



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
YENİLENEBİLİR ENERJİ ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BORU İÇİ DİKEY KANATÇIKLARA SAHİP FARKLI AÇILI
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI DEĞİŞİMİ ÜZERİNDE ETKİNLİĞİNİN
İNCELENMESİ**

Mehmet Şirin SAĞIR

**Temmuz-2025
BATMAN**

**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
YENİLENEBİLİR ENERJİ ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS

**BORU İÇİ DİKEY KANATÇIKLARA SAHİP FARKLI AÇILI
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI DEĞİŞİMİ ÜZERİNDE ETKİNLİĞİNİN
İNCELENMESİ**

Mehmet Şirin SAĞIR

**Danışman
Doç. Dr. Fatih ÖZEN**

Diğer Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Adem YILMAZ Doç. Dr. Fatih ÖZEN Doç. Dr. Abdülkadir KOÇER

**Temmuz-2025
BATMAN**

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet Şirin SAĞIR tarafından hazırlanan “BORU İÇİ DİKEY KANATÇIKLARA SAHİP FARKLI AÇILI TÜRBÜLATÖRLERİN ISI DEĞİŞİMİ ÜZERİNDE ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması 22/07/2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Sistemleri Ana Bilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Doç. Dr. Adem YILMAZ

.....

Danışman

Doç. Dr. Üyesi Fatih ÖZEN

.....

Üye

Doç. Dr. Abdülkadir KOÇER

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Ömer Murat ÖTER
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYANI

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 beyan eder, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sorumluluğu kabullendiğimi bildiririm.

ETHICAL DECLARATION

I declare that all the information in this thesis has been obtained within the framework of ethical behavior and academic rules, and that the source of any statements and information that do not belong to me in this study prepared in accordance with the thesis writing rules has been fully cited, and I declare that I accept all kinds of legal responsibility in case of any contrary situation.

Mehmet Şirin SAĞIR
Tarih:22/07/2025

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

BORU İÇİ DİKEY KANATÇIKLARA SAHİP FARKLI AÇILI TÜRBÜLATÖRLERİN ISI DEĞİŞİMİ ÜZERİNDE ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ

Mehmet Şirin SAĞIR

Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Yenilenebilir Enerji Sistemleri Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Fatih ÖZEN

2025, 77 Sayfa

Sanayi tesislerinde kullanılan ısı değiştiriciler birbirinden farklı sıcaklıktaki akışkanların karışmadan ısı transferini gerçekleştirmeyi düzenleyen cihazlardır. Isı değiştiricilerinde kullanılan türbülatorler, ısı değiştirici içinde türbülans oluşturarak ısı transferini daha verimli olmasını sağlamaktadır. Isı değiştiricilerindeki temel hedef, maksimum ısı çekme kapasitesini elde etmektir ve bu, ısı transferini optimize etmekle mümkündür. Isı transferini artırmak için kullanılan aktif veya pasif yöntemlerin ortak amacı, ısı taşınım katsayısını artırmaktır. En etkili yol, türbülansın artırılmasıdır, çünkü ısı geçişi laminer akışa kıyasla türbülanslı akışta daha yüksektir.

Çalışmamızda ısı transferini artırma yöntemlerinden biri olan boru içerisine türbülator yerleştirme tekniği kullanılmıştır. Türbülatorler, SolidWorks programı kullanılarak çizilmiş ve dikey kanatçıklara sahip olacak şekilde, farklı açılarda (20°, 25°, 30° ve 35°) üretilmiştir. Bu türbülatorler, boru içerisine 3, 6 ve 9 sıralı dizilimler halinde yerleştirilmiş; düz akış ve ters akış koşullarında türbülatorlerin ısı transferine, sistem verimine ve hava giriş-çıkışları arasındaki basınç farkına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde, sıcaklık ve basınç verileri ATmega2560 mikrodenetleyicisi ile ölçülmüş ve bu veriler seri haberleşme aracılığıyla bilgisayara aktarılmıştır. Bilgisayar tarafında ise C# diliyle geliştirilen bir arayüz programı aracılığıyla bu veriler kaydedilmiştir.

Yapılan ölçümlerde, en yüksek basınç farkı, 9 sıralı ve 35° açılı kanatçıklara sahip konik türbülator kullanılan sistemde elde edilmiştir. En düşük basınç farkı ise 3 sıralı ve yine 35° açılı kanatçıklı türbülatorlerin kullanıldığı sistemde gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isıl Performans, Isı Değiştiriciler, Isı Transferi, Türbülator

ABSTRACT

MASTER THESIS

EXAMINATION OF THE EFFECTIVENESS OF DIFFERENT ANGLE TURBULATORS WITH VERTICAL FINS PLACED IN THE PIPE ON HEAT EXCHANGE

Mehmet Şirin SAĞIR

Batman University Graduate Education Institute

Department of Renewable Energy System

Advisor: Doç. Dr. Fatih ÖZEN

2025, 77 Pages

Heat exchangers used in industrial plants are devices designed to transfer heat between fluids at different temperatures without mixing them. The turbulators employed in heat exchangers enhance heat transfer efficiency by generating turbulence within the exchanger. The primary goal in heat exchangers is to achieve maximum heat removal capacity, which can be accomplished by optimizing heat transfer. The common objective of both active and passive methods used to increase heat transfer is to raise the heat transfer coefficient. The most effective way to achieve this is by increasing turbulence, as heat transfer in turbulent flow is higher compared to laminar flow.

In this study, one of the methods to enhance heat transfer—installing turbulators inside the pipe—has been utilized. The turbulators were designed using SolidWorks software with vertical fins at different angles (20°, 25°, 30°, and 35°). These turbulators were arranged in sequences of 3, 6, and 9 rows inside the pipe, and their effects on heat transfer, system efficiency, and pressure difference between the air inlet and outlet under both steady and counter-flow conditions were experimentally investigated. During the experiments, temperature and pressure data were measured using an ATmega2560 microcontroller and transferred to a computer via serial communication. On the computer side, these data were recorded through a user interface program developed in the C# programming language.

Measurements showed that the highest pressure difference was obtained in the system using a conical turbulator with 9 rows and 35° angled fins. The lowest pressure difference was observed in the system employing turbulators with 3 rows and 35° angled fins.

Keywords: Thermal Performance, Heat Exchangers, Heat Transfer, Turbulators

ÖN SÖZ

Bu tez, yüksek lisans öğrenimim sürecince edindiğim bilgi, deneyim ve akademik birikimi yansıtan önemli bir çalışma ürünüdür. Yüksek lisans öğrenimim süresince konuma olan ilgim ve öğrenme isteğim, yaşanan zorluklarla başa çıkmamın en büyük motivasyon kaynağı olmuştur.

Yüksek lisans öğrenimim ve çalışmalarım sürecince her zaman yanımda olan, akademik bilgi ve birikimiyle bana yol gösteren, hiçbir zaman desteğini esirgemeyen değerli danışanım Doç. Dr. Fatih ÖZEN'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Aynı zamanda öğrenimim süresince katkı sağlayan tüm öğretim üyelerine, çalışma arkadaşlarıma sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca eğitimimi her daim daha ileri bir seviyeye ilerletmemi isteyen rahmetli babam ve bu süreçte bana güven aşılayan, destek veren ve cesaretlendiren aileme gönülden minnettarlığımı ifade etmek istiyorum.

Bu çalışmanın, alandaki akademik literatüre katkı sunmasını ve ileride yapılacak çalışmalara temel oluşturmasını temenni ederim.

Mehmet Şirin SAĞIR
BATMAN-2025

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ÖN SÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR	xii
1.GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. ISI TRANSFER YÖNTEMLERİ	8
3.1. İletim Yoluyla Isı Transferi	8
3.2. Taşınım Yoluyla Isı Transferi	8
3.3. Işınım Yoluyla Isı Transferi	9
3.4. Hız Sınır Tabakası	9
3.5. Isıl Sınır Tabaka	9
4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	11
4.1. Isı Değıştiricilerin Sınıflandırılması	11
4.1.1. Akışan sayısına göre ısı değıştiricilerin sınıflandırılması	11
4.1.1.1. İki akışkanlı ısı değıştiriciler	11
4.1.1.2. Üç akışkanlı ısı değıştiriciler	12
4.1.1.3. Çok akışkanlı ısı değıştiriciler	12
4.1.2. Isı transfer şekline göre sınıflandırma	12
4.1.2.1. Doğrudan temas akışkanlı ısı değıştiricileri	12
4.1.2.2. Doğrudan temaslı olmayan akışkanlı ısı değıştiricileri	13
4.1.3. Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre ısı değıştiricilerin sınıflandırılması	13
4.1.3.1. Borulu ısı değıştiriciler	13
4.1.3.2. Levhalı ısı değıştiriciler	16
4.1.3.3. Kanatlı yüzeyli ısı değıştiricileri	19
4.1.3.4. Rejeneratif ısı değıştiricileri	20
4.1.4. Akış (yönü) şekillerine göre ısı değıştiricilerin sınıflandırılması	21
4.1.4.1. Tek geçişli ısı değıştiriciler	22
4.1.4.2. Çok geçişli ısı değıştiriciler	23
4.1.5. Isı transfer mekanizmasına göre ısı değıştiricilerin sınıflandırılması	23
4.1.5.1. İki tarafta tek fazda olan konveksiyon	23
4.1.5.2. Tek tarafta tek fazda olan konveksiyon, diğer tarafta iki fazda olan konveksiyon	23
4.1.5.3. İki tarafta iki fazda olan konveksiyon	24

4.1.6. Yüzey kompaktlığına göre sınıflandırma	24
4.1.6.1. Gazdan-akışkana ısı değiştiriciler	24
4.1.6.2. Sıvıdan-sıvıya faz değişimi ısı değiştiricileri.....	24
4.2. Isı Değiştiricilerinde Isı Transferini Artırma Yöntemleri.....	25
4.2.1. Pasif yöntemler	25
4.2.2. Aktif yöntemler.....	25
5. TÜRBÜLATÖRLER.....	26
5.1. Türbülator Kullanımının Isıl Performansa Etkisi	26
6. YÖNTEM	28
6.1. Tasarlanan Farklı Açılı Konik Tip Kanatçıklı Türbülatorler.....	29
6.2. Isı Transfer Deney Düzeneği ve Bileşenleri	32
6.2.1. Termokupl.....	32
6.2.2. Basınç sensörü	33
6.2.3. Fan motoru	33
6.2.4. Anemometre.....	34
6.2.5. Buhar kazanı	35
6.2.6. Isı değiştiricisi.....	36
6.2.7. Veri kayıt programı ve dönüştürücü	36
6.2.8. Teorik hesaplamalar.....	40
6.2.8.1. Reynolds sayısı hesabı	40
6.2.8.2. Nusselt sayısı hesabı	41
6.2.8.3. Basınç kaybı ve sürtünme faktörünün hesaplanması	42
6.2.8.4. Ekserji Analizi Hesaplamaları	43
7. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	44
7.1. Hava Hızı - Basınç Kaybı İlişkisi	44
7.2. Düz Akışta Re-Nu İlişkisi.....	49
7.3. Ters Akışta Re-Nu İlişkisi	52
7.4. Düz Akışta Hız-Sıcaklık İlişkisi	55
7.5. Ters Akışta Hız-Sıcaklık İlişkisi.....	58
7.6. Ters Akışta Etkinlik- Reynolds İlişkisi.....	61
7.7. Düz Akışta Etkinlik- Reynolds İlişkisi	65
7.8. Düz Akışta Isı Taşıma Katsayısı (hm)- Reynolds İlişkisi	69
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	71
8.1. Sonuçlar	71
8.2. Öneriler	72
KAYNAKLAR	73

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 6.1. Deneylerde kullanılan türbülâtör açısı türleri ve türbülâtör dizi tasarımları ...	32
Tablo 6.2. GAMAK AGM 90 S 4 model fan ve elektrik motorunun teknik özellikleri	34
Tablo 6.3. Kestrel 2000 dijital anemometre teknik özellikleri.....	35
Tablo 6.4. Hesaplanan Reynolds değerlerinin grafiğı.....	40

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Katı cidar üzerinde gelişmekte olan sınır tabaka (Çengel, 2011).....	9
Şekil 3.2. Isıl sınır tabaka gösterimi (Incropera & Dewitt, 2001).	10
Şekil 4.1. Doğal soğutma kuleleri (Erbay & Kaçar, 2013).....	12
Şekil 4.2. Dolaylı temaslı ısı değiştirici (Okonkwo ve diğerleri, 2021).	13
Şekil 4.3. Çift borulu ısı değiştirici (Erbay & Kaçar, 2013).....	14
Şekil 4.4. Helisel ısı değiştiricilerinin şematik gösterimi ve gelişen ikincil akış (Caner, 2024).	15
Şekil 4.5. Gövde borulu ısı değiştiricilerin yapısı (Caner, 2024).	16
Şekil 4.6. Plakalı bir ısı değiştiricinin yapısı (Xu ve diğerleri., 2022).	17
Şekil 4.7. Contalı levhalı ısı değiştiricileri (Top, 2010).	17
Şekil 4.8. Spiral levhalı ısı değiştirici (Erbay & Kaçar, 2013).	18
Şekil 4.9. Lamelli ısı değiştirici (Erbay & Kaçar, 2013).	18
Şekil 4.10. Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri (Çorumlu & Abuşka, 2023).....	19
Şekil 4.11. Borulu kanatlı ısı değiştirici (Top, 2010).	20
Şekil 4.12. Dönen tip rejeneratör (Erbay & Kaçar, 2013).	21
Şekil 4.13. Zıt yönlerde akış modeli (Real World Physics Problems, 2025).	22
Şekil 4.14. Karşı akış modeli (Real World Physics Problems, 2025).	22
Şekil 4.15. a) Düz akışlı, b) Ters akışlı, c) Çapraz akışlı ısı değiştiriciler (Caner, 2024).	22
Şekil 4.16. Çok geçişli ısı değiştiriciler (Shah & Sekulic, 2003).	23
Şekil 5.1. Türbülator tipleri (Aissa ve diğerleri, 2023).	27
Şekil 5.2. Önceki çalışmalarda kanala yerleştirilen farklı tipteki türbülator (Yousif & Khudhair, 2019).	27
Şekil 6.1. Deney sisteminin şematik görünüşü (Düz akış).	28
Şekil 6.2. a) Türbülatorün autocad ile çizimi, b) Lazer makinesinde kesim	30
Şekil 6.3. Tasarlanan türbülatorün montajlı hali.	30
Şekil 6.4. Farklı açı ve dizilimde tij üzerine yerleştirilen türbülatorler.	31
Şekil 6.5. Türbülatorlerin bakır boru içerisine yerleşimi.	31
Şekil 6.6. K tipi ni-cr termokupl.	32
Şekil 6.7. BMP280 basınç sensörü.	33
Şekil 6.8. GAMAK AGM 90 S4 model fan motoru.	33
Şekil 6.9. Deneyde kullanılan kestrel 2000 dijital anemometre.	34
Şekil 6.10. Buhar kazanı ve ısı değiştiricisi.	36
Şekil 6.11. Datalogger	37
Şekil 6.12. Deney seti kayıt programı arayüzü.	37
Şekil 6.13. a), b), c) Deney kayıt programı kayıt örnekleri	39
Şekil 7.1. 20° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	44
Şekil 7.2. 25° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	45
Şekil 7.3. 30° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	45
Şekil 7.4. 35° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	46
Şekil 7.5. 20° açılı türbülatorlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	46
Şekil 7.6. 25° açılı türbülatorlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	47
Şekil 7.7. 30° açılı türbülatorlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	47
Şekil 7.8. 35° açılı türbülatorlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.	48
Şekil 7.9. 20° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.	49
Şekil 7.10. 25° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.	50
Şekil 7.11. 30° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.	50

Şekil 7.12. 35° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.....	51
Şekil 7.13. 20° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.....	52
Şekil 7.14. 25° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.....	53
Şekil 7.15. 30° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.....	53
Şekil 7.16. 35° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.....	54
Şekil 7.17. Düz akışta ve 20° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	55
Şekil 7.18. Düz akışta ve 25° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	56
Şekil 7.19. Düz akışta ve 30° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	56
Şekil 7.20. Düz akışta ve 35° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	57
Şekil 7.21. Ters akışta ve 20° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	58
Şekil 7.22. Ters akışta ve 25° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	59
Şekil 7.23. Ters akışta ve 30° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	59
Şekil 7.24. Ters akışta ve 35° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi. .	60
Şekil 7.25. Ters akışta ve 20° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.	61
Şekil 7.26. Ters akışta ve 25° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.	62
Şekil 7.27. Ters akışta ve 30° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.	63
Şekil 7.28. Ters akışta ve 35° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.	64
Şekil 7.29. Düz akışta ve 20° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.....	65
Şekil 7.30. Düz akışta ve 25° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.....	66
Şekil 7.31. Düz akışta ve 30° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.....	67
Şekil 7.32. Düz akışta ve 35° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.....	68
Şekil 7.33. Düz akışta ve 20° açılı türbülatorlerde ısı taşınım katsayısı ve Reynolds ilişkisi.....	69
Şekil 7.34. Düz akışta ve 25° açılı türbülatorlerde ısı taşınım katsayısı ve Reynolds ilişkisi.....	70

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

ΔP	: Basınç farkı
$^{\circ}$	: Derece
$^{\circ}C$	: Santigrat derece
$\emptyset$	: Çap
l	: Litre
F	: Fahrenheit
K	: Kelvin
SI	: Uluslararası standart
D	: Çap
Δt	: Sıcaklık farkı
%	: Yüzde

Kısaltmalar

A	: Alan (m^2)
dB	: Desibel
Hz	: Hertz
hPa	: Hectopascal
MW	: Mega watt
m	: Metre
sn	: Saniye
FEM	: Sonlu elemanlar yöntemi
f	: Sürtünme katsayısı
H	: Isı taşınım katsayısı (W/mK)
I	: Elektrik akımı (A)
K	: Sabit
k	: Isı iletkenlik katsayısı (W/m^2K)
L	: Boru uzunluğu (m)
Pa	: Pascal
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Isıtıcı gücü (W)
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Isı transferi (W)
q	: Isı akısı (W/m^2)
R	: Elektriksel direnç (Ω)
Re	: Reynolds sayısı
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
U	: Akış hızı (m/s)
V	: Voltaj (V)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ΔP	: Basınç farkı (Pa)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
TEF	: Isı transfer değeri
kg	: Kilogram

1.GİRİŞ

Sanayi Devrimi, insanlık tarihinde yeni bir dönemin başlangıcını oluşturmuştur. Bu dönemde üretim ve tüketim süreçleri önceki zamanlara kıyasla çok daha hızlı bir şekilde gerçekleşmeye başlamıştır. Sanayi Devrimi ile birlikte insan gücüne duyulan ihtiyaç azalırken, hammadde ve enerji kaynaklarına olan talep önemli ölçüde artmıştır. Bu kaynaklara ulaşmak isteyen devletler, uzak kıtalara seferler düzenlemiş, büyük savaşlara girmiş ve yoğun mücadeleler vermiştir. Günümüzde de benzer mücadeleler devam etmektedir. Her ne kadar savaşların gerekçeleri farklı gösterilse de, temelinde yatan asıl neden çoğunlukla enerji ve hammadde kaynaklarını elde etme isteğidir.

Her geçen gün gelişen teknoloji, yaşamımıza birçok yenilik katarken, mevcut kaynakların tükenmesine de neden olmaktadır. Günümüzde enerji ihtiyacı başlı başına önemli bir sorun haline gelmiştir. Gelişmiş ülkeler, bir yandan alternatif enerji kaynakları bulmaya çalışırken, diğer yandan enerjiyi daha verimli ve tasarruflu kullanmanın yöntemlerini araştırmaktadır.

İnsan yaşamını doğrudan etkileyen bu durum, bilimin de ilgisini çekmiş ve enerjinin verimli kullanımı birçok alanda araştırma konusu olmuştur. Günümüzde yapılan çalışmalarda, hem ilk yatırım maliyetini düşürmek hem enerji tüketimini azaltmak hem de ürün boyutlarını küçültmek için birim yüzeyden maksimum ısı transferi sağlanması hedeflenmektedir.

Maksimum ısı transferi sağlamak için en sık başvurulanan yöntemler; ısı iletiminin gerçekleştiği yüzey alanını büyütmek, ısı taşınım katsayısını artırmak ve yüzeyi daha pürüzlü hale getirmektir. Bu yöntemler, uygulama biçimlerine göre aktif ve pasif olmak üzere iki grupta sınıflandırılmaktadır.

Isı değiştiricilerindeki temel hedef, maksimum ısı çekme kapasitesini elde etmektir ve bu, ısı transferini optimize etmekle mümkündür. Isı transferini artırmak için kullanılan aktif veya pasif yöntemlerin ortak amacı, ısı taşınım katsayısını artırmaktır. En etkili yol, türbülansın artırılmasıdır çünkü ısı geçişi türbülanslı akışta daha yüksek, laminar akışta daha düşüktür. Laminer akışta, ısı transferinin azalmasının nedeni, akışkan partiküllerinin birbirleri üzerinden katmanlar halinde akmasıdır, bu da ısı geçişini olumsuz etkiler. Öte yandan, türbülanslı akışta türbülansın neden olduğu katmanlaşma olmaz ve akışkan parçacıkları arasındaki ısı transferi artar. Tam gelişmiş akışta meydana gelen sınır tabaka ve alt sınır tabaka içindeki hız dağılımının, akışkanın taşınım katsayısını önemli ölçüde değiştirdiği bilinmektedir. Türbülans seviyesi arttıkça, ısı geçişi de artacaktır. Isı transfer katsayısının artması, ısı transfer yüzeylerinin yani boyutların küçülmesine olanak tanıyacaktır. Isı değiştiricinin boyutları küçüldüğünde, maliyetler azalacak ve enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Bu tez çalışmasında boru içerisine türbülötör yerleştirme tekniği kullanılmıştır. Çalışmada farklı konik açılara sahip (20°, 25°, 30° ve 35°) kanatçıklı türbülötörler üretilerek boru içerisine farklı dizilimlerde yerleştirilen (3 sıra, 6 sıra, 9 sıra) türbülötörlerin ısı değişimi üzerindeki etkisi, verimi ve ısı transferi sırasında hava giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı deneysel olarak incelenmiştir.

Bu çalışma kapsamında sistemdeki ısı transferini iyileştirmek için kullanılan türbülötörler, yüzey alanını artırdıkları gibi akışta türbülans da yaratmakta, akışkanın sistemde kalış süresini arttırmaktadırlar. Akışta oluşan türbülans, boru iç yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı sınır tabaka kalınlığını daha da inceleteceğinden ısı transferini

arttıracaktır. Bu amaçla yüzeye yakın laminar sınır tabaka kalınlığını daha da inceltmek için türbülatorler kullanılmaktadır. Türbülator boyutu, şekli, türbülatorün kullanıldığı borunun çapı, akışkanın fiziksel özellikleri gibi farklı parametrelere bağlı olan türbülator performansı, farklı türbülator geometrilerine görede değişiklik göstermektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sungur ve Topaloğlu (Sungur & Topaloğlu, 2018) tarafından yayımlanan makalede pasif yöntemlerde yer alan ve ısı transferinin iyileştirilmesinde rol alan türbülatorler, türbülans artırıcı elemanlardır. Atıl enerjiyi faydalı hale dönüştürebilen türbülatorler, buhar kazanı, soğutma kulesi, kızgın yağ kazanı gibi birçok enerji tasarrufu gereken alanda kullanılabilir. Türbülatorler, kullanım amacı ve ihtiyacına göre farklı geometrilere tasarlanarak çok farklı konstrüksiyonlarda kullanılmaya olanak sağlar. İşletmelerde yer alan kurulu bir sistemde enerji verimi artırımı istendiğinde, tüm sistemi yeniden kurmak veya cihazları yenilemek yerine montaj ve demontajı kolay olan türbülatorler iyi bir seçenek olarak karşımıza çıkmaktadır. İşletmelerde yer alan kullanılmayan cihazların yeniden değerlendirilmesine olanak sağlayan türbülatorler, üretici firmalara küresel rekabet için büyük bir destek sağlayabilmektedir.

Güneş (Güneş, 2009) yaptığı çalışma ile boru içerisine yüzeyden ayrı bir şekilde yerleştirilen eşkenar üçgen biçimli helisel türbülatorlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini 3514 ile 27188 aralığındaki Reynolds sayılarında incelemiştir. Sonuç olarak düşük Reynolds sayılarında, küçük hat ve oranlarında ve yüzeyden ayrı bir şekilde yerleştirilen üçgen biçimli helisel tellerle ısı değiştirici performansının artırılabilirliği görülmüştür. Bu yöntem, endüstriyel uygulamalarda enerji verimliliği açısından önemli potansiyel sunmaktadır.

Fırat (Fırat, 2022) sabit ve hareketli türbülatorleri, türbülanslı akış koşullarında inceleyerek sabit türbülatorlerin hareketli türbülatorlerden daha fazla ısı transferi ve sürtünme meydana getirdiği kanısına varmıştır.

Şahin ve diğerleri (Şahin, Ali & Baysal, 2007) tarafından farklı kanat açılı ve düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer artışı ve basınç düşüşünün incelendiği bir çalışma yapılmıştır. Fluent kullanılarak sayısal simülasyon gerçekleştirilmiştir. Gambit yazılımında modellenerek analizi yapılmıştır. Isı transferi ve basınç düşüşü değerleri farklı kanat açıları ($\theta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$) için karşılaştırılmıştır. Çalışma sonuçlarına göre, en yüksek verimi $\theta = 30^\circ$ kanat açılı ısı değiştiricisinde görülmüş ve en düşük ısı transfer artışı her pay için 1.42 W ve en düşük güç kaybı ile ilişkili basınç kaybı ise her payı için 0.54 mW olarak belirlenmiştir.

Çeri ve Koca (Çeri & Koca, 2022) insan nüfusunun artması ve enerji ihtiyacına olan talebin artması, enerji kaynaklarının sınırlı olması sebebiyle enerji ve enerji iletimini daha tasarruflu ve verimli bir şekilde kullanmak amacıyla çeşitli çalışmaların yapılmasını zorunlu hale getirmiştir. Isı transferini artırabilmek amacıyla geliştirilen yöntemler aktif ve pasif olmak üzere iki gruba ayrılır. Her iki yöntemin temel hedefi ısı taşınım katsayısını arttırmaktır. Isı taşınım katsayısını arttırmak için akışın türbülanslı hale getirilmesi gerekiyor çünkü türbülans arttıkça ısı geçişi de buna bağlı olarak artacaktır. Aktif yöntemde dışardan bir enerji gerekirken pasif yöntemde buna ihtiyaç yoktur. Aktif yöntemlerde yüzeyin döndürülmesi ya da titreştirilmesi sağlanırken pasif yöntemde ise yüzeyin yalnızca şekli değiştirilir veya işlenir.

Bademci (Bademci, 2017) plaka tipi türbülatorler ve farklı kanatçık açılarna sahip dairesel kesitli türbülatorler boru içerisine yerleştirilmiş ve sayısal olarak

incelenmiştir. Türbülatorlerin boş boruya kıyasla ısı transferini %208 oranında arttırdığı görülmüştür.

Yakut ve Şahin (Yakut & Şahin, 2004) bir kanaldaki ısı transferini pasif yöntemle artırmak amacıyla çeşitli türbülatorlerin yerleştirildiği bir çalışma yürütmüştür. Türbülatorler, akış yönünde belirli aralıklarla girdaplar meydana getirerek ısı transferini artırıcı etki sağlamaktadır. Gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen Nusselt sayıları; Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve türbülatorler arasındaki mesafeyle ilişkilendirilerek hesaplanmıştır. 30 mm adımıdaki türbülatorle ısı transferinin %70-140 aralığında iyileştiği gözlemlenmiştir. Türbülatorlerin girdap oluşturmadaki etkisi, en yüksek değerin 10 mm adımıdaki türbülatorle elde edildiği belirlenmiştir. Aynı Reynolds sayısında meydana gelen en yüksek entropi verimi sırasıyla 10, 20 ve 30 mm adımlarında olduğu görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında daha yüksek verim elde edildiği görülmüştür.

Çelik ve diğerleri (Çelik, Pusat & Turgut, 2018) akış içerisine yerleştirilen zikzak türbülörler Taguchi-Gri analiz yöntemiyle inceleyerek en yüksek mesafeyi esas almış ve performans ile en uygun tasarım parametrelerini belirlemiştir.

Koca ve Budak (Koca & Budak, 2021) borulu ısı değiştiricisine farklı kanatçık sayısına sahip türbülatorler yerleştirilmiş ve türbülanslı akışta ısı transferini incelemiştir. En yüksek ısı transferinin en fazla kanatçığa sahip borulu ısı değiştiricisinde olduğu görülmüştür.

Fırat ve diğerleri (Fırat, Karagöz, Yıldırım & Sönmez, 2021) 10 ve 20 derece farklı kanatçık açılara sahip türbülatorlerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 7223 ile 10043 aralığında çalışılmıştır. En yüksek ısı transferinin en düşük Reynolds sayısında (7223) ve 20° kanatçık açısına sahip türbülatorlerde olduğu görülmüş ve 10° kanatçık açısına sahip türbülatorlere göre 1.037 kat daha yüksek olduğu görülmüştür.

Turgut (Turgut, 2020) bir borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen dairesel biçimli türbülans üreticilerinin ısı transferi ve basınç kaybına etkilerini araştırmaktadır. Deneyler, farklı Reynolds sayıları, türbülans üreticileri arası mesafeler, delik sayıları ve delik çapları kullanılarak yapılmıştır. Reynolds sayısı arttıkça ısı transferinin yükseldiğini ancak buna bağlı olarak ısı performansının ise Reynolds sayısındaki artışla birlikte azaldığı görülmüştür. Sonuçlar tasarlanan türbülans üreteçlerinin enerji tasarrufu açısından uygulanabilir olduğunu göstermektedir.

Koca ve Zedeli (Koca & Zedeli, 2020) ısıtıcı ile elde edilen sıcak su besleme tankından helisel bakır borulara yönlendirilerek üstten girer ve alttan çıkar, aynı şekilde soğuk su ise alttan girip üstten çıkar. Böylece akış düzeni oluşturulur ve akış zıt yönlü hale getirilir. Helisel sayısı farklı olan ısı değiştiricisinin dik konumlandırılmasıyla ısı transferi miktarının artırılması hedeflenir. Sonuçlar helisel sayıları artırarak ısı transferinde bir iyileşme olduğunu göstermektedir.

Şahin ve diğerleri (Şahin, Dal & Özkaya, 2020) ANSYS FLUENT CFD kodu kullanılarak bu analizler yapılmıştır. RNG k-ε modeli, Model 1, Model 2 ve Model 3 olarak, $Re < 7000$ ve $Re = 7000-18000$ aralığında üç farklı eşdeğerleştirme modeli arasında karşılaştırılmıştır. Bu modeller içinde RNG ve k-ε modelinin, diğer modellere göre daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Re Sayısının $3000 \leq Re \leq 7000$ aralığında hiçbir RNG k-ε modeli deneyden elde edilen veri ile çakışmamaktadır. Ancak 7000'e yakın değerlere geldiğinde RNG k-ε Model 3'ün deneysel sonuçlarla daha uyumlu bir sonuç verdiği belirlenmiştir.

Karagöz ve diğerleri (Karagöz, Abdi & Ömeroğlu, 2017) borularda hareket ederken ısıyı geçirirken artan sürtünmenin ve basınç kaybının yüksekliği konusunda

endişelerin arttığı durumlarda, ısı transferini artırmak için kullanılan türbülatorlerin etkisini inceleyen bir deneysel çalışmayı anlatıyor. Çalışmada, üç yay ve üç bükülmüş levha ile beş farklı Reynolds sayısını kullanarak, türbülans oluşturan kanatlar tüplere yerleştirilmiştir. Sürtünme faktörü ve Nusselt sayısına etkileri araştırılmıştır.

Özceyhan (Özceyhan, 2005) yapılan sayısal çalışmada, termal ve ısı transferi, yay biçimindeki tel türbülatorler için üç farklı adımda detaylı bir şekilde incelenmiştir. Ayrıca, içine türbülator yerleştirilmeyen boş bir boru için de kıyaslama yapılmıştır. Su kullanılarak gerçekleştirilen deneylerde, borunun dış yüzeyine tek düze ısı akısı uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, en yüksek ısı transferi ve termal stres oranı $p=2d$ ile suyun 3 m/sn hızında olduğu durumda meydana gelmiştir. Enerji denklemleri, sonlu eleman yöntemine dayanarak çözülmüştür. Bu çalışma, yay biçimindeki tel türbülatorlerin termal performansı üzerindeki etkileri ayrıntılı bir şekilde değerlendirmeyi amaçlamaktadır.

Demir (Demir, 2023) yaptığı deneylerde eş merkezli çift borulu bir ısı değiştirici kullanılarak, Tip-A (çubuk silindirik) ve Tip-B (kanat silindirik) olmak üzere iki farklı türbülator düzeni test edilmiştir. Türbülatorler, iki mile 15 cm aralıklarla yerleştirilmiş beşer adet elemandan oluşmaktadır. Deney sonuçlarına göre, türbülator kullanımı ısı transfer performansını belirgin bir şekilde artırmıştır. Ayrıca kanatlı silindirik türbülatorlerin, tüm deney koşullarında çubuk silindirik türbülatorlere kıyasla daha yüksek ısı transferi sağladığı gözlemlenmiştir.

Yardımcı (Yardımcı, 2024) çalışmasında farklı türbülator dizilimlerinin ısı transferi üzerindeki etkileri detaylı olarak analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, akış hızı ile Nusselt sayısı arasındaki ilişkiyi açıkça ortaya koymakta ve türbülator tasarımının ısı transferi açısından ne denli önemli olduğunu göstermektedir. Özellikle, dört delikli ve bükümlü beşli dizilimin farklı akış hızlarında sergilediği performans, bu yapının akışkanın yüzeyle etkileşimini artırarak ısı transferini etkin biçimde iyileştirdiğini ortaya koymaktadır.

Demiray (Demiray, 2022) tez çalışmasında, düz bir bakır boru içerisinde ısı transferini artırmak amacıyla, boruya yerleştirilen mil üzerine 0.5 mm kalınlığında bakır, alüminyum ve çelik saclardan yapılan pervane tipi türbülatorler kullanılmıştır. Deneylerde türbülatorsüz boru ile karşılaştırıldığında farklı konum ve farklı aralıklarla yerleştirilen türbülatorlerde önemli sıcaklık farkı artışları elde edilmiştir.

Demirbilek (Demirbilek, 2024) çalışmasında, düz, sarmal ve türbülatorlü (düz, 10, 50 ve 100 devirlik) sarmal olmak üzere toplam altı farklı ısı tüpünün termo-akış davranışları sayısal yöntemlerle incelenmiştir. İş akışkanı olarak saf su ve dört farklı nano akışkan ($\text{Su-Al}_2\text{O}_3$, Su-TiO_2 , $\text{Su-Fe}_2\text{O}_3$, Su-CuO) kullanılmış; nano akışkanların %3 yoğunlukta ısı transferine etkileri değerlendirilmiştir. Türbülator devir sayısının ve spiral boru içine yerleştirilmesinin ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Modeller, SolidWorks 2023 ile tasarlanmış ve ANSYS 20 R2 ortamında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm boruların uzunluğu 3.777 m çapı 17 mm olup analizlerde $k-\epsilon$ türbülans modeli ve sonlu hacim yöntemi kullanılmıştır. Çalışmalar 35 °C sabit duvar sıcaklığında yürütülmüş, Reynolds sayısı aralıkları su için 3000–40000, nano akışkanlar için 2000–40000 olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre: Reynolds sayısının artması, tüm akışkanlar ve borular için Nusselt sayısını ve ısı transfer katsayısını artırmış; sürtünme faktörü ve çıkış sıcaklığı ise azalmıştır. Spiral borular, diğer boru tiplerine kıyasla daha yüksek ısı transferi ve basınç düşüşü sağlamıştır. Türbülator devir sayısının artırılması ısı transferine anlamlı bir katkı sağlamamıştır. Nano akışkanlar içinde en yüksek ısı transferi TiO_2 ile en düşük ise CuO

ile elde edilmiştir. Sonuç olarak, nano akışkanların ve spiral boruların ısı transferi performansını iyileştirmede etkili olduğu ortaya konulmuştur.

Tuncer (Tuncer, 2022) doktora tez çalışmasında gövde helisel borulu ısı değiştiricilerinin ısı performanslarında iyileştirme gerçekleştirmek amacıyla yeni bir akış yolu tasarlamıştır. Gövde tarafına bir iç boru yerleştirilerek akışın düzenlenmesi hedeflenmiştir. Geleneksel tip ve mevcut çalışmada tasarlanan tip gövde helisel sarmal ısı değiştiricileri düz ve kanatlı olacak şekilde sayısal olarak analiz edilmiştir. Sayısal analiz sonucunda yeni tip ısı değiştiricileri deneysel olarak da test edilmiştir. Deneysel çalışmalarda akışkan olarak TiO_2 /su tekli ve $Cu-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanları seçilmiştir. Deneyler sonucunda tekli nanoakışkan kullanılması durumunda kanatsız ve kanatlı ısı değiştiricilerinde toplam ısı transfer katsayısı sırasıyla %7.5 ve %8.6 oranlarında artış belirlenmiştir. Hibrit nanoakışkanlarda ise bu artış sırasıyla %10.8 ve %12 olarak gerçekleşmiştir.

Işık (Işık, 2024) çalışmasında, ısı değiştirici boru içerisine 30° , 35° ve 40° koniklik açılara sahip konik tip türbülatorlerin ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Türbülatorler 3,6 ve 9 set dizilimlerinde kullanılmış, hava hızları ise 1–10 m/s aralığında test edilmiştir. Sonuç olarak; hava hızı ve engel sayısı artıkça basınç farkı artmıştır. Türbülator üzerindeki delik sayısı artıkça basınç kaybı (ΔP) azalmıştır. Reynolds sayısı artıkça sürtünme faktörü azalmıştır. En düşük Nusselt sayısı değeri, üçlü türbülator setleri arasında, en az sayıda engel içeren ve en fazla delik barındıran türbülator set dizilimlerinde tespit edilmiştir. Ayrıca koniklik açısı azaldıkça hem paralel hem de zıt akışta Nusselt sayısında artış görülmüştür.

Göloğlu (Göloğlu, 2023) bu çalışmada, ısı transfer verimini artırmak amacıyla bakır boruların içine farklı malzemelerden (galvaniz ve paslanmaz çelik) yapılmış levha ve spiral türbülatorler yerleştirilmiş ve türbülatorlü ve türbülatorsüz durumlar karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak; galvaniz levha ile 2.5 m/sn hızda %23, galvaniz spiral levha ile 2.5 m/sn hızda %27, paslanmaz çelik levha ve spiral levha ile 3.9 m/sn hızda %22 verim elde edilmiştir. Elde edilen bu değerlere galvaniz spiral levha ısı transfer verimini en fazla artıran türbülator tipi olmuştur.

Yıldız (Yıldız, 2023) çalışmasında, bakır boru içerisinde ısı transferini artırmak amacıyla mil türbülator kullanılmıştır. Farklı hava hızlarında (16 farklı hava hızı) deneyler yapılmış ve sistemin giriş çıkış sıcaklık farkları incelenmiştir. Elde edilen bulgulara göre türbülator kullanımı sıcaklık farkını önemli ölçüde artırmıştır. Paralel akışlı türbülatorlü düz boruda sıcaklık farkı en düşük seviyedeysen, zıt akışlı türbülatorlü düz boruda 3.1 m/sn sonrası sıcaklık farkı azalmaya başlamıştır. Türbülatorsüz boruda düzensiz ve düşük verimli sonuçlar elde edilmiştir.

Ertan (Ertan, 2019) yüksek lisans çalışmasında, iç içe borulu ısı değiştiricilerde türbülatorleri farklı konfigürasyonlarda kullanılarak, $5000 \leq Re \leq 30000$ aralığında 6 farklı Reynolds sayısı için deneyler yapmıştır. Türbülatorlü ve türbülatorsüz (boş boru) durumlar karşılaştırılarak, ısı transferi, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve ekserji analizleri hesaplanmıştır. Analiz sonuçlarına göre, $Re = 30000$ durumunda, 5 adet türbülatorün 4.5 cm adım aralığıyla ve borunun giriş kısmında yerleştirilmesi, ısı transferi ve basınç kaybı açısından en yüksek verimi sağlamıştır.

Deviren (Deviren, 2019) yüksek lisans çalışmasında, yeni tasarlanan türbülatorlerin sayısı ve dizilimlerinin ısı değiştirici verimliliği üzerindeki etkisini incelemektir. Sabit yüzey sıcaklığına sahip bir ısı değiştiricisine farklı sayı ve dizilimlerde türbülatorler yerleştirilmiş, sistemden sıcaklık, basınç, debi ve hız ölçümleri incelenmiştir. Elde edilen verilere göre türbülator sayısı artıkça ısı verim,

basınç kaybı ve sürtünme faktörü değerlerinde artış gözlemlenmiştir. Ayrıca sistemin etkinlik, ekserji kaybı oranı ve NTU değerleri üzerindeki etkileri de analiz edilmiştir.

Bu çalışmanın amacı, literatürde benzeri bulunmayan farklı açılara sahip dikey kanatçıklı bir yapıya sahip türbülatorler boru içerisine yerleştirilerek türbülatorlerin ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelenmiş ve bu kapsamda, güvenilir ve bilimsel verilere ulaşılması, elde edilen sonuçların literatüre katkı sağlaması hedeflenmiştir.

Ayrıca çalışma, ülkemizin mevcut kaynaklarının daha verimli ve yerinde kullanılmasına imkân tanıyacak yüksek performanslı sistemlerin geliştirilmesine, enerji tasarrufuna ve dolayısıyla ülke ekonomisine katkı sunmayı amaçlamaktadır.

3. ISI TRANSFER YÖNTEMLERİ

Isı, sıcaklık farkı nedeniyle çok olan ortamdan az olan ortama geçen enerjidir. Sıcaklık farkına bağlı olarak gerçekleşen bir enerji transferi olan ısı, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama ısı iletimi aktarılır. İki ortam arasında transfer edilen. Isı enerjisi, sistem ısı dengeye ulaşana kadar ısı akışı devam eder. Isının ölçülen değerine sıcaklık denir. Sıcaklık termometre ile ölçülür ve Celcius (°C) birimi ile gösterilir. Termodinamik, iki ortam arasında meydana gelen sıcaklık farkına dayalı olarak gerçekleşen ısı transferi miktarı enerji ile ilgilenirken, ısı transfer bilimi ise ısı geçiş hızlarını belirlemek yoğunlaşır.

Sıcaklık farkı sonucunda sistemler arası transfer edilebilen enerji türüne ısı denir (Çengel, 2017). Transferin hızları ile ilgilenen bilim dalı ise ısı transferi olarak adlandırılır. Isı transferi daima sıcaklığı yüksek olan bir ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru akar. Isı transferinin sona ermesi için ortam sıcaklıkları eşitlenmelidir. Isı transferi; iletim, taşınım ve yayılım olmak üzere 3 farklı mekanizmada gerçekleşir.

3.1. İletim Yoluyla Isı Transferi

Enerji transferi, moleküler seviyede iletim yoluyla gerçekleşir. Moleküllerin enerji düzeyleri sıcaklıkla doğru orantılı olduğundan yüksek sıcaklığa sahip moleküllerin ortalama kinetik enerjisi düşük sıcaklıktakilerine göre daha yüksektir. Enerji akışı ise yüksek enerjili taneciklerden onlara temas eden daha düşük enerjili taneciklere doğru olur (Rohsenow ve diğerleri, 1998).

Enerji aktarımı, katı maddelerde ve durağan haldeki sıvı ve gazlarda iletim yoluyla gerçekleşir. Akışkanların hareket ettiği durumlarda ise enerji taşınım yöntemiyle iletilir.

3.2. Taşınım Yoluyla Isı Transferi

Akış halindeki sıvı ve gazların, katı yüzeylerle temas etmeleri sonucu aralarında gerçekleşen enerji transferine denir. Akışkanlar hızı arttıkça taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferi de yükselir. Akışın hareketli olması ısı iletimini artırsa da bu, transferin miktarını net olarak hesaplamasını güçleştirir (Çengel & Ghajar, 2020).

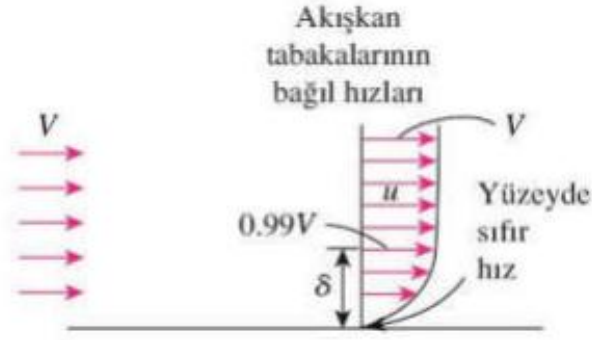
İki farklı taşınım şekli bulunmaktadır: zorlanmış taşınım ve doğal taşınım. İlk durumda, akışkanın pompa, fan veya rüzgar yardımıyla katı yüzeyde zorla hareket etmesine zorlanmış taşınım adı verilir. İkinci durumda ise akışkan içindeki sıcaklık değişikliklerinden kaynaklanan yoğunluk farkı, kaldırma kuvvetini oluşturarak doğal taşınımı başlatıyorsa buna doğal taşınım denir. Yüzey ile hava arasında sıcaklık farkı eğer doğal bir taşınımı başlatacak düzeyde değil ise ısı atarımı sadece iletim yoluyla gerçekleşir (Çengel & Ghajar, 2020).

3.3. Işınım Yoluyla Isı Transferi

Enerji transferi ışıınım yoluyla, elektromanyetik dalgalar ya da fotonlar aracılığıyla gerçekleşir. Işıının gerçekleşebilmesi için maddesel bir ortama gerek yoktur bu nedenle vakumla da iletilebilir. Hatta ışıının yoluyla enerji aktarımı en hızlı şekilde boşlukta yayılır. Mutlak sıfırın üzerinde sıcaklığa sahip her madde termal ışıının yoluyla enerji yayar (Incopera ve ark., 2007).

3.4. Hız Sınır Tabakası

Düz bir levha üzerindeki akışta, akışkanın cidara temas eden parçacıklar bölgesinde hız sıfır olur. Bu parçacıklarla ilişkili parçacıkların hızları da azalır. Cidardan uzaklaştıkça hız artar. $y=\delta$ 'ye ulaştığında, yavaşlama hızı önemsiz olur. δ ile sınırlandırılan akışın meydana geldiği bölgeye hız sınır tabakası denir (Çengel, 2011). Şekil 3.1'de hız sınır tabakasının gelişimi gösterilmiştir



Şekil 3.1. Katı cidar üzerinde gelişmekte olan sınır tabaka (Çengel, 2011).

δ hız sınır tabakasının kalınlığı hızın sıfır olarak düşünüldüğü cidar yüzeyinden $u = 0,99 V$ olduğu yere kadar y olarak kabul edilir. Akışla beraber yüzeyde hız sınır tabakası da gelişir. Birim alana düşen sürtünme kuvveti kayma gerilmesi olarak adlandırılır. Gösterimi τ şeklindedir.

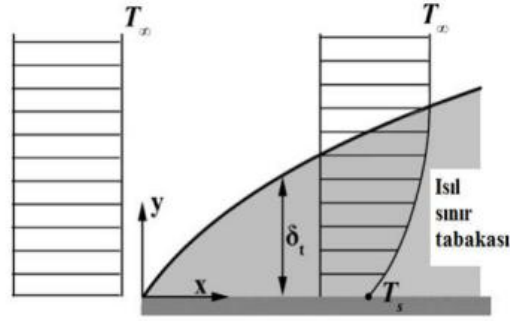
$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Yukarıda yer alan formülde μ dinamik viskoziteyi ifade eder.

3.5. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzeyin sıcaklığı ile, üzerinden akan akışkanın sıcaklığı farklı ise, ısıl sınır tabaka meydana gelir. Sabit sıcaklıktaki bir levhada meydana gelen akışta, akışkanın levhaya giriş kısmında sıcaklık eğrisi düzgündür. Akışkan levha üzerinden aktıktan zaman sonra, levha ile temas eden kısımların sıcaklığı yüzeyin sıcaklığına ulaşır. Bu etkileşim diğer akışkan tabakalarıyla da olur. Böylece sıcaklık gradyanı oluşur.

Gradyanlardan meydana gelen alan, ısıl sınır tabaka olarak ifade edilir. Şekil 3.2’de ısıl sınır tabakanın gelişimi verilmiştir.



Şekil 3.2. Isıl sınır tabaka gösterimi (Incropera & Dewitt, 2001).

Isıl sınır tabakanın kalınlığı $[(T_s - T_\infty) / (T_s - T_\infty)] = 0,99$ eşitliğini sağlayan y değeri olarak gösterilir (Incropera & Dewitt, 2001). Bu tabaka akış yönüne paralel olarak artar.

Isı transferi problemlerinin çözülmesi adına yaptığı birçok çalışma sonucunda Ludwig Prandtl önemli bir sonuca ulaşmıştır. Yaptığı çalışmalarda cidara yakın kısımlarda ince bir akış tabakasının meydana geldiğini tespit etmiştir. Oluşan bu oluşumun sürtünme ve viskozitenin etkisiyle ortaya çıktığını belirlemiştir. Sınır tabakaları, hız ve sıcaklık olmak üzere iki gruba ayrılır. Bu iki tabaka arasındaki fark ise Prandtl (Pr) aracılığıyla belirlenir (Özdamar, 2020).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.2)$$

Denklem (3.2)’de gösterilmiştir. Hız sınır yayılımının ısıl sınır tabakasına oranı Pr sayısını vermektedir.

4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı değıştircilerinde, yüksek bir ısı taşınım katsayısı hedeflenmektedir. Bu cihazlarda, boruların içinden geçen yüksek basınçlı gazlar, borunun dışından geçen daha düşük basınçlı gazlarla karşılaşır. Bu durum, borunun iç kısmındaki ısı taşınım katsayısının dış kısmındakinden daha büyük olmasını sağlar. Borunun dışındaki ısı taşınım katsayısını artırmak için çapraz akış uygulaması, borunun dış kısmında gerçekleştirilebilir (Akmeşe, 2023).

Isı dağıtıcıları, geniş bir kullanım ömrüne sahip olup, enerji santralleri, gıda ve kimya sektörleri, iklimlendirme sistemlerinde atık ısının geri kazanımı, elektronik endüstrisi ve soğutma sistemlerin gibi pek çok sanayi alanından konutlara kadar geniş bir çalışma alanına sahiptir (Kakaç & Liu, 2020).

Isı değıştircilerinde zamanla verimlilik azalır ve bunun sebebi ise tortu birikintilerin ekstradan bir direnç oluşturup ısı transfer hızını düşürmesinden kaynaklanmaktadır. Bu gibi verimliliği azaltacak engellerin ortadan kaldırılması için periyodik bakımın ve temizliğinin yapılması gerekmektedir.

Isı değıştirci seçiminde öncelikli faktörler arasında ısı transferi hızı bulunmaktadır. Isı değıştircisinin, bilinen akışkanın kütle debisinde istenilen sıcaklık değışimini tamamlaması için belirli bir ısı iletim hızına sahip olması gereklidir. Maliyet, seçim yaparken dikkate alınan diğer önemli bir faktördür. Isı değıştirci seçiminde işletme ve bakım maliyetleri, malzeme uygunluğu ve boyut gibi faktörler önemlidir. Uygun olmayan malzeme patlama riski taşıırken, küçük ve hafif tasarımlar kullanım kolaylığı sağlar (Akmeşe, 2023).

4.1. Isı Değıştircilerin Sınıflandırılması

4.1.1. Akışan sayısına göre ısı değıştircilerin sınıflandırılması

Isı değıştircileri akışkan türlerine göre iki, üç ve daha fazla akışkanlı sistemler olmak üzere üç gruba ayrılır. Isıtma ve soğutma sistemlerin çoğu iki akışkan arasındaki ısı geçişine dayanır. Üç akışkanlı ısı değıştirciler genellikle kriyojenik uygulama alanlarında yani gıda sektöründe gıdaların dondurulması, uzay ve havacılık sektöründe yakıtların depolaması, tıpta organ ve doku saklama alanında vb. gibi uygulamalarda tercih edilir.

4.1.1.1. İki akışkanlı ısı değıştirciler

Birbirinden farklı yoğunluktaki iki akışkanın birbiriyle doğrudan karışmadan ısı alışverişi yaptığı cihazlardır. Örnek vermek gerekirse; su ve yağ ya da hava ile su gibi.

4.1.1.2. Üç akışkanlı ısı değıştirciler

İki akışkanlı ısı değıştircilerden farklı olarak aynı anda 3 farklı akışkanın ısı alışverişinde bulunduğu ısı değıştircileridir. Örnek olarak atık ısı geri kazanımda (gaz türbini), hibrit enerji sistemleri, termoelektrik enerji sistemleri

4.1.1.3. Çok akışkanlı ısı değıştirciler

İkiden fazla akışkanın aynı ısı değıştirici içinde birbirine karışmadan dolaylı olarak ısı transferinde bulunduğu sistemlerdir. Örnek olarak 3 akışkanlı plakalı ısı değıştircileri verilebilir.

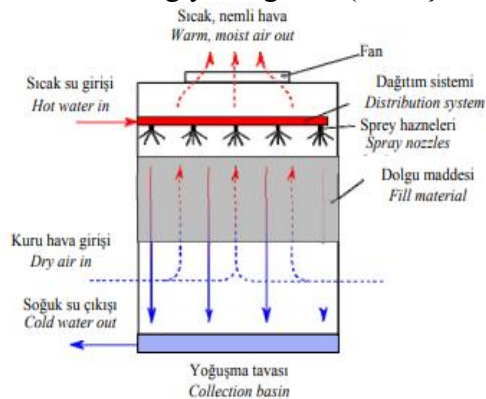
4.1.2. Isı transfer şekline göre sınıflandırma

Isı değıştircilerinde ısı transferi doğrudan temaslı ve doğrudan temasla olmayan olmak üzere iki farklı yöntemle gerçekleşir (Göçücü, 2020).

4.1.2.1. Doğrudan temas akışkanlı ısı değıştircileri

Doğrudan temaslı ısı değıştircilerde, iki akışkan birbirine temas ederek ısı ve kütle transferi yapar (Erbay & Kaçar, 2013). Bu tip ısı değıştirciler yüksek verimli, tıkanma sorunu olmayan ve düşük maliyetlidirler. Üç ana gruba ayrılırlar; karışmyan akışkanlar, gaz- sıvı ve sıvı-buhar sistemleri.

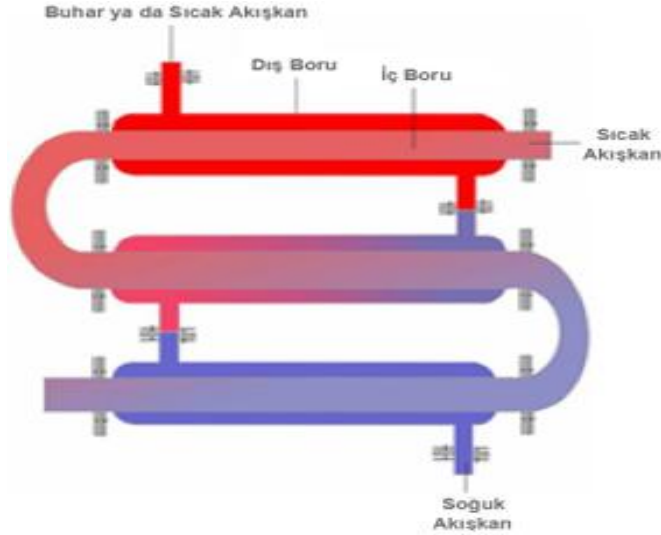
Dolaylı temas tipi bir ısı değıştircide akışkanlar karışmaz. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ısı aktarımı bir ısı transfer yüzeyi, yani iki akışkanı birbirinden ayıran bir duvar aracılığıyla sağlanır (Kakaç ve diğerleri, 2020).



Şekil 4.1. Doğal soğutma kuleleri (Erbay & Kaçar, 2013).

4.1.2.2. Doğrudan temaslı olmayan akışkanlı ısı değıştircileri

Doğrudan temasın olm adığı ısı değıştircilerinde, akışkanlar birbirinden tamamen ayrı kanallarda akar ve aralarında sızdırmaz bir ayırıcı duvar yer alır. Bu sayede akışkanlar birbirine karışmadan, sürekli bir ısı transferi gerçekleşir. Bu tip sistemlere yüzey tipi ısı değıştirciler olarak adlandırılır. Ayrıca bu sistemler doğrudan transfer, depolama ve akışkan yatak olmak üzere üç kategoriye ayrılır.



Şekil 4.2. Dolaylı temaslı ısı değıştirci (Okonkwo ve diğerkleri, 2021).

4.1.3. Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre ısı değıştircilerin sınıflandırılması

İmalat özelliklerine göre ısı değıştirciler borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratif ısı değıştirciler olmak üzere 4 başlık altında sınıflandırılır.

4.1.3.1. Borulu ısı değıştirciler

Genellikle yuvarlak borularla üretilse de eliptik kesitli, prizmatik ya da burulmuş borularla da tasarlanabilir, yüksek basınca dayanıklı, boruların yerleşim düzeni ve aralıkları değışebilen yapıyla piyasada yaygın olarak kullanılan bu ısı değıştirciler borulu ısı değıştirciler olarak isimlendirilir (Parlak ve diğerkleri, 2011).

Bu tür ısı değıştirciler yüksek basınç altında güvenle kullanılabilir ve 4 grupta sınıflandırılır.

- **Çift (düz) borulu ısı değıştircileri**

Basit yapılı ve kompakt bir ısı değıştirci tipidir. Isı alışverişı boru duvarında olur.

Aynı ekseninde yer alan iki borudan oluşan çift borulu ısı değıştirciler seri veya paralel akış düzeninde tasarlanabilir. Genellikle biri iç borudan diğeri dış boru arasından zır yönde akarken, bu yapı daha düşük basınçlar ve istenen sıcaklık farkının sağlanması açısından avantaj sağlarlar. Yüksek basınca dayanıklı, kolay temizlenebilen bir sistemdir. Yüksek maliyetleri ve fazla yer kaplamaları dezavantajlarındandır. (Balbay, 2001).



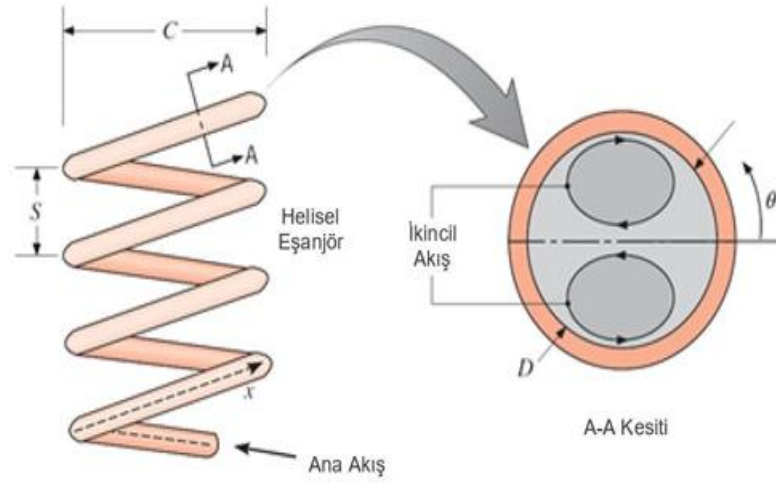
Şekil 4.3. Çift borulu ısı değıştirci (Erbay & Kaçar, 2013).

- **Spiral borulu ısı değıştircileri**

Bu sistemde borular spiral şekilde kıvrılarak yerleştirilir ve iki farklı akışkan birbirine karışmadan ısı transferinde bulunur.

Spiral borulu ısı değıştircileri düşük maliyetli ve kolay üretilen sistemlerdir. Düz borululara göre ısı taşınım katsayısı daha yüksektir. Uygun tasarım oranlarıyla verimli çalışır ancak düşük hızlarda ısı kapasiteyi düşürebilir, bakımları zordur. (Dağsöz, 1983).

Gıda endüstrisinde, kimya ve petrokimya tesislerinde, atık ısı geri kazanım sistemlerinde, biyoteknoloji ve ilaç üretiminde, viskoz veya kirli akışkanların işlendiği sistemlerde kullanılır.



Şekil 4.4. Helisel ısı değıştircilerinin şematik gösterimi ve gelişen ikincil akış (Caner, 2024).

- **Gövde borulu ısı değıştircileri**

Bu sistem içinden bir akışkanın geçtiği çok sayıda borunun silindirik bir gövde içerisine yerleştirilmesiyle oluşur. Isı geçişini artırmak için gövde tarafında ara perdeler kullanır. Yüksek basınç ve sıcaklık altında çalışırlar. Temizliği ve bakımı kolaydır. Hem gaz- gaz hem gaz-sıvı hem de sıvı-sıvı sistemlerde kullanılabilirler. Hacimleri büyük olduğu için çok yer kaplamaları ve gövde tarafındaki akışın düzgün olmazsa ölü bölgeler oluşabilir ve bu da verimin düşmesine neden olabilir.

Silindirik bir gövde içine yerleştirilen ve eksenleri birbirine paralel borulardan oluşur. Bu sistemde bir akışkan boru içinden diğeri ise gövde tarafında akar. Boruların uçları, delikli iki kapak saçına kaynakla sabitlenir. En yaygın kullanılan ısı değıştirci tipidir. Borular ara perdelerle desteklenir, ön ve arka uçlar çift flanşla gövdeye sabitlenir. Farklı boyutlarda üretilmesi, kullanım alanları genişletir ve pratik avantaj sağlar. Bakım sırasında gövde flanşları açılarak boru demeti kolaylıkla çıkarılabilir (Li ve diğeri, 2020).



Şekil 4.5. Gövde borulu ısı değıştircilerin yapısı (Caner, 2024).

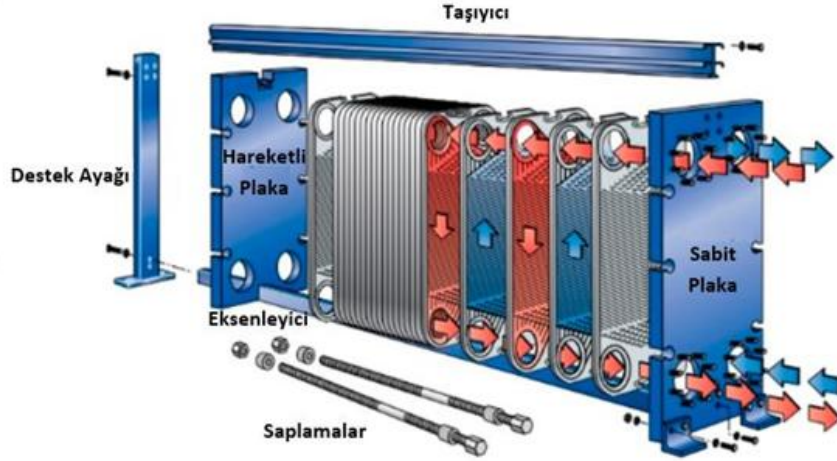
- **Özel gövde-borulu ısı değıştircileri**

Klasik gövde borulu ısı değıştircileri tasarımından belirli uygulamalar veya performans gereksinimlerine göre modifiye edilmiş özel ısı değıştircilerdir.

4.1.3.2. Levhalı ısı değıştirciler

Akışkan, oluklu kanatlar arasından geçerken ayrılır ve bu işlem, düz ya da dalgalı ince levhalardan oluşan ısı değıştirciler sayesinde sağlanır. Yüksek basınç ve sıcaklıklarda kullanıma uygun olmayan, ince levhaların bir araya getirilip conta ile sıkıştırılmasıyla oluşturulur. Gövde borulu ısı değıştircilere kıyasla daha üstün ısı performans sağlayan spiral ve lamelli tiplerde üretilirler (Kartal, 2023).

Genellikle ısıtma, soğutma, yoğunlaştırma gibi pek çok endüstriyel uygulamalarda kullanılır. Plaka boyutu ve sayısı, akışkan debisi, sıcaklıkları, özellikleri, basınç kayıpları ve mukavemet ihtiyacına göre belirlenir. Levhaların simetrik ve asimetrik olarak tasarımı sayesinde türbülans artmakta ve daha yüksek ısı transferi sağlanmaktadır. 4 grupta sınıflandırılırlar. Bunlar,



Şekil 4.6. Plakalı bir ısı değıştircinin yapısı (Xu ve diğerkleri., 2022).

- **Contalı levhalı ısı değıştircileri**

İnce metal levhaların üst üste yerleştirilmesiyle oluşturulan ve her levha arasına conta yerleştirilen ısı değıştirci tipidir. Bu contalar hem akışkanın sızmasını önler hem de akışkanlar arasında ısı transferinin gerçekleşmesini sağlarlar. Akışkanlar bu levhalar arasında ters yönlerde veya çapraz şekilde akarak aralarında ısı alışverişı yaparlar. Düşük ve orta basınçlı uygulamalarda kullanılır, bakım ve temizlikleri kolaydır. Endüstride çoğunlukla ısıtma, soğutma, geri kazanım sistemlerinde kullanılır.

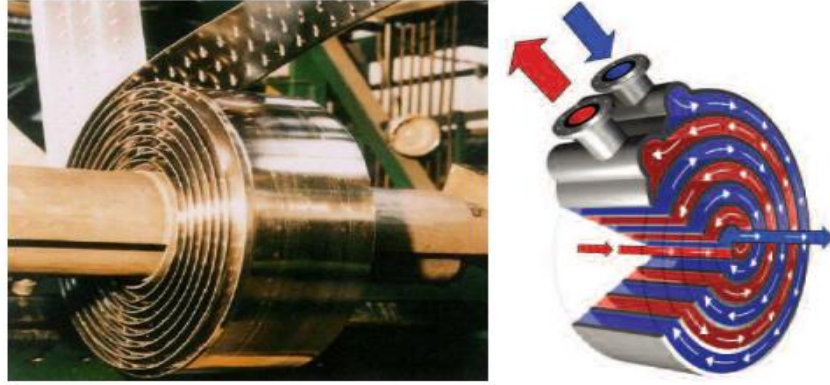


Şekil 4.7. Contalı levhalı ısı değıştircileri (Top, 2010).

- **Spiral levhalı ısı değıştirciler**

İki uzun düz paralel plakanın bir rulo mendrel yardımıyla spiral şekilde sarılmasıyla oluşan bir ısı değıştirci tipidir. Plakalar arasındaki açıklık ayarlanabilir. Akışkan geçişine olanak sağlamak amacıyla uç kısımlar kaynakla ya da contalarla sızdırmayacak şekilde kapatılır. Levhalar arasında oluşan kanallar sayesinde akışkanlar

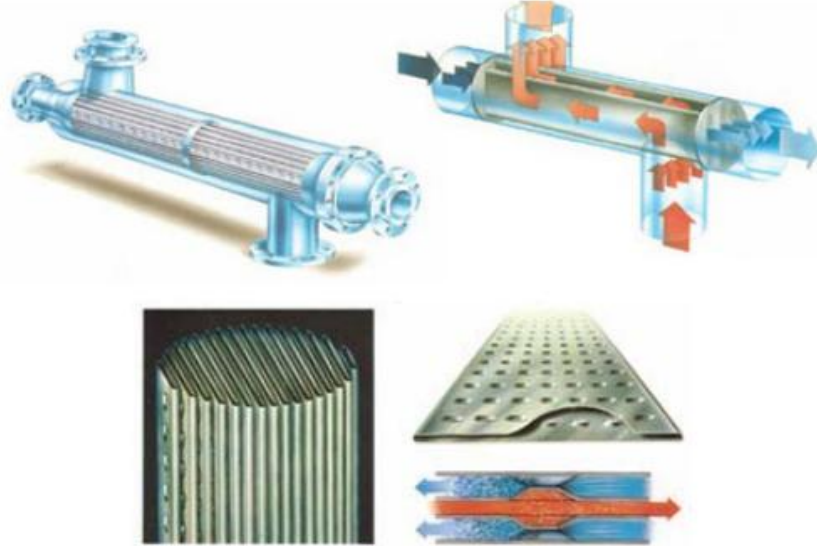
sürekli ve düzgün bir akış sağlar. Isıtma ve soğutma sistemlerinde, atık ısı kullanım uygulamalarında kullanılır.



Şekil 4.8. Spiral levhalı ısı değiştirici (Erbay & Kaçar, 2013).

- **Lamelli ısı değiştiriciler**

Lamelli ısı tip değiştiriciler, gövde içine yerleştirilen ve lamel adı verilen levhaların elektrikli dikiş kaynağı ile demet halinde birbirine bağlanmasıyla oluşturulur. Paralel veya zıt akış düzeninde çalışabilir. Yüzey alanları 1000 m kadar çıkartılabilir ve bu da ısı performansına etki eder. Isı taşınım katsayısı gövde borulu ısı değiştiricilerinkinden daha yüksek fakat plakalı ısı değiştiricilerinden daha düşüktür. Zıt akışta kullanıldığında yüksek verimde çalışırlar ve özellikle gaz-gaz ısı transferi için uygundurlar. Düşük kirlenme riskleri vardır ayrıca bakımları kolaydır. (Gut & Pinto, 2004). 35 bar'a kadar basınca ve 500 °C kadar sıcaklığa dayanıklıdır.



Şekil 4.9. Lamelli ısı değiştirici (Erbay & Kaçar, 2013).

- **İnce film ısı değıştircileri**

Bir yüzeye ince bir sıvı tabakasının yayılarak akması prensibine dayanır. Yüksek ısı transfer verimliliğine sahiptirler. İnce film, ısı transfer direncini azaltarak yüksek verim sağlar. Yapısından dolayı yüzeyde kirlenme azdır. Yoğunlaştırma, buharlaştırma ve soğutma işlemlerinde oldukça etkilidir. Isıya duyarlı maddelerin işlendiği kimya, ilaç ve gıda sektöründe tercih edilir.

4.1.3.3. Kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri

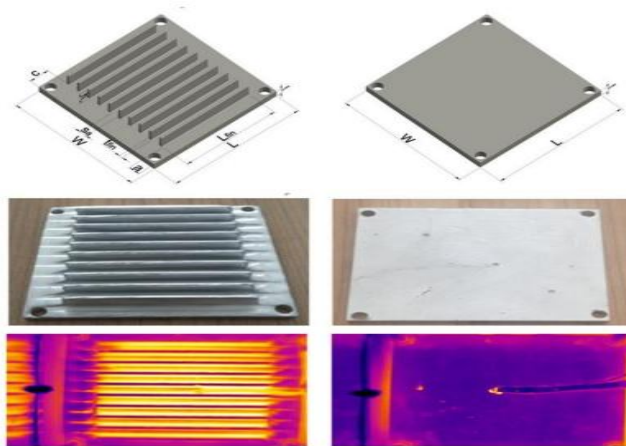
Isı transfer miktarını artırmak amacıyla düz yüzeylere ek olarak kanatçık yerleştirerek tasarlanan ısı değıştirci tipidir. Bu kanatçıklar ince metal levhalardan yapılır. Hava gibi düşük ısı iletkenliğine sahip akışkanlarla ısı transferini artırmak amacıyla tasarlanmışlardır. Ek olarak yapılan kanatçıklar ısı transfer yüzeyini büyütür ısı alışverişini daha iyi yapılmasını sağlar. Düşük sıcaklıklarda bile verimlidirler.

İklimlendirme sistemleri, otomotiv radyatörlerinde, havacılık ve savunma sanayisinde, endüstriyel hava soğutucularında kullanılırlar. 2 grupta sınıflandırılırlar. Bunlar,

- **Levhalı kanatlı ısı değıştircileri**

Levhalı kanatlı ısı değıştircileri düşük sıcaklık farklarının bulunduğu sistemler de tercih edilir. Paralel, ters ve çapraz akış şeklinde tasarlanabilirler. İyi bir akış dağılımı sağlamak amacıyla giriş kısımlarına özel yönlendirme sistemleri eklenir. Sınırlı alanlarda yüksek verimle çalışan özellikle gaz-gaz veya gaz-sıvı uygulamalarında tercih edilen ileri bir teknoloji bir ısı değıştirci sistemidir. (Top, 2010).

Nükleer santrallerde, endüstriyel soğutucularda, araç içi iklimlendirmelerde, uçak motorlarında, güneş enerji sistemlerinde kullanılırlar.



Şekil 4.10. Levhalı kanatlı ısı değıştircileri (Çorumlu & Abuşka, 2023).

- **Borulu kanatlı ısı değiştiricileri**

Boruların dış yüzeyine kanatçıklar eklenerek ve bu sayede ısı transfer yüzeyini arttırarak ısı transfer katsayısını arttırmayı amaçlayan ve özellikle hava- gaz-sıvı sistemlerinde yaygın olarak kullanılan ısı değiştirici tipleridir. Bu yapı sayesinde düşük ısı iletim katsayısına sahip gazlarla yapılan ısı transferi daha verimli hale getirilir.

Akışkan boru içerisinde geçerken dış kısımdaki kanatçıklı yüzey üzerinden evre akışkana ısı transferi gerçekleşir. Kanatlar genellikle bakır veya alüminyumdan yapılır ve borulara mekanik olarak sarılır, lehimlenir veya kaynakla tutturulur. Kanatlar düz, spiral, dalgalı veya yırtıklı biçimde olabilir. Geniş sıcaklık ve basınç aralığında çalışabilirler.



şekil 4.11. Borulu kanatlı ısı değiştirici (Top, 2010).

4.1.3.4. Rejeneratif ısı değiştiricileri

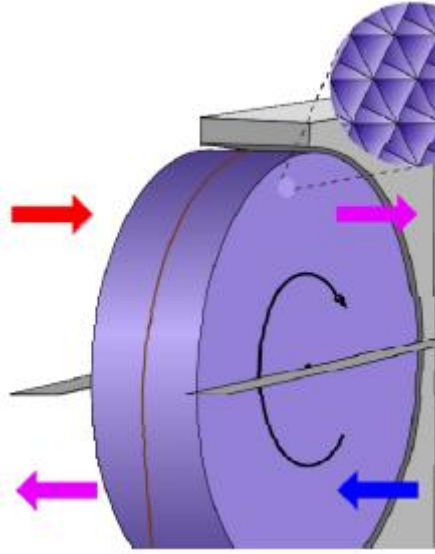
Isı taşıyan akışkanın enerjisini bir ısı depolama elemanına aktardığı ardından bu ısının başka bir akışkana transfer edildiğı ısı değiştirici tipidir. Isı, doğrudan iki akışkan arasında değil de önce bir yüzeye aktarıldığı daha sonra başka bir akışkana iletilerek paylaşılır. Depolama yüzeyi dönüşümlü olarak sıcak ve soğuk akışkana maruz kalır. Bu tür ısı değiştiriciler, enerji tasarrufu sağlamalarıyla ne çıkar. Akışkanlar arasında doğrudan temas olmadan gerçekleşen ısı transferi sayesinde sistemin genel verimliliğı artar ve enerji kayıpları minimize edilir. Düşük sıcaklıklarda çalışabilme özellikleri sayesinde enerji kazanımının önemli olduğı uygulamalarda kullanılırlar. 3 gruba sınıflandırılırlar. Bunlar,

- **Sabit dolgu maddeli rejeneratörler**

Isı depolayan sabit bir kütle üzerinden akışkanlar sırasıyla geçirilir. Örnek stirling motorları verilebilir.

- **Döner dolgu maddeli rejeneratörler**

Silindirik bir rotor sürekli döner ve sıcak soğuk bölgeler arasında geçiş yapar. Örnek hava ön ısıtıcıları verilebilir.



Şekil 4.12. Döner tip rejeneratör (Erbay & Kaçar, 2013).

- **Paket yataklı maddeli rejeneratörler**

Basınç farkları çok fazla olduğu için pek kullanışlı değildirler.

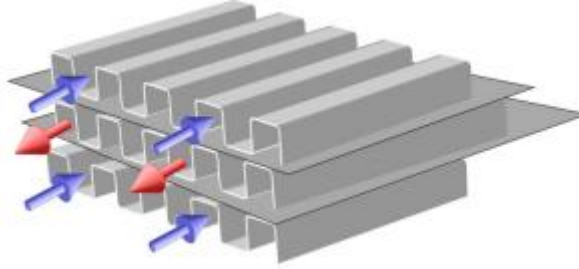
4.1.4. Akış (yönü) şekillerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

Akışkanların birbirine göre hareket yönlerine göre sınıflandırılır. Bu sınıflama, ısı değiştiricinin verimliliğini ve kullanılabilirliğini doğrudan etkiler. Isı değiştiriciler, akışkanların izlediği yollara göre sınıflandırıldığında genellikle iki grupta sınıflandırılırlar.

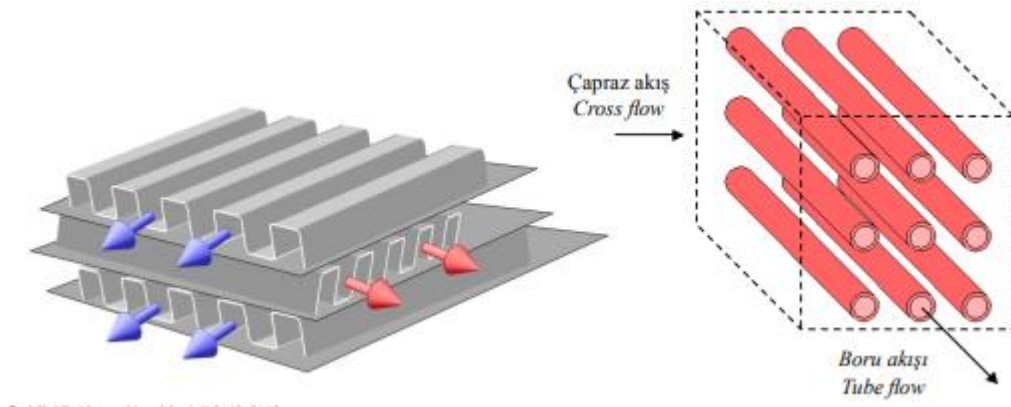
4.1.4.1. Tek geçişli ısı değiştiriciler

Isı değiştiriciler zıt, paralel ve çapraz olarak sınıflandırılırlar. En verimli olanı, akışkanların ters yönde hareket ettiği zıt akış modelidir. (Kays & London, 1984).

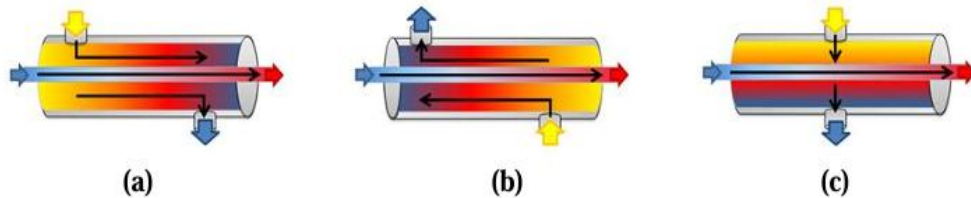
Her akışkan cihaz boyunca tek bir akış yolu izler ve giriş ile çıkış arasında yön değiştirmez. Basit yapılı ve kolay üretilebilir. Temizlik ve bakımı kolaydır. Genellikle küçük ve orta ölçekli sistemlerde kullanılır. Kurulumu ve işletmesi kolaydır. Düşük basınç kaybı sağlar. Düşük maliyetli ve kompakt yapıdadırlar. Isı transfer yüzeyi sınırlı olduğu için verimi düşüktür. Sıcaklık farkı yüksek uygulamalarda istenilen performansı göstermeyebilir. Su ısıtıcıları, basit endüstriyel ısıtma ve soğutma sistemlerinde, laboratuvar sistemlerinde kullanılırlar.



Şekil 4.13. Zıt yönlere akış modeli (Real World Physics Problems, 2025).



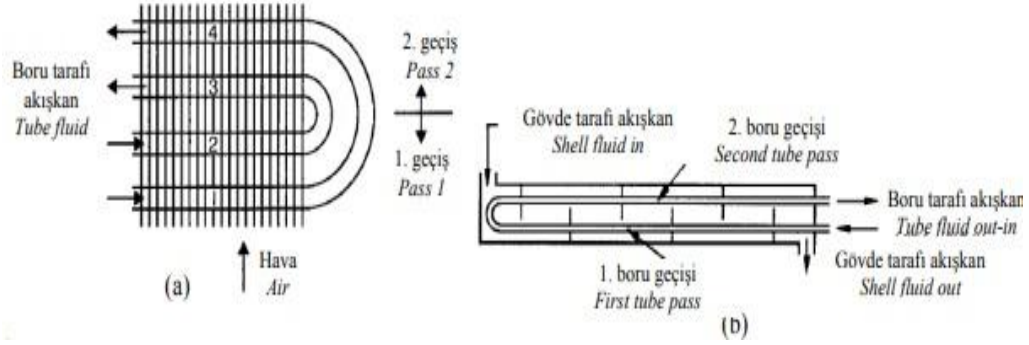
Şekil 4.14. Karşı akış modeli (Real World Physics Problems, 2025).



Şekil 4.15. a) Düz akışlı, b) Ters akışlı, c) apraz akışlı ısı değiştiriciler (Caner, 2024).

4.1.4.2. Çok geçişli ısı değiştiriciler

Akışkanların ısı değiştiricisi içinde birçok kez yön değiştirdiği ısı değiştiricisidir. Bir akışkan veya her iki akışkan ısı değiştirici içinde birden fazla kez borulardan veya kanallardan geçer. Bu geçişler hem boru tarafından hem de gövde tarafından olabilir. Basınç kayıpları yüksektir. Tek geçişli sistemlere göre daha kompakt bir yapıdadırlar.



Şekil 4.16. Çok geçişli ısı değiştiriciler (Shah & Sekulic, 2003).

4.1.5. Isı transfer mekanizmasına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

Isı değiştiricilerinde, örneğin kazanlardaki hava ısıtıcıları, kompresör soğutucuları, otomobil radyatörleri ve benzeri ekipmanlarda, her iki tarafında tek fazlı ısı transferi meydana gelir. Ancak kondenserler, kazanlar, basınçlı su reaktörlerinde kullanılan buhar üreticileri ve klima sistemleri gibi ekipmanlarda ısı değiştiricinin bir yüzeyinde buharlaşma, kaynama ve radyasyon gibi farklı ısı transfer mekanizmaları devreye girer. Aynı zamanda ısı değiştiricinin her iki tarafında da, örneğin bir yüzeyde yoğuşma ve diğer yüzeyde kaynama gibi, iki fazlı ısı transferi de olabilir. Ancak bazen faz değişimi olmadan, gaz ve katı partiküllerin karıştığı akış yatakları gibi durumlarda da iki fazlı akış ısı transferi mümkün olabilir (Kakaç ve diğerleri 2020).

4.1.5.1. İki tarafta tek fazda olan konveksiyon

Isı değiştiricilerde hem sıcak hem de soğuk akışkanın yalnızca sıvı veya yalnızca gaz olduğu durumlardaki zorlanmış taşınım olayıdır. Bu durumda hiçbir faz değişimi gerçekleşmez. Isı geçişi sadece sıcaklık farkı ve taşınım yoluyla gerçekleşir.

4.1.5.2. Tek tarafta tek fazda olan konveksiyon, diğer tarafta iki fazda olan konveksiyon

Bu sistemlerde bir tarafta zorlanmış taşınım diğer tarafta ise faz geçişli taşınım söz konusudur. Faz değişimleri sayesinde büyük miktarda enerji taşınabilirler. Kısaca

kullanım alanları, enerji santralleri, ısı pompaları, yoğuşturucular, buharlaştırıcılar gibi yerlerde kullanılırlar.

4.1.5.3. İki tarafta iki fazda olan konveksiyon

Bir yüzeyinde buharlaşma, diğer yüzeyinde ise yoğuşma gerçekleşen ısı değiştiricileridir. Bu tür ısı değiştiriciler, genellikle hem ısıtıcı hem de soğutucu akışkanın faz değiştirdiği uygulamalarda (örneğin yoğuşturucular ve buharlaştırıcılarda) kullanılır. Genellikle hidrokarbonların damıtılması sırasında, yüksek basınçlı buhar kullanılarak düşük basınçlı buhar elde etmek amacıyla kullanılırlar.

4.1.6. Yüzey kompaktlığına göre sınıflandırma

Isı değiştiricilerinde birim hacme düşen ısı transfer yüzey alanını ifade eder. Kompakt ve kompakt olmayan olmak üzere ikiye ayrılır. Yüzey kompaktlığı, ısı değiştiricinin verimliliğini, boyutunu ve kullanım alanını doğrudan etkiler. Kompakt sistemler genellikle alan sınırlaması olan yerlerde tercih edilirken, kompakt olmayan sistemler daha esnek ve dayanıklı yapılarıyla ağır endüstriyel kullanıma uygundur.

4.1.6.1. Gazdan-akışkana ısı değiştiriciler

Gazların sıvılara kıyasla daha düşük ısı transfer katsayısına sahip olması önemli bir sorun teşkil eder. Ancak ısı değiştiricinin her iki tarafında da benzer ısıl iletkenlik sağlanmalıdır. Bu nedenle, gaz tarafında ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kanatçıklar kullanılır. Bu uygulama genellikle maliyet, ağırlık ve hacim açısından önemli avantajlar sağlasa da; yüzey kirliliği, tıkanma ve korozyon gibi sorunlara yol açabilir. (Erbay & Kaçar, 2013).

4.1.6.2. Sıvıdan-sıvıya faz değişimi ısı değiştiricileri

İki farklı akışkan arasında ısı transferi gerçekleşirken en az birinin faz değiştirdiği sistemlerdir. Faz değişimi sırasında gizli ısı ile yüksek miktarda ısı transferi sağlanır. Isı transfer katsayısı yüksektir. Isı değiştirici tasarımı faz değişiminin gerçekleşeceği tarafa göre optimize edilir. Bu tür ısı değiştiriciler, genellikle endüstriyel yoğunlaştırıcılar, evaporatörler veya kriyojenik uygulamalarında, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde, ısı pompalarında, enerji geri kazanım sistemlerinde gibi kullanım alanları vardır.

4.2. Isı Değiştiricilerinde Isı Transferini Artırma Yöntemleri

Isı değiştiricilerinde verim ısı transferini artırmak ve ekonomik açıdan en avantajlı ısı değiştiricisi için çeşitli yöntemler ve tasarım optimizasyonları kullanılabilir. Bergles'e göre, ısı transferini artırma stratejileri iki kategoriye ayrılabilir (Bergles, 1983).

- Pasif Yöntemler
- Aktif Yöntemler

4.2.1. Pasif yöntemler

Dışardan bir güç uygulaması gerektirmeyen yöntemlerdir. Sistemde, akışkan veya akışkanın ısı transfer yüzeyine yönlendirdiği ısı, yakındaki akışkan tabakasının yavaş hareketi nedeniyle bir dirençle karşılaşır. Bu direnci aşmak ve ısı transferini artırmak için ya bu tabakalar bozulmalı ya da ortadan kaldırılmalıdır. Pasif yöntemlerde, bu sorunu çözmek için katı yüzey profilinde değişiklikler yaparak gelişme sağlanabilir.

4.2.2. Aktif yöntemler

Dışardan herhangi bir güç uygulaması gerektiren yöntemlerdir. Aktif yöntemler, genellikle pasif yöntemlere kıyasla daha yüksek enerji tüketimi gerektirse de, ısı transferinde daha önemli artışlar sağlayabilirler.

Aktif yöntemlere örnek olarak şunlar verilebilir;

Türbölans oluşturmak için kullanılan türbülatorler veya hareketli elemanlar, rotor veya karıştırıcılar ile akışkan karıştırılması, manyetik alan veya elektrik alan kullanımı gibi yerlerde kullanılabilir.

5. TÜRBÜLATÖRLER

Günümüzde enerji kaynaklarının hızla azalması nedeniyle hem verimliliği artırmak hem de malzeme kullanımını azaltmak için ısı transferinin geliştirilmesi önem taşımaktadır. Bu yüzden ısı değiştiricileri ve ısı performans ekipmanları üzerinde çalışmalar yapılmaktadır. Isıl verimi artırmak için çeşitli yöntemler kullanılır ve türbülator kullanımı ısı performansı artırmak için kullanılan pasif yöntemlerden biridir.

Türbülatorler, boru içinden geçen akışkanların sıcaklığı, basınçları ve hız dağılımlarını düzenleyerek ısı transferini artırmak amacıyla kullanılan cihazlardır (Karahan, 2010).

Enerji verimliliğini artırmak amacıyla kullanılan türbülatorler, akışı türbülanslı hale getirip ısı transferini iyileştirir. Sayısal analizler, deneysel verilerle karşılaştırıldığında genellikle daha başarılı sonuçlar verir (Baysal ve diğerleri, 2021).

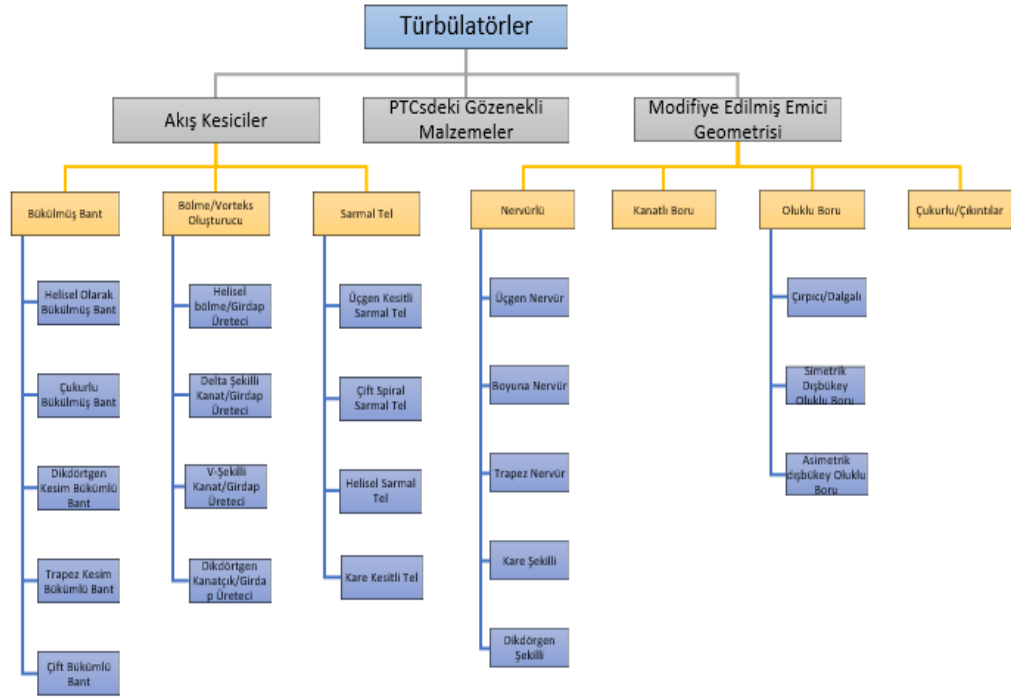
5.1. Türbülator Kullanımının Isıl Performansa Etkisi

Endüstrinin birçok alanında türbülatorler genel olarak kullanılırlar. Borulu ısı değiştiricilerinde türbülatorlerin kullanılması laminar akışın bozulmasına ve türbülanslı bir akışın oluşmasına sebep olur. Akışkan ile ısı transfer yüzeyi arasındaki temasın artırılması ve ısı transfer direncinin azaltılması, ısı değiştiricinin ısı verimini büyük ölçüde yükseltir. (Teköz, 2023).

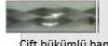
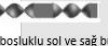
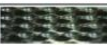
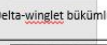
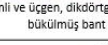
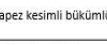
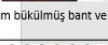
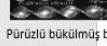
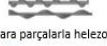
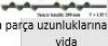
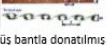
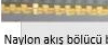
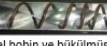
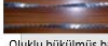
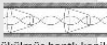
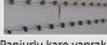
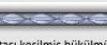
Türbülatorlerin avantajları:

- Isı transfer yüzeyini artırır ısı verimliliği artırır.
- Akış yolunu uzatır.
- Sınır tabakayı incelterek veya bozarak akışkan ile yüzey arasındaki etkileşimi artırır.
- İhtiyaç duyulan ebatlarda üretilebilirler.
- Kazan içindeki ısı dengesi sağladıkları için kazan ömrünü uzatır.
- Boru içine yerleştirilmesi kolay olduğu için boru içindeki akışın türbülansını artırır.
- Baca kayıplarını en aza indirirler.
- Montajları kolaydır.
- Yakıt tüketimini düşürürler.
- Soğutma sistemlerinde kullanıldığında daha etkili bir sıcaklık kontrolü sağlarlar.
- Farklı şekil ve geometrik yapılarda tasarlanabilir. Bu, çeşitli akış ve sıcaklık koşullarına uygun çözümler geliştirmeyi mümkün kılar.

Ancak, türbülatorlerin kullanım alanlarına yönelik dezavantajları da olabilir ve ayrı ayrı her sistemde avantajlar ve dezavantajlar dikkate alınmalıdır.



Şekil 5.1. Türbülátör tipleri (Aissa ve diğerleri, 2023).

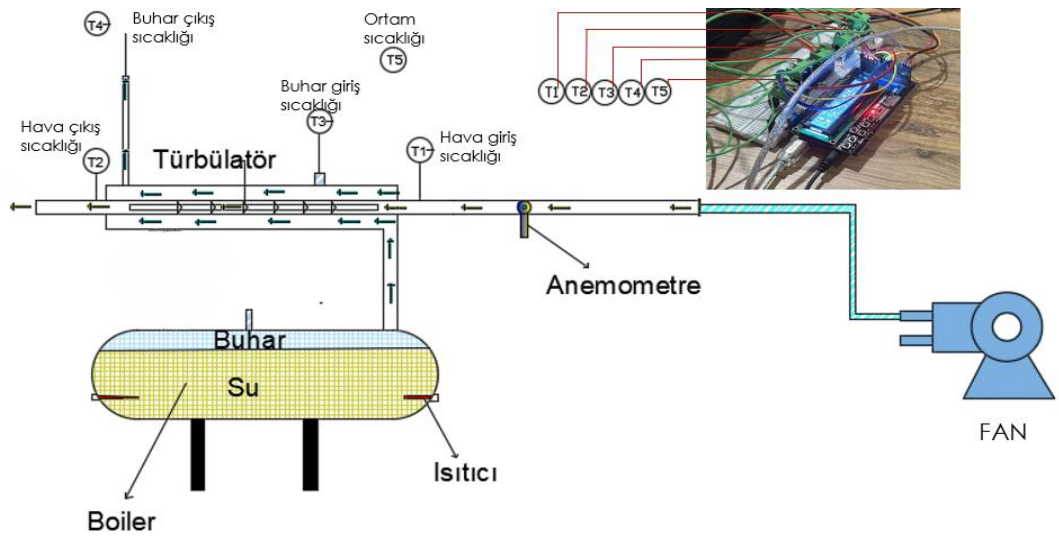
 Tipik bükülmüş bant	 Çeşitli genişliklerde bükülmüş bant	 Sol-sağ bükülmüş bant	 Çift bükümlü bant
 Çeşitli büküme oranlarına sahip bükülmüş bant	 Kısa uzunlukta bükülmüş bant	 Alternatif eksenli bükülmüş bant	 Değişen boşluklu sol ve sağ bükülmüş bant
 Çubuk ve ara parçalı bükülmüş bant	 Alternatif eksenli çevresel olarak kesilmiş bükülmüş bant	 Çoklu bükülmüş bant	 Değişen boşluklu sol ve sağ bükülmüş bant
 Delta-winglet bükümlü bant	 Alternatif eksenli ve üçgen, dikdörtgen ve trapez kanatlı bükülmüş bant	 Trapez kesimli bükümlü bant	 v-kesim bükülmüş bant ve ek parçası
 Pürüzlü bükülmüş bant	 Sinek tipi bant	 Değişen ara parçalarla helezon vidalı bant	 Çeşitli ara parça uzunluklarına sahip helezon vida
 Eğik dişli bükülmüş bant	 Çivili bükülmüş bant	 Bükülmüş bantla donatılmış çukurlu tüp	 Naylon akış bölücü bant
 panjurlu şerit bant	 teflon halkalı sarmal tel ekler	 tel bobin ve bükülmüş bant	 Oluklu bükülmüş bant
 bükülmüş bantlı konik halka	 Çubuk üzerinde spiral ve dikdörtgen bloklar	 kare tırtıklı bükülmüş bant	 Dikdörtgen kesimli bükülmüş bant
 Tırtıklı tabak	 Kesilmiş bükümlü bant	 Konik Delikli Filament Ek	 Üçgen Dalgalı Bant
 Panjurlu kare yaprak bant	 (Bölme) Bükülmüş bant	 Ortası kesilmiş bükülmüş bant	 Vida bant
 bükülmüş levha için delik	 Delikli Bölmeleri Azaltılmış Genişlikte Bükülmüş Bant	 Kare tırtıklı Bükülmüş bant	 Vida Tipi Ek

Şekil 5.2. Önceki çalışmalarda kanala yerleştirilen farklı tipteki türbülátör (Yousif & Khudhair, 2019).

6. YÖNTEM

Bu çalışma, Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü laboratuvarında yer alan boru içi türbülantörlü ısı değıştirci deney düzeneği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği AutoCAD programı kullanılarak tasarlanmış olup şekil 6.1’de sistemin şematik diyagramı çizilmiştir. Sistem, eş merkezli şekilde yerleştirilmiş iki paralel borudan oluşan bir ısı eşanjörüdür. Buhar üretimi için 22 litrelik kapasiteli bir kazan kullanılmış ve bu kazanın içine iki farklı noktadan yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar ile su buharı elde edilmiştir. Üretilen kızgın buhar, iç boruların çevresinden geçirilerek boruların ısıtılması sağlanmıştır. Buharın giriş ve çıkış noktalarına yerleştirilen termokupllarla sıcaklık verileri ölçölmüştür. İç borudan oda sıcaklığında hava akımı sağlamak üzere, 1.1kW’lık AC motorla 1500 dev/dak hızda çalışan salyangoz tipi bir fan motoru kullanılmış, hava hızının kontrolü dijital hız kontrol cihazı Kestrel 2000 ile sağlanmıştır. İçeri giren havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, iç boruya yerleştirilen iki ayrı termokupl aracılığıyla ölçölmüştür. Ayrıca iç borunun giriş ve çıkış noktalarında dijital basınç sensörleri ile basınç değeri alınmıştır. Tüm bu veriler, ATmega2560 mikrodenetleyici ile oluşturulan özel bir veri kayıt cihazı (datalogger) sayesinde bilgisayara aktarılmıştır. Sistemde iç boru olarak iç apı Ø60 mm, dış apı Ø65 mm ve uzunluğu 1500 mm olan düz bakır boru; dış boru olarak ise dış apı Ø101 mm, uzunluğu 800 mm ve cidar kalınlığı 1.2 mm olan galvaniz kaplı elik boru kullanılmıştır. Isı kayıplarını önlemek amacıyla dış boru fiberglass malzeme ile yalıtılmıştır. Fan yardımıyla iç borudan geçirilen hava ile kazan tarafından üretilen kızgın buhar, borular arasındaki boşluktan geçerek ısı transferi gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında oluşan su ve buharın sistemden tahliye edilmesi için uygun bir noktaya tahliye vanası yerleştirilmiştir.

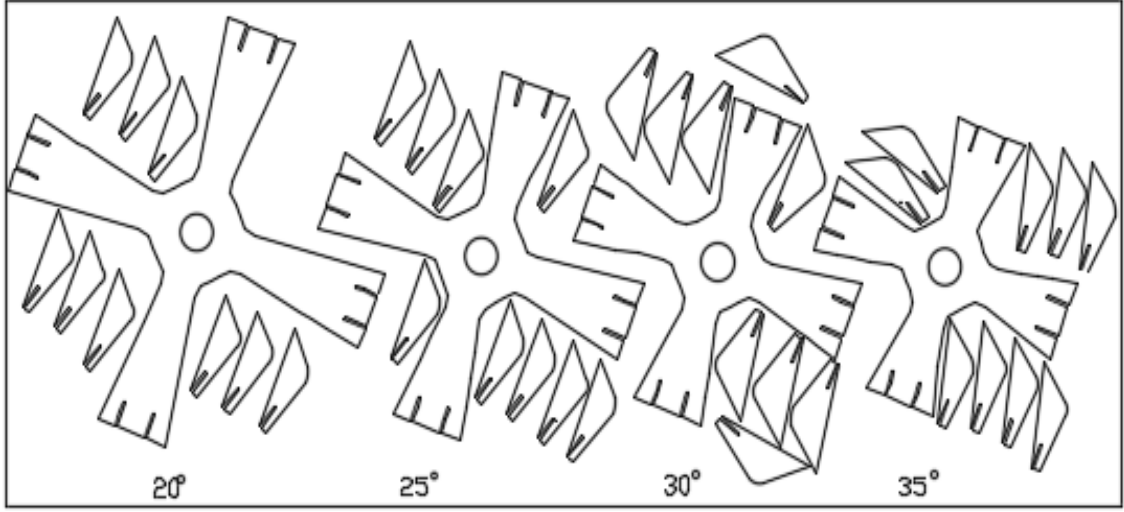
Ayrıca şekil 6.4’te gösterildiği üzere içteki bakır boru içersine M8x800 mm tij üzerine 20°, 25°, 30° ve 35° açılara sahip dikey kanatçıklara sahip türbülantörler 3, 6 ve 9 adet olacak şekilde eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Her deney, yapılan türbülantörlü dizilimlerine göre 3 dakika boyunca sürdürölmüş ve elde edilen veriler anlık olarak dosya formatında kaydedilmiştir.



şekil 6.1. Deney sisteminin şematik görünüşü (Düz akış).

6.1. Tasarlanan Farklı Açılı Konik Tip Kanatçıklı Türbülatorler

Isı transferinin iyileştirilmesinde kullanılan en etkin, yaygın, ucuz ve kullanışlı yöntemlerden biri ısı değiştiricinin içerisine türbülator yerleşimi ve kullanımıdır. Solid Programı ile kendi tasarladığımız 0.8 mm et kalınlığında galvanizli saçtan yapılmış 4 farklı açıda (20° , 25° , 30° , 35°) konik tip türbülator oluşturulmuş ve oluşturulan bu türbülatorler 1 m uzunluğundaki M8x1000 mm tij üzerinde 3, 6 ve 9 adet diziliminde eşit aralıklarla bakır borulunun içerisine yerleştirilmiştir.



a)



b)



c)

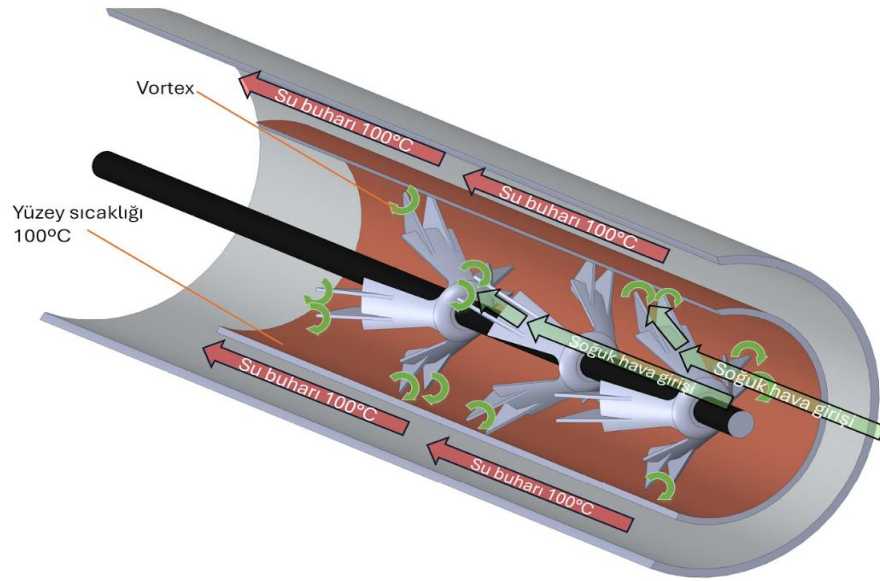
Şekil 6.2. a) Türbülâtörün autocad ile çizimi, b) Lazer makinesinde kesim
c) Türbülâtörlerin lazer ile kesilmiş görüntüsü



Şekil 6.3. Tasarlanan türbülâtörün montajlı hali.



Şekil 6.4. Farklı açı ve dizilimde tij üzerine yerleştirilen türbülátörler.



Şekil 6.5. Türbülátörlerin bakır boru içerisine yerleşimi.

Şekil 6.5'te türbülátör yerleşimi ve türbülátörlerin çalışma prensibini göstermektedir. İç ve dış boru arasında üretilen sıcak buhar sayesinde iç boru yüzey sıcaklığı sabit tutulmuştur. Türbülátörler bypass kanallı olarak tasarlanmıştır. Bu tasarımla havanın bir kısmı konik profil üzerinden yönlendirilip iç borunun yüzeyine çarparken bypass kanalından geçen hava basınç farkını azaltmaktadır. Bypass kanalları uygulanan basıncı serbest bırakarak tüm hava akımlarını tutmamaktadır. Tablo 6.1'de

türbülötör tipleri ve dizilim şekline göre deneysel tasarımı göstermektedir. Her deney numarası için hava hızı 1m/s artışlarla 2-8 m/sn arasında ayarlanmış hem düz hem de ters akış deneyleri yapılmıştır.

Tablo 6.1. Deneylerde kullanılan türbülötör açt türleri ve türbülötör dizi tasarımları

Experiment no	Turbulator Angle	Desing of turbulators
1	20	3
2	20	6
3	20	9
4	25	3
5	25	6
6	25	9
7	30	3
8	30	6
9	30	9
10	35	3
11	35	6
12	35	9

6.2. Isı Transfer Deney Düzenegi ve Bileşenleri

6.2.1. Termokupl

Termokupllar -200 ile 2320 °C'ye kadar ölçüm yapabilen ve iki farklı metal alaşımın uçlarının kaynaklanmasıyla elde edilen bir sıcaklık ölçer elemanıdır.



Şekil 6.6. K tipi ni-cr termokupl.

Deneyimizde 5 adet termokupl kullandık. Kullandığımız termokupllardan bir tanesi ile ortamın sıcaklığını, bir tanesini buhar çıkış noktasını, bir tanesi ile de ısı değıştiricinin sıcaklığını ölçmek ve geri kalan diğer iki tanesi ile de salyangoz tipi fanımızın hava giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için bakır borunun giriş ve çıkış noktasına yerleştirdik ve bu şekilde deney setimizdeki sıcaklıklar ölçülmüştür.

6.2.2. Basınç sensörü

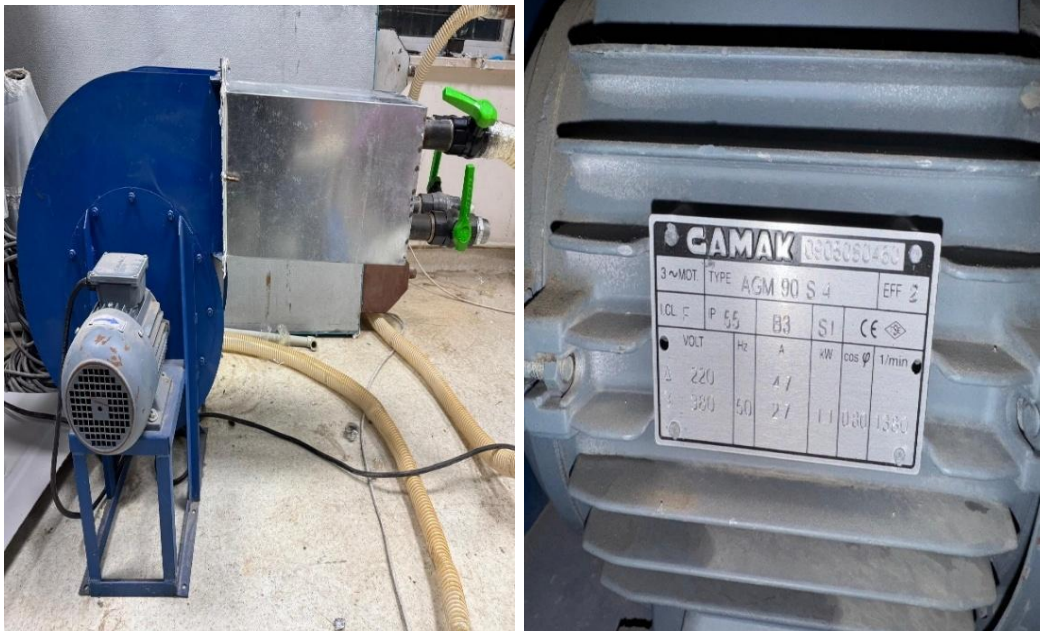
Deney düzeneğinde basınç farkları ölmek amacıyla bakır borunun içerisine giriş ve çıkışta basınç sensörü kullanılmıştır. Kullanılan sensör, akıllı tip fark basınç sensörü olup ayarlanabilir basınç ve çıkış sinyaline sahiptir. Deney düzeneğinden basınç değerlerini toplamak için BMP280 basınç sensörü kullanılmıştır. Basınç sensörleri hava giriş ve çıkışlarına, yani sırasıyla türbülatorlerin önüne ve arkasına yerleştirilmiştir.



Şekil 6.7. BMP280 basınç sensörü.

6.2.3. Fan motoru

Deneylerde gerekli hava akışını sağlamak amacıyla, ısı değiştiricinin merkezinde bulunan boruya salyangoz tipi bir fan motoru aracılığıyla hava yönlendirilmiştir. Bu fan motoru, 0 ile 1400 devir/dakika arasında çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Oluşturulan hava akımı, boru boyunca ilerleyerek ısı değiştiricinin bakır borusunun içerisine aktarılmıştır. Deney süresince, farklı açılara sahip türbülatorler kullanılarak hem düz akış hem de ters akış koşulları için hava hızı sırasıyla 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0 ve 8.0 m/sn olacak şekilde toplam 7 farklı hızda ölçümler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.8. GAMAK AGM 90 S4 model fan motoru.

Tablo 6.2. GAMAK AGM 90 S 4 model fan ve elektrik motorunun teknik özellikleri

Model	AGM 90 S 4
Voltaj	Trifaze / Δ 230 / Y 400 Volt
Frekans	50 Hz
Güç/Beygir	1,10 kw / 1,50 HP
Akım	7.1 A
Devir	1400 d/dk / 4 Kutuplu
Ses Seviyesi	54 dB
Ağırlık	12.5 kg

6.2.4. Anemometre

Deneyde bakır borunun çıkışındaki hava hızını ölçmek amacıyla Kestrel 2000 Dijital Anemometre kullanılmış ve hava hızı değerleri m/sn olarak ölçülmüştür.



Şekil 6.9. Deneyde kullanılan kestrel 2000 dijital anemometre.

Tablo 6.3. Kestrel 2000 dijital anemometre teknik özellikleri

Marka	Kestrel
Model	Kestrel 2000
Ölçüm Parametreleri	Hava Hızı, Sıcaklık, Serinletici Rüzgar Etkisi
Maksimum Hava Hızı	40m/sn
En İyi Hava Hızı Doğruluğu	$\pm 3 \%$
Hava Hızı Çözünürlüğü	0.1m/sn
Prob Tipi	Döner
Sıcaklık Ölçüm Çözünürlüğü	0.1°C
Sıcaklık Ölçümü Doğruluğu	$\pm 1^\circ\text{C}$
Ağırlık	65g
Min. Çalışma Sıcaklığı	-10 °C
Maks. Çalışma Sıcaklığı	+55 °C

6.2.5. Buhar kazanı

Deneylerde, ısı değiştiricinin iç ve dış boruları arasındaki sıcaklığı sabit tutmak amacıyla, 22 litrelik hacme sahip dairesel kesitli bir su deposundan kızgın buhar elde edilmiştir. Bu kızgın buhar, iki adet elektrikli rezistans ile yaklaşık 2 saat süreyle ısıtılarak ihtiyaç duyulan sıcaklık seviyesine ulaşmıştır. Elektrik çarpmalarına karşı güvenlik önlemi olarak dairesel kesitli su deposu topraklanmıştır. Ayrıca buhar kazanında oluşabilecek ısı kayıplarını önlemek için kazanın dış yüzeyi yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Üretilen kızgın buhar, su deposu ile ısı eşanjörü arasına takılan borular vasıtasıyla eşanjöre aktarılmıştır. Şekil 6.10'daki görselde, buhar kazanı ile ısı eşanjörünün yerleşimi gösterilmektedir.



Şekil 6.10. Buhar kazanı ve ısı değıştiricisi.

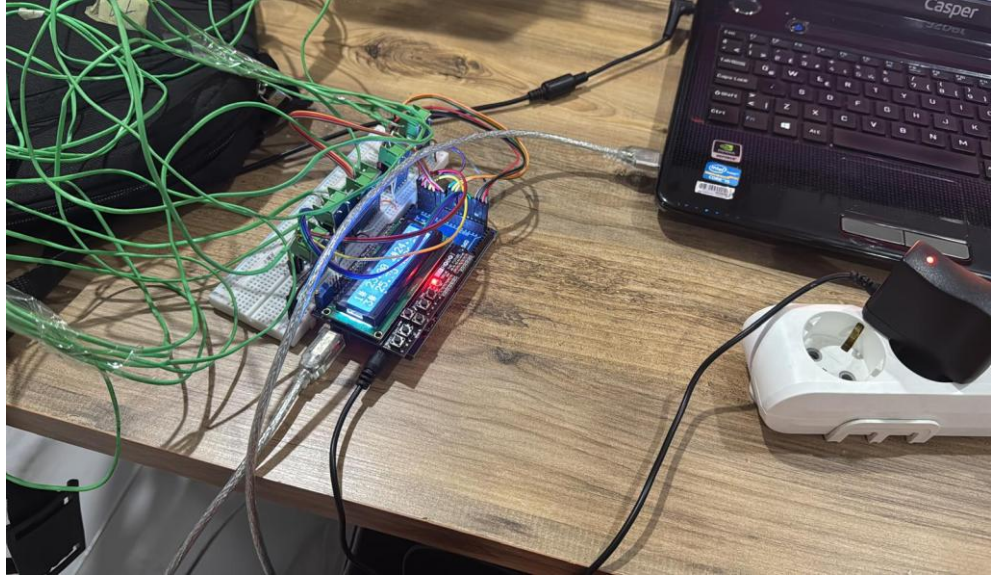
6.2.6. Isı değıştiricisi

Bu çalışmada kullanılan ısı değıştirici, iç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İç boru 65 mm çapa ve 1,5 metre uzunluğa sahip bakır malzemeden üretilmiştir. Dış boru ise 101 mm çapında ve 0,8 metre uzunluğunda çelikten imal edilmiştir. Isı kayıplarını en aza indirmek amacıyla dıştaki çelik boru yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Dairesel kesitli buhar kazanından elde edilen kızgın su buharı, iç ve dış boru arasındaki boşluktan geçirilmiş; aynı zamanda salyangoz tipi bir fan yardımıyla iç boru içerisinde yer alan türbülörlere hava akışı sağlanmıştır. Bu sayede hem düz akış hem de ters akış koşullarında ısı transferi deneyleri gerçekleştirilmiştir.

6.2.7. Veri kayıt programı ve dönüştürücü

Deneylerde kullanılan türbülötörlerin gerek farklı dizilimleri gerekse farklı açılı konik şekilde olmaları sebebiyle türbülötörlerin yerleştirildiği bakır borunun giriş ve çıkış basınçları arasında farkın oluşmasına sebep vermiştir. Oluşan basınç farklarını ölçmek amacıyla borunun giriş ve çıkışına BMP280 tipi basınç sensörü yerleştirilmiştir.

Basınç sensörlerinin okuduğu değerler, ATmega2560 mikrodnetleyici kartına iletilmiştir. Mikrodnetleyici, bu verileri okuduktan sonra seri port aracılığıyla bilgisayara aktarmıştır. Bilgisayarda ise, C# programlama dili kullanılarak geliştirilen bir veri kayıt arayüzü üzerinden bu bilgiler alınmış ve kaydedilmiştir.



Şekil 6.11. Datalogger

M. Şirin Sağır Deney Seti Kayıt Programı

Cihaza Bağlan

COM X

Bağlantı Durumu ☐

Şablonu Kaydet

Sıcaklık-Zaman

Sıcaklık Farkı-Zaman

Sensörler

☒ T1 Sensör
☒ T2 Sensör
☒ T3 Sensör
☒ T4 Sensör
☒ T5 Sensör

☐ F1 Sensör
☐ F2 Sensör

Kalman Filtresi: Off

T1	T2	T3	T4	T5
NaN	NaN	NaN	NaN	NaN
Hava Giriş Sıcaklığı	Hava Çıkış Sıcaklığı	Buhar Giriş Sıcaklığı	Buhar Çıkış Sıcaklığı	Ortam Sıcaklığı

Hava Hızı: 8.0

Akış Tip: Ters Akış

Deney Süresi (dk): 3

Türlütör Sayısı: 0

Türlütör Tip: 25 derece

Deneye Başla!

Deneyi Durdur

Kayıt Hedefi

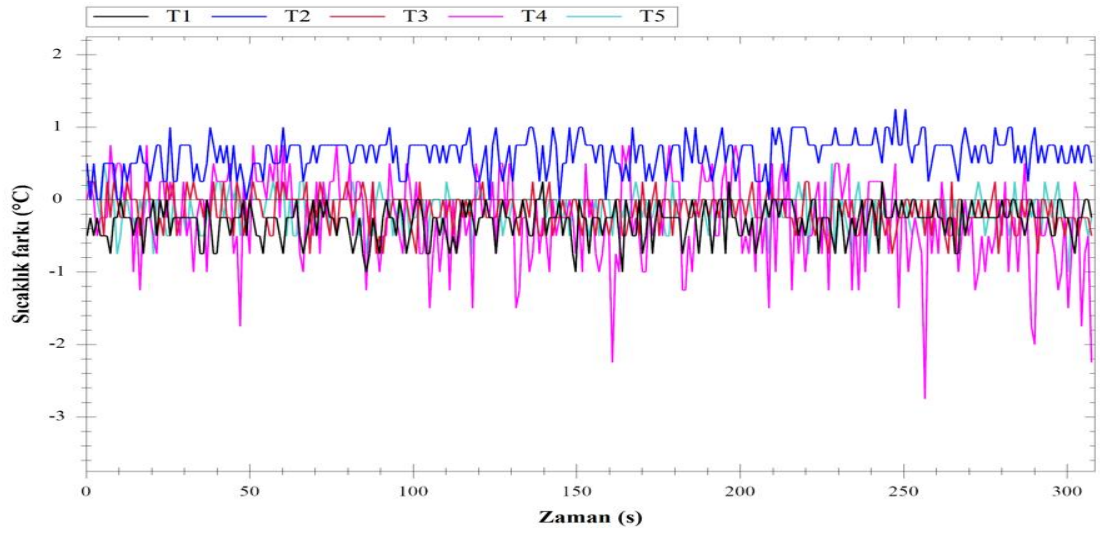
Kaydet

Şekil 6.12. Deney seti kayıt programı arayüzü.

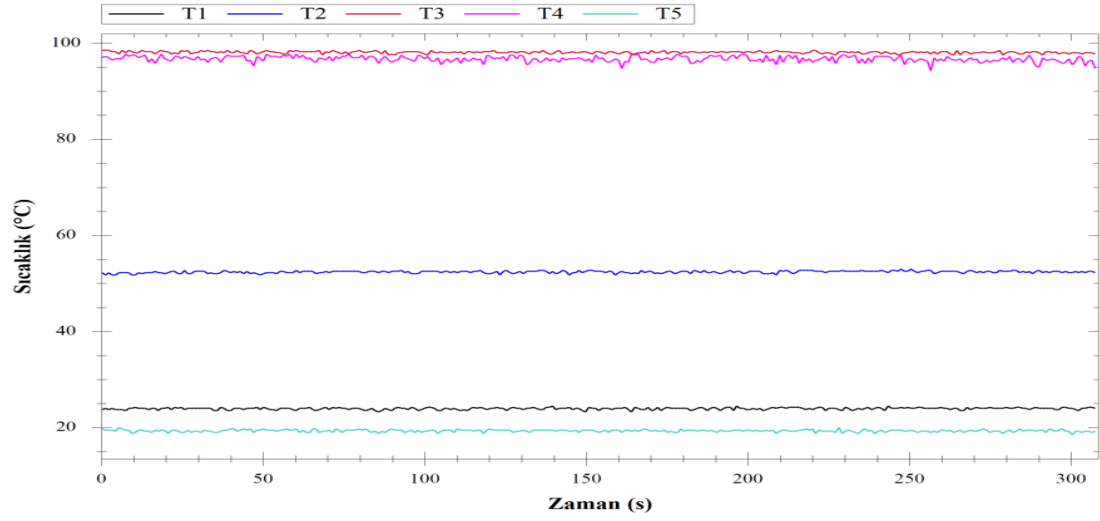
Şekil 6.11’de 300 saniye süren ve 4 m/sn hızda 35° konik açılı 6 engelli türbülötör dizilimi ile yerleştirilen deney setinden elde edilen veriler aşağıda gösterilmiştir. Tasarlanan yazılım, her zaman otomatik olarak veri kaydı yapmamaktadır. Deney sırasında, önce koşullar seçilir ve göstergelerdeki verilerin doğruluğu operatör tarafından kontrol edilir; ancak bu onaydan sonra veri kaydı gerçekleştirilir. Kaydetme işlemi yalnızca "deneyi durdur" tuşuna basıldıktan sonra mümkün olmaktadır.

Deney tamamlandığında, oluşturulan klasör yapısı belirli bir hiyerarşiyle deney parametrelerini içerecek şekilde kaydedilir. Bu klasör içerisinde yüksek çözünürlükte zaman-sıcaklık ve zaman-sıcaklık farkı grafiklerine yer verilir. Ayrıca, deney sırasında anlık olarak toplanan veriler .txt formatında bu klasöre kaydedilir.

37



a)



b)

0.2657071;23.75;52.25;98.5;97;19.75
1.2969108;24;51.75;98.5;97.25;19.5
2.2983748;23.75;52.25;98.5;97;19.5
3.329884;24;51.75;98.25;96.5;19.5
4.3456161;23.75;51.75;98.25;96.75;19.25
5.3613504;23.75;52.25;97.75;96.75;20
6.3708659;23.75;52.25;98.5;96.75;19.75
7.3977617;23.5;52.25;98;97.75;19.5
8.4147016;24;52.25;98.5;97.25;19.5
9.4305677;24;51.75;98.25;97.5;18.75
10.4478158;24.25;51.75;98;97.5;19
11.4635867;24;52.25;98;97;19.5
12.4793815;24;52;98.5;97.25;19.5
13.4951136;24;52.25;98.25;97.5;19.25
14.5108527;23.75;52.25;98.25;96;19.25
15.5265821;24;52.25;98.25;96.75;19
16.5423126;24;52.5;97.75;95.75;19.5
17.5580973;23.5;52.25;98.25;96.75;19.25
18.5752447;24;52.25;98.5;97.75;19.5
19.5909876;24;52;98.25;96.75;19.5
20.6223366;24.25;52.25;98.25;96.5;18.75
21.6391079;23.75;52.5;97.75;96.25;19.5
22.6388699;24.25;52.5;98;97.25;19.5
23.6801255;24;52;97.75;97.25;19.25
24.6802641;24.25;52;98.5;96.75;19
25.6959817;23.75;52.75;98.25;97.25;19
26.7273667;24;52;98.5;97;19.5
27.7274893;24;52;97.75;96.75;19
28.7588728;24;52.5;98;96.5;19.25
29.7589837;24;52.5;98;97.25;19.25
30.7903216;24;52.5;98.5;96.5;19
31.806045;24;52.5;98.25;96.75;19.5
32.8218191;24;52;98.5;96;19.25
33.8376073;24;52.25;98.25;96.75;19.25
34.8533297;23.5;52;98.25;97;19
35.8600633;23.5;52;98;97.19

c)

Şekil 6.13. a), b), c) Deney kayıt programı kayıt örnekleri

6.2.8. Teorik hesaplamalar

6.2.8.1. Reynolds sayısı hesabı

Bir akışkanın akış rejimini belirleyen boyutsuz bir sayıdır. Anemometre ile boru içerisinde ölçülen akışkan hızı ile Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Akışın laminar mı yoksa türbülanslı mı olduğunu anlamakta kullanılır.

Laminar akış: Akışkan tanecikleri düzgün ve paralel bir şekilde akar.

Türbülanslı akış: Akışkanın akışı düzensizdir, girdap ve dalgalanmalar görülür.

Eğer $Re < 2300$ laminar akış

$2300 < Re < 4000$ kararsız

$Re > 4000$ türbülanslı akış ise bu şekilde akışın rejimini belirleyebiliriz.

Reynolds sayısı genelde şu denklemlerle (6.1) ve (6.2) ile hesaplanır;

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (6.1)$$

veya

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (6.2)$$

Burada;

ρ : Akışkanın yoğunluğu ($1,145 \text{ kg/m}^3$)

v : Hız (m/sn)

D : Karakteristik uzunluk (m)

μ : Dinamik viskozite ($1,88 \text{ kg/m.s}^{-1}$) dir.

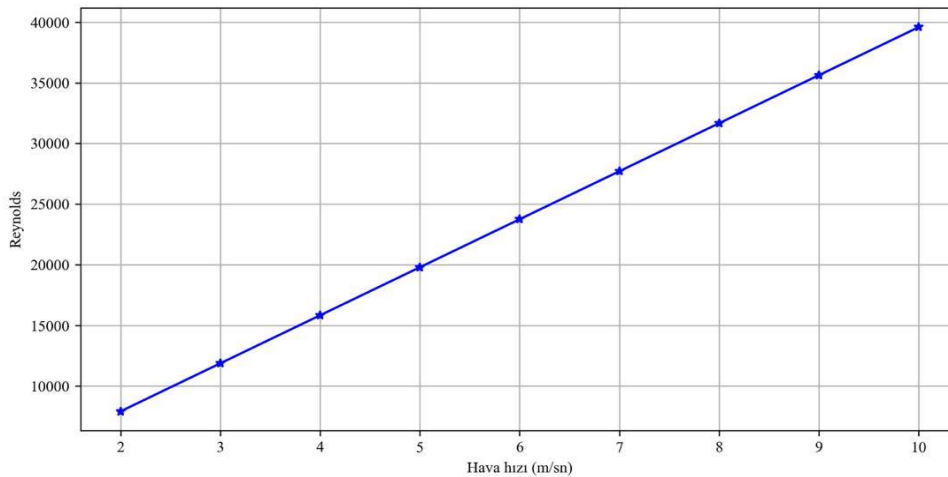
ν : Kinematik viskozitesi

Deneyde, boru iç çapı olarak $D=0,065 \text{ m}$, sistemin hava hızı 1 m/s için Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{1,145 \times 1 \times 0,065}{1,88 \times 10^{-5}} = 3958,776 \text{ bu durumda akım kararsız çıktı ve diğer}$$

hava hızları olan $2-8 \text{ m/s}$ hava hızlarındaki Reynolds değerlerinin grafiği aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 6.4. Hesaplanan Reynolds değerlerinin grafiği



6.2.8.2. Nusselt sayısı hesabı

Bir yüzeydeki ısı iletiminin yanında konveksiyonun ısı transferine ne kadar katkı sağladığını belirtir.

$$Nu = \frac{\text{konveksiyon ile ısı transferi}}{\text{iletim (konduksiyon) ile ısı transferi}}$$

Formülü ise;

$$Nu = \frac{q_{\text{taşınım}}}{q_{\text{iletim}}} = \frac{h \times \Delta t}{\frac{k \times \Delta t}{L}} \quad (6.3)$$

Burada;

h : Isı transfer taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)

L : Karakteristik Uzunluk (m)

k : Isı transfer iletim katsayısıdır ($W/m.K$) dır.

$Nu \approx 1$ =ısı transferi yalnızca iletim ile olur. Örnek hareket etmeyen sabit durumdaki sıvı,

$Nu > 1$ = konveksiyon ısı transferini artırıyor demek ve Nu çok büyük ise konveksiyon baskın ısı transfer mekanizmasıdır.

Nusselt sayısının hesaplanabilmesi için h_m ısı transfer katsayısının da hesaplanması gerekir. Isı taşınım katsayısı, birim yüzey alanı başına birim sıcaklık farkında taşınım yoluyla geçen ısı miktarını belirtir.

$$Q_{\text{gerçek}} = Q_{\text{taşınım}} \quad (6.4)$$

$$(\rho \cdot v_{ort} \cdot A_k) \cdot C_p \cdot (T_{\zeta} - T_g) = h_m \cdot A_{yan} \cdot \Delta T_{lm} \quad (6.5)$$

daha açık bir şekilde yazılarak h_m çekilecek olursa eşitlik 6 elde edilir.

$$h_m = \frac{\left(\frac{\rho \cdot v_{ort} \cdot \pi \cdot D^2}{2} \right) \cdot C_p \cdot (T_{\zeta} - T_g)}{\pi \cdot D \cdot L \cdot \Delta T_{lm}} \quad (6.6)$$

Akışkan özellikleri (C_p , ρ , k) giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması esas alınarak tablolardan bulunur. Böylece Nusselt sayısı hesaplanabilir:

$$Nu = \frac{h_m \cdot D}{k} \quad (6.7)$$

Burada;

ρ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m^{-3})

A_k : İç borunun kesit alanı (m^2)

- v_{ort} : Ortalama geçiş hızı
 C_p : Sabit basınç özgül ısısını
 A_{yan} : İç borunun yanal yüzey alanı (m^2)
 $T_{\dot{c}}$: Akışkanın çıkış sıcaklığını ($^{\circ}C$)
 T_g : Akışkanın giriş sıcaklığını ($^{\circ}C$)
 L : Karakteristik uzunluğu (m)
 D : Boru iç çapı (m)
 ΔT_{lm} : Logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.
 h_m : Ortalama ısı

Ölçülen cidar sıcaklıkları ve akımın giriş-çıkış sıcaklıkları yardımıyla ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Ortalama Nu sayısı için ısı değiştiricilerinde geçerli olan logaritmik sıcaklık farkı hesabı kullanılmıştır. Logaritmik sıcaklık farkı için, ortalama sıcaklık ile giriş sıcaklığının ve ortalama sıcaklık ile çıkış sıcaklığının arasındaki farkın ($\Delta T_1, \Delta T_2$) bilinmesi gerekir. Buna göre:

$$\Delta T_1 = T_w - T_g \quad (6.8)$$

$$\Delta T_2 = T_w - T_{\dot{c}} \quad (6.9)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (6.10)$$

ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı denklem (6.7), (6.8) ve 9 ile hesaplanır. Burada;

- T_w : Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
 ΔT_1 : Yüzey sıcaklığı ile giriş sıcaklığı arası sıcaklık farkı
 ΔT_2 : Yüzey sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı arası sıcaklık farkıdır.

6.2.8.3. Basınç kaybı ve sürtünme faktörünün hesaplanması

Boru içi akışlarda, sürtünmeden kaynaklı basınç kayıpları oluşmaktadır. Sürtünme faktörü de basınç farkının paskal birimine dönüştürülmesi ve Darcy eşitliğinde yerine yazılmasıyla bulunur.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \cdot \rho \frac{v^2}{2} \quad (6.11)$$

Bu denklemde;

- ΔP : Basınç kaybı
 f : Sürtünme faktörü
 L : Boru uzunluğu(m)
 D : Boru iç çapı(m)
 ρ : Akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
 v^2 : Akışkanın ortalama hızını (m/s) ifade etmektedir.

6.2.8.4. Ekserji Analizi Hesaplamaları

Bir ısı değiştiricisinde 3 tip kayıplar vardır. Bunlar sıcaklık farkı kayıpları, akışkanın boru içindeki sürtünmelerden dolayı oluşan kayıplar ve ısı değiştirici ile çevresiyle ısı transferinden kaynaklanan kayıplardır. Fakat ısı değiştirici ile çevre arasındaki ısı transferi kayıplarını genelde ihmal ederiz.

Sabit yüzey sıcaklıklı ısı değiştirgecinin entropi üretim oranı şu şekilde bulunabilir.

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta P} \quad (6.12)$$

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_g \cdot T_\zeta} + \frac{32\dot{m}^3 f L}{\rho^2 \pi^2 D^5 T_w} \quad (6.13)$$

Burada;

- $\dot{S}_{top}$: Toplam entropi (W/°K)
- θ_0 : Yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı (°K)
- $\dot{m}$: Akışkanın kütleel debisi (kg/s)
- Q_g : Giriş çıkış arası gerçek ısı transferi (W)
- f : Sürtünme katsayısıdır.
- T_ζ : Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığını (°C)
- T_g : Akışkanın sisteme giriş sıcaklığını (°C)
- L : Karakteristik uzunluğu (m)
- ρ : Akışkanın yoğunluğu
- D : Boru iç çapı (m)
- T_w : Cidar sıcaklığı (°C) dır.

Bir ısı değiştiricisinde etkinlik şu şekilde yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{maks}} \quad (6.14)$$

Burada;

- Q_g : Giriş çıkış arası gerçek ısı transferi (W)
- Q_{maks} : Maksimum ısı transferi (W) dir.
- Q_g ve Q_{maks} denklem (6.15) ve denklem (6.16) ile de hesaplanabilir.

$$Q_g = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_\zeta - T_g) \quad (6.15)$$

$$Q_{maks} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_w - T_g) \quad (6.16)$$

Burada;

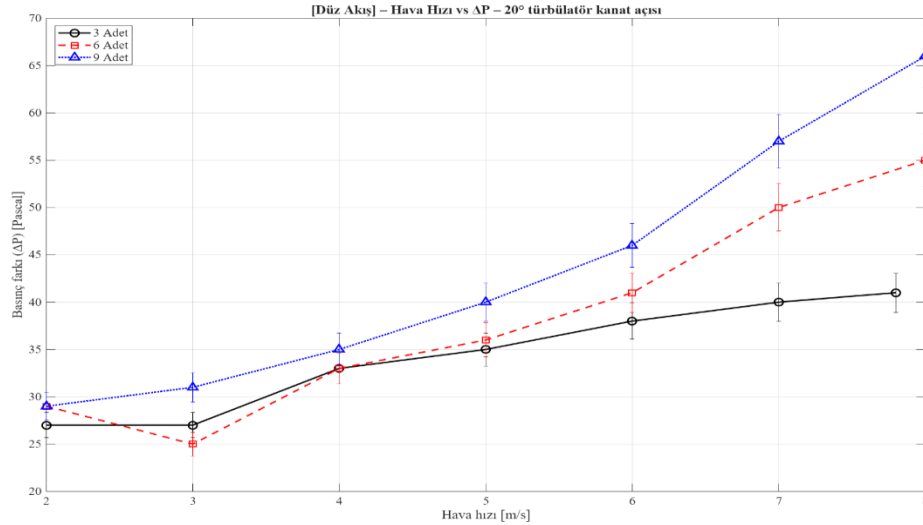
- $\dot{m}$: Akışkanın kütleel debisi (kg/s)
- c_p : Sabit basınç özgül ısısını
- T_ζ : Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığını (°C)
- T_g : Akışkanın sisteme giriş sıcaklığını (°C)
- T_w : Cidar sıcaklığı (°C) dır.

7. BULGULAR VE TARTIŞMA

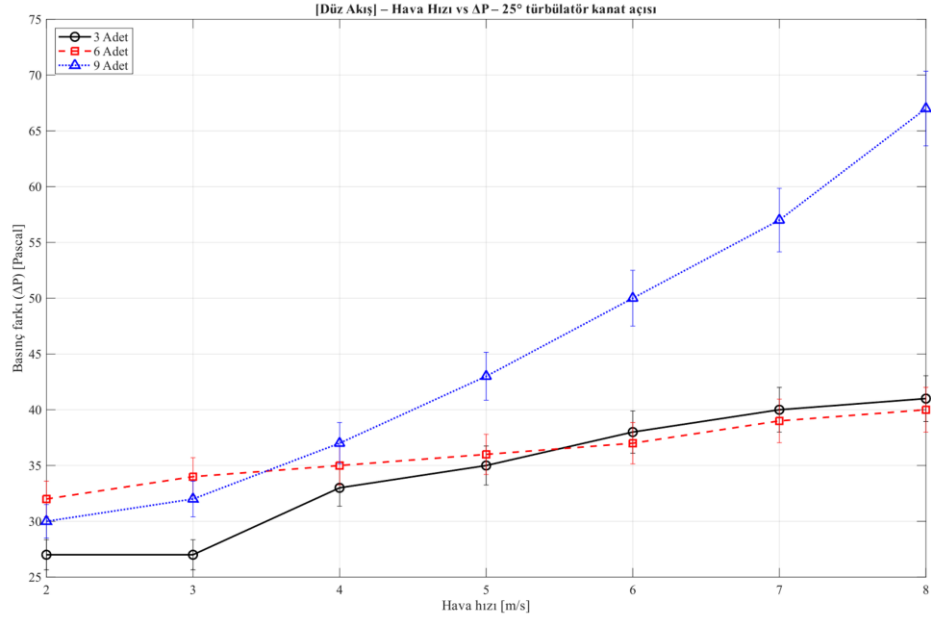
Bu bölümde deneylerden elde ettiğimiz verileri Matlab programı yardımıyla analiz edilerek grafik yöntemiyle sunulmuştur. Ayrıca Paralel ve zıt akış deneyleri ayrı ayrı ele alınacak, türbülatorlerin farklı dizilimleri, türbülator açısının etkinliği incelenecektir. Genel olarak grafikler incelendiğinde Reynolds sayısının arttığı ve buna bağlı paralel olarak Nusselt sayısında da artış olduğu gözlemlenmiştir. Nusselt sayısının artması demek ısı transferinin arttığını göstermektedir.

7.1. Hava Hızı - Basınç Kaybı İlişkisi

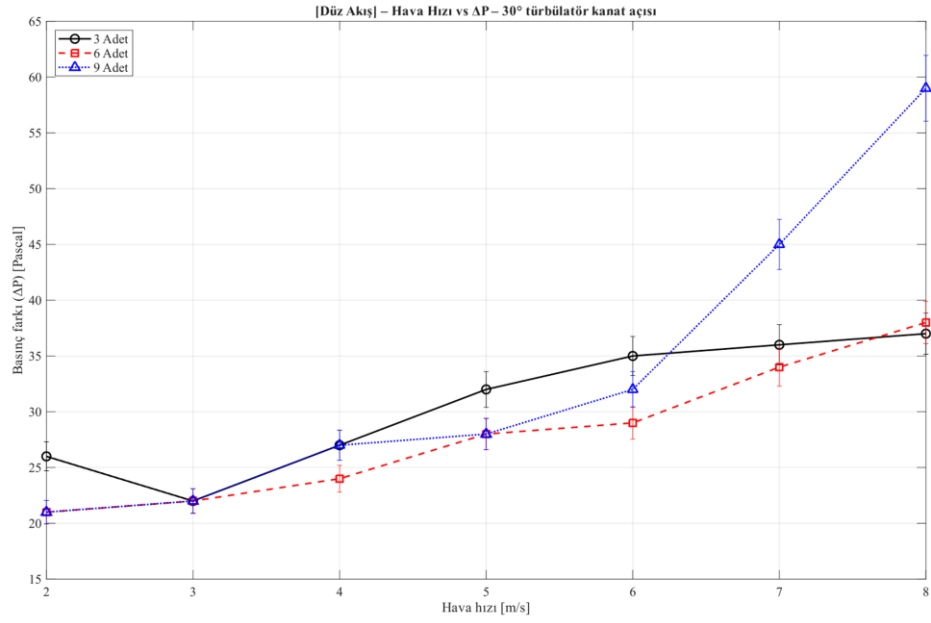
Deneyler sırasında salyangoz tipi fan ile boru içine yönlendirdiğimiz hava akışı türbülatorler engellerine çarpması sebebiyle boru çıkışında hava hızında azalma meydana getirmiştir. Isı değiştiricisinden geçen havanın hızı artıkça akışkanın yüzeylere ve borunun iç cidarıyla teması artmaktadır. Bu sürtünme direncinden dolayı akışkanın yol boyunca kaybettiği enerji yani basınç farkı daha fazla olmaktadır. Kısacası hava daha hızlı hareket ettiğinde türbülans artar ve bu da daha fazla sürtünme ve basınç kaybına sebep olmuştur.



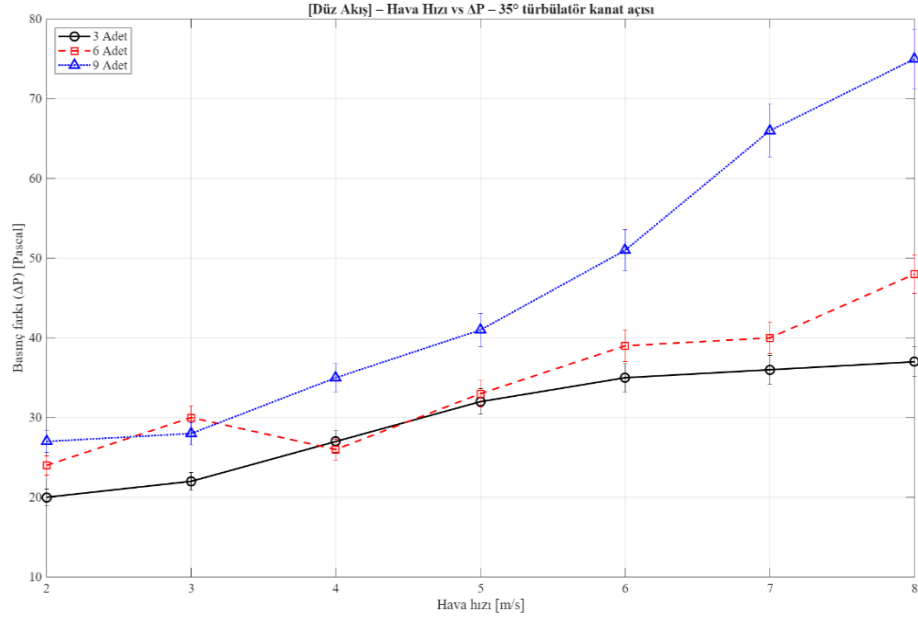
Şekil 7.1. 20° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



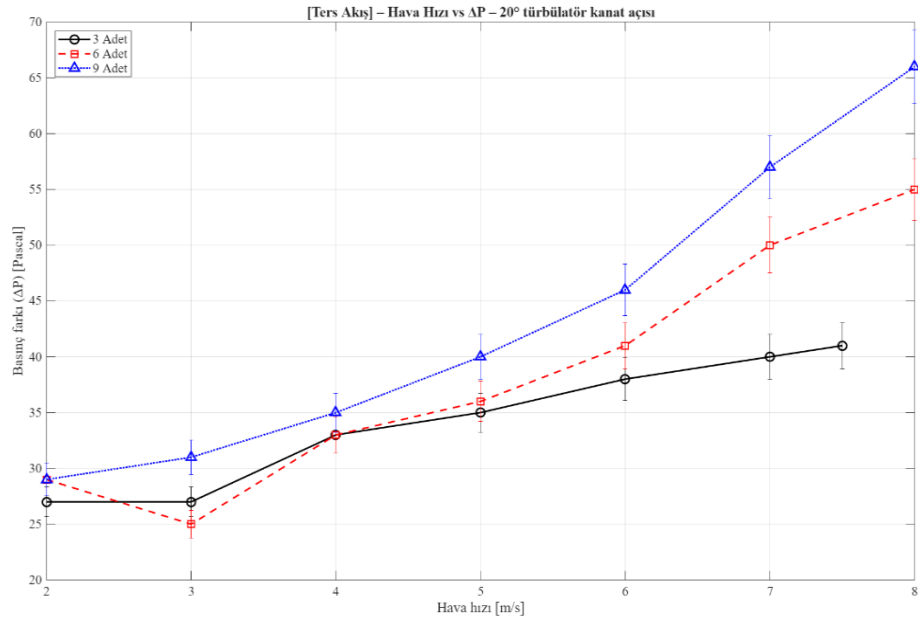
Şekil 7.2. 25° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



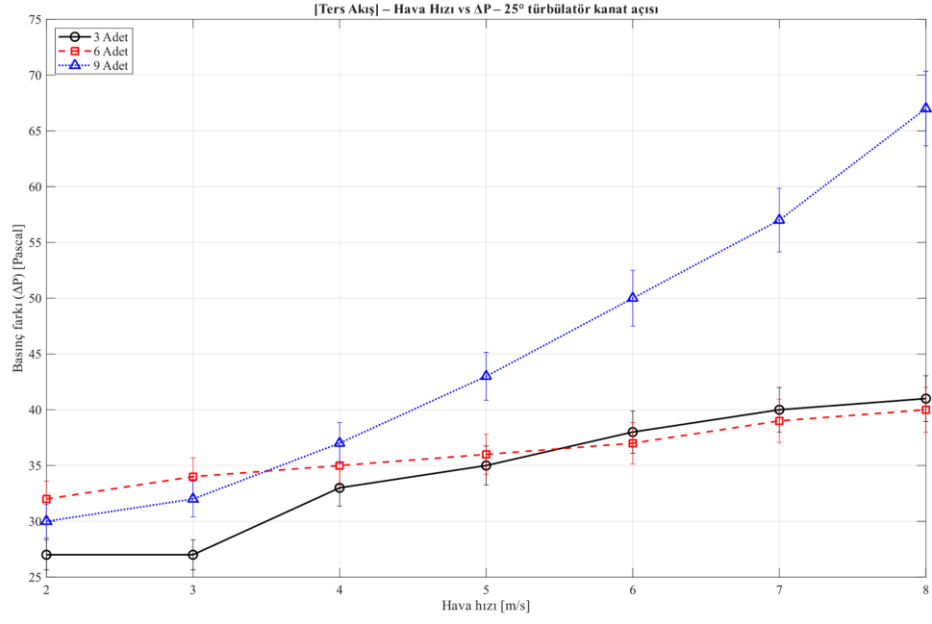
Şekil 7.3. 30° açılı türbülatorlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



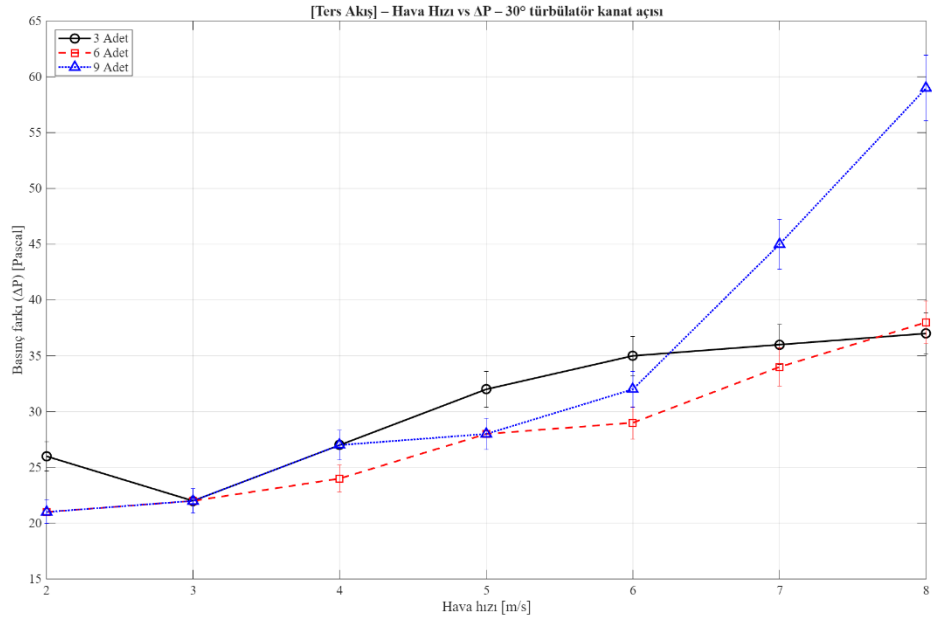
Şekil 7.4. 35° açılı türbülötörlerin düz akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



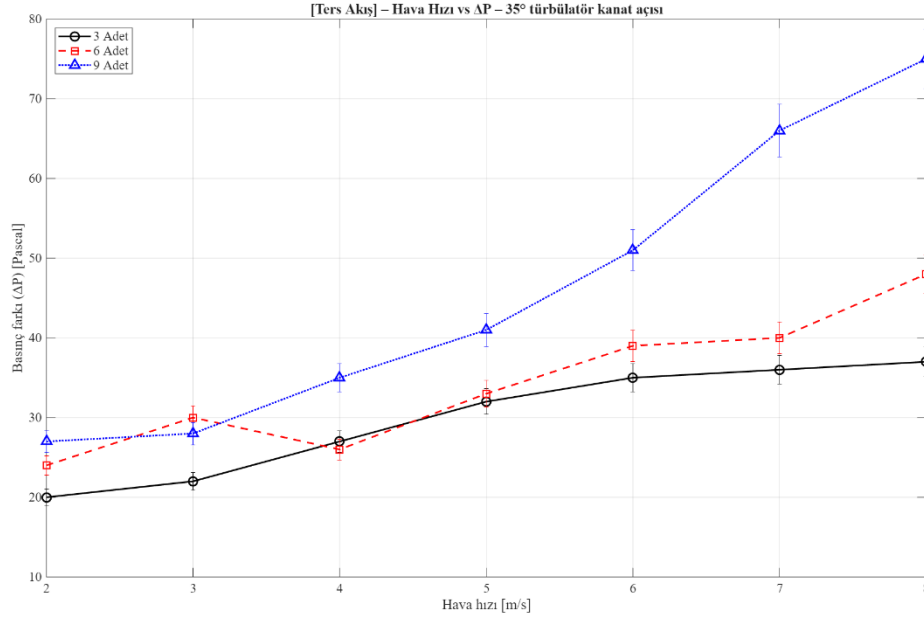
Şekil 7.5. 20° açılı türbülötörlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



Şekil 7.6. 25° açılı türbülötörlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



Şekil 7.7. 30° açılı türbülötörlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.



Şekil 7.8. 35° açılı türbülötörlerin ters akışta, hava hızı-basınç farkı ilişkisi.

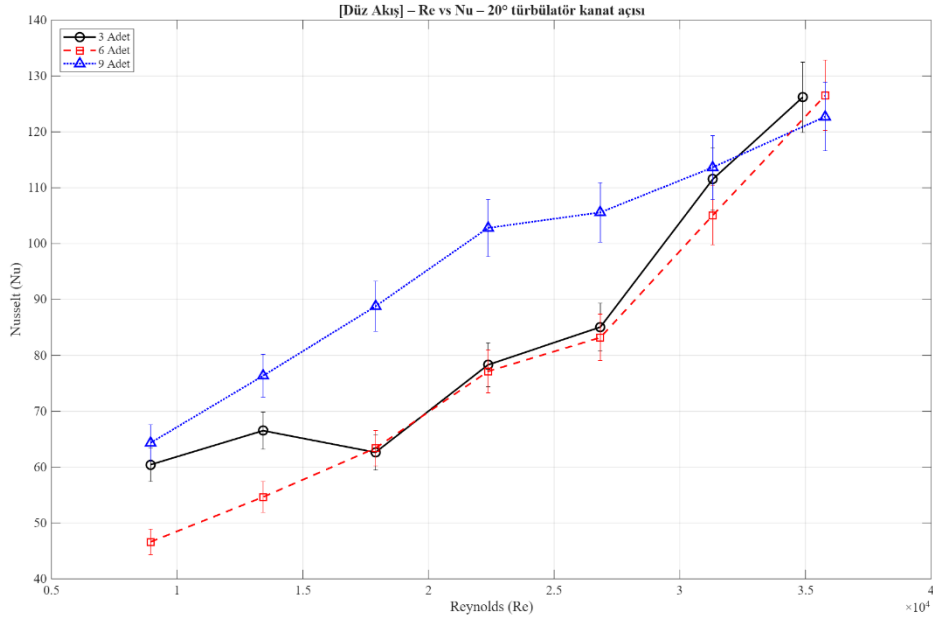
Hava hızındaki artış, fanın daha fazla güç harcamasına ve dolayısıyla enerji tüketiminin yükselmesine neden olmakta, bu da tercih edilmeyen bir durum olarak değerlendirilmektedir. Bu sebeple, türbülötörlü ısı değıştircilerde, içte yer alan bakır boru içinde gerçekleşen hava akışı türbülötör engellerine çarptığında hava hızı bir miktar azalmaktadır. Bu durum da ısı değıştircisinin giriş ve çıkışı arasında belirli bir basınç farkının oluşmasına yol açmaktadır. Boru içerisindeki türbülötörler, mümkün olduğunca basınç kaybını minimize ederek havayı yönlendirmek ve böylece ısı transferini artırmak amacıyla tasarlanmıştır. Söz konusu türbülötörler, bypass kanallı olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım sayesinde havanın bir bölümü konik profil üzerinden yönlendirilerek iç boru yüzeyine çarpmakta, diğer bir kısmı ise bypass kanalından geçerek oluşan basınç farkını azaltmaktadır. Bypass kanalları, uygulanan basıncı serbest bırakarak hava akımını engellememekte ve böylece sistemdeki akış sürekliliği korunmaktadır.

Yukarıdaki şekillerde de görüldüğü üzere farklı kanatçık açlarına sahip türbülötörlerin hem düz hem de ters akış koşullarındaki hava hızı ile basınç farkı üzerine etkilerini gösteren grafikler gösterilmiştir. Hem düz hem de ters akış durumlarında, farklı kanatçık açıları ve dizilimlerine sahip türbülötörlerde hava hızının artmasıyla birlikte basınç farkının da arttığı tespit edilmiştir. Isı değıştircisinin giriş ve çıkış noktalarındaki basınç farkının fazla olması istenmeyen bir durumdur.

En fazla engel sayısına ve en yüksek kanatçık açısına sahip türbülötörlerde en yüksek basınç farkı elde edilmiştir. En yüksek hava basınç farkı değeri hem düz hem de ters akış koşullarında 8 m/sn hava hızında 75 Pa olarak ölçülmüştür.

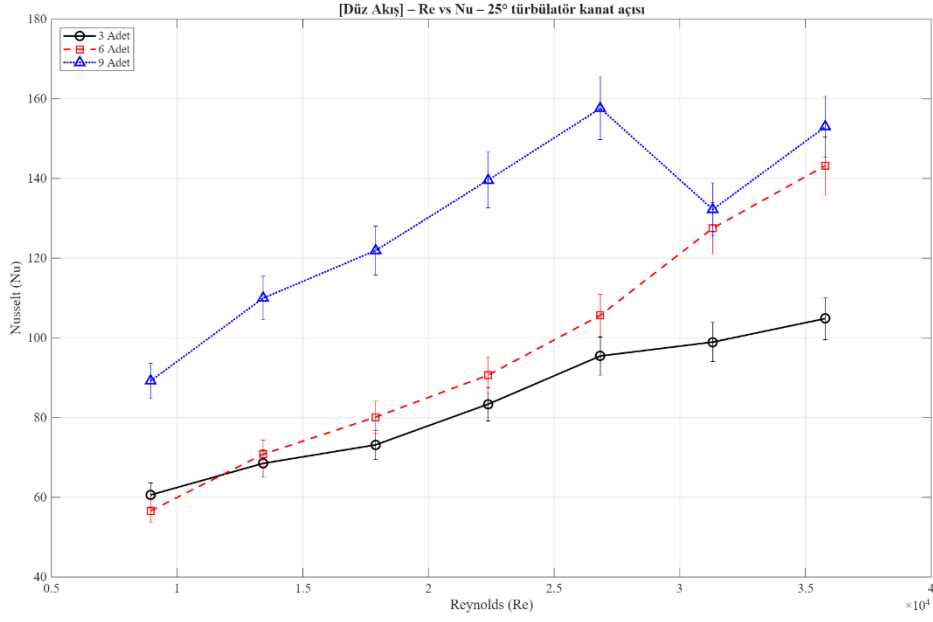
7.2. Düz Akışta Re-Nu İlişkisi

İki akışkanın ısı değıştiricisine aynı uçtan girip aynı yönde birbirine karışmadan yan yana akması durumudur. Nusselt sayısı, ısı verimini ifade eder. Isı taşınım katsayısının bir ölçüsüdür.



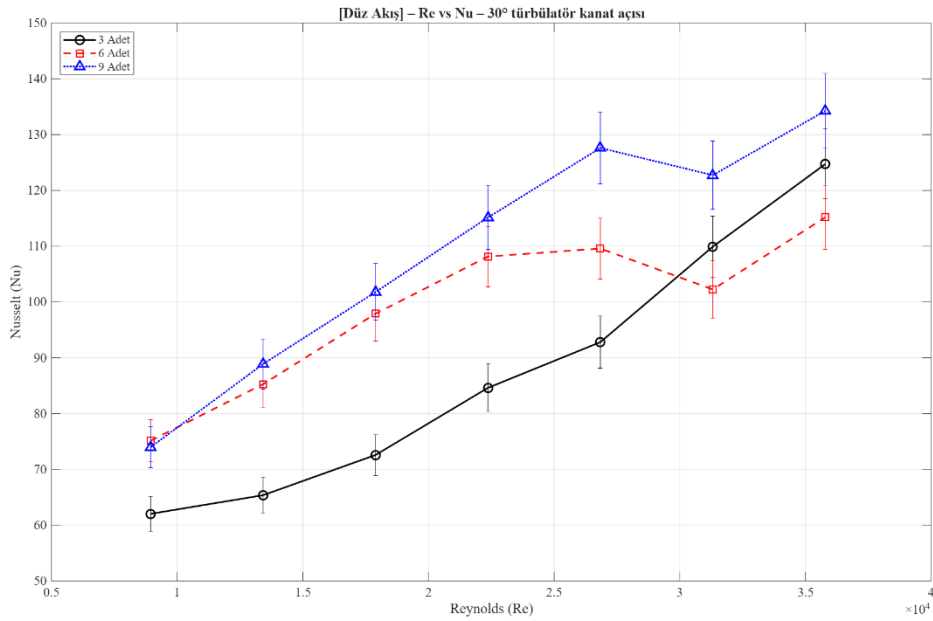
Şekil 7.9. 20° açılı türbülörlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.9’da 20° kanatçık açısına sahip türbülörlerde Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi grafiksel olarak analiz edilmiştir. Grafiğe göre, engel sayısının artmasıyla birlikte, en yüksek engel sayısına sahip türbülör setinde Nusselt sayısının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısında da paralel bir artış gözlemlenmiştir. 20° kanatçık açısına sahip türbülörlerde en yüksek Nusselt sayısı, 6 engelli türbülör diziliminde 126.53 olarak gerçekleşmiştir.



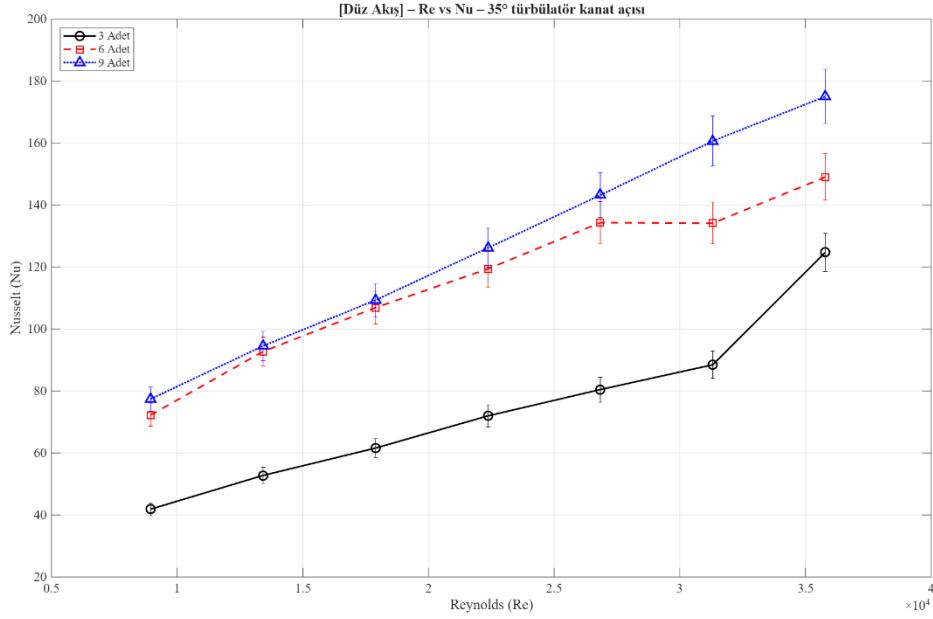
Şekil 7.10. 25° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.10'da 25° kanatçık açısına sahip türbülatorlerde Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir. Grafiğe göre, en yüksek engel sayısına sahip türbülator setinde Nusselt sayısının daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. En yüksek ve en düşük Nusselt sayıları sırasıyla 9 engelli türbülator setinde 157.57 ve 6 engelli türbülator setinde 56.59 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca en yüksek Nusselt sayısının 23752 Reynolds sayısında, 9 engelli türbülator setinde gerçekleştiği belirlenmiştir.



Şekil 7.11. 30° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.11’de 30° kanatçık açısına sahip türbülatorlerde Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir. Grafiğe göre en yüksek engel sayısına sahip türbülator setinde Nusselt sayısının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. En yüksek Nusselt sayısı 9 engelli türbülator setinde 134.27 ve en düşük Nusselt sayısı 3 engelli türbülator setinde 62.03 olarak hesaplanmıştır. 7 m/sn hızda hem 6 hem de 9 engelli türbülator dizilimlerinde sistem türbülantstan çıkmış ve Re-Nu grafiğinde bozulma olduğu görülmüştür. Reynolds sayısı artıkça genel olarak Nusselt sayısı artmaktadır.

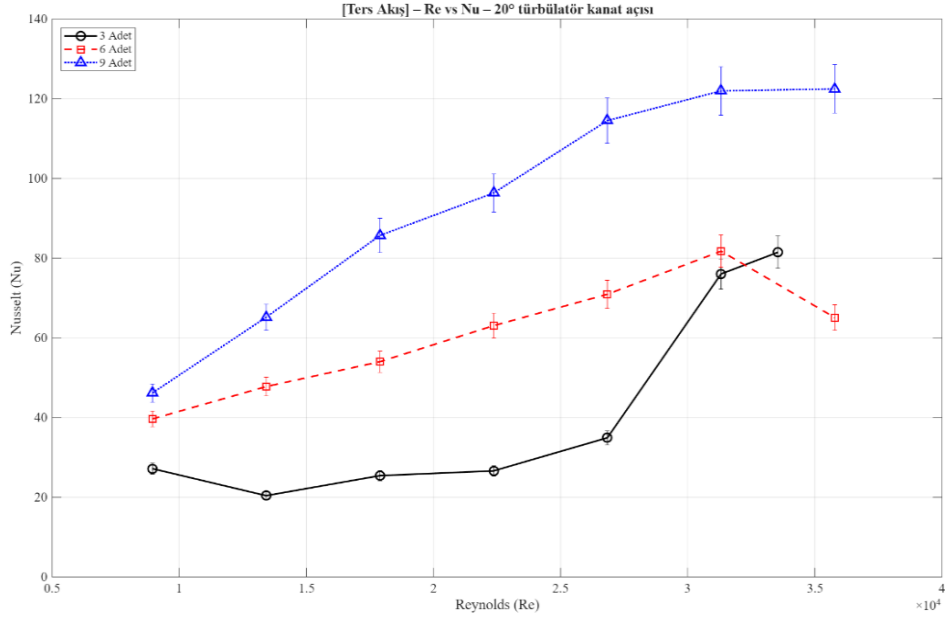


Şekil 7.12. 35° açılı türbülatorlerin düz akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.12’de 35° kanatçık açılı türbülatorlerde Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerine olan etkisi grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafiğe göre, en yüksek engel sayısına sahip türbülator setinde Nusselt sayısının miktarı daha fazladır. En yüksek ve en düşük Nusselt sayıları sırasıyla 9 engelli türbülator setinde 175 ve 3 engelli türbülator setinde 41.88 olarak hesaplanmıştır. Buna karşı olarak en yüksek Nusselt sayısı 31670 Reynolds değerinde 9 engelli türbülator diziliminde elde edilmiştir.

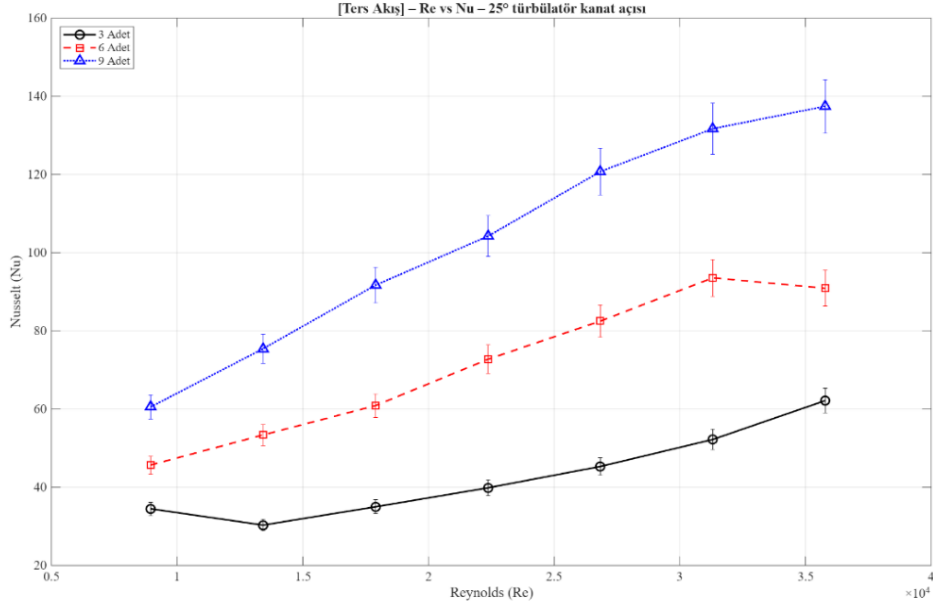
7.3. Ters Akışta Re-Nu İlişkisi

İki akışkanın ısı değiştirici içerisinde akış yönlerinin birbirine zıt olduğu bir akış düzenidir. Düz akışa göre daha verimli olabilirler. Yüksek ısı transfer verimi sağlaması sebebiyle yaygın olarak kullanılırlar. Zıt akış düzeninde her iki akışkanın sıcaklık farkı boyunca daha dengeli bir profil oluşur. Buda ısı transfer oranını artırır. Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha yüksek olabilir ve bu paralel akışa göre avantajdır.



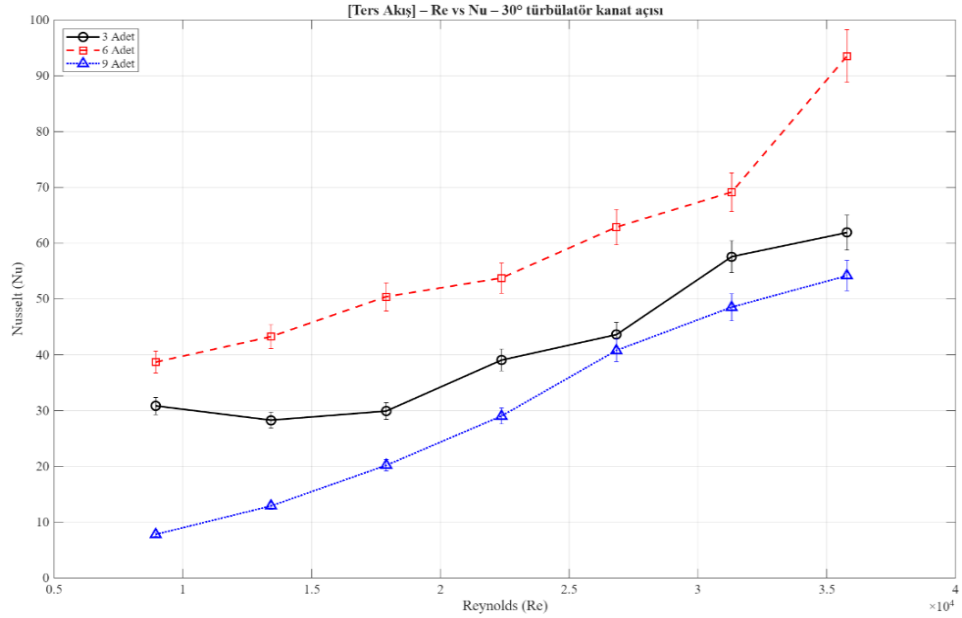
Şekil 7.13. 20° açılı türbülötörlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.13'te ters akışta ve dikey kanatçıklı 20° açılı türbülötörlerde Reynolds - Nusselt ilişkisi gösterilmiştir. Buna göre en düşük Nusselt değeri sırasıyla 20.4 ve ve en yüksek Nusselt değeri 122.47 olarak hesaplanmıştır. En yüksek Nusselt değeri en yüksek Reynolds sayı değerinde, 9 engelli türbülötör dizilimlerinde hesaplanmıştır. En düşük Nusselt sayı ise 3 engelli türbülötör dizilimlerinde görülmüştür.



Şekil 7.14. 25° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

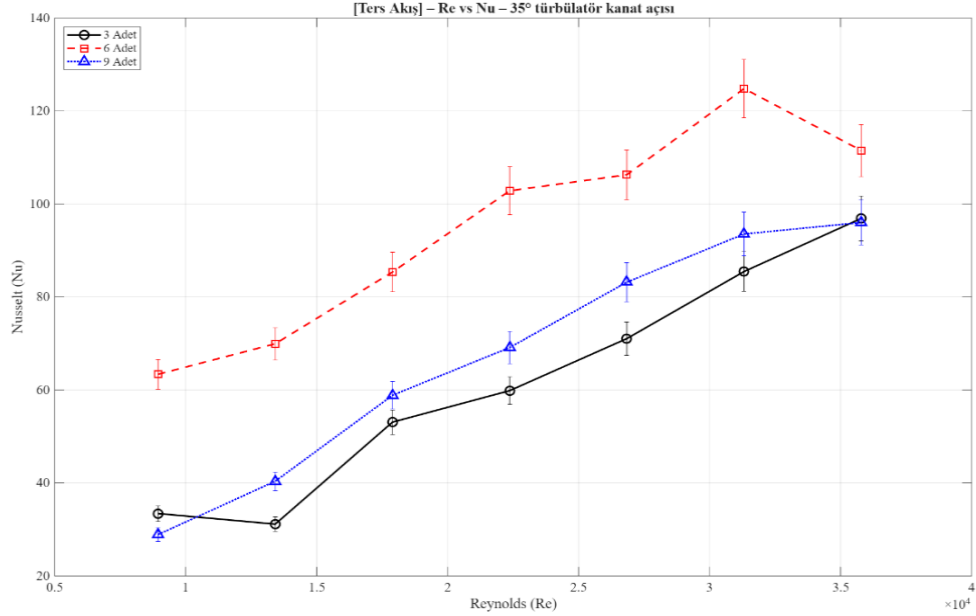
Şekil 7.14'te ters akış ve dikey kanatçıklı 25° açılı türbülatorlerde Reynolds-Nusselt ilişkisi gösterilmiştir. Buna göre en düşük Nusselt değeri 34.48 ve 3 engelli türbülator dizilimlerinde en yüksek Nusselt değeri ise 137.43 ve 9 engelli türbülator diziliminde hesaplandığı görülmüştür.



Şekil 7.15. 30° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.15'te ters akışlı sistemde ve dikey kanatçıklı 30° açılı türbülatorler kullanılarak yapılan çalışmada, Reynolds - Nusselt ilişkisi incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda, Nusselt sayısının en düşük değeri, 9 engelli türbülator dizilimlerinde 7.8, en

yüksek değeri ise 6 engelli türbülator setlerinde 93.54 olarak hesaplanmiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayı değerlerinin paralel olarak arttığı fakat engel sayısı artışın paralel olmadığı ortaya çıkmıştır.



Şekil 7.16. 35° açılı türbülatorlerin ters akışta Reynolds - Nusselt ilişkisi.

Şekil 7.16’da ters akış ve dikey kanatçıklı 35° açılı türbülatorlerin kullanıldığı çalışmada, Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı arasındaki ilişki incelenmiştir. Bu kapsamda, hesaplanan Nusselt sayısı en düşük 28,9 ve en yüksek 124,83 olarak belirlenmiştir. En yüksek Nusselt sayısı değerlerine daima 6 engelli türbülator setlerinde rastlanırken, en düşük Nusselt sayısı değeri ise 9 engelli türbülator diziliminde gözlemlenmiştir.

7.4. Düz Akışta Hız-Sıcaklık İlişkisi

Yüksek hava hızında türbülans artar ve böylece konveksiyon yoluyla ısı geçişi hızlanır. Soğuk ve sıcak yüzeyler arasındaki sıcaklık farkını iyi kullanarak ısı değiştiricinin daha verimli çalışmasını sağlar. Yüksek hava hızı için daha fazla fan gücü gerekir bu da istenmeyen bir sonuçtur. Sıcaklık ve hava debisi arasındaki bağıntı eşitlik (7.17)'de gösterildiği gibidir.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (7.17)$$

Burada;

Q : taşınan ısı miktarı

$\dot{m}$: hava kütleli debisi

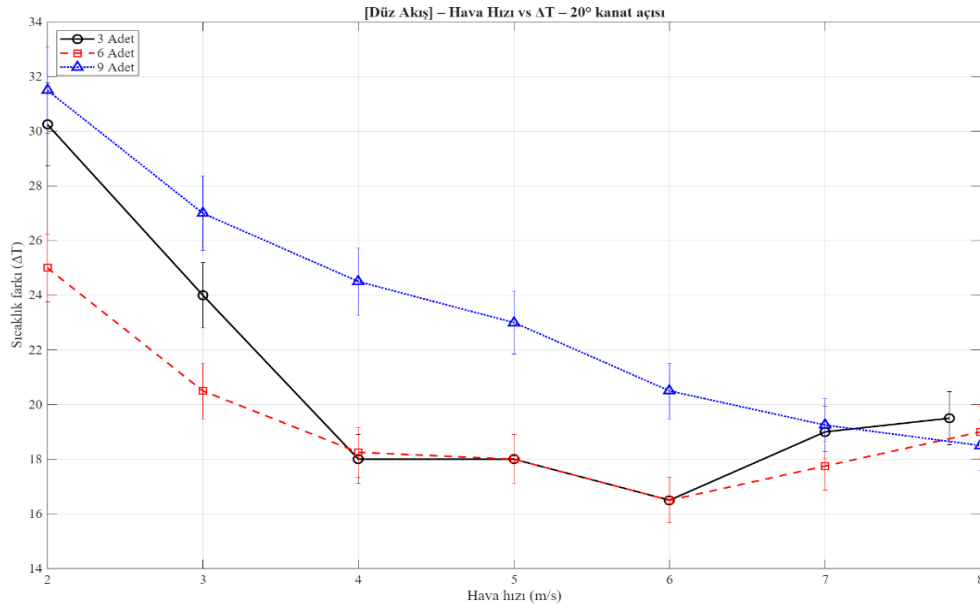
C_p : hava özgül ısısı

ΔT : hava sıcaklık farkı (giriş-sıcaklık)

Eşitlikten de görüldüğü üzere ;

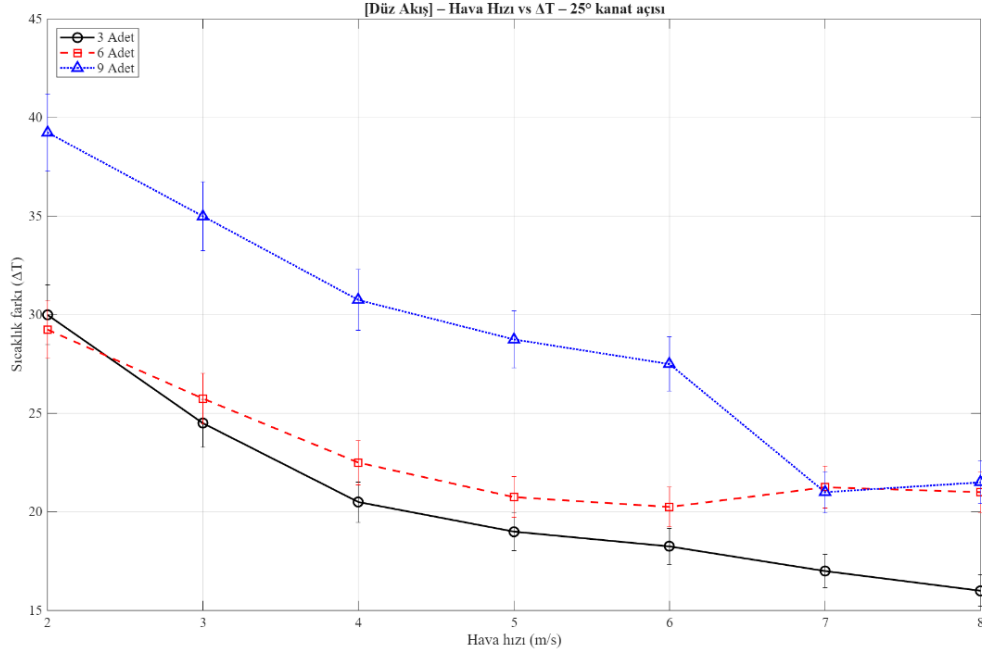
Hava hızı artarsa; hava kütle debisi artar, sıcaklık farkı azalır. Yani hava daha az ısınır ama daha çok hava taşınır.

Hava hızı azalırsa; hava kütle debisi azalır, sıcaklık artar. Yani hava daha çok ısınır ama daha az hava taşınır.



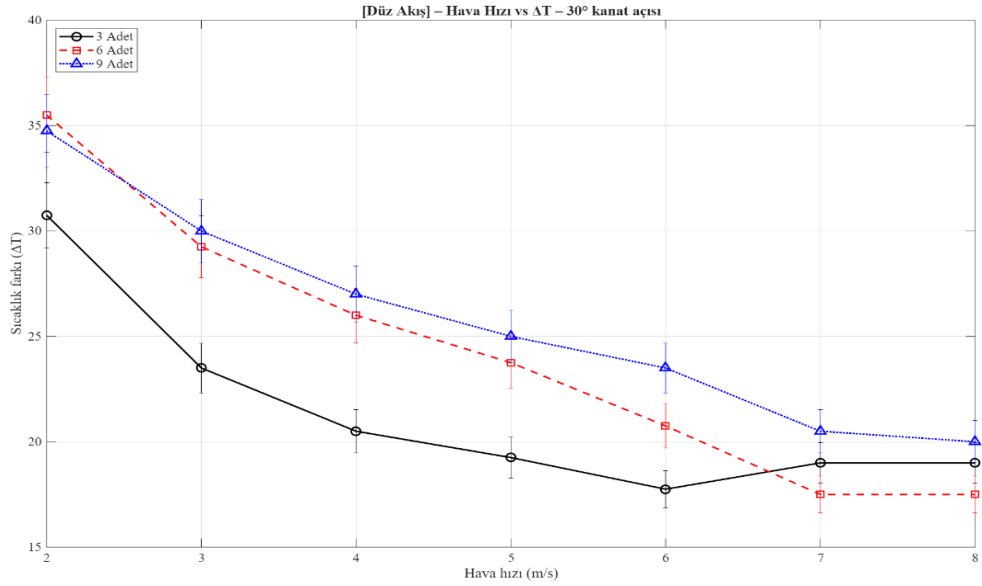
Şekil 7.17. Düz akışta ve 20° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.17’de düz akışta ve 20° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülator engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir. Hava hızı arttıkça sıcaklık farkı azalmaktadır. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı en fazla engel sayısına sahip 9 engelli türbülatorlerde gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 6 m/sn de hem 3 hem de 6 engelli türbülatorlerde gözlemlenmiştir fakat hava hızı arttıkça 9 engelli türbülatorlerde ters orantılı ve düzenli olarak sıcaklık farkı azalmaktadır fan gücümüz yetmediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenememiştir.



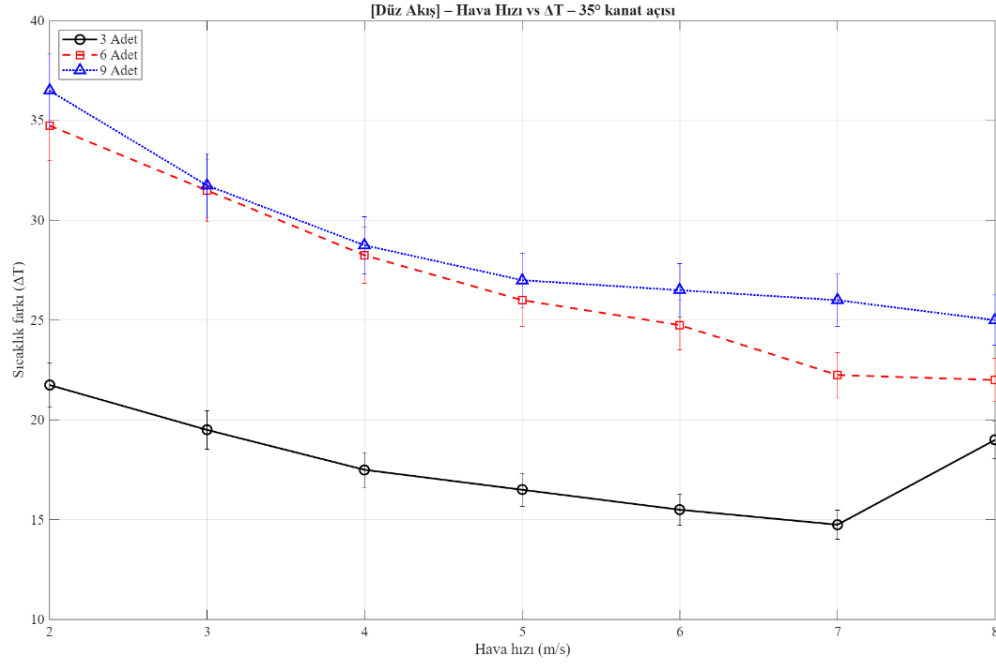
Şekil 7.18. Düz akışta ve 25° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.18’de düz akışta ve 25° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülötör engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir. Hava hızı arttıkça sıcaklık farkı azalmaktadır. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı en fazla engel sayısına sahip 9 engelli türbülötörlerde gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 6 m/sn de 3 engelli türbülötörlerde gözlemlenmiştir fakat hava hızı arttıkça düzenli olarak sıcaklık farkı azalmaktadır, fan gücümüz yetmediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenmemiştir.



Şekil 7.19. Düz akışta ve 30° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.19’da düz akışta ve 30° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülator engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir, yalnız 6 engelli ve 9 engelli türbülator dizilimindeki sonuçlar yakın değerdedirler. Hava hızı arttıkça sıcaklık farkı azalmaktadır. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı 6 engelli türbülatorlerde gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 7 m/sn de 6 engelli türbülatorlerde gözlemlenmiştir fakat hava hızı arttıkça düzenli olarak sıcaklık farkı azalmaktadır, fan gücümüz yetmediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenememiştir.

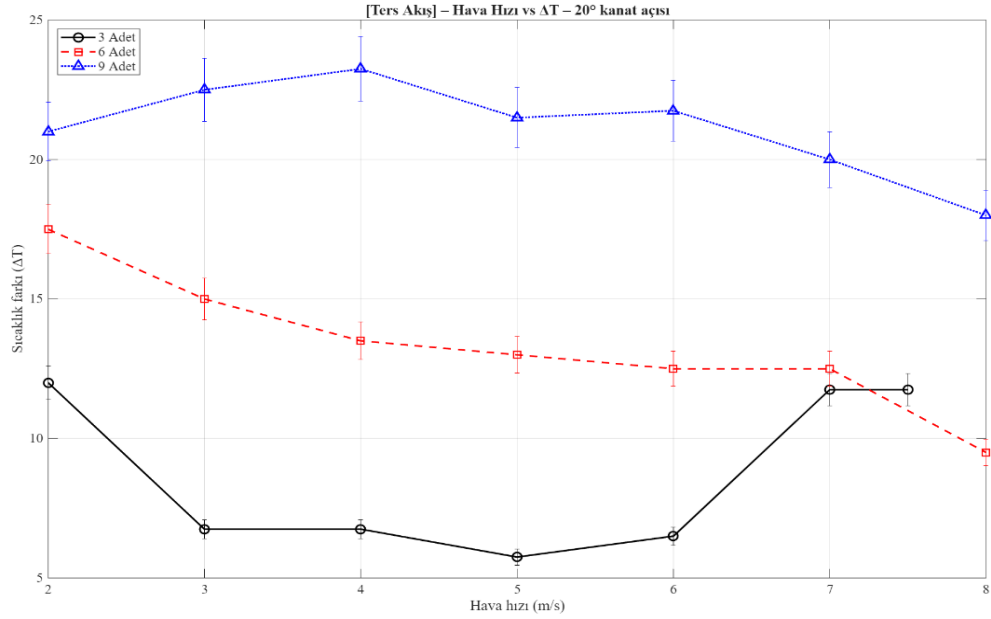


Şekil 7.20. Düz akışta ve 35° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.20’de düz akışta ve 35° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülator engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir. Hava hızı arttıkça sıcaklık farkı azalmaktadır. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı 9 engelli türbülatorler diziliminde gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 7 m/sn de 3 engelli türbülatorlerde gözlemlenmiştir, bu hızdan sonra sıcaklık farkı artmıştır. Fakat hava hızı arttıkça düzenli olarak 9 ve 6 engelli türbülator dizilimlerin de sıcaklık farkı azalmaktadır, 3 engelli türbülatorlerde ise 7 m/sn’den sonraki hava hızındaki Sıcaklık farkının arttığı gözlemlenmiştir. Fan gücümüz yetmediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenememiştir.

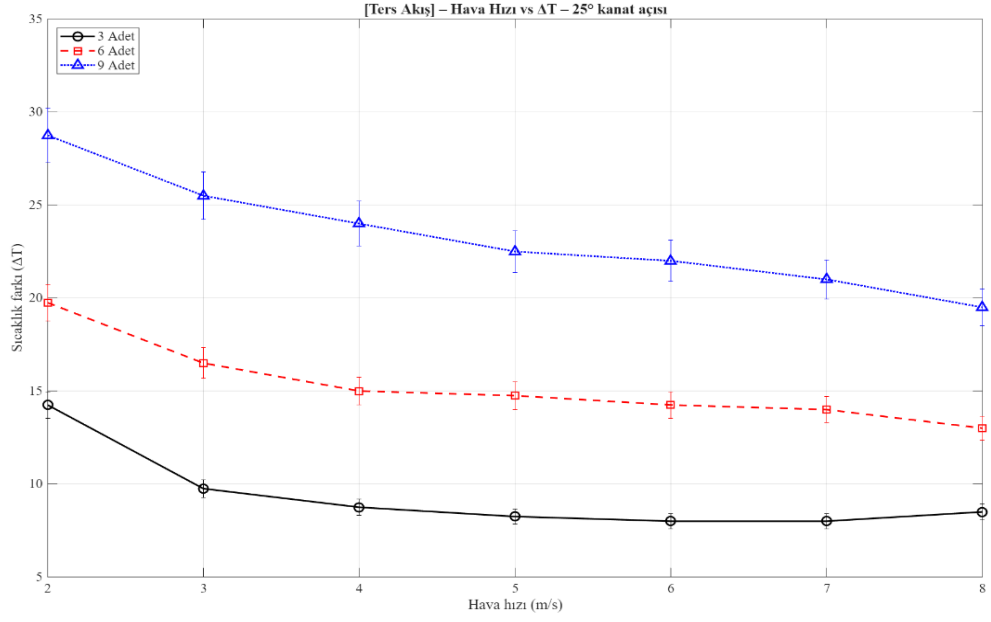
7.5. Ters Akışta Hız-Sıcaklık İlişkisi

Isı değıştiricilerinde, iki akışkanın birbirine zıt yönde hareket ettiği düzenleme türüne ters akışlı ısı değıştirici denilmektedir. Bu konfigürasyon, en yüksek ısı transfer verimini sağlamaktadır. Başlangıçta akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı yüksek olmakla birlikte, zamanla gerçekleşen ısı transferi sonucunda bu fark azalmaktadır. Ayrıca, hava hızının artmasıyla birlikte, belirli bir mesafe boyunca sıcaklık farkının daha hızlı kapanması gözlemlenmektedir.



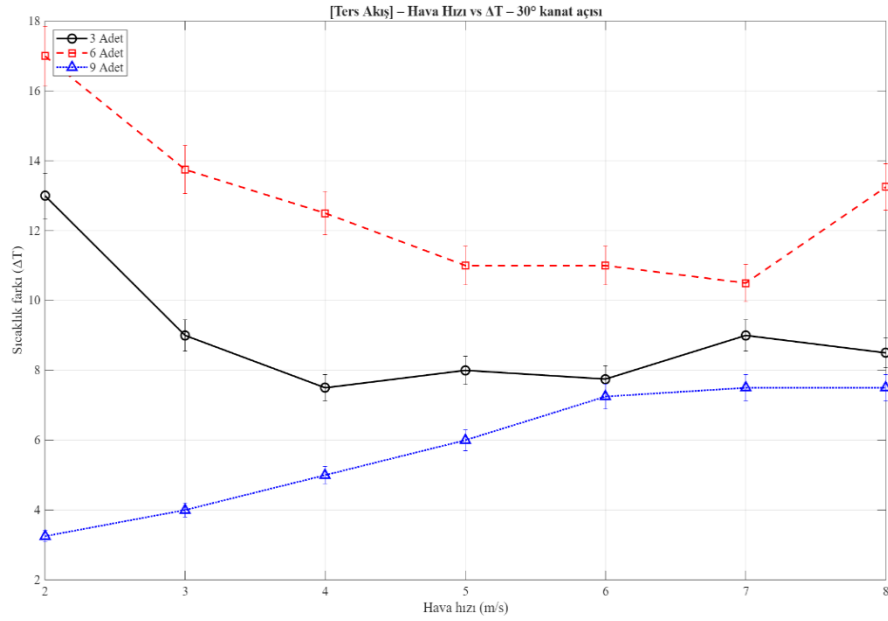
Şekil 7.21. Ters akışta ve 20° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.21’de ters akışta ve 20° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülötör engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı 9 engelli türbülötör dizilimlerin de gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 5 m/sn’de 3 engelli türbülötörlerde gözlemlenmiştir. 3 m/sn hava hızında hem 3 hem de 6 engelli türbülötör dizilimlerinde sıcaklık farkı azalmakta fakat 9 engelli türbülötör dizilimlerinde artmaktadır. Fan gücümüz yetemediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenememiştir.



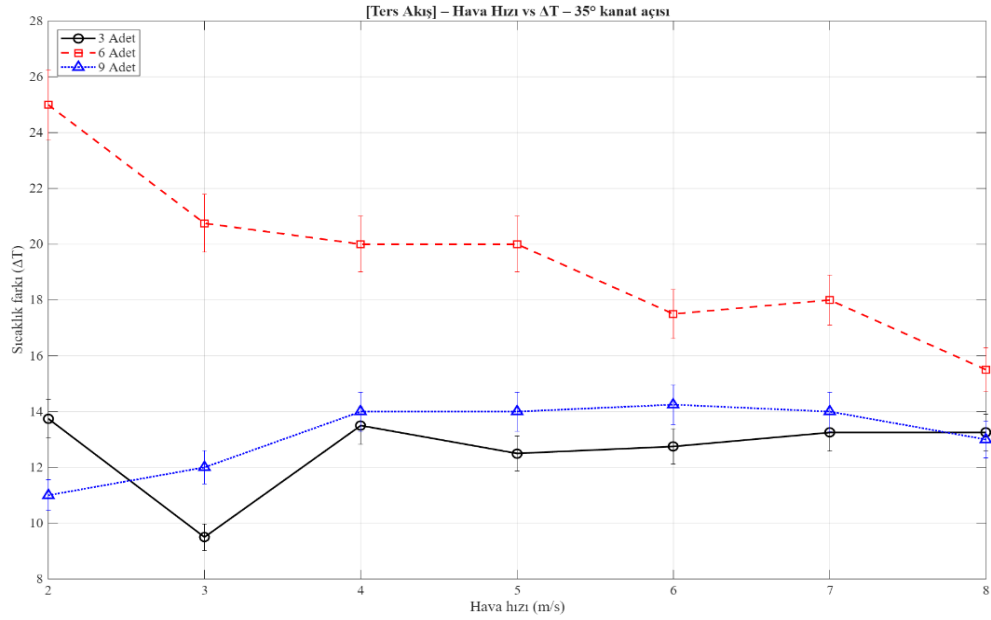
Şekil 7.22. Ters akışta ve 25° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.22’de ters akışta ve 25° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülötör engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı 9 engelli türbülötör dizilimlerinde gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 7 m/sn de 3 engelli türbülötör dizilimlerinde gözlemlenmiştir. Hava hızı arttıkça genel olarak sıcaklık farkı azalmaktadır. Fan gücümüz yetmediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenememiştir.



Şekil 7.23. Ters akışta ve 30° açılı türbülötörlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.23'te, ters akışta ve 30° açısına sahip türbülatorlerde hava hızı ile sıcaklık farkı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Sabit koşullar altında, türbülator engel sayısına bağlı olarak giriş sıcaklık farklarında farklılıklar gözlemlenmiştir. Düşük hava hızlarında en yüksek sıcaklık farkı 6 engelli türbülator dizilimlerinde kaydedilmiştir. En düşük sıcaklık farkı ise 2 m/sn hava hızında 9 engelli türbülator dizilimlerinde görülmüştür. Hava hızı arttıkça, 3 ve 6 engelli türbülator dizilimlerinde başlangıç değerlerinden daha düşük sıcaklık farkı değerleri elde edilirken, 9 engelli türbülator dizilimlerinde sıcaklık farkının 6 m/sn hızından sonra artışının azaldığı ve hatta doğrusal olarak sabitlendiği tespit edilmiştir. Türbülator engel sayısının artmasıyla birlikte hava hızı ve sıcaklık farkı değerlerinde de artış meydana gelmiştir. Fan gücünün yetersizliği nedeniyle daha yüksek hava hızlarındaki sıcaklık farkları incelenememiştir.



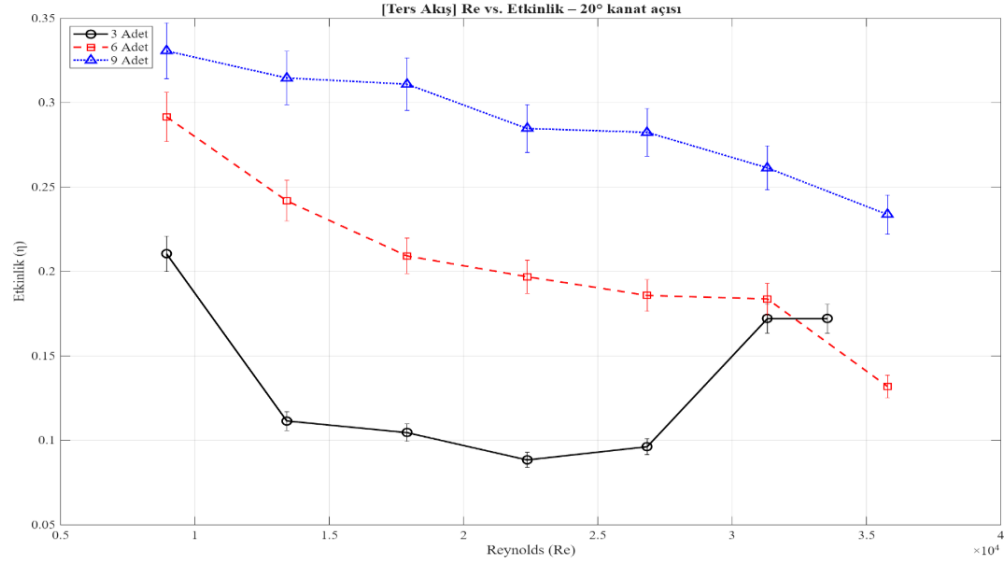
Şekil 7.24. Ters akışta ve 35° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi.

Şekil 7.24'te ters akışta ve 35° açılı türbülatorlerde hava hızı ve sıcaklık farkı ilişkisi gösterilmiştir. Sabit koşullar altında türbülator engel sayısına göre giriş sıcaklık farkları farklılık göstermektedir. Düşük hava hızında en yüksek sıcaklık farkı 6 engelli türbülator dizilimlerinde gözlemlenmiştir. Sıcaklık farkının en düşük olduğu hava hızı 3 m/sn de 3 engelli türbülator dizilimlerinde gözlemlenmiştir. Hava hızı arttıkça 3 ve 6 engelli türbülator dizilimlerinde başlangıç değerlerinden daha düşük sıcaklık farkı değerleri görülmüş 9 engelli türbülator dizilimlerinde ise sıcaklık farkının arttığı 4 m/sn hızdan sonra ise hızlanmasının azaldığı ve 6 m/sn den sonra ise sıcaklık farklarının azaldığı ve en düşük değerden daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Türbülator engel sayısı arttıkça hava hızı sıcaklık farkı artmıştır. Fan gücümüz yetmediği için daha yüksek hızlardaki sıcaklık farkı incelenememiştir.

7.6. Ters Akışta Etkinlik- Reynolds İlişkisi

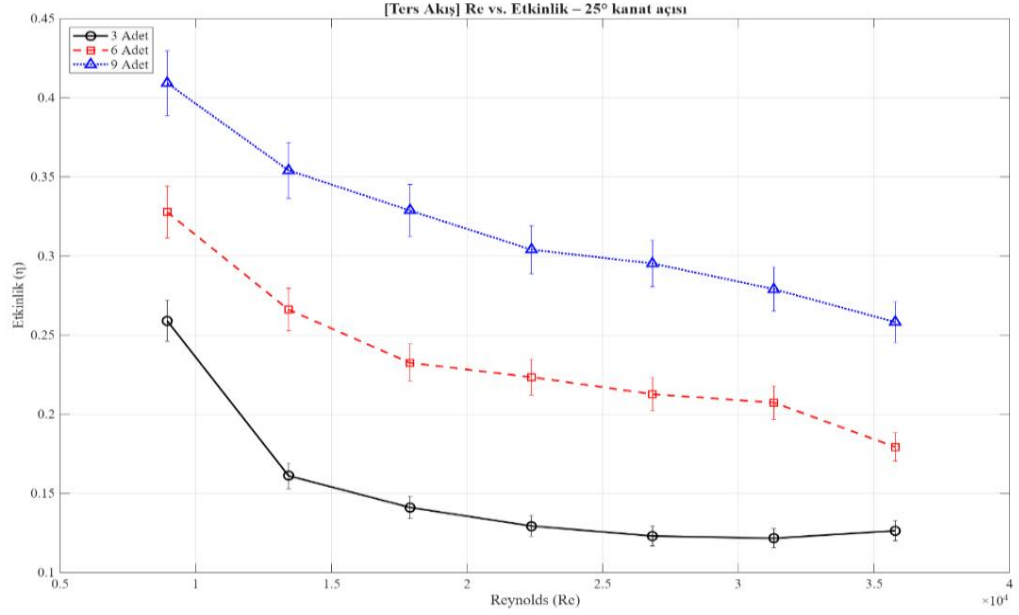
Etkinlik bir ısı değiştiricisinde gerçek ısı transferinin maksimum ısı transferine oranıdır. Reynolds ise; akışın liner mi yoksa türbülanslı olduğunu belirleyen boyutsuz bir sayıdır.

Reynolds sayısı arttıkça ısı değiştirici etkinliği artar, çünkü taşınım transfer katsayısı artar ancak bu çok büyük Reynolds değerlerinde sınırlıdır.



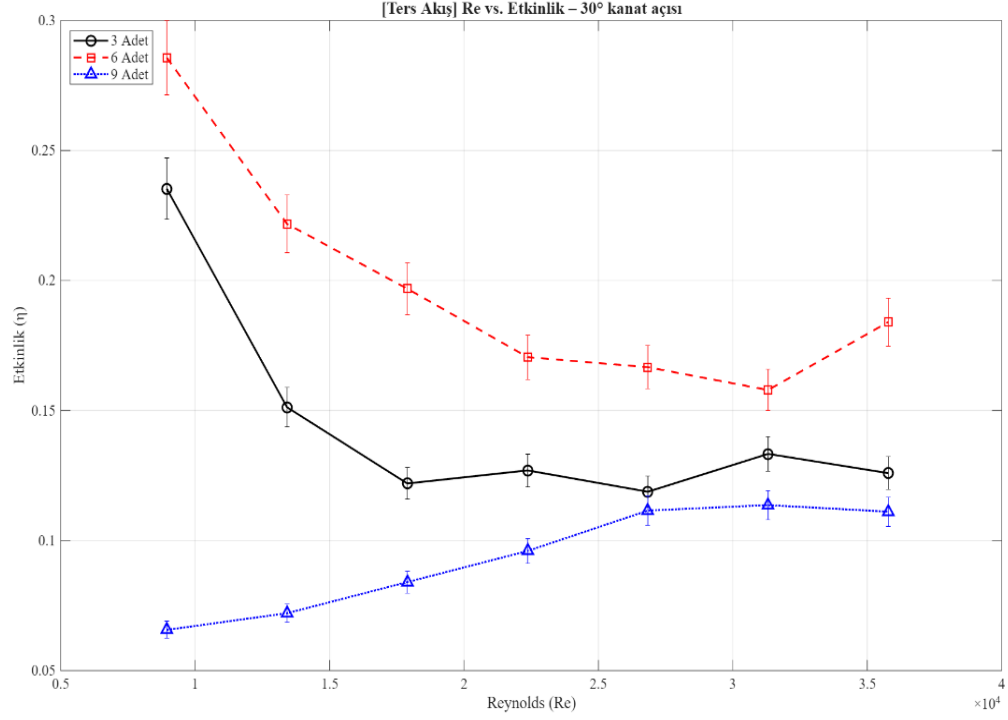
Şekil 7.25. Ters akışta ve 20° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

Etkinlik, düşük Reynolds sayılarında daha yüksek değerler göstermektedir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte etkinlik değeri azalmakta ve belirli bir noktada sabit bir seviyeye ulaşmaktadır. Türbülator dizilimlerinde engel sayısının artması, özellikle düşük Reynolds sayılarında etkinlikte artışa neden olmaktadır. Bu bağlamda, düşük Reynolds sayılarında engel sayısının etkisi daha belirgin olup, ısı transferi daha verimli gerçekleşmektedir. En yüksek ısı transfer etkinliği 9 türbülatorlu sistemde elde edilmiştir. Bu da türbülans seviyesinin artırılmasının etkinliği olumlu etkilediğini göstermektedir. Tüm düzeneklerde Reynolds sayısı arttıkça etkinlik azalma eğilimindedir. Bu, artan akış hızının neden olduğu sürtünme kayıplarının etkinliği düşürdüğünü gösterir. Minimum türbülatorlu (3 adet) sistemde etkinlik oldukça sınırlıdır, bu da sistemin düşük türbülansla çalıştığını ve ısı geçişinin sınırlı kaldığını göstermektedir.



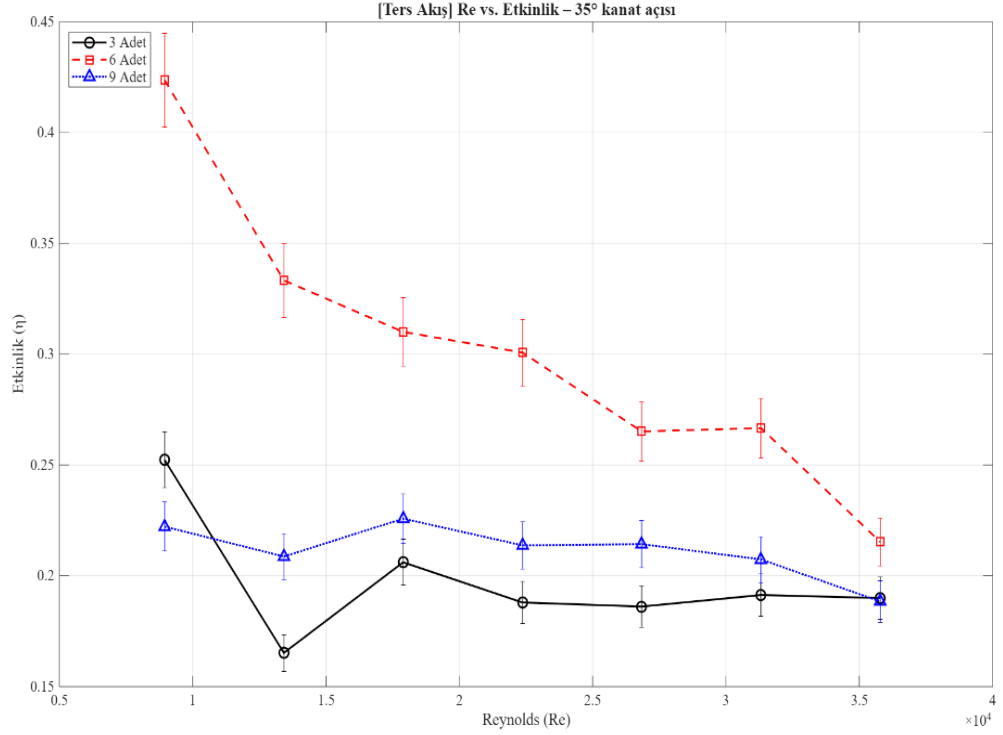
Şekil 7.26. Ters akışta ve 25° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

Etkinlik, düşük Reynolds sayılarında daha yüksek değerler göstermektedir. Reynolds sayısının artmasıyla etkinlik değeri azalmakta ve belirli bir noktada sabitlenmektedir. Daha fazla engel sayısına sahip türbülator dizilimleri, özellikle düşük Reynolds sayılarında, daha yüksek etkinlik sağlamaktadır. Düşük Reynolds sayılarında engel sayısının etkisi daha belirgin olup, ısı transferi daha verimli gerçekleşmektedir. Ancak hava hızı sistem yeterli karışımı sağlayamamaktadır. 9 türbülatorlü düzen en yüksek etkinliği sağlamıştır. Tüm Reynolds sayısı aralıklarında 9 türbülator kullanılan durumda etkinlik değeri en yüksek seviyede gerçekleşmiştir. Düşük Re değerlerinde etkinlik yaklaşık 0.409 civarındayken, Re arttıkça etkinlik kademeli olarak 0.258 seviyelerine düşmüştür. Bu durum, daha fazla türbülatorün akışa daha fazla türbülans kazandırarak ısı transferini artırdığını göstermektedir. 3 türbülatorlü düzende etkinlik en düşüktür. Tüm Reynolds sayısı boyunca etkinlik değerleri oldukça düşük seyretmiştir (0.126–0.259 aralığında). Re yükseldikçe etkinlik genellikle düşüş göstermekte, ancak $Re \approx 3.5 \times 10^4$ civarında tekrar hafif bir artış gözlenmektedir.



Şekil 7.27. Ters akışta ve 30° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

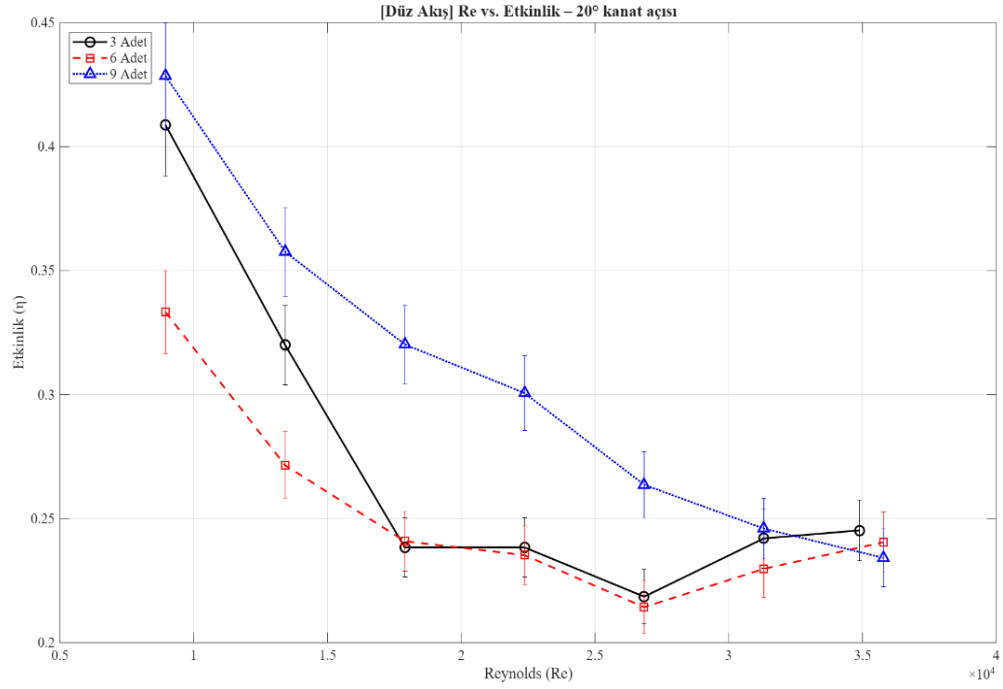
Etkinlik düşük Reynolds sayılarında daha yüksek değerler göstermektedir. Reynolds sayısı arttıkça 3 ve 6 engelli türbülator dizilimlerinde etkinlik değeri azalmaktadır; buna karşın 9 engelli türbülator dizilimlerinde etkinlik artmaktadır. En yüksek etkinlik değeri 0.285 olarak hesaplanmış ve 6 türbülatorlü düzende elde edilmiştir. 6 adet türbülator kullanılan durumda, tüm Reynolds sayılarında diğer dizilimlere göre daha yüksek etkinlik elde edilmiştir. 9 türbülatorlü düzende ise 0.065 ile en düşük etkinliği göstermektedir. 3 türbülatorlü yapı, 9 adede kıyasla daha iyi etkinlik sonucunu vermiştir. Her ne kadar 6 adet altında kalsa da, 3 türbülatorlü sistem 9 adede göre daha verimli sonuçlar vermiştir. Reynolds sayısına bağlı olarak farklı eğilimler gözlemlenmiştir. Bunlar; 6 türbülatorlü sistemde Reynolds sayısı arttıkça etkinlik genel olarak azalmaktadır. 3 türbülatorlü sistemde dalgalı bir seyir vardır; düşük Re'de yüksek, orta Re'de düşüş, sonra tekrar hafif yükseliş görülmektedir. İlginç şekilde, 9 türbülatorlü sistemde Re arttıkça etkinlik hafifçe artış göstermektedir. Bu, yüksek debilerde türbülansın daha etkili hale geldiğini göstermektedir.



Şekil 7.28. Ters akışta ve 35° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

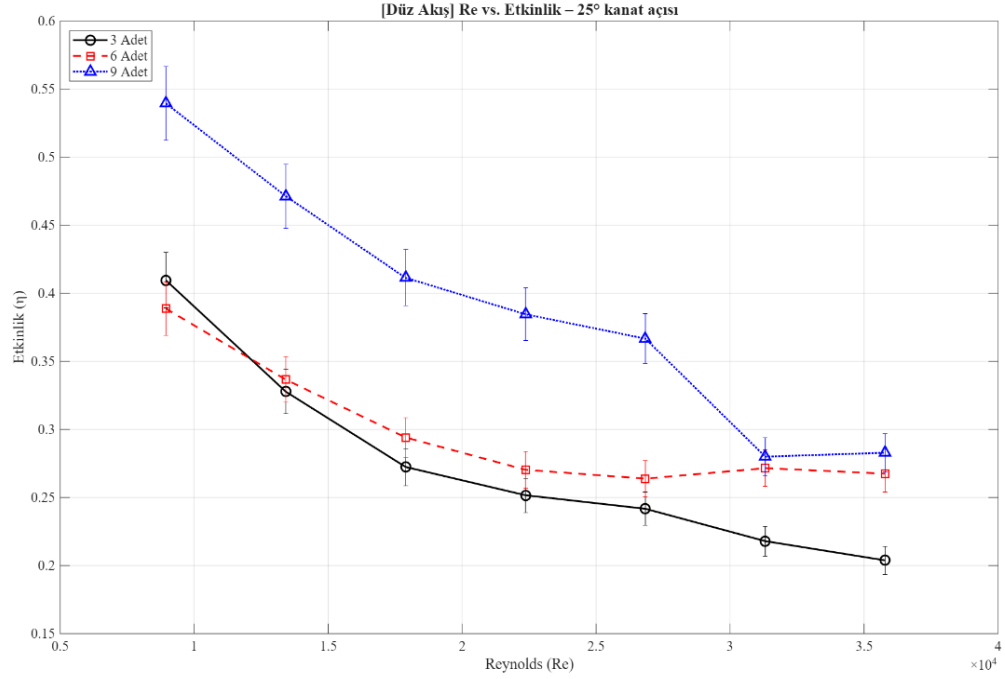
Etkinlik düşük Reynolds sayılarında daha yüksek seviyelerde gerçekleşmektedir. Reynolds sayısı arttıkça etkinlik değeri azalmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında engel sayısının etkisi daha belirgindir. 6 türbülatorlü sistem, en yüksek etkinlik değerini sağlamaktadır. Tüm Reynolds sayıları boyunca 6 adet türbülator kullanılan durumda etkinlik değerleri en yüksek seviyededir. 9 türbülator kullanıldığında etkinlik daha düşüktür. Bu durum, türbülator yoğunluğunun artmasının basınç kaybını artırarak verimi olumsuz etkilemesiyle açıklanabilir. 3 türbülator kullanılan deneylerde etkinlik genellikle 0.165–0.252 aralığında kalmıştır. Değerlerdeki dalgalanma, sistemin kararsız çalıştığını veya ısı transferinin yetersiz olduğunu göstermektedir. Reynolds sayısı arttıkça genel olarak etkinlik azalıyor. Bu eğilim tüm dizilimler için geçerlidir ve yüksek hızlarda sistemin enerji verimliliğinin azaldığını göstermektedir.

7.7. Düz Akışta Etkinlik- Reynolds İlişkisi



Şekil 7.29. Düz akışta ve 20° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

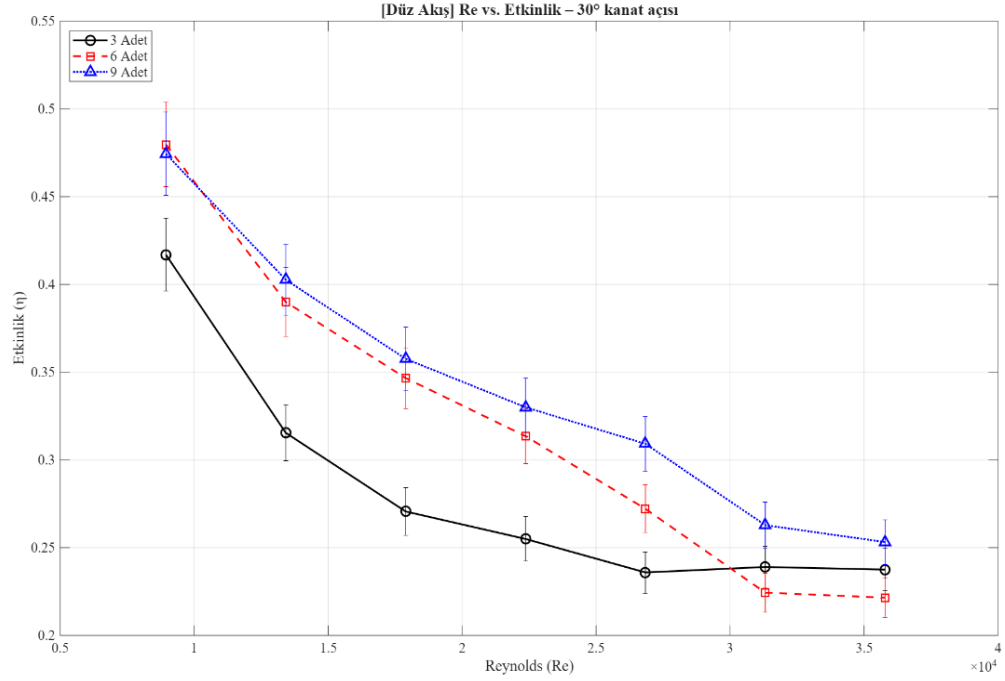
Şekil 7.29’da düz akışta ve 20° açılıya sahip türbülatorlerde etkinlik ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Etkinlik, düşük Reynolds sayılarında daha yüksek değerler almaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte etkinlik azalmakta ve belirli bir noktada sabitlenmektedir. Türbülator dizilimlerinde engel sayısının artması, özellikle düşük Reynolds sayılarında daha yüksek etkinlik sağlamaktadır. Düşük Reynolds sayılarında engel sayısının etkisi daha belirgin olup, ısı transferi daha verimli gerçekleşmektedir. Ancak, yüksek Reynolds sayılarında hava hızı artıktıkça kanatçıkların etkisi azalmaktadır; çünkü yüksek hava hızlarında yeterli karışımı sağlayamamaktadır. En yüksek etkinlik değeri, 9 engelli türbülator diziliminde ve 7917.55 Reynolds sayısında elde edilmiştir; bu değerler 2 m/sn hızda ölçülmüştür.



Şekil 7.30. Düz akışta ve 25° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

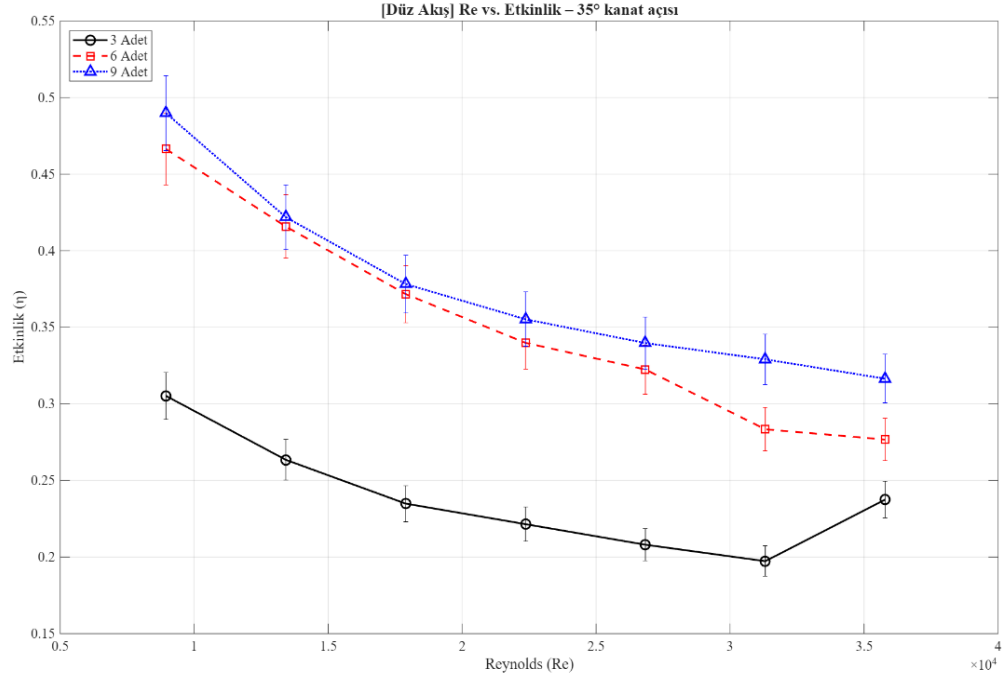
Şekil 7.30’da düz akışta ve 25° açılıya sahip türbülatorler için etkinlik ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında etkinlik değerlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Reynolds sayısı arttıkça etkinlik tüm konfigürasyonlar için azalma eğilimindedir. Bu yüksek akış hızlarında ısı transferi artarken, basınç kaybının da artması nedeniyle genel etkinliğin düştüğünü gösterir. 9 adet engel türbülator kullanılan durumda tüm Reynolds sayılarında en yüksek etkinlik değerleri elde edilmiştir. 6 adet türbülator kullanılan durumda etkinlik değerleri 3 adetli duruma göre daha yüksektir ama 9 adetliye göre düşüktür. 3 adet türbülator kullanılan durumda en düşük etkinlik değerleri gözlemlenmiştir. En yüksek etkinlik değeri 0.539 olarak hesaplanmış ve bu değer düşük Reynolds sayılarında (7917.553) ve 9 türbülatorlü set diziliminde elde edilmiştir. En düşük etkinlik değeri 0.203 olarak hesaplanmış ve bu değer yüksek Reynolds sayılarında, 8 m/sn hava hızında ve 3 türbülatorlü dizilimlerde görülmüştür.

Bu grafik, daha fazla türbülator kullanılan sistemlerin düşük Reynolds sayılarında daha verimli çalıştığını göstermektedir. Ancak Reynolds sayısı arttıkça, etkinlik düşmekte ve farklar azalmaktadır. Yani türbülator sayısı, özellikle düşük hızlarda etkinliği önemli ölçüde artırmaktadır.



Şekil 7.31. Düz akışta ve 30° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

Şekil 7.31’de düz akışta ve 30° açılı türbülatorlerde etkinlik ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Etkinlik, düşük Reynolds sayılarında daha yüksek değerler almaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla etkinlik azalmış ve belirli bir noktada sabitlenmiştir. 3 ve 6 engelli türbülator dizilimlerinde düşük Reynolds sayılarında benzer etkinlik değerleri gözlemlenmiştir. Düşük Reynolds sayılarında engel sayısının etkisi daha belirgin olup, ısı transferi daha verimli gerçekleşmektedir. Yüksek hava hızlarında sistem yeterli karışımı sağlayamamaktadır. En yüksek etkinlik değeri 0.479 olarak hesaplanmış 6 türbülator kullanıldığında elde edilmiştir. Özellikle düşük Reynolds sayılarında (yaklaşık $Re < 15000$), 9 türbülatorlü dizilimlerde diğerlerine kıyasla belirgin şekilde daha yüksek etkinlik ortaya çıkmıştır. Bu durum, türbülator sayısının artmasının girdap ve karışımı artırarak ısı transferini iyileştirdiğini göstermektedir. 3 türbülatorlü sistem, en düşük etkinliği göstermektedir. Etkinlik farkı Reynolds sayısı arttıkça azalmaktadır. Yüksek Reynolds değerlerinde ($Re > 30000$) farklı türbülator sayılarının etkinlik üzerindeki etkisi birbirine yaklaşımakta. Bu durum, yüksek hızlarda türbülatorlerin göreceli etkisinin azaldığını göstermektedir.

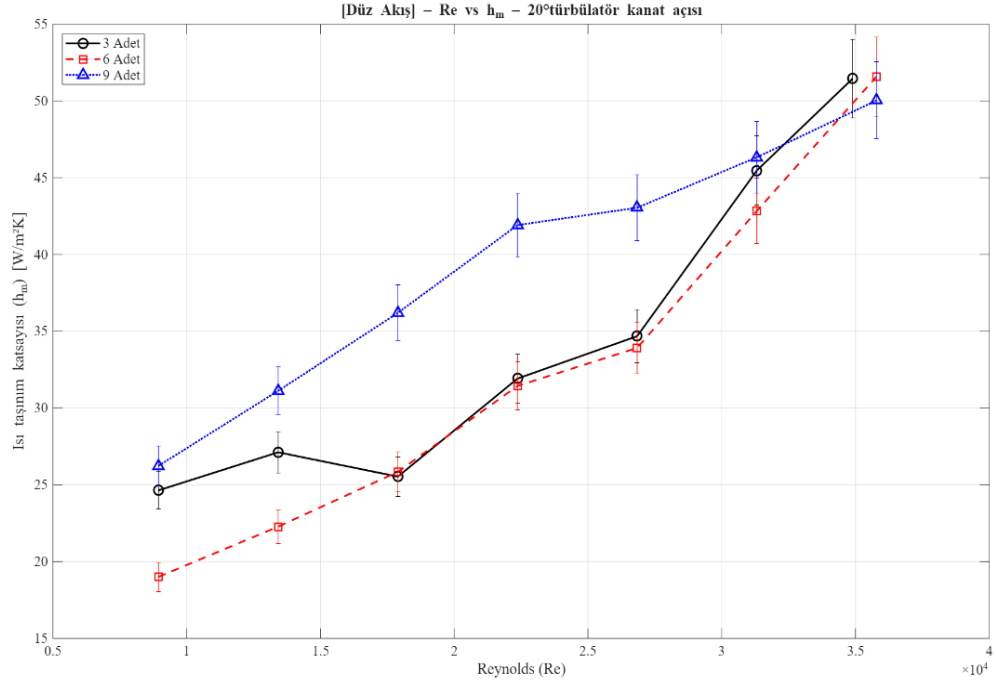


Şekil 7.32. Düz akışta ve 35° açılı türbülatorlerde etkinlik ve Reynolds ilişkisi.

Şekil 7.32’de düz akışta ve 35° açılı türbülatorlerde etkinlik ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Etkinlik, düşük Reynolds sayılarında daha yüksek değerler almaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte etkinlik azalmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında engel sayısının etkisi daha belirgin olup, ısı transferi daha verimli gerçekleşmektedir. 9 engelli türbülatorde etkinlik değerleri Reynolds sayısı arttıkça belirgin şekilde azalmaktadır. En yüksek etkinlik, düşük Reynolds sayılarında 9 türbülatorlü dizilimlerde 0.489 olarak hesaplanmıştır. 3 türbülatorlü dizilimler en düşük etkinlik değerlerine sahiptir. En düşük etkinlik, 3 türbülatorlü dizilimlerde 0.197 olarak hesaplanmıştır. Düşük Reynolds sayısından itibaren en düşük verimi göstermekte, ancak yüksek Reynolds sayısında küçük bir artış görülmektedir. 0.197 değerinden 0.237 değerine doğru bir artış olduğu gözlemlenmiştir.

7.8. Düz Akışta Isı Taşınım Katsayısı (h_m)- Reynolds İlişkisi

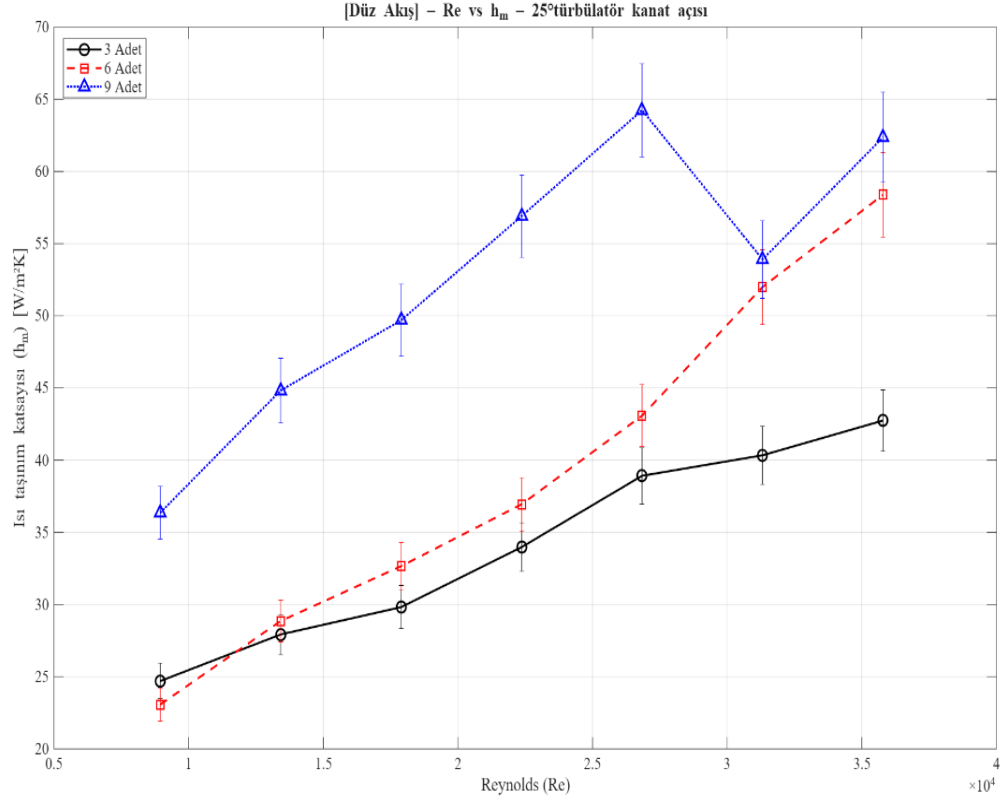
Isı taşınım katsayısı ile Reynolds arasındaki ilişki konvektif ısı transferinde akış rejimine ve akışın geometrisine göre değişir. Isı taşınım katsayısı doğrudan Reynolds sayısına bağlı değildir ancak Reynolds sayısı Nusselt sayısı üzerinde etkili olmuştur.



Şekil 7.33. Düz akışta ve 20° açılı türbülötörlerde ısı taşınım katsayısı ve Reynolds ilişkisi.

Şekil 7.33'te düz akışta ve 20° açılı türbülötörlerde ısı taşınım katsayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. 9 türbülötörlü dizilimde düşük Reynolds sayılarında en yüksek ısı transfer katsayısını sağlamaktadır. Yaklaşık 30000 Reynolds sayısından sonra 3 ve 6 türbülötörlü dizilimlerle değerleri birbirine yaklaşmaktadır. Son veri noktasında ($Re = 35000$), 6 türbülötörlü dizilimde 51.59 olarak en düşük değeri göstermektedir. 6 engelli türbülötörlerde düşük Reynolds sayılarında en düşük h_m değerine sahiptir. Ancak Reynolds sayısı arttıkça artış hızı yüksektir ve yüksek Reynolds sayılarında 3 ve 9 türbülötörlü sistemlerle benzer veya daha iyi performans göstermektedir.

Düşük Reynolds sayılarında, türbülötör sayısının artırılması ısı transfer katsayısını önemli ölçüde artırmaktadır. Bu, türbülans etkisinin artırılması sayesinde ısı transferinin geliştiğini göstermektedir. Ancak yüksek Reynolds sayılarında, türbülötör sayısının artırılmasının etkisi sınırlanmakta hatta 9 türbülötörlü dizilimde, aşırı türbülans nedeniyle akış düzensizliklerinin performansı düşürdüğü gözlemlenmiştir. 3 türbülötörlü sistem, yüksek Reynolds sayılarında daha etkili bir ısı transferi sağlamaktadır. Bu da türbülötör sayısının optimum seviyede tutulması gerektiğini gösterir.



Şekil 7.34. Düz akışta ve 25° kanatçık açılı türbülatorlerde ısı taşınım katsayısı ve Reynolds ilişkisi.

Şekil 7.34'te düz akışta ve 25° kanatçık açısına sahip türbülatorlerde ısı taşınım katsayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla ısı taşınım katsayısı genel olarak yükselmekle birlikte bu artış doğrusal bir artış izlememektedir. En yüksek ısı taşınım katsayısı 9 engelli türbülator diziliminde ve 23752.66 Reynolds sayısında 64.24 ve en düşük ısı taşınım katsayısı ise 6 engelli türbülator diziliminde ve 7917.53 Reynolds sayısında 23.07 olarak hesaplanmıştır.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1. Sonuçlar

Yapılan deneylerde içi içe geçmiş iki düz borudan oluşan ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Bu ısı değiştiricinin dış yüzeyi buhar ile sabit bir sıcaklıkta tutulmuş, içteki bakır borudan ise fan yardımıyla değişken hızlarda hava akışıyla hem aynı yönde hem de ters yönde hava akışı sağlanmıştır. Türbülötörler farklı kanatçık açılı ve hava akışına en az seviyede etki edecek şekilde bypas şeklinde tasarlanmış ve şekil 6.4'te gösterildiği gibi bakır boru içerisine farklı dizilimlerde yerleştirilmişlerdir. 3, 6 ve 9 set şeklinde M8 tij üzerine yerleştirilen türbülötörler hava kanalları birbirine görmeyecek şekilde düzenlenmiştir. Borunun içerisine 2 m/sn ile 8 m/sn arasında 1 m/sn hava hızı artışlarıyla hava akışı sağlanmıştır. Tüm türbülötör açıları ve yerleşim düzenleri dikkate alınarak boru içindeki ısı transferine yönelik deneyler yapılmıştır. Deneyler sonucu ulaşılan bulgular doğrultusunda şu çıkarımlar yapılmıştır.

- Hava hızının artmasıyla birlikte basınç farkında da bir artış gözlemlenmektedir. Bu durum, sürtünme direncinin etkisiyle akışkanın akış yolu boyunca daha fazla enerji kaybetmesine, dolayısıyla daha yüksek bir basınç farkı oluşmasına neden olmaktadır.
- Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayısında da artış gözlemlenmiştir. Bu durum, akışkan içerisindeki taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin arttığını ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısının yükseldiğini göstermektedir.
- En yüksek Nusselt sayısı paralel akış koşullarında, 35° kanatçık açısına sahip ve 9 adet engelden oluşan türbülötör dizilimlerinde hesaplanmıştır.
- En düşük nusselt sayısı en düşük Reynolds sayısında ve 9 adet engelden oluşan türbülötör dizilimlerinde 7.8 Nusselt olarak hesaplanmıştır.
- Düz akıştaki Nusselt sayıları ters akıştaki Nusselt sayılarından daha fazla olduğu görülmüştür.
- Hava hızı arttıkça sıcaklık farkı azalmıştır. Fakat ters akışta 9 engelli türbülötör dizilimlerinde hem 30° hem de 35° kanatçık açılı türbülötörlerde hava hızı arttıkça sıcaklık farkı da artmaktadır.
- Yüksek Reynolds sayılarında etkinlik değeri daha düşüktür; çünkü hava akış hızı yükselir, kanatçıkların ısı transferine katkısını azaltır. Türbülansın, istenilen düzeyde homojenliği sağlayamadığından, türbülötörlerin etkisi sınırlı kalmaktadır.
- Etkinlik düşük Reynolds değerlerinde daha yüksektir. Reynolds sayısı arttıkça etkinlik değeri düşmektedir. Daha fazla engel sayısına sahip türbülötör dizilimlerinde daha yüksek etkinlik sağlanmaktadır.

8.2. Öneriler

Dairesel boru içine yerleştirilen açılı konik türbülatorler üzerinde yapılan deney ve analizler doğrultusunda aşağıdaki öneriler sunulmuştur.

- Sistemde kullanılan türbülator sayısı değiştirilebilir ve mevcut çalışma, farklı uygulamalarla yapılacak ilave testlerle geliştirilebilir.
- Yeni sistemlere uygun, farklı tipte türbülatorler tasarlanabilir.
- Basınç farkının düşürmek için bypass kanalları artırılabilir.

KAYNAKLAR

- Aissa, A., Qasem, N., Mourad, A., Laidoudi, H., Younis, O., Guedri, K., & Alazzam, A. (2023). A Review Of The Enhancement Of Solar Thermal Collectors Using Nanofluids And Turbulators. 220.
- Akmeşe, B. (2023, Mayıs). Gaz Yakıtlı Bir Kazanda Farklı Tip Türbülatorlerin Termal Performansa Etkisi. *Yüksek Lisans Tezi*. Malatya: İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Bademci, N. (2017). Boru İçine Yerleştirilen Türbülatorlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Yüksek lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Balbay, A. (2001). Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*. Elazığ: Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Baysal, E., Solmaz, Ö., Ökten, M., & Başeski, Y. (2021). İç İç Borulu Isı Değiştiricide Zıt Akışta Türbülator Kullanımının Basınç Değişimine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *El-Cezire*, s. 817 - 826.
- Bergles, A. (1983). *Augmentation of heat transfer, in Heat Exchanger Design Handbook*. içinde New York: Hemisphere Publishing.
- Caner, M. (2024, Şubat). Helisel Sarılı Isı Değiştiricilerde Farklı Geometrik Özelliklerin Isı Transferine Etkisinin DeneySEL ve Sayısal Olarak Araştırılması. *Doktora Tezi*. Sivas: Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Çelik, N., Pusat, G., & Turgut , E. (2018). Application Of Taguchi Method And Grey Relational Analysis on a Turbulated Heat Exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 23, 527-535.
- Çengel, Y. (2011). *Isı ve Kütle Transferi Pratik Bir Yaklaşım*. (V. Tanyıldızı, Dü.) İzmir: İzmir Güven Kitabevi Yayıncılık San. Tic. Aş.
- Çengel, Y. (2017). *Isı ve Kütle Transferi*. Palme Yayıncılık.
- Çengel, Y., & Ghajar, A. (2020). *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications* (Cilt 6). New York: McGraw-Hill Education.

- Çeri, B., & Koca, T. (2022). Farklı Açılı Kanatçıklara Sahip Türbülatorlerin Gaz Yakıtlı Kazanda Kullanımının Isı Transferine Etkisi. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 161-167.
- Çeteci, M. Ö. (1999). Bilgisayar Yardımıyla Isı Değiştiricisi Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*. İstanbul: İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Çorumlu, V., & Abuşka, M. (2023). Plaka Kanatlı Isı Dağıtıcı Termal Performansının Deneysel Olarak Zorlanmış Konveksiyonda İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, s. 951-965.
- Dağsöz, A. K. (1983). *Isı Değiştiricileri* (Cilt 4). (İ. M. Fakültesi, Dü.) İstanbul: Emre Matbaacılık.
- Demir, M. E. (2023, Mayıs). Silindir Tipi Türbülatorlerin Isı Transferi Performansının Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- Demiray, M. (2022, Temmuz). Farklı Malzemelerden Üretilen Türbülatorlerin Isı Kazancına Etkisinin Deneysel Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- Demirbilek, M. (2024, Ağustos). Spiral Boru Akışında Türbülator ve Nano Akışkan Kullanımının Isı transferine Etkisinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*. Kırşehir: Kırşehir Ahi Evran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Deviren, H. (2019, Kasım). Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Değiştiricilerinde Isıl Verim Ve Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Erbay, B., & Kaçar, N. (2013). Isı Değiştiricilerinin Tasarımına Bir Bakış. *Mühendis ve Makina*, 54(664), s. 14-43.
- Ertan, U. (2019). Isı Değiştiricilerinde Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Transferine ve Basınç Etkisi. *Yüksek Lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Fırat, İ. (2022). Sabit ve Harektli Türbülatorlerin Isı transferine Etkisinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. *Doktora Tezi*. Erzurum: Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

- Fırat, İ., Karagöz, Ş., Yıldırım, O., & Sönmez, F. (2021). 10 ve 20 Açılı Kanatçıklara Sahip Türbülatorlerin Isı Transferine ve Sürtünme Faktörüne Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *ULIBTK'21 Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*.
- Göçücü, A. (2020, Temmuz). İki Fazlı Akışta Halka Türbülatorlerin Isı Transferine Etkisinin Deneysel İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*. Erzurum: Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Göloğlu, A. (2023, Haziran). Levha Tipi Türbülatorlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiğinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Yüksek lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- Gut, J., & Pinto, J. (2004). Optimal configuration design for plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(22), 4833-4848.
- Güneş, S. (2009, Temmuz). Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*. Kayseri: Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Incropera, F., & Dewitt, D. (2001). *Isı ve Kütle Geçişlerinin Temelleri*. İstanbul: Literatür Yayıncılık.
- Işık, F. (2024, Ekim). Boru İçine Yerleştirilen Farklı Tasarımlara Sahip Konik Tip Türbülatorlerin Isı Transferine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- Kakaç, S., & Liu, H. (2020). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*. New York: CRC Press.
- Karahan, F. (2010, Haziran). Duman Borulu Kazanlarda Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Kullanarak Isı Transferi ve Basınç Kaybının Araştırılması. *Yüksek lisans Tezi*. Elazığ: Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Karagöz, Ş., Abdi, H., & Ömeroğlu, G. (2017). Yatay Borulardaki Isı Transferine Türbülatorlerin Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 17(2), 810-817.
- Kartal, M. A. (2023, Mart). Bir Isı Değiştiricisinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Modellenmesi. *Doktora Tezi*. İstanbul: Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

- Kays, W., & London, A. (1984). *Compact heat exchangers* (3. baskı b.). McGraw-Hill Book Co.
- Kimya Teknolojisi*. (2013). Ankara: Millî Eğitim Bakanlığı.
- Koca, T., & Budak, A. S. (2021). Kanatçıklı İç Borulu Dikey Isı Değiştiricilerinde Isı Transferi ve Basınç Düşümü Analizi. *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2, 62-72.
- Koca, T., & Zedeli, A. (2020). Helisel İç Borulu Isı Değiştiricilerde Isı Transferi ve Basınç Düşümü Analizinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Iğdır Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 1943-1955.
- Li, N., Chen, J., Cheng, T., Klemeš, J., Varbanov, P. S., Wang, Q., . . . Zeng, M. (2020). Analysing thermal-hydraulic performance and energy efficiency of shell-and-tube heat exchangers with longitudinal flow based on experiment and numerical simulation. *Energy*, 202.
- Okonkwo, E., Almanassra, I., Wole-Osho, I., & Abdullatif, Y. M. (2021). An updated review of nanofluids in various heat transfer devices. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 45, s. 2817-2872.
- Özceyhan, V. (2005). Conjugate heat transfer and thermal stress analysis of wire coil inserted tubes that are heated externally with uniform heat flux. *Energy Conversion and Management*, 1543-1559.
- Özdamar, A. (2020). Isı Transferi. Ankara: Seçkin Yayıncılık San. ve Tic. A.Ş.
- Parlak, Z., Engin, T., Aydın, A., Saçlı, H., & Çiftçi, E. (2011, Eylül). Optimum Gövde Borulu Isı Değiştirici Tasarımı ve Akış Analizi. *18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*. Zonguldak.
- Real World Physics Problems*. (2025, Haziran Salı). ocak 2024 tarihinde <https://www.real-world-physics-problems.com/heat-exchanger.html> adresinden alındı
- Shah, R., & Sekulic, D. (2003). *Fundamentals Of Heat Exchanger Desing*. New Jersey: John Wiley & Sons.
- Sungur, B., & Topaloğlu, B. (2018, 7). Boru içine yerleştirilen konik türbülator sayısının nümerik analizi. *Technological Applied Sciences*, 13(3).

- Şahin, H. M., Ali, R. D., & Baysal, E. (2007). 3-D Numerical Study On the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior İn Plate Fin-Tube Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 27, s. 1806-1816.
- Şahin, M. H., Dal, A. R., & Özkaya, M. (2020). İç İçe Borulu Yay Tipi Türbülatorlü Bir Isı Değıştiricisinin RNG k-ε Türbülans Modeli ile Sayısal Analizi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 8(1), 64-78.
- Teköz, M. (2023, Ocak). Kanatçıklı Bant Tipi Türbülatorlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörü Üzerindeki Etkisinin Nümerik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. Malatya: İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Top, Y. (2010, Ocak). Gövde Borulu Isı Değıştiricilerin Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*. İstanbul: Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Tuncer, A. D. (2022, Ağustos). Helisel Borulu Isı Değıştiricilerin Sayısal ve Deneysel Analizi. *Doktora tezi*. Ankara: Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Turgut, E. (2020). Dairesel Kesitli Türbülans Üreticilerinin Isıl Performansının Araştırılması. *DÜMF Mühendislik Dergisi*, 12, 481-490.
- Xu, K., Qin, K., Wu, H., & Smith, R. (2022). *A New Computer-Aided Optimization-Based* (Cilt 10).
- Yakut, K., & Şahin, B. (2004). Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers. *Applied Energy*, s. 273-288.
- Yardımcı, E. (2024, aralık). Birden Fazla Delikli Dairesel Kesitli Türbülatorlerin Isıl Performans Parametrelerinin Araştırılması. Batman: Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- Yousif, A. H., & Khudhair, M. R. (2019). Enhancement Heat Transfer in a Tube Fitted with Passive Technique as Twisted Tape Insert - A Comprehensive Review. *American Journal of Mechanical Engineering*, s. 20-34.
- Yıldız, H. (2023, Haziran). Isı Borusu Kullanılan Türbülatorlerin Isı Transferlerine Olan Etkisinin Deneysel Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. Batman: Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.