

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanım Alanları	2
2. TEMEL KAVRAMLAR VE TEORİK İNCELEME	4
2.1 Isı Transferinin Artırılması	4
2.2 Artış Teknikleri	6
2.2.1 Pasif Teknikler	6
2.2.2 Aktif Teknikler	12
2.2.3 Kullanılan Yöntemler ve Teknikler	12
2.3 Türbülatorlerin Sağlayacağı Yararlar	13
3. TÜRBÜLATÖRLERDE AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İLE İLGİLİ DAHA ÖNCEDEN YAPILAN ÇALIŞMALAR	15
3.1 Türbülanslı Akış	15
3.1.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülatorler ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar	15
3.1.2 Spiral Sarmal Yay Türbülatorler ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar	21
3.2 Laminar Akış	23
3.2.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülatorler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar	23
3.2.2 Spiral Sarmal Yay Türbülatorler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar	29
3.3 Diğer Çalışmalar	31
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ	34
4.1 Giriş	34
4.2 Sayısal Çözümde Kullanılacak Hesaplama Yöntemleri	34
4.2.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri	37
4.2.1.1 Ayrı Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)	37
4.2.1.2 Bir Arada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)	37
4.2.2 Lineerleştirme Yöntemleri	39
4.2.2.1 Örtülü Yöntem (Implicit Formulation)	39
4.2.2.2 Açık Yöntem (Explicit Formulation)	39
4.2.3 İkinci Dereceden Enterpolasyon Yöntemi	40
4.2.4 Basınç- Hız Çifti İçin Simple Metodu	40

4.2.5	Artık Değer (Residual)	41
4.3	Türbülans Modeli Seçimi	42
4.3.1	Standart k-ε Modeli	43
4.3.2	RNG k- ε Modeli	43
4.3.3	SST k-ω Modeli	44
4.3.4	Reynolds Stres Modeli.....	44
4.4	Yakınsama ve Kararlılık	45
4.5	Problemin Çözümü İçin Oluşturulan Algoritma.....	45
4.6	Modelin Çizimi ve Çözüm Ağının Oluşturulması.....	46
4.7	HAD Analizlerinin Planlanması ve Çözüm Adımları	48
4.7.1	HAD Analizlerinin Planlanması	48
4.7.2	Problem Çözme Adımları	49
4.8	Sayısal Çalışma Sonuçları	57
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....		67
INTERNET KAYNAKLARI		68
ÖZGEÇMİŞ.....		69

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
a_p	Merkezdeki hücreye ait katsayı
a_{nb}	Komşu hücreye ait katsayı
b	Üretimin ve sınır şartlarının sabit değeri
C_p	Özgül ısı
D	Silindir çapı
d_i	İç çap
E_H	Artış oranı
f	Sürtünme katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi
h	Isı taşınım katsayısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
K	Isı iletim katsayısı
L	Boru uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
R^ϕ	ϕ için artık değer
r	Yarıçap
s	Boşluk oranı
S	Yerdeğişim vektörü
St	Stanton sayısı
Sw	Girdap akış katsayısı
Q	Isı geçişi
T	Sıcaklık
t	Bükülmüş dar sac kalınlığı
τ_w	Duvardaki kayma gerilimi
U	Toplam ısı transfer katsayısı
∇	Gradyan
V	Akışkan hızı

ν	Kinematik viskozite
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
ν	Kinematik viskozite
x_f	FLUENT'te x koordinatı
y	Büküm oranı
y_f	FLUENT'te y koordinatı
η	Yüzey verimi
μ	Akışkanın dinamik viskozitesi
μ_w	Duvar sıcaklığındaki dinamik viskozite
φ	Helis açısı
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı
ϕ	Genel parametre

Yunan Harfleri

α	Isı yayılma katsayısı
δ	Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı
δ'	Isıl sınır tabaka kalınlığı
φ	Bağıl nem
ρ	Kütle yoğunluğu

Alt indisler

p	Dış yüzey
v	Su buharı
∞	Ortam
0	Yüzey
f	Film tabakası
kr	Kritik değer
x	Dikey levha için yerel değer
D	Yatay boru için ortalama değer

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	7
Şekil 2.2 Tahribat ile artırılmış yüzeyler	8
Şekil 2.3 Sıvılarda kullanılan artırılmış yüzey örnekleri	9
Şekil 2.4 Sökülüp-Takılabilir türbülator çeşitleri	10
Şekil 2.5 Girdap akış türbülatorleri	10
Şekil 2.6 Sargılı tüp kullanılan ısı değiştiricisi	11
Şekil 2.7 Çiftli boru artışlarında kullanılan metotlar	14
Şekil 3.1 Smithberg-Landis elde edilen sonuçlar	16
Şekil 3.2 Sarma, Subramanyam, Rao, Kakaç elde edilen sonuçlar	17
Şekil 3.3 Spiral sarmal yay türbülator	22
Şekil 3.4 Manglik-Bergles elde edilen sonuçlar	27
Şekil 3.5 Inaba ve Ozaki elde edilen sonuçlar	29
Şekil 4.2 Bir arada çözüm yöntemi iterasyon adımları	38
Şekil 4.3 Hücre modelleri	47
Şekil 4.4 Efektif ısı iletkenlik kontürleri	57
Şekil 4.5 Akışkanın izlediği yol	58
Şekil 4.6 Türbülans yoğunluk kontürleri	58
Şekil 4.7 Efektif Prandtl sayısı kontürleri	59
Şekil 4.8 Hız büyüklük kontürleri	59
Şekil 4.9 Hız vektörleri	60
Şekil 4.10 Sayısal çalışmalarda bulunan Re-Nu ilişkisi	60
Şekil 4.11 Re-h ilişkisi (300 mm boruda farklı helis uzunluklarının karşılaştırılması)	61
Şekil 4.12 Re-h ilişkisi (500 mm boruda farklı helis uzunluklarının karşılaştırılması)	61
Şekil 4.13 Re-h ilişkisi (1000 mm boruda farklı helis uzunluklarının karşılaştırılması)	62
Şekil 4.14 Re-h ilişkisi (69 mm helis uzunluğunda farklı boru boylarındaki türbülatorlerin karşılaştırılması)	62
Şekil 4.15 Re-h ilişkisi (138 mm helis uzunluğunda farklı boru boylarındaki türbülatorlerin karşılaştırılması)	63
Şekil 4.16 Re-h ilişkisi (207 mm helis uzunluğunda farklı boru boylarındaki türbülatorlerin karşılaştırılması)	63
Şekil 4.17 Sıcaklık-boru uzunluğu eğrisi	64
Şekil 4.18 Basınç düşüşü-boru uzunluğu eğrisi	64

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Aralıklı yerleştirme için bulunan sürtünme katsayıları	24
Çizelge 4.1 Fluent’te çözüm aşamaları.....	56
Çizelge 5.1 Düz boruya göre taşınım ile olan ısı transfer katsayısındaki ortalama artış.....	66

ÖNSÖZ

Tez konusu belirlerken özellikle sanayinin sorunlarından birinin çözümü üzerinde durulmuş ve sonuçta ‘Türbülatorlerde Akış ve Isı Transferinin İncelenmesi’ konusu benimsenmiştir. Burada asıl amaç türbülator kullanımıyla ısı transferini iyileştirmek, işletme masraflarını azaltmak daha sonra da üretim için gerekli yatırım maliyetlerini düşürmektir.

Nümerik çözümler için FLUENT programından faydalanılmıştır.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde büyük payı olan başta tez danışmanım değerli hocam Sayın Prof. Dr. İsmail TEKE’ye teşekkürlerimi sunarım.

Desteklerini esirgemeyen, tezimle ilgili her türlü problemimde bana yardımcı olan başta Arş. Gör. Bülent KELEŞOĞLU ve Dr. Özgür ATAYILMAZ olmak üzere, Mak. Müh. Serkan YILDIRIM’a ve ANOVA çalışanlarına teşekkür ederim.

Son olarak tezi gerçekleştirmemde çok büyük katkısı olan TÜBİTAK’a teşekkürü bir borç bilirim.

Bütün bu teşekkürlerin ötesinde; beni yetiştiren, her türlü konuda destekleyen aileme şükranlarımı sunarım.

Kudret MUHZİROĞLU

ÖZET

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, türbülatorlerde akış ve ısı transferi konusu incelenmiş ve Fluent programında sayısal olarak çözümlenmeler yapılmıştır.

Tez çalışması beş ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve ulaşılmak 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 2005 programı vasıtasıyla Shoji-Sato-Oliver isimli araştırmacıların yapmış olduğu deneylerdeki modeller çizilmiştir. Elde edilen modeller çözüm ağları oluşturmak amacıyla GAMBIT 2.2.30 programında tasarlanmış ve sonlu hacimler metodunu kullanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) paket programlarından FLUENT 6.2.16 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 hız ve ısı transferi incelemeleri yapılmıştır. Sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür. Değişik sınır şartlarında hız büyüklüklerinin, Reynolds gerilimlerinin ve Nusselt sayısının boyutsuz parametreler ile değişimleri incelenmiştir.

Beşinci bölümde yapılan çalışmayla ilgili sonuçlar belirlenmiş ve öneriler sunulmuştur. Elde edilen sayısal çalışma sonuçlarına göre Re-h ilişkileri verilmiştir.

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

ABSTRACT

In this master thesis, flow and heat transfer from horizontal tubes with turbulators has been investigated numerically.

This thesis consists of five chapters. In the first chapter, the aim of the study and the results to be reached 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 Shoji-Sato-Oliver's models were designed by Solidworks 2005. Then problems were solved by using Computational Fluid Dynamics (CFD) packet program FLUENT 6.2.16 which is using finite volume method, after their solution areas and meshes designed in GAMBIT 2.2.30 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 conclusions and advices has been presented and according to the obtained results, new Re-Nu correlation was given.

Key words: Turbulator, wire coil, twisted tape

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji maliyetlerinin yükselmesi ve malzeme fiyatlarındaki artışlar, yapılan çalışmalarda yatırım maliyetlerinden tasarrufu, teçhizatın daha küçük hacimli olması isteğini ve birim yüzeyden daha iyi ısı transferi sağlayabilme ihtiyacını doğurmuştur. 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.

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 yöntemlere örnek verilebilir. Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntıların oluşturulması gibi işlemlerin yapılması pasif yöntemlere en iyi örnekleri teşkil ederler. Isı transferini artırmak için; yüzey alanlarının büyütülmesi rutin olarak hemen hemen bütün ısı değiştiricilerinde kullanılır.

Türbülötörler; kazanlarda, ısı değiştiricilerinde ve proses endüstrisi gibi bir çok sektörde kullanılmaktadır. İşletmeye daha önceden alınmış ısı değiştiricileri için tüm sistemi yeniden kurmak ya da gerekli cihazları yenileriyle değiştirmek yerine mevcut sistemin verimini artıracak sökölüp takılabilir türbülötörlerin kullanımı önem kazanmaktadır. Bu tür sistemlerde kullanılacak türbülötör uygulamalarını pasif ısı transferi artırma teknikleri başlığı altına koymak mümkündür. Bu sayede başka sistemler için kullanılma ihtimali düşük olan bu cihazlardan tekrar yararlanılabilecek ve üretici firmalar dünya çapındaki rekabet ortamında ürünlerini daha kaliteli ve daha ucuz fiyatla pazarlayabilme imkânına kavuşacaklardır. Bu amaca yönelik olarak tez konusu ‘Türbülötörlerde Akış ve Isı Transferinin İncelenmesi’ olarak belirlenmiştir.

Aslında bir ısı değiştirgecinde ısı geçişini iyileştirici teknikler kullanılarak boyutların küçültülmesi, değişik akış profillerin uyarlamaları ile ısı etkinliğinin artırılması sağlanırken pompalama ve ek enerji gereksiminin azaltılması amaçlanır. Ayrıca ısı değiştiricilerinde çok düşük hızlardaki pompalama masrafı da çok azdır. Fakat ısı değişimi ekonomik olmayacak kadar düşüktür. Dolayısıyla, hızın artması hem enerji sarfiyatını, hem de ısı değişimini 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 değiştiricilerinin etkinliği arttırılmış olur. Bu tez çalışmasında bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı olan FLUENT programından yararlanılmıştır.

1.1 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.

2. TEMEL KAVRAMLAR VE TEORİK İNCELEME

2.1 Isı Transferinin Artırılması

Isı transferini artırma konusu günümüzde ısı eşanjörleri açısından büyük önem kazanmıştır. Soğutma ve otomotiv endüstrisinde yüzey artırım tekniklerinin uygulanmasına ek olarak proses sanayisi de eşanjörlerde bu yöntemleri kullanmak için girişimlerde bulunmaktadır. Aslında her ısı değiştiricisi bu teknikleri kullanmak adına birer potansiyeldir. Ne var ki, her potansiyel uygulamanın uygunluğu test edildikten sonra uygulamaya geçirilmelidir.

Isı değiştiricileri ilk başlarda ısı transfer yüzeyleri düz olacak şekilde yapılıyordu. “Artırılmış ısı transfer yüzeyi” ise birim yüzey alanı başına düz yüzeye göre daha yüksek hA değeri sağlayan yüzey geometrisine sahiptir. “Artırım oranı” (E_H) taşınım ısı transfer katsayısı ile yüzey alanının çarpımı olup, düz borudaki

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

Isı değiştiricilerinde kullanılan ısı transferi miktarı aşağıda verilmiştir.

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

Isı transferinde sağlanacak 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 termal direnç olarak verilmiştir.

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

Altsimge 1 ve 2, sırasıyla akışkanları ifade etmektedir. η simgesi yüzey verimi artırılmış yüzeyler için kullanılmaktadır. Basitleştirmek amacıyla, denklem 2.4 bazı durumlarda büyük değerlere ulaşabilen kirlenme dirençlerini içermemektedir. Isı değiştiricinin performansı UA/L teriminin artmasıyla geliştirilecektir. Bu yüzey geometrisi, düz yüzeyde verilenle ilgili olarak hA/L ifadesini artırmak için kullanılır. Böylece birim boru uzunluğundaki termal direnç (L/UA) düşürülür ve bu düşürülmüş L/UA ifadesi üç amaçtan herhangi birisi için

kullanılabilir.

1. *Boyutların Azaltılması:* Eğer ısı transferi miktarı (Q) sabit tutulursa, ısı değiştiricisi boyutları azaltılabilir. Bu sayede daha küçük ısı değiştiricisi boyutları sağlanacak ve maliyetler dūřecektir.
2. *Artırılmış UA:* İki seçenekten biri kullanılabilir.
 - a. *Azaltılmış ΔT_m :* Isı transfer miktarı (Q) ve toplam boru uzunluğu (L) sabit tutulursa, ΔT_m dūřürölmesiyle, termodinamik proses veriminin artımı ve yatırım maliyetlerinde tasarruf elde edilebilir.
 - b. *Isı değişim artışı:* L uzunluğunu sabit tutup, UA/L oranını artırarak aynı akışkan giriş sıcaklığında ısı değişiminde artış sağlamak mümkündür.
3. *Sabit Isı evriminde Azalan Pompa Güçleri:* Yüzey artırımıyla pompa güçlerini azaltmak şaşırtıcı gibi gözükse de, teorik olarak mümkündür. Ancak hızların düz yüzeyli ısı değiştiricisine göre daha düşük miktarlarda olması gerekmektedir fakat bu da gerekli olan yüzey alanının artışına sebep olur.

Buradaki en önemli prensip; bu üç ayrı performans geliştirilmesinden herhangi birinin yüzey arttırma tekniklerinde kullanılabilir olmasıdır. Ancak geliştirme teknikleri tasarımcının hedeflerine göre değişkenlik gösterir. Bu nedenle, A tasarımcısı küçük bir ısı değiştiricisi boyutu isterken, B tasarımcısı geliştirilmiş ve termodinamik olarak daha verimli olanda karar kılabilir. Her ne kadar 1 numaralı seçenek mantıklı gibi görünse de en önemli parametre maliyetin ne kadar azaltılacağıdır. Çoęu zaman tasarımcı boyutların dūřürölmesinin yanında maliyetin de dūřürölmesini arzu eder. 1 numaralı seçeneğin diğer bir artışı da ısı değiştiricisi içersindeki sıvı hacminin de azaltılmış olacağıdır. Bu özellikle soğutma sektöründe yüksek fiyatlı soğutma sıvılarının hacimlerini dūřüreceęinden önemli bir parametre haline gelmektedir. 2 ve 3 numaralı seçenekler ise “yaşam döngüsü” maliyeti menfaatler doğrultusunda, önem kazanmaktadır. Örneęin 2 numaralı seçenek soğutma kondenseri ve evaporatörü için düşük kompresör maliyetine sebep olmaktadır. 3 numaralı örnekte ise, hazırdaki ısı değiştiricisinin kapasitesini arttırmak gerekmektedir. Bu da tesisin kapasitesinin artmasına imkân sağlayacaktır. Basınç dūřümü (ya da su için gerekli pompa gücü) her zaman ısı değiştiricisi tasarımcısına bağlıdır. Bundan dolayı, pratikte yüzey arttırılan uygulamada gerekli ısı transferi artışının yanında gerekli basınç dūřüşünü karşılayacak debinin sağlanması gerekmektedir. Düşük basınç dūřüşüne karşılık istenen ısı transferini sağlayan yüzey

geometrisi her zaman tercih edilecektir.

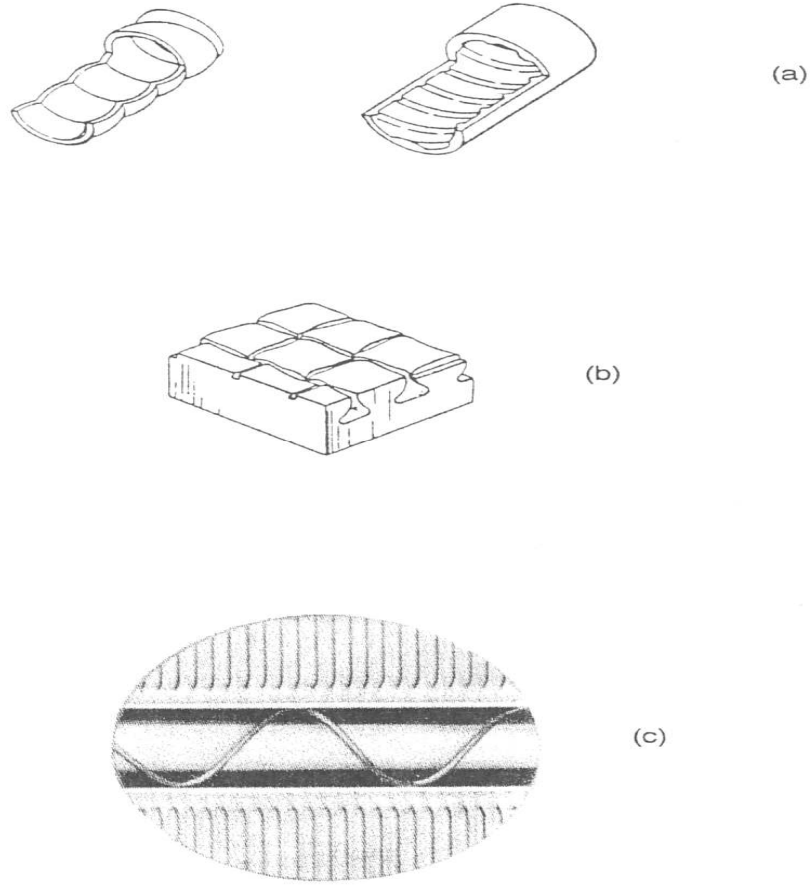
2.2 Artış Teknikleri

Bergles ve a. (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 yüzeyde metalik ya da metalik olmayan kaplama içermektedir. Örneklere kuru kaplama (Teflon) damla teşekkülü ile yoğunlaşmayı sağlamak için kullanılmaktadır. İyi ölçeklendirilmiş gözenekli kaplama kabarcıklı kaynama sağlamak için kullanılabilir.

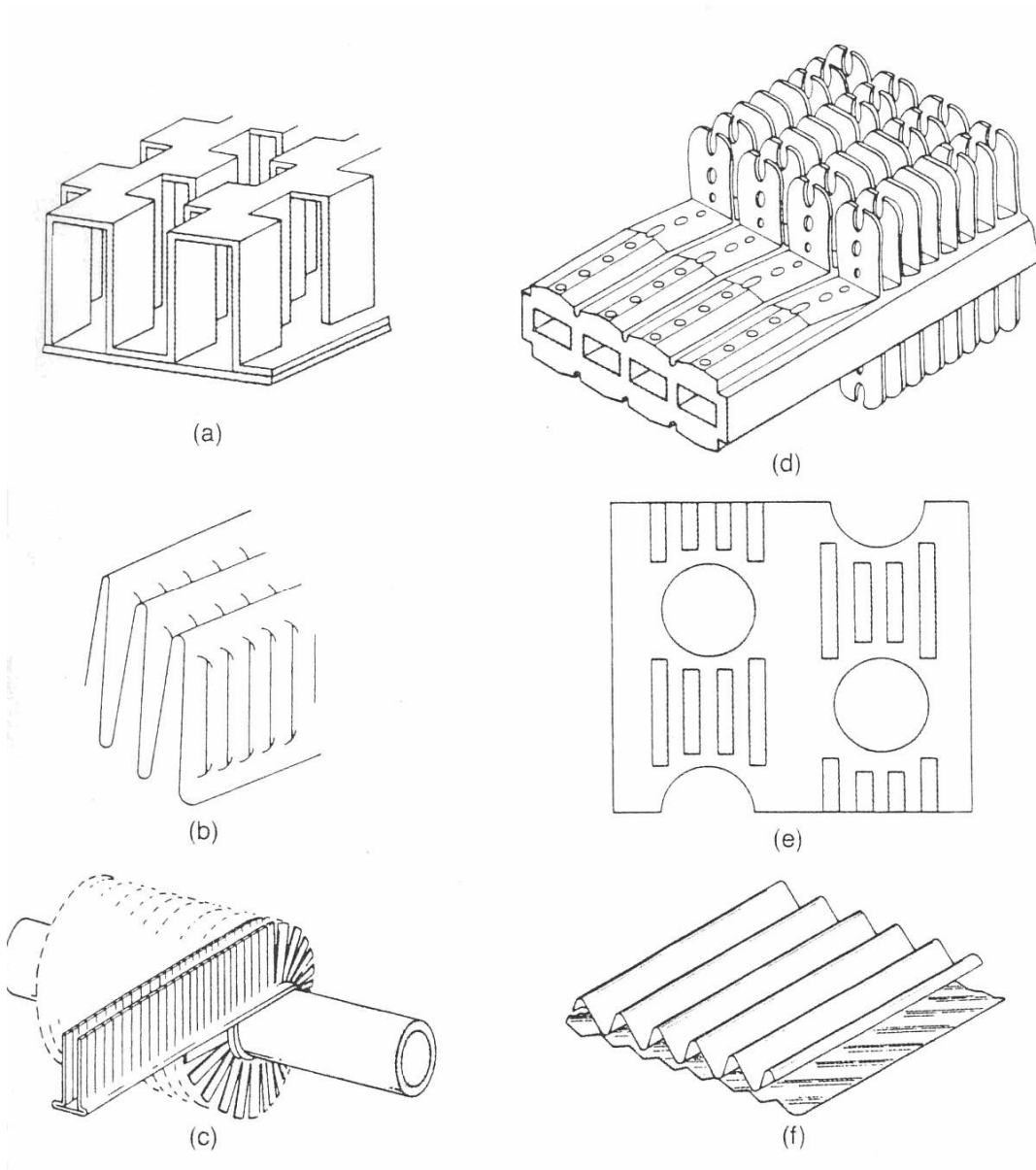
Pürüzlü kaplama yüzeyle yekpare ya da yüzeye bitişik olarak yerleştirilebilir. Yekpare yüzey talaşlı imalat ya da yeniden yapılandırma ile oluşturulabilir. Tek fazlı akışta, ısı transfer yüzey alanını artırmak yerine, yüzeye yakın bölgedeki sınır tabaka bölgesini karıştırmak daha çok tercih edilmektedir. Şekil 2,1 a ‘da iki adet yekpare pürüzlülük örneği görölmektedir. 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 ise sınır tabakayı periyodik olarak karıştıran spiral sarmal yay ilavesi görülmektedir. Spiral sarmal yay bütün olmayan ve sonradan ilave edilen pürüzlülüğe örnektir.

Artırılmış Yüzeyler (Sıvılarda) çoğu ısı değıştiricide rutin olarak kullanılmaktadır. Denklem 2,4’de gösterildiği 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 uzatılmış yüzey kullanımıyla aynı zamanda h artırımı da sağlanabilir. Gazlar için bugünkü yapılan iyileştirme çalışmaları, düz kanattan daha yüksek ısı transfer katsayısı sağlayan artırılmış yüzeylere yöneltilmiştir. Şekil 2.2 gazlar için kullanılan çeşitli artırılmış yüzeyleri göstermektedir.

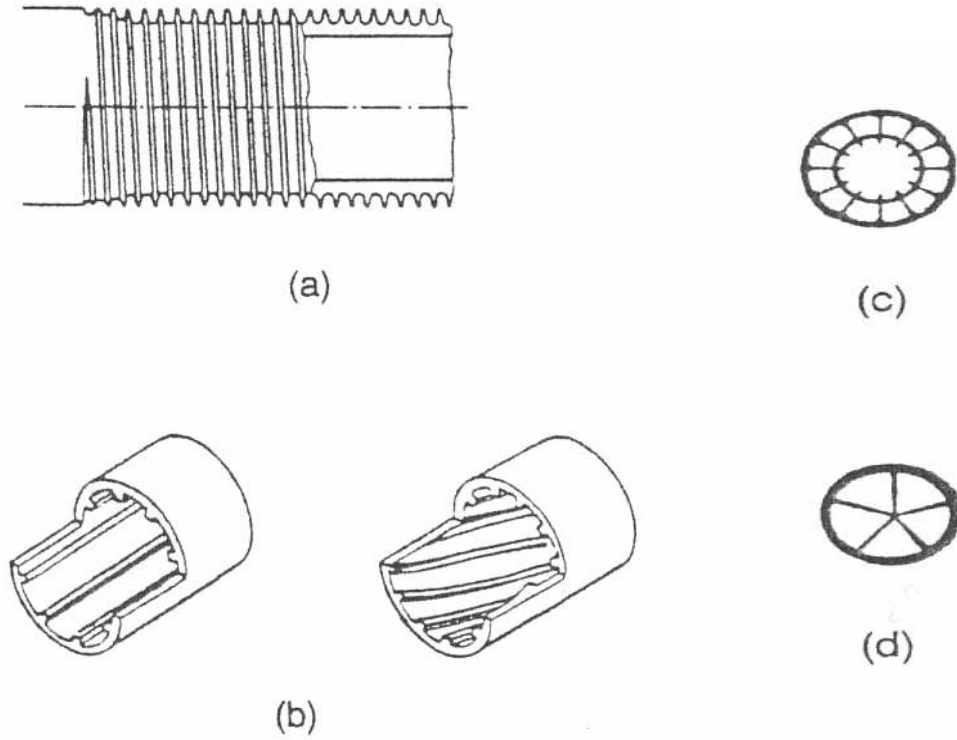


Şekil 2.2 Tahribat ile artırılmış yüzeyler

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

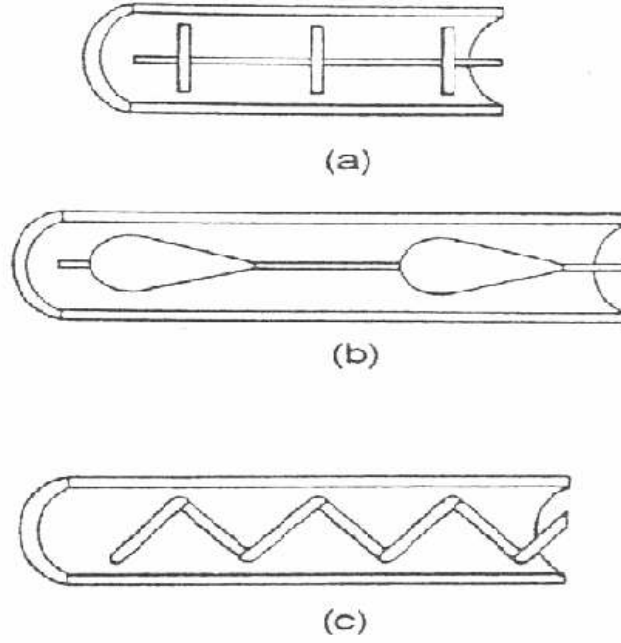
Şekil 2.3'de sıvılar için kullanılan artırılmış yüzey örnekleri gösterilmiştir. Şekil 2.3 a dıştan kanatlı, Şekil 2.3 b ise içten kanatlı bir boruyu göstermektedir. Şekil 2.3 c'deki ise çoklu ve ortak merkezli içten kanatlı borular gösterilmiştir. Şekil 2.3 d beş kollu bir alüminyum türbülötör içermektedir. Türbülötör, etrafını çevreleyen boruya sıkı geçirilerek iyi ısı temasta

olması sağlanır. Şekil 2.3'de gösterilen geometriler ayrıca buharlaşma ve yoğuşmadaki zorlamalı taşınımında kullanılmaktadır.



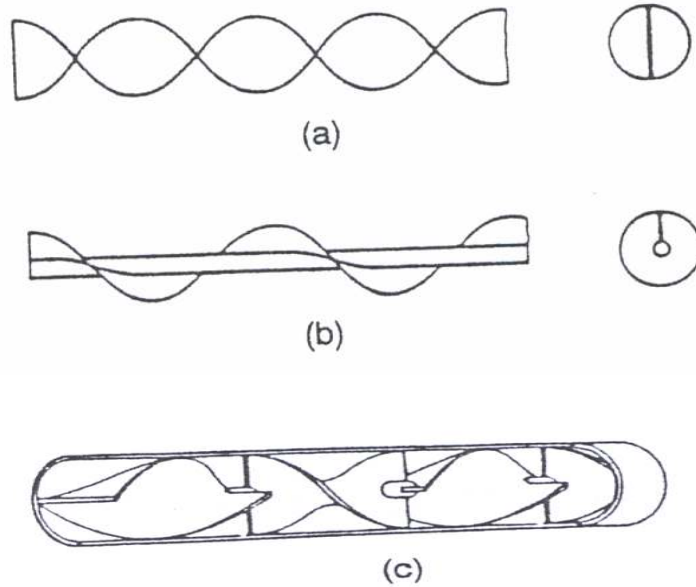
Şekil 2.3 Sıvılarda kullanılan artırılmış yüzey örnekleri

Sökülüp-Takılabilir Türbülötörler 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 türbülötörler asıl akışın yanında duvar çevresindeki akışı da karıştırmaktadır. Şekil 2.4 c'de ki spiral sarmal yay ise sınır tabaka kenarına yerleştirilmiş ve sınır tabaka içerisindeki karışımı artırması amaçlanmıştır.



Şekil 2.4 Sökülüp-Takılabilir türbülator çeşitleri

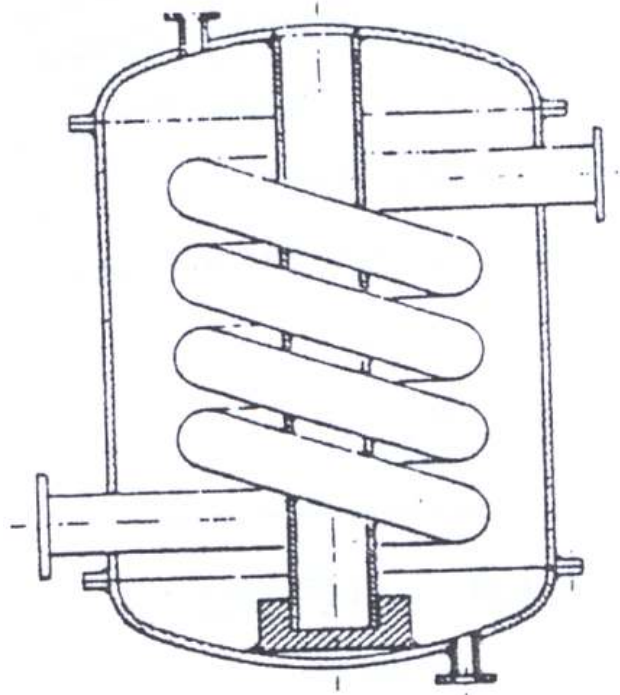
Girdap Akış için akışkan çeşitli geometrik düzenlemelerle ya da türbülatorlarla dönme veya sekonder (ikincil) akış yaratacak şekilde zorlanır. Örnek olarak tam boy bükülmüş dar sac (Şekil 2.5 a) ya da girdap üreticiler, aksenal vida tipli sarmal iç türbülatorlar (Şekil 2.5 b) verilebilir.



Şekil 2.5 Girdap akış türbülatorleri

Şekil 2.5 c'de laminar akış için tasarlanmış bir akış değiştirici ya da statik karıştırıcı görülmektedir. Bu aletlerle akım alternatif olarak saat yönünde ya da saat yönüne ters olarak döndürülebilir.

Sargılı Tüpler (Şekil 2.6) yardımıyla daha küçük boyutlarda ısı değiştiricileri sağlanabilir. Sarmal 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 değiştiricisi

Yüzey 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 ilerletir. Film yoğuşma katsayısı yoğuşan film kalınlığıyla ters orantılıdır. Isıtma boruları sıvıyı kondenserden evaporatöre nakletmek için tipik olarak kılcal fitil yapısındadırlar.

Sıvılarda Katkı Maddeleri (a) tek fazlı akışta katı parçacıklardan veya gaz kabarcıklarından, (b) kazan sistemlerinde 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 kütlesi yüzünden daha pratik bir titreşim artışıdır. 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, kabarcıklı ya da film kaynamasında, gözenekli ısı transfer yüzeyinden çift fazlı akışta sıvı çekmede 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

Türbülötörler tüm ısı ve kütle transfer proseslerinde kullanılabilir. Isı (veya kütle) transferinde potansiyel yöntemler şunlardır:

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

Birleşik artış 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 (EHD) alanda yapılan çalışmalardaki 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 Türbülatorlerin Sağlayacağı Yararlar

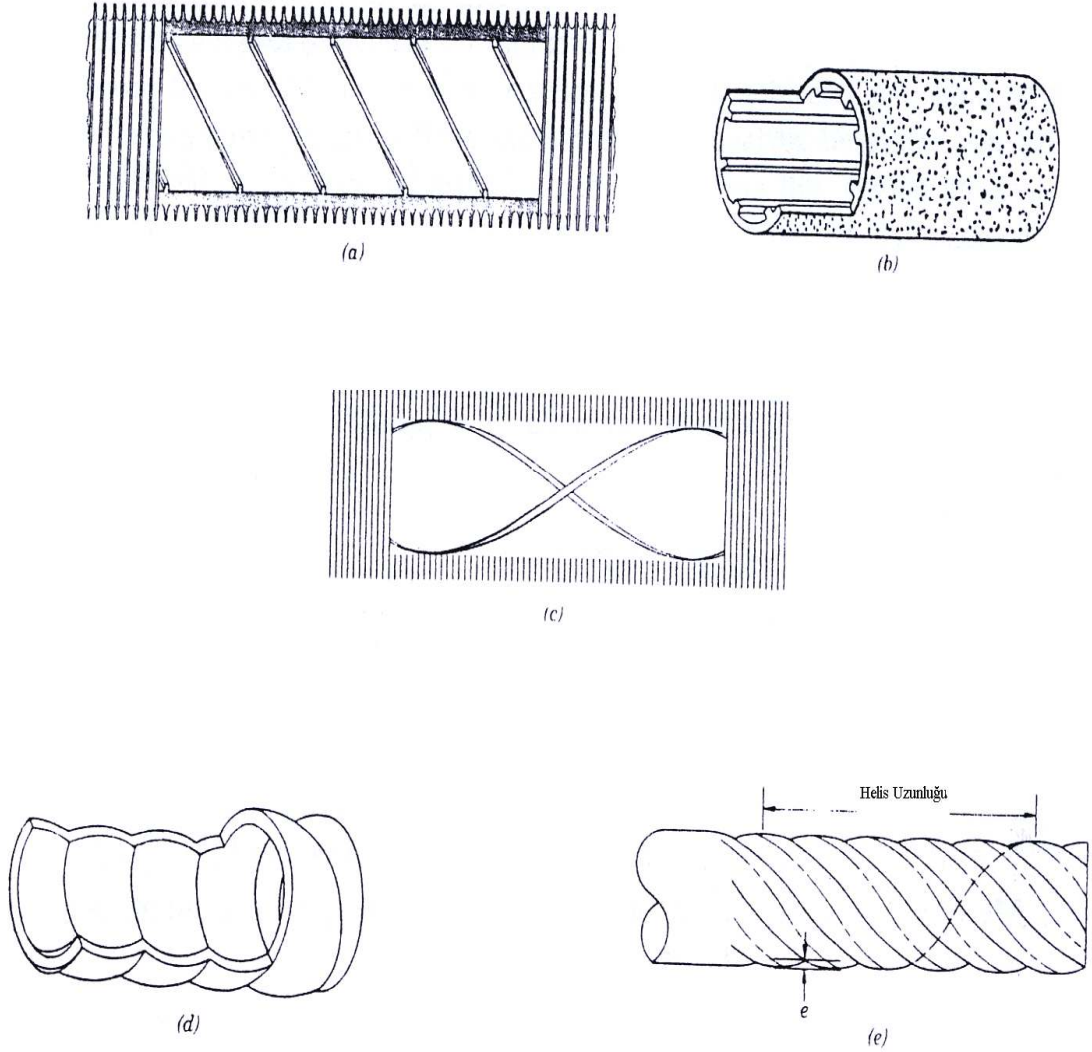
Özel yüzey geometrileri birim yüzey alanında yüksek hA değeri elde edilerek artış sağlarlar. Bu hA değerini artırmak için üç temel yöntem kullanılmıştır.

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

Yöntem 2: Hissedilir bir h değişikliği 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 geçişli borulu ısı değiştiricilerinde artış iç,dış ya da her iki taraftaki borular için istenebilir. Kondenser ve evaporatör borularında bu tür uygulamalar mevcuttur. Dizayna bağlı olarak, çift fazlı akışta ısı transfer prosesi boru içinde ya da dışında olabilir. Örnek olarak, soğutma suyunun boru içinde olduğu borulu bir ısı değiştiricisini ele alalım. Yoğuşma tarafında tercih edilen artış geometrisi, su tarafında istenenden 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 Çiftli boru artışlarında kullanılan metotlar

Webb [1981] çiftli artış kondenser boruları üretim ihtimalleri üzerinde tartışmaktadır. Kullanıcıların 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 metotun en düşük maliyetli malzemeden en yüksek performansın elde edildiği metot olduğu aşikârdır.

3. TÜRBÜLATÖRLERDE AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İLE İLGİLİ DAHA ÖNCEDEN YAPILAN ÇALIŞMALAR

Türbülatorlerde akış ve ısı transferi ile ilgili daha önceden yapılan çalışmalarını 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

3. Diğer çalışmalar.

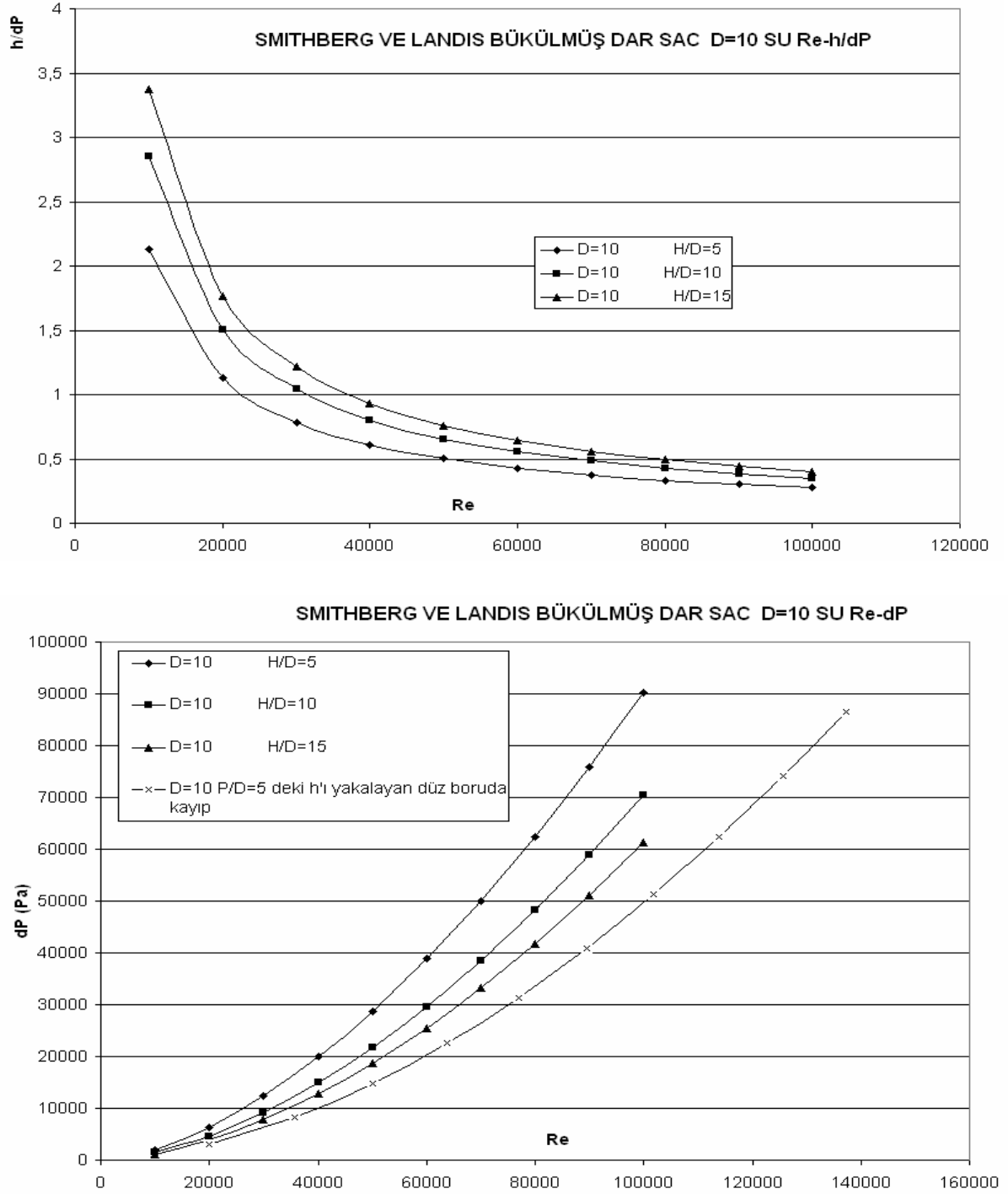
Hazırlanan bu tezde düz boru içerisine türbülator yerleştirilerek türbülanslı ve laminar akışta ısı transferi incelenmiştir. Bu konuda daha önceden yapılmış çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

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 ile sınırlıdır. Bu bölümde türbülanslı akışta bükülmüş dar sac türbülatorlerden bahsedilecektir. 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. Böylece 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 ile 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 basınç düşüşleri elde etmiştir. Türbülanslı akışta bükülmüş dar sac türbülatorlerin ısı transferini arttırmalarına rağmen basınç düşüşünde de kayda değer bir artışa sebep olacağını söylemişlerdir.

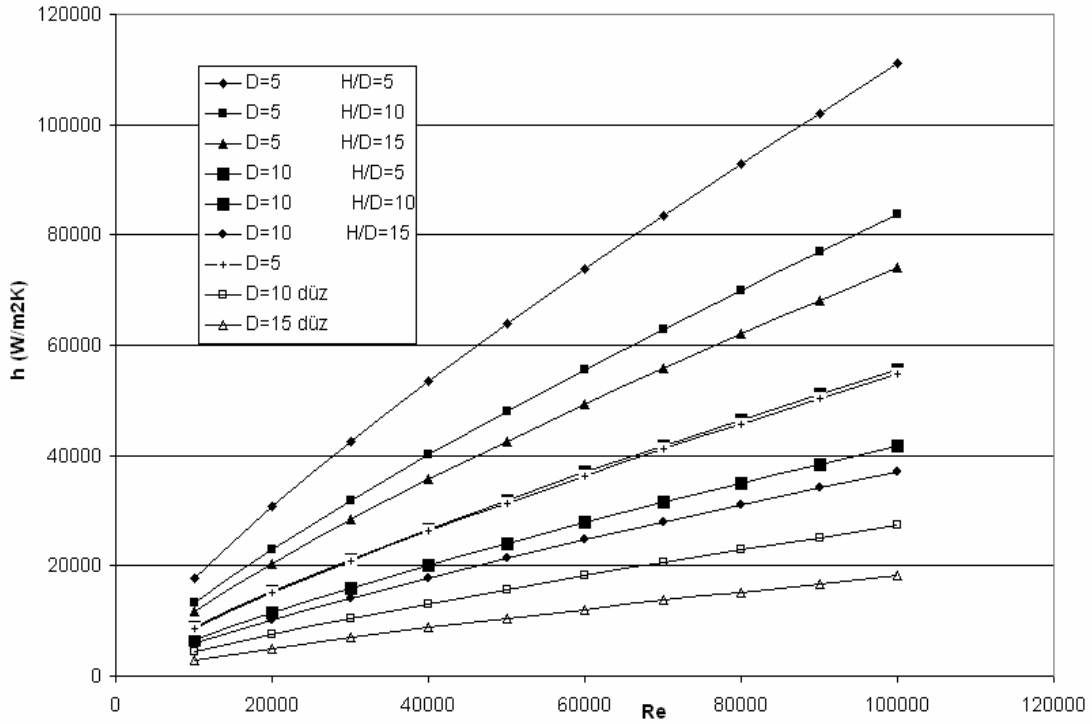


Şekil 3.1 Smithberg-Landis elde edilen sonuçlar

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

Sarma, Subramanyam, Kishore, Rao, Kakaç (2003) türbülantörlü akışta taşınım ile ısı transferi konusunda inceleme yapmışlar ve bükülmüş dar saclı türbülantörlerle çalışmışlardır. İnceleme yaparken dönme sonucu (swirl flow) hidrodinamik ve ısıl açıdan tam gelişmiş olduğu düşünülmüş ve akışkanın sıcaklık gradyanından dolayı özellik değişimi ihmal edilmiştir. Boru cidarı izotermal olarak kabul edilmiştir.

SARMA,SUBRAMANYAM, RAO, KAKAÇ BÜKÜLMÜŞ DAR SAC Re-h SU



Şekil 3.2 Sarma, Subramanyam, Rao, Kakaç elde edilen sonuçlar

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 türbülantörlü akışı; boru cidarı tarafındaki viskoz alt tabaka, ara bölge ve türbülantörlü 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 ısıl direnci azalttığını ve ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir. Laminar akımda ısıl direnç 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 azotu 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 nümerik olarak çözmüştür. Ayrıca mevcut deneysel verilerle kendi nümerik sonuçlarını karşılaştırmıştır. Araştırmacı çalışmalarında akışkan olarak suyu tercih etmiştir.

Filipak (1980) yapılan diğer çalışmaların aksine girdap akım oluşturan bükülmüş dar sac türbülatorlü yatay boru kullanmak yerine dikey boruda deneysel çalışma yapmıştır.

Donevski ve Kuleza (1980) aksenal ve teğetsel sınır tabaka akışın birleşik etkileri ve buna ek olarak girdap akışın yarattığı etkiler üzerine öngörülerde bulunmuşlardır.

Rao (1983) elektrik makinelerinin aksenal kanallarındaki ısı transfer artırımını üzerine deneysel olarak çalışmalar sunmuştur.

Fomina v.d. (1987) bükülmüş dar sac kanatlı ısı değiştiricileriyle ilk pilot tesisi gerçekleştirmiştir.

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

Blackwelder ve Kreith (1970) bükülmüş dar sac türbülatorün akımı etkilediğini, boru içerisine devamlı ve ayık olarak yerleştirilme durumlarını içermesi gerektiğini belirtmişler ve optimum dizayn önerilerinde bulunmuşlardır.

Li v.d. (1999) dairesel kesitli helisel kanalda kritik basınç ve sıcaklığın türbülanslı akış ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Nümerik çözümünde RNG k-ε türbülans modelini

kullanmıştır. Basınç kritik basınca ($P_{kr} = 22.05$ MPa) ne kadar yakın olursa suyun fiziksel özellikleri o kadar sıcaklığa duyarlı olacak ve değişikliğe uğrayacaktır. Verilen basınçtaki tüm kritik akışkan sıcaklıkları helise giren akışkan sıcaklığından yüksek olup, sabit helis yüzey sıcaklığından daha düşük sıcaklıktadır ve çözümler Re sayısı 50000 değeri için yapılmıştır. Kritik basınca yakın bölgede çalışıldığında ortalama ve maksimum akış hızlarının arttığı sıcaklıkların ise düştüğü ve akış kesitindeki sıcaklık dağılımının daha uniform olduğu diğer bir ifade ile kritik basınca yaklaştıkça duvar yakınındaki sıcaklık gradyeninin arttığını ayrıca kritik basınca yaklaştıkça “h” taşınım ısı transfer katsayısının ve “f” sürtünme katsayısının arttığını belirtmiştir. Kritik basınç gibi kritik sıcaklığın da etkileri araştırılmış ve kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda h taşınım ısı transfer katsayısı ve f sürtünme katsayısı değerlerinin girişten belirli bir mesafe sonra hızla arttığı, kritik sıcaklık bölgesi civarında ise yaklaşık olarak sabit kaldığı belirtilmiştir. Ayrıca kritik noktaya yaklaştıkça viskozitenin azaldığını göstermiştir.

Guo v.d. (1998) deneysel çalışmalar yardımıyla ikincil akış, akış çalkantıları ile ikincil akış arasındaki ilişkiyi inceleyerek, yerel ve ortalama taşınım ısı transfer katsayısı için bağıntılar geliştirmiştir. Yüksek Re sayılarında helisel kanaldaki ikincil akışın ısı transferi artışına katkısının termal sınır tabakanın incilmesi sebebiyle azaldığını, kesit boyunca maksimum h taşınım ısı transfer katsayısı değerinin dış duvarda, minimum değer ise iç duvarda oluştuğunu, Re ve Pr sayılarının artmasıyla dış duvardaki Nu değerinin arttığını, çalkantıların tek fazlı türbülanslı akışta ısı transferini, Re sayısının artmasıyla düşük frekanslı olmaları şartıyla artırdığını belirtmiştir.

Shaukat (2000) dairesel kesitli helisel kanallarda Newton akışkanlarının laminar ve türbülanslı akışlarda basınç düşüşlerini deneysel olarak incelemiş ve bunlara ait bağıntılar geliştirmiştir. Ali (2000), deneyleri sonucunda heliste dört ayrı akış rejimi olduğunu belirtmiştir. Birinci rejim $Re < 500$ laminar rejimdir, bu rejimde ikincil akışın basınç düşüşü üzerine etkisi ihmal edilebilir mertebededir. İkinci rejim ise $500 < Re < 3000$ aralığındadır. Bu rejimde Re sayısının artması ile birlikte ikincil akışın şiddeti artmasına rağmen akış hızının basınç düşüşü üzerine etkisi ikincil akışa göre daha da artmaktadır. $Re > 2100$ olduğunda düz kanallarda türbülanslı akış başlarken helisel kanalda laminar akış devam etmektedir. $3000 < Re < 10000$ aralığında üçüncü akış rejimi başlar. Bu bölgede laminar ve türbülanslı akış bir arada olduğundan geçiş bölgesi olarak adlandırılır. $Re > 10000$ durumunda ise akış tamamen türbülanslıdır. Basınç düşüşü ΔP için üç adet boyutsuz sayı cinsinden yeni bir bağıntı geliştirilmiştir.

Backshall ve Landies (1970) sıkıştırılmaz girdap akışın olduğu bükülmüş dar sac türbülantörlü borudaki sınır tabaka karakteristikleri üzerine çalışmışlardır.

Watanabe v.d. (1983) azami ısı direncin ısı değıştircisinin boru bağlantı elemanları yakınında bulunduğunu gözlemlemişlerdir.

Genis ve Rautenbach (1987) kısa borular içerisine bükülmüş dar türbülantör ilave ederek yüksek hızlardaki suyun termohidrolik karakteristiklerini incelemişlerdir.

Budov v.d. (1985) basınç düşüşünün bükülmüş dar sac türbülantör tarafından oluşan girdap akışla birlikte hidrolik direnç oluşmasıyla meydana geldiğini öngörmüştür.

Beckermann ve Goldschmid (1986) ile Yamada v.d. (1984) yüksek sıcaklıklardaki baca gazlarında kullanılan ısı değıştiricilerinde (1260 °C) taşınımın yanı sıra radyasyonun da etkili olduğunu belirtmişler ve bu olgunun ihmal edilmemesi gerektiğini düşünmüşlerdir.

Burfoot ve Rice (1983) türbülantör yüzey pürüzlülüklerinin termohidrolik karakteristikleri etkilediğini bulmuşlardır.

Kumar ve Prasad (2000) bükülmüş dar sac türbülantörlerin güneş enerjisi sistemlerindeki performansını deneysel olarak araştırmışlardır.

Fujita ve Lopez (1995) yaptıkları deneysel çalışmalarda Teflon malzeme ile karşılaştırıldığında paslanmaz çelik türbülantörlerin ısı transfer karakteristikleri hakkında geçerli bulgulara ulaşamamışlardır.

Saha v.d. (1990) sabit ısı akısındaki sınır şartlarında rasgele yerleştirilen türbülantörlerin tam boyda yerleştirilen türbülantörlerden daha iyi bir performans sağlamadığını çünkü aralardaki boşluklarda girdap akımının bozulma yaşadığını belirtmişlerdir.

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

Rao ve Sastri (1995) türbülantör kullanarak gerçekleştirdiği dönen borudaki çalışmasında, ısı transferindeki artışın sürtünme katsayısındaki artışla dengelendiğini gözlemlemiştir.

Sivashanmugam ve Sundaram (1999) ile Agarwal ve Rao (1996) girdap akışın yarattığı termohidrolik karakteristikler üzerinde çalışmışlardır.

Peterson v.d. (1989) yüksek basınçtaki test akışkanı için (8–16 MPa) tipik olarak sıvı-sıvı ısı

değiştiricilerindeki düşük duvar ve akışkan sıcaklıklarında ve düşük ısı akılarında çalışmalar yapmıştır.

Yokoya v.d. (2000) yeni tip bükülmüş dar sac türbülator kullanarak kalıba dökmede ve rafine işlemlerinde akışkanın kontrol edilebileceğini göstermişlerdir.

Hijikata v.d. (1994) dikey test borusundaki çalışmasını sürdürürken, boru cidarı ile türbülator arasındaki radyasyonun ısı transfer oranının %50'sini oluşturduğunu gözlemlemiştir.

Chung ve Sung (2003) merkezleri ortak halkalardaki türbülanslı akımdaki ısı transferi için doğru nümerik simülasyonlar uygulamışlar ve cidara yakın yerlerdeki termal yapının iç çeperdekine oranla daha etkili olduğunu bulmuşlardır.

Yang ve Hwang (2003) gözenekli engellerin termohidrolik performans açısından daha iyi olduğunu ve belli bir uygun değer engel boyunun saptanabileceğini belirtmişlerdir. Akışkan olarak havayı tercih etmişler ve $1 \times 10^4 < Re < 5 \times 10^4$ sayıları arasında çalışmışlardır. Ayrıca performansın engel boyuna bağlı olmadığını ifade etmişlerdir.

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)

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

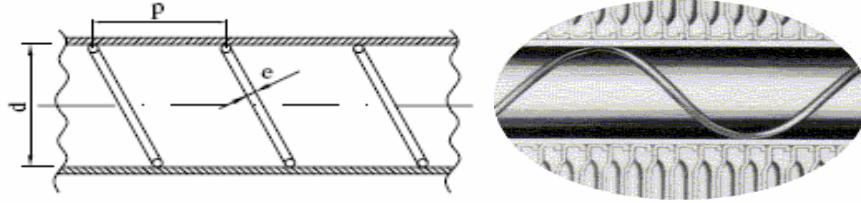
$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left(\frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2} \phi \quad (3.2)$$

Bağıntıda ϕ şeklinde verilmiş olan ifade, akışkan özellik değişimini göstermekte ve $\phi = (\mu/\mu_w)^n$ olarak verilmektedir. Buradaki ısıtma 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 Türbülatorlar ile Türbülanslı Akışta Yapılmış Çalışmalar

Ravigururajan ve Bergles (1996) sürtünme katsayıları ve ısı transfer katsayıları üzerine geniş ölçüde geçerli olan bağıntılar geliştirmişlerdir. 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 verdikleri bağıntılarla (1963) uyum sağlamışlardır.



Şekil 3.3 Spiral sarmal yay türbülator

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 düşük Re sayılarında ısı transferinin basınç düşüşüne göre kıyaslanmasıyla elde edilen genel artış oranını $\frac{Nu / Nu_0}{(f / f_0)^{1/3}}$ yükselteceğini ancak $5.000 < Re < 45.000$ arasındaki Re değerlerinde artış oranının düşeceğini belirtmişlerdir.

Kim v.d. (2001) slug akıştaki artış hızı ve boşluk oranının dikey boru akışta spiral sarmal yayda düz boruya göre daha yüksek değerlerde olduğunu belirtmiştir.

Sams (1957) spiral sarmal yay türbülator boyunca girdap akışının görülebileceğini ifade etmiştir. Notozhilov ve Migai (1964) ise spiral sarmal yay türbülatorlu boru içindeki türbülanslı akış için ısı transferi bağıntılarını önermişlerdir.

Lin ve Ebadian (1998) helisin giriş bölgesinde yüksek sıcaklık farkından dolayı oluşan yüzdürücü kuvvet (yoğunluk farkından oluşan kuvvet) ile santrifüj (merkezkaç) kuvvetlerin türbülanslı akış ve ısı transferine etkisini nümerik çözümler yaparak incelemiştir. RNG k-ε türbülans modeli ile sonlu hacimler metodunu kullanmıştır. Çalışmasını Re sayısını 50.000, sarım oranını $a/R = 0.05$ ve Gr sayısını $5 \cdot 10^8 - 10^{10}$ aralıklarında yapmıştır. Yüzdürücü ve merkezkaç kuvvetlerin ikincil akışa etkilerini belirtmek için Gr, De, Pr sayılarına bağlı boyutsuz bir sayı geliştirilmiştir. Yüksek Gr sayılarında ikincil akış alanında üç vorteksin meydana geldiğini ve ikincil akışı artırdığını bunun nedeni olarak da yüksek sıcaklık farkından dolayı artan ısı transferini göstermiştir. Lokal Nu sayısının yüzdürücü kuvvetlerden etkilendiğini ve bu etki ile Nu dağılımının etkilendiğini, yüzdürücü kuvvetlerin ikincil akışa neden olduğunu, Gr sayısının artmasıyla birlikte maksimum ve minimum yerel Nu sayıları arasındaki farkın arttığını belirtmiştir. Ayrıca giriş bölgesinde Nu ve f sürtünme katsayısının

çalkantılı (sürekli değişen) olduğunu göstermiş ve nümerik çözüm esnasında suyun fiziksel özelliklerini sabit kabul etmiştir. Girişten itibaren aksel doğrultuda ilk $\varphi=15^\circ$ 'lik açılı bölgede ikincil akışın zayıf olduğunu ve açının $\varphi=45^\circ$ olduğu noktada merkezkaç kuvvetten dolayı maksimum değere ulaştığını, $\varphi=180^\circ$ 'de tamamen gelişmiş akışın olduğunu ve maksimum hızın dış duvara doğru ilerlemesi ile ikincil akışın gittikçe zayıfladığını belirtmiştir. Yüksek Gr sayılarında maksimum hızın dış yan duvardan aşağı doğru indiğini ve buna sebep olarak da yüzdürücü kuvvetin ikincil akışa etkisinin merkezkaç kuvvete göre daha fazla olduğunu, Gr sayısı arttıkça Nu sayısının daha çabuk minimuma ulaştığını belirtmiştir.

Kumar ve Judd (1970) $4 < Pr < 5$ arasındaki Prandtl sayılarındaki 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 değerlerin ihmal edilebilir düzeyde olduğu sonucuna varmışlardır.

Rahai v.d. (2001) spiral sarmal yay türbülötörler için hava ile yaptıkları çalışmalarda $p/D = 1$ (Bkz. Şekil 3.1) olduğu Bunsen brülörünün türbülans jetindeki karışım artışı incelemiştir. Araştırmacıların çalışmalarında jet ateşlemesi karışım prosesinde kayda değer artışlar görülmüştür. Ayrıca çeşitli yay sarım boyları için karışım prosesini incelenmiş ve etkilerini irdelemiştir.

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

3.2 Laminar Akış

3.2.1 Bükülmüş Dar Sac Türbülötörler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar

Debi ve sac geometrisine bağlı olarak ısı transferindeki artış borunun taksimatından, 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. Yine aynı verilere dayanarak verdikleri sürtünme katsayısı bağıntısındaki “ d_i ” ve “ t ” ise sırasıyla iç çap ve bükülmüş dar sac kalınlığıdır.

$$Nu = 4.162 \times [6.413 \times 10^{-9} (Sw Pr^{0.391})^{3.385}]^{0.2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.3)$$

$$(f R_d)_{Sw} = 15.767 \left(\frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^2 (1 + 10^{-6} Sw^{2.55})^{1/6} \quad (3.4)$$

S.K.Saha, A.Dutta, S.K.Dhal (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.

$$f = \frac{1}{2} [(\Delta P_z) / (\rho U^2)]. (D / z) \quad z = \text{Boru uzunluğu} \quad (3.5)$$

Çizelge 3.1 Aralıklı yerleştirme için bulunan sürtünme katsayıları

<u>$y=2,5; s=5$</u>	<u>$y=2,5; s=2,5$</u>
$Re = 100 \rightarrow f = 0,6$ $Re = 1000 \rightarrow f = 0,07$	$Re = 100 \rightarrow f = 0,7$ $Re = 1000 \rightarrow f = 0,09$
$Re = 100 \rightarrow Nu = 40$ $Re = 1000 \rightarrow Nu = 190$	$Re = 100 \rightarrow Nu = 53$ $Re = 1000 \rightarrow Nu = 195$
<u>Türbülatorsüz halde</u>	
$Re = 100 \rightarrow f = 0,16$ $Re = 1000 \rightarrow f = 0,016$	$Re = 100 \rightarrow Nu = 20$ $Re = 1000 \rightarrow Nu = 90$

Düşük silindir çaplarında sürtünme katsayısı (f) % 5–10 daha düşük, Nusselt sayısı (Nu) % 20–40 daha fazla olarak belirlenmiş. Daha az genişlikte 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 transfer 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 transfer 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 transfer 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 ağdalı akıştaki uniform ısı akısı sınır şartlarında önerdikleri bağıntı sınırlı uygulamalarda kullanılabilir ve sadece yüksek Prandtl sayılarında (yaklaşık 730) geçerlidir.

Tariq v.d. (2000) akışkan olarak havayı ele almışlar ve $1300 < Re < 10^4$ sayıları arasında yaptıkları laminar akıştaki deneysel çalışmada içten dişli boruya göre bükülmüş dar sac türbülatorlerin daha verimli sonuçlar verdiğini bulmuşlardır. Ancak içten dişli borular (Şekil 2.3) bazı yiv geometrilerinden daha iyi sonuçlar vermiştir. Isı transfer katsayısının düz boruya göre %20 daha fazla olduğunu bulmuşlardır.

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.

Date ve Ray (2003) dikdörtgen kesitli kanallarda 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 dikdörtgen boru kenarına eşit olacak şekilde nümerik olarak gerçekleştirmişlerdir. Türettikleri bağıntıdaki sürtünme katsayısını deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlar ve sonuç olarak $\% \pm 10$ bir uyum sağlamışlardır.

Lokanath ve Misal (2002) plakalı ısı değiştiricilerinin performansları üzerine çalışmışlar ve farklı akışkanlar için gövde boru ısı değiştiricilerinde gelişmeler kaydetmişlerdir. Sıkı büküm oranlı türbülatörlerin gövde boru ısı değiştiricilerindeki ısı transfer katsayısını artırmak adına daha faydalı olduğunu bulmuşlardır. Su için $3 < Pr < 6.5$ ve makine yağı için ($Pr=418$) aralığında çalışmışlardır. Sudan-suya ve yağdan-suya olmak üzere geniş değerlerde taşınım ısı transfer katsayıları elde etmişlerdir.

Kalb ve Seader (1983) sabit duvar sıcaklığındaki dairesel kesitli spiral sarmal yaylı heliste içinden hava veya helyum gibi gazların aktığı, girişte trblanlı ve daha ilerde laminar olan ikincil akışın oluştuğu bölgedeki ısı transferini iki tur helis ile deneysel incelemiştir. Lokal evresel Nu sayısının bu akışta ikinci helis turu çıkışına kadar (tamamen gelişmiş bölge) kadar arttığını ve $Re < 8600$ için tamamen gelişmiş laminar akışın birinci turda oluştuğunu belirterek gazlar ve su için gelişmiş bölgede Nu sayılarını $\pm\% 5,9$ hata ile hesaplayan bağıntılar geliştirmiştir.

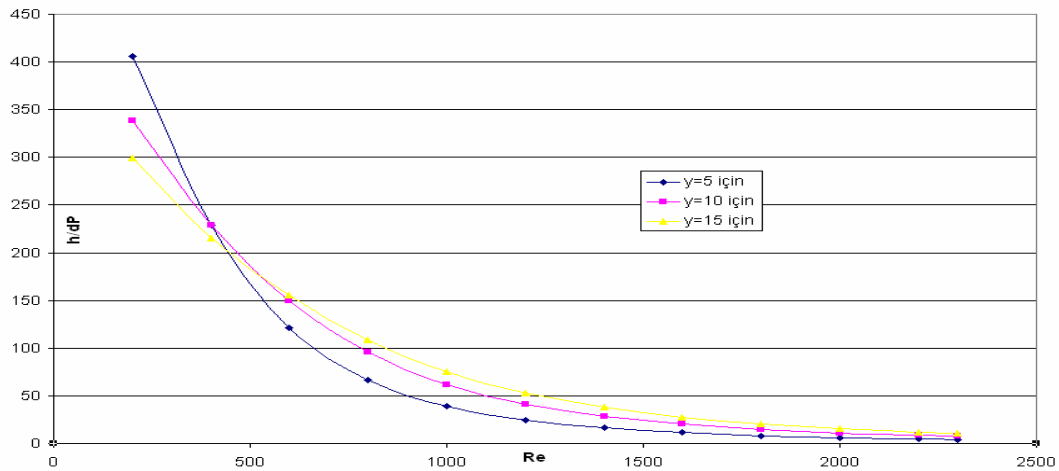
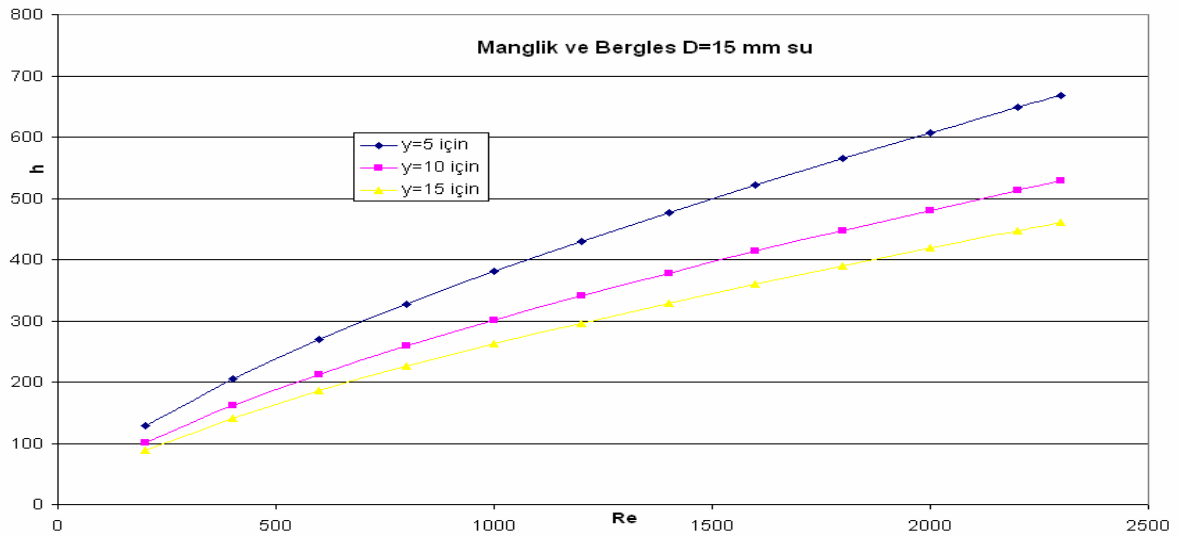
Saha v.d (2001) alışmalarını $205 \leq Pr \leq 518$ sayıları arasında yapmış ve bükülmüş dar sac türbülatörün tam olarak borunun merkezine yerleştirildiğinde gevşek olarak yerleştirilme durumuna göre daha iyi bir performans sağladığını bulmuşlardır. Ayrıca aralıklı yerleştirilmiş bükülmüş dar sac türbülatörlerin aralıklarındaki sıfır olmayan faz açısının kötü neticeler doğurduğunu çünkü aradaki boşluklarda girdap etkilerinin kolaylıkla bozulduğunu belirtmişlerdir. aptan daha düşük bükülmüş dar sac kullanmanın verimli olmayacağını belirtmişlerdir.

Al-Fahed v.d. (1999) düşük büküm oranlı ($y = 5.4$) ve yüksek basınç dşşl türbülatörlerin sıkı geçmemiş olarak yerleşmesini tavsiye etmişlerdir. Borunun içerisine sıkı olarak yerleştirilen durumda daha iyi ısı transferi olmasına karşın, gevşek olarak yerleştirilen türbülatör 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.

Futagami ve Aoyama (1988) uniform ısıtılan dairesel kesitli heliste laminar akışta ikincil akışın ısı transferine etkisini nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Geniş Pr sayısı aralığında merkezkaç kuvvet, yerçekimi ve sıcaklık farkından oluşan yoğunluk farklarının ve sınır Şartlarının ikincil akışa etkilerini incelemiş; hız, sıcaklık dağılımları, sürtünme katsayıları ve taşınım ısı transfer katsayılarını belirlemiştir. İkincil akışın ısı transferi üzerine etkisini e ayırmıştır. Birincisi merkezkaç etkisi, ikincisi yerçekimi ve sıcaklık farkından oluşan

yoğunluk farkı etkisi, üçüncüsü ise karma etki yani her ikisinin bir arada olduğu etkidir. Üçüncü etki için Nu sayısını hesaplayan bir bağıntı geliştirmiştir.

Suresh Kumar v.d. (2003) büyük hidrolik çaplardaki bükülmüş dar sac termohidrolik performanslarını incelemişlerdir. Bükülmüş dar sac türbülötörlerin laminar akıştaki hidrolik performansı aynı helis açısı ve kalınlık oranında spiral sarmal yay türbülötörlere 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 türbülötörler tüm akışı etkileyerek daha verimli olmaktadır. Genel artış oranı düşünüldüğünde bükülmüş dar sac türbülötörler düşük Prandtl sayıları için, spiral sarmal yay türbülötörler ise yüksek Prandtl sayıları için ($Pr > 30$) daha verimli olmaktadır. Wang ve Sunden'in (2002) bu konuda Etilen glikol ve Polibütan için yaptıkları çalışmalar Manglik ve Bergles'in (1993) yaptıkları çalışmaya nazaran daha yüksek Prandtl sayılarında geçerlidir.



Şekil 3.4 Manglik-Bergles elde edilen sonuçlar

Saha ve Chakraborty (1997) boru içerisine muntazaman yerleştirilmiş bükülmüş dar sac türbülatorler için laminar akıştaki ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini incelemişler ve basınç düşüşündeki azalmanın ısı transferindeki azalmaya kıyasla daha fazla olduğu sonucuna varmışlardır. Nitekim sabit pompa gücü esas alındığında bükülmüş dar sac türbülatordeki fazla sayıdaki sarımın tek sarıma nazaran daha iyileşmiş bir termohidrolik performans sağlayabileceği görülmektedir.

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 ısı 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.

$$St = \frac{h}{c_p \cdot \rho \cdot V} \quad (3.6)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.7)$$

Ujhidy v.d. (2003) laminar boru akışı için yaptıkları deneysel çalışmalarda akışın yapısını açıklamışlar ve boru içerisindeki akışta helisel elemanların sekonder akış yarattığını kanıtlamışlardır. Helisel elemalardaki eğimi hesaba katacak şekilde yeniden düzenlenmiş bir Dean sayısı sunmuşlardır. Dean sayısı sekonder akışın büyüklüğünü ifade etmek için kullanılmaktadır.

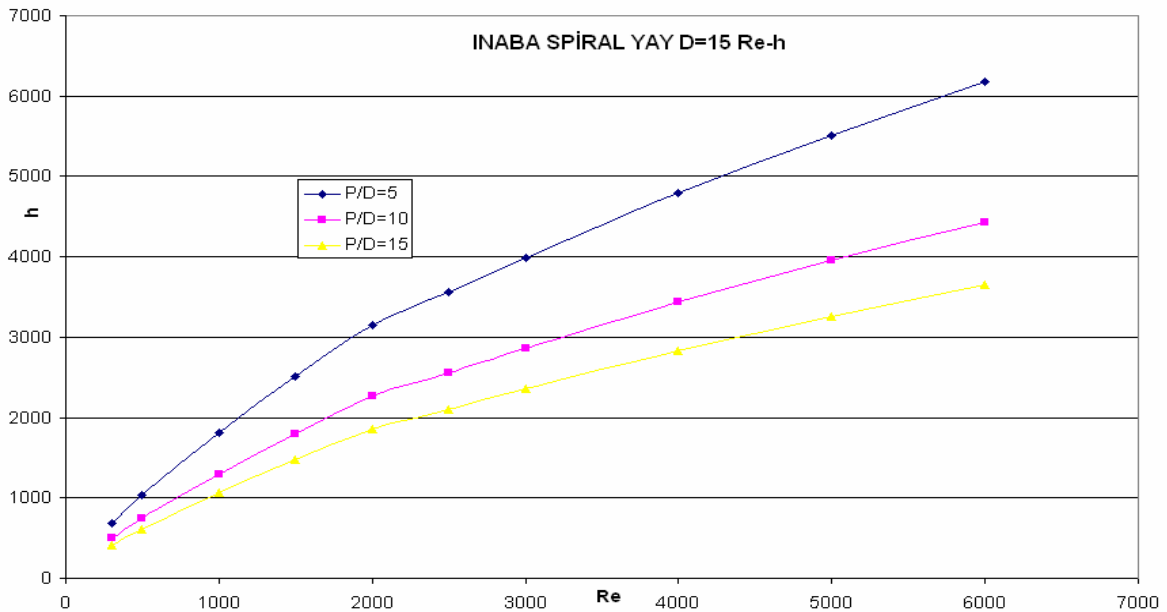
Lin v.d. (1996) dairesel kesitli helise girişte laminar akış ve ısı transferini $250 < Re < 2000$ aralığında ve suyun sabit fiziksel özellikleri için nümerik metotlarla çözerek daha önceki deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Nümerik çözümde SIMPLEX algoritması kullanılmıştır. Literatürdeki daha önceki deneysel verilerle karşılaştırıldığında sürtünme katsayısında % 2 – 9, ısı transferinde % 0,1 – 16,5 sapma olduğu belirtilmiştir. Nümerik çözümde f sürtünme

katsayısı için bulunan değerlerin Nu sayısı için bulunan değerlere göre daha gerçeğe (deneylere) yakın olduğu, aksel yönde ilerledikçe maksimum yerel f sürtünme katsayısı ve yerel Nu sayılarının helis dış duvarında yer aldıklarını belirtmiştir. Maksimum hız ve sıcaklık dağılımı oranlarının dış duvara doğru ilerlediğini, maksimum sıcaklık dağılımının ikincil akışa ait iki vorteksin iç bölgesinde olduğunu belirtmiştir.

Lokanath (1997) su için $240 < Re < 2300$ ile $2.6 < Pr < 5.6$ sayıları arasında ve tam boy uzunluk ile yarı boy uzunluk boyunca yerleştirilmiş bükülmüş dar sac türbülötörlerle çalışmıştır. Yaptığı deneyler sonucunda boru boyunca laminar akışta sağladığı sabit ısı akısında birim basınç düşüşü ve birim pompa güçlerini esas aldığı yarı boy uzunluktaki türbülötörlerin daha verimli olduğunu ifade etmiştir.

3.2.2 Spiral Sarmal Yay Türbülötörler ile Laminar Akışta Yapılmış Çalışmalar

Inaba ve Ozaki (2001) spiral sarmal yay türbülötörlerin 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.



Şekil 3.5 Inaba ve Ozaki elde edilen sonuçlar

Bolinder (1996) dikdörtgen ve kare kesitli laminar akışta çok küçük Re sayılarında ikincil akışa hatvenin etkisinin daha fazla olduğunu, Re sayısının artmasıyla birlikte ikincil akışın, daha çok helisin sarım yarıçapından etkilendiğini ifade etmiştir. Hatve ve sarım yarıçapının ortak etkisinin ise kesitin alt bölgesinde ikincil akışı artırırken üst kısımda küçültmesi ve maksimum hız değerinin dış duvara doğru ilerlemesi olduğunu belirtmişlerdir.

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.

Bolinder ve Sunden (1996), $0 < Re < 510$ ve $0,005 < Pr < 500$ aralığında kare kesitli helisel kanalda laminar akışı ve ısı transferini incelemiştir. Nümerik çözümler yaparak Nu sayısı için yeni bağıntılar geliştirmiştir. Küçük hatveli helislerde akış ve ısı transferinin, hatvesi sıfır olan helisler ile benzer olduğunu göstermiştir.

Inaba ve Haruki (2002) spiral sarmal yay türbülatorlerle akışkan sürükleyici katkı maddeleri boru içindeki akışkanın ısı transferini artırdığını incelemişlerdir. Akış direncindeki düşüşün boru içersinde azalan bir ısı transfer katsayısına sebep olduğunu bulmuşlardır.

Oliver ve Shoji (1992) boru içerisine spiral sarmal yay türbülatorler ilave ederek $30 < Pr < 9020$ sayıları arasındaki Newton cinsi olmayan akışkanlarla çalışmışlar ve spiral sarmal yayın sebep olduğu bağıl 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 yayın 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 düşüşü açısından 5x100 mm'nin daha düşük basınç düşüşü verdiği görülmektedir.

Eason v.d. (1994) gelişmekte olan akışta sıcaklık dağılımını bulabilmek için kare kesitli helisel kanallarda laminar akışın nümerik çözümünü Galerkin sonlu elemanlar metodunu kullanarak yapmıştır. Nu sayısının ve sıcaklık dağılımının kesit boyunca değişimini, Pr sayısının sıcaklık dağılımına etkisini incelemiştir. Akışkanın fiziksel özellikleri sıcaklıktan bağımsız kabul edilerek yüzdürücü kuvvet ve yer çekiminin etkisi ihmal edilmiştir. Nümerik çözümler $200 < Re < 1750$ aralığında ve akış kesiti 15*15 adet eş parçaya bölünerek

yapılmıştır. Sınır tabaka oluşumunun iç duvarda dış duvara göre daha hızlı olduğunu ve dış duvardaki sınır tabaka kalınlığının daha ince olduğunu, Re sayısı arttıkça akış kesitinin ortasında merkezkaç kuvvetinden dolayı yüksek basınç bölgesi oluştuğunu ve bu bölgedeki eksenel hızın düştüğünü belirtmiştir. Re sayısı daha da arttıkça yüksek basıncın olduğu bölgelerde yeni vorteksler oluşur. Bunun sebebi ise dış duvara yakın bölgelerde eksenel hızın yüksek olmasıdır. Akış kesitinin ortalarında basınç radyal hızın karesi ile artar. Belirli bir Re sayısının (600) üzerine çıkıldığında orta bölgede merkezkaç kuvvetin etkisiyle oluşan yüksek basınç bölgesinde durma noktaları oluşur ve bu durma noktasında yeni bir vorteks oluşur. Re sayısı daha da artırıldığında (1250) yeni vorteks kaybolur. Helis girişinden tam gelişmiş termal bölgeye kadar Re ve Pr sayılarının artması; ikincil akışla taşınan ısı miktarının, eksenel akışla taşınan ısı miktarından daha fazla olmasına neden olur. Dış duvarda daha yüksek taşınım ısı transfer katsayılarının olduğunu Re ve Pr sayısı arttıkça transfer olan ısı miktarının arttığı belirtilmiştir. Girişten itibaren eksenel yönde ilerledikçe her bir duvar Nu sayıları arasındaki farkın arttığı, vorteksin olduğu bölgelerde eksenel hız düştüğünden Nu sayısının azaldığı, köşelerde Nu sayılarının düştüğünü, ikincil akışın olduğu bölgelerde arttığını, R/a 'nın küçük değerlerinde Pr sayısının artmasıyla ısı transferindeki artışın azaldığı belirtilmiştir.

Thomson v.d. (2001) dikdörtgen kesitli heliste düşük De sayılarında akışı analitik olarak incelemiş, sürtünme katsayısı için analitik bir bağıntı geliştirerek bu bağıntıyı daha önceki nümerik çözümlerden elde edilen bağıntılarla karşılaştırmıştır. Dikdörtgen kesitli helis ile eliptik kesitli helis hız profillerinin kenar yakınları dışında ikincil dereceye kadar benzer olduğu belirtilmiştir. Düz ve sarılmış kanallar için ortalama hıza bağlı olarak değişen sürtünme katsayısı oranları analitik formülleri verilmiş ve bu bağıntıların düşük De sayılarında daha önceki bağıntılarla benzer sonuçlar verdiği anlaşılmıştır. τ burulmanın f sürtünme katsayısı üzerine etkisinin sadece burulmanın eğrisellikten çok büyük $\tau \gg \kappa$ olması durumunda olduğunu ancak burulmanın küçük ve orta ölçekteki değerlerinde hız dağılımını değiştirdiğinden ısı transferini etkilediği belirtilmiştir.

3.3 Diğer Çalışmalar

Mori ve Nakayama (1967) deneysel ve analitik olarak sabit yüzey sıcaklığındaki yuvarlak sarılmış kanallarda ısı transferini incelemiş, Nu sayısının kanalın sarımlı olmasından dolayı oluşan ikincil akıştan etkilendiğini belirtmiştir. Ayrıca sabit duvar sıcaklığı sınır şartı ile sabit yüzey akışı sınır şartlarında Nu sayısı hesabı yaklaşımlarının hem türbülanslı hem de laminar

akış için aynı olduğunu göstermişlerdir. Bu sayede Nu sayılarının her iki akış rejimlerinde hesabı için yeni bağıntılar geliştirmişlerdir.

Mori v.d. (1971) kare kesitli yuvarlak sarılmış bir kanalda laminar akışta sabit ısı akısı sınır şartında ısı transferini deneysel ve analitik olarak incelemiş ve merkezkaç kuvvetten dolayı oluşan ikincil akışın, sıcaklık dağılımını ve akış alanını büyük derecede etkilediğini göstererek, Nu sayısı için yeni bağıntılar geliştirmiştir.

Masliyah ve Nandakumar (1981) kare kesitli bükülmüş kanalda tamamen gelişmiş laminar akışı nümerik olarak incelemiş ve aksenal hız profiline girdap hareketinden etkilenmediğini ifade etmişlerdir. Ayrıca ikincil akışın duvar yakınında çok büyük önem kazandığını belirtmişlerdir.

Yakut ve Sahin (2004) konik halkalar 10, 20, 30 mm arayla yerleştirilerek hava ile deney yapmışlar. 50 mm iç çaplı 1240 mm uzunluğundaki boru kullanmış ve konik halkaların malzemesini St 42 çelik olarak seçmişler. Konik halkalar arası boşluk $t = 10$ mm için en yüksek Nu ve basınç kaybı, $t = 30$ mm içinse en düşük Nu ve basınç düşüşü elde etmişler.

$$f = 0,316 \cdot \text{Re}_D^{-0,25} \quad \text{Re}_D \leq 20000 \quad (\text{Dittus-Boelter}) \quad (3.8)$$

$$f = 0,184 \cdot \text{Re}_D^{-0,2} \quad \text{Re}_D \geq 20000 \quad (\text{Sieder ve Tate}) \quad (3.9)$$

$$f = (0,79 \cdot \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \cdot 10^6 \quad (\text{Petukhov}) \quad (3.10)$$

$$5000 \leq \text{Re}_D \leq 35000 \quad L/D = 24,8 \quad \text{ve} \quad \text{Pr} \cong 0,7 \quad \text{için}$$

$$\left. \begin{array}{l} Nu = 0,151 \cdot \text{Re}^{0,621} \cdot \text{Pr}^{0,4} \\ f = 0,425 \cdot \text{Re}^{-0,262} \end{array} \right\} \text{ ifadelerini geliştirmişler.} \quad (3.11)$$

Aynı Re sayısında,

$$\left. \begin{array}{l} Nu = 4,497 \cdot \text{Re}^{0,367} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^{-0,0176} \\ f = 97,417 \cdot \text{Re}^{-0,332} \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^{-0,149} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 5000 \leq \text{Re} \leq 17000 \\ \rightarrow L/D = 24,8 \\ \text{Pr} \cong 0,7 \end{array} \quad (3.12)$$

şeklinde bağıntılar önermişlerdir.

Bu çalışmada ise sayısal çözümler yapılırken helisel kanalın akış kesiti (daire kesit) duvara

yakın bölgelerde sık, duvardan uzaklaştıkça ortalara doğru seyrekleşen ve ortadan karşı kenara doğru tekrar sıklaşan hücrelere (ağ) bölünmüş, ayrık ve örtülü nümerik çözüm metodu, SIMPLE nümerik çözüm algoritması, PRESTO şaşırtmalı basınç hesap noktaları yöntemi, değişkenlerin yerel değerleri belirlenirken ikincil dereceden enterpolasyon yöntemi, duvara yakın bölgelerin çözümü için iki tabakalı bölge modeli, türbülanslı akış çözümü için RNG k- ϵ (k-epsilon) türbülans modeli kullanılmıştır.

Daire kesitli helisel kanalda Fluent programı ile sayısal çözümler yapılmış, sonuçlar daha önceden yapılan benzer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Daha sonra türbülatorler için uygun geometri formu, uygun değer şartları belirlenmiştir.

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 modeller ve elde edilen çözüm ağları, sayısal çözüm ile elde edilen bulgularla karşılaştırılmıştır. Farklı helis açıları ve uzunluklardaki türbülatorler için FLUENT programından elde edilen sonuçlara göre karşılaştırma yapılmıştır.

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 çözülmektedir.

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. Momentum denklemlerinde yerçekimi kuvveti ihmal

edilmektedir.

Süreklilik denklemi:

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

Radyal Momentum Denklemi:

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

Teğetsel Momentum Denklemi:

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

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:

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

Yukarıdaki denklemlerde Reynolds gerilimleri sıfır olduğunda laminar akım için geçerli (4.6), (4.7), (4.8), (4.9) denklemleri elde edilir. Silindirik koordinatlarda Reynolds gerilim bileşenlerine ait eşitliklerde (4.10) ile (4.14) arasında gösterilmiştir.

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left\{ \frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right\}, \quad (4.6)$$

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_r V_\theta}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} = \nu \left\{ \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_\theta}{r} \right) + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right\}, \quad (4.7)$$

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left\{ \frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right\}, \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (4.9)$$

$$-\overline{\rho v_r^2} = 2\alpha_t \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{2}{3} \rho k \quad (4.10)$$

$$-\overline{\rho v_\theta^2} = \alpha_t \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{2}{3} \rho k \quad (4.11)$$

$$-\overline{\rho v_r v_\theta} = \alpha_t r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_\theta}{r} \right) \quad (4.12)$$

$$-\overline{\rho v_r v_z} = \alpha_t \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \quad (4.13)$$

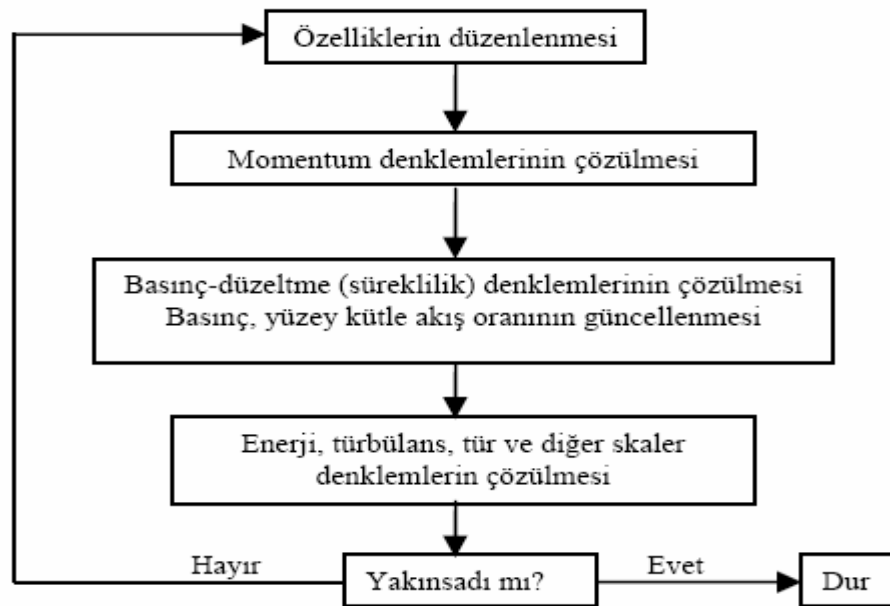
$$-\overline{\rho v_\theta v_z} = \alpha_t \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \quad (4.14)$$

4.2.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri

4.2.1.1 Ayrı Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)

Bu yöntem, süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini yakınsama gerçekleştiği zamana kadar ayrı olarak çözer. Daha çok sıkıştırılmaz akışkanların bulunduğu ortamlarda tercih edilir. Akışkan fiziksel özellikleri, bir önceki iterasyondan elde edilen sıcaklık dağılımları yardımıyla yeniden hesaplanarak belirlenir. Eğer hesaba yeni başlanıyor 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 denklemi türetilir. Bu denklem hız-basınç dağılımları için gerekli düzeltmeyi elde edebilmek ve kütleli debi, süreklilik denklemini sağlaması için çözülür.

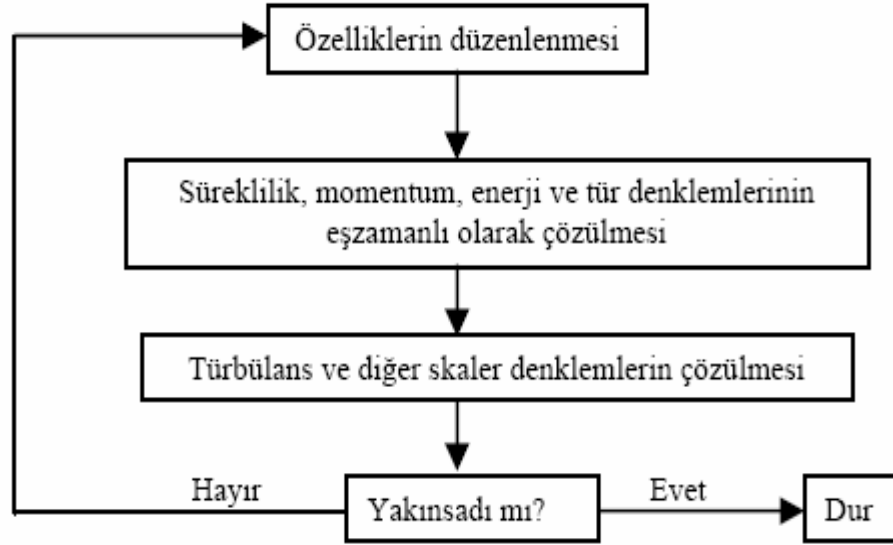


Şekil 4.1 Ayrık çözüm tekniği iterasyon adımları

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 ayrıık 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 ayrıık 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, ayrıık 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 ayrıık 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 bulunduğu basınç değeri, başlangıç basıncı olarak kabul edilir ve işlemler tekrarlanır.

4.2.5 Artık Değer (Residual)

P hücresi için ϕ değeri:

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

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

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

İlk yazılan denklemden 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

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

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

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

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

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

Süreklilik denklemi için boyutsuz artık değeri :

$$\frac{R^{\phi} N \text{ iterasyon}}{R^{\phi} M \text{ iterasyon}} \leq 10^{-3} \quad (4.23)$$

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 çözülmesinde 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 sönümlenmesi olmaktadır) çözüldüğü iki denklemlilikli modeller sınıfına aittir. 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 denklemlilikli modeller 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 değeri genel kabul görmüş değeri olup, herhangi özel bir akış için sabitlerin değeri 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 değeri probleme uygun olarak değeri 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 çözümlerinin 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 çözümlenmeleri 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 modelere 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 $R=10^{-6}$ dir. Yakınsama kriterleri kullanıcı tarafından değiştirilebilmektedir.

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

Bu kriterlere göre İterasyon sayısı 1000–2000 aralığında değişmektedir, yani Fluent 1000–2000 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 viskoz 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, Turbulance Kinetic Energy: 0,8, Turbulance Dissipation Rate: 0,8, Turbulance Viscosity: 1, Energy:1 olarak

girilmiştir. Parçalara ayırma yöntemlerinden, basınç-hız çifti: SIMPLE, basınç: PRESTO! Momentum: QUICK, Turbulance Kinetic Energy: QUICK, Turbulance Dissipation Rate: QUICK, 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) methodu da kararlı akış çözümünde kullanılır. Ama URF (düzeltme katsayısı)'nın 1 alındığı problemlerde, çözümün yakınsamamasına neden olabilmektedir. PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) methodu kararsız akışlarda kullanılan bir çözüm yöntemi olup, tercih edilmemiştir.

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

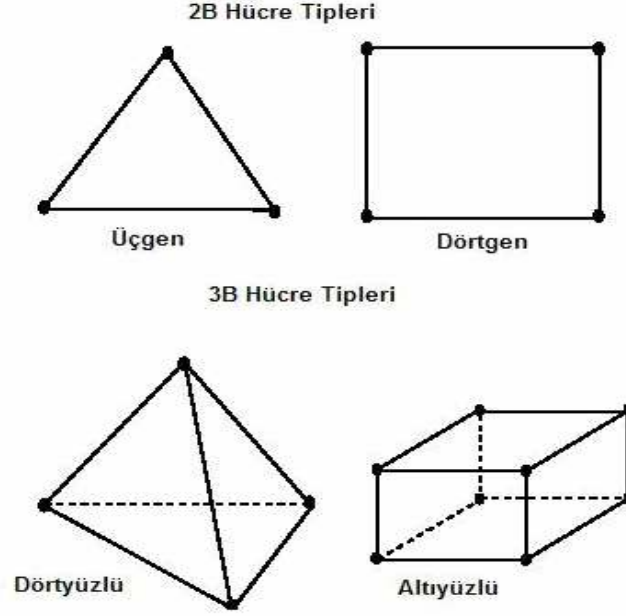
$$\frac{R_{\phi}^n}{R_{\phi}^5} \leq 10^{-3} \quad (4.24)$$

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 çözümlerde 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 unsurlardan biridir. 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 üçgen/dörtyüzlü ağ yapısı tercih edilir. Bunun sebebi, üçgen/dörtyüzlü ağ yapısının, hücrelerin akış alanının istenilen bölgelerinde kümelenmesine izin vermesidir, dörtgen/altı yüzlü ağ yapısı hücrelerin gerekli olmadığı, hatta istenmediği bölgelere sarkmasına sebebiyet vermektedir. Dörtgen/Altı yüzlü ağ yapısının diğerlerine göre daha ekonomik olabileceği durumlar da olur. Bu gibi durumlarda bu modeller, üçgen/dörtyüzlü modellerden daha fazla yüzey oranı sağlayacaklardır. Üçgen/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 dörtgen/altı yüzlü hücreleri kullanabiliriz. Bu sayede üçgen/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 6.2.16

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'İN sunduğu model ve ağ oluşturma programı olan GAMBIT 2.2.30'da 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, aksenal hız, bileşke hız değişimleri, sıcaklık kontörleri, hız vektörleri, Reynolds sayısına bağlı olarak değişen Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır.

4.7 HAD Analizlerinin Planlanması ve Çözüm Adımları

4.7.1 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, laminer mi, 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

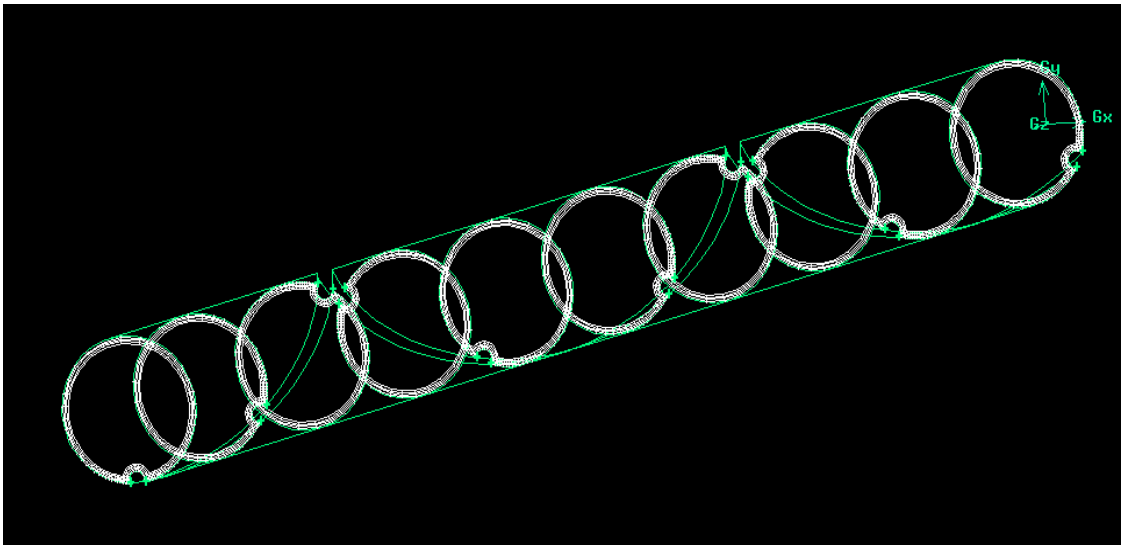
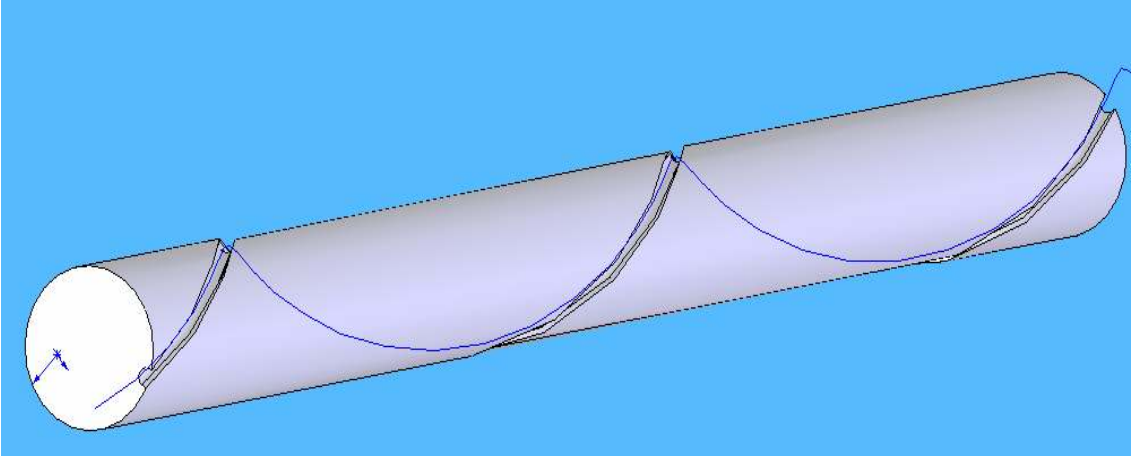
yakınsak sonuçlar elde edilebilir mi? Bilgisayarınız bu yollarla ne kadar sürede bir yakınsamaya varabiliyor?

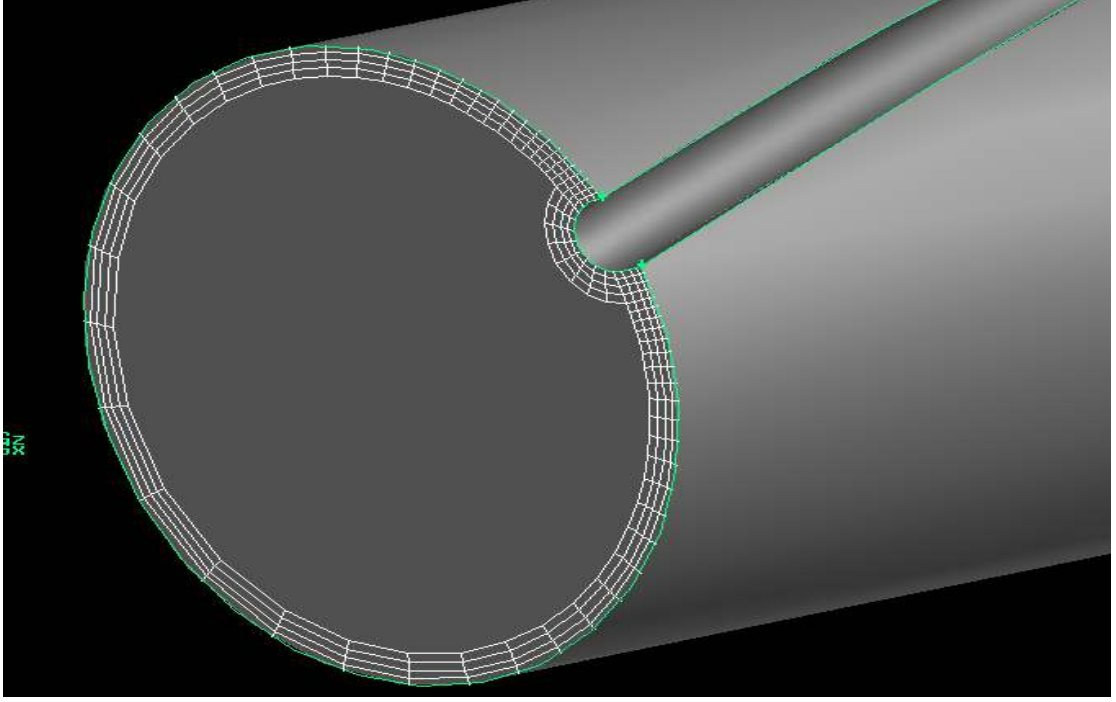
Bu konular üzerinde verilecek doğru cevaplar ve bunlar doğrultusunda izlenecek yolla oluşturulacak modelin başarısı artacaktır.

4.7.2 Problem Çözme Adımları

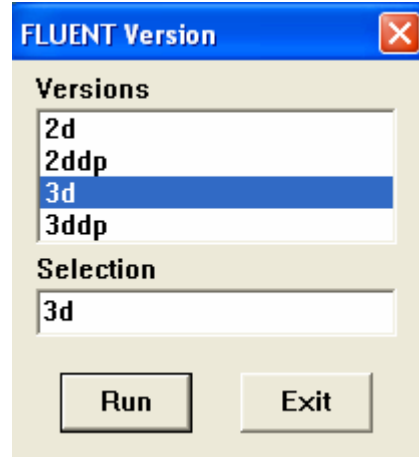
Çözülecek problemin önemli özellikleri belirlenip analizi yapıldıktan sonra aşağıdaki prosedürü izleyerek çözümü yapmak doğru ve kısa sürede çözüme ulaşmakta faydalı olacaktır.

- Model geometrisi ve ağ yapısı oluşturun. (Shoji-Sato-Oliver isimli araştırmacıların yaptıkları deneysel çalışmalar modellenmiştir. Ayrıca farklı helis ve türbülator uzunluklarındaki modellerin Fluent’de sayısal analizi yapılmıştır.

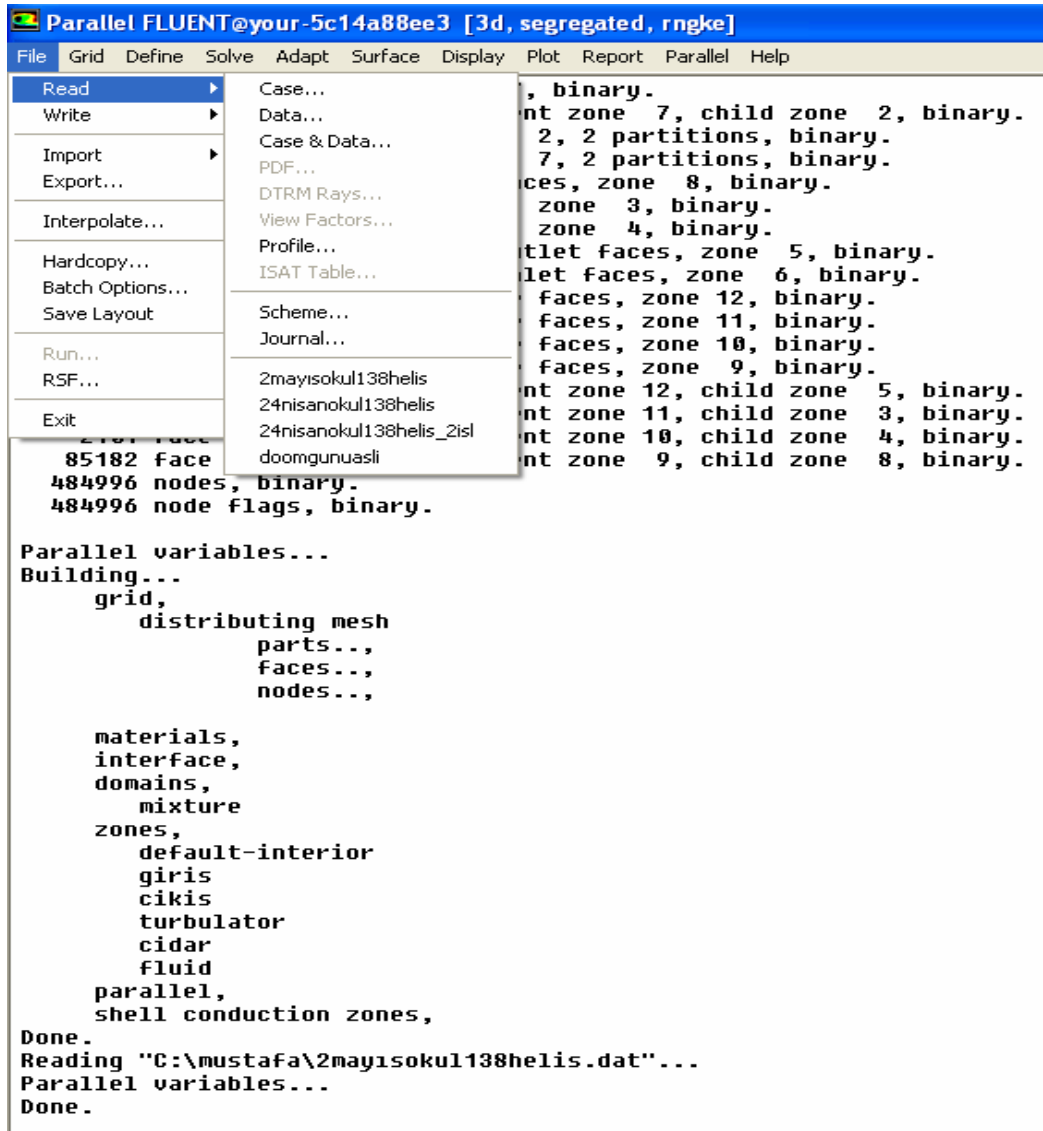




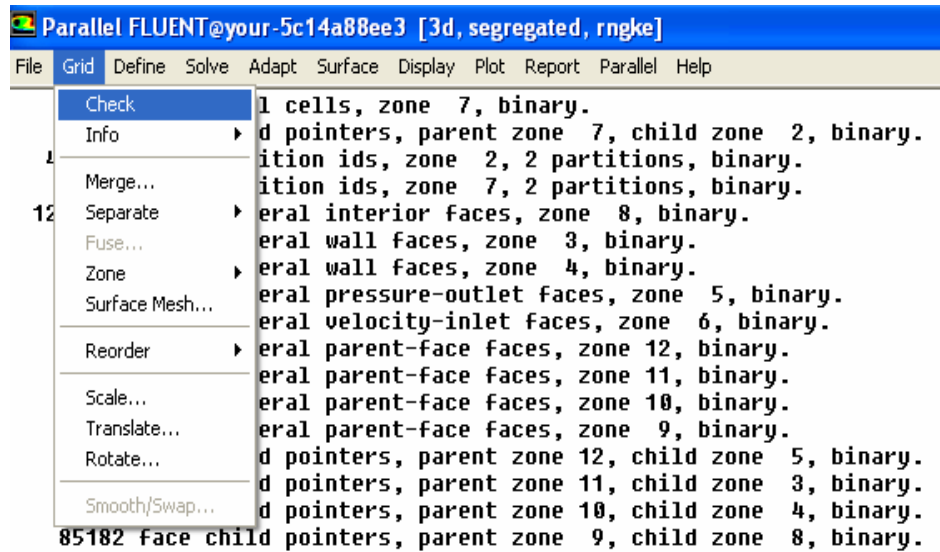
- Çözücüyü (FLUENT programı) 2D (iki boyutlu) veya 3D (3 boyutlu) akıma göre başlatın.



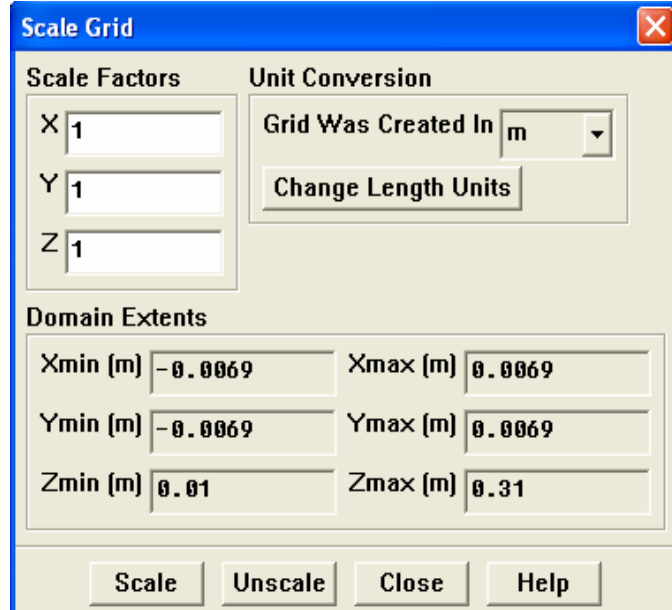
- Ağ yapısını çözücüye girin.



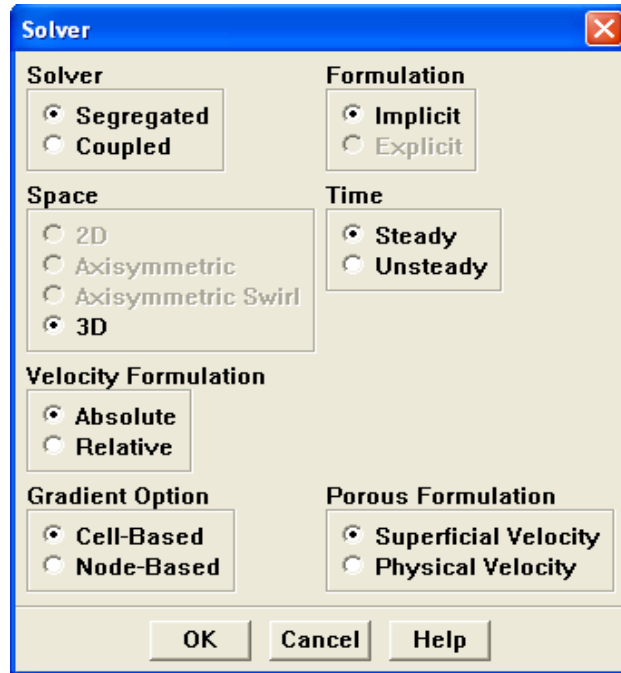
- Ağ yapısını kontrol edin.



- 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.

Viscous Model

Model

Inviscid
 Laminar
 Spalart-Allmaras (1 eqn)
 k-epsilon (2 eqn)
 k-omega (2 eqn)
 Reynolds Stress (7 eqn)
 Detached Eddy Simulation
 Large Eddy Simulation

k-epsilon Model

Standard
 RNG
 Realizable

RNG Options

Differential Viscosity Model
 Swirl Dominated Flow

Near-Wall Treatment

Standard Wall Functions
 Non-Equilibrium Wall Functions
 Enhanced Wall Treatment

Options

Viscous Heating

Model Constants

Cmu: 0.0845
 C1-Epsilon: 1.42
 C2-Epsilon: 1.68
 Swirl Factor: 0.07

User-Defined Functions

Turbulent Viscosity: none

OK Cancel Help

- Materyal özelliklerini belirtin.

Materials

Name: water-liquid

Material Type: fluid

Order Materials By: Name

Chemical Formula: h2o<1>

Fluent Fluid Materials: water-liquid [h2o<1>]

Mixture: none

Fluent Database...
User-Defined Database...

Properties

Density [kg/m³]: constant, 998.2

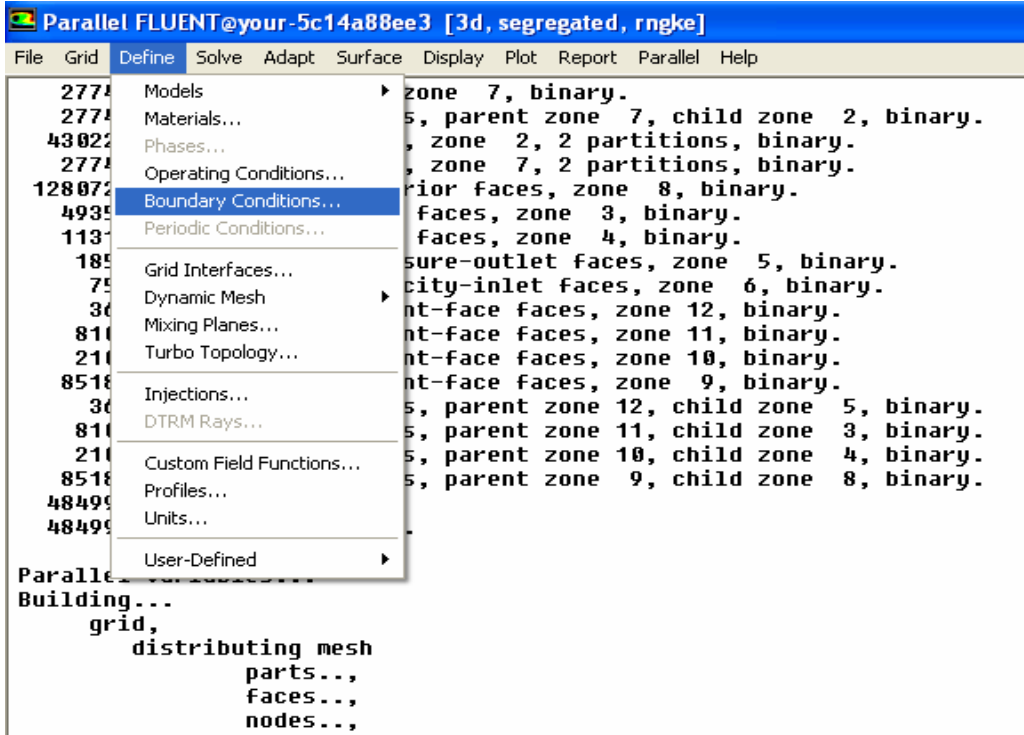
Cp [J/kg-K]: constant, 4182

Thermal Conductivity [W/m-K]: constant, 0.6

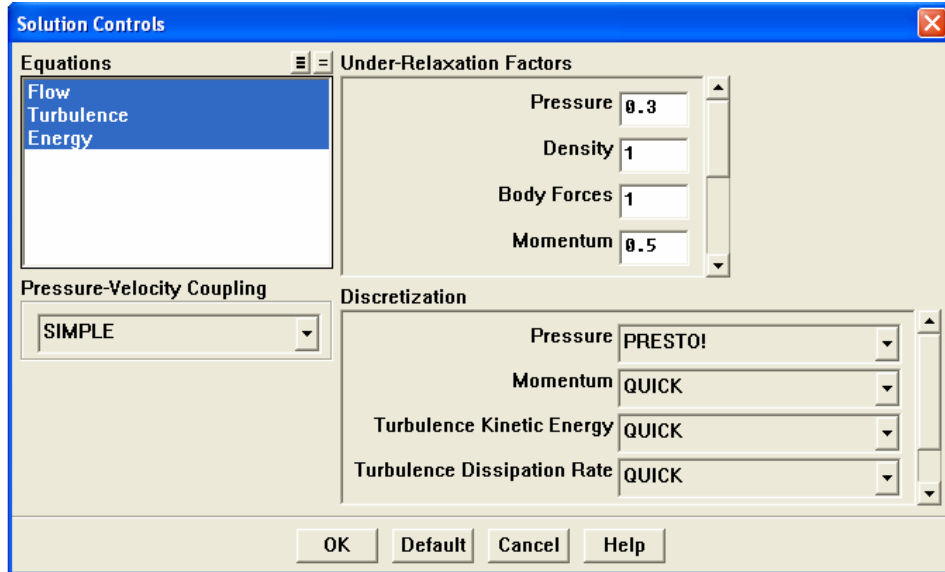
Viscosity [kg/m-s]: constant, 0.001003

Change/Create Delete Close Help

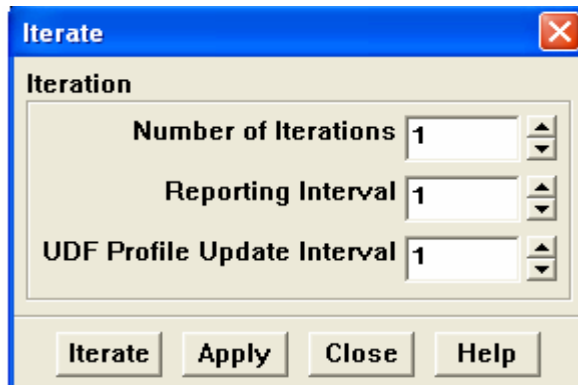
- Sınır şartlarını belirtin.



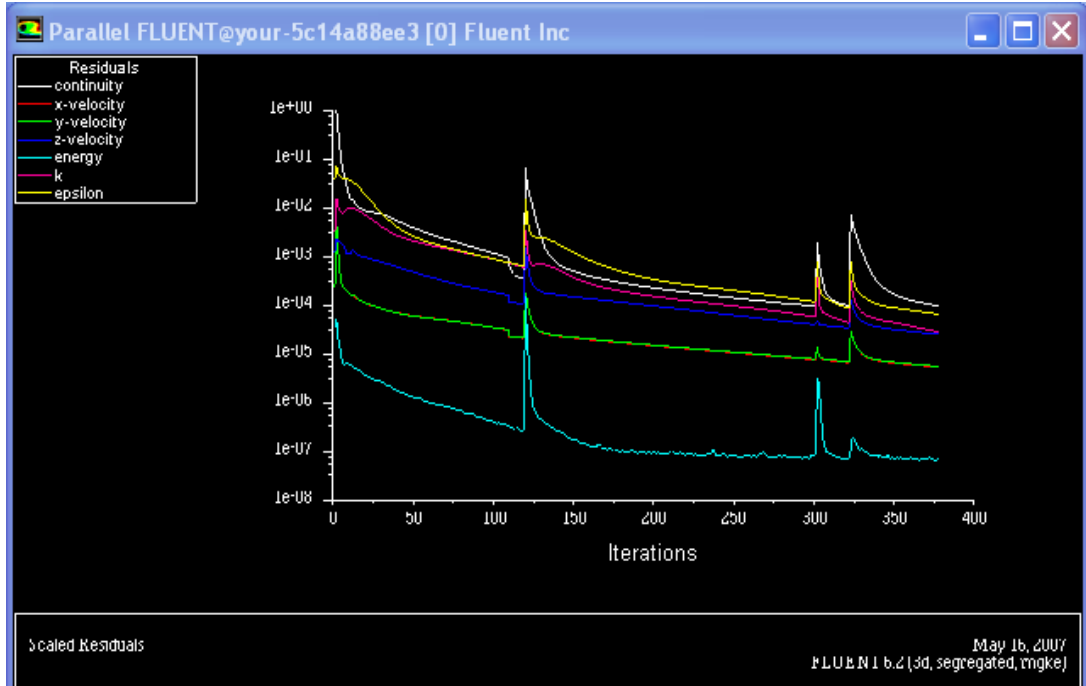
- Çözüm kontrol parametrelerini ayarlayın.



- Akış alanını ayarlayın ve çözücüye başlatın.



- Çözüm doğrulanana kadar FLUENT hesaplamayı sürdürecektir ve istenilen sonuca yakınsama sağlandığında duracaktır.



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

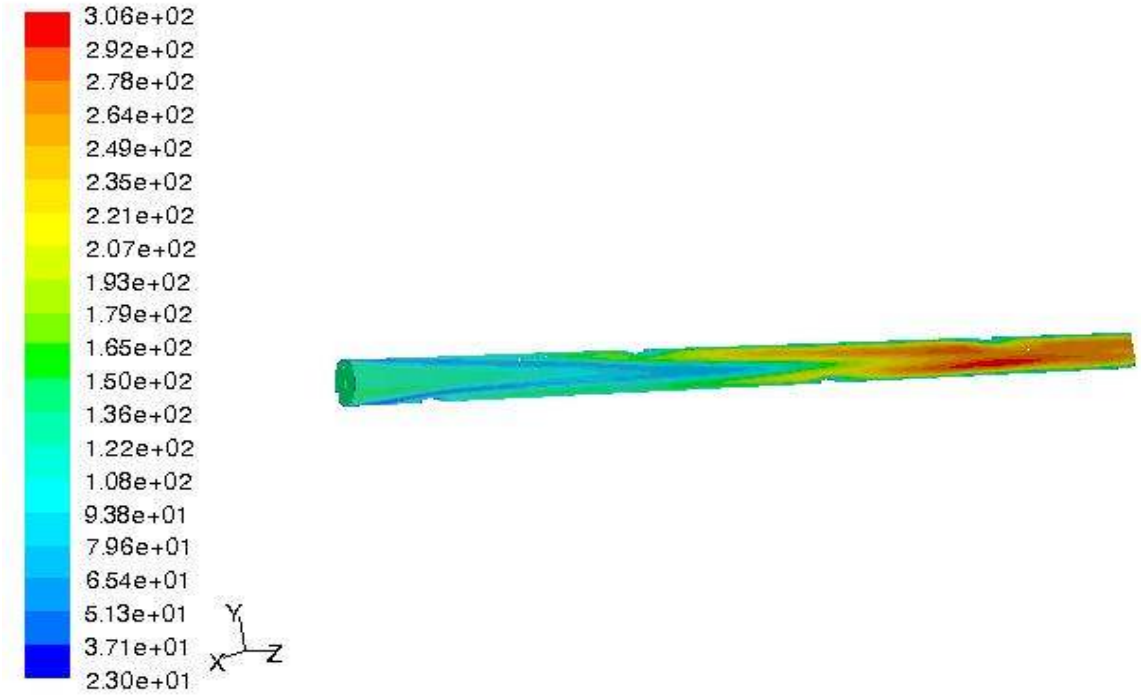
Birinci adım için FLUENT programının dışında bir geometri modelleyicisi ve ağ oluşturucusu gerekmektedir. GAMBIT bunun için uygun bir programdır. Ancak karışık şekilli hacimlerde en uygun çözümü sağlayacak olan hexge-wedge ağ yapısı oluşturmak her zaman kolay olmayacaktır. Oluşturulan hacimsel ağ yapısından sonra ikinci adımda FLUENT programında başlangıçta sorulan 2D (iki boyutlu) ya da 3D (üç boyutlu) seçeneklerden biri seçilir. Bizim çözümümüzde iki boyut kullanmak türbülantörlerde bulunan helisel yapılar yüzünden geçersiz bir çözüm olacaktır. Bu yüzden 3D (üç boyutlu) seçenek seçilip çözüm yapılmıştır.

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

4.8 Sayısal Çalışma Sonuçları

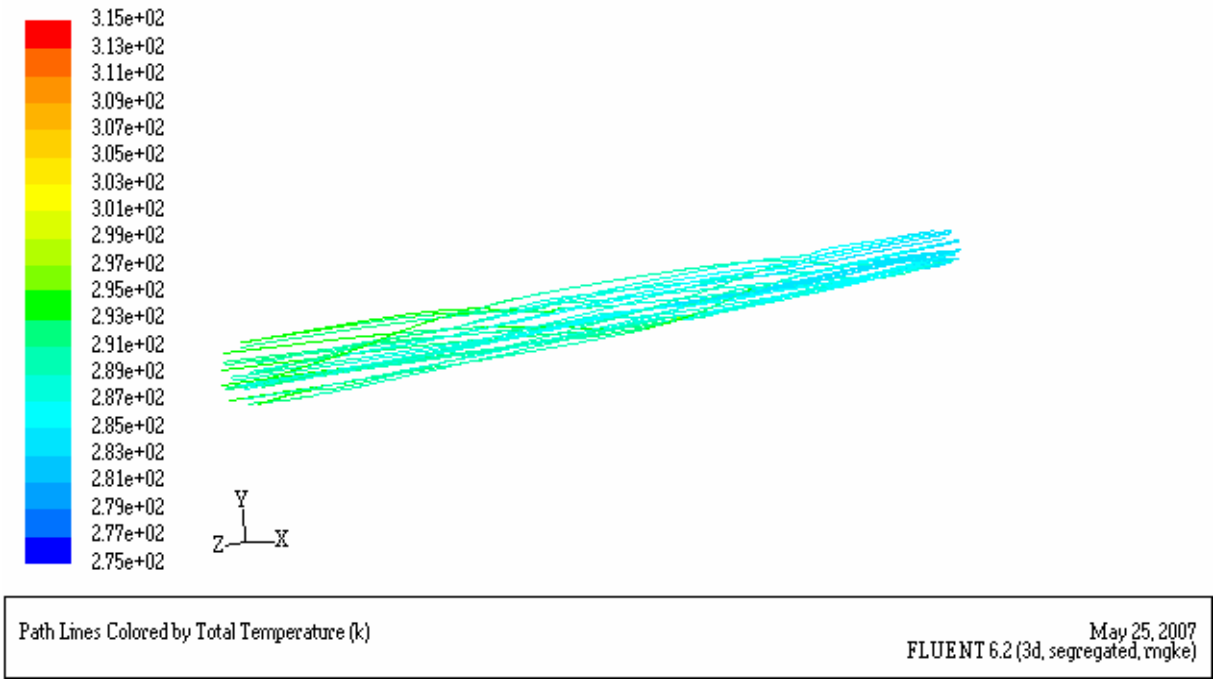
Daha önce yapılmış olan çalışmalardan spiral sarmal yay için “Yukitsugu Shoji, Kyozo Sato ve D.R. Oliver (2003)” isimli araştırmacıların yapmış olduğu deneysel çalışmalar modellenmiş, çözüm ağı oluşturulmuş ve FLUENT programında çözümler elde edilmiştir. Aşağıda programda elde edilen sonuçlar gösterilmiştir.



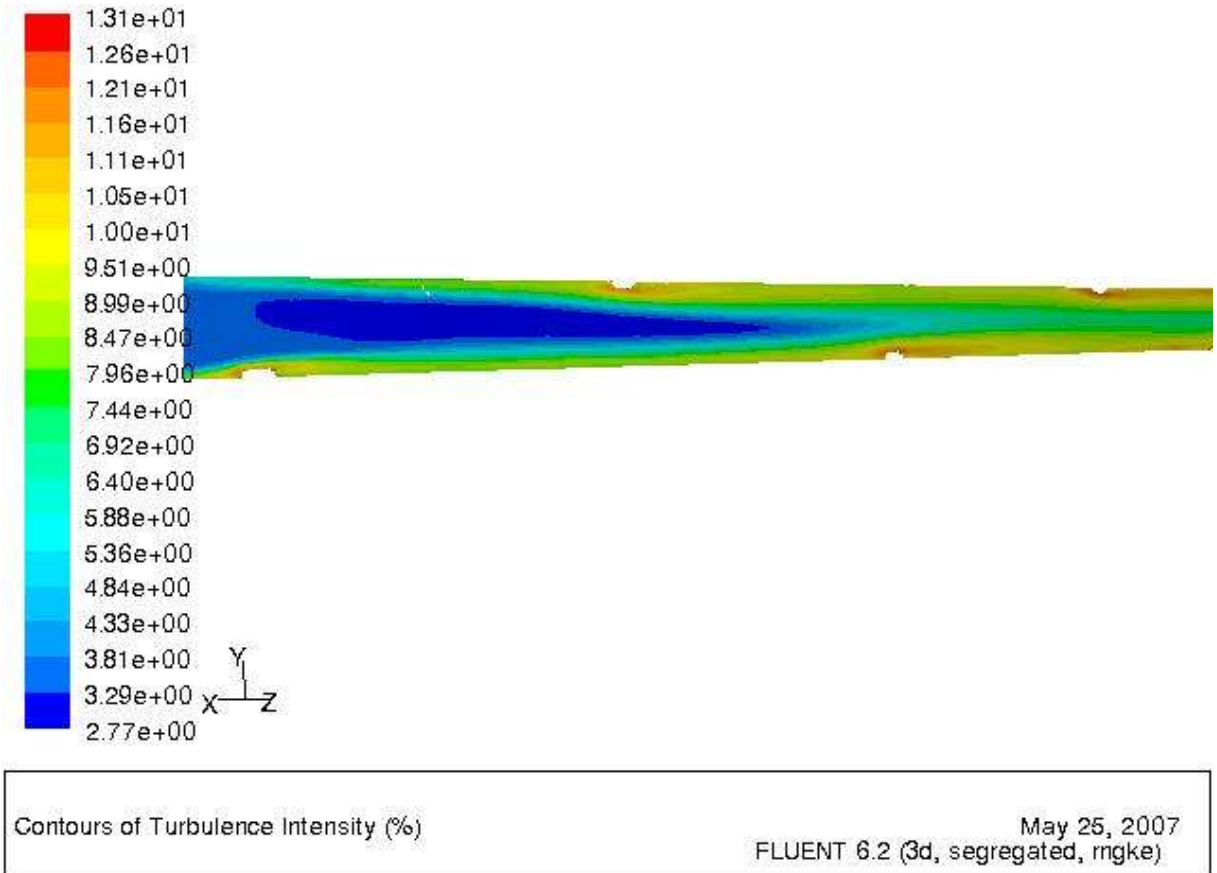
Contours of Effective Thermal Conductivity (w/m-k)

May 25, 2007
FLUENT 6.2 (3d, segregated, rngke)

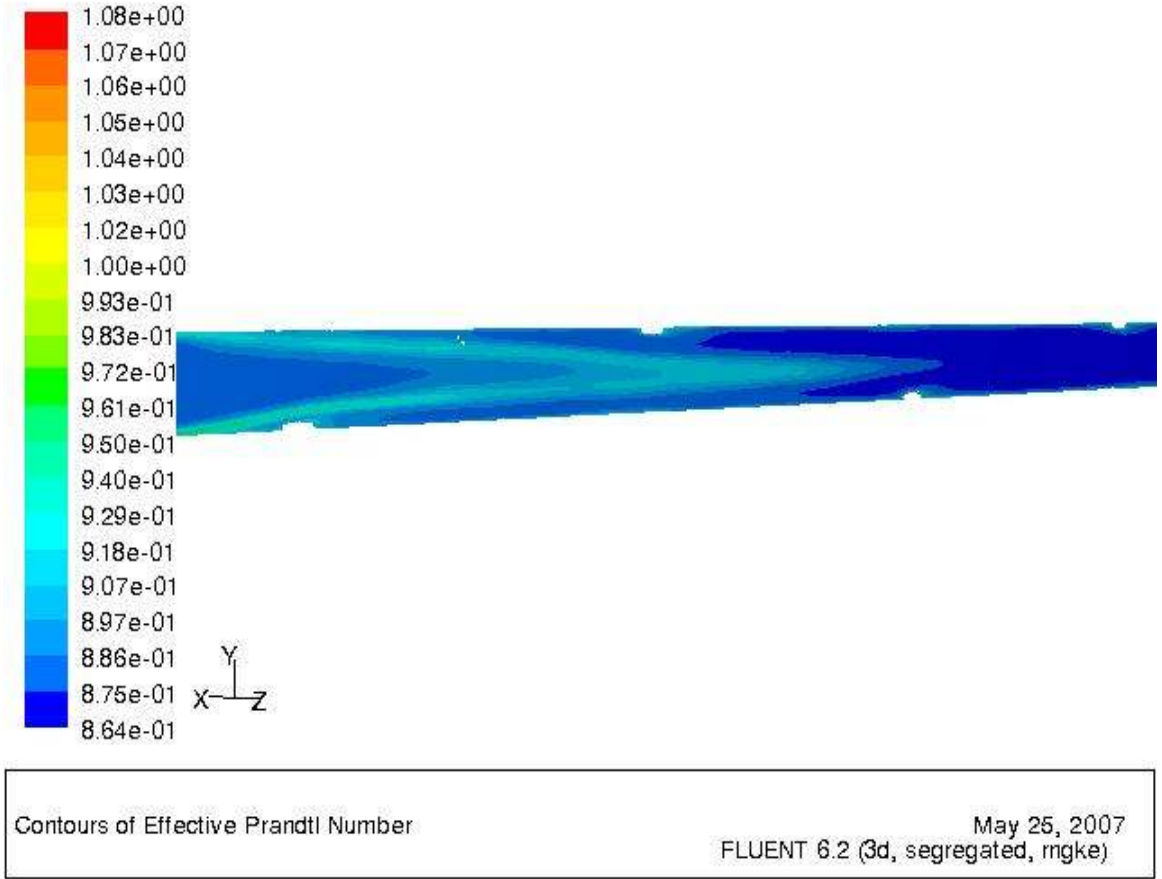
Şekil 4.4 Efektif ısı iletkenlik kontürleri



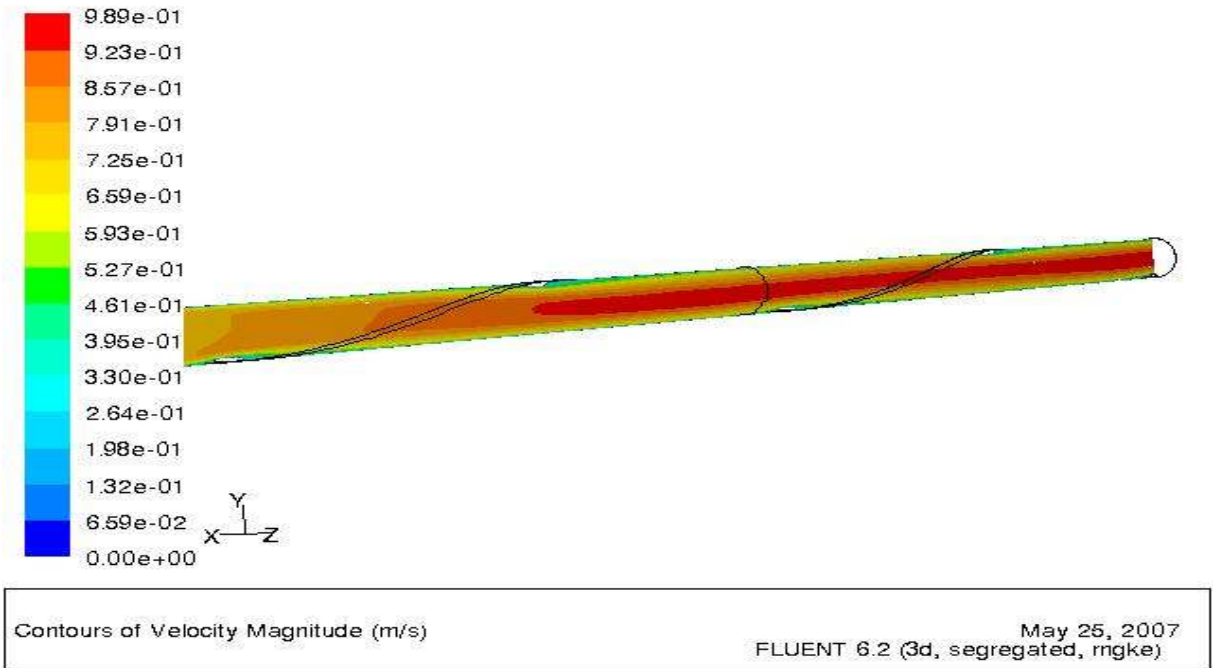
Şekil 4.5 Akışkanın izlediği yol



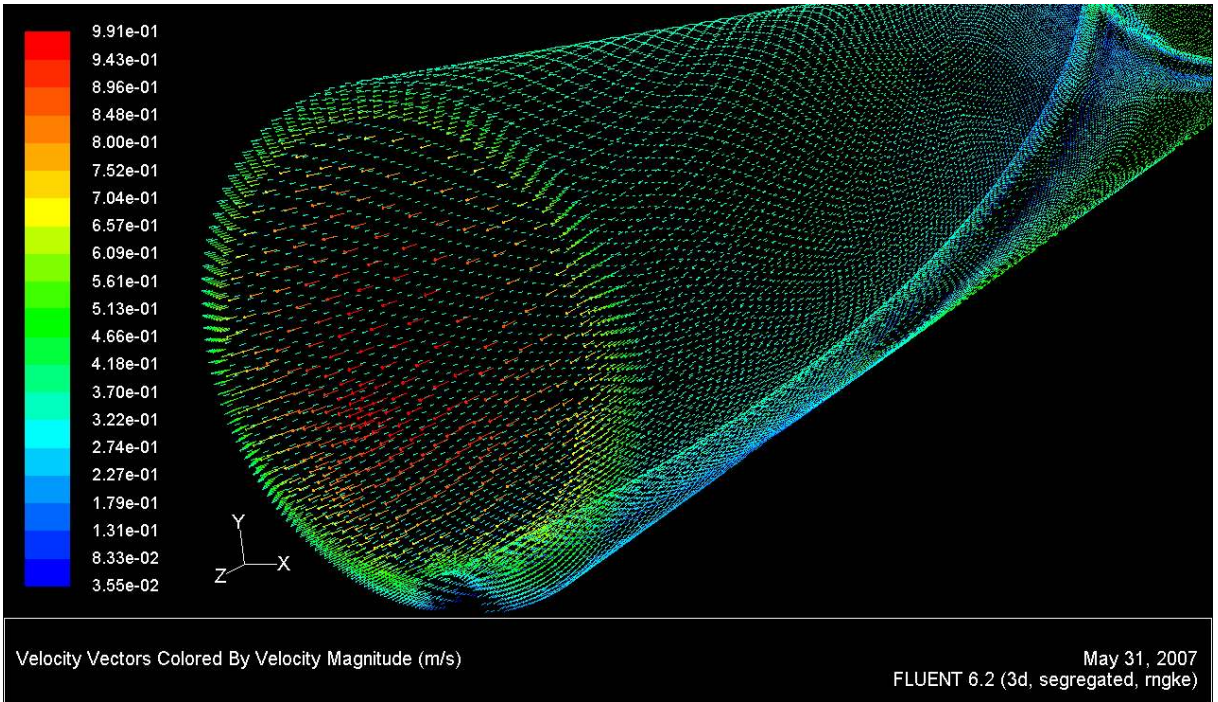
Şekil 4.6 Türbülans yoğunluk kontürleri



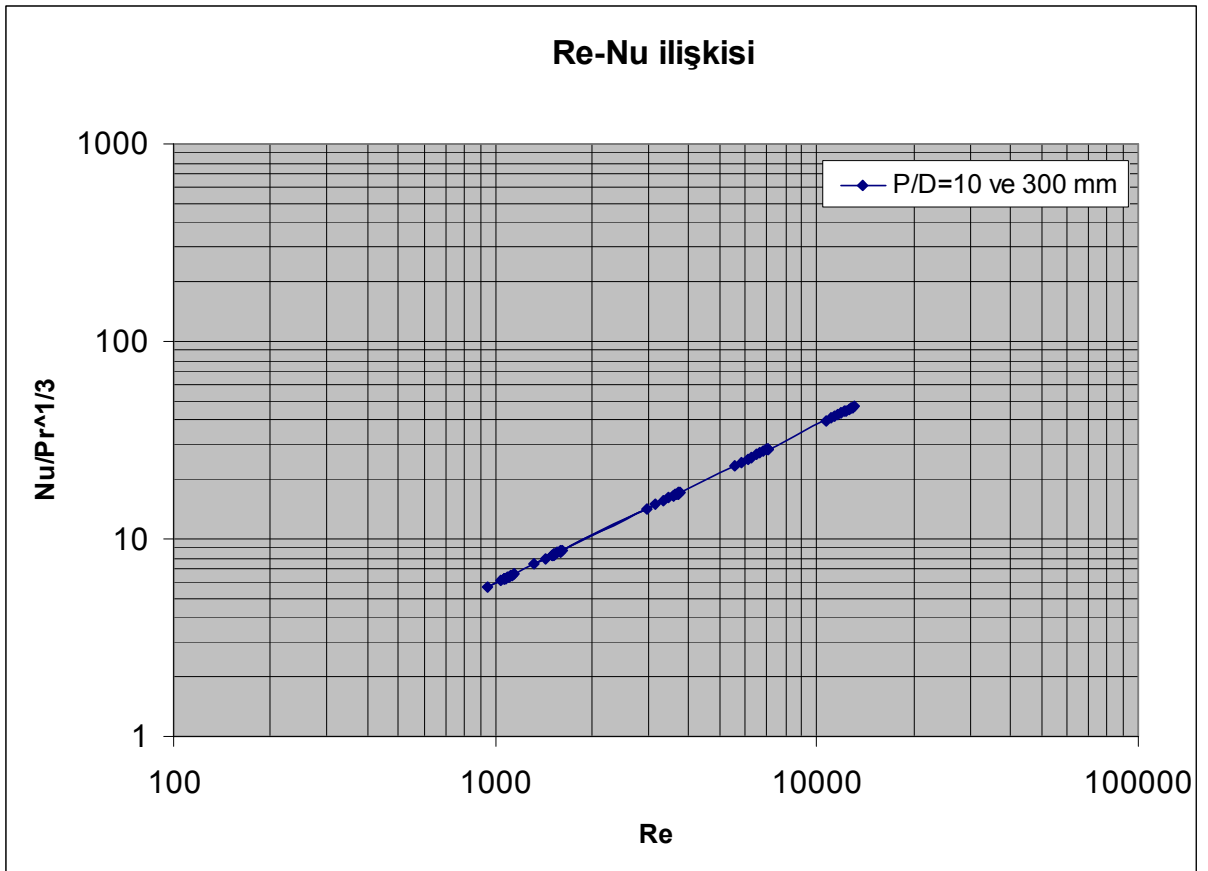
Şekil 4.7 Efektif Prandtl sayısı kontürleri



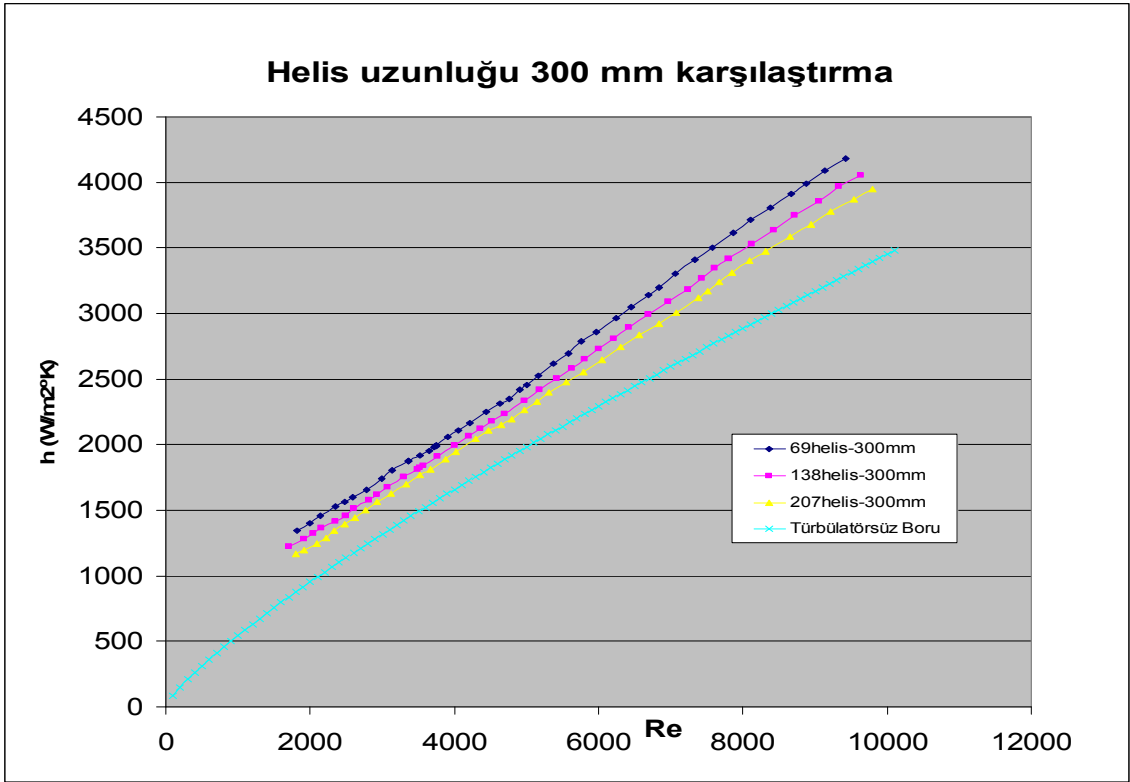
Şekil 4.8 Hız büyüklük kontürleri



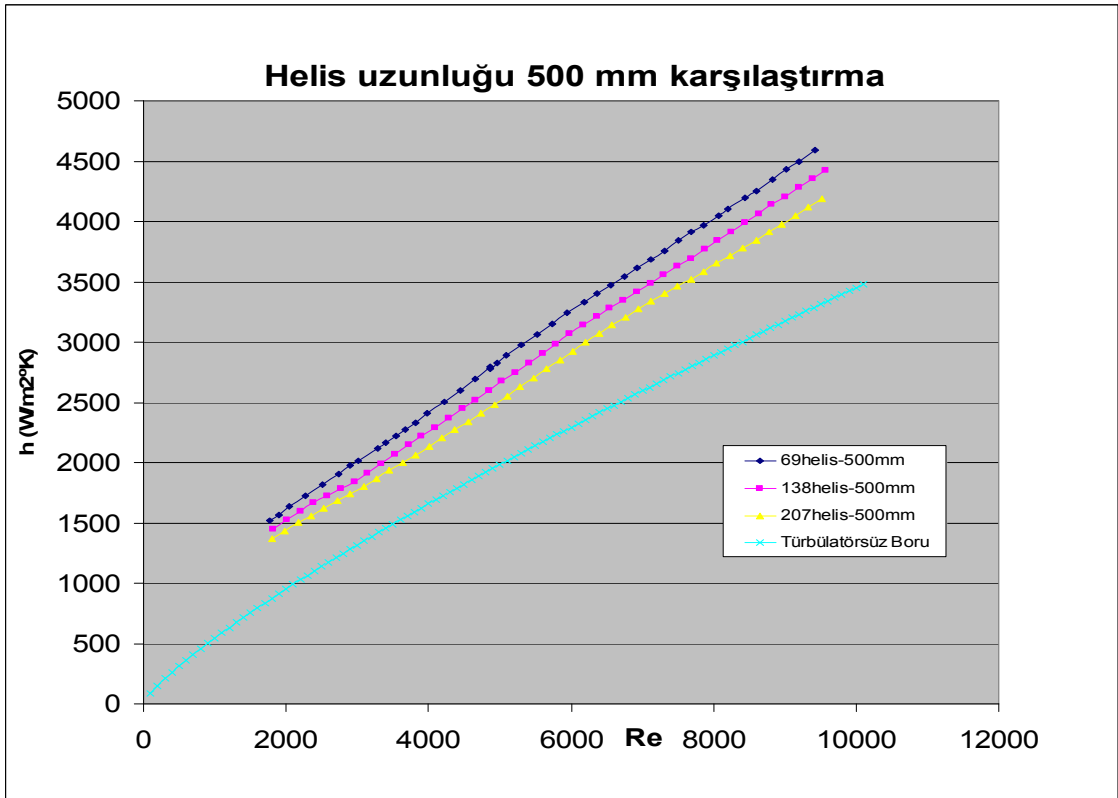
Şekil 4.9 Hız vektörleri



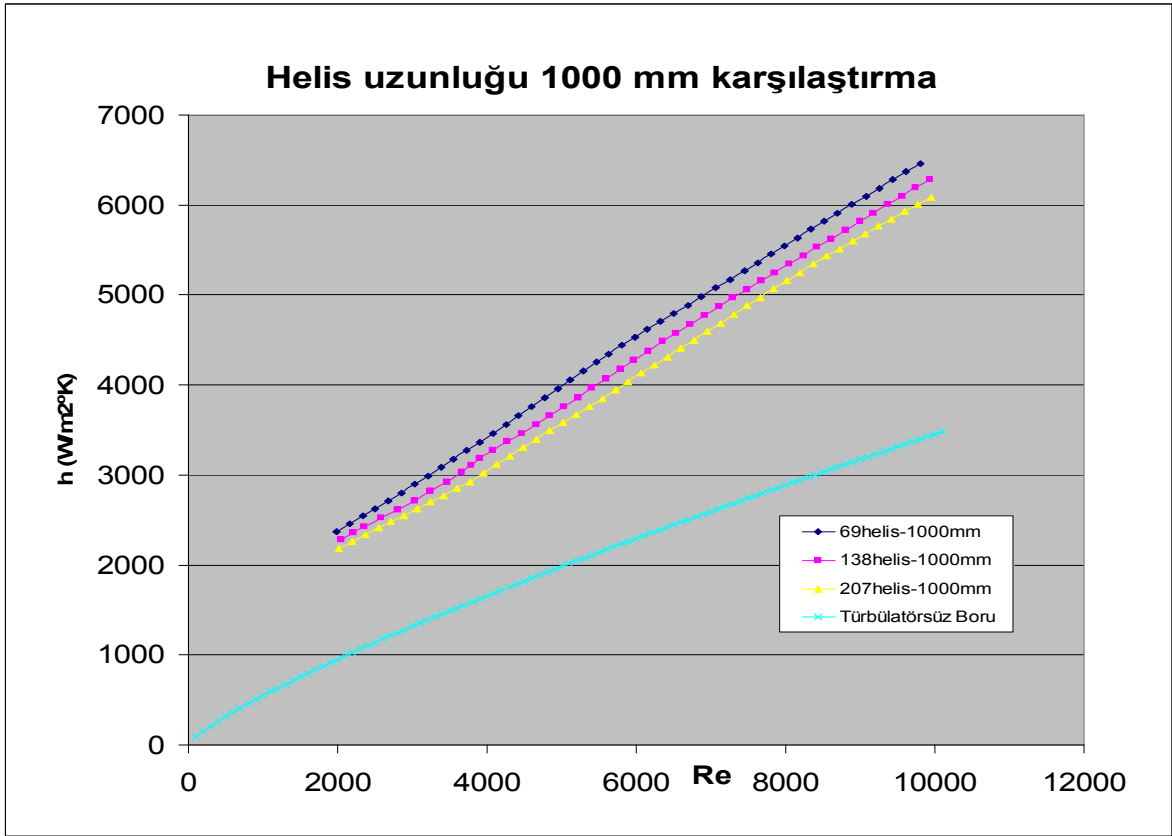
Şekil 4.10 Sayısal çalışmalarda bulunan Re-Nu ilişkisi



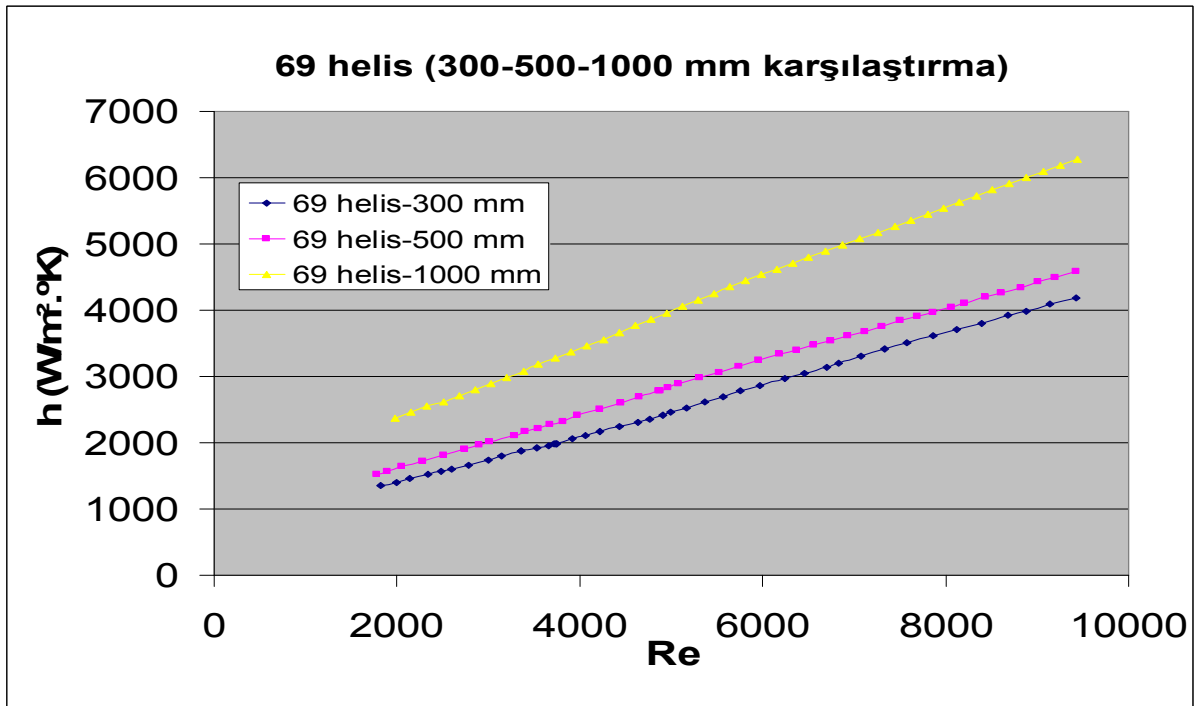
Şekil 4.11 Re-h ilişkisi (300 mm boruda farklı helis uzunluklarının karşılaştırılması)



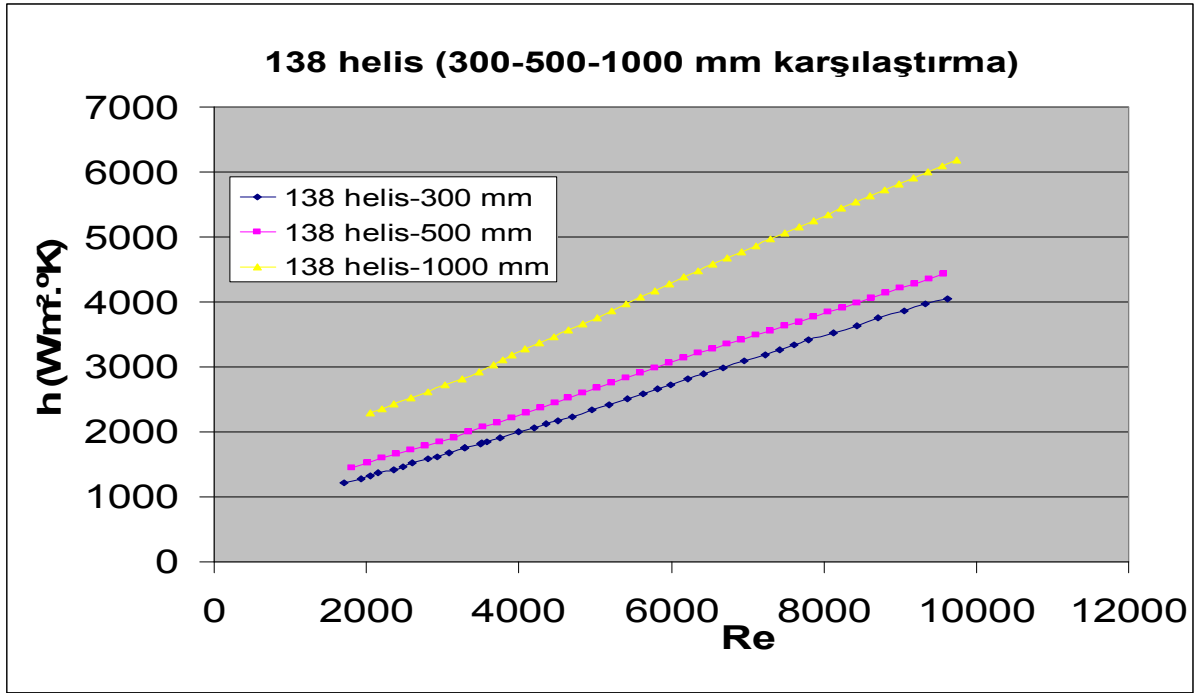
Şekil 4.12 Re-h ilişkisi (500 mm boruda farklı helis uzunluklarının karşılaştırılması)



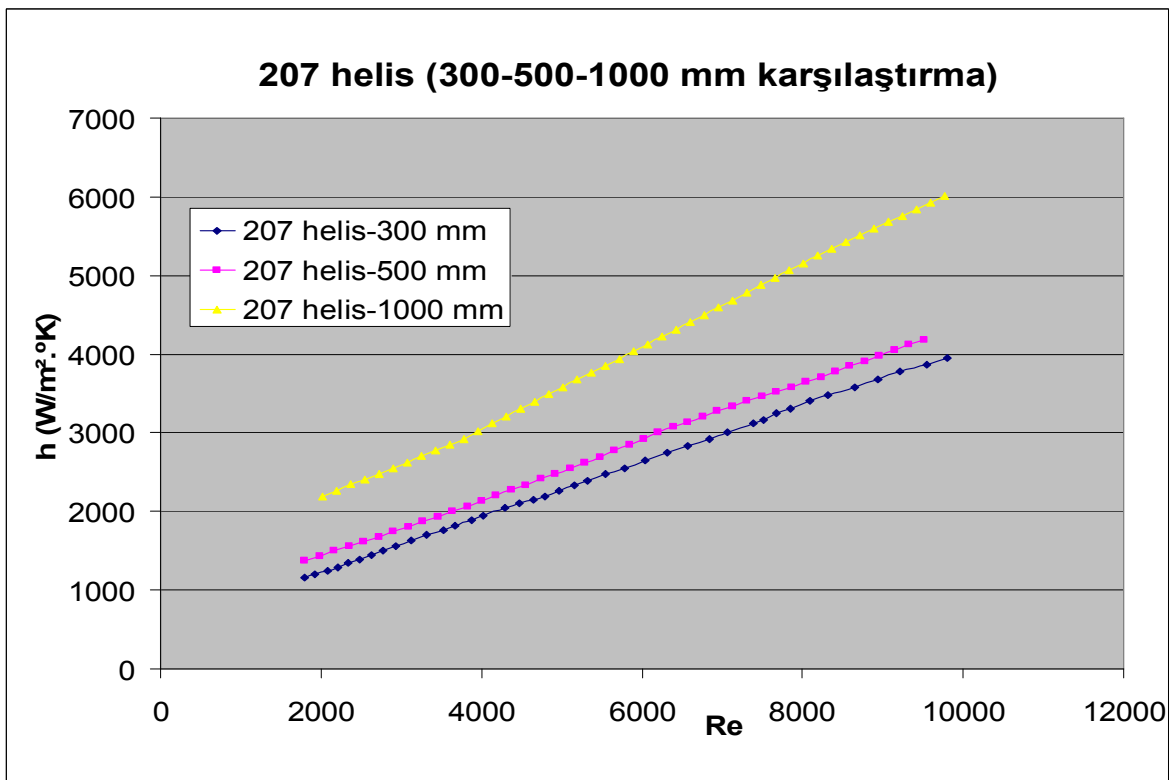
Şekil 4.13 Re-h ilişkisi (1000 mm boruda farklı helis uzunluklarının karşılaştırılması)



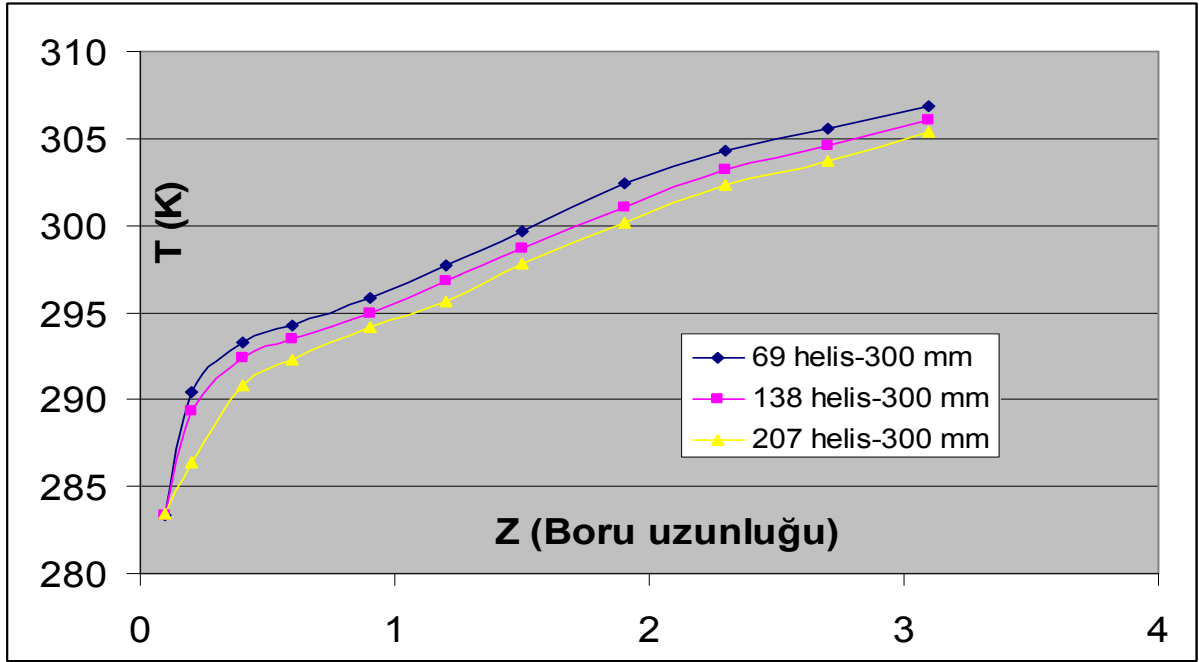
Şekil 4.14 Re-h ilişkisi (69 mm helis uzunluğunda farklı boru boylarındaki türbülantörlerin karşılaştırılması)



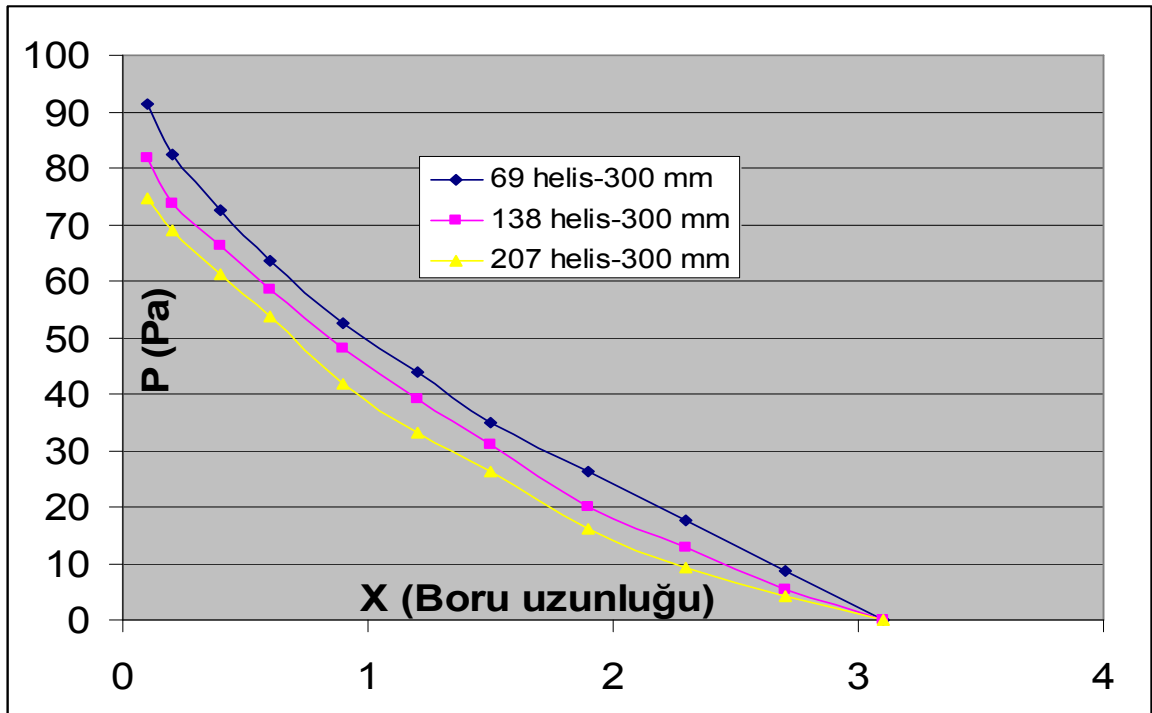
Şekil 4.15 Re-h ilişkisi (138 mm helis uzunluğunda farklı boru boylarındaki türbülatorlerin karşılaştırılması)



Şekil 4.16 Re-h ilişkisi (207 mm helis uzunluğunda farklı boru boylarındaki türbülatorlerin karşılaştırılması)



Şekil 4.17 Sıcaklık-boru uzunluğu eğrisi



Şekil 4.18 Basınç düşüşü-boru uzunluğu eğrisi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Türbülötörler çeşitli geometrilere sahip olup, dairesel kesitli borular içerisine yerleştirilebilir. Türbülötörler, mikro kanatlı 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 (oluşturulan) 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. Türbülötör konusu ise düz boru içinde sağlanmak istenen iyileştirme için kullanılan geleneksel bir yaklaşımdır. Türbülötörler performans bakımından pürüzlülük oluşturulan boru ile rekabet edemese de, mevcut ısı değiştiricisinin performansını artırmak için tek seçenek olarak gözükmektedir.

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

1) Isı transferi ve basınç düşümünü etkileyen en önemli parametre helis açısıdır. $P/D = H/D$ oranı düştükçe (P: Hatve, D: İç çap) h taşınım ısı transfer katsayısı artmaktadır. $P/D = H/D$ oranı düştükçe sarılma açısı artar. Sonuç olarak P/D oranı da Nu ifadesinde yer almalıdır.

2) Türbülötörlerde türbülanslı akışta bir kısım akışkanın ısı transferine etkisi azalmaktadır. Sınır tabaka olarak adlandırdığımız bu bölge boru cidarında oluşmaktadır ve bu bölgelerin büyüklüğü Re sayısı arttıkça azalmaktadır.

3) Yüksek Re sayılarında f sürtünme katsayısının değişimi düşük Re sayılarına göre daha az olmaktadır. f 'nin değişimini gösteren eğri düşük Re aralığında daha fazla eğime sahiptir.

4) Aynı helis açısında fakat farklı P/D oranında ısıl ve hidrolik performansın karşılaştırılmasında büyük farklılıklar ortaya çıkmaktadır. P/D oranı küçüldükçe taşınım gerçekleşen ısı transfer katsayısında artış görülmekte ancak gene küçük P/D oranlarında basınç düşüşleri de artmaktadır. Bu yüzden karşılaştırma yaparken hangi parametre bizim için önemli ise onu göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Aşağıda FLUENT programından elde edilen sonuçlara göre spiral sarmal yay türbülötörlerde taşınım olan ısı transfer

katsayısındaki artış 300 mm, 500 mm ve 1000 mm türbülator uzunlukları ile 69 mm, 138 mm ve 207 mm helis uzunlukları için çizelge halinde verilmiştir. (Sonuçlar ayrıca sayfa 61-62 ve 63'te gösterilmiştir.) Buna göre taşınım ile olan ısı transferinde 300 mm türbülator için 69 mm helis uzunluğunda düz boruya göre 1,17 kat artış gözlenmiştir.

Çizelge 5.1 Düz boruya göre taşınım ile olan ısı transfer katsayısındaki ortalama artış

“h/h ₀ ” (Düz boruya göre taşınım ile olan ısı transfer katsayısındaki ort. artış)			
	Helis Uzunlukları (mm)		
	<u>69</u>	<u>138</u>	<u>207</u>
300 mm türbülator uzunluğu için	1,17	1,21	1,27
500 mm türbülator uzunluğu için	1,29	1,36	1,48
1000 mm türbülator uzunluğu için	1,78	1,90	2,01

KAYNAKLAR

Bergles, A.E., (1985), Techniques to augment heat transfer. In “Handbook of Heat Transfer Applications” (Ed. W.M. Rosenhow), Ch.3 (McGraw-Hill, New York)

Webb, R.L. (1994), “Principles of Enhanced Heat Transfer” Wiley-Interscience Publication

Currie, I.G. (1974), Fundamental Mechanics of Fluids, McGraw-Hill Book Company, New York.

Fluent 6.2 Documentation, Commercial code package usersguide, Fluent Inc, Germany, 2005

Saha, S.K. and 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

Date, A.W. 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

Manglik, R.M. and 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. and 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.

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

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

Hong, S.W. and 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.

Saha, S.K. and Dutta, A. and 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.

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

Liao, Q. and 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.

Eiamsa-ard, S., Thianpong C. and Promvonge 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.

Smithberg, E. and Landis, F., (1964), “Friction and forced convection heat transfer characteristics in tubes with twisted tapes swirl generations”, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 86: 39-49.

Oliver, D.R. and Shoji, Y., (1992), “Heat transfer enhancement in round tubes using different tube inserts: non-newtonian fluids”, J. Chem. Engng. Res. and Des, 70: 558 – 564.

Kumar, P. and Judd, R. L., (1970), “Heat transfer with coiled wire turbulence promoters”, Canadian J. Chem. Engng., 48: 378 – 383.

Incropera, P.F. DeWitt, P.D. (2001), “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, Literatür Yayınevi, İstanbul.

Arici, M.E. and 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.

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.

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.

Petukov, B.S. and 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.

Inaba, H. and Ozaki, K., (2001), “Heat transfer enhancement and flow drag reduction of forced convection in circular tubes by means of wire coil insert”, In Handbook of Compact Heat Exchanger, pp. 445 – 452.

Novozhilov, J.F. and Migai, V.K., (1964), “Intensifying convective heat transfer within tubes by means of induced roughness”, Teploenergetika, 11: 60 – 63.

Watanabe, K., Taira, T. and Mori, Y., (1983), “Heat transfer augmentation in turbulent flow by twisted tapes at high temperatures and optimum performance”, Heat Transfer- Jap. Res., 12: 1 – 31.

Fujita, Y. and Lopez, A.M., (1995), “Heat transfer enhancement of twisted tape inserts in turbulent pipe flows”, Heat Transfer- Jap. Res., 24: 378 – 398.

INTERNET KAYNAKLARI

[1] www.cfd-online.com

[2] www.sciencedirect.com

[3] www.engineeringvillage.com

[4] www.interscience.com

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	27.07.1981	
Doğum yeri	Çankırı	
Lise	1996–1999	Kastamonu Mustafa Kaya Anadolu Lisesi
Lisans	2000–2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2005–2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2004–2005	Mekanik İnşaat San. Tic. Ltd. Şti.
2005–2006	Mas Pompa San. A.Ş
2006–2007	Tübitak (Y.Lisans Bursiyer)
2007-	Üçgen Mekanik San. A.Ş.