

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

**KANATÇIKLI BANT TİPİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE
SÜRTÜNME FAKTÖRÜ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN NÜMERİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat TEKÖZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İshak Gökhan AKSOY

OCAK 2023

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

**KANATÇIKLI BANT TİPİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE
SÜRTÜNME FAKTÖRÜ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN NÜMERİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Murat TEKÖZ
(36203618011)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İshak Gökhan AKSOY

OCAK 2023

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aşamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgemedен beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Prof. Dr. İőhak Gökhan AKSOY'a;

Tez yazım sürecimde ve tüm hayatım boyunca bana her türlü destek ve imkanları sunan babam Soner TEKÖZ'e, annem Sultan TEKÖZ'e, ablalarım Sudenaz GÖKBULUT, Aliye GÖRGÜLÜ ve Serpil MAZICI'ya;

Yüksek lisansa başlamam için bana destek olan ve her anımda bana desteğini sürdüren en yakın arkadaşına

teşekkür ederim.



ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Kanatçıklı Bant Tipi Türbülátörlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörü Üzerindeki Etkisinin Nümerik Analizi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Murat TEKÖZ



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ.....	i
ONUR SÖZÜ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
SEMBOLLER VE KISALTMALAR.....	xi
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı	2
1.2. Tezin Kapsamı	2
1.3. Literatür Taraması.....	3
2. ISI TRANSFER MEKANİZMASI.....	14
2.1. İletim Yoluyla Isı Transferi.....	14
2.2. Taşınım Yoluyla Isı Transferi.....	15
2.3. Işınım Yoluyla Isı Transferi.....	17
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	19
3.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması	19
3.1.1. Isı transfer şekillerine göre ısı değiştiricileri	19
3.1.1.1. Dolaylı temaslı ısı değiştiricileri.....	19
3.1.1.2. Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri.....	20
3.1.2. Geometrik yapısına göre ısı değiştiricileri.....	20
3.1.2.1. Borulu ısı değiştiricileri	20
3.1.2.1.1. Gövde borulu ısı değiştiricileri	20
3.1.2.1.2. Çift borulu ısı değiştiricileri.....	21
3.1.2.1.3. Spiral borulu ısı değiştiricileri	22
3.1.2.2. Plakalı ısı değiştiricileri	22
3.1.2.3. Genişletilmiş yüzeyli (kanatçıklı) ısı değiştiricileri.....	23
3.1.2.4. Rejeneratörler	23
3.1.3. Isı transfer mekanizmalarına göre ısı değiştiricileri	24
3.1.4. Akış düzenlemelerine göre ısı değiştiricileri	24
3.1.4.1. Paralel akışlı ısı değiştiricileri	24
3.1.4.2. Zıt akışlı ısı değiştiricileri	25
3.1.4.3. Çapraz akışlı ısı değiştiricileri	25
3.2. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme.....	26
3.3. Isı Değiştiricisi Seçimi	27
3.3.1. Termal ve hidrolik gereksinimler	27
3.3.2. Akışkanlar ve çalışma koşulları arasındaki uyum	27
3.3.3. Bakım.....	28
3.3.4. Kullanılabilirlik.....	28
3.3.5. Ekonomik faktörler	28
3.3.6. İlk seçim.....	28
3.3.7. Son seçim.....	30
3.4. Isı Değiştiricilerinde Isı Transferini Arttırma Yöntemleri	31
3.4.1. Pasif yöntemler	32
3.4.1.1. İşlenmiş yüzeyler	32
3.4.1.2. Pürüzlü yüzeyler	33
3.4.1.3. Genişletilmiş yüzeyler	33
3.4.1.4. Yer değiştiren geliştirme cihazları	33

3.4.1.5. Girdap akışlı cihazlar	33
3.4.1.6. Yüzey gerilim cihazları	33
3.4.1.7. Katkı maddeleri	34
3.4.2. Aktif yöntemler	34
3.4.2.1. Mekanik yardımcıları	34
3.4.2.2. Yüzey titreşimi	34
3.4.2.3. Akışkan titreşimi	34
3.4.2.4. Elektrostatik alanlar	34
3.4.2.5. Sıvı Enjeksiyonu	34
3.4.2.6. Emme	35
3.5. Türbülötörler	35
3.5.1. Türbülötör kullanımının ısı transferine etkileri	36
4. MATERYAL YÖNTEM.....	37
4.1. Materyal	37
4.2. Yöntem.....	37
4.2.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi.....	37
4.2.1.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin avantajları.....	38
4.2.1.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin matematiksel temelleri	38
4.2.1.2.1. Enerjinin korunumu	38
4.2.1.2.2. Kütlelerin korunumu	38
4.2.1.2.3. Navier-stokes denklemleri	39
4.2.2. Sonlu hacimler yöntemi	39
4.3. Türbülans	40
4.3.1. Türbülansa giriş	40
4.3.2. $k - \epsilon$ türbülans modelleri	41
4.3.2.1. Standart $k - \epsilon$ türbülans modeli	41
4.3.2.1.1. Standart $k - \epsilon$ türbülans modeline ait denklemler	41
4.3.2.2. RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli	42
4.3.2.2.1. RNG $k - \epsilon$ türbülans modeline ait denklemler	43
4.3.2.3. Gerçekleştirilebilir (realizable) $k - \epsilon$ türbülans modeli	45
4.3.2.3.1. Gerçekleştirilebilir $k - \epsilon$ türbülans modeline ait denklemler	45
5. KATI MODELİN HAZIRLANMASI VE NÜMERİK ÇALIŞMALAR	48
5.1. Katı Modelin Hazırlanması	48
5.2. Nümerik Çalışmalar	51
5.2.1. Mesh yapısının oluşturulması	51
5.2.2. Sınır koşulları ve kabuller.....	52
5.2.3. Analiz çalışmasının başlatılması ve sonuçların okunması.....	53
5.2.4. Korunum denklemlerinin sağlanması	53
5.2.5. Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f) ve artış oranlarının hesaplanması	54
5.2.6. Ağ bağımsızlığı.....	55
5.2.7. Boş boru için nümerik analiz sonuçlarının doğrulama çalışması	56
6. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER.....	59
6.1. Model-A Türbülötör Kullanılan Borulardaki Sayısal Sonuçların İncelenmesi	59
6.2. Model-B Türbülötör Kullanılan Borulardaki Sayısal Sonuçların İncelenmesi	77
6.3. Nümerik Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	94
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	100
7.1. Sonuçlar.....	100

7.2. Öneriler	101
KAYNAKÇA.....	102
EKLER	107
ÖZGEÇMİŞ	116



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1 : Taşınım katsayısının tipik değerleri.	16
Çizelge 3.1 : Isı değiştirici modellerine ait özellikler.	29
Çizelge 3.1 (devam): Isı değiştirici modellerine ait özellikler.	30
Çizelge 4.1 : Standart $k - \epsilon$ model sabitleri.	42
Çizelge 4.2 : RNG $k - \epsilon$ model sabitleri.	45
Çizelge 4.3 : Gerçekleştirilebilir $k - \epsilon$ model sabitleri.	47
Çizelge 5.1 : Model-A türbülátöre ait geometrik özellikler.	48
Çizelge 5.1 (devam): Model-A türbülátöre ait geometrik özellikler.	49
Çizelge 5.2 : Model-B türbülátöre ait geometrik özellikler.	50
Çizelge 5.3 : Su ve alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler.	53
Çizelge 6.1 : Nusselt sayısı artış oranları.	95
Çizelge 6.1 (devam): Nusselt sayısı artış oranları.	96

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 : Düzlem duvarda ısı iletimi.	14
Şekil 2.2 : Sıcak yüzeyden havaya taşınım ile ısı transferi.	16
Şekil 2.3 : Bir yüzey ile çevre yüzeyler arasında gerçekleşen ışınlama ile ısı transferi.	18
Şekil 3.1 : Dolaylı temaslı ısı değiştirici.	19
Şekil 3.2 : Doğrudan temaslı ısı değiştirici.	20
Şekil 3.3 : Gövde borulu ısı değiştirici.	21
Şekil 3.4 : Çift borulu ısı değiştirici.	21
Şekil 3.5 : Spiral borulu ısı değiştirici.	22
Şekil 3.6 : Plaka tipi ısı değiştirici.	23
Şekil 3.7 : Kanatçıklı borulu ısı değiştirici.	23
Şekil 3.8 : Rejeneratör.	24
Şekil 3.9 : Paralel akışlı ısı değiştirici.	25
Şekil 3.10 : Zıt akışlı ısı değiştirici.	25
Şekil 3.11 : Çapraz akışlı, akışkanların karışmadığı ısı değiştirici.	26
Şekil 3.12 : Isı değiştiricisine ait borudaki tortu birikimi.	27
Şekil 3.13 : Kanatçıklı türbülator.	35
Şekil 3.14 : Bükümlü bant türbülator.	36
Şekil 3.15 : Yaylı türbülator.	36
Şekil 3.16 : Kombine türbülator.	36
Şekil 5.1 : Model-A türbülatöre ait görünüm: a. İzometrik görünüm. b. Yan görünüm. c. Boru içerisinde kanatçık görünümleri. d. Boru kesit görünüm ve boru girişi.	49
Şekil 5.2 : Model-B türbülatöre ait görünüm: a. İzometrik görünüm. b. Yan görünüm. c. Boru içerisinde kanatçık görünümleri. d. Boru kesit görünümü ve boru girişi.	51
Şekil 5.3 : Analiz geometrisine ait ağ yapısı: a. Boru girişi. b. Kanatçıklar üzerinden alınan kesit görünüm.	52
Şekil 5.4 : Nusselt sayısının eleman sayısına bağlı olarak değişimi.	55
Şekil 5.5 : Sürtünme faktörünün eleman sayısına bağlı olarak değişimi.	56
Şekil 5.6 : Nusselt sayısına ait nümerik analiz sonuçlarının doğrulaması.	57
Şekil 5.7 : Sürtünme faktörüne ait nümerik analiz sonuçlarının doğrulaması.	58
Şekil 6.1 : $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi.	60
Şekil 6.2 : $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi.	61
Şekil 6.3 : Model-A türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi: a. $\lambda=30^\circ$. b. $\lambda=45^\circ$. c. $\lambda=60^\circ$	62

Şekil 6.4 : Model-A türbülator kullanılan borular ile boş borunun Nusselt sayısı karşılaştırması.	63
Şekil 6.5 : $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi.	64
Şekil 6.6 : $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi.	65
Şekil 6.7 : Model-A türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi: a. $\lambda=30^\circ$. b. $\lambda=45^\circ$. c. $\lambda=60^\circ$	66
Şekil 6.8 : Model-A türbülator kullanılan borular ile boş borunun sürtünme faktörü karşılaştırması.	67
Şekil 6.9 : Boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulardaki sıcaklık dağılımı: a. Boş boru. b. $P10-30^\circ$. c. $P10-45^\circ$. d. $P10-60^\circ$. e. $P20-30^\circ$. f. $P20-45^\circ$. g. $P20-60^\circ$	68
Şekil 6.10 : Boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulardaki hız dağılımı: a. Boş boru. b. $P10-30^\circ$. c. $P10-45^\circ$. d. $P10-60^\circ$. e. $P20-30^\circ$. f. $P20-45^\circ$. g. $P20-60^\circ$	70
Şekil 6.11 : Boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulardaki basınç dağılımı: a. Boş boru. b. $P10-30^\circ$. c. $P10-45^\circ$. d. $P10-60^\circ$. e. $P20-30^\circ$. f. $P20-45^\circ$. g. $P20-60^\circ$	71
Şekil 6.12 : $z - r$ düzleminde boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: a. Boş boru. b. Türbülatorlü boru orta eksen ($P10-60^\circ$). c. Türbülatorlü boru kanatçık eksen ($P10-60^\circ$). d. Türbülatorlü boru kanatçık eksen ($P10-30^\circ$). e. Türbülatorlü boru kanatçık eksen ($P20-60^\circ$).	73
Şekil 6.13 : $\theta - z$ düzleminde boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: a. Boş boru. b. Model-A $P10-60^\circ$. c. Model-A $P10-30^\circ$. d. Model-A $P20-60^\circ$	75
Şekil 6.14 : $z - r$ düzleminde boş boru ile Model-A türbülator kullanılan borulara ait akış çizgileri: a. Boş boru. b. Model-A $P10-60^\circ$. c. Model-A $P10-30^\circ$. d. Model-A $P20-60^\circ$	77
Şekil 6.15 : $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi.	78
Şekil 6.16 : $P =30$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi.	79
Şekil 6.17 : Model-B türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi: a. $\lambda=10^\circ$. b. $\lambda=15^\circ$. c. $\lambda=20^\circ$	80
Şekil 6.18 : Model-B türbülator kullanılan borular ile boş borunun Nusselt sayısı karşılaştırması.	81
Şekil 6.19 : $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi.	82
Şekil 6.20 : $P=30$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi.	83
Şekil 6.21 : Model-B türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi: a. $\lambda=10^\circ$. b. $\lambda=15^\circ$. c. $\lambda=20^\circ$	84
Şekil 6.22 : Model-B türbülator kullanılan borular ile boş borunun sürtünme faktörü karşılaştırması.	85

Şekil 6.23 : Boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulardaki sıcaklık dağılımı: a. Boş boru. b. P20-10°. c. P20-15°. d. P20-20°. e. P30-10°. f. P30-15°. g. P30-20°.....	86
Şekil 6.24 : Boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulardaki hız dağılımı: a. Boş boru. b. P20-10°. c. P20-15°. d. P20-20°. e. P30-10°. f. P30-15°. g. P30-20°	87
Şekil 6.25 : Boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulardaki basınç dağılımı: a. Boş boru. b. P20-10°. c. P20-15°. d. P20-20°. e. P30-10°. f. P30-15°. g. P30-20°	89
Şekil 6.26 : $z - r$ düzleminde boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: a. Boş boru. b. Türbülatorlü boru orta eksen (P20-20°). c. Türbülatorlü boru kanatçık eksenini (P20-20°). d. Türbülatorlü boru kanatçık eksenini (P20-10°). e. Türbülatorlü boru kanatçık eksenini (P30-20°)	91
Şekil 6.27 : $\theta - z$ düzleminde boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: a. Boş boru. b. Model-B P20-20°. c. Model-B P20-10°. d. Model-B P30-20°	93
Şekil 6.28 : $z - r$ düzleminde boş boru ve Model-B türbülatorün kullanıldığı borulardaki akış çizgileri: a. Boş boru b. Model-B P20-20°. c. Model-B P20-10°. d. Model-B P30-20°	94
Şekil 6.29 : Boş boru ile türbülator kullanılan borulara ait Nusselt sayısının Reynolds sayısı, kanatçık açısı ve kanatçık adım mesafesine bağlı olarak değişimi.	95
Şekil 6.30 : Boş boru ile türbülator kullanılan borulara ait sürtünme faktörünün Reynolds sayısı, kanatçık açısı ve kanatçık adım mesafesine bağlı olarak değişimi.	97
Şekil 6.31 : $z - r$ düzleminde Model-A P10-60° ve Model-B P20-20° türbülatorlerin kullanıldığı borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: a. Model-A P10-60° orta eksen. b. Model-A P10-60° kanatçık eksenini. c. Model-B P20-20° orta eksen. d. Model-B P20-20° kanatçık eksenini.	99
Şekil A.1 : Ansys-Fluent giriş sayfası.	107
Şekil A.2 : Analiz geometrisinin Design Modeler'da görünümü.	107
Şekil A.3 : Mesh bölümünde analiz geometrisinin yüzey tanımlaması.	108
Şekil A.4 : Analiz geometrisine ait ağ yapısının genel görünümü.	108
Şekil A.5 : Boru girişi ve boru yüzeyine ait ağ yapısı görünümü.	109
Şekil A.6 : Setup bölümüne giriş ve kontrol işlemleri.	109
Şekil A.7 : Enerji denkleminin aktif edilmesi.	110
Şekil A.8 : Türbülans modeli seçimi.	110
Şekil A.9 : Suya ait termo-fiziksel özelliklerin programa girilmesi.	111
Şekil A.10 : Alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler.	111
Şekil A.11 : Sınır koşullarının belirlenmesi.	112
Şekil A.12 : Referans değerlerinin seçimi.	112
Şekil A.13 : Çözüm metotlarının seçilmesi.	113
Şekil A.14 : İterasyon bitiş noktalarının belirlenmesi.	113
Şekil A.15 : Çözüm işlemleri için başlangıç noktası seçimi.	114
Şekil A.16 : İterasyon sayısı belirlenerek analizin başlatılması.	114

Şekil A.17 : Hesaplamaların tamamlanması.	115
Şekil A.18 : Analiz sonuçlarının okunması.	115



SEMBOLLER VE KISALTMALAR

HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
CFD	: Computational Fluid Dynamics
RSM	: Reynolds Stress Model
P	: Kanatçık adım mesafesi [mm]
Q	: Isı yükü [W]
T	: Sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$, K]
k	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m ² K]
A_s	: Isı transfer yüzey alanı [m ²]
T_s	: Yüzey sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$, K]
T_∞	: Sıvının belirli bir uzaklıktaki sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$, K]
E	: Yüzeyin yayma gücü
σ	: Stefan-Boltzman sabiti [W/m ² .K ⁴]
ε	: Emisivite
G	: Işıma
α	: Soğurganlık
TEMA	: Tubular Exchanger Manufacturers Association
ASME	: American Society of Mechanical Engineers
ΔT	: Düzeltilmiş sıcaklık farkı [K]
C	: Birim Q/ΔT başına maliyet faktörü
£	: Pound
ESDU	: Engineering Sciences Data Unit
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
u_i	: Akışkanın hızı [m/s]
u_r	: r doğrultusundaki akışkan hız bileşeni [m/s]
u_θ	: θ doğrultusundaki akışkan hız bileşeni [m/s]
u_z	: z doğrultusundaki akışkan hız bileşeni [m/s]
c_p	: Özgül ısı [kJ/kgK]
μ	: Dinamik viskozite [kg/m.s]
Φ	: Enerji kaybı fonksiyonu
μ_t	: Türbülanslı viskozite
C_μ	: Ortalama gerilme ve rotasyon oranı
C_{ε1}	: Model sabiti
C_{ε2}	: Model sabiti

σ_k	: Model sabiti
σ_ε	: Model sabiti
RNG	: Renormalization Group
G_k	: Ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimi
G_b	: Kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretimi
Y_M	: Sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin toplam dağılma hızına katkısı
α_k	: k için ters etkili Prandtl sayısı
α_ε	: ε için ters etkili Prandtl sayısı
S_k	: Kullanıcı tanımlı kaynak terim
S_ε	: Kullanıcı tanımlı kaynak terim
μ_{t0}	: Girdap değişikliği olmadan hesaplanan türbülanslı viskozite değeri
Ω	: Karakteristik girdap numarası
α_s	: Girdap sabiti
$\bar{\Omega}_{ij}$: Ortalama dönme hızı tensörü
A_0	: Model sabiti
C_2	: Model sabiti
D_i	: Boru iç çapı [mm]
L_b	: Boru uzunluğu [mm]
λ	: Kanatçık açısı [°]
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
ΔP	: Boru boyunca gerçekleşen basınç düşüşü [Pa]
f	: Sürtünme faktörü
Model-A P20-60°	: P= 20 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülötör
Model-B P20-20°	: P= 20 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülötör

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KANATÇIKLI BANT TİPİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE SÜRTÜNME FAKTÖRÜ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN NÜMERİK ANALİZİ

Murat TEKÖZ

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

116+XIV sayfa

2023

Danışman: Prof. Dr. İshak Gökhan AKSOY

Tez çalışmasında, çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin boru içindeki ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi Ansys-Fluent kod programı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Model-A ve Model-B olmak üzere iki farklı tasarım olarak hazırlanan türbülatorlerin her birinde üç farklı kanatçık açısı ve iki farklı kanatçık adım mesafesi kullanılmıştır. Analizlerde türbülans modeli olarak Gerçekleştirilebilir (Realizable) $k-\epsilon$ türbülans modeli tanımlanmıştır. Akışkan olarak su, boru ve türbülator malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Analizler, 8000-30000 Reynolds sayıları arasında ve üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlara göre çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin kanat açısı ve kanat adım mesafesindeki değişimlerin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Türbülator, Kanatçık, Isı Transferi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

ABSTRACT

Master Thesis

NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF WINGLET BAND TYPE TURBULATORS ON HEAT TRANSFER AND FRICTION FACTOR

Murat TEKÖZ

Inonu University
Graduate School of Nature and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

116+XIV pages

2023

Supervisor: Prof. Dr. İshak Gökhan AKSOY

In the thesis study, the effect of double-sided semicircular winglet band type turbulators on the heat transfer and friction factor in the pipe was numerically investigated by using the Ansys-Fluent code program. Three different winglet angles and two different winglet pitch distances were used in each of the turbulators prepared as two different designs, Model-A and Model-B. In the analysis, the Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model was defined as the turbulence model. Water was chosen as the fluid, aluminum as the pipe and turbulator material. Analyzes were performed between 8000-30000 Reynolds numbers and in three dimensions. According to the results obtained from the analysis, it was determined that the changes in the winglet angle and winglet pitch distance of the double-sided winglet band type turbulators were effective on the heat transfer and friction factor.

Keywords: Turbulator, Winglet, Heat Transfer, Computational Fluid Dynamics

1. GİRİŞ

Birçok endüstriyel alandan konutlara kadar çok geniş bir kullanım alanına sahip olan ısı değiştiricileri, farklı sıcaklıklara sahip iki veya daha fazla akışkan arasında ısı aktarımı sağlayan cihazlardır. Genel olarak akışkanları ayırmak için katı bir yüzey kullanılsa da akışkanların direkt olarak temas halinde olduğu modelleri de mevcuttur. Isı değiştiricileri üzerinde yapılan iyileştirme çalışmaları sayesinde yatırım maliyetlerinde, işletme maliyetlerinde, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli kullanılması konusunda fayda sağlanmaktadır. Ayrıca ısı değiştiricileri atık enerjinin geri kazanımı konusunda da etkili cihazlardır. Isı değiştiricilerin çok geniş bir kullanım alanına sahip olması üzerlerinde yapılacak olan iyileştirme çalışmaları sonrasında elde edilecek kazancı da oldukça önemli hale getirmektedir. Isı değiştiricilerindeki iyileştirme çalışmalarının iyi sonuçlar vermesi bu alanda birçok çalışmanın yapılmasını ve yapılmaya da devam etmesini teşvik etmiştir.

Isı değiştiricilerinde, ısı aktarımını arttırmak için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden biri, akış alanında türbülator olarak adlandırılan türbülans oluşturucu eklerin kullanılmasıdır. Türbülator kullanımı akıştaki türbülansı ve dönmeli akış hareketlerini arttırarak ısı transferine karşı direnç oluşturan sınır tabakayı bozmayı amaçlamaktadır. Sınır tabakanın bozulması ısı transferini kolaylaştırarak ısı iyileşme sağlamaktadır. Ayrıca boru içerisine yerleştirilen türbülatorler akışkanın akış yolunu uzatarak ısı transfer yüzey alanını arttırabilmektedir. Isı değiştiricilerinin akış ortamında türbülans oluşturucu ekler kullanıldığında ısı transferinde ciddi artışlar elde edilmesi ve bu sayede ısı değiştirici boyutlarında önemli ölçüde küülmelere gidilebilmesi maliyet ve boyut tasarrufu konusunda işletmeler için büyük fayda sağlamaktadır. Bu nedenle, ısı değiştiricilerde türbülator kullanımı endüstriyel alanda en çok tercih edilen yöntemlerden biridir.

Isı değiştiricileri üzerinde en iyi optimizasyonların yapılabilmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri kullanılabilir. Optimizasyon alışmaları için hem zamandan hem de deney maliyetlerinden tasarruf edilebilmek amacıyla bilgisayar ortamında hazırlanan modeller ticari bir HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımı olan Ansys-Fluent kod programı yardımıyla simüle edilerek doğru ve etkili sonuçlar alınabilmektedir. Model üzerinde yapılacak değişimlerin ve çalışma için belirlenen değişken parametrelerin

etkilerini görebilmek ve hızlı sonuçlar alabilmek için de Ansys-Fluent kod programı kullanılabilir.

Bu tez çalışmasında, akış alanına yerleştirilmek için tasarlanan türbülatorlerin borudaki ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi Ansys-Fluent programı kullanılarak nümerik olarak araştırılmıştır. Değişken parametrelerin ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkileri incelenmiştir. En iyi ısı transferini elde edebilmek için türbülator için optimum özellikler belirlenmiştir.

1.1. Tezin Amacı

Dünyadaki enerji kaynaklarının azalması ve enerji ihtiyacının gün geçtikçe artması bilim insanlarını ve mühendisleri enerji tasarrufu ve enerjinin geri kazanımı konusunda çalışmalar yapmaya itmiştir. Bu bağlamda, ısı değiştiriciler üzerinde yapılacak olan optimizasyonlar hem ülke ekonomileri hem de enerji kaynaklarının geleceği için büyük önem arz etmektedir. Bu durum dikkate alınarak ısı değiştiricisinin akış alanına çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülator yerleştirilerek borudaki ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır. Yarım daire kanatçık modeli kullanılan iki farklı türbülator modeli, üç farklı kanatçık açısında ve iki farklı kanatçık adım mesafesinde tasarlanmıştır. Nümerik çalışmalar 8000-30000 Reynolds sayısı aralığında ve üç boyutlu olarak Ansys-Fluent programında gerçekleştirilmiştir. Türbülator kullanılan borular ile boş borudan elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü değerleri dikkate alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda, türbülator kullanımının etkileri değerlendirilmiş ve en iyi ısı ileşme sağlayan model belirlenmiştir.

1.2. Tezin Kapsamı

Tez çalışmasında, boru içerisine yerleştirilen yarım daire kanatçık modeli kullanılan çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin borudaki ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi incelenecektir.

Tez çalışmasının birinci bölümünde literatür çalışması yapılmış ve konuyla ilgili çalışmalar özet halinde bu bölümde verilmiştir.

İkinci bölümde, genel olarak ısı transfer mekanizması hakkında bilgi verilmiştir.

Üçüncü bölümde; ısı değiştiricilerin sınıflandırılması, ısı transferini artırma yöntemleri ve ısı değiştirici seçimi konularında ayrıntılı bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölümde, materyal ve yöntemlerden bahsedilmiştir. Çalışmada kullanılan programlar ve hesaplamaların temelini oluşturan denklemler hakkında bilgi verilmiştir.

Beşinci bölümde, katı modelin oluşturulması ve sayısal çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir. Sayısal çalışmalar için tanımlanan sınır şartlarından söz edilmiştir. Sayısal analizlere ait sonuçların hesaplanması için gerekli denklemler verilmiş ve doğrulama çalışmaları yapılmıştır.

Altıncı bölümde, analizlerden elde edilen sonuçlar grafikler ve görseller yardımıyla irdelenmiştir.

Yedinci bölümde, önceki bölümde yapılan değerlendirmelere ait elde edilen sonuçlar paylaşılmış ve önerilerde bulunulmuştur.

Sekizinci bölümde, tez çalışması yapılırken yararlanılan kaynakların listesi verilmiştir.

1.3. Literatür Taraması

Kahraman ve arkadaşları, boru içerisine farklı kanat açıklıklarında (0.1 m, 0.2 m) ve farklı kanatçık açılarında (30°, 45°, ve 60°) tasarladıkları türbülatorü yerleştirerek borudaki ısı transferini üç boyutlu olarak Fluent CFD kod programı yardımıyla incelemişlerdir. Analizlerinde RSM (Reynolds Stress Model) türbülans modelini kullanmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda, boru içerisine yerleştirilen türbülatorlerin kanat açıklığındaki ve kanatçık açısındaki değişimlerin ısı transferini etkilediğini tespit etmişlerdir. Türbülatorlü borulardan elde edilen Nusselt sayısının, boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğunu görmüşlerdir [1].

Nanan ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada boru içerisine farklı adım oranlarında bölmeli türbülatorler yerleştirerek borudaki ısı transferini incelemişlerdir. Bölmeli türbülator olarak tipik düz bölmeli, düz çapraz bölmeli, düz alternatif bölmeli, bükülmüş bölmeli, dönüşümlü bükümlü bölmeli ve bükülmüş çapraz bölmeli türbülatorler kullanmışlardır. İncelemelerini Reynolds sayısının 6000-20000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Reynold sayısı arttıkça ve hatve oranı azaldıkça sürtünme faktörünün, ısı transfer hızının ve termal iyileştirme faktörünün arttığını tespit etmişlerdir [2].

Turgut, yaptığı çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricisinin iç borusunun içerisine dairesel kesitli türbülatorler yerleştirmiştir. Türbülatorlerde farklı delik sayısı ve farklı delik

çapları kullanmış ve farklı mesafelerde yerleştirerek Reynolds sayısının 10000-42000 değerleri arasında çalışmalarını gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak, Reynolds sayısı arttıkça ısı transferinde %460 ve sürtünme kayıp katsayısında %478 civarında artış olduğunu tespit etmiştir [3].

Yıldız ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada, çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusuna bükülmüş dar ince metalik şerit türbülötörler yerleştirerek türbülötörlerin borudaki Nusselt sayısı ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Türbülötörlerin kullanıldığı borularda boş boruya göre Nusselt sayısında %100'e kadar ve basınç düşüşünde %130 'a kadar artış olduğunu tespit etmişlerdir [4].

Kongkaitpaiboon ve arkadaşları, deneysel çalışmalarında, boru içerisine dairesel halkalı türbülötörler yerleştirerek borudaki ısı transferini ve sürtünme faktörünü incelemişlerdir. Deneylerinde, türbülötörleri farklı çap oranlarında ($d/D=0.5, 0.6, 0.7$) ve farklı adım oranlarında ($p/D=6, 8, 12$) boru içerisine yerleştirmişlerdir. Reynolds sayısının 4000-20000 değerleri arasında gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarında, türbülötörlü borularda boş boruya göre ısı transferinde %57 ile %195 oranları arasında artış olduğunu tespit etmişlerdir [5].

Sheikholeslami ve Ganji, yaptıkları deneysel çalışmada, çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda delikli türbülötörler kullanarak sistemin hidrotermal analizini yapmışlardır. Farklı perde oranları, farklı açık alan oranları ve farklı Reynolds sayıları için yaptıkları çalışmada, açık alan oranındaki artışın termal performansı arttırdığını tespit etmişlerdir. Ayrıca adım oranının artmasıyla sıcaklık gradyanının azaldığını ortaya koymuşlardır [6].

Turgut, yaptığı deneysel çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricisinde boru içerisine farklı kanat açılara ($10^\circ, 20^\circ, 40^\circ$) ve farklı kanat çaplarına (48 mm, 50 mm, 52 mm) sahip pervane tipli türbülötörler yerleştirerek borudaki ısı transferini ve basınç kaybını incelemiştir. Türbülötörleri tek olarak ve farklı mesafelerde (10 cm, 20 cm ve 30 cm) yerleştirmiş ve incelemelerini Reynolds sayısının 8000-16000 aralığında gerçekleştirmiştir. Yaptığı deneyler sonucunda, boru içerisine yerleştirilen türbülötör sayısındaki artışın ısı transferini ve basınç kaybını arttırdığını ortaya koymuştur [7].

Alimoradi ve arkadaşları, deneysel çalışmalarında dikdörtgen kanal içerisine farklı büküm açılara ($0^\circ, 90^\circ$ ve 180°) ve farklı adım oranlarına sahip enine bükülmüş türbülötörler yerleştirerek sistemin ısı transferini ve hava akışını incelemişlerdir. Yaptıkları

deneyde, büküm açısı ve hatve oranı azaldığında hem ısı transfer katsayısında hem de basınç düşüşünde artış olduğunu tespit etmişlerdir. Büküm açısı 0° olan türbülatorler kullanıldığında ısı transfer katsayısında 1.875 eğim oranında %141.2 ve 3.75 eğim oranında %109.4 artış olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca büküm açısı 90° ve 180° olan türbülatorlerin kullanımında bu artışlar sırasıyla %133.2-%102.7 ve %54.6-%42.1 olduğunu ortaya koymuşlardır [8].

Akpınar ve arkadaşları, çalışmalarında eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunun girişine farklı delik düzenlemelerine sahip girdap oluşturucular yerleştirerek borudaki ısı transfer hızını incelemişlerdir. Deneylerini hem paralel hem de ters akımlı akış modeli kullanarak ve Reynolds sayısının 8500-17500 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları deneylerin sonucunda, girdap oluşturucu kullanılan borularda boş boruya göre ısı transferinde %130 oranına kadar artış elde etmişlerdir [9].

Upadhyay ve Gedam, çalışmalarında ısı değiştiricisindeki ısı transferini arttırmak için farklı hatve oranlarında ve farklı tipte türbülatorler kullanarak en iyi performansın hangi türbülatorde olacağını bulmak için araştırmalar yapmışlardır. Çalışmalarında, üç farklı çap değerine sahip dairesel türbülatorler ve farklı şekillerdeki (dairese, kare ve dikdörtgen) sarmal türbülatorleri kullanmışlardır. En yüksek ısı transferi değerini, dikdörtgen helisel türbülator kullanılan ısı değiştiricisinde elde etmişlerdir [10].

Yakut ve Sahin, yaptıkları deneysel çalışmalarında, ısı değiştiricisinde sarmal telli türbülatorler kullanarak borudaki akış kaynaklı titreşim, ısı transferi ve performans özelliklerini incelemişlerdir. Deneyler sonucunda, sabit pompalama gücü koşulunda 30 mm hatve değerine sahip sarmal telli türbülator kullanılan boruda düz boruya göre %70-140 oranlarında ısı transferi iyileşmesi tespit etmişlerdir. Ayrıca sarmal tellerin, Reynolds sayısının 13000 değerine kadar termodinamik olarak avantajlı olduğunu belirtmişlerdir [11].

Kamboj ve arkadaşları, çalışmalarında çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda yaylı türbülator kullanımının ısı değiştiricisindeki ısı transferine, sürtünme faktörüne ve basınç düşüşüne etkilerini incelemişlerdir. Farklı hatve değerlerinde (P=5 cm, 10 cm, 15 cm) türbülator yerleştirilen borular üzerinde yapılan analizlerin sonuçlarını boş boruda yapılan analiz sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Karşılaştırmalar sonucunda, üç farklı hatve değerinde (P=5 cm, 10 cm, 15 cm) boş boruya göre sırayla Nusselt sayısında %11.46, %17.88, %26.76 ve sürtünme faktöründe %66.87, %48.5, %20.79 oranlarında artış olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca aynı pompalama gücündeki değerler göz önüne alındığında P=15

cm hatve değerinde yerleştirilen türbülatörlü sistemin termal performans faktörü, P=5cm hatve değerine sahip türbülatör kullanılan sistemden %8 ve P=10 cm hatve değerine sahip türbülatör kullanılan sistemden de %6 daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır [12].

Eiamsa-ard ve Promvonge, çalışmalarında dış yüzeyi elektrik ile ısıtılan uniform ısı akısı uygulanan boruya farklı adım oranlarında (PR=2.0, 4.0 ve 7.0) V-nozul türbülatörler yerleştirerek sistemin ısı transferi ve sürtünme özelliklerini deneysel incelemişlerdir. Yaptıkları analizler sonucunda, düz boruda V-nozul türbülatörler PR=2.0, 4.0 ve 7.0 adım oranlarında kullanıldığında borudaki ısı transferinin sırasıyla %270, %236 ve %216 oranlarında arttığını tespit etmişlerdir. Ancak aynı Reynolds sayısında yaptıkları incelemelerde sürtünme faktöründeki artışın Nusselt sayısındaki artıştan çok daha fazla olduğunu da belirtmişlerdir [13].

Yadav, deneysel çalışmasında U-bükümlü çift borulu ısı değiştircisinin i borusunda bükümlü bant türbülatör kullanımının ısı değiştircisindeki ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisini araştırmıştır. Boru içerisinde yarım uzunlukta bükümlü bant türbülatör kullanıldığında ısı transfer katsayısının boş boruya göre %40 arttığını tespit etmiştir. Eşit kütle debisinde, türbülatörlü borunun ısıl performansının düz borudan daha iyi olduğunu fakat birim basınç düşüşü bazında ise düz borunun ısıl performansının daha yüksek olduğunu belirtmiştir. Elde edilen sonuçların tamamı incelendiğinde, türbülatörsüz ısı değiştircisinin ısıl performansı yarım uzunlukta bükümlü bant kullanılan ısı değiştircisinden 1.3-1.5 kat daha iyi olduğunu ortaya koymuştur [14].

Nakhchi ve arkadaşları, yaptıkları deneysel çalışmada çift borulu ısı değiştircisinde çift delikli eğik eliptik türbülatör kullanımının ısı transferi ve ısıl verim üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Türbülatörün eliptik eklerinde farklı eğim aları ($15^\circ \leq \alpha \leq 25^\circ$) ve farklı delik çapları ($0,5 \text{ mm} < d < 1,5 \text{ mm}$) kullanmışlar ve Reynolds sayısının 5000-18000 değerleri arasında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarını boş boru ile karşılaştırdıklarında, eliptik türbülatör kullanımının ortalama Nusselt sayısını %217.4 oranında arttırdığını tespit etmişlerdir [15].

Andrzejczyk ve Muszyński, deneysel çalışmalarında düz ve U kıvrımlı olmak üzere iki çeşit ısı değiştircisinin i borularının akış alanına sarmal türbülatörler yerleştirerek elde ettikleri analiz sonuçlarını türbülatörsüz ısı değiştirciler ile karşılaştırmışlardır. Deneylerinde, tel bobin türbülatör kullanımının ısı değiştircilerinde ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü %100'n üzerinde arttırdığını tespit etmişlerdir. Ayrıca sarmal

türbülötörler için yaptıkları ekonomik analiz sonucunda, çift borulu ısı değiştiricisinin yatırım maliyetlerini büyük ölçüde azaltılabileceğini belirtmişlerdir [16].

Karagöz ve arkadaşları, deneysel çalışmalarında boru içerisine farklı kanatçık mesafelerine ($S_y=101$ mm, 216 mm ve 340 mm) ve farklı kanatçık açlarına ($\alpha=0^\circ$, 45° ve 90°) sahip türbülötörler yerleştirerek türbülötörlerin borudaki sürtünme ve ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. En yüksek hız değerinde, $S_y=101$ mm ve $\alpha=90^\circ$ özelliklerine sahip türbülötör modelinin kullanıldığı boruda en yüksek Nusselt sayısını elde etmişlerdir. Kanatçıklar arasındaki mesafe arttırıldığında Nusselt sayısında azalma olduğunu tespit etmişlerdir. Kullandıkları türbülötör modelinde kanatçık açlarının ve kanatçıklar arası mesafenin Nusselt sayısını etkilediğini ortaya koymuşlardır [17].

Chokphoemphun ve arkadaşları, çalışmalarında ısı değiştiricisinin iç borusunda V şekilli kanatçıklı türbülötör kullanımının ısıl performansa etkisini araştırmışlardır. Türbülötörü boru içerisine farklı kanatçık yüksekliklerinde, farklı kanatçık eğim açlarında, farklı akış çarpma açlarında ve dört farklı adım oranında yerleştirerek Reynolds sayısının 5300-24000 değerleri arasında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda V kanatçıklı türbülötörlerin kullanıldığı borulardaki Nusselt sayılarının, düz borudaki Nusselt sayısından 1.40-2.43 kat daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Aynı zamanda değişken parametrelere bağlı olarak yaptıkları incelemelerde sistemin ısıl performansının 1.11-1.47 aralığında olduğunu da belirtmişlerdir [18].

Nalavade ve arkadaşları, hem deneysel hem de sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmalarında dışarıdan ısıtılan bir borunun içerisine akış bölücü tip türbülötörler yerleştirerek borudaki ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Kullanılan türbülötörün bükülme açısını 90° olarak belirlemişler ve boru içerisine farklı hatve-çap oranlarında ($p/d=0.54$, 0.72 ve 1.09) yerleştirmişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda, kullanılan türbülötörlerin hatve-çap oranı azaltıldığında sürtünme faktöründe, ısı transferinde ve termal iyileştirme faktöründe artış meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca burulma açısının 30° ve 45° 'si için CFD simülasyon çalışması yapılmış ve Nusselt sayısında sırasıyla 1.43-1.60 kat ve 1.33-1.46 kat artış olduğunu ortaya koymuşlardır [19].

Bhattacharyya ve arkadaşları, dairesel bir boru içerisine kısa ve tam uzunluklarda dalgalı bant türbülötörler yerleştirerek türbülötörün borudaki ısı transferine etkilerini deneysel çalışmalar yaparak araştırmışlardır. Türbülötörleri farklı dalga sayısı, farklı bant kalınlığı ve farklı çap oranlarında kullanmışlardır. Reynolds sayısının 6000-20000 değerleri

arasında yaptıkları deneylerde, dalgalı bant tipi türbülator kullanımının boş boruya göre ısı transferinde %67'ye kadar artış sağladığını tespit etmişlerdir. Aynı pompalama gücünde yaptıkları incelemelerde tam uzunlukta kullanılan dalgalı bant için ısı transferi değeri kısa uzunluktaki dalgalı banttan %25 daha fazla olduğunu görmüşlerdir. Ancak tam uzunluktaki türbülatorün pompalama gücünün kısa uzunluktaki türbülatorden %26 daha fazla olduğunu da belirtmişlerdir [20].

Bademci, yüksek lisans tez çalışmasında boru içerisine plaka tipi türbülatorü farklı adım ve farklı kanatçık açılarında yerleştirerek borudaki ısı transferi ve akış karakteristiğindeki değişimleri sayısal olarak araştırmıştır. Reynolds sayısının 4000-30000 değerleri arasında yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, plaka tipi türbülator kullanımının borudaki ısı transferinde boş boruya göre %208 iyileşme sağlandığını tespit etmiştir [21].

Erzincanlı, gerçekleştirdiği deneysel çalışmada boru içerisine üç farklı çap değerine sahip türbülator yerleştirerek türbülanslı bir akış elde etmiştir. Çalışmasında, Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısındaki değişiklikleri inceleyerek uygun geometriye sahip türbülatorler kullanıldığında Nusselt sayısını artırırken sürtünme katsayısının da gereken seviyelerde tutulabileceğinin mümkün olduğunu ortaya koymuştur. Bu sayede türbülator kullanılarak ısı transferinin arttırılabileceğini belirtmiştir [22].

Baysal, yaptığı deneysel ve sayısal çalışmada kullandığı eş merkezli borulu ısı değiştiricisinin içerisine farklı adım mesafelerinde helisel türbülator yerleştirmiştir. Isı değiştiricisinin ısı transfer performansını ve sürtünme karakteristiklerini Reynolds sayısının 3000-14000 aralığında incelemiştir. Helisel türbülatorlerin 20, 40, 60, ve 80 mm adım mesafelerinde kullanıldığı boruda, boş boruya göre sırasıyla %291, %241, %218, %199 oranlarında ısı transferinde iyileşme olduğunu tespit etmiştir [23].

Yıldız, çalışmasında iç içe borulu dış yüzeyinden buharla ısıtılan ısı değiştiricisinde boru içerisine yaylı türbülator yerleştirerek ısı transferini arttırmayı amaçlamıştır. Boru içerisine yerleştirdiği yaylı türbülatorlerin farklı dizim sayısı ve farklı dizim şekline göre sistemin ısı transferindeki değişimlerini incelemiştir. Çalışmasını Reynolds sayısının 2500-12000 aralığında ve 22 farklı debide gerçekleştiren Yıldız, ortalama Nusselt sayısının en yüksek değere sahip olduğu sistemde boş boruya göre ısı transferinde %132.04 oranında artış olduğunu tespit etmiştir [24].

Ertan, yaptığı deneysel çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricisinin girişine, ortasına ve çıkışına altıgen şekilli üçer, dörder ve beşer adet türbülator yerleştirmiştir. Türbülatorler

arası mesafeler 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm olacak şekilde yerleştirmiş ve ayrı ayrı incelemiştir. Reynolds sayısının 5000-30000 değerleri arasında 6 farklı Re sayısı için incelemeler yaparak türbülantörlü borunun, boş boruya göre Nusselt sayısında üç adet türbülantör için %116, dört adet türbülantör için %130 ve beş adet türbülantör için %153 artış olduğunu ortaya koymuştur [25].

Behçet ve arkadaşları, yaptıkları deneysel çalışmada ısı değiştiricisinin girişinde pervane tipi türbülantör kullanımının Reynold sayısının 8000-24000 değerleri arasında ısı transferine ve basınç kaybına etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalar sonucunda, türbülantör yerleştirilen boruda, boş boruya göre ısı transferinde 4.25 kat artış elde etmişlerdir. Ayrıca basınç kayıplarında da 5.15 kat artış olduğunu tespit etmişlerdir [26].

Durmuş ve Akbulut, deneysel çalışmalarında boru içerisine yerleştirilen çubuk kanatlı türbülantörlerin kanat eğimi ve kanat konstrüksiyonuna bağlı olarak ısı transferini arttırdığını ancak basınç düşümünde de artışlara sebep olduğunu ortaya koymuşlardır. Kullandıkları Matlab programında yaptıkları optimizasyon sonucunda, optimum hızın $u=7.59$ m/sn ve optimum kanat açısının $\theta=45^\circ$ olduğunu belirlemişlerdir. Belirlenen değerlerde en yüksek ısı transferinin ve en az basınç düşüşünün görüldüğünü tespit etmişlerdir [27].

Deviren, çalışmasında sabit yüzey sıcaklığına sahip ısı değiştiricisinin içerisine farklı sayı ve farklı dizilimlerde yeni tasarladıkları türbülantörleri yerleştirerek sistemin ısı verimini, basınç kaybını, sürtünme faktörünü, ekserji kayıp oranını ve NTU değerlerini incelemiştir. Yaptığı deneyler sonucunda, türbülantör sayısı arttırıldığında sistemin ısı veriminin, basınç düşümünün ve sürtünme faktörünün de arttığını tespit etmiştir [28].

Durmuş ve arkadaşları, eş merkezli ısı değiştiricisinin iç borusuna farklı açılarda (10° , 20° ve 40°) ve her açıda farklı çap değerlerine (48 mm, 50 mm, ve 52 mm) sahip pervaneli türbülantörler yerleştirerek sistemin ısı transferindeki ve basınç kaybındaki değişimleri incelemişlerdir. Deneylerini Reynolds sayısının 10000-30000 aralığında ve 10 farklı kütle debisinde gerçekteştirmişlerdir. Türbülantörlü ısı değiştiricisinde boş borulu ısı değiştiricisine göre ısı transferinde 2-4 kat, basınç kaybında da 8.5 kat artış olduğunu tespit etmişlerdir [29].

Kumar ve arkadaşları, çift borulu ısı değiştiricisinin halka bölgesine yarım küre şeklinde türbülantörler ekleyerek ısı transferindeki değişimleri incelemişlerdir. Kullanılan türbülantörleri farklı çap oranları (0.29 mm, 0.44 mm ve 0.58 mm) ve farklı hatve oranlarında

(1.47, 4.41 ve 7.35) yerleştirerek çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Türbülantörlü ısı değiştiricisinde, türbülantörsüz ısı değiştiricisine göre Nusselt sayısının, ısı transferinin ve sürtünme faktörünün arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca çap oranı arttırılıp hatve oranı azaltıldığında ısı transfer hızında ve Nusselt sayısında artışlar olduğunu da belirtmişlerdir [30].

Xiong ve arkadaşları, çalışmalarında çift borulu ısı değiştiricisine konik ve fusiform şeklinde türbülantörler yerleştirerek sistem üzerindeki değişimleri incelemişlerdir. Dört farklı Reynolds sayısında (4000, 7000, 10000, 13000), iki farklı geometrik şekle sahip (dairesele, dikdörtgen) tüpler için sistemi simüle etmişlerdir. Fusiform türbülantör kullanılan dikdörtgen şeklindeki iç boruda, düz dikdörtgen boruya göre %4.58 oranında ısı transferinde artış olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca düz dairesele boruya göre de ısı transferindeki artışın %4.68 olduğunu belirtmişlerdir [31].

Afshari ve arkadaşları, çalışmalarında ısı değiştiricisinde bilye tipi türbülantör kullanımının ısı transferi, entropi oluşumu ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Farklı bilye çaplarında, farklı hatvelerde ve dört farklı Reynolds sayısında (5000, 10000, 15000, 20000) analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalar sonucunda, düşük Reynolds sayılarında türbülantör kullanımının ısı transferini arttığını tespit etmişlerdir [32].

Karakaya ve Durmuş, yaptıkları deneysel çalışmada tasarladıkları konik yaylı türbülantörü ısı değiştiricisinin akış alanına yerleştirerek Reynolds sayısının 10000-34000 aralığında ve konik yaylı türbülantörün farklı açıları (30°, 45°, 60°) için borudaki ısı transferinde, basınç düşüşünde ve ekserji kaybında oluşan değişimleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda; türbülantör kullanılan boruda, boş boruya göre ısı transferinde ve basınç düşüşünde artış olduğunu tespit etmişlerdir [33].

Şahin ve arkadaşları, eş merkezli borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda farklı hatvelere sahip helisel türbülantör kullanarak ısı değiştiricisindeki ısı transfer değerlerini ve sürtünme özelliklerini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısının 3000-14000 aralığında yapılan çalışmada, farklı adım mesafeleri için (20 mm, 40 mm, 60 mm ve 80 mm) türbülantörlü borulardaki ısı transferinin, boş boruya göre sırasıyla 2.91, 2.41, 2.18 ve 1.99 kat daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir [34].

Durmuş ve arkadaşları, deneysel çalışmalarında sabit cidar sıcaklığına sahip tüpün akış ortamına kesik konik şekilli türbülantörleri farklı koniklik açılarında yerleştirerek

borudaki ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Deneylerini Reynolds sayısının 5000-30000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Kesik konik tip türbülator kullanımının ısı transferini yüksek oranda arttırdığını ancak basınç kayıplarında da yüksek artışlar olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca kullanılan türbülatorün koniklik açısındaki artışın ekseji kaybını azalttığını da belirtmişlerdir [35].

Vaisi ve arkadaşları, çalışmalarında çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda bükümlü bant türbülator kullanımının ısı değiştiricisindeki ısı transferine, basınç düşüşüne ve termal performans katsayısına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmalarını Reynolds sayısının 5500-10000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları deneyler sonucunda, süreksiz bükümlü bant türbülator kullanılan borudaki ısı transferinin sürekli bükümlü bant türbülator kullanılan borudaki ısı transferine göre %8.2 oranında artış sağladığı ve basınç düşüş katsayısında ise %9.8 oranında bir azalma olduğu görülmüştür. Ayrıca bükümlü bant üzerinde aynı hidrolik çapa sahip farklı geometrik şekillerdeki deliklerin ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Delik açılan türbülatorün kullanıldığı borudaki ısı transferi artışı deliksiz türbülatorün kullanıldığı borudan daha fazla olduğunu ve bükümlü bant üzerinde açılan deliklerin borudaki basınç düşüşünü azalttığını tespit etmişlerdir [36].

Thejaraju ve arkadaşları, yaptıkları sayısal çalışmada çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunun akış alanına çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülator yerleştirerek türbülatorün ısı değiştirici üzerindeki termo hidrolik performansını incelemişlerdir. Türbülator farklı eğim açılarında (5° , 10° , 15° ve 21°) tasarlanmıştır. Reynolds sayısının 4000-30000 değerleri arasında yapılan çalışmada; türbülator kullanılan borulardaki Nusselt sayısında, düz boruya göre eğim açıları dikkate alındığında (5° , 10° , 15° ve 21°) sırasıyla %237.04, %258.4, %275.11 ve %289.72 artış olduğunu tespit etmişlerdir. Borulardaki sürtünme faktörüne bakıldığında ise türbülatorlü borulardaki sürtünme faktörü değerleri, düz borudaki sürtünme faktörü değerinin sırasıyla 5.13, 6.73, 8.33 ve 11.73 katı olduğu belirtilmiştir. Maksimum termo hidrolik performans indeksini, Reynolds sayısının 12000 değerinde çift taraflı kanatçıklı bant türbülatorün 15° kanatçık eğim açısında elde etmişlerdir [37].

Yakut ve arkadaşları, Taguchi deneysel tasarım yöntemini kullandıkları çalışmalarında, boru içerisine farklı hücum açılarında, farklı kanatçık yüksekliklerinde ve farklı hatve değerlerinde yerleştirdikleri delta kanatçıkların Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, girdapların dalgalanma basıncının genliği ve girdap saçılma frekansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Üç farklı Reynolds sayısında yaptıkları deneysel çalışmada, kanatçıkların

etkilerini inceledikleri her özellik için ayrı ayrı optimum parametreler belirlemişlerdir. Daha sonra elde ettikleri parametreleri birleştirerek sistem için optimum koşulları oluşturmuşlardır [38].

Noorbakhsh ve arkadaşları, çift borulu ısı değiştiricisinin her iki borusuna da bükümlü bant türbülator yerleştirerek bükümlü bandın Nusselt sayısı, basınç düşüşü ve performans katsayısı üzerindeki etkilerini nümerik olarak incelemişlerdir. Bükümlü bandı farklı en-boy oranında, farklı büküm sayısında ve bant üzerinde delikler açarak kullanmışlardır. Analizler sonucunda, bükümlü banttaki kanat sayısı arttırıldığında Nusselt sayısında, basınç düşüşünde ve performans katsayısında artış olduğunu tespit etmişlerdir. Dört kanatlı bükümlü bant üzerinde oluşturulan farklı en boy oranındaki boşlukların ($AR=W/Y=0.44, 1, 2.25$) etkilerini araştırdıkları analiz çalışmasında, $AR=1$ en boy oranına sahip oyğun açıldığı dört kanatlı bükümlü bantta en iyi performans katsayısını elde etmişlerdir [39].

Budak ve arkadaşları, eş merkezli ısı değiştiricisinin iç borusunun girişine dört farklı geometriye sahip (Tip I, Tip II, Tip III ve Tip IV) türbülatorlerin kullanımının ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçlarını karşılaştırmışlar ve benzer sonuçlar elde ettiklerini belirtmişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda, türbülator kullanılan ısı değiştiricisindeki ısı transferinin, türbülatorsüz ısı değiştiricisinden daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır. En yüksek Nusselt sayısı Tip IV türbülator kullanımında elde edilmiş ve boş boruya göre Nusselt sayısında %27.6 artış olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca kullanılan türbülatorlerde açılan deliklerin sayısı arttıkça ısı transferinde de artış olduğunu belirtmişlerdir [40].

Behçet ve arkadaşları, deneysel çalışmalarında paralel akışlı ısı değiştiricisinin iç borusunun girişinde pervane tipli türbülator kullanımının ısı transferi ve sürtünme kayıpları üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Deneylerini Reynolds sayısının 8000-24000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçları boş boru ile karşılaştırıldığında, türbülator kullanımının ısı transferinde %25.5-%50.3 arasında artış sağladığını ve sürtünme kayıplarını 5 kat arttırdığını tespit etmişlerdir. Ayrıca yapılan ekserji analizlerinde boş borudaki ekserji kaybının türbülatorlü borudan %15 daha fazla olduğunu görmüşler ve kullanılan türbülatorün termodinamik açıdan da avantajlı olduğunu belirtmişlerdir [41].

Pardhi ve Baredar, ısı değiştiricisinin i borusunun içerisine iki farklı bükümlü bant (Tip I ve Tip II) yerleştirerek borudaki ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Türbülörlü ısı değiştiricilere ait sonuçlar türbülörsüz ısı değiştiriciler ile karşılaştırıldığında, Tip I bükümlü bant türbülötör kullanımının ısı transferini %61, Tip II bükümlü bant türbülötör kullanımının ısı transferini %78 oranında arttırdığını tespit etmişlerdir. Isı değiştiricisindeki basınç düşüşü dikkate alınmadığında bükümlü bant türbülötör kullanılan ısı değiştiricisinin türbülörsüz ısı değiştiricisinden 1.6 - 1.8 kat daha iyi olduğunu ortaya koymuşlardır. Ancak eşit basınç düşüşü ve eşit pompalama gücünde türbülörsüz ısı değiştiricisinin bükümlü bant türbülötör kullanılan ısı değiştiricisinden 1.3-1.7 kat daha iyi olduğunu belirtmişlerdir [42].



2. ISI TRANSFER MEKANİZMASI

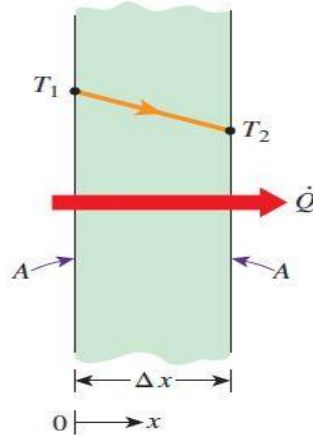
Isı, yüksek sıcaklıktaki ortamdan daha düşük sıcaklıktaki ortama doğru aktarılan bir enerji şeklidir. Yani ısı transferi sıcaklık farkından dolayı meydana gelmektedir. Ortamlar arasında aktarılan ısı enerjisi, sistem ısıl dengeye ulaşana kadar devam eder ve sistem ısıl dengeye ulaştığında durur. Termodinamik, aralarında sıcaklık farkı olan iki ortam arasında gerçekleşen ısı transferinin miktarıyla ilgilenirken ısı transfer bilimi ise bu ortamlar arasındaki ısı transferinin oranlarının belirlenmesi ile ilgilenir. Isı enerjisi üç farklı yol ile aktarılır.

- İletim yoluyla ısı transferi
- Taşınım yoluyla ısı transferi
- Işınım yoluyla ısı transferi

2.1. İletim Yoluyla Isı Transferi

İletim yoluyla enerji aktarımı moleküler boyutta gerçekleşir. Moleküllerdeki enerji seviyesi sıcaklıkla doğru orantılı olduğu için yüksek sıcaklıklı moleküllerdeki ortalama kinetik enerji, düşük sıcaklıklı moleküllerden daha yüksektir. Enerji aktarımı, yüksek enerjili parçacıklardan bitişiğindeki daha düşük enerjili parçacıklara doğru sağlanır [43]. İletim; katılarda, akış hareketi olmayan sıvı ve gazlarda meydana gelir. Akış hareketi olan sıvı ve gazlardaki enerji aktarımı taşınım yoluyla gerçekleşir.

Fourier'in ısı iletimi yasasına göre tek boyutlu ısı iletimi Şekil 2.1'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Düzlem duvarda ısı iletimi [44].

Fourier'in ısı iletim yasasına göre:

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.2)$$

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.3)$$

Verilen bağıntılarda, q'' ısı akısı ısı transfer yönüne dik doğrultuda birim alan başına ısı transfer hızıdır. Isı akısı, sıcaklık gradyanı olan $\frac{dT}{dx}$ ile doğru orantılıdır. k ise malzemenin ısı iletim katsayısıdır. Isı aktarımı, azalan sıcaklık yönünde gerçekleştiği için ısı akısı formülüne eksi (-) işareti eklenmiştir. Isı iletimi;

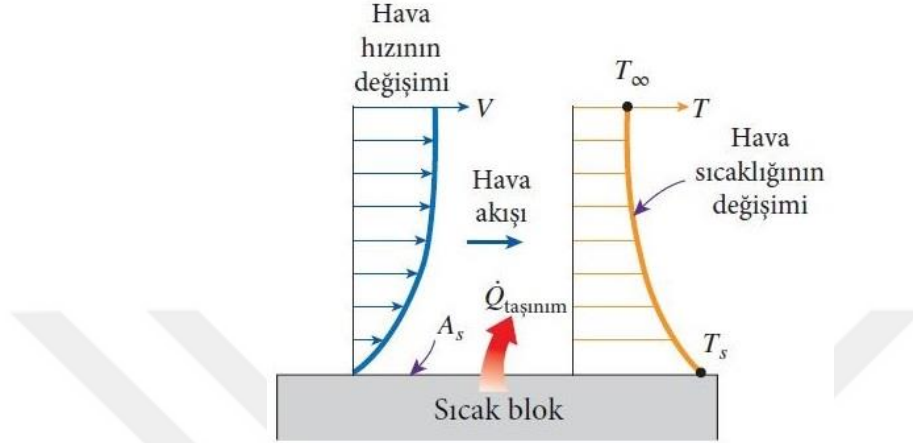
- İletkenin cinsine,
- İletkenin kalınlığına,
- İletkenler arası sıcaklık farkına,
- Malzemelerin kesit alanına,
- Malzemelerin ısı iletim katsayısına bağlıdır.

2.2. Taşınım Yoluyla Isı Transferi

Akış halindeki sıvı ve gazların temas halinde oldukları katı yüzeyler ile aralarındaki enerji transfer şekline taşınım denir. Kullanılan akışkanların akış hızı arttıkça taşınım ile ısı transferi de artar. Akış hareketi ısı transferinin artmasını sağlar ancak ısı transfer oranının belirlenmesini zorlaştırır [44].

Zorlanmış ve doğal taşınım olmak üzere iki çeşit taşınım şekli mevcuttur. İlk olarak akışkanın pompa, fan ya da rüzgâr ile katı yüzey üzerinde akması için zorlanmasına zorlanmış taşınım denir. İkinci olarak akışkandaki sıcaklık değişiminin sebep olduğu yoğunluk farkından dolayı oluşan kaldırma kuvveti akışa neden oluyorsa buna doğal taşınım denir. Yüzey ile hava arasındaki sıcaklık farkı, doğal taşınım için akışkanı harekete geçirecek kadar büyük değil ise ısı transferi iletim yoluyla gerçekleşir [44].

Isı transfer çalışmalarında, akışkan için faz değişikliği durumu varsa kaynama esnasındaki buhar kabarcıklarının yükselmesi veya yoğunlaşma esnasında oluşan sıvı damlacıklarının düşmesi gibi indüklenmiş akışkan hareketi taşınım olarak nitelendirilmektedir [44]. Şekil 2.2’de sıcak bir yüzeyden taşınım ile havaya aktarılan ısı transferi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Sıcak yüzeyden havaya taşınım ile ısı transferi [44].

Newton’ nun soğutma yasasına göre taşınım ile ısı transferi ifade edilirse:

$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.4)$$

Taşınım ile ısı transfer hızı, sıcaklık farkıyla doğru orantılıdır. h , taşınım ile ısı transfer katsayısıdır. A_s , taşınım ile ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanıdır. T_s , yüzey sıcaklığı ve T_{∞} , sıvının yüzeyden belirli bir uzaklıktaki sıcaklığıdır.

Isı taşınım katsayısı, ısı transfer prosesinde kullanılan akışkanın bir özelliği değildir. Taşınım katsayısı; yüzey geometrisi, akışkan hareketi, akışkanın yığın hızı ve akışkan özellikleri gibi taşınımına etki eden bütün değişkenlere bağlı olan bir parametredir ve deneysel çalışmalarla elde edilir [44].

Çizelge 2.1 : Taşınım katsayısının tipik değerleri [44].

Taşınım Tipi	h , (W/m ² .K)
Gazların serbest taşınımı	2-25
Sıvıların serbest taşınımı	10-1000
Gazların zorlanmış taşınımı	25-250
Sıvıların zorlanmış taşınımı	50-20,000
Kaynama ve yoğunlaşma	2500-100,000

2.3. Işınım Yoluyla Isı Transferi

Işınım ile enerji transferi elektromanyetik dalgalar ya da fotonlar ile gerçekleşir. Işınım için maddi bir ortama ihtiyaç yoktur. Yani boşlukta da yayılabilir. Hatta ışınım ile transferi en hızlı vacuum (boşluk) ortamda yayılır. Sıcaklığı mutlak sıfır olmayan bütün maddeler termal ışınım ile enerji yaymaktadır [45].

Bir yüzeyden yayılan ışınım, yüzeyin sınırladığı maddenin termal enerjisinden kaynaklanır. Yüzeyin yayma gücü (E), birim alan başına enerjinin salınma hızıdır. Stefan-Boltzmann yasasına göre yayma gücünün üst sınırı bağıntısı Denklem 2.5'te verilmiştir [45].

$$E_b = \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.5)$$

Bu bağıntıda, T_s yüzeyin mutlak sıcaklığını ve σ ise Stefan-Boltzmann sabitini temsil etmektedir. σ 'nın değeri $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ 'tür. Yayma gücünün üst sınırını temsil eden bu bağıntı, karacisim veya ideal yayıcı olarak adlandırılan yüzey için geçerlidir. Gerçek bir yüzeyin yayma gücü aynı sıcaklıktaki kara cismin yayma gücünden daha azdır. Gerçek cismin yayma gücü bağıntısı Denklem 2.6'da verilmiştir [45].

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.6)$$

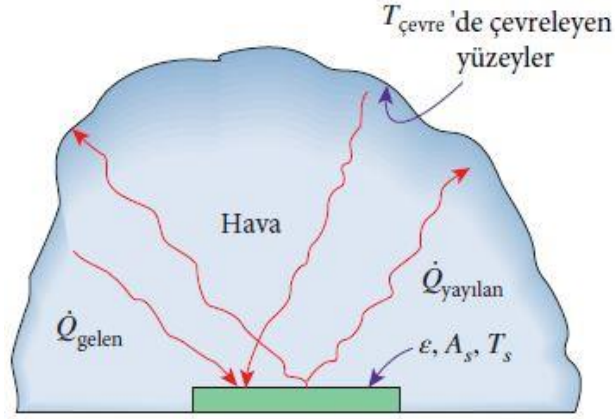
Gerçek cismin yayma gücü bağıntısında ε , emisivite olarak adlandırılan yüzeyin ışımaya özelliğidir. Değer aralığı, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ 'dir. Emisivite, bir yüzeyin kara cisme göre ne kadar verimli enerji yaydığına bir ölçütüdür. Kara cisimler için $\varepsilon = 1$ 'dir [45].

Işınım, çevreden yüzeye doğru da gerçekleşebilir. Çevreden yüzeye gelen ışınımın, yüzeyin birim alanı başına gelme hızına ışımaya (G) denilir. Çevreden gelen ışınımın bir kısmı veya tamamı yüzey tarafından emilebilir. Yüzeye gelen ışınımın soğurulma oranına soğurganlık (α) denir. Birim yüzey alanı başına ışınım enerjisinin soğurulma hızına ait bağıntı Denklem 2.7'de verilmiştir [45].

$$G_{abs} = \alpha \cdot G \quad (2.7)$$

Bu bağıntıda, α soğurganlıktır ve $0 \leq \alpha \leq 1$ değer aralığına sahiptir. Soğurganlık, ışımaya ve yüzeyin özelliklerine bağlıdır. $\alpha < 1$ ve yüzey opak ise gelen ışımaya bir bölümü yansır. Yüzey yarı saydam olduğunda, ışımaya bir bölümü de iletilir. Maddenin yüzeyi tarafından emilen ve yayılan ışınım, maddenin termal enerjisini artırır ve azaltır. Ancak yansıyan ve iletilen ışınım enerjisi, maddenin termal enerjisi üzerinde hiçbir etkiye sahip değildir [45].

Şekil 2.3.'te bir yüzey ile çevre yüzeyler arasında ışınm ile gerçekleşen ısı transferi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Bir yüzey ile çevre yüzeyler arasında gerçekleşen ışınm ile ısı transferi [44].

Bir yüzey ve geniş bir çevre arasındaki ışınm değişimi incelendiğinde birim yüzey alanı başına yüzeyden ışınm ile ısı transfer net hızı:

$$q''_{ışınm} = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b T_s - \alpha \cdot G = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{çevre}^4) \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir.

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı değiştircileri; farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında, bir katı yzey ile akışkan arasında veya katı parçacıklar ile akışkan arasında ısı aktarımı sağlayan cihazlardır. Genel olarak ısı değiştircilerinde kullanılan akışkanlar bir ısı transfer yzeyi ile ayrılırsalar da bazı ısı değiştircilerinde akışkanlar direkt olarak temas halinde olabilir [46]. Isı değiştircilerinde temel prensip akışkanlar arasındaki ısı transferini sağlamak olduğu için termodinamiğin sıfıncı, birinci ve ikinci kanunları altında çalışırlar.

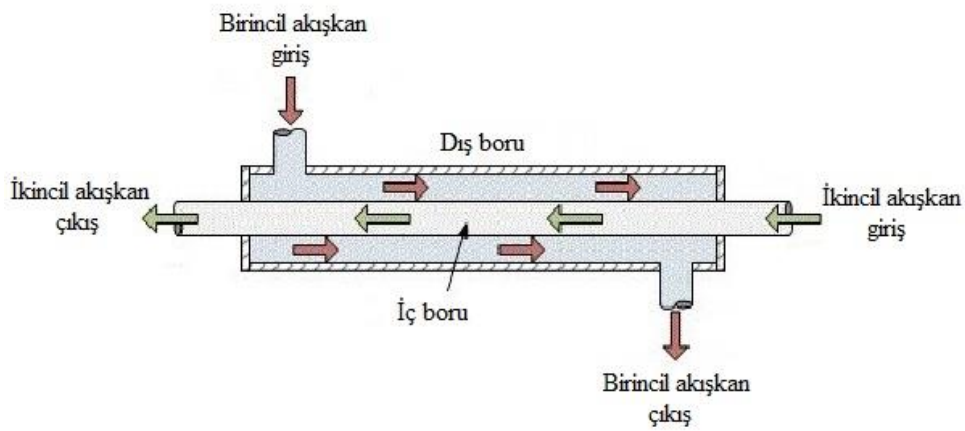
Isı değiştircileri hem ısıtma hem de soğutma işlemleri üzerine birçok endüstriyel alandan konutlara kadar çok geniş kullanım alanlarına sahiptir. Enerji üretim merkezleri, gıda ve kimya endüstrileri, iklimlendirme sistemleri, çevre mühendisliği, uzay uygulamaları, atık ısının geri kazanımı, elektronik endüstrisi, soğutma sistemleri vb. kullanım alanları bunlardan bazılarıdır [47].

3.1. Isı Değiştircilerinin Sınıflandırılması

3.1.1. Isı transfer şekillerine göre ısı değiştircileri

3.1.1.1. Dolaylı temaslı ısı değiştircileri

Dolaylı temaslı ısı değiştircilerinde, eş zamanlı akan akışkanlar ısı transfer yzeyi olarak adlandırılan katı bir duvar ile birbirinden ayrılır. Isı transferi, sıcak akışkandan önce duvara daha sonra soğuk akışkana doğru gerçekteşir. Akışkanlar arasında bir doğrudan temas meydana gelmez [46].



Şekil 3.1 : Dolaylı temaslı ısı değiştirici [48].

3.1.1.2. Doğrudan temaslı ısı değıştircileri

Doğrudan temaslı ısı değıştircilerinde, soğuk ve sıcak iki akışkan birbirlerine doğrudan (direkt) temas halinde bulunur ve akışkanlar arasındaki ısı transferi aralarında bir duvar olmadan direkt olarak gerçekleşir. Sonrasında bu iki akışkan ayrılarak devam eder. Bu tür ısı değıştirci uygulamalarında ısı transferine ek olarak kütle transferi de gerçekleşmektedir [47].



Şekil 3.2 : Doğrudan temaslı ısı değıştirci [49].

3.1.2. Geometrik yapısına göre ısı değıştircileri

3.1.2.1. Borulu ısı değıştircileri

Borulu ısı değıştircilerin bazı uygulamalarında dikdörtgen, eliptik ve yuvarlak-düz bükümlü borular kullanılsa da genel olarak dairesel borular kullanılmaktadır. Bu tür ısı değıştircilerde boru çapı, boru uzunluğu vs. değıştirilerek geometrisi üzerinde kolaylıkla değışiklik yapılabilir. Bu yönüyle tasarımlarda esneklik sağlar. Borulu ısı değıştircileri, yüksek basınçlarda kullanılmaya uygun yapıdadırlar [46].

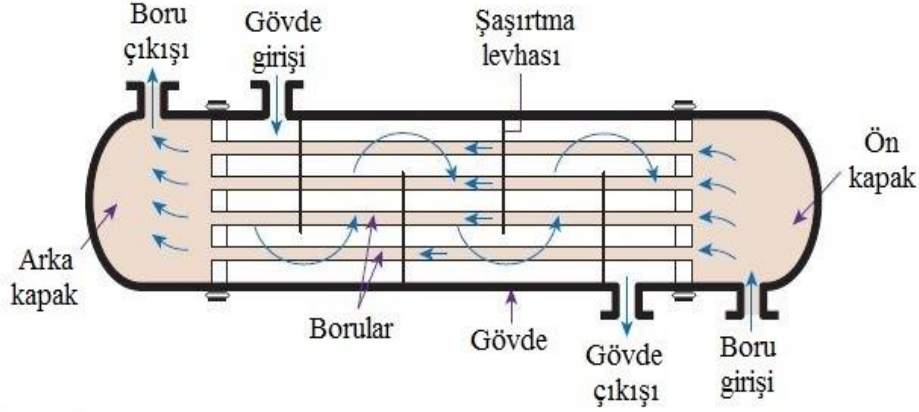
Borulu ısı değıştircilerin sınıflandırılması:

- Gövde borulu ısı değıştircileri
- Çift borulu ısı değıştircileri
- Spiral borulu ısı değıştircileri

3.1.2.1.1. Gövde borulu ısı değıştircileri

Gövde borulu ısı değıştircileri endüstriyel alanda en yaygın kullanılan ısı değıştircilerinden biridir. Gövde borulu ısı değıştircileri silindirik gövde içerisine paralel olarak yerleştirilmiş boru demetinden oluşmaktadır. İki akışkandan biri borular içerisinde

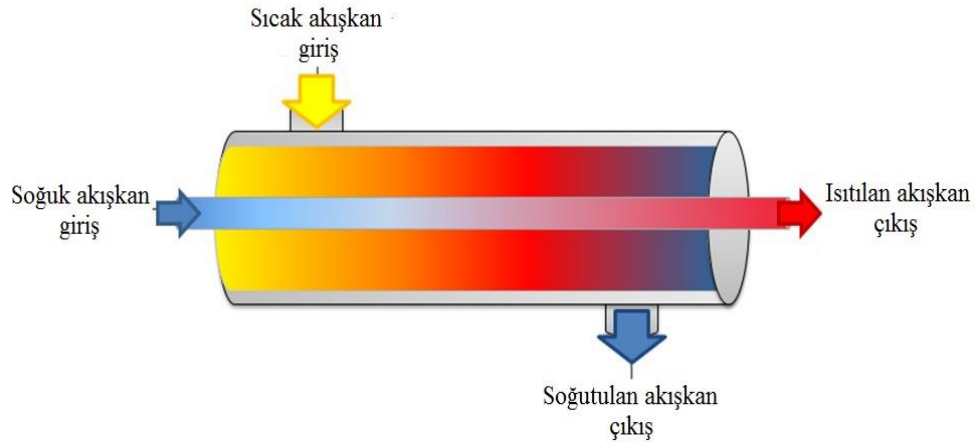
akarken diğer akışkan boru dışındaki gövde boyunca akar. Geniş bir ısı transfer yüzeyine sahip olduğu için ısı transfer verimi yüksektir. Enerji üretim tesislerinde, nükleer santrallerde, kimya endüstrisinde ve bazı iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadır. Endüstrideki ihtiyaçlara göre farklı tip ve tasarımlarda TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) ve ASME (American Society of Mechanical Engineers) standartlarına uygun olarak imal edilmektedir [46].



Şekil 3.3 : Gövde borulu ısı değiştirici [44].

3.1.2.1.2. Çift borulu ısı değiştiricileri

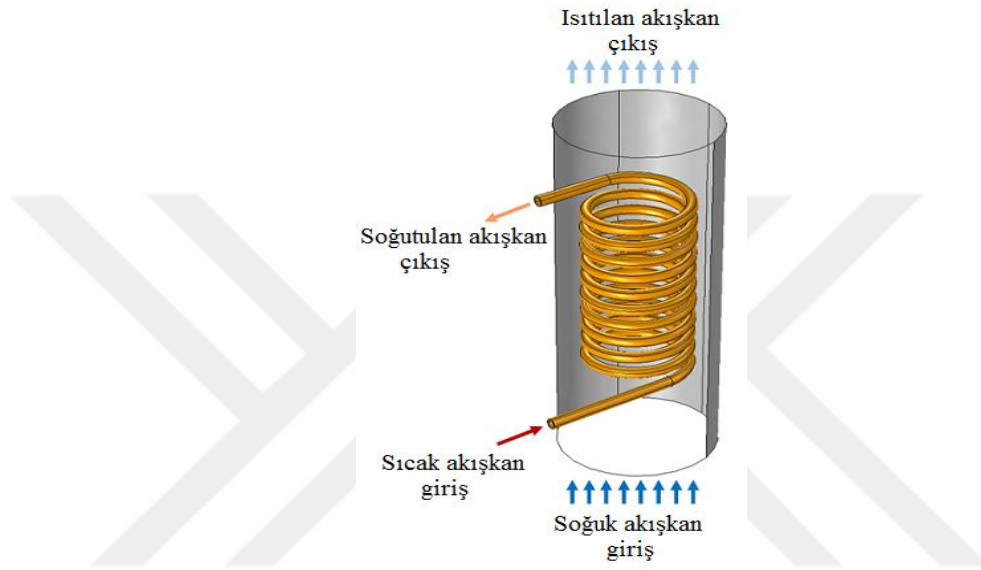
Standart bir çift borulu ısı değiştiricisi, boru içerisine eş merkezli olacak şekilde daha küçük çaplı bir boru yerleştirilerek oluşturulur. Bu tür ısı değiştiricilerinde birden fazla iç boru da kullanılabilir. Çift borulu ısı değiştiricileri, akışkanların yüksek basınçlı olduğu durumlarda kullanımı uygun olan bir ısı değiştirici çeşididir. Genellikle küçük ısı transferi alanlarının gerektiği yerlerde kullanılırlar. Çünkü birim ısı transfer yüzey alanı başına maliyeti yüksektir [47].



Şekil 3.4 : Çift borulu ısı değiştirici [50].

3.1.2.1.3. Spiral borulu ısı değiştiricileri

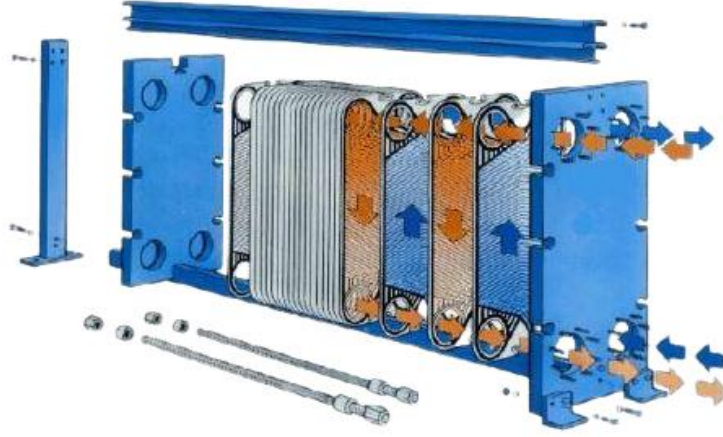
Spiral borulu ısı değiştiricileri, gövdeye spiral şeklinde sarılmış bobinlerden oluşur. Spiral borulu ısı değiştiricilerinde belirli bir alana daha fazla yüzey yerleştirilebildiği için ısı transfer katsayısı düz borulu ısı değiştiricisine göre daha yüksektir. Kimya endüstrisinde, soğutma sistemlerinde ve çelik endüstrisinde olmak üzere birçok kullanım alanı mevcuttur. Bu tür ısı değiştiricilerinde temiz akışkan kullanılması daha uygundur. Çünkü temizlenmesi hemen hemen olanaksızdır [46].



şekil 3.5 : Spiral borulu ısı değiştirici [51].

3.1.2.2. Plakalı ısı değiştiricileri

Ana yüzeyi plakalardan oluşan ısı değiştiricileridir. Bu plakalar düz veya oluklu yapıda olabilmektedir. Sıcak ve soğuk olan iki akışkan farklı aralıklardan geçerek ısı transferi önce plakaya daha sonra soğuk akışkana doğru gerçekteşir. Plakalı ısı değiştiricileri yüksek basınçlara veya yüksek basınç ve sıcaklık farklarına dayanıklı yapıda değillerdir [46]. Lamelli, contalı ve spiral plakalı olmak üzere 3 farklı çeşidi bulunmaktadır.



Şekil 3.6 : Plaka tipi ısı değıştircisi [52].

3.1.2.3. Genişletilmiş yüzeyli (kanatçıklı) ısı değıştircileri

Bu tür ısı değıştircilerinde, ısı transferini arttırmak için kanatçıklar veya benzer çıkıntılar kullanılmaktadır. Akışkan olarak sıvı ve gaz kullanılan bir ısı değıştircisinde, genişletilmiş yüzey gaz tarafında kullanılmaktadır. Bunun sebebi, gaz tarafındaki taşınım katsayısının sıvı tarafındakinden önemli ölçüde küçük olmasıdır. Kanatçıklı ısı değıştircileri genellikle düşük ısı transfer katsayısına sahip akışkanlar ile kullanılmaktadır [47]. Kanatçıklı ısı değıştircileri, plaka kanatlı ve borulu kanatlı olmak üzere iki şekilde sınıflandırılabilir.

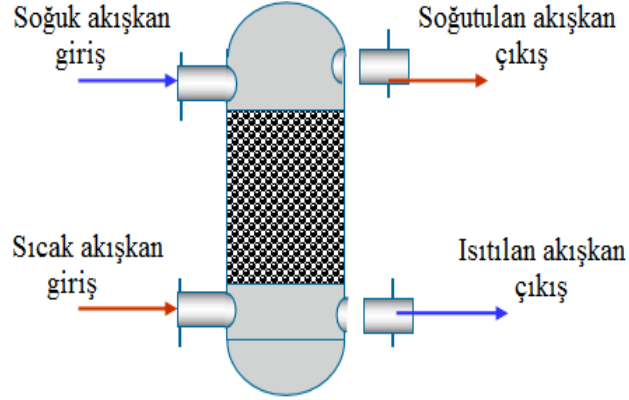


Şekil 3.7 : Kanatçıklı borulu ısı değıştircisi [53].

3.1.2.4. Rejeneratörler

Rejeneratörler, depolama tipi ısı değıştircileridir. Bu tip ısı değıştircilerinde ısı enerjisi aktarımı dolaylı yoldan gerçekleşmektedir. İlk olarak sıcak akışkan gözenekli elemanlar olan matrislerden geçerilir ve ısı enerjisinin matrislere aktarılması sağlanır. Daha sonra sıcak akışkanın geçtiği yerden soğuk akışkan geçirilir ve matrislerde depolanan ısı enerjisi soğuk akışkana aktarılarak soğuk akışkan ısıtılır. Rejeneratörlerin önemli

özelliklerinde biri sistemin kendi kendini temizleyebilmesidir. Rejeneratörler; kömürle çalışan buhar santralleri, yüksek fırın sobaları, çelik fırınları vb. gibi yerlerde kullanılmaktadır [47].



Şekil 3.8 : Rejeneratör [54].

3.1.3. Isı transfer mekanizmalarına göre ısı değiştiricileri

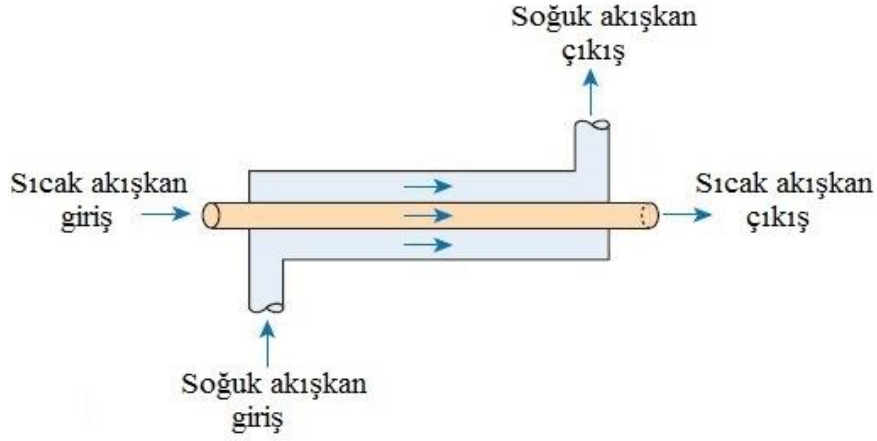
Isı değiştiricilerinde sıcak akışkandan ısı transfer yüzeyi olarak adlandırılan ve akışkanları ayıran duvara ısı transferi; tek fazlı taşınım (zorlanmış veya serbest), iki fazlı taşınım (yoğuşma veya buharlaşma), çok bileşenli iki fazlı taşınım, taşınım ve ışınlım mekanizmalarıyla gerçekleşir. Tek fazlı taşınım otomotiv radyatörlerinde, rejeneratörlerde, ekonomizörlerde vb. görülür. Bir tarafta tek fazlı diğer tarafta çift fazlı taşınım; buhar santrali kondansatörleri, gaz veya sıvı ısıtmalı evaporatörler, buhar jeneratörleri, hava soğutmalı kondenserler gibi ısı değiştiricilerinde meydana gelir. Kombine iki fazlı taşınım, karışık buharların yoğunlaştırılmasında görülür. Işınlım ile ısı transferi, buhar jeneratörlerinde, enerji santrali kazanlarında ve yakma fırınları gibi yerlerde meydana gelir [46].

3.1.4. Akış düzenlemelerine göre ısı değiştiricileri

Isı değiştiricileri, kullanılan sıvıların akış yoluna göre paralel akışlı, zıt akışlı ve çapraz akışlı olmak üzere üç şekilde sınıflandırılırlar.

3.1.4.1. Paralel akışlı ısı değiştiricileri

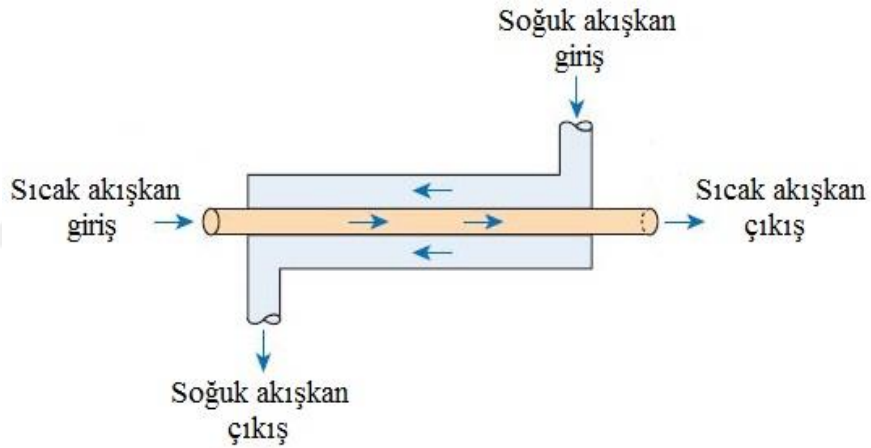
Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde, sıcak ve soğuk iki akışkan aynı uçtan beraber girer ve aynı yönde akarak diğer uçtan çıkarlar.



Şekil 3.9 : Paralel akışlı ısı değıştirci [44].

3.1.4.2. Zıt akışlı ısı değıştircileri

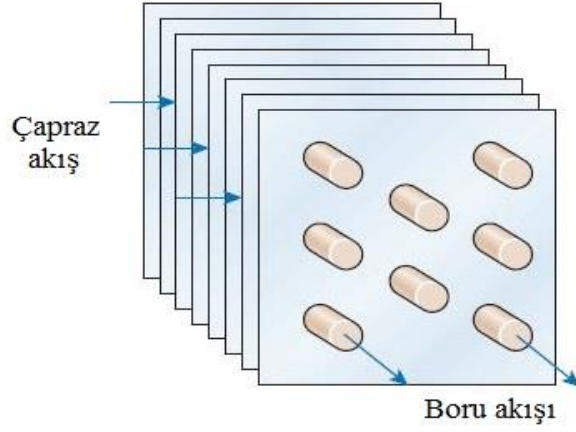
Zıt akışlı ısı değıştircilerinde, iki akışkan farklı taraflardan ısı eşanjörüne girer ve birbirlerine zıt yönde akarlar.



Şekil 3.10 : Zıt akışlı ısı değıştirci [44].

3.1.4.3. Çapraz akışlı ısı değıştircileri

Çapraz akışlı ısı değıştircilerinde, sıcak akışkan ile soğuk akışkan birbirlerine dik olarak akış sağlarlar. Bu tip ısı değıştircileri, akış tasarımlarına göre karışan ve karışmayan olarak ikiye ayrılır.



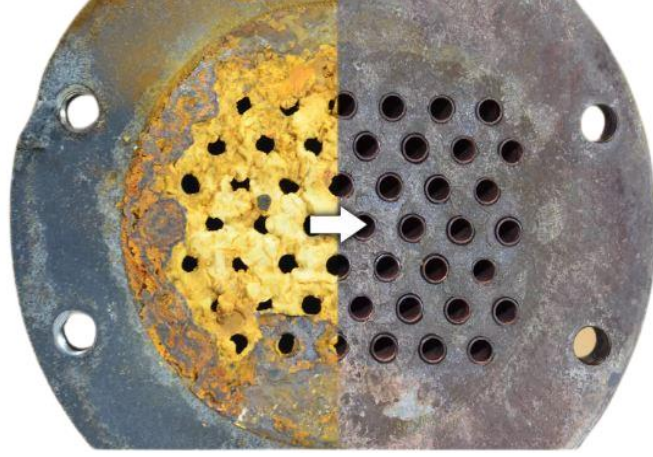
Şekil 3.11 : Çapraz akışlı, akışkanların karışmadığı ısı değiştirici [44].

3.2. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme

Isı değiştiricilerin elemanlarında akışkan veya başka nedenlerden kaynaklı birikinti ve tortu şeklindeki tabakaların oluşmasına kirlenme denir. Bu tabakalar, ısı değiştiricisinin boru yüzeyinde olduğu için akışkan ile ısı transfer yüzeyi arasında bir katman oluşturur. Oluşan bu katman, ısı transfer hızının azalmasına ve akışkan debisinin düşmesine neden olduğu için sistemin ısıl performansında genel bir düşüş meydana getirmektedir. Isı değiştiricilerinde kirlenmeye zamanında müdahale edilmediği takdirde, ısı değiştiricisi görevini yapamaz hale gelebilmektedir. Bu durum, işletme maliyetlerinde artışa neden olur.

Isı değiştiricisindeki kirlenme; akışkanın debisinin azalmasından, basınç düşüşündeki artıştan ve ısı transferindeki değişimden fark edilebilir. Isı değiştiricisinin elemanlarında oluşan akışkan kaynaklı korozyon, akışkanın geçtiği elemanlardaki pürüzlülük ve paslanma durumu, soğutma sıvısındaki organik maddeler ve akışkan hızı gibi etkenler kirlenme hızını ve miktarını etkilemektedir. Isı değiştiricilerinde kirlenme; partikül, korozyon, kristalleşme, kimyasal reaksiyon ve biyolojik kirlenme olarak beş kategoride sınıflandırılır [47].

Isı değiştiricilerinde kirlenmeyi engellemek veya yavaşlatmak için çeşitli inhibitörler kullanılmaktadır. Kullanılan inhibitörler sayesinde paslanma gibi kimyasal reaksiyonların önüne geçilebilir ve tortu oluşumu engellebilmektedir. Ayrıca akışkan hızının yüksek olması da tortu oluşumunu azaltmaktadır.



Şekil 3.12 : Isı değiştiricisine ait borudaki tortu birikimi [55].

3.3. Isı Değiştiricisi Seçimi

İhtiyaca uygun ısı değiştiricisi seçimi yapılırken en önemli adım ısı değiştiricisi tipini seğmektir. Isı değiştiricisi tipi seğilirken de en iyi termal verim elde edilmesi ve maliyetlerin en aza indirilmesi için bazı faktörler göz önünde bulundurulmalıdır. Bu faktörler aşağıda başlıklar halinde açıklanarak verilmiştir [56].

3.3.1. Termal ve hidrolik gereksinimler

Isı değiştiricisindeki proses optimizasyonu sonucunda ısı değişim miktarı, kullanılan akışkanların giriş ve çıkış sıcakları, pompalama gücü ve basınç düşüşü gibi değerler belirlenebilir. Isı değiştiricisi tipi seğilirken de ısı değiştiricisinin bu değerleri karşılayabilmesine önem gösterilmelidir.

Isı değiştiricisinin tasarım maliyetine bakıldığında basınç düşüşü tasarım maliyetinde önemli bir etkiye sahiptir. Ayrıca basınç düşüşü ile ısı transferi arasındaki ilişki incelendiğinde, basınç düşüşünün verime etkisi de büyük önem taşır. Bu nedenlerle tasarımcının belirttiği basınç düşüşü değerleri kabul edilirken dikkatli olunmalıdır.

3.3.2. Akışkanlar ve çalışma koşulları arasındaki uyum

Isı değiştiricisindeki konstrüksiyon malzemelerinin ve kullanılacak olan akışkanın korozyon etkisine karşı dayanıklı olması gerekmektedir. Kirlenme eğilimleri, ısı değiştiricisi seçiminde önemli bir husustur. Bu nedenle kirlenme eğilimi için yapılacak olan inceleme ve değerlendirmelerde dikkatli olunmalıdır.

Kullanılacak akışkan dikkate alındığında ısı değiştiricisi, akışkan basıncı ve sıcaklık farklılıklarından dolayı oluşan gerilmelere karşı dayanıklı bir yapıya sahip olacak şekilde tasarlanmalıdır.

3.3.3. Bakım

Isı değiştiricisinin bakım yapılabilir olması önemlidir. Isı değiştiricilerindeki kimyasal veya mekanik temizleme ve belirli zaman aralıklarında ünitenin tamamen değişmesi gibi ihtiyaç duyulan durumlar, proses akışına dikkat edilecek şekilde değerlendirilmelidir. Gövde borulu ısı değiştiricilerindeki boruların temizlik veya değişim için çıkarılması gerekebileceğinden etrafında ihtiyaca uygun bir alanın bırakılması gerekir.

3.3.4. Kullanılabilirlik

İç akışına göre ihtiyaca uygun seçimler yapılmalıdır. Isı değiştiricilerinin kullanıldığı saha gereksinimleri, işletmenin envanter özellikleri ve proses koşullarında değişme ihtimalinin olduğu durumlar göz önünde bulundurulduğunda ısı değiştiricisinin çapında, ağırlığında, uzunluğunda ve boru düzeninde sınırlamalar yapılabilir. Ayrıca projedeki zaman ölçeği dikkate alındığında hızlı teslimat büyük önem arz etmektedir. Böyle durumlarda gereksinimlere uygun olan ve teslimatın hızlı yapılabileceği standart tasarımlara sahip ısı değiştiricileri tercih edilebilir. Bu konuda üreticilerin geçmişte yaptıkları işlere bakılarak taahhüt edilen teslim tarihleri konusunda değerlendirmeler yapılmalıdır.

3.3.5. Ekonomik faktörler

Araştırmalar ve incelemeler sonucunda ilk dört maddedeki fiziksel ihtiyaçlara uygun ısı değiştiricileri bulunduysa seçim için son aşama ekonomik faktörlerdir. Isı değiştiricideki pompalama gücü sermaye maliyetine etki eden en önemli ekonomik faktördür. Ayrıca kurulum maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri de önemli faktörlerden bazılarıdır. Hem fiziksel hem de ekonomik faktörler dikkate alınarak ihtiyaca uygun ısı değiştiricisi seçimi yapılmalıdır.

3.3.6. İlk seçim

Daha önce de belirtildiği üzere ısı değiştiricisi seçiminde ilk olarak ihtiyaca uygun ısı değiştirici tipi seçilmelidir. Çizelge 3.1’de geniş kullanım alanı olan ısı değiştirici modellerine ait özellikler verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Isı değiştirici modellerine ait özellikler [56].

Isı Değiştirici Tipi	Maksimum Basınç	Sıcaklık Aralığı	Akışkan Sınırlaması	Bireysel Birim İçin Normal Boyut Değişiklikleri	Özel Nitelikler
Gövde Borulu Isı Değiştiricileri	30.7 MPa	-200°C ile 600°C aralığında kullanıma uygundur. (Özel materyallerle bu değer aralığı arttırılabilir.)	Kullanılan konstrüksiyon malzemelerinin özelliklerine uygun olan akışkanlar kullanılmalıdır.	10 m ² ile 1000 m ² aralığındadır.	Tasarımında esnekliğe sahip olduğu için çok kullanışlıdır.
Çift Borulu Isı Değiştiricileri (Düz ve Kanatlı Borulu)	>30.7 MPa (kabuk) >140 MPa (tüp)	-100°C ile 600°C aralığında kullanıma uygundur.	Kullanılan konstrüksiyon malzemelerinin özelliklerine uygun olan akışkanlar kullanılmalıdır.	0.25 m ² ile 200 m ² aralığındadır.	Standart modüler yapıya sahiptir.
Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri	1.6 MPa (Boyut ve sıcaklığa bağlı olarak 2.5 MPa'ya çıkabilir.)	-25°C ile 175°C aralığında kullanıma uygundur. (Özel tasarımlar kullanıldığında -40°C ile 200°C aralığına çıkarılabilir.)	Genellikle iki fazlı gaz akışı için uygun değildir.	1 m ² ile 1200 m ² aralığındadır.	Uygulanabilir ise en ekonomik modüler yapıya sahip olanıdır.
Spiral Isı Değiştiricileri	1.8 MPa	400°C'ye kadar kullanıma uygundur.	Kullanılan konstrüksiyon malzemelerinin özelliklerine uygun olan akışkanlar kullanılmalıdır.	200 m ² 'ye kadar.	Proses spesifikasyonuna göre kolayca uygulanabilir. Isı transfer verimliliği yüksektir. Kendi kendini temizleyebilir. Düşük bakım ve kurulum maliyetine sahiptir.
Lamelli Isı Değiştiricileri	2.0 MPa	Teflon contalarda 220°C'ye kadar; paslanmaz çelik ve asbest contalarda 500°C'ye kadar kullanıma uygundur.	Gazdan gaza uygulamalar için uygundur. Kullanılacak akışkanlar konstrüksiyon malzemelerinin özelliklerine uygun olarak seçilmelidir.	1 m ² ile 1000 m ² aralığındadır.	Karşıt akışta yüksek verim sağlar. Düz akış yollarına sahiptir. Minimum katı birikimi oluşur.
Kaynaklı Plakalı Isı Değiştiricileri	3.0 MPa (Kabuklu modelleri daha yüksek basınçlara da uygundur.)	400°C'den yüksek sıcaklıklarda kullanıma uygundur.	Kullanılan konstrüksiyon malzemelerinin özelliklerine uygun olan akışkanlar kullanılmalıdır. Kirlenmeye uygun değildir.	>1000 m ²	Diferansiyel basınç 3.0 MPa'dan az olmalıdır ve diferansiyel genişlemeye dikkat edilmelidir.
Kompakt Isı Değiştiricileri	10 MPa	Alüminyum kullanımında -273°C ile 80°C; paslanmaz çelik kullanımında 800°C sıcaklığa kadar uygundur.	Aşındırıcı olmayan ve düşük kirlenme oranı olan akışkanlar kullanılmalıdır.	6 m ³ ile 7 m ³ aralığında hacme sahiptir. (Birim hacim başına alan 800 m ² /m ³ olabilmektedir.)	Çok küçük sıcaklık farklarında çalışabilmektedir. Çoklu akışkan dahil edilebilir.

Çizelge 3.1 (devam): Isı değiştirici modellerine ait özellikler [56].

Hava Soğutmalı Isı Değiştiricileri	Proses tarafında yüksek basınçlarda kullanılabilir.	Proses tarafında yüksek sıcaklıklarda kullanılabilir.	Kullanılan konstrüksiyon malzemelerinin özelliklerine uygun olan akışkanlar kullanılmalıdır.	5 m ² ile 200 m ² aralığındadır.	Isı reddetme sistemi vardır. Standartlaşmış tasarım ve kanatçıklara sahiptir.
Döner Rejeneratörler	Atmosferik basınca yakındır.	980°C'ye kadar sıcaklıklarda kullanılabilir.	Düşük basınçlı gazlar kullanılmalıdır.	-----	Akışlar arası sızıntı tolere edilebilir.
Isı Borusu ve Termosifon Isı Değiştiricileri	Atmosferik basınca yakındır.	Yaklaşık 200°C'ye kadar kullanılabilir. Özel ısı borusu sıvıları ile daha yüksek sıcaklıklarda da kullanılabilir.	Düşük basınçlı gazlar kullanılmalıdır.	100 m ² ile 1000 m ² aralığındadır.	Yakın karşı akış işlemi mümkündür. İki tarafta da genişletilmiş yüzey kullanılabilir.
Gazdan Gaza Isı Değiştiricileri	Kabuklu modellerde atmosferik basınca yakındır. Tüplü modellerde daha yüksek basınçlar için uygundur.	Çeşitlerine göre değişiklik gösterebilir. Standart modellerde 250°C, diğer modellerinde ise daha yüksek sıcaklıklarda kullanılabilir.	Gazlar; tipik olarak atık ısı akışları	Düşük sıcaklıklarda standart modelleri 6 m ² ile 100 m ² ; dökme demir elemanlı reküperatörler ise 1200 m ² ile 3000 m ² aralığındadır.	Çok çeşitli türleri vardır. Bu türler arasındaki seçimler, gazın aşındırıcı özelliğine bağlıdır.
Sıcak Gaz ile Sıvı Akışkan Taşınım Bank Sistemi	Gaz tarafında atmosferik basınç; proses tarafında daha yüksek basınçlar için uygundur.	700°C'ye kadar olan sıcaklıklarda kullanılabilir.	Ekonomizörler genellikle su ısıtmak için kullanılırlar. (Başka sıvılar da kullanılır.)	Yaklaşık 500 m ² 'ye kadardır.	Kirlenmeyi ve düz boruları en aza indirmek için geniş aralıklı dikdörtgen kanatçıklar mevcuttur.

3.3.7. Son seçim

İlk seçimde yapılan değerlendirmeler sonucunda istenilen kriterlere uygun olan birkaç adet ısı değiştirici tasarımı var ise son olarak bu ısı değiştiricileri arasında maliyet hesabı yapılmalı ve en uygun maliyete sahip ısı değiştirici tasarımı seçilmelidir.

Maliyet hesabı yapılırken Hewitt ve arkadaşları tarafından ortaya konulan bir yöntem kullanılabilir [57]. Bu yöntemde bir ısı değiştiricisinin maliyeti, C ile $Q/\Delta T$ 'nin çarpılmasıyla elde edilebilir. Burada; Q ısı yükü, ΔT düzeltilmiş sıcaklık farkı ve C birim $Q/\Delta T$ başına maliyet faktörüdür. Yöntemin temelleri de C 'yi hesaplamak üzerine kuruludur. C 'nin birimi ' $\text{£}/(W/K)$ 'dir [56].

Standart bir ısı değiştiricisi göz önüne alındığında ısı değiştiricisinin boyu arttıkça birim yüzey alanı başına maliyeti yani C değeri azalmaktadır. İstenilen C değeri, Engineering Sciences Data Unit (ESDU)'te en güncel ve tescilli tablolarda belirtilen $Q/\Delta T$ değerlerinde verilmektedir. Eğer bir C değeri elde edilmek istenildiğinde, $Q/\Delta T$ değeri

tablolardaki değerlere göre bir ara değer ise logaritmik enterpolasyon yapılarak tablolardan C değeri tahmin edilebilir [56].

İlk seçimde alternatif olarak düşünülen ısı değiştirici tipleri için aşağıdaki maliyet değerlendirmesi adım adım yapılarak en uygun maliyete sahip ısı değiştiricisi seçilmelidir. Maliyet değerlendirmesi için yapılacak hesaplama adımları şu şekildedir [56]:

1. Isı yükü Q , ısı dengede hesaplanır.
2. Ortalama sıcaklık farkı olan ΔT belirlenir.
3. İlk seçimde listeye alınan her bir ısı değiştirici için $Q/\Delta T$ oranı hesaplanır. Bu hesaplamalar yapılırken istenilen her bir görev için sıcaklık farkı düzeltme faktörü olan F değişeceği için $Q/\Delta T$ 'nin de bu nedenle değişeceği bilinmelidir.
4. Bütün ısı değiştirici tipleri için Engineering Sciences Data Unit (ESDU)'teki hazırlanan tablolarda $Q/\Delta T$ değerlerine bakılarak C değeri elde edilir. $Q/\Delta T$ değeri ara bir değer ise tablodaki $Q/\Delta T$ değerleri arasında logaritmik enterpolasyon yapılarak C değeri için bir sonuç bulunabilir.
5. İlk seçimde uygun görülen bütün ısı değiştiricilerin maliyeti, istenilen görev için $Q/\Delta T$ değeri ile C değeri çarpılarak hesaplanır.

$$Maliyet = C \times \left(\frac{Q}{\Delta T} \right) \quad (3.1)$$

Ayrıca bu hesaplamanın dışında kalan kurulum ve pompalama gibi maliyetler arasındaki farklar da değerlendirilerek bu ısı değiştiricileri arasında maliyet karşılaştırılması yapılır.

6. Yukarıdaki hesaplamalar sonucunda ısı değiştirici tasarımlarından biri diğerlerinden önemli ölçüde daha iyiye bu ısı değiştirici tasarımı seçilmelidir. Ancak maliyet hesaplamaları ve karşılaştırmaları sonucunda aynı veya birbirine çok yakın maliyete sahip birkaç tane ısı değiştirici tasarımı mevcut ise tüm seçim aşamaları daha ayrıntılı olarak tekrar incelenmeli ve değerlendirilmelidir. Son olarak bu inceleme, değerlendirme ve hesaplama sonucunda en düşük maliyete sahip ısı değiştirici modeli seçilmelidir.

3.4. Isı Değiştiricilerinde Isı Transferini Arttırma Yöntemleri

Isı değiştirici tasarımlarında en önemli etken ekonomik faktörlerdir. Bu nedenle, ısı değiştiricilerindeki ısı transfer performansını arttırmak için yapılan çalışmalarda ekonomik

faktörlere dikkat edilmelidir. Isı değiştiricilerinde hem ekonomik faktörlerin göz önünde bulundurulduğu hem de ısı transferinin arttırılmasını sağlayan özel tasarım ısı değiştirici modelleri bulunmaktadır. Ancak borulu ısı değiştiricileri gibi standart ısı değiştiricilerinde ısı transferini arttırma teknikleri kullanılarak birim hacim başına ısı transferi geliştirilebilmektedir. Hem etkili hem de uygulanabilir olan teknikler laboratuvarlarda analiz edildikten sonra endüstriyel kullanıma sunulmaktadır. Standart modeller için yapılan iyileştirme çalışmaları sonucunda, termal performansın önemli ölçüde arttırılabilmesi iyileştirme yöntemleri üzerinde yapılan çalışmalara ilgiyi arttırmaktadır. Ayrıca günümüzde artan enerji ihtiyacı da bu çalışmaların yapılmasında önemli bir etkindir.

Bergles'e göre ısı transferini arttırma yöntemleri iki şekilde sınıflandırılabilir [58].

- Pasif Yöntemler: Doğrudan güç uygulaması gerektirmez.
- Aktif Yöntemler: Harici güç kaynağı gerektirir.

Bu bölümde incelemiş olduğumuz yöntemlerin ikisi veya daha fazlası aynı tasarımda kullanıldığında sadece bir yöntemin kullanıldığı tasarımlardan daha fazla ısı transferinde iyileşme sağlanabilir. İki veya daha fazla yöntemin birlikte kullanılmasına da bileşik geliştirme denilmektedir.

3.4.1. Pasif yöntemler

Sistemdeki akışkana ya da akışkandan ısı transfer yüzeyine doğru gerçekteşen ısı transferi, ısı transfer yüzeyinin yakınındaki akışkan tabakanın çok yavaş hareket etmesi nedeniyle direnç ile karşılaşır. Oluşan direnci kırmak ve ısı transferini arttırmak için bu tabakaların bozulması ya da yok edilmesi gerekmektedir. Pasif yöntemler göz önüne alındığında bu sorunun çözülmesi için katı yüzey profilinde değişiklikler yapılarak gelişme sağlanır. Kaynama ve yoğuşmanın olduğu durumlarda yüzey cilasında yapılan küçük değişiklikler de ısı transferini etkilemektedir [56].

3.4.1.1. İşlenmiş yüzeyler

Bu işlemler, bir yüzeyin tamamını veya bir kısmını bir malzeme tabakasıyla kaplama ya da yüzeyin yapısını değiştirme işlemleridir. Bu işlemler genel olarak kaynatma ve yoğuşma ile ısı transferi sağlanan sistemlerde kullanılır. Yüzey üzerinde yapılan bu işlemler kritik ısı akışını arttırabildiği için ısı transfer alanının daha verimli şekilde kullanılmasını sağlar. İşlemler sonucunda elde edilen yüzey pürüzlüklerinin yükseklikleri, tek fazlı ısı transferini

etkileyecek boyutta değildir. Çünkü tek fazlı ısı transferinin geliştirilmesi için daha büyük boyutta yüzey bozukluklarına ihtiyaç vardır [56].

3.4.1.2. Pürüzlü yüzeyler

Pürüzlü yüzeylerin, kum tanesi tipi pürüzlülüğünden farklı şekillerdeki çıkıntılara kadar birçok farklı çeşitleri vardır. Genellikle pürüzlü yüzeylerin amacı, direkt olarak ısı transfer yüzey alanını arttırmak değil türbülansı teşvik etmektir. Bu şekilde akıştaki viskoz alt tabakanın bozulması ısı transferini de arttırmaktadır. Pürüzlü yüzeylerin öncelikli kullanım alanı tek fazlı akışlardır. Pürüzlü yüzeye sahip ısı transfer yüzeylerinin, pürüzsüz yüzeylere göre daha fazla ısı transfer katsayısı sağladığı bilinmektedir [56].

3.4.1.3. Genişletilmiş yüzeyler

Isı değiştiricilerinin birçok uygulamalarında genişletilmiş yüzeyler kullanılmaktadır. Geleneksel olmayan genişletilmiş yüzey tasarımlarının geliştirilmesi ve bu genişletilmiş yüzeylerin şekillendirilmesi, delinmesi, yüzeylerde kesintiler oluşturulması ısı transfer katsayısını önemli oranda iyileştirmektedir. İç yüzeyde bütünleşik kanatlı borular genişletilmiş yüzeylere örnek olarak gösterilebilir. Ayrıca plakalı ısı değiştiricilerinde kullanılan plakalardaki oluklar veya çukurlar da genişletilmiş yüzeylere bir örnektir ve ısı transferini arttırmaktadır [56].

3.4.1.4. Yer değiştiren geliştirme cihazları

Isı transfer yüzeyinden enerji aktarımını dolaylı olarak arttırmak için akış kanalına yerleştirilen cihazlardır. Zorlanmış akış sağlanan sistemlerde kullanılır ve akışkan içindeki türbülansı artırır [43].

3.4.1.5. Girdap akışlı cihazlar

Dönen veya ikincil akış oluşturan cebri akış için çeşitli geometrik tasarımlar veya tüp içeren cihazlardır. Bu cihazlara örnek olarak; giriş girdap üreticileri, sarmal borular, bükümlü bant ekleri gösterilebilir [56].

3.4.1.6. Yüzey gerilim cihazları

Yüzey gerilim cihazları, kaynama veya yoğuşma esnasında sıvıya yön vermek için kullanılan fitil ya da oluklu yüzeylerden oluşan cihazlardır [56].

3.4.1.7. Katkı maddeleri

Sıvılar için, tek fazlı akışlarda gaz kabarcıkları ve katı parçacıklar katkı maddesi olarak kullanılırken kaynama sistemlerinde de sıvı eser katkı maddesi kullanılır. Gazlar için ise seyreltik fazda (gaz-katı) ya da yoğun fazda, sıvı damlacıklar veya katı parçacıklar katkı maddesi olarak kullanılmaktadır [56].

3.4.2. Aktif yöntemler

3.4.2.1. Mekanik yardımcılar

Mekanik yollarla ya da yüzeyi döndürerek sistemde kullanılan akışkan karıştırılır. Kimya endüstrisinde viskozitesi yüksek plastikler ve hava gibi çeşitli akışkanların akışı için yüzey kazıma işlemi uygulanmaktadır [56].

3.4.2.2. Yüzey titreşimi

Isı değiştiricisine düşük ya da yüksek frekanslı yüzey titreşimlerinin uygulanması yöntemidir. İlk olarak tek fazlı ısı transferini arttırmak için kullanılmıştır [56].

3.4.2.3. Akışkan titreşimi

Büyük boyuttaki ısı değiştiricilerin kütleleri göz önüne alındığında yüzey titreşim tekniğini uygulamak zor bir işlemdir. Bu nedenle ısı değiştiricisindeki akışkanın direkt olarak kendisine uygulanan titreşim daha pratik bir işlemdir. Akışkana uygulanan bu titreşimler, 1 Hz ile 20000 Mhz aralığındaki değerlere sahip olabilmektedir [56].

3.4.2.4. Elektrostatik alanlar

Elektrostatik alanlar, yalıtkan özellikli akışkanlara farklı şekillerde uygulanabilmektedir. Genellikle elektrostatik alanlar kullanılarak ısı transfer yüzeyinin yakınında akışkanın daha fazla karışması sağlanabilir. Bu şekilde de ısı transferi artırılabilir. Ayrıca bir elektrik alanı ve bir manyetik alan birleştirilerek elektromanyetik pompalama veya zorlanmış taşınım elde edilebilir [43].

3.4.2.5. Sıvı Enjeksiyonu

Enjeksiyon yöntemi, gözenekli bir yapıdaki ısı transfer yüzeyinden akan sıvıya gaz verilmesi ya da ısı transfer bölümünün yukarı akışına benzer sıvı enjekte etme işlemidir. Ayrıca ısı transfer yüzeyindeki sıvıların gazdan arındırılması işlemi de gaz enjeksiyonuna

benzer şekilde iyileştirme sağlayabilmektedir. Sadece tek fazlı akışlar için önem arz etmektedir [43].

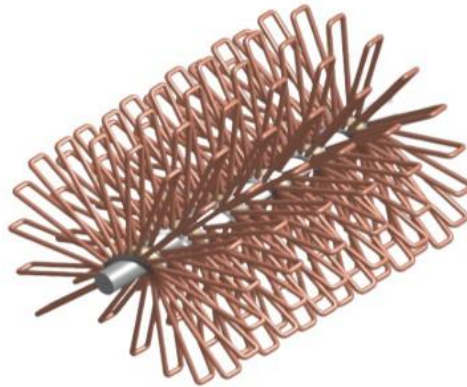
3.4.2.6. Emme

Bu yöntem, tek fazlı akışta çekirdek kaynatma ya da film kaynatma durumunda gözenekli ısıtılmış bir yüzeyden buharın çıkarılması veya sıvı çekilmesi işlemidir [43]. Film kaynatma, çok yüksek yüzey sıcaklığına sahip kritik bir ısı akışı rejimidir. Yüzey sıcaklığının çok yüksek olması nedeniyle sıvı yüzey ile temas edemez, sıvı ile yüzey arası buhar ile kaplanır. Buharın ısı iletkenliği sıvıya göre düşük olduğu için ısı transfer yüzeyindeki gözeneklerden buhar çekilir ve bu durumun ısı transferini azaltması önlenir.

3.5. Türbülatorler

Enerji ve malzeme tasarrufu sağlamak için ısı transferinin iyileştirilmesi önem arz etmektedir. Bu nedenle, standart tasarımlara sahip borulu ısı değiştiricileri ve ısı değişiminde kullanılan borulu ekipmanlar üzerinde ısıl performans iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır.

Borulu ısı değiştiricilerinde ısıl verimi arttırmak için çeşitli ısı transferini artırma teknikleri kullanılabilir, geometrisi üzerinde değişiklikler yapılabilir ve boyutları optimize edilebilmektedir. Akış alanında türbülator kullanımı, ısı transferini arttırmak için kullanılan pasif yöntemlerden biridir ve kullanımını oldukça yaygındır. Türbülatorler; açısız, sarmal veya yay, bükümlü bant ve proses türbülatorleri gibi akış ve sıcaklık koşullarına bağlı olarak çok çeşitli geometrilere sahip olabilmektedir.



Şekil 3.13 : Kanatçıklı türbülator [59].



Şekil 3.14 : Bükümlü bant türbülator [60].



Şekil 3.15 : Yaylı türbülator [60].



Şekil 3.16 : Kombine türbülator [60].

3.5.1. Türbülator kullanımının ısı transferine etkileri

Borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer yüzeyi boru duvarlarıdır. Akışkanın ısı transfer yüzeyine yakın noktalarda akışı durur ve taşınım ile ısı transferine karşı bir direnç meydana gelir. Boru içerisinde türbülator eklerinin kullanılması laminar akışı bozarak türbülanslı bir akış elde edilmesini sağlar. Bu durum, akışkan ile ısı transfer yüzeyi arasındaki ısı transfer direncini düşürür ve akışkan ile yüzey arasındaki teması artırır. Böylece, ısı değiştiricisinin ısı verimi önemli ölçüde artırılmış olur. Ayrıca endüstriyel alanda baca gazlarıyla dışarı atılan atık enerjiden boru içine yerleştirilen türbülatorler yardımıyla faydalanılabilir. Kısaca türbülatorler, atık enerjiden enerji kazanımı konusunda da oldukça etkilidir.

Türbülatorler:

- Isı transfer yüzey alanını artırır,
- Akıştaki sınır tabakayı bozarak akışkan ile yüzey arasındaki teması artırır,
- Akış yolunu uzatır,
- Akıştaki türbülansı teşvik eder ve dönmeli akış oluştururlar.

4. MATERYAL YÖNTEM

Tez çalışmasında, boru içerisine yerleştirilen çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Türbülatorler, boru içerisindeki akış yolunu uzatarak ve akıştaki türbülansı arttırarak ısı transferine karşı direnç oluşturan sınır tabakayı inceltmek veya tamamen bozmak için kullanılır. Direnç meydana getiren sınır tabakanın bozulmasıyla ısı transferinde artış elde edilebilmektedir. Bu çalışmada kullanılmak üzere iki ayrı türbülator modeli tasarlanmıştır. Modellerde iki farklı kanatçık adım mesafesi ve üç farklı kanatçık açısı kullanılmıştır. Türbülator ve boruya ait katı modeller Solidworks programında hazırlanmıştır. Solidworks'te hazırlanan katı modeller Ansys-Fluent kod programına aktarılarak akış analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.1. Materyal

Nümerik analiz çalışmalarında boru ve türbülator malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler için Ansys-Fluent kod programındaki değerler kullanılmıştır. Akışkan olarak ise su kullanılmıştır. Suya ait özellikler boru giriş sıcaklığı dikkate alınarak termodinamik tablolarından elde edilmiştir.

4.2. Yöntem

4.2.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics); akışkan akışı, kimyasal reaksiyonlar ve ısı transferi gibi alanlarda bilgisayar tabanlı simülasyonlar kullanılarak sistemlerin analiz edilmesini ve gerekli hesaplamaların yapılabilmesini sağlayan güçlü bir mühendislik çalışmasıdır. HAD yazılımının büyük bir parçasını oluşturan Fluent kod programı, kullanım kolaylığı sağlayan bir ara yüze sahiptir. Fluent kod programının, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi üzerinde ayrıntılı hesaplamalar yapabilmesi hem endüstriyel hem de endüstriyel olmayan çok geniş ve çeşitli alanlarda kullanılmasını mümkün kılmıştır. Havacılık endüstrisinde, enerji santrallerinde, gemilerin hidrodinamik ve aerodinamik çalışmalarında, turbomakinelerinde, elektrik ve elektronik mühendisliği çalışmalarında, biyomedikal mühendisliğinde, kimya endüstrisinde, inşaat sektöründe vs. alanlarda Fluent kod programının kullanımı oldukça yaygındır [61].

Fluent kod programı, tasarım aşamasındaki bir ürünün üzerinde yapılan analizler ve hesaplamalar sonucunda tasarımın performansını düşüren etkenler, konstrüksiyon yapısındaki hatalar bilgisayar tabanlı simülasyon üzerinde görülerek tasarımın imalatına geçilmeden gerekli düzeltmelerin yapılmasına imkân sağlar.

4.2.1.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin avantajları

- Deneysel çalışmalara kıyasla yeni tasarımların teslim sürelerinde ve maliyetlerinde önemli ölçüde azalma sağlar [62].
- Çok büyük sistemler için kontrollü deneylerin yapılması zor veya imkansızdır. HAD bu sistemleri rahatlıkla analiz edebilme becerisine sahiptir [62].
- Nükleer kazalar gibi deneysel olarak incelenemeyecek kadar büyük ve tehlikeli senaryoları, jeofizik ve biyolojik akışkanlar dinamiğinde tekrarlanamayan akış koşullarını simüle edip analiz edebilme kapasitesine sahiptir [62].
- HAD analizleri, analitik ve deneysel çalışmalara göre daha ayrıntılı daha kapsamlı ve görsel olarak zengin sonuçlar sağlayabilmektedir [62].

4.2.1.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin matematiksel temelleri

4.2.1.2.1. Enerjinin korunumu

Silindirik geometriler için üç boyutlu enerji denklemi [63]:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi \quad (4.1)$$

Enerji denklemindeki ρ akışkan yoğunluğunu, u_r r doğrultusundaki akışkan hız bileşenini, u_θ θ doğrultusundaki akışkan hız bileşenini, u_z z doğrultusundaki akışkan hız bileşenini, k ısı iletim katsayısını, T sıcaklığı, c_p özgül ısıyı, μ dinamik viskoziteyi, Φ enerji kaybı fonksiyonunu temsil etmektedir.

4.2.1.2.2. Kütle korunumu

Silindirik geometriler için sıkıştırılmaz kütle korunum denklemi [64]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

4.2.1.2.3. Navier-stokes denklemleri

Silindirik geometriler için sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri [64]:

r – bileşeni için:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.3)$$

θ – bileşeni için:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

z – bileşeni için:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.5)$$

4.2.2. Sonlu hacimler yöntemi

Bu çalışmada kullanılan ve ticari HAD yazılımlarından biri olan Ansys-Fluent kod programı, gerekli çözümleri sonlu hacimler yöntemini kullanarak gerçekleştirmektedir. Akışkanlar mekaniği, yarı iletken cihaz simülasyonu, ısı ve kütle transferi gibi mühendislik uygulamalarında bilgisayar destekli sayısal modelleme ile çözüme gidilen bir yöntemdir.

Sonlu hacimler yöntemi, denge yaklaşımına dayanmaktadır. Üzerinde çözüm yapılacak geometri, kontrol hacmi olarak adlandırılan ayrıklaştırma hücrelerine bölünür. Her ayrıklaştırma hücresi için yerel olarak genel korunum yasaları uygulanarak çözüm yapılır ve bu çözümler daha sonra genele yayılarak tam çözüme ulaşılır. Sayısal çözümler aşağıdaki adımlarla gerçekleşir [61]:

- Geometri üzerinde oluşturulan her kontrol hacmi için akışı yöneten korunum denklemlerinin integrasyonu yapılır.

- Akış süreçlerini temsil eden kaynak, taşınım ve iletim gibi terimler çeşitli sonlu farklar yöntemiyle integrasyonu yapılan denklemlere entegre edilerek integral denklem sistemleri cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülür.
- Son adım olarak elde edilen cebirsel denklemler de iterasyon yöntemleri kullanılarak çözülmektedir.

4.3. Türbülans

4.3.1. Türbülansa giriş

Akışkanlar ve akış sistemleri üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda, Reynolds sayısı kritik değer olan 2300'ün altındaysa akışın düzgün olduğu belirtilmiştir. Laminer akış olarak tanımlanan bu durumda, akışkan çizgileri düzgün bir formdadır ve sınır koşulları zamanla değişmez. Eğer Reynolds sayısı kritik değer üzerindeyse akış çalkantılı ve kaotik bir davranış sergiler. Bu durum da türbülans olarak tanımlanır. Türbülanslı bir akış incelendiğinde, akış için sabit sınır koşulları uygulansa dahi akış hareketi kararsız hale gelir. Türbülanslı akıştaki akışkanın davranışı çok karmaşık olduğundan hız ve diğer tüm akış özelliklerinin hesaplanması oldukça zordur. Bu nedenle, türbülanslı bir akış karakterize edilirken akış özelliklerinin ortalama değerleri ve dalgalanmaların istatistiksel özellikleri kullanılmalıdır [61].

Türbülanslı akıştaki dalgalanmalar her durumda üç boyutlu uzaysal bir karaktere sahiptir. Ayrıca türbülanslı akışlar görselleştirildiğinde, türbülanslı girdaplar olarak adlandırılan döner akış yapıları görülmektedir. Türbülanslı akışlarda görülen bu girdap hareketleri, parçacıklar arasındaki mesafeyi azaltarak parçacıklar arasında gerçekleşen ısı, kütle ve momentum geçişini laminer akışa göre önemli ölçüde arttırmaktadır [61].

Türbülanslı bir akışta oluşan girdaplar, akış özelliklerinde önemli değişimler meydana getirmektedir. Bu değişimlerin hesaplanması ve türbülansın karakterize edilebilmesi için matematiksel denklem sistemlerine dayanan türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller:

- Karıştırma uzunluğu modeli
- $k - \epsilon$ modelleri
- Reynolds stres denklemi modelleri
- Cebirsel stres denklemi modelleri

4.3.2. k – ε türbülans modelleri

4.3.2.1. Standart k – ε türbülans modeli

Standart k – ε modeli, Eddy-viskozite modeli olarak da adlandırılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanımı oldukça yaygın olan k – ε modeli, doğrulanmış bir türbülans modelidir. k – ε modelinde, sadece başlangıç ve/veya sınır koşullarının sağlanması gerektiği için en basit türbülans modelidir. Bu modelde, sistemdeki akışın tam gelişmiş türbülanslı bir akış olduğu varsayılarak moleküler viskozitenin etkileri ihtimal edilmektedir. Çeşitli akış durumlarına göre modelin sabitleri üzerinde herhangi bir ayarlama yapılmasına gerek duyulmadan ince kesme tabakası ve devirdaim akışlarının hesaplanmasında başarılı sonuçlar ortaya koymaktadır. Ayrıca endüstriyel mühendislik uygulamalarında doğru sonuçlar vermesi, uygulama kolaylığı sağlaması ve ekonomik oluşu bu modelin kullanımını oldukça yaygınlaştırmıştır [61].

Standart k – ε türbülans modelinin performansı genel olarak başarılı olsa da serbest akışlarda, dönen akışlarda ve büyük ekstra gerinimlere sahip akışlarda düşük performans göstermektedir. Modelin zayıf yönlerini geliştirmek ve performansını arttırmak için yapılan çalışmalar ile RNG k – ε ve Realizable k – ε türbülans modelleri elde edilmiştir.

4.3.2.1.1. Standart k – ε türbülans modeline ait denklemler

k – ε türbülans modelinde, k türbülans kinetik enerjisini ε ise türbülans yayılım oranını ifade etmektedir.

Eddy Viskozite:

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

Türbülans kinetik enerjisi (k) için transport denklemi:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.7)$$

Türbülans yayılım oranı (ε) için transport denklemi:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4.8)$$

Çizelge 4.1 : Standart $k - \varepsilon$ model sabitleri [61].

Model Sabitleri	Değerleri
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
C_{μ}	0.09
σ_k	1.0
σ_{ε}	1.3

Yardımcı bağıntılar:

$$\omega = \varepsilon / (C_{\mu} k) \quad (4.9)$$

$$l = C_{\mu} k^{3/2} / \varepsilon \quad (4.10)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bağıntılarda, l türbülans uzunluk ölçeğini, τ ise türbülans zaman ölçeğini temsil etmektedir [65].

4.3.2.2. RNG $k - \varepsilon$ türbülans modeli

Standart $k - \varepsilon$ modeli, yüksek Reynolds sayılarında ve akışın tam gelişmiş türbülanslı bir akış olduğu varsayılarak çözüm yapmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında ve akıştaki küçük hareket ölçeklerinin etkilerini de hesaba katarak doğru sonuçlar elde edebilmek için standart $k - \varepsilon$ modeli üzerinde iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. İyileştirme çalışmaları sonucunda, Yeniden Normalleştirme Grubu (RNG) metodu olarak adlandırılan matematiksel bir teknik kullanılarak Navier-Stokes denklemlerinden RNG $k - \varepsilon$ modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen bu modelde, standart $k - \varepsilon$ modeline göre farklı sabitler, k ve ε için transport denklemlerinde ek terimler ve fonksiyonlar bulunmaktadır. RNG $k - \varepsilon$ modeli ile standart $k - \varepsilon$ modeli arasındaki farklılıklar [66]:

- RNG modelinin ε denklemine yeni bir terim eklenerek hızla gerilmiş akışlar için doğruluk oranı arttırılmıştır.
- Girdabın türbülans üzerindeki etkisi RNG modeline entegre edilerek dönen akışların doğruluğu önemli ölçüde arttırılmıştır.
- Standart $k - \varepsilon$ modelinde türbülanslı Prandtl sayıları için sabit değerler kullanılırken, RNG teorisi analitik bir formül sağlamaktadır.

4.3.2.2.1. RNG k – ε türbülans modeline ait denklemler

k için transport denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.11)$$

ε için transport denklemi:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.12)$$

Yukarıda verilen denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimi, G_b kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretimi, Y_M sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgali genişlemenin toplam dağılma hızına katkısı, α_k ve α_ε sırasıyla k ve ε için ters etkili Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ε ise kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir [66].

Denklem 4.13'te verilen bağıntı, etkili türbülanslı taşınımın etkin Reynolds sayısı ile nasıl değiştiğini doğru bir şekilde tanımlayabilmek için entegre edilmiştir. Entegre edilen bu denklem, RNG k – ε türbülans modelinin düşük Reynolds sayılarında ve duvara yakın akışlar için doğruluk oranını arttırmaktadır [66].

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (4.13)$$

$$\hat{v} = \mu_{eff} / \mu \quad (4.14)$$

$$C_v \approx 100$$

Yüksek Reynolds sayıları için RNG k – ε modelinde kullanılan viskozite bağıntısı [66]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.15)$$

şeklinde kullanılır. Bağıntıda kullanılan C_μ 'nun değeri 0.08452'dir [66].

RNG k – ε modelinde, türbülanslı viskoziteyi uygun şekilde değiştirerek girdap ve dönme hareketlerinin etkileri aşağıdaki denklem ile hesaba katılır [66].

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (4.16)$$

Verilen bağıntıda, μ_{t0} girdap değışikliği olmadan hesaplanan türbülanslı viskozite değeri, Ω Ansys Fluent kod programı içerisinde değeriendirilen karakteristik bir girdap numarası ve α_s akıştaki girdabın ağırlığına göre değeri alan bir girdap sabitidir [66].

RNG k – ε için ters etkili Prandtl sayıları şu şekilde hesaplanır [66]:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (4.17)$$

burada $\alpha_0 = 1.0$ 'dir.

Yüksek Reynolds sayısı sınırında:

$$(\mu_{mol} / \mu_{eff} \ll 1) \quad (4.18)$$

$$\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$$

ε ' a ait transport denkleminde bulunan R_ε 'e terimi, RNG k – ε modelini standart k – ε modelinden ayıran en temel noktadır [66].

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.19)$$

$$\eta \equiv Sk / \varepsilon \quad (4.20)$$

$$\eta_0 = 4.38$$

$$\beta = 0.012$$

Yukarıda verilen denklemler kullanılarak ε 'a ait transport denklemi yeniden yazılır [66]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.21)$$

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (4.22)$$

Çizelge 4.2 : RNG k – ε model sabitleri [66].

Model Sabitleri	Değerler
$C_{1\varepsilon}$	1.42
$C_{2\varepsilon}$	1.38

4.3.2.3. Gerçekleştirilebilir (realizable) k-ε türbülans modeli

Shih ve arkadaşları standart k – ε modelindeki performansı düşüren eksiklikleri gidererek Gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modelini geliştirmişlerdir [67]. Gerçekleştirilebilir terimi, Reynolds stresleri üzerindeki matematiksel sınırlamaları, türbülanslı akışların fiziğiyle uyumlu olarak karşıladığı anlamına gelmektedir. Bu uyum diğer k – ε modelleri tarafından sağlanamamaktadır. Gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modelinde, standart k – ε modelinden farklı olarak türbülans viskozitesi için yeni bir formül kullanılmış ve türbülans yayılım oranı olan ε için yeni bir transport denklem türetilmiştir. Geliştirme çalışmaları sonrasında elde edilen gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modelinin düzlemsel ve yuvarlak jetlerin yayılma oranını tahmin etmede daha doğru sonuçlar vermesi oldukça önemlidir. Ayrıca gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modeli dönmeli akışlar, serbest akışlar ve ayrılmış akışlar olmak üzere çeşitli akışlar için standart k – ε modelinden önemli ölçüde daha iyi performans sağladığı tespit edilmiştir. RNG k – ε modeli ile gerçekleştirilebilir k – ε modeli kıyaslandığında ise hangi modelin daha yüksek performans sağladığı tam olarak ortaya konulamamıştır. Ancak ayrılmış ve karmaşık ikincil akışlarda gerçekleştirilebilir k – ε modelinin performansının diğer k – ε modellerine göre çok daha iyi olduğu bilinmektedir [68]. Türbülans modelleri üzerinde yapılan karşılaştırmalar sonucunda, bu nümerik çalışmaya en uygun türbülans modelinin gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modeli olduğuna karar verilmiştir.

4.3.2.3.1. Gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeline ait denklemler

k için transport denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.23)$$

ε için transport denklemi:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.24)$$

Transport denklemlerinde kullanılan G_k ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimini, G_b kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretimini, Y_M sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin toplam dağılma hızına katkısını, σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarını temsil etmektedir. S_k ve S_ε , kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir [68].

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (4.25)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (4.26)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (4.27)$$

Türbülans viskozitesi, standart $k - \varepsilon$ modelinde de olduğu gibi gerçekleştirilebilir $k - \varepsilon$ modelinde şu şekilde hesaplanır [68]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.28)$$

Standart $k - \varepsilon$ ve RNG $k - \varepsilon$ modellerinde sabit olarak kabul edilen C_μ , gerçekleştirilebilir $k - \varepsilon$ modelinde sabit değildir ve aşağıdaki formül ile elde edilir [68]:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (4.29)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (4.30)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (4.31)$$

$$\Omega_{ij} = -\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (4.32)$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (4.33)$$

$\bar{\Omega}_{ij}$, ω_k açısal hızı ile dönen bir referans çerçevesinde görüntülenen ortalama dönme hızı tensörüdür [68].

Model sabitleri A_0 ve A_s [68]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.34)$$

$$A_0 = 4.04$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (4.35)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (4.36)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (4.37)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (4.38)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.39)$$

Gerçekleştirilebilir $k - \varepsilon$ modelinin belirli kuralları olan akışlarda performansını arttırmak için oluşturulmuş olan model sabitleri Çizelge 4.3'te verilmiştir [68].

Çizelge 4.3 : Gerçekleştirilebilir $k - \varepsilon$ model sabitleri [68].

Model Sabitleri	Değerler
$C_{l\varepsilon}$	1.44
C_2	1.9
σ_k	1.0
σ_ε	1.2

5. KATI MODELİN HAZIRLANMASI VE NÜMERİK ÇALIŞMALAR

Isı değiştiricilerinde ısı transferini arttırmak için kullanılan pasif yöntemler biri olan türbülátör kullanımı, akış alanında türbülans oluşturarak ısı transferine karşı direnç oluşturan sınır tabakayı bozmayı amaçlamaktadır. Bu durum dikkate alınarak akış alanına yerleştirilmek üzere tasarlanmış yarım daire kanatçık modeli kullanılan çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülátör modelleri ve akışı alanını temsil eden katı model Solidworks programında hazırlanmıştır. Oluşturulan katı model, ticari bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Ansys-Fluent kod programına aktarılmıştır. Analizler için kanatçık adım mesafesi, kanatçık açısı, kanatçık boyutları ve Reynolds sayıları değişken parametre olarak belirlenmiştir. Model üzerinde gerekli hazırlıklar yapılarak analizler üç boyutlu olarak gerçekteştirilmiştir. Analiz sonuçları incelenerek değişken parametrelerin akış karakteristiğine, ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkileri irdelenmiştir.

5.1. Katı Modelin Hazırlanması

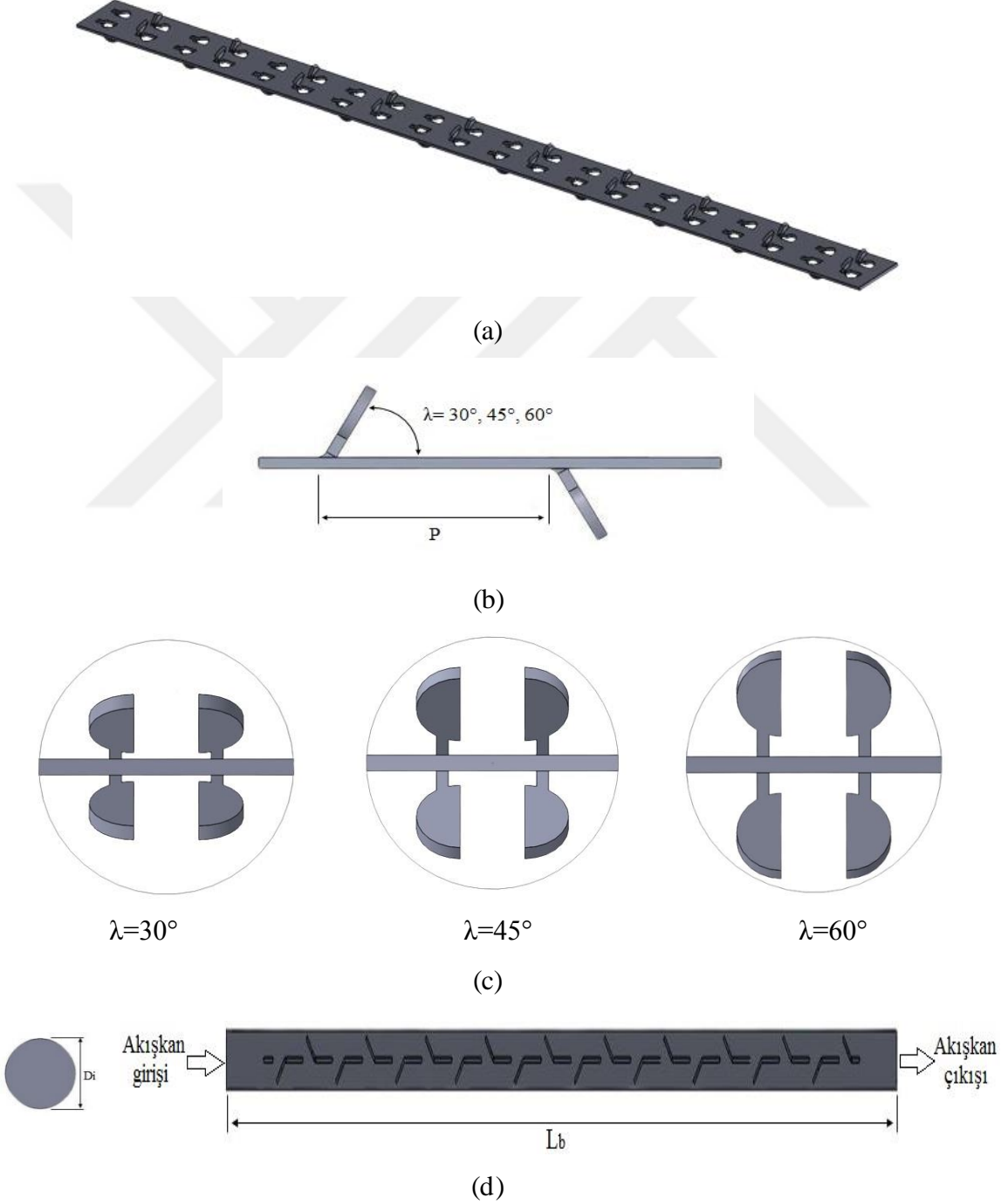
Çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülátörler kanatçık açısı ve boru çapı dikkate alınarak iki farklı model olarak hazırlanmıştır. İki ayrı modelin oluşturulma amacı, yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülátör modelinin boru çapı dikkate alınarak yüksek ve düşük açılardaki kanatçık yapısının, kanatçık açısının ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin etkileri incelenerek optimum modelin belirlenmesini sağlamaktır. Amaca uygun boyut ve parametreler belirlendikten sonra türbülátöre ait katı modeller Solidworks programında hazırlanmıştır. Türbülátör için hazırlanan modellerin üzerinden akış alanını temsil eden katı gövde geçirilmiş ve türbülátör modeli bu gövdeden çıkarılarak analiz geometrileri üç boyutlu olarak oluşturulmuştur. Model-A; 30°, 45° ve 60° kanatçık açılarında (λ) ve 10 mm, 20 mm kanatçık adım mesafesinde (P) tasarlanmıştır. Model-B; 10°, 15° ve 20° kanatçık açılarında (λ) ve 20 mm, 30 mm kanatçık adım mesafesinde (P) tasarlanmıştır. Boru ve Model-A'ya ait geometrik detaylar Çizelge 5.1'de ve görünümler Şekil 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Model-A türbülátöre ait geometrik özellikler.

Parametreler	Değerler
	Boru
İç Çap (D_i)	15.7 mm
Uzunluk (L_b)	450 mm
	Türbülátör

Çizelge 5.1 (devam): Model-A türbülátöre ait geometrik özellikler.

Uzunluk	400 mm
Genişlik	15.7 mm
Kalınlık	1 mm
Kanatçık Adım Mesafesi (P)	10 - 20 mm
Kanatçık Açısı (λ)	30 - 45 - 60°
Kanatçık Daire Yarı Çapı	5.5 mm



Şekil 5.1 : Model-A türbülátöre ait görünüm: **a.** İzometrik görünüm. **b.** Yan görünüm. **c.** Boru içerisinde kanatçık görünümleri. **d.** Boru kesit görünüm ve boru girişi.

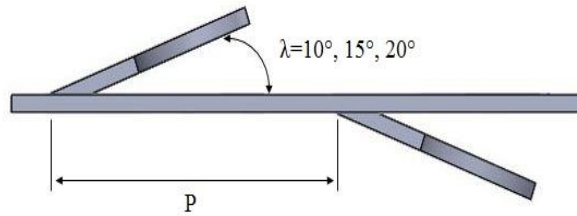
Model-B türbülator de Model-A'da olduğu gibi iki farklı kanatçık adım mesafesinde ($P=20$ mm ve 30 mm) ve üç farklı ($\lambda=10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$) kanatçık açısında tasarlanmıştır. Bu modelde de kanatçık geometrisi olarak yardım daire kanatçık modeli kullanılmıştır. Model-A'dan farklı olarak bu modelde kanatçık açısı ve kanatçık adım mesafeleri farklıdır. Model-B'deki kanatçık geometrisi olan yarım dairenin çap değeri ve kanatçık uzunluğu; boru çapı ve kanatçık açısı dikkate alınarak yeniden tasarlandığı için Model-A'ya göre daha yüksektir. Boru ve Model-B'ye ait geometrik detaylar Çizelge 5.2'de ve görünümler Şekil 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Model-B türbülatorde ait geometrik özellikler.

Parametreler	Değerler
Boru	
İç Çap (D_i)	15.7 mm
Uzunluk (L_b)	450 mm
Türbülator	
Uzunluk	400 mm
Genişlik	15.7 mm
Kalınlık	1 mm
Kanatçık Adım Mesafesi (P)	20 - 30 mm
Kanatçık Açısı (λ)	10 - 15 - 20°
Kanatçık Daire Yarı Çapı	8.5 mm

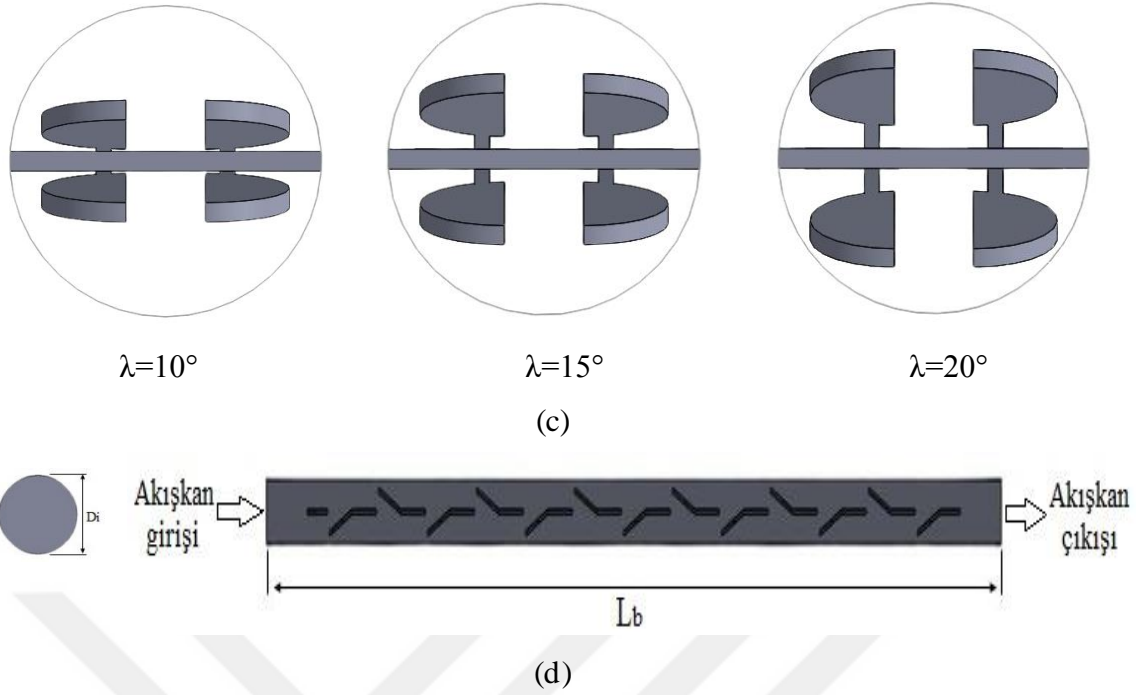


(a)



(b)

(devamı)



Şekil 5.2 : Model-B türbülátöre ait görünümler: **a.** İzometrik görünüm. **b.** Yan görünüm. **c.** Boru içerisinde kanatçık görünümleri. **d.** Boru kesit görünümü ve boru girişi.

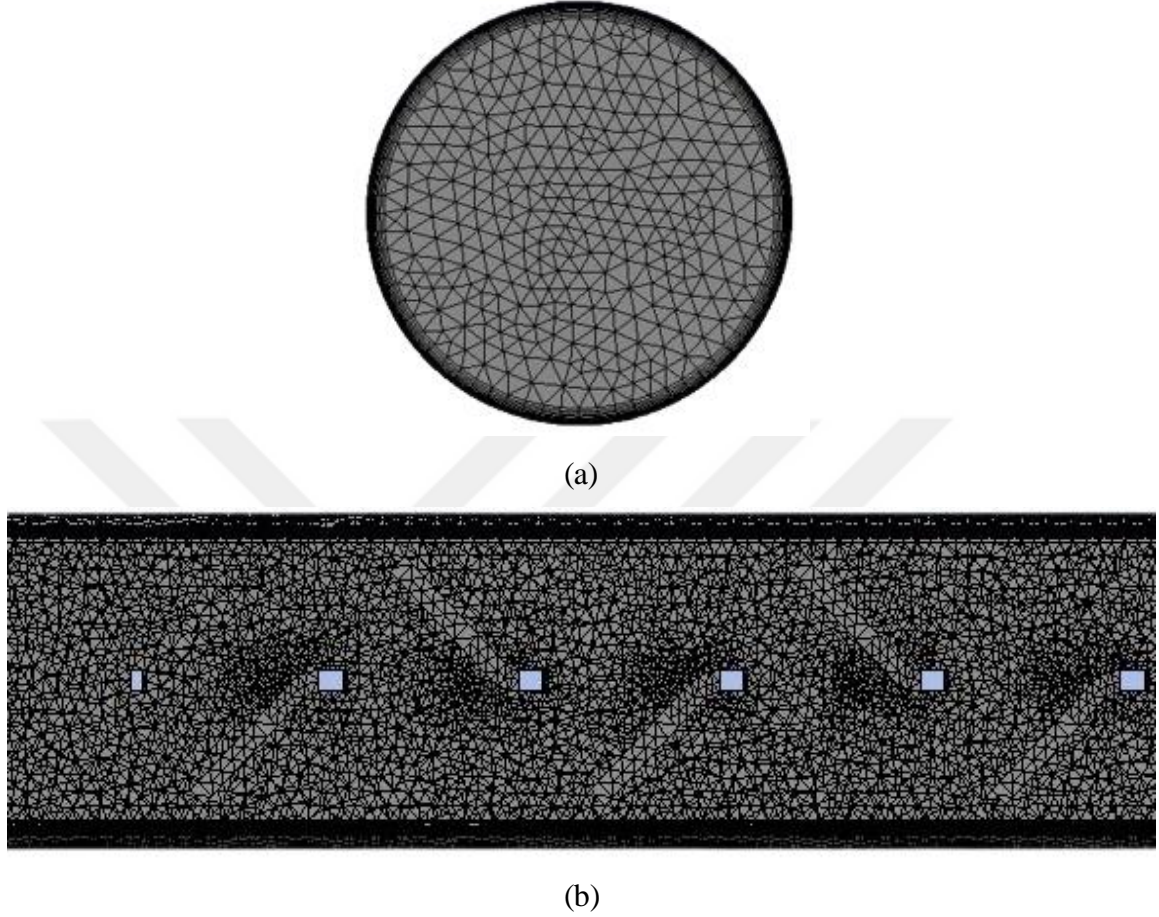
5.2. Nümerik Çalışmalar

Nümerik çalışmalar Ansys-Fluent kod programında gerçekleştirilmiştir. Solidworks programında hazırlanan katı modeller, Ansys-Fluent programına 'Import' edilerek eklenmiştir. Design Modeler ile açılan katı modeller, akış alanını temsil ettiği için programa 'Fluid' yani akışkan olarak tanımlanmıştır. Türbülátörlü borularda, katı içerisinde çıkarılan türbülátörden dolayı oluşan boşluklar katı olarak tanımlanmıştır. Türbülátör ve boru malzemesi olarak alüminyum, akışkan olarak su seçilmiştir.

5.2.1. Mesh yapısının oluşturulması

Design Modeler'da mesh yapısının oluşturulmasına hazır hale getirilen analiz geometrisi, Mesh bölümünde açılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Mesh modeli olarak "Tetrahedrons" kullanılmıştır. Mesh kalitesi yüksek olarak seçilmiştir. Sabit yüzey sıcaklığı tanımlanacak olan boru iç yüzeyi ile akışkan arasında gerçekleşecek olan ısı transferini daha iyi analiz edebilmek amacıyla ısı transfer yüzeyine "Inflation" tabaka oluşturulmuştur. Modele ve analiz çalışmasına uygun 'Inflation' tabaka oluşturmak için $y^+ = 1$ olarak kabul edilmiş ve 30000 Reynolds sayısı dikkate alınarak ilk çizgi kalınlığı hesaplanmıştır. 'Face Sizing' komutuyla çarpıklığı arttıracak yüzeylerin eleman boyutu küçültülerek mesh kalitesi artırılmıştır. Mesh kalitesi arttıkça analiz çalışmalarında daha doğru sonuçlar elde

edilmektedir. Geometri üzerinde; boru duvar bölgesi, türbülator yüzeyleri, akışkanın giriş ve çıkış bölgeleri tanımlanmıştır. Ağ yapısı oluşturulmuş geometriler Şekil 5.3'te verilmiştir. Mesh oluşturma aşamaları Ek A'da gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Analiz geometrisine ait ağ yapısı: **a.** Boru girişi. **b.** Kanatçıklar üzerinden alınan kesit görünüm.

5.2.2. Sınır koşulları ve kabuller

Analiz geometrisi ve mesh hazırlıkları tamamlandıktan sonra 'Setup' bölümüne geçilmiştir. Bu bölümde, analiz çalışmasını başlatmak için gerekli sınır koşulları ve kabullerin yapılması gerekmektedir. Akış analizleri için türbülans modeli olarak Gerçekleştirilebilir (Realizable) $k-\epsilon$ modeli seçilmiş ve gelişmiş duvar koşulları tanımlanmıştır. Analizler için sistemin sürekli rejimde, akışkanın sıkıştırılmaz ve tam gelişmiş akış koşullarında olduğu kabulü yapılmıştır. Enerji denklemi aktif edilmiştir. Yer çekimi etkisi ihmal edilmiştir. Akışkan girişine hız ve sıcaklık girişi, akışkan çıkışı için basınç çıkışı ve boru iç yüzeyine sabit yüzey sıcaklığı (373.15 K) sınır koşulları tanımlanmıştır. Borunun dış yüzeyi yalıtımlı olarak kabul edilmiştir. Türbülator yüzeyine ve boru iç yüzeyine kaymama sınır koşulu tanımlanmıştır. Akışkan özelliklerinin programa

girilmesi için suyun giriş sıcaklığı (293.15 K) dikkate alınarak suya ait termo-fiziksel özellikler termodinamik tablolarından elde edilmiştir. Boru ve türbülator malzemesi için kullanılan alüminyumun termo-fiziksel özellikleri Ansys-Fluent kod programında belirtildiği şekilde alınmıştır. Su ve alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Su ve alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler.

Termo-Fiziksel Özellikler	Su	Alüminyum
T (K)	293.15	-
ρ (kg/m ³)	998	2719
c_p (J/kg.K)	4182	871
k (W/m.K)	0.598	202.4
μ (kg/m.s)	1.002×10^{-3}	-
Pr	7,01	-

5.2.3. Analiz çalışmasının başlatılması ve sonuçların okunması

Sınır koşulları ve kabuller belirlendikten sonra çözüm metotları ve iterasyon sayıları tanımlanarak analiz çalışması başlatılmıştır. Bu konudaki ayrıntılı bilgiler Ek A'da verilmiştir.

Analiz işlemleri sonuçlandıktan sonra 'Report' bölümünden istenilen değerler okunmuştur. Bu çalışmada, yapılan analizler sonucunda suyun çıkış sıcaklığı, ortalama ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü değeri programdan okunmuştur. Okunan bu değerler kullanılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

5.2.4. Korunum denklemlerinin sağlanması

Korunum denklemleri sayısal çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Bu denklemlerin üzerinde sağlama yapılması analiz sonuçlarının güvenilirliğini arttırmaktadır. Süreklilik ve enerji denklemlerinin sağlanması için gereken değerler programdan okunarak elde edilmiştir. Süreklilik denklemi için suyun boru girişindeki kütleli debisi ile boru çıkışındaki kütleli debileri karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Enerji denkleminin sağlanması için akışkana aktarılan enerji ile akışkanın boru girişi ve boru çıkışı arasındaki enerji farkı karşılaştırılmıştır. Sisteme giren enerjinin sistemden çıkan enerjiye eşit olduğu görülmüştür.

Süreklilik Denklemi:

Suyun boru girişindeki kütleli debisi: 0.147606110 kg/s

Suyun boru çıkışındaki kütleli debisi: -0.147606118 kg/s

Enerji Denklemi:

Suyun boru girişi ve boru çıkışı arasındaki enerji farkı: 280.306 W

Borudan suya geçen ısı miktarı : -280.240 W

5.2.5. Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f) ve artış oranlarının hesaplanması

Sayısal analizler sonuçlandıktan sonra programdan suyun çıkış sıcaklığı, ortalama ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü değerleri okunmuştur. Suyun giriş ve çıkış sıcaklığı kullanılarak ortalama sıcaklık değeri elde edilmiştir. Suya ait termo-fiziksel özellikler suyun borudaki ortalama sıcaklığı dikkate alınarak termodinamik tablolarından hesaplanmıştır. Suyun termo-fiziksel özellikleri, ortalama ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü değerleri kullanılarak aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Boş boru ve türbülantörlü borulardan elde edilen Nusselt sayıları ile sürtünme faktörü değerleri arasındaki artış oranları belirlenirken Denklem 5.4 kullanılmıştır.

Reynolds sayısı için:

$$Re = \frac{\rho_i u_i D_i}{\mu_i} \quad (5.1)$$

Verilen bağıntıda, ρ_i akışkanın yoğunluğu, u_i akışkanın hızı ve μ_i akışkanın dinamik viskozitesidir.

Borudaki ortalama Nusselt sayısı için :

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (5.2)$$

Bu bağıntıda, h değeri borudaki ısı taşınım katsayısını, D_i borunun iç çapını ve k suyun ısı iletim katsayısını temsil etmektedir.

Sürtünme faktörü için:

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_b}{D_i}\right) \left(\rho_i \cdot \frac{u_i^2}{2}\right)} \quad (5.3)$$

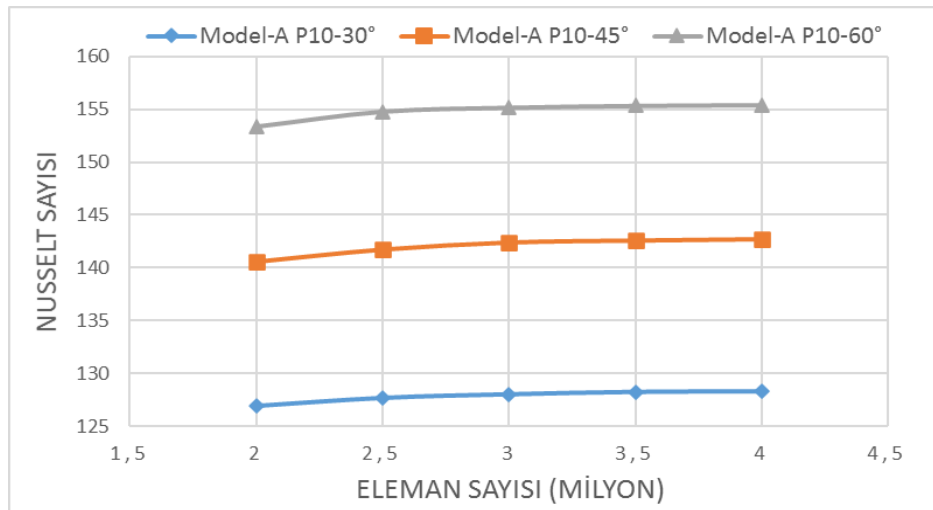
ΔP boru boyunca gerçekleşen basınç düşüşünü ve L_b boru uzunluğunu göstermektedir.

Artış oranları (%) şu şekilde hesaplanır:

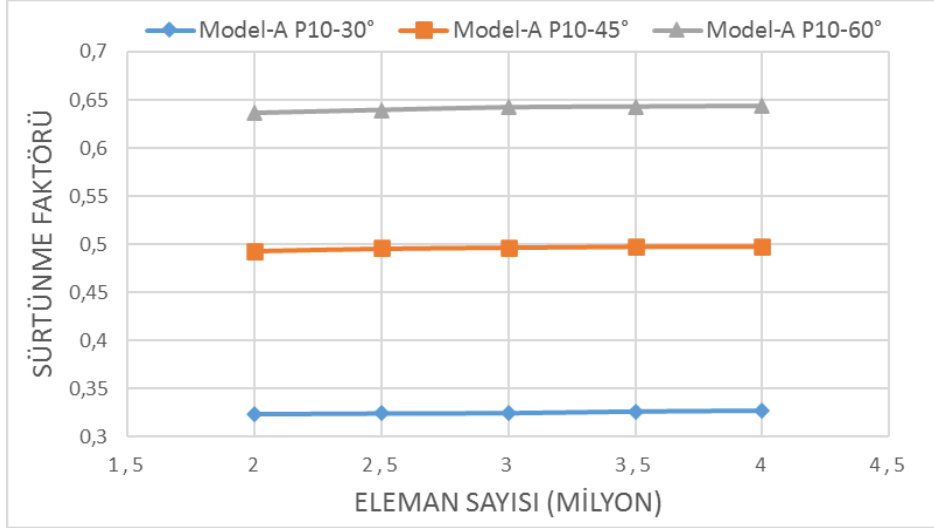
$$\frac{\text{Türbülantörlü borudan elde edilen değer} - \text{Boş borudan elde edilen değer}}{\text{Boş borudan elde edilen değer}} \times 100 \quad (5.4)$$

5.2.6. Ağ bağımsızlığı

Yapılan 'Mesh' çalışmasında, analiz geometrisi birçok hacim elemanına bölünür. Bu hacim elemanlarının boyutları analiz sonuçlarını etkileyebilmektedir. Hacim elemanlarının boyutları küçüldükçe analiz sonuçlarının doğruluğu artar. Belirli bir küçülmeden sonra analiz sonuçlarında değişim olmaz ve bu nokta analizler için en uygun noktadır. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda, ağ bağımsızlığı çalışması nümerik çalışmalar için oldukça önemlidir. Analizlerde en doğru sonuçları almak ve zamandan tasarruf etmek amacıyla Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü değerleri incelenerek ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. 12000 Reynolds sayısında ve 2, 2.5, 3, 3.5, 4 milyon eleman sayılarında gerçekleştirilen ağ bağımsızlığı çalışmasında, 3 milyon eleman sayısından sonra elde edilen sonuçlarda önemli bir değişiklik olmadığı görülmüş ve 3 milyon eleman sayısı bütün modeller için alt limit olarak belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün farklı eleman sayılarındaki değişimi Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te verilmiştir.



Şekil 5.4 : Nusselt sayısının eleman sayısına bağlı olarak değişimi.



Şekil 5.5 : Sürtünme faktörünün eleman sayısına bağlı olarak değişimi.

5.2.7. Boş boru için nümerik analiz sonuçlarının doğrulama çalışması

Boru içerisine yerleştirilen türbülatorlerin etkinliği belirlenirken türbülatorlü borular ile boş boru arasında karşılaştırmalar yapılacağı için ilk olarak boş boru üzerinde sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Boş boru üzerinde yapılan çalışmaların sonuçları ile Nusselt sayısı için Dittus-Boelter, Gnielinski, Sieder-Tate, Petukhov bağıntıları, sürtünme faktörü için ise Petukhov ve Blasius bağıntılarından elde edilen sonuçların karşılaştırılmasıyla doğrulama çalışması yapılmıştır. Sonuçların doğruluğu kontrol edildikten sonra türbülatorlü borular üzerindeki çalışmalara başlanmıştır.

Gnielinski bağıntısı [69]:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5.5)$$

Sieder ve Tate bağıntısı [70]:

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad Re \geq 1 \times 10^4 \quad (5.6)$$

Dittus-Boelter bağıntısı [71]:

$$Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{0.4} \quad Re \geq 1 \times 10^4 \quad (5.7)$$

Petukhov Nusselt sayısı bağıntısı [72]:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5.8)$$

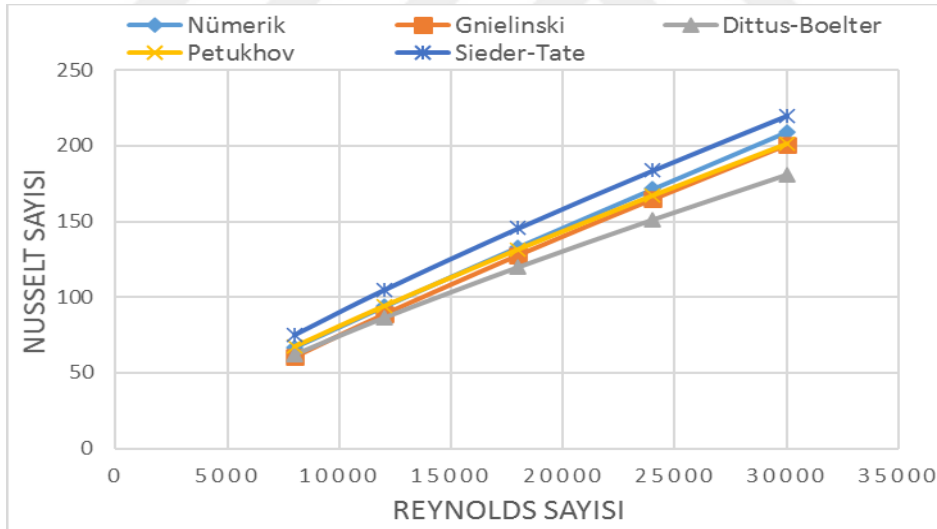
Petukhov bağıntısı [73]:

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5.9)$$

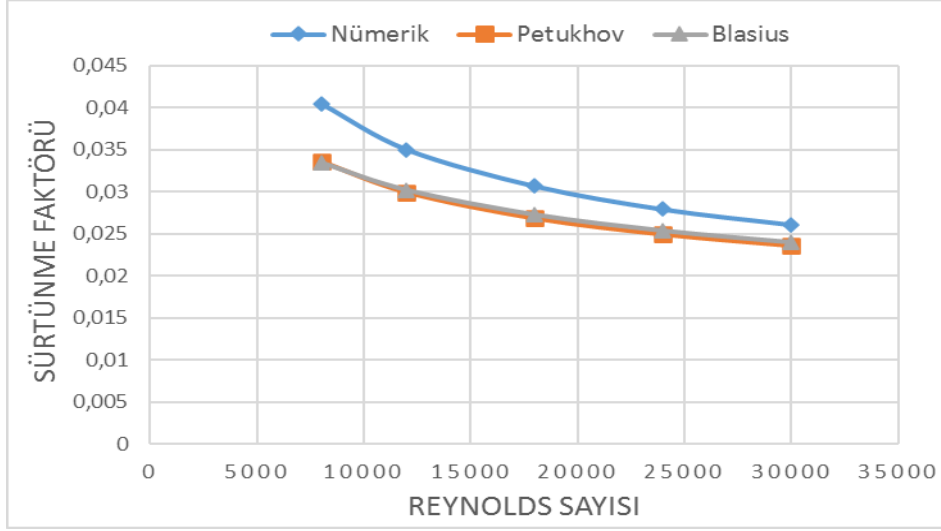
Blasius bağıntısı [74]:

$$f = 0.316/Re^{1/4} \quad 4 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^5 \quad (5.10)$$

Şekil 5.6 ve 5.7'de sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar ile literatürde kullanılan bağıntılardan elde edilen sonuçların yakınsağı görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artışıyla birlikte Nusselt sayısı artarken sürtünme faktörünün ise azaldığı görülmüştür. Bu durum Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ile uyumlu olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.6 : Nusselt sayısına ait nümerik analiz sonuçlarının doğrulaması.



Şekil 5.7 : Sürtünme faktörüne ait nümerik analiz sonuçlarının doğrulaması.



6. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

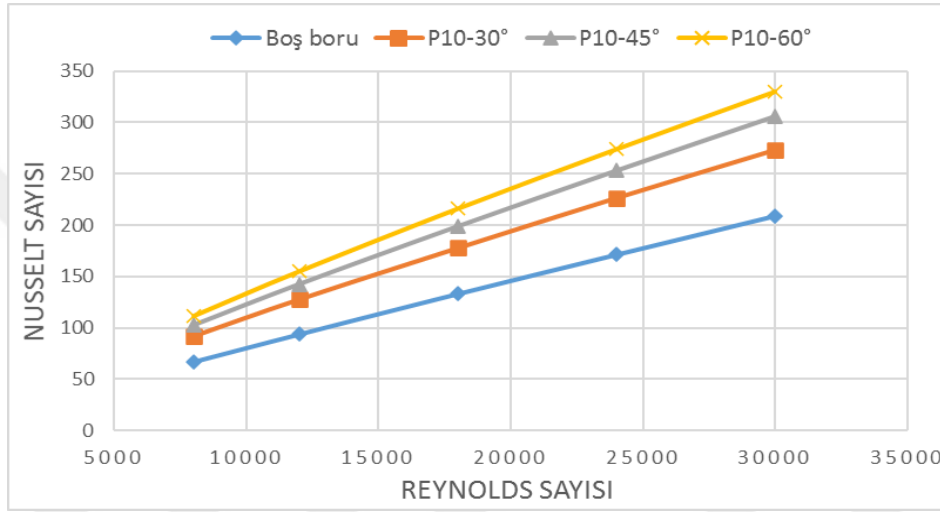
Akış alanına iki farklı model olarak tasarlanan çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin yerleştirildiği borular ile boş boru üzerinde Ansys-Fluent kod programı kullanılarak nümerik analizler gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının 8000-30000 değerleri arasında yapılan bu analiz çalışmalarında; türbülator kullanımının akış karakteristiğine, ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkileri incelenmiştir. İncelemeler, boş borudan elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü değerleri ile akış alanına türbülator yerleştirilen borulardan elde edilen değerler karşılaştırılarak yapılmıştır. Akış alanının orta noktasından alınan hız, basınç ve sıcaklık grafikleri kullanılarak borudaki ısı transferi ve akış karakteristiği konusunda değerlendirmelerde bulunulmuştur. Bu bölümde, ilk olarak Model-A ve Model-B'ye ait sonuçlar ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Son olarak bütün modellerden ve boş borudan elde edilen sonuçlar aynı grafikler üzerinde paylaşarak incelemeler gerçekleştirilmiştir.

6.1. Model-A Türbülator Kullanılan Borulardaki Sayısal Sonuçların İncelenmesi

Model-A çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülator, iki farklı kanatçık adım mesafesinde ($P=10$ mm ve 20 mm) ve üç farklı kanatçık açısında ($\lambda=30^\circ$, 45° ve 60°) yarım daire kanatçık modeli kullanılarak tasarlanmıştır. Modele ait ayrıntılı bilgiler Bölüm 5'te verilmiştir.

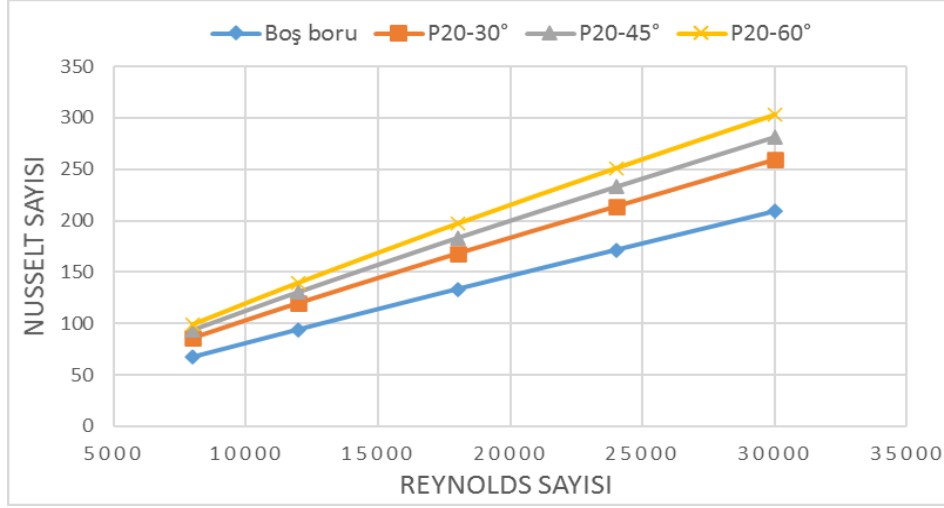
Şekil 6.1'de $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülatorün kullanıldığı borular ile boş borudan elde edilen Nusselt sayısı sonuçlarının, Reynolds sayısına ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Öncelikle, Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı incelendiğinde birbirleriyle uyumlu olduğu Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir. $P=10$ mm adım mesafesine sahip Model-A türbülator kullanılan borulardaki Nusselt sayılarının, bütün Reynolds sayılarında boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmektedir. Türbülatorlü borularda, türbülatorün iki tarafında da bulunan kanatçıkların türbülansı arttırdığı ve bu durumun sınır tabakayı bozarak ısı transferinde artış meydana getirdiği tespit edilmiştir. $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülator modelinin $\lambda=30^\circ$, 45° ve 60° kanatçık açıları için türbülatorlü borulardan elde edilen Nusselt sayısında, boş boruya göre minimum ve maksimum olarak sırasıyla %30.64-37.88, %46.44-52.96 ve %57.55-67.09 oranlarında artış elde edilmiştir. Şekil 6.1'deki türbülator kullanılan borular kendi aralarında karşılaştırıldığında ise en

yüksek Nusselt sayısı elde edilen $\lambda=60^\circ$ kanatçık açılı türbülâtörün kullanıldığı borudaki Nusselt sayısı, 30° ve 45° kanatçık açılara sahip türbülâtörlerin kullanıldığı borulardan sırasıyla %20.59-21.17 ve %7.58-9.23 daha yüksek olduğu bulunmuştur. Kanatçık açısındaki artış, akış alanındaki türbülansı daha fazla teşvik ederek ısı transferinde artış sağlamıştır. P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A için elde edilen sonuçlar incelendiğinde; boş boruya göre en yüksek ısıl iyileşmenin $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısı kullanılan modelde, en düşük ısıl iyileşmenin ise $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısı kullanılan modelde olduğu tespit edilmiştir.



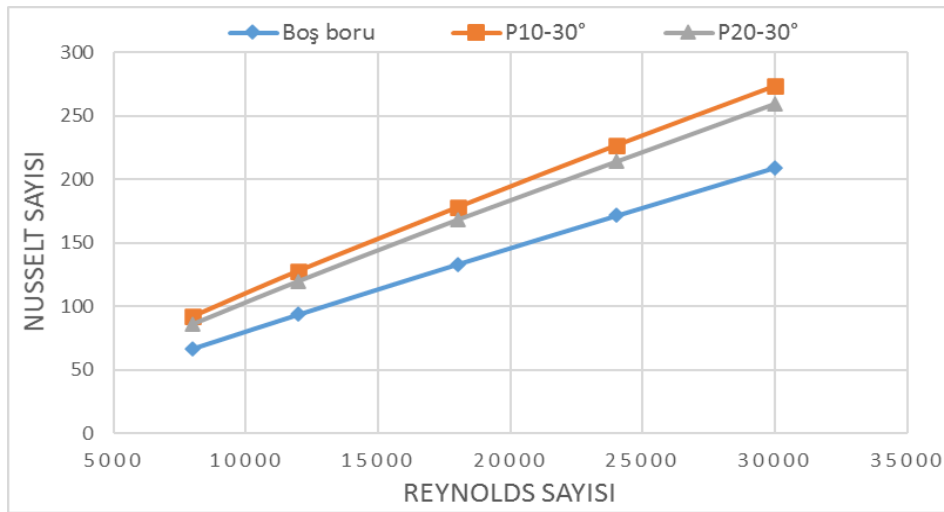
Şekil 6.1 : P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtörün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi.

Şekil 6.2’de P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtörün kullanıldığı borular ile boş borudan elde edilen Nusselt sayısı sonuçlarının, Reynolds sayısına ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde, türbülâtör kullanılan borulardaki Nusselt sayısının, analiz gerçekleştirilen bütün Reynolds sayılarında boş borudan daha yüksek olduğu görülmektedir. P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A’nın 30° , 45° ve 60° kanatçık açıları için türbülâtörlü borudan elde edilen Nusselt sayısında, boş boruya göre sırasıyla %24-28.48, %34.49-39.21 ve %44.92-48.52 oranlarında artış meydana gelmiştir. P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtör kullanılan boruda da en yüksek Nusselt sayısı $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelde elde edilmiştir. Şekil 6.2’de verilen türbülâtörlü borular kendi aralarında karşılaştırıldığında; $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borudan elde edilen Nusselt sayısının, 30° ve 45° kanatçık açısına sahip modellerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayısından sırasıyla %15.51-16.87 ve %6.61-7.75 daha yüksek olduğu görülmüştür.



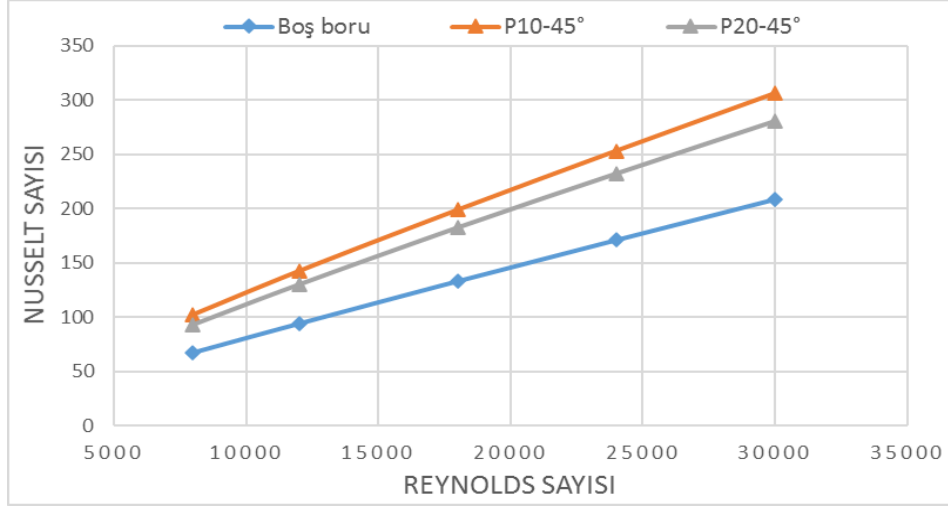
Şekil 6.2 : P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtörün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değışimi.

Şekil 6.3'te boş boru ile P=10 mm ve 20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtörlerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayılarının, Reynolds sayısı ve kanatçık adım mesafesine bağlı olarak değışimleri verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, kanatçık adım mesafesi arttıkça Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Kanatçık adım mesafesi azaldığında kanatçık sayısında artış meydana gelmektedir. Bu durum, akışkanın yolunu uzatarak ve dönmeli akışları artırarak Nusselt sayısının artmasına neden olmaktadır. P=10 mm kanatçık adım mesafeli modelin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayıları, P=20 mm kanatçık adım mesafeli modelin kullanıldığı borulardaki Nusselt sayılarından $\lambda=30^\circ$, 45° ve 60° kanatçık açıları için sırasıyla %5.35-7.31, %8.88-9.87 ve %8.71-12.57 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

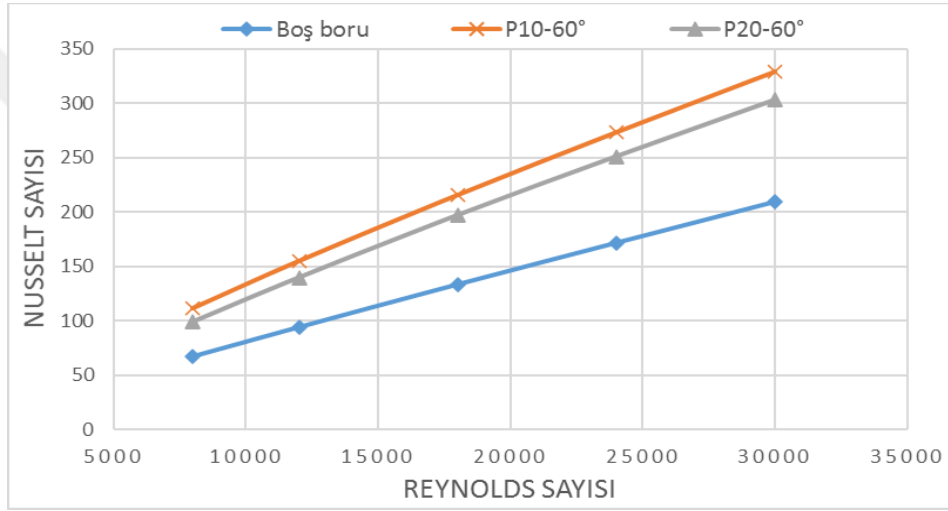


(a)

(devamı)



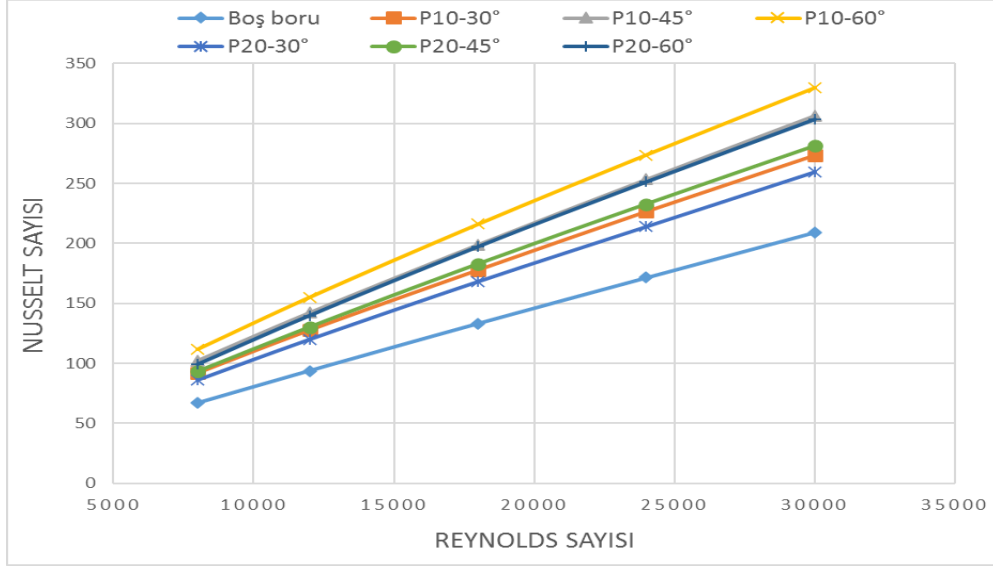
(b)



(c)

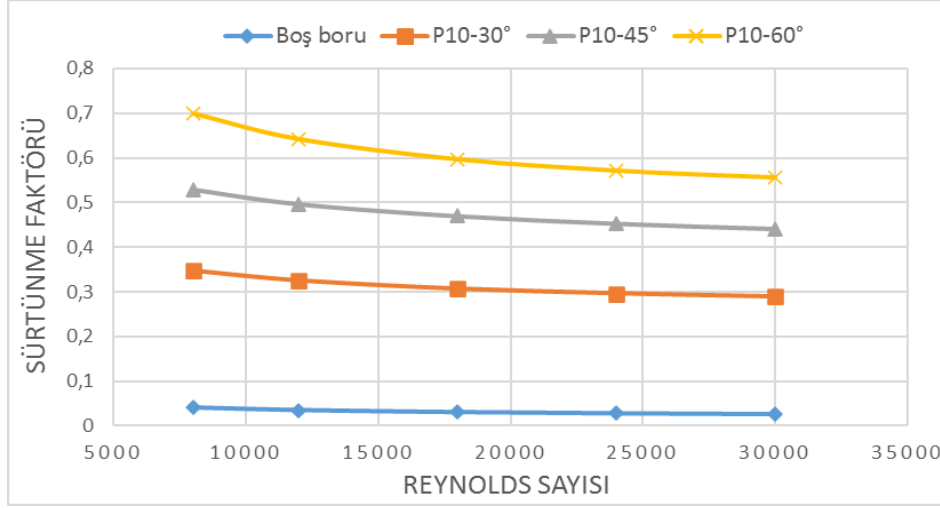
Şekil 6.3 : Model-A türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi: **a.** $\lambda=30^\circ$. **b.** $\lambda=45^\circ$. **c.** $\lambda=60^\circ$.

Şekil 6.4'te Model-A türbülatorlerin kullandığı boruların tamamında Nusselt sayılarının, boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmektedir. Boş boruya göre en yüksek Nusselt sayısı artışı, P=10 mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullandığı boruda %67.09 olarak elde edilmiştir. En düşük artış ise P=20 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülator modelinin kullandığı boruda %24 olarak bulunmuştur.



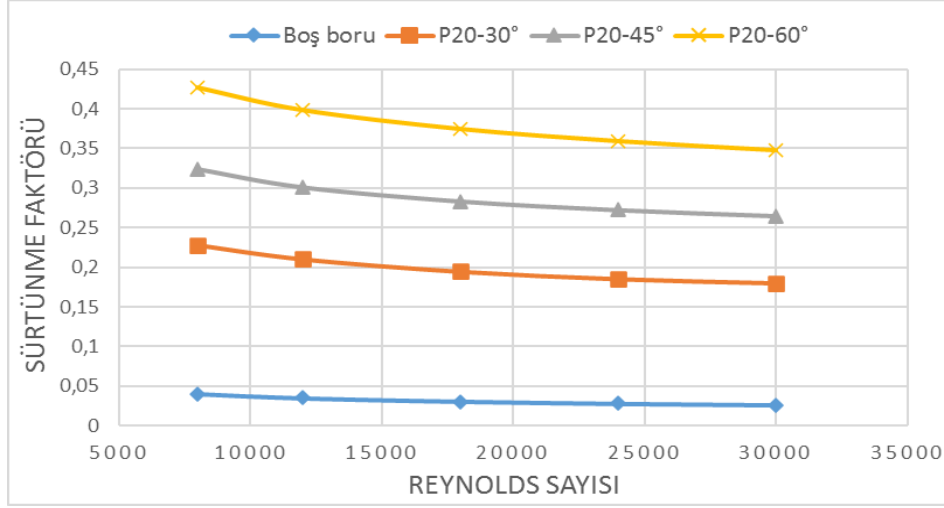
Şekil 6.4 : Model-A türbülator kullanılan borular ile boş borunun Nusselt sayısı karşılaştırması.

Şekil 6.5'te $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülator kullanılan borular ile boş borudaki sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Genel olarak, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü incelendiğinde bütün modeller için Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülator modeli kullanılan borulardaki sürtünme faktörü değerlerinin boş borudaki sürtünme faktöründen çok daha fazla olduğu görülmektedir. Bant tipi türbülatorün her iki tarafında da bulunan kanatçıkların akışa karşı direnç oluşturması basınç düşüşünü arttırmaktadır. Bu durum, sürtünme faktöründe de artışlara neden olmaktadır. $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=30^\circ$, 45° , 60° kanatçık açısına sahip türbülatorün kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerleri, boş borudaki sürtünme faktörü değerlerinden sırasıyla 8.57-11.06, 13.1-16.89 ve 17.29-21.33 kat daha fazla olduğu bulunmuştur. Çift taraflı bant tipi türbülatorlerin kullanıldığı borular kendi aralarında karşılaştırıldığında ise $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borudaki sürtünme faktörünün, $\lambda=30^\circ$ ve 45° kanatçık açısına sahip türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktöründen sırasıyla %92.78-101.56 ve %26.26-31.91 oranlarında daha yüksek olduğu görülmüştür. Kanatçık açısındaki artış hem basınç düşüşünü hem de sürtünme faktörünü artırmıştır. En yüksek sürtünme faktörü değerleri $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda, en düşük sürtünme faktörü değerleri ise $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda elde edilmiştir.



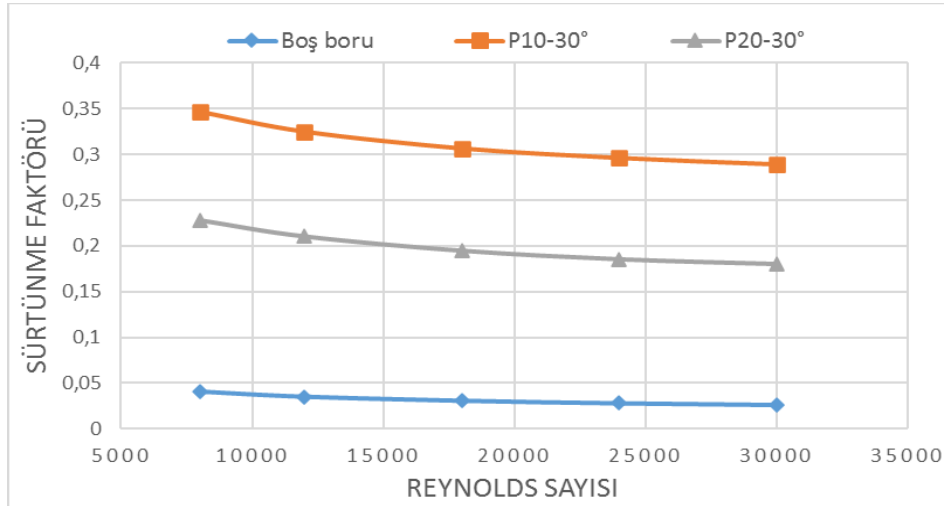
Şekil 6.5 : P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtörün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değışimi.

Şekil 6.6'da P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtör kullanılan borular ile boş borudaki sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ve kanatçık açısına bağlı olarak değışimi verilmiştir. Bu modelin kullanıldığı borulardan elde edilen sürtünme faktörü değeri bütün Reynolds sayılarında boş borudaki sürtünme faktöründen daha yüksek olduğu görülmektedir. P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip modelin kullanıldığı borulardaki $\lambda=30^\circ$, 45° , 60° kanatçık açıları için sürtünme faktörü değeri, boş boruya ait sürtünme faktörü değeri sırasıyla 5.64-6.9, 8-10.14 ve 10.56-13.3 kat daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Model-A P20- 60° türbülâtör modelinin kullanıldığı borudaki sürtünme faktörünün, aynı kanatçık adım mesafesinde ve $\lambda=30^\circ$, 45° kanatçık açısına sahip türbülâtörlerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değeri sırasıyla %87.29-92.65 ve %31.04-32.05 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. P=20 mm kanatçık mesafesine sahip modelde de kanatçık açısındaki artışın sürtünme faktörünü arttırdığı görülmüştür. En yüksek sürtünme faktörü değeri $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülâtör modelinin kullanıldığı boruda, en düşük sürtünme faktörü değeri ise $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülâtör modelinin kullanıldığı boruda elde edilmiştir.



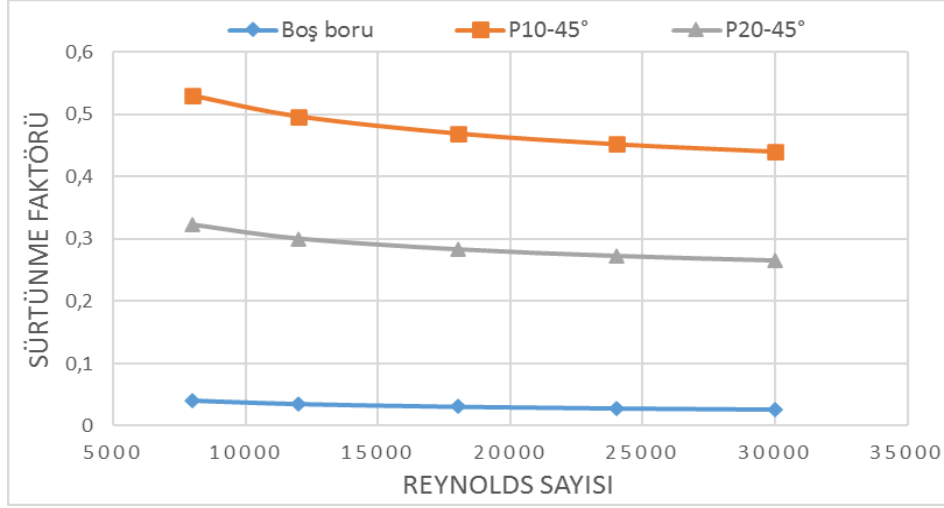
Şekil 6.6 : P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-A türbülâtörün kanatçık açısına bağı olarak sürtünme faktörü değışimi.

Şekil 6.7’de Model-A türbülâtörün kullanıldığı borular ile boş boruya ait sürtünme faktörü değerlerinin, Reynolds sayısı ve kanatçık adım mesafesine bağı olarak değişimleri verilmiştir. P=10 mm kanatçık mesafeli modelin kullanıldığı borudan elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin, P=20 mm adım mesafeli modelin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerlerinden $\lambda=30^\circ$, 45° ve 60° kanatçık açıları için sırasıyla %52.04-60.32, %63.79-66.51 ve %60.43-63.62 daha yüksek olduğu bulunmuştur. Kanatçık adım mesafesindeki değişimin sürtünme faktörünü etkilediğı ve kanatçık adım mesafesi azaldıkça sürtünme faktörünün arttığı tespit edilmiştir. Bu durumun nedeni de kanatçık sayısındaki artışın akışa karşı oluşun direnci arttırmasıdır.

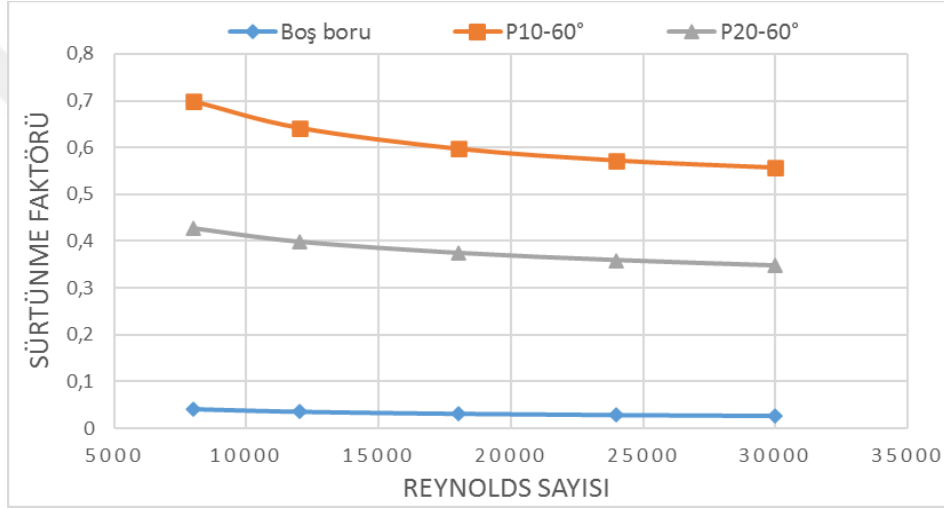


(a)

(devamı)



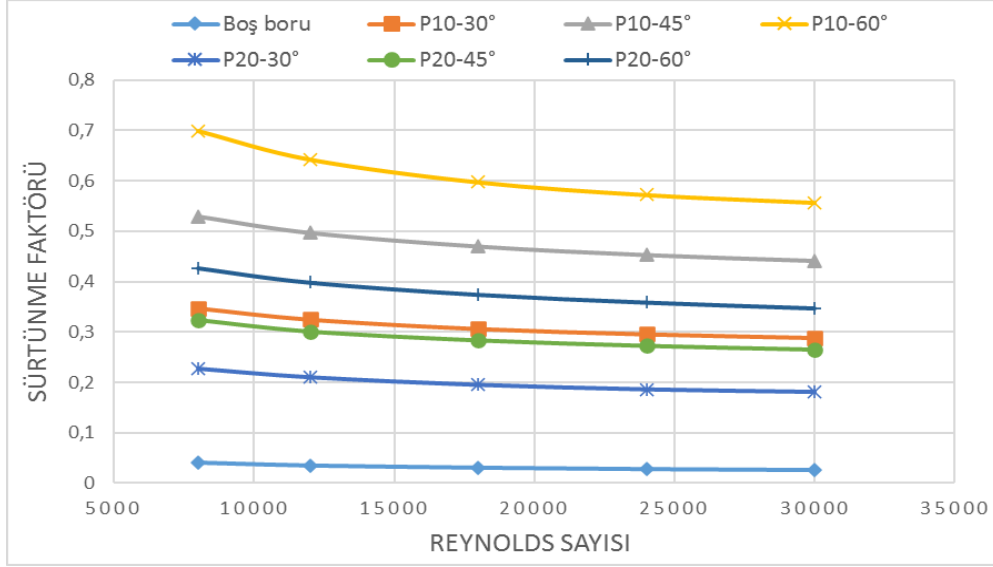
(b)



(c)

Şekil 6.7 : Model-A türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi: **a.** $\lambda=30^\circ$. **b.** $\lambda=45^\circ$. **c.** $\lambda=60^\circ$.

Şekil 6.8’de verilen grafik incelendiğinde; Model-A türbülatorlerin kullanıldığı boruların tamamında sürtünme faktörü değerlerinin, boş borudaki sürtünme faktörü değerlerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Boş boruya göre sürtünme faktöründeki en yüksek artış, P=10 mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda 21.33 kat olarak bulunmuştur. En düşük artış ise P=20 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülator modelinin kullanıldığı boruda 5.64 kat olarak elde edilmiştir.



Şekil 6.8 : Model-A türbülator kullanılan borular ile boş borunun sürtünme faktörü karşılaştırması.

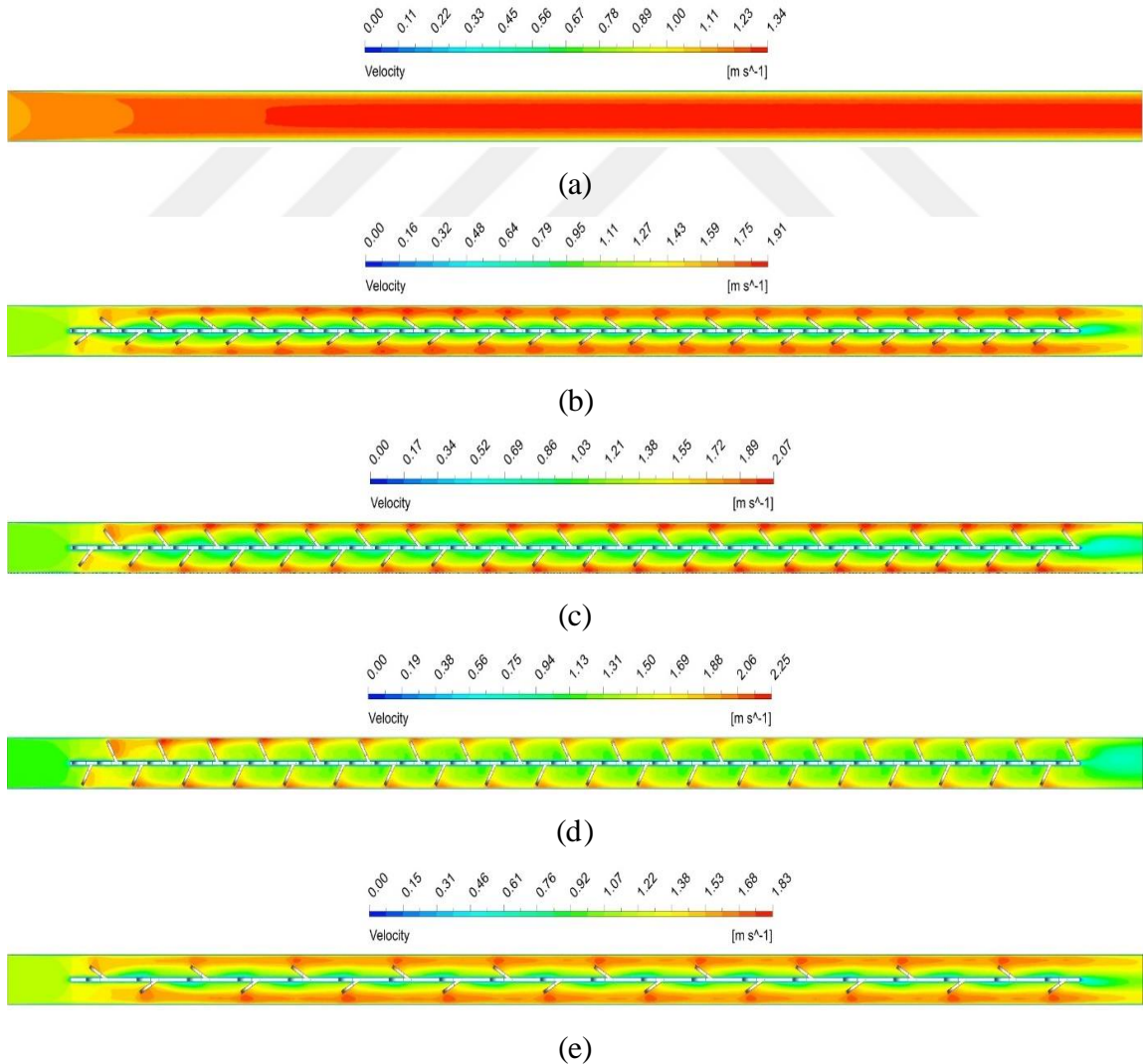
Şekil 6.9'da 18000 Reynolds sayısında Model-A'ya ait türbülatorlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait sıcaklık dağılım grafikleri verilmiştir. Grafikler, borunun orta ekseninden alınan sıcaklık dağılımlarını iki boyutlu olarak göstermektedir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde; akışkanı temsil eden ve akışkanın sıcaklığı arttıkça koyudan açığa doğru form değiştiren mavi renk, boş boruda düzgün ve kademeli olarak açık mavi renge dönüşmektedir. Türbülatorlü borular incelendiğinde, renk değişiminin boş boruya göre boru girişine daha yakın noktalarda başladığı ve daha dalgalı bir yapıda olduğu görülmektedir. Türbülatorün, akış yolunu uzatması ve türbülansı teşvik ederek kaotik bir akış karakteristiği oluşturması ısı transferinin artmasına ve suyun boş boruya göre daha kısa mesafede ısınmasına neden olmaktadır. Boru içerisine yerleştirilen çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin kanatçık açısı arttıkça renk değişimindeki dalgalanmaların arttığı ve koyu mavi rengin boş boruya göre boru girişine daha yakın noktalarda açık forma dönüştüğü görülmektedir. Aynı kanatçık açısına ve farklı kanatçık adım mesafesine sahip türbülatorlerin kullanıldığı borular birbirleriyle karşılaştırıldıklarında ise kanatçık adım mesafesindeki değişimin sıcaklık dağılımını etkilediği ve kanatçık adım mesafesi azaldıkça koyu mavi renkteki değişimin boş boruya göre daha kısa mesafede gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sıcaklık dağılım grafiklerinin tamamı incelendiğinde, en düşük kanatçık adım mesafesine (P=10 mm) ve en yüksek kanatçık açısına ($\lambda=60^\circ$) sahip türbülator modelinin kullanıldığı borudaki suyun diğer borulardaki sulardan daha kısa mesafede koyu mavi renkten açık mavi renge dönüşmeye başladığı yani diğer borulardaki sulara göre daha kısa mesafede ısındığı görülmektedir. Bu durum, en yüksek ısı transferinin bu modelin

kullanıldığı boruda olduğunu göstermektedir. En düşük ısı transferi ise Model-A P20-30° türbülatorün kullanıldığı boruda olmuştur. Türbülator kullanımı sonucunda borudaki akışkanın daha kısa mesafe ısınması, ısı değiştiricisinin boyutlarında küçölmeye gidilebilmesine olanak sağlamaktadır.

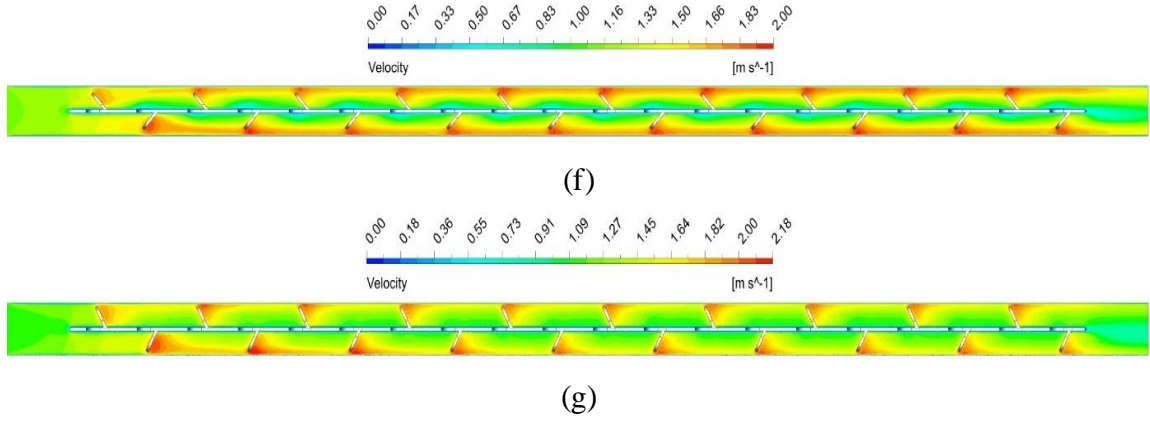


şekil 6.9 : Boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulardaki sıcaklık dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** P10-30°. **c.** P10-45°. **d.** P10-60°. **e.** P20-30°. **f.** P20-45°. **g.** P20-60°.

Şekil 6.10'da 18000 Reynolds sayısında Model-A'ya ait farklı kanatçık adım mesafelerine ve farklı kanatçık açılarna sahip türbülötörlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait hız dağılım grafikleri iki boyutlu olarak verilmiştir. Boş boruya ait grafik incelendiğinde, akışa karşı oluşan bir direnç olmadığı için akışkanın boru içindeki hız dağılımının düzenli ve kısmen sabit olduğu görülmektedir. Akış alanına türbülötör yerleştirilen borulara ait grafikler incelendiğinde ise türbülötörün akışa karşı oluşturduğu direnç ve kanatçıkların akış karakteristiğine etkileri nedeniyle akışkana ait hız dağılımı kaotik ve değişken bir davranış sergilemektedir. Akışkan hızındaki kaotik ve düzensiz hareketler türbülansı arttırarak ısı transferinde iyileşme sağlamaktadır. Kanatçık açısının artması ve kanatçık adım mesafesinin azalması, akışa karşı oluşan direnci daha da arttırarak hız dağılımındaki dalgalanmaların ve türbülansın artmasına neden olmaktadır. Çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülötör kullanılan borulardaki en yüksek hız değerleri, akışkanın kanatçık uçlarına temas ettiği noktalarda elde edilmiştir.

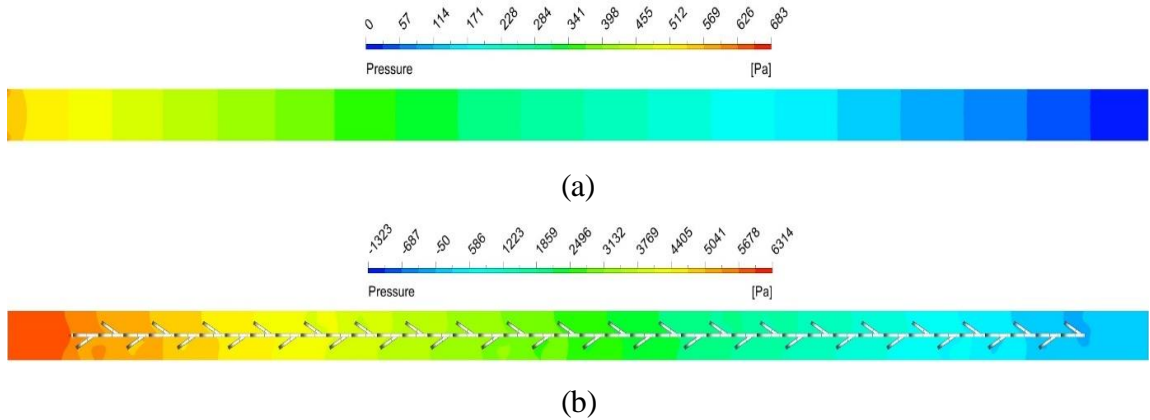


(devamı)

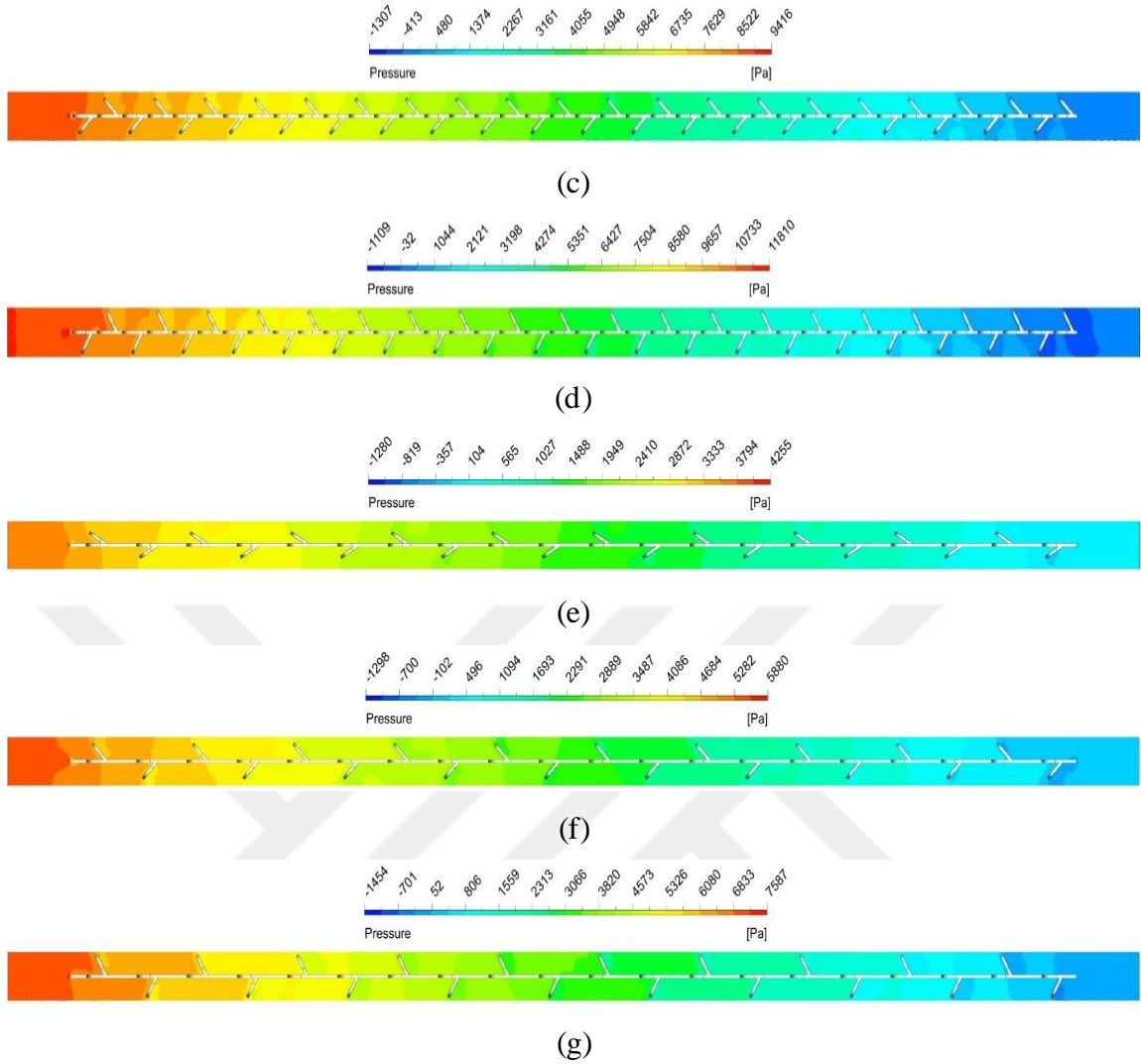


Şekil 6.10 : Boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulardaki hız dağılımı:
a. Boş boru. **b.** P10-30°. **c.** P10-45°. **d.** P10-60°. **e.** P20-30°. **f.** P20-45°. **g.** P20-60°.

Şekil 6.11’de 18000 Reynolds sayısında Model-A’ya ait farklı kanatçık adım mesafelerine ve farklı kanatçık açlarına sahip türbülatorlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait basınç dağılım grafikleri iki boyutlu olarak verilmiştir. Boş boruya ait basınç düşüşü grafiği incelendiğinde, borudaki basıncın düzenli ve adım adım düştüğü görülmektedir. Türbülatorlü borular incelendiğinde ise türbülatorün akışa karşı oluşturduğu direnç nedeniyle basınç düşüşün boş boruya göre çok daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorün kanatçık açısındaki ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin basınç düşüşünü etkilediği görülmektedir. Kanatçık açısındaki artışın akışa karşı oluşan direnci arttırdığı ve bu durumun da basınç düşüşünde artış meydana getirdiği tespit edilmiştir. Kanatçık adım mesafesi azaldıkça kanatçık sayısındaki artış nedeniyle borudaki basınç düşüşü artmıştır. Boş boruya göre en yüksek basınç düşüşü, kanatçık adım mesafesinin P=10 mm ve kanatçık açısının en yüksek ($\lambda=60^\circ$) olduğu türbülator modelinin kullanıldığı boruda elde edilmiştir. En düşük basınç düşüşü ise P=20 mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülator modelinin kullanıldığı boruda olmuştur.



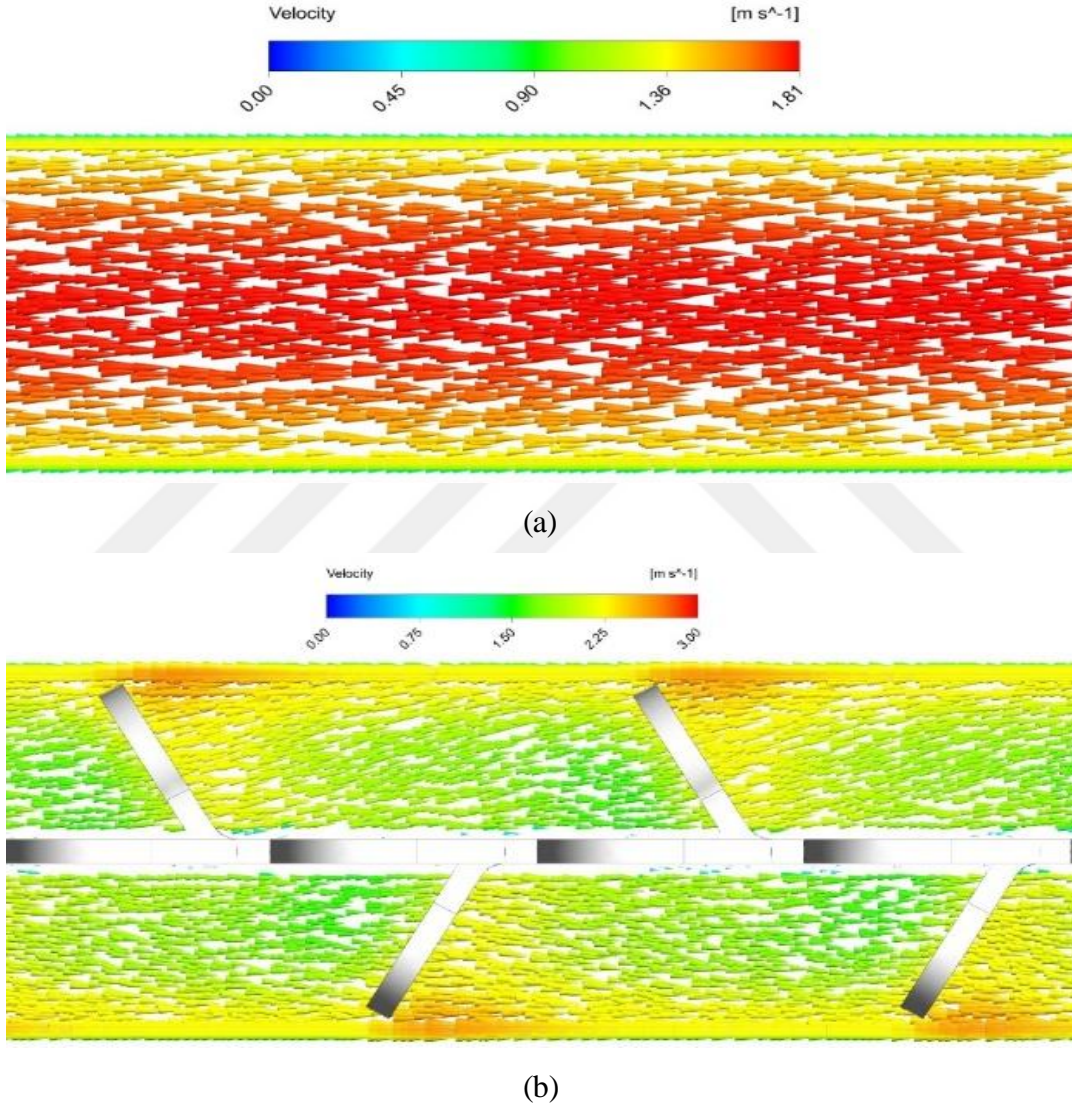
(devamı)



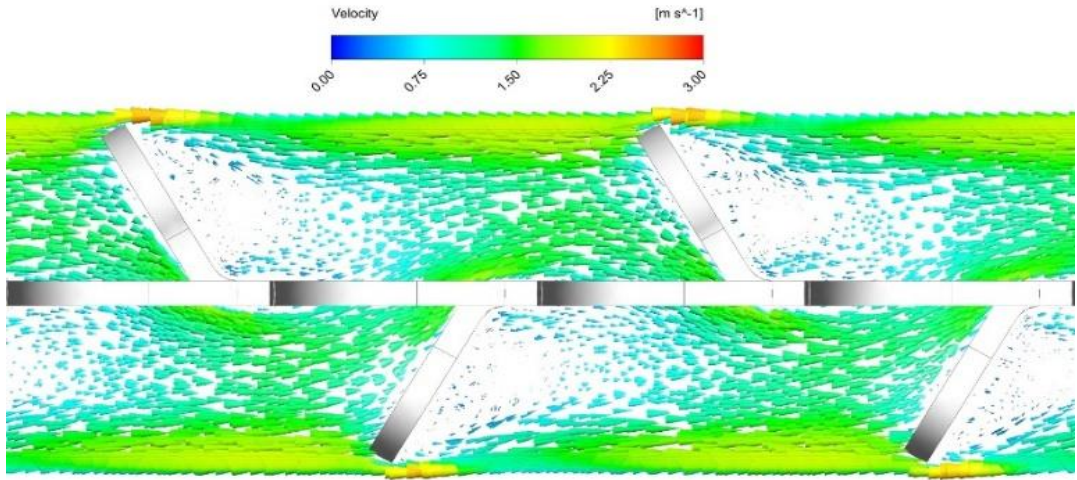
Şekil 6.11 : Boş boru ve Model-A türbülör kullanılan borulardaki basınç dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** P10-30°. **c.** P10-45°. **d.** P10-60°. **e.** P20-30°. **f.** P20-45°. **g.** P20-60°.

Şekil 6.12 ve 6.13'te boş boru ve Model-A türbülör kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı verilmiştir. Boş boruda hız vektörlerinin düzenli bir formda olduğu görülmektedir. Akışkanın boru yüzeyine yakın olan noktalarda hızının düşük olduğu ve borunun orta noktasına doğru hızının kademeli olarak arttığı görülmektedir. Şekil 6.12'de türbülörlü borulardaki hız vektörlerinin görünümü için iki farklı eksen kullanılmıştır. İki farklı eksen kullanılırken boru içerisine yerleştirilen türbülörün etkilerinin daha iyi görülmesi amaçlanmıştır. Şekil 6.12 (b)'de orta eksenden alınan, Şekil 6.12 (c), (d) ve (e)'de kanatçık üzerinden belirlenen eksenden alınan hız vektörleri verilmiştir. Çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülör kullanılan borular incelendiğinde, hız vektörlerinin dalgalı ve düzensiz bir yapıda olduğu görülmektedir. Akışkanın, kanatçık ucuna temas ettiği noktalarda hızının artması nedeniyle en yüksek hız değerlerine sahip vektörler kanatçık ile boru yüzeyi arasında bulunmaktadır. Türbülörün iki tarafında da

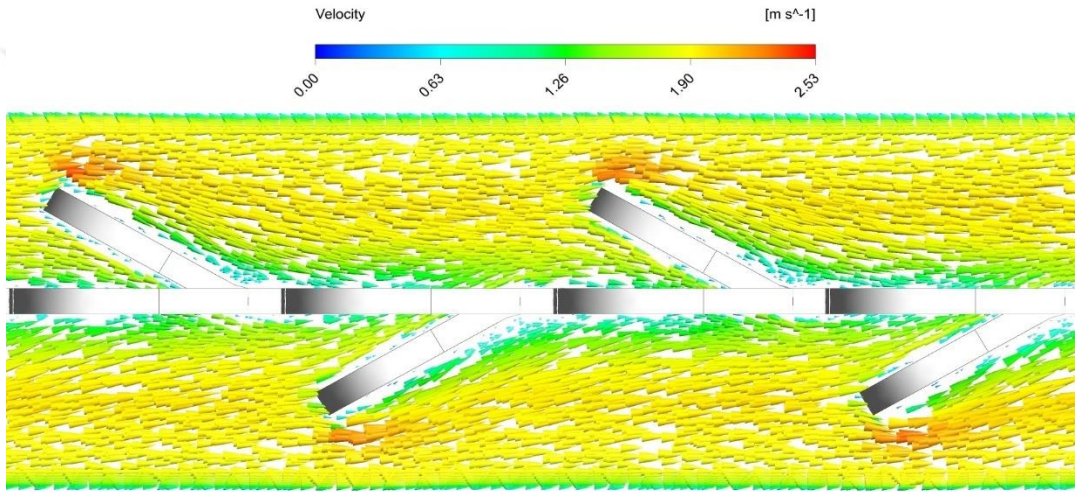
bulunan kanatçıkların dönmeli akışlar oluşturduğu ve akış yolunu uzattığı tespit edilmiştir. Akış yolunun uzaması ve dönmeli akışlar nedeniyle türbülansın artması, sınır tabakayı inceltirerek türbülantör kullanılan borularda ısıl iyileşme sağlamaktadır. Şekil 6.12 (a) ve (b) karşılaştırılarak sınır tabakadaki incelme görülebilir. Ayrıca kanatçık adım mesafesi ve kanatçık açısındaki değişimlerin akış karakteristiği üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Kanatçık açısındaki artışın ve kanatçık mesafesindeki azalmanın, dönmeli akışları ve türbülansı arttırdığı tespit edilmiştir.



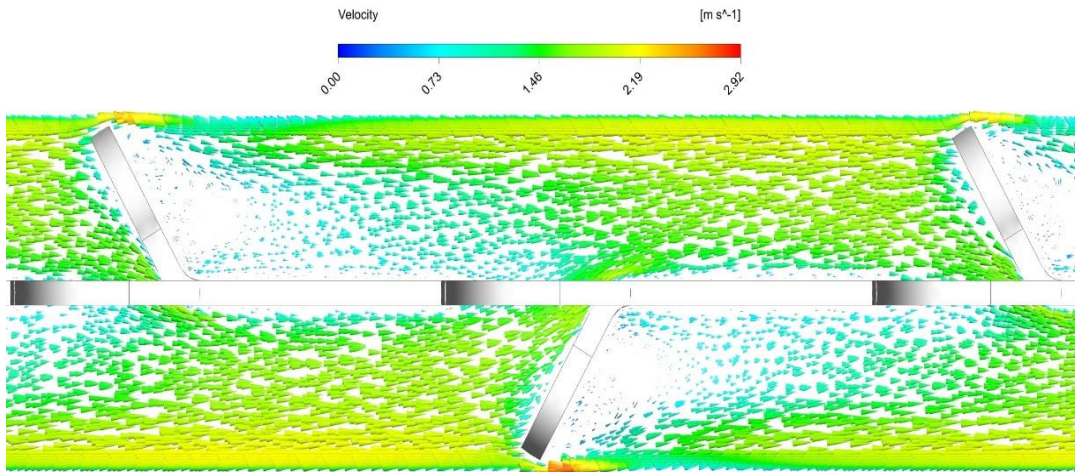
(devamı)



(c)

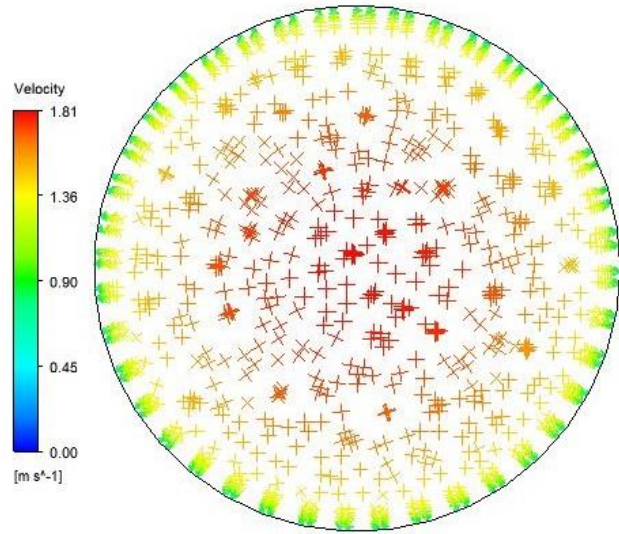


(d)

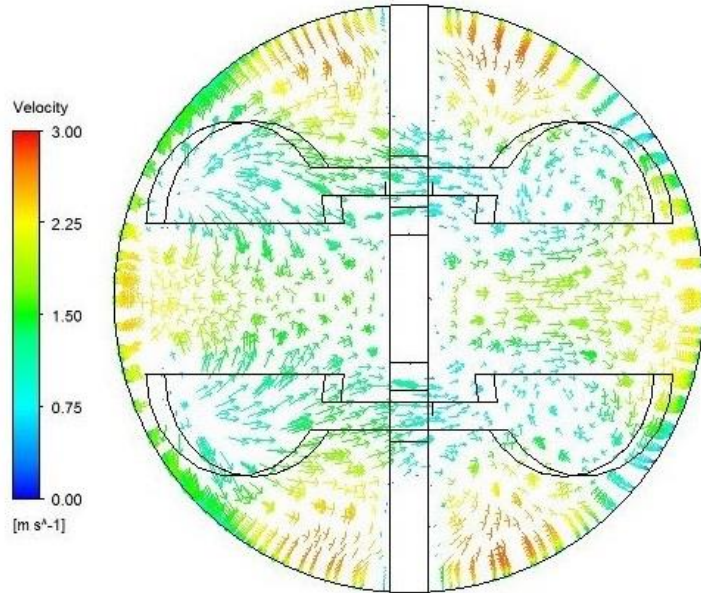


(e)

Şekil 6.12 : $z - r$ düzleminde boş boru ve Model-A türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** Türbülatorlü boru orta eksen (P10-60°). **c.** Türbülatorlü boru kanatçık eksen (P10-60°). **d.** Türbülatorlü boru kanatçık eksen (P10-30°). **e.** Türbülatorlü boru kanatçık eksen (P20-60°).

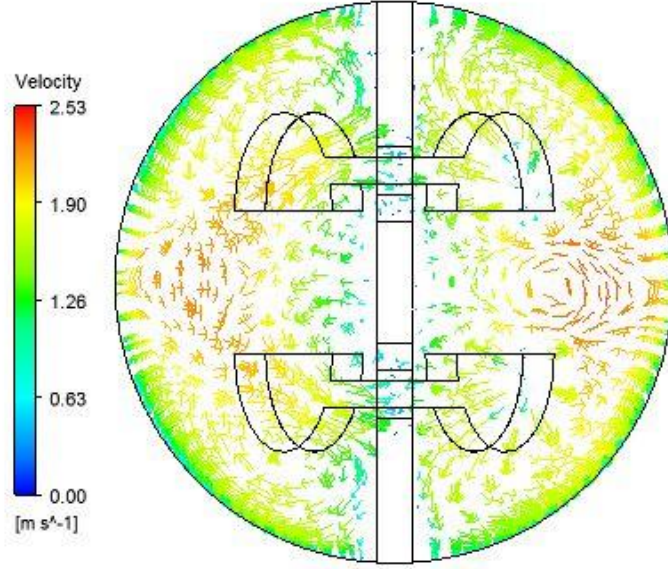


(a)

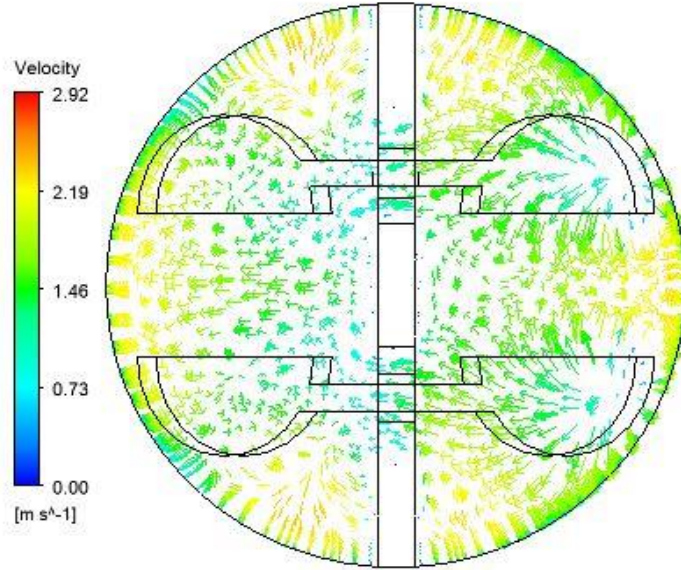


(b)

(devamı)



(c)

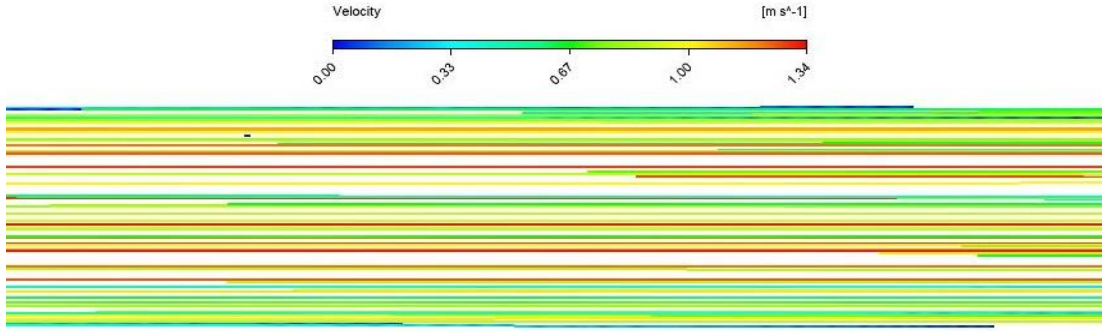


(d)

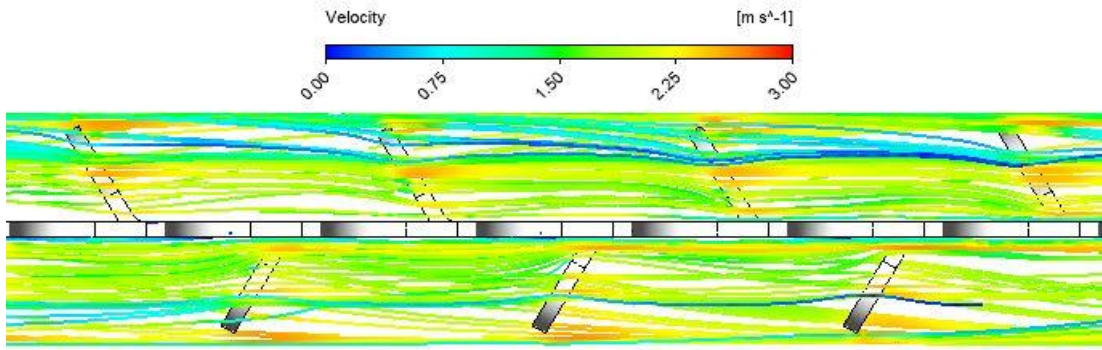
Şekil 6.13 : $\theta - z$ düzleminde boş boru ve Model-A türbülötör kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** Model-A P10-60°. **c.** Model-A P10-30°. **d.** Model-A P20-60°.

Şekil 6.14'te boş boru ile Model-A türbülötör kullanılan borulara ait akış çizgileri verilmiştir. Boş boruda akışa karşı direnç meydana getirecek bir nesne olmadığı için akış çizgilerinin düzgün ve doğrusal bir hareket halinde olduğu görülmektedir. Türbülötör kullanılan borularda ise akış çizgilerinin dağınık ve dalgalı bir davranış sergilediği, boru merkezine doğru akış çizgilerinin sıklaştığı görülmektedir. Türbülötör kullanılan borular

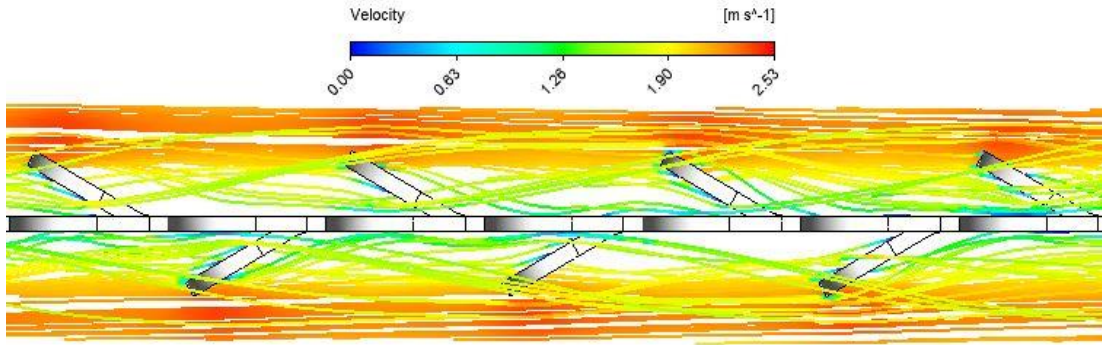
kendi aralarında karşılaştırıldığında ise türbülátöre ait kanatçık açısı ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin akış karakteristiği üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir.



(a)

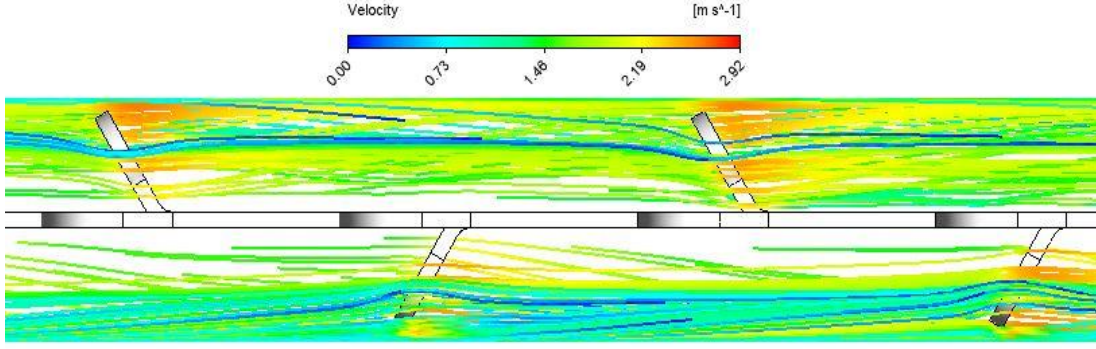


(b)



(c)

(devamı)



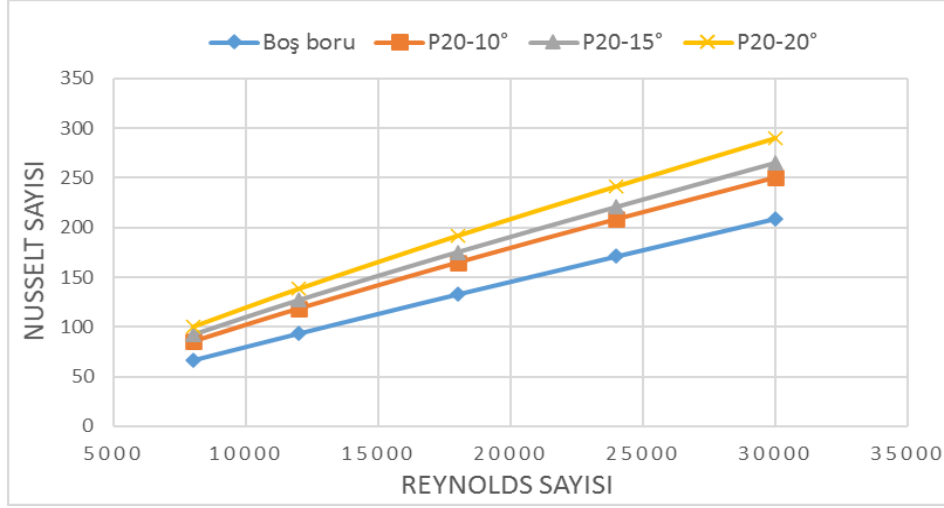
(d)

Şekil 6.14 : $z - r$ düzleminde boş boru ile Model-A türbülötör kullanılan borulara ait akış çizgileri: **a.** Boş boru. **b.** Model-A P10-60°. **c.** Model-A P10-30°. **d.** Model-A P20-60°.

6.2. Model-B Türbülötör Kullanılan Borulardaki Sayısal Sonuçların İncelenmesi

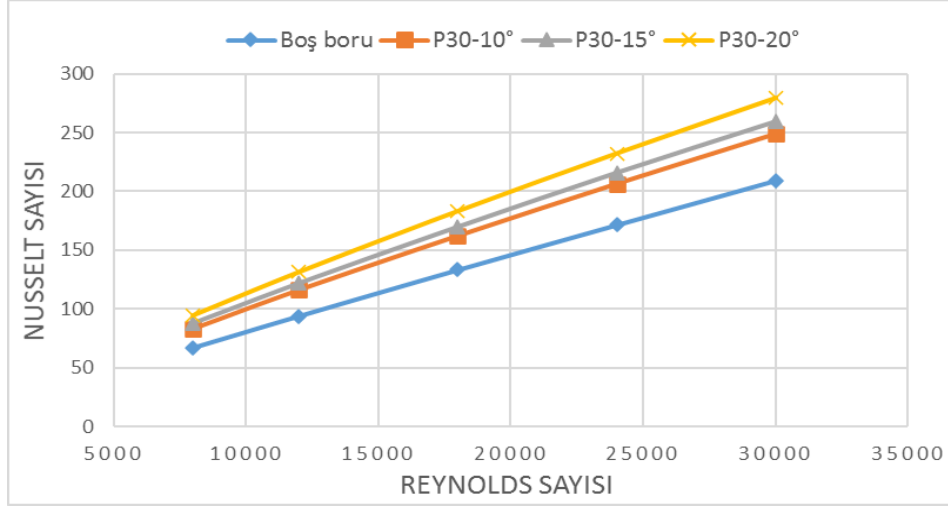
Model-B türbülötör modeli, iki farklı kanatçık adım mesafesinde ($P=20$ mm ve 30 mm) ve üç farklı kanatçık açısında ($\lambda=10^\circ$, 15° ve 20°) yarım daire kanatçık modeli kullanılarak tasarlanmıştır. Modele ait ayrıntılı bilgiler ve Model-A'dan farklı noktaları Bölüm 5'te verilmiştir.

Şekil 6.15'te $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülötörün kullanıldığı borular ile boş borudan elde edilen Nusselt sayısının, Reynolds sayısı ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Analiz sonuçlarının tamamı incelendiğinde, Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısında da artışlar meydana gelmiştir. $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülötör kullanılan borulardan elde edilen Nusselt sayılarının, boş borudan elde edilen Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmektedir. $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülötörün kullanıldığı borulardaki Nusselt sayısının $\lambda=10^\circ$, 15° ve 20° kanatçık açıları için boş borudaki Nusselt sayısından sırasıyla %19.68-28.29, %20.98-37.76 ve %38.68-50.38 oranlarında daha yüksek olduğu bulunmuştur. Sonuçlar incelendiğinde, kanatçık açısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığı görülmektedir. Şekil 6.15'te türbülötör kullanılan borular kendi aralarında karşılaştırıldığında ise $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borudan elde edilen Nusselt sayısının, $\lambda=10^\circ$ ve 15° kanatçık açılara sahip modellerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayılarından sırasıyla %15.87-17.21 ve %9.15-9.58 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip modelin kullanıldığı borularda boş boruya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelde elde edilmiştir. En düşük artış ise $\lambda=10^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda olmuştur



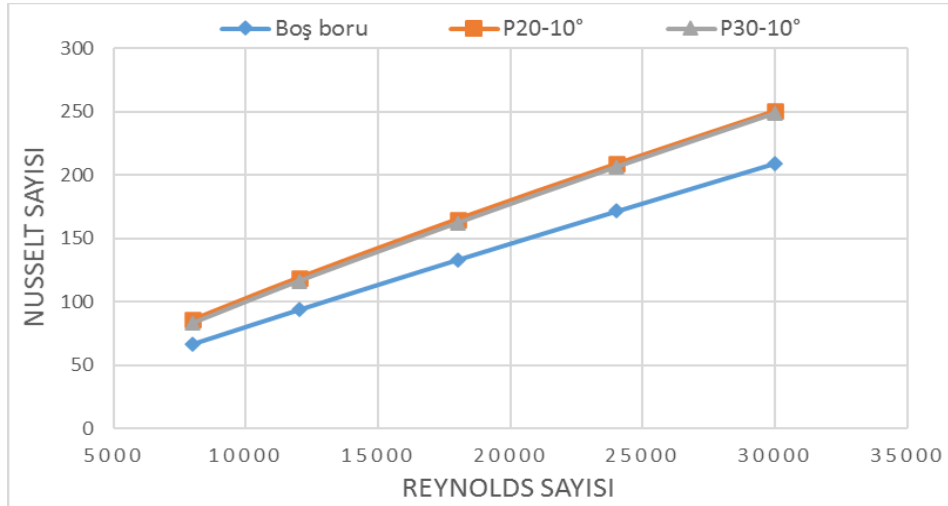
Şekil 6.15 : P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülâtörün kanatçık açısına bağılı olarak Nusselt sayısı değişimi.

Şekil 6.16'da P=30 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülâtörün kullanıldığı borular ile boş borudan elde edilen Nusselt sayılarının, Reynolds sayısı ve kanatçık açısına bağılı olarak değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde, türbülâtör kullanılan borulardan elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin, boş borudan elde edilen Nusselt sayısı değerinden daha yüksek olduğu görölmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; P=30 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülâtörün kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayıları, $\lambda=10^\circ$, 15° ve 20° kanatçık açıları için boş borudan elde edilen Nusselt sayısından sırasıyla %18.93-24.54, %24.1-31.69 ve %33.49-41.74 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu modelde de kanatçık açısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığı görölmüştür. Kanatçıklı bant tipi türbülâtör kullanılan borular kendi aralarında karşılaştırıldığında ise $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borudaki Nusselt sayısının, $\lambda=10^\circ$ ve 15° kanatçık açılara sahip modellerin kullanıldığı borulardaki Nusselt sayılarından sırasıyla %12.24-13.81 ve %7.55-7.62 oranlarında daha yüksek olduğu bulunmuştur. Şekil 6.16'ya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda, en düşük artış ise $\lambda=10^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda elde edilmiştir.



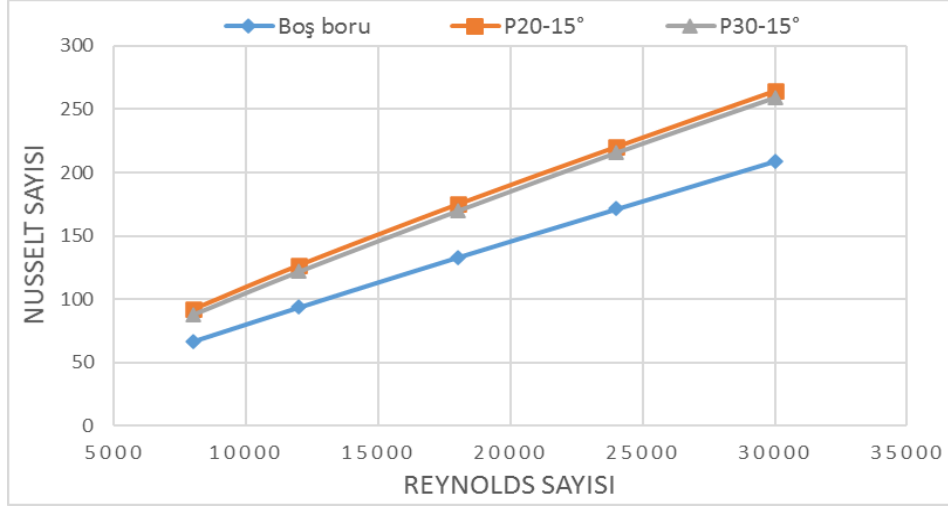
Şekil 6.16 : P =30 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülötörün kanatçık açısına bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi.

Şekil 6.17’de P=20 mm ve 30 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülötörlerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayılarının, aynı kanatçık açısında birbirleriyle ve boş boruyla karşılaştırmaları verilmiştir. P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülötör modelinin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayıları, P=30 mm kanatçık adım mesafesine sahip modellerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayılarından $\lambda=10^\circ$, 15° ve 20° kanatçık açıları için sırasıyla %0.63-3.01, %1.97-4.6 ve %3.89-6.09 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin Nusselt sayısını etkilediği görülmektedir. Kanatçık adım mesafesi azaldıkça Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir.

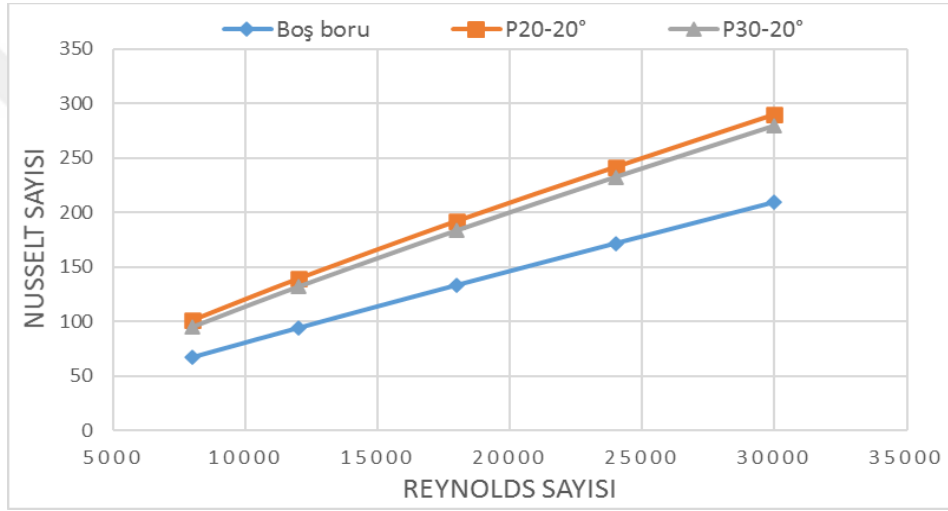


(a)

(devamı)



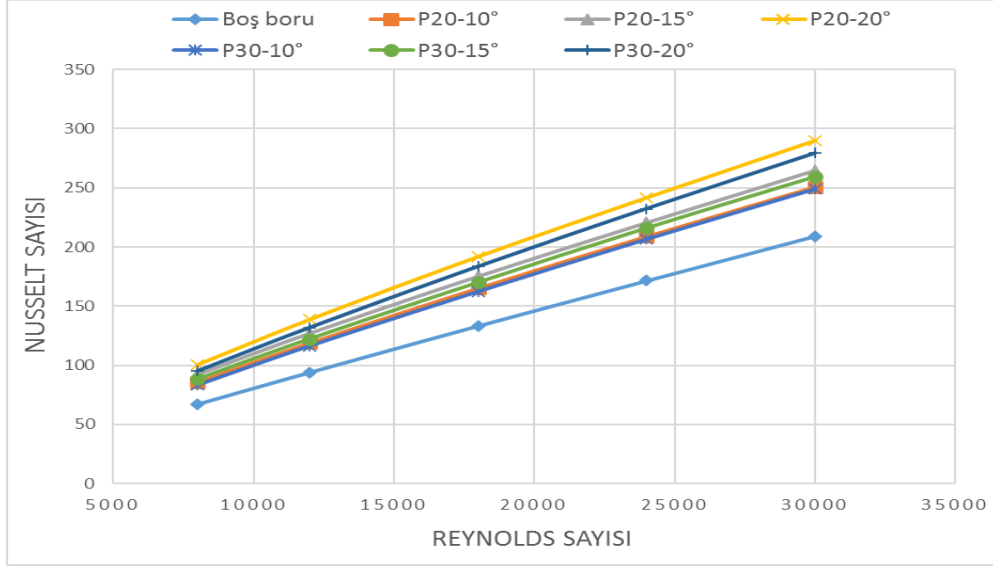
(b)



(c)

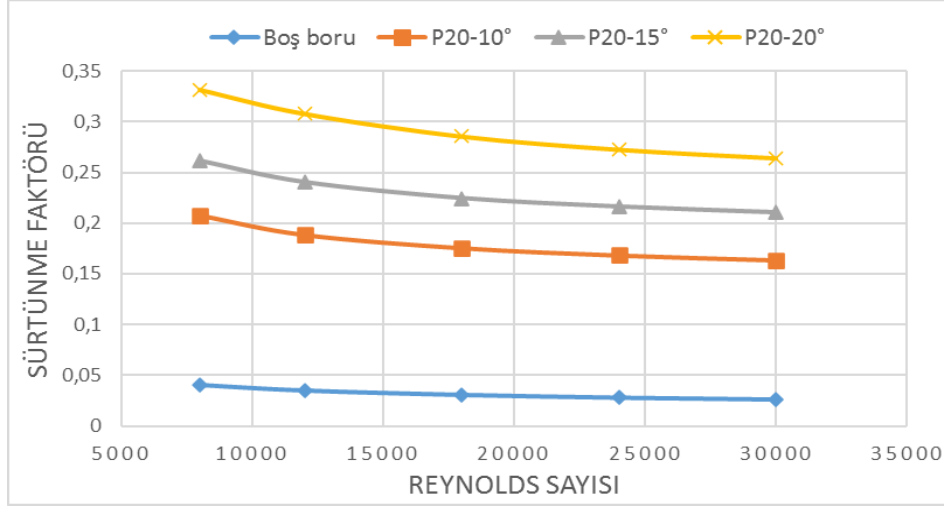
Şekil 6.17 : Model-B türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak Nusselt sayısı değişimi: **a.** $\lambda=10^\circ$. **b.** $\lambda=15^\circ$. **c.** $\lambda=20^\circ$.

Şekil 6.18'de Model-B türbülatorlerin kullanıldığı boruların tamamında elde edilen Nusselt sayılarının, boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmektedir. Boş boruya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış, $P=20$ mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda %50.38 olarak bulunmuştur. En düşük artış ise $P=30$ mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=10^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülatorün kullanıldığı boruda %18.93 olarak elde edilmiştir.



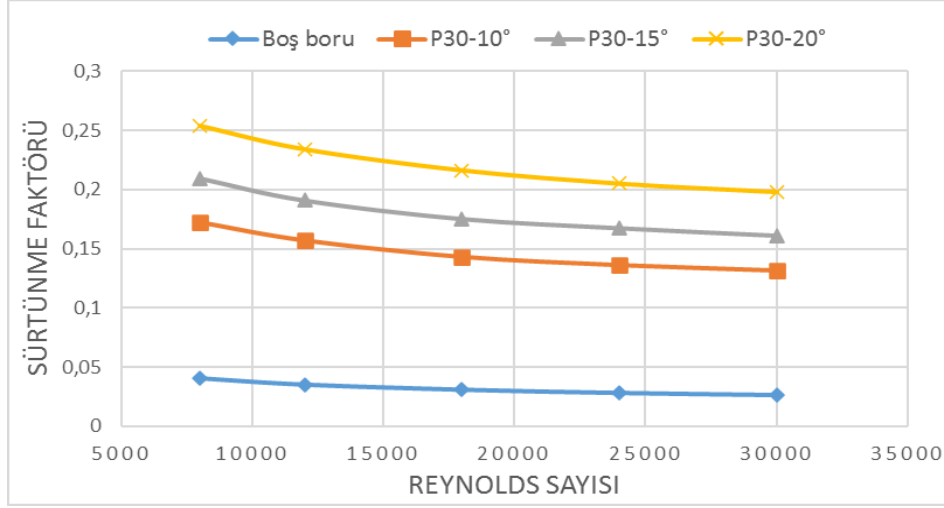
Şekil 6.18 : Model-B türbülator kullanılan borular ile boş borunun Nusselt sayısı karşılaştırması.

Şekil 6.19’da $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kullanıldığı borular ile boş borudaki sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde, $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip modelin kullanıldığı borulardan elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin bütün Reynolds sayılarında boş borudaki sürtünme faktöründen daha yüksek olduğu görülmektedir. $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=10^\circ$, 15° ve 20° kanatçık açlarına sahip Model-B türbülatorün kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerlerinin, boş borudan sırasıyla 5.12-6.26, 6.46-8.05 ve 8.18-10.12 kat daha fazla olduğu bulunmuştur. Şekil 6.19’a göre, sürtünme faktöründeki en yüksek artış $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda gerçekleşmiştir. $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borudaki sürtünme faktörünün, $\lambda=10^\circ$ ve 15° kanatçık açlarına sahip türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktöründen sırasıyla %59.78-61.63 ve %25.74-26.63 oranlarında daha yüksek olduğu bulunmuştur. $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorde de kanatçık açısındaki artışın borudaki sürtünme faktörünü arttırdığı tespit edilmiştir.



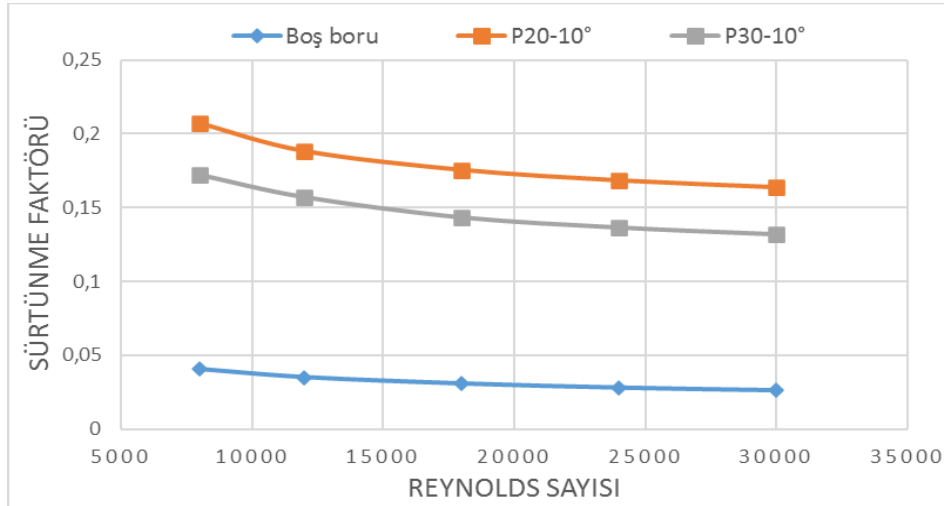
Şekil 6.19 : P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi.

Şekil 6.20’de P=30 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülatorün kullanıldığı borular ile boş borudaki sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Grafikte verilen sonuçlar incelendiğinde, sayısal çalışmaların yapıldığı Reynolds sayılarının tamamında P=30 mm kanatçık adım mesafesine sahip modelin kullanıldığı borulardan elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin boş borudaki sürtünme faktöründen daha yüksek olduğu görülmektedir. P=30 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=10^\circ$, 15° ve 20° kanatçık açılara sahip Model-B türbülatorün kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerlerinin kanatçık açıları dikkate alınarak boş borudan elde edilen sürtünme faktörü değerlerinden sırasıyla 4.25-5.04, 5.18-6.17 ve 6.27-7.59 kat daha yüksek olduğu görülmüştür. P=30 mm kanatçık adım mesafeli Model-B türbülatorlerin kullanıldığı borular kendi aralarında karşılaştırıldıklarında; $\lambda=20^\circ$ kanatçık açılı türbülatorün yerleştirildiği borudaki sürtünme faktörünün, boru içerisinde $\lambda=10^\circ$ ve 15° kanatçık açılara sahip türbülatorlerin yerleştirildiği borulardaki sürtünme faktörü değerlerinden sırasıyla %47.38-50.7 ve %21-22.93 oranlarında daha fazla olduğu tespit edilmiştir.



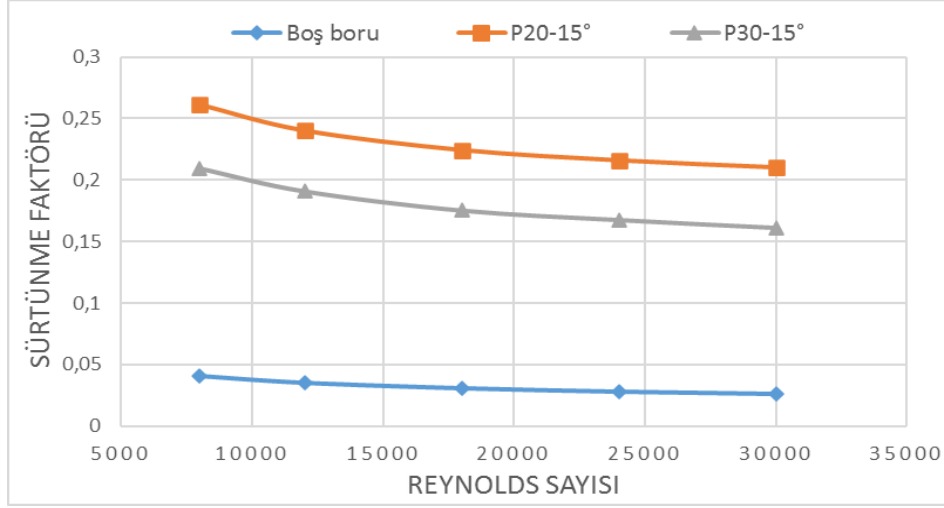
Şekil 6.20 : P=30 mm kanatçık adım mesafesine sahip Model-B türbülötörün kanatçık açısına bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi.

Şekil 6.21’de boru içerisine yerleştirilen Model-B türbülötörlerin aynı kanatçık açısında ve farklı kanatçık adım mesafesindeki sürtünme faktörü değerleri ile boş boruya ait sürtünme faktörü değerleri karşılaştırılmıştır. Kanatçık adım mesafesinin etkisi incelendiğinde; P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip modelin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerlerinin, P=30 mm kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerlerinden $\lambda=10^\circ$, 15° ve 20° kanatçık açıları için sırasıyla %20.38-24.32, %27.96 ve 31.98 oranlarında daha yüksek olduğu bulunmuştur. Model-B türbülötörlerin kanatçık adım mesafesindeki değişimin borudaki sürtünme faktörünü etkilediği görülmektedir.

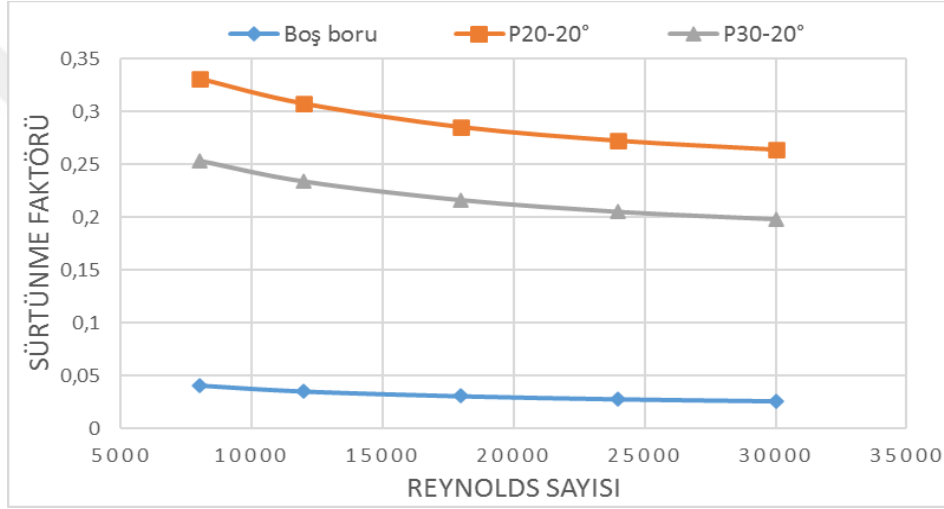


(a)

(devamı)



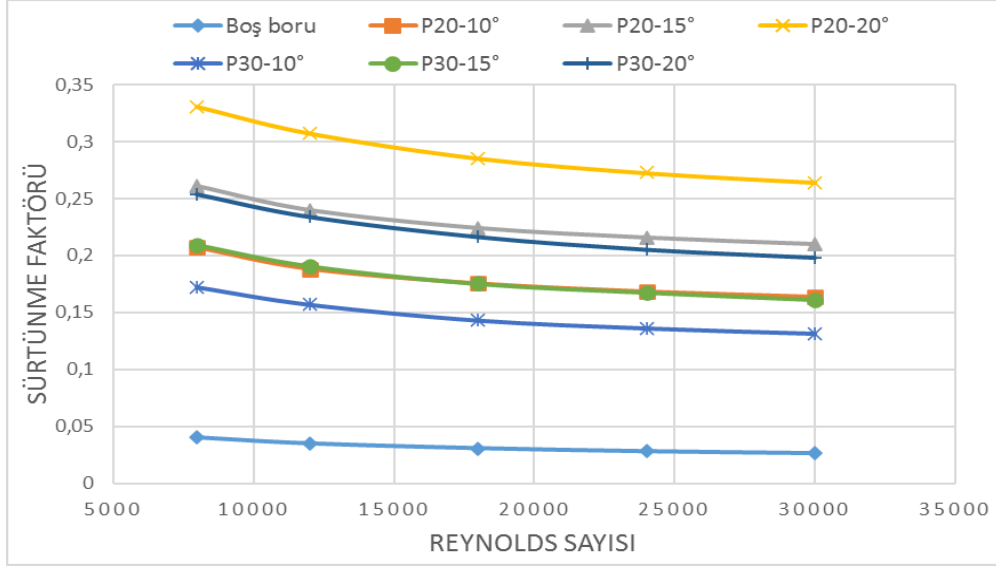
(b)



(c)

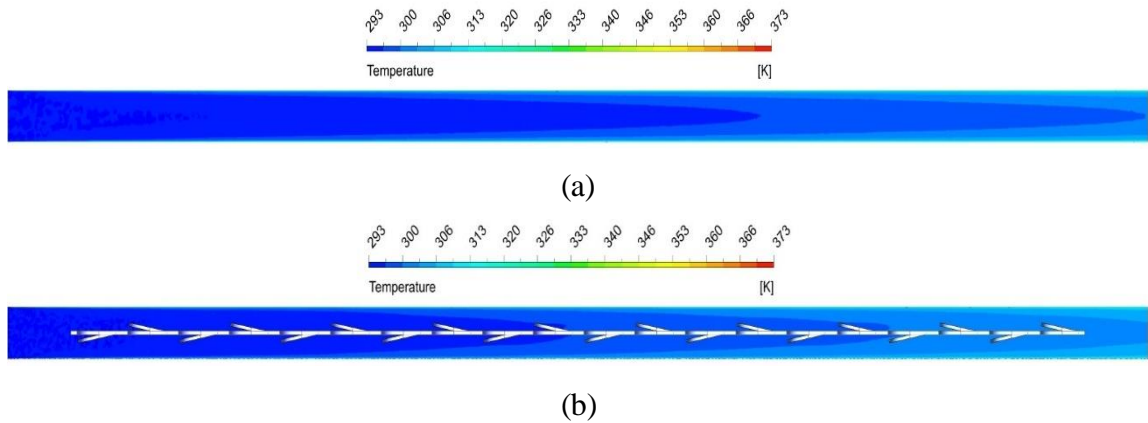
Şekil 6.21 : Model-B türbülatorün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak sürtünme faktörü değişimi: **a.** $\lambda=10^\circ$. **b.** $\lambda=15^\circ$. **c.** $\lambda=20^\circ$.

Şekil 6.22’de boş boru ile Model-B türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörlerinin karşılaştırması verilmiştir. Şekil incelendiğinde, türbülator kullanılan boruların tamamında sürtünme faktörünün boş borudaki sürtünme faktöründen çok daha yüksek olduğu görülmektedir. Sürtünme faktöründeki boş boruya göre en yüksek artış, Model-B P20-20° türbülatorün kullanıldığı boruda 10.12 kat olarak elde edilmiştir. En düşük artış ise kanatçık adım mesafesinin en yüksek ve kanatçık açısının en düşük olduğu Model-B P30-10° türbülatorün kullanıldığı boruda 5.04 kat olarak bulunmuştur.

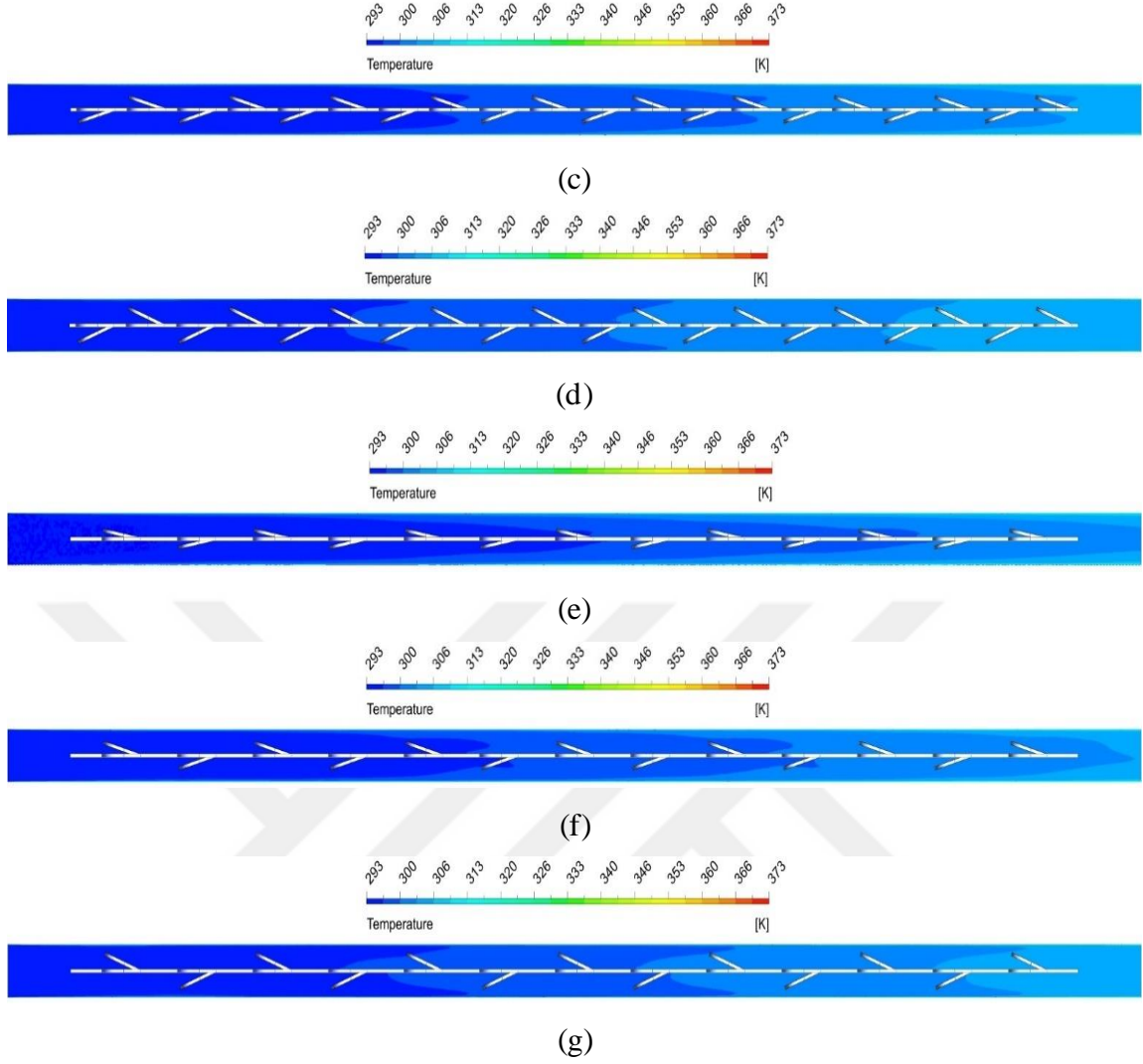


Şekil 6.22 : Model-B türbülötör kullanılan borular ile boş borunun sürtünme faktörü karşılaştırması.

Şekil 6.23'te 18000 Reynolds sayısında Model-B'ye ait türbülötörlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait sıcaklık dağılım grafikleri verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, türbülötörlü borulardaki ısı transferinin boş boruya göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Model-B türbülötörün kanatçık açısındaki ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin borudaki ısı transferine etki ettiği görülmektedir. Model-B türbülötörlerin kanatçık açısı arttıkça ve kanatçık adım mesafesi azaldıkça borudaki ısı transferinin arttığı ve boş boruya göre suyun daha kısa mesafede ısındığı görülmektedir. Boş boruya göre en yüksek ısı transferi, P=20 mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda elde edilmiştir. Boş boruya göre en düşük ısı transferi ise Model-B P30-10° türbülötörün kullanıldığı boruda olmuştur.

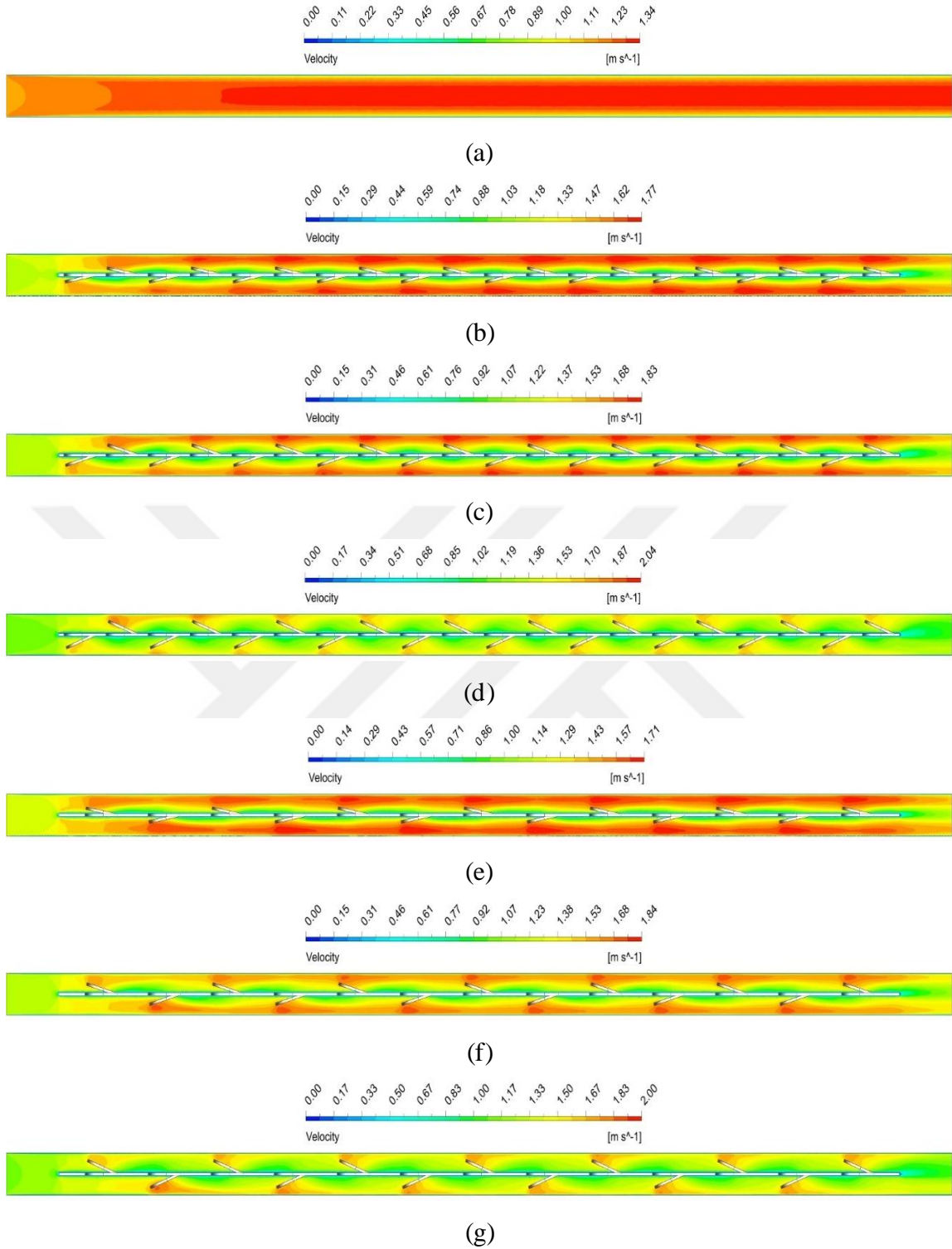


(devamı)



Şekil 6.23 : Boş boru ve Model-B türbülötör kullanılan borulardaki sıcaklık dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** P20-10°. **c.** P20-15°. **d.** P20-20°. **e.** P30-10°. **f.** P30-15°. **g.** P30-20°.

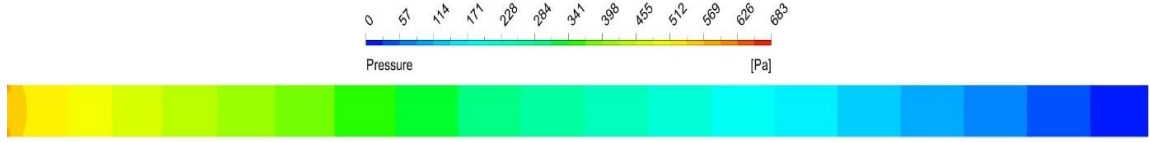
Şekil 6.24'te 18000 Reynolds sayısında Model-B'ye ait farklı kanatçık adım mesafelerine ve farklı kanatçık açılara sahip türbülötörlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait hız dağılım grafikleri iki boyutlu olarak verilmiştir. Boş boruda düzgün ve kısmen sabit olan akışkan hız dağılımı, türbülötörlü borularda daha düzensiz ve dalgalı bir davranış sergilediği görülmektedir. Akıştaki hız dalgalanmalarının türbülansı artırarak borudaki ısı transferinde artış sağladığı tespit edilmiştir. Hız dağılım grafikleri incelendiğinde; akışkanın, kanatçık uçlarına temas ettiği noktalarda hızının arttığı ve borudaki en yüksek hız değerlerine ulaştığı görülmektedir. Ayrıca kullanılan türbülötörlerdeki kanatçık açısındaki ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin borudaki hız dağılımını etkilediği görülmektedir.



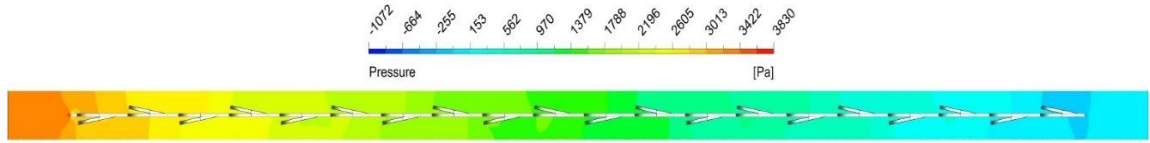
Şekil 6.24 : Boş boru ve Model-B türbülötör kullanılan borulardaki hız dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** P20-10°. **c.** P20-15°. **d.** P20-20°. **e.** P30-10°. **f.** P30-15°. **g.** P30-20°.

Şekil 6.25'te 18000 Reynolds sayısında Model-B'ye ait farklı kanatçık adım mesafelerine ve farklı kanatçık açlarına sahip türbülötörlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait basınç dağılım grafikleri iki boyutlu olarak verilmiştir. Boş boru içerisindeki basıncın düzenli ve kademeli olarak düştüğü ancak türbülötörlü borulardaki basıncın

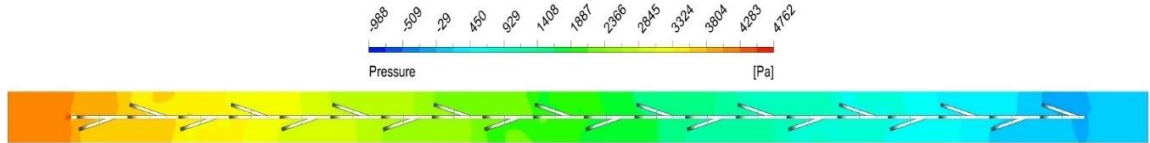
türbülatorün akışa karşı direnç oluşturması nedeniyle daha hızlı ve daha değişken bir şekilde düştüğü görülmektedir. Kanatçık adım mesafesi azaldıkça ve kanatçık açısı arttıkça basınç düşüşünün arttığı tespit edilmiştir. En yüksek basınç düşüşü değerleri, $P=20$ mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=20^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda elde edilmiştir. En düşük basınç düşüşü ise $P=30$ mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=10^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda olmuştur.



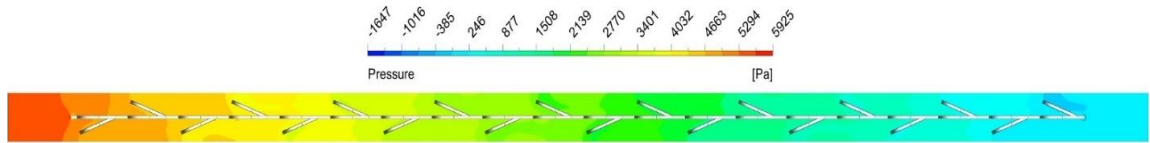
(a)



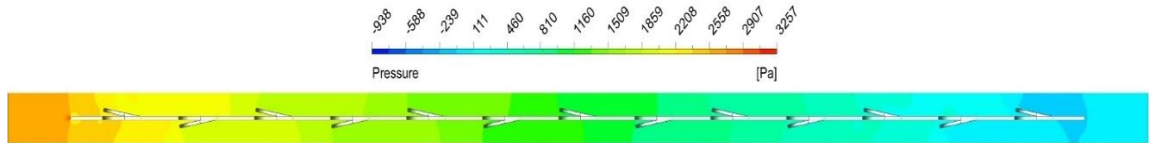
(b)



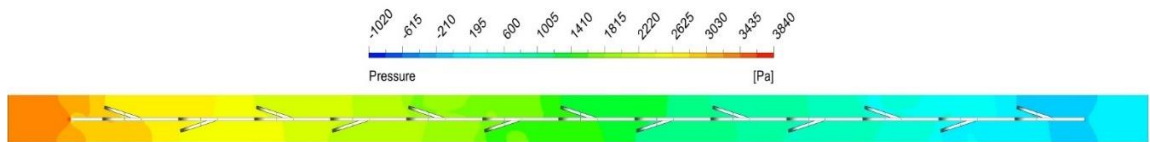
(c)



(d)

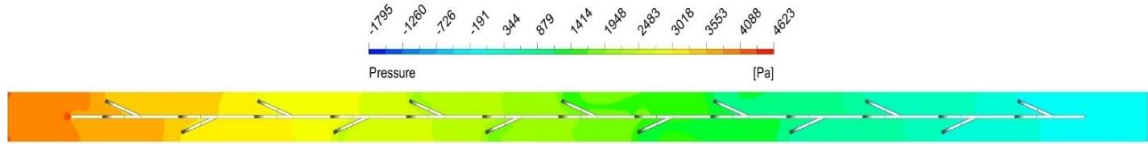


(e)



(f)

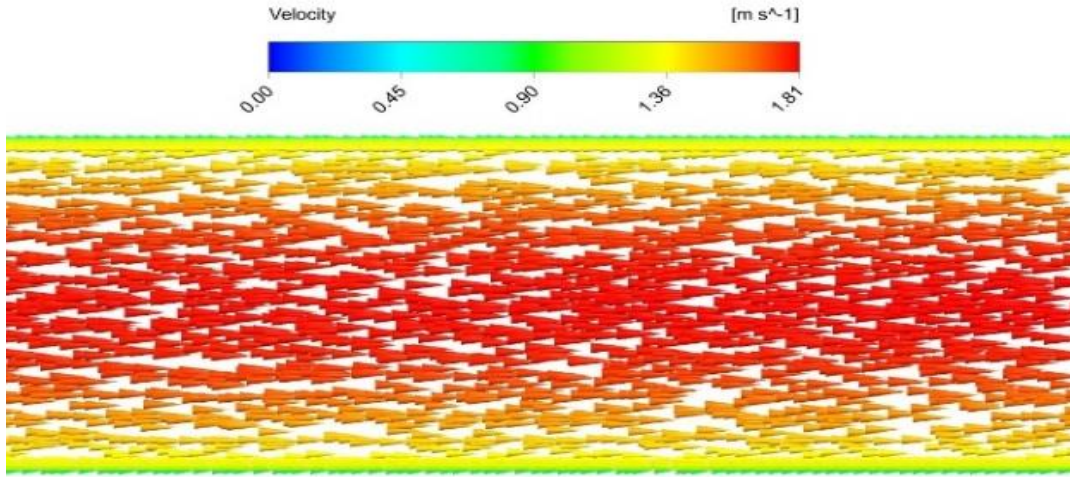
(devamı)



(g)

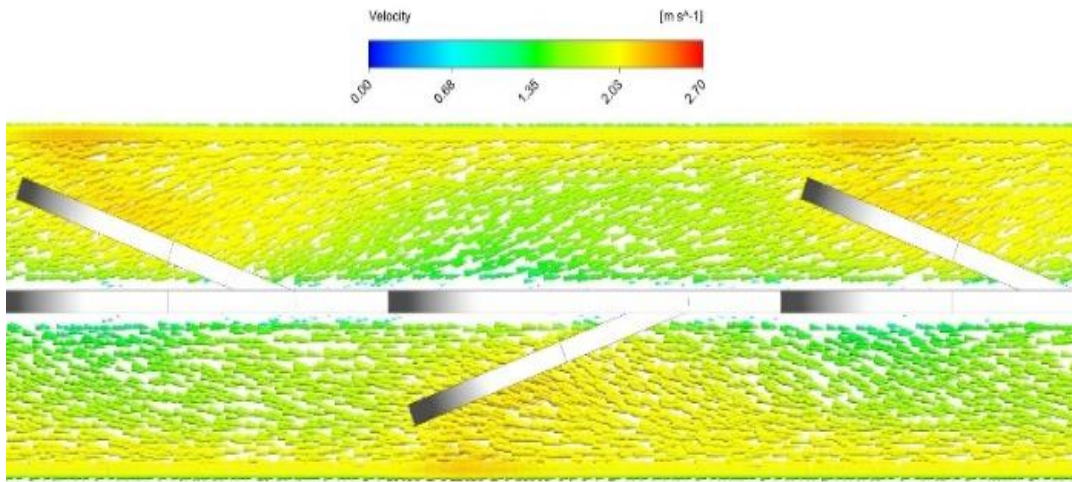
Şekil 6.25 : Boş boru ve Model-B türbülötör kullanılan borulardaki basınç dağılımı:
a. Boş boru. **b.** P20-10°. **c.** P20-15°. **d.** P20-20°. **e.** P30-10°. **f.** P30-15°. **g.** P30-20°.

Şekil 6.26 ve 6.27’de boş boru ve Model-B türbülötör kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı verilmiştir. Boş boruda düzenli olan hız vektörü dağılımları, türbülötörlü borularda düzensiz ve kaotik bir yapıdadır. Akış alanına Model-B türbülötör yerleştirilen borulardaki hız vektörü dağılımları incelendiğinde, hız dağılımının düzensiz yapıda olduğu ve akış yolunun uzadığı görülmektedir. Sürtünmenin etkisiyle akışkanın türbülötör yüzeyinde ve boru yüzeyinde hızının düşük olduğu tespit edilmiştir. Türbülötör kullanılan borular ile boş borudaki sınır tabakası karşılaştırıldığında, türbülötör kullanımının sınır tabakada incele sağladığı görülmüştür. Türbülötörün boş boruda düzgün formda olan hız vektörü dağılımını bozması, türbülansı artırarak ısı transferinde artış meydana getirmiştir. Model-B’de de kanatçık açısındaki ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin akış karakteristiği üzerinde etkili olduğu görülmüştür.

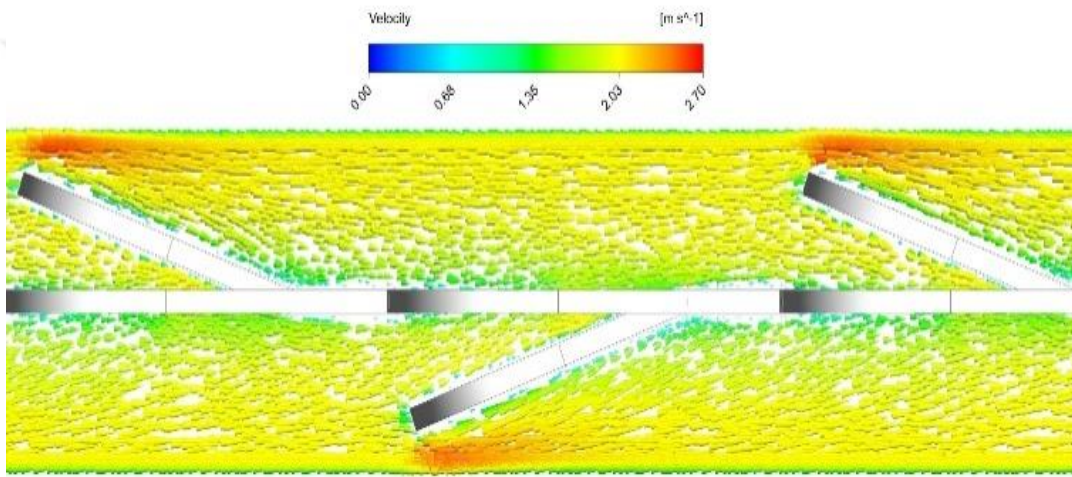


(a)

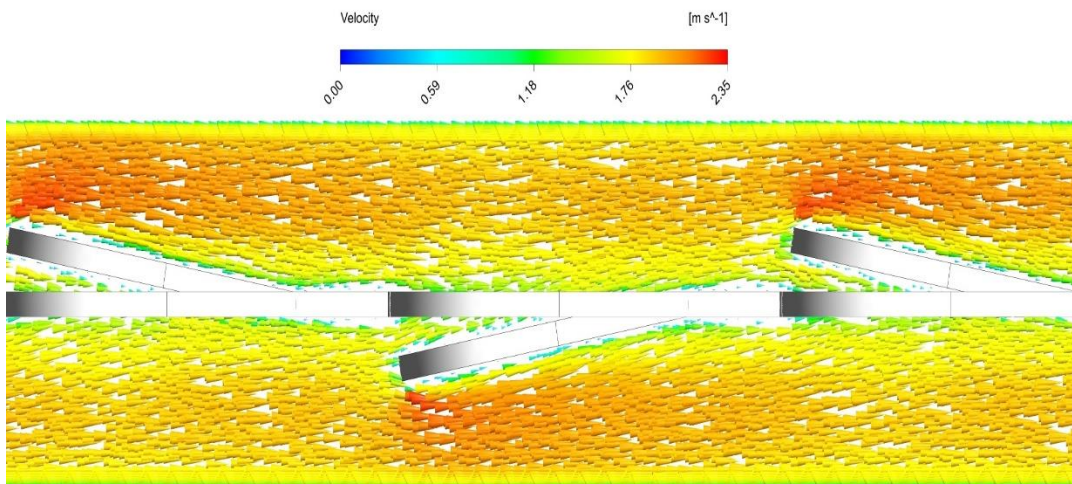
(devamı)



(b)

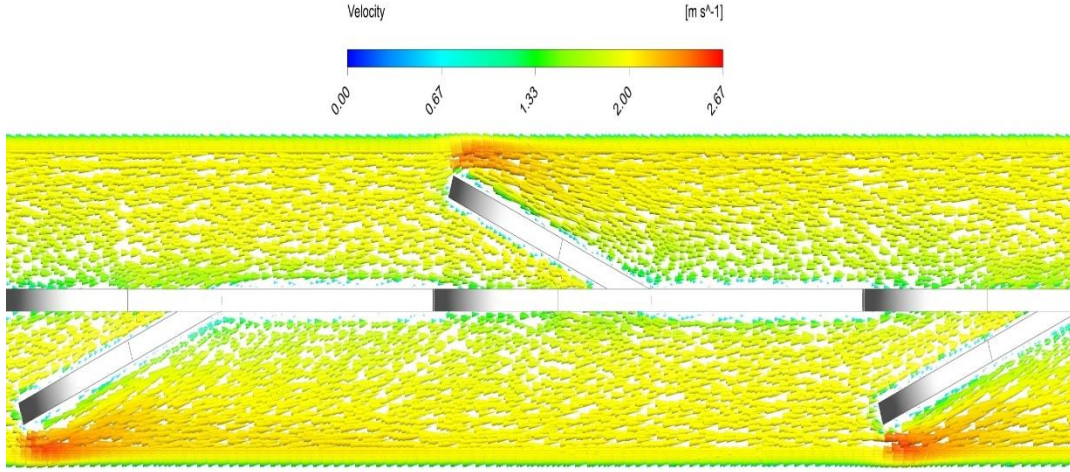


(c)



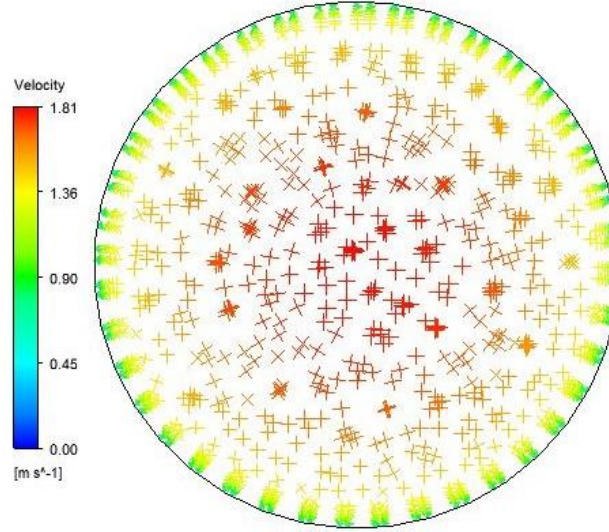
(d)

(devamı)



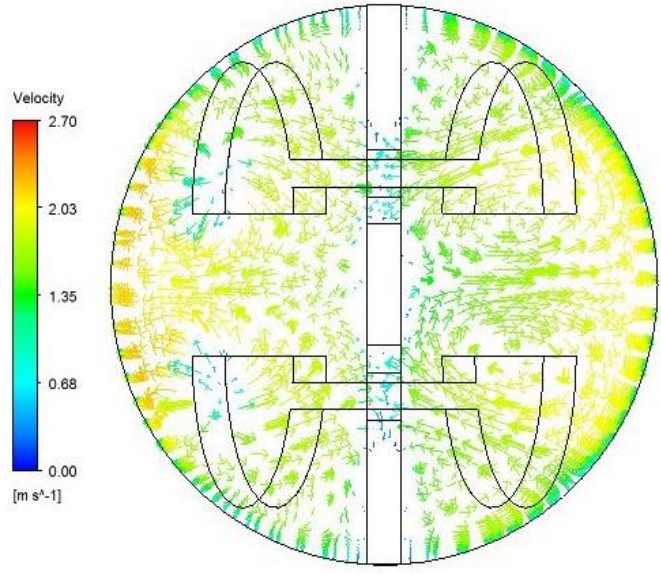
(e)

Şekil 6.26 : $z - r$ düzleminde boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** Türbülatorlü boru orta eksen (P20-20°). **c.** Türbülatorlü boru kanatçık eksenini (P20-20°). **d.** Türbülatorlü boru kanatçık eksenini (P20-10°). **e.** Türbülatorlü boru kanatçık eksenini (P30-20°).

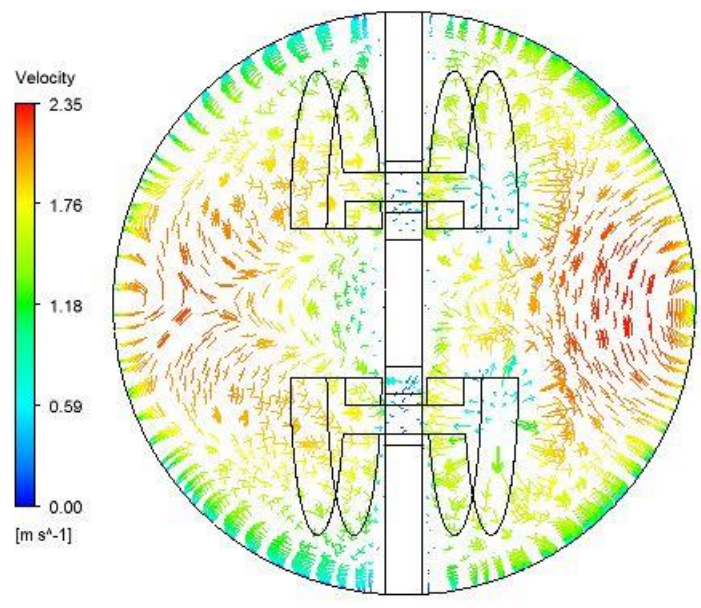


(a)

(devamı)

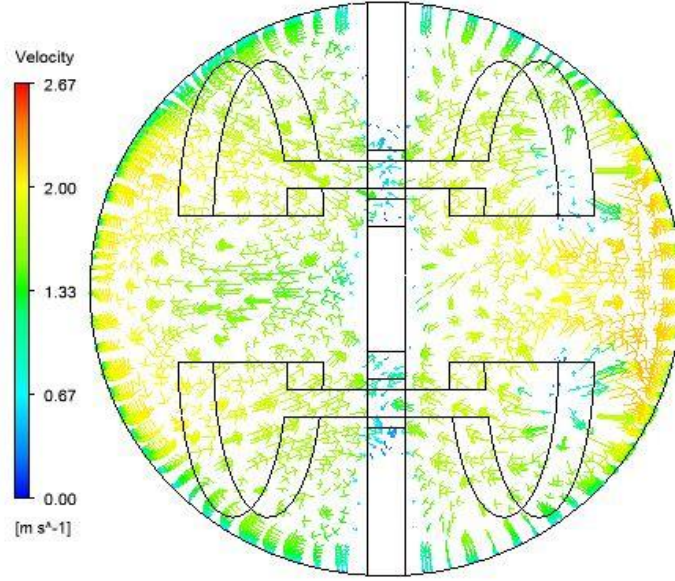


(b)



(c)

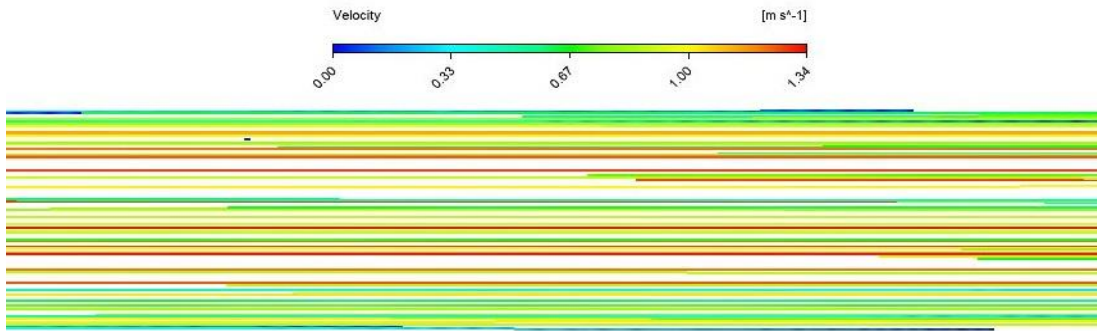
(devami)



(d)

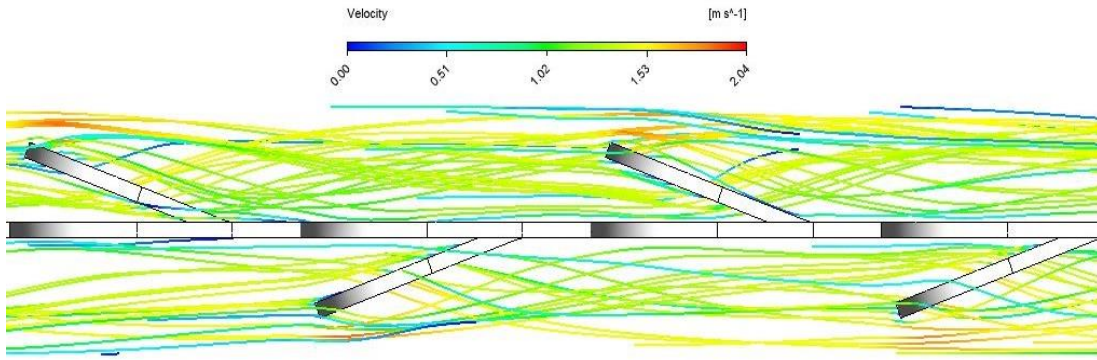
Şekil 6.27 : $\theta - z$ düzleminde boş boru ve Model-B türbülator kullanılan borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: **a.** Boş boru. **b.** Model-B P20-20°. **c.** Model-B P20-10°. **d.** Model-B P30-20°.

Şekil 6.28’de boş boru ile Model-B türbülator kullanılan borulara ait akış çizgileri verilmiştir. Boş boruda düzgün bir yapıya sahip olan akış çizgilerinin, türbülatorlü borularda dağınık ve dalgalı bir forma dönüştüğü görülmektedir. Türbülator kullanılan borudaki akış çizgileri incelendiğinde, türbülator kullanımının akış karakteristiğini etkileyerek türbülansı arttırdığı tespit edilmiştir. Kanatçık adım mesafesi azaldıkça ve kanatçık açısı arttıkça akış çizgilerindeki dalgalı yapının arttığı ve türbülansı teşvik ettiği tespit edilmiştir.

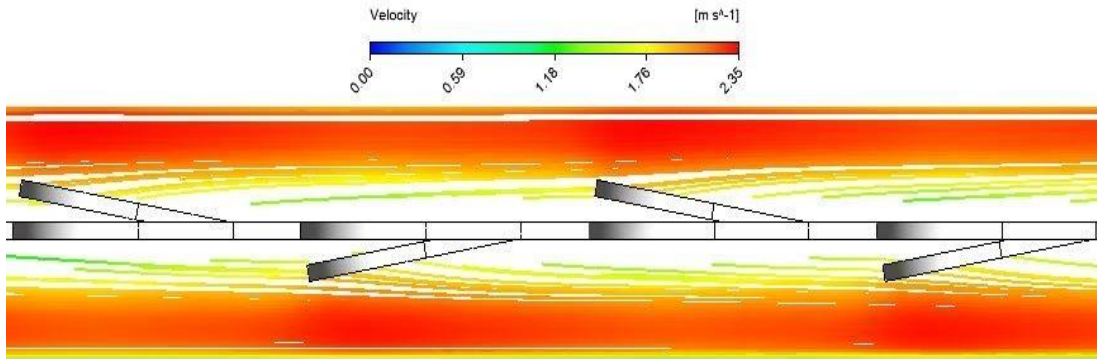


(a)

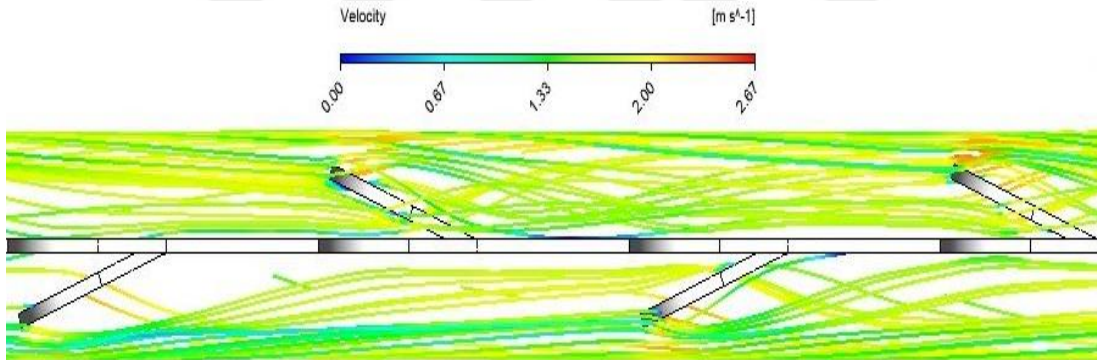
(devamı)



(b)



(c)



(d)

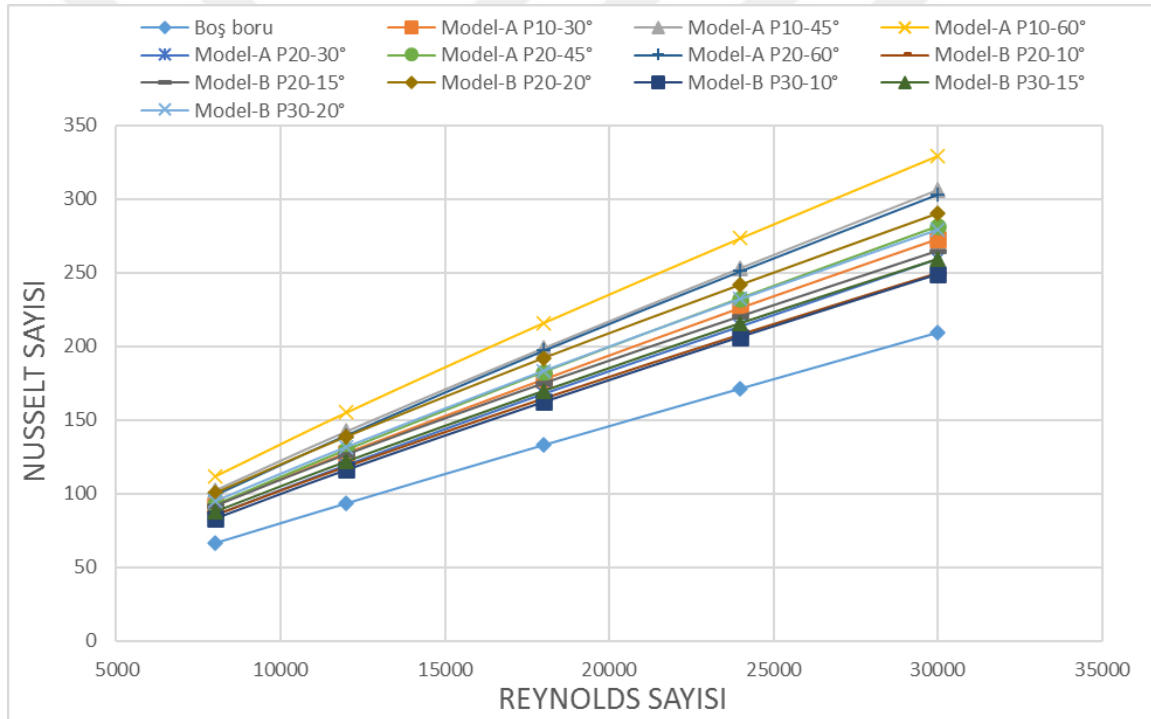
Şekil 6.28 : $z - r$ düzleminde boş boru ve Model-B türbülâtörün kullanıldığı borulardaki akış çizgileri: **a.** Boş boru **b.** Model-B P20-20°. **c.** Model-B P20-10°. **d.** Model-B P30-20°.

6.3. Nümerik Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 6.29’da Model-A ve Model-B türbülâtörlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait Nusselt sayısı değerlerinin karşılaştırması verilmiştir. Grafik incelendiğinde, türbülâtör kullanılan borulardan elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin, boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmektedir. Kanatçık açısındaki ve kanatçık adım mesafesindeki değişimlerin Nusselt sayısını etkilediği tespit edilmiştir. Kanatçık açısı ve kanatçık sayısındaki artışın akıştaki türbülansı arttırdığı ve ısıl iyileşme sağladığı

görülmüştür. Boş boruya göre en yüksek Nusselt sayısı artışı, Model-A P10-60° (P=10 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip Model-A türbülator) türbülatorün kullanıldığı boruda %67.09 olarak elde edilmiştir. Boş boruya göre en düşük Nusselt sayısı artışı ise Model-B P30-10° türbülatorün kullanıldığı boruda %18.93 olarak bulunmuştur.

Şekil 6.29'daki Model-B'ye ait türbülatorlerin kullanıldığı borular incelendiğinde boş boruya göre en yüksek Nusselt sayısı artışı, Model-B P20-20° türbülatorün kullanıldığı boruda %50.38 olarak elde edilmiştir. Model-A P10-60° türbülatorün kullanıldığı borudaki Nusselt sayısının, Model-B P20-20° türbülator kullanılan borudaki Nusselt sayısından %11.11-13.6 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Boru içerisinde kullanılan türbülator ekleri sayesinde boş boruya göre maksimum Nusselt sayısı artışları Çizelge 6.1'de verilmiştir.



Şekil 6.29 : Boş boru ile türbülator kullanılan borulara ait Nusselt sayısının Reynolds sayısı, kanatçık açısı ve kanatçık adım mesafesine bağlı olarak değişimi.

Çizelge 6.1 : Nusselt sayısı artış oranları.

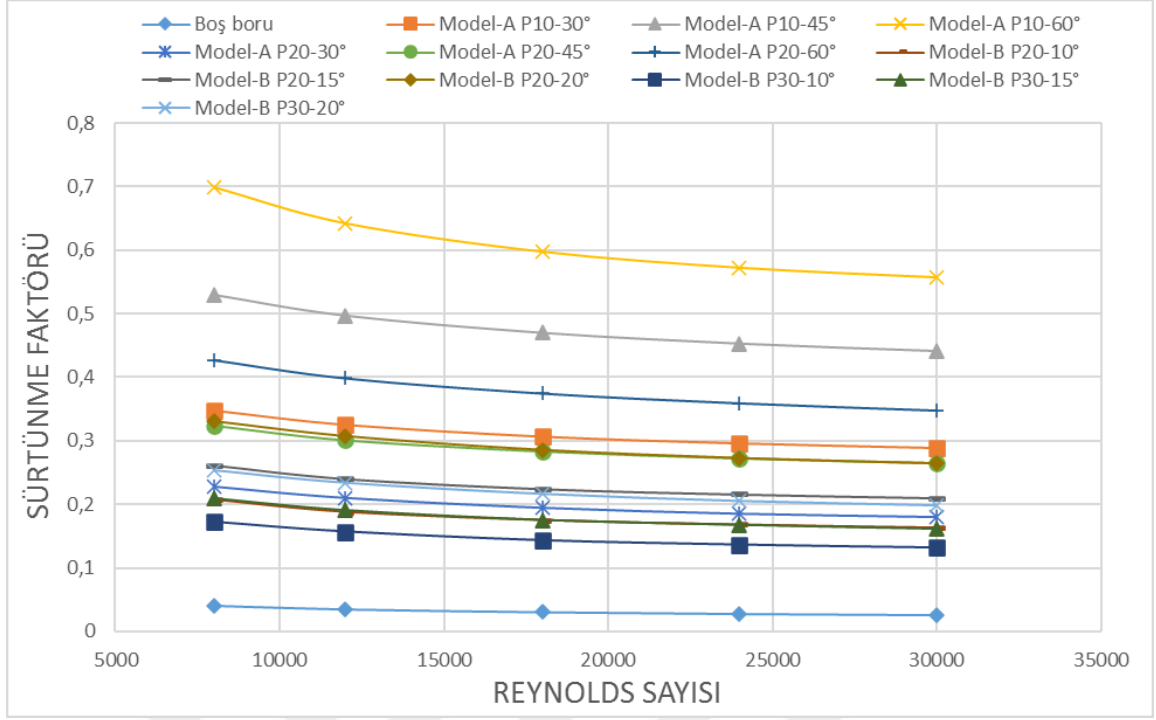
Boru İçerisinde Kullanılan Türbülator Modelleri	Boş Boruya Göre Nusselt Sayısındaki Maksimum Artış Oranı (%)
Model-A P10-30°	37.88
Model-A P10-45°	52.96
Model-A P10-60°	67.09
Model-A P20-30°	28.48

Çizelge 6.1 (devam): Nusselt sayısı artış oranları.

Model-A P20-45°	39.21
Model-A P20-60°	48.42
Model-B P20-10°	28.29
Model-B P20-15°	37.76
Model-B P20-20°	50.38
Model-B P30-10°	24.54
Model-B P30-15°	31.69
Model-B P30-20°	41.74

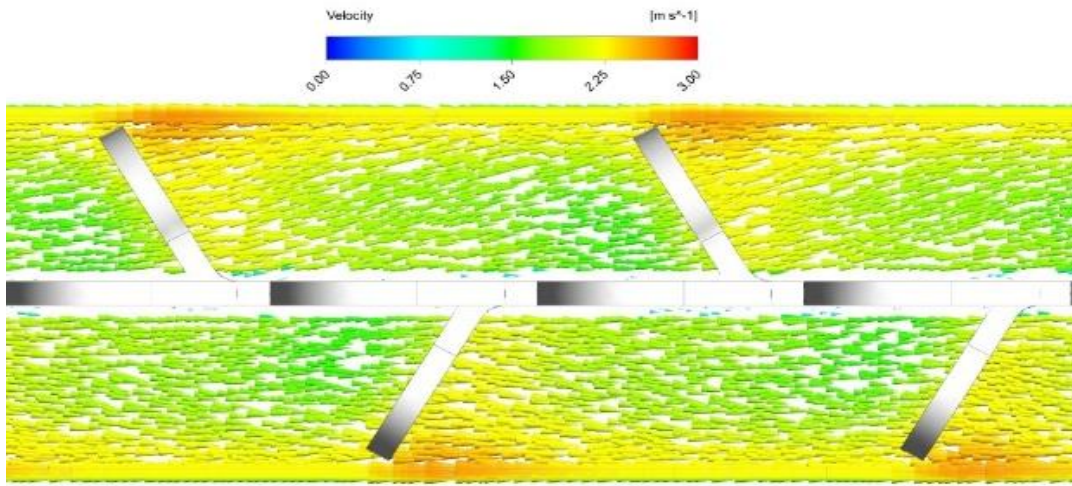
Şekil 6.30’da Model-A ve Model-B türbülatorlerin kullanıldığı borular ile boş boruya ait sürtünme faktörü değerlerinin karşılaştırması verilmiştir. Şekil incelendiğinde, türbülator kullanılan borulardaki sürtünme faktörünün, boş borudaki sürtünme faktöründen daha yüksek olduğu görülmektedir. Bant tipi türbülatorlerin çift tarafında da bulunan kanatçıkların açısı ve adım mesafesinin sürtünme faktörü üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir. Kanatçık açısı arttığında ve kanatçık adım mesafesi azaldığında akışa karşı oluşan direncin arttığı görülmüş ve bu durum sürtünme faktöründe artışlar meydana getirmiştir. Boş boruya göre sürtünme faktöründeki en yüksek artış Model-A P10-60° türbülatorün kullanıldığı boruda, en düşük artış ise Model-B P30-10° türbülatorün kullanıldığı boruda elde edilmiştir.

Model-A P10-60° ve Model-B P20-20° türbülatorlerin kullanıldığı borularda kendi modelleri içerisindeki en yüksek Nusselt sayıları elde edilmiştir. Bu modellerin sürtünme faktörü değerleri karşılaştırıldığında; Model-A P10-60° türbülatorün kullanıldığı borudaki sürtünme faktörünün, Model-B P20-20° türbülatorün kullanıldığı borudaki sürtünme faktöründen %110.67-111.14 oranlarında daha yüksek olduğu bulunmuştur.

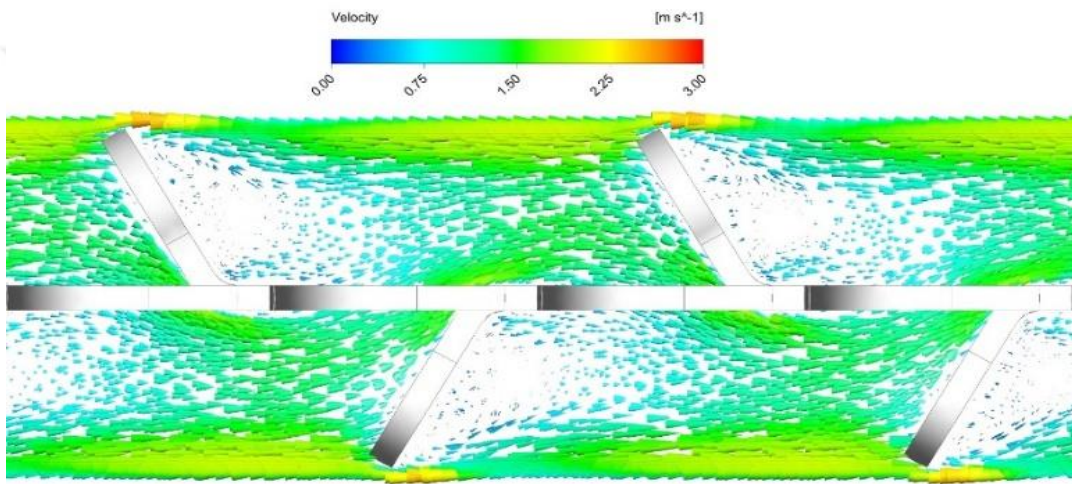


Şekil 6.30 : Boş boru ile türbülator kullanılan borulara ait sürtünme faktörünün Reynolds sayısı, kanatçık açısı ve kanatçık adım mesafesine bağlı olarak değişimi.

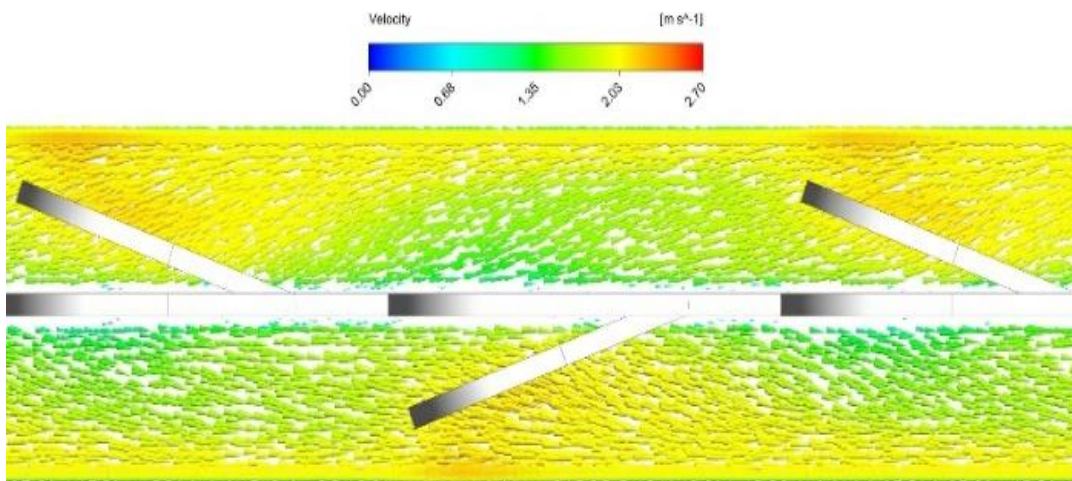
Şekil 6.31’de Model-A P10-60° ve Model-B P20-20° türbülatorlerin kullanıldığı borulara ait hız vektör dağılımlarının karşılaştırması verilmiştir. Model-A P10-60° türbülator kullanılan borudaki hız vektörlerinin, Model-B P20-20° türbülatorün kullanıldığı borudaki hız vektörlerine göre daha düzensiz ve dalgali yapıda olduğu görülmüştür. Model-A P10-60° türbülatorün, Model-B P20-20° türbülatoröre göre akış karakteristiğine etkisinin daha fazla olduğu ve akıştaki türbülansı teşvik ederek ve dönmeli akış yapılarını arttırarak sınır tabakada daha fazla incelme sağladığı tespit edilmiştir. Sınır tabakanın incelmesi veya tamamen bozulması ve Şekil 6.31 (b)’de görüldüğü gibi kullanılan türbülator nedeniyle akışın dalgali yapı kazanmasıyla akışkanın akış yolunun uzaması Model-A P10-60° türbülator kullanılan borudaki ısı transferinin, Model-B P20-20° türbülatorün kullanıldığı boruya göre daha yüksek olmasına neden olduğu tespit edilmiştir.



(a)

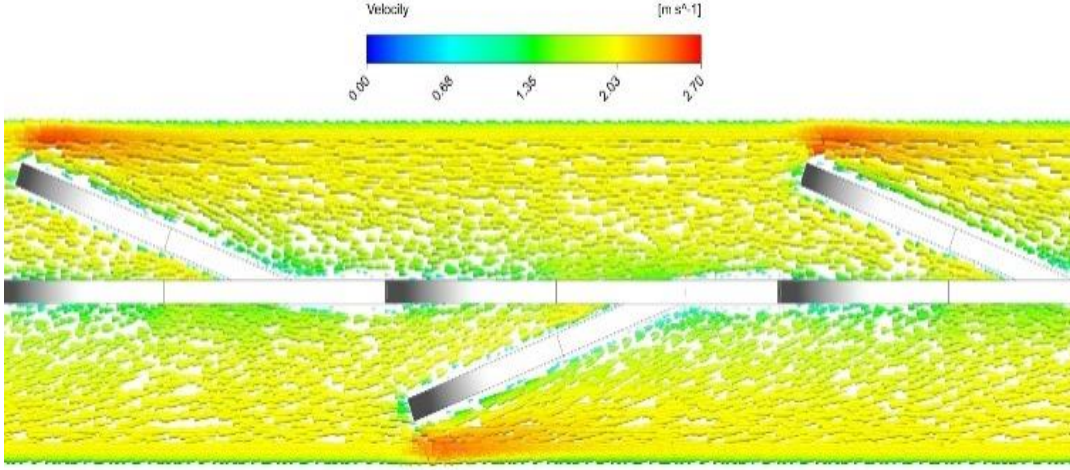


(b)



(c)

(devamı)



(d)

Şekil 6.31 : $z - r$ düzleminde Model-A P10-60° ve Model-B P20-20° türbülatorlerin kullanıldığı borulara ait akış alanındaki hız vektörlerinin dağılımı: **a.** Model-A P10-60° orta eksen. **b.** Model-A P10-60° kanatçık eksen. **c.** Model-B P20-20° orta eksen. **d.** Model-B P20-20° kanatçık eksen.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Yeni bir türbülator tasarımı olan çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülator, boru çapı ve kanatçık açısı dikkate alınarak iki farklı model olarak tasarlanmıştır. İki farklı kanatçık adım mesafesine ve üç farklı kanatçık açısına sahip bu modeller akış alanına yerleştirilerek Ansys-Fluent programı yardımıyla borudaki ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Nümerik çalışmalar, Reynolds sayısının 8000-30000 değerleri arasında, beş farklı akışkan giriş hızında ve üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, sıcaklık dağılımları ve hız dağılımları incelenerek değerlendirilmelerde bulunulmuştur.

- Boş boru ve kanatçıklı bant tipi türbülator kullanılan borular üzerinde sayısal analizler başarıyla gerçekleştirilmiş ve sonuçlar grafikler yardımıyla karşılaştırılmıştır.
- Analiz için hazırlanan geometrinin ağ yapısına ait elaman sayısı arttıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü artmıştır.
- Literatürdeki güvenilir Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları ile nümerik analiz sonuçları karşılaştırılarak analizlerin doğruluğu kontrol edilmiştir.
- Reynolds sayısındaki artış Nusselt sayısını arttırmış ancak sürtünme faktörünü azaltmıştır.
- Akış alanına yerleştirilen türbülatorler borudaki ısı transferini ve sürtünme faktörünü boş boruya göre belirli oranlarda arttırmıştır.
- Kanatçık açısındaki artış borudaki Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü arttırmaktadır.
- Kanatçık adım mesafesi azaldıkça kanatçık sayısının artması, akışa karşı oluşan direnci artırarak ve akış yolunu uzatarak hem Nusselt sayısını hem de sürtünme faktörünü arttırdığı görülmüştür.
- Borulardaki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, türbülator kullanılan borulardaki akışkanın boş boruya göre boru girişine daha yakın noktalarda ısınmaya başladığı görülmüştür. Kanatçık açısı arttıkça ve kanatçık adım mesafesi azaldıkça ısı transferinin daha fazla arttığı ve bu durumun akışkanın boru girişine daha yakın noktalarda ısınmaya başlamasına neden olduğu tespit edilmiştir.

- Hız dağılımları ve hız vektörleri incelendiğinde; türbülator kullanımının borudaki hız dağılımlarını etkilediği, dönmeli akışları arttırdığı ve türbülansı teşvik ederek boru yüzeyinde oluşan sınır tabakayı incelttiği görülmüştür.
- Kanatçık adım mesafesinin azalması ve kanatçık açısının artması, dönmeli akış bölgelerini arttırmıştır.
- Boş boruya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış Model-A P10-60° türbülatorün kullanıldığı boruda, en düşük artış ise Model-B P30-10° türbülatorün kullanıldığı boruda olmuştur.
- İki ayrı tasarımın kendi aralarında en yüksek Nusselt sayısı artışı elde edilen modelleri karşılaştırıldığında (Model-A için P10-60°, Model-B için P20-20°); Model-A P10-60° türbülator kullanılan borudaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin, Model-B P20-20° türbülator kullanılan borudaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinden sırasıyla %11.11-13.6 ve %110.67-111.14 oranlarında daha yüksek olduğu görülmüştür.
- Yapılan bu nümerik çalışma sonucunda, analiz için kullanılan çeşitli değişken parametrelerin etkileri değerlendirilerek literatüre sunulmuştur.

7.2. Öneriler

- Bu çalışmada tasarlanan türbülator modeli, bir deney çalışmasında kullanılarak deney sonuçları ile nümerik analiz sonuçları karşılaştırılabilir.
- Çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülator kullanılarak boş boruya göre ısı transferinde artış sağlanmıştır ancak basınç düşüşünde de artışlar meydana gelmiştir. Türbülator geometrisi üzerinde geliştirmeler yapılarak basınç düşüşü azaltılabilir.
- Boru ve akışkan malzemesi değiştirilerek hem deneysel hem de nümerik çalışmalar yapılabilir. Çalışmalar sonucunda literatüre katkı sağlanabilir.

KAYNAKÇA

- [1] **Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., & Akansu, S. O.** (2008). Boru içi akışlarda türbülatorlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi. *Isi Bilimi ve Tekniği Dergisi/Journal of Thermal Science & Technology*, 28(2).
- [2] **Nanan, K., Thianpong, C., Pimsarn, M., Chuwattanakul, V., & Eiamsa-Ard, S.** (2017). Flow and thermal mechanisms in a heat exchanger tube inserted with twisted cross-baffle turbulators. *Applied Thermal Engineering*, 114, 130-147.
- [3] **Turgut, E.** (2020). Dairesel kesitli türbülans üreticilerinin ısı performansının araştırılması. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 11(2), 481-490.
- [4] **Yıldız, C., Biçer, Y., & Pehlivan, D.** (1998). Effect of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 39(3-4), 331-336.
- [5] **Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K., & Eiamsa-Ard, S.** (2010). Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(5), 568-574.
- [6] **Sheikholeslami, M., & Ganji, D. D.** (2016). Heat transfer improvement in a double pipe heat exchanger by means of perforated turbulators. *Energy Conversion and management*, 127, 112-123.
- [7] **Turgut, E.** (2001). Sabit yüzey sıcaklığındaki boru içerisine yerleştirilen ve eksenine etrafına serbestçe dönebilen pervane tipli türbülatorlerin ısı değiştiricisi performansına etkisinin araştırılması (Yüksek Lisans tezi). Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [8] **Alimoradi, A., Fatahi, M., Rehman, S., Khoshvaght-Aliabadi, M., & Hassani, S. M.** (2020). Effects of transversely twisted-turbulators on heat transfer and pressure drop of a channel with uniform wall heat flux. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 154, 108027.
- [9] **Akpınar, E. K., Bicer, Y., Yıldız, C., & Pehlivan, D.** (2004). Heat transfer enhancements in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl elements. *International communications in heat and mass transfer*, 31(6), 857-868.
- [10] **Upadhyay, T. K., & Gedam, R.** (2018). Effect of different types of turbulator used in heat exchanger to increase heat transfer. *International Journal for Research Trends and Innovation*, 3(8), 84-93.
- [11] **Yakut, K., & Sahin, B.** (2004). The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation. *Applied Thermal Engineering*, 24(16), 2427-2438.
- [12] **Kamboj, K., Singh, G., Sharma, R., Panchal, D., & Hira, J.** (2017). Heat transfer augmentation in double pipe heat exchanger using mechanical turbulators. *Heat and Mass Transfer*, 53(2), 553-567.

- [13] **Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P.** (2006). Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(5), 591-600.
- [14] **Yadav, A. S.** (2009). Effect of half length twisted-tape turbulators on heat transfer and pressure drop characteristics inside a double pipe u-bend heat exchanger. *JJMIE*, 3(1), 17-22.
- [15] **Nakhchi, M. E., Hatami, M., & Rahmati, M.** (2021). Experimental investigation of performance improvement of double-pipe heat exchangers with novel perforated elliptic turbulators. *International Journal of Thermal Sciences*, 168, 107057.
- [16] **Andrzejczyk, R., & Muszyński, T.** (2019). Thermal and economic investigation of straight and U-bend double tube heat exchanger with coiled wire turbulator. *Archives of Thermodynamics*, 40(2).
- [17] **Karagöz, Ş., Çiltaş, S., Yıldırım, O., & Erdoğan, S.** (2019). Yatay borularda türbülötörlerin ısı transferine olan etkisinin deneysel araştırılması. *Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 12(1), 306-316.
- [18] **Chokphoemphun, S., Chompookham, T., & Promvonge, P.** (2014). Heat transfer enhancement in a tube heat exchanger with a V-shape winglet turbulator. *Asia-Pacific Journal of Science and Technology*, 19(2), 333-343.
- [19] **Nalavade, S. P., Prabhune, C. L., & Sane, N. K.** (2019). Effect of novel flow divider type turbulators on fluid flow and heat transfer. *Thermal Science and Engineering Progress*, 9, 322-331.
- [20] **Bhattacharyya, S., Bashir, A. I., Dey, K., & Sarkar, R.** (2020). Effect of novel short-length wavy-tape turbulators on fluid flow and heat transfer: experimental study. *Experimental Heat Transfer*, 33(4), 335-354.
- [21] **Bademci, N.** (2017). Boru içine yerleştirilen türbülötörlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi (Yüksek Lisans tezi). Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- [22] **Erzincanlı, S.** (2019). Borularda dalgalı türbülötörlerin ısı transferi performanslarının deneysel olarak incelenmesi (Yüksek Lisans tezi). Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [23] **Baysal, E.** (2009). Eşmerkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülötörlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi (Doktora tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [24] **Yıldız, Ş.** (2007). İç içe borulu ısı değiştiricilerinde yaylı türbülötörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi (Yüksek Lisans tezi). Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [25] **Ertan, U.** (2019). Isı değiştiricilerinde yeni geliştirilen türbülötörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi (Yüksek Lisans tezi). Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- [26] **Behçet, R., İlkılıç, C., & Aydın, H.** Isı değiştiricisine yerleştirilen pervane tipi türbülötörün ısı transferi üzerindeki etkisi. 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Karabük, Türkiye: Mayıs 13-15

- [27] **Durmuş, A., & Akbulut, A.** Sabit yüzey sıcaklığına sahip bir boru içerisine yerleştirilen çubuk kanatlı türbülötörlerde optimum parametrelerin belirlenmesi. *Fırat Üniversitesi Doğu Araştırmaları Dergisi*, 2(1), 21-24.
- [28] **Deviren, H.** (2019). Yeni geliştirilen türbülötörlerin ısı değiştiricilerinde ısı verim ve basınç kaybı üzerindeki etkisinin deneysel olarak araştırılması (Yüksek Lisans tezi). Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- [29] **Durmuş, A., Kurbaş, I., Gulcimen, F., & Turgut, E.** (2004). Investigation of the effect of co-axis free rotating propeller-type turbulators on the performance of heat exchanger. *International communications in heat and mass transfer*, 31(1), 133-142.
- [30] **Kumar, S., Dinesha, P., Narayanan, A., & Nanda, R.** (2020). Effect of hemispherical turbulators in a double-pipe heat exchanger for heat transfer augmentation. *Journal of Turbulence*, 21(3), 166-185.
- [31] **Xiong, Q., Izadi, M., Shehzad, S. A., & Mohammed, H. A.** (2021). 3D numerical study of conical and fusiform turbulators for heat transfer improvement in a double-pipe heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 170, 120995.
- [32] **Afshari, F., Zavaragh, H. G., & Di Nicola, G.** (2019). Numerical analysis of ball-type turbulators in tube heat exchangers with computational fluid dynamic simulations. *International journal of environmental science and technology*, 16(7), 3771-3780.
- [33] **Karakaya, H., & Durmuş, A.** (2013). Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 756-762.
- [34] **Şahin, H. M., Baysal, E., & Dal, A. R.** (2013). Experimental and numerical investigation of thermal characteristics of a novel concentric type tube heat exchanger with turbulators. *International journal of energy research*, 37(9), 1088-1102.
- [35] **Durmuş, A., Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., & Durmuş, A.** (2002). Akım ortamına yerleştirilen kesik konik türbülötörlerin sabit yüzey sıcaklığına sahip bir tüpde ısı transferi ve ekserji kaybına etkisi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4(3), 175-184.
- [36] **Vaisi, A., Moosavi, R., Lashkari, M., & Soltani, M. M.** (2020). Experimental investigation of perforated twisted tapes turbulator on thermal performance in double pipe heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 154, 108028.
- [37] **Thejaraju, R., Girisha, K. B., Manjunath, S. H., & Dayananda, B. S.** (2020). Numerical evaluation of thermo-hydraulic performance index of a double pipe heat exchanger using double sided louvered winglet tape. *Journal of Thermal Engineering*, 6(5), 843-857.
- [38] **Yakut, K., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N., & Kurnuc, A.** (2005). Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied energy*, 80(1), 77-95.
- [39] **Noorbakhsh, M., Zaboli, M., & Ajarostaghi, S. S. M.** (2020). Numerical evaluation of the effect of using twisted tapes as turbulator with various geometries in both sides of a double-pipe heat exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 140(3), 1341-1353.

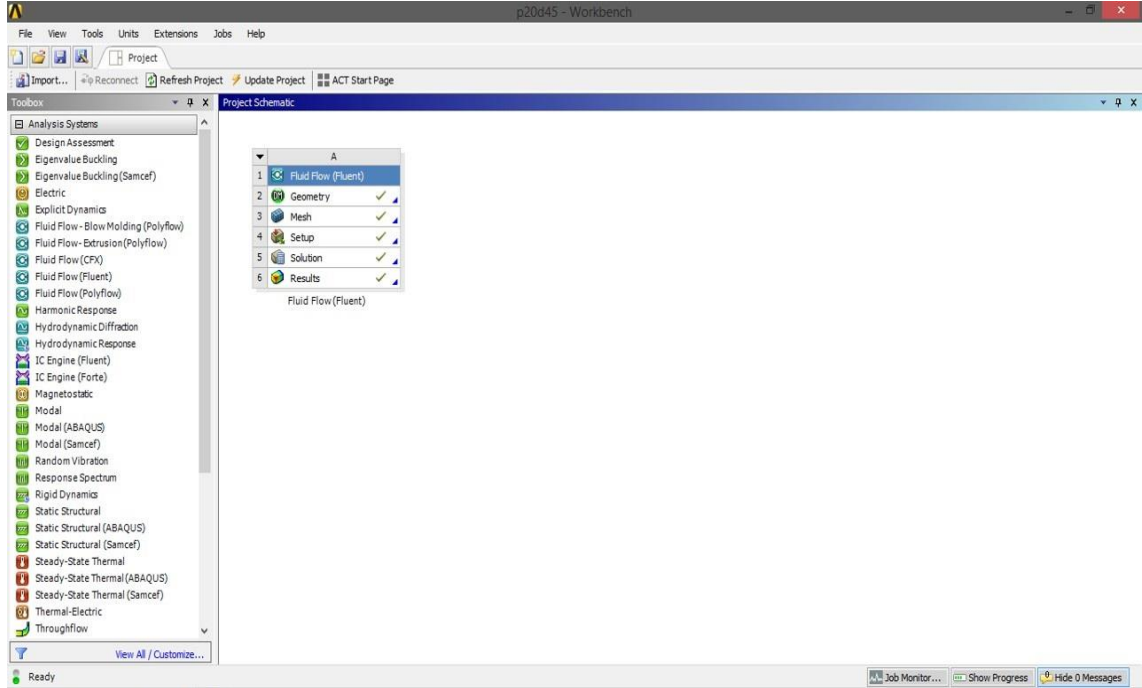
- [40] **Budak, N., Yucel, H. L., & Argunhan, Z.** (2016). Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Turbulator on Heat Transfer in a Concentric-type Heat Exchanger. *Experimental Heat Transfer*, 29(3), 322-336.
- [41] **Behcet, R., Yakut, A. K., & Argunhan, Z.,** (2011). The effect of rotary type turbulator placed in entrance of heat exchanger on heat transfer and frictional loss. *Energy Education Science and Technology Part A-Energy Science and Research*, 28(1), 239-248.
- [42] **Pardhi, C. K., & Baredar, P.** (2012). Performance improvement of double pipe heat exchanger by using turbulator. *International Journal of Engineering Science and Advanced Technology*, 2(4), 881-85.
- [43] **Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. & Cho, Y. I.** (1998). *Handbook of Heat Transfer*. New York, McGraw-Hill.
- [44] **Çengel, Y. A. & Ghajar, A. J.** (2020). *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications*. New York, McGraw-Hill Education.
- [45] **Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S.** (2007), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, New Jersey, John Wiley & Sons, 1-55.
- [46] **Shah, R. K. & Sekulic, D. P.** (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey, John Wiley & Sons, 1-77.
- [47] **Kakaç, S., Liu, H. & Pramuanjaroenkij, A.** (2020). *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*. New York, CRC Press.
- [48] Anonim, <https://eshopu.tk/ProductDetail.aspx?iid=591331815&pr=66.88>, erişim: 13.11.2022
- [49] Anonim, <https://www.enerjiportali.com/isi-degistirici-nedir-cesitleri-nelerd-ir/>, erişim: 13.11.2022
- [50] Anonim, <https://pouyamechanic.com/services/heat-exchangers/>, erişim: 13.11.2022
- [51] Anonim, <https://www.comsol.com/blogs/modeling-coil-heat-exchanger/>, erişim: 02.12.2022
- [52] Anonim, <https://blog.industrialguide.co.in/2021/06/plate-heat-exchangers.html>, erişim: 02.12.2022
- [53] Anonim, <https://tr.basaranlarproses.com/>, erişim: 02.12.2022
- [54] Anonim, <https://murphyheatexchanger.com/heat-exchanger-heat-transfer-type/> erişim: 02.12.2022
- [55] Anonim, <https://www.apexengineeringproducts.com/heat-exchanger-cleaning-chemical/>, erişim: 02.12.2022
- [56] **Hewitt, G. F., Shires, G. L. & Bott, T. R.** (1994). *Process Heat Transfer*. New York, CRC Press.
- [57] **Hewitt, G.F., Guy, A.R. & Marsland, R.H.,** (1982), Heat transfer equipment. in A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, Linnhoff, B., Townsend, D. W., Boland, D., Hewitt, G.F., Thomas, B. E. A., Guy, A. R., and Marsland, R.H., The Institution of Chemical Engineers, Rugby, England, chap.3.
- [58] **Bergles, A.E.** (1983), Augmentation of heat transfer, in Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing, New York, secs. 2.5.11 and 2.6.6

- [59] Anonim, <https://www.pak-engineering.co.uk/products/Turbulator.php>, erişim: 03.12.2022.
- [60] Anonim, <https://www.eurospiral.com/>, erişim: 03.12.2022
- [61] **Versteeg, H. K. & Malalasekera, W.** (1995), *An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method Approach*, New York, Longman Scientific & Technical.
- [62] **Tu, J., Yeoh, G. & Liu, C.** (2018), *Computational Fluid Dynamics A Practical Approach*, Oxford, Butterworth-Heinemann, 1-31.
- [63] **Jiji, L. M.** (2009), *Heat Convection*, Berlin, Springer, 21-67.
- [64] **Çengel, Y. A. & Cimbala, J. M.** (2006), *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications*, New York, McGraw-Hill, 399-469.
- [65] **Wilcox, D.C.** (1994), *Turbulence Modeling for CFD*, California, DCW Industries, 73-170.
- [66] **ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide; 4.4.2**, erişim: 03.12.2022
- [67] **Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. & Zhu, J.** (1995), A new k- ϵ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows, Model Development and Validation. *Computers Fluids*, 24(3), 227-238.
- [68] **ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide; 4.4.3**, erişim: 03.12.2022
- [69] **Gnielinski, V.** (1976), New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, 16, 359-368.
- [70] **Sieder E. N. & Tate, G. E.** (1936), Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, *Industrial Engineering Chemistry*, 28, 1429.
- [71] **Dittus, F. W. & Boelter, L. M. K.** (1930), Publications on engineering, University of California, 2:Berkeley, 443.
- [72] **Kakaç, S., Shah, R. K., & Aung, W.** (1987), *Handbook of single-phase convective heat transfer*, New York, Wiley-Interscience, 100-150.
- [73] **Petukhov, B. S.** (1970), *Advances in Heat Transfer*, New York, Academic Press, 85-95.
- [74] **Blasius, P. R. H.** (1913), Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. *Forschungsheft* 131:1-41.

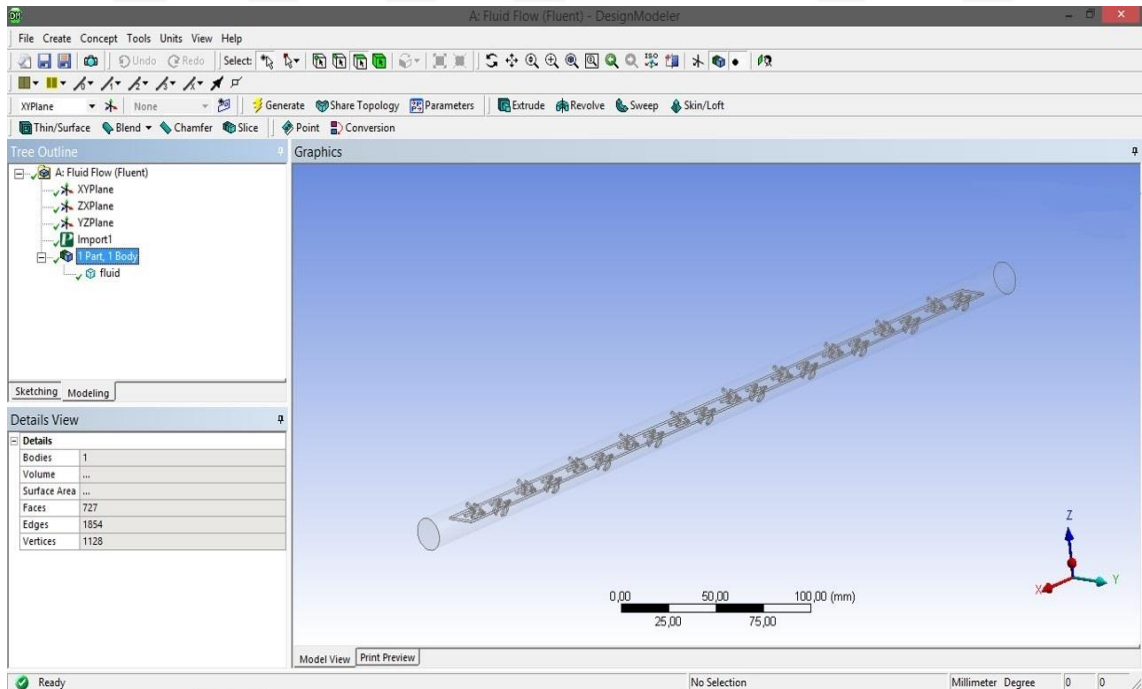
EKLER

EK A: Ansys-Fluent kod programında analiz çalışmasının hazırlanması.

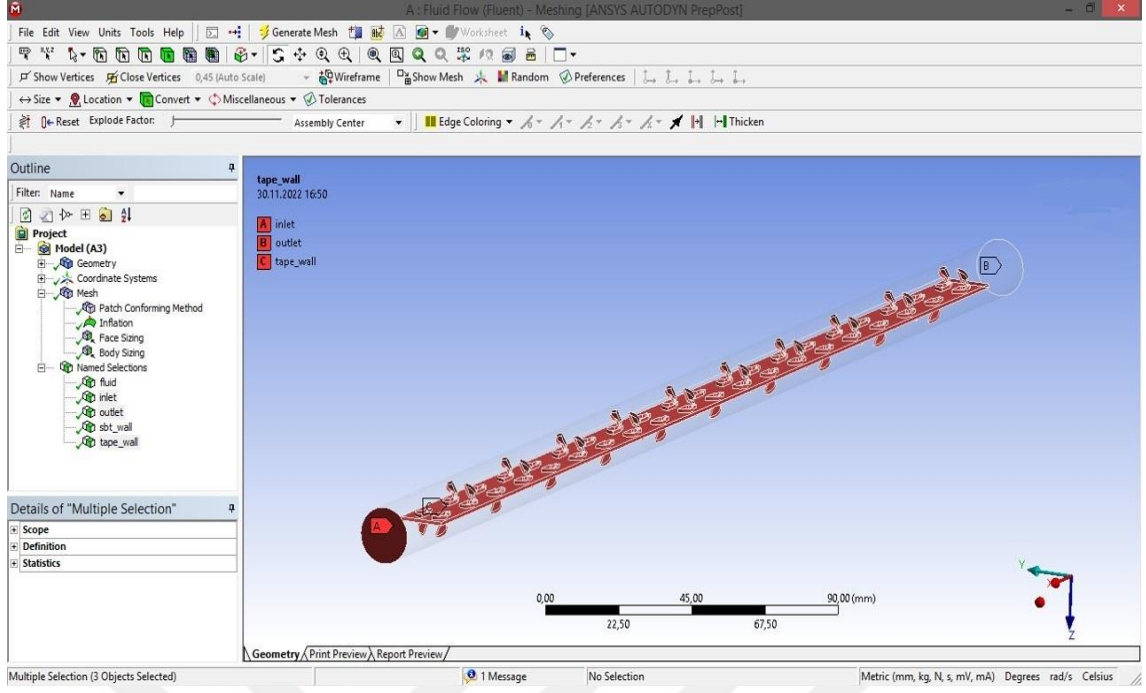
EK A



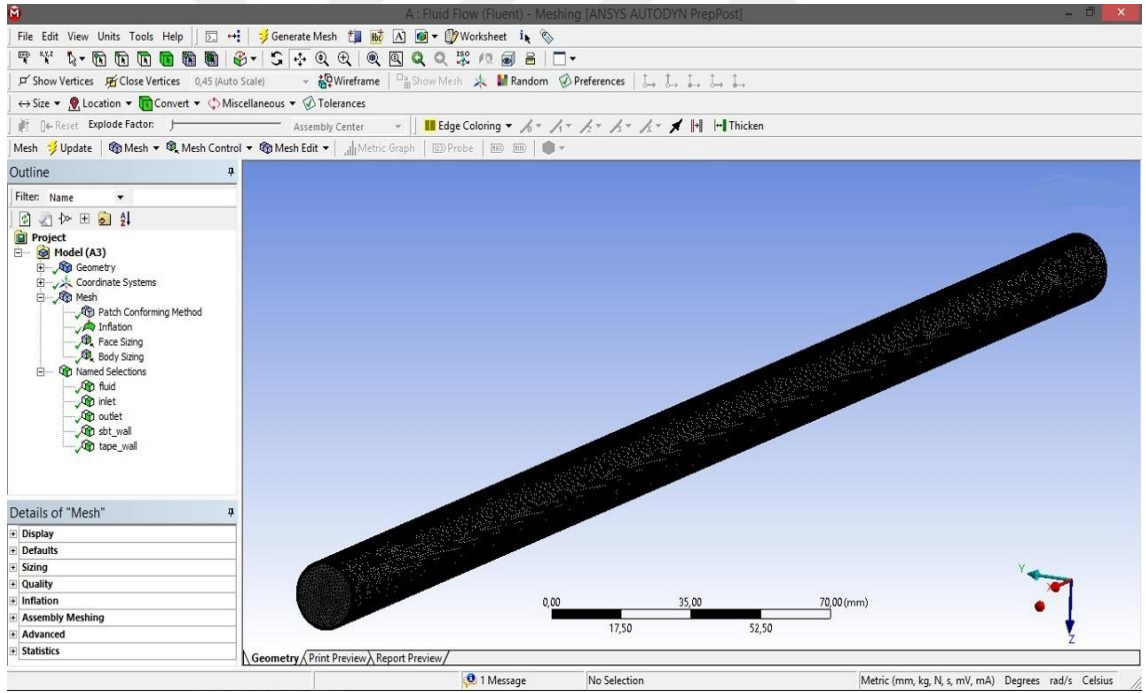
Şekil A.1 : Ansys-Fluent giriş sayfası.



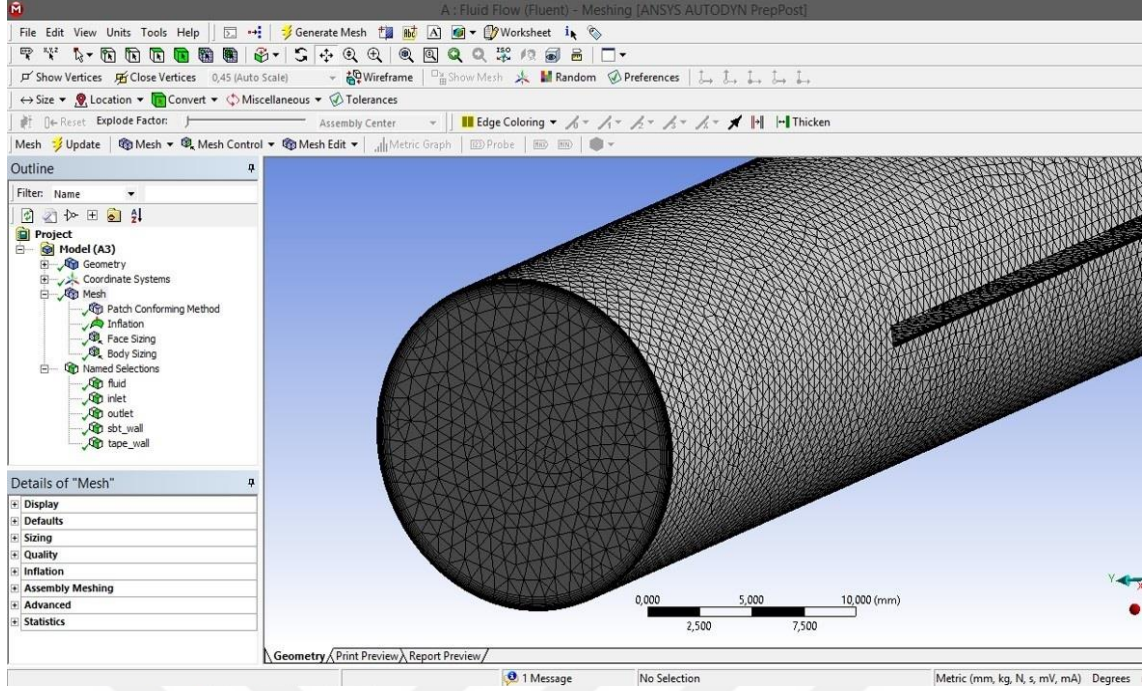
Şekil A.2 : Analiz geometrisinin Design Modeler'da görünümü.



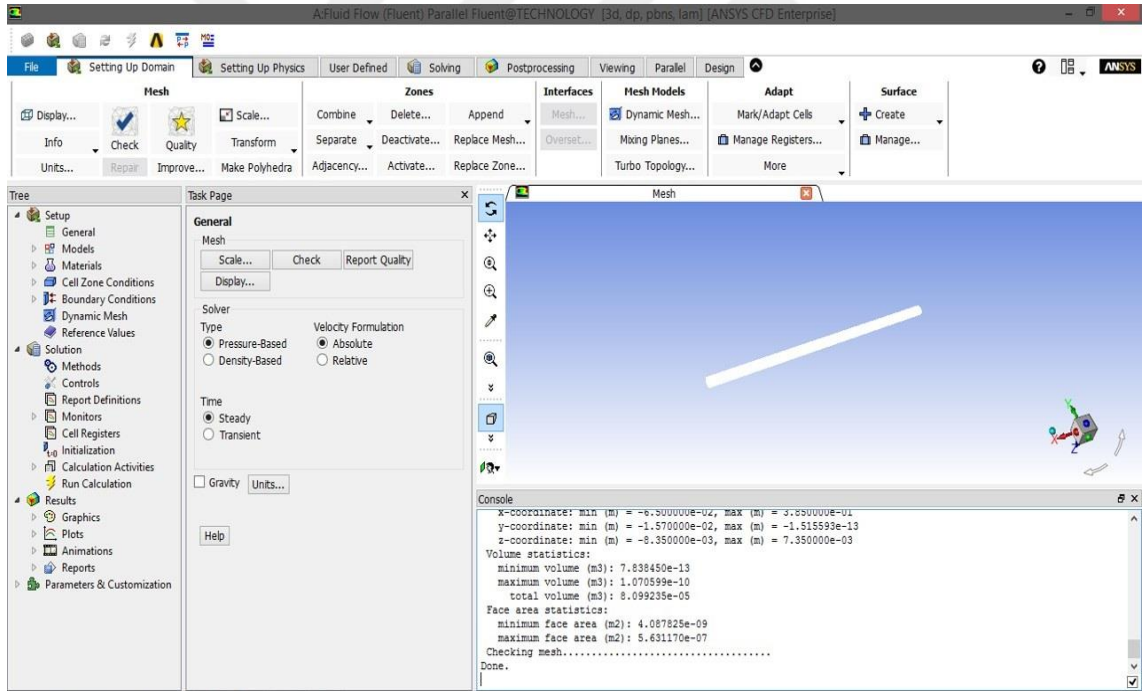
Şekil A.3 : Mesh bölümünde analiz geometrisinin yüzey tanımlaması.



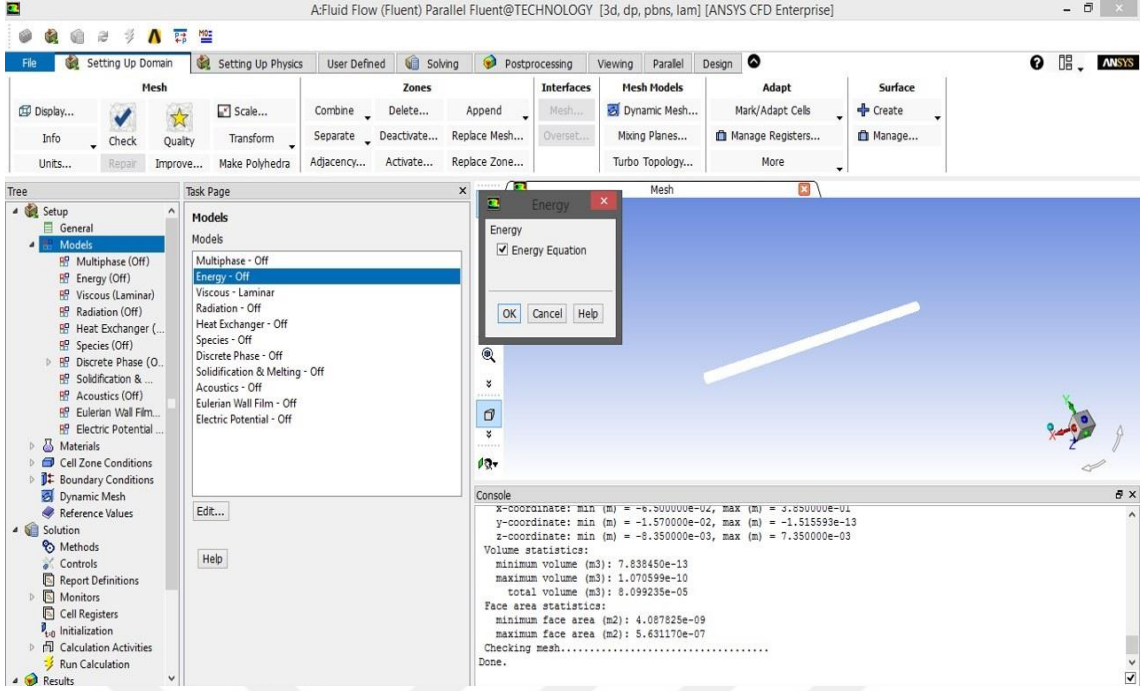
Şekil A.4 : Analiz geometrisine ait ağ yapısının genel görünümü.



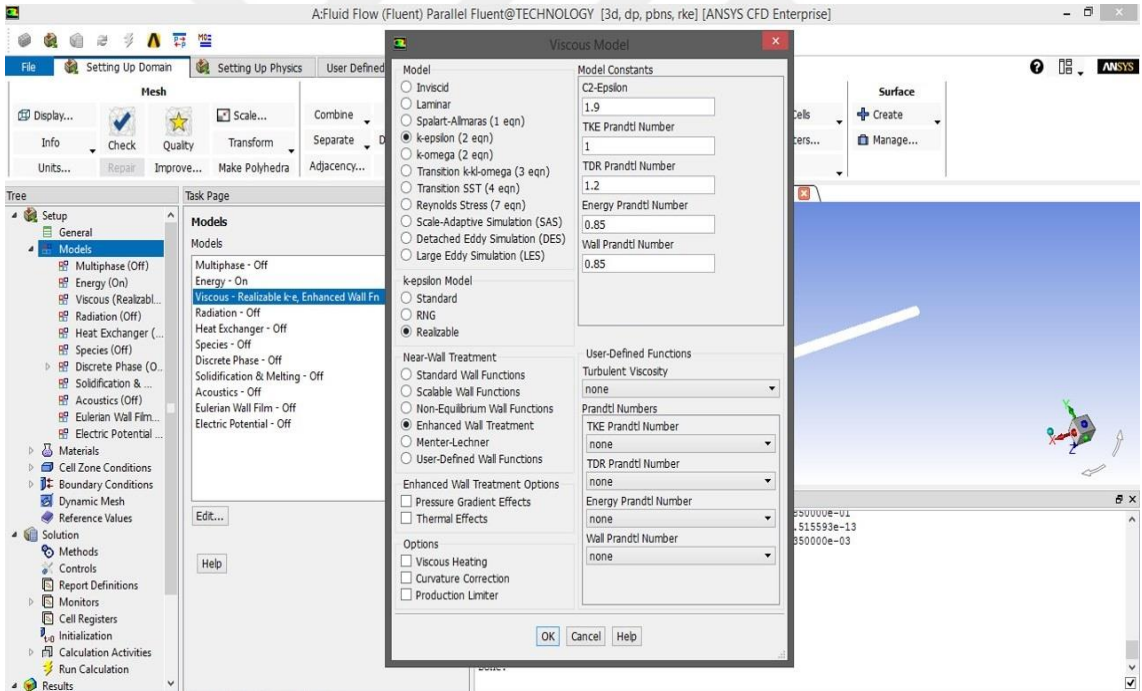
Şekil A.5 : Boru girişi ve boru yüzeyine ait ağ yapısı görünümü.



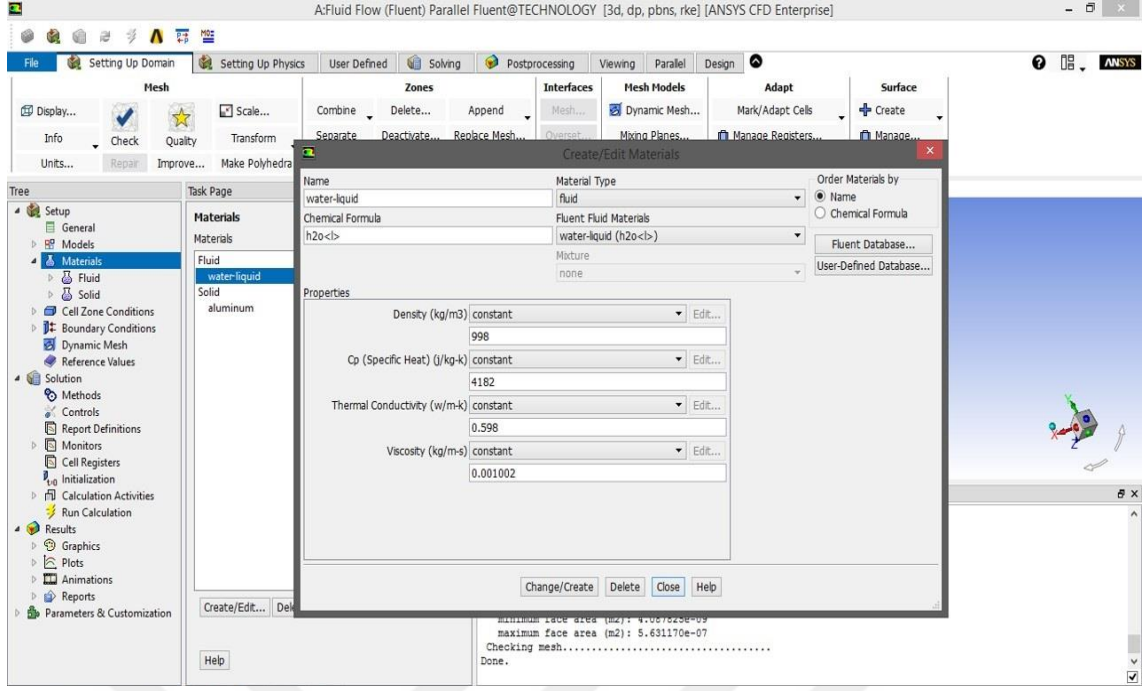
Şekil A.6 : Setup bölümüne giriş ve kontrol işlemleri.



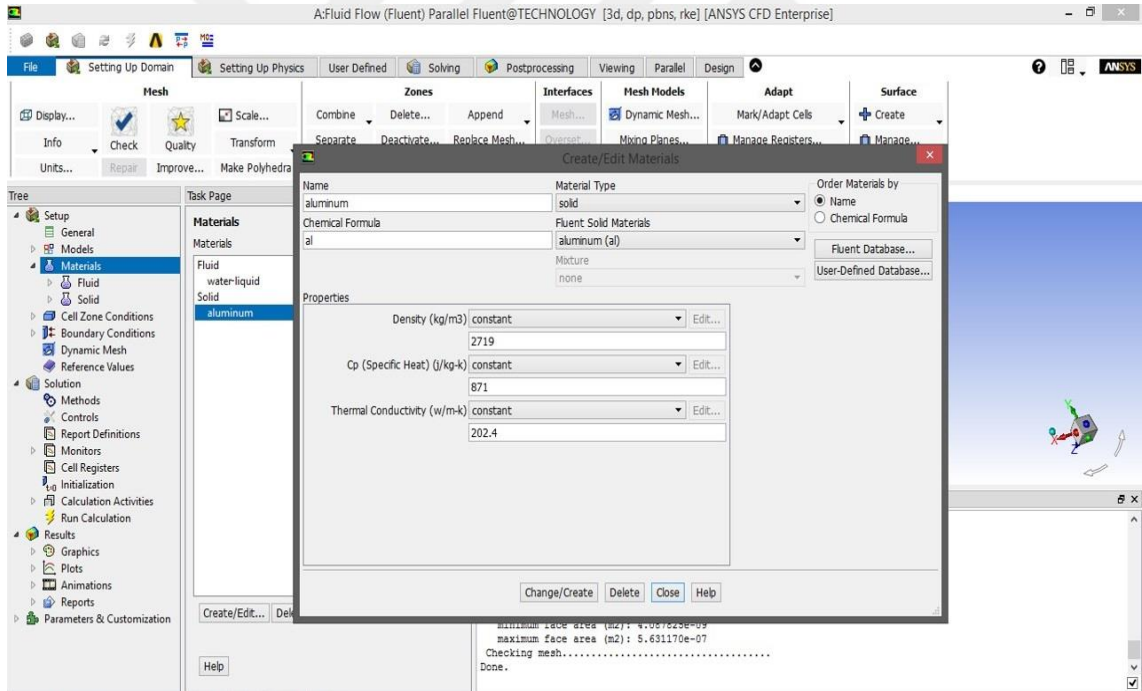
Şekil A.7 : Enerji denkleminin aktif edilmesi.



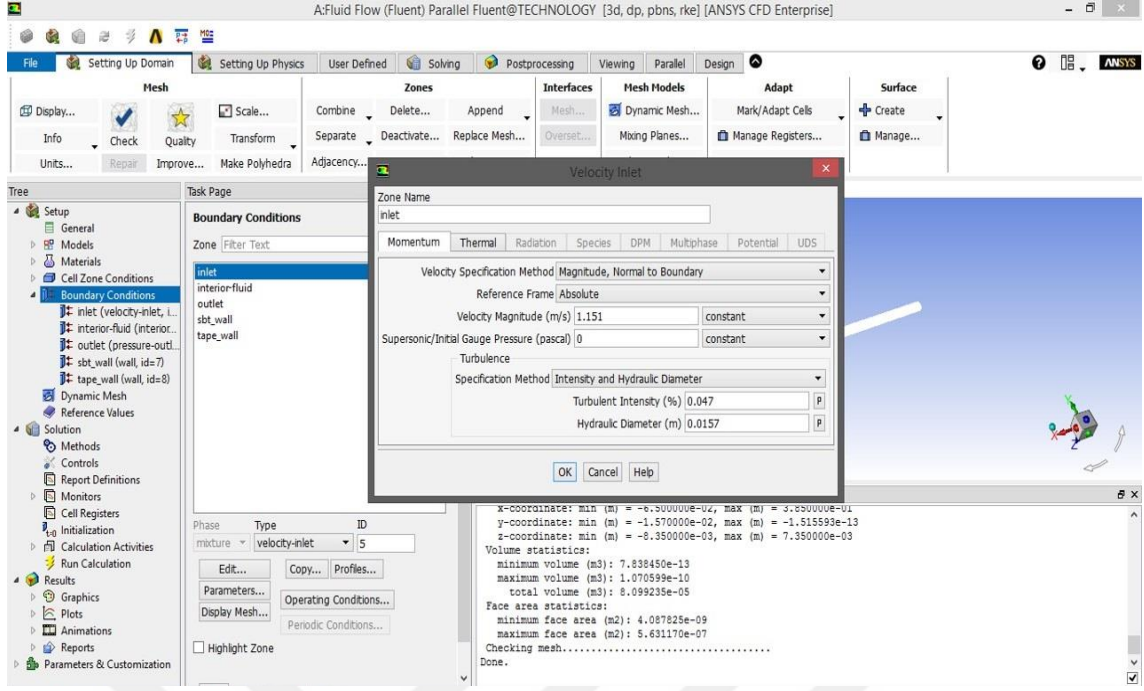
Şekil A.8 : Türbülans modeli seçimi.



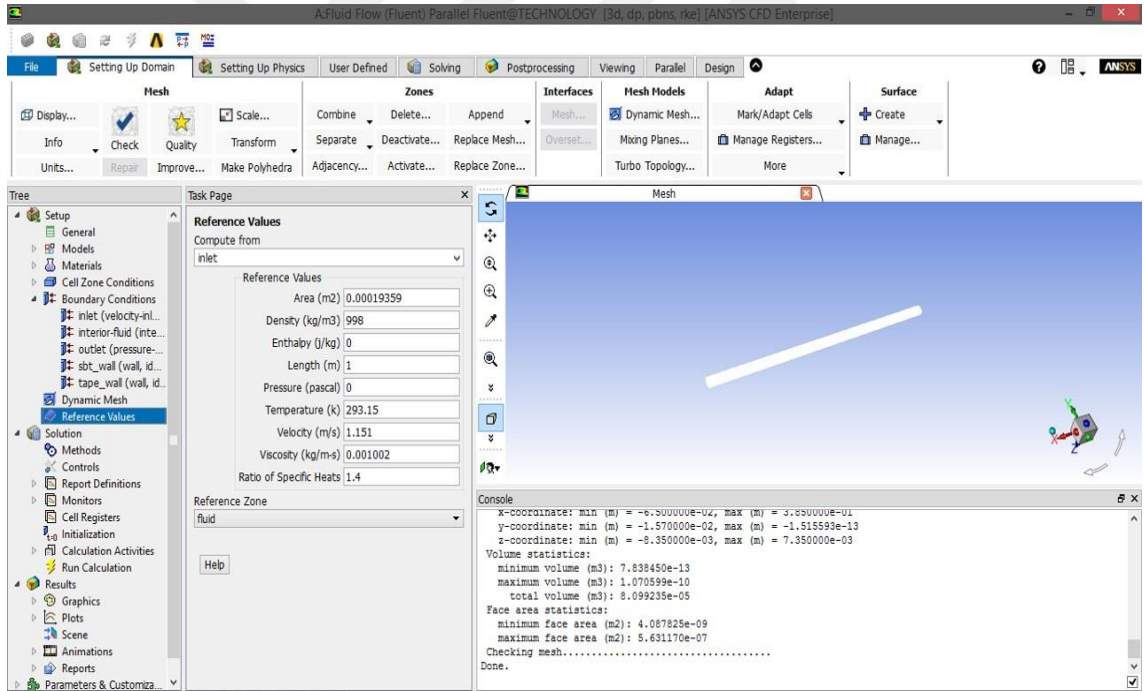
Şekil A.9 : Suya ait termo-fiziksel özelliklerin programa girilmesi.



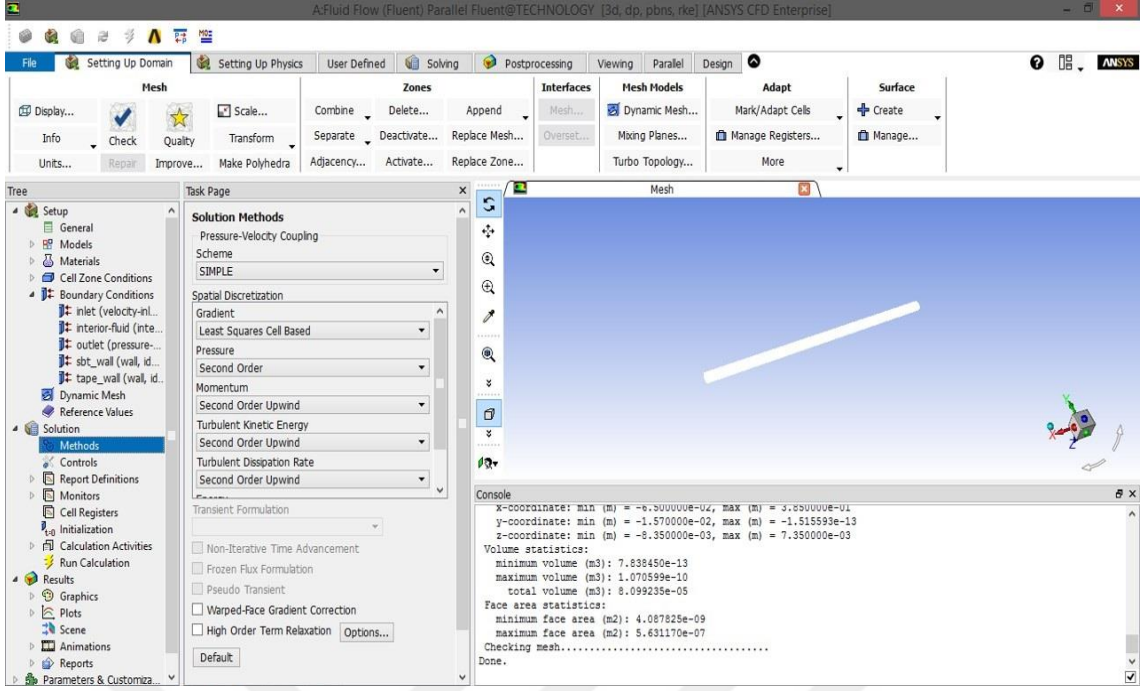
Şekil A.10 : Alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler.



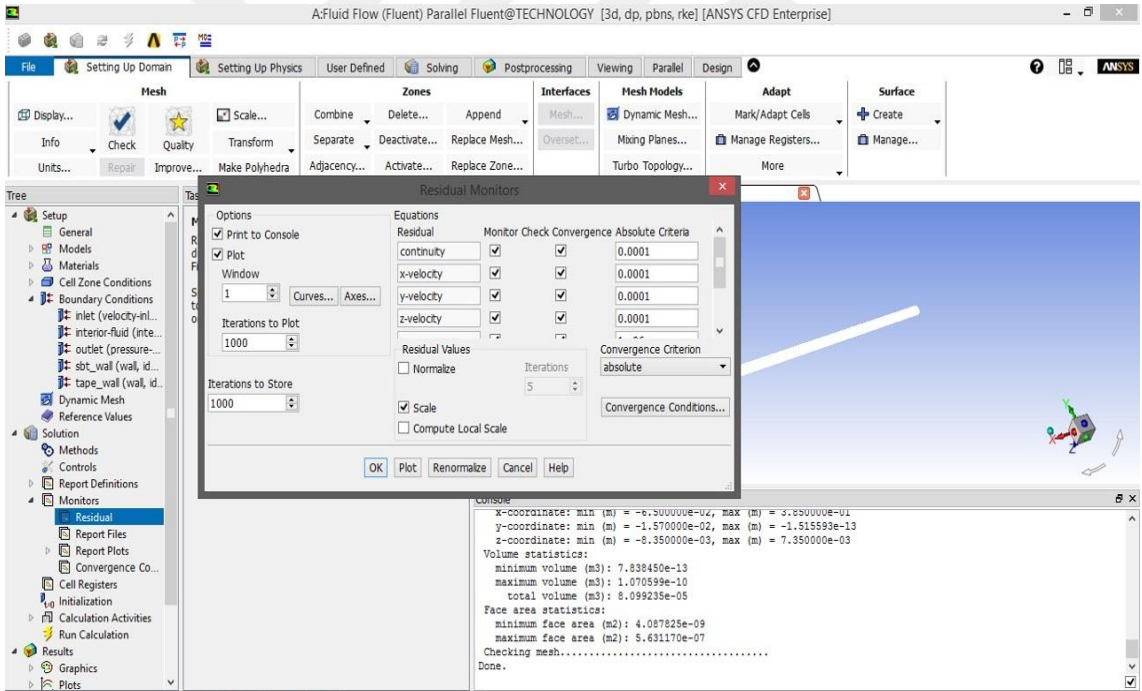
Şekil A.11 : Sınır koşullarının belirlenmesi.



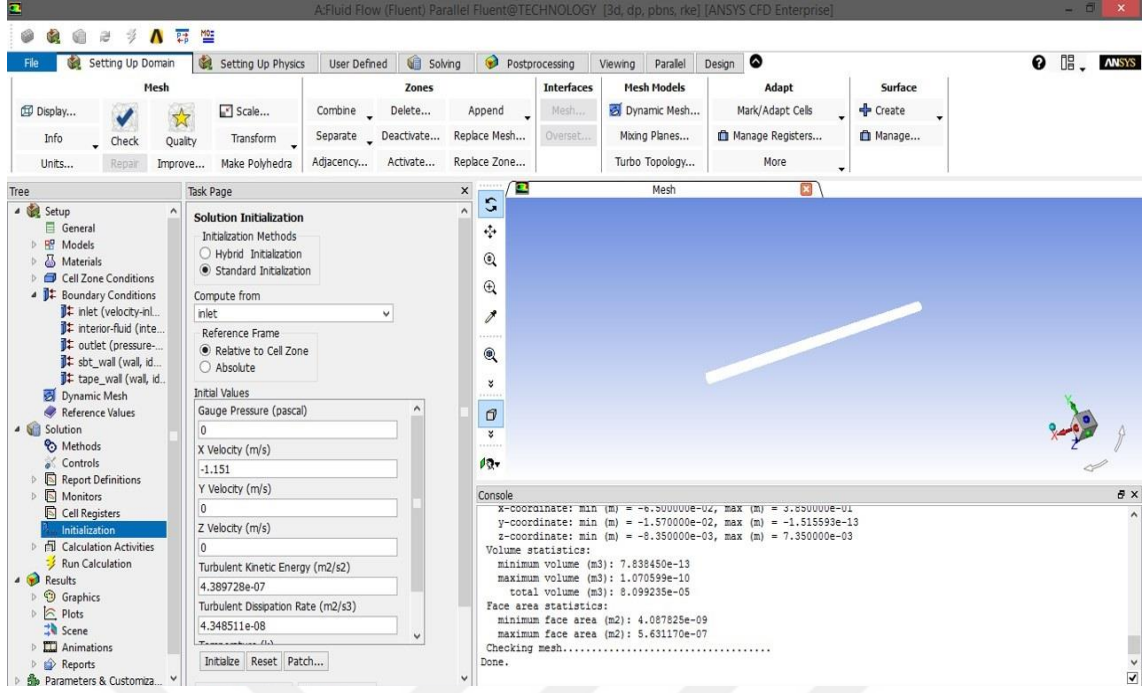
Şekil A.12 : Referans değerlerinin seçimi.



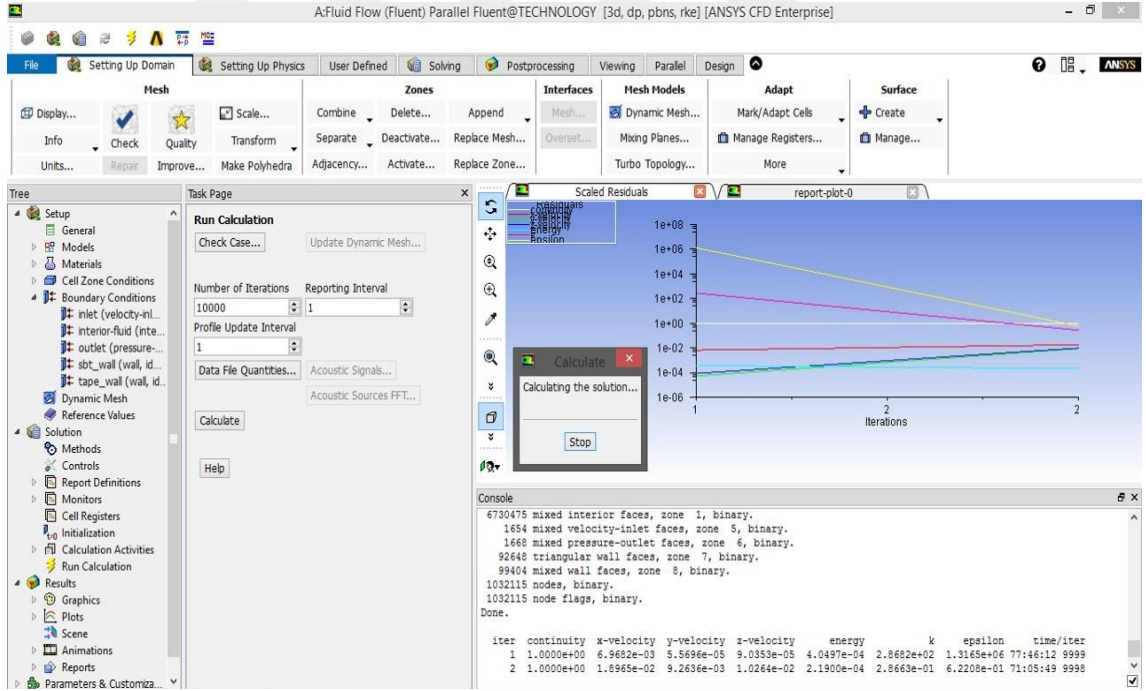
Şekil A.13: Çözüm metotlarının seçilmesi.



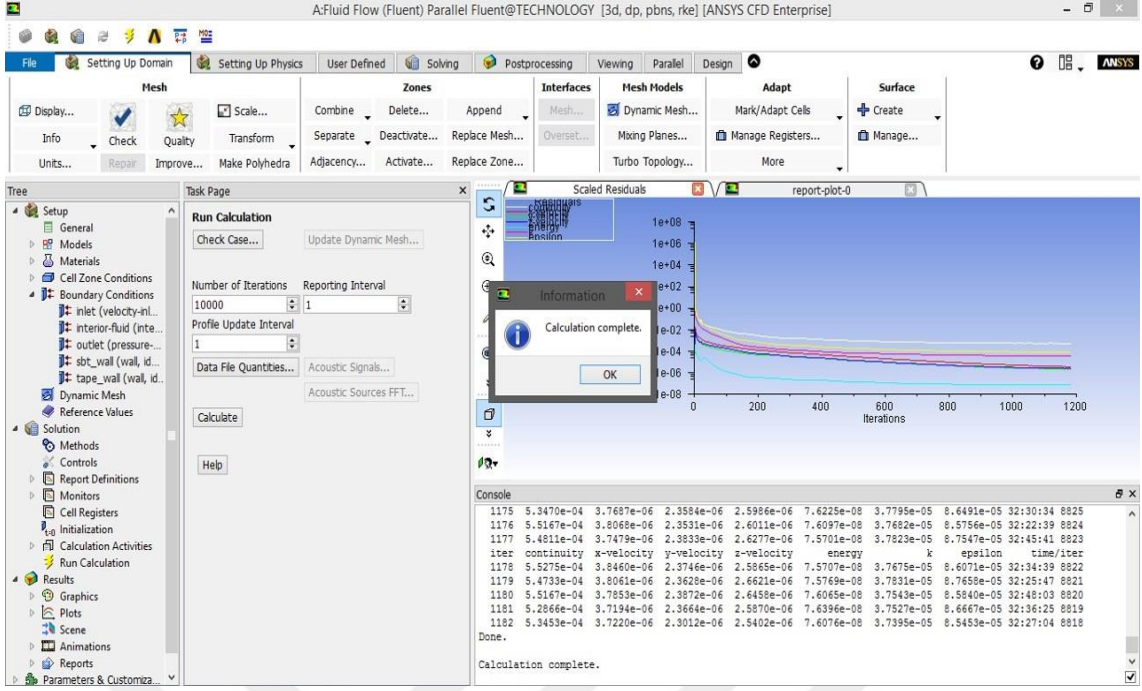
Şekil A.14: İterasyon bitiş noktalarının belirlenmesi.



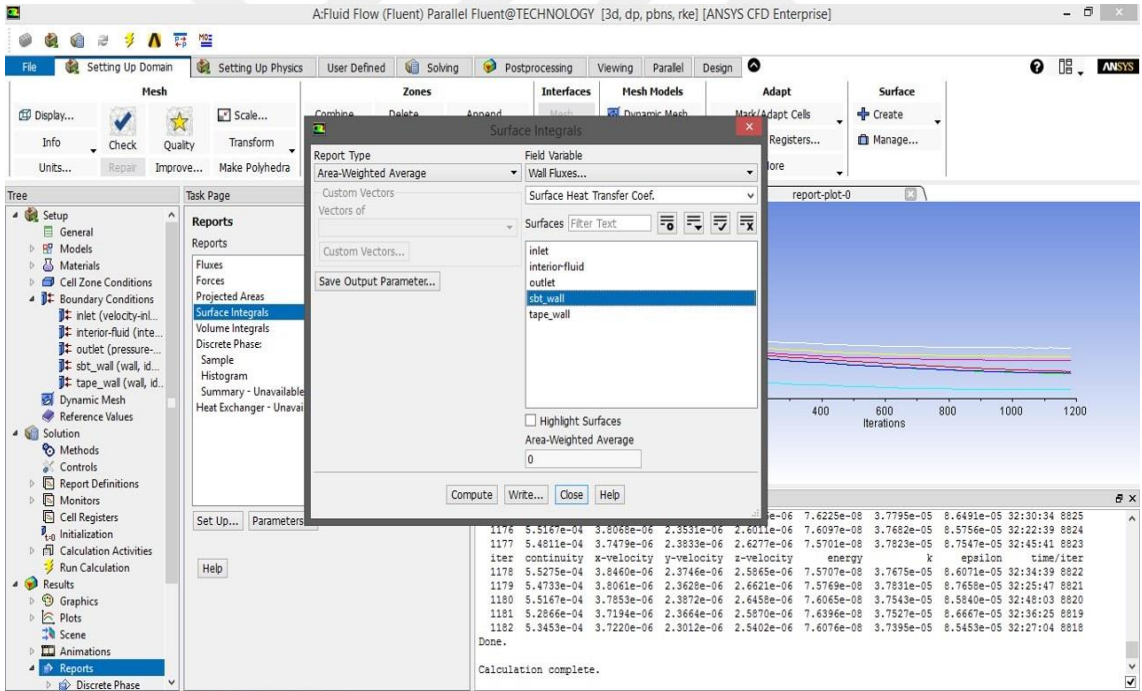
Şekil A.15 : Çözüm işlemleri için başlangıç noktası seçimi.



Şekil A.16 : İterasyon sayısı belirlenerek analizin başlatılması.



Şekil A.17 : Hesaplamaların tamamlanması.



Şekil A.18 : Analiz sonuçlarının okunması.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : **Murat TEKÖZ**

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2018, Bartın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : İnönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Bilim Dalı

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN ÇALIŞMALAR

1. Murat TEKÖZ, İ. Gökhan AKSOY, Kanatçıklı Bant Tipi Türbülatorlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörü Üzerindeki Etkisinin Nümerik Analizi, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, Yayın kabul edildi, basım aşamasında.
2. Murat TEKÖZ, İ. Gökhan AKSOY (2022) Boru İçerisine Yerleştirilen Çift Taraflı Kanatçıklı Bant Tipi Türbülatorlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörüne Etkisinin Sayısal Analizi, ICEANS 2022, 2nd International Conference on Engineering and Applied Natural Sciences, 15-18 October, Konya, Turkey, 88-93.