

**İÇ İÇE BORULU YAY TİPİ TÜRBÜLATÖRLÜ BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE
TÜRBÜLANS MODELİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Medine YİĞİT

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2010
ANKARA**

Medine YİĞİT tarafından hazırlanan İÇ İÇE BORULU YAY TİPİ TÜRBLATÖRLÜ BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE TÜRBLANS MODELİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans 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 Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

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

Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ
Makine Eğitimi ABD, Gazi Ü.

Prof. Dr. Hikmet DOĞAN
Makine Eğitimi ABD, Gazi Ü.

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

Doç. Dr. Erol KURT
Elektrik Eğitimi ABD, Gazi Ü.

Tarih : 14/07/2010

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

Prof. Dr. Bilal TOKLU
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.

Medine YİĞİT

**İÇ İÇE BORULU YAY TİPİ TÜRBÜLATÖRLÜ BİR ISI DEĞİŞTİRİÇİSİNDE
TÜRBÜLANS MODELLERİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN
İNÇELENMESİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

Medine YİĞİT

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Temmuz 2010**

ÖZET

Bu çalışmada; iç içe borulu yay tipi türbülantörlü bir ısı değiştiricisinin ticari bir SAD kod program ile sayısal analizlerde kullanılan türbülans modellerinin etkisi incelenmiştir.

İç içe borulu ısı değiştiricisinde iç boru içerisinden sıcak akışkan olarak hava geçerken iç boru ile dış boru arasından soğutucu akışkan su geçmektedir. Bu işlem hava akışkanının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında yapılmıştır. Farklı türbülantör modellerle elde edilen sayısal sonuçlar en iyi türbülans modeli belirlemek için deneysel sonuçlarla karşılaştırıldı.

Sonlu hacimler metoduna dayalı bir bilgisayar programı olan ANSYS Fluent kod programı kullanılmıştır. ANSYS Fluent kod programının k-ε modelinin; Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, Standard-Enhanced wall treatment, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, RNG-Enhanced wall treatment, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function, Realizable-Enhanced wall treatment

türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu modellerden deneysel sonuçlarla uyum sağlayan en iyi modelin Standard-Standard wall function olduğu görülmüştür.

Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : Isı transfer iyileştirmesi, yay tipi türbülator, türbülanslı akışlar, sayısal analiz
Sayfa Adedi : 61
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

**INVESTIGATION OF EFFECT ON HEAT TRANSFER OF DIFFERENT
TURBULANT MODEL IN A CONCENTRATIC TUBE HEAT EXHANGER
WITH SPRING TYPE TURBULATOR
(M.Sc. Thesis)**

Medine YİĞİT

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
July 2010**

ABSTRACT

In this study, the effects of turbulence models which are utilized in the computational analyses whit a SAD trademark code programmer in a head changer spring-type turbulator.

In the head changer, air as a hot fluid is passing through the pipe and a cold fluid also passes trough between the inner and outer pipes. this process has been realized under $3000 \leq Re \leq 18000$ in the frame of continuous (laminar) and turbulence flow regimes. Numerical analyses found from the different turbulator models have been compared whit the experimental results in order to determine the best fitting model.

In the simulations, ANSYS Fluent code packet using the ways volume method is utilized. It has been observed that solution ways of k-ε ANSYS Fluent code program model; the model of Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, RNG-Enhanced wall treatment, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium Wall function Realizable-Enhanced wall treatment. The

model of Standard-Standard wall function agree well with the experimental results.

Science Code : 708.3.015
**Key Words : Heat transfer enhancement, spread type
turbulator, turbulent flows, numerical
analysis**
Page Number : 61
Adviser : Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

TEŞEKKÜR

Çalıőmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren saygı değer hocam Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN'e, Yrd.Doç. Dr. Eőref BAYSAL'a, her zaman kıymetli tecrübelerinden faydalandığım değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Hakan DİLİPAK'a ve kıymetli arkadaşım Ömür AKBAYIR'a yardımlarından dolayı çok teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca maddi manevi desteklerini esirgemeyen canım anneme ve babama çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. METERYAL METOT	9
3.1. Isı Değiştiricileri	9
3.2. Fluent Programı.....	9
3.2.1. Genel modelleme yetenekleri.....	10
3.3. Sayısal model	11
3.3.1. Modelin genel tanımı.....	11
3.3.2. Genel denklemler	12
3.4. Deney Sisteminin Tasarımı	14
3.4.1. Deney sisteminin genel tanımı	14
3.4.2. Deney sisteminde kullanılan araçlar.....	17
3.4.3. Deney sisteminde kullanılan türbülötör	19
3.4.4. Deneyin yapılışı.....	20

Sayfa

3.5. Türbülans modeller.....	21
3.5.1. Standard k- ϵ modeli.....	21
3.5.2. RNG k- ϵ modeli.....	22
3.5.3. Realizable (Gerçekleştirilebilir) k- ϵ modeli.....	22
4. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI.....	25
4.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi.....	26
4.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi.....	27
4.3. Sayısal ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması.....	32
4.4. Formüller.....	42
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	47
KAYNAKLAR.....	50
EKLER.....	53
EK-1 Örnek hesaplama.....	54
EK-2 Fluent kod programında modelin çözümü.....	57
ÖZGEÇMİŞ.....	61

ÇİZELGELERİN LİSTESİ**Çizelge****Sayfa**

Çizelge 3.1. Hesaplama da kullanılan ısı değiştiricinin fiziksel özellikleri.....12

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Zıt yönlü paralel akımlı ısı değiştiricisi	3
Şekil 3.1. Sayısal çözücü için oluşturulan model.....	11
Şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görünüşü.....	16
Şekil 3.2. Deneysel çalışmada kullanılan 30 mm adımlı türbülator	20
Şekil 4.1. Deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	27
Şekil 4.2 Sayısal Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	28
Şekil 4.3. Deneysel ve Standard k-ε modelinin Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişimi.....	29
Şekil 4.4. Deneysel ve RNG k-ε modelinin Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişimi.....	30
Şekil 4.5. Deneysel ve Realizable (gerçekleşebilir) k-ε modelinin Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişimi	31
Şekil 4.6. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel-Standard-Standard wall function	33
Şekil 4.7. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel-Standard-Non-Equilibrium wall function ...	34
Şekil 4.8. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel-Standard-Enhanced wall treatment görünümü.....	35
Şekil 4.9. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - RNG-Standard wall function	36
Şekil 4.10. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - RNG -Non-Equilibrium wall function.....	37
Şekil 4.11. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - RNG -Enhanced wall treatment.....	38

Şekil	Sayfa
Şekil 4.12. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - Realizable-Standard wall function.....	39
Şekil 4.13. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - Realizable-Non-Equilibrium wall function.....	40
Şekil 4.14. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - Realizable -Enhanced wall treatment ...	41
Şekil 4.15. Sayısal Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişiminin fonksiyonel gösterimi.....	44
Şekil 4.16. Deneysel Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişiminin fonksiyonel gösterimi.....	46

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
<i>A</i>	Alan, m ²
<i>C_p</i>	Özgül ısı, J/kg.K
<i>C_{1ε}</i>	Ampirik sabit
<i>C_{2ε}</i>	Ampirik sabit
<i>C_μ</i>	Ort. Gerilme ve rotasyon oranı
<i>D</i>	Çap, m
<i>D_h</i>	Hidrolik çap, m
<i>D_i</i>	İç çap, m
<i>D_d</i>	Dış çap, m
<i>g</i>	Yerçekimi ivmesi, m/s ²
<i>h</i>	Isı taşınım katsayısı, W/m ² K
<i>k_i</i>	Isı iletim katsayısı, W/mK
<i>k</i>	Türbülans kinetik enerji
<i>L</i>	Uzunluk, m
<i>m[·]</i>	Kütleli debi, kg/s
<i>Nu</i>	Nusselt sayısı
<i>Q</i>	Isı geçişi, J
<i>Re</i>	Reynolds Sayısı
<i>r</i>	Yarıçap, m
<i>t</i>	Zaman, s
<i>T_w</i>	Yüzey sıcaklığı,
<i>K</i>	Sıcaklık, K
<i>T_∞</i>	Akışkan sıcaklığı, K

Simgeler**Açıklama**

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
\bar{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
ε	Yayıma oranı
μ_t	Eddy viskozitesi
μ	Dinamik viskozite, N.s/m ²
ρ	Yoğunluk, kg /m ³
ν	Kinematik viskozite, m ² /s
Δx	Ara mesafe, m
ϕ	Bağımlı değişken

İndisler**Açıklama**

E,e	Doğu
N,n	Kuzey
S,s	Güney
r,θ,z	Silindirik koordinat sistemi
W,w	Batı
$\sigma_K, \sigma_\varepsilon$	Türbülans Prandtl sayıları

Kısaltmalar

Açıklama

SAD (CFD)

Sayısal akışkanlar dinamiği

1. GİRİŞ

Günümüzde enerjinin pahalı olması ve dünya üzerindeki enerji kaynaklarının da azalması nedeniyle mevcut enerji kaynaklarının daha verimli olarak kullanılması önem kazanmıştır. Son yıllarda enerjiden tasarruf etmek için farklı yöntemler geliştirilmiştir ve enerji tasarrufunun yapıldığı alanlardan biri ise ısı değiştiricileridir. Isı değiştiricilerinde yapılan tasarruflarda; ısı değiştiricilerinde farklı malzeme kullanımı, boyutlarının değiştirilmesi ve farklı yöntemler kullanmak, ilk yatırım maliyetinin azaltılmasıdır. Maliyeti azaltmak için, termodinamik verimi artırarak enerjinin daha ekonomik kullanılmasının gerektiği, gerçekleştirilen çalışmalarda ifade edilmektedir [1]. Bu amaçla verilen işletme koşullarında ısı değiştiricisine giren akışkanın sabit sıcaklıkta ısı geçişini arttırmak yani ısı değiştiricisinde ortalama sıcaklık farkını düşürmek çözüm yollarından biridir.

Isı değiştiricilerinde aktif ve pasif olmak üzere kullanılan iki yöntem vardır. Eğer sisteme ek bir enerji veriliyor ve pompa veya benzeri yöntemlerle sistem destekleniyorsa bu aktif yöntemdir. Sisteme ilave bir enerji verilmeden sistem üzerinde bazı değişiklikler (yüzeyin kaplanması, kullanılan yöntem vb.) yapılması yöntemi ise pasif yöntemdir.

Isı transferini artırmak için ısı değiştiricilerde yüzeylerin büyütülmesi ısı transferini arttırmaktadır. Fakat büyüyen yüzeyle beraber, ısı değiştiricisinin kapladığı alan da büyümektedir. Bunu engellemek için ısı değiştiricisinin içerisine yerleştirilecek bir türbülötör sayesinde, ısı transfer yüzey alanı büyütülürken ısı değiştiricisinin kapladığı alan sabit kalacaktır.

Teorik olarak bilinen eşitliklerin doğruluğu ve bu denklemlerin kullanılabilirliği yapılan deneylerle ispatlanabilir. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler güvenilir olduğu için; en fazla deneysel çalışmalar tercih edilmektedir. Güvenilirliğinin yanı sıra deneysel çalışmaların da bazı dezavantajları vardır. Bunlardan birkaçı; deneylerin zaman alıcı olması, pahalı olması ve deneyi

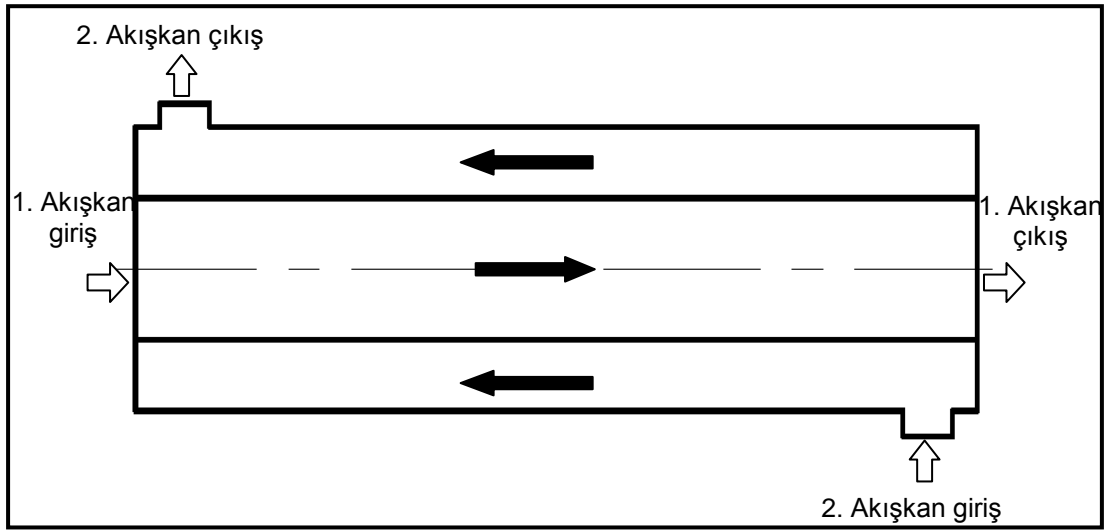
yapacak kişinin deney düzeneği hakkında bilgi sahibi olmaması gibi durumlardır. Günümüz uygulamalarında deney düzeneklerinin pahalı ve zaman alıcı olmasından dolayı bu uygulamaların yerini en az maliyetle, hızlı bir şekilde ve doğru olarak çözümlenebilen programlar geliştirilmiştir. Bu programlardan biri de hesaplamalı akışkanlar mekaniğine büyük kolaylık sağlayan "ANSYS Fluent Kod" programıdır. ANSYS Fluent programı ile; ısı transferi, yapısal mekanik, erime/katılaşma uygulamaları için faz değişikliği modeli, akışkanlar mekaniği gibi fiziğin farklı disiplinlerinde karşılaşılan problemler çözülmektedir.

Bu çalışmada; deneylerden elde edilen verilerle ANSYS Fluent kod programının sayısal analizlerde kullanılan türbülantör modellerinden elde edilen veriler karşılaştırılarak geçerli iyi türbülantör modelinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Bu amaç doğrultusunda, ısı transferini iyileştirme metotlarından biri olan pasif yöntem kullanılarak iç içe borulu yaylı tip bir ısı değiştiricisinde türbülantör modelinin ısı transferine etkisi incelenmiştir. İç içe borulu ısı değiştiricisinde dış boru ile iç boru arasından belirli bir soğuklukta su geçerken iç borunun içerisinden sıcak akışkan olarak hava geçmektedir. Bu işlem paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricisinde, hava akışkanının sürekli rejim ve türbülantör akış şartlarında gerçekleşmiştir. Sistemde türbülantör olarak yay kullanılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

İki veya daha fazla akışkan arasında akışkanların sıcaklık farkından yararlanarak birbiri arasında ısı geçişini sağlayan cihazlara "ısı değiştiricileri" (eşanjörler) denir. En basit ısı değiştiricisi tipi iç içe iki borulu ısı değiştiricisidir. Eğer sıcak ve soğuk akışkan ısı değiştiricisine aynı yönde girip, birbirine paralel olarak akıyor ise; aynı yönlü paralel akımlı ısı değiştiricisi, eğer sıcak ve soğuk akışkan ısı değiştiricisine zıt yönde girip ve birbirine paralel akıyor ise; zıt yönlü paralel akımlı ısı değiştiricisi denir. Şekil 2.1.'de zıt yönlü paralel akımlı ısı değiştiricisine örnek olarak gösterilebilir [2].



Şekil 2.1. Zıt yönlü paralel akımlı ısı değiştiricisi [3]

Türbülanslı akış, çalkantıların hakim olduğu karmaşık bir mekanizmadır. Türbülanslı akıştaki girdap hareketi, hız sıcaklık basınç, hatta yoğunluk (sıkıştırılabilir akışta) değerlerinde önemli değişimlere yol açar [4].

Bu bölümde literatürde türbülanslı akışla ilgili yapılan çalışmaların özetleri verilmiştir.

Zamankhan, A 3D matematiksel modeli ile bir boru içerisine yerleştirilmiş helisel bir türbülator ile ısı transferini arttırmak için çalışmışlardır. Sıcaklık ile sıvının fiziksel özelliklerinin değişimleri dikkate alınmıştır ve türbülans modelleme için k- ϵ ; k- ω büyük girdap simülasyonları geliştirilmiştir. Simülasyon sonuçları uzun bir eşanjör için türbülator olmadan bile Re ve Pr sayısında nonliner bir değişim gözlemlenmiştir. Türbülator varlığı ısı transferinin artmasını sağlarken aynı zamanda basınç düşmesine sebep olmuştur. Large eddy simülasyon sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırıldığında büyük bir uyum olduğunu görmüşlerdir [5].

Kurtbaş ve arkadaşları, 62 mm genişliğinde ve 1200 mm uzunluğunda galvanizli sac üzerine değişik çap ve aralıklarda oluşturulan kanatlara farklı açılar verilerek, ısı sabit tutulan bir boru içerisine yerleştirilerek ısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneyler Re sayısının 10000 -40000 aralığında yapılmıştır. Kanatlar ile boru eksenindeki açı arttıkça ısı ve basınç kaybı artmış, kanatlar arasındaki mesafe azaldıkça ısı ve basınç kaybı da azalmıştır. Deneylerden elde edilen verilerle Nu ve Pr sayısı için geçerli bağlantılar türetmişlerdir [6].

Durmuş ve Kurtbaş, çalışmalarında ısı transferini arttırmak için çeşitli açılardan, içten kanatlı, dıştan kanatlı, hem içten hem dıştan kanatlı olmak üzere 10 farklı türbülator imal etmişlerdir. Boş borudan elde edilen ısı miktarı, imal edilen türbülatorlarla ısı transferi ve basınç kayıpları açısından incelemişlerdir. Deneyler Re sayısının 15000-60000 değerleri arasında yapılmıştır. En fazla ısı transferi içten ve dıştan kanatlı türbülatorlerde meydana gelirken basınç kayıplarında da artışlar gözlemlenmişlerdir [7].

Kahraman ve arkadaşları, türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş iki farklı kanatçık açıklığında ($b=0,1$ ve $0,2$ m) ve üç farklı kanatçık açısına sahip ($\theta=30^\circ$, 45° ve 60°) toplam 5 tane türbülator imal edilerek boru içerisine yerleştirilip ısı geçişindeki artışı incelemişlerdir. Akış ve sıcaklık alanları FLUENT CFD kodlu program ile nümerik olarak incelemişlerdir.

Sonuç olarak Re sayısının Nu sayısı ile doğru orantılı sürtünme katsayısı ile ters olduğu ve yön değiştirici kanat sayısı arttıkça Nu sayısı ile sürtünme katsayısının da arttığını gözlemlemişlerdir. Re sayısının 18000 değerlerinden sonra ısı / hidrolik performans azaldığını gözlemlemişlerdir [8].

Kongkaitpaiboon ve arkadaşları, çalışmalarını deneysel olup, ısı transferi ve sıvı sürtünme özellikleri üzerine bir eşanjör boru içerisine yerleştirilen dairesel-halka türbülatorün etkisini incelemişlerdir. Deney şartları; farklı açılara sahip dairesel-halkalar, 27 °C'de ortam sıcaklığında ve tek tip duvar ısı akışı koşulu altında gerçekleştirilmiştir. Re sayısı 4000-20000 aralığında alınmışlardır [9].

Behçet ve arkadaşları, çalışmalarında ısı değiştiricisinin giriş kısmına dönme akısını gerçekleştirmek için pervane tipli bir türbülator yerleştirmişler ve ısı-basınç kayıplarını incelemişlerdir. Termodinamik açıdan avantajı incelemek için ekserji analizi yapmışlardır. Sonuç olarak boş boruya nazaran türbülatorlü boruda 3 kat daha iyi sonuç almışlardır. Termodinamik açıdan ekserji analiziyle iyileştirme tekniğinin avantajlı olduğunu görmüşlerdir [10].

Arguhan ve Yıldız, dikdörtgen delikli türbülatorlerde delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkilerini, aynı yönlü paralel akışlı ve zıt yönlü paralel akışlı türbülatorlerde deneyler yapılmıştır. Deney için 60 mm çapındaki iç borunun girişine 55o açılı kanatlara sahip, kanatlara birer, ikişer, üçer, dörder, beşer adet dikdörtgen delikler açılmıştır. İyi dizayn edilmiş geometrinin ısı transferinde %80 oranında iyileşme yaptığı tespit edilmişlerdir [11].

Şeker ve Eğrican, çalışmalarını sayısal olup hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodlu FLUENT programı ile yapılmıştır. Çalışmada kanatçıksız ısı değiştiricisi ve ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın, aynı yönlü paralel ve zıt yönlü paralel akışları sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar sonucunda aynı yönlü paralel ve

zıt yönlü paralel akışların olduğu iç içe borulu ısı değiştiricisinde bütün modeller incelendiğinde en fazla ısı transferinin kare kanatçıklı modelde gerçekleştiği görülmektedir [12].

Parmaksızoğlu ve Çeteci, çalışmalarında gövde-boru tipli ısı değiştiricisi ile hava-su soğutucu ve ısıtıcı serpantin tipi ısı değiştiricileri için hesaplamalarını matematiksel model geliştirip bu modeli kullanabildikleri bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri programı üretilen ısı değiştiricileri ile karşılaştırmış ve aralarında uyum olduğunu görmüşlerdir [13].

Çakmak ve Yıldız, çalışmalarında daha küçük bir ısı değiştiricisi imal etmenin en iyi yönteminin ısı taşınım kat sayısının artırılmasıyla mümkün olacağı düşüncesiyle ısı değiştiricisinde türbülans oluşturma yöntemini ısı değiştiricisinin giriş bölümüne dönel akış üreten enjektörlü elemanlar yerleştirmişlerdir. Sonuç olarak enjektörlü sistemin enjektörsüz sisteme göre ısı transferinde %185 artış sağladığı gözlemlenmiştir [14].

Kayataş ve İlbaş, iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen, üçgen kanatçığın ,kare kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatçıksız ısı değiştiricisinin zıt yönlü ve aynı yönlü akış uygulanarak ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Hesaplamalar FLUENT kod programı ile yapılmıştır. Yapılan işlemler sonucunda modeller kendi arasında kıyaslandığında en iyi performansın girdaplı akıştan alındığı görülmüştür [15].

Benli ve arkadaşları, PHE ondulin ve PHE yıldız olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaç için iki tip ısı değiştiricisi imal edilmiştir. Plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Plakalar arasındaki boşluğun ve plaka yüzey şeklinin ısı transferi üzerine etkili olduğu belirlenmiştir. PHE yıldız tipli yüzey konfigürasyonuna sahip ısı

değiştirgecinin, PHE ondulin yüzey şekline sahip ısı değiştiricisine göre, ısı transferinde %12-65 arasında bir iyileşme sağladığı ancak dalgalı yüzeyin ilave türbülans yaratması nedeniyle basınç kayıp katsayısında ise yaklaşık %200-320 arasında bir artış belirlenmiştir [16].

Joardar ve arkadaşları, Delta kanatlı vortex tip jeneratörlerin etkinliğini otomotiv sistemlerinde tipik olarak kullanılan compact ısı değiştiricilerinin tam ölçekli tünel-kurma testi ile deneysel olarak değerlendirildi. Mekanizmaların vortex artış metotlarına olan önemi kıyaslandı ve bir Vortex jeneratör gibi delta kanatlı dizaynı için bir temel belirlendi. Isı transferi ve basınç düşürme performansı; vortex artışlı dalgalı-yüzgeç ısı değiştiricisi ve dalgalı-yüzgeç sınır çizgisi için hem kuru hem de ıslak zemin koşulları altında tam ölçekle değerlendirildi. Çalışma sonucunda kuru koşullar için % 21, ıslak koşullar için % 23.4 'ün üzerinde artış gösteren bir küçük basınç düşüşü ile % 7'den daha az bir başarı gösterdiği saptanmıştır [17].

Yoon ve arkadaşları, çalışmanın amacı, Al%12Si (metal kaplama için), Zn (korozyondan korumak için) ve KAlF₄ (flux powder) içeren parçaların tümünün kullanıldığı kinetik püskürtme ile yapılan hazırlık metotlarını basite indirgemektir. Karıştırılan tozların 4 çeşidi akımla veya akımsız olarak değerlendirilmiştir. Bağlantı özellikleri ve karışımın kaplama bileşim alanındaki kompozisyonun dağılımı SEM ve EPMA ile değerlendirilmiştir. Isı değiştiricisinin üretimi için kinetik püskürtme şartı optimize edilmiştir. Yüksek korozyon direnci ve iyi bir Al kaplama için Zn içeriğini kontrol etmek gereklidir. Bununla birlikte; kinetik püskürtme yöntemi ile elde edilen ısı değiştiricilerinde korozyon korumasının kontrol edilebildiğini göstermişlerdir [18].

Sarıçay ve arkadaşı, Levha kanatlı borulu buharlaştırıcıların, kanat aralıkları değişiminin, farklı hava girişi hızlarında, hava taraf ısıl performansı üzerine etkileri, soğutma kapasitesini artıracak uygun geometriyi bulmak amacıyla incelemişlerdir. Buharlaştırıcı kanat aralıkları 2-15 mm arasında değiştirerek sayısal olarak FLUENT programı ile modellemişlerdir. Saptırılmış boru dizilişli

buharlaştırıcı 50 mm yüksekliğe, 247 mm derinliğe ve 485 mm kanatlı boru uzunluğuna sahiptir. Buharlaştırıcıda kanat aralığının azalmasının ısı transfer katsayısına rağmen toplam alanı arttığı için ısı geçişini arttırdığını bulmuşlardır. Çalışmanın sonucunda; sayısal sonuçlardan, modellerde kanat aralığı azaldıkça, ısı taşınım katsayısının azaldığı bütün kanat aralıkları için havanın buharlaştırıcıya giriş hızı arttığında ısı taşınım katsayısının da arttığını bulmuşlardır. Kanat aralıklarındaki azalmanın ısı taşınım katsayısını azaltmasına rağmen toplam alan daha hızlı arttığı için ısı geçişinde artış gözlemlemişlerdir. Farklı buharlaştırıcı alternatiflerini sayısal analiz, daha kısa zamanda karşılaştırma olanağı sağlamış ve buharlaştırıcının seçimini kolaylaştırmıştır [19].

Yücesu ve arkadaşı, dikdörtgen kanalların girişinde hidrodinamik ve termal yönden gelişmekte olan akışın akış ve ısı transferi karakteristiklerini teorik olarak incelemişlerdir. Hız bileşenlerinin hesaplanmasında parabolik momentum denklemleri kullanmışlardır. Sıcaklık dağılımın belirlenmesinde ise enerji denkleminin parabolik biçimini kullanmışlardır. Basınç dağılımı, süreklilik ve momentum denklemlerinden elde edilen Poisson denklemi yardımı ile belirlemişlerdir. Sonlu farklar denklemlerinin sayısal çözümlerinde Newton-Raphson metodunu kullanmışlardır. Sayısal sonuçlar Reynold sayısının $250 \leq R \leq 2250$ aralığında 1/3, 2/3 ve 3/3 kenar oranları için vermişlerdir [20].

Ozden ve Tari, çalışmalarında bir ısı değiştirici içerisine engelleyiciler yerleştirerek ısı transferini ve basınç düşüş kat sayısını incelemişlerdir. Isı değiştiricisi içerisindeki akışı ve sıcaklık alanlarını CFD paket programını kullanarak çözümlenmişlerdir. Çıkış sıcaklıkları ve basınç düşüşleri dikkate alınarak en iyi türbülans modeli için Bell-Delaware metodunun sonuçları ile CFD paket programının sonuçlarını karşılaştırmışlardır [21].

3. METERYAL VE METOT

3.1. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricileri genelde, akış dűzenlemelerine ve konstrűksiyonun tipine gűre sınıflandırılırlar. En basit bir ısı değiştiricisi konstrűksiyonu, i içe eř eksenli iki boru (veya çift boru) içinde, sıcak ve soğuk akışkanların bir birine gűre aynı veya ters doğrultuda hareket etmesi ile gerçekleştirilebilir. Paralel akışlı dűzenlemede, sıcak ve soğuk akışkanlar, ısı değiştiricisinin aynı ucundan girerler, aynı doğrultuda akarlar. Ters akımlı ısı değiştiricisinde ise sıcak ve soğuk akışkanlar, ısı değiştiricisinin farklı ucundan girerler ve ters doğrultuda akarlar [22].

İ içe borulu zıt yűnlű paralel akımlı ısı deđiřtiricilerinde; akıřkanlar ısı deđiřtiricisinin iki farklı ucunda girerler ve bir birine paralel olarak akarlar . İ içe borulu ısı deđiřtiricisi kűűk çaplı bir boru ile bunu dıřında aynı eksenli ikinci bir borudan oluřur. Akıřkanlardan birincisi kűűk çaplı borunun içinden akarken, ikinci akıřkan ise bűyűk çaplı boru ile kűűk çaplı borunun arasından akar. Bu tip ısı deđiřtiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve etkenlik diđer akıř dűzenlemelerine gűre daha bűyűktűr. Bu űstűnlűđű pratikte tercih edilme sebebidir [22].

3.2. Fluent Programı

Fluent 6 sıkıřtırılmaz (dűřűk sabsonik), orta sıkıřtırılabilir (transonik) ve yűksek sıkıřtırılabilir (sűpersonik ve hipersonik) akıřlar için "Hesaplamalı Akıřkanlar Dinamiđi" űzűcűsűdűr. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ađ methoduyla beraber çoklu űzűcű seçenekleri ile Fluent 6 geniř hız rejimleri aralıklarında optimum űzűm etkinliđi ve hassasiyeti getirir. Fluent 6'daki fiziksel modellerin zenginliđi, laminar, geçiř ve turbulanslı akıřların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, okfazlı akıřların ve diđer olguların

sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassas çözümlmesine imkan sağlar.

3.2.1. Genel modelleme yetenekleri

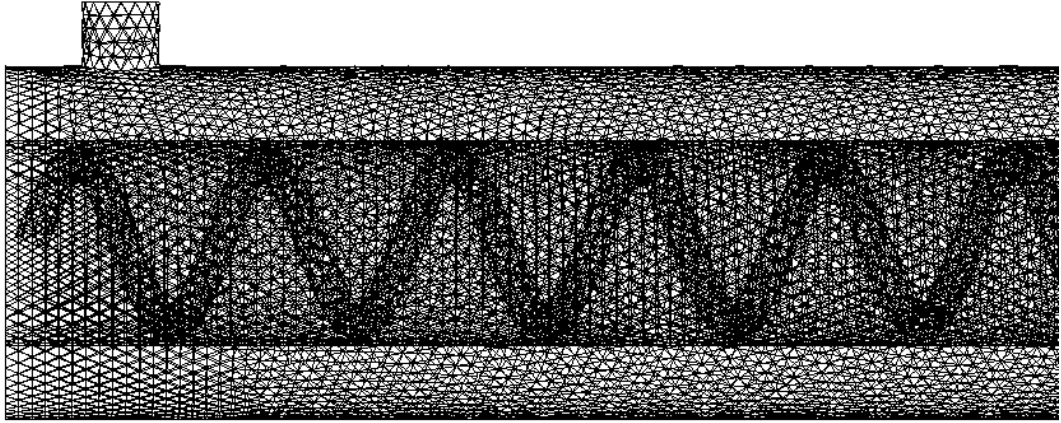
- 2 boyutlu düzlemsel, 2 boyutlu aksenal simetrik, 2 boyutlu döngülü aksenal simetrik (dönel simetrik) ve 3 boyutlu akışlar
- Sabit rejim veya geçici rejim akışları
- Bütün hız rejimleri (düşük subsonik, transonik, süpersonik ve hipersonik akışlar)
- Laminer, geçiş veya türbülanslı akışlar
- Newtonyan ve newtonyan olmayan akışlar
- Zorlamalı, doğal, karışık konveksiyon, konjuge ısı transferi ve radyasyon
- Homojen ve heterojen yanma modellerini ve yüzey tepkime modellerini de içeren kimyasal türler karışımı ve tepkimesi modelleri.
- Gaz-sıvı, gaz-katı ve sıvı-katı akışlar için serbest yüzey ve çok fazlı akış modelleri
- Sürekli yüzeyle akuple yayık fazlar (partikül/damla/baloncuk) için Lagrangian yörünge hesaplama
- Erime/katılaşma uygulamaları için faz değişikliği modeli
- İzotopik olmayan geçirgenlik, ilk direnç, katı ısı iletimi ve gözenekli yüzey basınç zıplaması modelleriyle gözenekli ortam
- Fanlar, pompalar, radyatörler ve ısı değiştirgeçleri için yığık modeller
- Durağan ve dönel referans çerçeveleri
- Çoklu hareketli çerçeveler için çoklu referans çerçevesi ve kayan ağ seçenekleri
- Kütle korunumu ve döngü korunumu seçenekleriyle beraber rotor-stator etkileşimleri, tork konverterleri ve benzer turbomakina uygulamaları için karışım düzlemi modeli.
- Kütle, momentum, ısı ve kimyasal türler için hacimsel kaynaklar

- Malzeme özellikleri veri tabanı
- Magnetohidrodinamik modeli
- Akış kaynaklı gürültü öngörme modeli
- GT-Power ile dinamik (iki-yönlü) birleşimlik
- Kullanıcı tanımlı fonksiyonlarla ilerli seviyede özelleştirme yeteneği.

3.3. Sayısal Model

3.3.1. Modelin genel tanımı

Sayısal çalışmada; ısı transferi iyileşmesi üzerine, eş merkezli yaylı tip türbülantörlü bir ısı değiştiricisi incelenmiştir. Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricisinin şekli 3.1.'de gösterilmiştir. şekil GAMBİT kod programı ile oluşturulmuştur.



şekil 3.1. Sayısal çözücü için oluşturulan model

Modelin fiziksel özellikleri GAMBİT kod programında oluşturulduktan sonra Fluent kod programında çözülmüştür. Çalışmanın fiziksel özellikleri ise aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.1. Hesaplama da kullanılan ısı değiştiricinin fiziksel özellikleri [3]

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
Türbülator iç çapı (d_{ti})	15 mm
Türbülator dış çapı (d_{td})	37 mm
Türbülator et kalınlığı (t_t)	1 mm
Hava giriş sıcaklığı (T_{hg})	373 K
Su giriş sıcaklığı (T_{sg})	296 K
Türbülator adımı mesafesi (p)	30

3.3.2. Genel denklemler

Hidrolik ile ilgili problemlerde akışkanın incelenmesi için bazı denklemlerin kullanılması gerekmektedir. İdeal akışkanlarda akışkanın akımı esnasında herhangi bir şekilde enerji kaybına uğramadığı kabul edilir. Gerçekte ise akışkan akımlarının sürtünme etkileri son derece küçük olabilmektedir[23].

Süreklilik denklemi

Üç boyutlu bir uzayda akış bölgesi içerisinde bulunan kontrol hacmi elemanını için kütle korunumundan hareketle süreklilik denklemi elde edilir. Akışkanın r , θ , z yönündeki hız bileşenleri; u_r , u_θ , u_z şeklinde olur ve;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial ru_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (3.1)$$

eşitliği ile ifade edilir.

Enerji denklemi

Silindirik bir geometri içindeki sıcaklık dağılımını enerji denklemleri;

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu q \quad (3.2)$$

gibi ifade edilir.

Burada kullanılan; ρ akışkan yoğunlu, k iletim katsayısı, T sıcaklık, μ dinamik viskozite, c_p özgül ısı, q ısı üretim oranı, u_r , u_z , u_θ akışkan hız bileşenleridir.

Navier-stokes denklemleri

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denkleminin r bileşeni:

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denkleminin θ bileşeni:

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right]
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denkleminin z bileşeni:

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right]
\end{aligned} \tag{3.5}$$

olarak verilmiştir [24].

3.4. Deneysel Sistem Tasarımı

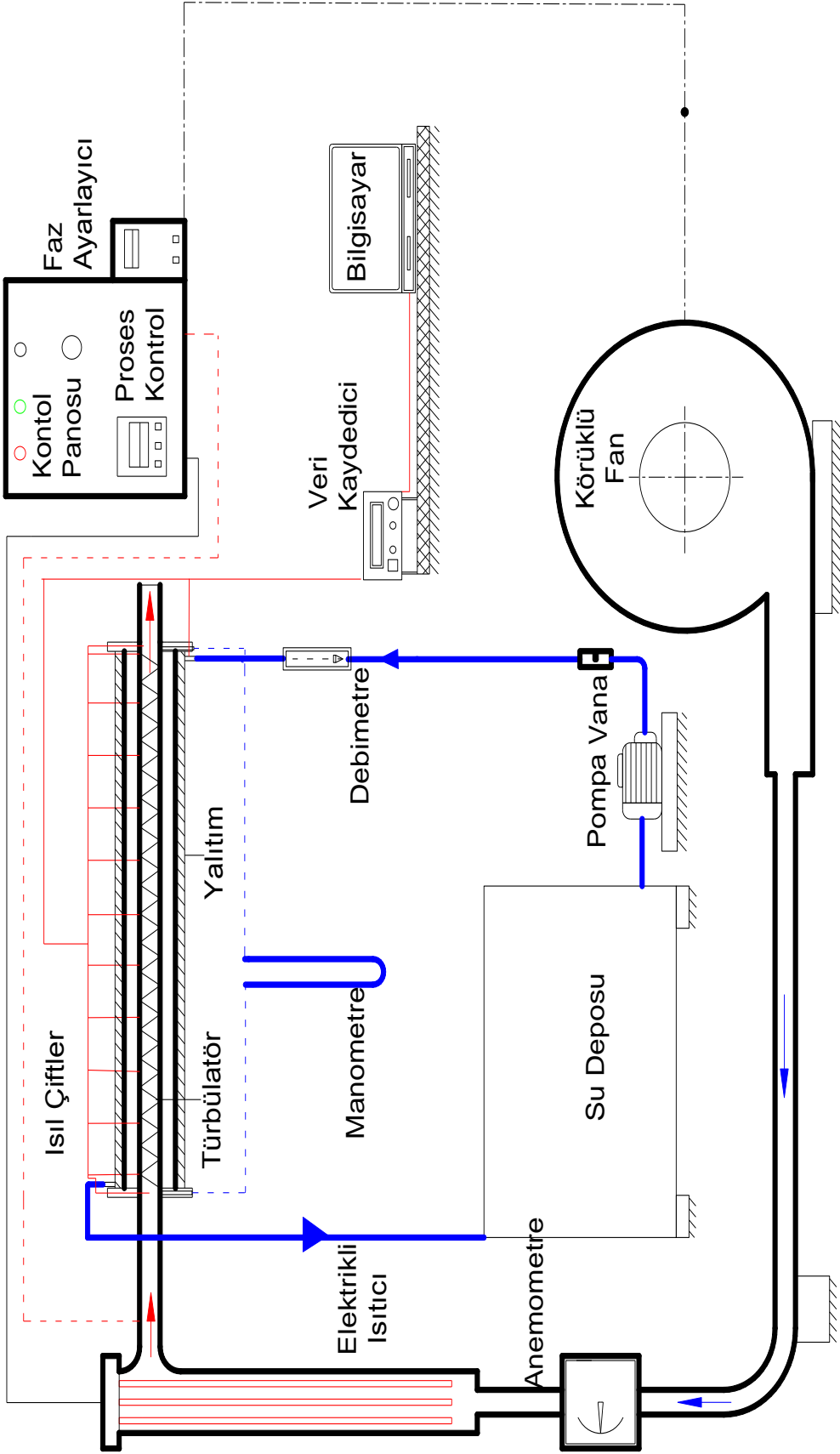
3.4.1. Deney sisteminin genel tanımı

Deneysel çalışmaların yapılması için Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinin akışkanlar laboratuvarındaki deney seti kullanılmıştır. Deney setinin şematik görünümü Şekil 3.1.'de verilmiştir. Deneysel çalışmada havanın farklı hızlarındaki akışını sağlayarak Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığındaki değerlerini elde etmek için körüklü fan kullanılmıştır. Sistem ile körüklü fan çıkışlarının farklı olması nedeniyle ikisi arasında uygun çapta bir boru ile flanşlı bağlantı yapılmıştır.

Körüklü fanın belli aralıklarda çalışmasını sağlamak için faz regülatörü (ayarlayıcı) kullanılmıştır. Havanın hacimsel debisi boru üzerine yerleştirilmiş bir pervane tipli dijital anemometre yardımıyla ölçülmüştür.

Sıcak akışkan olarak kullanılan havanın ısıtılma işlemi üç fazlı bir elektrikli ısıtıcı ile sağlanmıştır. Sistem ile ortam arasındaki ısı transferini minimuma indirebilmek için 5 cm kalınlığında cam yünü ile yalıtılmış ve cam yününün üzeri de alüminyum ile bantlanmıştır. Hava sıcaklığının sabit tutulabilmesi için sıcaklık kontrol ünitesinden yararlanılmıştır. Sıcaklık kontrol ünitesine ısı çiftleri bağlanarak, ısı çiftten gelen veriye göre aç – kapa moduna sahip sıcaklık kontrol ünitesi elektrik ısıtıcısının kontrolünü sağlayarak, sıcak akışkan olan havanın giriş sıcaklığının sabit kalmasını sağlamaktadır.

Deneyde kullanılan ısı değiştiricisinin iç borusu ısıyı daha iyi iletmesi için bakır malzeme 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 değiştiricisinin boyu 1000 mm'dir. İç içe borulu paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricisinde; iç borunun içerisinden sıcak akışkan olarak hava geçerken dış boru ile iç borunun arasından soğutucu akışkan olarak su geçmektedir.



Şekil 3.2. Deneysel sisteminin şematik görünümü [3]

3.4.2. Deney sistemi tasarımında kullanılan araçlar

Şekil 3.1'de gösterilen deney sisteminde kullanılan parçalar aşağıda açıklamalarıyla birlikte verilmiştir.

Veri kaydedici

Veri Kaydedici; ölçüm hassasiyeti $\pm 0,2$ °C olan ve standart hafızası 80000 veri olan, işletim sistemi verileri dizi biçiminde saklayabilme özelliğine sahiptir.

Manometre

U tipi sulu manometre havanın basınç kayıplarını ölçmek için kullanılmıştır. Manometrenin özellikleri aşağıda verilmiştir.

- 1- Dikey konumda çalışabilir.
- 2- Gövde yapısı çeliktir.
- 3- Dolgu sıvısı su
- 4- Ölçüm aralığı 0-50 mbar
- 5- Basınç hortumları şeffaf plastikten imal edilmiştir.

Anemometre

Havanın debisini ölçmek için; hız ölçümü yapan Anemometreden yararlanılmıştır. En fazla ve en az olmak üzere sistemin ortalama değerlerini ± 4 hassasiyetle verebilmektedir.

Isıl çiftler

Isıl çiftler, mineral yalıtılmış ve Ni-NiCr metal alışımından oluşan K tipi elemanlardır.

Özellikleri:

1. K tipi olmaları
2. Kompanzasyon kablosunun 1.5 m olması,
3. Mineral yalıtılmış uç uzunluğu 10 cm ve çapı 1.5 mm 'dir.
4. -40 °C , -1200 °C sıcaklıklarında kullanılabilir.

Pompalı su tankı

Pompalı su tankı; suyun toplandığı yerdir ve üzerinde bir adet pompa bulunur. Üzerindeki pompa sayesinde suyun devir-daim edilmesini sağlar.

Salyangoz (radyal) fan

Sistemde ısı değiştiricisinin içerisinden geçen sıcak akışkan olan havanın borular vasıtasıyla sisteme akışını sağlamaktadır. Fan olarak KR25/48 modeli kullanılmıştır. KR25/48 modelinin özellikleri; motor gücü 0,6 KW, 600 m³/h debisinde, çalışma basınç aralığı 0-500 mm/s'dir.

Elektrikli ısıtıcı

Salyangoz fan tarafından sağlanan havanın üniform olarak ısıtılması amacıyla sisteme ısı değiştiriciden önce elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. 60 cm boyunda U şeklinde çubuktan imal edilmiştir.  fazlı elektrikle beslenmektedir.

Debimetre

Soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun debisini ölçmek ve kontrol altında tutmak için kullanılmıştır.

Faz ayarlayıcı

Elektronik göstergeli bir faz ayarlayıcıyla körüklü fan belirli kademelerde tutulmuştur. Salyangoz fanın belli kademelerde tutulması sebebi; havanın farklı debilerinden yararlanarak $Re \ 3000 \leq Re \leq 18000$ aralığının elde edilmesidir.

Sıcaklık kontrol ünitesi

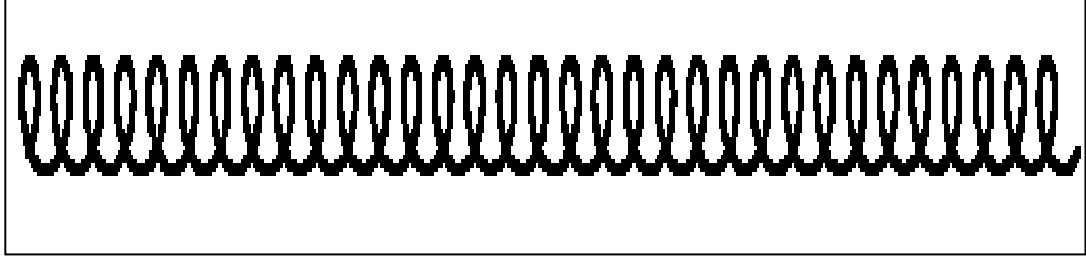
Sıcaklık kontrol ünitesi; Isı değiştiricisinde sıcak akışkan olarak kullanılan havanın sabit değerde tutulması amacıyla elektrikli ısıtıcıyı belirli sıcaklık değerlerinde sabitleyen devre elemanıdır.

3.4.3. Deney setinde kullanılan türbülator

Türbülatorlü ısı değiştiricilerinde türbülator; ısı transferini artırmak için yüzey alanın büyütülmesinden ziyade; ısı taşınım kat sayısının artırılmasıyla sağlanmalıdır. Isı taşınım kat sayısının artırılması için sınır tabaka kalınlığı önemlidir. Sınır tabaka kalınlığında akışın laminar veya türbülanslı olması önemlidir. Türbülanslı sınır tabaka içerisinde ani hız düşüşleri vardır ve akışkan hareketi çok düzensizdir. Bu düzensiz akış neticesinde enerji, momentum ve kütle artar.

Türbülatorler ısı geçişini iyileştirmede kullanılan pasif bir yöntemdir. Bu pasif yöntemle; akış yolunun uzatılması, akış ortamında ikincil akışlar oluşturulması, sınır tabakasının parçalanması sağlanmıştır.

Deney sisteminde kullanılan iç içe borulu ısı değiştiricisinde sıcak akışkanın geçtiği bakır borunun boyu 1000 mm ve iç çapı 40 mm olduğu için boruya yerleşebilecek çapta 30 mm adım aralıklı tñrbñlatñr yerleştirilmiştir. Şekil 3.2.'de deneyde kullanılan tñrbñlatñrñn resim gñrñnñřñ verilmiştir.



Şekil 3.2. Deneysel çalışmada kullanılan 30 mm adımlı tñrbñlatñr

3.4.4. Deneyin yapılışı

Deney başlangıcında kñrñklñ fanın çalışacağı faz aralığı kumanda panosundan faz ayarlayıcı yardımıyla ayarlanmıştır. Havanın hızını òlçebilmek için, hız sınır tabakasının tam gelişmiş olduğu bñlgeye manometre yerleştirilmiş ve fan çalıştırılarak boru içerisinden havanın geçmesi sağlanmıştır. Kumanda panelindeki elektrik şalterinden elektrikli ısıtıcı çalıştırılarak havanın ısıtılması sağlanmıştır. Kumanda panosundaki sıcaklık kontrol cihazıyla sıcaklık 100 °C'de sabit tutulmuştur. Deneyde soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun sirkñlasyonu için su pompası çalıştırılmıştır. Suyun debisi 100 l/h olarak debimetre yardımıyla sabitlenmiştir. Suyun sıcaklığını sabit tutabilmek için şehir şebeke suyundan su deposuna belirli aralıklarla su ilave edilmiştir. Deneyden alınan veriler bir bilgisayara kaydedilmiştir. Veri kaydedici deneyden her saniyede bir 70 defa art arda aldığı sıcaklık değerlerinin ortalamasını bularak sıcaklık değeri bulma işlemi gerçekleşmiştir.

3.5. Türbülans Modeller

3.5.1. Standard k-ε modeli

Türbülans modeller arasında bilinen en yaygın model Standard k-ε modelidir. Standard k-ε modeli transport denklemlere dayanan yarı ampirik modeldir ve bu modelin denklemi "5.2" verilmiştir. Bu denklemde türbülans kinetik enerjisi ve viskoz kaybolma terimleri kullanılmaktadır. Bu modelde kullanılan k türbülans kinetik enerji, ε ise türbülans yayılım oranıdır.

$$\frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wk)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t \phi - \rho \varepsilon \quad (3.6)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.7)$$

Kinetik enerji denklemi;

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (3.8)$$

Φ Viskos kaybolama denklemi,

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (3.9)$$

Türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı denklemi

$$\frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

$C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ katsayıları sabittir $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ türbülans prandtl sayılarıdır [25].

3.5.2. RNG k-ε modeli

RNG k-ε modeli statiksel teknik kullanılarak elde edilmiştir. (ε) denklemine bir terim eklenmesiyle gerilmiş akışkanların doğruluk oranını önemli derecede geliştirmiştir. RNG k-ε modelinde türbülanstaki girdap etkisi eklenerek akışkanların doğruluk oranı geliştirilmiştir [3].

3.5.3. Realizable (gerçekleştirilebilir) k-ε modeli

Realizable k-ε modeli türbülans viskozitesi için yeni formül geliştirilmiştir. Türbülans yayılım oranı içinde yeni bir transport denklem türetilmiştir.

Realizable k-ε modeli de RNG modeli gibi türbülanslı girdaplı, dönüşlü ve düzgün olmayan akış şartlarında Standard k-ε modeline göre daha doğru sonuçlar vermektedir [3].

Gerçekleştirilebilir k-ε modelinde modellenmiş transport denklemleri;

k için modellenmiş transport denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho k + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho k u_j = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.11)$$

ε için modellenmiş transport denklemi:

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

$$\rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{g\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (3.12)$$

$$C_1 = \max \left[0, 43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.13)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.15)$$

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

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.16)$$

hesaplanır.

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

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.17)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.18)$$

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

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (3.19)$$

$$A_0 = 4,04$$

$$A_S = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.20)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \sin^{-1} \sqrt{6W} \quad (3.21)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (3.22)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (3.23)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.24)$$

4. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu çalışma hem deneysel hem de sayısal olarak yapılmıştır ve aynı zamanda daha önceden literatürde yapılan deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bir ısı değiştiricisinin ısı transferi üzerine etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışma; paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricisinde sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricisinde iç borudan sıcak akışkan olarak hava geçmekte ve iç boru ile dış boru arasındaki bölgeden ise soğutucu akışkan olarak su geçmektedir. Deneysel çalışma sıcak akışkan olan havanın farklı durumlarından yararlanılarak Re sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada literatürde yapılmayan türbülans modellerinin CFD kodunda kullanılan türbülans modellerinin etkileri Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında ısı transferine etkileri incelenmiştir. Deneysel sonuçlar ve sayısal sonuçları karşılaştırmak amacıyla; aynı geometri ve aynı deney şartları kullanılarak sayısal analizler yapılmıştır. Böylece; literatürde eksik olan türbülans modellerinin etkileri deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak incelenmiştir.

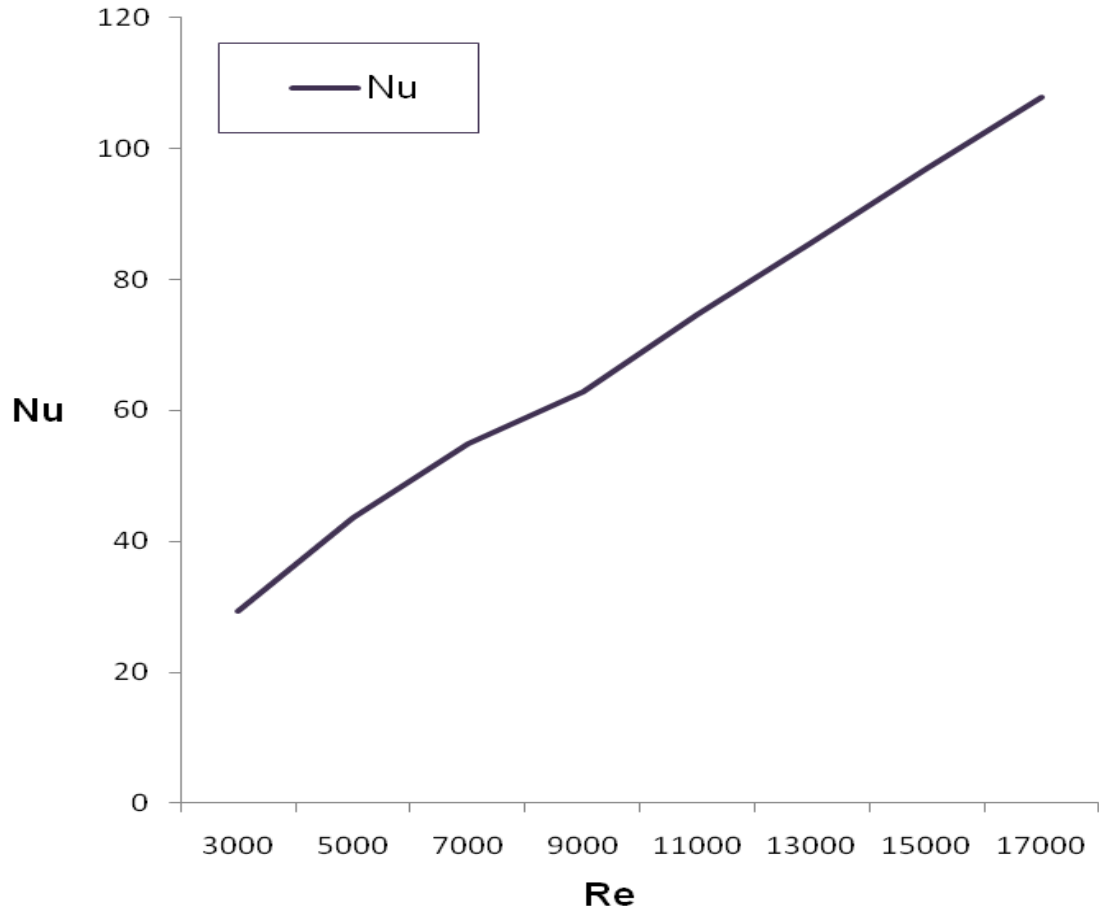
Bu çalışma; sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından ANSYS Fluent kod programı kullanılarak yapılmıştır. ANSYS Fluent kod programında bulunan Standart $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ ve Realizable $k-\epsilon$ modelleri kullanılmıştır. Bu modellerden her biri; Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, Standard-Enhanced wall treatment, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, RNG-Enhanced wall treatment, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function, Realizable-Enhanced wall treatment kullanılarak 9 farklı sonuç elde edilmiştir. Sayısal uygulama ile elde edilen sonuçlar deneylerle elde edilen sonuçla karşılaştırılmış ve bu sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir.

Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimleri grafik halinde verilmiştir. Çalışma Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında ve sonlu hacimler metoduna dayalı kod programının k- ϵ modelindeki Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, Standard-Enhanced wall treatment, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, RNG-Enhanced wall treatment, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function, Realizable-Enhanced çözüm yolları kullanılarak farklı sonuçlar elde edilmiştir.

4.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi

Deneysel çalışma; paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricisinde iç borudan sıcak akışkan olarak (ısıtan) hava dış boru ile iç boru arasından ise soğutucu akışkan olarak su (ısınan) kullanılmış ve sürekli rejim, türbülanslı akış şartlarında, Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında yapılmıştır ve Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 4.2.'de verilmiştir.

Türbülatorün yarattığı yüksek türbülans dolayısı ile ısı değiştirici içerisinde ısı transferi artmıştır. Re sayısının artışına bağlı olarak Nusselt sayısının artışı da Şekil 4.1.'de görülmektedir.

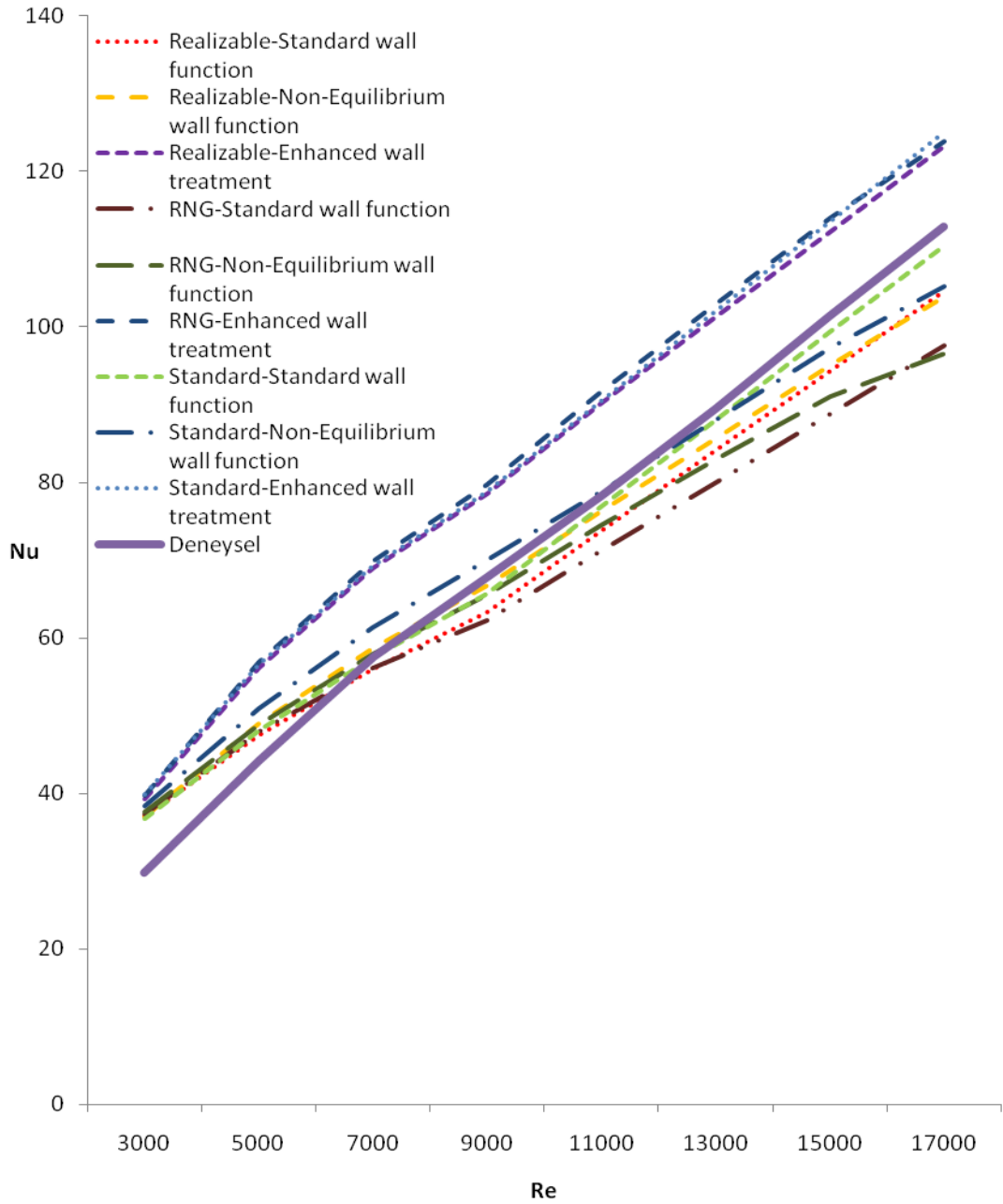


Şekil 4.1. Deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

4.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi

Deneylerden elde ettiğimiz verileri, sonlu hacimler metoduna dayalı kod paket programından elde edilen verilerle karşılaştırdık.

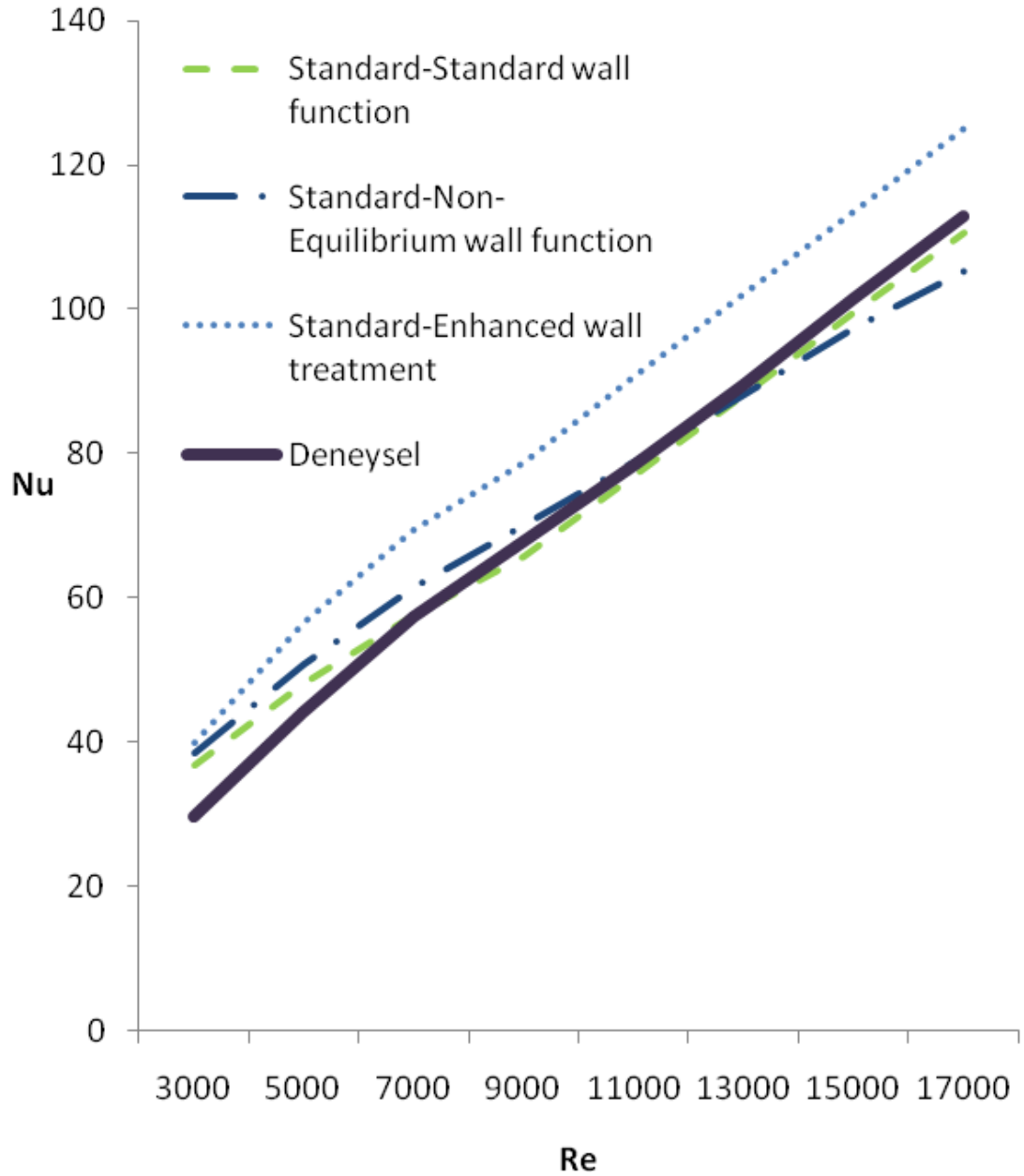
Sayısal modellemede analizler; deneysel işlemlerde olduğu gibi sıcak akışkan olan havanın farklı debilerinden yararlanılarak sayısal analiz işlemleri Reynolds sayısının 3000 -18000 aralığında yapılmıştır. Sayısal modellemede analizler ANSYS FLUENT 12.0 kodlu programla çözümlenmeler ise programın Standard k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε modellerinde yapılmıştır. Sayısal sonuçlara göre hesaplanan Nu sayısının Re sayısına göre değişimi şekil 4.2.'de gösterilmiştir.



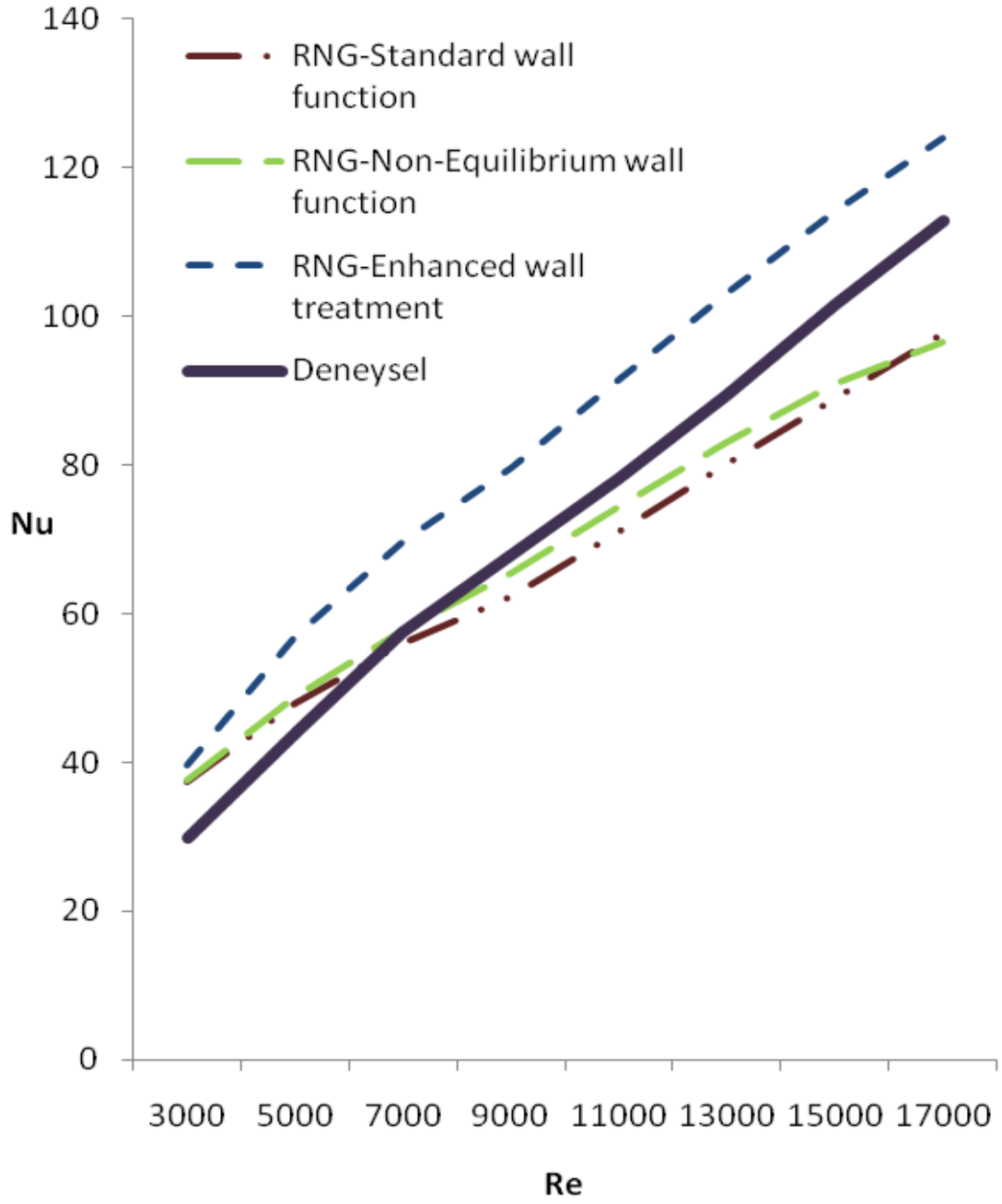
Şekil 4.2. Sayısal Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

Şekil 4.2.'de veri sayısının fazla olması nedeniyle grafik üzerindeki değerler karmaşık bir yapı oluşturmuştur. Deneysel çalışmayla sayısal çalışmanın daha net ve anlaşılır bir şekilde ifade edilmesi çalışmanın daha kolay anlaşılmasını sağlayacaktır. Bu sebeple grafiği daha anlaşılır hale getirmek

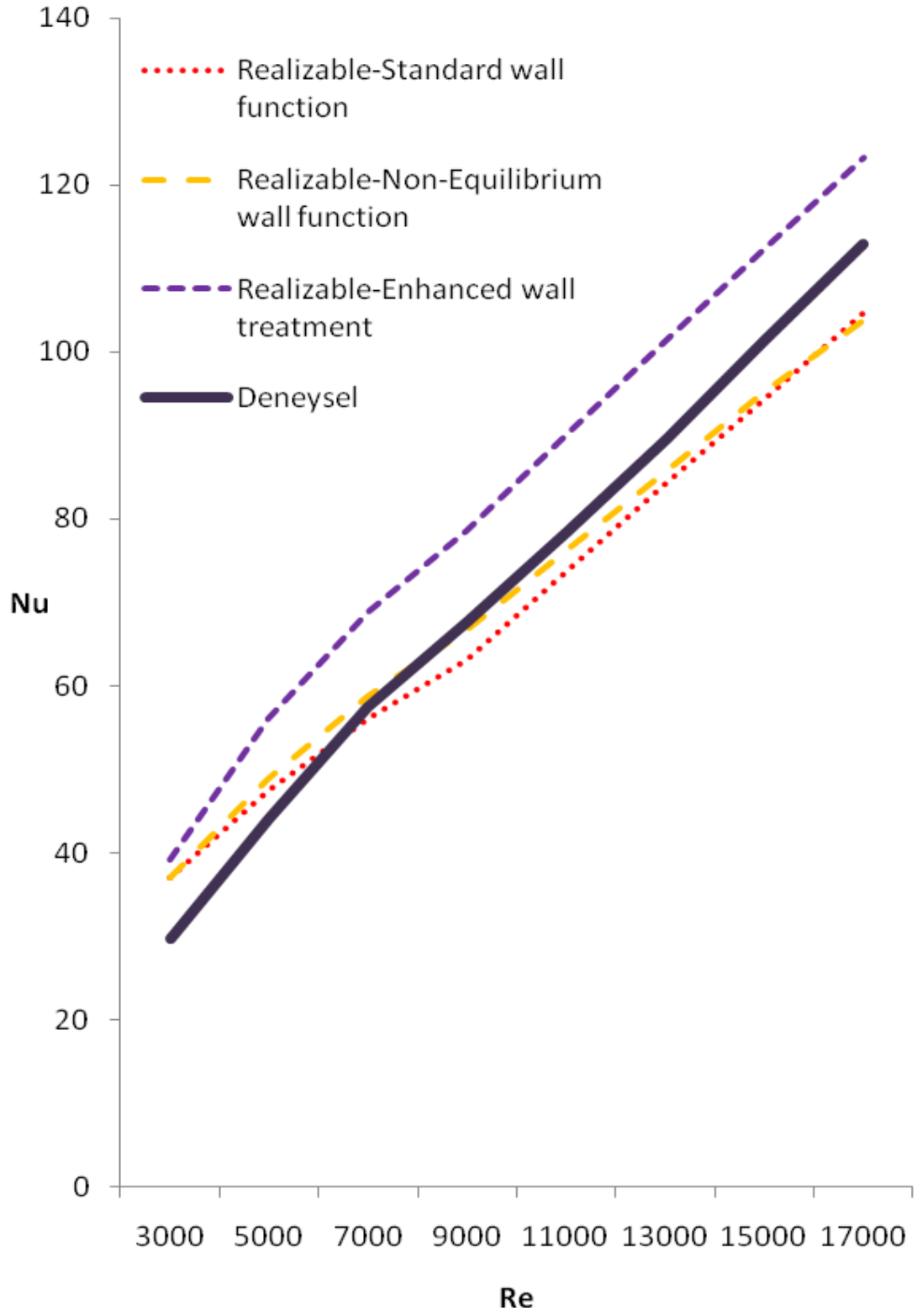
için Şekil 4.2'de bulunan verileri şekil 4.3, 4.4 ve 4.5'te Standart $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ ve Relizeble $k-\varepsilon$ modelleri olmak üzere ayrı ayrı grafik haline getirilmiştir.



Şekil 4.3. Deneysel ve Standard $k-\varepsilon$ modelinin Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 4.4. Deneysel ve RNG k-ε modelinin Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

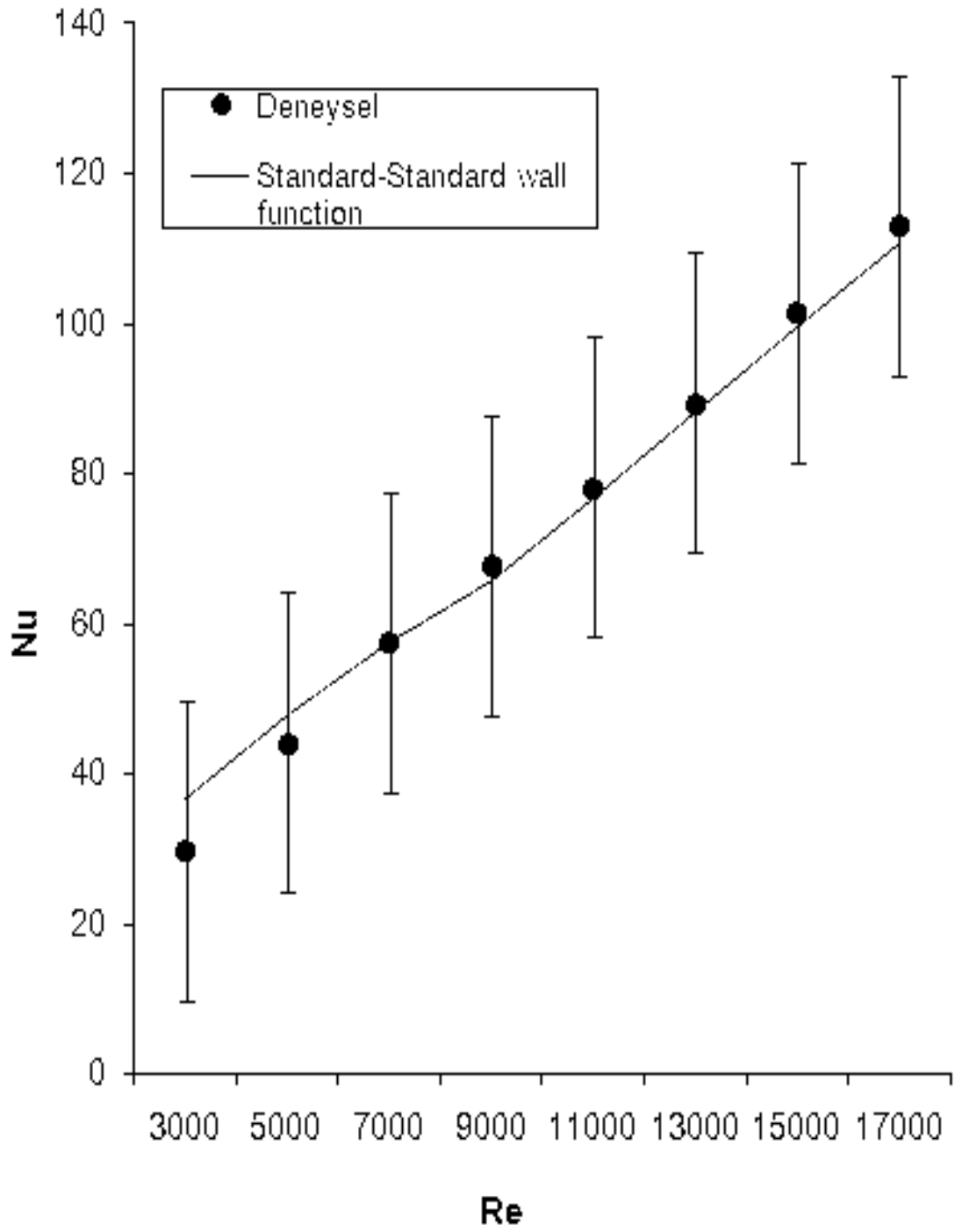


Şekil 4.5. Deneysel ve Realizable k-ε modelinin Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

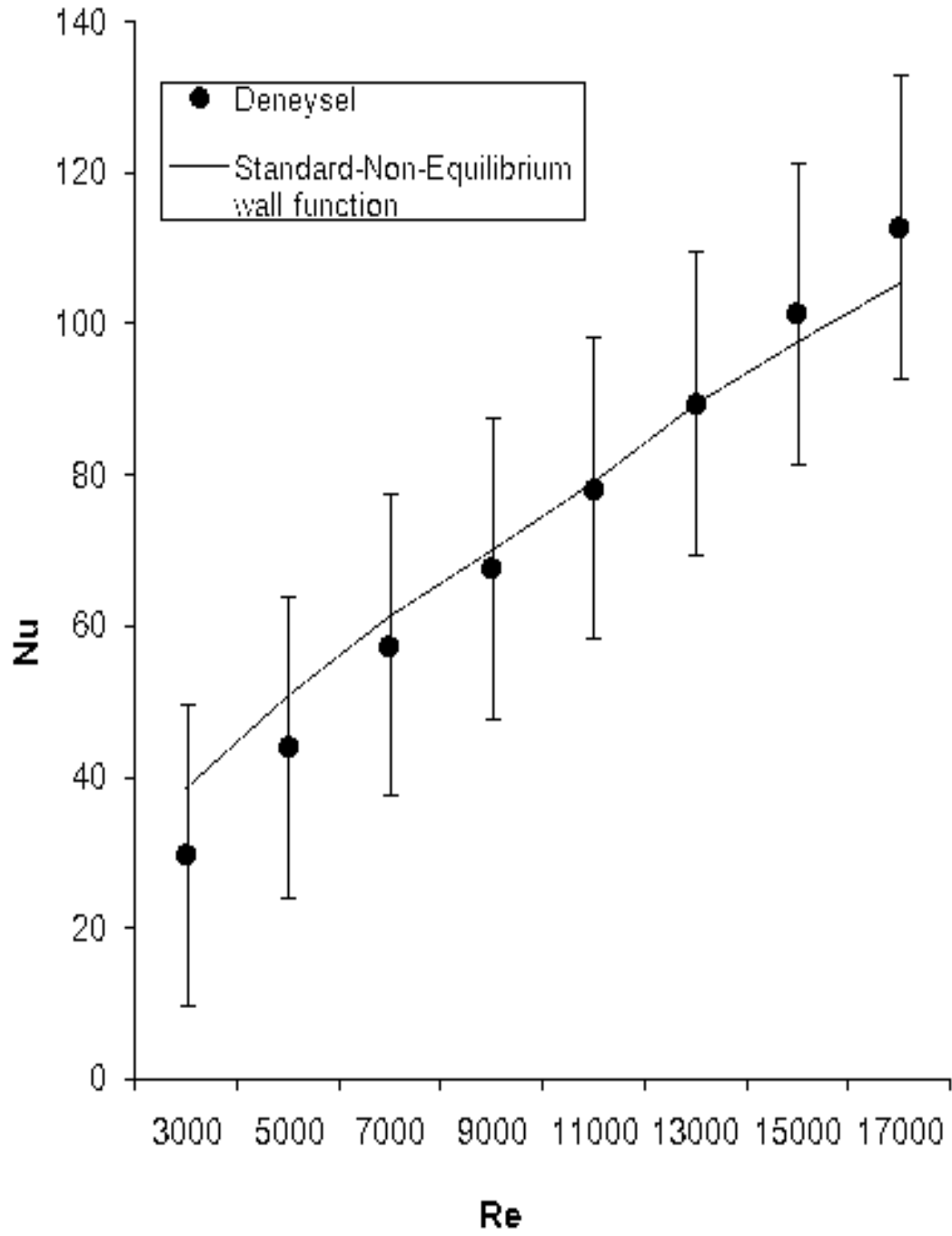
4.3. Sayısal ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Deneysel ve sayısal sonuçlara göre elde edilen Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişimleri Şekil 4.2, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sayısal olarak 9 farklı çözümden (Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, Standard-Enhanced wall treatment, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, RNG-Enhanced wall treatment, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function Realizable-Enhanced wall treatment) elde edilen verilerin deneylerden elde edilen verilerle uyum içinde olduğu görülmektedir.

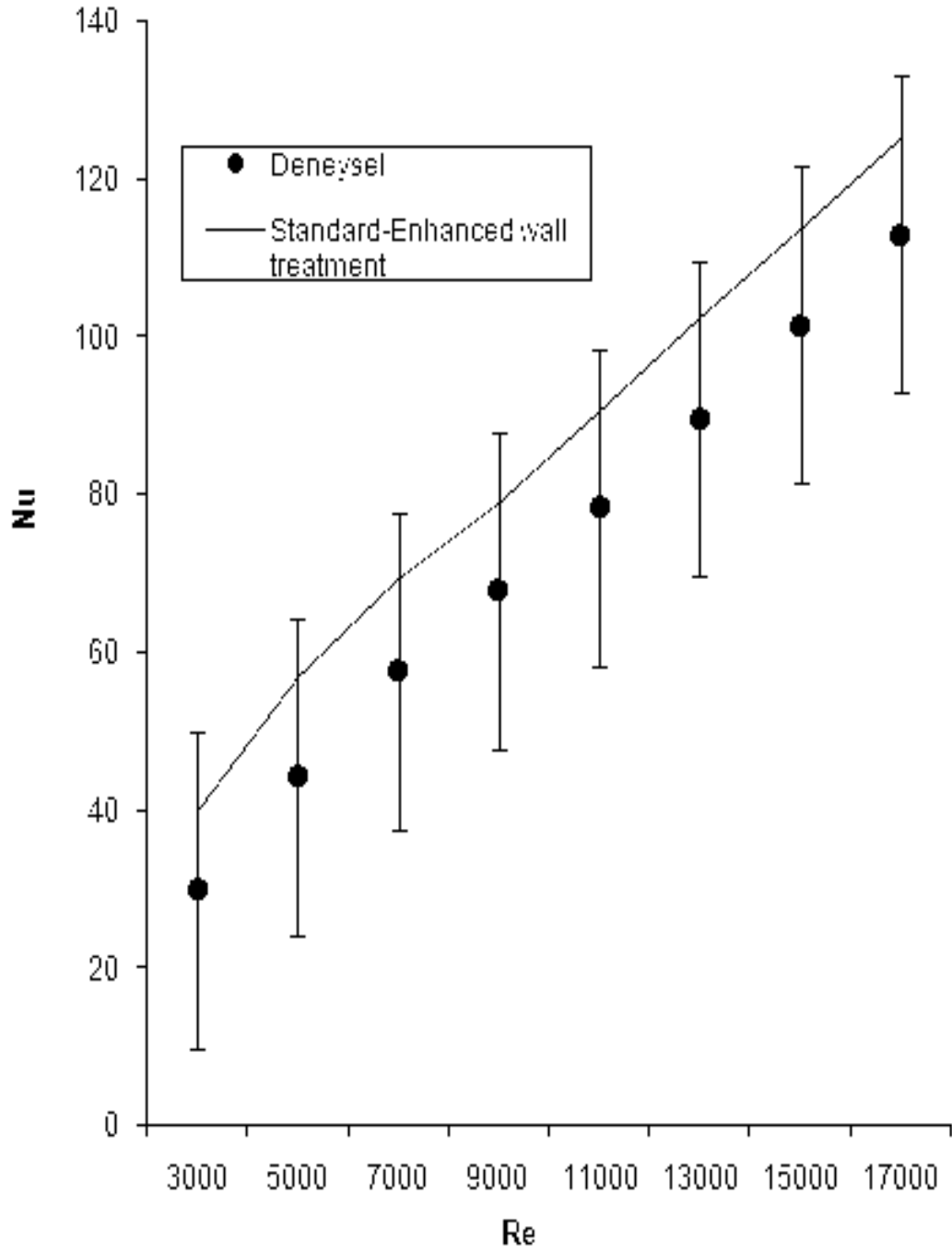
Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8, Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te de görüldüğü gibi sayısal ve deneysel sonuçlar uyum içerisindedir. Bu sonuçlar neticesinde deneysel çalışmalarla elde edilen veriler ANSYS Fluent kodlu programla çözümlenebilir. Bu kod programının bazı avantajları vardır. Birincisi sayısal hesaplama yöntemi, deneysel çalışmalara göre daha kısa zamanda sonuca ulaşır. İkincisi maliyeti deneysel çalışmaların maliyetinden azdır.



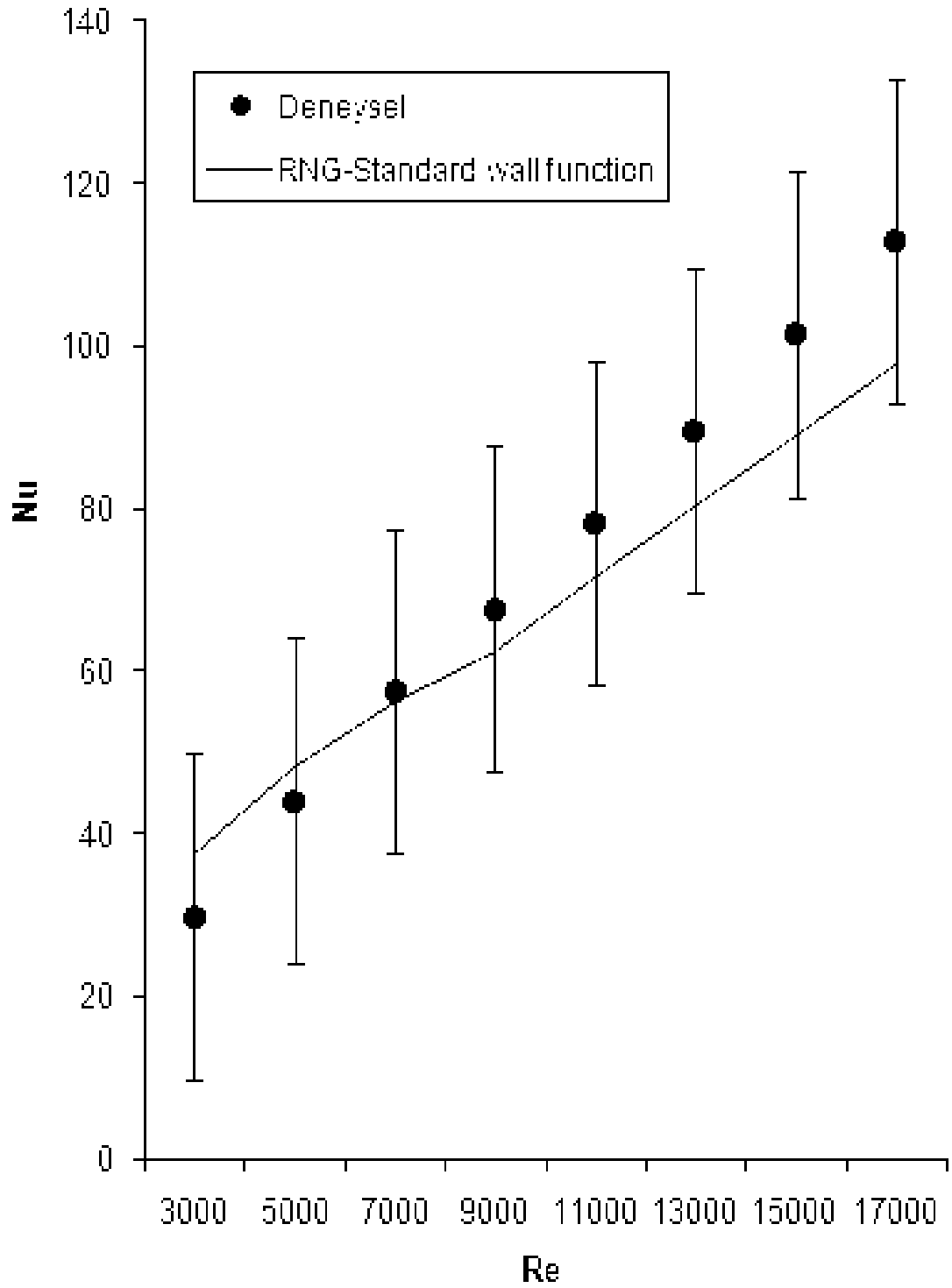
Şekil 4.6. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel-Standard-Standard wall function



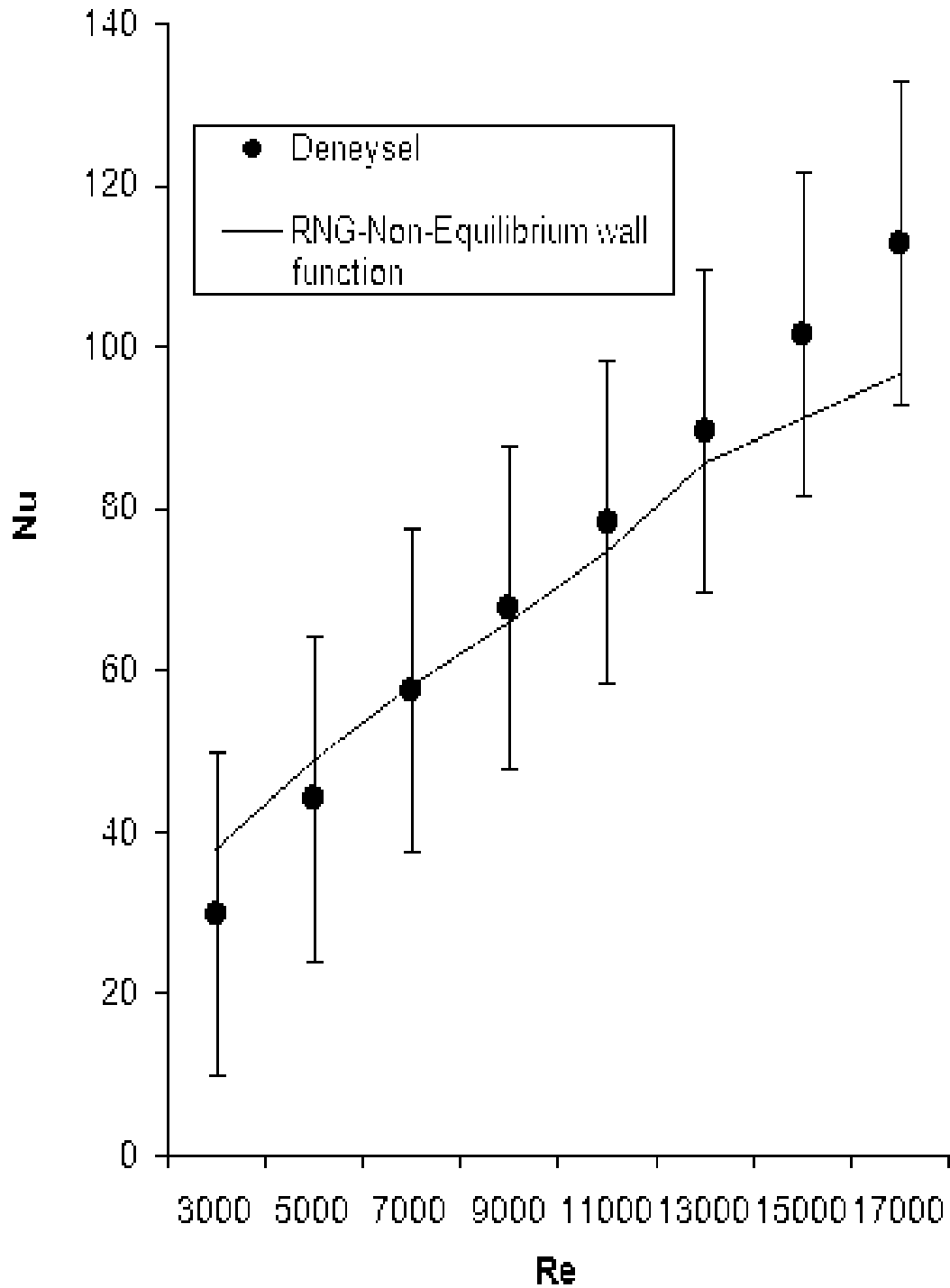
Şekil 4.7. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel-Standard-Non-Equilibrium wall function



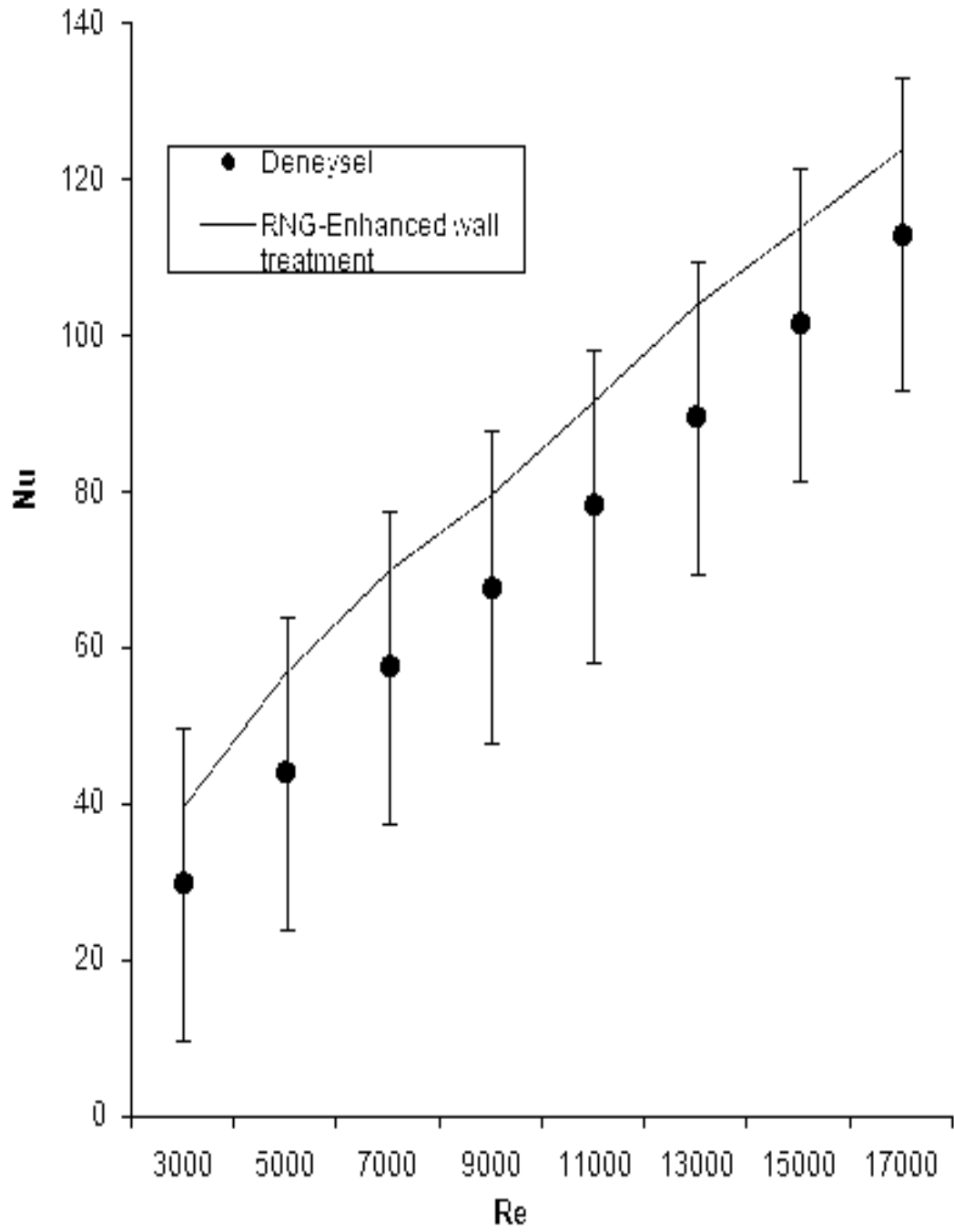
Şekil 4.8. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel-Standard-Enhanced wall treatment görünümü



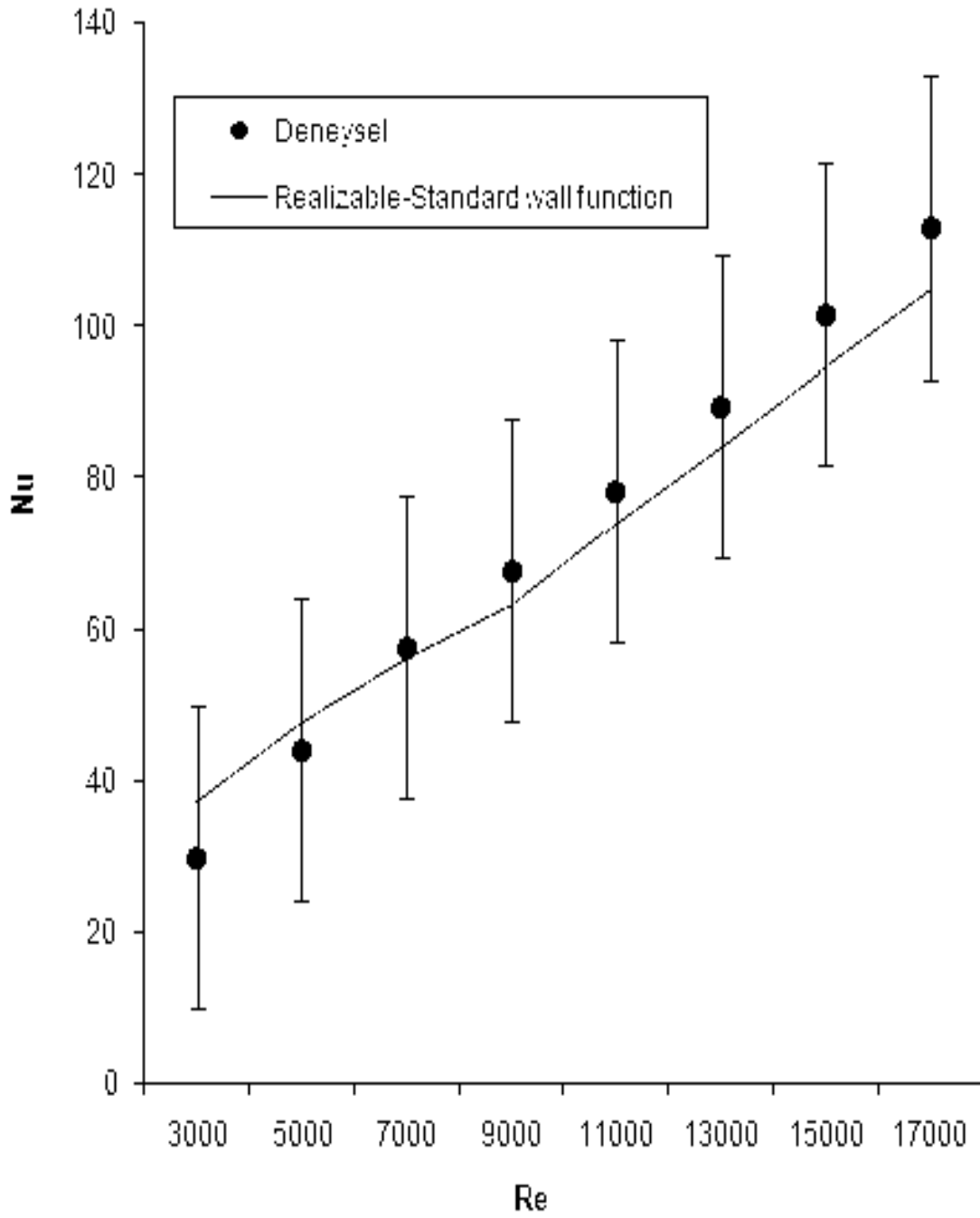
Şekil 4.9. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - RNG-Standard wall function



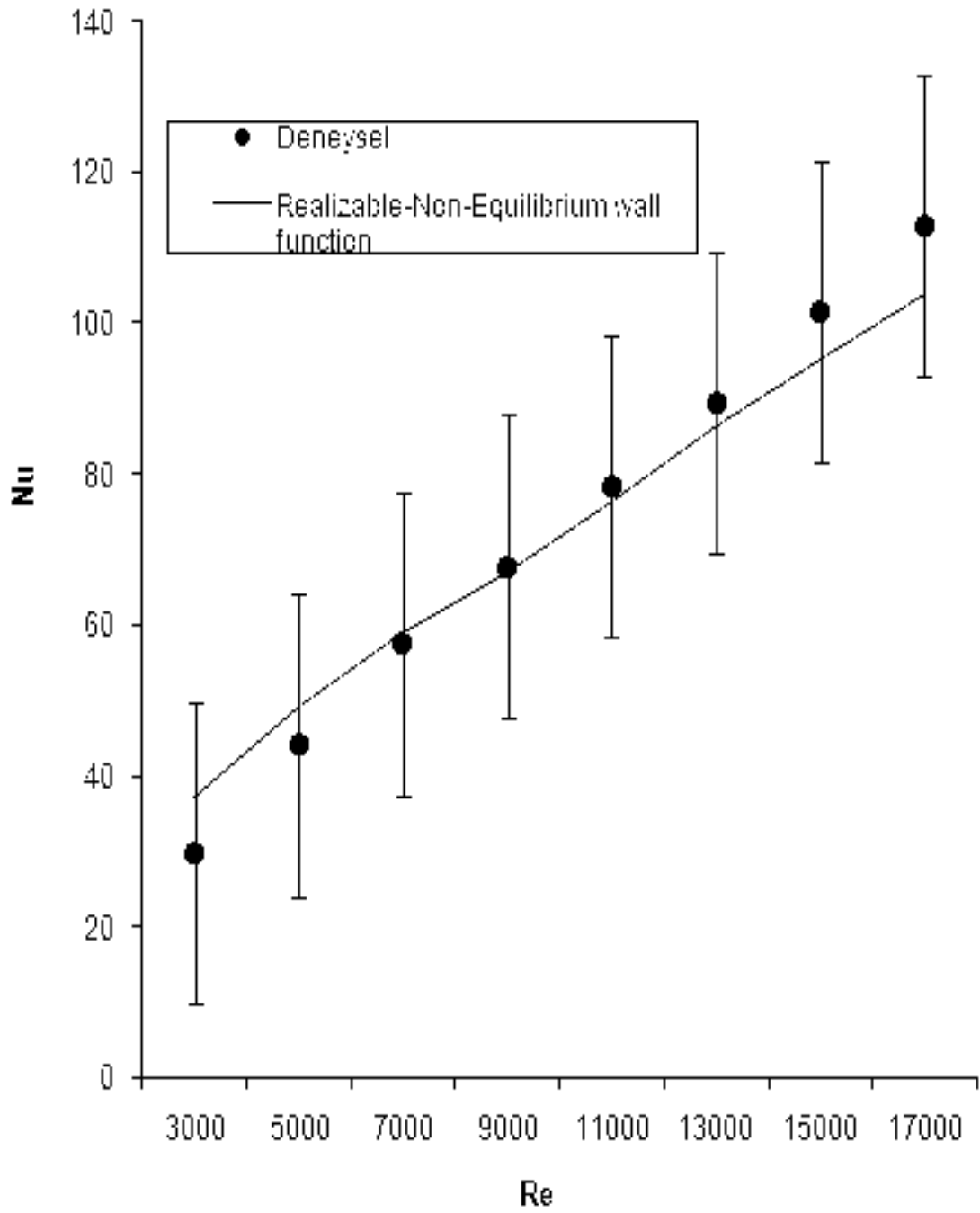
Şekil 4.10. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - RNG -Non-Equilibrium wall function



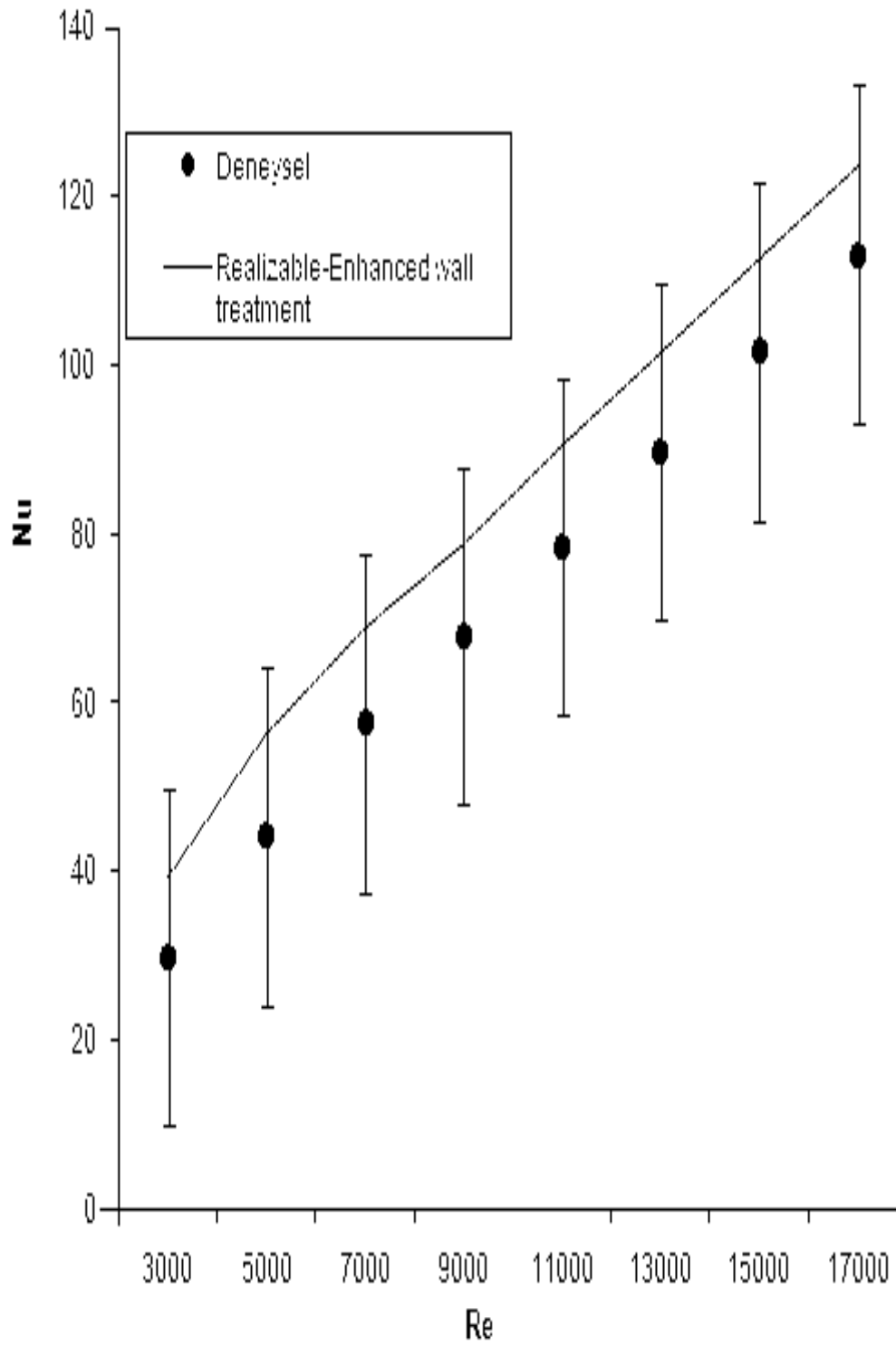
Şekil 4.11. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - RNG -Enhanced wall treatment



Şekil 4.12. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - Realizable-Standard wall function



Şekil 4.13. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - Realizable-Non-Equilibrium wall function



Şekil 4.14. Deneysel ve Sayısal Nusselt Sayısının Reynold Sayısına göre değişiminin Deneysel - Realizable -Enhanced wall treatment

Deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlar doğrultusunda; sayısal akışkanlar dinamiği kod programından aldığımız sonuçların deneysel olarak elde ettiğimiz sonuçlara çok yakın olduğunu görebiliriz. Bu da bize ANSYS Fluent kod programının güvenilirliğini gösterir.

Sayısal akışkanlar dinamiği kod programından alınan farklı her bir çözüm yolunun verilerinin, deneyden elde edilen veriye olan yakınlığı karşılaştırıldı. Bu karşılaştırma sonucunda; çözüm yöntemlerini deneye olan yakınlığı açısından sıraladığımızda; Realizable-Standard wall function, Standard-Standard wall function, RNG-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function'tir.

RNG-Enhanced wall treatment ve Realizable-Enhanced wall treatment, Standard-Enhanced wall treatment diğer çözümlere oranla Deneysel sonuca daha uzaktır.

4.4. Formüller

Deneysel çalışmada; sistemde kullanılan cihaz ve ekipmanlardan dolayı yanlış hesaplama yapılabilmektedir. Cihaz ve ölçüm aletlerinin hatalarını ölçmek için hata analizi yapılmalıdır. Hata analizi için istenilen büyüklük R olup, bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken;

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

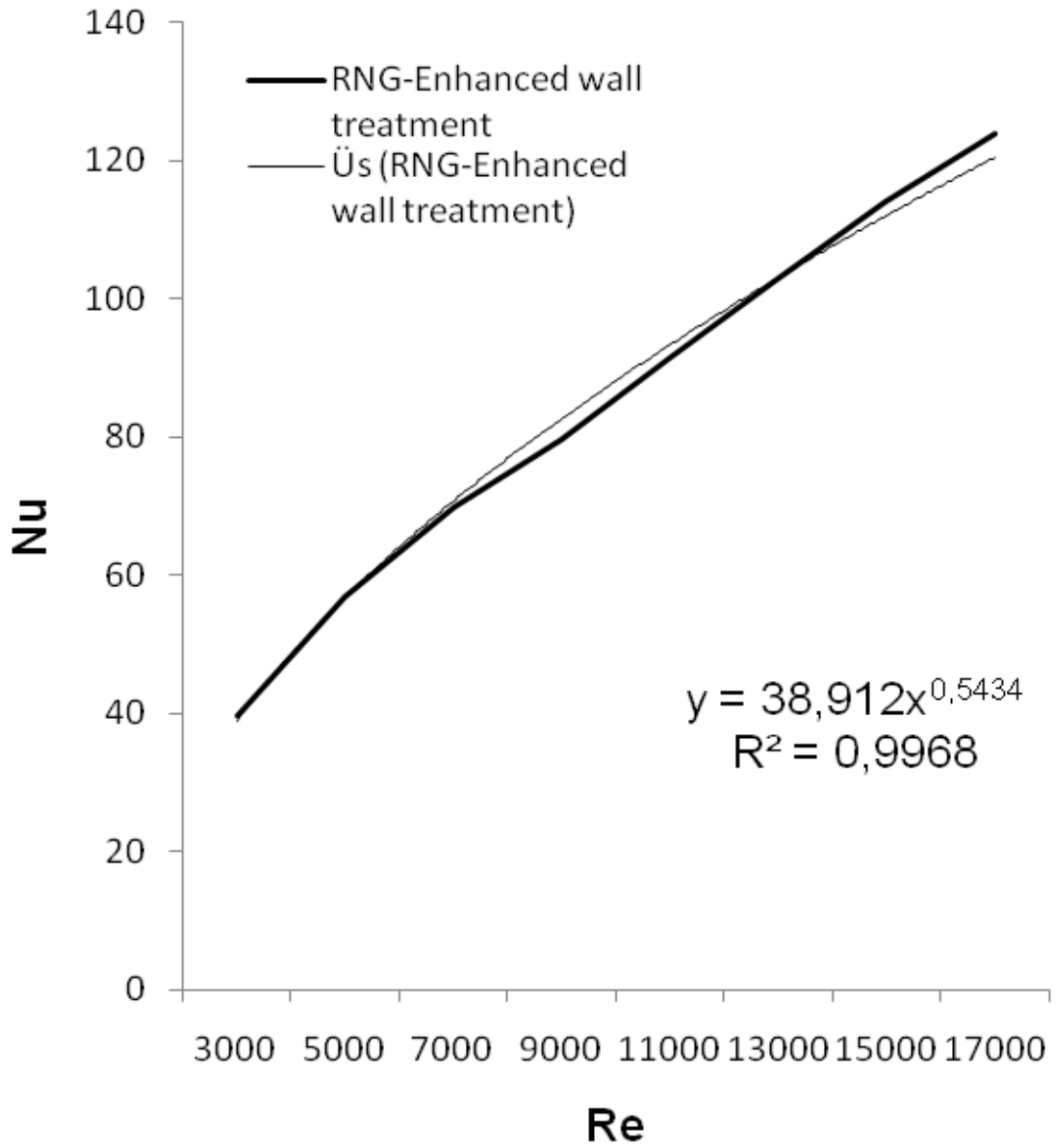
Deneylerden elde edilen veriler; deneyi yapan kişi ne kadar tecrübeli olursa olsun deney verilerinde hata görülebilmektedir. Bu hatalar 3 grupta toplanır; birincisi dikkatsizlik, tecrübesizlik, yanlış sistem tasarımı ve ölçme aleti seçimi, ikincisi; sabit veya sistematik şekilde devam eden hatalar, üçüncüsü de rasgele hatalardır [3].

W_R , R büyüklüğünün hata oranını ve her bir bağımsıza ait hata miktarları;

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

Şeklinde ifade edilmektedir.

Şekil 4.2'deki k- ε modellerinin diyagramı için Nusselt sayısı eşitlikleri ve hata oranları elde edilmiştir. Nusselt sayısının sayısal analizi ve fonksiyonel ifadesi karşılaştırılmıştır. Şekil 4.1'den de anlaşılacağı gibi sayısal analizin fonksiyonel ifade ile uyumlu olduğu görülmektedir. Eşitlik ve hata oranları aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.15. Sayısal Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişiminin fonksiyonel gösterimi

Sayısal Nusselt sayısı eşitlikleri

Standard-Standard wall function çözümü için

$$y = 36,951x^{0,4852}$$

$$R^2 = 0,9924$$

Standard-Non-Equilibrium wall function çözümü için

$$y = 36,951x^{0,4852} \quad R^2 = 0,9924$$

Standard-Enhanced wall treatment çözümü için

$$y = 38,795x^{0,5423} \quad R^2 = 0,9945$$

RNG-Standard wall function çözümü için

$$y = 35,356x^{0,4563} \quad R^2 = 0,9785$$

RNG-Non-Equilibrium wall function çözümü için

$$y = 36,125x^{0,4594} \quad R^2 = 0,9908$$

RNG-Enhanced wall treatment çözümü için

$$y = 38,912x^{0,5434} \quad R^2 = 0,9968$$

Realizable-Standard wall function çözümü için

$$y = 34,406x^{0,4971} \quad R^2 = 0,9713$$

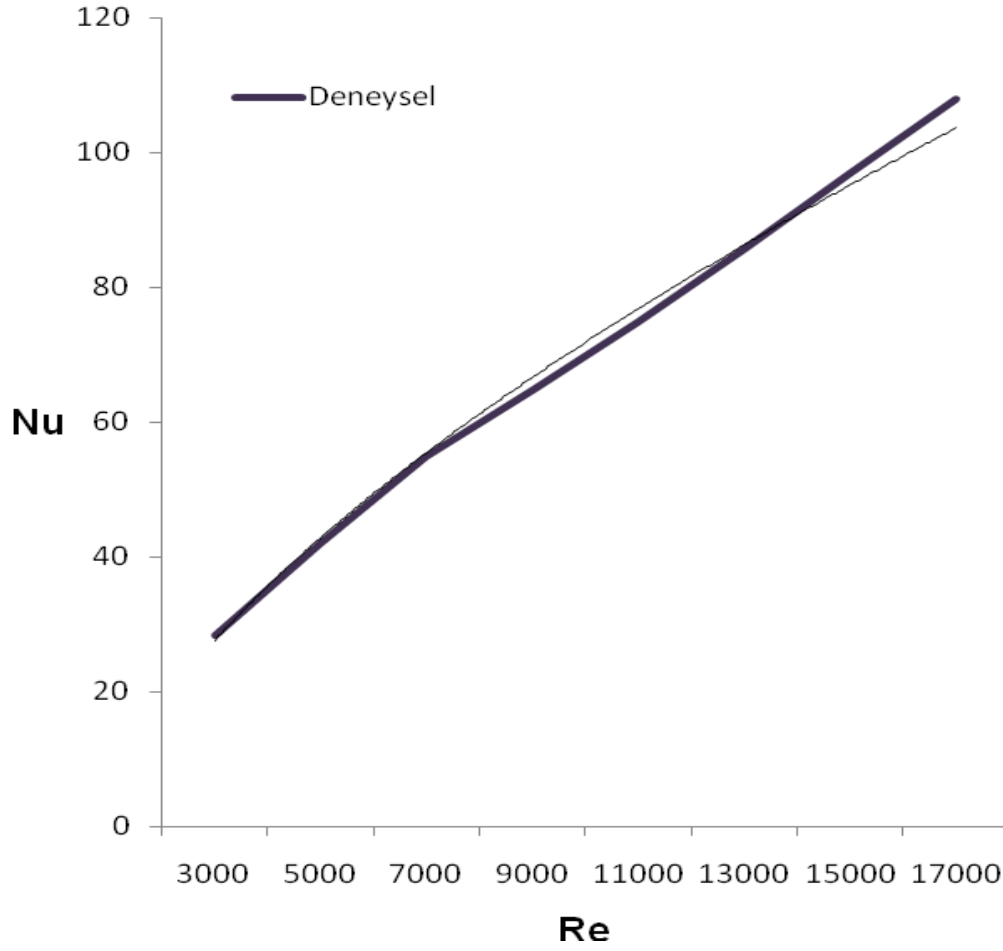
Realizable-Non-Equilibrium wall function çözümü için

$$y = 35,338x^{0,4943} \quad R^2 = 0,9882$$

Realizable-Enhanced wall treatment çözümü için

$$y = 38,423x^{0,5432} \quad R^2 = 0,996$$

Deneysel Nusselt sayısı eşitliği:



Şekil 4.16. Deneysel Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına göre değişiminin fonksiyonel gösterimi

Deneysel çözüm için

$$Nu = 27,53x^{0,6376}$$

$$R^2 = 0,9965$$

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Reynolds Sayısının $3000 \leq Re \leq 7000$ aralığında hiçbir k- ϵ modeli deneyden elde edilen veri ile çakışmamaktadır. $3000 \leq Re \leq 7000$ aralığında başlangıç değeri olarak tüm CFD kodundan alınan aynı değeri gösterirken 7000 değerine yaklaşıldıkça Realizable-Enhanced wall treatment, RNG-Enhanced wall treatment, Standard-Enhanced wall treatment çözümlerinde elde edilen verilerin Nusselt değerleri daha fazla artış göstermiştir. Bu üç çözüm yolunun deneyle olan yakınlığına bakıldığında uyum sağlamadığı görülmektedir.

Realizable-Enhanced wall treatment, RNG-Enhanced wall treatment, Standard-Enhanced wall treatment çözüm yollarının dışında, Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function çözüm yolları deneyden elde edilen verilerle uyumlu olduğu görülmüştür. Uyum sağlayan çözüm yollarını deneyle olan yakınlığını incelendiğinde Reynolds değeri 3000'den 5000'e yaklaştıkça Realizable-Standard wall function çözüm yolunun değeri deneyden elde edilen veriye yaklaşmaktadır. $5000 \leq Re \leq 9000$ aralığında aynı sonuçları vermekte ve $9000 \leq Re \leq 18000$ aralığında Realizable-Standard wall function'nın Nusselt sayısı değeri deneysel verilerin Nusselt sayısından bir miktar uzaklaşmaktadır.

k- ϵ modelinin Realizable-Non-Equilibrium wall function çözümünden elde edilen verilerle deneyden elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde Reynolds sayısının $7000 \leq Re \leq 13000$ aralığında bu türbülans model için aynı sonuçları verdiği görülmektedir.

k- ϵ modelinin Standard-Non-Equilibrium wall function çözümünün Nusselt sayısı değeri ile deneysel Nusselt sayısı karşılaştırıldığında Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 9000$ aralığında paralellik göstermektedir. 9000'den 11000'e yaklaştığında Standard-Non-Equilibrium wall function çözümünün

Nusselt sayısı deneysel sonucun Nusselt sayısına yaklaşmakta $11000 \leq Re \leq 13000$ aralığında tamamen aynı sonucu vermektedir. $13000 \leq Re \leq 18000$ aralığında ise deneysel verilerle Standard-Non-Equilibrium wall function verilerinin değerleri bir miktar uzaklaşmaktadır.

Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 7000$ aralığında k- ϵ modelinin Standard-Standard wall function çözümlünün Nusselt değerleri deneysel verilerin Nusselt değerleri ile paralellik göstermiş ve Reynolds sayısının 7000 değerinde ise tamamen aynı sonucu vermiştir. Reynolds sayısının $7000 \leq Re \leq 18000$ aralığında ise Standard-Standard wall function çözümlünün Nusselt sayısı değerleri deneysel verilerin Nusselt değerleri ile çok yakın bir paralellik göstermiş ve bu paralellik deneyle Standard-Standard wall function çözümlünün sonuçlarının çok yakın olduğunu ve sonuçlarının uyumlu olduğunu göstermektedir.

k- ϵ modelinin RNG-Non-Equilibrium wall function çözümlünün Nusselt sayısı verileri Reynolds sayısının 3000 değerinden 7000 değerine gidildikçe deneysel sonuçların Nusselt sayısına yaklaşmiş ve Reynolds sayısının 7000 değerinde RNG-Non-Equilibrium wall function ve deneyden elde edilen veriler tamamen aynı sonucu vermiştir. $7000 \leq Re \leq 13000$ aralığında -Non-Equilibrium wall function çözümlü sonuçları deney sonuçları ile paralellik göstermiştir. $13000 \leq Re \leq 18000$ aralığında Equilibrium wall function çözümlü sonuçları deney sonuçlarıyla olan uzaklığı daha da artmıştır.

k- ϵ modelinin RNG-Standard wall function çözümlünün Nusselt sayısı Reynolds sayısının $3000 \leq Re \leq 5000$ aralığında deneysel sonuçların Nusselt sayısı eşitliğine paralel olduğu görölmektedir. Reynolds sayısının 5000'den 7000'e yaklaştikça RNG-Standard wall function çözümlünün Nusselt sayısı ile deneysel verilerin Nusselt sayısına yaklaşmaktadır. Reynolds sayısı 7000 iken deneysel veri RNG-Standard wall function çözümlünün Nusselt sayısıyla aynı sonucu vermektedir. Reynolds sayısı 7000'den 18000'ne yaklaştikça

RNG-Standard wall function ile deneysel veriler birbirinden bir miktar uzaklaşmıştır.

Bu sonuçlardan da anlaşılacağı gibi ANSYS Fluent kod programının $k-\epsilon$ modelinde bulunan Realizable-Enhanced wall treatment, RNG-Enhanced wall treatment, Standard-Enhanced wall treatment, Realizable-Enhanced wall treatment, RNG-Enhanced wall treatment, Standard-Enhanced wall treatment çözüm yollarının dışında, Standard-Standard wall function, Standard-Non-Equilibrium wall function, RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function, Realizable-Standard wall function, Realizable-Non-Equilibrium wall function çözüm yollarının aşağıdaki şartlarda çözümleri yapılmıştır ve elde edilen verilerle deneysel veriler karşılaştırılmıştır.

Çözümün başlangıç şartları; İç içe borulu ısı değiştiricisinde dış boru ile iç boru arasından belirli bir soğukluktaki su geçerken iç borunun içerisinden sıcak akışkan olarak hava geçmektedir. Bu işlem iç içe borulu, yaylı tipi paralel yönlü zıt akışlı ısı değiştiricisinde, hava akışkanının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleşmiştir.

Karşılaştırma Şekil 4.2. verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi CFD kod programı ile deneysel sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Bu sonuçlar içerisinde ise en yakın sonucu Standard-Standard wall function çözüm yolu vermiştir.

KAYNAKLAR

1. Çelikkın, O., "Türbülátör boru içinde akışın bilgisayar yardımı ile modellenmesi ve sonuçların düz boru ile karşılaştırılması", **Dokuz Eylül Üniversitesi, Bitirme Projesi**, 9-12 (2007).
2. Halıcı, F., Gündüz, M., "Örneklerle ısı geçişi" **Burak Ofset**, 307-317 (2001).
3. BAYSAL, E., "Eşmerkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülátörlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara,7-60 (2009).
4. Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., "Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları", Çev. Editörü, Tahsin Kaya, **Güven Bilimsel**, İzmir, 399-456 (2008).
5. Zamankhan, P., " Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators" **Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation**, 15(10): 2894-2907 (2010).
6. Kurtbaş, İ., Gülçimen. F., Durmuş, A., " Değişik tip kanatcıklar kullanarak sabit ısı akısına sahip bir ısı değiştiricisinin etkenliğini artırma", **Isı Bilimi ve Tekniği**, 24(2): 117-125 (2004).
7. Durmuş, A., Kurtbaş, İ.,"Çubuk kanatlı türbülátörlerde, ısı transferi ve basınç kaybının deneysel olarak incelenmesi", **F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 15(1): 63-71 (2003).
8. Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., Akansu, S.O.,"Boru içi akışlarda türbülátörlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi" **Isı Bilimi ve Teknięi Dergisi**, 28(2): 51-59 (2008).
9. Kongkaiptaiboon, V., Nanan, K., Eiamsa-ard, S.,"Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators" , **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 37(5): 568-574 (2010).
10. Behçet, R., İlkılıç, C., Aydın, H., "Isı değiştiricisine yerleştirilen pervane tipi türbülátörün ısı transferi üzerindeki etkisi" **5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)**, 13-15 Mayıs, Karabük, Türkiye (2009).
11. Aruhan, Z., Yıldız, C.," Dikdörtgen delikli türbülátörlerde delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkisi" **Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Der.** 18 (2): 243-247 (2006).

12. Şeker, D., Eğrican, N., "Kapalı ve açık kaviterlerde türbülanslı ısı ve kütle transferi", **itüdergisild mühendislik**, Cilt:4, Sayı:6, 116-128, Aralık (2005).
13. Parmaksızoğlu, C., Çeteci, Ö., " Isı değiştiricisi tasarımı" **4. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, 135-147 (1998).
14. Çakmak, G., Yıldız, C., "Konsantrik ısı değiştirgeçlerine yerleştirilen enjektörlü elemanların optimizasyonu" **F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 15(4): 589-600 (2003).
15. Kayataş, N., İlbaş, M., "İç içe borulu model bir ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesinin sayısal olarak incelenmesi" **Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 21 (1-2): 128-139 (2005).
16. BENLİ, H., GÜL, H., DURMUŞ, A., "Değişik yüzey profiline sahip tek geçişli plaka tipli ısı değiştiricilerinde ısı transferinin incelenmesi", **Firat Üniversitesi Fen ve Müh. Bil. Dergisi**, 18 (4): 569-575 (2006).
17. LOZANO, A., BARRERAS, F., FUEYO, N., SANTODOMİNGO, S., "The flow in an oil/water plate heat exchanger for the automotive industry", **Applied Thermal Engineering**, Vol. 28, pp. 1109-1117, (2008).
18. SANGHOON, Y., HYUNGJUN, K., CHANGHEE, L., "Fabrication of automotive heat exchanger using kinetic spraying process", **Surface & Coatings Technology**, 201, 9524– 9532 (2007).
19. SARIÇAY, T., ERBAY, L., B., "Kanatlı borulu buharlaştırıcının kanat aralıklarının, soğutma etkinliği üzerine etkilerinin sayısal incelenmesi", **Mühendis ve Makine**, Cilt 49, Sayı 584,
20. KARABULUT, H., YÜCESU, S., "Dikdörtgen kesitli kanallarda sabit duvar sıcaklığında eşzamanlı gelişen akışın ısı transferinin incelenmesi", **ANKARA Politeknik Dergisi**, 7 (1): 13-21 (2004).
21. Ozden, E., Tari, İ., " Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger", **Energy Conversion and Management**, 51: 1004-1014, (2010).
22. Genceli, O., "Isı değiştiricileri", **Birsen Yayınevi**, İstanbul, (2005).
23. Y., Yalçın, "Teori ve çözümlü problemler ile bilgisayar uygulamalı akışkanlar mekaniği ve hidrolik" **Arıkan Basım Yayım Dağıtım Ltd Şti**, İstanbul, 161-170, (2005).

24. Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., "Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları", **Güven Bilimsel**, İzmir, 399-456 (2008).
25. Atmaca, M., "Eliptik jet akışların sayısal analizi" **Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi**, (1) 25-32, İstanbul, (2007).

EKLER

EK- 1 Örnek hesaplama

Türbülantörlü ısı değiştiricide ANSYS kod programından alınan veriler kullanılarak Nusselt sayısı, Reynold sayısı için örnek hesaplama metodu aşağıda verilmiştir.

havanın ortalama giriş sıcaklığı	= 100,1001 °C
havanın ortalama çıkış sıcaklığı	= 57,5309 °C
su giriş sıcaklığı	= 23,718 °C
suyun debisi	= 100l/h
Ara yüzeyin ortalama sıcaklığı	= 30,4116 °C
ısı değiştiricide iç boru çapı	= 40 mm
Isı değiştiricisi hidrolik çapı	= 33,5 mm
ısı değiştiricide ortak cidar uzunluğu	= 1000 mm
Boru içindeki kesitte oluşan hız miktarı	= 1,32629

Hava ile su arasındaki ısı transferi ısı değiştiricide birbirine eşit olduğundan:

$$Q = (m.C_p)_{hava} (Thg - Th) = (mC_p)_{su} (Tsg - Ts)$$

Konveksiyonla ısı transferi havadan geçen ısı transferine eşit olacağından;

$$Q = (m.C_p)(Thg - Th) = hA(Tm - Tw)$$

Havanın fiziksel özellikleri için (Tm) film sıcaklığı hesaplandı.

$$Tm = \frac{Thg + Th}{2} = \frac{100,101 + 57,5309}{2} = 78,81545 \text{ °C}$$

EK-1 (Devam) Örnek hesaplama

Havanın ortalama akışkan sıcaklığındaki (T_m) termofiziksel özellikleri:

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

Isı değiştiricide havanın verdiği ısı miktarı:

$$Q = (m.C_p)_{hava} (Th_g - Th_ç) = (\dot{V} \rho C_p)_{hava} (Th_g - Th_ç)$$

$$Q = [(20 \times 0,985 \times 1009,555)(100,101 - 57,5309)] / 3600 = 408,9425 \text{ W}$$

Taşınımla geçen ısı miktarı havadan geçen ısı miktarına eşittir

$$Q = (m.C_p)(Th_g - Th_ç) = hA(T_m - T_w)$$

$$408,9425 = h(\pi \times 0,04 \times 1)(78,81545 - 30,4116) \Rightarrow h = 74,1042 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Nusselt sayısının hesaplanması;

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

$$Nu = \frac{74,1042 \times 0,0335}{30,61 \times 10^{-3}} = 81,10064$$

EK- 1 (Devam) Örnek hesaplama

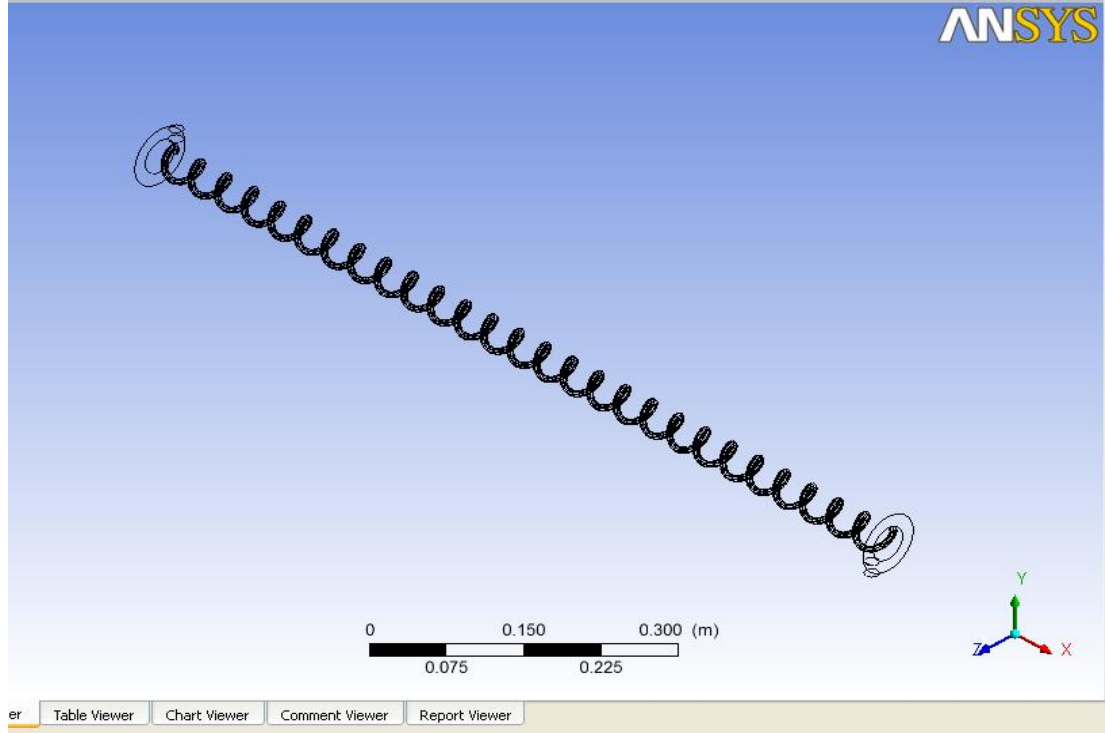
Reynold sayısının hesaplanması;

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

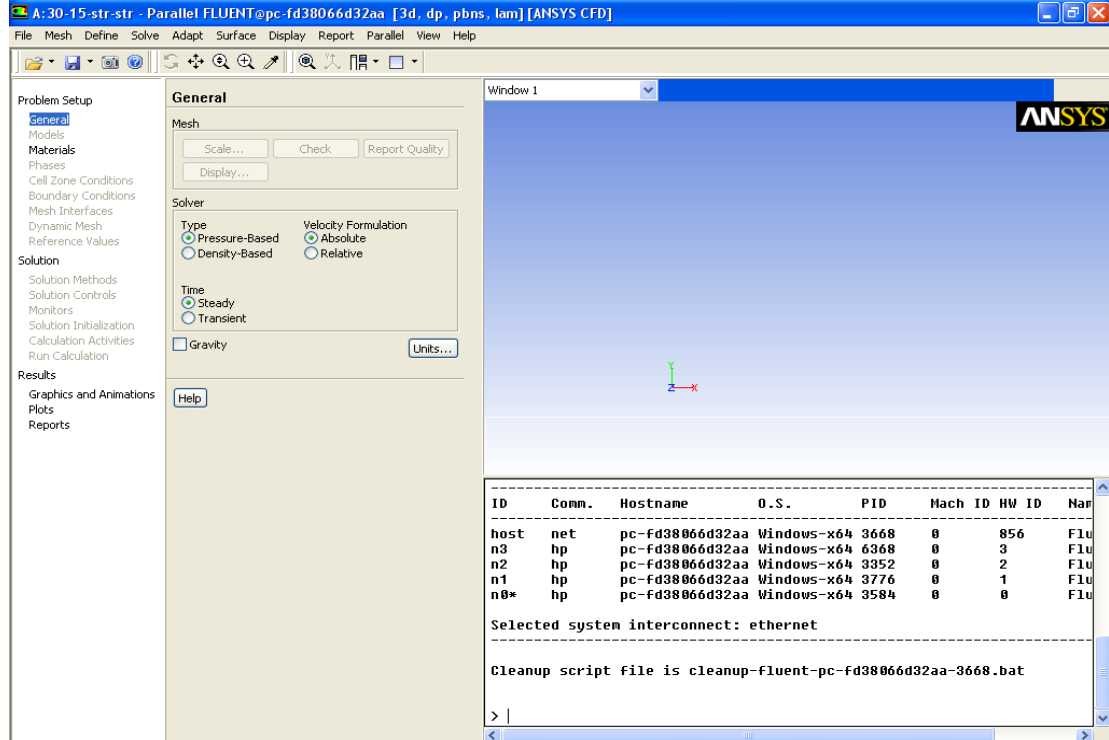
$$Re = \frac{7,073553 \times 0,0335}{20,883 \times 10^{-6}} = 11765,23$$

şeklinde hesaplandı.

EK-2 Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

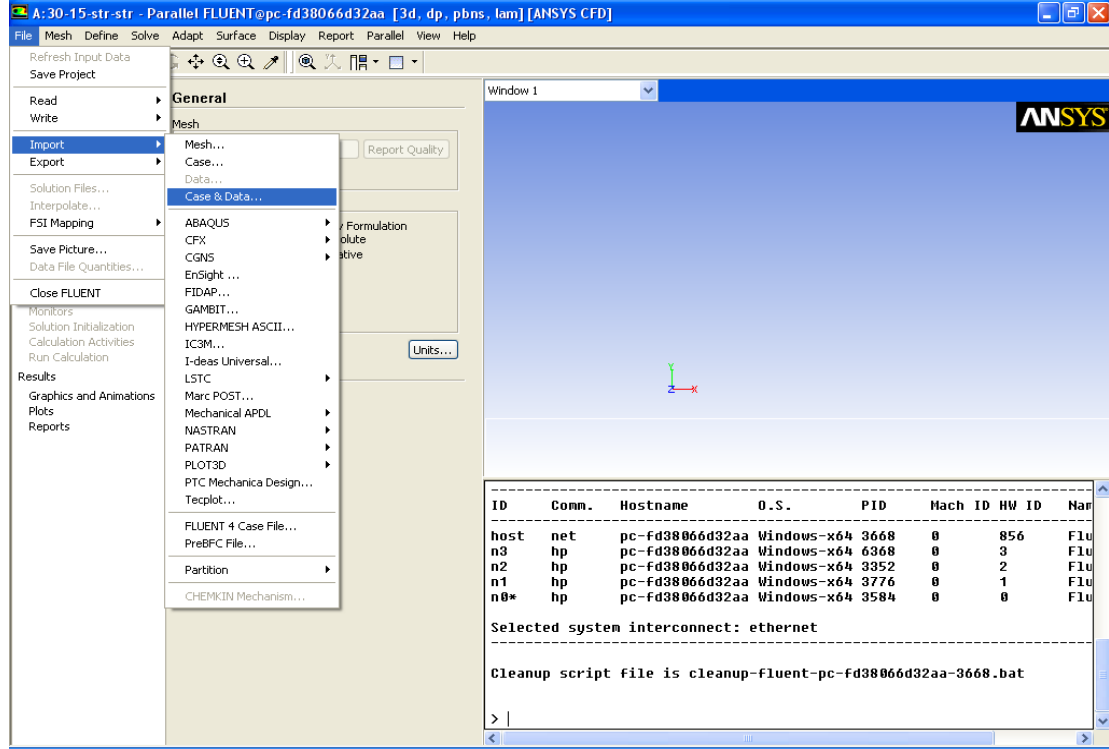


Ansyz Fluent 12.0 programında türbülâtörün görünümü

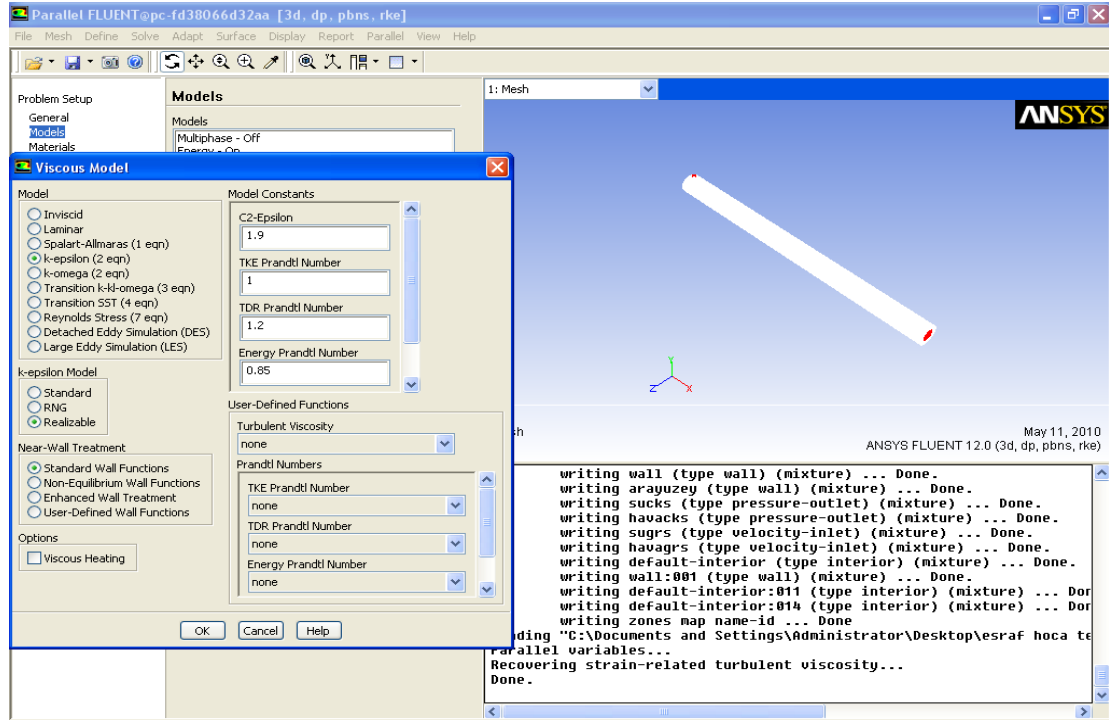


Ansyz Fluent 12.0 programının ilk sayfası

EK-2 (Devem) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

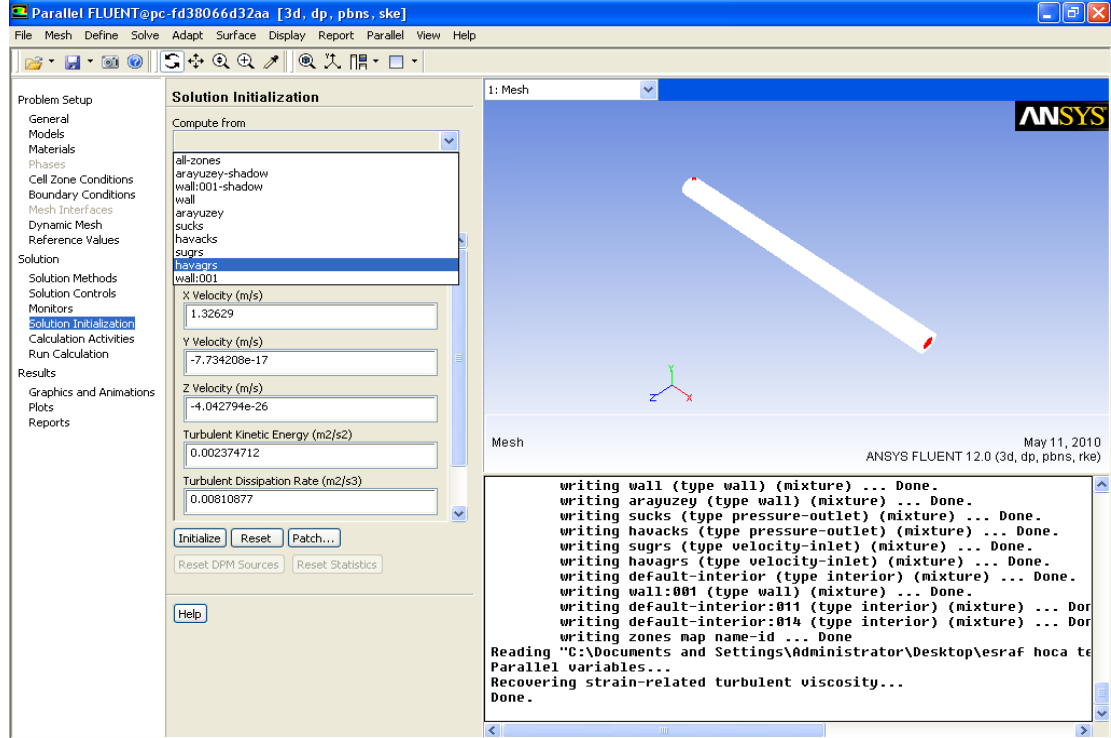


Ansyes Fluent 12.0 programında geometriyi açmak için yapılan işlem

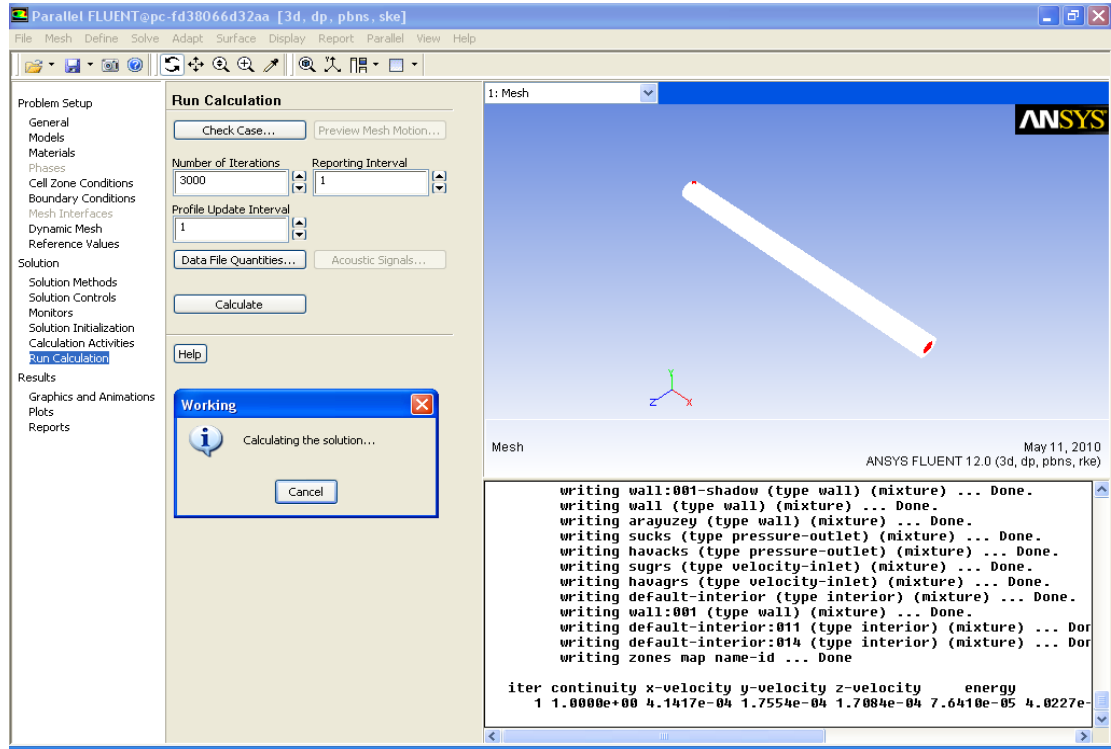


Ansyes Fluent 12.0 programında uygulanacak modelin secimi

EK-2 (Devem) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi



Ansys Fluent 12.0 programında çözümün başlama noktasının belirlenmesi



Ansys Fluent 12.0 programında hesaplamının başlaması

EK-2 (Devem) Fluent kod programında modelin çözümlenmesi

The screenshot displays the ANSYS FLUENT 12.0 software interface. The main window shows a 3D model of a cylindrical object with a mesh. The 'Run Calculation' dialog box is open, showing the following settings:

- Number of Iterations: 3000
- Reporting Interval: 1
- Profile Update Interval: 1

The console window at the bottom right shows the following output:

```

230 9.0640e-05 1.0327e-03 7.5525e-04 7.7010e-04 2.1376e-07 1.5935e-
reversed flow in 3 faces on pressure-outlet 8.
231 8.9661e-05 1.0230e-03 7.7011e-04 7.3868e-04 2.1570e-07 1.5803e-
reversed flow in 3 faces on pressure-outlet 8.
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy
232 8.8901e-05 1.0134e-03 7.3822e-04 7.5562e-04 2.1780e-07 1.5712e-
reversed flow in 3 faces on pressure-outlet 8.
233 8.7972e-05 1.0046e-03 7.5206e-04 7.2496e-04 2.1532e-07 1.5612e-
reversed flow in 3 faces on pressure-outlet 8.
? 234 solution is converged
234 8.7357e-05 9.9434e-04 7.2217e-04 7.4150e-04 2.1661e-07 1.5455e-

```

An information dialog box is also visible, stating "Calculation complete." with an "OK" button.

Ansyes Fluent 12.0 programında hesaplamannn tamamlanması

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YİĞİT, Medine
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 28.09.1983 Andırın
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 506 308 16 97
e-mail : medinem_83@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Dicle Üniversitesi/ Makine Bölümü	2008
Lise	Osmaniye A.İ.H.L	2002

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2008-2010 göre)	Gazi Üniversitesi	Öğr. Gör. (31. Maddesine

Yabancı Dil

İngilizce