

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÖN DEĞİŞTİREN KANAL AKIŞLARINDA ISI
TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

Makine Yük. Müh. Bülent KELEŞOĞLU

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 4 Şubat 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR (YTÜ)

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)
Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU (İTÜ)
Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İTÜ)
Doç. Dr. Sabiha YILDIZ (YTÜ)

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	1
2. TEMEL KAVRAMLAR VE TEORİK İNCELEME	3
2.1 Isı Transferinin Artırılması	3
2.2 Artış Teknikleri	4
2.2.1 Pasif Teknikler	5
2.2.2 Aktif Teknikler	10
2.2.3 Kullanılan Yöntemler ve Teknikler	10
2.3 Isı Transferi Artırımının Sağlayacağı Yararlar	11
3. KONUYLA İLGİLİ DAHA ÖNCEDEN YAPILAN ÇALIŞMALAR	13
3.1 Türbülanslı Akış	13
3.1.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülötörler ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar	13
3.1.2 Spiral Sarmal Yay Türbülötörler ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar	15
3.2 Laminar Akış	17
3.2.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülötörler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar	17
3.2.2 Spiral Sarmal Yay Türbülötörler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar	21
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ	22
4.1 Giriş	22
4.2 Sayısal Çözümde Kullanılacak Hesaplama Yöntemleri	22
4.2.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri	24
4.2.1.1 Ayrı Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)	24
4.2.1.2 Bir Arada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)	24
4.2.2 Lineerleştirme Yöntemleri	26
4.2.2.1 Örtülü Yöntem (Implicit Formulation)	26
4.2.2.2 Açık Yöntem (Explicit Formulation)	26
4.2.3 İkinci Dereceden Enterpolasyon Yöntemi	27
4.2.4 Basınç- Hız Çifti İçin Simple Metodu	27
4.2.5 Artık Değer (Residual)	28
4.3 Türbülans Modeli Seçimi	29
4.3.1 Standart k-ε Modeli	30

4.3.2	RNG k- ϵ Modeli	30
4.3.3	SST k- ω Modeli.....	31
4.3.4	Reynolds Stres Modeli.....	31
4.4	Yakınsama ve Kararlılık	32
4.5	Problemın Çözümü İçin Oluşturulan Algoritma	32
4.6	Modelin Çizimi ve Çözüm Ağının Oluşturulması.....	33
4.7	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanım Alanları	35
4.8	HAD Analizlerinin Planlanması ve Çözüm Adımları	37
4.8.1	HAD Analizlerinin Planlanması	37
4.8.2	Problem Çözme Adımları	37
4.9	Sayısal Çalışma Sonuçları	41
5.	DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	46
5.1	Deney Sistemi.....	46
5.2	Sistemin Çalışması	47
5.3	Deneylerin Yapılışı ve Amacı	48
5.4	Deneylerden Elde Edilen Bulgular	49
5.5	Elde Edilen Deney Bulgularından Korelasyon Oluşturulması	57
6.	DENEYSEL HATALAR ve HATA ANALİZİ YÖNTEMLERİ	60
6.1	Belirsizlik Analizi Yöntemi.....	61
6.2	Belirsizliklerin Tespiti	61
7.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	64
KAYNAKLAR.....		66
İNTERNET KAYNAKLARI		Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
ÖZGEÇMİŞ.....		69

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
$\vec{A}$	Yüzey alan vektörü
AC	Alternatif Akım
b	Üretimin ve sınır şartlarının sabit değeri
C_p	Özgül ısı
D	Boru iç çapı
DC	Doğru Akım
e	Türlülatör çapı
$\vec{e}_r$	Radyal yönde birim vektör
$\vec{e}_\theta$	Teğetsel yönde birim vektör
$\vec{e}_z$	Eksenel yönde birim vektör
E	Artırım oranı
f	Sürtünme katsayısı
F	Radyal hız fonksiyonu
g	Yerçekimi ivmesi
G	Teğetsel hız fonksiyonu
h	Isı taşınım katsayısı
I	Türlülans şiddeti
J	Eksenel hız fonksiyonu
k	Isı iletim kasayısı
L	Boru uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
P	Hatve
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı geçişi
R	Artık değeri
Re	Reynolds sayısı
St	Stanton sayısı
Sw	Girdap akış katsayısı
T	Sıcaklık
t	Zaman

u_τ	Sürtünme hızı
V	Kontrol hacmi
$\vec{V}$	Hız vektörü
V_r	Radyal yöndeki hız bileşeni
V_θ	Teğetsel yöndeki hız bileşeni
V_z	Eksenel yöndeki hız bileşeni
$\overline{v_r}$	Radyal hız çalkantıları
$\overline{v_\theta}$	Teğetsel hız çalkantıları
$\overline{v_z}$	Eksenel hız çalkantıları
W	Sac genişliğinin çapa oranı
x_f	FLUENT'te x koordinatı
y_f	FLUENT'te y koordinatı

Yunan Harfleri

α	Isı yayılma katsayısı
δ	Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı
δ'	Isıl sınır tabaka kalınlığı
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı
ϕ	Genel parametre
∇	Gradyan
ν	Kinematik viskozite
η	Yüzey verim artırımı
μ	Dinamik viskozite

Alt indisler

ç	Çıkış
Den	Deneysel
f	Film tabakası
g	Giriş
p	Dış yüzey
Kor	Korelasyon
Say	Sayısal

KISALTMA LİSTESİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
PISO	Pressure Implicit with Splitting of Operators
PRESTO	Pressure Staggered Option
QUICK	Quadratic Upwind Interpolation
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RNG	Renormalization Group Theory
RSM	Reynolds Stres Model
SIMPLE	Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations
SIMPLEC	Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations Consistent
URF	Under Relaxation Factor

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Çeşitli artırılmış yüzeyler	5
Şekil 2.2 Tahribat ile artırılmış yüzeyler	6
Şekil 2.3 Sıvılarda kullanılan artırılmış yüzey örnekleri	7
Şekil 2.4 Sökülüp-takılabilir türbülator çeşitleri	8
Şekil 2.5 Girdap akış türbülatorleri	8
Şekil 2.6 Sargılı tüp kullanılan ısı değıştiricisi	9
Şekil 2.7 Boruda iç ve dış yüzey artışlarında kullanılan metotlar	12
Şekil 3.1 Spiral sarmal yay türbülator	16
Şekil 4.2 Bir arada çözüm yöntemi iterasyon adımları	25
Şekil 4.3 Hücre modelleri	34
Şekil 4.4 Model geometrisi	38
Şekil 4.5 İterasyon adımlarının yakınsaması	39
Şekil 4.6 Oluşturulan ağ yapısı	41
Şekil 4.7 Hız büyüklük kontürleri giriş bölgesi	42
Şekil 4.8 Hız büyüklük kontürleri çıkış bölgesi	42
Şekil 4.9 Çıkış bölgesi yörünge çizgileri	43
Şekil 4.10 Hız vektörleri	43
Şekil 4.12 Sayısal çalışmalarda bulunan Nu-Re ilişkisi $D=16$ mm	44
Şekil 4.13 Sayısal çalışmalarda bulunan f-Re ilişkisi $D=20$ mm	45
Şekil 4.14 Sayısal çalışmalarda bulunan f-Re ilişkisi $D=16$ mm	45
Şekil 5.1 Deney tesisatının şematik gösterimi	46
Şekil 5.2 Değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülatorlü borularda Nu-Re değışimi, $D=20$	54
Şekil 5.3 Değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülatorlü borularda Nu-Re değışimi, $D=16$	54
Şekil 5.4 Deneysel sonuçlara göre türbülatorlerin parçalı ve aralıklı yerleştirilmesinin Nu sayısı üzerine etkisi	55
Şekil 5.5 Değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülatorlü borularda f-Re değışimi, $D=20$	55
Şekil 5.6 Değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülatorlü borularda f-Re değışimi, $D=16$	56
Şekil 5.7 Türbülatorün belirli aralıklarla parçalı olarak yerleştirilmesinin sürtünme faktörü üzerine etkisi	56
Şekil 5.8 Elde edilen deneysel bulgularla sayısal bulguların karşılaştırılması	58
Şekil 5.9 Deney bulgularından elde edilen korelasyonla deney bulgularının karşılaştırılması	58

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Aralıklı yerleştirme için bulunan sürtünme katsayıları	18
Çizelge 4.1 Fluent'te çözüm aşamaları	40
Çizelge 5.1 Deneyden elde edilen bulgular $D=20$, $P/D=5$, $e/D=0,1$	49
Çizelge 5.2 Deneyden elde edilen bulgular $D=20$, $P/D=2,5$, $e/D=0,1$	49
Çizelge 5.3 Deneyden elde edilen bulgular $D=20$, $P/D=2,5$, $e/D=0,05$	49
Çizelge 5.4 Deneyden elde edilen bulgular $D=20$, $P/D=3,5$, $e/D=0,05$	50
Çizelge 5.5 Deneyden elde edilen bulgular $D=16$, $P/D=2,5$, $e/D=0,05$	50
Çizelge 5.6 Deneyden elde edilen bulgular $D=16$, $P/D=2,5$, $e/D=0,125$	50
Çizelge 5.7 Deneyden elde edilen bulgular $D=16$, $P/D=4$, $e/D=0,125$	50
Çizelge 5.8 Deneyden elde edilen bulgular $D=16$, $P/D=4$, $e/D=0,05$	51
Çizelge 5.9 Deneyden elde edilen bulgular $D=20$, $P/D=2,5$, $e/D=0,05$, 5×100 mm, aralıklı....	51
Çizelge 5.10 Deneyden elde edilen bulgular $D=16$, $P/D=4$, $e/D=0,05$, 5×100 mm, aralıklı....	51
Çizelge 5.11 Deneysel ve sayısal Nu sayılarının karşılaştırılması	52
Çizelge 5.12 Deneysel ve sayısal f sürtünme katsayılarının karşılaştırılması	53
Çizelge 6.1 Ölçüm cihazlarının kalibrasyonu sonucunda elde edilen belirsizlikler ve deneylerde ölçülen bağımsız değişkenlerin örnek bir deneydeki değerleri.....	63
Çizelge 6.2 Ölçüm cihazlarının kalibrasyonu sonucunda elde edilen belirsizlikler ve deneylerde ölçülen bağımsız değişkenlerin örnek bir deneydeki değerleri.....	63

ÖNSÖZ

Bu doktora çalışmasında tez konusu belirlenirken sanayide çok kullanılan ısı değıştiricilerde kullanılan türbülatorler üzerinde durulmuş ve sonuçta ‘Yön Değıştiren Kanal Akışlarında Isı Transferinin İncelenmesi’ konusu ele alınmıştır. Bu tezde hedeflenen türbülator kullanımıyla ısı transferini iyileştirmek, işletme masraflarını optimum seviyede tutarak ilk yatırım maliyetlerini düşürmektir.

Nümerik çözümler için FLUENT programından faydalanılmış deneyler için YTÜ Bilimsel Araştırmalar Proje Koordinatörlüğü desteğıyle, tez ile aynı ismi taşıyan araştırma projesi kapsamında deney düzeneğı kurulmuştur.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde büyük payı olan başta tez danışmanlarım ve değerli hocalarım Sayın Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR, Prof. Dr. İsmail TEKE, Dr. Hakan DEMİR, Dr. Ş.Özgür ATAYILMAZ, Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI, Mak. Yük. Müh. Ahmet Furkan ALBAYRAK ve Mak. Yük. Müh. Kudret MUHZİROĞLU’na ve desteklerini esirgmeden çalışmalarımda bana destek olan tüm mesai arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca beni yetiştiren anneme ve babama, desteğini her zaman arkamda hissettiğim eşime teşekkür etmeyi bir borç bilirim

ÖZET

Tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve ulaşmak istenen sonuçlar genel olarak açıklanarak konuya giriş yapılmıştır. İkinci bölümde tez konusu kapsamındaki temel kavramlara değinilerek kullanılan hesap yöntemi açıklanmıştır. Üçüncü bölümde konu ile ilgili önceki araştırmacıların yayınları değerlendirilmiştir.

Dördüncü bölümde sayısal çalışmada kullanılan hesaplama yöntemlerine değinilmiştir. HAD analizlerinin temelleri üstünde durulmuş ve kullanılan sayısal çözüm yöntemleri hakkında bilgi verilmiştir. Sayısal çalışmalara geçilmeden önce ise Solidworks programı vasıtasıyla modeller çizilmiştir. Elde edilen modeller çözüm ağları oluşturmak amacıyla GAMBIT programında tasarlanmış ve sonlu hacimler metodunu kullanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) paket programlarından FLUENT programı kullanılarak sayısal çözümler elde edilmiştir. Daha sonra ısı geçiş miktarları, Nusselt sayıları ve yüzeydeki ısı taşınım katsayıları deneylerdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlara göre ısı transferi ve basınç kaybı incelemeleri yapılmıştır. Değişik sınır şartlarında hız büyüklüklerinin, Reynolds gerilimlerinin ve Nusselt sayısının boyutsuz parametreler ile değişimleri incelenmiştir. Sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür.

Beşinci bölümde; deney seti ve test borusu hakkında detaylı bilgiler verilerek deney tesisatında kullanılan cihazlar ve ölçü aletlerinin listesi sunulmuştur. Ayrıca deneysel ölçümlerin yapılması ve değerlendirilmesi konusunda bilgi verilmiştir.

Altıncı bölümde deneysel hatalar ve hata analiz yöntemleri anlatılmış ısı taşınım katsayısına ait belirsizlik değerleri ölçü aletlerinin hassasiyet ve kalibrasyon değerlerinden yararlanılarak bulunmuştur.

Yedinci bölümde yapılan çalışmayla ilgili elde edilen deneysel ve sayısal çalışma sonuçları verilmiş ve önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Türbülator, spiral sarmal yay, bükülmüş dar sac

ABSTRACT

The Investigation of Heat Transfer in The Channels which Alters The Direction

This thesis consists of seven chapters. In the first chapter, the aim of the study and the results to be achieved have been explained generally. In the second chapter, fundamental concepts which are in scope of this thesis and the calculation method have been explained. In the third chapter, studies that are related to our subject in the literature have been reviewed.

In the fourth chapter, information about the methods of calculation in numerical solution were given. Basics of CFD analysis were emphasized and numerical solution methods used by software were explained. Before the numerical solution models were designed by Solidworks. Then problems were solved by using Computational Fluid Dynamics (CFD) packet program FLUENT which is using finite volume method, after their solution areas and meshes designed in GAMBIT program. Heat transfer rate, Nu number and convective heat transfer coefficient values obtained numerically have been compared to experimental results. According to the numerical results velocity and heat transfer investigation was done. In different boundary conditions changes of velocity magnitudes, Reynolds and Nusselt numbers with non-dimensional parameters were investigated.

In the fifth chapter, detailed information about experimental setup and testing tubes was given. List of the equipments was presented. Furthermore, information on measurements and evaluation of experiments was given.

In the sixth chapter methods of experimental uncertainty analysis were explained in this part. Uncertainty values of convective heat transfer coefficient was presented by means of accuracy of the measurement equipments and calibration values.

In the seventh chapter conclusions and advices have been presented.

Key words: Turbulator, wire coil inserts, twisted tape inserts

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji maliyetlerinin yükselmesi ve malzeme fiyatlarındaki artışlar, yapılan çalışmalarda ilk yatırım maliyetinden tasarrufu, teçhizatın daha küçük hacimli olması isteğini ve birim yüzeyden daha iyi ısı transferi sağlayabilme ihtiyacını doğurmuştur. Isı değiştiricilerde ısı geçişinin iyileştirilmesi, ısı değiştiricilerin boyutlarını küçülteceği gibi, yatırım maliyetlerini de azaltacaktır. Bu ise aynı miktar ısı geçişi için daha az miktarda malzeme kullanımını sağlayacaktır.

Literatürde eksikliği hissedilen ve konuyla ilgili alanda üretim yapan firmalar tarafından da yeterli bilgi verilmeyen detaylı teorik ve teknik bilginin yapılan araştırmalarla elde edilmesi ve sanayinin de ihtiyacı olan bu konudaki bilgi eksikliğinin giderilmesi amaçlanmıştır. Yön değiştiren kanallara sahip plakalı ısı değiştiriciler ve içlerine türbülator konulan yada içi spiral olarak şekillendirilen boruların konveksiyon ısı transfer katsayıları ve basınç düşümleri çok farklı değerlere sahiptir. Yaptığımız çalışmada türbülatorlu uygulamalardaki ısı transferi ve basınç kaybı incelenip bunların karşılaştırılmaları da yapılarak literatürdeki çalışmaların eksik kalmış yanları ve bu çalışmaların ortaya koyamadığı verilerin ortaya konulması hususunda çaba sarfedilerek aynı ısı transferi için basınç kayıplarını azaltmaya veya aynı basınç düşüşü için ısı transferini artırmaya yönelik çalışılmıştır

Isı transferini artırma tekniklerini, aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Isı transfer edilen akışkana veya ortama ilave enerji verilerek ısı transferinde iyileşme sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem denir(Webb, 1994).

Isı transferini artırmak için, yüzeyin döndürülmesi, mekanik parçalar ile akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akışkanın titreştirilmesi, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler, aktif yöntem örnek verilebilir. Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntıların oluşturulması gibi işlemlerin yapılması pasif yöntem en iyi örnekleri teşkil ederler. Isı transferini artırmak için; yüzey alanlarının büyütülmesi rutin olarak hemen hemen bütün ısı değiştiricilerinde kullanılır.

Türbülatorler; kazanlarda, ısı değiştiricilerinde ve proses endüstrisi gibi bir çok sektörde kullanılmaktadır. Spiral sarmal yay ve bükülmüş dar sac şeklindeki türbülatorler ile ana akım bölgesi fazla rahatsız edilmeden sınır tabakada karışma meydana getirilerek ısı transferinin yüzeyde artırılması sağlanır(Webb, 1994).

İşletmeye daha önceden alınmış ısı değiştiricileri için tüm sistemi yeniden kurmak ya da

gerekli cihazları yenileriyle değiştirmek yerine mevcut sistemin verimini artıracak sklp takılabilir türbülatörlerin kullanımı önem kazanmaktadır. Bu tür sistemlerde kullanılacak türbülatör uygulamalarını pasif ısı transferi artırım teknikleri başlığı altında toplamak mümkündür. Bu sayede başka sistemler için kullanılma ihtimali düşük olan bu cihazlar kullanılmaya devam edilecek ve üretici firmalar dünya çapındaki rekabet ortamında ürünlerini daha kaliteli ve daha ucuz fiyatla pazarlayabilme imknına kavuşacaklardır.

Aslında bir ısı değiştiricide ısı geçişini iyileştirici teknikler kullanılarak boyutların küçültülmesi, değişik akış profillerin uyarlamaları ile ısıl etkinliğin artırılması sağlanırken pompalama ve ek enerji gereksiminin azaltılması amaçlanır. Isı değiştiricilerde çok düşük hızlardaki pompalama elektrik sarfiyatı çok azdır fakat daha fazla yüzey gereksiniminden dolayı akışkanlar arasındaki ısı geçişi ekonomik olamayacak kadar düşüktür. Dolayısıyla, hızın artması hem enerji sarfiyatını, hem de ısı geçişini artırmaktadır. Bu durumda, tasarımın ekonomik olarak gerçekleşmesi için borulardaki akışkanın pompalanması nedeniyle meydana gelecek ek enerji sarfiyatının, cihazın maliyetindeki azalma ile karşılanması gerekir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı geçiş katsayısının iyileştirilmesiyle de ısı değiştiricilerin etkinliği arttırılmış olur.

2. TEMEL KAVRAMLAR VE TEORİK İNCELEME

2.1 Isı Transferinin Artırılması

Isı transferini artırma konusu günümüzde ısı değiştiriciler açısından büyük önem kazanmıştır. Soğutma ve otomotiv endüstrisinde yüzey artırım tekniklerinin uygulanmasına ek olarak proses sanayisi de ısı değiştiricilerde ısı transferini artırma yöntemlerini kullanmak için girişimlerde bulunmaktadır. Aslında her ısı değiştiricisi bu teknikleri kullanmak için birer potansiyeldir. Ancak, her potansiyelin uygulamada anlamlı olması için önce test edilmeli, sonra uygulamaya geçirilmelidir.

Isı değiştiricilerinin ısı transfer yüzeyleri ilk uygulamalarda düz olacak şekilde yapıyordu. “Artırılmış ısı transfer yüzeyi” ise birim yüzey alanı başına düz yüzeye göre daha yüksek hA değeri sağlayan yüzey geometrisine sahiptir. “Artırım oranı” (E) hA oranı olan artışın, düz ısı transfer yüzeyliye oranıdır.

$$E = \frac{hA}{(hA)_p} \quad (2.1)$$

Bir ısı değiştiricide, ısı transferi miktarı aşağıda verilmiştir.

$$Q = UA \Delta T_m \quad (2.2)$$

Isı transferinde sağlanacak olan artışın avantajlarını tanımlamak için, Denklem 2.2’yi boru toplam uzunluğu L ile hem çarpıp hem bölersek,

$$Q = \frac{UA}{L} L \Delta T_m \quad (2.3)$$

L/UA ifadesi birim boydaki ortalama ısı direnç olarak verilmiştir.

$$\frac{L}{UA} = \frac{L}{\eta_1 h_1 A_1} + \frac{L t_w}{k_w A_m} + \frac{L}{\eta_2 h_2 A_2} \quad (2.4)$$

Altsimg 1 ve 2, sırasıyla akışkanları ifade etmektedir. η simgesi yüzey verimi artırılmış yüzeyler için kullanılmaktadır. Basitleştirmek amacıyla, Denklem 2.4 kirlenme dirençlerini içermemektedir. Isı değiştiricinin performans artışı UA/L teriminin artmasına bağlıdır. Geliştirilmiş yüzey geometrisi, düz yüzeyde verilenle ilgili olarak hA/L ifadesini artırmak için kullanılır. Böylece birim uzunluğundaki ısı direnç (L/UA) düşürülür ve bu düşürülmüş

L/UA değeri aşağıdaki amaçlardan herhangi birisi için kullanılabilir.

1. *Boyutların Azaltılması:* Eğer ısı transferi miktarı (Q) sabit tutulursa, ısı değiştiricisi boyutları azaltılır. Bu da daha küçük ısı değiştirici boyutu ve maliyetin azalması demektir
2. *Artırılmış UA :* İki seçenekten biri kullanılabilir.
 - a. *Azaltılmış ΔT_m :* Isı transfer miktarı (Q) ve toplam boru uzunluğu (L) sabit tutulursa, ΔT_m 'in düşürülmesiyle, termodinamik proses veriminin artımı sağlanır
 - b. *Isı geçişinde artış:* L uzunluğunu sabit tutup, UA/L oranını artırarak akışkan giriş sıcaklıklarının sabit olması halinde ısı geçişinde artış sağlanır.

Ancak burada en önemli prensip; bu performans geliştirilmesi yöntemlerinden herhangi birinin yüzey artırma tekniklerinde kullanılabilecek olmasıdır. Ancak geliştirme teknikleri tasarımcının hedeflerine göre değişkenlik gösterir. Bu nedenle bir tasarımcı küçük bir ısı değiştiricisi boyutu isterken, diğer tasarımcı geliştirilmiş termodinamik olarak daha verimli olanda karar kılabilir. Her ne kadar 1 numaralı seçenek mantıklı gibi görünse de en önemli parametre maliyetin ne kadar azaltılacağıdır. Çoğu zaman tasarımcı boyutların düşürülmesinin yanında maliyetin de düşürülmesini arzu eder. İlk seçeneğin diğer bir üstünlüğü de ısı değiştiricisi içersindeki sıvı hacminin de azaltılmış olacağıdır. Bu özellikle soğutma sektöründe yüksek fiyatlı soğutma sıvılarının hacimlerini azaltacağından önemli bir parametre haline gelmektedir. 2 numaralı seçenek ise “yaşam döngüsü” maliyeti menfaatler doğrultusunda, önem kazanmaktadır. Örneğin 2 numaralı seçenek soğutma kondenseri ve evaporatörü için düşük kompresör maliyetine sebep olmaktadır. Basınç düşümü (ya da sıvı için gerekli pompalama gücü) her zaman ısı değiştiricisi tasarımcısına bağlıdır. Bundan dolayı, pratikte yüzey artırma uygulamasında gerekli ısı transferi artışının yanında gerekli basınç düşüşünü karşılayacak pompa gücünün sağlanması gerekmektedir. İstenilen ısı transferini daha az basınç kaybıyla sağlayan yüzey geometrisi her zaman tercih edilecektir.

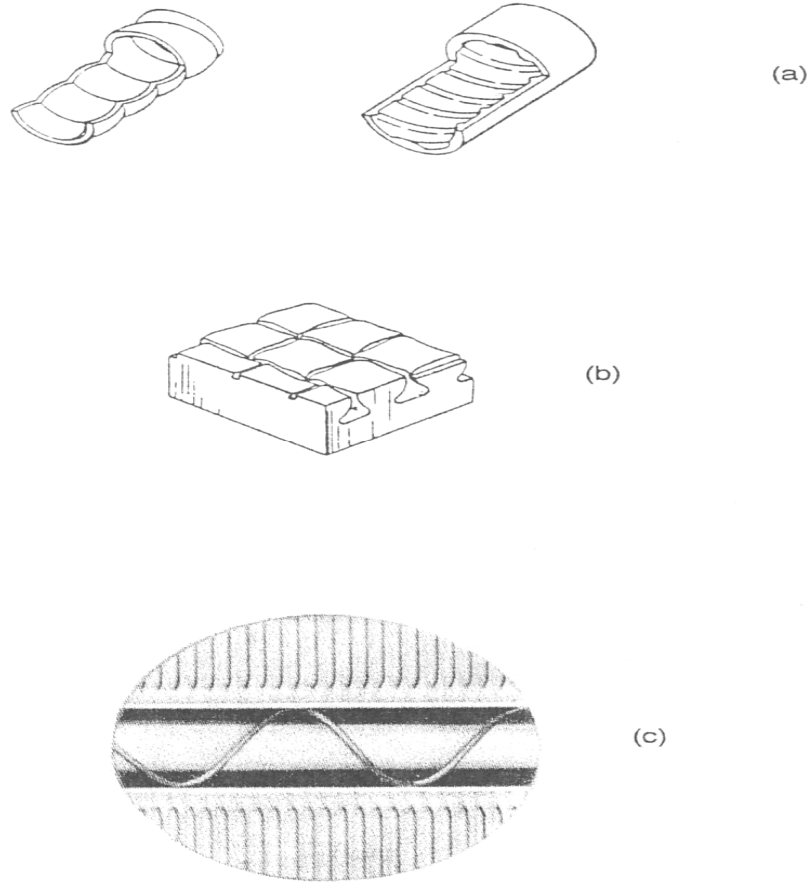
2.2 Artış Teknikleri

Bergles (1983) tarafından 13 adet artırma tekniği tanımlanmıştır. Bu teknikler iki ana grup altında toplanmaktadır: “pasif” ve “aktif” teknikler. Pasif tekniklerde iyileştirme için özel yüzey geometrileri ya da akışkan ilaveleri kullanılmaktadır. Aktif teknikler ise elektrik ya da akustik alan ve yüzey titreşimi gibi harici güç kullanımı gerektirmektedir. (Webb, 1994)

2.2.1 Pasif Teknikler

Yüzey Kaplama: Yüzey metalik ya da metalik olmayan kaplama içermektedir. Kuru kaplama (Teflon) damla teşekkülü ile yoğunlaşmayı sağlamak için kullanılmaktadır. İyi ölçeklendirilmiş gözenekli kaplama kabarcıklı kaynamayı iyileştirmek için kullanılabilir.

Pürüzlü Yüzey Oluşturma: Yüzeyin kendisinde(yekpare yüzey) ya da yüzeye bitişik olarak yerleştirilen bir elemanla oluşturulabilir. Yekpare yüzey talaşlı imalat ya da yeniden yapılandırma ile oluşturulabilir. Tek fazlı akışta, ısı transfer yüzey alanını artırmak yerine, yüzeye yakın bölgedeki sınır tabaka bölgesini karıştırmak daha çok tercih edilmektedir. Şekil 2,1 a 'da iki adet yekpare pürüzlülük örneği görülmektedir. Talaşlı imalat ile pürüzlü yüzey oluşturmak ekonomik açıdan geçerli bir yaklaşım değildir.

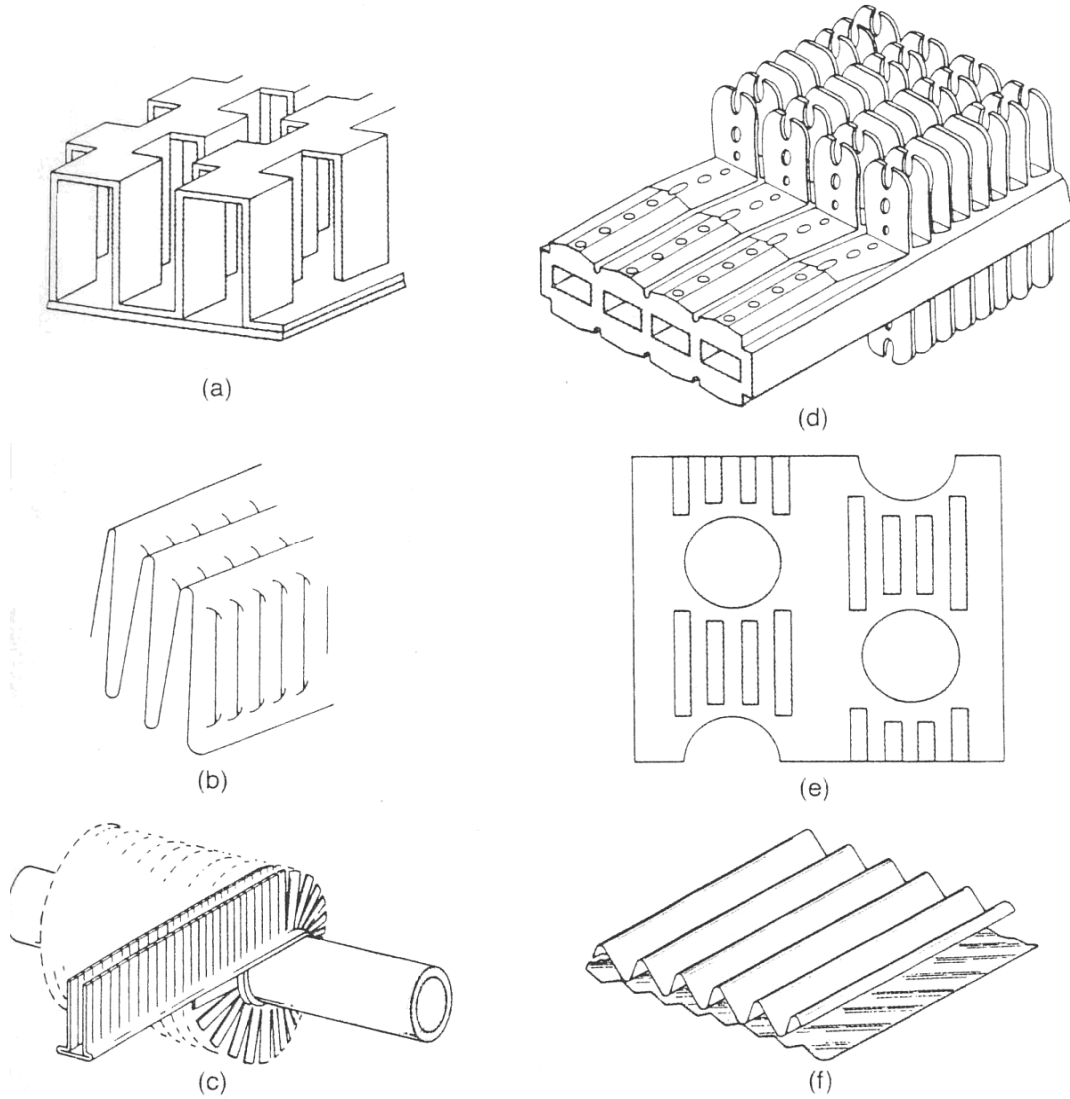


Şekil 2.1 Çeşitli artırılmış yüzeyler

Şekil 2.1 b'de ise kabarcıklı kaynama için geliştirilmiş yüzey görülmektedir. Yüzey yapısında yapay kabarcık bölgeleri oluşturulmuştur. Bu şekilde düz yüzeye göre daha yüksek

performans elde edilmektedir. Şekil 2.2 c’de ise sınır tabakayı periyodik olarak karıştıran spiral sarmal yay ilavesi görülmektedir. Spiral sarmal yay uygulaması yüzeye bitişik elemanla pürüz oluşturmaya örnek sayılabilir.

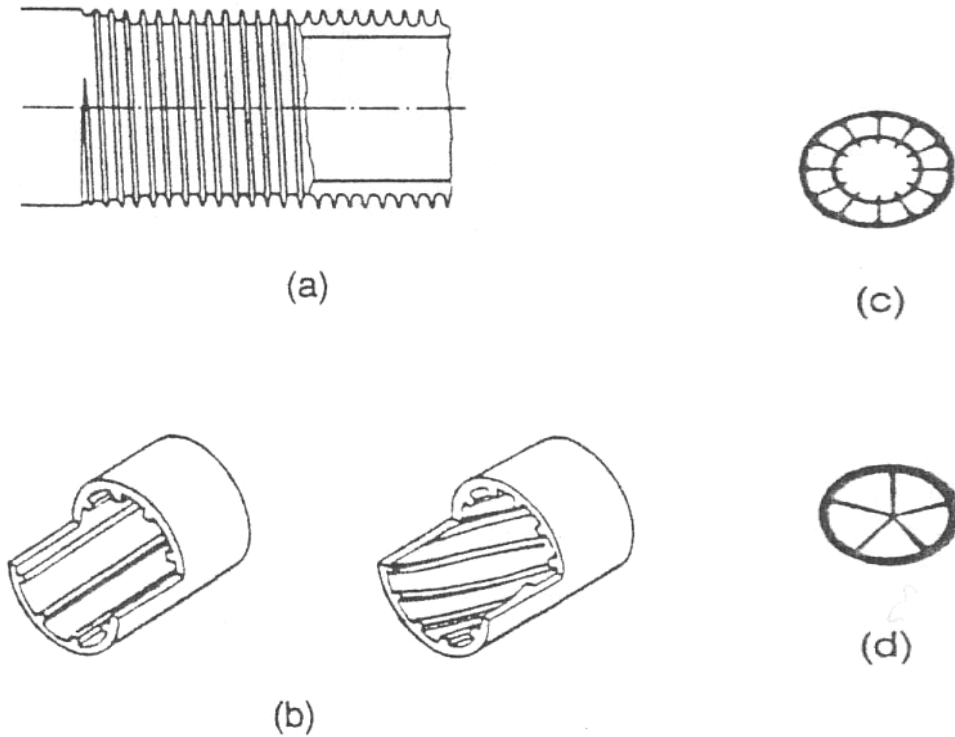
Artırılmış Yüzeyler (Sıvılarda): Çoğu ısı değıştiricide rutin olarak kullanılmaktadır. Denklem 2,4’de gösterildiğı gibi, ısı taşınım katsayısının (h), yüzey alanının (A) ya da her ikisinin birden artırılmasıyla ısı direnç azaltılabilir. Düz kanat kullanımı sadece alan artırımı sağlarken, özel şekilli artırılmış yüzey kullanımıyla aynı zamanda h artırımı da sağlanabilir. Gazlar için bugünkü yapılan iyileştirme çalışmaları, düz kanattan daha yüksek ısı transfer katsayısı sağlayan artırılmış yüzeylere yöneltiştir. Şekil 2.2 gazlar için kullanılan çeşitli artırılmış yüzeyleri göstermektedir.



Şekil 2.2 Tahribat ile artırılmış yüzeyler

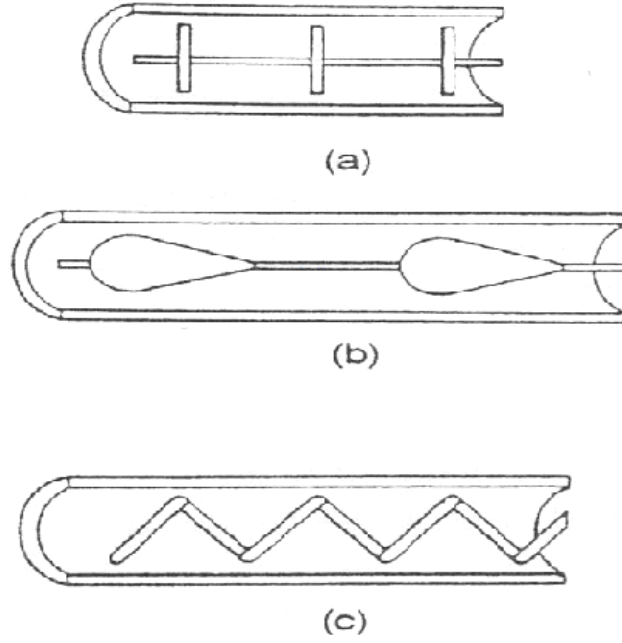
Şekil 2.2 a'dan, Şekil 2.2 e'ye kadar yinelenen biçimlerle ve yüzey tahribatlarıyla ince sınır tabakaları oluşturulmaktadır. Sıvılar için kullanılan artırılmış yüzeylerde gazlara göre daha küçük kanat uzunlukları kullanılmaktadır. Çünkü sıvıların ısı taşınım katsayıları gazlardan daha yüksektir. Sıvılar için uzun kanat kullanmak, düşük kanat verimi oluşmasına ve fazla malzeme kullanımına sebep olacaktır.

Şekil 2.3'de sıvılar için kullanılan artırılmış yüzey örnekleri gösterilmiştir. Şekil 2.3 a dıştan kanatlı, Şekil 2.3 b ise içten kanatlı bir boruyu göstermektedir. Şekil 1.3 c'deki ise çoklu ve ortak merkezli içten kanatlı borular gösterilmiştir. Şekil 2.3 d beş kollu bir alimünyum türbülator içermektedir. Türbülator, etrafını çevreleyen boruya sıkı geçirilerek iyi temasta olması sağlanır. Şekil 2.3'de gösterilen geometriler ayrıca buharlaşma ve yoğuşmadaki zorlamalı taşınımında da kullanılmaktadır.



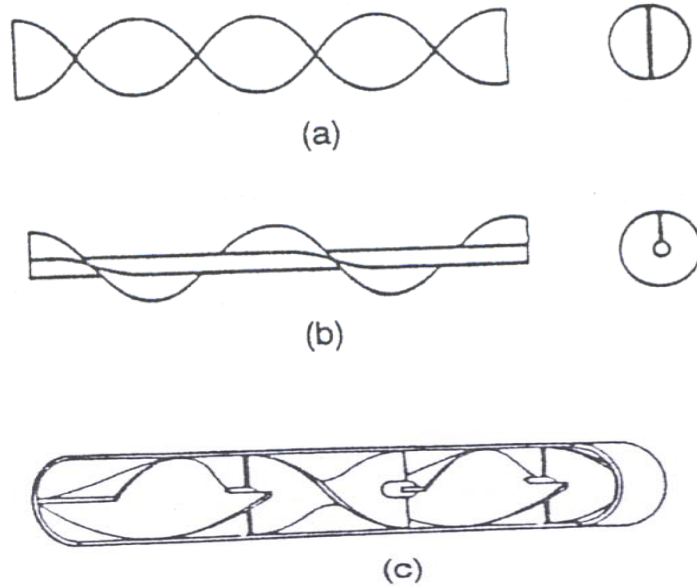
Şekil 2.3 Sıvılarda kullanılan artırılmış yüzey örnekleri

Sökülüp-Takılabilir Türbülatorler: Kanala yerleştirilerek, dolaylı olarak ısıtılmış yüzeydeki ısı transferini artırır. Tek fazlı ve iki fazlı akımlarda kullanılır. Şekil 2.4 a ve 2.4 b'de gösterilen şekillerdeki türbülatorler asıl akışın yanında duvar çevresindeki akışı da karıştırmaktadır. Şekil 2.4 c'de ki spiral sarmal yay ise sınır tabaka kenarına yerleştirilmiş ve ana akışı fazla bozmadan sınır tabaka içerisindeki karışımı artırması amaçlanmıştır.



Şekil 2.4 Sökölüp-takılabilir türbülátör çeşitleri

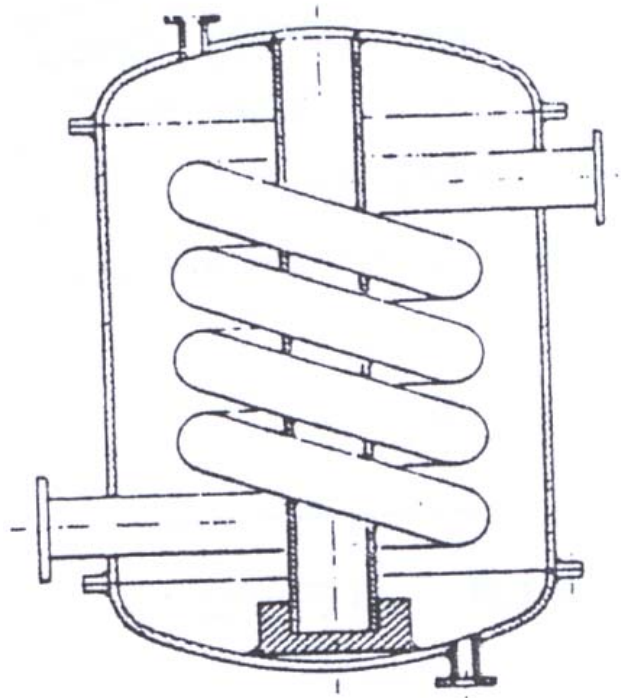
Girdap Akış: Bu akış için akışkan çeşitli geometrik düzenlemelerle ya da türbülátörlerle dönme veya sekonder (ikincil) akış yaratacak şekilde zorlanır. Örnek olarak tam boy bükölmüş dar sac (Şekil 2.5 a) ya da girdap üreticiler, aksel vida tipli sarmal iç türbülátörler (Şekil 2.5 b) verilebilir.



Şekil 2.5 Girdap akış türbülátörleri

Şekil 2.5 c’de laminar akım için tasarlanmış bir akım değıştirci ya da statik karıştırıcı görölmektedir. Bu aletlerle akım alternatif olarak saat yönünde ya da saat yönüne ters olarak döndürölebilir.

Sargılı Tüpler: (Şekil 2.6) yardımıyla daha küçük boyutlarda ısı değıştircileri sağlanabilir. Sargılı tüpteki sekonder akış; daha yüksek tek faz katsayısı ve çoğu kaynama rejiminde gelişmeler yaratır. Ancak makul bir iyileştirme elde edebilmek için oldukça küçük sargı boyutlarına gereksinim vardır.



Şekil 2.6 Sargılı tüp kullanılan ısı değıştircisi

Yüzey Gerilimi: Bu gerilimi oluşturan aletler sıvı filmini drenaj etmek veya nakletmek için yüzey gerilim kuvvetlerinden yararlanır. Özel oluklu şekli vardır ve sıvı drenajı yüzeyden yüzey gerilim kuvvetleri yardımıyla artırılır. Film yoğuşmasında taşınım katsayısı yoğuşan film kalınlığıyla ters orantılıdır.

Sıvılarda Katkı Maddeleri :(a) Tek fazlı akışta katı parçacıklardan veya gaz kabarcıklarından, (b) Kazan sistemlerinde işaretleyici sıvı katkı maddelerinden oluşur.

Gazlarda Katkı Maddeleri: Sıvı zerrecikleri veya katı parçacıklardan ya da seyreltik fazda (gaz-katı süspansiyonu) ve yoğun fazda (sarılmış tüpler ve akışkan yatak) kullanılır.

2.2.2 Aktif Teknikler

Mekanik Araçlar: Akışı tahrik eden ya da yüzeyi döndüren araçlardan oluşmaktadır. Mekanik yüzey kazıyıcıları viskoz akışkanlar için kimya proses endüstrisindeki gaz boru akışlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Döner ısı değiştiricisi kanallarındaki ekipmanlara sanayi uygulamalarında rastlanmaktadır.

Yüzey Titreşimi: Hem alçak hem yüksek frekansta öncelikle tek fazdaki ısı transferini artırmak için kullanılır.

Akışkan Titreşimi: Birçok ısı değiştiricisinin kütesinin büyüklüğü yüzünden daha pratik bir titreşim tekniğidir. Tek fazlı akışkanlar öncelikli tercih edilmektedir.

Elektrostatik Alanlar: Doğru akım (DC) ya da alternatif akım (AC) yalıtkan akışkanlarda çeşitli yollarla kullanılır. Genel olarak, elektrostatik alanlar ısı transfer yüzeyi çevresinde daha büyük hacimde sıvının karışması için yönlendirilebilirler.

Enjeksiyon : Sıvı akışındaki gözenekli bir ısı transfer yüzeyine gaz teminiyle ya da aynı sıvıyı ısı transfer alanında akışa karşı enjekte ederek kullanılır. Enjekte edilen gaz iki fazlı akışı artırır. Sıvıyı yüzeydeki gazdan arındırmak da aynı etkiyi yaratabilir.

Emme : Buhar nakli, kabarcık ya da film kaynamada, gözenekli ısı transfer yüzeyinden iki fazlı akışta sıvı uzaklaştırmada uygulanmaktadır.

Jet Akış: Tek fazlı sıvıyı yüzeye normal olarak ya da eğimli bir biçimde zorlar. Tek veya daha fazla jet akımı kullanılabilir ve sıvılarda kaynama olabilir.

2.2.3 Kullanılan Yöntemler ve Teknikler

Yüzey artırımı tüm ısı ve kütle transfer proseslerinde kullanılabilir. Isı (ve, veya kütle) transferinde çalışma alanları şunlardır:

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

Birleşik artırım yukarıda bahsedilen tekniklerden en az iki ya da daha fazlasının bir arada kullanılmasıyla ortaya çıkmaktadır. Böyle bir yaklaşımla tekniklerin ayrı ayrı

kullanılmasından daha büyük artışlar elde edilebilir. Ticari olarak kullanılan tekniklerin büyük çoğunluğunu pasif teknikler oluşturmaktadır. Ancak, elektrodinamik alanda yapılan çalışmalarda kaynama ve yoğuşma olaylarında elde edilen artışlar önemli bir potansiyel izlenimini vermektedir. Aktif tekniklerin kullanımının azlığı ise artış sağlayacak olan cihazların maliyet, ses, güvenlik ve güvenilirlik konularıyla ilgilidir.

2.3 Isı Transferi Artırımının Sağlayacağı Yararlar

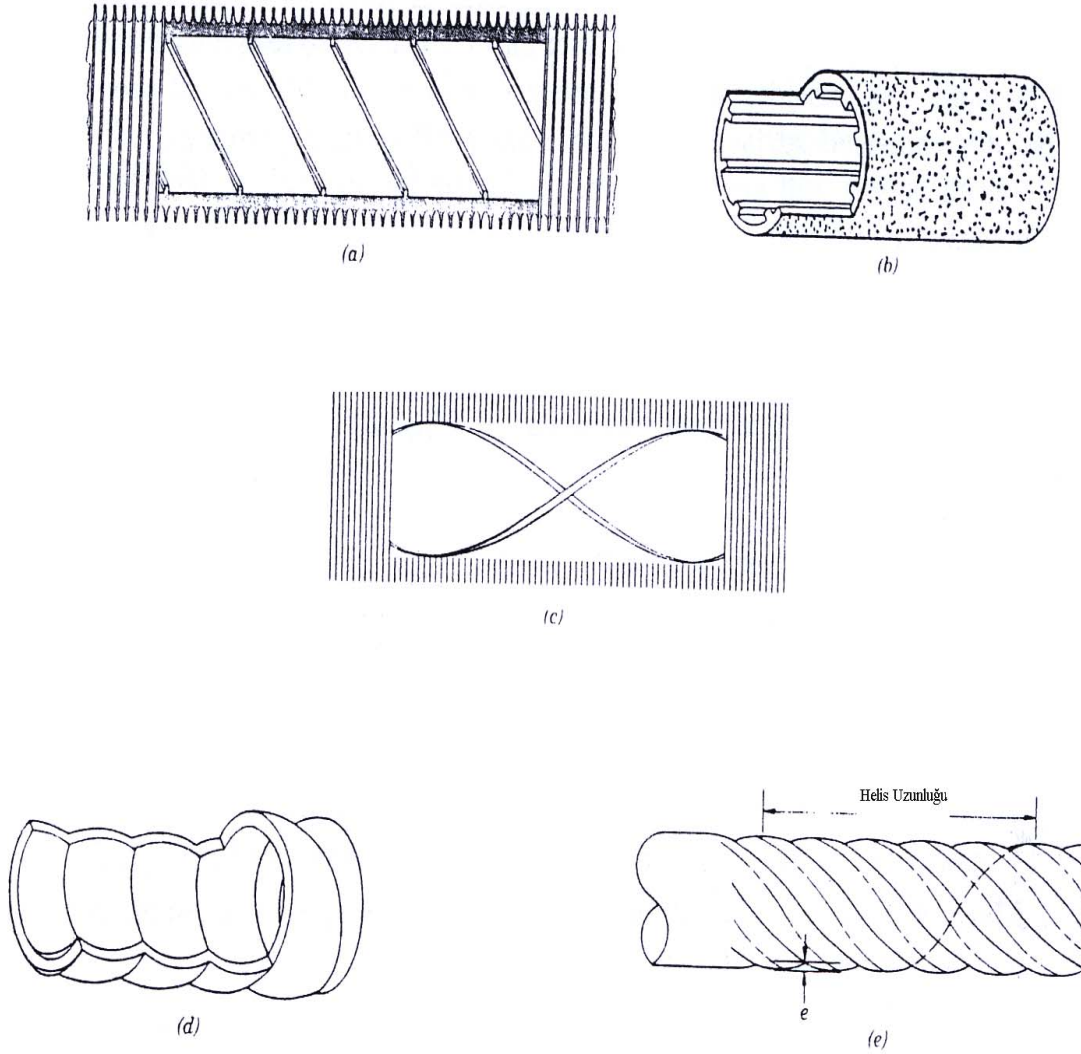
Özel yüzey geometrileri birim yüzey alanında yüksek hA değeri elde edilerek artış sağlarlar. Bu hA değerini artırmak için üç temel yöntem kullanılmıştır.

Yöntem 1: Mevcut alanı (A) hissedilir biçimde artırmadan, h taşınım katsayısı değerini artırmak. Boru içindeki yüzey pürüzlülüğü (Şekil 2.1 b) örnek gösterilebilir.

Yöntem 2: Taşınım katsayısında hissedilir bir değişiklik olmadan alanı (A) artırmak. Şekil 2.3 b’de gösterilen içten kanatlı boru örnek verilebilir.

Yöntem 3: Hem ısı taşınım katsayısı (h), hem de alanı (A) artırmak. Şekil 2,2’de gösterilen tüm kesilmiş kanat geometrileri düz kanattan daha iyi bir ısı taşınım katsayısı sağlamaktadır. Ayrıca hepsi de yüzey alanının artmasına neden olmaktadır.

Uygulamadaki iki akışkanlı gövde borulu ısı değiştiricilerinde artış iç,dış ya da hem iç hem de dış yüzey için istenebilir. Eğer artış iç ve dış boru yüzeylerinde uygulanırsa, iki misli artış gözlenecektir. Kondenser ve evaporatör borularında bu tür uygulamalar mevcuttur. Dizayna bağlı olarak, iki fazlı ısı transfer prosesi boru içinde ya da dışında olabilir. Örnek olarak, soğutma suyunun boru içinde olduğu bir gövde borulu ısı değiştiricisini ele alalım. Yoğuşma tarafında tercih edilen artış geometrisi, su tarafında istenilenden oldukça farklı olabilir. Bu sebeple, olası üretim sınırlamalarından ya da boru iç ve dışındaki artış geometrisindeki bağımsız oluşum olasılıklarından haberdar olmak gereklidir. Şekil 2.7 borularda sağlanan beş temel yaklaşımla ikişerli artışları göstermektedir. Şekil 2.7 a (iç yüzeyde helisel yiv ve dış yüzeyde birleşik kanat) , 2.7 b (İç yüzeyde birleşik kanat ve dış yüzeyde gözenekli kaplama) ve 2.7 c (İç yüzeyde bükülmüş dar sac türbülator ve dış yüzeyde birleşik kanat) boru içi ve dışındaki geometriler için bağımsız seçim imkanı tanımaktadır. Fakat Şekil 2.7 d’de (İç ve dış yüzeyde oluklu yüzeyler) bulunan boru tarafındaki girinti çıkıntıların şekillendirme prosesinde dış yüzey de deforme olmaktadır.



Şekil 2.7 Boruda iç ve dış yüzey artışlarında kullanılan metotlar

Webb [1982] çiftli(hem iç hem dış yüzey) artış kondenser boruları üretim ihtimalleri üzerinde tartışmaktadır. Kullanıcıların yüzey artış geometrisini seçerken malzeme seçimlerine dikkat etmeleri gerekmektedir. Örneğin, Şekil 2.7 b’de gösterilen yapı alüminyum ekstrüzyonla kolaylıkla imal edilebilirken, sert bir metal olan titanyumla üretimi son derece zor olmaktadır. En kabul gören metodun en düşük maliyetli malzemeden en yüksek performansın elde edildiği metod olduğu aşikardır.

3. KONUYLA İLGİLİ DAHA ÖNCEDEN YAPILAN ÇALIŞMALAR

Türbülatorlerde akış ve ısı transferi ile ilgili daha önceden yapılan çalışmaları üç ana başlık altında toplanabilir:

1. Türbülanslı akış

a) Bükülmüş dar sac türbülatorler ile türbülanslı akışta yapılmış çalışmalar

b) Spiral sarmal yay türbülatorler ile türbülanslı akışta yapılmış çalışmalar

2. Laminar akış

a) Bükülmüş dar sac türbülatorler ile laminar akışta yapılmış çalışmalar

b) Spiral sarmal yay türbülatorler ile laminar akışta yapılmış çalışmalar

Hazırlanan bu tezde düz boru içerisine spiral sarmal yay şeklinde türbülator yerleştirilerek türbülanslı akışta ısı transferi incelenmiştir. Bu konuda daha önceden yapılmış çalışmalar aşağıda verilmiştir.

3.1 Türbülanslı Akış

3.1.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülatorler ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar

Türbülanslı akışta baskın ısı direnç cidara yakın olan ince sınır tabaka bölgesindedir. Türbülator yerleştirilen borularda düz boruya göre daha iyi ısı transferi sağlanmasına rağmen, düşük Prandtl sayısına sahip akışkanlarda basınç düşüşünde artış gözlenmektedir. Bunun sebebi ise termal sınır tabaka kalınlığının düşük Prandtl sayılarındaki akışkanlar için çok küçük olması ve dar dönme açılı türbülatorün tüm akışı rahatsız etmesidir. Bu nedenle ısı transferi artarken basınç düşüşleri de artmaktadır. Smithberg ve Landis (1964) bu konuda girdap akımlarının oluşumuyla birlikte, türbülator ilavesindeki maksimum hızın ortalama hıza oranı düz boruya kıyasla daha düşük olacağını belirtmişlerdir. Bunun da merkezkaç kuvvetlerinin oluşmasına neden olacağını ve taşınım ısı transferine yardımcı olacağını söylemişlerdir. Gambill ve Bundy (1963) ise bükülmüş dar sac türbülatorlerin yüksek Prandtl sayılarındaki akışkanlarda da verimli olduğunu diğer türbülator çeşitleriyle kıyaslandığında daha yüksek ısı transferine karşılık daha düşük basınç düşüşleri elde edildiğini belirtmişlerdir.

Lopina ve Bergles (1969) girdap akım için izotermal ve ısıtılan akışkan arasındaki basınç düşüşü farklılıklarını gözlemlemiş ve düz boruya nazaran oldukça düşük sonuçlar elde

etmiştir. Türbülanslı akışta bükülmüş dar sac türbülatorlerin ısı transferini arttırmalarına rağmen basınç düşüşünde de kayda değer bir artışa sebep olacağını söylemişlerdir.

Date (1973) bükülmüş dar sac türbülatorlü boru içindeki akış için geçerli sürtünme katsayıları ve Nusselt sayılarını yeniden gözden geçirmiş ve bu bağıntıların %30'a varan sapmalar gösterdiğini tespit etmiştir.

Sarma vd. (2003) türbülanslı akışta taşınım ile ısı transferi konusunda inceleme yapmışlar ve bükülmüş dar saclı türbülatorlerle çalışmışlardır. İnceleme yaparken dönerek akışın (swirl flow) hidrodinamik ve ısı açıdan tam gelişmiş olduğu düşünülmüş ve akışkanın sıcaklık gradyanından dolayı özellik değişimi ihmal edilmiştir. Boru cidarı izotermal olarak kabul edilmiştir.

Liao ve Xin (2000) su, etilen glikol ve ISO VG46 türbin yağı ile çalışmış ve boru içerisine bakır bükülmüş dar sacları, sürekli veya aralıklı olarak yerleştirmişler. $Pr = 5 \div 590$ ve $Re = 80 \div 50000$ çalışma aralığında elde ettikleri sonuçlara göre türbülanslı akış; boru cidarı tarafındaki viskoz alt tabaka, ara bölge ve türbülans ana bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayırmışlar. Isıl direncin büyük kısmı viskoz alt tabaka ve ara bölgeden kaynaklandığını, üç boyutlu küçük yüzeyler boru cidarındaki akışı önemli ölçüde etkilediğinden ısı direnci azalttığını ve ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir. Laminar akımda ısı direnci tüm boru içinde eşit dağılımda olduğunu ve sınır tabaka kalınlığının küçük yüzeylerden daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Bu durumda bu yüzeylerin etrafındaki akışın düzgün halde olduğunu ve boru cidarında sadece zayıf bir rahatsızlık etkisi yarattığından bahsetmişlerdir. Bunun sonucunda ısı transfer artışının laminar akışta türbülanslı akıştan daha az olduğunu belirtmişlerdir.

Klepper (1972) ve Kidd Jr. (1969) gaz soğutmalı nükleer reaktörlerde kullanılan bükülmüş dar sac türbülatorlerin kısa boyutlarda olmasının tam boy türbülator ilavesine göre daha verimli olduğunu belirtmişlerdir. Klepper deneysel çalışmalarını dairesel kesitli boruda su için yapmış ve nükleer reaktörler için bükülmüş dar sac türbülatorün kullanılabileceğini belirtmiştir. Kidd Jr. (1969) ise deneylerinde akışkan olarak nitrojeni tercih etmiş ve bükülmüş dar sac türbülatorlerin verimliliği üzerinde durmuştur.

Date (1974) bükülmüş dar sac ihtiva eden uniform akıştaki problemi tam gelişmiş akış için formüle etmiş ve sayısal olarak çözmüştür. Ayrıca mevcut deneysel verilerle kendi sayısal sonuçlarını karşılaştırmıştır. Araştırmacı çalışmalarında akışkan olarak suyu tercih etmiştir.

Algifri ve Bharadwaj (1985) kısa uzunluktaki bükülmüş dar sac türbülatorlerde zayıflamış girdap oluşumu için geçerli olan denklemler için hazırladıkları seri çözümlemeler sunmuşlardır.

Saha vd. (1990) sabit ısı akısındaki sınır şartlarında rasgele yerleştirilen türbülatorlerin tam boyda yerleştirilen türbülatorlerden daha iyi bir performans sağlamadığını çünkü aralardaki boşluklarda girdap akımının bozulma yaşadığını belirtmişlerdir.

Al-Fahed vd. (1996) büküm oranı ve Re sayısına bağlı olarak en iyi termohidrolik karakteristiklerde en uygun türbülator kalınlığını belirlemenin mümkün olduğunu söylemişlerdir.

Manglik ve Bergles (1993) su için $3.5 < Pr < 6.5$; etilen glikol içinse $68 < Pr < 100$ değerleri arasında çalışmışlardır. Sırasıyla $y = 3$, $y = 4.5$ ve $y = 6$ olmak üzere üç farklı büküm oranında izotermal boru içerisinde çalışmalarını sürdürmüşler ve türbülanslı ve laminar akış için bağıntılar geliştirmişlerdir. İzotermal sürtünme katsayısı için verdikleri bağıntı laminar, geçiş ve türbülanslı akım için en geçerli veri olarak halen kullanılmaktadır. (3.1) ve (3.2)

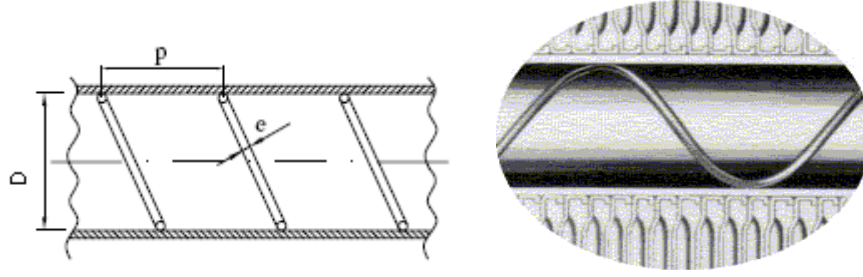
$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{1,75} \left(\frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{1,25} \left(1 + \frac{2,752}{y^{1,29}} \right) \quad (3.1)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left(\frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2} \phi \quad (3.2)$$

Bağıntıda ϕ şeklinde verilmiş olan ifade, akışkan özellik değişimini göstermekte ve $\phi = (\mu/\mu_w)^n$ olarak verilmektedir. Isıtma için $n=0,18$; soğutma içinse $n=0,3$ olarak alınmakta μ akışkanın dinamik viskozitesi, μ_w ise duvar sıcaklığındaki viskozite değeridir.

3.1.2 Spiral Sarmal Yay Türbülatorler ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar

Ravigururajan ve Bergles (1996) spiral sarmal yay için sürtünme katsayıları ve ısı transfer katsayıları üzerine çalışmışlardır. Şekil 3.1’de gösterilen spiral sarmal yayın türbülanslı akışta en iyi performansı verdiğini öne sürmüşlerdir. Pürüzlülük tipi ve Pr sayısını da birleştirerek Petukov ve Popov’un (1963) verdikleri bağıntılarla uyum sağlamışlardır.



Şekil 3.1 Spiral sarmal yay türbülötör

Rahai ve Wong (2002) geniş uzunluklu büküm oranına sahip spiral sarmal yayın karışımı ve türbülans kinetik enerjisini artırdığını ancak azami ortalama hızı düşürdüğünü öne sürmüşlerdir. Büküm oranındaki artışın genel artış oranını yükselteceğini ancak $5.000 < Re < 45.000$ arasındaki değerlerde genel artış oranının düşeceğini belirtmişlerdir.

Kumar ve Judd (1970) $4 < Pr < 5$ arasındaki Prandtl sayılarında su için boru içerisinde deneyler yapmışlar ve ısı transfer bağıntıları önermişlerdir. Test yaptıkları yay ölçülerinde $e/d = 0.1$, $e/d = 0.13$ ve $e/d = 0.15$ (e =yayın yüksekliği ve d =iç çap) oranlarını değiştirmişler ve bu değerin ihmal edilebilir düzeyde olduğu sonucuna varmışlardır.

$$Nu = 0,175 (P/D)^{-0,35} Re^{0,7} Pr^{1/3} \quad (6000 < Re < 100000) \quad (3.3)$$

ifadesini oluşturmuşlar ve kendi deneysel datalarıyla %7,5 sapma dahilinde tutarlı olduğunu belirtmişlerdir.

Sethumadhavan ve Raja Rao (1983) $5,2 < Pr < 32$ aralığında çalışmışlar ve buldukları bağıntı Webb tarafından $Pr=0,7$ olan hava için de tavsiye edilmiştir. $e/D=0,08$ ve $0,12$ aralığında, $4000 < Re < 100000$ için spiral sarmal yay ile çalışmışlardır.

Rahai vd. (2001) spiral sarmal yay türbülötörler için hava ile yaptıkları çalışmalarda $P/D=1$ (Şekil 3.1) olduğu Bunsen brülörünün türbülans jetindeki karışım artışını incelemişlerdir. Araştırmacıların çalışmalarında jet ateşlemesi karışım prosesinde kayda değer artışlar görülmüştür. Ayrıca çeşitli yay sarım boyları için karışım prosesi incelenmiş ve etkilerini irdelenmiştir.

Inaba (2001) spiral sarmal yaylarda laminar akımın yanında türbülansa geçiş bölgesi için de çalışmalarda bulunmuş ve korelasyon geliştirmiştir:

$$Nu = 0,803 (P/D)^{-0,48} Re^{0,63} Pr^{1/3} \quad (2000 < Re < 6000) \quad (3.4)$$

Shoji vd. (2003) türbülansa geçiş bölgesi üzerinde çalışmış ve kendi korelasyonlarını geliştirmişlerdir. Tam parça türbülatorün yanında aralıklı ve parçalı tip türbülator kullanımını da incelemişler ve kendi Nu korelasyonlarını $P/D=10$ oranı için geliştirmişlerdir:

$$Nu = 0,227 (1/L)^{1,6} Re^m Pr^{1/3}, m=0,64 (1/L)^{-0,86} (1800 < Re < 10000) \quad (3.5)$$

Arici ve Asan (1994) hava için türbülanslı akışta spiral sarmal yay ile sağlanan artış üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Sabit Re sayısında sarım uzunluğunun artışı ile boru yüzeyinde iyi temas sağlanmış spiral sarmal yay türbülatorler için ısı transfer miktarının azaldığını belirtmişlerdir. İyi temas sağlanamayan türbülatorler için ise bu olgunun tersi geçerlidir.

Naphon (2006) 1 mm çaplı spiral sarmal yay ile 8,92 mm iç çaplı boruda $Re=5000-25000$ aralığında $P/D=3,18$ ve $5,08$ için deneyler yapmış ve Nu korelasyonu geliştirmiştir. Fakat geliştirdiği korelasyon düz boru için geçerli korelasyonlardan daha düşük değerler vermektedir. Ayrıca tel kalınlığının etkisi korelasyonda dikkate alınmamıştır.

$$Nu = 0,156 Re^{0,512} Pr^{1/3} (P/D)^{0,253} \quad (3.6)$$

Jafari Nasr vd. (2010) $Re=4200-49000$ aralığında $0,156 < P/D < 0,354$ ve $e/D=0,027-0,094$ için deneysel ve yapay sinir ağları yöntemiyle çalışmışlar ve her iki yöntem arasında ısı transferi yönünden % 1,79 ve basınç kaybı yönünden % 3,27 hata ile verilerin birbiriyle tutarlı olduğunu tespit etmişlerdir. Buldukları Nu korelasyonu ile deneysel değerlerin ortalama % 7,84 ve sürtünme faktörü formülü ile deneysel değerlerin ortalama % 15,31 saptığını tespit etmişlerdir. Fakat geliştirdikleri korelasyon $P/D=0,12-0,4$ aralığı dışında geçerli değildir.

$$Nu = 1,2877 Re^{0,4515} Pr^{0,6876} (P/D)^{-0,2565} (e/D)^{0,2865} \quad (3.7)$$

$$f = 3,2348 Re^{-0,3904} (P/D)^{-0,3039} (e/D)^{0,1674} \quad (3.8)$$

3.2 Laminar Akış

3.2.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülatorler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar

Debi ve sac geometrisine bağlı olarak ısı transferindeki artış akıştaki engellerden, geniş akış yolundan ve sekonder akış dolaşımından ileri gelmektedir. Manglik ve Bergles (1993) tüm bu etkileri göz önüne alarak sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısının yanında viskoz, taşınım ataleti ve merkezkaç kuvvetlerin etkileşimi olarak tanımlanan girdap etkilerini de içeren laminar akış bağıntılarını geliştirmişlerdir. Bu bağıntılar tam gelişmiş akıştaki sabit duvar sıcaklık şartlarına uyumlu olmakla birlikte daha önce yapılan çalışmaların verilerine ve kendi

yaptıkları deneylere dayanmaktadır. Isı transferi üzerine ortaya koydukları bağıntıda (3.3) geçen Sw girdap parametresi $Sw = Re/\sqrt{y}$ şeklinde tanımlanmıştır. Aynı verilere dayanarak verdikleri sürtünme katsayısı bağıntısındaki “ d_i ” ve “ t ” ise sırasıyla iç çap ve bükülmüş dar sac kalınlığıdır.

$$Nu = 4.162 \times [6.413 \times 10^{-9} (Sw Pr^{0.391})^{3.385}]^{0.2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.9)$$

$$(f R_d)_{Sw} = 15.767 \left(\frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^2 (1 + 10^{-6} Sw^{2.55})^{1/6} \quad (3.10)$$

Saha vd. (2001) sürekli ve aralıklı olarak yerleştirilen bükülmüş dar sac lar kullanılan incelemede, aralıklı olarak yerleştirilen türbülatorleri silindirik çubuk ile birleştirmişler. 0,5 mm kalınlığında paslanmaz çelik bükülmüş dar sac kullanılan ve $45 < Re < 1150$ ve $205 < Pr < 518$ sayılarında $2,5 \leq y \leq 5$ ve $0 \leq s \leq 5$ arasındaki büküm ve boşluk oranlarında yapılan çalışmada 11 mm iç çaplı AISI 304 paslanmaz çelik boru kullanılmış. Silindirik çubuk çapları 3 / 2,5 / 2 / 1,5 mm.(aralıklı yerleştirmedeki birleştirmelerde) olarak seçilmiştir.

$$f = \frac{1}{2} [(\Delta P_z) / (\rho U^2)] \cdot (D / z) \quad z = \text{Boru uzunluğu} \quad (3.11)$$

Çizelge 3.1 Aralıklı yerleştirme için bulunan sürtünme katsayıları

<u>y=2,5; s=5</u>	<u>y=2,5; s=2,5</u>
$Re = 100 \rightarrow f = 0,6$ $Re = 1000 \rightarrow f = 0,07$	$Re = 100 \rightarrow f = 0,7$ $Re = 1000 \rightarrow f = 0,09$
$Re = 100 \rightarrow Nu = 40$ $Re = 1000 \rightarrow Nu = 190$	$Re = 100 \rightarrow Nu = 53$ $Re = 1000 \rightarrow Nu = 195$

Küçük silindir çaplarında sürtünme katsayısı (f) % 5–10 daha düşük, Nusselt sayısı (Nu) % 20–40 daha fazla olarak belirlenmiş. Daha küçük sac genişliğinde f daha küçük olarak gözlenmiş; $y = 5, s = 5$ için %18–20; $y = 5, s = 2.5$ için % 28–32; $y = 2.5, s = 5$ için %11–45; $y = 2.5, s = 2.5$ için % 25–35 daha az olarak kaydedilmiş. Yaptıkları çalışmalarda bükülmüş dar sac kullanımında; sac genişliğinin çapa oranı ($w = e / D$) arttıkça ısı taşınım katsayısının

yükselmekte olduğunu tespit etmişlerdir. Sabit bir pompa gücü esas alındığında kısa uzunluktaki bükülmüş dar sac türbülatorlerin daha iyi bir seçim olduğunu gözlemlemişlerdir. Çünkü bu sayede oluşan girdaplar akış yönündeki ısı taşınım katsayısını artırmakta ve tam boy bükülmüş dar sac türbülatorle karşılaştırıldığında kısa uzunluktaki türbülatorler daha düşük bir basınç düşüşü yaratmaktadır. Düzenli aralıklarla yerleştirilmiş bükülmüş dar sac türbülatorler hem sürtünme katsayısını hem de ısı taşınım katsayısını düşürmektedir çünkü boşluklar girdap akış oluşumunu engellemektedir.

Hong ve Bergles (1976) su için $3 < Pr < 7$ ve $83 < Re < 2460$ sayıları arasında ve etilen glikol için $84 < Pr < 192$ ve $13 < Re < 390$ sayıları arasında çalışmışlardır. Boru içerisinde laminar ve viskoz akıştaki uniform ısı akısı sınır şartlarında önerdikleri bağıntı sınırlı uygulamalarda kullanılabilir ve sadece yüksek Prandtl sayılarında (yaklaşık 730) geçerlidir.

Saha ve Bhunia (2000) çalışmalarını $205 < Pr < 512$ ve $45 < Re < 840$ sayıları arasındaki ısı transfer yağı ile (servotherm medium oil) sürdürmüşlerdir. Bükülmüş dar sac için $2.5 \leq y \leq 10$ büküm oranlarında çalışmışlar ve ısı transfer karakteristiklerinin büküm oranı ile Re ve Pr sayılarına bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca değişmeyen büküm oranına sahip bükülmüş dar sac türbülatorlerin kademeli olarak büküm oranı düşürülene kıyasla daha iyi performans sağladığını ifade etmişlerdir.

Ray ve Date (2003) dörtgen kesitli borularda öngörülen verilere dayanarak sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısını içeren bir bağıntı türetmişlerdir. Çalışmalarını su için $100 < Re < 3000$ ve $Pr \leq 500$ sayıları arasında ve tam boy bükülmüş dar sac genişliği dörtgen kesitli boru kenarına eşit olacak şekilde sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir. Türettikleri bağıntıdaki sürtünme katsayısını deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlar ve sonuç olarak $\% \pm 10$ içinde kalan bir uyum sağlamışlardır.

Saha vd. (2001) çalışmalarını $205 \leq Pr \leq 518$ sayıları arasında yapmış ve bükülmüş dar sac türbülatorün tam olarak borunun merkezine yerleştirildiğinde gevşek olarak yerleştirilme durumuna göre daha iyi bir performans sağladığını bulmuşlardır. Ayrıca aralıklı yerleştirilmiş bükülmüş dar sac türbülatorlerin aralıklarındaki sıfır olmayan faz açısının istenmeyen neticeler doğurduğunu, aradaki boşluklarda girdap etkilerinin kolaylıkla bozulduğunu belirtmişlerdir. Çapla aynı genişlikteki türbülatorle kıyasla bükülmüş dar sac türbülator genişliğindeki azalmanın verimli olmayacağını belirtmişlerdir.

Al-Fahed vd. (1998) düşük büküm oranlı ($y = 5.4$) ve yüksek basınç düşüşlü türbülatorlerin

sıkı geçmemiş olarak yerleşmesini tavsiye etmişlerdir. Borunun içerisine sıkı olarak yerleştirilmesi halinde daha iyi ısı transferi olmasına karşın, gevşek olarak yerleştirilen türbülator bulunan ısı değiştirici borularının temizlenmesi daha kolay olacaktır. alışmalarını gövde boru ısı değiştiricilerinde değişik büküm oranları ($y = 3.6, y = 5.4$ ve $y = 7.1$) ve mikro kanatlar için yapmışlardır.

Kumar vd. (2003) büyük hidrolik çaplardaki termohidrolik bükülmüş dar sac performanslarını incelemişlerdir. Bükülmüş dar sac türbülatorların laminar akıştaki hidrolik performansı aynı helis açısı ve kalınlık oranında spiral sarmal yay türbülatorlere göre daha iyidir. Bunun muhtemel sebebi ise, laminar akıştaki etkin termal direncin ince bir çeper alanı yerine tüm kesit alanı boyunca yayılmış olmasıdır. Böylece bükülmüş dar sac türbülatorler tüm akışı etkileyerek daha verimli olmaktadır. Genel artış oranı düşünöldüğünde bükülmüş dar sac türbülatorler düşük Prandtl sayıları için, spiral sarmal yay türbülatorler ise yüksek Prandtl sayıları için ($Pr > 30$) daha verimli olmaktadır. Wang ve Sunden'in (2002) bu konuda etilen glikol ve polibütan için yaptıkları alışmalar Manglik ve Bergles'in (1993) yaptıkları çalışmaya nazaran daha yüksek Prandtl sayılarında geçerlidir.

Liao ve Xin (2000) su, etilen glikol ve türbin yağı ($5.5 < Pr < 590$ ve $80 < Re < 50000$) ile çalışmışlar ve aralıklı bükülmüş dar sac ile üç boyutlu uzatılmış yüzeylerle deneyler yapmışlardır. Tam boy türbülator yerine aralıklı olarak yerleştirilmiş bükülmüş dar sac kullanıldığında basınç düşüşündeki azalmanın Stanton sayısındaki azalmaya göre daha fazla olduğu yani aralıklı olarak yerleştirilen türbülatorlerin basınç düşüşü açısından da bakıldığında genel performansı artırdığını belirtmişlerdir. Buradaki Stanton sayısı boru içerisindeki akışkana aktarılan ısı transferinin akışkanın ısıl kapasitesine oranıdır. (3.6) Bu bağıntıda belirtilen terimler h, c_p, ρ, V sırasıyla taşınım ısı transfer katsayısı, akışkanın özgül ısı, akışkanın yoğunluğu ve akışkanın hızıdır. Stanton sayısı ayrıca daha önceden bilinen birimsiz Nu, Re, Pr sayılarıyla da ifade edilebilir. (3.7) Sonuç olarak kullanılan geometrilerde Stanton sayısının düz boruya kıyasla 5.8 kat arttığını göstermişlerdir.

$$St = \frac{h}{c_p \cdot \rho \cdot V} \quad (3.12)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.13)$$

3.2.2 Spiral Sarmal Yay Türbülatorler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar

Inaba ve Ozaki (2001) spiral sarmal yay türbülatorlerin türbülanslı akışta akışa ters durumdayken bile ısı transferini arttırdığını göstermiştir. Nusselt sayısı için Prandtl sayısına bağlı olarak deneysel bağıntılar geliştirmişlerdir. Basınç düşüşü ise spiral sarmal yayın boyuyla orantılı olacak şekilde düzenlenmiştir. Spiral sarmal yayın laminar akıştaki performansının Prandtl sayısına bağlı olduğunu söylemişler ve $Pr = 0.7$ için iyi bir artırım oranına sahip olmadığını belirtmişlerdir. Artan Prandtl sayısı ile performansın arttığını ifade etmişlerdir.

Wang ve Sunden (2002) spiral sarmal yayın laminar akışta ısı transfer miktarını artırdığını ancak basınç düşüşlerinin de etkili olduğu genel artım oranı söz konusu olduğunda kötü bir verimliliğe sahip olduğunu ifade etmiştir.

Oliver ve Shoji (1992) boru içerisine spiral sarmal yay türbülatorler ilave ederek $30 < Pr < 9020$ sayıları arasındaki Newtonyen olmayan akışkanlarla çalışmışlar ve spiral sarmal yayın sebep olduğu basınç düşüşünün 5 kat arttığını, ısı transfer artımının da 4 kat olduğunu bulmuşlardır. Yaptıkları deneylerde 1 m'lik boru içinde en iyi taşınım değerini 1 m'lik tek parça spiral yay göstermiştir. Sırasıyla $h_{1m} > h_{0,5m} > h_{0,3m}$ şeklinde bulunmuştur. Ancak 1 m'lik tek parça spiral yay oluşturduğu basınç kaybı 0,5 m olanın 1,5 katıdır. 0,5m olan da 0,3 m olanın $\approx 2,5$ katıdır. Buna karşılık 1 m'lik tek türbülator $h_{1m} / h_{0,5m} \cong 1,45$, $h_{0,5m} / h_{0,3m} \cong 1,1$ olarak hesaplanmış. 1 m'lik boruda 5x100 mm spiral yay ile 10x50 mm yay eşit aralıklı arasında taşınım ısı transferi açısından fark yoktur. Fakat basınç kaybı açısından 5x100 mm'nin daha düşük basınç kaybı verdiği görülmektedir.

4. SAYISAL ÇALIŞMALAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ

4.1 Giriş

Bu bölümde öncelikle FLUENT CFD programında kullanılan hesaplama yöntemleri ve ele alınan problem için oluşturulan çözüm algoritması açıklanmıştır. Daha sonra, Gambit programında çizilen model ve çözüm ağı, sayısal çözüm ile elde edilen bulgular, bu bulgulara göre oluşturulan korelasyonlar ve deneysel bulgularla karşılaştırmaları verilmiştir.

4.2 Sayısal Çözümde Kullanılacak Hesaplama Yöntemleri

Bu çalışmada sayısal çözümleme için FLUENT paket programı kullanılmıştır. Program sonlu hacimler yöntemi ile çalışmaktadır. Paket programda, akış denklemlerini, sayısal olarak çözülebilecek lineer denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmini esas alan bir teknik kullanılmaktadır. Bu teknik, akış denklemlerinin integrallerini her kontrol hacminde alma ilkesine dayanmaktadır. Bu denklemlerin integrali alınmış diferansiyel biçimi Navier-Stokes denklemleri olarak bilinir.

FLUENT sıkıştırılmaz (düşük ses altı), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (ses üstü ve hipersonik) akışlar için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çözücüsüdür. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ metoduyla beraber çoklu çözücü seçenekleri ile FLUENT geniş hız rejimleri aralıklarında optimum çözüm etkinliği ve hassasiyeti getirir. Zamandan bağımsız (daimi) veya bağımlı akımların analizleri yapılabilir. Sağlam ve gerçekçi türbülans modelleri FLUENT programının hayati öneme sahip modelleridir. FLUENT içinde bulunan fiziksel modellerin zenginliği, laminar, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, çok fazlı akışların ve diğer olguların sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassas çözülmesine olanak sağlar. Duvar yakınındaki akış için özel ve ileri duvar fonksiyonlarının kullanımı ile doğruluk derecesine gösterilen özen artırılmıştır.

Tüm akışlar için FLUENT programı kütle ve momentum korunum denklemlerini çözer. Isı transferi ya da sıkıştırılabilirliği içeren akışlar için ayrıca enerji denklemi çözülmemektedir.

İncelenen üç problemde aksel yönden simetriye sahip olduğundan modelleme incelenmek istenen alanın yarısı için yapılmış ve silindirik koordinatlar kullanılmıştır. Silindirik koordinatlar için zaman ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleri (4.1) ile (4.4) arasındaki eşitliklerle gösterilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Radyal Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) = & \alpha \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) - \frac{V_r}{r^2} \right] \\ & - \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r} (-\overline{\rho v_r^2}) - \frac{(-\overline{\rho v_\theta^2})}{r} + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{\rho v_r v_z}) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Teğetsel Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_r V_\theta}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) = & \alpha \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_\theta) + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right) - \frac{V_\theta}{r^2} \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial r} (-\overline{\rho v_r v_\theta}) + \frac{(-\overline{\rho v_r v_\theta})}{r} + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{\rho v_\theta v_z}) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Eksenel Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = & \alpha \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \\ & - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial r} (-\overline{\rho v_r v_z}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{\rho v_z^2}) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Enerji Denklemi:

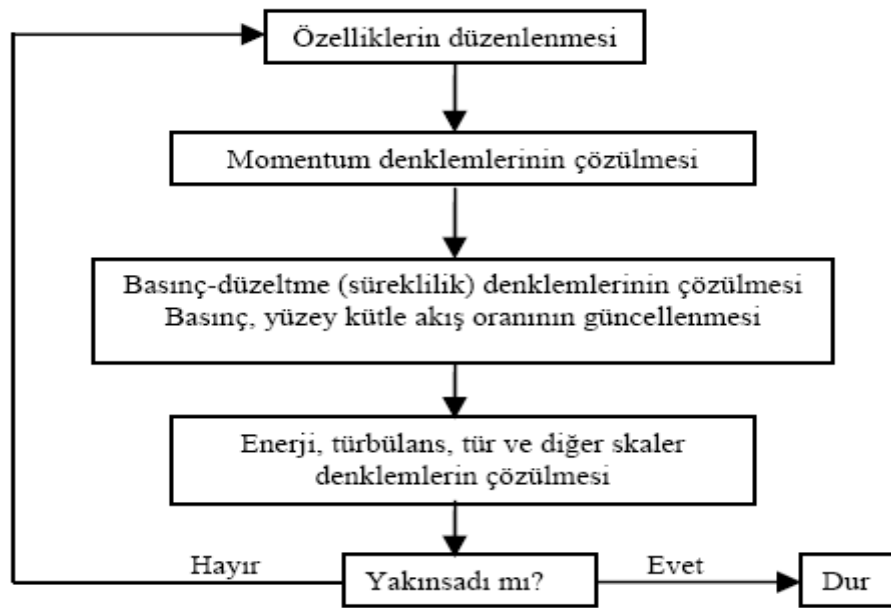
$$\rho c_p \left(V_r \frac{\partial T}{\partial r} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \rho c_p \left[\frac{\partial}{\partial r} (-\overline{v_r T'}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{v_z T'}) \right] \quad (4.5)$$

4.2.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri

4.2.1.1 Ayırık Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)

Bu yöntem, süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini yakınsama gerçekleştiği zamana kadar ayrı olarak çözer. Daha çok sıkıştırılabilir akışkanların bulunduğu ortamlarda tercih edilir. Akışkan fiziksel özellikleri, bir önceki iterasyondan elde edilen sıcaklık dağılımları yardımıyla yeniden hesaplanarak belirlenir. Eğer hesaba yeni başlanıyorsa ise akışkanın giriş sıcaklığındaki fiziksel özellikleri hesaplanır. x , y , z yönlerindeki u , v , w hız değerlerine ait momentum denklemleri, o anki basınç ve yüzey akısı yardımıyla çözülür.

Hesaplamalarda bulunan hız değerleri, süreklilik denklemini sağlamıyorsa, süreklilik ve lineer edilmiş momentum denklemleri yardımıyla, basınç düzeltmesi denklemleri türetilir. Bu denklem hız-basınç dağılımları için gerekli düzeltmeyi elde edebilmek ve kütleli debi, süreklilik denklemini sağlaması için çözülür.

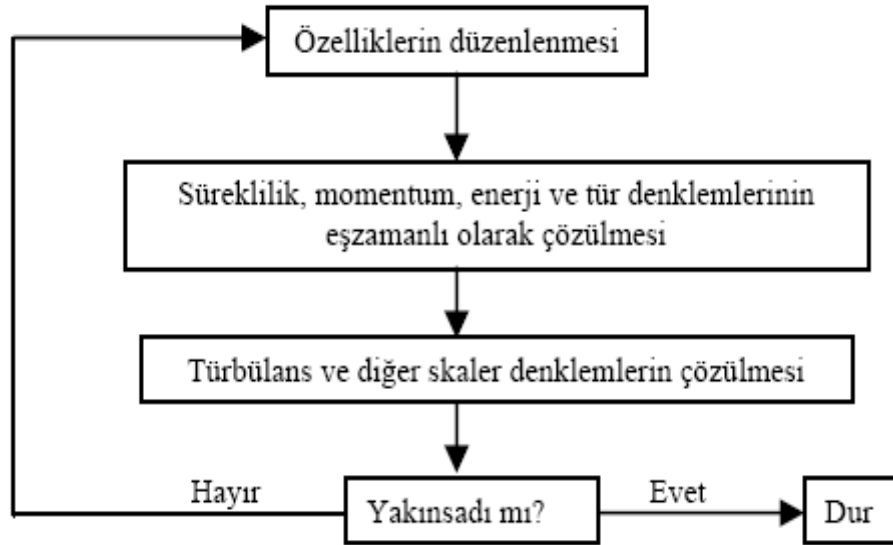


Şekil 4.1 Ayırık çözüm tekniği iterasyon adımları

4.2.1.2 Bir Arada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)

Süreklilik, momentum, uygun olması durumunda enerji, kütle transferi denklemleri ile eş zamanlı çözülür. İterasyonlarda akışkan özellikleri bir önceki iterasyondan güncellenir. Başlangıçta ise giriş değerleri kullanılır. İterasyonlarda süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür. Her iterasyon sonucu yakınsama kriterlerine göre yakınsama

kontrol edilir. Yakınsama gerçekleşmez ise iterasyon devam ettirilir. Ayrı çözüm yönteminde, bir arada çözüm yöntemine göre daha kısa sürede çözüme ulaşılmaktadır.



Şekil 4.2 Bir arada çözüm yöntemi iterasyon adımları

FLUENT açılışta ayırık metotla başlar, fakat eğer yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışkanlar ya da çok iyi yapılandırılmış ağ yapısına sahip akışkanlar inceleniyorsa birleştirilmiş örtülü yöntem seçilebilir. Bu çözücü metodu, akış ve enerji denklemlerini birleştirerek daha hızlı çözüme ulaşır. Fakat aynı zamanda ayırık metodu kullanan çözücünden 1,5 – 2 kat daha fazla hafıza kullanır. Düşük kapasiteli sisteme sahip kullanıcıların bu durumu göze almaları gerekir. Eğer hafıza durumu kritikse, ayırık yöntem kullanılmalı ya da birleştirilmiş açık yöntem kullanılmalıdır. Birleştirilmiş açık yöntem de enerji ve akış denklemleri birleştirilmekte fakat bu çözücü daha az hafıza gerektirmekle beraber sonuca daha uzun zamanda ulaşmaktadır.

Bazı fiziksel modeller sadece ayırık çözücülerde desteklenmektedir. Bunlar:

- Birçok fazdan oluşan modeller
- Karışım oranları / PDF yanma modelleri
- Ön karışımli yanma modelleri- Kirlenme kaynağı oluşum modelleri- Faz değişim modelleri
- Rosseland radyasyon modelleri
- Periyodik ısı transferi modelleri

Yukarıda bahsedilen 3 çözücü metodunu seçebilmek için Define → Models → Solver menüsünü açmak gerekir. Ayrıca burada akışın kararlı yada kararsız oluşuna göre, akışın

boyutsal yapısına göre ekstra seçenekler bulunmaktadır.

4.2.2 Lineerleştirme Yöntemleri

Sayısal çözüm yöntemlerinden ayrı çözüm ve bir arada çözüm yöntemlerinde farklı lineer olmayan denklemleri her hücre için bağımlı değişkene ait denklemler sistemi oluşturmak üzere lineerleştirir. Bulunan lineer denklemler, güncellenmiş akış alanı elde etmek için çözümlenir. Bu lineerleştirme bağımlı değişkene göre örtülü veya açık olarak gerçekleştirilebilir.

4.2.2.1 Örtülü Yöntem (Implicit Formulation)

Her hücrede bilinmeyen değerler, komşu hücrelerdeki bilinen ve bilinmeyen değerler yardımıyla hesap edilir. Bununla birlikte her bir bilinmeyen değere ait, sistemde birden fazla denklem ortaya çıkar ve bu denklemler bilinmeyenleri tespit edebilmek için eş zamanlı olarak çözülür.

4.2.2.2 Açık Yöntem (Explicit Formulation)

Verilen bir değişkenin, hücredeki bilinmeyen değerinin sadece bilinen değerler yardımıyla bulunmasıdır. Her bir bilinmeyen sadece bir denklemde yer alır ve her hücredeki bilinmeyenler bir an için çözülür.

Ayrı çözüm yöntemi sadece örtülü yöntem ile lineerleştirmeye müsaade eder. Ama bir arada çözüm yönteminde örtülü veya açık yöntem kullanılabilir. Bir arada çözüm ve örtülü çözümde P, u, v, w ve T değerleri tüm hücrelerde aynı anda çözülür. Bir arada çözüm ve açık yöntemde P, u, v, w ve T değerleri bir hücrede aynı anda çözülür.

Bu çalışmada akışkan hızlarının çok düşük olması nedeniyle ayrı çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem seçildiğinde sadece örtülü yöntemle lineerleştirme gerçekleştirilebildiğinden, örtülü yöntem seçilmiştir.

Fluent'in çözüm yöntemleri içerisinde momentum ve enerji için değişik enterpolasyon teknikleri mevcuttur. Bunlar:

- First Order: Birinci dereceden,
- Second Order: İkinci dereceden,
- Power Law: Üssel,

- Quick: Hızlı enterpolasyon yöntemleridir.

Fluent bunları her bir hücre merkezi için farklı skaler ϕ değeri bulabilmek için kullanır.

$\phi_f \cdot a_p = \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b$ formülündeki ϕ_f 'yi merkez değerlerden enterpolasyon ile bulur.

Girdap akış için Fluent programında ikinci dereceden enterpolasyon yöntemi tavsiye edilmiştir.

4.2.3 İkinci Dereceden Enterpolasyon Yöntemi

Hücre yüzeyindeki değişkenler, lineer yeniden yapılandırma yaklaşımı yöntemi kullanılarak çözülür. Yüzey değerleri ϕ_f Taylor serisi yardımıyla;

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \Delta S \quad (4.15)$$

$$\nabla \phi = \frac{1}{\nabla} \sum_f^{N_{faces}} \phi_f \cdot A \quad (4.16)$$

İkincil enterpolasyon yöntemi yüksek derecede güvenilirlik sağlar. Burada ΔS bir önceki hücre merkezi ile bundan bir sonraki hücre yüzey merkezi arasındaki yer değişim vektörü, $\nabla \phi$ ise ikisi arasındaki ϕ 'nin değişim miktarıdır.

4.2.4 Basınç- Hız Çifti İçin Simple Metodu

Momentum, süreklilik ve diğer skalerlere ait denklemlerin çözüm algoritması aşağıdaki gibidir:

- Tahmini basınç değerleri P^* belirlenir.
- Tahmini basınçtan tahmini hız u^*, v^*, w^* değerleri bulunur.
- Bulunan bu hız denklemleri ile süreklilik denklemindeki basınç düzeltme değerleri hesaplanır.
- Düzeltme değerleri ile gerçek basınç hesaplanır.
- Gerçek u, v, w hız değerleri bulunur.
- Akışın türbülanslı olması durumunda u, v, w hız değerleri yardımıyla türbülans denklemleri çözülür.

- Sıcaklık değerleri de yukarıda anlatılan yöntemle sırayla bulunur.
- Akışkan özellikleri bulunan sıcaklık değeri ile düzeltilir.
- R artık değeri hesaplanır. Kullanıcının ayarlayabildiği R değerine göre karşılaştırma yapılır. Bulunan değer, ayarlanan değerden büyük ise iterasyon devam eder. Aksi halde iterasyon sonlandırılır. Bir sonraki iterasyon yapılırken en son bulduğu basınç değeri, başlangıç basıncı olarak kabul edilir ve işlemler tekrarlanır.

4.2.5 Artık Değer (Residual)

P hücresi için ϕ değeri:

$$a_p \cdot \phi_p = \sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b \quad (4.17)$$

$$S = S_c + S_p \cdot \phi \quad (4.18)$$

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} + S_p \quad (4.19)$$

İlk yazılan denklemde eşitliğin sağlanması gerekir ancak iterasyon sırasında eşitliğin sağ ve sol tarafı farklı olabilir. İki taraf arasındaki farkın tüm P hücreleri boyunca olan toplam değerine ϕ değişkeninin artık R^ϕ değeri adı verilir

$$R^\phi = \sum_{P_{hücreleri}} \left| \sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \cdot \phi_p \right| \text{ 'dir.} \quad (4.20)$$

Bu formül ile yakınsamanın olup olmadığını anlamak zordur. Bu nedenle boyutsuzlaştırma yapıp boyutsuz artık değeri "Residual" aşağıdaki şekilde bulunur:

$$R^\phi = \frac{\sum_{P_{hücreleri}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \cdot \phi_p \right|}{\sum_{P_{hücreleri}} |a_p \cdot \phi_p|} \quad (4.21)$$

Momentum denklemlerinde paydadaki $a_p \cdot \phi_p$ yerine $a_p \cdot V_p$ gelir. Süreklilik denklemi için net kütle üretimi değeri:

$$R^c = \sum_{P_{hücreleri}} |P \text{ Hücresindeki Kütle Üretimi}| \quad (4.22)$$

Süreklilik denklemi için boyutsuz artık değeri :

$$\frac{R^{\phi} N_{iterasyon}}{R^{\phi} M_{iterasyon}} \leq 10^{-3} \quad (4.23)$$

Paydadaki değer ilk beş iterasyondaki en büyük mutlak değer olarak R^{ϕ} 'dır.

4.3 Türbülans Modeli Seçimi

En genel anlamda akışkan hareketleri, Navier-Stokes denklemleri ile tanımlanabilir. Bununla beraber, bu denklemlerin, belli bir takım kabuller yapılmadan analitik veya nümerik olarak çözümü günümüzde çok zordur. Pratikte akışkan hareketi ile ilgili olarak karşılaşılan durum genellikle türbülanslıdır. Türbülanslı akışkan hareketinde, akışı oluşturan büyüklüklerin zaman ve konuma göre düzensiz değişimler göstermesi nedeniyle türbülanslı akışkanların çözümlenmesinde istatistiksel ortalamalı büyüklükler göz önünde bulundurulur. Navier-Stokes denklemlerini, zaman ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemlerine dönüştürebiliriz. Bu denklemlere RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) denklemleri denir. Hareket denklemlerinin zaman ortalamasının alınması karşımıza yeni bilinmeyenler çıkarmaktadır. Bu ek terimler türbülanslı harekete ait gerilmelerdir. Bu ek terimleri hız ve basınç gibi ortalama akış büyüklüklerine bağlı olarak tanımlama işlemi 'türbülans modelleme' olarak adlandırılmaktadır. Bu işlem; kendine özgü bazı varsayımlar ve yaklaşımlarla yapılır. Türbülans modellemede ek gerilme terimlerinin yeni bağıntılar ile tanımlanması sonucunda, türbülans kinetik enerjisi, bu enerjinin sönmülme(yutulma) hızı gibi bazı yeni büyüklükler ortaya çıkar. Günümüzde bilinen bütün türbülans modellerinin geçerli olduğu akış koşulları ve türleri birbirinden farklıdır. Tek başına hiçbir türbülans modeli, bütün problemler için evrensel olarak üstün kabul edilmemiştir. Bir türbülans modelinin geçerliliği yapılan sayısal hesaplama sonuçları ile yapılan deneysel ölçümler karşılaştırılarak test edilir. Türbülans modeli seçimi, akışın kapsadığı fizik, belli bir sınıfa özgü kurulmuş uygulamalar, istenilen doğruluğun seviyesi, halihazırdaki hesaplama kaynakları ve simülasyon için eldeki zaman gibi birtakım faktörlere bağlıdır. Uygulama için en uygun model seçimi birtakım opsiyonların olanak ve kısıtlarının iyi anlaşılmasına bağlıdır. Bu tez çalışmasında ağırlıklı olarak standart $k - \epsilon$, RNG $k - \epsilon$, SST $k - \omega$ ve Reynolds Stress türbülans modelleri kullanılarak çözümler yapılmıştır.

4.3.1 Standart k-ε Modeli

Standart k-ε modeli; model taşınım denklemlerinin iki türbülans niceliği için (ki bu model için k:türbülansın kinetik enerjisi ve ε:türbülans sönümlemesi olmaktadır) çözüldüğü iki denklemlidir. Model özellikle Reynolds kayma gerilmelerinin daha etkin olduğu sınırlanmış akışlar için iyi performans göstermektedir. Standart k-ε modeli endüstrideki mühendislik uygulamaları için sıkça kullanılan oldukça popüler bir modeldir ve birçok ticari HAD kodunda mevcuttur. Tüm türbülans modellerinde olduğu gibi kavram ve ayrıntıları zamanla gelişim göstermiştir ve standart k-ε model temelli çözüm modelleri türetilmiştir.

Türbülanslı hız ve uzunluk ölçeklerinin bağımsız olarak belirlenebilmesine izin veren iki ayrı taşınım denkleminin çözüldüğü iki denklemlidir türbülansın en basit tam modelleridir. Launder ve Spalding (1972) tarafından ortaya konulduktan beri kullanışlı olarak mühendislik akış hesaplamalarında çokça yararlanılan bir türbülans modeli olmuştur. Türbülanslı akışların geniş bir kısmında sağlamlık, ekonomiklik ve makul bir doğruluk sunması endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarındaki popülaritesini açıklamaktadır. Yarı deneysel bir modeldir ve model denklemlerinin elde edilmesi fenomenolojik faktörlere bağlıdır. K-ε modeli sabitlerinin değerleri genel kabul görmüş değerler olup, herhangi özel bir akış için sabitlerin değiştirilmesi doğruluğu artırabilir. Büyük Reynolds sayılarında standart k- ε modelinde duvar boyunca model denklemlerinin integrallerinden kaçınılmıştır. Model bazı akım alanlarında daha zayıf bir yaklaşıma sahiptir. Bazı sınırlanmamış akımlar, girdap akımları gibi ilave zorlanmaların bulunduğu akımlar bunlara örnektir. Modelin bilinen bir eksikliği dairesel jet için yayılma oranını olduğundan fazla öngörmesidir. Bu problem daha önce yapılmış deneysel ve sayısal çalışmalar referans alınarak model için belirlenmiş sabit katsayı değerlerinin probleme uygun olarak değiştirilmesi ile giderilebilir. Ancak bu tür akışa bağlı ayarlamalar da belirli bir sınıra kadardır.

4.3.2 RNG k- ε Modeli

RNG (Renormalization Group Theory) k- ε modeli kullanılan istatistiksel tekniklerden üretilmiştir. Standart k- ε model ile benzerlik taşır. Fakat birkaç farklılık gösterir:

- RNG k- ε modelinde ε denklemine ek bir terim sağlar ki bu ek terim hızla zorlanmış akım çözümlerinin doğruluğunu önemli ölçüde etkiler,
- RNG modelinde, girdap veya dönme içeren akım çözümlemelerinin doğruluğunu arttırmak için, türbülans üzerine dönme etkilerini içeren iyileştirmeler mevcuttur.

- RNG teorisi bir analitik formül ile türbülans Prandtl sayısını tanımlar fakat standart k- ϵ modelinde sabit değerindedir,
- Standart k- ϵ modeli yüksek Reynolds sayısı modeli iken RNG k- ϵ modeli, düşük Reynolds sayısı etkilerini hesaplamak için kullanılan efektif viskozite için türetilmiş analitik differansiyel denklemler içerir. Bu özellik RNG k- ϵ modelini çok çeşitli akım çözümleri için standart k- ϵ modelinden daha güvenilir ve doğru yapar.

4.3.3 SST k- ω Modeli

Fluent'te kullanılan standart k- ω modeli Wilcox'un (1998) HAD için türbülans modelleri ile ilgili çalışmasındaki düşük Reynolds sayısı etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akım iyileştirilmelerini içeren k- ω modelini temel almıştır. Bu yaklaşım karışım tabakası, kesikli akış, radyal jet ve duvar sınırlı akım problemlerinde ölçülmüş verilerle iyi uyum sağlayan ve bu problemler için tavsiye edilen çözüm modelidir.

SST k- ω modeli ise Menter (1994) tarafından k- ϵ modelinin k- ω formuna çevrilip bu iki çözüm modelinin harmanlanmasıyla elde edilmiştir. Cidar yakını bölgelerinde iyi sonuçlar veren, ters basınç gradyanlı akımlar, transonik şok dalgaları ve kanat akımı gibi çok çeşitli problem tipleri için daha hızlı ve daha doğru sonuç veren özelleştirilmiş bir çözüm modelidir.

4.3.4 Reynolds Stres Modeli

Reynolds Stres Modeli (RSM) Fluent'te kullanılan en ayrıntılı modeldir. RSM, RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) denklemlerini çözmek için sönümlenme hızı (dissipation rate) denklemleri ile birlikte transport denklemlerini Reynolds stresleri için hesaplatır. Bu iki boyut için 5 ve üç boyut için 7 ek denklemin çözülmesi gerektiği anlamına gelir.

RSM akış çizgisindeki kıvrımları, değişimleri, dönmeleri, girdapları ve gerilme oranlarındaki hızlı değişimleri tek denklemler ve iki denklemler modellerine göre daha ince ve ayrıntılı hesaplayarak karmaşık akımlar için doğru tahminler verir.

Ek denklemlerin ve hesaplamaların olması RSM' nin her tür akımda daha basit modellerden daha iyi sonuç vereceğini garanti etmez. Fakat ilgilenilen akış özellikleri Reynolds-streslerdeki anizotropinin bir sonucu ise RSM modelinin kullanılması Reynolds gerilimlerinin sayısal değerlerinin sadece bu modelde görülüyor olmasından dolayı şarttır.

4.4 Yakınsama ve Kararlılık

Fluent programında yakınsama kriterleri: süreklilik, x,y,z yönlerindeki hızlar için $R=10^{-3}$, enerji için $R=10^{-6}$ dır. Yakınsama kriterleri kullanıcı tarafından değiştirilebilmektedir.

Yapılan sayısal çalışmada Fluent ile hesaplamalar yapılırken Fluent ayar değerleri olan ve yukarıda belirtilen değerler yakınsama kriteri olarak alınmıştır.

Bu kriterlere göre İterasyon sayısı 1500–2500 aralığında değişmektedir, yani Fluent 1500–2500 iterasyonda sonuca gidebilmektedir. Yakınsama kriterlerinin sağlanmasından sonra, yakınsama eğrilerinin yataylaşması için iterasyon devam ettirilmiştir. Çözüm sonuçlarının daha doğru olması, sistemin kararlı hale gelebilmesi için yapılan bu işlem, eğrilerin yataylaşması durumunda sonlandırılmıştır.

4.5 Problemin Çözümü İçin Oluşturulan Algoritma

- Gambitte çizilen model FLUENT'e aktarılır ve program çalıştırılarak msh dosyaları okutulur.
- Çizilen modelin geometrik kontrolü yapılır.
- Gambit'te girilen ölçülerin birimi tanımlanır.
- Çözüm ağı gerçekleştirilirken yapılan küçük parçalara bölme işleminde gerekli modifikasyonlar gerçekleştirilir.
- Segregated Implicit Steady 3D çözüm yöntemi seçilir.
- Energy komutu aktif hale getirilerek, enerji korunumu denklemlerinin sayısal çözümü sağlanır.
- Laminer veya türbülanslı akım için çözüm modeli seçilir.
- Karışım seçilerek tanımlamalar yapılır.
- Yerçekimi terimi seçilmeden bırakılır.
- Sınır şartları girilir.
- URF (Under Relaxation Factors) değerleri ve parçalara ayırma yöntemleri girilir. URF değerleri: Pressure: 0,3, Density: 1, Body Forces: 1, Momentum: 0,5, Turbulence Kinetic Energy: 0,8, Turbulence Dissipation Rate: 0,8, Turbulence Viscosity: 1, Energy:1 olarak

girilmiştir. Parçalara ayırma yöntemlerinden, basınç-hız çifti: SIMPLE, basınç: PRESTO! Momentum: Second Order Upwind, Turbulence Kinetic Energy: Second Order Upwind, Turbulence Dissipation Rate: Second order Upwind , Energy: Second Order Upwind seçilmiştir.

- Yazım-çizim ayarları yapılır.
- Yapılan bütün ayarlar ve girilen bütün değerler kaydedilir.
- Hesaplanmış değerler varsa sıfırlanır ve başlangıç ayar konumlarına getirilir.
- İterasyon sayısı girilerek iterasyon başlatılır.

Sayısal çözümlemede basınç-hız arasındaki bağıntıyı çözebilmek için SIMPLE (Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations) methodu tercih edilmiştir. Bu metot kararlı akış için uygun bir yöntemdir. SIMPLEC (Semi-Implicit Methods for Pressure Linked Equations Consistent) metodu da kararlı akış çözümünde kullanılır. Ama URF (düzeltme katsayısı)'nın 1 alındığı problemlerde, çözümün yakınsamamasına neden olabilmektedir. PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) metodu kararsız akışlarda kullanılan bir çözüm yöntemi olup, tercih edilmemiştir.

Yakınsamanın gerçekleştiğini anlamak için Residual (artık) değerlerine bakılır. Her iterasyondan sonra kontrol gerçekleşir.

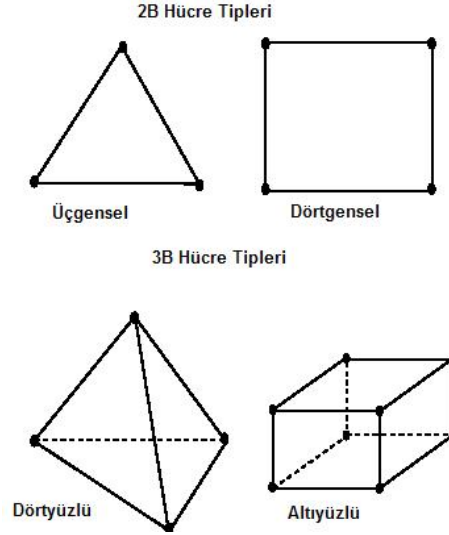
$$\frac{R_{\phi}^n}{R_{\phi}^5} \leq 10^{-3} \quad (4.24)$$

n. iterasyondaki artık, ilk beş iterasyondaki maksimum artığa oranı 10^{-3} değerinden küçük olmalıdır. Süreklilik, x,y,z koordinatlarındaki u,v,w hızlarının artık oranları 10^{-3} 'den ve enerji denklemindeki artık oranı da 10^{-6} 'dan küçük olmalıdır. Bu değerler Fluent programı tarafından tavsiye edilen değerlerdir. Yapılan çözümlemelerde bu değerlerin de altına inilmiş ve yakınsama eğrilerinin yataylaşması beklenerek çözümleme sonlandırılmıştır.

4.6 Modelin Çizimi ve Çözüm Ağının Oluşturulması

Hesap alanı ve çözüm ağının oluşturulması aşamasında kullanılacak ağ yapısının tasarımı çözüm sonuçlarını doğrudan etkileyen en önemli unsurlardandır. Quad/hex (dörtkenarlı/altı yüzlü) ya da Tri/Tet (üç kenarlı/dört yüzlü) ağdan hangisinin kullanıldığı bu yüzden çok önemlidir. FLUENT birçok değişik kaynaktan gelebilecek ağ bilgilerini kendi kullanım

prosedürüne göre çevirebilmektedir. 2 boyutlu uygulamalarda üçgenler veya dörtgenlerden veya ikisinin birleşiminden oluşmuş hücreler, 3 boyutlu uygulamalarda dörtyüzlü, altı yüzlü, piramit şeklinde hücreler veya bunların birleşiminden oluşan hücreler kullanabilir. Bu çeşitler probleme en uygun olacak şekilde seçilmelidir.



Şekil 4.3 Hücre modelleri

Geometrilere karmaşık ise ya da akışlar uzun mesafelerdeyse, genellikle dörtyüzlü ya da altı yüzlü hücre modellerinden daha az hücre gerektirecek olan üçgensel/dörtyüzlü ağ yapısı tercih edilir. Bunun sebebi, üçgensel/dörtyüzlü ağ yapısının, hücrelerin akış alanının istenilen bölgelerinde kümelenmesine izin vermesidir, dörtgensel/altı yüzlü ağ yapısı hücrelerin gerekli olmadığı, hatta istenmediği bölgelere sarkmasına sebebiyet vermektedir. Dörtgensel/Altı yüzlü ağ yapısının diğerlerine göre daha ekonomik olabileceği durumlar da olur. Bu gibi durumlarda bu modeller, üçgensel/dörtyüzlü modellerden daha fazla yüzey oranı sağlayacaklardır. Üçgensel/Dörtyüzlü modellerde yüzey oranı arttırmak ise yüzeyin eğriliğini değiştirecektir ki bu durum hassaslığa ve bir noktada kesişime engel olacağından istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle, eğer geometriye uyan bir akışımız varsa ve geometrimiz nispeten basitse, yüksek yüzey oranına sahip dörtgensel/altı yüzlü hücreleri kullanabiliriz. Bu sayede üçgensel/dörtyüzlü modelden daha az hücreye sahip olacağımızdan hesap süresi de daha kısacaktır.

Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak Akışkanlar Dinamiği problemlerinin sayısal olarak çözülmesi konusu da gelişmiş ve Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) olarak adlandırılmıştır. Bu tez çalışmasında, HAD paket programlarından FLUENT

kullanılarak problemler sayısal yöntemlerle çözülmüştür. HAD kavramı ve HAD analizlerinin planlanması çözüm adımları anlatılmıştır. İlgili konularda daha önce yapılmış deneysel ve nümerik çalışmalara literatür araştırması kısmında değinilmiştir. Üçüncü bölümde bu problemlerin HAD çözümlerinde kullanılan sayısal çözüm yöntemleri hakkında bilgi verilmiştir.

Öncelikle FLUENT'in sunduğu model ve ağ oluşturma programı olan GAMBIT'de problemler için çözüm ağları hassas sonuçlar elde edilmesine olanak sağlayacak şekilde tasarlanmaya çalışılmıştır. Tasarlanan çözüm ağları FLUENT programına aktarılıp sınır koşulları verildikten sonra sonlu hacimler yöntemini kullanarak sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. Üç ayrı problem için yapılan sayısal çalışmalar çözüm algoritmaları ayrı ayrı bölümler halinde sunulmuştur. Fluent programının yardımıyla elde edilen grafikler literatürde daha önceden yapılmış deneysel çalışmalarla karşılaştırılmış ve elde edilen değişik koşullar için radyal hız, eksenel hız, bileşke hız değişimleri, sıcaklık kontörleri, hız vektörleri, Reynolds sayısına bağlı olarak değişen Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır.

4.7 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanım Alanları

Akışkanlar dinamiği bilimi, sıvılar için hidrodinamik, gazlar için aerodinamik olarak adlandırılır. Teorik, deneysel ve sayısal çalışmalar halinde bulunan akışkanın çevresi ile olan etkileşimini inceler. Teorik çalışmalar çok kısıtlı durumlar için yapılabildiğinden günümüzde büyük ölçüde terkedilmiş ve yerini sayısal çalışmalara bırakmıştır. Deneysel çalışmalar ise hesaplanan sonuçların test edilmesinde çok önemli bir rol oynamaktadır. 1950'li yıllardan beri büyük bir hızla gelişen bilgisayar teknolojisi ve bellek kapasitelerindeki artış, akışkanlar dinamiği problemlerinin sayısal olarak çözümlenmesini daha kolay hale getirmiştir. Sayısal yöntemlerin kullanılması ile analitik olarak çözülemeyen akışkanlar dinamiği denklemleri, sayısal çözüm teknikleri kullanılarak çözülmekte ve çeşitli durumlar için detaylı incelemeler yapılmasına imkân sağlamaktadır. Akışkanlar dinamiği problemlerinin bilgisayar yardımıyla sayısal yöntemlerle çözülmesi konusu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) adıyla yeni bir çalışma alanı doğmasına neden olmuştur. Literatürde İngilizce CFD (Computational Fluid Dynamics) şeklinde adlandırılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği akışkan bir nesnenin dinamiği üzerine çalışmamıza imkân sağlayan hesaplama teknolojisidir.

Tasarım ve geliştirme zamanının kısalması, deneysel model testlerinde oluşturulamayan akış koşullarının benzeşiminin kolayca yapılabilmesi, daha detaylı anlaşılır bilgi vermesi, daha az enerji tüketiminin ortaya çıkması günümüzde akışkanlar dinamiği çalışmalarında HAD

kullanımının oldukça yaygın hale gelmesini ve deneysel ve teorik çalışmaların önüne geçmesini sağlamıştır. Akışkan ile etkileşim halinde olan her mühendislik problemi büyük ölçüde HAD kapsamına girmektedir. HAD çalışmalarında bilgisayar yardımıyla akış simülasyonu yapılacak olan alan ve bu alanda meydana gelem etkileşimler detaylı olarak görülebilmektedir. HAD kullanılarak sadece akışkanın davranışına öngörülenin yanında ısı transferi, kütle transferi, faz değişimi (donma, buharlaşma) , kimyasal reaksiyonlar (yanma), mekanik hareketler (zorlanmış dönmeler), katı yapılarıyla ilgili deformasyon incelenebilir. Herhangi bir HAD analizi genel olarak üç aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar işlem sırasına göre aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Katı model ve sayısal ağ tabakasının oluşturulması
- Sınır şartlarının ve çözüm ayarlarının tanımlanması
- Elde edilen sonuçların yorumlanması

Sisteme dışardan dâhil edilen bir CAD paketinde bulunan veya yeni tasarlanan bir geometri programı HAD prosesinin başlangıcıdır. Bir HAD analizinin yapılabilmesi için akış hacminin sonlu sayıda ufak parçalara (hücrelere) bölünmesi gerekmektedir. İki boyutlu sayısal çözüm alanında bu hücreler, alan; üç boyutlu çözüm alanında ise hacim olmaktadır. İki veya üç boyutlu CAD çalışılacak çerçeveyi oluşturur ve bu çerçeve içerisine bir ağ tasarlanır. Bu ağ veya ızgara küçük parçalardan meydana gelen bir yapıdır ve bu yapı akışkanın içinden geçeceği boşluğu doldurur. Bu işleme sayısal ağ oluşturma işlemi, sonucunda oluşan modele de çözüm ağı veya sayısal model adı verilir. Bu parçaların (elemanlar) sayısı ne kadar büyük ise sonuçlar o kadar hassas olur. Ancak bu parçaların sayısı analiz süresine de etki edeceğinden sayısal ağ oluştururken eleman sayısının belirlenmesi son derecede önemlidir. Bu nedenle yüksek gradyanların olduğu bölgelerde yoğun diğer bölgelerde daha seyrek elemanlar kullanılarak optimum bir sayı bulunmalıdır. Sayısal ağ tabakası oluşturulduktan sonra sıra sınır şartlarının tanımlanmasına ve çözüm ayarlarının yapılmasına gelir. Burada dikkat edilmesi gereken birçok husus vardır. Bunlardan en önemlileri sayısal model sınırlarında kullanılacak sınır şartları ve arka planda yapılacak hesaplamalar için kullanılacak sayısal yöntemlerdir. Daha sonra bir HAD kodu akışkanın belirleyici Navier-Stokes denklemlerini (Navier-Stokes denklemleri, akışkanların tanımını yapan temel denklemlerdir) ağın içindeki tüm hücrelere uyarlar. Bilgisayar prosesi tüm hücreler arasında çaprazlama haberleşip bilgi iletir ve problemi çözene kadar işlemleri tekrarlar. Bu işlemlerden sonra tüm akışkan etki alanının ve her bir hücre yapısının içinde korunum denklemleri dengelenir. Hesaplama tamamlandığında, HAD çözümü incelenen parçanın yüzeyinde ve yüzeye yakın

alanlarda oluşan tüm basınçları ve hızları içerir. Bu problemlerin çözümünde kullanılan nümerik metotlarla elde edilen çözümler, bize çalışma yapılan konularda iyi bir fikir vermektedir/

4.8 HAD Analizlerinin Planlanması ve Çözüm Adımları

4.8.1 HAD Analizlerinin Planlanması

Bu tez çalışmasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümlenmesinde çözücü program olarak FLUENT programı kullanılmıştır. Bir problemi FLUENT’te çözmeye başlamadan önce aşağıdaki yollar takip edilmelidir.

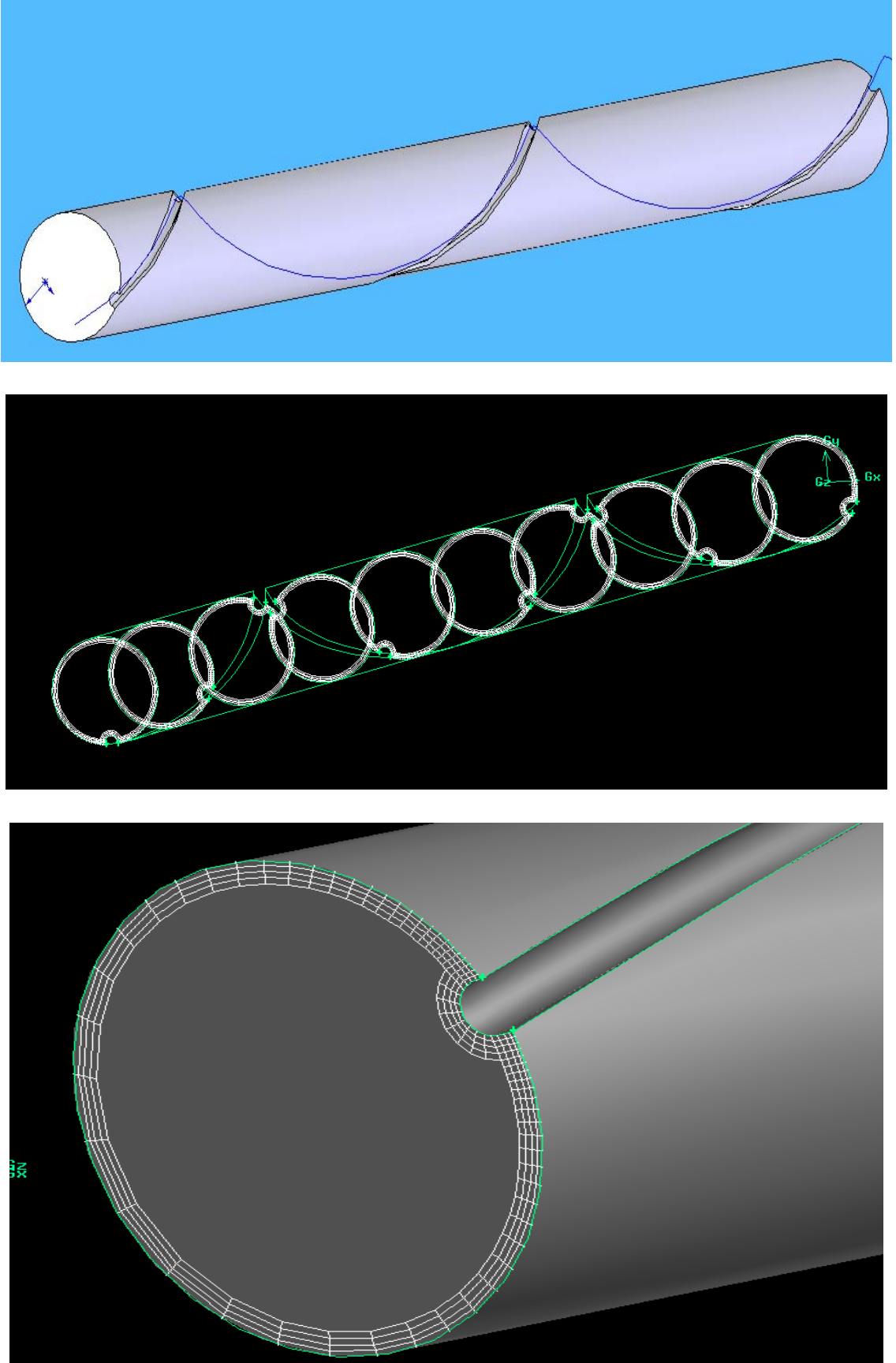
- a) Modelleme Hedeflerinin Açıklanması: HAD modelinden ne tip çözümler istenmekte ve bu çözümler nasıl kullanılacak? Modelden ne kadar doğruluk derecesi bekleniyor?
- b) Çözüm Modellerinin Seçilmesi: Modellenecek olan sistemin bir parçasını nasıl ayırırsınız? Çözüm alanı nereden başlayıp nerede bitecek? Modelin sınırlarında ne gibi sınır şartları kullanılacak? Problem 2 boyutta çözülebilir mi, yoksa 3 boyutlu bir model kullanmak zorunluluğu var mı? Ne tür bir ağ yapısı bu problem için en idealdir?
- c) Fiziksel Modelin Seçilmesi: Akış viskoz mu, laminar mı, türbülanslı mı? Akış daimi mi, zamana bağlı mı? Isı transferi önemsenmeli mi? Akışkan sıkıştırılabilir mi, sıkıştırılamaz mı? Başka fiziksel modeller de kullanılabilir mi?
- d) Çözüm Prosedürünün Kararlaştırılması: Problem sadece genel çözüm formülü ve çözüm parametreleri ile çözülebilir mi? Daha akılcı bir çözüm prosedürü ile daha yakınsak sonuçlar elde edilebilir mi? Bilgisayarınız bu yollarla ne kadar sürede bir yakınsamaya varabiliyor?

Bu konular üzerinde verilecek doğru cevaplar ve bunlar doğrultusunda izlenecek yolla oluşturulacak modelin başarısı artacaktır.

4.8.2 Problem Çözme Adımları

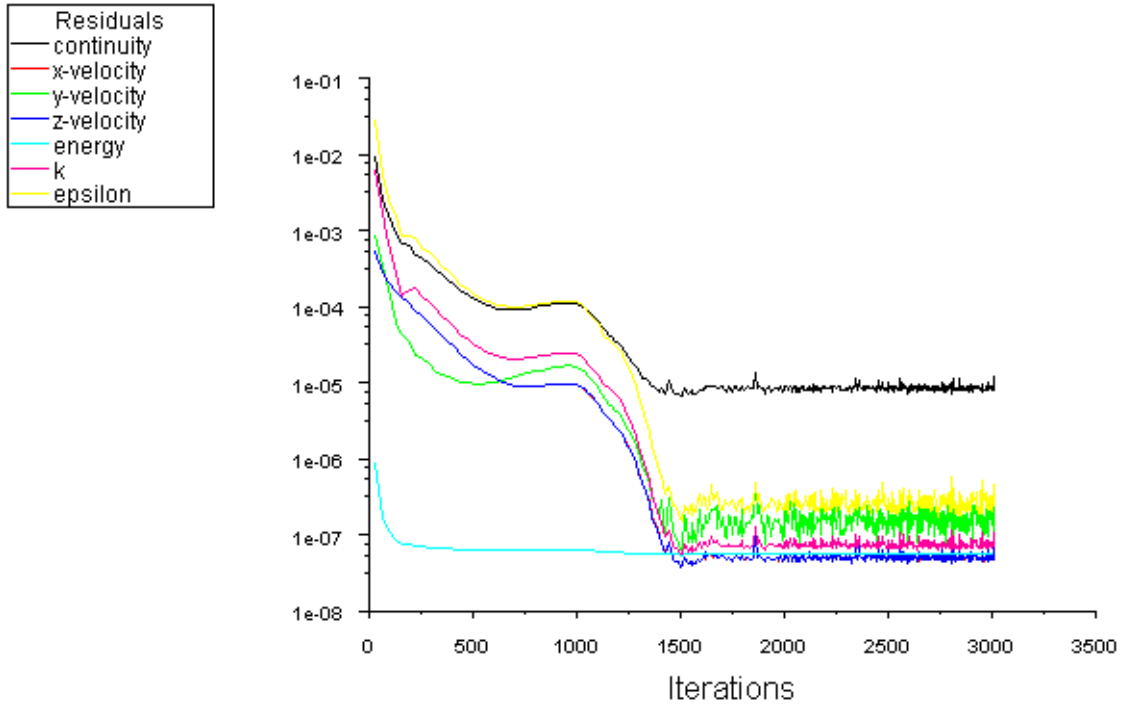
Çözülecek problemin önemli özellikleri belirlenip analizi yapıldıktan sonra aşağıdaki prosedürü izleyerek çözümü yapmak doğru ve kısa sürede çözüme ulaşmakta faydalı olacaktır.

- Model geometrisi ve ağ yapısı oluşturun.



Şekil 4.4 Model geometrisi

- Çözücüyü (FLUENT programı) 2D (iki boyutlu) veya 3D (3 boyutlu) akıma göre başlatın.
- Ağ yapısını çözücüye girin.
- Ağ yapısını kontrol edin.
- Kullandığınız modele göre birim dönüşümü yapın.
- Çözüm formülasyonunu seçin
- Çözülecek basit eşitlikleri seçin: Laminer ya da türbülanslı, kimyasal reaksiyonlar, ısı transferi modelleri vb. çözümü yapılacak probleme göre hangi eşitliklerin çözüleceği belirlenmelidir.
- Materyal özelliklerini belirtin.
- Sınır şartlarını belirtin.
- Çözüm kontrol parametrelerini ayarlayın.
- Akış alanını ayarlayın ve çözücüye başlatın.
- Çözüm doğrulanana kadar FLUENT hesaplamayı sürdürecektir ve istenilen sonuca yakınsama sağlandığında duracaktır.



Şekil 4.5 İterasyon adımlarının yakınsaması

- Akış alanını ayarlayın ve çözücüye başlatın.
- Çözümü hesaplatın.
- Sonuçları gözden geçirin ve kaydedin.
- Eğer gerekirse, ağ yapısını iyileştirmeye çalışın ya da nümerik veya fiziksel model üzerinde düzeltmeler yapın.

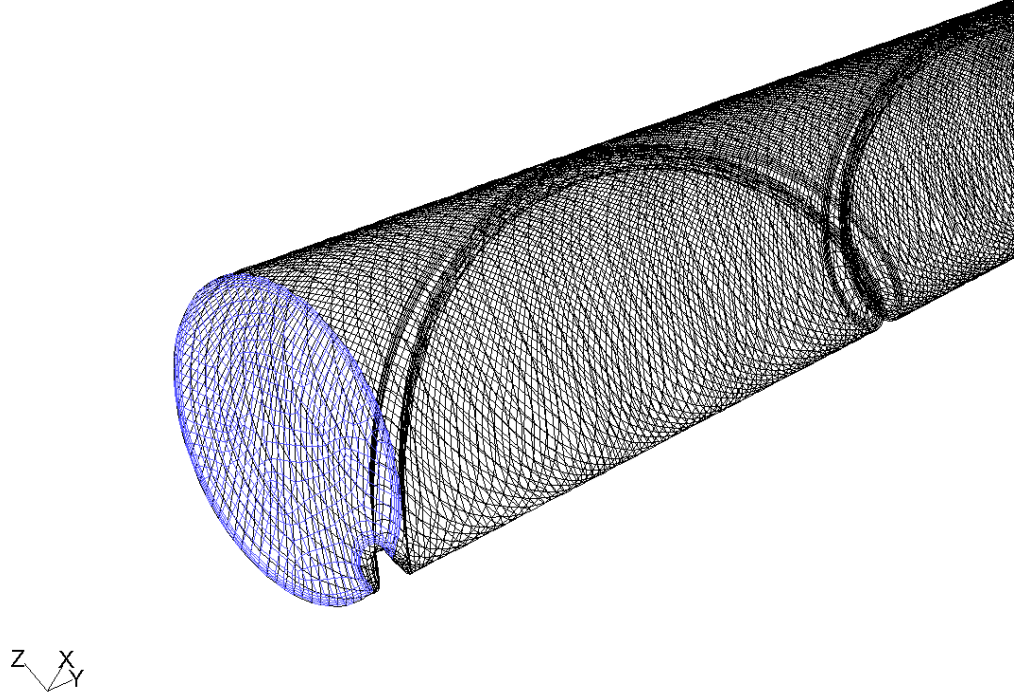
Birinci adım için FLUENT programının dışında bir geometri modelleyicisi ve ağ oluşturucusu gerekmektedir. GAMBIT bunun için uygun bir programdır. Ancak karışık şekilli hacimlerde en uygun çözümü sağlayacak olan hexge-wedge ağ yapısı oluşturmak her zaman kolay olmayacaktır. Oluşturulan hacimsel ağ yapısından sonra ikinci adında FLUENT programında başlangıçta sorulan 2D (iki boyutlu) ya da 3D (üç boyutlu) seçeneklerden biri seçilir. Bizim çözümümüzde iki boyut kullanmak türbülatorlerde bulunan helisel yapılar yüzünden geçersiz bir çözüm olacaktır. Bu yüzden 3D (üç boyutlu) seçenek seçilip çözüm yapılmıştır. Segregated solver metodu seçilmiştir. Kararlı hal için çözüm yapılmış ve RNG k- ϵ türbülans modeli bu tür akımlar için uygun olduğundan seçilmiştir.

Çizelge 4.1 Fluent'te çözüm aşamaları

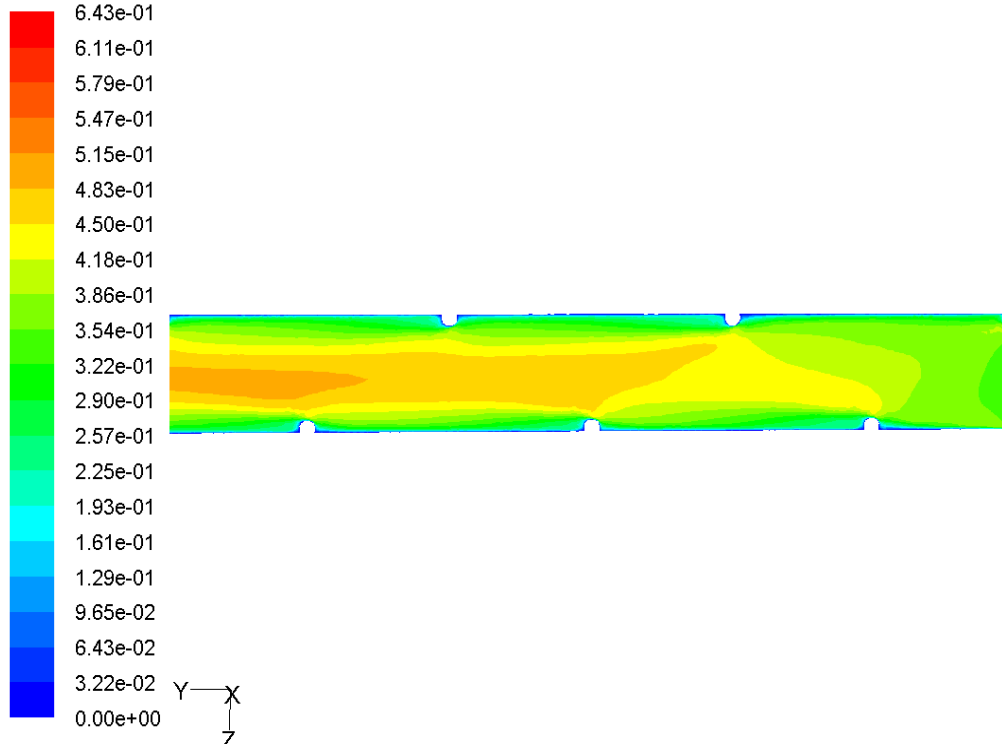
Ağ yapısını girin	File menüsü
Ağ yapısını kontrol edin	Grid menüsü
Çözücü formülasyonunu seçin	Define menüsü
Basit eşitlikleri seçin	Define menüsü
Materyal özelliklerini seçin	Define menüsü
Sınır şartlarını belirleyin	Define menüsü
Çözüm kontrol parametreleri	Solve menüsü
Çözüm başlangıç ve yakınsama ayarları	Solve menüsü
Çözümü hesaplatın	Solve menüsü
Sonucu gözden geçirin	Display/Plot/Report menüleri
Sonuçları kaydedin	File menüsü
Ağ yapısı düzeltmeleri	Adapt menüsü

4.9 Sayısal Çalışma Sonuçları

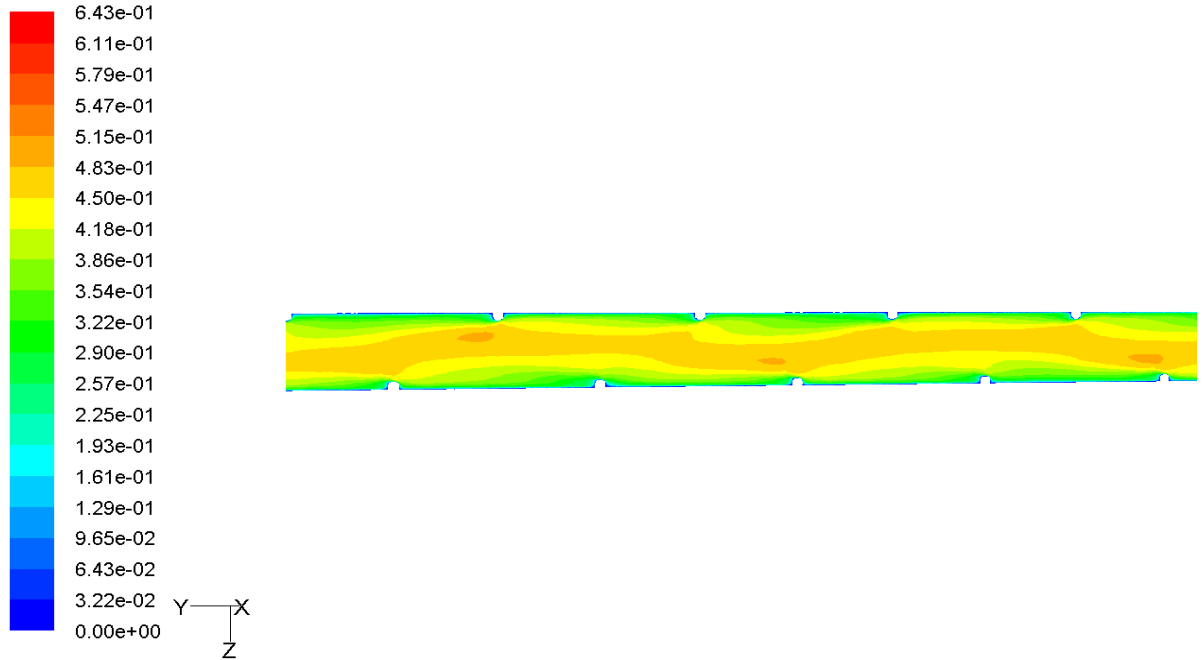
Yapmış olduğum deneysel çalışmalar modellenmiş, çözüm ağı oluşturulmuş ve FLUENT programında çözümler elde edilmiştir. Aşağıda programda elde edilen sonuçlar gösterilmiştir.



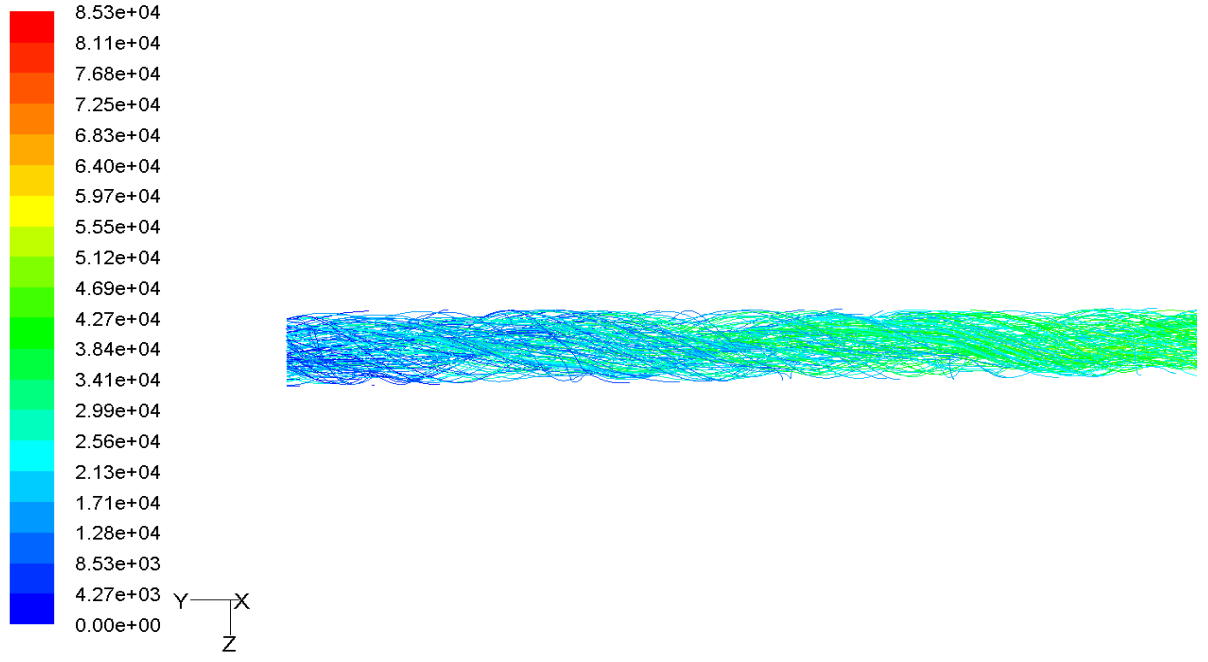
Şekil 4.6 Oluşturulan ağ yapısı



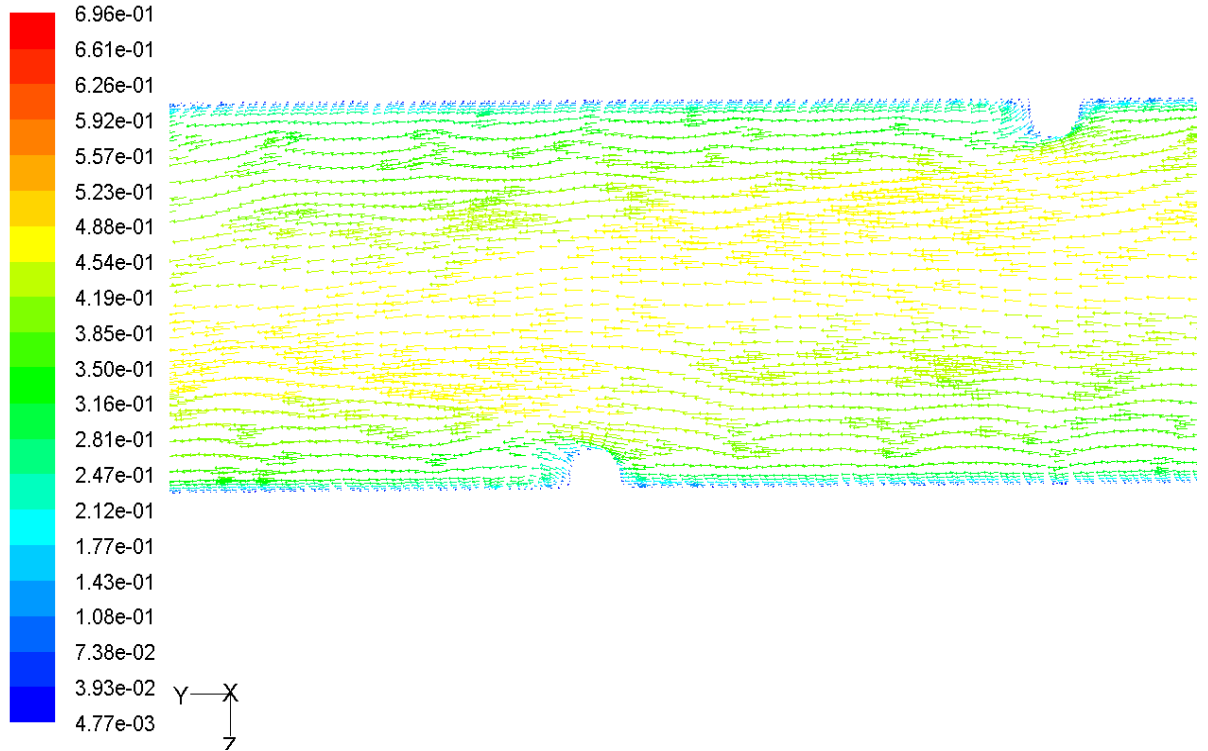
Şekil 4.7 Hız büyüklük kontürleri giriş bölgesi



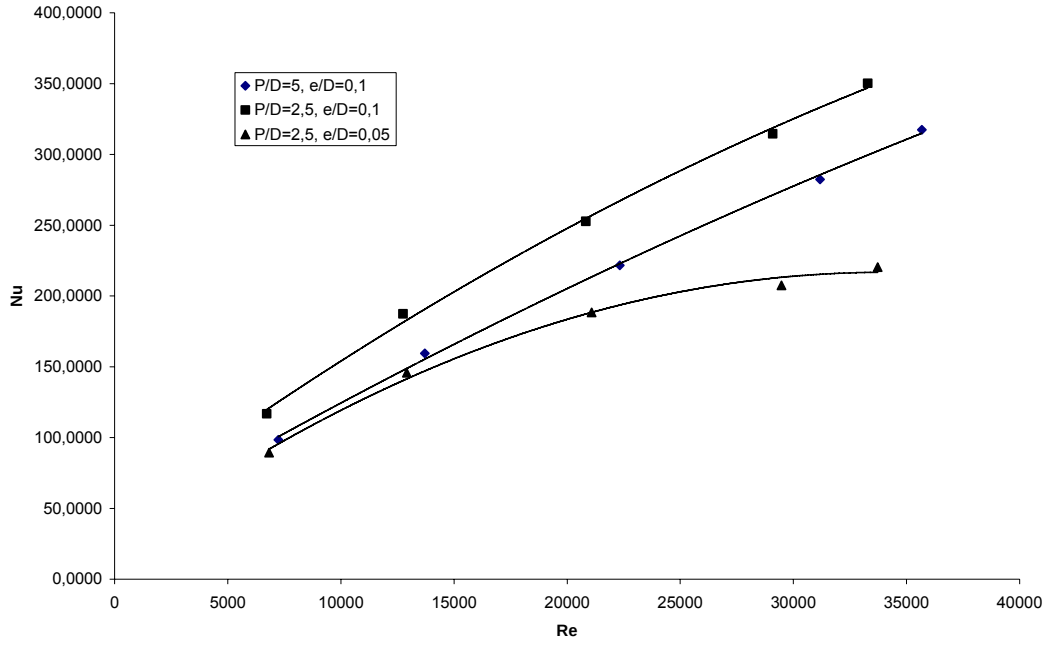
Şekil 4.8 Hız büyüklük kontürleri çıkış bölgesi



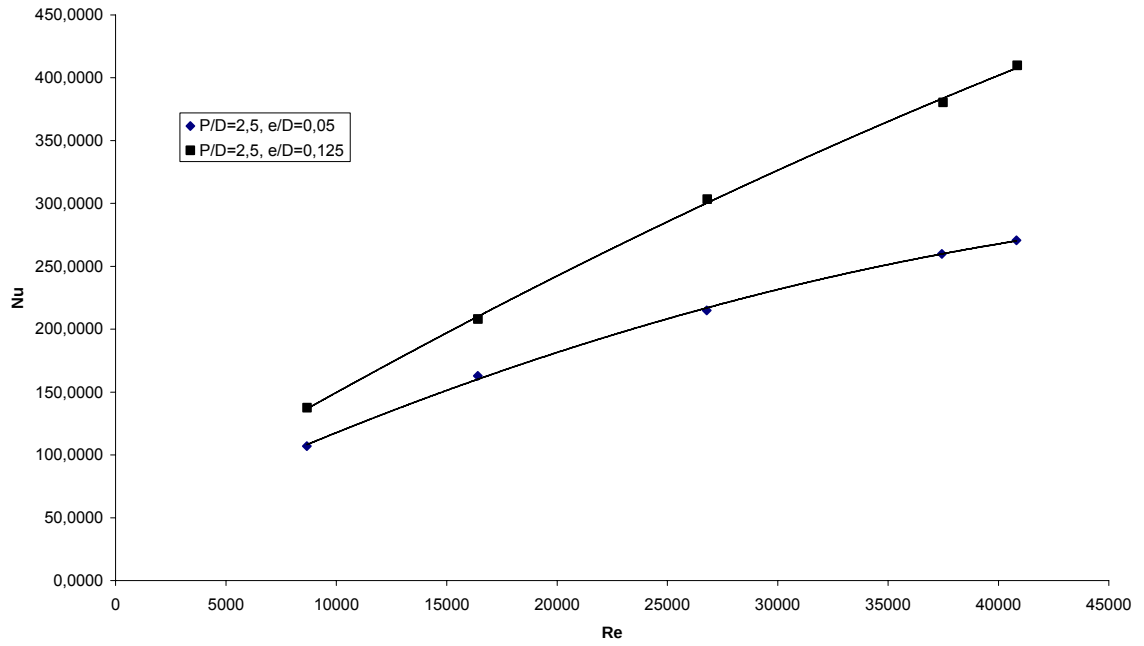
Şekil 4.9 Çıkış bölgesi yörünge çizgileri



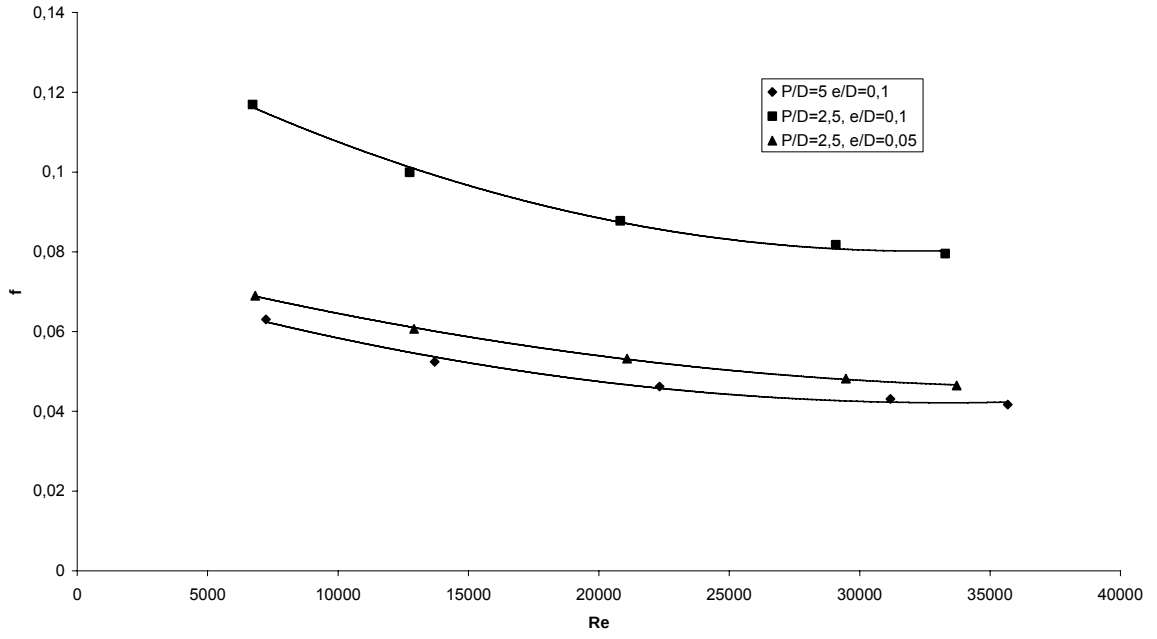
Şekil 4.10 Hız vektörleri



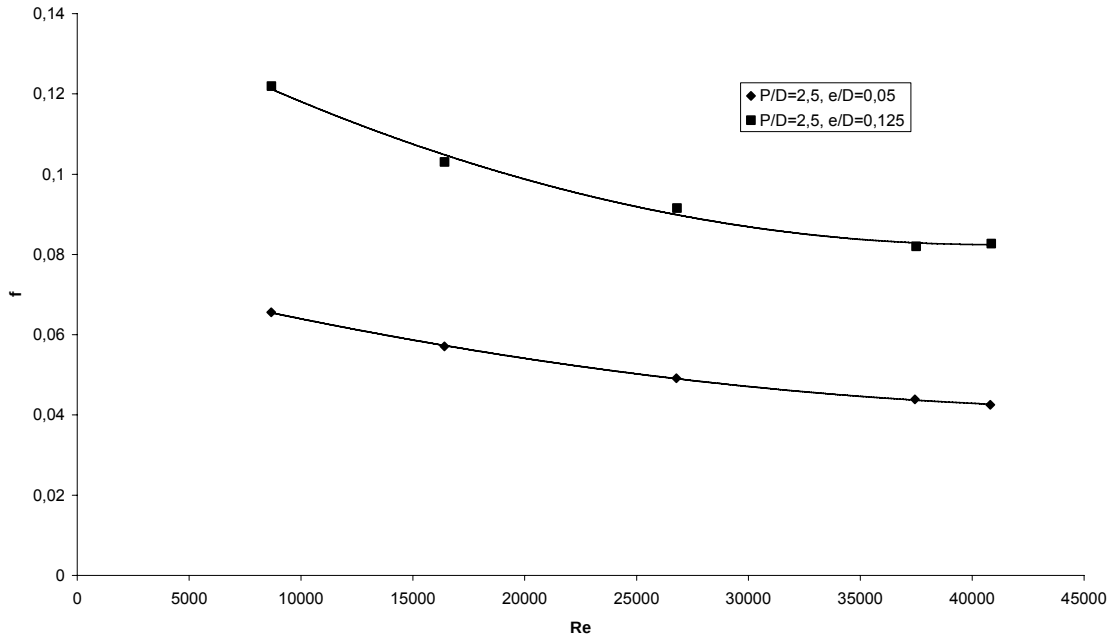
Şekil 4.11 D=20 mm için sayısal çalışmalarda bulunan Nu-Re ilişkisi



Şekil 4.12 D=16 mm için sayısal çalışmalarda bulunan Nu-Re ilişkisi



Şekil 4.13 $D=20$ mm için sayısal çalışmalarda bulunan f - Re ilişkisi

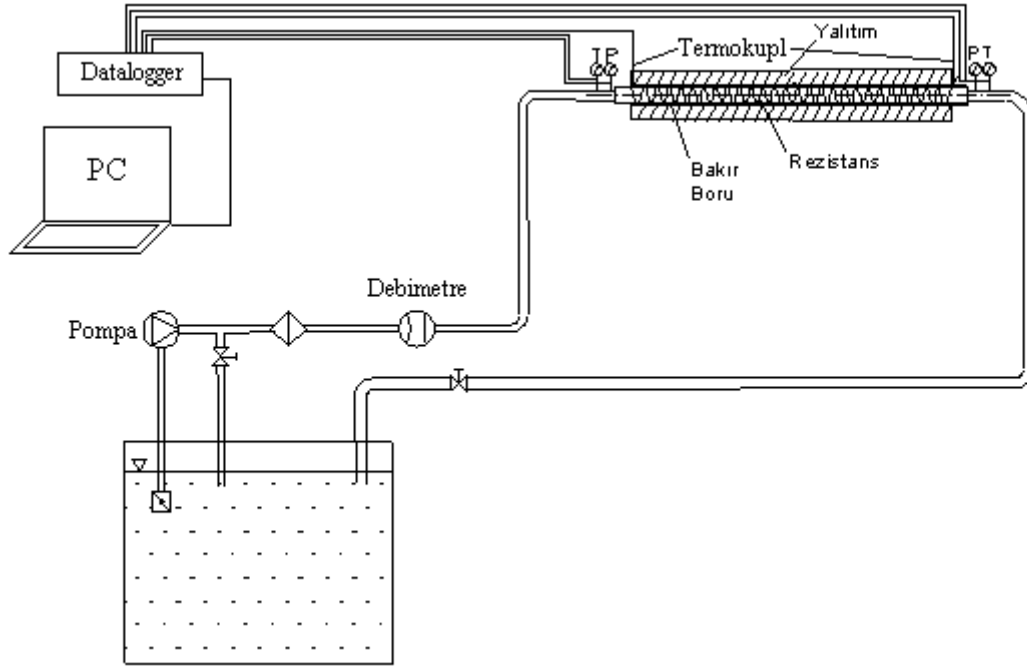


Şekil 4.14 $D=16$ mm için sayısal çalışmalarda bulunan f - Re ilişkisi

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, deney sistemi, deneysel çalışmanın aşamaları ve kullanılan ölçü aletleri hakkında bilgi verildikten sonra, ilgili hesaplamalar açıklanarak, elde edilen deneysel ölçüm sonuçları sunulmuştur.

5.1 Deney Sistemi



Şekil 5.1 Deney tesisatının şematik gösterimi

Boru Tesisatı: Sistemde DN20 çaplı, PPRC borular kullanılmıştır. Yalnız pompa emiş hattında pompanın rahat çalışabilmesi için DN25 çaplı boru kullanılmıştır.

Pompa: Sistemde 0 – 3 m³/h debi ve 1,5 – 6 bar basınç aralıklarında çalışabilen periferik tip pompa kullanılmıştır.

Debimetre: Hassasiyeti % 0,5 olan manyetik tip, Arkon marka debimetre kullanılmıştır. Kalibrasyon sertifikası sonuçlarına göre debimetrenin 0,5-12 m³/h debi aralığında % 0,25’ den fazla hata yapmadığı görülmüştür.

Deney Numunesi: 20 mm ve 16 mm iç çaplı, 1 mm et kalınlığına sahip, bakır boru üzerine rezistans geçirilerek oluşturulmuştur. Bakır boru üzerine sıcaklığın homojen dağılımı için rezistans telleri, numune üzerine homojen olarak sarılmıştır.

Rezistans: Bir kontrol ünitesi vasıtasıyla çalıştırılmaktadır. Kontrol ünitesinde rezistanstan geçen akım ve gerilim değerleri ayarlanabilmektedir.

Basınç Ölçer: Ölçüm aralığı 0 – 6 bar ve 0-2,5 bar olan, % 0,5 hassasiyete sahip, Keller marka basınç transmitterları kullanılmıştır.

Sıcaklık Ölçer: Sistemde deney numunesine giriş ve çıkıştaki sıcaklığı ölçmek için, yüksek hassasiyete sahip olan, A sınıfı Pt 100' ler kullanılmıştır. Bakır borunun iç yüzey sıcaklığının tespiti için de T tipi ısı çiftler kullanılmıştır.

Türbülötör: Deneyde bakır boru içine değişik hatve/çap oranlarında, paslanmaz çelikten imal edilmiş türbülötörler yerleştirilmiştir.

Sistemde Kullanılan Diğer Ekipmanlar

Pompa, rezistans kontrol ünitesi ve debimetre, elektrik kontrol panosuna bağlıdır. Pt 100 ve basınç transmitterları ise Ahlborn marka bir veri toplama sistemine bağlıdır. Bu cihaz da ölçülen değerleri, bir yazılım vasıtasıyla bilgisayara aktarmaktadır. Yazılım, veri toplama sisteminden gelen verilerin sayısal olarak görülmesini sağlayan AMR-5 isimli, Ahlborn markasına ait bir paket programdır.

Sistemde debimetrenin sağlıklı bir şekilde çalışmasını sağlamak amacıyla debimetre önüne vana konulmamıştır. Sisteme daha temiz bir su sağlayabilmek için havuzdaki emiş klapesine ek olarak debimetreden önce uygun bir uzaklıkta filtre kullanılmıştır.

Elektrik rezistansından ortama kaçan ısıyı azaltmak için, deney numunesinin etrafı ilk olarak yüksek sıcaklığa dayanıklı seramik battaniye ve onun üzerine polietilen levha izolasyon malzemesi ile sarılmıştır.

Sistemde farklı debi değerlerinde ölçüm yapabilmek için, pompa çıkışından hemen sonra bir by-pass vanası ve dönüş hattında bir kısma vanası kullanılmıştır. Kullanılan vanalar debi ayarı yapabilmek için sürgülü tip vanalardır.

5.2 Sistemin Çalışması

Pompa vasıtasıyla havuzdan çekilen su, pompadan çıktıktan sonra sırasıyla filtre ve debimetreden geçerek deney test bölgesine gelir. Deney test bölgesinden geçen suyun debisi, debimetreden okunur. Test bölgesinin hemen önünde konumlandırılan basınç transmitter'ı ve Pt100'den suyun test bölgesine girmeden önceki basıncı ve sıcaklığı ölçülür. Bakır boru yüzey sıcaklığı bakır boru yüzeyindeki termokupllar vasıtasıyla ölçülmektedir. Bakır boru

etrafındaki rezistanstan geçen akım ve gerilim değerleri, rezistans kontrol ünitesinden ayarlanır. Bu sayede rezistansın kapasitesi tespit edilmiş olur. Deney numunesinden geçen akışkanın basıncı ve sıcaklığı, numunenin hemen çıkışında konumlandırılan basınç transmitteri ve Pt100'den ölçülür. Deney numunesinden geçen akışkan, dönüş hattından havuza geri döner.

Deney numunesinin etrafı, taş yünü ve polietilen levha izolasyon malzemesi ile kaplanarak yalıtım sağlanmıştır. Bu sayede ısıtıcı rezistanstan ortama transfer olan ısıнын azaltılması sağlanmış olur. Bakır boru ile etrafında homojen olarak rezistans teli sarılmış olan seramik boru arasına da elyaf sarılarak termokuplların sıcaklıktan etkilenmesi engellenmiştir.

Deney numunesinin hemen girişinde ve çıkışında ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri ile boru yüzey sıcaklığı değerleri datalogger aracılığıyla bilgisayara kaydedilir. Elde edilen sonuçlara göre türbülantörlü boru ve boş boru için sıcaklık farkı mukayesesi yapılır. Sıcaklığın yanısıra deney numunesinin giriş ve çıkışında ölçülen basınç değerleri de farklı olacaktır. Boş boru kullanıldığında, 1 metrelik bakır boru içindeki sürtünme kaybı, akışkanın basıncında az da olsa bir azalmaya neden olacaktır. Türbülantörlü durumda ise boru içindeki basınç kaybı, boş boruya göre çok daha fazla olacaktır. Bu durumun sebebi, spiral sarmal yay şeklindeki türbülantörün, boru içindeki akışa bir engel teşkil etmesidir.

Türbülantör kullanılan sistemlerde, türbülantörden sağlanacak faydanın maksimum olabilmesi için, ısı transferinde meydana gelen artışın mümkün olan en yüksek seviyede olması ve boru içinde türbülantörden kaynaklanan basınç kaybının minimum seviyede olması gerekir.

Deneylerde $6,8 < Pr < 7,5$ arasında $T_{ort} = 17,4 - 22,1$ °C su ile çalışılmıştır. Deneyler sabit ısı akısında ve $Re = 6727 - 40852$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

5.3 Deneylerin Yapılışı ve Amacı

Deneyin yapılışındaki amaç, boru içindeki tek fazlı akışı rahatsız ederek akım çizgilerini değiştirmenin, ısı transferine etkilerini gözlemlemektir. Bu amaçla içi boş, düz bir bakır boru içerisinden belli bir hızda su geçirilmiş ve boruya sarılı halde bulunan elektrik rezistansından suya transfer olan ısı miktarı ölçülmüştür. Deney numunesine gönderilen su debisine göre boru içindeki akış türbülantıslıdır. Deneyin ilerleyen safhalarında boru içerisine spiral sarmal yay(wire coil) şeklinde türbülantörler yerleştirmek suretiyle akım çizgileri değiştirilip ve bu durum için rezistanstan boru içindeki suya transfer olan ısı miktarı ölçülmektedir. Türbülantörlü durum için aynı ısıtıcı kapasitesinde, suyun sıcaklığında meydana gelen artış, boş

boru kullanıldığında gözlemlenen sıcaklık artışına göre daha fazla olmaktadır.

5.4 Deneylerden Elde Edilen Bulgular

Çizelge 5.1 D=20, P/D=5, e/D=0,1 için deneyden elde edilen bulgular

T_g	T_c	$V(m^3/h)$	T_1	T_2	T_3	T_4	$Q(kcal/h)$	$\Delta P(Pa)$
19,98	24,27	0,391	32,4	34,5	38,3	40,5	1672,73	212
19,96	23,20	0,518	29,9	31,7	35,1	36,9	1674,16	346
19,97	22,27	0,758	27,9	29,1	32,1	33,3	1738,90	672
19,97	21,71	1,003	26,3	27,3	29,8	30,6	1741,07	1093
19,96	21,32	1,250	24,9	26,1	28,2	29,2	1695,79	1614
19,99	21,10	1,501	24,1	24,9	27,7	28,5	1662,35	2212
19,98	20,92	1,754	23,4	24,5	26,7	27,5	1644,84	2905
19,98	20,89	1,825	23,3	24,1	26,5	27,3	1656,80	3122
19,99	20,82	2,009	23,2	23,7	26,2	26,9	1663,67	3754

Çizelge 5.2 D=20, P/D=2,5, e/D=0,1 için deneyden elde edilen bulgular

T_g	T_c	$V(m^3/h)$	T_1	T_2	T_3	T_4	$Q(kcal/h)$	$\Delta P(Pa)$
16,93	21,23	0,391	27,2	28,9	32,2	33,7	1678,07	368
16,95	20,21	0,518	25,6	26,7	29,5	30,6	1685,61	616
16,96	19,20	0,758	23,6	24,6	26,8	27,8	1695,41	1180
16,97	18,65	1,003	22,3	23,2	24,9	25,6	1682,68	1978
16,97	18,33	1,250	21,7	22,3	23,8	24,5	1697,62	2877
16,98	18,11	1,501	20,7	21,3	23,4	23,9	1693,76	4088
16,99	17,96	1,754	20,1	20,7	22,7	23,5	1699,04	5428
16,99	17,92	1,825	20,0	20,6	22,5	23,2	1694,95	5753
17,00	17,84	2,009	19,9	20,6	22,0	22,6	1685,33	6791

Çizelge 5.3 D=20, P/D=2,5, e/D=0,05 için deneyden elde edilen bulgular

T_g	T_c	$V(m^3/h)$	T_1	T_2	T_3	T_4	$Q(kcal/h)$	$\Delta P(Pa)$
17,52	21,83	0,391	30,1	32,1	35,6	37,4	1681,77	234
17,53	20,79	0,518	28,0	29,4	32,6	34,4	1685,40	383
17,53	19,77	0,758	25,4	26,9	29,3	30,8	1694,80	762
17,54	19,23	1,003	23,8	25,0	27,2	28,4	1692,53	1246
17,55	18,91	1,250	22,6	23,8	25,9	26,9	1697,45	1813
17,56	18,69	1,501	22,1	23,1	24,9	25,9	1693,59	2486
17,56	18,53	1,754	21,6	22,4	24,2	25,0	1698,91	3283
17,57	18,50	1,825	21,4	22,1	24,0	24,9	1694,96	3522
17,58	18,42	2,009	21,2	21,7	23,9	24,4	1685,20	4218

Çizelge 5.4 D=20, P/D=3,5, e/D=0,05 için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,10	22,41	0,391	31,5	33,7	37,8	39,8	1681,20	188
18,11	21,37	0,518	28,9	31,0	34,3	36,4	1685,24	312
18,12	20,36	0,758	25,8	28,4	31,2	32,6	1694,63	618
18,13	19,82	1,003	24,8	26,2	28,5	29,7	1691,95	1022
18,13	19,49	1,250	23,7	25,0	27,1	28,2	1696,87	1504
18,14	19,27	1,501	23,1	24,1	26,2	27,0	1693,01	2088
18,15	19,12	1,754	22,5	23,3	25,2	25,8	1698,25	2752
18,15	19,08	1,825	22,3	23,0	25,0	25,7	1694,13	2865
18,16	19,00	2,009	22,1	22,5	24,8	25,4	1684,49	3432

Çizelge 5.5 D=16, P/D=2,5, e/D=0,05 için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,21	22,52	0,391	26,7	28,8	31,9	33,8	1681,20	646
18,22	21,48	0,518	24,7	26,7	29,4	31,2	1685,03	1096
18,23	20,47	0,758	23,2	25,0	27,3	28,9	1694,63	2167
18,24	19,93	1,003	22,3	23,7	25,6	26,8	1691,81	3522
18,24	19,60	1,250	21,8	23,0	24,7	25,7	1696,87	5043
18,25	19,38	1,501	21,1	22,2	23,7	24,6	1693,01	6753
18,26	19,23	1,754	20,9	22,0	23,1	24,0	1698,25	8782
18,26	19,19	1,825	20,8	21,8	23,0	24,0	1694,13	9354
18,27	19,16	1,914	20,7	21,6	23,0	23,9	1700,33	10140

Çizelge 5.6 D=16, P/D=2,5, e/D=0,125 için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,25	22,56	0,391	24,9	26,6	28,9	30,4	1681,20	1057
18,25	21,51	0,518	23,8	25,3	27,2	28,5	1684,90	1760
18,26	20,50	0,758	22,4	23,6	25,2	26,4	1694,63	3436
18,27	19,96	1,003	21,5	22,7	24,0	25,0	1691,78	5752
18,28	19,64	1,250	21,0	22,1	22,9	24,0	1696,87	8345
18,29	19,42	1,501	20,7	21,6	22,6	23,3	1693,01	11380
18,31	19,28	1,754	20,6	21,3	22,1	22,8	1698,25	14880
18,32	19,25	1,825	20,5	21,2	22,0	22,7	1694,13	15890
18,32	19,21	1,914	20,5	21,1	21,8	22,6	1700,33	17380

Çizelge 5.7 D=16, P/D=4, e/D=0,125 için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,22	22,54	0,391	26,2	28,0	30,7	32,7	1685,10	752
18,23	21,49	0,518	24,7	26,3	28,7	30,3	1685,07	1226
18,24	20,48	0,758	22,8	24,1	26,2	27,7	1694,63	2324
18,25	19,94	1,003	22,0	23,2	24,8	26,0	1691,79	3787
18,26	19,62	1,250	21,3	22,3	23,7	24,7	1696,87	5538
18,26	19,39	1,501	21,1	22,0	22,9	24,0	1693,01	7708
18,27	19,24	1,754	20,8	21,7	22,7	23,2	1698,25	9952
18,27	19,20	1,825	20,8	21,6	22,5	23,1	1694,13	10756
18,27	19,16	1,914	20,6	21,5	22,5	23,0	1700,33	11790

Çizelge 5.8 D=16, P/D=4, e/D=0,05 için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,22	22,54	0,391	28,1	30,7	34,6	37,0	1685,10	472
18,24	21,50	0,518	26,4	28,7	31,8	33,9	1684,98	782
18,25	20,49	0,758	23,9	25,8	28,6	30,5	1694,63	1534
18,26	19,95	1,003	22,9	24,6	26,7	28,4	1691,78	2543
18,27	19,63	1,250	22,4	23,6	25,3	26,7	1696,87	3642
18,27	19,40	1,501	21,8	23,0	24,3	25,5	1693,01	4984
18,28	19,25	1,754	21,5	22,6	23,8	24,9	1698,25	6644
18,29	19,22	1,825	21,3	22,5	23,7	24,9	1694,13	7253
18,29	19,18	1,914	21,2	22,4	23,6	24,8	1700,33	7863

Çizelge 5.9 D=20, P/D=2,5, e/D=0,05, 5x100 mm, aralıklı için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,25	22,57	0,391	30,8	32,9	36,8	38,7	1685,10	176
18,25	21,51	0,518	28,5	30,4	33,8	35,7	1684,90	282
18,26	20,50	0,758	26,6	28,3	30,8	32,7	1694,63	569
18,27	19,96	1,003	24,7	26,4	28,6	30,3	1691,78	935
18,28	19,64	1,250	23,8	25,3	27,3	28,8	1696,87	1343
18,29	19,42	1,501	22,9	24,3	26,2	27,4	1693,01	1854
18,30	19,27	1,754	22,5	23,6	25,4	26,5	1698,25	2448
18,30	19,23	1,825	22,3	23,4	25,2	26,3	1694,13	2627
18,31	19,15	2,009	22,2	23,2	24,5	25,7	1684,46	3128

Çizelge 5.10 D=16, P/D=4, e/D=0,05, 5x100 mm, aralıklı için deneyden elde edilen bulgular

T _g	T _c	V(m ³ /h)	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	Q(kcal/h)	ΔP(Pa)
18,26	22,58	0,391	28,8	31,7	36,0	38,7	1685,10	350
18,26	21,52	0,518	26,7	29,2	33,0	35,5	1684,83	579
18,27	20,51	0,758	24,3	26,3	29,4	31,6	1694,63	1146
18,28	19,97	1,003	23,1	24,9	27,5	29,3	1691,78	1878
18,29	19,65	1,250	22,5	23,9	26,1	27,5	1696,87	2715
18,30	19,43	1,501	22,0	23,3	25,0	26,1	1693,01	3708
18,31	19,28	1,754	21,8	22,9	24,3	25,4	1698,25	4917
18,31	19,24	1,825	21,6	22,7	24,1	25,2	1694,13	5298
18,32	19,21	1,914	21,5	22,6	24,0	25,1	1700,33	5816

Çizelge 5.11 Deneysel ve sayısal Nu sayılarının karşılaştırılması

Deney No	Nu _{Sayısal}	Nu _{Denev}	% Fark
1	98,53	89,16	10,51
2	159,38	140,36	13,55
3	221,68	201,07	10,25
4	282,35	249,61	13,11
5	317,32	277,47	14,36
6	116,74	112,93	3,37
7	187,41	171,56	9,24
8	252,69	241,69	4,55
9	314,52	306,97	2,46
10	350,19	339,87	3,04
11	89,41	91,43	-2,20
12	145,72	136,29	6,92
13	188,41	199,15	-5,40
14	207,59	249,70	-16,86
15	220,43	270,81	-18,60
16	106,99	109,23	-2,05
17	162,87	162,48	0,24
18	214,94	225,34	-4,61
19	259,81	293,18	-11,38
20	270,75	307,51	-11,96
21	137,43	148,73	-7,59
22	208,05	218,43	-4,75
23	303,32	310,58	-2,34
24	380,40	378,90	0,39
25	409,80	402,95	1,70

Çizelge 5.1'den 5.11'e kadar olan çizelgelerde deneylerde ölçüm aletleri ve bilgisayardan okunan sıcaklık, debi ve basınç değerleri gösterilmiştir. Çizelge 5.11'de deneylerden ve sayısal çözümlemeden elde edilen bulguların değerlendirilmesi sonucu elde edilen Nu değerleri verilmektedir. Çizelge 5.12'de ise deneyde okunan basınç kayıplarından ve sayısal çözümde bulunan basınç kaybı değerlerinden elde edilen f sürtünme faktörü değerleri verilmektedir.

Çizelge 5.12 Deneysel ve sayısal f sürtünme katsayılarının karşılaştırılması

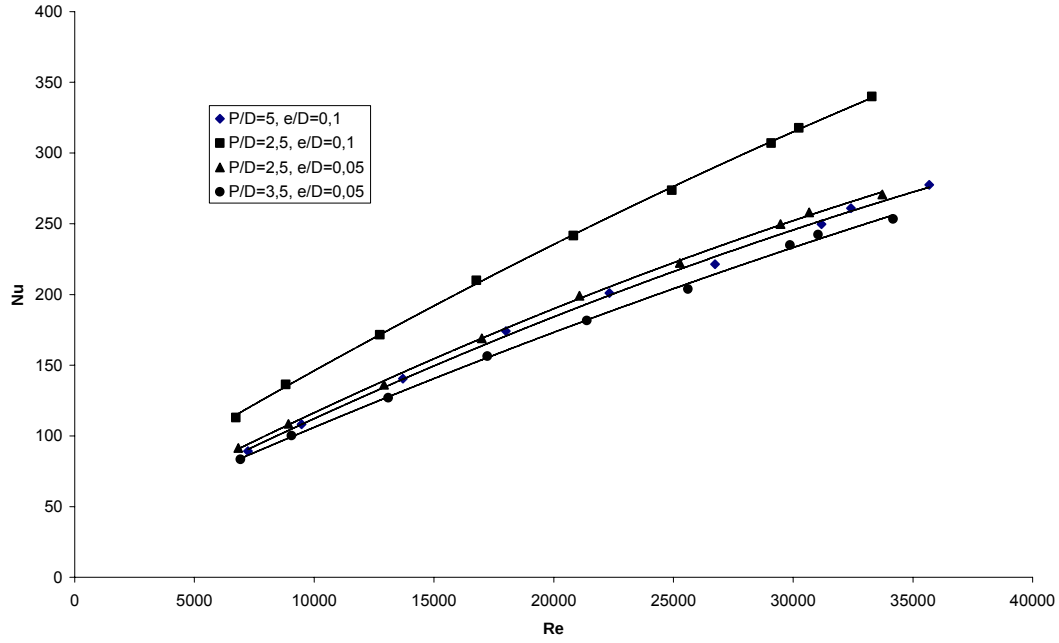
Deney No	$f_{\text{Savısal}}$	f_{Deney}	% Fark
1	0,063	0,071	-11,33
2	0,052	0,060	-12,58
3	0,046	0,053	-12,71
4	0,043	0,048	-10,93
5	0,041	0,048	-12,58
6	0,117	0,123	-5,25
7	0,099	0,105	-5,05
8	0,088	0,094	-6,96
9	0,082	0,090	-9,53
10	0,080	0,086	-7,76
11	0,069	0,078	-12,02
12	0,060	0,068	-10,75
13	0,053	0,059	-10,53
14	0,048	0,055	-11,87
15	0,046	0,054	-13,19
16	0,066	0,071	-7,59
17	0,057	0,063	-9,84
18	0,049	0,054	-9,35
19	0,044	0,048	-8,45
20	0,042	0,046	-8,51
21	0,122	0,116	4,99
22	0,103	0,100	2,57
23	0,092	0,089	2,09
24	0,082	0,081	0,99
25	0,083	0,080	3,83

Yapılan deneylerden elde edilen bulgular değerlendirildiğinde aşağıdaki grafikler elde edilmiştir. Elde edilen bu grafiklerden görüldüğü üzere P/D ve e/D oranları Nu sayısı ve f sürtünme faktörü üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Bu oranların elde edilecek olan Nu korelasyonunda parametre olarak kullanılması bir zorunluluk olarak ortaya çıkmaktadır.

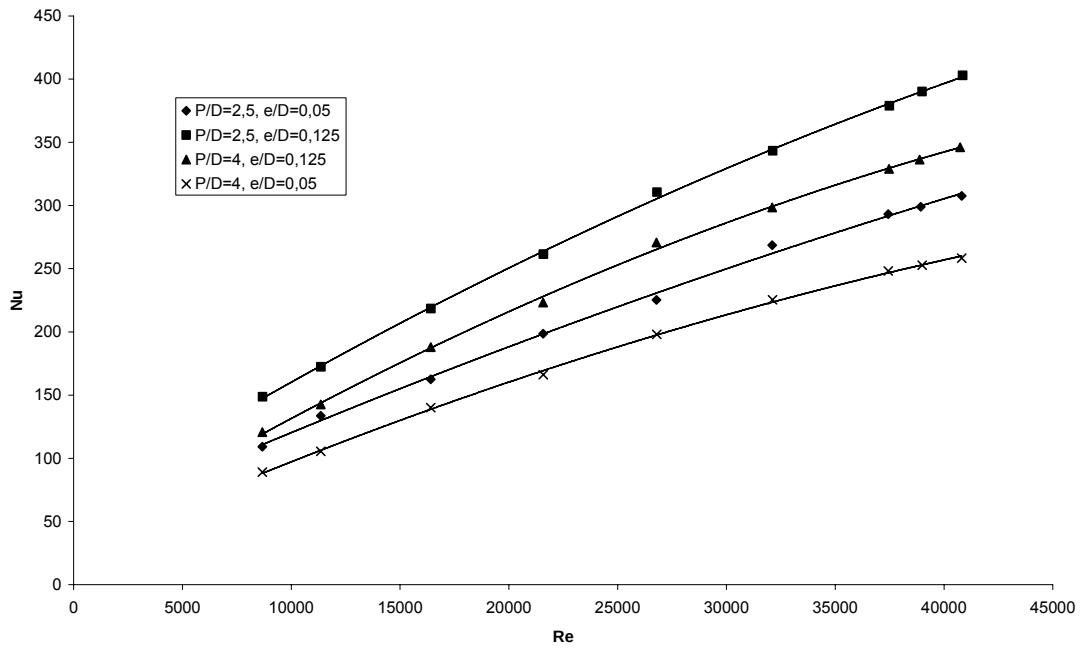
P/D (hatve/boru çapı) oranı azaldıkça Nu sayısının arttığı; buna paralel olarak istenmeyen basınç kayıplarının da arttığı görülmüştür. e/D (tel çapı/boru çapı) oranı da diğer bir parametre olarak önümüze çıkmaktadır. e/D oranındaki artış yine Nu sayısını olumlu etkilerken basınç kaybını olumsuz yönde etkileyerek artmasına neden olmaktadır.

Tek parça türbülator yerine çok parçalı türbülator yerleştirilmesi uygulaması da yapılmış ve

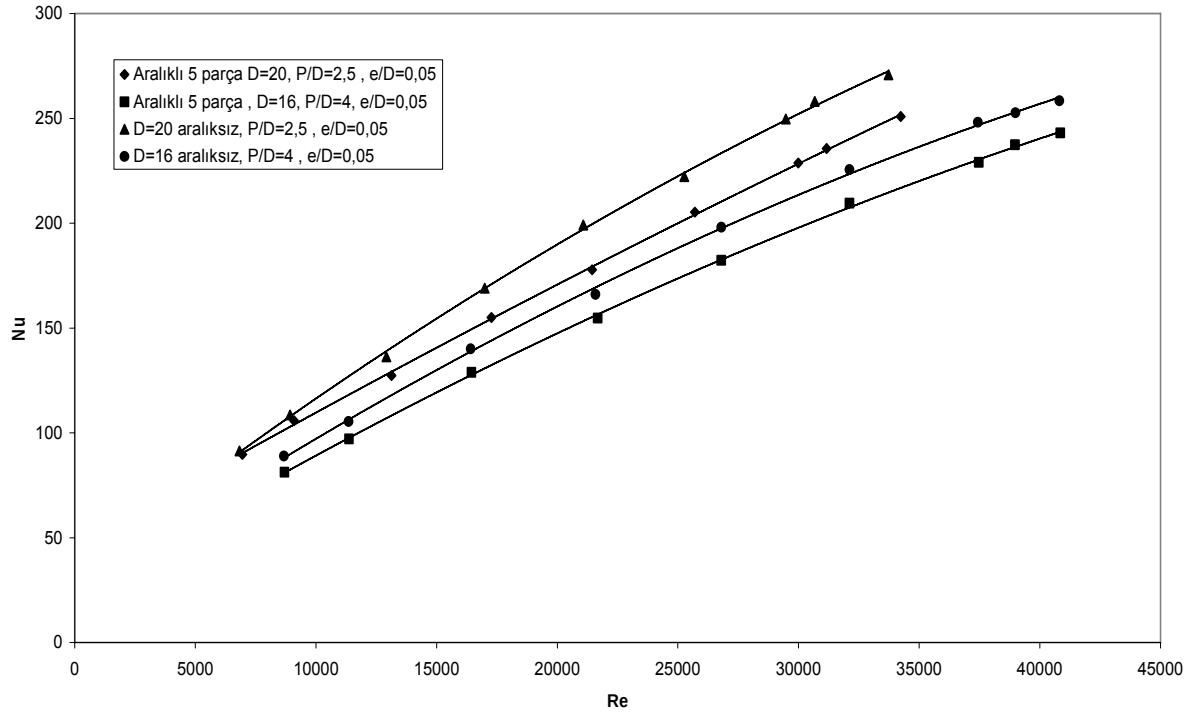
basınç kaybındaki azalmanın ısı transferindeki azalmaya oranla daha fazla olduğu görülmüştür.



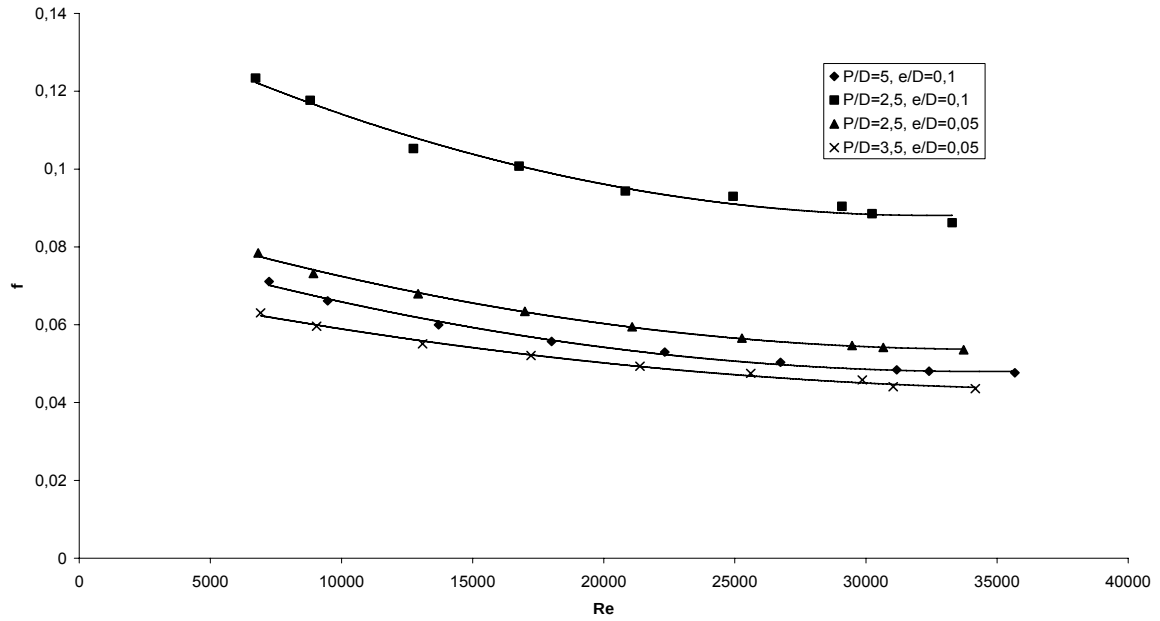
Şekil 5.2 D=20 için değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülantörlü borularda Nu-Re değişimi



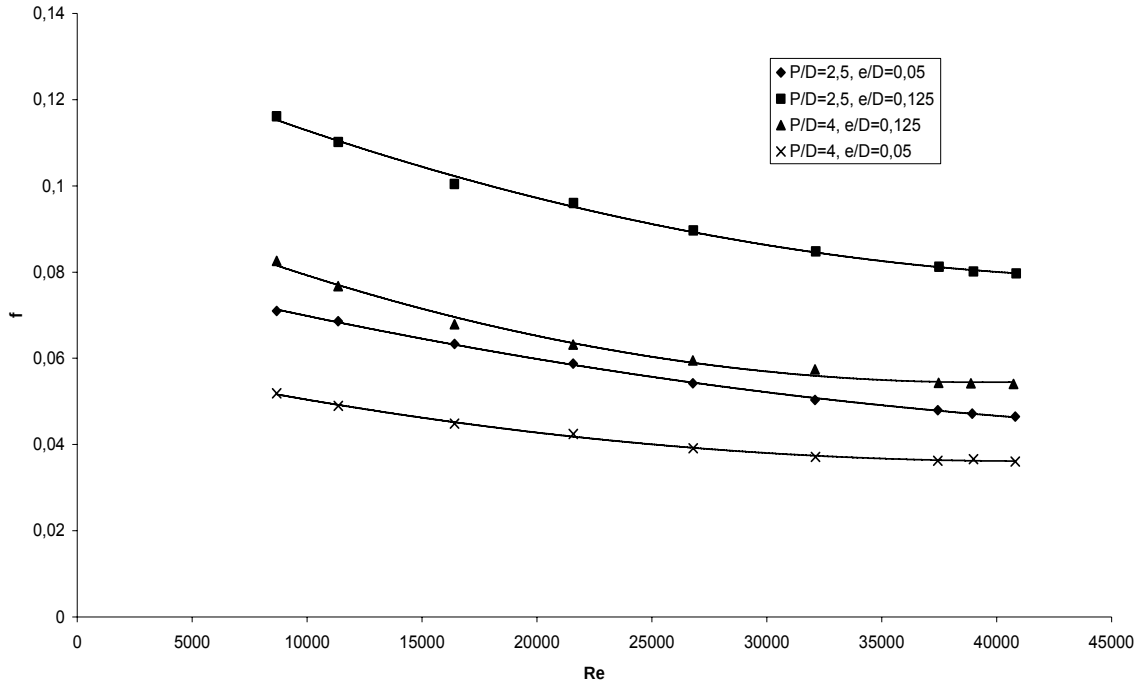
Şekil 5.3 D=16 için değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülantörlü borularda Nu-Re değişimi



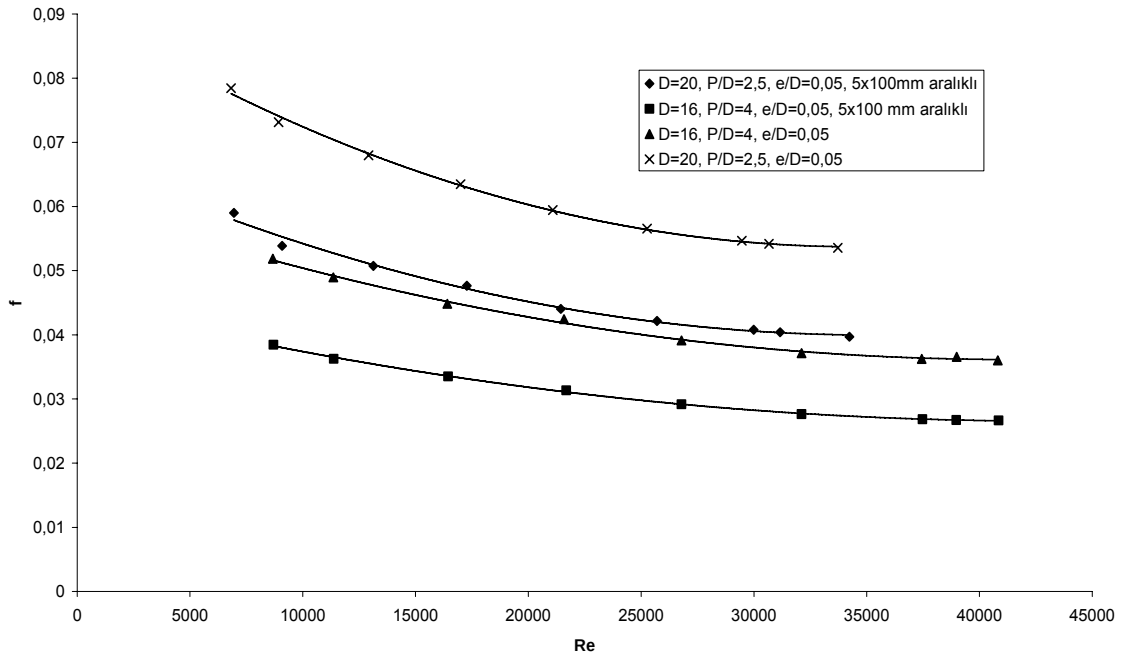
Şekil 5.4 Deneysel sonuçlara göre türbülatorlerin parçalı ve aralıklı yerleştirilmesinin Nu sayısı üzerine etkisi



Şekil 5.5 $D=20$ için değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülatorlü borularda f - Re değişimi



Şekil 5.6 $D=16$ için değişik P/D ve e/D oranlarındaki türbülantörlü borularda f - Re değişimi



Şekil 5.7 Türbülantörün belirli aralıklarla parçalı olarak yerleştirilmesinin sürtünme faktörü üzerine etkisi

Isı transferi deneyleri sabit ısı akısında gerçekleştirilmiştir. Deneyler önce içinde spiral sarmal yay olmayan düz boruda gerçekleştirilmiş ve elde edilen bulgular türbülanslı bölge için çokca kullanılan Dittus Boelter ($Nu=0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$) korelasyonu ile karşılaştırıldıktan ve sonuçların bu korelasyonla uyum içinde olduğu bulunduğundan sonra türbülantörlü deneylere geçilmiştir. Farklı P/D ve e/D oranlarına sahip spiral sarmal yay yerleştirilmiş boruların Nu-Re değişimi Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Nu sayısı beklenildiği gibi Re sayısının artmasıyla artmaktadır. Mevcut sınır tabakanın karıştırılması ve rahatsız edilmesiyle spiral sarmal yay yerleştirilmiş borulardaki Nu sayısı düz borulara göre daha yüksek olmaktadır.

Basınç kaybı deneyleri sabit sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir. Basınç kaybı deneyleri de türbülantörlü deneylere geçmeden önce düz boruyla yapılmış ve elde edilen bulgular çokca kullanılan Blasius eşitliği ($f/4 = 0.079 Re^{-0.25}$) ile karşılaştırıldıktan ve sonuçların bu eşitlikle uyum içinde olduğu bulunduğundan sonra türbülantörlü deneylere geçilmiştir. Şekil 5.5 ve Şekil 5.6 f-Re değişimini göstermektedir. Beklenildiği gibi artan Re sayısı ile beraber sürtünme katsayısı azalmıştır.

Deneysel bulgulara göre ısı transferi iki kat artarken sürtünme faktörünün yaklaşık dört kat arttığı tespit edilmiştir.

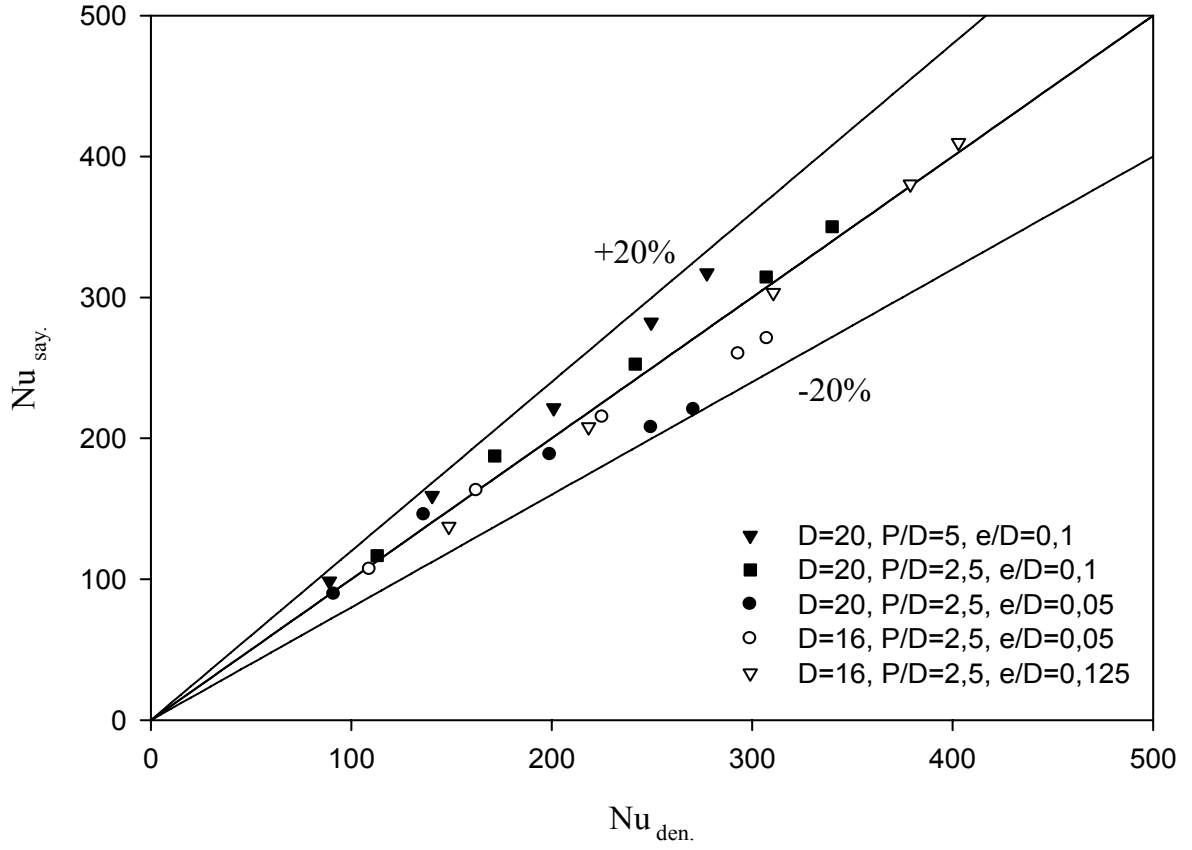
Türbülantörlerin aralıklı ve parçalı olarak yerleştirilmesinin; Nu-Re üzerindeki etkisini Şekil 5.4 ve f-Re üzerindeki etkisini ise Şekil 5.7 göstermektedir. Elde edilen deney bulgularından aralıklı ve parçalı türbülantör kullanımının ısı transferindeki az bir azalmaya karşılık basınç kaybında daha yüksek bir azalmaya neden olduğu gözlenmiştir. Dolayısıyla parçalı türbülantör kullanımı uygulamadaki güçlüğüne rağmen tam boy türbülantör kullanımına göre daha iyi bir performans sergilemektedir.

5.5 Elde Edilen Deney Bulgularından Korelasyon Oluşturulması

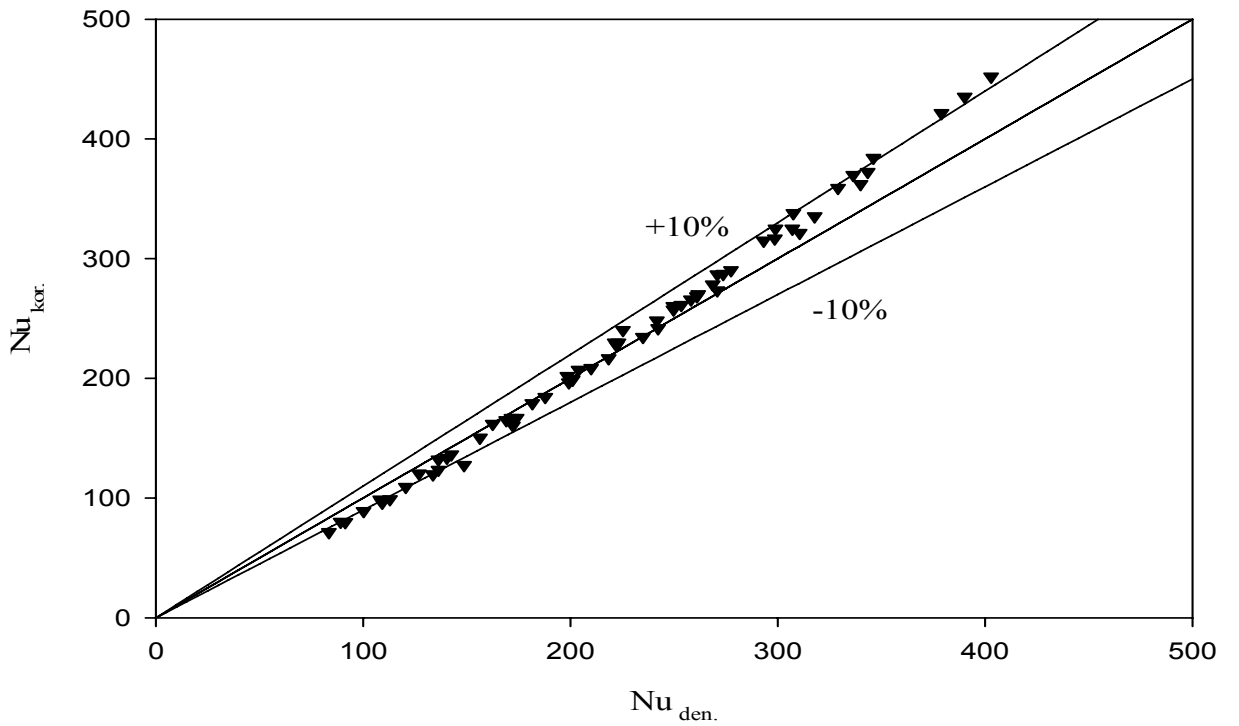
Elde edilen deney Nu değerlerine göre Re, Pr, P/D ve e/D oranlarına bağlı korelasyon oluşturulması için en küçük kareler metodundan faydalanılmış ve spiral sarmal yaylı borular için bir Nu korelasyonu geliştirilmiştir. Bu yöntemde korelasyon doğrusal olmayan bağıntıların doğrusallaştırılması suretiyle elde edilmiştir (Chapra 2003). Elde edilen bu korelasyonun standart sapması % 7,10 olarak, max. sapması da % 14,23 olarak tespit edilmiştir.

Elde edilen Nu korelasyonu aşağıdaki gibidir:

$$Nu = 0,1112 Re^{0,8} Pr^{0,4} (P/D)^{-0,34285} (e/D)^{0,31728} \quad (5.1)$$



Şekil 5.8 Elde edilen deneysel bulgularla sayısal bulguların karşılaştırılması



Şekil 5.9 Deney bulgularından elde edilen korelasyonla deney bulgularının karşılaştırılması

Deneyisel ve sayısal Nu sayıları arasındaki sapma değerlerinin $\pm \%20$ aralığında kaldığı Şekil 5.8’de görülmektedir. Elde edilen korelasyonla deneyisel bulgular karşılaştırıldığında da elde edilen bulguların büyük bir kısmının $\pm \%10$ bandında kaldığı Şekil 5.9’da görülmektedir. En büyük sapma oranı $\%15$ ’ten küçüktür.

6. DENEYSEL HATALAR ve HATA ANALİZİ YÖNTEMLERİ

Deneysel bulguların doğruluğu deneyler esnasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalar nedeniyle etkilenmektedir. Bu hatalar iki şekilde ortaya çıkabilir: Bu hatalardan biri deneyi yapan araştırmacıdan kaynaklanan hatalar, diğeri ise ölçme cihazlarından ve deney setinin yapısından kaynaklanan hatalardır. Deneylerin tecrübeli ve dikkatli bir araştırmacı tarafından yapılması ile birinci tür hataların giderilmesi mümkün olabilir. Fakat ikinci tür hataların belirlenmesi ve giderilmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır. Bu hatalı genliklerin genellikle belli olmaması nedeniyle literatürde hata diye adlandırılmaktadır. Yukarıda genel olarak ikinci tür hatalar diye ifade edilen, deneysel bulguların belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür: İlk olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar. İkinci olarak sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar. Üçüncü olarak deney araç ve gereçlerinde rastgele elektronik salınımlardan kaynaklanan rastgele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rastgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır, uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ölçü aletlerinin imalatının da doğru yapıldığı kabul edilirse, hata analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin ortaya konulmasıdır.

Ölçülecek büyüklük ve ölçü araçlarının seçiminden önce hata analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır. Öte yandan ölçülen büyüklüklerden hangisinin toplam hata üzerinde en etkin rol oynadığının tespit edilmesi, bu ölçümlerin daha hassas yapılması için önlem almayı gerektireceğinden, sonuçların belirsizliğinin azaltılmasına ayrıca katkıda bulunacaktır.

Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının belirlenebilmesi için birkaç yöntem önerilmiştir. Deneysel bulguların hata analizi için geliştirilen ve ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan belirsizlik analizi yöntemi en çok tercih edilen yöntem olarak gözükmektedir. Bu sebepten dolayı bu çalışmada diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır.

6.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Deney düzeneğinde bir takım ölçümler yapılarak tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda;

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.1)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı w_p ise, belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.2)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bağıntı incelendiğinde, deneyde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebildiği anlaşılmaktadır. Bu özellik belirsizlik analizi yönteminin en önemli üstünlüğü olarak belirtilebilir.

6.2 Belirsizliklerin Tespiti

Deneylerde hataya neden olan bağımsız değişkenler genel olarak, ısıtıcı gücü Q_T , su giriş ve çıkış sıcaklıkları T_{sg} , $T_{sç}$ boru giriş ve çıkış noktasındaki basınç değerleri P_1 ve P_2 şeklinde seçilirse boru içindeki ısı taşınım katsayısı h ve Nu sayıları için oluşturulabilecek belirsizlikler şu şekilde ifade edilebilir.

$$Nu = \frac{h.D}{k} \quad (6.3)$$

$$w_{Nu} = \pm \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} w_h \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.4)$$

$$Q_T = h.A.(T_w - T_b) = m * c_{su} * (T_{sç} - T_{sg}) \quad (6.5)$$

Uzunluk ölçümlerinde oluşabilecek hatalar ihmal edilerek;

$$w_h = \pm \left[\left(\frac{\partial h}{\partial Q_T} w_{Q_T} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_w} w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_b} w_{T_b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.6)$$

$$w_h = \pm \left[\left(\frac{1}{A(T_w - T_b)} w_{Q_r} \right)^2 + \left(\frac{Q_r}{A(T_w - T_b)^2} w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{-Q_r}{A(T_w - T_b)^2} w_{T_b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.7)$$

Isı taşınım katsayısı h 'a ait belirsizliğin bulunabilmesi için Q_r , T_w , ve T_b ' un belirsizliklerinin tespit edilmesi gerekmektedir.

Su sıcaklığı T_b , boru giriş ve çıkışına yerleştirilen Pt 100 tipi RTD'lerin ölçtüğü sıcaklıkların ortalamasıdır.

$$T_b = \frac{T_{sg} + T_{sg}}{2} \quad (6.8)$$

$$w_{T_b} = \pm \left[\left(\frac{\partial T_b}{\partial T_1} w_{T_{sg}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_b}{\partial T_2} w_{T_{sg}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.9)$$

veya;

$$w_{T_b} = \pm \left[\left(\frac{1}{2} w_{T_{sg}} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} w_{T_{sg}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.10)$$

T_w ortalama boru iç yüzey sıcaklığı boru dış cidarında giriş ve çıkışta bulunan termokuplların ortalama sıcaklığıdır

$$T_w = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \quad (6.11)$$

$$w_{T_w} = \pm \left[\left(\frac{\partial T_w}{\partial T_1} w_{T_1} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_4} w_{T_4} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.12)$$

veya;

$$w_{T_w} = \pm \left[\left(\frac{1}{4} w_{T_1} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{4} w_{T_4} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.13)$$

$$\dot{Q}_T = m * c_{su} * (T_{sç} - T_{sg})$$

$$w_{Q_T} = \pm \left[\left(\frac{\partial Q_T}{\partial m} w_m \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_T}{\partial T_{sg}} w_{T_{sg}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_T}{\partial T_{sç}} w_{T_{sç}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.15)$$

$$w_{Q_T} = \pm \left[\left(c_{su} (T_{sç} - T_{sg}) w_m \right)^2 + \left(m_{su} c_{su} w_{T_{sg}} \right)^2 + \left(-m_{su} c_{su} w_{T_{sç}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.16)$$

$$w_{Nu} = \pm \left[\left(\frac{D}{k} w_h \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.17)$$

Yukarıdaki bağıntılarda yer alan ve deneylerde ölçülen bağımsız parametrelere ilişkin belirsizlikler, yapılan kalibrasyonlar neticesinde aşağıda yer alan Çizelge 6.1'deki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 6.1 Ölçüm cihazlarının kalibrasyonu sonucunda elde edilen belirsizlikler ve deneylerde ölçülen bağımsız değişkenlerin örnek bir deneydeki değerleri

	T _{sg} (°C)	T _{sç} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)
±w	0,02	0,02	0,12	0,105	0,11	0,1

Çizelge 6.2 Ölçüm cihazlarının kalibrasyonu sonucunda elde edilen belirsizlikler ve deneylerde ölçülen bağımsız değişkenlerin örnek bir deneydeki değerleri

	h	Nu	T _b (°C)	T _w (°C)	m(kg/h)	Q
±w	93,62	3,102	0,0141	0,0545	0,551	0,413

Bu sonuçlara göre Nu sayısı için hata oranı ± %3,46 olarak tespit edilmiştir.

7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Türbülatorler çeşitli geometrilere sahip olup, dairesel kesitli borular içerisine yerleştirilen, taşınım ısı transferini artıran elemanlardır. Bu elemanlar, mikro kanatlı borular ve yüzeyde pürüzlülük oluşturulan borular birbirlerinin alternatifi olarak kullanılabilirler. Bu üç yöntem performans ve yatırım maliyeti faktörlerine bağlı olarak tercih edilmektedir. Mikro kanatlar ve pürüzlülük için uzun boru iç yüzeyinin malzemesinde tahribat gerekmektedir. Boru iç yüzeyini pürüzlü hale getirmek için gerekli olan fiyat-performans üretim teknolojisi ise yeni ilerleme sağlanmış bir konudur. Türbülator konusu ise düz boru içinde sağlanmak istenen iyileştirme için kullanılan geleneksel bir yaklaşımdır. Türbülatorler performans bakımından pürüzlülük oluşturulan boru ile rekabet edemese de, mevcut ısı değiştiricisinin performansını artırmak için en etkili seçenek olarak gözükmektedir.

Türbülatorlerin imalatı ucuz ve kolaydır. Ayrıca borulu ısı değiştiricilerine kolayca yerleştirilebilmektedir. Sonuç olarak türbülatorler daha önce üretilmiş olan ısı değiştiricisinin performansını iyileştirmek için en uygun çözümlerdir. Buna ek olarak, kolay sökölüp takılabilir olduğu için borular kolaylıkla temizlenebilir. Yeni teçhizat kullanımında ise daha küçük ısı değiştiricisi boyutlarına imkân sağlar.

Isı değiştiricilerde ısı geçişinin iyileştirilmesi, ısı değiştiricilerin boyutlarını küçülteceği gibi, yatırım maliyetlerini de azaltacaktır. Bu ise aynı miktar ısı geçişi için daha az miktarda malzeme kullanımını sağlayacaktır.

Spiral sarmal yay yerleştirilmiş borularda ısı transferinin artırılması ve basınç düşüşüne etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözüm yöntemi olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarından Fluent kullanılmıştır.

Elde edilen deneysel ve sayısal bulgulara göre ortalama Nusselt sayısı-Reynolds sayısı değişimini göstermek için çizilen grafiklerdeki karakteristik eğrilerin birbiriyle tutarlı olduğu görülmüştür. Aynı şekilde sürtünme faktörü için çizilen grafiklerden de deneysel ve sayısal bulgulara göre çizilen grafiklerin tutarlı olduğu tespit edilmiştir.

Isı transferi ve basınç düşümünü etkileyen en önemli parametre helis açısıdır. P/D oranı düştükçe (P : Hatve, D : İç çap) h taşınım ısı transfer katsayısı artmaktadır. P/D oranı düştükçe sarılma açısı artar. Sonuç olarak P/D oranı da Nu ifadesinde yer almalıdır. Türbülatorün imalatında kullanılan telin çapının boru çapına oranı olan e/D parametresi de sonuçları etkileyen önemli diğer bir parametredir. Deneysel sonuçlara göre türbülanslı bölgede spiral

sarmal yay yerleştirilmiş borular için, boyutsuz tel geometrisi (P/D , e/D) ve $6700 < Re < 41000$ aralığındaki akış şartları için geçerli yeni bir Nu korelasyonu geliştirilmiştir:

$$Nu = 0,1112 Re^{0,8} Pr^{0,4} (P/D)^{-0,34285} (e/D)^{0,31728} \quad (7.1)$$

Korelasyondan elde edilen bulgularla deneyden elde edilen bulguların büyük bir uyum gösterdiği görülmüştür. Elde edilen korelasyonla deneysel bulgular karşılaştırıldığında da elde edilen bulguların büyük bir kısmının $\pm \%10$ bandında kaldığı Şekil 5.6'da görülmektedir.

Isı transferini artırmak için ısı değiştiricilerde geçiş sayısını artırmak yerine ki geçiş sayısı artırıldığında ortaya çıkan dirsek kayıplarının büyüklüğü sebebiyle bazı durumlarda türbülator kullanımının daha faydalı olabildiği sanayi uygulamalarından tespit edilmiştir.

P/D oranı küçüldükçe ve e/D oranı büyüdükçe taşınım ısı transfer katsayısında artış görülmekte ancak küçük P/D oranlarında basınç düşüşleri de çok fazla artmaktadır. Bu yüzden karşılaştırma yaparken ısı transferinin artışı ve basınç kaybı parametrelerinden hangisi bizim için önemli ise onu göz önünde bulundurmak gerekmektedir.

Aralıklı ve parçalı türbülator kullanımı uygulamadaki zorluğuna rağmen basınç kaybını azaltma açısından iyi bir performans sergilediğinden dolayı kullanımı önem arz etmektedir.

Bu çalışmadan sonra debi düşürülerek laminar akım için spiral sarmal yay türbülatorların ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenebilir.

Aynı tip türbülatorlerden P/D oranı daha düşük olan ve daha yüksek olanların ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenebilir.

Daha büyük çaplı borularda tel kalınlığı e 'nin ısı transferi üzerine etkisi araştırılabilir.

Bu çalışma hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarından Fluent kullanılarak da tekrarlanmış ve sayısal bulguların $\pm \%20$ bandında tutarlı olduğu görülmüştür. Dolayısıyla bu tür çalışmalarda Fluent paket programı kullanımı önerilebilir.

KAYNAKLAR

- Al-Fahed, S. ve Chakroun W., (1996), "Effect of tube tape clearance on heat transfer for fully developed turbulent flow in a horizontal isothermal tube", *International Journal of Heat and Fluid flow*, 17: 173-178.
- Al-Fahed, S., Chamra, L. M. ve Chakroun W., (1998), "Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted tape inserts in laminar flow", *Experimental Therm. Fluid Sci.*, 18: 323-333.
- Algifri, A. H. ve Bharadwaj, R. K., (1985), "Prediction of heat transfer for decaying turbulent swirl flow in a circular pipe", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 28: 1635-1643.
- Arici, M. E. ve Asan, H., (1994), "Enhancement of turbulent flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts", *ASME PD Adv. in Heat Transfer*, 64: 113-117.
- Bergles, A. E., Nirmalan, V., Junkhan, G. H. ve Webb, R. L., (1983), "Bibliography on augmentation of convective heat and mass transfer", *Heat Transfer Laboratory Report HTL-31*, Aralık 1983, Iowa State University, Iowa.
- Chapra, S. C. ve Canale, R. P., (2003), *Mühendisler İçin Sayısal Yöntemler* (Çev., H. Heperkan ve U. Kesgin), Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Currie, I. G., (1974), *Fundamental Mechanics of Fluids*, McGraw-Hill, New York.
- Date, A. W. ve Singham, J. R., (1972), "Numerical prediction of friction and heat transfer characteristics of fully developed laminar flow in tubes containing twisted tapes", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 17: 72-82.
- Eiamsa-ard, S., Thianpong C. ve Promvong P., (2006), "Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements", *Int. Commun. in Heat and Mass Transfer* 33: 1225-1233.
- Fluent 6.2 Documentation, (2005), *Commercial code package user's guide*, Fluent Inc, Germany,
- Gambill, W. R. ve Bundy R. D., (1963), "High flux heat transfer characteristics in turbulent swirl flow subjected to large transverse temperature gradients", *AIChE J.*, 9:55-59.
- Hong, S. W. ve Bergles, A. E., (1976), "Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted-tape inserts", *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 98: 251-256.
- Inaba, H. ve Ozaki, K., (2001), "Heat transfer enhancement and flow drag reduction of forced convection in circular tubes by means of wire coil insert", *Handbook of Compact Heat Exchanger*, Mc Graw Hill, New York.
- Incropera, P. F. ve DeWitt, P. D., (2001), *"Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri"*, Literatür Yayınevi, İstanbul.
- Jafari Nasr, M. R., Khalaj, A. H. ve Mozaffari, S. H., (2010), "Modeling of heat transfer enhancement by wire coil inserts using artificial neural network analysis", *Applied Thermal Engineering*, 30: 143-151.
- Kidd Jr., G. C., (1969), "Heat transfer and pressure drop for nitrogen flowing in tubes containing twisted tapes", *AIChE J.*, 15:581-585

- Klepper, O. H., (1972), "Heat transfer performance of short twisted tapes", *AIChE J.*, 35:1-24
- Kline S. J. ve Mc Clintock F. A., (1953), "Describing uncertainties in single sample experiments", *Mech Eng.* 75: 3 - 8.
- Kumar, P. ve Judd R. L., (1970), "Heat transfer with coiled wire turbulence promoters", *Canadian J. Chem. Eng.*, 48: 378-383.
- Kumar, S., Mahanta, P. Ve Dewan, A., (2003), "Study of laminar flow in a large diameter annulus with twisted tape inserts", *Proceedings of 2nd International Conference on Heat Transfer*, 2003, Victoria Falls, Zambia, 62-66.
- Liao, Q. ve Xin, M. D., (2000), "Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted tape inserts", *Chem. Eng. J.*, 78: 95-105.
- Lopina, R. F. ve Bergles, A. E., (1969), "Heat transfer and pressure drop in tape generated swirl flow of single phase water", *Journal of Heat Transfer*, 91: 434-442.
- Manglik, R. M. ve Bergles, A. E. (1993), "Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape insert in isothermal tubes, Part 1: laminar flows", *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 116: 881 – 889.
- Manglik, R. M. ve Bergles, A. E. (1993), "Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape insert in isothermal tubes, Part 2: Transient and turbulent flows", *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 115: 890-896.
- Naphon, P., (2006), "Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes", *Int. Commun. in Heat and Mass Transfer*, 33: 753-763.
- Oliver, D. R. ve Shoji, Y., (1992), "Heat transfer enhancement in round tubes using different tube inserts: now-newtonian fluids", *J. Chem. Engng. Res. and Des.*, 70: 558-564.
- Petukov, B. S. ve Popov, V. N., (1963), "Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties", *High. Temp. Heat. Phys.*, 1: 69-83.
- Rahai, H. R., Vu, H. T. ve Shojaee Fard, M. H., (2001), "Mixing enhancement using a coil insert", *Applied Thermal Engineering*, 21: 303-309.
- Rahai, H. R. ve Wong, T. W., (2002), "Velocity field characteristics of turbulent jets from round tubes with coil inserts", *Applied Thermal Engineering*, 22: 1037-1045.
- Ravigururajan, T. S. ve Bergles, A. E., (1996), "Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer turbulent flow in enhanced tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13: 55-70.
- Ray, S. ve Date, A. W., (2003), "Friction and heat transfer characteristics of flow through square duct with twisted tape insert", *International J. Of Heat and Mass Transfer*, 46: 889-902.
- Saha, S. K., Gaitonde, U. N. ve Date, A. W., (1990), "Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements", *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, 6: 632-640.
- Saha, S. K. ve Dutta, A., (2001), "Thermo-hydraulic study of laminar swirl flow through a

circular tube fitted with twisted tapes”, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 123: 417-421.

Saha, S. K. ve Bhunia, K., (2000), “Heat Transfer and pressure drop characteristics of varying pitch twisted-tape-generated laminar smooth swirl flow”, *Proceedings of 4th ISHMT – ASME Heat and Mass Transfer Conference, India*, 423-428 Tata McGraw-Hill, New Delhi.

Saha, S. K., Dutta, A. ve Dhal, S. K., (2001), “Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements”, *Int. J. Heat Transfer*, 44: 4211-4223.

Sarma, P. K., Subramanyam, T., Kishore, P. S., Dharma Rao, V. ve Kakaç, S., (2003), “Laminar convective heat transfer with twisted tape inserts in a tube”, *International J. of Thermal Sciences*, 42: 821-828.

Sethumadhavan, R. ve Raja Rao, M., (1983), “Turbulent flow heat transfer and fluid friction in helical wire coil inserted tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26: 1833-1845.

Shoji, Y., Sato, K. ve Oliver, D. R., (2003), “Heat transfer enhancement in round tube using wire coil: Influence of length and segmentation”, *Trans. Asian Res.*, 32: 99-107.

Smithberg, E. ve Landis, F., (1964), “Friction and forced convection heat transfer characteristics in tubes with twisted tape swirl generators”, *Journal of Heat Transfer*, 87: 39-49.

Wang, L. ve Sunden, B., (2002), “Performance comparison of some tube inserts”, *Int. Commun. Heat Transfer*, 29: 45-56.

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

Webb, R. L., (1994), *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley-Interscience Publication, New York.

Zimparov, V., (2001), “Enhancement of heat transfer by a comparison of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape”, *Exp. Thermal and Fluid Science*, 25: 535-546.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 17.01.1977

Doğum yeri Üsküdar

Lise 1990–1993 Kabataş Erkek Lisesi

Lisans 1993–1998 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1998–2001 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Doktora 2001-2010 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar

1997–1999 Mas Pompa San. A.Ş

2000–2001 Grup Mekanik Proje ve Taah. Ltd. Şti

2001-..... Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Ana Bilim Dalı