



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YENİ GELİŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISIL VERİM VE BASINÇ KAYBI
ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL
OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Hacire DEVİREN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı

**Kasım-2019
BATMAN
He Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Hacire DEVİREN tarafından hazırlanan “Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Değiştiricilerinde Isıl Verim ve Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisinin DeneySEL Olarak Araştırılması” adlı tez çalışması 15/11/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Aydın DİKİCİ

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Şahnaç TİĞREK
FBE Müdürü

*Bu tez çalışması Batman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü tarafından BTÜ BAP 2019-YL-04 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Hacire Deviren

05.11.2019

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YENİ GELİŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISIL VERİM VE BASINÇ KAYBI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Hacire DEVİREN

**Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Hakan KARAKAYA

2019, 58 Sayfa

Jüri

**Dr. Öğr. Üyesi Aydın DİKİCİ
Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA
Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ**

Nüfus yoğunluğu, hızlı kentleşme ve teknolojik gelişmeler enerji talebini artırmaktadır. Mevcut enerji kaynaklarının tükenme ihtimali, insanları yeni enerji kaynakları aramaya yöneltmiştir. Bunun yanı sıra var olan enerji kaynaklarının mümkün olduğunca verimli kullanılması önem arz etmektedir. Enerji verimliliğinde dikkate alınması gereken konulardan biri de türbülatorlerdir. Endüstride, ısı değiştiricilerinde kullanılan türbülatorler, ısı transferinde iyileşmeler sağlamaktadır.

Bu çalışmanın amacı, yeni tasarlanan türbülatorlerin kullanım alanlarındaki sayısının ve diziliminin verimliliği nasıl etkilediğini belirlemektir. Bu doğrultuda sabit yüzey sıcaklığına sahip bir ısı değiştirici içerisine farklı sayı ve dizilimde yeni tasarlanan türbülatorler yerleştirilmiştir. Isı değiştiricisinin farklı noktalarından giriş-çıkış sıcaklıkları, basınç, debi, hız ölçümleri alınmıştır. Bunların ısı verim, basınç kaybı, sürtünme faktörü, etkinlik, ekserji kayıp oranı, NTU değerleri üzerine etkisi incelenmiştir.

Deney sonuçlarına türbülator sayısının artması ile göre ısı verim, basınç kaybı ve sürtünme faktöründe artışlar gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Türbülatorler, ısı değiştiricisi, ısı etkinlik, basınç kaybı.

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF NEWLY DEVELOPED TURBULATORS ON HEAT EFFICIENCY AND PRESSURE LOSS IN HEAT EXCHANGERS

Hacire DEVİREN

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES OF
BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN ENERGY SYSTEMS
ENGINEERING**

Advisor: Assist. Prof. Dr. Hakan KARAKAYA

2019, 58 Pages

Jury

Assist. Prof. Dr. Aydın DİKİCİ

Assist. Prof. Dr. Hakan KARAKAYA

Assist. Prof. Dr. Adem YILMAZ

Population growth, rapid urbanization and technological advances is to increase the energy demand. The possibility of existing energy resources' depletion has led people to look for new energy sources. In addition, it is important to use the existing energy resources as efficiently as possible. One of the issues to be considered in energy efficiency is also turbulators. In the industry, turbulators used in heat exchangers provide improvements in heat transfer.

The aim of this study is to determine how number and sequences in usage areas of newly designed turbulators affects the efficiency. In this respect, newly designed turbulators of different numbers and sequences are placed into having constant surface temperature a heat exchanger. Input-output temperatures, pressure, flow, velocity measurements were taken from different points of heat exchanger. The effect of these on thermal efficiency, pressure loss, friction factor, efficiency, exergy loss rate, NTU values were investigated.

According to the experimental results, increases in thermal efficiency, pressure loss and friction factors were observed with increasing number of turbulators.

Keywords: Heat efficiency, heat exchanger, pressure loss, turbulator.

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın en başından itibaren planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda hoşgörü ve desteğini esirgemeyen, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı şekillendiren danışman hocam Sayın Dr. Öğretim Üyesi Hakan KARAKAYA' ya en içten dileklerimle teşekkür ederim.

Deney setinin kurulmasında ve deneyler sırasında yapmış olduğu katkılardan dolayı Dr. Öğretim Üyesi Adem YILMAZ hocama sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yüksek lisans tezimi yaptığım Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalının tüm değerli öğretim üyelerine ve asistanlara katkılarından dolayı teşekkür ederim.

“Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Değiştiricilerinde Isıl verim ve Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması ” projesi ile tezimi maddi olarak destekleyen Batman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimine teşekkür ederim.

Bu süreçte her türlü desteklerini esirgemeyen, her zaman yanımda olan moral ve motivasyonumu yüksek tutmak için çaba harcayan aileme sonsuz teşekkür ederim.

Hacire DEVİREN
BATMAN-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	vi
ABSTRACT	vii
ÖNSÖZ.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Transferi Mekanizmaları.....	3
1.1.1. İletim (Kondüksiyon) yoluyla ısı transferi.....	3
1.1.2. Taşınım (Konveksiyon) yoluyla ısı transferi.....	4
1.1.3. Işınım (Radyasyon) yoluyla ısı transferi.....	4
1.2. Isı Değiştiriciler.....	4
1.2.1. Isı değişim şekline göre.....	5
1.2.2. Yüzey yoğunluğuna göre (Kompaktlık).....	5
1.2.3. Akışkan sayısına göre	6
1.2.4. Isı geçiş mekanizmasına göre	6
1.2.5. Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre.....	6
1.2.5.1. Borulu ısı değiştiricileri.....	7
1.2.5.2. Levhalı ısı değiştiricileri.....	9
1.2.5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri.....	12
1.2.5.4. Rejeneratif ısı değiştiricileri	12
1.2.5.5. Karıştırmalı kaplarda ısı değişim.....	13
1.2.6. Akış şekline göre.	13
1.3. Isı Değiştiricilerin Seçimi.....	15
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	18
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	24
3.1. Deney Düzenekinin Tanıtılması.....	24
3.2. Hesaplama Yöntemi.....	28
3.2.1. Reynolds sayısının tespiti.....	28
3.2.2. Nusselt sayısının tespiti.....	28
3.2.3. Basınç kaybı ve sürtünme faktörünün hesaplanma.....	29
3.2.4. Ekserji analizi hesaplamalar.....	29
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	32
4.1. Nusselt sayısı – Reynold Sayısı Değişim Grafikl	32
4.2. Basınç Kaybı - Reynold Değişim Grafikleri.....	36
4.3. Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı Değişim Grafikleri.....	39
4.4. Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU Değişim Grafikleri.....	45
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	52

KAYNAKLAR	54
ÖZGEÇMİŞ.....	62

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simge	Açıklama
A	: Alan (m^2)
A_y	: İç borunun yanal alanı (m^2)
A_k	: İç borunun kesit alanı (m^2)
C	: Isıl kapasite (W)
C_{ort}	: Ortalama akışkan hızı (m/s)
c_p	: Özgül Isı ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
D_i	: İçteki borunun iç çapı (m)
D_H	: Hidrolik çap (m)
E^*	: Ekserji kayıp oranı
f	: Sürtünme faktörü
h_m	: Ortalama ısı taşınım katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
I	: Tersinmezlik
k	: Isı iletim katsayısı ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
L	: İç boru uzunluğu (m)
N_s	: Entropi üretim oranı
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynold sayısı
ΔP	: Basınç farkı (Pa)
Q	: Akışkana aktarılan toplam ısı (W)
Q_{max}	: Maksimum ısı kazancı (W)
Q_g	: Giriş-Çıkış arası ısı kazancı (W)
$\dot{S}_{top}$	: Toplam entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta p}$	: Basınç farkından kaynaklanan entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta T}$	: Sıcaklık farkından kaynaklanan entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,boş\ boru}$	: Boş borudaki entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,tür}$	: Türbülantörlü boruda entropi ($W.K^{-1}$)
T_y	: Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_g	: Akışkanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}K$)
$T_{\dot{c}}$	: Akışkanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_o	: Ortam sıcaklığı ($^{\circ}K$)

ΔT_1	:	Yüzey sıcaklığı ve giriş sıcaklığı farkı (°K)
ΔT_2	:	Yüzey sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı farkı (°K)
ΔT_{lm}	:	Logaritmik sıcaklık farkı (°K)
U	:	Toplam ısı transfer katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
ν	:	Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
ρ	:	Akışkanın yoğunluğu ($kg.m^{-3}$)
ε	:	Etkinlik
$\dot{m}$	:	Havanın kütleli debisi ($kg.s^{-1}$)

Kısaltma

Açıklama

φ	:	Çıkış
g	:	Giriş
NTU	:	Isı geçiş birimi sayısı
ort	:	Ortalama

1. GİRİŞ

Enerji, bir cismin veya sistemin iş yapabilme yeteneğine verilen isimdir. Enerji kaynakları yenilenemeyen ve yenilenebilen enerji kaynakları olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Yenilenemeyen enerji kaynaklarının sanayi devriminden günümüze kadar bilinçsizce kullanılması yakın gelecekte tükeneceği gerçeğini bilimsel bulgular ortaya koymaktadır.

Sanayi ve halkın günlük yaşantısının en önemli bileşeni haline gelen enerjiye olan talep sürekli artarken yeryüzündeki enerji kaynakları da hızlı bir şekilde tükenmektedir. Türkiye'nin enerji tüketimi nüfusun artmasıyla ve teknolojik gelişmelere bağlı olarak artış göstermektedir, bu da doğal kaynakların hızla ve bilinçsizce tüketilmesine sebep olmaktadır. Sürdürülebilir bir enerji dengesinin sağlanabilmesi için konvansiyonel enerji kaynaklarının yanında, alternatif enerji kaynaklarının da kullanımının arttırılmasına yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

Türkiye'nin uluslararası alanda rekabet gücünü artırabilmesi için enerjiyi mümkün oldukça verimli bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Ülkemiz çeşitli enerji kaynaklarına sahip olmakla birlikte enerjisinin bir kısmını dışarıdan ithal etmektedir. Dışa bağımlılığından dolayı dünyada en fazla enerji tüketen ülkelerden birisi haline gelmiştir. Bu durum ise enerjiyi geri kazanma, üretilen enerjinin tasarruflu ve verimli kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Enerji tasarrufu, tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden ürün başına tüketilen enerjinin ve maliyetinin azaltılması şeklinde düşünülmelidir.

Son zamanlarda enerji sektöründe ısı transferinin artırılmasıyla enerji tasarrufu sağlama çabaları oldukça yüksektir. Bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik yapılan çalışmalarda; ısı transferini artırılması, enerjinin verimli, tasarruflu ve etkin kullanılması amacıyla çeşitli çalışmalar yapılmaktadır.

Isı transferi, farklı sıcaklıklarda ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan akışkanlar arasında gerçekleşir. Isı transferini gerçekleştirmek için, ısı değiştiriciler kullanılır. Isı değiştiriciler geniş kullanım alanına sahiptir.

Isı değiştiricileri, ısı değişim şekline, yüzey alan yoğunluğuna, akışkan sayına, ısı geçiş mekanizmasına, tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine ve akış şekillerine göre gruplandırılabilirler.

Isı değiştiricinin konstrüksiyon malzemeleri, performans parametreleri (akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, debiler ve basınç düşümleri), akışkanların tipleri, akışkanların fazları, ekonomik etkenleri, ısı geçiş mekanizması, ısı değiştiricinin boyutu, kirlenme eğilimleri ısı değiştiricilerinin tasarım ve performanslarının değerlendirilmesi açısından bilinmesi gerekmektedir. Isı değiştirici tasarımında malzeme seçimi yapılırken akışkan sıcaklığı, basınç, korozyon, asit ve bazik ortamda çalışma koşullarına dayanıklılığı gibi etkenler dikkate alınmalıdır. Ayrıca yoğunluk, ısı iletim katsayısı, ısı yayılım katsayısı gibi fiziksel özellikler de dikkate alınmalıdır.

Isı değiştiricilerindeki ısı taşınım katsayısının düşük olması yüzey ısı geçişini önemli ölçüde düşürdüğü için ısı taşınım katsayısının yüksek olması arzu edilmektedir. Isı değiştiricilerinde yüksek basınçlı gazlar iç borunun yüzeyinden geçirilirken daha düşük basınçlı gazlar boruların dış yüzeyinden geçirilir. Böylece iç boru yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı borunun dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısından daha büyük olur. Borunun dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısını artırmak için boru üzerinde çapraz akış uygulanabilir.

Isı değiştiricilerinde ısı transferi miktarını artırmak için kullanılan çeşitli yöntemler vardır. Bunlar aktif yöntem ve pasif yöntem olarak iki grupta inceleyebiliriz. Akışkan ve ortama enerji verilerek ısı transferi artırılıyor ise aktif yöntem olarak adlandırılır. Akışkanı karıştıracılar kullanarak karıştırma, mekanik elemanlar kullanma, yüzeyi döndürme, akış alanında elektrostatik alanlar oluşturma aktif yöntemlere örnek verilebilir. Akışkana ve ortama enerji verilmeden ısı transferi artırılıyor ise pasif yöntem olarak adlandırılır. Türbülans artırıcı pürüzlü yüzeyler, genişletilen yüzeyler, kanatçıklı yüzeyler, akışkana dönme hareketi vermek için boru içine yerleştirilen türbülátörler pasif yöntemlere örnek verilebilir.

Türbülátörler, ısı transferini ve akışın türbülans miktarını artırmak için boru içine yerleştirilen elemanlardır. Türbülátörlerin kullanım amaçlarını şu şekilde sıralayabiliriz.

- Akış ortamına yerleştirilen türbülátörler sınır tabakaların parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlarlar.
- Isı transfer miktarını artırırılar.
- Akışın türbülans miktarını artırırılar.
- Akım yolunu uzatırılar.
- Akan akışkana dönme hareketi kazandırırılar.

Bu çalışmada eş merkezli borulu ısı değiştiricide ısı transferi iyileştirme tekniklerinden olan pasif yöntemlerden biri kullanılarak ısı transferi iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transferini etkin bir hale getirmek için ısı değiştiricisi içine türbülator yerleştirerek deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi amacıyla deney seti kurulmuştur. Kurulan deney setinde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı gerçekleştirilen iç içe geçmiş silindir içine yerleştirilen türbülatorler ile ısı değiştiricisindeki akışta giriş ve çıkış sıcaklıkları, basınç kaybı, hız vb. parametreler ölçüm cihazları ile belirlenmiştir. Belirlenen parametreler yardımı ile ısı verim, basınç kaybı, sürtünme faktörü, etkinlik, ekserji kayıp oranı, NTU hesaplanarak grafik halinde sunulmuştur.

1.1. Isı Transfer Mekanizmaları

Isı, sıcaklık farkı sonucu bir yerden diğer yere transfer edilebilen enerjidir. Isı transferi, sıcaklık farkından dolayı iki sistem arasındaki enerjinin transfer edilmesini inceler. Termodinamiğin 2. Yasına göre; iki ortam arasında sıcaklık farkı varsa, ısı transferi her zaman yüksek sıcaklıktaki bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye doğrudur ve iki bölge aynı sıcaklığa eriştiğinde ısı transferi durur. Isı transferi sıcaklık farkına, ortam ve yüzeylerin özelliklerine bağlıdır. Isı transferi üç farklı yolla aktarılabilir. Bunlar;

- ✓ İletim (Kondüksiyon) yoluyla ısı transferi
 - ✓ Taşınım (Konveksiyon) yoluyla ısı transferi
 - ✓ Işınım (Radyasyon) yoluyla ısı transferi
- olarak adlandırılmaktadır.

1.1.1. İletim (Kondüksiyon) yoluyla ısı transferi

İletimle ısı transferi, bir cismin sıcak bölgesindeki moleküllerin sıcaklık farkından dolayı temas halindeki cismin soğuk bölgesindeki moleküllere iletilmesi yoluyla meydana gelir.

Katı cisim molekülleri birbirlerine göre sabit konumda kaldıkları için ısı transferi iletimle gerçekleşir. Sıvı ve gazlarda ise akışkan hareketi varsa taşınım, akışkan hareketi yoksa iletimle gerçekleşir.

Isı iletimi şu faktörlere bağlıdır.

- İletkenin cinsi
- İletkenin kalınlığı
- İletkenler arasındaki sıcaklık farkına
- Malzemenin kesit alanına
- Isı iletkenliğine

1.1.2. Taşınım (Konveksiyon) yoluyla ısı transferi

Bir yüzey ile ona bitişik hareket halindeki akışkanın farklı sıcaklıklarda olması durumunda gerçekleşen enerji aktarım türüdür.

Taşınım, akışkan hareketinin başlangıç biçimine bağlı olarak doğal ve zorlanmış taşınım olmak üzere iki başlık altında incelenebilir. Doğal taşınım, sıcak akışkanın yükselmesi ve soğuk akışkanın alçalması şeklinde gerçekleşen sıcaklık farkından ve bu farkın yoğunluk üzerinde oluşturduğu kaldırma kuvveti etkisinden oluşmaktadır. Zorlanmış taşınım da akışkan fan, pompa gibi bir ekipman yardımıyla boru veya yüzey üzerinde akmaya zorlanır.

1.1.3. Işınım (Radyasyon) yoluyla ısı transferi

Sonlu sıcaklığa sahip tüm yüzeyler tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerji türüdür. İletim ve taşınımdan farklı olarak ısı transfer edilirken madde ortamına gerek yoktur. Güneş enerjisinin yeryüzüne ulaşma şekli örnek verilebilir.

1.2. Isı Değiştiriciler

Mühendislik uygulamalarının en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi olan ısı değiştiriciler; birbirine karışmaları engellenen, sıcaklıkları farklı iki veya daha fazla akışkan arasında ısı geçişini sağlayan aygıtlardır.

Isı değiştiriciler termik santrallerde, kimya ve proses endüstrilerinde, ilaç endüstrisinde, demir çelik endüstrisinde, iklimlendirme, ısıtma, taşıt araçlarında, soğutma tesisatlarında, güç santrallerinde vb. birçok uygulama alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Isı değiştiricileri, kullanıldığı alana ve amacına göre çok değişik şekilde tasarlanabilirler. Isı değiştiricilerinin tasarımında, dizaynında ve optimizasyonunda pek çok faktör dikkate alınmalıdır.

Isı değiştiricilerinin tasarımında ve verimli kullanılmasında ısı değiştiricinin konstrüksiyonu, performans parametreleri, akışkan tipleri, fazları, ısı geçiş mekanizması ve ekonomik faktörleri etkilidir.

Isı değiştiricileri aşağıdaki etkenlere göre altı grupta sınıflandırılabilir.

- Isı değişim şekline göre
- Yüzey yoğunluğuna göre (Kompaktlık)
- Akışkan sayısına göre
- Isı geçiş mekanizmasına göre
- Tasarım (konstrüksiyon) zelliklerine göre
- Akış şekillerine göre

1.2.1. Isı değişim şekline göre

Isı değiştiricileri, akışkanlar arasında veya katı cisimlerle bir akışkan arasında direkt ve indirekt temaslı ısı değiştiriciler olarak ikiye ayrılır.

Direkt temaslı ısı değiştiricilerinde ısı birbirine karışması istenmeyen sıcaklıkları farklı iki akışkan arasından iletilir. Isı iletiminin hızlı gerçekleşmesi için akışkanın akışı pompa, fan yada kompresörle hızlandırılır. Bu tip ısı değiştiricilerine soğutma kuleleri, püskürtmeli yoğuşturucular örnek verilebilir.

İndirekt temaslı ısı değiştiricilerinde, ısı transferi sırasında sıcak ve soğuk akışkanın karışmasını önlemek amacıyla ara bir yüzey oluşturulur.

1.2.2. Yüzey yoğunluğuna göre

Kompakt ve kompakt olmayan ısı değiştiricileri olmak üzere olmak üzere ikiye ayrılır. Bu ısı değiştirici şekli için sınıflama yapılırken yüzey alan yoğunluğu (β); ısı geçiş yüzeyinin (m^2) ısı değiştirici hacmine (m^3) oranı olarak ifade edilir. Yüzey alan yoğunluğu β literatürde $>700 m^2/m^3$ büyük olması durumunda ısı değiştiricisi kompakt, $\leq 700 m^2/m^3$ küçük olması durumunda kompakt olmayan ısı değiştiricisi olarak tanımlanır.

1.2.3. Akışkan sayısına göre

Isı değıştircileri akışkan sayısına göre iki, üç veya daha fazla akışkanlı olarak sınıflandırılabilirler. Isı değıştircilerinde ısı geçişı çoğunlukla iki akışkan arasında yapılır. Üç ve çok akışkanlı ısı değıştircilerinin analizi oldukça karmaşık olup tasarımları da güçtür. Üç akışkanlı ısı değıştircileri hidrojenin saflaştırılmasında ve sıvılaştırılmasında, soğutma tekniğinde, amonyak sentezinde ve kimyasal işlemlerde kullanılırlar.

1.2.4. Isı geçiş mekanizmasına göre

Sistemin iki tarafında tek fazlı akış, iki tarafında çift fazlı akış, bir tarafta tek fazlı diğer tarafta çift fazlı akış, taşınım ve ışınlımla beraber ısı geçişı dört farklı şekilde gerçekleştirilmektedir.

Uygulamalarda rastlanan ısı değıştircilerinin büyük bir bölümünde kullanılan akışkanlar ısı değıştircisine girdikleri fazda terk eder. Isı değıştircilerinin iki tarafındaki tek fazlı akışlardaki ısı taşınımı zorlanmış ve doğal olabilir. Doğal ısı taşınımları yoğunluk farkı gibi doğal araçlar sebebiyle oluşturulabilir. Zorlanmış ısı taşınımları ise pompa, fan vb. dış araç ile tahrik edilerek gerçekleşir.

Bir tarafta zorlanmış veya tek fazlı akış varken diğer tarafta kaynamakta ve yoğunlaşmakta olan çift fazlı akış vardır. Soğutma sistemlerinin yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıları ile buhar kazanları örnek verilebilir.

Isı değıştircisinin bir tarafında buharlaşma diğer tarafında yoğunlaşma işlemi gerçekleşir. Bu tip ısı değıştirciler hidrokarbonların distilasyonunda yüksek basınçlı buhar kullanılarak alçak basınçlı buhar elde edilmesinde kullanılır.

Bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz bulunan ısı değıştircilerinde ısı geçişı taşınım ve ışınlımla birlikte gerçekleşir.

1.2.5. Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre sınıflama

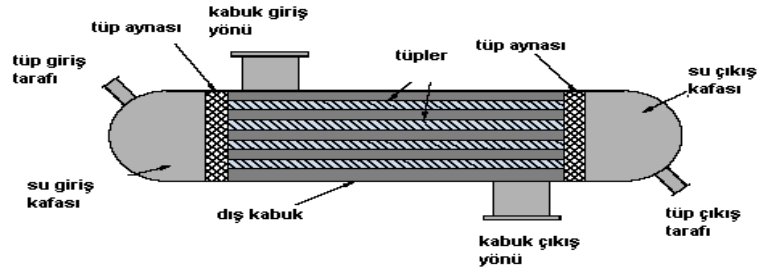
Şekil 1.1.'de görüldüğü gibi ısı değıştircileri konstrüksiyon özelliklerine göre beş grupta incelenebilir.



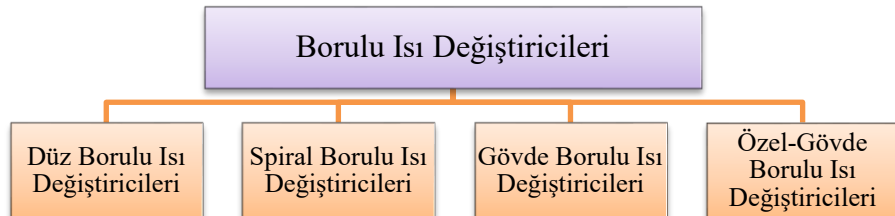
Şekil 1.1. Isı değiştiricilerin konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflandırılması (Karaali, 2009)

1.2.5.1. Borulu ısı değiştiricileri

Genellikle bu tip ısı değiştiricilerin eliptik, dikdörtgen ve dairesel kesitli borulardan oluşan şekilleri mevcuttur. Dairesel kesitli borular yüksek basınçlara dayanaklı olduklarından dolayı diğer geometrik şekillere kıyasla daha çok tercih edilmektedir. Bu tip değiştiricilerde bir akışkan borunun iç yüzeyinden akarken diğer akışkan borunun dışından akar. Boru sayısı, boru uzunluğu, boru çapı, boru dizaynı, boru adımı ve merkezleri arasındaki mesafe değiştirilebilir. Bu tip ısı değiştiricileri Şekil 1.3.'de görüldüğü gibi dört başlıkta incelenebilir.



Şekil 1.2. Basit bir ısı değiştirici şekli (Balbay, 2001)



Şekil 1.3. Borulu ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması (Karaali, 2009)

Düz borulu ısı değıştircisi en basit ısı değıştirci tipidir. Sistem genellikle farklı çaplarda eş merkezli iki borudan oluşmaktadır (Şekil 1.4.). Çift borulu ısı değıştircilerinde akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan iki boru arasındaki boşluktan akar. Akışkanların akış yönleri ters ve paralel akımlı seçilebilir. Çift borulu ısı değıştircilerinde, basınç düşürülmesi ve ortalama sıcaklık farkı gereksinimini karşılamak için seri ve paralel konfigürasyonlar şeklinde düzenlenebilir. Seri halde montajları yapılarak ısı geçiş yüzeyini artırmak mümkündür.



Şekil 1.4. Düz borulu ısı değıştircisi (Karaali, 2009)

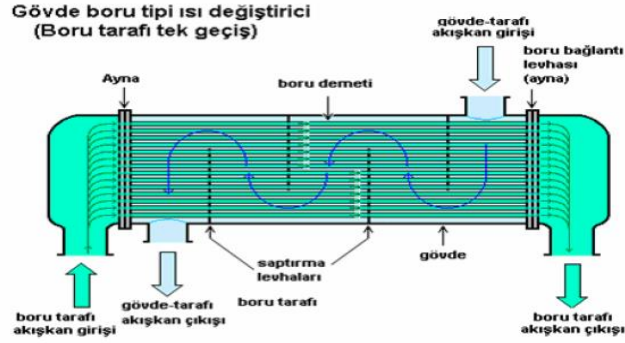
Şekil 1.5.'de görüldüğü gibi depo içine yerleştirilen spiral şeklinde sarılmış bir veya daha fazla borudan oluşan spiral borulu ısı değıştircilerinde ısı genleşmeden kaynaklanan genleşme problemleri yoktur. Yapımı oldukça basit ve ucuzdur. Spiral borunun iç yüzeyi hariç dış yüzeyi ve depo kolay bir şekilde temizlenebilir. Spiral boruların ısı transfer katsayısı diğer borulara kıyasla daha yüksektir.

Depo tarafındaki ısı kapasitesinin küçük olmasının nedeni depo tarafındaki debi ve akışkan hızının küçük olmasından kaynaklanmaktadır. Genellikle havuz ve depolarda sıcaklık kontrolünde kullanılır. Yan eksenel kondenser ve yan eksenel evaporatör olarak tasarlanıp soğutma sistemlerinde kullanılır.



Şekil 1.5. Spiral borulu ısı değıştircileri (Genceli, 1983)

Gövde borulu ısı değıştircileri silindirik bir gövde ve gövde eksenine paralel olarak yerleştirilmiş çok sayıda borudan meydana gelir (şekil 1.6.). Gövde borulu ısı değıştircilerinin çalışma prensibi akışkanlardan biri boruların içinden, diğeri ise gövde boyunca akarken ısı transferi meydana gelir. Borular veya boru demeti, gövde, ön ve arka aynalar ile gövde içinde akışı yönlendiren perdeler bu ısı değıştirci tipinin elemanlarıdır. Bu tip ısı değıştircileri petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde ısıtıcı olarak kullanılır.

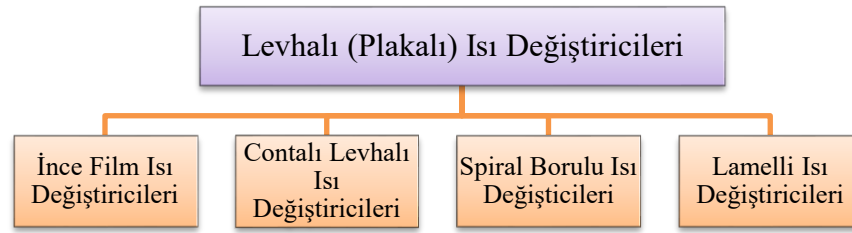


şekil 1.6. Gövde borulu ısı değıştircisi şematik gösterimi (Genceli, 1983)

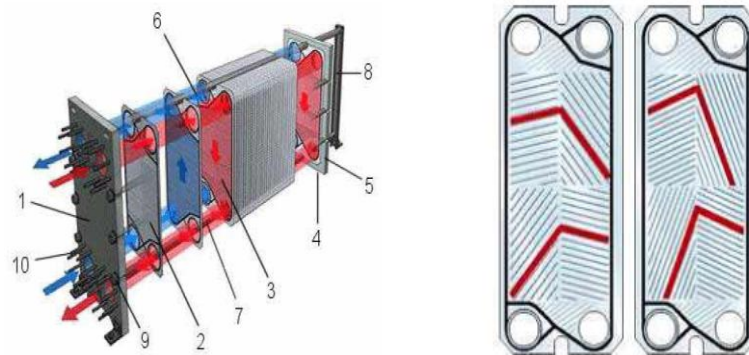
Özel gövde-borulu ısı değıştircileri, yapı olarak gövde borulu ısı değıştircilere benzemesine rağmen, özel kullanımlar için tasarlanan modelleri mevcuttur.

1.2.5.2. Levhalı (Plakalı) ısı değıştircileri

Levhalı ısı değıştircilerinde akışkan, iki farklı akışkan plakalarının dizilmesi ile oluşan kanallar arasından geçer. Bu tip ısı değıştircilerinde ısı geçişinin olduğu yüzeyler düz, sıralı, dalgalı, oluklu ve pürüzsüz ince metal plakalardan yapılır. Plakaların üzerinde akışkan için giriş ve çıkış bağlantıları bulunmaktadır. İki levha saplamalar aracılığıyla sıkıştırılıp contalar vasıtasıyla da iki akışkanın birbirine karışması engellenir. Plakaların üzerindeki özel balık sırtı tasarım sayesinde akış esnasında akışkanın yönü ve hızını sürekli değıştiren ve böylece düşük akış hızlarında yüksek türbölans değeriğine ulaşmasını sağlayan desenli bir yapı oluşturulur (şekil 1.8). Diğeri ısı değıştircilerine kıyasla yüksek basınç farklarına ve sıcaklıklara daha az dayanıklıdır. şekil 1.7.'de görüldüğü gibi dört grupta incelenebilir.



Şekil 1.7. Levhalı ısı değiştirici çeşitleri (Karaali, 2009)

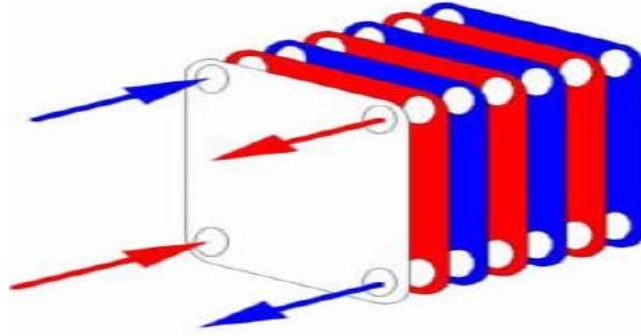


Şekil 1.8. Plakalı ısı değiştiricisinin şematik yapısı ve plaka üzerindeki balık sırtı yapısı (Karaali, 2009)

1- Ön Gövde Plakası, 2-Başlangıç Plakası, 3-Plaka, 4-Son Plaka, 5-Arka Gövde Plakası
6-Soğutma Kanalları, 7-Su Kanalları, 8-Destek Kolunu, 9-Vidalalar, 10-Bağlantı

İnce film ısı değiştiricilerinde sıcağa dayanıklı maddelerin kalış süresi kısa, ısı taşınım katsayısı büyük olması nedeniyle pratikte genellikle buharlaştırıcı olarak kullanılır. Çok yüksek viskoziteli ve sıcağa dayanıklı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında ince film ısı değiştiricileri tercih edilir.

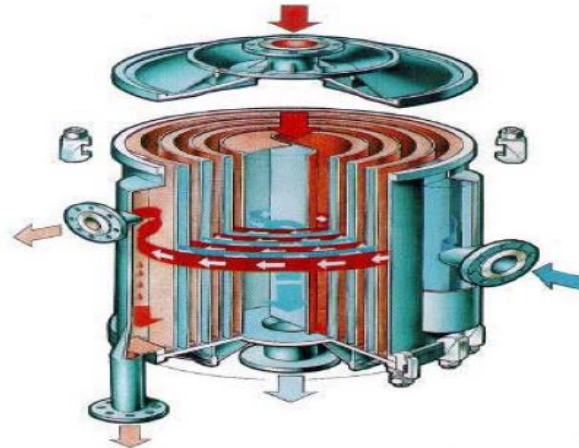
Contalı levhalı ısı değiştiricilerinde düşey olarak yerleştirilen ve dört tarafında oluklar bulunan ince metal levhaların paket haline getirildiği plakalar arasında contalar bulundurarak, levhalar arasındaki boşluklardan akışkanlar akar (Şekil 1.9.). Sisteme istenildiği zaman levha ilave edilerek yüzey artırılabilir. Kolay temizlenebildiklerinden dolayı süt, içki, kağıt endüstrilerinde geniş kullanım alanı bulunmaktadır. Levha malzemesi olarak paslanmaz çelik, karbonlu çelik, bakır ve bakır alaşımları kullanılabilir.



Şekil 1.9. Contalı levhalı ısı değıştircisi (Karaali, 2009)

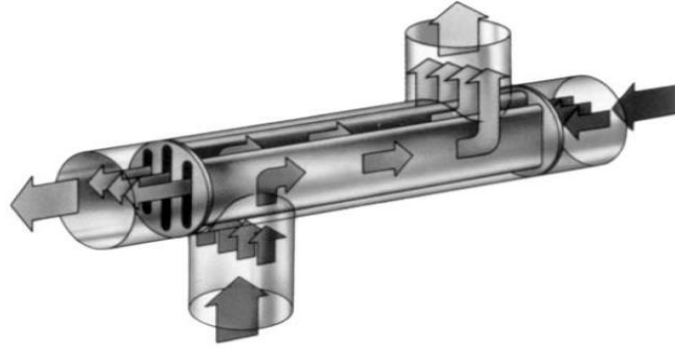
Bu ısı değıştircilerinde parçaların sökölmesi suretiyle bakım ve temizliğı oldukça kolaydır. Kullanım amacına göre ısı transfer yüzeyi değıştirilebilir ya da düzenlenebilir.

Spiral borulu ısı değıştircileri, iki uzun ince paralel levhanın spiral şeklinde sarılmasıyla imal edilirler (Şekil 1.10.). İki levha arasına saplamalar konularak düzgün bir boşluk sağlanabilir. Levhaların iki tarafına sızdırmazlığı engellemek için contalı kapaklar konulur. Akışkanlar birbirine göre ters veya paralel akacak şekilde düzenlenebilirler. Temizlenmesi kolay olduğundan tortu yapabilecek viskoz akışkanlar için tercih edilir.



Şekil 1.10. Spiral borulu ısı değıştircileri (Balbay, 2001)

Lamelli ısı değıştircileri, gövde içine yassılaştırmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesiyle elde edilir (Şekil 1.11.). Bu borulara lamel adı verilir. Lameller genelde nokta ve elektrikli dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanları bulunmaktadır.



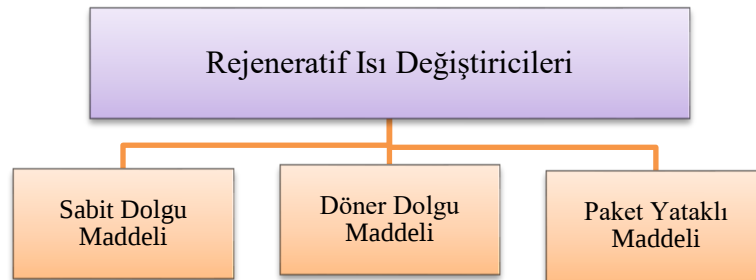
Şekil 1.11. Lamelli ısı değıştircisi (Karaali, 2009)

1.2.5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri

Ana ısı transfer yüzeyine (boru ve levha) ısı iletkenliğini artırmak amacı ile kanat adı verilen ısıtma yüzeylerini artıran çıkıntılar eklenir. İlave edilen kanatların oluşturduğu basınç kayıpları dikkate alınmalıdır. Küçük hacimde daha fazla ısı geçişi sağlandığından dolayı kanat profillerini konstrüktif açıdan uygun seçmek önemlidir. Kanat yüzeyli ısı değıştircileri, levhalı kanatlı ısı değıştircileri ve borulu kanatlı ısı değıştircileri olarak ikiye ayrılırlar.

1.2.5.4. Rejeneratif ısı değıştircileri

Dolaylı yoldan ısı geçişi prensibi ile çalışır. Bu tip ısı değıştircilerinde ısı depolanarak transfer edilir. Sistemin kendi kendini temizlemesi, yatırım masrafı azlığı bakımından avantajlıyken, sadece gaz akışkanlarında kullanılabilmeleri, sıcaklıkları farklı akışkanlar arasında kaçak olması durumu dezavantajlarındandır. Rejeneratif ısı değıştircileri üç grupta incelenebilir (Şekil 1.12.).



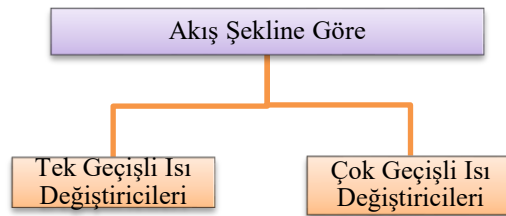
Şekil 1.12. Rejeneratif ısı değıştirici çeşitleri (Karaali, 2009)

1.2.5.5. Karıştırılmalı kaplarda ısı değişimi

Bu tip ısı değiştiricileri aralıklı çalışan ısıtma ve soğutma işlemlerinde tercih edilmektedir. Karıştırılmalı kaplarda bulunan akışkanlar, dış yüzeyine ya da kap içerisine yerleştirilen serpantinler yardımıyla ısıtılabilir ve soğutabilirler.

1.2.6. Akış şekline göre

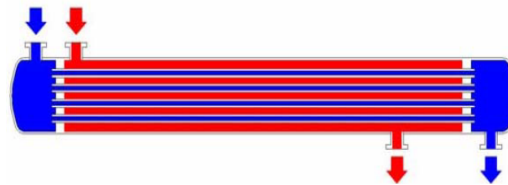
Akışkanın akış şekline göre düzenlenmesi ısıl gerilmelere, logaritmik ortalama sıcaklık farkına ve etkenliğe bağlıdır. Şekil 1.13.'de görüldüğü gibi akış şekline göre iki ana grupta sınıflandırılabilir.



Şekil 1.13. Akış şekline göre ısı değiştiricileri (Karaali, 2009)

Tek geçişli ısı değiştiricilerinde her iki akışkan ısı değiştirici boyunca birbirleri ile yalnız bir kere karşılaşırlar. Paralel, ters ve çapraz akışlı olmak üzere üç başlık altında incelenir.

Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde iki akışkan ısı değiştiricinin bir ucundan girip birbirlerine paralel olarak akarlar ve ısı değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar (Şekil 1.14). Isı değiştiricisi boyunca sıcaklık değişimi tek boyutludur. Bu ısı değiştiricilerinde cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden ısıl gerilmelerin istenmediği durumlarda kullanılması uygundur.



Şekil 1.14. Paralel akışlı ısı değiştiricisinin gösterimi (Yakut, 2006)

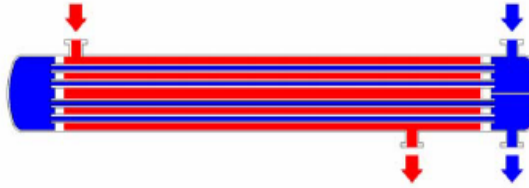
Ters akışlı ısı değiştiricilerinde ısı değiştiricide akışkanlar birbirine göre eksenel olarak paralel fakat ters yönde akar (Şekil 1.15.).

Ters akışlı ısı değiştiricilerinde logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve etkenlik diğer akış düzenlemelerinden daha büyük olması sebebiyle tercih edilirler. Kompakt bir yapıya sahip olmalarına rağmen ısı geçişi olan malzeme sıcaklığının ısı değiştirici boyunca fazla değişmesi, bunun sonucunda ısıl gerilmelerin artması sebebiyle tercih edilmeyebilir.



Şekil 1.15. Ters akışlı ısı değiştiricisinin gösterimi (Yakut, 2006)

Çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde, bu ısı değiştirici içerisinde akışkanlar birbirlerine dik olarak aktığı ısı değiştirici tipidir (Şekil 1.16). Akışkanlar ısı değiştirici borular içinde akıyorsa ve bitişik kanal içerisindeki akışkan ile karışmıyorsa bu akışkana karışmayan akışkan denilir.



Şekil 1.16. Çapraz akımlı ısı değiştiricisinin gösterimi (Yakut, 2006)

Isı değiştiricisi içinde ters veya paralel akışlı olacak şekilde ard arda seri halde düzenlenerek çok geçişli ısı değiştiricileri elde edilir. En büyük avantajı ısı değiştiricisi etkenliğini artırmaktır. Şekil 1.17.'de görüldüğü gibi üç değişik şekilde imal edilebilir.



Şekil 1.17. Çok geçişli ısı değiştirici çeşitleri (Karaali, 2009)

Çapraz ters-paralel akımlı ısı değiştiricileri genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerin kullanımında tercih edilir. Birden fazla sayıdaki çapraz geçişler arka arkaya ters veya paralel akışlı olarak şekilde seri halde bağlanır.

İmalat masraflarını azaltmak için sıcaklığın fazla olduğu bölgelerde sıcağa dayanıklı pahalı malzeme, sıcaklığın fazla olmadığı bölgelerde ucuz malzeme kullanılması tercih edilir.

Çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricileri, gövde borulu ısı değiştiricilerinde çoğunlukla tercih edilirler. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinde ısı gerilmeler azdır. Gövde tarafındaki akışkan karıştığından akışkan sıcaklığı kesit boyunca sabittir. Bu nedenle, akışkanın yönü değişse bile ısı değiştiricisi etkinliği aynı kalır.

n adet paralel levha geçişli ısı değiştiricilerinde ise levhaların çeşitli şekillerde düzenlenmeleriyle çok geçişli akımlar elde edilir.

1.3. Isı Değiştiricilerin Seçimi

Isı değiştirici seçiminde dikkate alınması gereken faktörler şu şekilde özetlenebilir.

1.3.1. Isı Transfer Hızı

Isı değiştirici seçiminde ısı transfer hızı en önemli etkidir. Bir ısı değiştirici, belli bir akışkanda kütle debisi istenen sıcaklık değişimini gerçekleştirmek üzere ısı transferi sağlayabilmelidir.

1.3.2. Maliyet

Isı değiştirici seçiminde maliyet önemli bir parametredir. Özel dizayn gerektiren ısı değiştiricilerini sağlayabilecek firma sayısı azdır, teslim süreleri uzundur ve maliyetleri yüksektir. Kullanıma hazır bir ısı değiştirici, özel dizayn gerektirecek ısı değiştiriciye göre daha avantajlıdır. Bir ısı değiştiricisinde toplam maliyet, yatırım, işletme, bakım ve montaj maliyetinden oluşmaktadır.

1.3.3. Pompalama Gücü

Bir ısı değiştiricide akışkanlar elektrik enerjisi tüketen ekipmanlar (pompa, fan) tarafından akışa zorlanır. Ekipmanların çalışmasında yıllık elektrik harcaması;

Çalışma maliyeti = (Pompalama gücü, kW)x(çalışma süresi, h) x(elektrik birim maliyeti, USD/kWh) olarak hesaplanabilir.

Isı değiştiricilerinin çalışma maliyetini en aza indirmek için akışkanların basınç düşüşleri ile kütle debilerinin en indirilmesi gerekir. Bu da pompalama gücünün artmasına, ısı değiştiricisinin boyutu ve ilk yatırım maliyetinin yükselmesine neden olmaktadır.

1.3.4. Boyut ve Ağırlık

Çok sayıda paralel üniteye sahip olmayacak biçimde olan ısı değiştiricinin boyutu gereksinim duyulan görevi karşılayacak şekilde uygun boyut ve ağırlıkta tasarlanmalıdır. Pahalı boru kullanımına sebep olan çoklu ünite kullanımı bazen paralel üniteler arasında akış dağılım problemlerine yol açar.

1.3.5. Tip

Isı değiştirici tipinin seçiminde, akışkanların tipleri ve fazları, ısı değiştiricinin boyut ve ağırlık sınırlamaları, performans parametreleri, basınç ve sıcaklık, kirlenme eğilimleri, konstrüksiyon malzemeleri, ekonomik faktörler bilinmelidir.

1.3.6. Malzeme özelliği

Isı değiştiricilerinin üretiminde kullanılan malzemeler, ısı değiştirici seçiminde en önemli unsurdur. 15 atm' nin altındaki basınç ve ya 150 °C'nin altındaki sıcaklıklarda, ısı ve yapısal gerilme etkileri göz ardı edilir. Fakat 70 atm veya 550 atm'nin üzerinde ısı ve yapısal etkiler dikkate alınan etmenlerdir. Isı değiştiricilerinde artan maliyet sırasına göre malzemeler şu şekilde sıralanabilir.

- Çelik
- Paslanmaz çelik
- Titanyum
- Zirkonyum
- Nikel alaşımlar
- Grafit

1.3.7. Diğer Etmenler

Isı değiştiricilerin seçiminde önemli veya önemsiz parametreler de bulunmaktadır. Isı değiştiricide zehirli ve pahalı akışkanlar kullanıldığında sızdırmazlık önemli bir özelliktir. Düşük bakım maliyeti, emniyet ve güvenilirlik, ikmal kolaylığı, bulunabilirlik önemli parametrelerdir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Isı değiştircileri birçok endüstri uygulamalarında kullanılan sistemlerdir. Bu sistemlerde ısı verimin artırılması üzerine literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Yapılan çalışmalarda ısı değiştircilerde ısı verimin dolayısıyla enerji verimliliğinin artırılması amaçlanmaktadır.

Bilen ve arkadaşları (2001) sabit yüzey sıcaklığında (45 °C) akışkan olarak havanın kullanıldığı dikdörtgen bir kanalda kanatlı bir ısıtma yüzeyi oluşturarak ısı transferi ve sürtünme kaybı özelliklerine olan etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Silindirik kanatlar yüzeye düzenli ve düzensiz olarak yerleştirilmiştir. Çalışma için Reynolds sayısı 3,700-30,000 aralığında seçilmiştir. Düzensiz yerleştirilen kanatçıklarda ısı geçiş miktarının % 33'e kadar arttığı görölmüştür.

Durmuş (2004) yapmış olduğu çalışmada ısı eşanjörü borusuna yerleştirilen konik türbülátörlerin ısı transfer hızları üzerindeki etkisini incelemiştir. Deneyler $15,000 \leq Re < 60,000$ değerleri aralığında yapılmıştır. Türbülátörlü ve türbülátörsüz koşullar için ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi yapılarak elde edilen sonuçlar birbiriyle kıyaslanmıştır.

Kavak ve arkadaşları (2006) ift borulu bir ısı eşanjörünün içerisine farklı mesafe ve farklı çaplarda helisel (yay şeklindeki) teller yerleştirmişlerdir. Sıcak akışkan olarak hava, soğuk akışkan olarak su kullanılmıştır. Akışkanların hem ters hem de paralel akım akış modları için Reynold sayısı 6,500 ile 13,000 aralığı kullanılmıştır. Helisel sistemde boş boruya kıyasla Nusselt sayısında 2.64 kat, sürtünme faktöründe 2.74 kat arttığı tespit edilmiştir.

Promvonge ve arkadaşları (2006) yapmış oldukları çalışmada, boru içerisine yerleştirilen iki farklı tipteki türbülátörlerin ısı transferi ve sürtünme özellikleri üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 8,000–18,000 aralığındaki değerlerde türbülátörlerin adım sayısına bağlı olarak ölçümler yapılmıştır. Deney sonucunda elde edilen verilerle türbülátör ve türbülátörsüz durumlar birbirleriyle kıyaslanmıştır. Türbülátörlü durumda Reynolds sayısı, Nusselt ve sürtünme faktörünün arttığı görölmüştür.

Kurtbaş ve arkadaşları (2007) yapmış oldukları kanatçık tipi türbülátörlerin verimlilik, entropi oranı ve NTU değerlerini hesaplamışlardır.

Reynolds sayısının $10^4 \leq Re < 3 \times 10^4$ aralığındaki değerlerde kanat açısı, türbülatorlerin yerleştirme mesafesi ve kanat çapına bağlı olarak Nusselt sayısının 95'den 354'e, ekserji kayıp oranının 0.04'den 0.2'ye yükseldiği, ısı eşanjör veriminin de 0.17 ile 0.72 arasında değiştiği görülmüştür.

Şeyba (2007) çalışmasında çift borulu eş eksenli ısı değiştiricisi kullanmıştır. Farklı çaplardaki yayların farklı sayı ve dizilişte boru içerisine yerleştirilmeleriyle oluşan türbülatorlerin ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. $2,500 \leq Re \leq 12,000$ aralığındaki Reynolds sayılarında deneyler yapmıştır. Deney sonucunda elde edilen verilerle türbülatorlü ve türbülatorsüz durumlar birbirleriyle kıyaslanmıştır.

Promvange (2008) çalışmasında kullanmış olduğu kare kesitli tellerin ısı transferi ve türbülanslı akış sürtünme özellikleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler 5,000-25,000 aralığında değişen Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca iki farklı yayda kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar hem düz boru hem de kıvrımlı dairesel tel kullanımı ile kıyaslanmıştır. Kare kesitli yay kullanımının boş boruya oranla daha yüksek ısı transferi sağladığı görülmüştür.

Fan ve arkadaşları (2011) boru içerisine yerleştirdikleri eğimli konik türbülatorleri sayısal simülasyon ile incelemişlerdir. Yaptıkları analizde eğim açısı ve türbülatorler arasındaki mesafe dikkate alınmıştır. Hesaplama sonuçlarına göre Nusselt sayısının boş boru değerlerine göre 5 kat arttığını, sürtünme faktörünün de 10 kat arttığını gözlemlemişlerdir.

Fan ve arkadaşları (2012) akış içerisine yerleştirdikleri dairesel kesitli parçaların ısı transferi ve akış üzerindeki etkisini nümerik simülasyon ile incelemişlerdir. Yaptıkları nümerik analizde türbülator için eğim açısı ve adım mesafesi kriter olarak belirlenmiştir. Analiz sonucunda en büyük eğim açısının ve kısa adım mesafesinin ısı transfer hızını artırdığı gibi akış direncini de artırdığını gözlemlemişlerdir.

Turgut ve arkadaşları (2012) Taguchi metodunu kullanarak ısı değiştiricisinde enjeksiyon tipli türbülatorler ile optimum tasarım parametreleri belirlemişlerdir. Farklı çap, açı ve sayıdaki enjektör tipli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkileri incelemişlerdir. Aynı zamanda Nu ve f değerlerini de optimize etmeye çalışmışlardır.

Rao ve arkadaşları (2012) dairesel çukur ve silindir şeklindeki kanatçıkların kombinasyonları deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Yaptıkları incelemede farklı çaplarda çukur derinliği kullanmış olup ısı transferine olan etkisi araştırılmıştır. Bu türbülatorlerin ısı transfer kapasitesini önemli ölçüde artırdığını ve Reynolds artınca basınç kaybını azalttığını gözlemlemişlerdir.

Karakaya ve arkadaşları (2013) 30 °C, 45 °C ve 60 °C açılarla boru içerisine yerleştirilen konik yay türbülatorlerin ısı transferine ve basınç düşüşüne olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 10,000-34,000 arasında değişen değerlerde ölçümler yapılmıştır. Türbülatorlü ve türbülatorsüz şartlar için ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi yapılarak elde edilen veriler karşılaştırılmıştır.

Guo ve arkadaşları (2013) bir konik ve bir koniğin dörtte birini oluşturan konik parçasının akış üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu inceleme sonucunda konik şeklindeki türbülatorleri akış yönüyle paralel gelecek şekilde yerleştirmişlerdir. Konik parçaları ise borunun ortasından geçen çubuğun alt ve üst kısmına eğimli bir şekilde yerleştirmişlerdir. Sonuç olarak konik türbülatorlerin konik parçası türbülatorlerden daha fazla ısı transferi artışına neden olduğu kanısına varmışlardır.

Mohammed ve arkadaşları (2013) ısı eşanjörüne yerleştirilmiş eğimli çubuk şeklindeki türbülatorlerin akış üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu türbülatorler için farklı eğim açısı, uzunluk ve konum kullanılmıştır. Bu inceleme sonucunda bu türbülatorlerin ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca Nusselt sayısında boş boruya kıyasla % 400'e kadar artış olduğu gözlemlemişlerdir.

Bisetto ve arkadaşları (2015) ısı eşanjöründe kullanılan zikzak şeklindeki türbülatorlerin sayısal ve deneysel analizini yapmışlardır. Bu analizler sonucunda türbülatorlerin Nusselt sayısını artırdığını ve sistemin ısı veriminin % 3-10 arasında arttığını gözlemlemişlerdir.

Rao ve arkadaşları (2015) boru içerisine küresel çukurlar ve gözyaşı damlası şeklinde çukurlar açarak ısı transferine olan etkisini araştırmak için deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır. Reynolds sayısının 8,500-60,000 için gözyaşı damlası şeklindeki çukurların küresel çukurlara kıyasla en yüksek ısı transfer performansına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir.

Aghaie ve arkadaşları (2015) içerisinde hava bulunan bir kanalın tabanına geometriksel (dikdörtgen, yamuk, üçgen) engeller yerleştirmişlerdir. Kanal içerisindeki akışkana geçecek şekilde ısı akısı verilmektedir. Sistemde Taguchi metodu kullanarak optimize edilmiştir.

Pourahmad ve arkadaşları (2016) farklı açılarda dalgalı şeritler şeklindeki 1 mm kalınlığında galvanizli plakalardan yapılmış türbülatorlerin düz boru içerisindeki NTU analizleri deneysel olarak incelemişlerdir.

Deneyler türbülanslı akış rejiminde Reynold sayıları ile değişimleri sunulmuştur. Sonuç olarak Reynolds sayısının artmasıyla dalgalı şerit açısının azalmasıyla ısı transferinin arttığı sonucuna varmışlardır. NTU analizleri, farklı açılarda dalgalı şeritler olan ve olmayan koşullar için kıyaslama yapmışlardır. 45° açılı dalgalı şerit şeklinde olan türbülötörler de NTU'nun en yüksek değerine ulaşmışlardır.

Chamoli ve arkadaşları (2016) Taguchi-Gri ilişkisel analiz yöntemi ile ilk önce boru içerisinde cidara tamamen temas eden delikli disk şeklinde olan türbülötörleri incelemişlerdir. Yapılan incelemede Reynold sayısı, adım oranı, çap oranı gibi parametreler kullanılmıştır. Bu parametrelerin karakteristik özelliklerini belirlemişlerdir.

Kumar ve arkadaşları (2016) boru yüzeyinde değişiklikler yaparak ısı transferini artırmaya yönelik deneysel çalışmalar yapmışlardır. Boru içine çıkıntılı şekilli metal levha yüzeyi ve boru yüzeyine tutturulmuş metal levha yerleştirerek değişiklik yapılmıştır. Sonuç olarak çıkıntılı yüzeyde Nusselt sayısı ve ısı transfer hızının arttığı tespit edilmiştir.

Acır ve arkadaşları (2017) yaptıkları çalışmada güneş enerjili hava ısıtıcısı için ekserji ve enerji verimliliğini etkileyen parametreyi bulmayı amaçlamışlardır. Yapmış oldukları çalışmada Gri ilişkisel analiz yöntemini kullanmışlardır.

Muthusamy ve arkadaşları (2017) deney setinden maksimum verim elde etmek için tuzdan arınma sistemini geliştirerek sistemlerine türbülötörler eklemişlerdir. Geliştirdikleri bu sistemle enerji ve ekserji verimliliğinde belirgin bir tasarruf sağlandığını gözlemişlerdir.

Fawaz ve arkadaşları (2017) dikdörtgen bir kanal içerisine V şeklinde türbülötörler yerleştirerek nümerik analizlerini yapmışlardır. Analiz sonucunda türbülötörün yüksekliği ve türbülötörler arasındaki mesafenin ısı performansına olan etkisi incelenmiştir.

Nanan ve arkadaşları (2017) yapmış oldukları çalışmada bir boru içerisine, borunun ortasına gelecek bir çubuğa dikdörtgen türbülötörler ve bükülmüş türbülötör yerleştirerek deneysel ve nümerik analizlerini yapmışlardır. Bu türbülötörleri yatay, bir yatay bir dikey ve artı şeklinde çeşitli aralıklarla yerleştirmişlerdir. Yapılan araştırma düz boruya kıyasla Nusselts sayısında artış meydana geldiği görülmüştür.

Yang ve arkadaşları (2017) yapmış oldukları çalışmada bir akış kanalının alt ve üstüne dikdörtgen şeklindeki türbülatorler karşılıklı ve çapraz olacak şekilde yerleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda Reynolds arttıkça Nusselt sayısında artış olduğu öngörülmüştür.

Liu ve arkadaşları (2017) boru tabanına üçgen bir oyuk açmışlar ve bu oyukun ısı transferine ve akış üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir.

Xie ve arkadaşları (2017) çeşitli türbülans modellerine sahip bir dizi simülasyon gerçekleştirerek en iyi sayısal modeli bulmayı amaçlamışlardır. Kanal içerisine yerleştirilen düz çubuk, akış yönünde hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen dış bükey çubuk şeklindeki türbülatorlerin sayısal analizini yapmışlardır. Eldeki verilere dayanarak hilal şeklindeki çubukların ısı transfer performansına göre düz çubuklara kıyasla daha iyi performans gösterdiği sonucuna varmışlardır. Akış yönünde hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubukların düz çubuklara göre % 21-38 arasında ısı transferini artırdığı % 15-39 arasında basınç düşüşüne yol açtığı görülmüştür. Akış yönünün tersine hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubukların düz çubuklara göre % 16-41 arasında ısı transferini artırdığını, % 44-80 arasında basınç düşüşüne yol açtığı görülmüştür.

Zheng ve arkadaşları (2017) 2:1 en boy oranına sahip dikdörtgen şeklinde bir hava kanalında küresel çukurların ısı transferi, akış özellikleri ve entropi üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda ısı transferinin artmasıyla Reynold sayısının arttığını görmüşlerdir. Ayrıca çukur çapının artmasıyla ısı transferinin de arttığını tespit etmişlerdir.

Manjunath ve arkadaşları (2017) küresel türbülatorlerin dikdörtgen kanallardaki ısı verim ve termohidrolik performansının etkisini 3 boyutlu CFD analizi ile inceleyip elde edilen sonuçları değerlendirmişlerdir. Değerlendirme sonucunda küresel türbülatorlerin akış bozulmalarına neden olduğu gözlenmiştir. Aynı zamanda küre çapının artması ile ısı veriminde ve Nusselt sayısında artış olduğu görülmüştür.

Boguslaw (2017) küre şeklindeki türbülatorlerin farklı çaplardaki analizini yapmıştır. En büyük çaplı kürede ısı transferinde ve sürtünme faktöründe artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Çapların küçülmesiyle ısı transferinin azaldığı sonucuna varmışlardır.

Jang ve arkadaşları (2018) çubuk türbülatorlerin küre boyutundaki çukur ve çıkıntıların farklı kombinasyonlarını denemiş ve ısı performans üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çukurlu kombinasyonları ısı transferinin artırılması açısından en iyi performansı sağladığını görmüştür.

Liu ve arkadaşları (2018) akış içerisine yerleştirdikleri konik türbülatorleri incelemişlerdir. Borunun ortasında kalacak olan bir çubuğa konik parçaları yerleştirmişler ve konik parçaları, merkez açısını, eğim açısını, adım mesafesinin etkilerini araştırmışlardır. Artan konik parça sayısı ve merkez açı hem ısı transfer hızını hem de akış direncini arttırdığı, ardından eğik açısı artıkcı azaldığı bulunmuştur.

Rashidi ve arkadaşları (2018) akış içerisine yerleştirdikleri türbülatorlerin deneysel ve sayısal analizlerini yapmışlardır. Bir dikdörtgen parçasını farklı oranlarda büküp akış ile aynı çarptığı yüzeyin değişmesi sağlanmış aynı zamanda akış içerisinde türbülans miktarının önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.

Çelik ve arkadaşları (2018) Taguchi-Gri ilişkisel analiz yöntemini kullanarak akış içerisine yerleştirdikleri zikzak şeklindeki türbülatorleri incelemişlerdir. Bu incelemede türbülator arasındaki mesafe parametre olarak kullanılmıştır. Araştırmacılar bu yöntemle parametre ve performans karakteristiklerini belirlemişlerdir.

Baykara (2019) ele aldığı çalışmada, çift borulu ısı değıştiricisinin iç borusuna yerleştirilen konik şekilli türbülatorlerin ısı transferi, basınç kaybı, etkinlik, ekserji kaybı ve ısı performans üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde çap, konik tipi ve adım sayısı parametre olarak kullanılmıştır. Reynolds sayısının 18,000-37,000 arasında değışen değerlerde deneyler yapılmıştır.

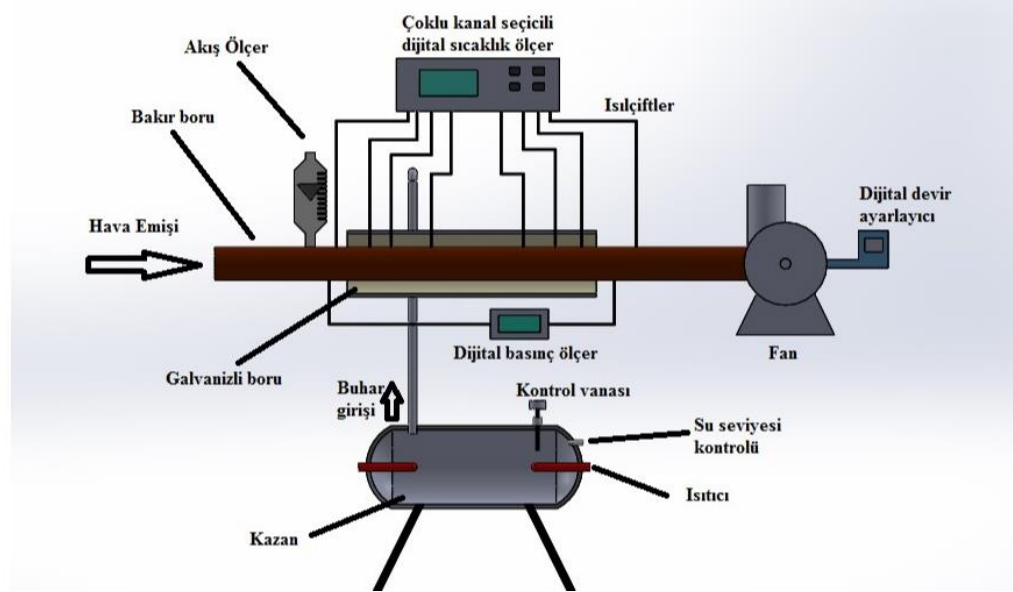
Re değeri artıkcı Nu sayısı, entropi üretim oranı artmış, sürtünme faktörü ve ısı performans değeri azalmıştır.

Erzincanlı (2019) yaptığı çalışmada tek fazlı akışların gerçekleştiğı boru içerisine yerleştirildiğı 3 farklı çap değeriine sahip türbülatorlerin ısı transferi, Nu sayısı ve sürtünme faktörüne olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler sonucunda en küçük çaplı türbülatorde en yüksek Nu değeri elde edilmiştir. Nu sayısına paralel olarak en yüksek sürtünme faktörü elde edilmiştir.

3.MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması

Bu çalışma Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Enerji Laboratuvarında kurulan türbülantörli ısı değıştirici deney düzeneğı ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1.'de deney düzeneğinin şematik gösterimi verilmiştir.



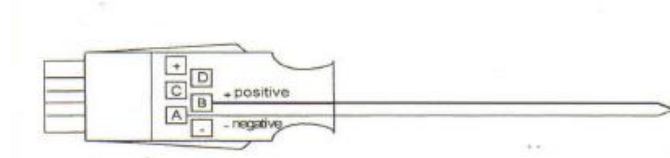
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü

Deney düzeneğı; suyun buharlaşmasını sağlayan kazan, iç içe geçmiş eş eksenli çift borulu ısı değıştirgeci, boruya akımı gönderen fan ve fanın devir ayarlayıcısı, boru cidarında giriş-çıkış sıcaklıklarını ölçen ısı çiftler, ölçüm değęerlerinin bilgisayar ortamına aktarıldığı veri toplayıcısı, basıncı ölçen dijital manometre, akışın debisini ölçmede kullanılan akış ölçerden oluşmaktadır.

İç içe geçmiş eş eksenli, çift borulu ısı değıştiricisinde iç boru uzunluğu 1600 mm, iç çapı 65 mm ve dış çapı 68 mm olan bakır borudan oluşmaktadır. Dış boru uzunluğu 800 mm, iç çapı 100 mm ve 1.0 mm kalınlığında olan galvanizli sacdan imal edilmiştir. Isı kaybını önlemek amacıyla dıştaki borunun çevresine cam yünüden yalıtım yapılmıştır. Dış boru, iç borunun dış yüzeyi ile temas halinde olup içerisinde kazandan gelen su buharı bulunmaktadır.

İç borunun dış yüzeyi ile temas halinde olan buhar 1 atm'den fazla basınç oluşmaması için bir kanal vasıtasıyla dışarı atılmaktadır. Böylece iç borunun dış yüzeyinde 100°C'de sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmaktadır.

Deneylerde sıcaklık ölçümlerini yapmak için 0,5 mm çapında T-tipi Nikel-Krom ısı çiftleri kullanılmıştır. İçteki borunun dış yüzeyinde sabit sıcaklık sağlandığını gözlemek üzere ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Buhardan etkilenmeyen yüksek sıcaklıklara karşı dayanıklı olarak üretilen ısı çiftlerinin bir ucu içteki borunun dış yüzeyine açılan deliklerden geçirilerek sabitlenmiştir. Akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için iki ısı çifti yerleştirilmiştir. Ayrıca ortamın sıcaklığını sürekli ölçen bir ısı çifti daha kullanılmıştır. Isı çiftlerinin diğer ucu bilgisayarla bağlantılı olan veri toplayıcıya bağlıdır. Isı çiftleriyle ölçülen sıcaklık değerleri sürekli bilgisayara kaydedilmektedir. Kullanılan ısı çiftleri $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+400\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında, 0.1 K kararlılıkta ve ± 0.1 hata ile sıcaklık ölçümü yapabilmektedir. Şekil 3.2.'de ısı çiftlerinin bağlama şekli verilmiştir.

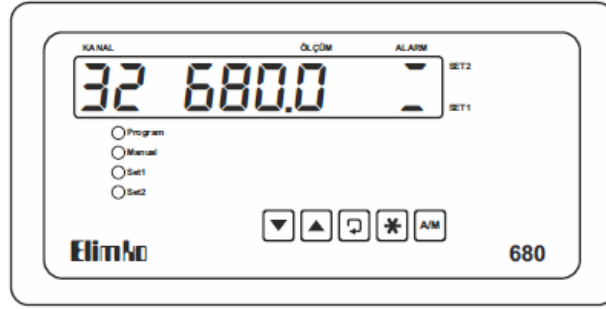


Şekil 3.2. Isı çiftlerinin bağlama şekli

Sıcaklık ölçümleri için 32 kanallı ELİMKO E-680 marka dijital tarayıcı kullanılmıştır. RS-485 bağlantı elamanı ile merkezi bir bilgisayarda toplanıp kaydedilebilir. 32 kanallı ELİMKO E-680 marka dijital tarayıcının fotoğrafı Şekil 3.3.'de, teknik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Deney sırasında meydana gelen basınç değişimleri mbar cinsinden Cem DT-8890 marka dijital manometre ile ölçülmüştür.

Çizelge 3.1. 32 kanallı ELİMKO marka dijital tarayıcının teknik özellikleri

Çalışma Ortam Sıcaklığı	$-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$
Depolama Sıcaklığı	$-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+65\text{ }^{\circ}\text{C}$
Çalışma Gerilimi	$85\text{--}265\text{ V}_{\text{AC}}$ / $85\text{--}375\text{ V}_{\text{DC}}$ $20\text{--}60\text{ V}_{\text{AC}}$ / $20\text{--}85\text{ V}_{\text{DC}}$
Güç Tüketimi	4W (7VA)
Ağırlık	650 gr



Şekil 3.3. 32 kanallı ELİMKO E-680 marka dijital tarayıcının görünümü

Deney süresinde iç borudan geçen hava akımı, 1.1 kW'lık AC motorla 2500 dev/dak hızda çalışan fan tarafından sağlanmıştır. Fanın farklı hızlarda akış oluşturmaları EKAMAT A-200 model dijital devir ayarlayıcı tarafından ayarlanmaktadır. Dijital devir ayarlayıcı tarafından çeşitli hızlarda akış oluşturulmuştur. Her bir debi ayarında borudan geçen akımın ortalama hızı KIMO-MP 210 Anemometre cihazı ile m/s cinsinden ölçülmüştür. KIMO-MP 210 Anemometre cihazının fotoğrafı Şekil 3.4.'de, teknik özellikleri Çizelge 3.2.'de verilmiştir.

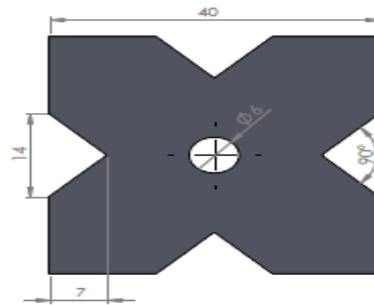
Çizelge 3.2. Anemometrenin teknik özellikleri

Hava hızı ölçüm aralığı	4-100 m/s
Hava debisi ölçüm aralığı	0-99,999 m ³ /h
Ölçü birimi seçimi	m/s, mbar, kPa, m ³ /h, mmHg
Çözünürlük	0,1 mbar, 0,1 m/s ve 1 m ³ /h

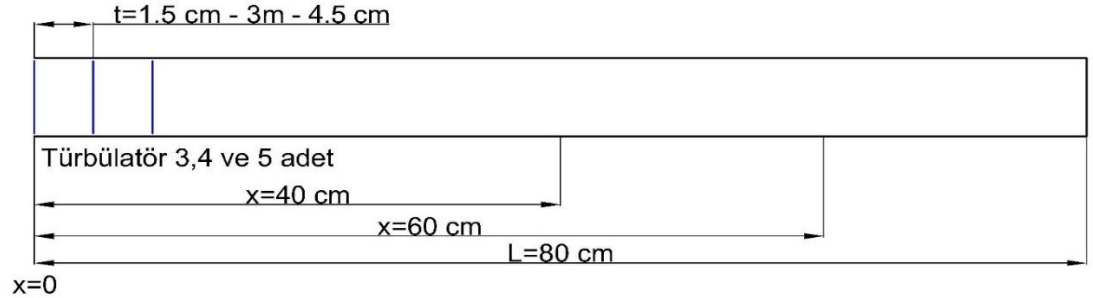


Şekil 3.4. KIMO-MP 210 Anemometre cihazının fotoğrafı

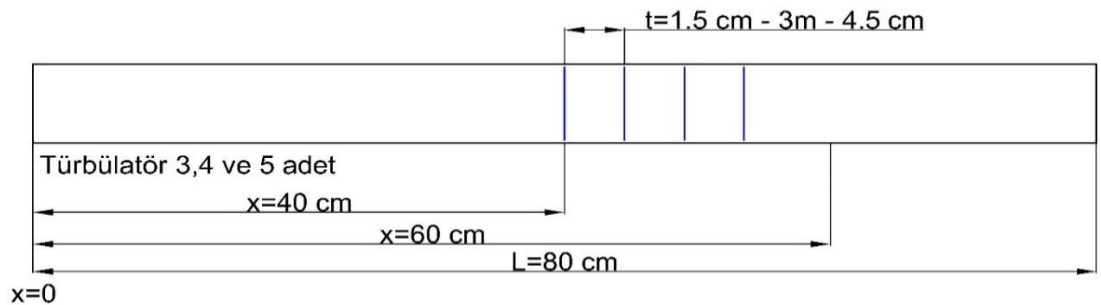
İç içe iki borudan oluşan ısı değıştiricisinde içteki borunun iç kısmına yıldız tipli türbülatorlerin başta ($x=0$), ortada ($x=40$ cm'de) ve sonda ($x=60$ cm'de) farklı hızlarda 3, 4, 5 adet olacak şekilde aralarındaki mesafe 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm ayarlanarak toplam 162 ayrı konfigürasyonda yerleşim yapılarak her bir konfigürasyonun ısı transferine, basınç kaybına, sürtünme faktörüne, ısıl etkinliğe, ekserji kayıp oranına, NTU'ya olan etkisi incelenmiştir. Deneylerde kullanılan türbülatorlerin şekli Şekil 3.5.'de, türbülatorlerin dizilişleri Şekil 3.6.'da verilmiştir. Grafiklerde $x=0$ cm konumu girişte, $x=40$ cm konumu ortada, $x=60$ cm konumu sonda olarak isimlendirilmiştir.



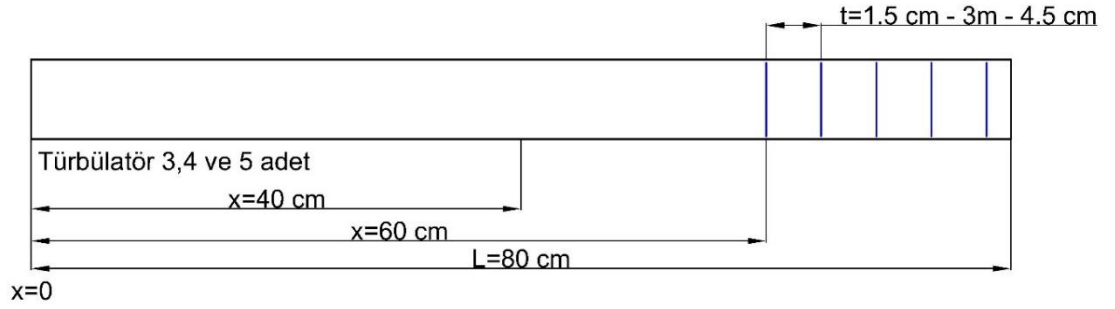
Şekil 3.5. Türbülatorün şekli



a) 3 türbülatorün borunun giriş kısmında olması durumunda



b) 4 türbülatorün borunun ortasında bulunması durumunda



c) 5 türbülötörün borunun sonunda olması durumunda

Şekil 3.6. Türbülötörlerin dizilişleri

Deneyler sürekli rejim şartlarında yapılmıştır. Önce buhar kazanı çalıştırılarak suyun buharlaştırılması sağlanmıştır. Elde edilen buhar ısı değiştirgecinin annular boşluğundan geçerek içteki borunun dış yüzeyini sabit sıcaklığa getirmiştir. Tüm yüzeyde sabit sıcaklık şartının sağlanması için her bir deneyde buhar yaklaşık olarak 120 dakika süreyle gönderilmiştir. Yüzeyde ölçülen sıcaklıklar sabit hale gelince, fan çalıştırılmıştır. Fanın devir ayarlaması, arzu edilen Reynold sayısı değerine göre akış ölçerden hacimsel debinin ayarlanması şeklinde yapılmıştır. Akım istenilen debide içteki borudan geçirilerek yüzeydeki sıcaklık değişimi izlenmiştir. Aynı zamanda boruya giriş ve çıkıştaki sıcaklıklar da ölçülmüştür. Boru girişinde ve çıkışında yerleştirilen dijital manometre bağlantısı ile akım gönderildiği sürece oluşan basınç farkı ölçülmüştür.

3.2. Hesaplama Yöntemi

3.2.1. Reynold sayısının tespiti

Deneylerde parametre olarak kullandığımız Reynold sayısı fandan iç borunun içerisine geçen hava hızının rüzgar gülü ile ölçülmesi sonucunda hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{V_{ort} \cdot d_i}{\nu} \quad (3.1)$$

Burada, ν havanın kinematik viskozitesi, d_i içteki borunun iç çapıdır.

3.2.2. Nusselt sayısının tespiti

Isı değiştiricilerinde dairesel bir boruda taşınımla ısı transferi için ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmalıdır. Logaritmik sıcaklık farkı için, cidar sıcaklığının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın bilinmesi gerekir. Cidarda len sıcaklıkların ortalamaları alınarak T_y elde edilmiştir. şöyle ki;

$$\Delta T_1 = T_y - T_{giriş}$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{ıkış}$$

Böylece logaritmik sıcaklık farkı 3.2. denkleminde hesaplanır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.2)$$

Nu sayısı için h_m ısı taşınım sayısının hesaplanması gerekir. Dairesel boruda taşınımla aktarılan ısının sistemde giriş-çıkış sıcaklığı arasında akışkanın depoladığı ısıya eşitlenmesiyle h_m bulunabilir.

$$Q_{gerçek} = Q_{taşınım}$$

yani,

$$(p \cdot V_{ort} \cdot A_k) \cdot c_p \cdot (T_g - T_) = h_m \cdot A_{yan} \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.3)$$

p akışkanın yoğunluğu, A_k içteki borunun kesit alanı, V_{ort} akışkanın ortalama hızı, c_p akışkanın özgül ısısı, T_g ve $T_$ akışkanın giriş çıkış sıcaklıkları, h_m ortalama ısı, A_{yan} içteki borunun yanal yüzeyi, ΔT_{lm} ise logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade eder.

h_m formül olarak yazılırsa;

$$h_m = \frac{\left(\frac{p V_{ort} \pi d_i^2}{4}\right) \cdot c_p \cdot (T_g - T_)}{\pi d_i L \Delta T_{lm}} \quad (3.4)$$

bulunur. Böylece Nusselt sayısı ;

$$Nu = \frac{h_m D_i}{k} \quad (3.5)$$

şeklinde hesaplanır. k havanın ısıl iletkenlik katsayısıdır.

3.2.3. Basınç kaybı ve sürtünme faktörünün hesaplanması

Boru giriş ve çıkışına yerleştirilen manometre ile basınç farkı ΔP mmbar cinsinden ölçülmüştür. Basınç birimini Pascal'a dönüştürerek bulunan basınç farkı Darcy eşitliğinde yerine yazılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \rho \frac{V^2}{2} \quad (3.6)$$

3.2.4. Ekserji analizi hesaplamaları

Isı değıştiricisinde sürtünmelerden kaynaklanan kayıplar, sıcaklık farkından kaynaklanan kayıplar ve çevre ile ısı alışverişinden kaynaklanan kayıplar olmak üzere üç türlü kayıp oluşur.

Isı değıştiricilerinde yüzey sıcaklığı sabit ise entropi üretimi şu şekilde gerçekleşir.

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta P} \quad (3.7)$$

$$\dot{S}_{top=Q_g} = \frac{\theta_0}{T_g T_\zeta} + \frac{32 \dot{m}^3 f L}{\rho^2 \pi^2 D_i^5 T_w} \quad (3.8)$$

$\dot{S}_{top,\Delta T}$ sıcaklık farkından kaynaklanan entropiyi, $\dot{S}_{top,\Delta P}$ sürtünmeden kaynaklanan entropi üretim oranını göstermektedir.

Ekserji tersinir bir süreç sonucunda sistemin yararlı iş potansiyelini göstermektedir. Ekserji, sistemdeki entropi üretimi ile doğrudan bağlantılıdır. Ekserji kaybı aşağıdaki denklem şeklinde yazılır.

$$I = T_o (\dot{S}_{top}) \quad (3.9)$$

Bir ısı değıştiricisinde etkinlik aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{mak}} \quad (3.10)$$

Kazanılan gerçek ısı transferi miktarı şu şekilde yazılabilir.

$$Q_g = \dot{m}.c_p (T_\zeta - T_g) \quad (3.11)$$

Maksimum ısı transferi şu şekilde ifade edilir.

$$Q_{max} = \dot{m}.c_p (T_w - T_g) \quad (3.12)$$

Denklem 3.9 denklem 3.11'e bölünürse boyutsuz ekserji kayıp oranı diye adlandırılan E* değeri bulunmuş olur.

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (3.14)$$

Isı değıştiricilerinde hesaplanması gereken diğer sayı ısı geçiş birimi sayısı olarak ifade edilen NTU' dur.

$$NTU = \frac{AU}{C} \quad (3.15)$$

Diğer ifadeyle;

$$NTU = \frac{\text{Isı değiştiricilerin ısıl kapasitesi}}{\text{Akışın ısıl kapasitesi}} \quad (3.16)$$

olarak hesaplanabilir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

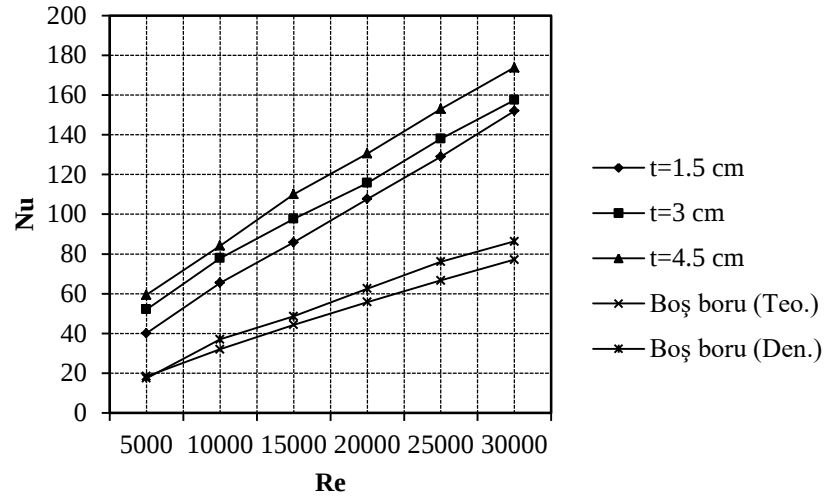
Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen bulguların hesaplanması sonucunda oluşan veriler grafik yöntemiyle aşağıda sunulmuştur.

4.1. Nusselt sayısı – Reynold Sayısı Değişimi

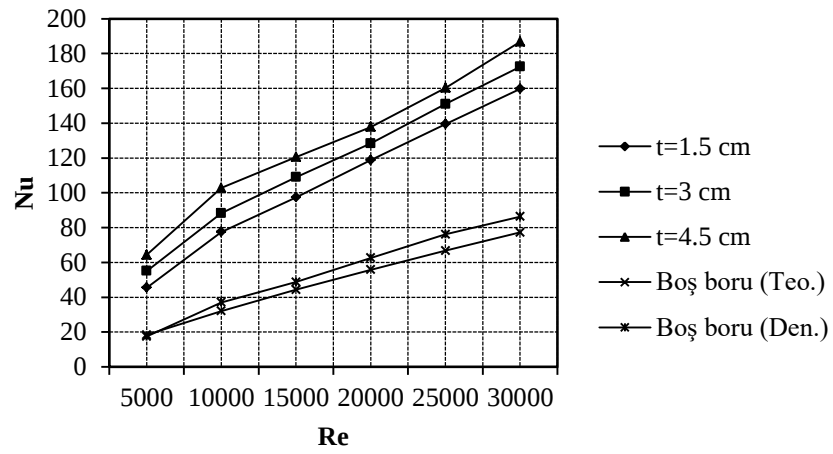
Türbülatorlerin girişte, ortada ve sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sisteme yerleştirilen türbülatorlerin 1.5 cm – 3 cm – 4.5 cm aralıklar için Nusselt sayısının Reynold sayısına göre değişimini veren grafikler çizilmiştir. Boş boru halinde teorik ve deneysel değerler de kıyas amacıyla grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde artan Reynold sayılarıyla beraber Nusselt sayılarında da artışın olduğu gözlenmiştir. Nusselt sayısının artmasıyla birlikte ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir.

Şekil 4.1.'de türbülatorlerin girişte 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda Nusselt sayısının Reynold sayısına göre değişimi grafiklerde verilmiştir. Grafik verilerine göre Nusselt sayıları kıyaslandığında en yüksek Nusselt değeri 5 adet türbülator bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte Nusselt sayısında artışın olduğu gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek Nusselt değeri 208.589 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında, en düşük Nusselt değeri ise 40.141 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.

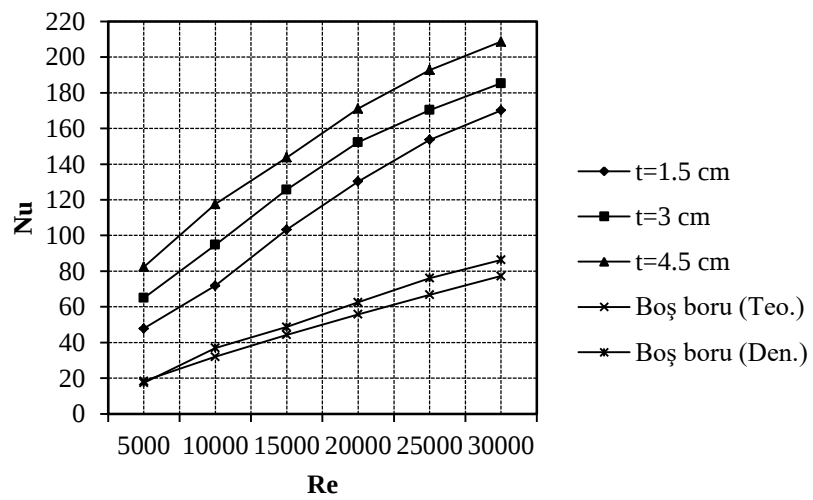
Şekil 4.2.'de türbülatorlerin ortada 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda Nusselt sayısının Reynold sayısına göre değişimi grafiklerde verilmiştir. Grafik verilerine göre Nusselt sayıları kıyaslandığında en yüksek Nusselt değeri 5 adet türbülator bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte Nusselt sayısında artışın olduğu gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek Nusselt değeri 175.418 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında, en düşük Nusselt değeri ise 30.215 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda

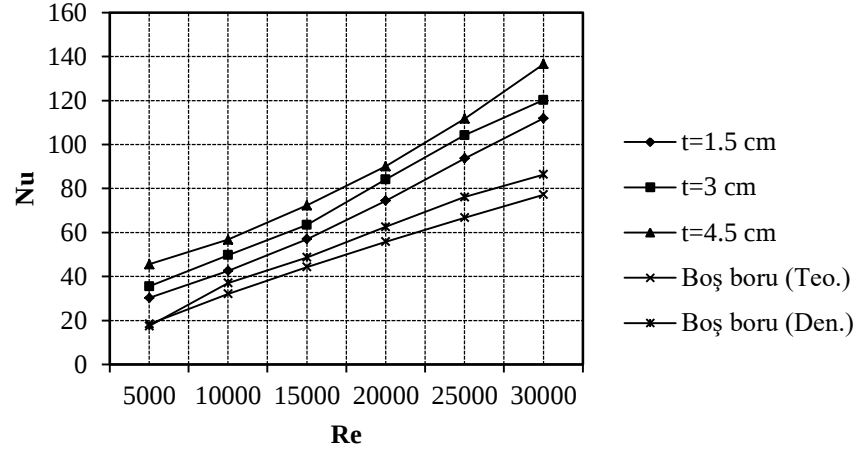


b) 4 adet türbülator bulunması durumunda

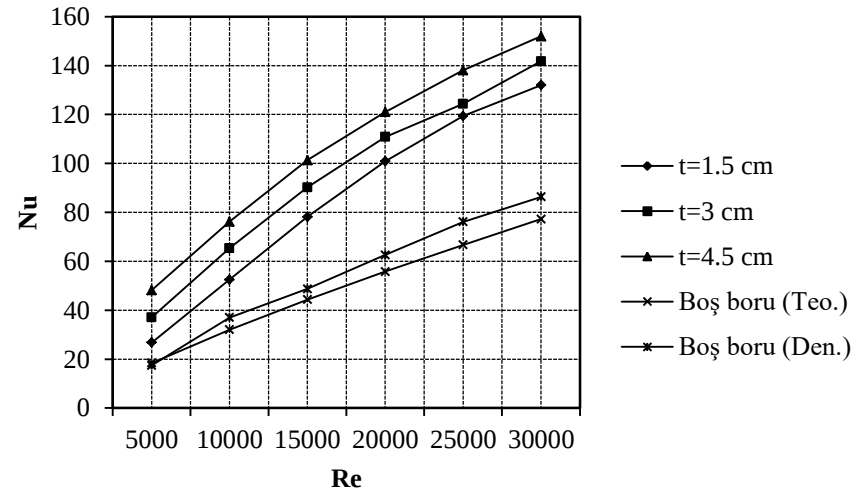


c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

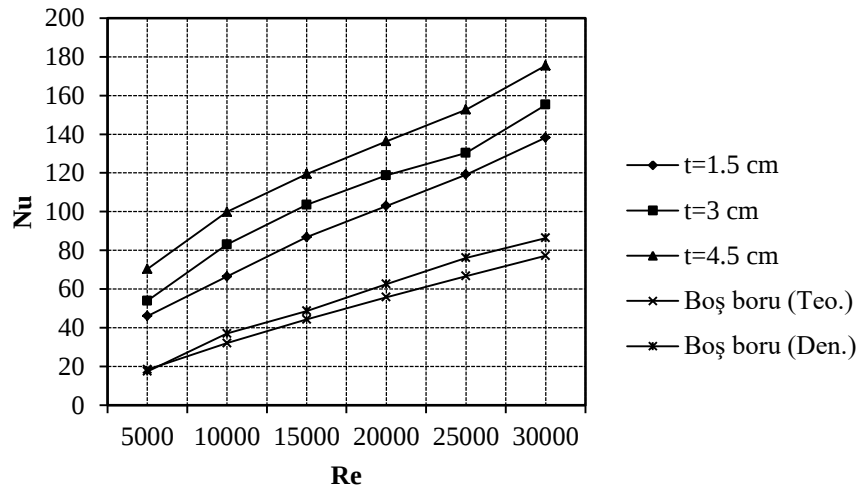
Şekil 4.1. Girişte bulunan türbülatorler için Nusselt sayısı - Reynold sayısı değişimi



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda

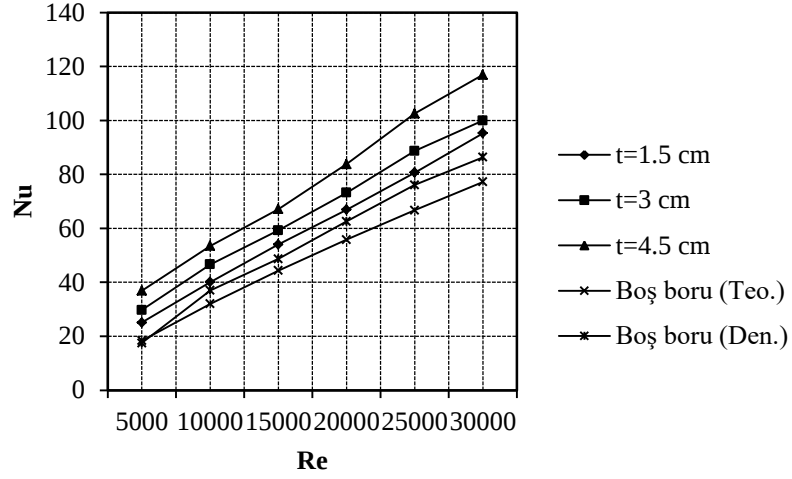


b) 4 adet türbülator bulunması durumunda

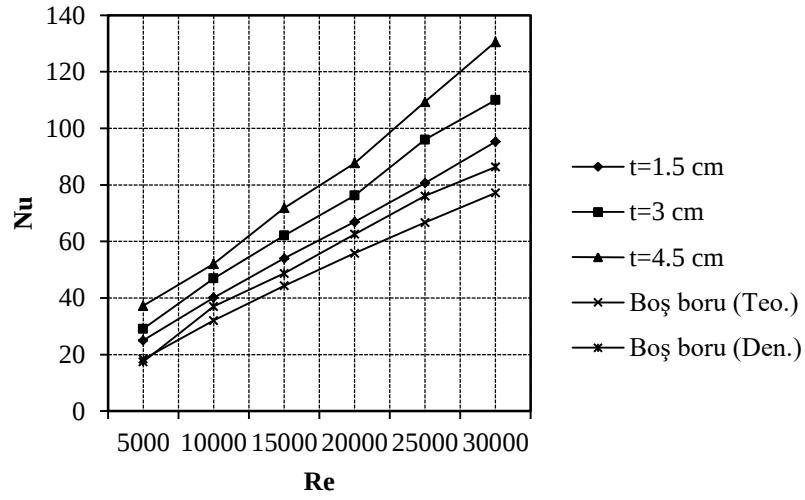


c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

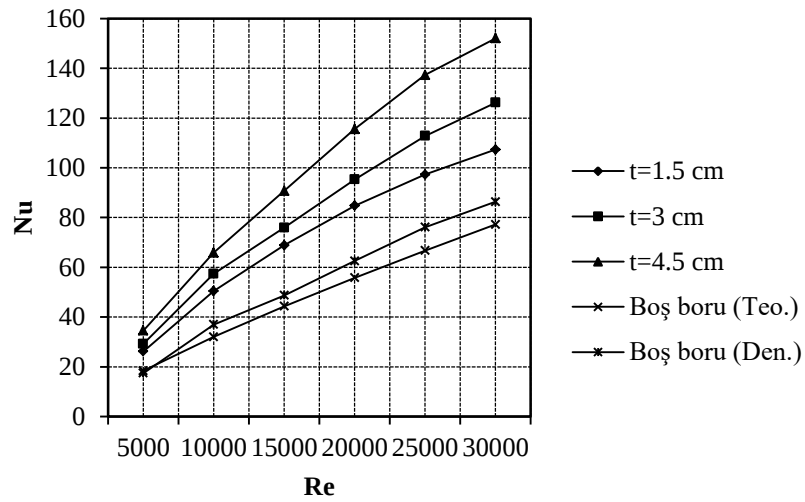
Şekil 4.2. Ortada bulunan türbülatorler için Nusselt sayısı - Reynold sayısı değişimi



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda



b) 4 adet türbülator bulunması durumunda



c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

Şekil 4.3. Sonda bulunan türbülatorler için Nusselt sayısı - Reynold sayısı değişimi

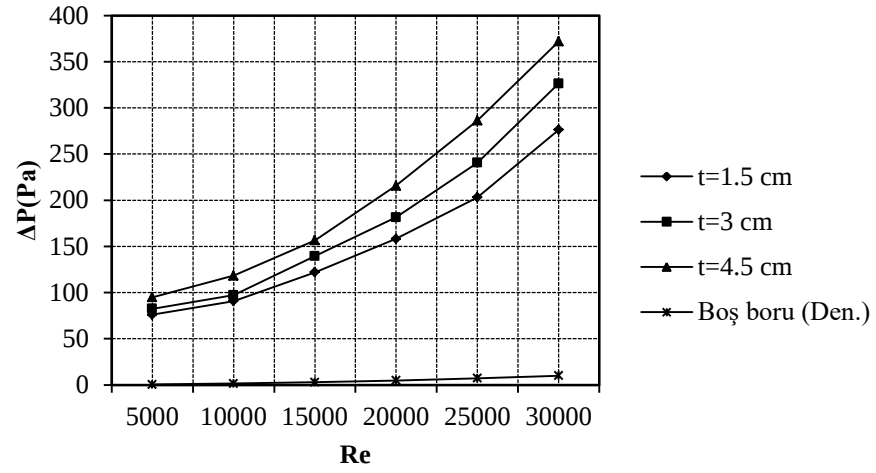
Şekil 4.3.'de türbülatorlerin sonda 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda Nusselt sayısının Reynold sayısına göre değişimi grafiklerde verilmiştir. Grafik verilerine göre Nusselt sayıları kıyaslandığında en yüksek Nusselt değeri 5 adet türbülator bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte Nusselt sayısında artışın olduğu gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek Nusselt değeri 152.039 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında, en düşük Nusselt değeri ise 25.043 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.

Deney sonuçları dikkate alındığında en yüksek Nusselt sayıları türbülatorsüz boş boru ile kıyaslandığında; 3 sıra türbülator diziliminde % 101, 4 sıra türbülator diziliminde % 115, 5 sıra türbülator diziliminde % 141 artış olduğu gözlenmiştir.

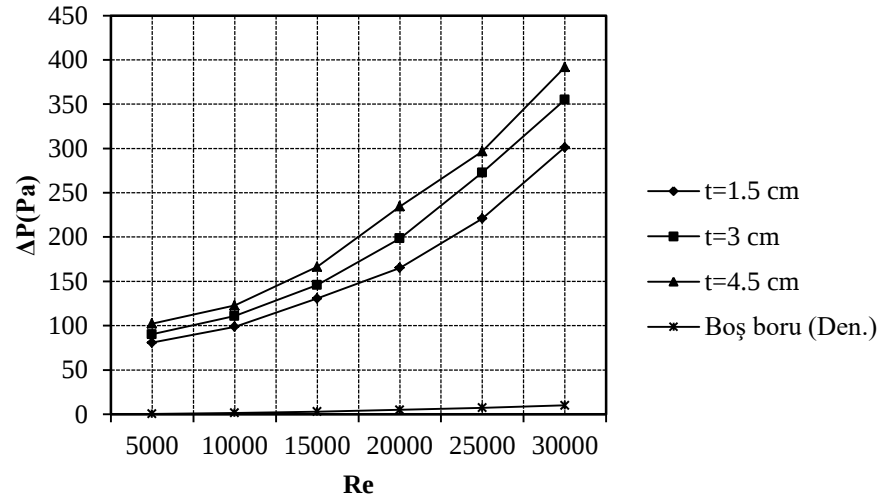
4.2. Basınç Kaybı - Reynold Sayısı Değişimi

Türbülatorlerin girişte, ortada ve sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sisteme yerleştirilen türbülatorlerin 1.5 cm – 3 cm – 4.5 cm aralıklar için Basınç kaybı değişimi- Reynold sayısı değişimini veren grafikler çizilmiştir. Boş boru halinde teorik ve deneysel değerler de kıyas amacıyla grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde artan Reynold sayılarıyla beraber Basınç kaybında artış sağlandığı gözlenmiştir.

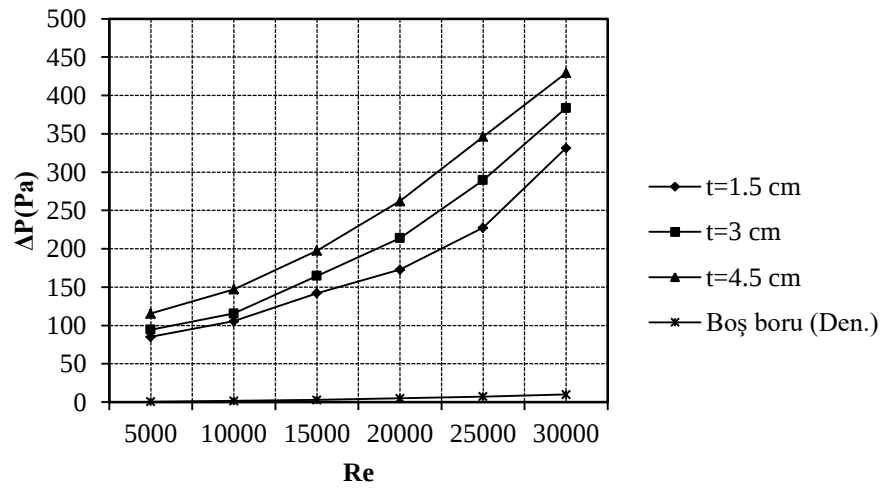
Şekil 4.4.'de türbülatorlerin girişte 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda basınç kaybı değerlerinin Reynold sayısındaki değişime göre grafikleri verilmiştir. Grafik verilerine göre Basınç kayıpları kıyaslandığında en yüksek değer 5 adet türbülatorün bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek basınç kaybı 429.476 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında, en düşük basınç kaybı ise 76.117 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda

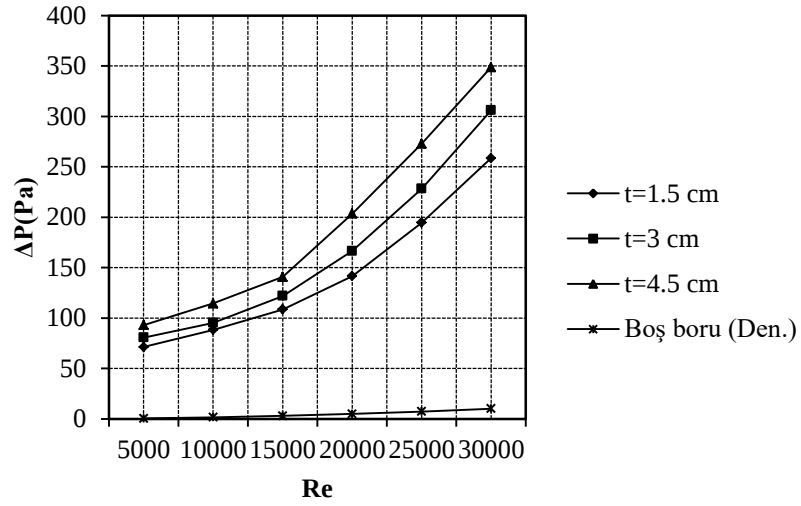


b) 4 adet türbülator bulunması durumunda

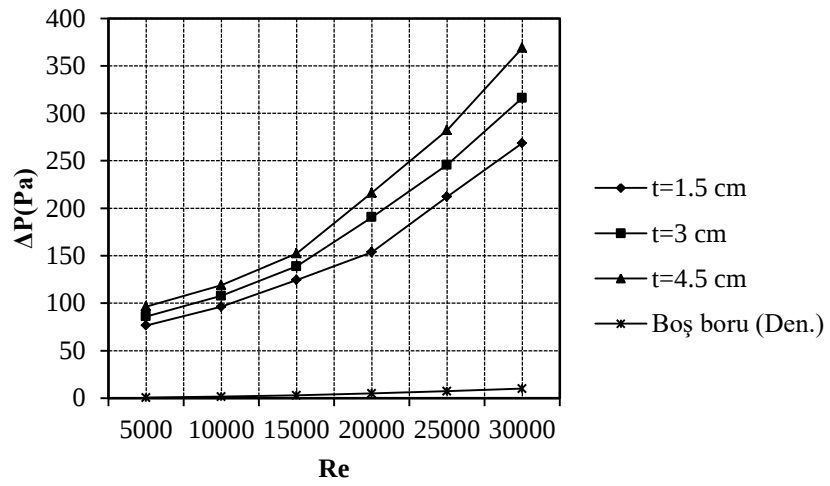


c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

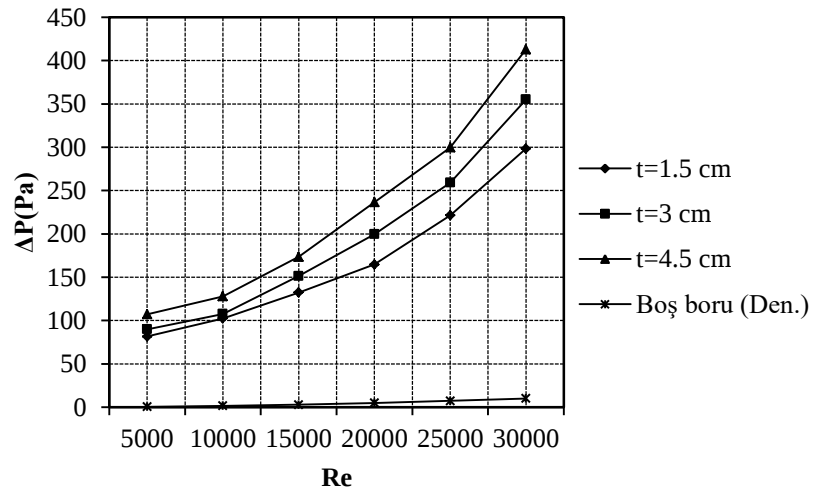
Şekil 4.4. Girişte bulunan türbülatorler için Basınç Kaybı - Reynold sayısı değişimi



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda



b) 4 adet türbülator bulunması durumunda



c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

Şekil 4.5. Ortada bulunan türbülatorler için Basınç Kaybı - Reynold sayısı değişimi

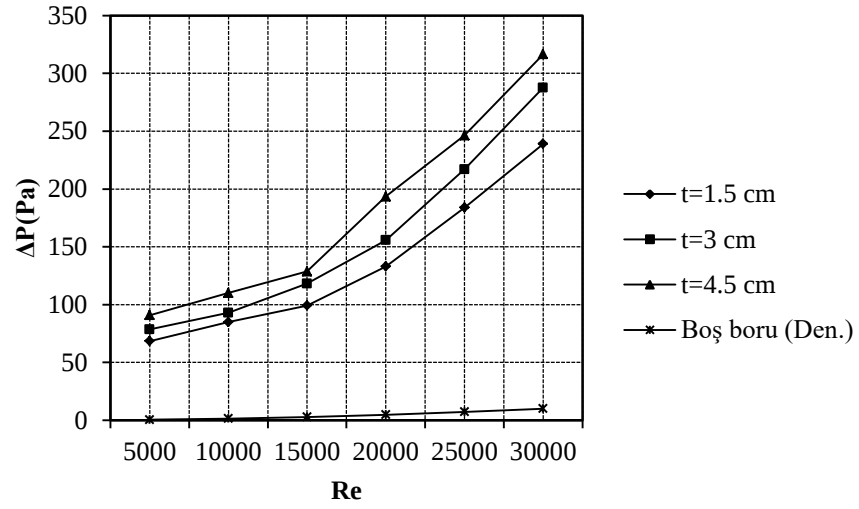
Şekil 4.5.'de türbülatorlerin ortada 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda basınç kaybı değerlerinin Reynold sayısındaki değişime göre grafikleri verilmiştir. Grafik verilerine göre basınç kayıpları kıyaslandığında en yüksek değer 5 adet türbülatorün bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek basınç kaybı 412.900 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında, en düşük basınç kaybı ise 71.218 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.

Şekil 4.6.'da türbülatorlerin sonda 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda basınç kaybı değerlerinin Reynold sayısındaki değişime göre grafikleri verilmiştir. Grafik verilerine göre basınç kayıpları kıyaslandığında en yüksek değer 5 adet türbülatorün bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte Basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek basınç kaybı 377.345 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında, en düşük basınç kaybı ise 68.514 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.

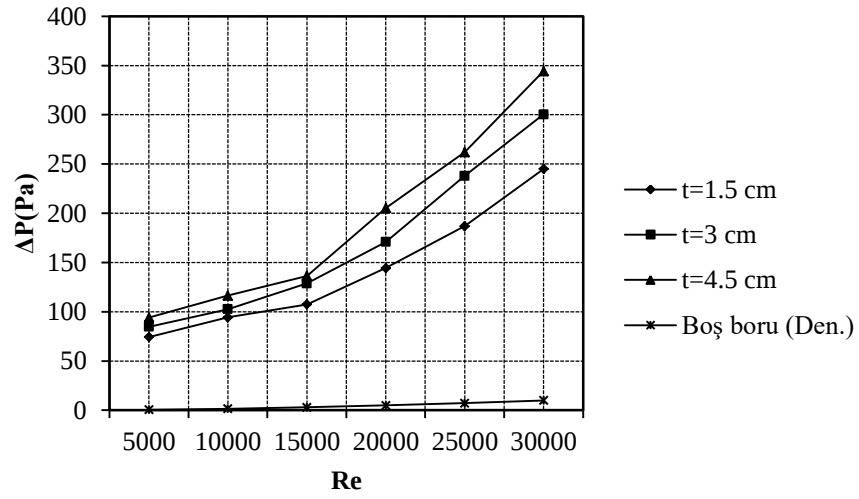
Deney sonuçları dikkate alındığında en yüksek Basınç Kayıpları türbülatorsüz boş boru ile kıyaslandığında; 3 sıra türbülator diziliminde 37 kat, 4 sıra türbülator diziliminde 41 kat, 5 sıra türbülator diziliminde 43 kat artış olduğu gözlenmiştir.

4.3. Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı Değişimi

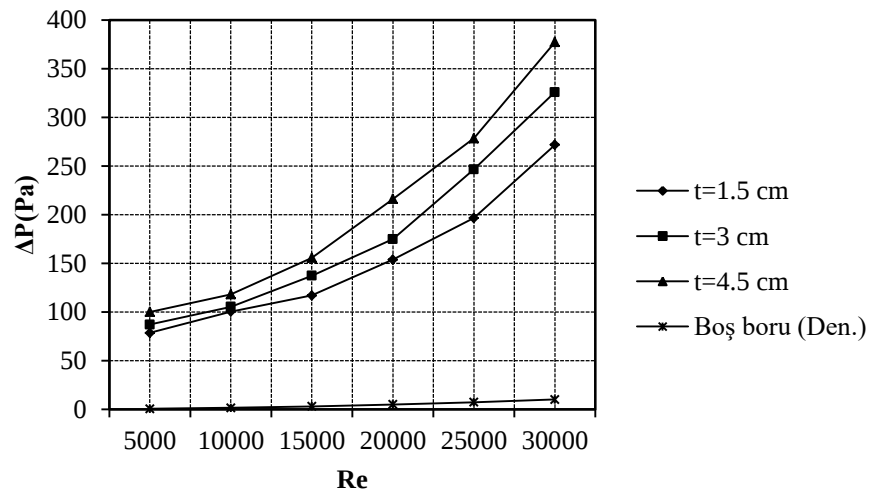
Türbülatorlerin girişte, ortada ve sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sisteme yerleştirilen türbülatorlerin 1.5 cm - 3 cm – 4.5 cm aralıklar için sürtünme faktörünün Reynold sayısına göre değişimini veren grafikler çizilmiştir. Boş boru halinde teorik ve deneysel değerler de kıyas amacıyla grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde artan Reynold sayılarıyla beraber Sürtünme Faktörünün azaldığı gözlenmiştir.



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda



b) 4 adet türbülator bulunması durumunda



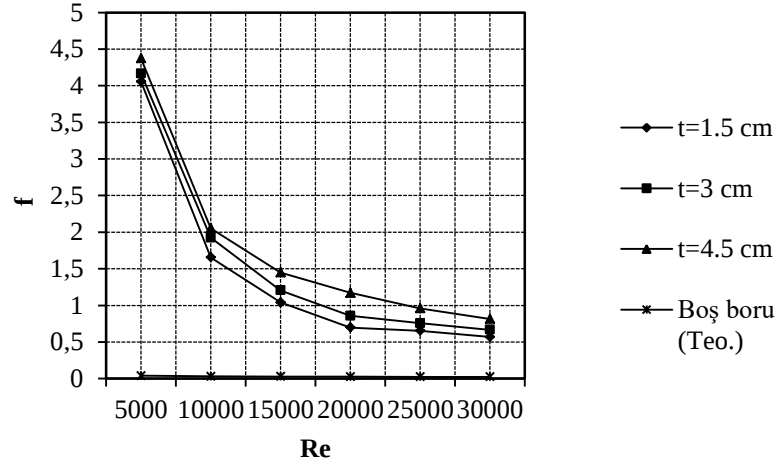
c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

Şekil 4.6. Sonda bulunan türbülatorler için Basınç Kaybı - Reynold sayısı değişimi

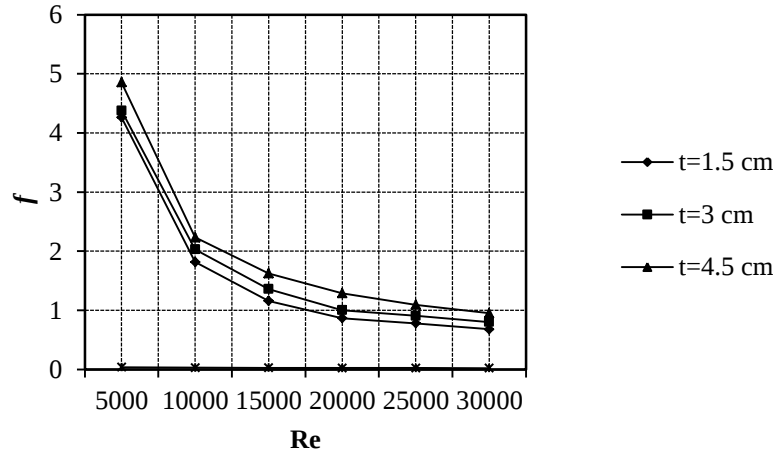
Şekil 4.7.'de türbülatorlerin girişte 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda sürtünme faktörünün Reynold sayısına göre değişimi grafiklerde verilmiştir. Grafik verilerine göre sürtünme faktörleri kıyaslandığında en yüksek değer 5 adet türbülatorün bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek sürtünme faktörü 5.650 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında, en düşük sürtünme faktörü ise 0.569 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.

Şekil 4.8.'de türbülatorlerin ortada 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda sürtünme faktörünün Reynold sayısına göre değişimi grafiklerde verilmiştir. Grafik verilerine göre sürtünme faktörleri kıyaslandığında en yüksek değer 5 adet türbülatorün bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek sürtünme faktörü 5.427 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında, en düşük sürtünme faktörü ise 0.498 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.

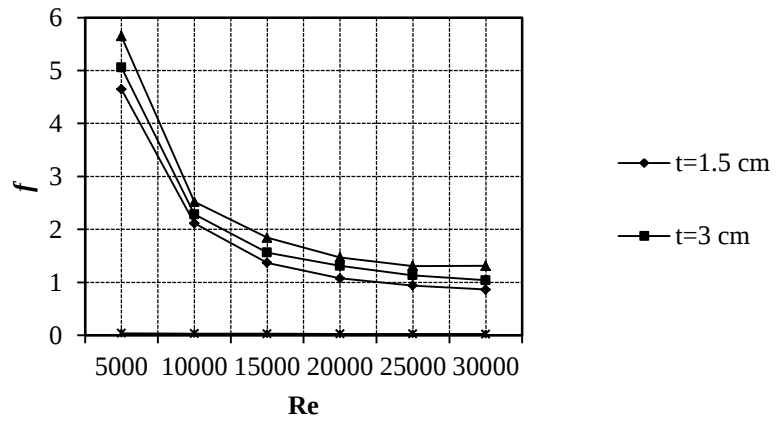
Şekil 4.9.'da türbülatorlerin sonda 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilmesi durumunda sürtünme faktörünün Reynold sayısına göre değişimi grafiklerde verilmiştir. Grafik verilerine göre sürtünme faktörü kıyaslandığında en yüksek değer 5 adet türbülatorün bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 4 adet ve 3 adet türbülator almaktadır. Türbülatorler arası mesafenin artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Grafikten de anlaşıldığı gibi en yüksek sürtünme faktörü 4.850 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 5,000 Reynold sayısında, en düşük sürtünme faktörü ise 0.364 olarak 3 adet türbülator sayısı ve 1.5 cm aralık için 30,000 Reynold sayısında olduğu görülmektedir.



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda

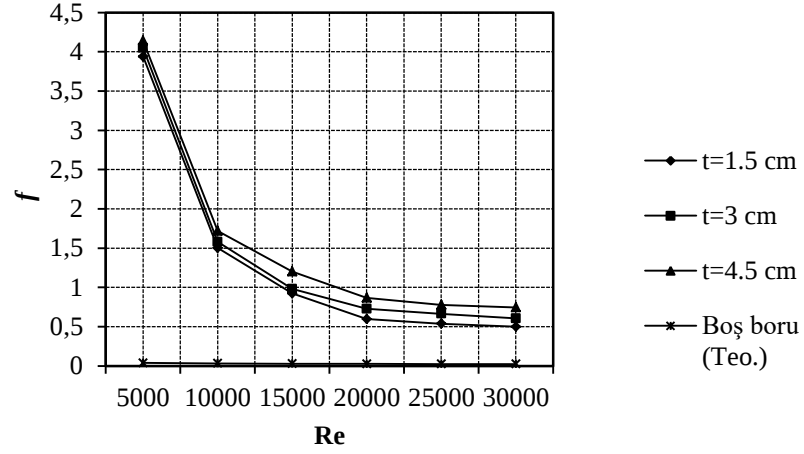


b) 4 adet türbülator bulunması durumunda

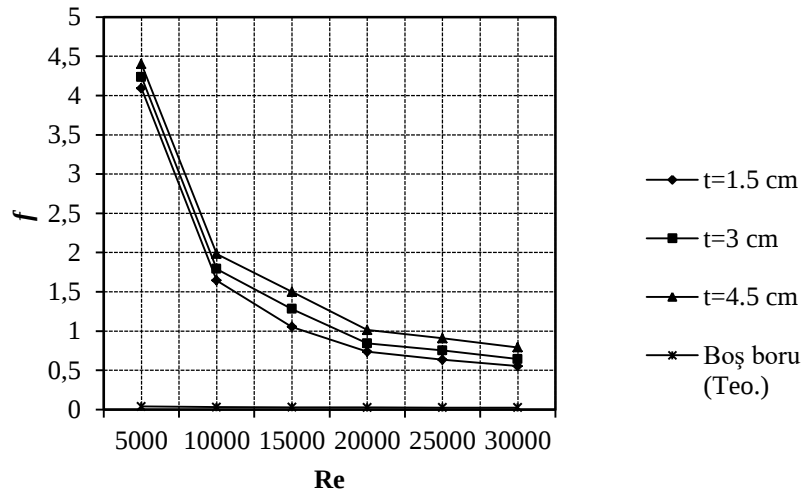


c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

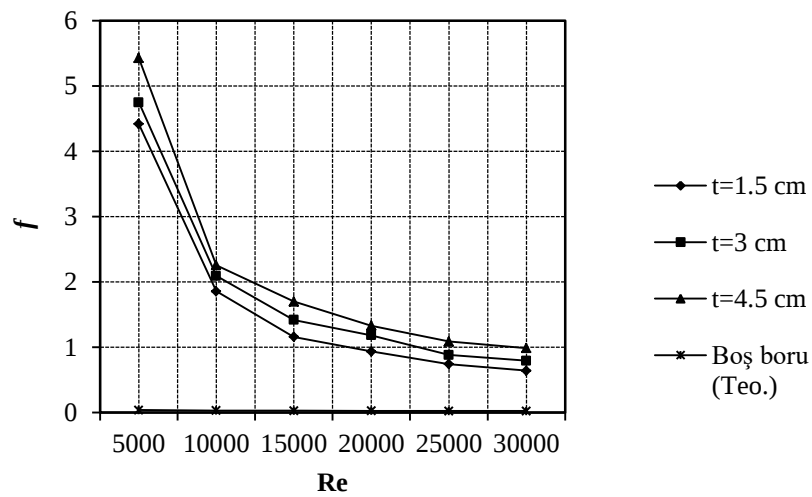
Şekil 4.7. Girişte bulunan türbülatorler için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı değişimi



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda

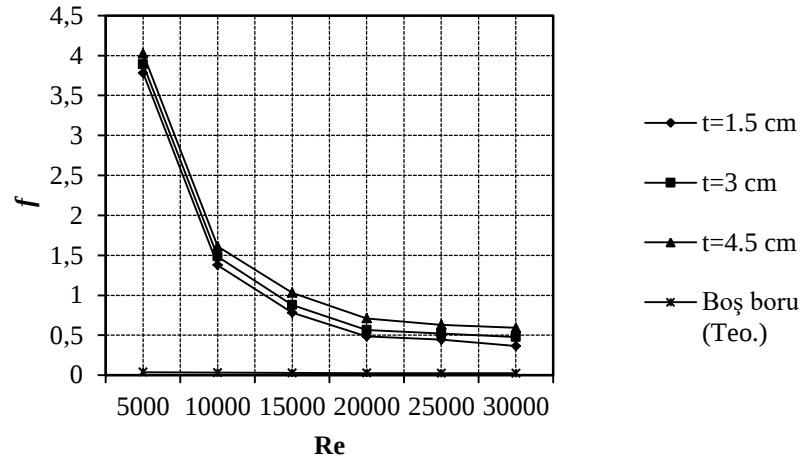


b) 4 adet türbülator bulunması durumunda

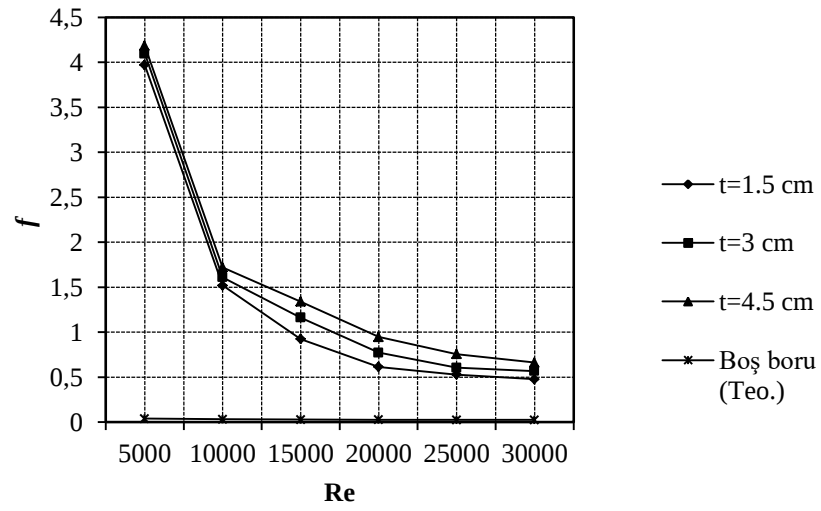


c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

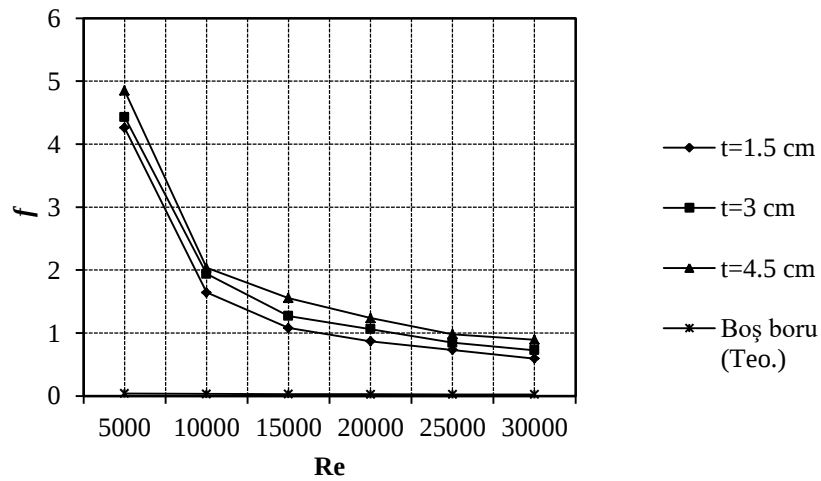
Şekil 4.8. Ortada bulunan türbülatorler için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı değişimi



a) 3 adet türbülator bulunması durumunda



b) 4 adet türbülator bulunması durumunda



c) 5 adet türbülator bulunması durumunda

Şekil 4.9. Sonda bulunan türbülatorler için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı değişimi

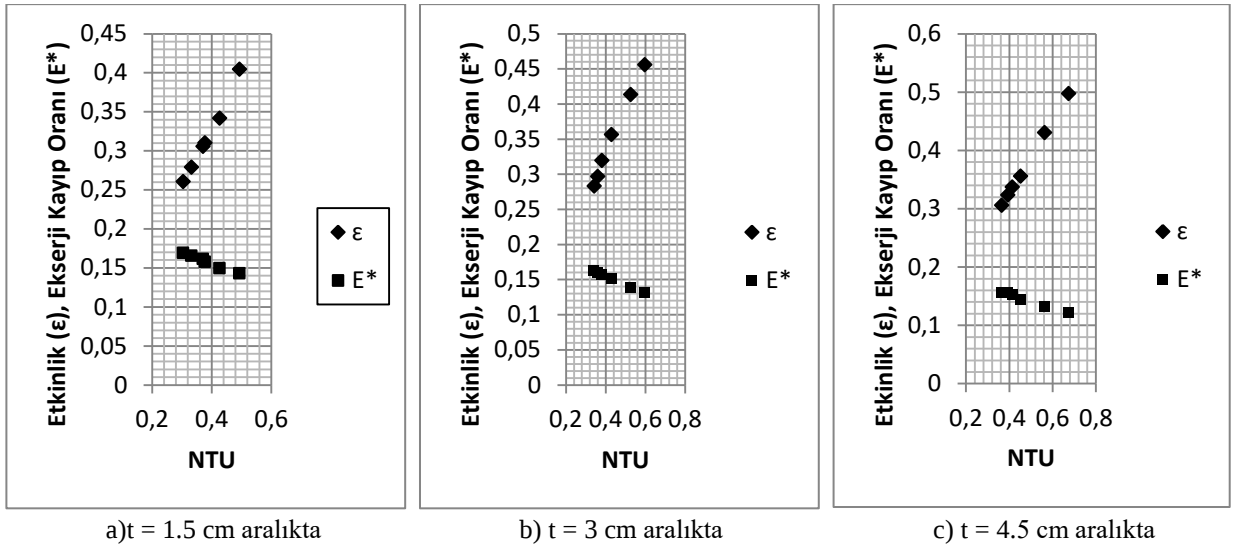
Deney sonuçları dikkate alındığında en yüksek sürtünme faktörleri türbülatorsüz boş boru ile kıyaslandığında; 3 sıra türbülator diziliminde 115 kat, 4 sıra türbülator diziliminde 128 kat, 5 sıra türbülator diziliminde 148 kat artış olduğu gözlenmiştir.

4.4. Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU Değişimi

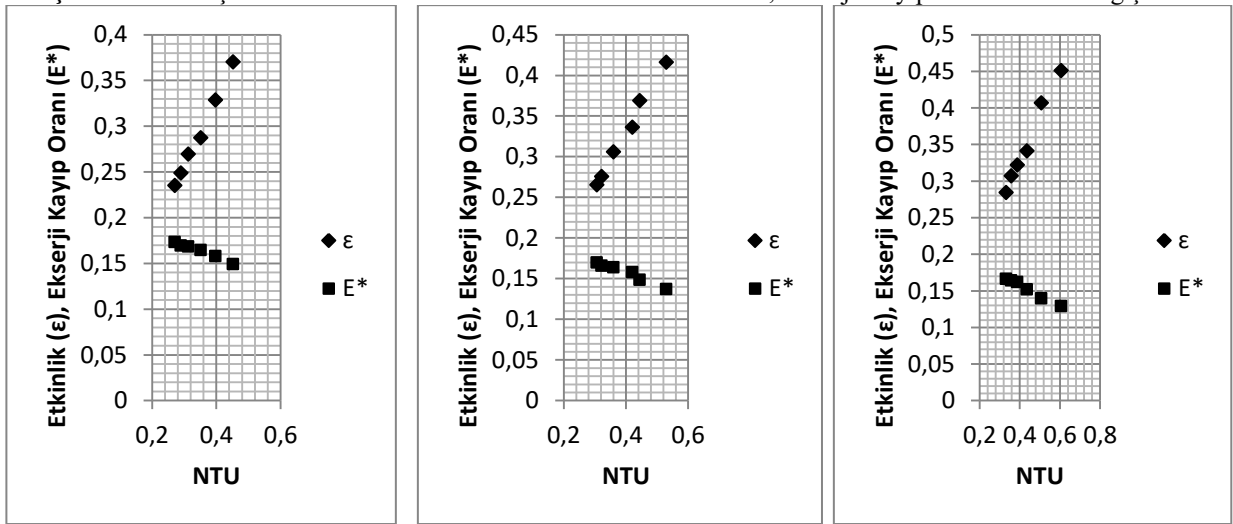
Türbülatorlerin girişte, ortada ve sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet olacak şekilde sisteme yerleştirilen türbülatorlerin 1.5 cm – 3 cm – 4.5 cm aralıklar için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU değişimini veren grafikler çizilmiştir. Grafik verilerine göre NTU’ nun artmasına bağlı olarak Etkinliğin arttığı, Ekserji Kayıp Oranının azaldığı görülmüştür.

Şekil 4.10.’da girişte 3 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.497 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.260 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.168 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.121 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.674 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.303 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

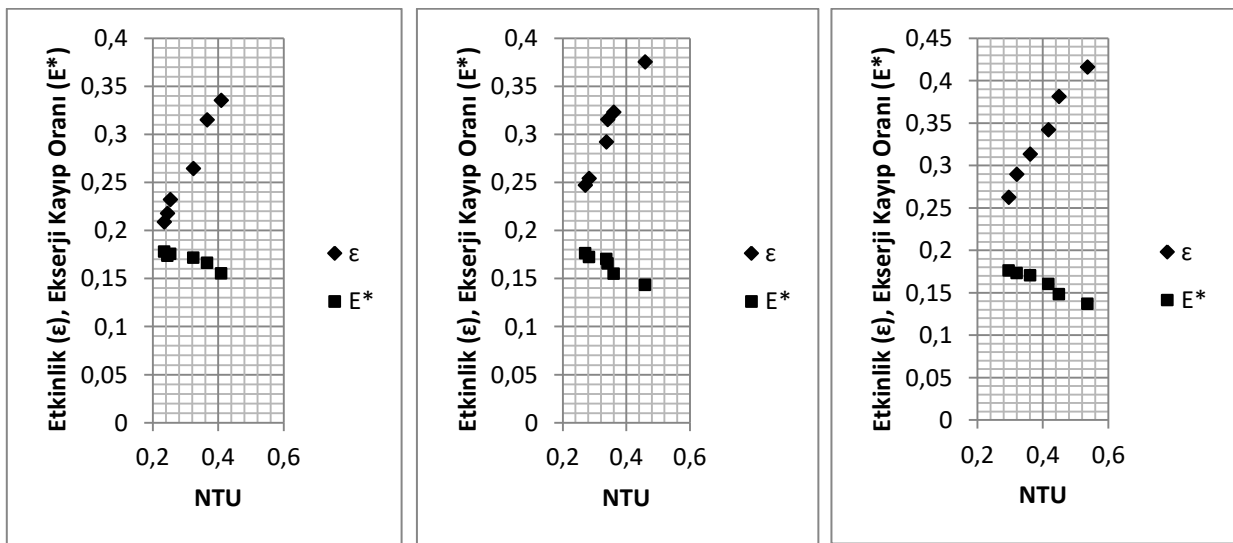
Şekil 4.11.’de ortada 3 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.451 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.235 olarak 1,5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.173 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.128 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.606 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.270 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.



Şekil 4.10. Girişte 3 adet türbülötör bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU değişimi



Şekil 4.11. Ortada 3 adet türbülötör bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU değişimi

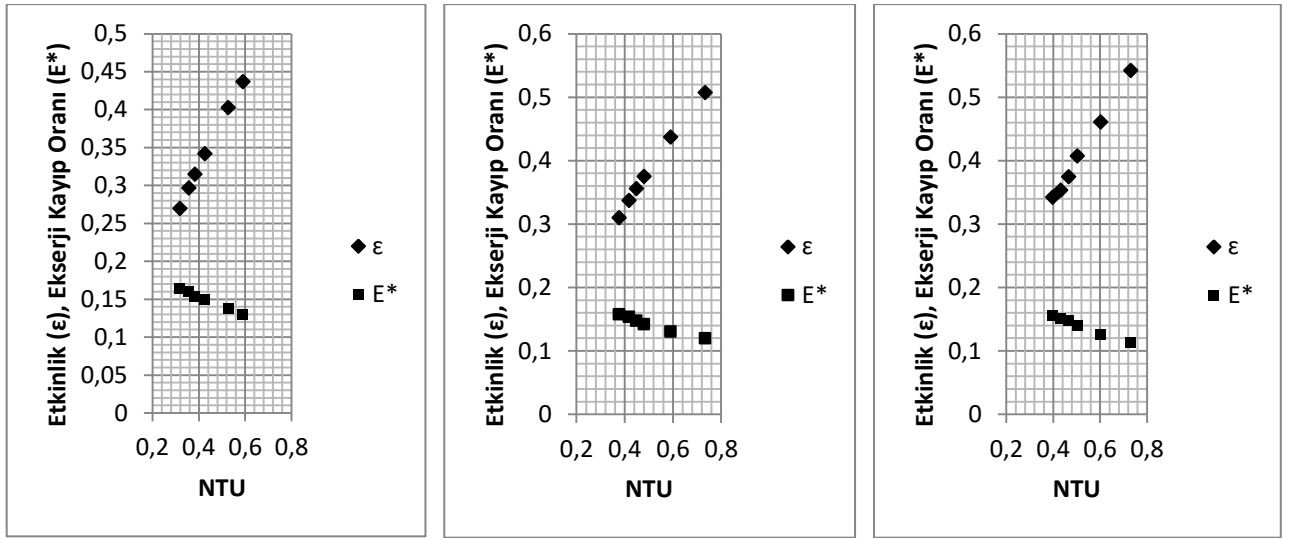


Şekil 4.12. Sonda 3 adet türbülötör bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

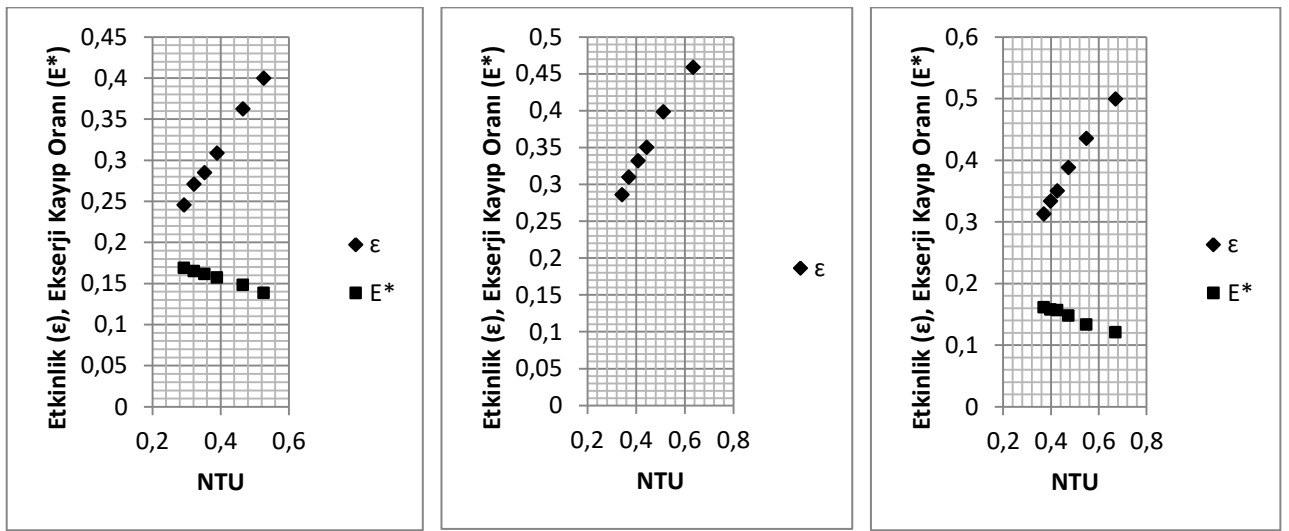
Şekil 4.12.'de sonda 3 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.416 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.209 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.177 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.136 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.536 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.236 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

Şekil 4.13.'de girişte 4 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.541 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.269 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.163 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.112 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.731 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.318 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

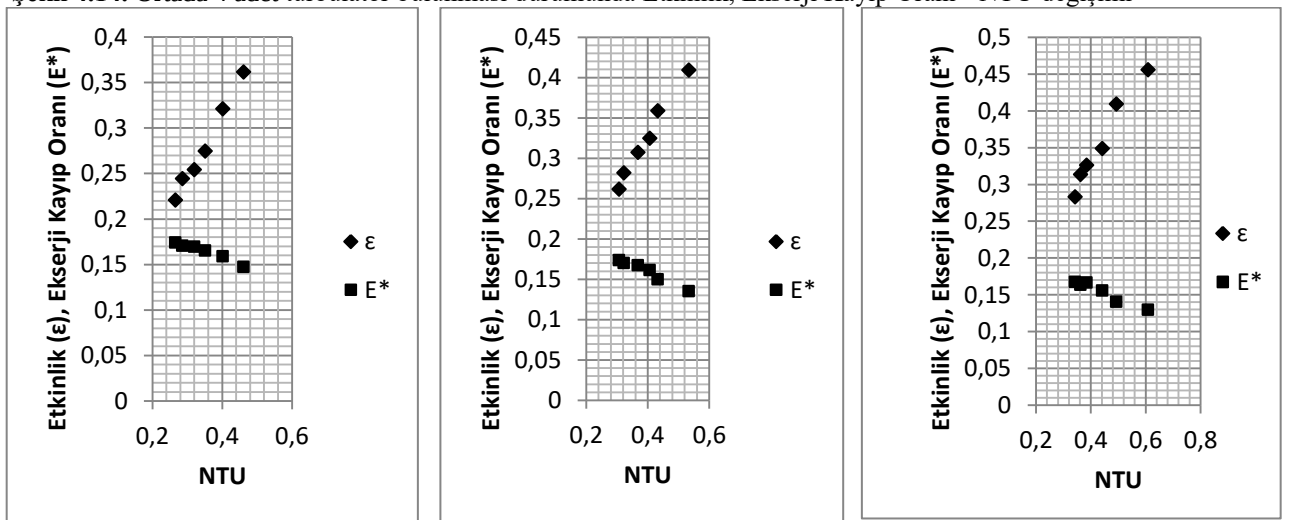
Şekil 4.14.'de ortada 4 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.499 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.245 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.168 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.120 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.670 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.292 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

a) $t = 1.5$ cm aralıktab) $t = 3$ cm aralıktac) $t = 4.5$ cm aralıkta

Şekil 4.13. Girişte 4 adet türbülator bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU değişimi

a) $t = 1.5$ cm aralıktab) $t = 3$ cm aralıktac) $t = 4.5$ cm aralıkta

Şekil 4.14. Ortada 4 adet türbülator bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

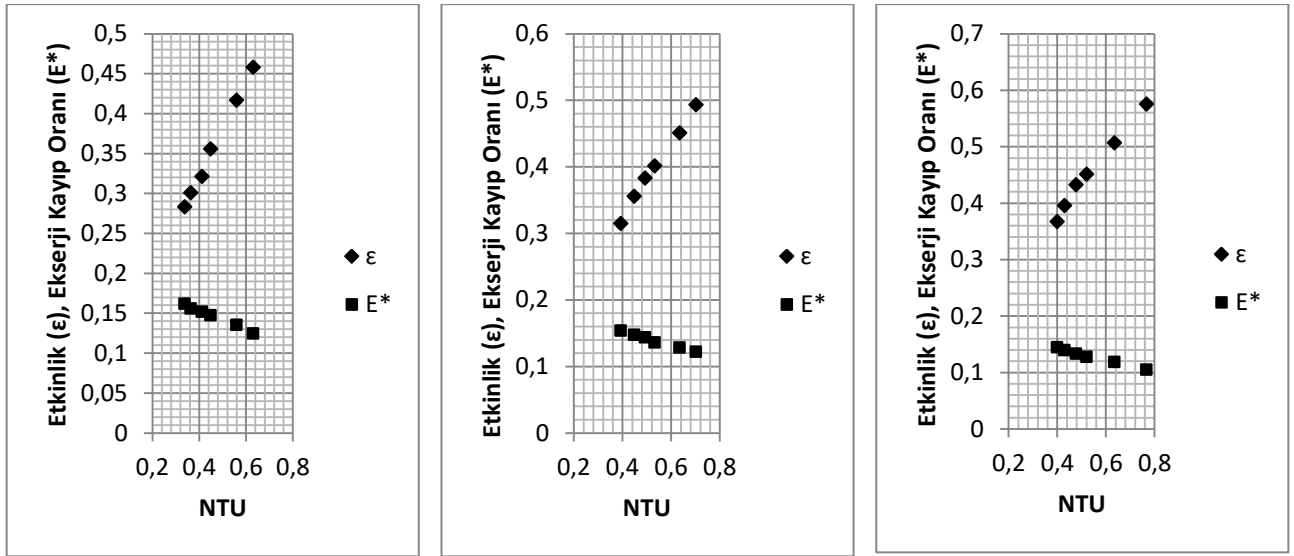
a) $t = 1.5$ cm aralıktab) $t = 3$ cm aralıktac) $t = 4.5$ cm aralıkta

Şekil 4.15. Sonda 4 adet türbülator bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

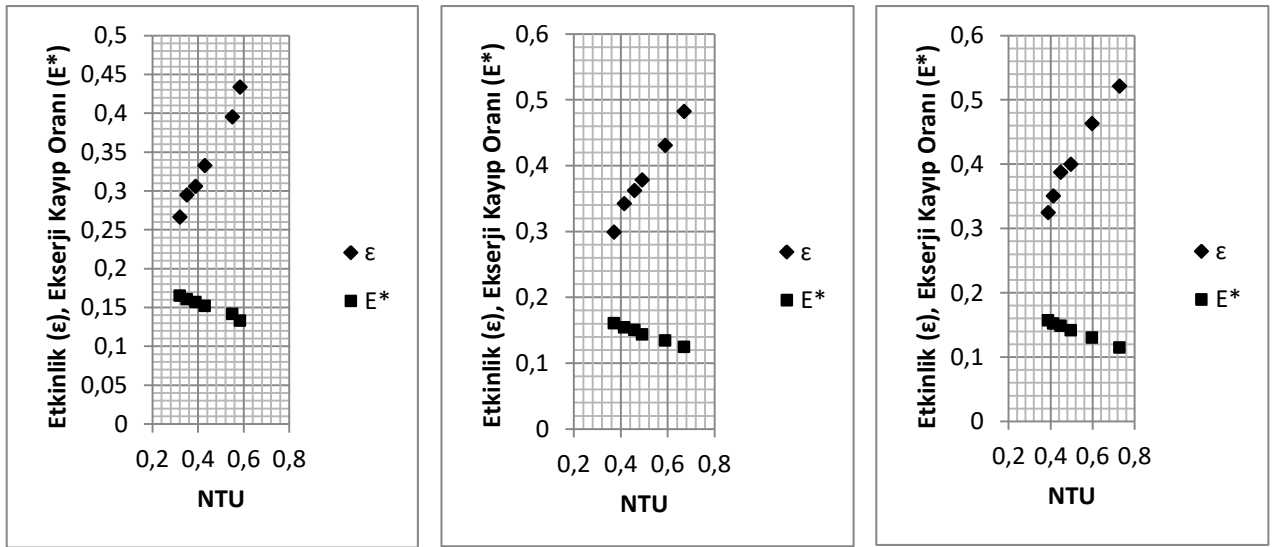
Şekil 4.15.'de sonda 4 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.456 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.220 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.174 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.129 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.608 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.265 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

Şekil 4.16.'da girişte 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.575 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.283 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.161 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.104 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.767 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.337 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

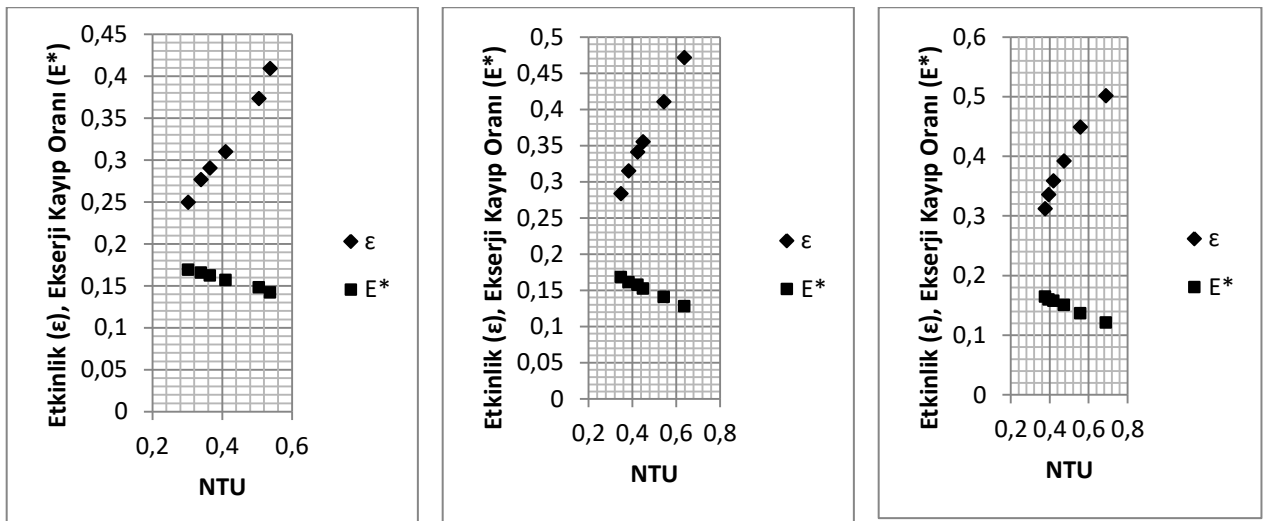
Şekil 4.17.'de ortada 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.521 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.260 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.165 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.114 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.728 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.320 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

a) $t = 1.5$ cm aralıktab) $t = 3$ cm aralıktac) $t = 4.5$ cm aralıkta

Şekil 4.16. Girişte 5 adet türbülator bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

a) $t = 1.5$ cm aralıktab) $t = 3$ cm aralıktac) $t = 4.5$ cm aralıkta

Şekil 4.17. Ortada 5 adet türbülator bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

a) $t = 1.5$ cm aralıktab) $t = 3$ cm aralıktac) $t = 4.5$ cm aralıkta

Şekil 4.18. Sonda 5 adet türbülator bulunması durumunda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

Şekil 4.18.'de sonda 5 adet olacak şekilde sıralı halde yerleştirilen türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafikten elde edilen verilerin analizinde, Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırası ile 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında ölçülmüştür. Grafik verilerine göre en yüksek etkinlik değeri 0.501 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük etkinlik değerinin ise 0.249 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek Ekserji Kayıp Oranı 0.168 olarak 1.5 cm aralıkta, en düşük Ekserji Kayıp Oranı ise 0.120 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür. En yüksek NTU 0.689 olarak 4.5 cm aralıkta, en düşük NTU ise 0.302 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çift borulu ısı değıştiricisinde boru içërisine yerleştirilen türbülátörlerin akış üzerindeki etkilerinin araştırıldığı bu deneysel çalışmada, türbülátörlerin girişte, ortada, sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet türbülátör, 1.5 cm - 3 cm - 4.5 cm aralıklar için ısı transferi, basınç kaybı, sürtünme faktörü, etkinlik, ekserji kayıp oranı ve NTU üzerindeki etkileri deneyler ve hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler analiz edilerek Reynolds sayısına ve ısı geçiş birim sayısına bağılı olarak hesaplanmıştır. Çalışmada elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir;

- Re değërinin artmasıyla birlikte Nu sayısının arttığı gözlenmiştir. Nu sayısının artmasıyla birlikte ısı transferi de artmaktadır.
- Türbülátör sayısı ve türbülátörler arası mesafenin artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Deney sonuçları dikkate alındığında girişte, ortada, sonda en yüksek Nu değëri 5 adet türbülátör sayısı ve 4.5 cm aralıkta iken, en düşük Nu değëri 3 adet türbülátör sayısı ve 1.5 cm aralıkta olduğu görülmüştür.
- Nusselt sayıları türbülátörsüz boş boru ile kıyaslandığında; 3 sıra türbülátör diziliminde % 101, 4 sıra türbülátör diziliminde % 115, 5 sıra türbülátör diziliminde % 141 artış olduğu gözlenmiştir.
- Re değërinde meydana gelen artış neticesinde basınç kayıpları da artış gözlenmiştir.
- Türbülátör sayısı ve türbülátörler arası mesafenin artmasıyla basınç kaybının da arttığı görülmüştür. Deney sonuçları dikkate alındığında girişte, ortada, sonda en yüksek basınç kaybı 5 adet türbülátör sayısı ve 4.5 cm aralıkta iken, en düşük basınç kaybı 3 adet türbülátör sayısı ve 1.5 cm aralıkta olduğu görülmüştür.
- Basınç Kayıpları türbülátörsüz boş boru ile kıyaslandığında; 3 sıra türbülátör diziliminde 37 kat, 4 sıra türbülátör diziliminde 41 kat, 5 sıra türbülátör diziliminde 43 kat artış olduğu gözlenmiştir.
- Re değërinde meydana gelen artış neticesinde sürtünme faktörünün azaldığı gözlenmiştir.
- Türbülátör sayısı ve türbülátörler arası mesafenin artmasıyla sürtünme faktörünün de arttığı görülmüştür. Deney sonuçları dikkate alındığında girişte, ortada, sonda en yüksek sürtünme faktörü 5 adet türbülátör sayısı ve 4.5 cm aralıkta iken, en düşük sürtünme faktörü 3 adet türbülátör sayısı ve 1.5 cm aralıkta olduğu görülmüştür.

- Deney sonuçları dikkate alındığında en yüksek sürtünme faktörleri türbülatorsüz boş boru ile kıyaslandığında; 3 sıra türbülator diziliminde 115 kat, 4 sıra türbülator diziliminde 128 kat, 5 sıra türbülator diziliminde 148 artış olduğu gözlenmiştir.
- NTU değeriyle birlikte etkinlik artarken ekserji kayıp oranının azaldığı gözlenmiştir. En yüksek NTU değeri 5 türbülator sayısı ve türbülatorler giriş konumunda iken 0.767 olarak görülürken, en küçük NTU değeri 3 türbülator sayısı ve türbülatorler sonda konumlandırıldığında 0.236 olarak görülmüştür.
- Türbülator sayısı ve türbülatorler arası mesafenin artmasıyla etkinliğin arttığı, ekserji kayıp oranının azaldığı gözlenmiştir.
- En yüksek etkinlik değeri sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında görülürken, en yüksek ekserji kayıp oranı değerinin de sırasıyla 1.5 cm, 3 cm, 4.5 cm aralıklarında olduğu görülmüştür. En yüksek etkinlik değeri 5 türbülator ve giriş konumu için 4.5 cm aralıkta 0.575 olarak, en düşük etkinlik değeri 3 türbülator ve türbülatorler sonda konumlandırıldığında 1.5 cm aralıkta 0.209 olarak görülmüştür. En yüksek ekserji kayıp oranı değeri 3 türbülator ve türbülatorler sonda konumlandırıldığında 1.5 cm aralıkta 0.177 olarak, en düşük ekserji kayıp oranı değeri 5 türbülator ve giriş konumu için 4.5 cm aralıkta 0.104 olarak gözlenmiştir.

Yapılan çalışmada ısı değıştircilerinde türbülator kullanımının ısı transferi açısından iyileştirme sağladığı görülmüştür. Ancak ısı transferinde iyileşmeler görülürken basınç kaybında da artışlar görülmüştür. Sistemdeki basınç kaybı artışı akışkan hareketinin daha güçlü bir fan tarafından sağlanmasını gerektirdiğinden ek bir maliyet doğuracaktır. Bu nedenle ısı transferi ve basınç kaybı dikkate alınarak optimum bir çözüm geliştirilmeli ve uygun türbülator tipi, sayısı ve dizilimi belirlenmelidir. Optimum çözüm geliştirilerek ısı değıştircilerinde türbülator kullanılması enerji verimliliği açısından önemli katkılar sağlamaktadır.

KAYNAKLAR

- Acır, A., Canlı, M.E., Ata, Ğ. and Çakıroğlu, R., 2017, Parametric optimization of energy and exergy analyses of a novel solar air heater with grey relational analysis, *Applied Thermal Engineering*, 122, 330-338.
- Aghaie, A.Z., Rahimi, A.B. and Akbarzadeh, A., 2015, A general optimized geometry of angled ribs for enhancing the thermo-hydraulic behavior of a solar air heater channel e A Taguchi approach, *Renewable Energy*, 83, 47-54.
- Akpınar, E.K., 2006, Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires, *Energy Conversion and Management*, 47, 3473-3486.
- Balbay, A., 2001, Gövde Borulu Isı Değiştiricilerin Bilgisayar Destekli Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, 50-57.
- Baykara, Ş., 2019, Isı Değiştiricilerinde Konik Şekilli Türbülatorlerin Isı Transferi ve Basınç Kaybına Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, 1-59.
- Bilen, K., Akyol, U., Yapıcı, S., 2001, Heat Transfer and Friction Correlations and Thermal Performance Analysis for a Finned Surface, *Energy Conversion and Management*, 42, 1071-1083.
- Bisetto, A., Col, D.D. and Schievano, M., 2015, Fire tube heat generators: Experimental analysis and modeling, *Applied Thermal Engineering*, 78, 236-247.
- Chamoli, S., Yu, P. and Kumar, A., 2016, Multi-response optimization of geometric and flow parameters in a heat exchanger tube with perforated disk inserts by Taguchi grey relational analysis, *Applied Thermal Engineering*, 103, 1339-1350.
- Çelik, N., Pusat, G. and Turgut, E., 2018, Application of Taguchi method and grey relational analysis on a turbulated heat e xchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 124, 85-97.
- Durmuş, A., 2004, Heat Transfer and Exergy Loss in Cut out Conical Turbulators, *Energy Conversion and Management*, 45, 785-796.
- Erzincanlı, S., 2019, Borularda Dalgalı Türbülatorlerin Isı Transferi Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 28-51.
- Fan, A., Deng, J., Guo, J. and Liu, W., 2011, A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts, *Applied Thermal Engineering*, 31, 2819-2828.
- Fan, A.W., Deng, J.J., Nakayama, A. and Liu, W., 2012, Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 5205-5213.

- Fawaz, H.E., Badawy, M.T.S., Rabbo, M.F.A. and Elfeky, A., 2017, Numerical investigation of fully developed periodic turbulent flow in a square channel fitted with 45° in-line V-baffle turbulators pointing upstream, *Alexandria Engineering Journal*.
- Genceli, O.F., 1983, Isı Eşanjörleri Ders Notları, *İTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İstanbul
- Guo, J., Yan, Y., Liu, W., Jiang, F. and Fan, A., 2013, Effects of upwind area of tube inserts on heat transfer and flow resistance characteristics of turbulent flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 48, 147-155.
- Jang, H.N., Park, J.S. and Kwak, J.S., 2018, Experimental study on heat transfer characteristics in a ribbed channel with dimples, semi-spherical protrusions, or oval protrusions, *Applied Thermal Engineering*, 131, 734-742.
- Jasinski P.T., 2017, Numerical study of thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 3:Thermal performance analysis, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 1138-1147.
- Karakaya, H. and Durmuş, A., 2013, Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 756-762.
- Karali, R., 2002, Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Hatay, 78s.
- Kumar, P., Kumar, A., Chamoli, S. and Kumar, M., 2016, Experimental investigation of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics in a protruded surface heat exchanger tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 71, 42-51.
- Kurtbaş, İ., Durmuş, A., Eren, H. and Turgut, E., 2007, Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 300-307.
- Liu, J., Hussain, S., Wang, L., Xie, G. and Sundén, B., 2017, Heat transfer and turbulent flow characteristics over pocket cavity in the junction part of an outlet guide vane in a gas turbine, *Applied Thermal Engineering*, 124, 831-843.
- Liu, P., Zheng, N., Shan, F., Liu, Z. and Liu, W., 2018, An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 691-709.
- Manjunath, M.S., Karanth, K.V. and Sharma, N.Y., 2017, Numerical analysis of the influence of spherical turbulence generators on heat transfer enhancement of flat plate solar air heater, *Energy*, 121, 616-630.
- Mohammed, H.A., Hasan, H.A. and Wahid, M.A., 2013, Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40, 36-40.

- Muthusamy, C. and Srithar, K., 2017, Energy saving potential in humidification-dehumidification desalination system, *Energy*, 118, 729-741.
- Nanan, K., Thianpong, C., Pimsarn, M., Chuwattanakul, V. and Eiamsa-ard, S., 2017, Flow and thermal mechanisms in a heat exchanger tube inserted with twisted cross-baffle turbulators, *Applied Thermal Engineering*, 114, 130-147.
- Pourahmad, S. and Pesteei, S.M., 2016, Effectiveness-NTU analyses in a double tube heat exchanger equipped with wavy strip considering various angles, *Energy Conversion and Management*, 123, 462-469.
- Promvonge, P. and Eiamsa-ard S., 2006, Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34, 72-82.
- Promvonge, P., 2008, Thermal Performance in Circular Tube Fitted with Coiled Square Wires, *Energy Conversion and Management*, 495, 980-987.
- Rao, Y., Wan, C. and Xu, Y., 2012, An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 6723-6733.
- Rao, Y., Li, B. and Feng, Y., 2015, Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61, 201-209.
- Rashidi, S., Akbarzadeh, M., Karimi, N. and Masoodi, R., 2018, Combined effects of nanofluid and transverse twisted-baffles on the flow structures, heat transfer and irreversibilities inside a square duct – A numerical study, *Applied Thermal Engineering*, 130, 135-148.
- Turgut, E., Çakmak, G. and Yıldız, C., 2012, Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method, *Energy Conversion and Management*, 53, 268-275.
- Xie, G., Liu, X., Yan, H. and Qin, J., 2017, Turbulent flow characteristics and heat transfer enhancement in a square channel with various crescent ribs on one wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 283-295.
- Yakut, G., 2006, Gövde Borulu Isı Değiştiricisinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta*, 55s.
- Yang, W., Xue, S., He, Y. and Li, W., 2017, Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 83, 248-259.
- Yıldız, Ş., 2007, İç İç borulu ısı değiştiricilerinde yaylı türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ*, 10-110.

Zheng, L., Xie, Y. And Zhang, D., 2017, Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in a rectangular air cooling channel ($AR = 2$) with ridged dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 403-417.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Hacire Deviren
Uyruğu : T.C
Doğum Yeri ve Tarihi : Diyarbakır-1993
Telefon : 05357884859
e-mail : devirenhacire10@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: İMKB Kayapınar Anadolu Lisesi, Diyarbakır	2012
Üniversite	: Şırnak Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği, Merkez	2016
Yüksek lisans	: Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği	2019

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
-----	-------	--------

YABANCI DİLLER

İNGİLİZCE