

**T.C.
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**DAİRESEL VE DİKDÖRTGEN OLUKLARLA PÜRÜZLENDİRİLMİŞ BİR
SİLİNDİR ÜZERİNDEKİ AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erhan ÖZTÜRK

**Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Makina Mühendisliği Programı**

Aralık, 2020

T.C.
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



DAİRESEL VE DİKDÖRTGEN OLUKLARLA PÜRÜZLENDİRİLMİŞ BİR
SİLİNDİR ÜZERİNDEKİ AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erhan ÖZTÜRK
(Y1713.080013)

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

Aralık, 2020

YEMİN METNİ

Yüksek Lisans tezi olarak sunduğum “Dairesel ve Dikdörtgen Oluklarla Pürüzlendirilmiş Bir Silindir Üzerindeki Akışın Sayısal Analizi” adlı çalışmanın, tezin proje safhasından sonuçlanmasına kadarki bütün süreçlerde bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurulmaksızın yazıldığını ve yararlandığım eserlerin Bibliyografya’da gösterilenlerden oluştuğunu, bunlara atıf yapılarak yararlanılmış olduğunu belirtir ve onurumla beyan ederim. (01/12/2020)

Erhan ÖZTÜRK

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan danışmanım Prof. Dr. Oktay Özcan, İstanbul Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde görev yapan değerli hocam Doç.Dr. Erman Aslan'a ve İstanbul Aydın Üniversite Makine mühendisliğinde görev yapan Dr. Öğr. Üyesi Kenan KAYA hocalarıma teşekkür ederim.

Kasım 2020

Erhan ÖZTÜRK

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iv
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ ve AMAÇ	1
1.1 Silindirin Akış Rejimi	2
1.2 Sürüklenme (Drag)	5
1.3 Kaldırma (Lift)	5
1.4 Strouhal Sayısı.....	6
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	8
2.1 Deneysel Çalışmalar	8
2.2 Nümerik Çalışmalar	13
3. ÇÖZÜM YÖNTEMİ	19
3.1 Sayısal Çözüm Yöntemi-Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)	19
3.2 Türbülans Modelleri	21
3.2.1 Large Eddy Simulation (LES) Yaklaşımı	23
3.2.1.1 Spalart - Allmaras model (SA).....	25
3.2.1.2 Standart k-epsilon model (k-ε).....	26
3.2.1.3 Realizable k-ε türbülans modeli	27
3.2.1.4 Standart k-ω türbülans modeli	28
3.2.1.5 Shear-stress transport (SST) k-ω model.....	28
4. MATERYAL VE YÖNTEM.....	31
4.1 Geometrinin Oluşturulması	33
4.2 Ağ Yapısının Oluşturulması	34
4.3 Ağdan Bağımsızlık Çalışması	39
4.4 Doğrulama	40
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	42
KAYNAKLAR	56
ÖZGEÇMİŞ.....	59

KISALTMALAR

A	Alan
C_D	Sürüklenme Katsayısı
C_L	Kaldırma Kuvveti Katsayısı
C_P	Özgül Isı
D	Silindirin Çapı
ε	Türbülans Kinetik Enerjisinin Yitim Oranını
F	Sürüklenme Faktörü
F_D	Toplam Sürüklenme Kuvveti
F_L	Toplam Kaldırma Kuvveti
H	Toplam Entalpi
H	Isı Transferi Katsayısı
κ	Von Karman Sabiti
K	Türbülans Kinetik Enerji
k	Zaman Ortalaması Alınmış Türbülans Kinetik Enerji
L	Uzunluk
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınc
Pr	Prandtl Sayısı
P	Akışkanın Yoğunluğu
R	İdeal Gaz Sabiti
Re	Reynolds Sayısı
S_{ij}	Deformasyon Hızı Tansörü
Γ	Difüzyon Katsayısı
ΔT_m	Logaritmik Sıcaklık Farkı
U	Akışkanın Ortalama Hızı
u_{i,j,k}	Hızın i,j,k bileşenleri
V	Hacim
ν	Kinematik Vizkozite
T	Zaman
Y	Duvara Olan Uzaklık
y⁺	Duvara Olan Boyutsuz Uzaklık
ΔP	Basınç Düşümü
τ	Kayma Gerilmesi
B	Kompaktlık Oranı
∇	Gradyan Operatörü

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1: Dairesel silindirin arkasındaki akış bölgeleri	4
Çizelge 4.1: Ağdan Bağımsızlık Parametleri.....	40
Çizelge 4.2: Deneysel ve Sayısal sonuçların Karşılaştırılması.....	41
Çizelge 5.1: Sayısal çözüm sonuçları	46
Çizelge 5.2: $Re = 10^4$ için $t^* = 0.25$ anında silindirlerin üst ve alt yüzeylerindeki akım ayrılmasının gerçekleştiği açısal konum değerleri.....	53

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Art İzi Bölgesi	7
Şekil 1.2: Cisim Arkasındaki Akış Ayrılmaları.....	7
Şekil 2.1: Farklı Forma Sahip silindirlerin C_D Karşılaştırması	8
Şekil 2.2: Silindir üzerindeki formun yapısı ve ölçüleri.....	9
Şekil 2.3: Mashud ve diğerleri (2011), kullandıkları deney düzeneği.....	10
Şekil 2.4: Akar ve Küçük (2013), PIV çalışmasında kullanılan farklı geçirgenlik oranına sahip silindirlerin şematik görünümü	11
Şekil 2.5: Göktürk ve arkadaşlarının yaptığı çalışmanın geometrisi.....	12
Şekil 2.6: Oluğun Açısal Konumuna Göre Zaman Ortalamalı Hız Dağılımı.....	13
Şekil 2.7: Simetri yöntemi kullanılarak oluşturulan ağ yapısı.....	14
Şekil 2.8: $Re=100'$ de Farklı konumdaki deliklere göre Sürüklenme Katsayısı.....	15
Şekil 2.9: Karasu' nun analizinde kullandığı ağ örüntüsü.....	17
Şekil 2.10: Kıymızı (2018), HAD analizinde kullandığı silindirin geometrik görünümü	18
Şekil 3.1: Dalga boyuna bağlı türbülans enerji logaritmik grafiği	23
Şekil 4.1: Dikdörtgen pürüzlü silindir	31
Şekil 4.2: Dairesel pürüzlü silindir	32
Şekil 4.3: Pürüzlü (Kare forma sahip) silindirlerin tasarım çizimi.....	33
Şekil 4.4: Modelin çözüm ağına yerleştirilmiş hali	34
Şekil 4.5: Dairesel oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin geometrisi ve buna ilişkin parametreler	34
Şekil 4.6: 2 ve 3 Boyutlu Ağ Örgüsü Bileşenleri	35
Şekil 4.7: Çalışmada kullanılan Genel Ağ Yapısı	36
Şekil 4.8: Dikdörtgen oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin etrafında oluşturulan ağ yapısı.....	36
Şekil 4.9: Dairesel oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin iç kısmına uygulanan ağ yapısı.....	37
Şekil 4.10: Yüzeyde oluşan sınır tabaka.....	38
Şekil 4.11: Çözüm alanının ve sınır şartlarının genel olarak gösterimi.....	39
Şekil 4.12: Dairesel pürüzlü silindirin anlık sürüklenme ve kaldırma katsayılarının zamanla değişimi	39
Şekil 5.1: Pürüzsüz silindir için ($Re= 2*10^4$) anlık kaldırma ve sürüklenme katsayılarının zamanla değişimi	43
Şekil 5.2: Dairesel pürüzlendirilmiş silindir ($Re= 2*10^4$) için anlık kaldırma ve sürüklenme katsayılarının zamanla değişimi.....	44
Şekil 5.3: Strouhal sayısı	45
Şekil 5.4: Silindir etrafındaki akışta boyutsuz kaldırma katsayısının bir tam periyot boyunca değişimi	47

Şekil 5.5: $t^* = 0$ anında hız (solda) ve basınç (sağda) dağılımının a) pürüzsüz, b) dairesel oluklu pürüzlü ve c) dikdörtgen oluklu pürüzlü silindir için karşılaştırılması.....	48
Şekil 5.6: Pürüzsüz silindirde bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin değişimi: a) $t = 0.983$ s ($t^* = 0.00$), b) $t = 0.996$ s ($t^* = 0.25$), c) $t = 1.010$ s ($t^* = 0.50$) ve d) $t = 1.022$ s ($t^* = 0.75$).....	49
Şekil 5.7: Dairesel oluklu pürüzlü silindirde bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin değişimi: a) $t = 1.029$ s ($t^* = 0.00$), b) $t = 1.043$ s ($t^* = 0.25$), c) $t = 1.057$ s ($t^* = 0.50$) ve d) $t = 1.070$ s ($t^* = 0.75$).....	50
Şekil 5.8: Dikdörtgen oluklu pürüzlü silindirde bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin değişimi: a) $t = 1.008$ s ($t^* = 0.00$), b) $t = 1.021$ s ($t^* = 0.25$), c) $t = 1.034$ s ($t^* = 0.50$) ve d) $t = 1.047$ s ($t^* = 0.75$).....	51
Şekil 5.9: $Re = 10^4$ için a) pürüzsüz, b) dairesel oluklu pürüzlü ve c) dikdörtgen oluklu pürüzlü silindirlerin etrafındaki hız kontörleri (solda) ile üst (ortada) ve alt (sağda) yarı-yüzeyler üzerindeki kayma gerilmesinin yatay bileşeninin $t^* = 0.25$ anındaki dağılımı ile d) sil silindirik koordinat sistemi.....	52
Şekil 5.10: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindir (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindir (sağda) $Re = 5 \cdot 10^3$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler.....	53
Şekil 5.11: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindir (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindir (sağda) $Re = 10^4$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler.....	53
Şekil 5.12: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindir (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindir (sağda) $Re = 15 \cdot 10^3$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler.....	54
Şekil 5.13: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindir (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindir (sağda) $Re = 2 \cdot 10^4$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler.....	54

DAİRESEL VE DİKDÖRTGEN OLUKLARLA PÜRÜZLENDİRİLMİŞ BİR SİLİNDİR ÜZERİNDEKİ AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ

ÖZET

Pürüzsüz silindir ile yüzeyi dairesel ve dikdörtgen oluklarla pürüzlü hale getirilmiş silindir etrafındaki üç boyutlu, türbülanslı zamana bağlı akış, Reynolds sayısının $5 \cdot 10^3$ - 10^4 – $15 \cdot 10^3$ ve $2 \cdot 10^4$ olduğu durumlar için sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözümler sonlu hacimler yöntemini kullanarak Navier-Stokes denklemlerini çözen ticari yazılım ANSYS Fluent ile yapılmıştır. Türbülans modeli olarak Boussinesq yaklaşımını kullanan Eddy viskozitesi modellerinden $k-\omega$ SST modeli kullanılmıştır. Sayısal çözümlerde eleman sayısı dört ile sekiz milyon arasında değişen, yapısal ve hibrit çözüm ağları kullanılmıştır. Silindir üzerindeki akım ayrılmasını mümkün olduğunca doğru hesaplayabilmek amacıyla; duvar fonksiyonları kullanmak yerine, katı yüzeyler üzerinde daha sık bir ağ oluşturularak tüm çözümlerde sınır tabakanın açık olarak çözülmesi sağlanmıştır. Aynı şekilde silindirin art izi bölgesinde de çözüm ağının diğer bölgelerine göre daha sık bir ağ oluşturulmuştur. Hesaplanan hız ve basınç alanından sürüklenme ve kaldırma katsayısı değerleri elde edilmiştir. Sayısal çözümlerde silindirin uzunluk/çap oranı 3 olarak alınmıştır. Sonuç olarak, bu çalışmada ele alınan Reynolds sayısı değerlerinde sınır tabakanın laminer akımdan türbülanslı akıma geçiş yapmasına rağmen, tüm çözüm alanının türbülanslı olduğu kabulüyle yapılan sayısal çözümlerde hem pürüzsüz hem de pürüzlü silindir için hesaplanan sürüklenme katsayısı değerlerinin literatürdekilere yakın olarak bulunduğu görülmüştür. Yüzeyindeki dairesel kesitli oyuklarla pürüzlü hale getirilmiş silindirde pürüzsüz silindirdekine göre daha düşük sürüklenme katsayısı değerleri elde edilmiştir. Sürüklenme katsayısındaki bu düşüş, daha önceki çalışmalarda elde edilen sonuçlarla uyumludur.

Anahtar Kelimeler : *Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, sürüklenme katsayısı, kaldırma katsayısı, Strouhal sayısı, Von Karman girdap yolu, silindir ardı akış,*

NUMERICAL ANALYSIS OF FLOW ON A CYLINDER ROUGHENED WITH CIRCULAR AND RECTANGULAR GROOVES

ABSTRACT

The three-dimensional, turbulent time-dependent flow around the smooth cylinder, the surface of which is roughened with circular and rectangular cavities, was numerically studied for the Reynolds number of $5 \cdot 10^3$ - 10^4 - $15 \cdot 10^3$ and $2 \cdot 10^4$. Numerical solutions were made with the commercial software ANSYS Fluent, which solves Navier-Stokes equations using the finite volume method. As the turbulence model, the $k-\omega$ SST model, one of the Eddy viscosity models using the Boussinesq approach, was used. Structural and hybrid solution networks with the number of elements between four and eight million are used in digital solutions. In order to calculate the current separation on the cylinder as accurately as possible; Instead of using wall functions, a more dense network was created on solid surfaces and the boundary layer was solved openly in all solutions. Likewise, a denser web was created in the wake area of the cylinder compared to other parts of the solution web. Drag and lift coefficient values were obtained from the calculated velocity and pressure area. In numerical solutions, the length / diameter ratio of the cylinder is taken as 3. As a result, although the boundary layer has transitioned from laminar flow to turbulent flow in the Reynolds number values discussed in this study, it is seen that the drag coefficient values calculated for both smooth and rough cylinders are found close to those in the literature in numerical solutions made with the assumption that the whole solution area is turbulent. Lower drag coefficient values were obtained in the cylinder, which is roughened with circular cross-section on its surface, compared to the smooth cylinder. This decrease in drag coefficient is consistent with the results obtained in previous studies.

Keywords : *CDF, drag coefficient, lift coefficient, Strouhal number, Von Karman vortex street, back-cylinder flow,*

1. GİRİŞ ve AMAÇ

Bir engel etrafındaki karmaşık 3 boyutlu akış yapılarının deneysel ve sayısal çalışmaları, temel olarak doğa ve mühendislik alanında bu akışların yaygın varlığı sebebiyle son on yılda temel akışkanlar mekaniğinde en aktif araştırma alanlarından biri olmaya devam etmektedir. Özellikle yüksek binaların etrafındaki rüzgâr alanının belirlenebilmesi, yuvarlak bacalardan çıkan kirleticilerin taşınması, soğutma kuleleri üzerindeki aerodinamik kuvvetlerin belirlenebilmesi, açık deniz yapılarının etrafındaki akış alanı, elektronik devre kartlarındaki ısı değişimi vb. uygulamalarda çokça karşımıza çıkmaktadır.

Dairesel silindirik şekillerin üzerindeki akışın araştırılmasında iki tip akış kontrol yöntemi vardır (Kırmızı, 2019). Bunlar aktif akış kontrolü ve pasif akış kontrol yöntemleridir. Pasif kontrol de akış yapısının küt gövde üzerindeki modifikasyonlarının veya dış parçaların akıntının aşağısına yerleştirilmesi sorgulanmaktadır. Pasif kontrol yöntemleri aerodinamik kuvvetleri işlemek için geometrik şekillendirilmesini ve sınır katman ayırma kontrolü için sabit girdap jeneratörlerinin kullanımını içermektedir. Akış kontrol uygulamaları için pasif kontrol yöntemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Pasif kontrol yöntemlerinde yüzey üzerinde boydan boya yarık açılması, farklı geometrik olukların kullanılması gibi yöntemler kullanılmaktadır. Pasif kontrol tekniklerinin en önemli avantajı ek bir güç kaynağına ihtiyaç duyulmamasıdır.

Aktif kontrol yöntemleri, sürüklenme kuvvetini ve türbülans oluşurken meydana gelen kararsızlıktaki ortalama hızı profilini dolaylı olarak değiştirerek uygulanmaktadır. Elektro-manyetik kontrol, termal anemometreler, Lazer Doppler hız ölçümü (LDV), Parçacık görüntülü hız ölçümü (PIV), emme ve üfleme belli başlı kullanılan aktif akış kontrol yöntemlerindedir. Hız alanı ölçümü her sistem için PIV tekniği kullanılarak gerçekleştirilmektedir (Kırmızı, 2019). Aktif kontrol yöntemlerinden PIV anlık akış alanını görselleştirme yeteneğinden ve LDV' nin doğru ölçüm yeteneğine sahip olmasından dolayı

anlık akış alanın haritasının çıkarılmasını sağlar. Bu yüzden de günümüzde en sık kullanılan aktif kontrol yöntemlerindedir.

1.1 Silindirin Akış Rejimi

Dairesel silindirlerden geçen akışı tanımlayan boyutsuz aerodinamik parametreler Reynolds sayısına (Re) dayanır. İrlandalı bilim adamı Osborne Reynolds, Reynolds sayısını tanımlayan ve kendi adını veren kişidir. Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{\text{atalet kuvvetleri}}{\text{viskozite kuvvetleri}}$$

burada

V (m / s) : Akış hızı,

D (m) : Silindirin çapı,

ν : Kinematik viskozite,

ρ (kg / m³) : Yoğunluk ve

μ (kg / m³) : Dinamik viskozitedir.

Çeşitli Reynolds sayıları için hız dalgalanması, spektrumları ve akış rejimlerinin frekansı ilk olarak Roshko (1954), tarafından tanımlanmıştır (Roshko, 1954). Dairesel silindir için yavaş akış tamamen türbülanslı akışa geçinceye kadar çeşitli akış rejimleri vardır ve bunlardan bahsedecek olursak;





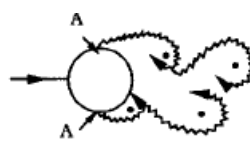
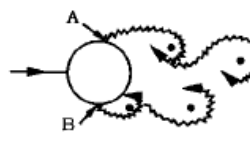
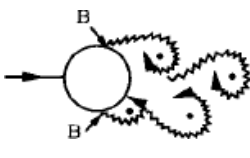


Akış iki boyutludur ve Re <5'te silindirin başında ve sonunda bulunan sadece iki ayırma noktasıyla sabittir. 5 <Re <40 Aralığı ise, akış hala iki boyutludur ve sabittir, ancak dairesel silindirin arkasında bir girdap çifti bulunur ve bu girdap bölgesi Reynolds sayısı ile doğrusal olarak artar (Batchelor, 2000).

Reynolds sayısı kritik seviyeye yükseltildiğinde, akış kararsız hale gelir ve periyodik girdap oluşumları silindirin arkasında meydana gelir. Girdap, bağımsız bir frekansta dairesel silindirin her iki tarafında dönüşümlü olarak oluşur. Yine, akış aslında iki boyutludur, ancak kararsızdır (Williamson C. H., 1989).

Reynolds $200 < Re < 300$ aralığına yükselirken türbülansa geçiş bölgesi silindirden uzaklaşır. Bloor (1964), bir çalışmada oluşan girdapların $Re = 400$ 'de türbülanlı olduğunu bildirdi (Bloor, 1964). Diğer Araştırmacılar, $40 < Re < 200$ aralığında bulunan girdap dökülmesinin iki boyutlu karakterinin aynı aralıkta açıkça üç boyutlu hale geldiğini açıkladılar (Williamson C. K., 1988). $300 < 3 \times 10^5$ olan Reynolds sayı aralığı, yaklaşık 3×10^5 Reynolds sayısında türbülanslı sınır tabakasının başlangıcından önce meydana geldiğinden, kritik altı aralık olarak adlandırılmıştır.

Çizelge 1'de gösterildiği gibi $3 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^5$ aralığında, sınır tabaka ayrılması noktasında türbülanslı hale gelir, diğer yandan, bu durum dairesel silindirin yalnızca bir evresinde meydana gelir. Bu akış rejimi kritik rejim olarak kabul edilmektedir (Sumer & Fredsøe, 2006).

Çizelge 1.1: Dairesel silindirin arkasındaki akış bölgeleri

	Ayrışma olmayan yavaş akış	$(Re < 5)$
	Bir çift simetrik girdap	$5 < Re < 40$
	Laminer girdap yolu	$40 < Re < 200$
	Girdap bölgesinde türbülansa geçiş	$200 < Re < 300$
	Girdap tamamen türbülanslı. A noktası sınır tabaka ayrımı laminerdir.	$300 < Re < 3 \times 10^5$ Kritik altı
	A. Laminer sınır tabaka B. Sınır tabaka laminar ancak türbülanslı sınır tabakadan ayrılma	$2 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^5$ Kritik
	B. Sınır tabaka ve türbülanslı sınır tabakada kısmen ayrılma	$3.5 \times 10^5 < Re < 1.5 \times 10^6$ Kritik üstü
	C. Sınır tabakanın bir tarafı türbülanslı	$1.5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$
	C. Sınır tabakanın her iki tarafı da türbülanslı	$4 \times 10^6 < Re$ Transkritik

Kaynak: (Sumer & Fredsøe, 2006)

Bilindiği gibi kritik üstü akış rejimi, 3.5×10^5 - 1.5×10^6 aralığındadır. Türbülanslı sınır tabakası ayrılması, bu bölgede dairesel silindirin üst ve alt taraflarında meydana gelir. Bununla birlikte, sınır katmanlarında türbülansa geçiş hala gerçekleştirilememiştir. Türbülanslı rejime geçiş, ayrılma noktası ile durgunluk noktası arasında bir yerde olmalıdır. $1.5 \times 10^6 < Re < 4.5 \times 10^6$ aralığında bilindiği gibi üst geçiş akış rejimi, Çizelge 1'de gösterilmektedir. Dairesel silindirin bir tarafında sınır tabakasından ve diğer tarafında kısmen türbülanslı olarak meydana gelen tamamen türbülanslıdır. Son olarak, $Re > 4.5 \times 10^6$ için silindir düzlemi üzerindeki sınır tabakası, her yerde tamamen türbülanslı bir akış olan transkritik akış rejimi olarak adlandırılır.

1.2 Sürüklenme (Drag)

Küt yüzeylerin etrafındaki akışta karşılaşılan problemlerden bir tanesi de bu yüzeylere etkiyen sürüklenme ve kaldırma kuvvetlerinin belirlenmesidir. Sürüklenme kuvveti aerodinamik bir güçtür ve bir akışkanın katı bir cismin üzerinden akması ile oluşmaktadır. Sürüklenme kuvveti etkisini belirlemek için sürüklenme katsayısı olarak adlandırılan ve (1.1) denklemi ile verilen boyutsuz bir sayı kullanılmaktadır. Sürüklenme katsayısı hava hızına ve silindir çapına bağlıdır.

$$C_D = \frac{F_D}{0.5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A} \quad (1.1)$$

Bu denklemde

F_D : Sürüklenme kuvveti,

A : Akış alanının kesit alanı olarak tanımlanmaktadır.

1.3 Kaldırma (Lift)

Aerodinamik olarak cisimlere etki eden diğer bir kuvvet olan kaldırma kuvveti, basınç ve çeper kayma kuvvetlerinin akışa dik yöndeki bileşenlerinin cisme aynı yönde hareket etmeye zorlanmasıyla oluşmaktadır. Kaldırma kuvveti etkisini belirlemek için kaldırma katsayısı olarak adlandırılan ve (1.2) denklemi ile verilen boyutsuz bir sayı kullanılmaktadır. Kaldırma katsayısı hava hızına ve silindir çapına bağlıdır.

$$C_l = \frac{F_L}{0.5 \cdot \rho \cdot V^2 A} \quad (1.2)$$

Bu bağıntıda F_L kaldırma kuvveti, olarak tanımlanmaktadır.

1.4 Strouhal Sayısı

Strouhal sayısı, akış alanındaki bir noktadan diğerine hızdaki değişmelerden dolayı, akışın dengesizliği veya atalet kuvvetlerine yerel ivme nedeniyle atalet kuvvetlerinin oranının bir ölçüsünü ortaya koymaktadır. Sabit bir tüpün Strouhal sayısı genellikle Reynolds sayısına bağlıdır, yüzey pürüzlülüğünün ve serbest akış türbülansının daha az fonksiyonudur.

$$St = \frac{fD}{V} \Rightarrow \quad (1.3)$$

Bu denklemde

St : Strouhal sayısı

f : Frekans

V : Akım hızı

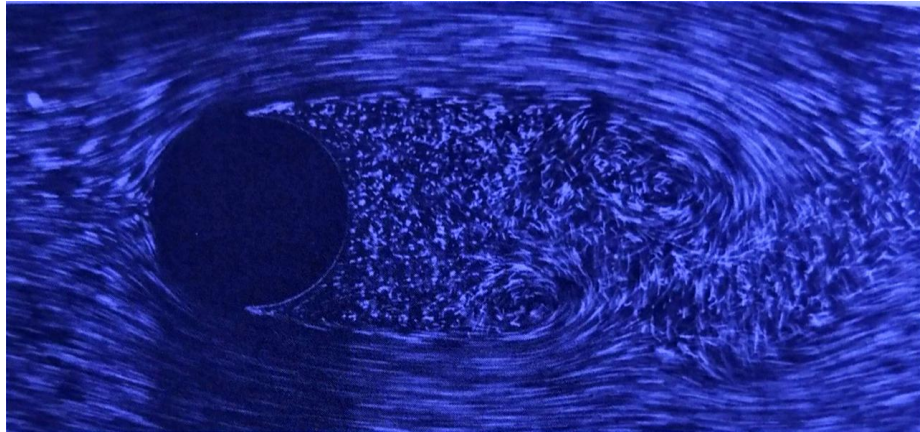
Yüksek hızlı akışlarda akışkan eğrisel bir yüzeyde akmaya zorlandığı durumlarda akışkan sanki yüksek hızla viraja girmeye çalışan ya da tümsekli bir yoldan geçen bir araç gibi davranır. Bu durumlarda araçlar virajı alamayarak yolun dışına çıkarlar. Yüksek hızlı akışkan da eğrisel yüzeylerde benzer bir tepkiyle akım çizgileri ayrılma eğilimi gösterirler. Bu durum akış ayrılması olarak adlandırılmaktadır. Bir akışkanın içine tamamiyle daldırılmış yüzeylerde bile bu akış ayrılması olmaktadır (Çengel & Cimbala, 2008).

Bir akışkan cisimden ayrıldığı zaman akışkan ile cisim arasında bir bölge oluşmaktadır. Bu bölgede yani cismin hemen arka tarafındaki akış bölgesinde sürekli dolanımla ve geriye doğru akışlar ortaya çıkmaktadır. Ayrılmış bölge ne kadar çoksa akış direnci de o kadar büyük olmaktadır. Akış ayrılmasından dolayı oluşan etkiler aşağı akımın uzağında hissedilir. Ayrıca yukarı akım hızına göre hız daha düşük olmaktadır. Cismin arkasında uzayan ve hız üzerindeki cismin etkilerinin hissedildiği bölgeye art izi denmektedir ve Şekil 1.1'de gösterilmektedir (Çengel & Cimbala, 2008).



Şekil 1.1: Art İzi Bölgesi

Ayrılma bölgesi, iki akım tekrar birleştiği zaman sona ermektedir. Bu iki akım arasında kalan art izi bölgesinin içerisinde viskoz ve dönel etkiler büyük önem taşımaktadır. Durma noktasında meydana gelen yüksek basınç ile art izindeki bu düşük basınç cisim üzerinde net bir kuvvet oluşturmaktadır. Ayrıca bu bölgede oluşan ters akışlar nedeniyle periyodik çeviriler oluşmaktadır (Çengel & Cimbala, 2008).



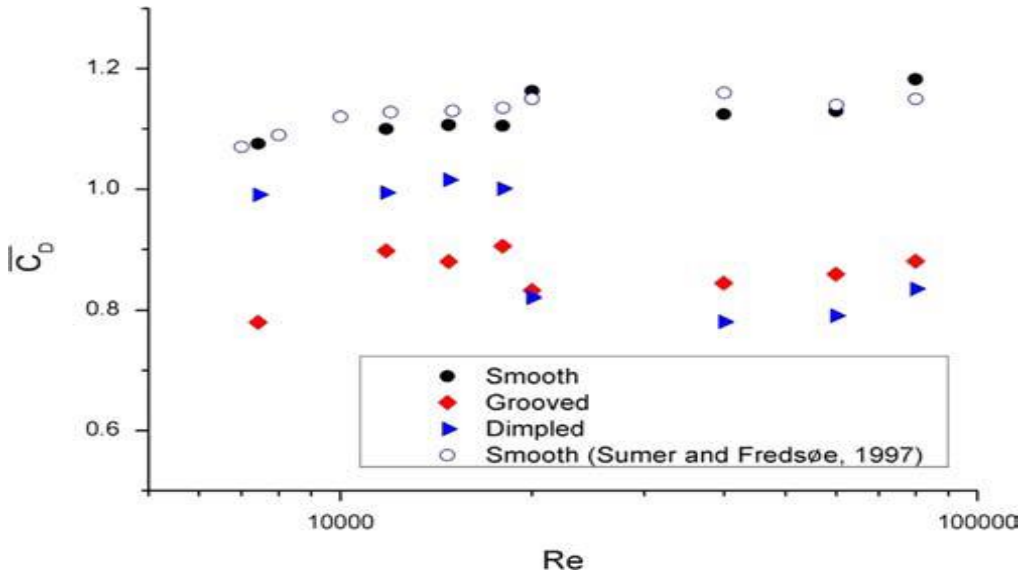
Şekil 1.2: Cisim Arkasındaki Akış Ayrılmaları

Bu konuyla alakalı deneysel ve sayısal olarak birçok çalışma yapılmıştır. Şimdi bu konuyla alakalı yapılmış bazı çalışmalara yer verilecektir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

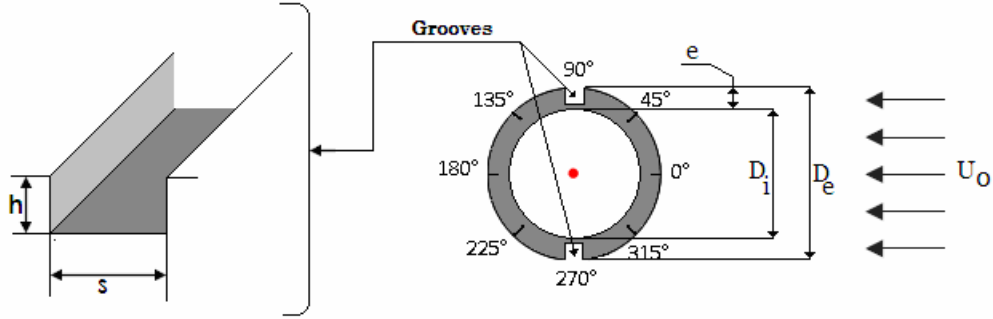
2.1 Deneysel Çalışmalar

Zhou ve diğerleri (2015), yaptıkları çalışmada düz, kanal ve çukurlarla pürüzlendirilmiş bir silindirin yüzeyindeki sürüklenme katsayısını ve akış karakteristiğini açık kanal içinde ve bir çekme tankında incelemişlerdir. Bu çalışmalarında çapları 40mm ve 100mm olan iki farklı boyutta silindiri kullanmışlardır. Silindir boyutlarına göre temel Reynolds sayısını $7,4 \times 10^3$ ve 8×10^4 aralığında almışlardır. Silindire etki eden dinamik kuvvetlerin (sürüklenme ve kaldırma) ölçümünde bir peizoelektrik yük hücresi kullanmış ve bazı durumlarda oluşan akış profili ölçümü için dijital parçacık görüntüsü hız ölçümünü kullanılmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar göstermiştir ki kanallı ve çukurlu silindirlerde gerçekleşen ortalama sürüklenme katsayısı düz silindirlerden daha düşüktür. Kanallı ve çukurlu yüzeylerin etkisinden dolayı etkiyen gücün silindirin köşelerinde daha zayıf olduğunu belirtmişlerdir (Zhou, Wang, Guo, Gho, & Tan, 2015).



Şekil 2.1: Farklı Forma Sahip silindirlerin C_D Karşılaştırması

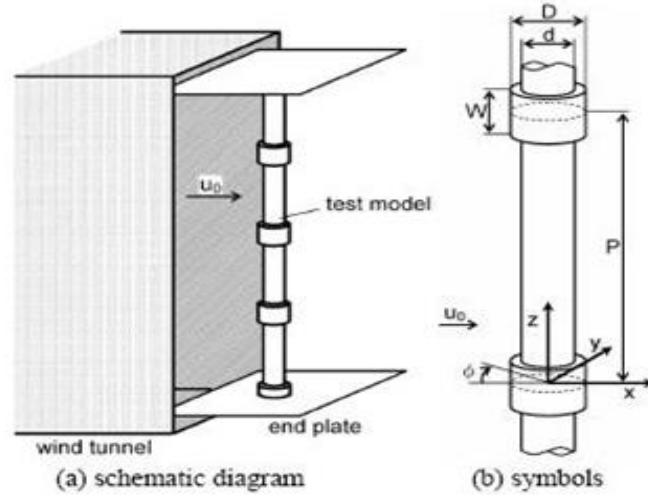
Ladjedel ve diğeri (2011), üzerine oluk açılmış bir silindirin üzerinde sürüklemenin azaltılması konusunda deneysel ve sayısal olarak incelemesini yapmışlardır. Bu deneyleri kapalı dairesel bir rüzgâr tüneline ses altı hızda yapmışlardır. Ortalaması alınmış Reynolds sayısının Navier-Stokes denklemlerine uygulanmasıyla Ansys Fluent programında sayısal çalışma yapmışlardır. Türbülans modeli olarak da $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerini kullanmışlardır. Özellikle silindir üzerinde 2 ve 6 tane oluk olduğunda sürükleme katsayısının azalma eğiliminde olduğunu gözlemlemişlerdir (Ladjedel, Yahiaoui, Adjlout, & Imine, 2011). Şekil 2.2’ de geometriye ait ölçüler verilmiştir.



Şekil 2.2: Silindir üzerindeki formun yapısı ve ölçüleri

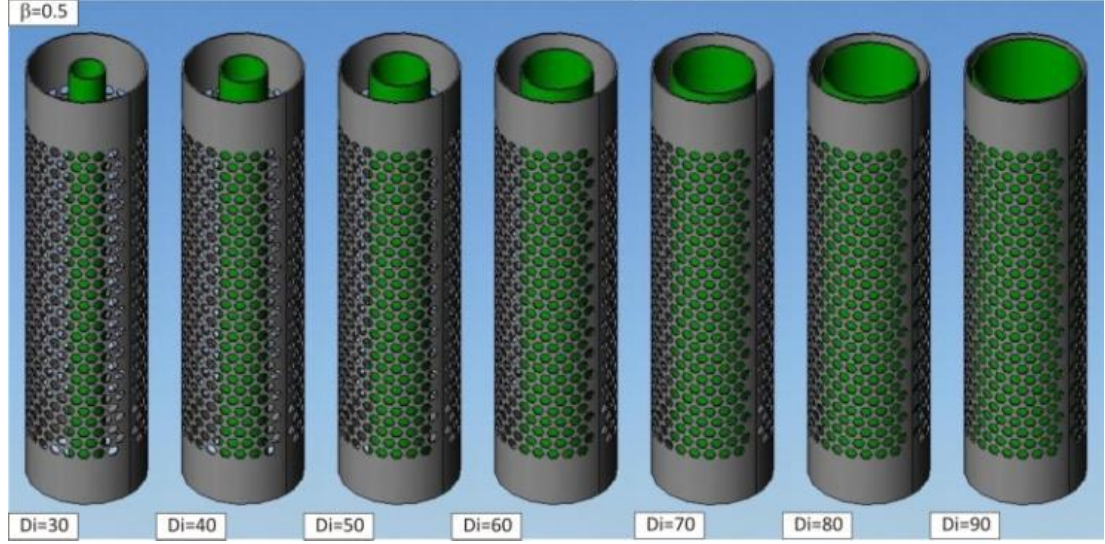
Mashud ve diğeri (2011), aerodinamik ve akışkanlar mekaniği açısından farklı şekillere sahip hareketli objelerin teması çok büyük bir öneme sahiptir. Sürüklemenin objelerde yapısal kusurlara ve yüksek enerji kayıplarına sebebiyet vermesi nedeniyle, sürükleme kuvvetinin azaltılması için önemli sayıda deney gerçekleştirilmiştir. Sürükleme katı gövde ve akışkanın birbiri ile temas ve etkileşimi sonucunda gerçekleşir. Yaptıkları çalışma da bu minvalde halkalar takılmış bir silindir üzerindeki sürükleme kuvvetinin azaltılması amacıyla yapılmıştır. Deneylerinde 36x36x100 cm boyutlarında ses altı rüzgâr tüneli kullanmışlardır. Deney düzeneği şekil 2-3’de gösterilmiştir. Sürükleme ölçümlerini harici bir dengeleme kullanarak gerçekleştirmişlerdir. İlk olarak hiçbir halka kullanmadan farklı ölçülerde silindirlere sürükleme kuvveti ölçümü yapmışlardır. Sonrasında silindirlere dairesel halkalar ekleyerek tekrar test yapmışlardır. Sürüklemeye azalma gözlemlense bile takılan halkalardan dolayı silindir üzerindeki yüzey alanının arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca elde ettikleri bir diğer sonuç ise sürüklemenin en uygun azalma değerine halkaların

yarıçapının silindirin yarıçapının 1,3 katı ve halkalar ile silindirin boy oranlarının 12 olduğu değerdedir. Deneysel sonuçlar, bu optimum konfigürasyonla azaltılan sürtünmenin % 25 olduğunu göstermektedir. (Mashud, Al-Bari, & Kader, 2011).



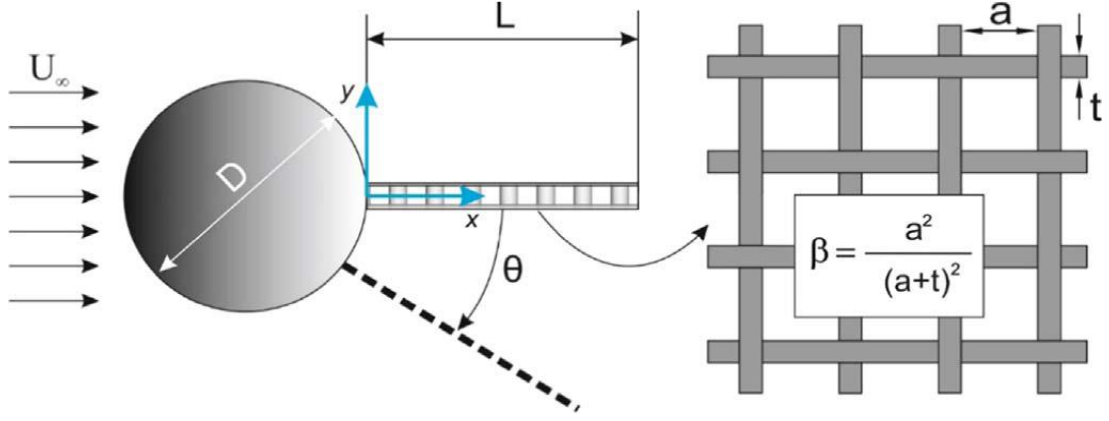
Şekil 2.3: Mashud ve diğerleri (2011), kullandıkları deney düzeneği

Akar ve Küçük (2013), 100 mm çapa sahip olan bir silindirlere 10 mm çapında delikler açmış ve bu delikli silindirlerin içerisine farklı çapta deliksiz silindirler koyarak silindir çifti arkasındaki art izi bölgesindeki daimi olmayan akışı deneysel olarak incelemiştir. Akışkan olarak su kullanmıştır ve pompa hızını 27 Hz suyun akışını ise 1000 mm/sn hıza sabitlemiştir. Dış silindir çapına bağlı olarak Reynolds sayısını 10000 olarak almıştır. Altı farklı geçirgenlik oranı ve yedi farklı çap oranında PIV tekniği kullanarak incelemelerini gerçekleştirmiştir. Elde ettiği sonuçlardan ilki 0,6 geçirgenlik oranında ve daha yüksek geçirgenlik oranlarında silindirin kontrol üzerindeki etkinliğinin azaldığıdır. 0,5 geçirgenlik oranında silindir arkasındaki akış yapısının kontrolünde en etkili geçirgenlik oranı olduğunu belirlemiştir. Diğer elde ettiği sonuç ise 0,7 çap oranı arttıkça dış silindirin etkisinin azalmaya başladığıdır (Akar & Küçük, 2013).



Şekil 2.4: Akar ve Küçük (2013), PIV çalışmasında kullanılan farklı geçirgenlik oranına sahip silindirlerin şematik görünümü

Gokturk ve diğerleri (2017), yaptığı çalışmada sabit bir silindirden nominal olarak iki boyutlu girdap kopmalarını bastırmada için tutturulmuş geçirgen plakaların etkisini değerlendirmektedir. Silindirin tüm açıklığı boyunca geçirgen plaka, bir krom-nikel elekten yapılmıştır ve silindir yüzeyine normal olarak tutturulmuştur. Çalışmanın ana parametreleri, serbest akışa göre geçirgen plakanın gözenekliliği ve silindir plaka düzenlemesinin plaka açısıdır. Deneyler, Parçacık Görüntü Hız Ölçümü kullanılarak gerçekleştirildi. PIV ve Akış görselleştirme tekniklerine ek olarak, geçirgen plakaların dairesel silindirin sürtünme katsayısı üzerindeki etkilerini analiz etmek için rüzgar tüneline sürüklenme kuvveti ölçümleri yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde geçirgen bir plakanın kullanılmasının, dalgalanmadaki hızı azaltarak, girdap oluşum bölgesini daha aşağı yönde uzattığı ve girdap atma frekansını zayıflatarak dairesel silindirin aşağı yönündeki girdap kopmalarını başarılı bir şekilde bastırıldığını ortaya koydu. $35^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ aralığında plaka açıları ile $\beta = 0.4$ ve 0.5 gözeneklilik değerlerinin girdap dökülmesini bastırmada etkili olduğu görülmüştür. Ayrıca, hem silindir plaka düzenlemesinin sürüklenme katsayıları hem de Türbülans kinetik enerji maksimum, $\theta < 30^\circ$ için neredeyse tüm gözeneklilik oranları için azaltıldığı sonucuna varışlardır (Gokturk, Fırat, & Akıllı, 2017).

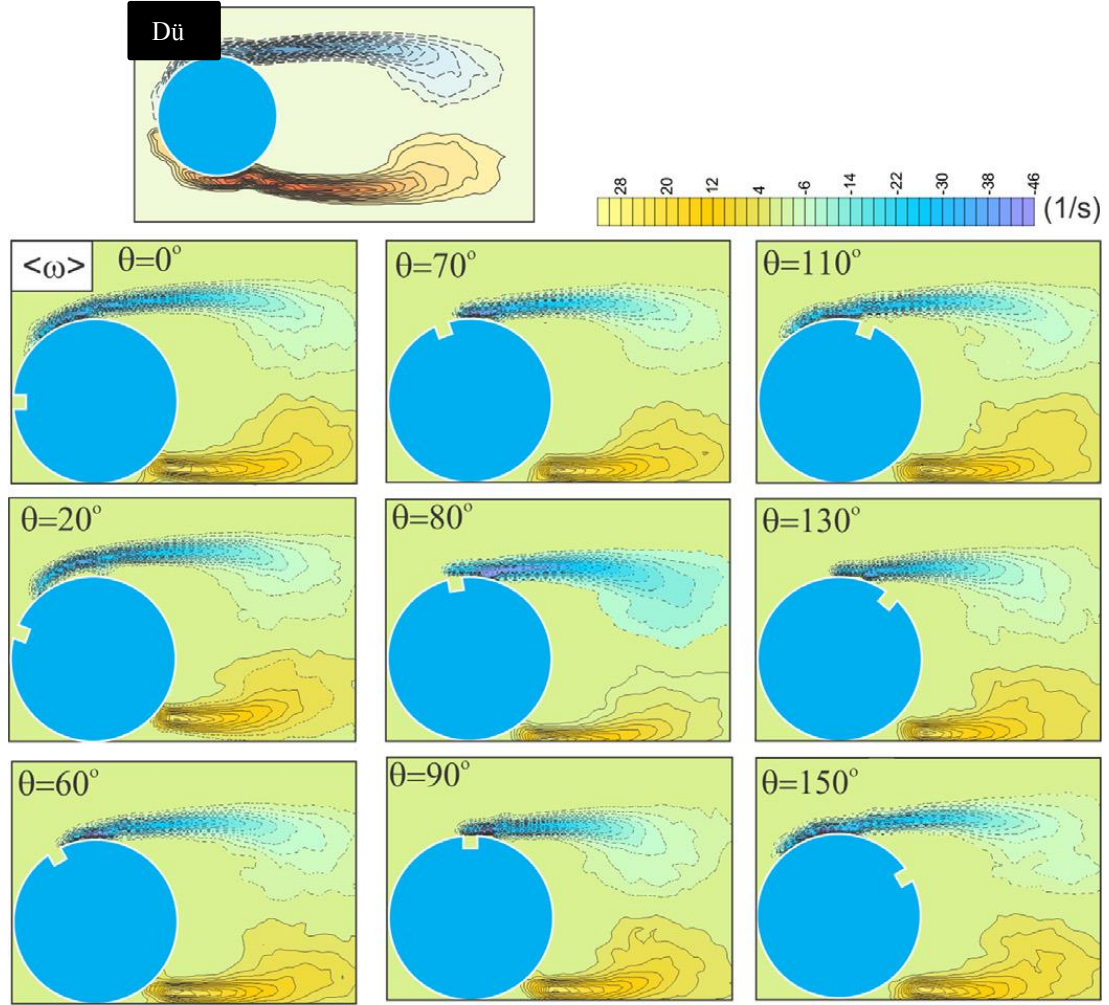


Şekil 2.5: Göktürk ve arkadaşlarının yaptığı çalışmanın geometrisi

Gao ve diğerleri (2016), $2,67 \times 10^4$ Reynolds sayısında bir silindirin etrafındaki akışı incelemek için yaptıkları deneysel çalışmalarında yarıklı silindir ve rüzgar tüneli kullanmışlardır. Bu çalışmalarında yarıkların derinlikleri silindirin çapının 0,05 katıyla 0,15 katı arasında değişen çeşitli silindirler kullanmışlardır. Silindir yüzeyindeki basınç dağılımlarını test modelinde hareket eden aerodinamik kuvvetleri tahmin etmek için ölçmüşlerdir ve doğal ile modifiye silindirik test modellerindeki akış ayrılmasını ölçmek için parçacık görüntü velocimetry sistemini kullanmışlardır. Deney sonuçlarında, yarıkların sürüklemeyi azaltmaya ve test modelinde hareket eden dinamik rüzgar yüklerinin dalgalanma genliğini bastırmaya katkısının olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca PIV ölçüm sonuçları, silindirdeki yarıklar akışa kendi kendine veren bir jet ürettiğini ve pasif jetin dairesel silindirden çalkantıların uyanmasını manipüle etmede etkili olduğunu açıkça gösterdiğini belirtmişlerdir. Bu dinamik etkileşim süreci nedeniyle, doğal bir silindir dökülen uyandırma girdabının antisimetrik deseninin oluklu silindirlerin arkasında bistabil mod akışına dönüştürüldüğünü bulmuşlardır. Sonuç olarak, boyutsuz girdap dökülme sıklığının çok düşük bir seviyeye geçtiğini gözlemlemişlerdir (Gao, Chen, Li, & Hu, 2016).

Canpolat ve Sahin (2017), dikdörtgen şeklinde tek oluk açılmış bir silindirin etrafındaki akışı PIV metodunu kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmalarında silindirin yüzeyine 50 mm genişliğinde kare şeklinde boyuna bir oluk açmışlardır. Bu oluğun açışal konumunu(θ) 0° ile 150° arasında değiştirmişlerdir. Oluğun kritik açışal pozisyonunun $\theta=80^\circ$ olduğunu

gözlemlemiştir. Oluğun konumuna göre elde ettikleri zaman ortalamalı hız dağılımı(ω) grafiği Şekil 1.3’de gösterilmiştir.



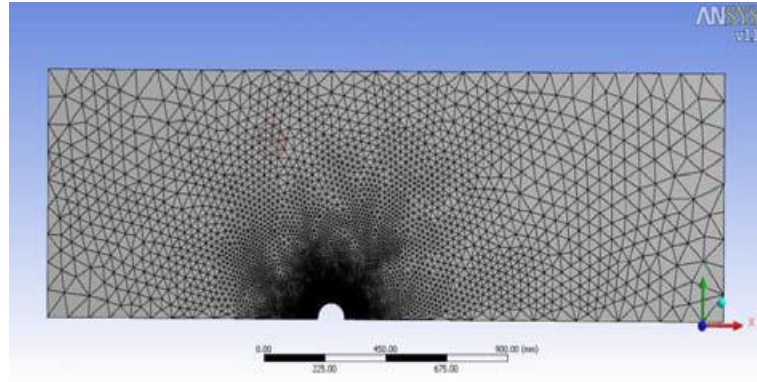
Şekil 2.6: Oluğun Açısal Konumuna Göre Zaman Ortalamalı Hız Dağılımı

2.2 Nümerik Çalışmalar

Duran (2010), 20 adet sabit kanatçığı 3 boyutlu olarak ANSYS Fluent 12 programında Nusselt sayısı ve sürüklenme faktörü parametrelerine göre kanatçık yüksekliğini ve akış hızını değiştirerek incelemiştir. Çözümlerinde akışkan olarak hava ve türbülans modeli olarak da k-epsilon Realizable modelini kullanmıştır. Gerçekleştirdiği çözümlemelerde kanatçiksız durumda Nusselt sayısı ve sürüklenme faktörü en yüksek değerleri aldığını, kanatçık eklenmiş durumlarda ise kanatçık yüksekliğinin artmasıyla Nusselt sayısının ve sürüklenme faktörünün arttığını göstermiştir. Ayrıca Reynolds sayısının artışının

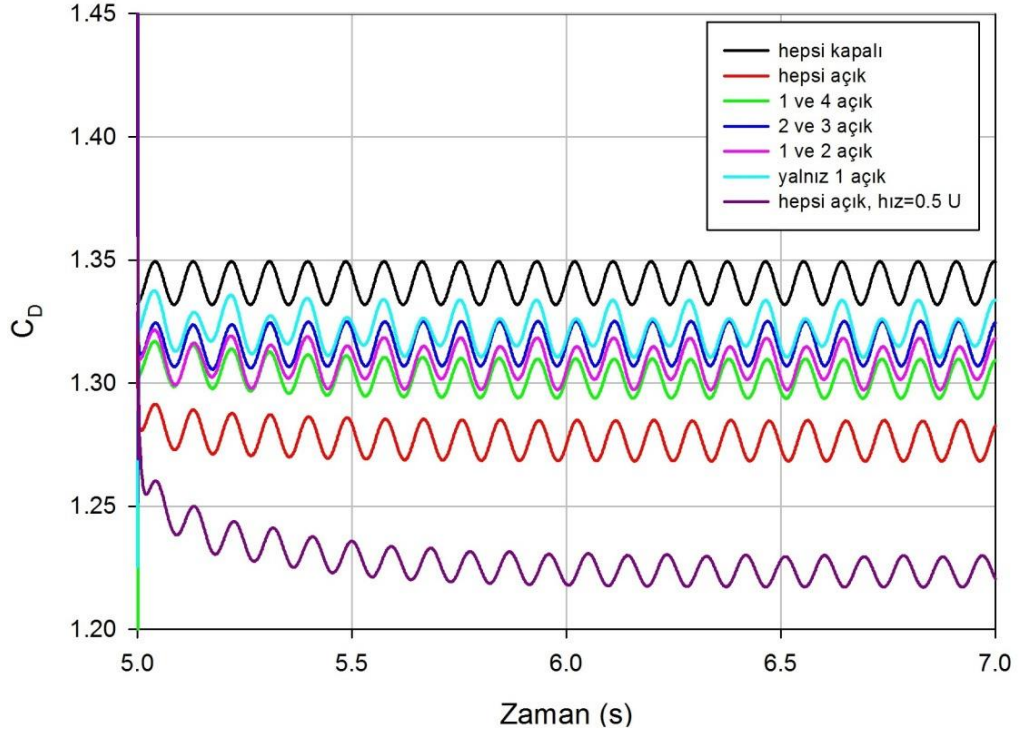
Nusselt sayısında artışa ve sürüklenme faktöründe ise azalmaya neden olduğunu göstermiştir (Duran, 2010).

Can ve diğerleri (2011), yaptıkları nümerik analizde, 50mm çapındaki silindirin etrafındaki akışı incelemiştir. Laminer ve türbülanslı akışın analiz edilebilmesi için $4 \cdot 10^3$, $7 \cdot 10^3$, $11 \cdot 10^3$, $14 \cdot 10^3$, $20 \cdot 10^3$, $30 \cdot 10^3$ ve $40 \cdot 10^3$ Reynolds sayısına sahip bir akış üzerinde çalışmıştır. Akışkan olarak amonyak gazı (NH_3) kullanılmıştır. Bunun yanında $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $50 \text{ }^\circ\text{C}$ giriş sıcaklık koşulları belirlenmiştir. Çalışmada zaman ve eleman sayısı açısından tasarruf düşünülerek silindirin simetrisi alınmıştır. NH_3 gazı Reynolds sayılarının artmasıyla yerel ve ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmüştür. Ayrıca silindir yüzey üzerinden akış durumunda yerel Nusselt sayılarının iki farklı minimum noktadan geçtiği gözlemlenmiştir. Şekil 2.3’de kullanılan ağ yapısı gösterilmiştir (Can, Çelik, & Dağtekin, 2011).



Şekil 2.7: Simetri yöntemi kullanılarak oluşturulan ağ yapısı

Apaçoğlu ve Aradağ (2011), $\text{Reynolds} = 2 \cdot 10^4$ için silindirin etrafındaki akışı iki boyutlu modelleme kullanarak nümerik halde incelemiştir. Bu çalışmalarında kararsız Reynolds Ortalama Navier-Stokes denklemlerini ve türbülans modeli olarak da Spalart-Allmaras modelini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Bu analizlerini sonuçlarını literatürdeki sürüklenme katsayısı, Strouhal sayısı, silindirin çevresine göre zaman ortalamalı basınç katsayısı dağılımı ve ortalama hız büyüklüğü için deneysel sonuçları kullanarak doğrulamışlardır. Ayrıca bir tane üç boyutlu modelleme için de analiz yapmışlardır. Üç ve iki boyutlu analizlerin sonuçların benzer olduğunu gözlemlemişlerdir (Apaçoğlu & Aradağ, 2011).



Şekil 2.8: Re=100' de Farklı konumdaki deliklere göre Sürüklenme Katsayısı

Keleş (2015), bir çekici-treyler araç modeli üzerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle çeşitli yan rüzgar hızları etkisi altında aerodinamik direnç katsayısındaki değişimini farklı çözüm modelleri kullanarak araştırmıştır. Realizable k-epsilon, Spalart-Allmaras ve SST k-omega DES ve RANS çözüm yöntemlerini birbirleriyle kıyaslayarak optimum çözüm modelinin DES realizable k-epsilon modeli olduğunu ortaya koymuşlardır (Keleş, 2015).

Spálenský ve Rozehnal (2017), bu çalışmalarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonu kullanarak silindir çapı ve silindir yüzeyindeki dairesel oyukların çapı arasındaki oranın optimizasyonu ile ilgilenmişlerdir. Aerodinamik sürüklemeyi en aza indirmeyi hedeflemişlerdir. Düşük maliyetli simülasyon yaklaşımı için ticari yazılım ANSYS CFX kullanarak ortak bir PC üzerinde çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Altı silindir geometrisi olgusu için sonuçları sunmuşlardır ve aralarındaki farkları incelemişlerdir. Silindir çapı ile oluk çapı arasındaki oranın optimum değeri en iyi sürüklenme katsayısını elde ettikleri 0,05 olduğunu tespit etmişlerdir (Spálenský & Rozehnal, 2017).

Zhang (2017), sekiz farklı RANS türbülans modelleri ve iki farklı LES türbülans modellerinin performansını karşılaştırmıştır. Modelleri sonlu dairesel

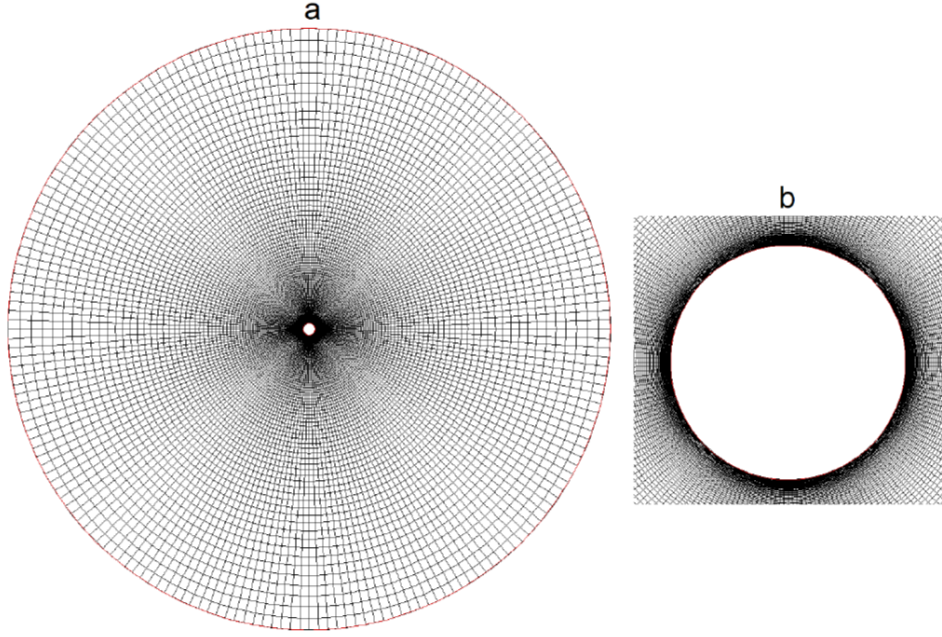
silindir etrafında en-boy oranı 1 ve Reynolds sayısı $2 \cdot 10^4$ olan kararsız akış rejimlerini ortalama sürüklenme katsayısı, ortalama yüzey basınç katsayısı, kayma gerilmesi ve zamana göre ortalama hız gibi durumları incelemiştir. Bu, kabul edilen sekiz RANS türbülans modelleri arasında, Menter ve diğerleri (2003), tarafından geliştirilen K-Omega-SST modeli en iyi genel performansa sahip olduğunu bulmuştur. İki LES modeli tarafından kullanılan çok ince mesh görünümünde yarı-kesin çözüm olarak kabul edilebileceği sonucuna varmıştır (Zhang, 2017).

Khan ve diğerleri (2017), LES türbülans modelini kullanarak 3900 Reynolds sayısında silindir etrafındaki akışı Fluent programını kullanarak incelemiştir. Açıklık uzunluğu, açıklık yönünde örgü çözünürlüğü ve yakın alan ızgarasının devridaim uzunluğunun, ayrılma açısının hesaplanmasına etkisi ve uyanma karakteristiklerini araştırmışlardır. Silindir etrafındaki hidrodinamik değerler ve basınç dağılımını analiz etmişlerdir. Silindirin arkasında araştırma yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlarda açıklık uzunluğu ile karşılaştırıldığında, ağın çapraz yönde çözünürlüğünün ve yakın alan ızgarasının kaliteli sonuçlar için daha önemli faktörler olduğunu belirtmişlerdir (Khan, Ibrahim, Badry, & Javed, 2017)

Aksoy (2019), yaptığı çalışmada Fluent programını kullanarak açık kanal akışlarında kullanılabilecek potansiyel türbülans modellerini belirlemeye çalışmıştır. Bu amaçla k-omega, SST k-omega, k-epsilon Realizable ve RNG k-epsilon türbülans modelleri üzerinde çalışmıştır. Ayrıca bu çalışmada iki farklı debide dört farklı parça kullanılarak deneysel çalışma da yürütmüştür. Deneysel verilerle sayısal sonuçları birbirleriyle kıyaslamıştır. Elde ettiği sonuçlarda en iyi sonucu SST k-omega türbülans modelinde elde etmiştir (Aksoy, 2019).

Karasu (2019), Reynolds sayısı olan 5000 Reynolds'ta silindir etrafındaki kararsız akışı farklı türbülans modelleri kullanarak 3 boyutlu bir modelde bu türbülans modellerinin performansını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada aynı şartlar ve aynı ağ yapısında LES, k-omega tabanlı DES, k-epsilon Realizable ve k- k_L -omega transition türbülans modellerini zaman ortalamalı akım çizgileri, sürüklenme katsayısı, Strouhal sayısı parametrelerine göre literatürdeki bir deneysel çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslamıştır. Elde ettiği

sonuçlara göre LES ve DES modelleri deneysel verilere göre sürüklenme katsayısını sırasıyla %3 ve %4 hata ile çözümlendiğini tespit etmiştir. K-epsilon Realizable ve k-k_L-omega transition türbülans modelleri ise sürüklenme katsayısını %18 ve %26 hata ile çözümlendiğini tespit etmiştir. Ayrıca Strouhal sayısı parametresine göre k-k_L-omega transition türbülans modeli hariç diğer üç türbülans modeli de deneysel verilerle birebir aynı sonucu elde etmiştir (Karasu, 2019).

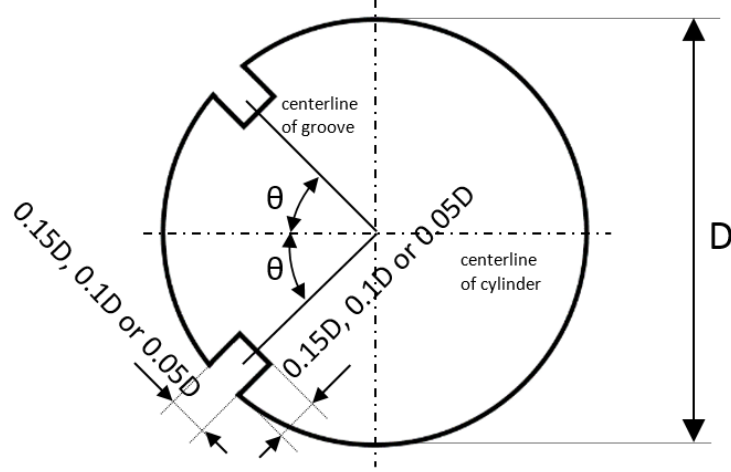


Şekil 2.9: Karasu' nun analizinde kullandığı ağ örüntüsü

Sayılır (2019), Navier-Stokes denklemlerini çözen ticari yazılım ANSYS Fluent ile yapılmıştır. Model olarak Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) tabanlı girdap modellerinden S-A ve SST k-omega kullanılarak çözümler elde edilmiştir. Sonuçlar yapılan deneyler ve DES kullanılarak yapılan çözümlerle karşılaştırılmıştır. Shaer Stress Transport (SST) k-omega metodundan alınan çözümlerinin sonuçları özellikle türbülans noktasının bulunması ve türbülanslı akışın simülasyonunda oldukça başarılı sonuçlar vermiştir (Sayılır, 2018).

Kırmızı (2019), yaptığı HAD analizinde silindirik bir şekil üzerine açılan bir oluğun üzerinde çalışma yapmıştır. Oluklar kare şeklinde olup, iki tanedir. Açısal pozisyonları, ön durgunluk noktasına göre dört farklı açıda ve 10^4 Reynolds sayısına göre çözümler gerçekleştirilmişlerdir (şekil 2-9). Ayrıca düz silindir ile çözümler yapılmış, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Analizler neticesinde

iki oluklu silindirin sürüklenme katsayısında azalma olduğunu tesbit etmişlerdir. Sürtünme katsayısı için maksimum azalma oranı %11 ile $0.15D - 75^\circ$ de gözlenen çalışmasıdır (Kırmızı, 2019).



Şekil 2.10: Kırmızı (2018), HAD analizinde kullandığı silindirin geometrik görünümü Ladjedel ve diğerleri (2011), yapmış olduğu çalışmada pürüzlü silindir yüzeyi deneysel ve sayısal olarak CD katsayısı incelenmiştir. Deneysel metod olarak ses altı rüzgar tüneli, sayısal çalışmada ise Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerini çözen ANSYS FLUENT kodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Fluent modeli olarak $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ SST modelleri kullanılmıştır. Hem deneysel çalışmada hem de sayısal çalışmada uzunlamasına oluklar kullanılan pürüzlü silindirin sürüklenme katsayısında azalma olduğunu tespit etmişlerdir (Ladjedel, Yahiaoui, Adjlout, & Imine, 2011).

3. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Akışkanlar mekaniğinde kullanılan temel denklemler genellikle kısmi türevlerden oluşan, çözülmesi zor denklemlerdir. Belirlenen şartlarda ki akışkanın tutumunu önceden bilinmesi için bazı eşitlikler üzerinde birtakım kolaylaştırıcı ön kabuller yaparak teorik çözüm elde edilebilir. Ancak bu hesaplamalar gerçeklikle bire bir örtüşmeyebilir.

3.1 Sayısal Çözüm Yöntemi-Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Cisim üzerinde akışın kaynaklanan aerodinamik kuvvetlere bağlı olarak oluşan fiziksel olayları anlayabilmek adına, araştırmacılar bazı veri edinme ve analiz etme metotları kullanmışlardır. Analiz edip verilerin oluşmasına kullanılan metotlar rüzgâr tüneli ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modelidir. HAD, akışkanlar mekaniğinde yer alan temel korunum denklemlerini çözümüne analizleri sonuçlandırmaktadır. Bu korunum denklemleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir;

- Kütle korunumu
- Momentum Korunumu (Navier-Stokes eşitlikleri)
- Enerjinin korunumu

Her türlü akış analizi içeren Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çözümlerinde momentum ve kütle korunum denklemleri çözümlenmektedir. Denklem 3-1 ve 3-2 de genel momentum ve kütle korunum denklemleri gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j) = 0 \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'de ifade edilen süreklilik denkleminde

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_{ij}} \quad (3.2)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.3)$$

Denklem 3.3'te verilen lineer momentum denkleminde;

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j H) = -\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{k_g}{c_p} \frac{\partial H}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i \tau_{ij}) + S_H \quad (3.4)$$

Enerji denklemi Denklem 3.4 ile gösterilmiştir.

H :Toplam entalpi,

k : Isıl iletkenlik katsayısını ifade eder.

C_p :Özgül ısı terimi ile gösterilmektedir.

S_H :Kimyasal reaksiyonlar sonucu ortaya çıkan enerji terimi ile ifade edilir.

Son olarak basınç bazlı çözülen akış denklemlerinde yoğunluk, ideal gaz denklemi kullanılarak, Denklem 3.5 ile hesaplanmaktadır.

$$P = \rho RT \quad (3.5)$$

Denklemden yer alan;

P : Basıncı,

R : İdeal gaz sabitini ve

T : Sıcaklığı temsil etmektedir.

Bilgisayar donanımındaki gelişmeler, daha basit akış koşulları ve farklı geometrik yapıları tasarlamak için daha kullanışlı sayısal çözümler tekniklerinin geliştirilmesi için araştırmacılara imkân sağlamaktadır. Bilgisayarların geliştirilmesiyle kullanılan hesaplama teknikleri isimleri maddeler halinde gösterilmiştir;

- Sonlu farklar
- Sonlu hacimler
- Sonlu elemanlar metotları

Bilgisayar çözümlerinde genelde kısmi integrallerden oluşan korunum denklemleri, yukarıda belirtilen cebirsel ve analitik metotların içine dâhil ederek, doğru çözüme yaklaşmak için kullanılır. Bu çalışmada upwind, second order sonlu farklar metodu ve implicit algoritma ticari bir program olan Fluent paket programda uygulanmıştır.

Ancak HAD bazı sınırlandırmalara sahiptir. Bunlardan biri türbülans ile laminar arasındaki sınırları ayırt etme eksikliğidir. HAD ile basit şekilli bir kutunun

köşeleri etrafında akış geçişini açıkça ayırt etmek daha kolay olabilirken, rüzgâr türbin kanadı ya da yarış aracı üzerindeki akışın geçişi çok karmaşık olabilir. Diğer bir eksiklik, HAD metodunda kullanılan ve çok karmaşık bir yapıya sahip olan Navier-Stokes denklemlerini sayısal olarak çözebilmek için çok yüksek performans sahip bilgisayarlar gerektirmekte ve rüzgâr tüneli ile karşılaştırıldığında hala çok zaman alıcı bir süreç olabilir.

Sayısal hesaplamalarda, kanat modelinde farklı Reynolds sayılarında akışkanın farklı etkilerini ve kanadın arka bölgesinde oluşan girdap ve uzunluk gibi çeşitli parametreleri modellemek için Reynolds ortalaması Navier-Stokes (RANS) denklemlerine bağlı olarak türbülans modelleri kullanılır. Modele uygulanacak olan analizin çeşitliliğine göre bir çok farklı türbülans modeli bulunmaktadır. Spallart-Allmaras model, standard k- ϵ model, k- ω SST model, k- ϵ RNG model, realizable k- ϵ model ve standard k- ω model bu türbülans modellerine örnek olarak verilebilir. Türbülans modellerini doğrulamak için, her bir hesaplama modelinden elde edilen sonuçların doğruluğu ve uygunluğu, yapılan başka bir çalışmadan elde edilen deney ve sayısal çözümlerle sonuçları ile karşılaştırılarak elde edilmiştir.

3.2 Türbülans Modelleri

Doğru türbülans modelinin seçilmesi, türbülans-kimya etkileşimi ve şok-sınır tabaka ilişkileri açısından önem arz etmektedir. Türbülansın çözülebilmesi için farklı yaklaşımlar mevcuttur. Bu yaklaşımlar bu bölümde ifade edilmiştir.

Türbülanslı akış üç boyutlu ve bir döngü hareketiyle akış boyunca hareket eden burgaçlar (eddy) bütününden oluşur. Bu burgaçların sahip olduğu momentum ve kinetik enerji ile birlikte uzunluk ölçekleri ve farklı karakteristiklerle ifade edilir. Büyük burgaçlar geometri, sınır koşulları ve başlangıç koşulları ile ilişkilidir. Küçük burgaçlar ise izotropiktir ve sınır koşulu ve başlangıç koşullarından etkilenmez (Lumley, 1972).

Kinetik enerjisi yüksek küçük burgaçlar viskoz etkiler ile en küçük burgaç meydana gelinceye kadar bölünürken, en küçük burgaç ise yayınır. Bu yaklaşım enerji kademesi yaklaşımı olarak adlandırılır (Richardson, 1922). Kolmogorov tarafından tanımlanan yayınımdan öncesi oluşabilecek en küçük burgacın

uzunluk ölçeği Denklem 3.6 ile tanımlanmıştır. Kolmogorov uzunluk ölçeği, η_k , (Kolmogorov Length Scale) olarak ifade edilir (Kolmogorov, 1991).

$$\eta_k = \left(\frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (3.6)$$

Burada

v :Kinematik viskoziteyi,

ε :Türbülans kinetik enerjisinin yitim oranını ifade eder.

Kolmogorov yayınmadan önce küçük burgaçların sahip olduğu hız ve zaman ölçeklerini de sırasıyla (v) ve (τ_k) ile aşağıdaki denklemler tanımlamaktadır.

$$\tau_k = \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (3.7)$$

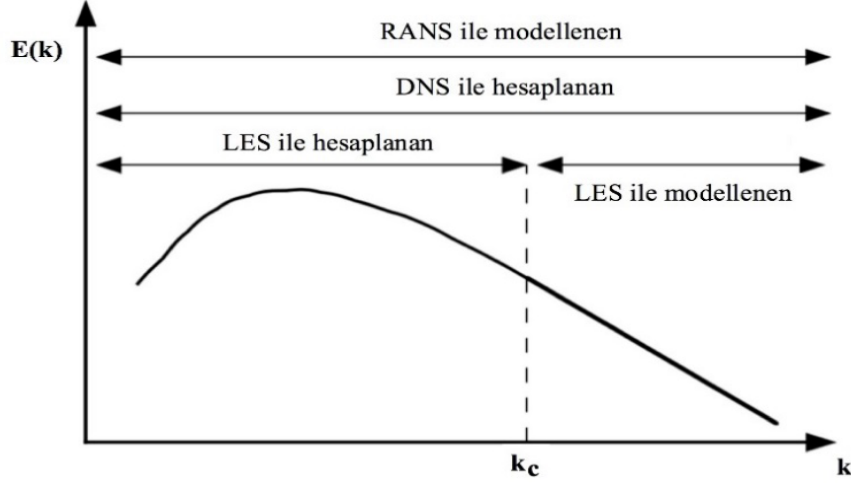
$$v = (v\varepsilon)^{1/4} \quad (3.8)$$

Bu burgaçları ve girdapları analiz edebilmek için üç farklı yaklaşım mevcuttur. Bu yaklaşımlar Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation, DNS), Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation, LES) ve Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) olarak isimlendirilir.

Doğrudan Sayısal Benzeşim yaklaşımında herhangi bir ekstra modellenmeye gerek kalmadan denklemler çözülür. Tüm burgaçları çözümlenmeyi hedefleyen DNS için en küçük burgacın ebatlarına göre ince sayısal hücrelerin oluşturulması ve zaman adımı olarak mümkün olduğunca küçük zaman adımlarına gereksinim duyulmaktadır. Bu yaklaşımda çözüm ağının yoğunluğu Re sayısı ile tanımlanabilmekte ve Re sayısı kadar çözüm ağı olması gerektiği ifade edilmiştir (Robert D. Moser, 1984). Günümüz koşullarında süpersonik yanma için Re sayısı oldukça yüksek olduğundan bilgisayar gücünü de göz önüne alındığımızda Doğrudan Sayısal Benzeşim yaklaşımı ile bu akışı çözümlenmek mümkün değildir.

Bir diğer yaklaşım olan Büyük Burgaç Benzetimi (LES) için ise büyük burgaçlar çözümlenirken, küçük yapıda burgaçlar modellenmesi gerekir. LES, Reynolds-Averaged Navier Stoke yaklaşımı ile Doğrudan Sayısal Benzeşim arasında yer almaktadır. Bunun nedeni ise burgaçları bir dalga boyu kullanarak sınıflandırmasıdır. Küçük dalga boyuna sahip büyük burgaçlar çözümlenirken, kalan burgaçlar bir ağ-altı ölçek kullanılarak modellenir (Fureby, 2008). Tez

kapsamında Wall-adapting Local Eddy Viscosity (WALE) ağ-altı ölçek modeli kullanılmıştır. Çözüm ağı ne kadar yoğun olursa LES yaklaşımı kapsamında o kadar büyük burgaç çözümü elde edilmektedir. Dalga boyu k_c ile ifade edilmekte olup enerji spektrumuna bağlı logaritmik grafik Tablo 4 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Dalga boyuna bağlı türbülans enerji logaritmik grafiği

3.2.1 Large Eddy Simulation (LES) Yaklaşımı

Large Eddy Simulation modelinde büyük ölçekteki burgaçlar (eddy) RANS denklemlerine bir filtreleme uygulanması ile doğrudan çözümlenir. Küçük ölçekteki burgaçlar ise subgrid scale modeller kullanılarak modellenir. Bu çalışma kapsamında küçük burgaçlar modellenirken çözümlenmesi gereken ağ altı (subgrid scale, SGS) stress teriminin modellenmesi için Wall Adapting Local Eddy Viscosity (WALE) ağ altı stress modeli kullanılmıştır. Bu modelde türbülanslı burgaç viskozitesi Denklem 3.9 ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \bar{\rho} \Delta^2 S_w \quad (3.9)$$

S_w : Deformasyon parametresi olarak tanımlanmaktadır

Denklemden

Δ : Uzunluk ölçeği olarak tanımlanır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta = \min(\kappa d, C_w V^{1/3}) \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'de gösterilen,

d :Duvara en yakın ağ mesafesini,

V :Çözüm ağının hacmini,

C_w :Deneysel sabiti ve

κ : Von Karman sabitini temsil etmektedir.

S_w :deformasyon parametresi aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$S_w = \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/4} + (S_{ij} S_{ij})^{5/2}} \quad (3.11)$$

Denklemden belirtilen S_{ij} gerilim tensörü aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.12)$$

S_{ij}^d deformasyon tensörünü temsil etmektedir ve Denklem 3.13 ile ifade edilmektedir.

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 \tilde{u}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 \tilde{u}_j}{\partial x_i^2} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2 u_k}{\partial x_k^2} \right) \quad (3.13)$$

WALE modelinde ağ altı uzunluk ve zaman ölçeklerinin de hesaplanması gerekmektedir. Türbülanslı zaman ve uzunluk ölçeği Denklem 3.14 ve Denklem 3.15 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$t = \frac{C_t}{S} \quad (3.14)$$

$$l = \frac{C_t^{3/2} \mu_t^{1/2}}{S^{1/2} \rho^{1/2}} \quad (3.15)$$

Bu denklemlerde kullanılan C_t deneysel sabiti ifade edilmektedir.

RANS Yaklaşımı

RANS temelli modellerden Spalart-Allmaras, $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ modellerinde Reynolds gerilmeleri Boussinesq yaklaşımıyla elde edilirken, RSM modelinde gerilme denklemleri doğrudan çözülür. RSM modeli Navier-Stokes denklemlerine nazaran içinde yedi ek denklem barındırmaktadır. Bundan dolayı daha fazla bilgisayar kaynağı gerektirir.

Tüm burgaçların modellenerek çözümün elde edildiği RANS yaklaşımında skaler herhangi bir büyüklüğün ortalama değeri ve değişim miktarının ifadesi Denklem 3.16 ile elde edilir

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.16)$$

Yanma, ısı, akış gibi birçok farklı uygulama alanında sayısal analizler yapılmaktadır. Bu mühendislik uygulamaları çözümlmek için yapılan analizlerde kullanılan Fluent programında çeşitli türbülans modelleri bulunmaktadır. Bütün uygulamalarda tek bir türbülans modelini doğru olduğu söylemek imkansızdır. Her türbülans modelinin olumlu ve olumsuz yanları bulunmaktadır. Her hangi bir çalışma için doğru türbülans modeli iki şekilde elde edilebilir;

- İlk olarak bütün türbülans modellerini kullanacağınız model üzerinde uygulayarak elde ettiğiniz sonuçları deneysel sonuçlarla yada literatürle elde edilmiş sonuçlarla kıyaslayıp, en uygun ve doğru sonucu elde ettiğiniz türbülans modelinin kullanılabilir.
- Analizin uygulanacağı çalışma alanıyla bağlantılı olan bazı literatür çalışmalarında türbülans modellerini karşılaştırıp en uygun türbülans modelinin belirlenmiştir. Bu çalışmalar referans alınarak en uygun türbülans modeli belirlenmiş olur.

Literatürde yaygın olarak kullanılan 4 türbülans modelinin kullanım alanları ve matematiksel denklemleri gösterilmiştir.

3.2.1.1 Spalart - Allmaras model (SA)

Spalart - Allmaras türbülans modeli, türbülans kinetik viskozitesi ($\tilde{\nu}$) için deneysel taşınım denklemlerinin çözümleyen bir bilinmeyenli denklemden oluşmaktadır. Bu denklem, değiştirilmiş ($\tilde{\nu}$)'nin üretimini, yok oluşunu taşımının ve yayılımını modellemektedir. Oluşturulan denklemin bir diğer avantajı serbest akış ve duvar yapısı için sınır koşullarının basitleştirerek oluşturulmasına imkân sağlamaktadır. ($\tilde{\nu}$) için transport denklemler 3.17'deki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\tilde{\nu}U_i) = G_v + \frac{1}{\sigma\tilde{\nu}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2\rho} \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{\nu}} \quad (3.17)$$

Denklemden G_v ve Y_v sırasıyla yok oluş ve üretim değerlerini ifade etmektedir. Analitik olarak ifadeleri ise Denklem 3.18 ve 3.19'da gösterilmiştir.

$$G_v = C_{b1\rho} \left(S + \frac{\tilde{\nu}}{k^2 y^2} f_{v2} \right) \tilde{\nu} \quad (3.18)$$

$$Y_v = C_{w1\rho} f_w \left(\frac{\tilde{v}}{y}\right)^2 \quad (3.19)$$

denkleminde bulunan

S : Ortalama gerilim oranı,

y : Duvar bölgesine olan uzaklık,

f_w ve f_v sönümlenme fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.

Denklemlerdeki C_{b1} , C_{b2} ve \tilde{v} ifadeleri sabitler olup değerleri sırasıyla 0,1355, 0,322 ve 23 'dür.

Duvar yüzeyinde ve yakınındaki bölgelerde mesh yapısı yeterince kaliteli oluşturulursa, SA modeli ile duvara yakın bölgelerde viskoz etkilerini ve buna bağlı olarak aerodinamik kuvvetleri çözümlenebilmektedir.

3.2.1.2 Standart k-epsilon model (k-ε)

k-ε modeli türbülans kinetik enerjisini etkileyen mekanizmalar üzerine odaklanır ve viskoz gerilmeler ile Reynolds gerilmeleri arasında bir benzeşim olduğu ön kabulünü yapar.

Türbülanslı bir akışta anlık toplam kinetik enerji, ortalama kinetik enerji ve türbülans kinetik enerjisinin toplamına eşittir (Anderson, 1995).

$$K(t) = \bar{k} + k \quad (3.20)$$

$$\bar{k} = \frac{1}{2} (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (3.21)$$

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (3.22)$$

Bousinesq hipotezi Reynolds gerilmeleri ile ortalama deformasyon oranı arasında bir ilişki kurmuştur:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.23)$$

τ_{ij} : Reynolds gerilmeleri,

μ_t : Türbülans dinamik viskozitesi,

k : Türbülans kinetik enerjisi,

δ_{ij} : Kronecker deltasıdır.

i ve j indislerinin aldığı 1, 2, ve 3 değerleri kartezyen koordinat sisteminde sırasıyla x, y ve z' yi belirtir. () simgesi terimlerin zaman ortalamasının alındığını gösterir.

3.2.1.3 Realizable k-ε türbülans modeli

Standart k-ε modelinin yetersiz olduğu düşünülen akış türleri için Shih ve diğ. (Tsan-Hsing Shih, 1995) Realizable k-ε modelini geliştirmiştir. RNG k-ε model, standart k-ε modelin geliştirilmesi sonucu oluşturulmuştur. Bu değişiklikler “renormalizasyon grubu” teorisi denilen matematiksel bir teknik kullanılarak elde edilmiştir. Denklem 3.23 ve 3.24’de türbülans kinetik enerjinin dağılım oranı ve taşınım denklemleri gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_k \mu_{ver} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_\varepsilon \mu_{ver} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho \frac{\varepsilon}{k} + S_\varepsilon \quad (3.25)$$

Denklem 3.24’deki türbülans kinetik enerji değerinin matematiksel ifadesi aşağıdaki denklem 3.26’de gösterilmiştir.

$$G_K = -\rho \overline{u'_i u'_i} \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \quad (3.26)$$

Denklem 3.26’deki ana değişiklik Denklem 3.24’in sağ tarafındaki 3. terime yeni bir katsayı eklenmiştir. Bu katsayı düşük türbülans viskozite değerlerinde, k değerinin azalmasına bağlı olarak oluşan epsilon değerinin yitiminin azalmasına ve büyük gerilim bölgelerinde negatif değerler oluşmasına sebep olmaktadır.

Denklem 3.26’deki diğer değişiklik ise efektif Prandtl sayılarının (a_k, a_ω) ve türbülans viskozite değerlerinin hesaplanması için diferansiyel denklemler eklenmesidir. Bu modeldeki $\eta_0, \beta, C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ sabitlerinin değerleri ise sırasıyla 4,38, 0,012, 0,0845, 1,42, 1,68’dir.

RNG k-ε modeli sadece duvardan uzak bölgeler için uygun olup, duvara yakın bölgelerdeki viskoz etkilerinin çözümlenmesinde yetersiz kalmaktadır. Bu olumsuz durumun çözülebilmesi RNG k-ε modeli için Enhanced Wall Treatment (EWT) opsiyonu tasarlanmıştır. Türbülanslı Reynold sayılarında, EWT Wolfstein’in tek denklemlerini kullanarak elde edilen girdap viskozitesi duvar yakın bölgeler için özelleştirilip uygulanmıştır (Wolfstein,

1969). Duvar yakın bölgeleri dışındaki alanlarda ise RNG k-ε modeli kullanılmaktadır. Bu yüzden, bu model için akış hacmi için de iki farklı bölge oluşturulmuştur.

3.2.1.4 Standart k-ω türbülans modeli

Kolmogorov tarafından geliştirilen, daha sonra Wilcox tarafından sadeleştirilen bu modelde türbülans viskozitesi Denklem 3.27 ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho}k}{\tilde{\omega}} \quad (3.27)$$

$$\tilde{\omega} = \max \left[\omega, 0.875 \left(\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*} \right)^{0.5} \right] \quad (3.28)$$

$$\overline{S_{ij}} = S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.29)$$

Denklem (3.28) ile ifade edilen

ω : Özgül türbülans yitimi

S_{ij} : Ortalama gerinim hızını,

β^* : Türbülans model katsayısını temsil eder.

Türbülans kinetik enerjisi, k ve özgül türbülans yitimi, ω sırasıyla Denklem (3.30) ve Denklem(3.31) ile hesaplanır.

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{p}\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \bar{\rho}\beta^* \omega k \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tilde{p}\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \sigma_d \frac{\bar{\rho}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \bar{\rho}\beta \omega^2 \quad (3.31)$$

Özgül Reynolds gerilim tensörü, τ_{ij} aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\tau_{ij} = 2 \frac{\mu_t}{\bar{\rho}} \overline{S_{ij}} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \quad (3.32)$$

3.2.1.5 Shear-stress transport (SST) k-ω model

Orijinal k-ω modeli, duvara yakın bölgelerdeki viskoz etkilerden kaynaklanan sınır tabakalar k-ε modelinden daha doğru çözümlenmektedir. Orijinal k-ω Model'i girdap viskozitesinden kaynaklı ters basınç eğilimi akışları için başarılı çözümlenmeler yapmaktadır. Menter Standart k-ω modelinin ve yüksek Reynolds sayılı k-ε türbülans modelini birleştirerek Shear Stress Transport (SST) k-ω türbülans modelini geliştirmiştir. K-ω modelindeki ω ifadesi serbest akışlar için

hassasiyeti çok yüksek olduğu için büyük değişkenlikler göstermektedir. SST modeli duvara yakın bölgelerde standart k-ε modelinin ve uzak bölgelerde k-ω modelini çözerek, her iki modelin olumsuz yönlerini ortadan kaldırmıştır. Ters akış eğilimli bölgelerindeki performansı geliştirebilmek için, SST efektif Prandtl sayıları ak , $a\omega$ ve türbülans viskozitesi değerlerinin hesaplanmasında türbülans kayma gerilmesinin taşınım etkisi kullanılarak elde edilmiştir. Taşınım denklemi (K) ve yayılma oranı(w) Denklem 3.33 ve Denklem 3.34’de tanımlanmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(pkU_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial}{\partial x_j}\right) + G_K - Y_k + S_k \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(p\omega U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.34)$$

Denklem 3.33 ve Denklem 3.34’de ω ve k terimlerinin elde edilmesi aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$\tilde{G}_K = \min(G_K, \rho\beta^*k\omega) \quad (3.35)$$

G_K , Denklem 3.36’de ve yayılma oranı denklemleri ise Denklem 3.37 ve Denklem 3.38’de gösterilmiştir.

$$G_\omega = \frac{\alpha_\omega}{v_t}\tilde{G}_K \quad (3.36)$$

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega \quad (3.37)$$

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (3.38)$$

Bu iki eşitliğin birleştirilmesi sonucunda yayılım terimi D_ω Denklem 3.39’daki gibi oluşturulmuştur.

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.39)$$

β^* , β , $\alpha\omega$ ve F_1 sönümleme fonksiyonlarıdır ve bir sabit olan $\sigma_{\omega,2}$ katsayısının değeri 1,1168’dir (Villalpando, Reggio, & Ilinca, 2011)

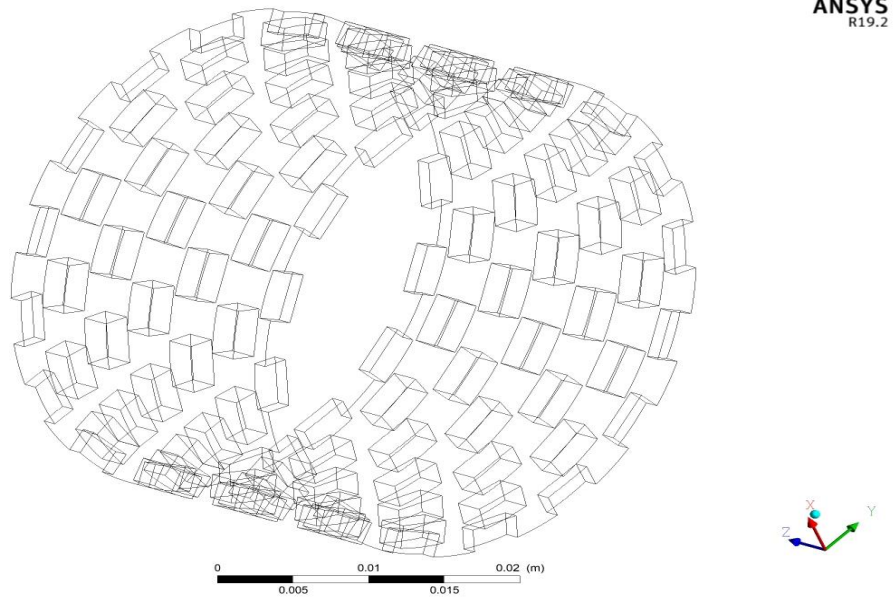
Zhang D.’ 2017 yılında yaptığı HAD analizinde sekiz farklı RANS modeli ve farklı LES modeli sürüklenme katsayısının da içinde bulunduğu birkaç farklı alanda karşılaştırmıştır. Yaptığı çalışmada geometrik şekil olarak silindiri kullanmıştır. Neticede deneysel yöntemlere en yakın sonucu k-ω SST modelinde elde etmiştir. Bu gibi literatür araştırmaları sonucunda yukarıdaki türbülans modelleri arasında dış akış uygulamalarında, kanat modellerinin aerodinamik

performans analizini Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ modelinin çözümleneceği sonucuna varılmıştır. Bu bulgulardan yola çıkarak bu tez çalışması için sayısal analizde kullanılan türbülans modeli Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ modelidir.

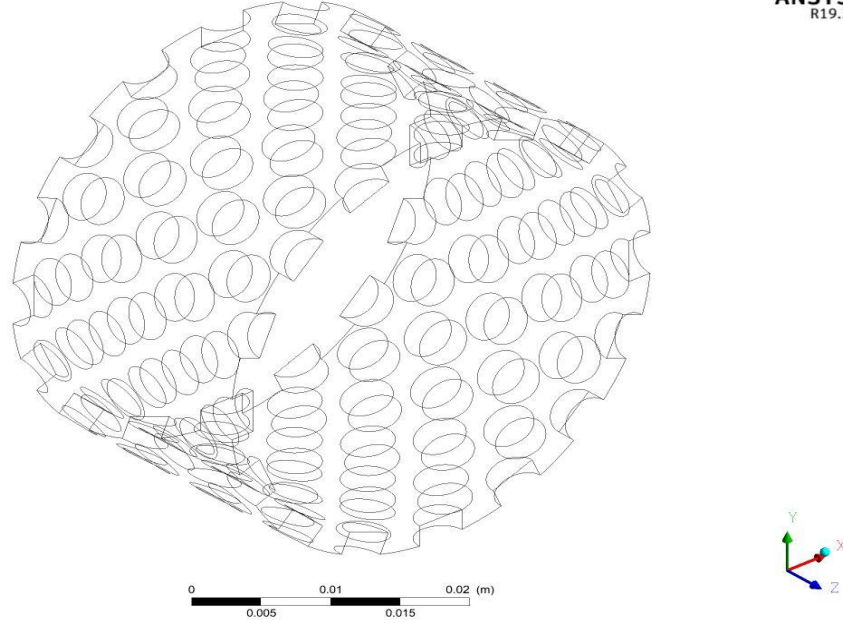
Türbülans modelinin belirlenmesinin ardından ortam şartlarının belirlenmesi gerekmektedir.

4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada üç farklı geometri kullanılmıştır. İlki pürüzsüz yüzeye sahip silindir, ikincisi, şekil 4-1’de görüldüğü gibi yüzeyine kare şeklinde oluklar yerleştirilmiş pürüzlü silindir, üçüncüsünde ise şekil 4-2’de olduğu gibi oluklar dairesel olarak yerleştirilmiş pürüzlü silindirdir. $5*10^3 - 10*10^3 - 15*10^3$ ve $20*10^3$ Reynolds sayılarında akış karakteristiği ve sürüklenme kuvveti açısından uygun konfigürasyon elde edilmeye çalışılmıştır. Silindirlerin modellenmesinde ve analizlerde ANSYS Fluent 16.2 ve 19.2 yazılımlarının yanı sıra, çözümler İstanbul Teknik Üniversitesinin Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi (UHEM) aracılığı ile yapılmıştır.



Şekil 4.1:Dikdörtgen pürüzlü silindir



Şekil 4.2: Dairesel pürüzlü silindir

Ayrıca Reynolds sayısının hesaplanmasında denklem (4.1) bağıntısı kullanılmıştır.

$$Re = \frac{\rho * u * D}{\nu}$$

ν : Akışkanın kinematik viskozitesidir (4.1)

Akış karakteristikleri ve termal performansın analizinde, programlar bazı denklemleri çözer. Bu denklemler özellikle analiz mantığını anlamak için önemlidir. Bu çalışmada kullanılan denklemler şunlardır:

$$\text{Süreklilik denklemi: } \nabla(\rho\bar{u}) + \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (4.2)$$

Bu denklemde,

∇ : Gradyan operatörünü göstermektedir.

Momentum denklemleri:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} &= f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} &= f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} &= f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Burada f_x , f_y , f_z mikro hücrelerdeki hacim kuvvetlerini, P mikro hücrelerdeki basıncı ve ise akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir.

$$\text{Enerji denklemi: } \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u} T) = \nabla\left(\frac{k}{C_p} \text{grad} T\right) \quad (4.4)$$

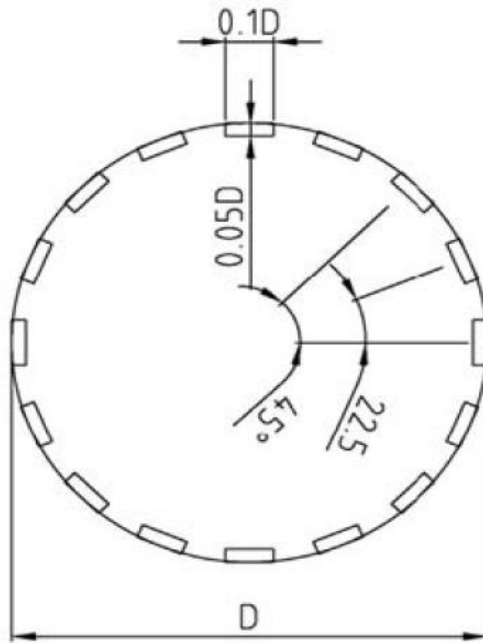
T : Sıcaklığı,

k : Akışkanın ısı iletim katsayısını

C_p : Akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısını göstermektedir.

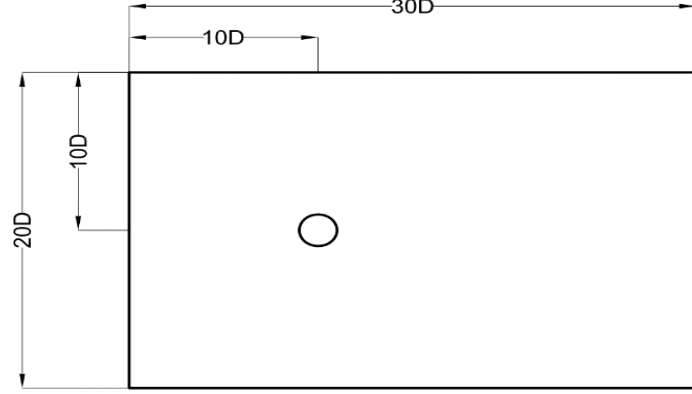
4.1 Geometrinin Oluşturulması

Bu çalışmada silindirik modellerin çevresindeki üç boyutlu akış, sürüklenme faktörü ve akış karakteristikleri açısından incelenmiştir. Silindirlerle ilgili temel ölçüler şekil 4-3 de verilmiştir. Bunun yanında silindirin çapı 40mm olup, uzunluğu $\pi \cdot D$ şeklinde tasarlanmıştır. Uzunlamasına yöndeki iki çukurun merkezleri arasındaki mesafe 8 mm'dir (0,2D). Çözüm ağının, $z=0$ düzlemine göre simetri yöntemi kullanılarak uzunluğu üç periyod pürüzlü olacak şekilde işleme konulmuştur. Bu sayede istenilen düzeyde çözüm ağı oluşturulmuş, çözüm için ihtiyaç duyulan bilgisayar gücü ve zaman açısından ciddi tasarruf edilmiştir.



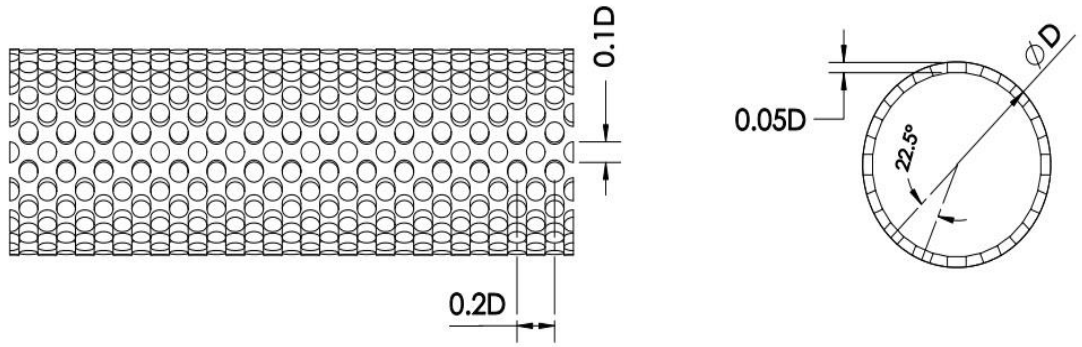
Şekil 4.3: Pürüzlü (Kare forma sahip) silindirlerin tasarım çizimi

Silindirin çapı D olmak üzere; silindirin ön kısmında $10D$, arka kısmında $20D$, üst ve alt kısmında ise $10D$ boşluk kalacak şekilde çözüm alanı tasarlanmıştır şekil (4-4). Bunun sebebi ise silindirin arka kısmında oluşacak türbülansla ilgili doğru veri alınması için bu mesafeye ihtiyaç vardır. Aksi takdirde, çözümün neticesi gerçeği yansıtmayan bir akış olacaktır.



Şekil 4.4: Modelin çözüm ağına yerleştirilmiş hali

Şekil 4-5' te Dairesel forma sahip silindirin üzerine uzunlamasına yerleştirilmiş geometrik farklılıkları görebilirsiniz. Aynı zamanda kare forma sahip silindir ile aynı aralıklarda ve ölçülerde olmasına özen gösterilmiştir.

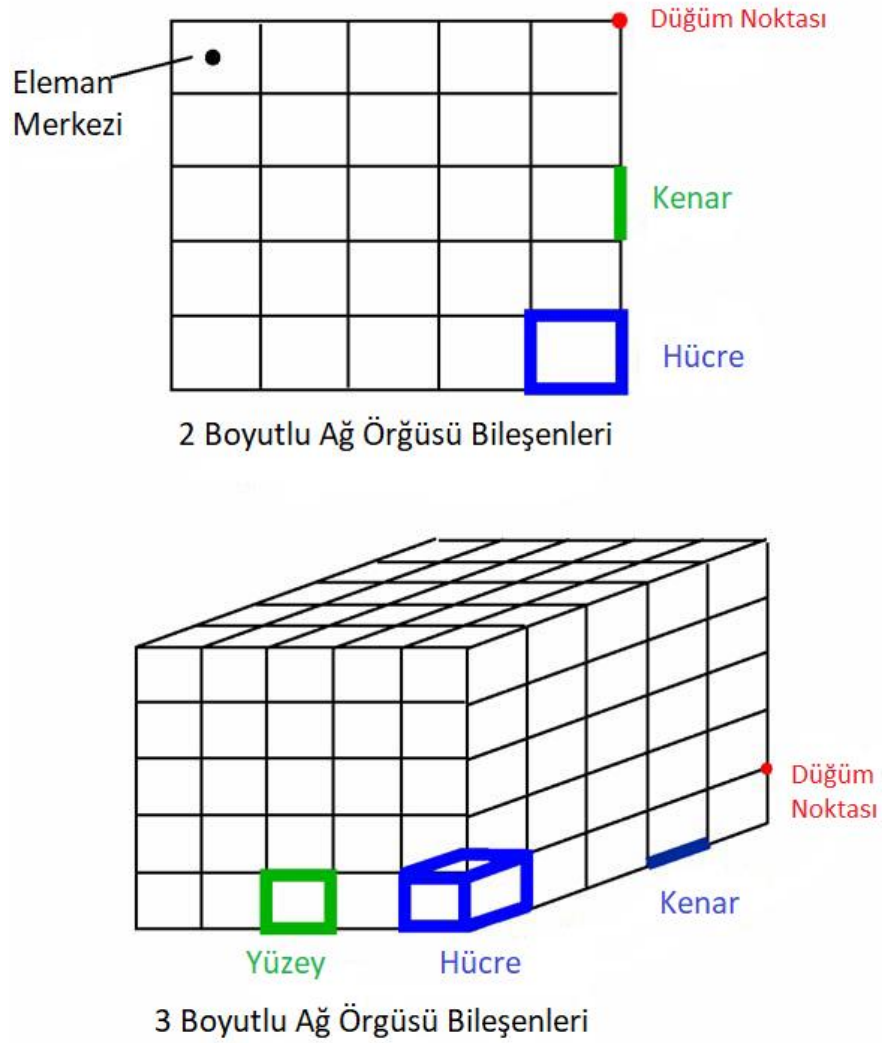


Şekil 4.5: Dairesel oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin geometrisi ve buna ilişkin parametreler

4.2 Ağ Yapısının Oluşturulması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde analizlerin çözüm yöntemlerinin bir ağ örgüsüne sahip olması gerekmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

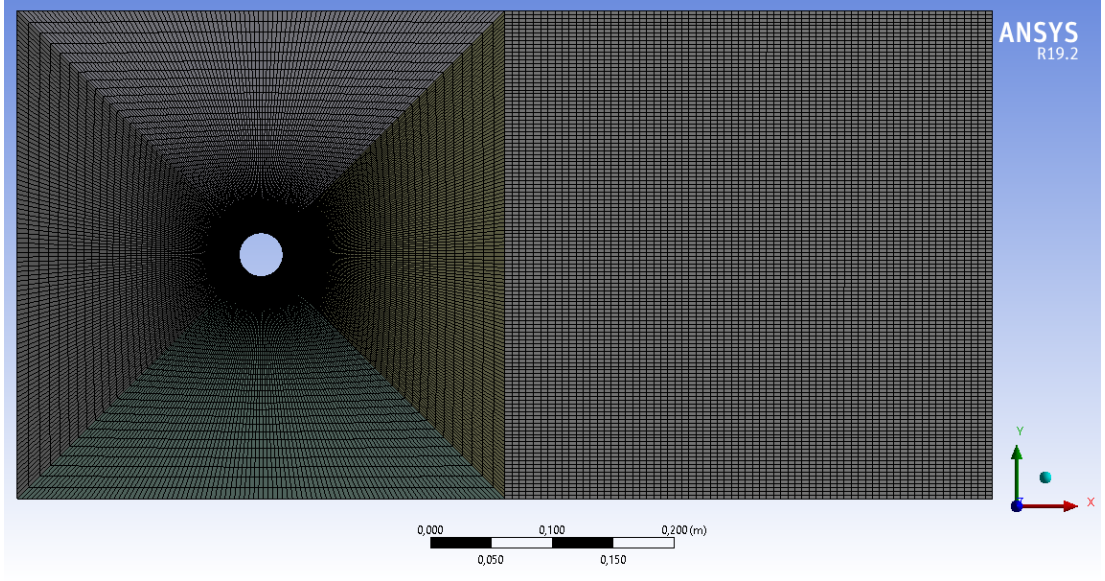
uygulamalarının temel çözümleri sonlu hacimler yöntemine dayalı olduğundan, çözüm yöntemi geometriyi yapısal ya da yapısal olmayan bir şekilde ağlara parçalayarak sonucun bulunmasına imkân yaratır. Ağlar dörtgen, üçgen, dikdörtgen prizma ve altıgen çeşkinde elemanlara sahiptir. Her bir elemanın köşe noktalarına düğüm noktası denilmektedir. Sonlu hacimler yönteminde, her bir elemanın düğüm noktasından veriler alınarak, tüm geometrinin analizi yapılmış olur (Versteeg ve Malalasekera, 2007).



Şekil 4.6: 2 ve 3 Boyutlu Ağ Örgüsü Bileşenleri

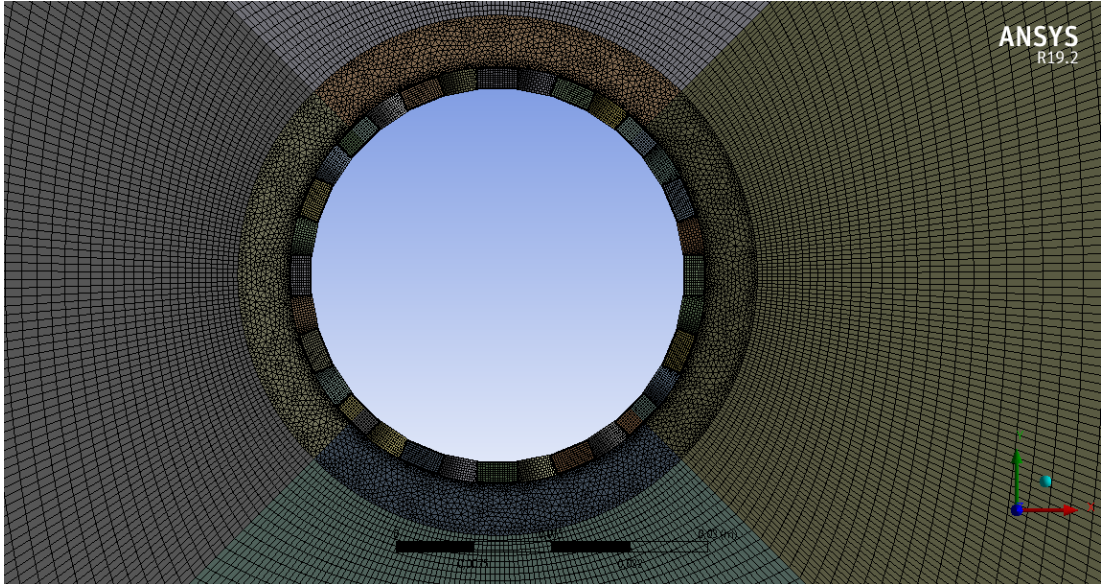
Analiz kapsamında yukarıda geometrik yapısı tanımlanan modele uygulanan ağ yapısı ANSYS-Mesh programında yapılmıştır. Çözüm alanı içerisinde yapısal olmayan ağ kullanılmıştır. Silindirlerin yüzey kısımları ve 10mm çevresi hariç

dikdörtgen mesh oluşturulmuştur. Şekil 4-6' da çalışmanın genel ağ örüntüsü gösterilmiştir.



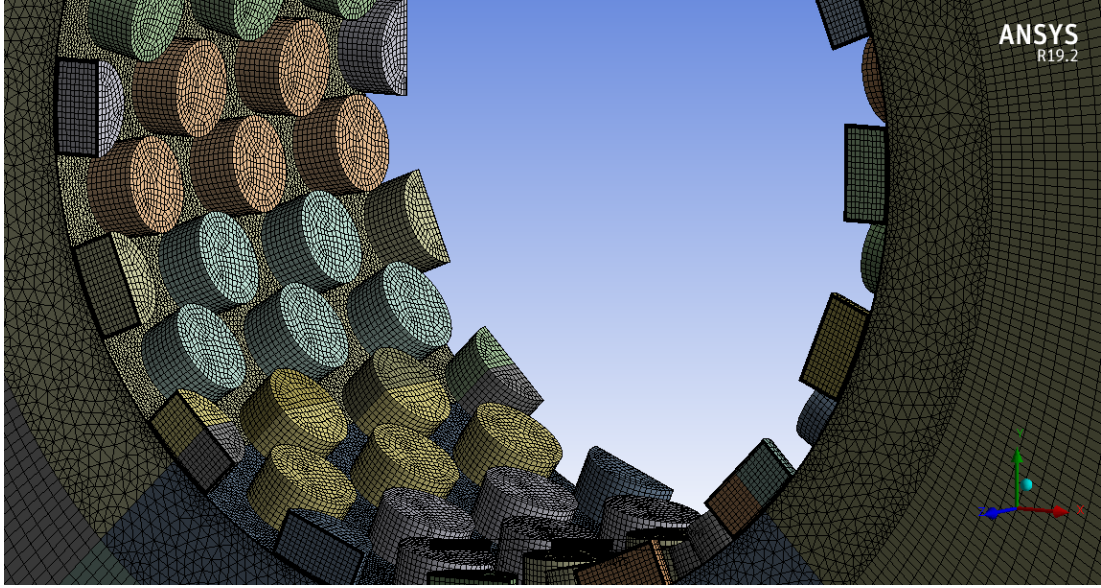
Şekil 4.7: Çalışmada kullanılan Genel Ağ Yapısı

Çözüm ağı oluştururken, alan ikiye ayrılmış ve akışın çıkış kısmına daha seyrek mesh atılmıştır. Bu çalışmada ki asıl inceleme alanı silindirin etrafındaki akış olduğu için buraya 10mm çapında özel bir mesh alanı oluşturulmuştur. Şekil 4-8' de bu kısım gösterilmiştir.



Şekil 4.8: Dikdörtgen oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin etrafında oluşturulan ağ yapısı

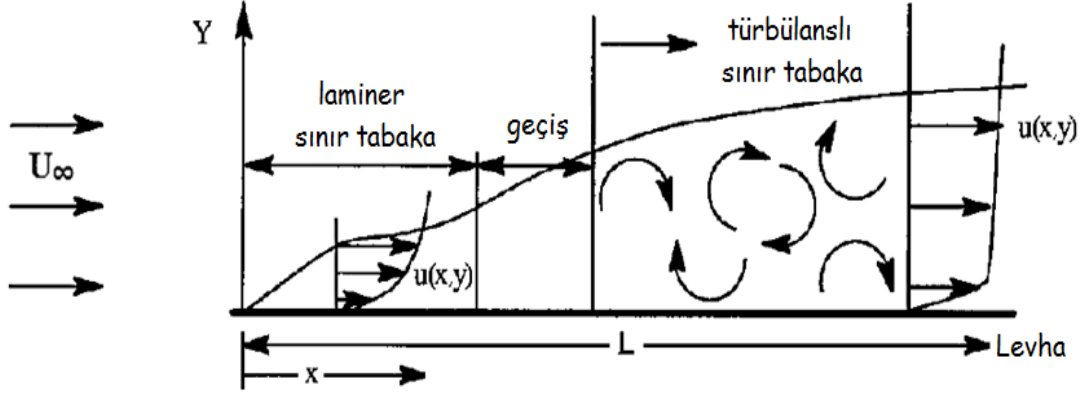
Bu çalışmada ki asıl amaç, silindirik yüzeylerdeki sürüklenme katsayısını (C_D) ve kaldırma katsayısını (C_L) incelemektir. Bu sebepten yüzeyde yapılan değişikliklerin doğru ölçülebilmesi için bu alana uygulanacak mesh son derece önemlidir. Şekil 4-9' da silindirin iç kısmına uygulanan mesh gösterilmiştir. Yüzey farklılıklarının oluşturulması için uygulanan formlara dikdörtgen, yüzey kısımlarına ise üçgen mesh atılmıştır. Ağ yapısı bu çalışmadaki bütün formlar için uygulanmıştır.



Şekil 4.9: Dairesel oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin iç kısmına uygulanan ağ yapısı

Belirli bir viskoziteye sahip olan havanın içerisinde hareket eden ya da etrafından hava geçen her cismin yüzeyinin hemen üstünde viskoz etkilerin görüldüğü nispeten ince bir sınır tabaka gelişmektedir. Bu viskoz etkilerden dolayı sınır tabakanın yüzeye en yakın kısmında yüzey ile hava akışı arasındaki bağıl hız yaklaşık sıfır iken; yüzeyden uzaklaştıkça akış hızı artmakta ve serbest akış bölgesinde en yüksek değerine ulaşmaktadır (Roskam & Lan, 1997). Tez çalışması kapsamında, çözüm ağı çalışması için duvar yakını boyutsuz y^+ değerleri tanımlanmıştır. Sınır tabakanın çözümlenebilmesi için, sınır tabakada tanımlanan, viskoz alt tabaka, tampon tabaka, örtüşme tabakası ve türbülans tabakasının uygun bir sayısal ağ ile çözülmesi gerekmektedir. Viskoz alt tabaka, duvara en yakın viskoz etkilerin dominant olduğu bölge, tampon tabaka, türbülans etkilerinin de olduğu fakat viskoz etkilerin dominant olduğu bölge, örtüşme tabakası, türbülans etkilerinin dominant olmaya başladığı ama viskoz

etkiler üstünde tamamıyla bir üstünlük kuramadığı bölge ve türbülans tabakası da türbülans etkilerinin viskoz etkilere göre baskın olduğu bölge olarak tanımlanır. Bu tabakaları tamamıyla çözülmesi için y^+ değerinin 5 in altında olması beklenir (Duchaine, Perez, Franck, Moureau, & Poinso, 2008).

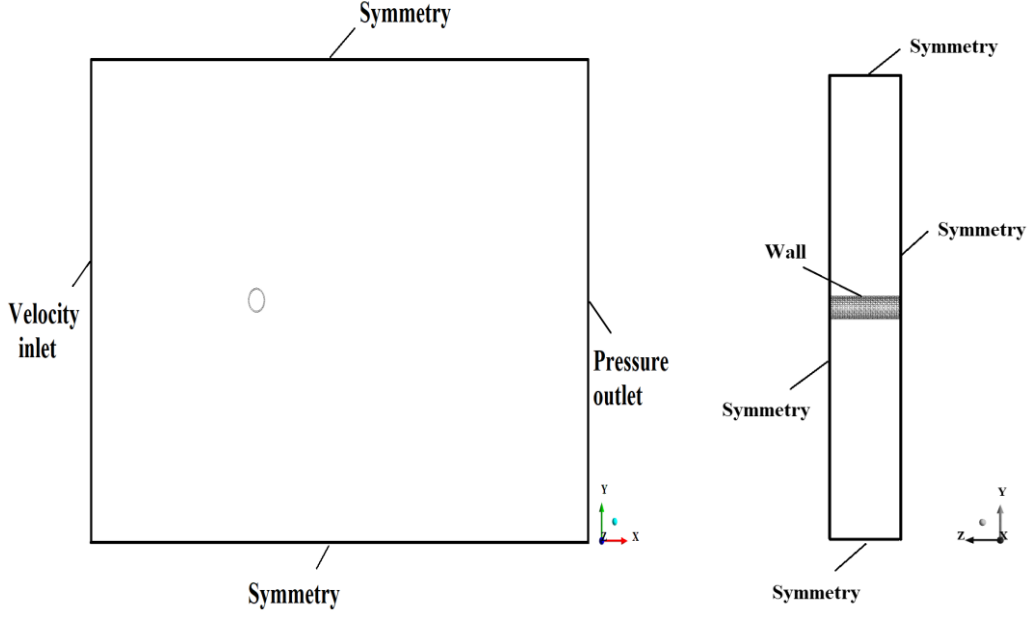


Şekil 4.10: Yüzeyde oluşan sınır tabaka

$$y^+ = \frac{\rho u y}{\mu}$$

Çözüm alanı içerisinde uygun olan y^+ değerinin >1 den küçük olması gerekir. Bu sayede elde edilen verilerin doğruluğu önemli ölçüde sağlanmış olur. y^+ değerinin 1 den küçük olması için silindir etrafındaki meshler sıklaştırılmış ve $y^+ = 0,87$ sonucu elde edilmiştir.

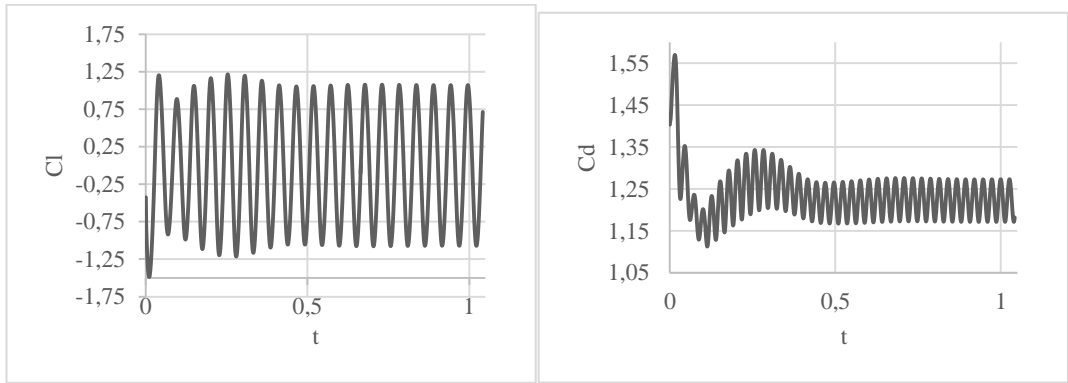
Sonraki aşamada sınır koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışma için sınır şartları giriş inlet, çıkış outlet, silindir ve yüzeyindeki formlar cylinder Wall, diğer kısımlarda symmetry olarak isimlendirilmiştir. Şekil 4-11' da sınır koşulları görebilirsiniz. Ayrıca bu çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır. Hedeflediğimiz Reynolds sayıları olan 5.000-10.000-15.000 ve 20.000 değerlerini elde edebilmek için değiştirebileceğimiz tek parametre akışkan olarak seçilen havanın hızıdır. Bu değerlerde sırasıyla ; 7,308m/s, 5,481m/s, 3,654m/s, 1,826m/s olarak girilmiştir.



Şekil 4.11: Çözüm alanının ve sınır şartlarının genel olarak gösterimi

4.3 Ağdan Bağımsızlık Çalışması

HAD analizlerinin güvenilirliği için ağdan bağımsızlık çalışması son derece önemlidir. Analizlerdeki mesh sayısının az olması sonuçların hatalı olmasına, çok fazla olması ise yüksek bilgisayar gücüne ve zamana mâl olmaktadır. Ağdan bağımsızlık çalışması sayesinde optimum düzeyde mesh sayısı hedeflenmektedir. Şekil 4-12 dairesel pürüzlü silindirin 10^4 Reynolds içim sürüklenme ve kaldırma katsayılarının zamana bağlı grafiği gösterilmiştir.



Şekil 4.12: Dairesel pürüzlü silindirin anlık sürüklenme ve kaldırma katsayılarının zamana değişimi

Bu çalışmada ağdan bağımsızlık, dairesel pürüzlü silindir için sürüklenme katsayısı göz önüne alınarak değerlendirilmiştir. İki farklı Reynolds sayısı için

iki farklı mesh sayısı uygulanmıştır. Tablo 5’ de elde edilen ortalama sürüklenme katsayıları, gösterilmiştir. İlk olarak $2 \cdot 10^4$ Reynolds sayısı için $4 \cdot 10^6$ tane meshe sahip dairesi geometride analiz yapılmıştır. Zamana bağlı olarak yapılan çözümlerde elde edilen ortalama sürüklenme katsayısı 1,37 olarak hesaplanmıştır. Bu değer Bo Zhou ve arkadaşlarının yaptığı deneysel çalışmadaki değerden oldukça uzak bir değerdir. İkinci defa hazırlanan ve çok daha sık bir meshe sahip olan çalışmada 0,86’ lık bir ortalama sürüklenme katsayısına ulaşılmıştır. Elde edilen bu değer deney sonuçlarına son derece yakındır. Hazırlanan bu iki mesh 10^4 Reynolds için çözümlene yapıldığında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Deney sonuçlarına çok yakın sonuçlar hesaplandığı için $8 \cdot 10^6$ mesh sayısına sahip çalışma ile analizlerin yapılmasına karar verilmiştir.

Çizelge 4.1: Ağdan Bağımsızlık Parametleri

Mesh Sayısı	Reynolds Sayısı	$\overline{C_d}$
10.000	$4.5 \cdot 10^6$	1,65
	$8 \cdot 10^6$	1,05
20.000	$4.5 \cdot 10^6$	1,37
	$8 \cdot 10^6$	0,86

4.4 Doğrulama

Nümerik çalışmalarda, HAD ayarlarımızın doğruluğu son derece önemlidir. Bu konuda sistemi test etmek için daha önceden yapılmış deneysel veya sayısal metotlar baz alınarak karar verilir. Bu çalışmada pürüzsüz silindir için validasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmaların birinde $2 \cdot 10^4$ Reynolds sayısı ve benzer sınır koşulları için sürüklenme katsayısını 1,10 bulmuşlardır (Zhou, Wang, Guo, Gho, & Tan, 2015). Bu çalışmada yapılan analiz neticesinde $2 \cdot 10^4$ Reynolds sayısına sahip pürüzsüz silindir için k- ω SST modeli kullanarak zamana bağlı sürüklenme katsayısı 1,11 olarak bulunmuştur. Görüldüğü gibi sonuçlar birbirine son derece yakındır.

Bir diğer doğrulama işlemi, bölüm 4-3’ de yapılan ağdan bağımsızlık çalışması esnasında yinelenmiştir. Tablo 6 incelendiğinde $2 \cdot 10^4$ Reynolds sayısı için elde

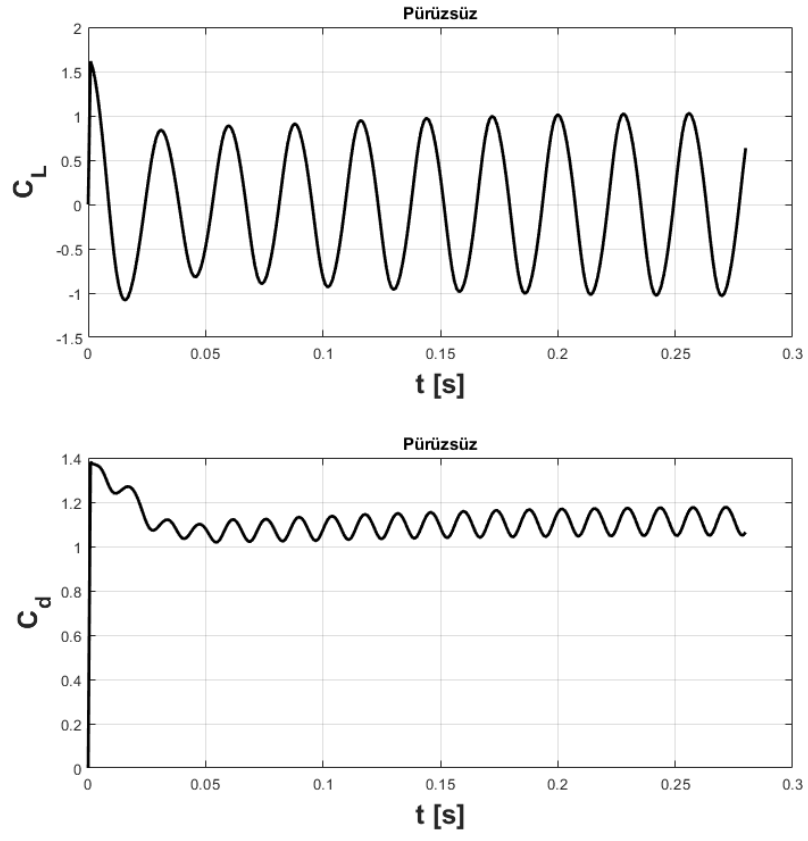
edilen sürüklenme katsayısı 0,86 olarak bulunmuştur. Yine aynı deneysel çalışmada sürüklenme katsayısı 0,90 olarak bulunmuşlardır. Sonuçlar karşılaştırıldığında kabul edilebilir oranda sapma bulunmaktadır. Bu da büyük ihtimalle k- ω modelinin eksikliklerinden kaynaklanmaktadır. Tablo 6' de karşılaştırmalar gösterilmiştir.

Çizelge 4.2: Deneysel ve Sayısal sonuçların Karşılaştırılması

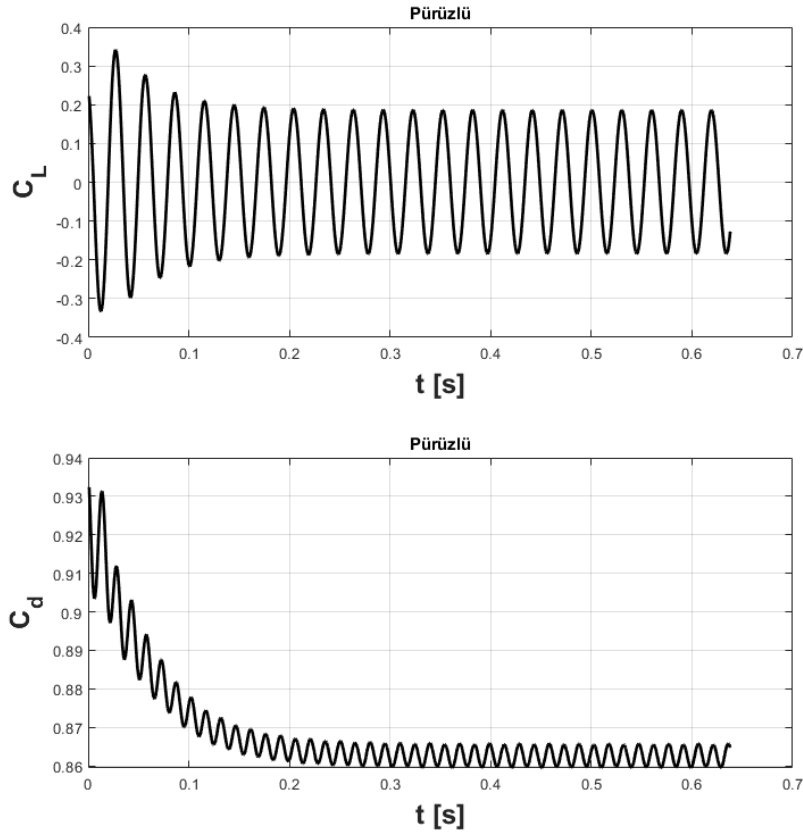
Çalışma Türü	Düz Silindirin (Cd)	D.dörtgen. Silindir (Cd)
Deneysel	1,10	0,90
HAD	1,11	0,86
Sapma (%)		4

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Reynolds sayısının $Re = 5 \cdot 10^3 - 10^4 - 1,5 \cdot 10^4$ ve $2 \cdot 10^4$ olduğu durumda pürüzsüz silindir, dairesel pürüzlendirilmiş silindirler ve dikdörtgen pürüzlendirilmiş silindir üzerindeki türbülanslı akış zamana bağlı olarak çözülmüştür. Burada Reynolds sayısı, ρ akışkanın yoğunluğu (kg/m^3), V serbest akım hızı (m/s), D silindir çapı (m) ve μ akışkanın dinamik viskozitesi (kg/ms) olmak üzere, $Re = \rho UD/\mu$ şeklinde tanımlanmaktadır. Zaman adımı $\Delta t = 0.001$ s olarak alınmış ve her bir zaman adımı için 20 alt iterasyon yapılmıştır. Tüm sayısal çözümler öncelikle daimî hal için yapılmış, sonrasında zamana bağlı çözümlere geçilmiştir. Zamana bağlı çözümlerde kaldırma ve sürüklenme katsayılarının zaman ortalamalarının ($\overline{C_L}$ ve $\overline{C_d}$) sabit kaldığı ana kadar çözümler devam ettirilmiştir. Anlık kaldırma ve sürüklenme katsayılarının (c_L ve c_d) zamanla değişimi $Re = 2 \cdot 10^4$ için aşağıdaki Şekil 5-1 ve Şekil 5-2’de pürüzsüz ve dairesel pürüzlü silindir için gösterilmiştir. Buna göre, çözümlerin kaldırma ve sürüklenme katsayılarının periyodik olarak, sabit genlik ile salınım yaptığı bir duruma yakınsadığı görülebilir. Yakınsama hem pürüzsüz silindirde hem de pürüzlü silindirlerde yaklaşık $t = 0.2$ s anında gerçekleşmektedir. Daimî çözümlerle elde edilen sürüklenme ve kaldırma katsayılarının (grafiklerde $t=0$ anında), zamana bağlı çözüm değerlerinden daha büyük olduğu söylenebilir. Akış simetrik olduğundan kaldırma katsayısının zamana göre ortalama değeri sıfır olmaktadır.



Şekil 5.1: Pürüzsüz silindir için ($Re= 2*10^4$) anlık kaldırma ve sürüklenme katsayılarının zamanla değişimi



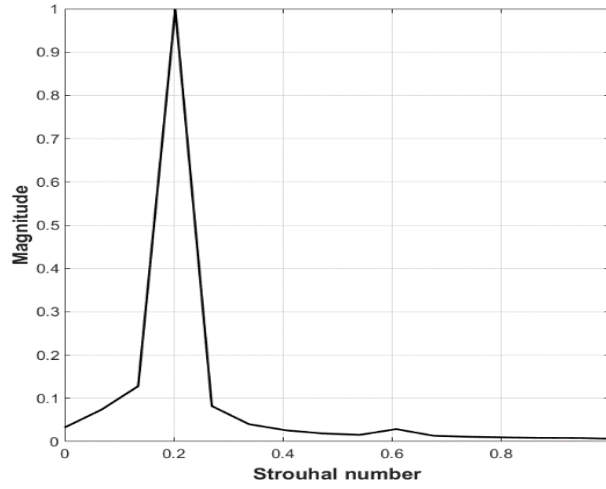
Şekil 5.2: Dairesel pürüzlendirilmiş silindir ($Re= 2*10^4$) için anlık kaldırma ve sürüklenme katsayılarının zamanla değişimi

Kaldırma katsayısı eğrisinin yakınsak bölgesi için *Fast Fourier Transform* (FFT) uygulanarak Strouhal sayısı elde edilebilir. Şekil 5-3' de, pürüzsüz silindirde $Re = 2*10^4$ için Strouhal sayısının hesaplanan değerinin $St = 0.2$ olduğu görülmektedir. Bu değer deneysel olarak elde edilen değere çok yakındır (Achenbach ve Heinecke, 1981). Sayısal çözümlerde pürüzlü silindirler için de Strouhal sayısının pürüzsüz silindirdeki ile aynı olduğu görülmüştür. Strouhal sayısının tanımı kullanılarak, silindirin arkasındaki girdap oluşumunun sıklığı ve periyodu elde edilebilir (sayısal çözümlerde akışkan olarak hava kullanılmıştır):

$$St = \frac{fD}{V} \Rightarrow f = \frac{(0.2)(7.304 \text{ m/s})}{(0.04 \text{ m})} = 36.52 \text{ Hz}$$

Burada f frekans (Hz), D silindir çapı (m) ve V serbest akış hızıdır (m/s). Böylece, yukarıda hesaplanmış olan frekans değeri kullanılarak girdapların kopma periyodu (T) bulunabilir:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{1}{36.52} = 0.027 \text{ s}$$



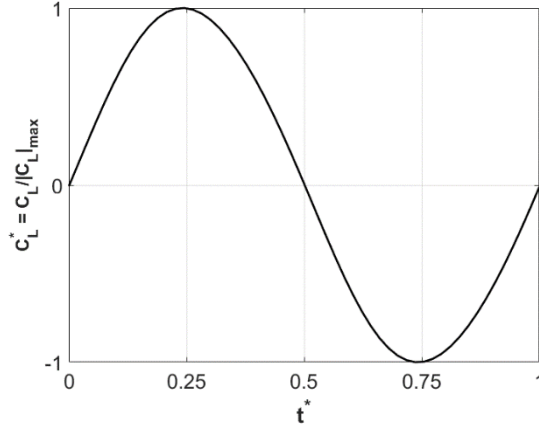
Şekil 5.3: Strouhal sayısı

Tablo 7’ da pürüzsüz ve pürüzlü silindirler üzerindeki akış için y^+ değerleri ile kaldırma ve sürüklenme katsayılarını göstermektedir. Tablodaki $\overline{C_d}$ ve $\overline{y^+}$ değerleri zaman ortalaması alınmış değerleri ifade ederken, kaldırma katsayısı için minimum ve maksimum değerler sunulmuştur. Pürüzsüz silindir için sürtünme katsayısı değerleri, literatürde daha önce bildirilmiş olan değerlerle uyumludur (Apaçoğlu ve Aradağ, 2011). Bu çalışmada dairesel pürüzlü silindir için elde edilen $\overline{C_d}$ değerleri, aynı geometriye sahip pürüzlü silindir için yapılan deneysel çalışmadaki değerlere oldukça yakındır (Zhou vd., 2015). Minimum ve maksimum C_L değerleri pürüzsüz silindirde Reynolds sayısı ile hemen hemen değişmemekte iken, pürüzlü silindirde Reynolds sayısı ile hızlı bir değişim olduğu görülmektedir. Ayrıca pürüzlü silindirde pürüzsüzdekine göre kaldırma katsayısının ekstremum değerleri mutlak değer olarak daha düşük olmakta, bu da pürüzlü silindirde daha düşük şiddette akışkan kaynaklı titreşime maruz kalacağını belirtmektedir.

Çizelge 5.1: Sayısal çözüm sonuçları

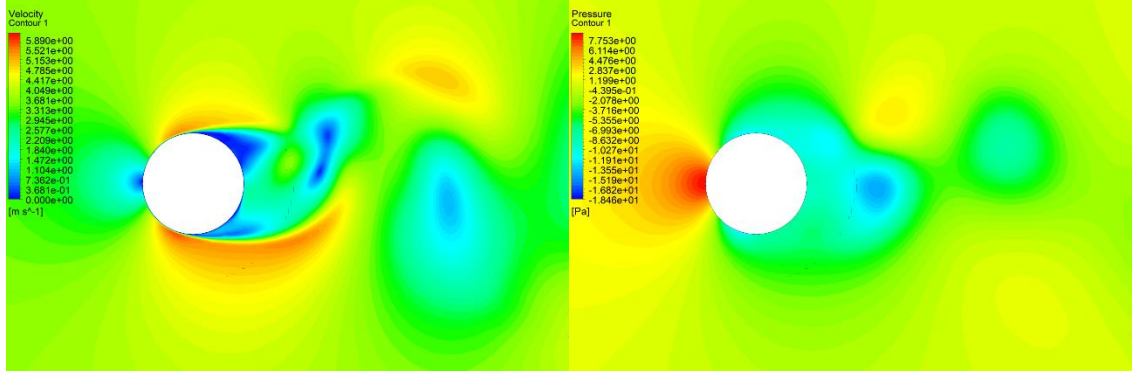
Yüzey tipi	Eleman	Re_D	$\overline{y^+}$	$\overline{C_d}$	$C_{L,min}$
Pürüzsüz	3.8×10^6	5×10^3	0.25	1.27	-1.05
		10^4	0.42	1.22	-1.07
		1.5×10^4	0.56	1.20	-1.16
		2×10^4	0.71	1.11	-1.03
		5×10^3	0.33	1.35	-1.33
Dairesel oluklu silindir	8×10^6	10^4	0.52	1.05	-0.69
		1.5×10^4	0.68	0.90	-0.26
		2×10^4	0.81	0.86	-0.18
Dikdörtgen oluklu silindir	8.5×10^6	5×10^3	0.34	1.23	-1.04
		10^4	0.57	1.19	-1.06
		1.5×10^4	0.74	1.03	-0.68
		2×10^4	0.93	0.99	-0.56

Silindir üzerindeki akışta kaldırma katsayısı zamanla periyodik olarak değiştiğinden, belirli bir ana karşılık gelen akış motifi periyodik olarak sürekli tekrarlanır. Bundan faydalanılarak bir tam periyot içerisindeki belirli bir an, 0 ile 1 arasında değerler alan boyutsuz zaman parametresi, t mutlak zaman, T periyot, n ise tamamlanan çevrim sayısı olmak üzere, $t^* = (t - nT)/T$ şeklinde tanımlanabilir ($n = 0, 1, 2, 3 \dots$). Aşağıdaki Şekil 5-4’ de gösterildiği gibi, $|C_L|_{max}$ kaldırma katsayısının periyot boyunca maksimum mutlak değerini belirtmek üzere, $C_L^* = C_L / |C_L|_{max}$ şeklinde verilen boyutsuz kaldırma katsayısının $C_L^* = 0$ olduğu ve eğrinin eğiminin pozitif olduğu nokta, periyodun başlangıç zamanı olarak ($t^* = 0$) kabul edilmiştir. Buna göre $t^* = 0.25$ olduğunda $C_L^* = 1$, $t^* = 0.5$ olduğunda $C_L^* = 0$, $t^* = 0.75$ olduğunda $C_L^* = -1$ ve son olarak $t^* = 1$ olduğunda da $C_L^* = 0$ değerini almaktadır. Burada $t^* = 0$ ve $t^* = 1$ anlarının birbirine karşılık geldiğine dikkat edilmelidir.

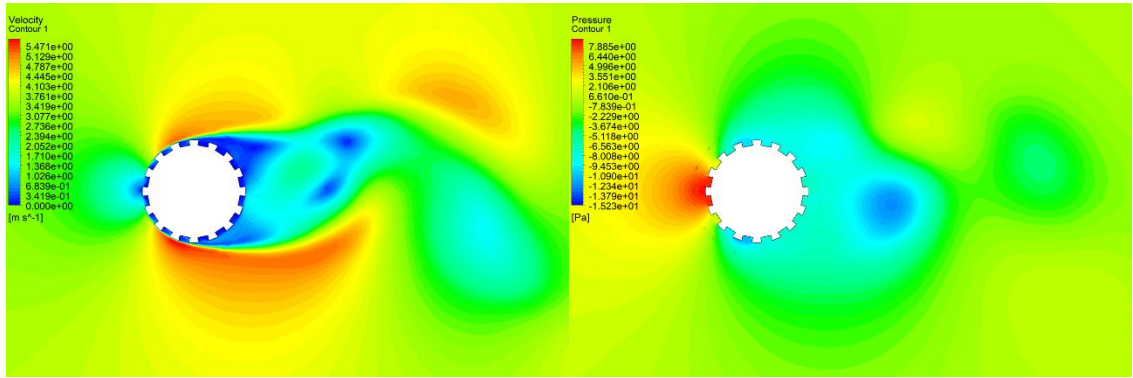


Şekil 5.4: Silindir etrafındaki akışta boyutsuz kaldırma katsayısının bir tam periyot boyunca değişimi

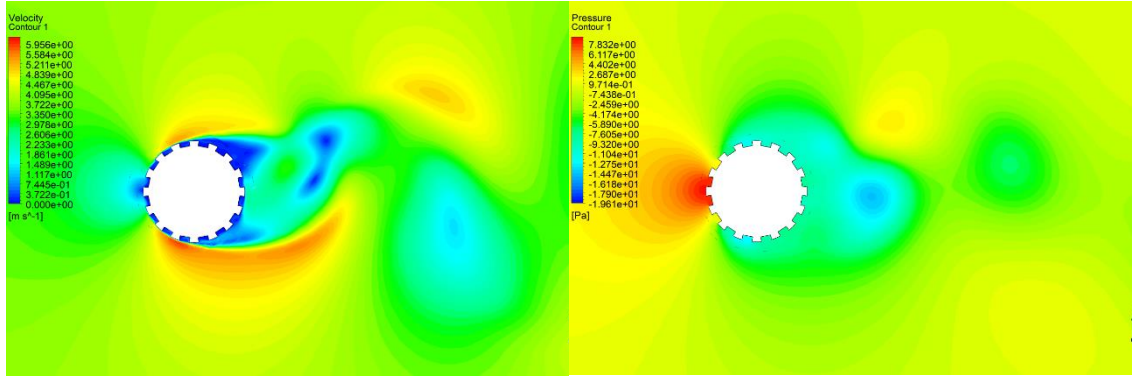
Aşağıdaki Şekil 5-5a, 5-5b ve 5-5c' de $Re = 10^4$ için, $t^* = 0$ anında sırasıyla pürüzsüz, dairesel pürüzlü ve dikdörtgen pürüzlü silindir etrafındaki hız (solda) ve basınç (sağda) kontörleri verilmiştir. Şekil 5-5b ve 5-5c' de pürüzlü silindirlerin yüzeyindeki oyukların içerisinde düşük hız bölgeleri oluştuğu görülebilir. Böylece oyukların, durma noktası civarındaki yüksek basınç bölgesinin etkinliğini azalttığı, ayrıca silindirin ön ve arka yarı yüzeyleri boyunca nispeten daha homojen bir basınç dağılımı sağlayarak şekil direncini kısmen azalttığı söylenebilir. Pürüzsüz silindir ile dikdörtgen oluklarla pürüzlendirilmiş silindirin etrafında oluşan hız ve basınç alanının birbirine benzer olduğu görülebilir (Şekil 5-5a ve Şekil 5-5c).



a.



b.

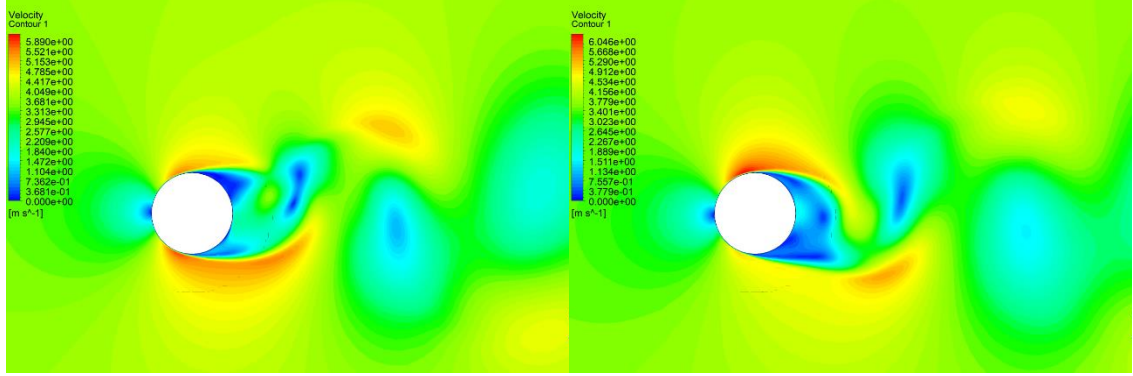


c.

Şekil 5.5: $t^* = 0$ anında hız (solda) ve basınç (sağda) dağılımının a) pürüzsüz, b) dairesel oluklu pürüzlü ve c) dikdörtgen oluklu pürüzlü silindir için karşılaştırılması

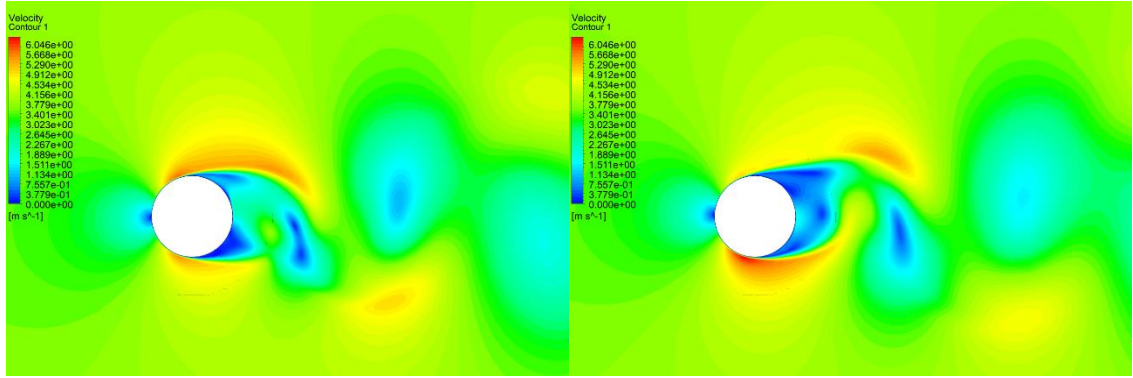
Aşağıdaki Şekil 5-6, 5-7 ve 5-8' de sırasıyla pürüzsüz, dairesel oluklu pürüzlü ve dikdörtgen oluklu pürüzlü silindirler için $Re = 10^4$ olduğu durumda bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin zamanla değişimi verilmiştir. Buna göre tüm

silindirlerde birbirini takip eden her bir $\Delta t^* = 0.5$ boyutsuz zaman adımında hız dağılımlarının birbirlerinin tam simetriği olduğu görülebilir (örn. Şekil 5-6a ile Şekil 5-6c, veya Şekil 5-6b ile 5-6d).



a.

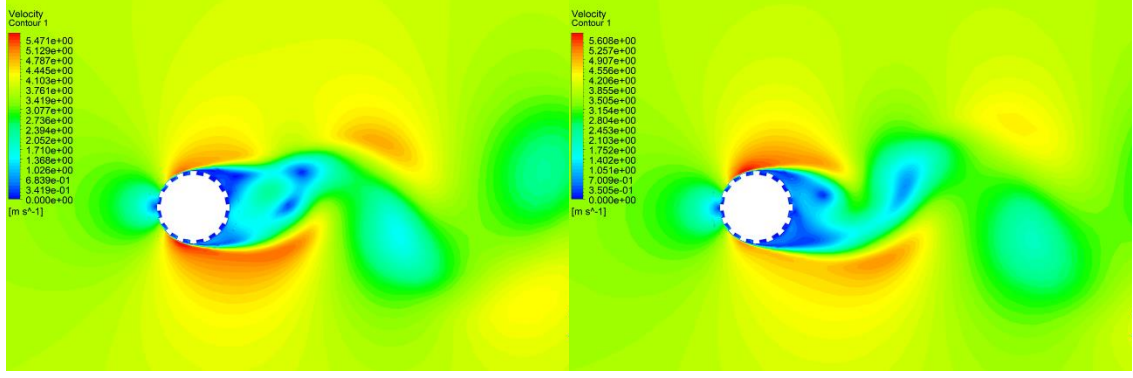
b.



c.

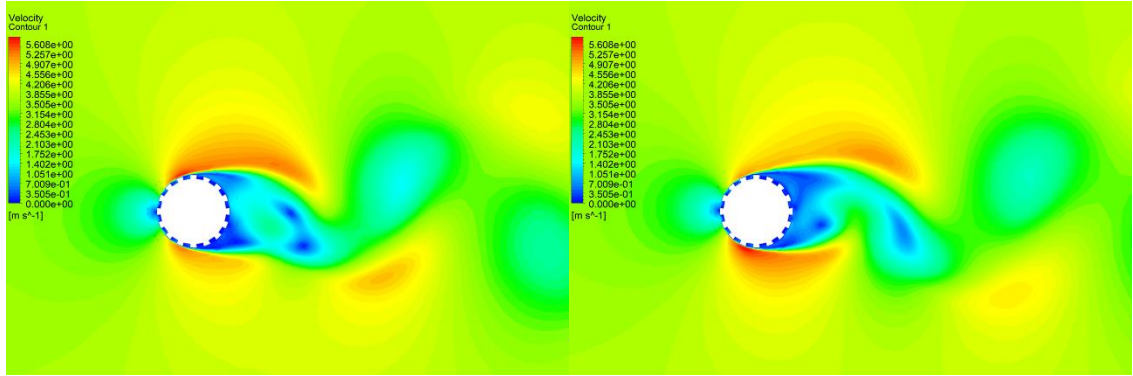
d.

Şekil 5.6: Pürüzsüz silindirde bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin değişimi: a) $t = 0.983$ s ($t^* = 0.00$), b) $t = 0.996$ s ($t^* = 0.25$), c) $t = 1.010$ s ($t^* = 0.50$) ve d) $t = 1.022$ s ($t^* = 0.75$)



a.

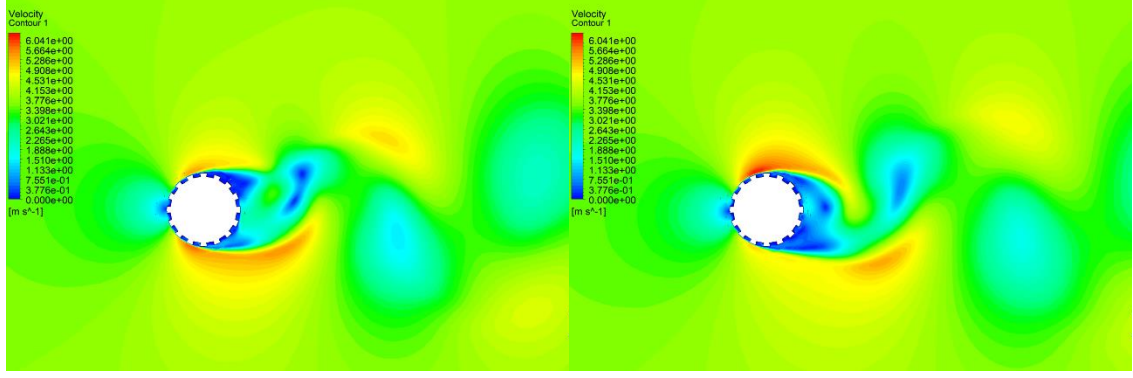
b.



c.

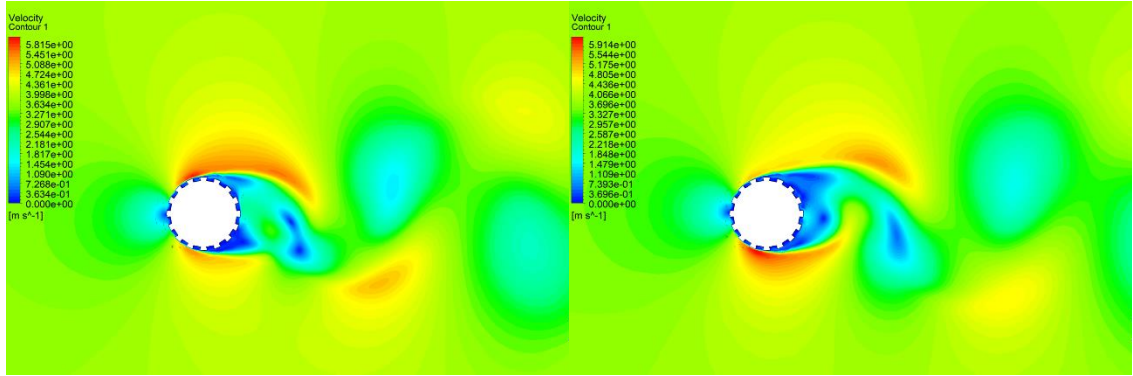
d.

Şekil 5.7: Dairesel oluklu pürüzlü silindirde bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin değişimi: a) $t = 1.029$ s ($t^* = 0.00$), b) $t = 1.043$ s ($t^* = 0.25$), c) $t = 1.057$ s ($t^* = 0.50$) ve d) $t = 1.070$ s ($t^* = 0.75$)



a.

b.

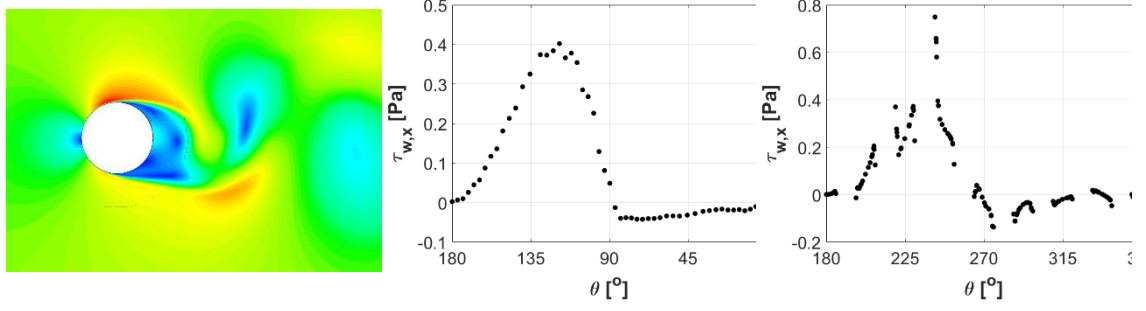


c.

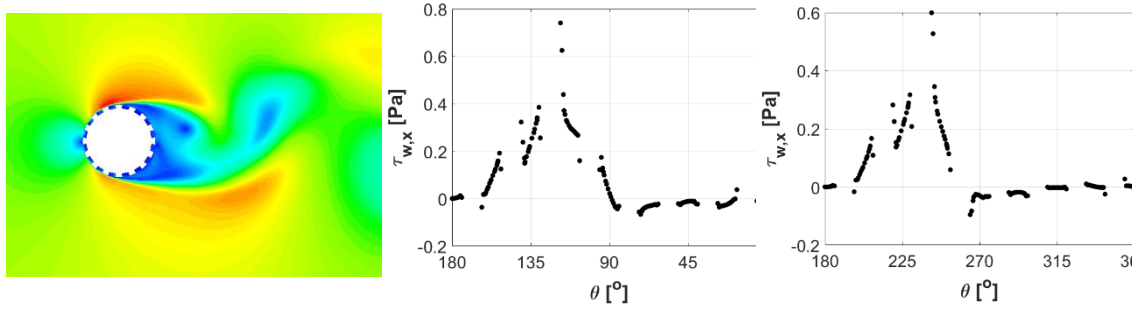
d.

Şekil 5.8: Dikdörtgen oluklu pürüzlü silindirde bir tam periyot boyunca hız kontörlerinin değişimi: a) $t = 1.008$ s ($t^* = 0.00$), b) $t = 1.021$ s ($t^* = 0.25$), c) $t = 1.034$ s ($t^* = 0.50$) ve d) $t = 1.047$ s ($t^* = 0.75$)

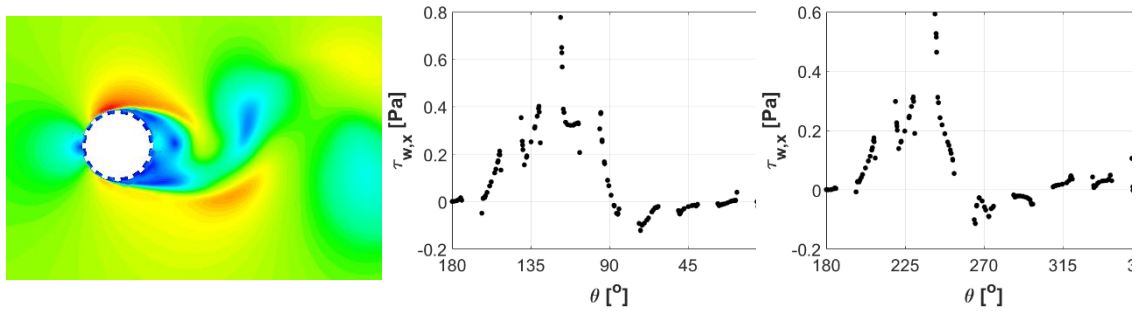
Aşağıdaki Şekil 5-9' de pürüzsüz ve pürüzlü silindirler için sürüklenme katsayısının en büyük değerini aldığı an ($t^* = 0.25$) için hız kontörleri (solda) ile duvar kayma gerilmesinin yatay bileşeninin ($\tau_{w,x}$) silindirin üst (ortada) ve alt (sağda) yarı yüzeyi boyunca değişimi gösterilmiştir ($Re = 10^4$). Kayma gerilmesinin yatay yöndeki bileşeninin ($\tau_{w,x}$) işaret değiştirdiği nokta sınır tabaka ayrılmasının gerçekleştiği nokta olup, $t^* = 0.25$ anındaki üst ve alt ayrılma noktalarının (θ_u ve θ_a) yaklaşık konumları aşağıdaki Tablo-8' de verilmiştir.



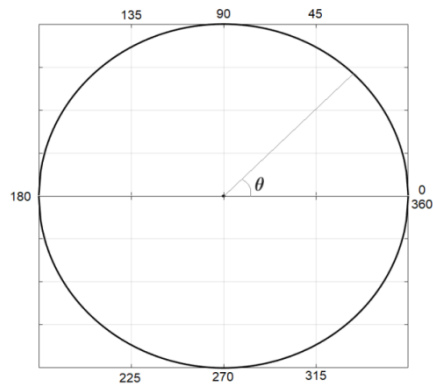
a.



b.



c.



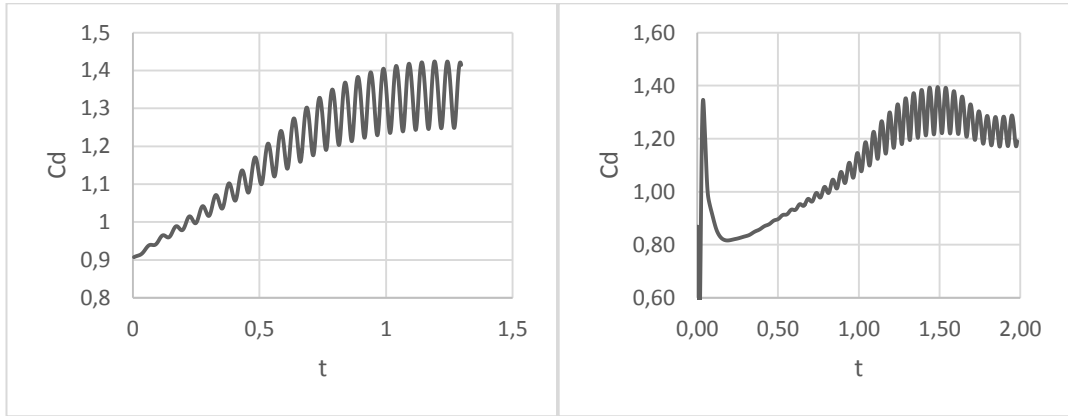
d.

Şekil 5.9: $Re = 10^4$ için a) pürüzsüz, b) dairesel oluklu pürüzlü ve c) dikdörtgen oluklu pürüzlü silindirlerin etrafındaki hız kontörleri (solda) ile üst (ortada) ve alt

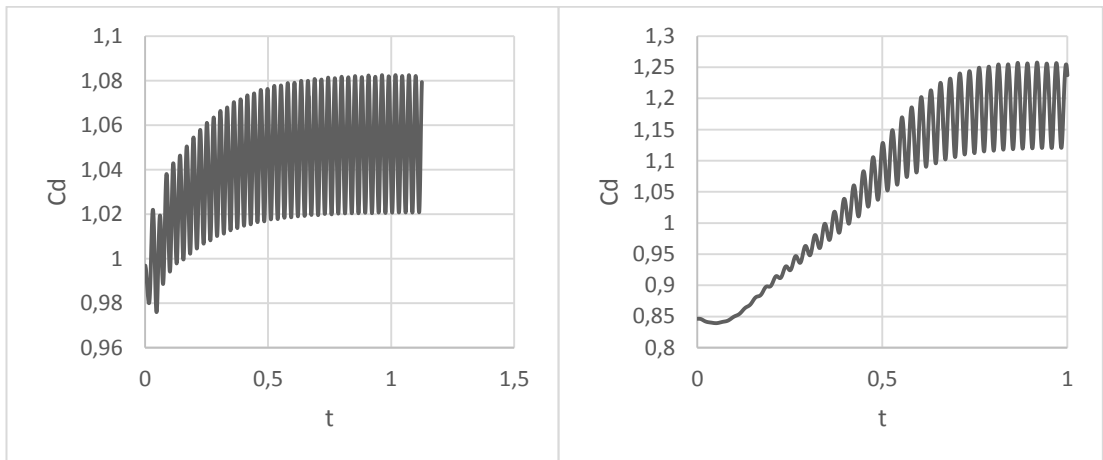
(sağda) yarı-yüzeyleler üzerindeki kayma gerilmesinin yatay bileşeninin $t^* = 0.25$ anındaki dağılımı ile d) sil silindirik koordinat sistemi

Çizelge 5.2: $Re = 10^4$ için $t^* = 0.25$ anında silindirlerin üst ve alt yüzeylerindeki akım ayrılmasının gerçekleştiği açısal konum değerleri

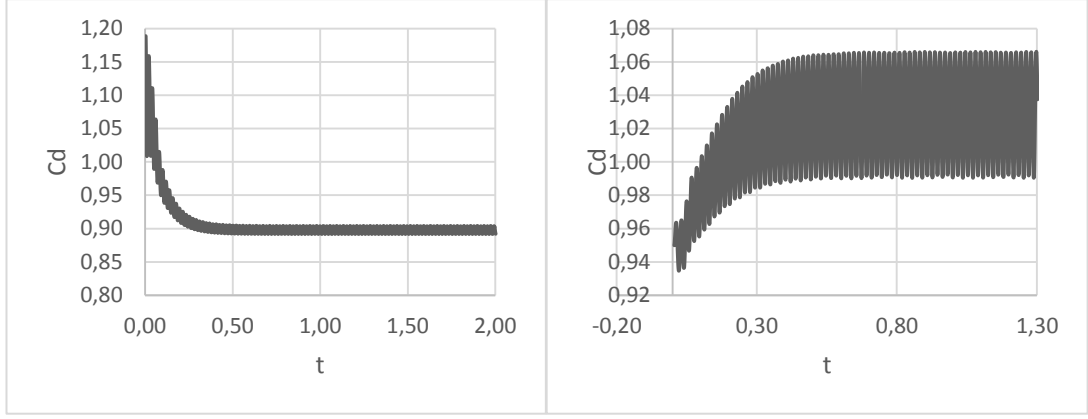
Yüzey tipi	Üst yüzey ayrılma açısı, θ_u	Alt yüzey ayrılma açısı, θ_a
Pürüzsüz	87.3	268.5
Dairesel Oluklu Pürüzlü	88.7	257.4
Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü	87.9	257.1



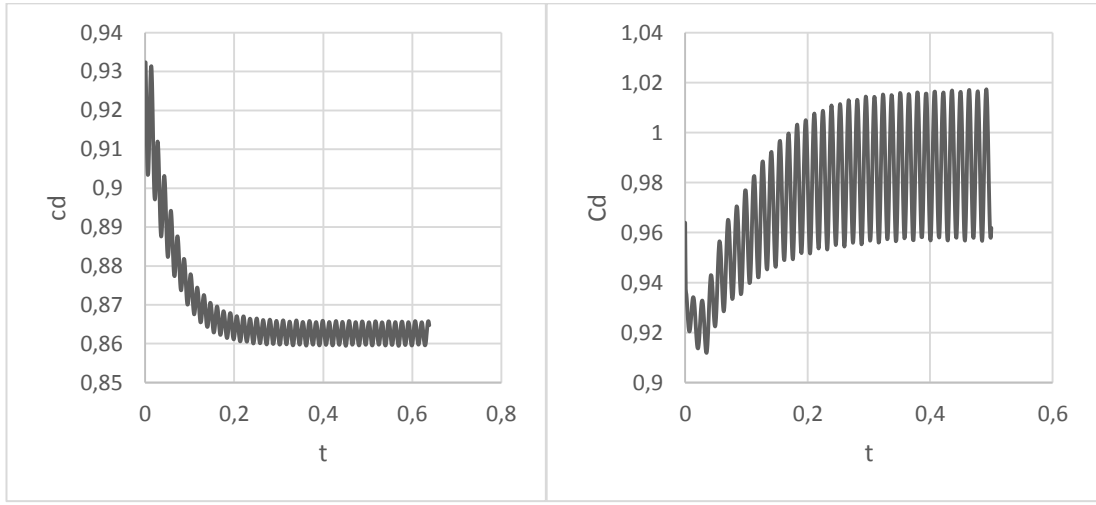
Şekil 5.10: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindirin (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindirin (sağda) $Re = 5 \cdot 10^3$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler



Şekil 5.11: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindirin (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindirin (sağda) $Re = 10^4$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler

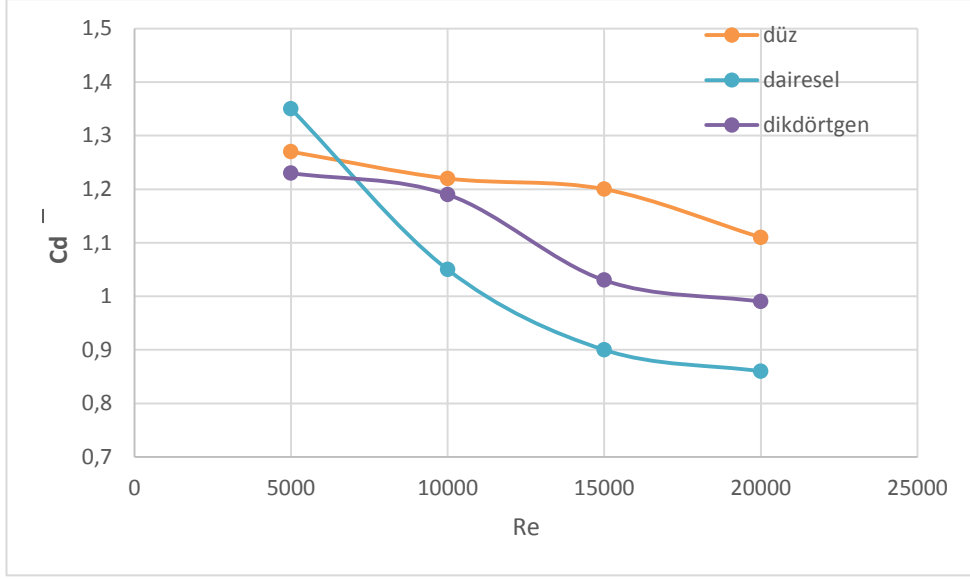


Şekil 5.12: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindirin (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindirin (sağda) $Re= 15*10^3$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler



Şekil 5.13: Dairesel Oluklu Pürüzlü silindirin (solda) ve Dikdörtgen Oluklu Pürüzlü silindirin (sağda) $Re= 2*10^4$ için anlık sürüklenme katsayısındaki değişimler

Şekil 5-14' de üç farklı yüzeyin dört farklı Reynolds da ortalama sürüklenme katsayılarına verilmiştir. Tablo incelendiğinde pürüzlü silindirlerin ikisinde pürüzsüz silindirden sürüklenme katsayısı anlamında daha düşük düzeyde olduğu görülmektedir. Pürüzlü silindirler karşılaştırıldığında $Re= 5*10^3$ hariçinde analizlerde dairesel pürüzlü silindirin sürüklenme katsayısı daha cüzi düzeyde olduğu görülmektedir.



Şekil 5.14: Üç farklı yüzeyin ortalama sürüklenme katsayıları

KAYNAKLAR

- Akar, M. A., & Küçük, M.** (2013). *Silindir Arkasında Meydana Gelen Daimi Olmayan Akış Yapısının Pasif Yöntemle Kontrolü*. Mersin: Mersin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Akar, R.** (2005). *Hesaplama akışkanlar dinamiği ile yanma odası tasarımı*. Adana: Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek lisans tezi.
- Aksoy, C. C.** (2019). *Türbülanslı Açık Kanal Akışlarında Türbülans Dağıtıcı Sistemler ve Kesit Optimizasyonu*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Aksu, T.** (2018). *Farklı Türbülans, Yanma Modelleri Ve Reaksiyon Mekanizmalarının, Süpersonik Yanma Üzerine Etkisinin Hesaplama Akışkanlar Dinamiği İle İncelenmesi*. Ankara: TOBB Ekonomik ve Teknoloji Üniversitesi.
- Anderson, J. D.** (1995). *Computational Fluid Dynamics* (6 b.). New York: McGraw-Hill Education.
- Apaçoğlu, B., & Aradağ, S.** (2011). CFD Analysis of Uncontrolled and Controlled Turbulent Flow over a Circular Cylinder. *6th International Advanced Technologies Symposium*, (s. 60-65). Elazığ.
- Batchelor, C. K.** (2000). *An introduction to fluid dynamics*. Cambridge university press.
- Bloor, M. S.** (1964). The transition to turbulence in the wake of a circular cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 290-304.
- Can, Ö. F., Çelik, N., & Dağtekin, İ.** (2011). Silindir Yüzey Üzerinden Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi. *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*. Zonguldak: ULIBTK'11.
- Canpolat, C., & Sahin, B.** (2017). Influence of single rectangular groove on the flow past a circular cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 79-88. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2017.02.001
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M.** (2008). *Akışkanlar Mekanikliği Temelleri ve Uygulamaları*. İzmir: Güven Bilimsel.
- Çınar, G., & Güneş, S.** (2010). *Bir Kanal İçerisine Üst-Üste Yerleştirilen Üçgen Kesitli Küt Cisimlerin Akış ve Isı Transferleri Karakteristiklerinin Belirlenmesi*. Kayseri: Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi.
- Duchaine, F., Perez, S., Franck, N., Moureau, V., & Poinso, T.** (2008). Coupling heat transfer solvers and large eddy. *Center for Turbulence Research Proceedings of the Summer Program*, (s. 113-126). Toulouse, Fransa.
- Duran, M.** (2010). *Dairesel Kesitli Anular Bölgede Tam Gelişmiş Türbülanslı Akışın İncelenmesi*. Ankara: Gazi Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi.
- Fureby, C.** (2008). Towards the Use of Large Eddy Simulation in Engineering. *Progress in Aerospace Sciences*, 44(6), 381-396.
- Gao, D.-L., Chen, W.-L., Li, H., & Hu, H.** (2016). Flow Around A Circular Cylinder with Slit. *Experimental Thermal and Fluid Science*(82), 287-301. doi:10.1016/j.expthermflusci.2016.11.025

- Gokturk, M. Ö., Fırat, E., & Akıllı, H.** (2017). Passive flow control in the near wake of a circular cylinder using attached. *Ocean Engineering*, 35-49.
- Karasu, İ.** (2019). Silindir Etrafındaki Kararsız Akışın Farklı Türbülans Modelleri ile Sayısal Olarak İncelenmesi. *BSEU Journal of Science*, 1(6), 77-84. doi:10.35193/bseufbd.560925
- Kaya, K.** (2010). *Duran bir hava yastıklı araçta yastık aerodinamiğinin sayısal olarak incelenmesi*. İstanbul : Yıldız Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi.
- Keleş, U.** (2015). *Yan Rüzgar Etkisi Altındaki Ağır Ticari Bir Araçta Aerodinamik Direnç Katsayısının HAD ile Analizi*. İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Khan, N. B., Ibrahim, Z., Badry, A., & Javed, M. F.** (2017). Numerical Investigation of Flow Around Cylinder at Reynolds Number=3900 with Large Eddy Simulation Tecniqe: Effect of Spanwise Length and Mesh Resolution. *Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 1-11. doi:10.1177/1475090217751326
- Kırmızı, M.** (2019). *Investigating the Flow Separation Due to Grooves Over a Cylindrical Shape*. Gaziantep: Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi Havacılık ve Uzay Bilimleri Mühendisliği Gaziantep Üniversitesi.
- Kolmogorov, A. N.** (1991). The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large Reynolds numbers. *Proceedings of the Royal Society Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 434(1890).
- Ladjedel, A. O., Yahiaoui, B. T., Adjlout, C. L., & Imine, D. O.** (2011). Experimental and Numerical Studies of Drag Reduction on a Circular Cylinder. *World Academy of Science*, 905-909.
- Lumley, H. T.** (1972). *A First Course in Turbulence*. The MIT Press.
- Mashud, M., Al-Bari, A., & Kader, M. G.** (2011). Experimental Investigation of Drag Force Reduction Mechanism for Flow Around a Circular Cylinder. *International Journal of Engineering & Applied Sciences (IJEAS)*, 2(3), 69-75.
- Menter, F. R., Kuntz, M., & Langtry, R.** (2003). Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 1(4), 625-632.
- Oruz, A.** (2020, Mayıs 15). *Bir Otomotiv Mühendisinin not defteri*. Otomotiv Laboratuvarı: <https://otomotivlab.net/lazer-doppler-hiz-olcumu/> adresinden alındı
- Richardson, L. F.** (1922). *Weather Prediction by Numerical Process* (2 b.). Cambridge: The University Press.
- Robert D. Moser, P. M.** (1984). *Direct Numerical Simulation of Curved Turbulent Channel Flow*. California: National Aeronautics and Space Administration.
- Roshko, A.** (1954). *On the development of turbulent wakes from vortex streets*. NACA Rep. 1191.
- Roskam, J., & Lan, C.-T. E.** (1997). DARcorporation. *Airplane Aerodynamics and Performance* (s. 37-41). içinde
- Sayılr, S. E.** (2018). *Control of Flow Structure on VFE -2 Delta Wing*. Ankara: Middle East Technical University.

- Spálenský, V., & Rozehnal, D.** (2017). Optimisation of the Dimpled Cylinder Geometry by The CFD Simulation. Brno: International Conference on Military Technologies.
- Sumer, B. M., & Fredsøe, J.** (2006). *Hydrodynamics Around Cylindrical Structures Vol.26*. Singapore: World Scientific.
- Tsan-Hsing Shih, W. W.** (1995). A new k- ϵ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24(3), 227-238.
- Versteeg H.K., M. W.** (2007). *An introduction to computational fluid*. Harlow: Pearson Education Limited.
- Villalpando, F., Reggio, M., & Iinnca, A.** (2011). Assessment of Turbulence Models for Flow Simulation around a Wind Turbine Airfoil. *Modelling and Simulation in Engineering*, 2011(1), 1-8.
- Williamson , C. H.** (1989). Oblique and parallel modes of vortex shedding in the wake of a circular cylinder at low Reynolds number, , 206,. A. i. dynamics içinde, *J. Fluid Mech.* (s. 579-627).
- Williamson, C. K.** (1988). The existence of two stages in the transition to three-dimensionality of a cylinder wake. *American Institute of Physics*, 3165-3168.
- Wolfshtein, M.** (1969). The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 12(3), 301-318.
- YUTAM.** (2020, 6 14). Erzurum Teknik Üniversitesi: [http://yutam.erzurum.edu.tr/Cihazlar/CihazDetay/Par%C3%A7a%C4%B1k%20G%C3%B6r%C3%BCnt%C3%BCleme%20ve%20H%C4%B1z%20%C3%96l%C3%A7%C3%BCm%20Sistemi%20\(PIV\)/17](http://yutam.erzurum.edu.tr/Cihazlar/CihazDetay/Par%C3%A7a%C4%B1k%20G%C3%B6r%C3%BCnt%C3%BCleme%20ve%20H%C4%B1z%20%C3%96l%C3%A7%C3%BCm%20Sistemi%20(PIV)/17) adresinden alındı
- Zhang, D.** (2017). Comparison of Various Turbulence Models for Unsteady Flow Around a Finite Circular Cylinder at Re=20000. *IOP Publishing*. doi:10.1088/1742-6596/910/1/012027
- Zhou, B., Wang, X., Guo, W., Gho, W. M., & Tan, S. K.** (2015). Experimental study on flow past a circular cylinder with rough surface. *Ocean Engineering*(109), 7-13. doi:10.1016/j.oceaneng.2015.08.062

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyadı : Erhan ÖZTÜRK
Doğum yeri ve tarihi : BOLU 1983
E-posta : erhanozturk@aydin.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2006, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Öğretmenliği

AKADEMİK GÖREVLER:

Katıldığı Festival ve Sempozyumlar:

- 2020** 4. Uluslararası Erciyes Bilimsel Araştırmalar Kongresi
2020 4. Uluslararası Mühendislik Mimarlık Ve Tasarım Kongresi
2019 Milli Yazılım Çalıştayı
2018 14th International Combustion Symposium
2018 Enerjinin Geleceği Konferansı
2018 Elektrikli Araçlar Zirvesi
2017 Cnr Expo Engelsiz Yaşam Fuarı
2017 22. Dünya Petrol Kongresi ve Fuarı
2017 Elektrikli Araçlar Zirvesi
2016 16. Uluslararası Malzeme Sempozyumu
2016 Isıl İşlem Sempozyumu
2015 KalDer Türkiye Kalite Derneği “Kalite personeli yetiştirme programı”
2015 Alüminyum Sempozyumu
2013 III. Uluslararası Kompozit Malzemeler Sempozyumu