

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

**KONSANTRİK TİP BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE ISI TRANSFERİNİN  
DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Neşe BUDAK**

**(08120101)**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği**

**Programı: Enerji**

**Danışman: Yrd. Doç. Dr. Halit Lütfi YÜCEL**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 30 Mayıs 2011**

**MAYIS-2011**

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

**KONSANTRİK TİP BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE ISI TRANSFERİNİN**  
**DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Neşe BUDAK**

**(08120101)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 30 Mayıs 2011**

**Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Haziran 2011**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Halit Lütfi YÜCEL (F.Ü)**

**Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Cengiz YILDIZ (F.Ü)**

**Doç. Dr. Mehmet ESEN (F.Ü)**

**HAZİRAN-2011**

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezi olarak hazırlamış olduğum bu çalışma, ısı transferini artırma tekniklerinden pasif yöntemlerden biri kullanılarak konstrüksiyonları basit, hareketli parçalarının olmayışı ve maliyetlerinin düşük olması nedeniyle konsantrik ( iç içe borulu ) tip bir ısı değiştiricisinde boru girişinde akışkana dönme etkisi verilerek ısı transferinin artırılması hedeflenmiştir.

Çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, desteğini esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. H.Lütfi YÜCEL’ e, deneysel çalışmamda değerli bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım hocam Yrd. Doç. Dr. Zeki ARGUNHAN’ a, Batman Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümü hocalarıma teşekkür ederim.

Deney sisteminin kurulmasındaki maddi desteğinden dolayı Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine teşekkür ederim.

Ayrıca her türlü desteklerini esirgemeyen ve hep yanımda olan aileme teşekkür ederim.

**Neşe BUDAK**  
**ELAZIĞ-2011**

## İÇİNDEKİLER

|                                                                          | <u>Sayfa No</u> |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------------|
| ÖNSÖZ.....                                                               | II              |
| İÇİNDEKİLER.....                                                         | III             |
| ÖZET.....                                                                | V               |
| SUMMARY .....                                                            | V               |
| ŞEKİLLER LİSTESİ .....                                                   | VII             |
| TABLolar LİSTESİ .....                                                   | IX              |
| SEMBOLLER LİSTESİ .....                                                  | X               |
| 1. GİRİŞ .....                                                           | 1               |
| 2. MATERYAL VE METOT .....                                               | 12              |
| 2.1. Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği ( HAD ) ve Fluent Kod Programı ..... | 14              |
| 2.2. Deneysel Çalışma.....                                               | 17              |
| 2.2.1. Deneyde kullanılan türbülatorler .....                            | 19              |
| 2.2.2. Deney düzeneğinde kullanılan cihaz ve ekipmanlar .....            | 20              |
| 2.2.2.1. Dijital sıcaklık göstergesi .....                               | 21              |
| 2.2.2.2. Hava debimetresi .....                                          | 21              |
| 2.2.2.3. Su debimetresi.....                                             | 21              |
| 2.2.2.4. Isıl çiftler .....                                              | 22              |
| 2.2.2.5. Elektrikli ısıtıcı.....                                         | 22              |
| 2.2.2.6. Hava kompresörü .....                                           | 22              |
| 2.2.2.7. Manometre .....                                                 | 22              |
| 2.2.3. Ölçümler .....                                                    | 22              |
| 2.2.3.1. Sıcaklık ölçümü .....                                           | 22              |
| 2.2.3.2. Debi ölçümü .....                                               | 23              |
| 2.2.3.3. Basınç düşüşünün ölçümü .....                                   | 23              |
| 2.2.4. Deneylerin yapılışı .....                                         | 23              |
| 2.2.5. Örnek hesaplama.....                                              | 24              |
| 2.3. Sayısal Model.....                                                  | 26              |
| 2.3.1. Modelin tanımı.....                                               | 26              |
| 2.3.2. Sayısal çözümlerin doğruluğunun kontrolü .....                    | 29              |
| 3. BULGULAR.....                                                         | 30              |
| 3.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi.....                          | 30              |

|           |                                                       |           |
|-----------|-------------------------------------------------------|-----------|
| 3.2.      | Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi .....            | 34        |
| 3.3.      | Sayısal ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması..... | 42        |
| 3.4.      | Ekserji Analizi ve Hesaplamalar .....                 | 43        |
| 3.5.      | Deneysel Hatalar ve Belirsizlik Analizi.....          | 48        |
| <b>4.</b> | <b>SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>                         | <b>51</b> |
|           | <b>KAYNAKLAR.....</b>                                 | <b>53</b> |
|           | <b>EKLER .....</b>                                    | <b>59</b> |
|           | <b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>                                 | <b>69</b> |

## ÖZET

Bu çalışmada konsantrik tip ( iç içe ) bir ısı değıştiricide iç borunun girişine yerleştirilen dört farklı tipteki türbülátörlerin ısı transferine etkisi deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Bu amaçla kurulan deneysel sistemde ısı değıştiricinin iç borusundan sıcak akışkan olarak hava, soğuk akışkan olarak dış borusundan su geçmektedir. Deliksiz ve delik konumları farklı olarak imal edilen türbülátörlerin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini araştırmak üzere aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında deneyler yapılmıştır. Sistemin ekserji analizi yapılmıştır.

Sayısal çalışmada sonlu hacimler metoduna dayalı bir bilgisayar programı olan ANSYS Fluent kod programı kullanılarak temel korunum denklemleri sürekli rejimde, üç boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Havanın farklı debi değęerlerinde ( 7, 8, 9, 10, 11 ve 12 m<sup>3</sup>/saat ) yapılan sayısal analiz sonuçları elde edilmiştir. Yapılan sayısal analizler sonucunda sıcaklık, hız ve basınç dağılımları gösterilmiştir.

Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görölmüştür. Analizlerden elde edilen veriler incelendiğinde en fazla ısı transferi iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülátörde olduğu görölmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Isı transferi, Türbülátör, Sayısal analiz, Türbülans.

## SUMMARY

### **Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer in a Concentric Heat Exchanger**

In this study, the effect of four different types of turbulators placed inside the pipe entrance in a concentric (nested) heat exchanger on heat transfer and pressure drop has been investigated experimentally and numerically. For this purpose, an experimental system of heat exchanger was established in which air passed through the inner tube as hot fluid whereas water passed through the outer pipe as cold fluid. Some experiments have been conducted under the same and opposite directional parallel flow conditions in order to investigate the effect of turbulators that are produced as unperforated and perforated in different positions on heat transfer. Exergy analysis of system has been made.

The basic governing equations have been solved under steady-state, three-dimensional and turbulent flow conditions using ANSYS Fluent code program which is a computer program based on finite volume method in numerical study. Different levels of air flow ( 7, 8, 9, 10, 11 and 12 m<sup>3</sup>/h ) have been obtained from the results of numerical analysis. Also, temperature, velocity and pressure distributions have been obtained as a result of the numerical analysis.

Experimental and numerical results have been compared and found to be in harmony with each other. When the research data was analysed, it became clear that maximum heat transfer happens in the inner, outer wing and body perforated turbulators.

**Key Words:** Heat transfer, Turbulator, Numerical analysis, Turbulence.

## ŞEKİLLER LİSTESİ

### Sayfa No

|                                                                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 2.1. Deneysel ve sayısal işlem adımları .....                                                                                                         | 12 |
| Şekil 2.2. İç içe borulu ısı değiştirici şematik gösterimi ( a) aynı yönlü paralel akış b) zıt yönlü paralel akış ) .....                                   | 13 |
| Şekil 2.3. Isı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımı ( a) aynı yönlü paralel akış b) zıt yönlü paralel akış ) .....                                          | 13 |
| Şekil 2.4. Deney düzeneğinin şematik görünümü .....                                                                                                         | 18 |
| Şekil 2.5. Deneysel çalışmada kullanılan türbülatorler .....                                                                                                | 19 |
| Şekil 2.6. Türbülatorlerin genel görünüşü .....                                                                                                             | 20 |
| Şekil 2.7. Deney düzeneği elemanları .....                                                                                                                  | 20 |
| Şekil 2.8. Deney setinde kullanılan dijital sıcaklık göstergesi .....                                                                                       | 21 |
| Şekil 2.9. Debimetreler .....                                                                                                                               | 21 |
| Şekil 2.10. Sayısal modellemede kullanılan türbülatorlü ısı değiştirici .....                                                                               | 26 |
| Şekil 2.11. Sayısal çözüm için oluşturulan ağ yapısı (mesh) .....                                                                                           | 27 |
| Şekil 3.1. Aynı yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde deneysel Nu – Re sayısı değişimi. ....                                                            | 30 |
| Şekil 3.2. Zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde deneysel Nu – Re sayısı değişimi ....                                                              | 31 |
| Şekil 3.3. Aynı yönlü paralel akışta basınç düşüşü Re sayısı değişimi .....                                                                                 | 32 |
| Şekil 3.4. Zıt yönlü paralel akışta basınç düşüşü Re sayısı değişimi .....                                                                                  | 32 |
| Şekil 3.5. Aynı yönlü paralel akışta sürtünme faktörü Re sayısı değişimi .....                                                                              | 33 |
| Şekil 3.6. Zıt yönlü paralel akışta sürtünme faktörü Re sayısı değişimi .....                                                                               | 34 |
| Şekil 3.7. Zıt yönlü paralel akışlı türbülatorsüz ısı değiştiricide sıcaklık dağılımının hava debisine göre değişimi .....                                  | 35 |
| Şekil 3.8. 12 m <sup>3</sup> /saat hava debisinde aynı yönlü paralel akışlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımları .....                                    | 36 |
| Şekil 3.9. 12 m <sup>3</sup> /saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımları .....                                     | 37 |
| Şekil 3.10. 12 m <sup>3</sup> /saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı türbülatorsüz ısı değiştiricide hız vektörlerinin r-z düzleminde görünüşü ..... | 38 |

|                                                                                                                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 3.11.</b> 12 m <sup>3</sup> /saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülantörlü ısı değıştiricide hız vektörlerinin r-z düzleminde görünüşü.....   | 38 |
| <b>Şekil 3.12.</b> Türbülantörsüz ısı değıştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü                                                                                                | 39 |
| <b>Şekil 3.13.</b> Türbülantörlü ısı değıştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü                                                                                                 | 39 |
| <b>Şekil 3.14.</b> 12 m <sup>3</sup> /saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı türbülantörsüz ısı değıştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü .....                              | 40 |
| <b>Şekil 3.15.</b> 12 m <sup>3</sup> /saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülantörlü ısı değıştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü ..... | 40 |
| <b>Şekil 3.16.</b> Türbülantörsüz ısı değıştirici boyunca akış çizgilerinin görünümü.....                                                                                                         | 41 |
| <b>Şekil 3.17.</b> Türbülantörlü ısı değıştirici boyunca akış çizgilerinin görünümü .....                                                                                                         | 41 |
| <b>Şekil 3.18.</b> Deneysel ve sayısal Nu – Re sayıları değışim grafikleri .....                                                                                                                  | 42 |
| <b>Şekil 3.19.</b> Aynı yönlü paralel akış için N <sub>s</sub> - Re değışim grafiğı.....                                                                                                          | 45 |
| <b>Şekil 3.20.</b> Zıt yönlü paralel akış için N <sub>s</sub> - Re değışim grafiğı .....                                                                                                          | 45 |
| <b>Şekil 3.21.</b> Aynı yönlü paralel akış için ε-NTU değışim grafiğı.....                                                                                                                        | 46 |
| <b>Şekil 3.22.</b> Zıt yönlü paralel akış için ε-NTU değışim grafiğı .....                                                                                                                        | 46 |
| <b>Şekil 3.23.</b> Aynı yönlü paralel akış için E* - NTU değışim grafiğı.....                                                                                                                     | 47 |
| <b>Şekil 3.24.</b> Zıt yönlü paralel akış için E* - NTU değışim grafiğı .....                                                                                                                     | 47 |

## TABLÖLAR LİSTESİ

### Sayfa No

|                                                      |    |
|------------------------------------------------------|----|
| Tablo 2.1. Isı değiştirici fiziksel özellikleri..... | 27 |
|------------------------------------------------------|----|

## SEMBOLLER LİSTESİ

|                                           |                                                            |
|-------------------------------------------|------------------------------------------------------------|
| <b>A</b>                                  | : Isı transferi alanı ( $m^2$ )                            |
| <b>c</b>                                  | : Özgül ısı ( $kJ/kgK$ )                                   |
| <b>C</b>                                  | : Isıl kapasite ( $kJ/K$ )                                 |
| <b>d<sub>i</sub></b>                      | : İç borunun çapı (m)                                      |
| <b>h</b>                                  | : Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )                       |
| <b>k</b>                                  | : Isı iletim katsayısı ( $W/mK$ )                          |
| <b>L</b>                                  | : Boru uzunluğu (m)                                        |
| <b><math>\dot{V}_H</math></b>             | : Akışkanın hacimsel debisi ( $m^3/saat$ )                 |
| <b><math>\dot{m}</math></b>               | : Kütlesel debi ( $kg/s$ )                                 |
| <b>N<sub>s</sub></b>                      | : Entropi üretim oranı                                     |
| <b>NTU</b>                                | : Isı geçiş birimi sayısı                                  |
| <b>Nu</b>                                 | : Nusselt sayısı                                           |
| <b>Q</b>                                  | : Isı geçiş miktarı ( W )                                  |
| <b>Q<sub>g</sub></b>                      | : Gerçek ısı kazancı ( W )                                 |
| <b>Q<sub>mak</sub></b>                    | : Maksimum ısı kazancı ( W )                               |
| <b>q'</b>                                 | : Birim uzunluk boyunca transfer edilen ısı ( $W m^{-1}$ ) |
| <b>ΔP</b>                                 | : Basınç farkı ( Pa )                                      |
| <b>Re</b>                                 | : Reynolds sayısı                                          |
| <b>r</b>                                  | : Boru yarıçapı (m)                                        |
| <b><math>\dot{S}_{top}</math></b>         | : Toplam entropi ( $W K^{-1}$ )                            |
| <b><math>\dot{S}_{top,turb}</math></b>    | : Türbülantörlü boruda entropi ( $W K^{-1}$ )              |
| <b><math>\dot{S}_{top,bosboru}</math></b> | : Boş borudaki entropi, ( $W K^{-1}$ )                     |
| <b>T<sub>c</sub></b>                      | : Ortak cidar sıcaklığı ( $^{\circ}K$ )                    |
| <b>T<sub>hç</sub></b>                     | : Havanın çıkış sıcaklığı                                  |

|               |                                                    |
|---------------|----------------------------------------------------|
| $T_{hg}$      | : Havanın giriş sıcaklığı                          |
| $T_m$         | : Ortalama hava sıcaklığı                          |
| $T_0$         | : Ortam sıcaklığı                                  |
| $T_{sç}$      | : Suyun çıkış sıcaklığı                            |
| $T_{sg}$      | : Suyun giriş sıcaklığı                            |
| $U$           | : Akış hızı (m/s)                                  |
| $W_R$         | : Toplam belirsizlik                               |
| $\varepsilon$ | : Etkinlik                                         |
| $\nu$         | : Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> /s)          |
| $\theta_0$    | : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF) ( °K ) |
| $\mu$         | : Dinamik viskozite (N.s/m <sup>2</sup> )          |
| $\rho$        | : Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )                    |

## 1.GİRİŞ

Enerji kaynaklarının ekonomik kullanımı çağımızda, bütün dünyada yaşamın bir parçası haline gelmiştir. Teknolojik gelişmeler ve nüfus artışıyla birlikte artan refah seviyesi ülkelerin enerji taleplerini de hızla arttırmaktadır. Bu nedenle enerji ihtiyacının büyük bir kısmının karşılandığı fosil yakıt rezervleri hızla tükenmektedir. Enerji kaynaklarının tükenmesi, yol açtıkları çevresel sorunlar ve fiyatlarındaki artış, ülkelerin alternatif enerji kaynakları arayışına ve var olan kaynakları en iyi şekilde kullanmaya yönelmesine sebep olmaktadır. Enerjinin en iyi kullanımı kayıpların en aza indirilmesi ile mümkündür. İşletmeler enerji giderlerini azaltmak için enerji geri kazanımlı sistemlere önem vermektedirler. Bunun için de sistemlerin ısı transferi uygulamalarında enerji tasarrufuna yönelik birçok çalışma yapılmaktadır. Enerji geri kazanımında kullanılan cihazlardan biri ısı değiştiricileridir.

Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimi mühendislik uygulamalarında en çok karşılaşılan işlemlerden biridir. Bu değişimin yapılması için kullanılan ısı değiştiricileri pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda bulunabilmektedir.

Çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricileri, ısı değişim şekline, akışkan sayısına, ısı geçişi mekanizmasına, konstrüksiyon özelliklerine, akıma ve ısı transfer yüzeyinin ısı transfer hacmine oranına göre sınıflandırılabilir. Isı değiştiricileri endüstride kullanım amacına göre değişik isimler alır. Örneğin termik santrallerde buhar türbininden çıkan buharı yoğunlaştırmak için kullanılan yoğunlaştırıcı veya kondenser, soğuk hava depolarında ya da pencere tipi klima cihazlarında kullanılan, soğutucu akışkanın buharlaşarak ısı aldığı ısı değiştiricilerine buharlaştırıcı ya da evaporatör, taşıtlarda motorda ısınan suyu soğutmak için kullanılan ısı değiştiricisine de radyatör denir.

Geniş uygulama alanları olan ısı değiştiricilerinin doğru boyutlandırılmaları ve imal edilmeleri özellikle büyük ısı yüklerinde önemli ekonomi sağlar. Bu nedenle kayıpları az, yüksek etkinlikte ısı değiştirici imalatı hedeflenir. Ancak bu amaca ulaşırken uygun malzeme seçimi, işletme masrafları, gürültü, sistemin kararlılığı gibi diğer bazı faktörleri de hesaba katarak en elverişli çözüm bulunmalıdır [1].

Isı değiştiricilerinin dizaynı ve optimizasyonunda pek çok parametre etkilidir. Isı değiştiricinin konstrüksiyonu, performans parametreleri (sıcaklıklar, debiler, basınç düşüşleri), akışkanların tipleri, fazları, ısı geçiş mekanizması ısı değiştiricilerinin tasarımında ve verimli bir şekilde kullanılmasında etkilidir.

Isı değiştiricilerinin performansının iyileştirilmesi; verilen işletme şartlarında ısı değiştiricisi çıkışında, soğuk akışkan ile sıcak akışkan arasındaki sıcaklık farkının mümkün olduğu kadar azaltılması ile gerçekleşir. Bu sıcaklık farkının azaltılması için akışkanların ısı taşınım katsayılarının artırılması tercih edilen yöntemlerden biridir. Isı taşınım katsayılarının artırılması ise ısı transferini artırma tekniklerinden aktif veya pasif yöntemler ile mümkün olabilir. Yüzeyin döndürölmesi, akışkanın titreştirilmesi, mekanik yardımcı elemanların kullanılması, mekanik parçalar ile akışın karıştirılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler aktif yöntem; ısı transfer yüzeyinin işlenerek yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, bükölmiş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, sarımlı teller, yönlendirici kanatlar, akış ile dönen pervaneler eklemek, girişe türbölans üreticileri yerleştirilmesi gibi işlemlerin yapılması pasif yöntemle örnek verilebilir.

Türbölans üretici olarak bilinen türbölötörler; konik halka yüzeyli, spiral ve delikli palet karıştirıcı, vb. pek çok çeşide sahiptirler. Akış ortamında dönmeli akış oluşturmak, akış ortamının türbölans şiddetini arttırmak, akış ortamına rahatça yerleştirilerek sınır tabakanın parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlamak, ısı transfer alanını arttırmak gibi amaçlar için kullanılmaktadırlar.

Akışkan ile duvar arasındaki ısı geçişinde sınır tabaka önem taşımaktadır. Sınır tabaka akış türü ile ilgili olup laminar akışta kalın, türbölanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbölanslı akışta ısı geçişi laminar akışa göre daha hızlı olur. Böylece sınır tabaka kalınlığı inceldikçe akışkan ile boru arasındaki ısı geçişi daha fazla olur.

Bu çalışmada, ısı transferini arttırma tekniklerinden pasif yöntemlerden biri kullanılarak konstrüksiyonları basit, hareketli parçalarının olmayışı ve maliyetlerinin düşük olması nedeniyle konsantrik ( iç içe borulu ) tip bir ısı değiştiricisinde boru girişinde akışkana dönme etkisi verilerek ısı transferinin arttırılması hedeflenmiştir. Bunun için iç borunun girişine rahat bir şekilde sökölüp takılabilen, 4 farklı tipte türbölötör geliştirilmiştir. Geliştirilen ısı değiştiricinin iç borudaki akışkanda türbölans oluşturarak ısı transferinin arttırılması için hem deneysel hem de sayısal özölme yapılmıştır. Böylelikle ısı

değiştiricinin ısı transferini en etkin, en hızlı ve en basit şekilde gerçekleşmesi yolları araştırılıp yapılan çalışmalara ilave bilgi ve katkı sağlamak amaçlanmıştır.

Deneysel çalışma için deney seti kurulup deneyler iç içe borulu ısı değiştiricide hava akışkanının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Türbülator olarak içi, dışı kanatlı ve deliksiz; dış kanadı ve gövdesi delikli; gövdesi delikli; iç, dış kanat ve gövdesi delikli olmak üzere dört farklı tipte türbülator imal edilmiş ve her biri için aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında deneyler gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kod programlarından sonlu hacimler metoduna dayalı ANSYS 12.0 Fluent versiyonu kullanılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan şartlar sayısal aşamalarda da kullanılıp sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması hedeflenmiştir.

Literatürde dönmeli akışlarda akışın teorik ve deneysel incelenmesine geniş yer verilmektedir. İlk olarak 1921 yılında Royds [2] tarafından türbülans üreticilerinin ısı transferi üzerine yararlı etkileri ispatlanmıştır.

Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisi deneysel olarak Sparrow ve Chaboki [3] tarafından incelenmiştir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Daha sonra birçok araştırmacı tarafından farklı ısı değiştiricileri çeşitleri kullanılarak sınır tabaka kalınlığını azaltmak için farklı yöntemlerle çok sayıda çalışmalar yapılmıştır.

İç içe borulu ısı değiştirgeçlerinin iç borusu boyunca akışkanın akışını değiştiren kuvvet nedeniyle serbestçe dönebilen pervanelerin ısı transferi ve basınç üzerindeki etkisi Yıldız ve arkadaşları [4] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Deneyler, 2500 – 15000 Reynold sayılarında ve birçok pervane için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, ısı transfer oranlarının pervanesiz sistemlere göre % 250 daha iyi olduğu bulunmuş dolayısıyla akışkan hareketi nedeniyle pervaneler ve bunların sayıları ısı transferi üzerinde etkili olmuştur. Boş borularla karşılaştırıldığında basınç düşüşündeki artış, Reynold sayısı ve pervane sayısına bağlı olarak % 500 ile % 1000 arasında değişmiştir.

Kayataş [5] çalışmasında iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare, üçgen, ters üçgen kanatçıkların, girdaplı akışın ve kanatçıksız ısı değiştiricisinin aynı yönlü ve zıt

yönlü akış uygulanarak ısı transferine etkisi nümerik olarak incelemiştir. Nümerik çalışma sonucunda bütün modeller için ortalama çıkış sıcaklıkları incelendiğinde, maksimum ısı transferinin kare kanatçık kullanıldığında gerçekleştiği ve girdaplı akış kullanılmasının ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür.

Durmuş ve arkadaşlarının [6] dış yüzeyi buhar ile ısıtılan, sabit cidar sıcaklığına sahip bir tüp içerisindeki akışta, ısı transferini arttırmak için kesik koni şeklinde türbülatorler kullanarak yaptıkları çalışmada, tüp içerisinde akmakta olan akışkan hava olup, deneyler  $5000 < Re < 30000$  aralığında yapılmıştır. Tüpte; ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi türbülatorlü ve türbülatorsüz haller için hesaplanmış, birbirleri ile karşılaştırmalar yapılmış ve ampirik bağıntılar elde edilmiştir. Sonuçlar en büyük koniklik açısında ısı transferinin en yüksek değerlerinde elde edilmekle beraber, basınç kayıplarında da çok yüksek değerlere çıkıldığını göstermiştir.

Durmuş ve arkadaşlarının [7] başka bir çalışmasında da konsantrik tip ısı değiştiricilerde ısı transferini arttırmak için iç borunun girişine girdap üretici monte edilerek paralel ve zıt akışlarda ısı transferi ve basınç düşüşü incelenmiştir. Sonuçlar zıt akış ve  $45^\circ$  girdap açısında Nusselt sayısında % 120' e kadar artış olduğunu göstermiştir.

Konsantrik tip ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen yay şeklindeki helisel telin ısı transferi, sürtünme faktörü ve boyutsuz ekserji kaybına etkisi Akpınar [8] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Deney sonuçları boş boruya göre Nusselt sayısında 2.64 ve sürtünme faktöründe 2.74 kata kadar artış olduğunu göstermiştir.

Promvonge ve Eiamsa-ard [9] aralıksız salyangoz girişli konik türbülatorün ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerine etkisini deneysel olarak çalışmış ve deney sonuçları aynı çalışma şartlarında sürtünme faktörü ve ısı transferinde önemli bir artış olduğunu göstermiştir.

Eiamsa-ard ve arkadaşlarının [10] 2008'de yapmış oldukları başka bir çalışmada içine türbülans akış üretmek için  $15^\circ$ ,  $25^\circ$  ve  $30^\circ$  açılı çubuklar yerleştirilmiş konsantrik tip ısı değiştiricilerinde ısı transfer ve sürtünme karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. İç borudan sıcak su, dış borudan soğuk suyun geçtiği ısı değiştiricisiyle yapılan deney sonuçlarına göre çubukların ısı transferini arttırdığı belirtilmiştir. Nusselt sayısında % 284, sürtünme kaybında % 413 artış olduğu gözlenmiştir.

İç içe borulu ısı değıştirgeçlerinde iç borunun giriş bölümüne konulan değışik açılı kanatlarında değışik geometride, çapta ve sayıda delikler bulunan türbülatorler sayesinde akışkana dönme etkisi verilerek ısı transferinde iyileştirilmeler sağlandığı çalışmada Argunhan [11] delik sayısı, açısı, dizilişı ve Re sayısına bağılı olarak ısı transferinin artabileceğini belirtmiştir.

Bir başka çalışmada Argunhan ve arkadaşları [12] iç içe borulu ısı değıştiricide uygun tasarımı elde etmek için ısı transferinin deneysel sonuçlarının termodinamiğin ikinci kanununa göre analiz etmişler ve ısı transferini arttırmak için iç borunun girişine yerleştirilen altı tane 55°, 65°, 75° ve 90° kanat açılı kanatlı girdap üreticilerin etkisini incelemişlerdir.

Çakmak ve arkadaşları [13] pervane tip dönel akış üreticilerinin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkilerini deneysel olarak incelemiş ve sonuçlar ısı transferinde % 50'den fazla artış diğerk taraftan basınç düşüşünde boş boruya göre 3 kat artış olduğunu göstermiştir.

Şara ve arkadaşları [14] düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirerek ısı transferindeki iyileşmeyi Reynold sayısının, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilişine göre arttırılabileceği veya azaltılabileceği bulunmuştur. Belirli bir basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirlerine göre rast gele dizilişinde elde edilmiştir.

Yaptıkları çalışmada konsantrik tip ısı değıştiricilerinde girdap akış üreten püskürtücülerin ısı transferine etkisini deneysel olarak inceleyen Çakmak ve Yıldız [15], ısı transfer oranında % 93' e kadar iyileşme olduğunu belirtmişlerdir.

Yakut ve Sahin [16] konik halka türbülatorlerin zorlanmış akış titreşim karakteristiklerini kullanarak ısı değıştiricilerinde ısı transferi artışını deneysel olarak çalışmışlardır. Konik halkalar, içinden havanın geçtiği boru boyunca 10, 20 ve 30 mm eğimli yerleştirilmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısının artan Reynolds sayısı ile arttığını ve maksimum ısı transferinin en küçük eğimde olduğunu göstermiştir.

Farklı giriş geometrilerinin yatay dairesel boru içerisindeki laminar hava akışında birleşik ısı transferine etkisi Reynold sayısı 400 – 1600 aralığında ve Grashof sayısı  $3.12 \times 10^5$  den  $1.72 \times 10^6$  e kadar olan değerlerde deneysel olarak Mohammed [17] tarafından çalışılmıştır. Çalışmada sakinleştirme bölgesinin uzunluğu ( $L/D=80$ ) ile ilgili olarak yüzey sıcaklık değerleri, düşük kütle akış oranı ve yüksek akış direncinden dolayı diğer giriş geometrilerinden daha yüksek olduğu bulunmuştur. Ayrıca zil ağızlı (bell-mouth) giriş geometrileri için Nusselt sayısı değerleri, havanın ortalama sıcaklık ve yoğunluğundaki farklılıklardan dolayı diğer giriş geometrilerinden daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Kotçioğlu ve arkadaşları [18] 1999'da yapmış oldukları çalışmada içinde kanatçık tipi girdap üreticileri bulunan dikdörtgen kesitli kanallardaki ısı transferi, farklı Reynolds sayılarında (3000-30000) ve türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelenmiştir. Her kanatçık çiftinin arkasındaki geçiş bölgesinde kuvvetli bir akış karışımının ısı transferinin iyileşmesine neden olduğu tespit edilmiştir. Buna karşılık sürtünme katsayısının arttığı görülmüştür.

Behçet ve arkadaşları [19] iç borusuna pervane tip türbülator yerleştirilmiş ısı değiştiricideki ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir. Sonuçlar ısı transferinde % 25.5 - % 50,3 arasında ve sürtünme kaybında 5 kat artış olduğunu göstermiştir. Sistemin ekserji analizi sonucunda boş boru için türbülatorlü durumdan %15 daha fazla ekserji kaybı görülmüştür.

Deneysel çalışmaların yanı sıra kesin bir analitik çözüm yerine nümerik bir yaklaşık çözüm elde edilen sayısal yöntemlerin de kullanıldığı birçok çalışma literatürde mevcuttur. Bunlardan bazıları şunlardır;

Şahin ve arkadaşları [20] yaptıkları çalışmada yedi farklı kanat açılı düz plakalı kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer artışı ve basınç düşüşünü incelemişlerdir. Üç boyutlu sayısal hesaplama tekniği CFD kodu Fluent kullanılarak sayısal simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Model Gambit yazılımında çizilip çözüm ağı oluşturulmuştur. Isı transfer ve basınç düşüşü değerleri kanat açısı ( $\theta = 0^\circ$ ) ve ( $\theta = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ ) kanat açısı değerleri karşılaştırılmıştır. En uygun açı olan  $\theta = 30^\circ$  kanat açısı için maksimum

ısı transfer artışı her dilim için 1,42 W ve maksimum güç kaybı ile ilgili basınç kaybı her dilim için sadece 0,54 mW olarak elde edilmiştir.

Ortadan çakışık helisel boşluklu plakalı ve borulu ısı değiştiricisi için üç boyutlu simülasyonu ve üç farklı helis açısında (  $30^\circ$ ,  $40^\circ$  ve  $50^\circ$  ) basitleştirilmiş periyodik model performans tahminleri Zhang ve arkadaşları [21] tarafından yapılmıştır. Her basınç kaybı için ortalama ısı transfer katsayısı modeli  $40^\circ$  açı durumunda en büyük oluyorken tahmin edilmiş ortalama kesişim açısının bu durumda en küçük olduğu bulunmuştur.

Ozceyhan ve arkadaşları [22] dairesel kesit halkalı boruda ısı transfer artışını sayısal olarak çalışmışlardır. Halkalar arası  $p = d/2$ ,  $p = d$ ,  $p = 3d/2$ ,  $p = 2d$  ve  $p = 3d$  olarak beş farklı aralıkta düşünülmüştür. Sayısal hesaplamalar Fluent 6.1.22 koduyla, Reynolds sayısı 4475 – 43725 aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak en iyi tüm artışın % 18,  $Re = 15600$  ve aralık  $3d$  iken gerçekleştiği belirtilmiştir.

Plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma-soğutma sistemi Kılıç [23] tarafından deneysel olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemdeki plakalı ısı eşanjörü, farklı sıcaklık ve debi değerlerinde analizlere tabi tutulmuştur. Tüm analizler dört farklı çalışma durumu için yapılmıştır. Farklı çalışma durumlarında eşanjörde dolaşan akışkanların optimum sıcaklıkları, debileri belirlenmiş ayrıca sistemin 2. yasa ve ANSYS bilgisayar programı ile analizleri yapılmıştır.

Chen ve Dung [24] iç borusu değişen yatay, oval dikey veya dairesel kesit olan çift borulu ısı değiştiricilerinde paralel ve karşıt akışı sayısal olarak incelemiştir. Hesaplamalar değişen oval iç boru girişinin, hem iç hem de dış boru akışında eksenel girdaplar üreterek ısı transfer performansını geliştirdiğini göstermiştir.

Sekmen [25] boru içerisine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş üç farklı kanatçık açıklığında ve üç farklı kanatçık açısına sahip toplam dokuz farklı türbülator kullanarak ısı geçişindeki artışı üç boyutlu olarak incelemiş, sayısal hesaplamaları FLUENT bilgisayar kodu yardımıyla gerçekleştirmiştir. Kullanılan türbülatorların kanatçık açıklıklarının ve kanatçık açılarının uygun geometride tasarlanması ile ısı transferinde bir artış olacağı ve enerji tasarrufu sağlanabileceği yapılan çalışmada görülmüştür.

Zamankhan [26] çalışmasında helisel türbülantörlü dairesel boruda ısı transferini arttırmak amacıyla üç boyutlu matematiksel model geliştirmiştir. İç boruda çeşitli konsantrasyonlarda glikol-su karışımı, dış boruda da saf su kullanarak yapılan çalışma sonucunda türbülantörün ısı transferinde artış sağladığı belirtilmiştir. Simülasyon sonuçları türbülantör yokluğunda bile ısı değıştiricisinin uzun modeli için Reynold ve Prandtl sayılarında lineer olmayan değışimler göstermiştir. Simülasyon verileri deneysel verilerle karşılaştırıldığında makul sonuçlar elde edilmiştir.

Sonlu hacim tekniğı kullanan, ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiğı yazılımı kullanarak gövde-boru tipi ısı değıştirici modellenmiş ve sayısal analizi Özden [27] tarafından yapılmıştır. Bu çalışma gövde tarafı akış olgusu üzerine yoğunlaşmıştır. HAD analizlerinden elde edilen akış ve sıcaklık bilgileri ısı değıştirici tasarımında geliştirme isteyen noktaların belirlenmesi doğrultusunda değeri bilgiler verebilmektedir.

Irmaklıoğlu [29] yaptığı çalışmada iki sıralı alüminyum kanatlı ve bakır borulu bir şoklama evaporatörü, değışik geometrik parametreler için nümerik olarak incelemiştir. Kanat aralığı, kanat kalınlığı, kanat malzemesi, boru çapı, yatay ve dikey boru aralıkların ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi 14 değışik geometrideki modelde gerçek sınır şartları ve türbülantlı akış için Fluent yardımıyla incelenmiştir. Akışkan olarak R404A kullanılmıştır. Evaporatör girişı hava hızları 2 ila 4 m/s arasında seçilmiştir. Yapılan teorik çalışma, nümerik çalışmayla karşılaştırılmış ve çok yakın sonuçlar elde edilmiştir. Çalışma sonucunda kanat aralığı azaldıkça ısı transferi ve basınç düşümünün arttığı, kanat kalınlığının ısı transferi ve basınç düşümüne önemli bir etkisinin olmadığı belirtilmiştir.

Düz plaka kanatçıklı borulu tipteki ısı değıştiricilerinde kanatçık geometrisindeki değışimlerin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi Erek ve arkadaşları [28] tarafından sayısal olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiğı programı olan Fluent ile incelenmiştir. Simetrik olan on eşit kanat parçasından biri modellenmiş ve sonuçlar ısı transferi, statik ve toplam basınç düşüşü değeri on farklı kanatçık için çizelgeye geçirilerek karşılaştırılmıştır. Kanatçıklar arasındaki uzaklığın basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkisinin olduğu ve akıntı yönünde yerleştirilen kanatçığın ısı transferini pozitif yönde etkilediğı gözlenmiştir. Ayrıca kanatçıklı borunun artan eliptisitesi ısı transferini arttırırken basınç düşüşünde de önemli bir azalma meydana getirmiştir.

Kumar ve arkadaşları [30] iç içe borulu helisel ısı değiştiricilerine hidrodynamic ve ısı transferi karakteristikleri pilot işletme ölçeğinde incelemişlerdir. Deneyler zıt akış ve iç boru kenarından sıcak akışkan, halka bölgesinden soğuk akışkan geçen durumda gerçekleştirilmiş; dış boru iç boruyu desteklemek ve halka bölgesinde yüksek türbülans sağlamak için yarı dairesel plakalarla doldurulmuştur. Toplam ısı transfer katsayısı hesaplanarak iç ve dış boruların ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Isı değiştiricisindeki akış ve termal gelişmeleri tahmin etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği ticari paket programı ( Fluent ) kullanılmıştır. İç ve dış borulardaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri deneysel verileri literatür ile karşılaştırılmış, sınır şartları farklı olmasına rağmen literatür verileri ile kabul edilebilir karşılaştırma sağlanmıştır.

Baysal [31] eşmerkezli boru tipi bir ısı değiştiriciye yerleştirilmiş farklı adımlardaki helisel türbülatorlerin Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığı için ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) bilgisayar programı Fluent, model çizimi ve ağ oluşumunda Gambit paket programı kullanılarak, temel korunum denklemleri sürekli rejimde, üç boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen değerlerin birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Helisel türbülator kullanılarak boş boruya göre % 199 - % 291 oranlarında ısı transferi iyileşmesi sağlanmıştır.

İçten kanatlı borulara bloke edilmiş çekirdek boru ısı transfer performansı sayısal olarak Wang ve arkadaşları [32] tarafından incelenmiştir. Üç farklı yanal kanat profili ( S,V ve Z şekilli ) çalışılmış ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar S ve Z şekilli kanatların V şekilli kanatlara göre daha üstün ve Z şekilli kanatların da en iyi performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Quadir ve arkadaşları [33] borulu ısı değiştiricilerini normal çalışma koşullarında (konveksiyonsuz) sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmişlerdir. Yöntemin soğutucunun kütle akış oranı, ortam sıcaklığı gibi parametrelerin, ısı değiştirgeci içindeki boruların faz değişimi başlangıcında veya sonunda, etkisini araştırmakta da kullanılabileceğini inceleyip bu tahminleri yerel olarak geliştirilmiş bir bilgisayar programı kullanarak

gerçekleştirmişlerdir. Bu yöntemin duyulur veya gizli ısı transferinin gerçekleştiği mevcut verilere karşı başarıyla kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Silisyum karbür seramik borulu ısı değiştirici içindeki sıcaklık farkından gerçekleşen kararlı durumdaki ısı transferi ve ısıl basınçlar için sıcaklık dağılımını İslamoğlu [34] sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplamıştır. Eksenel üniform yayılmayan ısı transfer katsayısının sıcaklık ve basınca etkisini bu yöntemle hesaplayıp üniform olmayan ısı transfer katsayısının silisyum karbür seramik borulu ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı ve basınç üzerinde önemli ölçüde etkili olduğunu bulmuştur.

Ranganayakulu ve arkadaşları [35] çapraz akışlı plaka kanat, çapraz akışlı boru kanat, ters akışlı plaka kanat ve paralel akışlı kanat tip ısı değiştiricilerinde değiştirici duvarı içinden uzunlamasına ısı iletiminin etkisini sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analiz etmişlerdir. Sonuçlar çapraz akışlı plaka kanat, çapraz akışlı boru kanat, ters akışlı plaka kanat tip ısı değiştiricilerinde, akışkan performans oranı bire eşit olduğunda ve uzunlamasına ısı iletimi parametreleri geniş aralıkta olduğunda oluşabilen, uzunlamasına ısı iletiminden dolayı ısı performans deformasyonu oluştuğu göstermiştir.

Düz plakalı dört kanallı ısı değiştiricisinin gerçek bir prototipi Galeazzo ve arkadaşları [36] tarafından hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak geliştirilmiştir. Paralel ve seri akış için test edilip deneysel sonuçlar üç boyutlu sayısal tahminlerle karşılaştırılmıştır. HAD sonuçlarının özellikle seri düzenlemeler için deneysel verilerle uyum içinde olduğu gözlenmiştir.

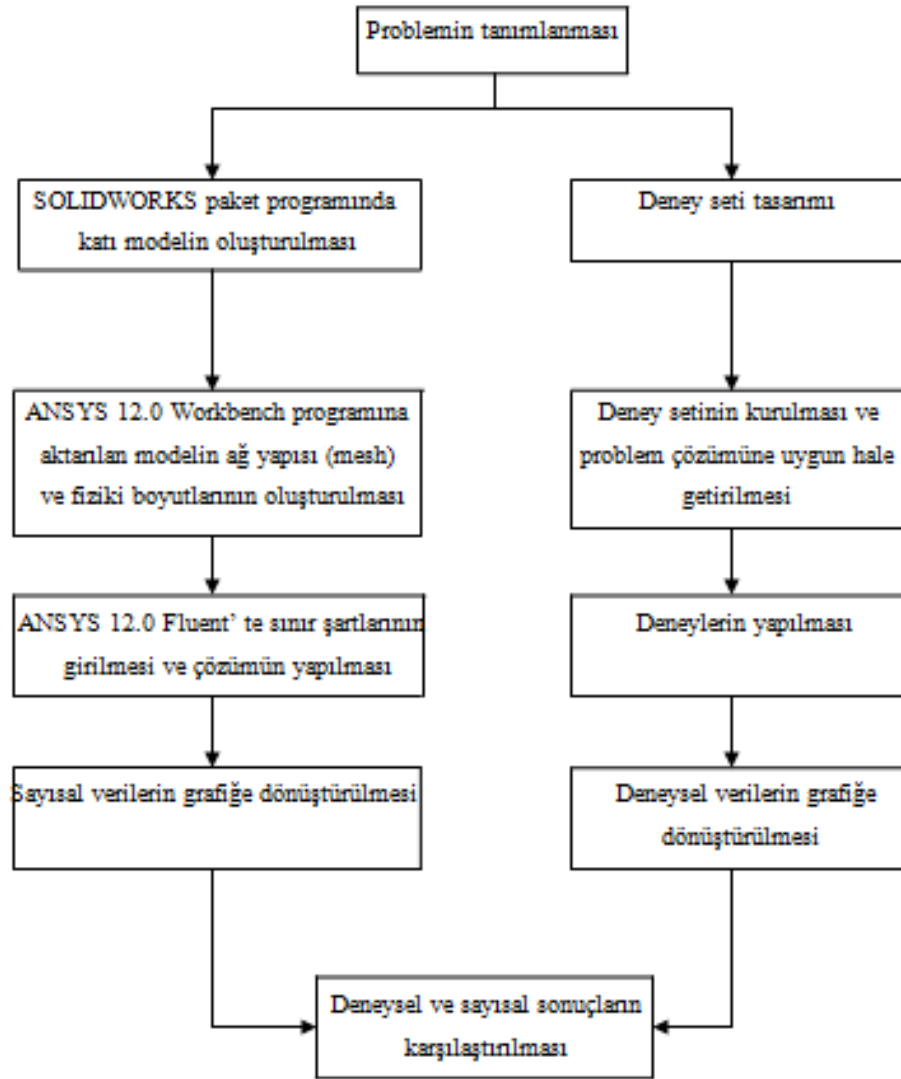
Baysal [37] eşmerkezli borulu ısı değiştiriciye yerleştirilmiş farklı adımlardaki helisel türbülatorlerin ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sonuç olarak 20, 40, 60, 80 mm adım mesafeli helisel türbülatorlerde sırasıyla % 291, %241, % 218 ve % 199 oranında ısı transfer iyileştirmesi sağlandığı belirtilmiştir.

Yiğit [38] iç içe borulu yay tipi türbülatorlü bir ısı değiştiricisinin ticari bir SAD kod program ile sayısal analizlerde kullanılan türbülans modellerinin etkisini incelemiştir. Farklı türbülator modellerle elde edilen sayısal sonuçlar en iyi türbülans modeli belirlemek

için deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlarla uyum sağlayan en iyi modelin Standard-Standard wall function olduğu grlmştr.

## 2. MATERYAL VE METOT

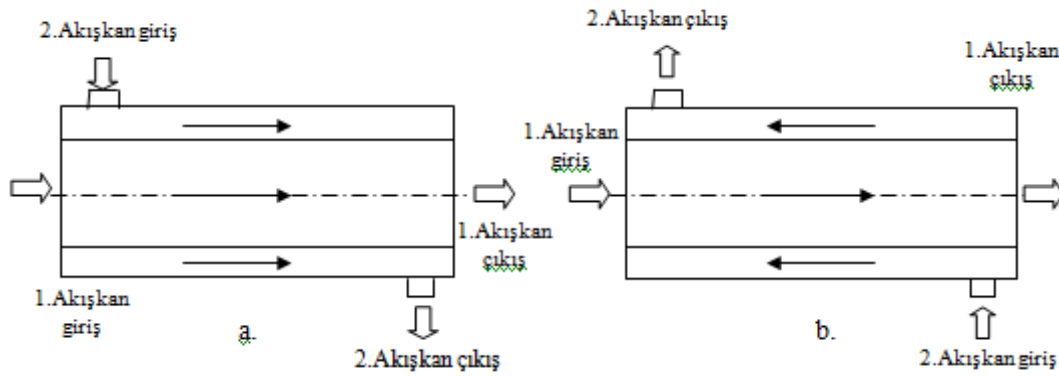
Bu çalışmada konstrüksiyonları basit, hareketli parçalarının olmayışı ve maliyetlerinin düşük olması sebebiyle konsantrik ( iç içe borulu ) tip ısı değıştirci tercih edilmiştir. Deneysel çalışma için deney seti kurulup deneyler iç içe borulu ısı değıştircide hava akışkanının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada takip edilen işlem adımları Şekil 2.1’ de gösterilmiştir.



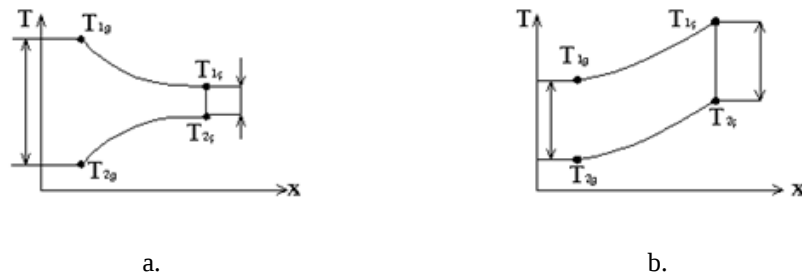
Şekil 2.1. Deneysel ve sayısal işlem adımları

Türbülator olarak içi, dışı kanatlı ve deliksiz; dış kanadı ve gövdesi delikli; gövdesi delikli; iç, dış kanat ve gövdesi delikli olmak üzere dört farklı tipte türbülator imal edilmiş

ve her biri için aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.2’ de iç içe borulu ısı değiştiricide aynı ve zıt yönlü paralel akış şematik gösterimi verilmiştir. Her iki durum için deneyler yapılmıştır. Isı değiştirici içindeki iki akışkan değiştiricinin aynı ucundan ( aynı yönlü ) ve zıt uçlarından ( zıt yönlü ) girip, birbirlerine paralel olarak akarlar. Aynı yönlü akışta en sıcak akışkan ile en soğuk akışkan girişte karşılaşır ve ısı transferinin büyük bir kısmı akışkanın ilk karşılaşmaları sırasında meydana gelir. Böylece paralel akışlarda çok hızlı değişme olduğundan ani değişmeli akışkan olarak da isimlendirilebilir. Zıt yönlü akışta, akışkanlar birbirine göre ters yönde aktığından ilk andan itibaren ani olarak ısı alışverişinde bulunmadıklarından soğutma yavaş meydana gelir. Şekil 2.3’ te aynı ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımları verilmiştir. Zıt yönlü paralel akışlarda ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve etkinlik diğer akış düzenlemelerine göre daha büyüktür [39].



Şekil 2.2. İç içe borulu ısı değiştirici şematik gösterimi ( a) aynı yönlü paralel akış b) zıt yönlü paralel akış )



Şekil 2.3. Isı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımı ( a) aynı yönlü paralel akış b) zıt yönlü paralel akış )

## 2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ( HAD ) ve Fluent Kod Programı

Birçok mühendislik uygulama alanında karşılaşılan kanal içi ve boru akışları genellikle karmaşık geometriler etrafında olup, üç boyutlu ve türbülanslı akışlardır. Bu tür üç boyutlu karmaşık akış problemlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ( HAD ) ve yüksek başarılı hesaplamalar ile çözümü ve simülasyonları günümüzde mümkün olmaya başlamıştır. Böylece HAD simülasyonları artık bütün bilim ve mühendislik alanlarında önemli bir rol oynamaktadır. HAD her türlü akışkan ve akışının değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır. Bu denklemlerin problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözülmesinden sınır tabaka içindeki sıcaklık dağılımı, oradan da ısı taşınım katsayısı hesaplanmaktadır [40].

Bu korunum denklemleri sıkıştırılmaz akışlar için silindirik geometri aşağıda verilmiştir:

### Süreklilik denklemi

Üç boyutlu bir akış bölgesi içerisinde bulunan kontrol hacmi elemanı için kütle korunumundan hareketle süreklilik denklemi elde edilir. Akışkanın  $r$ ,  $\theta$ ,  $z$  yönündeki hız bileşenleri  $u_r$ ,  $u_\theta$ ,  $u_z$  şeklinde ve Eş. 2.1'deki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_z)}{\partial z} \quad (2.1)$$

### Enerji denklemi

Silindirik bir geometri içindeki sıcaklık dağılımı enerji denklemi Eş. 2.2' de verilmiştir.  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $k$  iletim katsayısı,  $T$  sıcaklık,  $\mu$  dinamik viskozite,  $c_p$  özgül ısı,  $\Phi$  ısı üretim oranı,  $u_r$ ,  $u_\theta$ ,  $u_z$  akışkan hız bileşenleridir.

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi \quad (2.2)$$

### Momentum ( Navier-Stokes ) denklemleri

Momentumun korunumu denklemlerinin r,  $\theta$  ve z bileşenleri Eş. 2.3, 4 ve 5'te verilmiştir.

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin r bileşeni:

$$\begin{aligned} & \rho \left( \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (2.3)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin  $\theta$  bileşeni:

$$\begin{aligned} & \rho \left( \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r^2}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (2.4)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin z bileşeni:

$$\begin{aligned} & \rho \left( \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (2.5)$$

Yapılan araştırmalar hem deneysel hem de HAD analizlerini kapsamaktadır. Böylelikle birbirlerini tamamlamaktadır. Deneysel sonuçlar hız değerleri, sıcaklık değerleri ve transfer edilen ısı miktarını gibi genel özellikleri verirken, HAD analizleri sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve akış çizgileri gibi akış hakkındaki ayrıntıları elde etmek için fayda sağlar. Sayısal analizlerin doğruluğu, deneysel ve sayısal analizlerden elde edilen genel sonuçların karşılaştırılmasıyla kontrol edilmektedir. Sonuçların uyumlu olması durumunda

yapılması gereken deney sayısı azaltılarak deneysel çalışmalara kolaylık getirmiştir. Maliyet ve zaman açısından katkılar sağlamıştır [40].

Fluent kod programı, sonlu hacimler tabanlı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olup birbirinden farklı birçok alanda ısı transferi ve akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Laminar ve türbülanslı, sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz akışlar için iletim, taşınım ve radyasyonla ısı geçişinde çözüm yapılabilmektedir. Türbülanslı akışların incelenmesi laminar akışlara oranla oldukça zordur. Bu tip problemlerde türbülansın etkisini katmak için modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde akışkanın fiziksel viskozitesine ilave olarak, akışın özelliklerine bağlı diğer bir viskozite terimi tanımlanmakta ve ona türbülans viskozitesi denilmektedir. Bu ek viskozite terimini hesaplamak için araştırmacılar tarafından değişik modeller sunulmakta, bu modellerin arasında ise "standart k-epsilon modeli" yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu modelde "k" türbülansın kinetik enerjisini, "epsilon" ise türbülansın yayılımını belirtir. Bu nedenle türbülanslı akışlarda süreklilik ve momentum denklemlerine, türbülans kinetik enerji ve yayılım denklemleri de eklenmekte, çözülmesi gereken denklemlerin sayısı artmaktadır [41].

Denklemler çözülmeden önce akış hacminin ve sınır koşullarının belirlenmiş olması gerekmektedir. Çözümün elde edilebilmesi için giriş, çıkış ve yüzeylere sınır şartları tanımlanmalıdır. Sınır şartı olarak kütleli debi, hızlar veya sıcaklıklar verilebilir. Akış hacminin net olarak bilinmesi önemli olup, denklemlerin hangi hacim için çözüleceği net olarak bilinmelidir. Sonlu hacimler yönteminde akış hacmi küçük sonlu hacimlere bölünmekte ve ilgili denklemler her bir sonlu hacim için ayrı ayrı çözülmektedir.

Yapılan araştırmalar hem deneysel hem de HAD analizlerini kapsamaktadır. Böylelikle birbirlerini tamamlamaktadır. Deneysel sonuçlar hız değerleri, sıcaklık değerleri ve transfer edilen ısı miktarını gibi genel özellikleri verirken, HAD analizleri sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve akış çizgileri gibi akış hakkındaki ayrıntıları elde etmek için fayda sağlar. Sayısal analizlerin doğruluğu, deneysel ve sayısal analizlerden elde edilen genel sonuçların karşılaştırılmasıyla kontrol edilmektedir. Sonuçların uyumlu olması durumunda yapılması gereken deney sayısı azaltılarak deneysel çalışmalara kolaylık getirmiştir. Maliyet ve zaman açısından katkılar sağlamıştır [42].

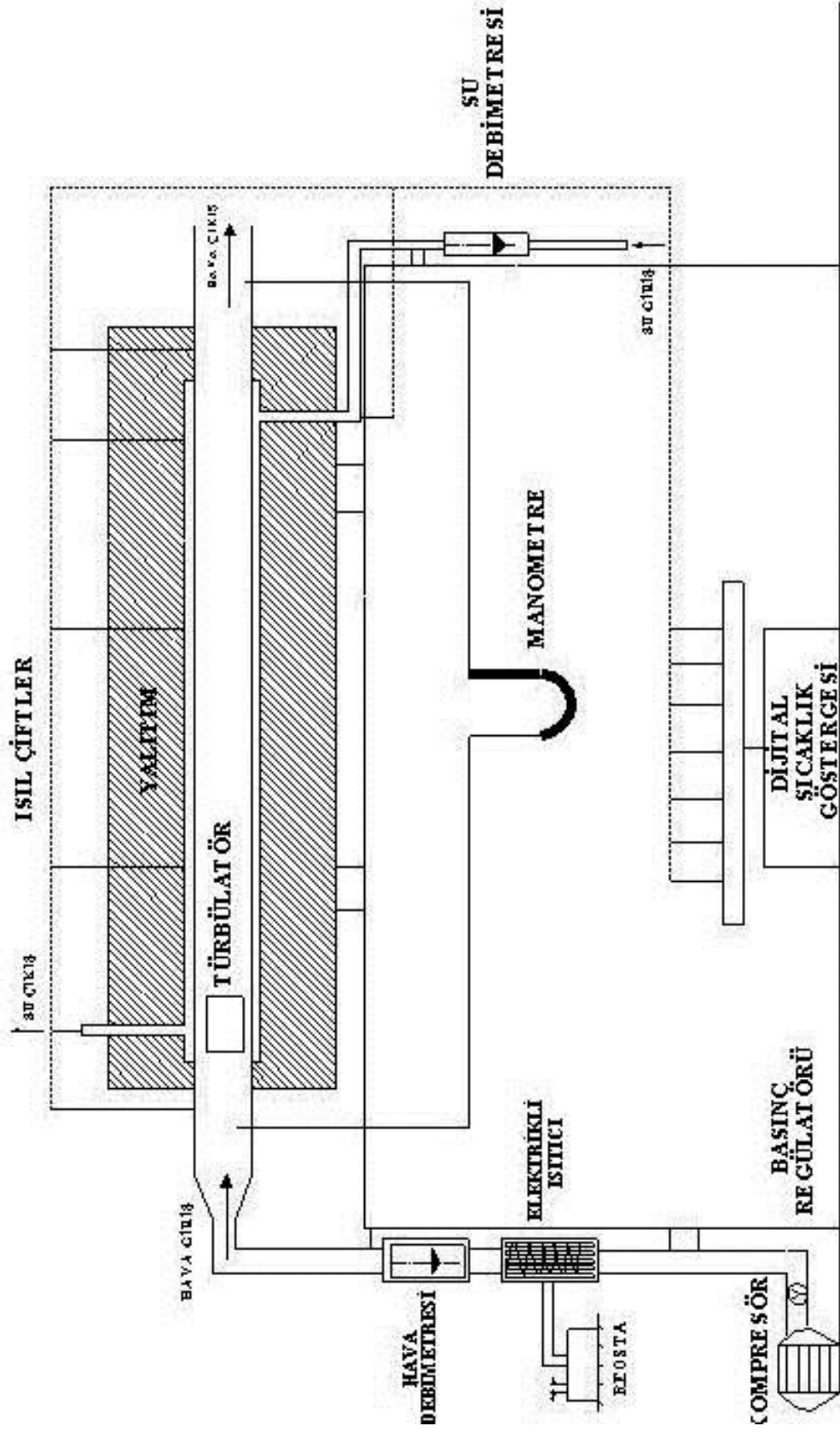
Bu çalışmanın sayısal analiz işlem basamakları ayrıntılı olarak Ekler' de verilmiştir.

## 2.2. Deneysel Çalışma

Deneysel çalışma yapılması amacıyla tasarımı yapılan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 2.4’ te verilmiş olup Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi kapsamında alınan cihaz ve ekipmanlarla kurulum yapılmıştır. Deneylerde kullanılan havanın akışını sağlamak üzere kompresör kullanılmış ve ısıtma işlemi havayı üniform bir şekilde ısıtmak amacıyla bir bölmeye yerleştirilmiş elektrikli bir ısıtıcı ile gerçekleştirilmiştir. Elektrikli ısıtıcıdan ortama olan ısı kaybını minimuma indirebilmek için ısıtıcının yerleştirildiği bölge taş yünü malzemesi ile yalıtılmıştır. Elektrikli ısıtıcının kontrolünü reosta ile yaparak ısı değiştiriciye giren havanın sıcaklığının sabit kalması sağlanmıştır.

Test bölümünde konstrüksiyonun basit ve konsantrik tip ( iç içe borulu ) ısı değiştirici kullanılmıştır. Isı değiştiricinin iç borusu içinden sıcak akışkan olarak hava, dışından ise soğuk akışkan olarak su geçmektedir. Isı değiştiricinin uzunluğu 750 mm’ dir. İç borunun malzemesi ısıyı daha iyi iletebilmesi için bakırdan olup iç çapı 60 mm ve et kalınlığı 1,5 mm’ dir. Dış borunun malzemesi çelik olup iç çapı 90 mm ve et kalınlığı 4 mm’ dir. Isı değiştiricinin çevreye olan ısı kaybını azaltmak için dış borunun yüzeyi 5 cm kalınlığında taş yünü ile yalıtılmıştır.

Deneyler havanın farklı debi değerlerinde gerçekleştirildiğinden hacimsel debisi hava debimetresi ile, su debisi su debimetresi ile ölçülmüştür. Isı değiştiricinin havanın giriş ve çıkışına yerleştirilen basınç prizleri yardımıyla, iç boruda meydana gelen basınç kayıpları U tipi sulu manometre ile ölçülmüştür. Isı değiştiricide hava ve suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, bakır borunun yüzey sıcaklıkları ısı çiftler ve dijital sıcaklık göstergesi ile okunmuştur.

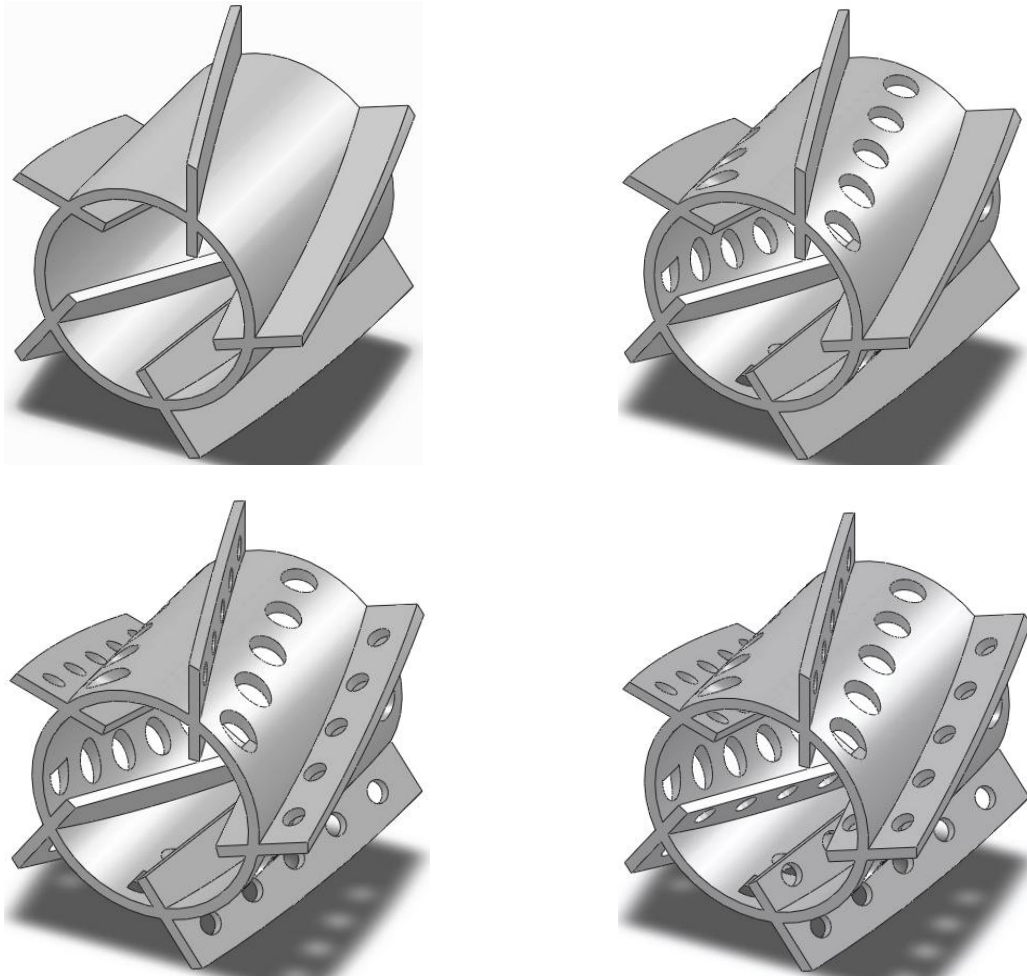


Şekil 2. 4. Deney düzeneğinin şematik görünümü

### 2.2.1. Deneyde kullanılan türbülatorler

Isı değiştiricilerinde türbülator; ısı transferini artırmak için yüzey alanının büyütülmesinden çok ısı taşınım katsayısının artırılmasıyla sağlanmalıdır. Isı taşınım kat sayısının artırılması için sınır tabaka kalınlığı önemlidir. Türbülanslı akışta bu tabakanın kalınlığı laminar akışa göre daha incedir. Türbülanslı akışta bu tabaka kalınlığının daha da inceltilmesi için türbülatorler kullanılarak akış çizgileri bozulmakta ve sınır tabakanın parçalanması sağlanmaktadır.

Deney düzeneğinde kullanılan ısı değiştiricisinde bakır borunun iç çapı 60 mm olduğu için içine yerleşebilecek çapta ve dört farklı tipte türbülatorler boru girişine her bir deney için yerleştirilmiştir. şekil 2.5' te gösterilen deneysel çalışmada kullanılan türbülatorler, öncelikle bir paket programda tasarlanıp çizilmiş ve imal edilmiştir.



şekil 2.5. Deneysel çalışmada kullanılan türbülatorler

50 mm uzunluğundaki 40 mm çapındaki 1 mm kalınlıklı çelik borunun içine ve dışına 5'er mm' lik kanatlar 70° lik açı verilerek kaynak yapılmıştır. Gövdeye 6 mm çaplı, kanatlara da 4 mm çaplı delikler açılmıştır. Şekil 2.6' da türbülatorlerin genel görünüşü verilmiştir.



a.

b.

c.

d.

**Şekil 2.6.** Türbülatorlerin genel görünüşü ( a) içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülator, b) gövdesi delikli türbülator, c) dış kanadı ve gövdesi delikli türbülator, d) iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülator )

## 2.2.2.Deney düzeneğinde kullanılan cihaz ve ekipmanlar

Deneyisel çalışmanın tasarımında kullanılan cihaz ve ekipmanlar Şekil 2.7 'de gösterilmiştir.



**Şekil 2.7.** Deney düzeneği elemanları

### 2.2.2.1. Dijital sıcaklık göstergesi

Deneysel çalışmada sıcaklık değerlerini ölçebilmek için Şekil 2.8 'de gösterilen Elimko 680 marka K tipi ısıl çiftlerle uyumlu ve 8 kanal kapasiteli dijital sıcaklık göstergesi kullanılmıştır.



Şekil 2.8. Deney setinde kullanılan dijital sıcaklık göstergesi

### 2.2.2.2. Hava debimetresi

Deneyler yapılırken havanın debisini ölçebilmek için  $4 - 40 \text{ m}^3/\text{saat}$  ölçüm aralığına sahip debimetre kullanılmıştır ve Şekil 2.9.a' da gösterilmiştir.

### 2.2.2.3. Su debimetresi

Deneyler yapılırken suyun debisini ölçebilmek için kullanılan ölçüm aralığı  $25 - 250 \text{ lt/saat}$  olan debimetre Şekil 2.9.b' de gösterilmiştir.



a.



b.

Şekil 2.9. Debimetreler ( a ) hava debimetresi b) su debimetresi )

#### **2.2.2.4. Isıl çiftler**

Deney setinde kullanılan ısı çiftler, Ni-NiCr metal alaşımından oluşan ve mineral izoleli K tipi elemanlardır. -200°C ile 1300°C sıcaklıklarında kullanılabilir. Mineral izoleli uç uzunluğu 10 cm, çapı 1,5 mm ve kompanzasyon uzunluğu 1,5 m'dir.

#### **2.2.2.5. Elektrikli ısıtıcı**

Deney setinde kompresörden sağlanan havanın ısı değiştiriciye girmeden önce ısıtılması için kullanılan 30 cm boyunda spiral çubuktan yapılmıştır. Isıtıcının kontrolü reosta ile yapılmıştır.

#### **2.2.2.6. Hava kompresörü**

Deneysel çalışmada havanın deney ortamına akışını sağlamak amacıyla maksimum 15 m<sup>3</sup>/saat debiyi sağlayan kompresör kullanılmıştır.

#### **2.2.2.7. Manometre**

Havanın basınç kayıplarını ölçmek için ölçüm aralığı 0 – 50 mbar olan, gövde yapısı çelik, basınç hortumları şeffaf plastikten yapılmış sulu manometre kullanılmıştır.

### **2.2.3. Ölçümler**

#### **2.2.3.1. Sıcaklık ölçümü**

Deney setinde sıcaklıkları ölçmek için 1,5 mm çapında, mineral izoleli, K tipi ısı çiftler kullanılmıştır. Havanın ısı değiştiriciye girişine ve çıkışına, suyun ısı değiştiriciye girişine ve çıkışına, çevre sıcaklığı tespiti için dış ortama, içteki bakır borunun ortalama cidar sıcaklığının tespiti için üç noktadan yüzeye ısı çiftler akışkanların akış yönüne dik olarak yerleştirilmiştir. Bakır borunun ortalama cidar sıcaklığını ölçebilmek için 1,5 mm kalınlığındaki bakır boru dış yüzeyinden 0,2 mm kalınlığa kadar matkapla inceltilmiş ve ısı çiftler yerleştirilmiştir.

### **2.2.3.2. Debi ölçümü**

Kompresörden sağlanan hava ısıtıcıda ısıtıldıktan sonra, ısı değiştiriciye girmeden önce hacimsel debisi debimetre ile ölçülmüştür. Deneyler havanın 7, 8, 9, 10, 11 ve 12 m<sup>3</sup>/saat hacimsel debilerinde gerçekleştirilmiştir. Ayrıca suyun debisini ölçmek için 25 – 250 lt/saat aralığında ölçüm yapabilen şamandıralı ve plastik gövdeli debimetre kullanılmıştır. Suyun debisi kontrol edilerek 50 lt/saatte sabit kalması sağlanmıştır.

### **2.2.3.3. Basınç düşüşünün ölçümü**

Isı değiştiricinin iç borusundan geçen havanın basınç düşüşü, akışkan ile kanal cidarları arasındaki sürtünmeden dolayı oluşmaktadır. Hava giriş ve çıkış arasındaki basınç düşüşüne bağlı olarak deneysel sürtünme faktörü değerleri bulunmuştur. Basınç düşüşünü belirlemek için hava giriş ve çıkışına basınç prizleri yerleştirilmiştir. Bu prizlere şeffaf hortumla sulu U manometre bağlanıp iki sütun arasındaki değerlerin farkı okunmuş, bu değerler basınç birimine çevrilmiştir.

### **2.2.4. Deneylerin yapılışı**

Deneylere başlamadan önce gerekli debi ve sızdırmazlık kontrol deneyleri yapılmıştır. Sistem böylelikle kaçaklar yönünden kontrol altına alınmıştır. Daha sonra kompresör çalıştırılarak havanın boru içinden istenen debilerde ( 7, 8, 9, 10, 11 ve 12 m<sup>3</sup>/saat ) akışı sağlanmıştır. Suyun debisi, debimetrede 50 lt/saat olarak sabitlenerek, debimetre girişinden önce bulunan bir vana yardımıyla elle ayarlanmıştır. Daha sonra elektrikli ısıtıcı çalıştırılıp havanın ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı 54°C 'ye ayarlanıp, sabit tutulmuştur. Sistem sürekli rejim şartlarını sağlaması için 1 – 2 saat arasında beklenmiştir. Sistem sürekli rejim şartlarına ulaştıktan sonra dijital sıcaklık göstergesinden değerler alınmıştır. Basınç değerleri de her durum için ayrı ayrı okunmuş ve veriler basınç birimine dönüştürülmüştür. Önce türbülatsüz ısı değiştiricisi için daha sonra her bir türbülatsör için aynı ve zıt yönlü paralel akışlı durumlarda deneyler yapılmıştır.

### 2.2.5. Örnek hesaplama

Deneysel verilerden yararlanarak Nusselt ve Reynolds sayıları hesaplanmış ve örnek hesaplama yöntemi zıt yönlü paralel akışta içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülantörlü ısı değıştirici için aşağıda verilmiştir:

Havanın ortalama akışkan sıcaklığındaki (  $T_m$  ) termofiziksel özellikleri:

$$\text{Yoğunluk ( } \rho \text{ )} = 1,105 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Özgöl ısı ( } C_p \text{ )} = 1007 \text{ J/kgK}$$

$$\text{Isı iletim katsayısı ( } k \text{ )} = 0,027062 \text{ W/mK}$$

$$\text{Kinematik viskozite ( } \nu \text{ )} = 1,75 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Havanın giriş sıcaklığı ( } T_{hg} \text{ )} = 54^\circ\text{C}$$

$$\text{Havanın ortalama çıkış sıcaklığı ( } T_{hc} \text{ )} = 39^\circ\text{C}$$

$$\text{Hava ortalama sıcaklığı [ } T_m = ( T_{hg} + T_{hc} ) / 2 \text{ ]} = 46,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Su giriş sıcaklığı ( } T_{sg} \text{ )} = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{Su çıkış sıcaklığı ( } T_{sc} \text{ )} = 16,1^\circ\text{C}$$

$$\text{Üç noktadan ölçülen ortalama cidar sıcaklığı ( } T_c \text{ )} = 15,9^\circ\text{C}$$

$$\text{Ortak cidarın uzunluğu (L)} = 750 \text{ mm}$$

$$\text{Ortak cidarın alanı ( } 2.\pi.r.l \text{ )} = 0,14 \text{ m}^2$$

$$\text{İç borunun çapı ( } d_i \text{ )} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Havanın debisi} = 7 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$\text{Suyun debisi} = 50 \text{ l/h}$$

Isı değıştiricide havanın verdiğı ısı, suya transfer edilmektedir. Böylece;

$$Q = (\dot{m}.C_p)_{hava} (T_{hg} - T_{hc}) = (\dot{m}.C_p)_{su} (T_{sg} - T_{sc}) = (\dot{V} \rho C_p)_{hava} (T_{hg} - T_{hc})$$

$$Q = [(7 \times 1,105 \times 1007)(54 - 39)] / 3600 = 32,4 \text{ W olur.}$$

Taşıyım ile ısı transferi, havadan suya geçen ısı transferine eşit olacağından;

$$Q = (\dot{m} \cdot C_p)_{hava} (T_{hg} - T_{hc}) = hA(T_m - T_c) \text{ olur.}$$

$$32,4 = h(0,14)(46,5 - 15,9) \Rightarrow h = 7,56 \text{ W/m}^2\text{K olarak bulunur.}$$

Nusselt sayısı;

$$Nu = hd/k \text{ denkleminde}$$

$$Nu = \frac{7,56 \times 0,06}{0,027062} = 16,7 \text{ bulunur.}$$

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{Ud_e}{\nu} \text{ denkleminde bulunur.}$$

Boru içindeki kesitte oluşan hız miktarı debiden bulunur.

$$\dot{V} = UA_k$$

$$A_k = \frac{(\pi \cdot 0,06^2)}{4} = 0,0028 \text{ m}^2$$

$$U = \dot{V} / (0,0028 \times 3600) = 0,68 \text{ m/s olarak bulunur.}$$

Buradan;

$$Re = \frac{Ud_e}{\nu} = (0,68 \times 0,06) / 1,75 \times 10^{-5}$$

$$Re = 2331,4 \text{ bulundu.}$$

Basınç düşüşlerini ( $\Delta P$ ) Pa biriminde bulabilmek için manometrede mbar biriminde okunan değer, Pa birimine çevrilmiştir. (1bar =  $10^5$ Pa).

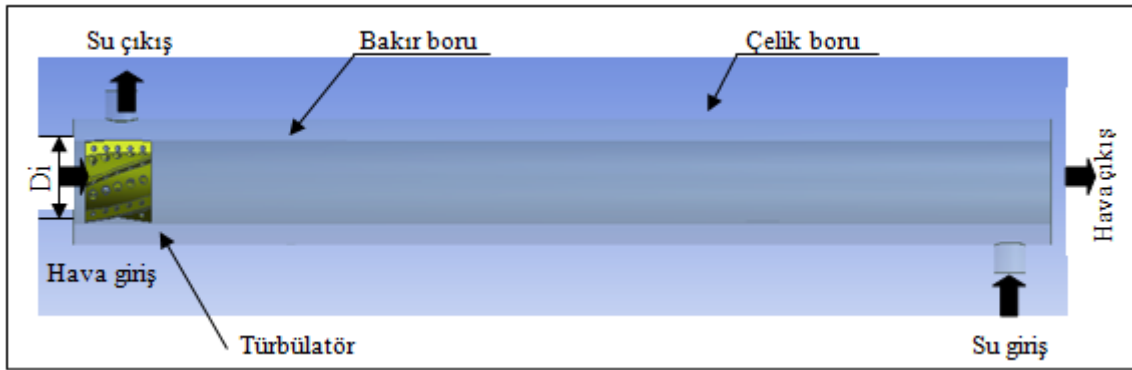
Bulunan basınç farkı Darcy eşitliğinde yerine yazılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.6)$$

## 2.3.Sayısal Model

### 2.3.1. Modelin tanımı

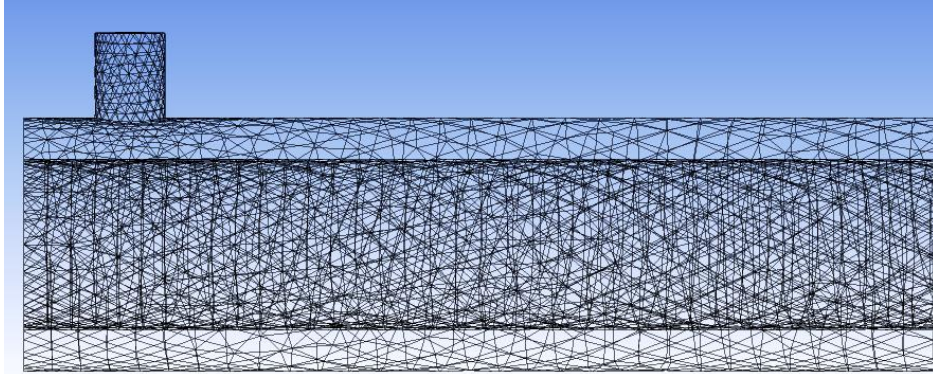
Sayısal çalışma aşamasında, konsantrik tip ( iç içe borulu ) ısı değiştiricide türbülatorlerin ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Her bir türbülator tipi ( içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülator; gövdesi delikli türbülator; dış kanadı ve gövdesi delikli türbülator; iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülator ) için yapılan sayısal analizler sonucunda türbülator tipinin değişimiyle ısı transferinin değişimi incelenmiştir. Şekil 2.10' da sayısal modellemede kullanılan türbülatorlü ısı değiştirici verilmiştir. Havanın farklı hızlarında ve altı farklı Reynolds sayılarında ( 2331.4, 2674.2, 3017.1, 3360, 3702.8, 4045.7 ) çalışılmıştır. Analizler türbülanslı akış ve sürekli rejim şartlarında üç boyutlu olarak yapılmıştır.



Şekil 2.10. Sayısal modellemede kullanılan türbülatorlü ısı değiştirici

Solidworks programında katı model oluşturulduktan sonra import komutu ile ANSYS 12.0 Workbench ortamına aktarılır. Sayısal ağ yapısı (mesh) oluşturmak için workbench arayüzündeki Mesh bileşenine geçilir. Sayısal çözüm için oluşturulan ağ yapısı örneği Şekil 2.11' de verilmiştir. CFX-Mesh seçeneği seçilmiş tip olarak tetrahedral elementi ile modelin sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Workbench ortamındaki Mesh

bileşeninde havanın ve suyun giriş ve çıkış bölgeleri, duvar yüzeyleri ve akışkan bölgeleri tanımlanmıştır. Ek Şekil 1.4.'te verilmiştir.



**Şekil 2.11.** Sayısal çözüm için oluşturulan ağ yapısı (mesh)

Isı değiştiricinin fiziksel özellikleri modellenir. Isı değiştiricinin fiziksel özellikleri Tablo 2.1.'de verilmiştir.

**Tablo 2.1.** Isı değiştirici fiziksel özellikleri

| Parametre                  | Boyut  |
|----------------------------|--------|
| Isı değiştirici boyu ( l ) | 750 mm |
| İç boru iç çapı ( $d_i$ )  | 60 mm  |
| İç boru et kalınlığı       | 1,5 mm |
| Dış boru iç çapı ( $D_i$ ) | 90 mm  |
| Dış boru et kalınlığı      | 4 mm   |
| Su giriş ve çıkış çapları  | 25 mm  |
| Türbülator iç çapı         | 40 mm  |
| Türbülator dış çapı        | 60 mm  |
| Hava giriş sıcaklığı       | 327°K  |
| Su giriş sıcaklığı         | 288°K  |

Modelin fiziksel özellikleri oluşturulduktan sonra Workbench ortamında Fluent programı ile çözümlmeye geçilmiştir. Models başlığı altından gerçekleştirilebilir ( realizable ) k-ε türbülans modeli seçilir. Malzeme özellikleri materials başlığından değiştirilir. Bakır ve çelik boru malzemelerinin termofiziksel özellikleri programda belirtilen sabit değerde kabul edilmiştir. Sınır şartları ( boundary conditions ) ; analizde kullanılan hava ve suyun

girişleri hız ve sıcaklık ( velocity inlet ), çıkışta ise normal çıkış ( pressure outlet ) olarak verilmiştir. Bakır borunun iç yüzey bölgesi ve çelik borunun dış yüzey bölgesi wall olarak tanımlanmıştır. Sınır şartları Eş. 2.7, 8, 9, 10, 11,12 ve 13' te verilmiştir.

$$\text{Havanın giriş sınır şartı: } -z = 0, u_x = 0, u_y = 0, u_z \neq 0, T \neq 0 \quad (2.7)$$

Hava, ısı değiştiriciye üniform olarak sabit 327°K sıcaklığında ve farklı hız değerlerinde girmektedir.

$$\text{Zıt yönlü paralel akış için suyun giriş sınır şartı: } -z = 0, u_x = 0, u_y = 0, u_z \neq 0, T \neq 0 \quad (2.8)$$

$$\text{Aynı yönlü paralel akış için suyun giriş şartı: } z = 0, u_x = 0, u_y = 0, u_z \neq 0, T \neq 0 \quad (2.9)$$

Su ısı değiştiriciye sabit 288°K sıcaklığında ve 50 l/h debisinde girmektedir.

Bakır boru ve iç yüzeydeki havanın sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=0,03m} = h(T_c - T_h), u_x = 0, u_y = 0, u_z = 0 \quad (2.10)$$

Bakır boru ve dış yüzeydeki suyun sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=0,0315m} = h(T_c - T_s), u_x = 0, u_y = 0, u_z = 0 \quad \text{kabul edilmiştir.} \quad (2.11)$$

Dış yüzey sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=0,049} = 0 \quad (2.12)$$

Isı değiştiricinin dış yüzeyi 5 cm yalıtım malzemesi ile kaplandığı için yalıtım olarak girilmiştir.

Çıkış sınır şartları:

$$\frac{\partial u_x}{\partial z} \Big|_{(x,y,-0,75m)} = 0, \quad \frac{\partial u_y}{\partial z} \Big|_{(x,y,-0,75m)} = 0, \quad \frac{\partial u_z}{\partial z} \Big|_{(x,y,-0,75m)} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{(x,y,-0,75m)} = 0 \quad (2.13)$$

Sınır şartları Fluent kod programında girildikten sonra çözüm için ilgili menülerden başlangıç değerleri seçilir. İterasyon için değerler seçilir ve başlatılır. Çözüm yakınsama

işlemi tamamlandıktan sonra sonuçlar, Workbench ara yüzünde sonuç (Results) menüsünden alınır. İşlem basamakları ayrıntılı olarak Ekler bölümünde verilmiştir.

### **2.3.2. Sayısal çözümlerin doğruluğunun kontrolü**

Fluent kod programından elde edilen sayısal sonuçların doğruluğunun kontrol edilmesi gerekmektedir. Bunun için beş adımda kontrol yapılmaktadır. Bunlar; korunum denklemlerinin sağlanması, iterasyon sayısı ile yakınsamada değişimin olmaması, sayısal ağ yapısı ile değişimin olmaması, çözümün yakınsanması ve sonuçların deneysel değerlerle uyumlu olması gibi yapılan kontrollerdir.

Kütle ve enerjinin korunumu denklemleri Fluent Report menüsünden kontrol edilmiştir. İşlem basamakları Ek Şekil 17, 18 ve 19’ da gösterilmiştir.

İterasyon sayısı, problemin karmaşıklığı ile yakından ilgili olup türbülanslı akıslarda artmaktadır. İterasyon sayısının artışıyla yakınsamanın nasıl değiştiği incelenip uygun iterasyon sayısı verilmelidir.

Sayısal ağ yapısı ve dağılımı çözüm üzerinde büyük etkiye sahiptir. Çözümü yapılacak model üzerinde oluşturulan hücre yapısı ne kadar fazla ise çözüm hassasiyeti o kadar güvenilir olur. Bu çalışmada çözümü zorlaştırmamak ve zaman kaybını önlemek amacıyla uygun ağ yapısı seçilmiştir. Çözüme seyrek ve üniform ağ yapısıyla başlanmış daha sonra arttırılarak optimum sayıya ulaşılmıştır.

Problemin analiz aşamasında elde edilen sonuçlardaki kalıntıların azaldığı görülmüştür. Değişkenlerin anlık değerlerinde belli bir dalgalanmadan sonra azalarak sabit bir değere ulaştığı ve değişken değerlerinin sifıra yakın değerler olduğu tespit edilmiştir.

Sayısal çözümlerin doğruluğunun kontrolünde sonuçların deneysel değerlerle uyumlu olması önemlidir. Bu nedenle yapılan deneysel çalışma ile sayısal analiz sonuçları karşılaştırılarak birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

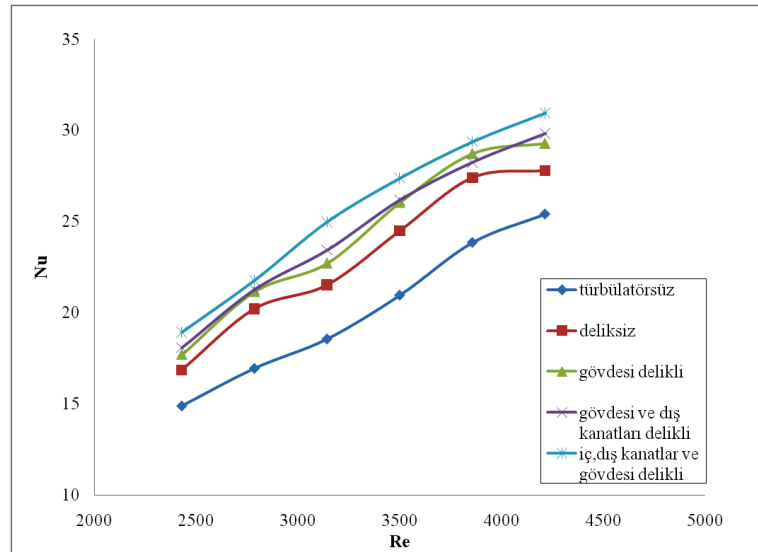
### 3.BULGULAR

Bu çalışmada ısı değiştiricisinde farklı türbülator tiplerinin ( içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülator; gövdesi delikli türbülator; dış kanadı ve gövdesi delikli türbülator; iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülator ) ısı transferi üzerindeki etkisi hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışma aynı ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sıcak akışkan olarak ısı değiştiricisinin iç borusundan geçen havanın farklı debilerinden yararlanarak Reynolds sayısının  $2331.4 < Re < 4045.7$  aralığında deneyler yapılmıştır. Sayısal ve deneysel çalışma sonuçları karşılaştırmak amacıyla aynı geometri ve aynı deney şartlarında sayısal analizler yapılmıştır.

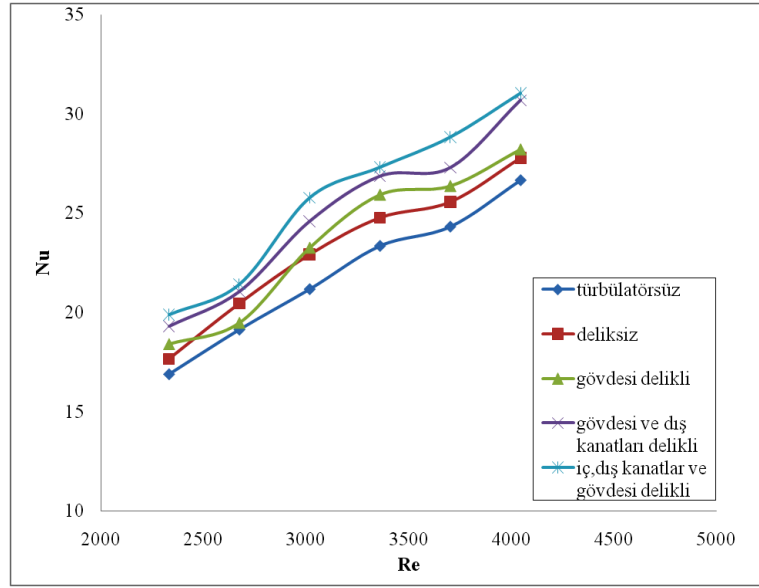
Ansys Fluent kod programı kullanılarak her bir türbülator için farklı debi değerlerinde yapılan sayısal analiz sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar deneylerle elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

#### 3.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi

Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimleri aynı ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde, türbülatorsüz ve dört farklı tipteki türbülatorler için Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’ de verilmiştir.



Şekil 3.1. Aynı yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde deneysel Nu – Re sayısı değişimi



Şekil 3.2. Zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde deneysel Nu – Re sayısı değişimi

Reynolds sayısının 2331.4 - 4045.7 aralığında, sürekli rejim ve türbülantlı akış şartlarında yapılan deneysel çalışmada kullanılan türbülantörlerin yarattığı yüksek türbülantstan dolayı ısı değiştiricide sıcak havadan, soğuk akışkan suya ısı transferi artmıştır. Isı transferi analizinde boş boruya göre ne oranda artış olduğunu görmek amacıyla aşağıdaki formül kullanılarak yüzde artışlar bulunmuştur:

$$\% \text{ Artış} = \frac{\text{türbülantörlü deney sonucu} - \text{bos boru deney sonucu}}{\text{bos boru deney sonucu}} \times 100$$

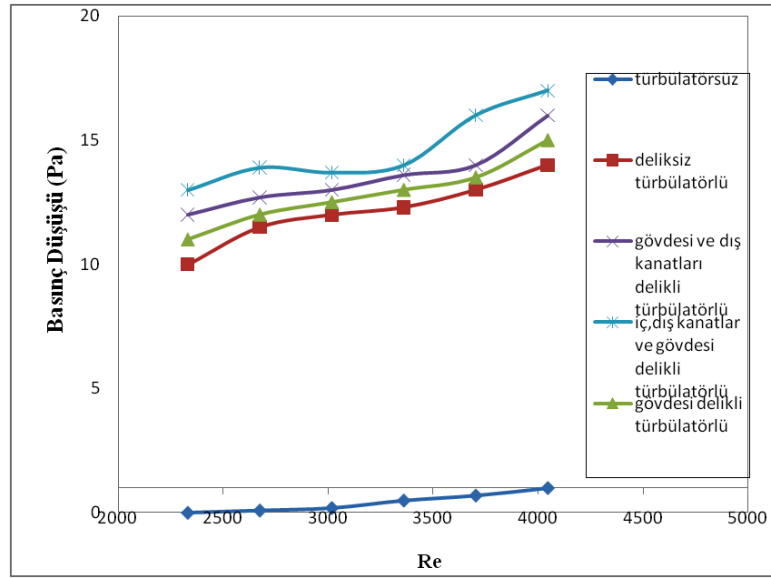
Nu sayısındaki artışlar aynı yönlü paralel akış için deliksiz türbülantörde ortalama % 5.85, gövdesi delikli türbülantörde % 8.98, gövdesi ve dış kanatları delikli türbülantörde %13.9, iç, dış kanatlar ve gövdesi delikli türbülantörde % 17.2' dir. Zıt yönlü paralel akış için sırasıyla % 15.02, % 21.02, % 22.3 ve % 27.6'dır.

Isı değiştiricilerinin tasarımında önemli bir faktör olan basınç düşüşü için aynı ve zıt yönlü paralel akışlarda deneysel sonuçlardan elde edilen verilerin Re sayısına göre değişimi Şekil 3.3 ve 3.4' te verilmiştir. Isı transferinin artmasını sağlayan türbülantörlerdeki delikler sürtünme kayıplarının artmasına neden olduğu için basınç düşüşünü de dolaylı olarak arttırmaktadır. En yüksek Nu sayısı değerleri iç, dış kanatlar ve

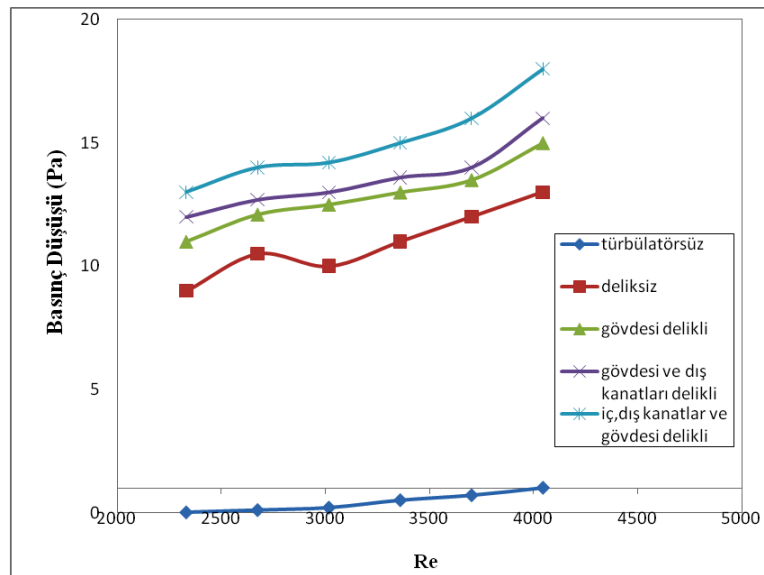
gövdesi delikli olan türbülátörde ortaya çıktığı gibi en yüksek basınç kaybı değerleri de bu durumda görülmektedir.

$$\text{Artış oranı} = \frac{\text{türbülátörlü basınç kaybı} - \text{bos boru basınç kaybı}}{\text{bos boru basınç kaybı}}$$

Basınç kaybında görülen artışlar aynı yönlü ve zıt yönlü paralel akış için sırasıyla 12, 14, 15 ve 17 kattır.



Şekil 3.3. Aynı yönlü paralel akışta basınç düşüşü Re sayısı değişimi



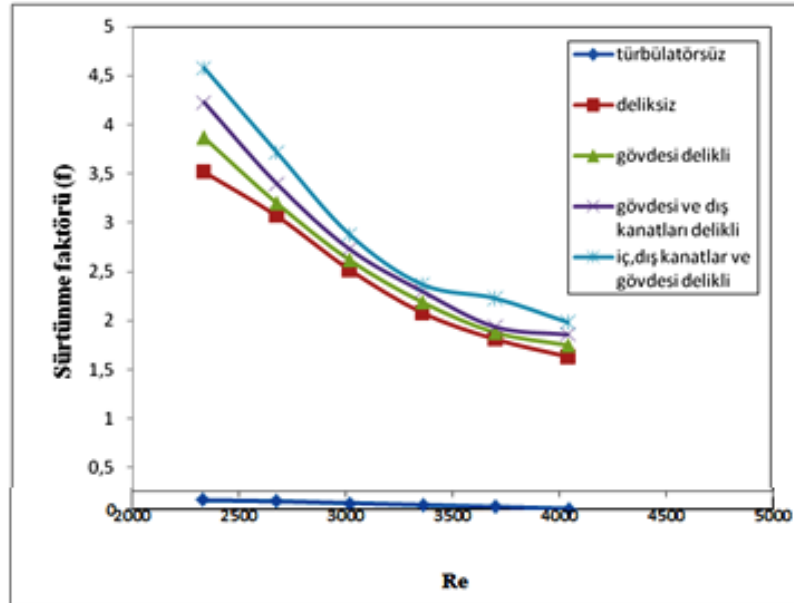
Şekil 3.4. Zıt yönlü paralel akışta basınç düşüşü Re sayısı değişimi

Isı transferini artırmak için kullanılan türbülatorler akış ortamında direnç oluşturduğundan sürtünme katsayısını boş boruya göre artırmış ve basınç kaybı grafiklerinde de görüldüğü gibi boru içerisindeki direnç fazlaştıkça basınç kaybı boş boruya göre artmıştır. Şekil 3.5 ve 3.6’da Re sayısına göre aynı ve zıt yönlü paralel akış için sürtünme faktöründeki değişimin grafiği verilmiştir.

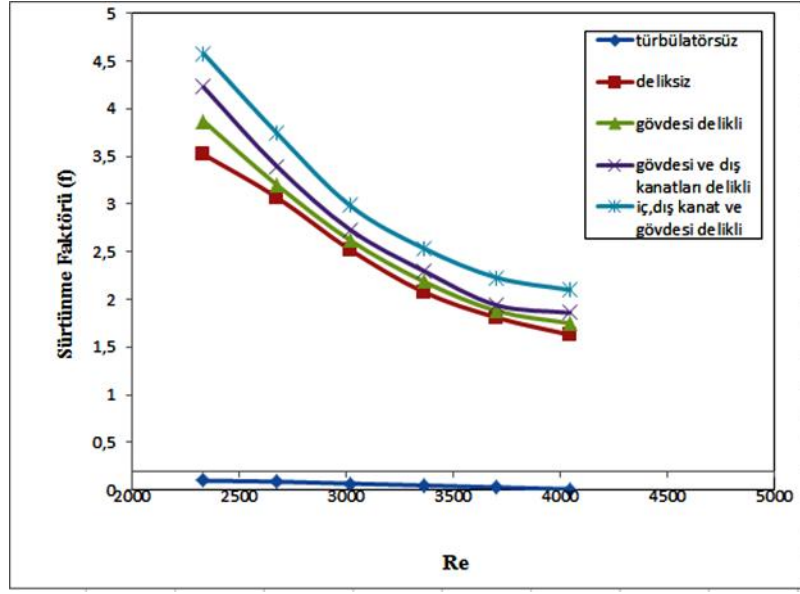
Şekilden de görüldüğü gibi sürtünme faktörü değerleri türbülatorlerdeki delik sayılarının artmasıyla artarken, Re sayısının artmasıyla da sürtünme faktörü değerleri düşmektedir. Deneysel çalışmada kullanılan türbülatorler ısı transferinde iyileşme sağlarken, diğer taraftan da basınç kayıpları arttığı için buna paralel olarak da sürtünme faktörünü de arttırmaktadır. Sürtünme faktörü analizinde boş boruya göre artış oranlarını görmek için şu formül kullanılmıştır:

$$\text{Artış oranı} = \frac{\text{türbülatorlü sürtünme faktörü} - \text{bos boru sürtünme faktörü}}{\text{bos boru sürtünme faktörü}}$$

Sürtünme faktöründe görülen artışlar aynı yönlü paralel akış için sırasıyla 38, 41, 45 ve 50 kattır. Zıt yönlü paralel akış için ise sırasıyla 40, 43, 46 ve 52 kattır.



Şekil 3.5. Aynı yönlü paralel akışta sürtünme faktörü Re sayısı değişimi

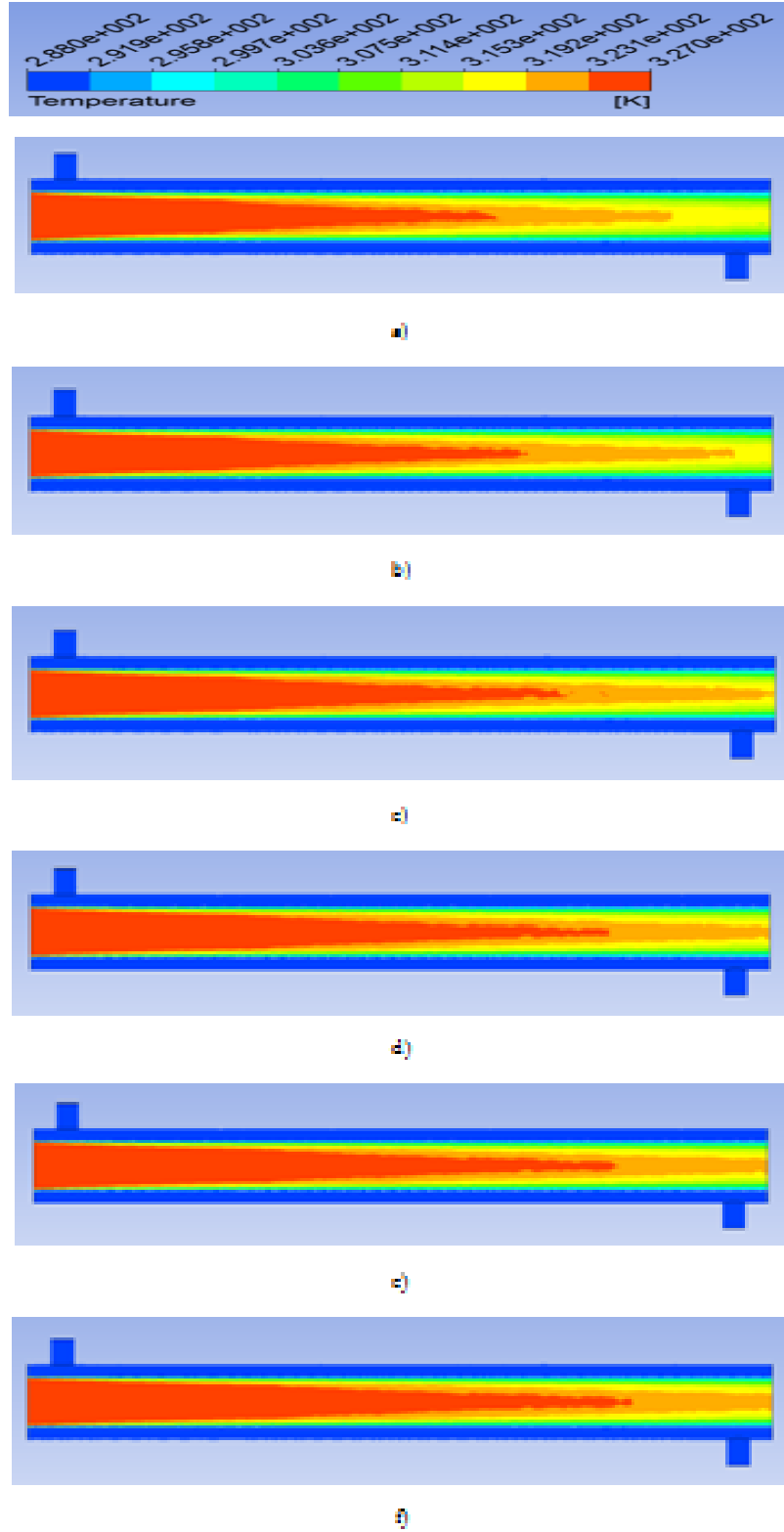


Şekil 3.6. Zıt yönlü paralel akışta sürtünme faktörü Re sayısı değişimi

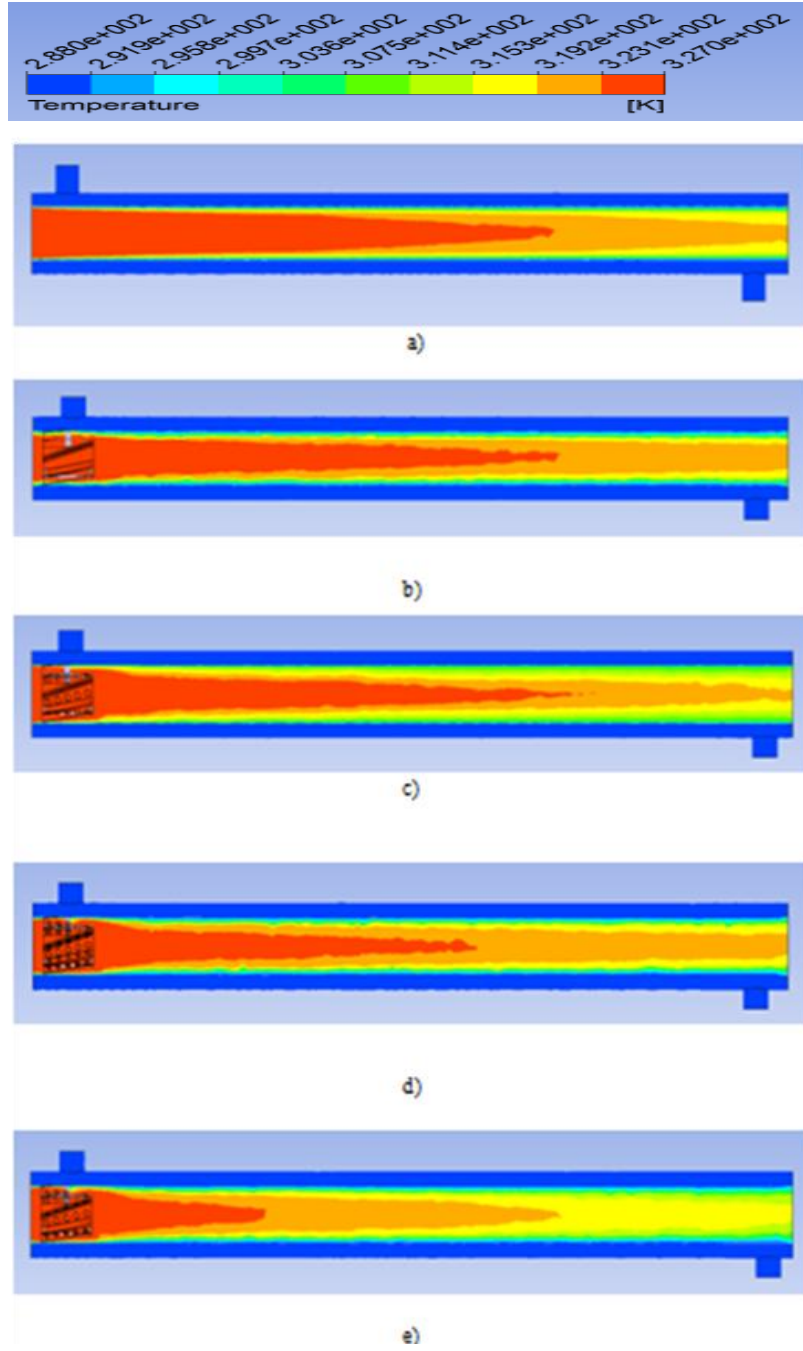
### 3.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi

Isı değiştiricideki akışkanların akış alanını ve ısı transfer değerlerini inceleyebilmek için sonlu hacimler metoduna dayalı kod paket programı olan ANSYS FLUENT 12.0 ile çözümler yapılmıştır. Şekil 3.7' te türbülantsüz ısı değiştiricisi için sıcaklık dağılımları hava debisine göre değişimi (7, 8, 9, 10, 11 ve 12 m<sup>3</sup>/saat) verilmiştir.

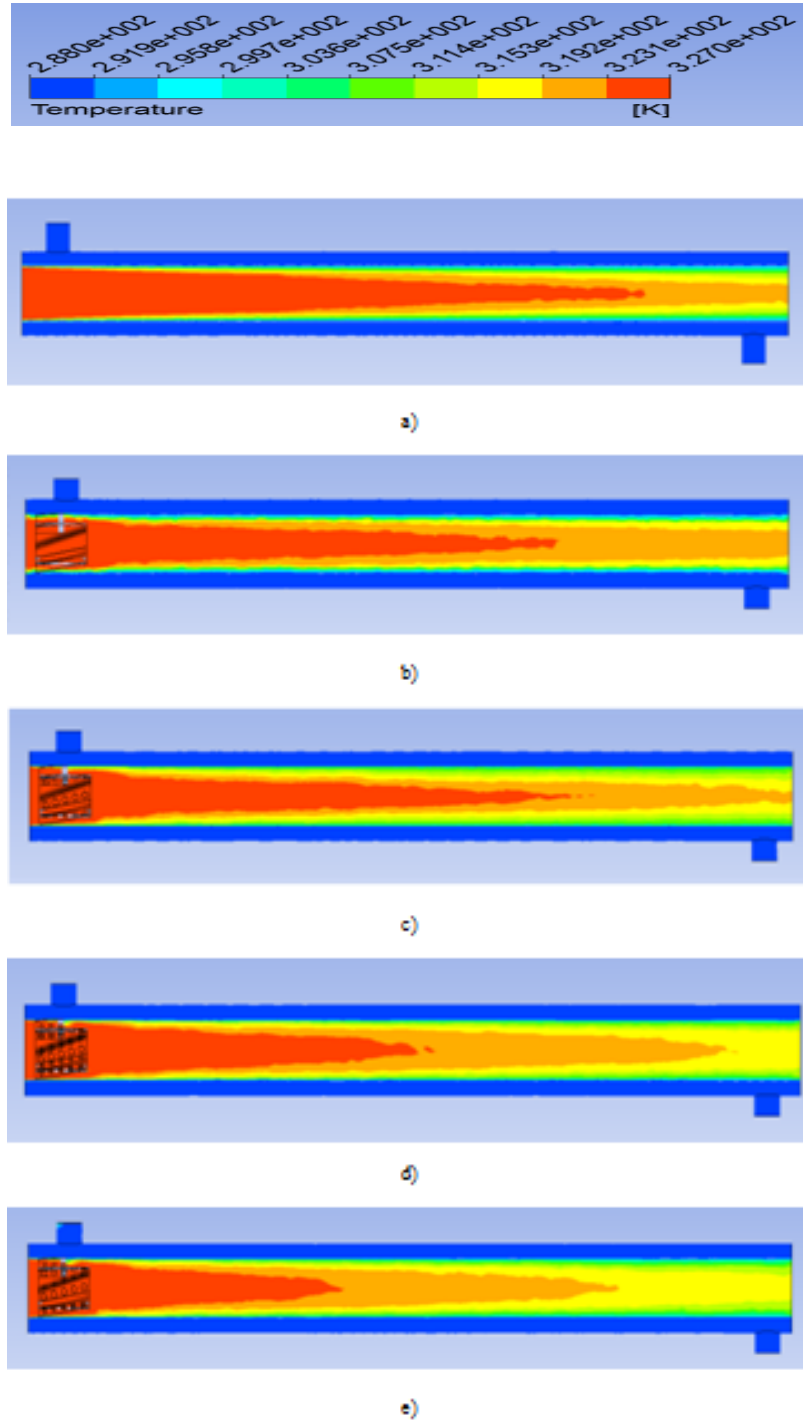
Havanın ısı değiştiriciye giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı (  $\Delta T$  ) 7 m<sup>3</sup>/saat debisinden 12 m<sup>3</sup>/saat debisine azalmakta ancak debi değeri arttığı için buna paralel olarak suya olan ısı transferi de artmaktadır. Şekil 3.8 ve Şekil 3.9' da üç boyutlu modelin ortasından boyuna alınan yüzeydeki iki boyutlu sıcaklık dağılımları, Re = 4045 ve 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde, aynı ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricide farklı tipteki türbülantörler için verilmiştir.



**Şekil 3.7.** Zıt yönlü paralel akışlı türbülantsız ısı değıştiricide sıcaklık dağılımının hava debisine göre değışimi a)  $7 \text{ m}^3/\text{saat}$ , b)  $8 \text{ m}^3/\text{saat}$ , c)  $9 \text{ m}^3/\text{saat}$ , d)  $10 \text{ m}^3/\text{saat}$ , e)  $11 \text{ m}^3/\text{saat}$ , f)  $12 \text{ m}^3/\text{saat}$



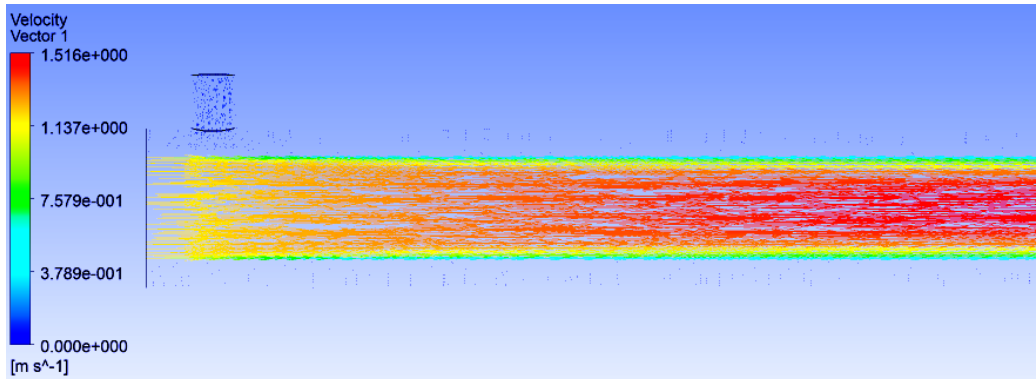
**Şekil 3.8.** 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde aynı yönlü paralel akışlı ısı değıştiricide sıcaklık dağılımları  
( a)Türbülatorsüz, b) İçi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatorlü, c) Gövdesi delikli türbülatorlü,  
d) Dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatorlü, e) İç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatorlü)



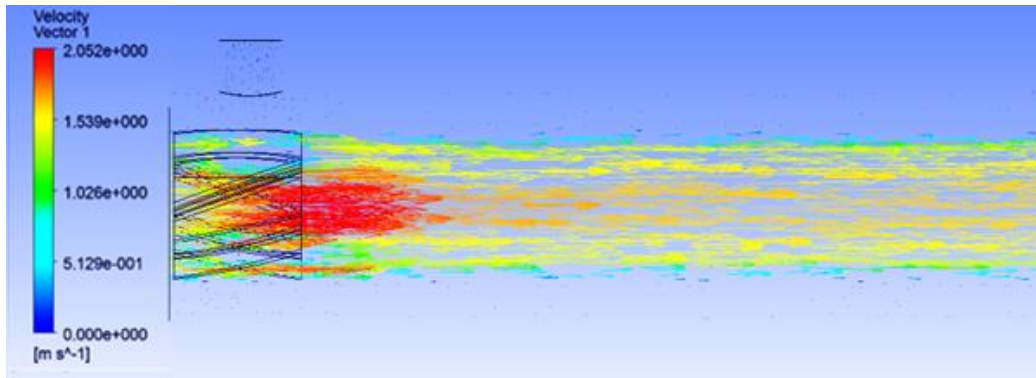
**Şekil 3.9.** 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı ısı değıştircide sıcaklık dağılımları  
 ( a) Türbülâtörsüz, b) İçi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülâtörlü, c) Gövdesi delikli türbülâtörlü,  
 d) Dış kanadı ve gövdesi delikli türbülâtörlü, e) İç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülâtörlü )

Sıcaklık dağılımlarından görüldüğü gibi, hava ısı değıştirci girişinde sabit sıcaklıkta tam gelişmemiş akış formunda girmekte daha sonra boru giriş bölgesinde tam gelişmiş forma dönüşmektedir. İç borudaki dağılımlar türbülâtördeki ( gövde ve kanatlardaki ) delik

sayıları ile değişmektedir. Isı değiştiricideki türbülatorlerin gövdesine, iç ve dış kanatlarına açılan delik sayılarının artmasıyla sıcak akışkan havanın giriş bölgesinden orta bölgelere gidildikçe akışkan sıcaklığı daha hızlı düşmektedir. Yani türbülatorre açılan delikler arttıkça daha fazla türbülans oluşturup sınır tabakayı incelttiğinden daha fazla ısı transferi sağlanmaktadır. Şekil 3.10 ve şekil 3.11’ de türbülatorsüz ve deliksiz türbülatorlerin 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde hız vektörlerinin r-z düzleminde görünüşleri verilmiştir. Türbülatorsüz ısı değiştiricide sıcak akışkan havanın geçtiği boruda, yüzeylere yakın bölgelerde sürtünmeden dolayı hız vektörleri daha düşük; eksene yakın bölgelerde ise daha yüksek olduğu ayrıca sınır tabaka kalınlığının ısı değiştirici girişine yerleştirilen türbülatorlerin oluşturduğu türbülansın otürü incelendiği görülmektedir.



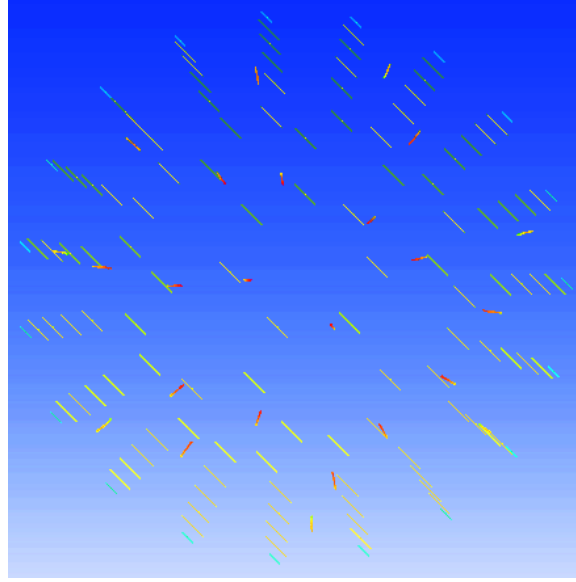
**Şekil 3.10.** 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı türbülatorsüz ısı değiştiricide hız vektörlerinin r-z düzleminde görünüşü



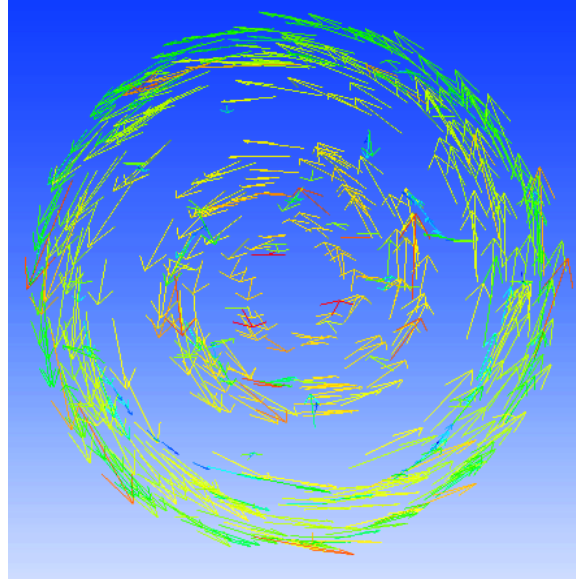
**Şekil 3.11.** 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatorlü ısı değiştiricide hız vektörlerinin r-z düzleminde görünüşü

Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’ de Fluent programından elde edilen hız vektörleri türbülatorsüz ve türbülatorlü ısı değiştirici için gösterilmiştir. Türbülatorsüz ısı değiştiricinin r-θ düzlemindeki hız vektörleri incelendiğinde düzgün dağılımlı olduğu görülmüştür.

Türbülantörlü ısı değıştiricide ise türbülantör etkisiyle dönel akışlar oluşturulmuş ve boru girişinde bulunan türbülantörün farklı konumlarındaki deliklerin etkisi ile hız vektörü değeri en yüksek değeri olup boru eksenı boyunca azalarak devam etmektedir.



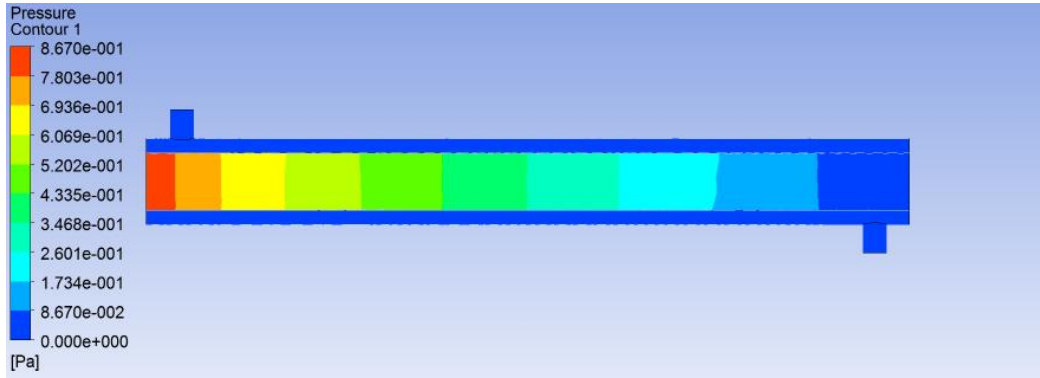
**Şekil 3.12.** Türbülantörsüz ısı değıştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü



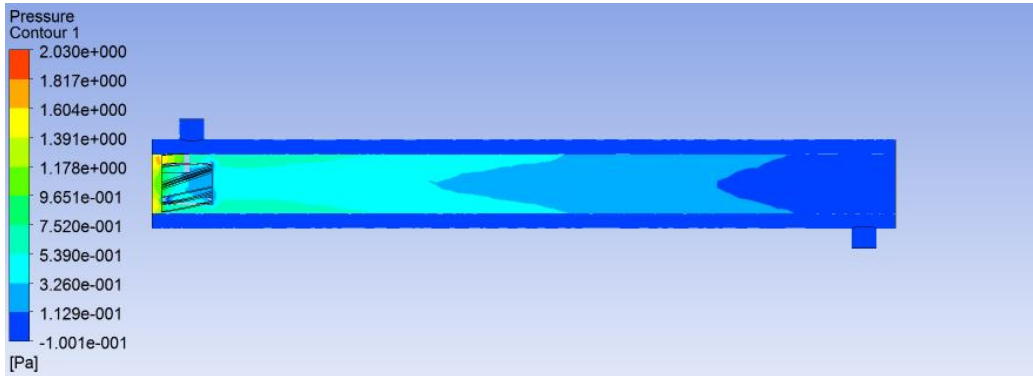
**Şekil 3.13.** Türbülantörlü ısı değıştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü

Çalışmadan elde edilen bir diğeri sonuç ise Reynolds sayısına göre boru içerisinde meydana gelen basınç düşüşüdür. İç borunun girişine yerleştirilen türbülantörlerin meydana getirdiğı basınç düşüşü incelenmiştir. Şekil 3.14 ve 3.15’ te 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde zıt

yönlü paralel akışlı türbülatorsüz ve içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatoörlü ısı değiştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü verilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde düz boru için yüksek bir basınç farkı görülmemektedir. Türbülatoör yerleştirilmiş durumda ise türbülatoörün hemen önünde yüksek basınçların arkasında ise negatif değerlerle ifade edilen düşük basınçların meydana geldiği görülmektedir. Re sayısı arttıkça basınç farkının arttığı gözlenmiştir. Genel olarak incelendiğinde ise düşük hızlarda çalışıldığından ciddi bir basınç düşüşü olmamaktadır.

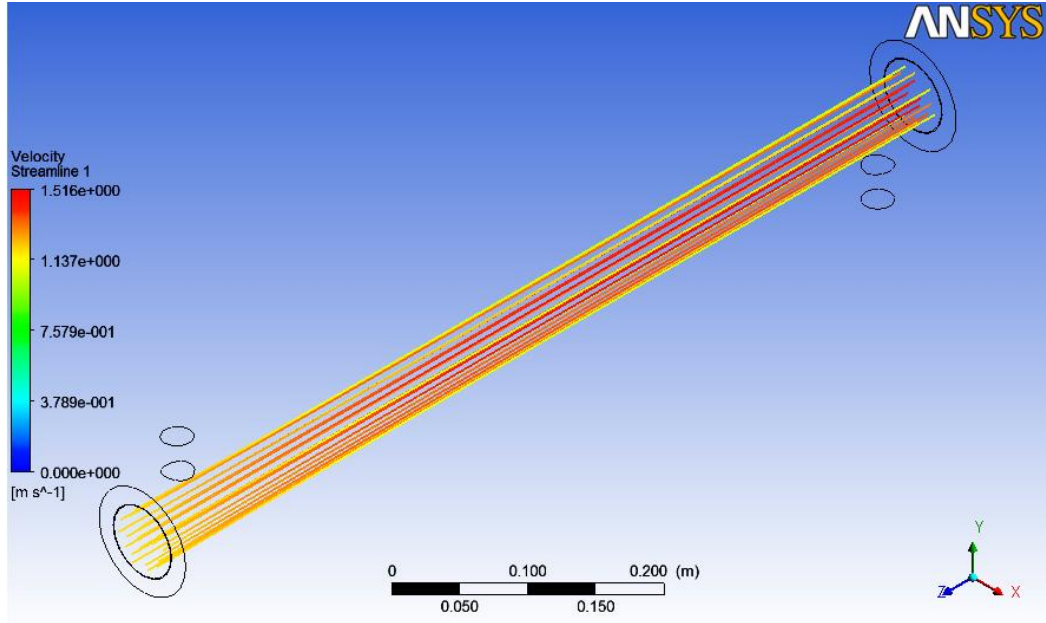


**Şekil 3.14.** 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı türbülatorsüz ısı değiştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü

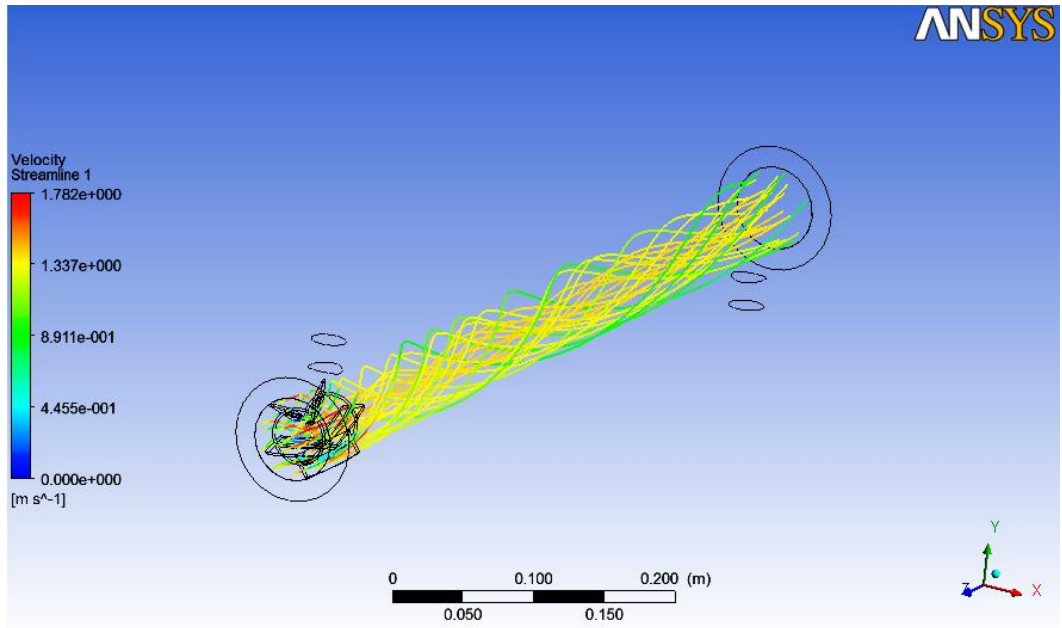


**Şekil 3.15.** 12 m<sup>3</sup>/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatoörlü ısı değiştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü

Şekil 3.16 ve şekil 3.17’de türbülatorsüz ve türbülatoör yerleştirilen ısı değiştirici boyunca akış çizgileri gösterilmiştir. İçi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatoörlü ısı değiştirici boyunca girdap oluşumu izlenebilmektedir.



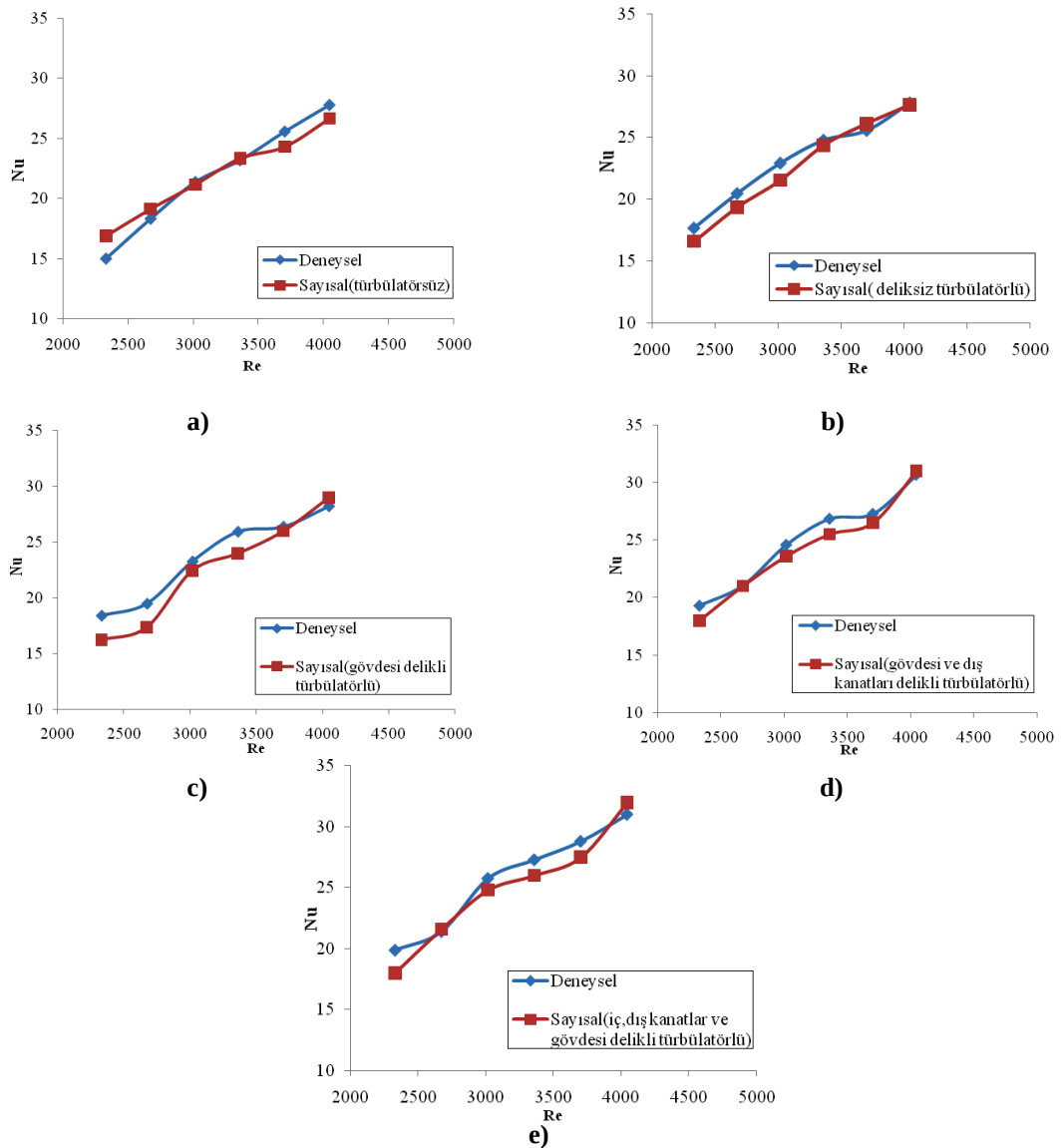
Şekil 3.16. Türbülatorsüz ısı değıştirici boyunca akış çizgilerinin görünümü



Şekil 3.17. Türbülatorlü ısı değıştirici boyunca akış çizgilerinin görünümü

### 3.3. Sayısal ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Deneysel ve sayısal sonuçlara göre elde edilen Nusselt sayısının  $Re$  sayısına göre değişimleri Şekil 3.18’ de verilmiştir. Reynold sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir. Türbülantörsüz ve dört farklı türbülantör için hesaplanan deneysel ve sayısal Nusselt sayısı sonuçlarının genel olarak birbirleriyle uyumlu olduğu grafiklerden anlaşılmaktadır. Deneysel sonuçların sayısal sonuçlarla uyumunda sırasıyla %-1.85, %-3.8, %-2.25 ve %-2.1 oranında fark olduğu görülmektedir.



Şekil 3.18. Deneysel ve sayısal  $Nu - Re$  sayıları değişim grafikleri

- a) Türbülantörsüz , b) İç ve dış kanatlı, deliksiz türbülantörlü, c) Gövdesi delikli türbülantörlü, d) Dış kanadı ve gövdesi delikli türbülantörlü, e) İç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülantörlü

### 3.4. Ekserji Analizi ve Hesaplamalar

Bir ısı değiştiricide üç türlü kayıp olur. Bunlar; sıcaklık farkından kaynaklanan kayıp, akışkanın sürtünmesinden kaynaklanan kayıp ve çevre ile ısı transferinden kaynaklanan kayıptır. Sonuncu kayıp genelde ısı değiştirici yüzeyi yalıtımlı olduğundan ihmal edilir.  $dx$  karakteristik uzunluğundaki bir termodinamik sistemde birinci ve ikinci kanun analizleri şöyle verilir:

$$\dot{m} dh = q' dx \quad (3.1)$$

$$\frac{dS_{top}}{dx} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q'}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{d\dot{S}_{top}}{dx} = \dot{m} C_p \frac{\Delta T}{T^2} \frac{dT}{dx} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \quad (3.3)$$

$$T(x) = T_c - \theta_0 \exp(-(4St / D)x)$$

$$\Delta T(x) = T_c - T(x) = \theta_0 \exp(-(4St / D)x) \quad (3.4)$$

Eşitlik (3.4) te yer alan terimlerin açılımı şöyledir[44, 45]:

$$St = h_m / \rho V C_p$$

$$\frac{dT}{dx} = (4St / D) \theta_0 \exp(-(4St / D)x)$$

Boru boyunca integre edildiğinde sabit yüzey sıcaklıklı ısı değiştiricisinin entropi üretim oranı şu hale gelir:

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_g T_\zeta} + \frac{32 \dot{m}^3 f L}{\rho^2 \pi^2 D_i^5 T_c} \quad (3.5)$$

Eşitlik (3.5) in sağ tarafında yer alan birinci ve ikinci terimler sırasıyla sıcaklık farkından kaynaklanan entropi üretim oranını ve sürtünmeden kaynaklanan kayıp oranını göstermektedir. Eşitlik (3.5) bu durumda yeniden düzenlenerek şöyle yazılabilir:

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top, \Delta T} + \dot{S}_{top, \Delta P} \quad (3.6)$$

Bu kayıplar tersinmezliğin niceliği hakkında bilgi sağlar ve literatürde bu tür kayıpları minimize etmek için bir takım teknikler geliştirilmiştir [44]. Türbülantörlü borunun entropi üretiminin, türbülantörsüz borunun entropi üretimine oranlanmasıyla elde edilen  $N_s$ , entropi üretim oranının hesaplanmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top,tür}}{\dot{S}_{top,bosboru}} \quad (3.7)$$

Sıcaklık farkından ve sürtünmeden kaynaklanan ekserji kayıpları dikkate alınmıştır. Ekserji kaybı ısı değıştirgecindeki entropi üretiminin tersinmezliğiyle doğrudan ilişkilidir. Başka bir deyişle ekserji, tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı takdirde oluşan entropi sonucu kullanılamaz hale gelen enerji düşüldükten sonra, teorik olarak elde edilebilecek maksimum faydalı iş miktarı olarak da tanımlanabilir. Ekserji entropiden arındırılmış enerji olarak tanımlanır. Ekserji kayıpları ne kadar az ise üretilen iş o kadar fazladır. Bu açıklamaya göre ekserji kaybı için aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

$$I = T_o(\dot{S}_{top}) \quad (3.8)$$

Bir ısı değıştiricisindeki etkinlik şu şekilde yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{max}} \quad (3.9)$$

Kazanılan ısı transferi miktarı ise şöyle yazılabilir:

$$Q_g = \dot{m} C_p (T_c - T_g) \quad (3.10)$$

Maksimum ısı transferi ise şu şekilde ifade edilir;

$$Q_{mak} = \dot{m} C_p (T_c - T_g) \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.8'deki her terim eşitlik 3.10'a bölünürse;

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (3.12)$$

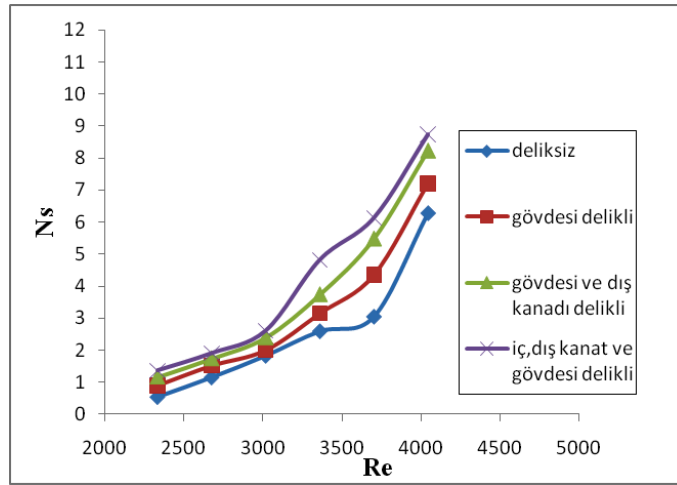
Böylece ekserji kayıp oranı diye adlandırılan  $E^*$  değeri bulunmuş olur. Isı değıştiricilerinde hesaplanması gereken diğer bir önemli sayı “ısı geçiş birimi sayısı” olarak ifade edilen NTU’ dur. NTU aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$NTU = \frac{AU}{C} \quad (3.13)$$

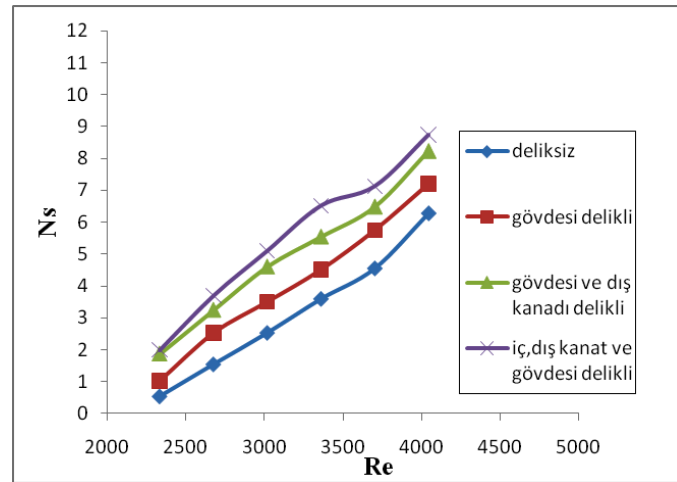
Bir başka deyişle;  $NTU = \text{ısı değıştirgecinin ısıl kapasitesi} / \text{Akışın ısıl kapasitesi}$ ’ dir. Burada C akışkanın ısıl kapasitesidir ve deneyimizde akışkan olarak hava kullanıldığı için şöyle gösterilir[46]:

$$C = \dot{m} C_p \quad (3.14)$$

Eşitlik ( 3.1-14 )’ deki hesaplamalar sonucunda aynı ve zıt yönlü paralel akış için  $N_s$  -  $Re$  değışim grafikleri Şekil 3.19 ve 3.20’ de verilmiştir. Sistemde türbülötör kullanılması durumunda oluşan toplam entropinin, boş boruda oluşan toplam entropiye olan oranı ele alınarak, entropi üretim oranı ( $N_s$ ) incelenmiştir.



Şekil 3.19. Aynı yönlü paralel akış için  $N_s$  -  $Re$  değışim grafiğı

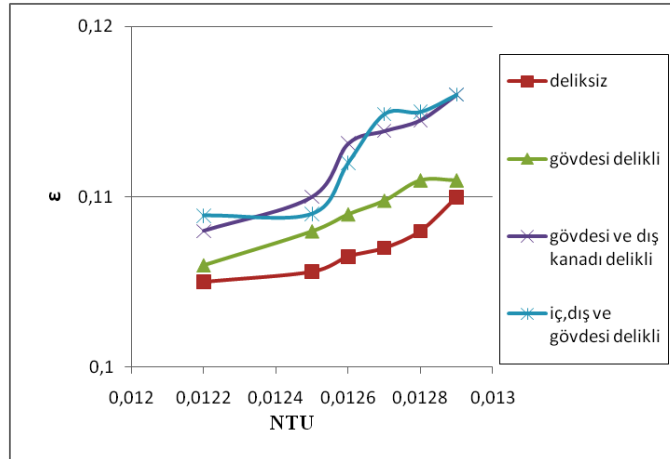


Şekil 3.20. Zıt yönlü paralel akış için  $N_s$  -  $Re$  değışim grafiğı

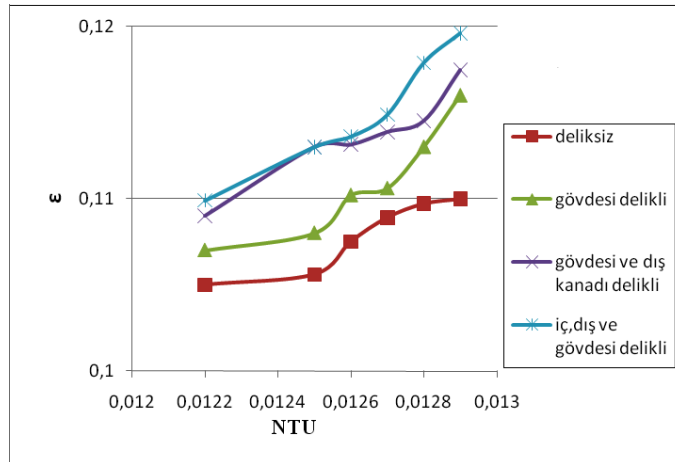
Entropi moleküler düzensizlik olarak ifade edilir. Moleküler düzensizlik arttıkça sistemin entropisi daha büyük bir değer alır. Deney düzeneğimiz ayırık bir sistemdir ve hal değişiminden kaynaklanan moleküler düzensizlik söz konusudur. Bu sistemde ısı geçişiyle gerçekleşen hal değişimleri entropi üretimine sebep olmaktadır. Entropi üretimine en fazla neden olan etkenler sürtünme ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişidir.

Isı transferinin artması ve sürtünme kaybında görülen artışlar entropi üretimini artırmaktadır.  $Ns'$  deki yüzde artış oranları  $[(\text{iç,dış kanatlar ve gövdesi delikli türbülantörlü} - \text{deliksiz türbülantörlü}) / \text{deliksiz türbülantörlü}] \times 100$  formülü kullanılarak hesaplanmıştır. En fazla artış aynı yönlü paralel akış için % 40.3, zıt yönlü paralel akış için % 41.6 olarak bulunmuştur.

Şekil 3.21 ve 3.22’de kullanılan türbülantörlerin değişmesi durumunda NTU artışına karşılık etkinlik ( $\epsilon$ ) oranındaki artış grafiksel olarak verilmiştir. Bu değerlerin ortalaması alınarak grafikler değerlendirilmiştir.



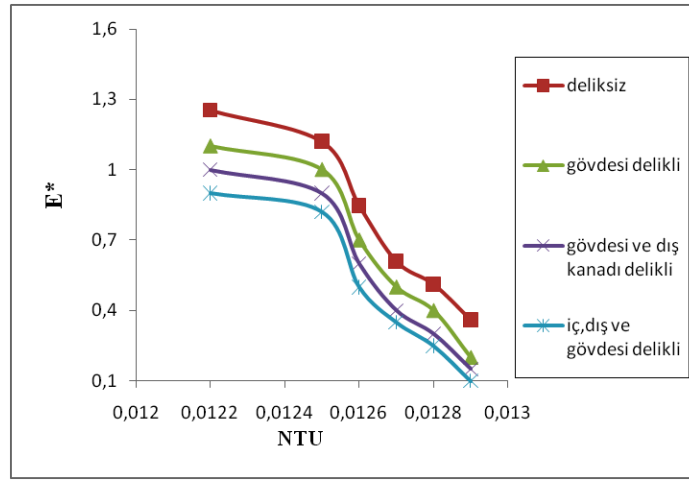
Şekil 3.21. Aynı yönlü paralel akış için  $\epsilon$ -NTU değişim grafiği



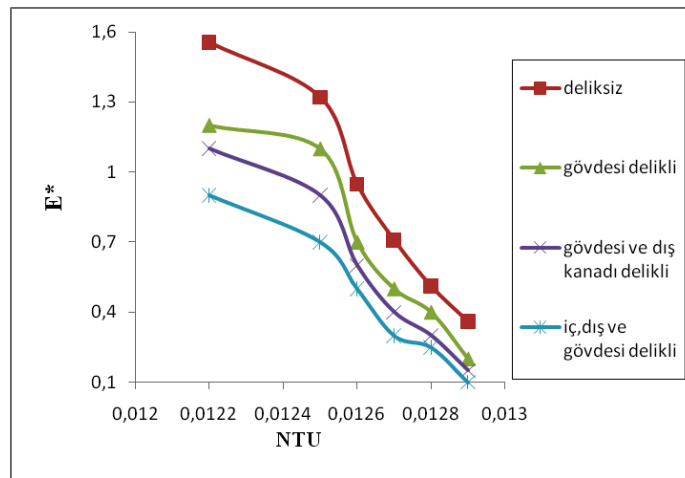
Şekil 3.22. Zıt yönlü paralel akış için  $\epsilon$ -NTU değişim grafiği

Türbülatorsüz boruda ortalama NTU değeri 0.0126,  $\varepsilon$  değeri 0.103 'dir. Deliksiz türbülörde  $\varepsilon$  değeri 0.107, gövdesi delikli türbülörde 0.109, gövdesi ve dış kanatları delikli türbülörde 0.112, iç, dış kanat ve gövdesi delikli türbülörde 0.113'dür. Türbülatorsüz boruya göre etkinlikteki ( $\varepsilon$ ) artışlar aynı yönlü paralel akış için sırasıyla % 3.88, % 5.82, % 8.73 ve % 9.70'dir. Zıt yönlü paralel akış için ise sırasıyla % 13.15, % 13.78, % 20 ve % 23.15'dir.

Şekil 3.23 ve 3.24'te kullanılan türbülörlerin değişmesi durumunda NTU artışına karşılık ekserji kaybı oranındaki ( $E^*$ ) azalma grafiksel olarak verilmiştir. Bu değerlerin ortalaması alınarak grafikler değerlendirilmiş ve türbülatorsüz durumun değerlerinden de yararlanarak kıyaslama yapılmıştır.



Şekil 3.23. Aynı yönlü paralel akış için  $E^*$  - NTU değişim grafiği



Şekil 3.24. Zıt yönlü paralel akış için  $E^*$  - NTU değişim grafiği

Şekillerden görüldüğü gibi aynı yönlü akış için ekserji kayıp oranındaki azalma türbülantörsüz duruma göre sırasıyla % 2.5, % 15 , % 25 ve % 37.5'tir. Zıt yönlü paralel akış için bu azalma sırasıyla % 5, % 18.75, % 31.2 ve % 40'tır.

### 3.5. Deneyisel Hatalar ve Belirsizlik Analizi

Deney yapım sürecinde deneyisel bulgularda bazı hatalar görülebilmektedir. Deneyisel hatalar genel olarak üç grupta toplanır. Birinci gruptakiler; dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalardır. Yanlış ölçme cihazları seçimi ve yanlış ölçme sistemleri dizaynından ortaya çıkan hatalar bu grupta düşünülür. İkincisi ise sabit veya sistematik bir şekilde sürekli devam eden hatalar olup, tekrar edilen okumalarda görülmektedir. Üçüncü grup hatalar ise rastgele hatalar olup, bunlar deneyde kullanılan elemanların değişiminden ve elektrik geriliminin değişmesi sonucu oluşan hatalardır[47].

Deneyisel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük  $R$ , ve bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişkenler ise  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  ise;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ve  $R$  büyüklüğünün hata oranı  $w_R$  ise,

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

şeklinde verilmektedir. Bu çalışmada ana hatlarıyla sıcaklık, basınç kaybı ve hacimsel debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerle Nusselt sayısı ( $Nu$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ), ve Reynolds sayısı ( $Re$ ) hesaplanmıştır. Bu bilgiler ışığında parametrelerdeki toplam belirsizlik değerleri aşağıda verildiği gibidir.

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$Nu = \frac{hd_e}{k}, \quad \frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[ \left( \frac{w_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{w_{d_e}}{d_e} \right)^2 + \left( \frac{w_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$Re = \frac{U d_e}{\nu} , \quad \frac{w_{Re}}{Re} = \left[ \left( \frac{w_U}{U} \right)^2 + \left( \frac{w_{d_e}}{d_e} \right)^2 + \left( \frac{w_\nu}{\nu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

Sürtünme faktörünün (f) hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} \text{ ölçülen değerler cinsinden yeniden düzenlenerek yazılırsa,}$$

$$f = \Delta P \frac{L}{D} \rho \frac{(4\dot{V} / \pi D^2)^2}{2}, \quad \frac{w_f}{f} = \left[ \left( \frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + 25 \left( \frac{w_D}{D} \right)^2 + \left( \frac{w_L}{L} \right)^2 + 4 \left( \frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left( \frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

bulunur.

Yukarıda elde edilen belirsizlik ifadelerinde ölçülen değerler olarak ifade edilen her bir bağımsız değişken için belirsizliklerin belirlenmesi gerekmektedir. Her bir değişken için ortaya çıkabilecek belirsizlik değerleri aşağıdaki gibi belirlenebilir:

#### Sıcaklık ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar

- a) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm 0.5-1^\circ\text{C} \equiv \pm \% 0.5-1$
- b) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm 1-2^\circ\text{C} \equiv \pm \% 1-2$
- c) Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm 0.5-1^\circ\text{C} \equiv \pm \% 0.5-1$
- d) Isıl çiftlerden kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0.3^\circ\text{C} \equiv \pm \% 0.3$
- e) Dijital kanal seçiciden kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0.3^\circ\text{C} \equiv \pm \% 0.3$
- f) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0.2^\circ\text{C} \equiv \pm \% 0.2$

Giriş sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{T_g} = \left[ (a)^2 + (d)^2 + (e)^2 + (f)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

şeklinde bulunabilir. Çıkış sıcaklığında ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik,

$$w_{T_\tau} = \left[ (b)^2 + (d)^2 + (e)^2 + (f)^2 \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

şeklinde bulunabilir. Cidar sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik ise,

$$w_{T_c} = \left[ (c)^2 + (d)^2 + (e)^2 + (f)^2 \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

şeklinde bulunabilir.

Basınç düşüşü ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar

- g) Sistem kaçakları ile ilgili belirsizlik;  $\pm \% 0.5-1$
- h) Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik;  $\pm \% 2-3$
- i) Sıcaklık farkından kaynaklanan belirsizlik;  $\pm \% 0.5-1$

Basınç düşüşünün ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{\Delta P} = \left[ (g)^2 + (h)^2 + (i)^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

olarak bulunur.

Debi ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar

- j) Debimetre okuma belirsizliği;  $\pm \% 0.5-1$
- k) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik;  $\pm \% 0.5-1$
- l) Sıcaklık farkından kaynaklanan belirsizlik;  $\pm \% 0.5-1$

$$w_v = \left[ (j)^2 + (k)^2 + (l)^2 \right]^{1/2} \quad (3.23)$$

şeklinde bulunur.

Diğer belirsizlikler

- m) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;

$$w_{D_i} = \pm 0.05 - 0.1 \text{ mm} \equiv \pm \% 1$$

- n) Boru boyundaki farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;

$$w_L = \pm 5 \text{ mm} \equiv \pm \% 1$$

- o) Fiziksel özelliklerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik;

$$w_\rho = w_k = w_{C_p} = w_v \equiv \pm 0.1 - 0.2$$

Elde edilen belirsizlik değerleri ile Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için toplam belirsizlikler sırasıyla  $\pm \% 17.36$ ,  $\pm \% 6.1$  ve  $\pm \% 2.23$  belirlenmiş olur[46].

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Konsantrik tip ısı değiştirici girişine yerleştirilen dört farklı tipteki türbülatörlerin ısı geçişine etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlardan elde edilen veriler ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı Ansys Fluent ile yapılan analiz sonuçları karşılaştırılarak kullanılan yöntemin doğruluğu kanıtlanmıştır. Yüksek maliyet gerektiren ve uzun zaman alan deney sistemleri kurmak yerine, üç boyutlu karmaşık akış problemlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yüksek başarımılı hesaplamalarla kısa sürede çözülebileceği görülmektedir.

Elde edilen verilerin genel olarak değerlendirilmesiyle sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Türbülatör kullanılan durumların tamamında türbülatörsüz durumlara göre ısı transferi artışı sağlanmıştır.
- Deneylerde kullanılan türbülatörlerin farklı bölgelerine ( i kanat, dış kanat ve gövdeye ) açılan delik sayılarının artmasıyla ısı transferi, dolayısıyla Nusselt sayısı artmıştır.
- Bütün deney sonuçları dikkate alındığında en yüksek Nu sayısı değeri iç, dış kanatlar ve gövdesi delikli türbülatör kullanılması durumunda ortaya çıkmıştır. Bu durumda sistemin boş boruya göre % 27.6 artış olduğu gözlenmiştir.
- Grafiklerden de görüldüğü gibi hava debisinin artması, dolayısıyla Reynold sayısının artmasıyla ısı transferi artmıştır.
- Zıt yönlü paralel akıştaki ısı transferi aynı yönlü paralel akışa göre daha fazla olmuştur.
- Deneysel çalışmada manometreden alınan basınç düşüşü değerleri arasında çok küçük değişimler olduğu gözlenmiştir. Bu değerler türbülatörlü ısı değiştiricilerde ısı transferindeki iyileşme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir orandadır.
- Sayısal hesaplamaların, akış dağılımları ve ısıl özellikler bakımından detaylı bilgi sağladığı elde edilmiştir.

- Analizlerden elde edilen sıcaklık dağılımları incelendiğinde en fazla ısı transferi iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülátörde elde edilirken en düşük ısı transferi ve buna bağılı olarak basınç kaybı da deliksiz türbülátörde görülmüştür.
- Analizlerden elde edilen hız dağılımları incelendiğinde, iç borunun girişine yerleştirilen türbülátörler ile hız profilleri değişmekte ve sınır tabaka kalınlığı incelmektedir.
- İkinci kanun analizinin ele alındığı bu çalışmada; entropi üretim oranının iç, dış kanatlar ve gövdesi delikli türbülátör kullanılması durumunda % 41.6 artış, NTU oranında % 23.15 artış olduğu gözlenmiştir.
- Ekserji kayıp oranı olarak adlandırılan  $E^*$  değeri tersinmezliğin sisteme giren ısıya oranıdır. Sisteme türbülátör katılmasıyla birlikte giren ısı artmış böylece  $E^*$  değeri düşmüştür.

Teknolojik gelişmeler ve nüfus artışıyla birlikte artan refah seviyesi ülkelerin enerji taleplerini hızla arttırmaktadır. Dolayısıyla mevcut enerjinin daha verimli kullanılmasının öneminin artmasıyla ısı sistemlerinde türbülátör gibi dönel akış üreticilerinin kullanımı ile daha küçük boyutlu sistemlerin tasarımı yapılabilecek ve enerjiden tasarruf sağlanacaktır. Isı transferinin iyileştirilmesi açısından oldukça etkili olan pasif yöntemlerden türbülátörlü sistemler, işletme açısından faydalı olacaktır.

İlerde yapılacak çalışmalarda türbülátördeki kanat genişlikleri ve kanat açıları değiştirilerek optimum kanat açılarının ısı transferine etkileri incelenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Genceli, O.**, 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [2] **Royds, R.**, 1921. Heat Transmission by Radation, Conduction and Convection, First Edition, pp. 191-201, Constable and Company, London.
- [3] **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.
- [4] **Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D.**, 1996. Influence of fluid rotation on the heat transfer and pressure drop in double-pipe heat exchangers, *Applied Energy*, **54**, 49-56.
- [5] **Kayataş, N.**, 2003. İç içe borulu ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesinin nümerik olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [6] **Durmuş, A., Kurtbaş, İ., Gülçimen, F. ve Durmuş, A.**, 2002. Akım ortamına yerleştirilen kesik konik türbülatorlerin sabit yüzey sıcaklığına sahip bir tüpde ısı transferi ve ekserji kaybına etkisi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, **4**, 175-184.
- [7] **Durmuş, A., Durmuş, A., and Esen M.**, 2002. Investigation of heat transfer and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 321–332.
- [8] **Akpınar, K., E.**, 2006. Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires, *Energy Conversion and Management*, **47**, 3473–3486.
- [9] **Promvonge, P., and Eiamsa-ard, S.**, 2007. Heat transfer in a circular tube fitted with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **34**, 838–848.

- [10] **Eiamsa-ard, S., Pethkool, S., Pethkool, C., and Promvonge, P.,** 2008. Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **35**, 120–129.
- [11] **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, Elazığ.
- [12] **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.
- [13] **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.
- [14] **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.
- [15] **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.
- [16] **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.

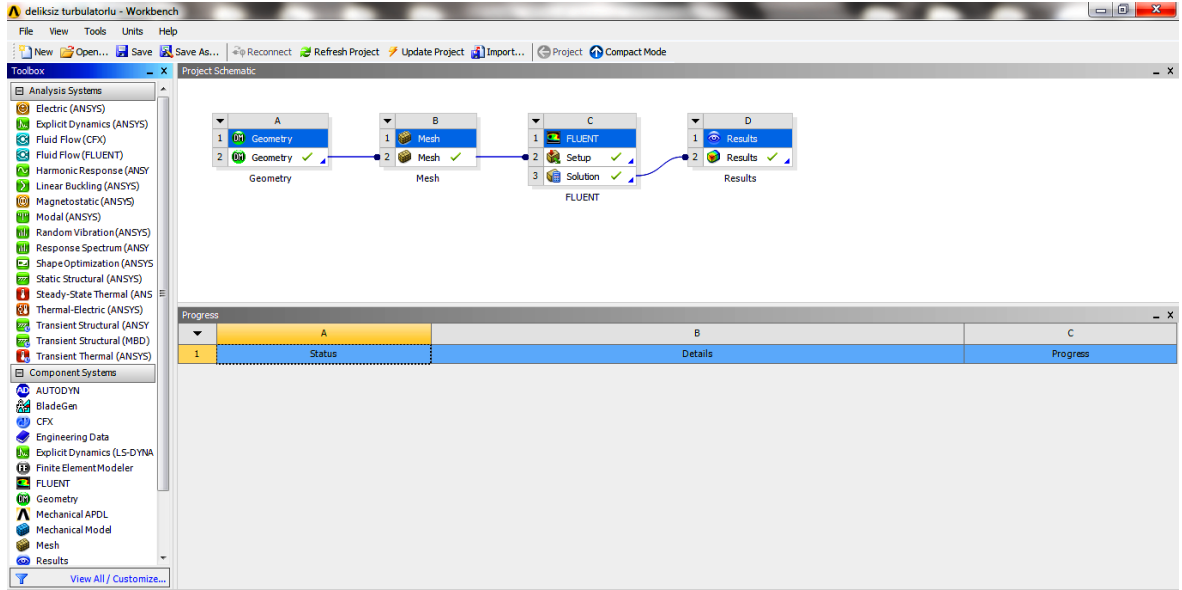
- [17] **Mohammed, H., A.**, 2009. The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 581–590.
- [18] **Kotçioğlu, İ., Ayhan, T., Olgun, H. ve Ayhan B.**, 1999. Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel With Wing-Type Vortex Generator, *Tr. J. of Engineering and Environvental Science*, **22**, 185-196.
- [19] **Behçet, R., Yakut, A. K., Argunhan, Z.**, 2011. The effect of rotary type turbulator placed in entrance of heat exchanger on heat transfer and frictional loss, *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research*, **28**, 239-248.
- [20] **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.
- [21] **Zhang, J., He, Y., Tao, W.**, 2009. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and noncontinuous helical baffles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5381–5389.
- [22] **Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O., Altuntop, N.**, 2008. Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall, *Applied Energy*, **85**, 988–1001.
- [23] **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.

- [24] **Chen, W., and Dung, W.**, 2008. Numerical study on heat transfer characteristics of double tube heat exchangers with alternating horizontal or vertical oval cross section pipes as inner tubes, *Energy Conversion and Management*, **49**, 1574–1583.
- [25] **Sekmen, U.**, 2006. Boru içi akışlarda türbülatorlerin ısı transferine olan etkisinin araştırılması, *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [26] **Zamankhan, P.**, 2009. Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators , Commun Nonlinear Sci Numer Simulat, In press.
- [27] **Özden, E.**, 2007. Detailed design of shell-and-tube heat exchangers using CFD, Middle East Technical University, M.Sc. Thesis.
- [28] **Irmaklıoğlu, B.**, 2006. Computer aided design and optimization of heat exchangers, Dokuz Eylül University, M.Sc. Thesis.
- [29] **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.
- [30] **Kumar, V., Saini, S., Sharma, M., Nigam K.D.P.**, 2006. Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, **61**, 4403 – 4416.
- [31] **Baysal, E.**, 2008. Eşmerkezli boru tipli ısı değiştiricilerinde deneysel ve sayısal ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması, *Politeknik Dergisi*, **11**, 345-352.
- [32] **Wang , Q., Lin, M., Zeng, M.**, 2009. Effect of lateral fin profiles on turbulent flow and heat transfer performance of internally finned tubes, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 3006–3013.

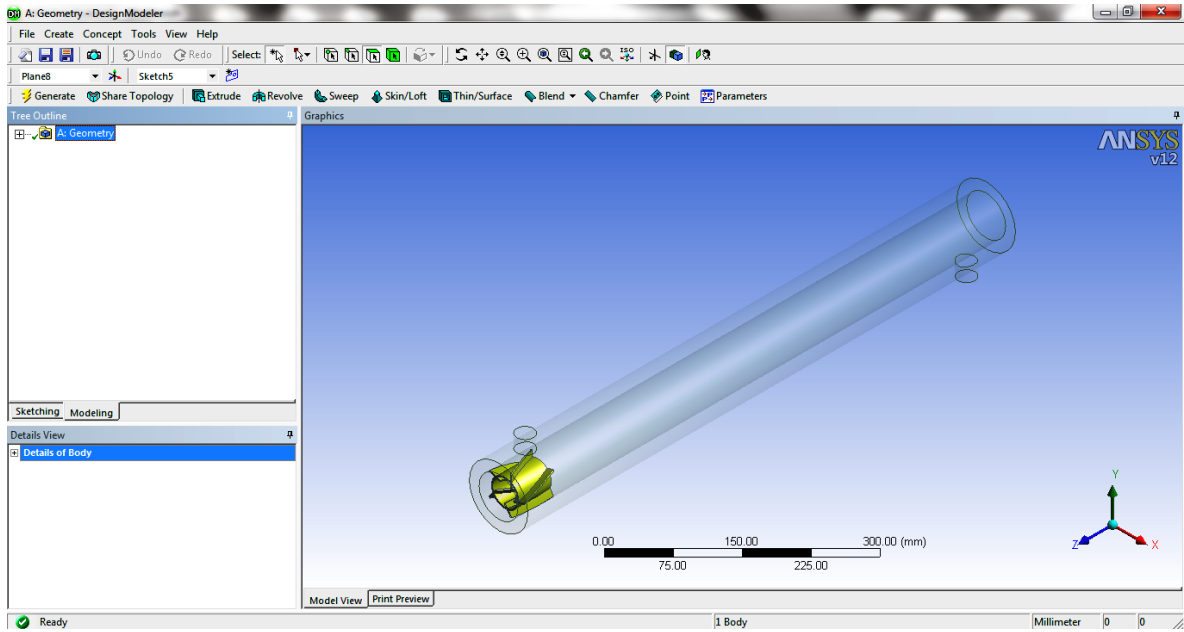
- [33] **Quadir, G.A., Krishnan, G.M., Seetharamu K.N.**, 2002. Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method, *Finite Elements in Analysis and Design*, **38**, 417–434.
- [34] **İslamoğlu, Y.**, 2004. Finite element model for thermal analysis of ceramic heat exchanger tube under axial non-uniform convective heat transfer coefficient, *Materials and Design*, **25**, 479–482.
- [35] **Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N., Sreevatsan, K. V.**, 1997. The effects of longitudinal heat conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method , *Int. J. Heat Mass Transfer*, **40**, 1261-1277.
- [36] **Galeazzo, C.C. Miura, R., Gut, J., Tadini C.**, 2006. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, **61**, 7133 – 7138.
- [37] **Baysal, E.**, 2009. Eşmerkezli borulu ısı değıştircilerinde helisel türbülatorlerin etkilerinin deneysel ve sayisal olarak incelenmesi, *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [38] **Yiğit, M.**, 2010. İç içe borulu yay tipi türbülatorlü bir ısı değıştircisinde türbülans modelinin ısı transferine etkisinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [39] **Halıcı, F., Gündüz, M.**, 2007. Örneklerle Isı Geçişİ Isı Transferi, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [40] **Yüncü, H., Kakaç S.**, 1999. Temel Isı Transferi, Bilim Kitabevi, Ankara.
- [41] **Dal, A.R.**, 2007. Kombilerde kullanılan ısı değıştircisi farklı kanatçık geometrilerinin kombi verimine etkisinin sayisal analizi, *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- [42] **Çengel, Y.A., Cimbala, J.M.**, 2008. Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Güven Bilimsel, İzmir.
- [43] ANSYS Fluent 12.0, User's Guide, 2009.
- [44] **Kurtbaş, İ., Durmuş, A., Eren, H., Turgut, E.**, 2007. Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, **46**, 300–307.
- [45] **A. Bejan**, 1988. Advanced Engineering Thermodynamics, JohnWiley and Sons, New York.
- [46] **Yıldız, Ş.**, 2007. İç içe borulu ısı değiştiricilerinde yaylı türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, *Yüksek Lisans Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [47] **Genceli, O., F.**, 2008. Ölçme Tekniği, Birsan Yayınevi, İstanbul.

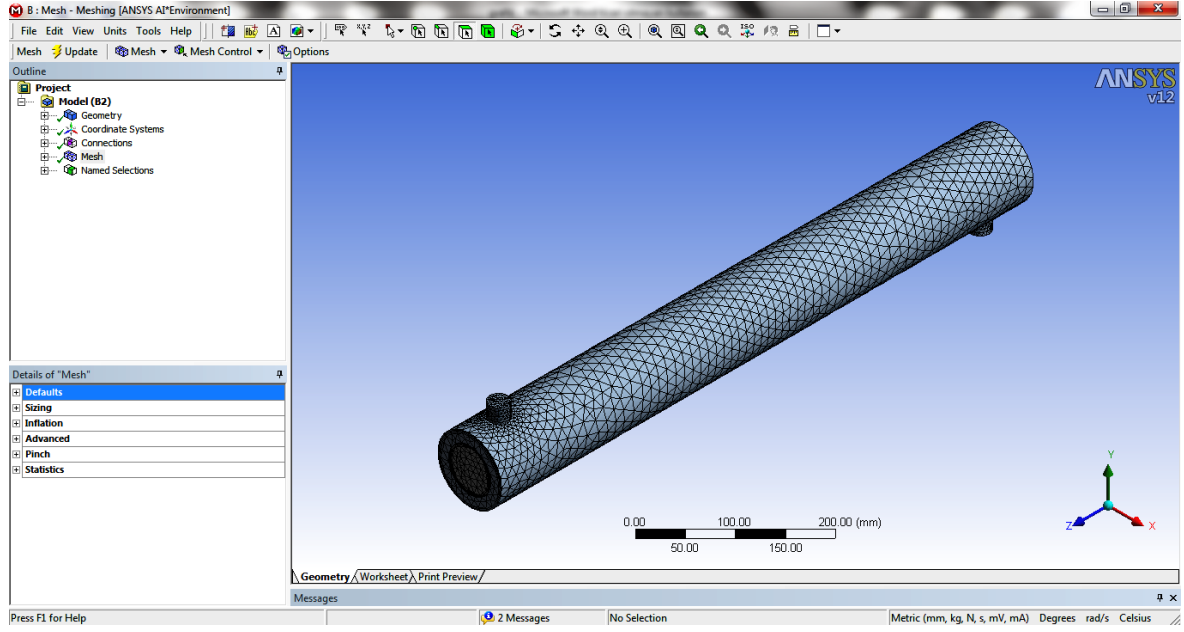
## EKLER



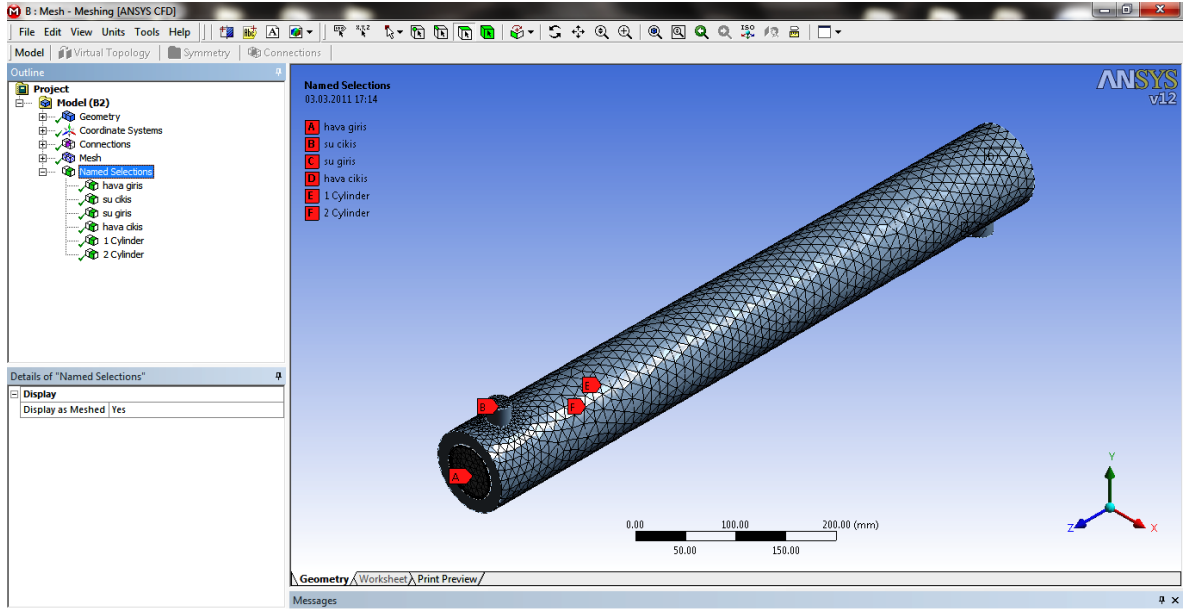
Ek Şekil 1.1. ANSYS 12.0 Workbench ara yüzü açılış penceresi



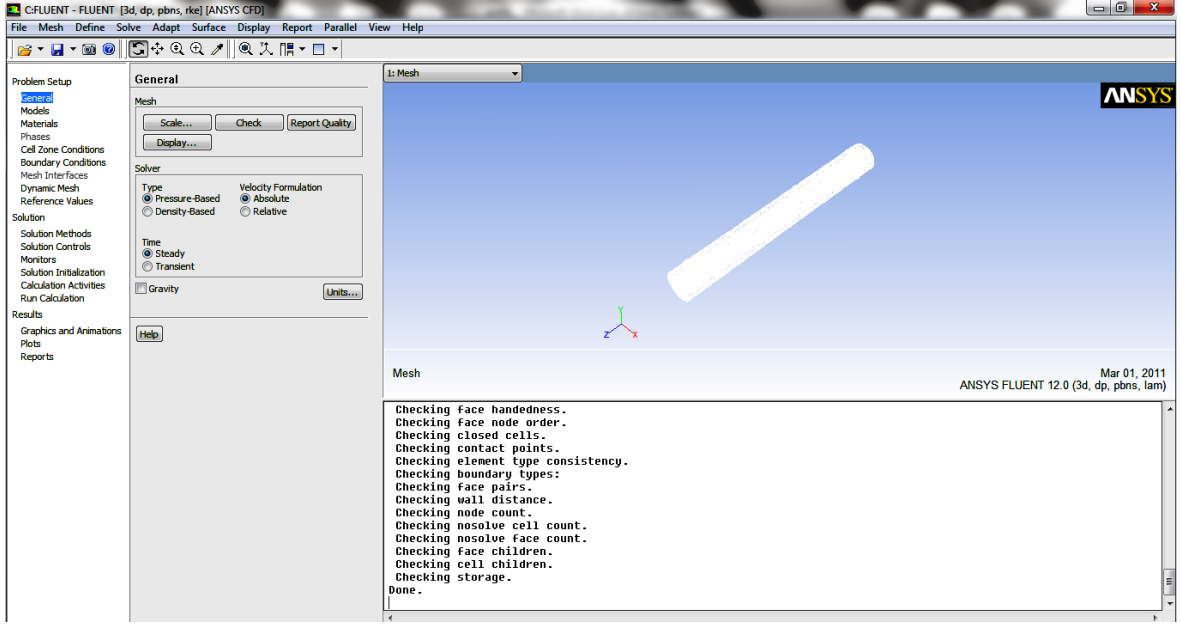
Ek Şekil 1.2. Geometri oluşturma



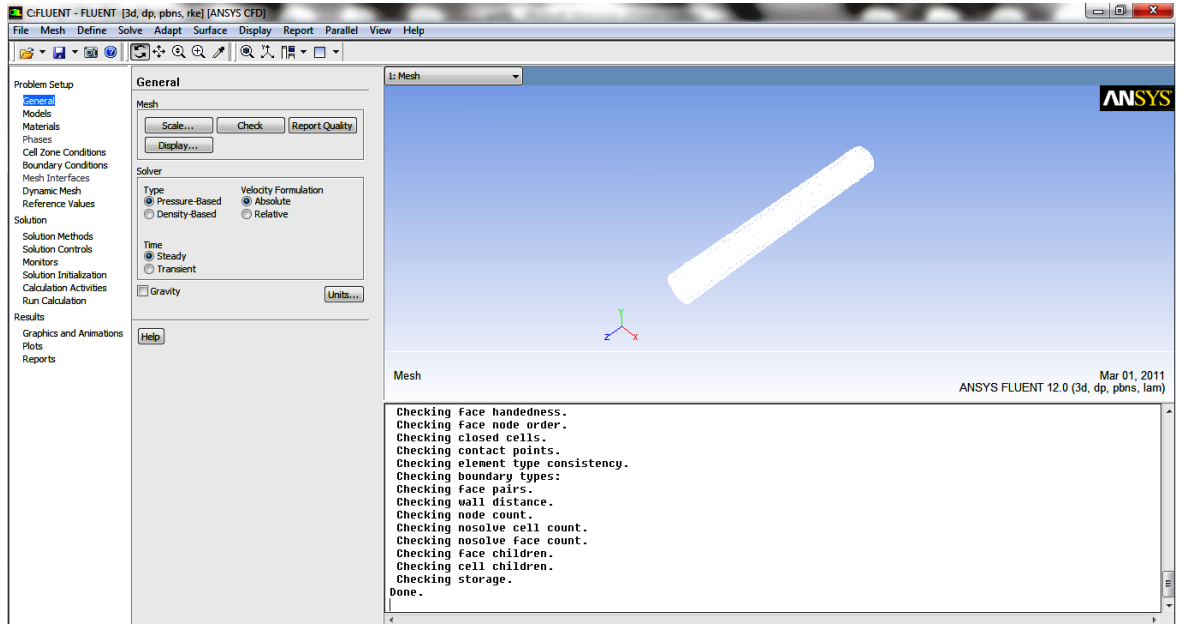
Ek Şekil 1.3. Modelin sayısal ağ yapısı (mesh)



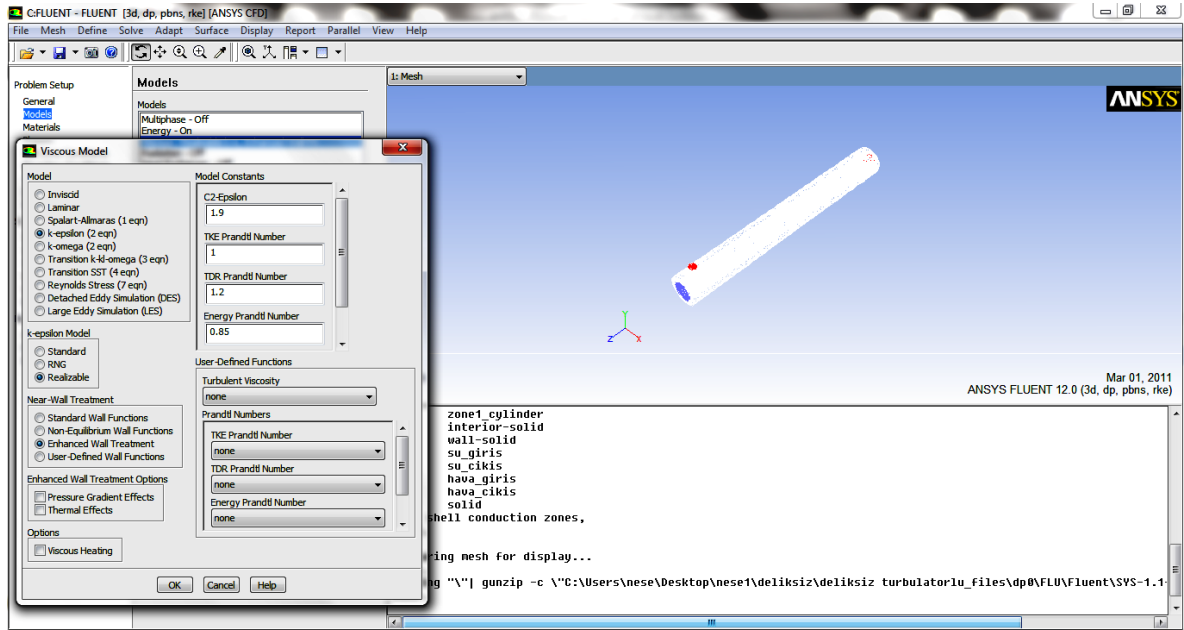
Ek Şekil 1.4. Akış alanlarının tanımlanması



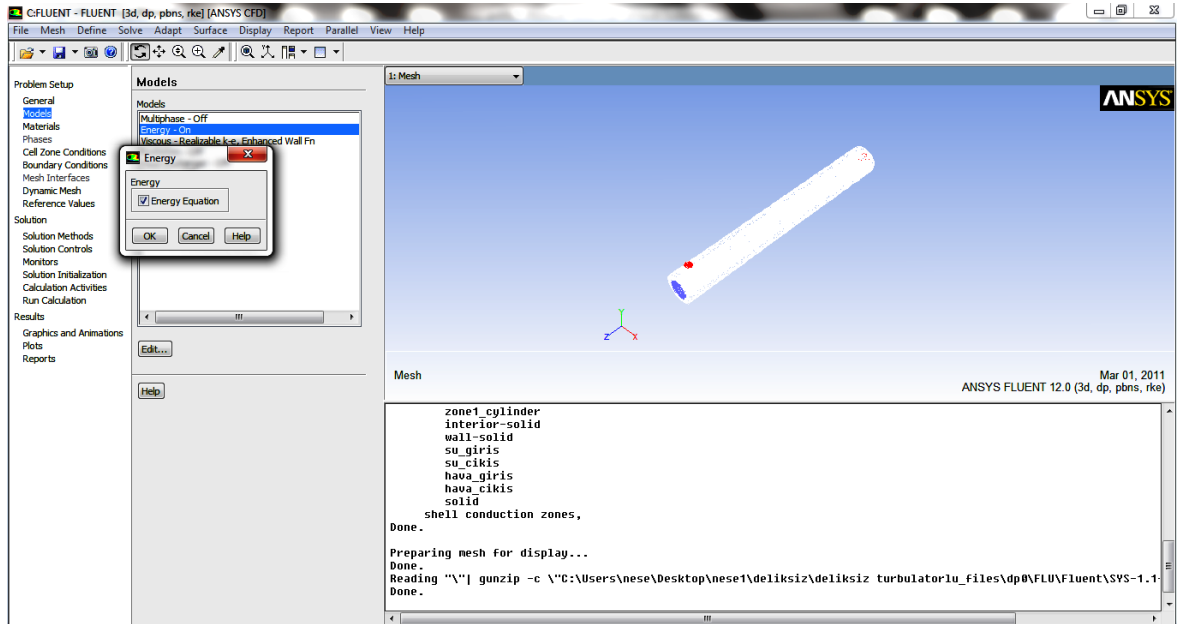
Ek Şekil 1.5. Fluent kod programı açılış penceresi ve dosyanın kontrol edilme işlemi



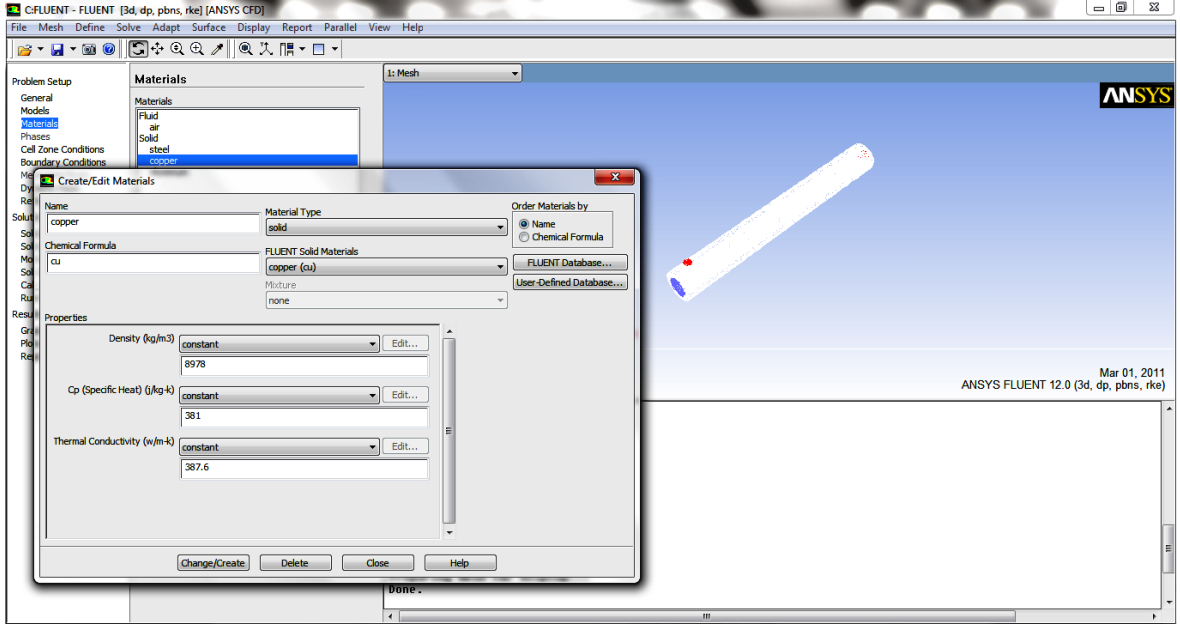
Ek Şekil 1.6. Fluentte çözücü seçim işlemi



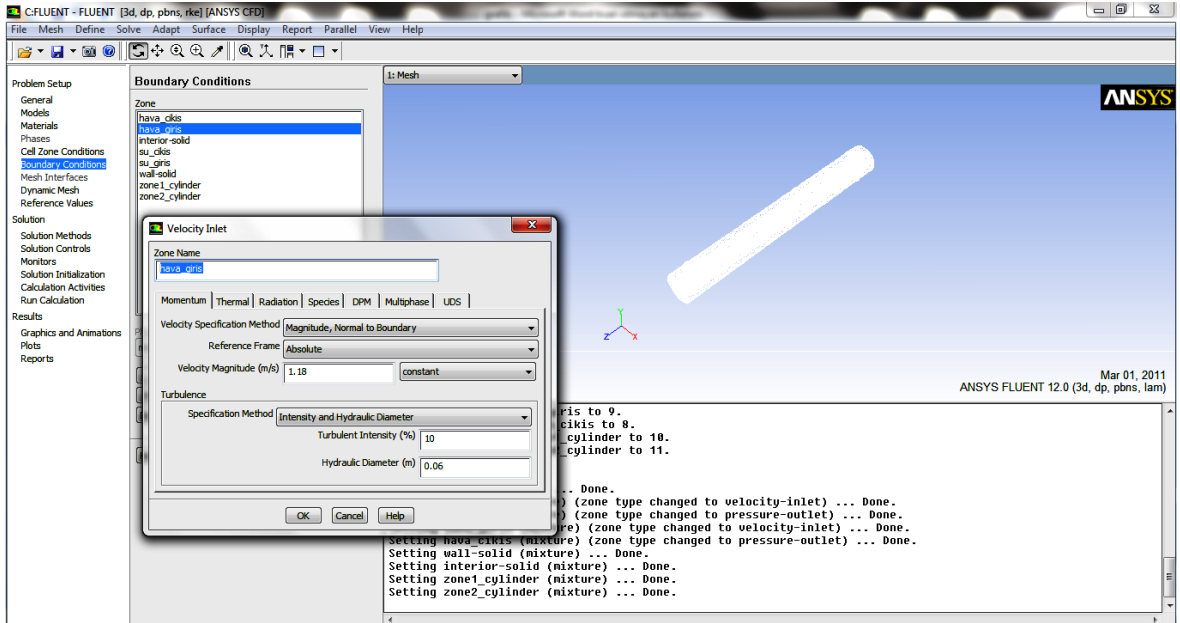
Ek Şekil 1.7. Türbülans modeli seçim işlemi



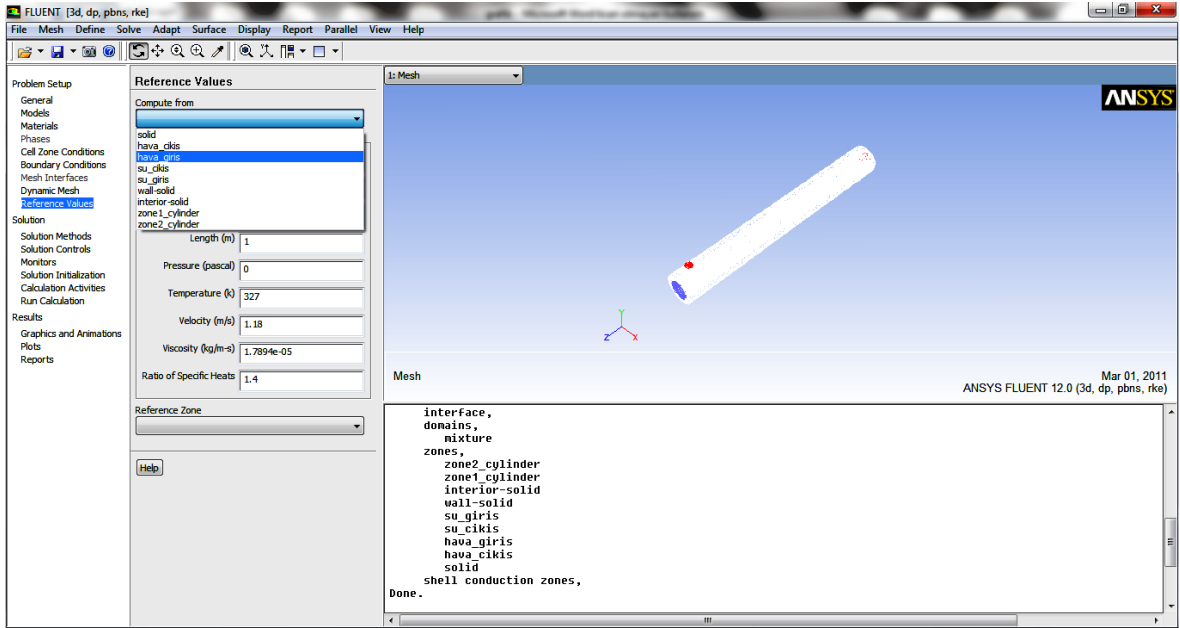
Ek Şekil 1.8. Enerji denkleminin seçimi



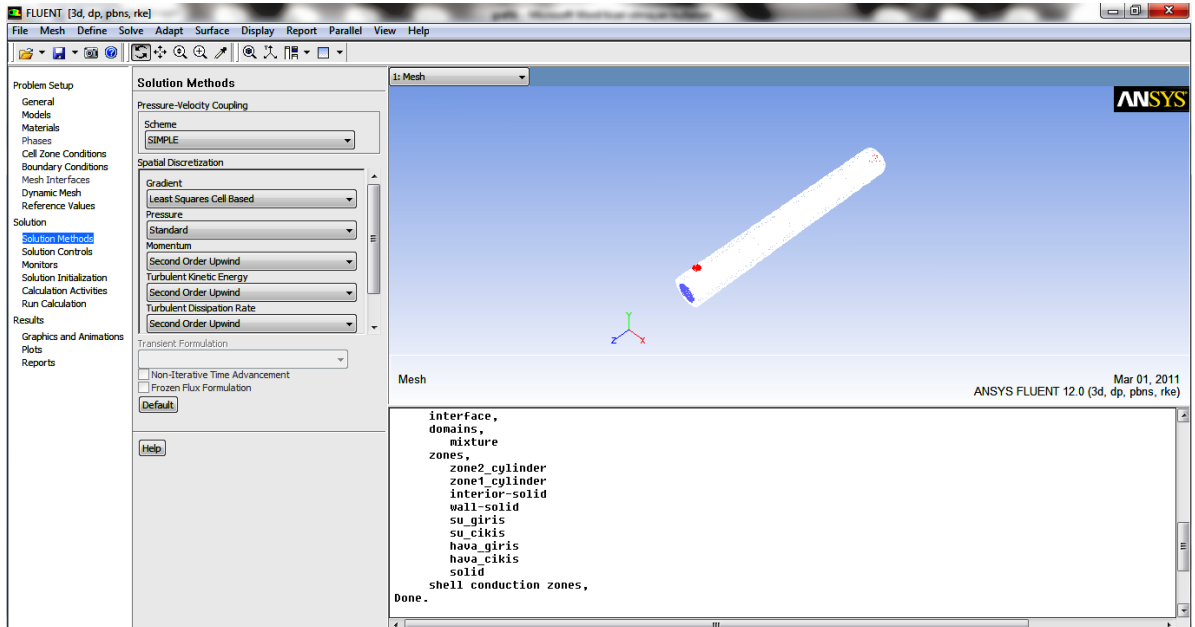
Ek Şekil 1.9. Malzeme özelliklerinin belirlenmesi



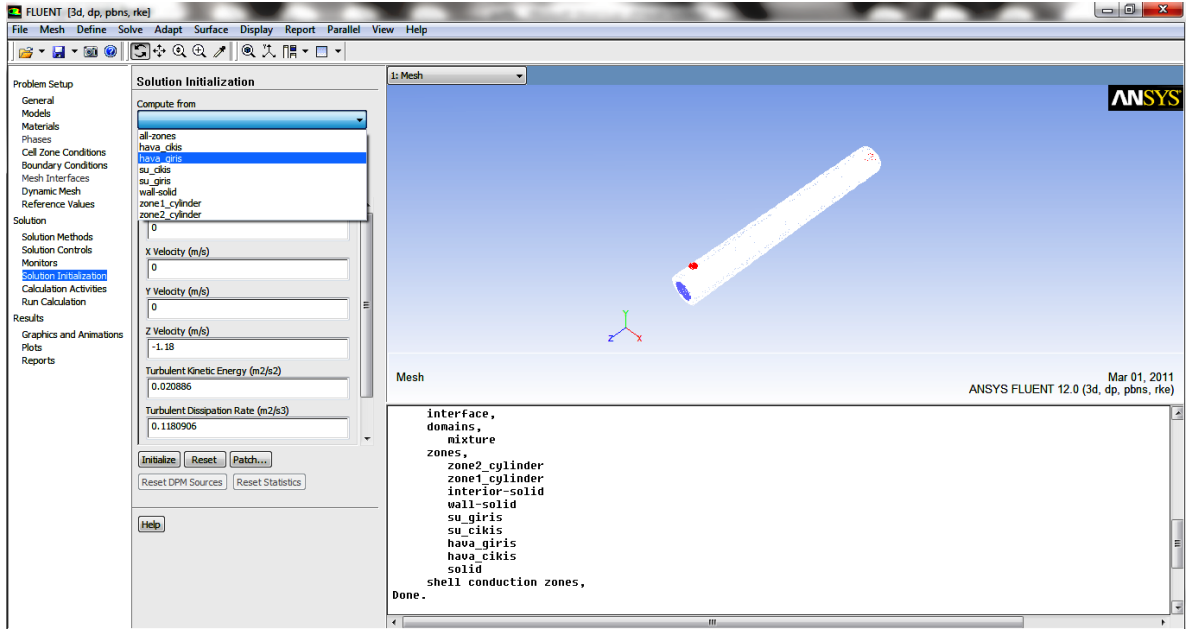
Ek Şekil 1.10. Sınır şartlarının ilgili menülere girilmesi



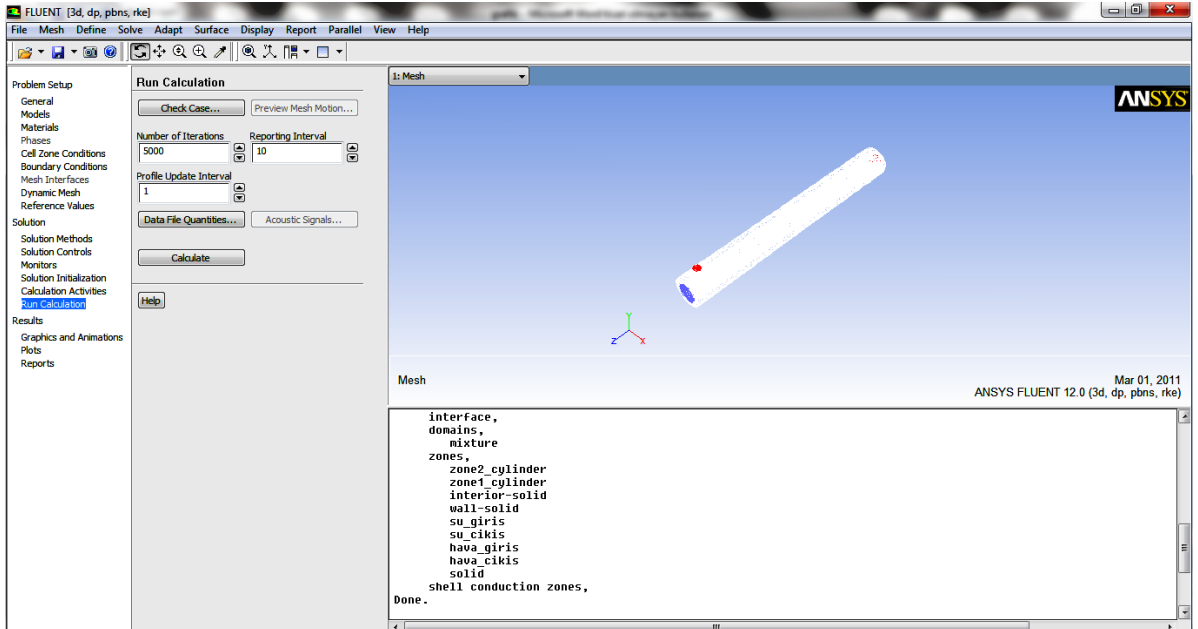
Ek Şekil 1.11. Çözümleme başlangıç değerlerinin seçimi



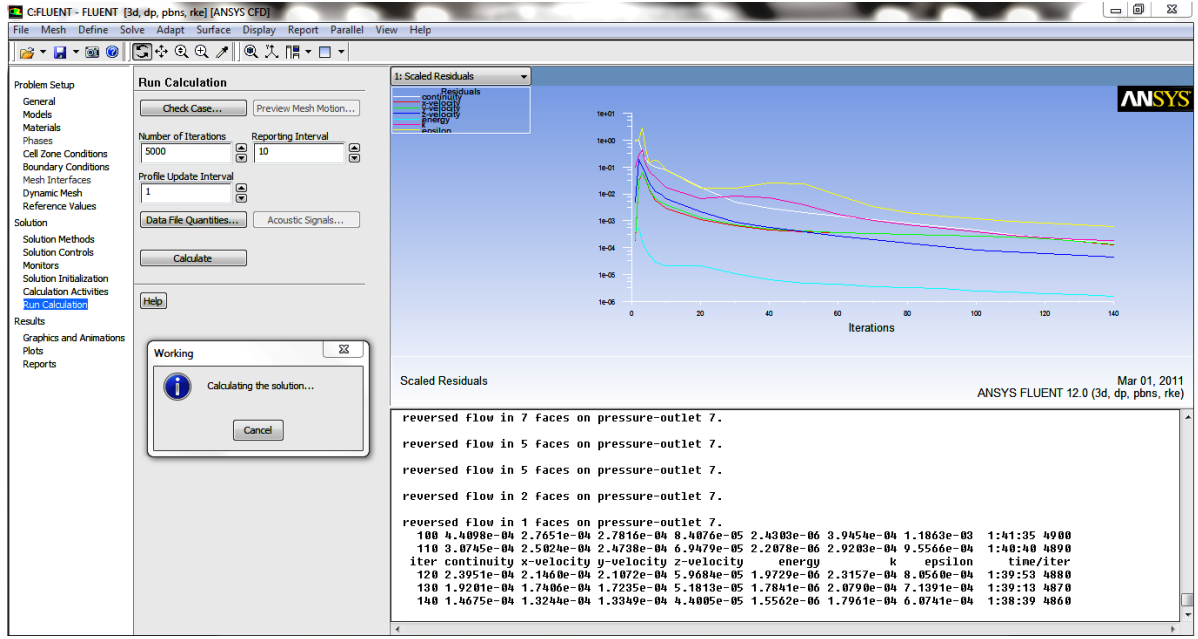
Ek Şekil 1.12. Çözüm metodu seçim işlemi



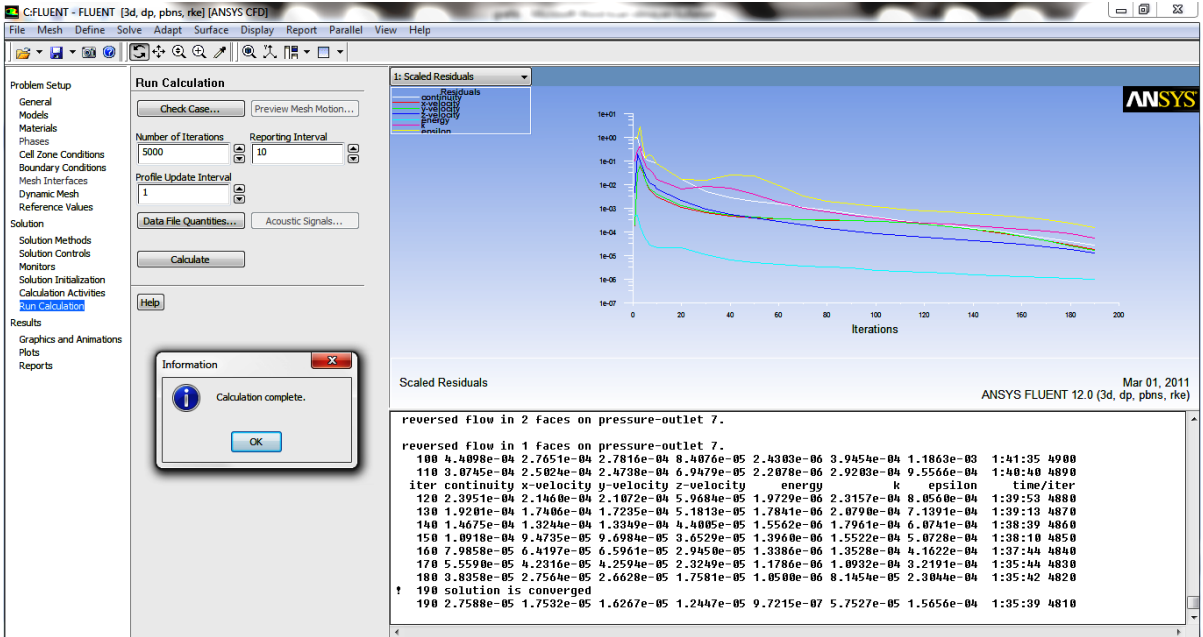
Ek Şekil 1.13. Çözümleme başlatma değerlerinin ayarlanması



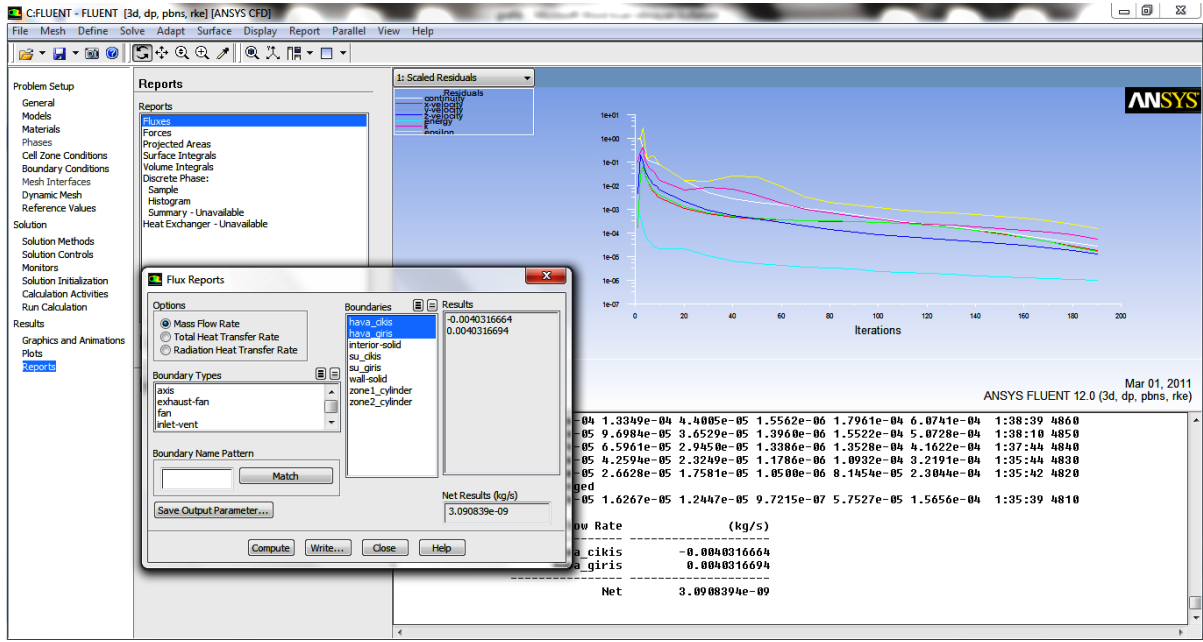
Ek Şekil 1.14. İterasyon için değerlerin seçimi



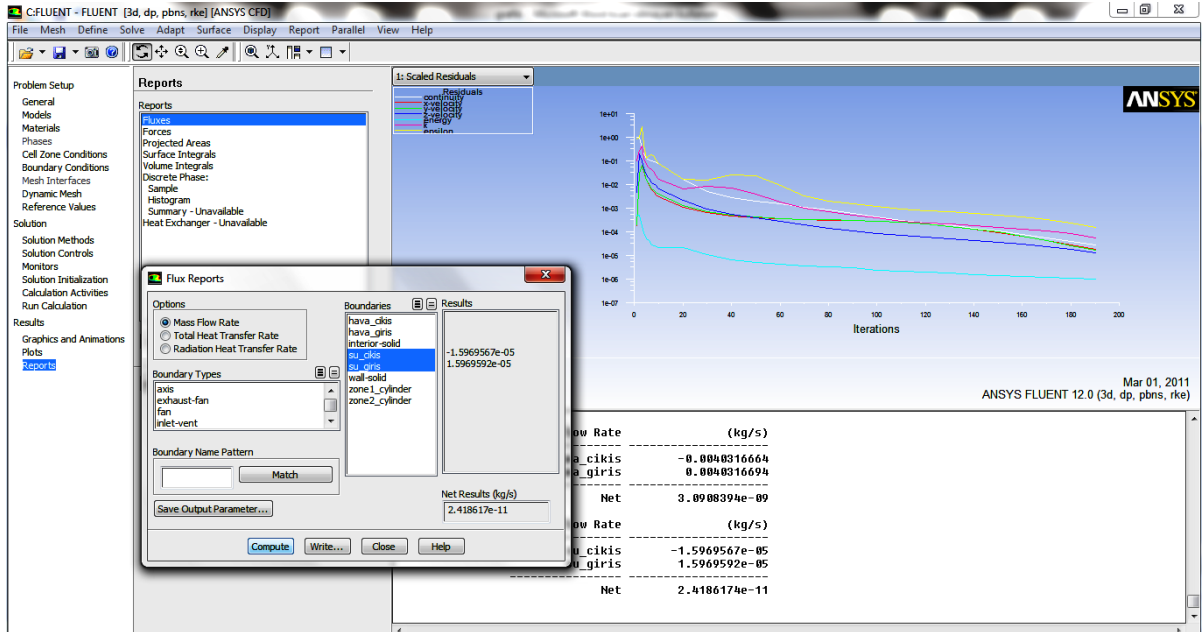
Ek Şekil 1.15. İterasyon işleminin başlatılması



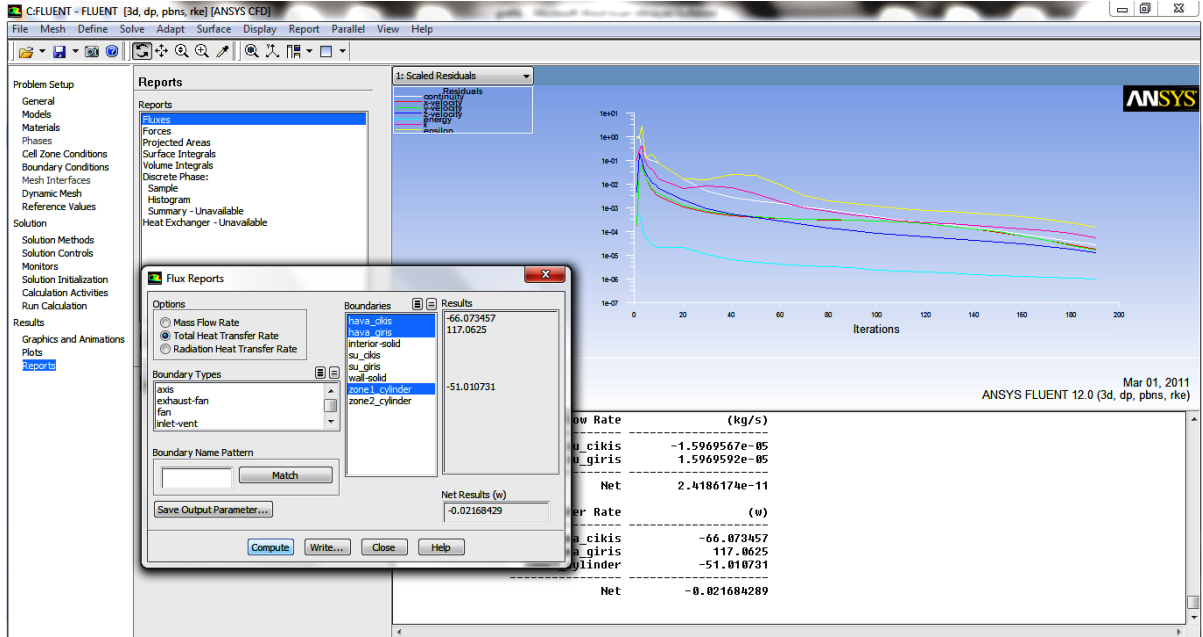
Ek Şekil 1.16. İterasyon işleminin bitmesi



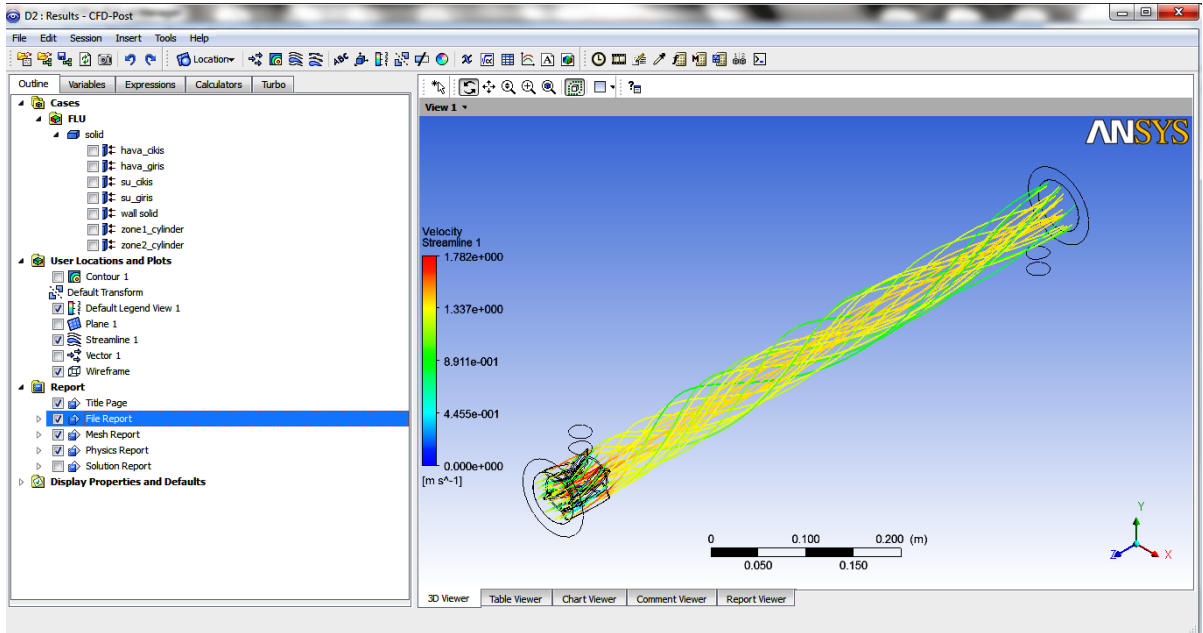
Ek Şekil 1.17. Süreklilik denkleminin kontrolü için havanın kütleli debi sonuçlarının Fluentte okunması



Ek Şekil 1.18. Süreklilik denkleminin kontrolü için suyun kütleli debi sonuçlarının Fluentte okunması



Ek Şekil 1.19. Enerji denkleminin kontrolü için sonuçların Fluentte okunması



Ek Şekil 1.20. Sonuçların Result menüsünden alınması

## ÖZGEÇMİŞ

Neşe BUDAK, 1985 yılında Diyarbakır’da doğdu. 1996 yılında mezun olduğu Yenişehir İlkokulu’nun ardından ortaokul ve lise öğrenimini Diyarbakır Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 2004 yılında başladığı Dicle Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden 2008 yılında birincilikle mezun oldu. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Şubat 2010’ da Batman Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim dalında araştırma görevlisi olarak göreve başladı. Halen aynı görevine devam etmektedir.