

**KENDİNDEN KANATLI (FİNLİ) VE
TÜRBÜLATÖRLÜ TURBO FİN BORU
SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

GÖKHAN BOZKULA

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Serdar Osman YILMAZ
2016**

T.C
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**KENDİNDEN KANATLI (FİNLİ) VE TÜRBÜLATÖRLÜ TURBO FİN
BORU SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

GÖKHAN BOZKULA

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Prof. Dr. SERDAR OSMAN YILMAZ

TEKİRDAĞ – 2016

Her Hakkı Saklıdır.

Prof. Dr. Serdar Osman YILMAZ danışmanlığında, Gökhan BOZKULA tarafından hazırlanan “Kendinden Kanatlı (Finli) ve Türbülatoörlü Turbo Fin boru Sisteminin Geliştirilmesi” isimli bu çalışmada ki aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı: Prof. Dr. Serdar Osman YILMAZ (Danışman) *İmza:*

Jüri: Prof. Dr. Metin AYDOĞDU *İmza:*

Jüri: Yrd. Doç. Dr. Sait Özmen ERUSLU *İmza:*

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Prof. Dr. Fatih KONUKCU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KENDİNDEN KANATLI (FİNLİ) VE TÜRBÜLATÖRLÜ TURBO FİN BORU SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ

GÖKHAN BOZKULA

Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Serdar Osman YILMAZ

Yapılan bu çalışmada kısa kanatlı bir boru ile farklı kanat yapılarına sahip içten ve dıştan kanatlı boruların farklı Reynolds değerlerinde sıcaklık farkına, basınç düşümüne, ısı geçişine etkileri karşılaştırılmaktadır. Yapılan çalışmalar “Solidworks Flow Simulation” programı ile yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda elde edilen çıktılar tablo ve şekil halinde verilmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı değiştiricileri, Turbofin boru, Akış simülasyonu

2016, 81 sayfa

ABSTRACT

MSc. Seminar

DEVELOPMENT OF SELF WINGED (FINNED) AND WITH TURBULANCE TURBOFIN PIPE SYSTEM

GÖKHAN BOZKULA

Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Serdar Osman YILMAZ

In this study a low finned pipe with and different finned structures having internally and externally finned tubes for different Reynolds values are compared as parameter of the effects of pressure drop, temperature difference, heat transfer. The studies were conducted with “Solidworks Flow Simulation” program. The outputs obtained as a result of the analyzes are given in tables and figures.

Keywords : Heat Exchanger, Turbo finned pipe, Flow Simulation

2016, 81 pages

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
KISALTMALAR	xii
ÖNSÖZ	xiv
1.GİRİŞ	1
1.1. Isı Değiştiricileri	2
1.1.1. Düz borulu ısı değiştiricileri.....	3
1.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri.....	4
1.1.3. Gövde borulu ısı değiştiricileri.....	5
1.1.4. Plakalı (Levhalı) ısı değiştiricileri.....	6
1.1.5. Contalı levhalı ısı değiştiricileri.....	7
1.1.5.1. Contalı tip ısı değiştiricilerinin avantajları.....	7
1.1.5.2. Contalı tip ısı değiştiricilerinin dezavantajları.....	8
1.1.6. Spiral levhalı ısı değiştiricileri.....	8
1.1.6.1. Spiral levhalı ısı değiştiricilerinin avantajları.....	8
1.1.6.2. Spiral levhalı ısı değiştiricilerinin dezavantajları.....	9
1.1.7. Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri.....	9
1.1.8. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri.....	10
1.2. Kullanılan Akışkana Göre Isı Değiştiriciler.....	11
1.2.1. Ekonomizer.....	11
1.2.2. Reküperatör.....	12
1.3. Isı değiştiricilerin akış şekillerine göre sınıflandırma.....	13
1.3.1. Tek Geçişli Isı değiştiricileri.....	14
1.3.2. Çok Geçişli Isı değiştiricileri.....	16
2. KAYNAK ÖZETİ	17
3. MATERYAL VE METOD	20
3.1. Materyal.....	20
3.1.1. Isı Değiştirici.....	20
3.1.1.1. Isı değiştiriciyi oluşturan bileşenler.....	21

3.2. Isı Değiştiricileri Isı Hesapları.....	22
3.2.1. Kanatlarda Sıcaklık Dağılımı.....	22
3.2.2. Basınç Düşümü ve Sürtünme Katsayısının Hesaplanması.....	25
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD MODELLEMESİ).....	28
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	29
5.1. İçi boş kısa kanatlı borunun incelenmesi.....	29
5.2. İçi boş uzun kanatlı borunun incelenmesi.....	36
5.3. İçten düz kanatlı borunun incelenmesi.....	43
5.4. İçten piramit kanatlı borunun incelenmesi.....	50
5.5. İçten üçgen kanatlı borunun incelenmesi.....	57
5.6. İçten türbülantörlü kanatlı borunun incelenmesi.....	64
6. GENEL BULGULAR ve TARTIŞMA.....	71
7. KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	81

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.	Uygulamada görülen bazı kanat tipleri.....	2
Şekil 1.1.1.	Düz borulu ısı değiştiricisi.....	3
Şekil 1.1.2.	Spiral borulu ısı değiştiricisi.....	4
Şekil 1.1.3.	Gövde borulu ısı değiştiricisi.....	5
Şekil 1.1.4.	Plakalı (Levhalı) ısı değiştiricisi.....	6
Şekil 1.1.4.1.	Contalı levhalı ısı değiştiricisi.....	7
Şekil 1.1.4.2.	Spiral levhalı ısı değiştiricisinin genel görünüşü.....	8
Şekil 1.1.5.	Levhalı kanatlı ısı değiştiricisi prensibi.....	9
Şekil 1.1.8.	Borulu kanatlı ısı değiştiricisi çeşitleri.....	10
Şekil 1.2.1.	Kazan tipi ekonomizer.....	11
Şekil 1.2.2.	Rekuperatör.....	12
Şekil 1.3.1.1.	Paralel akış halinde sıcaklık profilleri.....	14
Şekil 1.3.1.2.	Ters akış halinde sıcaklık profilleri.....	15
Şekil 3.1.1.	Isı değiştiricisi.....	20
Şekil 3.2.1.	İçten ve Dıştan Kanatlı boru.....	22
Şekil 3.2.2.	Tek borulu kanatlı ısı değiştiricisinin şematik gösterimi.....	24
Şekil 5.1.1.	Kısa dıştan kanatlı boru şekli görünüm-1.....	29
Şekil 5.1.2.	Kısa dıştan kanatlı boru şekli görünüm-2.....	29
Şekil 5.1.3.	İçi boş kısa kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi.....	30
Şekil 5.1.4.	İçi boş kısa kanatlı borunun hız dağılım analizi.....	30
Şekil 5.1.5.	İçi boş kısa kanatlı borunun dış akış analizi.....	31
Şekil 5.1.6.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç ve dış akış analizi.....	31
Şekil 5.1.7.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi.....	32
Şekil 5.1.8.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi.....	32
Şekil 5.1.9.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi.....	33
Şekil 5.1.10.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi.....	33
Şekil 5.1.11.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği.....	34
Şekil 5.1.12.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği.....	34
Şekil 5.1.13.	İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışının Re - Isı geçişi değişim grafiği.....	35

Şekil 5.2.1.	Uzun dıştan kanatlı boru şekli görünüm-1.....	36
Şekil 5.2.2.	Uzun dıştan kanatlı boru şekli görünüm-2.....	36
Şekil 5.2.3.	İçi boş uzun kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi.....	37
Şekil 5.2.4.	İçi boş uzun kanatlı borunun hız dağılım analizi.....	37
Şekil 5.2.5.	İçi boş uzun kanatlı borunun dış akış analizi.....	38
Şekil 5.2.6.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç ve dış akış analizi.....	38
Şekil 5.2.7.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi.....	39
Şekil 5.2.8.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi.....	39
Şekil 5.2.9.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi.....	40
Şekil 5.2.10.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi.....	40
Şekil 5.2.11.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği.....	41
Şekil 5.2.12.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği.....	41
Şekil 5.2.13.	İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışının Re – Isı geçişi değişim grafiği.....	42
Şekil 5.3.1.	İçten düz kanatlı boru şekli görünüm-1.....	43
Şekil 5.3.2.	İçten düz kanatlı boru şekli görünüm-2.....	43
Şekil 5.3.3.	İçten düz kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi.....	44
Şekil 5.3.4.	İçten düz kanatlı borunun hız dağılım analizi.....	44
Şekil 5.3.5.	İçten düz kanatlı borunun dış akış analizi.....	45
Şekil 5.3.6.	İçten düz kanatlı borunun iç ve dış akış analizi.....	45
Şekil 5.3.7.	İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi.....	46
Şekil 5.3.8.	İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi.....	46
Şekil 5.3.9.	İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi.....	47
Şekil 5.3.10.	İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi.....	47
Şekil 5.3.11.	İçten düz kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği.....	48
Şekil 5.3.12.	İçten düz kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği.....	48
Şekil 5.3.13.	İçten düz kanatlı borunun iç akışının Re - Isı geçişi değişim grafiği....	49
Şekil 5.4.1.	İçten piramit kanatlı boru şekli görünüm-1.....	50

Şekil 5.4.2.	İçten piramit kanatlı boru şekli görünüm-2.....	50
Şekil 5.4.3.	İçten piramit kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi.....	51
Şekil 5.4.4.	İçten piramit kanatlı borunun hız dağılım analizi.....	51
Şekil 5.4.5.	İçten piramit kanatlı borunun dış akış analizi.....	52
Şekil 5.4.6.	İçten piramit kanatlı borunun dış akış analizi.....	52
Şekil 5.4.7.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi.....	53
Şekil 5.4.8.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi.....	53
Şekil 5.4.9.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi.....	54
Şekil 5.4.10.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi...	54
Şekil 5.4.11.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği.....	55
Şekil 5.4.12.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği.....	55
Şekil 5.4.13.	İçten piramit kanatlı borunun iç akışının Re - Isı geçişi değişim grafiği.....	56
Şekil 5.5.1.	İçten üçgen kanatlı boru şekli görünüm-1.....	57
Şekil 5.5.2.	İçten üçgen kanatlı boru şekli görünüm-2.....	57
Şekil 5.5.3.	İçten üçgen kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi.....	58
Şekil 5.5.4.	İçten üçgen kanatlı borunun hız dağılım analizi.....	58
Şekil 5.5.5.	İçten üçgen kanatlı borunun dış akış analizi.....	59
Şekil 5.5.6.	İçten üçgen kanatlı borunun dış akış analizi.....	59
Şekil 5.5.7.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi.....	60
Şekil 5.5.8.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi.....	60
Şekil 5.5.9.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi.....	61
Şekil 5.5.10.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi.....	61
Şekil 5.5.11.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği.....	62
Şekil 5.5.12.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği.....	62
Şekil 5.5.13.	İçten üçgen kanatlı borunun iç akışının Re - Isı geçişi değişim grafiği.....	63
Şekil 5.6.1.	İçten türbülantörlü boru şekli görünüm-1.....	64
Şekil 5.6.2.	İçten türbülantörlü borunun sıcaklık dağılım analizi.....	64

Şekil 5.6.3.	İçten türbülantörlü borunun hız dağılım analizi.....	65
Şekil 5.6.4.	İçten türbülantörlü borunun dış akış analizi.....	65
Şekil 5.6.5.	İçten türbülantörlü borunun dış akış analizi.....	66
Şekil 5.6.6.	İçten türbülantörlü borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi.....	66
Şekil 5.6.7.	İçten türbülantörlü borunun iç akışkanın hız dağılım analizi.....	67
Şekil 5.6.8.	İçten türbülantörlü borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi.....	67
Şekil 5.6.9.	İçten türbülantörlü borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi.....	68
Şekil 5.6.10.	İçten türbülantörlü borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği.....	68
Şekil 5.6.11.	İçten türbülantörlü borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği.....	69
Şekil 5.6.12.	İçten türbülantörlü borunun iç akışının Re - Isı geçişi değişim grafiği...	70
Şekil 6.1.	Su tarafı Reynolds-Sıcaklık farkı grafiği, hava hızı 5 m/s.....	72
Şekil 6.2.	Su tarafı Reynolds-Sıcaklık farkı grafiği, hava hızı 2 m/s.....	73
Şekil 6.3.	Su tarafı Reynolds-Basınç farkı grafiği, hava hızı 5 m/s.....	74
Şekil 6.4.	Su tarafı Reynolds-Basınç farkı grafiği, hava hızı 2 m/s.....	75
Şekil 6.5.	Su tarafı Reynolds-Isı geçişi grafiği, hava hızı 5 m/s.....	76
Şekil 6.6.	Su tarafı Reynolds- Isı geçişi grafiği, hava hızı 2 m/s.....	77
Çizelge 1.1.	Konstrüksiyon özelliğine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	2
Çizelge 1.3.1.	Akış şekillerine göre ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması.....	11

KISALTMALAR

A	Alan (m^2)
L	Isıtıcı borunun uzunluğu (m)
D	Kanat çapı (m)
d	Isıtıcı botunun dış çapı (m)
q	Debi (m^3/h)
P	Basınç (Pa)
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
Q	Isı Geçişi (W)
Q_t	Sıcak akışkandan sağlanan ısı enerjisi (W)
Q_c	Taşımla olan ısı transferi (W)
ΣQ_R	Toplam ışımla olan ısı transferi (W)
Q_w	Gövde yüzeyinden hava ile taşınan ısı miktarı (W)
Q_f	Kanatlardan hava ile taşınan ısı miktarı (W)
λ	Isı iletim katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)
λ_f	Kanadın ısı iletim katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)
σ	Stefan-Boltzmann sayısı ($W/m^2 \cdot K$)
h_f	Kanat etrafında oluşan ısı transferi katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)
h_w	Gövde etrafında oluşan ısı transferi katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)
h_0	Görünür ısı transferi katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)
A_0	Toplam ısı geçiş yüzeyi (m^2)
c_p	Sabit Basınçta Molar Isı Kapasitesi ($kJ/kg \cdot ^{\circ}C$)
k	Termal İletkenlik ($W/m \cdot K$)
ϵ_i	Yüzey yayılımı
Nu	Nusselt sayısı
NTU	Birim Isı Transfer Sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
η_k	Kanatlı yüzeye ait verim
η_f	Kanat Verimi
V	Hız (m/s)
\dot{G}	Kütle hızı ($kg/m^2 \cdot s$)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
μ	Dinamik Viskozite ($Pa \cdot s$)
ν	Kinematik Viskozite (m^2/s)
t	Kanat kalınlığı (mm)
f	Sürtünme Kayıp Katsayısı
c_{su}	Suyun özgül ısıma ısısı ($kJ/kg \cdot ^{\circ}C$)
C_{hava}	Havanın özgül ısıma ısısı ($kJ/kg \cdot ^{\circ}C$)
T_w	Isıtıcı Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_h	Isıtılan hava sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_f	Kanat sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{su_g}	Suyun ısıtıcı boruya giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{su_ç}$	Suyun ısıtıcı borudan çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
ΔT_{su}	Suyun ısıtıcı boruya giriş sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
ΔT_{hava}	Havanın borudan çıkış ile giriş arasındaki sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)

T_{hava_g}	Havanın ısıtıcı boruya giriş sıcaklığı (°C)
$T_{\text{hava}_ç}$	Havanın ısıtıcı borudan çıkış sıcaklığı (°C)
\dot{m}_{su}	Suyun kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_{hava}	Havanın kütleli debisi (kg/s)
v	Havanın hızı (m/s)
ε	Etkenlik
∇^2	Laplasyen operatörü
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ÖNSÖZ

Dünyamızdaki enerji kaynaklarının sınırlı ve pahalı olması sebebi ile günümüzde enerji verimli şekilde kullanılmak istenilmektedir. Enerjiyi verimli kullanmak içinde ısı değiştiricilerinin ve ısı değiştiricilerinde kullanılan boruların veriminin arttırılması büyük bir önem taşımaktadır. Isı değiştiricilerinin verimliliğinin artması hem ekonomik açıdan hem de işgal edilen yer açısından avantaj sağlamaktadır. Suyun soğutulması istenilen durumlarda ciddi miktarda enerji kayıpları yaşanmakta ve tüketilen malzeme miktarı oldukça fazladır. Yapılan çalışmada aynı metrajdaki borulardan ısıl geçişi yüksek olanı belirlemektir.

Yüksek lisans tez danışmanlığımı üstlenerek gerek konu seçimi, gerekse çalışmaların yürütülmesi sırasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Serdar Osman YILMAZ'a, aileme, KONUK ISI MAKİNA SAN. TİC. A.Ş çalışanlarına ve Hayri KONUK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Çorlu Mühendislik Fakültesinin tüm öğretim üyelerine teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2016

Gökhan BOZKULA

1. GİRİŞ

Günümüzde enerjinin kıymetinin giderek artması, enerjiyi verimli kullanan ülkelerin gelişmesi sebebi ile verimli sistemler ülkemizin enerji ve ekonomik kazanımları için önem arz etmektedir. Özellikle bizim gibi gelişmekte olan ülkelerde enerjinin verimli kullanılması ülke ekonomisini etkilen en önemli parametrelerden biridir. Isı değiştiricilerin önemi gün geçtikçe artmakta ve kullanım alanları da fazlalaşmaktadır. Örneğin ülkemizde; deri sektörü, tekstil sektörü, kâğıt sektörü, petrol üretim tesisleri, dökümhaneler, elektrik üretim tesisleri gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok uygulanan işlemlerden birisi, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapılabilmesi için de ısı değiştiricileri en çok kullanılan mühendislik elemanlarıdır (**Yakar 2007**). Isı değiştirgeçleri, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ısı transferini sağlayan araçlardır (**Kakaç ve ark 2002**). Birçok uygulamada farklı tipte ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Isıtma, soğutma, iklimlendirme, enerji üretimi, atık ısı geri kazanımı gibi birçok farklı kullanım alanı bulunmaktadır. Isı değiştiricilerinin verimliliğini arttırmanın ve maliyetini düşürmenin en etkili yolu ısı taşınım katsayısının arttırılmasıdır.

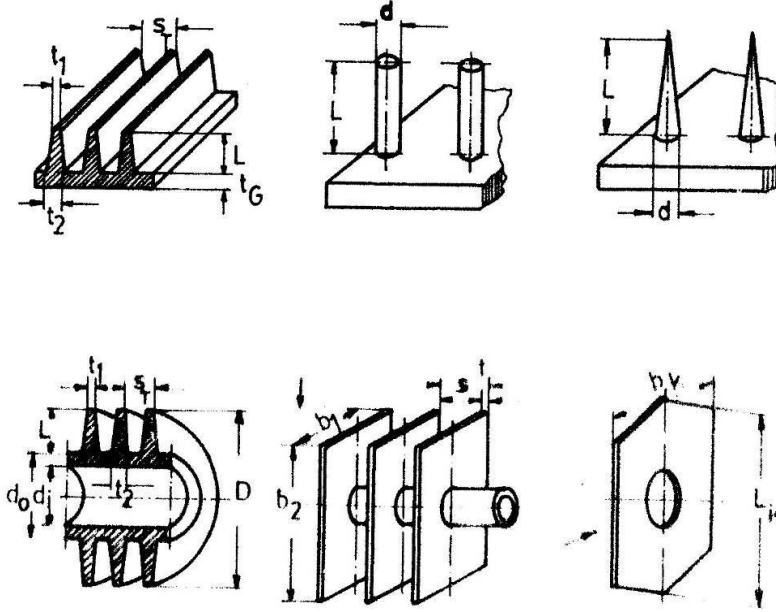
Isı değiştiricilerin tasarımındaki önemli parametreler; ısı geçişi, basınç düşümü, boyutu, verimliliği ve maliyetidir.

Kullanılan farklı iyileştirme metotları ile ısı transfer katsayısı arttırılırken, sürtünme katsayılarının artışından dolayı basınç düşümünde de artışa sebep olabilmektedir. Bu istenmeyen bir durumdur. Isı değiştiricisinin boyutlarının küçülmesi istenirken, fazladan pompa gücünün kullanılması istenilmemektedir.

Akışkanlara ek bir enerji vermeden istenilen enerji kazanımını arttırmak için ısı değiştiricilerde birçok farklı geometrilerde ve Re aralıklarında çalışmalar yapılmıştır.

Özellikle ortam havası ısıtmada veya ürün kurutmada kullanılan ısı değiştiricileri (radyatörler) günümüzde oldukça yaygındır. Radyatörlerde genellikle boru içinden, sıcak su, kızgın yağ veya buhar akmakta ve boru dış yüzeyinden geçen hava ısıtılmaktadır.

Isı değiştirici tipini seerirken dikkate alınması gereken faktörler řu şekilde özetlenebilir. Radyatörlerden kullanılan bazı kanat tipleri şekil 1. de verilmiştir.



şekil 1. Uygulamada görölen bazı kanat tipleri (Karabacak 1989)

1.1. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricisi, fiziksel olarak birbirinden ayrılmış akışkanlar arasında ısı iletimini sağlamak için tasarlanmış cihazlardır (TSE,1996). Isı değiştiricileri; transfer prosesine, yüzey kompaktlığına, konstrüksiyon geometrisine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına, ısı transfer mekanizmalarına ve uygulama alanlarına göre değişiklik gösterebilirler (orak 2010).

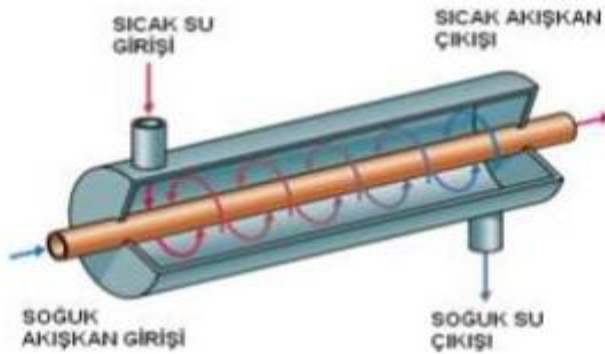
Çizelge 1.1. Konstrüksiyon özelliğine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

a) Borulu)	b) Plakalı (Levhalı)	c)Genişletilmiş yüzeyli (kanatlı)	d) Rejeneratif
-Düz borulu -Spiral borulu -Gövde borulu	-Contalı -Spiralli -Lamelli -İnce film	-Levhalı kanatlı -Borulu kanatlı	- Sabit -Döner -Paket yataklı

1.1.1. Düz borulu ısı değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde genellikle aynı ekseninde iç içe iki boru vardır. Bu boruların şekli tasarıma göre değişiklik gösterebilmektedir. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan iki boru arasındaki boşluktan farklı yönlerde akar (Tekin 2006). Bu tarz ısı değiştiricilerinde akışkanlarda ısı geçişinden daha fazla yararlanabilmek için farklı dizaynlar yapıp seri ve paralel bağlanan uygulamalar mevcuttur. Birçok farklı sistemlerde kullanım alanı mevcuttur. Teorik olarak hesaplamaları diğer tip ısı değiştiricilerine göre kolaydır, ayrıca basit sökölüp takılması temizliğini de kolaylaştırmaktadır.

Bu tarz dizaynda ki ısı değiştiricileri özellikle akışkanların basıncı yüksekse daha fazla tercih edilirler. En büyük dezavantajı ise fazla yer kaplaması ve birim ısı transferi alanı için pahalı olmasıdır (Balbay 2001).



şekil 1.1.1. Düz borulu ısı değiştiricisi

1.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri

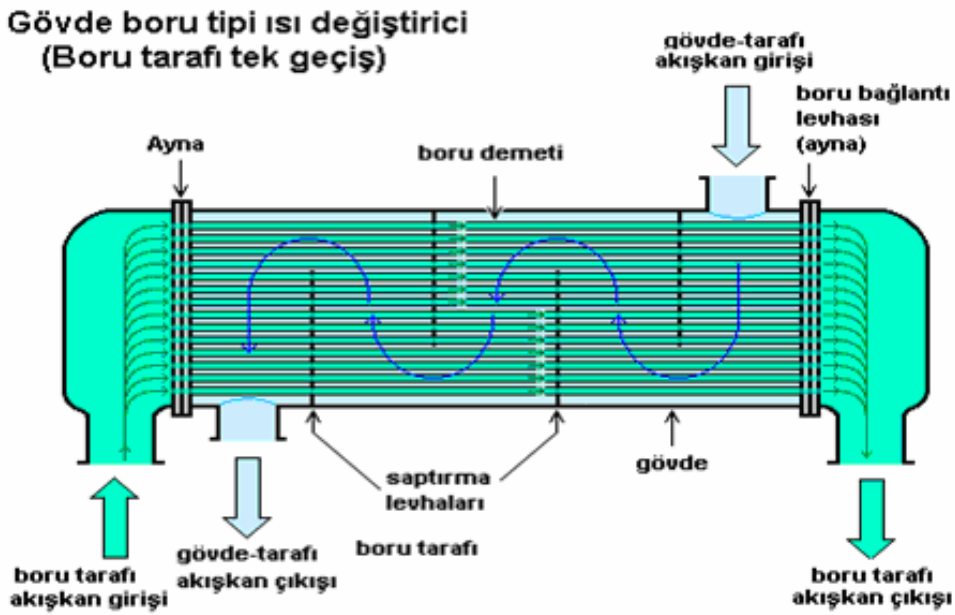
Bu tip ısı değiştiricisini tasarımı yapılırken borular spiral olarak dizayn edilir. Yapımı basit ve uygulama alanı çok fazladır. Dezavantajı, bakımının zor olması ve büküm kalıbı maliyetinin olmasıdır. Düz borulu ısı değiştiricilerine göre verimliliği daha fazladır. Isıl genleşmeden kaynaklanan gerilme sorunu yaşanmamaktadır. Boru apı ve uzunluğu ısı geçişine, boru malzemesine, akışkan türlerine ve dizayna göre değişiklik göstermektedir. Isıtma ve soğutma sistemlerinde sıklıkla karşılaşılır (**Dağsöz 1983**).



şekil 1.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricisi

1.1.3. Gövde borulu ısı değiştiricileri

Bir gövde borusu ile bunun içindeki paralel borulardan oluşur. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğer akışkan ise gövde içinden akar. Ana elemanları; borular, gövde, boruların tespit edildiği n ve arka aynalar, boru içinden geçen akışkanın borulara dağılmasını sağlayan kolektörler ile gövde içindeki akışı yönlendiren perdelerdir. Petrol rafinelerinde, elektrik üretim tesislerinde, termik santrallerde, tekstil endüstrisinde kimya endüstrisinde, nükleer santrallerde, güç santrallerinde n ısıtıcı olarak kullanılır (Balbay 2001).



şekil 1.1.3.Gövde borulu ısı değiştiricisi

1.1.4. Plakalı (Levhalı) ısı değiştiricileri

Bu tipler genellikle metal plakalardan yapılır. Plakalar düz, sıralı, oluklu, pürüzsüz ve farklı kanal yapılarında imal edilebilirler. Çok yüksek sıcaklık ve basınç farklarında kullanılamazlar. Akışkanlar, levhalar yardımı ile birbirinden ayrılır. Isı geçişi bu levhalardan olur. Her çeşit gaz, sıvı bileşimi veya iki fazlı akışlarda kullanılırlar. Dört grupta incelenebilirler (Karali 2002).

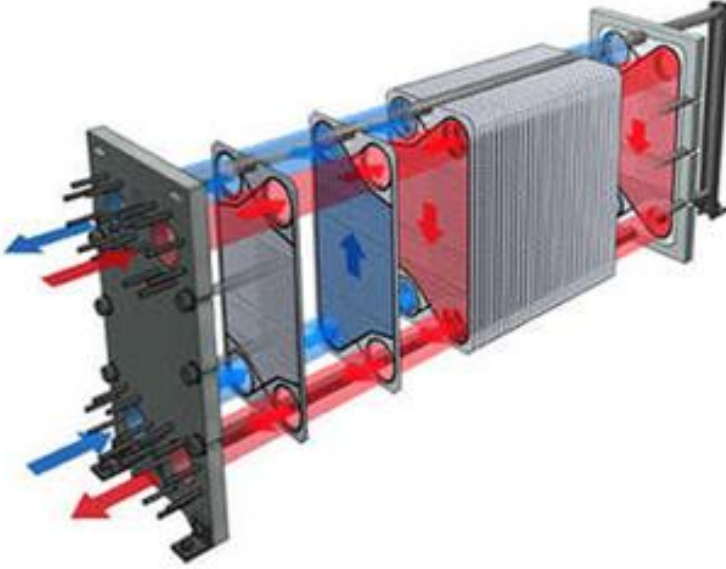


Şekil 1.1.4. Plakalı (Levhalı) ısı değiştiricisi

1.1.5. Contalı levhalı ısı değiştiricileri

Günümüzde ısı değiştiricilerinin verimliliğini artırıp, maliyetini düşürmeye yönelik çalışmalar devam etmektedir. Bu sayede birçok farklı tipte ısı değiştiricisi gelişmiştir. Bu farklı tipteki ısı değiştiricilerinin arasında geleneksel boru tip ısı değiştiricilerden sonra en başarılı olan plakalı ısı değiştiricileri olmuştur.

Bu ısı değiştiricileri plakalarda, akışkan giriş-çıkış nozullarından, sızdırmazlığı sağlayan contalardan ve taşıyıcı çubuklardan oluşmaktadır. Metal levhalar arasında contalar bulunmaktadır, gerek duyulması halinde bütün plakalar sökölüp temizlendikten sonra tekrar montajı yapılabilir. Isı transferi bütün levha yüzeyi alanları yüzük hacimde diğer tip ısı değiştiricilerine göre fazladır. Levha malzemesi olarak farklı malzemeler kullanılmaktadır. Malzeme seçimi ise plakaların arasından geçen akışkan türüne göre seçilmektedir.



şekil 1.1.4.1. Contalı levhalı ısı değiştiricisi

1.1.5.1. Contalı tip ısı değiştiricilerinin avantajları

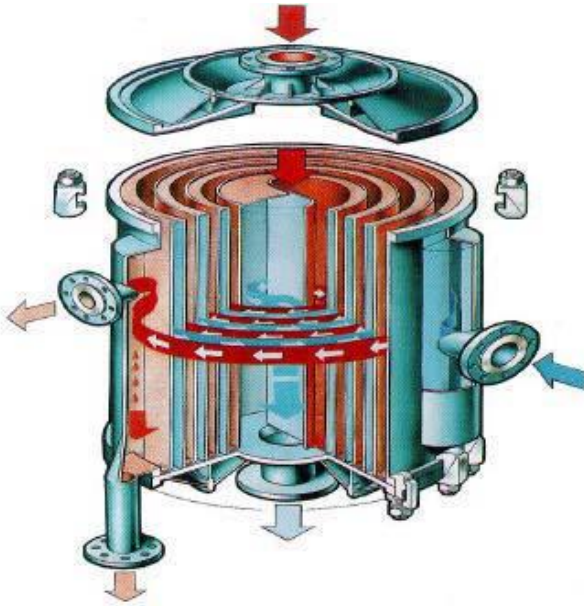
- * Parçalar rahatlıkla sökülebilir, bu yüzden temizliği ve bakımı oldukça kolaydır.
- * Değişik kullanım amaçlarına göre ısı transferi yüzeyi değiştirilebilir, kapasitesine göre plaka eklenip çıkarılabilir.
- * Isıl işlem düzenliliğinin önemli olduğu durumlarda, sterilizasyon, pastörize etme, kurutma ve pişirme gibi çeşitli uygulamalarda verimli olarak kullanılabilir.
- * Diğer ısı değiştiricilerine göre verimliliği yüksek, kapladığı alan ve maliyeti düşüktür(Yakar 2007).

1.1.5.2.Contalı tip ısı değiştircilerinin dezavantajları

- * Conta malzemesinin dayanımı, korozyon gibi nedenlerden ötürü azalabilmektedir.
- * Yüksek sıcaklıklarda ve basınçlarda pahalı malzemeler kullanılmasının gereksinimi maliyeti büyük ölçüde arttırmakta ve conta ömürlerinin sınırlı olması ve sızıntıların saptanmasının zorluğu olması dezavantajları arasındadır(Yakar 2007).

1.1.6. Spiral levhalı ısı değiştircileri

Bu tip ısı değiştircileri iki ince metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile üretilir. Levhaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılır ve levhalar arasına düzgün aralık için saplamalar konur. Paralel veya ters yönde birbirine göre akan akışkanlardan ısı transferi bu plakalardan olur. Isı geçişini iyileştirmek için farklı tip levhalar yapılabilir. Temizlenmeleri kolay olduğundan kâğıt fabrikalarında, kimyasal tesisleri gibi birçok alanda kullanılabilir (Yakar 2007).



Şekil 1.1.6. Spiral levhalı ısı değiştircisinin genel görünüşü

1.1.6.1.Spiral levhalı ısı değiştircilerinin avantajları

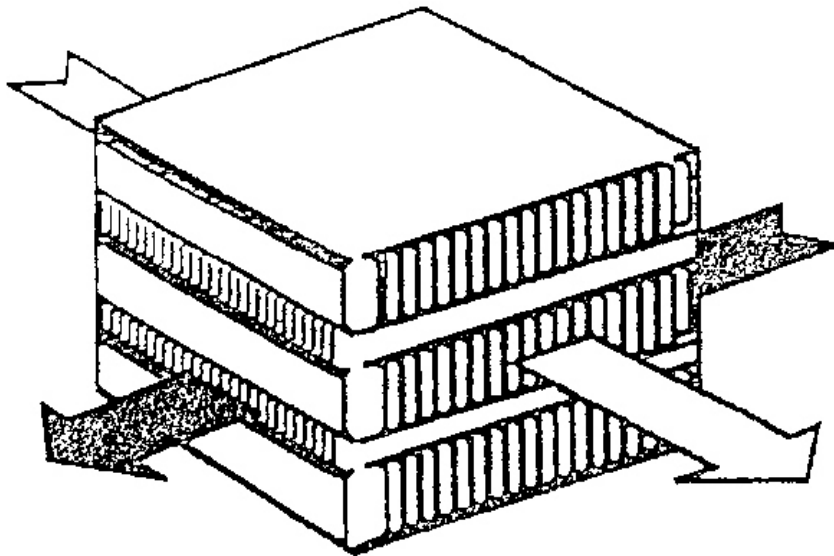
- *Bir geçiş kanalının kirlenme oranı, gövde-borulu ünitelere göre daha az olduğundan dolayı bu tip ısı değiştircilerde viskozitesi yüksek akışkanların ve kirli akışkanların kullanılması mümkündür. Ayrıca tortu yapan akışkanlarda da kullanılır.
- *Tek geçişli olduklarından temizlenmesi oldukça kolaydır.
- * Bakım masrafları borulu ısı değiştircilerine göre daha azdır (Yakar 2007).

1.1.6.2.Spiral levhalı ısı değiştiricilerinin dezavantajları

- * Çok yüksek basınçlarda çalışması uygun değildir.
- * Conta tipine göre değişmekle beraber yüksek sıcaklıklarda conta ömürleri az olmaktadır (Yakar 2007).
- * Bazı durumlarda onarım zorlukları vardır.

1.1.7. Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri

Bu tiplerde ısı değiştiricilerinde akış, oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan levhalarla ayrılmıştır. Genellikle sıcak hava ile soğuk havanın ısıtıldığı uygulamalarda kullanılmaktadır. Ancak dizayna göre gaz- sıvı uygulamaları da mevcuttur. Paralel, ters veya çapraz akış şeklinde akış düzenlemesi yapılabilmektedir. Kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyler arasına monte edilmektedirler. Kanatlar, düz, düz – delikli, testere dişli, dalgalı, boyuna gibi farklı şekillerde olmaktadırlar. Levhalı – kanatlı ısı değiştiricileri, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, klima tesisleri, elektronik devrelerin soğutulması, nükleer santraller ve kimya endüstrisinde kullanım alanı bulmaktadırlar (Genceli 1999).

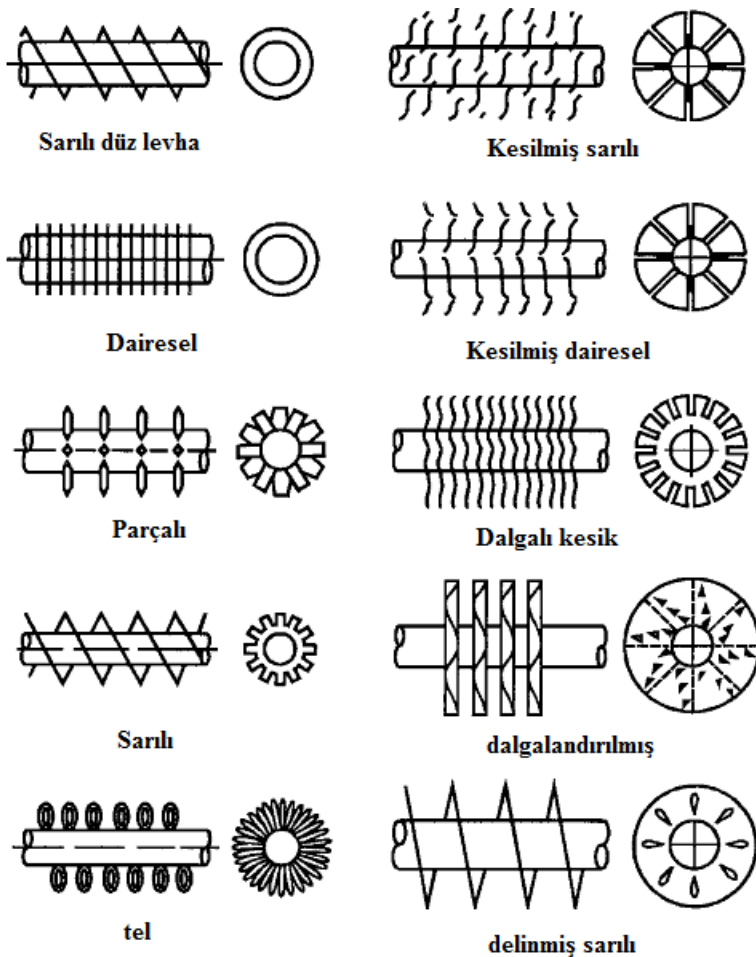


şekil 1.1.7. Levhalı kanatlı ısı değiştiricisi prensibi(Karaali,2002)

1.1.8. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri

Genellikle sıvı-gaz akışkanlı ısı değiştiricilerinde havayı ısıtmak veya soğutmak için kullanılır. Boru içinden sıvı akışkan (sıcak su, buhar, kızgın yağ, soğutucu akışkanlar vb.) akar. Boru dışından ise gaz akıtılır. Bu yüzden genellikle kanatlar borunun dışına konur. Ancak borunun içinden geçen akışkanın ısı transfer katsayısının düşük olduğu özel durumlarda da hem boru içine hem de boru dışına kanatlar konulabilmektedir (**Yakar 2007**).Boru içine kanatlar daha çok evaporatörler ve kondenserlerde konur. Kanatlar boru üzerine lehim, kaynak, sıkı geçme, sarma gibi yöntemlerle tutturulur.

Isı değiştiricisinin kullanılabilme sıcaklığı bu tutturma şekline, boru ve kanat malzemesine bağlıdır. Gaz- gaz akışkanlı, sıvı- sıvı akışkanlı sistemlerde de kullanılmaktadır. Bu borular kullanım yerleri değişkenlik göstermektedir.



şekil 1.1.8. Borulu kanatlı ısı değiştiricisi eşitler

1.2. Kullanılan Akışkana Göre Isı Değiştiricileri

1.2.1. Ekonomizer

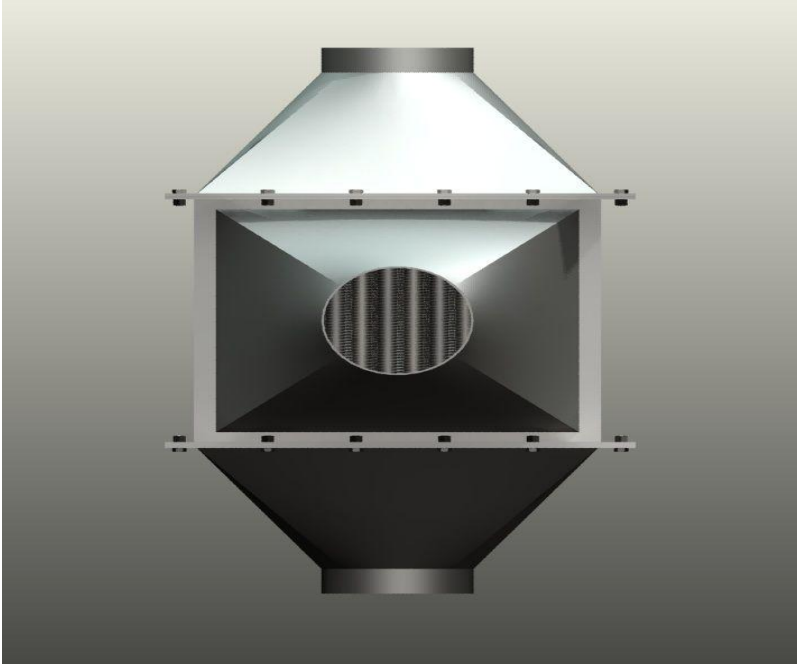
Ekonomizerler kazandan gelen baca gazını kullanarak kazan besleme akışkanını ısıtan veya sistemde istenilen diğeri akışkanları ısıtan ısı değiştiricisidir (MEGEB 2008). Ekonomizerler sayesinde kazandan çıkan kirli baca gazı atmosfere atılması önlenip yoğuşturularak çevreye zararı da önlenmektedir. Ekonomizerler baca tipi ve kazan tipi olarak 2 farklı kullanımı vardır. Bağlantısı bacaya yapılıyorsa baca tipi olarak isimlendirilir, bağlantısı kazan baca gazı çıkışına yapılıyorsa kazan tipi olarak isimlendirilir.



Şekil 1.2.1. Baca tipi Ekonomizer

1.2.2. Reküperatör

Sistemlerde kullanılan atık ısı enerjisinin geri kazanılması için basit ve efektif kullanım imkânı sağlayan gaz- gaz çalışan ısı değiştiricileridir (**Karali 2002**).



şekil 1.2.2.Reküperatör

1.3. Isı değiştiricilerin akış Şekillerine göre sınıflandırma

Isı değiştiricilerinde, değişik akış düzenlemeleri, ortalama logaritmik sıcaklık farkını, etkenliği, verimliliği ve ısıl gerilmeleri etkilemektedir. Isı değiştiricileri akış Şekline göre, tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere iki farklı gruba ayrılmaktadır (**Kakaç ve Liu 1997**).

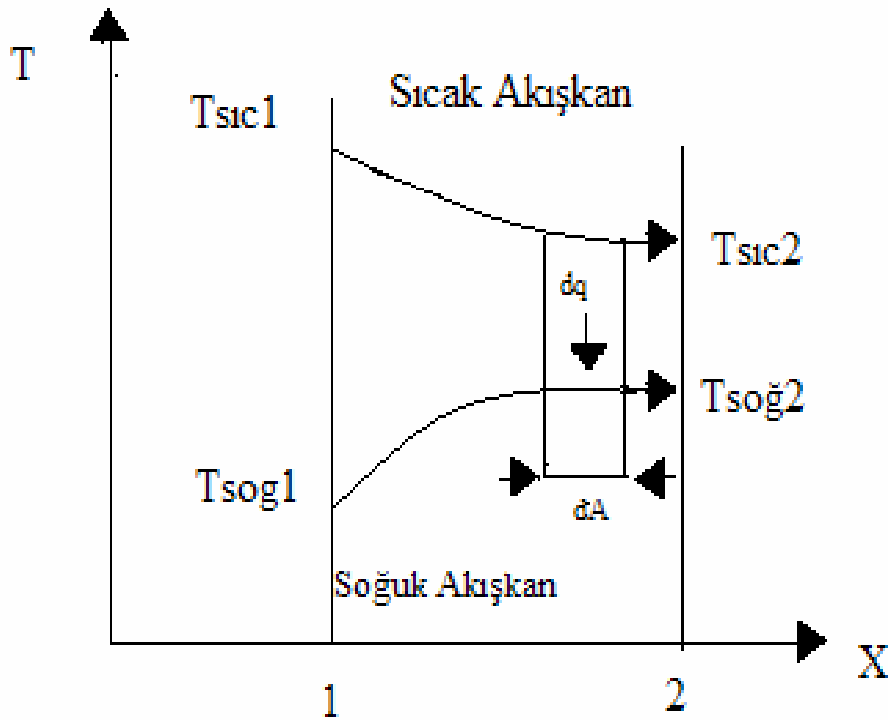
Çizelge 1.3.1. Akış Şekillerine göre ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması (**Balbay,2001**)

Tek Geçişli	çok geçişli
-Paralel akışlı -Ters akışlı -çapraz akışlı	-Kanatlı (apraz ters akışlı-çapraz paralel akışlı) -Levhali -Gövde Borulu : (a) Paralel ters kovan akışkanların karıştığı (b) Ayrık akışlı

1.3.1. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

a) Paralel Akışlı Isı Değiştiricileri

Bu tarz akış şekline sahip ısı değiştiricilerde akışkanlar ısı değiştiricinin bir ucundan girip diğer ucundan çıkarlar. Isı değiştiricisinin ısı transferi olan cidarın sıcaklığı fazla değişmemektedir. Isıl gerilmelerin istenilmediği durumlarda tercih edilen ısı değiştiricileridir (Çorak 2010).



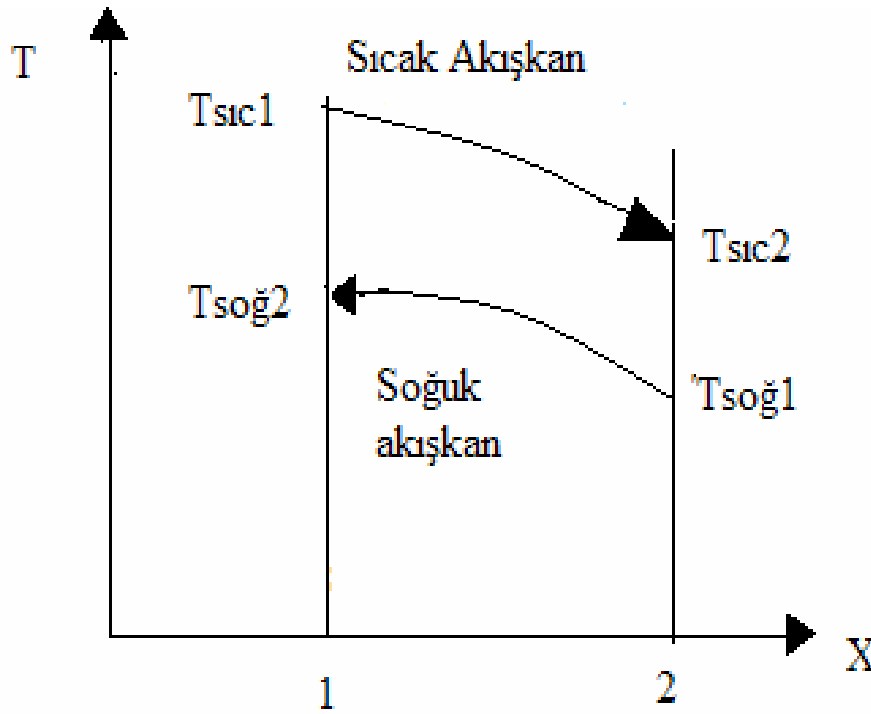
Şekil 1.3.1.1. Paralel Akış Halinde Sıcaklık Profilleri (Long Huang ve ark 2014)

Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde kullanılan logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sıcak2} - T_{soğuk2}) - (T_{sıcak1} - T_{soğuk1})}{\ln \left(\frac{T_{sıcak2} - T_{soğuk2}}{T_{sıcak1} - T_{soğuk1}} \right)} \quad (1.1)$$

b) Ters Akışlı Isı Değişiricileri

Bu tarz akış şekline sahip ısı değiştiricisinde akışkanlar birbirine göre ters akarlar. Ters akışlı ısı değiştiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı diğer bütün akış tiplerine göre daha büyüktür (Salumäe ve Kruusmaa 2011)



Şeki1.3.1.2. Ters Akış Halinde Sıcaklık Profilleri (Long Huang ve ark 2014)

Ters akışlı ısı değiştiricilerinde kullanılan logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sıcak1} - T_{soğuk2}) - (T_{sıcak2} - T_{soğuk1})}{\ln \left(\frac{T_{sıcak1} - T_{soğuk2}}{T_{sıcak2} - T_{soğuk1}} \right)} \quad (1.2)$$

c) Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri

Bu tarz akış şekline sahip ısı değiştiricisinde akışkanlar birbirine göre dik akarlar. Akışkanlar ısı değiştirici içinde karışırılabilir ya da karışırılmayabilir. Çapraz akım halinde logaritmik sıcaklık farkı; Paralel akımdaki sıcaklık farkının f düzeltme faktörü ile çarpılması ile bulunur (Long Huang ve ark 2014).

1.3.2. Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Üç esas tek akış şekilleri, ısı değiştiricisi içinde değişik şekillerde ard arda seri halde düzenlenerek çok geçişli ısı değiştiricileri oluşturulmaktadır. Bu akış şekline sahip ısı değiştiricilerinin diğerler akış şekillerine göre en büyük avantajları, etkenliklerinin daha iyi olmasıdır. Isı değiştiricilerinde geçiş sayısı ne kadar fazla ise, ters akımlı düzenlemeye yaklaşım o kadar iyidir. Ancak yeni bir ısı değiştiricisi dizayn edilirken geçiş sayısı ile basınç düşümü arasındaki bağlantı iyi kurulmalıdır. Aksi takdirde ısı değiştiricinin basınç düşümü artabilir buda ek enerji maliyeti gerektirebilecek bir husustur **(Yakar 2007)**.

a) Çapraz – Ters ve Paralel Akışlı

Çapraz ters akışlı düzenleme daha çok kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerin de uygulanmaktadır. Bu düzenlemede, iki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters akışlı olarak seri halde bağlanmaktadır **(Kiwan ve Al Nimir 2000)**.Çapraz paralel akışlı düzenlemeler, çapraz ters akışlı düzenlemeye çok benzemektedir fakat akışkanların birbirlerine göre akışları paralel şekildedir. Sistemin etkenliği, geçiş sayısı artırılarak, tek geçişli paralel akışlı ısı değiştiricisinin etkenliğine yaklaştırılabilmektedir **(Kundu 2009)**.

b) Levha geçişli:

Levhaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile muhtelif çok geçişli akışlar elde edilir. Bunun için conta yeri değiştirilerek bu düzenleme yapılabilir **(Balbay 2001)**.

c) Gövde borulu

Gövde akışkanının karıştığı, paralel-ters akışlı düzenleme, gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan akış şekilleridir. Sistemde borular bir uçlarından sabitlendiğinde ısı gerilmeler çok azdır. Gövde akışkanın sıcaklığı sabittir. Bu yüzden boru içindeki akışkanın yönü değişse bile ısı değiştiricisi etkenliği aynı kalmaktadır. Diğer çeşidi olan gövde akışkanını karışmış, ayrık akışlı düzenlemede ise boyuna perdeler kullanılır ve tek bir çıkış ağzı vardır **(Balbay 2001)**.

2. Kaynak Özetleri

Yakup ULU (2011) “GÖVDE BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN SONLUELEMANLAR METODUYLA ANALİZİ” isimli çalışmada; sonlu elemanlar metodu kullanılarak (Finite Element Method – FEM), gövde borulu ısı değiştiricilerinin termal analizi yapılmış ve Galerkin'in ağırlıklı artıklar yöntemi hataları en aza indirmek için kullanılmış elde edilen analitik çözüm ile Ansys bilgisayar programı sıcaklık dağılımı değerleri karşılaştırılmış. Böylelikle tasarlanması düşünülen ısı değiştiricilerinde transfer edilen ısının artırılması amaçlanmıştır

Bayram IRMAKOĞLU. (2006),yaptığı çalışmada, “ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU” iki sıralı alüminyum kanatlı ve bakır borulu bir şoklama evaporatörü, değişik geometrik parametreler için nümerik olarak incelenmiştir.

Küçük ve arkadaşları (2000), boru girişine yerleştirdikleri beş adet konik yüzey halkalı türbülator ile türbülanslı akışta yapmış oldukları deneysel çalışmada; ısı transferinde %75 ve sürtünme faktöründe 9 kat iyileşme sağlamışlardır.

Gülşah Çakmak (2000), yaptığı çalışmada, “BORU GİRİŞİNDE EJEKTÖRLÜ TÜRBÜLANS ÜRETİCİSİ BULUNAN ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE ISI TRANSFERİNİN VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN İNCELENMESİ” türbülansı arttırmak için enjektörlü swirling elemanlardan yararlanarak değişik geometrilerde analizleri incelemiştir.

Younghwan Joo, Sung Jin Kim (2016) yaptıkları çalışmada, iç kanat yapısını optime etmişlerdir. Nümerik ve deneysel çalışmalarında max. %10'luk bir sapma belirlemişlerdir.

Hatice CANBAZ (2011), Bu çalışmada, tek bir test sonucu üzerinden yapılabilen karşılaştırmada yaklaşık %17'lik bir sapma elde edilmiştir. Sapma değerinin başlıca nedeni çözüm modelinde yer alan sabit boru sıcaklığı yaklaşımının gerçek üründe değişken oluşu olarak açıklanabilmektedir. Karşılaştırılmaların daha doğru olarak yapılabilmesi için sayısal çözüm modelinin oluşturulmasında gerçek sınır koşullarının daha sağlıklı verilebileceği modelin oluşturulması ve çözüm modelinin değiştirilerek sayısal çözümlerin karşılaştırılabileceği bilgisayar kaynağının sağlanması gerekmektedir. Sayısal çözümlerde kullanılan ağ yapısı ve sınır koşullarının tayini üzerine teorik ve uygulamaya yönelik bilgiler verilmeye çalışılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programlarında sayısal çözüm sonuçlarının doğruluğu ve güvenilirliği sayısal modelin doğru oluşturulması, ağ yapısının akış çözüm modeline uygun olarak yapılandırılması ve sınır koşulu tanımlarının gerçek modelde meydana gelen sınır koşullarına uygun olarak seçilmesi büyük önem taşımaktadır. Bilgisayar kaynaklarına bağımlı olarak modellenen ve gerçek modelin sınırlı bir kısmının alınması ile oluşturulan modellerden elde edilen sayısal çözümler belli bir hatanın olacağı yaklaşımıyla değerlendirilse de bilgisayar teknolojisindeki ilerlemelerle birlikte gerçek modele yakın modellerin imkânlı hale geleceği düşünülmektedir.

Lee ve ark., (2001) yaptıkları çalışmada, bir plakalı ısı değiştiricisinde kanal içine kanatçık yerleştirerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 500 ile 1500 aralığında yapmışlardır.

Aslıhan MÜLAYİM (2010), Bu çalışmanın asıl amacı, kolektörlerde meydana gelen basınç kaybını sayısal olarak hesaplayarak elde edilen sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmaktır. Çalışmalar sırasında ısı değiştiricisinde meydana gelecek ısı transferi ihmal edileceği için ısı değiştiricisi lamelsiz olarak imal edilmiştir.

Kolektörlerdeki deneysel çalışmalar ve sayısal çözüm yapılmadan önce kolektörlerdeki akışa göre incelenmesi çok daha kolay olan ve literatürde birçok deneysel çalışma sonucu bulunan

T şeklindeki boru bağlantılarındaki akış sayısal olarak incelenmiştir. Bu ön çalışmada sonuca ulaşmak kolektörlerdeki akış analizine göre daha kısa sürdüğünden hem türbülans modellerinin sonuca etkisini görme fırsatı elde edilmiş hem de literatürde yayınlanmış olan deneysel verilerin doğrulanmasıyla sayısal yöntemlerle bu tip problemlerin çözümünün yapılabileceği görülmüştür.

Biswas ve arkadaşları, boru ve kanat tipli türbülatorlerden oluşan ısı değiştiricilerinde akış yapısı ve ısı transfer artışını sayısal olarak incelemişler. Sonuçta türbülatorlerin kullanılması, ısı transferini artırdığını, dolayısıyla ısı değiştiricilerinin ölçülerinin küçülmesinde önemli bir parametre olduğunu göstermişlerdir

David C. Farthing, “IMPROVING BOILER ROOM EFFICIENCIES” isimli çalışmada, ekonomizerlerin boiler verimliliğine etkilerini incelemiştir. Yapılan çalışmada ekonomizer’in boilerden %5,361 gibi bir kazanç olduğunu saptamıştır.

Alam ve Ghoshdastidar (2002), içine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak farklı kanatçık kullanarak incelemişlerdir. Akış düzgün ve laminar olup, boruya sabit ısı akısı verilmiştir. Isı iletim katsayısının ve viskozitenin sıcaklığa bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Yapılan çalışma neticesinde iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi artışı görüşmüştür.

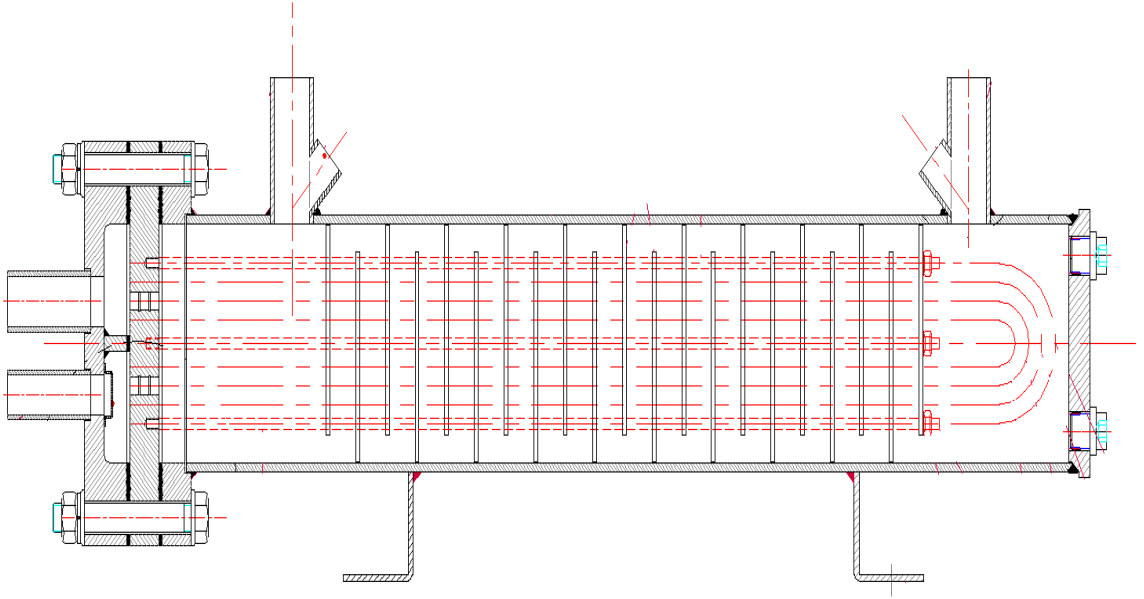
Sultan ÖRENAY (2011), “SANAYİ FIRINLARINDA MERKEZİ REKÜPERATÖR, REKÜPERATİF VE REJENERATİF YAKICILAR” isimli çalışmasında, reküperatörlerin kullanım yerlerini incelemiştir. Sonuç olarak : “ Tüm endüstriyel yakma sistemlerinin temel amacı mümkün olan en yüksek verimi ve en düşük egzoz gazı emisyonunu sağlamaktır.” sonucuna varmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Materyal

3.1.1. Isı değiştiricisi

İki veya daha fazla akışkanın ısınma veya soğuma işlemi yapıldığı cihazlardır. Kullanım yerine göre, boru tiplerine göre, kullanılan akışkanlara göre değişik isimler ve tasarımlar mevcuttur.



şekil 3.1.1. Isı Değiştiricisi

3.1.1.1. Isı değiştiricisini oluşturan bileşenler

a) Akışkan giriş nozul

Isı değiştiricisinin boru içinden ve gövdeden geçecek akışkanların ısı değiştiricisine giriş yaptıkları nozullardır.

b) Akışkan ıkış nozul

Isı değiştirici sisteminde çıkacak olan akışkanların çıkış yaptıkları nozullardır.

c) Kondens boşaltma

zellikler buharlı sistemlerde kullanılır yoğuşan akışkanın sistemden uzaklaştırılması sağlanır. Sistem için en önemli unsurlardan birisidir. Aksi halde yoğuşan akışkan ısı değiştiricisinde boru delinmelerine neden olmaktadır.

d) Bombe

Akışkanların dönüşlerini yumuşatmak için kullanılan akışkanın borulara girişini ve çıkışını sağlayan parçadır.

e) Ayna

Boruların diziliminin yapıldığı boruları belirlenen mesafelerde eşanjörün içinde tutmaya yarayan parçadır.

f) Gövde

Boruların dışından geçen akışkanın akışının gerçekleştiği haznedir.

g) Perde

Boru içinden geçen akışkanın dönüşlerini sağlayan parçadır. Bu sayede akışkan girdiği gibi sistemi terk etmez. Sistemde dolaşımı sağlanır.

h) Yüzer Kafa

Sistem sıcaklıkları çok fazla ise boruların uzayıp kısalmasına müsaade eden paradır.

i) Borular

Akışkanlar arasında ısıl iletimi sağlayan ve akışkanların birbirine karışmasını önleyen parçalardır.

j) Tie rod

Gövde içinde bulunan baffellarin sabitlenmesini sağlayan ve mesafelerini ayarlayan elemanlardır.

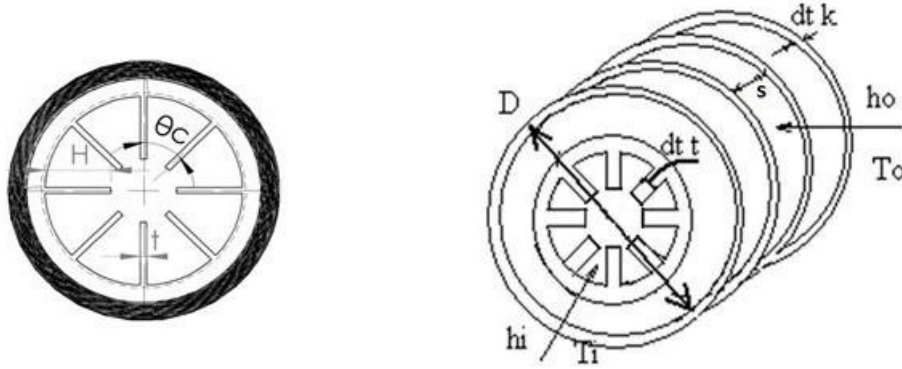
k) Baffle

Gövdeden geçen akışkanın sistem içinde dolaştırılmasını sağlayan parçalardır.

3.2. Isı değiştiricilerinin Isıl Hesapları

3.2.1. Kanatlı boru hesabı

D ısıtıcı boru apı, L ısıtıcı boru uzunluğu, s kanatlar arası mesafe ve t kanat kalınlığı olmak üzere, içten kanatlı ve dıştan kanatlı borunun şematik durumu şekil 3.2.1.'de gösterilmektedir.



şekil 3.2.1. İçten ve Dıştan Kanatlı boru

Bir boru üzerine yerleştirilen kanatların birbirlerine göre durumları; iki kanat arası mesafenin (s), kanat dibi çapına (d) oranı (s/d) ile belirlenir. Akışkanın iki kanat arasında oluşturduğu kanal içinde akışı ve her iki kanat yüzeyindeki termal tabakaların birbiri ile etkileşimleri kanat boyuna bağlı olup, akışa etkili geometrik parametre kanat ucu çapının (D) kanat dibi çapına oranı (D/d) ile bulunur. Böylelikle gravitasyonel çekim alanı içinde konumu belirtilen tek bir boru etrafındaki akışta etkili kanat geometrik parametreler s/d ve D/d ' dir. Bu parametrelerin uygulamadaki değişim aralıkları ise, $0,125 \leq s/d \leq 1,0$ ve $1,5 \leq D/d \leq 6$ dır(Karabacak 1989).

Su tarafından ısıtıcı boru yüzeyine aktarılan ısı,

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} * c_{su} * \Delta T_{su} \quad (3.1)$$

formülü kullanılarak bulunur.

Bu ısıtıcı boru yüzeyi vasıtası ile kanatlı borunun dışından geçen havaya taşınım ve ışınım ısı transferi yöntemleri ile aktarılacaktır. ışınım değeri ihmal edilecek kadar küçük olduğu kabul edilmektedir (Yakar 2007).

Su tarafından hava tarafına geçen ısı miktarı;

$$Q_h = \dot{m}_h * c_h * \Delta T_h \quad (3.2)$$

formülünden hesaplanır.

Denklem (3.2)'de sudan havaya geçebilecek ısı miktarı gösterilmektedir. Isıtıcı boruya giren enerji, çıkan enerjiye eşit olacağından,

$$\dot{m}_{su} * c_{su} * \Delta T_{su} = \dot{m}_h * c_h * \Delta T_h + Q_{\text{çevre}} \quad (3.3)$$

şeklinde olmaktadır. $Q_{\text{çevre}}$, yalıtım nedeniyle ihmal edilecek düzeyde küçük olmaktadır.

Taşıyım ile ısı transferi hesabı

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.4)$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{s}{k \cdot A_k} + \frac{1}{h_d \cdot A_d} \quad (3.5)$$

İç yüzey ısı transfer katsayısı hesaplanırken;

$$Re = \frac{u \cdot D_H}{\nu} \quad (3.6)$$

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (P: \text{Islak çevre}) \quad (3.7)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (\text{Calbourn eşitliği}) \quad (3.8)$$

Hausen tarafından verilen boru uzunluğu ve boru çapının Nu üzerindeki değişim formülü;

$$Nu_d = Nu \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (3.9)$$

$$Nu_d = \frac{h_i d}{k} \quad (3.10)$$

Buradan h_i çekilerek hesaplanabilir.

F_k (ortalama yüzey alanı) hesaplanırken;

$$A_k = \frac{A_d - A_i}{\ln \frac{A_d}{A_i}} \quad (3.11)$$

formülü kullanılır.

Kanatlı borularda hava tarafı ısı transfer katsayısı hesaplanırken;

$$Nu_d^{\text{iso}} = 0.446 \left[\left(\frac{\delta}{s} + 1 \right) \left(1 - \frac{K^*}{\left(\frac{s}{d_o} \right)^b (Re_d)^{0.07}} \right) \right]^{0.55} Re_d^{0.55} \quad (3.12)$$

(Han Taw Chen, Wei ve Lun Hsu 2007).

Nu_d^{iso} ve Re_d formülleri, $2550 \leq Re_d \leq 42000$ aralığında geçerlidir.

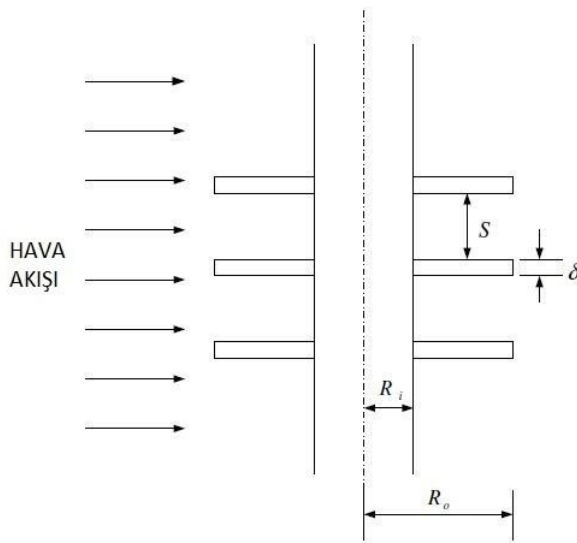
$$Nu_d^{iso} = \frac{\hat{h}_d^{iso} d_o}{k_{air}} \quad (3.13)$$

$$Re_d = \frac{V_{air} d_o}{\nu} \quad (3.14)$$

b ve K^* sabitleri için verilen değerler ;

$$b = 0.27, K^* = 0.62 \quad 0.034 \leq \frac{S}{d_o} \leq 0.14 \quad (\text{Han Taw Chen, Wei ve Lun Hsu 2007}).$$

$$b = 0.55, K^* = 0.36 \quad \frac{S}{d_o} \leq 0.14 \quad (\text{Han Taw Chen, Wei ve Lun Hsu 2007}).$$



Şekil 3.2.2. Tek borulu kanatlı ısı değiştiricisinin şematik gösterimi

(Han Taw Chen, Wei ve Lun Hsu 2007).

Kanat verimliliği (η_f);

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad (3.15)$$

$$\tanh X = \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad (3.16)$$

$$X_d = hF \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_d}{b_F \cdot \lambda_F}} \quad X_i = hF \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_i}{b_F \cdot \lambda_F}} \quad (3.17)$$

h_d = Hava tarafı ısı transfer katsayısı ($W/ m^2 \cdot K$)

h_i = Su tarafı ısı transfer katsayısı ($W/ m^2 \cdot K$)

λ_F = Kanat malzemesinin ısı iletimi ($W / m \cdot K$)

b_F = Fin (kanat) genişliği (m)

h_F =Fin yüksekliği (m)

Disk kanatlı boru korelasyonlarında fin verimliliğinde X'in yerine X_{DF} kullanılır.

$$X_{DF} = X \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln \frac{d_F}{d_C})$$

d_F = kanat çapı (mm)

d_C = Yalın boru çapı (mm)

$$\check{T} = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty}) \cdot e^{\left(-\frac{UF}{\rho \cdot c_p \cdot v}\right)} \quad (3.18)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_0 - T_{\infty}) - (T_{\check{c}} - T_{\infty})}{\ln \frac{T_0 - T_{\infty}}{T_{\check{c}} - T_{\infty}}} \quad (3.19)$$

3.2.2. Basınç Düşümü ve Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Isı değiştiricilerinde basınç düşümü nedeniyle pompalama güç harcamanın analizi ısı transferi kadar öneme sahiptir. Isı değiştiricilerinin giriş bölgelerinde akış kesitinin değişiminden ve tersinmez serbest genişlemedeki sınır tabaka ayrılması ile akış yönündeki momentum kayıplarından basınç düşüşüne neden olmaktadır (**Yakar 2007**).

Çıkış bölgesinde de yine sürtünme ile ilişkisi bulunmayan sadece akış kesitinin değişiminden doğan basınç artımı ve ani genişleme sonucundaki momentum kayıplarından doğan basınç düşümü oluşmaktadır (**Yakar 2007**).

Akışkanın ivmelenmesinden oluşan momentum kaybı da basınç düşümüne neden olur. Dairesel kanal içine alınmış akışkanın ısı geçişi yüzeylerine sürtünmesi, sürtünmeye bağlı basınç düşümüne neden olmaktadır (**Yakar 2007**).

Sonuç olarak, ısıtıcıda boru içi basınç düşümü bunların toplamından oluşur.

Giriş bölgesi basınç düşümü,

$$\Delta p_g = \frac{\dot{G}^2}{2\rho_1} \cdot (1 - \sigma_o^2) + k_{\check{c}} \cdot \frac{\dot{G}^2}{2\rho_1} \quad (3.20)$$

Çıkış bölgesi basınç düşümü,

$$\Delta p_{\check{c}} = \frac{\dot{G}^2}{2\rho_2} \cdot (1 - \sigma_o^2) + k_e \cdot \frac{\dot{G}^2}{2\rho_2} \quad (3.21)$$

Akışkanın ivmelenmesinden doğan momentum kaybına bağlı basınç düşümü,

$$\Delta P_{iv} = \dot{G}^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (3.22)$$

Kanat ve borudan oluşan ısıtıcı yüzeye havanın sürtünmesinden meydana gelen basınç düşümü ise,

$$\Delta p_f = f \cdot \left(\frac{L}{d} \right) \cdot \frac{\rho_1}{\rho_m} \cdot \frac{\dot{G}^2}{2\rho_1} \quad (3.23)$$

Denklem (3.20) ve (3.21)'de yer alan σ_0 , serbest akış kesitinin toplam kesit alanına oranıdır. Denklem (3.20)'de yer alan k_σ , tersinmez ani daralmadan doğan basınç kayıp katsayısını ve denklem (3.21)'de yer alan k_e ise ani genişlemeden oluşan basınç kayıp katsayısıdır. Bu katsayılar akış geometrisine bağlı olduğu gibi hız dağılımının momentum kayıplarına etkisi nedeni ile Reynolds sayısı ile de bağlantılı olmaktadır (**Yakar 2007**).

Denklem (3.20), (3.21), (3.22) ve (3.23)'da yer alan ρ_1 , akışkanın ısıtıcıya girişteki yoğunluğu, ρ_2 , akışkanın ısıtıcıdan çıkıştaki yoğunluğu ve ρ_m ise, akışkanın ısıtıcıdaki ortalama yoğunluğu,

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad (3.24)$$

şeklinde denklem (42)'den faydalanılarak bulunmaktadır. Denklem (3.24)'de yer alan f , sürtünme katsayısı, L , ısıtıcı boyu ve d 'de çaptır.

Toplam basınç düşümü,

$$\Delta P_t = \Delta P_g + \Delta P_f + \Delta P_{iv} \quad (3.25)$$

şeklinde denklem (3.23) yardımıyla belirlenmektedir.

İç ve dış yüzeyi kanatlandırılarak genişletilmiş ısıtıcı boruların bu yüzeylerindeki ısı transferi katsayısı ile sürtünmeye bağlı basınç düşümünün belirlenmesi ilk aşamada boruya dik akış durumunun incelenmesi ile mümkündür.

Buna karşılık gövde tarafı akışkan kanatçık ve gövde arasındaki aksel doğrultuda, iki kanat arasındaki bölgede de ısıtıcı boruya dik ve takiben akış yönündeki kanatçık üzerinde açılmış dairesel kesitten de açılmalı etki ile akar. Akış yönünde akış kesit alanı tekrarlı fakat sürekli değiştiğinden gövde tarafı akışkan periyodik olarak yavaşlar ve hızlanır. Bu akış giderek ısınan, sıcaklığı artan akışkanın ivmelenmesinden de etkilenir. Dolayısıyla bu tür sistemlerde gerek ısı transferi katsayısı ve gerekse basınç düşümü büyük ölçüde akış yoluna ve türbülans derecesine bağlı olmalıdır (**Yakar 2007**).

Bu parametreler; akış hızı, ısıtıcı boyutu ile kanat geometrisi, kanat boyu, kanat kalınlığı ve kanatların boru üzerine yerleşim tarzının fonksiyonudur. Bu hal için akış, ısı transferi ve basınç düşümünü veren denklemlerin çözümü sonuç vermeyecek kadar karmaşıktır. Nitekim literatürde mevcut denklemler, tamamen belli koşullarda yapılmış deneysel verilerle belirlenmektedir (Yakar 2007).

Çalışmada kanatlı boru girişinden itibaren içi boş düşük kanatlı borunun, içi boş yüksek kanatlı borunun ve değişik geometrik şekillerdeki içten kanatların geometrisine göre, sıcak suda oluşan sıcaklık düşümü, basınç kaybı içten ve dıştan kanatların şekillerine göre incelenmiştir.

Analizlerde iç akışkan olan suyun kanatlı boruya giriş-çıkış noktaları arasındaki basınç ve sıcaklık değişiminin tespiti yapılacaktır. Önceki kısımlarda da açıklandığı gibi akışa etkili parametrelerin sayısı oldukça fazladır. Akışın, sonuçları literatürde yer alan akış şekilleri ile tam olarak açıklanması mümkün görülmemektedir.

Isı değiştiricilerinde akışkanın ısıtıcı yüzey üzerindeki hareketi, bu yüzeylerden hem taşınım ile ısı transferinde ve hem de sürtünme ile basınç düşümünde etkilidir. Böylece gövde tarafı ortalama sürtünme katsayısı, f , sistemin ölçülen ve tespit edilen büyüklükleri kullanılarak belirlenmelidir. Bu husus gözetildiğinde,

$$f \cdot \hat{Re}_d = 2 \cdot \frac{d^3}{L} \cdot \frac{\rho_m}{\mu \lambda} \cdot \frac{\Delta p_t}{\dot{G}} \cdot \frac{q_c}{\Delta T} \quad (3.26)$$

bağıntısı elde edilir. Burada \hat{Re}_d , $Re_d Nu_d$, ısıtıcı boru çapına göre tanımlanan düzeltilmiş Reynolds sayısıdır.

Burada da akışkana ait özellikler film sıcaklığında alınmaktadır.

Böylece, denklem (3.26)'den f , bulunur.

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD MODELLEMESİ)

Akışkanlar mekaniği ve ısı akısı, mekanik bilim alanının en karışık ve modellemesi en zor olan problemidir. Bu yüzden araştırmacıların hala bu alanda yapacakları ve konuya yapacakları katkıları büyük boyutlardadır. Bu alanda bilgisayar donanım ve yazılım teknolojilerine paralel olarak geliştirilen çok sayıda bilgisayar destekli çözüm modelleri bulunmaktadır. Bu modeller Akışkanlar dinamiğini tarifleyen ana denklemlerin bilgisayarın özelliklerine göre farklı sayısal yöntemler kullanarak çözülebilir hale getirilmesi ile oluşmaktadır. Geliştirilen çözüm yöntemleri tamamı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin (Computational Fluid Dynamics) (HAD) temelini oluşturur. Çözüm, belirli bir mühendislik hassasiyeti ile tek bir bilgisayar veya birkaç taneden birkaç bin tane işlemcinin kullanıldığı paralel hesaplama yöntemleri ile akış ve enerji denklemlerinin formülasyonunu ve çözümünü oluşturmaktadır (**Kaykayoğlu ve C.R. 1994**).

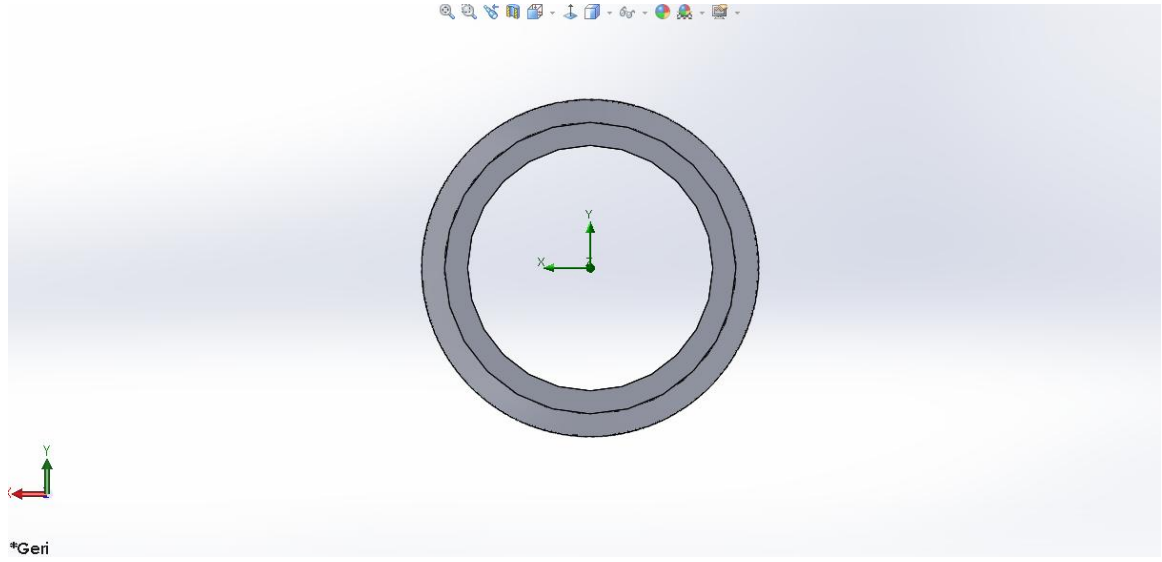
HAD yöntemlerinin akış ve ısı transferi alanlarının modellenmesinde büyük gelişmeler sağladığı bilinmektedir. Daha önceden pek çok anlaşılmayan akış özelliklerinin doğası bu yöntemle anlaşılır ve basit hale gelmiştir. Endüstride birçok uygulamalı mühendislik probleminde kullanılan HAD tekniklerinin deneysel gözlemleri de destekleyen bir yöntem olarak kullanımı her geçen gün artmakta ve yeni bir teknoloji alanı ortaya çıkmaktadır. HAD kod program analizleri, bilimsel çalışmalara maliyet ve zaman açısından olumlu katkılar da bulunmaktadır (**Çorak 2010**).

Günümüzde kullanılan bilgisayar programlarının doğruluk oranının artmasıyla, imalata geçilmeden önce ısı değiştiricilerinde veya akışkanın olduğu makinalarda kritik noktaları belirlemek ve oluşabilecek sorunları önceden görmek önemli bir ilerlemedir. Bu sayede bir ürünün imalatı yapılmadan önce analizlerle yaklaşık sonuçları görmek ve yapılan hataları tespit etmek mümkündür.

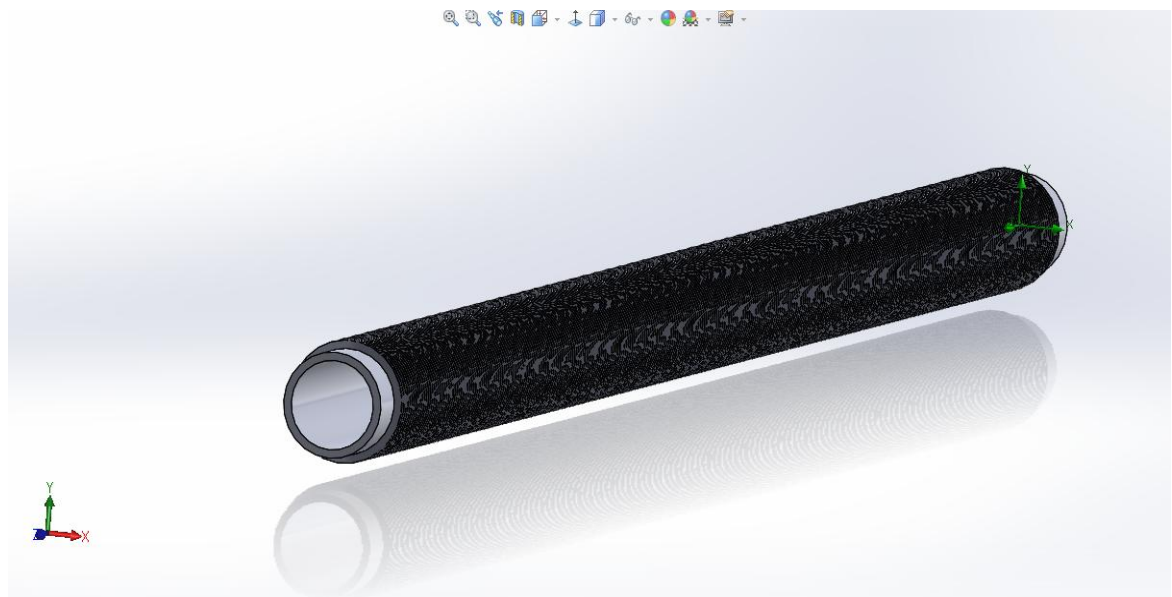
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

5.1. İçi boş kısa kanatlı borunun incelenmesi

İçi boş kısa kanatlı borunun şematik görünüşleri Şekil 5.1.1.ve Şekil 5.1.2’de verilmiştir. Dış kanadın dış çapının, borunun dış çapına oranı (D/d) 1,16 olarak tasarlanmıştır.

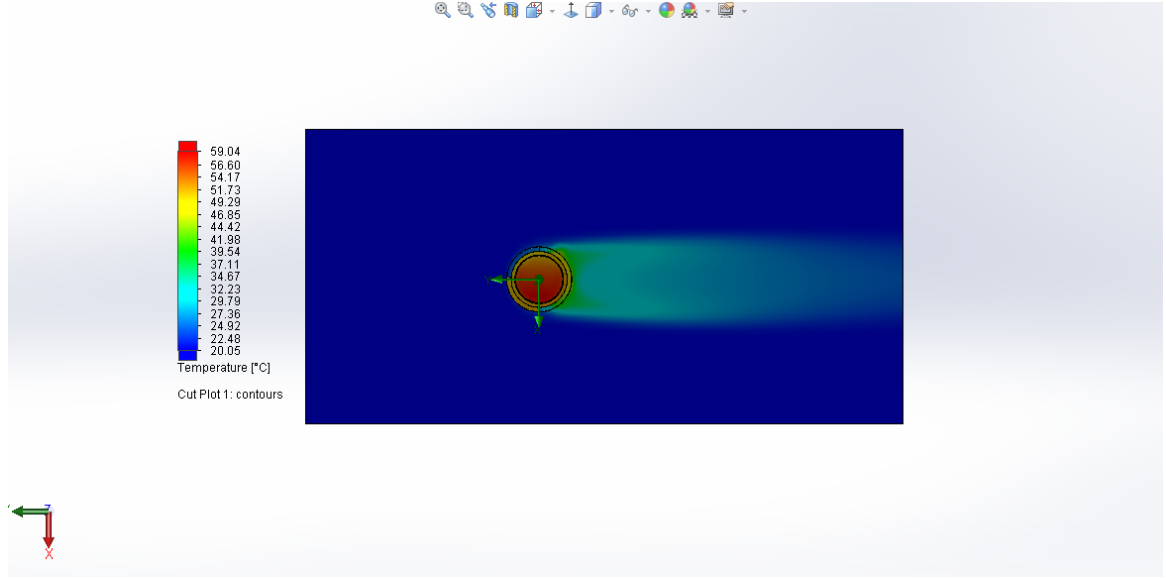


Şekil 5.1.1. Kısa dıştan kanatlı boru şekli görünüm-1

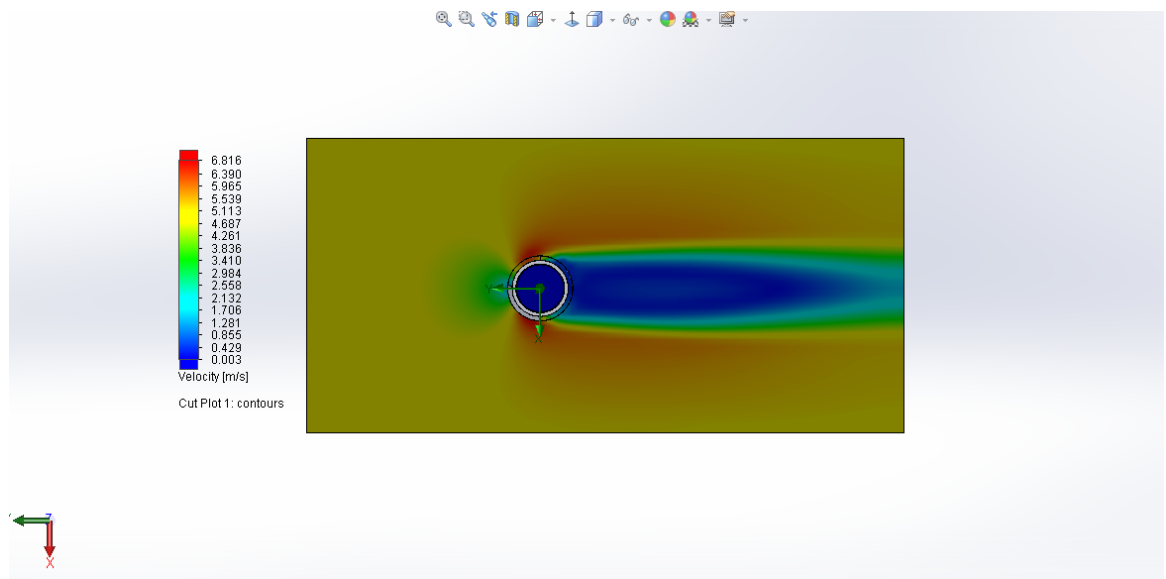


Şekil 5.1.2 Kısa dıştan kanatlı boru şekli görünüm-2

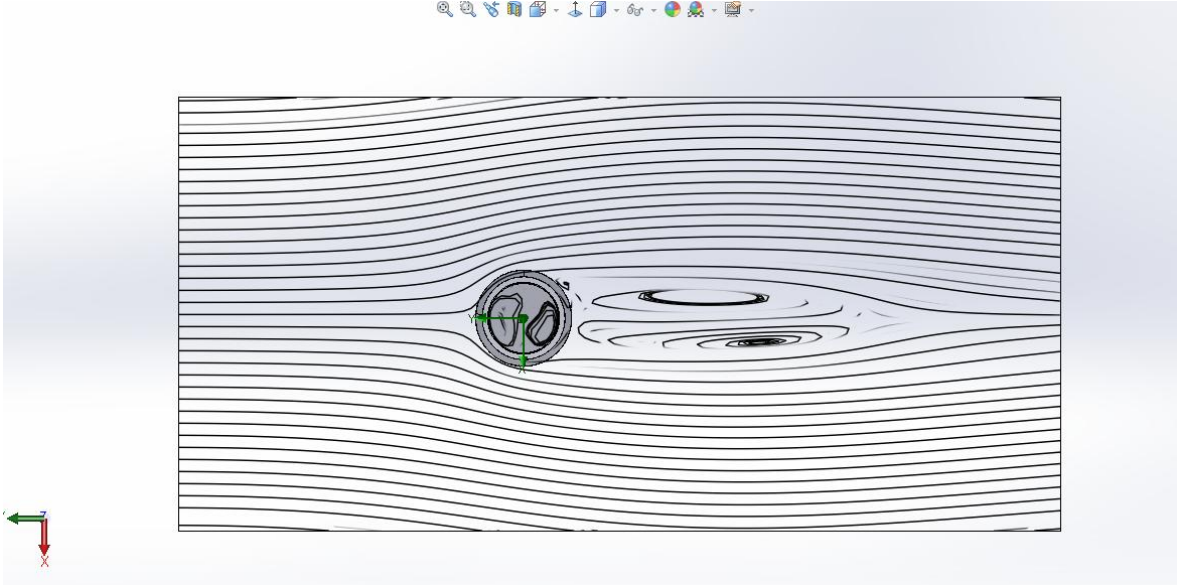
İçi boş kısa kanatlı borunun akış analiz görüntüleri Şekil 5.1.3. ve Şekil 5.1.6’de verilmiştir. Şekiller de verilen analiz görüntüleri hava hızı 5 m/s, iç akışkanın Reynolds değeri 1630 için verilmiştir. Yapılan analizlerde dış akışkanın (havanın) sıcaklığı 20,05 °C, iç akışkanın suyun sıcaklığı 60 °C olarak alınmıştır.



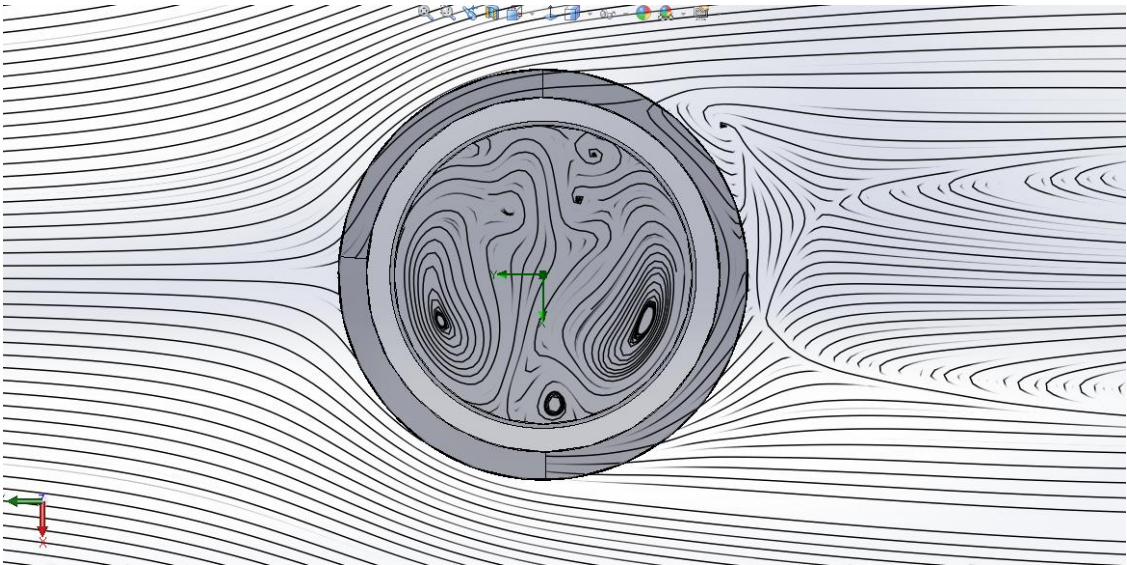
Şekil 5.1.3. İçi boş kısa kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi



Şekil 5.1.4. İçi boş kısa kanatlı borunun hız dağılım analiz

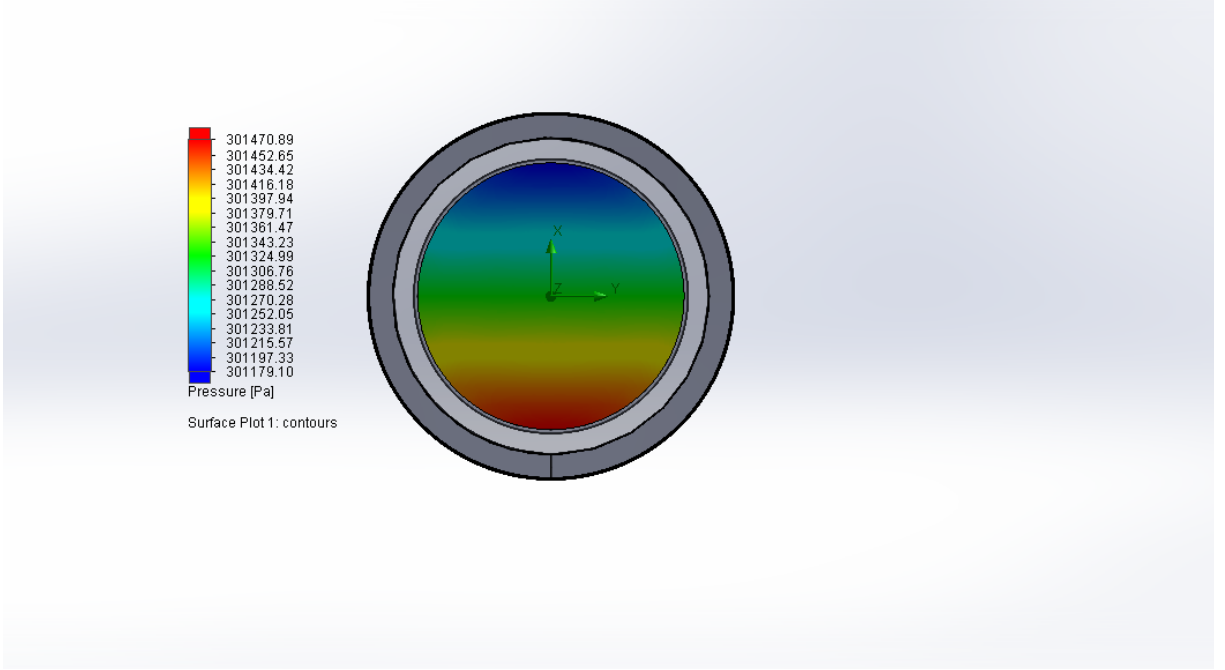


Şekil 5.1.5. İçi boş kısa kanatlı borunun dış akış analizi

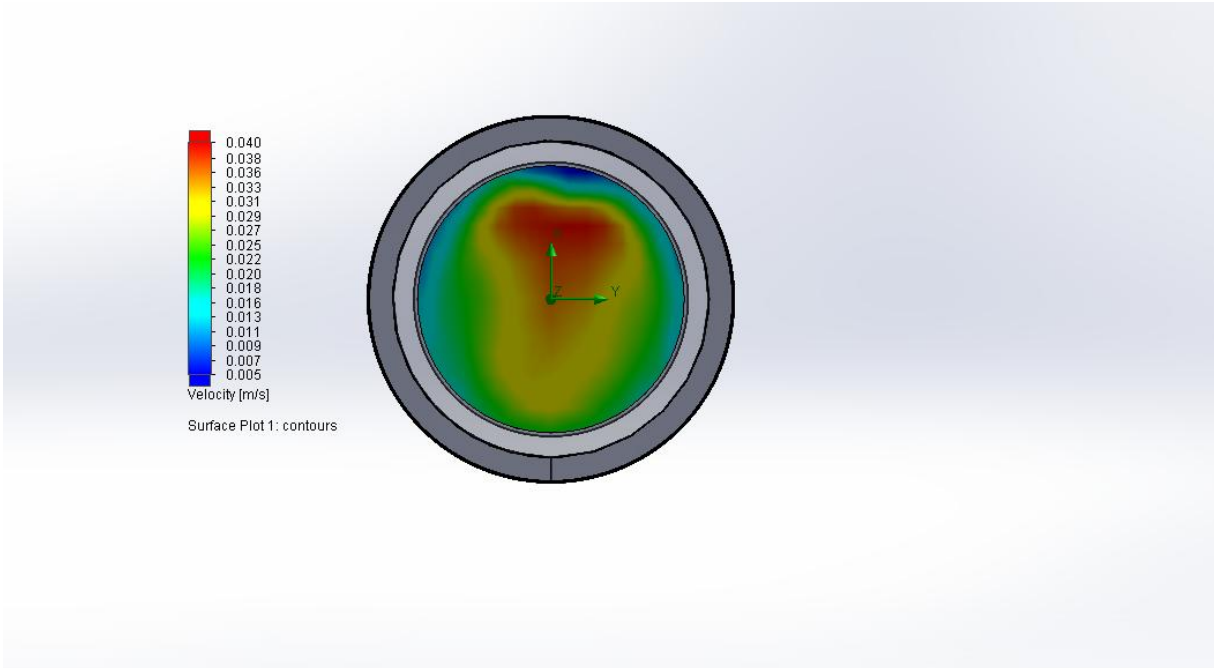


Şekil 5.1.6. İçi boş kısa kanatlı borunun iç ve dış akış analizi

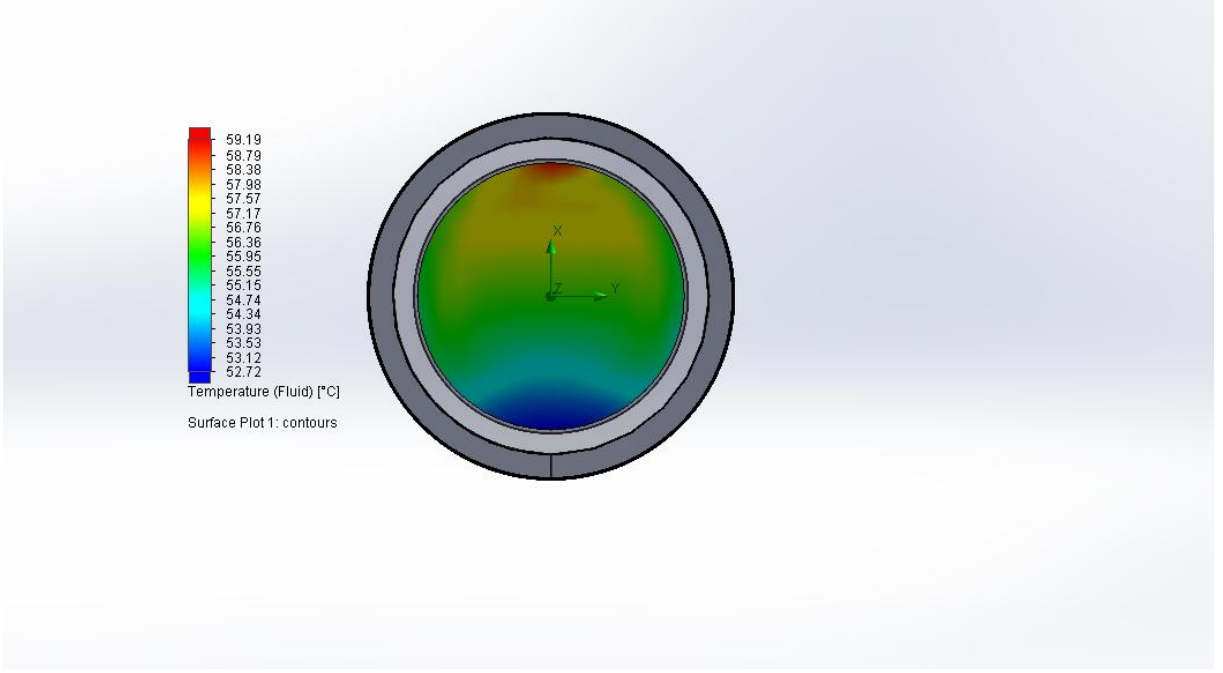
İçi boş kısa kanatlı borunun iç akış analiz görüntüleri Şekil 5.1.7. ve Şekil 5.1.10'da verilmiştir.



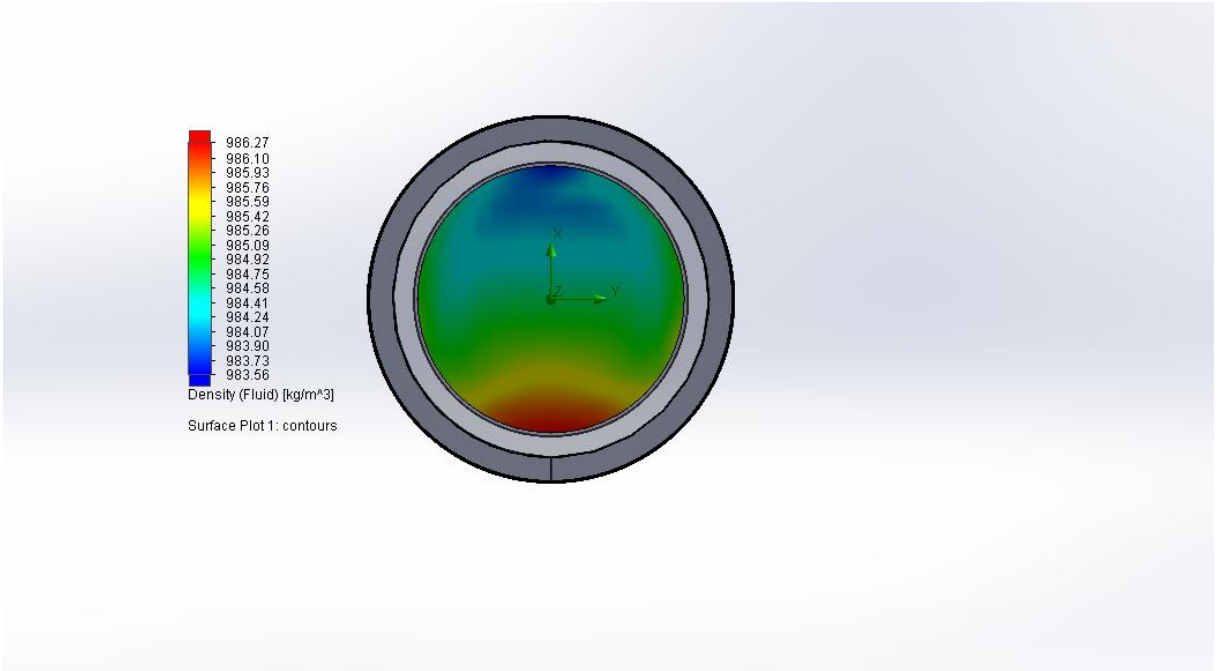
Şekil 5.1.7. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi



Şekil 5.1.8. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi

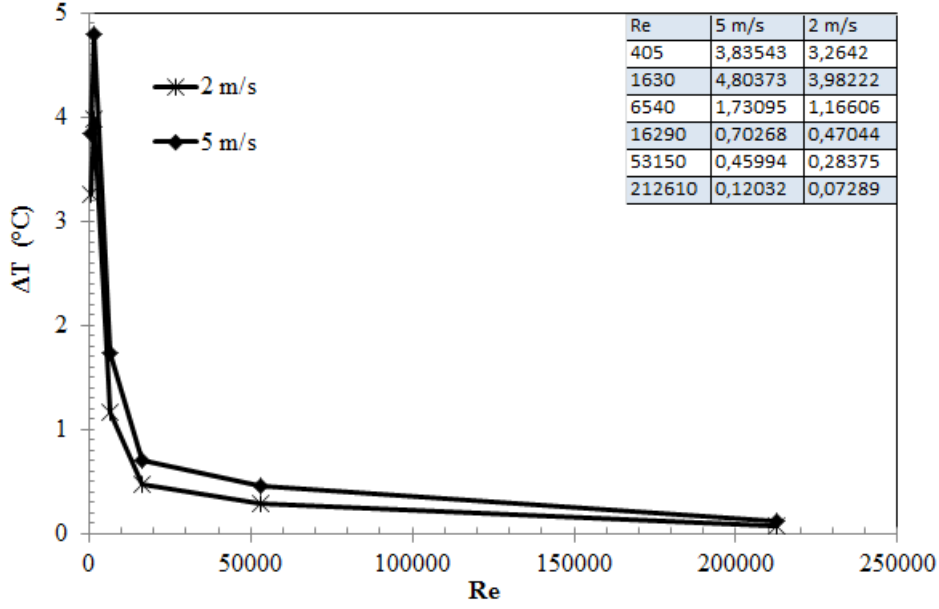


Şekil 5.1.9. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi

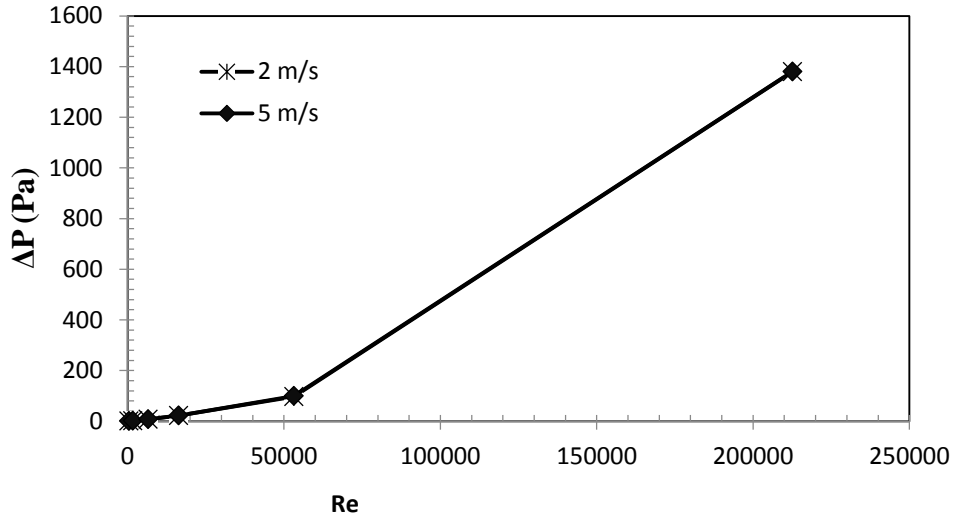


Şekil 5.1.10. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi

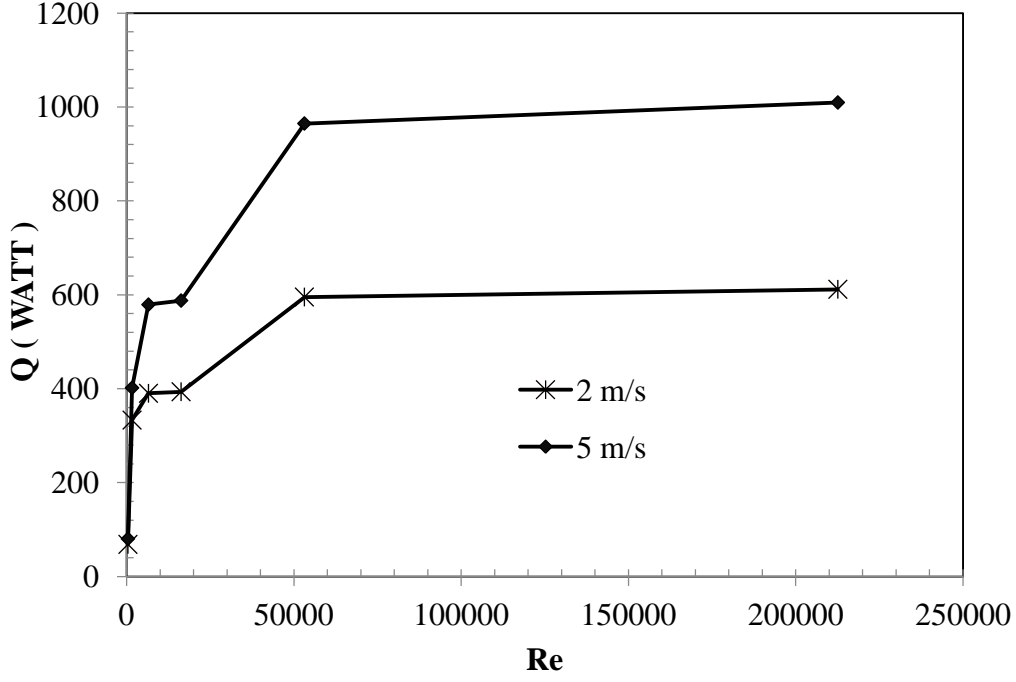
İçi boş kısa kanatlı borunun iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 5.1.11’de, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil 5.1.12’de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 5.1.13’de verilmiştir.



Şekil 5.1.11. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışının Re -Sıcaklık farkı değişim grafiği



Şekil 5.1.12. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği



Şekil 5.1.13. İçi boş kısa kanatlı borunun iç akışının Re – Isı geçişi değişim grafiği

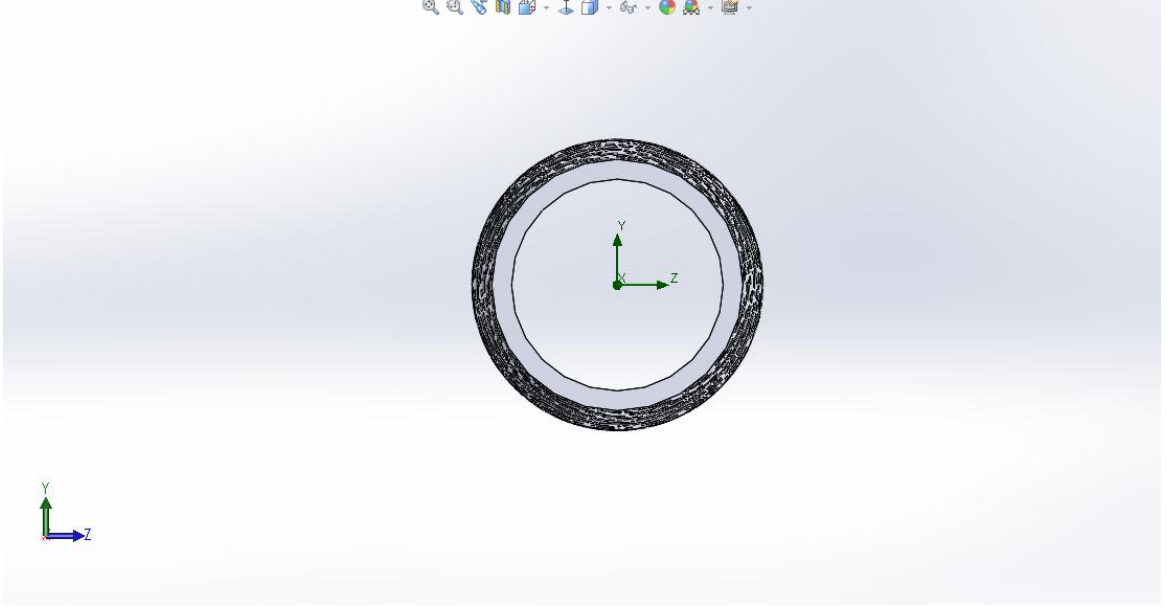
Yapılan analizler sonucunda içi boş kısa kanatlı borunun su tarafı Reynolds'a ve havanın hızına göre sıcaklık değişimleri, basınç değişimleri ve ısı geçişleri incelenmiştir.

İçi boş kısa kanatlı borunun ısıtıcı borunun iç akışkanının Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık değişiminin azaldığı, basıncın düşümünün arttığı, ısı geçişinin arttığı tespit edilmiştir. İçi boş düşük kanatlı borunun ısıtıcı borunun dış akışkanının (havanın) hızı arttıkça ise iç akışkanın (suyun) sıcaklık değişiminin arttığı, basınç düşümünün ihmal edilebilir düzeyde değiştiği, ısı geçişinin iç akışkanın (suyun) Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı tespit edilmiştir.

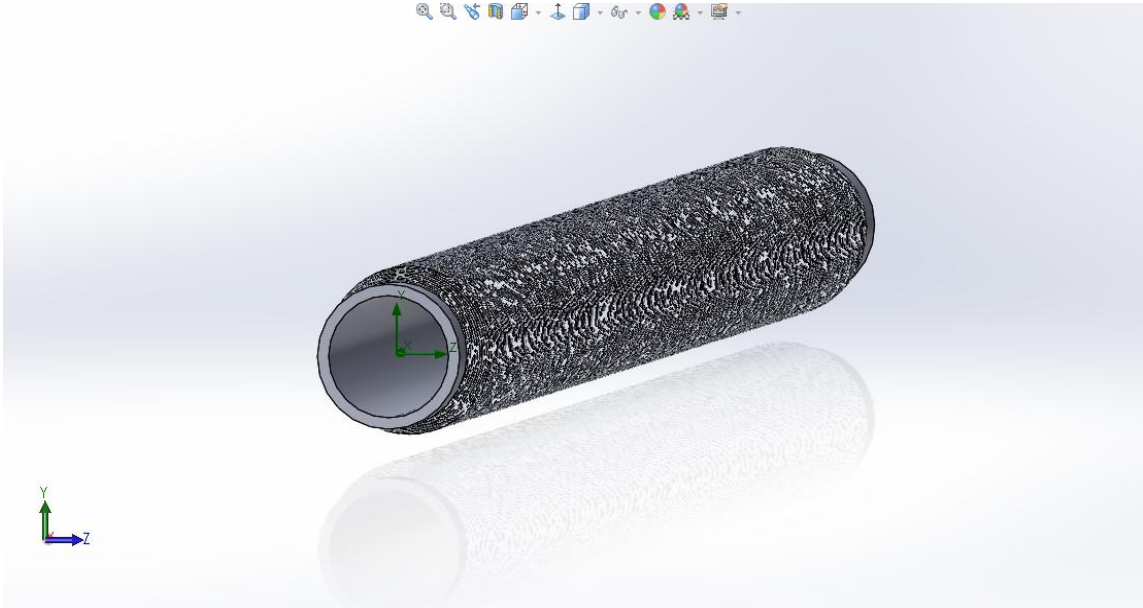
Yapılan analizler sonucunda içi boş kısa kanatlı ısıtıcı borunun iç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 53150 değerinden sonra sıcaklık değişim oranının azaldığı Şekil 5.1.11.'de görülmektedir, İç akışın Reynolds değeri 145000'den sonra ise basınç düşümünün kabul edilir değerleri aştığı Şekil 5.1.12.' de görülmektedir. İç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 53150 değerinden sonra ısı geçişinin de artış oranının azaldığı Şekil 5.1.13.'de görülmektedir.

5.2. İçi boş uzun kanatlı borunun incelenmesi

İçi boş uzun kanatlı borunun şematik görünüşleri Şekil 5.2.1. ve Şekil 5.2.2.'de verilmiştir. Dış kanadın dış çapının, borunun dış çapına oranı (D/d) 1,41 olarak tasarlanmıştır.

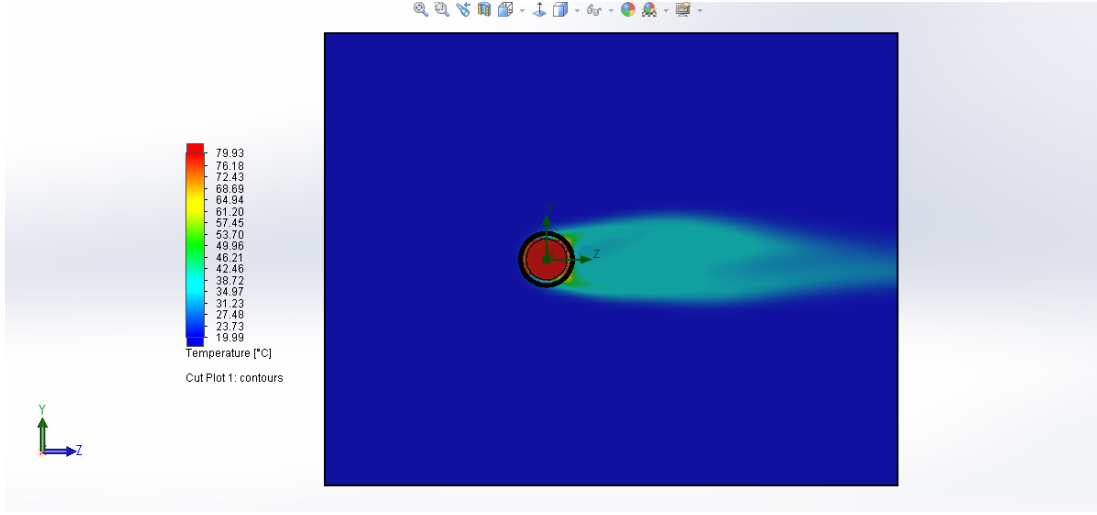


Şekil 5.2.1. Uzun dıştan kanatlı boru şekli görünüm-1

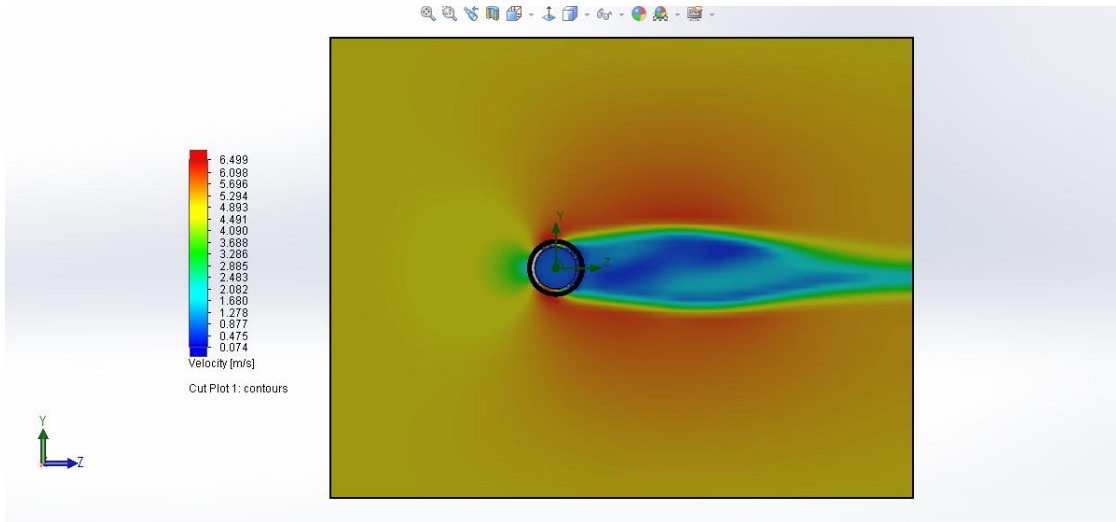


Şekil 5.2.2. Uzun dıştan kanatlı boru şekli görünüm-2

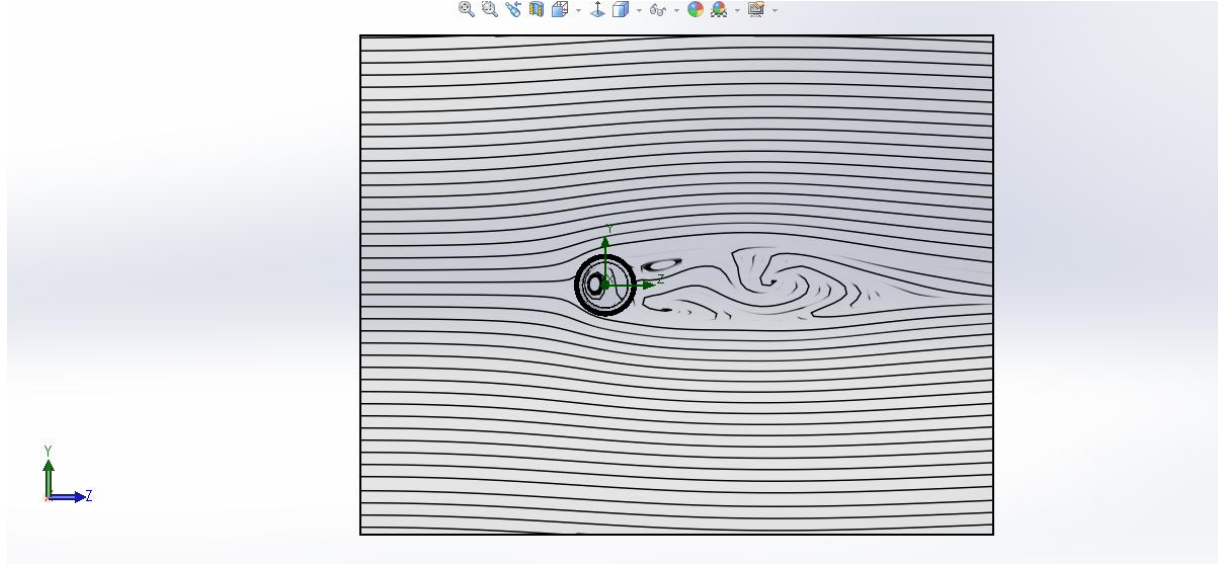
İçi boş uzun kanatlı borunun akış analiz görüntüleri Şekil 5.2.3. ve Şekil 5.2.6.'da verilmiştir. Şekiller de verilen analiz görüntüleri hava hızı 5 m/s, iç akışkanın Reynolds değeri 53150 için verilmiştir. Yapılan analizlerde dış akışkanın (havanın) sıcaklığı 20,05 °C, iç akışkanın suyun sıcaklığı 80 °C olarak alınmıştır.



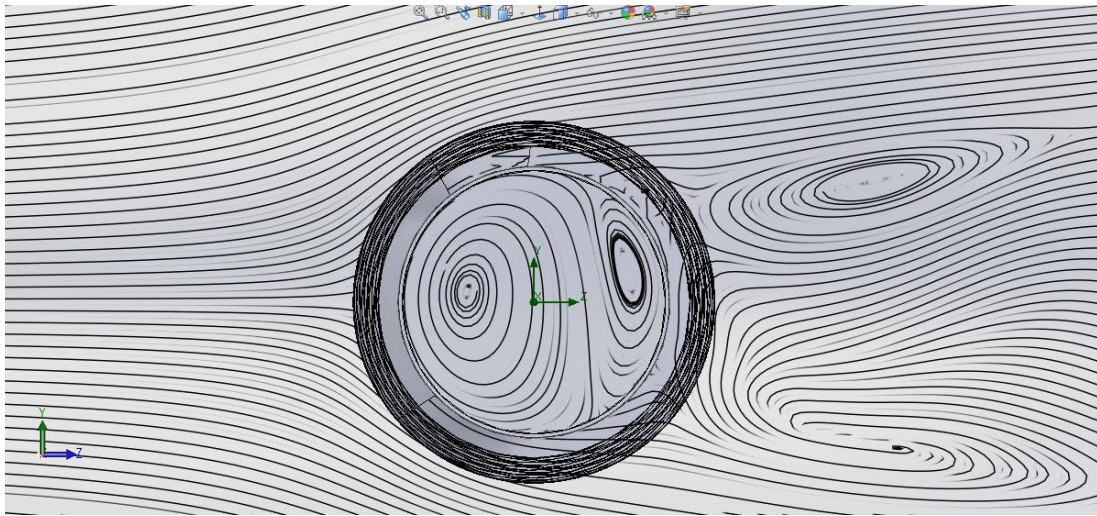
Şekil 5.2.3. İçi boş uzun kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi



Şekil 5.2.4. İçi boş uzun kanatlı borunun hız dağılım analizi

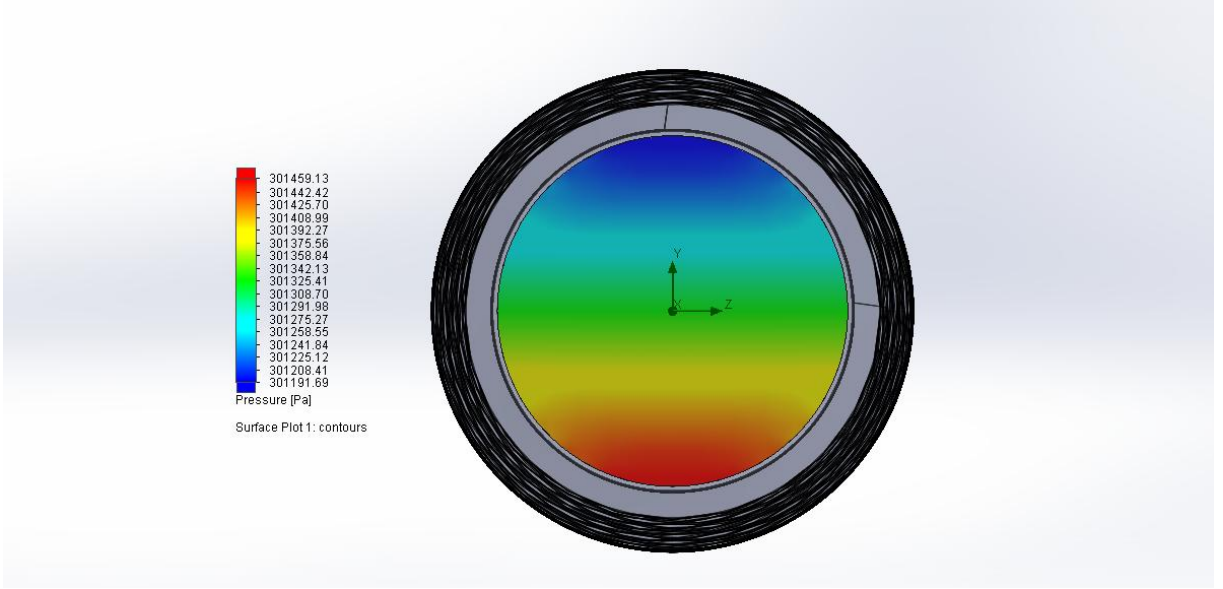


Şekil 5.2.5. İçi boş uzun kanatlı borunun dış akış analizi

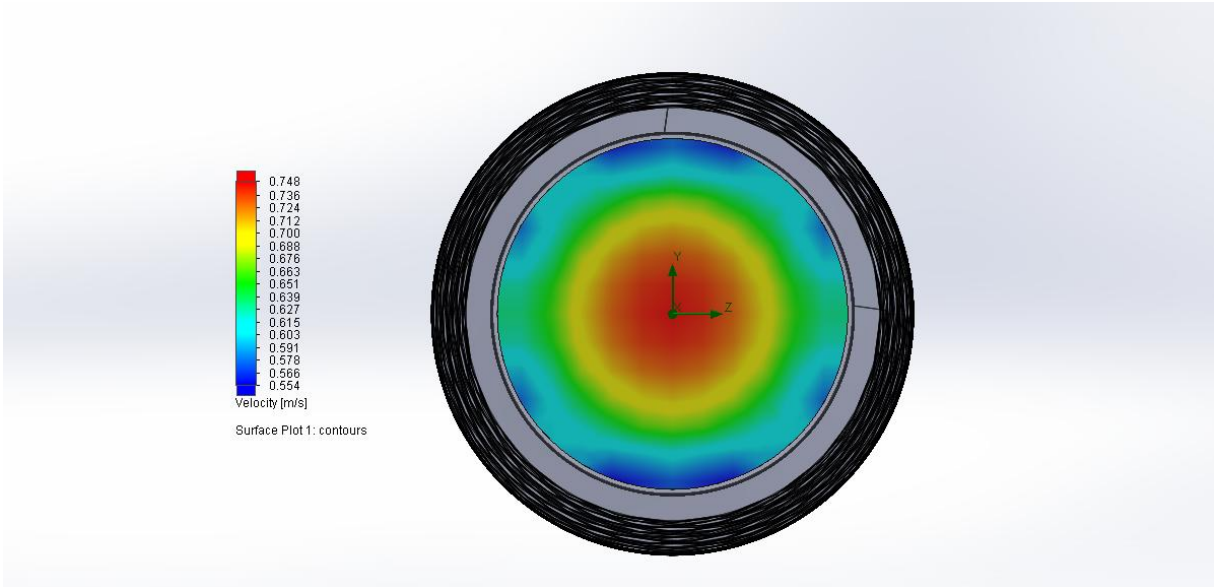


Şekil 5.2.6. İçi boş uzun kanatlı borunun iç ve dış akış analizi

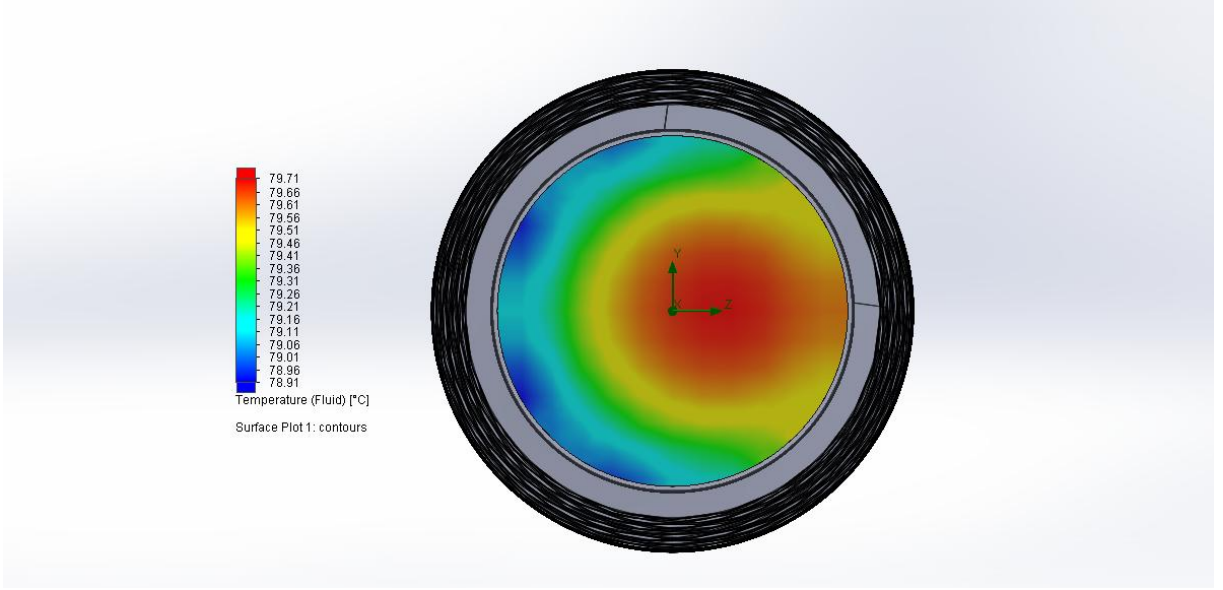
İçi boş uzun kanatlı borunun iç akış analiz görüntüleri Şekil 5.2.7. ve Şekil 5.2.10.'da verilmiştir.



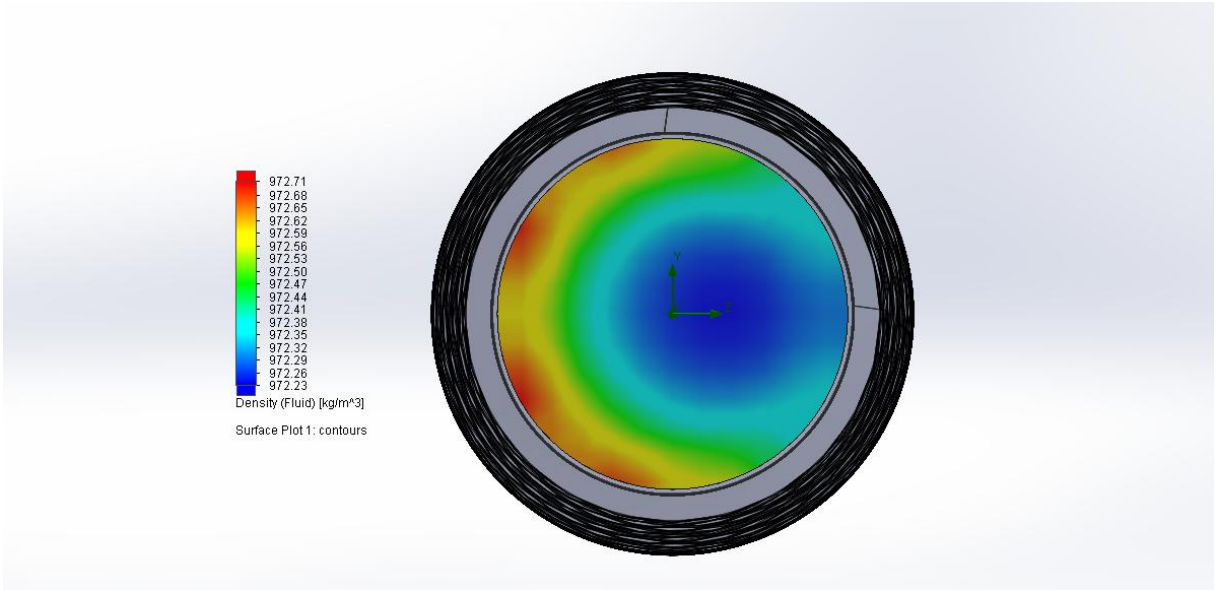
Şekil 5.2.7. İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi



Şekil 5.2.8. İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi

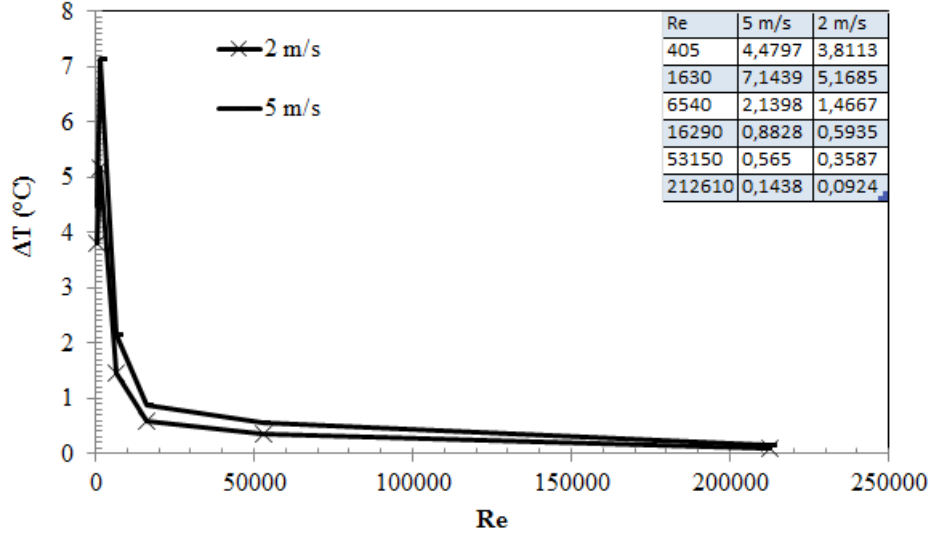


Şekil 5.2.9. İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi

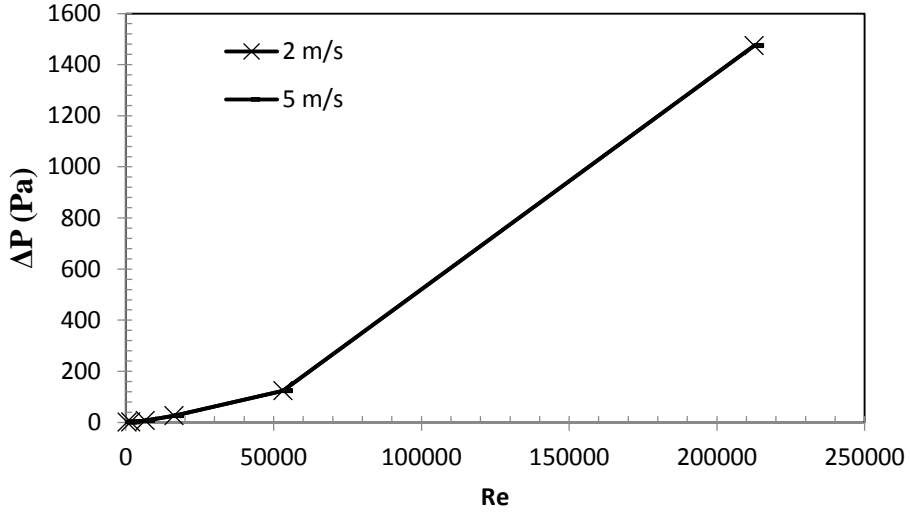


Şekil 5.2.10. İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi

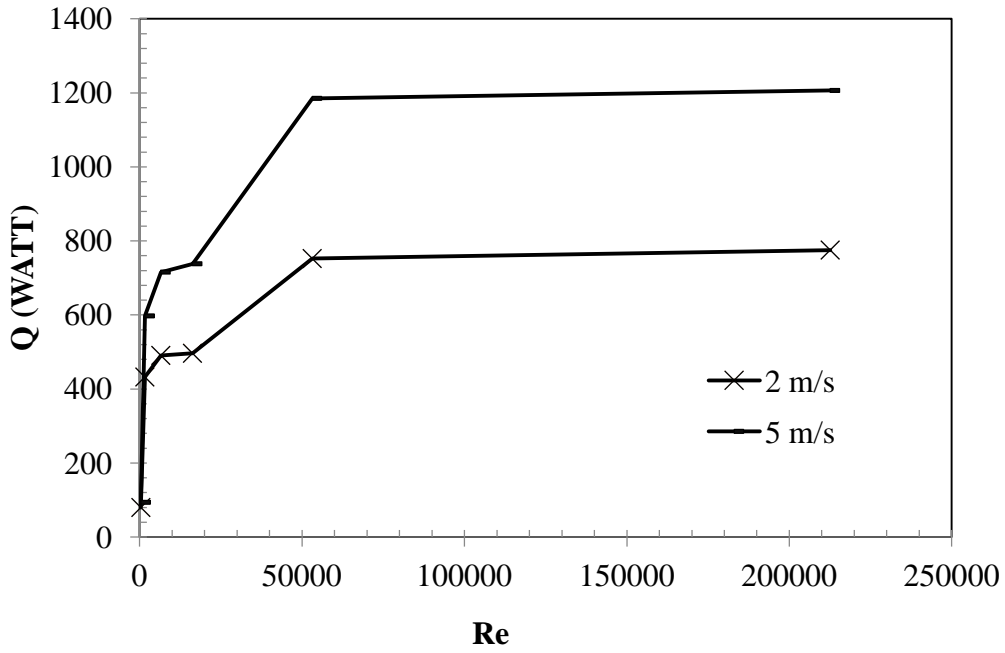
İçi boş uzun kanatlı borunun iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 5.2.11.'de, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil 5.2.12.'de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 5.2.13.'de verilmiştir.



Şekil 5.2.11. İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği



Şekil 5.2.12. İçi boş uzun kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği



Şekil 5.2.13. İçi boş uzun kanatlı borunun Re – Isı geçişi değişim grafiği

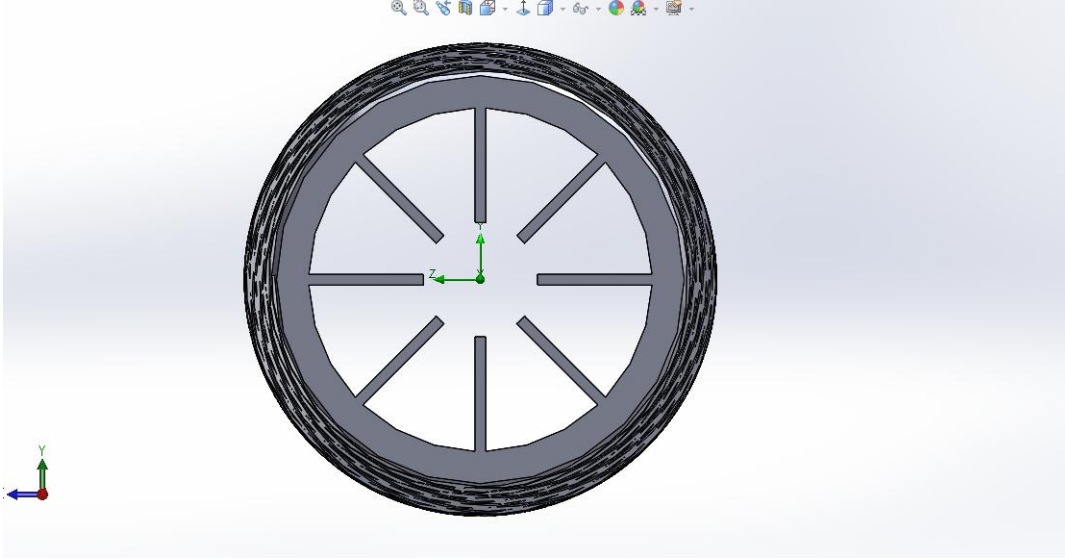
Yapılan analizler sonucunda içi boş uzun kanatlı borunun su tarafı Reynolds'a ve havanın hızına göre borunun sıcaklık değişimleri, basınç değişimleri, ısı geçişleri incelenmiştir.

İçi boş uzun kanatlı borunun ısıtıcı borunun iç kısmında Reynolds sayısı arttıkça iç akışkanın sıcaklık değişiminin azaldığı, basınç düşümünün arttığı, ısı geçişinin arttığı tespit edilmiştir. İçi boş yüksek kanatlı ısıtıcı borunun dış akışkanın (havanın) hızı arttıkça ise iç akışkanın (suyun) sıcaklık değişiminin arttığı, basınç düşümünün ihmal edilebilir düzeyde değiştiği, ısı geçişinin iç akışkanın (suyun) Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı tespit edilmiştir.

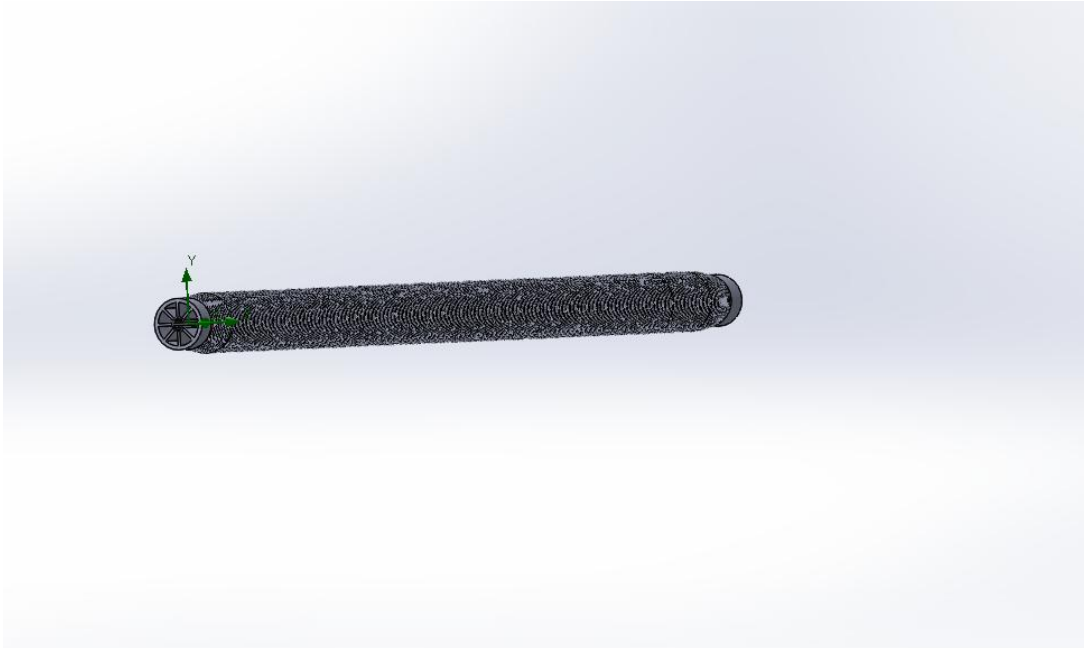
Yapılan analizler sonucunda içi boş düşük kanatlı ısıtıcı borunun iç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 53150 değerinden sonra sıcaklık değişim oranının azaldığı Şekil 5.2.11.'de görülmektedir. İç akışın Reynolds değeri 145000'den sonra ise basınç düşümünün kabul edilir değerleri aştığı Şekil 5.1.12.'de görülmektedir. İç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 53150 değerinden sonra ısı geçişinin de artış oranının azaldığı Şekil 5.1.13.'de görülmektedir.

5.3. İçten düz kanatlı borunun incelenmesi

İçten düz kanatlı borunun şematik görüntüleri Şekil 5.3.1.ve Şekil 5.3.2.'de verilmiştir. Dış kanadın dış çapının, borunun dış çapına oranı (D/d) 1,41 olarak tasarlanmıştır. Borunun iç çapının, iç kanat uzunluğuna oranı (D_i / H) 2,99 olarak tasarlanmıştır.

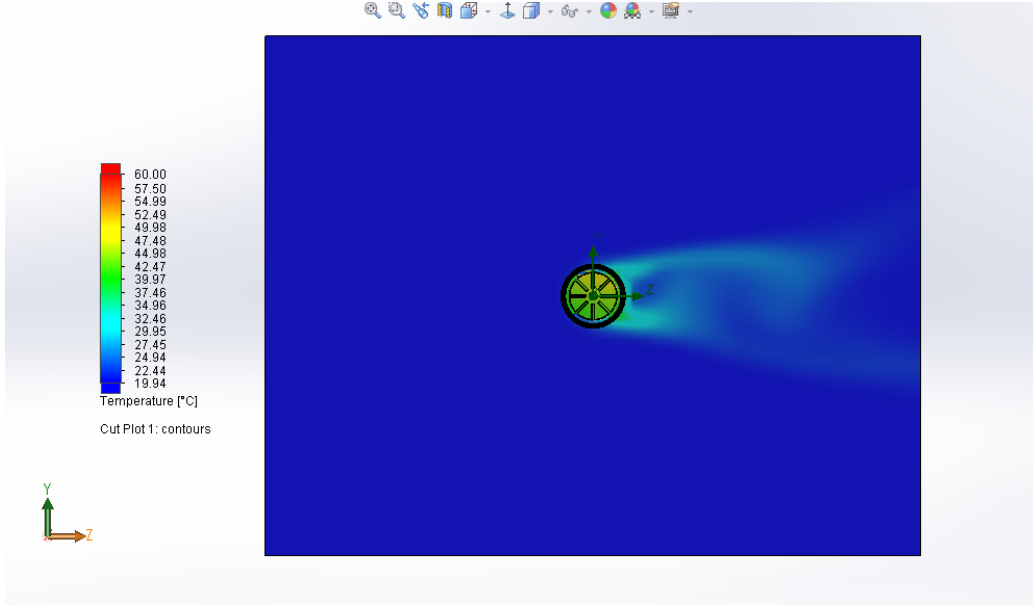


Şekil 5.3.1. İçten düz kanatlı boru şekli görünüm-1

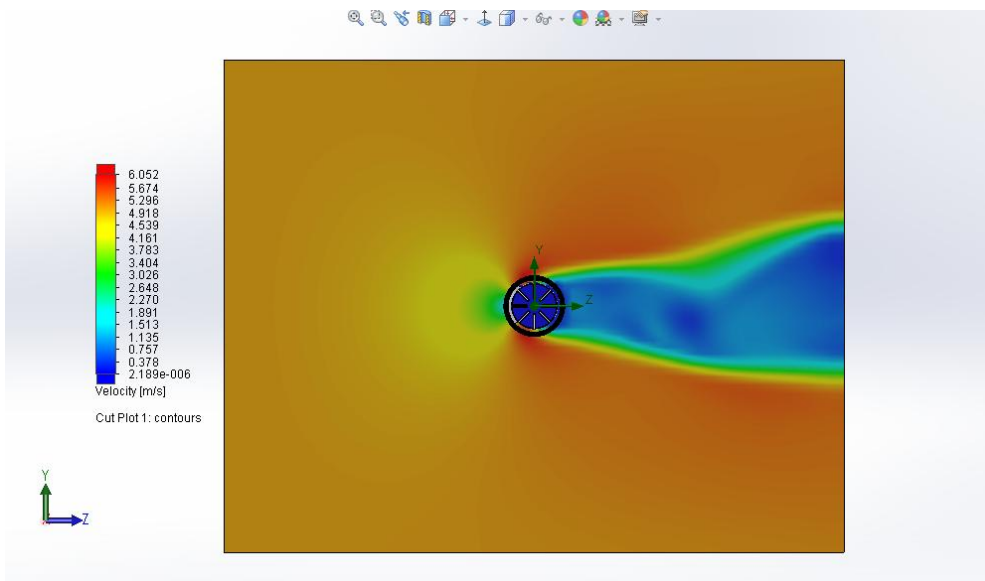


Şekil 5.3.2. İçten düz kanatlı boru şekli görünüm-2

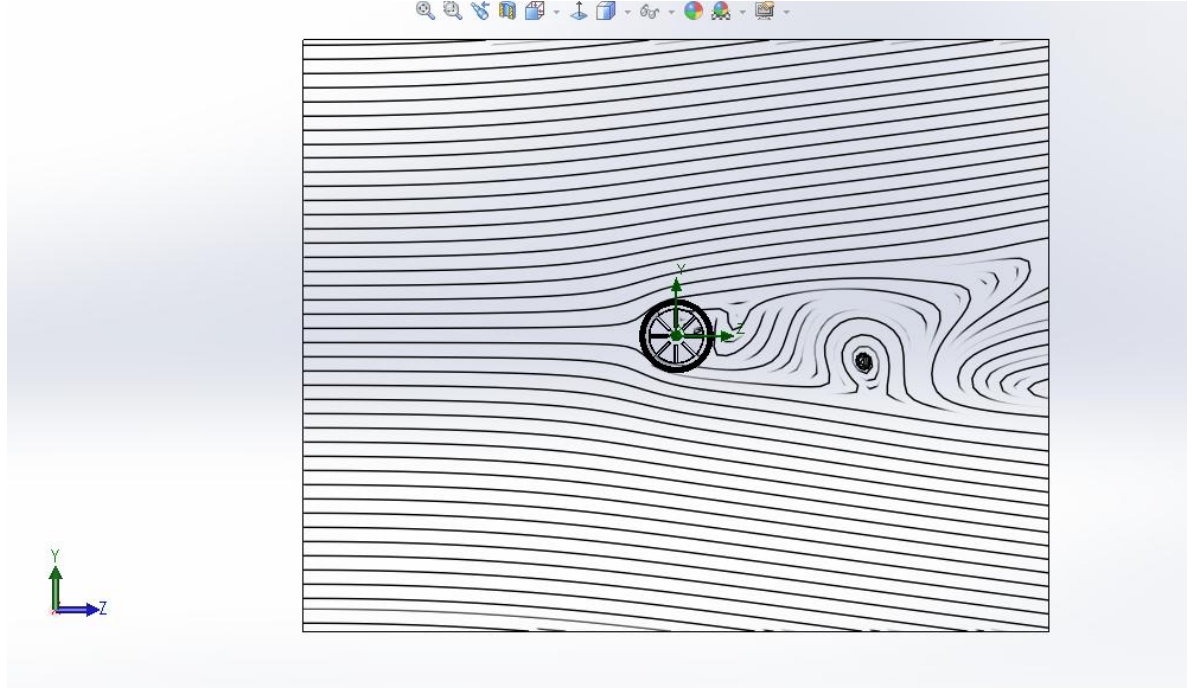
İçten düz kanatlı borunun akış analiz görüntüleri Şekil 5.3.3. ve Şekil 5.3.6.'da verilmiştir. Şekiller de verilen analiz görüntüleri hava hızı 5 m/s, iç akışkanın Reynolds değeri 155 için verilmiştir. Yapılan analizlerde dış akışkanın (havanın) sıcaklığı 20,05 °C, iç akışkanın suyun sıcaklığı 60 °C olarak alınmıştır.



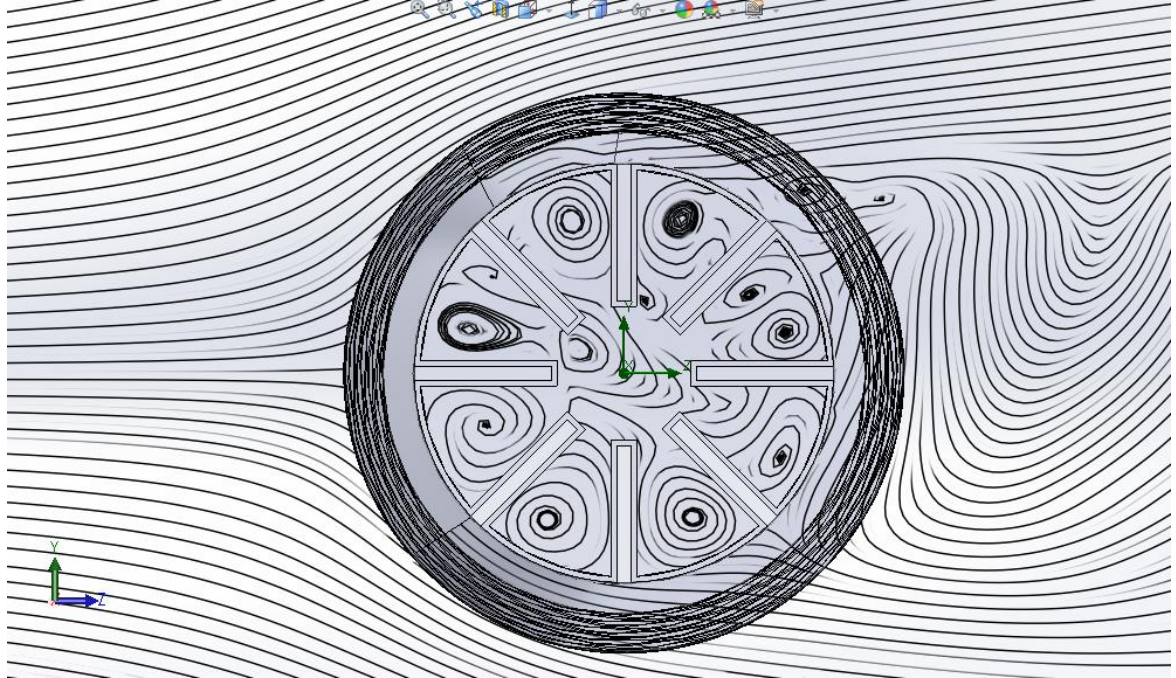
Şekil 5.3.3. İçten düz kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi



Şekil 5.3.4. İçten düz kanatlı borunun hız dağılım analizi

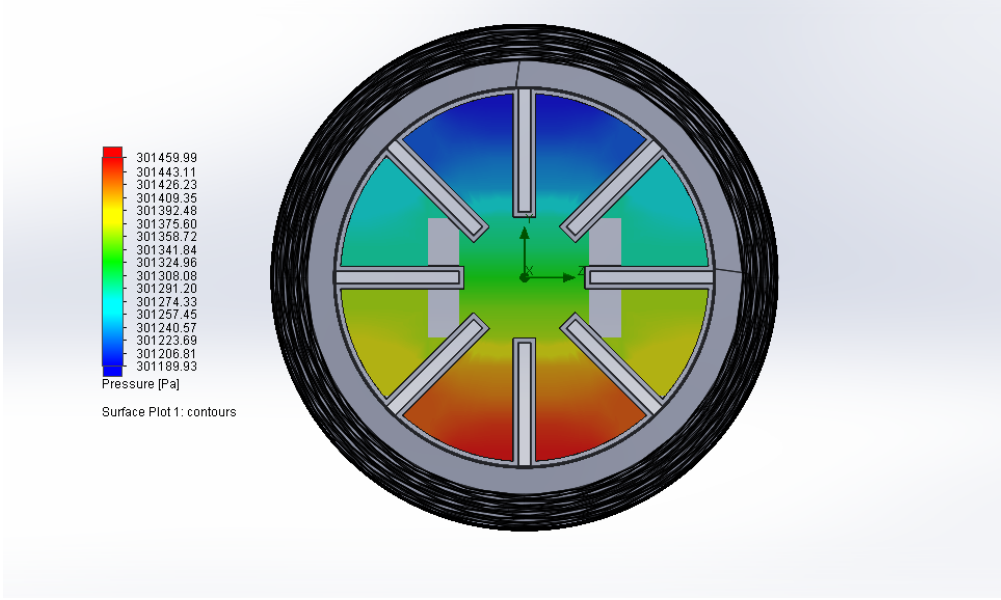


Şekil 5.3.5. İçten düz kanatlı borunun dış akış analizi

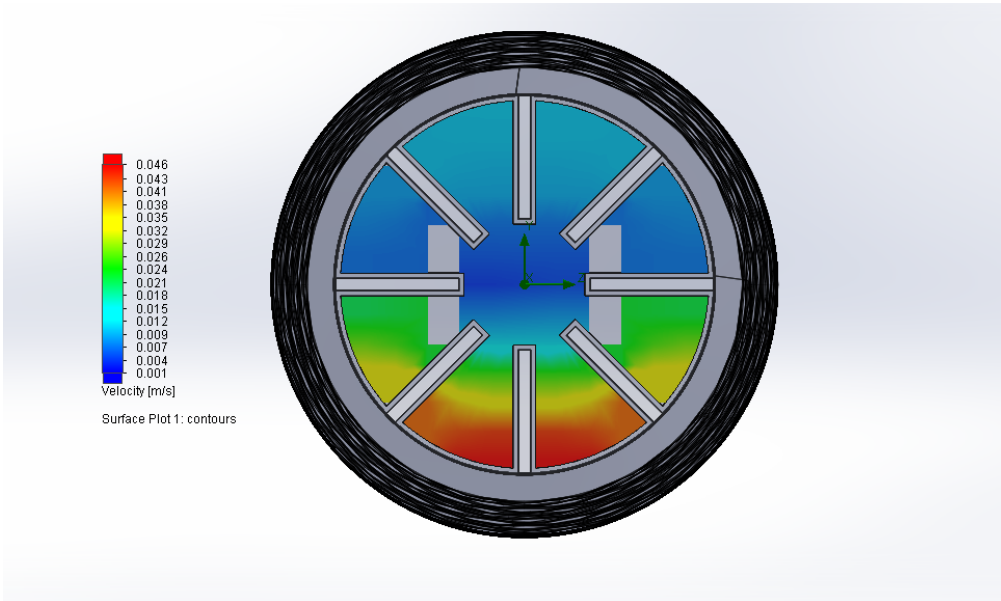


Şekil 5.3.6. İçten düz kanatlı borunun iç ve dış akış analizi

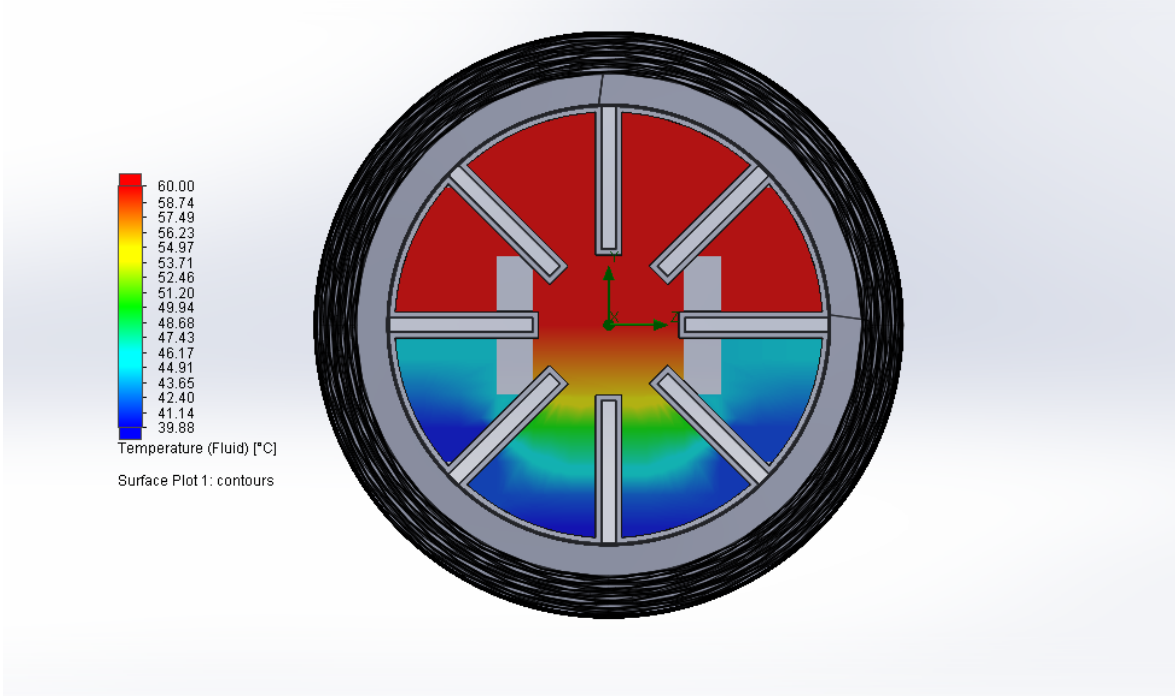
İçten düz kanatlı borunun iç akış analiz görüntüleri Şekil 5.3.7. ve Şekil 5.3.10.'da verilmiştir.



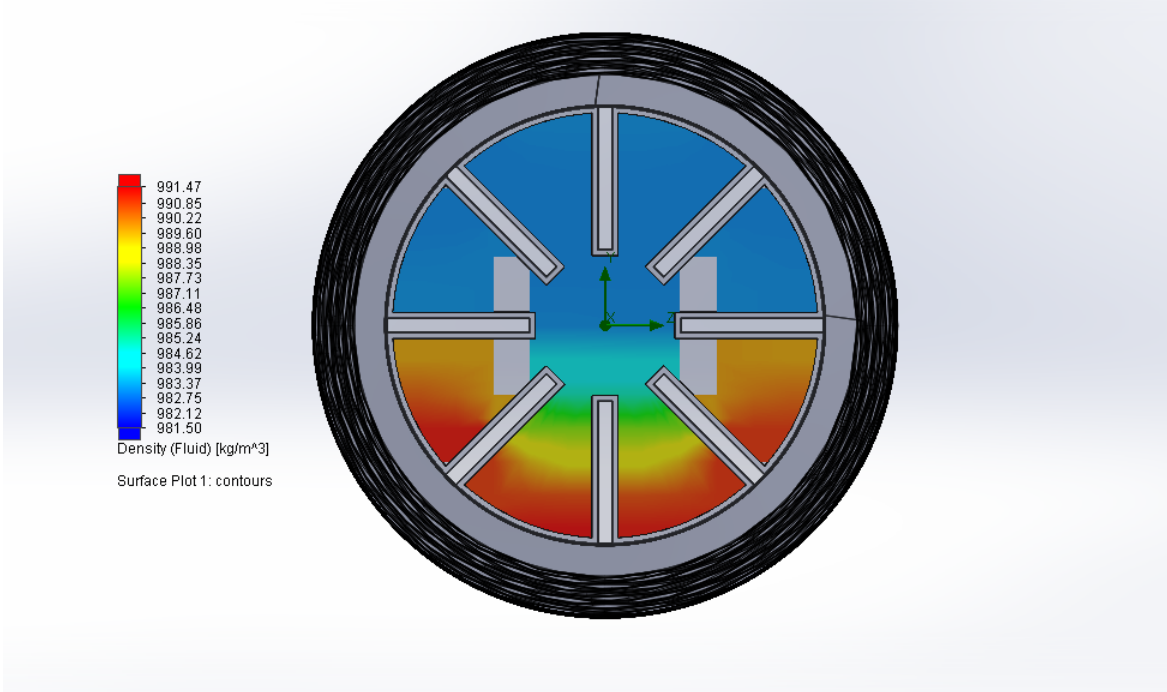
Şekil 5.3.7. İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi



Şekil 5.3.8. İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi

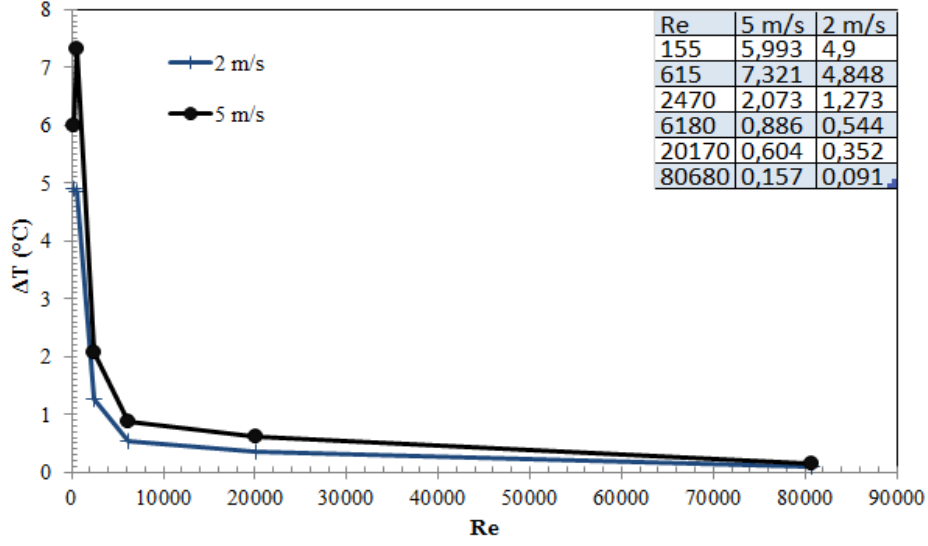


Şekil 5.3.9. İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi

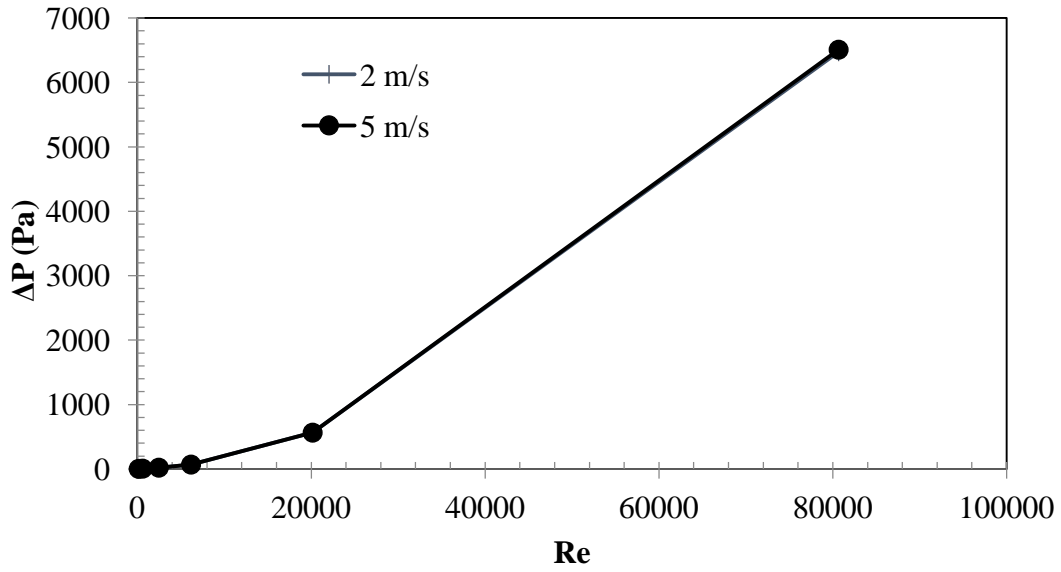


Şekil 5.3.10. İçten düz kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi

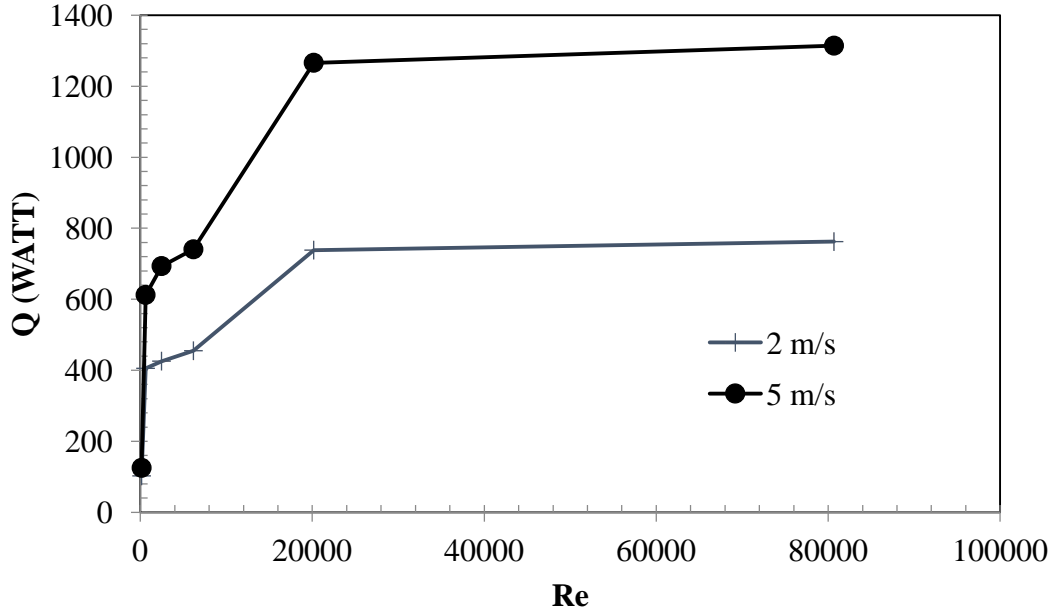
İçten düz kanatlı borunun iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 5.3.11.'de, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil 5.3.12.'de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 5.3.13.'de, verilmiştir.



Şekil 5.3.11. İçten düz kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği



Şekil 5.3.12. İçten düz kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği



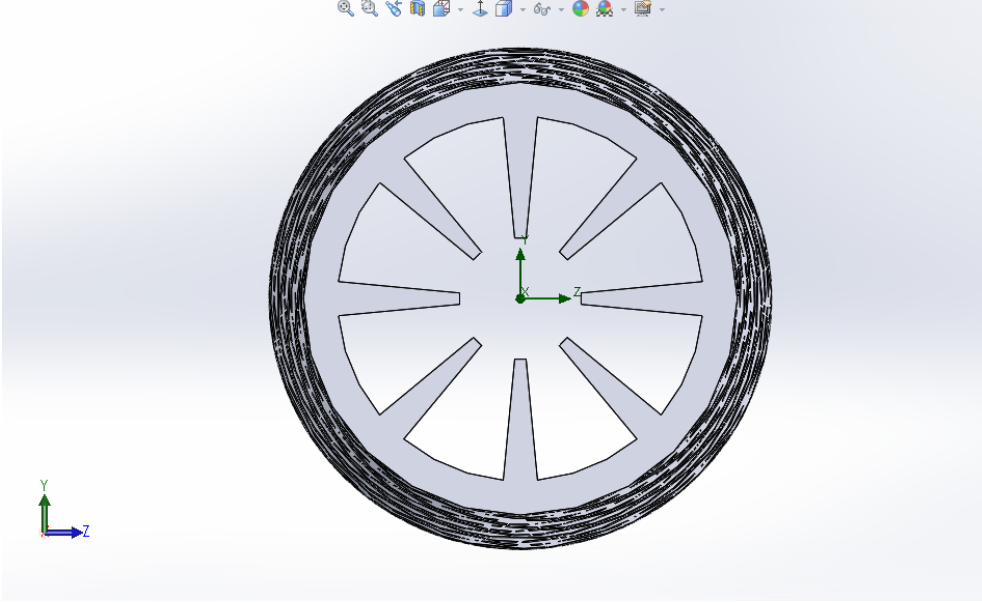
Şekil 5.3.13. İçten düz kanatlı borunun iç akışının Re – Isı geçişi değişim grafiği

Yapılan analizler sonucunda içten düz kanatlı borunun su tarafı Reynolds'a ve havanın hızına göre borunun sıcaklık değişimleri, basınç değişimleri, ısı geçişleri incelenmiştir. İçten düz kanatlı ısıtıcı borunun iç kısmında Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık değişiminin azaldığı, basınç düşümünün arttığı, ısı geçişinin arttığı tespit edilmiştir. İçten düz kanatlı ısıtıcı borunun hava hızı arttıkça ise sıcaklık değişiminin arttığı, basınç düşümünün ihmal edilebilir düzeyde değiştiği, ısı geçişinin iç akışkanın (suyun) Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı, görülmektedir.

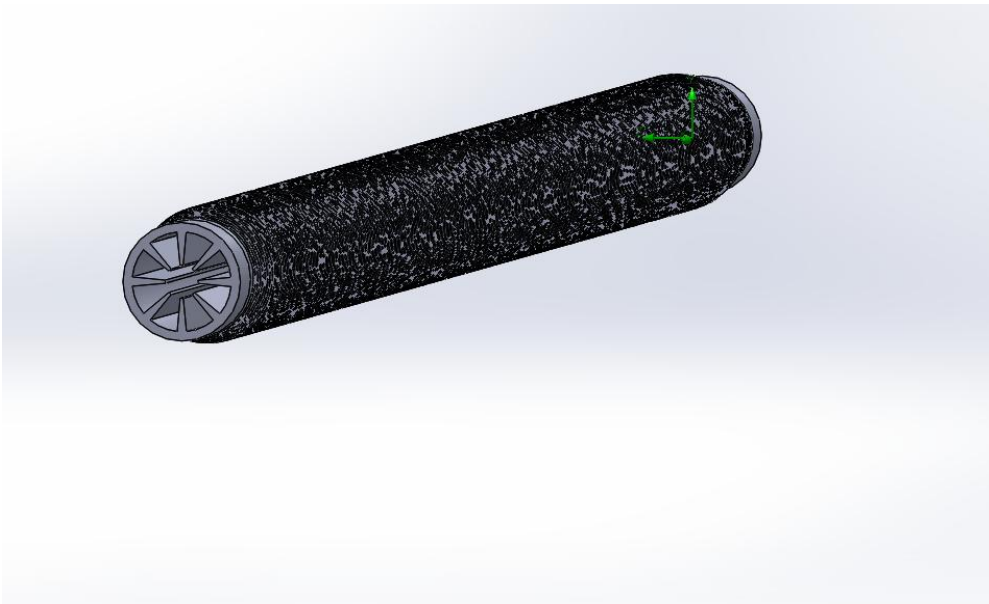
Yapılan analizler sonucunda içi içten düz kanatlı ısıtıcı borunun iç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 22000 değerinden sonra sıcaklık değişim oranının azaldığı Şekil 5.3.11.'de görülmektedir. İç akışın Reynolds değeri 22000'den sonra ise basınç düşümünün kabul edilir değerleri aştığı Şekil 5.3.12.'de görülmektedir. İç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 22000 değerinden sonra ısı geçişinin de artış oranının azaldığı Şekil 5.3.13.'de görülmektedir.

5.4. İçten piramit kanatlı borunun incelenmesi

İçten piramit kanatlı borunun Şematik görünüşleri Şekil 5.4.1.ve Şekil 5.4.2.'de verilmiştir. Dış kanadın dış çapının, borunun dış çapına oranı (D/d) 1,41 olarak tasarlanmıştır. Borunun iç çapının, i kanat uzunluğuna oranı (D_i / H) 2,99 olarak tasarlanmıştır.

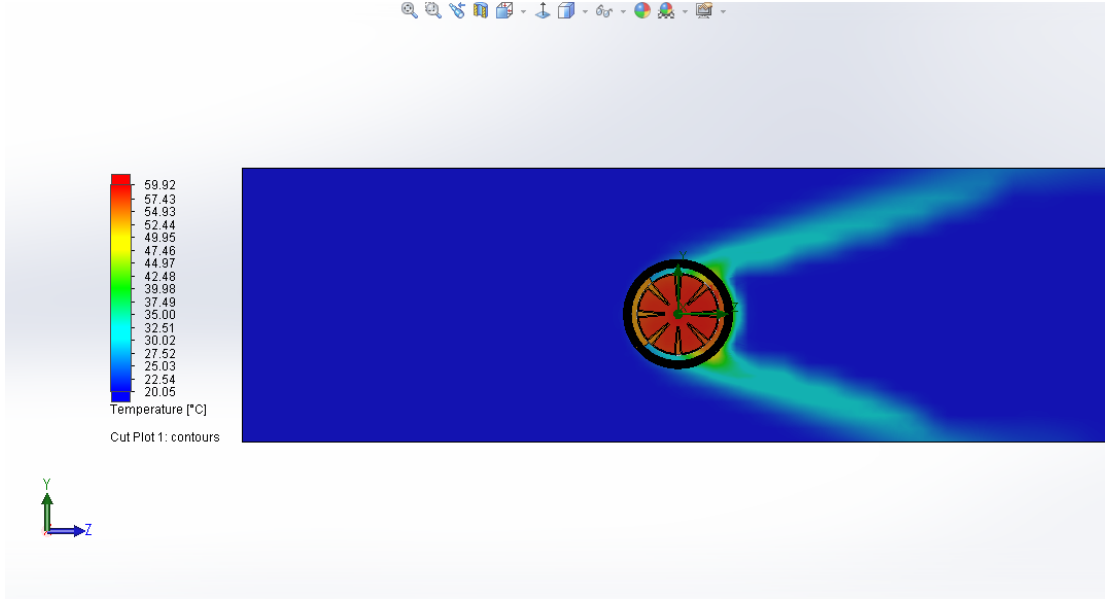


Şekil 5.4.1. İçten piramit kanatlı boru Şekli görünüm-1

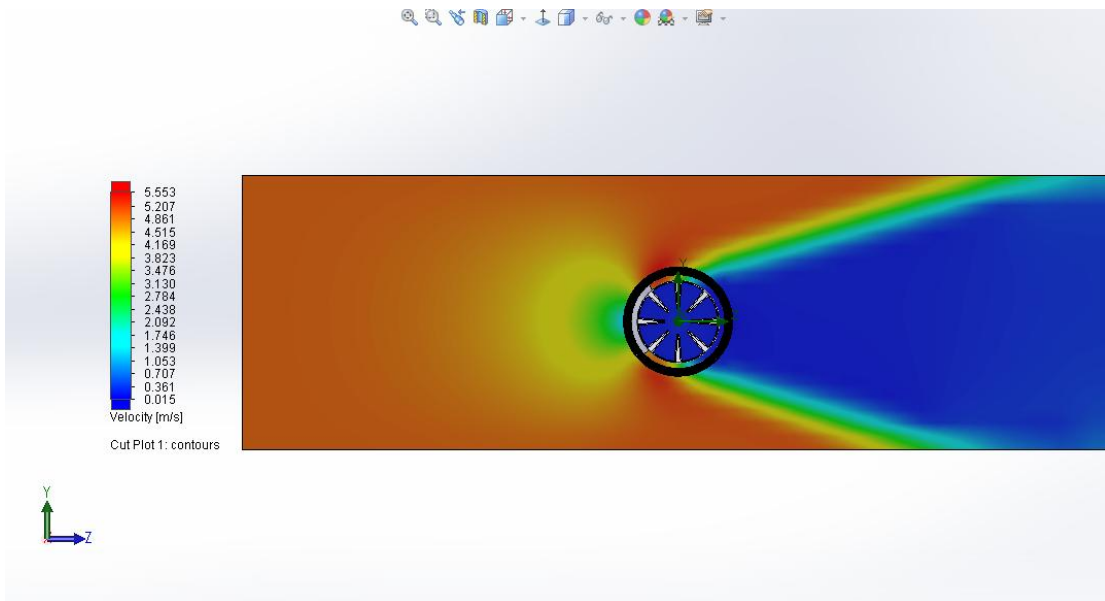


Şekil 5.4.2. İçten piramit kanatlı boru Şekli görünüm-2

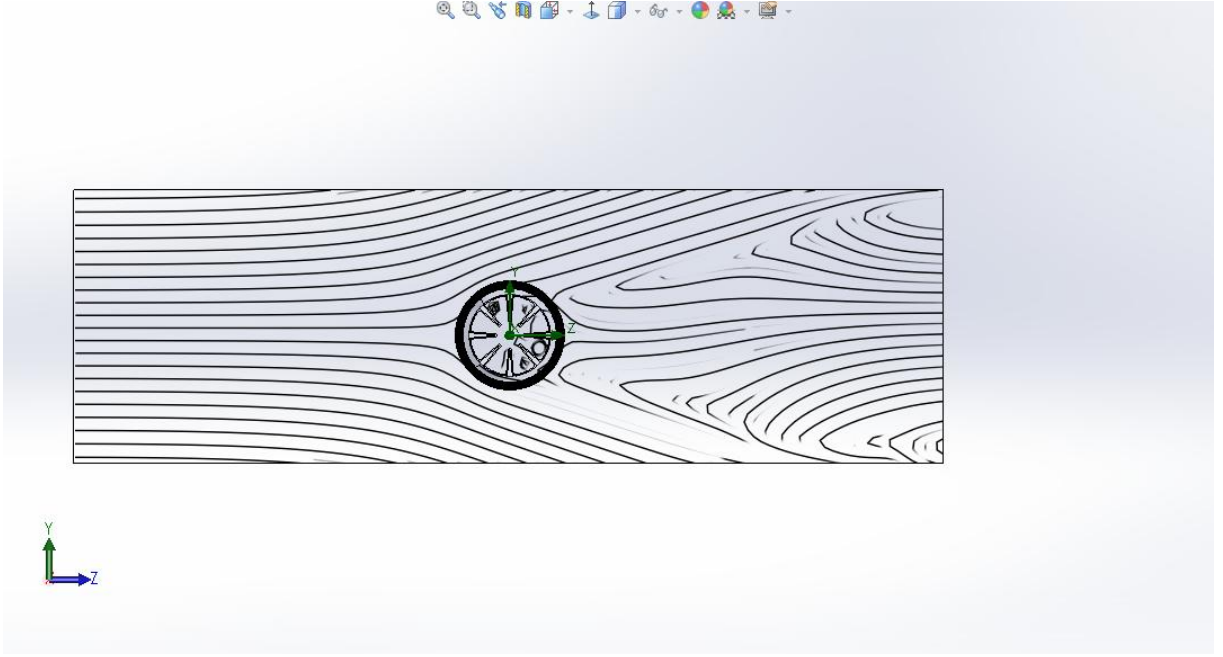
İçten piramit kanatlı borunun akış analiz görüntüleri Şekil 5.4.3. ve Şekil 5.4.6.'da verilmiştir. Şekiller de verilen analiz görüntüleri hava hızı 5 m/s, iç akışkanın Reynolds değeri 2700 için verilmiştir. Yapılan analizlerde dış akışkanın (havanın) sıcaklığı 20,05 °C, iç akışkanın (suyun) sıcaklığı 60 °C olarak alınmıştır.



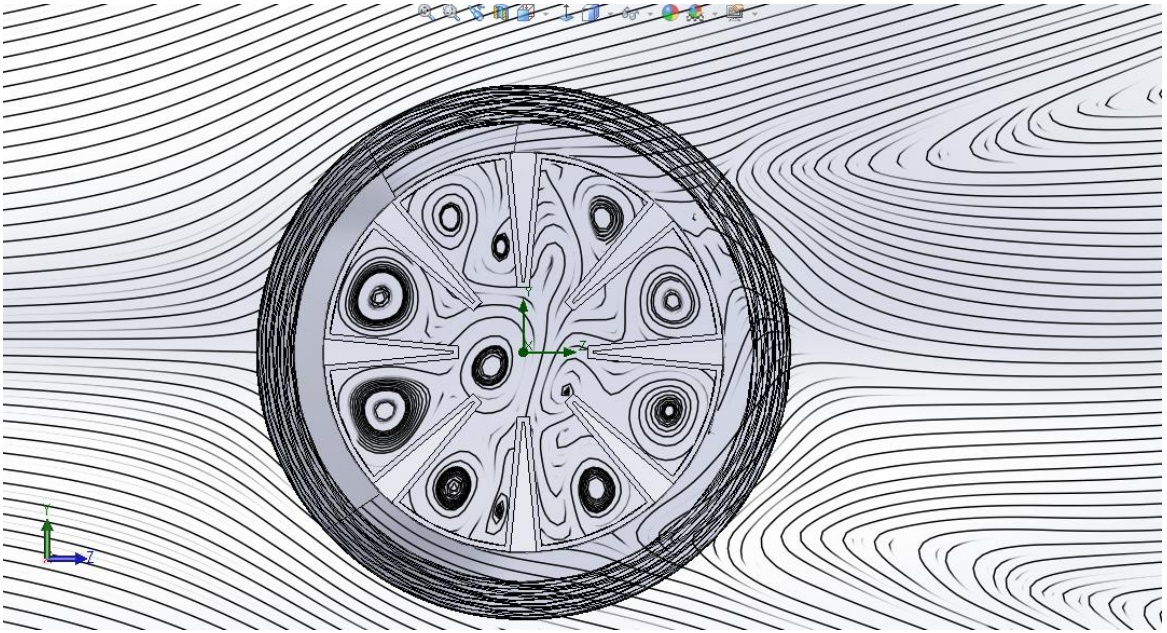
Şekil 5.4.3. İçten piramit kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi



Şekil 5.4.4. İçten piramit kanatlı borunun hız dağılım analizi

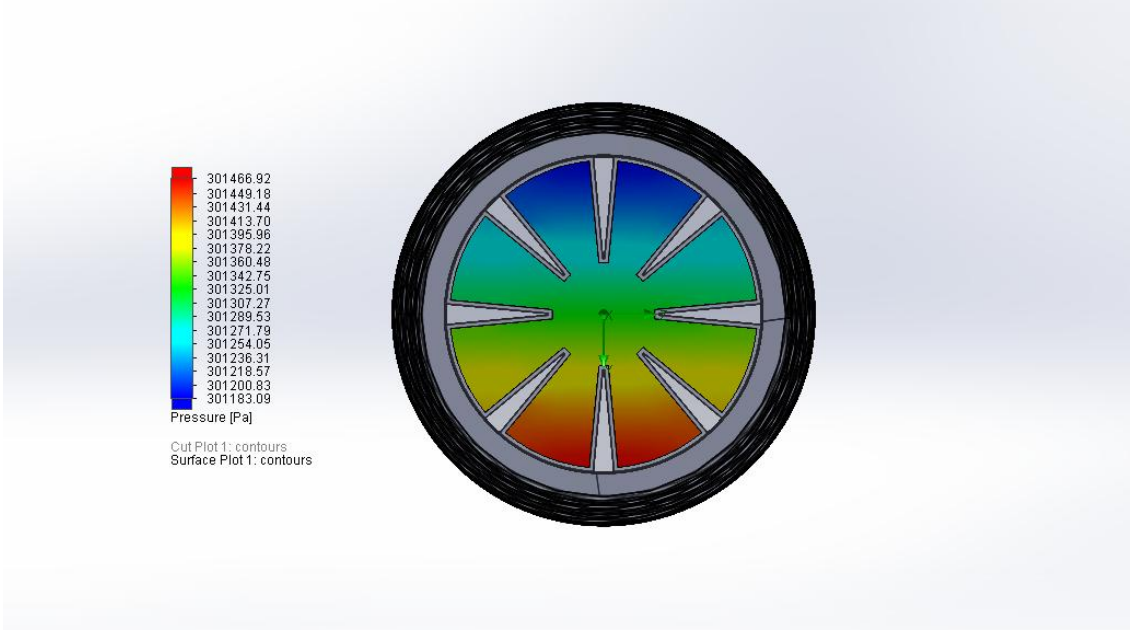


Şekil 5.4.5. İtten piramit kanatlı borunun dış akış analizi

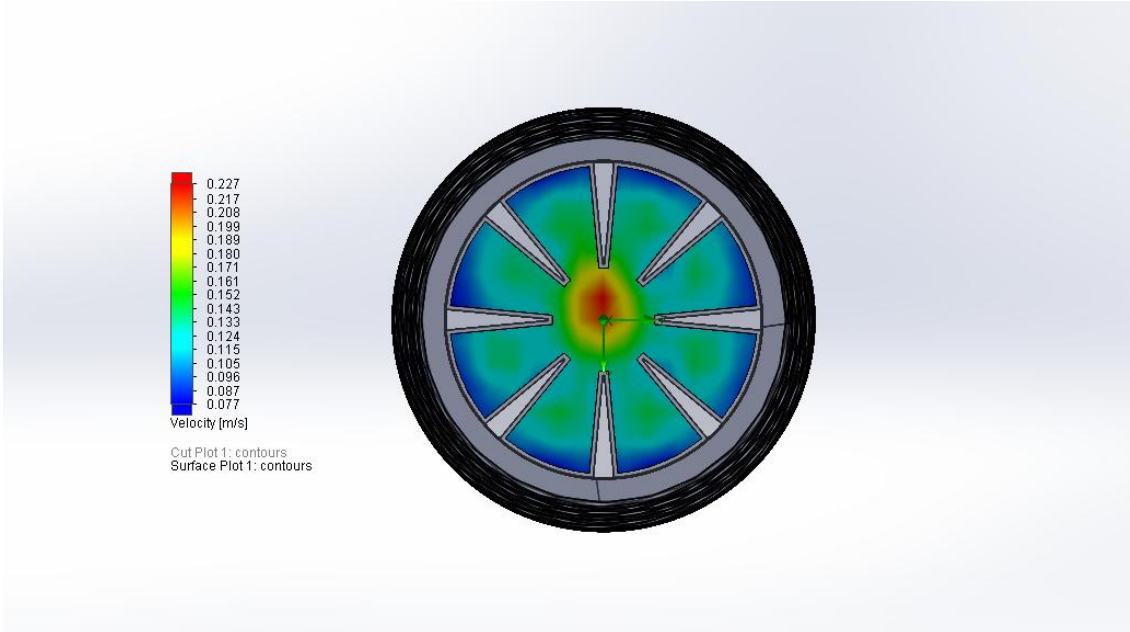


Şekil 5.4.6. İtten piramit kanatlı borunun iç ve dış akış analizi

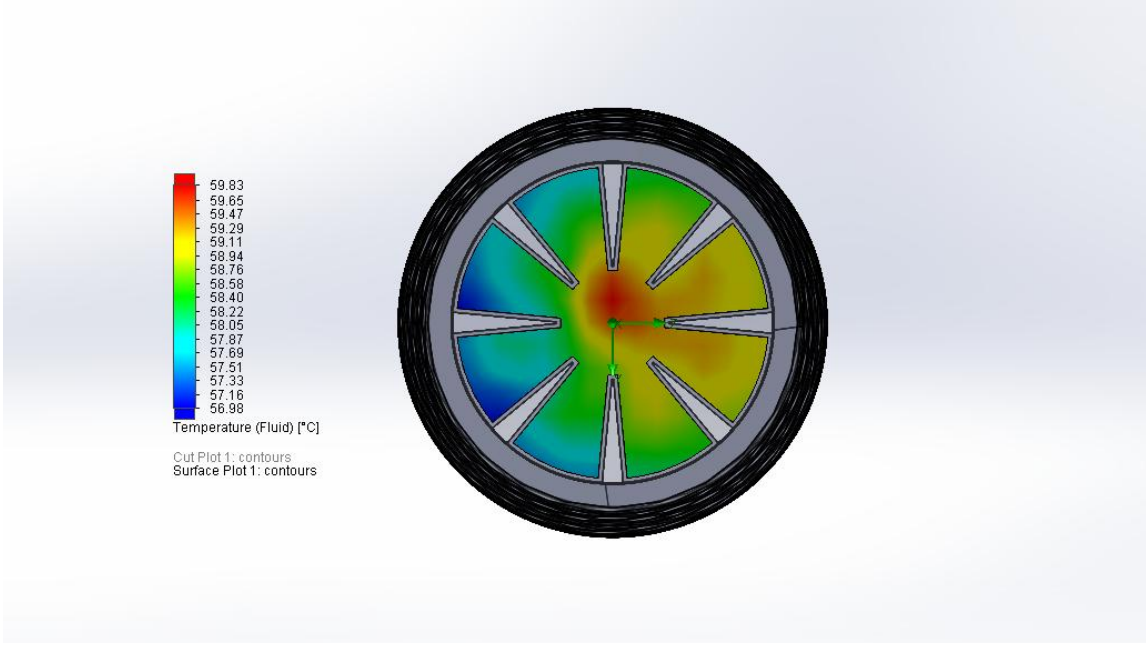
İçten düz kanatlı borunun iç akış analiz görüntüleri Şekil 5.4.7. ve Şekil 5.4.10.'da verilmiştir.



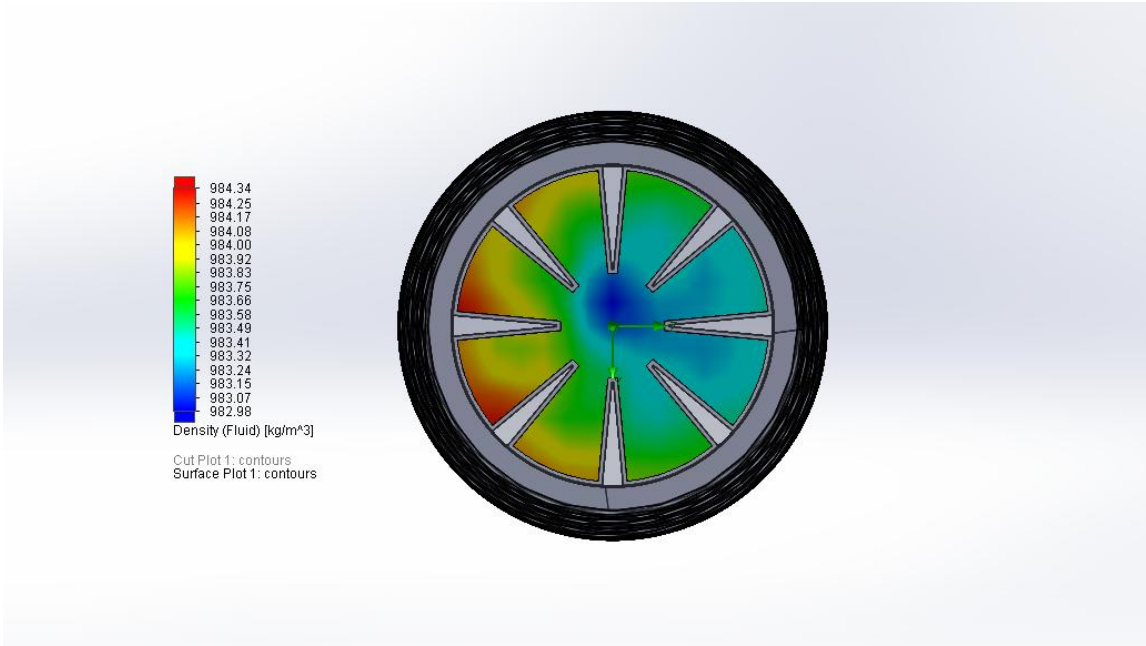
Şekil 5.4.7. İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi



Şekil 5.4.8. İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi

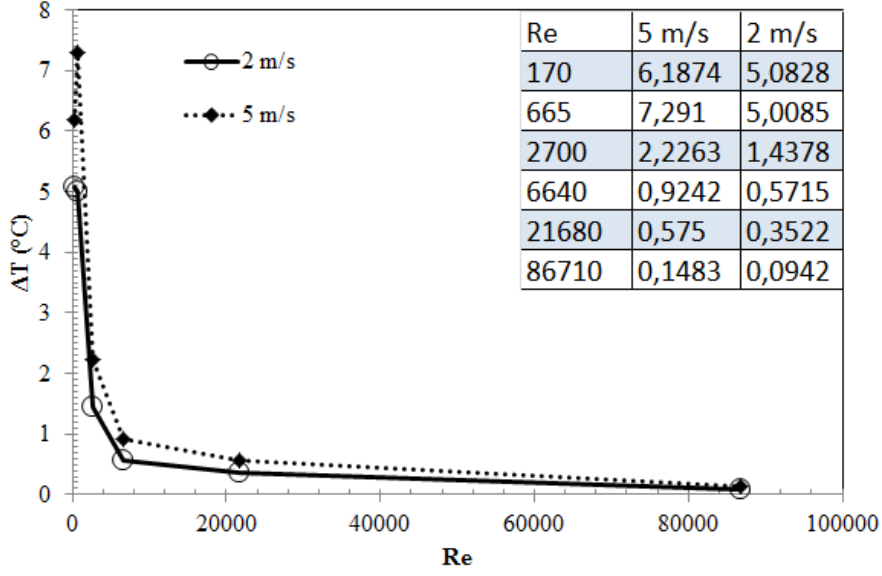


Şekil 5.4.9. İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi

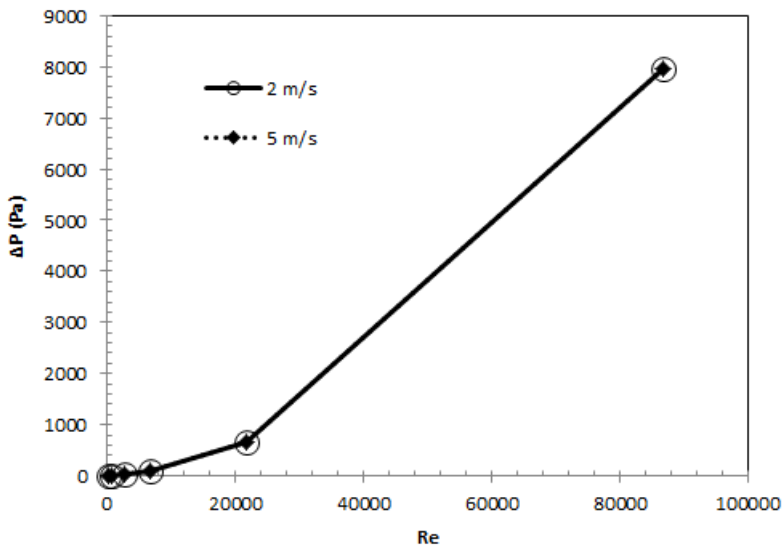


Şekil 5.4.10. İçten piramit kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi

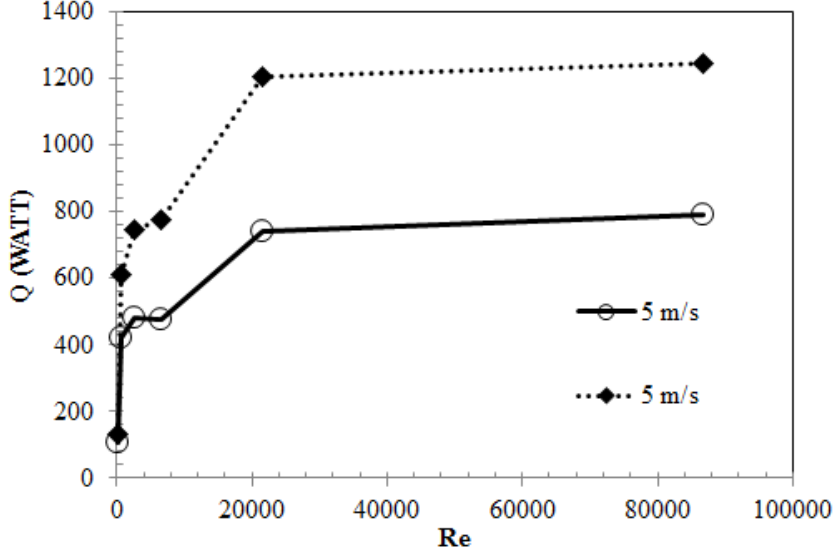
İçten piramit kanatlı borunun iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 5.4.11.'de, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil 5.4.12.'de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 5.4.13.'de verilmiştir.



Şekil 5.4.11. İçten piramit kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği



Şekil 5.4.12. İçten piramit kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği



Şekil 5.4.13. İçten piramit kanatlı borunun iç akışının Re – Isı geçişi değişim grafiği

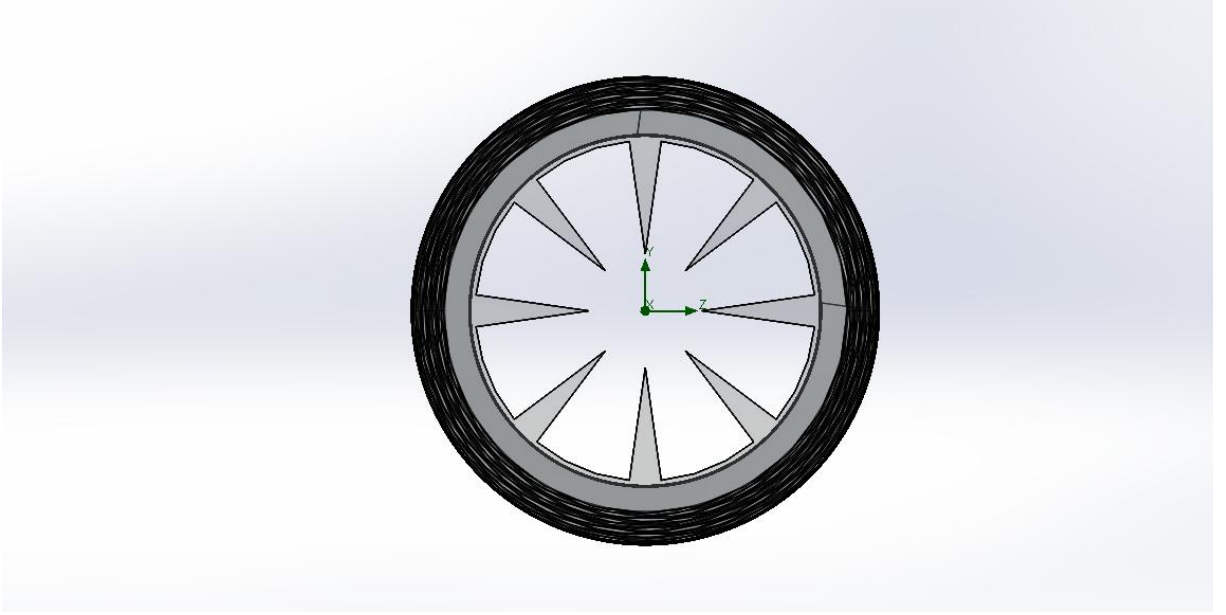
Yapılan analizler sonucunda içten piramit kanatlı borunun su tarafı Reynolds'a ve havanın hızına göre borunun sıcaklık değişimleri, basınç değişimleri, ısı geçişleri incelenmiştir. İçten piramit kanatlı ısıtıcı borunun iç kısmında Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık değişiminin azaldığı, basının arttığı, ısı geçişlerinin arttığı görülmektedir.

Isıtıcı borunun hava hızı arttıkça ise sıcaklık değişiminin arttığı, basınç düşümünün ihmal edilebilir düzeyde değiştiği, ısı geçişinin iç akışkanın (suyun) Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı tespit edilmiştir.

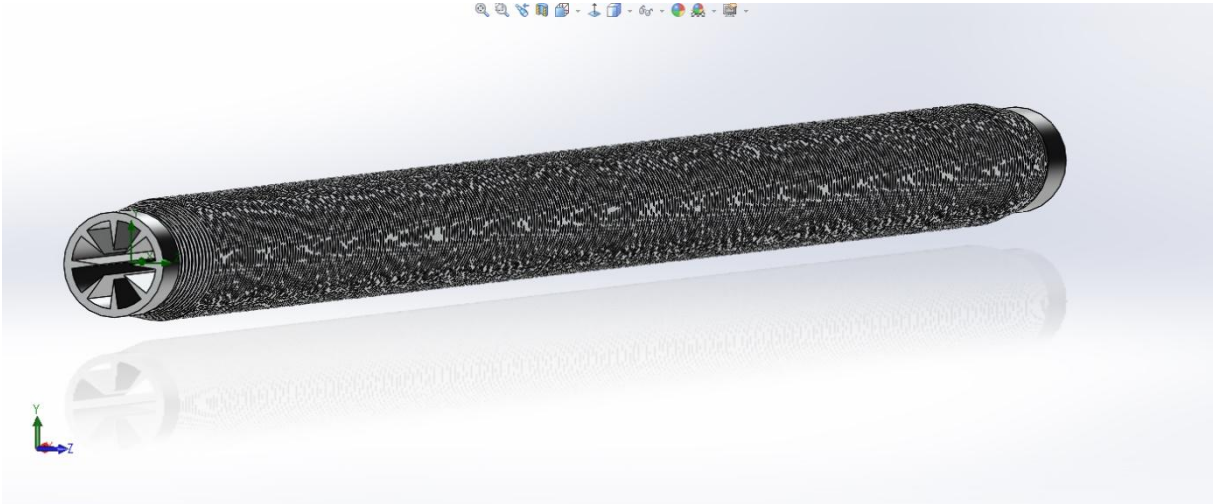
Yapılan analizler sonucunda içi içten piramit kanatlı ısıtıcı borunun iç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 21000 değerinden sonra sıcaklık değişim oranının azaldığı Şekil 5.4.11.'de görülmektedir. İç akışın Reynolds değeri 21000'den sonra ise basınç düşümünün kabul edilir değerleri aştığı Şekil 5.4.12.'de görülmektedir. İç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 21000 değerinden sonra ısı geçişinin de artış oranının azaldığı Şekil 5.4.13.'de görülmektedir.

5.5. İçten üçgen kanatlı borunun incelenmesi

İçten üçgen kanatlı borunun şematik görünüşleri Şekil 5.5.1.ve Şekil 5.5.2.'de verilmiştir. Dış kanadın dış çapının, borunun dış çapına oranı (D/d) 1,41 olarak tasarlanmıştır. Borunun iç çapının, iç kanat uzunluğuna oranı (D_i / H) 2,99 olarak tasarlanmıştır.

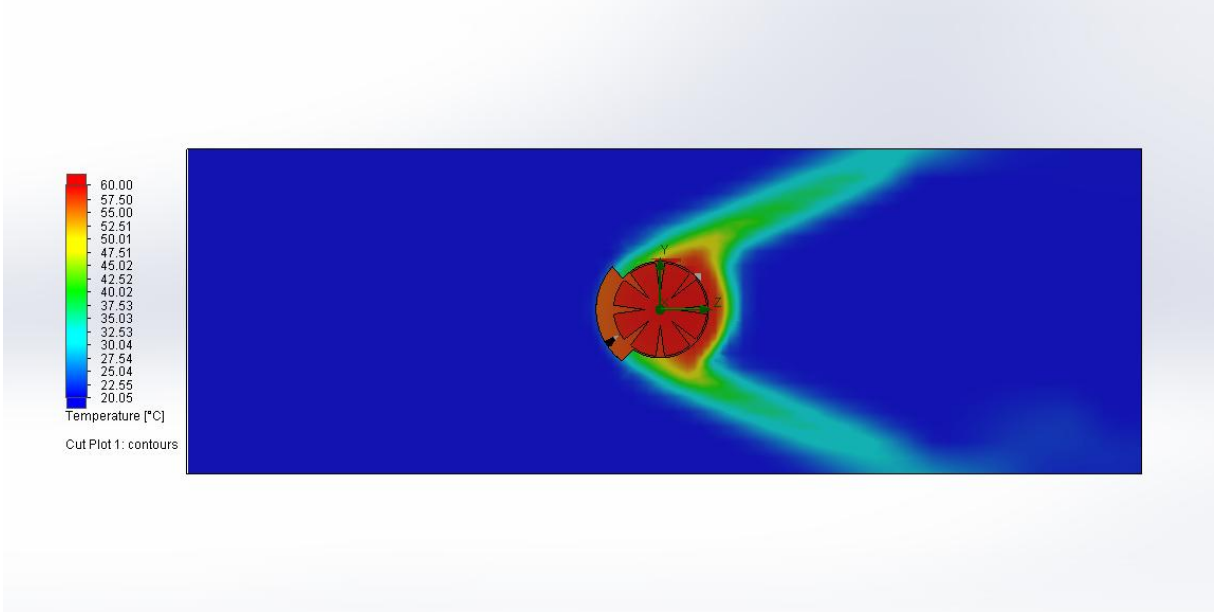


Şekil 5.5.1. İçten üçgen kanatlı boru şekli görünüm-1

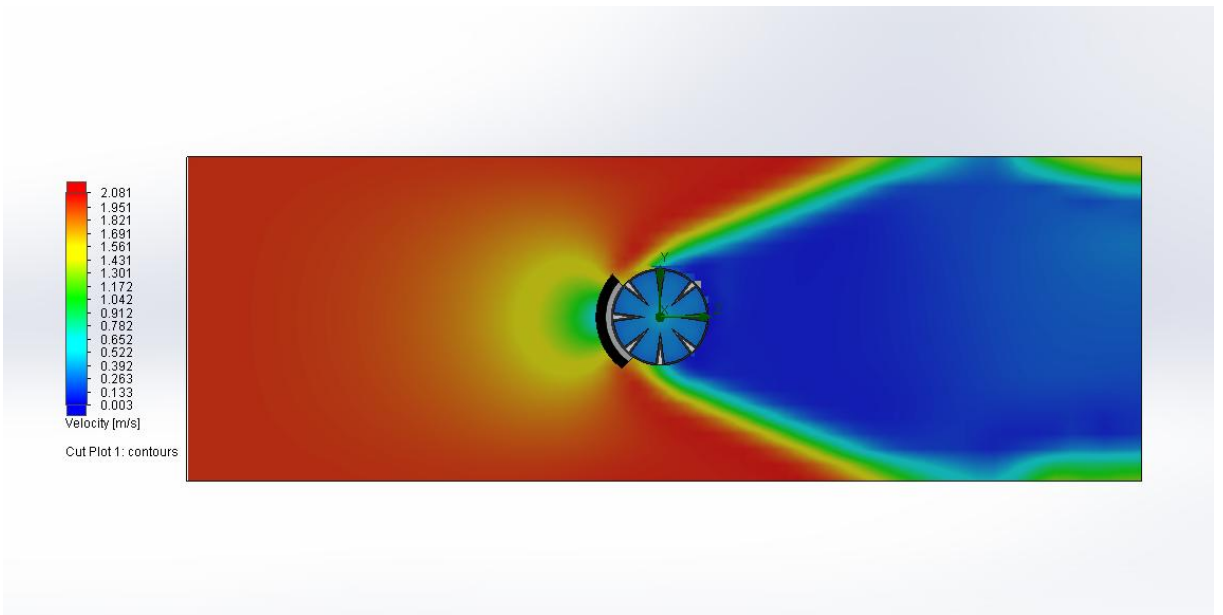


Şekil 5.5.2. İçten üçgen kanatlı boru şekli görünüm-2

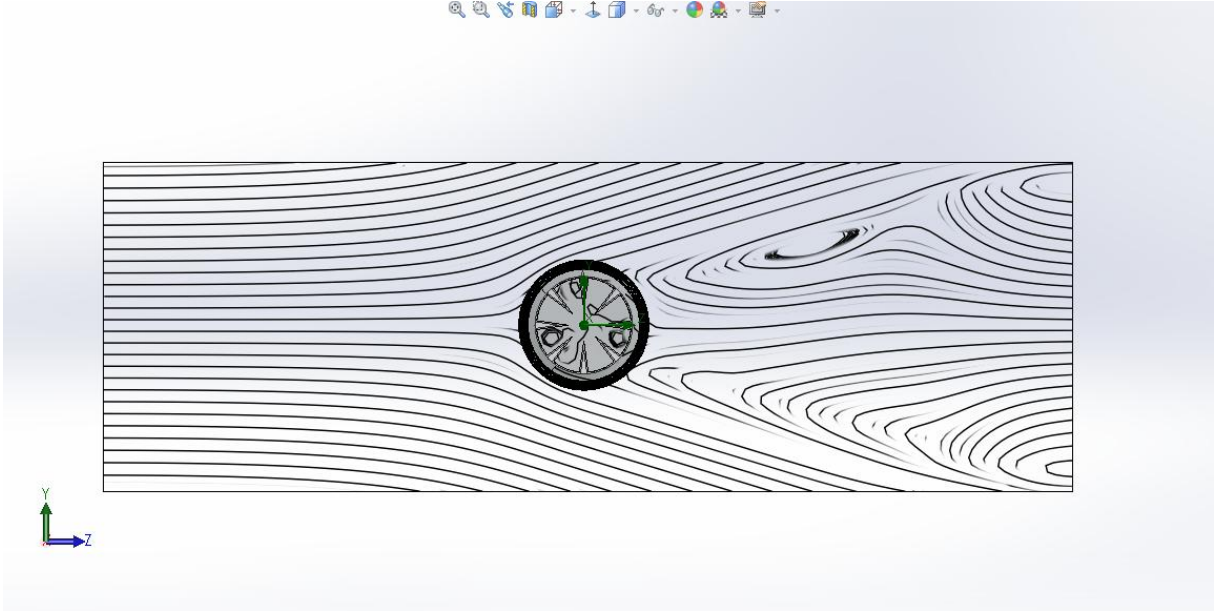
İçten üçgen kanatlı borunun akış analiz görüntüleri Şekil 5.5.3. ve Şekil 5.5.6.'da verilmiştir. Şekiller de verilen analiz görüntüleri hava hızı 2 m/s, iç akışkanın Reynolds değeri 6990 için verilmiştir. Yapılan analizlerde dış akışkanın (havanın) sıcaklığı 20,05 °C, iç akışkanın (suyun) sıcaklığı 60 °C olarak alınmıştır.



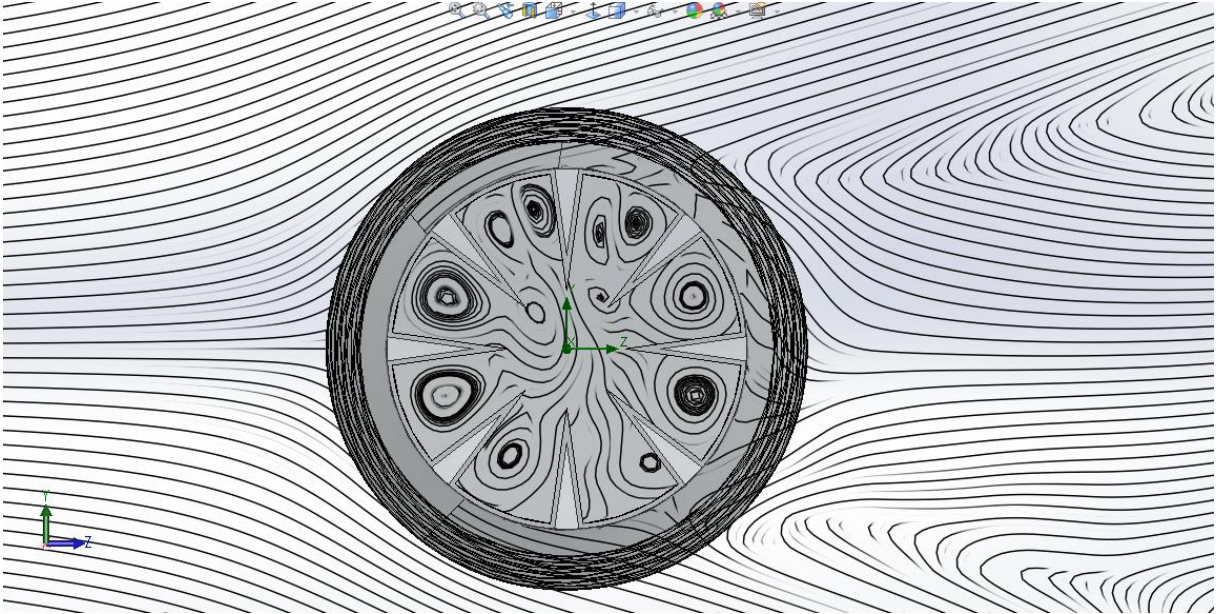
Şekil 5.5.3. İçten üçgen kanatlı borunun sıcaklık dağılım analizi



Şekil 5.5.4. İçten üçgen kanatlı borunun hız dağılım analizi

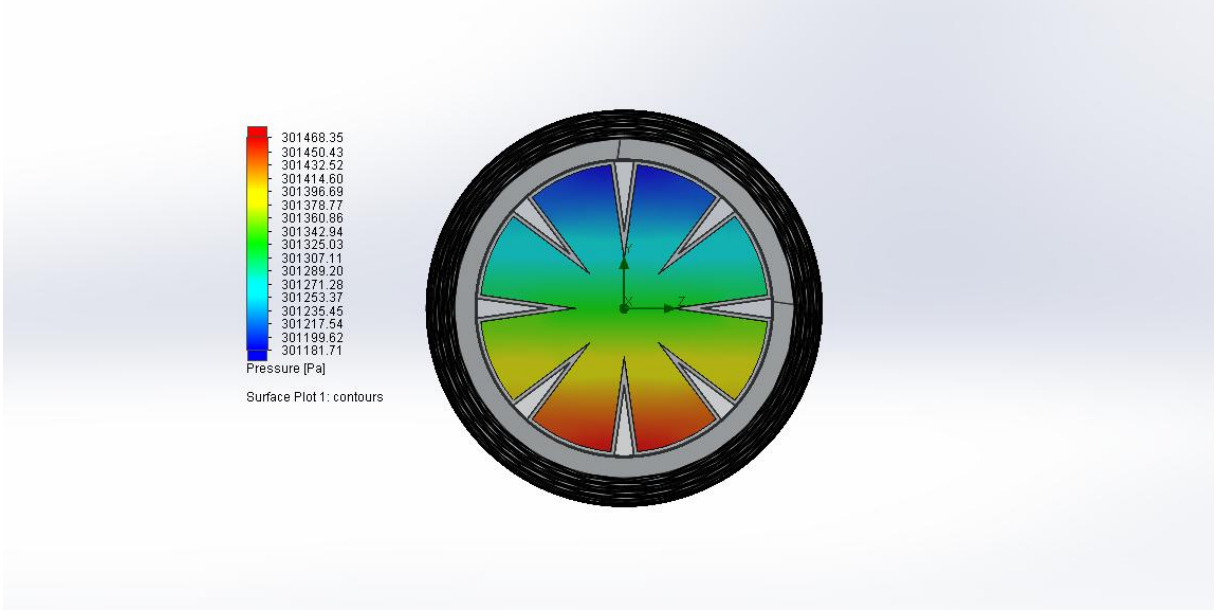


Şekil 5.5.5. İçten üçgen kanatlı borunun hava akış analizi

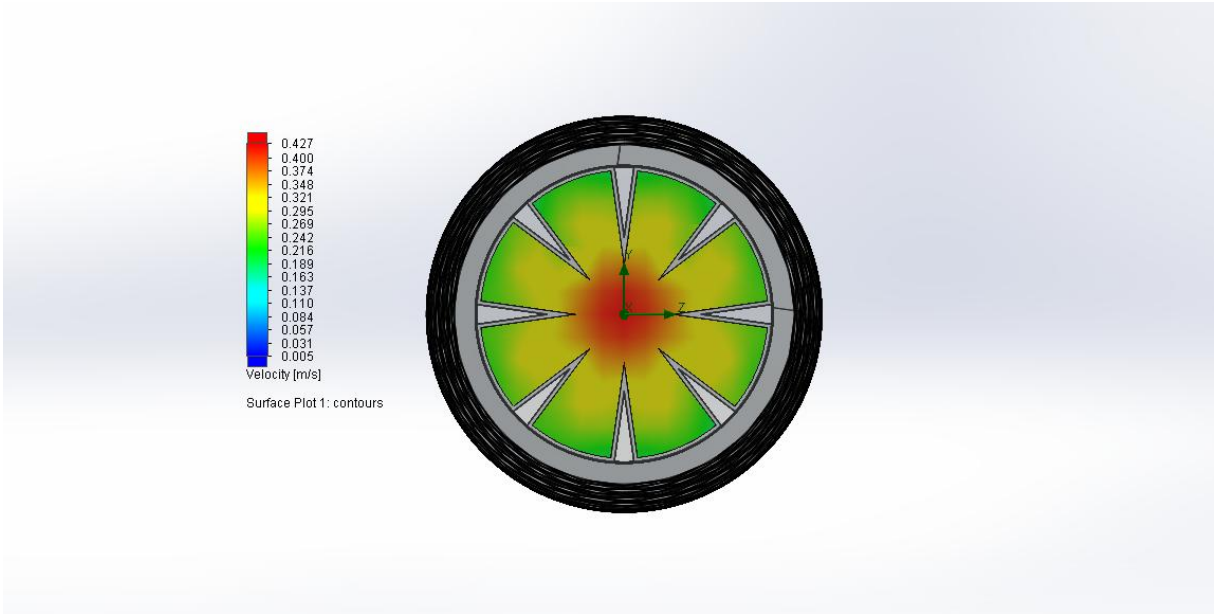


Şekil 5.5.6. İçten üçgen kanatlı borunun iç ve dış akış analizi

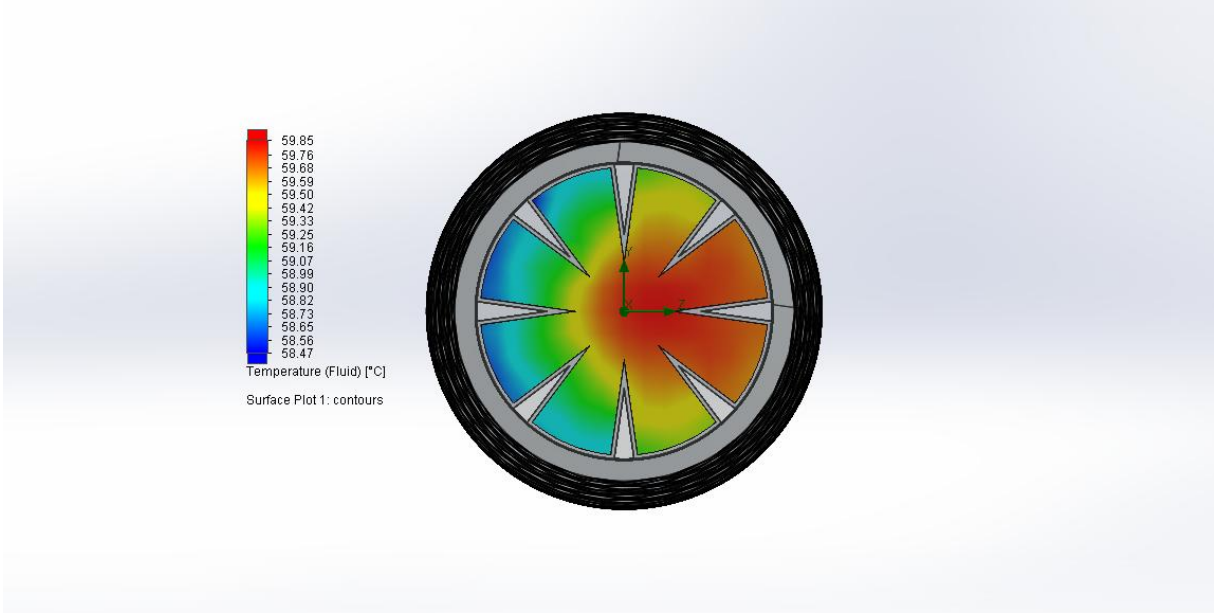
İçten üçgen kanatlı borunun iç akış analiz görüntüleri Şekil 5.5.7. ve Şekil 5.5.10.'da verilmiştir.



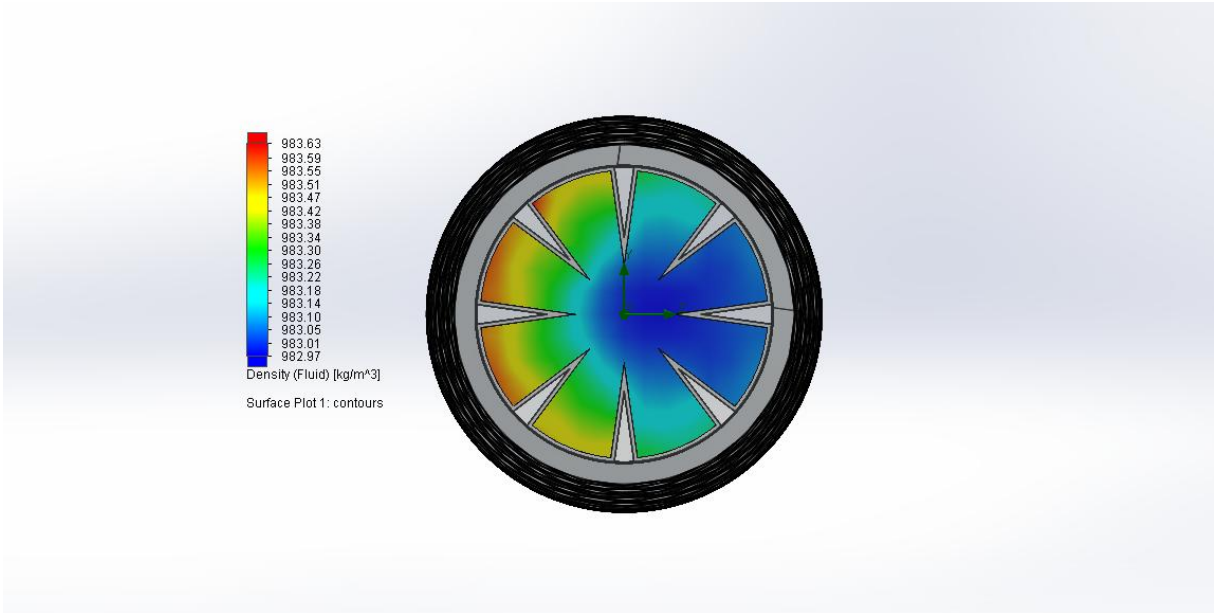
Şekil 5.5.7. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi



Şekil 5.5.8. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın hız dağılım analizi

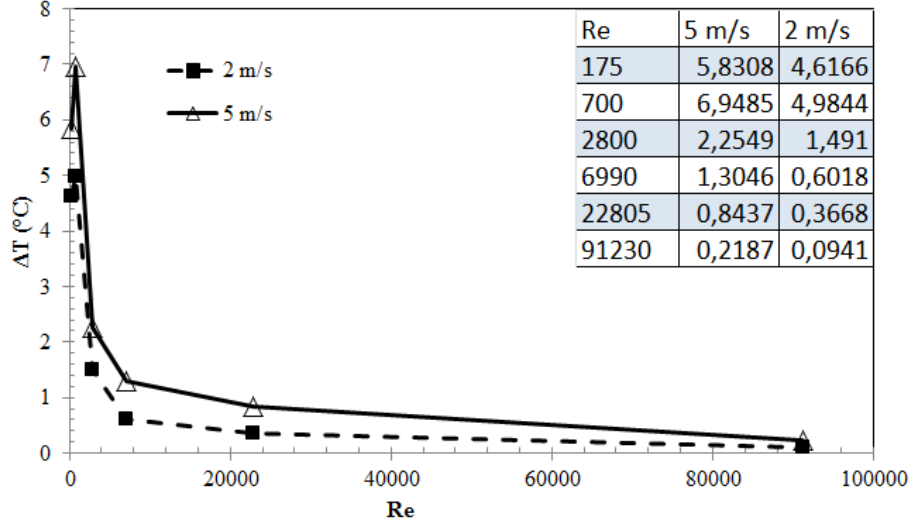


Şekil 5.5.9. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi

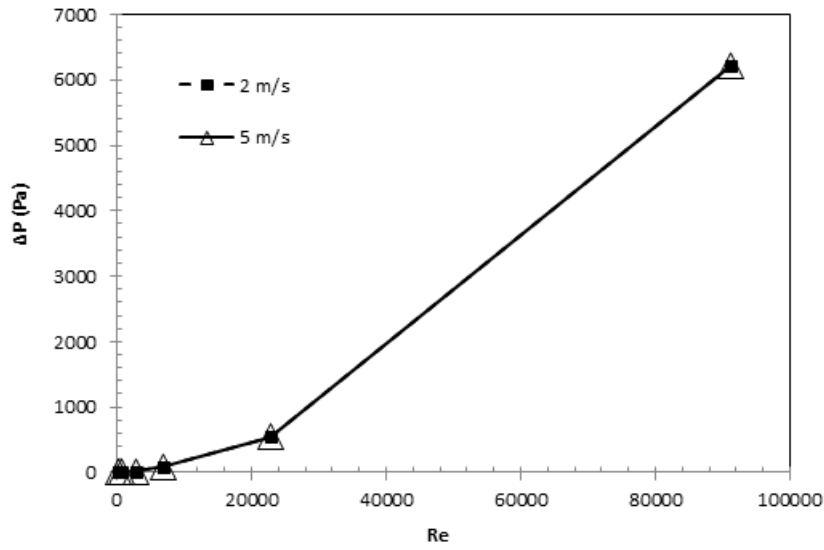


Şekil 5.5.10. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi

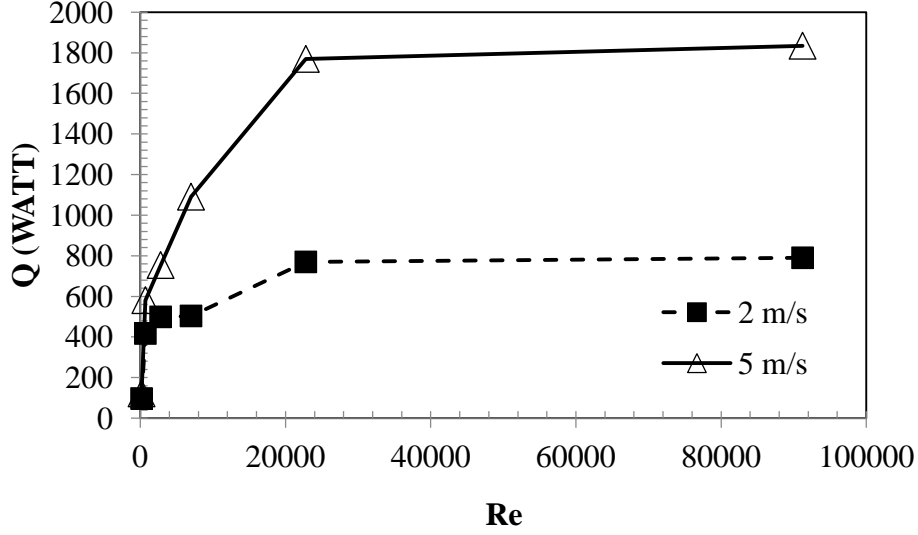
İçten üçgen kanatlı borunun iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 5.5.11.'de, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil 5.5.12.'de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 5.5.13.'de, verilmiştir.



Şekil 5.5.11. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışının Re - Sıcaklık farkı değişim grafiği



Şekil 5.5.12. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışının Re - Basınç farkı değişim grafiği



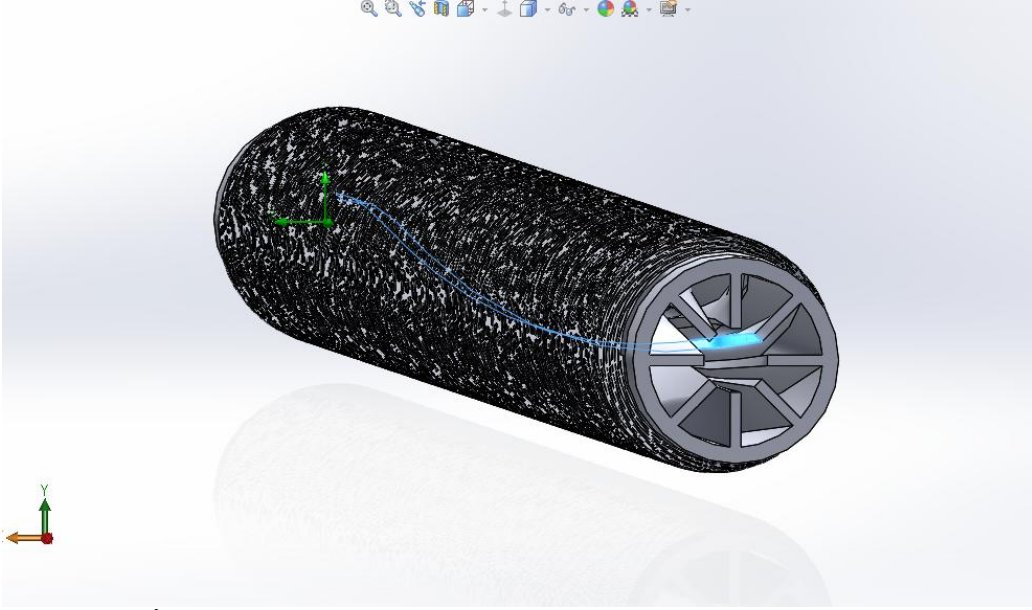
Şekil 5.5.13. İçten üçgen kanatlı borunun iç akışının Re – Isı geçişi değişim grafiği

Yapılan analizler sonucunda içten üçgen kanatlı borunun su tarafı Reynolds'a ve havanın hızına göre borunun sıcaklık değişimleri, basınç değişimleri, ısı geçişi incelenmiştir. İçten üçgen kanatlı ısıtıcı borunun iç kısmında Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık değişiminin azaldığı, basınç düşümünün arttığı, ısı geçişi arttığı tespit edilmiştir. İçten üçgen kanatlı ısıtıcı borunun hava hızı arttıkça ise sıcaklık değişiminin arttığı, basınç düşümünün ihmal edilebilir düzeyde değiştiği, ısı geçişi iç akışkanın (suyun) Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı tespit edilmiştir.

Yapılan analizler sonucunda içten üçgen kanatlı ısıtıcı borunun iç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 24000 değerinden sonra sıcaklık değişim oranının azaldığı Şekil 5.5.11.'de görülmektedir. İç akışın Reynolds değeri 24 000'den sonra ise basınç düşümünün kabul edilir değerleri aştığı Şekil 5.5.12.'de görülmektedir. İç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 24 000 değerinden sonra ısı geçişinin de artış oranının azaldığı Şekil 5.5.13.'de görülmektedir.

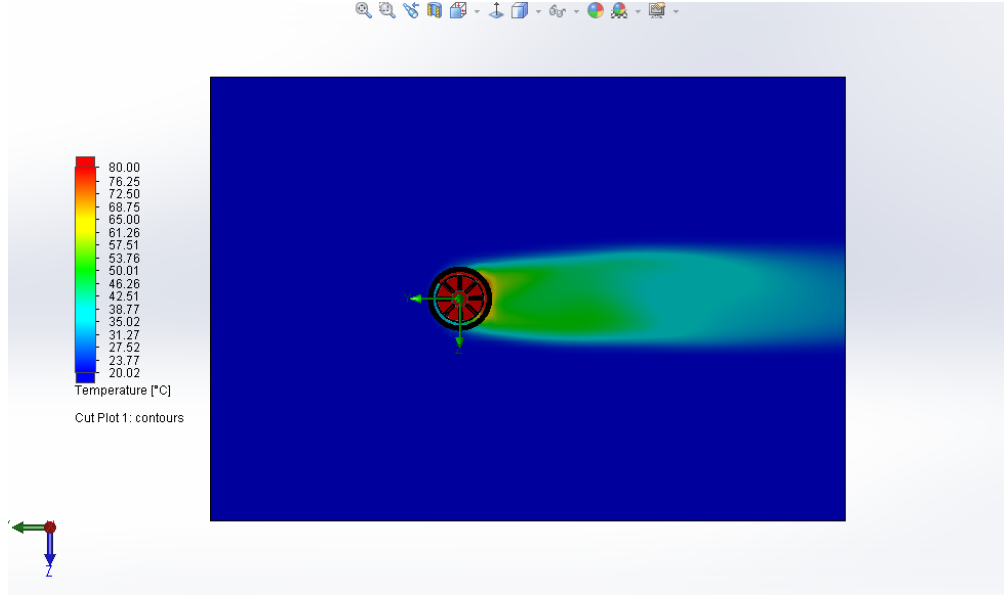
5.6. İçten türbülatoörlü borunun incelenmesi

İçten türbülatoörlü kanatlı borunun şematik görünüşleri Şekil 5.6.1.'de verilmiştir. Dış kanadın dış çapının, borunun dış çapına oranı (D/d) 1,41 olarak tasarlanmıştır. Borunun iç çapının, iç kanat uzunluğuna oranı (D_i / H) 2,99 olarak tasarlanmıştır.

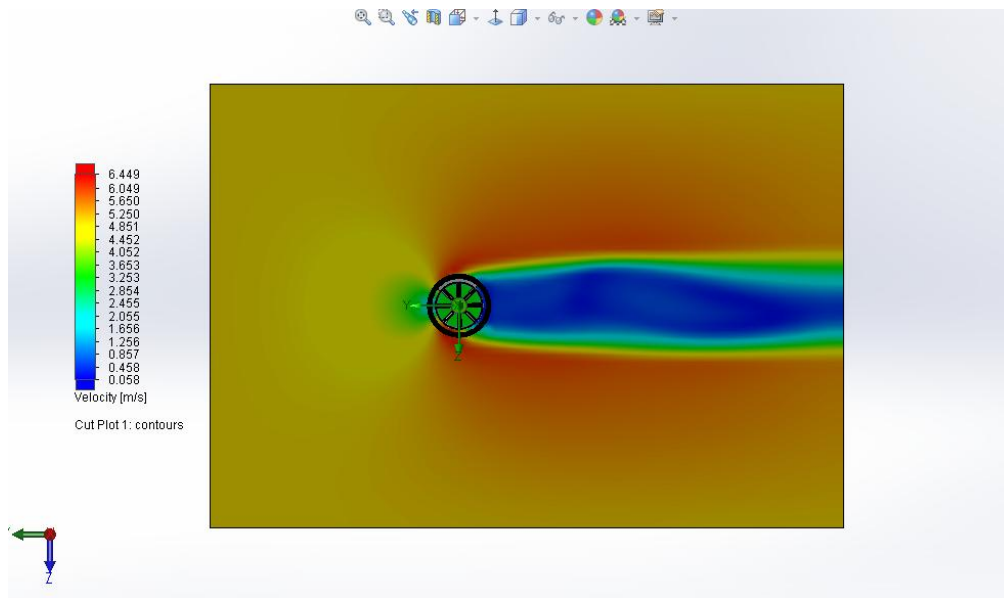


Şekil 5.6.1.İçten türbülatoörlü boru şekli görünüm-1

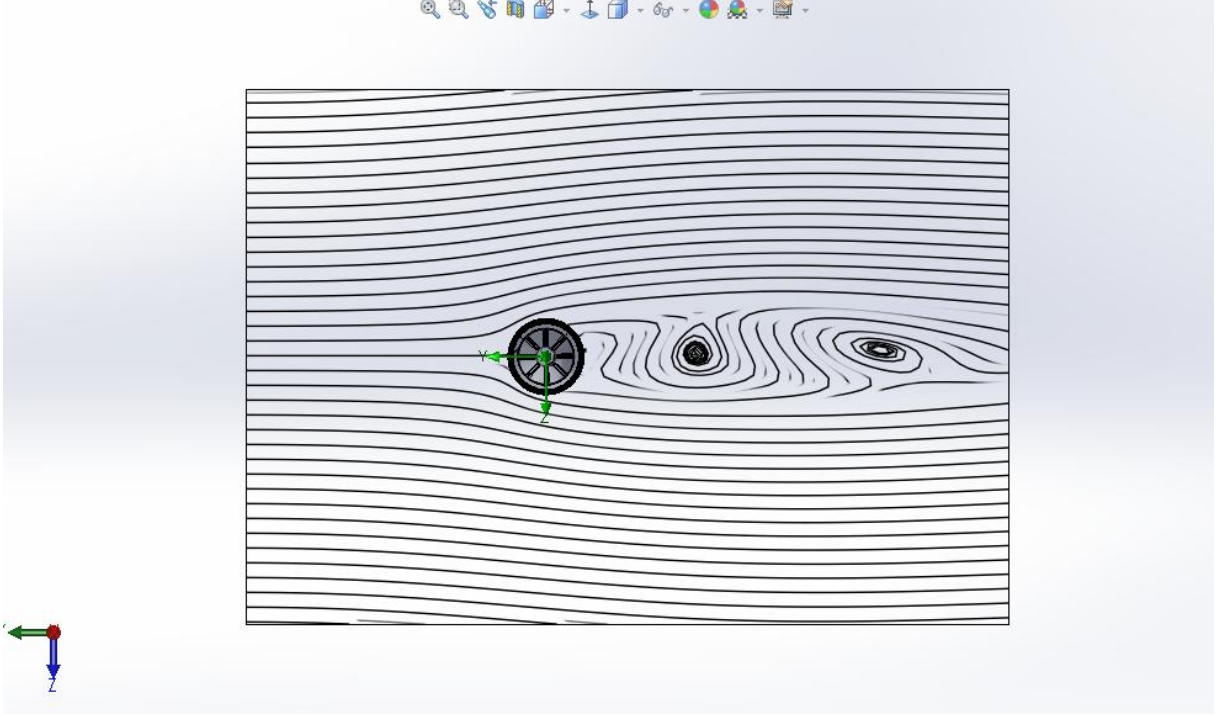
İçten türbülantörlü borunun akış analiz görüntüleri Şekil 5.6.2. ve Şekil 5.6.3.'de verilmiştir. Şekiller de verilen analiz görüntüleri hava hızı 5 m/s, iç akışkanın Reynolds değeri 80680 için verilmiştir. Yapılan analizlerde dış akışkanın (havanın) sıcaklığı 20,05 °C, iç akışkanın (suyun) sıcaklığı 80 °C olarak alınmıştır.



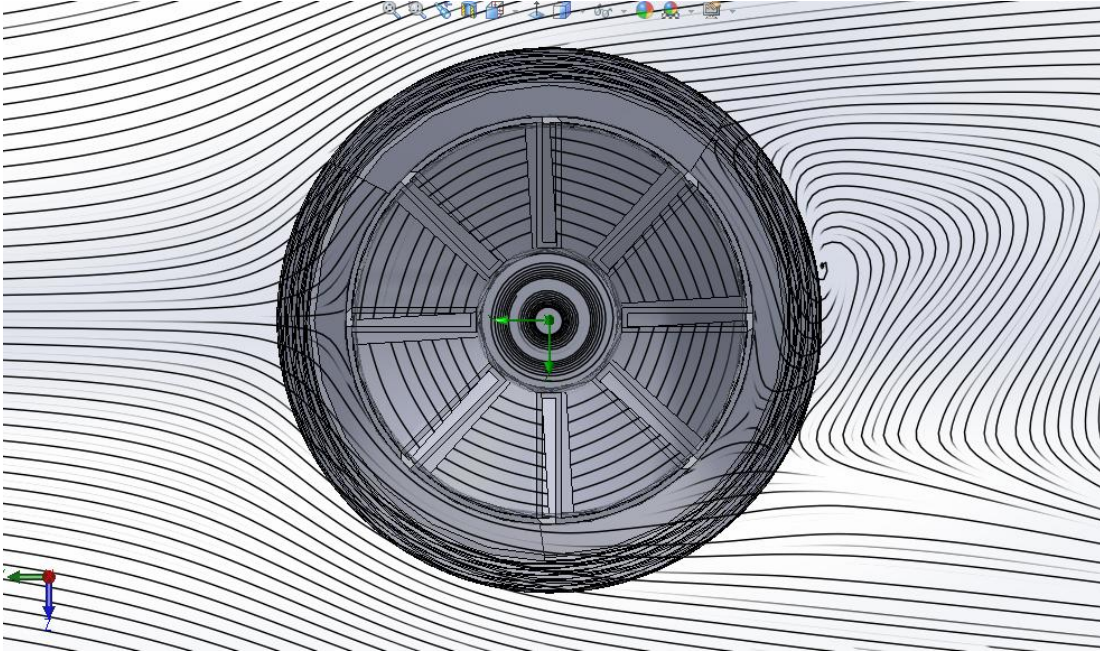
Şekil 5.6.2. İçten türbülantörlü borunun sıcaklık dağılım analizi



Şekil 5.6.3. İçten türbülantörlü borunun hız dağılım analizi

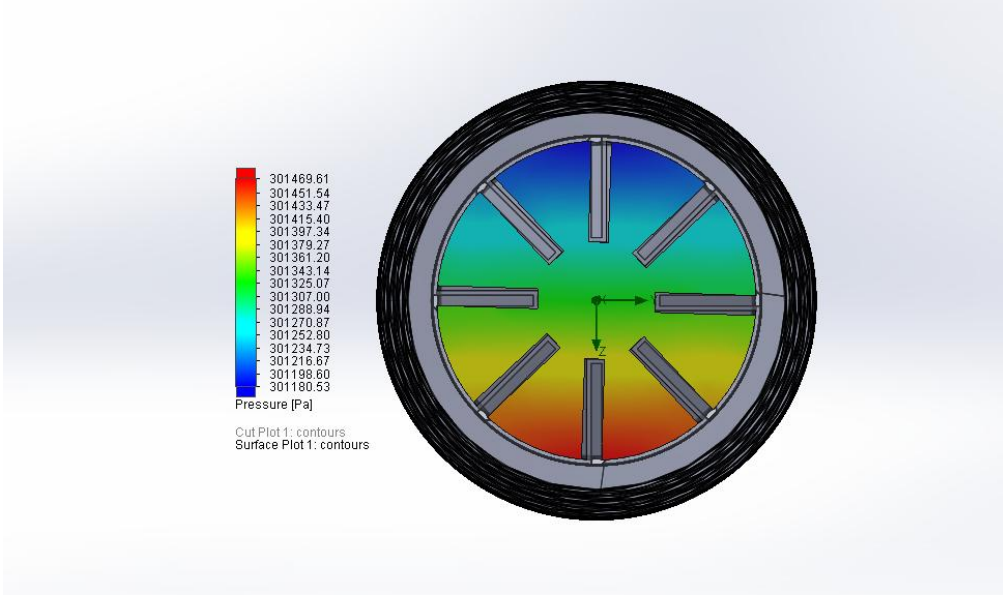


Şekil 5.6.4. İçten türbülatorlü borunun dış akış analizi

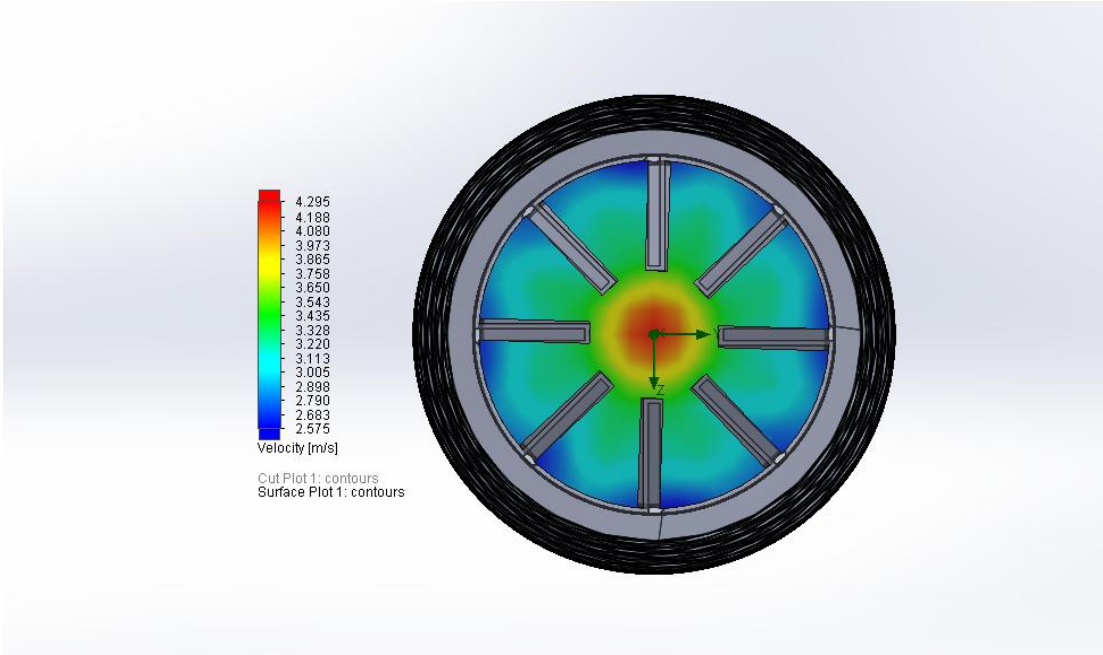


Şekil 5.6.5. İçten türbülatorlü borunun iç ve dış akış analizi

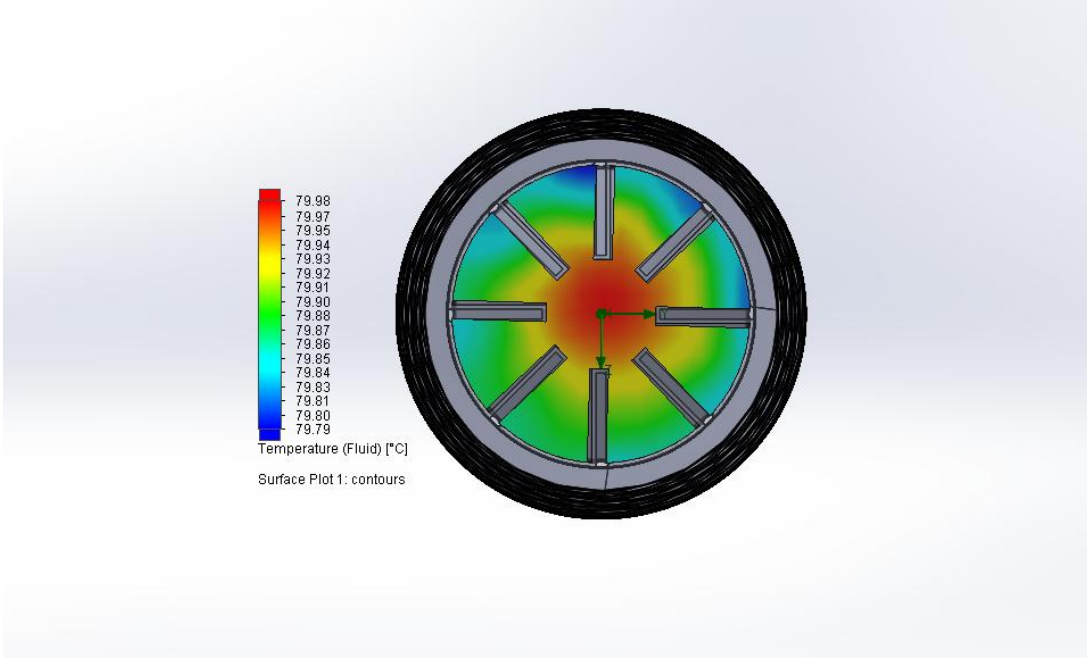
İçten türbülatorlü borunun iç akış analiz görüntüleri Şekil 5.6.6. ve Şekil 5.6.9.'da verilmiştir.



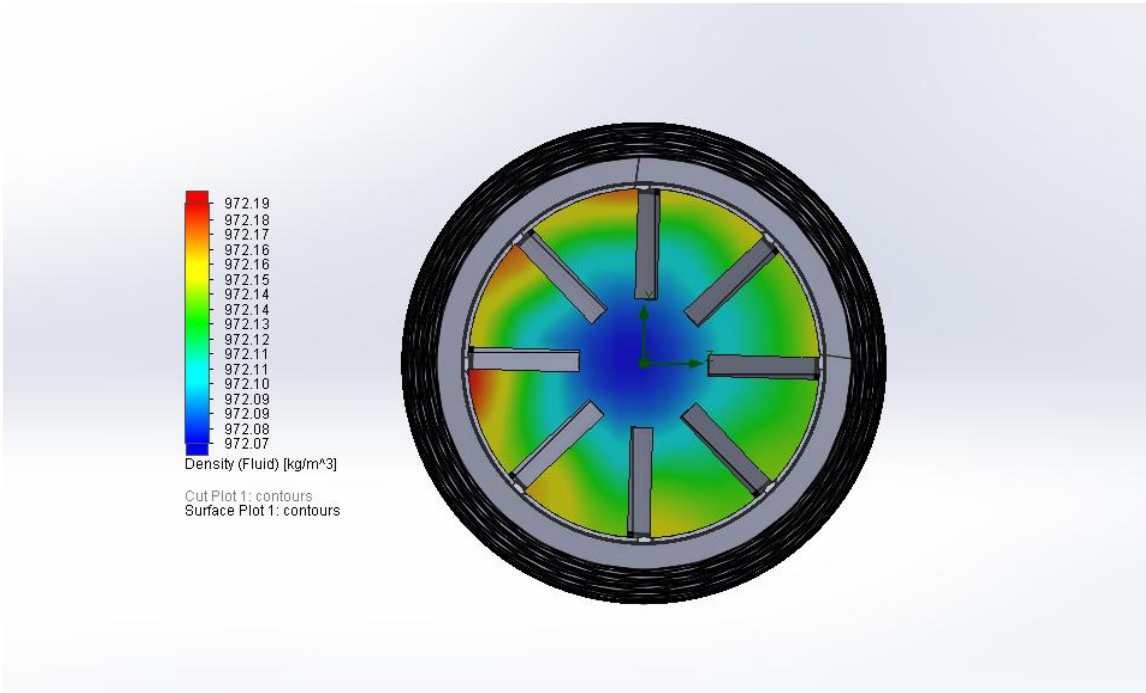
Şekil 5.6.6. İçten türbülatorlü borunun iç akışkanın basınç dağılım analizi



Şekil 5.6.7. İçten türbülatorlü borunun iç akışkanın hız dağılım analizi

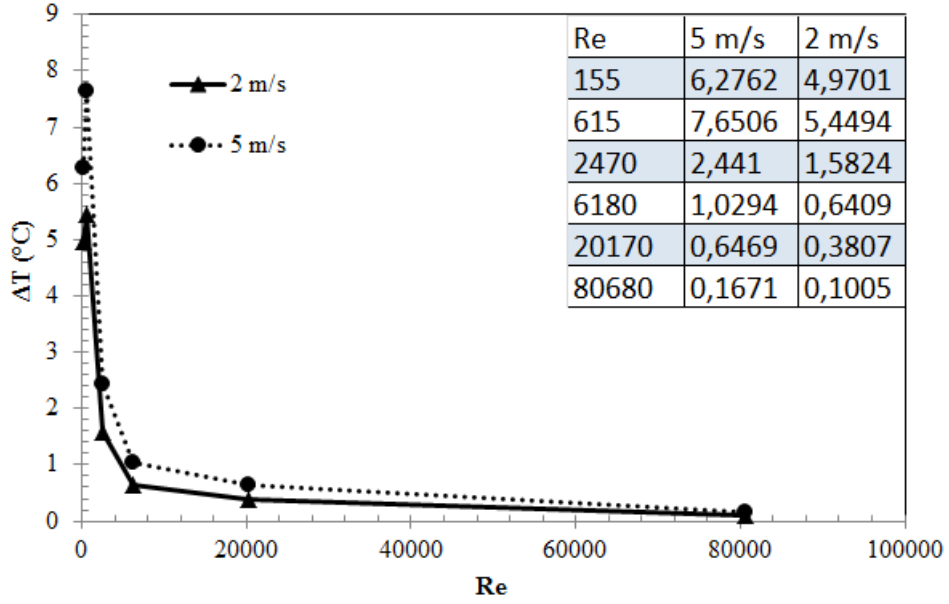


Şekil 5.6.8. İçten türbülatorlü borunun iç akışkanın sıcaklık dağılım analizi

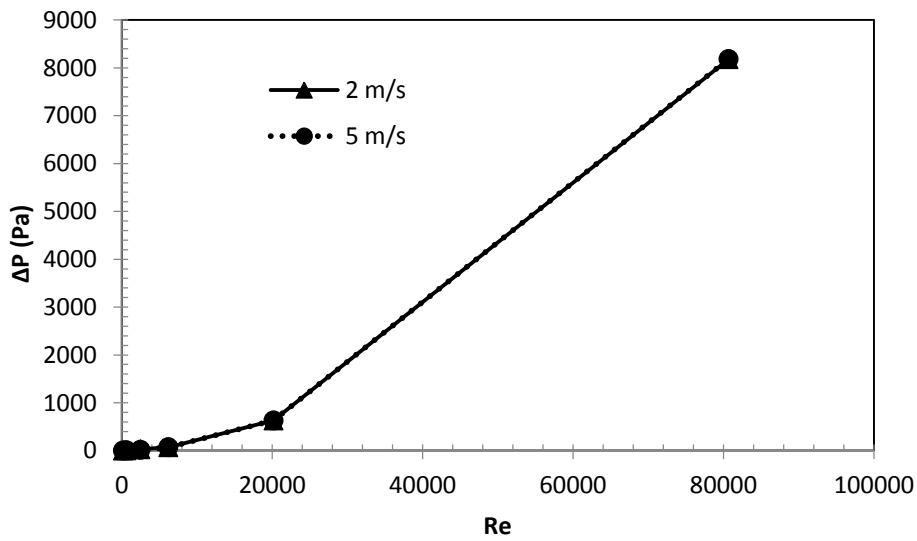


Şekil 5.6.9. İçten türbülatorlü borunun iç akışkanın yoğunluk dağılım analizi

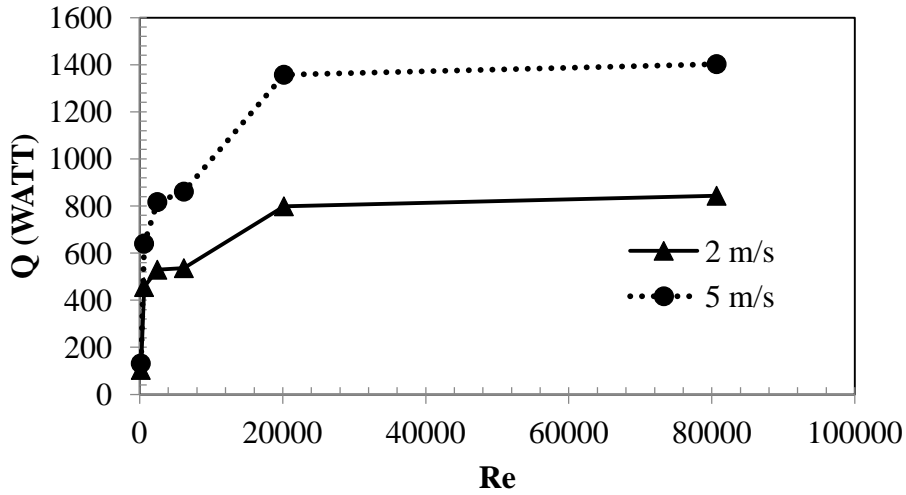
İçten türbülantörlü borunun iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 5.6.10.'da, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil 5.6.11.'de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 5.6.12.'de, Reynolds- İç ısı transfer katsayısı değişim grafiği Şekil 5.6.13.'de verilmiştir.



Şekil 5.6.10. İçten türbülantörlü borunun iç akışının Re – Sıcaklık farkı değişim grafiği



Şekil 5.6.11. İçten türbülantörlü borunun iç akışının Re – Basınç farkı değişim grafiği



Şekil 5.6.12. İçten türbülantörlü borunun iç akışının Re – Isı geçişi değışim grafiği

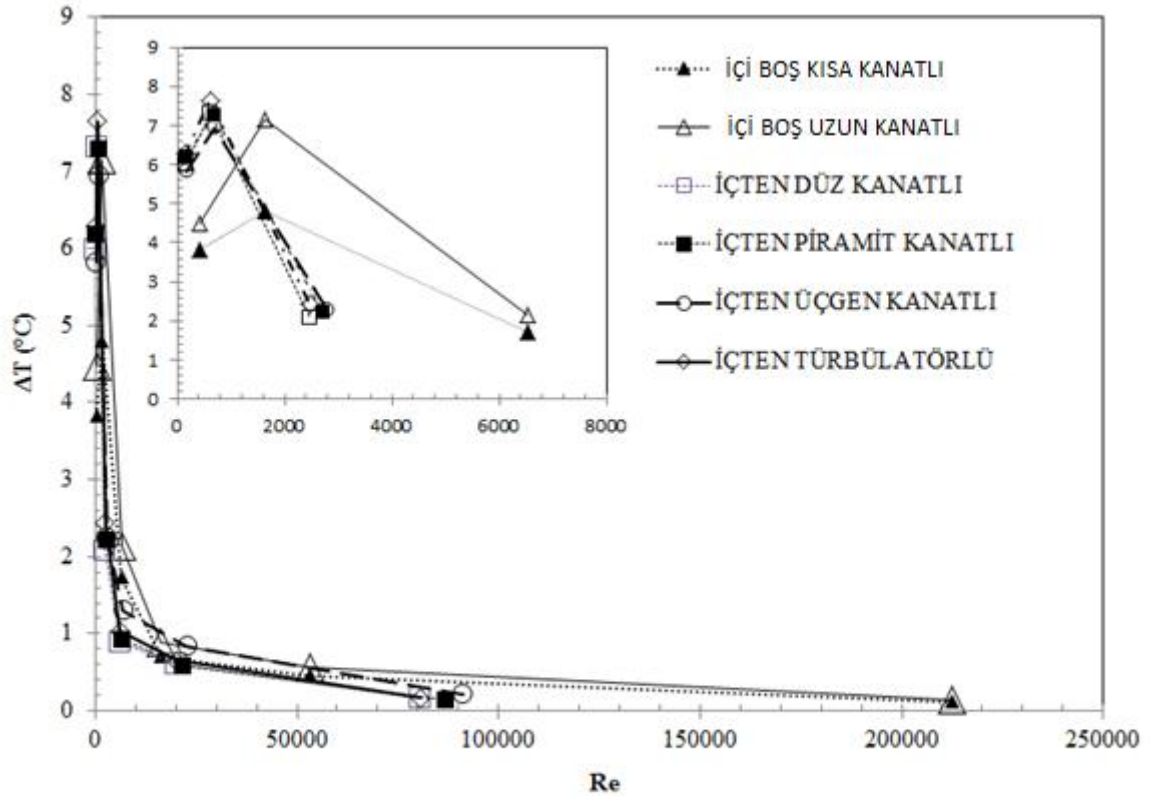
Yapılan analizler sonucunda içten türbülantörlü borunun su tarafı Reynolds'a ve havanın hızına göre borunun sıcaklık değışimleri, basınç değışimleri, ısı geçişi incelenmiştir. İçten türbülantörlü ısıtıcı borunun iç kısmında Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık değışiminin azaldığı, basıncın arttığı, ısı geçişi arttığı tespit edilmiştir.

Isıtıcı borunun hava hızı arttıkça ise sıcaklık değışiminin arttığı, basınç düşümünün ihmal edilebilir düzeyde değıştiği, ısı geçişinin iç akışkanın (suyun) Reynolds sayısına bağlı olarak arttığı görölmektedir.

Yapılan analizler sonucunda içten türbülantörlü ısıtıcı borunun iç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 22 000 değerinden sonra sıcaklık değışim oranının azaldığı Şekil 5.6.10.'da görölmektedir. İç akışın Reynolds değeri 22 000'den sonra ise basınç düşümünün kabul edilir değerleri aştığı Şekil 5.6.11.'de görölmektedir. İç akışkanın (suyun) Reynolds değeri 22000 değerinden sonra ısı geçişinin de artış oranının azaldığı Şekil 5.6.12.'de görölmektedir.

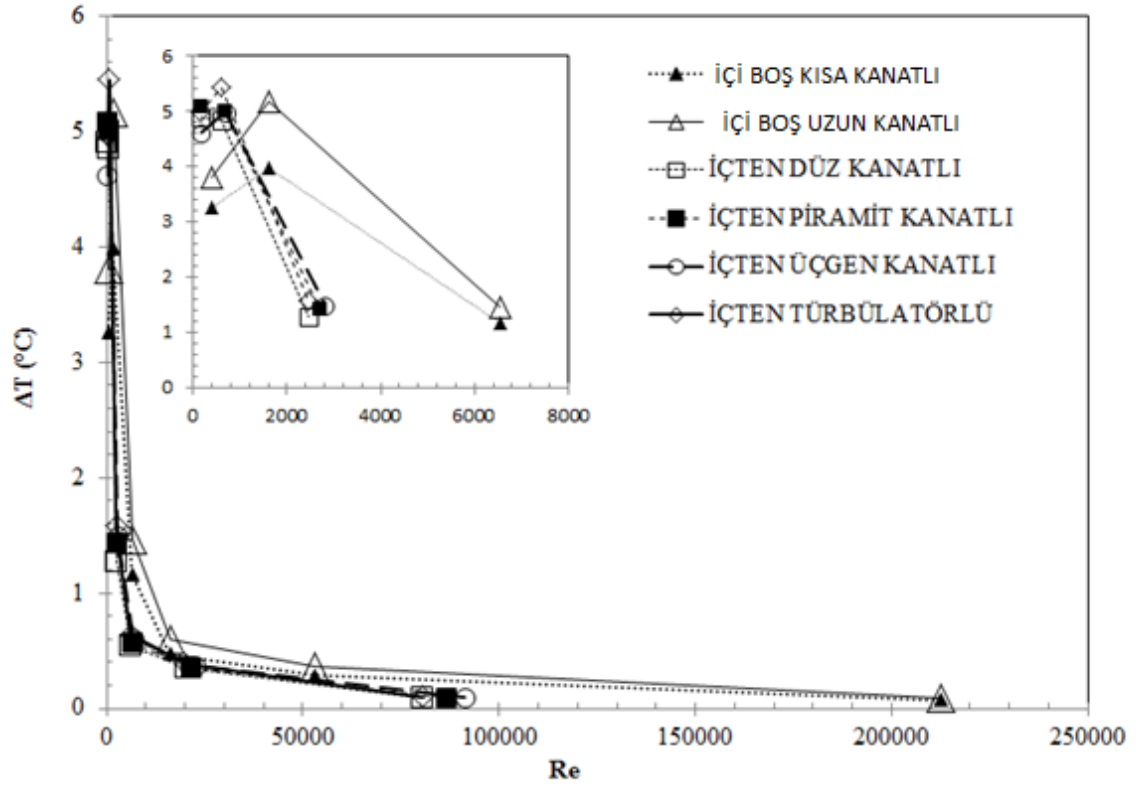
6. GENEL BULGULAR ve TARTIŞMA

Analizi yapılan boruların iç akış Reynolds-Sıcaklık farkı değişim grafiği Şekil 6.1. ve Şekil 6.2.'de, Reynolds-Basınç farkı değişim grafiği Şekil6.3. ve Şekil 6.4'de, Reynolds-Isı geçişi değişim grafiği Şekil 6.5. ve Şekil 6.6'da, verilmiştir.



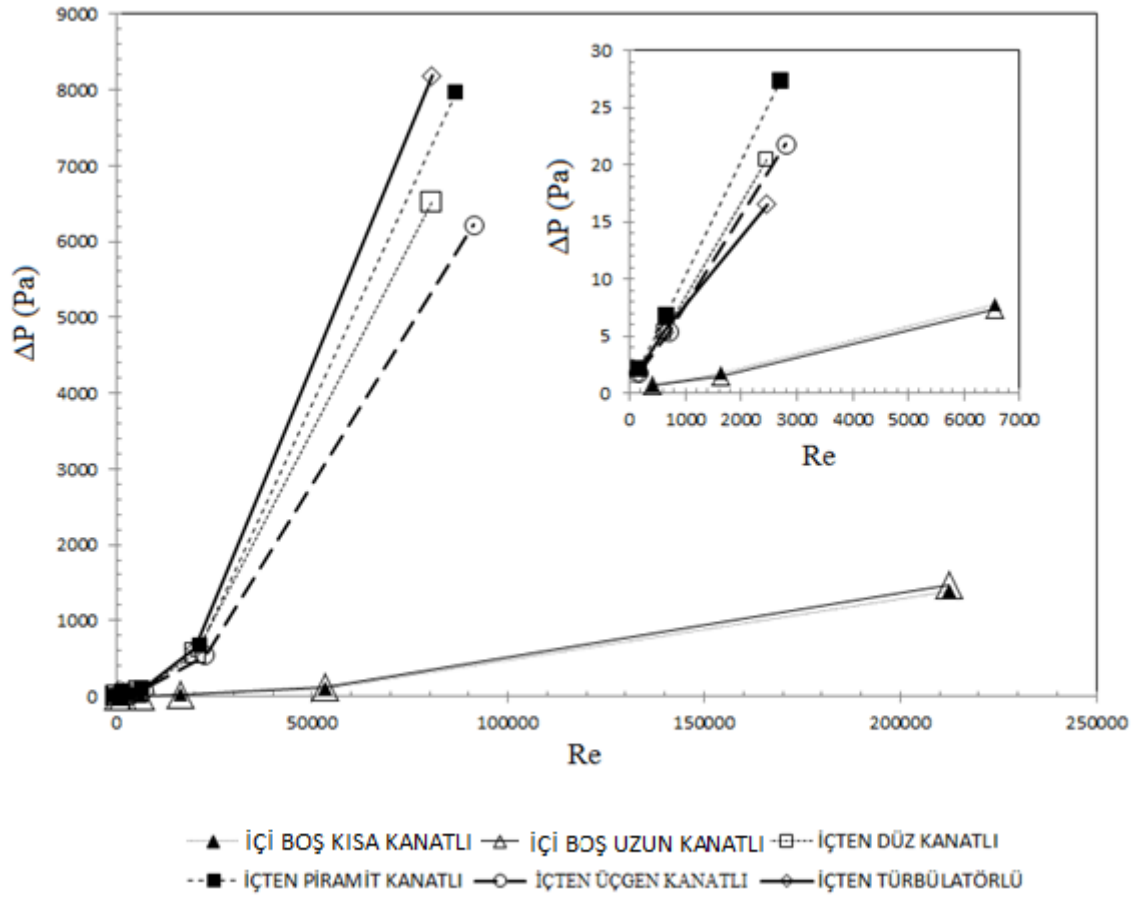
İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI
Re	5 m/s	Re	5 m/s	Re	5 m/s
405	3,835	405	4,479	155	5,992
1630	4,803	1630	7,143	615	7,32
6540	1,73	6540	2,139	2470	2,073
16290	0,702	16290	0,882	6180	0,885
53150	0,459	53150	0,564	20170	0,603
212610	0,12	212610	0,143	80680	0,156
İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ
Re	5 m/s	Re	5 m/s	Re	5 m/s
170	6,187	175	6,763	155	6,276
665	7,29	700	9,268	615	7,65
2700	2,22	2800	2,982	2470	2,441
6640	0,924	6990	1,304	6180	1,029
21680	0,575	22805	0,843	20170	0,646
86710	0,148	91230	0,218	80680	0,167

Şekil 6.1. Su tarafı Reynolds-Sıcaklık farkı grafiği, hava hızı 5 m/s



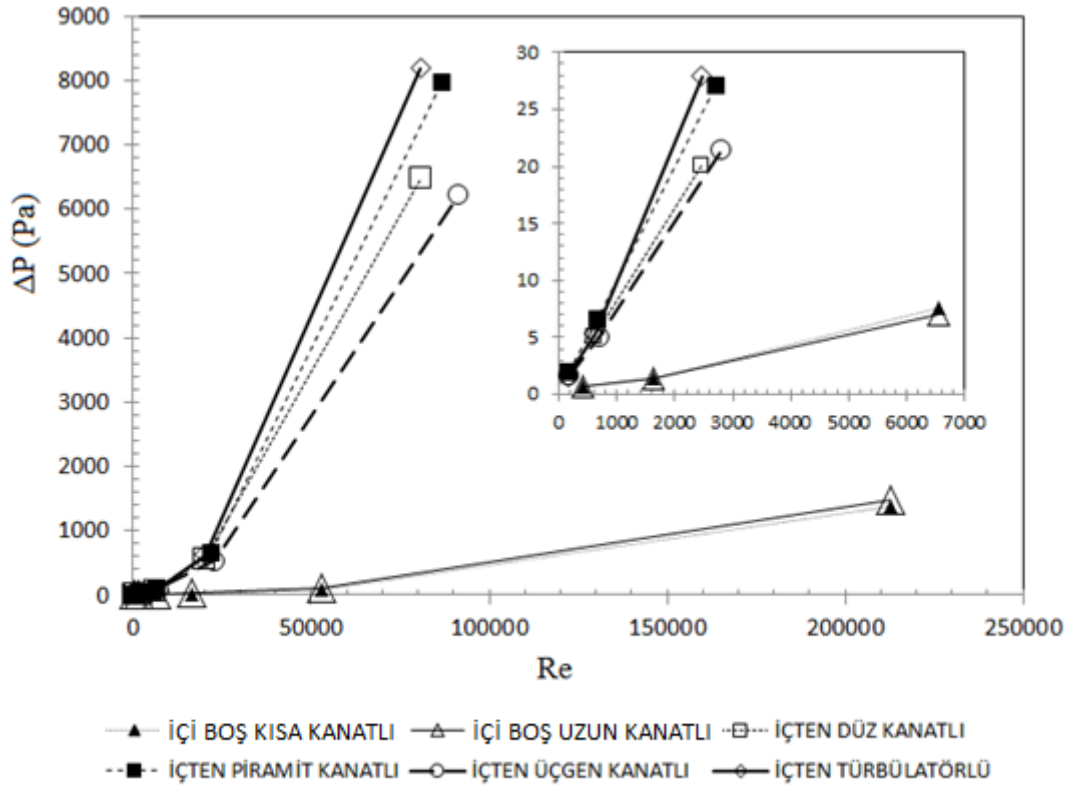
İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI
Re	2 m/s	Re	2 m/s	Re	2 m/s
405	3,264	405	3,811	155	4,899
1630	3,982	1630	5,168	615	4,8483
6540	1,166	6540	1,466	2470	1,272
16290	0,47	16290	0,593	6180	0,544
53150	0,283	53150	0,358	20170	0,352
212610	0,072	212610	0,092	80680	0,09
İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ
Re	2 m/s	Re	2 m/s	Re	4,97
170	5,082	175	4,616	155	5,449
665	5,008	700	4,984	615	1,582
2700	1,437	2800	1,491	2470	0,64
6640	0,571	6990	0,601	6180	0,38
21680	0,3521	22805	0,366	20170	0,1
86710	0,094	91230	0,094	80680	0,167

Şekil 6.2. Su tarafı Reynolds-Sıcaklık farkı grafiği, hava hızı 2 m/s



İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI
Re	5 m/s	Re	5 m/s	Re	5 m/s
405	0,715	405	0,7316	155	2,023
1630	1,728	1630	1,536	615	5,363
6540	7,785	6540	7,328	2470	20,389
16290	22,615	16290	26,159	6180	68,108
53150	99,735	53150	123,832	20170	564,053
212610	1380,378	212610	1474,296	80680	6508,305
İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ
Re	5 m/s	Re	5 m/s	Re	5 m/s
170	2,119	175	1,782	155	1,774
665	6,774	700	5,32	615	5,42
2700	27,372	2800	21,793	2470	16,551
6640	105,003	6990	87,356	6180	71,203
21680	668,463	22805	538,01	20170	630,204
86710	7963,354	91230	6220,229	80680	8184,271

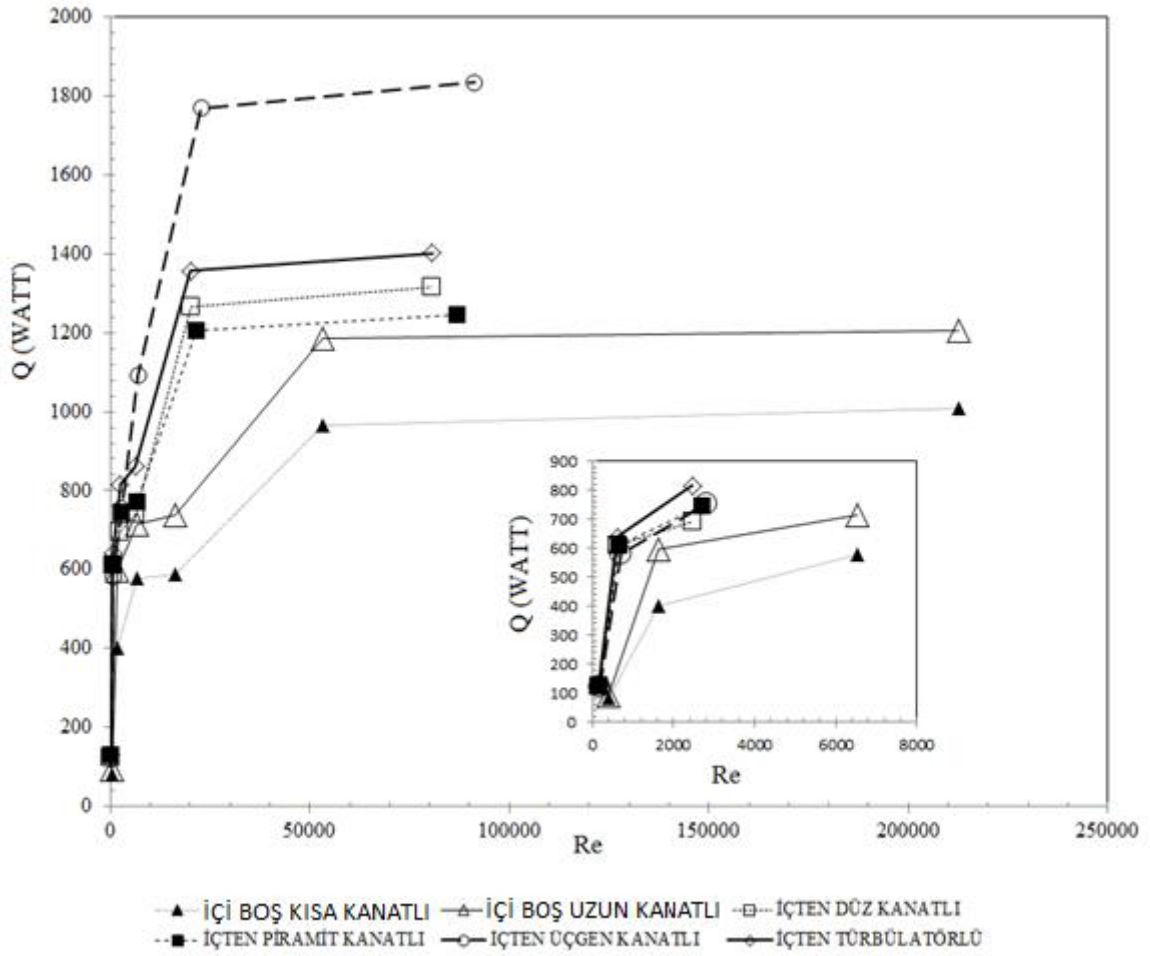
Şekil 6.3. Su tarafı Reynolds-Basınç Farkı grafiği, hava hızı 5 m/s



İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI
Re	2 m/s	Re	2 m/s	Re	2 m/s
405	0,659	405	0,713	155	1,826
1630	1,445	1630	1,367	615	5,054
6540	7,627	6540	6,969	2470	20,146
16290	22,238	16290	26,121	6180	66,774
53150	97,028	53150	123,79	20170	563,728
212610	1379,795	212610	1474,223	80680	6475,931

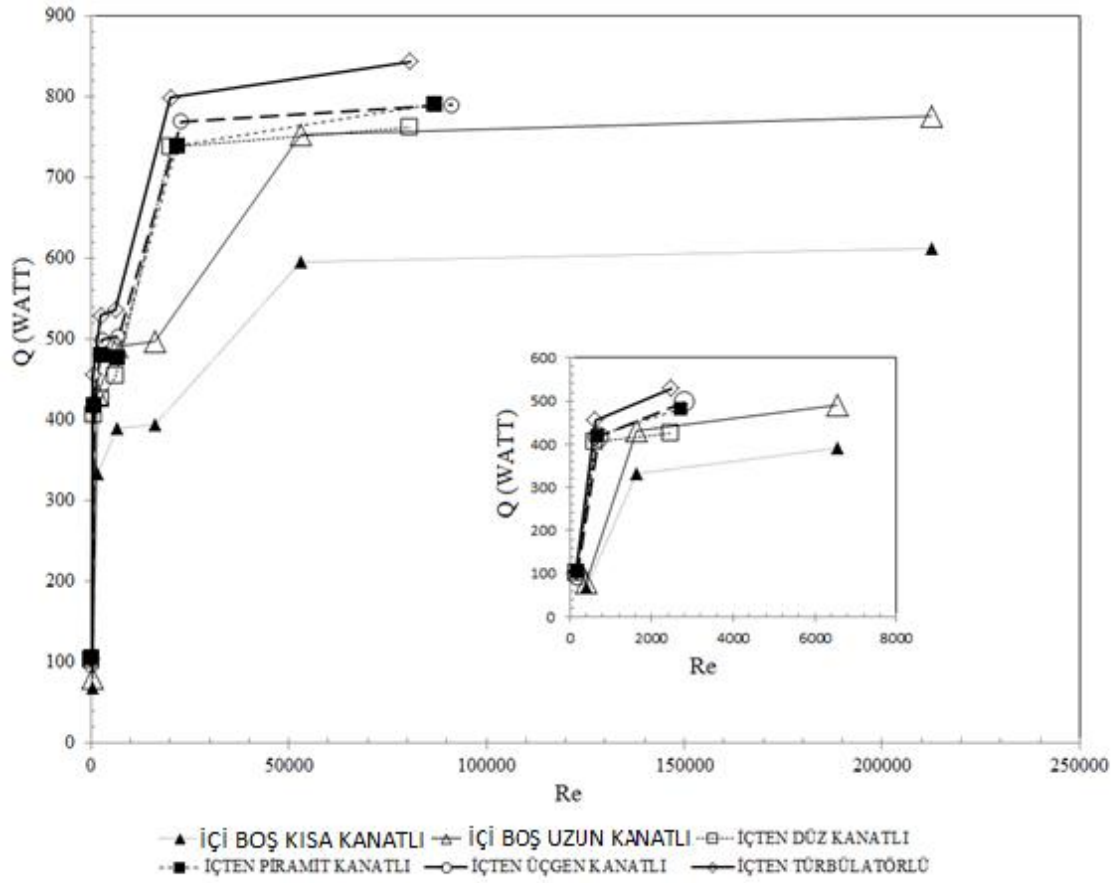
İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ
Re	2 m/s	Re	2 m/s	Re	2 m/s
170	1,928	175	1,633	155	1,595
665	6,543	700	5,102	615	5,337
2700	27,105	2800	21,45	2470	27,897
6640	104,42	6990	87,334	6180	71,048
21680	668,317	22805	538,075	20170	630,308
86710	7963,412	91230	6221,02	80680	8182,916

Şekil 6.4. Su tarafı Reynolds-Basınç Farkı grafiği, hava hızı 2 m/s



İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI
Re	5 m/s	Re	5 m/s	Re	5 m/s
405	80,17	405	93,64	155	125,28
1630	401,68	1630	597,36	615	612,17
6540	578,96	6540	715,72	2470	693,53
16290	587,57	16290	738,18	6180	740,68
53150	964,72	53150	1185,06	20170	1266,11
212610	1009,46	212610	1206,32	80680	1314,29
İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ	İÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ
Re	5 m/s	Re	5 m/s	Re	5 m/s
170	129,34	175	121,89	155	131,2
665	609,67	700	581,03	615	639,74
2700	744,64	2800	754,21	2470	816,47
6640	772,79	6990	1090,91	6180	860,78
21680	1206,12	22805	1769,65	20170	1356,97
86710	1244,06	91230	1834,53	80680	1402,18

Şekil 6.5. Su tarafı Reynolds- Isı geçişi grafiği, hava hızı 5 m/s



İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ KISA KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇİ BOŞ UZUN KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI	İÇTEN DÜZ KANATLI
Re	2 m/s	Re	2 m/s	Re	2 m/s
405	68,23	405	79,67	155	102,43
1630	332,99	1630	432,19	615	405,41
6540	390,02	6540	490,57	2470	425,66
16290	393,38	16290	496,26	6180	454,91
53150	595,15	53150	752,31	20170	738,34
212610	611,54	212610	775,23	80680	762,28
İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN PİRAMİT KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	İÇTEN ÜÇGEN KANATLI	ÜÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ	ÜÇTEN TÜRBÜLATÖRLÜ
Re	2 m/s	Re	2 m/s	Re	2 m/s
170	106,25	175	96,5	155	103,89
665	418,81	700	416,79	615	455,67
2700	480,9	2800	498,71	2470	529,27
6640	477,85	6990	503,25	6180	535,89
21680	738,65	22805	769,37	20170	798,53
86710	790,5	91230	798,76	80680	843,26

Şekil 6.6. Su tarafı Reynolds- Isı geçişi grafiği, hava hızı 2 m/s

Yapılan analizler sonucunda iç akıştaki Reynolds sayısı arttıkça ısı geçişi ve basınç düşümünün arttığı tespit edilmiştir. Ancak, Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık değişimindeki farkın azaldığı da görülebilmektedir.

Reynolds sayısı 60 000 değerine kadar ısı geçişinde ciddi miktarda artış olduğu Şekil 6.5.'de ve Şekil 6.6.'da görülmektedir. Reynolds sayısı 60 000'i geçtiğinde ise ısı geçişi değişimi daha az olduğu görülmektedir.

İçi boş borularda, basınç düşümü Reynolds sayısı 170 000'e kadar basınç düşümü kabul edilebilir değerlerde olurken, içten kanatlı borularda Reynolds sayısı 25 000'den sonra basınç düşümü arttığı Şekil 6.3.ve Şekil 6.4.'de görülmektedir. Basınç düşümü ekstra pompalama maliyeti getireceği ve ısı değiştiricisinin tasarımlarında basınç düşümü sebebi ile tıknamalara sebep olabileceğinden, basınç düşümünün çok fazla artması 1000 Pa değerinin sonra tercih edilmemektedir.

Yapılan analizler sonucunda, dış akışkanın (havanın) hızı 5 m/s olduğunda laminar iç akış için ısı geçişinin en verimli olduğu boru tipinin içten türbülantör boru olduğu Şekil 6.5.tespit edilmiştir. Türbülantör iç akışta ise içten üçgen kanatlı boruda ısı geçişinin daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Ancak, hava hızı 2 m/s olduğunda Reynolds'un bütün değerleri için türbülantör borunun ısı geçişinin daha fazla olduğu Şekil 6.6.'da görülmektedir. İç ısı transfer katsayısının en fazla içi boş borularda olduğu görülmektedir. İç ısı transfer katsayısı fazla olmasına rağmen ısı geçişinin diğer borularda fazla olmasının sebebi ise ısı geçiş alanının fazla olmasıdır.

Yapılan analizler sonucunda uzun kanatlı içi boş borunun, kısa kanatlı içi boş boruya göre ortalama %6 daha verimli olduğu Reynolds sayısı 1630 değerinde bu verimin %48'lere kadar çıktığı görülmektedir. İçten düz kanatlı boru ile içten türbülantör boruyu kıyasladığımızda ısı geçişinin içten türbülantör boruda %1 daha fazla olduğu görülebilmektedir.

7. KAYNAKLAR

- AAI-Sarkhi and E Abu-Nada(2004). Characteristics of forced convection heat transfer in vertical internally finned tube. JORDAN
- Alam I and Ghoshdastidar P(2002). A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins Having Tapered Lateral Profiles, International Journal of Heat and Mass Transfer. Honnover Universty, German.
- Balbay A (2001). Gövde Borulu Isı Değişiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Biswas G, Mitra NK and Fiebig M(1994). Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators. Int.J. Heat Mass Transfer, vol.37, No.2, 283-291. Indian Institute of Technology, Kanpur-208016, India.
- Çakmak G(2000). Boru Girişinde Ejektörlü Türbülans Üreticisi Bulunan Isı Değişiricilerinde Isı Transferinin ve Basınç Düşüşünün İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Çorak A (2010). Kanatçıklı Isı Değişiricilerinin Isıl Performanslarının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Dağsöz (1983). Isı Değişiricileri. İ.T.Ü. Makine Müh. Fakültesi, Emre Matbaacılık, 4, 158s. İstanbul.
- Han Taw Chen and Wei-Lun Hsu (2007). Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection, Department of Mechanical Engineering, National Cheng Kung University, Tainan 701, Taiwan.
- Hatami M and Ganji DD (2014). Investigation of refrigeration efficiency for fully wet circular porous fins with variable sections by combined heat and mass transfer analysis. Int J Refrig 2014; 40:140–51 (April). Esfarayen University, Engineering and Technical College, Mechanical Engineering Department, Esfarayen, North Khorasan, Iran
- Javier Muñoz and Alberto Abánades (2011). Analysis of internal helically finned tubes for parabolic trough design by CFD tools. Politécnic de Madrid University, SPAIN
- Joneidi AA, Ganji DD, Babaelahi M (2009). Differential transformation method to determine fin efficiency of convective straight fins with temperature dependent thermal conductivity. In Common Heat Mass 2009; 36(7):757–62 (Aug.). Department of Mechanical Engineering, K.N Toosi University of Technology, Tehran, Iran
- Kakaç S and Liu, Hongtan, eds. (2002). Heat exchangers selection, rating and thermal design. Boca Raton, Florida: CRC Press.
- Karali R (2002). Isı Değişiricilerinin Bilgisayar Destekli Optimizasyonu, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Hatay.

- Kaykayoğluand C.R.(1994).Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniğine Giriş Ders Notları, İstanbul.
- Kiwan S and Al NimrMA (2000).Using porous fins for heat transfer enhancement. J HeatTrans 2000; 123(4):790–5 (Jul.).
- Kundu B (2009). Analysis of thermal performance and optimization of concentric circular fins under dehumidifying conditions.Int J Heat Mass Trans 2009;52 (11–12):2646–59 (May).
- Küçük H, BaliT ve AyhanT (2000). Boru Girişine Yerleştirilen Konik Yüzey Halkalı Türbülötörlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörüne Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, ULIBTK.Sakarya.
- Lee K. Kim W and Si J (2001).Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of Plate Heat Exchanger. Int. J. Of Heat & Mass transfer.
- Long Huang, Vikrant Auteand Reinhard Radermacher (2014).A model for air-to-refrigerant microchannel condensers with variable tube and fin geometries. Center for Environmental Energy Engineering, Department of Mechanical Engineering, University of Maryland, College Park, MD 20742, USA
- MEGEB (2008). Plakalı Isı Değiştiriciler. KimyaTeknolojisi, Ankara.
- Tekin S (2006). “Sıvıdan Sıvıya Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar estekli Tasarımı” Yüksek lisans tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Yakar G (2007).Delinmiş Kanatlı Boru Kanat Tipi Isı Değiştiricilerinde Yaratılan Türbülansın Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi. Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.

ÖZGEÇMİŞ

1991 yılında Kars'ta doğdu. Lise öğrenimini Hilmi Fırat Anadolu Lisesinde yaptı. (2005-2009). 2013 yılında Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2013 yılında Namık Kemal Üniversitesi Çorlu Mühendislik Fakültesinde Yüksek Lisansa başladı. 2014'te KONUK ISI MAK. SAN. VE TİC. AŞ. de Ar-Ge Mühendisi olarak iş hayatına başladı.