ettirilmiştir. Isıtıcıdan sabit sıcaklıkta sıcak hava elde edebilmek için sayısal sıcaklık kontrol ünitesinden yararlanılmıştır. Sistemin elektrik ile ilgili kontrollerini güvenli ve düzenli bir şekilde sağlayabilmek için ayrıca bir solid state röleli elektrik kontrol panosu yapılmıştır. Ayrıca sıcak havayı üfleyecek ve akış saptırıcılarda ki basınç kayıplarını karşılayabilecek kapasitede bir fan kullanılmıştır. Fanın gücünü yani debisinin kontrolü bir inverter vasıtasıyla sağlanılmıştır. Havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ile suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, iç borunun dış yüzey sıcaklıkları K tipi termokupullar vasıtasıyla bir data loggerdan bilgisayara kaydedilmiştir. Akış saptırıcıların neden olduğu basınç kayıpları da bir U tipi sulu manometre kullanılarak sürtünme kayıpları hesaplanmıştır. Proje tamamlandıktan sonra deney sistemindeki makine ve teçhizatlar, lisans ve lisansüstü öğrencilerimizin çalışmalarında kullanılmaya devam edebileceği şekilde planlanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı geçişinin endüstride birçok alanda kullanılması sebebiyle ve özellikle ısı değıştircileri gibi yüksek enerji sarfiyatının söz konusu olduğu sistemlerde ısı geçişı çok önemlidir. Literatürde, dönmeli akışlarda ve akış saptırıcılı akışın teorik ve deneysel incelenmesine geniş yer verilmektedir. Akış saptırıcılar ve dönmeli akış üreticileri hakkında birçok araştırma mevcuttur.

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

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 [1].

Rowley ve Patankar, iç yüzeyinde çevresel olarak dikdörtgen kesitli kanatçıklar bulunan borularda laminar akımdaki akım ve ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmalarında farklı geometrilerde Prandtl ve Reynolds sayılarında, düşük Prandtl değerinde yüzey alanındaki genişlemeye rağmen, akış yapısının kanatçıklar nedeniyle bozulmasına bağlı olarak boru cidarından olan ısı geçişinin azaldığını ve $Pr = 5$ değerinden sonra artış olduğunu belirlemişlerdir [2].

Labbe ve diğerleri taban yüzeyine kare kesitli engellerin yerleştirildiği dikdörtgen kesitli bir kanal içerisindeki akış ve ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Engeller, kanal girişinden, engel yüksekliğinin dokuz katı aralıklarla yerleştirilmiş

olup, üç boyutlu çözümler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, engeller nedeniyle oluşan ve akım yönünde büyüyerek ilerleyen girdapların, yüzeyden itibaren, akım içerisindeki hız ve sıcaklık gradyanlarını artırarak ısı geçişini iyileştirdiğini tespit etmişlerdir [3].

Braga ve Saboya, iç yüzeyinde akım yönünde kesintisiz devam eden dikdörtgen kesitli kanalların kullanıldığı konsantrik bir kanalda, türbülanslı akış durumundaki ortalama ısı geçiş katsayılarını ve sürtünme faktörlerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Araştırmacılar ayrıca, aynı geometrik ve akım şartları için iki boyutlu ısı transferinin sayısal olarak analizini gerçekleştirerek kanatçıkların etkinliğini hesaplamışlardır. Bu çalışmada kanatçık kullanımı nedeniyle ısı geçiş yüzey alanının 6 kat artmasına karşılık, kanatçıklar nedeniyle akım içerisindeki türbülans karışımının azalmasına bağlı olarak Nu sayılarının azaldığı tespit edilmiştir.[4].

Yapıcı ve diğerleri, çalışmalarında mühendislik uygulamalarında önemli yeri olan dışarıdan ısıtılan boruda zorlanmış konveksiyonla oluşan ısı transferini incelemişlerdir. Bu çalışmada, analizler için gelişmiş laminer zorlanmış konveksiyonla ısı transferinin, üniform ve üniform olmayan duvar ısı akısına sahip boruda, radyal ve eksenel yönde ısı iletimi ve ısıl gerilimi incelemişlerdir. Bu analiz, iki boyutlu zamana bağlı ısı iletimi denklemi ve sonlu farklar yöntemi kullanılarak akan sıvı için laminer sınır tabaka denklemi üzerine kuruludur. Sıvı olarak su kullanılmıştır. Nümerik hesaplamalar Fluent 4.5 ve Heating 7 bilgisayar programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Üniform ve üniform olmayan ısı akısı uygulamasıyla dış yüzeyden ısıtılan, borunun iç duvarındaki sıcaklık ve gerilim oranı dağılımı, iki farklı ana akış hızıyla gerçekleştirilmiştir. Borunun içinde akan akışkanın sıcaklık dağılımı bütün incelenen durumlar için gerçekleştirilmiştir [5].

Ling ve diğerleri, sabit yüzey sıcaklıklarına sahip, alt ve üst yüzeylerinde, kesiti ikizkenar dik üçgen olan engellerin bulunduğu kare kesitli bir kanaldaki ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında; farklı Re sayılarında, engel yüksekliklerinde ve adımlarında üçgen kesitli engellerin

kullanıldığı kanaldaki ısı geçişinin, düzgün yüzeyli kanaldaki ısı geçişine göre 1/2, 3 oranında arttığını, buna karşılık basınç düşümünde ise 1/10 oranında artış olduğunu tespit etmişlerdir[6].

Sethumadhavan ve Rao, iç yüzeyinde akım yönünde farklı eğimlerde tekli ve çoklu spiral engeller oluşturulan bir dairesel kanalda, türbülanslı akımdaki ısı ve akım karakteristiklerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Kullanılan bu spiral engellerin, akım ve geometrik parametrelere bağlı olarak ısı geçişini %30–100 oranında, sürtünme faktörünü ise %30–200 oranında arttırdığını tespit etmişlerdir [7].

Li and Chen, içerisinde kısa eliptik kanatların şaşırtmalı dizildiği bir yüzey bulunan dikdörtgen bir kanal içerisindeki akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemek amacıyla bir deneysel çalışma yapmışlardır. Isı ve kütle transferi analogisi ve naftalin süblimasyon tekniği kullanılarak kanatlar ve taban plakada ortalama ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Reynolds sayısının 1000 ile 10000 değerleri arasında eliptik kanatların dairesel kanatlara göre daha iyi ısı transfer sağladıkları, aksine eliptik kanatlı kanalda direncin daha düşük olduğu gözlemlenmiştir [8].

Lee, kısmi olarak sınırlandırılmış bir konfigürasyondaki ısı alıcının termal performansını belirlemek ve optimize etmek için analitik bir simülasyon yöntemi geliştirmiştir. Değişik dizayn parametrelerinin bir ısı alıcının performansı üzerine etkilerini gösteren parametrik eğrilerin çizildiği çalışmada basit hesaplamalar yapılmıştır. Kanatlar arasında akan akışkanın gerçek hızının dizayn ediciler tarafından genellikle bilinmediği ve bu hızın aslında ısı alıcının toplam termal performansına oldukça büyük etkisinin olduğu bildirilmiştir. Bu çalışma ile kanatlar arasında akan akışkanın hızını belirlemeye yönelik basit bir yöntem sunulmuş ve tüm termal modelin gelişimi açıklanmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre ısı alıcının optimizasyonu ve parametrelerin davranışları tartışılmıştır [9].

Sara ve diğerleri, düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek, ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada, ısı transferindeki iyileşme Reynolds sayısının, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının

fonksiyonu olarak bulunmuştur. Çalışma sonucunda, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilisine göre artırılabilceği veya azaltılabileceği bulunmuştur. Belirli bir basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirlerine göre rastgele dizilisinde elde edilmiştir [10].

Wang ve diğerleri, kare kesitli bir kanaldaki radyal yöndeki sıcaklık dağılımını düzgünleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için sayısal ve deneysel çalışmaları yapmışlardır. İyileştirme için kanal içerisine ince tel elemanlar yerleştirilmiştir. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için sayısal çalışmalar Reynolds 200–1.200 aralığında yapılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal çalışmalar neticesinde ince tellerin konvektif ısı transferini iyileştirdiği ve Nusekmanlı / Nusekmansız olarak tarif edilen performans değerlendirme kriterinin 3–8 arasında değiştiği görülmüştür. Bu, basınç kaybındaki az bir artışla ısı transferinin iyileştirilebileceği anlamına gelmektedir [11].

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 [12].

Tanda, türbülansı iyileştirmek ve taşınım ile ısı geçişini arttırmak için tekrarlanmış iç elemanları ısı geçiş yüzeylerinde kullanarak bir çalışma yapmıştır. Uygulamalar gaz soğutmalı nükleer reaktörlerin yakıt çubuklarını, türbin ağızlarının iç oyuklarını ve ısı değişimlerinde kullanılan boruların iç yüzeylerini içermektedir. İç elemanlar, köseli veya yuvarlak kesitlere sahip, akışın ana yönünün enine doğru veya akış yönü ile 45 veya 60 derece yapacak biçimde, V şeklinde yerleştirilmiştir. Türbülans akış rejimi ile birlikte yerel ısı geçiş katsayıları farklı Reynolds sayılarında elde edilmiştir [13].

Valencia, kanal içerisine periyodik olarak yerleştirilen ters girdap yayıcı çubukların akış yapısı ve ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Navier-Stokes ve enerji denklemleri sonlu hacim metodu ile çözülmüştür. Isı transferi verileri Reynolds 10–400 aralığında sunulmuştur. Bu geometri ile ısı transferinde önemli iyileşme sağlanmıştır. Kullanılan geometri daha kopmak ısı transferi değiştiricileri için önerilmiştir [14].

Alam ve Ghoshdastidar, içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak 4 farklı kanatçık kullanarak incelemiştir. Akış düzgün ve laminar olup, boruya sabit ısı akısı uygulanmıştır. İncelemede sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Isı iletim katsayısının ve viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru cidarında kanatçık 6 bulunması ve bulunmaması için çözülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi iyileştirmesi sağlandığı görülmüştür [15].

Liao ve Xin (2000) su, etilen glikol ve ISO VG46 türbin yağı ile çalışmış ve boru içerisine bakır bükülmüş dar sacları, sürekli veya aralıklı olarak yerleştirmişler. $Pr = 5 \div 590$ ve $Re = 80 \div 50000$ çalışma aralığında elde ettikleri sonuçlara göre türbülanslı akışı; boru cidarı tarafındaki viskoz alt tabaka, ara bölge ve türbülans ana bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayırmışlar. Isıl direncin büyük kısmı viskoz alt tabaka ve ara bölgeden kaynaklandığını, üç boyutlu küçük yüzeyler boru cidarındaki akışı önemli ölçüde etkilediğinden ısı direnci azalttığını ve ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir. Laminer akımda ısı direnci tüm boru içinde eşit dağılımda olduğunu ve sınır tabaka kalınlığının küçük yüzeylerden daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Bu durumda bu yüzeylerin etrafındaki akışın düzgün halde olduğunu ve boru cidarında sadece zayıf bir rahatsızlık etkisi yarattığından bahsetmişlerdir. Bunun sonucunda ısı transfer artışının laminar akışta türbülanslı akıştan daha az olduğunu belirtmişlerdir [16].

Kurtbaş ve diğerleri, 62 mm genişliğinde ve 1200 mm uzunluğunda galvanizli sac üzerine değişik çap ve aralıklarda oluşturulan kanatlara farklı açılar verilerek, ısı

sabit tutulan bir boru içerisine yerleştirilerek ısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneyler Re sayısının 10000 -40000 aralığında yapılmıştır. Kanatlar ile boru eksenini arasındaki açı arttıkça ısı ve basınç kaybı artmış, kanatlar arasındaki mesafe azaldıkça ısı ve basınç kaybı da azalmıştır. Deneylerden elde edilen verilerle Nu ve Pr sayısı için geçerli bağlantılar türetmişlerdir [17].

Durmuş ve Kurtbaş, çalışmalarında ısı transferini arttırmak için çeşitli açılardan, içten kanatlı, dıştan kanatlı, hem içten hem dıştan kanatlı olmak üzere 10 farklı akış saptırıcı imal etmişlerdir. Boş borudan elde edilen ısı miktarı, imal edilen akış saptırıcılarla ısı transferi ve basınç kayıpları açısından incelemişlerdir. Deneyler Re sayısının 15000-60000 değerleri arasında yapılmıştır. En fazla ısı transferi içten ve dıştan kanatlı akış saptırıcılarda meydana gelirken basınç kayıplarında da artışlar gözlemlenmiştir [18].

Kahraman ve diğerleri, türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş iki farklı kanatçık açıklığında ($b=0,1$ ve $0,2$ m) ve üç farklı kanatçık açısına sahip ($\theta=30^\circ$, 45° ve 60°) toplam 5 tane akış saptırıcı imal edilerek boru içerisine yerleştirilip ısı geçişindeki artışı incelemişlerdir. Akış ve sıcaklık alanları FLUENT CFD kodlu program ile nümerik olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak Re sayısının Nu sayısı ile doğru orantılı sürtünme katsayısı ile ters olduğu ve yön değiştirici kanat sayısı arttıkça Nu sayısı ile sürtünme katsayısının da arttığını gözlemlenmiştir. Re sayısının 18000 değerlerinden sonra ısı / hidrolik performans azaldığını gözlemlenmiştir [19].

Kongkaitpaiboon ve diğerleri, çalışmaları deneysel olup, ısı transferi ve sıvı sürtünme özellikleri üzerine bir eşanjör boru içerisine yerleştirilen dairesel-halka akış saptırıcının etkisini incelemişlerdir. Deney şartları; farklı açılara sahip dairesel-halkalar, 27°C 'de ortam sıcaklığında ve tek tip duvar ısı akısı koşulu altında gerçekleştirilmiştir. Re sayısı 4000-20000 aralığında alınmıştır [20].

Arguhan ve Yıldız, dikdörtgen delikli akış saptırıcılarda delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkilerini, aynı yönlü paralel akışlı ve zıt yönlü paralel akışlı akış

saptırıcılarda deneyler yapılmıştır. Deney için 60 mm çapındaki iç borunun girişine 55o açılı kanatlara sahip, kanatlara birer, ikişer, üçer, dörder, beşer adet dikdörtgen delikler açılmıştır. İyi dizayn edilmiş geometrinin ısı transferinde %80 oranında iyileşme yaptığı tespit edilmişlerdir [21].

Şeker ve Eğrican, çalışmaları sayısal olup hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodlu FLUENT programı ile yapılmıştır. Çalışmada kanatçiksız ısı değiştiricisi ve ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın, aynı yönlü paralel ve zıt yönlü paralel akışları sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar sonucunda aynı yönlü paralel ve zıt yönlü paralel akışların olduğu iç içe borulu ısı değiştiricisinde bütün modeller incelendiğinde en fazla ısı transferinin kare kanatçıklı modelde gerçekleştiği görülmektedir [22].

Çakmak ve Yıldız, çalışmalarında daha küçük bir ısı değiştiricisi imal etmenin en iyi yönteminin ısı taşınım kat sayısının artırılmasıyla mümkün olacağı düşüncesiyle ısı değiştiricisinde türbülans oluşturma yöntemini ısı değiştiricisinin giriş bölümüne dönel akış üreten enjektörlü elemanlar yerleştirmişlerdir. Sonuç olarak enjektörlü sistemin enjektörsüz sisteme göre ısı transferinde %185 artış sağladığı gözlemlenmiştir [23].

Sarıçay ve diğerleri, Levha kanatlı borulu buharlaştırıcıların, kanat aralıkları değişiminin, farklı hava girişi hızlarında, hava taraf ısıl performansı üzerine etkileri, soğutma kapasitesini artıracak uygun geometriyi bulmak amacıyla incelemişlerdir. Buharlaştırıcı kanat aralıkları 2-15 mm arasında değiştirerek sayısal olarak FLUENT programı ile modellemişlerdir. Saptırılmış boru dizilişli buharlaştırıcı 50 mm yüksekliğe, 247 mm derinliğe ve 485 mm kanatlı boru uzunluğuna sahiptir. Buharlaştırıcıda kanat aralığının azalmasının ısı transfer katsayısına rağmen toplam alanı arttığı için ısı geçişini arttırdığını bulmuşlardır. Çalışmanın sonucunda; sayısal sonuçlardan, modellerde kanat aralığı azaldıkça, ısı taşınım katsayısının azaldığı bütün kanat aralıkları için havanın buharlaştırıcıya giriş hızı arttığında ısı taşınım katsayısının da arttığını bulmuşlardır. Kanat aralıklarındaki azalmanın ısı taşınım katsayısını azaltmasına rağmen toplam alan daha hızlı arttığı için ısı geçişinde artış

gözlemlemişlerdir. Farklı buharlaştırıcı alternatiflerini sayısal analiz, daha kısa zamanda karşılaştırma olanağı sağlamış ve buharlaştırıcının seçimini kolaylaştırmıştır [24].

Yücesu ve diğerleri, dikdörtgen kanalların girişinde hidrodinamik ve termal yönden gelişmekte olan akışın akış ve ısı transferi karakteristiklerini teorik olarak incelemişlerdir. Hız bileşenlerinin hesaplanmasında parabolik momentum denklemleri kullanmışlardır. Sıcaklık dağılımının belirlenmesinde ise enerji denkleminin parabolik biçimini kullanmışlardır. Basınç dağılımı, süreklilik ve momentum denklemlerinden elde edilen Poission denklemi yardımı ile belirlemişlerdir. Sonlu farklar denklemlerinin sayısal çözümlemelerinde Newton-Raphson metodunu kullanmışlardır. Sayısal sonuçlar Reynold sayısının $250 \leq R \leq 2250$ aralığında 1/3, 2/3 ve 3/3 kenar oranları için vermişlerdir [25].

Kobus and Oshio, iğne kanatlı bir ısı alıcının termal performansı ile ilgili hem teorik hem de deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel verileri ve teorik modeli değerlendirerek, kanat çapı, kanat uzunluğu, kanat boşlukları gibi farklı parametrelerin termal direnç üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, verilen bir kanat boşluğunda, kanatçıklı ısı alıcısının termal performansının zayıf bir fonksiyonu olduğu, kanat uzunluğu arttıkça iyileştiği sonucuna varılmıştır. Ayrıca belirlenen optimum kanat boşluğu 1,8cm olarak kaydedilmiştir [26].

Junghan ve diğerleri, enerji tasarrufu sağlama maksadı ile boru içerisine yerleştirilen akış saptırıcılarla deneyler yapmışlardır. Araştırmacıların deneyle rine göre fosil kökenli yakıt kullanılan kazanlarda ilave bir işletme masrafı yapmadan duman borusu içerisine yerleştirilen akış saptırıcılar vasıtası ile suya geçen ısının arttığı gözlemlenmiştir. Buna karşılık baca çekişinde kötüleşme yani basınç kaybında artışlar olmuştur [27].

Benli ve diğerleri, PHE ondulin ve PHE yıldız olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine

etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaç için iki tip ısı değiştiricisi imal edilmiştir. Plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Plakalar arasındaki boşluluğun ve plaka yüzey şeklinin ısı transferi üzerine etkili olduğu belirlenmiştir. PHE yıldız tipli yüzey konfigürasyonuna sahip ısı değiştirgecinin, PHE ondulin yüzey şekline sahip ısı değiştiricisine göre, ısı transferinde %12-65 arasında bir iyileşme sağladığı ancak dalgalı yüzeyin ilave türbülans yaratması nedeniyle basınç kayıp katsayısında ise yaklaşık %200-320 arasında bir artış belirlenmiştir [28].

Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akısındaki girdabın etkisi deneysel olarak Sparrow ve diğerleri tarafından incelenmiştir. Girdap olmayan boru akısındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir [29].

Boru girişinde düzgün sıralı enjektörlü türbülans üretici bulunan ısı değiştiricilerinde, enjektörlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak Yıldız ve diğerleri tarafından incelenmiştir [30].

Çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanılarak, hava soğutmalı kondenserlerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferi artışları Lozza ve Merlo tarafından araştırılmıştır. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların ısı değiştiricisinde etkili olduğu görülmüştür [31].

Lee ve diğerleri, bir plakalı ısı değiştiricisinde kanal içerisine kanatçık yerleştirerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal içerisine rastgele dizilen kanatçıkların optimum geometri ve dizilisi bulunmuştur. Çalışma Reynolds sayısının 500 ile 1500 aralığı için yapılmıştır. Değişken parametreler olarak kanatçıkların x eksenindeki birbirlerine uzaklığı (L), kanatçık hacmi (V), kanatçık açısı (β) ve kanatçıkların y eksenindeki birbirlerine olan uzaklığı (G) dikkate alınmıştır. Isı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinin optimum şekilde

bulunduğu geometriyi; $L=0.272$, $V=0.106$, $\beta=0.44$ ve $G=00195$ olarak bulmuşlardır [32].

Es merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisine yerleştirilen kıvrımlı şeridin ısı transferine ve basınç kaybına etkisi Yıldız ve diğerleri, tarafından incelenmiştir. Deneyler hem eş yönlü, hem de karşıt akış durumları için yapılmıştır. Çift borulu hava soğutmalı sistemde ısı transferi, tüp içerisine kıvrımlı şerit şeklinde akış saptırıcılar yerleştirilerek %100 artırılmıştır [33].

Jet memenin önünde kurulmuş çeşitli ızgara bölmeleri ile Zhou ve Lee deneysel çalışmalar yaparak, bir levhadaki jet akısının keskin köseli orifisin ısı geçiş karakterlerini incelemişlerdir. Bölmenin serbest jetin akış yapısını değiştirdiği ve kısmi ısı geçiş karakterlerinin değişimine yol açtığı görülmüştür. $rs = 0.83$ bölmeleri için, $z/d = 4$ de yerel maksimum ısı geçiş oranı % 3.92 kadar arttığı bulunmuştur. Bu değerler bölmeler kullanılmadığı durumlarla da karşılaştırılmıştır [34].

Yapıcı ve diğerleri, Hidrojen ve çeşitli hidrokarbonların hava ile bir yakıcıda yanmasının sayısal simülasyonunu ve yanma odasındaki yüksek sıcaklık ve hız değişimleri nedeniyle oluşan yerel entropi üretimini CFD kodu kullanarak incelemişlerdir. Boru içerisindeki akışta, dairesel kesitli helisel yay kullanımının ısı geçişi üzerindeki etkileri deneysel olarak Yakut ve Şahin [54] tarafından incelenmiştir. Yapılan çalışmada, akış saptırıcıların, sürtünme faktörü ve performans karakterlerinin ısı geçişine etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak tel sargıların termodinamik olarak Reynolds sayısının 13.000' e kadar olan değerlerinde avantajlı olduğu görülmüştür [35].

Dikdörtgen kesitli bir kanalın bir yüzeyine 5 farklı şekilde pürüzlülük ilave edilerek tam gelişmiş akışta, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri Ahn tarafından incelenmiştir. Çalışmada, geometrinin ve Reynolds sayısının etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar üçgen tip elemanların daha yüksek ısı transferi performansına sahip olduğunu göstermiştir [36].

Dikdörtgen kanalın duvarına monte edilmiş dikdörtgen blokların ve blokların uzunlamasına yerleştirilmesinin etkileri Bilen ve diğerleri tarafından incelenmiştir. $1 \times 2 \times 2$ cm³ ebatlarında bloklar ısıyan yüzeye monte edilmiştir. Deneysel dizilerin parametreleri $S_x=S_y=3.33-4.33$ mm, $\alpha=0,450$ ve $Re=1.520-4.520$ arasındadır. Yapılan deneylerde en iyi sonuç da bloklar açısısal olarak yerleştirildiğinde elde edilmiştir. Sonuçlar Taguchi metodunun bu tür çalışmalarda başarılı bir şekilde uygulanabileceğini ve deneysel sonuçların iyi tahmin edildiğini göstermiştir [37].

Lee ve Abdel-Moneim yatay bir yüzeyine iki boyutlu elemanlar monte edilen kanaldaki ısı transferi ve akış davranışını incelemişlerdir. Çalışma sayısal olarak, CFD modeli kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kullanılan elemanların ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür [38].

Wang ve diğerleri, kare kesitli bir kanaldaki radyal yöndeki sıcaklık dağılımını düzgünleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için sayısal ve deneysel çalışmaları yapmışlardır. İyileştirme için kanal içerisine ince tel elemanlar yerleştirilmiştir [39].

Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için sayısal çalışmalar Reynolds 200–1.200 aralığında yapılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal çalışmalar neticesinde ince tellerin konvektif ısı transferini iyileştirdiği ve Nusekmanlı / Nusekmansız olarak tarif edilen performans değerlendirme kriterinin 3–8 arasında değiştiği görülmüştür. Bu, basınç kaybındaki az bir artışla ısı transferinin iyileştirilebileceği anlamına gelmektedir. Çoklu geçişli ters akış prensibine göre çalışan güneş enerjili hava ısıtıcıların performanslarını geliştirmek için Hsieh ve diğerleri, çalışmalar yapmıştır. Absorbant plaka ve yalıtım levhası yatay ve dikey olarak yerleştirilerek açık kanallar dört alt kanala ayrılmıştır. Çalışma sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Eklenen plakaların ısı geçiş miktarını arttırdığı görülmüştür [40].

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 [41].

Tanda türbülansı iyileştirmek ve taşınım ile ısı geçişini arttırmak için tekrarlanmış iç elemanları ısı geçiş yüzeylerinde kullanarak bir çalışma yapmıştır. Uygulamalar gaz soğutmalı nükleer reaktörlerin yakıt çubuklarını, türbin ağızlarının iç oyuklarını ve ısı değişimlerinde kullanılan boruların iç yüzeylerini içermektedir. İç elemanlar, köseli veya yuvarlak kesitlere sahip, akışın ana yönünün enine doğru veya akış yönü ile 45 veya 60 derece yapacak biçimde, V şeklinde yerleştirilmiştir. Türbülans akış rejimi ile birlikte yerel ısı geçiş katsayıları farklı Reynolds sayılarında elde edilmiştir [42].

Sabit basınç düşümünde, kanallardaki ısı transferinin iyileştirilmesi Kılıçarslan ve Saraç tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmada silindirik ve üçgen yapısındaki iki çeşit kanatçık geometrisi kullanılmıştır. Çalışmada optimum kanatçığın bulunması amaçlanmıştır. Araştırmalar hem laminar hem de türbülanslı akışta, Reynolds sayısının 250–7.000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Sabit duvar sıcaklığı sınır şartı kullanılmıştır [43].

Ko ve Anand, duvarına gözenekli şaşırtıcılar monte edilmiş, düzenli bir şekilde ısıtılan dikdörtgen kanaldaki ortalama ısı geçiş katsayısını ölçmek için deneysel çalışmaları yapmışlardır. Şaşırtıcılar duvarın üstüne ve ortasına monte edilmiştir. Şaşırtıcı kalınlığının kanalın hidrolik çapına oranında $B_t/D_h = 1/3$ ve $1/12$ ve $B_h/D_h = 1/3$ ve $2/3$ olarak alınmış ve farklı gözenek tipleri için, kararlı gelişmiş akışlarda, ısı geçiş katsayısı, basınç kaybı değerleri bulunmuştur. Reynolds sayısı 20.000 ile 50.000 arasındadır. Kesin olmamakla birlikte maksimum Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü sırasıyla %5.8 ve %4.3 olarak bulduklarını ifade etmişlerdir. Gözenekli şaşırtıcı kullanmak, düz kanala göre ısı geçiş miktarını %300 oranında arttırmıştır [44].

Valencia, kanal içerisine periyodik olarak yerleştirilen ters girdap yayıcı çubukların akış yapısı ve ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Navier-Stokes ve

enerji denklemleri sonlu hacim metodu ile çözülmüştür. Isı transferi verileri Reynolds 10–400 aralığında sunulmuştur. Bu geometri ile ısı transferinde önemli iyileşme sağlanmıştır. Kullanılan geometri daha kopmak ısı transferi değiştiricileri için önerilmiştir. Bu çalışmada düzensiz eğik bir tüpte oluşan düzgün, laminer akıştaki ısı geçişi iyileştirmesinin analizi Acharya ve arkadaşları [69] tarafından yapılmıştır. İki farklı borudaki, biri düzgün karışimli, diğeri düzensiz karışimli tüpün, sayısal analizi yapılmış ve karşılaştırılmıştır [45].

Bu çalışmada Öztıp ve Dağtekin dairesel pürüzsüz bir tüpteki ısı geçiş miktarını arttırmak için sayısal analizler yapmışlardır. Fiziksel bir geometri için daralan genişlen- daralan boru ilaveli, kısmen ısıtılan bir dairesel boru kullanılmıştır. Hesaplamalar, 100 ile 1.000 aralığında çeşitli Reynolds sayılarında yapılmıştır. Peclet sayısı ve β değeri ısı geçiş miktarının artısını önemli bir derecede etkilemiş ve ortalama CEC $\beta_1(=r_3/r_0)$ değeri ciddi basınç düşümlerini önlemek için 0,7' nin altında olmamalıdır [46].

Ekkad ve diğeri, iç girdap yayıcı içeren ve içermeyen ayırım noktalarına sahip düzve konik özellikli gaz türbin kanal türü için ısı geçiş ölçümleri sunulmuştur. Konik kanallardan ve düz kanallardan elde edilen ısı geçiş sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki; pürüzsüz kanal içerisindeki ısı geçişi, akışkanın hızına bağlı olarak ilk etapta artmakta, daha sonra ise konik genişlemeden dolayı azalmaktadır. Konik kanalların tümündeki akış ile dönüş noktalarındaki akış karşılaştırıldığında, ısı geçiş miktarında gözle görülebilir yüksek bir artış sağlanmıştır [47].

Dikey plaka üzerindeki iç eleman kaynaklı ısı geçiş miktarındaki artışı, sıvı bir kristale dayanan deneysel araştırması Onbaşıoğlu tarafından sunulmuştur. 4 farklı yükseklikte ($H=10, 20, 30, 40$ mm) ve 4 farklı açıdaki eğimde ($\theta=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$) çalışılmıştır. İyileşen akış yüksek ısı geçiş değeri için bulunmuştur. Diğeri bir yandan iç elemanın yüksekliği ve eğim açısı, kısmi ve toplam ısı geçiş katsayısını etkilemiştir. Geometrik parametreler ve ısı geçiş değeri arasında mantıklı

bağıntılara ulaşmak için; iç elemanlı düşey plaka boyunca, doğal iletim akısı üç boyutlu nümerik simülasyon yapılmıştır [48].

Alam ve Ghoshdastidar, içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak 4 farklı kanatçık kullanarak incelemişlerdir. Akış düzgün ve laminar olup, boruya sabit ısı akısı uygulanmıştır. İncelemede sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Isı iletim katsayısının ve viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru cidarında kanatçık 6 bulunması ve bulunmaması için çözülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi iyileştirmesi sağlandığı görülmüştür. Yapılan literatür taraması sonucunda, boru içerisindeki ısı geçişinin iyileştirilmesi üzerinde bir çok çalışma yapıldığı görülmüştür. Yapılan bu çalışmada ise mevcut akış saptırıcılar deney şartlarında çalıştırılarak değerler elde edilmiş ve grafik ve denklemlerle çözümlemeler yapılmıştır [49].

3. DENEY TESİSATINDA KULLANILAN DUMAN BORULU KAZANLAR

3.1. Kazanlar

Kazan, istenilen basınç, sıcaklık ve miktarda buhar veya sıcak su üreten cihazdır. Bunun için herhangi bir yolla elde edilmiş olan ısı enerjisinin, kapalı bir kap içindeki sıvıya aktararak bu sıvının buharlaşması sağlanır [50].

Kazanlarda temel amaç, sürekli, kaliteli ve ucuz ısı enerjisi üretimidir. Sürekli üretim, her an uygun enerji ve kütle debisi sağlanarak, kazan işletme ömrü boyunca, en az sayıda hasar, kaza ve durmalarla, emniyet, güvenilirlik ve işlerlik yönünden uygun bir buhar üretiminin gerçekleştirilmesidir. Kaliteli üretim ise, değişen girdi ve yük koşullarında, kazanın ısıl gücünün, ısıl veriminin ve buhar özelliklerinin, sürekli biçimde, tasarımda öngörülen değerlerde tutulmasıdır. Ucuz üretim ise işletme ve yatırım maliyetlerinden oluşan, birim ısı enerjisi toplam üretim maliyetinin, mümkün olan en düşük düzeyde tutulması ile sağlanır. Buhar kazanlarında buhara verilen ısı enerjisi, genellikle çeşitli yakacakların yakılmasından, elektrik enerjisinden, nükleer enerjiden veya eldeki artık bir ısının uygun şekilde değerlendirilmesinden elde edilir [51]. Kazanın esas görevi, yanma odasında yakıtın kimyasal enerjisinin ısıya dönüştürülmesi sayesinde ortaya çıkan ısının suya verimli bir şekilde geçmesini sağlamaktır. Yakıt, kazanın yanma odası içinde yakılır ve bu sayede ısı açığa çıkar. Bu ısı da ısıtma yüzeyleri tarafından yutulur. [52].

Kazanlarda yanmanın iyileştirilerek verimin yükseltilmesi çevre korumasını da sağlayacaktır. İyi bir yanma ile zehirli gaz olan karbonmonoksit çıkışı önlenmiş olur. Atmosfere is ve kurum atılmaz. Gerektiği kadar yakıt yakılacağından atmosfere daha fazla atık gaz atılmayacaktır. Bunun için de yanmanın denetimimiz altında istediğimiz şartlarda oluşması gerekmektedir.

Kazanlar aşağıda verildiği gibi sınıflandırılabilir.

Duman Akışına göre

- a) İki veya üç yollu
- b) Kısmi akışlı
- c) Zıt akışlı
- d) Bileşik haller

Isıtma Yüzeyi Cinsine göre

- a) Dilimli
- b) Blok yapı
- c) Alev borulu

3.2. Malzemeye Göre Kazanlar

3.2.1. Dökme demir kazanlar

Dökme demir kazanlar denildiğinde aklımıza dökme demir dilimli kazanlar gelir. 1950’li yıllarda yakacak olarak daha fazla kok, linyit gibi katı yakacaklar kullanılıyordu. Ayrıca dökme demir kazanların ısıtma yüzeyleri pürüzsüz yapılmakta, baca gazı yolu uzun tutulmakta idi. Günümüzde ise fuel-oil ve doğalgaz yakıtları ön sıraya geçmiştir. Sıcak gazların (dumanın) türbülanslı akışı sağlanarak daha fazla ısıtma yüzeyi akısı elde edilmektedir. Bu nedenle dökme demir dilimlerin yüzeyleri ile şekillerinin çok farklı yapıldıklarını görüyoruz. Dökme demir dilimleri genellikle arka arkaya ve nadiren üst üste birleştirdiği konstrüksiyon şekilleri vardır. Bazı dökme demir kazanlar sağ ve sol yarım dilimler halinde ayrı ayrı dökülerek monte edilirler. Bu sayede monoblok yapıların giremeyeceği kazan dairelerinin içinde parçalar halinde gelen kazanın montajına imkan verilmiş olur.

Dökme demir kazanların cidarları genellikle 6-8 mm kalınlıkta yapılır. Bu kalınlığa özellikle işletme basıncı, yani kalorifer tesisatı yapılan binanın yüksekliği göz önüne alınarak dikkat edilmelidir. Kazan çalışma şartlarında yüksek yanma odası sıcaklığının da malzemenin mukavemet özelliklerini azalttığı unutulmamalıdır.

Dökme demirde döküm işlemi sırasında oluşan ve yüksek oranda silisyum ihtiva eden ince bir tabaka korozyona dayanıklılığı sağlamaktadır.

3.2.2. Çelik kazanlar

Çelik kazanlar çelik sac malzemeden kaynak ile birleştirilmiş günümüzde en yaygın olarak kullanılan kazan çeşididir. Çok çeşitli boylarda ve kapasitelerde üretilirler. Çelik kazanlarda kullanılan çelik malzemenin özellikleri ve kaynak dikişinin kaliteli olması önemlidir. Gaz yakacaklı kazanlarda 12-300kW ısı güçleri arasında asil çelik kullanılması yaygınlaşmıştır.

Son zamanlarda ise dökme demir ve çelik için korozyona, asitlere, yüksek sıcaklığa, darbe ve sürtünmelere dayanıklı bileşik malzemelerden de yararlanılmaya başlanmıştır. Çelik kazanlar konstrüksiyon tiplerine göre kendi içinde de birçok bölüme ayrılırlar. Bunlardan günümüzde en sık kullanılanları iki yada üç geçişli duman borulu silindirik veya yarı silindirik kazanlardır.

3.3. Düşük Sıcaklık Kazanları

Bu tip kazanlarda verimi yükseltmek amacıyla baca gazı kayıplarını azaltmak için baca gazı sıcaklıkları çok düşük tutulmaktadır. Geçmiş yıllardaki kazan uygulamalarında baca gazı sıcaklıkları 175-300°C arasında değişirken günümüzde 125°C'nin altına düşürülmüştür. 90/70°C çalışma sıcaklıklarında baca gazı sıcaklığı 240°C'nin üstüne çıkmamalıdır.

Kazanlarda korozyonun önlenmesi konusu baca gazı sıcaklıklarının düşürülmesinde sınırlayıcı bir etkidir. Fuel-oil yakıtının kullanıldığı durumlarda 40-46°C'de kükürtlü bileşenlerin, doğalgaz kullanılması halinde 55-60°C'de su buharının yoğunlaşması söz konusudur. Korozyonun önlenmesi için yoğunlaşma sıcaklıklarının altına düşülmemesi çok önemlidir. Hava fazlalık katsayısı da yoğunlaşma sıcaklığını çok etkiler. Hava fazlalık katsayısı arttıkça yoğunlaşma noktası sıcaklığı hem doğalgaz hem de fuel-oil yakıtlarda 5-10°C arasında azalmaktadır.

Düşük sıcaklık kazanlarında baca gazının yoğunlaşmasını önlemek için;

- Kuru yanma odalı kazanlar
- İki veya üç tabakalı duman borulu kazanlar
- İki devreli kazanlar

olmak üzere üç farklı çeşit konstrüksiyon yapılır.

a)Kuru Yanma Odalı Kazanlar

Silindirik yanma odasının dışında, iç tarafta ve uçları silindirik yanma odasının dış yüzeyine temas eden boyuna olan kanatlar bulunan ikinci bir silindirik boru vardır. Kazan suyu bu ikinci silindirik borunun dış yüzeyi ile temas etmektedir. Alev yanma odasından geçerek geri dönmekte bulunan boyuna kanatlar bulunan halka kesitten geçerken ısısını kanatlara ve iç yüzeye vererek soğumaktadır. Bu tip kazanlar dökme demirden veya çelik malzemeden imal edilebilirler.

b) İki Veya Üç Tabakalı Duman Borulu Kazanlar

Bu tip düşük sıcaklık kazanlarında sıcak gazlar ile kazan suyunun yaladıkları yüzeyler arasında çift tabaka bulunur. Bu iki tabaka dökme demir-sac veya sac-sac şeklindedir. İki tabaka arasındaki boşluk ısı geçişine direnç göstermektedir. Örneğin başlangıçta kazan suyu sıcaklığı 20°C olduğu halde dumanın yaladığı yüzeyin sıcaklığı 50°C 'dir ve çalışmayı takiben bu sıcaklık hemen yükselerek yoğunlaşma engellenmektedir.

İki saclı duman borularının içindeki türbülatorler boruların içindeki ısı taşınım katsayısını arttırmaya yarar. İç içe geçen borulardan dıştaki boğumlu yapıdadır. Boğumlu boru düz borunu üzerine sıkı şekilde geçirilmiştir. Boğumların uzunlukları kazan çıkışına doğru uzamaktadır. Bu ısı taşınım yüzeyini artırmak için uygulanan bir yöntemdir. Boğumların kazan çıkışına doğru düzleşmeye başlaması, çıkışa yakın noktalarda sıcak gazlardan kazan suyuna ısı geçişinin azalacağını göstergesidir. İçteki borudan boğumlu olan ve dış taraftan kazan suyu ile temasta olan boruya olan ısı geçişinin hem boğum yerlerindeki sıkı temastan dolayı iletim yoluyla hem de

aradaki boşluklar üzerinden ışıınım ve çok az da olsa taşınım yoluyla olduğu unutulmamalıdır.

Sıcak gazların sıcaklığı kazan çıkışına doğru azalmasına rağmen yukarıda açıklanan özelliklerden dolayı kazan suyuna olan ısı geçişi azaldığı için içteki borunun yüzey sıcaklığı yoğuşma sıcaklığının altına düşmez ve yoğuşma meydana gelmez. İçteki borunun iç yüzeyinin sıcaklığı kazan suyu sıcaklığından ortalama 15-20 °C kadar yüksektir.

Üç saclı duman borularının kullanıldığı kazan tipleri de vardır. Bu tip konstrüksiyonlarda, içteki boru düz, aradaki boru aynı çelik sacdan özel olarak imal edilmiş kanatlı ve dıştaki boru boğumlu olup iç yüzey sıcaklığı fuel-oil yakıtta 40 °C, doğalgaz veya LPG kullanılması halinde 50 °C'ye kadar düşürülebilmektedir.

c)İki Devreli Kazanlar

İki devreli kazanlar birinci primer ikinci sekonder devre olmak üzere iki kısımdan meydana gelmiştir. Birinci devrede kanatlı bir yapı yanma odasını çevrelemiştir ve su miktarı azdır. Kazan suyu bu devrede 60 °C'ye kadar ısıtılır ve bir termostatik vana ile ikinci devre bağlantısı yapılır. Bu yöntemle ısıtma yüzeylerinin sıcaklığı çok çabuk bir şekilde yoğuşma sıcaklığının üzerine çıkar. İkinci devre ise ısıtma içindir. Bazı iki devreli kazanlarda geri dönme enjektörü bulunur ve dönüş suyu sıcak çıkış suyu ile karıştırılır.

Düşük sıcaklık kazanlarının kullanımı ile baca gazındaki enerji maksimum dercede kullanılarak yüksek bir verim elde edilir.

Tabii çekişli kazanlarda baca çekişi bacanın da yüksekliğine bağlı olarak tabii bir şekilde herhangi bir zorlanmış akış olmadan sağlanır.

Dış hava şartlarına göre, tabii çekişli kazanlarda baca çekişinde dalgalanmalar olur. Baca çekişindeki bu dalgalanmalar sonucu yanma odasındaki vakum basıncı, ısıtma yüzeylerindeki direnç ve kazan çıkışındaki çekiş basıncı değerleri değişmektedir.

Eski kazanlarda baca çekiş değişimleri yeni kazanlarda olduğu gibi sorunlar yaratmıyor. Kazan çıkışındaki basıncın yükselmesi yanma odası ile kazanın bulunduğu ortam arasındaki basınç farkını da yükseltiyor. Bu sebeple eski kazanlarda kaçak yerlerinden istenmeyen hava kaçak yerlerinden kazanın içine sızarak duman yani baca gazı miktarını da orantılı olarak arttırıyor. Yeni kazanlarda ise sızdırmazlık çok iyi olduğu için kazan içine hava sızması olmuyor ve duman baca gazı miktarı da artmıyor. Bu sebeple vakum çok büyüyor ve alev için fazla hava emilerek kurum sayısı artıyor, ısıtma yüzeylerinde ısı geçişi azalıyor sonuçta baca çıkış sıcaklığı yükselir.

3.4. Duman Borulu Buhar Kazanı Çesitleri

3.4.1. Alev borulu kazanlar

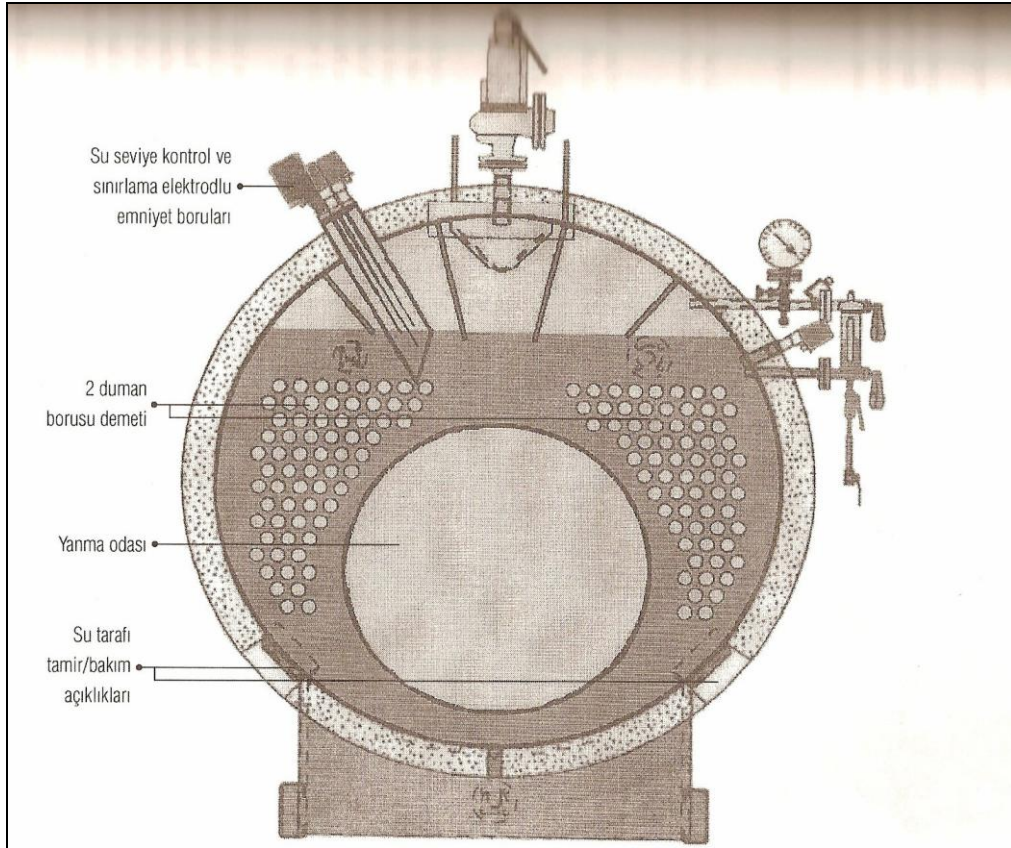
Alev borulu kazanlar, ortalarında boydan boya geçen bir veya daha fazla sayıda alev borusu olan silindirik kazanlardır. Yakıt genellikle alev boruları içersinde yakılmakla beraber, düşük kalorili kömürler kazan dışındaki ocaklarda yakılırlar. Yanma gazlarına kazan içersinde mümkün olduğunca uzun bir yol izlettirilir. Gazların ısısının büyük bir kısmını suya aktarması sağlandıktan sonra gazlar bacaya gönderilir. Bu kazanların tek alev boruluları 16 atü'ye kadar buhar üretebilmekte ve ısıtma yüzeyleri 20-60 m² kadar yapılabilmektedir. Birden fazla alev borusunun bulunması halinde 18-20 atü basınca ve 160-600 m² ısıtma yüzeyine kadar çıkılabilir [50].

3.4.2. Alev-Duman borulu kazanlar

3 geçişli skoç tipi alev-duman borulu kazanlar Ülkemizde ve dünyada endüstride orta büyüklükte kapasiteler için en çok kullanılan kazan türüdür. Alev-duman borulu kazanlarda alev borusunun son kısmının yerini çapları 50-80 mm arasında olan, 3-4 mm et kalınlığındaki çok sayıda boru alır. Böylelikle daha küçük bir hacimde oldukça büyük bir ısıtma yüzeyi sağlanmış olur. Silindirik alev boruları genellikle ondüleli olarak yapılır. Böylece yanma hücresinin ısı etkisi ile boyuna uzaması

karşılanmış, dıştan basınca karşı mukavemeti artmış olmaktadır. Alev boruları 1, 2, 3 adet olabilir.

- Üretim kapasitesi: Max. 500 m² ısıtma yüzeyi.
- Maksimum işletme basıncı: 20 bar.
- Isıtma yüzeyi yükü: Alev borusu içine ızgara yerleştirilerek kömür yakımında doğal çekiş ile 6000 kcal/m² h birim ısıtma yüzeyi yükü cebri çekiş ile 8000 kcal/m² h; sıvı yakıt veya gaz yakıt kullanımında 18000-30000 kcal/m² h birim ısıtma yüzeyi yükü.
- Kazan verimi: %75 kömür; %82-85 sıvı-gaz [52].



Şekil 3.1. Alev duman borulu bir buhar kazanının önden görünüşü [52].

Sıcak su kazanları sıcak su üretmek amacı ile kullanılırlar. Özellikle ısıtma sistemlerinde en önemli avantajı, çok fazla sayıda binayı ısıtabilmeleridir. Sıcak su kazanları maliyet yönünden buhar üreten kazanlara göre daha avantajlıdır. Alev

borulu kazanlar düşük maliyetleri nedeni ile su borulu kazanlara göre daha fazla tercih edilir. Fakat alev borulu kazanların su borulu kazanlara göre bazı dezavantajları bulunur. Bunlar şu şekildedir:

- 1- Alev borulu kazanlarda su hacmi su borulu kazanlara göre daha büyüktür ve su sirkülasyonu daha zayıftır. Bu da daha düşük miktarda buhar üretimi sağlar.
- 2- Alev borulu kazanlarda kapasite, basınç ve buhar sıcaklığı sınırlıdır.
- 3- Alev borulu kazanlarda, su haznesi ve birleşme yerleri çok yüksek olan yanma odası sıcaklığına maruz kalır ve bu da patlama riskini artırır.
- 4- Alev borulu kazanlarda boru demetleri çok fazla değişiklik gösteren sıcaklıklara maruz kalır ve bu durum eşit olmayan sıcaklık dağılımı nedeni ile boru demetleri içinde gerilmelere neden olur.

Su borulu kazanlar çok yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar üretebilecek kapasitededir. Özellikle küçük çapta boru demetlerinin kullanılması ile çok hızlı bir biçimde ısı geçişi sağlanabilir ve çok kısa sürede buhar ihtiyacına cevap verebilir. Buna ek olarak, herhangi bir boruda meydana gelebilecek arıza alev borulu kazanlarda olduğu gibi patlamaya yol açmaz. Su borulu kazanların maliyetleri alev borulu kazanlardan daha fazla olur. Su borulu kazanlar herhangi bir ekonomik yakıtı yüksek verim ile yakacak kapasitededirler. Buna karşın alev borulu kazanlar, ısıtma yüzeylerindeki aşınmayı gidermek amacı ile sıvı veya katı yakıtlar yakarlar. Bütün bu nedenlerden dolayı, özellikle bir kazanı seçerken sadece kazanın maliyeti değil, başka parametrelerin de göz önüne alınması gerekir. Bunlar, kullanılabilirlik, operasyon ve bakım giderleri, yakıt fiyatı, yer alanı gibi faktörlerdir. Belki de bu parametrelerin içinde en önemli olanı yakıt fiyatıdır. Çünkü kazanın ekonomik ömrü sırasında kullandığı yakıt fiyatı, kazanın kendisinden ve bazı yardımcı ekipmanlardan daha fazla olur.

3.5. Akış saptırıcılar

Enerjinin pahalı olması ve mevcut enerji kaynaklarının hızla tükenmesi nedeniyle enerjinin verimli olarak kullanılması gün geçtikçe daha büyük bir önem taşımaktadır. Bu nedenle son yıllarda kullanılan ısı değiştirgeçlerinde malzeme ve enerji tasarrufu

yapma yollarına başvurulmuştur. Aynı kapasitede fakat farklı boyut ve düzeneklerde ısı değiştirgeçleri denenerek ilk yatırım maliyetleri kısılmaya çalışılmıştır. İşletme maliyetlerinin düşürülmesinde ise, mevcut sistemler için en başta gelen yöntem termodinamik verimi arttırarak, enerjinin daha ekonomik kullanılmasını sağlamaktır[53].

Bu amaçla, verilen işletme koşullarında ısı değiştirgecine giren akışkanın sabit sıcaklığına karşılık, ısı geçişini arttırmak yani ısı değiştirgecinde ortalama sıcaklık farkını düşürmek çözüm yollarından biridir. Isı transferinin arttırılması aktif ve pasif yöntemlerin kullanılması ile sağlanır. 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 arttırmak 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 yöneme örnek verilebilir. Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı olarak değişik geometrik profiller ve tasarımlar kullanarak akışın yönlendirilmesi gibi yöntemler pasif yöneme örnek verilebilir.

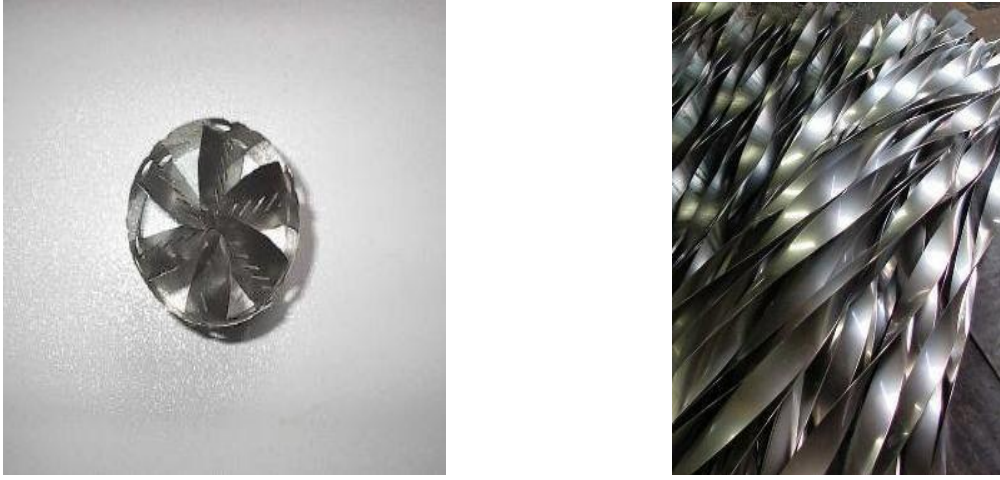
Isı transferini arttırmak için, yüzey alanlarının büyütülmesi rutin olarak hemen hemen bütün ısı değiştirgeçlerinde kullanılır. Kanatcıklı yüzeylerin ve sabit yönlendirici kanatların imal güçlüğü ve ısı değiştiricisinin boyutlarını aşırı arttırması ve bakımlarının zorluğu gibi sebeplerden dolayı son yıllarda yerini akış saptırıcılara bırakmaktadır.

Akış saptırıcılarda ısı transferindeki artış yüzey alanının büyütülmesinden çok ısı taşınım katsayısının arttırılmasıyla sağlanır. Isı taşınım katsayısını arttırmak için ise ısı değiştirgecinde türbülans arttırıcı yollar denenir. Zira, akışkan ile boru duvarı arasındaki ısı geçişinde ısı sınır tabaka önem taşımaktadır. Bu tabaka laminar akışta daha kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı geçişi

laminer akışa göre daha iyidir. Bu yüzden türbülansı arttırmak için akış saptırıcı kullanılır.

Akış saptırıcılar ile boru içindeki havanın akış ortamı bozulmakta ve pasif yöntemle iyileştirme sağlanmaktadır. Akış saptırıcılar ile akış sınır tabakasının parçalanması ve tekrarlı olarak oluşması, akış ortamına ek türbülans verilmesi, akış ortamında ikincil akışların oluşması, akışkanın döndürülmesi böylelikle akışın yolunun uzaması gibi etkiler verilir. Akış saptırıcılara uygulamada; duman borulu sıcak su ve katı yakıtlı kazan, ısı değiştirgeçleri, gaz soğutmalı reaktör yakıt elemanları, elektronik sistemlerin havalandırma donanımları gibi sistemlerde karşılaşılr. Özellikle kurulu kazan sistemlerinde kazana ilave ek bir masraf getirmeden, kazan duman borularının içerisine yerleştirilerek kazan veriminin iyileştirilmesi sağlanır. Duman borulu buhar ve kalorifer kazanlarında boruların içinden geçen duman gazının türbülansını arttırmak suretiyle duman gazı ile boru iç yüzeylerinin daha fazla temas etmesini sağlamak ve buna bağlı olarak borulardaki ısı transferini yükseltmek, böylece duman gazı üzerindeki ısının daha büyük miktarının kazan içindeki suya geçmesini sağlayıp kazan duman çıkış sıcaklığını düşürerek kazan verimini yükseltmek amacıyla kullanılır.

Akış saptırıcılar, kullanılacak kazanın çalışma rejimi, işletme basıncı, yakıt cinsi, kullanılacak borulardaki gaz sıcaklıkları, gazın kirlilik durumu, boru çapı, işletme koşulları, vb. faktörler dikkate alınarak boyutlandırılır ve gereğine göre siyah ve/veya paslanmaz malzemeden imal edilirler. Akış saptırıcılar, konik halka yüzeyli, spiral ve delikli palet karıştırıcı, vb. olmak üzere pek çok çeşide sahiptirler.



Şekil 3.2. Akış saptırıcı çeşitleri

Akış saptırıcı kullanılması ile;

- Kazanda duman gazı çıkış sıcaklığı ve yakıt cinsine bağlı olarak kazan veriminde %2 – %4 arasında artış,
- Aynı ısıt kapasite için daha az yakıt tüketimi,
- Yapısı itibariyle düşük verimli kazanlara akış saptırıcı ilavesiyle kazan kapasitesi ve verimi optimum seviyeye çıkartmak gibi yararlar sağlanır.

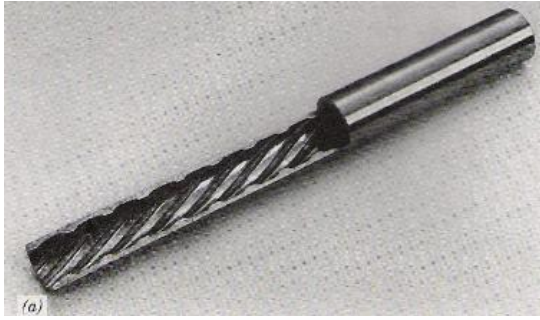
Türbülanslı akışta sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler enerji ve kütle geçişini artırır ve bunun sonucu ısıt taşınım artarken, yüzey sürtünmesi de artar. Bu durum akış saptırıcı çıkışında basınç düşmesine yani baca çekişinin azalmasına sebep olmaktadır. Bunu gidermek içinde sisteme ilave fan konulması gerekmektedir.

Akış saptırıcı Boru

Akış saptırıcı boru uygulamada en sık kullanılan akış saptırıcı boru çeşitlerinden biridir. Akış içinde türbülans yaratmak için, boru cidarına pres uygulanarak belirli geometrik şekiller verilir. Bu geometriler belli aralıklarla birbirini takip edecek şekilde boru boyunca dizilirler. Bu da boru boyunca sürekli ve hiç sönümlenmeyen

girdaplı akışın oluşmasını sağlamaktadır. Bu sistemlerde ısı geçişi sadece giriş kısmına akış saptırıcı yerleştirilen sistemlere göre daha fazladır, fakat bununla birlikte basınç düşümü de büyük oranda artmaktadır.

Akış saptırıcı borular genel olarak bakır veya paslanmaz çelik saçlardan imal edilirler.

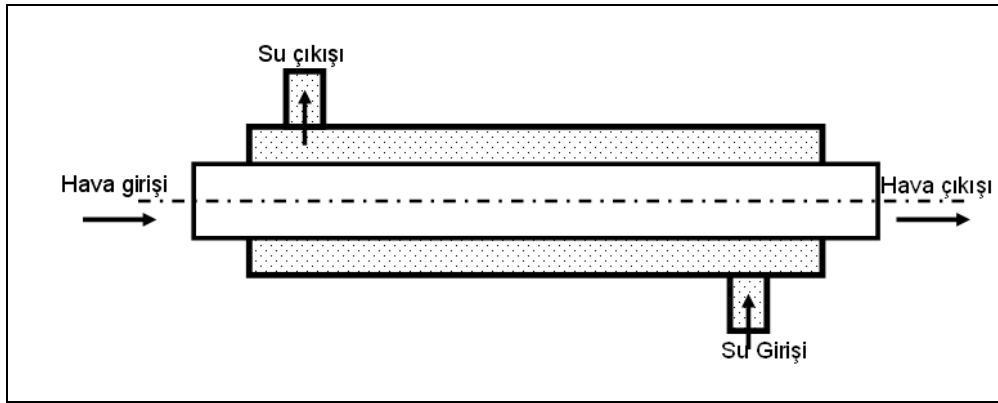


Şekil 3.3. Akış saptırıcı Boru Çeşitleri

4. MATARYEL VE METOD

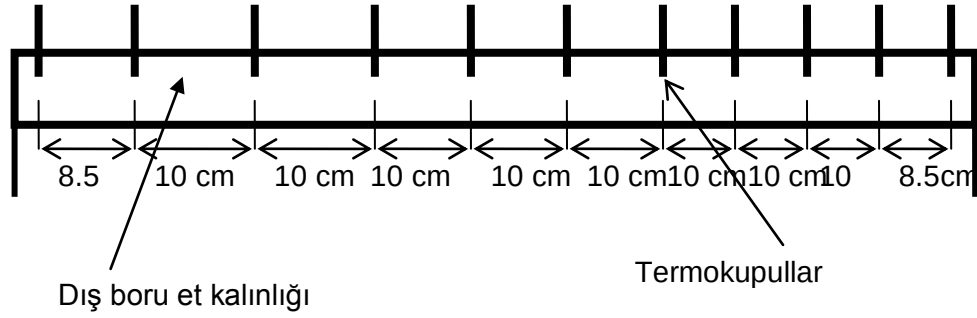
4.1. Deney Tesisatının Kurulması

Deney tesisatı Fakültemiz Enerji Anabilim Dalı bünyesinde oluşturulmuştur. 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 4.1’de görüleceği gibi dışarıdaki borunun içinden su akarken iç borudan buna zıt yönde hava akmaktadır.



Şekil 4.1. Isı Transferi İçin İmal Edilen İç İçe Borular

İç içe boruların imalatı yapılırken çapı 100 mm olan dış borunun içine çapı 40 mm olan iç kısımdaki boru yerleştirilerek uç kısımları kaynakla kapatılmıştır. Dış borunun her iki ucuna su giriş ve çıkışı için iki ağız açılmış ve buralara su giriş ve çıkışı için boru ağzları 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 ısınn sıcaklık olarak değerleri ölçülmüştür. Şekil 4.2’de dış boru içine yerleştirilen termokupullar gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Dış Boru İçine Yerleştirilen Termokupulların Yerleri

Sistemde kullanılan termokupulların özellikleri çizelge 4.1’de verildiği gibidir. Termokupullar, $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $2320\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye kadar olan sıcaklık ölçümlerinde rahatlıkla kullanılabilirler. Proses şartlarında kullanılacak termokupullar, mekanik darbeler, fiziksel ve kimyasal etkilenmelerden korunmak amacıyla özel koruyucu kılıflar içersinde yerleştirilerek üretilirler. Termokupl sensörü ile diğer cihaz ekipmanları arasındaki bağlantılar termokupul kompanzasyon kabloları ile yapılır. Kompanzasyon kablolarının iletken telleri termokupul eleman tellerine uygun eleman özelliğindeki alaşımlardır.

Çizelge 4.1. Termokupl Çeşitleri ve Özellikleri

KOD	İLETKEN (+)	CİNSİ (-)	ÖLÇÜM ARALIĞI		RENK KODLARI		
			DEVAMLILIK	KISA SÜRE	IEC 584.3	ANSI/MS 96.1	DIN 43714
K	NIKEL-KROM (Chromel)	NIKEL ALAŞIM (Alumel)	0+1100 °C	-180+1350 °C			
T	BAKIR	KONSTANTAN	-185+300 °C	-250+400 °C			
J	DEMİR	KONSTANTAN	+20+700 °C	-180+750 °C			
N	NIKEL-KROM SİLİKON (Nicrosil)	NIKEL-SİLİKON MAGNESİUM (Nisil)	+0+1100 °C	-270+1300 °C			
E	NIKEL-KROM (Chromel)	KONSTANTAN (Bakır-Nikel)	0+800 °C	-40+900 °C			
R	PLATİN 13 % RODYUM	PLATİN	0+1600 °C	-50+1700 °C			
S	PLATİN 10 % RODYUM	PLATİN	0+1550 °C	-50+1750 °C			
B	PLATİN 30 % RODYUM	PLATİN 6 % RODYUM	+100+1600 °C	+100+1820 °C			

Deney tesisatında kullanılan termokupul, minarel izoleli ve NiCr- Ni metal alaşımdan oluşan K tip elemanlardır(Çizelge 4.1.). Deneyde kullanılan Termokupul özellikleri;

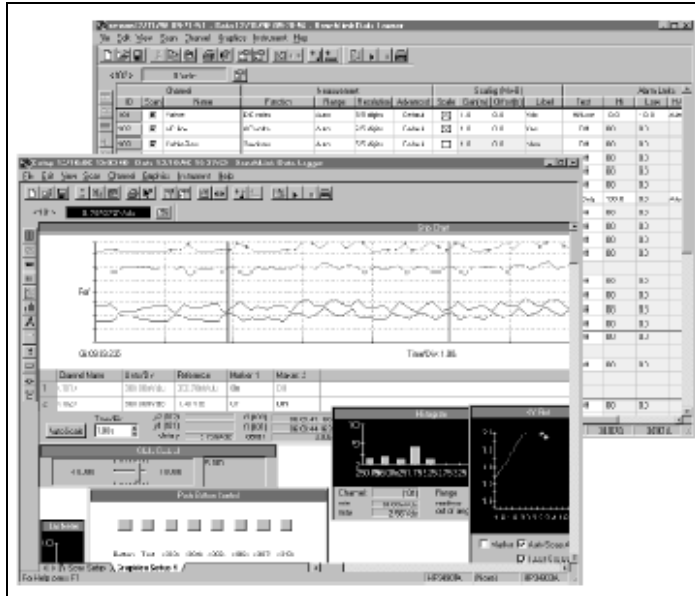
- Kompanzasyon kablolu ve kablo uzunluğu 1,5 m,
- Mineral izoleli,
- Uç uzunluğu 10 cm,
- Çapı 1,5 mm,

Deney setinde kullanılan termokupul sayısı yaklaşık olarak 16 adet olup bunlar veri kaydedici veri kaydedicilere (data logger) bağlanıp kalibre edilmişlerdir. Resim 4.1’ de veri kaydedici gösterilmiştir.



Resim 4.1. Veri Kaydedici (Data Logger)

Agilent 34970A marka veri kaydedici 26 kanal kapasiteli olup Resim 4.1’de gösterilmiştir. Deneyler esnasında bu kanallar yeterli gelmiş olup, 16 adet ısıl çift kullanıldığından dolayı 16 kanal kullanılmıştır. Deneyler yapımı esnasında her 5 saniyede bir ard arda yeterli sayıda ölçümler alınmıştır. Veri kaydedicinin kendine ait yazılımı ile okunan sıcaklık değerleri bilgisayara kaydedilmiştir. Veri kaydedicinin ölçme hassasiyeti % 0.2 ‘dir.



Resim 4.2. Veri Kaydedici Yazılım Programı

Deney tesisatında su debisini ayarlamak için beher kabı kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalarla, belirlenen su debisi elde edilmesi için musluktan akan suyun belirli süre içerisinde beher kabında belirli su miktarını ölçmek için kullanılmış ve su debisi küresel vana ile sabitlenerek aynı sürekli su debisinin sisteme verilmesi sağlanmıştır. Resim 4.3’de beher kabının resmi verilmiştir.



Resim 4.3. Beher kabı

Deneylerde hava debisini ölçmek için Resim 4.4’de görülen PROVA AVM-05 model anemometre kullanılmıştır. Anemometre, deney tesisatı iç içe borulardan oluşan ve içi bakır boru olan sistemde dolaşan havanın debisini ölçmek için kullanılan hız ölçümü yapan aletlerdir.



Resim 4.4. Anemometre

Deneylerde hava debisini ölçmek için kullanılan PROVA AVM-05 Anemometrenin özellikleri;

- Anında hava akımı okuma
- Hız m/s,
- Hafıza 2000 kayıt (AVM 05/AVM 07)
- Alçak ve yüksek hava akımları için hassasiyet oranı $\% \pm 4$ 'dür.
- Çalışma sıcaklığı 10-50 °C'dir.

Ayrıca deney tesisatında iç içe boruların iç boru girişine monte edilen ve sisteme ısı transfer etmek amacıyla kurulan ısıtıcı fan tarafından sisteme sağlanan havanın sıcaklığını istenilen sıcaklığa ulaştırılması amacıyla fandan sonra sistem girişine monte edilen bir ekipmandır. 3 fazlı elektrik ile besleme yapılmaktadır. Isıtıcı boyu 60 cm olarak dizayn edilmiştir. Elektrikli ısıtıcı sıcaklık değerleri kontrol panosu üzerinde bulunan sıcaklık kontrol cihazı tarafından istenilen değerler girilerek kontrol edilmektedir. Kontrol cihazı Resim 4.5'de verilmiştir.



Resim 4.5. Sıcaklık kontrol cihazı

Isıtıcının kalibrasyonu yapıldıktan sonra deney sistemine bağlanmış ve istenilen sıcaklıklara ayarlanıp sabitlenip istenilen sıcaklık değerleri sağlanmıştır.

Deney tesisatında iç içe borulardan oluşan kısmın iç kısım borusunda hava akışı olan yerlerde havanın basıncını ölçmek için sulu tip U manometre standartlara uygun olan yerlere yerleştirilerek dikey konumda U borusu içerisinde su olan ve yeterli basınç

değerlerini okuyacak kapasitede olan manometre yerleştirilmiş ve çeşitli basınç düşüş değerlerinin hesaplanması için kullanılması düşünülmüştür.

Yine deney tesisatında kullanılacak olan ve hava akışını sağlamak amacıyla kullanılmıştır. Resim 4.6'da görüldüğü gibi yüksek basınçlı körüklü fan kullanılmıştır. Kullanılan körüklü fan özellikleri;

- Motor gücü 2.2 KW'tır,
- Debi $600 \text{ m}^3/\text{h}$,
- Basınç 500 mm/SS,
- Emiş 150 mm,
- Çıkış 60 mm,
- 2800 d/dk,
- Hava alış max. Sıcaklık 80°C 'dir.



Resim 4.6. Körüklü fan

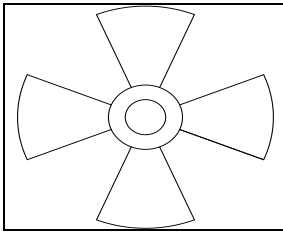
Deney tesisatında kullanılan bu körüklü fanın istenilen hava debisini sağlaması için fanın dönme devir sayısını ayarlayarak istenilen debide havanın iç içe borunun iç kısmına hava sağlaması için devir ayarlayıcı inventer kullanılmıştır. Devir ayarlayıcı istenilen Hz' ye ayarlanarak boruya istenilen debide hava gitmesini sağlayan inventer Resim 4.7'de gösterilmiştir. İnter çeşitli hava debileri için ayarlanarak

sabitlenmiş ve bir seri deney için sabitlenerek deney sonuna kadar sabit debide hava debisi sağlamıştır.



Resim 4.7. Devir ayarlayıcı (Inverter)

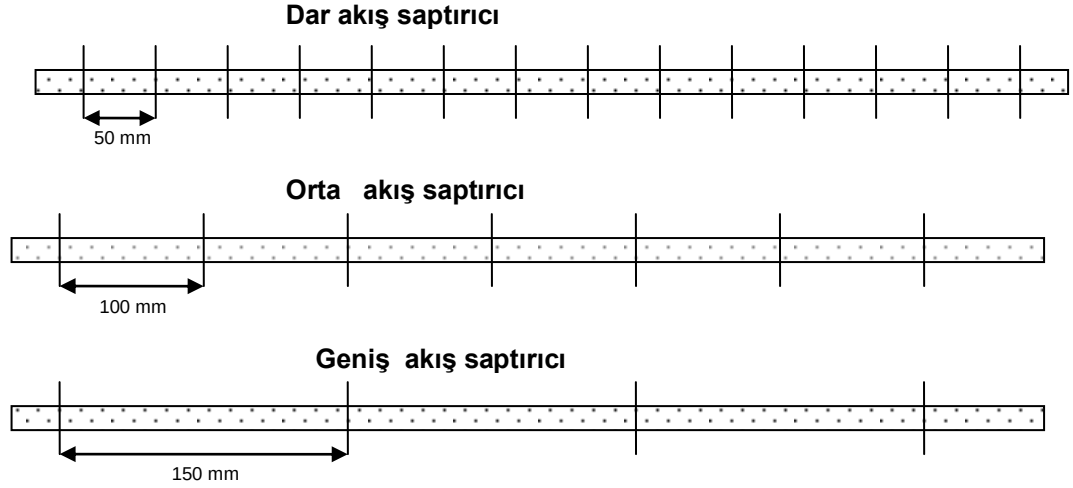
Deney tesisatında kullanılan akış saptırıcı Resim 4.8’de verilmiştir. Resim 4.8’de verilen akış saptırıcı galvanizli saclardan belirli bir model oluşturularak kesilmiş ve 3 ayrı şekilde birinci modelde akış saptırıcı aralıkları geniş olarak ikincisinde akış saptırıcı aralıkları orta olacak şekilde üçüncüsünde ise akış saptırıcı aralıkları sık olacak şekilde imal edilmiştir.



Resim 4.8. Akış saptırıcı Modeli

Deneylerde kullanılan akış sptırıcıları Resim 4.9.’da verilmiştir.

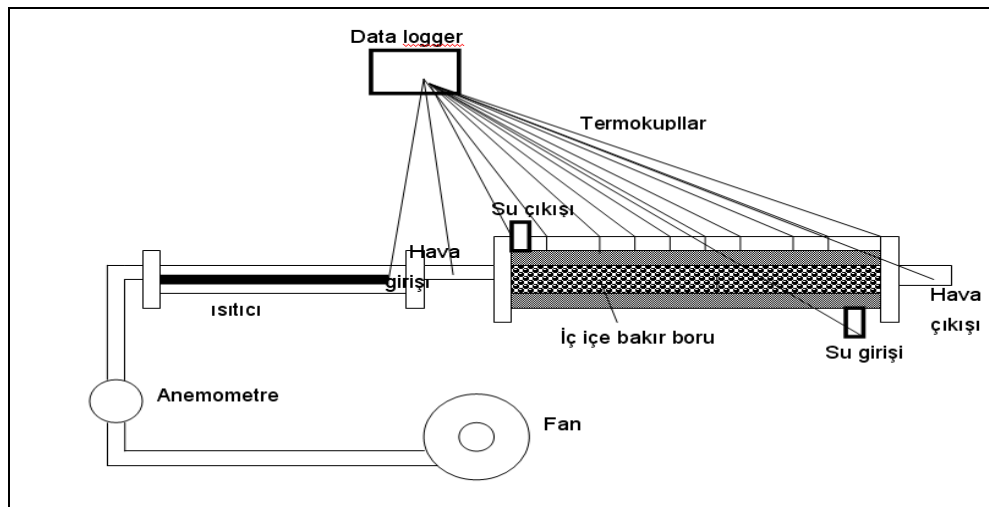
Çizelge 4.2. Deneyde akış saptırıcı çeşitleri



4.2. Deneylerle İlgili Ölçümler

4.2.1. Termokupullarla olan sıcaklık ölçümleri

Deney tesisatında bulunan iç içe olan borulardaki hava ve suyun sıcaklıkları ve ısıtıcının üzerinde sabit olarak bulunan ve ısıtıcı sıcaklığını ölçen termokupullar Şekil 4.3.'de verilmiştir.



Şekil 4.3. Deney Tesisatı Şematik Görünümü

Termokupullar veri kaydediciye bağlanmış ve termokupulların sağlıklı çalışıp çalışmadıkları buz ve sıcak suyla kontrol edilip daha sonra kalibrasyonuna bakılarak deneylere hazır hale getirilmiştir. İç içe boruların iç kısmında bulunan ve havanın geçtiği kısımlarda havanın giriş ve çıkış kısımlarının olduğu yerlerde termokupullar mümkün olduğu kadar boru merkezine ve dik olarak doğru ölçümlerin alınması için monte edilmesine dikkat edilmiştir.

4.2.2. Su debisinin ölçümü

Deney tesisatındaki iç içe boruların dış kısmındaki geçen suyun su debisinin ölçümü için ve sabit debide su geçişini sağlamak için su giriş kısmına hassas olarak ayarlanabilen küresel vana yerleştirilmiş ve gerekli debi değerine ayarlanarak belirli süre içerisinde beher kabına gelen su ölçülüp gerekli debi bulunduktan sonra vana sabitlenmiş ve dolayısıyla aynı debide sürekli su akışı sağlanmıştır. Suyun debisi 100 Litre / saat olarak ayarlanmış ve bu debide sabitlenmiştir.

4.2.3. Basınç kayıplarının ölçümü

Deney tesisatında iç içe boruların içinde bulunan bakır borudan hava geçişi esnasında boru yüzeyi ile ve boru içerisine akış saptırıcılar yerleştirildiğinde oluşan basınç kayıplarını ölçmek için “U “ tipi sıvı gövdeli (su) manometre kullanılarak her hız değerinde basınç düşüşlerinin kaydedilmesi sağlanacaktır. Basınç düşüşlerinin elde edilmesi daha sonra sürtünme faktörlerinin bulunmasında bize ışık tutacaktır.

4.3. Ön Deneylerin Yapılışı

Deney tesisatının tamamlanmasından sonra deneylerden sağlıklı sonuçlar elde etmek için ön deneylere 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 ve hava sağlayan fanın devrini ayarlayan inventer ile ölçülüp hava debisi sabitlendikten sonra hava geçişi üzerinde bulunan ısıtıcı 100 ° C ‘ye ayarlanıp sistemin rejime girmesi beklenir.

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

Deney tesisatında yapılan ön deneylerin değerlendirilip eksiklikleri giderildikten sonra gerçek deneylerin yapılması için hazırlıklar tamamlanmıştır.

5. DENEYLER VE ÖLÇÜMLER

5.1. Deneyler

Ön deneylerin yapılmasından sonra deneylerin yapılmasına başlanmıştır. Deneyler Reynold sayısı dikkate alınarak yapılmıştır. Reynold sayısı 25 °C oda sıcaklığı dikkate alınarak

$$Re = \frac{U \times d}{\nu} \quad (1)$$

U: Hava hızı m/s

d: Boru iç çapı m

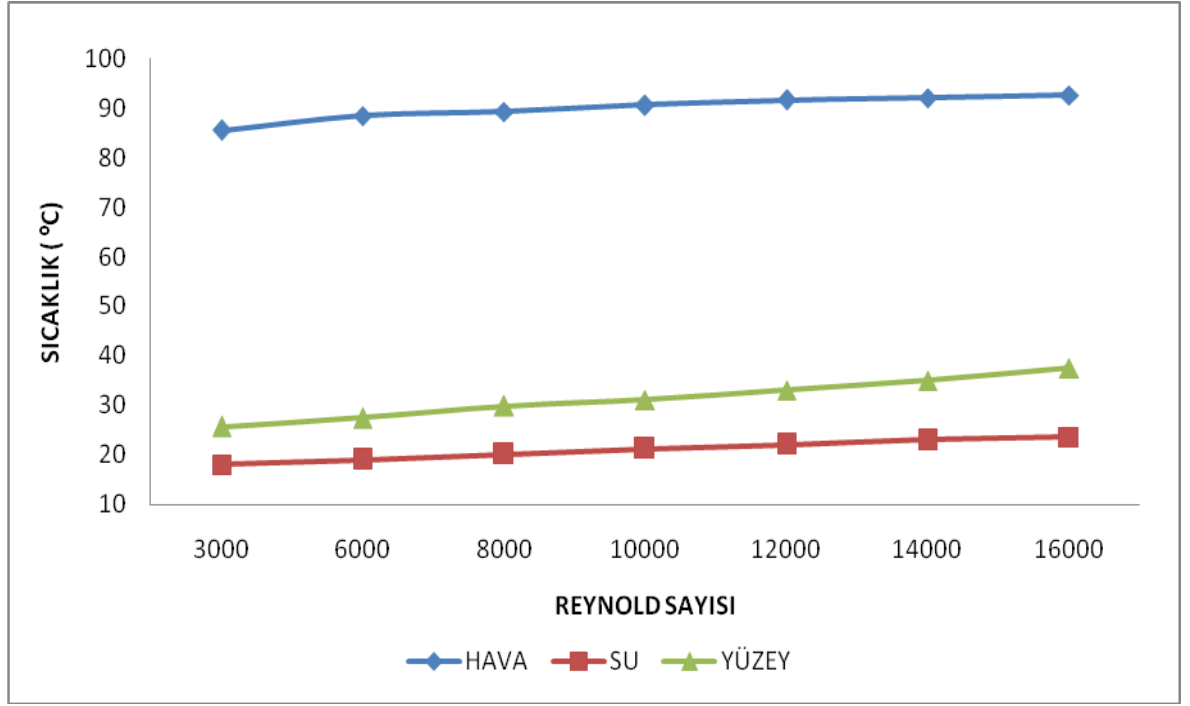
ν : Kinematik vizkozite m² / s

olarak Reynold sayısı aşağıda verilen değerlere bağlı olarak boru içerisinden geçen havanın hızları Çizelge 5.1. de verilmiştir.

Çizelge 5.1. 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

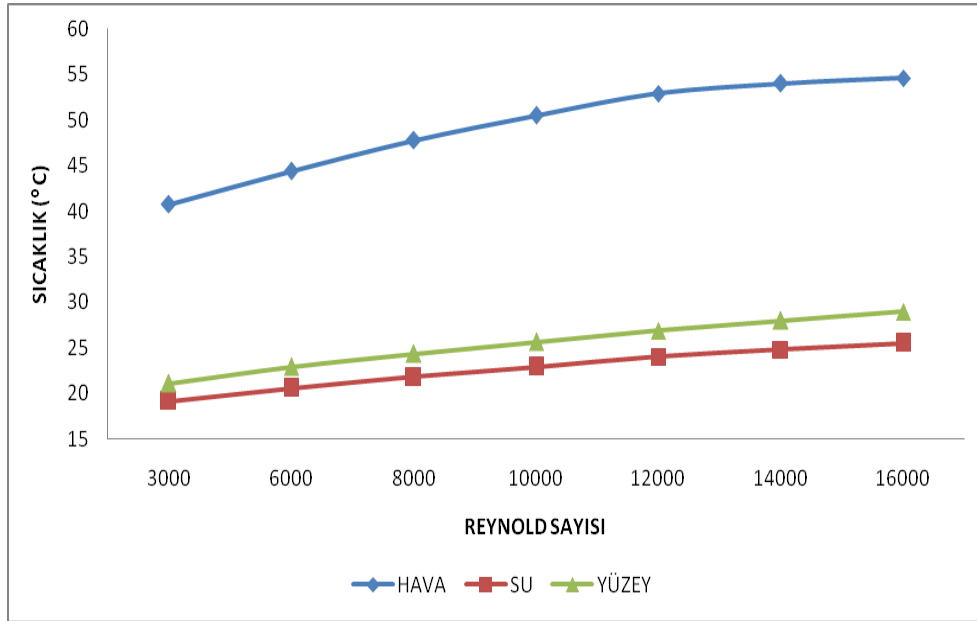
Deneyler ilk önce akış saptırıcısız olarak boş boru olarak Tablo -1 'de verilen hızlara bağlı olarak yedi tane deney yapılmış ve alınan yedi deney sonuçlarına göre reynold sayısının boru yüzey sıcaklık ortalaması ile değişimi Şekil 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.1. Boş boruda Reynold sayısının boru yüzeyi ortalama sıcaklık değişimi

Şekil 5.1'de boş boruda hava giriş sıcaklığı 100 °C'de sabitlenmiş ve deneyler grafikte verilen Reynold sayılarına göre bakıldığında Reynold sayısı arttıkça sıcaklık değerlerinde artış olduğu gözlenmiştir.

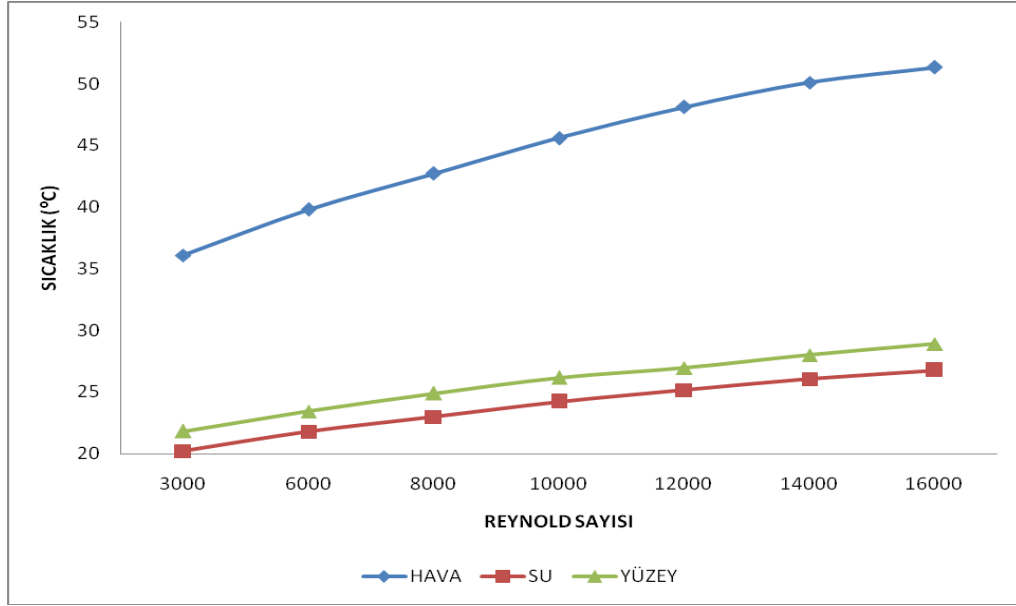
Şekil 5.2'de ise geniş akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları verilmiştir.



Şekil 5.2. Geniş akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları

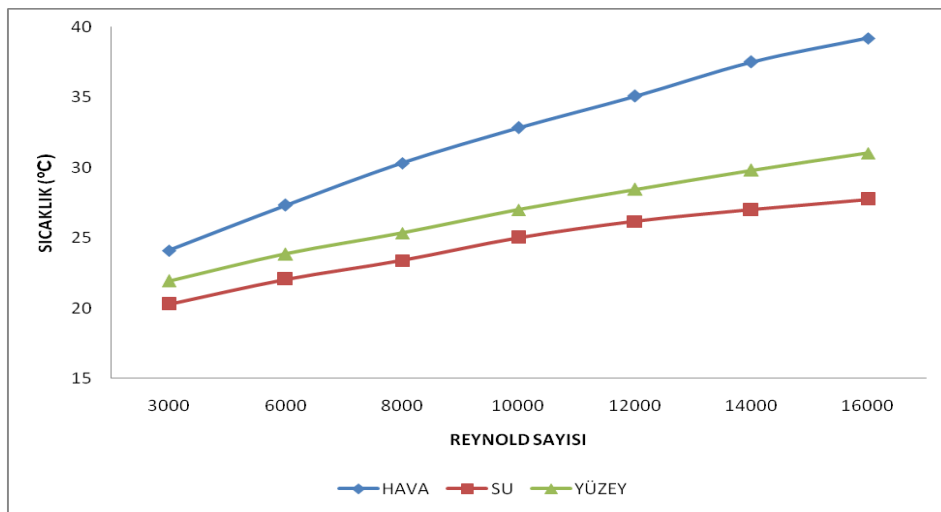
Şekil 5.2'den de görüleceği gibi Şekil 5.1'deki sıcaklık artışlarına nazaran yüzey sıcaklıkları boru içerisine akış saptırıcı konması ile birlikte artış göstermiştir.

Şekil 5.3'de ise orta akış saptırıcıda reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları verilmiştir.



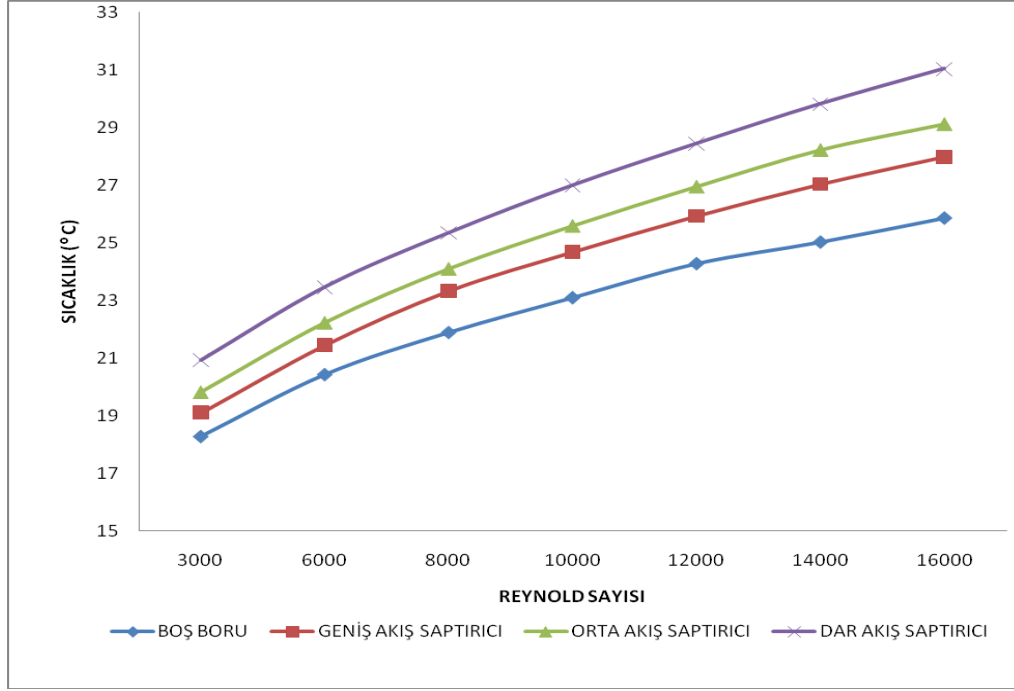
Şekil 5.3. Orta akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları

Şekil 5.3’da da görüleceği gibi Şekil 5.2’deki dar akış saptırıcısına göre sıcaklık yüzey sıcaklıkları boru içerisine orta akış saptırıcısı konması ile birlikte artış göstermiştir. Şekil 5.4.’de ise dar akış saptırıcıda boru yüzeyindeki sıcaklık artışı verilmiştir.



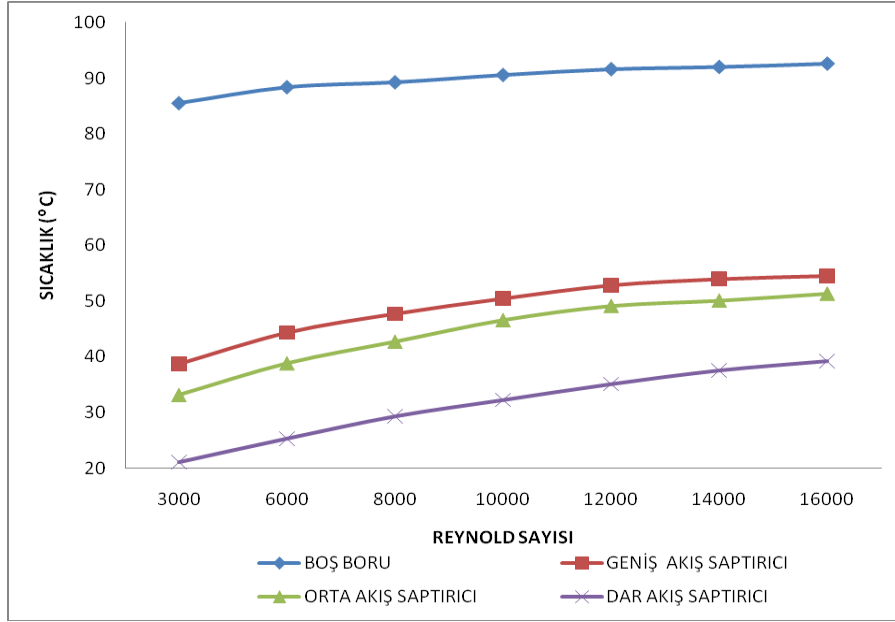
Şekil 5.4. Dar akış saptırıcıda Reynold sayısına bağlı olarak boru yüzey sıcaklıkları

Şekil 5.4’de ise dar olan akış saptırıcısındaki boru yüzeyindeki sıcaklık artışları boş boru dar ve ortaya nazaran daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.5. Reynold sayılarına göre boş boru, dar, orta ve geniş akış saptırıcılarda yüzey sıcaklık dağılımları

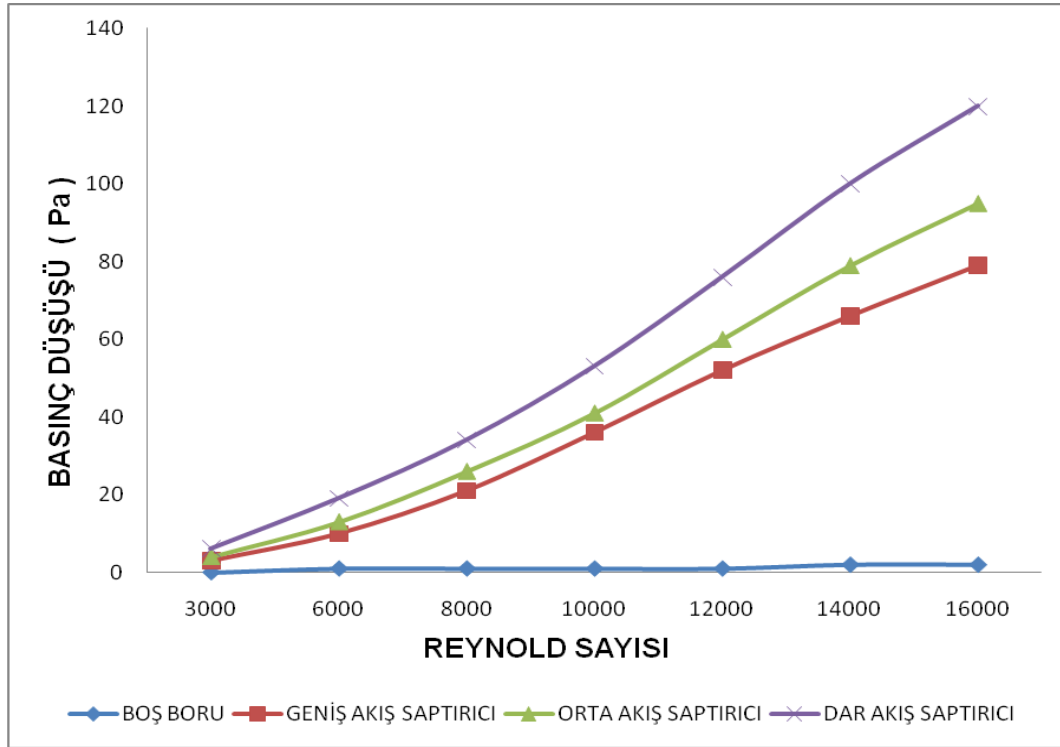
Şekil 5.5.’ dede görüleceği gibi dar akış saptırıcıda boru yüzeyindeki sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu sıcaklıktan da anlaşılacağı gibi dar olan akış saptırıcılı borudan boru dışında bulunan suya geçen ısı miktarı diğerlerine nazaran maksimum olacaktır.



Şekil 5.6. Boş boru, dar, orta ve geniş akış saptırıcıdan çıkan hava sıcaklıklarının Reynolds sayılarına göre değişimi

Şekil 5.6.'da da görüleceği gibi dar akış saptırıcıda boru çıkış sıcaklığının daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu sıcaklıktan da anlaşılacağı gibi dar olan akış saptırıcılı borudan çıkan sıcaklığın minimum olması demek boru dışında bulunan suya iletilen ısıнын maksimum olması demektir.

Şekil 5.7'da ise Reynold sayısına göre boru içerisinde boş boru ve akış saptırıcıların olduğu durumda basınç düşüşleri verilmiştir. Burada yine dar akış saptırıcıda maksimum düşmesi sürtünmeden dolayı meydana gelmiştir.



Şekil 5.7. Reynolds sayısına göre boru içerisinde boş boru ve akış saptırıcıların olduğu durumda basınç düşüşleri

6. DENEY SONUÇLARININ TEORİK SONUÇLARLA DOĞRULANMASI

6.1. Deney Sonuçlarının Doğrulanması

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 Reynold sayısının 3000 ila 16000 arasında deneysel ve teorik sonuçlar literatürde verilen değerlerle karşılaştırılarak Reynold ve Nusselt sayılarını karşılaştırılacaktır.

6.2. Deney ve Teorik Sonuçlarının Doğrulanması

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;

$$Q = (m \cdot C_p)_{hava} (T_{hg} - T_{hc}) = (m \cdot C_p)_{su} (T_{sc} - T_{sg}) \quad (6.6)$$

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

$$Q = (m \cdot C_p)_{hava} (T_{hg} - T_{hc}) = hA (T_m - T_w) \quad (6.7)$$

Burada;

$$T_m = (T_{hg} + T_{hc}) / 2 \text{ ve } T_w = \sum T_w / 11 \quad (6.8)$$

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

$$h = [(m \cdot C_p)_{hava} (T_{hg} - T_{hc})] / [A (T_m - T_w)] \quad (6.9)$$

$$Nu = h D_h / k \quad (6.10)$$

$$Re = VD_h / \nu \quad (6.11)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\rho \frac{V^2}{2}\right)} \quad (6.12)$$

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

Sürtünme faktörü eşitliği Moody diyagramı bağıntısına göre;

$$f = 0,316Re^{-1} \quad Re \leq 2 \times 10^4 \quad (6.13)$$

$$f = 0,316Re^{-1/5} \quad Re \geq 2 \times 10^4 \quad (6.14)$$

Petukhov'a göre

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (6.15)$$

Nusselt sayılarının bağıntıları ise;

Gnielinski'ye göre;

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (6.16)$$

Sieder ve Tate'ye göre;

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad Re \geq 1 \times 10^4 \quad (6.17)$$

Petukhov'a göre ;

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (6.18)$$

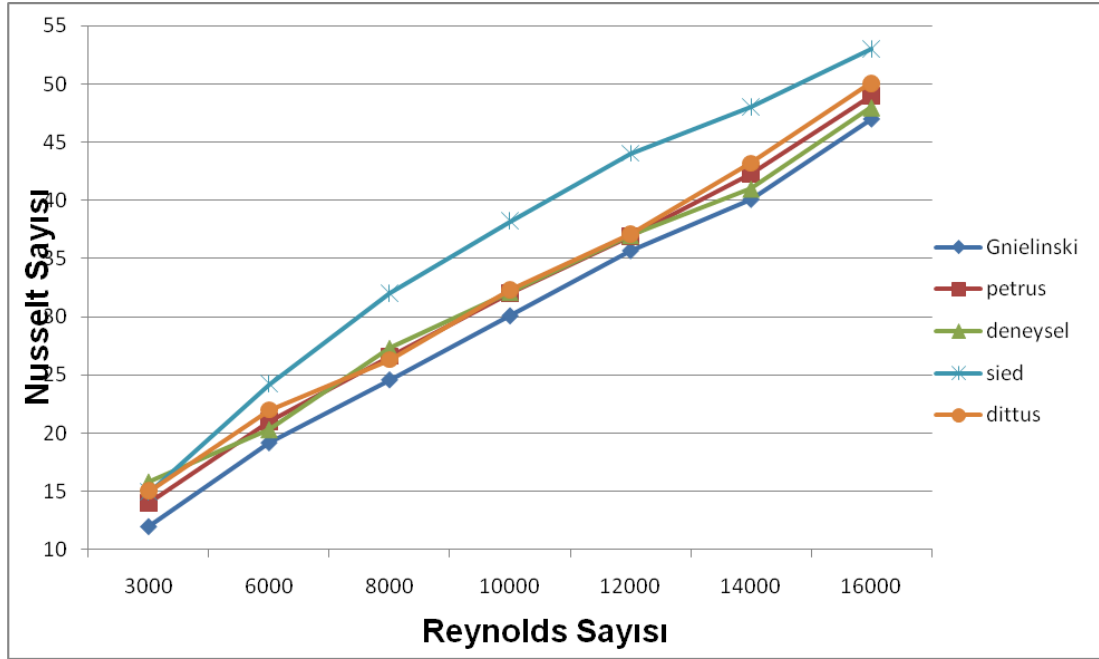
Ditus ve Boelter'e göre ;

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad Re \geq 1 \times 10^4 \quad (6.19)$$

6.3. Deney ve Teorik Sonuçlarının Grafiklerle Değerlendirilmesi

Madde 4.2.1.'de verilen eşitliklere göre EK – 1' de yapılan hesaplamalara göre deney sonuçları ile teorik olarak yine Madde 4.2.1'de verilen Nusselt sayıları ve sürtünme katsayısına bağlı olarak deney sonuçları ile teorik olarak verilen denklemlerle elde edilen değerler grafik olarak verilmiştir.

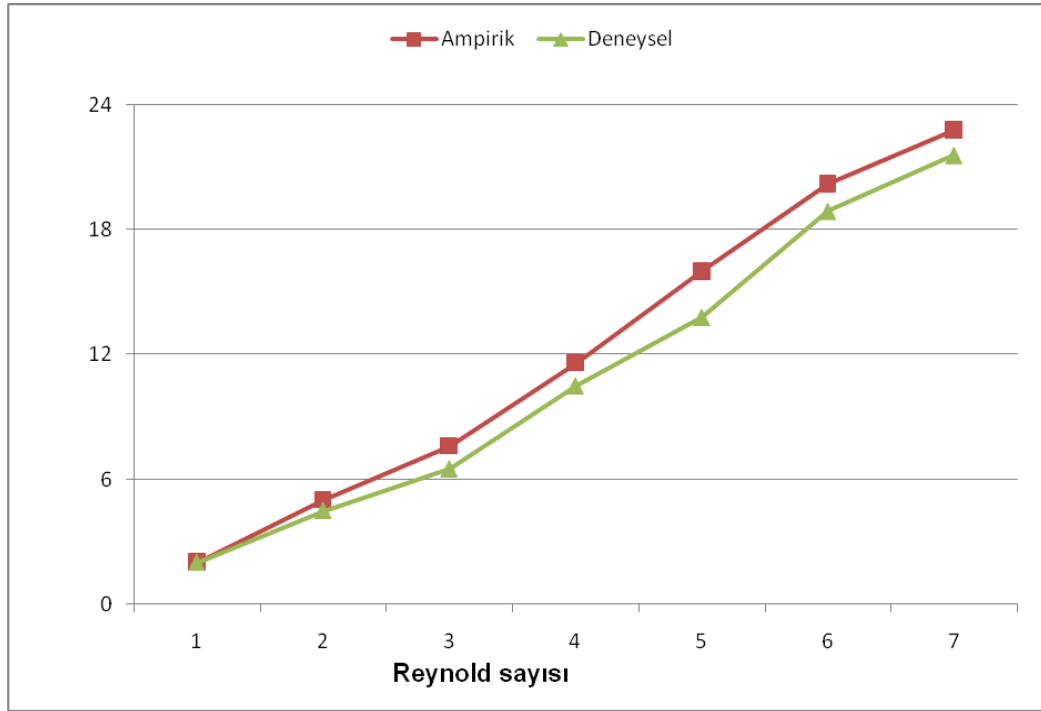
Deney sonuçlarından elde edilen Nusselt sayıları ile Teorik olarak verilen sonuçlarla Reynold sayılarına göre grafikleri Şekil 6.1'de verilmiştir.



Şekil 6.1. Reynolds sayılarının deney sonuçları ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının değişimi

Şekil 6.1’de de 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 vermiş olduğu eşitliğe yakın olan bir yerde çıkmıştır.

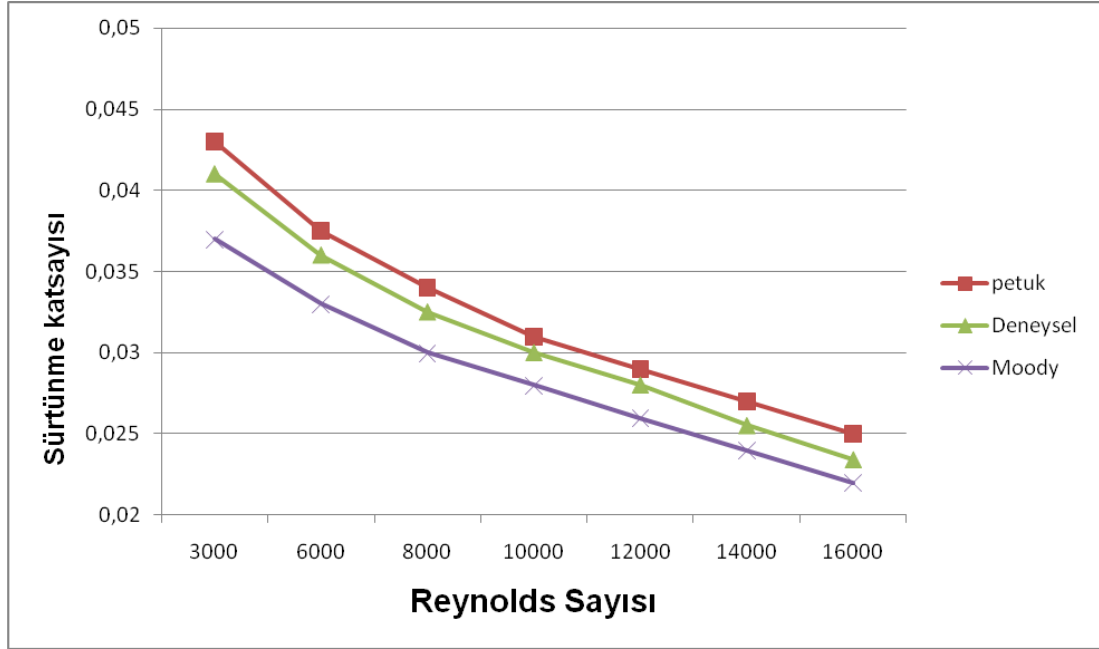
Şekil 6.2’de ise deney sonuçları, sayısal ve ampirik verilen değerlere göre Nusselt sayısının Reynold sayısına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.2. Deney sonuçları, sayısal ve ampirik verilen değerlere göre nusselt sayısının reynold sayısına göre değişimi

Şekil 6.2’de de görüleceği gibi deneysel sonuçlar ampirik ve sayısal değerlere nazaran grafiğin alt kısmında yer almıştır.

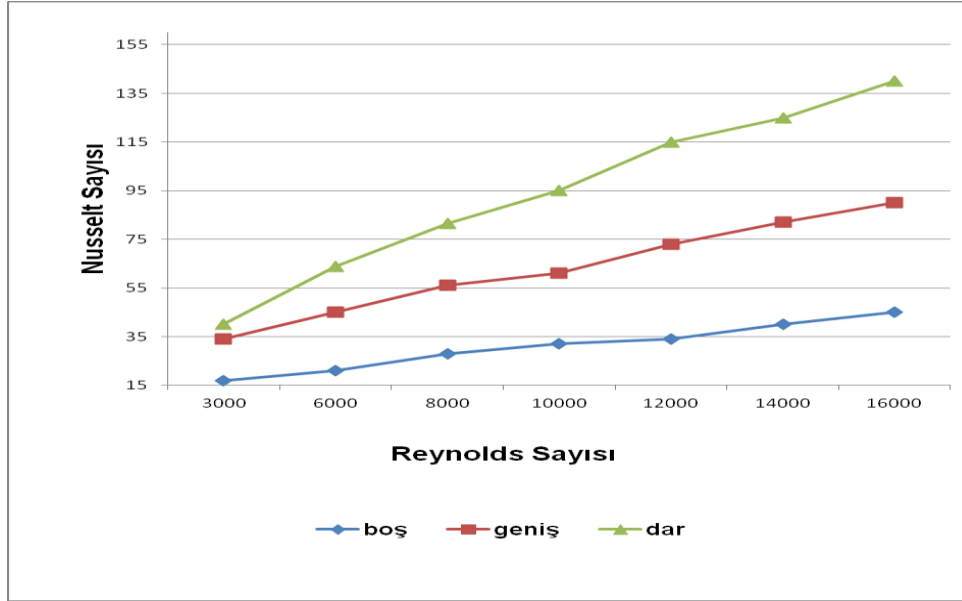
Şekil 6.3’de ise Petuk, Moody, sayısal ve deney sonuçlarına göre Reynolds sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimi verilmiştir.



Şekil 6.3. Petuk, Moody, sayısal ve deney sonuçlarına göre Reynolds sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimi

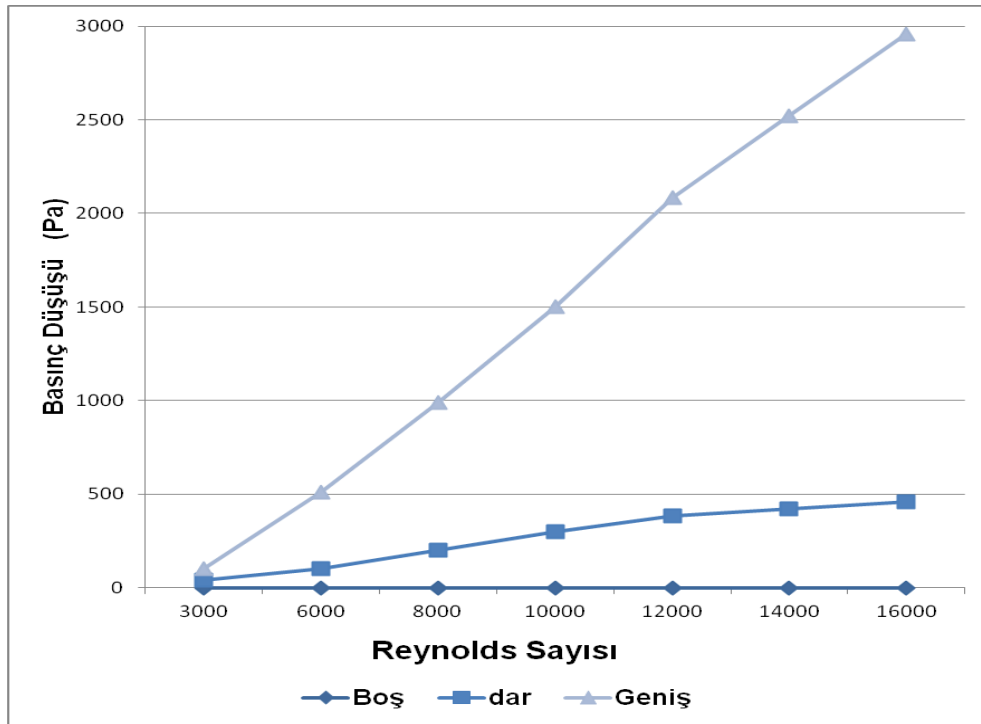
Şekil 6.3'den de görüleceği gibi Reynold sayılarına göre sürtünme katsayılarının değişimine bakıldığında deneysel olarak yapılan sürtünme katsayısı boru içerisindeki değer Moody'den yüksek Petuk'a göre ise aşağı yukarı aynı olmakla birlikte sayısal değerden daha da düşük gözükmemektedir. Ayrıca Reynold sayısının değeri arttıkça sürtünme katsayısı değeri de azalmaktadır.

Şekil 6.4'de ise boş boru dar ve geniş akış saptırıcıda Nusselt sayısının değişimi verilmiştir.



Şekil 6.4. Boş boru, dar ve geniş akış saptırıcıda Nusselt sayısının değişimi

Şekil 6.4’de boş, dar ve geniş boruda Reynolds sayısının Nusselt sayısına göre değişiminde dar olan akış saptırıcıda Nusselt sayısının değişimi en fazla olduğu görülmektedir. Buradan da görüleceği gibi en fazla ısı transferi dar olan akış saptırıcısı da gözükürken en düşük Nusselt sayısı olan boş boruda ise ısı transferi en az olanıdır. Şekil 6.5’de ise boş, dar ve geniş boruda Reynolds sayılarına göre basınç düşüşleri verilmiştir. Şekil 6.5’den de görüleceği üzere basınç düşüşünün en fazla olduğu dar boruda olurken en az basınç düşüşü boş boruda olmaktadır.



Şekil 6.5. Boş, dar ve geniş boruda Reynolds sayılarına göre basınç düşüşleri

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

7.1. Sonuç

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

Resim 4.8’de verilen akış saptırıcı 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 akış saptırıcılarla yapılan deney sonuçlarına göre dar olan akış saptırıcının diğerlerine nazaran daha fazla ısı transferi sağladığı görülmüştür.

Boru içine yerleştirilen akış saptırıcılar sayesinde kesit daralması olacağından geçen havada türbülans oluşturmaları sayesinde ısı geçişi fazlaştırmıştır.

Yapılan deney sonuçlarına göre ısı eşanjörlerindeki boru içerisine akış saptırıcının 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 ısıl iyileşmenin olduğu görülmüştür.

7.2. neriler

Günümüzde enerji verimliliğinin ön plana çıkması nedeniyle akış saptırıcılar kullanılarak daha küçük boyutlarda aynı ısıl kapasitedeki sistemler tasarlanabilir. Yani enerji tasarrufunun ön plana çıktığı bu günlerde ısı eőanjörlerin de iyileştirmenin daha iyi bir şekilde sağlanması için ısı eőanjörleri içerisindeki borulara yerleştirilen akış saptırıcıların geometrileri ile daha iyi bir şekilde türbülans oluőturarak ısı geçişini artırıcı tedbirler alınabilir.

Isı eőanjörleri içerisindeki boru içine yerleştirilen akış saptırıcıların ısı iyileştirmesini artırmak için basınç dőmlerini minimuma indirmek için gerekli tedbirler alınabilir.

KAYNAKLAR

1. 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).
2. Rowley, G.J., Patankar, S.V., Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in Tubes with Internal Circumferential Fins., ***Int.J.Heat Mass Transfer***, 27 (1984).
3. Labbe, O., Ryan, J., Sagaunt, P., Direct Numerical Simulation of Flow in a Ribbed Channel, ***CHT'97 Advances in Computational Heat Transfer***, 26-30 May, Çeşme, Turkey, 282-289 (1997).
4. Braga, C.V.M., Saboya, F.E.M., Turbulent Heat Transfer, Pressure Drop and Fin Efficiency in Annular Regions With Continuous Longitudinal Rectangular Fins, ***Experimantal Thermal and Fluid Science***,20:55-65 (1999).
5. Yapıcı H. ve arkadaşları, Numerical Soltions of Conjugate Heat Transfer and Thermal Stresses in a Circular Pipe Externally Heated with Non-uniform Heat Flux, ***Energy Conversion & Management***, 45:827-937 (2004).
6. Ling, C.M., Jin, Y.Y., Chen Z.Q., Heat/Mass Transfer and Pressure Drop in a Triangular-rib-roughened Rectangular Channel, ***Int. J. Heat and Fluid Flow***, 15 (6):486-490 (1994).
7. Sethumadhavan, R., Rao, M.R., Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics of Single and Multistart Spirally Enhanced Tubes, ***ASME Journal of Heat Transfer***, 108:55-61 (1986).

8. Li, Q., Chen, Z., Flechtner, U., Warnecke, H.J. Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. ***International Journal of Heat and Fluid Flow***, 19: 245-250 (1998).
9. Lee S., Optimum design and selection of heat sinks. ***Eleventh IEEE Semi-Therm Symposium*** (1995).
10. Sara, O.N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M., Enhancement of Heat Transfer from a Flat Surface in a Channel Flow by Attachment of Rectangular Blocks, ***International Journal of Energy Research***, 25:563-576 (2001).
11. Wang, S., Guo, Z.Y., Li, Z.X., Heat Transfer Enhancement by Using Metallic Filament Insert in Channel Flow, ***Int. J. of Heat & Mass Transfer***, 44:1373–1378 (2001).
12. Karwa, R., Maheshwarib, B.K., 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 (2005).
13. Tanda, G., Heat Transfer in Rectangular Channels with Transverse and V-Shaped Broken Ribs, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 47:229–243 (2004).
14. Valencia, A., Heat Transfer Enhancement Due to Self-Sustained Oscillating Transverse Vortices in Channel with Periodically Mounted Rectangular Bars, ***International Journal of Heat & Mass Transfer***, 42:2053-2062 (1999).
15. Alam, I., Ghoshdastidar, P.S., A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins having Tapered Lateral Profiles, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 45:1371-1376 (2002).

16. Liao, Q. and Xin, M.D., "Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted tape inserts", **Chem. Eng. J.**, 78: 95-105 (2000).
17. Kurtbaş, İ., Gülçimen. F., Durmuş, A., " Değişik tip kanatcıklar kullanarak sabit ısı akısına sahip bir ısı değiştiricisinin etkenliğini artırma", **Isı Bilimi ve Tekniği**, 24(2): 117-125 (2004).
18. Durmuş, A., Kurtbaş, İ., "Çubuk kanatlı türbülötörlerde, ısı transferi ve basınç kaybının deneysel olarak incelenmesi", **F.Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 15(1): 63-71 (2003).
19. Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., Akansu, S.O., "Boru içi akışlarda türbülötörlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi" **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, 28(2): 51-59 (2008).
20. Kongkaiatpaiboon, V., Nanan, K., 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(5): 568-574 (2010).
21. Arguhan, Z., Yıldız, C., " Dikdörtgen delikli türbülötörlerde delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkisi" **Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Der.**, 18 (2): 243-247 (2006).
22. Şeker, D., Eğrican, N., "Kapalı ve açık kaviterlerde türbülanslı ısı ve kütle transferi", **İtü dergisi/d mühendislik**, 4 (6): 116-128 (2005).
23. Çakmak, G., Yıldız, C., "Konsantrik ısı değiştirgeçlerine yerleştirilen enjektörlü elemanların optimizasyonu" **F.Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 15(4): 589-600 (2003).

24. Sarıçay, T., Erbay, L., B., “Kanatlı borulu buharlaştırıcının kanat aralıklarının, soğutma etkinliği üzerine etkilerinin sayısal incelenmesi”, *Mühendis ve Makine*, 49 (584), Eylül (2008).
25. Karabulut, H., Yücesu, S., „Dikdörtgen kesitli kanallarda sabit duvar sıcaklığında eşzamanlı gelişen akışın ısı transferinin incelenmesi, *ANKARA Politeknik Dergisi*, 7 (1): 13-21 (2004).
26. Kobus, C.J., Oshio, T. Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48:1053-1063 (2005).
27. Junghan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T., Investigation of Turbulators For Fire Tube Bilers. *Trancsactions of The ASME. May*. 107: 354-360 (1985).
28. Benli, H., Gül, H., Durmuş, A., “Değişik yüzey profiline sahip tek geçişli plaka tipli ısı değiştiricilerinde ısı transferinin incelenmesi”, *Fırat Üniversitesi Fen ve Müh. Bil. Dergisi*, 18 (4): 569-575 (2006).
29. Sparrow, E.M., Chaboki, A., Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, *ASME Journal of Heat Transfer*, 106:766-773 (1984).
30. Yıldız C., Çakmak G., Boru Girişinde Düzgün Sıralı Enjektörlü Türbülans Üretici Bulunan Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün İncelenmesi, *Termodinamik Dergisi* (2003).
31. Lozza, G., Merlo, U., An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 24: 409-416 (2001).

32. Lee, K., Kim, W., Si, J., Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, 44: 1373– 1378 (2001).
33. Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger, *Energy Conversion & Management*, 39: 331-336 (1998).
34. Zhou, D.W., Lee, S-J., Heat Transfer Enhancement of Impinging Jets Using Mesh Screens, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 2097–2108 (2004).
35. Yapıcı, H., ve ark., Numerical Study on Local Entropy Generation in Burner Fueled with Various Fuels. *Heat Mass Transfer*, 41:519–534 (2005).
36. Ahn, S.W., The Effect of Roughness Type on Friction Factors and Heat Transfer in Roughened Rectengular Duct. *Heat and Mass Transfer*, 28: 933–942 (2001).
37. Bilen, K., Yapıcı, S., Çelik, C., A Taguchi Approach for Investigation of Heat Transfer from a Surface Equipped with Rectangular Blocks, *Energy Conversion and Management*, 42: 951-961 (2001).
38. Lee, C.K. ve Abdel-Moneim, S.A., Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28(2): 161–170 (2001).
39. Wang, S., Guo, Z.Y., Li, Z.X., Heat Transfer Enhancement by Using Metallic Filament Insert in Channel Flow, *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, 44:1373–1378 (2001).

40. Ho, C.D., Yeh, C.W., Hsieh, S.M., Improvement in Device Performance of Multipass Flat-Plate Solar Air Heaters with External Recycle, ***Renewable Energy***, 30: 1601–1621 (2005).
41. Karwaa, R., Maheshwarib, B.K., 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 (2005).
42. Tanda, G., Heat Transfer in Rectangular Channels with Transverse and V-Shaped Broken Ribs, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 47: 229–243 (2004).
43. Kılıçaslan, __, Saraç, H.__, Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holographic Interferometry, ***Experimental Thermal and Fluid Science***, 17: 339-346 (1998).
44. Ko, K-H., Anand, N.K., Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfer in a Rectangular Channel, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 46: 4191–4199 (2003).
45. Valencia, A., Heat Transfer Enhancement Due to Self-Sustained Oscillating Transverse Vortices in Channel with Periodically Mounted Rectengular Bars, ***International Journal of Heay & Mass Transfer***, 42: 2053-2062 (1999).
46. Öztop, H.F., Dagtekin, I., Enhancement of Heat Transfer in a Pipe with Inner Contrascion-Expansion-Contraction Pipe Insertion, ***International Communications in Heat and Mass Transfer***, 30: 1157–1168 (2003).
47. Ekkad, S.V., Pamula, G., Shantiniketanam, M., Detailed Heat Transfer Measurements inside Straight and Tapered Two-Pass Channels with Rib Turbulators, ***Experimental Thermal and Fluid Science***, 22:155-163 (2000).

48. Onbasioğlu, S.U., Onbasioğlu, H., On Enhancement of Heat Transfer with Ribs, ***Applied Thermal Engineering***, 24: 43-57 (2004).

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

50. Genceli, O., Onat, K., Arısoy A., (1998), Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, 3. Baskı , ***Teknik Yayıncılık***, İstanbul, (1998).

51. Yamaner, Z., “duman borulu kazanlarda duman boruları konstrüksiyonunun kazan verimine ve ocak yüküne etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, ***Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, İzmir, 2006.

52. Çelikkan, O., “türbülator boru içinde akışın bilgisayar yardımı ile modellenmesi ve sonuçların düz boruyla karşılaştırılması”, Bitirme Projesi, ***Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü***, 2007,İZMİR.

53. Baysal, E., “Eş merkezli borulu ısı değıştircilerinde helisel türbülatorlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi”, Doktora Tezi, ***G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara (2009).

EKLER

EK – 1 Örnek Hesaplama

Kazan duman burusu içinde bulunan boş boruda deneylerden elde edilen sonuçlar kullanılarak Reynolds sayısı ,sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı için örnek hesaplamalar aşağıda verildiği gibidir.

Kazan duman burusu boru uzunluğu : 1000 mm

Kazan duman burusu boru çapı : 40 mm

Hava giriş sıcaklığı : 100 °C

Hava çıkış sıcaklığı : 65 °C

Ara yüzey ortalama sıcaklığı : 25 °C

Su giriş sıcaklığı : 15 °C

Su çıkış sıcaklığı : 17.5 °C

Hava debisi : 20 m³ / h

Su debisi : 0.1 m³ / h

Kazan duman burusunda havadan suya geçen ısı miktarı birbirine eşit olup aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$Q = (m.C_p)_{\text{Hava}} (T_{\text{hgiriş}} - T_{\text{hçıkış}}) = (m.C_p)_{\text{Su}} (T_{\text{Sugiriş}} - T_{\text{Suçıkış}}) \quad (\text{E.1})$$

Havadan geçen ısı miktarı konveksiyonla ısı geçişine eşit olacaktır.

$$Q = (m.C_p)_{\text{Hava}} (T_{\text{hgiriş}} - T_{\text{hçıkış}}) = hA (T_o - T_w) \quad (\text{E.2})$$

Havanın T_o Bulalım ;

EK – 1 (Devam) Örnek Hesaplama

$$T_o = (T_{hgiriş} + T_{hçıkış}) / 2 \quad T_o = (100 + 65) / 2 = 82.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$T_o = 82.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ için havanın özellikleri ;

$$\text{Yogunluk (} \rho \text{) : } 0.995 \text{ kg / m}^3$$

$$\text{Kinematik vizkozite (} \nu \text{) : } 20.92 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\text{Özgöl Isınma Isısı (} C_p \text{) : } 1009.5 \text{ J / kgK}$$

$$\text{Isı iletim Katsayısı (} k \text{) : } 30 \times 10^{-3} \text{ W / mK}$$

Havadan suya geçen su miktarı ;

$$Q = (m.C_p)_{\text{Hava}} (T_{hgiriş} - T_{hçıkış}) = (V \rho C_p)_{\text{Hava}} (T_{hgiriş} - T_{hçıkış}) \quad (\text{E.3})$$

$$Q = [(20 \times 0.995 \times 1009) (100 - 65)] / 36000$$

$$Q = 195 \text{ W}$$

Havadan geçen ısı miktarı konveksiyonla geçen ısı geçişine eşit olacaktır.

$$195 = h (0.04 \times 0.04 \times 1) (82.5 - 25) \Rightarrow h = 27 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Nusselt Sayısının bulunması ;

$$Nu = (h \times D) / k \quad (\text{E.4})$$

$$Nu = (27 \times 0.04) / 30 \times 10^{-3}$$

$$Nu = 36$$

EK – 1 (Devam) Örnek Hesaplama

Reynolds sayısının bulunması ;

$$Re = (U \times D) / \nu \quad (E.5)$$

U hızını debiden bulalım

$$V = U A \quad (E.6)$$

$$\text{Alan (A)} = (\pi \times 0.04^2) / 4 \Rightarrow A = 1.256 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$U = 20 / (1.256 \times 3600) = 4.42 \text{ m / s}$$

$$Re = (U \times D) / \nu \Rightarrow Re = (4.42 \times 0.04) / 20.8 \times 10^{-6}$$

Re = 8450 bulunur

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖZHAN, Ayhan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 19.02.1984 Ankara
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (212) 672 19 69
Faks : 0 (212) 672 19 80
e-mail : ayhanozhan@saghidrolik.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Eskişehir Osmangazi Üniversitesi	2007

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2009-2012	Tipisan Otomotiv Yan. San	İmalat Müdürü
2012-halen	Saghidrolik Tic. San. Ltd. Şti.	Üretim Müdürü

Yabancı Dil

İngilizce