

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI GEOMETRİK YÜZEYLERE SAHİP TANDEM
SİLİNDİRLER ETRAFINDAKİ İKİ BOYUTLU AKIŞIN
SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ

Enes ÖZTÜRK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi İnşaatı Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman

Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR

Kasım, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI GEOMETRİK YÜZEYLERE SAHİP TANDEM
SİLİNDİRLER
ETRAFINDAKİ İKİ BOYUTLU AKIŞIN SAYISAL
OLARAK MODELLENMESİ

Enes ÖZTÜRK tarafından hazırlanan tez çalışması 13.11.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Fahri ÇELİK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Farklı Geometrik Yüzeylere Sahip Tandem Silindirler Etrafındaki İki Boyutlu Akışın Sayısal Olarak Modellenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Enes ÖZTÜRK

İmza

Bu alışma aileme ve çalışma suresince benden desteklerini esirgemeyen ve hep yanımda bulunan biricik eşime ithafen oluşturulmuştur.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada düzgün akış içerisinde bulunan farklı yüzeyli silindirler etrafında oluşan akımda, SST k-omega türbülans modeli kullanılarak 2 boyutlu düzlemde alınan sonuçlar değerlendirilmiştir.

Tez çalışmamda; planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Enes ÖZTÜRK

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1 Giriş	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	11
1.3 Hipotez	12
2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	13
2.1 Yönetici Denklemler	14
2.1.1 Kütlelerin Korunumu Denklemi	14
2.1.2 Momentumun Korunumu Denklemi	15
2.1.3 Navier Stokes Denklemi.....	15
2.1.4 RANS Türbülans Modelleri	16
2.1.4.1 SST k- ω Türbülans Model	16
2.1.4.2 Bağımsız Girdap Benzetimi	18
2.2 Oluşan Kuvvetler ve Terimler.....	18
2.2.1 Direnç ve Kaldırma Kuvveti.....	19
2.2.2 Direnç ve Kaldırma Kuvveti Katsayıları	19
2.2.3 Strouhal Sayısı	20
3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri	21
3.1 Pürüzsüz Yüzeyli ve Dairesel Kesitli Ardışık Silindirler Etrafındaki Akışın HAD Analizleri	21
3.1.1 Geometrinin Oluşturulması	21
3.1.2 Ağ Yapısının Oluşturulması	22

3.1.3 Zaman Adımı Seçimi	25
3.2 Yivli Dairesel Kesitli Ardışık Silindirler Etrafındaki Akışın HAD Analizleri	35
4 Sonuç ve Öneriler	49
Kaynakça	50
Tezden Üretilmiş Yayınlar	53



SİMGE LİSTESİ

A	Akışkan içerisinde hareket eden cismin kesit alanı (m^2)
C_D	Direnç Katsayısı
C_L	Kaldırma Katsayısı
D	Çap (m)
F_D	Direnç Kuvveti (N)
F_L	Kaldırma Kuvveti (N)
Re	Reynolds sayısı
U_∞	Ortalama akış hızı (m/s)
V	Akışkan içerisinde hareket eden cismin hızı (m/s)
ν	Vizkozite (m^2/s)
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m^3)
f_s	Girdap oluşum frekansı
$\tilde{G}_k$	Ortalama hız gradyeninden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi
G_ω	ω 'nın üretimi
Y_k ve Y_ω	Türbülansstan dolayı k ve ω kayıpları
α_ω ve α_k	ω ve k için türbülans Prandtl sayıları
S_k ve S_ω	Kullanıcı tanımlı bileşenler
D_ω	Çapraz difüzyon
C_{DES}	Sabit katsayı
Δ	Söz konusu ağ elemanının en büyük boyutu

KISALTMA LİSTESİ

CUCFD	Kollektif Yapılandırılmamış Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
DES	Bağımsız Girdap Benzetimi
DNS	Doğrudan Sayısal Benzetim
FSM	Akış Benzetim Modeli
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IDDES	Geliştirilmiş Girdap Benzetimi
LDA	Lazer Doppler Anemometresi
LES	Büyük Girdap Benzetimi
PIV	Parçacık Görüntü Velosimetresi
POD	Uygun ortogonal yöntem
RANS	Reynolds Ortalama Navier-Stokes
SAS	Ölçek Uyarlamalı Benzetim
VIV	Girdap Kaynaklı Titreşimler

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Daire kesitli silindire etki eden Kaldırma ve Direnç Kuvvetleri.....	19
Şekil 3.1	Pürüzsüz yüzeyli silindirler için hesap alanı (Ölçeksiz çizilmiştir)	22
Şekil 3.2	Ağ eleman sayısına göre $C_{d,1}$ değişim grafiği($L/D=1$)	23
Şekil 3.3	Çalışmada kullanılan ağ yapısı	24
Şekil 3.4	Ardışık pürüzsüz silindirler etrafındaki ağ yapısı	24
Şekil 3.5	Silindirler üzerine uygulanan sınır tabaka ağ yapısı	25
Şekil 3.6	$C_{d,1-2}$ değerlerine L/D 'nin etkileri ve deneysel verilerle karşılaştırılması.....	27
Şekil 3.7	Pürüzsüz yüzeyli silindirler için $C_{l,1-2}$ grafiklerinin gösterimi, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$ için, d) $L/D=4$ için, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$ için $C_{l,1-2}$	30
Şekil 3.8	Elde edilen $St_{1,2}$ değerleri ve deneysel verilerle karşılaştırılması	30
Şekil 3.9	Pürüzsüz yüzeyli silindirler etrafındaki hız ve basınç vektörleri, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$, d) $L/D=4$, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$ için hız ve basınç vektörleri	34
Şekil 3.10	Yivli yüzeyli silindir geometrisi.....	35
Şekil 3.11	Yivli silindirler etrafındaki ağ yapısı.....	36
Şekil 3.12	Yivli silindirler etrafındaki ağ yapısının yakından görüntüsü.....	36
Şekil 3.13	Yivli yüzeyli silindirlerin $C_{d,1-2}$ değerleri ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması.....	38
Şekil 3.14	Yivli yüzeyli silindirlerin $C_{l,1-2}$ grafiklerinin gösterimi, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$, d) $L/D=4$, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$	41
Şekil 3.15	Yivli yüzeyli silindirlerin Strouhal sayısı ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması.....	43
Şekil 3.16	Yivli yüzeyli silindirler etrafındaki hız, basınç dağılımları, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$, d) $L/D=4$, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$ için.....	46
Şekil 3.17	Yivli silindirler etrafında oluşan girdapların yakından görüntüsü, hız, basınç dağılımları ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması, a) $L/D=1$ için hız, b) $L/D=1$ için basınç, c) $L/D=2$ için hız, d) $L/D=2$ için basınç dağılımları (Her harf yivli ve yivsiz yüzeyli silindirler içindir)	48

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 SST k- ω türbülans modeli için sabit katsayılar.....	18
Tablo 3.1 Farklı ağ yapıları için elde edilen direnç katsayısı sonuçları($\Delta t=0.07$, Re=65000).....	23
Tablo 3.2 L/D = 1 için zaman adımı $C_{d,1}$ sonuçları (SST k- ω , Re=65000).....	25
Tablo 3.3 Elde edilen $C_{d,1-2}$ değerleri ve bunların deneysel verilerle karşılaştırılması..	26
Tablo 3.4 Elde edilen St_1 - St_2 analiz sonuçları ve deneysel değerlerle olan hata yüzdesi.....	31
Tablo 3.5 Bulunan $C_{d,1-2}$ değerleri ve pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması..	37
Tablo 3.6 Yivli silindirlerin St_{1-2} değerleri ve pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması.....	42

FARKLI GEOMETRİK YÜZEYLERE SAHİP TANDEM SİLİNDİRLER ETRAFINDAKİ İKİ BOYUTLU AKIŞIN SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ

Enes ÖZTÜRK

Gemi inşaatı ve Gemi makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR

Bu çalışmada dikdörtgen kesitli bir düzlemde düzenli akım kullanılarak oluşturulmuş bir model içerisine, akıma dik olacak şekilde yerleştirilmiş iki farklı yüzey geometrisine sahip (yivli ve pürüzsüz) silindirler etrafındaki akışın sayısal olarak incelenmesi yapılmıştır. Bunun için sonlu hacimler metodunu kullanan ANSYS-FLUENT 19 paket programı kullanılmıştır. Çalışmada ilk olarak $D=0.049\text{m}$ ölçülerinde pürüzsüz yüzeyli 2 silindir modellenerek düzenli akış içerisine tandem düzende yerleştirilmiştir. $Re=65\times 10^3$ 'de elde edilen değerlerin (C_d ve St) deneysel verilerle karşılaştırması yapılmıştır. Daha sonra model geliştirilerek yine aynı hesap alanında olacak şekilde yivli yüzeyli silindirler yan yana yerleştirilmiştir. Silindirler arasındaki uzaklık (L) değiştirilerek yeni analizler yapılmıştır. Yapılan yüzey geometrisi değişikliğinin ilk modelde elde edilen değerler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen yeni değerlerin deneysel verilere olan yakınlığı gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dairesel silindir, ANSYS-FLUENT, Strouhal sayısı (St)

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF TWO DIMENSIONAL FLOW AROUND TANDEM CYLINDERS WITH DIFFERENT SURFACES

Enes ÖZTÜRK

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR

In this study, the flow around the cylinders having two different surface (grooved and smooth) placed perpendicular to the flow into a model formed by using regular flow in a rectangular cross-sectional plane was investigated numerically. For this purpose, ANSYS-FLUENT 19 package program was used which uses finite volume method. In the study, firstly, two cylinders with smooth surface $D = 0.049\text{m}$ were modeled and the values obtained in $Re=65 \times 10^3$ in regular flow (C_d and S_t) were compared with experimental values. Then the model was developed and the rollers with rough surfaces were placed side by side in the same calculation area. New analyzes were performed by changing the distance (L) between the cylinders. The effects of surface geometry change on the values obtained in the first model were investigated. The proximity and usability of the obtained new values to the experimental values were determined.

Keywords: Circular cylinder, ANSYS-FLUENT, Strouhal number (S_t)

1.1 Literatür Özeti

Mühendislik problemlerinde, akış karakteristiğini doğru bir şekilde tespit etmek önem arz etmektedir. Analitik metodlarla doğrudan hesaplanması zor olan modellerde, basınç kayıpları, ısı transferi, akışkanın hızı gibi verilerin sayısal metodlarla önceden belirlenmesi, kalitesi açısından tasarımı yapılmak istenen ürüne, zaman ve maliyet açısından imalatçıya son derece önemli üstünlükler sağlamaktadır.

Hesaplama Akışkanlar Dinamiği, akışkanlar ile ilgili alanlarda ayrıntılı çözümlemelerin gerçekleştirilebildiği, akışın karakteristiği hakkında ayrıntıların görselleştirilebildiği, bilgisayar bilgisayar destekli bir yaklaşımdır. HAD analizlerinin çıktıları, ürün tasarım sürecinde ürünün çalışmasına ilişkin sorunları bilgisayar ortamında ele almakta ve ürün performansını iyileştirmede göz ardı edilemeyecek faydalar sağlamaktadır.

İki veya daha fazla akışkanın bir arada olduğu akışların, katı ve akışkanın etkileşim içinde olduğu, dönen parçaların analizleri gibi birçok uygulamada hesaplama akışkanlar dinamiği metodu doğru ve hızlı sonuçlar vermektedir.

Hesaplama akışkanlar dinamiği (HAD), silindir üzerindeki akış karakteristiklerinin incelenmesi için günümüzde mühendislerce sıkça kullanılan bir metottur. Hesaplama akışkanlar dinamiği, temelde akışkanlar mekaniği prensipleri yardımıyla akışkanların hareketlerini inceler. Bu konuya araştırmacılar tarafından bu kadar ilgi gösterilmesinin sebebi; açık deniz yapıları, inşaat sektörü, köprü, uçak vb. birçok mühendislik alanında bu konudan yararlanılmaktadır.

Akışkanın atalet kuvvetinin viskoz kuvvetine oranı Reynolds sayısı (Re) ile boyutsuz bir biçimde ifade edilir. Reynolds sayısı akışkanın atalet kuvvetinin viskoz kuvvete oranıdır. Silindir üzerindeki akışın Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (1.1)$$

Silindir etrafındaki akışta, akışın Reynolds sayısı 48'i geçtikten sonra silindirin arkasında girdap yolu oluşmaya başlar. Bu girdaplar silindir üzerinde oluşan sınır tabakadan koparak oluşur. Silindirin yüzeyinden kopan girdaplar ve akışın silindir arkasındaki davranışı, silindir üzerindeki sınır tabaka ile yakından ilgilidir. Silindir üzerinde oluşan sınır tabaka, akışın Reynolds sayısına göre laminar veya türbülanslı olabilir. Sınır tabakanın Reynolds sayısına göre değişmesi nedeniyle, silindir üzerinden koparak oluşan girdapların yapısı da akışın Reynolds sayısına göre değişiklik gösterir. Bu nedenle, silindir üzerindeki akış literatürde Reynolds sayısına göre farklı rejimlere ayrılır. Günümüzdeki deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda girdap yolunun oluştuğu Reynolds sayısı değeri 48 olarak elde edilmiştir.

Günümüzdeki çalışmalarda Reynolds sayısının 1000 ile 20,000 arasında olduğu durumda sınır tabakanın tamamıyla laminar olduğu söylenmekte ve bu aralıktaki akış rejimi ise kritik altı olarak tanımlanmaktadır. Silindir üzerindeki sınır tabaka $Re=20,000$ 'e kadar laminardır ve laminardan türbülanslı akışa geçiş silindirin arkasındaki herhangi bir yerde gerçekleşmektedir. $Re=20,000$ 'den sonra girdap yolunun tamamıyla türbülanslı olmasına rağmen, girdapların silindir üzerinden laminar olarak ayrılması $Re=100,000$ 'e kadar devam etmektedir.

Bu çalışmada Reynolds sayısı 65×10^3 'de (Bu değerde akım türbülanslıdır) hesaplamalar yapılmıştır. Reynolds sayısının büyüklüğüne göre silindirler etrafında laminar ve türbülanslı akışlar meydana gelmektedir.

Roshkonun belirttiği gibi [1], Reynolds sayısındaki değişime göre birkaç farklı rejim meydana gelir. Tam akım $Re=40$ 'ın altında olduğunda simetrik, sabit ve düzenlidir. Reynolds sayısı 40-150 arasına geldiğinde akım bütünüyle laminar ve devamlıdır. Ayrıca sabit girdap oluşumları başlar. Reynolds sayısı 150-300 arasına geldiğinde sınır tabakadaki akım rejimi değişmeye başlar ve laminardan türbülanslı akışa geçiş meydana gelir. Reynolds sayısı 300'ün üzerine çıktığında ise akış düzensiz hale gelir ve Strouhal sayısı momentum denkleminin sol tarafındaki ilk terimin başındaki parantez içinde kalan büyüklük ele alınan zamana bağlılığın hangi mertebede olduğunu belirten bir boyutsuz sayı teşkil etmektedir. Bu boyutsuz sayı, periyodik olayın frekansının tersi karakteristik zaman olarak tanımlanan Strouhal sayısıdır. Reynolds sayısından bağımsız hal almış olur.

Hwan ve Sue [2], Reynolds sayısı 500-1500 arasına kare silindiler üzerindeki akışı incelemek amacıyla birtakım deneyler yapmışlardır. Çalışma sonucunda kare kesitli silindirlerin hareket etmeleri oluşan salınımı azaltıcı eğilimdedir. Akış kuvvetinin Strouhal sayısı, direnç kuvveti ve sınır tabaka artışı azaltıcı eğilimde olduğu görülmüştür.

Park ve Lee [3], serbest salınım ve girdapların etkisini farklı çaplarda dairesel silindirler üzerindeki etkisini Reynolds sayısı 20000 değerinde ve çapraz akış altında incelemiştir. Bu Reynolds sayısında türbülanslı alana geçiş yapıldığından oluşan girdapların sayısının arttığı görülmüştür. Buna bağlı oluşan direnç katsayılarının değerleri gözlemlenmiştir.

Yamagishi ve arkadaşları [4], dairesel bir silindir etrafındaki akışta, sürtünme kuvvetinde ani bir düşüş, yüksek bir Reynolds sayısında meydana gelir, ancak aynı durum, dairesel silindir yüzeyinde yiv ya da pürüzlerin olduğu durumlarda daha düşük bir Reynolds sayısında meydana gelir. Bu makalede, yivlerin şeklinin değiştirilmesi durumunda, dairesel silindirin etrafındaki akış karakteristiğini netleştirmek için, sürtünme katsayısı, basınç, hız ve türbülans dağılımı ölçülmüştür. Ayrıca, silindir etrafındaki akış, RNG türbülans modeli ile, yüzey akış modeli, yağ film tekniği kullanılarak ölçülmüştür. Sonuçlar, üçgen yivli dairesel silindirin sürtünme katsayısının, ark yivli dairesel silindire kıyasla yaklaşık %15 oranında azaldığını göstermiştir.

Weinmann ve arkadaşları [5], NASA ikili silindir deneyinde doğru akış ve gürültü tahminleri için yeni bir hibrid RANS/LES modelinin performansını incelemiştir. Önerilen yaklaşım, değiştirilmiş akış benzetim modelinin, türbülans vizkozitesinin ve sönümlenmiş türbülans kinetik enerji yayılma hızının ölçeklendirilmesine dayanmaktadır. Bu sönümleme işlemi üç ayrı bileşenden oluşur; Doğrudan Sayısal Benzetim, Büyük Girdap Benzetimi, sınır tabakanın dışında meydana gelen Reynolds Ortalama Navier-Stokes'ten LES'e geçişi zorlayan bir koruma bileşeni. Benzetimler nispeten kaba bir ızgara üzerinde gerçekleştirilir ve FSM verileri, Ölçek Uyarlamalı Benzetim ve Geliştirilmiş Girdap Benzetimi yaklaşımlarından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Gürültü tahminleri Curle'ın teorisine dayanan bir gürültü analoji yaklaşımı kullanılarak elde edilmiştir. FSM-SST yaklaşımının referans verilerle oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Tahmin edilen ses dalgaları çeşitli mikrofon

konumlarındaki deneysel sonuçlarla ve yüksek Strouhal sayılarındaki geniş gürültü seviyelerinden bazı eksikliklerle de olsa iyi bir uyum göstermiştir.

Norberg [6], Reynolds sayısı 47 ile 2×10^5 için daha önce yayınlanmış olan verileri gözden geçirmenin yanı sıra, çapraz akışta dairesel bir silindir için elde edilen kaldırma katsayıları ve Strouhal sayılarının karşılaştırmaları yapmış ve bunlar hakkında ek deneysel veriler sağlamıştır.

Yamagishi ve arkadaşları [7], silindirin etrafındaki akışta, ortalama sürtünme katsayısında ani bir düşüş, yüksek bir Reynolds sayısında meydana gelir, ancak aynı durum, silindir yüzeyinde yiv veya pürüz olduğu durumda, daha düşük bir Reynolds sayısında meydana gelir. Bu makalede, 20, 26 ve 32 adet üçgen yivlere sahip silindirin etrafındaki akış özelliklerini netleştirmek için, ortalama sürtünme katsayısı, basınç, hız ve türbülans yoğunluğu dağılımı ölçülmüştür. Ayrıca, silindir etrafındaki akış, RNG türbülans modeli ile, yüzey akış modeli yağ-film tekniği ile araştırılmıştır. Sonuçlar, 20 ve 26 adet yive sahip silindirler ile karşılaştırıldığında, düşük Reynolds sayılarındaki 32 adet yivli silindirin ortalama sürtünme katsayısında ani bir düşüşün meydana geldiğini göstermiştir.

Bayraktar ve arkadaşları [8], farklı kesitlere sahip silindirler etrafındaki akım karakteristiklerinin duvar etkisi ile nasıl değiştiğini belirlemek için iki boyutlu sayısal çalışma gerçekleştirdiler. Çalışma boyunca yapılan analizlerde Spalart Allmaras türbülans modeli kullanılmış olup 2×10^4 Reynolds sayısına sahip akım rejimi tercih edilmiştir. Çalışma sonunda maksimum sürtünme direnci kare kesitli silindirde gözlenirken; minimum değer daire kesitli silindirde gözlemlenmiştir. Genel olarak direnç katsayısı silindirlerin duvara uzaklığı ile silindirlerin karakteristik uzunluğu oranının artmasına paralel olarak artma eğilimi göstermiştir.

Zhou ve arkadaşları [9], Pürüzsüz silindir ve uzunlamasına yivli silindir etrafındaki akış, 7.4×10^3 ile 1.8×10^4 arasındaki Reynolds sayıları için deneysel olarak araştırılmıştır. Bu araştırma, yivli yüzeyin silindirin sürtünme katsayısına ve akış özelliklerine etkisini daha iyi anlamayı amaçlamaktadır. Kuvvet ölçüm sonuçları, yivli yüzeyin ortalama sürtünme katsayısını aynı Reynolds sayısındaki pürüzsüz silindire göre %20 kadar azalttığını göstermiştir. Grup ortalama hızları, türbülanslı kinetik enerji, Reynolds sayısı ve kesme gerilmesi, parçacık imaj velosimetrisi (PIV) tekniği kullanılarak elde edilir.

PIV ölçüm sonuçları, yivli silindirden yayılan kesme katmanları, pürüzsüz bir silindire nazaran daha küçük boyutta olduğunu göstermiştir. Silindirdeki girdap oluşumu, yivli yüzey varlığında zayıfladığı da görülmüştür.

Sharman ve arkadaşları [10], iki tandem silindirin üzerindeki akışlar, karmaşık geometrilerde sonuçlar veren ve yeni geliştirilen Kollektif Yapılandırılmamış Hesaplama Akışkanlar Dinamiği kodu kullanılarak analiz edilmiştir. Akışın laminar kalmasını sağlamak için silindir çapına bağlı olarak Reynolds sayısı 100 kullanılmıştır.

Jester ve arkadaşları [11], sıkıştırılmış silindirlerin ve sıkıştırılmış silindir çiftleri üzerine kapsamlı bir sayısal inceleme yapmışlardır. Silindirler yan yana ve kademeli olarak yerleştirilmiş ve Reynolds sayısı 80 ve 1000 için ele alınmıştır. İkinci derece yüksek akış çizgisi (Streamline Upwind), Petrov-Galerkin projeksiyon şeması, 2-D sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerini çok sayıda farklı şekillerde kullanmışlardır.

Tu ve arkadaşları [12], tandem düzende düzlemsel akışa maruz bırakılan iki elastik sabit dairesel silindirin akış kaynaklı titreşimleri, sayısal olarak ve Reynolds sayısı 160'da incelenmiştir. Kayma akışındaki iki silindirli VIV' lerle ilgili olarak, hesaplama silindirinin azaltılmış kütlesi $M_r=2,5\pi$ ve yapısal sönümleme oranı $\xi=0$ ile gerçekleştirilmiş. Kesme hızı ($k=0.0, 0.05, 0.1$), düşük hız ($U_r=3-18$) ve aralık oranı ($L_x/D=2.5, 3.5, 4.5, 8.0$) gibi bazı önemli parametrelerin etkileri gösterilmiştir.

Bergstrom ve arkadaşları [13], cidarın yakınına konumlandırılmış kare kesitli sonsuz bir silindirin iz yapısına olan etkisini incelemişlerdir. Onlar ilk önce üç farklı (0, 0.5 ve 1) uzaklık aralığında serbest akış içindeki bir silindirin durumunu değerlendirmişlerdir. Ayrıca Reynolds sayısını 500 olarak kabul edip hız ve basınç alanlarının sabit skalasını tahmin etmek için kaba ağ yapısında Büyük Girdap Benzetimini gerçekleştirmişlerdir. Ardından silindirin cidara yakın olduğu durumlarda alt duvarın kendisinde ikincil bir sirkülasyon bölgesinin gelişmesinin yanı sıra, üst ve alt sirkülasyon bölgelerinin yeniden şekillendirilmesinde ortaya çıkan, iz yakınına güçlü asimetri olduğunu göstermişlerdir. Sonuç olarak Hem POD modları arasındaki enerji dağılımı hem de her mod için tutarlı yapılarla ilişkili akış modelinin, en küçük iki uzaklık değeri için duvarın varlığından güçlü bir şekilde etkilendiğini bulmuşlardır.

Bhattacharyya ve arkadaşları [14], bir cidara paralel yerleştirilmiş kare bir silindirin arkasındaki iz üzerine sayısal bir çalışma yapılmıştır. Onlar akışı laminar

Reynolds sayısı aralığında incelemiş olup duvar sınır tabakasının 1400'a kadar olan Reynolds sayısındaki girdapta, girdap üzerinde etkileşimi ve silindir yüksekliğinin, duvar boşluğu yüksekliğinin 0.5 ve silindir yüksekliğinin 0.25 katı kadar olduğu durumları da incelemişlerdir. Akışı yöneten denklem olan süreksiz Navier-Stokes denklemlerini, kademeli ağ sistemindeki sonlu hacim yöntemi ile ayırıklaştırmışlardır. Ayırık denklemleri hesaplamak için SIMPLE algoritması kullanılmışlardır. Sonuç olarak onlar, silindir yüksekliğinin 0.5 katı boşluk yüksekliğinde vorteks atma işleminin, yalıtılmış bir silindirden daha büyük bir Strouhal sayısında gerçekleştiğini bulmuşlardır.

Wang ve arkadaşları [15], tam gelişmiş bir türbülanslı sınır tabakanın (kalınlık $\delta = 0.4D$) yanına konumlanmış, $D=25$ mm olan ve silindir ya da karesel bir silindirin yakın izlerindeki akış karakteristiği PIV (particle image velocimetry) kullanarak deneysel olarak incelenmiştir. Onlar S/D oranlarını 0.1–1 arasında değiştirerek değişimin etkisini göstermişlerdir. Elde ettikleri sonuç hem ortalama hem de anlık akış alanlarının S/D 'ye güçlü bir şekilde bağlı olduğudur. Ayrıca iki tip silindir için akış karakteristiği S/D 'nin değişimine nazaran benzer özellikler gösterdiğine ve bununla birlikte, kayma katmanlarının, iz genişliği, akış eğriliği, vs. açısından gelişmeleri, bu iki tip silindir için oldukça fark olduğunu da belirtmişlerdir. Son olarak, kare silindir için iz ve momentum değişimi, aynı silindir oranında dairesel silindirinkilerden yavaş olduğunu ve buna paralel olarak, aynı S/D 'deki dairesel silindirinkine kıyasla, periyodik girdap oluşumunun kare silindir durumuna göre geciktirildiğini ve zayıflatıldığını göstermişlerdir.

Oliva ve arkadaşları [16], Reynolds sayısı 22000'de bir kare silindir etrafındaki türbülanslı akışı direk sayısal benzetim ile incelemişlerdir. Onlar çalışmalarında gerçekleştirdikleri benzetimi doğrulamak için kullandıkları sayısal yöntemler ve metodolojinin genel bakışa uygun kontrol hacim büyüklüğü ve zaman integrasyon periyodunu belirlemek için özel önem göstermişler. Sonra zaman ortalamalı akış sonuçları ve türbülans istatistikleri oldukça iyi bir uzlaşma gösteren deneysel veriler ile birlikte tartışmışlar. Sonuç olarak, hız örneklerinin frekans analizi hem silindirin ön kenarında akış ayrılması nedeni ile ortaya çıkan Kelvin-Helmholtz girdap yapıları hem de iz bölgesinde Von-Karman girdap oluşumlarını analiz etmek için kullanmışlar. İlki, türbülansa geçişin daha sonra olabileceğini düşündüren deneylere kıyasla daha akış yönünde olduğu gözlemlenmiştir.

Yen ve arkadaşları [17], iki özdeş kare silindiri dikine bir su tankında sıralı kurmuşlardır. Reynolds sayısı, boşluk oranı ve silindirin aşağı akışının dönme açısının akış karakteristik modları, sürtünme katsayısı ve girdap saçılımlarına olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında PIV şeması, akış alanını üç karakteristik modda incelemek ve sınıflandırmak için uygulamışlardır. Bu modlar: tekli modun girdap saçılımları, tekrar takılı mod ve ikili moddur. Elde ettikleri sonuçlar ise;

- Viskozite baskın akış alanında, Reynolds sayısı arttıkça Strouhal sayısı azalır
- Atalet dominant akış alanında, Strouhal sayısı, Reynolds sayıları ile artar ve yüksek Reynolds sayıları için bir sabite yaklaşır.
- Yeniden takılan modun girdap saçılımındaki maksimum sürtünme katsayısı, tek kare silindir durumundan yaklaşık %76 daha düşüktür.

Chen ve arkadaşları [18], tandem düzende iki kare silindir etrafındaki akış karakteristikleri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneylerde silindirlerin merkezleri arasındaki aralık silindirin 1.5 ila 9 genişliğinde ve Reynolds sayısı 2×10^3 ila 1.6×10^4 arasında değişmektedir. Boşluk iki farklı şekilde değiştiğinde oluşan iki süreksiz sıçramayı incelenen bütün Reynolds sayılarında sunmuşlardır. Onlara göre bu durum, iki farklı akış düzeniyle ilişkilendirilir ve süreksizlik, akış düzenindeki ani bir değişime atfedilir. Onlar Reynolds sayısı $Re=2 \times 10^3-5.3 \times 10^3$ aralığında arttıkça, bu rejimin hızlı bir şekilde daha küçük aralık değerlerine doğru kaydığını bulmuşlardır; ve daha sonra, $Re=5.3 \times 10^3-1.6 \times 10^4$ arasında neredeyse değişmeden kaldığını bulmuşlardır. Son olarak onlar çalışmalarında histerez rejiminde akış düzeninin değişmesine karşılık gelen akış görselleştirmesinin yanı sıra hızın zaman öyküsü ve spektrumları ayrıntılı olarak sunmuş ve sonuçları incelemişlerdir.

Itoh ve arkadaşları [19], aynı çaptaki daire kesitli iki tandem silindir etrafındaki akımı incelemek üzere nümerik analiz gerçekleştirmişlerdir. Analizler farklı silindirler arası mesafeler için ve 20×10^3 Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonunda, silindirler arası mesafenin silindir çaplarına oranı 2 ve 3 iken öndeki silindirin arkasında girdap oluşumu gözlenmezken; bu oran 4 ve 5 olduğunda her iki silindirin de iz bölgesinde girdap oluşumu gözlemlenmiştir. Bahsedilen oran 3 ve 4 iken zamana bağlı direnç katsayısında ani değişimler gözlemlenmiştir.

Ladjedel ve arkadaşları [20], tandem olarak yerleştirilmiş yivli ya da düz yüzeylere sahip iki silindire ait kaldırma katsayısı ve direnç katsayısını belirlemek adına deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma üç farklı Reynolds sayısı için sürdürülmüştür. Her bir durumda öndeki silindirin direnç katsayısı geridekine göre daha fazla çıktığı gözlemlenmiş olup kaldırma katsayısı ise beklendiği üzere ihmal edilebilir düzeyde olduğu sonucuna varılmıştır.

Ünal ve arkadaşları [21], büyük sirkülasyonlu bir su tüneline yürütülen bir dizi özel model testinden yararlanarak, girdap jeneratörleriyle donatılmış dairesel bir silindir etrafındaki akışın 3D hesaplama simülasyonlarına dayanan karşılaştırmalı bir çalışma sunmuştur. Girdap jeneratörlerinin etkisi, girdap üretici kasası olmayan çıplak silindir ve karşılaştırmalı deneylerin, bu alanda yapılan diğer deneylerle karşılaştırılması sunulmuştur. Sıkıştırılamaz, dengesiz Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes hesaplamaları üç farklı iki denklemlili türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Gerçekleştirilebilir k-epsilon, Wilcox k-omega ve Shear-Stress-Transport k-omega modelleridir. Sayısal hesaplamalar, girdap jeneratörlerinin etkinliğini ve performans artırıcı karakterini vurgulamıştır. Uyanışın uzaması gibi ölçümlerin birçok önemli bulgusu, kayma tabakalarının uzatılması, gerilme bileşenlerinin azalması ve girdapların zayıflaması hesaplamalar ile başarılı bir şekilde yeniden üretilmiştir. Girdap jeneratörlerinin uygulanmasından dolayı hem deneysel hem de hesaplamasal çalışmada kayda değer azalma gözlenmiştir.

Mahir ve arkadaşları [22], tandem düzendeki iki izotermal silindirin düzensiz laminer akıştaki ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal sonuçlar için CFD yazılımlarından FLUENT kullanılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Analizler Reynolds sayısı 100 ve 200 için, silindirler arasındaki mesafe $L/D=2, 3, 4, 5, 7$ ve 10 için yapılmıştır. Kaldırma ve sürtünme katsayıları, Strouhal sayıları elde edilmiş ve literatürdeki verilerle karşılaştırılmıştır. Girdap ve izotermi, akış ve ısı taşınımını yorumlamak için kullanılmışlardır. İlk silindirin ortalama Nusselt sayısının $L/D>4$ için tek silindire yaklaştığı ve ikinci silindirin de ortalama Nusselt sayısının ilk silindirin %80'i kadar olduğunu bulmuşlardır.

Mahbub Alama ve arkadaşları [23], üç tane tandem silindirdeki kuvvetler ve akış yapılarındaki faz gecikmelerinin girdap oluşumlarına olan bağlılığını araştırmışlardır. Aynı çaplardaki üç silindir (D) arasındaki mesafe $L_1^*=L_1/D=3.5-5.25$ ve $L_2/D=3.6-5.5$

olacak şekilde yerleştirilmiş ve Reynolds sayısı 200’de sayısal olarak analizlerini yapmışlardır. Burada L_1 ilk silindirle ortadaki silindir arasındaki, L_2 ‘de ortadaki silindirle üçüncü silindir arasındaki mesafedir. ϕ_1 ilk silindirle ortadaki silindir arasındaki faz gecikmesini ve ϕ_2 ortadaki silindirle üçüncü silindir arasındaki faz gecikmesini göstermektedir. ϕ_1 ve ϕ_2 ’nin silindir 1 üzerinde diğer ikisinden daha fazla etkisi varken, silindirlerin etrafındaki akış, L_1 ’e daha duyarlı olduğu bulunmuştur.

Gopalan ve arkadaşları [24], doğrusal ve doğrusal olmayan Girdap Vizkoziste formülasyonlarına dayalı hibrit RANS/LES modellerinin sistematik bir değerlendirmesini yapmışlardır. İki grup silindir etrafındaki akış analizi için, Reynolds sayısı 1.66×10^5 ‘de, silindirler arasındaki mesafe L ve silindir çapları D olacak şekilde $L/D=1.4-3-3.7$ olarak belirlenmiştir. Bu çalışmada türbülans oluşumlarının ve ıslak yüzey etkileşimlerinin L/D ’ye olan bağlılığını incelemişlerdir. $L/D=3.7$ için ilk simülasyonlar, en optimum modeli belirlemek için doğrusal olmayan hibrit modeller ve onların doğrusal emsalleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Birleşik zaman ölçeğine dayalı doğrusal olmayan modelin deneysel ölçümlerle en iyi uyumu gösterdiği bulunmuştur. $L/D=3$ için, doğrusal olmayan hibrit model girdap davranışlarını doğru bir şekilde tahmin etmektedir. Son olarak $L/D=1.4$ için ilk silindir üzerindeki girdap oluşumunun sona erdiği ve ikinci silindirdeki girdap oluşumunda zayıfladığı görülmüştür. Bu uzaklıkta belirli bir girdap oluşum sıklığı görülmemiştir.

Uzun ve arkadaşları [25], tandem silindirlerden oluşan akışta ki Gecikmiş Bağımsız Girdap Benzetimlerini incelemişlerdir. Bu benzetimler iniş takımı akış alanlarının en önemli özelliklerinden bazılarını içermektedir. İniş takımlarının ana gürültü üretme mekanizması, ilk silindir girdabının ikinci silindirle etkileşimidir. Bu çalışmanın amacı, kompleks ayrılmış akışlar için uygun türbülans modeliyle birlikte yüksek değerli sayısal sayısal şemaları kullanarak bu problem için şu anda ulaşılabilir doğruluk seviyesini belirlemektir. Hesaplama, Spalart-Allmaras türbülans modeline dayanmaktadır. İki silindir birbirinin aynısıdır ve 3.7 silindir çapına sahiptirler. Ağ çözünürlüğünün tahmin duyarlılığını değerlendirmek için, 133 milyon ağ eleman noktasına kadar ağ çözünürlük çalışması yapılmıştır. Sonuçlar mevcut deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

Yen ve arkadaşları [26], iki tane aynı kare silindiri şu tankında arka arkaya yerleştirmişlerdir. Reynolds sayısının, aralık oranının ve ikinci silindirin dönme

açısının, akış karakteristiğine ve girdap oluşumuna etkilerini incelemişlerdir. Parçacık Görüntü Velosimetrisi şeması, akış alanını üç karakteristik modda incelemek ve sınıflandırmak için uygulanmıştır. Viskozite baskın akış alanında, Reynolds sayısı arttıkça Strouhal sayısı azalır. Bununla birlikte, atalet dominant akış alanında, Strouhal sayısı Reynolds sayıları ile artar ve yüksek Reynolds sayıları için bir sabite yaklaşır. Yeniden eklenmiş modun vortex levhasında ki maksimum sürtünme katsayısı, tek kare silindir durumundan yaklaşık% 76 daha düşüktür gibi sonuçlara ulaşmışlardır.

İSPİR ve arkadaşları [27], yavaş değişen kritik-altı açık kanal akımının (M1 profili) hız alanı, Lazer Doppler Anemometresi ile ölçülmüş ve aynı deney koşullarındaki akımlar için, temel denklemler, sonlu hacimler yöntemine dayalı ANSYS-Fluent ticari yazılım programı ile çözülmüştür. Sayısal hesaplamalarda, Standard k- ϵ , Renormalization-group k- ϵ ve Realizable k- ϵ türbülans modelleri kullanılmış, su yüzü profili VOF yöntemi ile hesaplanmıştır. Sayısal modellerden elde edilen C_d değerleri deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Farklı türbülans modellerinin deneysel olarak doğrulanması amacıyla yapılan karşılaştırmalarda, Realizable k- ϵ türbülans modelinin, kullanılan üç model arasında en başarılı olduğu görülmüştür.

Vu ve arkadaşları [28], zorlamalı taşınım altında yerleştirilmiş 2 soğumaya maruz ardışık silindir etrafında katılaştırmanın parametrik sayısal araştırmasını yapmışlardır. Sonlu farklar yöntemi, faz değişim işlemini çözmek için bir enterpolasyon (interpolation) tekniği ile birlikte kullanılmıştır. Reynolds sayısı, Stefan Sayısı (ST), akan sıvının boyutsuz sıcaklığı (Θ_0), k_{sl} ve C_{psl} termal özellikleri ve iki silindir arasındaki mesafe (L) gibi çeşitli boyutsal olmayan değişkenlerin katı fazın evrimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Hesaplanan sonuçlar göstermiştir ki, katılaştırılmış bölge k_{sl} veya L de ki artış ile Re, Pr ve Θ_0 'dan herhangi birinde ki azalma ile genişler. Bununla birlikte, St ve C_{psl} katı fazın son hali üzerinde küçük bir etkiye sahiptir. Katı ve sıvı fazlar arasındaki yoğunluk farkının etkisi ve yan yana düzenleme durumunda ki sonuçlar da gösterilmiştir.

Kumar ve arkadaşları [29], iki kare tandem silindir etrafındaki akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 40 için akış özelliklerini silindirlerin merkezleri arasındaki mesafe S olacak şekilde incelemişlerdir. Silindirlerin çapı D olarak gösterilmiş ve silindirler arasındaki mesafe $S/D=2-30$ olarak alınmıştır. Ayrılma

topolojisine dayanarak, dört ayrı akış rejimi tanımlamışlardır. Rejim 1’de, silindirler birbirine yakındır, silindirler arasındaki boşluk, bir çift girdap tarafından doldurulur ve ilk silindirin arkasında hiç girdap yoktur. Rejim 2, akışın çatallaşmasının gösterimi olarak biçimlenir; boşluktaki ikiz girdaplar 4 girdaba ayrılmıştır. 3. Rejimde, akışın ikinci çatallaşması meydana gelir. Dört kenarlı boşluk devirdaimi; karşı dönüşlü girdabın ilk çifti ilk silindirin girdabına katkıda bulunurken, diğer çift, ikinci silindirin ön kısmına küçük girdaplı yapı gibi bağlı kalır. 4. Rejimde, akım ayrılması, bireysel silindir girdapları ile karakterize edilir. Hepsi bir rejime karşılık gelen dört akım ayrılması modeli sunmuşlardır.

Tsutsui ve arkadaşları [30], iki tandem dairesel silindir etrafındaki akışı incelemişlerdir. Silindirler arasındaki mesafe $L/D = 1.2-1.3$ de Reynolds sayısı arttıkça, Strouhal sayısı 0.25’ten 0.10’a düştüğü gözlemlenmiştir. Silindirlerin çapı, $d=100$ mm, $L/d=1.2$ ve serbest akış hızı, $U=6$ ila 20 m/s arasında seçilmiştir. Reynolds sayısı 3.8×10^4 ve 1.3×10^5 alınmıştır. Elde edilen sonuçlar, birinci silindirin üst ve alt taraflarından oluşan akım ayrılması, alternatif olarak ikinci silindirin üst ve alt taraflarına tekrar takılır. Bu akım aralığının içine akarken, boşluktan geçerek akmaz. Boşluk akışı, ikinci silindirin alt tarafına yeniden giren akış tarafından geri itilir. Birinci ve ikinci silindirlerin salınımlı direnç ve kaldırma katsayıları arasındaki faz farkı, sırasıyla $t/T = 5/16$ ve $3/16$ bulunmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Akış içerisinde küt cisimler etrafında, özellikle yüksek akış hızlarında, akım ayrılmaları meydana gelir. Bu akım ayrılmaları akışı karmaşıktır. Oluşan türbülans laminar akışta gözlenen düzeni bozduğundan dolayı, böyle bozulmaları sayısal olarak modellemek oldukça güçtür. Bu tip geometriler etrafındaki akışı görüntülemenin en güvenilir yolu deneysel yöntemlere başvuraktır.

Bunun yanında yüksek akış hızlarında akışı görüntülemek hem çok zahmetli hem de oldukça pahalı bir iştir. Bu sebeple bu tip problemlerin sayısal olarak çözülebilmesi hem çok yüksek meblağlarla inşa edilebilen laboratuvarlara duyulan ihtiyacı azaltır, hem de akış ile ilgili her türlü bilgi farklı ekipmanlara gerek duymadan rahatça elde edilebilir.

Sayısal yollarla bu tip problemlerin çözülebilmesi için farklı sayısal işlem basamakları ve türbülans modelleri bulunur. Ancak her algoritmanın veya türbülans modelinin kullanıldığı geometri tipi farklı olabilir. Bunun sebebi, söz konusu türbülans modelinin belirli şartlar için geliştirilmiş olmasıdır. Örneğin en basit modellerden olan tek denklemlili Spalart-Allmaras türbülans modeli ince kesitli kanat etrafındaki akışı çözebilmek için özel olarak geliştirilmiştir (Spalart ve Allmaras, 1992). Bu problemlerde, Spalart-Allmaras modelinin yapılan deneylere kıyasla çok uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

Bu çalışmada pürüzsüz yüzeyli iki silindir üzerindeki akışın analizi yapılmıştır. Elde edilen değerlerin deneysel verilerle doğruluğu karşılaştırılmıştır. En uygun ağ yapısı, zaman adımı bulunmuş, kaldırma ve direnç katsayı değerleri gösterilmiştir. Çalışmanın amacı, elde edilen değerlerin silindir yüzeyleri yivli olduğu zaman ne oranda değiştiğini ve bunların kullanılabilirliğini göstermektir.

1.3 Hipotez

Türbülans modelleri genellikle ampirik ifadelerden oluşur ve daha çok aerodinamik olarak ideal geometriler için geliştirilmiştir. Silindir gibi küt cisimler için literatürde farklı türbülans modelleri kullanılarak farklı sonuçlar alınmıştır ve hala alınmaktadır. Ancak bu türbülans modellerinin hangi Reynolds sayısında hangi geometri için daha geçerli olduğu tartışılmalı bir konudur. Dolayısıyla bu tezde sunulan hipotez farklı yüzeyli silindiler üzerindeki akışın; silindirlerin ardışık yerleştirilmesiyle geliştirilen modellerde en uygun türbülans modeli ve Reynolds sayısı ile çözümlemek ve daha sonra bu sonuçları literatürde var olan deney sonuçları ve analitik çözüm yöntemleriyle karşılaştırmak ve kullanılabilir olduğunu göstermektir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışkanlar dinamiği akış hareketini inceleyen bir bilim dalıdır. Bu konuya araştırmacılar tarafından bu kadar ilgi gösterilmesinin sebebi; açık deniz yapıları, inşaat sektörü, köprü, uçak, ısı değiştiricileri, iklimlendirme, su tünelleri ve jeneratörler [21] gibi birçok mühendislik alanında bu konudan yararlanılmaktadır. Akışkan hareketinin incelenmesi üç yol ile mümkün olabilmektedir. Bunlar,

- Deneysel Çalışma
- Teorik Çalışma
- Sayısal Çalışma

Bunlar içinden sayısal çalışma, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) olarak adlandırılmaktadır. HAD, akışın analizini yaparken bilgisayar tabanlı işlem basamakları ve sayısal metodları kullanır [32]. HAD'ın çalışma prensibi üç bileşenden oluşur. Bunlar;

Ön İşlemler: Burada akış problemi bilgisayar ortamına aktarılır. Bu bağlamda probleme uygun akış alanı (domain) ve ağ yapısı (mesh) oluşturulur. Ağ yapısının oluşturulmasının ardından akışkan özellikleri ve problemin sınır koşulları programa girilir.

Çözüm Aşaması: Bu aşamada ise çözücü akış probleminin çözümünü yönetici denklem yardımıyla gerçekleştirir. Akışı yöneten denklemler kısmi diferansiyel denklemlerdir ve bu denklemler akış değişkenleri (hız ve basınç gibi) ile bu değişkenlerin türevlerinden oluşur. Bilgisayarlar doğrudan bu denklemleri çözemez. Bu denklemler cebirsel eşitlikler formunda olmalıdır [33]. Bu işlem sayısal ayrıştırma olarak bilinmektedir. Nümerik ayrıştırma metodlarından birtanesi sonlu hacim metodudur.

Sonlu hacim metodunda ikiside belirli bir noktadaki nümerik denklemin çözümünde komşu noktadaki değerleri temel alınır. Akımın belirlenen bir hacimdeki değerleri hesaplanırken komşu hacimden diğer hacime geçerkenki değerleride göz önüne alınmış olur.

Çözüm Sonrası İşlemler: Çözüm aşamasından elde edilen verilerin görselleştirilmesi işlemidir [34]. Hız, basınç, kinetik enerji gibi akım özellikleri kontur veya vektör olarak görselleştirilebilir.

2.1 Yönetici Denklemler

Sekizinci yüzyılın ortalarında, Fransız mühendis Claude Navier ve İrlandalı matematikçi George Stokes akışkan hareketinin denklemini türettiler. Navier-Stokes olarak bilinen bu denklem akışkanlar dinamiğinin bel kemiği olan korunum denklemlerini temel alarak türetilmiştir [35]. Korunum denklemleri;

- Kütlenin korunumu
- Momentumun korunumu
- Enerjinin korunumu denklemi olmak üzere üç tanedir.

2.1.1 Kütlenin Korunumu Denklemi

Bir kontrol hacmindeki kütlenin korunumu denklemi şöyle yazılabilir [34];

Kontrol hacmindeki kütle artış oranı;

$$\frac{\partial(\rho \delta x \delta y \delta z)}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (2.1)$$

Eğer akış x-y düzleminde iki boyutlu ise denklem şu hale dönüşür;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.2)$$

2.1.2 Momentumun Korunumu Denklemi

Newton'un ikinci yasasına göre elde edilen momentumun korunumu denklemi, denklemin x- ve y- yönündeki bileşenleri sırasıyla 2.3 ve 2.4'te verilmiştir.

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \left[\frac{\partial(\tau_{xx} - p)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} \right] + \rho g_x \quad (2.3)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \left[\frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yy} - p)}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zy})}{\partial z} \right] + \rho g_y \quad (2.4)$$

2.1.3 Navier Stokes Denklemi

Akış için korunum denkleminin en uygun formu viskoz gerilmelere uygun bir model üretilerek elde edilir. Çoğu akışkan için viskoz gerilmeler yerel deformasyon hızının ya da şekil değiştirme hızının fonksiyonları olarak ifade edilebilir [34]. Üç boyutlu akışlarda, yerel deformasyon hızı, lineer deformasyon hızı ve hacimsel deformasyon hızından oluşmaktadır. Akışkan parçacığının doğrusal deformasyon hızı dokuz bileşenden oluşmaktadır. Fiziksel özellikleri sabit akışkanda bu dokuz bileşenin altısı bağımsız bileşendir.

Newtonyen akışta, viskoz gerilmeler deformasyon hızıyla doğru orantılıdır [37]. Newton'un sıkıştırılabilir akışkanlar için türettiği viskozite yasası iki orantı sabitinden oluşur. Bunlar;

- Lineer deformasyonlar sonucu oluşan gerilmelerle ilgili dinamik viskozite
- Hacimsel deformasyonlar sonucu oluşan gerilmelerle ilgili viskozite

Bu orantı sabitlerinden oluşan denklemlerin son hali yani Navier Stokes denkleminin x- ve y- bileşenleri sırasıyla şu şekilde olur (2.5 ve 2.6)

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

Bu çalışmada bağımsız girdap benzetimi (DES) ve türbülans modellerinden RANS modeli olarak SST k-omega türbülans modeli kullanılmıştır.

2.1.4 RANS Türbülans Modelleri

Rans türbülans modellerinde, tüm akışkan değişkenleri, ortalama hız bileşeni ve çalkantı hız bileşeni olmak üzere iki kısma ayrılmıştır. Tüm denklemler hızlıca değişim gösteren bileşeni elemek adına zaman ortalamalıdır. Ancak bu sadeleştirme ek terimler meydana getirir. Bu yeni terimler Reynolds gerilmeleri olarak adlandırılır ve bilinmemektedirler. Bunun sonucu olarak denklemden fazla bilinmeyen ortaya

çıkılmaktadır [39]. Ortaya çıkan fazla bilinmeyenleri çözebilmemiz için 2.5 aşağıdaki şekilde düzenlenir.

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \rho g_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.7)$$

Burada;

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_i \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.8)$$

Reynolds Gerilmesi Modeli (Reynolds Stress Model) adını taşıyan bu yöntem hareket denklemlerinde yer alan Reynolds gerilmelerinin doğrudan transport denklemlerinin çözümüyle hesaplanması esasına dayanmaktadır.

2.1.4.1 SST k- ω Türbülans Modeli

Standart k- ω türbülans modelinin temeli Wilcox'un k- ω türbülans modeline dayanmaktadır. Bu modelin üzerine düşük Reynolds sayılarının etkileri, sıkıştırılabilirlik ve akıştaki kayma ayrılıkları eklenerek standart k- ω türbülans modeli geliştirilmiştir. Bu türbülans modeli karışma tabakalarında ve düzlemlerinde, radyal jetlerde, duvar sınırlı akışlarda ve serbest kayma akışlarında etkili sonuçlar vermektedir. Bu modelin yönetici denklemleri türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül yayma oranından (ω) oluşmaktadır. Wilcox'un [38] geliştirmiş olduğu türbülans modelinin yönetici denklemleri şöyledir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.10)$$

$\tilde{G}_k$, aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (2.11)$$

burada G_k standart modeldekiyle aynıdır.

G_ω ise şöyle ifade edilir,

$$G_\omega = \frac{\alpha}{v_t} G_k \quad (2.12)$$

k ve ω kaybı bilşenleri, Y_k ve Y_ω , f_β^* ve f_β 'nın 1'e eşit olması dışında standart modeldekiyle benzerdir.

Türbülans viskozitesi, μ_t ,

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left(\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega}\right)} \quad (2.13)$$

eşittir. Burada, S , gerilme oranı büyüklüğünü ve α^* , sönümleme katsayısını temsil eder. Bu katsayı standart modeldeki gibi hesaplanır.

G_ω ve G_k ,

$$G_k = \frac{1}{F_1 / G_{k,1} + (1 - F_1) / G_{k,2}} \quad (2.14)$$

$$G_\omega = \frac{1}{F_1 / G_{\omega,1} + (1 - F_1) / G_{\omega,2}} \quad (2.15)$$

burada, karışım fonksiyonları olan F_1 ve F_2 sırasıyla,

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (2.16)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (2.17)$$

denklemlerine eşittir.

Çapraz difüzyon bileşeni D_ω ,

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.18)$$

Modeldeki sabitler Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1 SST k- ω türbülans modeli için sabit katsayılar

$G_{\omega,1} = 2,0$	$G_{\omega,2} = 1,168$	$G_{k,1} = 1,176$	$G_{k,2} = 1,0$	$\alpha_1 = 0,31$
----------------------	------------------------	-------------------	-----------------	-------------------

2.1.4.2 Bağımsız Girdap Benzetimi

Standart LES modellerinin, özellikle de duvara yakın bölgelerde kullanılması ile ilgili zorluklar, RANS ve LES metodolojilerinin en iyi yönlerini tek bir çözüm stratejisinde birleştirmeye çalışan hibrit modellerin geliştirilmesine yol açmıştır. Hibrit bir tekniğe örnek, bağımsız girdap benzetimi (DES) yaklaşımıdır. Bu model, duvara yakın bölgeleri RANS benzeri bir şekilde ele almaya ve akışın geri kalanını LES benzeri bir şekilde ele almaya çalışır. Model başlangıçta Spalart-Allmaras (S-A) modelindeki d mesafe fonksiyonu değiştirilmiş bir fonksiyon ile değiştirilerek formüle edilmiştir.

$$\tilde{d} = \min[d, C_{DES}\Delta], \quad (2.19)$$

S-A modelinin bu modifikasyonu, doğası gereği çok basit olsa da, modelin yorumunu büyük ölçüde değiştirir. Bu değiştirilmiş mesafe işlevi, modelin duvarlara yakın bölgelerde ve duvarlardan uzakta bir bölgede RANS modeli olarak davranmasına neden olur. Bu genellikle modelin ölçeğe bağımlılığının küresel olmaktan çok yerel olduğu ve bu boyutsal analizin bu iddiayı desteklediği argümanlarıyla doğrulanır.

Pratikte, uzunluk ölçeğinin hesaplamasını değiştirmekten daha fazla programlama gerekir. DES yaklaşımının birçok uygulaması, mesafe fonksiyonu hesaplamasını geçersiz kılan bölgelerin açıkça RANS veya LES bölgeleri olarak belirlenmesine izin verir. Ayrıca, birçok uygulama RANS bölgelerinde ve LES bölgelerinde farklı farklılıklar kullanmaktadır.

2.2 Oluşan Kuvvetler ve Terimler

Akış içinde bulunan silindire etkiyen belli kuvvetler ayrıca silindir ve akışkanın oluşturduğu belli durumlar vardır;

- Direnç ve Kaldırma Kuvveti
- Direnç ve Kaldırma Kuvveti Katsayıları

- Girdap oluşumu ve Strouhal Sayısı

2.2.1 Direnç ve Kaldırma Kuvveti

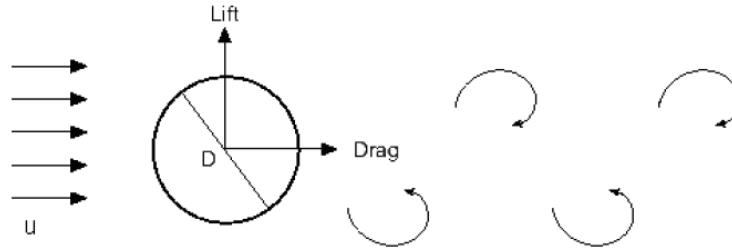
Direnç kuvveti silindir üzerine gelen akışkanın yönüne ters yönde silindire etkiyen kuvvettir. Literatürde direnç kuvveti silindirin hem yüzey pürüzlülüğünden hem de kesit alanından etkilenmektedir. Yüzey direnci tarafından etkilenen yüzey direnç kuvveti, kesit alanından etkilenen direnç kuvvetine ise form direnci adı verilmektedir (2.20 ve 2.21).

Kaldırma kuvveti, silindir üzerine gelen akımın yönüne dik yönde etkiyen kuvvet olarak tanımlanan kuvvettir.

Kaldırma kuvveti akışkan içerisinde ki bir cisimde sadece geometrideki basınç farklarından dolayı hız değişeceği için meydana gelebilir. Aşağıda belirtildiği üzere simetrik kesitli bir geometride basınç farkları olmayacağı için kaldırma kuvveti sıfıra eşit olacaktır.

$$F_D = C_D \rho A \frac{v^2}{2} \quad (2.20)$$

$$F_L = C_L \rho A \frac{v^2}{2} \quad (2.21)$$



Şekil 2.1 Daire kesitli silindire etki eden Kaldırma ve Direnç Kuvvetleri

2.2.2 Direnç ve Kaldırma Kuvveti Katsayıları

Sürüklenme ve Taşıma Katsayıları sürtünme kuvveti ve kaldırma tayin edebilmek için akışkan içerisinde hareket eden geometrinin şekline bağlı boyutsuz katsayılarıdır. Mühendisliğin temel prensiplerinden biriside yapılan tasarımların ideal olmasını sağlayacak maliyetlere sahip olmasıdır.

Taşıma ve sürüklenmeyi yüzey boyunca dağılımını entegre ederek elde etmek mümkündür.

Sürüklenmeyi yine yüzey boyunca basınç ve sürtünme dağılımlarını entegre ederek bulmak mümkün gibi gözükse de bu genellikle çok zordur. Bu nedenle sürüklenme momentum kaybını ölçme yoluyla elde edilir.

2.2.3 Strouhal Sayısı

Strouhal sayısı iz bölgesindeki girdap oluşumunu betimleyen boyutsuz bir değişken olup 2.22'deki gibi ifade edilir.

$$St = \frac{f_s D}{U_\infty} \quad (2.22)$$

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

3.1 Pürüzsüz Yüzeyli ve Dairesel Kesitli Ardışık Silindirler Etrafındaki Akışın HAD Analizleri

Bu çalışmada tandem olarak konumlandırılmış iki adet dairese kesitli silindirler arasındaki mesafenin etkileri, farklı silindir yüzey durumu için ele alınmıştır. Birinci durumda, ardışık silindirler pürüzsüz yüzeylere sahip iken, sonraki durumda, silindir yüzeyleri yivli olarak düşünülmüş ve aynı değişken ve sınır şartları gözetilerek akış yapısı incelenmiştir.

3.1.1 Geometrinin Oluşturulması

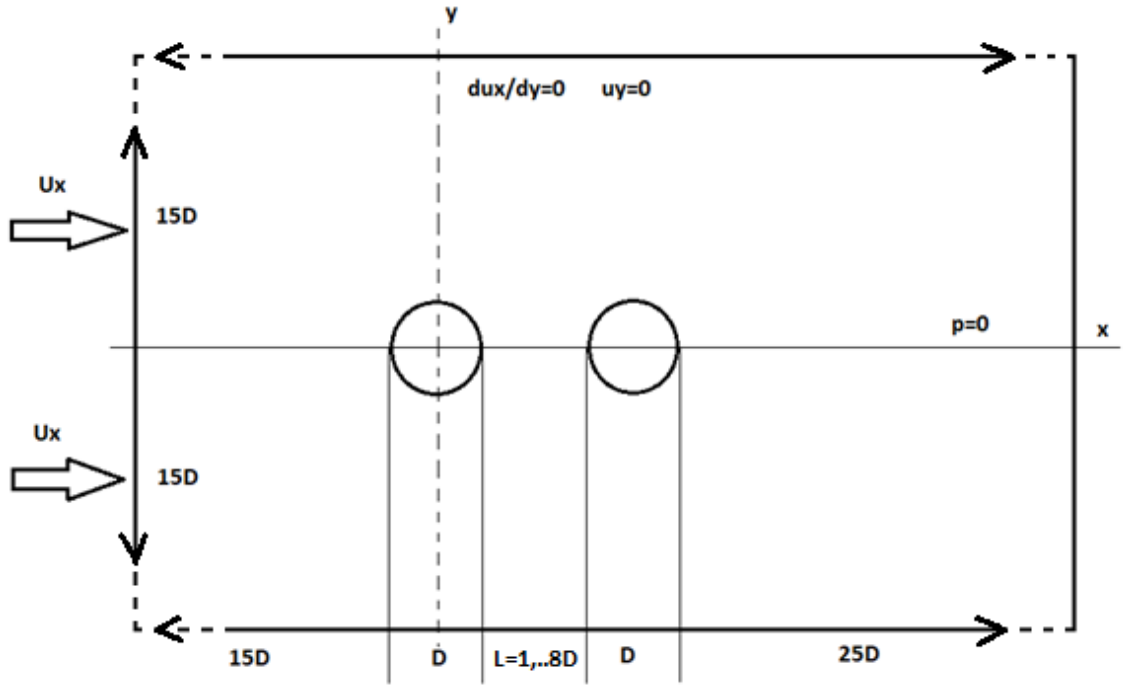
Pürüzsüz yüzeyli daire kesitli tandem silindirler için hesap alanı GAMBİT 2.4.6 programı yardımıyla oluşturulmuş ve Şekil 3.1’de gösterilmiştir. $D=0.049$ m çapındaki ilk silindirin merkezi, yatayda girişten $15 \times D$ uzaklıkta; düşeyde ise yanal çeperlerden $15 \times D$ uzaklıkta bir yere konumlandırılmıştır. Birinci silindirin bittiği noktadan L kadar uzaklığa aynı çapta ikinci silindir yerleştirilmiştir. Bu silindir ilk silindirle aynı düzlem üzerinde ve yatayda çıkıştan $25 \times D$ uzaklıktadır.

Benzetimde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Yoğunluğu 1 kg/m^3 , vizkozitesi $0.7575 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$, girişteki serbest akış hızı 10 m/s olarak belirlenmiştir. Bu hızlarda Reynolds sayısı 65×10^3 olmaktadır. Girişteki türbülans yoğunluğu % 0.19 uzunluk ölçeği ise 0.049 m olarak düzenlenmiştir. Üst duvar, alt duvar ve silindir yüzeyinde kaymama sınır şartı durumu söz konusudur yani buralarda hız sıfır olmaktadır. Çıkış ise basınç çıkışı sınır şartı olarak düzenlenmiştir. Simülasyonlarda kullanılan sayısal yöntemler ise aşağıdaki gibidir:

- Basınç-hız bağlaşımı için SIMPLE yöntemi
- Basınç tabanlı ayırık algoritma
- Mekânda ayırıklaştırma için birinci dereceden Upwind yöntemi

- Zamanda ayrıklaştırma için ikinci dereceden kapalı (Implicit) ayrıklaştırma
- Gradyanların ve türevlerin hesaplanması için hücre tabanlı en küçük kareler yöntemi

Bu yöntemler ile birlikte farklı ağ yapıları ve zaman adımları kullanılarak akışı minimum hata ve en uygun zamanla çözümleme yolu aranmıştır. İlgili çalışmalar aşağıdaki kısımlarda açıklanmaktadır.



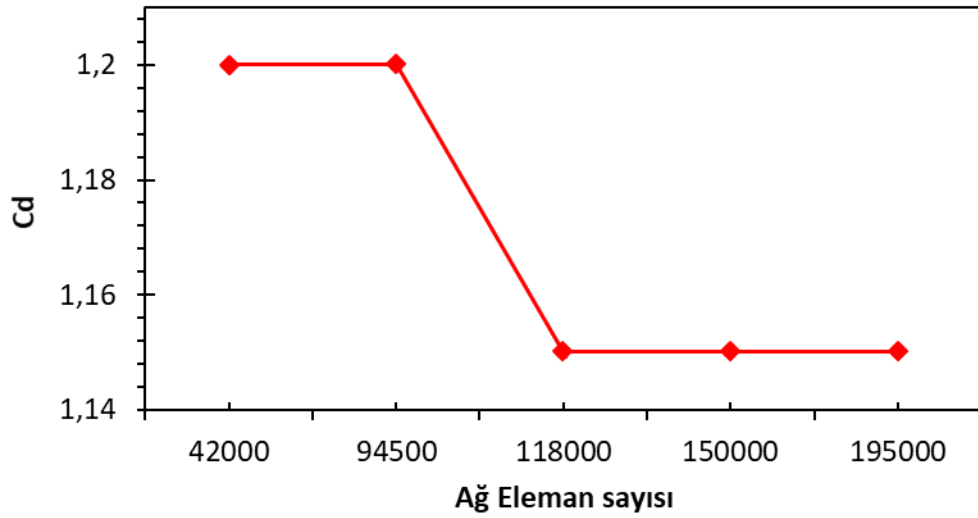
Şekil 3.1 Pürüzsüz yüzeyli silindirler için hesap alanı (Ölçeksiz çizilmiştir)

3.1.2 Ağ Yapısının Oluşturulması

HAD analizlerinde ağ yapısının sonuçlara etkisi büyüktür. Bu çalışmada $L/D=1$ olan geometri için farklı sıklıkta 5 ağ yapısı denenmiş ve direnç katsayıları için elde edilen sonuçlar pürüzsüz yüzeyli ardışık iki silindir için yapılmış deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sınır tabakada daha iyi çözümleme yapabilmek için silindir etrafındaki ağ yapısı daha hassas kurulmuş ve sınır tabaka ağ yapısı kullanılmıştır. Burada ilk elemanın silindir yüzeyine olan uzaklığı $a=0.2036$ mm olacak şekilde düzenlenmiştir. Bu koşullar altında farklı sıklıktaki ağ yapıları için elde edilen direnç katsayısı sonuçları Tablo 3.1 ve Şekil 3.2’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Farklı ağ yapıları için direnç katsayısı sonuçları($\Delta t=0.07$, $Re=65000$)

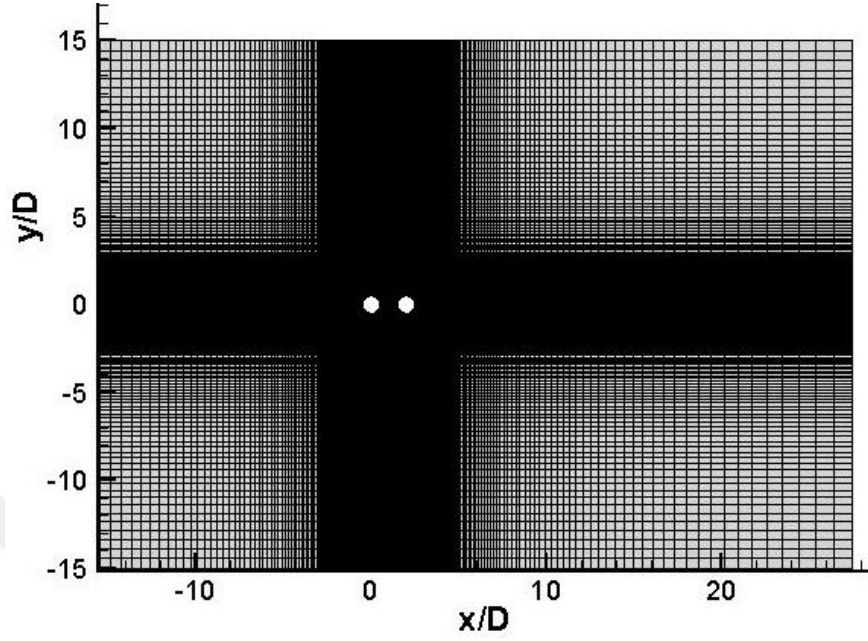
Ağ yapısı	Eleman tipi	Eleman sayısı	$(C_{d,1})$ HAD	$(C_{d,1})$ deneysel [31]	Deney ile HAD arasındaki fark (%)
Ağ yapısı 1	Dikdörtgensel	42000	1.2	1.08	12
Ağ yapısı 2	Dikdörtgensel	94500	1.2	1.08	12
Ağ yapısı 3	Dikdörtgensel	118000	1.15	1.08	7
Ağ yapısı 4	Dikdörtgensel	150000	1.15	1.08	7
Ağ yapısı 5	Dikdörtgensel	195000	1.15	1.08	7



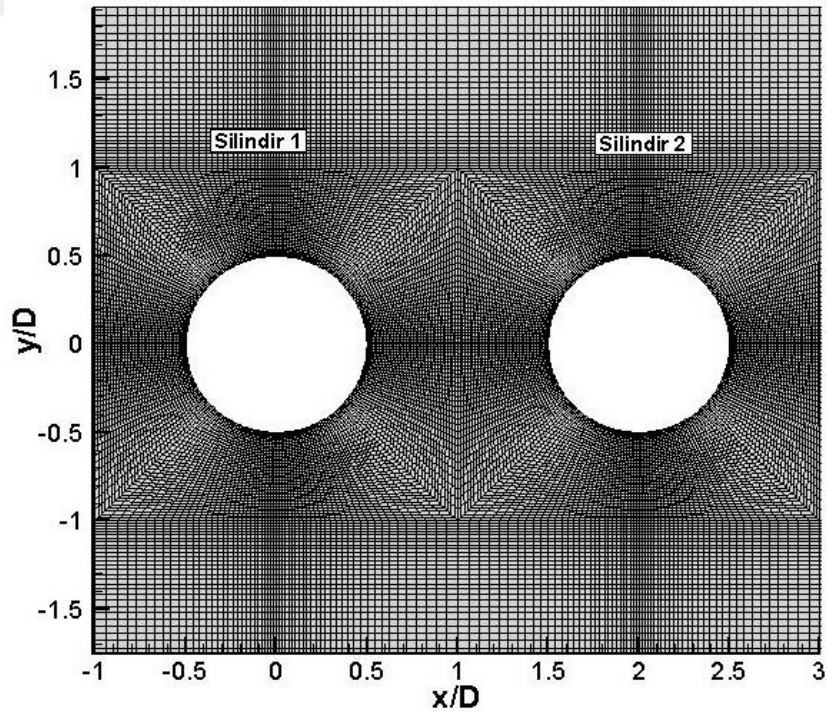
Şekil 3.2 Ağ eleman sayısına göre $C_{d,1}$ değişim grafiği ($L/D=1$)

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi ağ yapısında eleman sayısı arttıkça elde edilen C_d değeri deneysel sonuçlara yaklaştı, fakat belli bir eleman sayısından sonra sonuçların değişmediği görülmüştür. Bu durum, analizin ilgili eleman sayısından sonra ağdan

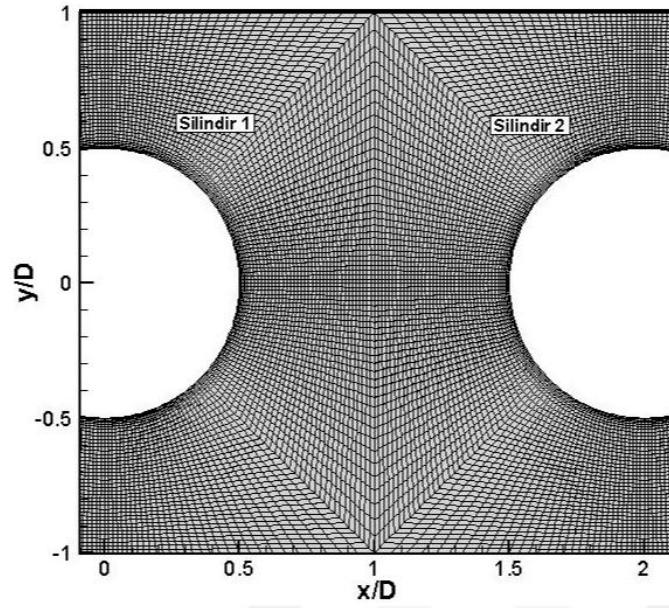
bağımsızlaştığını göstermektedir. Bu nedenle ilerideki analizler için ağ yapısı 3 seçilmiş olup bu ağ yapısının genel görüntüsü ve silindirler etrafındaki ağ yapısı Şekil 3.3, 3.4 ve 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Çalışmada kullanılan ağ yapısı



Şekil 3.4 Ardışık pürüzsüz silindirler etrafındaki ağ yapısı



Şekil 3.5 Silindirler üzerine uygulanan sınır tabaka ağ yapısı

3.1.3 Zaman Adımı Seçimi

Zamana bağlı HAD analizlerinde uygun zaman adımının seçilmesi analizlerin doğruluğu açısından önem arz etmektedir. Ağ yapısının seçimi sırasında $L/D=1$ durumu için dört farklı zaman adımı (Δt) kullanılmıştır. Sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırıldığında $\Delta t=0,07$ olarak belirlenmiştir. Aşağıda Tablo 3.2’de zaman adımı $C_{d,1}$ değerleri ve bunların deneysel verilerle olan karşılaştırmaları gösterilmiştir.

Tablo 1.2 $L/D = 1$ için zaman adımı $C_{d,1}$ sonuçları (SST k-w, $Re=65000$)

Zaman adımı (Δt)	($C_{d,1}$) HAD	($C_{d,1}$) deneysel [31]	Hata %
0.8	1.32	1.08	24
0.35	1.25	1.08	17
0.15	1.21	1.08	13
0.07	1.15	1.08	7

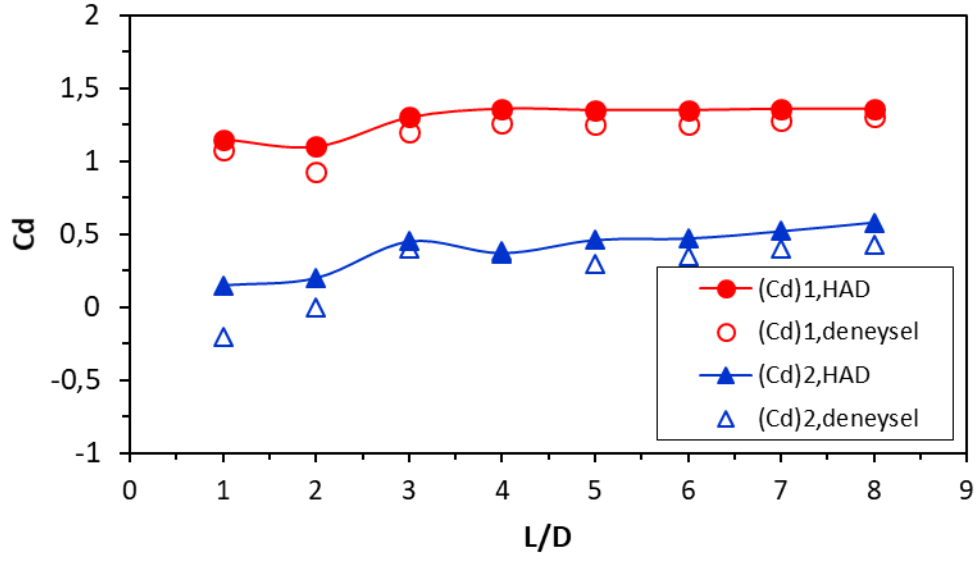
Tablo 3.2’den anlaşılacağı gibi $\Delta t = 0,07s$ için elde edilen sonuçlar deneysel çalışmaya daha yakın çıkmıştır.

Seçilen analiz değerleri kullanarak oluşturulan son geometride silindirler arasındaki mesafe (L) arttırılarak $L/D = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$ olacak şekilde $Re=65000$ için sekiz farklı analiz yapılmıştır. Elde edilen değerler literatürdeki ilgili deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen $C_{d,1-2}$, St değerleri, $C_{l,1-2}$ grafikleri, silindirler etrafındaki akımın hız ve basınç vektörleri aşağıdaki şekil ve çizelgelerde gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Elde edilen $C_{d,1-2}$ değerleri ve bunların deneysel verilerle karşılaştırılması

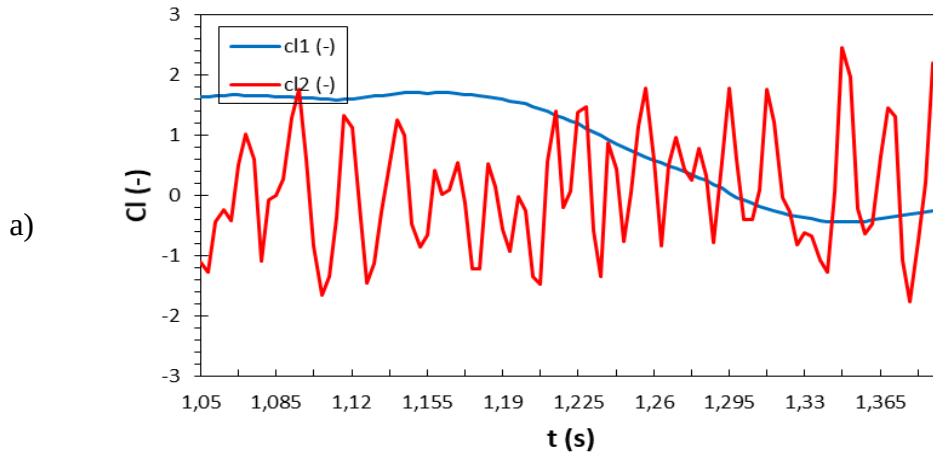
L/D	$(C_{d,1})$ HAD	$(C_{d,1})$ deneysel [31]	Hata %	$(C_{d,2})$ HAD	$(C_{d,2})$ deneysel [31]	Hata %
1	1.15	1.08	7	0.15	-0.2	35
2	1.1	0.93	17	0.2	0	20
3	1.3	1.2	10	0.45	0.4	5
4	1.36	1.26	10	0.37	0.38	1
5	1.35	1.25	10	0.46	0.3	16
6	1.35	1.25	10	0.47	0.35	13
7	1.36	1.28	8	0.52	0.4	12
8	1.36	1.3	6	0.58	0.43	15

Elde edilen $C_{d,1-2}$ değerlerini deneysel verilerle karşılaştırdığımızda birbirine yakın değerler elde edilmiştir ve şekil 3.6’da gösterilmiştir. Burada $L/D=1, 2$ için $C_{d,2}$ değerinin deneysel verilerle uyum içinde olmadığı görülmektedir. Bunun sebebinin kullanılan türbülans modelinin birbirine oldukça yakın olan silindirler arasındaki düzensiz akımı tam olarak çözememesi olduğu düşünülmektedir.

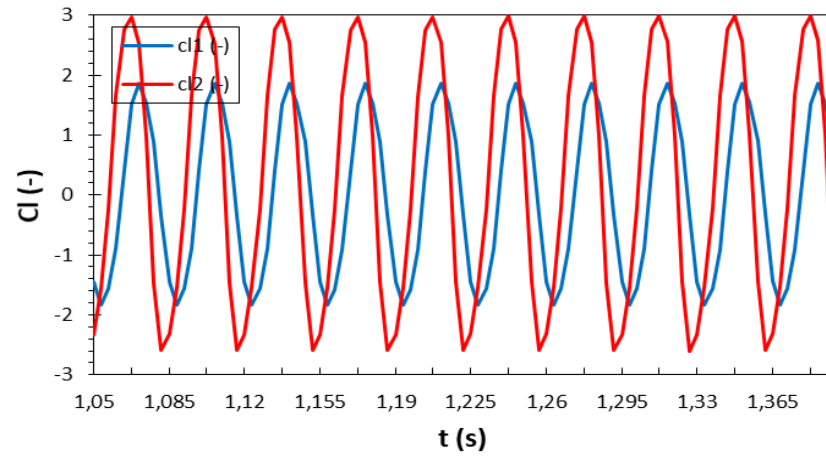


Şekil 3.6 $C_{d,1-2}$ değerlerine L/D 'nin etkileri ve deneysel verilerle karşılaştırılması [31]

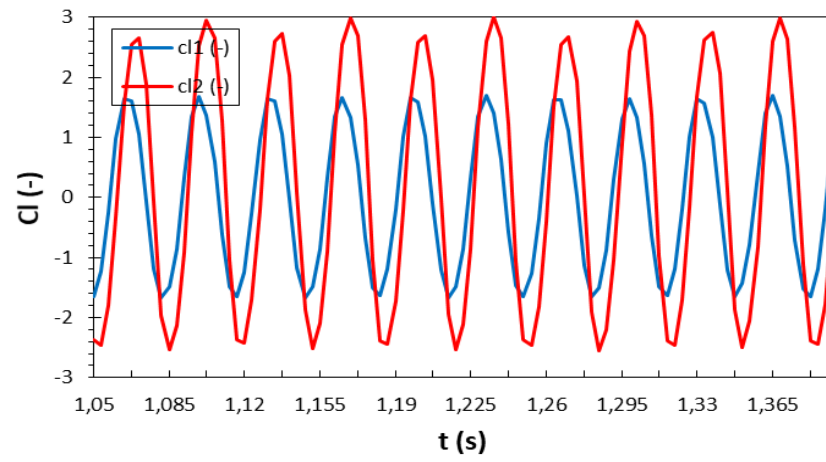
Şekil 3.7'de silindirlere etki eden kaldırma kuvveti grafiklerinin gösterimi yapılmıştır. Burada kaldırma kuvvetinin silindirlere hareketsiz oldukları için 0'ın etrafında salınım yaptığı görülmektedir. $C_{l,1-2}$ değerlerinin $L/D=1$ aralığından sonra yaptıkları salınım rahatça görülmüştür. Silindirlere arasındaki mesafe arttıkça $C_{l,1-2}$ değerlerinin en yüksek ve en düşük değer aralıklarının 2-2.5 aralığından, ortalama 0.5 birim kadar azaldığı ve 1.5-2 değer aralığına düştüğü görülmüştür.



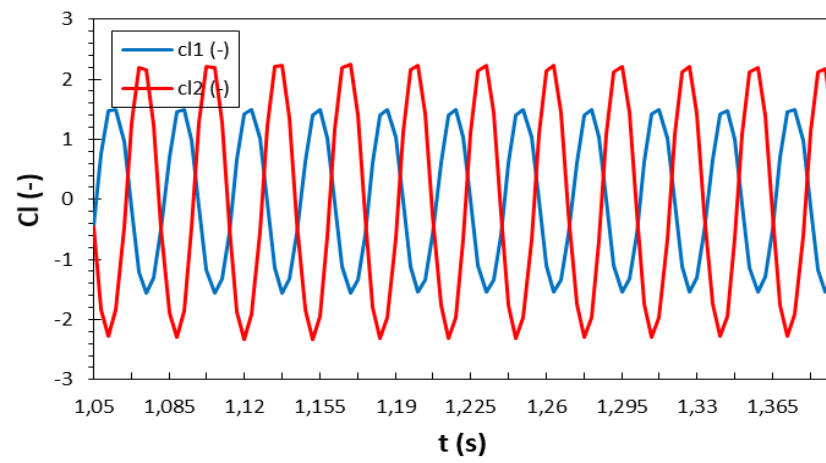
b)



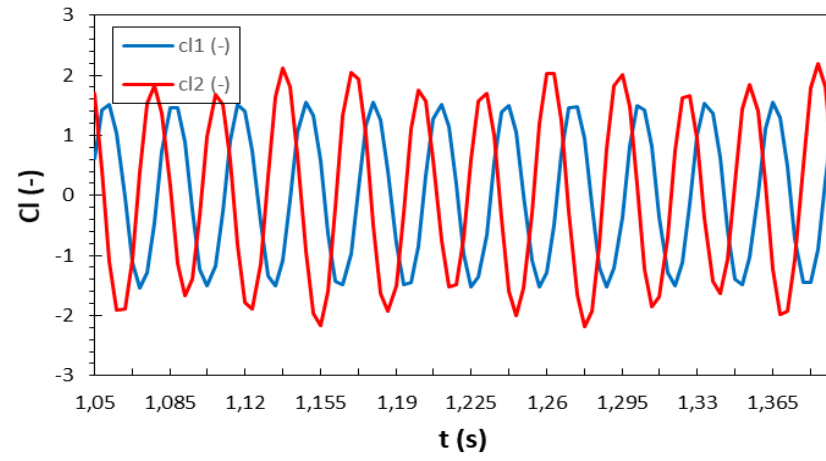
c)



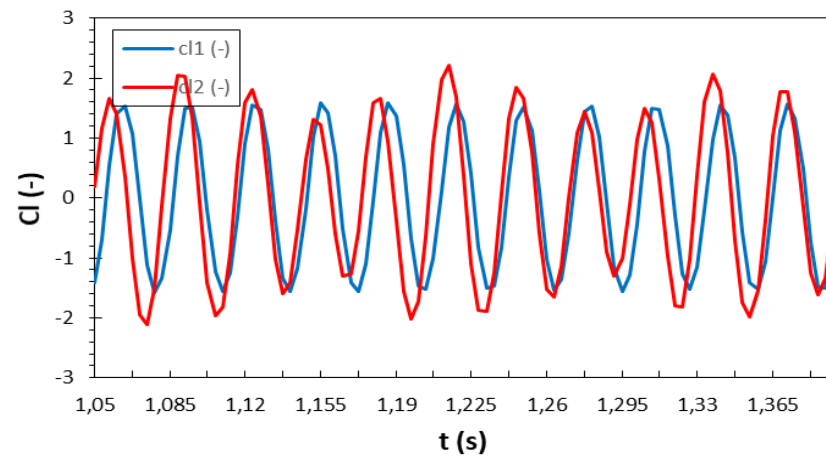
d)



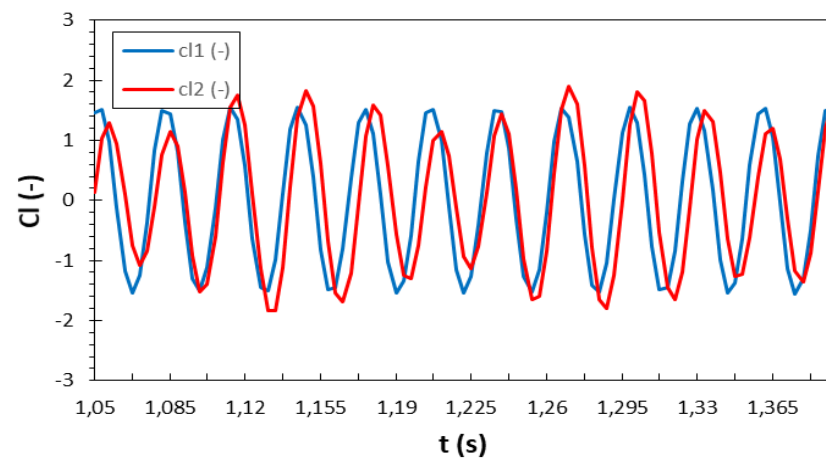
e)

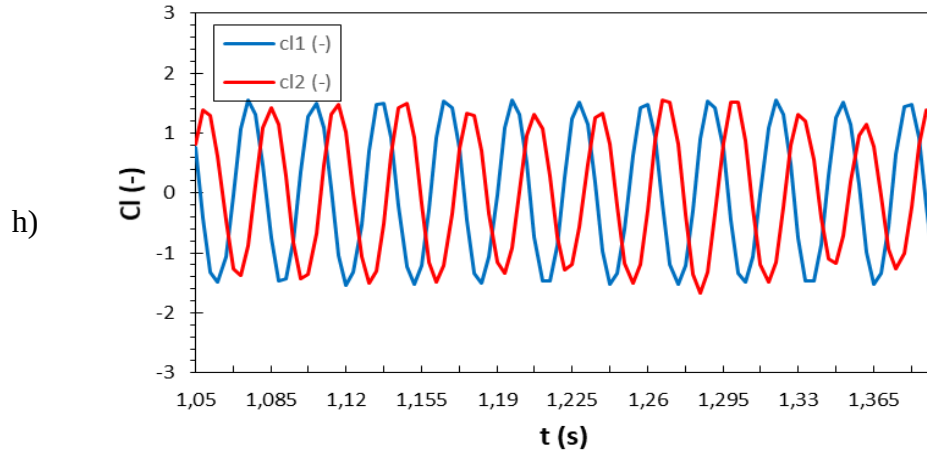


f)



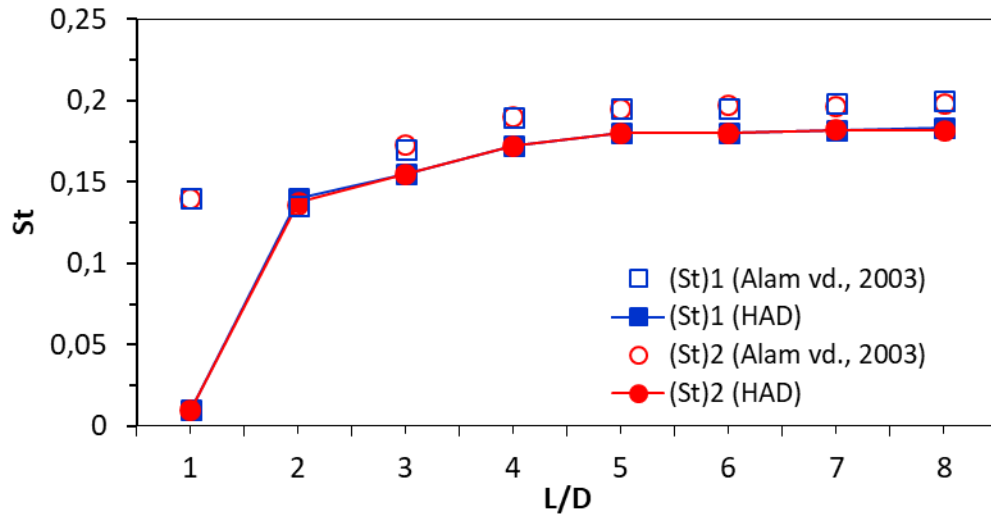
g)





Şekil 3.7 Pürüzsüz yüzeyli silindirler için $C_{l,1-2}$ grafiklerinin gösterimi, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$ için, d) $L/D=4$ için, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$ için $C_{l,1-2}$

İki silindirin Strouhal sayıları, silindirlere etki eden kaldırma kuvveti grafiğinin analizinden elde edilmiştir (Şekil 3.7). Şekil 3.8 ve Tablo 3.4’de St değerleri ve bu değerlerin deneysel verilerle olan karşılaştırma grafiği gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Elde edilen $St_{1,2}$ değerleri ve deneysel verilerle karşılaştırılması

Tablo 3.4 Elde edilen St_1 - St_2 analiz sonuçları ve deneysel değerlerle olan hata yüzdesi

L/D	($S_{t,1}$) HAD	($S_{t,1}$)deneysel [31]	Hata %	($S_{t,2}$) HAD	($S_{t,2}$)deneysel [31]	Hata %
1	0.01	0.14	-	0.01	0.14	-
2	0.14	0.135	5	0.138	0.136	2
3	0.155	0.17	20	0.155	0.173	23
4	0.172	0.19	18	0.172	0.19	18
5	0.18	0.195	15	0.18	0.195	15
6	0.18	0.195	15	0.18	0.197	17
7	0.182	0.198	16	0.182	0.196	14
8	0.183	0.2	17	0.182	0.198	16

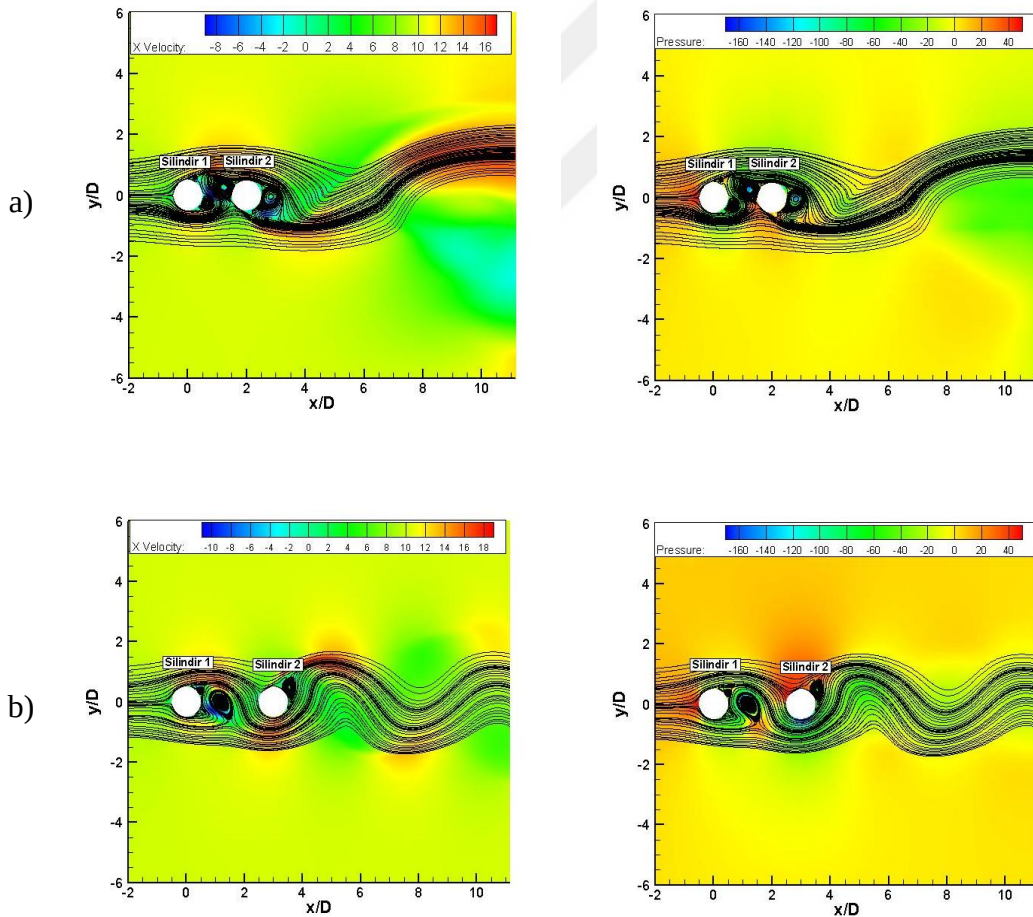
İlk silindirin arkasında $L/D=3$ 'e kadar belirgin girdap oluşumları olmasından dolayı ilk silindire etkiyen kaldırma kuvvetleri, ilk silindirden ayrılıp ikinci silindire çarpan akım çizgilerinin frekansı ile hareket etmektedir. Bu nedenle $L/D = 1$ için analiz sonuçlarında sapma meydana gelmiştir. Fakat diğer L/D 'lerde Strouhal Sayılarının deneysel değerlere göre makul ölçülerde olduğu görülmektedir.

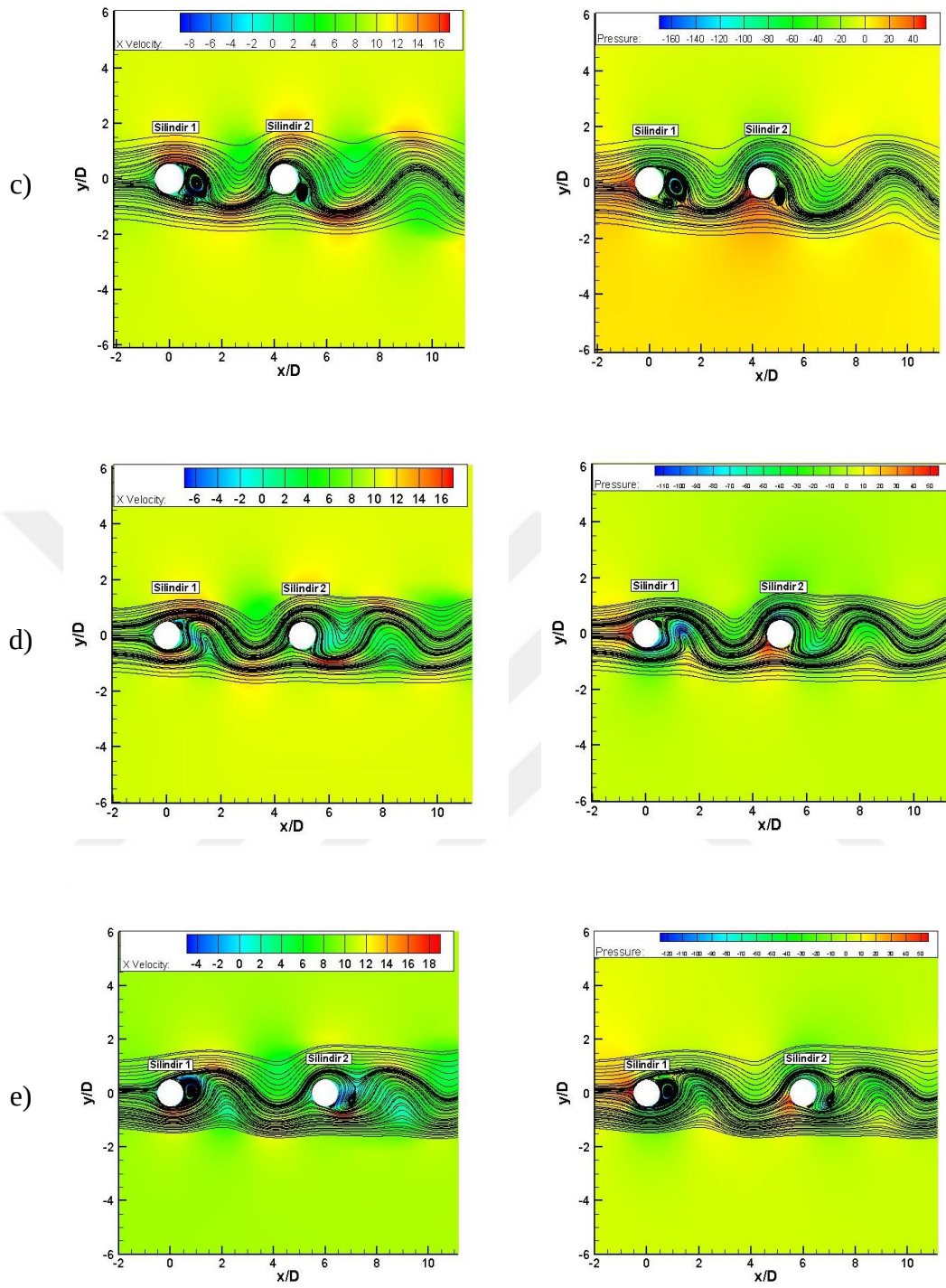
Bir engelle karşılaşan sıvı ya da gaz akıntısının dönerek ve çukurlaşarak yaptığı dönel harekete girdap denir. Çevresinde döndüğü eksen düz veya eğri, tek veya çok, bir yerde sabit kalan veya gezici türde görülebilir. Teknelerin dümen suyunda, hareket eden uçakların arkasında, tekne küreğinin çekilmesiyle, bazı rüzgâr oluşumlarında dönen girdapları görebilmek mümkündür. Bu doğa olayı Bernoulli tarafından ortaya konmuş akışkanlar mekaniği ilkeleriyle açıklanabilmektedir.

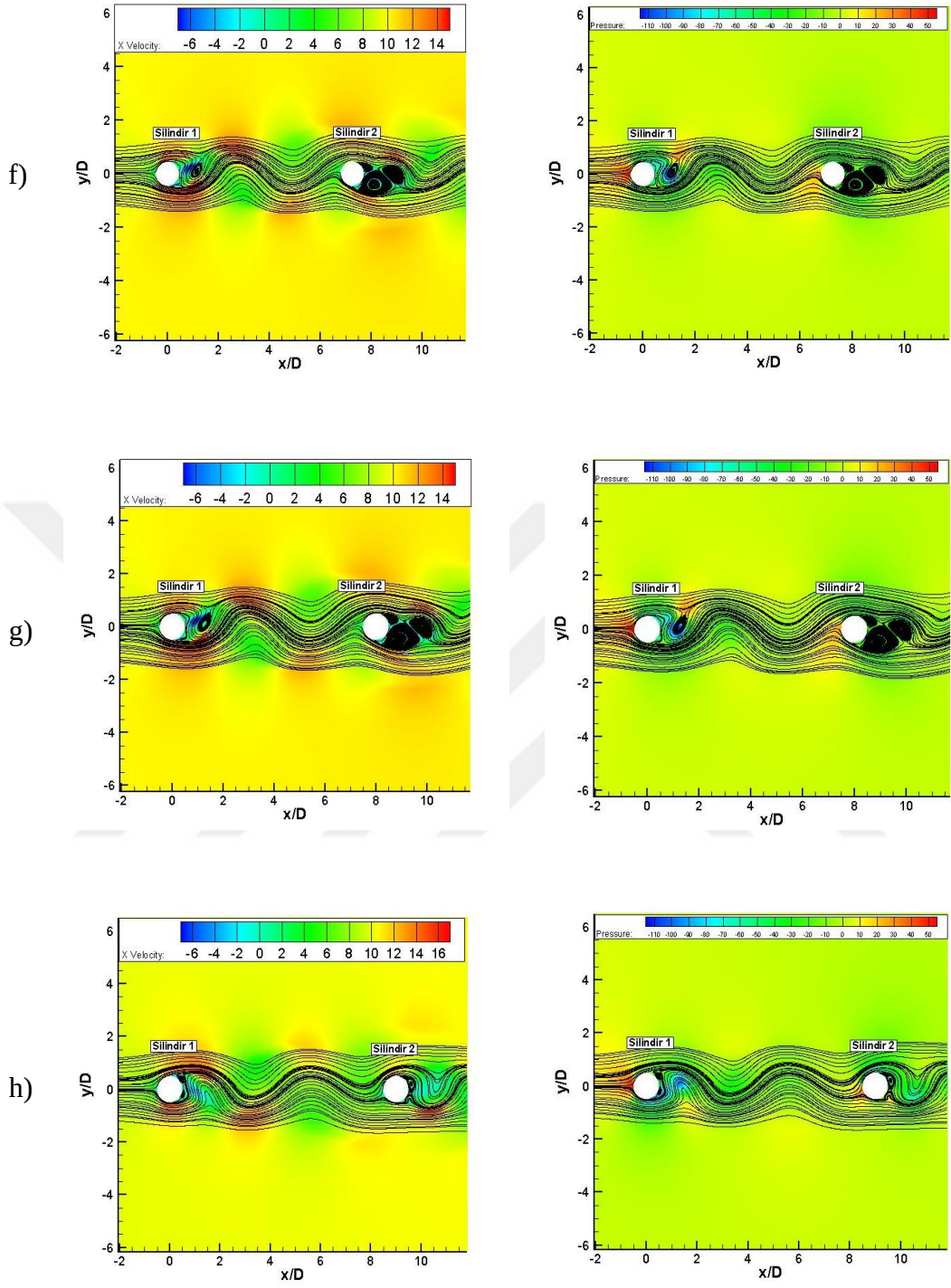
Bernoulli kanununa göre akışkanlarda basınç hız ile ters orantılıdır. Girdap merkezinde hız çok yüksekken basınç ise çok düşüktür. Merkezden uzaklaştıkça tam

tersi bir şekilde basınç yüksektir hız ise düşük kalır. Bu halde basıncın yüksek olduğu bölgeden, basıncın düşük olduğu bölgeye doğru akışkan hareket eder. Basıncın düşük olduğu bölge yüksek basıncın ortasında kalması halinde, alçak basınç bölgesi merkez olmaya başlar ve böylece girdaplaşma gerçekleşir.

Silindirler etrafında meydana gelen akımın hız, basınç vektörleri ve bunlara bağlı olarak oluşan girdaplar Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Burada kırmızı renk maksimum hız ve basıncı, mavi renkte minimum hız ve basıncı göstermektedir. Akışın silindir yüzeylerine dik geldiği noktalarda hızın minimum basıncın maksimum, silindirlerin alt ve üst bölgelerinde ise hızın maksimum basıncın minimum olduğu görülmüştür. Silindirler arasındaki mesafe arttıkça, iki silindirin arasında meydana gelen girdap sayısının azaldığı görülmüştür. Küçük L/D 'lerde özellikle ilk silindirin arkasında oluşan girdaplar rahatlıkla görülebilmektedir.





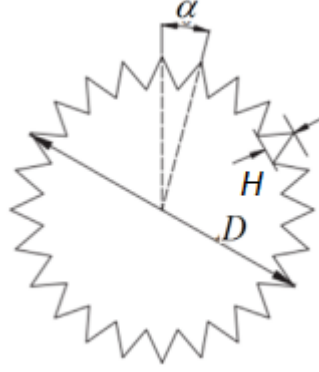


Şekil 3.9 Pürüzsüz yüzeyli silindirler etrafındaki hız ve basınç vektörleri, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$, d) $L/D=4$, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$ için hız ve basınç vektörleri

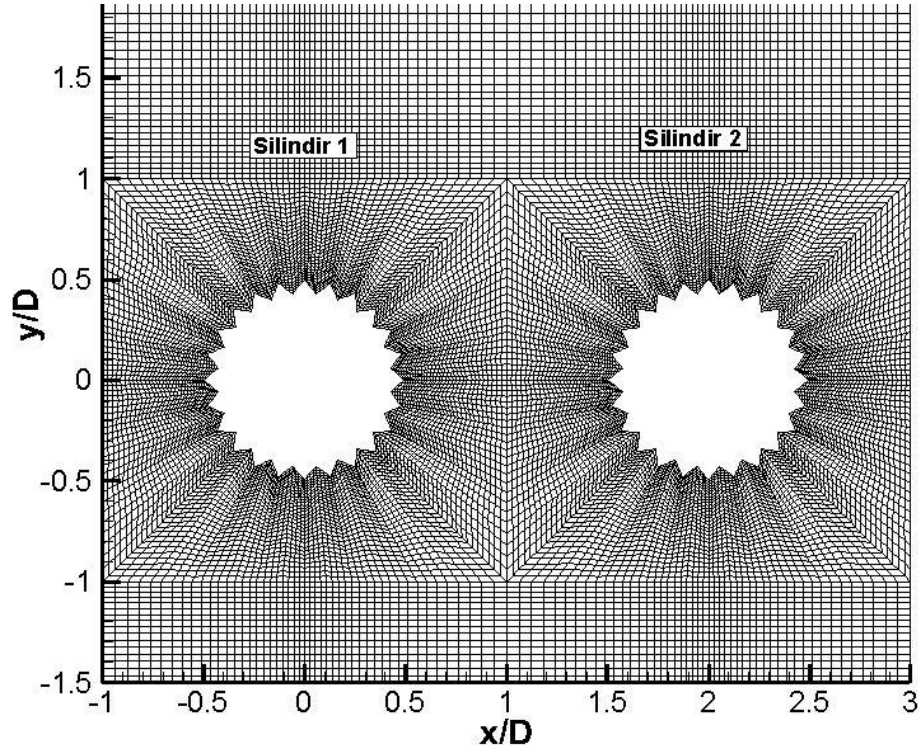
3.2 Yivli Dairesel Kesitli Ardışık Silindirler Etrafındaki Akışın HAD Analizleri

Bu bölüme kadar pürüzsüz yüzeyli iki tandem silindirin etrafındaki akım alanları ve direnç katsayılarının değişimi ele alınmıştı. Bu bölümde aynı çözüm alanı (Şekil 3.1), silindir çapları, duvarlardan olan uzaklıkları, ağ sayısı ve yapısı, giriş hızı, Reynolds sayısı vb. değerleri değiştirilmeden yivli dairesel kesitli tandem iki silindir etrafındaki akış analizi yapılarak; silindirler yivli olduğunda elde edilen $C_{d1,2}$, $St_{1,2}$ değerlerindeki değişimler, $Cl_{1,2}$ grafikleri, silindirler etrafındaki hız, basınç dağılımları ve hız vektörlerine bağlı oluşan girdapların değişimi incelenmiştir.

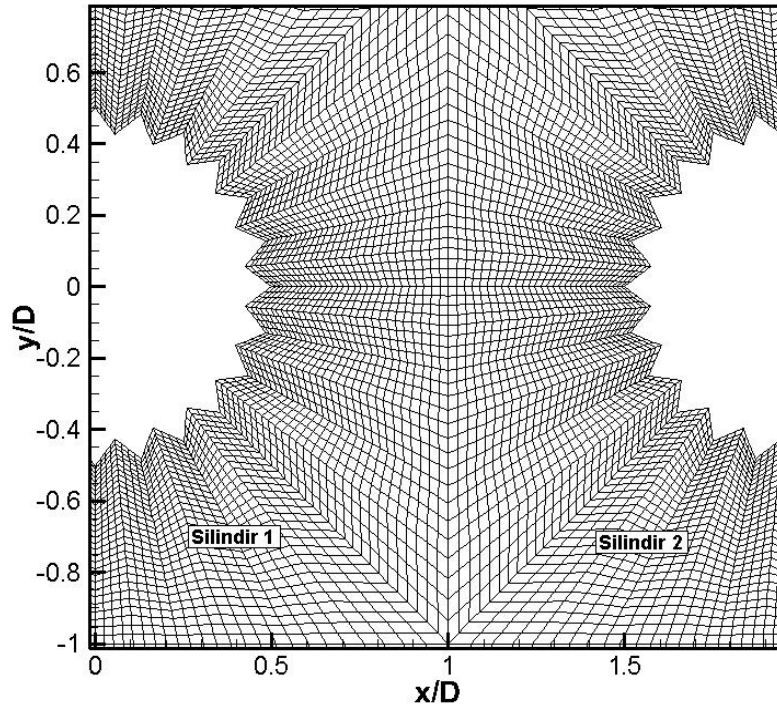
Aşağıda Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12’de, kullanılacak yeni geometri ve ağ yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.10 Yivli yüzeyli silindir geometrisi



Şekil 3.11 Yivli silindirler etrafındaki ağ yapısı

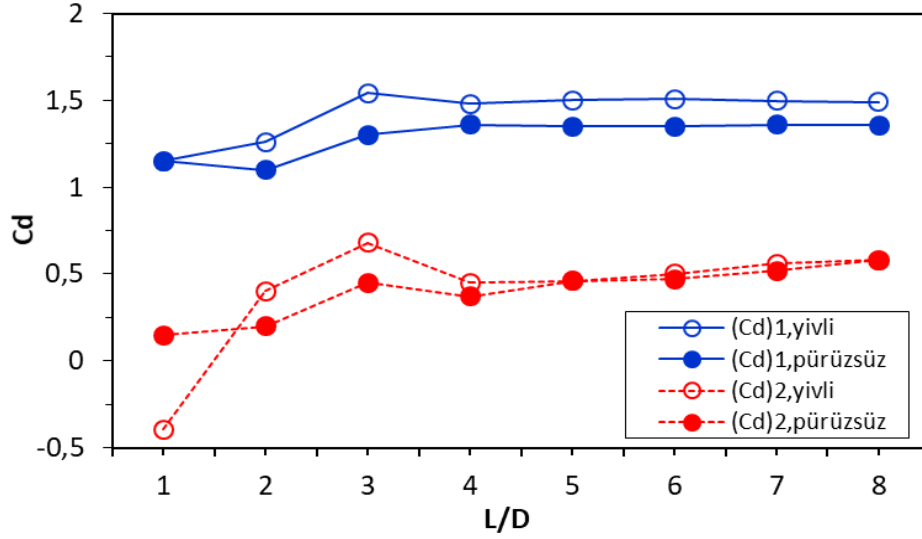


Şekil 3.12 Yivli silindirler etrafındaki ağ yapısının yakından görüntüsü

Bu bölümde Şekil 3.10’da görüldüğü gibi yivli silindir geometrileri oluşturulmuştur. Yivli silindirler $H/D=0.07$, $\alpha=15^\circ$ (toplamda 24 adet yiv) ve yan yana olacak şekilde yerleştirilmiştir. Yivli silindirler arasındaki mesafe bir önceki analizlerdeki (Şekil 3.1) gibi ayarlanmış ve sekiz farklı uzaklık için geometriler oluşturulmuştur. Analizler aynı Reynolds sayısında ($Re=65 \times 10^3$) yapılmıştır. Elde edilen $C_{d,1-2}$, $St_{1,2}$ değerleri, $C_{l,1-2}$ grafikleri, bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlere göre olan değişimleri, silindirler etrafındaki hız, basınç dağılımları ve hız vektörlerine bağlı oluşan girdapların görüntüsü aşağıdaki çizelge ve şekiller yardımıyla gösterilmiştir.

Tablo 3.5 Elde edilen $C_{d,1-2}$ değerleri ve pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması

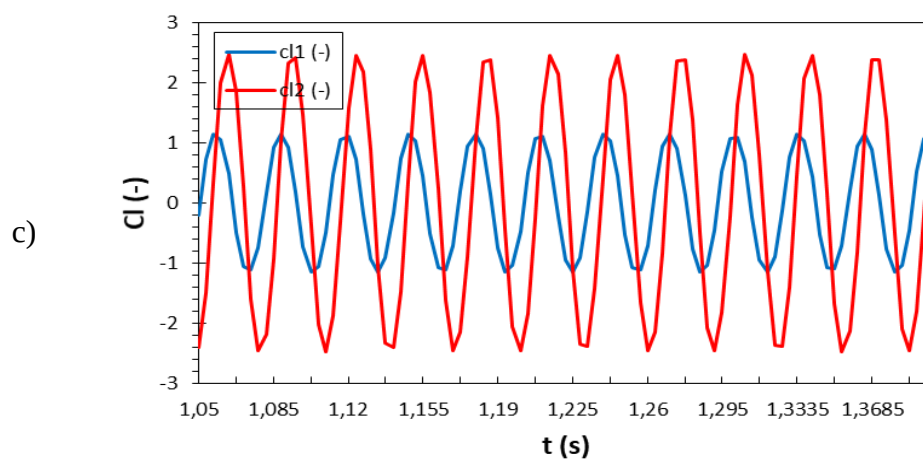
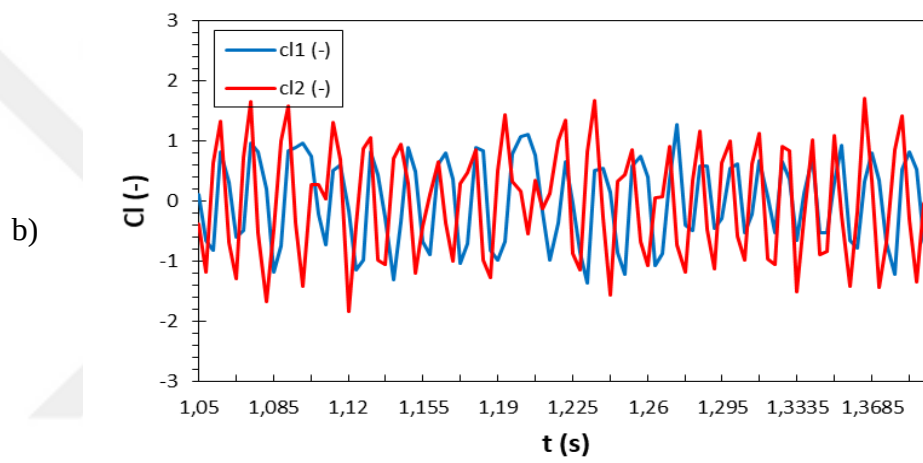
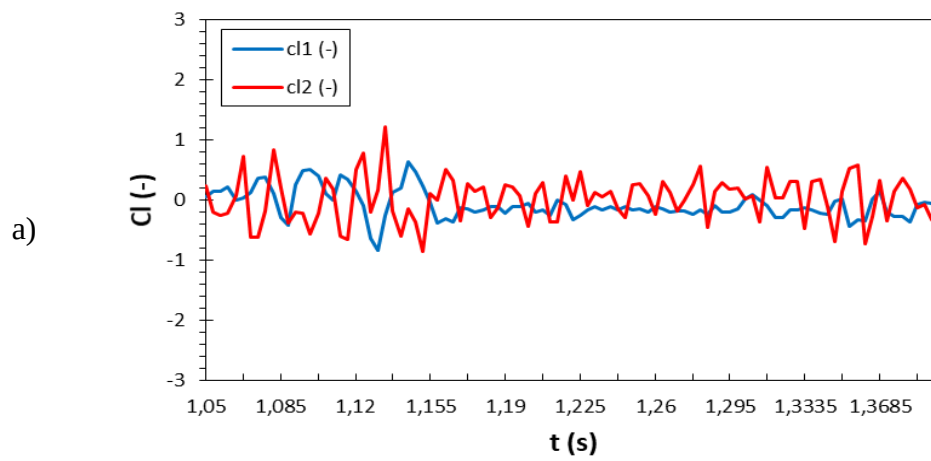
L/D	($C_{d,1}$) HAD Yivli	($C_{d,1}$) HAD Pürüzsüz	Fark $\pm\%$	($C_{d,2}$) HAD Yivli	($C_{d,2}$) HAD Pürüzsüz	Fark $\pm\%$
1	1.15	1.15	0	-0.39	0.15	-65
2	1.26	1.1	+16	0.4	0.2	+20
3	1.54	1.3	+24	0.68	0.45	+23
4	1.48	1.36	+12	0.45	0.37	+8
5	1.501	1.35	+15	0.46	0.46	0
6	1.506	1.35	+16	0.5	0.47	+3
7	1.498	1.36	+14	0.56	0.52	+4
8	1.49	1.36	+13	0.58	0.58	0



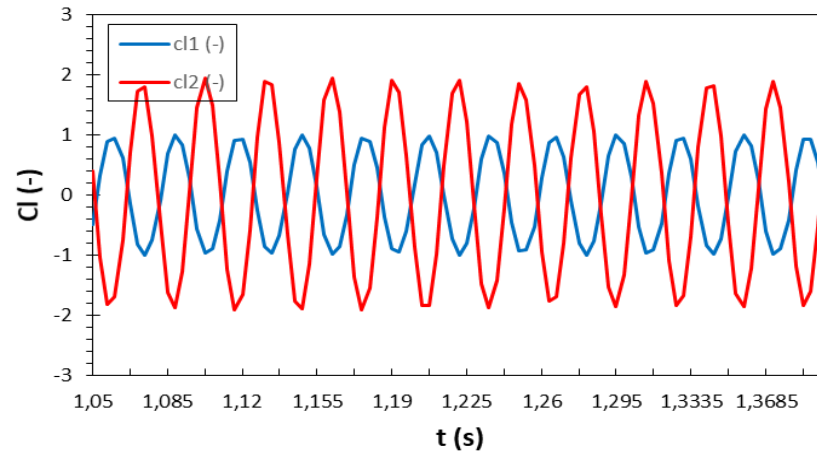
Şekil 3.13 Yivli yüzeyli silindirlerin $C_{d,1-2}$ değerleri ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması

Yapılan analizler sonucunda Şekil 3.13’de görüldüğü gibi $C_{d,1}$ değerleri, silindir yüzeyleri pürüzlü olduğu zaman ortalama %15 kadar artış göstermiştir. Bunun sebebi silindirlerin yüzey şekillerinin sürtünmeden kaynaklı kuvvetleri arttıracak şekilde değiştirilmiş olmasıdır. $C_{d,2}$ değerlerinde ise bu değişikliğin $L/D=2-4$ aralığındaki geometrilerde %20 seviyelerine çıktığı görülmüştür.

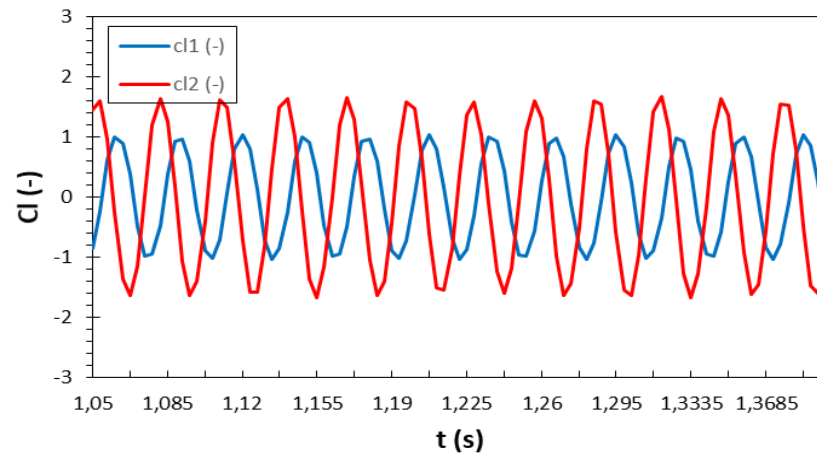
Şekil 3.14’de silindirlere etki eden kaldırma kuvveti grafiklerinin gösterimi yapılmıştır. Burada kaldırma kuvvetinin silindirler hareketsiz oldukları için 0’ın etrafında salınım yaptığı görülmektedir. $C_{l,1-2}$ değerlerinin $L/D=1-2$ aralığından sonra yaptıkları salınım rahatça görülmüştür. Silindirler arasındaki mesafe arttıkça $C_{l,1}$ değerlerinin en yüksek ve en düşük değer aralıklarının 1.5’den 1 değer aralığına, $C_{l,2}$ ‘nin en yüksek ve en düşük değer aralıklarının 2.5’den 1.75 değer aralığına düştüğü görülmüştür. $C_{l,1}$ en yüksek ve en düşük değer aralıklarının pürüzsüz yüzeyli silindirlere göre 0.5 birim azaldığı görülmüştür.



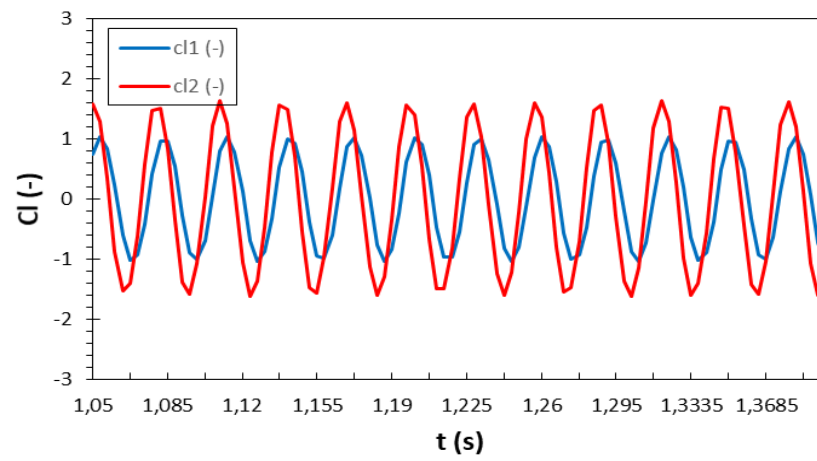
d)

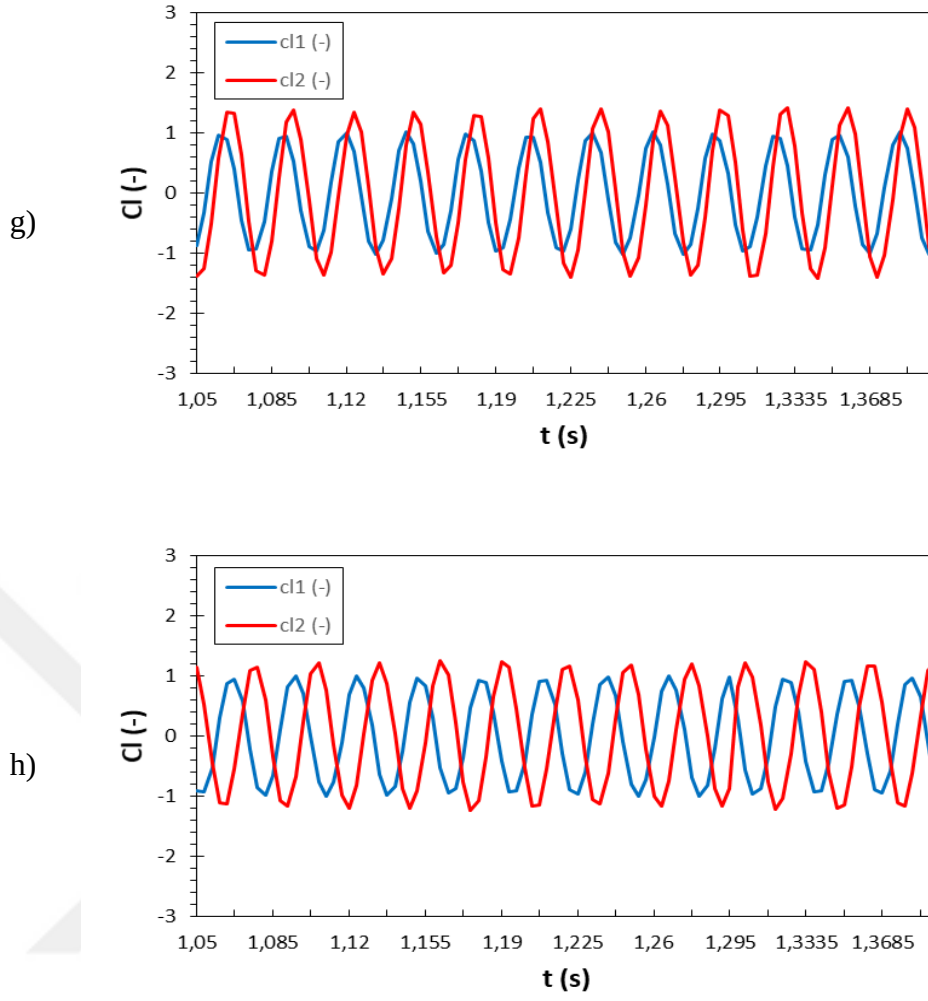


e)



f)





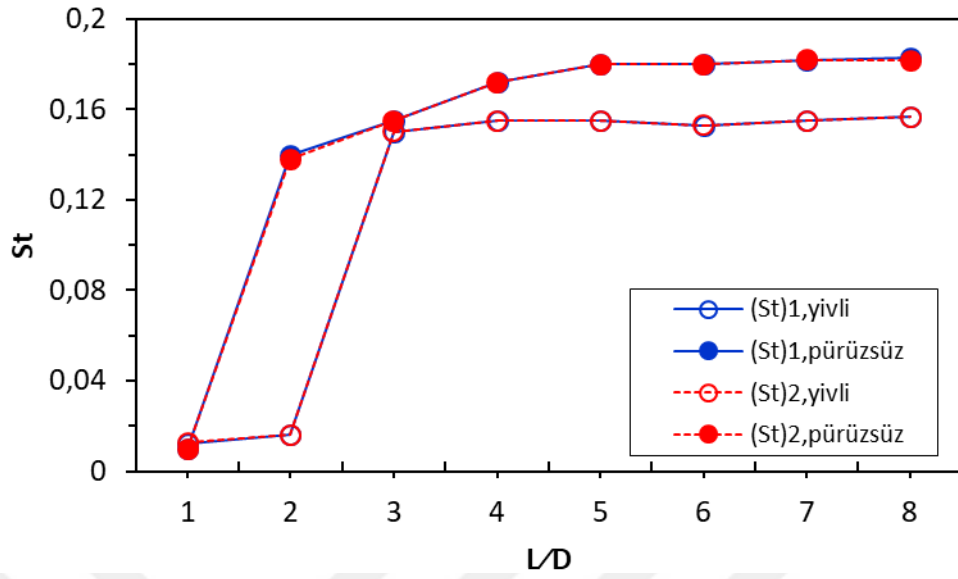
Şekil 3.14 Yivli yüzeyli silindirlerin $C_{l,1-2}$ grafiklerinin gösterimi, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$, d) $L/D=4$, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$

İki silindirin Strouhal sayıları, silindirlere etki eden kaldırma kuvveti grafiğinin (Şekil 3.14) analizinden elde edilerek aşağıda Tablo 3.6 ve Şekil 3.15’de gösterilmiştir.

Tablo 3.6 Yivli silindirlerin St_{1-2} değerleri ve pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması

L/D	(St_1) HAD Yivli	(St_1) HAD Pürüzsüz	Fark %	(St_2) HAD Yivli	(St_2) HAD Pürüzsüz	Fark %
1	0.012	0.01	2	0.013	0.01	3
2	0.016	0.138	22	0.016	0.138	22
3	0.15	0.155	5	0.15	0.155	5
4	0.155	0.172	17	0.155	0.172	17
5	0.155	0.18	25	0.155	0.18	25
6	0.153	0.18	27	0.153	0.18	27
7	0.155	0.182	27	0.155	0.182	27
8	0.157	0.183	26	0.157	0.182	25

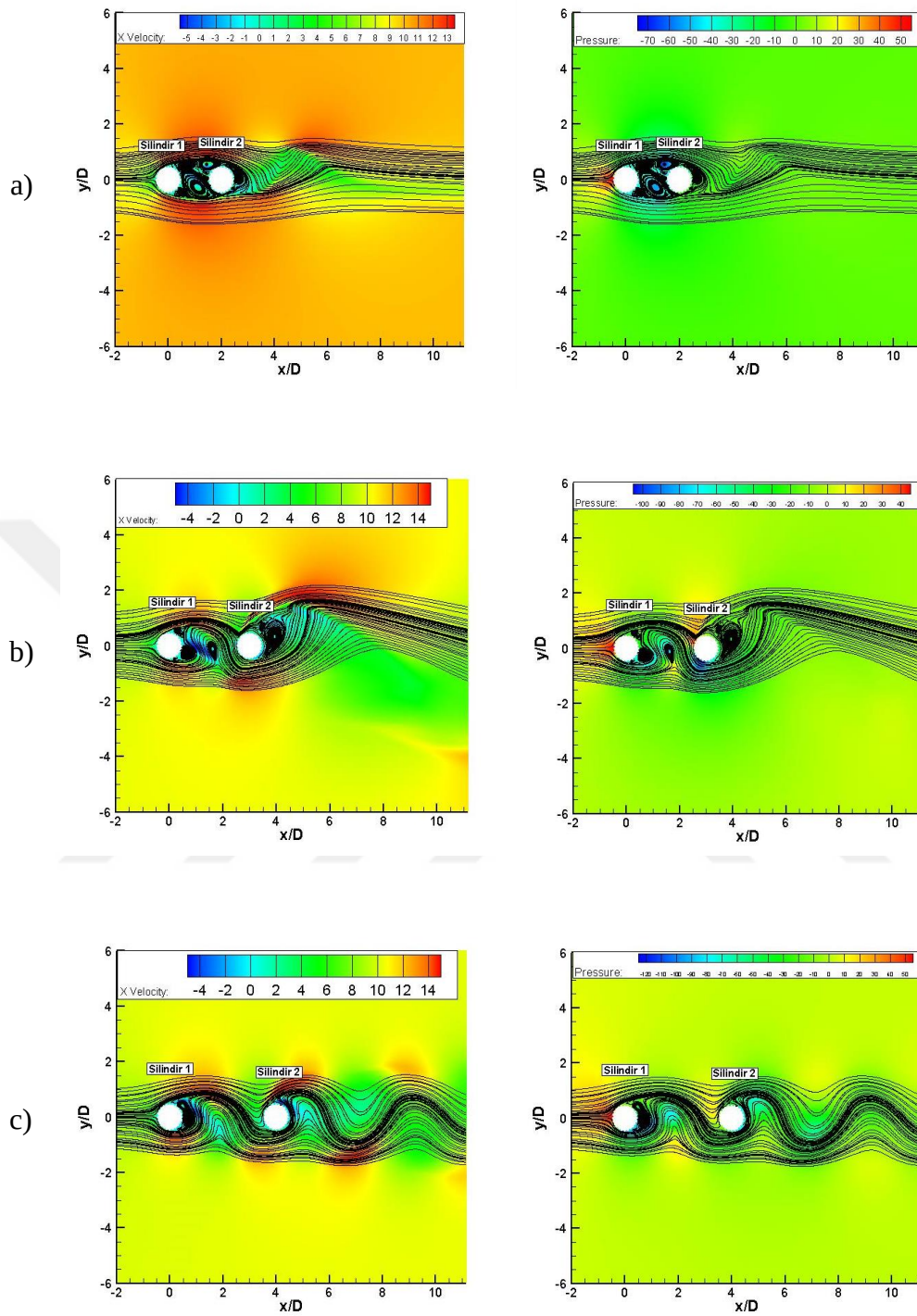
Şekil 3.15’de görüldüğü gibi yivli yüzeyli silindirler için $St_{1,2}$ değerlerinin $L/D=3$ ’ten sonrası için ortalama %26 kadar azaldığı görülmüştür. Yine $L/D=3$ ’e kadar olan kısım için akıştaki düzensizlikten kaynaklı matematiksel hesaplarda sapmalar meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca silindirler arasındaki mesafe değiştirilmesine rağmen iki silindirin S_t değerlerinin (yivli ve pürüzsüz yüzeyli dâhil) birbirinden etkilenmediğini ve aynı sonucu verdiğini görmekteyiz. Bunun sebebi ikinci silindirin, ilk silindirin ardında kalan akışın kaldırma kuvvetinden etkilenmesi ve ona bağlı bir kuvvete maruz kalmasıdır.

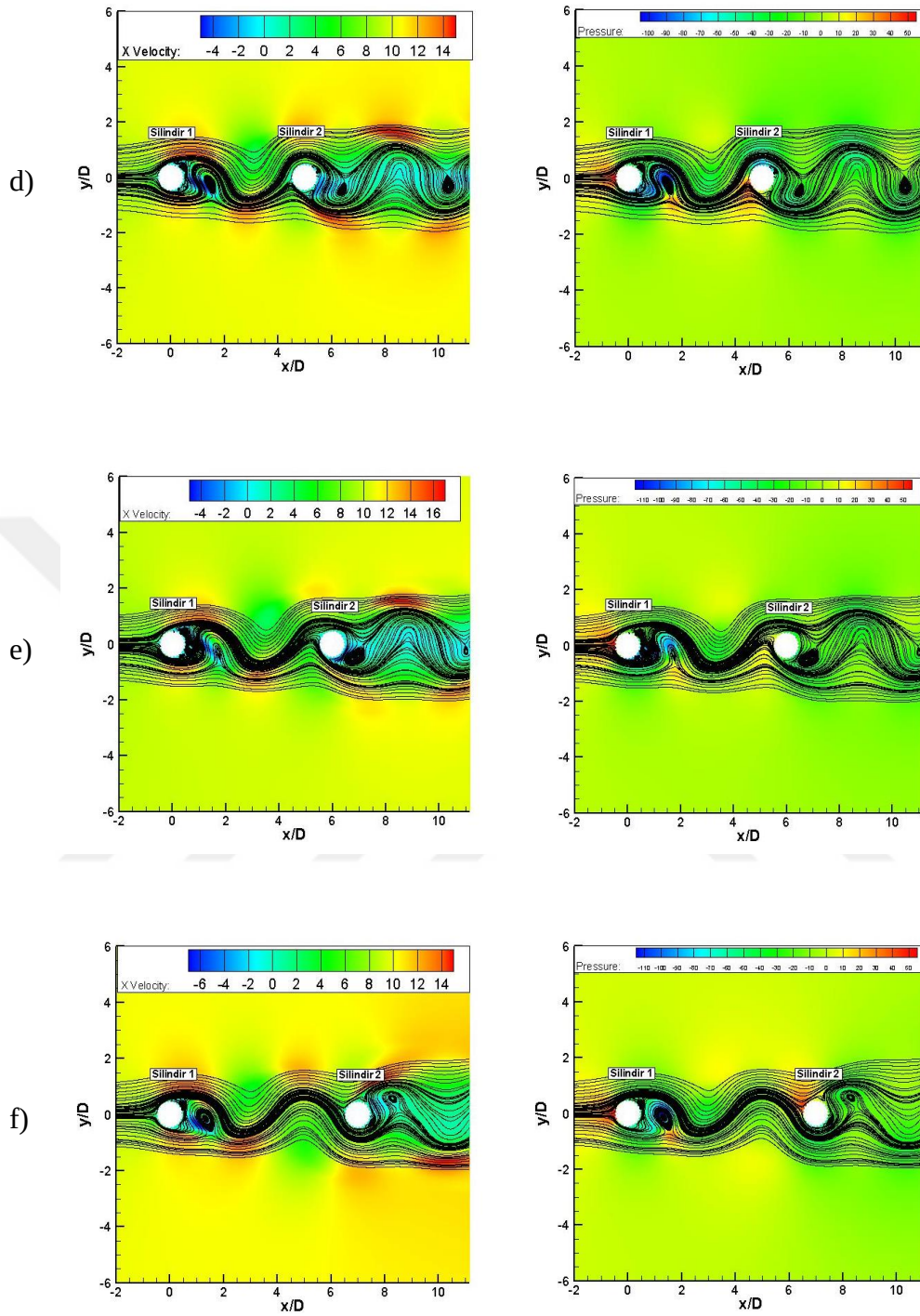


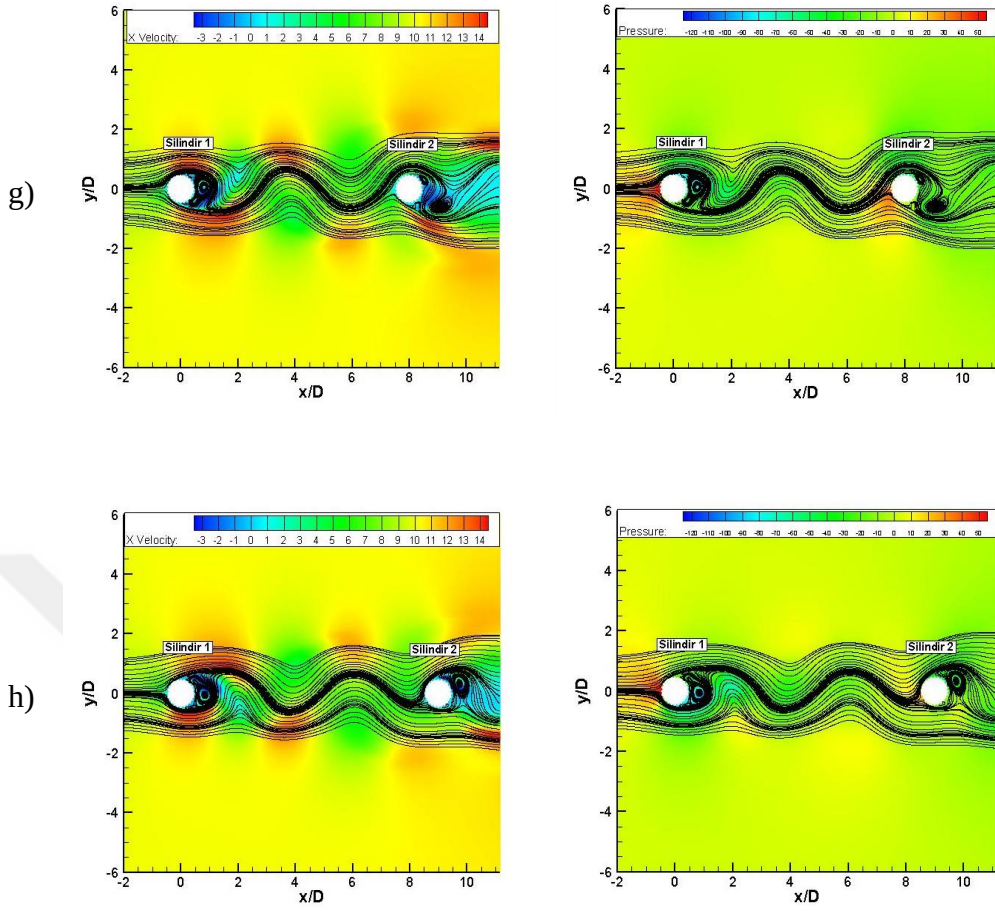
Şekil 3.15 Yivli yüzeyli silindirlerin Strouhal sayısı ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması

Yivli silindirler etrafında meydana gelen akımın hız, basınç dağılımları ve bunlara bağlı olarak oluşan girdaplar Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Ayrıca silindirler yivli olduğu zaman yüzeylerinde meydana gelen akım vektörlerinin ve girdap oluşumlarının (en net şekilde belli olduğu düşük L/D ’lerde) yakından görüntüsü ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması Şekil 3.17’de gösterilmiştir.

Şekil 3.16’da yivli silindirler etrafında oluşan hız, basınç dağılımları ve akış vektörleri gösterilmiştir. Burada kırmızı renk maksimum değerleri, mavi renkte minimum değerleri göstermektedir. Hızın ve basınç değerlerinin birbiriyle ters orantılı olduğu görülmüştür. Bu durum girdaplaşmaya sebep olmaktadır. Silindirler arasındaki mesafe arttıkça, iki silindirin arasında meydana gelen girdap sayısının azaldığı görülmüştür. İlk silindire çarpan akım vektörleri, ilk silindirden ikinci silindire etki etmektedir. Bu etkinin kuvveti silindirler birbirinden uzaklaştıkça azalmakta ve ilk silindirle ikinci silindirin etrafında oluşan hız ve basınç değerlerinde değişime sebep olmaktadır. Küçük L/D ’lerde özellikle ilk silindirin arkasında çok sayıda girdap oluştuğu görülmüştür.

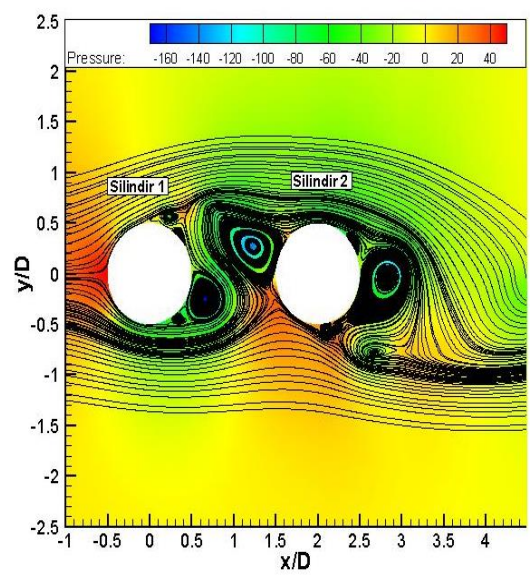
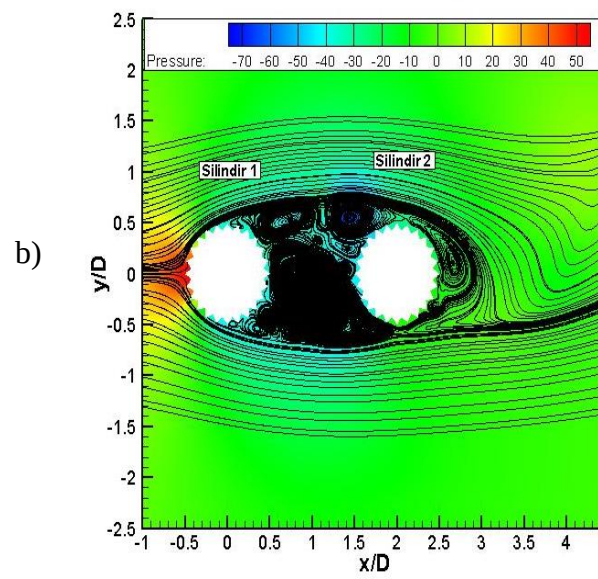
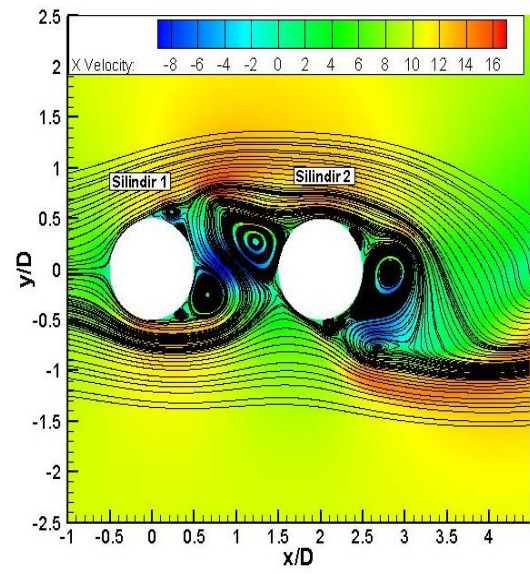
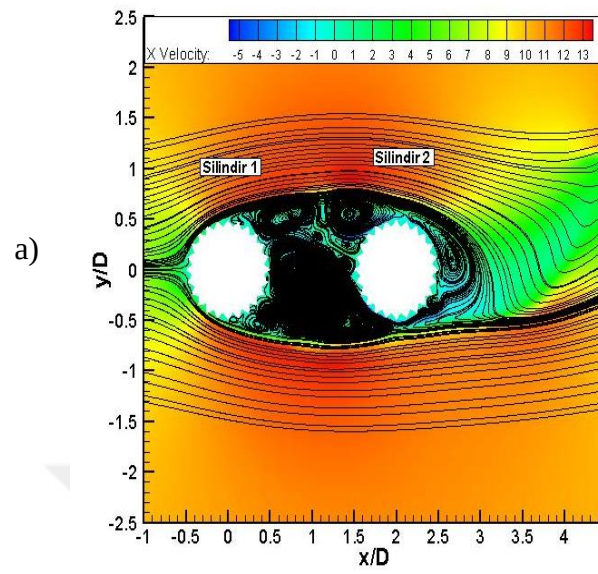


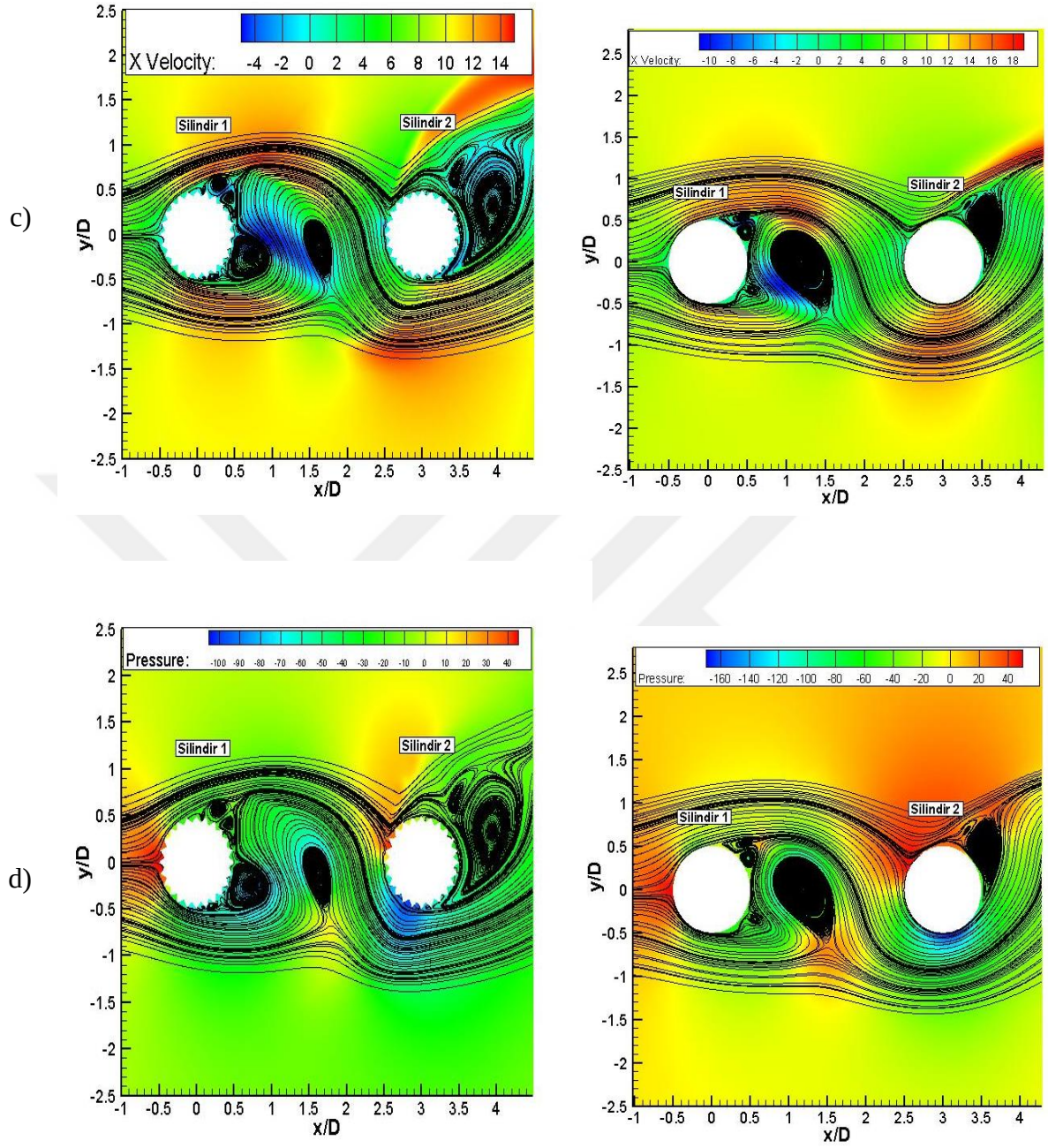




Şekil 3.16 Yivli yüzeyli silindirler etrafındaki hız, basınç dağılımları, a) $L/D=1$, b) $L/D=2$, c) $L/D=3$, d) $L/D=4$, e) $L/D=5$, f) $L/D=6$, g) $L/D=7$, h) $L/D=8$ için

Şekil 3.17’de silindirler etrafında oluşan akım vektörlerinin ve girdapların yakından görüntüsü, hız, basınç dağılım grafikleri gösterilmiştir. Burada silindir yüzeyleri etrafında çok sayıda girdap oluştuğu görülmüştür. Silindir yüzeyinde dışlilere çarpıp duran akımlar meydana gelirken özellikle dışliler etrafında küçük girdaplar oluşmaktadır. Oluşan bu akışı pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırdığımız zaman maksimum hızın bir miktar azaldığını fakat girdap oluşumunun arttığını görmekteyiz. L/D oranı arttıkça her iki silindirinde ardında kalan bölgede oluşan girdap sayısının azaldığı gözlemlenmiştir.





Şekil 3.17 Yivli silindirler etrafında oluşan girdapların yakından görüntüsü, hız, basınç dağılımları ve bunların pürüzsüz yüzeyli silindirlerle karşılaştırılması, a) $L/D=1$ için hız, b) $L/D=1$ için basınç, c) $L/D=2$ için hız, d) $L/D=2$ için basınç dağılımları (Her harf yivli ve yivsiz yüzeyli silindirler içindir)

Bu çalışmada dikdörtgen kesitli bir düzlem içerisinde düzenli akım kullanılarak oluşturulmuş bir model içerisine, akıma dik olacak şekilde yerleştirilmiş iki farklı yüzey geometrisine sahip (yivli ve pürüzsüz) silindirler etrafındaki akışın sayısal olarak incelenmesi yapılmıştır. Bunun için sonlu hacimler metodunu kullanan ANSYS-FLUENT 19 paket programı kullanılmıştır. Çalışmada ilk olarak $D:0.049\text{m}$ çapında pürüzsüz yüzeyli silindir modellenerek düzenli akış içerisinde Reynolds sayısı 65×10^3 olacak şekilde koyulmuştur. Elde edilen değerlerin (C_d ve St) deneysel değerlerle karşılaştırması yapılmıştır. Elde edilen sonuçların deneysel verilerle olan uygunluğu belirlenmiş ve bir sonraki analizde aynı geometri, hesap alanı ve sınır koşulları kullanılmıştır. Burada amaç silindir yüzeyleri yivli olacak şekilde değiştirildiğinde bunun sonuçlara olan etkisini görmek ve kullanılabilirliğini araştırmaktır.

Yivli yüzeyli silindirler için yapılan hesaplamaların sonucunda $C_{d,1}$ değerlerinde $L/D=2$ 'den sonra ortalama %15 lik bir artış gözlenmiştir. $C_{d,2}$ değerlerinde ise $L/D=2-4$ aralığındaki geometrilerde ortalama %20 lik bir artış gözlenmiş ve diğer geometrilerde bir değişim olmadığı görülmüştür. Strouhal sayıları için $L/D=3$ 'den sonra ortalama %25 büyüklüğünde bir azalma meydana geldiği görülmüştür.

Sonuç olarak çalışmada yivli yüzeyli silindirler üzerinde yapılmış hesaplamalarda, deneysel çalışma sonuçlarına ve pürüzsüz yüzeyli silindirlerde bulunan sonuçlara yakın sonuçlar bulunmuştur. Kullanılan geometriler, türbülans modeli, zaman adımı vs. $L/D=1$ ve 2 için doğru sonuçlar vermemiştir. Yapılan analizlerin bu uzaklık için uygun olmadığı kanısına varılmıştır. $L/D=2$ 'den sonraki uzaklıklarda yapılan çalışmanın doğru sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Bu analizlerde ağ yapısı oluşturmak için kullanılan GAMBIT programı ve hesaplamalar için faydalandığımız sonlu metodlar yöntemi formüllerini kullanan FLUENT programı bize bir yol gösterici olmuştur. Elde edilen sonuçlar yivli yüzeyli silindirler için yapılan araştırmalara bir yenilik getirmektedir. Araştırma ayrıca bu alanda yapılacak olan mühendislik çalışmalarına da bir temel oluşturma niteliğindedir.

- [1] Roshko, A., ‘‘On the Development of Turbulent Wakes from Vortex Streets’’, NACA Report 1191. 1954.
- [2] Hwang, R., ve Sue, Y.C., (1997). ‘‘Int. J. Numer. Meth. Fluids’’, 25, 1409. doi:101002/(SICI)1097-0363(19971230)25:12<1409::AID-FLD622>3.3.CO;2-E.
- [3] Park, C.W., ve Lee, S.J., Wind, J., (2000). ‘‘Eng. Ind. Aerodyn’’. 88, 231.
- [4] Yamagishi, Y., ve Oki, (2004). ‘‘Effect of Groove Shape on Flow Characteristics around a Circular Cylinder with Grooves’’, Journal of Visualization, Vol. 7, No.3:209-216.
- [5] Weinmann, M., Sandberg, R.D. ve Doolan, C., (2014). ‘‘Tandem cylinder flow and noise predictions using a hybrid RANS/LES approach’’, International Journal of Heat and Fluid Flow 50:263–278.
- [6] Norberg, C., (2003). ‘‘Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements’’, Journal of Fluids and Structures, 17, 57-96.
- [7] Yamagishi, Y. ve Oki, M., (2005). ‘‘Effect of the Number of Grooves on Flow Characteristics around a Circular Cylinder with Triangular Grooves, Journal of Visualization, Vol. 8, No. 1:57-64.
- [8] Bayraktar, S., Yayla, S. ve Oztekin, S., (2014). ‘‘Wall Proximity Effects on Flow over Cylinders with Different Cross Sections’’, Canadian Journal of Physics, 92:1141-1148.
- [9] Zhou, B., Wang, X. ve Guo, W., (2015). ‘‘Experimental measurements of the drag force and the near-wake flow patterns of a longitudinally grooved cylinder’’, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 145:30-41.
- [10] International Journal For Numerical Methods in Fluids Int. Numer, J., Meth. Fluids (2005). Published online 14 December 2004 in Wiley InterScience (www.interscience.wiley.com). 47:423–447. DOI: 10.1002/fld.812.
- [11] Numerical study of incompressible flow about fixed cylinder pairs, W. Jester, Y. Kallinderis, Department of Aerospace Engineering and Engineering Mechanics, The University of Texas at Austin, Austin, TX 78727, USA, Received 1 December 2001; accepted 23 October 2002, Journal of Fluids and Structures 17 (2003) 561–577.
- [12] Tu, J., Zhou, D., Bao, Y., Ma, J., Lu, J., Han, Z., (2015). ‘‘Flow-induced vibrations of two circular cylinders in tandem with shear flow at low reynolds number’’, Journal of fluids and structures 59:224-251.
- [13] Samani, M. ve Bergstrom, D. J., (2015). ‘‘Effect of a wall on the wake dynamics of an infinite square cylinder,’’ Int. J. Heat Fluid Flow, vol. 55, pp. 158–166.
- [14] Bhattacharyya, S. ve D. K. Maiti, (2004). ‘‘Shear flow past a square cylinder near a wall,’’ Int. J. Eng. Sci., vol. 42, no. 19–20, pp. 2119–2134.

- [15] Wang, X. K. ve Tan, S. K., (2008). "Comparison off flow patterns in the near wake of a circular cylinder and a square cylinder placed near a plane wall," Ocean Eng., vol. 35, no. 5–6, pp. 458–472.
- [16] Trias, F. X., Gorobets, A. ve Oliva, A., (2015). "Turbulent flow around a square cylinder at Reynolds number 22,000: A DNS study," Comput. Fluids, vol. 123, no. 22, pp. 87–98.
- [17] Yen, S. C., San, K. C. ve Chuang, T. H., (2008). "Interactions of tandem square cylinders at low Reynolds numbers," Exp. Therm. Fluid Sci., vol. 32, no. 4, pp. 927–938.
- [18] Liu, H. ve Chen, J. M., (2002). "Observations of hysteresis in flow around two square cylinders in a tandem arrangement," J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., vol. 90, no. 9, pp. 1019–1050.
- [19] Itoh, Y. ve Himeno, R., (2002). "Numerical Simulation of Three Dimensional Flow Around Two Circular Cylinders in Tandem Arrangement", Focused on High Performance Computing in RIKEN 2001, October 2002, Japan.
- [20] Ladjedel, O., Adjlout, L., Hachim, M.R., Razi, A. ve Yahiaoui, T., (2014). "Experimental Study of Flow around Two Grooved Cylinders Arranged in Tandem", EPJ Web of Conferences 67, 02066 (2014).
- [21] Ünal, U. A. ve Gören, Ö., (2011). "Effect of vortex generators on the flow around a circular cylinder; computational investigation with two-equation turbulence models", Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics Vol. 5, No. 1, pp. 99–116
- [22] Mahir, N. ve Altaç, Z., (2008). "Numerical investigation of convective heat transfer in unsteady flow past two cylinders in tandem arrangements", International Journal of Heat and Fluid Flow 29:1309–1318
- [23] Mahbub Alama, Md., Zhenga, Q., Derakhshandehb, J.F., Rehman, S., Ji d, C., Zafara, F., (2018). "On forces and phase lags between vortex sheddings from three tandem cylinders", International Journal of Heat and Fluid Flow 69:117–135
- [24] Gopalan, H., Jaiman, R., (2015). "Numerical study of the flow interference between tandem cylinders employing non-linear hybrid URANS–LES methods", J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.142:111–129
- [25] Uzun, A., Yousuff Hussaini, M., (2012). "An application of delayed detached eddy simulation to tandem cylinder flow field prediction, Computers & Fluids 60:71-85
- [26] Yen, S.C., San, K.C., Chuang, T.H., (2008). "Interactions of tandem square cylinders at low Reynolds numbers", Experimental Thermal and Fluid Science 32:927–938
- [27] İSPİR, M., KIRKGÖZ, M. S. ve GÜMÜŞ, V., (2014). "Yavaş Değişen Kritik-Altı Açık Kanal Akımının k-ε Türbülans Kapatma Modelleri ile Sayısal Hesabı", Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 29(1), ss. 145-155

- [28] Truong V. Vu ve John C. Wells, (2017). “Numerical simulations of solidification around two tandemly-arranged circular cylinders under forced convection”, *International Journal of Multiphase Flow* 89:331–344.
- [29] Kumar, D., Kumar, S., Subhankar, S., (2019). “Steady separated flow around a pair of identical square cylinders in tandem array at low Reynolds numbers”, *Computers and Fluids*, 191:104244.
- [30] Tsutsui, T., (2012). “Experimental study on the instantaneous fluid force acting on two circular cylinders closely arranged in tandem”, *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 109:46–54
- [31] Mahbub Alam, Md., Moriya, M., Takai, K., Sakamoto, H., (2003). “Fluctuating fluid forces acting on two circular cylinders in a tandem arrangement at a subcritical Reynolds number”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 91:139–154
- [32] Tannehill, J. C., Anderson, D. A., ve Richard, H., (1997). “Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer”, Second Edition, Taylor and Francis, London.
- [33] Ferrey, P., and Aupoix, B., (2006).” Behaviour of Turbulence Models near a Turbulent/Nonturbulent Interface Revisited, *Journal of Heat and Fluid Flow*”, 27:831-837.
- [34] Versteeg, H. K., ve Malalasekera, W., (2007), “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”, Second Edition, Prentice Hall, England.
- [35] Anderson, D. John., (1995). “Computational Fluid Dynamics”, First Fdition, Printed in Singapore.
- [36] Philip Pritchard, J. ve John, C. Leylegian, (2011), “Fox and Mc Donaldl’s Introduction to Fluid Mechannics”, 8th Edition, Jhon Willey and Sons Inc, USA.
- [37] White, F. M., (1974), “Viscous Fluid Flow”, First edition. Printed in USA
- [38] Fluent Inc., (2001). “Chapter 10 Modeling Turbulence” 28 Kasım 2001, USA.
- [39] Wilcox, D. C., (2004). “Turbulence Modeling for CFD”, Second Edition. Printed in the California.

İletişim Bilgileri: enes_ozturk41@hotmail.com

Uluslararası Bildiri

1. 1st International Symposium on Graduate Research in Science Focus on
Entrepreneurship and Innovation (ISGRS 2018)

October 4-6, 2018, İstanbul

Başlık

TWO-DIMENSIONAL NUMERICAL SOLUTION OF HEAT TRANSFER AND
FLUID FLOW OVER A GROOVED CIRCULAR CYLINDER