

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KANATLI BORULARDAKİ DIŞ AKIŞ VE KONJUGE
ISI TRANSFERİ MEKANİZMASININ SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

Makina Müh. Çağdaş YEŞİL

**FBE Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	IV
KISALTMA LİSTESİ.....	VII
ŞEKİL LİSTESİ.....	VIII
TABLO LİSTESİ.....	X
ÖNSÖZ.....	XI
ÖZET.....	XII
ABSTRACT.....	XIII
1 GİRİŞ.....	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
2.1 Dairesel Kanatlı Borulardaki Dış Akış.....	4
2.2 Dikdörtgen Kanatlı Borulardaki Dış Akış.....	5
2.3 Kanatlı Borularda Performansı Etkileyen Parametreler.....	8
3 SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE YÖNETİCİ DENKLEMLER.....	12
3.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli.....	13
3.1.1 Çözüm Ağının Oluşturulması (Mesh Oluşturma).....	14
3.1.2 Sayısal Çözüm Metodolojisi.....	16
3.1.3 Türbülans ve Duvar Yakınının Çözümü.....	16
3.1.4 Yönetici Denklemler ve Çözüm Modelleri.....	18
3.1.5 RNG k-ε Modeli.....	21
3.1.6 Yönetici Denklemlerin Ayrıklaştırılması.....	22
3.1.7 Sonlu Hacimler Metodu.....	23
3.1.8 Lineer Denklemler Takımının Çözülmesi.....	24
3.1.8.1 Direkt Yöntemler.....	25
3.1.8.2 İteratif Yöntemler.....	25
4 SAYISAL ÇÖZÜMLER.....	28
4.1 Dairesel Silindir Üzerinden Akış Uygulaması.....	28
4.1.1 Simetriklik ve Periyodiklik Sınır Koşullarının Karşılaştırılması.....	29
4.1.2 Simetriklik Koşulu için Modelleme ve Çözüm.....	31
4.1.2.1 Problem Kurulumu ve Ağ Oluşturma.....	31

4.1.2.2	Sayısal Çözüm Algoritması.....	33
4.1.2.3	Sayısal Sonuçlar ve Değerlendirme.....	34
4.1.3	Sonuçların Başarısız Çıkmasının Olası Nedenleri.....	38
4.1.4	Periyodiklik Koşulu İçin Modelleme ve Çözüm.....	38
4.1.4.1	Problem Kurulumu ve Ağ Oluşturma (Meshleme).....	39
4.1.4.2	Sayısal Çözüm Algoritması.....	41
4.1.4.3	Sayısal Sonuçlar ve Değerlendirme.....	43
4.2	Dairesel Kanatlı Borular Üzerinden Akış Uygulaması.....	47
4.2.1	Problem Kurulumu ve Sayısal Değerlendirme.....	50
4.2.2	Ağ Oluşturma.....	50
4.2.3	Sayısal Çözüm Algoritması.....	52
4.2.4	Sayısal Girdi ve Çıktıların Değerlendirmesi.....	54
4.2.5	Sayısal Sonuçların İncelenmesi.....	57
4.2.6	Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması.....	68
4.3	Çift Borulu Dikdörtgen Kanatlı Borular Üzerinden Akış Uygulaması.....	70
4.3.1	Problem Kurulumu ve Sayısal Değerlendirme.....	73
4.3.2	Ağ Oluşturma.....	73
4.3.3	Sayısal Çözüm Algoritması.....	75
4.3.4	Sayısal Sonuçların İncelenmesi.....	76
5	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	89
	KAYNAKÇA.....	91
	ÖZGEÇMİŞ.....	94

SİMGE LİSTESİ

A	m^2	Kanatlı boru toplam yüzey alanı
A_f	m^2	Kanatlı yüzeyin alanı
A_F	m^2	Akışa dik düzlemdeki silindir kesit alanı
A_{ff}	m^2	Birim boy kanatlı borudaki minimum akış kesit alanı
A_t	m^2	Kanatsız yüzeyin alanı
B		Kaynak terimlerden oluşan vektör
C_d		Sürükleme katsayısı
C_p	j/kgK	Sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$		$k-\varepsilon$ türbülans modeli sabitleri
d	mm	Boru veya silindir dış çapı
d_f	mm	Kanat dış çapı
E	j	Toplam enerji
f	$1/s$	Girdap frekansı
F_d	N	Sürükleme kuvveti
h	W/m^2K	Taşınım ısı transfer katsayısı
h_f	mm	Kanat yüksekliği
I	$\%$	Sayısal çözümde kullanılan türbülans yoğunluğu
H	mm	Dikdörtgen kanat yüksekliği
h_f	mm	Dairesel kanat yüksekliği
k	W/mK	Isıl iletkenlik
K		Kanatlı boru performans parametresi
m	m^{-1}	Kanatlı boru parametresi
n	Adet	Akış doğrultusundaki kanatlı boru sayısı
N	W	Kanatlı borulardaki basınç düşümünü karşılamak için gerekli güç
N_f	Kanat/m	Birim boydaki kanat sayısı
Nu		Nusselt sayısı
p	Pa	Basınç
p_∞	Pa	Atmosferik basınç ($p_\infty = P_{atm} = 101325 Pa$)
Pr		<i>Prandtl</i> sayısı
Q_{EAS}		Mesh elementinin simetriklik prensibine göre kalitesi
Q_{eq}	$^\circ$	Mesh elementinin düzgün eş kenar olması durumundaki köşe açısı

Q_{\max}	°	Mesh elementi içerisindeki en büyük köşe açısı
Q_{\min}	°	Mesh elementi içerisindeki en küçük köşe açısı
R	j/kgK	Gaz sabiti
R^ϕ		ϕ için artık değer
Re		Reynolds sayısı
s	mm	Kanat boşluğu
S_F	mm	Kanat adımı
S_{ij}	s ⁻¹	Deformasyon hızı tansörü
S_L	mm	Boylamasına kanatlı boru adımı
S_ϕ		ϕ 'ye bağlı kaynak terimi
S_T	mm	Enlemesine kanatlı boru adımı
St		Strouhal sayısı
S_P	mm	Dikdörtgen kanatlı boru çözümünde periyodik çözüm ağı genişliği
$T_{in, out}$	°C	Akışkanın çözüm ağına giriş ve çıkış sıcaklıkları
$T_b^{1,2}$	°C	Birinci ve ikinci boru yüzey sıcaklıkları
T_∞	°C	Akışkan serbest akış sıcaklığı
$u_{i,j,k}$	m/s	Hızın i, j, k bileşenleri
U_{in}	m/s	Akışkanın çözüm ağına üniform giriş hızı
U_{max}	m/s	Akışkanın minimum akış kesit alanındaki hızı
$U_{x,y,z}$	m/s	Sayısal çözümde giriş hızının x, y, z bileşenleri
V_{air}	m/s	Hava giriş hızı
W	mm	Dikdörtgen kanat genişliği
X_C, Y_C, Z_C		Sayısal çözümlerde kullanılan çözüm ağlarının referans koordinat merkezleri
α_p		Ters Prandtl sayısı
ε		Türbülans sönümlenme katsayısı
δ	mm	Hız sınır tabaka kalınlığı
δ_f	mm	Kanat kalınlığı
δ_T	mm	Isıl sınır tabaka kalınlığı
ΔP	Pa	Kanatlı boru grubundaki basınç düşümü
Δt	sn	Zamana bağlı akışın sayısal çözümünde kullanılan zaman adımı
η		Kanat verimi
ϕ		Ayrıklaştırma çözümünde çözüm değişkeni

\tilde{h}	j	Duyulur entalpi
\bar{h}	W/m ² K	Ortalama ısı taşınım katsayısı
\dot{H}	W	Entalpi akışı
\tilde{k}	j	Türbülans kinetik enerjisi
μ	kg/ms	Dinamik viskozite
ν	m ² /s	Kinematik viskozite
μ_{eff}	kg/ms	Efektif viskozite
μ_t	kg/ms	Türbülans viskozitesi
\dot{Q}	W	Kanathlı boru grubuna transfer olan ısı
ρ	kg/m ³	Akışkan yoğunluğu
\bar{T}	°C	Türbülanslı akışta sıcaklığın zaman ortalamalı bileşeni
T'	°C	Türbülanslı akışta sıcaklığın çalkantı bileşeni
ψ		Kanat geometrik parametresi
θ	°	Boru üzerine akışta ön durma noktasından itibaren merkezi açı
τ_{ij}	N/m ²	Gerilme hızı tansörü
x, y, z	m	Kartezyen koordinatlar

KISALTMA LİSTESİ

BEM	Boundary Element Method
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Computational Heat Transfer
DNS	Direct Numerical Solution
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
PISO	The Pressure-Implicit with Splitting of Operators
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	Renormalization Group Theory

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Çeşitli kanatlı boru örnekleri.....	2
Şekil 1.2 Uygulamadaki dikdörtgen kanatlı boru örnekleri.....	3
Şekil 2.1 Dairesel kanatlı borulardaki dış akışın genel prensibi.....	5
Şekil 2.2 Marin vd. çalışmalarındaki farklı boru sıcaklıklarında kanat üzerindeki boyutsuz sıcaklık izotermelerinin değişimi.....	6
Şekil 2.3 Chen vd.tarafından incelen kanatlı boru üzerinden akış uygulaması.....	7
Şekil 2.4 Chen vd. uygulamalarında hava hızının 1 m/s ve 5 m/s olduğu durumlar için kanat yüzeyindeki izoterm eğrileri.....	8
Şekil 3.1 a) Düzenli yapısal, b) Bünye uyumlu yapısal, c) Yapısal olmayan meshleme.....	14
Şekil 3.2 Duvar fonksiyonları ve yakın duvar modeli.....	17
Şekil 3.3 Türbülanslı akışta hız ve basınç-zaman profilleri.....	19
Şekil 3.4 Tek boyutlu basit mesh yapısı.....	23
Şekil 4.1 Türbülanslı ve laminar akımda sınır tabaka ayrılmaları.....	29
Şekil 4.2 Tek silindir üzerinden akış.....	29
Şekil 4.3 $Re = 10.000$ için <i>Kármán vortex street</i> oluşumu ve arka taraftaki karışma.....	30
Şekil 4.4 Simetrik ve periyodik sınır koşullarının karşılaştırılması.....	30
Şekil 4.5 Silindir üzerinden akış için simetriklik kabulüne göre model ve sınır şartları.....	31
Şekil 4.6 Silindir üzerinden akış için simetrik sınır koşullu meshleme.....	32
Şekil 4.7 Simetrik akımda ince mesh yapısı için yakınsama eğrileri.....	35
Şekil 4.8 Simetrik akımda ince mesh çözümü için sürüklenme katsayısının çözüm boyunca değişimi.....	36
Şekil 4.9 Simetrik akımda ince mesh çözümü için hız konturları.....	36
Şekil 4.10 Simetrik akımda kaba mesh çözümü için hız vektörleri.....	37
Şekil 4.11 Simetrik akımda çok ince mesh çözümü için statik basınç konturları.....	37
Şekil 4.12 <i>Strouhal</i> sayısının <i>Reynolds</i> sayısına göre değişimi.....	39
Şekil 4.13 Periyodiklik durumu için geometrik modelin şematik görünümü.....	40
Şekil 4.14 İnce mesh durumu için çözüm alanın görünümü.....	40
Şekil 4.15 Silindir yakınındaki meshlemede sınır tabaka uygulaması.....	40
Şekil 4.16 Periyodik ince mesh çözümü için ilk 1000 zaman adımında yakınsama.....	43
Şekil 4.17 İki farklı zaman adımı için <i>Kármán vortex street</i> oluşumu.....	43
Şekil 4.18 Periyodik çözümde akım alanı boyunca girdap oluşumunun görünümü.....	44
Şekil 4.19 Zamana bağlı akımda silindir arkasındaki akışkan sirkülasyonu.....	44
Şekil 4.20 Periyodik çözümde, silindir yüzeyinde sınır tabaka ayrılması.....	45
Şekil 4.21 Periyodik çok ince mesh için sürüklenme katsayısının zamana göre değişimi.....	45
Şekil 4.22 Periyodik çok ince mesh için anlık basınç konturları.....	46
Şekil 4.23 Mon'un sayısal çalışmalarında kullandığı simetriklik koşullu model.....	47
Şekil 4.24 Dairesel kanatlı boru çözümünde çözüm elemanı ve sınır koşulları.....	48
Şekil 4.25 Kanat içi ve kanatlar arası boşlukta artımlı yapısal mesh.....	50
Şekil 4.26 Kanatta ve kanat civarında bünye uyumlu, yapısal ve yapısal olmayan mesh.....	51
Şekil 4.27 Dairesel kanatlı boru grubu için çözüm ağının genel görünümü.....	51
Şekil 4.28 Üçüncü boru yüzeyindeki alan ortalamalı <i>Nu</i> sayısının zamana göre değişimi.....	57
Şekil 4.29 Kanatlı boru demetine transfer olan ısının zamana göre değişimi.....	58
Şekil 4.30 Kanada çok yakın düzlemdeki ve orta düzlemdeki anlık sıcaklık konturları.....	58
Şekil 4.31 Kanada çok yakın düzlemdeki ve orta düzlemdeki anlık hız konturları.....	59
Şekil 4.32 Boru üzerinden akış deneysel çalışmasından alınmış bir fotoğraf.....	60
Şekil 4.33 $Z = 0,00105$ m düzleminde, birinci kanatlı boru civarındaki hız vektörleri.....	60
Şekil 4.34 $Z = 0,00105$ m düzleminde, birinci kanatlı boru yüzeyinde sınır tabaka ayrılması.....	61
Şekil 4.35 Birinci ve üçüncü kanatlı borularda kanatlar arasındaki sıcaklık dağılımı.....	61

Şekil 4.36 Birinci kanatlı boruda kanat ve boru yüzeyinde hız vektörleri.....	62
Şekil 4.37 Kanatlı boru üzerinden akışta boru ve kanat yüzeylerinde gözlemlenebilen <i>Horseshoe Vortex</i> oluşumları.....	63
Şekil 4.38 Birinci kanat yüzeyinde akış yönünde hızın değişimi	63
Şekil 4.39 Nusselt sayısının kanat ucundan dibine doğru değişimi.....	64
Şekil 4.40 Kanat yüzeyi boyunca statik basıncın değişimi.....	64
Şekil 4.41 Birinci kanat üzerinde akış doğrultusunda anlık sıcaklık dağılımı.....	65
Şekil 4.42 Herhangi bir kanatta kanat boyunca yüzeydeki ısı transferi ve sıcaklıklar.....	65
Şekil 4.43 Birinci boru kanatlar arası boşlukta boru yüzeyi boyunca hız profili	66
Şekil 4.44 Mon'un sayısal çözümünde birinci ve dördüncü boru yüzeylerinde Nusselt sayısının kanat dibinden simetri düzlemine kadar değişimi.....	67
Şekil 4.45 Nusselt sayısının kanatlar arası boşlukta boru yüzeyi boyunca değişimi.....	67
Şekil 4.46 Kanat yüzeylerindeki sıcaklık dağılım konturları.....	68
Şekil 4.47 Çift borulu dikdörtgen kanatlı borularda akış düzenlemesi.....	70
Şekil 4.48 Dikdörtgen kanatlı boru grubu için çözüm elemanı ve sınır koşulları.....	72
Şekil 4.49 Dikdörtgen kanatlarda ve kanatlar arası boşlukta uygulanan mesh yapısı.....	73
Şekil 4.50 Dikdörtgen kanatlı boru çözüm ağının genel görünümü.....	74
Şekil 4.51 Dikdörtgen kanatlı boru çözüm ağının izometrik görünümü.....	74
Şekil 4.52 Kanatlar arası $s/10$ ve $s/2$ mesafede düzlemlerdeki anlık sıcaklıklar.....	77
Şekil 4.53 Kanatlar arasındaki $s/10$ ve $s/2$ mesafedeki düzlemlerdeki anlık hızlar.....	78
Şekil 4.54 Kanatlar arasında orta düzlemdeki anlık statik basınç konturları.....	79
Şekil 4.55 Birinci ve ikinci kanatlı borularda kanatlar arası sıcaklık konturları.....	79
Şekil 4.56 Birinci ve ikinci kanatlı borularda kanatlar arası hız konturları.....	80
Şekil 4.57 Üçüncü kanatlı boruda, orta düzlemde boru arkasında girdap oluşumu.....	81
Şekil 4.58 Birinci kanatlı boruda, iki farklı düzlemdeki sınır tabaka ayrılımları.....	81
Şekil 4.59 Üçüncü kanatlı boruda, kanatlar arasında hız vektörleri.....	82
Şekil 4.60 Kanat yüzeylerindeki anlık sıcaklık konturları.....	83
Şekil 4.61 Kanat yüzeylerindeki anlık ısı akısı konturları.....	83
Şekil 4.62 Orta düzlemdeki anlık akım çizgileri.....	84
Şekil 4.63 İkinci kanatlı boruda, kanat yüzeyinde borular arası yüzey sıcaklığının değişimi.....	85
Şekil 4.64 İkinci kanatlı boruda, kanat yüzeyinde borular arası yüzey ısı akısı değişimi..	85
Şekil 4.65 İkinci kanatlı boruda, boru dibinden kanat ucuna sıcaklığın değişimi.....	86
Şekil 4.66 İkinci kanatlı boruda, boru dibinden kanat ucuna ısı transfer katsayısı eğişimi.....	86
Şekil 4.67 İkinci kanatlı boruda, boru dibinden kanat ucuna doğru ısı akısının değişimi.....	87
Şekil 4.68 Üçüncü kanatlı boruda, kanatlar arası boru yüzeyi boyunca Nusselt sayısının değişimi.....	87
Şekil 4.69 Kanatlı boru demetine transfer olan ısının zamana göre değişimi.....	88

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması.....	12
Tablo 4.1 Simetrik çözümlemede her üç ağ oluşumu için uygulanan mesh parametreleri.....	32
Tablo 4.2 Üç farklı simetrik sınır şartlı silindir çözümü için sayısal sonuçlar.....	35
Tablo 4.3 Periyodik çözümlemede üç ağ oluşumu için uygulanan mesh parametreleri..	41
Tablo 4.4 Dairesel kanatlı boru demetinin genel ölçü ve parametreleri.....	49
Tablo 4.5 Kuru havanın özelliklerini veren Denklem 4.8'deki sabitler.....	53
Tablo 4.6 Dairesel kanatlı boru çözümü için korelasyon sonuçları.....	69
Tablo 4.7 Dairesel kanatlı boru sayısal çözümü için girdiler ve sonuçlar.....	69
Tablo 4.8 Dikdörtgen kanatlı boru demetinin geometrik parametreleri.....	72

ÖNSÖZ

Ticari ve akademik anlamda araştırma-geliştirme çalışmalarının gün geçtikçe öneminin arttığı günümüz koşullarında, bilgiye doymak tek başına yeterli olmamaktadır. Artık koşullar bilginin olabildiğince çabuk değerlendirilip, sonuca ulaşılmasını gerekli kılmaktadır. Bu anlamda, özellikle endüstriyel mühendislik problemlerinde sayısal yöntemler üzerlerine düşen bu misyonu başarıyla yerine getirmektedirler. Momentum ve enerji transferinin gerçekleştiği birçok fiziksel durum, sayısal yöntemler vasıtasıyla analiz edilip sonraki aşamalarda karşılaşılabilecek durumlara daha fikir aşamasındayken müdahale edilebilmektedir. Klasik deneysel yöntemlerle uzun süreçler ve büyük maliyetler gerektiren araştırmalar, sayısal yöntemlerle daha kısa sürede ve ekonomik olarak sonuçlandırılabilir. Bu amaçla birçok sayısal çözüm kodu geliştirilip paket programlar halinde piyasaya sunulmuştur. Bu çalışmada kullanılacak olan FLUENT, özellikle momentum ve ısı transferinin belirleyici olduğu problemler için günümüzde en çok tercih edilen sayısal çözüm kodudur.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinin kullanıldığı bu çalışmada, sanayi ve endüstrinin vazgeçilmez ekipmanlarından olan ısı değiştiricilerde kullanılan kanatlı borularda, türbülanslı dış akış ve konjuge (Eş zamanlı; iletim ve taşınım birlikte) ısı transferi mekanizması zamana bağlı akış rejiminde incelenmiştir.

Yaklaşık bir yıl süren bu tez çalışmam boyunca, yardımlarını tüm içtenliğiyle sunan sayın hocam Prof. Dr. Oktay ÖZCAN başta olmak üzere, aileme, tüm ev ve çalışma arkadaşlarıma göstermiş oldukları anlayıştan dolayı teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Bu çalışmada, kanatlı boru demetleri üzerindeki zamana bağlı ve türbülanslı dış akış ile kanatlardaki konjuge ısı transferi mekanizmaları sayısal olarak incelenmiştir. Bu tip problemlerde sayısal model seçilirken, simetri sınır koşullarının akışın fiziği açısından çözüm hatalarına neden olabileceği, periyodik sınır koşullarının fiziksel olarak daha doğru sonuçlar vereceği örnek uygulamalarla gösterilmiştir. Sayısal çözümler için FLUENT hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı kullanılmıştır. Ayrıca, özellikle karmaşık yapıdaki zamana bağlı ve türbülanslı akış çözümlerinde dikkat edilmesi gereken noktalar üzerinde durulmuştur.

Sayısal uygulamaların ilkinde, dairesel bir sonsuz uzunlukta silindir üzerindeki akışta, simetri sınır koşulunun hatalı sürüklenme katsayıları verdiği görülmüştür. Bunun yerine periyodik sınır koşulu kullanılarak daha gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir. İkinci uygulamada ise literatürde simetri sınır koşulu kullanılarak çözülmüş dairesel kanatlı boru demeti üzerindeki akış problemi, periyodik sınır koşulu kullanılarak çözülmüştür. Sayısal sonuçlar grafiklerle gösterilerek daha gerçekçi sonuçların yakalandığı görülmüştür. Üçüncü ve son uygulamada ise üzerinde az çalışma yapılmış olan iki borulu dikdörtgen kanatlı boru demeti üzerindeki üç boyutlu, zamana bağlı, türbülanslı akış incelenmiştir. Sonuç olarak, bu kanatların literatürde de belirtildiği gibi performanslarının oldukça düşük olduğu görülmüştür.

Yapılan sayısal çözümler literatürde verilen deneysel verilerle karşılaştırıldığında, seçilen modelleme yöntem ve parametrelerinin uygun olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı boru, Konjuge ısı transferi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

ABSTRACT

The present numerical study has been carried out to investigate three dimensional, unsteady, turbulent flow over the finned tubes and conjugate heat transfer mechanism in the fins. It has been shown that, in this type of numerical problems, symmetry boundary conditions could cause unphysical results and therefore periodic boundary conditions should be used to get more accurate results. The available computational fluid dynamics (CFD) package FLUENT has been used to obtain the numerical solutions. However, special attention has been given to the modelling parameters of the complicated turbulent, unsteady flow.

In the first numerical application, symmetry boundary condition was revealed to give inaccurate drag coefficient in the flow across an infinite circular cylinder. Alternatively, periodic boundary conditions were used to get more accurate results. In the second numerical application, circular finned tubes in cross flow were investigated by using periodical boundary conditions instead of symmetrical boundary conditions. The numerical flow visualizations were used to show more physical results. In the third and last application, unsteady, turbulent flow over polygonal finned tube banks-with two tubes was studied. Finally, this type of fins were proved to have a low surface efficiency which agree with literature review.

Making comparison between present numerical results and literature studies, it was seen that chosen numerical modelling method and parameters are sufficiently reliable.

Keywords: Finned tube, Conjugated heat transfer, Computational Fluid Dynamics (CFD)

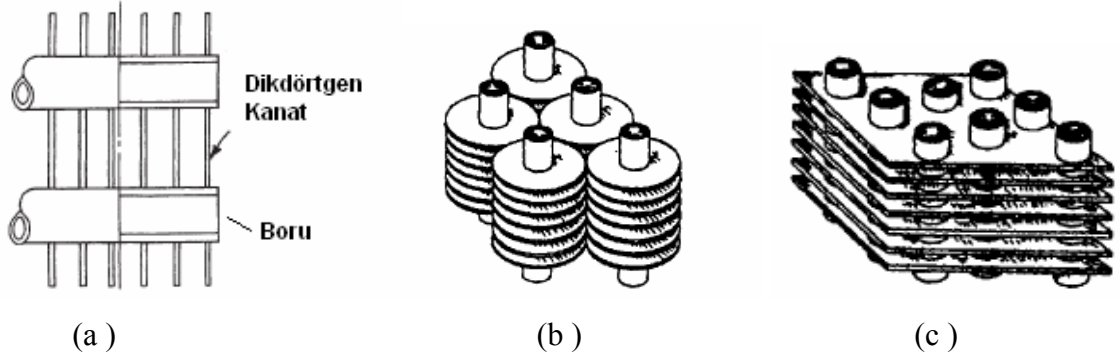
1. GİRİŞ

Mühendislikteki en önemli proseslerden biri olan, bir akışkandan başka bir akışkana ısının transfer edilmesi işlemi, yıllarca araştırma-geliştirme çalışmalarının konusu olmuştur. Isı geçişi üzerine yapılan bu çalışmaların temelinde, performansı yüksek ve ekonomik ısı değiştiricilerin geliştirilmesi yatmaktadır. En genel kullanım adıyla eşanjör olarak bilinen ısı değiştiricileri, başta ısıtma-soğutma, otomotiv, enerji üretimi, petro-kimya ve gıda sektörü olmak üzere, daha da sıralanabilecek birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Üretim maliyetlerinin düşürülmesi açısından, enerjinin verimli bir şekilde transfer edilmesi gereği, randımanlı ve optimum boyutlarda ısı değiştiricilerinin geliştirilmesi zorunluluğunu getirmiştir.

Genel olarak konstrüksiyon yapısı, ısı transferi yöntemi, kompaktlık derecesi, akış düzenlemesi, geçiş sayısı ve ısı transferi akışkanlarının faz durumuna göre sınıflandırılabilen ısı değiştiricileri, konstrüksiyon yapılarına göre sınıflandırılacak olursa aşağıdaki gibi bir sıralama gerçekleştirilebilir;

- Borulu ısı değiştiricileri
- Plakalı ısı değiştiricileri
- Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri
- Rejeneratörler

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri asıl olarak *genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri* grubuna girmekle birlikte, genel olarak herhangi bir gazın ısıtılması veya soğutulması için kullanılırlar. Bu tip uygulamalarda, gazın düşük ısıl iletkenliği, dolayısıyla da düşük taşınım katsayısı nedeniyle, genel olarak gaz akışı kanatlı yüzey tarafında gerçekleşir. Böylece, dış taraftaki ısıl direnç kanatlar vasıtasıyla azaltılmakta ve yaklaşık aynı hacimdeki bir ısı değiştiriciden daha fazla miktarda ısı geçişi sağlanarak performansı arttırılabilmektedir. Burada dikkat edilecek en önemli nokta, ileride de bahsedileceği gibi basınç kayıplarının da göz önünde bulundurularak optimum kanat geometrisi ve boyutlarının seçimi işlemidir. Bu alanda araştırma-geliştirme çalışmaları birçok araştırmacı tarafından halen deneysel veya sayısal yöntemlerle uygulanarak devam ettirilmektedir. Yaygın olarak kullanılan kanatlı boru tipleri Şekil 1.1'de gösterilmiştir.

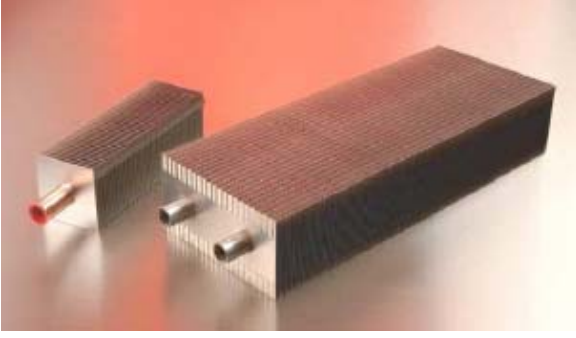


Şekil 1.1 Çeşitli kanatlı boru örnekleri. (a) Çift borulu dikdörtgen kanatlı, (b) Dairesel kanatlı, (c) Plakalı kanatlı

Kanat geometrisi (Yükseklik, kalınlık), kanatlar arası boşluk, boru dizilimi (Düz, saptırmalı) gibi parametrelerin doğru seçilmesi, ısı değiştirici performansını önemli ölçüde arttırabilir. Ayrıca, boru içindeki akış daha anlaşılabilir olduğundan dolayı, ısı geçişinin daha iyi anlaşılabilmesi için daha karmaşık olan kanatlı yüzey tarafındaki akışın iyi bir şekilde kavranması gerekmektedir. Bu durum ise ancak deneysel çalışmalar ve günümüzde sayısal yöntemlerle mümkün olabilmektedir.

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri üzerine birçok deneysel ve nümerik çalışma yapılmış olmasına rağmen, tezin asıl konusu olan çift borulu dikdörtgen kanat geometrisi üzerine çok fazla çalışma yapılmamıştır. Bu çalışmada, karmaşık yapıdaki dış akış ve kanatlı boru demetindeki konjuge ısı transferi mekanizması hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve ısı transferi paket programı FLUENT kullanılarak incelenmiştir.

Dikdörtgen kanatlı borular endüstride çeşitli kondenser veya evaporatör benzeri ısıtma-soğutma aparatlarında ve daha yüksek sıcaklıkların-aşındırıcı etkilerin bulunduğu enerji geri kazanım ünitelerinde kullanılmaktadırlar. Örneğin bir ısıtma-soğutma apareyinde hava ısıtmak veya soğutmak için kullanılabilirken, bir kombine çevrim santralinde veya fosil yakıtlı termik santralde kazan besisi suyunu ısıtmak için ekonomizer bünyesinde kullanılabilirler. Uygulamadaki kanat kalınlıkları ise kullanım alanına göre değişiklik göstermektedir. Hava apareyinde kullanılan kanatların kalınlıkları 0,2-0,4 mm arasında olabilirken (Şekil1.2-i), termik santrallerin ekonomizer ünitelerinde korozyon ve yüksek sıcaklık etkilerinin fazla olmasından dolayı 3 mm'yi geçebilmektedir. (Şekil1.2-ii)



i)



ii)

Şekil 1.2 Uygulamadaki dikdörtgen kanatlı boru örnekleri.

Bu çalışmanın amacı, dikdörtgen kanatlı borulardaki karmaşık dış akışın genel karakterlerinin ve kanatlı boru demetindeki konjuge ısı transferinin daha iyi anlaşılır hale getirilmesidir. Ayrıca, literatürde bulunan, simetriklik sınır koşulu kullanılarak yapılmış sayısal çözümlerin dış akışın karakterini tam olarak yansıtmadığı da periyodik sınır şartlı sayısal uygulamalarla gösterilmiştir.

İkinci bölümde, dairesel ve dikdörtgen kanat geometrileri üzerine literatürde yapılmış olan çalışmalar incelenmiş ve genel olarak kanatlı borulardaki akış-konstrüksiyon parametrelerinin performansa olan etkilerine değinilmiştir.

Üçüncü bölümde, zamana bağlı, türbülanslı akışta, sıcaklığa bağlı özelliklerle, ilgili belirleyici denklemler sunulmuş ve sayısal çözüm yöntemleri hakkında temel bilgiler aktarılmıştır.

Dördüncü bölümde ise üç adet sayısal uygulamaya yer verilmiştir. Birinci uygulama, simetriklik sınır koşulunun, dış akışın incelendiği sayısal uygulamalarda doğruluktan uzak sonuçlar verdiğini göstermek amacıyla, sonsuz bir silindir üzerinden iki boyutlu, laminar akışın incelenmesidir. İkinci uygulama ise literatürde yine simetrik sınır koşulu kullanılarak yapılmış olan üç boyutlu dairesel kanatlı boru demeti üzerinden akış uygulamasıdır. Bu uygulamada, periyodik sınır koşuluna göre modelleme yapılıp sonuçlar karşılaştırılmıştır. Son uygulamada ise iki borulu dikdörtgen kanatlı bir boru demeti üzerinden zamana bağlı, türbülanslı akış incelenmiş ve özellikle dış akışın karakterleriyle kanat içindeki ısı geçiş mekanizmaları çeşitli görselleştirici simülasyon ve grafiklerle sunulmuştur.

Son bölümde ise sayısal uygulamaların genel değerlendirilmesi ve öneriler sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı değiştiricilerde kanatlar kullanarak ısıl performansı arttırma işlemi oldukça yaygın kullanılan bir yöntemdir. Fakat karşılaşılan geometriler genelde kompleks oldukundan dolayı, akış ve ısı transferi karakterlerinin doğru bir şekilde tahmin edilmesi oldukça zor ve zaman alıcıdır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerde ısı transferi ve basınç dūřm gibi konular üzerine geçmişte birçok deneysel ve nümerik çalışma yapılmıştır. Fakat literatürdeki çalışmalara bakıldığında, en fazla çalışmanın dairesel kanatlı borular üzerine yapıldığı görülmüştür. Dikdörtgen kanatlı borulardaki akış ve ısı transferinin incelenmesi, bu konstrüksiyonların günümüzde yaygın olarak kullanılması açısından bir gereklilik olarak görülmüştür.

2.1 Dairesel Kanatlı Borulardaki Dış Akış

Dairesel şekilli dikdörtgen kesitli kanat geometrisi üzerine, literatürde oldukça fazla miktarda deneysel ve sayısal çalışma bulunmaktadır. Kays ve London (1998) deneysel verilere dayalı olarak dairesel kanatlar için önemli miktarda tablolar sunmuşlardır. Bu yönüyle *Compact Heat Exchangers* adlı kitapları kompakt ısı değiştirici tasarımında bir el kitabı olma özelliği taşımaktadır.

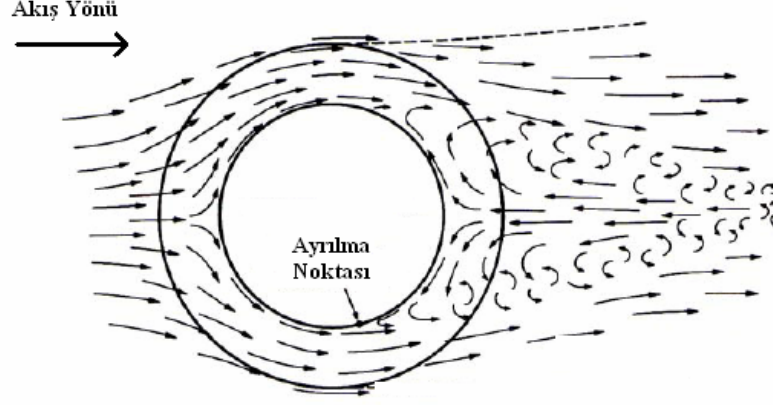
Dairesel kanatlar üzerine yapılmış olan bir başka çalışma da Mon'un (2003) FLUENT paket programını kullanarak yaptığı sayısal çalışmadır. Mon, bu çalışmasında dairesel kanatlı borularda geometrik parametrelerden, akış parametrelerine kadar birçok yönüyle kanatlı boru performanslarını incelemiştir. Optimum geometriyi belirlerken Ackerman ve Brunsvold (1970) tarafından tanımlanan performans katsayısı tanımından faydalanmıştır.

$$K = \frac{\dot{Q}}{N} \quad (2.1)$$

$$N = \Delta P \cdot V \quad (2.2)$$

Burada, boyutsuz K performans katsayısının fiziksel anlamı, incelen kanatlı boru grubundaki ısı transferi miktarının akış için gerekli güce oranıdır. Ayrıca, \dot{Q} transfer olan ısı W, ΔP basınç dūřm Pa, N harcanan gc W ve V m³/s olarak hacimsel debidir. K'nın maksimum değeri kanat ve akış parametrelerinin optimum seçildiğini gösterir. Onun

dışında incelediği 23 farklı akış ve kanat geometrisi için Nusselt sayılarını literatürdeki korelasyonlarla karşılaştırmıştır.



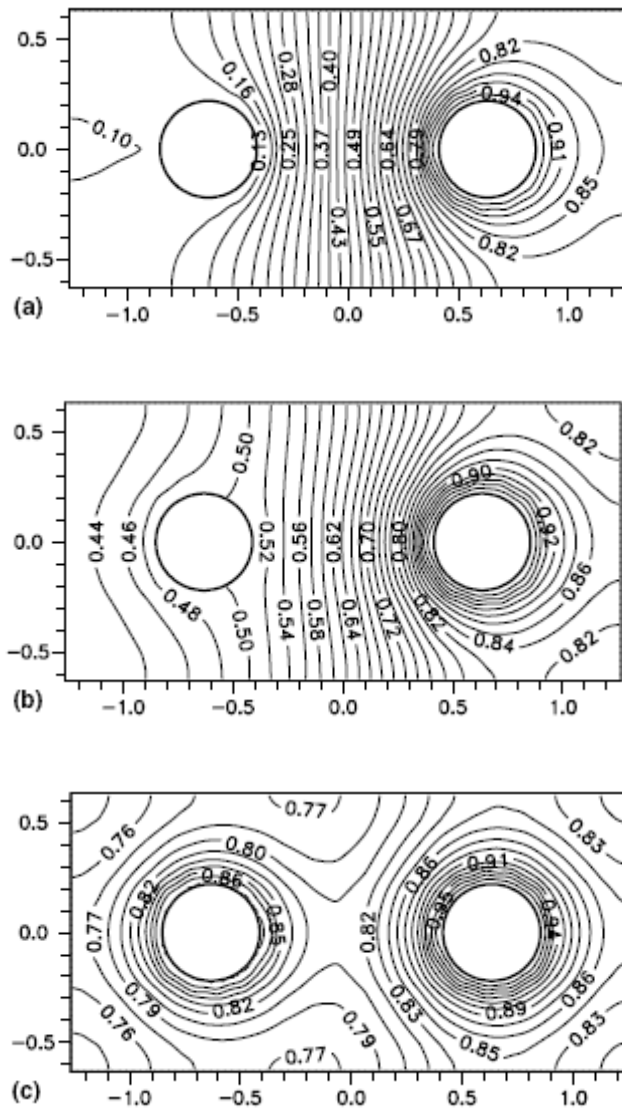
Şekil 2.1 Dairesel kanatlı borulardaki dış akışın genel prensibi.

2.2 Dikdörtgen Kanatlı Borulardaki Dış Akış

Literatüre bakıldığında, dikdörtgen kanatlı borularla ilgili yapılan çalışmaların görece oldukça kısıtlı olduğu görülmüştür. Gerek geometrinin daha karmaşık olması gerekse de uygulamada görece daha az kullanım alanı bulması bu duruma neden olarak gösterilebilir.

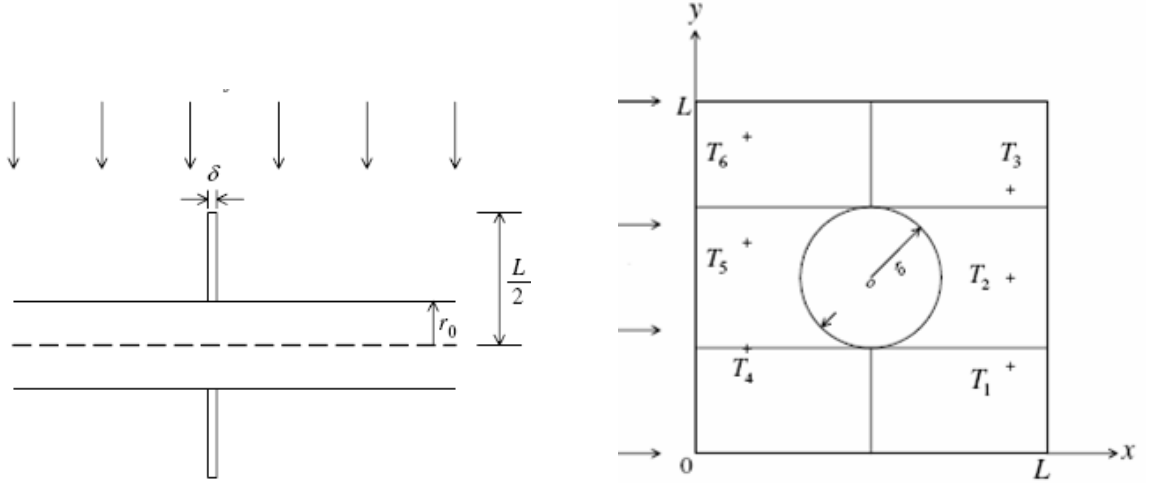
L. Marin vd. (2004) ilk olarak, kondenser ve evaporatörlerde kullanılan, sürekli plakalı kanatlı borular (Şekil 1.1.c) üzerine çalışmış, daha sonraki çalışmalarında ise iki borulu dikdörtgen kanat geometrisini incelemiştir (Şekil 1.2 i). Marin vd., bu çalışmalarını Sınır *Elemanı Metodu* (BEM) kullanarak iki boyutlu olarak yürütmüşlerdir. Çalışmalarında 0,2-0,4 mm kalınlıklı kanatlar üzerindeki boyutsuz izoterm eğrilerini kanat alanını 100 ila 400 arası sınır elemanına bölerek, boru sıcaklıklarının değişimine göre irdelemiştir. Özellikle son çalışmaları yani iki borulu dikdörtgen kanatlı boru, bu çalışmada da incelenecek geometriye benzerdir. İncelemeleri sonucu bu kanatların oldukça fazla ısı transferi yüzeyi oluşturduklarını ve diğer kanatlardan farklı olarak borular arasında direkt olarak iletimle ısı transferine olanak sağladıklarını görmüşlerdir. Fakat kanat alanının tamamının verimli bir şekilde kullanılmadığını belirlemiştir. Bunun nedeni ise hava akış sıcaklığıyla kanat yüzey sıcaklığı arasındaki farkın boruya uzak bölgelerde ciddi derecede azalmasıdır. Bu da tüm yüzeyin faydalı bir şekilde kullanılmamasına neden olmaktadır. Şekil 2.2 (a)'da $(T_b^2 - T_\infty)/(T_b^1 - T_\infty) = 0,1$ için boyutsuz sıcaklık dağılımları görülmektedir. $T_b^{1,2}$ boru yüzey sıcaklıkları, T_∞ ise akış sıcaklığıdır ($^{\circ}\text{C}$) . Şekle

bakıldığında, borular arasında da sıcaklık farkı olduğundan dolayı, ısının sadece çevre havaya değil aynı zamanda sıcak borudan soğuk olan boruya da aktığı görülmektedir. Şekil 2.2 (b)'de $(T_b^2 - T_\infty)/(T_b^1 - T_\infty) = 0,5$ için ısının soğuk olan boruya yine yürüdüğü fakat borular arasındaki sıcaklık farkının daha az olmasından dolayı daha az miktarda olduğu görülmektedir. Şekil 2.2 (c)'de $(T_b^2 - T_\infty)/(T_b^1 - T_\infty) = 0,9$ durumunda ise borular arasında çok az da olsa yine bir ısı akışının olmasına rağmen, arada bir ortak sıcaklık alanı bulunmakta yani neredeyse ısının tamamı havaya geçmektedir. Son durumdaki konfigürasyon aynı zamanda bu çalışmada incelenecek sisteme en çok benzeyen sistemdir.



Şekil 2.2 Marin vd. çalışmalarındaki farklı boru sıcaklıklarında kanat üzerindeki boyutsuz sıcaklık izotermelerinin değişimi.

Chen vd. (2005) tek borulu kare şekilli kanatlı boru üzerine çalışmışlardır. Deneysel temelli çalışmalarında dikdörtgen kanadı 6 farklı bölgeye ayırarak her bir bölge için yüzey sıcaklığı ölçümü yapmışlardır. Buradan her bir bölge için gerçekleşen ısı transferi miktarı ve ortalama taşınım katsayılarına geçmişlerdir. Taşınım katsayıları ile birlikte son olarak kanat verimlerini incelemişlerdir. Çalışmalarında 5 farklı hava hızı kullanmışlardır. Hava giriş sıcaklıkları ve boru yüzey sıcaklıkları sabit olarak alınmıştır.



Şekil 2.3 Chen vd. tarafından incelen kanatlı boru üzerinden akış uygulaması.

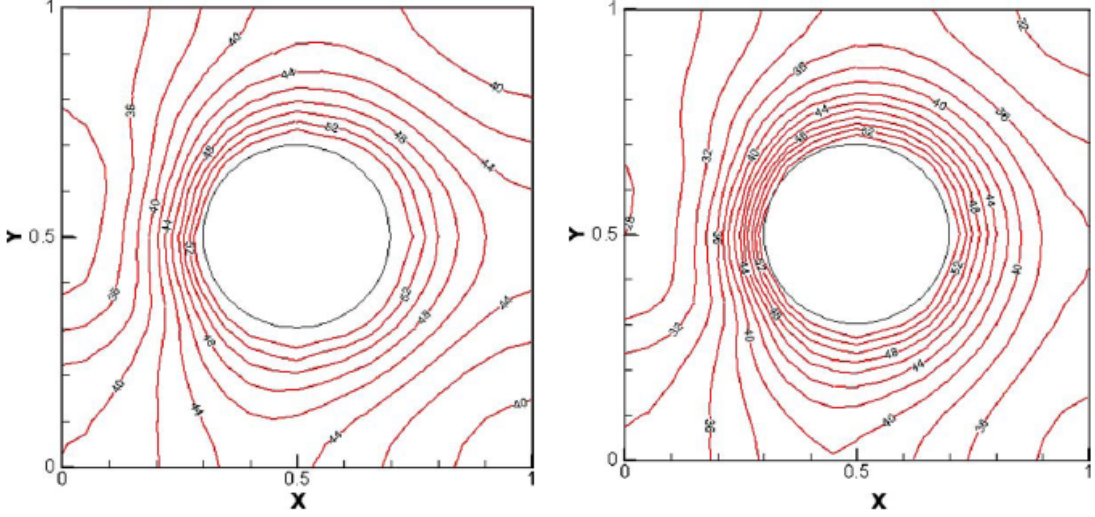
Çalışmalarda kullanılan boru çapı 40 mm, kanat boyutları 100x100 mm, kanat kalınlığı ise 2 mm olarak seçilmiş olup, kanat malzemesi AISI 304 paslanmaz çeliktir. Yapılan çalışmalar sonucu kanatlı boru tarafı taşınım katsayıları ve kanat verimleri hava giriş hızının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\bar{h} = \begin{cases} 5,962.V_{air} + 11,748 \rightarrow \Delta T = 34^\circ C \\ 7,618.V_{air} + 15,438 \rightarrow \Delta T = 43^\circ C \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\eta_f = \begin{cases} -0,0265.V_{air} + 0,6283 \rightarrow \Delta T = 34^\circ C \\ -0,0227.V_{air} + 0,5956 \rightarrow \Delta T = 43^\circ C \end{cases} \quad (2.4)$$

Kanat verimi, gerçek şartlarda kanatlı yüzeyden transfer olan ısının, tüm yüzeyin boru sıcaklığında olması durumunda transfer olacak ısıya oranı şeklinde tanımlanır. Bu denklemlerde, ΔT boru yüzey sıcaklığı ve hava giriş sıcaklığı arasındaki fark, \bar{h} sıcaklığı ölçülen bölgedeki ortalama taşınım katsayısı, V_{air} ise havanın giriş hızıdır. Elde ettikleri denklemler de incelenecek olursa, inceledikleri kanatlı borunun yüzey verimi % 62'yi

geçmemektedir. Bu durum dikdörtgen kanatların dairesel kanatlara göre daha az verim sağladıklarını göstermektedir. Yukarıdaki denklemlerden çıkarılabilecek başka bir sonuç ise hava hızının, dolayısıyla *Reynolds* sayısının artmasıyla kanat veriminin azalmasıdır. Bu genelde bilinen bir durumdur. Kanat verimlerinin yüksek *Reynolds* sayılarında oldukça düşük olması, bu tip kanatların düşük *Reynolds* sayılı uygulamalarda (Doğal konveksiyon) daha başarılı olabileceğini göstermektedir.



Şekil 2.4 Chen vd. uygulamalarında hava hızının 1 m/s ve 5 m/s olduğu durumlar için kanat yüzeyindeki izoterm eğrileri.

Şekillerden de görüleceği üzere, boru ön tarafındaki yüzeyde sıcaklık düşümü daha kısa mesafelerde gerçekleşmiştir. Ayrıca ön ve arka tarafın ortalama ısı transfer katsayıları arasında 10 kat kadar bir fark olduğu belirlenmiştir. Bunların nedeni ise ön taraftaki sınır tabaka kalınlığının daha az olması ve arka tarafta oluşan zayıf sirkülasyon bölgesidir.

2.3 Kanatlı Borularda Performansı Etkileyen Parametreler

Çeşitli ısı transferi ve ısı değiştiricileri kitaplarına, yapılmış olan sayısal ve deneysel çalışmalara bakıldığı zaman, genel olarak her hangi tip bir kanatlı borudaki kanat verimi, basınç düşümü gibi etmenlerin hangi parametrelerden nasıl etkilendiği aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Kanat Yüksekliğinin Etkisi; Yapılan araştırmalar genel olarak kanat yüksekliği arttığı zaman ısı transfer katsayısının azaldığını, basınç düşümünün ise arttığını

ortaya koymuştur. Zhukauskas ve Brauer gibi araştırmacıların yaptığı çalışmalar kanat ucundaki ısı transfer katsayısının, kanat dibindeki oranla daha fazla olduğunu ortaya koymuştur. (Mon, 2003) Bunun nedeni ise kanat dibinden u tarafına doğru gidildikçe sınır tabaka kalınlığının azalmasıdır. Kanat ykseklıği boyunca maksimum ısı transferi katsayısı en dar kesitin, yani maksimum hızın olduğu kısımda olur. Maksimum bağıl ısı transferi ise yaklaşık kanat ykseklığinin yarısında gerçekleşir. Kanat yüzeyindeki ısı transferi dağılımı, kanat ykseklıği dışında açıya da bağlıdır. Bunlara ek olarak, Zhukauskas kanat ykseklıği arttıka söz konusu akış karakteristiğinin kanal arasındaki akış karakteristiğine yaklaşacağını belirtmiştir. (Mon, 2003)

- Kanat Boşluğunun Etkisi; kanat boşluğu parametresi özellikle basınç düşümü yönünden performansı fazlaca etkileyen bir parametredir, bu yüzden uygun seçilmesi şarttır. Araştırmalar, birbirine yakın kanatlar arasındaki ısı transfer katsayısının görece daha uzak olan kanatlar arasındaki ısı transfer katsayısından daha düşük olduğunu göstermiştir. Bunun asıl nedeni ise yakın kanatlar arasında oluşan sınır tabaka kalınlığının daha etkileyici olmasıdır. Bunun yanında, düşük kanat boşluğu birim hacimdeki ısı transfer yüzeyini arttırmasına karşılık, basınç düşümünü arttırırken kirlenmeyi de hızlandırmaktadır.
- Kanat Kalınlığının Etkisi; Ward ve Young (1959) ortalama *Nusselt* sayısının kanat kalınlığıyla birlikte arttığını belirlemişlerdir. Genel bir bakış açısıyla kanat kalınlığının ısı değiştirici performansını diğer parametreler kadar etkilemediği belirlenmiştir. Bu konuda yapılabilecek bir optimizasyon çalışması malzemenin gereksiz kullanımı açısından önemli görülebilir.
- Boru Dış apının Etkisi; Ortalama ısı transfer katsayısı direkt olarak *Reynolds* sayısına yani boru dış çapına bağlıdır. Buna karşılık, boru çapı arttıka boru arka tarafındaki zayıf sirkülasyon bölgesi büyüyeceğinden, basınç düşümü de artacaktır. Jameson, Mirkovi (Mon, 2003) gibi araştırmacılar, boru çapının artmasıyla basınç düşümünün de arttığını görmüşlerdir. Sonuç olarak, boru dış çapıyla birlikte *Nusselt* sayısının ve basınç düşümünün de arttığı bilinmektedir. (Mon, 2003)
- Borular Arası Boşluğun Etkisi; Kanatlı boru demeti içindeki türbülans yoğunluğu boru dış çapına ek olarak, borular arasındaki boşluğa da sıkı sıkıya bağlıdır.

Dolayısıyla, basınç düşümü borular arası mesafeyle de alakalıdır. Briggs ve Young [Mon, 2003] borular arasındaki enlemesine boşluğun değiştirilmesiyle ısı performansın çok fazla etkilenmemesine karşılık, basınç düşümünün ciddi derecede etkilendiğini görmüşlerdir. Buna ek olarak, borular arasındaki boylamasına boşluğun ısı performansı daha fazla etkilediği görülmüştür. Genel bir yaklaşımla, borular arası mesafenin artması minimum kesitteki hızı azaltacağından, *Reynolds* sayısı ve *Euler* sayısı azalacaktır. Diğer bir deyişle, ısı transferi ve basınç düşümü azalacaktır.

- Kanatlı Boru Demet Konfigürasyonunun Etkisi; Kanatlı boru demetinde, akış yönündeki kanatlı boru sayısı, akışın türbülans yoğunluğunu direkt olarak etkilediği için farklı sayıdaki ve dizilişteki kanatlı boruya sahip demetlerdeki ısı transferi katsayıları ve basınç düşümleri farklı olacaktır. Yapılan araştırmalar, çarpırmalı dizilişte kanatlı boru demetinin ilk borusundaki ısı transferinin daha derinlerdeki borulara göre yaklaşık % 30 daha az olduğunu göstermiştir. Bunun nedeni ise öndeki boruların türbülans yaratarak daha derinlerdeki boruları etkilemesidir. Çeşitli araştırmacılar kaçınıcı borudan sonra ısı transfer katsayılarının sabit kaldığı konusunda çeşitli tezler sunmuşlardır. Kimine göre ikinci borudan sonra ısı transfer katsayıları değişmezken kimilerine göre ise bu sayı üçtür. Isı transferi ve basınç düşümü boru sıra sayısına göre değişiklik gösterdiği için araştırmalarda bulunan korelasyonlarda 3 sıraya kadar olan demetler için düzeltme faktörleri kullanılmaktadır.
- Boru Dizilişinin Etkisi; Boru dizilişi ısı transferi ve basınç düşümü açısından oldukça belirleyici bir parametredir. Çarpırmalı diziliş ısı transferi açısından oldukça başarılı sonuçlar verebilirken, basınç düşümünü de arttırmaktadır. Çarpırmalı dizilişte sadece boru arka tarafında zayıf bölge oluşurken, düz dizilişte ise hem arka hem de ön tarafta birer zayıf sirkülasyon bölgesi oluşmaktadır. Böylece, saptırmalı dizilişte daha fazla karışma olmakta ve daha iyi ısı transfer katsayıları elde edilmektedir.
- Hava Hızının Etkisi; Isı transferi performansını temelde bekli de en çok etkileyen parametre, oluşan sınır tabakaların niteliğidir. Sınır tabakaların oluşumu ise direkt olarak hava akış hızıyla şekillenmektedir. Hava hızı *Reynolds* sayısının belirlenmesi

açısından da önemli bir parametredir. Böylece akışın karakteristiği hakkında fikir sahibi olunabilmektedir. Çeşitli kaynaklarda *Reynolds* sayısının belirlenmesi için, giriş hızı, ana hız ve minimum kesitteki hız gibi farklı yaklaşımlar kullanılmıştır. Literatürde en sık kullanılanı ise minimum kesitteki hızdır. (Mon, 2003)

3. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE YÖNETİCİ DENKLEMLER

Yüksek kapasiteli bilgisayar sistemlerinin geliştirilmesiyle birlikte, deneysel ve teorik akışkanlar mekaniği-ısı transferi, yerini büyük oranda hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics) ve ısı transferi (Computational Heat Transfer) çözüm yöntemlerine bırakmıştır. Deneysel yöntemlerle çözümü aylar hatta yıllar alabilen mühendislik problemleri, artık günümüzde saatler hatta dakikalarla ölçülebilecek zaman dilimlerinde güvenilir şekilde çözümlenebilmektedir. Son birkaç on yıldan beri kullanılan bu yöntemler, günümüzde rekabet ortamının da artmasıyla, hızı, düşük maliyeti, güvenilir sonuçlar vermesi gibi nedenlerle bilimsel araştırmaların yanı sıra ticari uygulamalarda da yerini sağlamlaştırmıştır. Sayısal yöntemler, akışkan hareketinin yanı sıra enerjinin konjuge (İletim + Taşınım) akışı, kimyasal reaksiyonlarda enerji üretimi, faz değişimleri, gözenekli ortamlarda akış gibi sayılabilecek daha birçok mühendislik problemlerinde başarıyla kullanılmaktadır.

Tablo 3.1 Çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması.

Yaklaşım		Avantajları		Dezavantajları
Deneysel	1	Çok gerçekçi ve güvenilir sonuçlar verebilme	1	Ekipman gereksinimleri
			2	Ölçekleme problemleri
			3	Tünel düzeltme katsayısı belirsizlikleri
			4	Ölçüm güçlükleri
			5	İşletme maliyetleri
Teorik	1	Az zahmetli, hazır formülasyonlara dayalı olması	1	Basit geometrik ve fiziksel koşullarla sınırlı
			2	Genellikle lineer problemlerle sınırlı
Sayısal	1	Lineerlik sınırlaması yok	1	Ayrıklaştırma hataları
			2	Sınır koşulları problemleri
			3	Güçlü bilgisayar kaynaklarına gereksinim
	2	Karmaşık fiziksel durumlar için uygulanabilme		
	3	Akışın zamana bağlı gelişimi elde edilebilir		

Günümüzde bu amaçlarla üretilmiş olan birçok ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı transferi çözüm kodları geliştirilip paket programlar olarak piyasaya sürülmüştür. Bu çalışmada kullanılmış olan FLUENT ve ön işlecisi GAMBIT günümüzde en yaygın

kullanılan paket programlar arasındadır. Sayısal yöntemlerin diğer çözüm yöntemleri içindeki yerini açıkça anlamak açısından Tablo 3.1'deki gibi bir değerlendirme yapmak mümkündür..

Tabloda da belirtildiği gibi sayısal yöntemler özellikle karmaşık problem çözümü ve daha kısa sürede çözüm eldesi açısından diğer yöntemlerden önde olmasına rağmen, deneysel yöntemlerin teyit edici rolü de görmezden gelinememektedir. Her ne kadar hızlı ve karmaşık problemlerin çözümünde önde olsa da, sayısal çözümün her zaman doğru sonucu garanti edemeyeceği de göz önünde bulundurulmalıdır. Uygulamada, genelde HAD ve deneysel yöntemler belirli bir noktaya kadar beraber götürülür. Deneysel çözümlerle güvenilirliği teyit edildikten sonra, benzer problemler sayısal olarak çözülmeye devam edilir. Böylece hızlı, güvenilir seri çözümlere ulaşılmış olur. Genel olarak sayısal yöntemlerin doğruluğu açısından çözüm elemanının seçimi, akış alanının ve denklemlerin ayrıklaştırılması, sınır koşullarının atanması gibi işlem parametrelerinin doğru uygulanması ve grid bağımlılığı testlerinin yeterince uygulanması mevcut hata oranını düşürüp güvenilirliği artırır.

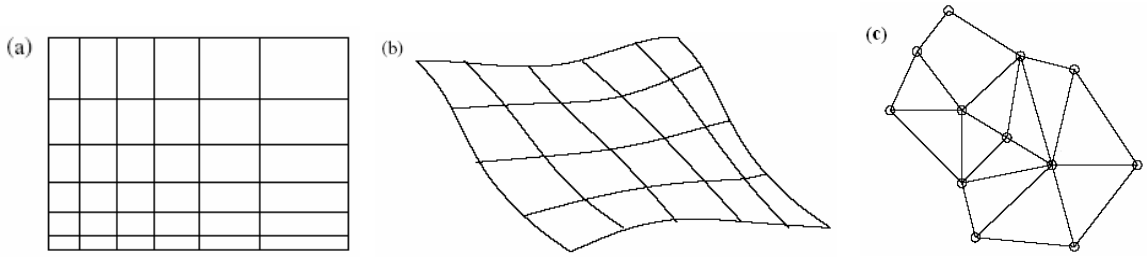
3.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli

Sayısal çözüm yöntemlerinde temel prensip, çözüm bölgesinin alt bölgelere ayrılarak (Ağ oluşturularak) ilgili diferansiyel formdaki korunum denklemlerinin bu çözüm ağı boyunca ayrıklaştırılıp lineer denklem sistemlerine dönüştürülerek çözülmesidir. Herhangi bir sayısal çözüm yönteminin temel aşamaları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Modelin oluşturulması; Çözülme istenen probleme bağlı olarak, çözüm işleminin en doğru ve az bilgisayar kaynağı kullanılarak yapılabilmesi açısından optimum katı geometrinin seçilmesi.
- Ağ oluşturma; Seçilen katı modelin sonlu sayıda hücreye bölünmesi.
- Ayrıklaştırma; Çözülme istenen diferansiyel denklemlerin lineerleştirilmesi.
- Ayrıklaştırılmış cebirsel denklemlerin çözülmesi.
- Sonuçların fiziksel anlam taşıyıp taşımadığının kontrol edilerek sonuca ulaşılması.

3.1.1 Çözüm Ağının Oluşturulması (Mesh Oluşturma)

Bir sayısal çözüm yönteminde en önemli adımlardan birisi geometrinin meshlenmesi yani sonlu sayıda çok kenarlı yüzeylere (hacimlere) ayrılmasıdır. Böylece korunum denklemleri ayrıklaştırılan bu her çözüm elemanı için ayrı ayrı çözülecek ve toplam akım alanı için genel çözüme ulaşılabilecektir. Elde edilen meshin (grid) en küçük elemanı *hücre*, hücreyi çeviren bölge *yüzey*, yüzeylerin ortak birleşim noktaları ise *düğüm (nod)* adını alırlar. Meshleme tipi genel olarak yapısal ve yapısal olmayan meshleme şeklinde ikiye ayrılabilir. Yapısal yüzey meshlemede yüzeyler düzlemsel ve dört kenarlıdır, hacim meshlemede ise 6 kenar bulunur. Yapısal meshlemede hücrelerin her biri i, j, k gibi indislerle tanımlanabilir, ayrıca sınır üzerinde olmayan her düğüm aynı sayıda düğüm ile bağlantılıdır. Yapısal olmayan meshlemede ise hücreler genelde 3 kenarlı, dört kenarlı veya 6 kenarlı olup, indislerle tanımlanamazlar ve düzensiz bir bağlantı söz konusudur. (Şekil 3.1) Yapısal mesh her ne kadar modellemede ve çözüm esnasında kolaylık sağlasa da, özellikle karmaşık geometrilerde yapısal olmayan mesh bir gereklilik olabilir. GAMBIT programında yüzey meshleme için Quad (dörtgen), Tri (üçgen), Quad/Tri (üçgen/dörtgen) element seçenekleriyle, Map (düzenli yapısal Meshleme), Submap (bir yüzeyi map seçeneğiyle meshlenebilir hale getirme) Pave (yapısal olmayan mesh oluşturma) ve bunlar gibi daha birçok meshleme tipi seçenekleri mevcuttur.



Şekil 3.1 a) Düzenli yapısal, b) Bünye uyumlu yapısal, c) Yapısal olmayan meshleme

Sayısal çözümün sağlıklı olarak kurulması, belirtildiği gibi meshlemenin kalitesiyle doğrudan alakalıdır. Aksi takdirde ayrıklaştırılmış denklemlerin çözümü aşamasında çözümün yakınsaması gerçekleşmeyebilir veya çözüm süresi gereksiz yere uzatılabilir. Tüm bunları göz önünde bulundurarak GAMBIT programında *Examine Mesh* seçeneği altında bir kontrol paneli oluşturulmuştur. Burada *Equiangle Skew*, *Equisize Skew*, *Aspect Ratio* gibi daha birçok mesh kontrol seçeneği bulunmaktadır. *Equiangle Skew* komutu

mesh içerisindeki hücreleri *simetriklikten uzaklık* prensibine göre kontrol eder. En yaygın kullanılan seçenektir, bu çalışmada da mesh kalitesinin kontrolü için bu seçenek kullanılmıştır. Basitçe, iki boyutlu mesh yapısı için şu şekilde tanımlanır:

Equiangle Skewness:

$$Q_{EAS} = MAX \left(\frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180^\circ - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}} \right) \quad (3.1)$$

Burada, θ_{max} hücre içindeki en büyük açı, θ_{min} hücre içindeki en küçük açı, θ_{eq} ise ilgili çok kenarlının düzgün eşkenar olması durumundaki köşe açısıdır. Daima $0 < Q_{EAS} < 1$ ' dir ve değerinin 0 olması meshin mükemmel olduğunu, 0-0,25 arasında olması çok iyi olduğunu, 0,25-0,5 arasında olması iyi olduğunu, 0,5-0,75 arasında olması zayıf olduğunu, 0,75-1 arasında olması ise kötü ve kabul edilemez olduğunu gösterir. İyi denilebilecek bir çözüm ağı kurulumu için bu değer en fazla 0,5 civarında olması tavsiye edilir. Mesh kalitesini etkileyen başka parametreler de vardır. Örneğin mesh içerisindeki ani boyut farklılıkları çözüm ağının kalitesini bozarak çözüm esnasında yakınsamama problemlerine yol açabilir.

Ağ oluşturma işleminde karşılaşılabilecek bir başka durum ise incelenecek olan geometrilerin karmaşık olmasından dolayı çözüm alanlarının direkt olarak meshlenememesidir. Bu durumun üstesinden gelmek için çözüm elemanları geometri oluşturma aşamasında *split* komutuyla yapısal olarak meshlenebilecek parçalara ayrılabilir. Daha sonra bu parçalar ayrı ayrı meshlenir. Bunun yanında, meshlemedeki hücre sayısının artması çözümün doğruluğunu arttırmasına rağmen belli bir noktadan sonra çözüm süresinin kabul edilemez derecede uzamasına da neden olabilir. Çözüm elemanı içinde, mesh elemanı kenar boyutunun yarıya düşürülmesi, iki boyutlu çözümlerde mesh elemanı sayısını dörde katlarken üç boyutlu çözümlerde ise sekize katlamaktadır. Bu da yaklaşık aynı oranda çözüm süresini etkilemektedir. Bu açıdan, yüksek hız gradyanlerinin beklendiği bölgeler (Örneğin duvara yakın bölgeler) yoğun meshlenerek diğer bölgeler görece daha kaba meshlenebilir. Böylece çözüm süresi azaltılmış ve bilgisayar kaynakları daha az kullanılmış olur. Bu amaçla yine GAMBIT bünyesinde sınır tabaka yaratma komutları bulunmaktadır. Bu çalışmada yapılmış olan çözümlerde mesh yaratılırken boru ve kanat yakınlarında sınır tabaka meshlemesi uygulanmıştır.

3.1.2 Sayısal Çözüm Metodolojisi

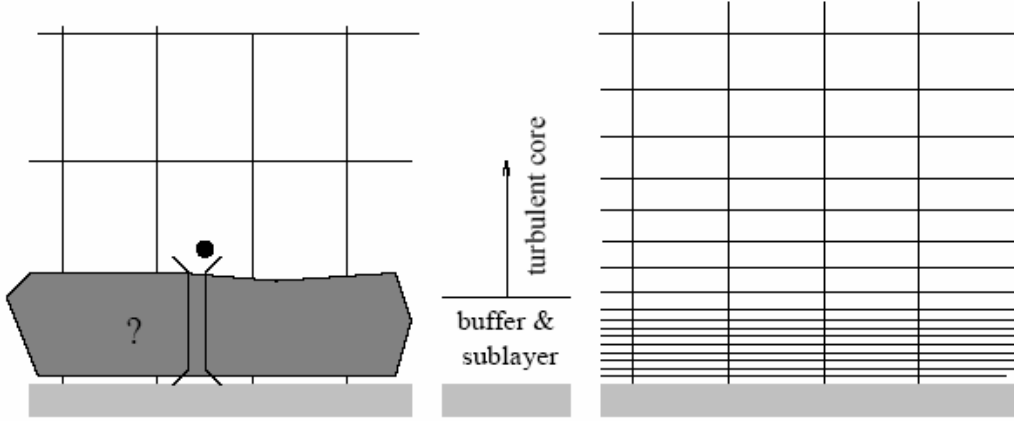
Kanatlı borulardaki dış akış ve konjuge ısı transferinin incelenebilmesi için türbülanslı daimi olmayan akışta, süreklilik, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözdürülmesi gerekmektedir. Bu çalışmada bu denklemlerin akış alanı boyunca çözdürülüp fiziksel olarak doğru sonuçlar alabilmek için FLUENT paket programı kullanılmıştır. Program, süreklilik ve korunum denklemlerini lineerleştirerek *sonlu hacimler yöntemine* göre çözen bir metodoloji kullanmaktadır.

FLUENT, C programlama dilinde yazılmış olup, akışkan akışını ve ısı transferini kompleks geometrilerde, esnek ve çoklu mesh yapısıyla başarıyla modelleyebilen bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı transferi programıdır. Program, ayrıca daimi ve zamana bağlı rejim akışları, sıkıştırılabilir-sıkıştırılmaz akışlar, sürtünmesiz, laminar, türbülanslı akışlar, kimyasal reaksiyonlar, doğal-cebri konveksiyon, radyasyon ve konjuge ısı transferi modellemeleri yanı sıra, malzeme özellikleri veri tabanı gibi daha sayılabilecek birçok üstün özelliğe sahiptir. Mesh dosyasının bir başka programda oluşturularak kullanılmasına rağmen, FLUENT aldığı mesh dosyasındaki ağ yapısını grid adaptasyonu seçeneğiyle değiştirip düzeltebilir. Ama belirtildiği gibi ilk mesh dosyasının başka bir programda oluşturulması gerekmektedir. Bu program ise GAMBIT'tir ve yine FLUENT Inc. ailesinin bir üyesidir.

3.1.3 Türbülans ve Duvar Yakınının Çözümü

Türbülans, tanım olarak en basit haliyle akışkanlarda görülen düzensiz harekettir. Türbülanslı akış zamana bağlı ve üç boyutludur. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan akışların çoğu türbülanslıdır. Türbülans *girdabi*, karakteristik uzunluğu türbülans ölçeği olarak da tanımlanan, akışkanın dönel hareketi olarak ifade edilir. Büyük ölçekli girdapların kinetik enerjisi fazla, küçüklerinki ise azdır. Zaman içinde, akışkanın viskoz yapısı nedeniyle, büyük ölçekli girdaplardaki kinetik enerji küçük ölçekli girdaplara dönüşerek akış sönümlenir. Bu durum da türbülanslı akışların zamana bağlılığının bir sonucudur. Türbülanslı akımın bir başka özelliği ise karışma oranının fazla olmasıdır. Bu durum da kütle, enerji ve momentum transferini arttırarak akış içinde laminar akımda gözlemlenemeyen kayma gerilmelerinin gözlenmesine neden olur.

Türbülansın duvarlardan önemli ölçüde etkilenmesi nedeniyle yakın duvar bölgelerinin çözümü sayısal çözümlerde kritik öneme sahiptir. Duvar yüzeyinde sağlanması gereken kaymama koşuluyla birlikte, çok yakın kısımlarda viskoz etkiler teğetsel hızı azaltırken, dış taraftaki kinematik etkiler ise duvara dik yöndeki çalkantıları azaltmaktadır. Prensip olarak; yakın duvar akışlarını, viskoz etkilerin baskın olduğu neredeyse tamamen laminar alt tabaka, türbülansın baskın olduğu dış tabaka ve her ikisinin eşit etkide buldukları ara tabaka olarak üçe ayırmak mümkündür. Duvara yakın bölgelerin çözümü için *duvar fonksiyonları* ve *yakın duvar modeli* olmak üzere iki farklı yöntem geliştirilmiştir. Duvar fonksiyonlarında dış türbülanslı bölge ile duvar arasındaki viskoz bölge çözdürülmez. Bunun yerine duvar ile türbülanslı bölge arasında duvar fonksiyonları adı verilen yarı ampirik formülasyonlarla köprü kurulur. Diğer yaklaşım olan yakın duvar modelinde ise türbülans modeli viskoz bölge de dahil olmak üzere bütün yakın duvar bölgesini mesh boyunca çözdürecek şekilde modifiye edilir.



Şekil 3.2 Duvar fonksiyonları ve yakın duvar modeli.

Duvar fonksiyonları metodu özellikle çözüm değişkenlerinin ani değişim gösterdiği yüksek *Reynolds* sayılı akımlarda daha az bilgisayar kaynağı gerektirir. Dolayısıyla endüstriyel uygulamalar için oldukça ekonomiktir. Fakat düşük *Reynolds* sayılı akışlar için yetersizdir ve yakın duvar metodunun kullanılması gerekir.

FLUENT, duvar fonksiyonları prensibine dayalı *Standart Wall Functions* ve *Non-equilibrium Wall Functions* ile yakın duvar prensibine dayalı *Enhanced Wall Treatment* seçeneklerini sunmaktadır. Bu çalışmalardaki türbülanslı akış çözümleri için default seçenek olan *Standart Wall Functions* tercih edilmiştir.

3.1.4 Yönetici Denklemler ve Çözüm Modelleri

İncelenecek olan kanatlı boru üzerinden akış uygulamalarında, konjuge ısı transferi ve dış akışın çözümü için türbülanslı, zamana bağlı, sıkıştırılmaz akışta, sıcaklığa bağlı özelliklerle, süreklilik, momentumun ve enerjinin korunumunu içeren Navier-Stokes denklemleri kullanılır. Sayısal çözümlerde kullanılacak olan bu denklemler, kartezyen koordinatlarda aşağıdaki şekilde verilmektedirler.

$$\text{Süreklilik denklemi} : \quad \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

$$\text{Momentum denklemi} : \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.3)$$

$$\text{Burada} : \quad \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.4)$$

$$\text{Enerji denklemi} : \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.5)$$

Şeklinde verilir. Bu denklemlerde, ρ yoğunluk, p basınç, u_i hız vektörü, τ_{ij} gerilme tansörü, T sıcaklık, k ısı iletkenlik ve E toplam enerjidir.

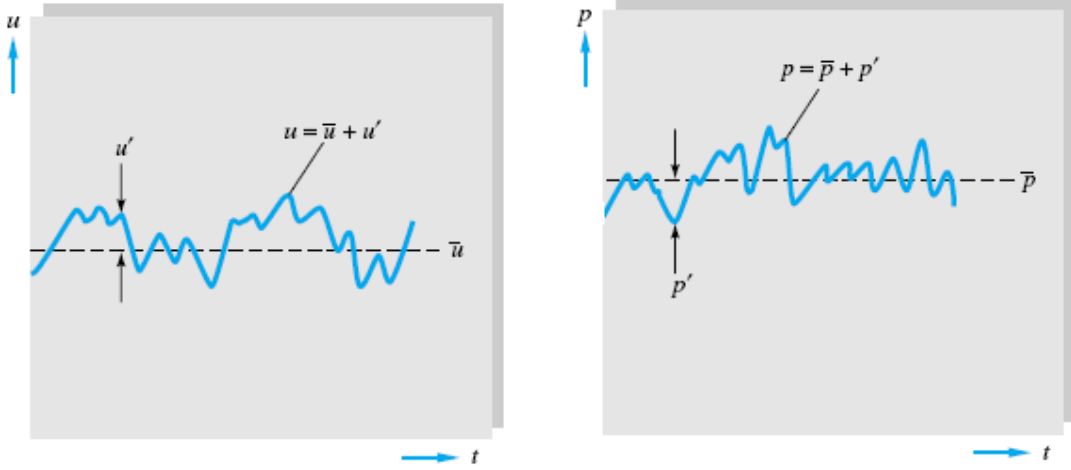
Bu denklemlerin çözülmesi için evrensel olarak en iyi kabul edilebilecek tek bir çözüm modeli olmamakla birlikte, modelin seçimi; akışın fiziği, istenen doğruluk derecesi, kullanılabilir bilgisayar kaynakları ve çözüm süresi gibi parametrelere göre belirlenir. Navier-Stokes denklemleri yukarıdaki genel haliyle türbülanslı akışı temsil eder. Bunun yanında bu denklemlerin karmaşık geometriler için direkt olarak çözülmesi (Direct Numerical Solution-DNS) oldukça zahmetli ve zaman alıcıdır. DNS yaklaşımının maliyeti Re^3 ile orantılı olarak değişim gösterir. Dolayısıyla, özellikle uygulamadaki karmaşık türbülanslı akışlar için uygun değildir. Buna alternatif olarak Large Eddy Simulation (LES) ve Reynolds ortalama (RANS) yaklaşım gibi yöntemler geliştirilmiştir. LES yönteminde büyük girdaplar çözülerek diğer küçük girdaplar ortalama alınarak hesaba katılır. Büyük ve küçük girdapların belirlenmesi ise Navier-Stokes denklemleriyle belirlenen Reynolds gerilmelerinin daimi akımda zaman ortalaması alınarak, daimi olmayan akımda ise grup

ortalaması alınarak yapılır. LES, denklemlerin uzaysal olarak filtrelendirildiği bir modeldir. Filtreleme işleminde alınan en küçük girdap boyutu genel olarak mesh boyutu ile belirlenir. LES modelinde büyük girdaplara göre daha izotropik özelliklere sahip olan küçük girdapların ortalama alınarak modellenmesi temel prensiptir.

Reynolds ortalama yaklaşım (RANS), türbülanslı akışın her ölçekteki değişkenlerini ortalama alarak çözer. Dolayısıyla çözüm süresi ve maliyeti azalmakta ve uygulamadaki problemler için daha elverişli olmaktadır.

Türbülanslı akışta çözüm parametreleri ana bileşen (zaman ortalama) ve çalkantı bileşeni olarak ikiye ayrılır.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \quad p = \bar{p} + p', \quad \text{ve} \quad T = \bar{T} + T' \quad (3.6)$$



Şekil 3.3 Türbülanslı akışta hız ve basınç-zaman profilleri

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho u}_i \bar{u}_j) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho u'_i u'_j}) \quad (3.8)$$

Bu denklemlerde, \bar{u}_i ortalama hızın i bileşenini, $\bar{\rho}$ ortalama yoğunluğu ve \bar{p} ortalama basıncı simgelemektedirler. Sıkışamaz akımda $\bar{\rho} = \rho$ olarak yazılabilir.

Denklem 3.8'deki *Reynolds* stres terimini modelleyebilmek için kullanılan yöntemlerden birisi, k - ε modellerinde de bulunan *Boussinesq* hipotezidir. *Boussinesq*, *Reynolds* gerilmeleri için şu ifadeyi verir:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho \tilde{k} + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3.9)$$

Denklemdaki \tilde{k} türbülans kinetik enerjisi, μ_t türbülans viskozitesidir ve moleküler viskoziteyle birleşerek efektif viskoziteyi verirler.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.10)$$

Ayrıca, akışkan içindeki ortalaması alınmış enerji denklemi son haliyle aşağıdaki forma döner.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{E}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i (\rho \bar{E} + \bar{p})) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (3.11)$$

Burada da, \bar{E} toplam ortalama enerji ve $k_{eff} = k + k_t$ efektif viskozite, k_t ise türbülans iletkenliği olarak tanımlanır. Bu denklemlerde, yerçekiminin akışa etkisi ve radyasyon etkileri ihmal edilmiştir. Konjuge (Taşınım + İletim) ısı transferi incelenirken, katı ortam (kanatlar) içerisindeki iletim ısı transferi (Denklem 3.11'de $u_i = 0$ alınarak) aşağıdaki denklemle verilebilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{h} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (3.12)$$

Burada, k kanadın ısı iletkenlik katsayısı, \bar{h} duyulur entalpi olup:

$$\bar{h} = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad \text{olarak verilir.} \quad (3.13)$$

Reynolds ortalamalı yaklaşım, *Spalart Almaras*, k - ε , k - ω ve türevleri gibi modellerde kullanılır. Bu çalışmada k - ε modeli kullanılacaktır. *RNG* k - ε modeli anlık Navier-Stokes denklemlerinin *Renormalization Group* adlı matematiksel bir yöntemle çözülmesi yöntemidir. *RNG* modelinin tersine, standart k - ε modeli sadece tamamen türbülanslı akışlar için uygundur. Ayrıca, standart k - ε modelinin yüksek *Reynolds* sayılarındaki yakın duvar çözümlerinde ve boru arkasındaki girdap çözümlerinde yetersiz kaldığı çeşitli

araştırmacılar tarafından ortaya koyulmuştur (Mon, 2003) . Bunun yanında, RNG modelinin tamamen türbülanslı olmayan (kısmi türbülanslı-geçişli) akışlarda laminar bölgeleri daha başarılı çözebildiği belirtilmektedir. Ani sıçramalı akışlar için ekstra terimler eklenerek RNG modelinin doğruluk derecesi arttırılmıştır. Korunum denklemlerine eklenen bu ekstra terimler nedeniyle, RNG modelinin standart $k-\varepsilon$ modeline göre %10-15 daha fazla işlemci zamanı kullandığı bilinmektedir. (Mon, 2003)

Sonuç olarak türbülans modeli seçimi modelin uygunluğu dışında, kullanılabilir bilgisayar kaynaklarına da bağlıdır. RNG modeline karşılık, LES modeli çözüm ağı için daha ince mesh yapısı ve çözüm için daha fazla zaman gerektirir. Bu çalışmada incelenecek akışların sınır tabaka içinde laminar bölgeler bulunduran, türbülanslı *Reynolds* sayısı aralığında olduğu düşünülürse, RNG $k-\varepsilon$ modelinin kullanılması en uygun seçenektir.

3.1.5 RNG k-ε Modeli

RNG k-ε modeli *Boussinesq* hipotezini kullanan bir modeldir ve türbülansın modellenmesi için aşağıdaki diferansiyel denklemleri kullanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

$$\rho \frac{D\tilde{k}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_i} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (3.15)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1e} \frac{\varepsilon}{\tilde{k}} \mu_t S^2 - C_{2e} \rho \frac{\varepsilon^2}{\tilde{k}} - R \quad (3.16)$$

Burada $C_\mu = 0,0845$, \tilde{k} türbülans kinetik enerjisi, ε türbülans kinetik enerjisinin sönmülenme oranı, α_p ise ters Prandtl sayısı olup aşağıdaki denklemlerle verilir:

$$\left| \frac{\alpha_p - 1.3929}{-0.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha_p + 2.3929}{3.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad (3.17)$$

RNG ve Standart k-ε modelleri arasındaki temel farkı belirleyen, ε denklemindeki (Denklem 3.16) R terimi ise şöyle verilir:

$$R = \frac{C_{\mu} \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{\tilde{k}} \quad (3.18)$$

Burada , $\eta = \frac{S\tilde{k}}{\varepsilon}$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0,012$ ve $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$ deformasyon tansör modüllerindeki deformasyon hızı tansörü ise şu şekilde ifade edilir:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.19)$$

RNG teorisinin diğer sabitleri ise $C_{1\varepsilon} = 1,42$ ve $C_{2\varepsilon} = 1,68$ değerlerinde ayarlanmışlardır.

3.1.6 Yönetici Denklemlerin Ayırıklaştırılması

Diferansiyel formdaki korunum denklemlerinin ayırıklaştırılması için en çok kullanılan yöntemler sonlu fark, sonlu eleman ve sonlu hacimler yöntemleridir. Bu yöntemler bazı kabul ve yaklaşımlar vasıtasıyla, diferansiyel denklemleri direkt olarak cebirsel denklem takımları haline getirirler. Bunlardan farklı başka bir yöntem olarak özellikle iletim problemlerinde kullanılan sınır elemanı yöntemi (BEM) ise denklemleri sadece yüzey niceliklerini içeren integral formlara dönüştürdükten sonra ayırıklaştırır. (Murthy, 2002)

Sonlu fark yöntemlerinde diferansiyel denklemler kısaltılmış Taylor serisi açılımıyla yaklaşık olarak ayırıklaştırılır. Sonlu fark yöntemi herhangi bir diferansiyel denklemin ayırıklaştırılmasında net olarak korunum prensiplerini sağlamaz. Yani özellikle kaba meshler için enerji dengesi sağlanmaz, gerçekçi çözümler için ince mesh yapılarına ihtiyaç duyulur.

Sonlu elemanlar yöntemi tüm lineer ve nonlineer diferansiyel denklem çözümleri için uygulanabilir. Çözüm elemanı yerel değerlerin (hız, sıcaklık ..vs) hesaplanacağı küçük alanlara bölündükten sonra her hücredeki çözüm bu değerlerin cebirsel olarak tahmini ile başlar. Daha sonra bu tahmin değerleri ile integrasyon yapılarak hata azaltılır.

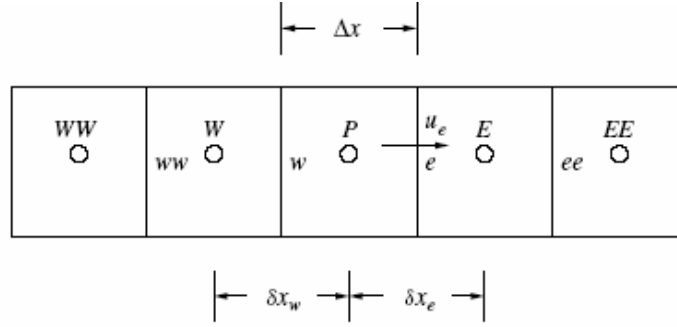
FLUENT, denklem ayırıklaştırmalarını sonlu hacimler yöntemine göre gerçekleştiren bir programdır. Bu nedenle bu bölümde özellikle sonlu hacimler yönteminden bahsedilmiştir.

3.1.7 Sonlu Hacimler Metodu

Kontrol hacmi metodu olarak da bilinen sonlu hacimler metodunda, çözüm alanı sonlu sayıda hücreye bölünür. Anlaşılır kılmak açısından Şekil 3.4'deki basit mesh yapısı ele alınsın. Burada Denklem 3.20'de verilen ve belirlenmek istenen ϕ 'nin her hücre içerisinde korunumlu olduğu kabul edilir.

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S_{\phi} = 0 \quad (3.20)$$

Başlangıç noktası bu skaler denklemin ilk hücre için korunumudur. ϕ 'nin ayrık değerleri hücre merkezinde depolanmıştır. Hücre yüzey alanları birim olarak kabul edilmektedir.



Şekil 3.4 Tek boyutlu basit mesh yapısı.

Denklem 3.20'nin P hücresi boyunca integre edilmesiyle çözüm başlar.

$$\int_w^e \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dx + \int_w^e S dx = 0 \quad (3.21)$$

Bu denklemin integrasyonu sonucunda ise:

$$\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \int_w^e S dx = 0 \quad (3.22)$$

Denklemi elde edilir. Bu denklem P hücresi boyunca bir difüzyon akısı dengesi yazılarak da elde edilebilirdi, dolayısıyla bu noktaya kadar herhangi bir yaklaşık çözüm kabulü

yapılmamıştır. Yöntemdeki kabul, ϕ 'nin hücre merkezleri arasında düzgün değiştiği varsayımıyla yapılacaktır. Böylece,

$$\frac{\Gamma_e(\phi_E - \phi_P)}{\delta x_e} - \frac{\Gamma_w(\phi_P - \phi_W)}{\delta x_w} + \bar{S}\Delta x = 0 \quad (3.23)$$

Yazılabilir. Burada \bar{S} , S'nin kontrol hacmi içerisindeki ortalama değeridir. Bu yöntemin kesinlik derecesi ϕ 'nin hücre merkezleri arasında düzgün değiştiği kabulüyle kısmen de olsa azalmaktadır. Bir önceki denklemdeki terimler yardımıyla:

$$\alpha_P \phi_P = \alpha_E \phi_E + \alpha_W \phi_W + b \quad (3.24)$$

Yazılır, buradaki kısaltmalar ise aşağıdaki gibidir;

$$\alpha_E = \frac{\Gamma_e}{\delta x_e} \quad (3.25)$$

$$\alpha_W = \frac{\Gamma_w}{\delta x_w} \quad (3.26)$$

$$\alpha_P = \alpha_E + \alpha_W \quad (3.27)$$

$$b = \bar{S}\Delta x \quad (3.28)$$

Çözüm ağı boyunca her mesh hücresi için Denklem 3.24'e benzer formda lineer bağıntılar takımı elde edilebilir. Bu lineerleştirilmiş denklemler takımı daha sonra lineer denklem çözüm yöntemleriyle çözülerek, her bir hücre için ϕ 'nin bilinmeyen yerel değerleri belirlenmiş olur. Sonlu fark ve sonlu eleman yöntemlerinden farklı olarak, sonlu hacim metodu prosesi hücre üzerinden korunumun sağlanmasıyla başlatılır. ϕ 'nin bu korunumu sağlayan yerel değerleri ise daha sonra belirlenir. Böylece korunum mesh boyutundan bağımsız olarak sağlanmış olur. Fakat bu durum yöntemin her halükarda kesin sonuçlar verdiği anlamına gelmez. Yapılan profil kabullerine bağlı olarak sonucun doğruluk derecesi azalabilir.

3.1.8 Lineer Denklemler Takımının Çözülmesi

Ayrıklaştırma aşamasında hangi yöntem kullanılırsa kullanılsın sonuç olarak ϕ 'nin yerel değerlerinden oluşan denklemler takımı oluşmaktadır. Bu denklemler lineer (ϕ 'den

bağımsız katsayılarından oluşan) olabildikleri gibi nonlinear de (ϕ 'nin fonksiyonu) olabilirler. Bu denklemlerin çözüm yöntemleri ilk ayrıklaştırma yönteminden bağımsızdır. Eğer ayrıklaştırılmış olan denklemler lineerse, iyi konumlanmış bir problem için bütün çözümler aynı çözüme ulaşacaklardır. Burada doğabilecek hafif farklılıklar sadece ayrıklaştırma metodunda kullanılan kabullerin farklılığından kaynaklanır. Denklem sistemlerinin çözüm yöntemleri direkt ve iteratif yöntemler olmak üzere ikiye ayrılabilir.

3.1.8.1 Direkt Yöntemler

Ayrıklaştırma ile elde edilen denklemler genel formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$A\phi = B \quad (3.29)$$

Burada, A katsayı matrisi, $\phi = [\phi_1, \phi_2, \dots]^T$ ϕ 'nin yerel değerlerinden oluşan vektör, B ise kaynak terimlerden oluşan bir vektördür. Direkt metotlar Denklem 3.29'u standart lineer cebir metodunu kullanarak çözerler. Burada belirlenmek istenen ϕ değerleri aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\phi = A^{-1}B \quad (3.30)$$

Eğer A^{-1} bulunabilirse bir çözüm garantilenir. Fakat NxN matrisinin tersini almak uygulamalardaki problemler için oldukça güçtür. Uygulamada bu yöntemin daha kullanışlı metotları mevcuttur.

3.1.8.2 İteratif Yöntemler

İteratif yöntemler hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde oldukça yaygın kullanılmaktadırlar. Yöntemin temeli deneme ve yanılma ilkesine dayalıdır. Ayrık denklemlere uygulanan ilk tahmin değerleri ile iterasyon ilerledikçe gerçek sonuca yaklaşılır. En basit hali olan *Gauss-Siedel* metodunda mesh içerisindeki her grid noktası ardışık olarak güncellenir.

$$\phi_p = \frac{(\alpha_E \phi_E + \alpha_W \phi_W + b)}{\alpha_p} \quad (3.31)$$

Komşu değerler ϕ_E ve ϕ_W çözüm için gerekli olan değerlerdir ve bilindikleri farz edilir. Ziyaret edilen her nokta ϕ 'nin güncellenmiş değerlerini taşır ve çözüm ağı defalarca üzerinden geçilerek iterasyon uygulanır. Başka bir teknik olan *Jacobi* iterasyonunda ise süpürme boyunca güncel olmayan değerler uygulanarak grid noktalarının güncellenmesi süpürme sonunda eş zamanlı olarak yapılır.

Eğer aşağıdaki *Scarborough* kriteri sağlanabilirse yakınsama gerçekleşir.

$$\frac{|a_E| + a_W}{|a_P|} \leq 1 \quad \text{bütün grid noktaları için,} \quad (3.32)$$

$$< 1 \quad \text{en azından bir nokta için.}$$

Direkt metotlar bu kriteri gerektirmezler.

FLUENT iterasyon yöntemiyle bu denklemleri çözerken, ϕ 'nin her iterasyon boyunca değişimini lineer olmama durumunda ortaya çıkabilecek hataları kontrol etmek amacıyla, *Under Relaxation Factor* düzeltme katsayısıyla kontrol eder. İterasyon sırasında ϕ değişkeni için Denklem 3.24'deki eşitliğin iki tarafı arasındaki farkların tüm P hücreleri boyunca toplam değeri R^ϕ ile gösterilir.

$$R^\phi = \sum_P \left| \sum_E a_E \phi_E + \sum_W a_W \phi_W + b - a_P \phi_P \right| \quad (3.33)$$

Yakınsama kriteri olarak bu değer FLUENT tarafından aşağıdaki denkleme göre boyutsuzlaştırılır.

$$R^\phi = \frac{\sum_P \left| \sum_E a_E \phi_E + \sum_W a_W \phi_W + b - a_P \phi_P \right|}{\sum_P |a_P \phi_P|} \quad (3.34)$$

Sayısal çözümde yakınsama olup olmadığı ayarlanmış yakınsama kriterine göre karşılaştırma yapılarak belirlenir.

$$\frac{R^\phi n.}{R^\phi m.} \leq 10^{-3} \quad (3.35)$$

Denklem 3.35'deki R_n^ϕ değeri ϕ 'nin n. iterasyon sonundaki artık değeridir. R_m^ϕ değeri ise ϕ 'nin ilk 5 iterasyon sonundaki artık değeri olarak ayarlanmıştır. İşlem anında Denklem 3.35'deki kriter sağlanırsa yakınsama vardır ve iterasyon durdurulur. Buradaki -3 değeri programda enerji denklemi hariç diğer denklemler için *default* değerdir. Enerji denklemi için ise bu değer -6 olup, tüm bu değerler kullanıcı tarafından değiştirilebilirler.

Bunlara ek olarak sayısal çözüm yöntemlerindeki bazı terimler aşağıdaki gibi tanımlanır.

- Doğruluk: Çözümün gerçek değere yakınlık derecesidir. Bir çözümün doğruluğunu etkileyen sapmalar; modelleme hataları, çok az da olsa iterasyon aşamalarındaki iraksaklıklar ve ayrıklaştırma aşamasındaki kırpma hataları şeklindedir.

$$\Gamma \left(\frac{d^2 \phi}{dx^2} \right)_2 = \Gamma \frac{\phi_1 + \phi_3 - 2\phi_2}{\Delta x^2} \quad (3.36)$$

Örneğin $d^2 \phi / dx^2$ türevi için yazılan yukarıdaki ayrıklaştırmada kırpma hatası $O(\Delta x^2)$ şeklinde temsil edilir. Dolayısıyla hata $(\Delta x)^2$ ile azaltılır. Kırpma hatası $O(\Delta x^n)$ olarak temsil edilen şema n. derece şema olarak tanımlanır.

- Kararlılık: Eğer Δx sifira giderken çözümdeki hata da sifira gidiyorsa ayrıklaştırma şeması kararlıdır denir. Kırpma hatası $O(\Delta x^n)$ formundaysa kararlılık sağlanır. Zamana bağlı problemler için kırpma hatası $O(\Delta x / \Delta t)$ formundadır, dolayısıyla x teriminin zamana göre türevi sifira gitmedikçe kararlılık sağlanamaz. Kararlılık, mesh veya zaman adımı modifikasyonlarının doğruluğu arttırmasını garantilemesi açısından ayrıklaştırmanın önemli bir özelliğidir.
- Denge: Kararlı bir problemde dengeli bir sayısal şema, ayrık denklemler takımının bir çözüme yakınsayacağını gösterir. Kararsız problemler için eğer fiziksel problem sınırlı çözüme sahipse, zaman adımli şema sınırlandırılmış bir çözüme ulaşmalıdır.
- Yakınsama: Çözümün meshlemeden veya zaman adımından bağımsız olarak aynı bir değere yaklaşması şeklinde tanımlanabilir.

4. SAYISAL ÇÖZÜMLER

Sayısal çözümler üç farklı uygulama altında gerçekleştirilmiştir.

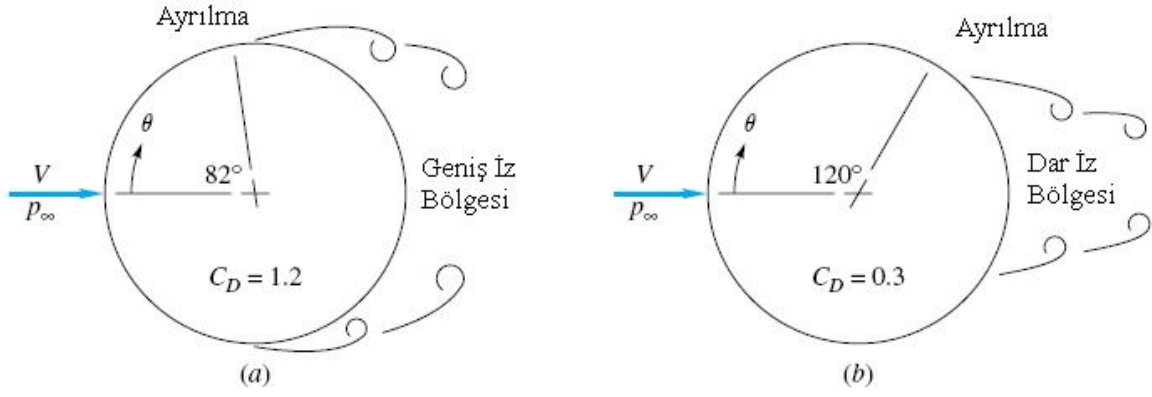
4.1 Dairesel Silindir Üzerinden Akış Uygulaması

Birçok uygulamada sıkça karşılaşılan silindir üzerinden akışta, ön durma noktasında hız sıfır ve basınç fazladır. Bu noktadan sonra akış doğrultusunda, oluşan basınç gradyeni nedeniyle ($dp/dx < 0$) basınç azalır, hız artar ve sınır tabaka oluşur. Silindirin sonunda basınç en düşük değerindedir ve silindir sonuna doğru ters bir basınç gradyeni ($dp/dx > 0$) oluşur. Bu basınç gradyenin sıfır olduğu noktada hız en yüksek değerine ulaşır ve bu bölgeden sonra ters basınç gradyeni nedeniyle bir yavaşlama gerçekleşir. Akışkan yavaşlarken yüzeydeki hız gradyeni sıfır olur ($\partial u / \partial y|_{y=0}$). Ayrılma noktası denen bu yerde yüzeye yakın akışkanın basınç gradyenini yenmek için yeterli ataleti yoktur ve ileri hareketi olanaksızdır. Arkadan gelen akışkan geri yöndeki akışa engel olduğu için sınır tabaka ayrılması oluşur. Bu noktada sınır tabaka yüzeyden ayrılır ve aşağı akış yönünde bir art bölge oluşur. Bu bölgedeki akış, girdapların oluştuğu düzensiz bir akıştır.

Laminar akım, silindir arkasında oluşacak ters basınç gradyenine daha hassas olduğu için sınır tabaka ayrılması daha erken olmaktadır. Bu nedenle silindirin arka tarafında daha büyük bir alanda düşük basınç bölgesi oluşmaktadır. Dolayısıyla ön ve arka taraftaki basınç kuvveti farkı artarak sürüklenme katsayısı artmaktadır. Türbülanslı akımda ise sınır tabaka ayrılmaya daha dirençlidir ve ayrılma geç olur. Dolayısıyla arka tarafta daha az bir alanda düşük basınç bölgesi oluşur, böylece sürüklenme kuvveti de azalır. (Şekil 4.1) Sürüklenme katsayısı, sürtünme ve basınç dirençlerinden oluşan kuvvetlerin toplamıyla orantılı olup aşağıdaki formülasyon ile verilir.

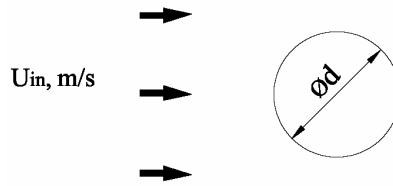
$$C_d = \frac{F_d}{A_F (\rho V^2 / 2)} \quad (4.1)$$

Burada, F_d sürüklenme kuvveti (N), A_F akışa dik yönde silindir kesit alanı (m^2), ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3) ve V serbest akış hızı (m/s) cinsindedir.



Şekil 4.1 Türbülanslı ve laminar akımda sınır tabaka ayrılmaları

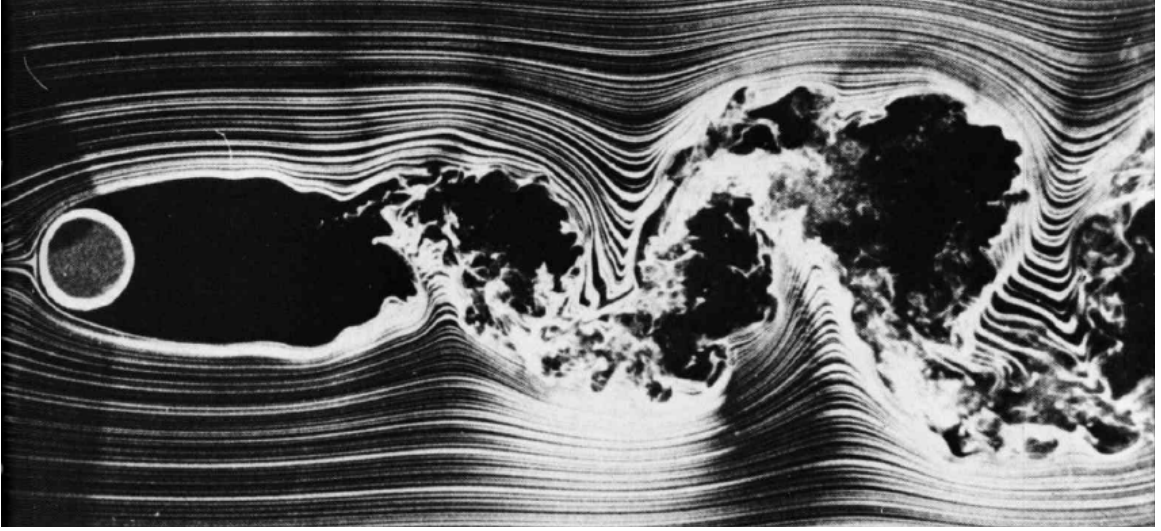
Dairesel silindirlere üzerinden gerçekleşen akışta daire merkezinden geçen eksen, akış açısından simetri olarak alınmaz. Çünkü özellikle arka taraftaki karışma bölgesinde türbülanslı akımdan dolayı *Kármán vortex street* adı verilen periyodik akışkan dalgalanmaları (girdap) gözlemlenir, dolayısıyla geometrik simetri çizgisi üzerinde bir kütle geçişi söz konusudur. Bunun ispatı açısından sayısal çözümlerin ilk bölümünde bir tek silindir üzerinden laminar akış simetri ve periyodiklik durumu için ayrı ayrı incelenmiştir.



Şekil 4.2 Tek silindir üzerinden akış

4.1.1 Simetriklik ve Periyodiklik Sınır Koşullarının Karşılaştırılması

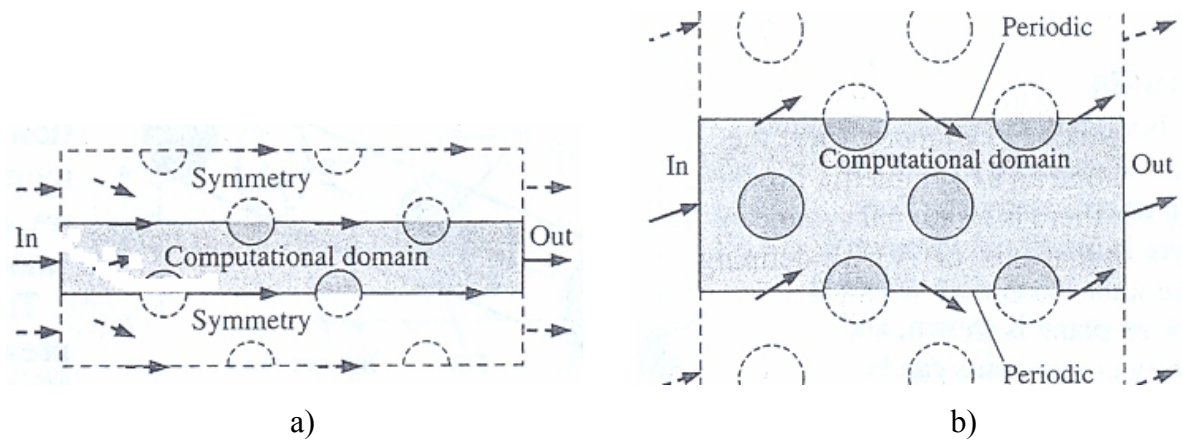
Çözülmesi istenen herhangi bir problemde çözüm elemanının doğru bir şekilde seçilmesi sonucun gerçekliği açısından ilk şarttır. Çözüm elemanı simetri içerdiği durumlarda boyut yarıya düşürülebilir. Bu da bilgisayar kaynaklarını az kullanmak ve çözüme daha çabuk ulaşmak açısından oldukça önemlidir. Fakat bazı durumlarda simetri koşulu geometrik olarak uygulanabilir görünmesine karşılık, akışın fiziksel açısından yanlış olabilir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 4.3) tek silindir üzerinden akışta silindir arkasındaki girdap oluşumu nedeniyle (*Kármán vortex street*) simetri düzlemindeki kütle geçişi net bir şekilde gözlemlenebilmektedir.



Şekil 4.3 $Re = 10.000$ için *Kármán vortex street*, oluşumu ve arka taraftaki karışma

Şekil 4.3’de görünen durum ısı değiştiricileri çözümlerinde çokça karşılaşılan bir durumdur. Silindir arka tarafında belirtildiği gibi periyodik olarak tekrar eden ve *Kármán vortex street* olarak da adlandırılan akışkan salınımı (*Vortex Shedding*) gerçekleşir. Bu nedenle Şekil 4.4 (a) seçeneği doğru çözümü veremez. Periyodiklik koşulunun kullanılması silindir arkasında simetri düzleminde kütle geçişine izin vermesi açısından daha gerçekçi bir yaklaşımdır.

Çengel ve Çimbala (2006) bu konuya değinmiş ve bir boru demeti üzerinden akış için yanlış yöntem ile doğru olan yöntemi Şekil 4.4 de görüldüğü gibi karşılaştırmışlardır.



Şekil 4.4 Simetrik ve periyodik sınır koşullarının karşılaştırılması

4.1.2 Simetriklik Koşulu İçin Modelleme ve Çözüm

Sonsuz bir silindir üzerinden akışın modelleneceği bu ilk uygulamada, çözümün basitleştirilmesi açısından $Re = 150$ değeri yani tamamen laminar bir akım düşünülmüştür. Çünkü örneğin sınır tabakada laminar ama dış taraflarda türbülanslı özelliğe sahip *geçişli* akışlar için gerçekçi bir çözüm bulmak çoğu akışkanlar mekaniği kodu için zor bir problemdir.

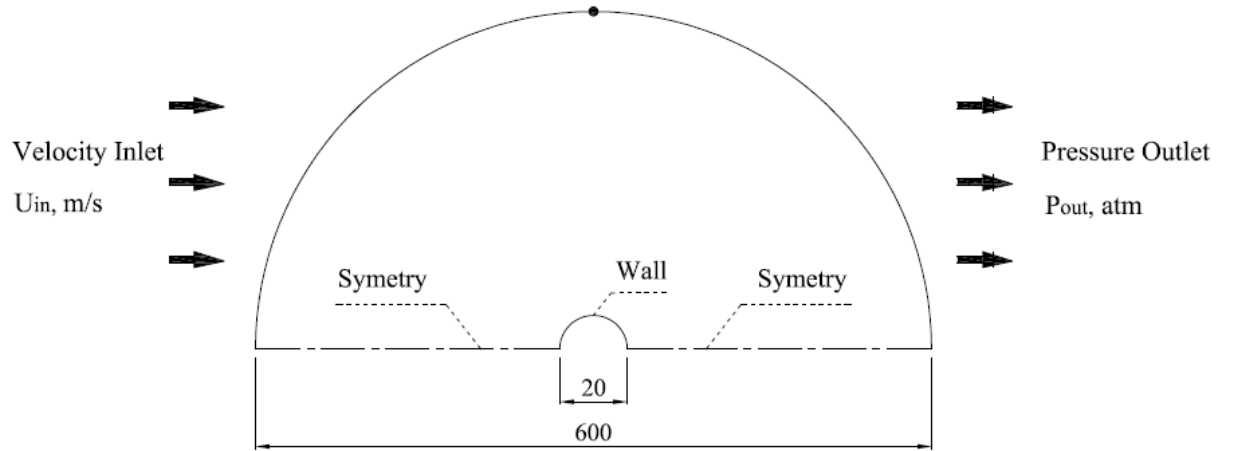
4.1.2.1 Problem Kurulumu ve Ağ Oluşturma (Meshleme)

Silindir üzerinden akış çözümü için seçilen birinci model geometri Şekil 4.5’de görüldüğü gibidir. Burada, silindir dış çapı 20 mm ve hava serbest akış hızı 0,1183 m/s’dir. Hava akışının 27 °C’de gerçekleştiği kabulüyle, hava yoğunluğu 1,177 kg/m³ ve kinematik viskozitesi 1,857e-5 kg/ms olarak alınabilir.

Bu durumda *Reynolds* sayısı;

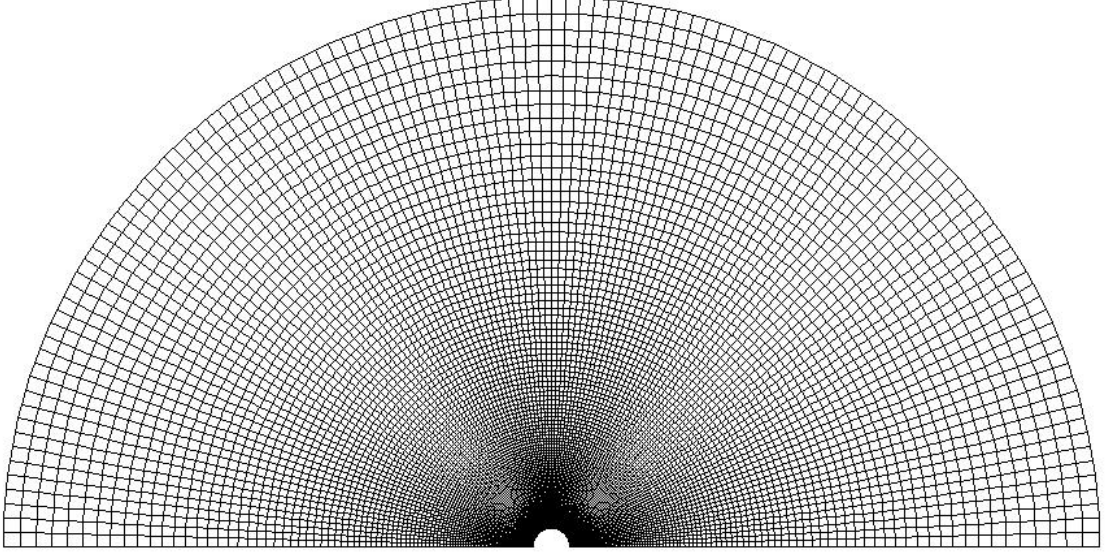
$$Re = \frac{\rho U_{in} d}{\mu} ; \quad Re = \frac{1,177 \text{ kg/m}^3 \times 0,1183 \text{ m/s} \times 0,02 \text{ m}}{1,857 \text{ e} - 5 \text{ kg/ms}} = 150 \quad \text{olur.}$$

Bu *Reynolds* sayısında akımın sınır tabaka içinde ve diğer bölgelerde tamamen laminar olduğu bilinmektedir. Simetri çözümü için genel ölçüler ve sınır şartları Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.5 Silindir üzerinden akış için simetriklik kabulüne göre model ve sınır şartları.

Çözüm elemanına mesh uygulanırken yapısal mesh uygulanabilmesi açısından dış sınır yüzeyi de dairesel alınmıştır. Ayrıca giriş ve çıkış sınır etkilerinin olabildiğince azaltılması açısından, giriş ve çıkış sınırları silindir çapının 15 katı uzağında alınmıştır. Meshleme yapılırken boru cidarında yüksek hız gradyenlerinin beklendiği sınır tabakanın daha sağlıklı çözülmesi açısından, bu bölgelerde mesh yoğunluğu artırılmıştır.



Şekil 4.6 Silindir üzerinden akış için simetrik sınır koşullu meshleme.

Çözümün mesh yapısına bağımlılığının test edilmesi açısından, üç farklı (Kaba, ince, çok ince) meshleme ve çözüm yapılmıştır. Meshleme, silindir yüzeyinde düzenli ve radyal yönde artımlı kenar meshi ve *Quad/Map* tipinde yüzey meshi şeklinde uygulanmıştır. Kenar mesh sayıları, toplam hücre sayısı ve mesh kalitesi her üç durum için Tablo 4.1’de özetlenmiştir.

Tablo 4.1 Simetrik çözümlemede her üç ağ oluşumu için uygulanan mesh parametreleri.

Mesh	Çevresel	Radyal	Artım	Sayı	Skewness
Kaba	60	60	1,032	3.600	0,0166
İnce	120	120	1,032	14.400	0,0083
Çok İnce	240	240	1,032	57.600	0,0042

Yüzey meshleme işlemi bittikten sonra, sınır tipleri Şekil 4.5’de görüldüğü gibi girişte hız girişi, çıkışta basınç çıkışı, boru yüzeyinde duvar ve eksen çizgilerinde simetrik olarak ayarlanmış, en son çözüm alanı akışkan olarak tanımlandırılarak mesh dosyası bir FLUENT sezonunda okutulmak üzere *export* edilmiştir.

4.1.2.2 Sayısal Çözüm Algoritması

Hazırlanan mesh dosyası sayısal olarak çözdürülmek üzere aşağıdaki prosedüre göre bir yol izlenir.

- FLUENT programını 2ddp olarak başlat
- Hazırlanmış olan mesh dosyasını *case* dosyası olarak okut
- Gridi kontrol et (Çözüm elemanı boyutları, nod sayıları, hücre hacimleri)
- Ölçeklemeyle mesh dosyasının mm boyutunda yaratıldığını tanımla
- Uygun çözücü seç

FLUENT denklem çözdürücüsü olarak üç tip çözdürücü kullanır. *Segregated* tip çözdürücü sıkıştırılamaz ve hafif sıkıştırılabilir akışlar için uygun olup, korunum denklemleri ardışık olarak çözdürülür. Diğer tip çözdürücüler ise yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlar için uygun olup, korunum denklemleri eş zamanlı olarak çözdürülür. Solver menüsünde *Segregated* çözdürücü seçilir ve akımın kararlı, 2 boyutlu olduğu tanımlanır.

- Çözüm modelini seç

Çözülecek olan akış laminar olduğundan, çözüm için laminar akım seçeneği seçilir, enerji denklemi çözülmeyeceğinden enerji denklemi aktifleştirilmez

- Malzeme özelliklerini tanımla

Çözüm akışkanı hava olduğu için 27 °C sıcaklıktaki kuru havanın özellikleri girilir, akım laminar olduğu için ve enerji denklemleri çözdürülmediğinden tek sıcaklık değeri için yoğunluk ve viskozite değerlerinin tanımlanması yeterlidir.

- Sınır koşullarını tanımla

Giriş sınırı için $U_x = 0,1183$ m/s; $U_y = 0$ m/s, çıkış sınırı için ise gauge basıncının 0 pascal olduğu tanımlanır. Diğer koşullar GAMBIT programında tanımlandığı gibi bırakılır.

- Çözüm kontrol parametrelerini gir

Under Relaxation Factor değerleri default haliyle bırakılır. Ayrıklaştırma yöntemlerinden basınç için *Second Order Upwind* seçilir.

- Yakınsama kriterlerini ayarla

Silindir üzerinden iki boyutlu simetrik akış çözümünde süreklilik, hızın x bileşeni ve y bileşeni için, her üç ayrı mesh dosyası için de yakınsama kriterleri 10^{-8} olarak ayarlanır. Ayrıca, yakınsama değerlerinin çözüm esnasında iterasyona bağlı olarak değişimini görebilmek için de *plot* seçeneği aktifleştirilir.

- Silindire etkiyen kuvvetlerin iterasyona bağlı olarak değişiminin çözüm ekranında ve grafiksel olarak takip edilebilmesi için *Force Monitors* panelinden boru yüzeyi için *plot-write* seçilir.
- Referans değerleri ata

Çözüm esnasında basınç ve viskoz kuvvetlerin toplamından oluşan sürüklenme kuvvetinin hesaplanabilmesi için hız, yoğunluk, viskozite ve akışa dik yöndeki silindir kesit alanı gibi referans değerler girilir.

- Tahmin değerlerini ata

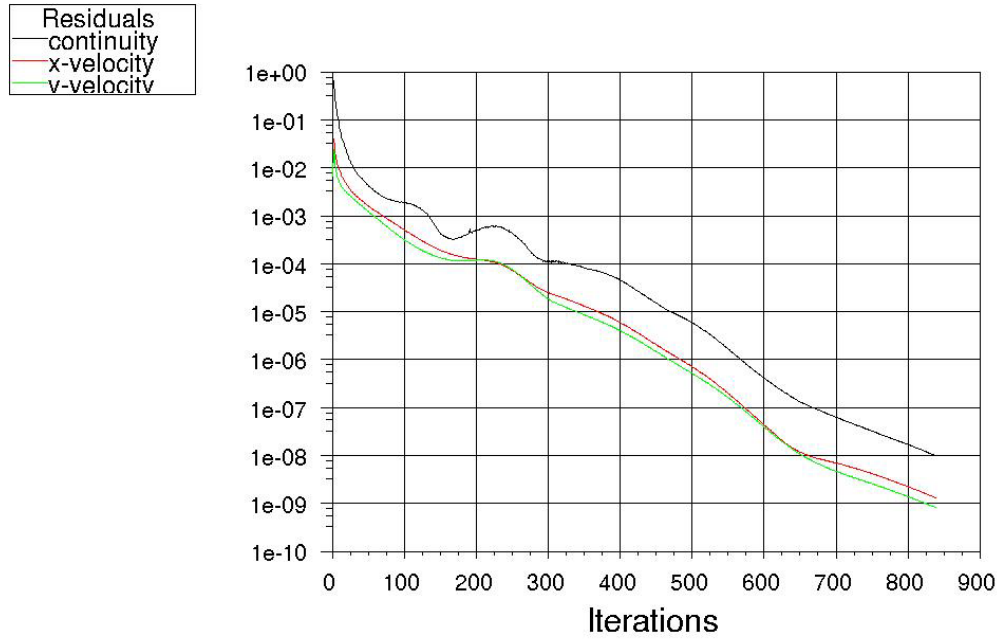
Her üç çözüm için de iterasyonların başlatılacağı tahmin değerleri *compute from-all zones* olarak ayarlanır.

- İterasyonu başlat
- Sonuçları kaydet

Ayarlanan yakınsama kriterleri yakalanıncaya kadar gerekli sayıda iterasyon yaptırıldıktan sonra, çözümler *Case&Data* dosyası olarak kaydedilir.

4.1.2.3 Sayısal Sonuçlar ve Değerlendirme

Her üç meshleme durumu için yapılmış olan çözümlerde aynı yakınsama değeri kullanılmış olup, sonuçlar Tablo 4.2'de verilmiştir. Sayısal çözümlerde çözümün mesh yapısına bağımlılığının test edilmesi önemlidir. Buradaki çözümlerde, son iki çözüm için bulunan sürüklenme katsayıları için; $(0,983-,977)/0,983 = 0,0061$ yani binde 6 mertebesinde bir fark vardır. Bu fark, çözümün ağ yapısına bağımlılığının yok denecek kadar az olduğunu göstermektedir, dolayısıyla başka bir çözüme gerek yoktur.



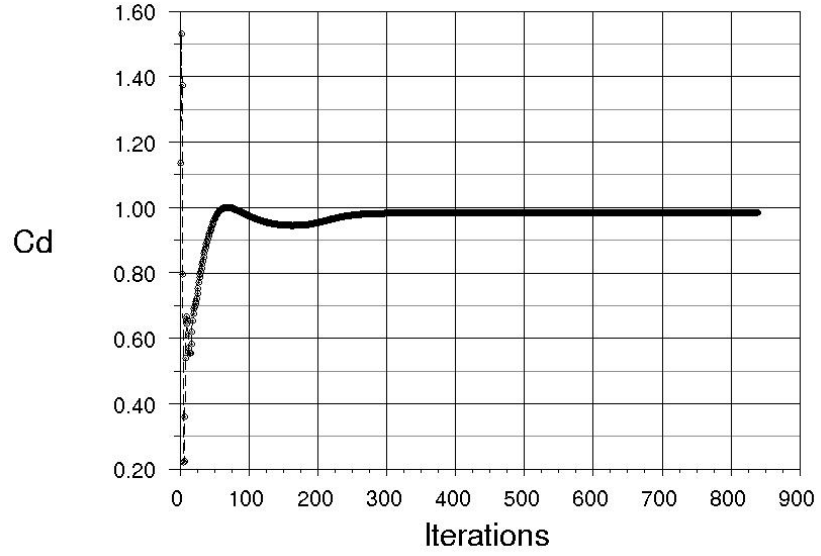
Şekil 4.7 Simetrik akımda ince mesh yapısı için yakınsama eğrileri.

İnce mesh yapısı için gösterilen Şekil 4.7’deki yakınsama grafiğinden de görüldüğü üzere, süreklilik ve hız bileşenleri denklemleri 10^{-8} yakınsama değerine kadar problemsiz yakınsamışlardır. Kaba ve çok ince mesh yapısı için yapılan diğer çözümlerde de benzer eğrilerle karşılaşmıştır. Eğri karakteristikleri aynı olmasına rağmen, ağ yapısı farklılıklarından dolayı yakınsama süreleri farklıdır. Yine ince mesh yapısı için bulunan C_d değişimi Şekil 4.8’de verilmiştir.

Tablo 4.2’de her üç çözüm için iterasyon sayıları ve sürüklenme katsayıları verilmiştir. Değerler incelenecek olursa, ağ yapısı sıklaştıkça aynı yakınsama kriterine ulaşmak için gereken iterasyon sayısı da artmaktadır. Ayrıca, yine ağ yapısının sıklaşmasıyla birlikte sürüklenme katsayısı gerçek değeri olan 1,2’den uzaklaşmaktadır. Bu durum da modellemede hata olduğunun bir göstergesidir. Bu hata da belirtildiği gibi silindirin yarısının modellenip simetri sınır koşulunun kullanılmasından kaynaklanmaktadır.

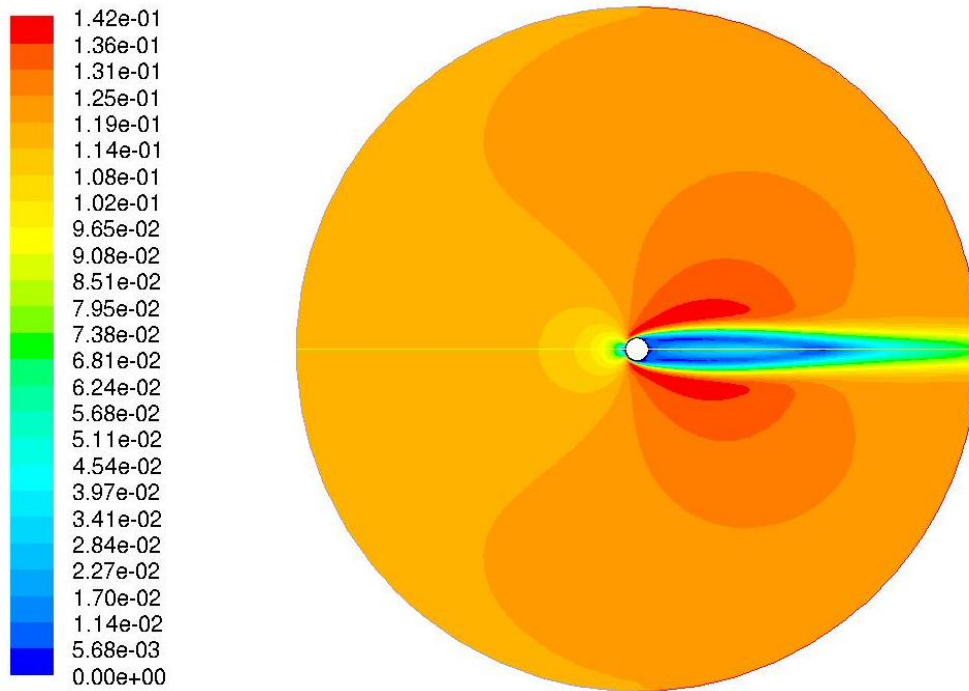
Tablo 4.2 Üç farklı simetrik sınır şartlı silindir çözümü için sayısal sonuçlar.

Meshleme Tipi	İterasyon sayısı	C_d	Mesh hücre sayısı
Kaba	354	1,038	3.600
İnce	839	0,983	14.400
Çok İnce	9337	0,977	57.600



Şekil 4.8 Simetrik akımda ince mesh çözümü için sürüklenme katsayısının değişimi.

İnce mesh yapısında geometrinin simetrisi alındığında Şekil 4.9'daki gibi bir hız konturu belirlenmektedir. Hız konturları açısından da tüm çözümler yaklaşık birbirine benzer karakterler taşımaktadır. Buna göre silindir arkasında tamamen simetrik bir hız profili elde edilmekte ve herhangi bir akışkan girdabı gözlenmemektedir.



Şekil 4.9 Simetrik akımda ince mesh çözümü için hız konturları. (m/s)

4.1.3 Sonuçların Başarısız Çıkmasının Olası Nedenleri

- Akım simetrik olarak düşünülür, oysa gerçek akışta silindir arkasında *Kármán vortex street* oluşumu gözlenir. Bu da simetri eksenini üzerinde kütle geçişi olacağını gösterir. Fakat hız vektörlerine bakıldığı zaman simetri eksenini boyunca bir kütle geçişinin olmadığı görülmektedir. Dolayısıyla C_d katsayıları da deneysel verilerden uzaktır.
- Akımın daimi olduğu kabul edildi oysa bu *Reynolds* sayısında akım zamana bağlıdır.

4.1.4 Periyodiklik Koşulu İçin Modelleme ve Çözüm

Silindir üzerinden akışın periyodik ve zamana bağlı olarak incelenmesi bu bölümde yapılacaktır. Zamana bağlı akışın sayısal olarak modellenmesi daimi akıma göre daha karmaşıktır. Özellikle zaman adımı büyüklüğünün doğru seçilmesi doğru C_d katsayılarının elde edilmesi ve *Kármán vortex street* oluşumunun görsel olarak yakalanması açısından oldukça önemlidir. *Kármán vortex street* oluşumu 10^2 - 10^7 Reynolds sayıları arasında gerçekleşir ve frekansı *Strouhal* sayısı ile belirlenir. *Strouhal* sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanır:

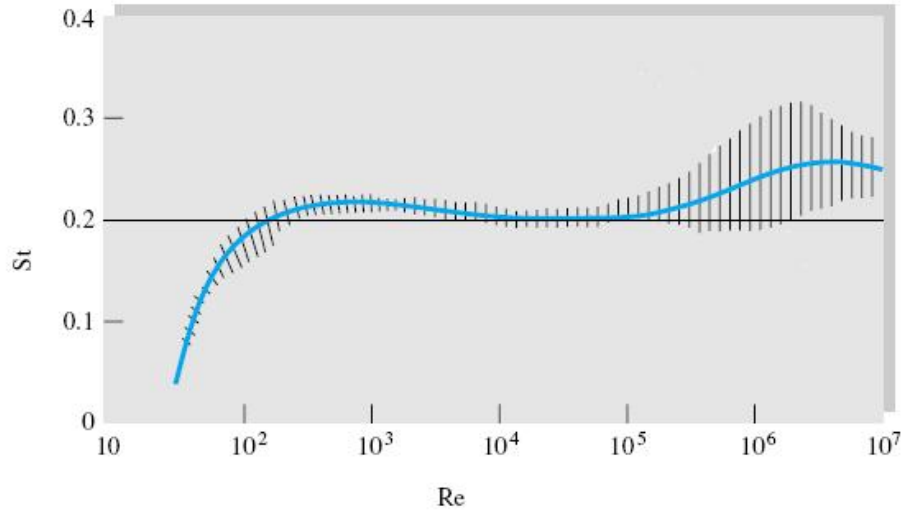
$$St = \frac{f \cdot d}{U_{in}} \quad (4.2)$$

Bu denklemdeki f girdap frekansı olup birim zamandaki girdap sayısını verir. Buradan zaman dilimine geçiş yapılırsa:

$$t = \frac{1}{f} \quad \text{sn} \quad (4.3)$$

Olarak elde edilir.

Böylece, bir girdap çevriminin başlayıp bitmesine kadar geçen zaman bulunmuş olur. *Strouhal* sayısının literatürde kullanılan ortalama değeri 0,2 olmakla birlikte, *Reynolds* sayısına göre deneysel olarak tespit edilmiş değerleri Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12 *Strouhal* sayısının *Reynolds* sayısına göre değişimi.

4.1.4.1 Problem Kurulumu ve Ağ Oluşturma (Meshleme)

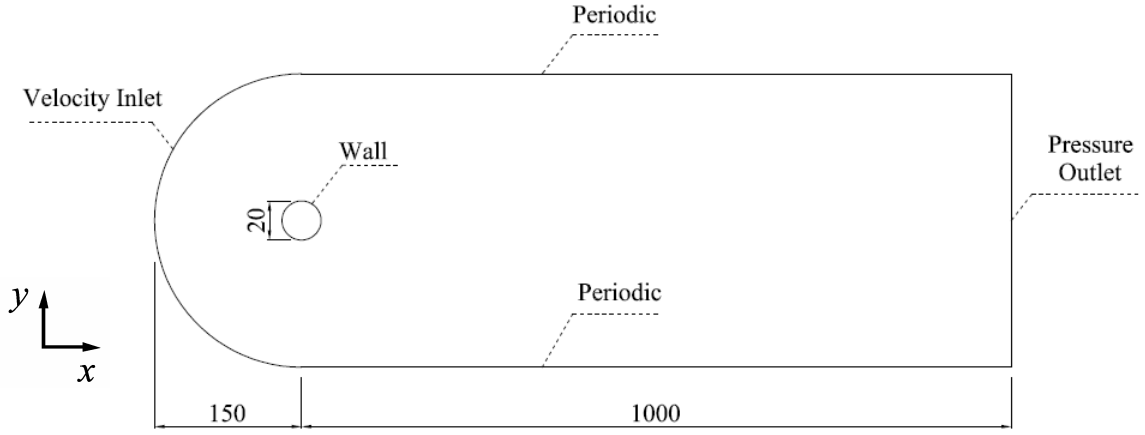
Problemde ilk olarak periyodik zaman adımı boyutu belirlenmelidir. Şekil 4.12'ye bakılacak olunursa *Strouhal* sayısının $Re = 150$ değeri için yaklaşık olarak 0,18 olduğu görülmektedir. Bu durumda:

$$St = \frac{f \cdot d}{U_{in}} = 0,18 \rightarrow f = \frac{U_{in} \cdot St}{d} = \frac{0,1183m/s \cdot 0,18}{0,02m} = 1,0647 \frac{1}{sn} \text{ olur.}$$

Buradan periyodik zaman adımı $t = \frac{1}{f} = \frac{1}{1,0647} = 0,932$ sn olarak belirlenir.

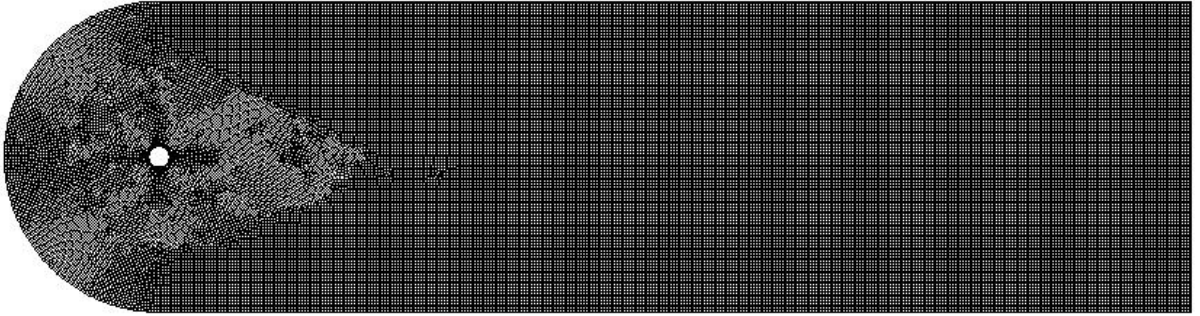
FLUENT, kararsız bir akımda vorteks oluşumunun çözümlerde yakalanabilmesi için, çözüm zaman adımlarının (*time step*) girdap periyodunun 20 ila 30'da biri civarında seçilmesini önermektedir. Bu durumda seçilecek zaman adımı (*time step*): $\frac{0,9392}{30} = 0,0313$ sn olarak bulunur.

Ağ oluşumu için Şekil 4.13'de görüldüğü gibi aynı çaptaki silindir periyodik modelleme durumunda bütünüyle modele katılmıştır. Ön taraftaki *hız giriş* sınırı, sınır etkilerinin azaltılması açısından 15 yarıçap uzakta; arka taraftaki *basınç çıkış* sınır koşulu ise vorteks oluşumunun gözlemlenebilmesi için 100 yarıçap uzakta seçilmiştir. Alt ve üst kısımlar şimdilik GAMBIT programında duvar olarak tanımlanmıştır.

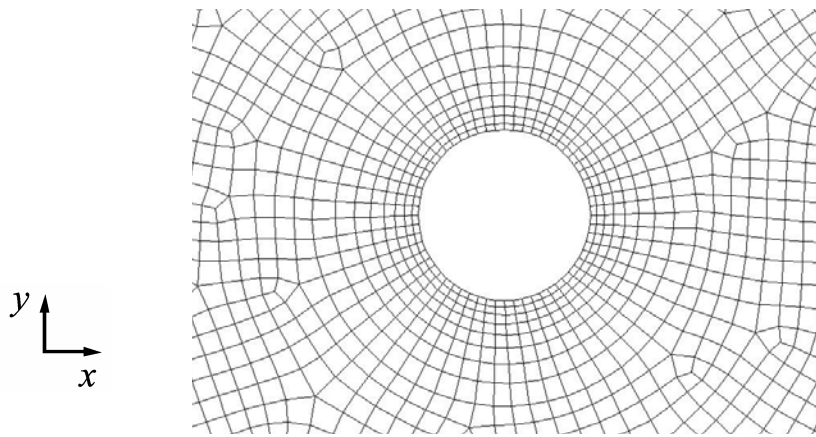


Şekil 4.13 Periyodiklik durumu için geometrik modelin şematik görünümü.

Şekil 4.13’de görülen modele meshleme yapılırken Quad/Pave tipi meshleme uygulandı. Ayrıca silindir yüzeyinde duvar kenarında sınır tabakanın daha iyi çözülebilmesi için meshleme esnasında iki boyutlu sınır tabaka uygulandı. İlk problemde de olduğu gibi, yine mesh bağımlılığının test edilmesi açısından kaba, ince ve çok ince olmak üzere üç adet farklı meshleme uygulandı.



Şekil 4.14 İnce mesh durumu için çözüm alanının görünümü. (Periyodik çözüm)



Şekil 4.15 Silindir yakınındaki meshlemede sınır tabaka uygulaması. (Periyodik çözüm)

Tablo 4.3’de her bir mesh için silindir yüzeyinde yaratılan sınır tabaka meshlemesi parametreleri, toplam mesh hücre sayısı ve mesh kalitesi verilmiştir.

Tablo 4.3 Periyodik çözümlerde her üç ağ oluşumu için uygulanan mesh parametreleri.

Mesh	Çevresel	Radyal	Artım	Sayı	Skewness
Kaba	48	0,1	1,2	21.909	0,45
İnce	60	0,075	1,2	54.760	0,45
Çok İnce	90	0,05	1,2	91.126	0,45

Her üç durum için ağ oluşturulması tamamlandıktan sonra mesh kaliteleri sınanmıştır. Sınır koşulları ise sol tarafta hız giriş, sağ tarafta basınç çıkış, silindir yüzeyinde duvar ve şimdilik alt-üst kenarlar duvar olarak tanımlanmıştır. Bu kenarlar FLUENT seansında periyodik olarak tanımlanır. Daha sonra ise çözüm alanının akışkan olduğu belirtilerek dosya mesh dosyası olarak kaydedildi.

4.1.4.2 Sayısal Çözüm Algoritması

- FLUENT programını 2ddp olarak başlat
- Hazırlanmış olan mesh dosyasını *case* dosyası olarak okut
- Gridi kontrol et (Çözüm elemanı boyutları, nod sayıları, hücre hacimleri)
- Ölçeklemeyle mesh dosyasının mm boyutunda yaratıldığını tanımla
- Uygun çözücü seç

Buradaki çözücü de yine bir önceki problemde olduğu gibi *Segregated* olarak seçilir daha sonra ise akımın zamana bağlı ve iki boyutlu olduğu tanımlanır.

- Çözüm modelini seç

Çözülecek olan akış laminar olduğundan, çözüm için laminar akım seçeneği seçilir.

- Malzeme özelliklerini tanımla

Çözüm akışkanı hava olduğu için 27 °C sıcaklıktaki kuru havanın özellikleri girilir, akım laminar olduğu ve enerji denklemleri çözdürülmediğinden, tek sıcaklık değeri için yoğunluk ve viskozite değerlerinin tanımlanması yeterlidir.

- Sınır koşullarını tanımla

Giriş sınırı için $U_x = 0,1183$ m/s; $U_y = 0$ m/s, çıkış sınırı için ise gauge basıncının 0 pascal olduğu tanımlanır. Periyodiklik sınır koşulu ise şu prosedüre göre tanımlanır; GAMBIT programında duvar olarak tanımlanan alt ve üst sınırlar FLUENT komut konsoluna *grid/modify-zones/make-periodic* komutu girilerek periyodik olarak tanımlanır. Periyodik olarak tanımlanacak olan her hangi bir yüzey ile gölgesi olarak tanımlanacak olan diğer yüzeyin ağ yapısı biri birleriyle örtüşmezse periyodik olarak tanımlanamazlar.

- Çözüm kontrol parametrelerini gir

PISO çözümünün dengesini etkilemeden daha yüksek zaman adımlarının tanımlanabilmesine olanak tanır. Bu problem için uygundur. Ayrıklaştırma metodunda basınç için *Standart* ve momentum için *Second Order Upwind* seçilmiştir.

- Yakınsama kriterlerini ayarla

Bu çözümde süreklilik, hızın x bileşeni ve y bileşeni için her üç ayrı mesh dosyası için de yakınsama kriterleri 10^{-4} olarak ayarlandı. Zamana bağlı akım çözümü için bu değerler kabul edilebilirdir.

- Silindire etkiyen kuvvetlerin zaman adımlarına bağlı olarak değişiminin grafiksel olarak takip edilebilmesi için, *Force Monitors* seçeneğinden silindir yüzeyi seçilerek *plot-write* aktifleştirilir.

- Referans değerleri ata

Çözüm esnasında basınç ve viskoz kuvvetlerin toplamından oluşan sürüklenme kuvvetinin hesaplanabilmesi için hız, yoğunluk, viskozite ve akışa dik yöndeki silindir kesit alanı gibi referans değerler girilir.

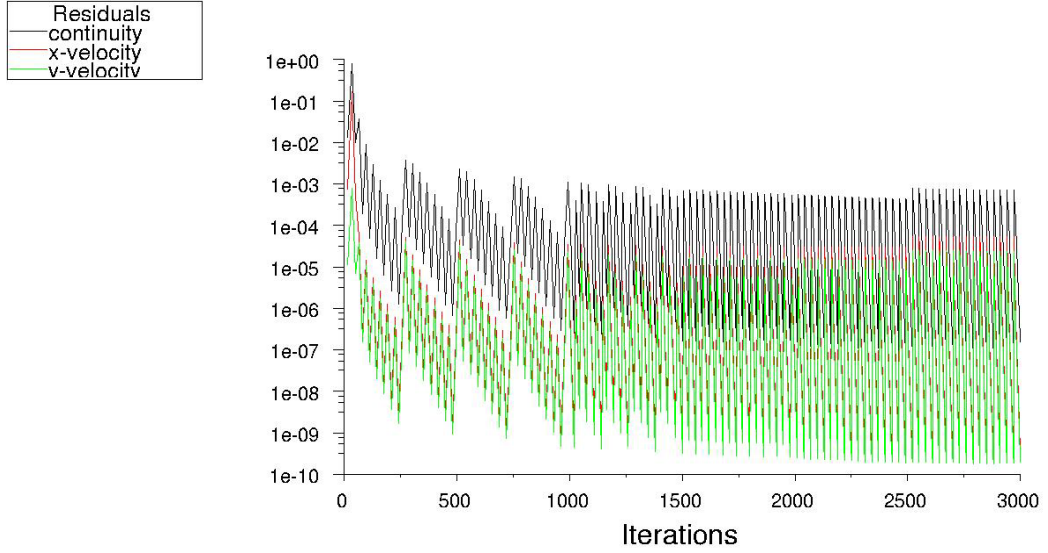
- Tahmin değerlerini ata

Her üç çözüm için de tahmin değerleri *compute from-all zones* olarak ayarlanır.

- İterasyonu başlat
- Sonuçları kaydet

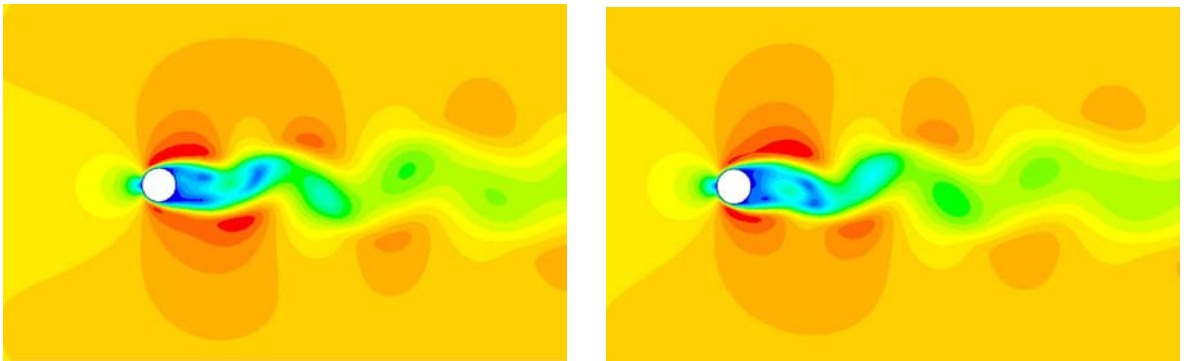
4.1.4.3 Sayısal Sonuçlar ve Değerlendirme

Periyodik modelleme durumu için yapılan çözümlerde her üç durum için de periyodik hız kontur profillerinin tam olarak belirginleşmesi yaklaşık olarak 400–500 zaman adımı sonrasında gerçekleşmiştir. Daha sonraki zaman adımlarında ise *Kármán vortex street* oluşumu belirginleşmiştir.

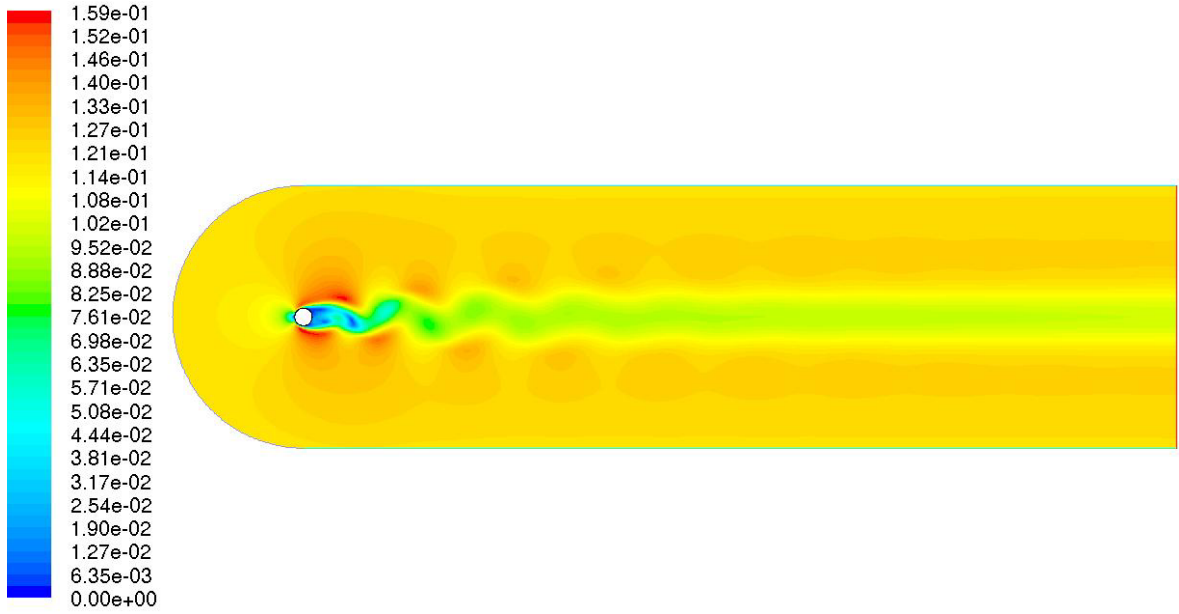


Şekil 4.16 Periyodik ince mesh çözümü için ilk 1000 zaman adımında yakınsama eğrileri.

Birbirini takip eden zaman adımlarındaki anlık hız konturlarını gösteren aşağıdaki simülasyonlarda (Şekil 4.17) akımın zamanla değiştiği ve *Kármán vortex street* girdabının oluştuğu net bir şekilde görülebilmektedir.

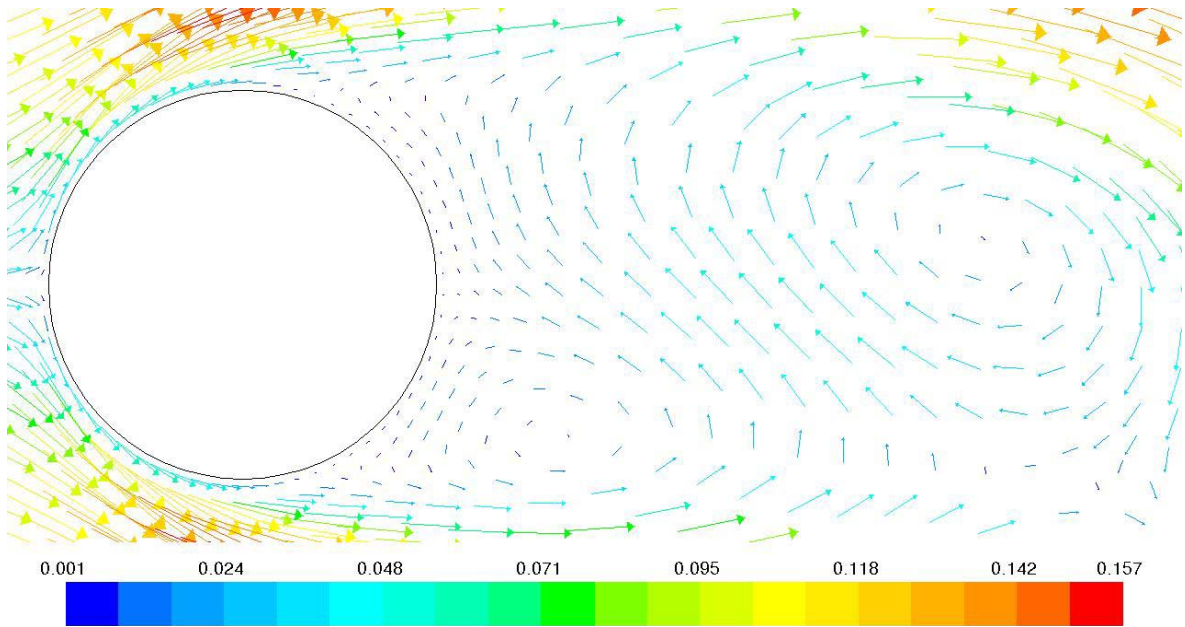


Şekil 4.17 İki farklı zaman adımı için *Kármán vortex street* oluşumu.



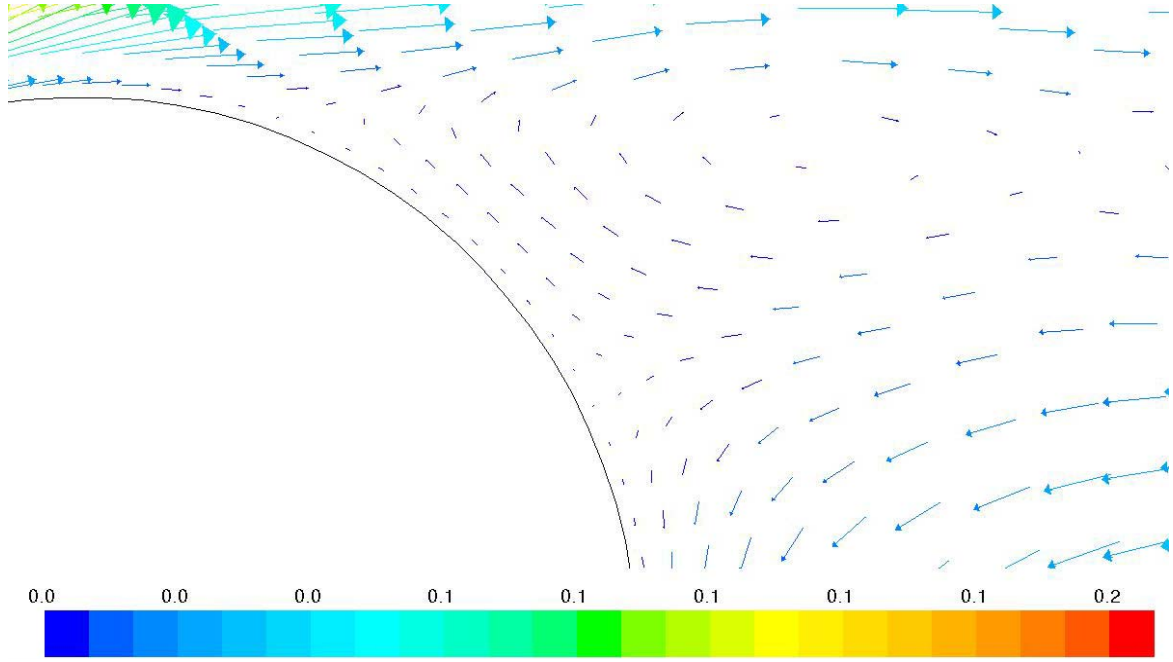
Şekil 4.18 Periyodik çözümde akım alanı boyunca girdap oluşumunun görünümü

Hız vektörlerinin gösterildiği aşağıdaki resimde ise sınır tabaka ayrılma açısının gerçek değer olan 82° 'ye oldukça yakın olduğu gözlemlenebilmektedir. Ayrıca hız vektörleri, eksenel simetri boyunca büyük miktarda bir kütle geçişinin gerçekleştiğini göstermektedir.



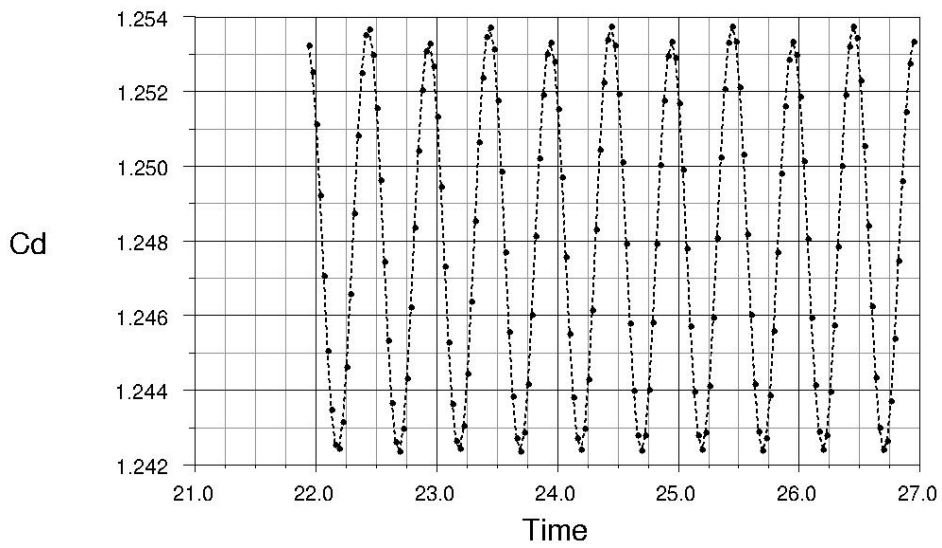
Şekil 4.19 Zamana bağlı akımda, silindir arkasında akışkan sirkülasyonu. (Asimetrik akım)

Şekil 4.20'de hız vektörleri ve sınır tabaka ayrılması daha açık bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 4.20 Periyodik çözümde, silindir yüzeyinde sınır tabaka ayrılması. (m/s)

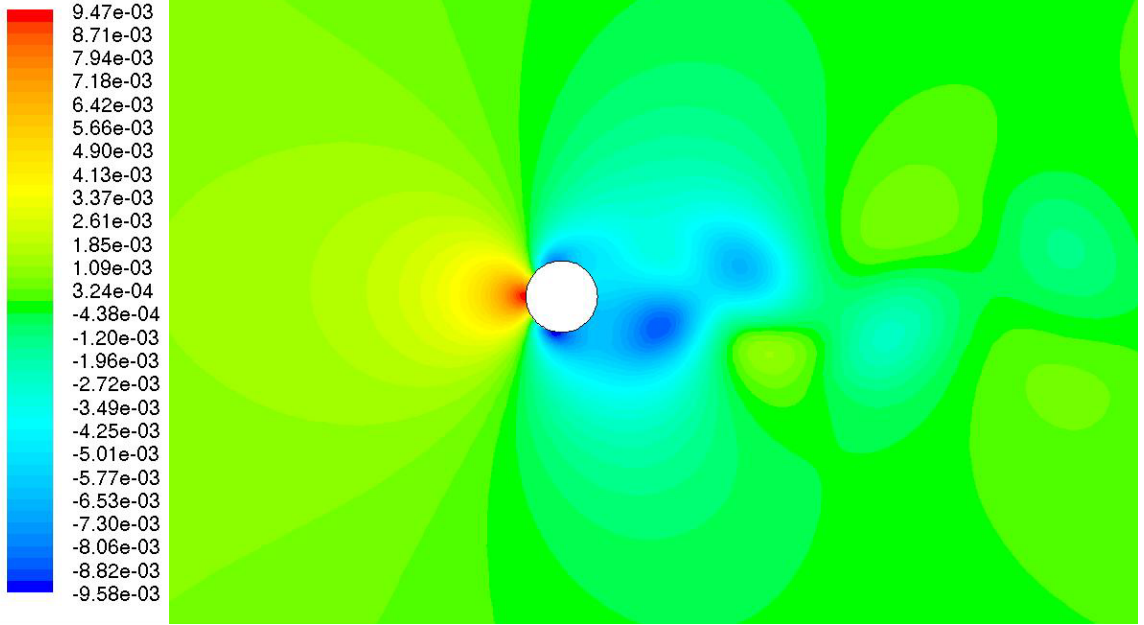
Çok ince mesh için bulunmuş olan zamana bağlı sürüklenme katsayısı sonuçları Şekil 4.21’de görülmektedir. Bu grafikten akımın zamana bağlı olduğu ve sürüklenme kuvvetinin periyodik olarak değiştiği net olarak görülebilmektedir. Grafikler dikkatlice incelenecek olursa, bir çevrim içerisinde sürüklenme katsayısının iki defa maksimuma ulaştığı ve iki defa da minimuma indiği anlaşılmaktadır. Bu durumun nedeni girdap oluşumu esnasında çalkalanma nedeniyle akışkanın alt tarafa ve üst tarafa periyodik hareket etmesi olabilir.



Şekil 4.21 Periyodik çok ince mesh için sürüklenme katsayısının zamana göre değişimi.

Deneysel *Strouhal* sayısı vasıtasıyla belirlenen girdap periyodu 0,9392 sn idi. Grafikler dikkatlice incelendiğinde, sayısal çözüm sonucu hesaplanan değerin yaklaşık olarak 1 sn civarında olduğu ve mesh yapısından da bağımsız olduğu görülmüştür. Bu durumda, deneysel veriden sapma oranı % 5 civarındadır ve özellikle kararsız akım modellenmesi için oldukça iyi bir sonuçtur.

Sürüklenme katsayılarına bakıldığında, kaba mesh için bu değerler 1,265 ile 1,254 arasında değişirken, çok ince mesh çözümü için ise 1,254 ile 1,242 arasında değiştiği görülmektedir. Her iki çözüm de deneysel sonuç olan 1,2 değerine yaklaşık %5'lik bir farkla oldukça yakın çıkmıştır. Her üç çözümde bulunan değerler arasındaki sonuç farkları ise %1 civarında olduğu için başka bir çözüme gerek yoktur. Sonuç olarak periyodik sınır koşullu çözümün doğru sonucu ve akış karakteristiklerini verdiği belirlenmiştir.



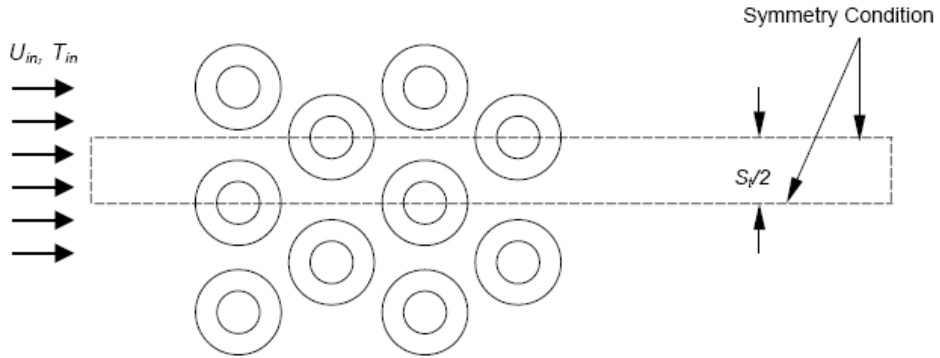
Şekil 4.22 Periyodik çok ince mesh için anlık basınç konturları. (Gauge, Pa)

Şekil 4.22 deki anlık statik basınç konturlarına bakılacak olursa, silindir arkasında oldukça geniş bir alanda düşük basınç bulunmaktadır. Bu durum da, önceden de belirtildiği üzere silindir üzerinden laminar akımın sürüklenme katsayısını arttıran özelliğidir. Silindir ön tarafında ise durma noktası oluşmaktadır ve bu noktada da hız sıfır olduğu için statik basınç en büyük değerindedir. Düşük basıncın oluşması silindir yüzeyi boyunca arka tarafa doğru gidildikçe belirginleşmektedir. İlk belirginleştiği nokta, sınır tabaka ayrılmasının olduğu bölgedir ve yaklaşık ayrılma açısı deneysel sonuç olan 82° değerine oldukça yakındır.

Silindir üzerinden laminar akışın incelendiği bu ilk sayısal çalışmada, üç farklı ağ kurulumuyla deneysel sonuçlara oldukça yakın sonuçlar elde edilmesi, kullanılan sayısal ağ ve diğer problem kurulumu yöntemlerinin doğru uygulandığını göstermektedir. Sayısal çözümlerde dikkat edilmesi gereken bir durum olan simetriklik sınır koşulunun her zaman doğru sonuçlar veremeyeceği de bu uygulamayla birlikte kanıtlanmıştır. Ek olarak bu uygulamayla, incelenen akışın kararlı olup olmadığının iyi etüt edilip ona göre çözüm model ve yöntemleri kullanılması gerektiği de görülmüştür. Bu nedenlerden yola çıkarak, sonraki üç boyutlu uygulamalarda da sağlıklı sonuçlara ulaşabilmek açısından, simetriklik yerine periyodiklik sınır koşulları ve kararsız akış modellemeleri yapılmıştır.

4.2 Dairesel Kanatlı Borular Üzerinden Akış Uygulaması

Bu uygulamada dairesel kanatlı borular üzerinden kararsız, türbülanslı akışta konjuge ısı transferi ve dış akışın karakteri üzerinde durulacaktır. Kanatlı borulardaki dış akış incelenirken gerek geometrik nedenlerden ve gerekse de türbülanslı akışın üç boyutlu karakterde olmasından dolayı üç boyutlu bir modelleme gerekmektedir. İki boyutlu çözümlere göre oldukça fazla bilgisayar kaynağı gerektiren bu durum, çözüm alanının da olabildiğince ufak seçilmesini gerektirir. Örneğin simetri içeren geometrilerde simetriklik koşulunun uygulanması (Şekil 4.23), çözüm ağındaki hücre sayısını azalttığı için çözüm süresini azaltır. Fakat bu durum ilk örnekte de üstünde durulduğu ve kanıtlandığı üzere sayısal çözümün doğruluk derecesini azaltabilir. Bu uygulamada literatürde simetriklik durumuna göre sayısal olarak modellenmiş çözümlerin aksine periyodik sınır şartlarına göre modelleme ve çözüm yapılacaktır. İlk uygulamada Mon'un (2003) sayısal çalışmalarında simetrik sınır koşuluyla incelediği bir kanatlı boru incelenecektir.



Şekil 4.23 Mon'un sayısal çalışmalarında kullandığı simetriklik koşullu model

Sayısal sonuçların karşılaştırılacağı deneysel sonuçlar, çeşitli araştırmacıların belirlemiş olduğu formülasyonlarla literatürde mevcuttur. Burada kullanılacak olan formülasyon Ward ve Young (1959) tarafından aşağıdaki koşullar için verilmiştir.

$$Nu = 0,364 \cdot Re^{0,68} Pr^{1/3} \left(\frac{d_f}{d} \right)^{0,45} \left(\frac{\delta}{d_f} \right)^{0,3} \quad (4.4)$$

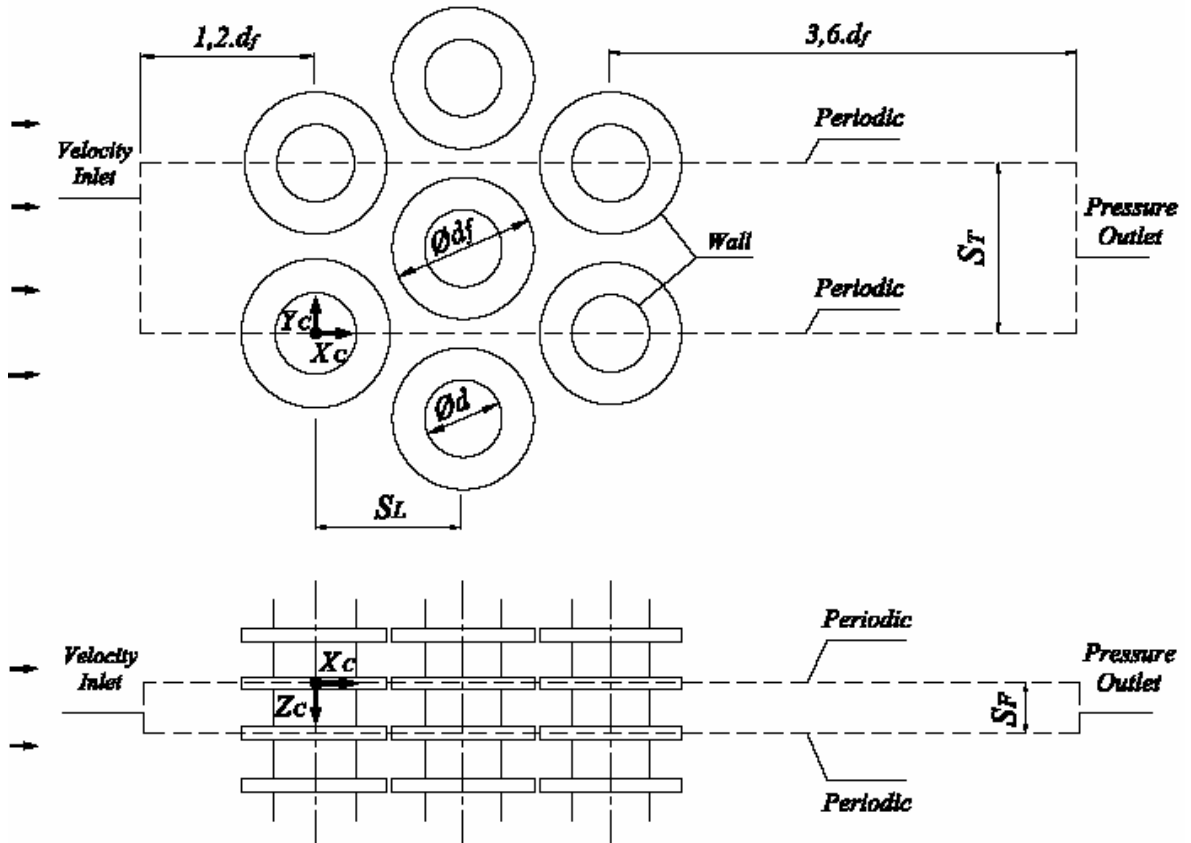
Kullanım koşulları;

$$1 \times 10^3 \leq Re \leq 2,8 \times 10^4 ; 11,13 \text{ mm} \leq d \leq 29,13 \text{ mm} ; 1,42 \text{ mm} \leq h_f \leq 14,69 \text{ mm} ;$$

$$0,89 \text{ mm} \leq s \leq 4,39 \text{ mm} ; 0,41 \text{ mm} \leq \delta_f \leq 0,56 \text{ mm} ; 23,81 \text{ mm} \leq S_T \leq 61,91 \text{ mm} ;$$

$$20,62 \text{ mm} \leq S_L \leq 53,62 \text{ mm} ; n \geq 3 ; \text{maksimum sapma: \% 20}$$

Tablo 4.4’de d , h_f , s , δ_f , S_T , S_L , n gibi kanatlı boru demeti parametreleri tanımlanmış ve bu uygulama için değerleri sunulmuştur.



Şekil 4.24 Dairesel kanatlı boru çözümünde kullanılacak çözüm elemanı ve sınır koşulları.

Kanatlı boru grubundaki dış akışta *Reynolds* sayısı:

$$Re = \frac{U_{max} \cdot d}{\nu} \quad (4.5)$$

Şeklinde verilir. Burada U_{max} minimum akış kesit alanına göre belirlenir. Bu alan ise:

$$A_{ff} = S_T - d_f + (d_f - d)(1 - \delta_f \cdot N_f) \quad (4.6)$$

Şeklinde belirlenir. Buradaki minimum akış kesiti 1 metre uzunlukta (Z yönünde) kanatlı boruya göre tanımlanmıştır. Bu durumda maksimum hız:

$$U_{max} = \frac{U_{in} \cdot S_T \cdot 1}{A_{ff}} \quad (4.7)$$

Şeklinde yazılabilir. Burada S_T m cinsindedir. Verilen bu formülasyonlarla birlikte, incelenecek olan kanatlı boru grubunun parametrik değerleri Tablo 4.4'de sunulmuştur. Bu korelasyonlarla Nu sayısı hesaplanırken tüm termofiziksel özellikler çıkış sıcaklığı tahmin edilerek ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanmıştır. Çıkış sıcaklığı 289 K değerinde alınarak ortalama akışkan sıcaklığı 298,15 K olarak kabul edilmiştir. Böylece deneysel bağıntıyla birlikte, sayısal çözümde de referans değer olarak 298,15 K değeri kullanılmıştır.

Tablo 4.4 Dairesel kanatlı boru demetinin genel ölçü ve parametreleri

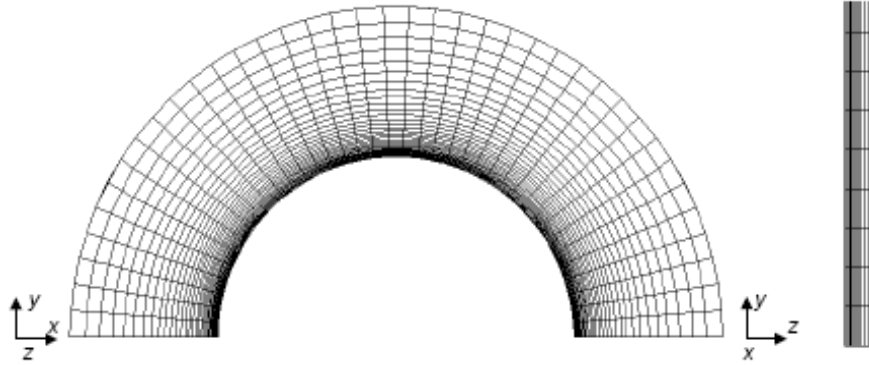
Boru dış çapı, d	mm	24
Kanat çapı, d_f	mm	34
Kanat yüksekliği, h_f	mm	5
Kanat kalınlığı, δ_f	mm	0,5
Kanat boşluğu, s	mm	1,6
Kanat adımı, s_f	mm	2,1
Enlemesine boru adımı, S_T	mm	40,8
Boylamasına boru adımı, S_L	mm	35,33
Kanatlı boru sayısı, n	adet	3
Birim boydaki kanat sayısı, N_f	adet	477
Minimum akış kesit alanı, A_{ff}	m ²	0,014414
Maksimum hız, U_{max}	m/s	2,83. U_{in}

4.2.1 Problem Kurulumu ve Sayısal Değerlendirme

Kanatlı boru demeti üzerinden gerçekleşen akışın ve konjuge ısı transferinin incelenebilmesi için üç boyutlu geometri, periyodik olarak tekrar eden alanlara bölünerek çözüm ağı oluşturulmuştur. Simetriklik şartları kullanıldığında çözüm ağı daha da küçülebilirdi, fakat periyodik sınır koşulu daha gerçekçi sonuçlar verecektir.

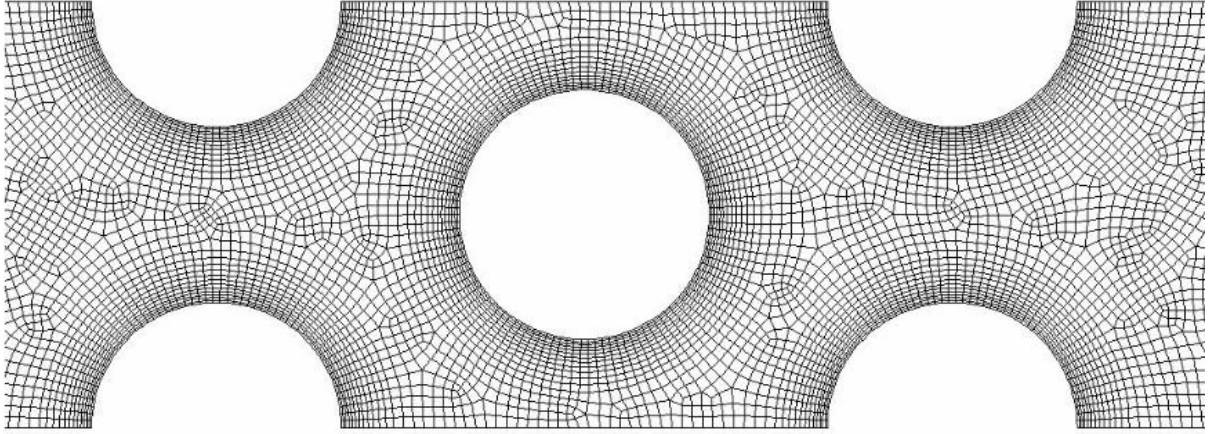
4.2.2 Ağ Oluşturma

Meshlenecek olan geometri katı olarak tanımlanacak olan alüminyum kanatlardan ve akışkan olarak tanımlanacak olan kuru havadan oluşmaktadır. Kanat iç yüzeyinin aynı zamanda boru dış yüzeyi olduğu kabul edilmiştir (Temas direnci yok). Geometrilerin karmaşık olmasından dolayı, olabildiğince düzgün yapısal mesh yapısı elde edebilmek için çözüm alanı alt geometrilere bölünmüştür. Örneğin kanat ve ara boşluklarda bu amaçla elde edilen yapısal meshleme Şekil 4.25’de görülmektedir. Toplam hücre sayıları ise kaba mesh için 150.000, ince mesh için ise 500.000 civarındadır.



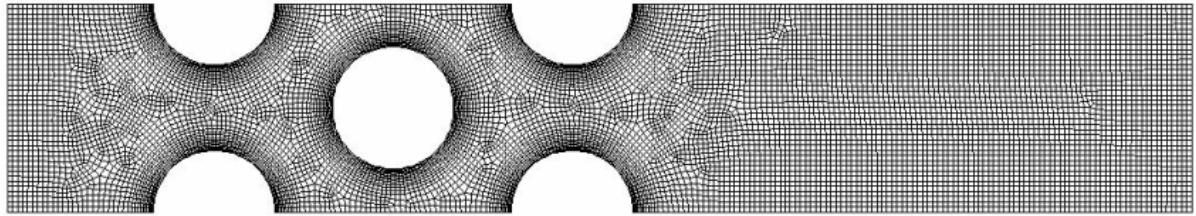
Şekil 4.25 Kanat içi ve kanatlar arası boşlukta (Yarısı gösteriliyor) artımlı yapısal mesh.

Özellikle türbülanslı akış çözümlerinin grid yapısına daha hassas olduğu bilinmektedir. Bu nedenle boru yüzeyinden dışa doğru verilen artımlı mesh yapısı ile boru yüzeyi tarafı daha yoğun meshlenerek sınır tabaka çözümü iyileştirilmiştir. Aynı zamanda, yine Şekil 4.25’de görüldüğü gibi, kanatlar arasındaki boşluk da aynı prensip ve amaçla artımlı olarak meshlenmiştir. Gridin geri kalanı ise Hex/Wedge ve Cooper tipi yapısal olmayan meshleme ile elde edilmiştir.



Şekil 4.26 Kanatta ve kanat civarında bünye uyumlu, yapısal ve yapısal olmayan meshleme

Zaman alıcı uğraşlar sonucu çözüm ağı bünye uyumlu, üç boyutlu yapısal ve yapısal olmayan meshleme ile duvar etkilerinin olacağı bölgelerde yoğun ve diğer bölgelerde daha az yoğun olacak şekilde oluşturulmuştur. Elde edilen gridler 0,4 ile 0,5 arası *Skewness* değerine sahiptirler. Bu ise üç boyutlu karmaşık bir geometrinin mesh kalitesi için oldukça iyi bir değer aralığıdır.



Şekil 4.27 Dairesel kanatlı boru grubu için çözüm ağının genel görünümü.

Grid yapıları elde edilip test edildikten sonra sınır şartları atanmıştır. Bu noktada GAMBIT programında periyodik sınırlar duvar olarak tanıtılmıştır. Periyodiklik ataması FLUENT programında yapılacaktır. Zon tipi atanmasında ise hava tarafı akışkan olarak kanat tarafı ise katı olarak tanıtılmıştır. Çözümdeki akış ve sınır tipleri için yapılan temel kabuller ve sınır şartları ise şöyle sıralanabilir:

- Giriş

$U_{in} = 2 \text{ m/s} = \text{sabit}$	(Girişte sabit üniform hız)
$T_{in} = 308,15 \text{ K} = \text{sabit}$	(Girişte sabit üniform sıcaklık)
$I = \%1$	(Türbülans yoğunluğu)
- Çıkış

$P = P_{atm} = 101325 \text{ Pa (Abs.)}$	(Çıkışta statik atmosferik basınç)
--	------------------------------------

- Boru $T = T_w = 283,15 \text{ K} = \text{sabit}$ (Boru yüzeyinde sabit sıcaklık)
Boru yüzeyinde kaymama koşulu
- Kanat Kanat yüzeyinde kaymama koşulu
Kanatın taşınım ve iletim birlikte (Konjuge ısı transferi)
- Periyodik yüzeyler Yüzeyler boyunca ısı ve kütle geçişi (Simetriden farklı)

Daimi olmayan akış çözümü için periyodik zaman adımı bu problemde geometrinin komplike olmasından dolayı direkt olarak belirlenmemektedir. Ayrıca, FLUENT de bu gibi durumlarda baz alınacak herhangi bir prensip sunmamaktadır. Burada çok küçük zaman adımıyla çözüm yaptırılarak sonuca gidilmiştir.

Grid bağımlılığının test edilmesi açısından aynı problem iki farklı grid yoğunluğu için çözdürülmüştür.

4.2.3 Sayısal Çözüm Algoritması

- FLUENT programını 3ddp olarak başlat (Üç boyutlu, çift hassasiyetli)
- Hazırlanmış olan mesh dosyasını *case* olarak okut
- Gridi kontrol et (Çözüm elemanı boyutları, nod sayıları, hücre hacimleri)
- Ölçeklemeyle mesh dosyasının *mm* boyutunda yaratıldığını tanımla
- Uygun çözücü seç

Çözücü *Segregated* olarak seçilir, daha sonra ise akımın daimi olmadığı ve üç boyutlu olduğu tanımlanır.

- Çözüm modelini seç

İncelenecek olan akış türbülanslı ve laminar bölgelere sahip olan geçiş özelliğine sahiptir. Bu tür akışların çözümünde en uygun model belirtildiği gibi $k-\epsilon$ (RNG) modelidir. Kanat ve boru yüzeylerindeki çözüm için standart duvar fonksiyonları seçilir. Ayrıca kanatlı boru demetindeki konjuge ısı transferinin incelenebilmesi için enerji denklemi aktifleştirildi.

- Malzeme özelliklerini tanımla

Enerji denklemi çözümünde kullanılan havanın termofiziksel özellikleri, sıcaklığa göre değiştiğinden dolayı çözüm esnasında interpolate edilmek üzere 310 ve 280 K değerleri için (*Piecewise linear*) tanımlanmıştır. Kanat malzemesi ise katı olduğundan ve sıcaklığa az

bağımlı olduğundan dolayı tek değer olarak tanımlanmıştır. Havanın özellikleri ve kanat malzemesinin özellikleri aşağıdaki gibi alınmıştır. Hava için:

$$\phi = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (4.8)$$

Tablo 4.5 Kuru havanın özelliklerini veren Denklem 4.8'deki sabitler (Mon, 2003)

ϕ	A	B	C	D
c_p [kJ/kgK]	1.034754×10^0	-2.412242×10^{-4}	5.427329×10^{-7}	$-1.521916 \times 10^{-10}$
K [W/mK]	1.017381×10^{-3}	1.010288×10^{-4}	-6.930598×10^{-8}	5.292884×10^{-11}
μ [kg/sm]	4.148720×10^{-6}	4.914210×10^{-8}	$-5.994825 \times 10^{-12}$	$-3.382035 \times 10^{-15}$

Ayrıca hava yoğunluğu için:

$$\rho_a = \frac{P}{R.T} \quad (4.9)$$

Eşitliği geçerlidir. Burada P = 101325 Pa değerinde olup atmosferik basıncı, R = 287 j/kgK hava için gaz sabitini, T ise K cinsinden ilgili sıcaklığı verir.

Alüminyum kanat malzemesi için :

Yoğunluk ; $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$, özgül ısı; $c_p = 879 \text{ j/kgK}$, ısıl iletkenlik; 229 W/mK alınabilir.

- Sınır koşullarını tanımla

Giriş sınırı için Reynolds sayısına bağlı olarak $U_x = U_{in}$; $U_y = 0 \text{ m/s}$, $T_{in} = 308,15 \text{ K}$ türbülans yoğunlu %1, çıkış sınırı için ise $P = P_{atm} = 101325 \text{ Pa}$ olarak tanımlanır. Periyodiklik sınır koşulları bir önceki örnekte belirtildiği gibi *grid/modify-zones/make-periodic* komutu kullanılarak periyodik tekrar eden her bir yüzey için ayrı ayrı tanımlanır.

- Çözüm kontrol parametreleri ve ayrıklaştırma metotlarını gir

Under Relaxation Factor değerleri default haliyle bırakılır. Ayrıklaştırmada, basınç-hız birleşimi için PISO seçildi. PISO geçiş akışlarında oldukça başarılı sonuçlar yakalamaktadır. Bu problem için uygundur. Ayrıca basınç için *Standart* ve diğerleri için *Second Order Upwind* ikinci dereceden ayrıklaştırma metodu seçildi.

- Yakınsama kriterlerini ayarla

Yakınsama değerleri enerji için 10^{-7} ve diğer her bir denklem için 10^{-4} olarak ayarlandı. Yakınsama eğrilerinin zamana bağlı olarak takibini sağlamak üzere plot seçeneği aktifleştirildi.

- Tahmin değerlerini ata

FLUENT ayrıklaştırılmış denklem takımlarını iterasyon yöntemiyle çözdüğü için hız, sıcaklık, basınç gibi değişkenler için başlangıç tahmin değerlerine ihtiyaç duyar. Tahmin değerleri *compute from-all zones* ayarlanarak iterasyonlar bu değerlerden başlatılmış olur.

- İterasyonu başlat

Zaman adımı 0,0015 sn ve her bir zaman adımındaki iterasyon sayısı 20 olmak üzere yakınsama eğrileri kararlı hal alınca kadar iterasyonlar uygulandı.

- Sonuçları kaydet

Bunlara ek olarak çözüm esnasında akış karakteristiklerinin zamana göre değişiminin takibi açısından çeşitli grafikler çizdirilebilir. Örneğin zaman adımına bağlı olarak, kanatlı boru demetine olan ısı transferinin değişimini görebilmek açısından, giriş ve çıkış yüzeyleri arasındaki entalpi akış farklarına dayalı bir grafik çizdirilebilir. Böylece çözüm kararlı bir hal aldıktan sonra çeşitli değerler (Isı transferi, sıcaklık, ...vs) zaman ortalaması alınarak daha gerçekçi bir şekilde belirlenebilir. Bu grafikler *Solve-Monitors-Surface* adımıyla *Surface Monitors* oluşturularak elde edilir.

Türbülanslı akım çözümlerinin laminar akım çözümlerinden çok daha fazla bilgisayar kaynağı ve zaman gerektirdiği bilinmektedir. Burada yapılmış olan kanatlı borular üzerinden zamana bağlı, türbülanslı akış çözümlenmeleri; Intel Core 2 CPU, T5600 @ 1,83 GHz, 987 MHz, 1,0 GB RAM, işlemci ve bellek özelliklerine sahip bir bilgisayarda yaklaşık 5-6 günlük işlemci zamanı gerektirmiştir.

4.2.4 Sayısal Girdi ve Çıktıların Değerlendirilmesi

Kanatlı borularda performansın belirlenmesi için kanat verimine ve hava tarafı ısı transfer katsayılarına ihtiyaç vardır. Isı transfer katsayıları ve kanat verimleri literatürde verilmiş olan çeşitli korelasyonlarla belirlenebilmektedir. Fakat deneysel veya sayısal çözümlerde bunların belirlenebilmesi için kanatlı boru demetinden transfer edilen ısıya ve havanın demetten çıkış sıcaklığına ihtiyaç vardır. Bu çalışmada da FLUENT bu değerleri

belirlemek için kullanılmıştır. FLUENT hava çıkış sıcaklığını aşağıdaki formülasyona göre belirler:

$$T_{out} = \frac{\int T \rho \bar{u} \cdot d\bar{A}}{\int \rho \bar{u} \cdot d\bar{A}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \rho_i \bar{u}_i \cdot \bar{A}_i}{\sum_{i=1}^n \rho_i \bar{u}_i \cdot \bar{A}_i} \quad (4.10)$$

Bu formülasyon ile FLUENT çıkış sıcaklığını *kütle ortalaması* prensibine göre hesaplamaktadır. Isı transferi hesabında kullanılan akışkanın toplam entalpisi aşağıdaki şekilde verilir:

$$\dot{H} = \int \tilde{h} \cdot \rho \cdot \bar{u} \cdot d\bar{A} = \sum_{i=1}^n \tilde{h}_i \rho_i \cdot \bar{A}_i \quad (4.11)$$

Buradaki \tilde{h} özgül entalpi ise aşağıdaki formülasyonla verilir:

$$\tilde{h} = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (4.12)$$

T_{ref} değeri istenirse *Report-Referance Values* panelinde değiştirilebilir. Bu çalışma için 298,15 K olarak ayarlanmıştır. Çözüm alanında kanatlı boru grubuna transfer olan ısı \dot{Q} , havanın girişteki \dot{H}_{in} ve çıkıştaki \dot{H}_{out} entalpileri farkı bulunarak belirlenebilir. Buna göre:

$$\dot{Q} = \dot{H}_{out} - \dot{H}_{in} \quad (4.13)$$

Havadan kanatlı borulara transfer edilen ısı miktarının ve havanın kütle ortalamalı çıkış sıcaklığının bilinmesiyle, kanat ve boru yüzeyindeki ısı transfer katsayılarının da aynı olduğu varsayımıyla, h ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde belirlenebilir:

$$h = \frac{\dot{Q}}{(A_t + \eta \cdot A_f) \cdot \Delta Tm} \quad (4.14)$$

Burada, η kanat verimi, A_t çözüm alanındaki boru yüzey alanı ve A_f ise yine çözüm alanındaki kanat yüzey alanıdır. Havanın çıkış sıcaklığının bilinmesiyle logaritmik sıcaklık ortalaması ΔTm aşağıdaki şekilde belirlenebilir:

$$\Delta Tm = \frac{T_{in} - T_{out}}{Ln \frac{T_{in} - T_w}{T_{out} - T_w}} \quad (4.15)$$

Burada $T_{in}-T_{out}$ havanın çözüm alanına giriş-çıkış sıcaklıkları, T_w ise boru cidar sıcaklığı ve aynı zamanda kanat iç yüzey sıcaklığıdır. Dairesel kanatlı boru çözümü için boru ve kanat yüzey alanları aşağıdaki şekilde hesaplanabilirler:

$$A_t = \pi.d(S_f - \delta).n \quad (4.15)$$

$$A_t = \left(\frac{\pi}{2}(d_f^2 - d_2) + \pi.d_f.\delta_f \right).n \quad (4.16)$$

Bu alanlar çözüm elemanında yukarıda belirtilen ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanlarıdır. Isı transfer katsayısının hesabında gerekli olan bir diğer bilinmeyen ise kanat verimidir. Kanat verimi ampirik olarak aşağıdaki ifadeyle verilir:

$$\eta = \frac{\tanh(\psi m h_f)}{\psi m h_f} \quad (4.17)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f \delta_f}} \quad (4.18)$$

Geometrik parametre ise aşağıdaki şekilde verilir.

$$\psi = 1 + 0,35 \cdot \ln\left(1 + 2 \frac{h_f}{d}\right) \quad (4.19)$$

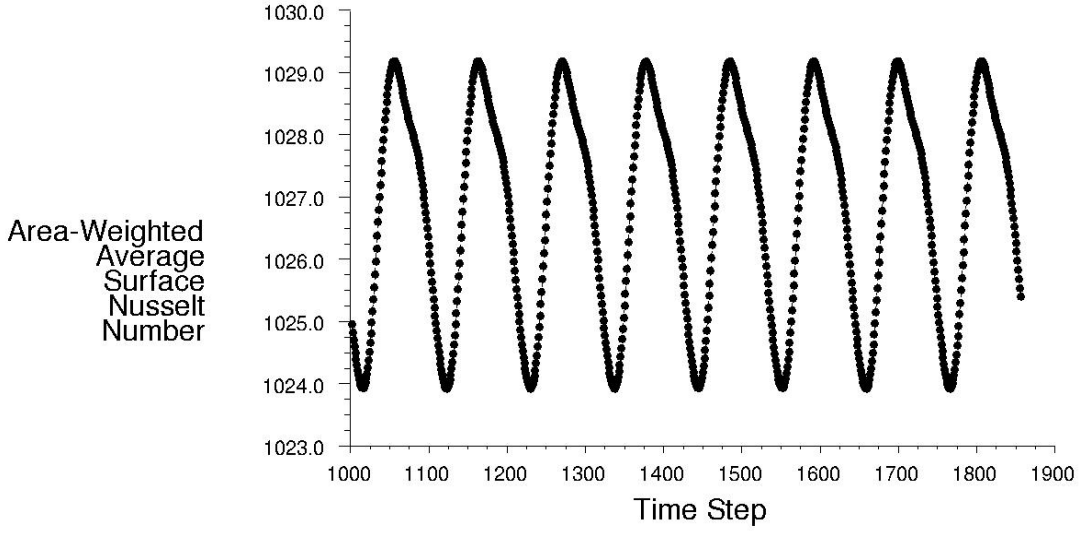
Burada kanat verimi ve ısı transfer katsayılarının her ikisi de bilinmediğinden, çözüme Denklem 4.14 ve Denklem 4.17 arasında yapılan iterasyonlar vasıtasıyla ulaşılır. Burada dikkat edilecek olursa kanat yüksekliği arttıkça kanat verimi azalmaktadır. Yine hiperbolik tanjant fonksiyonun yapısı gereği denklemdeki h ısı transfer katsayısının artması kanat verimini düşürmektedir. Önceden de belirtilmiş olduğu gibi bu bağıntılarda taşınım katsayısının kanat ve boru yüzeylerinde aynı ve bu yüzeyler boyunca sabit olduğu kabul edilmiştir. Hava tarafı ortalama ısı transfer katsayısının belirlenmesiyle birlikte, sayısal çalışmadan elde edilen Nusselt sayısı, boru dış çapına ve hava ısıl iletkenliğine bağlı olarak aşağıdaki denklemle belirlenir.

$$Nu = \frac{h.d}{k_a} \quad (4.20)$$

4.2.5 Sayısal Sonuçların İncelenmesi

Akış parametrelerinin tamamen periyodik dalgalanmalar göstermesine kadar sürdürülen iterasyonlar sonucu, yerel *Nusselt* sayılarının ve ısı transferi miktarlarının zamana bağlı olarak periyodik değişimler gösterdikleri gözlenmiştir. Kaba ve ince grid yapıları için ayrı ayrı bulunan sonuçların birbirilerine oldukça yakın oldukları gözlenmiştir.

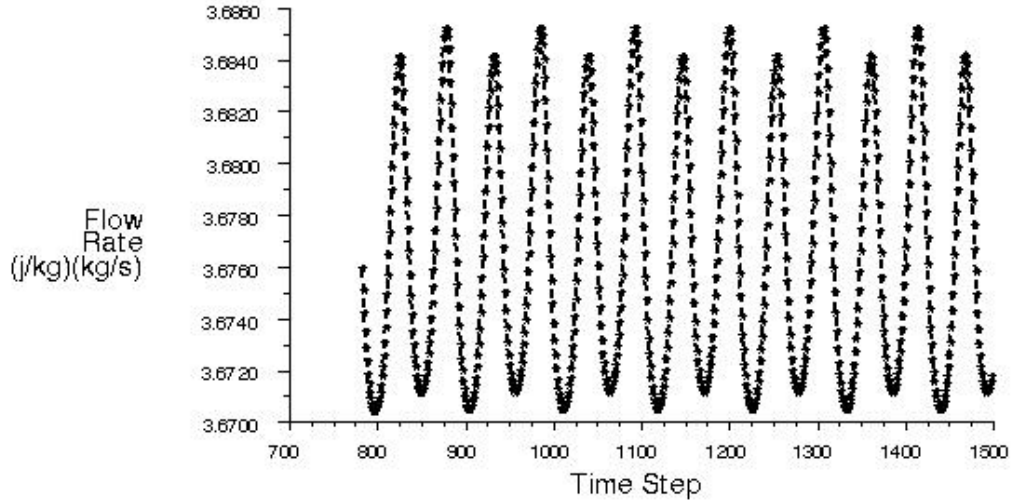
Aşağıdaki şekilde (Şekil 4.28) kaba grid yapısı için üçüncü boru yüzeyindeki yerel *Nusselt* sayısının zamana göre değişimi görülmektedir.



Şekil 4.28 Üçüncü boru yüzeyindeki alan ortalamalı Nu sayısının zamana göre değişimi.

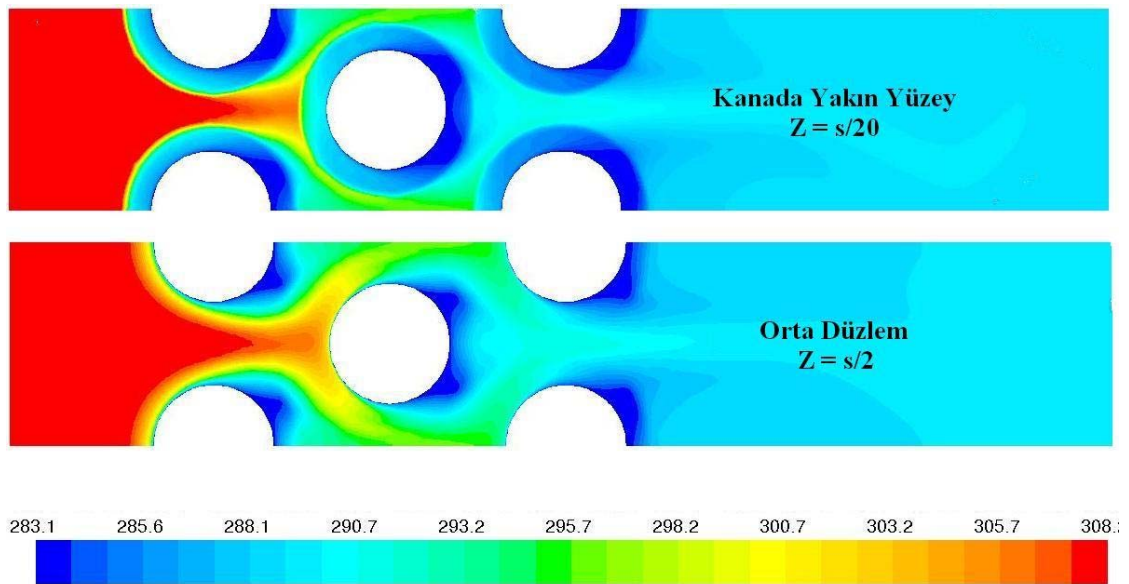
Grafikten de görüldüğü gibi, akışın yaklaşık 100 zaman adımında bir gerçekleşen periyodik çalkalanmalarından dolayı *Nusselt* sayıları da periyodik olarak değişmektedir. Grafiğe göre üçüncü borudaki alan ortalamalı yerel *Nusselt* sayısının 1024 ila 1029 değerleri arasında değiştiği görülmektedir.

Yerel *Nusselt* sayılarının değişimine paralel olarak yerel ısı taşınım katsayıları da benzer karakterde değişim göstereceğinden, toplam akım alanı boyunca kanatlı boruya transfer olan ısının da benzer bir değişim göstermesi beklenen bir sonuçtur.



Şekil 4.29 Kanatlı boru demetine transfer olan ısının zamana göre değişimi.

Grafik incelenecek olursa, akışın Şekil 4.28’de de olduğu gibi yine yaklaşık 100 zaman adımı yani $100 \times 0,0015 \text{ sn} = 0,15$ saniyede bir tekrarladığı görülebilmektedir. Toplam ısı transferi ise 3,670 ila 3,685 j/s değerleri arasında değişmektedir. İnce grid yapısı için ise bu değerler yine yaklaşık 0,15 sn ve 3,720 ila 3,725 olarak belirlenmiştir. Bu durum da yapılan iki farklı çözümün grid bağımlılığı açısından yeterli olduğunu göstermektedir.

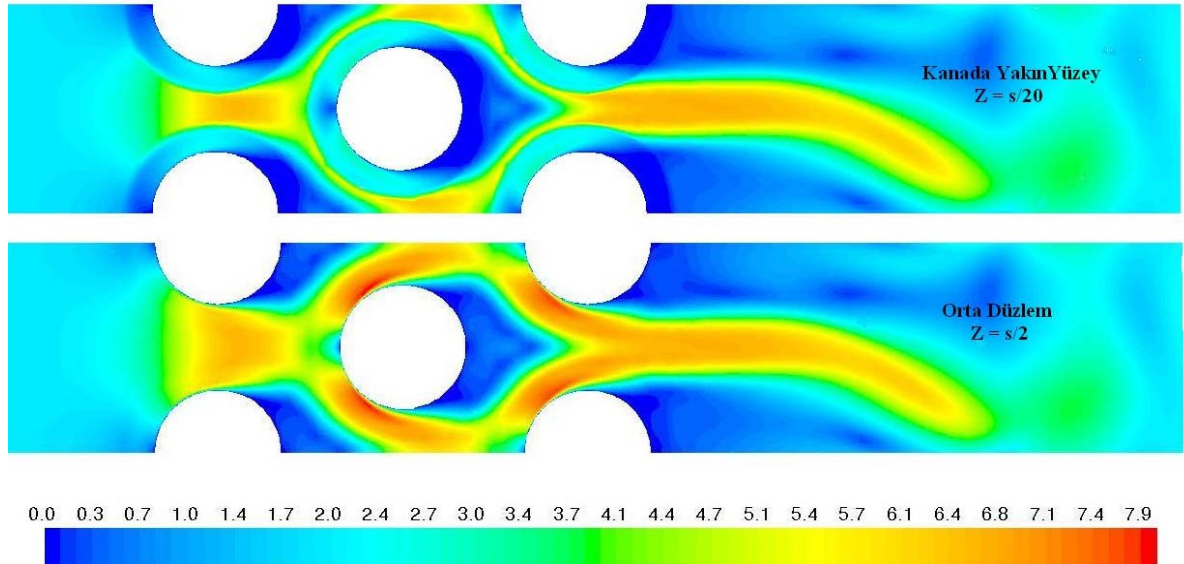


Şekil 4.30 Kanada çok yakın düzlemdeki ve orta düzlemdeki anlık sıcaklık konturları. (K)

Kanatlı boru demeti içerisindeki akışın görselleştirilebilmesi için çeşitli konumlarda yüzeyler oluşturularak bu yüzeylerdeki akışlar incelenmiştir. Kanatlar arası boşlukta kanat

yüzeyindeki sınır tabaka oluşumunun etkilerinin gözlemlenebilmesi için kanat yüzeyinden $s/20$, $s/5$, ve $s/2$ (orta düzlem) mm uzaklıkta *iso-surface* yüzeyleri oluşturulmuştur.

Şekil 4.30 incelenecek olursa, kanada çok yakın yüzeydeki ve orta yüzeydeki sıcaklık dağılımlarının nispeten farklı oldukları gözlemlenebilir. Kanada yakın yüzeyde ısıl sınır tabakanın da etkisiyle sıcaklıklar daha düşüktür. Sınır tabaka civarında iyi bir karışma olmadığı için sıcak akışkan buralara kadar girememekte ve bu bölgede kanat sıcaklığına yakın sıcaklıkta nispeten durgun akışkan kütlesi bulunmaktadır. Oysa orta yüzeyde, sınır tabakadan uzaklaştığı için akışkan hızı artmakta ve sıcaklık ortalaması da buna bağlı olarak fazla olmaktadır.



Şekil 4.31 Kanada çok yakın düzlemdeki ve orta düzlemdeki anlık hız konturları. (m/s)

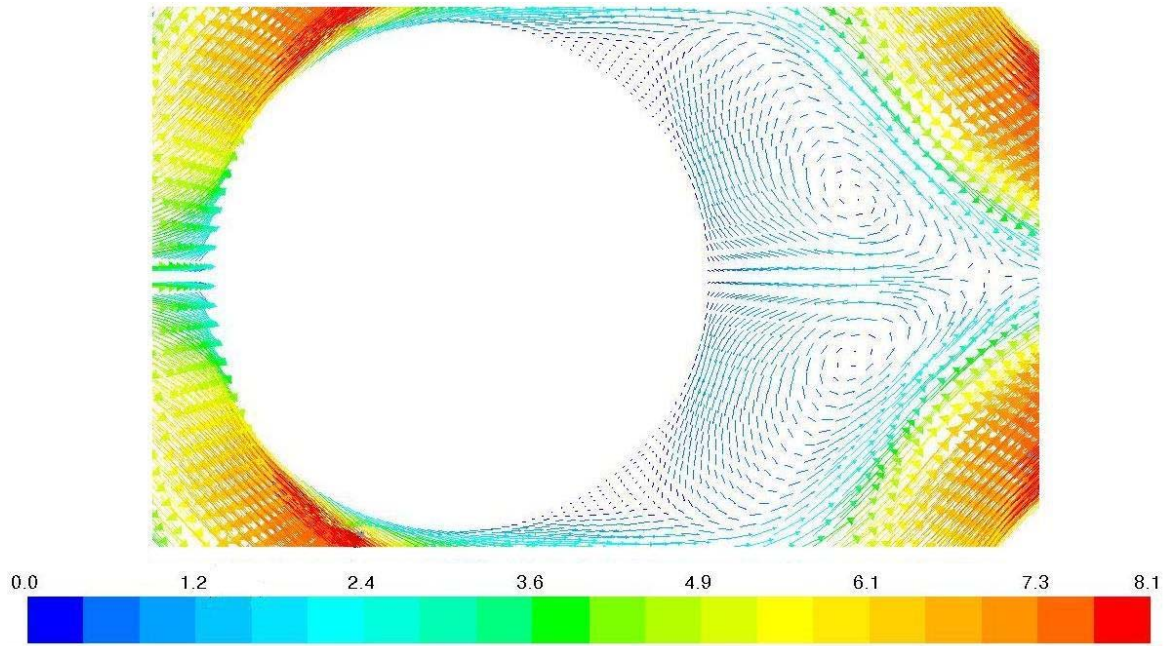
Şekil 4.31'den de görüldüğü gibi kanat yüzeyinden uzaklaştıkça sınır tabaka etkisi azalmakta ve hava hızı artmaktadır. Başka bir deyişle akışkan ısısını tam olarak bırakmadan bypass yapabilmektedir. Boru demeti sonrasındaki dalgalı sarı bölge kanatlı borular arasındaki minimum kesitte hızlanan akışkanın dalgalı hareketini temsil etmektedir. Hız konturlarına bakarak yaklaşık sınır tabaka ayrılmasının 90° civarında gerçekleştiği söylenebilir.

Şekil 4.33 birinci kanatlı boru üzerindeki akışta hız vektörlerini göstermektedir. Boru arka tarafındaki *Horseshoe Vortex* oluşumu gözlemlenebilmektedir. Ayrıca yine arka taraftaki zayıf bölgenin başladığı sınır tabaka ayrılma bölgesi de görülebilmektedir. Onera

tarafından yapılmış olan deneysel bir çalışmadan elde edilmiş bir fotoğraf Şekil 4.32’de sunulmuştur. Boru etrafındaki akış karakteristiği açısından her iki resim de karşılaştırılırsa, sayısal çözümün fiziksel anlamda deneysel verilere yakın olduğu söylenebilir. Deneysel çalışmadakine benzer olarak sayısal çözüm simülasyonunda da boru arkasındaki sirkülasyon bölgeleri belirgin olarak görülebilmektedir.

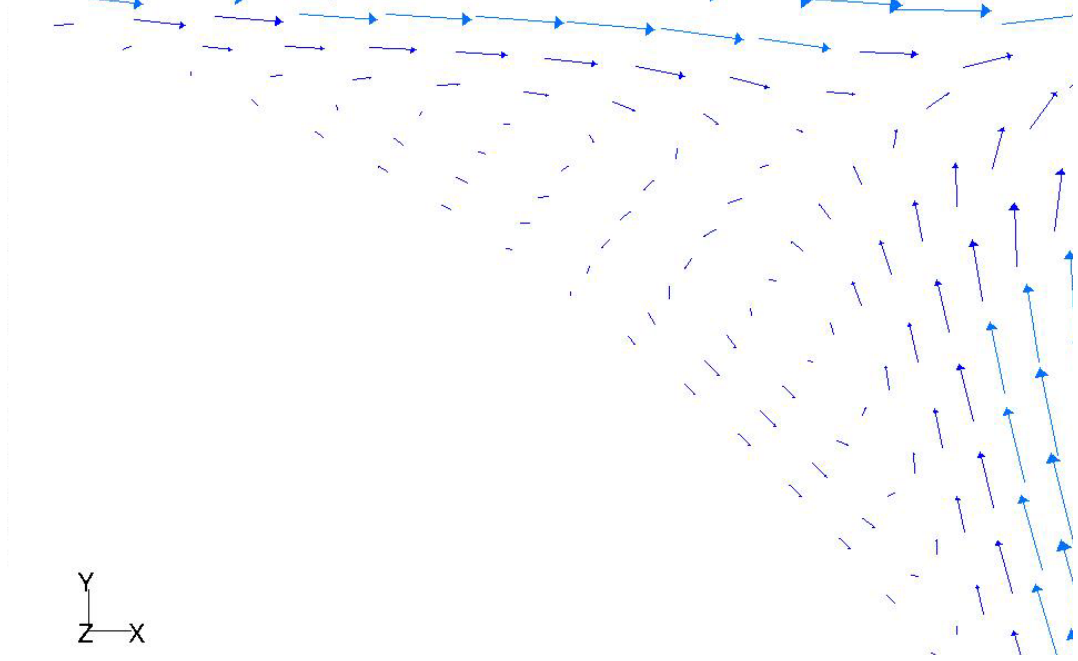


Şekil 4.32 Boru üzerinden akış deneysel çalışmasından alınmış bir fotoğraf

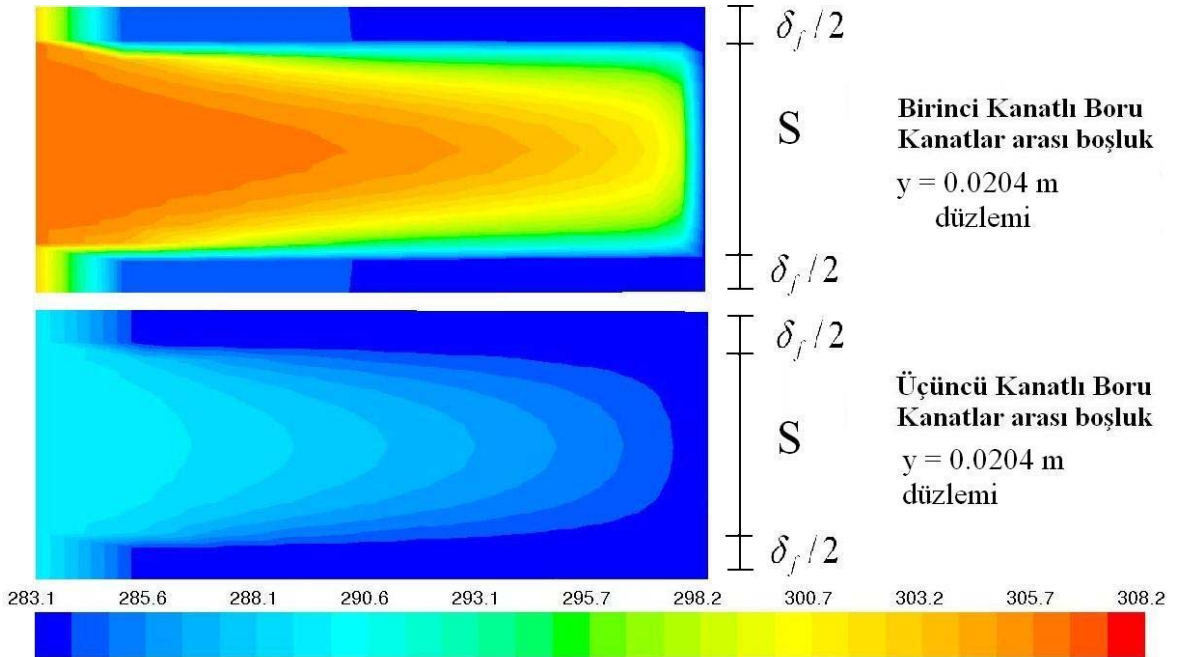


Şekil 4.33 $Z = 0,00105$ m düzleminde, birinci kanatlı boru civarındaki hız vektörleri. (m/s)

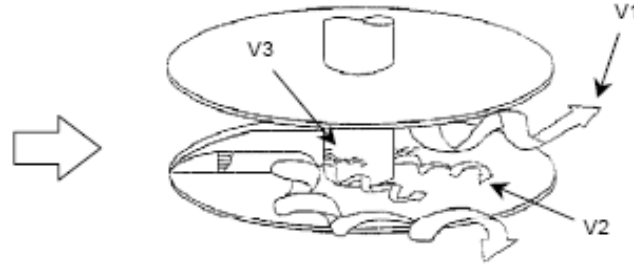
Şekil 4.34'de ise boru üzerinden akışta, kanatlar arası orta düzlemde, sınır tabakanın ayrılması daha yakından görülebilmektedir. Ayrılma bölgesinden arka tarafa doğru devam ettikçe yüzeye yakın yön değiştirmiş hız vektörlerinin sirkülasyon bölgesini oluşturdukları görülmektedir. Bu bölge zayıf bölge olup, ana akım buralara karışmamakta ve bu bölgelerin ısı transferine katkısı da oldukça az olmaktadır.



Şekil 4.34 $Z = 0,00105$ m düzleminde, birinci kanatlı boru yüzeyinde sınır tabaka ayrılması

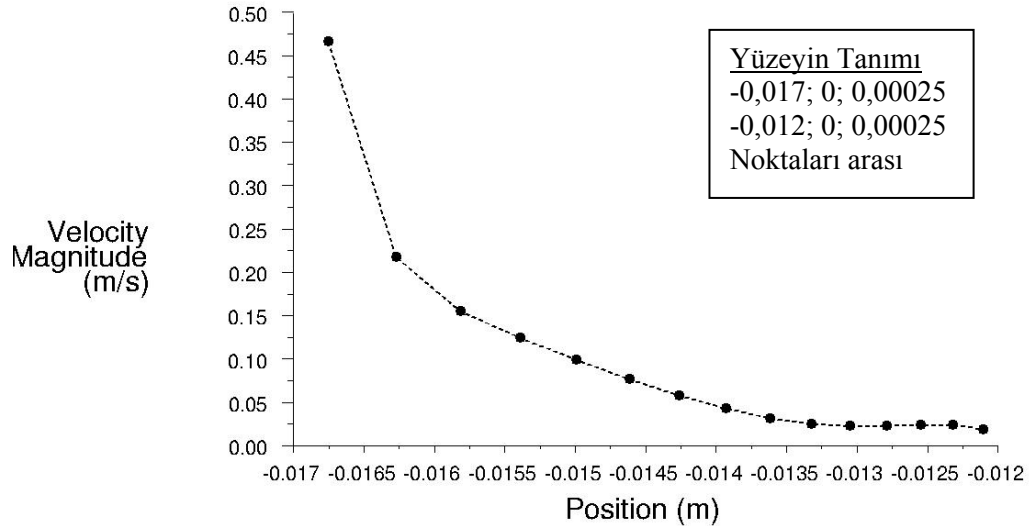


Şekil 4.35 Birinci ve üçüncü kanatlı borularda kanatlar arasındaki sıcaklık dağılımı. (K)



Şekil 4.37 Kanatlı boru üzerinden akışta boru ve kanat yüzeylerinde gözlemlenebilen *Horseshoe Vortex* oluşumları.

Yüzey üzerindeki hız, sıcaklık ısı akısı gibi değerlerin belirli yüzeyler boyunca değişimini inceleyebilmek amacıyla çeşitli grafikler çizdirilmiştir. Grafiğin temsil ettiği yüzey (Eğri) noktaları ayrıca grafik yanında tanımlanmıştır.

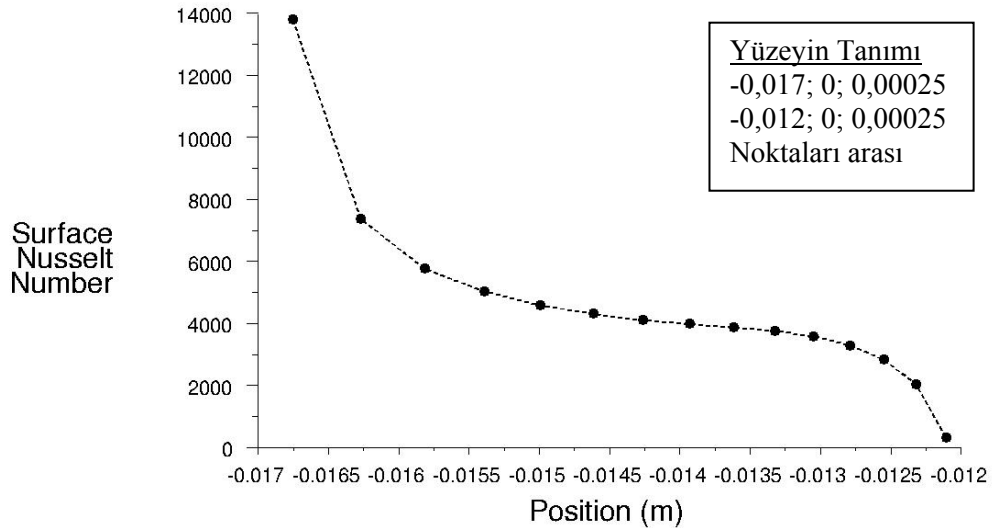


Şekil 4.38 Birinci kanat yüzeyinde akış yönünde hızın değişimi ($\theta = 0$)

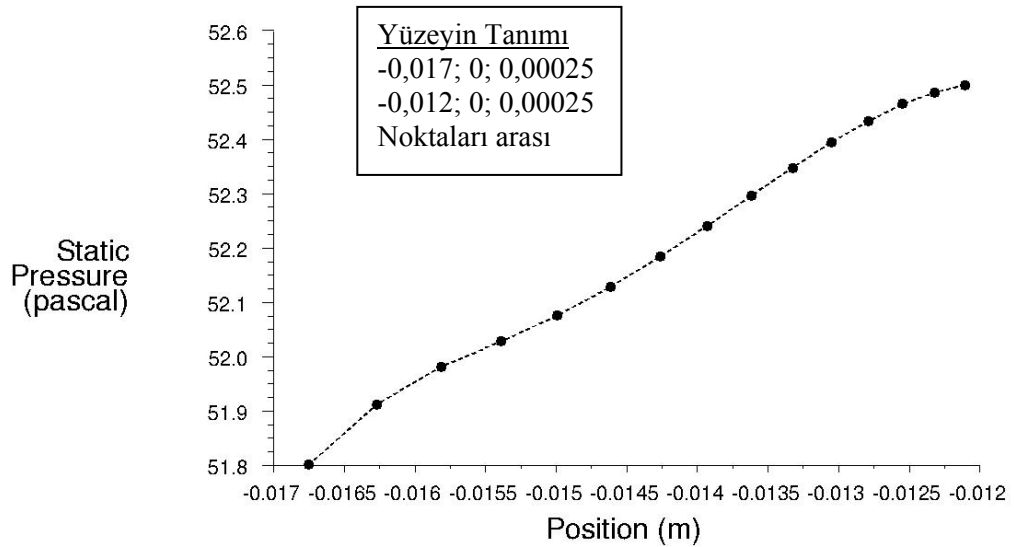
Kanat ucundan dibine doğru (Çözüm ağının x koordinatında kanadın ucundan dibine doğru) hızın kanat yüzeyinde sınır tabaka oluşumu nedeniyle azalması Şekil 4.38'den de görülebilmektedir. Kanat ucunda sınır tabaka kalınlığı en az seviyede olduğu için hız maksimum değerinde, kanat dibinde ise sınır tabaka kalınlığı en üst seviyede olduğu için hız sıfıra yakındır. Hızın bu bölgelerdeki değişim karakteristikleri yüzeydeki yerel ısı transfer katsayılarını da benzer şekilde etkilemektedir.

Şekil 4.39'da görüldüğü üzere, sınır tabaka kalınlığıyla ters orantılı olarak yerel *Nusselt* sayısı azalmaktadır. Bu duruma bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayıları da aynı karakterde

bir eğriye sahip olacaktır. Yani kanat ucundan kanat dibine doğru gittikçe yerel ısı transferi katsayıları azalacaktır.

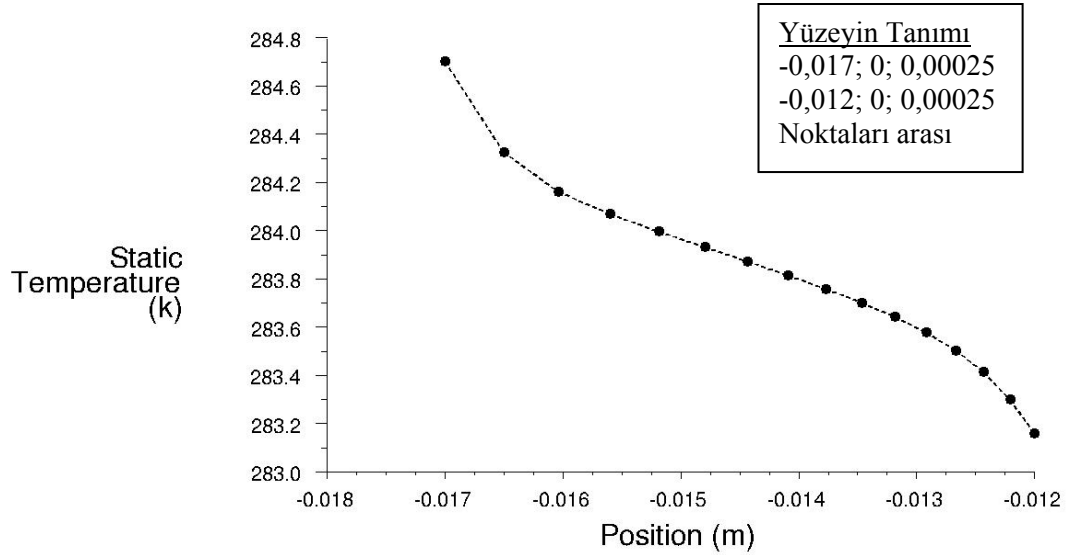


Şekil 4.39 Nusselt sayısının kanat ucundan dibine doğru değişimi ($\theta = 0$)



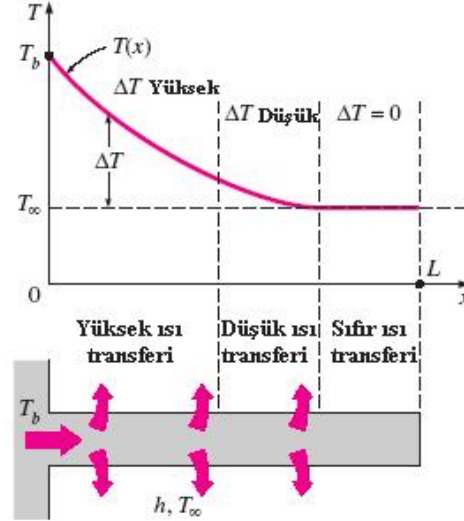
Şekil 4.40 Kanat yüzeyi boyunca statik basıncın değişimi ($\theta = 0$)

Statik basınç değeri ise hız ile ters orantılı bir değişim göstermektedir. *Bernoulli* denklemine göre, sürtünmeler ihmal edilirse, kinetik enerjisi azalan akışkanın basınç enerjisinin artması gerekir. Buna göre, hızın fazla olduğu yerde statik basınç azalmakta, hızın az olduğu yerde ise artmaktadır. En büyük değere ise boru kanat birleşim köşesinde, hızın minimum olduğu noktada ulaşmaktadır.



Şekil 4.41 Birinci kanat üzerinde akış doğrultusunda anlık sıcaklık dağılımı ($\theta = 0$)

Kanat yüzeyinde yine akış doğrultusunda sıcaklığın değişimi Şekil 4.41'de görülmektedir. Buradan anlaşıldığı üzere, kanat ucunda sıcaklık daha yüksek yani sıcak akışkan sıcaklığına daha yakındır. Kanat dibine doğru ise yerel sıcaklık azalmakta yani boru sıcaklığına yaklaşmaktadır.

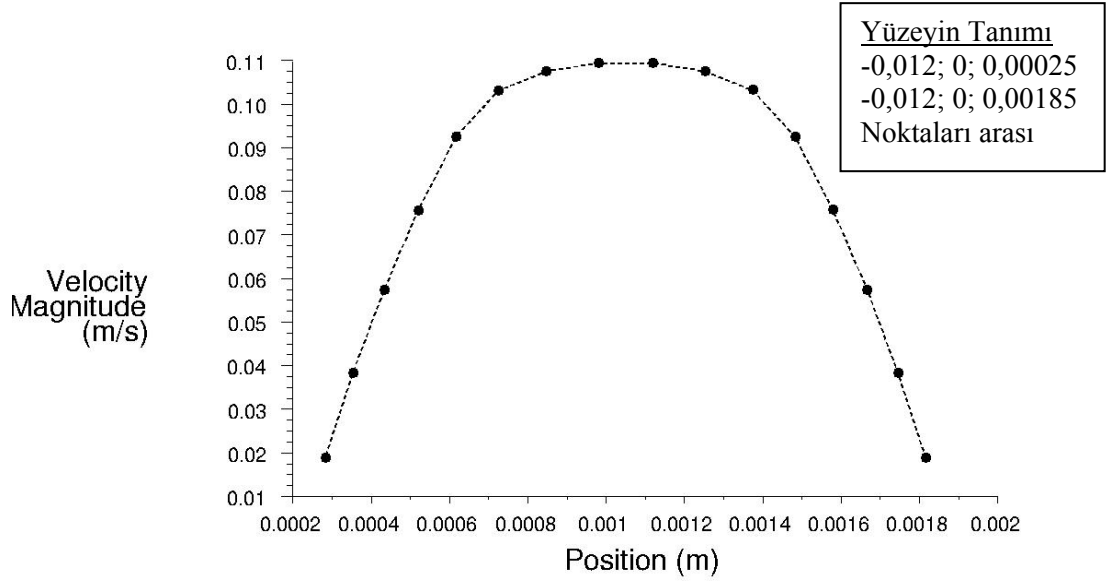


Şekil 4.42 Herhangi bir kanatta kanat boyunca yüzeydeki ısı transferi ve sıcaklıklar.

Herhangi bir kanatta ısı transferi ve yüzey sıcaklığının kanat boyunca değişimi literatürde Şekil 4.42'deki gibi verilmiştir. Buna göre kanat ucuna doğru sıcaklık farkı azalmakta, buna paralel olarak yüzey ısı akısı da azalmaktadır. Kanat ucuna doğru belli bir mesafeden sonra sıcaklık akış sıcaklığına eşit olmakta ve sıfır ısı transferi gerçekleşmektedir. Kanadın

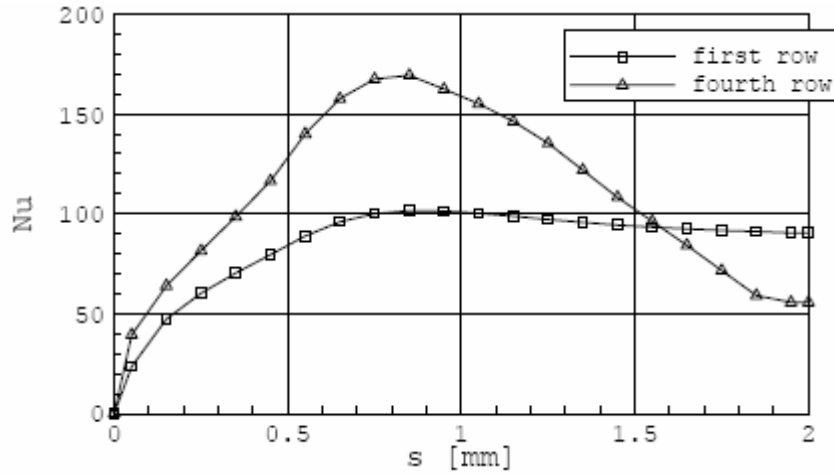
soğuk boru yüzeyine yakın olan dip bölümündeki ısı akışı akışkanla yüzey arasındaki yüksek sıcaklık farkları nedeniyle fazladır. Oysa uçlara doğru ilerledikçe kanat içindeki ve kanat yüzeyiyle akışkan arasındaki sıcaklık gradyanları azalmakta ve ısıl direncin de artmasıyla ısı akışı azalmaktadır. Bu nedenlerle kanat dizaynında bu gibi parametrelerin göz önünde bulundurulup gereksiz boyut artışlarından kaçınılması gerekmektedir.

Kanat yüzeyindeki akış parametrelerine ek olarak, boru yüzeylerindeki akış parametreleri de kanatlı boru demetinin ısıl performansını ve basınç kaybını etkileyen etmenler olmaları açısından önemlidirler.



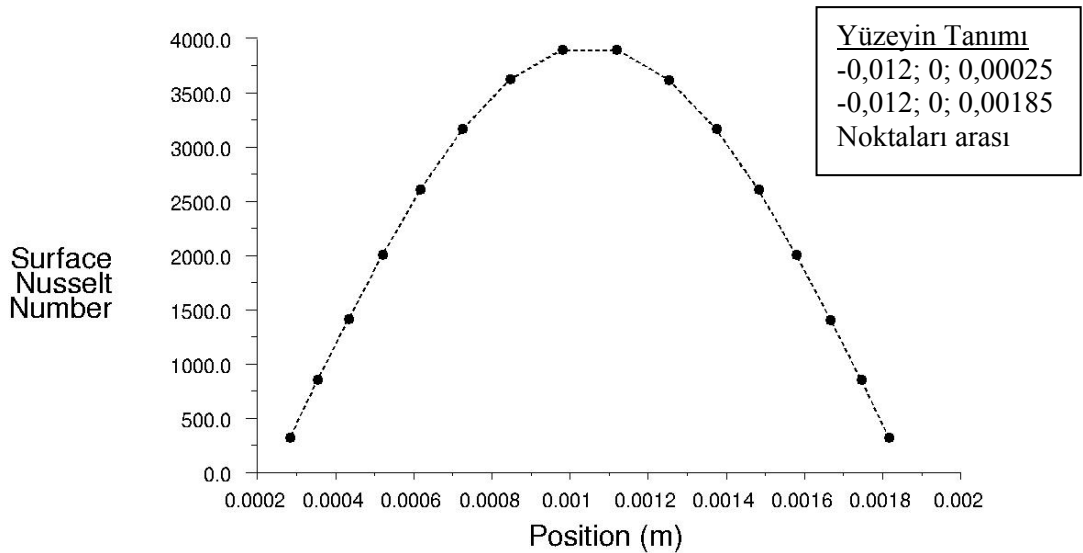
Şekil 4.43 Birinci boru kanatlar arası boşlukta boru yüzeyi boyunca hız profili ($\theta = 0^\circ$)

Şekil 4.43 incelendiğinde, kanatlar arası boşlukta kanat diplerinde sınır tabaka kalınlığı büyük olduğu için hız azalmaktadır. Oysa kanat yüzeyinden uzaklaştıkça hız artmakta ve orta düzlemde maksimum değerine ulaşmaktadır. Sınır tabaka oluşumlarının yarattığı kesit azalması hızın orta düzlemde artmasına neden olmaktadır. Hızın artmasına paralel olarak *Nusselt* sayısının veya yerel taşınım katsayılarının da orta düzlemde maksimum olması beklenen bir durumdur. Mon, (2003) yapmış olduğu sayısal çözümlerde kanat dibinden orta simetri düzlemine kadar boru yüzeyi boyunca yerel *Nusselt* sayılarının değişimini Şekil 4.44'deki gibi belirlemiştir. Bu çalışmada, 3 sıradan oluşan kanatlı boru demetini simetriklik sınır şartlarına göre modellemesinden kaynaklı olarak, akışın fiziği açısından doğruluktan uzak akış ve yüzey parametreleri elde etmiştir. Bunlardan biri Şekil 4.44'deki *Nusselt* sayısının boru yüzeyi boyunca iki komşu kanat arasında simetri eksenine kadar değişimi grafiğidir.



Şekil 4.44 Mon'un sayısal çözümünde birinci ve dördüncü boru yüzeylerinde Nusselt sayısının kanat dibinden simetri düzlemine kadar değişimi ($\theta = 0^\circ$)

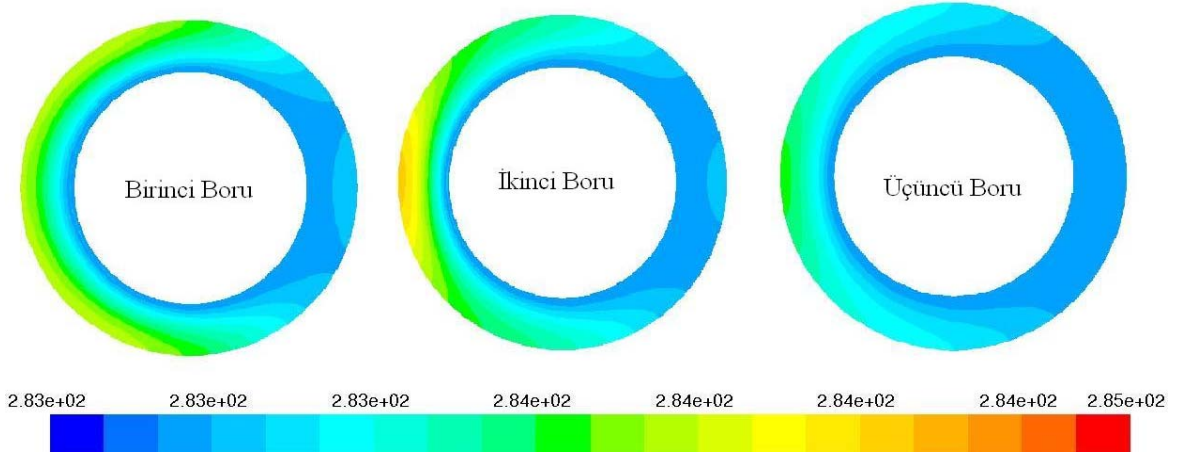
Mon, bu grafiği elde ettikten sonra, Romeo-Mendez ve arkadaşlarının deneysel çalışmalarında maksimum *Nusselt* sayısının kanat boşluğunun orta kısmında gerçekleştiğini belirlediklerini de bildirmiştir. Kendi sayısal çözümünden elde edilen grafiğe bakılacak olursa maksimum *Nusselt* sayısının orta düzlemde değil kanatlar arası boşluğun $\frac{1}{4}$ civarı mesafede gerçekleştiği görülmektedir. Mon, bu durumu *horse shoe vortex* oluşumuna bağlamıştır. Oysa bu durum tamamen yapmış olduğu modellemenin simetriklik koşulları kullanılarak yapılmış olmasından kaynaklanmış olabilir.



Şekil 4.45 Nusselt sayısının kanatlar arası boşlukta boru yüzeyi boyunca değişimi ($\theta = 0^\circ$)

Bu çalışmada incelenen benzer duruma bakılacak olursa (Şekil 4.45), *Nusselt* sayısının maksimum değerinin Romeo-Mendez ve arkadaşlarının da belirttiği gibi orta düzlemde

gerçekleştiği görülmektedir. Türbülansın üç boyutlu olması geometrik simetri düzlemlerinden kütle geçişine neden olmaktadır. Bu çalışmadaki *Nusselt* sayısı çözümünün deneysel verilere daha yakın karakterde olması akış alanının periyodik modellenmesiyle alakalıdır.



Şekil 4.46 Kanat yüzeylerindeki sıcaklık dağılım konturları.

Şekil 4.46'daki kanat yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları incelenecek olursa, ikinci sıradaki kanat yüzeyinde daha yüksek sıcaklık bölgelerinin oluştuğu gözlenmektedir. Genel olarak kanat yüzeyinde sıcaklığın yüksek, yani akışkan sıcaklığına daha yakın olduğu bölgeler, ısı geçiş katsayısının yüksek olduğu bölgelerdir.

Şekil 4.31 incelenecek olursa, kanatlı boruların çarpık diziliminden dolayı maksimum hız, birinci sıradaki kanatlı boruların arasında oluşmakta ve böylece bu bölgeden gelen hızlı hava kütlesi ikinci sıradaki kanat yüzeyi üzerinden geçerek bu yüzeyde daha fazla ısı transferi gerçekleşmesini sağlamaktadır. Böylece, bu yüzeyler fazla ısı almakta ve kanadın iç ısı direncinden dolayı da soğuyamayarak belli sıcaklıklarda kalmaktadırlar. Ayrıca, boruların arkasında kalan kanat yüzeylerinde, zayıf akıştan dolayı ısı transferi kötüleşmekte ve kanat sıcaklıkları düşük seviyelerde kalmaktadır.

4.2.6 Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Dairesel kanatlı boru uygulamasında elde edilen grafik ve şekillere bakılacak olursa, sonuçların fiziksel olarak oldukça gerçekçi karakterde oldukları söylenebilir. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma ise sayısal sonuçlardan ve deneysel korelasyondan elde edilen

Nusselt sayılarının değerlendirilmesiyle gerçekleştirilebilir. Her iki durum için elde edilen değerler Tablo 4.5 ve Tablo 4.6’da sunulmuştur.

Tablo 4.6 Dairesel kanatlı boru çözümü için korelasyon sonuçları (Denklem 4.4)

Akışın Reynolds sayısı	Re	8.600
Nusselt sayısı	Nu	50,8
Ortalama ısı taşınım katsayısı	$h, W/m^2K$	55,9

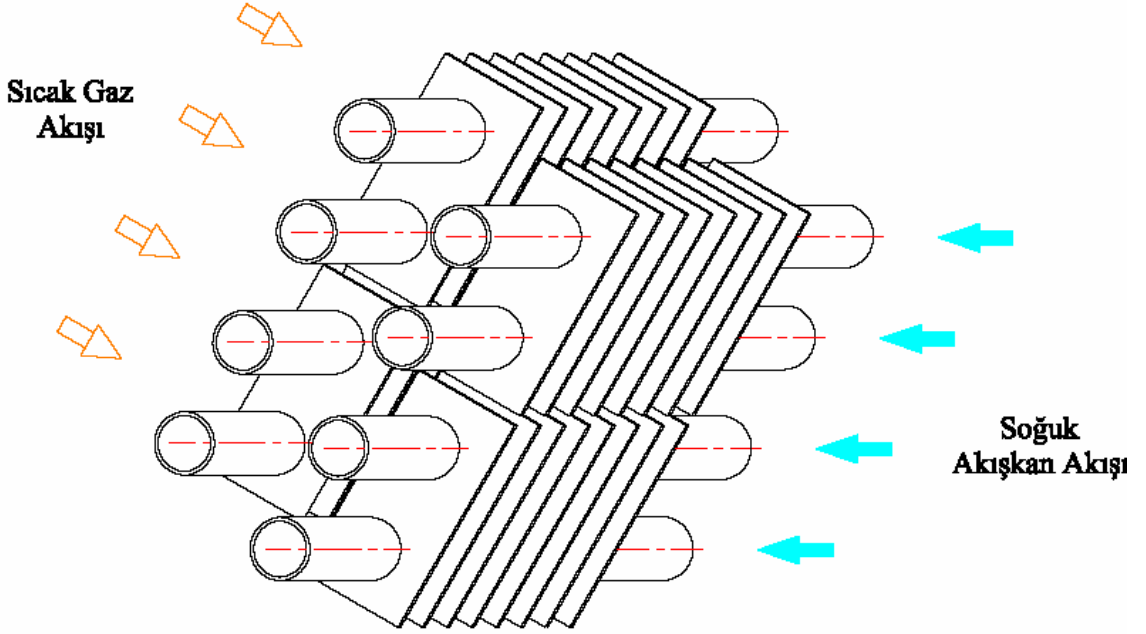
Tablo 4.7 Dairesel kanatlı boru sayısal çözümü için girdiler ve sonuçlar

Hava giriş sıcaklığı	T_{in}, K	308,15
Hava çıkış sıcaklığı	T_{out}, K	289,00
Boru yüzey sıcaklığı	T_w, K	283,15
Logaritmik Sıcaklık Ortalaması	$\Delta T_m, K$	13,18
Transfer edilen ısı	$Q, j/s$	3,692
Nusselt sayısı	Nu	77,2
Ortalama ısı taşınım katsayısı	$h, W/m^2K$	87,2
Boyutsuz geometrik parametre	ψ	1,12
Parametre	m	39,3
Kanat verimi	η	0,984

Deneysel korelasyonlara dayalı çözümlerle sayısal çözümlerden elde edilen değerler incelenecek olursa arada belli miktarda farklar olmasına rağmen bu farkın zamana bağlı, türbülanslı, üç boyutlu bir sayısal çözüm için kabul edilebilir mertebede olduğu söylenebilir. Kullanılan korelasyonun kendi içinde %20 sapma içermesi sonuçlar arasındaki farkların bir diğer nedeni olabilir. Bunların yanında, deneysel koşulların atmosferik yani nemli hava koşullarında yapılmış olması, deneysel düzenden kaynaklı ölçüm hataları ve sayısal çözümdeki muhtemel modelleme eksiklikleri sonuçlardaki farkların diğer nedenleri olarak sıralanabilir. Sonuç olarak dairesel kanatlı boru demeti üzerinden akışın incelendiği bu uygulamada, fiziksel akış ve konjuge ısı transferi karakteristikleri açısından, kullanılan sayısal modelleme yöntemlerinin yeterli olduğu görülmektedir.

4.3 Çift Borulu Dikdörtgen Kanatlı Borular Üzerinden Akış Uygulaması

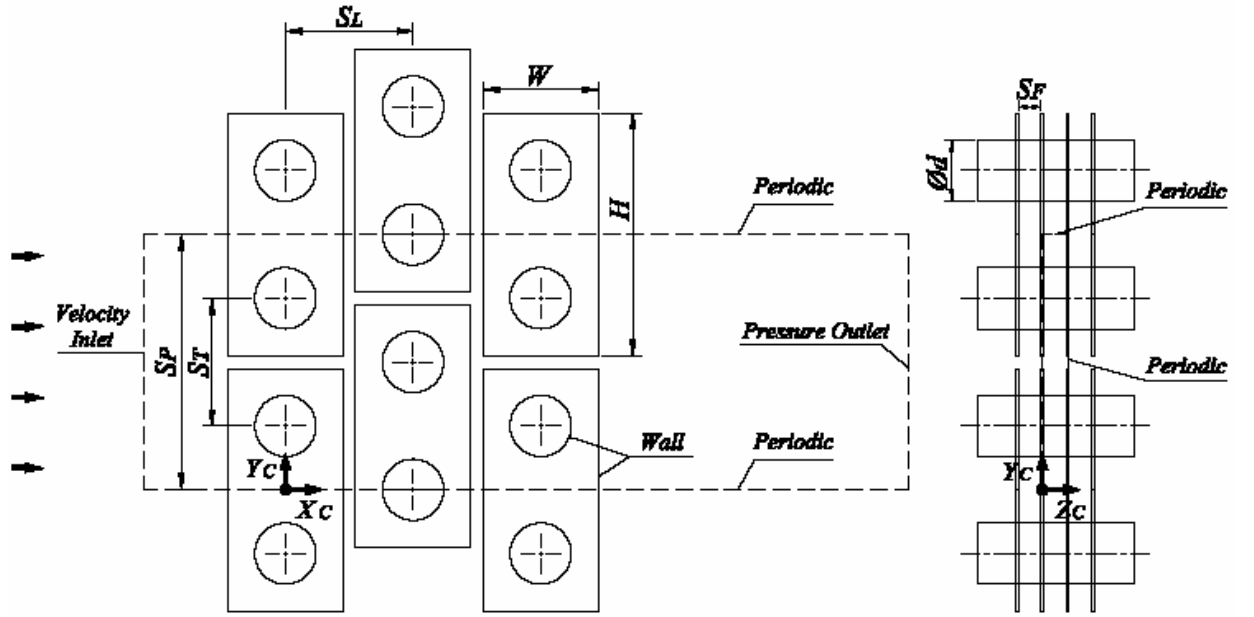
Üçüncü ve son uygulamada iki borulu dikdörtgen kanatlı borular üzerinden akış ve konjuge ısı transferi incelenmiştir. Nusselt sayılarının karşılaştırılabilmesi açısından literatürde bu kanat geometrisi için herhangi bir korelasyon bulunamamıştır. Bu nedenle, genel dairesel kanatlarda kullanılan bağıntılardan yararlanılmış ve sonuçlar fiziksel anlamları açısından incelenip değerlendirilmiştir. Özellikle literatürde deneysel veya sayısal bir çalışma bulunamaması, çıkan sonuçların oldukça yaygın olarak kullanılan bu kanatlardaki akış ve ısı transferinin anlaşılması açısından önemini arttırmaktadır. Sayısal çıktı olarak, kanatlı boru üzerinden akışta elde edilecek Nusselt sayılarının ve ısı transferi katsayılarının değerlendirilebilmesi için, kanatlı boruya olan ısı transferi miktarı ve çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir. Böylece ortalama ısı transfer katsayıları ve kanat verimleri belirlenmiştir.



Şekil 4.47 Çift borulu dikdörtgen kanatlı borularda akış düzenlemesi.

Yaygın olarak kojenerasyon uygulamalarının ısı geri kazanım ünitelerinde kullanılan bu kanat konstrüksiyonu, imalatının görece daha kolay olması ve yüksek sıcaklık, korozyon gibi şartlara dayanıklı olması nedeniyle tercih edilmektedir. Bu uygulamada Şekil 4.47’de da görüldüğü gibi borular içerisinden ısıtılmak istenen akışkan (Su) geçerken dışarıdan sıcak gazlar akmaktadır. Bu uygulamanın amacı, hakkında pek çalışma yapılmamış olan bu kanatların ısı performansları hakkında fikir sahibi olmaktır. Özellikle kojenerasyon

uygulamalarında yüksek sıcaklıklardan dolayı kanat kalınlıkları fazla seçilmektedir. Ayrıca yine yüksek sıcaklık, ısıl yorulma gibi nedenlerden dolayı kanat malzemesi olarak karbon çeliği gibi malzemeler seçilmektedir. Bu uygulamada da gerçek akış ve malzeme koşulları uygulanmıştır. Dikdörtgen kanatlı boru grubu olarak $\delta_f = 2$ mm kalınlığında, $H=200 \times W=100$ mm ölçülerinde iki borulu, çelik malzemeden kanatlar incelenmiştir. Akışkan olarak da doğal gazın yanması sonucu elde edilen duman gazları kullanılmıştır. Duman gazlarının ve karbon çeliğinin özellikleri ilgili kaynaklardan alınarak probleme aktarılmıştır. İncelenecek olan kanatlı boru demeti için ölçüler ve uygulanacak sınır koşulları Şekil 4.48’de verilmiştir.



Şekil 4.48 Dikdörtgen kanatlı boru grubu için çözüm elemanı ve sınır koşulları.

Şekil 4.48’deki kanatlı boru grubu incelenecek olursa periyodik çözüm elemanı için kanat ısıtma yüzeyi:

$$A_f = (H.W - 0.5\pi d^2).2.n \quad (4.20)$$

Şeklinde belirlenir. Boru ısıtma yüzeyi:

$$A_i = 2\pi d.(S_F - \delta_f).n \quad (4.21)$$

Olarak bulunur. Toplam ısıtma yüzeyi ise:

$$A = A_t + A_f \quad (4.22)$$

Şeklinde belirlenir. Periyodik çözüm elemanındaki minimum akış kesiti ise:

$$A_{ff} = S_p S_F - 2d S_F - (H - 2d) \cdot \delta_f \quad (4.23)$$

Olarak bulunur. Akışın sıkışamaz olduğu varsayımıyla birlikte maksimum gaz hızı:

$$U_{\max} = \frac{U_{in} \cdot S_p \cdot s}{A_{ff}} \quad (4.24)$$

Şeklinde belirlenir. Böylece akışın *Reynolds* sayısı maksimum akış hızı ve boru dış çapına göre aşağıdaki gibi belirlenir:

$$Re = \frac{U_{\max} \cdot d}{\nu} \quad (4.25)$$

Tablo 4.8 Dikdörtgen kanatlı boru demetinin geometrik parametreleri.

Boru dış çapı, d	mm	48
Kanat yüksekliği, H	mm	200
Kanat genişliği, W	mm	100
Kanat kalınlığı, δ_f	mm	2
Kanat boşluğu, $s = S_F - \delta_f$	mm	18
Kanat adımı, S_F	mm	20
Enlemesine boru adımı, S_T	mm	100
Boylamasına boru adımı, S_L	mm	110
Periyodik çözüm elemanı genişliği, S_p	mm	210
Akış yönünde kanatlı boru sayısı, n	adet	3
Birim boydaki kanat sayısı, N_f	Adet/m	50
Çözüm elemanındaki minimum akış kesit alanı, A_{ff}	m ²	0,002176
Maksimum hız, U_{\max}	m/s	$1,93 \cdot U_{in}$

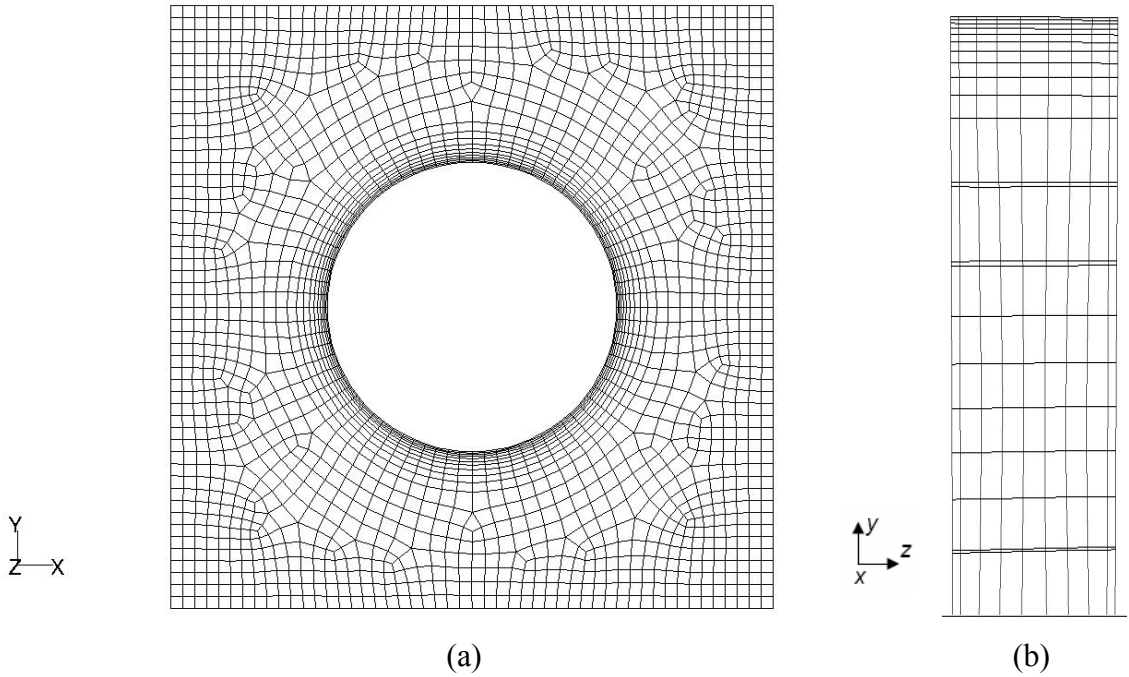
4.3.1 Problem Kurulumu ve Sayısal Değerlendirme

Dikdörtgen kanatlı borulardaki akış ve konjuge ısı transferi mekanizmasının incelenmesi için Şekil 4.48'deki çözüm elemanı ve sınır koşulları kullanılmıştır. Geometrik olarak anlaşılması ve modellenmesi dairesel kanatlı borulara göre daha zor olan bu model yine alt parçalara bölünerek çözüm ağı oluşturulmuştur.

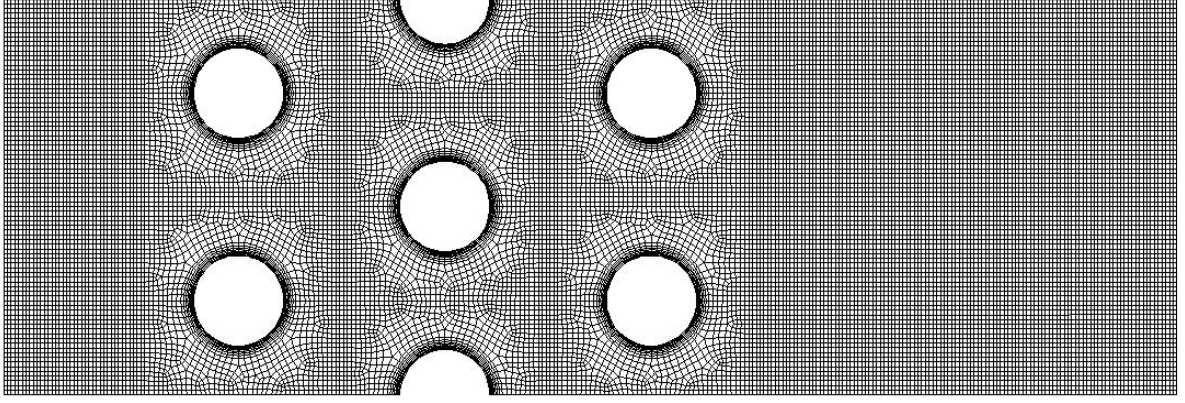
4.3.2 Ağ Oluşturma

Dairesel kanatlı borularda boru ve kanat şekillerinin benzerlik taşıması nedeniyle kanat içerisinde yapısal mesh uygulanabilirken, dikdörtgen kanatlı borularda hem kanat içinde ve hem de kanat dışındaki akış alanında yapısal mesh elde edilememektedir. Dolayısıyla yeterli mesh kalitesi elde etmek zorlaşmaktadır.

Çözüm ağı bölgesi, dikdörtgen çelik kanatlardan ve duman gazından oluşmaktadır. Kanatlar ve kanatlar arası boşluk parçalara ayrılarak, Şekil 4.49'da görüldüğü gibi boru yakınında üç boyutlu sınır tabaka uygulanarak meshlenmiştir. Şekil 4.49 (a)'da kanat yüzeyindeki ve kanatlar arası boşluktaki mesh yapısı, (b) seçeneğinde ise kanatlar arası boşluktaki mesh yapısı görülmektedir.

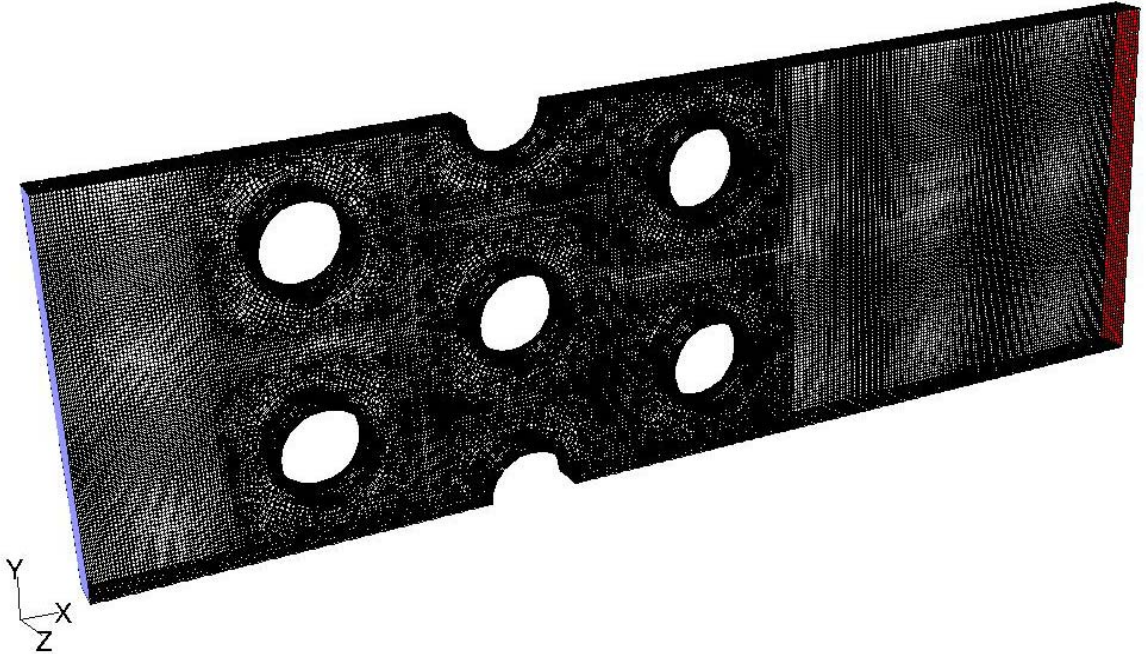


Şekil 4.49 Dikdörtgen kanatlarda ve kanatlar arası boşlukta uygulanan mesh yapısı.



Şekil 4.50 Dikdörtgen kanatlı boru çözüm ağının genel görünümü.

Çözüm ağının genel görünümü Şekil 4.50’de, izometrik üç boyutlu görünümü ise Şekil 4.51’de görülmektedir. Yaklaşık 600.000 hücreden oluşan çözüm alanında sınır etkilerinin azaltılması için giriş ve çıkış taraflarında yeteri kadar uzağa gidilmiştir.



Şekil 4.51 Dikdörtgen kanatlı boru çözüm ağının izometrik görünümü.

Şekil 4.47’den de takip edilebileceği üzere, giriş sınırında sıcak akışkan girip boru ve kanat yüzeyleri üzerinden akıp giderken, boru içlerinde ise ısınan akışkan Z doğrultusu boyunca akmaktadır. Boru dış yüzeyleri aynı zamanda kanat iç yüzeyleriyle aynı sıcaklığa sahiptir.

Sınır koşullarında uygulanan kabuller ve sınır değerleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Giriş $U_{in} = 5 \text{ m/s} = \text{sabit}$ (Girişte sabit üniform hız)
 $T_{in} = 473 \text{ K} = \text{sabit}$ (Girişte sabit üniform sıcaklık)
 $I = \%5$ (Türbülans yoğunluğu)
- Çıkış $P = P_{atm} = 101325 \text{ Pa (Abs.)}$ (Çıkışta statik atmosferik basınç)
- Boru $T = T_w = 373 \text{ K} = \text{sabit}$ (Boru yüzeyinde sabit sıcaklık)
 Boru yüzeyinde kaymama koşulu
- Kanat Kanat yüzeyinde kaymama koşulu
 Kanatta taşınım ve iletim birlikte (Konjuge ısı transferi)
- Periyodik yüzeyler Yüzeyler boyunca ısı ve kütle geçişi (Simetriden farklı)

4.3.3 Sayısal Çözüm Algoritması

Sayısal çözümden en doğru sonucu alabilmek amacıyla çözüm kontrol parametreleri ve ayrıklaştırma şemaları üst mertebelerde seçilmiştir. Bununla birlikte çözüm süresi de oldukça uzamıştır. Bu çözüm ağı için her zaman adımı yaklaşık 6–7 dakikalık bir çözüm süresi gerektirmiştir. Genel çözüm algoritması aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- FLUENT programını 3ddp olarak başlat (Üç boyutlu, çift hassasiyetli)
- Hazırlanmış olan mesh dosyasını *case* olarak okut
- Gridi kontrol et (Çözüm elemanı boyutları, düğüm sayıları, hücre hacimleri)
- Ölçeklemeyle mesh dosyasının mm boyutunda yaratıldığını tanımla
- Uygun çözücü seç

Çözücü diğer uygulamalarda da bahsedildiği gibi *Segregated* olarak seçilir, daha sonra akımın zamana bağlı, üç boyutlu olduğu tanımlanır.

- Çözüm modelini seç

Dairesel kanatlı boru uygulamasında da bahsedildiği gibi $k-\varepsilon$ (RNG) çözüm modeli sınır tabaka içinde geçişli karaktere sahip olan bu akış için en uygun modeldir.

- Malzeme özelliklerini tanımla

Çelik kanatların ve duman gazının termofiziksel özellikleri bir önceki örnekte olduğu gibi belirli sıcaklık değerleri için programa tanıtılır. Duman gazı için 373 K (100 °C) ve 473 K (200 °C) değerleri için termofiziksel özellikler programa tanıtıldı. Kanat malzemesi olarak, karbon çeliğinin termofiziksel özellikleri tek sıcaklık için tanıtıldı.

- Sınır koşullarını tanımla

Giriş sınırı için $U_x = U_{in} = 5 \text{ m/s}$; $T_{in} = 473 \text{ K}$, $U_y = 0 \text{ m/s}$, türbülans yoğunlu %5, çıkış sınırı için ise *gauge* basıncının 0 pascal (101325 Pa abs.) olduğu tanımlanır. Periyodik sınır koşulları bir önceki örnekte de belirtildiği gibi tanımlanır. Boru dış yüzey ve kanat iç yüzey sıcaklıkları $T_w = 373 \text{ K}$ olarak tanımlanır. Bu yüzeylerde kaymama koşulu geçerlidir.

- Çözüm kontrol parametreleri ve ayrıklaştırma şemalarını seç

Under Relaxation Factor değerleri default haliyle bırakıldı. Ayrıklaştırmada, basınç-hız birleşimi için PISO seçildi. Ayrıca basınç için *Standart* ve diğer ayrıklaştırma şemaları için *Second Order Upwind* seçildi.

- Yakınsama kriterlerini ayarla

Yakınsama değerleri enerji için 10^{-7} ve diğer her bir denklem için 10^{-4} olarak seçildi. Yakınsama eğrilerinin zamana bağlı olarak takibini sağlamak üzere plot seçeneği aktifleştirildi. Çözüm ağı karmaşık olduğundan ve çok sayıda hücre bulundurduğundan dolayı düşük residü değerlerine ulaşmak oldukça zor ve zaman alıcıdır.

- Tahmin değerlerini ata

Tahmin değerleri *compute from-all zones* ayarlanarak iterasyonlar bu değerlerden başlatılmış olur.

- İterasyonu başlat

Zaman adımı 0,001 sn ve her bir zaman adımındaki iterasyon sayısı 20 olmak üzere sonuçlar periyodik değişimler gösterinceye kadar iterasyonlar uygulandı.

- Sonuçları kaydet

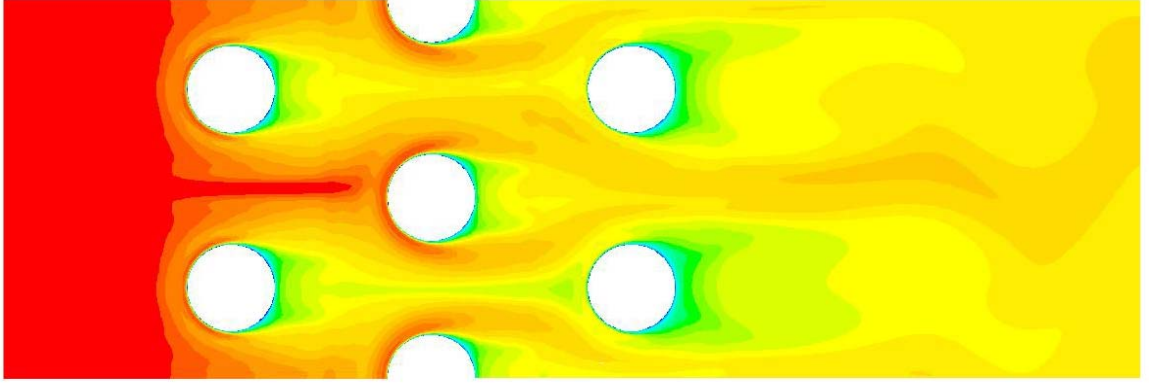
Ayrıca çeşitli yüzey akısı parametrelerinin zamana göre veya belirli yüzeyler boyunca değişimini incelemek amacıyla yüzeyler tanımlanmıştır. Bu uygulamada kararlı, yakınsamış bir sonucun elde edilmesi yaklaşık 6–7 günlük işlemci süresi gerektirmiştir.

4.3.4 Sayısal Sonuçların İncelenmesi

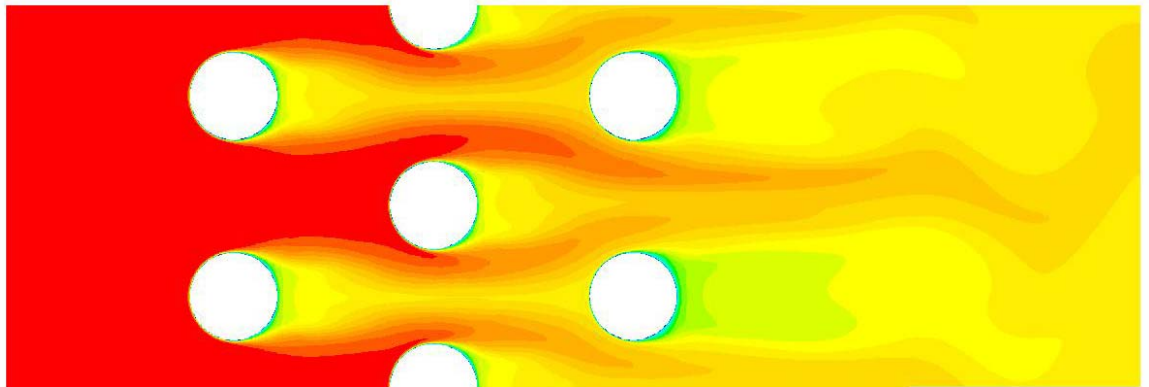
İncelenen akış zamana bağlı olduğu için akış karakteristikleri zamana bağlı olarak değişim göstermektedir. Çeşitli mesafe ve konumlarda oluşturulmuş olan düzlemsel yüzeyler vasıtasıyla, akış ve ısı transferi mekanizmaları anlık olarak incelenmiştir. İlk olarak, kanatlı

boru demeti üzerinden akışın incelenebilmesi için kanatlar arası boşlukta, z koordinatına dik yönde $s/10$ ve $s/2$ mm mesafe uzaklıkta düzlemsel yüzeyler oluşturulmuştur.

Şekil 4.52’de kanat yüzeyine $s/10$ (1,8 mm) ve $s/2$ (9 mm) uzaklıktaki akış kesitlerinde anlık sıcaklık konturları görülmektedir. Kanatlara daha yakın olan ilk yüzeyde (a) sıcaklık ortalamaları daha düşüktür. Bunun nedeni sınır tabaka oluşumu vesilesiyle kanada yakın akışkan kütlelerinin hızının düşük olmasıdır. Oysa $s/2$ yüzeyinde akışkan hızı daha fazladır ve akış bir nevi bu civardan bypass yaparak yüksek sıcaklıkta bu bölgeleri terk etmektedir. Boru arka kısımlarında ise akış ayrılması ve zayıf bölge oluşumu nedeniyle sıcak akışkan hücum edememekte, sürekli bir yerel akışkan sirkülasyonu ile sıcaklık ortalamaları düşük seviyelerde kalmaktadır. Ayrıca, ilk şekilde giriş bölgesinde akışkanın kanatlara olan ısı transferi nedeniyle borulara ulaşmadan soğumaya başladığı görülebilmektedir.



(a) $Z_C = \delta_f/2 + s/10$ mm düzlemi

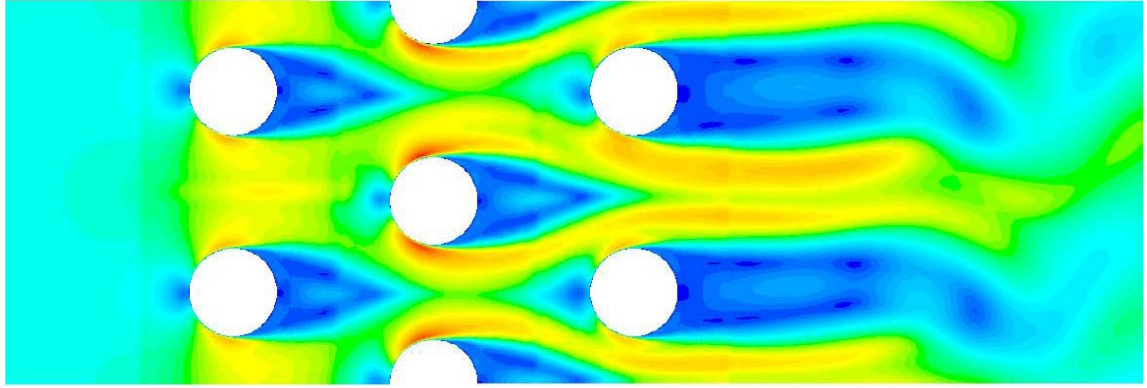


(b) $Z_C = \delta_f/2 + s/2$ mm düzlemi

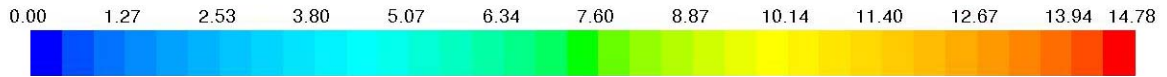
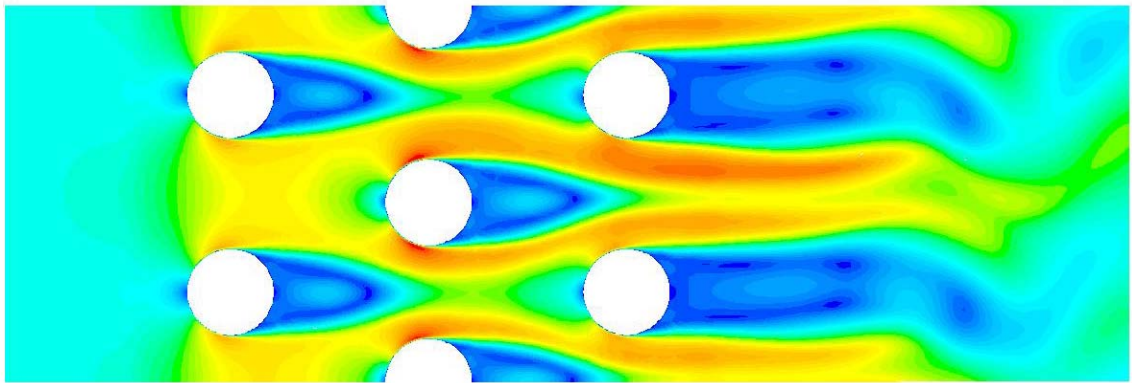


Şekil 4.52 Kanatlar arasındaki $s/10$ ve $s/2$ mesafedeki düzlemlerde anlık sıcaklıklar (K)

Şekil 4.53'de ise yine $s/10$ ve $s/2$ düzlemlerinde duman gazının hız konturları görülmektedir. Kanat yüzeylerine yakın olan (a) seçeneğindeki hız ortalamalarının (b) seçeneğine göre düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni de yine kanat yüzeylerinde sınır tabaka oluşumudur. Şekiller incelenecek olursa, zamana bağlı akışta oluşan, boru arkasındaki akışkan salınımları görülebilmektedir. Yine periyodik sınır koşulları nedeniyle akışkanın alt ve üst sınırlardan geçtiği görülebilmektedir.



(a) $Z_C = \delta_f/2 + s/10$ mm düzlemi

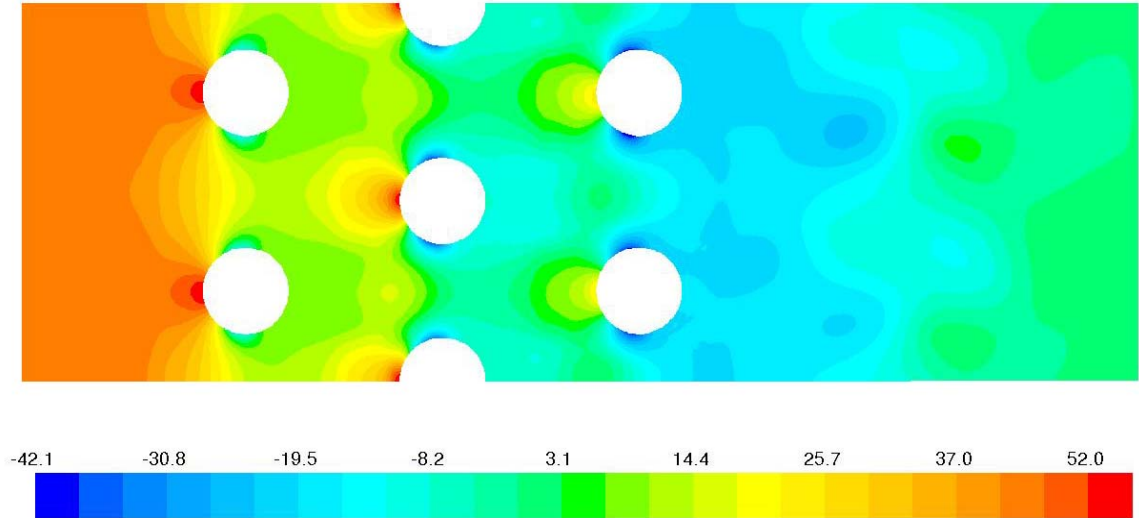


(b) $Z_C = \delta_f/2 + s/2$ mm düzlemi

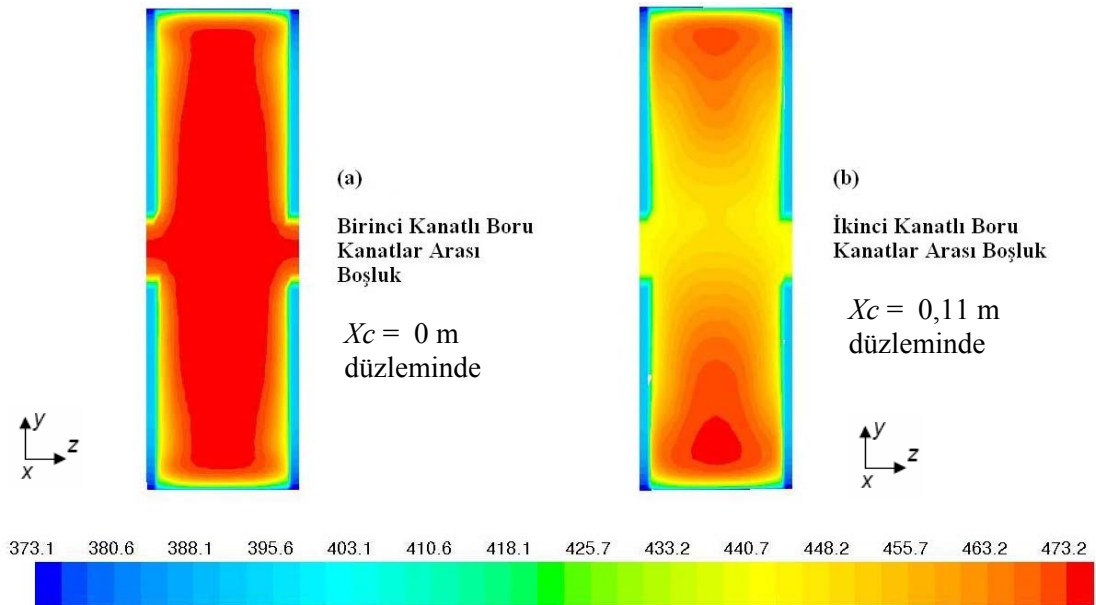
Şekil 4.53 Kanatlar arasındaki $s/10$ ve $s/2$ mesafedeki düzlemlerdeki anlık hızlar (m/s)

Kanatlı borularda performans, ilk bölümde de belirtildiği gibi transfer olan ısı ve basınç düşümüyle belirlenmektedir. Genellikle kanatlı borularda ısı transferinin artırılması akışkan hızının artırılmasıyla mümkündür. Akışkan hızının artması da hızın karesiyle orantılı olarak basınç düşümüne yani fazladan enerji kaybına (Fan, pompa işi) neden

olacağı için, özellikle kanatlı boru dizaynında konstrüksiyon ve akış parametrelerinin optimum seçilmesi kritik öneme sahiptir. Bu uygulamada kanatlı boru demeti üzerinden akışta gözlemlenen, akış alanı boyunca statik basıncın (Gauge: $P-P_\infty$) değişimi Şekil 4.54'de verilmiştir. Statik basınç konturları incelenecek olursa, basıncın girişte ve akışkanın durma noktalarında yüksek olduğu, hızın maksimum olduğu kısımlarda ve boru arkalarında ise düşük olduğu görülmektedir.

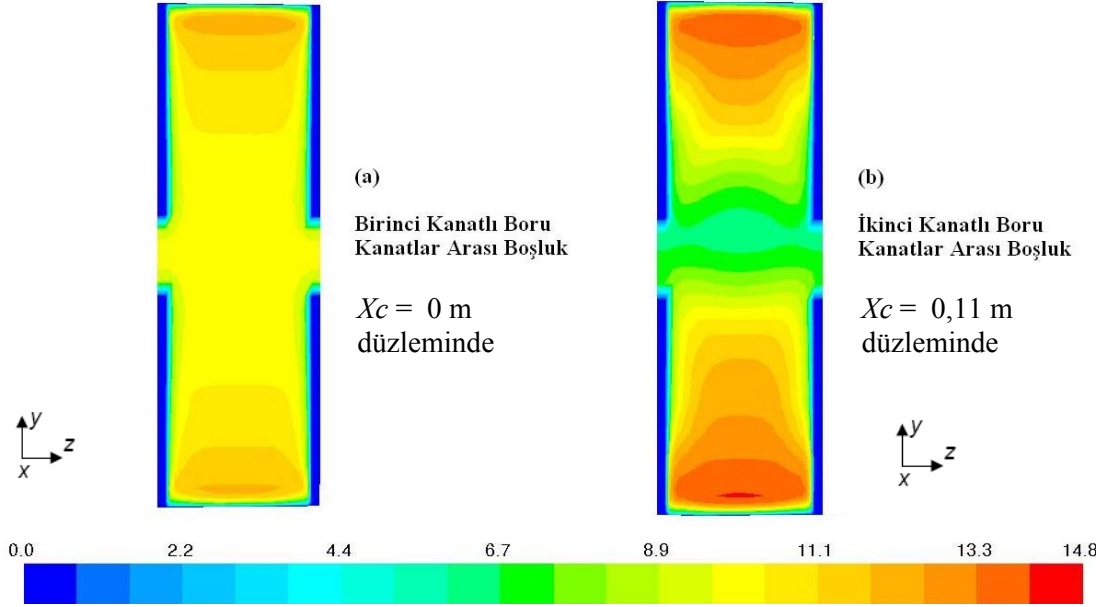


Şekil 4.54 Kanatlar arasında orta düzlemdaki anlık statik basınç ($P-P_\infty$) konturları (Pa)



Şekil 4.55 Birinci ve ikinci kanatlı borularda kanatlar arası sıcaklık konturları (K)

Şekil 4.55'deki kanatlar arası sıcaklık konturları incelenecek olursa, ilk kanatlı borunun kanatları arasında sıcaklık ortalamasının girişe yakın olması nedeniyle daha fazla olduğu görülebilmektedir. İkinci sıra kanatlı boruda ise sıcaklık ortalaması kanatlı boruya transfer olan ısıdan dolayı düşmüştür.



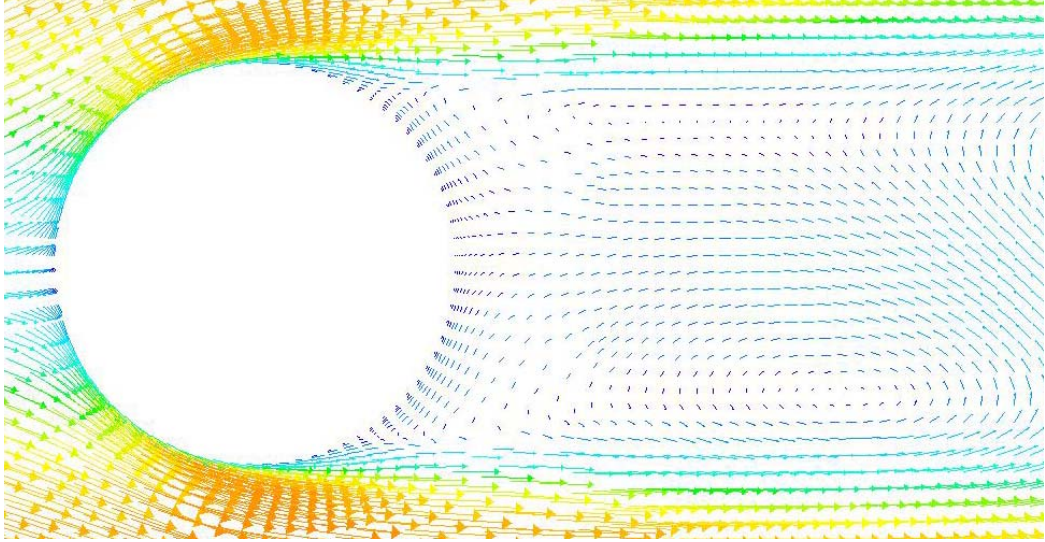
Şekil 4.56 Birinci ve ikinci kanatlı borularda kanatlar arası hız konturları (m/s)

Hız konturları incelemek olursa sıcaklık konturlarına benzer profiller görülmektedir. İlk sıra kanatlı boruda üniform giriş hız profilinden dolayı hız dağılımları daha homojenken, ikinci sıra kanatlı boruda karışıktır. Saptırmalı diziliş nedeniyle ilk kanatlı borunun minimum kesitinden gelen hızlı akışkan kütlesi ikinci boru cidarlarına yakın geçmektedir. Bu nedenle boru yüzeyine yakın kısımlarda hız ortalaması fazladır. Çarpırmalı dizilişin bu özelliği ısı transferi performansının düz dizilişe göre daha yüksek olmasını sağlamaktadır.

Kanatlar arasındaki sıcaklık ve hız konturları dikkatlice incelenecek olursa, ısıl sınır tabaka kalınlıklarının hız sınır tabaka kalınlıklarından fazla olduğu görülebilmektedir. Bunun nedeni ise düz levha üzerinden akışta ısıl ve hız sınır tabakası çözümü arasındaki genel ilişkiyi veren aşağıdaki bağıntıyla açıklanabilir.

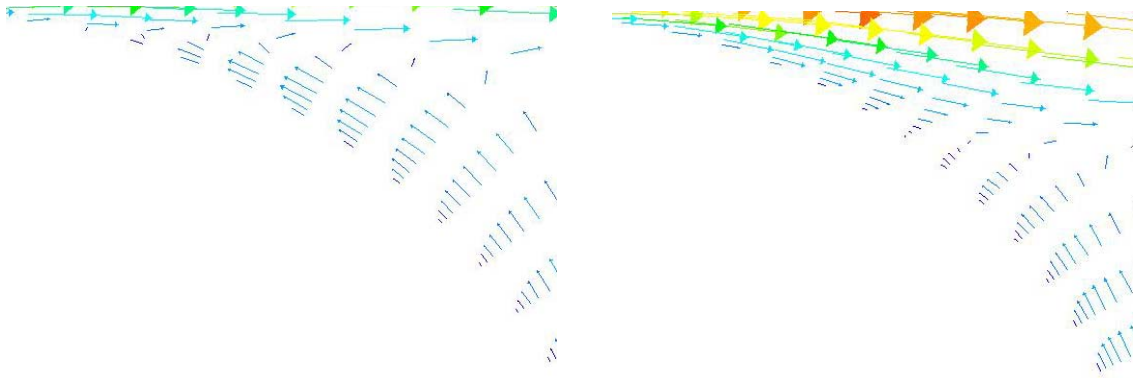
$$\frac{\delta_T}{\delta} = \frac{0,976}{\sqrt[3]{Pr}} \quad (4.26)$$

Buna göre, akışkanın *Prandtl* sayısı 1 değerinin üstündeyse, ısı sınır tabaka kalınlığı hız sınır tabaka kalınlığından küçük olmakta, 1 değerinin altında olduğunda ise büyük olmaktadır. İncelenen duman gazı için *Prandtl* değeri 0,78 civarında olduğu için ısı sınır tabaka kalınlığının hız sınır tabaka kalınlığından büyük olması beklenen bir durumdur.



Şekil 4.57 Üçüncü kanatlı boruda, orta düzlemde boru arkasında girdap oluşumu.

Üçüncü kanatlı boru orta düzlemindeki hız vektörlerinin gösterildiği Şekil 4.57 incelenecek olursa, boru arka tarafında beklenen sirkülasyon bölgesinin oluştuğu görülebilmektedir.



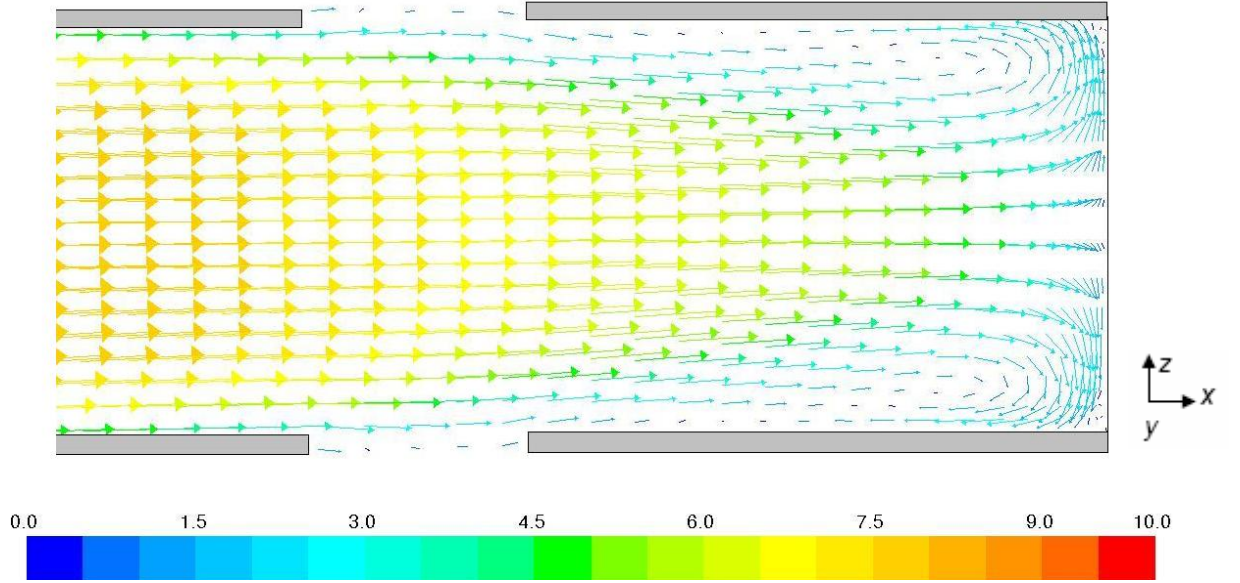
(a) $Z_C = \delta_f/2 + s/10$ düzlemi

(b) $Z_C = \delta_f/2 + s/2$ düzlemi

Şekil 4.58 Birinci kanatlı boruda, iki farklı düzlemdeki sınır tabaka ayrılımları

Şekil 4.58 (a) ve (b) incelendiğinde, aynı boru yüzeyindeki sınır tabaka ayrılımlarının farklı düzlemlerde farklılık gösterdiği görülmektedir. Buna göre kanat yüzeyine daha yakın

olan (a) seçeneğindeki sınır tabaka ayrılması daha erken oluşmakta, daha uzakta olan (b) seçeneğindeki ise gecikmektedir. Yani kanat yüzeyinden uzaklaştıkça boru yüzeyindeki sınır tabaka ayrılması gecikmektedir. Bunda kuşkusuz kanat yüzeyinde oluşan bir diğer boyuttaki sınır tabakanın etkisi belirleyicidir. Boru yüzeyi boyunca, kanat yüzeyine doğru artan iki boyutlu bileşke sınır tabaka oluşumu ayrılmanın erken olmasını sağlamaktadır. Diğer bir deyişle, kanatların varlığı burada sınır tabaka ayrılmasının daha erken olmasını sağlamaktadır. Sonuç olarak kanatlı borular üzerinden akışta sınır tabaka ayrılmalarının üç boyutlu bir karaktere sahip oldukları görülmektedir.

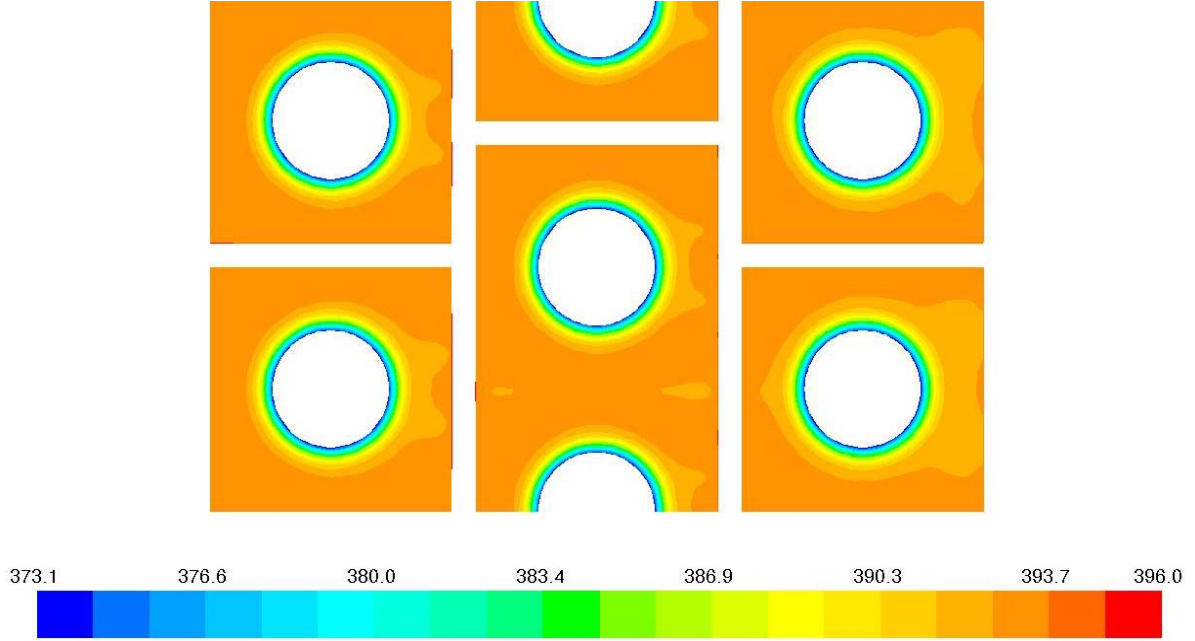


Şekil 4.59 Üçüncü kanatlı boruda ($Y_C = 0,05$ m, $\theta=0^\circ$) kanatlar arasında hız vektörleri (m/s)

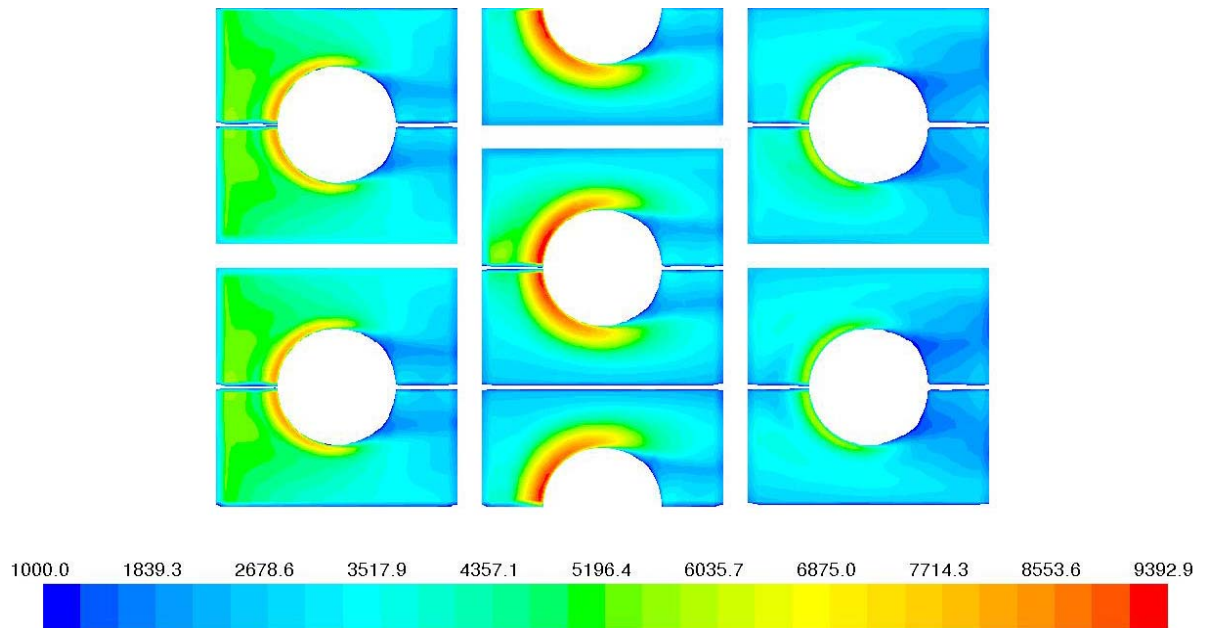
Şekil 4.59'da ise üçüncü kanatlı boru sırasının kanatları arasındaki hız vektörleri görülmektedir. Boru yüzeyinde, orta kısımda bir durma noktası oluşmakta, kanat yüzeylerinde ise akışkan yön değiştirmektedir. Bu durum *Horseshoe Vortex* oluşumudur.

Yüzey sıcaklıklarını gösteren Şekil 4.60 incelenecek olursa, boru-kanat birleşim köşelerine yakın bölgelerde sıcaklıklar boru yüzey sıcaklığına yakınken, kanat uçlarına doğru artmakta ve yüzey boyunca çok fazla değişmemektedir. Üçüncü sıra kanat yüzeylerinde boru arkasında oluşan zayıf girdap bölgesi nedeniyle, akışkan kanada daha az ısı transferi gerçekleştirmektedir. Böylece kanat arka bölgesinde düşük sıcaklık bölgesi daha fazladır. İkinci sıra kanatlı borular ise maksimum hızdaki akışkanın çarpma bölgesinde bulduklarından, daha fazla sıcak akışkana maruz kalmakta ve nispeten kanat yüzeyleri daha fazla yüksek sıcaklık bölgesine sahip olmaktadır. L. Marin vd. (2005) bu kanatlarda

akışkan ile kanat yüzeyi arasındaki sıcaklık farklarının kanat dibinden uç taraflara doğru gidildikçe ani şekilde azaldığını ve bu nedenle bu kanatların tüm yüzeylerinin verimli bir şekilde kullanılmadığını belirlemişlerdir. Şekil 4.60 incelendiğinde bu görüşü tamamen destekleyen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Kanat yüzeylerinin çoğu homojen sıcaklıktayken, boru yüzeylerine çok yakın bölgelerde sıcaklık gradyanları fazladır.

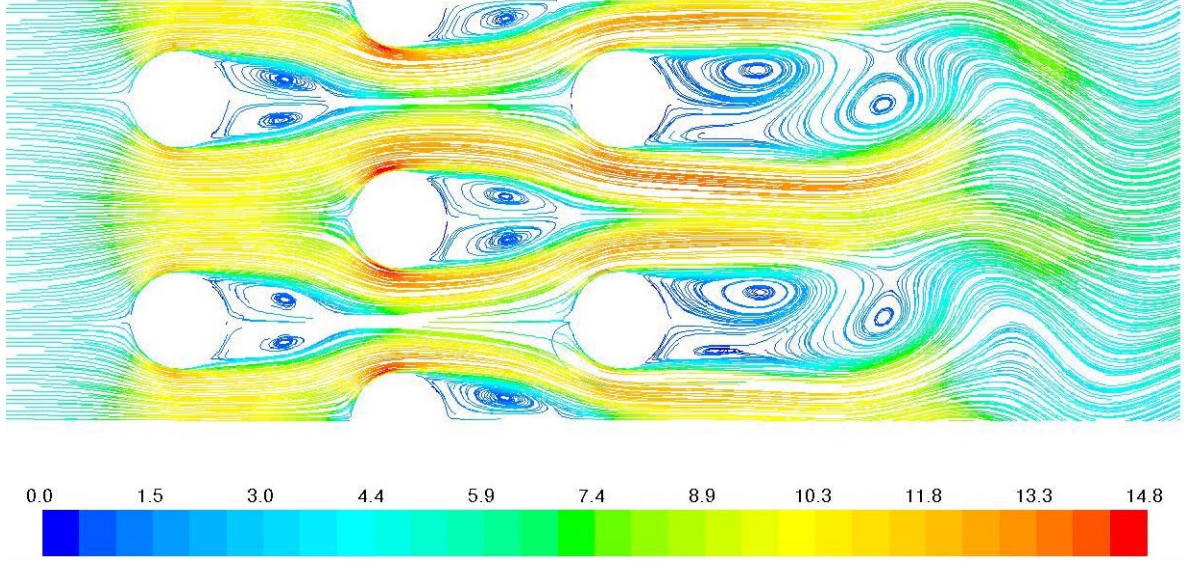


Şekil 4.60 Kanat yüzeylerindeki anlık sıcaklık konturları.



Şekil 4.61 Kanat yüzeylerindeki anlık ısı akısı konturları.

Yüzeylerdeki ısı akıları incelenecek olursa (Şekil 4.61), en fazla ısı transferinin hızın ve sıcaklık gradyeninin fazla olduğu ikinci kanat-boru birleşim bölgelerinde gerçekleştiği görülmektedir. Üçüncü kanat yüzeylerinde ise zayıf bölgede bulunulması ve düşük sıcaklık gradyenleri nedeniyle daha az ısı transferi gerçekleşmektedir. Birinci kanat yüzeylerinde ise yine nispeten sınır tabaka kalınlıklarının daha az olması ve akış sıcaklığının yüksek olması nedeniyle ısı akısı fazladır.

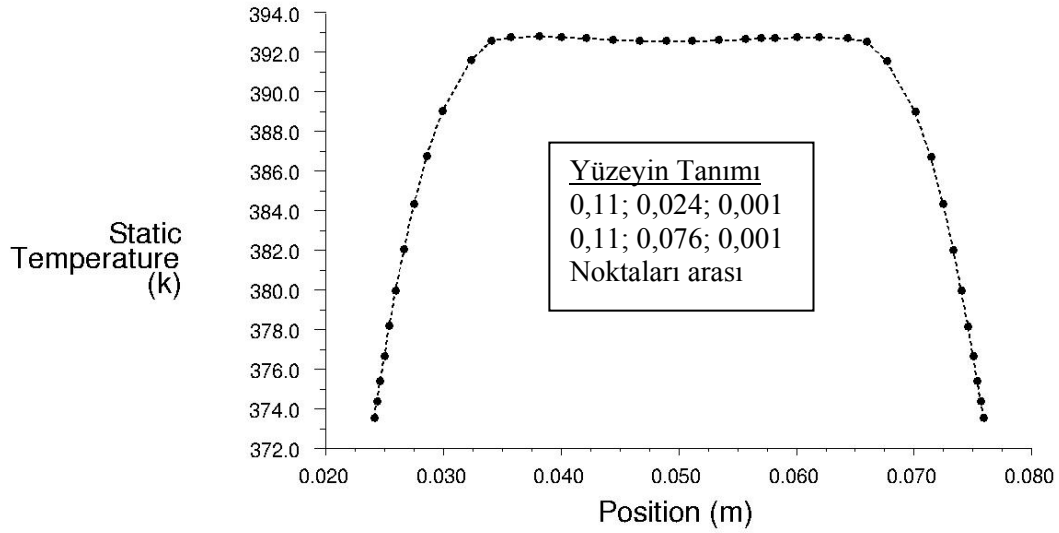


Şekil 4.62 Orta düzlemdeki anlık akım çizgileri ($Z_C = \delta_f/2 + s/2$ mm)

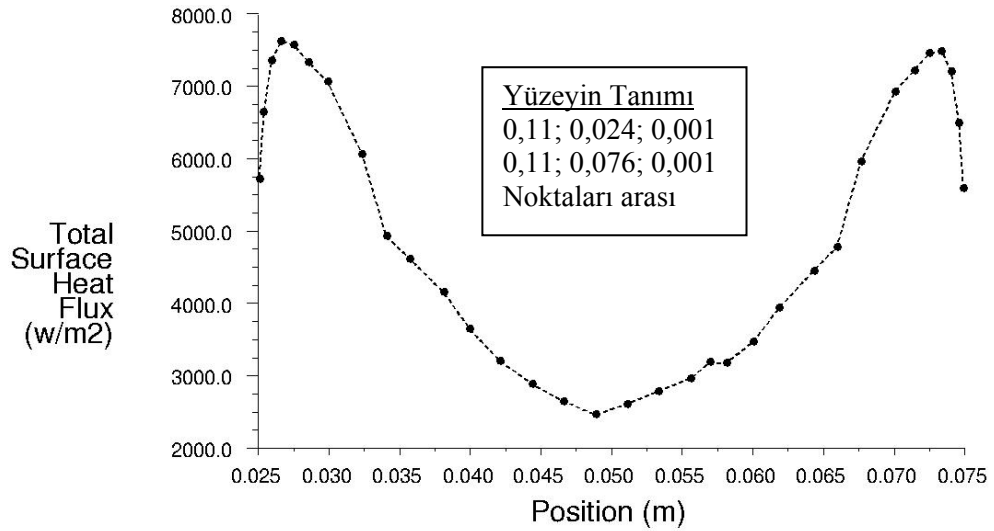
Orta düzlemdeki anlık akım çizgilerini gösteren Şekil 4.62 incelenecek olursa, borular arkasındaki girdaplar (Sirkülasyon bölgeleri) daha net bir şekilde görülebilmektedir. En son boru grubundan sonra ise periyodik çalkalanmaların (*Kármán vortex street*) oluşumu oldukça belirgin bir şekilde görülmektedir.

Literatürdeki deneysel sonuçlara oldukça yakın akış ve ısı transferi karakteristikleri veren simülasyonlar yapıldıktan sonra, daha detaylı inceleme için çeşitli yüzeyler boyunca aşağıdaki gibi grafikler oluşturulmuştur.

Şekil 4.63'den de görülebileceği üzere, çift borulu bu kanat konstrüksiyonunda kanat yüzeyinde borular arasında fazla bir sıcaklık değişimi görülmemektedir. Kanat dibinde büyük bir sıcaklık gradyeni varken, borudan uzaklaştıkça yüzey sıcaklığı önemli bir değişim göstermemektedir.

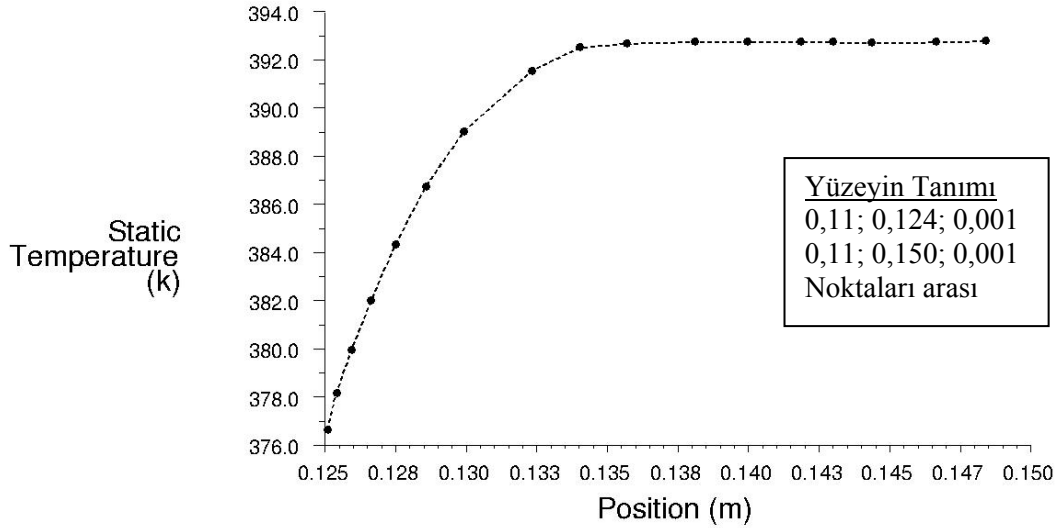


Şekil 4.63 İkinci kanatlı boruda, kanat yüzeyinde borular arası yüzey sıcaklığının değişimi.



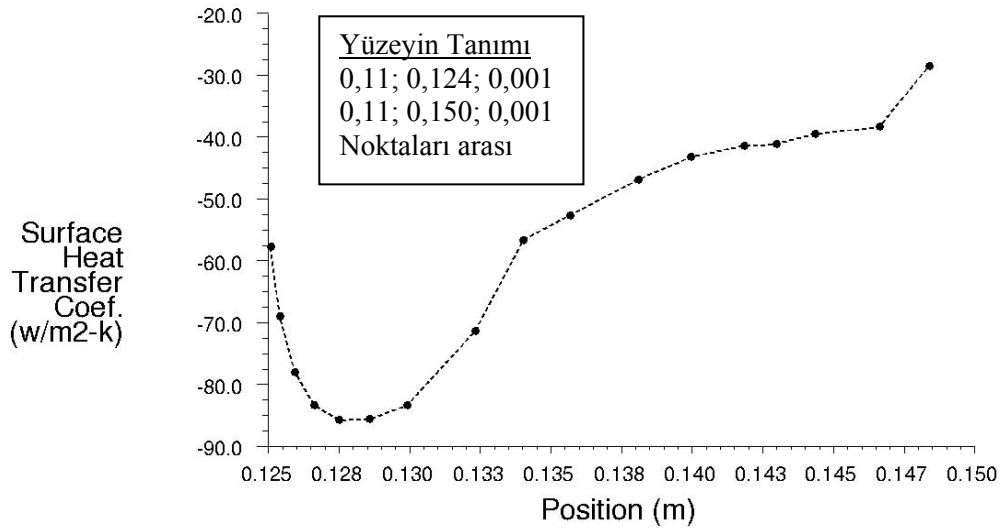
Şekil 4.64 İkinci kanatlı boruda kanat yüzeyinde, borular arası yüzey ısı akısının değişimi

Yine kanat yüzeyinde akışkandan kanada geçen ısı akısının değişimi Şekil 4.64'de gösterilmiştir. Grafik incelenirse, akışkan ile kanat yüzeyi arasındaki sıcaklık farklarının ve akış hızının fazla olduğu kanat diplerinde kanada olan ısı akısı fazlayken, sıcaklık gradyanlarının ve hızın azaldığı orta kısımlara doğru ısı akısı azalmaktadır. Şüphesiz ki, bu durumda birinci kanatlı boru grubunun en dar kısmından gelen hızlı ve sıcak akışkan kütlelerinin rolü büyüktür. Şekil 4.53 ve Şekil 4.52 incelenecek olursa bu durum daha net bir şekilde anlaşılmaktadır.



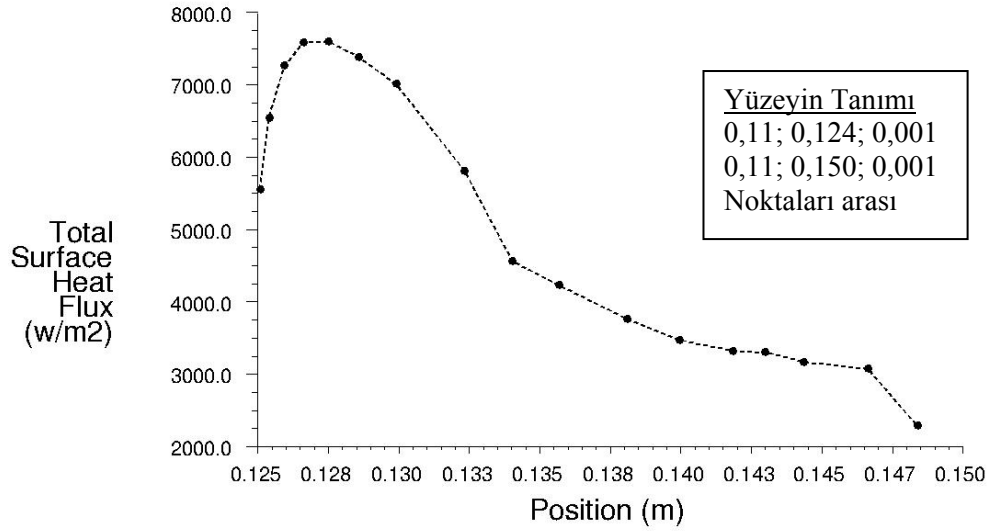
Şekil 4.65 İkinci kanatlı boruda boru dibinden kanat ucuna sıcaklığın değişimi.

İkinci kanatlı boruda kanat dibinden kanat ucuna kadar olan yüzey boyunca sıcaklık dağılımları (Şekil 4.65) incelenecek olursa, kanat dibinden kısa bir mesafeye kadar sıcaklık değişimi önemli miktarda gözlenirken, yaklaşık kanat yüksekliğinin üçte biri mesafesinden sonra sıcaklık yüzey boyunca sabit kalmaktadır.



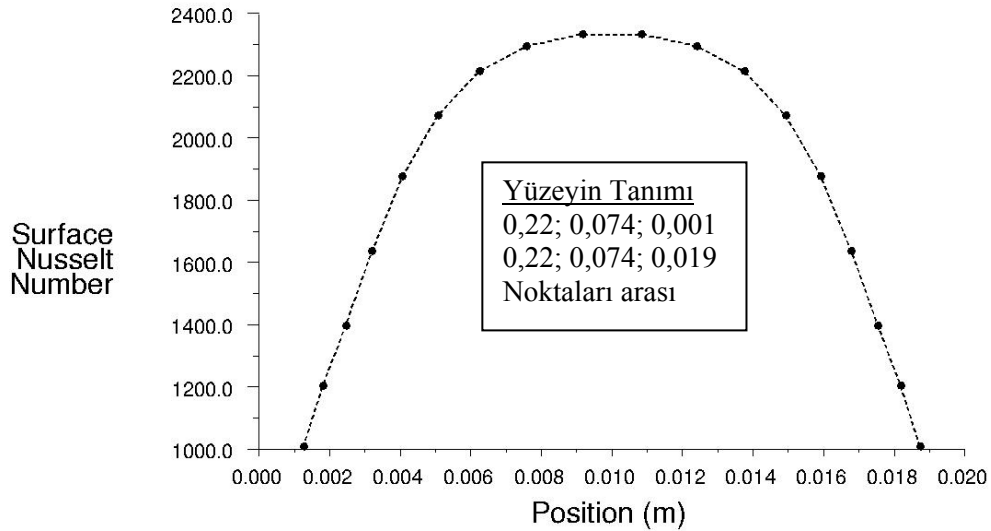
Şekil 4.66 İkinci kanatlı boruda boru dibinden kanat ucuna ısı transfer katsayısının değişimi

İkinci kanatlı boruda, kanat dibinden kanat ucuna yüzey boyunca ısı transferi katsayısı ise artan bir eğri izlemektedir. Bu durumun nedeni bilindiği gibi kanat ucuna doğru gidildikçe sınır tabaka kalınlığının azalmasıdır.



Şekil 4.67 İkinci kanatlı boruda boru dibinden kanat ucuna doğru ısı akısının değişimi

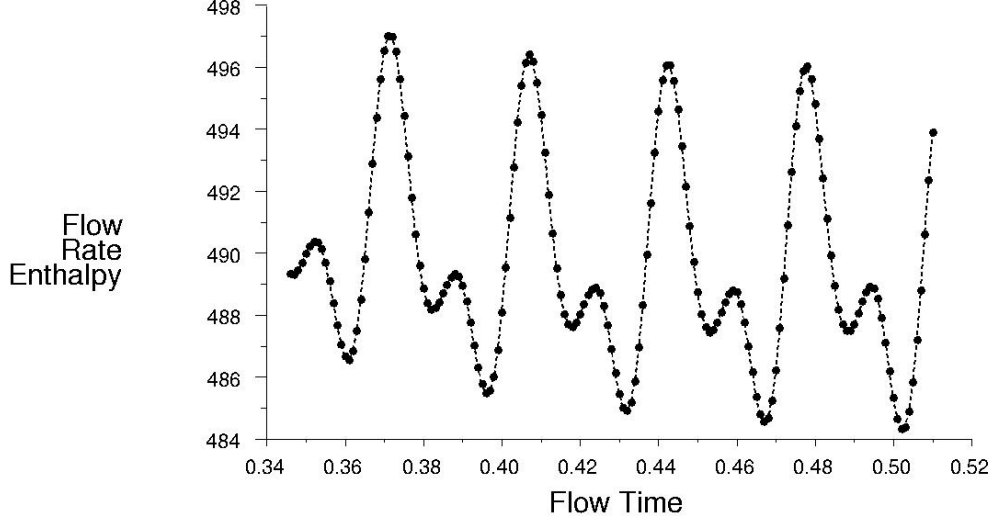
Aynı yüzey boyunca yüzey ısı akısı incelendiğinde ise ısı akısının kanat ucuna doğru azalan bir karakterde olduğu görülmektedir. Her ne kadar yüzey ısı transfer katsayısı kanat ucuna doğru artsa da, sıcaklık gradyanlarının ısı transferindeki rolü daha fazla olduğundan dolayı kanat ucuna doğru azalan sıcaklık gradyanlarıyla birlikte ısı akısı da azalmaktadır.



Şekil 4.68 Üçüncü kanatlı boruda, kanatlar arasında boru yüzeyi boyunca Nusselt sayısının değişimi ($\theta = 90^\circ$)

Üçüncü kanatlı boruda kanatlar arası boru yüzeyi boyunca Nusselt sayısının değişimi (Şekil 4.68) incelenecek olursa, kanat diplerinden uzaklaştıkça hızın artması ve sınır tabaka kalınlığının azalmasıyla birlikte Nusselt sayısı artmakta ve hızın maksimum olduğu orta

mesafede maksimum değerine ulaşmaktadır. Benzer bir durum dairesel kanat çözümü için de belirlenmiş ve Şekil 4.45’de sunulmuştur.



Şekil 4.69 Kanatlı boru demetine transfer olan ısının zamana göre değişimi.

Kanatlı boru demetine transfer olan ısının zamana göre değişimi grafiği incelenecek olursa, akışın yaklaşık 30-35 zaman adımında (0,03-0,035 sn) bir tekrar ettiği ve ısı geçiş miktarının yaklaşık 485 ila 495 W arasında değiştiği söylenebilir. Akışın *Reynolds* sayısı ise minimum kesitteki akış hızı ve boru çapına göre yaklaşık 17.000 civarındadır. Akışkanın boru demetinden çıkış sıcaklığı 485 W ısı transferi durumu için yaklaşık 444,6 K değerindedir. Kanatlı yüzey veriminin hesaplanması için bu geometriye uygun özel bir korelasyon bulunamamakla birlikte, yaklaşık bir fikir sahibi olmak açısından dairesel kanatlar için kullanılan formülasyonlara göre değerlendirme yapılırsa, kanat veriminin %68,5 civarında olduğu görülmektedir. Bu değer dairesel kanat geometrisine nispeten oldukça küçük bir değerdir, ayrıca Han-Taw Chen vd.'nin (2005) tek borulu dikdörtgen kanat çözümlerinden elde ettikleri verim değerlerine yakındır. Bununla birlikte, kanatlı boru yüzeylerindeki ortalama taşınım katsayısı ise 80 W/m²K civarındadır.

Sonuç olarak, üçüncü uygulamada sayısal incelenmesi yapılan iki borulu dikdörtgen kanat konstrüksiyonunun, incelenen akış koşulları için verimli olmadığı söylenebilir. Yani kanadın boyutlarını arttırmak ısı transferine pek bir fayda sağlamamakla birlikte malzeme sarfiyatını arttıracaktır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gün geçtikçe her alanda rekabet ortamının artması, araştırma geliştirme çalışmalarında güvenilirliğin yanı sıra çabukluğu da zorunlu kılmaktadır. Bu duruma paralel olarak, problem çözümünde klasik yöntemler günümüz koşullarına cevap verememektedirler. Böyle bir ortamda sayısal çözüm yöntemleri en ideal seçenek olmaktadır. Klasik yöntemlerde büyük deney sahalarına, teçhizatlara, zamana ve dolayısıyla ciddi maliyetlere neden olan araştırmalar, sayısal çözüm yöntemleriyle kısa sürede ve güvenilir olarak gerçekleştirilebilmektedir. Sayısal yöntemler, her ne kadar özellikle gerektirdikleri bilgisayar kaynakları açısından şimdilik küçük ölçekli problemlerle sınırlı olsalar da, bilgisayar teknolojisindeki ilerlemelerle birlikte popülerliğini daha da arttıracak gibi görünmektedirler.

Her yöntemin zayıf ve dikkat edilmesi gereken yönleri olabileceği gibi, sayısal yöntemlerde de mümkün olan en doğru sonuca ulaşabilmek için göz önünde bulundurulması gereken modelleme ve çözüm parametreleri vardır. Bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal çözümlerde olabildiğince bunlara değinilmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı FLUENT kullanılarak, borulardaki iç akışa göre daha kompleks olan boru ve kanat üzerindeki dış akışın incelendiği bu çalışmalarda, sayısal modelleme aşamalarında alınacak kararların önemi vurgulanmıştır. Sayısal çözüm ağı seçimi ve ağ oluşturma işlemlerinin çözümü direkt etkilemeleri açısından önemli olduklarının altı çizilmiş, dikkat edilmesi gereken noktalar belirtilmiştir. Türbülanslı akışların çözümünde, akışın sınır tabaka içinde laminar, geçişli ve türbülanslı karaktere sahip olabileceği ve türbülans modelleme yöntemlerinin bu durum göz önünde bulundurularak seçilmesi gerektiği belirtilmiştir. Özellikle türbülanslı akışlarda büyük öneme sahip olan yakın duvar bölgelerinin çözümünden bahsedilmiş ve endüstriyel uygulamalar için duvar fonksiyonları yaklaşımının yeterli olacağı belirtilmiştir. Yapılan sayısal uygulamalardan elde edilen genel sonuçlar ise aşağıda verilmiştir.

Sonsuz uzunlukta bir dairesel silindir üzerinden akışın incelendiği ilk uygulamada, silindir geometrisinin şekil olarak simetri içermesine rağmen, silindir üzerinden akışın simetrik olmayacağı sayısal sonuçlar ve simülasyonlarla gösterilmiştir. Literatürde sayısal çözüm

süresini azaltmak amacıyla bu prensibe göre yapılan çalışmaların, akışın fiziği açısından doğruluktan uzak sonuçlar verdiği de ikinci uygulamayla gösterilmiştir.

Üçüncü ve son sayısal uygulamada, endüstri ve sanayide yaygın olarak kullanılmalarına rağmen üzerlerinde fazla çalışılmamış olan, çift borulu dikdörtgen kanatlı boru demetleri üzerinden akış ve konjuge ısı transferi mekanizmaları incelenmiştir. Sonuç olarak, bu konstrüksiyonların yüksek *Reynolds* sayılı akış uygulamalarında verimlerinin oldukça düşük olduğu görülmüştür. Kanat yüzeylerinin %70-80'i kanat iç ısı direncinin de etkisiyle sabit olarak yüksek sıcaklıkta kaldığı için ısı geçişi performansları oldukça düşüktür. Dolayısıyla da yüzey alanı açısından bir malzeme sarfiyatı söz konusudur. Diğer kanat tiplerinin kullanılmadığı yüksek sıcaklık ve korozyon ortamlarında kullanılan bu kanatlar, kalın yapıları nedeniyle de önemli miktarda malzeme kullanımına neden olmaktadır. Dolayısıyla bu yönde bir optimizasyon çalışması bu tür kanatlarda kullanılan malzeme miktarının minimize edilmesini sağlayabilir. Aynı zamanda, kanat boyutları dış akışın basınç kaybını da doğrudan etkilediği için akışkanı hareket ettirmeye harcanan enerji sarfiyatı da yapılacak optimizasyon çalışmasıyla azaltılabilir.

KAYNAKÇA

A. Granger, R., (1994), Experiments in Heat transfer and Thermodynamics, Cambridge University Press

Ackerman, J. W., and Brunsvold, A. R., (1970), "Heat Transfer and Draft Loss Performance of Extended Surface Tube Banks," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.92, sf.215-220

Al-Hazmy, M., (2005), "Analysis of Coupled Natural Convection–Conduction Effects, on the Heat Transport Through Hollow Building Blocks", Energy and Buildings, Vol. 38, No. 5, sf. 515-521

Balaji, C., Rakshit, D., (2005), "Evaluation of Candidate Approaches in the Study of Conjugate Convection From A Fin Array", International Communications in Heat and Mass Transfer Vol. 32, sf. 529-538

Bejan, A., D. Kraus A., (2003), Heat Transfer Handbook, John Wiley & Sons, Inc.

Cengel, Y., Cimbala, J. M., (2006), Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, McGraw Hill Company

Cengel, Y. (2007), Heat and Mass Transfer, McGraw Hill Company

Chen, H. T., Song, J. P., Wang, Y. T., (2005), "Prediction of Heat Transfer Coefficient on the Fin Inside One-Tube Plate Finned-Tube Heat Exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, sf. 2697–2707

Ciofalo, M., (2007), "Local Effects of Longitudinal Heat Conduction in Plate Heat Exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, No. 15-16, sf. 3019-3025

D. Kraus A., Aziz A., Welty J., (2001), Extended Surface Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc.

Dyke, M. V., (1988), An Album of Fluid Motion, 4th Printing, Stanford University, Stanford, Californiya

FLUENT 6.2 User's Guide (2005), FLUENT Incorporated, Lebanon, NH-USA, January

Gambit 2.2 User's Gide (2004), Fluent Incorporated, Lebanon, NH-USA, September

Huang, C.H., Yuan, I. C., Ay, H., (2003), "A Three-Dimensional Inverse Problem In Imaging The Local Heat Transfer Coefficients For Plate Finned-Tube Heat Exchangers", Int. Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 46, sf 3629-3638

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., (1996), Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc.

- Kays, W. M., and London. A. L., (1998), Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York
- Kim, Y. et al., (2005), "Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned-Tube Heat Exchangers With Large Fin Pitch" International Journal of Refrigeration, Vol. 28, sf. 851-858
- Kuppan, T., (2000), Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker Inc.
- Marin, L., Elliott, L., Heggs, P. J., Ingham, D. B., Lesnic, D, Wen, X., (2004), "Analysis of Polygonal Fins Using the Boundary Element Method", Applied Thermal Engineering Vol. 24, sf. 1321-1339
- Marin, L., Elliott, L., Heggs, P. J., Ingham, D. B., Lesnic, D, Wen, X., (2005), "Two-Dimensional Thermal Analysis of a Polygonal Fin With Two Tubes on a Square Pitch", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 48, sf. 3018-3034
- Mon, S., (2003), "Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers", Thesis for the Degree of Master of Science, Bergakademie Freiberg University, Germany
- Murthy, J. Y., (2002), Numerical Methods in Heat, Mass, and Momentum Transfer, Purdue University
- Patankar, S. V., (1980), Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Taylor&Francis
- R. Keith, M., (2001), Plant Engineering Handbook, Butterworth-Heinemann
- S. F. Tsai, Tony W. H. Sheu (1998), "Some Physical Insights Into a Two-Row Finned-Tube Heat Transfer", Computers&Fluids, Vol. 27, No. 1, sf 29-46
- Sahin B., Ozturk, N. A., Akilli H., (2007), "Horseshoe Vortex System in the Vicinity of the Vertical Cylinder Mounted on A Flat Plate", Flow Measurement and Instrumentation ,Vol. 18, sf. 57-68
- Schlichting H., Boundary-Layer Teory, McGraw Hill Book Company, 7th. Edition
- Steam, Its Generation and Use, Babcock&Wilcox Company, 41st. Edition, Barberton, Ohio, USA
- Tannehill, J. C., Anderson, D. A., Pletcher, R. H., Computational Fluid Mechannics and Heat Transfer, Second Edition, Taylor&Francis
- Ward, D. J., Young, E. H., (1959), " Heat Transfer and Pressure Drop of Air in Forced Convection Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 55, No. 29, sf. 37-44
- White F., M., Fluid Mechanics, McGraw Hill Book Company, 4th. Edition

White F., M., Viscous Fluid Flow, McGraw Hill Book Company, 2nd. Edition

Wilcox C. D., (1994), Turbulence Modeling for CFD

INTERNET KAYNAKLARI

- [1] <http://www.cfd-online.com/>
- [2] <http://www.onera.fr/>
- [3] <http://scholar.lib.vt.edu/>
- [4] <http://web.anova.com.tr/>

ÖZGEÇMİŞ

- Doğum Tarihi : 01.03.1982
- Doğum Yeri : Hozat-Tunceli
- Mezun Olduğu Lise : 1996–1999 Hozat Kazım Karabekir Lisesi
- Lisans : 2001–2005 Yıldız Teknik Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü
- Yüksek Lisans : 2005- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı
- Çalıştığı Kurumlar : 2005- Universal Makine ve Isı San. Tic. A. Ş.