EŞMERKEZLİ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HELİSEL TÜRBÜLATÖRLERİN ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Eşref BAYSAL

DOKTORA TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAZİRAN 2009
ANKARA

Eşref BAYSAL tarafından hazırlanan EŞMERKEZLİ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HELİSEL TÜRBÜLATÖRLERİN ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN .....
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr.Sümer ŞAHİN .....
Makine Eğitimi ABD, Gazi Ü.

Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN .....
Makine Eğitimi ABD, Gazi Ü.

Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA .....
Makine Müh. ABD, Gazi Ü.

Prof. Dr. Osman İPEK .....
Makine Müh ABD, S. D. Ü.

Doç. Dr. Adem ACIR .....
Makine Eğitimi ABD, Gazi Ü.

Tarih : 11/06/2009

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nail ÜNSAL .....
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Eşref BAYSAL

EŞMERKEZLİ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HELİSEL TÜRBÜLATÖRLERİN ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ
(Doktora Tezi)

Eşref BAYSAL

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Haziran 2009

ÖZET

Bu çalışmada, eşmerkezli borulu ısı değiştiriciye yerleştirilmiş farklı adımlardaki helisel türbülatörlerin Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığı için ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu nedenle, deneysel veriler elde etmek için bir deneysel sistem kuruldu. Isı değiştiricide sırasıyla sıcak akışkan olarak hava ve soğuk akışkan olarak su, iç borudan ve dış borudan geçirilmiştir.

Sayısal çalışmada, bir sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) bilgisayar programı olan FLUENT, model çizimi ve ağ oluşumunda GAMBIT paket programı kullanılarak, temel korunum denklemleri sürekli rejimde, 3 boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır.

Sayısal hesaplamada, bütün deneylere karşılık gelen durumlar SAD kod programı kullanılarak çözülmüştür. Parametrelerin ısı transferine etkisini araştırabilmek için, HAD kodu kullanılarak boru içinde hız dağılımları ve sıcaklık konturları elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal

sonuçlar karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Helisel türbülatör kullanılarak p = 20, 40, 60, 80 mm adım mesafeleri için boş boruya göre sırasıyla % 291, % 241, % 218 ve % 199 oranında ısı transfer iyileştirmesi sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : Isı transfer iyileştirmesi, sürtünme faktörü, helisel türbülatör, sayısal analiz
Sayfa Adedi : 132
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF EFFECTS OF HELICAL TURBULATORS IN CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGERS

(Ph. D. Thesis)

Eşref BAYSAL

GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
June 2009

ABSTRACT

In this study, the heat transfer performance and friction characteristics of a concentric tube heat exchanger with different pitch of helical turbulators were investigated experimentally and numerically for Reynolds number range of 3000 to 14000. Therefore, an experimental system was established to obtain experimental data. Air as a hot fluid and water as a cold fluid were passed through the inner tube and outer tube of the heat exchanger, respectively.

In the numerical study, the basic conservation equations in steady-state, three-dimensional (3D) and turbulent flow conditions were solved using a CFD computer code, FLUENT and by GAMBIT software for the model drawing and mesh. Conjugate heat transfers both conduction and convection was analyzed for all models.

In the numerical calculation, cases corresponding to all experiments were solved by using the CFD computer code. In order to examine the effect of parameters on the heat transfer, velocity distributions and temperature contours inside the tube were obtained by the CFD code. Experimental and numerical results were compared and seen to be in a good agreement with each other. The heat transfer enhancement using

helical turbulator was obtained as 291 %, 241 %, 218 % and 199 % of ratio than the smooth tube for pitch distances of p = 20, 40, 60 and 80 mm, respectively.

Science Code : **708.3.015**
Key Words : **Heat transfer enhancement, friction factor, helical turbulator, numerical analysis**
Page Number : **132**
Adviser : **Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN**

TEŞEKKÜR

Çalışmam boyunca bana deneysel ve sayısal çalışmanın inceliklerini sabırla öğreten, yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren değerli Hocam Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN'e, yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Tez İzleme Komitesi üyesi hocalarım Prof. Dr. Sümer ŞAHİN ve Prof. Dr. Osman İPEK'e, tez jüri üyeleri Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA ve Doç. Dr. Adem ACIR'a çok teşekkür ederim.

Ayrıca, deney sisteminin kurulmasındaki maddi desteğinden dolayı Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine ve Enerji Anabilim Dalı'nda görev yapan tüm hocalarıma, çalışmamın çeşitli aşamalarında kendi yoğunluklarına rağmen bana her zaman vakit ayırabilen arkadaşlarıma, fakültemiz teknisyenlerinden Köksal BOZOĞLU'na teşekkür ederim.

Zor günlerimde benimle dertleşip, yükümü hafifleten, beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan değerli eşim Şule BAYSAL'a, onlarla vakit geçirebildiğim sürede bütün yorgunluğumu unutturan biricik kızlarım Serra ve Sema'ya, evlatları olmakla gurur duyduğum değerli Annem ve Babama çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT vi

TEŞEKKÜR..... viii

İÇİNDEKİLER. ix

ÇİZELGELERİN LİSTESİ..... . xiii

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xiv

RESİMLERİN LİSTESİ…..... ….xvii

SİMGELER VE KISALTMALAR xviii

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 7

3. DENEYSEL SİSTEM TASARIMI..... 20

3.1. Deney Sisteminin Genel Tanıtımı..... 20

3.2. Deneyde Kullanılan Türbülatörler 23

3.3. Sistem Tasarımında Kullanılan Araçlar 25

3.3.1. Isıl çiftler..... 25

3.3.2. Veri kaydedici (data logger) 26

3.3.3. Anemometre 27

3.3.4. Manometre..... 28

3.3.5. Elektrikli ısıtıcı..... 28

3.3.6. Körüklü fan..... 28

3.3.7. Debimetre 29

3.3.8. Pompalı su tankı 30

Sayfa

3.3.9. Faz ayarlayıcı (Inverter) 30

3.3.10. Sıcaklık kontrol ünitesi 31

4. ÖLÇÜMLER VE DENEYLERİN YAPILIŞI 32

4.1. Sıcaklık Ölçümü 32

4.2. Debi Ölçümü 33

4.3. Basınç Kayıplarının Ölçümü 34

4.4. Deneylerin Yapılışı 34

4.5. Hata Analizi 35

5. SAYISAL MODEL 38

5.1. Modelin Genel Tanımı 38

5.2. Genel Denklemler 40

5.2.1. Enerjinin korunumu 41

5.2.1. Süreklilik denklemi 41

5.2.2. Navier-Stokes denklemleri 42

5.3. Sınır Şartları 43

5.4. Sayısal Akışkanlar Dinamiği 45

5.5. FLUENT Kod Programı 46

5.6. Sonlu Hacimler Metodu 47

5.7. Türbülans 48

5.7.1. Türbülansa giriş 48

5.7.2. Standart k-ε modeli 49

5.7.3. Gerçekleştirilebilir (Realizable) k-ε modeli 50

5.7.4. RNG k-ε modeli 53

Sayfa

5.8. Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü 54
5.8.1. Çözümün yakınsaması 54
5.8.2. İterasyon sayısından bağımsızlığı 54
5.8.3. Korunum denklemlerinin sağlanması 55
5.8.4. Çözümün hücre yapısından bağımsızlığı 56
5.8.5. Sonuçların deneysel değerlerle uyumluluğu 58
5.9. Ayrık Çözüm Yöntemi 58
5.10. Denklemlerin Lineer Hale Getirilmesi 60
5.11.Sonlu Hacimler Metodu ile Denklemlerin Ayrık Hale Getirilmesi 61
5.11.1. Ağ yapısı 62
5.11.2. Ayrıklaştırma işlemi 64
5.12.Kalıntıların Hesaplanması 68
6.DOĞRULAMA SONUÇLARI 71
6.1. Deneysel ve Sayısal Sonuçların Doğrulanması 71
7. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ 78
7.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi 78
7.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi 85
7.3. Sayısal ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması 99
8. SONUÇ VE ÖNERİLER 103
KAYNAKLAR 106
EKLER 112
EK-1 Hata analizi 113
EK-2 Gambit kod programında modelin oluşturulması 116
EK-3 Fluent kod programında modelin çözümlenmesi 119
EK-4 Örnek hesaplama 128

Sayfa

ÖZGEÇMİŞ..... 131

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 4.1. Türbülatörsüz veriler için belirsizlik oranları 37

Çizelge 4.2. Helisel tip türbülatör verileri için belirsizlik oranları 37

Çizelge 5.1. Hesaplamada kullanılan ısı değiştiricinin fiziksel özellikleri .. 40

Çizelge 5.2. Gerçekleştirilebilir k- ε modelinde varsayılan sabitler 53

Çizelge 5.3. Rahatlatma parametreleri 69

Çizelge 7.1. Pompa veya fan gücü için ilave güç miktarı örneklendirilmesi 81

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Sayısal analiz ve deneysel işlem basamakları 5

Şekil 2.1. Eşmerkezli borulu ısı değiştiricide paralel yönlü zıt akış..... ..7

Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik görünüşü..... 21

Şekil 3.2. Eşmerkezli ısı değiştiricinin şematik gösterimi 22

Şekil 3.3. Deneysel çalışmada imalatı yapılan türbülatörler..... 24

Şekil 4.1. Isı değiştiricide ısıl çiftlerin yerleşimi ve detay resminin görünüşü 31

Şekil 5.1. Sayısal modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştirici 38

Şekil 5.2. Sayısal çözüm için oluşturulan model 39

Şekil 5.3. Sınır şartlarının model üzerinde gösterimi..... 43

Şekil 5.4. Kalıntılar ve anlık değerlerin iterasyon sayısı ile değişimi 55

Şekil 5.5. Ara yüzeyden geçen ısı transferi ile hücre sayısının tespiti..... 57

Şekil 5.6. Deneysel ve sayısal Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimi..... 58

Şekil 5.7. Ayrık çözüm yöntemi akış şeması 59

Şekil 5.8. Üç boyutlu P düğümü etrafında hesaplama hücresinin gösterimi 63

Şekil 5.9. P düğüm noktası etrafındaki kontrol hacmi 65

Şekil 5.10. Yakınsamış problemde değişken kalıntılarının iterasyonla değişimi..... 68

Şekil 6.1. Test bölgesinin şematik gösterimi 71

Şekil 6.2. Türbülatörsüz boruda deneysel, sayısal ve ampirik Nusselt sayılarının karşılaştırılması 74

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.3. Türbülatörsüz boruda deneysel, sayısal ve ampirik kayıplarının karşılaştırılması 75

Şekil 6.4. Türbülatörsüz boruda deneysel, sayısal ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması 76

Şekil 7.1. Deneysel Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimleri 79

Şekil 7.2. Deneysel basınç düşüşlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri 80

Şekil 7.3. Deneysel sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri 82

Şekil 7.4. Deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin fonksiyonel ifadesi 83

Şekil 7.5. Sayısal Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimleri 85

Şekil 7.6. Sayısal basınç düşüşlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri 86

Şekil 7.7. Sayısal sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına değişimleri 87

Şekil 7.8. Re = 9000 değerinde ısı değiştiricide hız dağılımları 91

Şekil 7.9. Re = 9000 değerinde ısı değiştiricide r-z düzleminde sıcaklık konturları 92

Şekil 7.10. Boş ısı değiştiricideki hız vektörlerinin r-z düzleminde gösterimi 94

Şekil 7.11. Boş ısı değiştiricide hız vektörlerinin r-θ düzleminde gösterimi 95

Şekil 7.12. Türbülatörlü ısı değiştiricideki hız vektörlerinin r-θ düzleminde gösterimi 95

Şekil 7.13. Türbülatörlü ısı değiştiricideki hız vektörlerinin r-z düzleminde gösterimi 96

Şekil 7.14. Türbülatörlü ısı değiştiricideki akım çizgileri 97

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.15. Türbülatör etrafında oluşan akım çizgilerinin r-z düzleminde görünüşü 98

Şekil 7.16. Deneysel ve sayısal Nusselt sayısının Reynolds sayısına değişimleri 100

Şekil 7.17. Deneysel ve sayısal sürtünme faktörünün Reynolds sayısına değişimleri 101

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 3.1. Deneysel sistemin elemanları 25

Resim 3.2. Deney sisteminde kullanılan veri kaydedici 26

Resim 3.3. Deney sisteminde kullanılan anemometre 27

Resim 3.4. Deney sisteminde kullanılan körüklü fan 29

Resim 3.5. Deney sisteminde kullanılan su debimetresi 29

Resim 3.6. Deney sisteminde kullanılan faz ayarlayıcısı 30

Resim 3.7. Deney sisteminde kullanılan sıcaklık kontrol ünitesi 31

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklama**
A	Alan, m^2
A_k	Kesit alanı, m^2
b	Kaynak
C_p	Özgül ısı, J/kg.K
$C_{1\varepsilon}$	Ampirik sabit
$C_{2\varepsilon}$	Ampirik sabit
C_μ	Ort. Gerilme ve rotasyon oranı
D	Çap, m
D_h	Hidrolik çap, m
D_i	İç çap, m
D_d	Dış çap, m
d_{td}	Türbülatör dış çap, m
d_{ti}	Türbülatör iç çapı, m
f	Sürtünme faktörü
G	Kinetik enerji üretim oranı
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
h	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
k_i	Isı iletim katsayısı, W/mK
k	Türbülans kinetik enerji
L	Uzunluk, m
$\dot{m}$	Kütlesel debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
Q	Isı miktarı, W
P	Çevre, m

Simgeler	Açıklama
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
r	Yarıçap, m
S_p	Kaynak terimi
$\dot{q}$	Isı üretim oranı, W/m^3
t	Zaman, s
T	Sıcaklık, K
T_w	Yüzey sıcaklığı, K
T_∞	Akışkan sıcaklığı, K
t_i	İç boru et kalınlığı, m
t_d	Dış boru et kalınlığı, m
t_t	Türbülatör et kalınlığı, m
T_{hg}	Hava giriş sıcaklığı, K
$T_{hç}$	Hava çıkış sıcaklığı, K
T_{sg}	Su giriş sıcaklığı, K
$T_{sç}$	Su çıkış sıcaklığı, K
T_m	Akışkan ortalama sıcaklığı, K
$\overline{T}_w$	Yüzey ortalama sıcaklığı, K
U	Ortalama hız, m/s
U_r	Hızın *r* yönündeki bileşeni, m/s
U_θ	Hızın θ yönündeki bileşeni, m/s
U_z	Hızın *z* yönündeki bileşeni, m/s
$\dot{V}$	Hacimsel debi, m^3/s
w_R	Hata oranı
ε	Yayılma oranı
μ_t	Eddy viskozitesi
μ	Dinamik viskozite, $N.s/m^2$
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
ΔP	Basınç düşüşü, Pa

Simgeler	**Açıklama**
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
Γ	Difüzyon katsayısı
Δx	Ara mesafe, m
ϕ	Bağımlı değişken

İndisler	**Açıklama**
E,e	Doğu
H,h	Yüksek
i	Eleman
L,l	Düşük
N,n	Kuzey
n	Eleman sayısı
nb	Komşu hücreler
P_1	Hücre merkezi
S,s	Güney
r,θ,z	Silindirik koordinat sistemi
W,w	Batı
$\sigma_k,\sigma_\varepsilon$	Türbülans Prandtl sayıları

Kısaltmalar	**Açıklama**
Ark.	Arkadaş
BAP	Bilimsel araştırma projeleri
Div	Diverjans
Grad	Gradyant
SAD (CFD)	Sayısal akışkanlar dinamiği

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji ihtiyacının büyük bir bölümü fosil yakıt rezervlerinden karşılanmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin kullanım hızı sürekli olarak artış göstermektedir. Özellikle gelişmekte olan ülkelerin enerji talebi ve artan dünya nüfusu enerji talebinde önemli bir artışa sebep olmaktadır. Bu nedenle fosil yakıt rezervleri hızla tükenme eğilimine girmiştir. Teknolojik olarak gelişmiş ülkeler, hızla tükenen fosil yakıtların yerine, alternatif enerji kaynakları ararken, diğer taraftan da mevcut kaynaklardan verimli bir şekilde yararlanılması yollarını araştırmaya yönelmişlerdir. Buna paralel olarak bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalarda; sistemlerin ısı transferi uygulamalarında enerji verimliliği dikkate alınmaktadır.

Isı transferi, özellikle kanal ve boru içi akışlar olmak üzere tasarımda geniş bir alanı ilgilendirmektedir. Farklı sıcaklıklarda ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygulamasında önem arz etmektedir. Bu tür bir ısı geçişini gerçekleştirmek için, ısı değiştiriciler kullanılır. Isı değiştiricileri, endüstride geniş kullanım alanına sahiptir. Isı değiştiricileri, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, ısıtma, soğutma, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, petrol rafinerilerinde, kimyasal proseslerde, atık ısının geri kazanılmasında, otomotiv veya elektronik devre içeren ekipmanların daha düzgün ve güvenli bir şekilde çalışabilmesi için ısının hızlı ve efektif biçimde çekilmesi gereken yerlerde çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar.

Isı değiştiricileri, ısı geçişi şekline, ısı transfer yüzeyinin ısı transfer hacmine oranına, konstrüksiyon özelliklerine, farklı akışkan sayısına ve akışkanların faz değişimleri gibi özelliklere göre gruplandırılabilir [1].

Isı değiştiricilerinin tasarım ve performanslarının değerlendirilmesi açısından, ısı değiştiricilerindeki konstrüksiyon malzemeleri, basınç ve sıcaklık,

performans parametreleri (sıcaklık, debi, basınç düşümü), akışkanların tipleri ve fazları, ısı değiştiricinin boyutlarının bilinmesi gerekmektedir. Akışkan sıcaklığı, malzeme mukavemetini önemli bir oranda etkilediğinden, basınçlı ısı değiştiricilerinde maksimum çalışma sıcaklığı dikkate alınarak tasarım yapılmalıdır. Isı değiştirici konstrüksiyonlarında malzeme seçimi önemlidir. Seçimde sıcaklık, basınç, korozyon, asit ve bazik ortamda çalışma koşullarına dayanıklılığı göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca imalat kolaylığı, yoğunluk, ısı iletim katsayısı, ısı yayılım katsayısı gibi fiziksel özellikler gibi etkenler dikkate alınmalıdır [1,2].

Isı değiştiricilerindeki ısı taşınım katsayılarının, yüksek olması arzu edilmektedir. Isı geçişi yüzeyinin her iki konumunda da ısı taşınım katsayısının birbirine yakın olması çok önemlidir. Isı taşınım katsayısının düşük olması yüzey ısı geçişini önemli oranda düşürmektedir. Isı değiştiricilerde yüksek basınçlı gazlar genellikle iç borular içerisinden geçirilirken daha düşük basınç veya çevre basıncındaki gazlar boruların dışından geçirilir. Böyle durumlarda boruların iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı boruların dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısından daha büyük olabilir. Böyle bir durumda, boruların dışındaki ısı transferini daha etkin hale getirmek için boru üzerinde dik akış (çapraz akış) uygulanmaktadır [3].

Enerjiyi daha verimli şekilde kullanabilmek ve ısı transferini arttırabilmek amacıyla bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmaların yapılmasını zorunlu kılmıştır. Bu nedenle, ısı transferini arttırmak için çeşitli iyileştirici teknikler geliştirilerek, aynı kapasitede daha küçük boyutlu ve daha az ağırlığa sahip ısı değiştiricilerin tasarımı amaçlanmıştır. Isı iyileştirici teknik uygulanmış bir ısı değiştirici, ısı iyileştirme uygulanmamış bir ısı değiştirici ile karşılaştırıldığında, yatırım ve işletme açısından tasarruf sağlamaktadır. Enerji maliyeti ve ısı değiştirici boyutu arttıkça ısı transfer iyileştirici tekniklerin kullanımı artmaktadır.

Isı transferini arttırmak için birçok yöntem mevcuttur. Bazı uygulamalar pratik olarak kullanılırken, bazıları da ticari olarak henüz gelişmeyi beklemektedir. Isı transfer arttırıcı uygulamalar, ısı taşınım katsayısının arttırılması, birim uzunluk başına yüzey alanın arttırılması, sıcaklık farklılıklarının azaltılması veya hem taşınım katsayısının arttırılması hem de birim uzunluktaki yüzey alanın arttırılması üzerine olmuştur [4].

Isı transferini iyileştirme teknikleri iki farklı ana kategoride sınıflandırılabilirler. Bunlar pasif ve aktif yöntemlerdir. Pasif yöntemlerde ısı transfer edilen akışkana pompa gücünden başka ilave enerji verilmeksizin ısı transferi iyileştirme teknikleri uygulanmaktadır. Türbülans arttırıcı pürüzlü yüzeyler, birim uzunluk başına genişletilen yüzeyler, kanatçıklar, dönüşlü akış veya ikincil akış oluşturmak için yerleştirilmiş türbülatörler ve/veya boru içine yerleştirilen elemanlar, girişe yerleştirilen vorteks üreteçleri, kaynama ve yoğuşmada sıvı akışını yönlendirmek için açılmış yüzeyler, pasif yönteme örnek teşkil etmektedir. Aktif yöntemde ise ısı transfer edilen akışkana ek enerji verilerek ısı transfer iyileştirmesi sağlanmaktadır. Isı transfer yüzeyinin döndürülmesi, ısı transfer yüzeyinin düşük frekanslarda titreşimi, akışkan girişinde ritim (pulsasyon) ile akışkan titreşimi, elektrostatik alanların oluşturulması gibi ilave güce ihtiyaç duyan yöntemler, aktif yönteme örnek verilebilirler [4].

Türbülatörler, ısı transferini iyileştirme ve türbülansı arttırmak için boru içine yerleştirilen elemanlardır. Bunlar boru içine yerleştirilmiş eleman ve türbülans üreteçleri olarak da adlandırılmaktadırlar. Aşağıda türbülatörlerin kullanım amaçları verilmiştir [4].

- Akış ortamına rahatça yerleştirilerek sınır tabakaların parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlarlar.
- Isı transfer alanını arttırırlar.
- Akış ortamının türbülans şiddetini arttırırlar.
- Akım yolunu uzatırlar.

- Akım ortamında dönüşlü akışlar oluştururlar.

Spiral kanatçıklar, bükülmüş şeritler, sarımlı teller ve pervane gibi cisimlerin boru veya kanal içine yerleştirilmesiyle dönüşlü akışlar oluşturulur. Dönüşlü akışlar iki ana sınıfta gruplandırılabilir. Birincisi, sürekli dönmeli akış olarak tarif edilen ve boru veya kanal ekseni boyunca dönüşlü akış üreticilerinin kullanılmasıyla elde edilen akıştır. İkincisi ise sönümlenen dönüşlü akış olup, sadece boru girişine yerleştirilen dönüşlü akış üreticilerinin kullanılmasıyla oluşturulur [5].

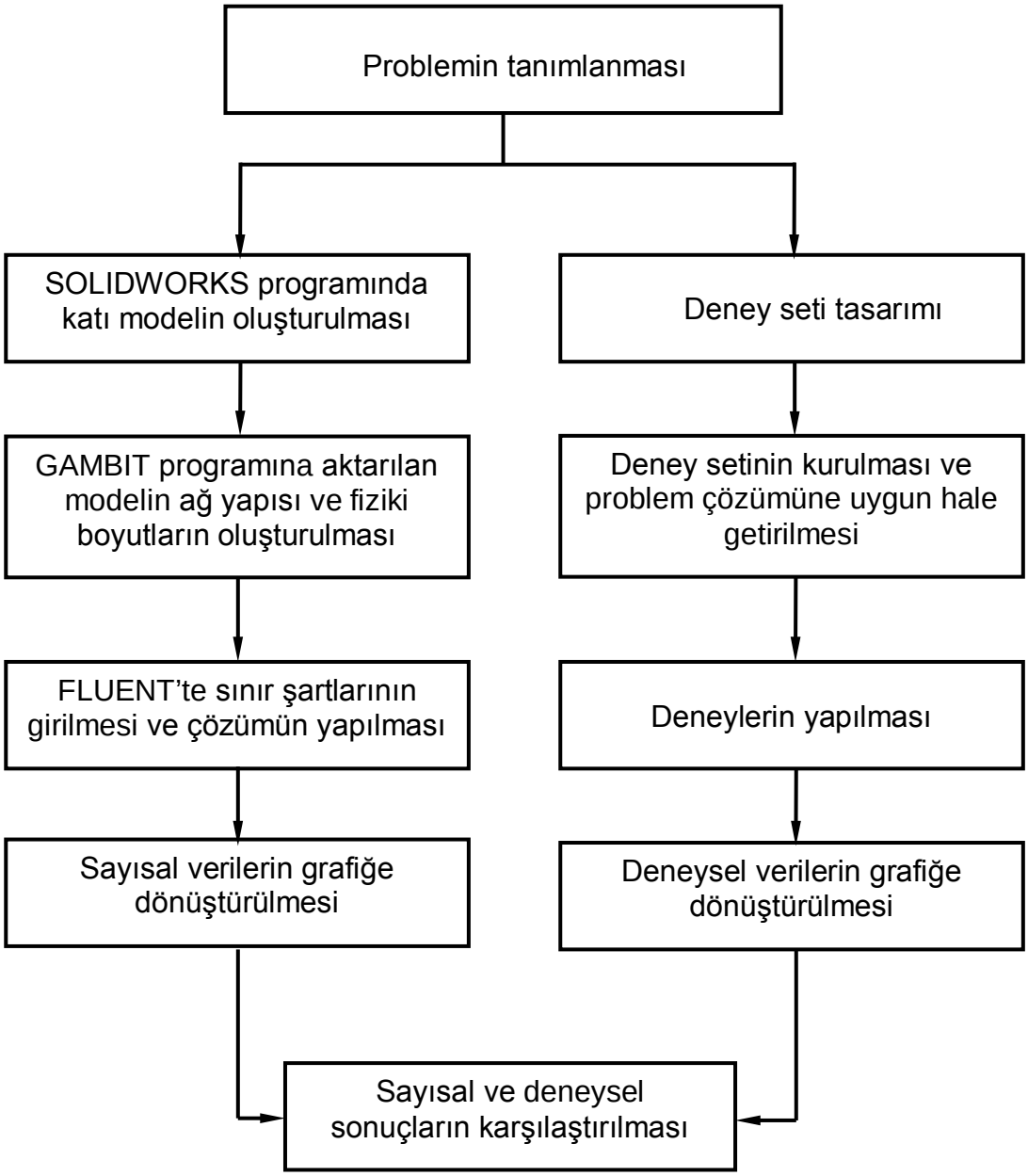
Boru içine yerleştirilmiş sürekli dönüşlü akış üreticilerin akım çizgileri, genellikle türbülatörün boru içinde çizmiş olduğu yol geometrisi ile sınırlandırılır. Sönümlenen dönüşlü akışta ise, akışkana sadece boru girişinde dönme etkisi verildiği için, türbülatörden sonra akışkanın boru veya kanal içinde serbest olarak ilerlemesi sağlanmaktadır. Bu iyileştirme teknikleri ısı transferinin artmasını sağlarken bunların yanında da sürtünme kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Bu da pompalama gücünün artmasına ve işletme maliyetinin yükselmesine neden olmaktadır.

Türbülatörlerin performansı birçok etkene bağlı olmakla birlikte, genel olarak aşağıdaki faktörler performansı etkilemektedir [4].

- Türbülatörün boyutu,
- Türbülatörlü borunun hidrolik çapı,
- Akışkanın termofiziksel özellikleri,
- Akışkanın kütlesel debisidir.

Bu çalışmada, ısı transferi iyileştirme tekniklerinden olan pasif yöntemlerden biri kullanılarak, endüstride geniş bir kullanım alanı olan eşmerkezli borulu bir ısı değiştiricide ısı transfer iyileştirmesi hedeflenmiştir. Uygulamada yaygın kullanılması ve yapısının basit oluşu nedeniyle eşmerkezli borulu bir ısı değiştirici modeli baz alınmıştır. Isı değiştiricide sıcak akışkandan soğuk

akışkana olan Isı transferin etkin ve basit bir şekilde gerçekleştirilmesi için, ısı değiştirici içine türbülatör yerleştirerek hem deneysel hem de sayısal çözümleme yapılmıştır. Böylece aynı boyuta sahip ısı değiştiricinin etkinliği büyütülerek, ısı transferin arttırılması veya daha küçük boyutlara sahip ısı değiştiriciyle maliyetin düşürülmesi hedeflenmiştir. Şekil 1.1'de bu çalışmada kullanılan sayısal analiz ve deneysel işlem basamakları verilmiştir.



Şekil 1.1. Sayısal analiz ve deneysel işlem basamakları

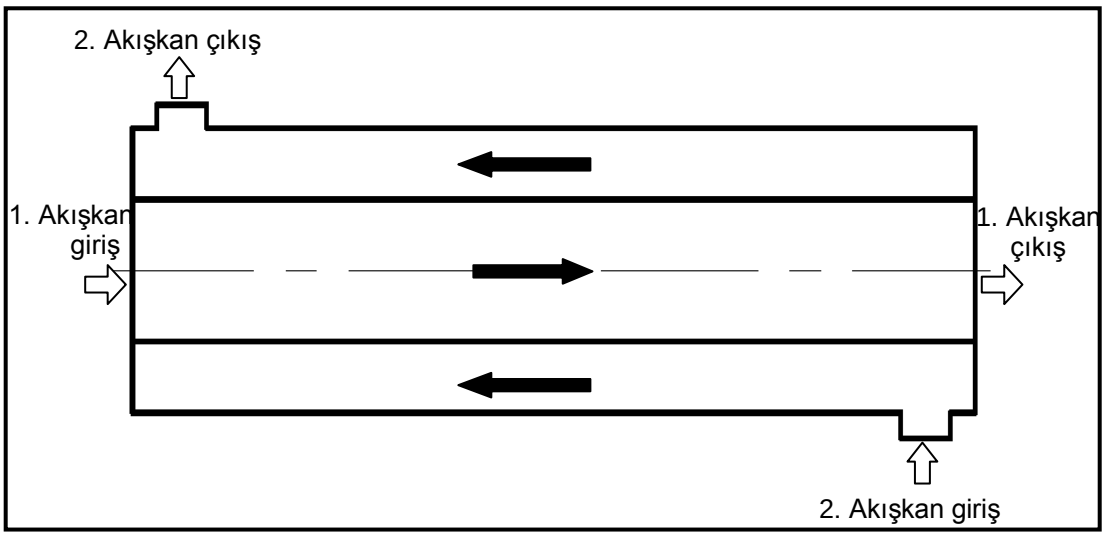
Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi amacıyla deney seti kurulmuş ve deneyler paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricide, hava akışkanının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Türbülatör olarak, karmaşık bir geometrik yapıya sahip olan helisel tipte elemanlar kullanılmıştır. Helisel türbülatör dört farklı adım mesafesinde imalatı yapılmış ve her biri için ayrı deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve sayısal çözümlemeden elde edilen sonuçların karşılaştırılması amaçlanmıştır.

Sayısal analizde sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından sonlu hacimler metoduna dayalı FLUENT 6.3. versiyonu kullanılmıştır. Deneysel aşamada kullanılan şartlar birebir olarak sayısal aşamada da kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu görüldükten sonra deneysel aşamadan farklı olarak, deneyde kullanılan türbülatörlerin ara adımlarında ve en büyük adımdan sonraki adımlarında da modelleme yapılarak bu çalışmanın aralığı genişletilmiştir.

Böylece deneysel aşama ışığında, sayısal analizde kullanılan kod programın güvenirliliği ve doğruluğu gösterilmesi hedeflenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Endüstriyel uygulamalarda farklı sıcaklığa sahip iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferi en çok karşılaşılan durumlardandır. Bu tip ısı transferini sağlayan cihazlara ısı değiştirici (eşanjör) denilir. Endüstride geniş kullanım alan olan ısı değiştiricileri, kullanım amacına göre değişik isimlerle adlandırılırlar [1,4].



Şekil 2.1. Eşmerkezli borulu ısı değiştiricide paralel yönlü zıt akış

Uygulamanın birçok alanında kullanılan ısı değiştiricileri, kullanım amaçlarına, kapasitelerine, boyutlarına, konstrüksiyonlarına ve tiplerine göre gruplandırılmaktadır. Isı değiştiricileri genelde konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflandırılmaktadırlar. En basit ısı değiştirici tipi borulu ısı değiştiricileridir. Genellikle dairesel kesitli borular kullanılmakla beraber eliptik, dikdörtgen kesitlerde kullanılmaktadır. Dairesel kesitli borular geometrik şekilleri nedeniyle, yüksek basınçlara dayanmaları, projelendirme esnasında boru boyu, çapı ve düzen yapısının kolaylıkla değiştirilebilmesi gibi özelliklerden dolayı geniş bir kullanım alanına sahiptir. Çift borulu ısı değiştiricileri yapı bakımından en basit ısı değiştirici olup, aynı eksenli iki borudan oluşmaktadır. Sistemde kullanılan akışkanlardan biri iç borudan akarken, diğer akışkan da iç boru ile dış boru arasında kalan bölgeden

akmaktadır. Eğer sıcak ve soğuk akışkan ısı değiştiricisine aynı yönde girip, birbirlerine paralel olarak akıyorsa, aynı yönlü paralel akışlı, eğer soğuk ve sıcak akışkan ısı değiştiricisine zıt yönlerde girip ve birbirlerine paralel akıyorsa zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricileri denir. Şekil 2.1'de paralel yönlü zıt akışlı iç içe borulu ısı değiştirici karakteristik şekli verilmiştir.

Türbülatörlerin ısı transferi iyileştirme üzerindeki etkileri ilk olarak 1921 yılında Royds tarafından bulunmuştur. Araştırmacı, bu konuda değişik tiplerde türbülatörleri deneyerek, birçok deneysel çalışma yapmıştır. Girdaplı akış üreticisi olarak kendi ekseni etrafında dönen palet karıştırıcıları kullanmıştır [6].

Literatürde dönüşlü akışlarla ilgili olarak birçok deneysel ve teorik çalışma bulunmaktadır. Bu bölümde, literatürde yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Eiamsa-ard ve Promvenge, çalışmaları deneyseldir. Bir boru içine yerleştirilmiş helisel bir türbülatör vasıtasıyla ısı transferinin arttırılması üzerine çalışmışlardır. Helisel türbülatörlerin girdap türü akış üretmesinden faydalanarak ısı değiştiricideki ısı transfer oranını arttırmıştır. Reynolds sayısının 2300 ile 8800 değerleri arasında çalışmışlardır. İç içe borulu ısı değiştiricisindeki ısı transferini, öncelikle türbülatörsüz olarak incelemişlerdir. Daha sonra türbülatör yerleştirerek ısı transferini arttırmaya çalışmışlar ve ayrıca ısı değiştiricideki basınç kayıplarını incelemişlerdir [7].

Neshumayev ve ekibi, çalışmada deneysel olarak gaz ısıtmalı kanallar içine yerleştirilmiş değişik tip türbülatörle ısı transferini arttırma üzerine odaklanmışlardır. Yanma sonu gerçekleşen gazlarının sıcaklığından faydalanarak atık ısının değerlendirilmesi üzerine çalışmıştır [8].

Durmuş, çalışmasında yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış bir ısı değiştirici içine yerleştirilmiş konik şeklindeki türbülatörlerin ısı transferine etkilerini incelemiştir. Isı değiştiricide akışkan olarak hava kullanılmıştır. Soğuk hava,

iç yüzeyi ısıtılmış ısı değiştirici içinden geçerek ısınmaktadır. Çalışmayı Reynolds sayısının 15000 ile 60000 aralığında yaparak, ısı transferi, basınç kayıpları ve ekserji analizleri yapmışlardır [9].

Eiamsa-ard ve ark., yapmış oldukları çalışmalarında deneysel olarak üniform ısı akısı uygulanmış bir boru içine yerleştirilen V-nozul şeklindeki türbülatörlerin etkilerini incelemişlerdir. Burada V-nozul türbülatörlerin adım ölçüleri değişmektedir. Deneysel araştırma neticesinde sürtünme kayıplarını, ısı transferini arttırma oranını incelemiştir. Adım aralığı düştükçe ısı transferinde artma olduğunu gözlemiştir [10].

Promvonge ve ark., çalışmalarında deneysel olarak üniform ısı akısı uygulanmış boru içine konik türbülatörler yerleştirerek ısı transfer karakteristiklerini incelemiştir. Konik tübülatörlerin oluşturduğu türbülansın etkilerinden faydalanmıştır. Araştırma neticesinde Nusselt sayısı için türbülatörlü ısı transferindeki iyileşme, türbülatörsüz Nusselt sayısına oranla % 236–278 oranında arttığını görmüştür [11].

Yakut ve ekibi, deneysel olarak konik- halka türbülatörler için termodinamiğin birinci kanununa göre ısı arttırma etkinliğini ve ikinci kanuna göre de entropi üretiminin karakteristik performanslarını incelemişlerdir [12].

Patil, yaptığı çalışmasında deneysel olarak boru içine yerleştirilmiş elemanlarla girdap oluşturarak laminer ısı transferi ve basınç kaybı özelliklerini incelemiştir [13].

Yakut ve Şahin, yaptığı deneysel çalışmalarında konvensiyonel pasif metottan faydalanarak farklı tip türbülatörler yerleştirilmiş bir kanaldaki ısı transferini arttırma üzerine çalışmıştır. Türbülatörler periyodik olarak akış içinde girdap üretirken, ısı transfer oranı artmaktadır. Deneyler neticesinde elde ettiği ısı transferi sonuçlarına göre Nusselt sayısı; Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve adımların bir fonksiyonudur. 30 mm adımındaki

türbülatörle ısı transferi %70-140 aralığında arttığı gözlenmiştir. Türbülatörlerin oluşturduğu girdabın maksimum değeri 10 mm adımındaki türbülatör tarafından gerçekleşmiştir. Aynı Reynolds sayısında meydana gelen maksimum entropi üretimi sırasıyla 10, 20 ve 30 mm adımlarındaki türbülatörlerde gerçekleşmiştir. Türbülatörler, düşük Reynolds sayılarında, daha yüksek Reynolds sayılarına oranla daha iyi performans göstermektedirler [14].

Yıldız ve ekibi, yapmış olduğu deneysel çalışmasında kendi etrafında bükülmüş ince metal şeritlerden oluşan türbülatörleri, konsantrik çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirmişlerdir. Paralel ve zıt akışlar için basınç ve ısı transfer etkilerini incelemiştir. Deney neticesinde elde ettiği sonuçlara göre; Çift borulu hava soğutma sistemleri için ısı transfer oranları, iç borunun içine yerleştirilen türbülatörlerle % 100 artış kaydedilebilir. Adım genişlikleri arttırılarak ısı transferinde iyileştirmeler yapılabilir. Türbülatörlerin basınç kayıpları için gereken enerji, ısı kazançları yanında ihmal edilebilir [15].

Akansu, yapmış olduğu teorik çalışmasında sayısal ısı transferi ve basınç düşüş analizleri L mesafesindeki bir boru içine yerleştirilmiş gözenekli bilezik şeklindeki türbülatörler için yapmıştır. Borunun dış yüzeyinden sabit ısı akısı uyguladı. Sayısal hesaplamalar FLUENT paket programındaki k-ω modeli kullanılarak çözüm yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Türbülatör malzemesinin adımları 0,5D, D, 2D aralıklarındadır. Burada D borunun iç çapıdır. Reynolds sayısının 3000 ile 45000 değer aralıkları arasında analizler yapılmıştır [16].

Özceyhan, yapmış olduğu sayısal çalışmasında hem termal stres hem de ısı transferi yay şeklindeki tel türbülatörler için 3 farklı adımda incelemiştir. Karşılaştırmalar ayrıca türbülatörsüz boru için de yapılmıştır. Borunun dış yüzeyinden üniform ısı akısı verilmiş, akışkan olarak su kullanılmıştır. Enerji ve ana akış denklemleri sonlu eleman metoduna göre çözülmüş, maksimum termal stres oranı p= 2d ve suyun hızının 3 m/s olması durumunda meydana

gelmiştir. Yay şeklindeki türbülatör için borudaki termal stresi azaltan bazı tasarımlar önermiştir [17].

Chen ve arkadaşları, çalışmalarında dairesel ve farklı oval kesitli borunun kesit değişimlerinin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Laminer akış şartlarında, HAD kodlu bir programda üç farklı geometri modellenerek Reynolds sayısının 500-2000 aralığında Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü incelenmişlerdir. Reynolds sayısının bu geniş aralığında geometriler optimize edilirse, oval kesitli boruların aynı şartlarda, dairesel boruya göre daha iyi sonuçlar verdiğini görmüşlerdir [18].

Zhang ve ekibi, boru dışına helisel eleman yerleştirilmiş tek borulu bir ısı değiştiricisinde basınç kaybı ve cidardan olan ısı transferinin performansı deneysel olarak incelemişlerdir. Test boruları, düz (kanatçıksız) bir boru ve dış yüzeyinde farklı geometrik parametreye sahip taçyaprağı şeklinde kanatçık bulunan beş farklı boru elemanı için, su bulunan çevre ortamında gerçekleştirilmiştir. Nusselt sayısı kanatçıklı borularda, düz boru ile karşılaştırıldığında kayda değer oranda artmaktadır. Nusselt sayısı kanatçık yüksekliği ile yükselmekte ve kanatçık adımı ile düşmektedir. Kanatçıklı boruda Nusselt sayısı düz boruya oranla %233 oranda artarken, basınç düşüşü de buna paralel olarak %111 oranında artmıştır [19].

Saraç ve Bali, deneysel olarak yatay bir boruda dönüşlü akış şartlarında ısı transferi ve basınç düşüşünün karakteristiklerini incelemişlerdir. Dönüşlü akış, pasif ısı transferi iyileştirme araçlarının bir çeşidi olan girdap akış üreteçlerinin boru içine yerleştirilmesi ile elde edilmiştir. Girdap akış üreteçleri boru içinde eksenel yönde üç farklı pozisyonda yerleştirilerek (x=0, x=L/4, x=L/2), Reynolds sayısının 5000-30000 aralığında ısı transferi ve basınç düşüşü incelenmiştir. Girdap akış üreteçli deneylerde Nusselt sayısı, düz boruya oranla % 181 - %163 aralığında artmıştır [20].

Tijing ve arkadaşları, ısı değiştirici içine yerleştirilen yıldız şeklinde profile sahip alüminyum elemanların ısı transferine ve basınç kaybına etkilerini incelemişlerdir. Eşmerkezli ısı değiştiricide akışkan olarak su kullanmışlardır. Isı değiştiricide bu konfigürasyon kullanıldığında, boş borudaki ısı transferine oranla %12–%51 oranda iyileştirme sağlanmıştır. Bununla birlikte, basınç düşüşü %286–%399 oranında artmıştır. Bükülmüş elemanların ısı transferine fazla bir etkisinin olmadığı gözlemişlerdir[21].

Cavallero ve Tanda, bir kanal içinde termokromik sıvı kristallerin bir test yüzeyine uygulanması temeline dayanan optik tekniği ile ısıl iyileştirme için, yerel ısı transfer katsayısı ölçümü yapılmıştır. Bir yüzeyi çıkıntılı türbülatörle modellenmiş dikdörtgen kesitli kanalda zorlanmış taşınım şartlarında ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Reynolds sayısının 8000 – 35000 aralığındaki değerlerde, türbülatör geometrilerinin farklı değerleri için deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Ayrıca termal kamera ile iki boyutlu olarak sıcaklık dağılımı renkli olarak verilmiştir [22].

Zhang ve Li, bir plaka kanatçıklı ısı değiştirici içinde akış dağılımını bir HAD kod programı kullanılarak simüle etmişlerdir. Reynolds sayısının 500- 3000 aralığında ısı değiştirici girişine yerleştirilen başlığın tasarımı üzerinde çalışılarak, kod programdan elde edilen hız dağılımlarından optiumum başlık bulunmuştur. Ayrıca hem sayısal hem de deneysel sonuçların paralel olduğunu göstermişlerdir [23].

Mengna ve ekibi, boru içine yerleştirilmiş çeşitli açılarda bükülmüş şerit tipi türbülatörlerin ısı transferine ve basınç kaybına etkilerini deneysel olarak Reynolds sayısının 3400 – 20000 aralığında incelemişlerdir. En iyi ısı transfer performansı, dört farklı türbülatörden bükülme oranı y = 4,72 ve dönme açısı θ = 180° olan türbülatörün verdiğini gözlemlemişlerdir [24].

Haught ve Engelmann, düz kanatçıklı tek sıra boru tipi ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve akışı, sonlu elemanlar metodu tabanlı bir kod program kullanarak,

üç boyutlu olarak modellemişlerdir. Elde ettikleri sonuçları yaptıkları deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır [25].

Kılıçarsalan ve Saraç, kanallardaki ısı tranferinin iyileştirilmesini ve basınç düşümünü deneysel olarak araştırmışlardır. Silindirik ve üçgen yapısına sahip iki çeşit kanatçık geometrisi kullanılmıştır. Çalışmada optimum kanatçığın bulunması amaçlanmış olup, çalışma hem laminer hem de türbülanslı akışta ve Reynolds sayısının 250–7000 aralığında yapılmıştır. Sabit yüzey sıcaklığı kullanılarak yapılan araştırmada, silindirik yapıdaki kanatçığın ısı transfer iyileştirmesinin daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır [26].

Sparrow ve Chaboki, boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap elemanı içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde arttığını tespit etmişlerdir [27].

Ahn, dikdörtgen kesitli bir kanalın bir yüzeyine 5 farklı şekilde pürüzlülük ilave ederek tam gelişmiş akışta, ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini incelemiştir. Reynolds sayısının etkisi geometrik modeller üzerinde araştırılmıştır. Sonuç olarak, üçgen yapısına sahip modellerin ısı transfer artışına etkisinin en iyi olduğunu görmüşlerdir [28].

Daloğlu ve Ayhan, dikdörtgen kesite sahip dik kanallardaki doğal ısı taşınımını deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal boyunca kanatçıklar periyodik olarak her düzleme gelişigüzel yerleştirilmiştir. Sabit ısı akısı uygulanarak kanal duvarları ısıtılmıştır. Çalışmada, kanal uzunluğunun kanal genişliğine oranı, 66 olarak alınmıştır. Kanatçıklı yapının doğal taşınımla ısı transferini azalttığını bulmuşlardır [29].

Syed ve ark., yapmış oldukları çalışmalarında, kanatçıklı çift borulu ısı değiştiricide laminer ve türbülanslı akış şartlarında kanatçıkların ısı transfer karakteristiğine ve hidrolik performans üzerine etkisini incelemişlerdir. Sistemin enerji ve momentum denklemlerini sonlu farklar metodunu esas alan bir sayısal yöntemle çözmüşlerdir. Isı değiştiricisinin performans parametrelerini, ısı transfer oranındaki yükselmelerle mukayese ederek belirlemişlerdir [30].

Romero-Mendez ve ark., tek sıralı düz kanatçıklı borulu ısı değiştiricisinin boru tarafındaki kanatçık aralığının etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıklar arasındaki mesafe çubuk çapına bağlı olarak boyutsuzlandırılmıştır. Çubuğun akışa göre arka tarafındaki bölgede akıntıya karşı oluşturduğu vorteks artmıştır. Nusselt sayısının en yüksek değerinde at nalı girdap oluşmuştur. Isı transferi ve yerel Nusselt sayısı dağılımını hesaplamışlardır [31].

Alam ve Ghoshdastidar, boru içerisine yerleştirilmiş kanatcık ile ısı transferini sayısal olarak dört farklı kanatçık kullanarak incelemişlerdir. Laminer akış şartlarında boruya sabit ısı akısı uygulanmıştır. Sonlu farklar metodu kullanılarak ısı iletim katsayısının ve viskozitenin sıcaklıkğa bağlı olarak değişimi dikkate alınmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru cidarında kanatçık bulunması ve bulunmaması durumuna göre çözülmüştür. Isı transferinin iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli oranda iyileştiği görülmüştür [32].

Kim ve ekibi, kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde ısıl direnç değerleri ile ilgili olarak yeni deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde farklı boru büyüklük oranlarına, kanatçık arasındaki mesafeye ve kanatçık tiplerine göre araştırma yaparak, ısıl temas etkinliği ile ilgili sayısal ve deneysel sonuçların birbiri ile örtüştüğünü görmüşlerdir [33].

Erek ve arkadaşları, düz plaka kanatçıklı borulu tipteki farklı geometrik yapılara sahip bir sıra borulu değişik şekillerdeki ısı değiştiricilerinde sayısal kod program kullanarak analiz yapmışlardır. Ayrıca, on farklı ısı değiştiricide; iki kanat arasındaki mesafe farkı, boru merkezindeki yer değişikliği, kanatçık yüksekliği, boru et kalınlığı ve boru eliptikliğinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir [34].

Verma ve arkadaşları, dairesel plakalı kanatçık borulu ısı değiştiricilerini soğuma durumu modellemesini sonlu hacimler metodu kullanarak geliştirmişlerdir. Islak ve kuru yüzeyler için ısı transferini, hava tarafındaki basınç düşüşünü ve donma durumunu karşılaştırmışlardır [35].

Kundu ve Das, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinin üçgen ve dörtgen sıralı borularla optimum boyutlandırmasını yapmışlardır. Değişmeyen kanaçık hacmindeki, kanatçık levha uzunluğu ve kanatçık kalınlığı üzerinde çalışarak maksimum ısı kaybını bulmuşlardır. Optimum kanatçık yapısını ortaya çıkarmak için dairesel kanatçık boyutlandırması ile matematiksel analizlerin kullanılabileceğini belirtmişlerdir [36].

Jeong ve ekibi, ısıl direncin; kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde, ısı transferi parametrelerine aykırı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde boru çapını 9,52 mm alarak, genleşme oranı, kanatçık tipi ve kanatçık yeri gibi faktörler ile ısıl direnç arasındaki bağıntıları; sıcak ve soğuk su arasındaki ısı transfer oranının ölçümünü deneysel olarak araştırmışlardır [37].

Şahin ve arkadaşları, düz plakalı kanatçıklı borulu tipteki geometrik yapıya sahip bir sıra borulu ısı değiştiricilerinde sonlu hacimler metodu tekniği kullanılarak kanatçıkların ısı transferine etkisini analiz etmişlerdir. Çalışmada, $\theta = 0^{o}, 5^{o}, 10^{o}, 15^{o}, 20^{o}, 25^{o}, 30^{o}$ eğik açı değerlerinde oluşturulan yedi adet yeni geometrik model yapı için çalışma yapılmıştır. İki kanat arasındaki mesafe farklılığının açı büyüdükçe azaldığı dikkate alınarak ve ayrıca her bir

açı değerinde iki kanatçık arasındaki mesafenin sabit olduğu durumda (z=3,5 mm) karşılaştırma yapmışlardır. Modellerde $\theta = 30^{o}$ eğik açı olması durumunda toplam ısı transferinde normal değerine göre % 105 seviyesinde bir artışın olduğunu sayısal olarak bulmuşlardır [38].

Karwa ve ekibi, dikdörtgen kanalların duvarlarının birine katı veya delikli engel yerleştirilmesinin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkilerini deneysel olarak incelenmişlerdir. Çalışmayı Reynolds sayısının 2850–11500 aralığındaki değerleri dikkate alarak yapmışlardır. Engellerin yerleştirildiği duvar ısıtılırken, diğer üç duvarda yalıtılmıştır. Eşit pompalama gücü dikkate alındığında en fazla açık alan oranına sahip geometri, ısı transfer iyileştirmesi bakımından en iyi sonuçlar verdiğini görmüşlerdir [39].

Tanda, çalışmasında bir ısı değiştirici yüzeyine ard arda düzenli bir şekilde elemanlar yerleştirerek türbülans zenginleştirmesine ve taşınımla ısı transferine etkilerini incelemiştir. İç elemanlar, köşeli veya yuvarlak kesitlere sahip, akış yönünün enine doğru veya akış ile 45° veya 60° yapacak biçimde, V şeklinde yerleştirilmiştir. Sürekli rejim şartlarındaki akışta, Reynolds sayısının belirli bir aralığında sürtünme faktörü ve Nusselt sayısını incelemişlerdir [40].

Junghan ve arkadaşları, boru içine yerleştirilmiş türbülatörlerle deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında fosil yakıt kullanan kazanın duman boruları içine yerleştirilmiş türbülatörlerin kazan verimine etkisinin olumlu yönde olduğunu gözlemlemişlerdir. Kazandaki duman borularından suya geçen ısı miktarı artarken, bunun yanında baca çekişinde basınç kayıplarından dolayı olumsuz etkilenme olduğunu görmüşlerdir [41].

Zaharzadeh ve Jagadish, türbülans üreticisi olarak kendi ekseni etrafında dönen palet karıştırıcılar kullandılar. İki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönüşlü akış üreteçlerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre dönüşlü akış üretecinin

kullanılmasıyla ısı transferinde %80 civarında artış olduğunu gözlemlemişlerdir [42].

Smithberg ve Landis, zorlanmış taşınım şartlarında bükülmüş tip dönüşlü akış üreteçlerinin boru içerisine yerleştirilmesi ile ısı transferine ve sürtünmeye etkilerini incelemişlerdir. Bükülmüş tip dönüşlü akış üreteci türbülans zenginleştirici eleman olarak kullanıldığında, akış hız alanının helisel ve akış merkezinde girdap oluştuğunu tespit etmişlerdir. Bu oluşumların ısı transferinde iyileştirme etkisi yaptığını tespit etmişlerdir [43].

Narehnyy ve Sudarev, türbülans üreticisi olarak helisel şekilde bükülmüş türbülatörler kullanmışlardır. Türbülatörleri borunun tümüne yerleştirme yerine borunun girişine yerleştirmişlerdir. Bu şekilde akış, boru girişinde döndürülmüş, daha sonra boru ekseni boyunca bağımsız bir şekilde gelişme göstermiştir. Böylece ısı transferinde artışın yanında basınç kayıplarının aşırı şekilde artmamasını sağlamışlardır [44].

Migay ve Golubev, boru içinde dönüşlü akış üreticileri bulunması halinde ve giriş akışın türbülanslı olması durumunda ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılar tarafından dönüşlü akışlarda ısı transferi artarken, sürtünme katsayısının da arttığı tespit edilmiştir. Dönüşlü akışlarda ısı transferinde iyileşmesi sağlanırken, buna paralel bir şekilde basınç kayıpları da artmaktadır [45].

Lozza ve Merlo, çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanılarak, hava soğutmalı kondenserlerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferi artışları incelemişlerdir. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların ısı değiştiricisinde etkili olduğu görülmüştür [46].

Argunhan ve Yıldız, iç içe borulu ısı değiştiricisinde boru girişine girdap tip akış üreticisi yerleştirerek, ısı transferine ve basınç düşüşüne etkilerini

deneysel olarak incelemişlerdir. Türbülatörlerle ilgili akış paralel ve zıt yönlü akışlar için yapılmış olup, türbülatördeki delik sayısı arttıkça ısı geçişinin arttığını tespit etmişlerdir [47].

Behçet ve İlkılıç deneysel çalışmalarında, helisel yay elemanların paralel akışlı ısı değiştiricilerinin performansına etkilerini incelemişlerdir. Reynolds sayısına bağlı olarak ısı transferinin iyileştiğini ve basınç kayıplarının arttığını gözlemlemişlerdir [48].

Durmuş ve arkadaşları, çalışmalarında dış yüzeyi buhar ile ısıtılan, sabit cidar sıcaklığına sahip bir tüp içerisindeki akışta, ısı transferini arttırmak için kesik koni şeklinde türbülatör kullanmışlardır. Tüp içerisinde akan akışkan hava olup, deneyler Reynolds sayısının 5000 - 30000 aralığında yapılmıştır. Boru içinde ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi türbülatörlü ve türbülatörsüz haller için hesaplanmış, birbirleri ile karşılaştırmalar yapılmış ve deneye dayalı bağıntılar elde edilmiştir [49].

Durmuş ve Kurtbaş, çift borulu eş eksenli bir ısı değiştiricisi kullanmışlardır. Temel amaç, pasif yöntemle ısı transferini artırmaktır. Bu amaca yönelik olarak çubuk kanatlı türbülatörler tasarlanmış ve bu türbülatörlerin kanatları çeşitli açılarda, içten kanatlı, dıştan kanatlı, hem içten hem dıştan kanatlı olarak imal edilmiştir. Çalışma boş boruda elde edilen ısı transfer miktarı ile, değişik tipteki türbülatörler, ısı transferi ve basınç kaybı yönünden birbirleriyle mukayese etmişlerdir. Deneyleri Reynolds sayısının 15000 ile 60000 değerleri arasında yapmışlardır. Çalışmada; Reynolds sayısının Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı değişimleri elde etmişlerdir [50].

Argunhan ve Yıldız, çalışmalarında iç içe borulu ısı değiştirgecinde farklı delik sayılı dönme üreticilerin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi deneysel olarak araştırmışlardır. Bu amaçla değiştirgecin 60 mm çapındaki iç borunun

girişine 55º kanat açısına sahip ve kanatlarında birer, ikişer, üçer ve dörder adet dairesel delikler bulunan dönme üreticiler yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Bunlar iç borunun girişine rahat takılıp sökülebilecek şekilde dizayn edilmişlerdir. İç borunun içinden sıcak akışkan olarak hava, iç borunun dışından ise soğuk akışkan olarak su geçmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda dönme üretici yardımıyla akışa dönme etkisi verilerek ısı değiştirgecindeki ısı transferinin %83'lere kadar iyileştirilebildiği tespit edilmiştir. Isı transferindeki iyileşmede kanatlardaki delik sayısının artması ve Reynolds sayısının artışı etkin olmuştur [51].

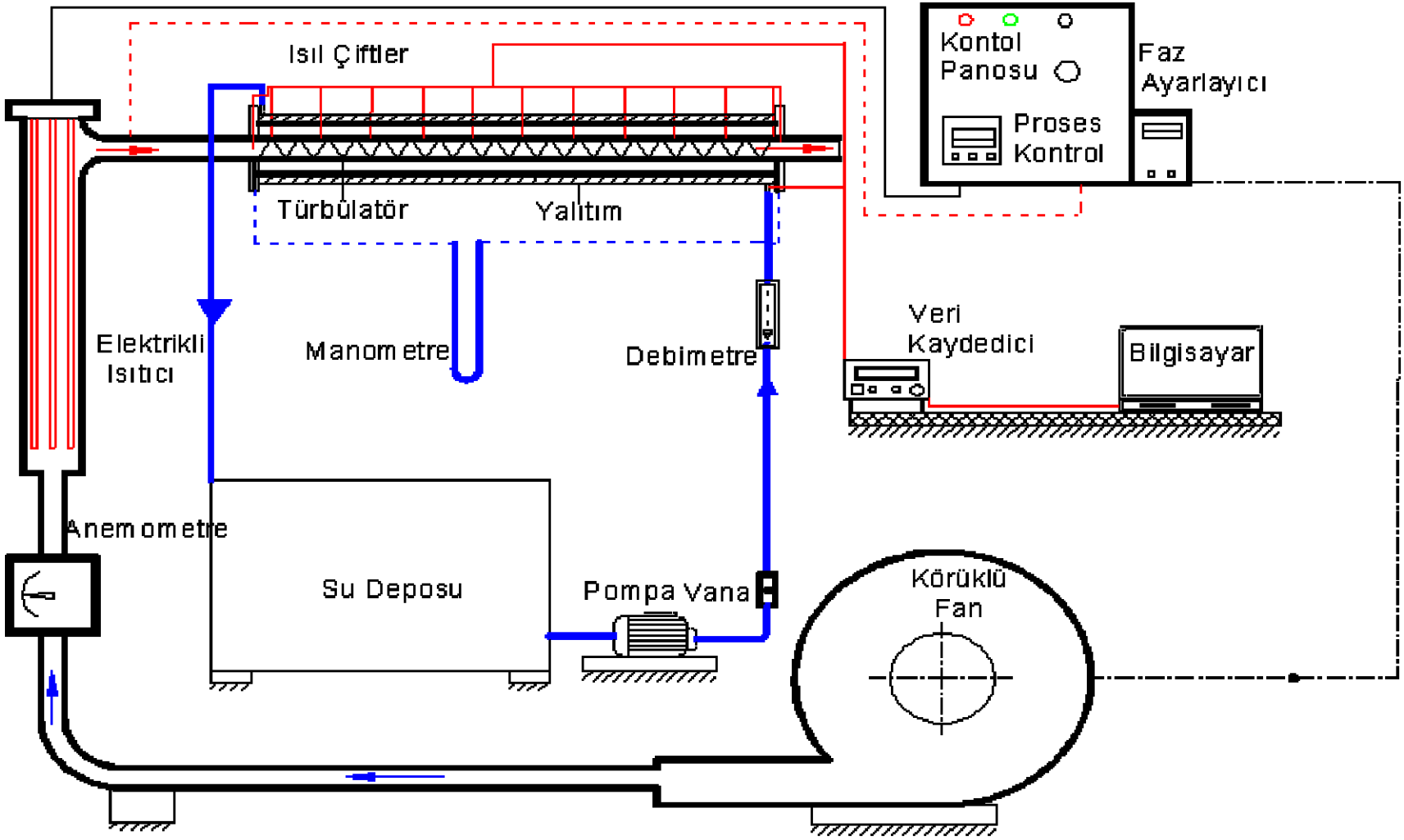
Karabay ve Ayhan, Silindirik borular içine yerleştirilen konik halka yüzey elemanlarının ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu elemanların yerleştirilmesi ile ısı transferinde % 80 civarında iyileşme olduğu, bunun yanında basınç kayıplarının arttığını tespit etmişlerdir [52].

3. DENEYSEL SİSTEM TASARIMI

3.1. Deney Sisteminin Genel Tanıtımı

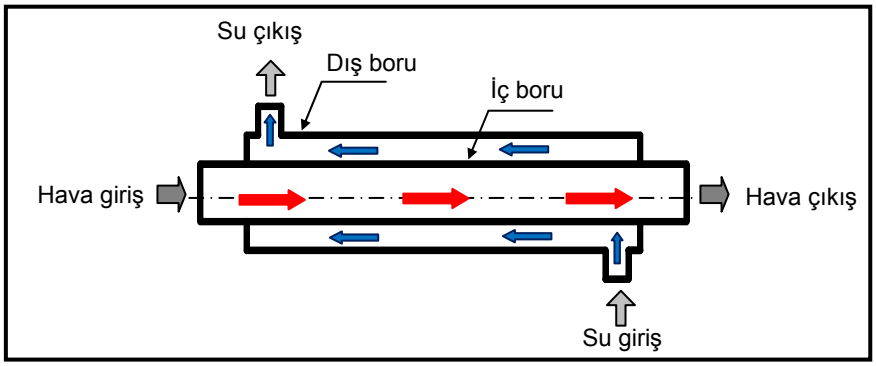
Deneysel çalışmanın gerçekleştirilmesi amacıyla Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nde akışkanlar laboratuarında deney seti kurulmuştur. Tasarımı yapılan deney sistemi, BAP projesi kapsamında alınan cihaz ve ekipmanlarla kurulum yapılmıştır. Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği düzeneğin şematik görünümü Şekil 3.1'de verilmiştir. Deneylerde kullanılan havanın akışını sağlamak üzere 600 m^3/h debi kapasiteli, üç fazlı bir körüklü fan kullanılmıştır. Körüklü fanın çıkış kesiti dairesel olduğu için bu çapa uygun bir boru ile flanşlı bağlantı yapılarak sistem ile bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, havanın farklı debi aralığında gerçekleştirildiği için fan motorunun gücü, kontrol paneline yerleştirilmiş faz regülatörü ile (ayarlayıcı) kontrol altında tutulmuştur. Boru üzerine akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede pervane tipli dijital anemometre yerleştirilerek havanın ortalama hızı ölçülmüştür. Bu hızdan gidilerek havanın hacimsel debisi bulunmuştur.

Havayı üniform bir şekilde ısıtmak amacıyla özel bir bölüme yerleştirilmiş üç fazlı bir elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Isıtıcı U tipi çubuk şeklinde olup, boyu 60 cm boyunda ve üç parçadan oluşan sanayi tipi özel imal edilmiş bir sistem elemanıdır. Elektrikli ısıtıcıyla laboratuar ortamı arasındaki ısı transferini minimuma indirebilmek için elektrikli ısıcının yerleştirildiği bölgeden test bölümündeki eşmerkezli ısı değiştiricide dahil olmak üzere 5 cm kalınlığında cam yünü malzemesi ile yalıtım yapılmış ve ayrıca cam yününün üzeri alüminyum bantla kaplanmıştır. Isıtıcıdaki hava sıcaklığını sabit tutabilmek ve kontrol altına alabilmek için sıcaklık kontrol ünitesinden yararlanılmıştır. Kontrol paneline sabitlenen sıcaklık kontrol ünitesine bir ısıl çift bağlanarak, ısıl çiftin ucu deney sistemindeki ısı değiştirici girişine yerleştirilmiştir. Bu ısıl çiftten gelen veriye göre on – off moduna sahip sıcaklık kontrol ünitesi Elektrikli ısıtıcının kontrolünü sağlayarak ısı değiştiriciye gelen havanın giriş



Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik görünüşü

sıcaklığını sabit kalmasını sağlamaktadır. Deney setinde kullanılan kontrol panosu (solid state röleli) üç fazlı giriş ve çıkışa sahiptir ve sistemi yöneten elemanları bulundurmaktadır. Körüklü fan, elektrikli ısıtıcı ve sistemin güvenli bir şekilde açılıp kapatılmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.2. Eşmerkezli ısı değiştiricinin şematik gösterimi

Test bölümünde Şekil 3.2'de gösterilen konstrüksiyonları basit paralel zıt akış şartları için eşmerkezli borulu ısı değiştirici kullanılmıştır. Deney düzeneğindeki iç borunun malzemesi ısıyı daha iyi iletilmesi için bakırdan olup, iç çapı 40 mm ve et kalınlığı 1 mm'dir. Dış borunun malzemesi çelik olup, iç çapı 69 mm ve et kalınlığı 3,5 mm'dir. Isı değiştiricinin uzunluğu 1000 mm olarak imal edilmiştir. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi ısı değiştiricide iç borudan hava, iç boru ile dış boru arasındaki halka boşluktan ise su geçmektedir

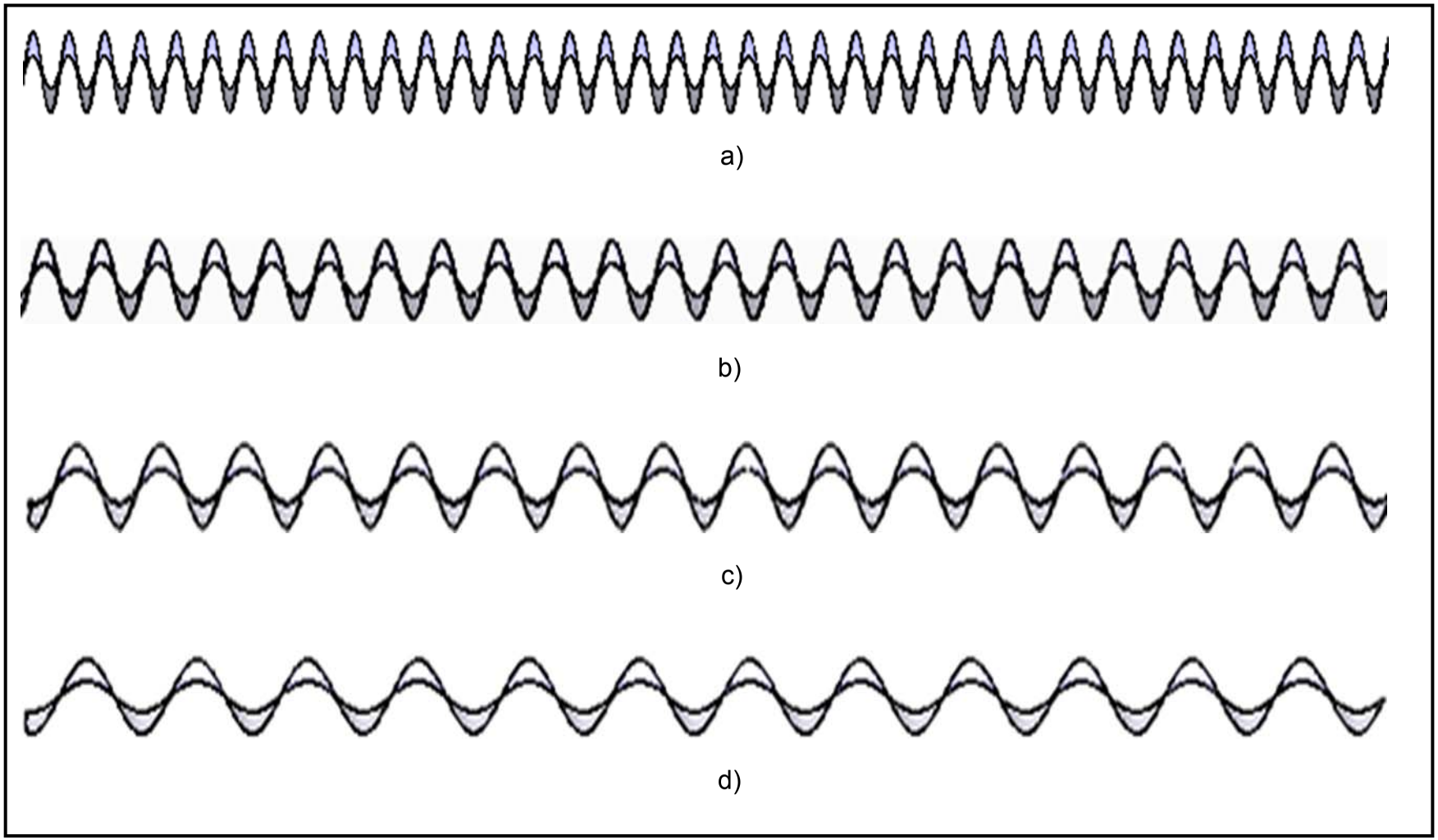
Deney sisteminin test bölümünde, ısı değiştiricinin havanın giriş ve çıkışına yerleştirilen basınç prizleri yardımıyla, iç boruda meydana gelen basınç kayıpları U tipi sulu manometreyle ölçülmüştür. Isı değiştiricide hava ve suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, bakır borunun yüzey sıcaklığı, ısıl çiftler ve veri kaydedici aracılığı ile sürekli rejim şartlarında bilgisayara kaydedilmiştir. Isı değiştiricide soğuk akışkan olarak kullanılan suyun debisini ölçebilecek aralıkta bir debimetre seçilerek suyun debisi ölçülmüştür. Deney sistemindeki ısı değiştiricide iç boru ile dış boru arasındaki halka boşluğunda sürekli olarak suyun sirkülâsyonunu sağlayabilmek için pompa kullanılmıştır. Su deposu ile

su debimetresi arasına yerleştirilen bir manuel vana yardımıyla eşmerkezli ısı değiştiriciye gönderilen suyun debisi kontrol altında tutulmuştur.

3.2. Deneyde Kullanılan Türbülatörler

Türbülatörlü ısı değiştiricilerde ısı transferindeki artış, yüzey alanının büyütülmesinden ziyade ısı taşınım katsayısının arttırılması ile sağlanmaktadır. Isı taşınım katsayısı için boru iç yüzeyi ile akışkan arasındaki ısıl sınır tabaka kalınlığı önemlidir. Bu tabakanın kalınlığı türbülanslı akışta, laminer akışa oranla daha ince olduğu için ısı geçişi türbülanslı akışta daha iyidir. Türbülanslı akışta yüzeye yakın laminer sınır tabaka kalınlığının daha da inceltilmesi için türbülatörler kullanılmaktadır. Boru içindeki akış çizgileri türbülatörle bozulmakta ve pasif yöntemle iyileştirme sağlanmaktadır. Türbülatörle akışa, akışın sınır tabakasının parçalanması, akış ortamına ek türbülans verilmesi, akış ortamında ikincil akışların oluşması ve akışkanın döndürülerek akış yolunun uzamasının sağlanması gibi etkiler verilmektedir.

Deney sistemindeki bakır borunun iç çapı 40 mm olduğu için bu boruya yerleştirilebilecek çapta ve farklı adımlara sahip türbülatörler boru ekseni boyunca her bir deney aşaması için yerleştirilmiştir. Helisel tip türbülatörler öncelikle bir paket programda helis adımı, iç çap ve dış çap verildiğinde halkanın iç ve dış çap değerleri bulunmuştur. Bu halka 1 mm kalınlığındaki bir levhadan lazer kesici yardımıyla kesilerek, dış çapı 37 mm, iç çapı 15 mm olarak oluşturulmuştur. Halka şeklinde elde edilen elemanın dış çapından iç çapına doğru düz bir şekilde kesilmiştir. Daha sonra kesilen her iki ucundan tutularak ve uçlar birbirlerine ters yönde hareket ettirilerek türbülatör için bir adım oluşturulmuştur. Adım şeklinde oluşturulan elemanlar kaynakla birleştirilerek bir türbülatörün oluşturulması sağlanmıştır. Şekil 3.3'de görüldüğü gibi helisel türbülatörler dört farklı adımda imal edilmiş, bunlar sırasıyla 20 mm, 40 mm, 60 mm ve 80 mm adımda ve boyları da 1000 mm'dir. Türbülatör ölçüleri Şekil 5.1'de detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 3.3. Deneysel çalışmada imalatı yapılan türbülatörler (a) 20 mm, b) 40 mm, c) 60 mm, d) 80 mm adımlı)

3.3. Sistem Tasarımında Kullanılan Araçlar

Deneysel bir çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için cihaz ve ekipmanlar kullanılmaktadır. Sistem tasarımında kullanılan elemanlar Resim 3.1'de gösterilmiştir. Bu elemanlar aşağıda ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır.



Resim 3.1. Deneysel sistemin elemanları

3.3.1. Isıl çiftler

Sistem tasarımında kullanılan ısıl çiftler, minarel izoleli ve Ni-NiCr metal alaşımından oluşan K tipi elemanlardır. Bu elemanlar aşağıdaki özelliklere sahiptir.

- K tipi,

- Kompanzasyon kablosu, 1.5 m
- mineral izoleli uç uzunluğu 10 cm, çapı 1,5 mm
- -40 °C – 1200 °C sıcaklıklarında kullanılabilir.

Deney setinde kullanılan ısıl çiftlerin hepsi deney testlerine başlanmadan önce kalibre edilmiştir. Veri kaydediciye bağlanan bütün ısıl çiftler sıcaklığı sabit yalıtılmış bir kap içine daldırılmıştır. Kap içindeki sıcaklık daha önce kalibre edilmiş bir termometre ile ölçülmüştür. Veri kaydedici bir bilgisayara bağlanarak Isıl çiftlerden alınan bütün verilerin sıcaklık değişimleri gözlenmiştir. deney setinde kullanılan Isıl çiftler, kalibre edilmiştir. Isıl çiftlerin ölçüm hassasiyeti ± 0,2 C olarak bulunmuştur.



Resim 3.2. Deney sisteminde kullanılan veri kaydedici

3.3.2. Veri kaydedici (data logger)

Deney sisteminin test kısmındaki sıcaklık değerlerini ölçebilmek için Resim 3.2'de gösterilen Agilent 34970A marka 20 kanal kapasiteli veri kaydedici kullanılmıştır. Deneyler esnasında bu kanallar yeterli gelmiş olup, 16 adet kanal kullanılmıştır. Deneyler yapımı esnasında her bir beş saniyede bir ard arda yetmiş defa alınmıştır. Veri kaydedicinin kendine ait yazılımı ile okunan

sıcaklık değerleri bilgisayara kaydedilmiştir. Veri kaydedicide standart hafıza 80,000 veri olup, işletim sistemi verileri dizi biçiminde saklamaktadır. Veri kaydedici, ölçüm, kontrol modülü ve takıp çıkarılabilen kablo paneli olmak üzere iki elemandan oluşmaktadır. Kullanılan veri kaydedici ve ısıl çiftlerin ölçüm hassasiyeti ± 0,2 ^{o}C'dir.

3.3.3. Anemometre

Deneylerin yapılışı esnasında havanın debisini ölçebilmek için, hız ölçümü yapan anemometreden yararlanılmıştır. Resim 3.3'de görüldüğü gibi anemometre için PROVA AVM-05 modeli deney sisteminde kullanılmıştır. Anemometre pervaneli tip olup, dijital ekran göstergelidir. Sistemden elde edilen hız değerlerinin maksimum, minimum ve ortalama değerleri verebilmektedir. Anemometrenin ölçüm hassasiyeti % ±4'dür.



Resim 3.3. Deney sisteminde kullanılan anemometre

3.3.4. Manometre

Isı değiştiricideki havanın basınç kayıplarını ölçebilmek için kullanılmıştır. Tip olarak, U tipi sulu manometre elemanı kullanılmıştır. Isı değiştiricide hava giriş ve çıkışlarına yerleştirilen prizlere bağlanan şeffaf hortumlar manometreye bağlanmıştır. İki sütun arasındaki fark değeri okunarak basınç kaybı hesaplanmıştır. Aşağıda manometrenin özellikleri verilmiştir.

- Dikey konumda çalışabilir,
- Ölçüm aralığı 0–50 mbar,
- Gövde yapısı çelik,
- Basınç hortumları şeffaf plastikten imal edilmiş,
- Dolgu sıvısı sudur.

3.3.5. Elektrikli ısıtıcı

Sistemde ısı değiştiriciden önce yerleştirilen elektrikli ısıtıcı, körüklü fan tarafından sağlanan havanın ünifom olarak ısıtılması amacıyla kullanılmıştır. Üç fazlı elektrikle beslenen ısıtıcı grubu, 60 cm boyunda U şeklinde çubuklardan imal edilmiştir. Elektrikli ısıtıcı grubunun kontrolü, sıcaklık kontrol elemanıyla yapılmıştır.

3.3.6. Körüklü fan

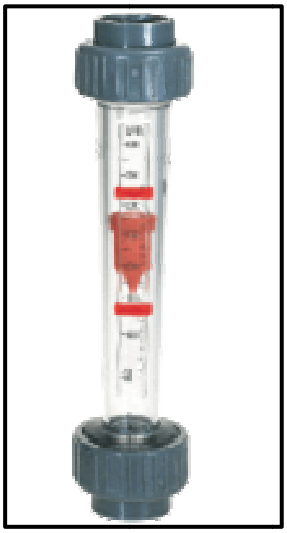
Deney setinde sıcak akışkan olarak kullanılan havanın borular vasıtasıyla deney ortamına akışını sağlamak için kullanılmıştır. Resim 3.4’de görüldüğü üzere tazyikli körüklü fan yüksek basınç gerektiren yerlerde kullanılan, KR 25/48 modeli olup OSTİM’de imal ettirilmiştir.

- Motor gücü 0,6 kW,
- 600 m3/h debisinde,

- Çalışma basınç aralığı: 0 - 500 mmSS.



Resim 3.4. Deney sisteminde kullanılan körüklü fan



Resim 3.5. Deney sisteminde kullanılan akışkan debimetresi

3.3.7. Debimetre

Deney setindeki ısı değiştiricide soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun debisini ölçmek ve kontrol altında tutmak için kullanılmıştır. Şamandıralı debimetre deney setinde kullanılmadan önce işaretli ölçü kabı ile kalibre

edilmiştir. Resim 3.5'de gösterilen şamandıralı debimetrenin fiziki özellikleri aşağıda verilmiştir.

Ölçme aralığı : 25...250 lt/saat,
Gövde : PVC gövdeli,
Bağlantı : 1/2" yapıştırma bağlantılı,
Hassasiyet : %3-4 hassasiyetli plastik tüp.

3.3.8. Pompalı su tankı

Sistemde soğuk akışkan olarak kullanılan suyun depolandığı tanktır. Tank üzerinde bir adet pompa olup, suyun ısı değiştiricide sirküle edilmesini sağlamaktadır. Ayrıca suyun debisini sabitlemek içinde bir adet elle kumanda edilen vana bulunmaktadır.



Resim 3.6. Deney sisteminde kullanılan faz ayarlayıcı

3.3.9. Faz ayarlayıcı (Inverter)

Deney sisteminin test bölümünde sıcak akışkan olarak kullanılan havanın Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığında çalışabilmek için, havanın debisi

de farklı kademelerde olması gerekmektedir. Bu nedenle körüklü fan motorunun gücünü kontrol altında tutmak için dijital faz ayarlayıcı kullanılmıştır. Bu cihazın kullanımıyla, farklı hava hızlarında çalışılarak Reynolds sayısının aralığı oluşturulmuştur. Resim 3.6'da görüldüğü üzere deneysel çalışmada kullanılan faz Ayarlayıcı ABB ACS350 modellerindendir.

3.3.10. Sıcaklık kontrol ünitesi

Deney setinde sıcak akışkan olarak kullanılan havanın sabit sıcaklıkta ısı değiştiriciye girebilmesini sağlamak amacıyla, elektrikli ısıtıcının kontrol altında tutulmasını sağlayan elemandır. Havanın ısı değiştirici girişinden önce yerleştirilen bir ısıl çift, sıcaklık kontrol ünitesine bağlanmıştır. Kalibre işleminden sonra dijital göstergeli sıcaklık kontrol ünitesinden havanın sabit sıcaklığı ayarlanıp, ısıtıcının kontrolü sağlanmıştır. Resim 3.7'de bu çalışmada kullanılan sıcaklık kontrol ünitesi görülmektedir.



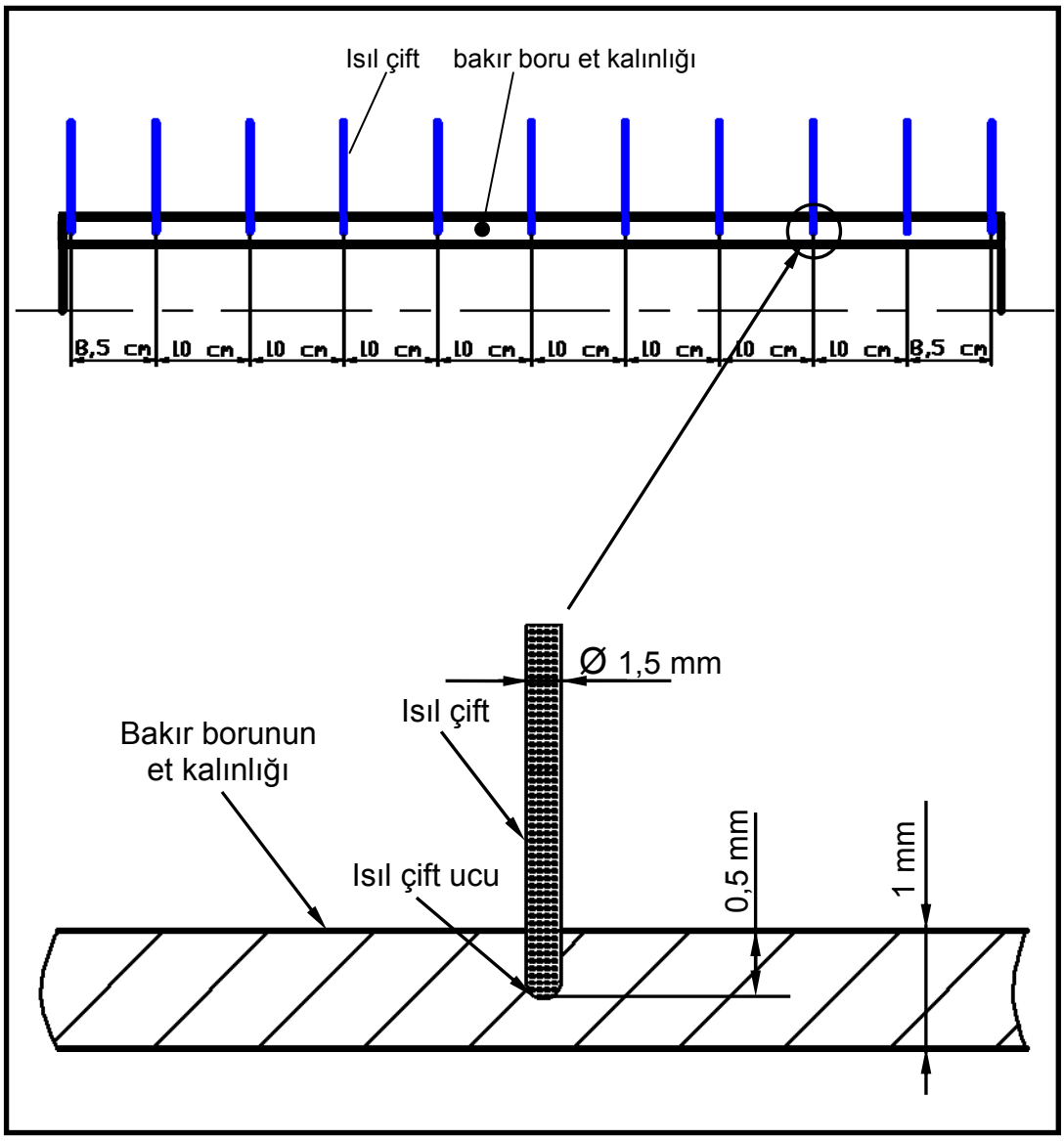
Resim 3.7. Deney sisteminde kullanılan sıcaklık kontrol ünitesi

4. ÖLÇÜMLER VE DENEYLERİN YAPILIŞI

4.1. Sıcaklık Ölçümü

Deney setinde sıcaklıkları ölçmek için 1,5 mm çapında K tipi mineral izoleli ısıl çiftlerden yararlanılmıştır. Deney setinde kullanılan tüm ısıl çiftler deney sistemine yerleştirilmeden önce kalibre edilmiştir. Deney sisteminde en yüksek sıcaklık 100 ^{o}C olduğu için, ısıl çiftler buzlu suda ve kaynayan su sıcaklıkları arasında kalibre edilmiştir. Ayrıca, ısıl çiftlerde mineral izoleli yüzeyler bobin verniği ile çevreye karşı yalıtım direnci arttırılmıştır. Sıcaklık değerlerinin okunabilmesi için tüm ısıl çiftler veri kaydediciye bağlanmıştır. Veri kaydedicideki sıcaklık değerlerinin kayıt edilebilmesi için, veri kaydedici bilgisayara bağlanmış ve elde edilen sıcaklık değerleri bilgisayar ortamında her bir değerin aynı anda ve sürekli olarak takip edilmesi ve görüntülenmesi sağlanmıştır.

Deney setindeki ısı değiştiricide akışkan sıcaklıklarını ölçebilmek için, hem sıcak havanın giriş ve çıkışına hem de soğuk suyun giriş ve çıkışına ısıl çiftler yerleştirilmiştir. Test bölgesinin giriş ve çıkışına yerleştirilen ısıl çiftler akışkanların, akış yönüne dik olarak yerleştirilmiştir. Ayrıca bakır malzemesinden yapılan iç borunun ortalama yüzey sıcaklığını ölçebilmek için, Şekil 4.1'de görüldüğü 11 adet ısıl çift 10 cm aralıklarla ve bakır boru yüzeyine yerleştirilmiştir. Bakır boru dış yüzeyine 1,5 mm çapında ve 0,5 mm derinliğinde matkap ucuyla delinerek, ısıl çiftler bu delikler içine yerleştirilip bakır boruya kaynak edilmişlerdir. Isıl çiftlerin suyla temas eden bölgede yer alan minarel izoleli kısımların üzerlerine vernik sürülerek çevre şartlarından etkilenmemesi için yalıtım direnci arttırılmıştır. Isı değiştiricide iç boru malzemesinin bakır olmasından dolayı ısı iletim katsayısının yüksek olması nedeniyle test bölgesi boyunca üniform yüzey sıcaklığı meydana gelmiştir. Bakır borunun yüzeyinden alınan sıcaklık değerlerinin arasındaki fark maksimum 4^{o}C olduğu deneysel çalışma esnasında gözlenmiştir.



Şekil 4.1. Isı değiştiricide ısıl çiftlerin yerleşimi ve detay resminin görünüşü

4.2. Debi Ölçümü

Deneysel çalışmada sıcak akışkan olarak kullanılan hava bir körüklü fan vasıtasıyla sağlanmıştır. Deney setinde körüklü fan çıkışında dairesel kesitli bir boru yerleştirilmiştir. Bu boru üzerine akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede pervane tipli dijital anemometre yerleştirilerek havanın ortalama hızı ölçülmüştür. Bu hızdan gidilerek havanın hacimsel debisi bulunmuştur. Ayrıca suyun debisini ölçmek için 25- 250 l/h aralığında

ölçüm yapabilen plastik gövdeli şamandıralı bir debimetre kullanılmıştır. Debimetre ısı değiştirici girişine gelmeden önce yerleştirilmiş ve suyun debisi, elle kumanda edilen vana ile yapılmıştır. Suyun ısı değiştirici ile su deposu arasındaki sirkülasyonu bir pompa vasıtasıyla sağlanmıştır. Suyun debisi sürekli kontrol altında tutulup, 100 l/h olarak sabitlenmiştir.

4.3. Basınç Kayıplarının Ölçümü

Isı değiştiricideki havanın basınç kayıpları, akışkan ile kanal cidarları arasındaki sürtünmeden dolayı oluşmaktadır. Bu nedenle deneysel sürtünme faktörü değerleri, hava giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşümüne bağlı olarak bulunmuştur. Buradaki basınç kaybını belirlemek için, ısı değiştiricideki hava giriş ve çıkışlarına basınç prizleri yerleştirilmiştir. Bu basınç prizlerine şeffaf hortumla bağlanan sulu U manometresiyle ısı değiştiricideki bakır borunun basınç kayıpları iki sütun arasındaki değerlerin farkı olarak okunmuş, daha sonra bu değerler basınç birimine çevrilmiştir.

4.4. Deneylerin Yapılışı

Deneylere başlamadan önce kumanda panosundan faz ayarlayıcı (inverter) yardımıyla körüklü fanın çalışacağı faz değeri ayarlanmıştır. Daha sonra fan çalıştırılarak havanın boru içinden akışı sağlanmıştır. Hava hızını doğru ölçebilmek için, hız sınır tabakanın tam gelişmiş olduğu bölgeye anemometre yerleştirilmiş ve havanın hızı ölçülmüştür. Isı değiştiricide soğuk akışkan olarak kullanılan suyun deney sisteminde sirkülasyonu sağlamak için su pompası çalıştırılmıştır. Suyun debisi, debimetrede 100 l/h olarak sabitlenerek, debimetre girişinden önce bulunan elle ayarlanan bir vana yardımıyla ayarlanmıştır. Böylece suyun sistemle su deposu arasındaki sirkülasyonu sağlanmıştır. Suyun giriş sıcaklığını sabit tutabilmek için şehir şebekesinden su deposuna belirli aralıklarla su ilave işlemi yapılmıştır. Bu işlemlerden sonra, kumanda panosundaki şalterden elektrikli ısıtıcı çalıştırılmıştır. Hava sıcaklığı kumanda panosundaki sıcaklık kontrol cihazıyla

100 ^{o}C sıcaklığa ayarlanıp, sabit tutulmuştur. Daha sonra sistem sürekli rejim şartlarını sağlaması için 1,5 – 3 saat arasında beklenmiştir. Sistem sürekli rejim şartlarına ulaştıktan sonra veri kaydedici ve bilgisayar açılarak sistemden veri alınmaya başlanmıştır. Her bir deneysel aşama için veri kaydedici vasıtasıyla her beş saniye bir sistemden 70 defa ard arda sıcaklık değerleri alınarak, bu veriler bilgisayara kaydedilmiştir. Daha sonra bu değerlerin ortalaması bulunarak, sıcaklık değerlerinin bulunma işlemi gerçekleştirilmiştir. Basınç değerleri de su manometreden sürekli rejim şartlarında her bir aşama için ayrı ayrı okunmuş ve elde edilen veriler daha sonra basınç birimine dönüştürülmüştür. Ayrıca sürekli rejim halindeyken sıcaklık ve basınç değerlerinin değişmediği gözlenmiştir.

4.5. Hata Analizi

Deneylerden elde edilen veriler kullanılırken analiz yapılmadır. Deney yapım sürecinde deneyi yapan kişi ne kadar tecrübeli olursa olsun, yine de deney bulgularında bazı hatalar görülebilmektedir. Deneysel hatalar genel olarak üç grupta toplanır. Birincisi, dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalardır. Yanlış sistem tasarımı ve ölçme aleti seçimi bu tür hatalara neden olmaktadır. İkincisi ise sabit veya sistematik bir şekilde sürekli devam eden hatalar olup, tekrar edilen okumalarda görülmektedir. Diğer hatalar ise rastgele hatalar olup, bunlar deneyde kullanılan elemanların değişiminden, deneyi yapanların dikkatsizliklerinden ve elektrik geriliminin değişmesi sonucu oluşan hatalardır [53].

Çalışmanın deneysel aşamasında, sistemde kullanılan cihaz ve ekipmanlardan, debi ve sıcaklık ölçümlerinde kullanılan debimetre ve ısıl çiftlerin kalibrasyon hatalarından dolayı yanlış hesaplama yapılabilmektedir. Bu hatalar, cihazların imalatından, bağlantı yerlerinden ve cihazları kullanan kişilerin kullanım hatasından oluşabilmektedir. Cihaz ve ölçüm aletlerinin hatalarını ölçebilmek için hata analizi yönteminde hesaplanması istenilen

büyüklük *R* ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenlerde $x_1, x_2, x_3, \ldots \ldots x_n$ ise;

$$R = R\left(x_1, x_2, x_3, \ldots\ldots x_n\right)$$

R değeri yukarıdaki gibi yazılabilir. W_R, *R* büyüklüğünün hata miktarı ve her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \ldots \ldots w_n$ ise;

$$w_R = \mp\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2 + \right]^{1/2} \tag{4.1}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Eşitlik 4.1 kullanılarak deneylerin yapım aşamasında meydana gelen hata oranı hesaplamasına örnek teşkil edecek bir hesaplama Ek-1'de detaylı olarak verilmiştir [54].

Isıl çiftlerin kalibrasyonundan ve ölçüm cihazlarının hassasiyetinden dolayı hatalar oluşmaktadır. Deneysel verilerin sıcaklık okumalarında ±0,2 °C seviyesinde olduğu tespit edilmiştir. Debi ölçümlerindeki hatalar, kullanılan debimetrenin hassasiyetinden, ölçüm esnasında yapılan yanlışlıklardan ve sistemde oluşabilecek kaçaklardan oluşmaktadır. Anemometre ve su debimetrelerindeki hata oranı yaklaşık, okunan değerin ±%4 civarında olduğu görülmüştür.

Fiziksel boyutlarda oluşabilecek hatalar ise boru boyu, çapı ve tablolardan okunan termofiziksel değerlerin hatalarından kaynaklanmaktadır. Bu hatalar deneysel verileri etkilediği için, deneysel çalışmada kullanılan boyutsuz sayıları etkilemektedir. Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığında yapılan deneylerdeki parametrelerin mutlak hata değerleri için Çizelge 4.1'de türbatörsüz veriler için ve Çizelge 4.2'de helisel tip türbülatörler için gösterilmiştir. Bu hatalar incelendiğinde hata oranları yaklaşık ±%4,5 oranında olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.1. Türbülatörsüz veriler için belirsizlik oranları

Parametre	Belirsizlik Oranı
Debi	± % 4,25
Isı miktarı	± % 4,50
Taşınım katsayısı	± % 4,54
Nusselt Sayısı	± % 4,55
Reynolds Sayısı	± % 4,48
Basınç Düşüşü	± % 2,25
Sürtünme Faktörü	± % 3,05

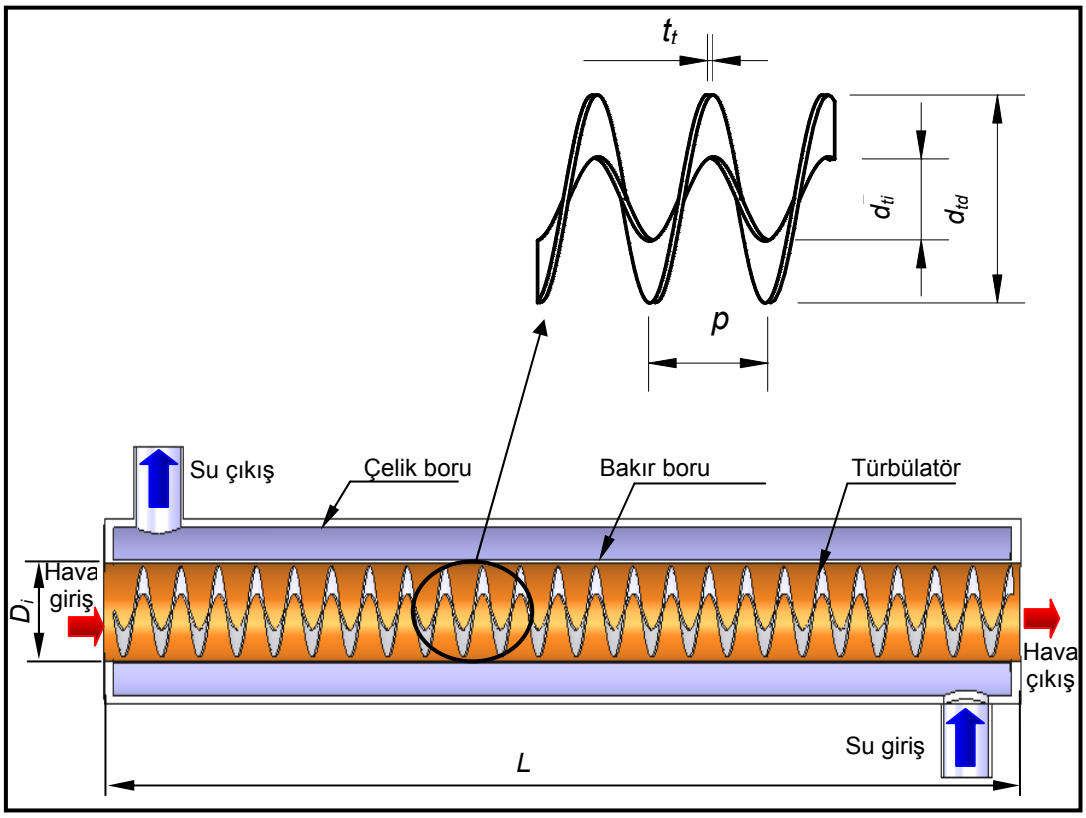
Çizelge 4.2. Helisel tip türbülatör verileri için belirsizlik oranları

Parametre	Belirsizlik Oranı
Debi	± % 4,25
Isı miktarı	± % 4,32
Taşınım katsayısı	± % 4,44
Nusselt Sayısı	± % 4,70
Reynolds Sayısı	± % 4,69
Basınç Düşüşü	± % 5,85
Sürtünme Faktörü	± % 6,65

5. SAYISAL MODEL

5.1. Modelin Genel Tanımı

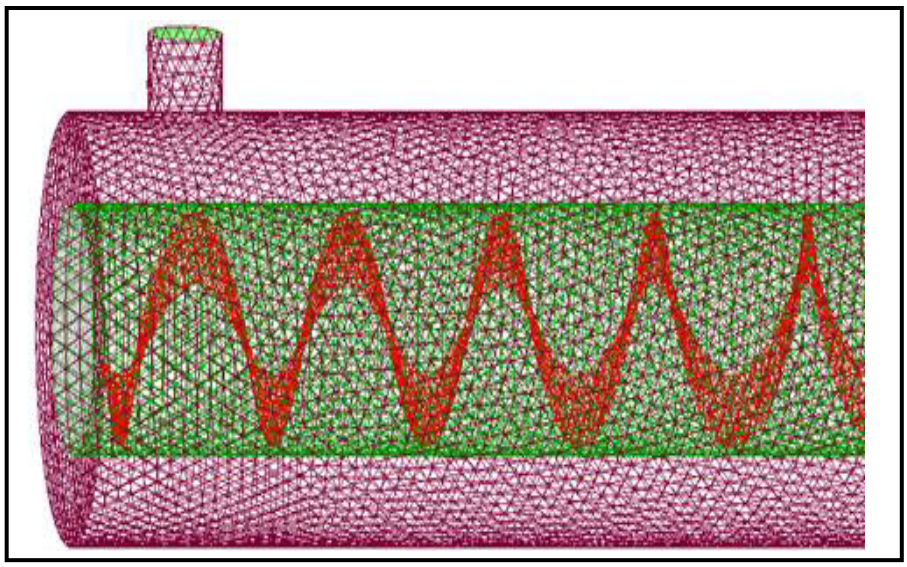
Çalışmanın sayısal aşamasında, eşmerkezli ısı değiştiricide helisel türbülatörün etkisiyle oluşan dönüşlü akışın, ısı transfer iyileşmesi üzerine etkileri incelenmiştir. Her bir farklı adıma sahip türbülatör için yapılan sayısal analizler sonucunda geometrideki adımların değişimiyle birlikte ısı transfer iyileşmesi ve boru içinde oluşan basınç düşüşleri incelenmiştir. Çalışma Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığında havanın farklı hız aşamalarına bağlı olarak yapılmıştır. Şekil 5.1'de görüldüğü gibi içine türbülatör yerleştirilmiş eşmerkezli bir ısı değiştirici model olarak kullanılmıştır.



Şekil 5.1. Sayısal modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştirici

Sayısal analiz sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Bu çalışmada kullanılan, içine türbülatör yerleştirilmiş ısı değiştirici modeli Şekil

5.2'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi model GAMBIT kod programında oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturma işleminde Tet/hybrid elementi seçilmiş tip olarak da karmaşık yapılarda kullanılan Tgrid seçilmiştir. Bu çalışmada Çizelge 5.1'de fiziksel özellikleri verilen eşmerkezli borulu ısı değiştirici GAMBIT programında modellenmiştir Modelin fiziki özellikleri GAMBIT programında oluşturulduktan sonra FLUENT kod programında çözümleme yapılmıştır.



Şekil 5.2. Sayısal çözüm için oluşturulan model

Çalışmanın hem deneysel ve hem de sayısal aşamasında kullanılan eşmerkezli borulu tip ısı değiştiricinin boyu 1000 mm'dir. Akışkanların giriş ve çıkışlardaki sıcaklık farklılıklarının düşük olması ve termofiziksel özelliklerin sıcaklıkla fazla bir değişime uğramaması nedeniyle, hava ve suyun termofiziksel özellikleri sabit kabul edilerek, deneysel verilerden elde edilen ortalama sıcaklık değerlerine göre her bir ortalama değer için tablolardan alınarak sayısal analizde bu değerler kod programa girilmiştir [55]. Isı değiştirici ve türbülatör malzemesinin termofiziksel değerleri FLUENT kod programının kütüphanesinde yer alan sabit özellikler kullanılmıştır. Sadece bakır malzemesinin ısı iletim katsayısı korozyonlar, kirlilik dirençleri nedeniyle ticari bakır olarak seçilmiş bu nedenle ısı iletim katsayısı 372 W/mK olarak alınmıştır. Isı değiştiricide hava giriş sıcaklığı sabit kabul edilip, 373 K su giriş

sıcaklığı ise 296 K olarak alınmıştır. Isı değiştiricinin dış yüzeyi yalıtımlı olduğu için sınır şartında adyabatik kabul edilmiştir [56].

Çizelge 5.1. Hesaplamada kullanılan ısı değiştiricinin fiziksel özellikleri

Parametre	Boyut
Isı değiştirici boyu (L)	1000 mm
İç boru iç çapı (D_i)	40 mm
İç boru et kalınlığı (t_i)	1 mm
Dış boru iç çapı (D_d)	69 mm
Dış boru et kalınlığı (t_d)	3.5 mm
Su giriş ve çıkış çapları (d_s)	15 mm
Türbülatör iç çapı (d_{ti})	15 mm
Türbülatör dış çapı (d_{td})	37 mm
Türbülatör et kalınlığı (t_t)	1 mm
Hava giriş sıcaklığı (T_{hg})	373 K
Su giriş sıcaklığı (T_{sg})	296 K
Türbülatör adımı mesafesi (p)	20, 30, 40, 50, 60,70, 80, 90 ve100 mm

5.2. Genel Denklemler

Isı değiştirici içindeki ısı transferinin hesaplanabilmesi için, sınır tabaka içindeki kütlenin süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin diferansiyel denklem çözümlerinin yapılması gereklidir. Bu denklemler, sınır tabakası denklemleri olarak adlandırılmaktadır. Sınır tabakası denklemlerin problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözümlerinden sınır tabakası içindeki sıcaklık dağılımı, sıcaklık dağılımından da ısı taşınım katsayısı hesaplanır [57].

Sayısal analizdeki matematiksel modeller; kütle, momentum, enerji ve skaler değişkenler için korunum denklemlerinin sayısal çözümüne dayalıdır. Deneysel setin test kısmında yer alan ısı değiştirici boyutları dikkate alınarak üç boyutlu ve sürekli rejim şartlarında kabul edilerek çözüm yapılmıştır. Isı değiştirici içindeki katı bölgelerdeki sıcaklık dağılımı üç boyutlu ısı iletim denklemi ile çözülebilir. Sıkıştırılamaz akışlar için kısmi diferansiyel denklemler aşağıda verilmiştir.

5.2.1. Enerjinin korunumu

Silindirik bir geometri için üç boyutlu enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u_r\frac{\partial T}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial T}{\partial \theta}+u_z\frac{\partial T}{\partial z}\right)=k\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)+\mu q^{\cdot} \qquad (5.1)$$

Burada, ρ akışkan yoğunluğu, u_r, r doğrultusundaki, u_θ, θ doğrultusundaki ve u_z, z doğrultusundaki akışkan hız bileşenleri olup, k ısı iletim katsayısı, T sıcaklık, c_p özgül ısı, μ dinamik viskozite, $q^{\cdot}$ ısı üretim oranıdır.

5.2.1. Süreklilik denklemi

Diferansiyel bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu denklemi süreklilik denklemi olarak adlandırılır. Silindirik geometriler için sıkıştırılamaz akışlardaki süreklilik denklemi aşağıda belirtilmiştir.

$$\frac{1}{r}\frac{\partial(ru_r)}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta}+\frac{\partial(u_z)}{\partial z} \qquad (5.2)$$

Bu denklemde kullanılan u_r r doğrultusundaki, u_θ θ doğrultusundaki, u_z z doğrultusundaki akışkan hız bileşenleridir [58].

5.2.2. Navier-Stokes denklemleri

Silindirik koordinatlar için Navier-Stokes denklemi, (r,θ,z) ve (u_r, u_θ, u_z) cinsinden yazılabilir.

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin r bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_r}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \theta}-\frac{u_\theta^{\,2}}{r}+u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right)$$

$$=-\frac{\partial P}{\partial r}+\rho g_r+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_r}{\partial r}\right)-\frac{u_r}{r^2}-\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right] \tag{5.2}$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin θ bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_r}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \theta}-\frac{u_\theta^{\,2}}{r}+u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right)$$

$$=-\frac{\partial P}{\partial \theta}+\rho g_\theta+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_\theta}{\partial r}\right)-\frac{u_\theta}{r^2}-\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial u_r}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2}\right] \tag{5.3}$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin z bileşeni:

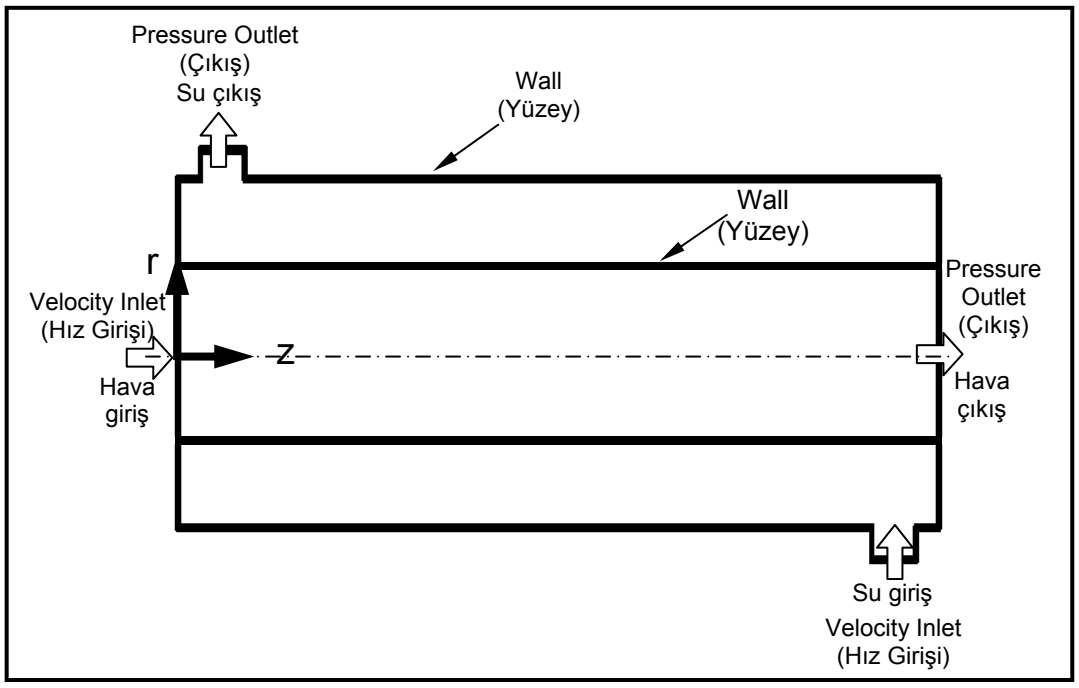
$$\rho\left(\frac{\partial u_z}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_z}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_z}{\partial \theta}+u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right)$$

$$=-\frac{\partial P}{\partial z}+\rho g_z+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_z}{\partial r}\right)-\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2}++\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}\right] \tag{5.4}$$

olarak verilmiştir [58].

5.3. Sınır Şartları

Bu çalışmada kullanılan kod programda yüzeylere ait sınır şartları program içinde yer alan seçeneklerde veri olarak girilmiştir. Eşmerkezli ısı değiştiricide duvar yüzeyleri havanın, suyun giriş ve çıkış bölgeleri, ayrıca akışkan bölgeleri fiziki olarak GAMBIT kod programında tanımlanmıştır. Sayısal analizde akışkan olarak kullanılan hava ve suyun girişleri hız ve sıcaklık (Velocity Inlet) olarak girilmiştir. Çıkıştaki koşulları ise normal çıkış (Pressure Outlet) olarak verilmiştir. Bakır borunun iç yüzey bölgesi (wall) olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, suyun temas ettiği bütün yüzeyler ve türbülatör yüzeyleri, normal yüzey olarak tanımlanmıştır. Modelde girilen sınır şartları Şekil 5.3'de belirtilmiştir.



Şekil 5.3 Sınır şartlarının model üzerinde gösterimi

• *Havanın giriş sınır şartı:*

$$z = 0,\ u_r = 0,\ u_\theta = 0,\ u_z \neq 0,\ T \neq 0 \qquad (5.5)$$

Üniform olarak 373 K sıcaklığında sabit tutulan hava, eşmerkezli ısı değiştiricinin iç borusuna girmektedir. Bu çalışma Reynolds sayısının 3000-14000 aralığında yapıldığı için havanın giriş hız değerleri ise, Reynolds sayısına bağlı olarak farklı hız kademelerinde verilmiştir.

- *Suyun giriş sınır şartı:*

$$z = 0,\ u_r = 0,\ u_\theta = 0,\ u_z \neq 0,\ T \neq 0 \tag{5.6}$$

Suyun girişteki hızı ve sıcaklığı sabit olup, 0,15719 m/s (100 l/h) hızla ve 296 K sıcaklıkta ısı değiştiriciye girmiştir.

- *Bakır boru ve hava bölgesinin olduğu iç yüzeydeki sınır şartı:*

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=0,02m} = h\left(T_w - T_h\right),\ u_r = 0,\ u_\theta = 0,\ u_z = 0 \tag{5.7}$$

alınmıştır.

- *Bakır boru dış yüzeyi ile suyun temas ettiği yüzey sınır şartı:*

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=0,021m} = h\left(T_w - T_s\right),\ u_r = 0,\ u_\theta = 0,\ u_z = 0 \tag{5.8}$$

Bakır boru dış yüzeyi ile suyun temas ettiği yüzeylerde kayma olmadığı göz önünde bulundurularak hızlar; $u_r = 0,\ u_\theta = 0,\ u_z = 0$ olmaktadır.

- *Dış yüzey sınır şartı*

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=0,038m} = 0 \tag{5.8}$$

Isı değiştiricinin dış yüzeyi yalıtımlı olduğu için, ayrıca ısı değiştiricinin dış yüzeyine soğuk akışkan su temas ettiği için, su ile dış yüzey arasındaki sıcaklık farkı çok düşük olduğu için buradaki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

- *Çıkış sınır şartları*

$$\left.\frac{\partial u_r}{\partial z}\right|_{(r,\theta,1m)} = 0\,,\quad \left.\frac{\partial u_\theta}{\partial z}\right|_{(r,\theta,1m)} = 0\,,\quad \left.\frac{\partial u_z}{\partial z}\right|_{(r,\theta,1m)} = 0$$

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

Ayrıca hesaplamalarda uygulanan bazı kabuller;

- Sürekli rejim hali,
- Türbülanslı akış şartı,
- Havanın giriş sıcaklığı 373 K ve su giriş sıcaklığı 296 K olarak alınmıştır.
- Sıkıştırılamaz akışkan (ρ sabit),
- Hava ve suyun termofiziksel özellikleri sabit,
- Isı değiştirici konsantrik iki borudan oluşmaktadır. İç boru malzemesi bakır ve dış boru ise çeliktir.
- Bakır ve çelik boru malzemelerinin termofiziksel özellikleri sabit olarak kabul edilmiştir.

5.4. Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD)

Sayısal akışkanlar dinamiği, boru veya kanal içi akışların incelenmesinde kullanılan çok yararlı ve kullanışlı bir çözücü araçtır. Son yıllarda bilgisayarların gelişmesiyle birlikte sayısal çözüm tabanlı sayısal akışkanlar Dinamiği kod programlarının kullanımı artmıştır. Mühendislik uygulamalarında akış içeren birçok uygulama bulunmaktadır. Bu uygulamaların tasarım ve analizi iki temel metoda göre yapılmaktadır.

Birincisi, deneye dayalı olarak yapılan uygulamalar, bir diğeri de diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözümlenmesiyle yapılan analizlerdir.

Günümüzde yapılan araştırmalar hem deneysel hem de HAD analizlerini içermektedir. Bu şekilde yapılan araştırmalar birbirini tamamlamaktadır. Deneysel bulgulardan basınç düşüşü, hız değerleri, sıcaklık değerleri, ısı miktarı vb. gibi genel özellikler elde edilirken, sayısal akışkanlar dinamiği analizlerinden de hız dağılımları, sıcaklık dağılımları, basınç dağılımları gibi, model içindeki akış hakkında ayrıntıları elde etmek için kullanılır. Sayısal analizlerden ve deneysel sonuçlardan elde edilen genel büyüklüklerin karşılaştırılmasıyla sayısal analizlerin doğruluğu kontrol edilmektedir. Sonuçların uyuşmasıyla, yapılması gerekli olan deneysel test sayısı azaltılarak deneysel çalışmalara kolaylık getirmiştir. HAD kod program analizleri, bilimsel çalışmalara maliyet ve zaman açısından olumlu katkılar sağlamaktadır [58].

Bu çalışmada farklı adımlardaki helisel türbülatörlerin deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu gözlendikten sonra ara adımlardaki hesaplamalarda sadece sayısal analiz kod programı olan FLUENT kullanılarak yapılmıştır.

5.5. FLUENT Kod Programı

Sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarının iç ve dış akışların simüle edilmesinde kullanımı dikkate değer bir şekilde artmaktadır. 1980'li yıllardan beri endüstride ve bilimsel çalışmalarında akış problemlerinin HAD ile çözümü geniş bir alanı kaplamaktadır.

FLUENT kod programı, sonlu hacimler tabanlı bir sayısal akışkanlar dinamiği kodudur. HAD alanında en çok kullanılan programlardan olan bu programın,

birçok endüstri alanında geniş bir kullanım alanı vardır. Havacılık, otomotiv, turbomakine (fan, kompresör, pompa, türbin), kimya, beyaz eşya endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok alanda akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin aynı arayüz kullanarak çözümünde kullanılmaktadır [59].

Bu kod program, sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar için, sayısal akışkanlar dinamiği kod çözücüsüdür. Taşınım, iletim ve radyasyonla ısı geçişinde laminer ve türbülanslı akışlarda hızlı ve güvenilir çözümler üretmektedir. FLUENT'te modelleme işleminden önce, GAMBIT kod programında modelin fiziki görünüşü ve ağ yapısı oluşturulur. Akışkan ve katı bölgeler belirlendikten sonra oluşturulan dosya FLUENT kod programında açılır. Hesaplama modelinin seçimi, akışkanların giriş şartları, ayrıştırma yöntemi gibi birçok işlemin göz önünde bulundurulması gereklidir. Bu çalışmanın sayısal analiz işlem basamakları, kapsamlı olarak EK-2 ve EK-3'de verilmiştir.

5.6. Sonlu Hacimler Metodu

Sonlu elemanlar metodu tabanlı birçok ticari HAD kodu piyasada olmasına rağmen, günümüzde PHOENICS, FLUENT, FLOW3D ve STAR-CD gibi kod programları sonlu hacimler metodu tabanlı çözüm yapmaktadır. Sonlu hacimler metodu; özellikle akışkanlar mekaniği ve ısı transferi uygulamalarında sayısal bir modelle bilgisayar teknolojilerini kullanarak çözümleme yapan ve sayısal akışkanlar dinamiğinde kullanılan yöntemlerdendir.

Sonlu hacimler metodu, sonlu farklar metodunun özel bir şekli olarak, üç ana sayısal çözüm teknik (sonlu farklar, sonlu elemanlar, spektral metotlar) kullanılarak geliştirilmiştir. FLUENT'in sayısal algoritmasında öncelikle model içinde akışı temsil eden korunum denklemlerinin integrasyonu yapılır, daha sonra integrasyonu yapılan denklemlerde taşınım, iletim ve kaynak terimleri akışı temsil eden sonlu farklar tipi yaklaşımlarla yerine konur. İntegral

formundaki denklemler cebirsel denklem sistemine dönüştürülür. Son olarak bu cebirsel denklemler iterasyon metotlarından biri kullanılarak çözüme gidilir. Sonlu hacimler metodu ile ilgili ayrıklaştırma işlemi bölüm 5.11'de verilmiştir.

5.7. Türbülans

5.7.1. Türbülansa giriş

Türbülans birçok akış için doğal bir durumdur ve mühendislik uygulamalarının birçoğunda akış türbülanslıdır. Türbülanslı akış, laminer akıştan şu şekilde farklılık gösterir. Türbülanslı akışta, sınır tabaka içindeki yüksek hızlarda görülen ve hız çalkantıları adıyla nitelendirilen çok düzensiz akışkan hareketleri, akış içinde ani hız değişimleri olmaktadır. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji geçişini arttırır. Laminer akışta akışkan çizgileri düzgündür. Momentum ve enerji, akım çizgileri arasında moleküler difüzyonla yapılır.

Türbülanslı akışta ise dönen girdaplar, momentum, enerji ve kütleyi, akışın diğer bölgelerine moleküler difüzyondan daha hızlı bir şekilde taşırlar. Bu nedenle taşınımla geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artmaktadır. Türbülanslı akışta laminer akışa oranla daha çok sürtünme, ısı ve kütle geçişi oluşmaktadır.

Türbülansın özgün bir tanımı ve değeri yoktur, fakat türbülanslı akış bir girdap hareketi olarak görülebilir. Türbülans hareketleri sıklıkla üç boyutlu düzensiz akışta üretilirler. Bu düzensizlikler katı sınırlara yakın yerlerde ve akışın önünde yer alan engellerin hemen arkasında yoğunlaşmaktadır. Girdap hareketi hız, sıcaklık ve basınç değerlerinde önemli değişmelere neden olmaktadır.

Boru içindeki akışta, akışların rejimini belirlemede temel parametre olarak Osborne Reynolds tarafından 1880'li yıllarda yapılan deneyler, Reynolds sayısının ortaya çıkmasını sağlamıştır. Hareket denklemlerinin matematiksel açıdan son hale gelebilmesi için, ortalama hız gradyeni cinsinden türbülans gerilmesini modellemek için yarı amprik birçok formül geliştirilmiştir.

5.7.2. Standart k-ε modeli

Standart k-ε modeli, transport denklemlerine dayanan yarı ampirik bir modeldir. Bu model Eddy- viskozite modeli olarak da bilinir. Reynolds gerilmesinin, ana hız gradyanı ile orantılı olduğu varsayılır. Bu Boussinesq hipotezi olarak bilinir. Launder ve Spalding tarafından önerilen bu model pratik mühendislik akış hesaplamalarında en çok kullanılan modeldir. Isı transferi simülasyonlarında ve endüstriyel akış problemlerinde doğru sonuçlar vermesi, güvenirlilik ve ekonomiklik bakımından geniş bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu modelin zayıf kalan kısımları, geliştirilerek performansı arttırılmıştır. Bu geliştirilen modeller, RNG k-ε modeli ve Realizable k-ε modelidir. k-ε modelinin yapısında akış tam gelişmiş türbülanslı şartlarda farzedilerek, moleküler viskozitenin etkileri ihmal edilmiştir. Bu nedenle k-ε modeli sadece tam gelişmiş akışların çözümüne uygun bir modeldir. Bu modelde kullanılan *k* türbülans kinetik enerji, ε türbülans yayılım oranıdır. Aşağıda *k ve* ε değerlerinin elde edildiği transport denklemleri verilmiştir [60].

k için modellenmiş transport denklemi;

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

ε için modellenmiş transport denklemi;

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

Türbülans eddy viskozitesi μ_t aşağıdaki formülle bulunur.

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

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$, ampirik sabit değerlerdir. σ_k ve σ_ε türbülans Prandtl sayıları, G_k, ortalama hızda türbülanslı kinetik enerji üretim oranıdır.

Varsayılan değerler deneysel olarak hava ve su akışkanı için deneyler sonucu bulunmuş sabit değerlerdir. Bu sabitlerin geniş bir kullanım aralığı vardır.

5.7.3. Gerçekleştirilebilir (Realizable) k-ε modeli

Bu çalışmada kullanılan modeldir. Gerçekleştirilebilir k-ε modeli son zamanlarda geliştirilmiş ve aşağıda verilen iki önemli yol bakımından standart k-ε modelinden farklılık gösterir.

- Bu modelde türbülans viskozitesi için yeni bir formül geliştirilmiştir.
- Türbülans yayılım oranı için yeni bir transport denklemi türetilmiştir.

Gerçekleştirilebilir (realizable) terimi Reynolds stres üzerinde türbülanslı akışın fiziği ile tutarlı kesin matematiksel sınırlamaları karşılamaktadır. Bu durumu standart ve RNG k-ε modelleri sağlayamamaktadır. Bu model düzlemsel ve dairesel jetlerin her ikisinde kullanımı daha doğru yayılım oranı sonucu vermesi nedeniyle de tercih edilmektedir. Ayrıca buna benzer olarak dönüşlü akış içeren sert ters basınç gradyantlı, bölünmüş ve sirkülasyonlu akışların sınır katmanlarında daha iyi performans sağlamaktadır.

RNG k-ε ve gerçekleştirebilir k-ε her ikisi de girdaplı, dönüşlü ve düzgün olmayan sert akış çizgilerinde standart k-ε modeline göre daha iyi sonuçlar

vermektedir. Gerçekleştirebilir k-ε modeli yeni bir model olmasına rağmen, tam çözüm konusunda RNG modele göre tam çözüm konusunda bir üstünlüğü tam olarak belli değildir. Fakat bu modelle yapılan ilk çalışmalar karmaşık ikincil akış özellikleri içeren akışlar ve bölünmüş akışlar için diğer k-ε modellerinden daha iyi sonuçlar vermiştir [61].

Shih ve arkadaşları geleneksel k-ε modelinin eksiklerini aşağıdaki sonuçlarla tamamlayarak gerçekleştirilebilir k-ε modelini önermişlerdir.

- Reynolds Stress modeli (RSM) kaynaklı C_μ, değişkenini içeren yeni bir eddy viskozite formülü önermişlerdir.
- Ortalama vorteks değişiminin dinamik denklemi temel alınarak yayılma oranı (ε) için yeni bir model denklemi geliştirildi.

Gerçekleştirilebilir k-ε modelinde modellenmiş transport denklemleri;

k için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon \tag{5.13}$$

ε için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+$$

$$\rho C_1 S_\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\vartheta\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b \tag{5.14}$$

$$C_1=max\left[0{,}43\frac{\eta}{\eta+5}\right] \tag{5.15}$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \tag{5.16}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{5.17}$$

Türbülans eddy viskozitesi (μ_t) Standart k-ε modelinde olduğu gibi;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5.18}$$

hesaplanır.

C_μ, Standart k- ε modelinden ve RNG k- ε modelinden farklı olarak sabit kabul edilmez ve aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{5.19}$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \tag{5.20}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{5.21}$$

$$A_0 = 4,04$$

$$A_S = \sqrt{6}\cos\cos\phi \tag{5.22}$$

$$\phi = \frac{1}{3}\sin^{-1}\sin^{-1}\left(\sqrt{6}W\right) \tag{5.23}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \tag{5.24}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \tag{5.25}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{5.26}$$

Çizelge 5.2. Gerçekleştirilebilir k- ε modelinde varsayılan sabitler [59]

Sabit	Değer
$C_{1\varepsilon}$	1,44
$C_{2\varepsilon}$	1,90
σ_k	1,0
σ_ε	1,2

C_μ, ortalama gerilme ve rotasyon oranlarının, sistem rotasyonun açısal hızı ve türbülans ürünleri (*k* ve ε) fonksiyonu olduğu yukarıda görülmektedir.

5.7.4. RNG k-ε modeli

Statiksel teknik (renormalization group theory) kullanılarak RNG k-ε modeli elde edilmiştir. Bu modelinin yapısı, standart k-ε modeline benzerdir. Fakat aşağıdaki farklılıkları içermektedir [62].

- RNG k-ε modeli, (ε) denkleminde bir terim eklenmesiyle ile gerilmiş akışların doğruluk oranını önemli derecede geliştirmiştir.

- RNG k-ε modelinde türbülanstaki girdap etkisi dahil edilerek dönüşlü akışların doğruluk oranı arttırılmaya çalışılmıştır.

- RNG teorisi, türbülans Prandtl sayıları için bir analatik formül sağlarken, standart k-ε modeli sabit değerler kullanır.

Bu özellikler RNG k-ε modelini, standart k-ε modeline nazaran daha geniş bir kullanım alanı ve daha doğru sonuçların elde edilmesini sağlar.

5.8. Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü

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

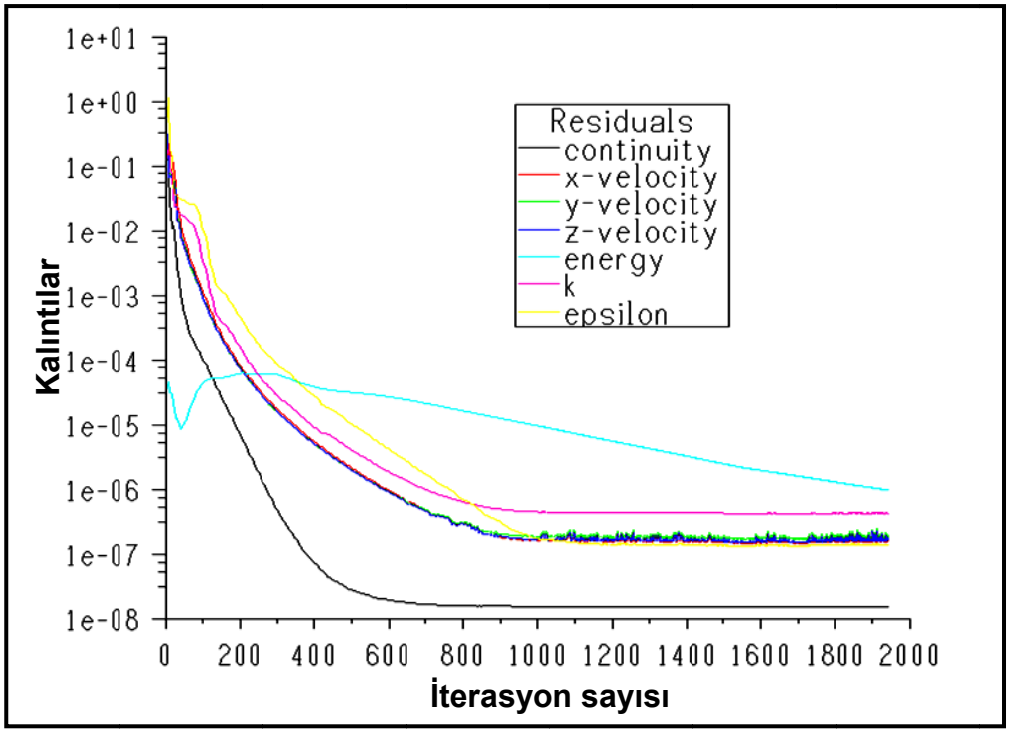
5.8.1. Çözümün yakınsaması

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

5.8.2. İterasyon sayısından bağımsızlığı

Sayısal analizde diğer şartlardan birisi de iterasyon sayısı ile ilgilidir. Sayısal analizde iterasyon sayısı problemin basit veya karmaşık bir yapıda olup

olmamasıyla yakından ilgilidir. İterasyon sayısının artmasıyla problemdeki yakınsamanın ne derecede nasıl değiştiği gözlenmelidir. Türbülanslı akışlarda iterasyon sayısı daha da artmaktadır. Bu çalışmada kalıntıların iterasyon sayısı ile değişimi Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Kalıntılar ve anlık değerlerin iterasyon sayısı ile değişimi

5.8.3. Korunum denklemlerinin sağlanması

Fiziksel problemi ifade eden kütlenin ve enerjinin korunumu denklemlerinin sağlaması yapılmıştır. Bu değerler FLUENT'te Report menüsünden kontrol edilmiştir. Çalışmada bu değerlere bakılmış olup aşağıda verilmiştir. Süreklilik denklemi için havanın ve suyun girişteki toplam kütlesel debilerinin çıkış kütlesel debilerine hemen hemen eşit olduğu görülmüştür. Ayrıca problemde sisteme verilen enerjinin sistemden çıkan enerjiye eşit olduğu gözlenmiştir. Aşağıda kod programdan alınan değerler verilmiştir.

Süreklilik denklemi için:

Suyun girişteki toplam kütlesel debi = 0,02698805 kg/s
Suyun çıkıştaki toplam kütlesel debi = -0,02698873kg/s
Havanın girişteki toplam kütlesel debi = 0,01109276 kg/s
Havanın çıkıştaki toplam kütlesel debi = -0,01109268 kg/s

Enerji denklemi için:

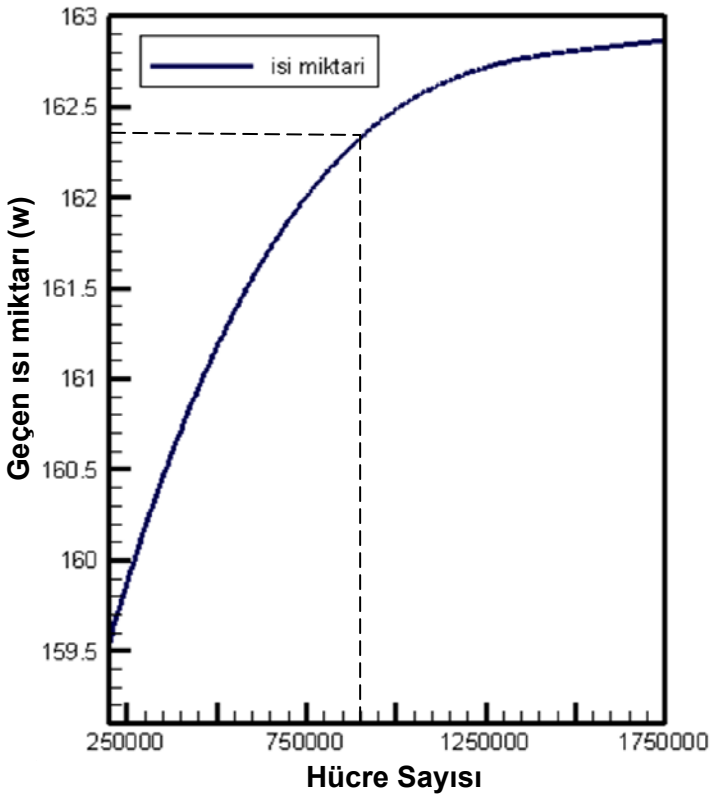
Havanın giriş ve çıkışı arasındaki ısı miktarı farkı = 418,4337 W
Arayüzeyden (bakır boru) suya geçen ısı miktarı= -418,4425 W

5.8.4. Çözümün hücre yapısından bağımsızlığı

Sayısal analizdeki çözüm aşamalarından bir diğeri de basamağı ağ yapısı ve dağılımıyla ilgilidir. Sayısal analizde çözümleme işleminden önce probleme uygun bir ağ yapısı oluşturulmalıdır. Bu çalışmada Gambit kod programında hücre yapısı seçimi ve ağın uygulaması yapılmıştır. Sayısal çözüm alanının çok küçük hücrelere bölünmesiyle ağ yapısı oluşturulur. Bu yapı sayısal çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde geniş bir etki oluşturduğu bilinmektedir. Çözüm alanı içinde ne kadar fazla hücre yapısı oluşturulursa, çözüm hassasiyeti o kadar güvenilirdir [63].

Bu çalışmada, çözüm alanı geometrisinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ yapısı ataması, işlem basamakları halinde EK-2'de verilmiştir. Sayısal çözüm alanında kullanılan ağ yapısının hücre sayısı hesaplama zamanı ve yakınsama zorlukları nedeniyle optimum olmalıdır. Sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarında sonucun tam ve kesin olarak elde edilmesi için ağ yapısından bağımsız çözümler elde etmek sayısal çözümü güvenilir kılmaktadır. Probleme uygun olmayan ağ yapısı sayısal sonucun da hatalı çıkmasına neden olur. Bu çalışmada helisel türbülatörlerden dolayı modellerin ağ yapısındaki hücre sayılarında küçük bir oranda olsa farklılık bulunmaktadır. Bütün model çalışmalarında hataların daha az oluşmasını sağlamak, fazla hücre sayısı nedeniyle bilgisayarda

çözümü zorlaştırmamak ve vakit kaybını önleyebilmek için optimum ağ yapısı seçimi yapıldı. Bu nedenle çalışmada hücre yapısından bağımsız bir çözüm elde edebilmek için seyrek ve üniform bir hücre yapısıyla çözüme başlanmıştır. Daha sonra hücre sayısında yapılan arttırma ile üniform bir şekilde optimum hücre sayısına ulaşılmıştır.

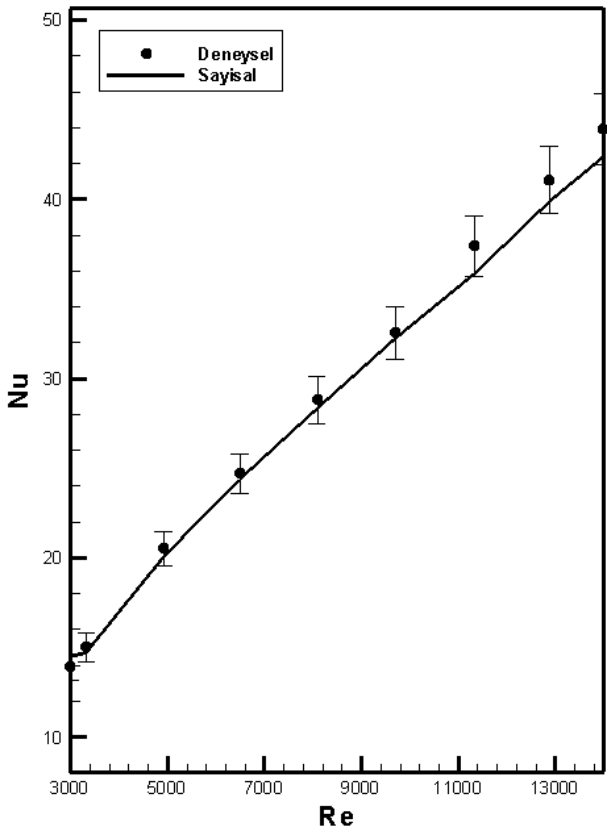


Şekil 5.5. Ara yüzeyden geçen ısı transferi ile hücre sayısının tespiti

Oluşturulan ağ yapısı doğru sonuca kolay ve hızlı ulaşmayı sağlamıştır. Şekil 5.5'de oluşturulan model yapıya ait sayısal çalışmalar üzerinde ağ yapılarının belirli oranda artırılması ile suya geçmekte olan toplam ısı miktarı ile elde edilen sonuçların değişim değerleri yorumlanarak, hem vakit kaybını önlemek hem de çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı seçilmiştir. Her bir modelin oluşumundaki ağ yapısındaki hücre sayısı farklı olmakla birlikte, modellerdeki hücre sayısı 850000 – 900000 aralığındadır. Ağ yapılarında sayısal sonuçların çok fazla değişmediği görülmüş (% 0,2 hata ile) ve bu değer bütün modellerde uygun değer olarak kabul edilmiştir.

5.8.5. Sonuçların deneysel değerlerle uyumluluğu

Sayısal çözümlemede elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması, sayısal sonuçların doğruluğu ve güvenirliliği açısından önemlidir. Bu nedenle deneysel çalışma da yapılmıştır. Şekil 5.6'da türbülatörsüz ısı değiştiricide hem sayısal hem de deneysel Nusselt sayısının Reynolds değerinin 3000 -14000 aralığında yapılmış karşılaştırma sonuçları görülmektedir. Grafikten anlaşıldığı üzere deneysel ve sayısal sonuçların uyumlu olduğu ve birbirleriyle örtüştüğü görülmüştür.

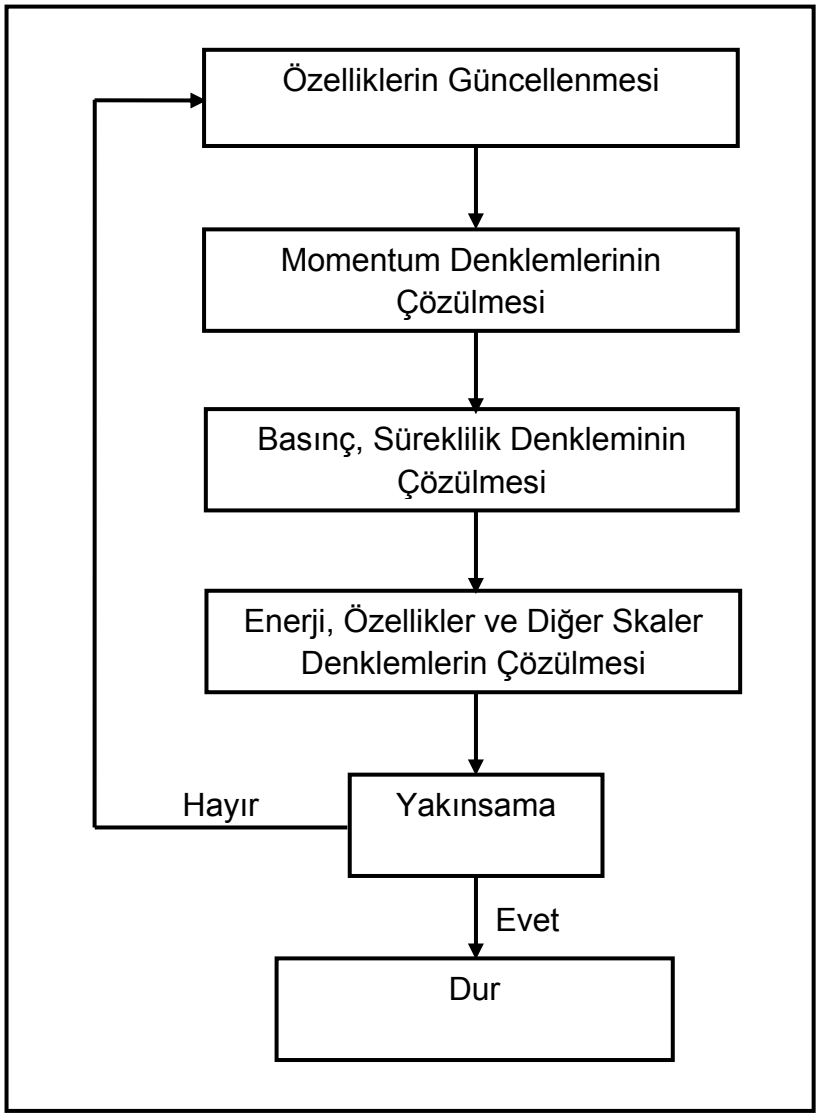


Şekil 5.6. Deneysel ve sayısal Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimi

5.9. Ayrık Çözüm Yöntemi

FLUENT'te iki tip çözümleyici yaklaşım bulunmaktadır. Bunlar, basınç tabanlı (pressure based) çözücü ve yoğunluk tabanlı çözücü (density-based)

yaklaşımlarıdır. Basınç tabanlı yaklaşım düşük hızlı sıkıştırılamaz akışlarda kullanılırken, yoğunluk tabanlı yaklaşım da yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlar için kullanılmaktadır. Her iki yöntemde hız alanı, momentum denklemlerinden elde edilmektedir. Yoğunluk tabanlı yaklaşımda, süreklilik denklemi yoğunluk alanı elde etmek için kullanılırken, basınç alanı durum denkleminden elde edilir.



Şekil 5.7. Ayrık çözüm yöntemi akış şeması [59]

Bu çalışmada basınç tabanlı (Pressure based) çözücü kullanılmıştır. Basınç tabanlı çözücü projeksiyon metodu olarak adlandırılan bir algoritmayı kullanmaktadır. Basınç tabanlı yaklaşım ayrık (segregated) ve birleşik (coupled) olmak üzere iki yöntem sunmaktadır. Bu çalışmada ana

denklemlerin çözümlemesinde ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır. Çözüm yönteminde, ana denklemler ardışık olarak çözen, bir çözüm algoritması kullanılır. Önce hesaplama hacmi olarak, genel bir hesaplama ağı kullanılmakta olup, model yapı üzerinde ayrıklaştırmalar yapılır. Ayrık çözüm metodu uygulanırken denklemler ayrı ayrı çözülmektedir. Bir denklem çözüldükten sonra eldeki sonuçlar diğer denklemlerde de kullanılmaktadır. Sonuçlarda yakınsama oluşuncaya kadar çözüm döngüsü, iterasyon işlemiyle devam etmektedir. Şekil 5.7'de bir ayrık çözüm yönteminin akış şeması verilmiş ve ayrıca bu akış şemasında kullanılan basamaklar aşağıda maddeler halinde ana hatlarıyla verilmiştir [59].

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

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

5.10. Denklemlerin Lineer Hale Getirilmesi

Diferansiyel denklemlerin bilgisayarda çözümü yapılamamaktadır. Kontrol hacminde çözülecek denklemler, denklem takımları oluşturulması için lineer

hale getirilir. Akış alanının belirlenmesi için, bu lineer denklem takımları çözülür. Denklem takımlarının çözümünde yaygın olarak iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır. Direkt (analitik) yöntemler, denklem takımlarının çözümünü tam olarak veren yöntemlerdir. Sonlu sayıda hesaplama yuvarlatma hatasına kadar işlem yapılarak tam çözüme ulaşılır. Bu yöntemin uygulanmasıyla doğrudan doğruya çözüm elde edilmektedir. Dolaylı (iteratif) yöntemler ise, çözümün direkt değil, tahmini bir başlangıç yaklaşımı ile adım adım ardışık hesaplamalarla belirli tolerans değerleri içinde elde edildiği yöntemlerdir. Bu yöntemde tahmini ilk değerlerden başlayarak ardışık hesaplamalarla gerçek çözüm değerine yaklaşılabilir. Bu yöntem bilgisayar belleği ve zaman açısından, ayrıca düğüm noktalarının sayısının büyüklüğü ile son derece hassas sonuçların elde edildiği etkin bir yaklaşımdır. Dolaylı yöntemlerin diferansiyel denklemler arasında bağ oluşturabilmek için aralarında bir dış iterasyon işleminin yapılması gerekliliği, dezavantajlarıdır [64,65].

Bir model çözümünde süreklilik ve momentum denklemleri birbiriyle ilişki içindedir. Basınç için ise doğrudan bir denklem bulunmamaktadır. Bütün sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarının amacı doğrudan denklemi olmayan bu değişkeni süreklilik denklemiyle ilişki kurdurarak bir şekilde hesaplama içine katmaktır. Bu çalışmada SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algoritması sönümleyici olarak kullanılmıştır. Bu algoritmada, momentum denkleminin çözümüyle hız alanının bir yaklaşımı elde edilir. Basınç gradyanı terimi ise, bir önceki iterasyonla veya bir başlangıç değerinden basınç dağılımı kullanılarak hesaplanır.

5.11. Sonlu Hacimler Metodu ile Denklemlerin Ayrık Hale Getirilmesi

Kontrol hacim tekniği kullanılarak kütle, enerji ve momentum denklemlerini de içeren kontrol denklemleri cebirsel denklem haline dönüştürüldükten sonra

çözülebilmektedir. Çözüm yönteminde, hesaplama alanı genel bir ağ kullanılarak ayrıklaştırılmış kontrol hacimlerine bölünmektedir. Bu işlemden sonra korunum denklemleri ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyüklükler) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilerek ayrıklaştırılmış denklemler çözülmektedir [66].

Düzenli konveksiyon-difüzyon denklemi, her bir skaler ϕ özelliği için hareket denkleminden türetilebilir. Hareket denkleminin ϕ özelliğine bağlı diferansiyel ve integral formu aşağıdaki şekli ile gösterilir.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + div(\rho\phi u) = div(\Gamma grad\phi) + S_\phi \tag{5.27}$$

Eş. 5.10'un diferansiyel formu;

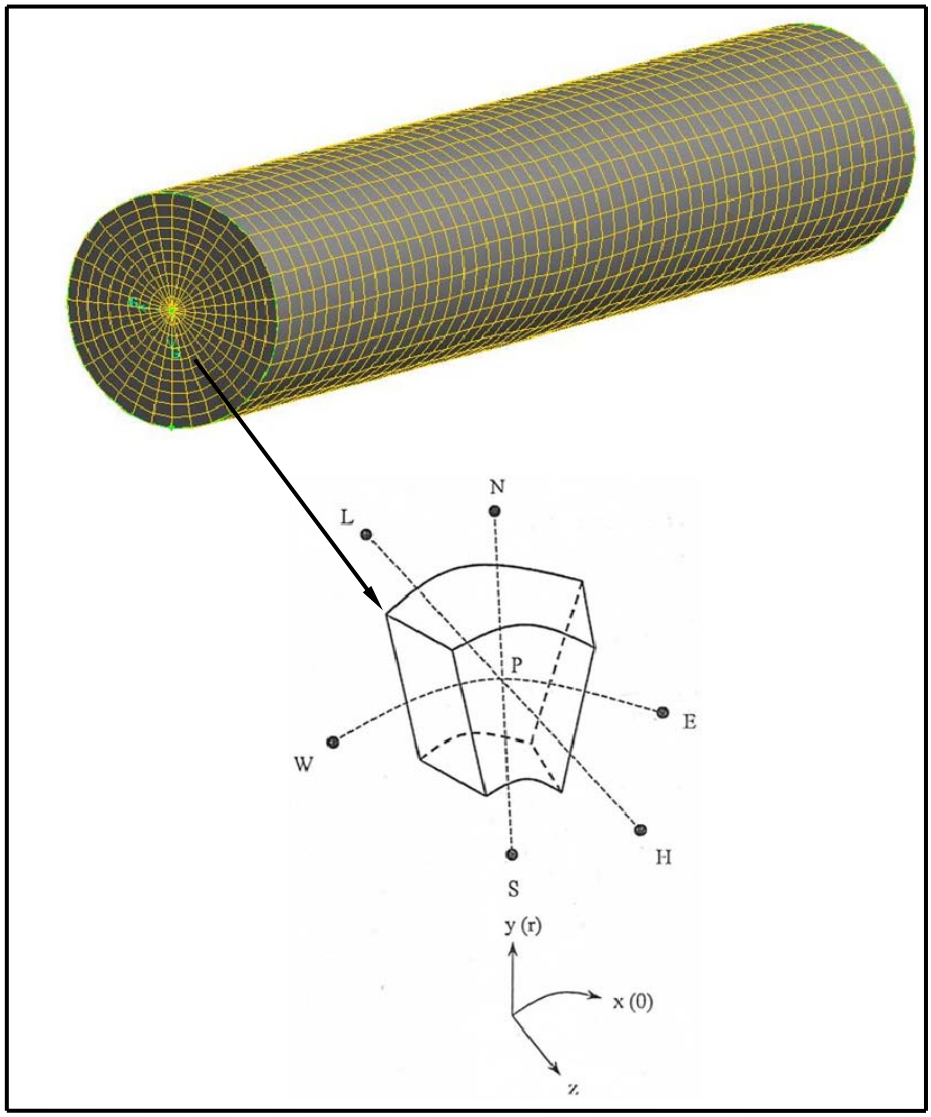
$$\begin{pmatrix}\text{Akışkan}\\ \text{elemanın}\\ \phi\text{özelliği}\\ \text{artışı}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{Akışkan}\\ \text{elemanından}\\ \text{çıkan net } \phi\\ \text{miktarı}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\phi\text{özelliğinin}\\ \text{difüzyona}\\ \text{bağlı artışı}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\phi\text{özelliğinin}\\ \text{kütlesel}\\ \text{kuvvetlere}\\ \text{bağlı artışı}\end{pmatrix}$$

şeklinde ifade edilir. Eşitliğin sol tarafındaki değişim oranı ifadesi ve konvektif ifade ile eşitliğin sağ tarafındaki difüzyon ifadesi ve akım kaynağıdır.

5.11.1. Ağ yapısı

FLUENT, sonlu hacimler metodu tabanlı bir kod programdır. Sayısal akışkanlar dinamiğinde diferansiyel denklemler, cebirsel denklemlere dönüştürülmesi için öncelikle çözüm alanı ağ düzeni kullanılarak hücrelere ayrılmaktadır. *P* düğümü etrafında kullanılan hesaplama hücreleri Şekil

5.1'de gösterilmiştir. Bu kontrol hacmi, tüm korunum denklemlerinin bütünleştirilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Tüm değişkenler (hız bileşenleri, basınç vb.) ve bütün skaler değerler kontrol hacmin hücre merkezinde depolanmaktadır.



Şekil 5.8. Üç boyutlu *P* düğümü etrafında hesaplama hücresinin gösterimi

Şekil 5.8'de görüldüğü üzere merkezdeki ϕ_P değeri, diğer düğüm noktalarındaki ϕ değerleriyle komşuluk halindedir. Bu düğüm noktaları, *H* (yüksek), *L* (düşük), *E* (doğu), *W* (batı), *N* (kuzey), *S* (güney)'dir. Bunun sonucunda aşağıda verilen lineer cebirsel denklem yazılabilir.

$$a_P\phi_P = a_N\phi_N + a_S\phi_S + a_W\phi_W + a_E\phi_E + a_H\phi_H + a_L\phi_L + b \tag{5.28}$$

Bu denklemde *a* katsayıları, *b* ise kaynakları göstermektedir. Eş. 5.28'e bakılırsa her bir düğüm noktasının ayrı bir katsayısı olduğu görülmektedir.

5.11.2. Ayrıklaştırma işlemi

Sürekli rejim şartlarında Eş.5.27'deki zamana bağlı terim sıfır olmaktadır.

$$div\left(\rho\phi u\right) = div\left(\Gamma grad\phi\right) + S_\phi \tag{5.29}$$

Eşitlik yeniden düzenlenir ve bir kontrol hacmi üzerinde integre edilirse;

$$\int_A n\left(\rho\phi u\right)dA = \int_A n\left(\Gamma grad\phi\right)dA + \int_{CV} S_\phi dV \tag{5.30}$$

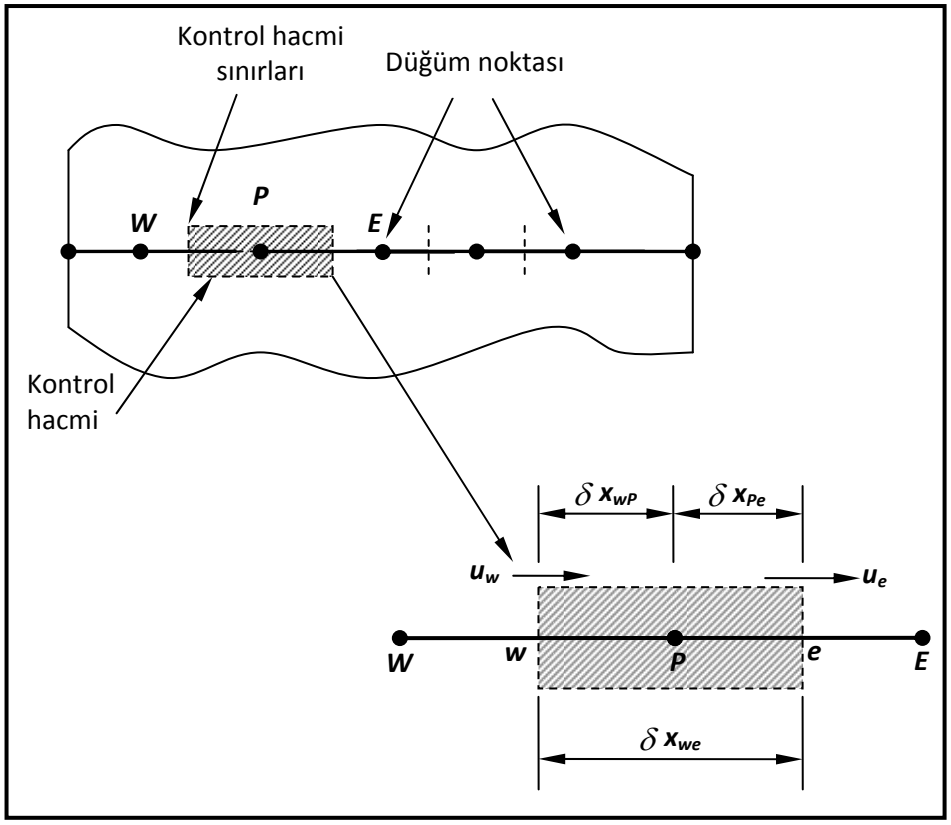
Elde edilir. Bu denklem, kontrol hacmindeki akış dengesini göstermektedir. Eş. 5.30'un sol bölgesi konveksiyona bağlı akışı, sağ bölgesi ise difüzyon akışı ve kontrol hacmindeki ϕ özelliğinin değişimini vermektedir. ρ yoğunluk, ϕ bağımlı değişken, *n* ϕ özelliğinin akış boyunca normal vektörü, *A* yüzey alan vektörü, Γ ϕ için difüzyon katsayısı, $grad\phi$ ϕ'nin gradyanı, S_ϕ birim hacim başına ϕ kaynağıdır. Bu Eş.5.30'da belirtilen konveksiyon ve difüzyon eşitliğinin sonlu sayıda kontrol hacmi üzerine integre edilmesi ile eş. 5.28'deki cebirsel denkleme benzer, denklem takımları oluşturulmaktadır [51].

Kütlesel kuvvetlerin olmaması durumunda, bir boyutlu akış alanında ϕ özelliği konveksiyon ve difüzyon bağıntısı Eş. 5.31'deki şekilde gösterilir.

$$\frac{d}{dx}(\rho\phi u) = \frac{d}{dx}\Gamma\frac{d\phi}{dx} + S \tag{5.31}$$

Ayrıca, akış sürekliliği sağlarsa;

$$\frac{d}{dx}(\rho u) = 0 \tag{5.32}$$



Şekil 5. 9. *P* düğüm noktası etrafındaki kontrol hacmi

Yukarıda Şekil 5.9'da verilen bir boyutlu olarak genel bir *P düğüm* noktasındaki kontrol hacmi verilmiştir. *P* noktasına komşu düğüm noktalar *W* ve *E* ile kontrol hacmi yüzeyleri ise *w* ve *e* olarak belirtilmiştir.

Şekil 5.9'daki kontrol hacmine göre eş. 5.31'in integrali alındığında;

$$(\rho u A\phi)_e - (\rho u A\phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_w + S_u + S_p \phi_p \tag{5.33}$$

elde edilir. Süreklilik denkleminin kontrol hacmi üzerinde integrasyonu ile Eş 5.34 elde edilir.

$$(\rho uA)_e - (\rho uA)_w = 0 \tag{5.34}$$

Konveksiyon- difüzyon probleminde ayrıklaştırma eşitliklerini elde etmek için Eş 5.33'deki ifadelerin belirlenmesi gerekir. konvektif kütle akısını, hücre yüzeylerindeki her birim alan ve difüzyon iletimi için göstermek amacıyla, F ve D değişkenlerini belirtmek uygundur [51].

$$F = \rho u \qquad \text{ve} \qquad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \tag{5.35}$$

F ve D değişkenlerinin hücre yüzey değerleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_w = (\rho u)_w, \qquad F_e = (\rho u)_e \tag{5.36}$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}}, \qquad D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} \tag{5.37}$$

$A_w=A_e=A$ *ile* Eş. 5.36 ve Eş. 5.37 kabulleri yapılarak, Eş. 5.33'de belirtilen eşitlik merkezi fark yaklaşımı ile Eş. 5.39'daki şekle gelmektedir.

Bu yaklaşımda eleman üzerindeki ϕ değeri kendinden bir önceki düğüm noktasındaki değere eşit olmaktadır. Akış yönü pozitif olduğunda, $u_w>0$, $u_e>0$ ($F_w>0$, $F_e>0$), bunlara bağlı olarak;

$$\phi_w = \phi_W \qquad \text{ve} \qquad \phi_e = \phi_P \tag{5.38}$$

kabulü yapılarak,

$$F_e\varphi_e - F_w\varphi_W = D_e(\varphi_E - \varphi_P) - D_w(\varphi_P - \varphi_W) + S_u + S_p\varphi_p \tag{5.39}$$

Eş.5.39 yeniden düzenlenirse;

$$(F_e + D_e + D_w - S_P)\phi_P = (D_w + F_w)\phi_W + D_e\phi_E + S_u \tag{5.40}$$

$$\left[(F_w + D_w) + D_e + (F_e - F_w) - S_P\right]\phi_P = (D_w + F_w)\phi_W + D_e\phi_E + S_u \tag{5.41}$$

Akış yönü pozitif olan Eş. 5.41 eşitliği bir boyutlu olarak genel bir formda Eş. 5.42 ve Eş. 5.43'de belirtilen şekilde düzenlenebilir.

$$a_p\phi_p = a_E\phi_E + a_W\phi_W + S_u \tag{5.42}$$

$$a_p = a_E + a_W + (F_e - F_w) - S_p \tag{5.43}$$

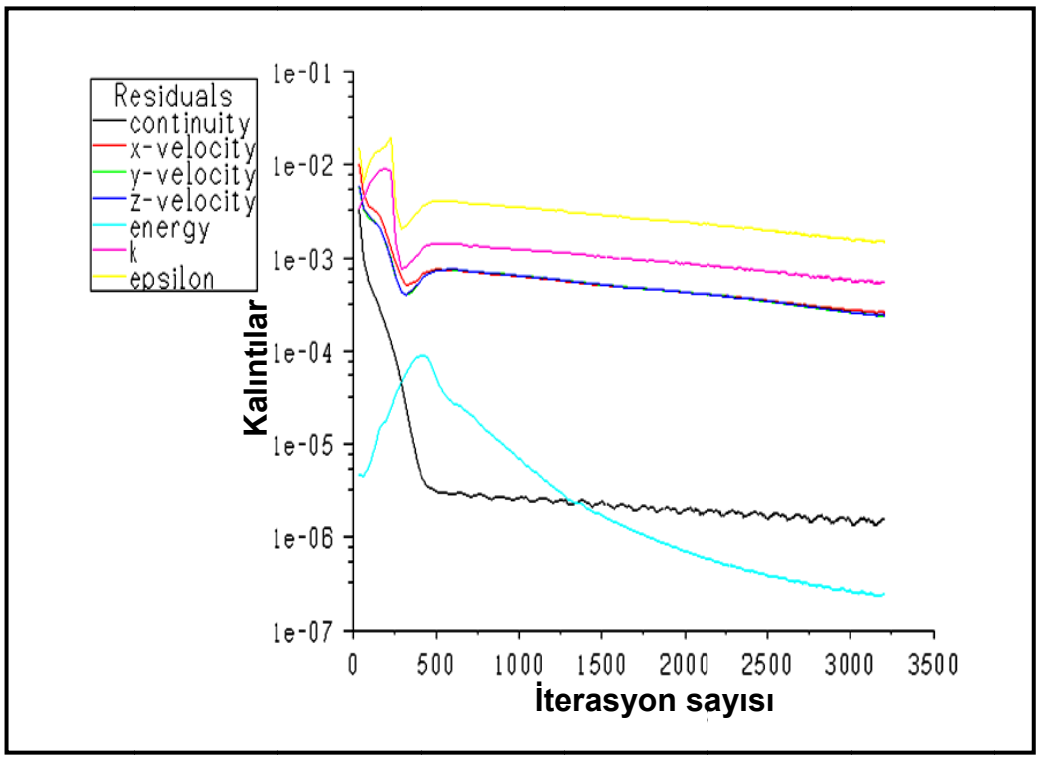
Burada, *a* komşu hücrelerden etkilenen katsayıları, a_p merkez katsayısını göstermekte olup, S_u ve S_p lineerleştirilmiş kaynak teriminin sabit kısmını ihtiva etmektedir. Ayrıca, ϕ herhangi bir bağımlı değişkeni (hız vb.), belirtmektedir. FLUENT, Eş. 5.30'da verilen genel formülasyonlu yapı hücre merkezinde bilinmeyen ϕ bağımlı değişkeni ve hücreleri çevreleyen komşu hücrelerde bilinmeyen değerleri içermektedir. ϕ'nin hız, basınç, sıcaklık, yoğunluk gibi herhangi bir bağımlı değişkeni temsil ettiği kabul edilerek, Eş. 5.30 lineerize edilirse en genel formda Eş. 5.44'deki gibi yazılır [63].

$$a_p\phi_P = \sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b \tag{5.44}$$

burada, *nb* P noktası etrafında komşu hücreleri temsil etmekte olup, a_p ve a_{nb} her ϕ_P ve ϕ_{nb} için kontrol hacimde konvektif ve difüzyonu birleştiren lineerize katsayılarını, *b* ise kaynakları gösterir. Her bir hücreye komşu olan hücre

sayısı modellerdeki ağ yapısına bağlı olup, her komşu hücrenin ayrı bir katsayısı mevcuttur. Fluent tarafından genel formülasyonlu yapı hücre merkezinde akış modeli içerisinde çok boyutlu olarak yapılandırılmış ağlara uygulanarak her bir P için çözüm yapılırsa, lineer denklemlerden oluşan bir sistem elde edilmiş olunur. Bu lineer denklemler sistemi Matris olarak Eş. 5.43'deki şekilde ifade edilir [63].

Fluent, skaler denklemler için; implisit (Gauss-Seidel) lineer denklem çözüm metodu ile beraber Cebirsel Çoklu Ağ Metodunu (AMG) kullanarak bu lineer sistemi çözmektedir [59].



Şekil 5.10. Yakınsamış problemde değişken kalıntılarının iterasyonla değişimi

5.12. Kalıntıların Hesaplanması

Akışkanlar dinamiği kod programlarında karmaşık yapıya sahip modellerin üç boyutlu olarak simülasyonlarında türbülanslı şartlardaki akışlarda iyi yakınsayan çözümlere ulaşmak oldukça zordur. FLUENT kod programında normalize edilmiş kalıntılardaki değişimlerin yakınsaması takip

edilebilmektedir. Bu çalışmada yapılan bütün simülasyonlarda yakınsama kriteri olarak kalıntılarda enerji için $1x10^{-6}$, diğer değişkenler için ise; $1x10^{-4}$, değerlerine ulaşılıncaya kadar iterasyon işlemine devam edilmiştir. Şekil 5.10'da yakınsamış problemde değişken kalıntılarının iterasyonla değişimini göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere, modelin simüle edilmesinde iterasyon sayısı yükseldikçe iterasyon değerleri arasındaki değişimin (kalıntıların) azaldığı görülmüştür. Yapılan tüm simülasyonlarda iyi yakınsama değerine sahip çözümler elde edilmiştir.

Çizelge 5.3. Rahatlatma parametreleri [59]

Rahatlatma Parametreleri	Değeri
Basınç	0,3
Yoğunluk	1
Gövde kuvvetleri	1
Momentum	0,7
Türbülans kinetik enerjisi	0,8
Türbülans yayılım oranı	0,8
Türbülans viskozitesi	1
Enerji	1

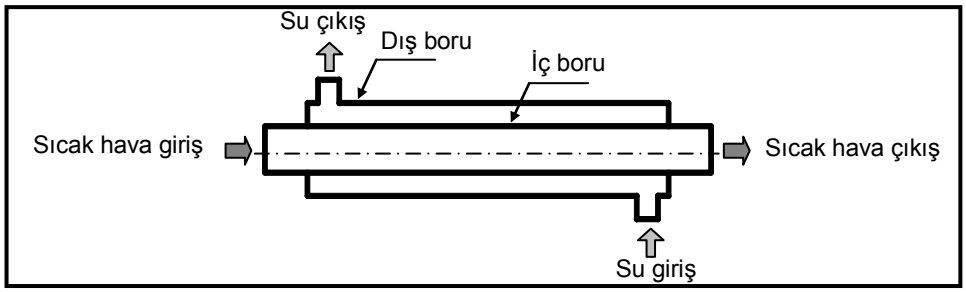
Sayısal analizde sonuçların güvenilirliği açısından uygun rahatlatma parametre değerlerinin girilmesi önem taşımaktadır. Rahatlatma parametreleriyle, her iterasyon esnasında değişkenin elde edilen değerinin değişimi azaltılarak yakınsayan çözümler elde edilebilir ve yakınsamayan çözümler engellenebilir. Rahatlatma parametreleri için uygun değerin bulunması her problem için değişmektedir. Sayısal analizde laminer akışlı modellemelerin çözümlerinde varsayılan rahatlama parametre değerleri uygun olmaktadır. Fakat türbülanslı akış modellerin çözümlerinde yakınsamaların daha iyi olabilmesi için bu parametre değerlerinin ayrı ayrı

azaltılmalıdır. Bu çalışmada, bu çalışmada türbülanslı akış şartları kullanıldığı için varsayılan rahatlatma parametrelerinde bazı rahatlatma parametre değerlerinde azaltma yapılmıştır ve seçilen bu parametre değerleri problemin uygun bir şekilde yakınsamasını sağlamıştır. Çizelge 5.3'de SIMPLE algoritmasında varsayılan değerler verilmiştir.

6. DOĞRULAMA SONUÇLARI

Bu çalışmada kullanılan deney sisteminin ve sayısal analizdeki sonuçların doğruluğunu gösterebilmek için, literatürde yer alan deneysel sonuçlara dayalı eşitlikler kullanılarak, güvenilirlikleri kontrol edilmiştir. Sonuçların güvenilirliği açısından türbülanslı ve sürekli akış şartlarında boru içi akışta Reynolds sayısının 3000-14000 aralığında deneysel ve sayısal sonuçlar literatürdeki eşitliklerle karşılaştırılarak ısı transferi ve sürtünme faktörü incelenmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçların literatürde yer alan diğer eşitliklerle (Dittus-Boelter, Petukhov eşitliği vb) uyuştuğu görüldükten sonra çalışmalara devam edilmiştir. Isı değiştiricide bakır boru içine yerleştirilen farklı adımlara sahip helisel türbülatörlerin hem deneysel hem de sayısal sonuçları incelenmiştir.

Şekil 6.1'de görüldüğü üzere 1000 mm uzunluğuna sahip bir boru içindeki akışta havanın giriş sıcaklığı 373 K ve suyun sıcaklığı 296 K sabit sıcaklıkta olarak paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiriciye girmiştir. Isı değiştiricide iç boru hava akarken, iç boru ile dış boru arasında kalan bölgede soğuk akışkan olarak su akmaktadır.



Şekil 6.1. Test bölgesinin şematik gösterimi

6.1. Deneysel ve Sayısal Sonuçların Doğrulanması

Deney sisteminde kullanılan ısı değiştiricideki sıcak akışkanın verdiği ısı, soğuk akışkana transfer edilmektedir. Paralel akışlı ısı değiştiricide ısı miktarı;

$$Q = (m.C_p)_{hava}(T_{hg} - T_{hç}) = (m.C_p)_{su}(T_{sç} - T_{sg}) \quad (6.1)$$

Enerjinin korunumu ile sıcak akışkandan boruya aktarılan ısı miktarı da aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q = (m.C_p)_{hava}(T_{hg} - T_{hç}) = hA(T_m - \overline{T}_w) \quad (6.2)$$

Burada;

$$T_m = (T_{hg} + T_{hç}) / 2 \quad (6.3)$$

ve

$$\overline{T}_w = \sum T_w / 11 \quad (6.4)$$

h Ortalama ısı taşınım katsayısı, A iç borunun yüzey alanı, T_m havanın ortalama sıcaklığı olup, $\overline{T}_w$ ise ısı değiştiricinin bakır boru dış yüzeyinden, 0,5 mm derinlikten ve onbir noktadan ölçülmüş yüzey sıcaklıkların ortalamasıdır. Ortalama ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü için aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

$$h = \left[\left(m.C_p\right)_{hava}\left(T_{hg} - T_{hç}\right)\right] / \left[A\left(T_m - \overline{T}_w\right)\right] \quad (6.5)$$

$$Nu = hD_h / k \quad (6.6)$$

$$Re = VD_h / \nu \quad (6.7)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\rho\frac{V^2}{2}\right)} \quad (6.8)$$

Deneysel sonuçların doğrulanması amacıyla boru içindeki tam gelişmiş akış için literatürdeki amprik bağıntılar Dittus-Boelter, Sieder – Tate, Petukhov ve Gnielinski'nin elde etmiş olduğu ifadeler kullanılarak doğrulama yapılmıştır. Literatürde yer Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için alan ampirik ifadeler aşağıda verilmiştir.

Nusselt sayısı bağıntıları:

Dittus ve Boelter'in Nusselt sayısı eşitliği [67].

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3} \qquad Re \geq 1x10^4 \qquad (6.9)$$

Sieder ve Tate'nin Nusselt sayısı eşitliği [68].

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \qquad Re \geq 1x10^4 \qquad (6.10)$$

Petukhov'un Nusselt sayısı eşitliği [69].

$$Nu = \frac{(f/8) RePr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \qquad 3000 \leq Re \leq 5x10^6 \qquad (6.11)$$

Gnielinski'nin Nusselt sayısı eşitliği [70].

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \qquad 3000 \leq Re \leq 5x10^6 \qquad (6.12)$$

Sürtünme faktörü bağıntıları:

Moody diyagram bağıntıları [71].

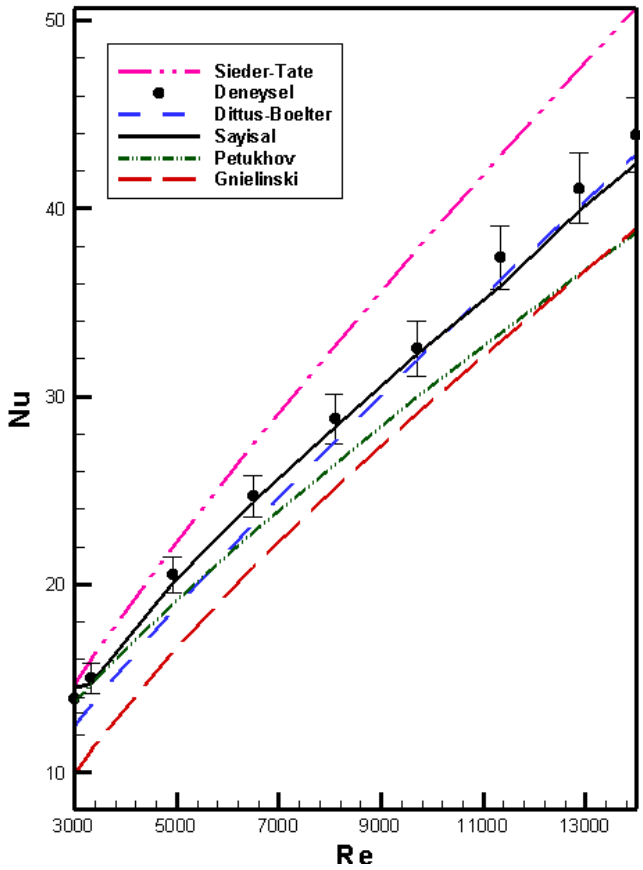
$$f = 0,316\,Re^{-1/4} \qquad Re \le 2x10^4 \qquad (6.13)$$

$$f = 0,316\,Re^{-1/5} \qquad Re \ge 2x10^4 \qquad (6.14)$$

Petukhov bağıntıları [72].

$$f = \left(0,79\,ln\,Re - 1,64\right)^{-2} \qquad 3000 \le Re \le 5x10^6 \qquad (6.15)$$

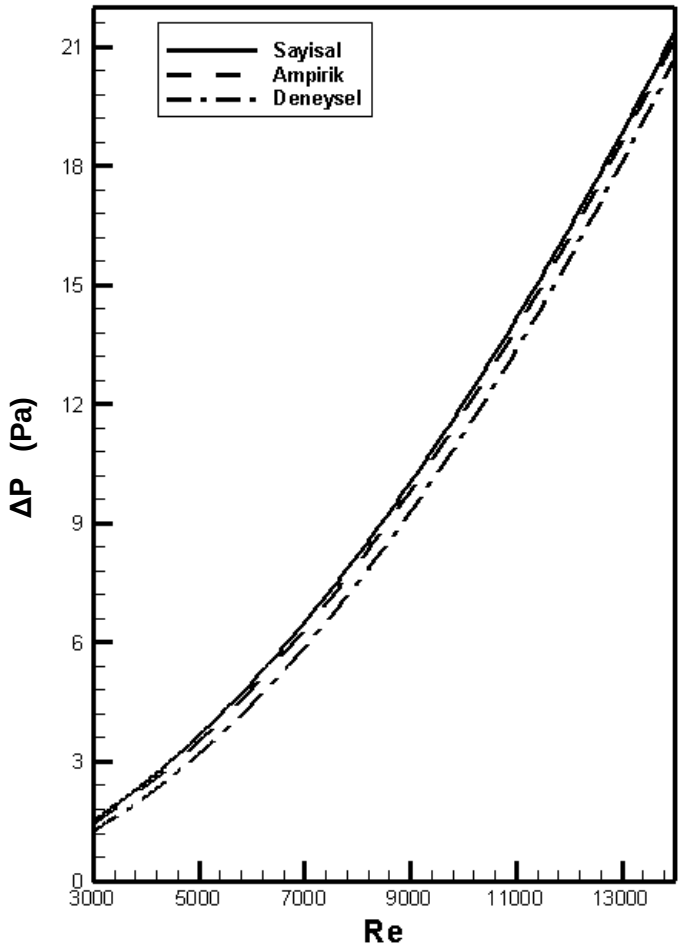
kullanılmıştır. Doğrulama testlerine örnek teşkil edecek bir deneysel hesaplama EK-4'de kapsamlı olarak verilmiştir.



Şekil 6.2. Türbülatörsüz boruda deneysel, sayısal ve ampirik Nusselt sayılarının karşılaştırılması

Deneysel ve sayısal çalışmada Reynolds sayısı 3000 – 14000 aralığı için havanın ısı değiştiriciye giriş hızı kademeli bir şekilde artırılırken, suyun debisi 100 l/h olarak sabit tutulmuştur. Şekil 6.2'de Nusselt sayısının

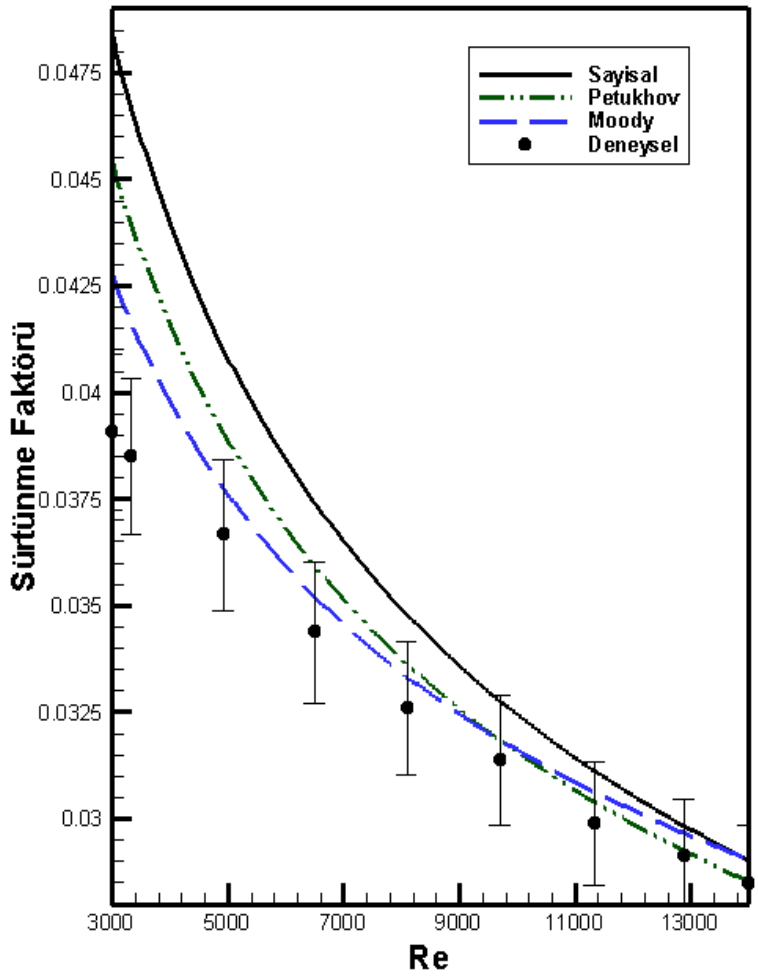
Reynolds sayısına göre değişimleri, deneysel, sayısal ve ampirik ifadelere (Dittus-Boelter, Sieder Tate, Petukhov ve Gnielinski) göre verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, Reynolds sayısının artmasına bağlı olarak, Nusselt sayısı da artmıştır. Deneysel, sayısal ve Dittus-Boelter ifadesinden elde edilen sonuçların kendi aralarında uyumlu olduğu görülürken, diğer bağıntılarla (Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski) paralellik göstermektedir. Grafikten görüleceği gibi deneysel sonucun Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski eşitlikleri ile sırasıyla %11,8, %-7,6 ve %-16,3 oranında fark bulunmaktadır.



Şekil 6.3. Türbülatörsüz boruda deneysel, sayısal ve ampirik basınç kayıplarının karşılaştırılması

Deneysel olarak havanın giriş ve çıkışında sıvı dolgusu su olan U manometreyle ölçülen basınç kayıpları, sayısal olarak kod programda

hesaplanan basınç kayıpları ve Petukhov'un sürtünme faktörü değeri eş. 6.8'de yerine konularak hesaplanan basınç kayıpları, Reynolds sayısının değişimine bağlı olarak Şekil 6.3'de verilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı gibi basınç değerleri birbirlerine paralel ve kendi aralarında oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 6.4. Türbülatörsüz boruda deneysel, sayısal ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması

Basınç düşüşleri baz alınarak deneysel ve sayısal sonuçlar için eşitlik (6.8) kullanılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır.Tam gelişmiş şartlar altında ve sürekli rejim halinde düz boruda ampirik ifade olarak kullanılan Moody (eş. 6.12) ve Petukhov (eş. 6.14) eşitliklerinden hesaplanan sürtünme faktörleriyle, deneysel ve sayısal basınç değerlerine göre elde edilen sürtünme faktörü değerleri Şekil 6.4'de verilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçların, Moody diyagramı ve Petukhov eşitliği ile hesaplanan değerlerle

oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Deneysel sonuçlardan elde edilen sonuçların Petukhov eşitliği ile hesaplanan sonuçlara göre % 5,3 ve sayısal sonuçlara göre de % 8,1 oranında arasında fark bulunmaktadır.

7. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

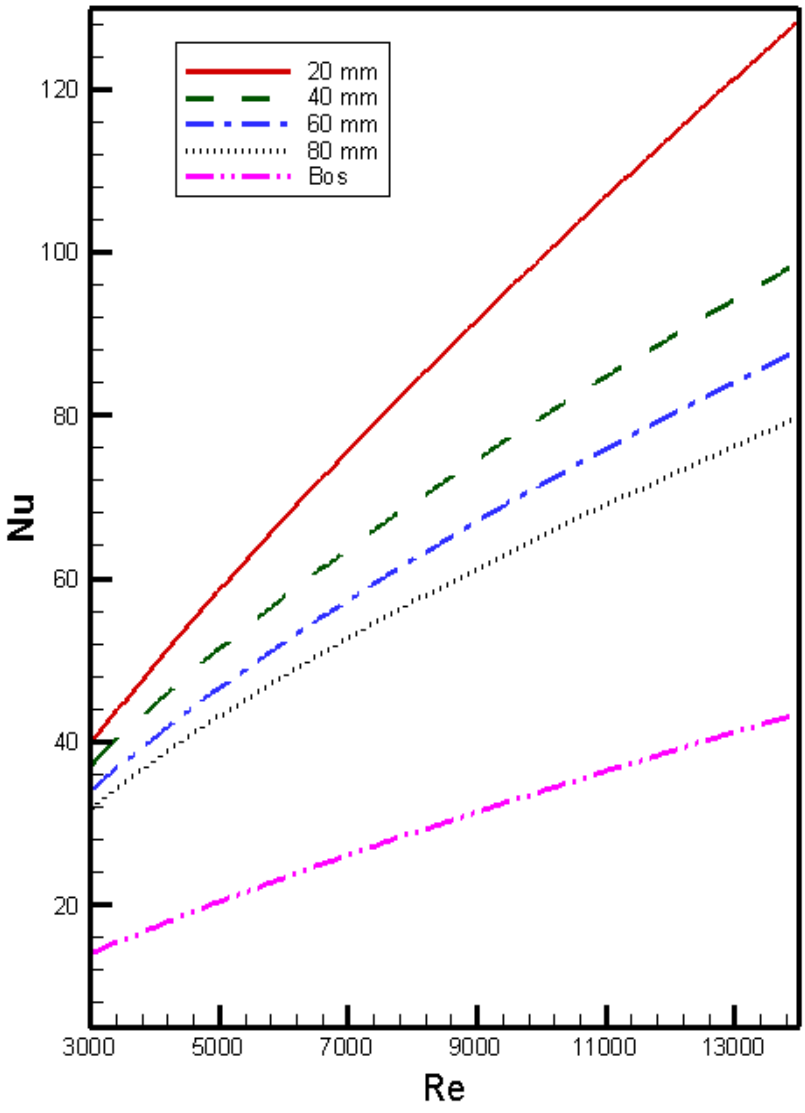
Bu çalışma hem deneysel hem de sayısal olarak sürekli rejim halinde ve türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Eşmerkezli borulu ısı değiştiricisine farklı adımlara sahip helisel tip türbülatör yerleştirilerek ısıl iyileştirme üzerine etkileri ve sürtünme faktörü değişimleri incelenmiştir. Deneysel çalışma, sistemde sıcak akışkan olarak kullanılan havanın 50 farklı durumu için deney setinden veri alınarak Reynolds sayısının 3000-14000 aralığı için yapılmıştır. Veriler, deneysel sistemin test bölgesinden sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiriciden alınmıştır. Şekil 5.1'de görüldüğü üzere çalışmanın hem deneysel hemde sayısal aşamasında kullanılan içine türbülatör yerleştirilmiş eşmerkezli ısı değiştirici dikkate alınmıştır. Türbülatör yerleştirilmiş iç borudan sıcak akışkan olan hava, iç boru ile dış boru arasında kalan bölgede ise soğuk akışkan su geçmektedir.

Bu çalışmanın sayısal analiz kısmında sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından FLUENT kod programı kullanılmıştır. Sayısal akışkanlar dinamiği programları, sayısal çözümde kolaylığı ve deneysel olarak çözüm yapılamayan geometrilerin hesaplanmasında göstermiş oldukları başarılı ve doğru sonuçlar nedeniyle kullanılmaktadır. Çalışmada kullanılan modelin geometrik yapısı, sınır şartları ve kullanılan akış modeli bölüm 5'te detaylı olarak verilmiştir. Bu bölümde türbülatörlerin ısı transfer üzerinde iyileştirme ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri grafikler halinde gösterilecektir.

7.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi

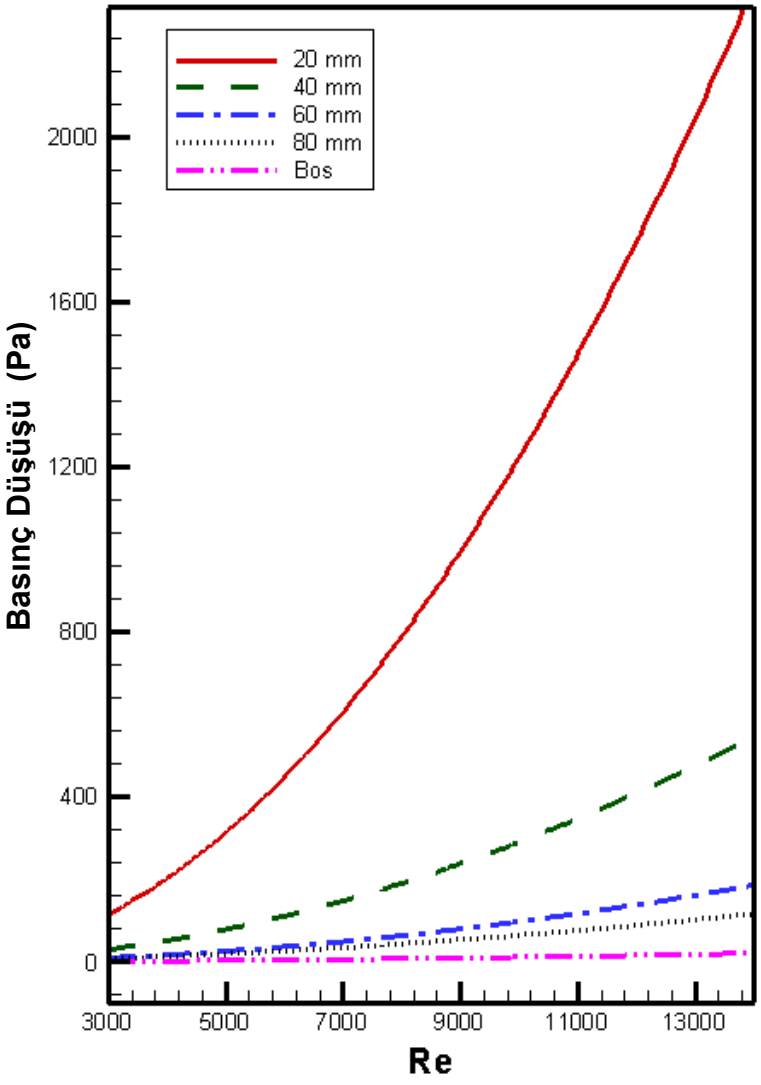
Şekil 7.1'de Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimleri boş boru ve farklı adımlara sahip helisel tip türbülatörler için verilmiştir. Deneysel çalışma Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığında ve dört farklı türbülatör adımında yapılmış olup, bunlar sırasıyla p = 20 mm, 40 mm, 60 mm ve 80 mm'dir. Şekil 7.1'den de görüldüğü ısı değiştirici içine yerleştirilmiş türbülatörlerin adım mesafesi düşerken, Nusselt sayısının arttığı

görülmektedir. Türbülatörden dolayı yüksek türbülans oluştuğu için ısı değiştiricide sıcak havadan soğuk akışkan suya ısı transferi de artmıştır. Isı değiştiricide türbülatörlerin sağlamış olduğu ısı transferi iyileştirmesi türbülatörsüz ısı değiştiriciye göre Nusselt sayısı için sırasıyla 20 mm adım mesafeli türbülatör için %291 oranında, 40 mm adımlı türbülatör için %241 oranında, 60 mm adımlı türbülatör için %218 oranında ve 80 mm adımlı türbülatör için %199 oranında iyileştirme sağlanmıştır. Türbülatörlerin sağlamış olduğu ısı transferi iyileştirmesi benzer şekilde yaklaşık bu oranlardadır.



Şekil 7.1. Deneysel Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimleri

Isı değiştiricilerin tasarımında basınç düşüşü önemli bir faktör olmaktadır. Bu çalışmada deneysel sonuçlardan elde edilen basınç düşüşleri Şekil 7.2'de verilmiştir. Şekil 7.2'den de görüldüğü üzere basınç düşüşü, türbülatör adım mesafesinin azalmasıyla birlikte artarken, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte, buna paralel olarak da arttığı görülmüştür. Ayrıca boş boruya göre basınç düşüşü en fazla 20 mm adımlı türbülatör için gerçekleşmiştir. Boş ısı değiştiriciye oranla, türbülatörlerin neden olduğu basınç düşüşü, sırasıyla 20 mm adım mesafeli türbülatör için ortalama 103 kat, 40 mm adımlı türbülatör için 24 kat, 60 mm adımlı türbülatör için 7 kat ve 80 mm adımlı türbülatör için 4,7 kat olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 7.2. Deneysel basınç düşüşlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri

Basınç düşüşü değerleri endüstride sık sık karşılaşılmakta olup, kanal ve boru içi akışlarda ilave pompa veya fan gücüne gereksinim duyulmaktadır. İlave gereksinim duyulan güç P_g, aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$P_g = \Delta P.\dot{V} \tag{7.1}$$

Burada, ΔP akışa gösterilen direncin bir etkisi olarak ortaya çıkan basınç düşüşü, $\dot{V}$ birim zamandaki hacimsel debiyi göstermektedir. $\dot{V}$ birim zamandaki hacimsel debi $\dot{V} = \dot{m} / \rho$ şeklinde de ifade edebilir ve burada, $\dot{m}$ kütlesel debi, ρ ise yoğunluk olarak tanımlanır [55].

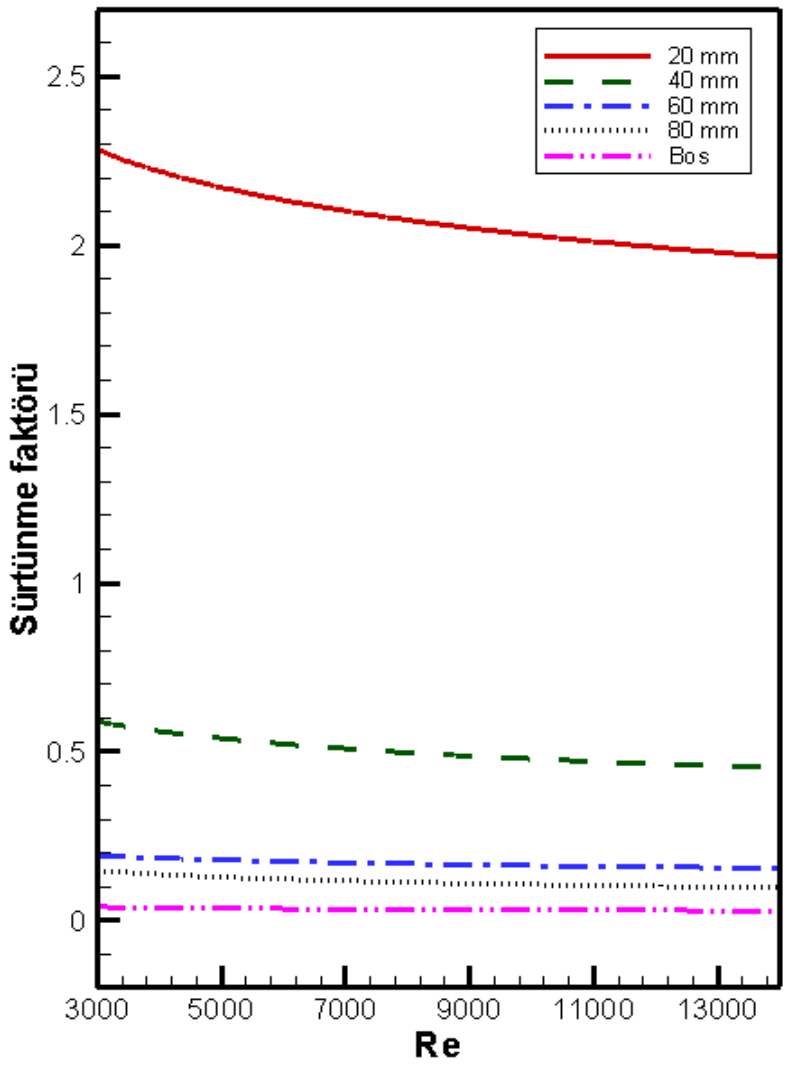
Çizelge 7. 1. Pompa veya fan gücü için ilave güç miktarı örneklendirilmesi

$\dot{V}$ (m^3/s)	(ΔQ) (W)	(ΔP) (Pa)	P_g (W)	Isıdaki artış (W)
$1{,}415 \times 10^{-3}$	143,38	307,7	0,435	142,945

Sistemin çalışma maliyeti açısından basınç düşüşünün artışı ile orantılı bir şekilde ilave güce (enerjiye) ihtiyaç duyulmaktadır. İhtiyaç duyulan ilave enerji miktarı, bu çalışma için bir adet örnek hesaplama Çizelge 7.1'de verilmiştir. Çizelgede hava debisi $\dot{V} = 1{,}415 \times 10^{-3}$ m^3/s olması durumunda, 20 mm adımlı türbülatörlü ve boş ısı değiştirici için ısı miktarı ve basınç düşüşü farkları bulunmuştur. Gerekli olan pompalama gücü miktarının ısı transferindeki artış miktarına oranla ihmal edilebilecek mertebede olduğu görülmüştür.

Isı değiştiricide türbülatörsüz ve farklı adım mesafelerine sahip helisel türbülatörler için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7.3'de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi sürtünme faktörü değerleri türbülatörün adım mesafesinin düşmesiyle artarken, Reynolds sayısının

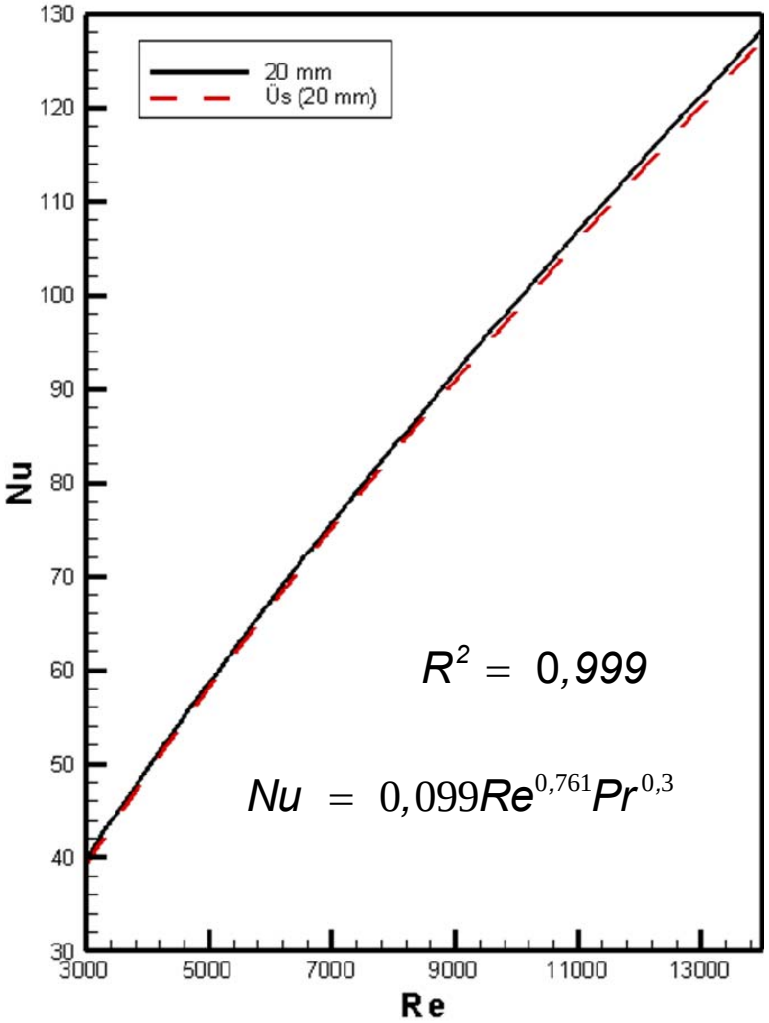
artmasıyla da sürtünme faktörü değerlerinin düştüğü görülmektedir. Isı değiştirici içine yerleştirilen türbülatörlerin hepsinin sürtünme faktörü değerleri, türbülatörsüz ısı değiştiriciye göre daha yüksek çıkmıştır. Bu durum, türbülatörlerin ısı değiştiriciye yerleştirilmesiyle basınç düşüşünü arttırmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 7.3. Deneysel sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri

Deneysel çalışmada kullanılan helisel türbülatörler ısı transferi iyileştirmesi sağlarken, diğer taraftan da basınç kayıpları arttığı için buna paralel olarak da sürtünme faktörünü de arttırmaktadırlar. Şekil 7.2 ve Şekil 7.3'deki diyagramlar için, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri ve hata

oranları elde edilmiştir. Şekil 7.4'de 20 mm adımlı türbülatör için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının hem deneysel hem de fonksiyonel ifade karşılaştırılmaları verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi deneysel ve eş. 7.2'den elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Burada hata miktarı, R^2 = 0,999 olarak bulunmuştur.



Şekil 7.4. Deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin fonksiyonel ifadesi

Deneysel Nusselt sayısı eşitlikleri

20 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,099Re^{0,761}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,999 \qquad (7.2)$$

40 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,258Re^{0,633}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,997 \qquad (7.3)$$

60 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,265Re^{0,619}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,998 \qquad (7.4)$$

80 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,297Re^{0,596}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,999 \qquad (7.5)$$

Deneysel boş boru çin

$$Nu = 0,042Re^{0,736}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,999 \qquad (7.6)$$

Deneysel sürtünme faktörü eşitlikleri

20 mm adımlı türbülatör için

$$f = 4,954Re^{-0,09} \qquad R^2 = 0,815 \qquad (7.7)$$

40 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2,329Re^{-0,17} \qquad R^2 = 0,858 \qquad (7.8)$$

60 mm adımlı türbülatör için

$$f = 0,598Re^{-0,14} \qquad R^2 = 0,892 \qquad (7.9)$$

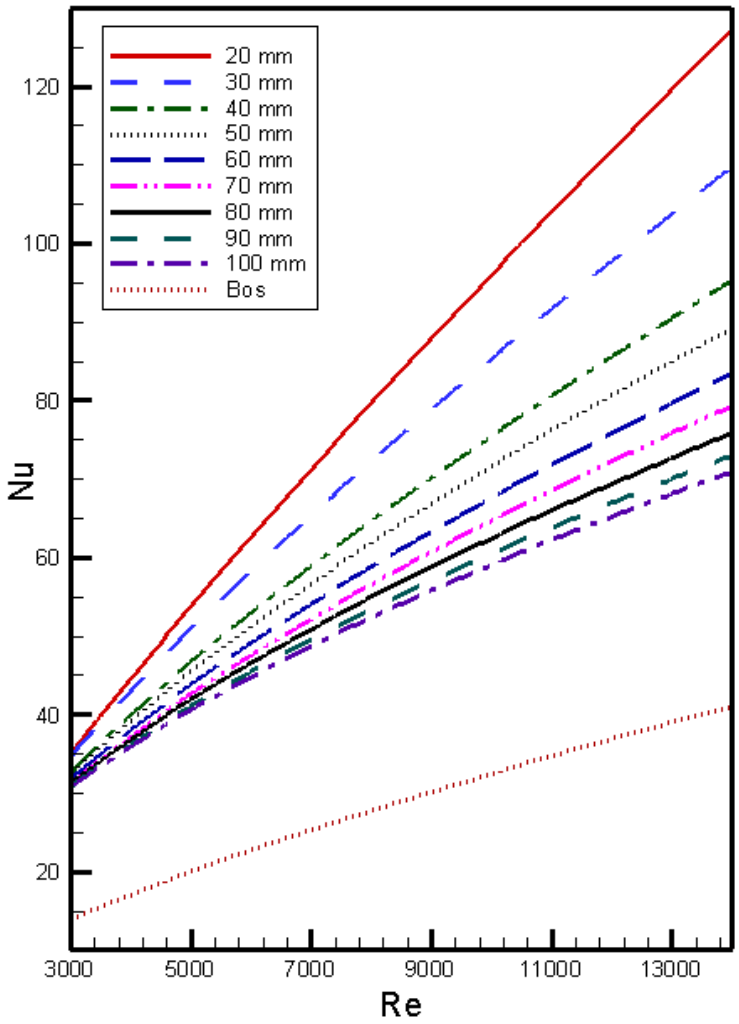
80 mm adımlı türbülatör için

$$f = 1,306Re^{-0,27} \qquad R^2 = 0,853 \qquad (7.10)$$

Deneysel boş boru için

$$f = 0,224Re^{-0,21} \qquad R^2 = 0,986 \qquad (7.11)$$

ifadeleri bulunmuştur.



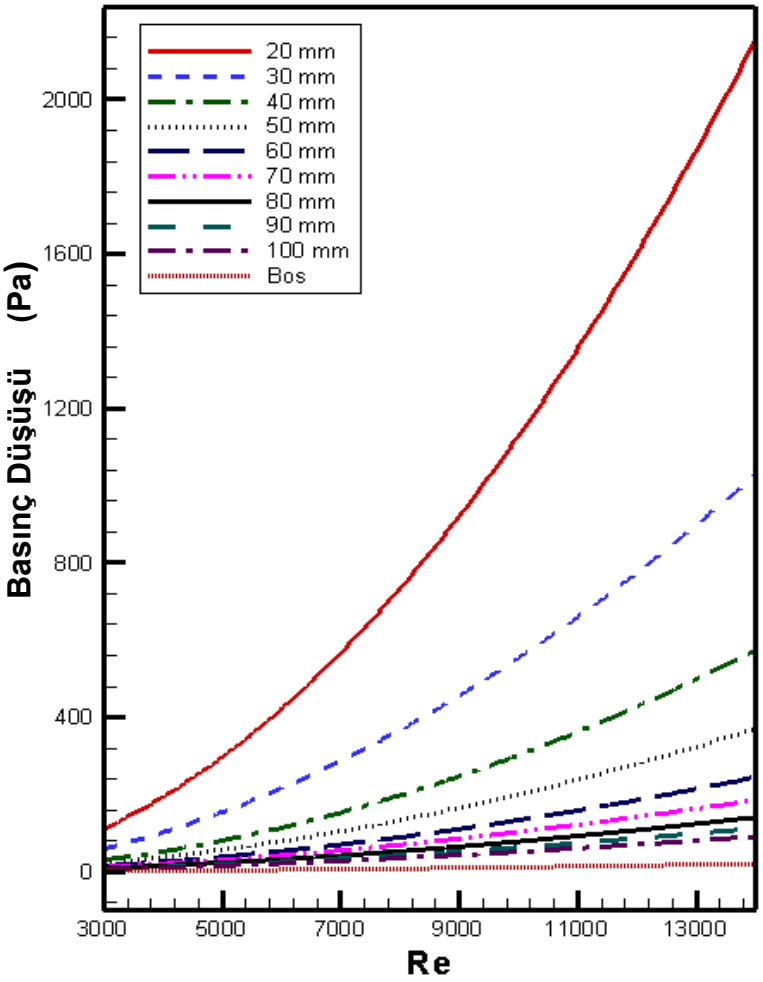
Şekil 7.5. Sayısal Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimleri

7.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi

Deney sisteminde test bölgesini oluşturan eş merkezli borulu ısı değiştiricideki akışkanların akış alanını ve ısı transfer karakteristiklerini

inceleyebilmek için CFD kod programından yararlanılmıştır. Türbülatörsüz ve içine türbülatör yerleştirilmiş ısı değiştiricilerin her biri üç boyutlu modellenerek sayısal sonuçlar elde edilmiştir.

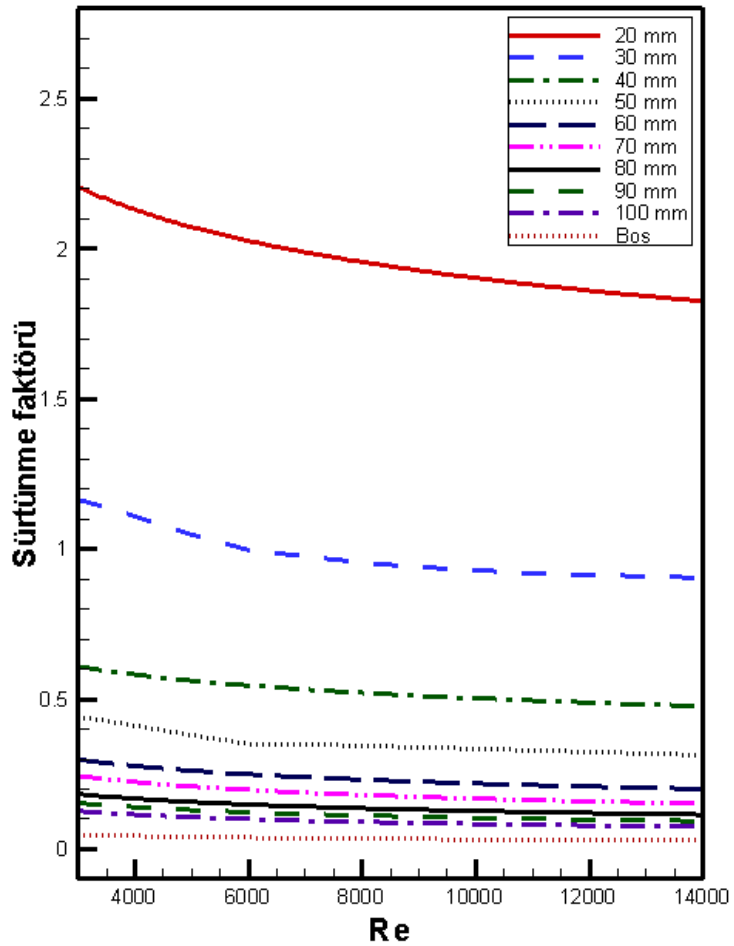
Sayısal sonuçlardan elde edilen verilere göre hesaplanan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi türbülatörsüz ve farklı adım mesafelerine sahip türbülatörler için Şekil 7.5'te gösterilmiştir. Sayısal modelde analiz işlemleri deneysel aşamada olduğu gibi Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığında yapılmıştır. Sayısal çalışmada, deneysel aşamalardan farklı olarak türbülatörsüz ısı değiştirici ve farklı türbülatör adım mesafesine sahip (p = 20 mm, 30 mm, 40 mm, 50 mm, 60 mm, 70 mm, 80 mm, 90 mm, 100 mm) türbülatör için, modellenerek, farklı türbülatör adım mesafesi için çalışma alanı sayısal analizde genişletilmiştir.



Şekil 7.6. Sayısal basınç düşüşlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri

Şekil görüldüğü gibi helisel türbülatörlerde adım mesafesinin azalmasıyla birlikte, Nusselt sayısı değerleri yükselmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel bir şekilde Nusselt sayısı değerleri de yükselmektedir.

Sayısal sonuçlardan elde edilen basınç düşüşleri Şekil 7.6'da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi helisel türbülatörde adım mesafesinin azalmasıyla birlikte, basınç düşüşleri de yükselmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte buna paralel olarak da arttığı görülmüştür. Sayısal çalışmada deneysel çalışmadan farklı olarak ara adım ve en büyük adım mesafesi (80 mm) dışındaki adımlarda da (90mm ve 100 mm) çalışılmıştır. Boş ısı değiştiriciye oranla, türbülatörün neden olduğu basınç düşüşü, en düşük 100 mm adımlı ve en fazla 20 mm adımlı türbülatör için gerçekleşmiştir.



Şekil 7.7. Sayısal sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri

Sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimleri türbülatörsüz ve helisel türbülatörlü ısı değiştirici durumları için Şekil 7.7'de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere sürtünme faktörü değerleri helisel türbülatörlerde adım mesafesinin küçülmesiyle yükselirken, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Şekil 7.5 ve Şekil 7.7'deki diyagramlar için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri ve hata oranları elde edilmiştir. Bu eşitlikler ve hata oranları aşağıda verilmiştir.

Sayısal Nusselt sayısı eşitlikleri

20 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,048Re^{0,837}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,997 \qquad (7.12)$$

30 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,099Re^{0,745}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,998 \qquad (7.13)$$

40 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,143Re^{0,691}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,997 \qquad (7.14)$$

50 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,192Re^{0,654}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,991 \qquad (7.15)$$

60 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,236Re^{0,625}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,993 \qquad (7.16)$$

70 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,277Re^{0,603}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,988 \qquad (7.17)$$

80 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,346Re^{0,575}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,988 \qquad (7.18)$$

90 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,394Re^{0,558}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,986 \qquad (7.19)$$

100 mm adımlı türbülatör için

$$Nu = 0,445Re^{0,542}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,992 \qquad (7.20)$$

Sayısal boş boru için

$$Nu = 0,057Re^{0,700}Pr^{0,3} \qquad R^2 = 0,998 \qquad (7.21)$$

sayısal sürtünme faktörü eşitlikleri

20 mm adımlı türbülatör için

$$f = 5,899Re^{-0,12} \qquad R^2 = 0,943 \qquad (7.22)$$

30 mm adımlı türbülatör için

$$f = 4,422Re^{-0,16} \qquad R^2 = 0,963 \qquad (7.23)$$

40 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2{,}174Re^{-0{,}15} \qquad R^2 = 0{,}943 \qquad (7.24)$$

50 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2{,}336Re^{-0{,}21} \qquad R^2 = 0{,}963 \qquad (7.25)$$

60 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2{,}321Re^{-0{,}25} \qquad R^2 = 0{,}916 \qquad (7.26)$$

70 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2{,}929Re^{-0{,}31} \qquad R^2 = 0{,}967 \qquad (7.27)$$

80 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2{,}070Re^{-0{,}30} \qquad R^2 = 0{,}869 \qquad (7.28)$$

90 mm adımlı türbülatör için

$$f = 1{,}994Re^{-0{,}32} \qquad R^2 = 0{,}957 \qquad (7.29)$$

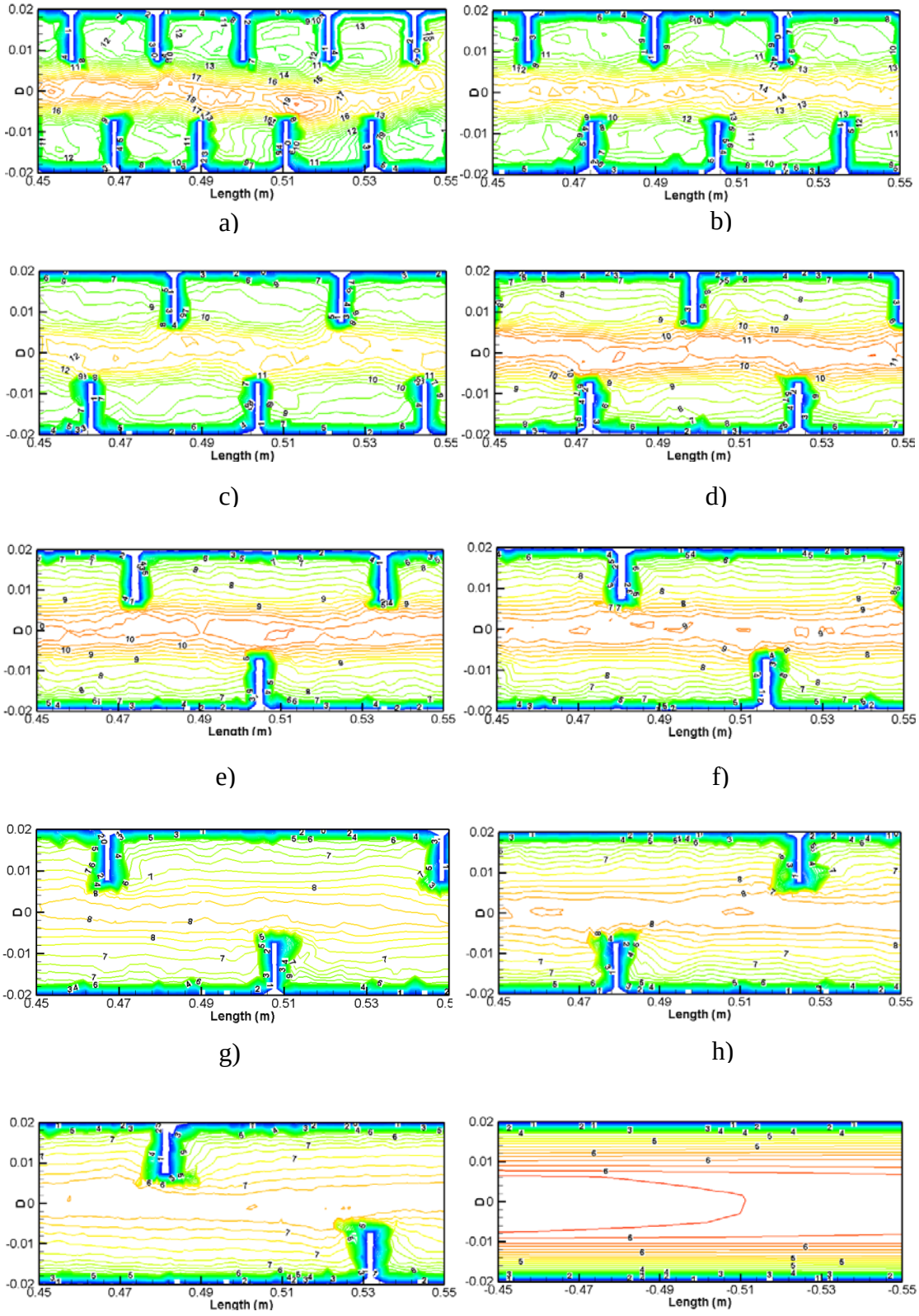
100 mm adımlı türbülatör için

$$f = 2{,}004Re^{-0{,}34} \qquad R^2 = 0{,}967 \qquad (7.30)$$

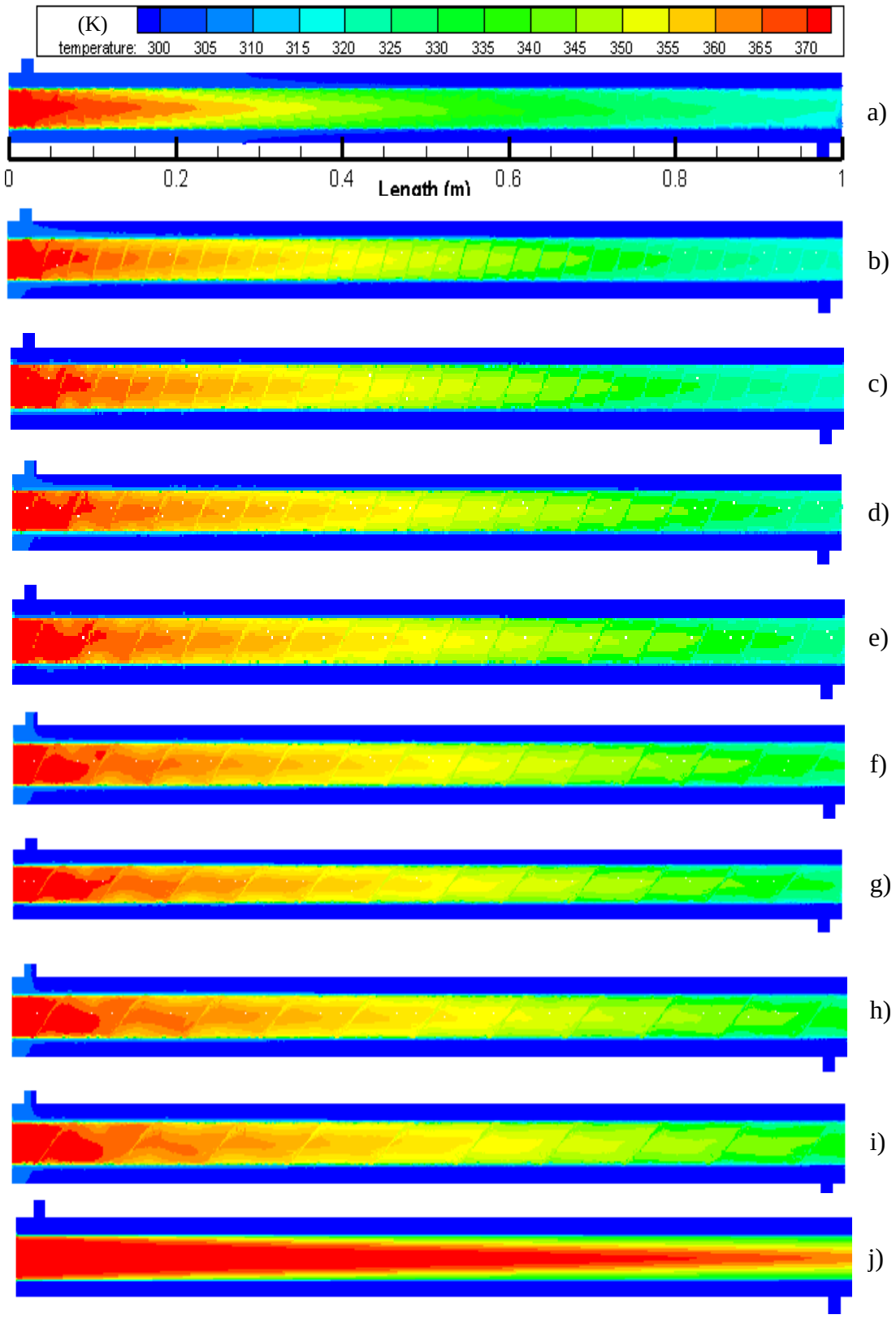
sayısal boş boru için

$$f = 0{,}667Re^{-0{,}32} \qquad R^2 = 0{,}976 \qquad (7.31)$$

ifadeleri bulunmuştur.



Şekil 7.8. Re = 9000 değerinde ısı değiştiricide hız dağılımları
(a) 20, b) 30, c) 40, d) 50, e)60, f)70, g) 80, h) 90, I) 100 mm, j) Düz boru))

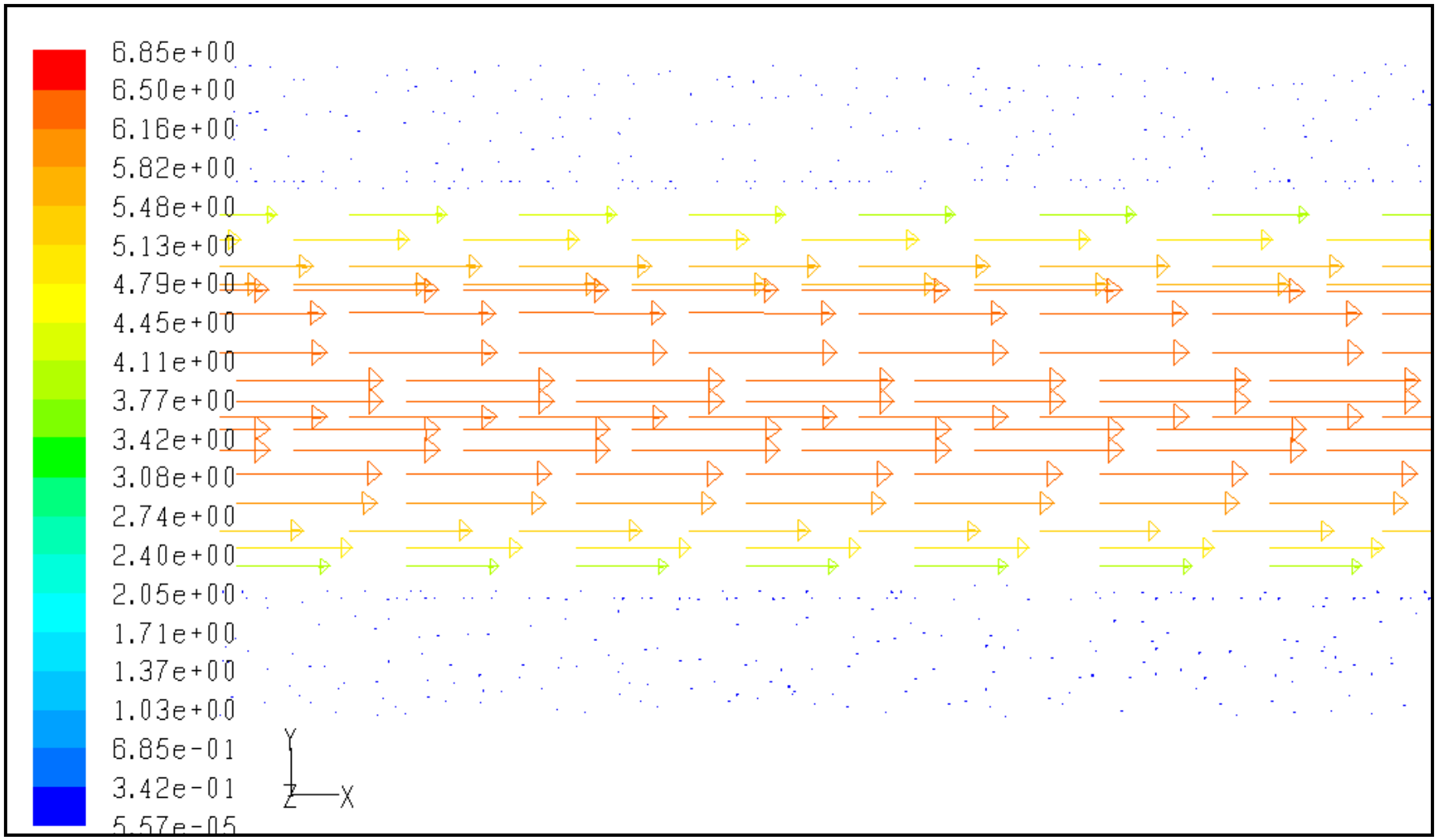


Şekil 7.9 Re = 9000'de ısı değiştiricide r-z düzleminde sıcaklık konturları
(a)20, b) 30, c) 40, d) 50, e)60, f)70, g) 80, h) 90, I) 100 mm, j) Düz boru))

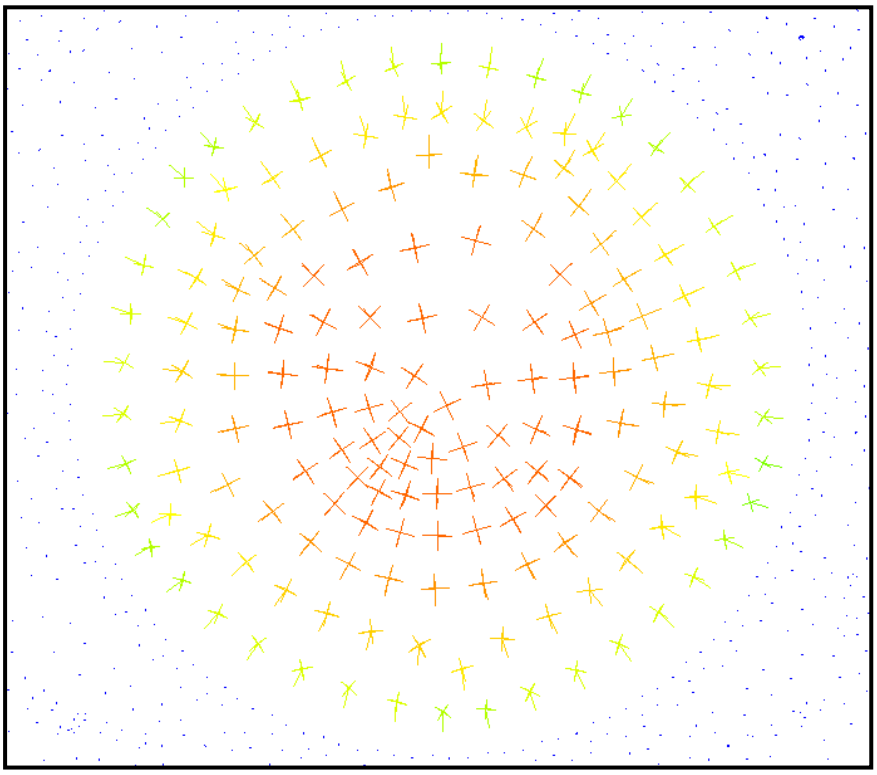
Reynolds sayısının yaklaşık 9000 değeri için üç boyutlu sayısal modelden eksenel 0,45m – 0,55m aralığında alınan iki boyutlu hız dağılımları Şekil 7.8'e türbülatörsüz ve farklı adım mesafelerindeki türbülatörlü ısı değiştiriciler için verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere türbülatörün adım mesafesi düştükçe, türbülanslı akış artmakta buda boru ekseni boyunca daha fazla girdap oluşmasına sebep olmaktadır. Boru içindeki akışta en yüksek hız değerleri boru ekseni bölgelerinde oluşmaktadır.

Üç boyutlu modelin boyuna orta kısmından alınan sıcaklık dağılımları Şekil 7.9'da Re~9000 değerinde türbülatörsüz ve farklı türbülatör adımlarına sahip ısı değiştirici için verilmiştir. Akışkan sıcaklık dağılımlarından açıkça görüldüğü üzere, iç borudaki dağılımlar türbülatörün adım mesafesiyle değişmektedir. Boru içindeki türbülatör adım mesafesinin düşmesiyle sıcak akışkan havanın giriş bölgesinden orta bölgelere gidildikçe akışkan sıcaklığı daha hızlı düşmektedir. Bu durum türbülatörde adım mesafesi düştükçe daha fazla ısı transferi sağladığının bir göstergesidir. Böylece aynı ısı kapasitesindeki ısı değiştirici için türbülatör kullanılarak, boyutları daha da küçük aynı ısı kapasiteye sahip ısı değiştirici kullanılabilir.

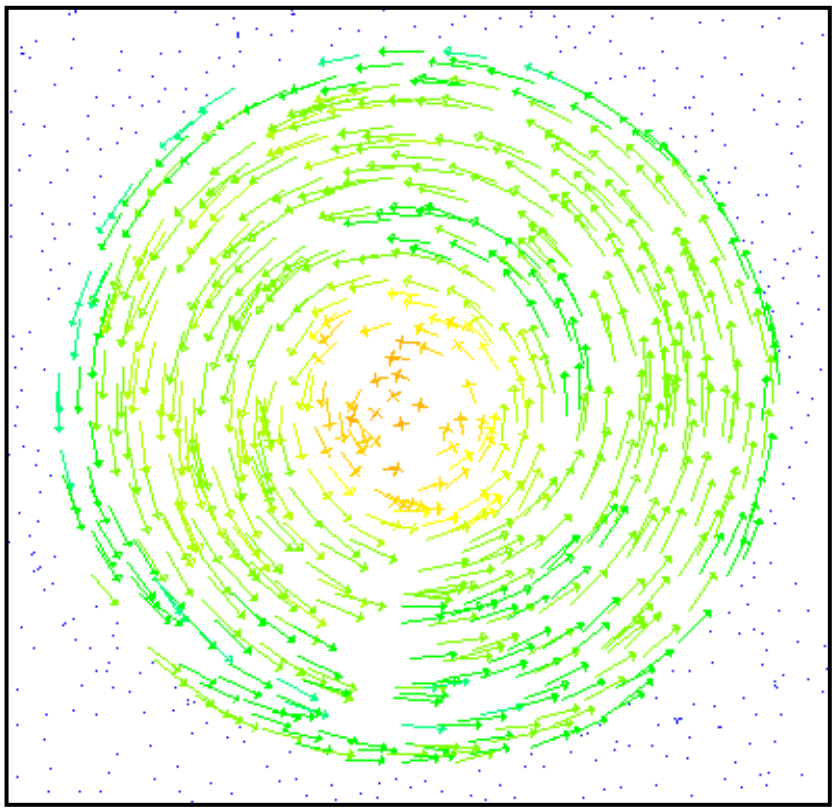
Şekil 7.10, Şekil 7.11, Şekil 7.12 ve Şekil 7.13'de FLUENT kod programından elde edilen *r-z* ve *r-*θ düzlemindeki hız vektörleri gösterilmiştir. Boş ısı değiştiricideki *r-z* ve *r-*θ düzlemindeki hız vektörleri incelendiğinde, hem hava hem de su akışkanı için ısı değiştirici girişinden çıkışına kadar düzgün dağılımlı olduğu tespit edilmiştir. Hava akışkanın geçmiş olduğu boruda, boru yüzeylerine yakın bölgelerde sürtünmeden dolayı hız vektörleri daha düşük, boru eksenine yakın orta bölgelerde ise hız vektörleri daha büyüktür. Helisel türbülatörlü ısı değiştiricide ise, ısı değiştirici girişinden çıkışına kadar türbülatörün etkisiyle dönüşlü akışlar oluşmuştur. Şekil 7.12 ve Şekil 7.13'de görüldüğü gibi, hız vektörü değerleri boru ekseni boyunca en yüksek değerlerde olduğu görülmüştür. Ayrıca türbülatör nedeniyle boru ekseni ve r-ø düzlemi boyunca dönüşlü akış ve girdapların oluştuğu tespit edilmiştir. Böylece türbülans arttırılarak, ısı transfer iyileştirilmesi sağlanmıştır.



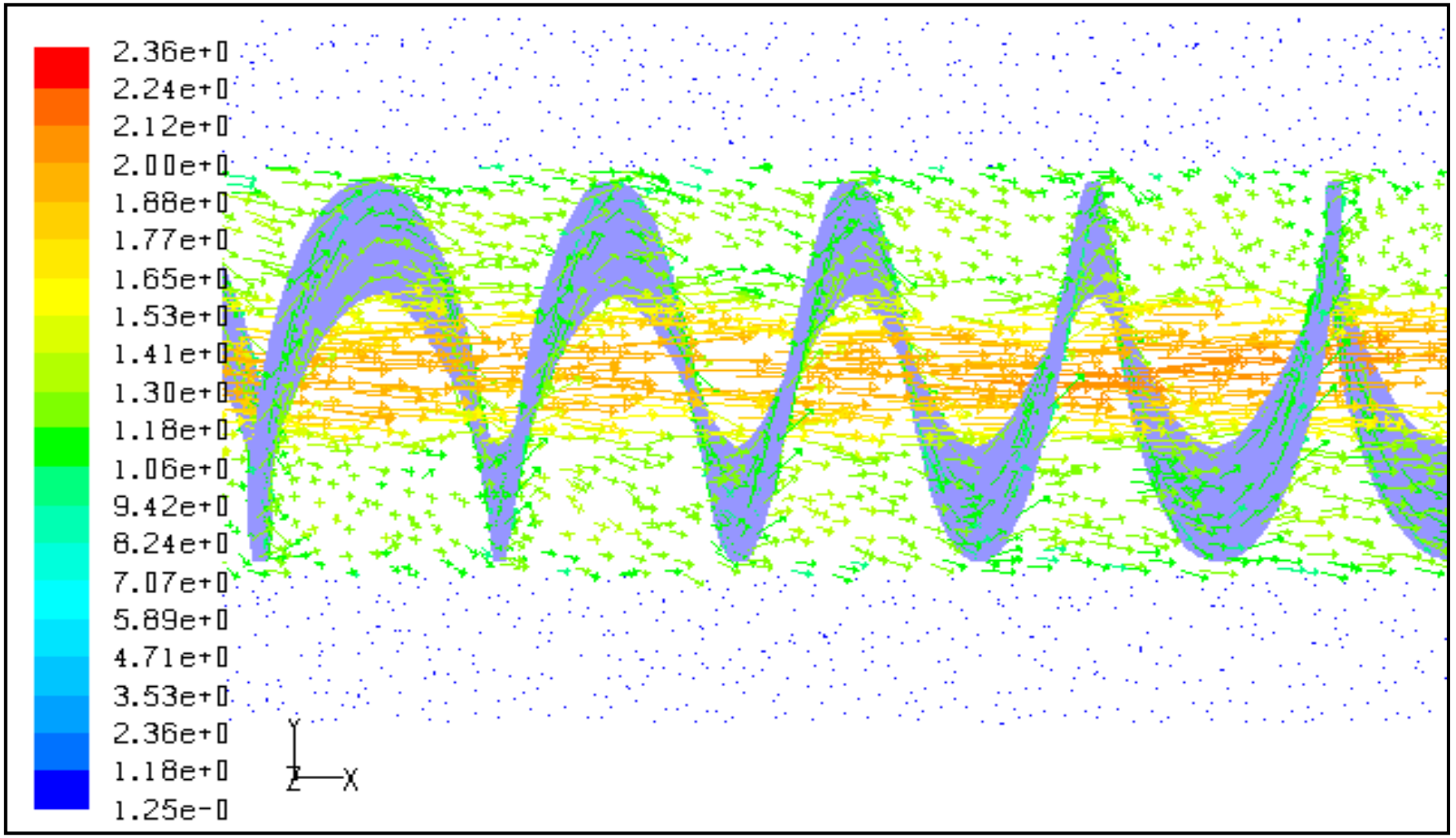
Şekil 7.10. Boş ısı değiştiricideki hız vektörlerinin *r-z* düzleminde gösterimi



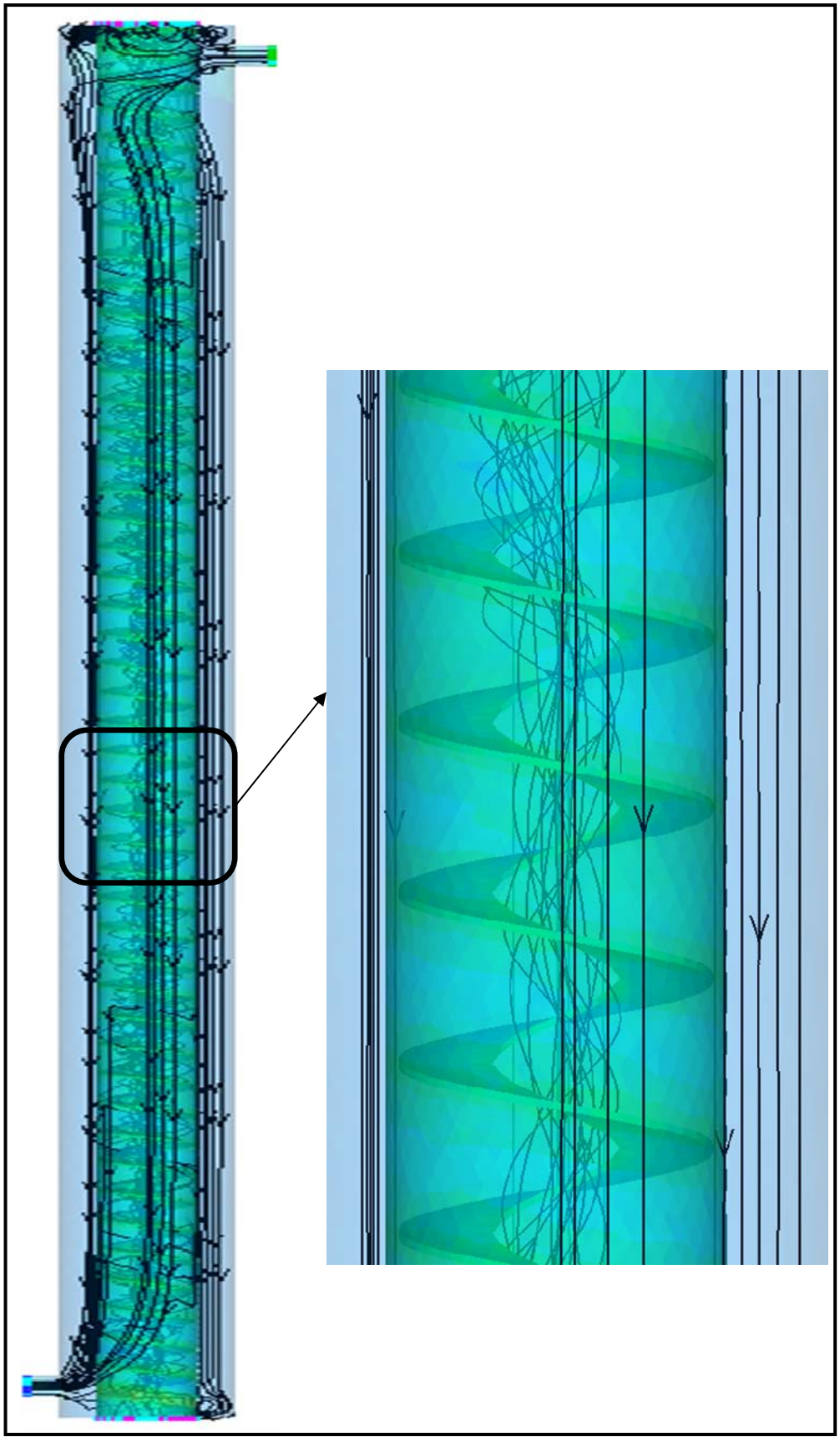
Şekil 7.11. Boş ısı değiştiricide hız vektörlerinin *r-θ* düzleminde gösterimi



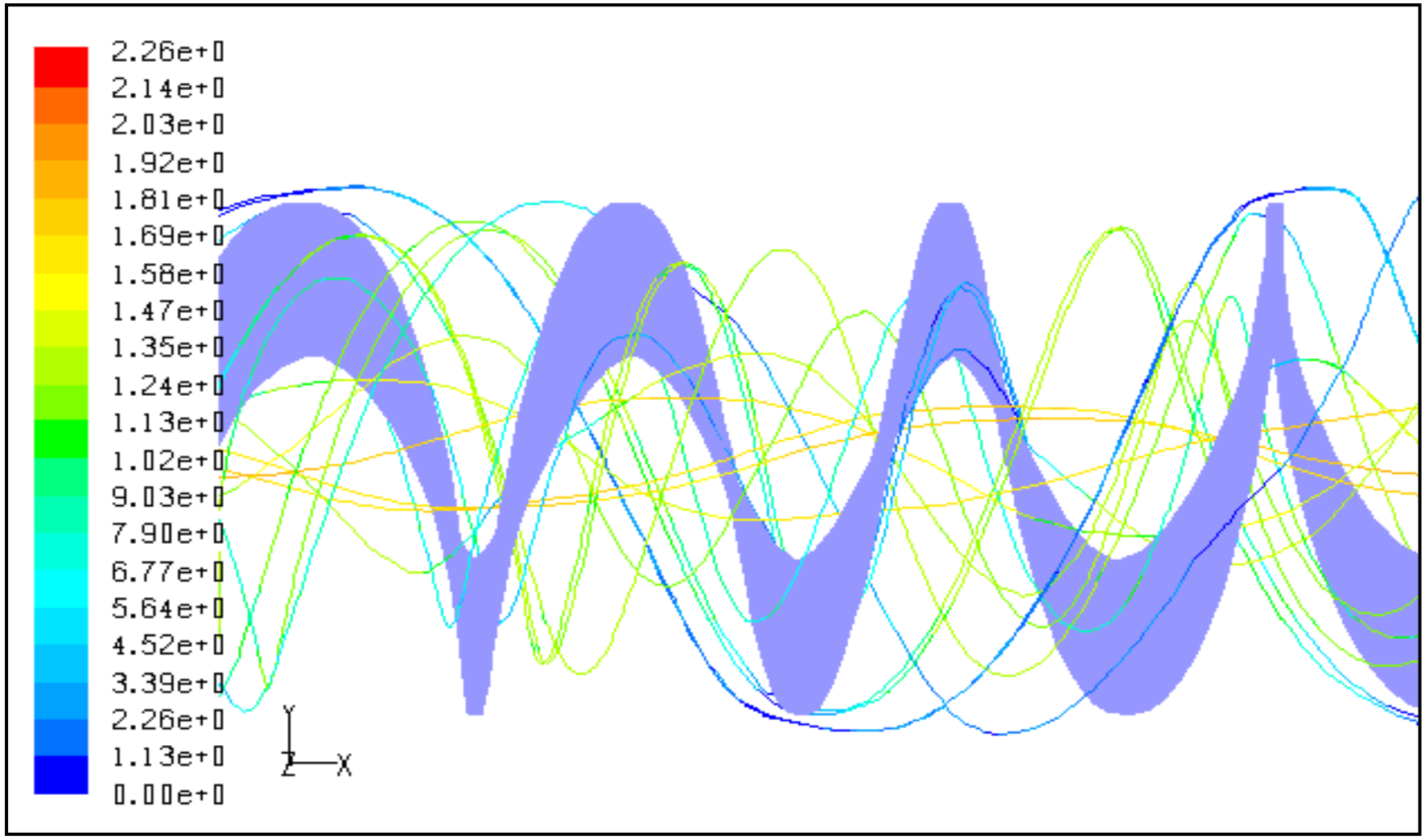
Şekil 7.12. Türbülatörlü ısı değiştiricideki hız vektörlerinin *r-θ* düzleminde gösterimi



Şekil 7.13. Türbülatörlü ısı değiştiricideki hız vektörlerinin *r-z* düzleminde gösterimi



Şekil 7.14. Türbülatörlü Isı değiştiricide akım çizgileri



Şekil 7.15. Türbülatör etrafında oluşan akım çizgilerinin r-z düzleminde görünüşü

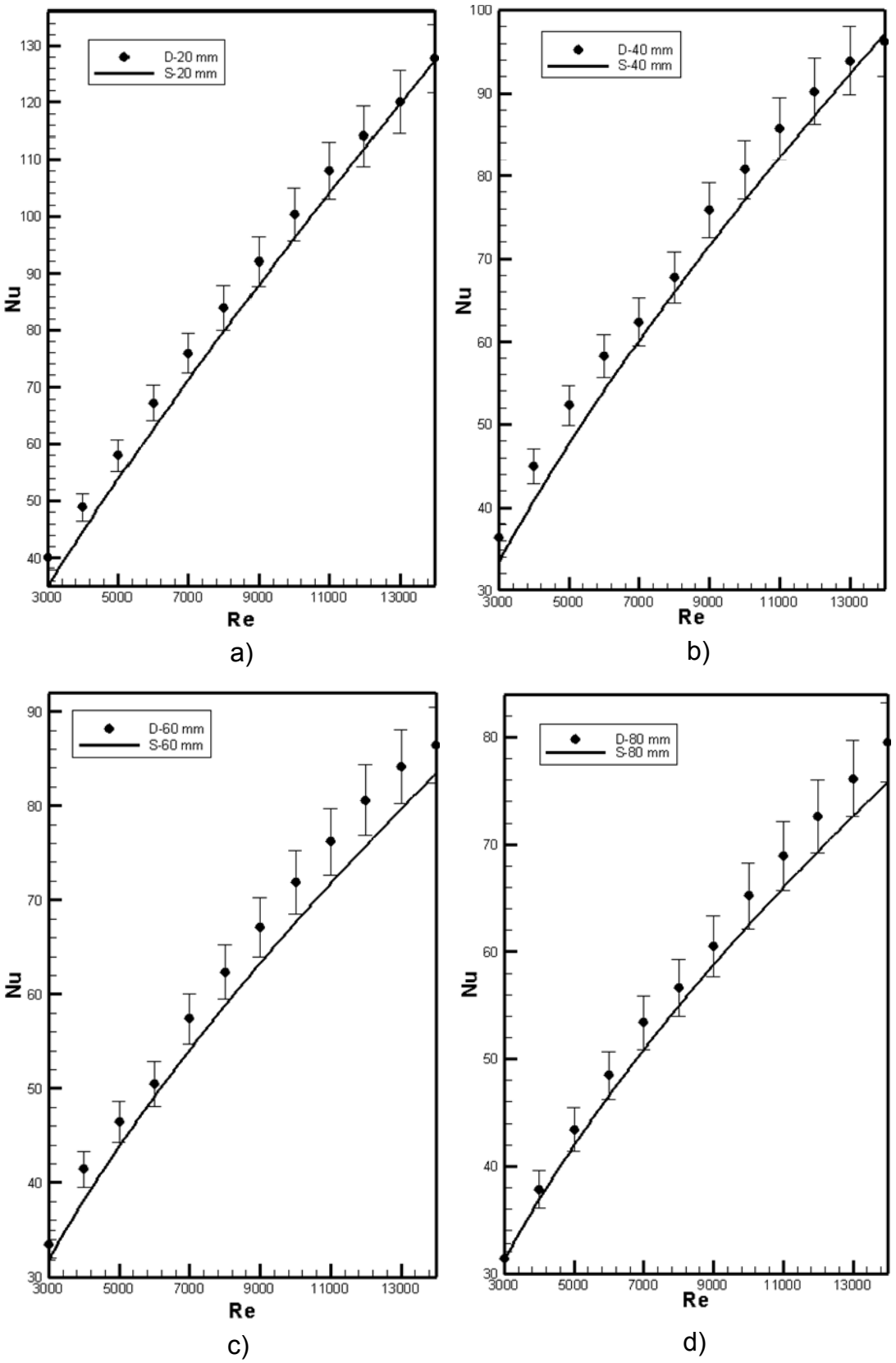
Şekil 7.14'de türbülatörlü ısı değiştiricide ve Şekil 7.15'de ise türbülatör bölgesi boyunca oluşan akım çizgileri verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi, akım çizgilleri suyun giriş ve çıkış bölgelerinde ve türbülatör bölgesi boyunca dalgalı ve dönüşlü olduğu görülmüştür. Isı değiştiricide suyun bulunduğu bölgedeki, giriş ve çıkış haricinde yerlerde düzgün dağılımlı akım çizgileri oluştuğu tespit edilmiştir.

7.3. Sayısal ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

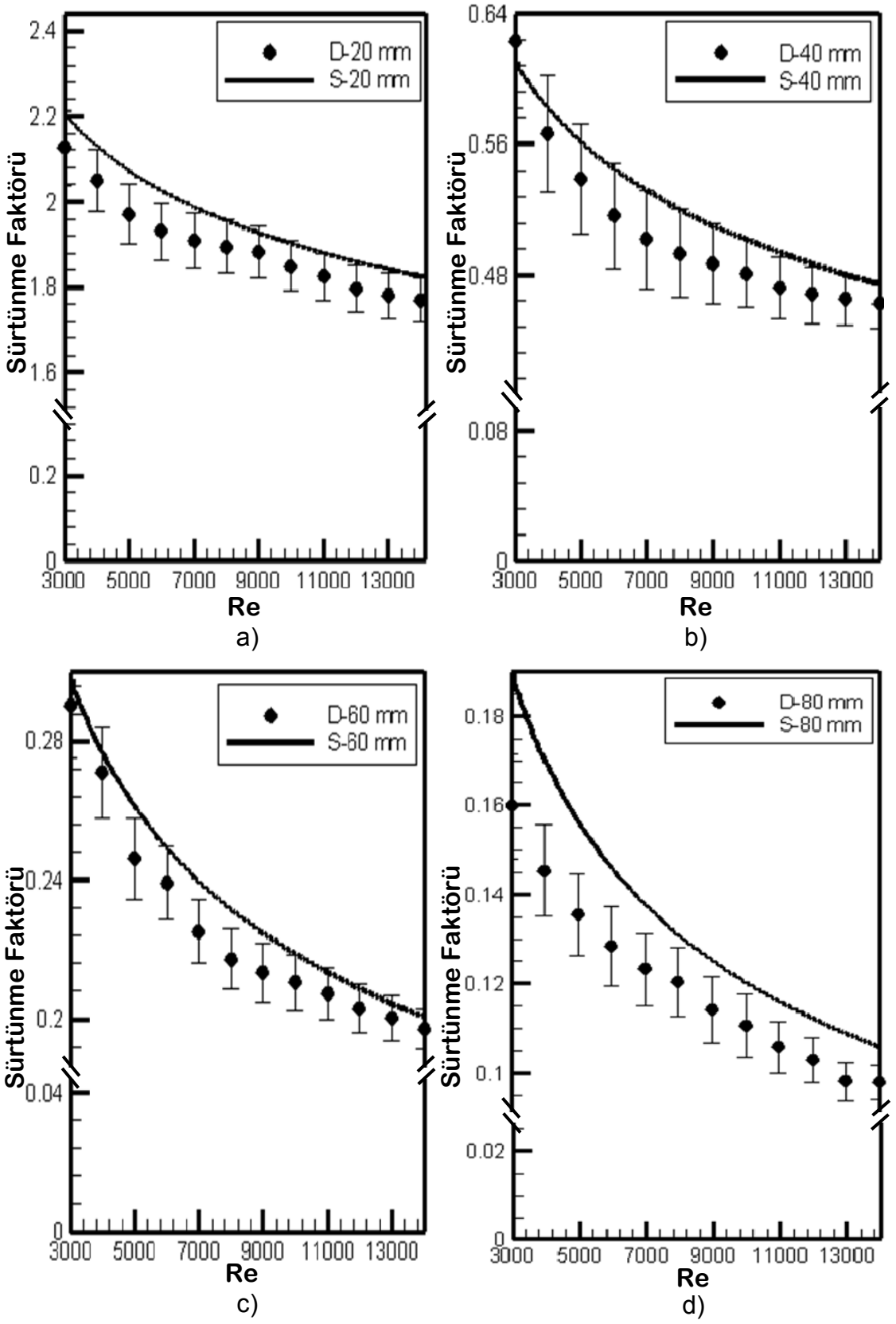
Deneysel ve sayısal sonuçlara göre elde edilen Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimleri 7.16'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi dört ayrı adımda (p = 20 mm, 40 mm, 60 mm ve 80 mm.) hesaplanan deneysel ve sayısal Nusselt sayısı sonuçları birbirleriyle uyum içinde olduğu görülmektedir. Deneysel sonuçların sayısal sonuçlarla uyumunda sırasıyla %-5,5 oranında, %-4,8 oranında, %-5,5 ve %-3,5 oranında fark olduğu görülmektedir.

Şekil 7.17'de dört farklı adım mesafesine sahip türbülatörler için sayısal ve deneysel verilere göre elde edilen sürtünme faktörleri görülmektedir. Deneysel ve sayısal sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu şekilden görülmektedir. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasında adım mesafelerine göre (p = 20 mm, 40 mm, 60 mm ve 80 mm.) sırasıyla %3,6 oranında, %3,75 oranında, %3,9 ve %11,8 oranında fark bulunmaktadır.

Şekil 7.16 ve Şekil 7.17'den görüldüğü gibi aynı şartlarda bütün sayısal hesaplamaların deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmektedir. Bununla birlikte sayısal hesaplama yöntemlerinin ayrıca bazı avantajları bulunmaktadır. Birincisi sayısal hesaplama yöntemleri, deneysel çalışmalara göre zaman ve maliyet açısından daha kolay bir şekilde sonuçlara ulaşılır. İkincisi ısı transferi karakteristikleri akış ve sıcaklık dağılımları problemleri çözmede daha fazla detaylı bilgi sağlamaktadır.



Şekil 7.16. Deneysel ve sayısal Nusselt sayısının Reynolds sayısına değişimleri (a) 20, b) 40, c) 60, d) 80 mm)



Şekil 7.17. Deneysel ve sayısal sürtünme faktörünün Reynolds sayısına değişimleri (a) 20, b) 40, c) 60, d) 80 mm

Bu çalışmada deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlar, sayısal akışkanlar dinamiği programlarının ne kadar önemli olduğunu göstermektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Endüstride birçok alanda kullanılan ısı değiştiricilerin ısı transfer performansı deneysel ve sonlu hacimler metoduna dayalı kod paket programda üç boyutlu modelleme yapılarak ısı geçişine etkileri incelenmiştir. Ayrıca deneysel sonuçlardan elde edilen verilerin, literatürde yaygın olarak kullanılan eşitliklerden elde edilen diğer hesaplamalarla uyum sağladığı görülmüştür. Yapılan sayısal çözümlemelerden elde edilen sonuçlarla, literatürdeki eşitliklerden elde edilen sonuçların hem Nusselt sayısı hem de basınç düşümü bakımından uyum içerisinde oldukları görülerek kullanılan metodun doğruluğu kanıtlanmıştır.

Sayısal akışkanlar dinamiği paket programlarının akış alanlarının modellemesinde büyük gelişmeler sağladığı görülmektedir. Bu çalışma, karmaşık yapıdaki problemlerin çözümü için yüksek maliyet ve zaman gerektiren deney sistemleri kurmak yerine, sayısal akışkanlar mekaniği paket programları kullanılarak az bir maliyetle ve kısa zamanda çözülebileceğini göstermiştir.

Bu çalışmada paralel yönlü zıt akışlı, türbülatörsüz ve farklı adım mesafelerine sahip türbülatörlü ısı değiştiricinin hem deneysel hem de üç boyutlu olarak sayısal verilerden elde edilen sonuçlara göre ısıl iyileştirme ve sürtünme faktörü karakteristikleri araştırılmıştır. Farklı adımlardaki türbülatörlerin ısıl iyileşme ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Sayısal akışkanlar dinamiği kodlarından olan FLUENT kod programında türbülatörsüz ve farklı adım mesafelerine sahip türbülatörlü ısı değiştirici modeli, ısı transferi ve basınç düşüşü için başarılı bir şekilde uygulanmıştır.

- Türbülatörsüz ısı değiştiricide sayısal, deneysel ve ampirik ifadelerden elde edilen sonuçlar birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

- Boru içine yerleştirilen türbülatörlerin her biri, türbülatörsüz ısı değiştiriciye oranla Nusselt sayısını ve sürtünme faktörü değerlerini yükseltmiştir.

- Diyagramlardan da görüldüğü üzere Reynolds sayısıyla birlikte Nusselt sayısı değeri artarken, sürtünme faktörü değerleri azalmaktadır.

- Basınç düşüşü değerleri türbülatörlü ısı değiştiricilerde ısı transferindeki iyileşme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir orandadır.

- Deneysel ve sayısal verilerden elde edilen sonuçlar etkili bir ısıl iyileştirme performansı sağlandığını göstermiştir. Kullanılan türbülatörlerin her biri, türbülatörsüz sisteme göre ısıl iyileştirme sağlamıştır.

- Sayısal hesaplamalar, deneysel sonuçlara göre akış dağılımları ve ısıl özellikler bakımından daha fazla detaylı bilgi sağladığı görülmüştür.

- Sayısal analizden elde edilen sıcaklık dağılımları değerlerine bakıldığında en fazla ısı transferi 20 mm adımlı helisel türbülatörde gerçekleştiği görülmüştür.

- Hız dağılımları karşılaştırıldığında iç boru içine yerleştirilen helisel türbülatör nedeniyle, kesit daralması olmakta ve en fazla hız değeri iç boru ekseni bölgesine paralel olarak boru boyunca oluşmaktadır.

- Bu çalışmada hem deneysel hem de sayısal verilerden elde edilen sonuçlar grafik halinde verilerek karşılaştırılmıştır.

- Deneysel ve sayısal sonuçlara göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri geliştirilmiştir.

Günümüzde enerji verimliliğinin ön plana çıkması nedeniyle ısıl iyileştirme sağlayan elemanların kullanımı ile daha küçük boyutlarda aynı ısıl kapasitedeki sistemler tasarlanabilir veya sistem verimi arttırılabilir. Bu çalışmada kullanılan türbülatörlerin basınç farkları, türbülatörsüze göre büyük olmakla birlikte ısıl iyileştirme yanında küçük kalmaktadır. Boru içine yerleştirilen türbülans üreteçlerinin iyi bir geometri tasarımıyla bu basınç kayıpları da minimum seviyeye düşürülebilir. Bu konuda yapılacak çalışmalar da ayrı birer çalışma olarak kabul edilebilir. Ayrıca farklı akışkan maddeleri kullanılarak bunların ısıl iyileştirme üzerindeki etkileri incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Genceli, O., "Isı değiştiricileri", ***Birsen Yayınevi***, İstanbul, 1-4 (2005).

2. Yılmaz, M., Şara, O.N., "Isı değiştirici seçimi", ***Mühendis ve Makine***, 41:(490) 24-37 (2000).

3. Gökçe, A.G., "Isı transferine giriş", ***Selçuk Ünversitesi Yayınları***, Konya, 124-190 (1985).

4. Gupta, J.P., "Working with heat exchangers", ***Hemisphere Pub. Corp***., New York, 213-256 (1990).

5. Turgut, E., "Sabit yüzey sıcaklığındaki boru içerisine yerleştirilen ve ekseni etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülatörlerin ısı değiştiricisi performansına etkisinin araştırılması", Yüksek Lisans Tezi ***Fırat Ünv. Fen Bilimleri Ens.***, Elazığ, 1-10 (2001).

6. Royds R., "Heat transmission by radation, conduction and convection", First Edition, ***Constable and Company***, ,London, 101-201 (1921).

7. Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., "Enhancement of heat transfer in a tube with regularlay-spaced helical tape swirl generators", ***Solar Energy***, 78: 483-494 (2005).

8. Neshumayev, D., Ots, A., Laid, J., Tiikma, T., "Experimental investigation of various turbolator inserts in gas-heated channels", ***Experimental Thermal and Fluid Science***, 28: 877-886 (2004).

9. Durmuş, A., "Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators" ***Energy Conversion and Management***, 45: 785-796 (2004).

10. Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., "Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators", ***Int. Com. Heat and Mass Transfer***, 591-600 (2006).

11. Promvonge, P., Eiamsa-ard, S., "Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator", ***Energy Conversion and Management***, 48: 2867-2882 (2006).

12. Yakut, K., Şahin, B., Canbazoğlu, S., "Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators", ***Applied Energy***, 79: 65-76 (2004).

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

14. Yakut, K., Şahin, B., “The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation”, ***Applied Thermal Engineering***, 24: 2427-2438 (2004).

15. Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., “Effects of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers” ***Energy Conversion and Management***, 39 (3/4): 331-336 (1998).

16. Akansu, S.O., “Heat transfer and pressure drops for porous-ring turbulators in a circular pipe”, ***Applied Energy***, 83: 280-298 (2006).

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

18. Chen, W. L., Wong, K.L., Huang, C.T., “A parametric study on the laminar flow in an alternating horizontal or vertical oval cross-section pipe with computational fluid dynamics”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer,*** 49: 287-296 (2006).

19. Zhang, Z., Yu, Z., Fang, X., “An experimental heat transfer study for helically flowing outside petal-shaped finned tubes with different geometrical parameters”, ***Applied Thermal Engineering,*** 27: 268-272 (2007).

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

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

22. Cavallero, D., Tanda, G., “An experimental investigation of forced convection heat transfer in channels with rib turbulators by means of liquid crystal thermography”, ***Experimental Thermal and Fluid Science,*** 26: 115-121 (2002).

23. Zhang, Z., Li, Y.Z., “CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers”, ***Cryogenics***, 43: 673-678 (2003).

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

25. Haught, A., Engelmann, M.S., “Numerical and experimental simulation for airflow and heating in a tube fin heat exchanger”, ***Heat Transfer in Gas Turbines and Three-Dimensional Flows HTD***, 103: 107-113 (1988).

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

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

28. Ahn, S.W., “The effect of roughness type on friction factors and heat transfer in roughened rectangular”, ***Inernational Communication of Heat and Mass Transfer***, 28: 933-942 (2001).

29. Daloğlu, A., Ayhan, T., “Natural convection in a periodically finned vertical”, ***Channel, Int. Comm. Heat and Mass Transfer***, 26: 1175-1182 (1999).

30. Syed, K.S., Tupholme, G.E., Wood, A.S., Heggs, P.J., “Laminer forced convection on the shell-side of a finned double-pipe heat exchanger”, ***International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer,*** Çeşme, Turkey***,*** 659-665 (1997).

31. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., “Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer,*** 43: 39–51 (2000).

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

33. Kim, C.N., Jeong, J., Youn, B., “Evaluation of thermal contact conductance using a new experimental-numerical method in fin-tube heat exchangers”, ***International Journal of Refrigeration,*** 26: 900-908 (2003).

34. Erek A., Özerdem B., Bilir L., İlken Z., “Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plane fin and tube heat exchangers”, ***Applied Thermal Engineering,*** 25: 2421-2431 (2005).

35. Verma, P., Carlson, D.M., Wu, Y., Hrnjak, P.S., Bullard, C.W., “Experimentally validated model for frosting of plain-fin-round-tube heat exchanger”, ***Conf. on New Technologies in Commercial Refrigeration***, Urbana, 152-162 (2002).

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

37. Jeong, J., Kim, C.N., Youn, B., Kim, Y.S., “A study on the correlation between the thermal contact conductance and effective factors in fin-tube heat exchangers with 9,52 mm tube”, ***International Journal of Heat and Mass Flow***, 25: 1006-1014 (2004).

38. Şahin, H.M., Dal, A.R., Baysal, E., “3-D numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube”, ***Applied Thermal Engineering,*** 27: 1806-1816 (2007).

39. Karwa, R., Maheshwari, B. K., Karwa, N., “Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffle”, ***International Communications in Heat and Mass Transfer*** 32: 275-284 (2005).

40. Tanda, C., “Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer*** 47: 229-243 (2004).

41. Junghan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T., “Investigation of turbulators for fire tube boilers”, ***Trancsactions of the ASME***, 107: 354-360 (1985).

42. Zaharzadeh, N.H., Jagadish, B.S., “Heat transfer in decaying swirl flows” ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 18: 941-944 (1975).

43. Smithberg, E., Landis, F., “Friction and heat transfer characteristics in tubes with twisted tape swirl generators”, ***Journal of Heat Transfer***, 87-97 (1968).

44. Narehnyy, E.G., Sudarev, A.V., “Local heat transfer in air flowing in tubes with a turbelence promoter at the inlet”, ***Int. J. Heat Mass Transfer*** 3:2 62-66 (1971).

45. Migay, V.K., Golubev, L.K., “Friction and heat transfer in turbulent swirl flow with a variable swirl genarator in a pipe”, ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 2 (3): 68-73 (1970).

46. Lozza, G., Merlo, U., “An experimental investigaion of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers”, ***International Journal of Refrigeration***, 24: 409-416 (2001).

47. Argunhan, Z., Yıldız, C., “Dikdörtgen delikli türbülatörlerde delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkisi” ***Fırat Ünv. Fen ve Müh. Bil. Der***., 18(2): 243-247 (2006).

48. Behçet, R., İlkılıç, C., “İç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen helisel yayların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin deneysel olarak incelenmesi” ***Fırat Ünv. Fen ve Müh. Bil. Der***., 18(4): 559-564 (2006).

49. Durmuş, A., Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., Durmuş, A., “Akım ortamına yerleştirilen kesik konik türbülatörlerin sabit yüzey sıcaklığına bağlı bir tüpte ısı transferi ve ekserji kaybına etkisi” ***DEÜ Müh. Fak. Fen ve Mühendislik Dergisi***, 4 (3): 175-184 (2002).

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

51. Argunhan, Z., Yıldız C., “Dairesel kesitli bir borunun girişine yerleştirilen delikle sabit kanatçıklı dönme üreticinin ısı geçişi ve basınç düşüşüne etkileri” ***Pamukkale Ünv. Müh. Fak. Mühendislik Bilimleri Dergisi***, 12 (2): 217-223 (2006).

52. Karabay, H., Ayhan, T., “Silindirik boru içerisine yerleştirilen daralan genişleyen yüzeylerin ısı transferine etkisi” ***Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi***, 11: 39-43 (1988).

53. Genceli, O., “Ölçme tekniği”, ***Birsen Yayınevi***, İstanbul, 20-29 (2005).

54. Kline, S.J., McClintock, F.A., “Describing uncertainties in single sample experiments”, ***Mech. Eng***. 75: 385–387(1953).

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

56. Halıcı, F., Gündüz, M., “Örneklerle ısı geçişi” ***Birsen Yayınevi***, İstanbul, 531-548 (2007).

57. Yüncü, H., Kakaç, S., “Temel ısı transferi” ***Bilim Kitabevi***, Ankara, 180-188, (1999).

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

59. Fluent Incorporated, “FLUENT 6.3 user’s guide”, ***Fluent Inc***., Lebanon 1000-1864 (2006).

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

61. Shih, T.H, Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J., “A new k-epsilon Eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows” ***Model Development and Validation. Computers Fluids***, 24(3): 227-238 (1995).

62. Choudhury, D., “Introduction to the renormalization group method and turbulence modeling”, ***Fluent Inc. Technical***, 836-845,(1993).

63. Versteeg, H.K., Malalasekera, W., “Computational fluid dynamics”, ***Pearson Prentice Hall***, London, 102-157 (1995).

64. Seçilmiş, M., “Sonlu hacimler yöntemiyle çok ağlı sistemde iki boyutlu, sıkıştırılamaz ve laminer akış probleminin çözümü ve incelenmesi”, Doktora Tezi, ***Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Kocaeli, 66-73 (2003).

65. Karagöz, İ., “Sayısal analiz ve mühendislik uygulamaları”, ***Nobel Yayın***, Ankara, 39-82 (2008).

66. Özışık, M.N., “Heat transfer a basic approach”, **McGraw-Hill Book Company**, New York, 35-56 (1985).

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

68. Sieder E.N., Tate, G.E., “Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes”, ***Industrial Engineering Chemistry***, 28: 1429 (1936).

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

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

71. Moody, L. F.,“Friction factors for pipe flow” ***Trans. ASME***, 66: 671-684 (1944).

72. Petukhov, B.S., “Advances in Heat Transfer”, ***Academic Press***, New York, 85-95, (1970).

EKLER

EK-1 Hata analizi

Deneysel aşamada, sistemde kullanılan cihaz ve ekipmanlardan, debi ve sıcaklık ölçümlerinde kullanılan debimetre ve ısıl çiftlerin kalibrasyon hatalarından dolayı yanlış hesaplama yapılabilmektedir. Bu hatalar, cihazların imalatından, bağlantı yerlerinden ve cihazları kullanan kişilerin kullanım hatasından oluşabilmektedir. Bu yüzden yapılan her bir deneyde hata oluşmaktadır. Cihaz ve ölçüm aletlerinin hatalarını ölçebilmek için hata analizi yönteminde hesaplanması istenilen büyüklük *R* ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \ldots\ldots x_n$ ise;

$$R = R\left(x_1, x_2, x_3, \ldots\ldots x_n\right)$$

R değeri yukarıdaki gibi yazılabilir. W_R, *R* büyüklüğünün hata miktarı ve her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \ldots\ldots w_n$ ise;

$$w_R = m\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2 + \right]^{1/2} \tag{1.1}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Eşitlik 1.1 kullanılarak deney aşamasında meydana gelen maksimum hata oranları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Parametrelerdeki mutlak hata değerleri aşağıda verilmiştir.

Sıcaklık farkının hesaplamasında oluşan hata oranı

$$\Delta T = T_1 - T_2 \tag{1.2}$$

$$\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{w_{T_1}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{w_{T_2}}{\Delta T}\right)^2\right]^{1/2} \tag{1.3}$$

EK–1 (Devam) Hata analizi

Yüzey alanı hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$A_s = PxL \tag{1.4}$$

$$\frac{w_{A_s}}{A_s} = \left[\left(\frac{w_P}{P} \right)^2 + \left(\frac{w_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{1.5}$$

Taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$h = \frac{Q}{A_s \Delta T} \tag{1.6}$$

$$\frac{w_h}{h} = \left[\left(\frac{w_{Q_t}}{Q} \right)^2 + \left(\frac{w_{A_s}}{A_s} \right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{1.7}$$

Hidrolik çapında hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$D_h = \frac{4A_k}{P} \tag{1.8}$$

$$\frac{w_{D_h}}{D_h} = \left[\left(\frac{w_{A_k}}{A_k} \right)^2 + \left(\frac{w_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{1.9}$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$Nu = \frac{hD_h}{k_i} \tag{1.10}$$

EK-1 (Devam) Hata analizi

$$\frac{w_{Nu}}{Nu}=\left[\left(\frac{w_h}{h}\right)^2+\left(\frac{w_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{w_k}{k_i}\right)^2\right]^{1/2} \tag{1.11}$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$Re=\frac{UD_h}{\upsilon} \tag{1.12}$$

$$\frac{w_{Re}}{Re}=\left[\left(\frac{w_U}{U}\right)^2+\left(\frac{w_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{w_\upsilon}{\upsilon}\right)^2\right]^{1/2} \tag{1.13}$$

Basınç düşüşü hesaplanmasında yapılan hata miktarı

$$\Delta P=\rho g h \tag{1.14}$$

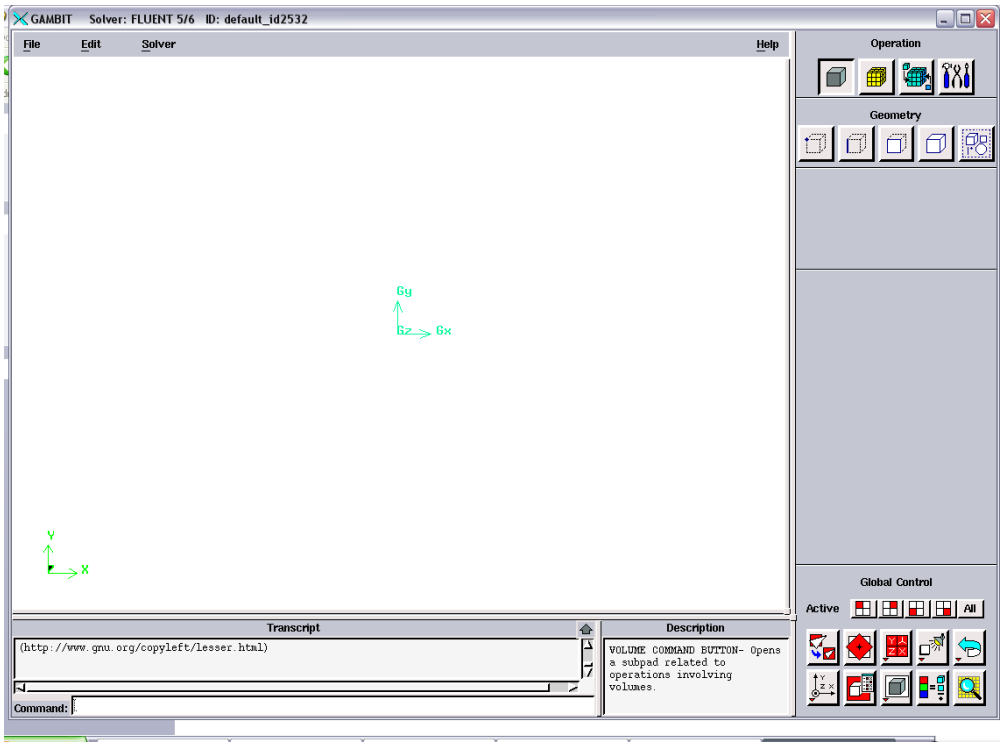
$$\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P}=\left[\left(\frac{w_\rho}{\rho}\right)^2+\left(\frac{w_g}{g}\right)^2+\left(\frac{w_h}{h}\right)^2\right]^{1/2} \tag{1.15}$$

Darcy sürtünme faktörünün hesaplanmasında yapılan hata miktarı

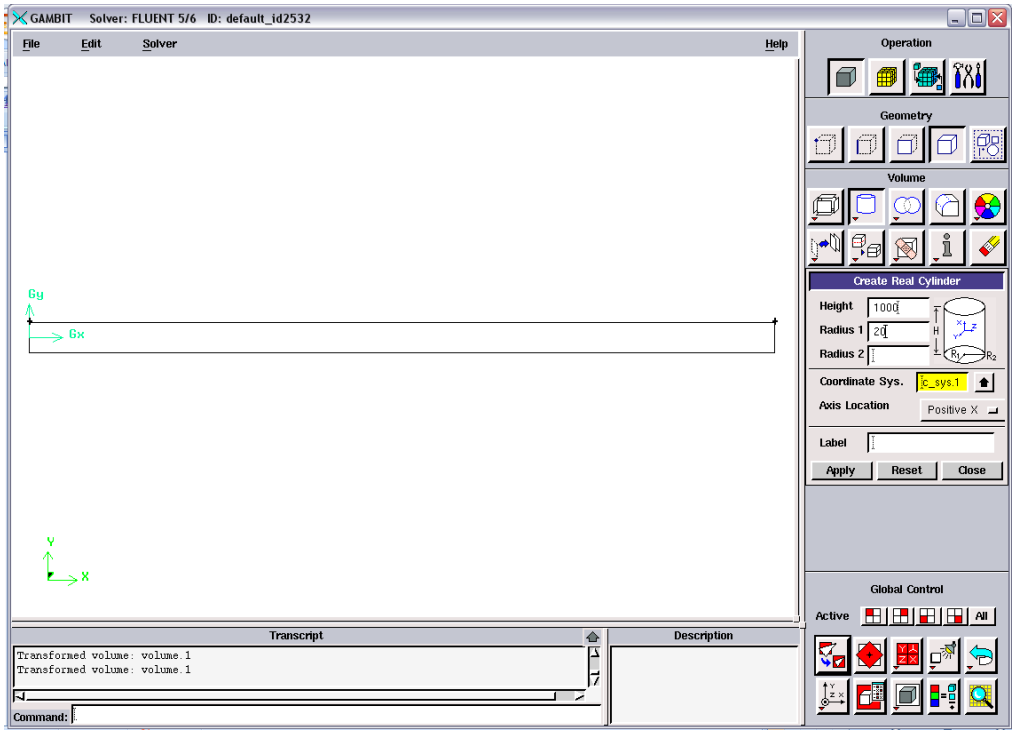
$$f=\frac{-\Delta P\left(D_h/L\right)}{\rho U^2/2} \tag{1.16}$$

$$\frac{w_f}{f}=\left[\left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2+\left(\frac{w_{D_h}}{D_h}\right)^2+\left(\frac{w_L}{L}\right)^2+\left(\frac{w_\rho}{\rho}\right)^2+\left(\frac{w_U}{U}\right)^2\right]^{1/2} \tag{1.17}$$

EK-2 Gambit kod programında modelin oluşturulması

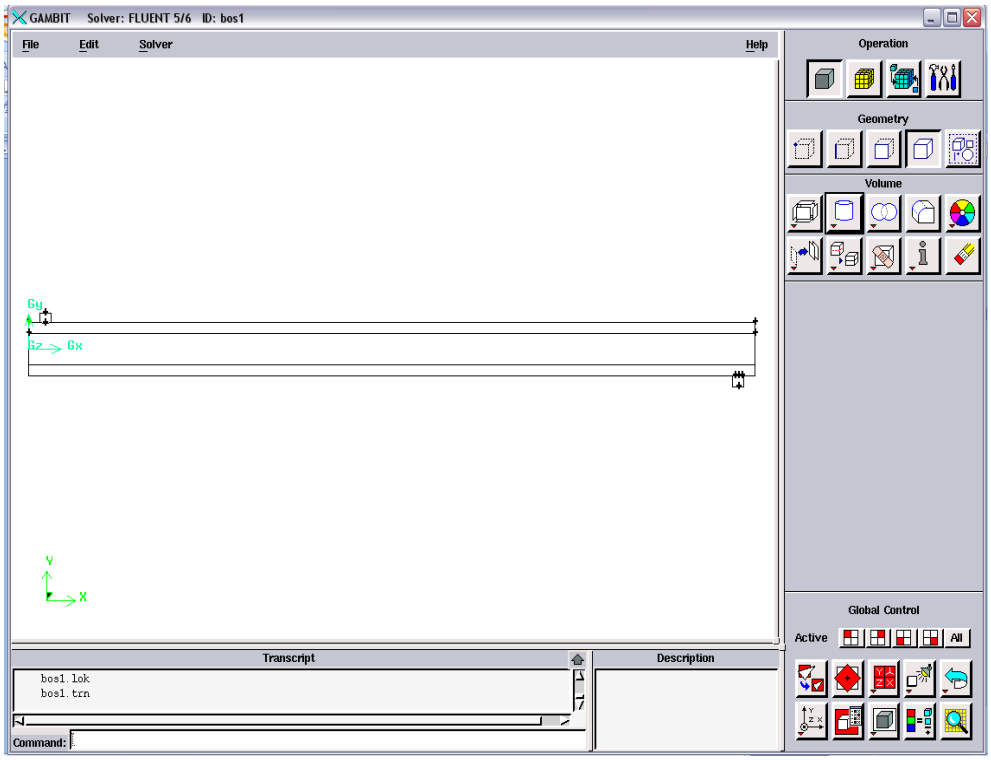


Şekil 2.1. Gambit kod programı

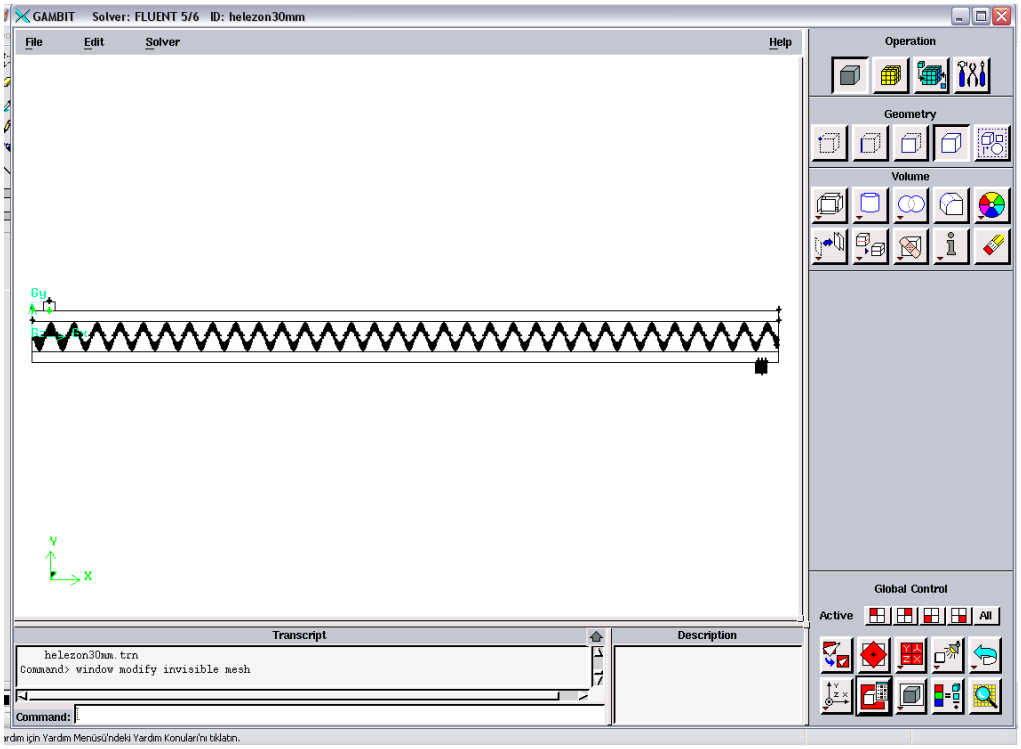


Şekil 2.2. Isı değiştiricinin iç borusu

EK-2 (Devam) Gambit kod programında modelin oluşturulması

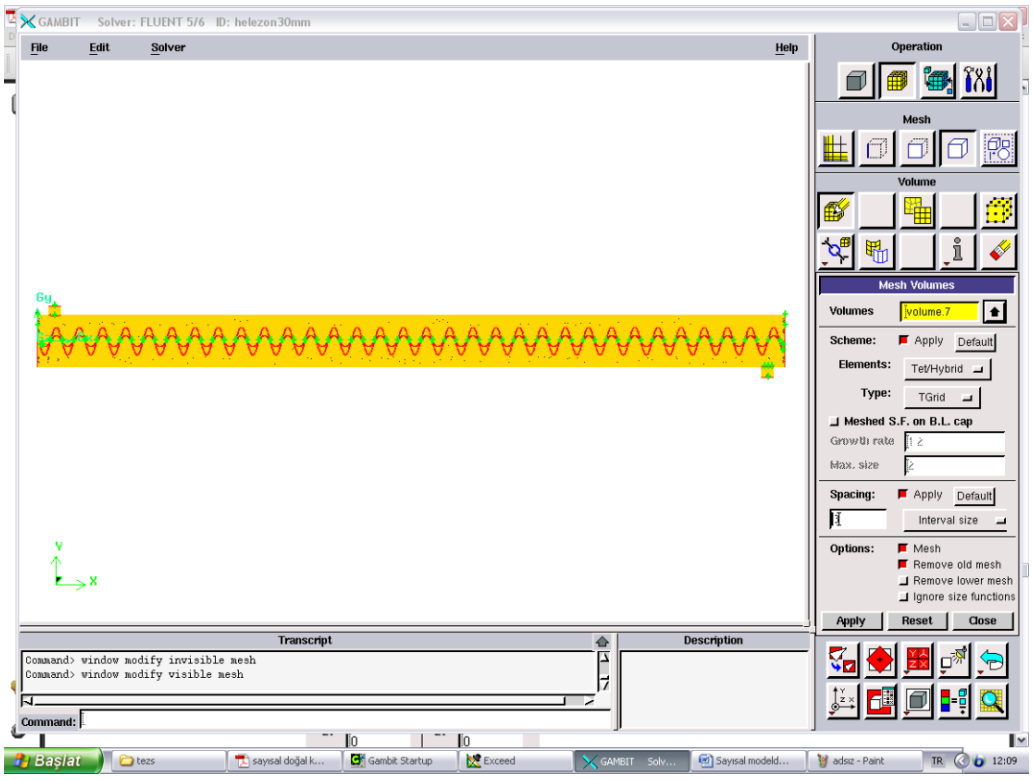


Şekil 2.3. Boş ısı değiştirici

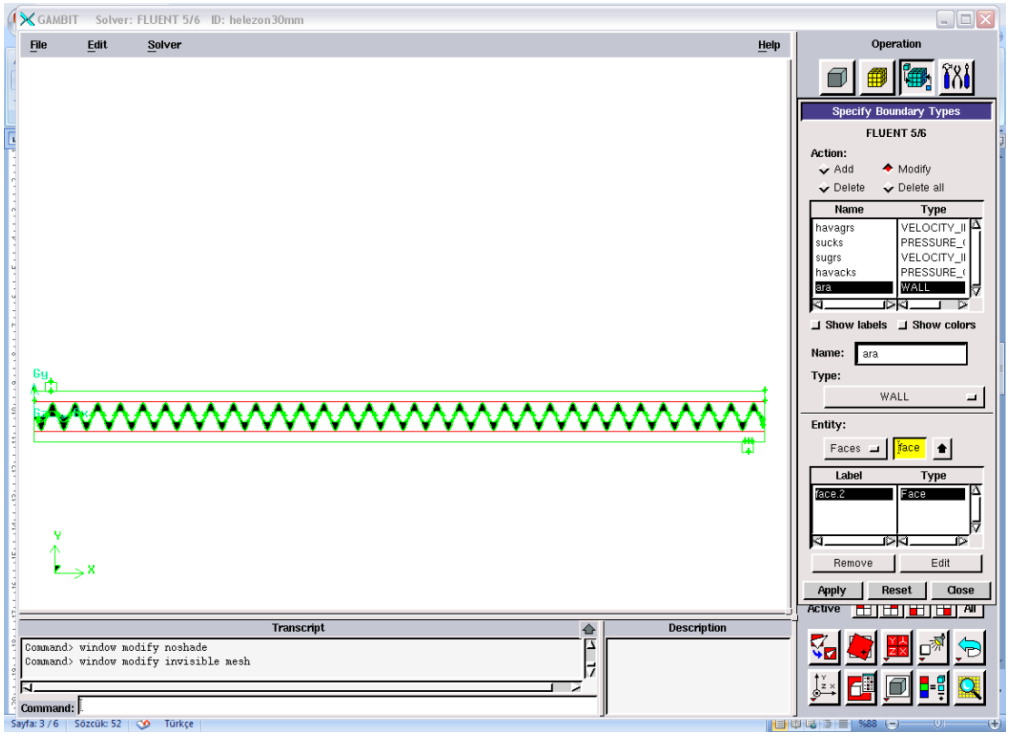


Şekil 2.4. Türbülatör yerleştirilmiş ısı değiştirici

EK-2 (Devam) Gambit kod programında modelin oluşturulması

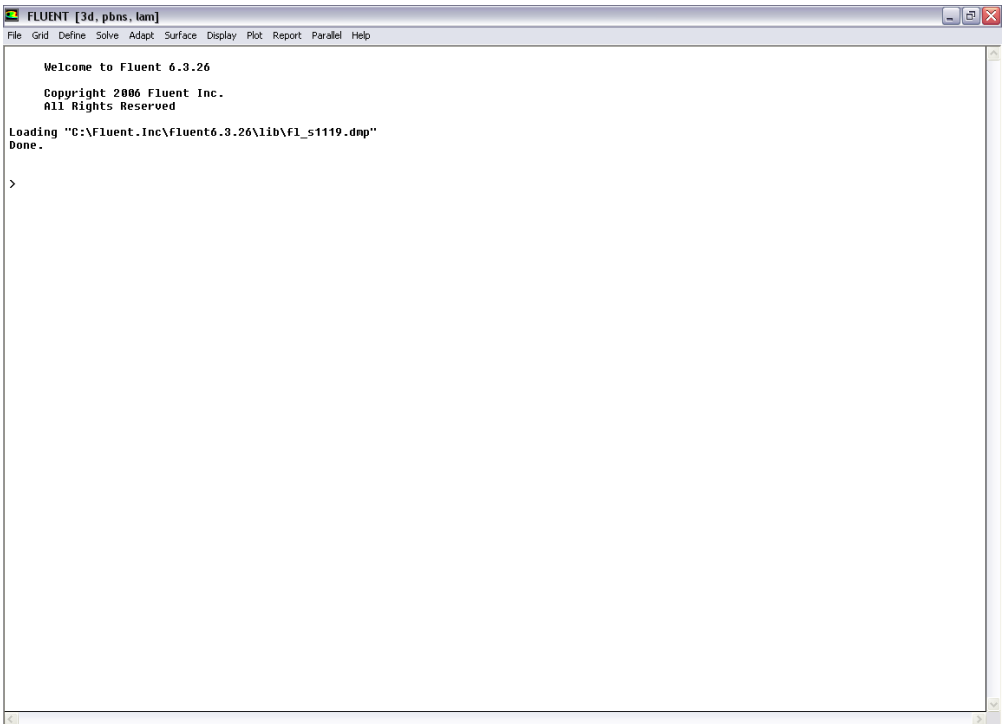


Şekil 2.5. Isı değiştirici ağ yapısı oluşumu

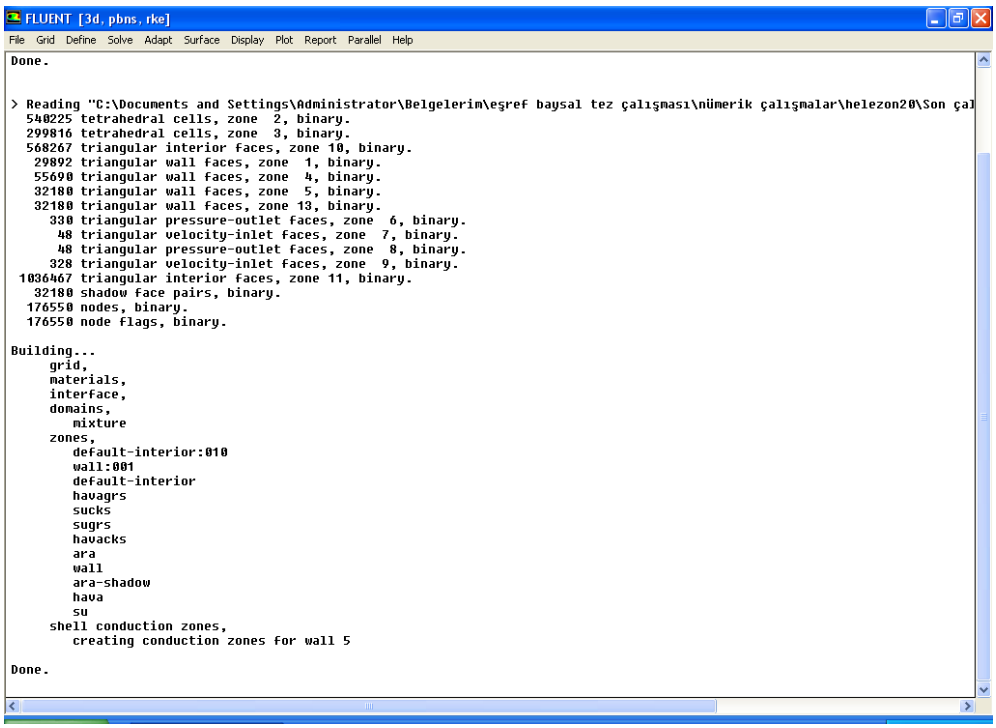


Şekil 2.6. Isı değiştirici sınır şartları oluşturulması

EK-3 Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

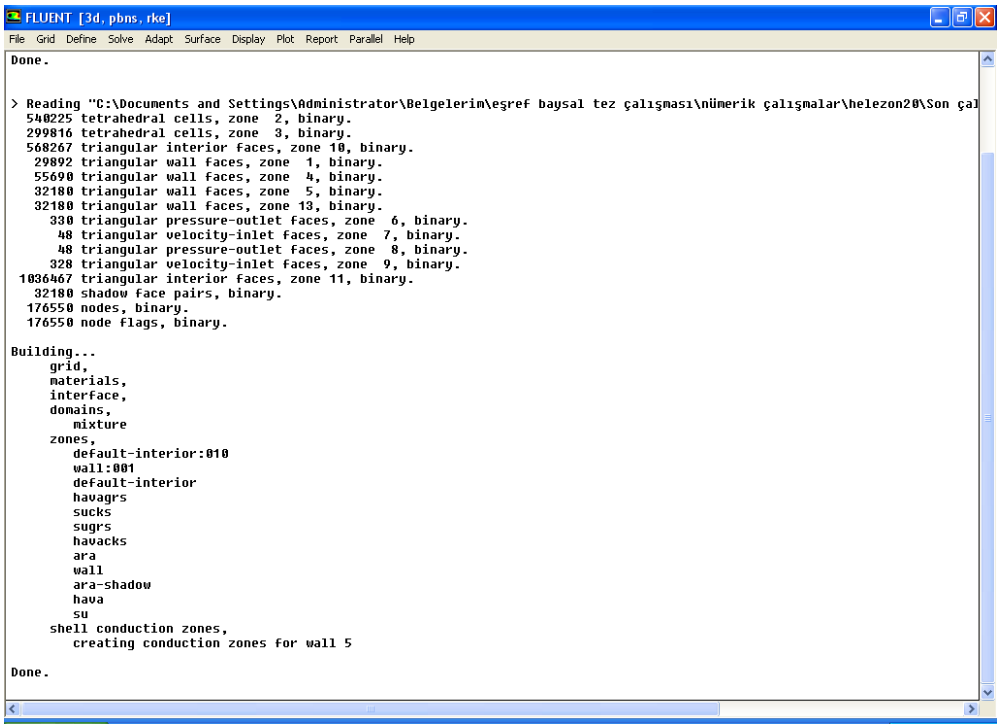


Şekil 3.1. Fluent kod programının açılmış penceresi

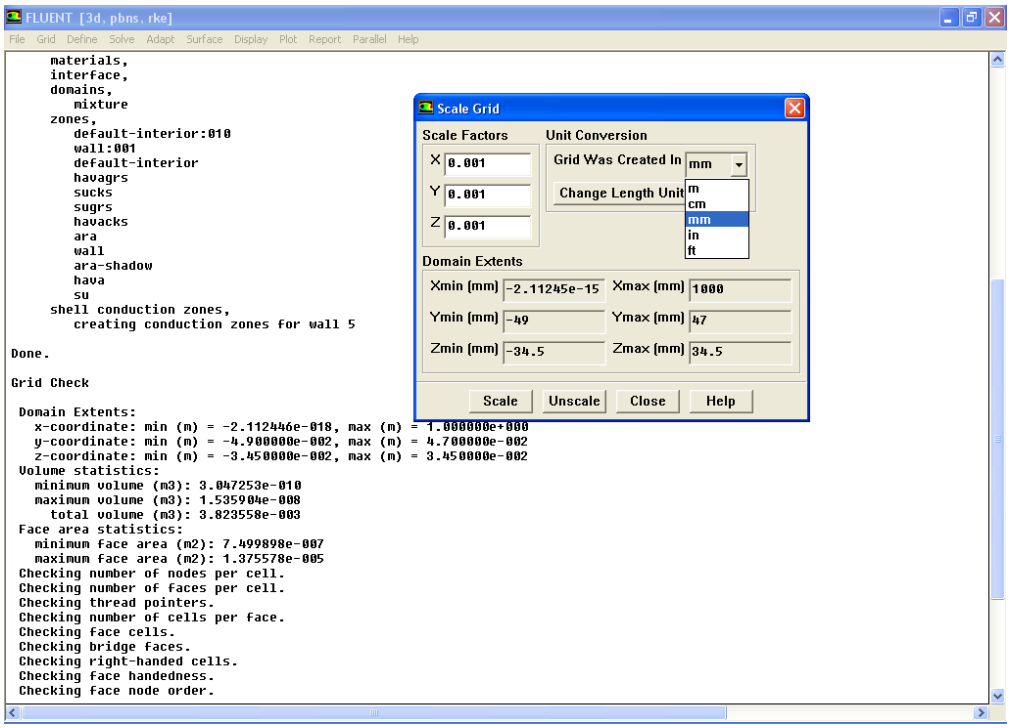


Şekil 3.2. “*. msh” dosyasının Fluent kod programda çağrılması

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

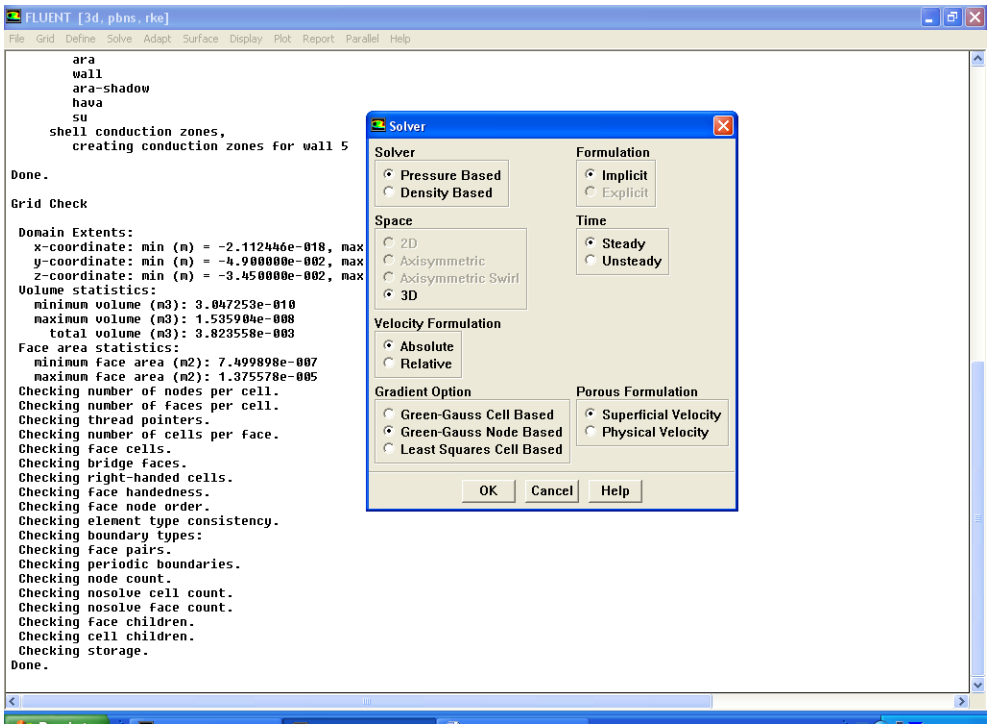


Şekil 3.3. Fluent'te dosyanın kontrol edilme işlemi

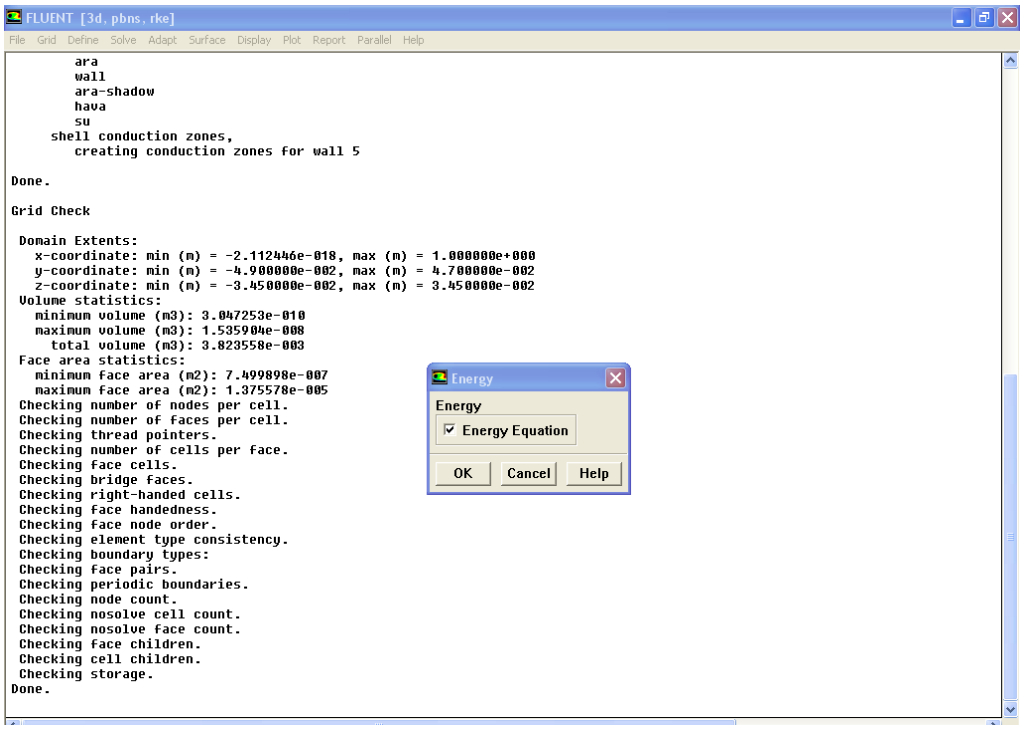


Şekil 3.4 Çözüm alanı skalasının ayarlanması

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

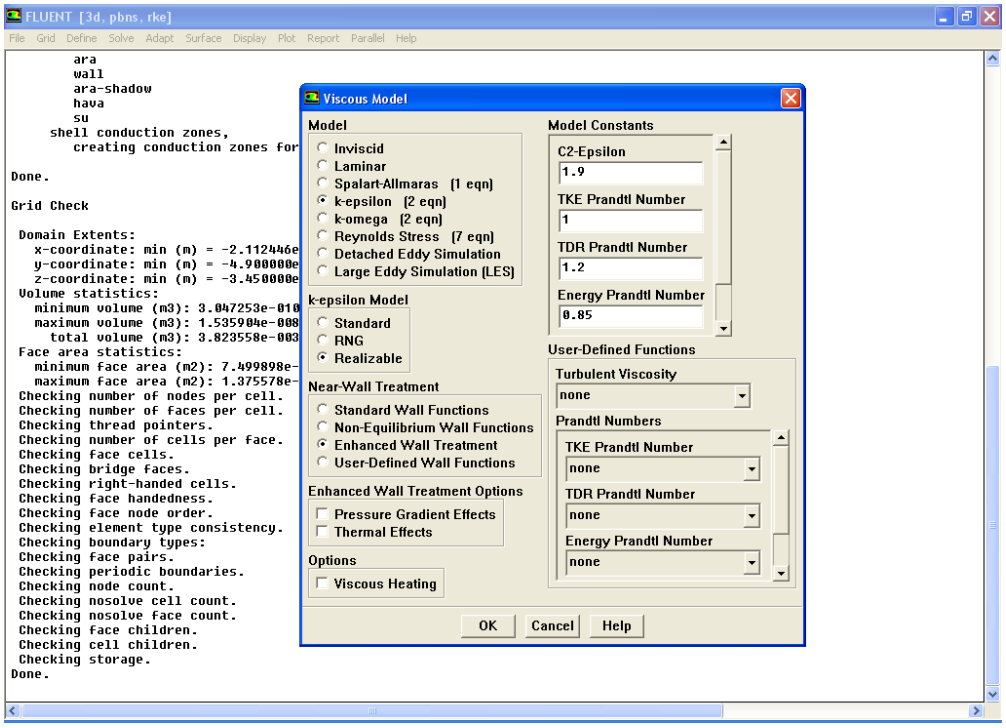


Şekil 3.5. Fluentte çözücü seçim işlemi

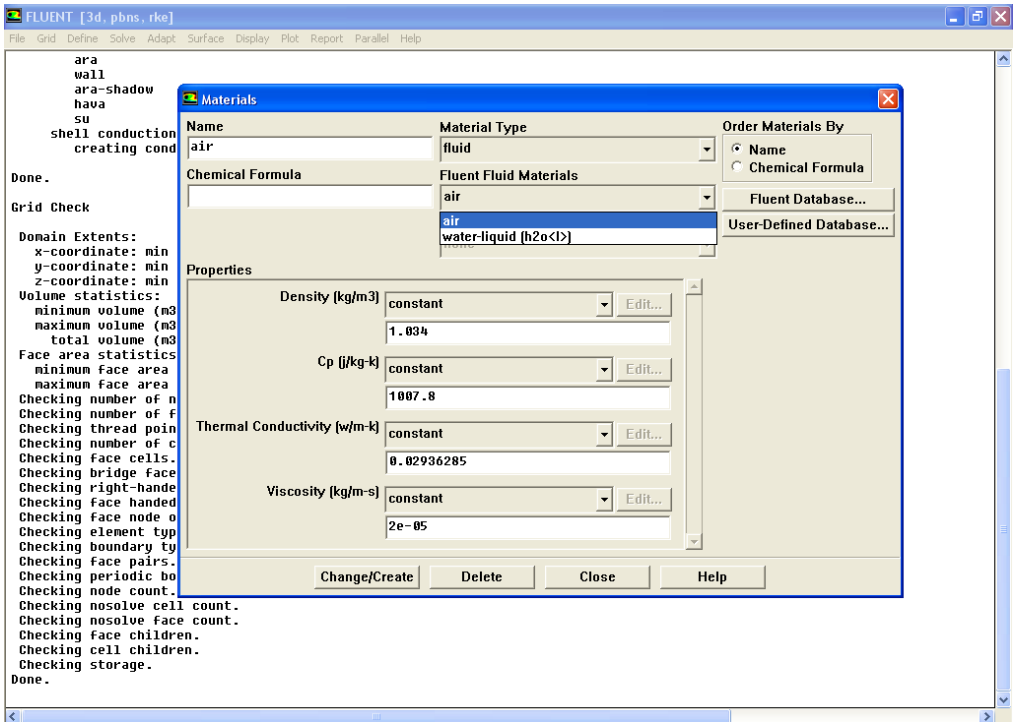


Şekil 3.6. Fluentte enerji denkleminin seçimi

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

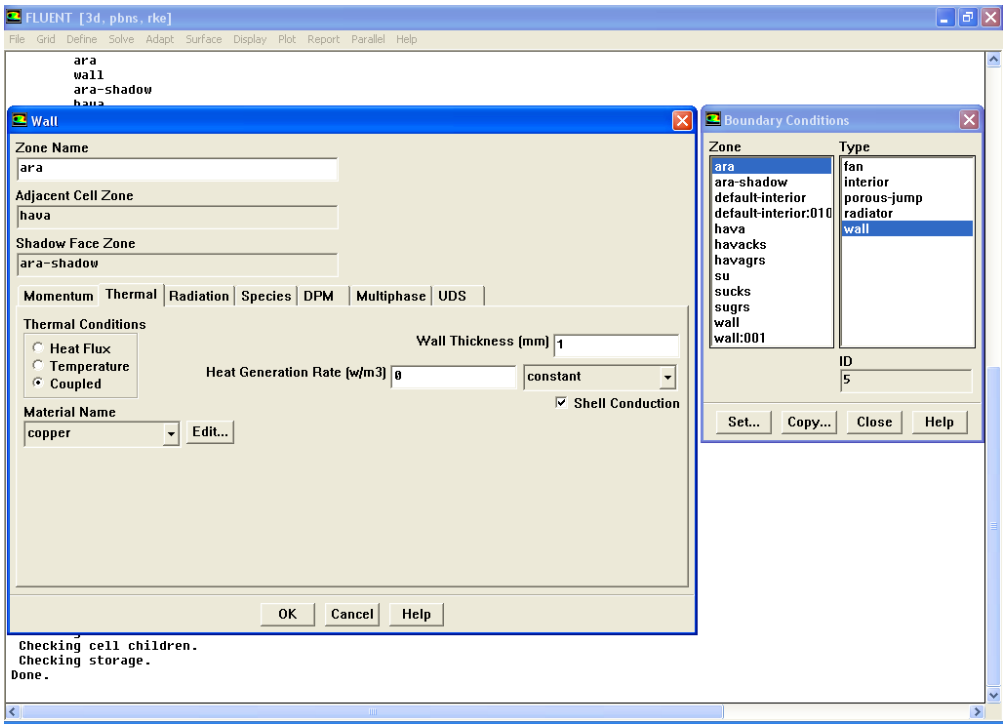


Şekil 3.7. Türbülans modeli seçimi

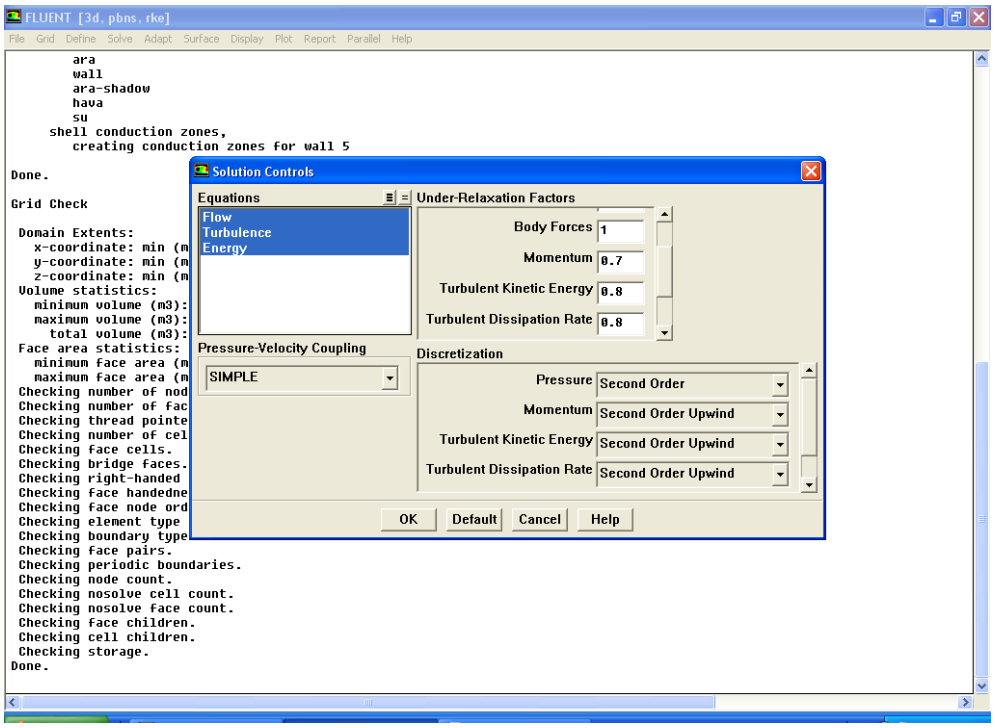


Şekil 3.8. Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

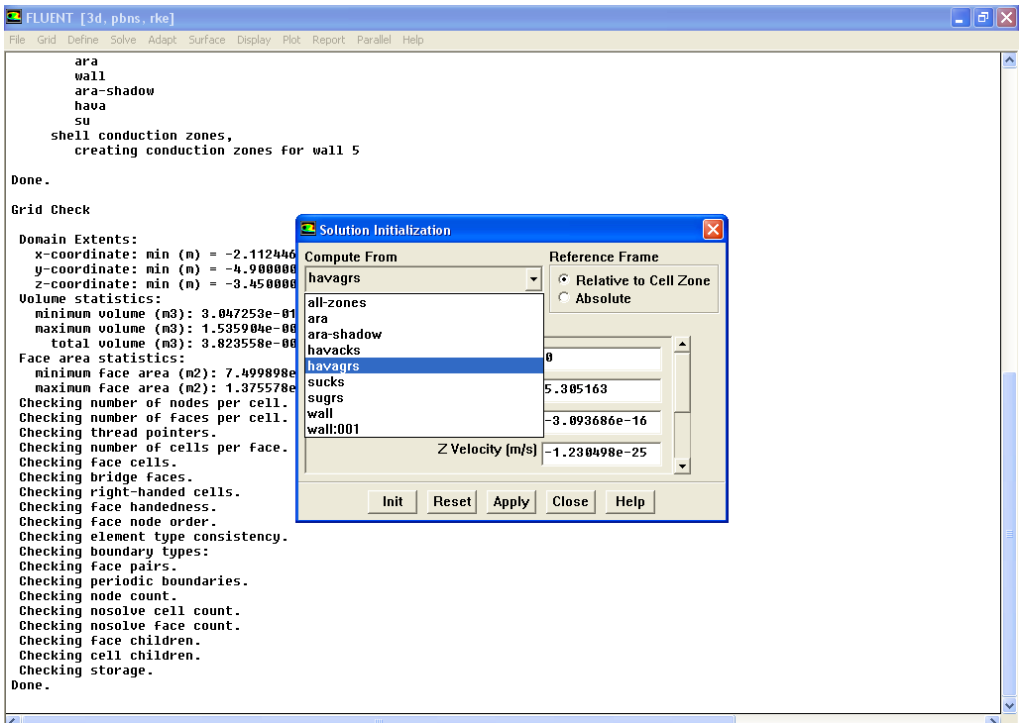


Şekil 3.9. Sınır şartlarının ilgili menülere girilmesi

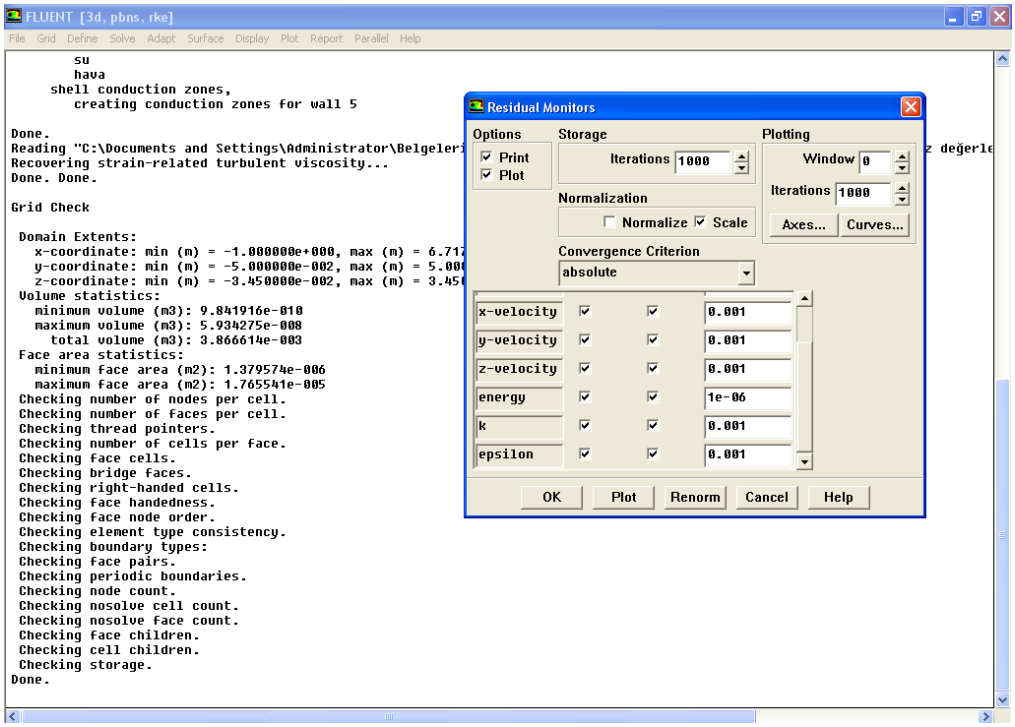


Şekil 3.10. Fluentte çözüm kontrol menüsünde değerlerin girilmesi

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

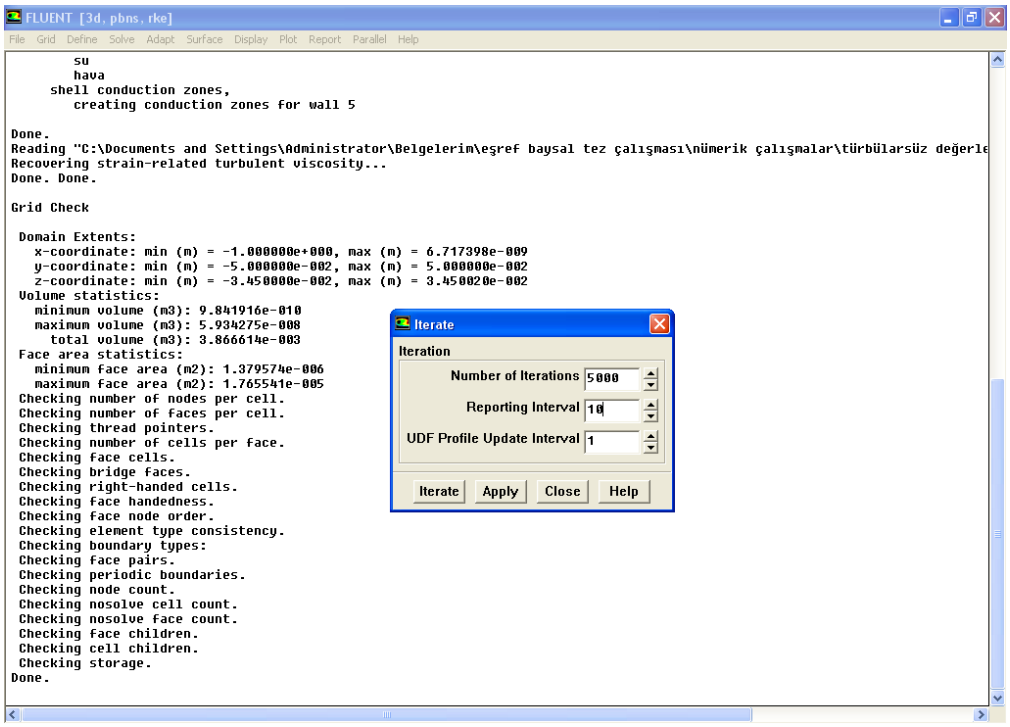


Şekil 3.11. Çözümleme başlangıç değerlerinin seçimi

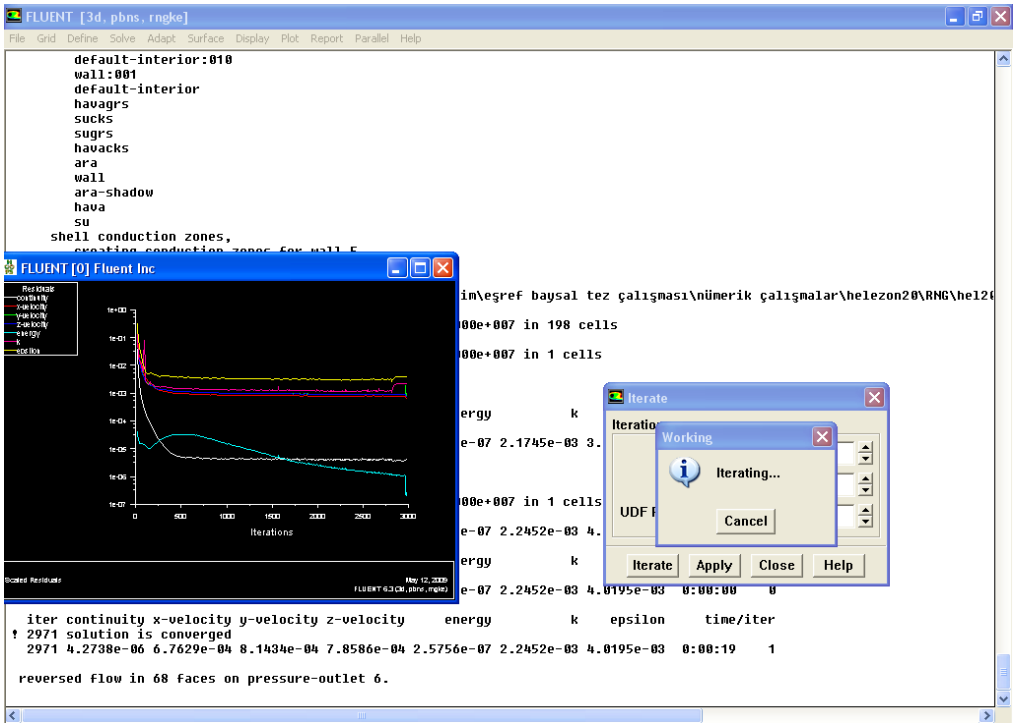


Şekil 3.12. Kalıntı değerlerinin ayarlanması

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

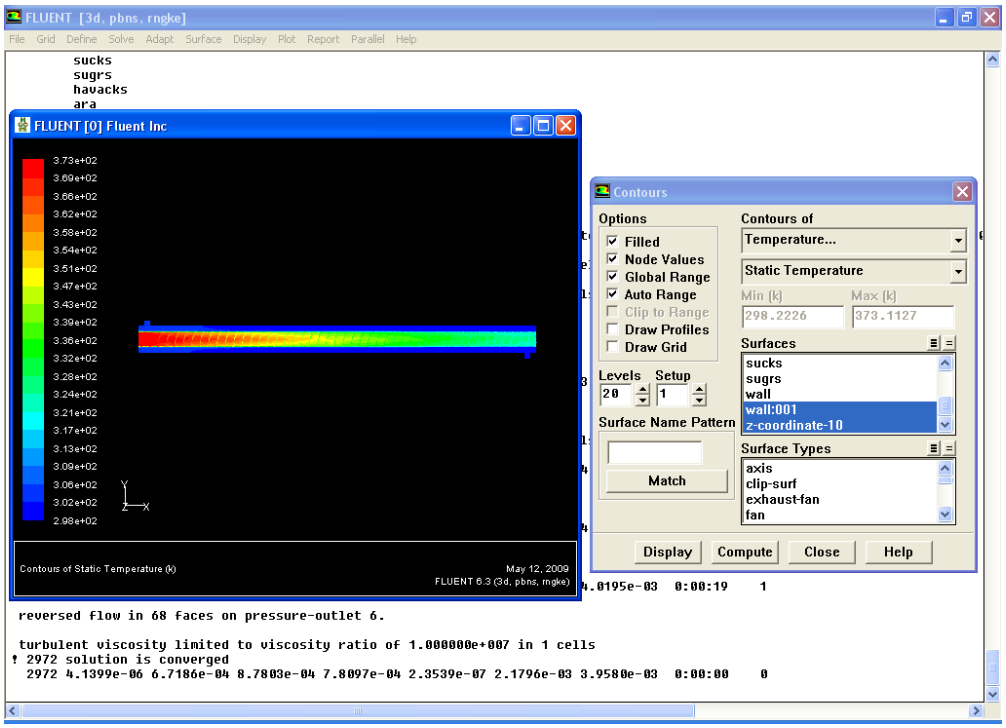


Şekil 3.13. İterasyon işleminin başlatılması

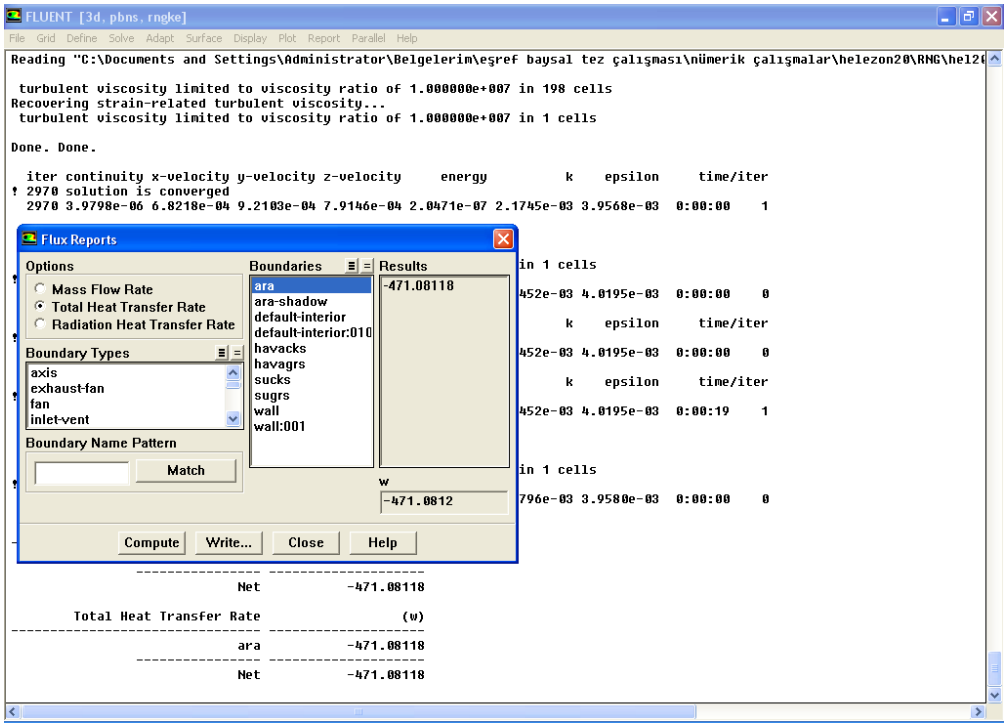


Şekil 3.14. İterasyon işleminin bitmesi

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

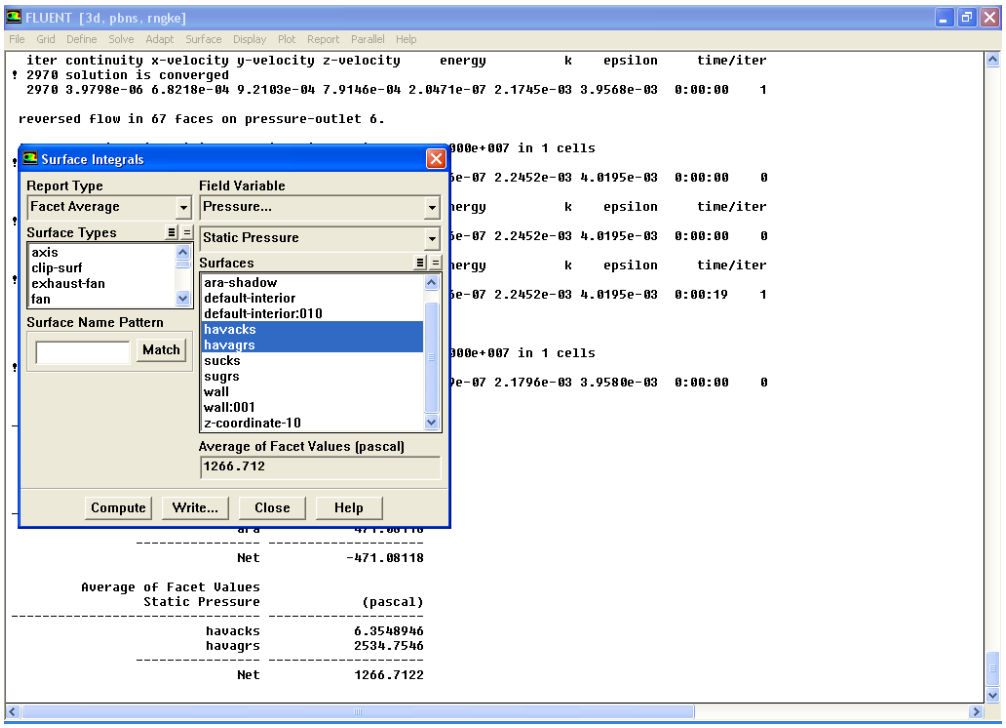


Şekil 3.15. Sıcaklık dağılımları



Şekil 3.16. Havadan suya olan ısı transferinin bulunuşu

EK-3 (Devam) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi



Şekil 3.17. Basınç farkı ve diğer sonuçların Fluentte okunması

EK-4 Örnek hesaplama

Türbülatörsüz ısı değiştiricide deneysel veriler kullanılarak Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü için örnek hesaplama metodu aşağıda verilmiştir.

Havanın ortalama giriş sıcaklığı	=	100,386 °C
Havanın ortalama çıkış sıcaklığı	=	70,795 °C
Ara yüzeyin ortalama sıcaklığı	=	26,54 °C
Su giriş sıcaklığı	=	23,718°C
Su çıkış sıcaklığı	=	22,029°C
Isı değiştiricide ortak cidar uzunluğu	=	1000 mm
Isı değiştiricide iç boru çapı	=	40 mm
Havanın debisi	=	20 m^3/h
Suyun debisi	=	100 l/h

Isı değiştiricide havadan suya geçen ısı miktarı birbirine eşittir.

$$Q = (m^{\cdot}.C_p)_{hava}(T_{hg} - T_{hç}) = (m^{\cdot}.C_p)_{su}(T_{sç} - T_{sg}) \quad (4.1)$$

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

$$Q = \left(m^{\cdot}.C_p\right)_{hava}\left(T_{hg} - T_{hç}\right) = hA\left(T_m - T_w\right) \quad (4.2)$$

Öncelikle havanın fiziksel özellikleri için (T_m) film sıcaklığı bulundu.

$$T_m = \frac{T_{hg} + T_{hç}}{2} = \frac{100,386 + 70,795}{2} = 85,905°C$$

EK-4 (Devam) Örnek hesaplama

Havanın ortalama akışkan sıcaklığındaki (T_m) termofiziksel özellikleri:

Yoğunluk (ρ)	=	0,985 kg/m^3
Kinematik viskozite (υ)	=	20,883x10^{-6} m^2/
Özgül ısı (c_p)	=	1009,555 J/kgK
Isı iletim katsayısı (k)	=	30,61x10^{-3} W/mK

Havanın vermiş olduğu ısı miktarı:

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

$$Q = \left[\left(20x0,985x1009,555\right)\left(100,386 - 70,795\right)\right] / 3600 = 163,475\, W$$

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

$$Q = \left(m^{\cdot}.C_p\right)_{hava}\left(T_{hg} - T_{hç}\right) = hA\left(T_m - T_w\right)$$

$$163,475 = h\left(\pi x0,04x1\right)\left(85,905 - 26,54\right) \Rightarrow h = 21,913\, W / m^2K$$

olarak bulundu.

Nusselt sayısının bulunması;

$$Nu = \frac{hD_h}{k_i} \qquad (4.3)$$

$$Nu = \frac{21,913x0,04}{30,61x10^{-3}} = 28,635$$ olarak bulundu.

EK-4 (Devam) Örnek hesaplama

Reynolds sayısının bulunması;

$$Re = \frac{UD_h}{\upsilon} \tag{4.4}$$

Boru içindeki kesitte oluşan hız miktarı debiden bulunur.

$$\dot{V}_h = UA_k \tag{4.5}$$

$$A_k = \left(\pi.0,04^2\right) / \ 4 = 1,2566x10^{-3} m^2$$

$U = 20 / \left(1,2566x10^{-3} x3600\right) = 4,42 \ m / s$ olarak bulunur.

$Re = \frac{UD_h}{\upsilon} = \left(4,42x0,04\right) / \ 20,883x10^{-6} = 8460$ bulundu.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : BAYSAL, Eşref

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 1977, Manisa

Medeni hali : Evli

Telefon : 0 (312) 202 86 09

Faks :0 (312) 212 00 59

e-mail : esref@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makine Eğitimi	2003
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Makine Eğitimi	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2001-halen	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2000-2001	Dicle Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

Almanca, İngilizce

Yayınlar

1. H. M. Şahin, A. R. Dal, E. Baysal, "3-D 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, 2007.

2. H. M. Şahin, A. Acır, E. Baysal ve E Koçyiğit, "Enerji ve Ekserji Analiz Metoduyla Kayseri Şeker Fabrikasında Enerji Verimliliğinin Değerlendirilmesi", Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 22, No 1, 111-119, 2007.

3. H. M. Şahin, E. Baysal ve A. Acır, "ThO_2–UO_2 Yakıt Karışımını İçeren Candu Yakıt Çubuklarındaki Sıcaklık Dağılımının Sayısal Çözümlenmesi", Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 20, No 3, 411-420, 2005.

4. E. Baysal "Eşmerkezli Boru Tipli Isı Değiştiricilerinde Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması" Politeknik Dergisi, C.11 S.4, 345-352, 2008.

5. A. Acır, M. Alkan ve E. Baysal, "Farklı Uranyum (Uo2,Uc,U3si2) Yakıtları Kullanılarak CANDU Reaktör Performansının Araştırılması" Politeknik Dergisi, C.9. S.2, s.147-152,2005.

6. H. M. Şahin, ve E. Baysal, Study on numerical and experimental of heat transfer characteristics of heat heat exchanger with helical turbulators, 16th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO), 1-3 July, Budapeşte/Macaristan,2009.

7. H. M. Şahin ve E. Baysal, "Boru içine yerleştirilen türbülatörlerin ısı transfer iyileştirmesine etkisinin sayısal incelenmesi, V. Yeni ve Yenilebilir Kaynakları Sempozyumu,16-17 Ekim, Kayseri 2009. (kabul edildi).

8. H. M. Şahin, A. Acır, ve E. Baysal, "(Th-U)O2 Yakıtlı CANDU Yakıt Çubuklarında Meydana Gelen Sıcaklık Dağılımının Üç Boyutlu Sayısal Analizi", 4th International Advanced Technologies Symposium, September 28-30, 2005, Konya / TURKEY.

9. H. M. Şahin, E. Baysal ve M. Alkan, "CANDU Yakıt Çubuğundaki Isı Dağılımının Sayısal Çözüm Tekniği ile Modellenmesi", 3. ULUSLARARASI İLERİ TEKNOLOJİLER SEMPOZYUMU, Ağustos 2003, Ankara.