T.C.

BATMAN ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BORU İÇİNE YERLEŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Nurullah BADEMCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs-2017
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Nurullah BADEMCİ tarafından hazırlanan "Boru İçine Yerleştirilen Türbülatörlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi' 'adlı tez çalışması 12/05/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri	**İmza**
Başkan Prof. Dr. Hüsamettin BULUT	.....
Danışman Doç. Dr. Eşref BAYSAL	.....
Üye Doç. Dr. Hüseyin AYDIN	.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

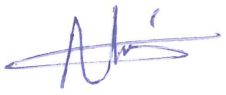
Doç. Dr. Bahattin İŞCAN
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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



Nurullah BADEMCİ

12.05.2017

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

BORU İÇİNE YERLEŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Nurullah BADEMCİ

Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Eşref BAYSAL

2017, 101 Sayfa

Jüri
Doç. Dr. Eşref BAYSAL
Prof. Dr. Hüsamettin BULUT
Doç. Dr. Hüseyin AYDIN

Bu çalışmada, dairesel kesitli bir boru içine yerleştirilmiş plaka tipi bir türbülatör ve bu plaka üzerinde oluşturulmuş farklı adımlardaki ve farklı kanatçık açılarındaki türbülatörler sayısal olarak incelenmiştir. Her bir türbülatör için Reynolds sayısının 4000 – 30000 aralığı için ısı transfer performansı, basınç kayıpları ve sürtünme karakteristikleri araştırılmıştır. Sonlu hacimler metoduna dayalı analiz yapan ANSYS Fluent programı kullanılarak temel korunum denklemleri sürekli rejimde 3 boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Havanın farklı debilerine göre yapılan çalışmada sayısal analiz sonuçları elde edilmiştir. Sayısal analiz sonucunda boru içinde sıcaklık konturları, hız dağılımları, basınç dağılımları ve hız vektörleri oluşturulmuştur. Türbülatör kullanılarak, boş boruya göre %208 oranına varan değerlerde ısı transfer iyileştirmesi sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Türbülatör, Isı Transfer İyileştirmesi, Sürtünme Faktörü, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği,

ABSTRACT

MS THESIS

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTICS OF TURBULATORS PLACED IN TUBES

Nurullah BADEMCİ

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assoc. Dr. Eşref BAYSAL

2017, 101 Pages

Jury
Assoc. Dr. Eşref BAYSAL
Prof. Dr. Hüsamettin BULUT
Assoc. Dr. Hüseyin AYDIN

In this study, a plate type turbulator placed in a circular tube and numerical analysis of the turbulators in different steps and different fin angles on the plate were investigated numerically. Heat transfer performance, pressure losses and friction characteristics were investigated for Reynolds number 4000-30000 for each type turbulator. The basic conservation equations are solved in the steady state in 3D and turbulent flow conditions by using the ANSYS fluent program which analyzes based on the finite volume method. Numerical analysis results were obtained in the study conducted according to the different flow rate of air. As a result of the analysis, temperature contours, velocity distributions, pressure distributions and velocity vector were formed in the tube. Using a turbulator, heat transfer enhancement of up to 208% compared to smooth tube was achieved.

Keywords: Turbulator, Heat transfer enhancement, Friction factor, Computational fluid mechanics.

ÖNSÖZ

Bu çalışmada ısı transfer iyileştirme tekniklerinden olan pasif yöntemlerden biri kullanılarak ısı değiştiricilerde ısı transfer iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Çalışmalarım boyunca engin bilgileriyle bana katkıda bulunan ve yönlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Eşref BAYSAL'a maddi ve manevi desteğini her zaman arkamda hissettiğim aileme teşekkürü borç bilirim.

Nurullah BADEMCİ
BATMAN-2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Tezin Amacı 1

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **3**

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ **12**

3.1. Isı Değiştirici Tipleri 12
3.2. Isı Eşanjörlerinin Kullanıldığı Alanlar 16

4. ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME METOTLARI **17**

4.1. Pasif Yöntemler 20
Pasif yöntemlerden en yaygın olarak kullanılanlar; kaplanmış satıhlar, pürüzlü ... 20
4.1.1. Satıh kaplama 21
4.1.2. Pürüzlü satıh oluşturma 21
4.1.3. Genişletilmiş satıhlar (sıvılarda) 22
4.1.4. Değiştirilebilir türbülatörler 23
4.1.5. Girdap akış 24
4.1.6. Satıh gerilimi 24
4.1.7. Sargılı tüpler 24
4.2. Aktif Yöntemler 25
4.2.1. Mekanik araçlar 25
4.2.2. Satıh titreşimi 26
4.2.3. Akışkan titreşimi 26
4.2.4. Elektrostatik alanlar 26
4.2.5. Enjeksiyon 26
4.2.6. Emme 26
4.3. Kullanılan Metotlar ve Teknikler 26
4.4. Isı Transferi Artırımının Sağlayacağı Faydalar 27

5. SAYISAL ÇALIŞMA VE MATEMATİK MODEL **29**

5.1. Modelin Genel Tanımı 29
5.2. Genel Denklemler 35
5.2.1. Süreklilik denklemi 35
5.2.2. Enerjinin korunumu 36

5.2.3. Momentum (Navier-Stokes) denklemler 36
5.3. Sınır Şartları 37
5.4. Sayısal (Hesaplamalı) Akışkanlar Dinamiği (SAD) 39
5.5. FLUENT Kod Programı 40
5.6. Sonlu Hacimler Metodu 40
5.7. Standart k-ε Modeli 41
5.8.Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü 42
5.8.1. Çözümün yakınsaması 42
5.8.2. İterasyon sayısından bağımsızlığı 42
5.8.3. Korunum denklemlerinin sağlanması 43
5.8.4. Mesh yapısının bağımsızlığı 44
5.8.5. Sonuçların ampirik ifadelerle uyumluluğu 45
5.9. Ayrık Çözüm Yöntemi 45

6. SAYISAL SONUÇLARIN DOĞRULANMASI 47

6.1. Isı Taşınım Katsayısının (h) ve Nusselt Sayısının Hesaplanması 47
6.2. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması 48
6.3. Performans Kriteri 48
6.4. Boş Boru Sayısal Sonuçlarının Ampirik Eşitliklerle Doğrulanması 49

7.BULGULAR 53

7.1. Farklı Geometrilerdeki Türbülatörler İçin Elde Edilen Sonuçların İncelenmesi . 53
7.2. Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması 72
7.3. Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü İçin Ampirik Denklem Oluşturma ve Denklem Uygunluk Katsayıları 77

8. SONUÇ VE ÖNERİLER 81

KAYNAKLAR 83

EKLER 89

EK-1 ANSYS Fluent Programında Modelin Oluşturulması ve Analizin Yapılması .. 89
EK-2 Örnek Hesaplama 99

ÖZGEÇMİŞ 101

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Isı aktarım alanı (m^2)
A_s	: Taşınımın gerçekleştiği satıh alanı (m^2)
b	: Türbülatör kanatçık uzunluğu (mm)
c	: Türbülatör kanatçık genişliği (mm)
c_p	: Özgül ısı (kJ/kgK)
$C_{1\varepsilon}$	: Ampirik sabit
$C_{2\varepsilon}$	: Ampirik sabit
C_μ	: Ortalama gerilme ve rotasyon oranı
D_h	: Hidrolik çap (mm)
D_i	: Boru iç çapı (mm)
D_d	: Boru dış çapı (mm)
f	: Sürtünme faktörü
f_t	: Türbülatörlü borudaki sürtünme katsayısı
f_b	: Boş borudaki sürtünme katsayısı
G_k	: Kinetik enerji üretim oranı
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
k	:Türbülans kinetik enerji
k_i	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L_{boru}	: Boru uzunluğu (mm)
$L_{türb}$	: Türbülatör uzunluğu (mm)
$\dot{m}$	: Kütlesel debi (kg/s)
Nu	: Nusselt sayısı
Q	: Isı geçiş miktarı (W)
p	: Türbülatör kanatçık adımları (mm)
ΔP	: Basınç düşüşü (Pa)
ΔP_t	: Türbülatörlü boruda oluşan basınç düşümü (Pa)
ΔP_b	: Boş boruda oluşan basınç düşümü (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı
r	: Boru yarıçapı (mm)
Re	: Reynolds sayısı
S	: Türbülatör genişliği (mm)

t	: Zaman (s)
t_b	: Boru et kalınlığı (mm)
t_t	: Türbülatör et kalınlığı (mm)
T	: Sıcaklık (K)
$T_{hç}$	: Havanın çıkış sıcaklığı (K)
T_{hg}	: Havanın giriş sıcaklığı (K)
T_m	: Ortalama hava sıcaklığı (K)
T_o	: Ortam sıcaklığı (K)
T_s	: Satıh sıcaklığı (K)
T_w	: Duvar sıcaklığı (K)
U	: Akış hızı (m/s)
$\dot{V}_h$	: Akışkanın hacimsel debisi (m^3/saat)
$\dot{V}_t$	: Türbülatörlü borudaki hacimsel debi (m^3/saat)
$\dot{V}_b$	: Boş borudaki hacimsel debi (m^3/saat)
β	: Türbülatör kanatçık açıları (°)
υ_r	: r yönündeki hız bileşeni (m/s)
υ_θ	: θ yönündeki hız bileşeni (m/s)
υ_z	: z yönündeki hız bileşeni (m/s)
Φ	: Isı üretim oranı (W/m^3)
υ	: Kinematik viskozite (m^2/s)
μ	: Dinamik viskozite ($N.s/m^2$)
μ_t	: Eddy viskozitesi
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
σk	: Türbülans Prandtl sayısı
σε	: Türbülans Prandtl sayısı

Kısaltmalar

Ark.	: Arkadaş
Eş.	: Eşitlik
SAD (CFD)	: Sayısal akışkanlar dinamiği

1. GİRİŞ

Enerjiyi daha verimli şekilde kullanabilmek ve ısı transferini iyileştirebilmek maksadıyla kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmaların yapılmasını mecburi kılmıştır. Bu nedenle, ısı transferinde verimi artırmak için çeşitli iyileştirici yöntemler geliştirerek, aynı kapasitede daha küçük boyutlu ve daha hafif özelliğe sahip ısı değiştiricilerinin tasarımı amaçlanmıştır. Isıl iyileştirici tekniğe maruz bırakılmış bir ısı değiştirici, ısıl iyileştirme uygulanmamış bir ısı değiştirici ile kıyaslandığında yatırım ve işletme bakımından ısıl iyileştirici tekniğe maruz bırakılmış bir ısı değiştiricinin daha fazla tasarruf sağladığı anlaşılmıştır. Isı transfer iyileştirici tekniklerin kullanımı, yapılan işte enerji maliyeti ve ısı değiştirici ebatı artıkça artmaktadır.

Isı transferini artırmak için birçok yöntem mevcuttur. Uygulamaların bazılarında işlevsel (pratik) olarak kullanılmaktadır. Isı transferi artırıcı teknikler, ısı taşınım katsayısının artırılması, birim uzunluk başına satıh alanının büyütülmesi, sıcaklık farklarının azaltılması veya hem taşınım katsayısının artırılması hem de birim uzunluktaki satıh alanının büyütülmesi üzerine olmuştur.

Isı transferini iyileştirmek ve türbülansı artırmak için boru içine yerleştirilen unsurlar türbülatörlerdir. Bunun yanında türbülatörler; boru içine yerleştirilmiş eleman ve türbülans üreteçleri olarak da adlandırılmaktadır. Türbülatörlerin kullanım amaçları aşağıda verilmiştir.

- Akış ortamına kolaylıkla yerleştirilerek sınır tabakaların parçalanmasını, dağılmasını ve yeniden oluşmasını sağlarlar.
- Isı transfer alanını büyütürler.
- Akış ortamının türbülans şiddetini, sertliğini artırırlar.
- Akım yolunu uzatırlar.
- Akım çevresinde dönüşlü akışlar oluştururlar.

1.1. Tezin Amacı

Pahalı ve hızla tükenmekte olan enerjinin verimli kullanılabilmesi için ısı değiştiricilerde yapılan değişikliklerden biride boru içine çeşitli türbülans arttırıcı unsurlar yerleştirerek, minimum hacimde ısı transfer veriminin arttırılması ve dolayısıyla ısı değiştiricinin verimini artırmaktır. Bu çalışmada, ısı transferinin verimini artırma yöntemlerinden olan pasif yöntemlerden biri kullanılmıştır. Bu analizde bakır

boru içine çelikten imal edilmiş olan türbülatörler yerleştirilmiştir. Daha önce hiç kullanılmayan düz bir plaka ile bu düz plaka üzerine açılan farklı kanatçık açılarına ve farklı adımlara sahip toplam birbirinden farklı on türbülatör tasarlanarak havanın değişken debileri için ısı geçişindeki değişim üç boyutlu olarak sayısal incelenmiştir. Bu türbülatörlerin ısı transferlerinin performanslarını iyileştirme üzerine kıyasları yapılmıştır. Ayrıca bu tez çalışmasında, sonlu hacimler metodu tabanlı ısı, kütle ve momentum problemlerini çözebilen bir sayısal kod program kullanılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Isı geçişi, sanayide birden çok alanda kullanımı olan bir mevzu olduğu için, bu mevzu üzerine çok fazla çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların büyük bir kısmı da ısı geçişinde verimin artırılması üzerine birbirinden farklı sınır şartlarında yapılmış tatbiklerdir. Bu dönemde genellikle mühendislik sorunlarında çok daha yaygın biçimde tatbik edilen sayısal metotlar, analitik olarak elde edilmeyecek komplike diferansiyel denklemlerin neticelenmesinde de büyük rahatlık sağlamaktadır. Öbür taraftan deneysel neticelerin sonuçlandırılmasının getirdiği ekonomik nedenlerde mühendisleri bu alana ilgisini artırmıştır. Isı transferinde verimin artırılması konusunda şu ana kadar türbülans yayıcı eleman, pürüzlülük etkisiyle ısı transferinin iyileştirilmesi gibi çeşitli yöntemlerde birçok irdeleme yapılmıştır.

Literatürde deneysel olarak boru içindeki türbülanslı hava akışındaki türbülatörün ısı verim artışına etkisi Sparrow ve Chaboki (1984) tarafından irdelenmiştir. Türbülatör bulunmayan boru ile türbülatör unsuru bulunan borulardaki ısı transferinin türbülatör unsuru bulunan borulardaki ısı aktarımının dikkate değer biçimde daha büyük olduğu ve ısı transfer veriminin daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

İç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare, üçgen, ters üçgen biçiminde kanatçıkların, girdaplı akışın ve kanatçıksız türbülatörlerin aynı yönlü ve zıt yönlü akış uygulanarak ısı transferine etkisi Sayısal Akışkanlar Dinamiği (CFD) programında çözümlemesi tetkik edilmiştir. Çalışma sonucunda bütün modeller için ortalama çıkış sıcaklıkları irdelendiğinde, en yüksek ısı transferinin kare kanatçık kullanıldığında gerçekleştiği ve girdaplı akış kullanılmasının ısı transferini önemli ölçüde verimi arttırdığı sonucuna ulaşılmıştır (Kayataş,2003).

Bir başka çalışmada konsantrik tip ısı değiştirici girişine yerleştirilen dört farklı özellikteki türbülatörlerin ısı geçişine etkilerini irdelemiştir. Türbülatör kullanıldığı durumlarda ısı transferi artışı sağlanmıştır. Elde edilen sıcaklık dağılımları irdelendiğinde ısı transferi iç kanadı, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatörde en yüksek iken en düşük ısı transferi ve basınç düşümüde deliksiz türbülatörde görülmüştür. Isı transferinin iyileştirilmesi açısından oldukça etkili olan pasif yöntemlerden türbülatörlü sistemler, işletme açısından faydalı olacağı sonucuna ulaşmıştır (Budak,2011).

Boru içerisine yerleştirilen ve paslanmaz çelikten üretilmiş olan üç farklı kanatçık; farklı kanatçık açılarında ve farklı kanatçık açıklığında olmak üzere toplam

birbirinden farklı dokuz türbülatör kullanılarak ısı verimindeki artış üç boyutlu olarak incelenip, FLUENT programında sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Kanatçık açıklıklarının ve kanatçık açılarının uygun malzeme ve ebatlarda tasarlandığında ısı transferi veriminde artışa neden olacağı yapılan irdelemede görülmüştür (Sekmen,2006).

Pervane tip dönel akış üreticilerinin ısı transferi ve basınç azalmasına etkileri deneysel olarak irdelemiş. Isı transferinde %50'den fazla artış öbür taraftan boş boruya göre basınç düşüşünde 3 kat artış olduğu saptanmıştır (Argunhan ve ark., 2011).

Farklı kanatçık geometrileri kullanılarak, soğutmalı hava kondenserlerindeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı aktarım iyileştirmeleri incelenmiştir. Deneysel analizde 15 adet aynı tür boru kullanılmıştır. Birbirinden farklı kanatçık satıh çeşitlerine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar üzerine çalışma yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda analize tabi tutulan kanatçıkların ısı değiştiricisinde ısı aktarımı üzerine etkili olduğu saptanmıştır (Lozza ve Merlo,2001).

Boru içerisindeki akışta, dairesel kesitli tel sargıların kullanımının ısı geçişi üzerindeki tesirleri irdelenmiştir. Türbülatörlerin, sürtünme faktörü ve performans karakterlerinin yapılan deneyde ısı geçişine etkisini incelemişlerdir (Yakut ve Sahin,2004).

Merkezleri eş olan boru tipi ısı değiştiricinin içine yerleştirilmiş farklı helisel türbülatörlerin ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristiklerini Re = 3000 – 14000 aralığı için deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada (SAD) bilgisayar programı Fluent, ağ oluşumunda ise Gambit paket programında analiz yapılarak sürekli rejimde temel korunum denklemleri üç boyutlu ve türbülanslı akış koşullarında çözülmüştür. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçların birbirlerini doğruladığı tespit edilmiştir (Baysal,2008).

Bir borunun ısı geçişini hesaplamak için boş borunun içine çeşitli iç elemanlar yerleştirilip gerekli incelemeler yapılmış olup; helisel olarak sarılmış eşkenar üçgen kesitli teller, boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilmiştir. Deneyler, Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında cidardan iki farklı ayrıklık durumu (s=1 mm ve s=2 mm), üç farklı hatve oranı (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) ve tel kesitindeki üç farklı kenar uzunluğu (a=4 mm, a=5 mm ve a=6 mm) için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak 18 farklı, helisel olarak sarılmış telin sağladığı ısı transferindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir (Güneş,2009).

Spiral oluklu bir boruda farklı adımlara sahip beş farklı biçimde kıvrılmış şerit şeklindeki unsurların $3x10^3 – 6x10^4$ Reynolds sayı aralığında yapılmış olan çalışmada ısı transferi ve basınç değişimi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sonuçta, spiral oluklu boruda laminer ve türbülanslı akış için izotermal sürtünme katsayısının, adım sayısı ile ters orantılı olduğu gözlemlenmiştir (Zimparaov,2001).

İç içe borulu ısı değiştiricilerinde içteki borunun giriş bölümüne yerleştirilen farklı açılı kanatların; farklı çapta, sayıda ve şekilde delikler bulunan türbülatörler aracılığıyla akışkana dönme efekti verilerek ısı transferinin verim artışının sağlandığı tespit edilmiştir. Çalışmada ısı transferinin türbülatörün açısına, delik sayısına, dizilişine ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişebileceği açıklanmıştır (Argunhan,2003).

Yapılan deneysel çalışmada kesiti dikdörtgen biçimde olan içine kanatçık tipi türbülatör yerleştirilen kanallardaki ısı transferi, Re=3000-30000 aralığında ve türbülanslı akış şartlarında deneysel olarak irdelenmiştir. Isı transfer artışında tüm kanatçık çiftlerinin arkasındaki geçiş alanında oluşan şiddetli bir akış karışımının sebep olduğu anlaşılmıştır (Kotçioğlu ve ark., 1999).

Yapılan deneyde ısı transfer veriminde %93' e kadar artış olduğu tespit edilmiş ayrıca girdap akış meydana getiren püskürtücülerin konsantrik tip ısı değiştiricilerinde ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir (Çakmak ve Yıldız,2007).

Birbirinden farklı üç durumda ısıl ve hidrolik performansı; içine unsur yerleştirilmiş dikdörtgen kesite sahip kanalda incelenmiştir. İç elemanlar paralel akış yönünde ve akışa ters yönde V-şekilli yerleştirilmiştir. Re=1000-6000 aralığında çalışma yapılmıştır. Sıvı kristal tekniği ile sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Sonuçta, üç farklı durumda da sürtünme kaybının boş boruya göre daha verimli olduğu görülmüştür. En verimlinin ise akış yönünde V-şekilli biçimde olan kanalda olduğu, sürtünme katsayısının en büyük ve en küçük olduğu şekil ise paralel durumda olduğu sonucuna varılmıştır. Akış yönünde V-şekilli unsurda ısı transferi verim en fazladır (Gao ve Sunden,2001).

Bir ısı değiştiricisine yerleştirilen kıvrımlı türbülatörün ısı transferine ve basınç kaybına etkisi irdelenmiştir. Deneyler hem eş hem de karşıt akış durumları için gerçekleştirilmiştir. Bu yerleştirilen kıvrımlı türbülatör sayesinde ısı transfer verimi bakımından %100 artış olmuştur (Yıldız ve ark., 1998).

Isı değiştiricide uygun tasarımı elde etmek için deneysel sonuçları termodinamiğin ikinci yasasına göre analiz etmişler ve ısı transferi verimini artırmak

için iç taraftaki borunun ağzına yerleştirilen altı adet 55^o, 65^o, 75^o ve 90^o kanat açılı kanatlı türbülatörlerin etkisini irdelenmiştir (Argunhan ve ark., 2012).

Boru girişine yerleştirilen düzgün sıralı enjektörlü türbülans üretici ihtiva eden ısı değiştiricilerinde, enjektörlerin ısı geçişine etkisi deneysel olarak tetkik edilmiştir (Yıldız ve ark.,2003).

Çalışmada k-ε türbülans biçimi kullanılmıştır. Akış istikametinde davranış gösteren bir iç satıhtan ısıtılan borudaki türbülanslı akış ve ısı aktarımı sayısal olarak tetkik edilmiştir. Çalışma Re = $1.0x10^4$ - $5.0x10^5$ aralığında türlü kanal hızlarında yapılmıştır (Huang ve Chun,2003).

Dikdörtgen kesitli blokları bir kanal içerisine döşeyerek Reynolds sayısının, blokların akışın gerçekleştiği yöndeki konumunu, blok sayısının fonksiyonu olarak irdelemiş ve ısı transferindeki iyileşmeyi tetkik etmişlerdir. İrdeleme neticesinde ısı aktarımının bloklar arasındaki boşluğa, blokların konumuna ve dizilişine göre çoğaltılabileceği gibi azaltılabileceği tespit edilmiştir (Şara ve ark.,2001).

Dairesel bir borunun ağız kısmına türbülanslı akış oluşturmak maksadıyla salyangoz bir giriş bırakmışlardır ve hemen ötesinde de V şeklindeki lüle türbülatörler bırakarak, bu vaziyetin ısı transferi ve sürtünme kayıpları üzerindeki tesirini Re= 8000-18000 aralığında ampirik olarak irdelemişlerdir. Tetkiklerde salyangoz girişin tesiri ve lüle elemanlar arası üç farklı adım oranı (P/D = 2, 4 ve 7) dikkate almışlardır. Netice itibariyle, salyangoza girişle birlikte kullanılan lüle elemanlar için Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları değerleri açısından boş boru veya salyangoz giriş olmama durumuna göre verimin çok daha yüksek olduğunu irdelemişlerdir (Promvonge ve Eimsa,2007).

Türbülanslı akışta kesiti dikdörtgen olan bir borunun ısıtılmış sathına iç elemanlar bırakılarak bu durumun ısı transferi üzerine tesiri sayısal olarak tetkik edilmiştir. İrdelemede k-ε türbülans biçimi kullanarak, önceden yapılmış bir deneysel işlemle sonuçları ile elde ettikleri bulguları karşılaştırmışlardır. Netice itibariyle; ısı transfer katsayısının, yapılan bulgulardan akışın yeniden tutunmaya başladığı noktada azami olduğu belirlenmiştir. Deneyde birbirinden farklı dokuz türbülatör kullanılmıştır. En iyi başarım 3x5 mm ebatlarındaki dikdörtgen iç eleman ile elde edilmiştir (Chaube ve ark., 2006).

Isı geçişi ve basınç düşüşü; levhalı ısı değiştiricilerinin esasını meydana getiren türbülans satıhlı iki levha arasındaki durumu sayısal olarak irdelenmiştir. Bu deneysel irdelemede tam gelişmiş akış ve durağan satıh akısı için, daralan ve genişleyen levhalar

aralığında karışmakta olan havanın ısı tasınım katsayısı ve basınç azalımı sayısal olarak irdelenmiştir. Levhaların ısıl bir şekli yapılmış, ANSYS yazılım programı, Sayısal Akışkanlar Dinamiği Modunda (CFD) kullanılarak ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü hesaplanmıştır. Bulunan sayısal sonuçlar, deneysel verilerle kıyaslanmış ve bulguların uyumlu olduğu tespit edilmiştir (Yarkataş,2008).

Deneysel ve sayısal olarak daralan-genişleyen kanallarda taşınımla ısı geçişi tetkik edilmiştir. Sayısal olarak çözümleme işlemi geometrinin ısıl çizimi yapılmış olup, Sayısal Akışkanlar Dinamiği (CFD) programında çözümlemesi yapılmıştır. Sayısal işlemlerde, ısı geçişi hesaplamalarında akışkan olarak süt, deneysel irdelemelerde ise akışkan olarak su kullanılmıştır (Grijspeerrdt ve ark., 2003).

Daralan genişleyen kanallarda ısı geçişini sayısal olarak irdelenmişlerdir. Çeşitli Reynolds sayılarında çözümlemeler yaparak, ısı geçişini iyileştirmeye yönelik tetkikler yapmışlardır (Wang ve Vanka,1995).

İç içe borulu bir ısı değiştiricisinin içine yay tipi türbülatör yerleştirilerek SAD kod program ile sayısal analizlerde kullanılan türbülans etkisi irdelenmiştir. İç boru içerisinden sıcak akışkan olarak hava geçerken iç boru ile dış boru arasından soğutucu akışkan su geçmektedir. Bu işlem hava akışkanının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında yapılmıştır. CFD kod programı ile deneysel sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmektedir (Yiğit,2010).

Bu çalışmada işlemler sayısal olup FLUENT programı ile yapılmıştır. Uygulamada kanatçıksız ısı değiştiricisi ve ısı değiştiricisine bırakılan kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın, aynı yönlü ve zıt yönlü paralel akışları sayısal olarak tetkik edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda en yüksek ısı transfer veriminin kare kanatçıkta gerçekleştiği görülmektedir (Şeker ve Eğrican,2005).

Isı değiştiricinin iç tarafına engelleyiciler yerleştirerek ısı transferini ve basınç düşüş kat sayısını tetkik etmişlerdir. Isı değiştiricisi içerisindeki akışı ve sıcaklık alanlarını CFD programını kullanarak irdelemişlerdir. Boru çıkış sıcaklıkları ve basınç düşüşü dikkate alınarak en etkin türbülans prototip için Bell-Delaware metodunun neticeleri ile CFD paket programının neticeleri kıyaslanmıştır (Özden ve Tari,2010).

Konik halka türbülatörlerin zorlanmış akış titreşim karakteristiklerini kullanarak ısı değiştiricilerinde ısı transferi artışını ampirik olarak irdelemişlerdir. Konik halkalar, içinden havanın geçtiği boru boyunca 10, 20 ve 30 mm eğimlerle konulmuştur. Sonuçlar Nusselt ile Reynolds sayısı paralel artış gösterdiği ve ısı transferinin en verimli

olduğu durum ise türbülatörlerin en küçük eğimle yerleştirildiği prototipte olduğu belirlenmiştir (Yakut ve Sahin,2004).

Bir ısıtma soğutma sisteminde kullanılmak üzere plakalı ısı eşanjörü ampirik olarak tasarlanmıştır. Farklı sıcaklık ve debi değerlerinde ısı eşanjörleri deneylere tabi tutulmuştur. Tüm analizler birbirinden farklı dört çalışma durumu için değerlendirilmiştir. Farklı çalışma durumlarında eşanjörde dolaşan akışkanların optimal sıcaklıkları, debileri saptanmış ve ANSYS programı ile çözümleme yapılmıştır (Kılıç,2008).

Dönme akısını gerçekleştirmek amacıyla ısı değiştiricisinin giriş kısmına pervane türünde bir türbülatör konulup, ısı basınç değişimleri irdelenmiştir. Termodinamik açıdan kazanımı irdelemek amacıyla ekserji çözümlemesi yapmışlardır. Sonuç olarak türbülatörsüz boruya göre türbülatörlü boruda 3 kat daha verimli netice almışlardır. Ekserji analiziyle iyileştirme yönteminin daha avantajlı olduğunu tespit etmişlerdir (Behçet ve ark.,2009).

Dikdörtgen deliklere sahip türbülatörlerde ısı geçişine ve basınç değişimine delik sayısının etkileri irdelenmiştir. Deney için 60 mm çapındaki içteki borunun giriş yerine 55° açılı kanat özelliklerine sahip türbülatör yerleştirilmiştir. Kanatlara farklı sayılarda dikdörtgen delikler delinmiştir. İyi tasarlanmış geometrinin ısı transferinde %80 oranında verim iyileşmesine neden olduğunu tespit etmişlerdir (Argunhan ve Yıldız,2006).

İç borusuna pervane tip türbülatör bırakılmış eşanjörlerde bu türbülatörlerin ısı transferine ve basınç değişimine etkisi irdelenmiştir. Elde edilen bulgular ısı transferinde %25.5- %50.3 değerleri arasında artış gösterdiği tespit edilmiştir. Sürtünme kaybında önceki duruma göre 5 kat artış olduğunu saptanmıştır. Sistemin ekserji analizi neticesinde türbülatörsüz boru için türbülatörlü durumdan %15 daha fazla ekserji kaybı olduğu görülmüştür (Behçet ve ark.,2011).

Birbirinden farklı kanat açılı ve düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer artışı ve basınç düşüşünü irdelenmiştir. Üç boyutlu sayısal hesaplama tekniği Fluentte işlem yapılarak sayısal simülasyonu incelenmiştir. Model Gambit yazılımında resmedilerek çözüm ağı meydana getirilmiştir. Isı transfer ve basınç düşüşü değerleri kanat açısı ($\theta = 0^{\circ}$) ve ($\theta = 30^{\circ}$, 25°, 20°, 15°, 10°, 5°) kanat açı verileri kıyaslanmıştır. Verimin en yüksek olduğu açı olan $\theta = 30^{\circ}$ kanat açısı için azami ısı transfer artışı her dilim için 1.42 W ve azami güç yitimi ile ilintili basınç yitimi her dilim için 0.54 mW olarak tespit edilmiştir (Şahin ve ark.,2007).

Daralan-genişleyen kanallarda akış değerleri dikkate alınarak deneysel ve sayısal olarak ısı transfer değişimleri irdelenmiştir. Bu irdelemede taşınımla ısı transferinin iyileştirilmesi hedeflenerek sayısal ve deneysel hesaplamalar yapılmıştır (Nishmura ve ark.,1984).

Dikdörtgen kanalın duvarına yerleştirilmiş dikdörtgen blokların ve bu blokların uzunlamasına monte edilmesinin etkileri irdelenmiştir. 1x2x2 cm^3 boyutlarında bloklar ısıya maruz kalan satıha monte edilmiştir. Yapılan çalışmada en iyi netice blokların açısal şekilde konumlandırıldığı durumlarda elde edilmiştir. Sonuçlar Taguchi yönteminin bu tur uygulamalarda başarılı bir şekilde uygulanabileceği gösterilmiştir (Bilen ve ark.,2001).

İçerisine şerit tipi türbülatör yerleştirilmiş bir tüpte, türbülanslı karışık konveksiyon sayısal olarak irdelenmiştir. Çalışma, Re = 6500-19500 aralığında uygulanmıştır. Çalışma sonucunda türbülatörsüz tüple kıyaslandığında 2-3 kat ısı transferi miktarının artırıldığı ve daha önce yapılan deneysel uygulama neticeleriyle iyi bir uyum içerisinde olduğu tespit edilmiştir (Hsieh ve ark.,2001).

Dikey plakanın içine yerleştirilen türbülatör ısı geçiş oranındaki yükselişin, sıvı bir kristale temel alan ampirik incelemesi yapılmıştır. Birbirinden farklı yükseklikte (H=10, 20, 30, 40 mm) ve farklı açıda (θ = 0°, 10°, 20°, 30°, 45°) irdeleme yapılmıştır. Türbülatörün yüksekliği ve eğim açısı, ısı geçiş katsayısı değerlerini etkilemiştir (Onbaşıoğlu,2004).

Düz kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde kanatçık üzerinde gerçekleşen değişimlerin ısı transferi ve basınç azalışına tesiri akışkanlar dinamiği programı olan fluent programı ile sayısal olarak irdelenmiştir. Simetrik ve birbirine eşit olan on kanat parçasından herhangi biri fluent programında işleme tabi tutulmuş ve bütün kanatçıklar için ısı transferi, statik ve toplam basınç düşüşü sonuçları kıyaslanmıştır. Kanatçıklar arasındaki mesafenin basınç düşüşü üzerinde önemli bir tesirinin olduğu ve akıntı yönünde bırakılan kanatçığın ısı transferini iyileştirici yönde etkilediği tetkik edilmiştir (Erek ve ark.,2005).

Yatay bir kanalın iç tarafına konulmuş blokların ısı transferine tesiri irdelenmiştir. Çalışma Reynolds sayısının 260-530 aralığı için sayısal olarak yapılmıştır. Zıt akışta, blokların ısı transferini büyük ölçüde iyileştirdiği gözlenmiştir (Wu ve Preng,1999).

Satıhına sabit ısı akısı tatbik edilmiş bir ısı değiştirici içine bırakılmış konik biçiminde türbülatörlerin ısı transferi üzerine etkilerini irdelemiştir. Akışkan olarak

hava kullanılmıştır. Isıtılan ısı değiştirici içinden soğuk hava geçirilerek soğuk havanın ısınması sağlanmaktadır. Çalışmayı Re = 15000- 60000 aralığında yaparak, ısı transfer değişimleri, basınç değişimleri ve ekserji analizleri yaparak sonuçlar irdelenmiştir (Durmuş,2004).

Deneysel işlemlerin yapıldığı bu çalışmada boru içine bırakılmış birbirinden farklı elemanlarla girdap meydana getirerek laminer ısı transferi ve basınç değişimi değerleri irdelenmiştir (Patil,2000).

Konvansiyonel pasif metottan yararlanılarak birbirinden farklı türbülatörler konulmuş bir kanaldaki ısı transferini iyileştirmek amacıyla çalışma yapılmıştır. Türbülatörler belli aralıklarla akış içinde girdap oluştururken, ısı transfer oranı yükselmektedir. Deneylerin sonucunda elde edilen ısı transferi neticelerine göre Nusselt değerleri; Reynolds ve Prandtl değerlerinin ve adımların bir fonksiyonudur. Isı transferinin; 30 mm adımındaki türbülatörle %70-140 aralığında iyileştiği sonucuna varılmıştır. Türbülatörlerin meydana getirdiği girdabın en yüksek değeri 10 mm adımdaki türbülatörün etkisiyle meydana getirildiği gözlenmiştir. Aynı Reynolds sayısında meydana gelen en yüksek entropi verimi sırasıyla 10, 20 ve 30 mm adımlarında meydana gelmiştir. Türbülatörler, düşük seviyeli Reynolds sayılarında, yüksek seviyeli Reynolds sayılarına göre daha yüksek verim göstermektedirler (Yakut ve Şahin,2004).

Yapılmış olan sayısal çalışmada hem termal hem de ısı transferi yay biçimindeki tel türbülatörler için birbirinden farklı 3 adımda irdelenmiştir. İçine türbülatör yerleştirilmeyen boş boru için de kıyaslama yapılmıştır. Akışkan olarak su kullanılmış olup, borunun dış satıhından tek düze ısı akısı uygulanmıştır. En yüksek ısı aktarımı termal stres oranı p= 2d ve suyun hızı 3 m/s olduğu durumda meydana geldiği tespit edilmiştir. Enerji denklemleri sonlu eleman yöntemine göre çözülmüştür (Özceyhan,2005).

Reynolds sayısının 500- 3000 olduğu aralıkta ısı değiştirici girişine konulan başlığın modellemesi üzerine inceleme yapılmıştır. Kanatçıklı ısı değiştiricinin içindeki akış dağılımı bir HAD kod programı kullanılarak inceleme yapılmıştır. (Zhang ve Li,2003).

Kanallardaki ısı transfer veriminin artırılması ve basınç düşümünü deneysel olarak tetkik etmişlerdir. Silindirik ve üçgen geometri yapısına sahip iki çeşit kanatçık üzerine çalışılmıştır. Çalışmada en elverişli kanatçığın tespiti hedeflenmiş olup, irdeleme laminar ve türbülanslı akışta yapılmıştır. Reynolds sayısının 250–7000

aralığında değişimi incelenmiştir. Sabit satıh sıcaklığı çalışılarak yapılan araştırmada, silindirik geometri yapısındaki kanatçığın ısı transfer veriminin daha yüksek olduğu neticesine varılmıştır (Kılıçarsalan ve Saraç,1998).

Boru içerisine konulmuş birbirinden farklı dört adet kanatçık ile ısı transferi sayısal olarak irdelemişlerdir. Laminer akış koşullarında boruya durağan ısı akısı tatbik edilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi tatbik edilerek viskozitenin ve ısı iletim katsayısının sıcaklığa bağlı olarak mübadelesi dikkate alınmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru içinde kanatçık bulunması ve borunun içinde kanatçık bulunmaması olayına göre çözümleme yapılmıştır. Isı transferinin büyük oranda iyileştiği sonucuna varılmıştır (Alam ve Ghoshdastidar,1999).

Kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerin üçgen ve dörtgen geometrisine sahip dizili borularla en uygun boyutlandırmasını yapmışlardır. Aynı kalan kanatçık hacmindeki, kanatçık uzunluğu ve kalınlığı üzerinde çalışarak en yüksek ısı kaybını ulaşmışlardır. En uygun kanatçık yapısının dairesel kanatçık yapısına sahip türbülatörün olduğunu belirtmişlerdir (Kundu ve Das,1997).

Deneysel olarak yatay bir boruda türbülanslı akış koşullarında ısı transferi ve basınç değişimlerini irdelemişlerdir. Pasif ısı transferi iyileştirme tekniklerinden bir türü olan girdap akış üreteçlerinin boru içine konulması ile türbülanslı akış elde edilmiştir. Girdap akış üreteçleri boru içinde üç farklı konumda yerleştirilerek (x=0, x=L/4, x=L/2) mesafesinde ve $5000 \leq Re \leq 30000$ aralığında ısı transferi ve basınç düşüşü irdelenmiştir. Nusselt sayısı, düz boruya kıyasla %163- %181 aralığında iyileşme göstermiştir (Saraç ve Bali,2007).

Isı değiştiricinin içine bırakılan yıldız geometri profiline sahip alüminyum türbülatörlerin basınç düşümüne ve ısı transferine etkilerini irdelenmişlerdir. Merkezleri eş olan bu ısı değiştiricilerinde akışkan madde olarak suyu kullanmışlardır. Isı değiştiricide bu durumda türbülatör konulmayan borudaki ısı transferine nispetle %12–%51 oranda ısı transferinde iyileştirme sağlanmıştır. Bununla birlikte, basınç düşümüde %286–%399 nispetinde yükseldiğini gözlemlemişlerdir (Tijing ve arkadaşları,2002).

Boru içine konulmuş birbirinden farklı açılarda bükülmüş şerit türündeki türbülatörlerin ısı transferine ve basınç kaybına tesirini irdelemişlerdir. Deneysel olarak Reynolds sayısının 3400 – 20000 aralığında çalışma yapılmıştır. Isı transferinde en yüksek verimi, birbirinden farklı dört türbülatör arasında dönme açısı $\theta = 180°$ ve bükülme oranı y=4.72 olan türbülatörün verdiğini saptamışlardır (Mengna ve ark.,2007).

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Endüstri tatbikatlarının en mühim ve en çok karşılaşılan prosedürlerden birisi, birbirinden farklı sıcaklıklardaki iki yahut daha fazla akışkan arasında meydana gelen ısı geçişidir. Bu geçişin olduğu aygıtlara ısı eşanjörleri (ya da değiştiricileri) ismi verilir. Bir başka tanımla ısı eşanjörü, fiziki olarak birbirinden farklılaşmış, en az iki akışkan arasında meydana gelen ısı aktarımını sağlamak için planlanmış aygıtlardır. Uygulamada çok farklı türlerde bulunabilen ısı eşanjörleri, ısı aktarımı sürecine, satıh yoğunluğuna, geometriye, akış biçimine, akış sayısına ve ısı aktarımı sistemine göre sınıflandırılabilir. Isı eşanjörleri, hareketli ve hareketsiz aparatlardan meydana gelirler. Hareketli aparatlar, fan, hava dolaşımı pompası gibi parçalar, hareketsiz aparatlar ise sızdırmazlık elemanları, manifoldlar, tanklar, giriş-çıkış memeleri gibi parçalardır. Birden çok alanda kullanılan ısı eşanjörleri, kullanım maksatlarına göre birbirinden farklı yapılarda, tiplerde, boyutlarda, kapasitelerde ve dolayısıyla ısıl performanslarda olabilmektedir (Anonim,2017)

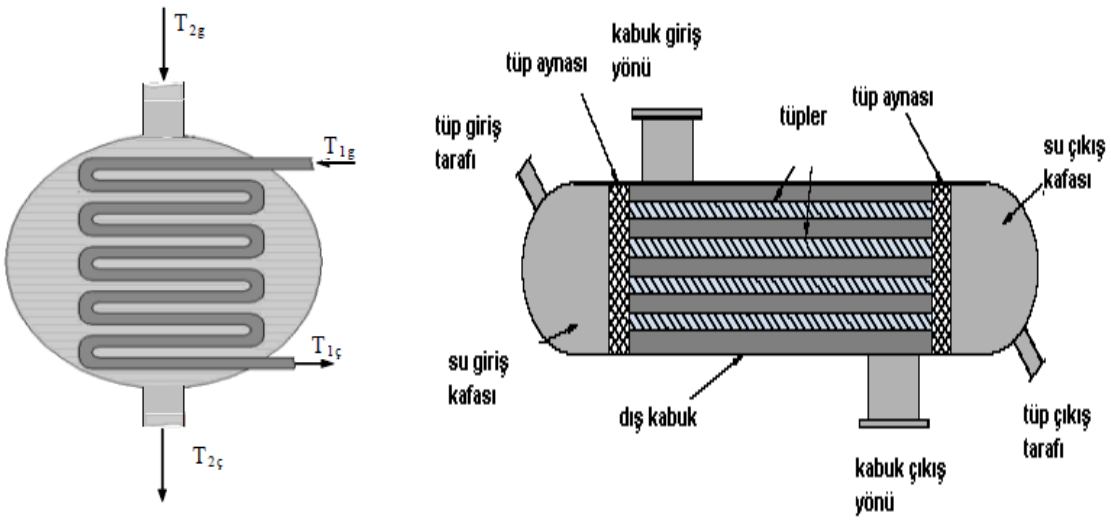
Pratikte soğutma tesisatlarında, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, termik santrallerde, taşıt araçlarında, elektronik aletlerde, alternatif enerji kaynaklarının tatbikinde, ısı depolanması vb. bir hayli yerde kullanılmaktadır (Çengel,2012).

3.1. Isı Değiştirici Tipleri

Birbirinden farklı sistem ve donanımlarda olan ısı aktarım aygıtlarına ihtiyaç vardır. Belirli sınırlamaları olan ısı aktarımı ihtiyacını karşılayacak ısı transfer donanımını belirlemek için yapılan irdelemeler, ortaya pek çok yeni ısı eşanjör tasarım şekli çıkarmıştır.

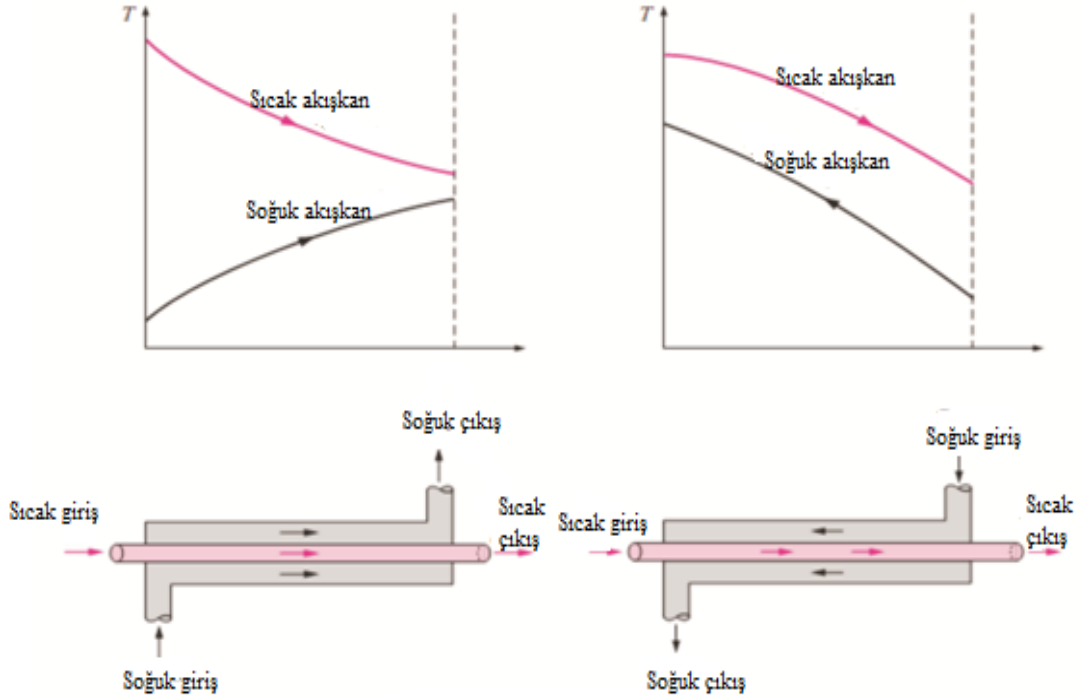
Isı eşanjörleri genelde ısı değişim şekline, farklı akışkan sayısına, ısı geçiş biçimine, akış düzenlenmesine, akışkanların faz değişimlerine veya tasarım özelliklerine göre çeşitli biçimlerde sınıflandırılabilir.

En basit ısı eşanjör tipi, Şekil 3.1 ve Şekil 3.2 ’de görüldüğü gibi, çapları birbirinden farklı eksenleri eş olan iki borudan meydana gelmiştir ve çift borulu ısı eşanjörü olarak isimlendirilir. Çift borulu ısı eşanjörlerinde bir akışkan küçük borudan geçerken, diğer akışkan ise iki boru arasındaki aralıktan geçer.

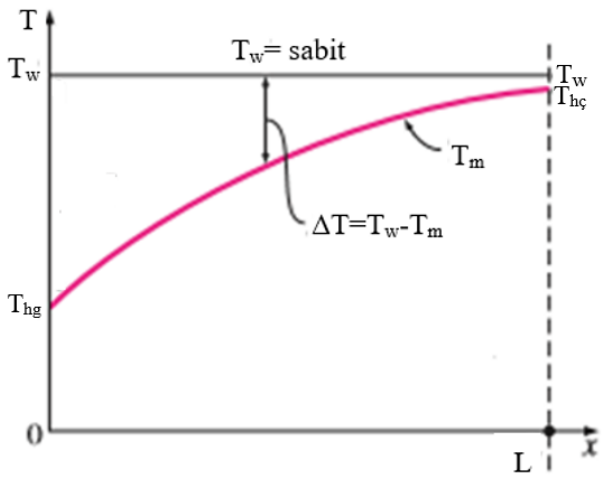


Şekil 3.1. Isı değiştiricisine ait basit şematik şekiller (Anonim,2017)

Bir çift borulu ısı eşanjöründe iki çeşit akış rejimi olabilir: Paralel akışta sıcak ve soğuk akışkanın ikisi de ısı eşanjörüne aynı yandan girer ve aynı istikamette hareket eder. Diğer taraftan zıt akışta, sıcak ve soğuk akışkanlar ısı eşanjörüne zıt taraflardan girer ve ters yönde hareket ederler (Çengel,2012).



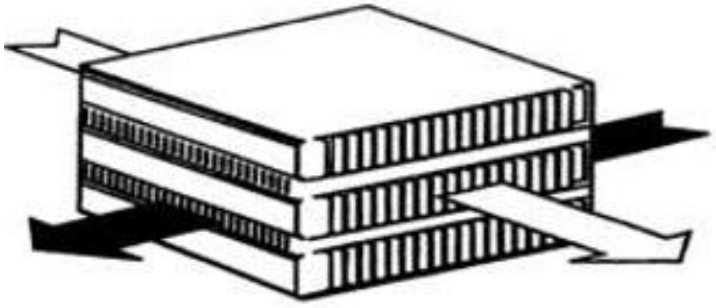
Şekil 3.2. Çift borulu ısı değiştiricide farklı akış rejimleri (Çengel,2012)



Şekil 3.3. Sabit sıcaklık durumu için boru boyunca ortalama akışkan sıcaklığının değişimi (Çengel,2012)

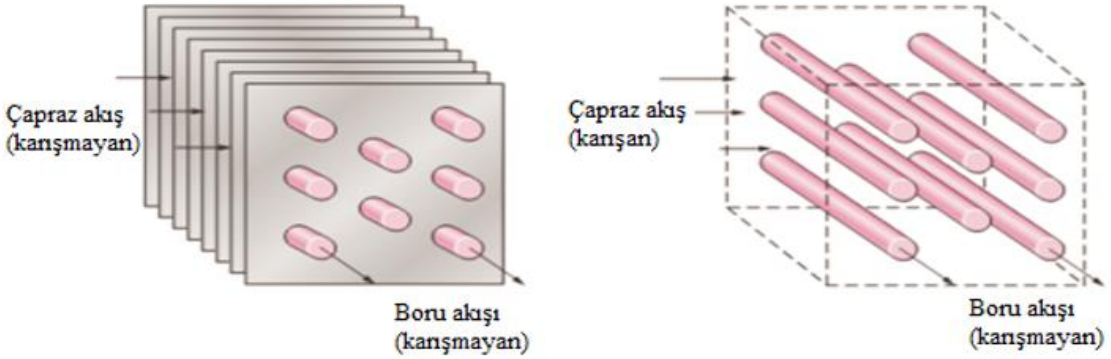
Şekil 3.3'de görüldüğü gibi iç sathı sabit T_w sıcaklığında tutulan sabit kesitli bir boruda bir akışkanın ısıtılması incelenmiştir. Isı transferi sonucu akışkanın T_m ortalama sıcaklığının akış doğrultusunda yükseldiği bilinmektedir. ΔT satıh sıcaklığı ile ortalama sıcaklık arasındaki farkı ifade eder.

Birim hacim başına yüksek bir ısı aktarım satıh alanı elde etmek için hususi olarak planlanan diğer bir çeşit ısı eşanjörü ise kompakt ısı eşanjörüdür. Şekil 3.4'de görüldüğü gibi kompakt ısı eşanjörlerinde büyük satıh alanı, iki akışkanı birbirinden ayıran eşanjör duvarlarına sık dizilmiş oluklu kanatlar veya ince plaka ilave edilerek kompakt eşanjör elde edilir. Kompakt ısı eşanjörleri çoğunlukla, genişletilmiş satıh alanındaki gaz akışına bağlı düşük ısı aktarım katsayısını önüne geçmek için, gaz-sıvı (veya sıvı-gaz) ve gaz-gaz ısı eşanjörlerinde kullanılırlar. Örneğin kompakt su-hava ısı eşanjörleri olan araba radyatörlerinde, radyatör sathına hava kısmına kanat ilave edilmesi durumu.



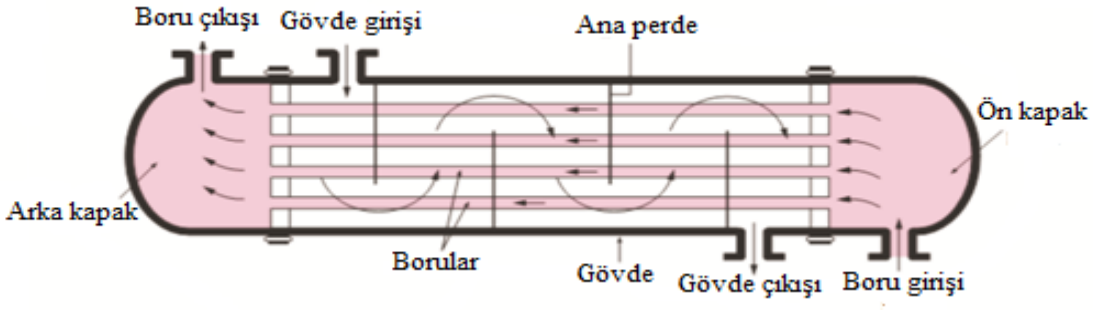
Şekil 3.4. Kompakt ısı değiştirici (Anonim,2017)

Kompakt ısı eşanjörlerinde iki akışkan ekseriyetle birbirlerine dik olacak şekilde hareket eder ve böyle bir akış biçimine çapraz akış olarak isimlendirilir. Ayrıca Şekil 3.5 'de görüldüğü gibi çapraz akış, akışın rejimiyle ilişkili olarak karışan veya karışmayan akış olarak da kendi arasında ayrılır. Düzlem kanatlar enine (borulara paralel) hareket etmesini engel olduğu ve akışkanı özel kanat arası boşluktan akışa zorladığı için (a)'daki çapraz akış birbirine karışmayan çapraz akış olarak isimlendirilir. (b) 'deki çapraz akışa ise akışkan zıt yönde istediği gibi hareket ettiği için karışan çapraz akış olarak isimlendirilir. Bir araba radyatöründe iki akışkan da birbirine karışmaz. Akışkanda karışma olması durumu ise; ısı değiştiricinin ısı aktarım hususiyeti üzerinde mühim etkisi olabilir (Çengel,2012).



a. İki akışkan karışmayan **b.** Bir akışkan karışan, bir akışkan karışmayan

Şekil 3.5. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde farklı akış şekilleri (Çengel,2012)

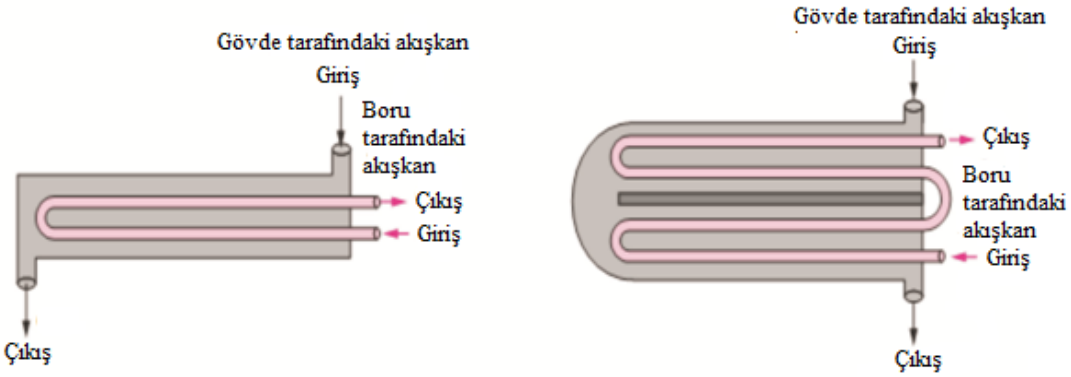


Şekil 3.6.Gövde borulu ısı değiştiricinin şematik gösterimi (Çengel,2012)

Endüstriyel tatbiklerde belki de en sık görülen ısı eşanjör türü, Şekil 3.6'da aktarılan gövde-borulu ısı eşanjörüdür. Gövde-borulu ısı değiştiricileri, gövde eksenine koşut olarak yerleştirilmiş çok sayıda boru ihtiva ederler. Bir akışkan boruların içinden,

diğeri boruların dışında kalan gövde boyunca akarken ısı aktarımı oluşur. Isı transferini artırmak ve borular arasındaki mesafeyi muhafaza etmek maksadıyla, genellikle gövde tarafındaki akışkanı gövdeye çapraz akmaya mecbur bırakacak biçimde gövde içine ara perdeler bırakılır (Çengel,2012).

Gövde borulu ısı eşanjörleri ayrıca gövde sayısı ve içinden boru geçiş vaziyetine göre de sınıflandırılırlar. İçinde bütün boruların U dönüşü yaptığı ısı eşanjörler bir gövde geçişli, 2 boru geçişli ısı değiştiriciler olarak isimlendirilir. Benzer biçimde gövdede 2, borularda ise 4 geçiş bulunduran bir ısı eşanjörü ise 2 gövde geçişli ve 4 boru geçişli ısı eşanjörü olarak isimlendirilir.



a. Bir gövde geçişli ve 2 boru geçişli

b. 2 gönde geçişli ve 4 boru geçişli

Şekil 3.7. Gövde borulu ısı değiştiricilerde farklı akış şekilleri (Çengel,2012)

3.2. Isı Eşanjörlerinin Kullanıldığı Alanlar

Isı eşanjörlerinin başlıca kullanım alanları oldukça yaygındır. Enerjide; termik santraller, jeotermal enerji, atık suyun soğutulması, ısı makineleri, atık ısının geri kazanımı, gıda teknolojisinde; soğuk dondurma ve muhafaza, elektronik sanayide; yükselticiler, bilgisayar teknolojisi, dönüştürücüler, süper iletkenler, kimyasal endüstride; damıtma, kimyasal işlemler, soğutma kuleleri, sağlık alanında; böbrek diyaliz cihazları, kanın korunması, beyin cerrahi ameliyatlarında kanın soğutulması, morglar, ilaç sanayinde, uzay çalışmalarında; uzay araçlarında, uçaklarda, uzayda bilimsel araştırma ve çalışmalarda, konutlarda; radyatörler, elektrikli ısıtıcılar, buzdolapların da karşımıza çıkar (Anonim,2017).

4. ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME METOTLARI

Isı eşanjörlerinde ısı taşınım katsayılarının yüksek olması istenmektedir. Satıh ısı geçişini önemli nispette düşüren etken ısı taşınım katsayısının düşük olmasıdır. (Gökçe,1985). Isı eşanjörlerinde basıncı düşük olan çevre basıncındaki gazlar ekseriyetle boruların dış tarafından geçirilirken basıncı daha yüksek olan gazlar ise ekseriyetle iç borular içerisinden geçirilir. Bu şartlar altında boruların dış sathındaki ısı taşınım katsayısı boruların iç sathındaki ısı taşınım katsayısından daha küçük olabilir. Böyle bir vaziyette, boru üzerinde çapraz akış (dik akış) tatbik edilerek, boruların dışındaki ısı transferinin daha etkili hale getirmesi sağlanır (Karakaya ve Durmuş,2013)

Enerjiyi daha verimli biçimde değerlendirmek ve ısı transferini iyileştirebilmek amacıyla günümüzde kullanılan sistemlerde enerji tasarrufunu sağlayacak çalışmaların yapılmasını zaruri kılmıştır. Bu sebeple, ısı transferini iyileştirmek için çeşitli artırıcı yöntemler geliştirerek, benzer kapasitede daha küçük nitelikte ve daha az ağırlığa sahip ısı eşanjörlerinin dizaynı hedeflenmiştir. Isıl iyileştirme tatbik edilmemiş bir ısı eşanjörüne göre ısıl iyileştirici yöntemi tatbik edilmiş bir ısı eşanjörü yatırım ve işletme açısından daha tasarruflu olduğu tespit edilmiştir. Isı eşanjörü boyutu ve enerji maliyeti azaldıkça ısı aktarım iyileştirici yöntemlerinin tatbiki azalmaktadır (Grupta,1990).

Isı transferini iyileştirmek için birçok metot mevcuttur. Isı transfer iyileştirici uygulamaları, sıcaklık nüanslarının azaltılması, ısı taşınım katsayısının büyütülmesi, birim uzunluk başına satıh alanının büyütülmesi ya da hem taşınım katsayısının büyütülmesi hem de birim uzunluktaki satıh alanının büyütülmesi üzerine olmuştur ve bu hedefle çalışmalar yapılmaktadır (Eren ve ark.,2010).

Isı transferi artırma metotları ise ısı eşanjörünün performansını artırmak ya da ısı eşanjörünün ebatını ve maliyetinde tasarruf sağlamak hedefiyle yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Isı transferi artırma metotları aktif, pasif ve karma metotlar olarak sınıflandırılmaktadır. Isı iletilen akışkana ek enerji verilerek ısı transferindeki iyileştirmeyi sağlayan metot aktif metot olarak isimlendirilir. Akışkan girizgâhındaki ritim ile akışkan vibrasyonu, ısı transfer sathının döndürülmesi, ısı transfer sathının düşük frekanslarla vibrasyonu, elektrostatik alanların meydana getirilmesi gibi ek güce gereksinim duyulan metotlar aktif yönteme örnek verilebilirler. Isı aktarılan akışkana pompa gücünden başka herhangi bir ilave enerji verilmeden yalnızca ısı aktarımıyla iyileştirmeyi sağlayan metot ise pasif metot olarak isimlendirilir (Grupta,1990).

Kaynama ve yoğuşmada sıvı akışına yön vermek için açılmış satıhlar, türbülans iyileştirici pürüzlü satıhlar, birim uzunluk başına artırılmış satıhlar, kanatçıklar, boru içine konulmuş elemanlar, dönüşlü akış veya ikincil akış meydana getirmek için konulmuş türbülatörler, girişe konulmuş vorteks üreteçleri pasif metoda örnek verilmektedir. Aktif metotlarda fazladan ek dış güce ihtiyaç duyulduğundan bunun ekonomik gideri genel değerlendirmede göz önünde tutulmalıdır. Endüstriyel çalışmalar için ekseriyetle pasif metotlar tercih edilmektedir. Karma metotlarda ise aktif ya da pasif metotlardan iki veya daha fazlası birlikte tatbik edilmektedir. Isı transfer artırma metotlarını Tablo 4.1'de gösterildiği gibi gruplandırılmıştır. Tablo 4.2.'de ise ısı transferi artıma metotlarını ısı transfer moduna göre gruplandırılması verilmiştir (Çomaklı ve ark.,2007).

Tablo 4.1. Isı transferi iyileştirme metotları (Çomaklı ve ark.,2007).

Pasif Metotlar	**Aktif Metotlar**
İşlenmiş Satıhlar	Mekanik yardımcılar
Pürüzlü Satıhlar	Satıh titreşimi
Genişletilmiş Satıhlar	Akışkan titreşimi
Yerleşik iyileştirme cihazları	Elektrostatik alanlar
Dönmeli akış cihazları	Emme veya enjeksiyon
Bobinli borular	Jet çarpması
Satıh gerilim cihazları	Satıh dönmesi
Katkı maddeleri	İndüklenmiş akış
Satıh katalizörleri	Diğer elektrik metotlar
Mikro oluklar	
Gözenekli yapılar	

Türbülatörler, ısı transferini ve türbülansı artırmak için borunun iç tarafına bırakılan unsurlardır. Bunlar boru içine bırakılmış eleman ve türbülans üreteçleri olarak da isimlendirilmektedir. Türbülatörlerin kullanım gayesi aşağıda verilmiştir (Eren ve ark.,2010).

- Rahat bir şekilde akışın olduğu ortama bırakılarak sınır tabakalarının dağılmasını ve yeniden meydana gelmesini sağlarlar.
- Isı transfer sathını yükseltirler.

- Akışın meydana geldiği ortamın türbülans şiddetini yükseltirler.
- Akımın yolunun uzatırlar.
- Akım ortamında türbülanslı akışlar oluştururlar.

Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülatör (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Türbülatörlerden elde edilen neticelerin yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından dikkate değer boyutlarda olması hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni türbülatör modelleri arayışı içerisine itmiştir (Kahraman ve ark.,2008).

Dönüşlü akışların meydana gelmesi için boru ve kanal içine sarımlı teller, spiral kanatçıklar, pervaneler ve bükülmüş şeritler gibi cisimler bırakılır. Dönüşlü akışlar iki ana grupta sınıflandırılır. İlk grup, boru ya da kanal boyunca dönüşlü akış üreticilerinin kullanılmasıyla meydana gelen ve sürekli dönmeli akış olarak ifade edilen akıştır. İkinci grup ise, yalnızca boru girişine bırakılan dönüşlü akış üreticilerinin kullanılmasıyla meydana gelen ve sönümlenen dönüşlü akış olarak ifade edilen akıştır (Turgut,2001).

Boru içine bırakılmış sürekli dönüş akışı meydana getiren üreticilerin akım çizgileri ekseriyetle türbülatörün boru içinde meydan getirmiş olduğu yol geometrisi ile sınırlandırılır. Sönümlenen dönüşlü akışta ise, akışkana yalnızca boru girizgâhında dönme etkisi meydana geldiği için, türbülatörden sonra akışkanın boru ya da kanal içinde serbest olarak yol alması sağlanmaktadır. Bu artırma metotları ısı transferinin iyileşmesini sağlarken, sürtünme kayıp değerlerini yükselmesine sebep olmaktadır. Bu da pompalama gücünün işletme maliyetinin yükselmesine sebep olmaktadır (Behçet ve ark.,2011).

Türbülatörün performansı birden çok sebebe bağlı olmakla birlikte, ekseriyetle aşağıda verilen etmenler türbülatör performansını etkilemektedir (Grupta,1990).

- Türbülatörün geometrisi.
- Türbülatörlü borunun hidrolik çapı.
- Akışkanın termofiziksel hususiyeti.
- Akışkanın kütlesel debisidir.

İki fazlı akışlarda ısı transfer artırma metotları tatbik eden çok sayıda araştırma yapıldığı irdelenmiştir. Ayrıca ısı transferi artırılmasının iki fazlı akış kararsızlıklarına etkisini irdelemek gayesiyle yapılan araştırmalar sınırlı sayıdadır. Isı transferi artırma metotları için ısı transfer moduna göre sınıflandırma 11 adet pasif metot 9 adet de aktif metot bulunmaktadır (Reay,1991).

Tablo 4.2. Isı transfer iyileştirme metotlarının ısı transfer moduna göre sınıflandırılması (Reay,1991)

	Isı Transfer Modu				
	Cebri Taşınım (Gazlar)	Cebri Taşınım (Sıvılar)	Kaynama/ Buharlaşma	Yoğuşma	Kütle Trans.
Pasif Yöntemler					
İşlenmiş satıhlar	-	-	X	X	-
Pürüzlü satıhlar	Z	Y	Y	Y	Y
Genişletilmiş satıhlar	X	-	Y	Y	Z
Yerleşik iyileştirme cihazları	Y	-	Z	-	-
Dönmeli akış	Y	X	Y	Y	Z
Satıh gerilimi	-	-	Y	Z	-
Gözenekli yapılar	-	-	X	Z	Z
Katkı maddeleri	Y	Z	Z	(Y)	Z
Bobinli borular	-	Z	-	-	-
Satıh katalizörleri	(Y)	-	-	-	(Y)
Mikro oluklar	Z	(Y)	-	-	-
Aktif Yöntemler					
Mekanik yardımcılar	-	Y	Z	-	Y
Satıh titreşimi	Z	Z	-	Z	-
Akışkan titreşimi	Z	(Y)	(Y)	-	Y
Elektrostatik alanlar	(Y)	-	Y	Y	(X)
Emme/ enjeksiyon	Z	-	-	Z	-
Jet çarpması	(Y)	(Z)	-	-	-
Satıh dönmesi	-	(Z)	(X)	(X)	(X)
İndüklenmiş akış	(Y)	(Y)	-	-	-

X: En Önemli Y: Önemli Z: Biraz ilgili -: İlgili değil ( ): Tahmin edilen

4.1. Pasif Yöntemler

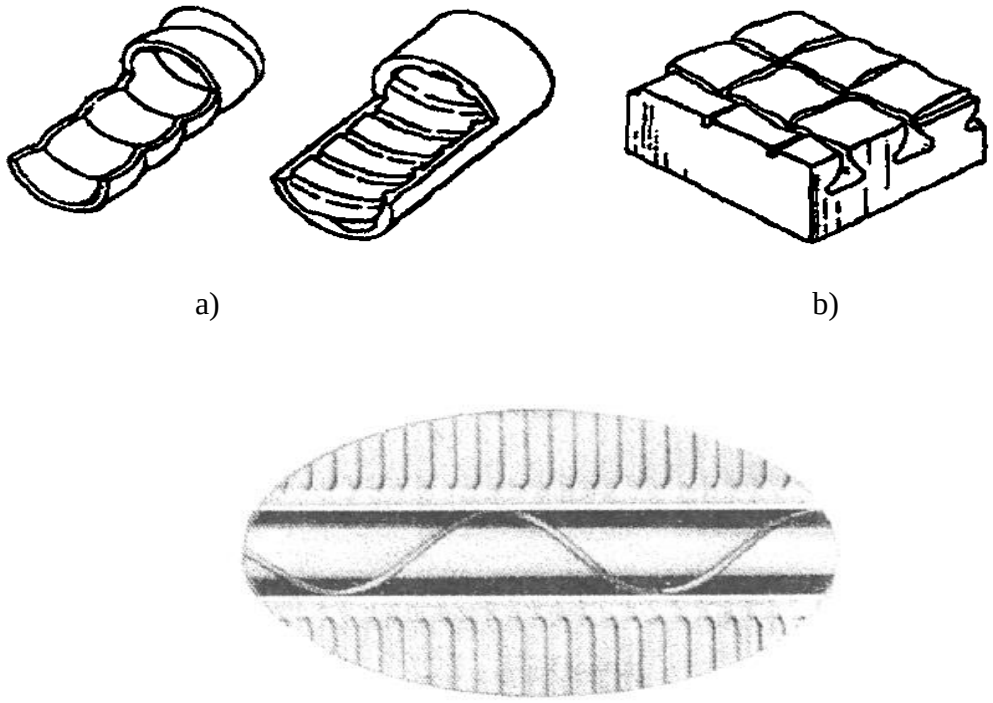
Pasif yöntemlerden en yaygın olarak kullanılanlar; kaplanmış satıhlar, pürüzlü

satıhlar, sıvılar için kanatçıklı satıhlar, kanal içine bırakılmış unsurlar, girdaplı akış, sargılı tüpler ve satıh gerilimi biçiminde sıralanabilir (Bergles ve ark.,1996).

4.1.1. Satıh kaplama

Satıh metalik ya da metalik olmayan kaplama ihtiva etmektedir. Kuru kaplama damla (teflon) metodu yoğuşmayı meydana getirmek maksadıyla tatbik edilmektedir.

4.1.2. Pürüzlü satıh oluşturma



a) b)

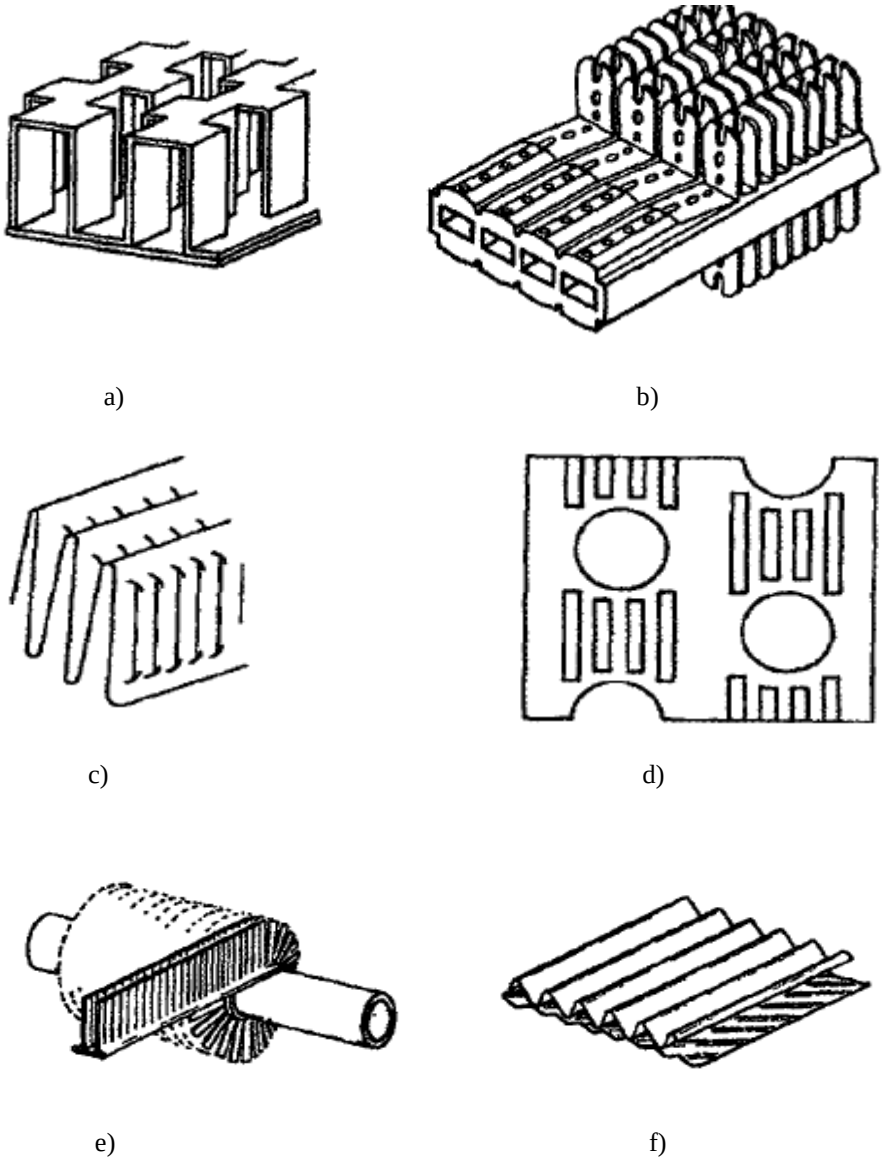
c)

Şekil 4.1. Çeşitli artırılmış satıhlar (Özceyhan,2002)

Satıhın kendisinde (tek parça satıh) ya da satıha bitişik olarak bırakılan bir elemanla meydana getirilebilir. Talaşlı imalat veya yeniden konfigürasyonu ile yekpare satıh meydana getirilebilir. Tek fazlı akışta, ısı aktarım satıh alanını iyileştirmek yerine, satıha yakın alandaki sınır tabaka alanını karıştırmak daha fazla tercih edilmektedir. Şekil 4.1 (a) ‘da iki adet pürüzlülük örneği verilmiştir. Talaşlı imalat ile pürüzlü satıh meydana getirmek ekonomik bakımdan geçerliliği olan bir yaklaşım türü değildir. Şekil 4.1 (b)’de ise kabarcıklı kaynama için meydana getirilmiş satıh örneği verilmiştir. Satıh

yapısında yapay kabarcık alanları meydana getirilmiştir. Bu şartlarda düz satıha göre daha yüksek iyileştirme elde edilmektedir. Şekil 4.1 (c)'de ise sınır tabakayı süreli olarak karıştıran spiral sarmal yay eklenmesi görülmektedir. Spiral sarmal yay tatbik edilmesi satıha bitişik unsurla pürüz meydana getirmeye misal verilebilir (Keleşoğlu,2010).

4.1.3. Genişletilmiş satıhlar (sıvılarda)



Şekil 4.2. Gazlar için geliştirilmiş satıhlar (Özceyhan,2002)

Çoğu ısı eşanjöründe rutin olarak kullanılmaktadır. Bu uygulama ile ısı aktarım katsayısı, satıh alanı veya her ikisini birden yükseltilerek ısıl direnç değeri

azaltılabilmektedir (Webb,1992). Düz kanatçık tatbik etmek yalnızca satıh alanını büyütürken, özel olarak şekillendirilmiş satıh çıkıntıları ile ısı aktarım katsayısı da yükseltilebilmektedir**.** Gazlar için yapılan artırma çalışmaları, düz kanattan daha yüksek ısı aktarım verimi sağlayan iyileştirilmiş satıhlara yöneltmiştir (Bergles ve ark.,1996).

Gazlara göre sıvılar için kullanılan iyileştirilmiş satıhlarda ebatı daha küçük olan kanat uzunlukları kullanılmaktadır. Sebebi ise gazların ısı taşınım katsayıları sıvılardan daha düşüktür. Sıvılar için kanat veriminin düşük olarak vuku bulmasına ve yeterinden fazla malzeme kullanımına sebep olan bir etkende uzun kanat kullanılmasıdır (Özceyhan,2002).

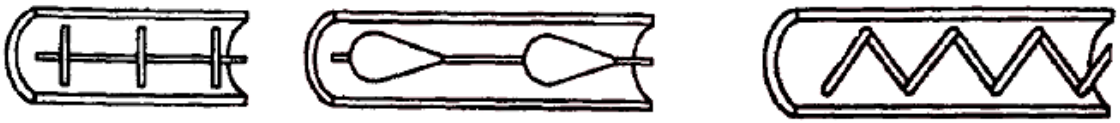
Sıvılar için kullanılan iyileştirilmiş satıh örnekleri Şekil 4.3'de verilmiştir. Şekil 4.3 (a) dış taraftan kanatlı, Şekil 4.3 (b) ise iç taraftan kanatlı bir boruyu teşkil etmektedir. Çoklu ve merkezleri eş olan içten kanatlı borular ise Şekil 4.3 (c) gösterilmiştir. Beş kanatçıklı bir alüminyum türbülatör ise şekil 4.3 (d) gösterilmiştir. Türbülatör, etrafını saran boruya sıkı geçirilerek birbirine iyi bağlantıda olması sağlanır (Keleşoğlu,2010).



Şekil 4.3. Sıvılarda kullanılan iyileştirilmiş satıh örnekleri (Özceyhan,2002)

4.1.4. Değiştirilebilir türbülatörler

Tek ve iki fazlı akımlarda tatbik edilip kanala bırakılarak dolaylı olarak ısıtılmış satıhtaki ısı aktarımını iyileştirir. Şekil 4.4 (a) ve 4.4 (b)'de ifade edilen biçimlerdeki türbülatörler asıl akışla birlikte duvar etrafındaki akışı da etkilemektedir. Şekil 4.4 (c)'de ki sınır tabaka kenarına bırakılmış spiral sarmal yay ise ve ana akış nizamını bozmadan sınır tabaka içerisindeki karışımı iyileştirmesi hedeflenmiştir (Keleşoğlu,2010).

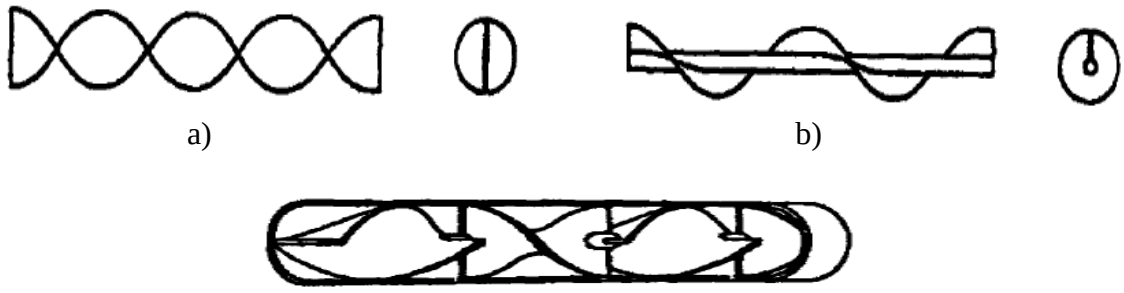


a) b) c)

Şekil 4.4. Kanal içine bırakılmış elemanlar (Özceyhan,2002)

4.1.5. Girdap akış

Bu akış türünde akışkan türlü geometrik düzenlemelerle veya türbülatörlerle dönme akışı meydana getirecek biçimde zorlanır. Tamamen bükülmüş dar sac Şekil 4.5 (a)'da verilmiştir. Eksenel vida tipli sarmal iç türbülatör Şekil 4.5 (b) görülmektedir. Laminar akım için dizayn edilmiş bir statik karıştırıcı veya akım değiştirici Şekil 4.5 (c)'de görülmektedir. Bu türbülatörlerle akım alternatif olarak saat yönünde veya saat yönüne ters olarak çevrilebilir (Keleşoğlu,2010).



a) b)

c)

Şekil 4.5. Girdap akış türbülatörleri (Özceyhan,2002)

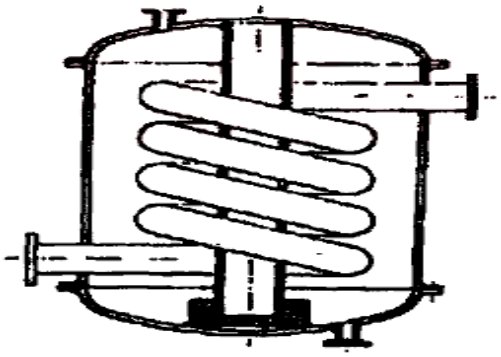
4.1.6. Satıh gerilimi

Bu gerilimi meydana getiren aygıtlar sıvı filmini drenaj etmek ya da nakletmek için satıh gerilim kuvvetlerinden faydalanır. Oluklu bir şekli vardır ve sıvı drenajı satıhtan satıh gerilim kuvvetleri sayesinde artırılır. (Özceyhan,2002).

4.1.7. Sargılı tüpler

Yüksek tek faz katsayısı ve çoğu kaynama düzeninde iyileştirmeler meydana getiren sargılı tüpteki sekonder akış'tır. Ama uygun bir iyileştirme verisi elde

edebilmek için olabildiğince küçük sargı boyutlarına ihtiyaç vardır. Şekil 4.6. sargılı tüplere örnek verilebilir (Keleşoğlu,2010).



Şekil 4.6. Sargılı tüp kullanılan ısı değiştirici (Özceyhan,2002)

4.2. Aktif Yöntemler

Aktif yöntemlerden en yaygın olarak tatbik edilenler; mekanik yöntemler, akışkan titreşimi, satıh titreşimi, emme ve jet akışı ve elektrostatik alan olarak sıralanabilir. Yukarıda da anlatıldığı gibi aktif tekniklerde dışarıdan maruz bırakılacak bir güce gereksinim vardır. Bu güç gerek döndürme gerekse manyetik veya vibrasyon alan için kullanılabilir. Pasif tekniklerde ise ısı aktarımını artırılması akışkan hareketleri ya da satıh geometrisi ile sağlanmaktadır. Aktif yöntemin pasif yönteme göre avantajlarından birisi, kanal içerisine türbülatör bırakılmasından kaynaklanan kirliliğin olmamasıdır. Aktif yöntemin pasif yönteme göre dezavantajı ise dışarıdan ek bir güç gerektirmesidir (Özceyhan,2002).

4.2.1. Mekanik araçlar

Akışı tahrik eden ya da satıhı döndüren araçlardan meydan gelmektedir. Kimya sanayisinde gaz boru akışlarında mekanik satıh kazıyıcıları için viskoz akışkanlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Sanayi uygulamalarında döner ısı eşanjörü kanallarındaki ekipmanlarla karşılaşılmaktadır (Özceyhan,2002).

4.2.2. Satıh titreşimi

Hem düşük hem yüksek frekansta öncelikle ısı aktarımını iyileştirmek için kullanılır. Satıha titreşim tatbik edilerek, satıhta meydan gelen laminar alt tabaka bozulmakta ve ısı aktarımının artırılması sağlanmaktadır (Keleşoğlu,2010).

4.2.3. Akışkan titreşimi

Bir ısı eşanjörünün kütlesinin büyüklüğü açısından daha pratik bir titreşim biçimidir (Keleşoğlu,2010).

4.2.4. Elektrostatik alanlar

Yalıtkan akışkanlarda doğru akım (DC) veya alternatif akım (AC) çeşitli şekillerde kullanılır. Büyük hacimde sıvının karışması için elektrostatik alanlar ısı aktarım sathı çevresinde yönlendirilebilirler (Keleşoğlu,2010).

4.2.5. Enjeksiyon

Aynı sıvıyı ısı aktarım alanında akışa mukabil enjekte ederek veya sıvı akışındaki gözenekli bir ısı aktarım sathına gaz tedarikiyle kullanılır. Enjekte edilen gaz iki fazlı akışı iyileştirir. Sıvıyı satıhtaki gazdan tasfiye etme işlemi de aynı etkiyi yaratabilir (Keleşoğlu,2010).

4.2.6. Emme

Buhar taşınması ya da kabarcık gözenekli ısı aktarım sathından iki fazlı akışta sıvı uzaklaştırmada tatbik edilmektedir (Keleşoğlu,2010).

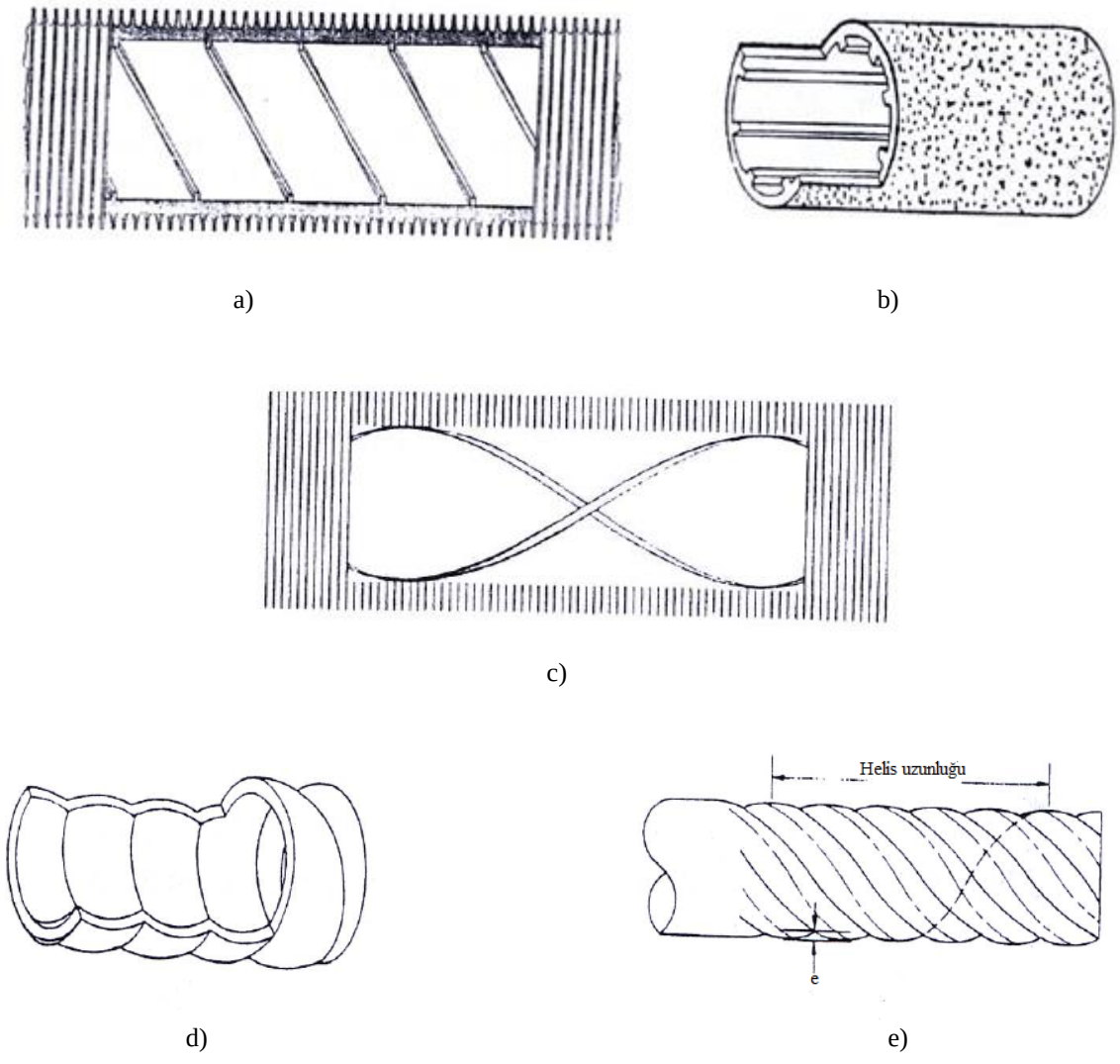
4.3. Kullanılan Metotlar ve Teknikler

Satıh iyileştirme işlemi tüm ısı ve kütle aktarım işlem basamaklarında kullanılabilmektedir. Isı ya da kütle aktarımındaki çalışma alanları şunlardır:

1. Tek faz akış: Boru içi veya dışında doğal ya da zorlanmış taşınım
2. İki fazlı akış: Boru içinde ya da cidarında kaynama ve yoğuşma
3. Radyasyon
4. Konvektif kütle aktarımı

Yukarıda anlatılan tekniklerden en az iki veya daha fazlasının bir arada tatbik edilmesiyle birleşik artırım ortaya çıkmaktadır. Pasif yöntemler ticari amaçla kullanılan tekniklerin ekseriyetle çoğunluğunu oluşturmaktadır. Cihazların maliyeti, ses, güvenlik ve güvenilirlik konularından dolayı aktif yöntemlerin kullanımı, pasif yöntemlerin kullanımlarına göre çok azdır (Keleşoğlu,2010).

4.4. Isı Transferi Artırımının Sağlayacağı Faydalar



Şekil 4.7. Boruda iç ve dış satıh iyileştirmelerinde kullanılan metotlar (Webb,1982)

İki akışkanın geçtiği gövde borulu ısı eşanjörlerinde artış iç, dış ya da hem iç hem de dış satıh için talep edilebilir. Şayet artış iç ve dış boru satıhlarında tatbik edilirse, iki kat artış olduğu görülecektir. Tasarıma bağlı olarak, iki fazlı ısı aktarım işlemi borunun iç sathında veya dış sathında olabilir. Şekil 4.7 borularda oluşturulan beş temel unsurun ikişerli artışlarını temsil etmektedir. Şekil 4.7 (a) iç satıhta helisel kod ve dış satıhta birleşik kanat. Şekil 4.7 (b) iç satıhta birleşik kanat ve dış satıhta gözenekli kaplama. Şekil 4.7 (c) iç satıhta bükülmüş sac türbülatörü ve dış satıhta birleşik kanat. Şekil 4.7 (d)'de iç ve dış satıhta oluklu satıhlar barındıran boru tarafındaki girinti çıkıntıların şekillendirme işlemini sırasında dış sathı da deforme olmaktadır (Webb,1982).

Satıh iyileştirme geometrisi seçilirken malzeme seçimlerine çok dikkat edilmesi gerekmektedir. En yaygın metotun maliyeti az olan malzemeden, yüksek performansın elde edildiği metot olduğu ortadadır (Webb,1982).

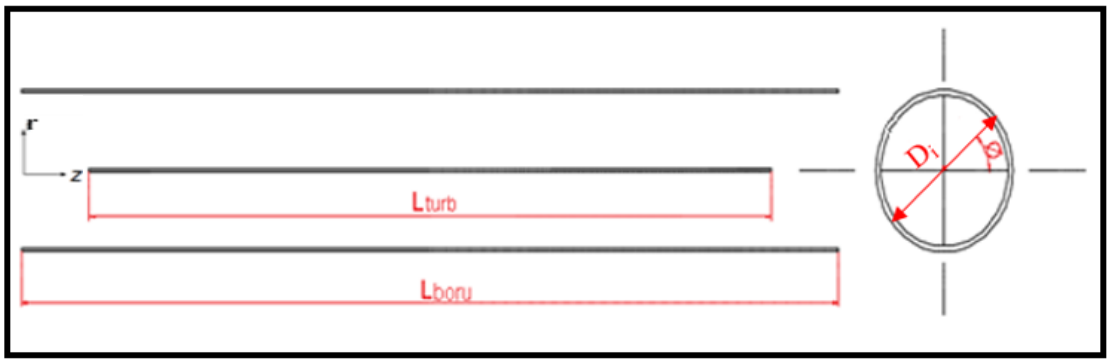
5. SAYISAL ÇALIŞMA VE MATEMATİK MODEL

5.1. Modelin Genel Tanımı

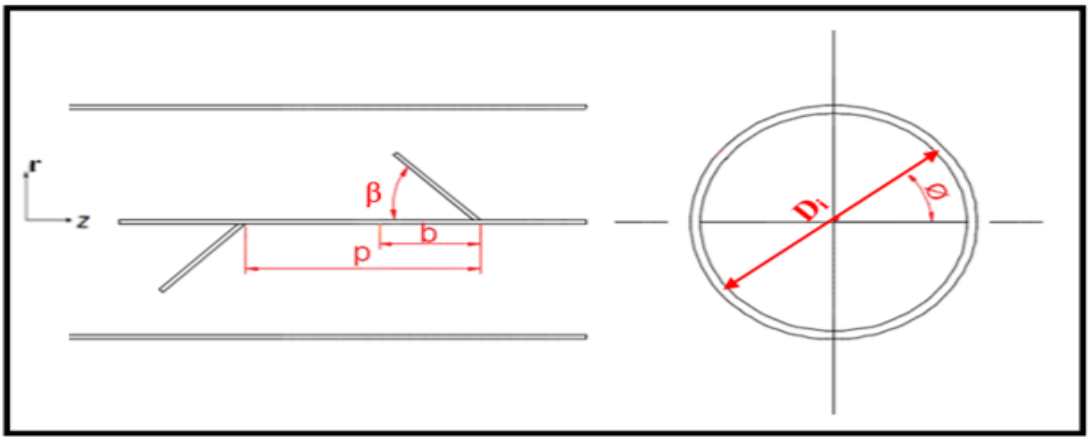
Türbülatörlü ısı eşanjörlerinde satıh alanının artırılmasından çok ısı taşınım katsayısının iyileştirilmesi ile ısı transferindeki artış sağlanmaktadır. Boru iç sathı ile akışkan arasında meydana gelen ısıl sınır tabaka kalınlığı ısı taşınım katsayısı için önemlidir. Laminar akışta bu tabakanın kalınlığı türbülanslı akışa oranla daha kalın olduğu için ısı geçişi türbülanslı akışta daha verimlidir. İnce olan satha yakın laminar sınır tabaka kalınlığının daha fazla inceltilmesi için türbülanslı akışta türbülatörler kullanılmaktadır. Türbülatörlerin kullanılmasıyla birlikte borunun içinde meydana gelen akış çizgileri bozulmakta ve pasif metotla iyileştirme sağlanmaktadır. Türbülatör kullanılmasıyla akışa, akışın sınır tabakasının bütünlüğünün bozulup param parça olması, akışın olduğu çevreye ek türbülans verilmesi, akış olduğu çevrede ikincil akışların meydana gelmesi ve türbülatörlerin hem kanatçık adımlarının ve hem de kanatçık açılarının farklılaşması ile akışkanın akış mesafesinin uzamasının sağlanması gibi etkiler verilmektedir.

Bu çalışmada, ısı eşanjörüne yerleştirilen türbülatörlerin ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Her bir türbülatör tipi (düz plaka ile düz plaka üzerinde açılan farklı kanatçık açılarına ve farklı adımlara sahip olan toplam birbirinden farklı on türbülatör) için sayısal analizler yapılmıştır. Türbülatör kanatçık açılarının ve kanatçık adımlarının farklılaşması ile ısı transferinin değişimi irdelenmiştir. Akış bölgesindeki sıcaklık, basınç, sürtünme ve hız dağılımlarının değişimi incelenip, türbülatörlü borular ile boş borular için yukarıda bahsedilen parametreler için değerler kıyaslanmıştır. Çalışma Reynolds sayısının 4000 – 30000 aralığında ve havanın değişken debilerinde çalışılmıştır. Çözümleme türbülanslı akış ve sürekli rejim şartlarında üç boyutlu olarak yapılmıştır.

Sayısal analizdeki iç borunun malzemesi ısıyı daha iyi iletilmesi için bakır olup iç çapı 58 mm ve dış çapı 60 mm olup et kalınlığı 1 mm’dir. Isı eşanjörünün uzunluğu 1000 mm’dir. Bakır borunun iç çapı 58 mm olduğu için bu boruya yerleştirilebilecek çapta ve birbirinden farklı adımlara sahip türbülatörler ise çelik malzemesinden olup boru ekseni boyunca her bir analiz aşaması için yerleştirilmiştir.

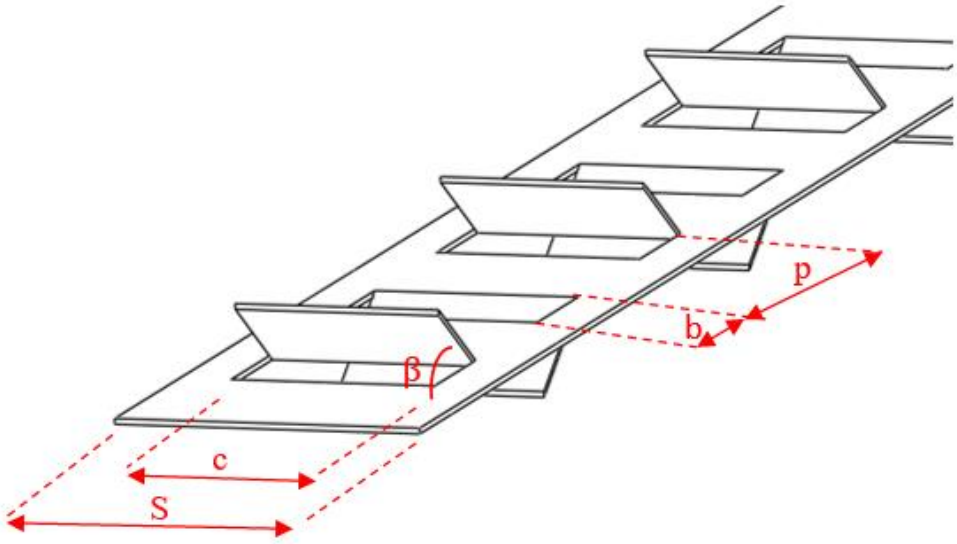


Şekil 5.1. İçine düz plaka yerleştirilen borunun matematik modeli ve koordinat sistemi



Şekil 5.2. İçine kanatçıklı türbülatör yerleştirilen borunun matematik modeli ve koordinat sistemi

Türbülatörler; düz plaka ile üç farklı kanatçık adımında 37.5 mm – 50 mm – 62.5 mm ve üç farklı kanatçık açısında 30°,45°,60° olup boyları da 980 mm'dir.



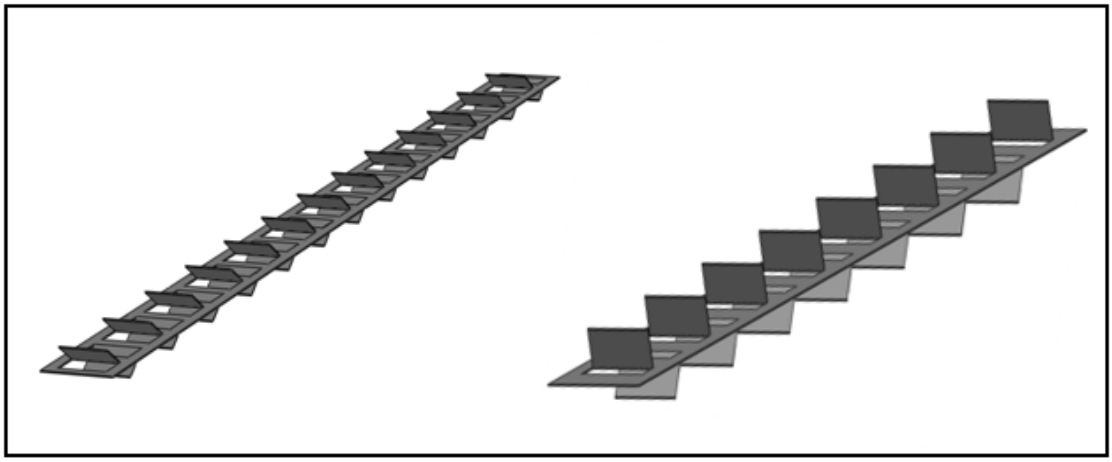
Şekil 5.3. Analizde kullanılan türbülatörün matematik modeli

Isı eşanjörünün fiziksel hususiyeti modellenir. Isı eşanjörünün fiziksel hususiyeti Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Isı değiştirici fiziksel özellikleri

PARAMETRE	BOYUT
Isı eşanjörünün boyu (L_{boru})	1000 mm
Boru iç çapı (D_i)	58 mm
Boru et kalınlığı (t_b)	1 mm
Boru dış çapı (D_d)	60 mm
Türbülatör uzunluğu ($L_{türb.}$)	980 mm
Türbülatör genişliği (S)	54 mm
Türbülatör et kalınlığı (t_t)	1 mm
Ortalama hava giriş sıcaklığı	290 K
Ortalama satıh sıcaklığı	350 K
Türbülatör kanatçık adımları (p)	37.5 mm- 50 mm- 62.5 mm
Türbülatör kanatçık açıları (β)	30°,45°,60°
Türbülatör kanatçık uzunluğu (b)	25 mm
Türbülatör kanatçık genişliği (c)	36 mm
Türbülatör adım oranları (p/b)	1.5-2.0 ve 2.5 oranlarında

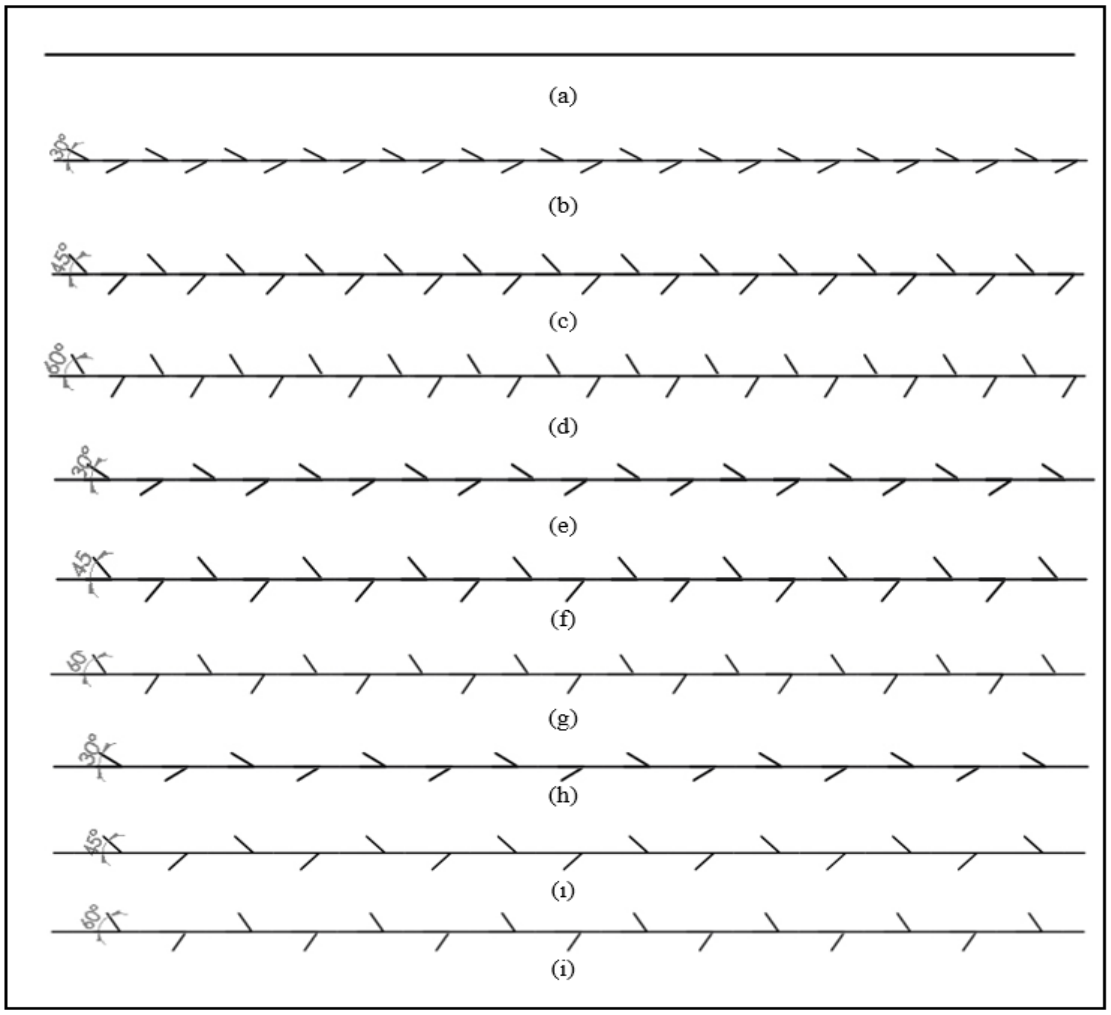
Analizde kullanılan türbülatörlerin birkaçının modeli Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Analizde kullanılan türbülatörler

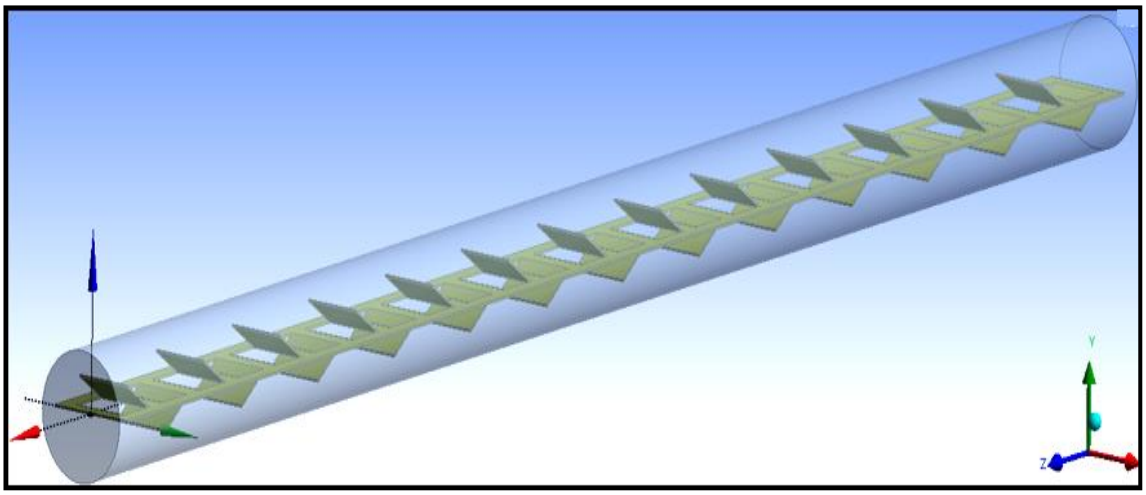
Tablo 5.2. Modelleme kodları

Kod adı	Kanatçıklar arası adım (p)	Kanatçık uzunluğu (b)	Oran (p / b)	Kanatçık açıları (β)
Mod① 30°	37.5 mm	25 mm	1.5	30°
Mod① 45°	37.5 mm	25 mm	1.5	45°
Mod① 60°	37.5 mm	25 mm	1.5	60°
Mod② 30°	50 mm	25 mm	2	30°
Mod② 45°	50 mm	25 mm	2	45°
Mod② 60°	50 mm	25 mm	2	60°
Mod③ 30°	62.5 mm	25 mm	2.5	30°
Mod③ 45°	62.5 mm	25 mm	2.5	45°
Mod③ 60°	62.5 mm	25 mm	2.5	60°

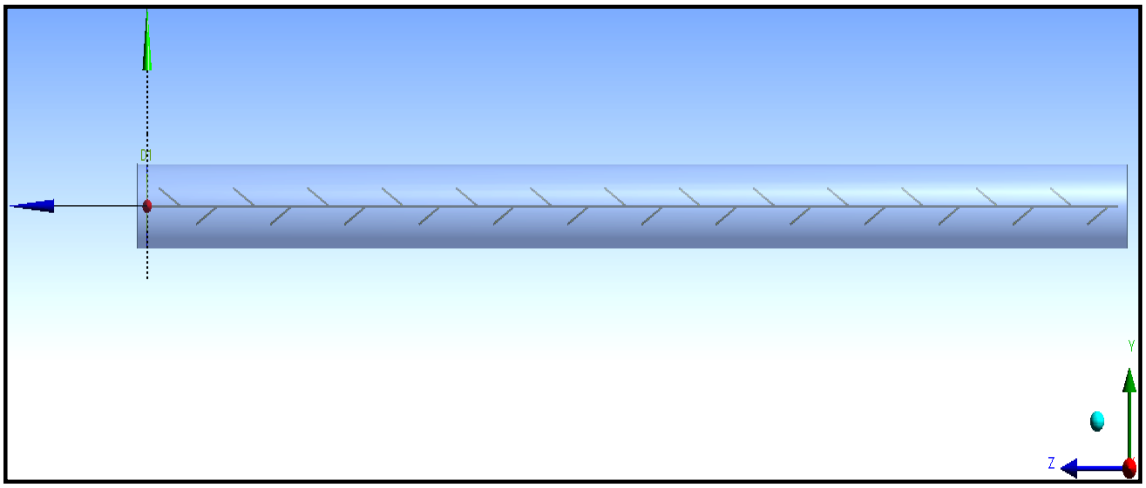


Şekil 5.5. Analizde kullanılan düz plaka ve kanatçıklı türbülatörlerin y-z düzlemindeki görünüm
a) Plaka b) Mod① 30° c) Mod① 45° d) Mod① 60° e) Mod② 30° f) Mod② 45°
g) Mod② 60° h) Mod③ 30° ı) Mod③ 45° i) Mod③ 60°

Bu çalışmada kullanılan, içine türbülatör yerleştirilmiş ısı değiştirici modeli Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de gösterilmiştir.

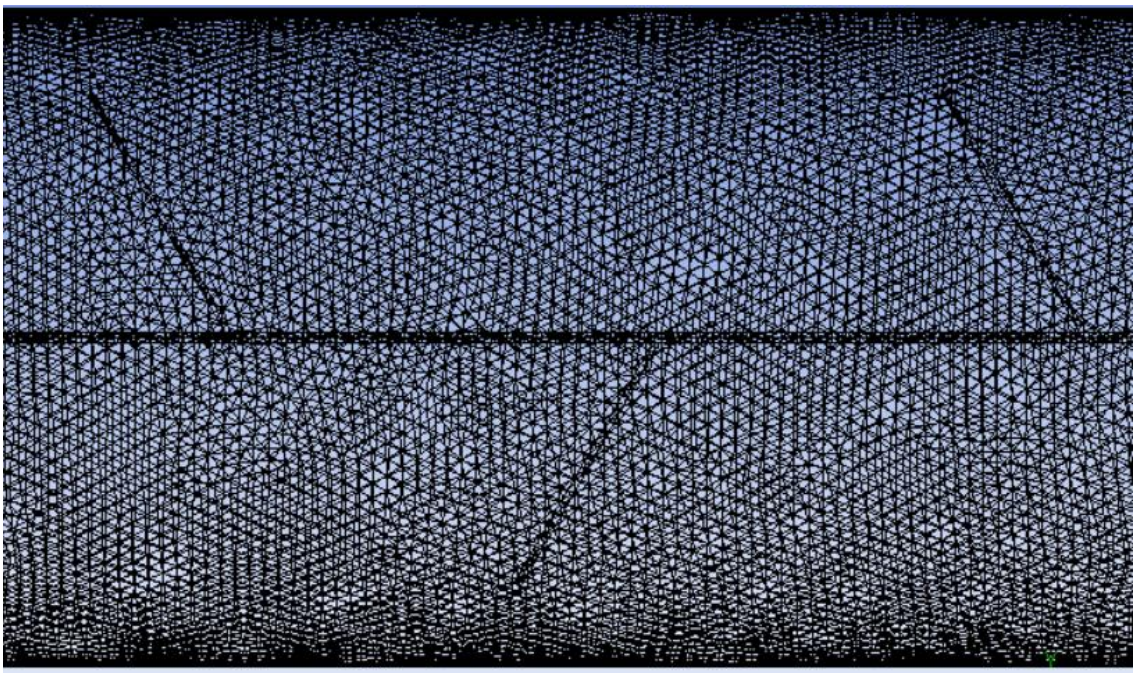


Şekil 5.6. Sayısal modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştirici

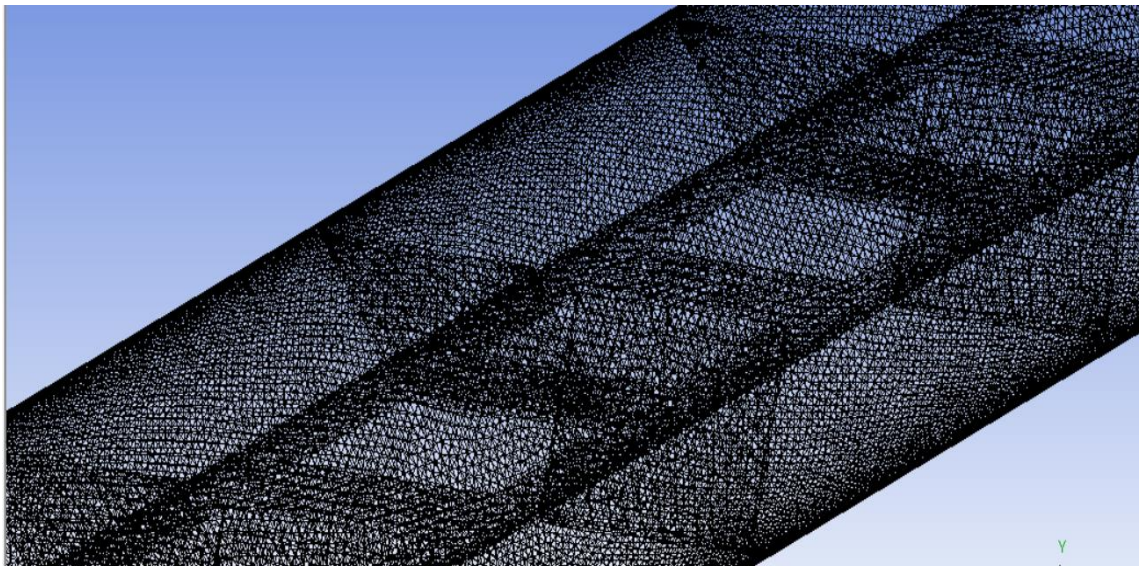


Şekil 5.7. Sayısal modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştiricinin y-z düzlemindeki görünümü

Solidworks programında katı model meydana getirildikten sonra katı modelimiz ANSYS Workbench ortamına ile aktarılır. Aktarılan türbülatörün çevresinde 58 mm çapında boru oluşturulur. Daha sonra mesh bileşenine geçilerek hem borunun hem de türbülatörün sayısal ağ yapıları (mesh) oluşturulur. Sayısal analiz için meydana getirilen ağ yapısı örneği Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da verilmiştir. Sınır şartları, borunun duvar sathı, havanın giriş ve çıkış bölgeleri tanımlanmıştır. Model oluşturma işlem basamakları Ek-1'de verilmiştir.

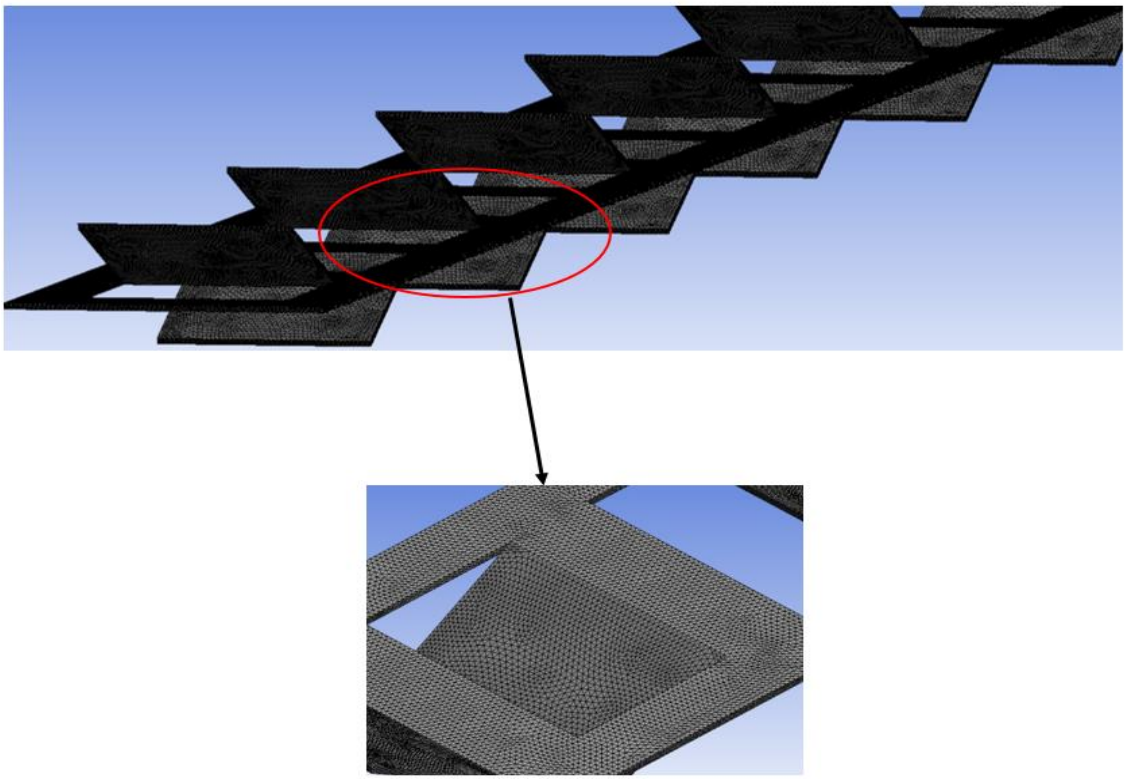


Şekil 5.8. Sayısal modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştiricinin y-z düzlemindeki ağ yapısı görünümü



Şekil 5.9. Sayısal çözüm için oluşturulan türbülatörlü ısı değiştiricinin ağ yapısı

Hava'nın termofiziksel hususiyet değerleri için sayısal analizlerden elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre her bir ortalama değer için tablolardan okunarak sayısal analizde bu değerler kod programa girilmiştir. Isı eşanjöründe hava giriş sıcaklığı ve duvar sıcaklığı sabit kabul edilip, hava giriş sıcaklığı 290 K ve duvar sıcaklığı sabit 350 K olarak kabul edilmiştir (Incropera ve DeWitt,1996).



Şekil 5.10. Sayısal çözüm için oluşturulan türbülatörün ağ yapısı

5.2. Genel Denklemler

Sınır tabaka içindeki kütlenin momentum, süreklilik ve enerjinin korunumu denklemlerinin diferansiyel denklem çözümlerinin yapılması ile ısı eşanjöründe meydana gelen ısı transferi hesaplanmış olur. Bu denklemlerin bir diğer ismi ise sınır tabakası denklemleridir. Sınır tabakası denklemlerin problemlere uygun sınır şartları kullanılmalıdır (Yüncü ve Kakaç,1999).

Korunum denkleminin sayısal analizine dayalı olduğu skaler değişkenler enerji, momentum, kütle gibi parametrelerdir. Isı eşanjörünün iç tarafındaki katı bölgelerin sıcaklık dağılımı üç boyutlu ısı iletim denklemi ile çözülebilir. Sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir (Baysal,2009).

5.2.1. Süreklilik denklemi

Süreklilik denkleminin bir diğer isim kütlenin korunumu denklemidir. Üç boyutlu bir akış bölgesi içerisinde bulunan kontrol hacmi elemanı için kütlenin korunumu referans alınarak süreklilik denklemi elde edilir. Akışkanın r, θ, z yönündeki

hız bileşenleri υ_r, υ_θ, υ_z biçiminde ve 5.1'deki gibi ifade edilmektedir (Çengel ve Cimbala,2008).

$$\frac{1}{r}\frac{\partial(r\upsilon_r)}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial(\upsilon_\theta)}{\partial\theta}+\frac{\partial(\upsilon_z)}{\partial z} \qquad (5.1)$$

υ_r = r yönündeki hız bileşeni (m/s) υ_θ = θ yönündeki hız bileşeni (m/s)

υ_z = z yönündeki hız bileşeni (m/s)

5.2.2. Enerjinin korunumu

Üç boyutlu enerji denklemi silindirik bir geometri için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t}+\upsilon r\frac{\partial T}{\partial r}+\frac{\upsilon_\theta}{r}\frac{\partial T}{\partial\theta}+\upsilon_z\frac{\partial T}{\partial z}\right)=k_i\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial\theta^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)+\mu\Phi \qquad (5.2)$$

ρ = Akışkan yoğunluğu (kg/m^3) k_i = Isı iletim katsayısı (W/mK)

υ_r = r yönündeki hız bileşeni (m/s) T = Sıcaklık (K)

υ_θ = θ yönündeki hız bileşeni (m/s) c_p=Özgül ısı (kJ/kgK)

υ_z = z yönündeki hız bileşeni (m/s) μ=Dinamik viskozite (N.s /m^2)

Φ = Isı üretim oranı

5.2.3. Momentum (Navier-Stokes) denklemler

Silindirik koordinatlar için Navier-Stokes denklemi, r, θ, z yönündeki hız bileşenleri υ_r, υ_θ, υ_z biçiminde yazılabilir.

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin r bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial\upsilon_r}{\partial t}+\upsilon_r\frac{\partial\upsilon_r}{\partial r}+\frac{\upsilon_\theta}{r}\frac{\partial\upsilon_r}{\partial\theta}-\frac{\upsilon_\theta{}^2}{r}+\upsilon_z\frac{\partial\upsilon_r}{\partial z}\right)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial \upsilon_r}{\partial r}\right) - \frac{\upsilon_r}{r^2} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \upsilon_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2}\frac{\partial \upsilon_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \upsilon_r}{\partial z^2}\right] \quad (5.3)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin θ bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial \upsilon_r}{\partial t} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} + \frac{\upsilon_\theta}{r}\frac{\partial \upsilon_r}{\partial \theta} - \frac{{\upsilon_\theta}^2}{r} + \upsilon_z\frac{\partial \upsilon_r}{\partial z}\right)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial \upsilon_\theta}{\partial r}\right) - \frac{\upsilon_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \upsilon_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2}\frac{\partial \upsilon_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \upsilon_\theta}{\partial z^2}\right] \quad (5.4)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin z bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial \upsilon_z}{\partial t} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} + \frac{\upsilon_\theta}{r}\frac{\partial \upsilon_z}{\partial \theta} + \upsilon_z\frac{\partial \upsilon_z}{\partial z}\right)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial \upsilon_z}{\partial r}\right) - \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \upsilon_z}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2}\frac{\partial \upsilon_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \upsilon_\theta}{\partial z^2}\right] \quad (5.5)$$

5.3. Sınır Şartları

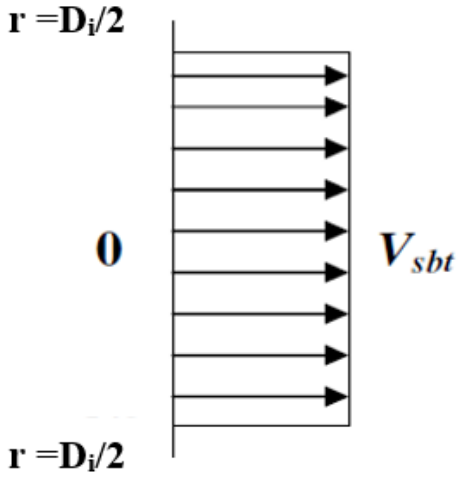
Modelin fiziksel hususiyeti oluşturulduktan sonra kod programında çözümlemeye geçilmiştir. Türbülans modeli olarak (Standart) k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bakır boru ve çelik türbülatör malzemelerinin termofiziksel hususiyet değerleri kod programının kütüphanesinde bulunan sabit değerler kabul edilmiştir. Sınır şartları; analizde kullanılan hava girişleri hız ve sıcaklık (velocity inlet), çıkışta ise normal çıkış (pressure outlet) olarak verilmiştir.

- Havanın giriş sınır şartı:

$z=0$ için; $\upsilon_r=0$,$\upsilon_\theta = 0$, $\upsilon_z \neq 0$, $T \neq 0$ (5.6)

Üniform olarak 290 K sıcaklığında sabit tutulan hava, ısı değiştiricinin içine girmektedir. Bu çalışma Reynolds sayısının 4000-30000 aralığında yapıldığı için

havanın giriş hız değerleri ise, Reynolds sayısına bağlı olarak farklı hız kademelerinde verilmiştir.



Şekil 5.11. Sınır şartlarında kullanılan hız profili

- Bakır boru ve hava bölgesinin olduğu iç satıhtaki sınır şartı:

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r = 0{,}029m} = h(T_{duv.}-T_h) \qquad \upsilon_r=0\ ,\upsilon_\theta = 0\ ,\ \upsilon_z =0 \tag{5.7}$$

- Dış satıh sınır şartı:

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r = 0{,}030m} = 0 \tag{5.8}$$

- Çıkış sınır şartları:

$$\left.\frac{\partial \upsilon r}{\partial z}\right|_{(r,\,\theta,1m)} = 0,\ \left.\frac{\partial \upsilon \theta}{\partial z}\right|_{(r,\,\theta,1m)} = 0,\ \left.\frac{\partial \upsilon z}{\partial z}\right|_{(r,\,\theta,1m)} = 0,\ \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{(r,\,\theta,1m)} = 0 \tag{5.9}$$

Sınır şartları kod programında görüldükten sonra analiz için ilgili menülerden başlangıç değerleri girilir. İterasyon için değerler yazılır ve analiz başlatılır. Analiz tamamlandıktan sonra sonuçlar, programdan alınır. İşlem basamakları ayrıntılı olarak Ek-1 bölümünde verilmiştir.

Ayrıca hesaplamalarda uygulanan bazı kabuller;

- Sürekli rejim hali,
- Türbülanslı akış şartı,
- Havanın giriş sıcaklığı 290 K ve boru satıh sıcaklığı 350 K olarak alınmıştır.
- Sıkıştırılamaz akışkan (ρ=sabit),
- Isı değiştirici tek borudan oluşmaktadır. Boru malzemesi bakır'dır.
- Türbülatör malzemesi çelik'tir.
- Bakır borunun dış sathı yalıtımlı kabul edilmiştir.
- Bakır boru ve çelik türbülatör malzemelerinin termofiziksel hususiyetleri sabit olarak kabul edilmiştir.

5.4. Sayısal (Hesaplamalı) Akışkanlar Dinamiği (SAD)

Sayısal akışkanlar dinamiği, boru veya kanal içi akışların irdelenmesinde tatbik edilen çok faydalı ve kullanışlı bir çözüm aracıdır. Bilgisayarların gelişmesiyle birlikte son dönemlerde sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarının kullanımı yaygınlaşmıştır. Mühendislik tatbiklerinde akış içeren birçok uygulama mevcuttur. İki temel yönteme göre bu uygulamaların tasarım ve analizi yapılmaktadır. Birincisi, deneye dayalı olarak yapılan çalışmalar, bir diğeri de analitik ya da sayısal olarak yapılan analizlerdir.

Son zamanlarda yapılan çalışmalar hem deneysel hem de HAD çözümlemeleri içermektedir. Model içindeki akış hakkında detayları sıcaklık, basınç, hız dağılımları gibi parametreleri elde etmek için sayısal akışkanlar dinamiği kullanılır. Bilimsel çalışmalara maliyet ve zaman bakımından HAD kod program olumlu katkılar sağlamaktadır (Çengel ve Cimbala,2008).

Bu çalışmada düz plaka ile düz plakanın üzerine açılan farklı kanatçık açılarına ve farklı adımlara sahip olan toplam birbirinden farklı on türbülatör için sayısal sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Boş boruda sayısal sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu gözlendikten sonra türbülatörlü hesaplamalarda sadece sayısal analiz kod programı kullanılarak yapılmıştır.

5.5. FLUENT Kod Programı

İç ve dış akışların simüle edilmesinde SAD kod programlarından yararlanma oranı dikkate değer bir şekilde fazlalaşmaktadır. Akış sorunlarının HAD ile çözümü 1980'li yıllardan beri endüstride ve bilimsel analizlerde geniş bir alanı kaplamaktadır. SAD kodu olan FLUENT kod programı iç ve dış akışların simüle edilmesinde en çok kullanılan programlardan biri olmuş ve birçok endüstri alanında geniş bir kullanım alanı mevcuttur. Isı transfer hesaplarının yanı sıra beyaz eşya endüstrisinden kimya endüstrisine, uçak kanadı üzerinde olan akıştan bir fırın içindeki yanmaya, kabarcık kolonlarından petrol kulelerine, kan akışından yarı iletken üretimine, temiz oda tasarımından atık su tesislerine, turbomakine (fan, kompresör, üfleç, pompa, türbin)' e kadar farklı endüstriyel alanlarda analiz olanaklarına sahiptir (Anonymous,2017). Bu kod programı, her türlü akışlar için, SAD kod çözücüsüdür. Taşınım, iletim ve radyasyonla ısı aktarımında laminar ve türbülanslı akışlarda seri ve güvenilir analizler üretmektedir. FLUENT'te modelleme işleminden önce (Solidworks, Autocad, Catia vb.) programlarla uyumlu çalıştığı için modelin fiziki görünüşü bu programlardan herhangi biriyle çizildikten sonra FLUENT kod programına aktarılır. Ağ yapısı, akışkan ve katı bölgelerin belirlenmesi, akışkanların giriş şartları, ayrıştırma yöntemi, analiz gibi birçok işlem FLUENT kod programında açılır. Yapılan çalışmanın işlem basamakları, kapsamlı olarak EK-1'de verilmiştir.

5.6. Sonlu Hacimler Metodu

Günümüzde tabanı sonlu elemanlar yöntemi olan birçok ticari HAD kodu kullanılmasına rağmen, son zamanlarda PHOENICS, FLUENT, FLOW3D ve STAR-CD gibi kod programları tabanı sonlu hacimler yöntemi olan analizler yapmaktadır. Sayısal bir modelle bilgisayar teknolojisi kullanılarak özellikle ısı transferi ve akışkanlar mekaniği çalışmalarında analiz yapan ve SAD tatbik edilen yönteme sonlu hacimler metodu denmektedir. En başta FLUENT'in sayısal algoritmasında modelin fiziki görünüşü içinde akışın olduğunu temsil eden korunum denklemlerinin integrasyonu yapılır.

5.7. Standart k-ε Modeli

Standart k-ε; model taşınım denklemlerinin iki türbülans parametresi için (ki bu model için k:türbülansın kinetik enerjisi ve ε:türbülans sönümlemesi şeklindedir) analizi yapıldığı iki denklemli modeller sınıfına aittir. Reynolds kayma gerilmelerinin daha fazla meydana geldiği sınırlanmış akışlar için iyi sonuçlar vermektedir. Birçok HAD kodunda mevcut olan ve mühendislik çalışmalarında sıklıkla tatbik edilen standart k-ε modeli oldukça yaygın bir modeldir. Temeli standart k-ε modelini olan analiz modelleri geliştirilmiştir. Ayrıntıları zamanla tüm türbülans modellerinde olduğu gibi değişim ve ilerleme göstermiştir. Türbülanslı hız ve uzunluk parametrelerinin birbirinden bağımsız olarak tespit edilebilmesine izin veren ve iki ayrı taşınım denkleminin analizinin yapıldığı iki denklemli modeller türbülansın en ampirik tam modellerdir. Bu türbülans modeli Launder ve Spalding (1972) tarafından ortaya konulmuştur. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi simülasyonlarındaki yaygın olmasının temel nedeni; türbülanslı akışların büyük bir bölümünde sağlamlık, ekonomiklik ve düzgün bir doğruluk sunması ile ifade edilebilmektedir. Genel olarak k-ε modeli parametrelinin değerleri kabul görmüş değerler olup, parametrelerin değiştirilmesi ile herhangi özel bir akışın doğruluğu iyileştirilebilir. Bazı sınırı olmayan akımlar, girdap akımları gibi ek zorlanmaların bulunduğu akımlar için model daha zayıf bir yaklaşıma sahiptir. Günümüzde modelin bilinen bir noksanlığı dairesel jet için yayılma oranı değerini yeterinden fazla bulmasıdır. Bu problemin analizi için daha önce yapılmış çalışmalar kaynak alınarak model için tespit edilmiş sabit katsayı değerlerinin probleme tatbik edilmesi ile giderilebilir. (Keleşoğlu,2010). Aşağıda k ve ε değerlerinin elde edildiği transport denklemleri verilmiştir.

k için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial X_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \tag{5.10}$$

ε için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1e}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2e}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5.11}$$

Türbülans eddy viskozitesi μ_t aşağıdaki formülle bulunur.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5.12}$$

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ = ampirik sabit değerlerdir, σ_k ve $\sigma\varepsilon$ = türbülans Prandtl sayıları, G_k= ortalama hızda türbülanslı kinetik enerji üretim oranı (Launder,1972).

5.8.Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü

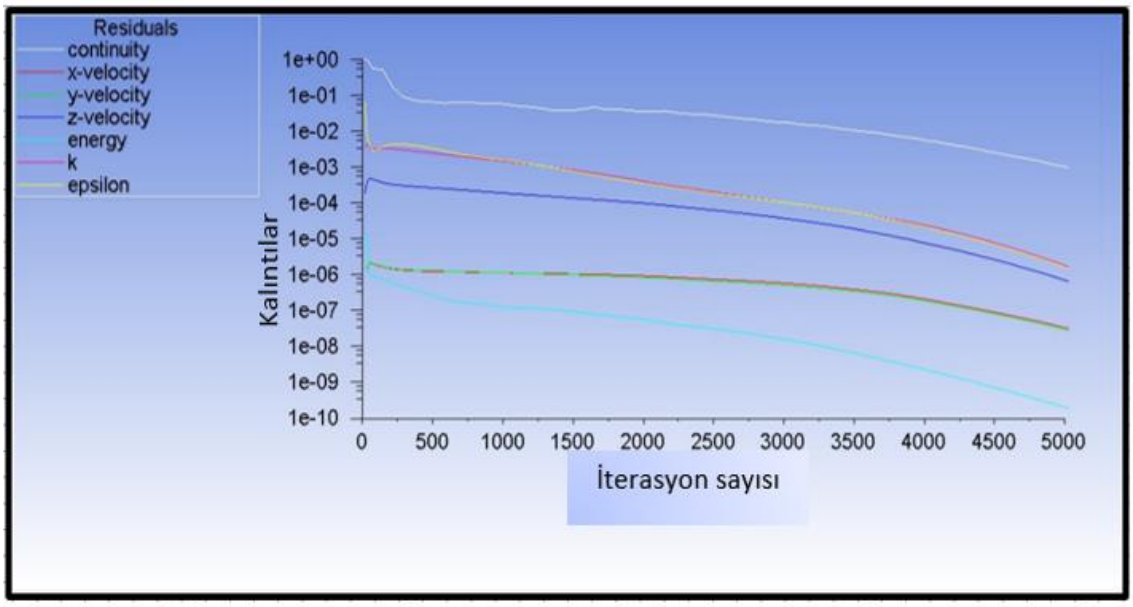
Sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından elde edilen sayısal sonuçların doğruluğunun güvenilirlik açısından kontrol edilmesi gereklidir. Aynı problem için hücre sayısı ve yapısının farklılaşması veya çözümde varılan farklı iterasyon sayısı, neticelerin de farklı olmasına neden olmaktadır. Ayrıca türbülanslı akışlarda, türbülans modeli de neticelerin farklı çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından elde edilen neticelerin doğruluğunun geçerliliği ve güvenirliliği bakımından beş temel aşamada kontrolü gerekmektedir.

5.8.1. Çözümün yakınsaması

Çalışmanın sayısal analiz aşamasında türbülanslı akış şartlarında elde edilen neticelerdeki kalıntıların tekdüze veya değişken olarak azaldığı görülmüştür. Buna ek olarak bütün değişkenlerin anlık değerlerinde belli bir dalgalanmadan sonra azalarak sabit bir değere ulaştıkları görülmüştür. Yakınsamanın kontrol işleminden sonra her değişken için toplam kalıntı değerlerine bakılır. Bu değişken değerlerinin sıfıra yakın değerler olması gerekmektedir.

5.8.2. İterasyon sayısından bağımsızlığı

Sayısal analizde diğer şartlardan birisi de iterasyon sayısı ile alakalıdır. Sayısal çalışmada iterasyon sayısı problemin basit veya karmaşık bir yapıda olup olmamasıyla yakından ilgilidir. İterasyon sayısının artmasıyla problemdeki yakınsamanın ne derecede nasıl farklılaştığı gözlenmelidir. Türbülanslı akışlarda iterasyon sayısı daha da artmaktadır. Kalıntıların iterasyon sayısı ile değişimi Şekil 5.12'de gösterilmiştir.



Şekil 5.12. Kalıntıların iterasyon sayısıyla değişimi

5.8.3. Korunum denklemlerinin sağlanması

Fiziksel problemi ifade eden kütlenin ve enerjinin korunum denklemlerinin sağlaması yapılmıştır. Bu değerler kod programının Report menüsünden kontrol edilmiştir. Analizde bu değerler irdelenmiş olup aşağıda verilmiştir. Süreklilik denklemi için havanın girişteki toplam kütlesel debilerinin çıkış kütlesel debilerine hemen hemen eşit olduğu görülmüştür. Ayrıca problemde sisteme verilen enerjinin sistemden çıkan enerjiye eşit olduğu görülmüştür.

Aşağıda kod programından alınan değerler verilmiştir.

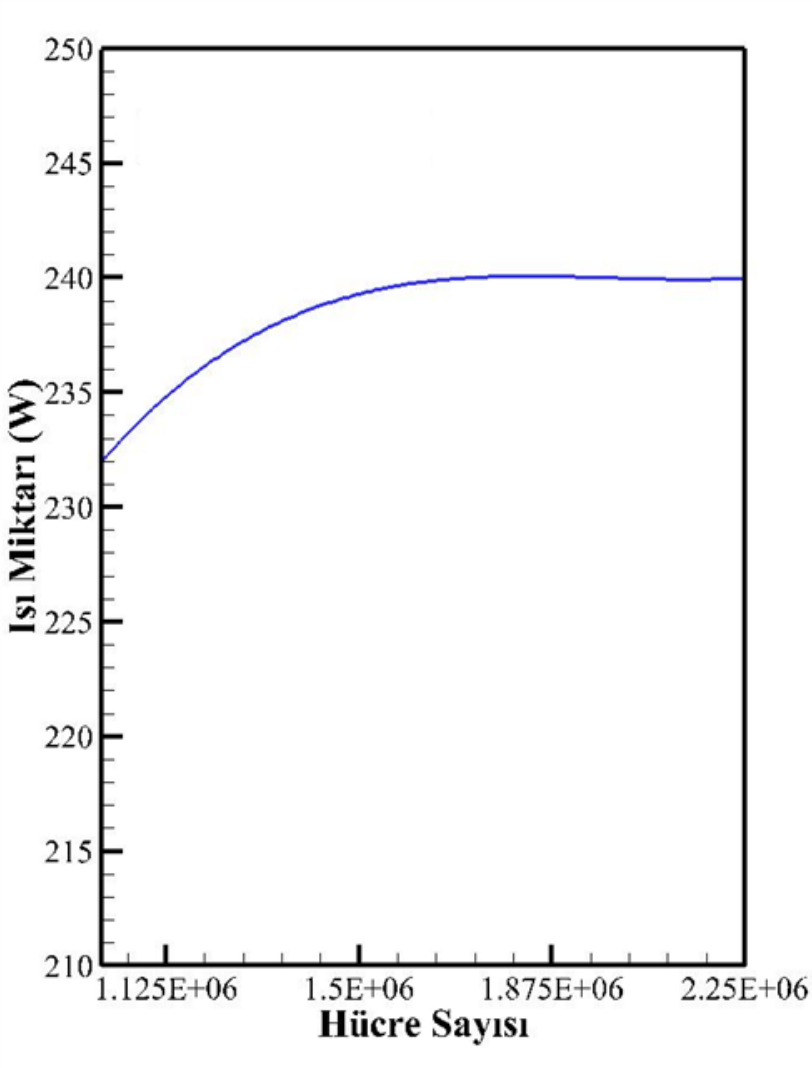
Süreklilik denklemi için:

Havanın girişteki toplam kütlesel debi = 0.01446769 kg/s
Havanın çıkıştaki toplam kütlesel debi = -0.01446761 kg/s

Enerji denklemi için:

Havanın giriş ve çıkışı arasındaki ısı miktarı farkı = 466.0362W
Satıhtan (bakır boru) havaya geçen ısı miktarı= -466.0350 W

5.8.4. Mesh yapısının bağımsızlığı



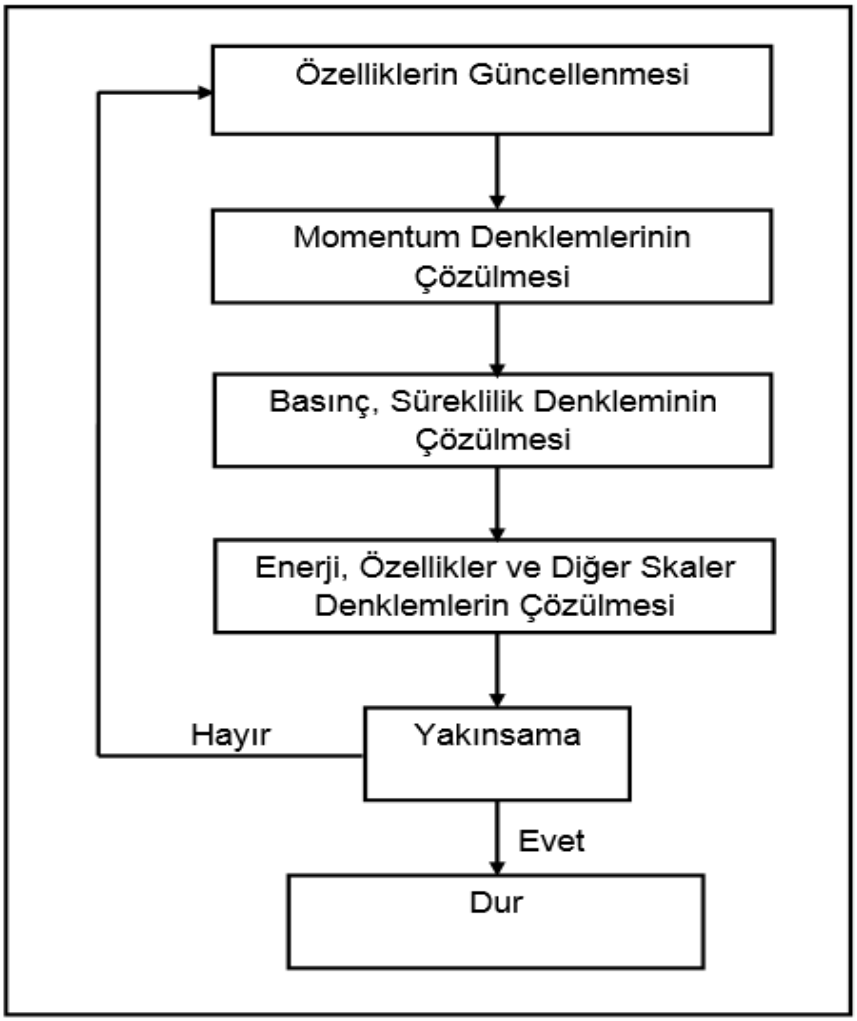
Şekil 5.13. Satıhtan geçen ısı transferi ile hücre sayısının tespiti

Sonuçlar üzerinde sayısal analizde kullanılan hacim elemanı ebatlarının (iki düğüm noktası arasındaki uzaklık) etkisi oldukça fazladır. Oluşturulan ağ modeli ile kolay ve hızlı bir şekilde doğru sonuca ulaşılmıştır. Şekil 5.13'de oluşturulan model yapıya ait sayısal analizler üzerinde ağ yapılarının belirli miktarda artırılması neticesinde toplam ısı miktarı ile elde edilen neticelerin değişim değerleri yorumlanarak hem vakit kaybını en aza indirmek hem de çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı belirlenmiştir. Her bir modelin oluşumunda bulunan ağ yapısındaki hücre miktarı farklı olmakla beraber, modellerdeki hücre sayısı 1500000 – 1750000 aralığındadır. Ağ yapılarında sayısal neticelerin çok fazla farklılaşmadığı görülmüş ve bu değer bütün modellerde uygun değer olarak kabul edilmiştir.

5.8.5. Sonuçların ampirik ifadelerle uyumluluğu

Bu konu ile ilgili işlemler bir sonraki bölümde geniş bir şekilde irdelenmiştir.

5.9. Ayrık Çözüm Yöntemi



Şekil 5.14. Ayrık çözüm yöntemi akış şeması (Anonymous,2017)

FLUENT'te iki tip çözümleyici yaklaşım bulunmaktadır. Bunlar, basınç tabanlı (pressure based) çözücü ve yoğunluk tabanlı çözücü (density-based) yaklaşımlarıdır. Basınç tabanlı yaklaşım düşük hızlı sıkıştırılamaz akışlarda tatbik edilirken, yoğunluk tabanlı yaklaşım da yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlar için tatbik edilmektedir. Her iki yöntemde hız alanı, momentum denklemlerinden elde edilmektedir. Yoğunluk tabanlı yaklaşımda, süreklilik denklemi yoğunluk alanı elde etmek için kullanılırken, basınç alanı durum denkleminden elde edilir.

Bu çalışmada basınç tabanlı çözücü tatbik edilmiştir. Basınç tabanlı çözücü projeksiyon metodu olarak adlandırılan bir algoritmayı kullanmaktadır. Basınç tabanlı yaklaşım ayrık ve birleşik olmak üzere iki yöntem sunmaktadır. Bu çalışmada ana denklemlerin çözümlemesinde ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır.

Çözüm analizinde, ana denklemler ardışık olarak çözen, bir çözüm algoritması tatbik edilir. Önce hesaplama hacmi olarak, genel bir hesaplama ağı tatbik edilmekte olup, model yapı üzerinde ayrıklaştırmalar yapılır. Ayrık çözüm metodu uygulanırken denklemler ayrı ayrı çözülmektedir. Bir denklem çözüldükten sonra eldeki sonuçlar diğer denklemlerde de kullanılmaktadır. Şekil 5.14'de bir ayrık çözüm yönteminin akış şeması verilmiş ve ayrıca bu akış şemasında kullanılan basamaklar aşağıda maddeler halinde ana hatlarıyla verilmiştir (Anonymous,2017).

- Akışkan hususiyetleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı vb.) güncellenmiş türbülans viskozitesi geçerli çözümlemede kullanılır.
- Basınç ve satıh kütle akısının güncellenmiş değerleri tatbik edilip momentum denklemleri ardışık olarak çözümü yapılıp güncellenir.
- Güncellenmiş hız alanı ve kütle akısı tatbik edilerek, basınç düzeltme denklemi çözülür.
- Bir önceki adımdan elde edilen basınç düzeltme denklemi tatbik edilerek satıh kütle akısı, basınç ve hız alanı düzeltilir.
- Enerji, türbülans miktarları ve akışkanın fiziksel hususiyetlerine ilişkin skaler denklemler daha önce elde edilen neticeler kullanılmak suretiyle güncellenerek çözümlenir.
- Farklı fazların etkileşimiyle oluşan kaynak terimler güncellenir.
- Denklemlerin yakınsaması kontrol edilir.

Çözümde iyi bir yakınsamaya ulaşılıncaya kadar ayrık çözüm yöntemi adımları tekrarlanarak uygulanır.

6. SAYISAL SONUÇLARIN DOĞRULANMASI

Bu çalışmada sayısal analizde elde edilen bulguların doğruluğunu ispat edebilmek için literatürde bulunan sayısal sonuçlara dayalı denklemler kullanılarak, güvenilirlikleri kontrol edilmiştir. Türbülanslı ve sürekli akış durumlarında boru içi akışta Reynolds sayısının 4000-30000 aralığında sayısal sonuçlar literatürdeki eşitliklerle karşılaştırılarak ısı transferi ve sürtünme faktörü incelenmiştir. Sayısal sonuçların literatürde bulunan diğer eşitliklerle (Dittus-Boelter, Petukhov, Moody, Sieder-Tate eşitlikleri vb.) uyuştuğu ispat edildikten sonra çalışmalara devam edilmiştir. Isı değiştiricide bakır boru içine yerleştirilen farklı adım ve farklı kanatçık açılarına sahip türbülatörlerin sayısal sonuçları incelenmiştir. Bakır boru içindeki akışta havanın giriş sıcaklığı 290 K ve satıh sıcaklığı 350 K olup hava sabit sıcaklıkta ısı değiştiriciye girmiştir.

6.1. Isı Taşınım Katsayısının (h) ve Nusselt Sayısının Hesaplanması

Sayısal verilerden yararlanarak Nusselt ve Reynolds sayıları hesaplanmıştır. Isı değiştiricide ısı miktarı;

$$Q = \left(\dot{m}c_p\right)_{hava}\left(T_{hç} - T_{hg}\right) = hA(T_w - T_m) = \left(\dot{V}_h \rho c_p\right)_{hava}\left(T_{hç} - T_{hg}\right) \tag{6.1}$$

$$\dot{V}_h = A_k U = \frac{\pi d^2}{4} U \tag{6.2}$$

$$T_m = \frac{\left(T_{hç} + T_{hg}\right)}{2} \tag{6.3}$$

h=Ortalama taşınım katsayısı (W/m^2K)

A=Borunun satıh alanı (m^2)

T_w=Borunun duvar sıcaklığı (K)

U= Boru içi kesitteki hız (m/s)

T_m=Havanın ortalama sıcaklığı (K)

A_k=Boru içi kesit alanı (m^2)

Ortalama ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü için aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

$$h = \left[\left(\dot{m}c_p\right)_{hava}\left(T_{hç} - T_{hg}\right)\right] / \left[A(T_w - T_m)\right] \quad (6.4)$$

$$Nu = hD_h/k_i \quad (6.5)$$

$$Re = UD_h/\upsilon \quad (6.6)$$

k_i= Isı iletim katsayısı (W/mK) υ=Kinematik viskozite (m^2/s)
h=Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)

6.2. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Sürtünme katsayısı, boru girişinden çıkışına kadar olan iki nokta arasında hesaplama sonucu elde edilen basınç farkı (ΔP) ve ortalama hava hızı yardımıyla aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır:

$$f = \frac{(\Delta P)}{\left(\frac{L}{D_i}\right)\left(\rho\frac{U^2}{2}\right)} \quad (6.7)$$

Burada;

U = havanın ortalama hızını, basınç düşümü ölçülen borunun giriş ve çıkışı arasındaki uzaklık L olarak gösterilmiş olup, D_i borunun iç çapını ve ρ akışkan yoğunluğunu göstermektedir.

6.3. Performans Kriteri

Basınç düşüşü, boru içerisine türbülatör bırakılması halinde belirli oranda artacaktır. Bu artış ile daha fazla pompalama gücüne ihtiyaç duyulacaktır. Boş borularda da boru içerisindeki hız değeri artırılırsa ısı transfer oranı artacaktır. Bu nedenle, türbülatörlü borulardaki ısı transferi iyileşmesini irdelerken, türbülatörlü borudaki ısı aktarımını, boş boru ile aynı pompalama gücünde kıyaslamak gerekmektedir. Türbülatörlü borulardaki fazla pompalama gücünden (basınç düşüşü artışından dolayı) kaynaklanan ısı transferi iyileştirme oranını da dikkate alarak ısı iyileştirme oranı tayin edilmelidir.

Türbülatörlü borularda ısı transfer iyileştirmesini hesaplamak için sabit pompa gücünde boş boru ile karşılaştırmak gereklidir.

$$\dot{V}_t \Delta P_t = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (6.8)$$

Burada $\dot{V}_t$ ve $\dot{V}_b$ akışkanın türbülatörlü ve boş borudaki hacimsel debileridir. ΔP_t ve ΔP_b ise türbülatörlü ve boş boruda oluşan basınç düşümüdür. Her iki durum içinde basınç düşümü için Darcy eşitliği tatbik edilirse, Eşitlik 6.8 aşağıdaki duruma gelir;

$$f_t Re^3 = f_b Re^3 \quad (6.9)$$

Burada f_t ve f_b türbülatörlü ve boş borudaki sürtünme katsayılarıdır. Dolayısıyla sabit pompa gücündeki ısı transfer iyileştirmesi Eşitlik 6.9'daki gibi ifade edilebilir.

Türbülatörlü borunun boş boruya göre ısıl performansı;

$$\frac{Nu_t}{Nu_b} = \frac{f_t Re^3}{f_b Re^3} \quad (6.10)$$

6.4. Boş Boru Sayısal Sonuçlarının Ampirik Eşitliklerle Doğrulanması

Sayısal sonuçların doğrulanması gayesiyle boru içindeki tam gelişmiş akış için literatürdeki basit bağıntılar Dittus-Boelter, Sieder – Tate, Petukhov ve Gnielinski'nin elde etmiş olduğu denklemler tatbik edilerek doğrulama yapılmıştır. Literatürde bulunan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için ampirik ifadeler aşağıda verilmiştir.

Nusselt sayısı bağıntıları:

Dittus ve Boelter'in Nusselt sayısı denkliği (Dittus ve Boelter,1930).

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{için} \quad Re \geq 1x10^4 \quad (6.11)$$

Sieder ve Tate'nin Nusselt sayısı denkliği (Sieder ve Tate,1936).

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad \text{için} \quad Re \geq 1x10^4 \qquad (6.12)$$

Petukhov'un Nusselt sayısı denkliği (Kakaç ve ark.,1987).

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad \text{için} \quad 10^4 \leq Re \leq 5x10^6 \qquad (6.13)$$

Gnielinski'nin Nusselt sayısı denkliği (Gnielinski,1976).

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad \text{için} \quad 3000 \leq Re \leq 5x10^6 \qquad (6.14)$$

Sürtünme faktörü bağıntıları:

Moody diyagram bağıntıları (Moody,1944).

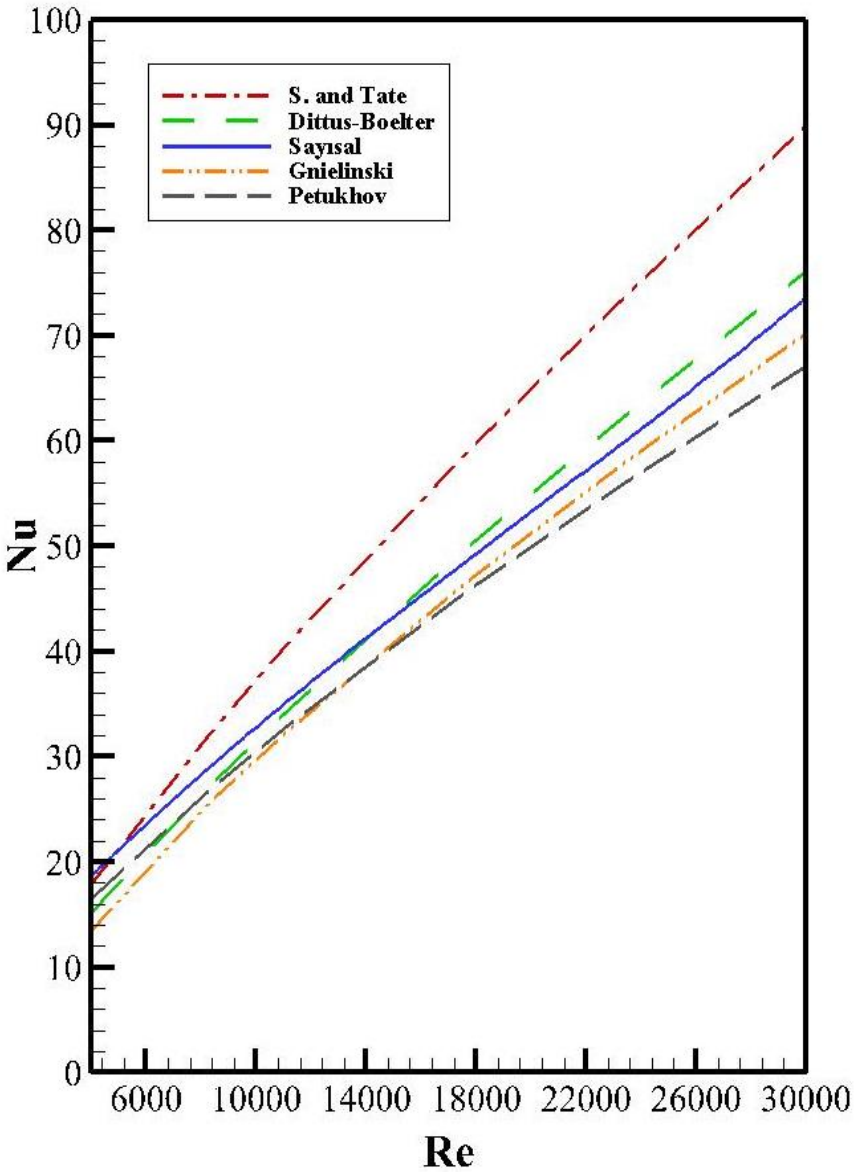
$f=0.316Re^{-1/4}$ için $Re \leq 2x10^4$ (6.15)

$f=0.316Re^{-1/5}$ için $Re \geq 2x10^4$ (6.16)

Petukhov bağıntıları (Petukhov,1970).

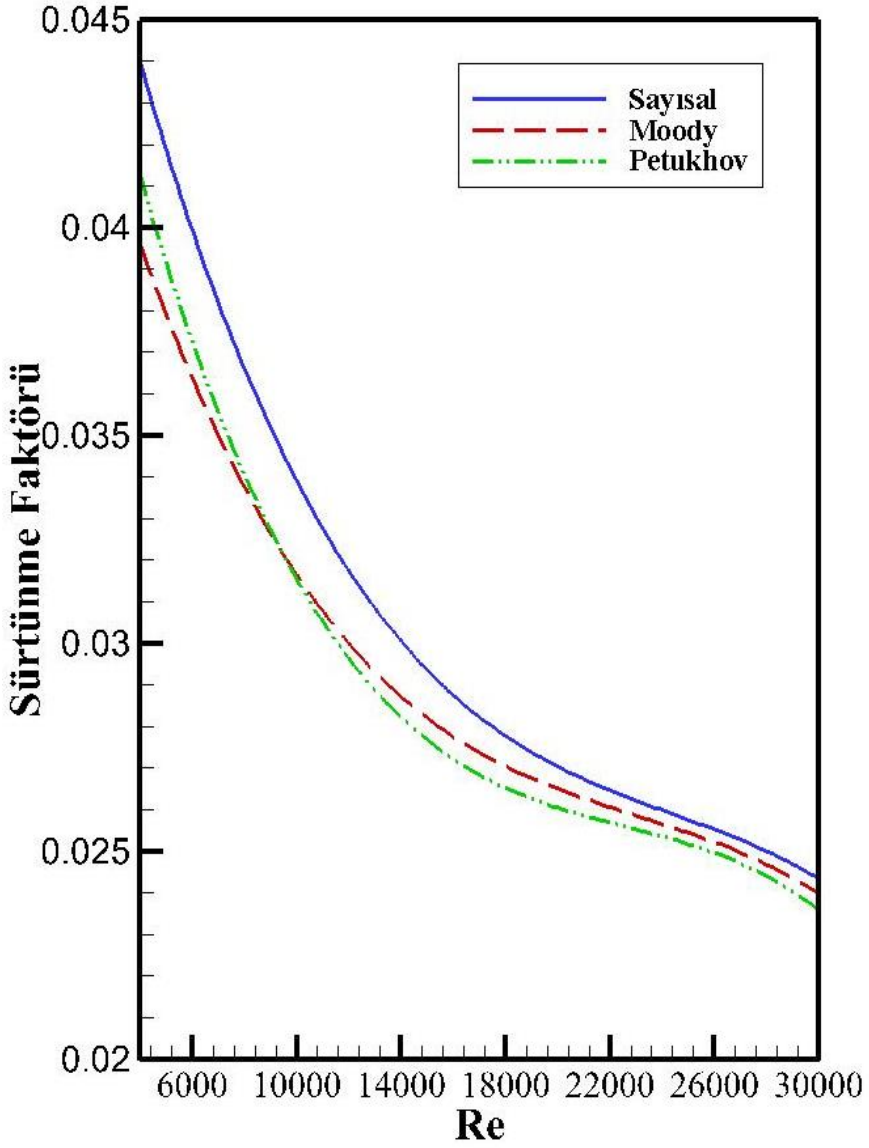
$f=(0.79InRe-1.64)^{-2}$ için $3000 \leq Re \leq 5x10^6$ (6.17)

Şekil 6.1'de Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre farklılaşması, sayısal ve ampirik ifadelere (Dittus-Boelter, Sieder Tate, Petukhov ve Gnielinski) göre verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi, Reynolds ve Nusselt sayıları kendi aralarında uyumlu olduğu anlaşılmaktadır. Yani Reynolds sayısının artmasına bağlı olarak, Nusselt sayısı da artmıştır. Sayısal analiz ve Dittus-Boelter ifadesinden elde edilen sonuçların kendi aralarında uyumlu olduğu görülürken, diğer bağıntılarla (Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski) paralellik göstermektedir.



Şekil 6.1. Boş boruda sayısal ve ampirik Nusselt sayılarının karşılaştırılması

Basınç düşüşleri temel alınarak sayısal sonuçlar için (Eş. 6.7) kullanılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Tam gelişmiş koşullar altında ve sürekli rejim durumunda düz boruda ampirik ifade olarak kullanılan Moody (Eş. 6.15) ve Petukhov (Eş. 6.17) denklemlerinden hesaplanan sürtünme faktörleriyle, sayısal basınç değerlerine göre hesaplanan sürtünme faktörü değerleri Şekil 6.2'de verilmiştir. Sayısal neticelerin, Moody diyagramı ve Petukhov denklemi ile elde edilen değerler ile uyum içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 6.2. Boş boruda sayısal ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması

7.BULGULAR

7.1. Farklı Geometrilerdeki Türbülatörler İçin Elde Edilen Sonuçların İncelenmesi

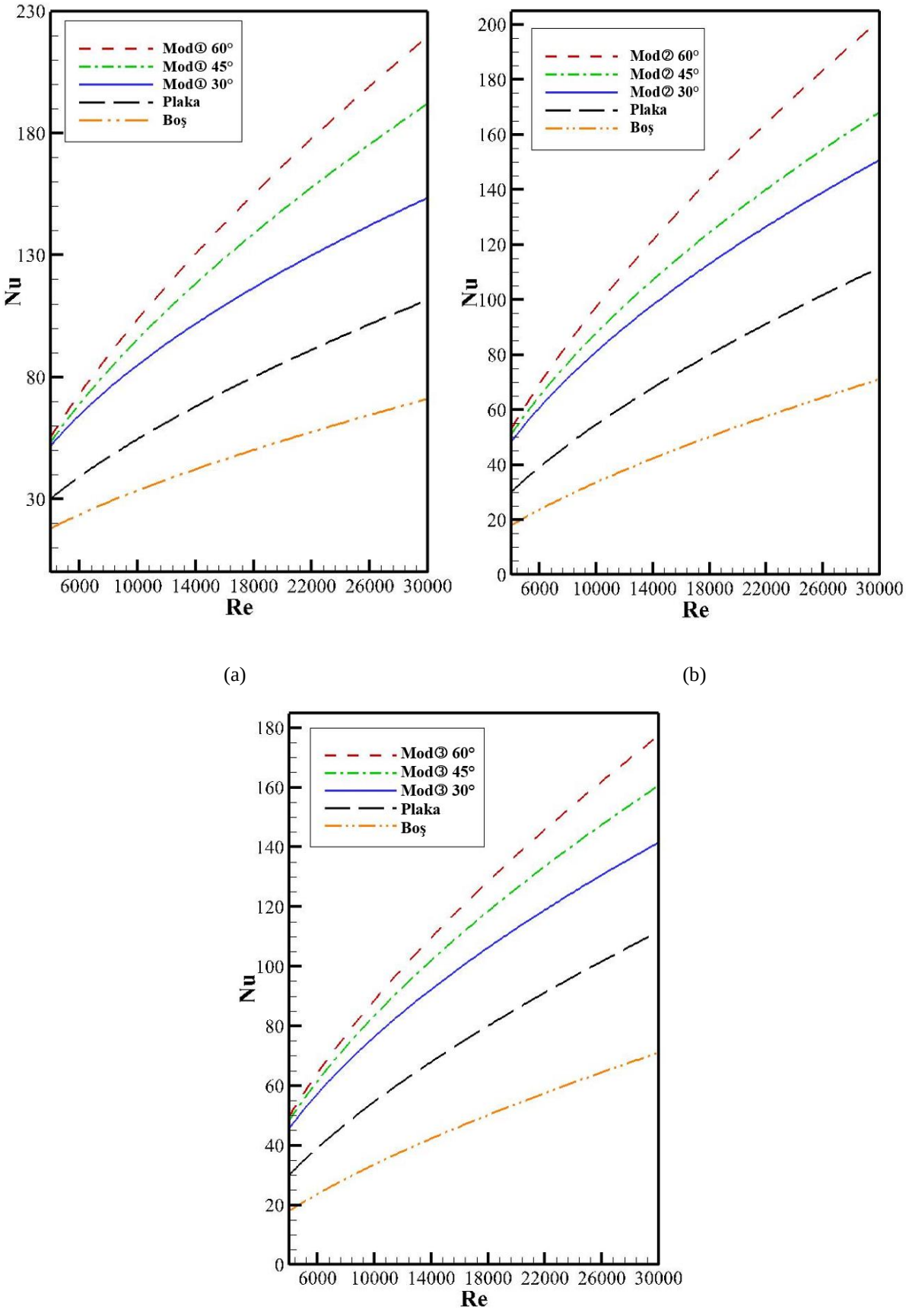
Boş ve türbülatör yerleştirilmiş ısı eşanjörlerinin her biri üç boyutlu modellenerek sayısal neticeler elde edilmiştir. Bu neticeleri elde etmek amacıyla ısı transfer özelliklerini irdeleyebilmek için CFD kod programından faydalanılmıştır.

Sayısal modelde analiz işlemleri Reynolds sayısının 4000 –30000 aralığında yapılmıştır. Sayısal çalışmada, düz plaka ile düz plakanın üzerine açılan farklı kanatçık açılarına (30°,45°,60°) ve farklı adımlara (37.5 mm, 50 mm, 62.5 mm) sahip birbirinden farklı on türbülatör modellenerek çalışma alanı sayısal analizde genişletilmiştir. Yapılan çalışmada her türbülatör adımı, farklı bir türbülatör açısı ile kombinasyon kurulmuştur.

Şekil 7.1'de görüldüğü gibi türbülatörlerde adım mesafesinin azalmasıyla birlikte, Nusselt sayısı artmaktadır. Nusselt sayısının artmasının sebeplerinden biri adım küçüldüğü için havanın boru ekseni boyunca daha fazla dönüşlü akış oluşturduğundan daha fazla ısıl iyileştirme sağladığı görülmektedir. Adım mesafesini değişimi ile birlikte ısıl iyileştirmenin en fazla Mod① 60° türbülatörün de en az ise Mod③ 30° türbülatörün de gerçekleştiği görülmektedir. Fakat çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için ısıl iyileştirme en az düz plakada olmaktadır. Ayrıca Nusselt sayısı Reynolds sayısına bağlı olarak paralel bir şekilde artmıştır.

Şekil 7.2'de görüldüğü gibi kullanılan türbülatörlerin tamamında ısıl iyileşme sağlandığı görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel bir şekilde Nusselt sayısı artmaktadır. Isı transfer değerini artıran türbülatörlerin kanatçık açısının artması ile Nusselt sayısının arttığı, kanatçık açısının azalması ile de Nusselt sayısının azaldığı gözlemlenmiştir. Kanatçık açı değerlerinin değişimi ile birlikte ısıl iyileştirmenin en fazla Mod① 60° türbülatörün de en az ise Mod③ 30° türbülatörün de gerçekleştiği tespit edilmiştir. Fakat çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için ısıl iyileştirme en az düz plakada olmaktadır.

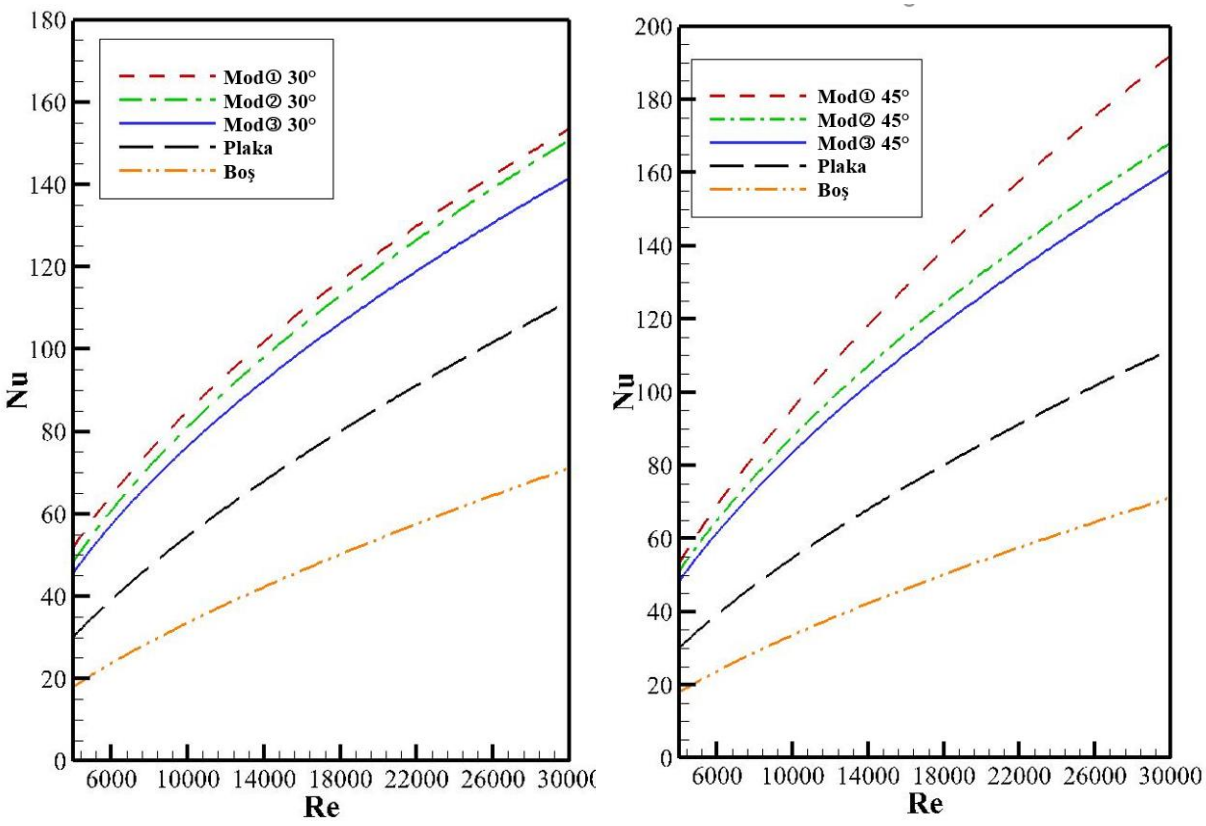
Şekil 7.1 ve Şekil 7.2'de görüldüğü gibi ısı değiştirici içine yerleştirilen türbülatörlerin tamamı için ısı transfer iyileşmesi, boş boruya göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.



(a) (b)

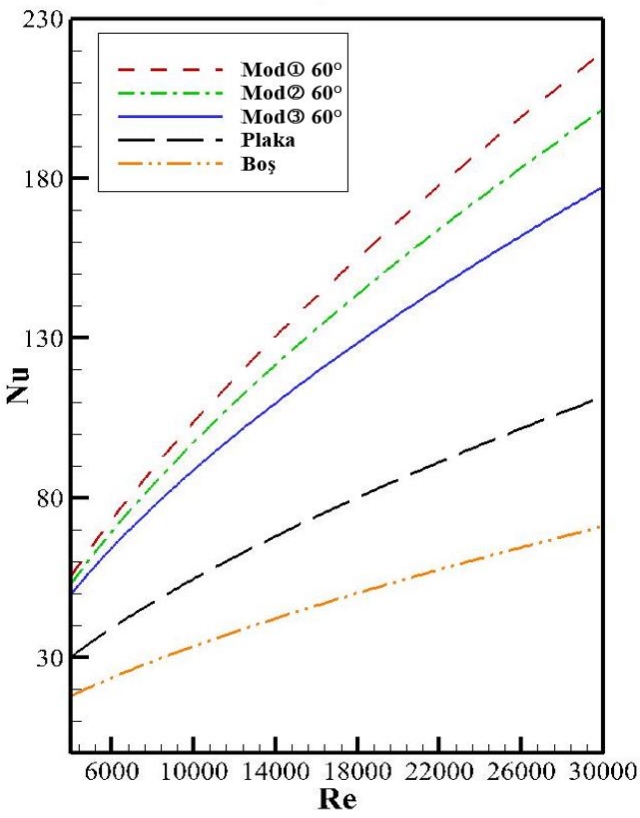
(c)

Şekil 7.1. Adımları birbirinden farklı türbülatörlerin Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre analizleri



(a)

(b)



(c)

Şekil 7.2.Açıları birbirinden farklı türbülatörlerin Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre analizleri

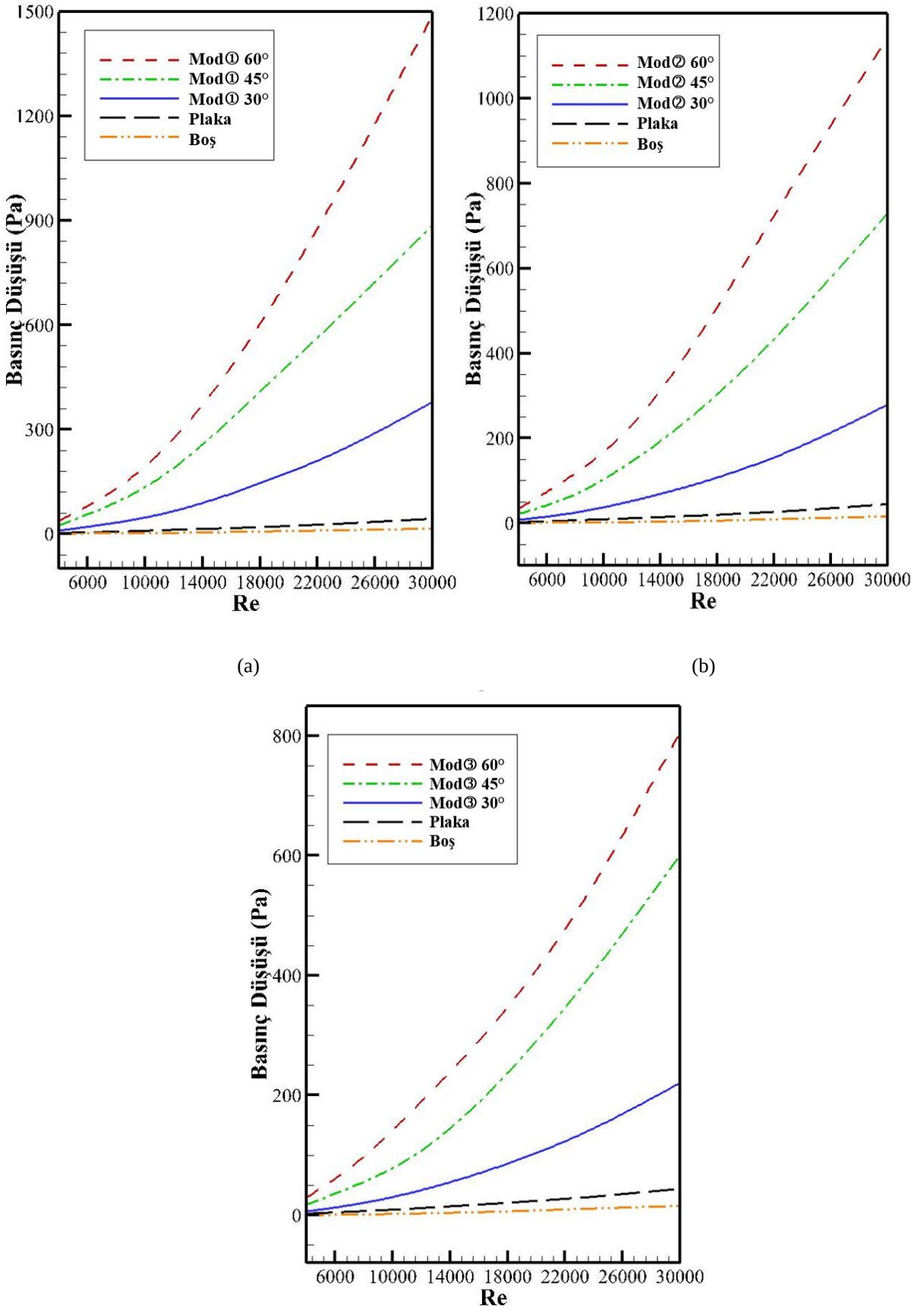
Şekil 7.3'de basınç düşüşü grafiklerinde de anlaşıldığı gibi türbülatörde adım mesafesinin azalmasıyla birlikte, basınç düşüşleri de artmaktadır. Boş ısı değiştiriciye oranla, kanatçık adımlarının küçülmesi ile birlikte basınç düşüşünün en fazla Mod① 60° türbülatörün de en az ise Mod③ 30° türbülatörün de gerçekleştiği görülmektedir. Fakat çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için en az basınç düşüşünün ise düz plakada olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca Basınç düşüşü Reynolds sayısına bağlı olarak paralel bir şekilde artmıştır.

Şekil 7.4'de görüldüğü gibi türbülatörlerin kanatçık açı değerleri artıkça basınç düşüşleride artmaktadır. Bunun sebebi ise türbülatörlü ısı değiştiricilerinde boru içerisindeki direnç fazlalaştıkça basınç kaybı boş boruya göre artmıştır. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel bir şekilde basınç düşüşleri de artmaktadır.

Sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimleri boş ve türbülatörlü ısı değiştirici durumları için Şekil 7.5 ve Şekil 7.6'da verilmiştir. Türbülatörler akış ortamında direnç oluşturduğu için boş boruya kıyasla sürtünme faktörleri de artmaktadır. Şekilden de görüldüğü üzere sürtünme faktörü değerleri türbülatörler de adım mesafesinin küçülmesiyle artmaktadır. Ayrıca türbülatörlerin açı değeri büyüdükçe akış ortamında direnç oluşturacağından sürtünme faktörü değerleri artmaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla da sürtünme faktörü değerlerinin düştüğü görülmektedir. Isı değiştirici içine yerleştirilen türbülatörlerin tamamının sürtünme faktörü değerleri, boş ısı değiştiriciye göre daha yüksek çıkmıştır. Bu durum, türbülatörlerin ısı değiştiriciye yerleştirilmesiyle basınç düşüşünü arttırmasından kaynaklanmaktadır. Sürtünme faktörünün en fazla Mod① 60° türbülatörün de en az ise Mod③ 30° türbülatörün de gerçekleştiği görülmektedir. Fakat çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için sürtünme faktörünün en az düz plakada olduğu tespit edilmiştir.

Sabit pompalama gücünde ısı geçiş katsayılarının Nu sayısına göre değişimleri Şekil 7.7 ve Şekil 7.8'de verilmiştir. Şekil 7.7.'de görüldüğü gibi adım farkının en az olduğu türbülatörün kullanılması durumunda Nusselt sayısının en yüksek olduğu görülmektedir. Nusselt sayısı Reynolds sayısına bağlı olarak paralel bir şekilde artmıştır. Çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için Nu sayısının arttışı en fazla Mod① 60° türbülatöründe en az artışın ise düz plakada olduğu tespit edilmiştir.

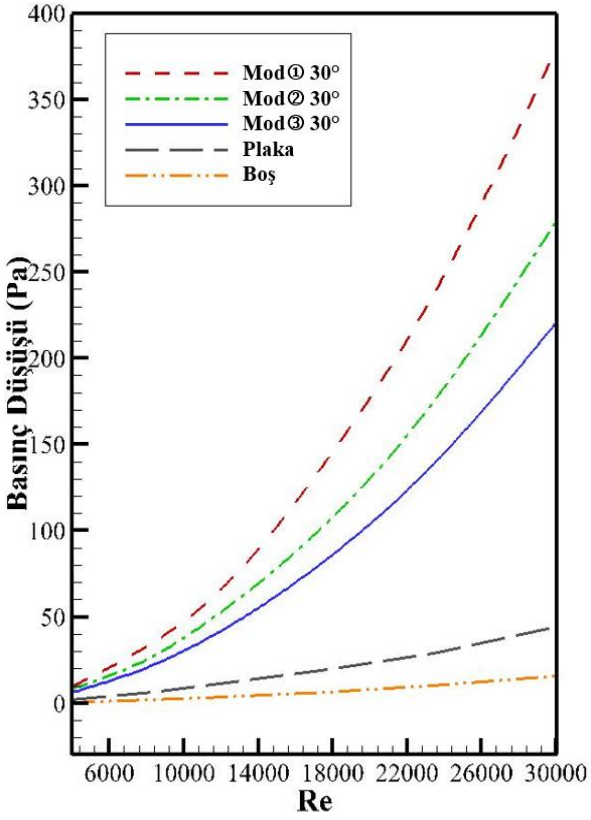
Şekil 7.8.'de görüldüğü gibi Nusselt sayısı Reynolds sayısına bağlı olarak paralel bir şekilde artmıştır. Kanatçık açısının artması ile Nusselt sayısının arttığı, kanatçık açısının azalması ile de Nusselt sayısının azaldığı gözlemlenmiştir.



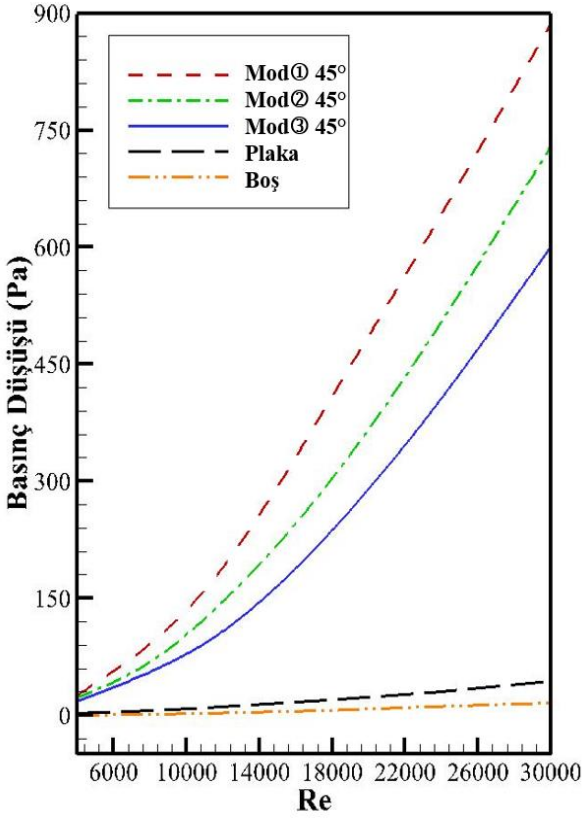
(a) (b)

(c)

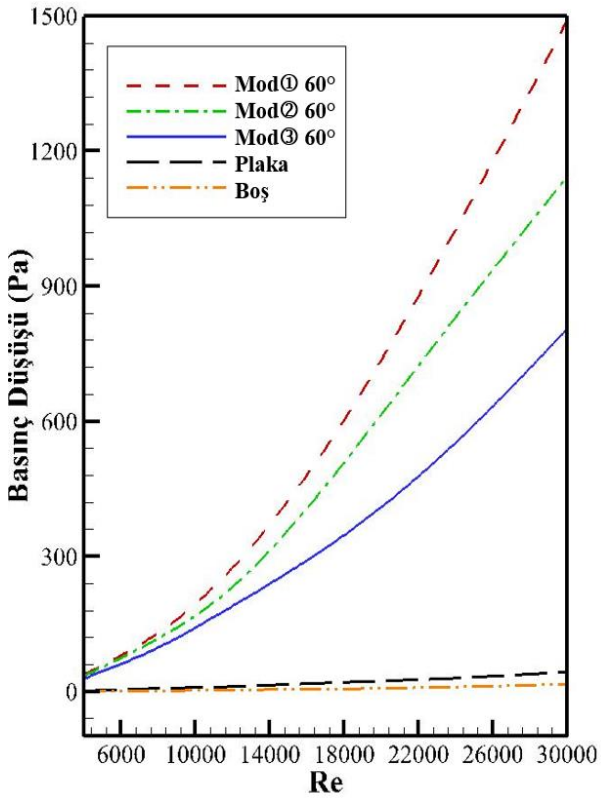
Şekil 7.3. Adımları birbirinden farklı türbülatörlerin basınç değişimlerinin Re sayısına göre analizleri



(a)

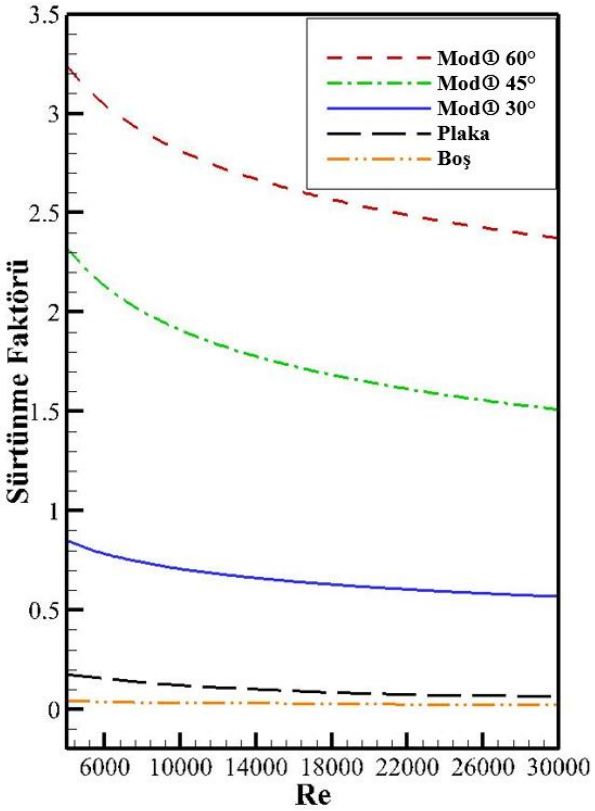


(b)

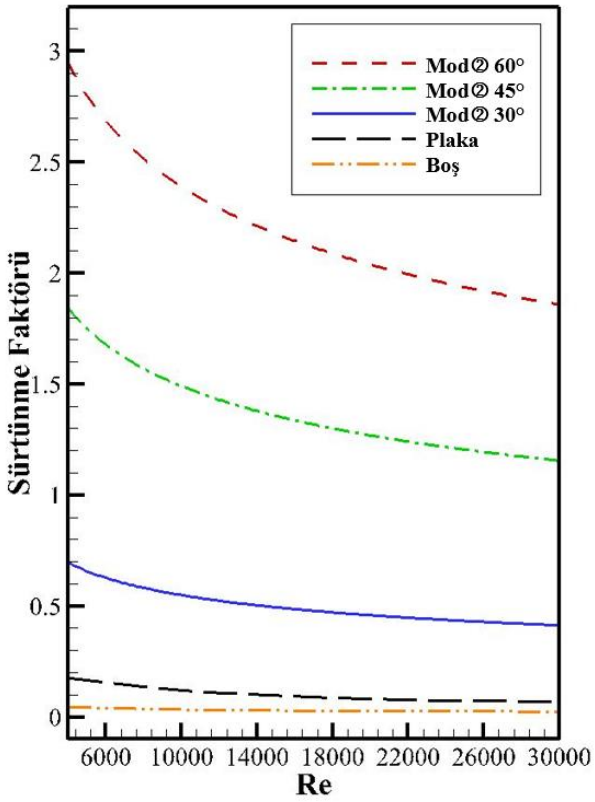


(c)

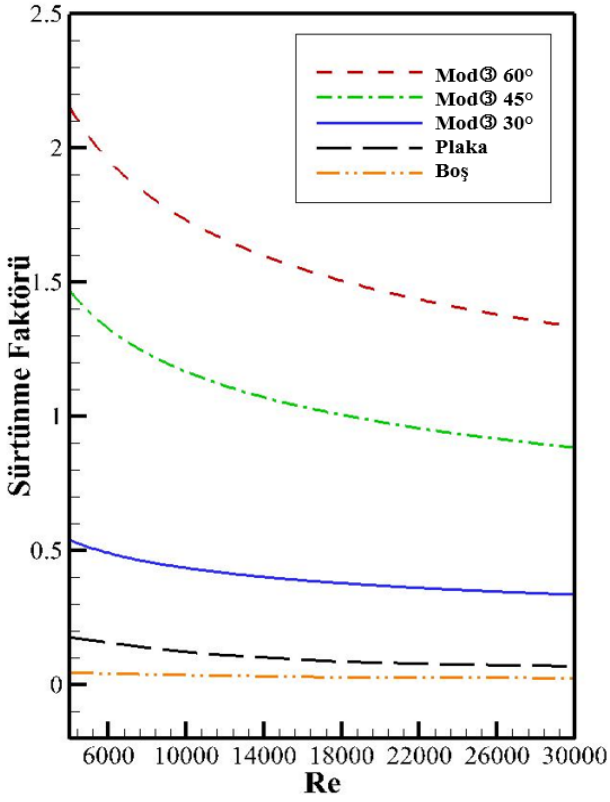
Şekil 7.4.Açıları birbirinden farklı türbülatörlerin basınç değişimlerinin Re sayısına göre analizleri



(a)

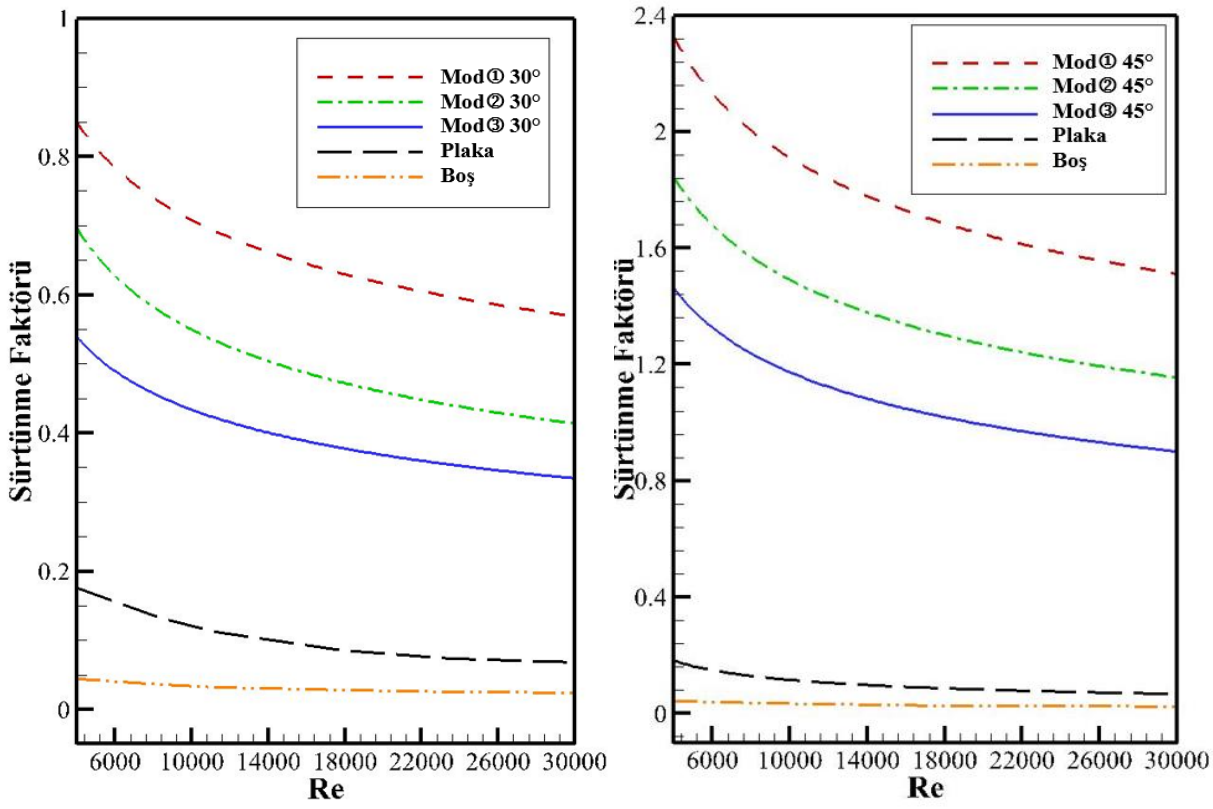


(b)



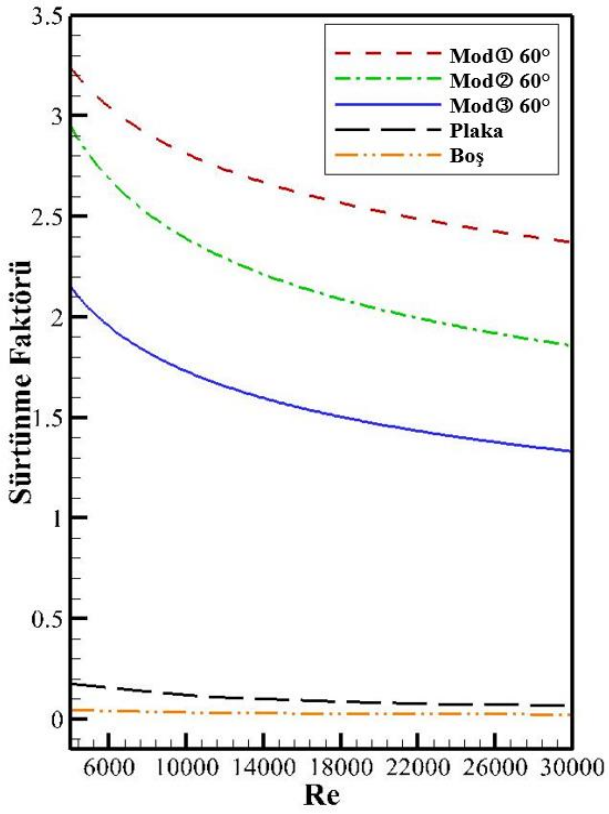
(c)

Şekil 7.5. Adımları birbirinden farklı türbülatörlerin sürtünme faktörlerinin Re sayısına göre analizleri



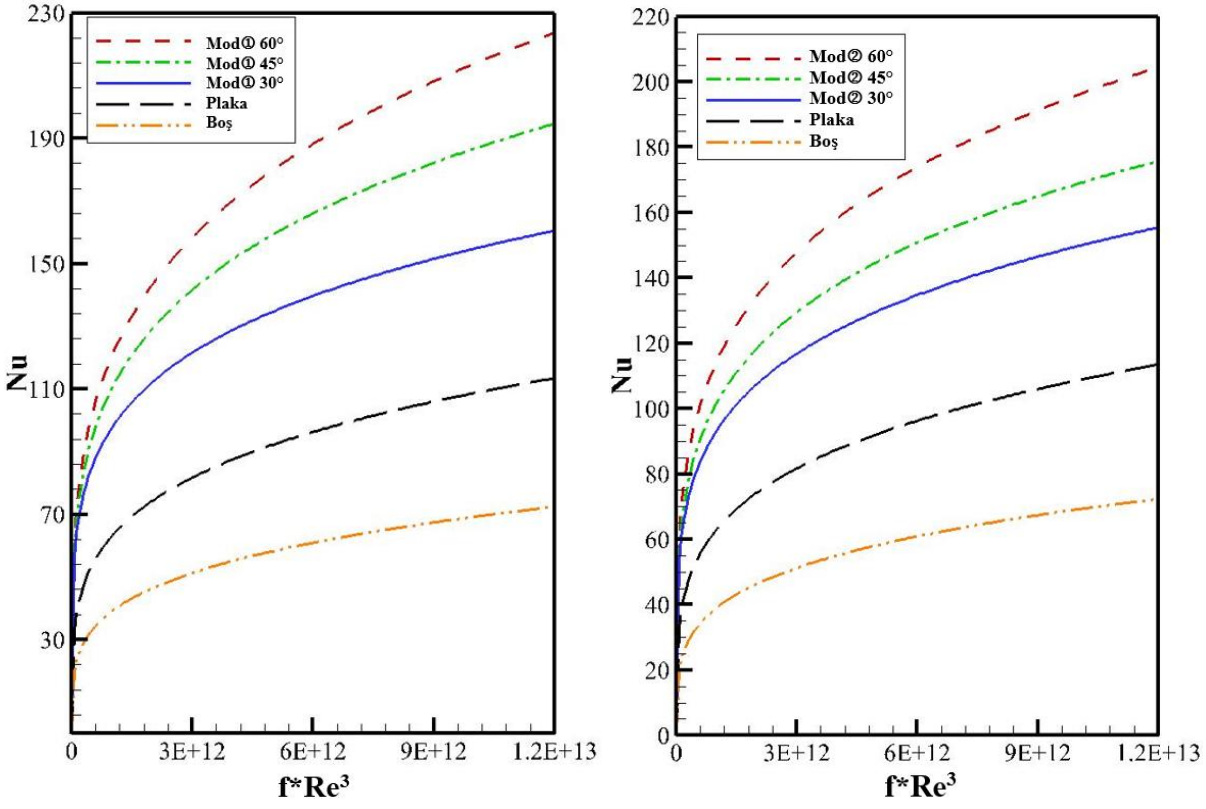
(a)

(b)



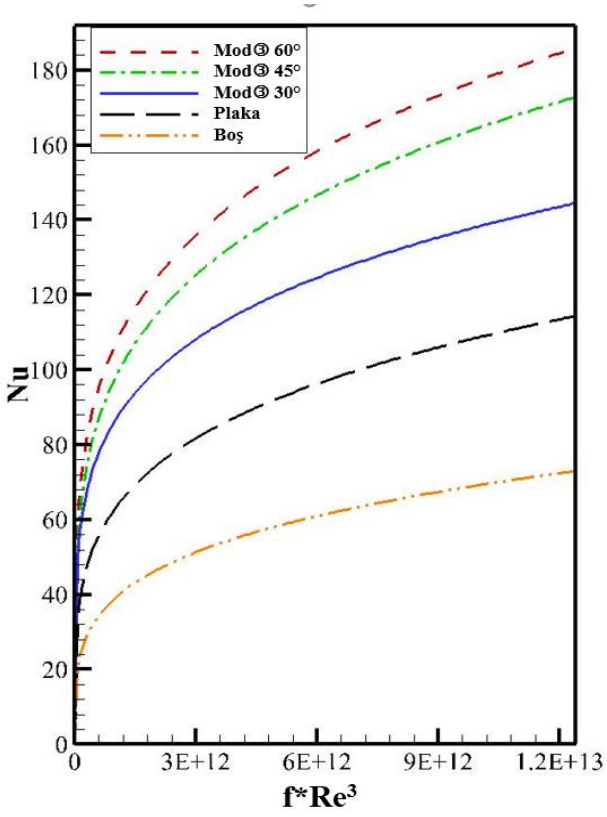
(c)

Şekil 7.6. Açıları birbirinden farklı türbülatörlerin sürtünme faktörlerinin Re sayısına göre analizleri



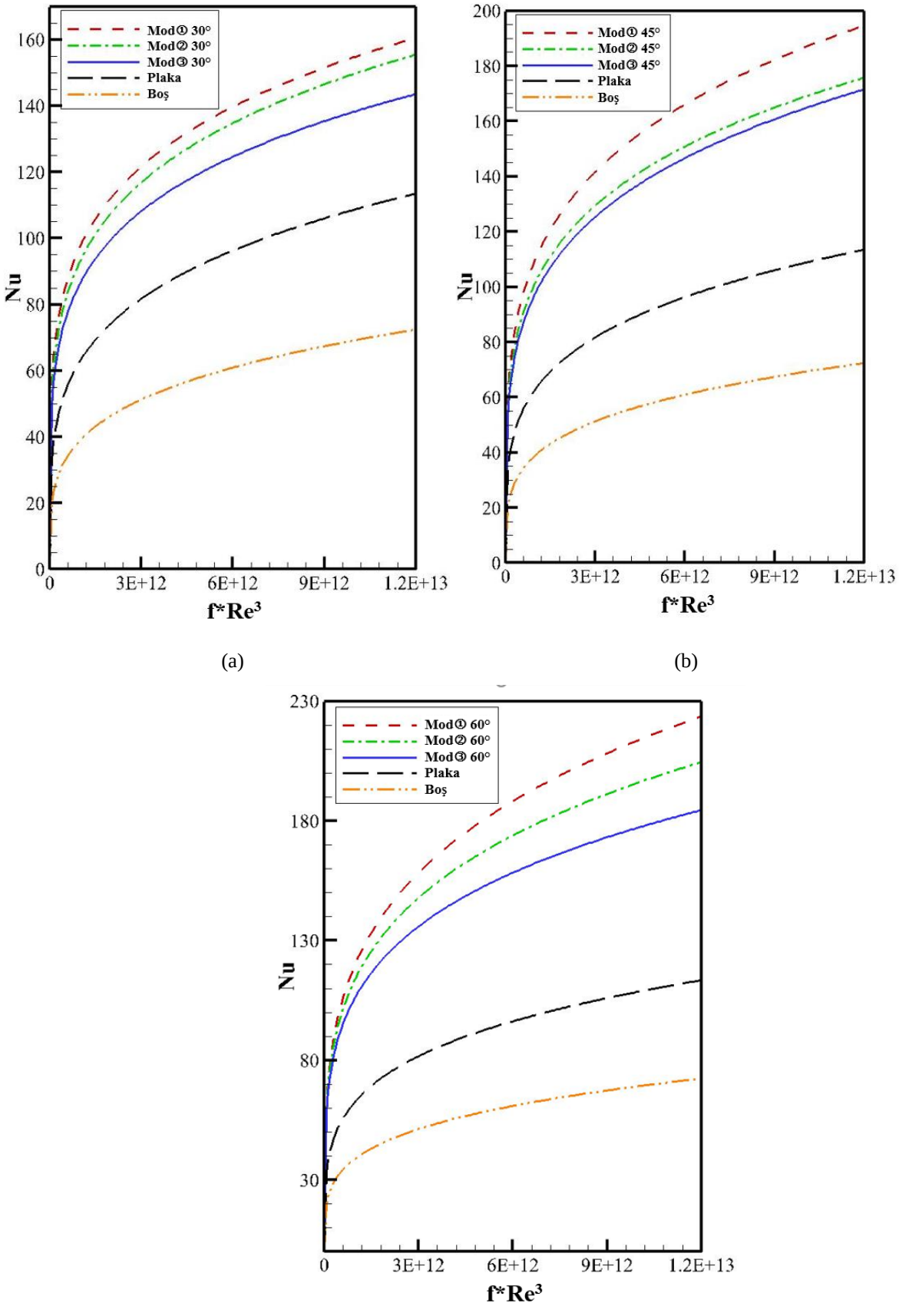
(a)

(b)



(c)

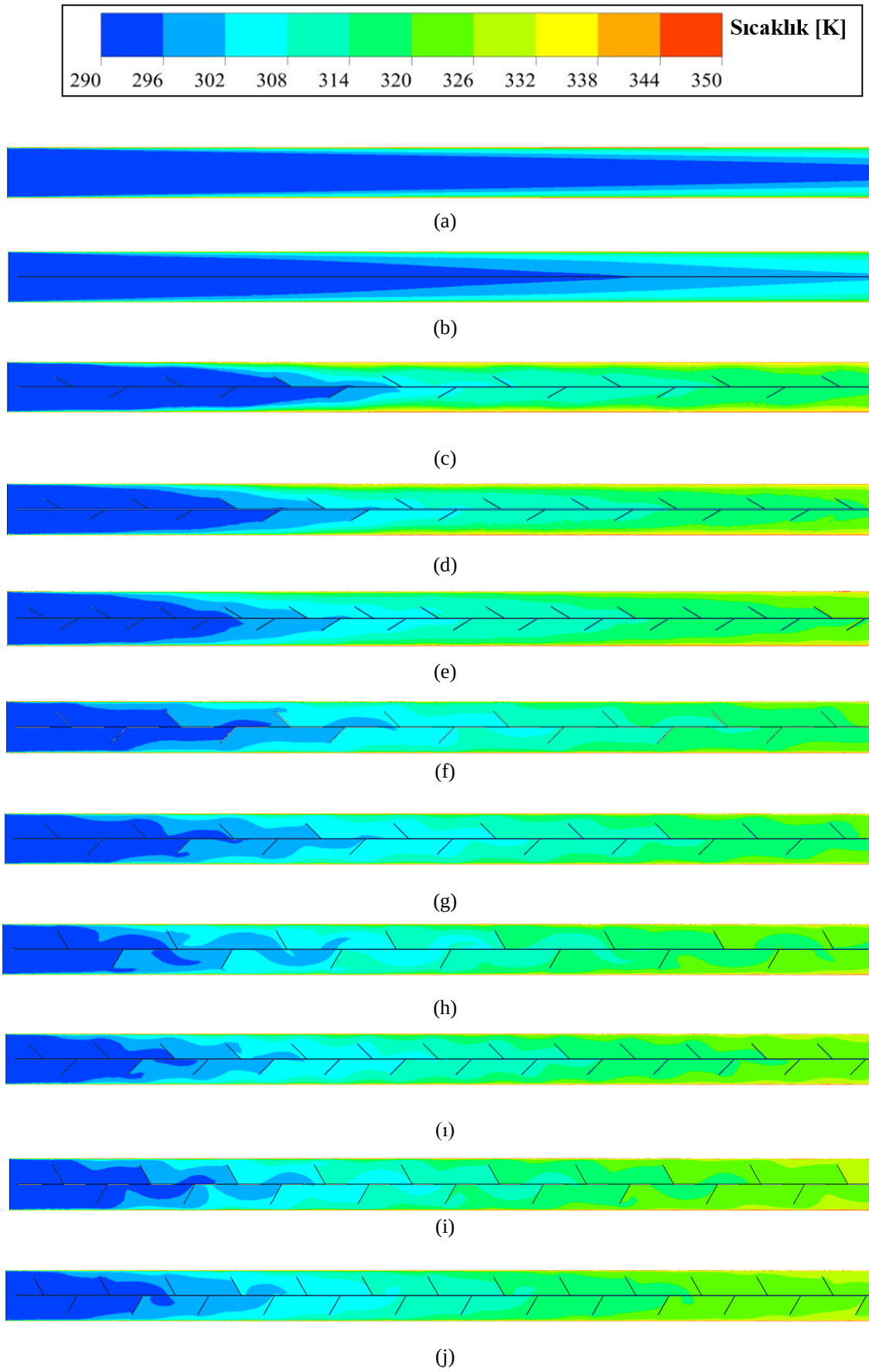
Şekil 7.7. Adımları birbirinden farklı türbülatörlerin sabit pompalama gücünde boş boru ve türbülatörlü borudan elde edilen Nu sayılarının kıyaslanması



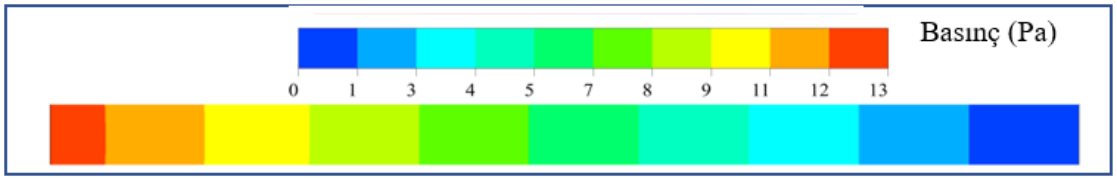
(a) (b)

(c)

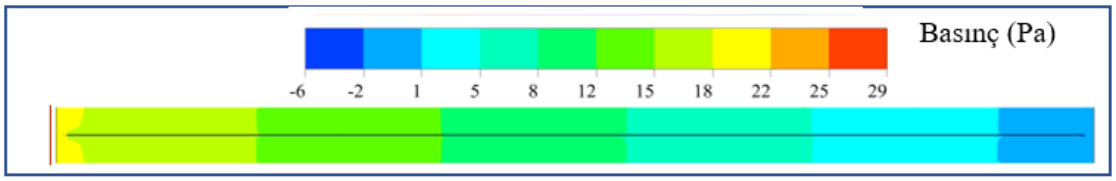
Şekil 7.8. Açıları birbirinden farklı türbülatörlerin sabit pompalama gücünde boş boru ve türbülatörlü borudan elde edilen Nu sayılarının kıyaslanması



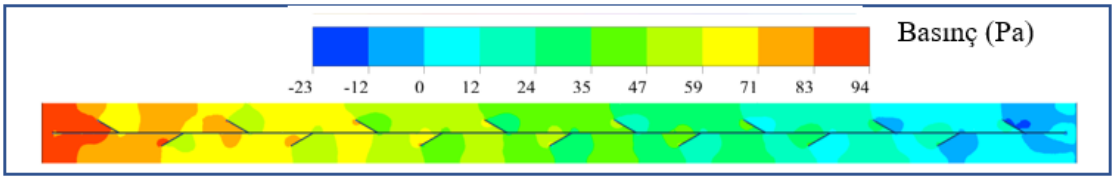
Şekil 7.9 Re = 17000'de ısı değiştiricide r-z düzleminde sıcaklık dağılımları
a) Boş b) Plaka c) Mod③ 30°d) Mod② 30°e) Mod① 30° f) Mod③ 45 g) Mod② 45°
h) Mod③ 60° ı) Mod① 45° i) Mod② 60° j) Mod① 60°



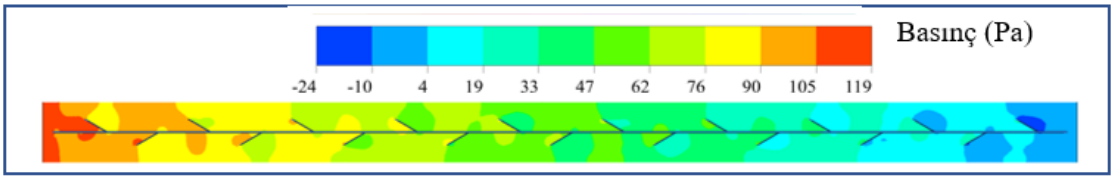
(a)



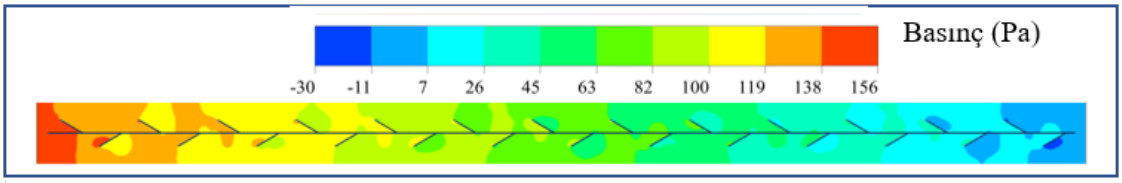
(b)



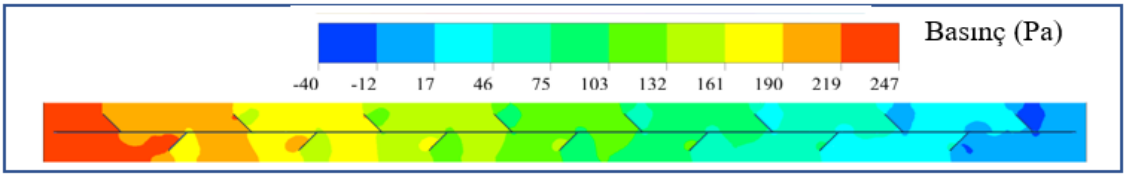
(c)



(d)

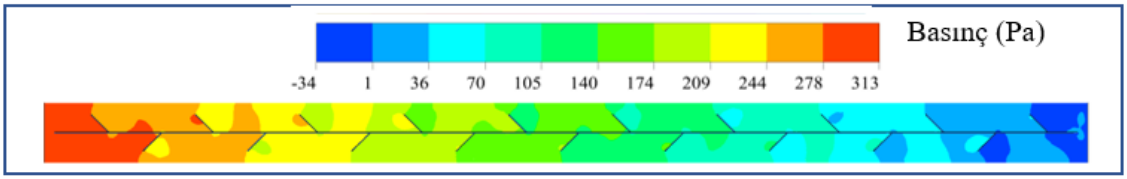


(e)

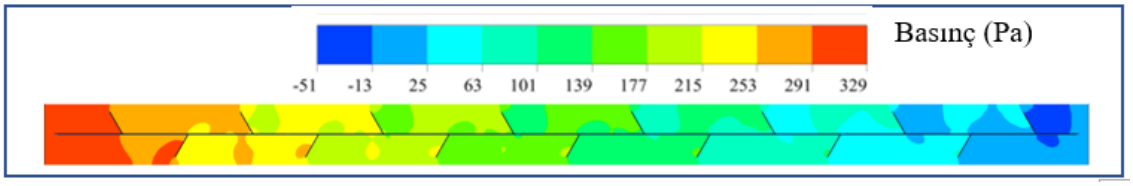


(f)

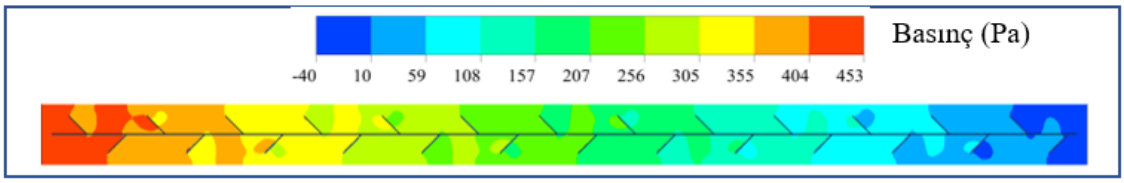
(devamı)



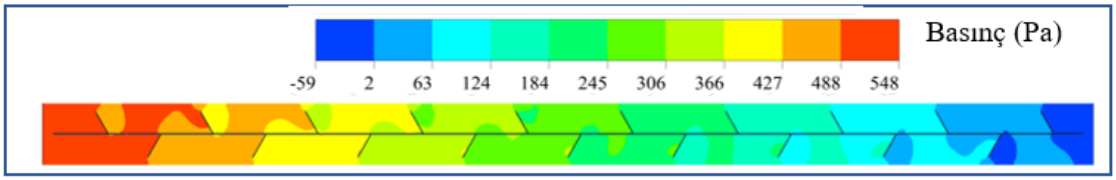
(g)



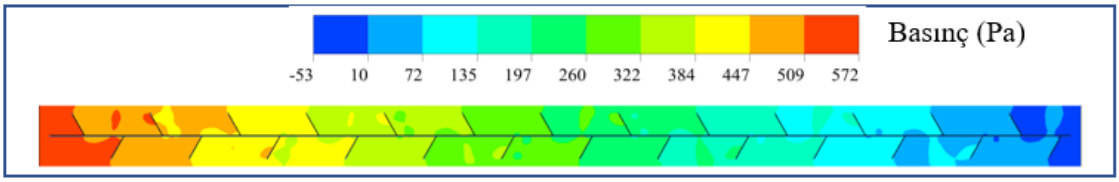
(h)



(ı)

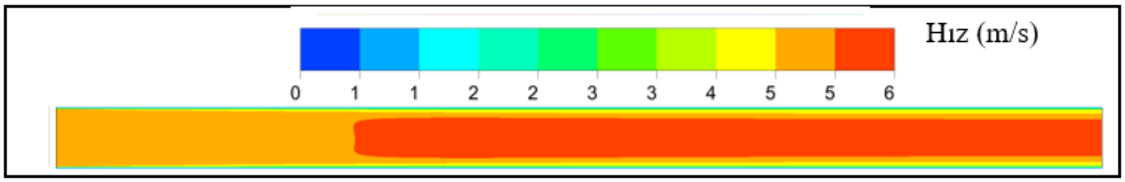


(i)

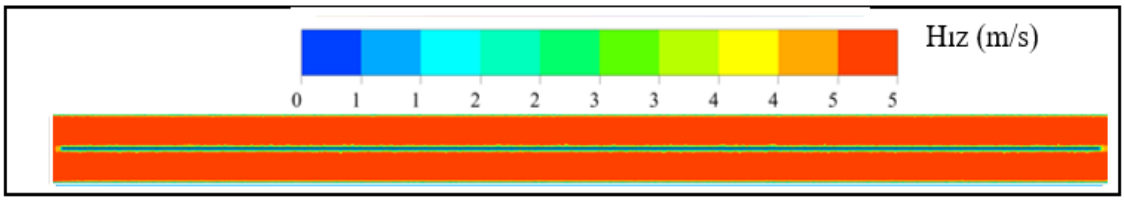


(j)

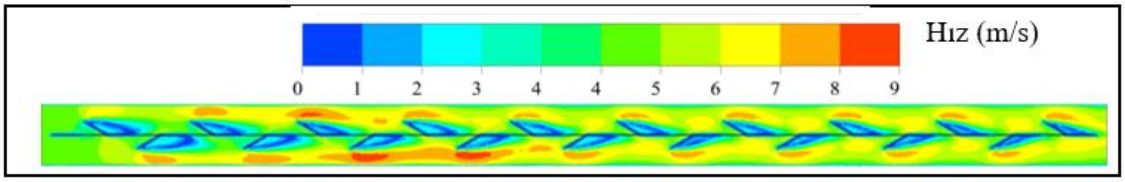
Şekil 7.10 Re = 17000'de ısı değiştiricide r-z düzleminde basınç dağılımları
a) Boş b) Plaka c) Mod③ 30° d) Mod② 30° e) Mod① 30° f) Mod③ 45° g) Mod② 45° h) Mod③ 60° ı) Mod① 45° i) Mod② 60° j) Mod① 60°



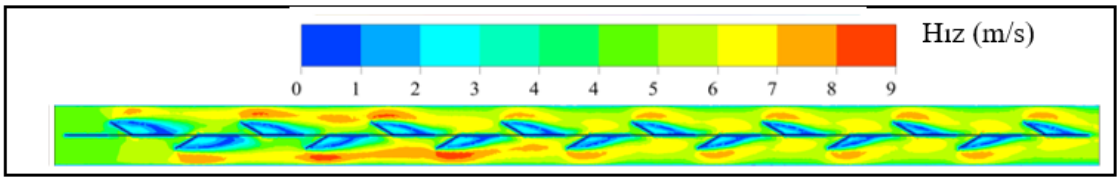
(a)



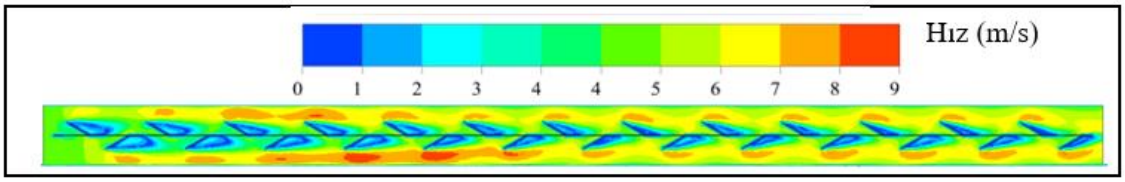
(b)



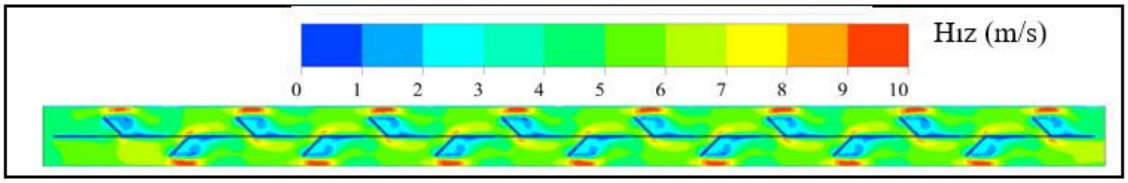
(c)



(d)

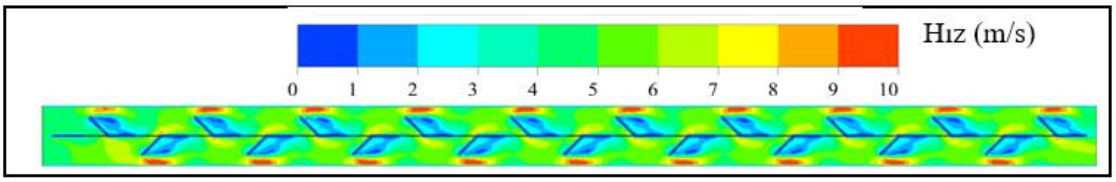


(e)

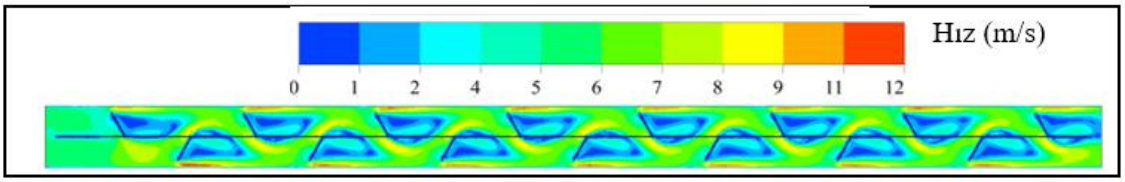


(f)

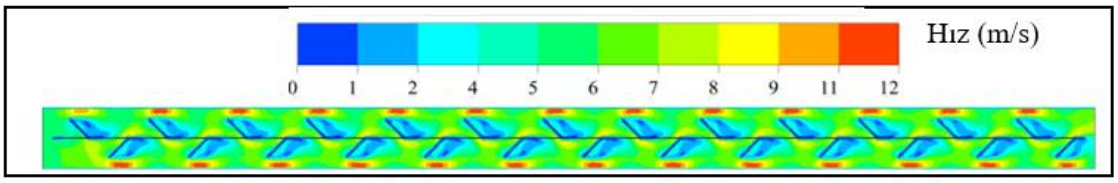
(devamı)



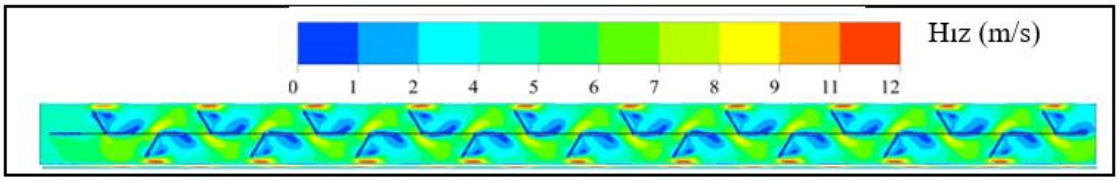
(g)



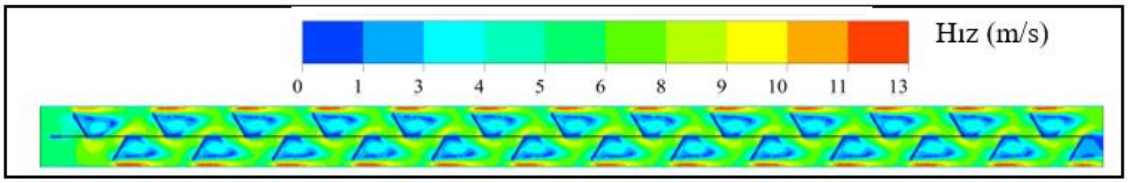
(h)



(ı)



(i)



(j)

Şekil 7.11 Re = 17000'de ısı değiştiricide r-z düzleminde hız dağılımları
a) Boş b) Plaka c) Mod③ 30° d) Mod② 30° e) Mod① 30° f) Mod③ 45° g) Mod② 45°
h) Mod③ 60° ı) Mod① 45° i) Mod② 60° j) Mod① 60°

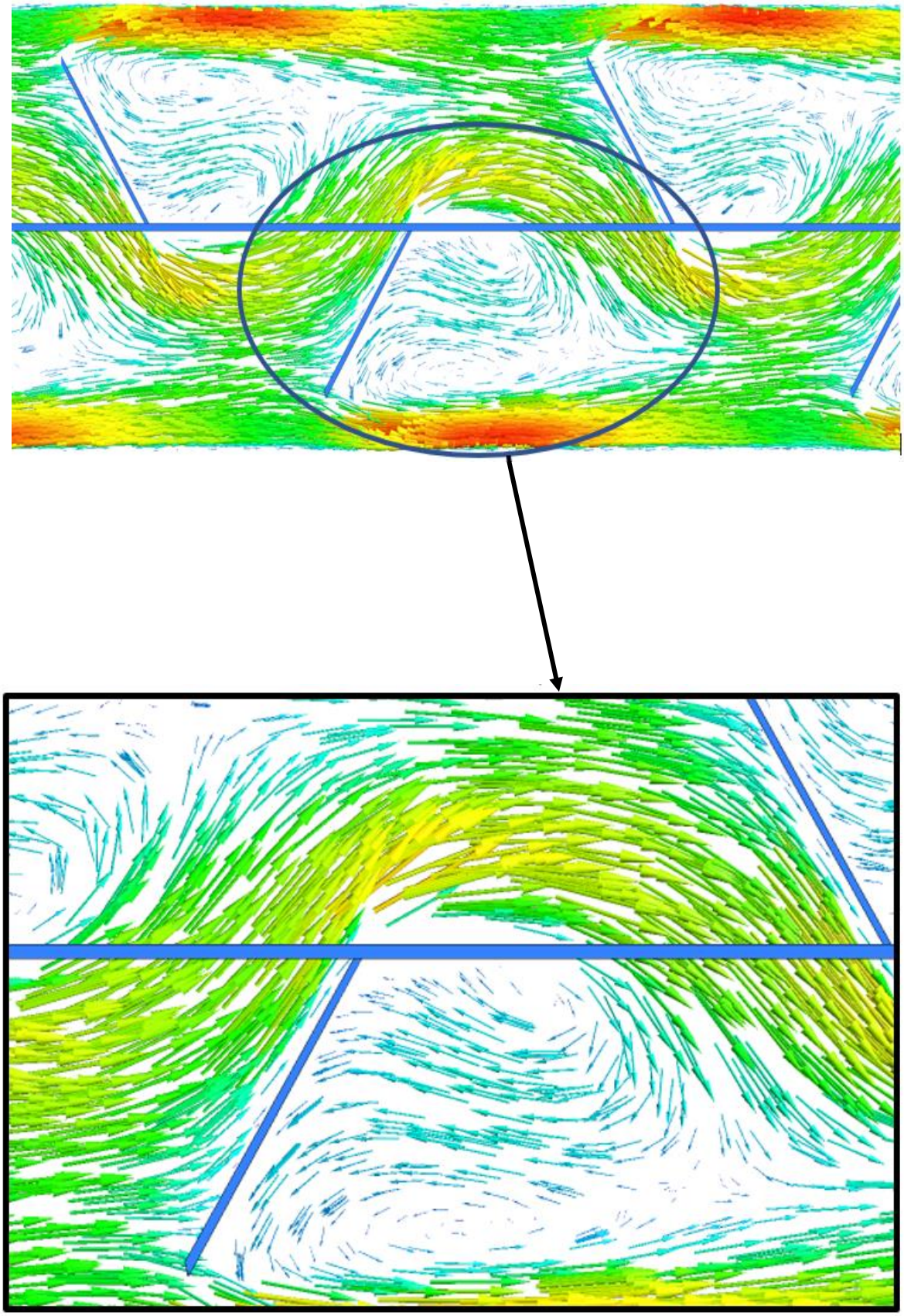
Üç boyutlu modelin Re~17000 değerinde boş boru ile farklı adım ve farklı kanatçık açılarına sahip türbülatörlerin ısı değiştirici içine yerleştirilip orta kısmından alınan sıcaklık dağılımları Şekil 7.9'da verilmiştir. Sıcaklık dağılımlarından anlaşıldığı gibi hava; ısı değiştirici girişinde sabit sıcaklıkta tam gelişmemiş akış formunda

girmekte daha sonra boru giriş bölgesinde tam gelişmiş forma dönüşmektedir. Borudaki dağılımlar türbülatörün adım mesafesi ve açı büyüklüğü ile değişmektedir. Isı değiştiricideki türbülatörlere ait adım mesafeleri küçüldükçe havanın giriş bölgesinden çıkış bölgesine doğru akışkan sıcaklığı artmaktadır. Aynı şekilde türbülatörlerin kanatçık açıları büyüdükçe giriş bölgesinden çıkış bölgesine doğru akışkan sıcaklığı artmaktadır. Kanat sayısı fazlalaştıkça sıcaklık artmaktadır. Yani türbülatörlerin adım mesafeleri kısaldıkça ve kanatçık açıları büyüdükçe daha fazla türbülans meydana getirip sınır tabakayı incelttiğinden daha fazla ısı aktarımı sağlanmaktadır.

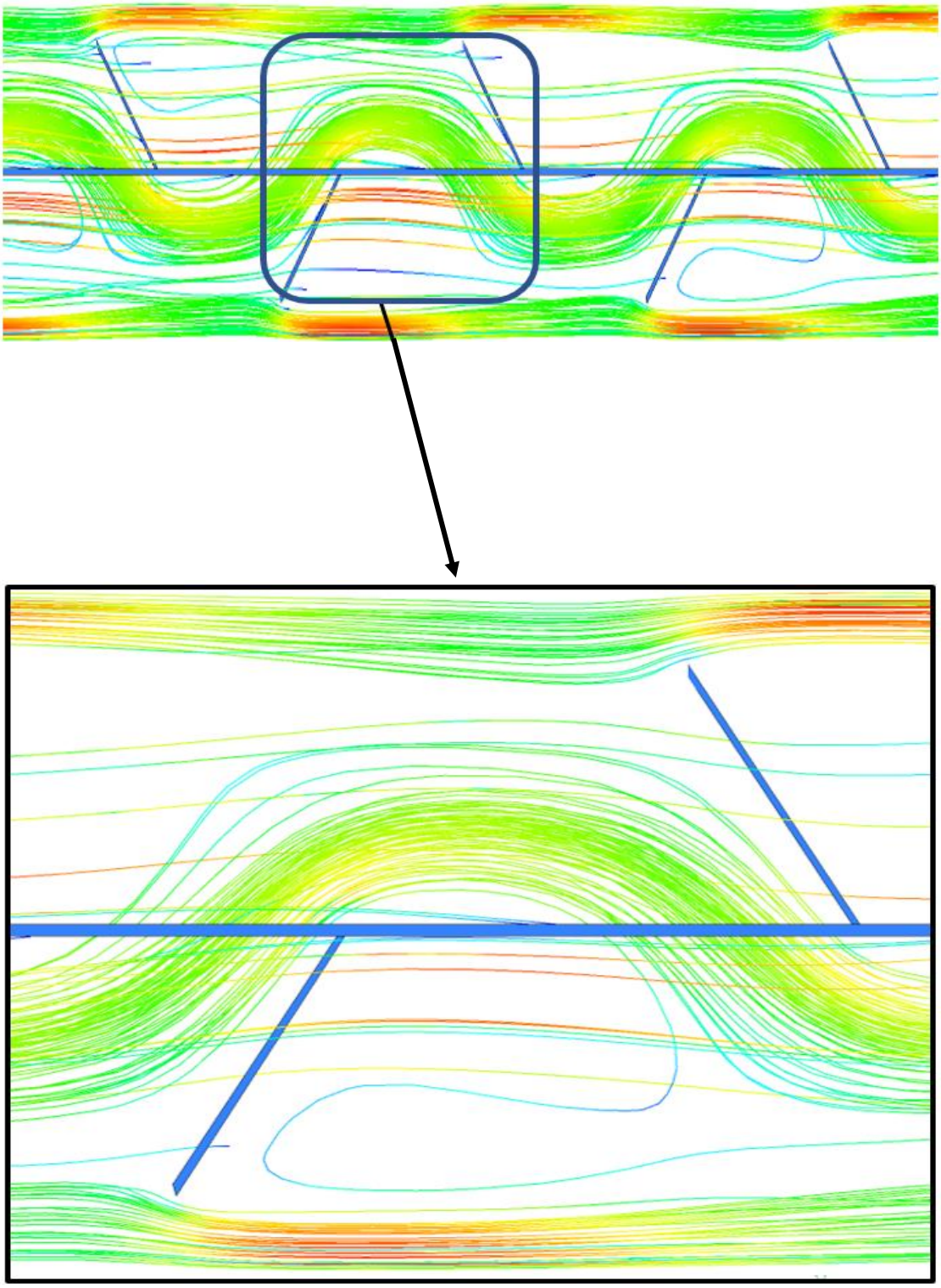
Şekil 7.10'de ise boş boru ile içine türbülatör bırakılmış ısı değiştiricilerinde boru girişi ile çıkış arasında meydana gelen basınç farkını (ΔP) göstermektedir. Boş boruda oluşan basınç düşümünün kademeli ve oldukça düşük olduğu görülmektedir. Türbülatörlü borularda basınç düşümünün boş boruya göre daha fazla olduğu görülmektedir. Basınç düşümünün adım ve açı değişim değerlerine göre en yüksek Mod① 60° türbülatörün de ve en düşük ise Mod③ 30° türbülatörün de gerçekleşmiştir. Fakat çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için basınç düşüşü en az düz plakada gerçekleşmiştir.

Şekil 7.11'de Reynolds sayısının yaklaşık 17000 değeri için üç boyutlu sayısal modelden eksenel alınan iki boyutlu hız dağılımları boş boru ile farklı adım ve farklı açılardaki türbülatörlü ısı değiştiriciler için verilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı üzere türbülatörün adım mesafesi küçüldükçe, türbülanslı akış artmakta bu da boru ekseni boyunca daha fazla girdap oluşmasına neden olmaktadır. Aynı şekilde türbülatör kanatçığının açısı büyüdükçe akış ortamında direnç oluşturmaktadır. Boru içindeki akışta en yüksek hız değerleri kanatçıkların uç noktasındaki bölgelerde meydana gelmektedir. Yapılan analizde adım ve açı değişim değerlerine göre en yüksek hız Mod① 60° türbülatörün de en düşük ise Mod③ 30° kanatçık açılı türbülatörde gerçekleşmektedir.

Isı eşanjörü girişinden çıkışına kadar türbülatörün etkisiyle dönüşlü akışlar meydana gelmiştir. Şekil 7.12'de görüldüğü gibi, hız vektör değerleri boru ekseni boyunca en yüksek değerlerde olduğu görülmüştür. Ayrıca türbülatör yerleştirilen eşanjörlerde boru ekseni boyunca dönüşlü akış ve girdapların meydana geldiği görülmüştür. En fazla türbülans akışın kanatçıkların arka yüzünde meydana geldiği tespit edilmiştir. Böylece türbülans artırılarak, ısı transfer iyileştirilmesi sağlanmıştır.

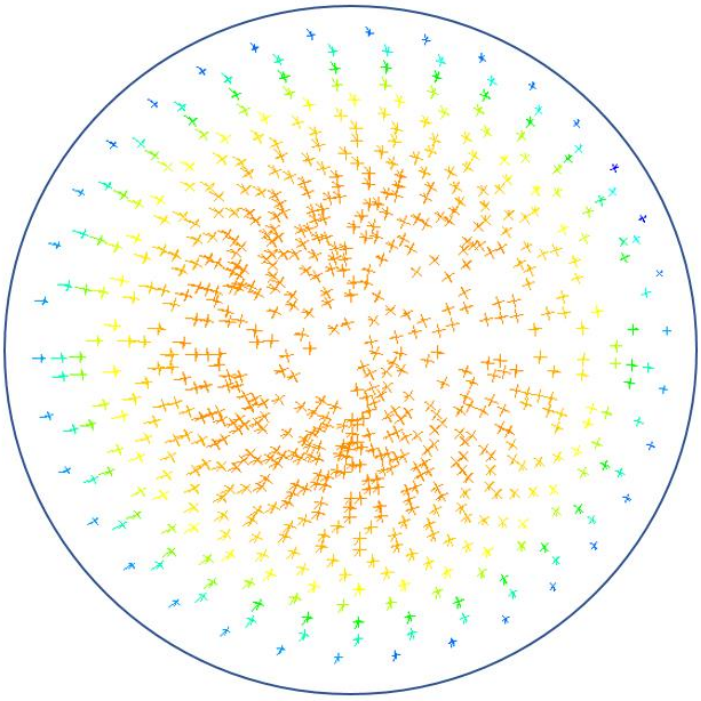


Şekil 7.12. Türbülatörlü ısı değiştiricideki hız vektörlerinin r-z düzleminde gösterimi

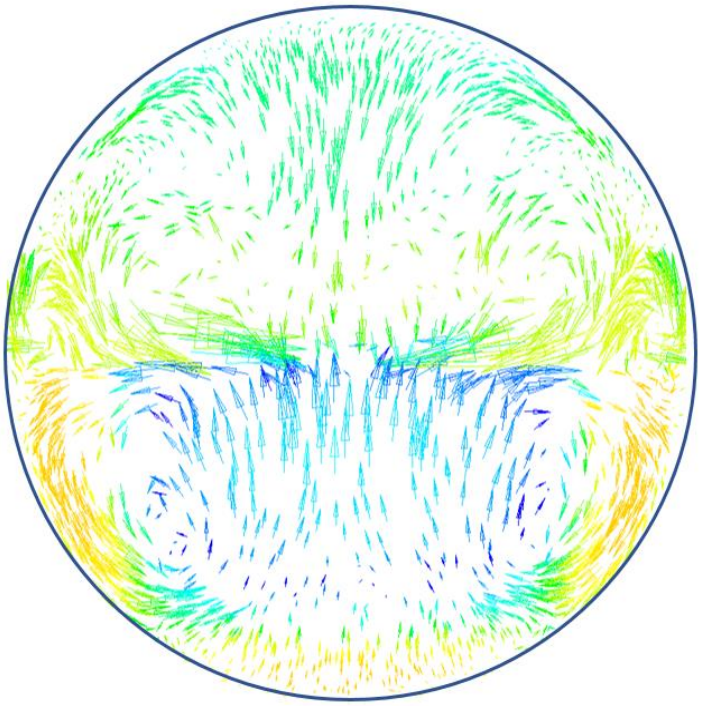


Şekil 7.13. Boru içindeki türbülatörlerin hız akım çizgilerinin gösterimi

Şekil 7.13’ de görüldüğü gibi türbülatör bölgesi boyunca oluşan akım çizgileri verilmiştir. Akım çizgileri türbülatör bölgesi boyunca dalgalı, dönüşlü ve sık olduğu görülmüştür.



Şekil 7.14. Boş ısı değiştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü

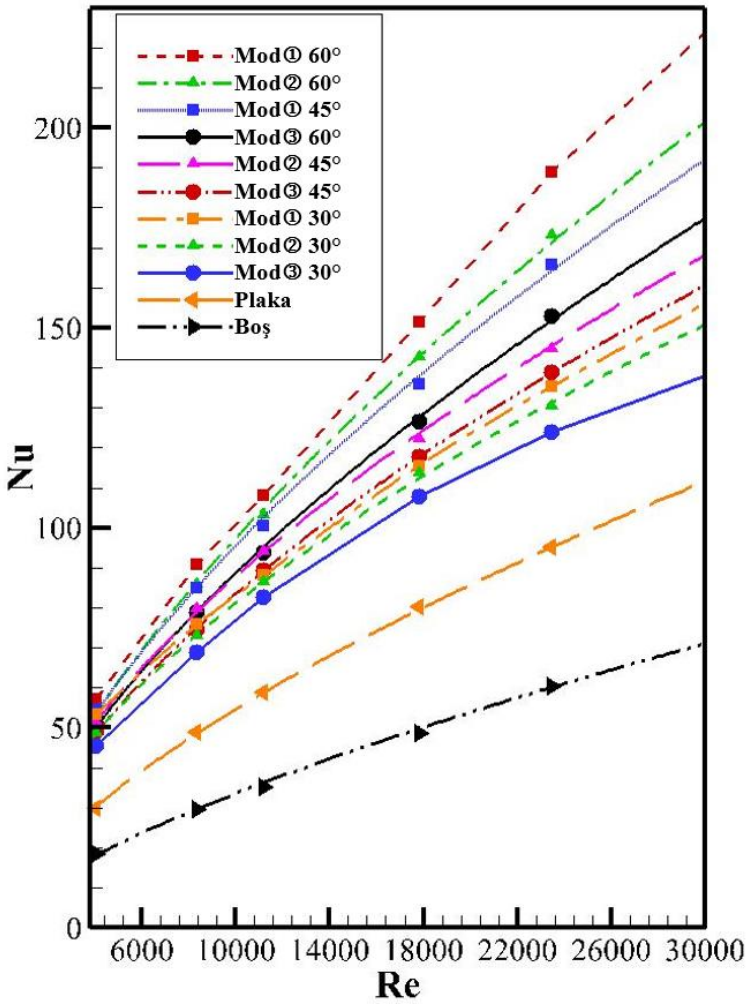


Şekil 7.15. Türbülatörlü ısı değiştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü

Şekil 7.14 ve Şekil 7.15' de FLUENT programından elde edilen hız vektörleri boş ve türbülatörlü ısı değiştirici için gösterilmiştir. Şekil 7.14'de görüldüğü gibi boş ısı değiştiricinin r-θ düzlemindeki hız vektörleri incelendiğinde düzgün dağılımlı olduğu

görülmüştür. Şekil 7.15'de ise türbülatörlü boruda r-θ düzlemindeki hız vektörleri incelendiğinde, türbülatörlerin etkisi ile boru satıhlarına yakın alanlarda sürtünmeden dolayı hız vektörleri daha düşük olduğu eksene yakın orta alanlarda ise hız vektörleri daha büyük olduğu görülmektedir.

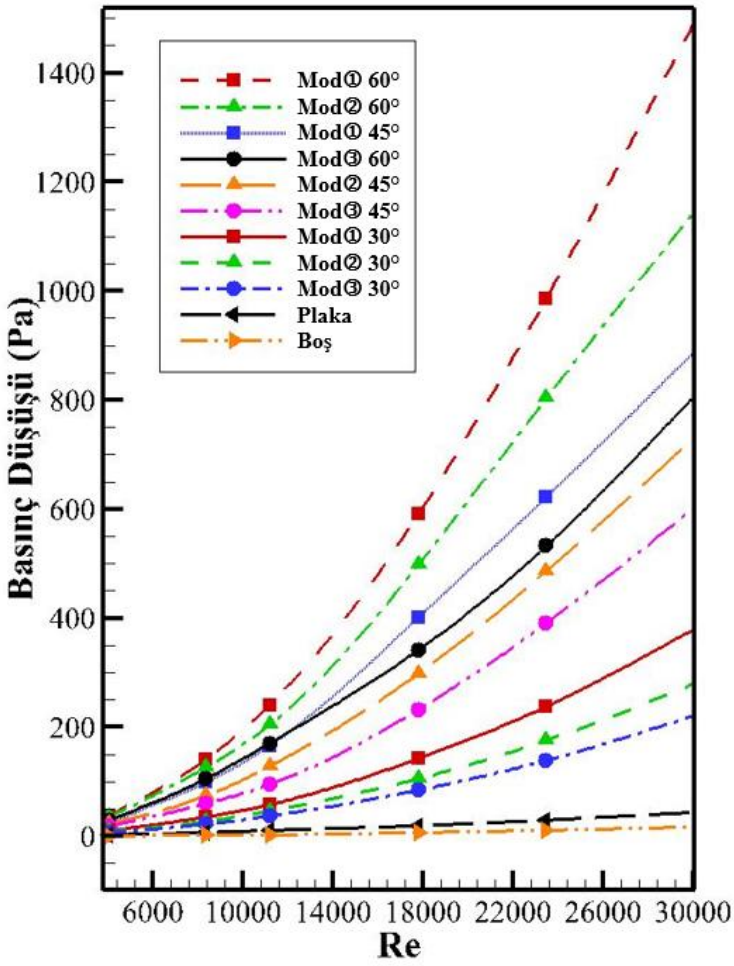
7.2. Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması



Şekil 7.16. Adım ve açıları birbirinden farklı türbülatörlerin Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre analizleri

Şekil 7.16'da görüldüğü gibi ısı transfer değerini artıran türbülatörlerin, adım mesafesi küçüldükçe ve açı değeri büyüdükçe Nusselt sayısı artmaktadır. Kanatçık açı değerleri küçüldükçe de Nusselt sayısı azalmaktadır. Kanat sayısı fazlalaştıkça Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Türbülatörlü borularda akım yolu uzadıkça ısı geçişinin arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca Nusselt sayısı Reynolds sayısına bağlı olarak paralel bir

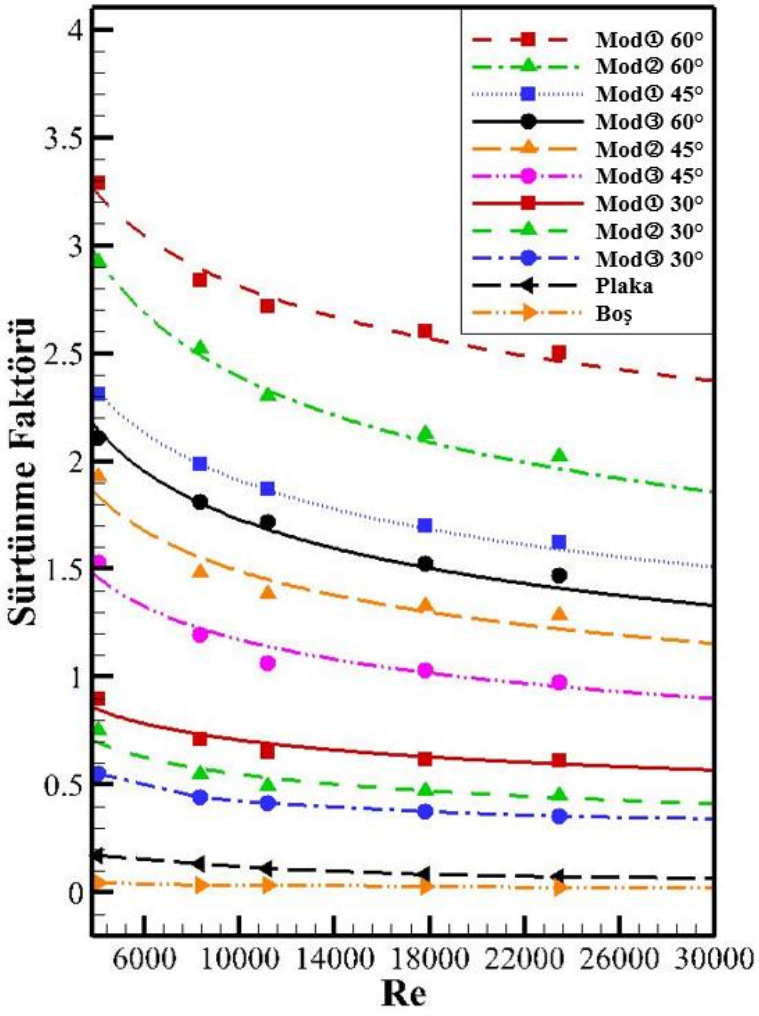
şekilde artmıştır. Mod① 60° türbülatöründe ısıl iyileşmenin en fazla olmasının nedeni hem açısının en büyük olması hem de adımının en küçük olmasıdır.



Şekil 7.17. Adım ve açıları birbirinden farklı türbülatörlerin basınç değişimlerinin Re sayısına göre analizleri

Yapılan analizler neticesinde elde edilen basınç düşüşleri Şekil 7.17'de verilmiştir. Basınç kaybı grafiklerinde de görüldüğü gibi türbülatörlü boru içerisindeki direnç fazlalaştıkça basınç kaybı boş boruya göre artmıştır. Şekilde de görüldüğü gibi türbülatörde adım mesafesinin küçülmesiyle birlikte, basınç düşüşleri de yükselmektedir. Kanatçık açı değerlerinin küçülmesi ile basınç düşümünün azaldığı, kanatçık açısının artması ile de basınç düşümünün arttığı gözlemlenmiştir. Kanat sayısı fazlalaştıkça basınç düşüşü artmaktadır. Türbülatörlerde akım yolu uzadıkça basınç düşüşünün arttığı tespit edilmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel olarak basınç düşüşü değerleri de yükseldiği görülmektedir. Çalışmada boş ısı değiştiriciye oranla, türbülatörün neden olduğu basınç düşüşü, adım ve açı değişim

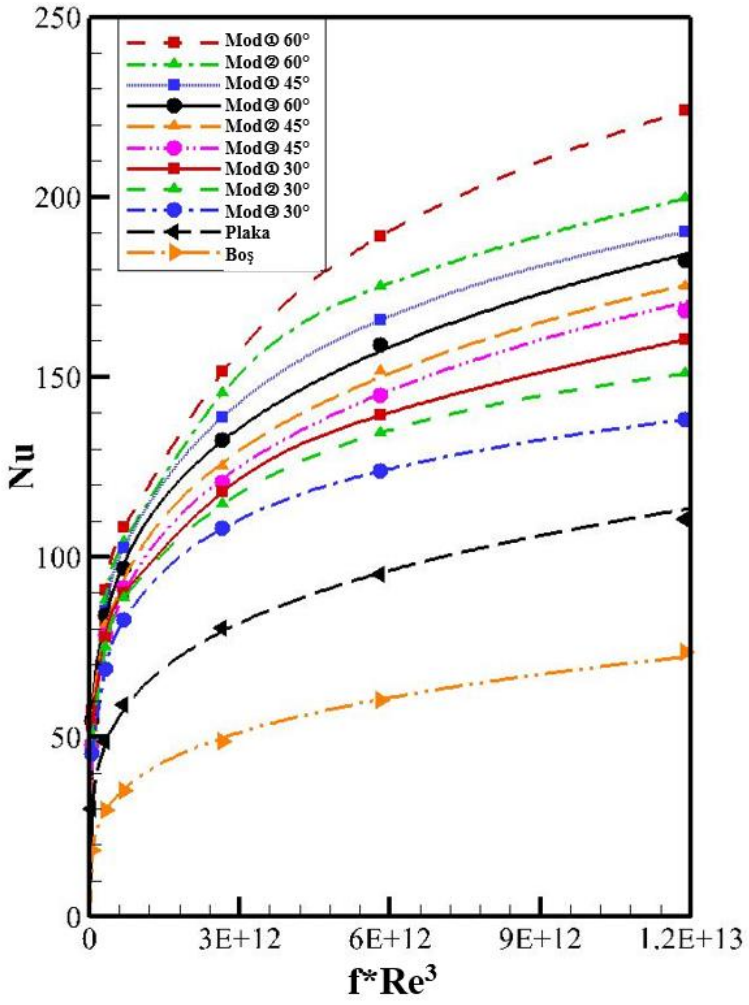
değerlerine göre en yüksek Mod① 60° türbülatöründe, en düşük ise Mod③ 30° türbülatöründe gerçekleşmiştir. Fakat çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için basınç düşüşü en az düz plakada olmaktadır.



Şekil 7.18. Adım ve açıları birbirinden farklı türbülatörlerin sürtünme faktörlerinin Re sayısına göre analizleri

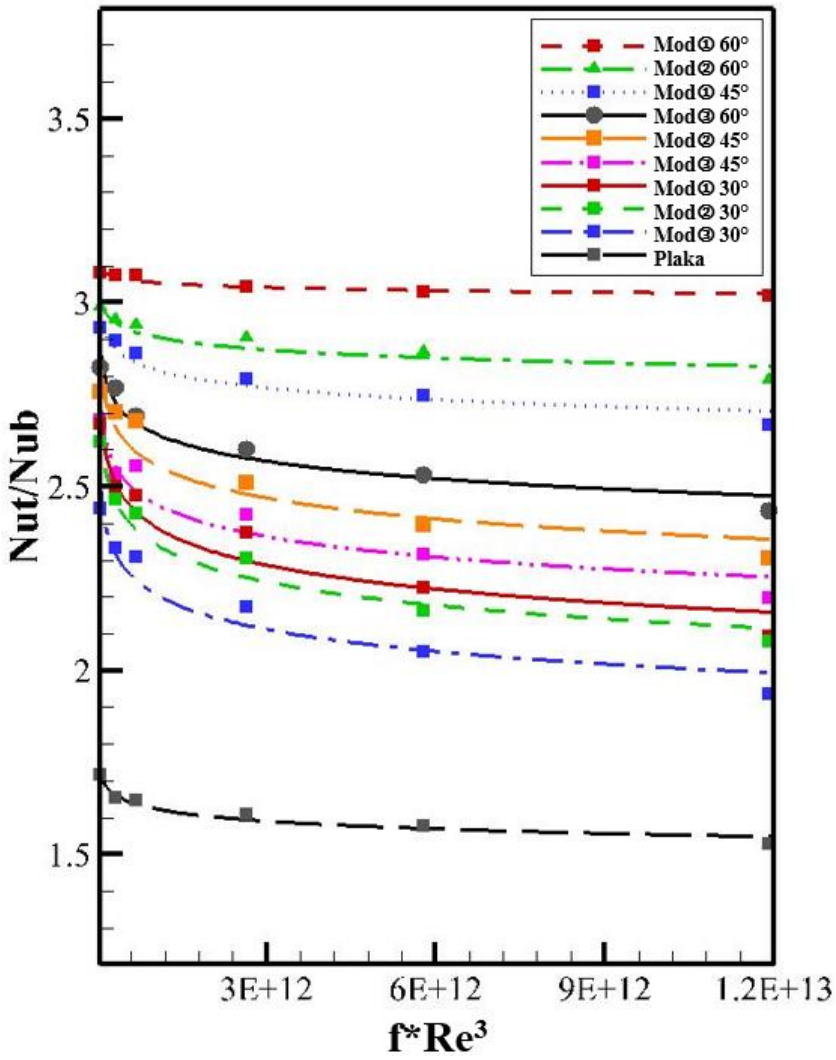
Sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimleri boş ve türbülatörlü ısı değiştirici durumları için Şekil 7.18'de verilmiştir. Isı transferini artırmak için kullanılan türbülatörler akış ortamında akışa karşı mukavemet oluşturduğundan sürtünme faktörü boş boruya oranla artış göstermiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere türbülatörlerde adım mesafesinin küçülmesiyle sürtünme faktörü artmaktadır. Ayrıca türbülatörlerin açı değeri büyüdükçe akış ortamında direnç oluşturacağından sürtünme faktörü artmaktadır. Kanat sayısı fazlalaştıkça sürtünme katsayısı artmaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel olarak sürtünme faktörü değerlerinin de

azaldığı görülmektedir. Isı değiştirici içine yerleştirilen türbülatörlerin tamamının sürtünme faktörü değerleri, boş ısı değiştiriciye göre daha yüksek çıkmıştır. Bu durum, türbülatörlerin ısı değiştiriciye yerleştirilmesiyle basınç düşüşünü arttırmasından kaynaklanmaktadır. Çalışmada boş ısı değiştiriciye oranla, sürtünme faktörünün, en yüksek Mod① 60° türbülatöründe gerçekleşmiştir.



Şekil 7.19. Adım ve açıları birbirinden farklı türbülatörler pompalama gücünde boş boru ve türbülatörlü borudan elde edilen Nu sayılarının kıyaslanması

Şekil 7.19'da görüldüğü gibi sabit pompalama gücünde en yüksek ısı geçiş artışı kanatçık açısının en büyük adım mesafesinin en az olduğu türbülatörün kullanılması durumunda elde edilmiştir. Isı geçişi Reynolds sayısına bağlı olarak paralel bir şekilde artmıştır. Bütün türbülatörler için sabit pompalama gücünde boş boruyla karşılaştırıldığında ciddi bir ısıl iyileşme sağlandığı görülmektedir. Türbülatörlerde akım yolu uzadıkça ısı geçişinin arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 7.20. Adım ve açıları birbirinden farklı türbülatörlerin sabit pompalama gücünde ısı transfer artışı

Aynı pompalama gücünde, türbülatörlerin boş boruya göre sağladığı iyileştirme oranı (Nu_t / Nu_b) Şekil 7.20'de gösterilmiştir. Her bir türbülatör için hesaplanan Nu sayılarının aynı f^*Re^3 değerinde boş boruda hesaplanan Nusselt sayılarına bölünmesi ile elde edilmiştir. Bütün türbülatörler için sabit pompalama gücünde boş boruyla karşılaştırıldığında ciddi bir ısıl iyileşme sağlandığı görülmektedir. Çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için en yüksek ısı geçiş miktarı Mod ① 60° türbülatörün de iken en düşük ısı geçiş miktarı düz plakada olmuştur.

$$\%\text{Artış oranı} = \frac{\text{türbülatörlü deney sonucu} - \text{boş boru deney sonucu}}{\text{boş boru deney sonucu}} x100 \quad (7.1)$$

Türbülatör kullanılan ısı eşanjörlerinde boş boruya oranla sırasıyla (Eş. 7.1) ‘e göre;

Mod① 60° = %208.57	Mod② 45° = %155.78	Mod③ 30° = %121.16
Mod② 60° = %188.18	Mod③ 45° = %145.14	Plaka = %61.28
Mod① 45° = %180.93	Mod① 30° = %142.84	
Mod③ 60° = %160.50	Mod② 30° = %134.80	

oranında ısı transfer iyileşmesi sağlanmıştır.

7.3. Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü İçin Ampirik Denklem Oluşturma ve Denklem Uygunluk Katsayıları

Yukarıda grafikleri verilen düz plaka ile düz plaka üzerinde açılan farklı kanatçık açılarına ve farklı adımlara sahip olan toplam birbirinden farklı on türbülatörün ısı değiştiricilerine yerleştirilmesi durumunda elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimini veren eşitlikler ile denklem uygunluk katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel ifadelerin karakteristiği aşağıdaki gibidir.

$Nu=aRe^{b}Pr^{c}$ $(y=ax^{b}t^{c})$

$f = mRe^{-n}$ $(y=mx^{-n})$

Nusselt sayısı eşitlikleri

Ampirik denklem	Uygunluk katsayısı	
Mod ① 60° türbülatör için		
$Nu= 0.223Re^{0.6825} Pr^{0.4}$	$R^2=0.9978$	(7.2)
Mod ② 60° türbülatör için		
$Nu= 0.2531Re^{0.6618} Pr^{0.4}$	$R^2=0.9996$	(7.3)

Mod ① 45° türbülatör için

$Nu= 0.2934Re^{0.6432}\ Pr^{0.4}$ $R^2=0.9994$ (7.4)

Mod ③ 60° türbülatör için

$Nu= 0.3088Re^{0.6301}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9995$ (7.5)

Mod ② 45° türbülatör için

$Nu= 0.4056Re^{0.5989}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9993$ (7.6)

Mod ③ 45° türbülatör için

$Nu= 0.4327Re^{0.5879}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9997$ (7.7)

Mod ① 30° türbülatör için

$Nu= 0.7017Re^{0.5356}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9969$ (7.8)

Mod ② 30° türbülatör için

$Nu= 0.5195Re^{0.5639}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9998$ (7.9)

Mod ③ 30° türbülatör için

$Nu= 0.5036Re^{0.9983}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9983$ (7.10)

Düz plaka türbülatör için

$Nu= 0.1582Re^{0.6501}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9997$ (7.11)

Sayısal boş boru için

$Nu = 0.0729Re^{0.6815}Pr^{0.4}$ $R^2=0.9973$ (7.12)

Sürtünme faktörü eşitlikleri

Mod ① 60° türbülatör için

$f = 11.691Re^{-0.155}$ $R^2=0.9805$ (7.13)

Mod ② 60° türbülatör için

$f = 19.743Re^{-0.229}$ $R^2=0.9844$ (7.14)

Mod ① 45° türbülatör için

$f = 13.742Re^{-0.214}$ $R^2=0.9920$ (7.15)

Mod ③ 60° türbülatör için

$f = 15.471Re^{-0.238}$ $R^2=0.9684$ (7.16)

Mod ② 45° türbülatör için

$f = 12.608Re^{-0.232}$ $R^2=0.9394$ (7.17)

Mod ③ 45° türbülatör için

$f = 10.732Re^{-0.240}$ $R^2=0.9471$ (7.18)

Mod ① 30° türbülatör için

$f = 4.4343Re^{-0.199}$ $R^2=0.9064$ (7.19)

Mod ② 30° türbülatör için

$f = 5.953Re^{-0.259}$ $R^2=0.9074$ (7.20)

Mod ③ 30° türbülatör için

$f = 3.8318Re^{-0.237}$ $R^2=0.9846$ (7.21)

Düz plaka türbülatör için

$f= 10.637Re^{-0.491}$ $R^2=0.9918$ (7.22)

Sayısal boş boru için

$f= 0.5319Re^{-0.3}$ $R^2=0.9985$ (7.23)

ifadeleri bulunmuştur.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Her bir türbülatör tipi (düz plaka ile düz plakanın üzerine açılan farklı kanatçık açılarına ve farklı adımlara sahip birbirinden farklı on türbülatör) için sayısal analizler yapılmıştır. Türbülatör kanatçık açılarının ve adımlarının değişmesi ile ısı transferinin etkileri irdelenmiştir. Akış bölgesindeki sıcaklık, basınç, sürtünme ve hız dağılımları incelenip, türbülatörlü boru ile boş boru için yukarıda bahsedilen parametreler için değerler kıyaslanmıştır. Çalışma Reynolds sayısının 4000 – 30000 aralığında ve havanın farklı debi değerleri için çalışılmıştır. Yapılan çalışmada her türbülatör adımı, farklı bir türbülatör açısı ile kombinasyon kurulmuştur.

Elde edilen verilerin genel olarak değerlendirilmesi ile ampirik eşitlikler aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Sayısal akışkanlar dinamiği programında boş ve farklı adım mesafelerine ve açılara sahip türbülatörlü ısı eşanjörü modeli başarılı bir şekilde uygulanmıştır.
- Bu çalışmada sayısal değerlerden elde edilen neticeler grafik halinde verilerek karşılaştırılmıştır.
- Türbülatörün adım mesafesi ve kanatçıkların açısı, ısı geçiş katsayısı değerlerini etkilemiştir.
- Türbülatör kullanılan durumların tamamında boş boruya göre ısı transferi iyileşimi sağlanmıştır.
- Boru içine bırakılan türbülatörlerin her biri, boş ısı eşanjörüne oranla Nusselt sayısını ve sürtünme faktörü değerlerini artırmıştır.
- Grafiklerden de anlaşıldığı üzere Reynolds sayısıyla birlikte Nusselt sayısı değeri yükselirken, sürtünme faktörü değerleri azalmaktadır.
- Kanatçık açıları artıkça ve adım sayısı azaldıkça ısı transfer iyileşme oranı artmaktadır.
- Sayısal analizden elde edilen sıcaklık dağılımları değerlerine bakıldığında en fazla ısı transfer iyileşmesi boş boruya göre %208.57 oranında Mod① 60° türbülatöründe gerçekleştiği görülmüştür.
- Sayısal analizden elde edilen verilere bakıldığında kanatçık adım ve açı değişimi dikkate alındığı durumlarda ise en az ısı transfer iyileşmesi boş boruya göre %121.16 oranında Mod③ 30° türbülatöründe gerçekleştiği görülmüştür.

- Sayısal analizden elde edilen verilere bakıldığında çalışmada kullanılan türbülatörlerin tamamı için (açı ve adım değişimi dikkate alınmadan) en az ısı transfer iyileşmesi boş boruya göre %61.28 oranında düz plaka tipinde gerçekleştiği görülmüştür.
- Sayısal hesaplamalarda, akış dağılımları ve ısıl özellikler bakımından detaylı bilgi elde edilmiştir.
- Analizlerden elde edilen hız dağılımları irdelendiğinde, boruya bırakılan türbülatörler ile hız profilleri farklılaşmakta ve sınır tabaka kalınlığı incelmektedir.
- Kanatçık sayısı fazlalaştıkça Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı artmaktadır. Ayrıca girdap bölge sayısı artmaktadır.
- Türbülatörlü borularda sürtünme kaybının boş boruya göre daha fazla olduğu anlaşılmıştır.
- Türbülatörlerin akımın yolunu uzattıkları, ısı transfer alanını büyüttükleri ve türbülanslı akış oluşturdukları görülmüştür.

Teknolojik ilerlemeler ve nüfus artış hızıyla birlikte artan refah seviyesi ülkelerin enerji ihtiyaçlarını hızla arttırmaktadır. Bu nedenle mevcut enerjinin daha verimli ve daha tasarruflu kullanılmasının ehemmiyetinin artmasıyla ısıl sistemlerde türbülatör gibi dönel akış üreticilerinden yararlanma ile daha küçük boyutlu sistemlerin dizaynı yapılabilecek ve enerjiden tasarruf sağlanacaktır. Isı transferinin iyileştirilmesi bakımından oldukça etkili olan pasif metotlardan türbülatörlü sistemler, işletme bakımından yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

Alam, I., Ghoshdastidar, P.S.,1999, A study of heat transfer of circular tubes with internal longitudinal fins having tapered laterel profiles, *International Journal Heat and Mass Transfer,* 45, 1217-1235.

Anonim, 2017, http://biyokure.org/isi-degistiricileri-esanjor.

Anonim, 2017, Isı değiştiricileri, MEB, Kimya teknolojileri, Ankara.

Anonymous, Fluent Incorporated, 2017, FLUENT 6.3 user's guide, Fluent Inc., Lebanon 1000-1864.

Argunhan, Z., 2003, İç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde girdap tip akış üreticisinin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi, Doktora Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elâzığ.

Arguhan, Z., Yıldız, C., 2006, Dikdörtgen delikli türbülatörlerde delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkisi, *Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Der.* 18 (2), 243-247.

Argunhan, Z., Behçet, R., Yıldız, C., Çakmak, G., 2011, Second Law analysis in concentric heat exchangers with vortex flow generators, Energy Education Science and Technology Part A: *Energy Science and Research, 28,* 285-292.

Baysal, E., 2008, Eşmerkezli boru tipli ısı değiştiricilerinde deneysel ve sayısal ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması, *Politeknik Dergisi*, 11, 345-352.

Baysal, E., 2009, Eşmerkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülatörlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Ankara.

Behçet, R., İlkılıç, C., Aydın, H., 2009, Isı değiştiricisine yerleştirilen pervane tipi türbülatörün ısı transferi üzerindeki etkisi, *5. Uluslararası ileri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09),* 13-15 Mayıs, Karabük, Türkiye.

Behçet, R., Yakut, A.K., Argunhan, Z., 2011, The effect of rotary, type placed in entrance of heat exchanger on heat transfer and frictional loss, Energy education science and technology part A: *Energy science and research, 28,* 239-248.

Bergles, A. E., Jensen, M.K., and Shome, B., 1996, The literatüre on enhamcement of convevtive heat and mass transfer, *Journel of enhanced heat transfer,* 4, 1-6.

Bilen, K., Yapıcı, S., Çelik, C., 2001, A Taguchi Approach for Investigation of Heat Transfer from a Surface Equipped with Rectangular Blocks, *Energy Conversion and Management,* 42, 951-961.

Budak, N., 2011, Konsantrik tip bir ısı değiştiricisinde ısı transferinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elâzığ.

Chaube, A., Sahoo, P., K. and Solanki, S., C., 2006, Analysis of Heat Transfer Augmentation and Flow Characteristics due to Rib Roughness over Absorber Plate of Solar air Heater, *Renewable Energy*, 31, 317-331.

Çakmak, G., and Yıldız, C., 2007, The influence of the injectors with swirling flow generating on the heat transfer in the concentric heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34, 728–739.

Çakmak, G., Argunhan, Z., Yıldız, C., 2011, Effect of swirl generators with different sized propeller on heat transfer enhancement, Energy Education Science and Technology Part A: *Energy Science and Research*, 27, 323-330.

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2008, Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Çev. Editörü, Tahsin Kaya, *Güven Bilimsel*, İzmir, 399-456.

Çengel, Y.A., 2012, Isı ve kütle transferi 3.basım, Tanyıldızı, V., *Güven kitabevi,* İzmir,609-661.

Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Bedir, Ö., Şahin, B., 2007, Isı transferi iyileştirmesinin iki fazlı akış karasızlıklarına etkisi, Atatürk Üniversitesi, *Mühendis ve makine der.*, 48, 565.

Dittus, F. W., Boelter, L. M. K., 1930, Publications on engineering, University of *California, 2: Berkeley, 443.*

Durmuş, A., Kurtbaş, İ., 2003, Çubuk kanatlı türbülatörlerde ısı transferi ve basınç kaybının deneysel olarak incelenmesi, *F.Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15 (1), 63-71.

Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L., Ilken, Z., 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421–2431.

Eren, H., Çelik, N., Yıldız, S., Durmuş, A., 2010, Heat transfer and friction factor of coil-springs inserted in the horizontal concentric tubes, *Journal of heat transfer,* 132, 1-11.

Gao, X. and Sunden, B., 2001, Heat Transfer and Pressure Drop Measurements in Rib Roughened Rectangular Ducts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24, 25-34.

Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng*., 16: 359-368.

Gökçe, A.G., 1985, Isı transferine giriş, *Selçuk üniversitesi yayınları,* Konya, 124-190.

Grıjspeerdt, K., Hazarıka, B., Vucunıc, D., 2003, Applications of Computational Fluid Dynamics to Model the Hydrodynamics of Plate Heat Exchangers for Milk Processing, *Journal of Food Engineering*, 57, pp: 237-242.

Grupta, J.P., 1990, Working with heat exchangers, *hemispher pub. Corb., Newyork, 213 -256*

Güneş, S., 2009, Çeşitli iç elemanlar yerleştirilmiş bir boruda ısı geçişinin incelenmesi, Doktora Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Kayseri.

Hsieh, S., Chang, L., and Yang, T., 2001, Devoloping 3-D Turbulent Mixed Convection in a Circular Duct Inserted with Longitudinal Strips, *International Journal of Engineering Science*, 39, 1327-1350.

Huang, S., Chun, C., 2003. A Numerical Study of Turbulent Flow and Conjugate Heat Transfer in Concentric Annuli With Moving Inner Rod, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3707–3716.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass transfer, *John Wiley & Sons, Inc., New York*, 451-517,895-954.

Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., Akansu, O., 2008, Boru içi akışlarda türbülatörlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi,*28 (2), 51-59.

Kakaç, S., Shah, R. K., Aung, W., 1987, Handbook of single-phase convective heat transfer, *Wiley-Interscience,* New York, 100-150.

Karakaya, H., Durmuş, A., 2013, Heat transfer andexergyloss in conical spring turbulators, *Internatıonal journal of heat and mass transfer,* 60, 756-762.

Kayataş, N., 2003, İç içe borulu ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesinin nümerik olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Kayseri.

Keleşoğlu, B., 2010, Yön değiştiren kanal akışlarında ısı transferinin incelenmesi, Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Kılıç, B., 2008, Plakalı ısı eşanjörlerinin ısıtma ve soğutma uygulamaları için optimum çalışma şartlarının araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Isparta.

Kılıçaslan, İ., Saraç, H.İ., 1998, Enhancement of heat transfer in compact heat exchanger by different type of rib with holographic ınterferometry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17, 339-346.

Kotçioğlu, İ., Ayhan, T., Olgun, H. ve Ayhan B., 1999, Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel With Wing-Type Vortex Generator, *Tr. J. of Engineering and Environvental Science*, 22, 185-196.

Kundu, B., Das, P.K., 1997, Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers, *International Journal Heat Fluid Flow*, 18: 530-537.

Launder, B.E., Spalding, D.B., 1972, Lectures in mathematical models of turbulence, Academic Press, *London*, 50-150

Lozza, G., Merlo, U., 2001, An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 24, 409-416.

Mengna, H., Xianhe, D., Kuo H., Zhiwu L., 2007, Compound heat transfer enhancement of a converging-diverging tube with evenly spaced twistedtapes, *Chin. J. Chem. Eng.*, 15 (6), 814-820.

Moody, L. F., 1944, Friction factors for pipe flow Trans. *ASME, 66,* 671-684.

Nıshımura, T., Ohorı, Y. ve Kawamura, Y., 1984, Flow Characteristics in a Channel with Symmetric Wavy Wall for Steady Flow, *Journal of Chemical Engineering of Japan,* Vol: 17, pp: 466-471.

Onbaşıoğlu, S.U., Onbaşıoğlu, H.,2004, On Enhancement of Heat Transfer with Ribs, *Applied Thermal Engineering*, 24, 43-57.

Ozden, E., Tari, İ., 2010, Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger, *Energy Conversion and Management*, 51, 1004-1014.

Özceyhan.V.,2002, İçerisine sekman yerleştirilmiş bir boruda akış ve ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi, Doktora Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Kayseri.

Özceyhan, V., 2005, Conjugate heat transfer and thermal stress analysis of wire coil inserted tubes that are heated externally with uniform heat flux, *Energy Conversion and Management*, 46, 1543-1559.

Patil, A.G., 2000, Laminar flow heat transfer and pressure drop characteristics of power-law fluids inside tubes with varying width twisted tape inserts, *Journal of heat transfer*, 122 (1), 143-149.

Petukhov, B.S., 1970, Advances in Heat Transfer, *Academic Press*, New York, 85-95.

Promvonge, P., Eimsa-ard, S., 2007, Heat Transfer Augmentation in aCcircular Tube Using VNozzle Turbulator İnserts and Snail Entry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, 332-340.

Reay, D.A., 1991, Heat transfer enhancement a review of techniques and their possible ımpact of energy efficiency in the U.K. heat recovery system, 11, 1-40.

Saraç, A., Bali, T., 2007, An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator, *Experimental Thermal and Fluid Science* 32, 158-165.

Sekmen, U., 2006, Boru içi akışlarda türbülatörlerin ısı transferine olan etkisinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri.

Sieder E.N., Tate, G.E., 1936, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, *Industrial Engineering Chemistry*, 28, 1429.

Sparrow, E.M. and Chaboki, A., 1984, Turbulent fluid flow and heat transfer in a circular tube, *ASME Journal of Heat Transfer, 106*, 766-773.

Şahin, H. M., Dal, A. R. and Baysal, E., 2007, Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1806–1816.

Şara, O., N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M., 2001, Enhancement of heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular bloks, *International Journal of Energy Research*, 25, 563-576.

Şeker, D., Eğrican, N., 2005 (Aralık), Kapalı ve açık kavitelerde türbülanslı ısı ve kütle transferi, *itü dergisi/d mühendislik,* 4 (6), 116-128.

Tijing, L. D., Pak, B. C., Baek, B. J., Lee, D.H., 2006, A study on heat transfer enhancement using straight and twisted internal fin inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer,* 33, 719-726.

Turgut, E., 2001, Sabit yüzey sıcaklığındaki boru içerisine yerleştirilen ve ekseni etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülatörlerin ısı değiştiricisi performansına etkisinin araştırılması, Yüksek lisans tezi, *Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens.*, Elâzığ, 1-10.

Wang, G. ve Vanka, S.P., 1995. Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol: 38, 3219-3230.

Webb, R. L., 1982, Performance cost effectiveness and water side fouling considerations of enhanced tube heat exchangers for boilning service with tube side water flow, *Heat Transfer Eng.*, 3, 84-98.

Webb, R.A., 1992, Principles of enhanced heat transfer, Newyork, 1-20.

Wu, H.W., Perng, S.W., 1999, Effect of an Oblique Plate on the Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection over Heated Blocks in a Horizantal Channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 42, 1217-1235.

Yakut, K., Şahin, B., 2004, The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2427–2438.

Yakut, K., and Sahin, B., 2004, Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers, *Applied Energy,* 78, 273–288.

Yarkataş, E., 2008, İyileştirilmiş satıhlar arasında taşınımla ısı geçişinde sayısal incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Sakarya.

Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., 1998, Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger, *Energy Conversion & Management*, 39, 331-336.

Yıldız C., Çakmak G., 2003, Boru Girişinde Düzgün Sıralı Enjektörlü Türbülans Üretici Bulunan Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün İncelenmesi, *Termodinamik Dergisi.*

Yiğit, M., 2010, İç içe borulu yay tipi türbülatörlü bir ısı değiştiricisinde türbülans modelinin ısı transferine etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Ankara.

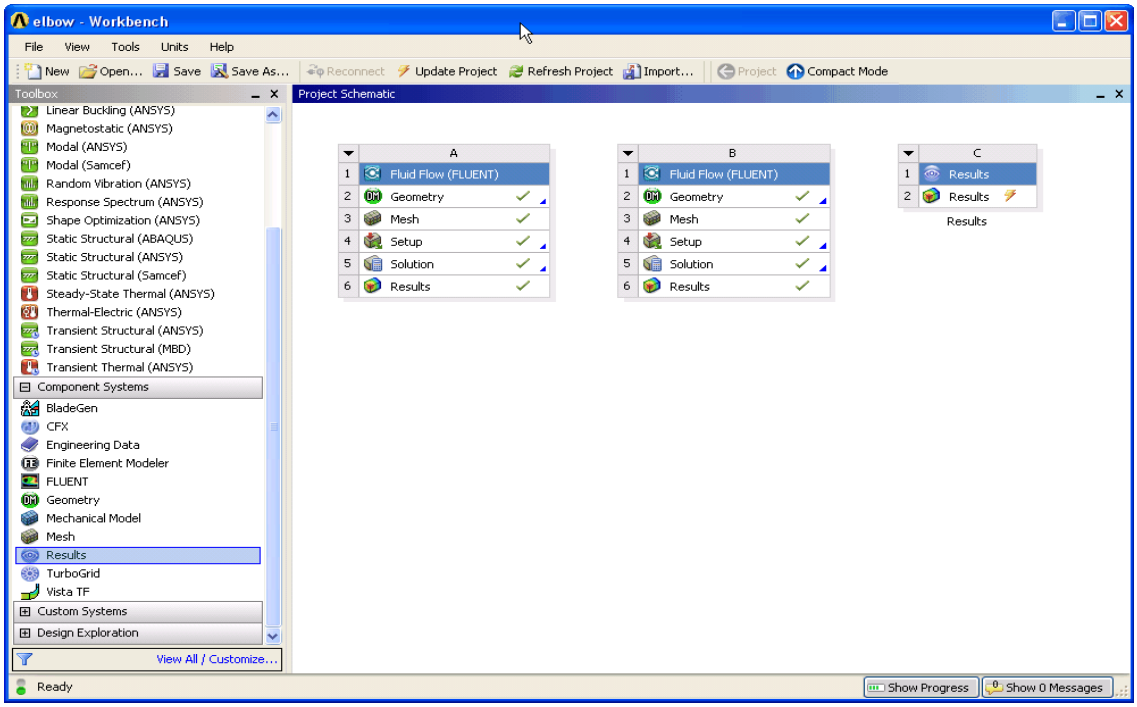
Yüncü, H., Kakaç, S., 1999, Temel ısı transferi, *Bilim Kitabevi,* Ankara.

Zhang, Z., Li, Y.Z., 2003, CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers, *Cryogenics,* 43, 673-678.

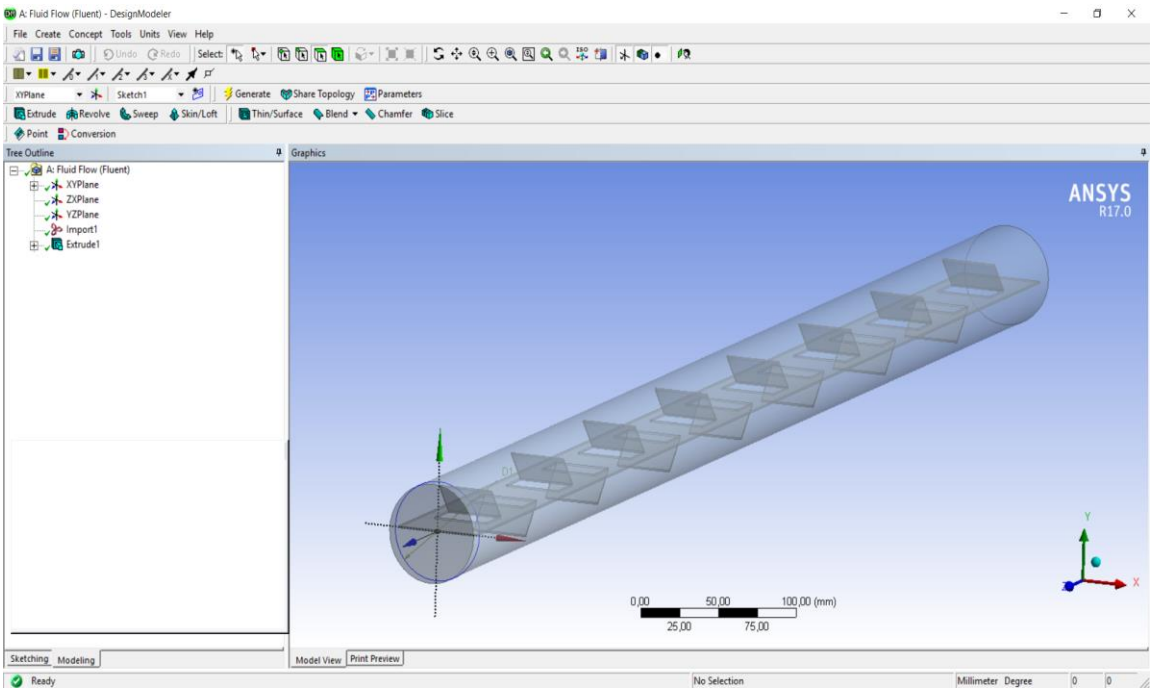
Zimparaov, V., 2001, Enhancement of Heat Transfer by a Combination of Three-start Spirally Corrugated Tubes with a Twisted Tape, *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 44, 551-574.

EKLER

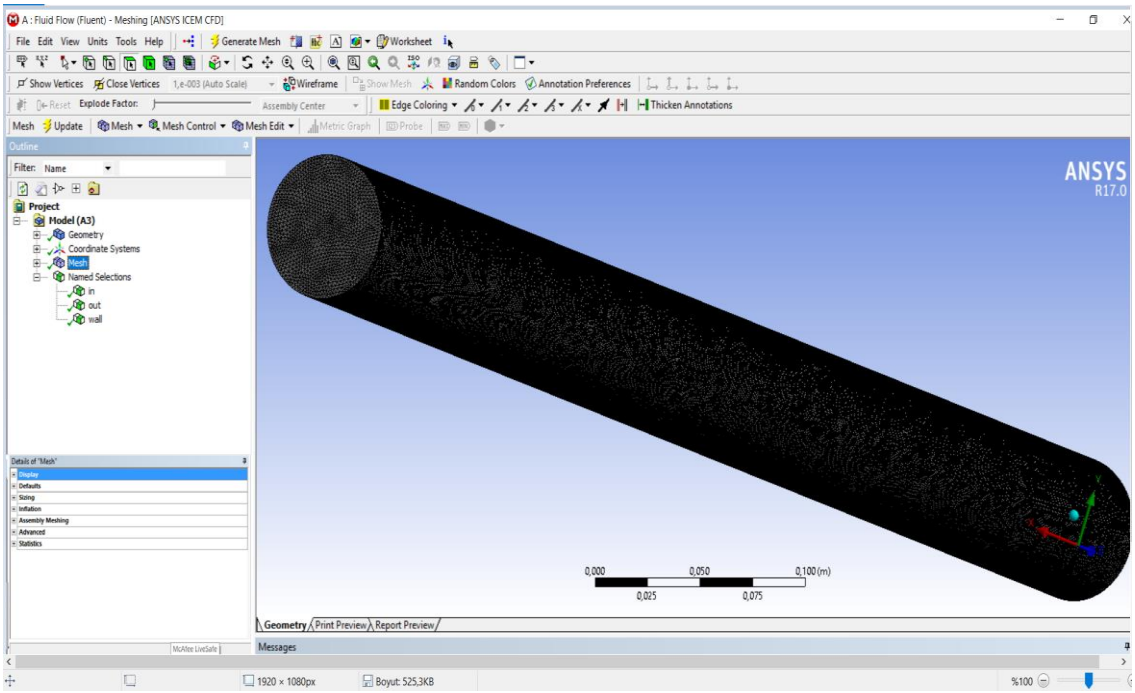
EK-1 ANSYS Fluent Programında Modelin Oluşturulması ve Analizin Yapılması



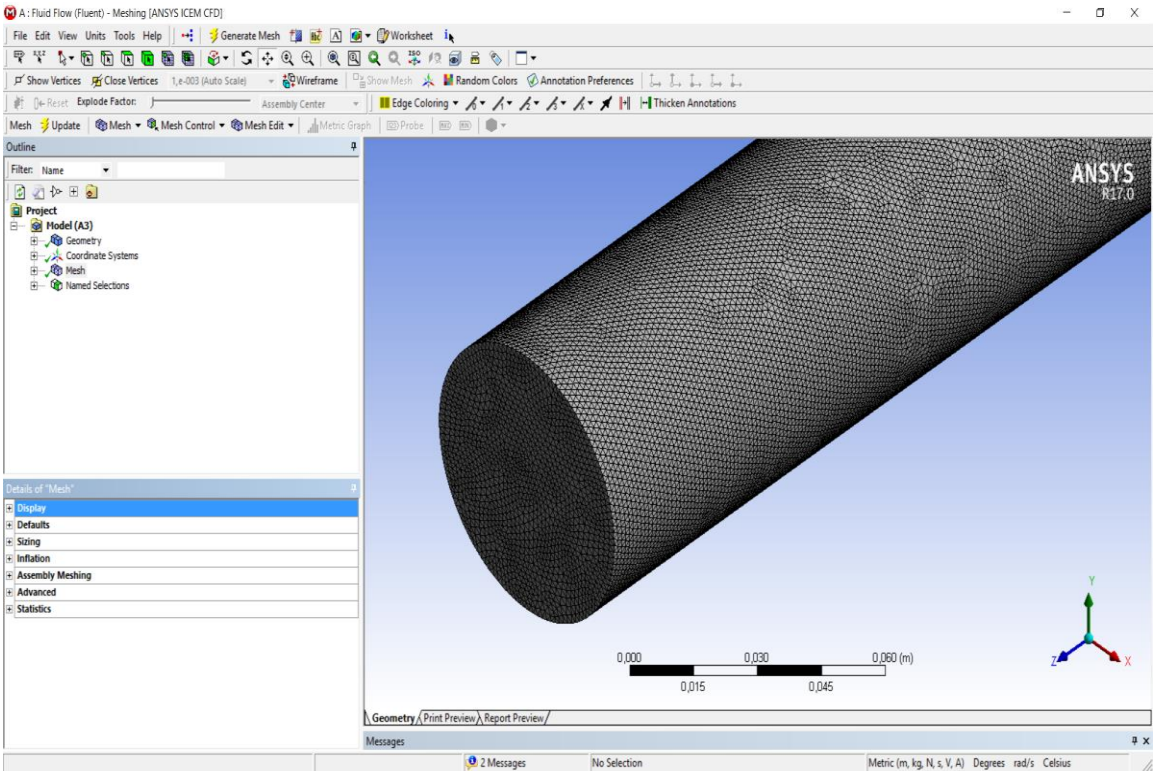
Ek Şekil 1.1. ANSYS Workbench açılış penceresi



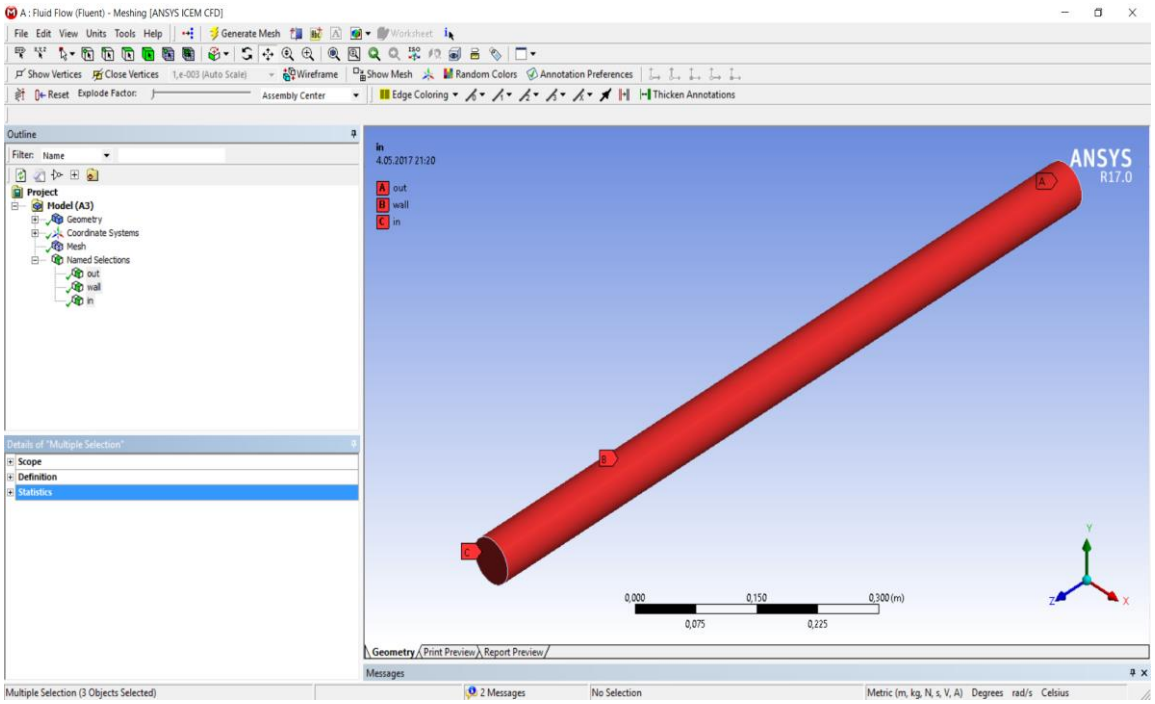
Ek Şekil 1.2. Geometri oluşturma



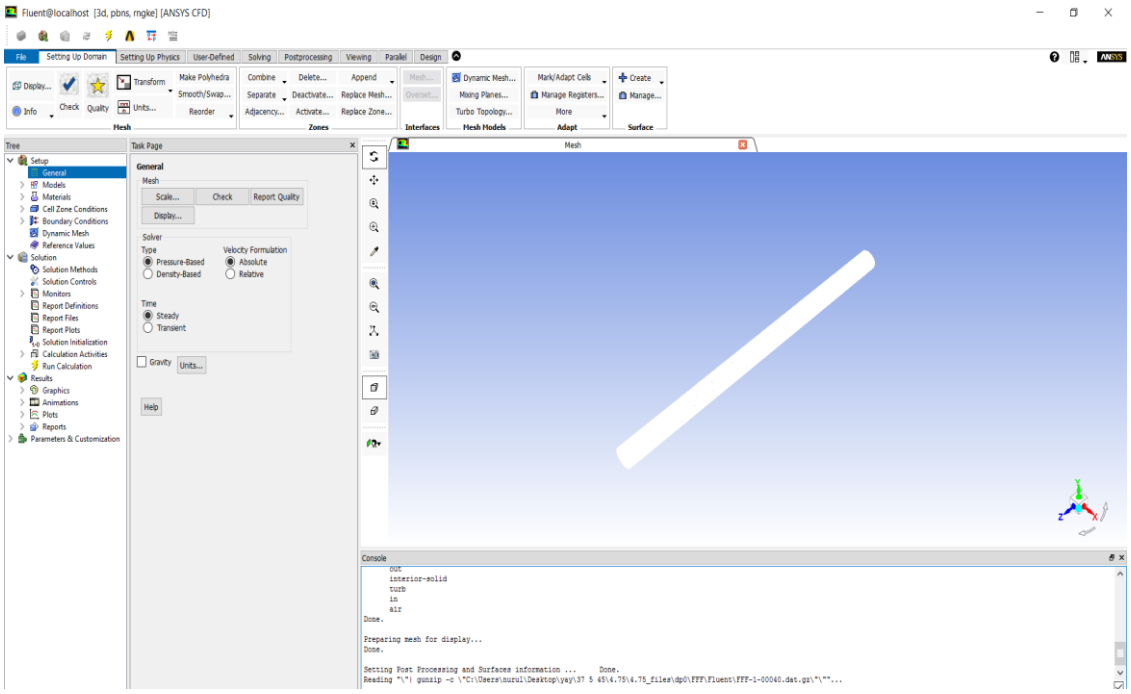
Ek Şekil 1.3. Modelin sayısal mesh yapısı



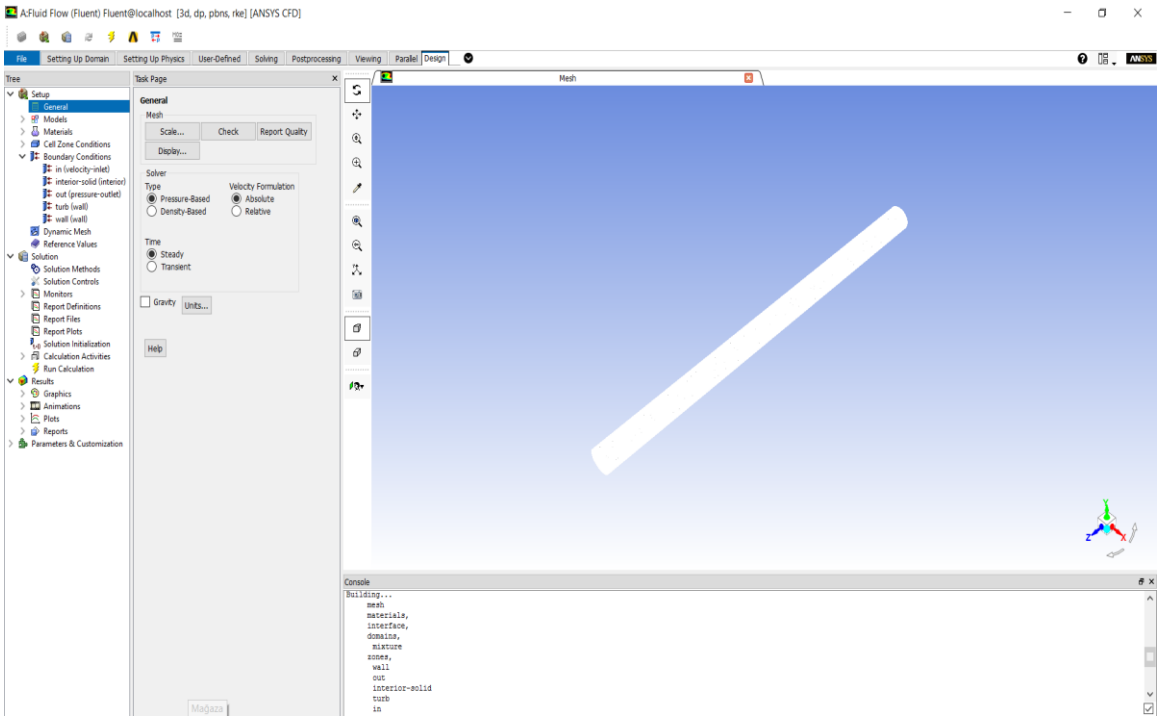
Ek Şekil 1.4. Modelin izometrik mesh yapısı



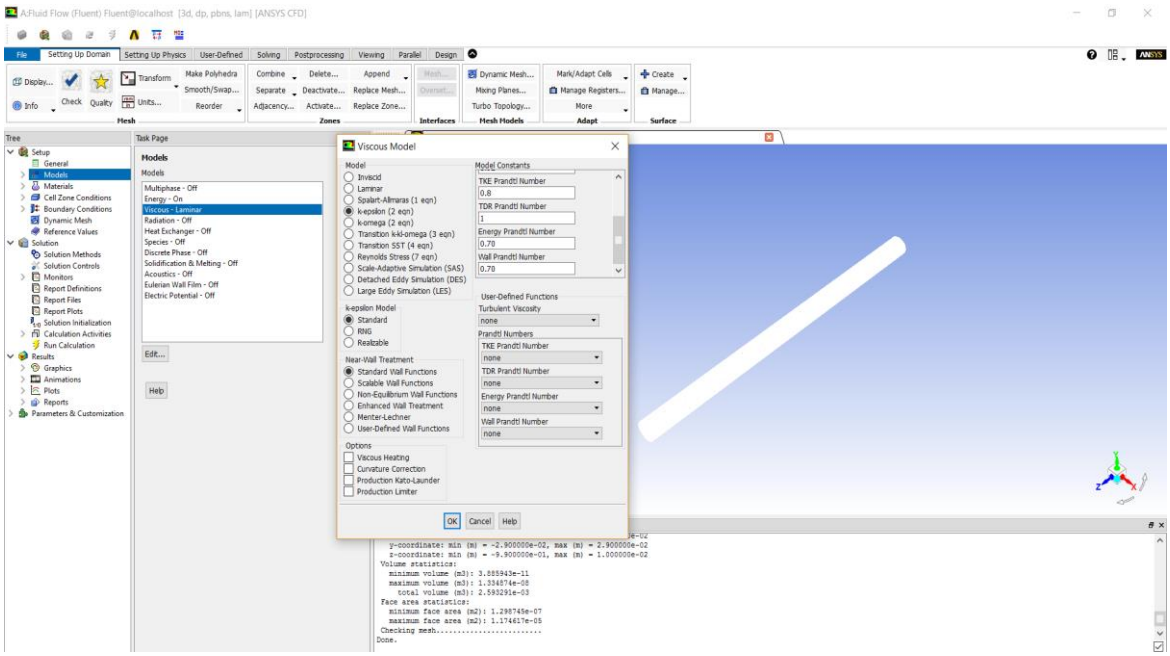
Ek Şekil 1.5. Akış alanlarının tanımlanması



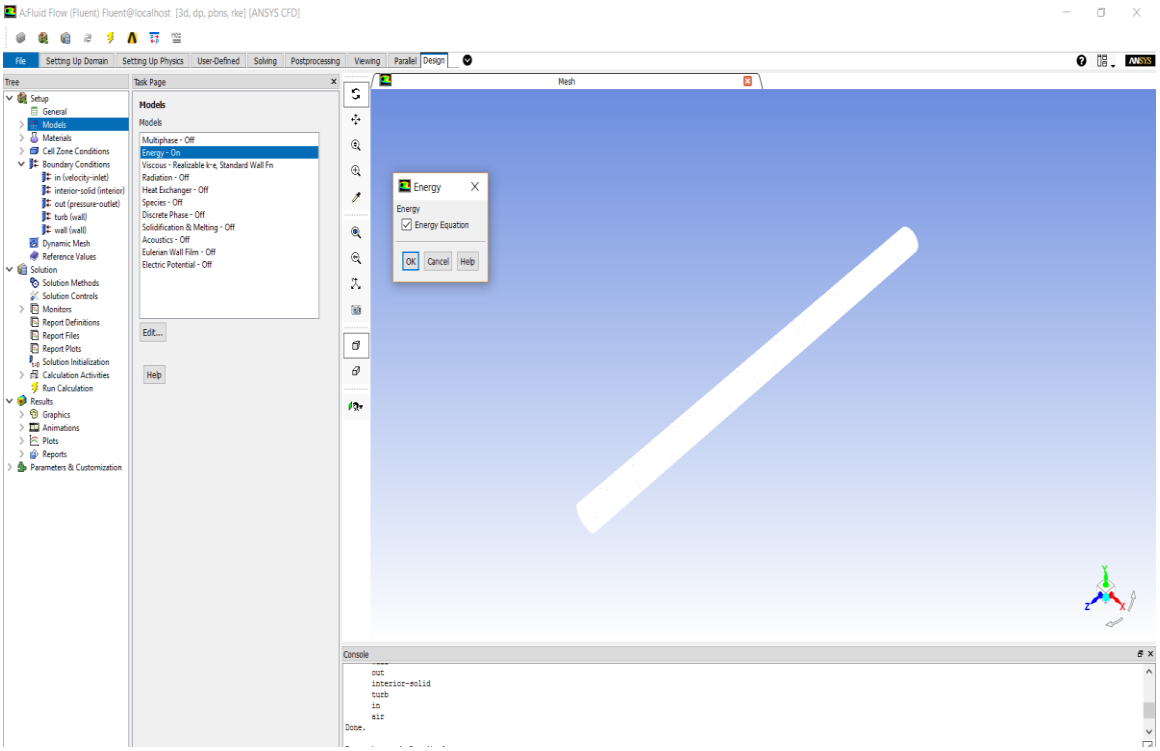
Ek Şekil 1.6. Dosyanın kontrol edilme işlemi



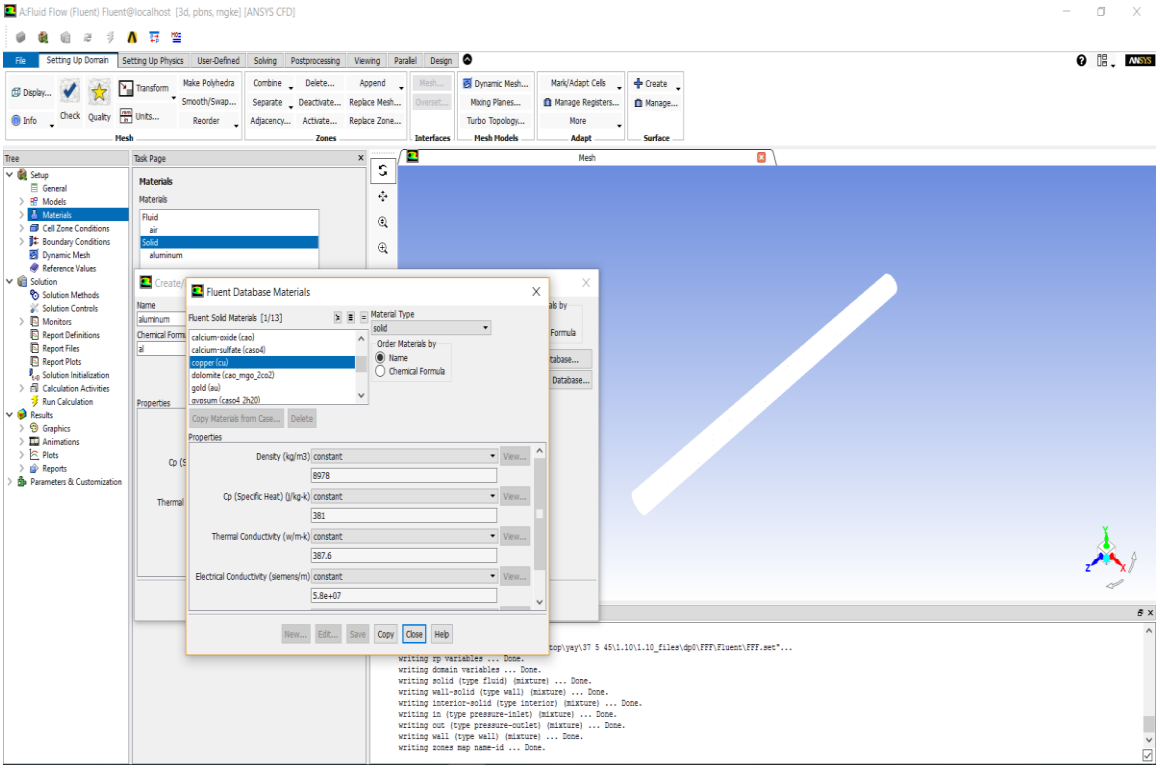
Ek Şekil 1.7. Çözücü seçim işlemi



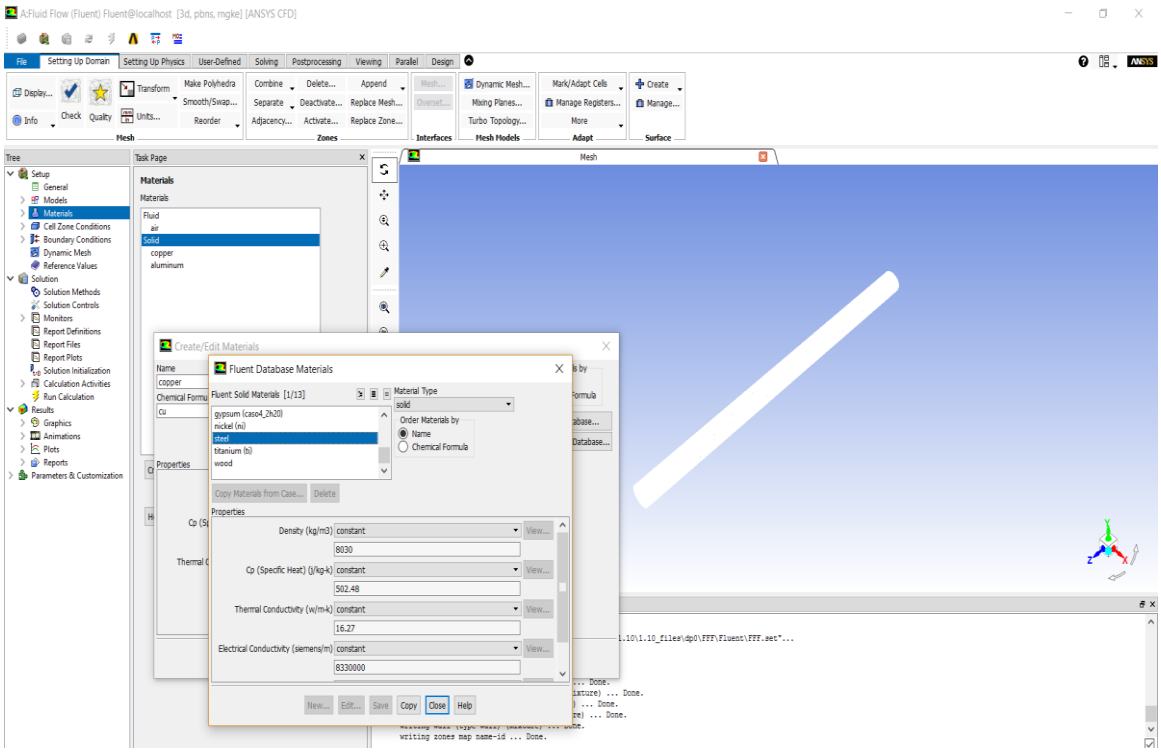
Ek Şekil 1.8. Türbülans modeli seçim işlemi



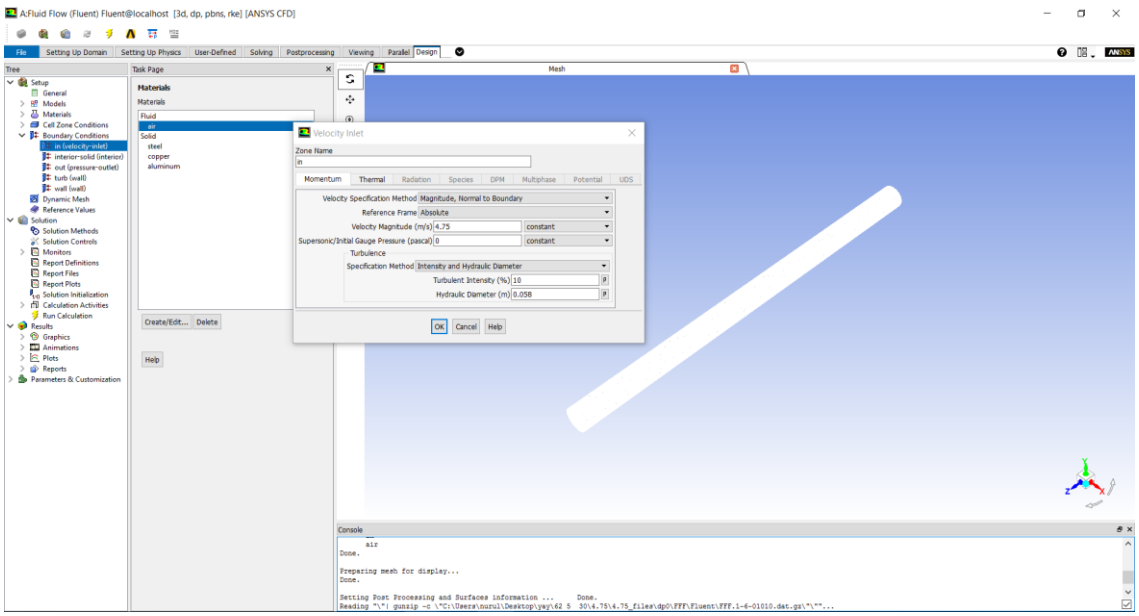
Ek Şekil 1.9. Enerji denkleminin seçimi



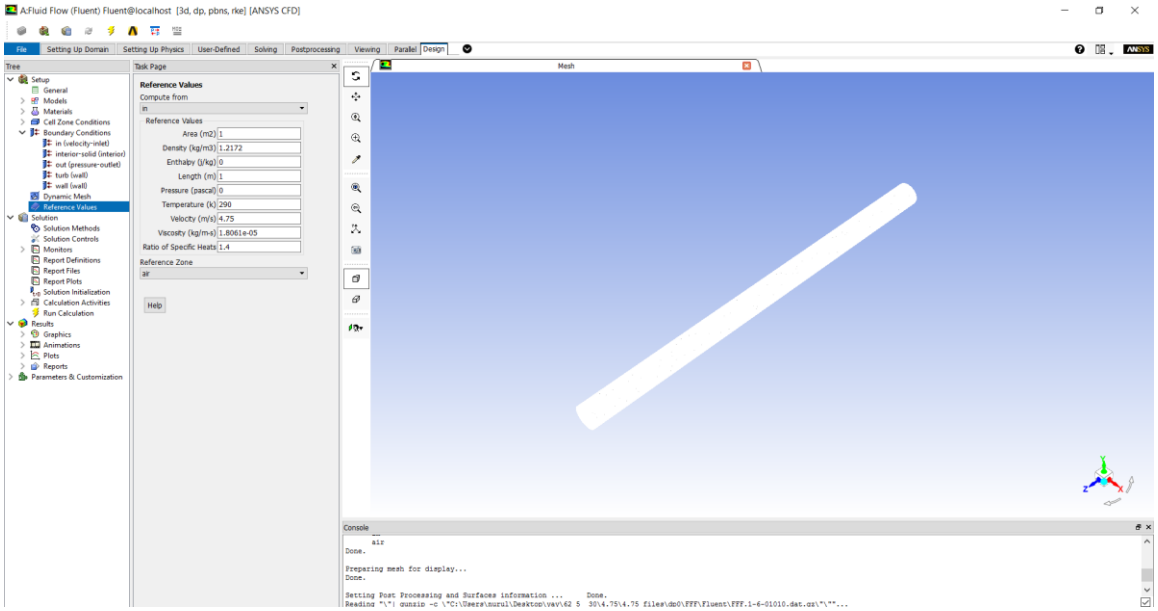
Ek Şekil 1.10. Boru malzemesinin seçimi



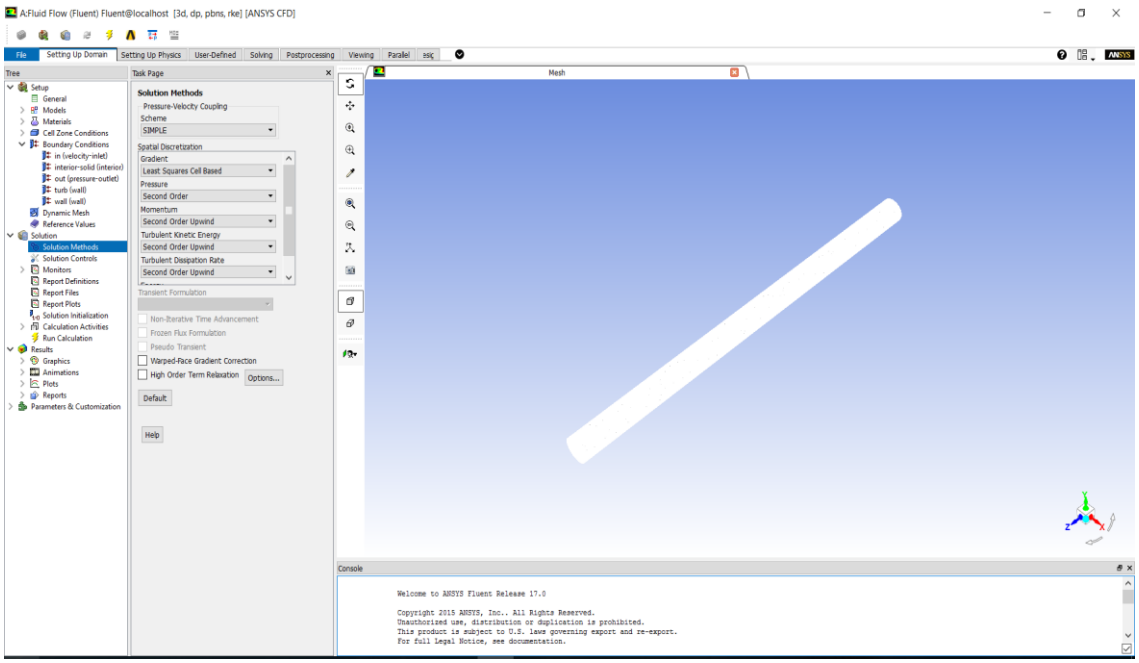
Ek Şekil 1.11. Türbülatör malzemesinin seçimi



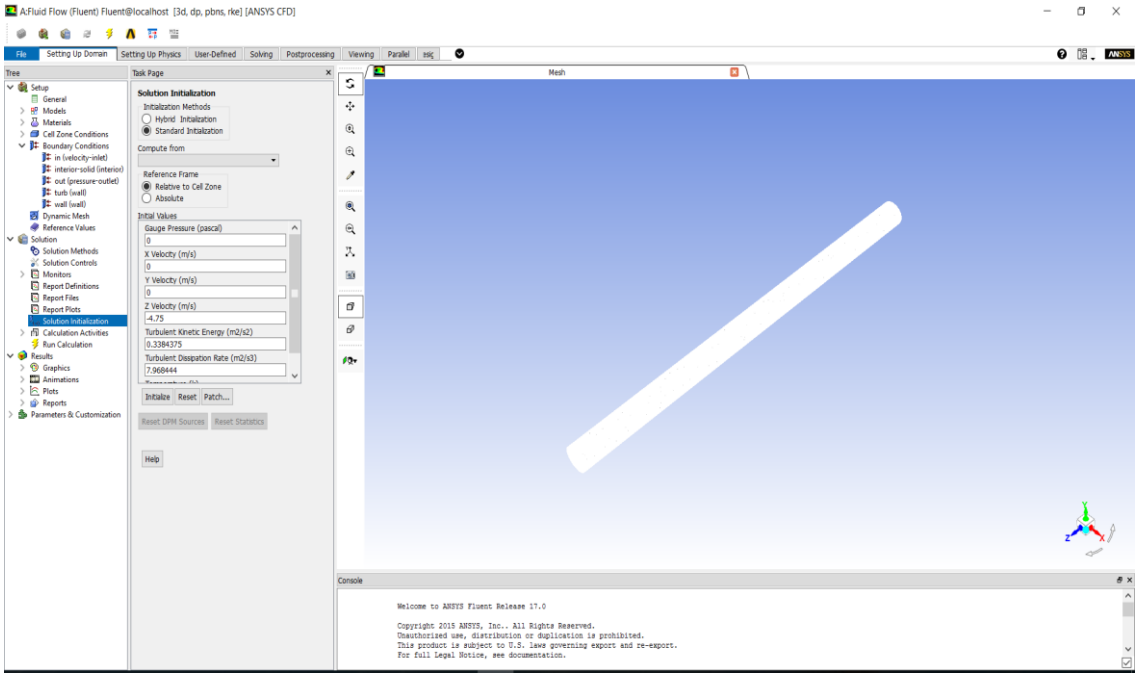
Ek Şekil 1.12. Sınır şartlarının ilgili menülere girilmesi



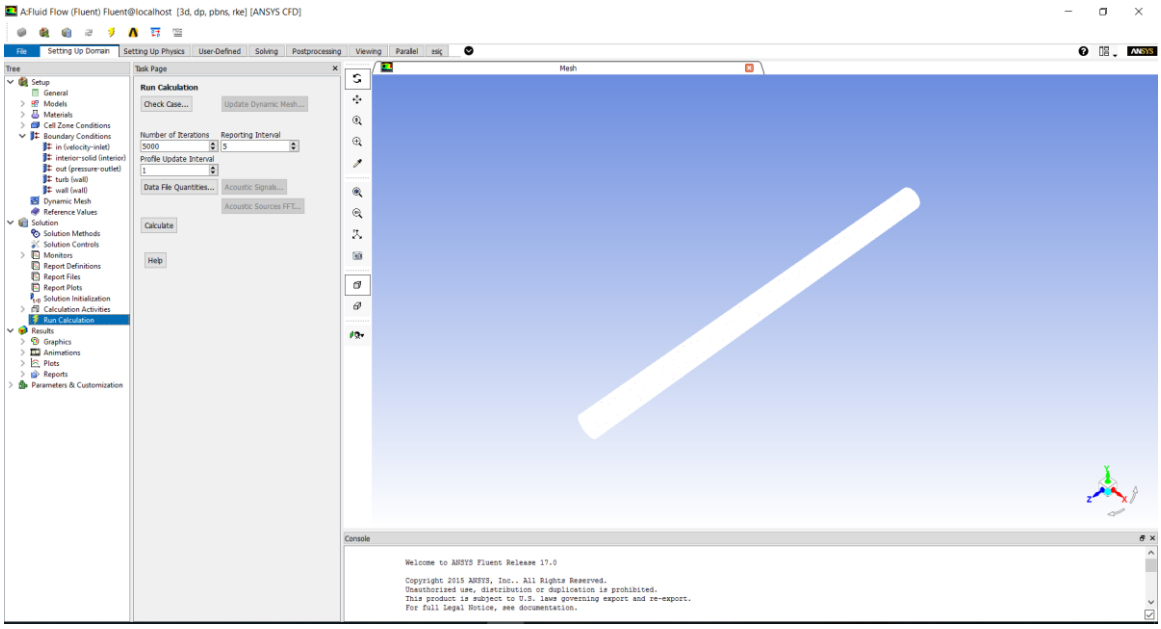
Ek Şekil 1.13. Çözümleme başlangıç değerlerinin seçimi



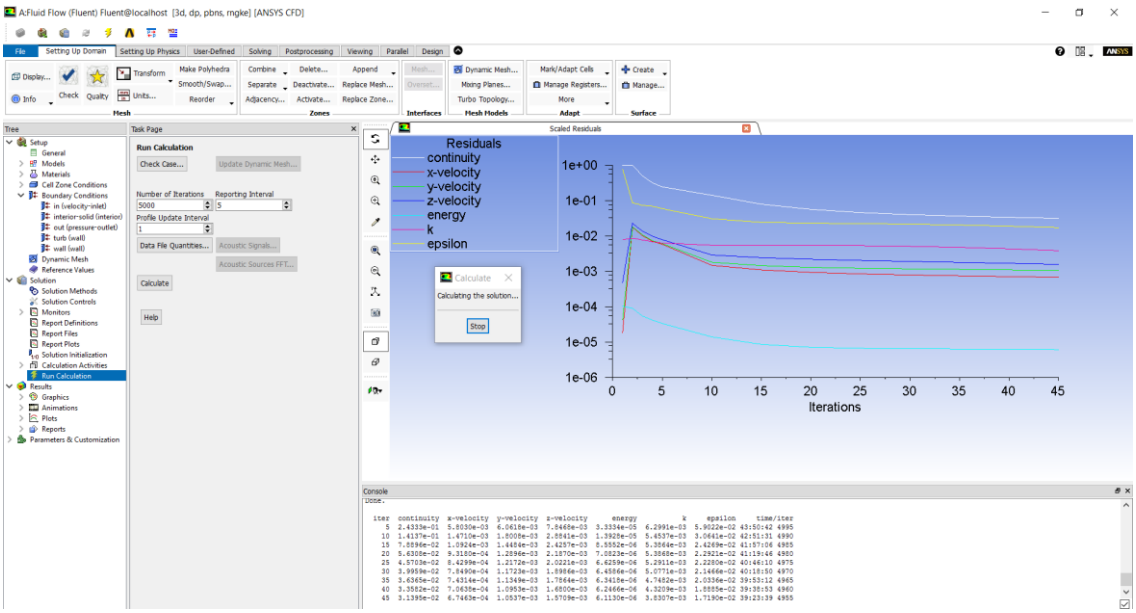
Ek Şekil 1.14. Çözüm metodu seçim işlemi



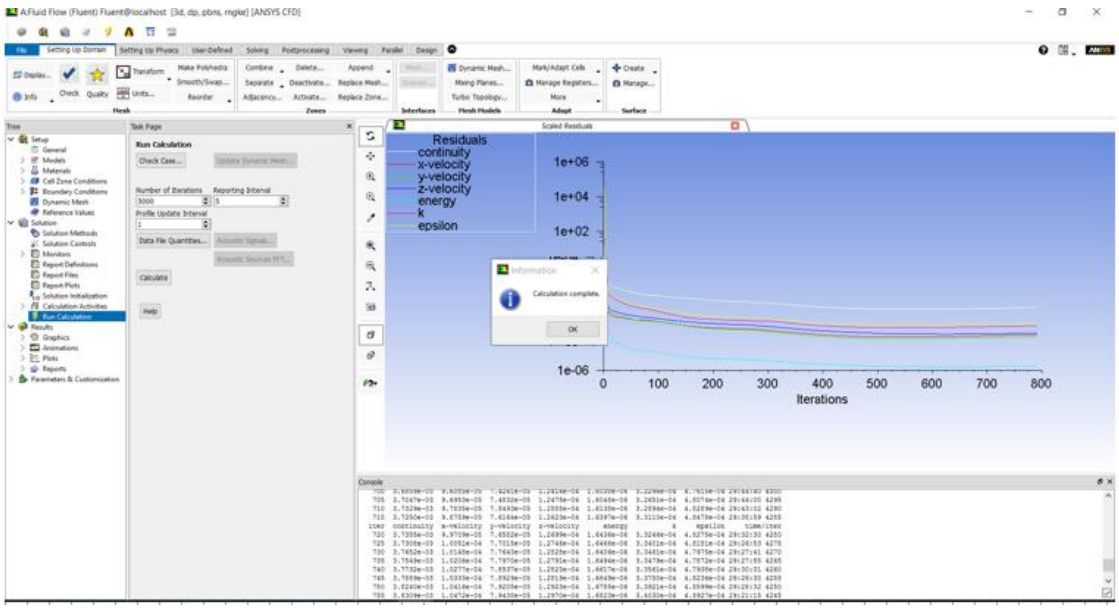
Ek Şekil 1.15. Çözümleme başlatma değerlerinin ayarlanması



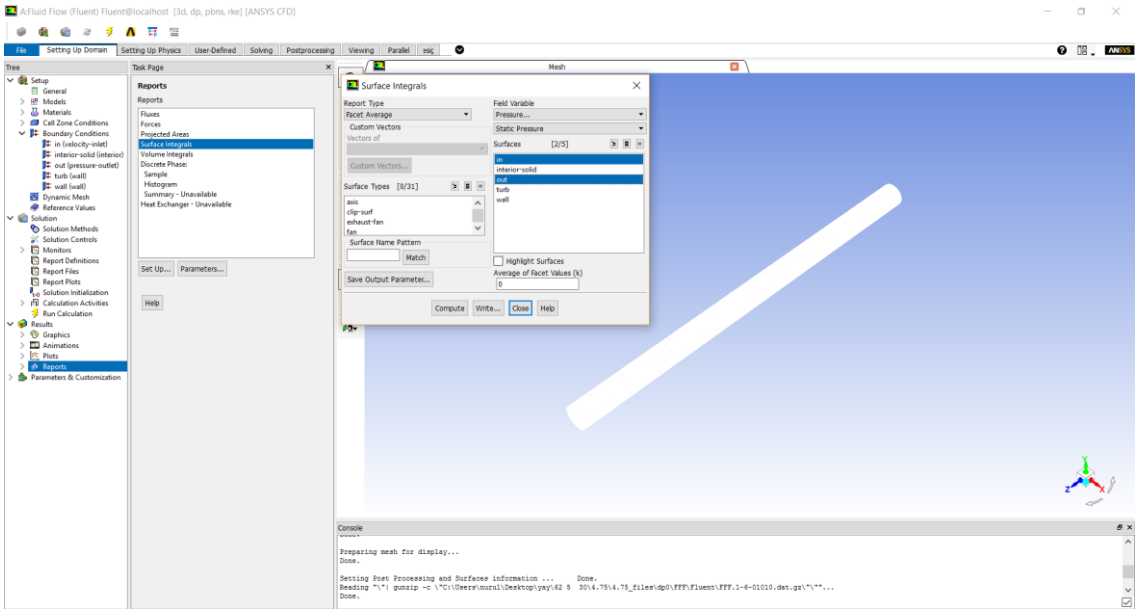
Ek Şekil 1.16. İterasyon için değerlerin seçimi



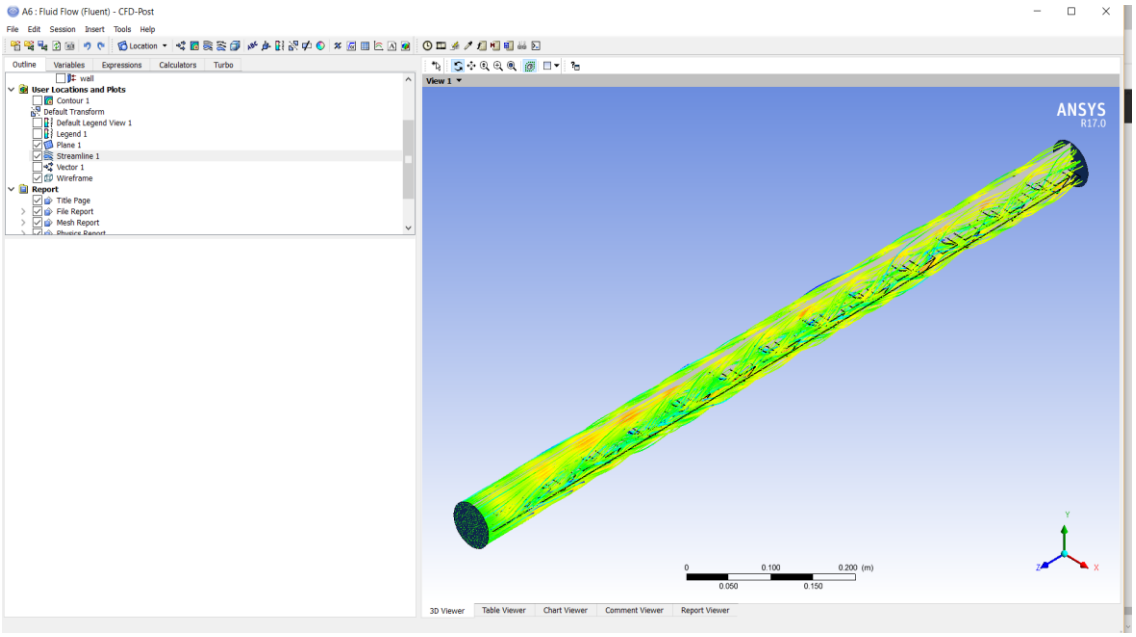
Ek Şekil 1.17. İterasyon işleminin başlatılması



Ek Şekil 1.18. İterasyon işleminin sona ermesi



Ek Şekil 1.19. Sonuçların okunması



Ek Şekil 1.20. Sonuçların result menüsünden alınması

EK-2 Örnek Hesaplama

Boş borulu ısı değiştiricide sayısal veriler kullanılarak Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı için örnek hesaplama metodu aşağıda verilmiştir.

Havanın ortalama giriş sıcaklığı = 17 °C
Havanın ortalama çıkış sıcaklığı = 34,518 °C
Duvar sathının ortalama sıcaklığı = 77° C
Isı değiştiricide ortak cidar uzunluğu = 1000 mm
Isı değiştiricide boru iç çapı = 58 mm

Hava bölgesinden geçen ısı miktarı aynı zamanda konveksiyonla ısı transferine eşit olacaktır.

$$Q = (\dot{m}c_p)_{hava}(T_{hç} - T_{hg}) = hA(T_w - T_m) = (\dot{V}_h \rho c_p)_{hava}(T_{hç} - T_{hg})$$

Öncelikle havanın fiziksel özellikleri için (T_m) sıcaklığı bulundu.

$$T_m = \frac{(T_{hç} + T_{hg})}{2}$$

$$T_m = \frac{34{,}518 + 17}{2} = 25{,}759\,°C$$

Havanın ortalama akışkan sıcaklığındaki (T_m) termofiziksel özellikleri:

Yoğunluk (ρ) = 1,1814 kg/m^3
Kinematik viskozite (υ) = 15,642x10^{-6} m^2
Özgül ısı (c_p) = 1006,3 J/kgK
Isı iletim katsayısı (k_i) = 26,026x10^{-3} W/mK

$$\dot{V}_h = A_k U = \frac{\pi d^2}{4} U$$

$$\dot{V}_h = \left(\frac{\pi(0{,}058)^2}{4} x\ 2{,}25\right) x\ 3600 = 21{,}389994\ m^3/s$$

Havanın vermiş olduğu ısı miktarı:

$$Q = \left(\dot{m}c_p\right)_{hava}\left(T_{hç} - T_{hg}\right) = \left(\dot{V}_h \rho c_p\right)_{hava}\left(T_{hç} - T_{hg}\right)$$

$$Q = [(21{,}389x\ 1{,}1814x1006{,}3)(34{,}518 - 17)]/3600 = 123{,}741\ W$$

Havadan geçen ısı miktarı taşınımla geçen ısı miktarına eşit olduğu için;

$$Q = \left(\dot{m}c_p\right)_{hava}\left(T_{hç} - T_{hg}\right) = hA(T_w - T_m)$$

$$123{,}741 = h\,(\pi\ x\ 0{,}058\ x\ 1)(77 - 25{,}759) \rightarrow h = 13{,}259\,W/m^2K$$

olarak bulundu.

Nusselt sayısının bulunması;

$$Nu = \frac{hD_h}{k_i}$$

$$Nu = \frac{13{,}259\ x\ 0{,}058}{26{,}026x10^{-3}} = 29{,}55$$ bulundu.

Reynolds sayısının bulunması;

$$Re = \frac{UD_h}{\upsilon}$$

$$Re = \frac{2{,}25\ x0{,}058}{15{,}642x10^{-6}} = 8342{,}92$$ olarak bulundu.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Nurullah BADEMCİ
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti
Doğum Yeri ve Tarihi : Diyarbakır/23.09.1988
Telefon : 0536 4902252
e-mail : nurullah.bademci@hotmail.com

EĞİTİM

Derece	**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise :	Dicle Anadolu Lisesi, Kayapınar, Diyarbakır	2006
Üniversite :	Batman Üniversitesi Makine Mühendisliği	2013
Yüksek Lisans :	Batman Üniversitesi Makine Mühendisliği A.B.D.	Devam Ediyor

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2016	Kredi Yurtlar Kurumu	Yurt Yön. Memuru

UZMANLIK ALANI Enerji A.B.D.

YABANCI DİLLER İngilizce, Arapça