

**SONSUZ UZUNLUKTAKİ BİR SİLİNDİR ETRAFINDA
OLUŞAN AKIŞIN İNCELENMESİ**

Ayça Nurper ÇALIŞKAN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SONSUZ UZUNLUKTAKİ BİR SİLİNDİR ETRAFINDA OLUŞAN AKIŞIN
İNCELENMESİ**

Ayça Nurper ÇALIŞKAN
0000-0002-5779-7511

Prof. Dr. Habib UMUR
0000-0002-8732-5283

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Ayça Nurper ÇALIŞKAN tarafından hazırlanan “Sonsuz Uzunluktaki Bir Silindir Etrafında Oluşan Akışın İncelenmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Habib UMUR
0000-0002-8732-5283

Başkan : Prof. Dr. Habib UMUR
0000-0002-8732-5283
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Onur YEMENİCİ
0000-0003-0011-8343
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE
0000-0003-1387-907X
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

12.10.2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

12/09/2019

Ayça Nurper ÇALIŞKAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SONSUZ UZUNLUKTAKİ BİR SİLİNDİR ETRAFINDA OLUŞAN AKIŞIN İNCELENMESİ

Ayça Nurper ÇALIŞKAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Habib UMUR

Silindir üzerine etkiyen dış akış, silindir arkasında vorteksler oluşturduğu için karmaşık bir yapıya sahiptir. Silindirler karmaşık yapısı itibariyle, akış karakteristiklerinin incelenmesi kayda değer bir öneme sahiptir. Fabrika bacaları, kuleler, uçaklar, binalardaki kolonlar, gemiler, denizaltılar, gökdelenler, arabalar, asma köprüler, türbinler, akış ölçerler, köprü ayakları, ısı değiştiriciler, boru demetleri silindirler etrafındaki akışın etkisinin önemli olduğu bazı endüstrideki uygulama alanlarıdır.

Bu çalışmada dairesel kesitli sonsuz uzunluktaki silindir etrafında oluşan akış yapısı nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan ilk analizde dört farklı hız değeri için sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akış karakteristikleri incelenmiştir. İkinci analizde art arda çift silindirler etrafında oluşan akış, silindirler arası mesafeye ve hıza bağlı olarak analiz edilmiştir. Son olarak sabit yüzey sıcaklığındaki silindir etrafındaki akış, dört farklı hız değerleri için akış karakteristikleri incelenmiştir. Analiz sonuçları akış ayrılması, vorteksler, basınç dağılımı, hız profili, sürüklenme katsayıları ile incelenmiştir.

Sonuçlar göstermiştir ki giriş hız değeri ve silindirler arası mesafe akış karakteristiklerinin belirlenmesinde büyük bir öneme sahiptir.

Anahtar Kelimeler: Akış ayrılması, aerodinamik, sınır tabaka, vorteks, basınç dağılımı.

2019, ix + 68 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

AN INVESTIGATION OF FLOW AROUND AN INFINITE CYLINDER

Ayça Nurper ÇALIŞKAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Habib UMUR

External flow over a cylinder is complex because it forms vortices behind the cylinder. In terms of complexity of flow around the cylinders, the investigation of the flow characteristics is of considerable importance. Factory chimneys, towers, planes, columns in buildings, ships, submarines, skyscrapers, cars, suspension bridges, turbines, flow meters, piers of a bridge, heat exchangers, tube bundles are some of the application areas in industry where the effect of flow over the cylinders is significant.

In this thesis, the flow structure around the infinite cylinder with circular cross section of areas was analyzed numerically. The first analysis was carried out to determine the flow characteristics around an infinite cylinder for four different velocities. In the second analysis, the flow around the successive cylinders was analyzed depending on the distance between the cylinders and speed. Lastly, the flow around the cylinder at constant surface temperature was examined for four different velocity values to investigate the flow characteristics. Results were analyzed by flow separation, vortexes, pressure distribution, velocity profile, drag coefficients.

As a result the input velocities and the distance between the cylinders are of great importance in determining the flow characteristics.

Key words: Flow separation, aerodynamic, boundary layer, vortex, pressure distribution.

2019, ix + 68 pages.

TEŐEKKÖR

Tez alıőmam sırasında yardımlarını benden esirgemeyen ve bilgilerini benimle paylaşan tez danışmanım Prof. Dr. Habib UMUR'a, arkadaşlarıma ve aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ayça Nurper ALIŐKAN

12/09/2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Kuramsal Temeller	3
2.2. Kaynak Araştırması.....	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1. Korunum Denklemleri.....	14
3.2. Türbülanslı Akış.....	19
3.3. Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD)	22
3.4. Ansys Fluent	24
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	25
4.1. Sonsuz Uzunluktaki Bir Silindir Etrafındaki Akışın İncelenmesi	25
4.2. Çift Silindir Etrafındaki Akış Yapısının İncelenmesi	37
4.3. T=313K Yüzey Sıcaklığına Sahip Silindir Etrafındaki Akışın İncelenmesi.	53
5. SONUÇ	64
KAYNAKLAR.....	66
ÖZGEÇMİŞ.....	68

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	Akış kesiti [m^2]
C_D	Sürüklenme katsayısı
C_L	Kaldırma katsayısı
C_p	Basınç katsayısı
D	Çap [m]
e	Birim kütlede iç enerji [J/kg]
E	İç enerji [J]
f_s	Vorteks kopma frekansı [Hz]
F	Kuvvet [N]
F_D	Sürüklenme kuvveti [N]
F_L	Kaldırma kuvveti [N]
k	Vorteks gücü [m^2/s]
L	Silindireler arası mesafe [m]
P	Basınç [Pa]
P_0	Atmosfer basıncı [Pa]
Q	Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı [W]
q	Isı Akısı [W/m^2]
Re	Reynolds sayısı
St	Strouhal sayısı
u_0	Ortalama hız [m/s]
u_r	Radyal hız [m/s]
u_θ	Teğetsel hız [m/s]
U	Akış hızı [m/s]
θ	Açı
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
R	Yarıçap [m]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]
β	Blokaj oranı
μ	Dinamik viskozite [Pas]
Φ	Yayınım enerjisi [$1/s^2$]

Kısaltmalar	Açıklama
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Dairesel kesite sahip bir silindir üzerinde oluşan akış yapısının gösterilmesi....	2
Şekil 2.1.Hız profilinin basınç gradyanıyla değişimi ve ayrılma noktasının gösterimi....	3
Şekil2.2.Dairesel kesite sahip silindir için vorteks ve sınır tabaka ayrılmasının gösterimi	4
Şekil 2.3. $Re < 5$ olması durumunda, dairesel kesitli bir silindirin akış yapısı	7
Şekil 2.4. $5 < Re < 40$ olması durumunda, dairesel kesitli bir silindirin akış yapısı	7
Şekil 2.5. $40 < Re < 150$ olması durumunda, dairesel kesitli bir silindirin akış yapısı	8
Şekil 2.6. $150 < Re < 300$ oluşan vortekslerin türbülanslı duruma gelmesi	8
Şekil 2.7. $10^5 < Re < 3,5 \times 10^6$ Geçiş akımı	8
Şekil 2.8. $Re > 3,5 \times 10^6$ Türbülans sınır tabakanın oluşması.....	9
Şekil 2.9. Wright Kardeşler 'in rüzgar tüneli	10
Şekil 3.1. Kaba meş yapısına bir örnek.....	23
Şekil 3.2. Sık meş yapısına bir örnek.....	23
Şekil 3.3. Meş tanımlanmasında kullanılan bazı terimler	24
Şekil 4.1. Çapı 0,15 m olan sonsuz uzunluktaki bir silindirin akış alanı sınırları	25
Şekil 4.2. Sonsuz uzunluktaki bir silindirin $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerleri için oluşturulan meşin yapısı	26
Şekil 4.3. $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü	27
Şekil 4.4. $U_2 = 10$ m/s için hız kontur görünümü	27
Şekil 4.5. $U_3 = 30$ m/s için hız kontur görünümü	28
Şekil 4.6. $U_4 = 45$ m/s için hız kontur görünümü	28
Şekil 4.7. $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü	30
Şekil 4.8. $U_2 = 10$ m/s için hız vektör görünümü	30
Şekil 4.9. $U_3 = 30$ m/s için hız vektör görünümü	31
Şekil 4.10. $U_4 = 45$ m/s için hız vektör görünümü	31
Şekil 4.11. $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	33
Şekil 4.12. $U_2 = 10$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	34
Şekil 4.13. $U_3 = 30$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	34
Şekil 4.14. $U_4 = 45$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	35
Şekil 4.15. $U_1 = 3$ m/s ve $U_2 = 10$ m/s için sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akışın hız profili.....	36
Şekil 4.16. $U_3 = 30$ m/s ve $U_4 = 45$ m/s için sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akışın hız profili.....	36
Şekil 4.17. Silindir çaplarının 0.15 m ve silindirler arası mesafenin 2D olduğu akış alanı sınırları.....	37
Şekil 4.18. $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri ve silindirler arasındaki mesafenin 2D olması durumunda oluşturulan meşin yapısı	38
Şekil 4.19. Silindir çaplarının 0.15 m ve silindirler arası mesafenin 3D olduğu akış alanı sınırları.....	39
Şekil 4.20. $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri ve silindirler arasındaki mesafenin 3D olması durumunda oluşturulan meşin yapısı	40
Şekil 4.21. Silindir çaplarının 0.15 m ve silindirler arası mesafenin 4D olduğu akış alanı sınırları	41
Şekil 4.22. $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri ve silindirler arasındaki mesafenin 4D olması durumunda oluşturulan meşin yapısı	42

Şekil 4.23. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü.....	43
Şekil 4.24. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız kontur görünümü.....	43
Şekil 4.25. $L = 3D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü.....	43
Şekil 4.26. $L = 3D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız kontur görünümü.....	44
Şekil 4.27. $L = 4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü.....	44
Şekil 4.28. $L = 4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız kontur görünümü.....	44
Şekil 4.29. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü.....	45
Şekil 4.30. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız vektör görünümü.....	45
Şekil 4.31. $L = 3D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü.....	46
Şekil 4.32. $L = 3D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız vektör görünümü.....	46
Şekil 4.33. $L = 4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü.....	46
Şekil 4.34. $L = 4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız vektör görünümü.....	47
Şekil 4.35. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	48
Şekil 4.36. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	48
Şekil 4.37. $L = 3D$ ve $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	49
Şekil 4.38. $L = 3D$ ve $U_2 = 45$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	49
Şekil 4.39. $L = 4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	50
Şekil 4.40. $L = 4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	50
Şekil 4.41. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız profili.....	51
Şekil 4.42. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız profili.....	52
Şekil 4.43. $L = 3D/4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız profili.....	52
Şekil 4.44. $L = 3D/4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız profili.....	52
Şekil 4.45. Çapı 0.15 m olan ve $T = 313K$ yüzey sıcaklığına sahip silindirin akış alanı sınırları.....	53
Şekil 4.46. Sonsuz uzunluktaki ve $T = 313K$ yüzey sıcaklığındaki bir silindirin $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerleri için oluşturulan meşin yapısı.....	54
Şekil 4.47. $U_1 = 3$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü.....	55
Şekil 4.48. $U_2 = 10$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü.....	55
Şekil 4.49. $U_3 = 30$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü.....	56
Şekil 4.50. $U_4 = 45$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü.....	56
Şekil 4.51. $U_1 = 3$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü.....	57
Şekil 4.52. $U_2 = 10$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü.....	58
Şekil 4.53. $U_3 = 30$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü.....	58
Şekil 4.54. $U_4 = 45$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü.....	59
Şekil 4.55. $U_1 = 3$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	60
Şekil 4.56. $U_2 = 10$ m/s için $T = 313$ K yüzey silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	60
Şekil 4.57. $U_3 = 30$ m/s için $T = 313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	61

Şekil 4.58. $U_4 = 45$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki basınç dağılımı.....	61
Şekil 4.59. $U_1 = 3$ m/s ve $U_2 = 10$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir etrafındaki akışın hız profili.....	62
Şekil 4.60. $U_3 = 30$ m/s ve $U_4 = 45$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir etrafındaki akışın hız profili.....	62

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1.Silindir etrafındaki akış	11
---	----

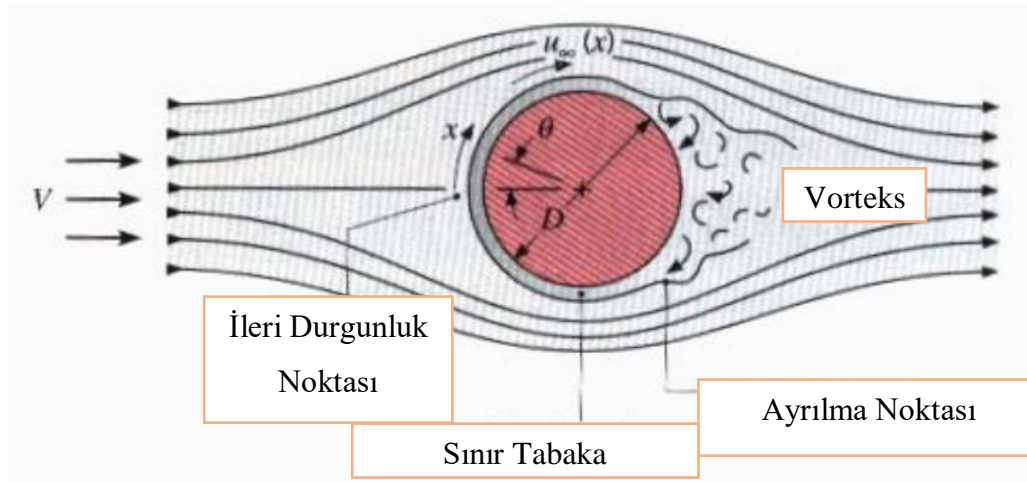
1.GİRİŞ

Hareket halindeki katının havayla olan ilişkisini inceleyen ve Yunanca'dan dilimize gelmiş olan bilim dalı olarak aerodinamik; içinde kontrollü, sürdürülebilir uçuş koşulları veya dünya atmosferini oluşturan hava akışını tanımlamak için kullanılır. Günümüzde aerodinamik analizler rüzgâr türbinlerinin modellenmesiyle çeşitli yazılımlar kullanılarak bilgisayar simülasyonlarıyla yapılır ve deneylerle elde edilen sonuçlarla kıyaslanır. Uçak, füze gibi araçların modellenmesi ve havadaki hareketinin esaslarını ortaya koyarken; aynı zamanda otomobillerin, gemilerin, köprülerin, binaların da rüzgarın şiddetli olduğu durumlarında dayanıklı olması için gereken esaslarını belirler. Aerodinamik hava akımının uygulandığı hacme göre iç ve dış aerodinamik olarak ikiye ayrılır. Bu tezde de incelenecek olan dış aerodinamik içerisinde; binalar, füzeler, uçakların dış yüzeyi yer alırken; motor, kompresör, türbin, yanma odası ise iç aerodinamik olarak incelenir(Ünlüsoy 2017).

Geçmiş yıllardan beri dairesel kesite sahip silindir üzerindeki akışların aerodinamik ve akış karakteristikleri bu silindirlerin kullanım alanları itibariyle öneme sahip olduğu için bu alanda pek çok araştırmalar yapılmış ve günümüzde de yapılmaya devam etmektedir. Araştırmalar üzerinde genellikle akış ayrılmaları, oluşan vorteksler, basınç gradyanları, basınç ve hız dağılımı ile akışın yapısı incelenmiştir. “Endüstride uygulama alanları olan; fabrika bacaları, kuleler, uçaklar, binalardaki kolonlar, gemiler, yük araçları, denizaltılar, gökdelenler, arabalar, asma köprüler, türbinler, akış ölçerler, köprü ayakları, ısı değiştiriciler, boru demetlerinde silindirlerin aerodinamik etkisi incelenmektedir(Güneş 2015).” Bir düz yüzey üzerine dairesel kesite sahip silindir dikey olarak yerleştirildiğinde bir akış alanı oluşur ve bu akış alanının yapısını etkileyen en büyük faktör akışın laminer veya türbülanslı bir yapıda olmasıdır. “Akış karakterinin türbülanslı veya laminer olduğunu belirleyen ve atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranını gösteren Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısının yüksek olması durumunda atalet kuvvetleri, küçük olması durumunda ise viskoz sürtünme kuvvetleri etkilidir. Reynolds sayısının yeterince küçük olduğu akışlarda, etkili olan viskoz sürtünme kuvvetleri vortekslerin oluşumunu engeller (Kılıç ve Yiğit 2014).”

$$Re = \frac{U.D}{\nu} = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz Kuvvetler}} \quad (1.1)$$

Yüzeğe yakın, yüksek hız gradyanlarının (du/dy) olduğu, sürtünme kuvvetlerinin hakim olduğu alanlar sınır tabaka olarak adlandırılır ve bunun dışında kalan yüksek olmayan hız gradyanlarının olduğu, sürtünme kuvvetlerinin etkisinin olmadığı bölgeler ideal akış olarak adlandırılır (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Dairesel kesite sahip bir silindir üzerinde oluşan akış yapısının gösterilmesi

Gerçek prototipler ile deney yapmak oldukça güç olduğu için bunun yerine laboratuvar ortamında gerekli şartlar sağlanıp uygun modellerle araştırmalar gerçekleştirilir. Modeller ve prototipler arasında gerekli bağlantılar boyutsuz sayılar kullanılarak sağlanır. Eğer model ve prototip arasında geometrik ve dinamik benzerliği sağlayabilirsek istenilen sonuçları prototipi kullanmadan ulaşabiliriz. Rüzgar ve su tünellerinde boyutsuz sayılardan faydalanılmaktadır (Umur 2009). Geometrik benzerlikte esas olan prototip boyutları ile model boyutlarının aynı lineer ölçeğe sahip olmasıdır. Geometrik benzerliği olan prototip ve modelin dinamik benzerliğin esasıysa; yerçekimi, sürtünme, basınç vb. kuvvetlerin aynı orana sahip olmasıdır (Umur 2009). Rüzgar tünellerinde dikey silindir üzerinde gelen havanın oluşturduğu akış alanının karmaşık yapıya sahip olması nedeniyle deneysel ölçümlerde hatalar söz konusu olabilir. Bu çalışmada da oluşan akış alanının özellikleri Ansys Fluent yazılımı kullanılarak nümerik olarak incelenmiştir.

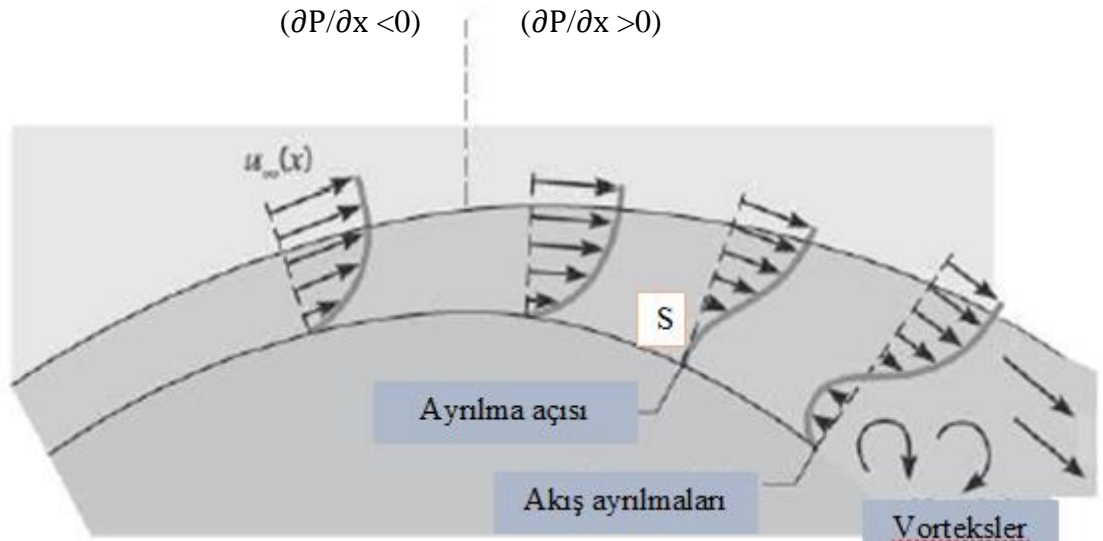
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Büyük bir kesit alanına sahip olan küt cisimler etrafında akış uygulamaları, günümüzde birçok mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşıp, önemli bir araştırma konusu olmuştur.

2.1. Kuramsal Temeller

Küt cisimler için yapılan bir çok deneysel ve nümerik çalışmada; küt cismin boyutları, blokaj etkisi, yüzey pürüzlülüğü, sıcaklık farkı ve Reynolds sayısına bağlı olarak akışın ve ısı transferinin değişim gösterebileceği sonuçlarına varılmıştır(Sarioğlu 1997).

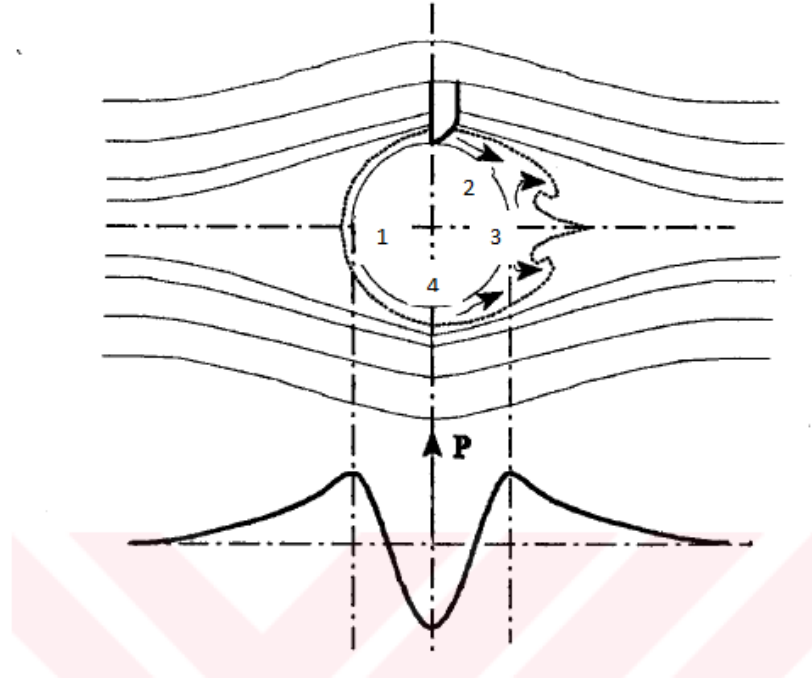
Küt cisimler, hava gibi akışkanların sebep olduğu basınç etkiyle titreşirler ve titreşim sonucu oluşan dinamik yükler çeşitli hasarlara neden olur. Bu durumun nedeni olarak oluşan vorteksler gösterilebilir. Yani endüstrideki uygulamalarda ve yapılarda rüzgarın sebep olduğu titreşimlerin engellenmesi için yapılan analizlerin sonuçlarına uygun tasarımlar yapılmalıdır(Sarioğlu 1997). Bu tezde küt cisimlerden dairesel kesitli silindir üzerinde durulacaktır.



Şekil 2.1. Hız profilinin basınç gradyanıyla değişimi ve ayrılma noktasının gösterimi

$(\partial P/\partial x < 0)$ olması durumunda net basınç kuvveti akış yönünde azalır ve buna hızlanan akış denir. $(\partial P/\partial x > 0)$ olması durumunda artan basınçta etkisiyle, cidara yakın bölgelerde kinetik enerji azalır, geriye doğru akış oluşur ve bu akışa yavaşlayan akış adı verilir. Geriye doğru akışın başladığı, $(du/dy=0)$, sıfır hız gradyanının bulunduğu ve akışta ayrılmaların başladığı Şekil 2.1’ de ‘S’ ile gösterdiğimiz bu noktaya ayrılma noktası denir(Umur 2009).

“Geriye doğru akışla sürüklenme kuvveti ve sürüklenme katsayısı artar. Artan basınç gradyanıyla sınır tabaka kalınlığı artarken ayrılma daha önce oluşur(Umur 2009).” Bir silindir etrafındaki akış geometri olarak basit de olsa sahip olduğu Reynolds sayısına göre değişiklik gösterecek olan karmaşık akış yapısıyla zorluk kazanır.



Şekil 2.2. Dairesel kesite sahip silindir için vorteks ve sınır tabaka ayrılmasının gösterimi(Sarioğlu 1997).

Silindir etrafında oluşan akış Şekil 2.2’ye göre 1 numaradan 4 numaraya hızlanırken 4 numaradan 3 numaraya akış yavaşlar. Basınç yönünden Şekil 2.2’yi incelersek; 1 numaradan 4 numaraya basınç azalırken 4 numaradan 3 numaraya basınç artar. 1 ve 4

numaraları arasında basınç enerjisinin, kinetik enerjiye dönüşümü gerçekleşir. 4'ten 3'e doğru kinetik enerjinin azalması ve basıncın artmasıyla ters yönde akış başlar, vorteksler oluşur ve akış ayrılması meydana gelir. Bu vorteksler cisme itme(drag) kuvvetlerinde bir artışa neden olur. Cisimden uzaktaki vorteksler saat yönünde ve saat yönünün tersinde hareket eden Von Karman Vorteks ağını oluşturur (Sarioğlu 1997). Dikey silindir üzerine gelen akış; uniform akış ve duble akıştır.

Silindirin önü ve silindir üzerinde bir nokta arasında Bernoulli denklemi,

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho U^2 = P + \frac{1}{2} \rho u_0^2 = P + \frac{1}{2} \rho 4U^2 \sin^2 \theta \quad (2.1)$$

$$P - P_0 = \frac{1}{2} \rho U^2 (1 - 4 \sin^2 \theta) \quad (2.2)$$

$$\text{Basınç Katsayısı}(C_p) = \frac{P - P_0}{\frac{1}{2} \rho U^2} = (1 - 4 \sin^2 \theta) \quad (2.3)$$

Basıncın yatay bileşen integrasyonu alınarak sürüklenme kuvveti (F_D) bulunur.

$$F_D = \int_0^{2\pi} (P - P_0) R \cos \theta d\theta = \frac{1}{2} \rho U^2 (1 - 4 \sin^2 \theta) \cos \theta d\theta = 0 \quad (2.4)$$

Sürüklenme katsayısı;

$$C_D = \frac{F_D}{0,5 \rho U^2 A} \quad (2.5)$$

Basıncın dikey bileşen integrasyonu alınarak kaldırma kuvveti (F_L) sıfır olarak bulunur. Cisim üzerinde oluşan sınır tabaka, akışın Reynolds sayısına göre laminar veya türbülanslı olarak değişkenlik gösterir. Silindir üzerinde oluşan sınır tabaka ayrılmalarını gidermek için silindir akış yönünde döndürülür. Yani silindir ile akış aynı yönde hareket etmiş olur ve üst yüzeyde ayrılma oluşmaz. Silindirin alt bölgesinde ise akış hareketine ters yönde bir hareket olacağı için akış ayrılması üst noktada değil

silindir alt noktasında oluşacaktır. Yani basınç değeri silindirin alt yüzeylerinde artacaktır. Bu etki literatürde Magnus etkisi olarak geçmektedir(Umur 2009). Bu etkiyi tenis toplarında görebiliriz. Dönen silindir üzerindeki akış; uniform akış, duble akış ve vorteks akışıdır.

Dönen silindir için Silindirin önü ve silindir üzerinde bir nokta arasında Bernoulli denklemi,

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho U^2 = P + \frac{1}{2} \rho u_0^2 = P + \frac{1}{2} \rho \left(2U \sin \theta + \frac{K}{2\pi R} \right)^2 \quad (2.6)$$

$$P - P_0 = \frac{1}{2} \rho U^2 \left(1 - \left(2 \sin \theta + \frac{K}{2\pi R U} \right)^2 \right) \quad (2.7)$$

$$\text{Basınç Katsayısı}(C_p) = \left(1 - \left(2 \sin \theta + \frac{K}{2\pi R U} \right)^2 \right) \quad (2.8)$$

Basıncın yatay bileşen integrasyonu alınarak sürüklenme kuvveti (F_D) bulunur.

$$F_D = \int_0^{2\pi} (P - P_0) R \cos \theta d\theta = 0 \quad (2.9)$$

Basıncın dikey bileşen integrasyonu alınarak kaldırma kuvveti (F_L) bulunur

$$F_L = - \int_0^{2\pi} (P - P_0) R \sin \theta d\theta = 0 \quad (2.10)$$

$$F_L = - \frac{R}{2} \rho U^2 \int_0^{2\pi} \left(1 - \left(2 \sin \theta + \frac{K}{2\pi R U} \right)^2 \right) \sin \theta d\theta \quad (2.11)$$

$$F_L = -\rho U K \quad (2.12)$$

Vorteks gücünden dolayı(K) bir kaldırma kuvveti oluşur.

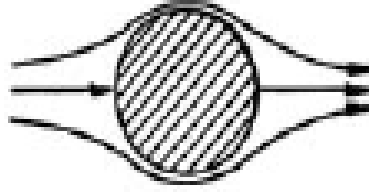
Kaldırma katsayısı;

$$C_L = \frac{F_D}{0,5\rho U^2 A} \quad (2.13)$$

Silindir üzerinde oluşan akış ayrılması sonucu oluşan vortekslerin ayrılma periyodu ise Strouhal boyutsuz sayısı ile verilir ve St olarak geçmektedir. Formülde geçen f_s vorteksin kopma frekansı, D silindir çapı ve u_0 ortalama hızdır.

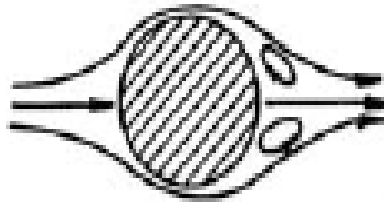
$$St = \frac{f_s D}{u_0} \quad (2.14)$$

Akış yapısını etkileyen bir diğer önemli faktör blokaj oranıdır. “Modelin bulunduğu alanın, test kesiti alanına oranına blokaj oranı denir ve duvarların da akış yapısının incelenmesinde göz önüne alınmasını sağlar(Sarioğlu 1997).



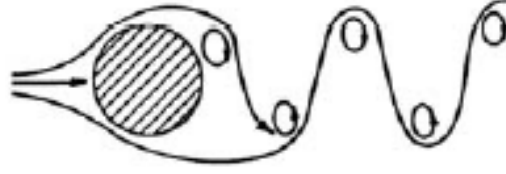
Şekil 2.3. $Re < 5$ olması durumunda, dairesel kesitli bir silindirin akış yapısı

Reynolds sayısının 5 değerinden küçük olması durumunda, Şekil 2.3’de gösterildiği üzere silindir etrafında basınç değişikliği az olmakla beraber akış laminerdir ve silindir etrafında ayrılmalar meydana gelmemiştir. (Erkmen 2015).



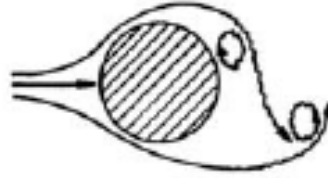
Şekil 2.4. $5 < Re < 40$ olması durumunda, dairesel kesitli bir silindirin akış yapısı

Re sayısının $5 < Re < 40$ olması durumunda; silindir etrafında simetrik ayrılan bir sınır tabaka oluşur. Silindirin arka kısmında, sürekli dönen vorteksler oluşur(Şekil 2.4). Akışın kararsız olduğu $Re \cong 40$ 'a kadar oluşan bu vorteksler, Reynolds sayısı ile doğrusal olarak akış yönünde uzar(Erkmen 2015).



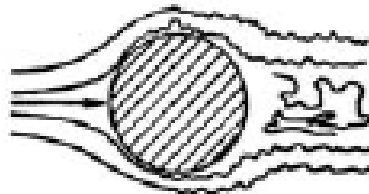
Şekil 2.5. $40 < Re < 150$ olması durumunda, dairesel kesitli bir silindirin akış yapısı

Eksene göre saat yönüne doğru ve saat yönünün tersine doğru hareket eden vorteksler Von Kaman vorteks akımı olarak adlandırılır ve bu laminar vorteks yolu(vorteks caddesinin) oluşumu Re değerinin $40 < Re < 150$ aralığında yer almasıyla gerçekleşir (Şekil 2.5).



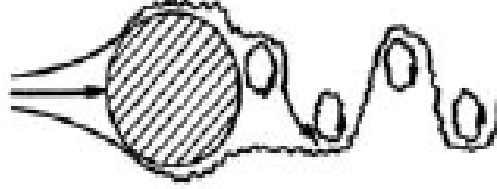
Şekil 2.6. $150 < Re < 300$ oluşan vortekslerin türbülanslı duruma gelmesi

Reynolds sayısının $150 < Re < 300$ olması durumunun akış yapısı Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Reynolds değerinin $300 < Re < 10^5$ arasında olması durumuysa literatürde kritik altı akımdır ve silindir arkasında oluşan iz bölgesi geniştir.



Şekil 2.7. $10^5 < Re < 3,5 \times 10^6$ Geçiş akımı

Re değerinin $3 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^6$ olması durumu laminar sınır tabakanın, türbülans durumuna geçme durumu olup geçiş akımı olarak literatürde geçmektedir ve ayrılma noktasıyla iz bölgesinde oluşan dağılım düzensizlik gösterir.



şekil 2.8. $Re > 3,5 \times 10^6$ Türbülans sınır tabakanın oluşması

Reynolds değerinin $3,5 \times 10^6$ değerinden büyük olduğu durumda artık sınır tabaka türbülanslı, iz bölgesi dar, sürüklenme katsayısı düşük ve literatürde kritik üstü akım olarak geçmektedir(şekil 2.8). Akış periyodik oluşan vortekslerden de anlaşılacağı üzere titreşimlidir ve vortekslerin ayrılma frekansının silindirin sahip olduğu doğal frekansa eşit olması yani rezonans duruma gelmesi halinde çok ciddi sorunlara yol açabilir. Özellikle de köprülerde rüzgar kaynaklı rezonansa dikkat edilmelidir (Akçadırcı 2006).

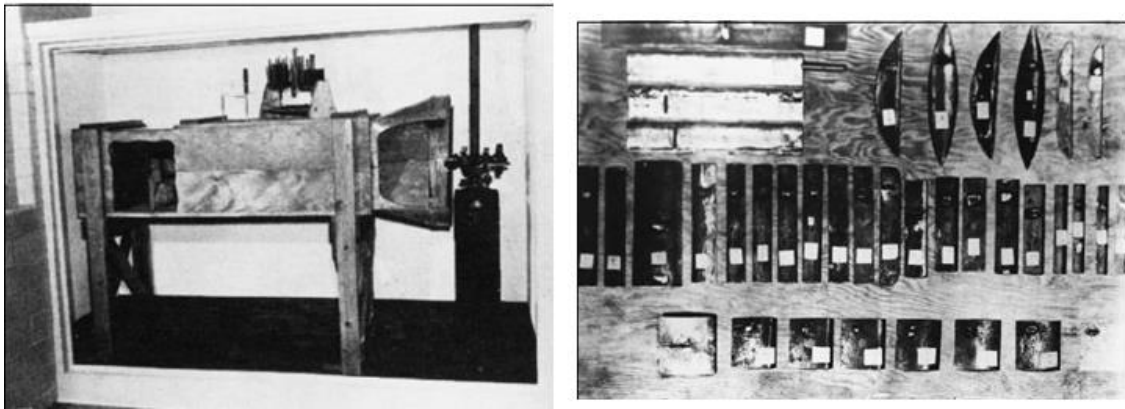
2.2. Kaynak Araştırması

Aerodinamik, bir tasarım yaparken dikkat edilmesi gereken en önemli konulardan biri olmuştur. Otomobiller, binalar, uçak kanatları konusunda aerodinamik etkilerin araştırılması konusu literatürde çok sayıda yer almaktadır. Örneğin uçaklarda aerodinamik etkiyi kanat profillerini inceleyerek geliştiren mühendisler I. Dünya Savaşı sonlarına doğru otomobillerde, otomobil yüzey formu oluşturup aynı zamanda sürüklenme katsayısıyla, yakıt tasarrufu sağlamayı hedeflemişlerdir. Otomobillerde aerodinamik etkinin dikkate alınması, o dönemlerde damla formu verilerek sağlanmaya çalışılmıştır. Kullanılan bu form birçok endüstriyel sektörde de kullanılmıştır.

Hava akımına maruz kalan cisimlerin, aerodinamik incelenmesi için rüzgar tünelleri kullanılmıştır. Rüzgar tünellerinde yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde; cisimlerin aerodinamik analizlerinde, hava akımının modele olan etkilerini dinamik ve statik olarak inceleme imkanı sağlandığı görülmüştür (Aydurmaz 2015).

1746 yılında gerçekleştirilen ilk rüzgar tüneli çalışmalarında, rüzgarın mekanik etkileriyle birlikte hız ve basınç incelemeleri de yapılmıştır. İngiltere’de imal edilen 46 cm x 46 cm kesitte, fan ile çalışan ve 18 m/s hız üreten rüzgar tüneli, düz levhaların kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini incelemek için kullanılmıştır.

Rüzgar tünellerindeki önemli gelişme ise 1901’de Wright kardeşler tarafından imal edilen 1.8 m uzunluğunda, 40 cm x 40 cm kesitli deney odası ve kare kesite sahip rüzgar tüneli olmuştur(Şekil 2.9). Kare kesitte, bir ucunda emici pervane bulunan, doğrusal borudan oluşan bu tünel Wright kardeşlerin tasarladıkları uçağı oluşturan parçaların modellerinin denenmesinde kullanılmıştır(Ünlüsoy 2017).



Şekil 2.9. Wright Kardeşler ‘in rüzgar tüneli (Ünlüsoy 2017)

Günümüzde inşaat, havacılık, makine ve kimya sektörlerinde önemli mühendislik uygulamalarında karşımıza çıkan duran ve dönen dikey silindir üzerine gelen akışın incelenmesi konusu için bugüne kadar pek çok deneysel ve nümerik çalışma yapılmış ve yapılmaya da devam etmektedir(Çizelge 2.1).

Çizelge 2.1. Silindir etrafındaki akış

YAZAR, YIL	BULGULAR
Leonardo Da Vinci (1452-1519)	Bu konuyla ilgili yapılan çalışmaların başında Rönesans döneminde yaşamış İtalyan ünlü bilim adamı ve ressam Leonardo Da Vinci'nin yaptığı akış alanındaki çalışmalarla tek boyutlu sürekli akış için kütlelin korunumu denklemini çıkararak dalga hareketleri, hidrolik sıçramalar, eddy oluşumu ve sürüklenme kuvvetleri hakkında bilgiler vermesi yer almaktadır.
Bloor (1967)	Dairesel kesitli bir silindir üzerinde; düşük Reynolds sayılarında, yaptığı deneysel çalışmalarda kızgın telli anemometre yardımıyla silindir arkasında oluşan vortekslerin karakteristiklerini ve akışın türbülansa geçme durumları incelenmiştir. Reynolds sayısının 40'dan küçük değerinde, akış ayrılması sonucu silindir arkasında oluşan vortekslerin oluşmadığı ve Reynolds sayısının 200 den küçük değerlerinde akışta türbülansa geçişin olmadığı belirtilmiştir.
Surry (1972)	Dairesel kesitli rijit bir silindir etrafındaki akışta türbülans etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Dört farklı türbülans bölgesinde ölçülen vorteks kopma frekansı ve itme katsayıları Reynolds sayısının artmasıyla değişmiştir. Düşük türbülans durumunda, 90° ve 150° basınç spektralarında küçük tepeler oluşturmuştur.
Zdravkovich (1977)	Silindir merkezler arası mesafesi: L, Silindir çapları: D, olmak üzere Zdravkovich akışı L/D için sınıflandırmıştır

Çizelge 2.1. Silindir etrafındaki akış (devam)

Zdravkovich (1977)	<ul style="list-style-type: none">• Eğer $1 < L/D < 1,3-1,8$ ise; Akış çizgilerinin önde bulunan silindir üzerinden geçtiği ve arkadaki silindirle buluşmadan akışı tamamladığı; yani tek bir silindir varmış gibi akım çizgilerinin oluştuğu,• Eğer $1,8 < L/D < 3,4-3,8$ ise; Akış çizgileri ön taraftaki silindir üzerinden geçip arka taraftaki silindirle bağlandığı ve arka taraftaki silindiri etkilediği,• L/D arttırıldığında ise; Silindirlerin arasında vortekslerin oluşmaya başladığı sonucuna varılmıştır.
Tamura ve ark.(1999)	Kare kesitli bir silindir için Reynolds sayısının 3×10^4 olduğu, deneysel araştırmasını hot-wire kullanarak yapılmıştır. Kare köşelerinin radyusleriyle sürüklenme katsayısının azaldığı sonucuna varmışlardır.
Cheng ve Liu (2000)	Çeşitli kesitlerde silindir kullanarak vorteksleri, aerodinamik etkiyi, basınç dağılımını incelemek için akışın zamana bağlı nümerik analizini C_L, C_D, C_p boyutsuz sayıları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.
Farrant ve ark. (2000)	Reynolds sayısının 100 ve 200 olan değerlerinde dairesel kesitli silindirlere dik akış için iki boyutlu analiz yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan bu analiz için zamana bağlı çözümler elde edilmiştir. Çift silindir kullanılarak yapılan analizlerde, ikinci silindir ilk silindirin üst kısmında, yanında ve belli bir açıyla üst tarafında konumlandırılarak analizler yapılmıştır. ‘g*’ parametresi silindir arasındaki mesafenin silindir çapına oranı olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 2.1. Silindir etrafındaki akış (devam)

Zovatto ve ark. (2001)	Paralel iki levha arasına yerleştirilen daire kesitli silindir için farklı Reynolds sayısı ve blokaj oranıyla akış incelenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle, silindirin duvara yaklaştığı durumda vortekslerin daha yüksek Reynolds sayılarında oluştuğunu gözlemlenmiştir.
Akçadırcı (2006)	Deneysel çalışma, sıcak tel anemometresi kullanılarak dairesel kesite sahip silindir incelenmiştir. Reynolds sayısının $14500 < Re < 57500$ olduğu durumda hız dağılımı uniform olarak elde edilmiştir. Cidara yakın bölgelerde hızdaki ani düşüş sınır tabakanın oluştuğunu göstermektedir. Kullanılan silindirde z yönüne 37 adet açılan nokta ve ortalama hız değerleri incelenmiş; $x/d = 2$ ve $z/d = 1,6$ için artan hız ile titreşim frekansı ile genliğin arttığı gözlemlenmiştir. $0,5 \leq z/d \leq 2,4$ vorteks kopması meydana gelmiştir ve $z/d \geq 2,4$ olduğunda serbest akım bölgesindedir. Ölçümlerde Stanton sayısı 0,16 olarak hesaplanmıştır ve Reynolds sayısının artmasıyla bu değerde çok fazla değişiklik olmamıştır.
Fıratoglu (2010)	Silindir etrafında oluşan ısı ve akış analizi sonucu oluşan atnalı vorteksleri, türbülanslı sınır tabakada deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Dairesel kesite sahip silindir için akış yönünde ve bu yöne zıt yönde vorteksler tespit edilmiştir. Zamana bağlı yapılan analizlerde akış yönündeki vortekslerin sayısı artarken, diğer tip vorteksler sabit kalmıştır. Silindir ön kısmında oluşan atnalı vortekslerinin silindir ve düz yüzey üzerinde basınç ve ısı dağılımını etkilediği gözlemlenmiştir.
Çelik (2011)	Parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniğiyle, sonlu bir silindir üzerinde akış yapısı deneysel olarak incelenmiştir.

Çizelge 2.1. Silindir etrafındaki akış (devam)

Çelik (2011)	Silindir çapı 40 mm, yüksekliği 120 mm olan silindirin Reynolds değeri 1000 ve 7000 değerleri arasında çalışmalar yapılmıştır. Bütün Reynolds sayılarında sonlu silindir ve düzlem plakanın birleşme bölgesinde vorteks oluşur ve Reynolds sayısının arttırılmasıyla vorteks boyutları küçülmüştür. Bütün Reynolds sayılarında akış ayrılması gözlenmiştir. Düşük Reynolds sayılarında yeniden birleşme bölgesi oluşurken, yüksek Reynolds değerinde yeniden birleşme olmamıştır. Sonuçta sonsuz silindirin iki boyutlu yapısından farklı olarak, sonlu silindir akışı çok sayıda vorteks sisteminin olduğu karmaşık bir akış yapısına sahiptir.
Güneş (2015)	Farklı blokaj oranı ve silindirler arası mesafeyle kanal içerisine yerleştirilmiş silindirler üzerinde akış yapısı, nümerik olarak incelenmiştir. İncelemede; β (Blokaj oranı):0,6/0,7/0,8 L(Silindirler arasındaki mesafe): (0,2/0,7/1,0/1,5/3,0/4,0)D Alınarak akış parametreleri incelenmiştir. Blokaj oranının artmasıyla ve daha düşük silindirler arası mesafede arka tarafta bulunan silindir hız, sıcaklık dağılımından etkilenir ve tek bir silindir varmış etkisi gösterir. β :0,6 için $L > 3,0 D$, β :0,7 için $L \geq 1,5 D$, β :0,8 için $L \geq 1,0 D$ olarak seçilmelidir.
Kuyumcu ve ark. (2015)	Rüzgar tüneline dairesel kesitli sonlu silindir üzerinde basınç dağılımının deneysel olarak araştırıldığı çalışmada maksimum hız 15 m/s alınmıştır. En düşük basınç katsayısı değerinin silindir yüzeyinde 90° de elde edilirken en yüksek değeri akışın silindirle buluştuğu noktada elde edilmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada sonsuz uzunluktaki silindir etrafındaki akış, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile incelenmiştir.

3.1. Korunum Denklemleri

Eğer bir akışı incelemek istiyorsak akışkan için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin, uygun başlangıç ve sınır koşulları ile birlikte çözmemiz gerekmektedir. Bir akışkanın yüzeydeki pozisyonu ve yoğunluğunun bilinmesi o akışı incelemek için yeterli değildir. Çünkü akışkanın yapmış olduğu hareket mekanik kanunlara ve sınır şartlarına bağlı olarak değişir. Bu sebepten dolayı problemlerde boyut ve diferansiyel analizler, kontrol hacmi yöntemlerine başvurulur(Umur 2009).

Kütlenin korunumu(Süreklilik Denklemi); kütlenin yoktan var veya vardan yok edilemeyeceğinin yani bir sistem içerisinde bulunan kütlenin zamana bağlı olarak değişmeyeceğinin ifadesidir. Bilimsel olarak ifade edilirse, kontrol hacmine girmiş olan ve çıkmış olan kütlelerin toplandığındaki değerin sifıra eşit olmasıdır.

Akış alanının kartezyen koordinat sistemi ile tanımlandığında süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Sıkıştırılmaz sürekli bir akışta ($\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$);

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Silindirik koordinat sisteminde yazıldığında;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r}(\rho u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho u_\theta) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) = 0 \quad (3.3)$$

Sıkıştırılmaz sürekli bir akışta; akış alanının silindirik koordinat sistemiyle tanımlandığında süreklilik denklemi; ($\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$)

$$\frac{\partial u_r}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

Enerji denklemi; sisteme ısı verilmesiyle sistemin de iş üreten iç enerjisinde bir değişim olacağını ifade eder (Umur 2009). Bir başka deyişle enerjinin yoktan var edilemeyeceği gibi vardan da yok edilemeyeceğinin yalnızca form değiştireceğinin ifadesidir.

Özgül iç enerjisinin (\hat{u}), kinetik enerjisinin ($U^2/2$), basınç enerjisinin (P/ρ) ve potansiyel enerjisinin (gz) toplamı iç enerjinin toplamını verir.

Enerji denklemi; akış alanındaki sıcaklık dağılımını, enerji denklemlerini kullanarak ve bir hacim elemanı için Termodinamiğin birinci kanununun yazılmasıdır (Umur 2009).

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} \quad (3.5)$$

Birim kütledeki enerji;

$$\beta = \frac{dE}{dm} = \frac{d(e.m)}{dm} = e \quad (3.6)$$

Kartezyen koordinatlarda;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi \quad (3.7)$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (3.8)$$

Silindirik koordinatlarda;

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] =$$

$$k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \Phi \quad (3.9)$$

Φ = Yayınım enerjisi

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} \right]^2 +$$

$$\left[\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right]^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial \theta}{r} \right) \right]^2 \quad (3.10)$$

Akışkanların hareketini tanımlamaya yardımcı olan momentum denklemleri Navier-Stokes denklemleri olarak geçmektedir ve bu denklemler dizini ismini, denklemleri oluşturan Claude-Louis Navier ve George Gabriel Stokes'tan almıştır.

Newton II. Kanununun($\sum F = m \cdot a$) uygulaması olan bu denklemler; bir cisime etkiyen kuvvetler toplamı, cismin kütlesi ve kazandığı ivmenin çarpımına eşit olmasıdır (Kılıç ve Yiğit 2014).

Uçak kanatları, kanal veya boru içi akışları, akıntılar ve yıldızların hareketleri de dahil olmak üzere bir çok alanda bu denklemlere başvurulur. Ancak bu denklemleri kullanabilmek için bazı kabuller vardır. Bunlar;

- Akışkanın sürekli akış olmasıdır.
- Basıncın, hızın, yoğunluğun ve sıcaklığın diferansiyel olmasıdır.

Kartezyen koordinatlarda;

x yönünde

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.11)$$

y yönünde

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.12)$$

z yönünde

$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.13)$$

Silindirik koordinatlarda sıkıştırılamaz akış için momentum denklemi;

Radyal (r) yönünde

$$\left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (3.14)$$

Çevresel(θ) yönünde

$$\rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_\theta u_r}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (3.15)$$

Eksenel(z) yönünde

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (3.16)$$

3.2. Türbülanslı Akış

Atalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlerinden yeterince fazla olduğunda ortaya çıkan akış türbülanslı akıştır. Bir akış alanında; ani hız salınımlarının ve dalgalanmalarının olması türbülans olarak adlandırılır(Erşan 2012). Basınç, sıcaklık, hızda; zamanın ve konumun fonksiyonu olarak değişen dalgalanmaların olduğu akıştır(Umur 2009).

Zaman ortalamalı türbülans değerleri;

$$\bar{u} = \frac{1}{t_0} \int_0^t u dt \quad (3.17)$$

$$u' = \frac{1}{t_0} \int_0^t (u - \bar{u}) dt = 0 \quad (3.18)$$

Türbülans terimleri olarak yazıldığında;

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u' , & v &= \bar{v} + v' , & w &= \bar{w} + w' , \\ P &= \bar{P} + P' , & T &= \bar{T} + T' \end{aligned} \quad (3.19)$$

Buna göre kartezyen koordinatlarda süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.20)$$

Buna göre silindirik koordinatlarda süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \bar{u}_r}{\partial r} + \frac{\partial (r \bar{u}_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial z} = 0 \quad (3.21)$$

Enerji denklemi kartezyen koordinatlarda;

$$\rho C_p \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) -$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial u' T'}{\partial x} + \frac{\partial v' T'}{\partial y} + \frac{\partial w' T'}{\partial z} \right) \quad (3.22)$$

Enerji denklemi silindirik koordinatlarda;

$$\rho C_p \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} + \frac{\bar{u}_\theta}{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) -$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial u_r' T'}{\partial r} + \frac{\partial u_\theta' T'}{r \partial \theta} + \frac{\partial u_z' T'}{\partial z} \right) \quad (3.23)$$

Momentum denklemleri kartezyen koordinatlarda;

x yönünde

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right] = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right] -$$

$$\rho \left[\frac{\partial u'^2}{\partial x} + \frac{\partial u' v'}{\partial y} + \frac{\partial u' w'}{\partial z} \right] \quad (3.24)$$

y yönünde

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right] = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left[\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right] -$$

$$\rho \left[\frac{\partial u' v'}{\partial x} + \frac{\partial v'^2}{\partial y} + \frac{\partial v' w'}{\partial z} \right] \quad (3.25)$$

z yönünde

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right] = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right] - \rho \left[\frac{\partial u' w'}{\partial x} + \frac{\partial v' w'}{\partial y} + \frac{\partial w'^2}{\partial z} \right] \quad (3.26)$$

Silindirik koordinatlarda momentum denklemi;

Radyal (r) yönünde

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_r}{\partial t} + \bar{u}_r \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial r} + \frac{\bar{u}_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{\bar{u}_\theta^2}{r} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r \bar{u}_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{u}_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \bar{u}_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \bar{u}_r}{\partial z^2} \right] - \rho \left[\frac{\partial u'_r{}^2}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u'_r u'_\theta}{\partial \theta} - \frac{\partial u'_\theta{}^2}{r} + \frac{\partial u'_z u'_r}{\partial z} \right] \quad (3.27)$$

Çevresel(θ) yönünde

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_\theta}{\partial t} + \bar{u}_r \frac{\partial \bar{u}_\theta}{\partial r} + \frac{\bar{u}_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\bar{u}_\theta \bar{u}_r}{r} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_\theta}{\partial z} \right) = - \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r \bar{u}_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{u}_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \bar{u}_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \bar{u}_\theta}{\partial z^2} \right] - \rho \left[\frac{\partial u'_r u'_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u'_\theta{}^2}{\partial \theta} + \frac{\partial u'_r u'_\theta}{r} + \frac{\partial u'_\theta u'_z}{\partial z} \right] \quad (3.28)$$

Eksenel (z) yönünde

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_z}{\partial t} + \bar{u}_r \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial r} + \frac{\bar{u}_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \partial r \bar{u}_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{u}_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] - \rho \left[\frac{\partial u'_z u'_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u'_z u'_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u'_z{}^2}{\partial z} \right] \quad (3.29)$$

3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Bir mühendisin yeni bir ürün tasarlamak istediğinde, tasarımın her açıdan test edilmesi gerekir. Aerodinamik de bu süreçte önemli bir yer tutar. Aerodinamik analizler için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden yararlanır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği; akışkanın bulunduğu problemlerde, kendi içerisindeki sayısal metot ve algoritmasıyla bilgisayar üzerinden analizlerin gerçekleştirilmesidir. Aerodinamik bir inceleme yapmak istiyorsak hesaplamalı akışkanlar dinamiği hızlı ve güvenilir bir sonuç almamızı sağlar. HAD; akışın hız, basınç, sıcaklık, yoğunluk ve viskozite gibi fiziksel özelliklerine göre incelenmesini mümkün kılar. Akış analiz etmek için kullanılan yazılım aracında; fiziksel durumun matematiksel bir modeli oluşturulup sayısal bir yöntem kullanılır(Versteeg 1995).

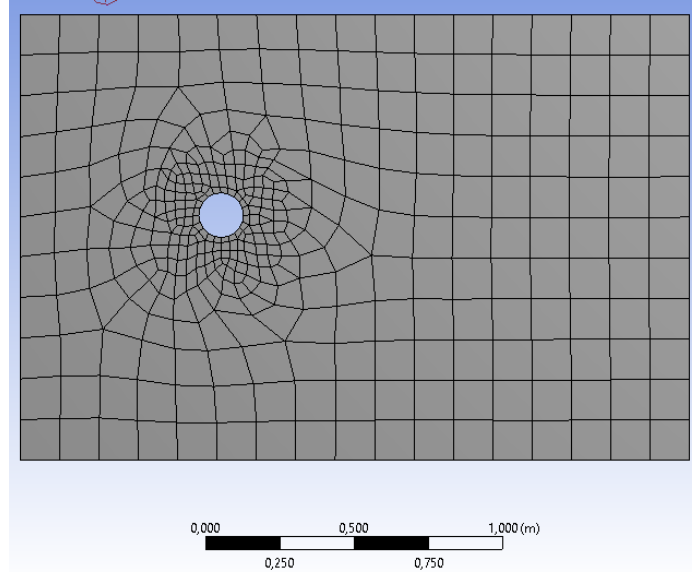
19. Yüzyılda; tüm teorik akışkanlar dinamiği modellerine matematiksel bir açıklama getiren Navier-Stokes denklemleri öne sürülmüştür. Fakat analitik olarak çözülmesi çok zor olan bu denklemleri çözmek için HAD(Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) kodları kullanılarak çeşitli yazılımlar, paket programları geliştirilmiş ve günümüze kadar kullanılarak süregelmiştir.

HAD analizinin işleyişi;

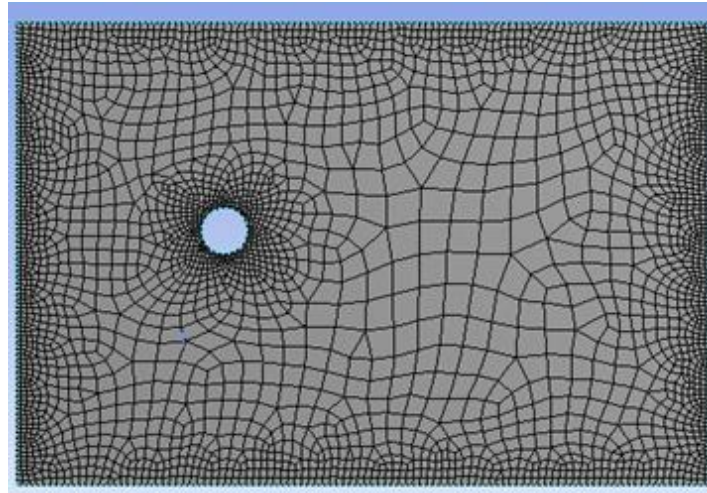
- 1) Analizi yapılacak olan geometri tanımlanır.
- 2) Geometri uygun sonlu hacimlerine ayrılır yani meş yapısı belirlenir.
- 3) Çözüm bölümünde problemin sınır şartları programa eklenir ve hesaplamalar başlatılır.
- 4) Sonuç çıktıları alınır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımlarında çeşitli çözüm metotları kullanır. Bunlardan en sık başvuru alan sonlu hacimler metodudur. Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır elemanlar diğer sık kullanılan HAD metotlarıdır. Analizi yapılan model belirli sayıda sonlu hacimlere bölünür, kontrol hacmi de denilen bu hacimler kullanılarak hesaplamalar yapılır ve tüm model için sonuçlar elde edilmiş olur.

Geometri üzerinde akışın çözüm yapıldığı hücreleri yani öğeleri ve sınır şartlarının hangi hücre için geçerli olduğunu gösteren; sistemin meş yapısıdır. Meş aynı zamanda çözümün yakınsaması ve yakınsama hızını belirleyen en önemli faktördür. Uygun meş yapısı bir analizin doğruluğunu etkiler. Bu sebeple; analiz yapılacak geometri ve akış alanına göre en uygun meş tipi seçilmelidir (Versteeg 1995). Kaba ve sık meş yapısına örnekler Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’ de verilmiştir.

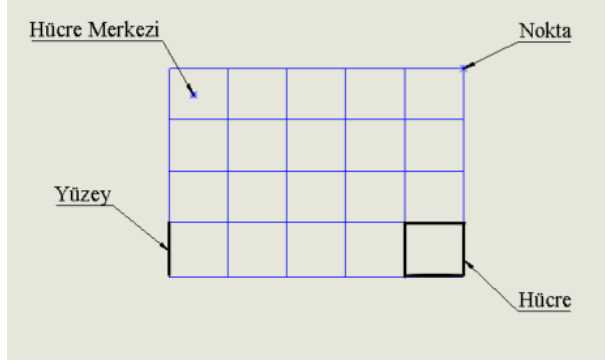


Şekil 3.1. Kaba meş yapısına bir örnek



Şekil 3.2. Sık meş yapısına bir örnek

Meş tanımlanırken kullanılan bazı terimler Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3. Meş tanımlanmasında kullanılan bazı terimler

3.4. Ansys Fluent

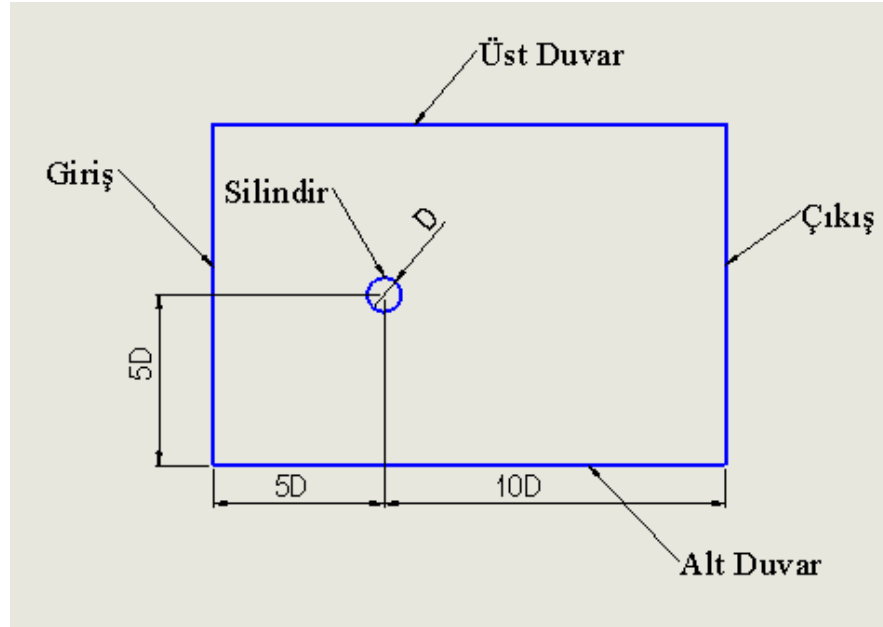
Bu çalışmada HAD paket programlarından ANSYS Fluent kullanılmıştır. ANSYS Workbench’in içinde yer alan ANSYS Fluent ile birçok zorlu akış problemlerinin modellenmesi yapıp, analiz sonuçlarını elde edebiliriz. Naca kanat profillerinin aerodinamik incelenmesi, petrol kuleleri, çeşitli endüstriyel uygulamalarda pek çok türbülans, ısı transferi hesaplarının çözümünde ANSYS Fluent kullanılabilir.

ANSYS Design Modeler; geometrinin modellenmesi yapılabilirken aynı zamanda üç boyutlu çizim dosyalarının yüklenebilmesi ve kullanıcının isteğine göre yapılacak değişikliklere izin vermesiyle, ANSYS Mesh; geometrinin ağlarına istenilen boyutlarda ayrılabilmesiyle ve Ansys Cfd-Post; sonuçların hızlı elde edilip vektörel, kontur gibi açıklayıcı sonuç vermesiyle, ANSYS-Fluent akış problemleri için tercih edilir. Programın bir başka kullanışlı özelliği de yapılan hesaplamaların durdurulup, tanımlanan akış ayarının (sınır şartları, meş yapısı) değiştirilip hesaplamayı devam ettirebilmesi ve aynı dosya içinde birçok Fluent programı açılıp aynı geometri ve meş yapısıyla birden çok analizi yapıp sonuçların birbiriyle kıyaslanmasına izin vermesidir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akış yapısı ilk olarak farklı giriş hız değerleri alınarak incelenirken, yapılan ikinci analizde akış yapısı çift silindir kullanılarak farklı giriş hız değerleri ve silindirler arası mesafe ile incelenmektedir. Son analizde ise sabit yüzey sıcaklığındaki silindir etrafında oluşan akış yapısı farklı giriş hız değerleri alınarak incelenmektedir.

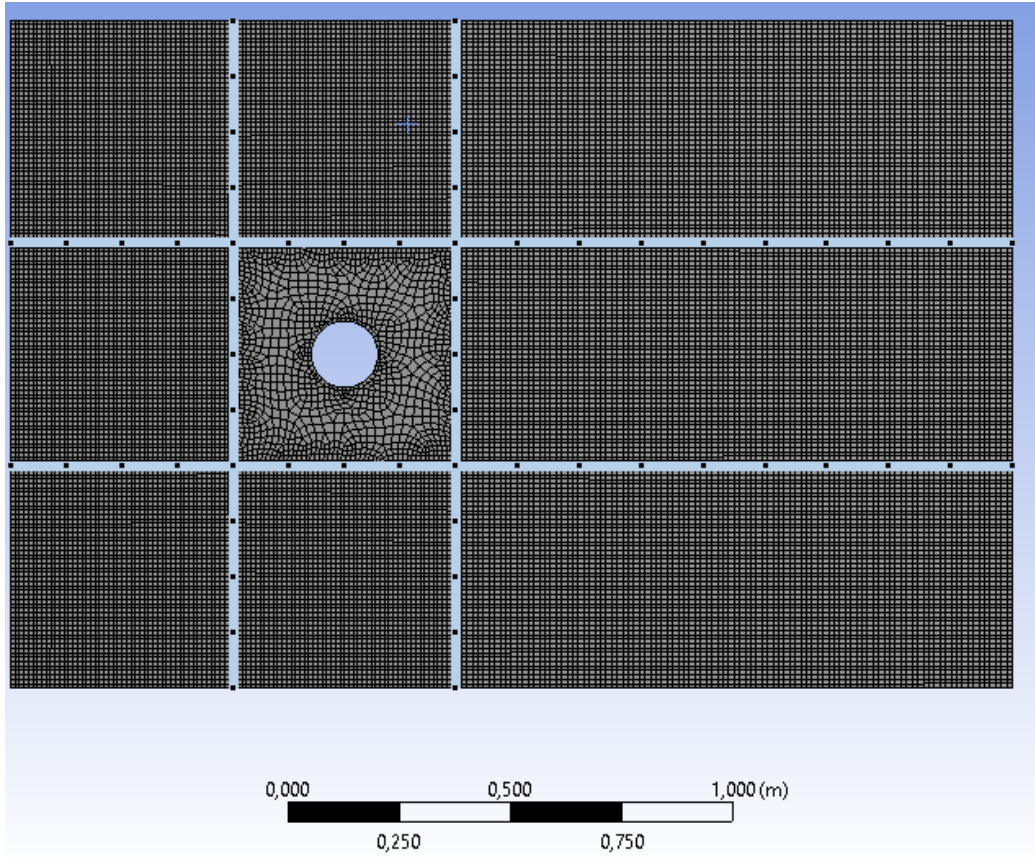
4.1. Sonsuz Uzunluktaki Bir Silindir Etrafındaki Akışın İncelenmesi



Şekil 4.1. Çapı 0,15 m olan sonsuz uzunluktaki bir silindir akış alanı sınırları

Ansys Fluent programında analiz için kullanılan ve boyutları 2,25 x 1,5 m olan akış alanının sınırları Şekil 4.1' de gösterilmiştir. Akış alanı içerisindeki 0,15 m çapında sonsuz uzunluktaki silindir giriş duvarından 5D geride bulunurken çıkış duvarından ise 10D önde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir alt ve üst duvarın tam ortasında olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir çapı 'D' ile ifade edilmektedir.

Giriş sınır şartı için; $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerleri için Reynolds değerleri hesaplanmıştır ve akış tipleri belirlenmiştir. $Re_{D1} = 28373,27$, $Re_{D2} = 94577,55$ laminer akış; $Re_{D3} = 283732,66$ ve $Re_{D4} = 425598,89$ ise türbülanslı akış olmak üzere Reynolds değerleri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Giriş hava sıcaklığıysa 300 K olarak alınmıştır. Alt ve üst duvar için kaymama sınır şartı alınmıştır. Çıkış için sabit basınç yani $P = 0$ kPa alınmıştır. Analizlerde standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

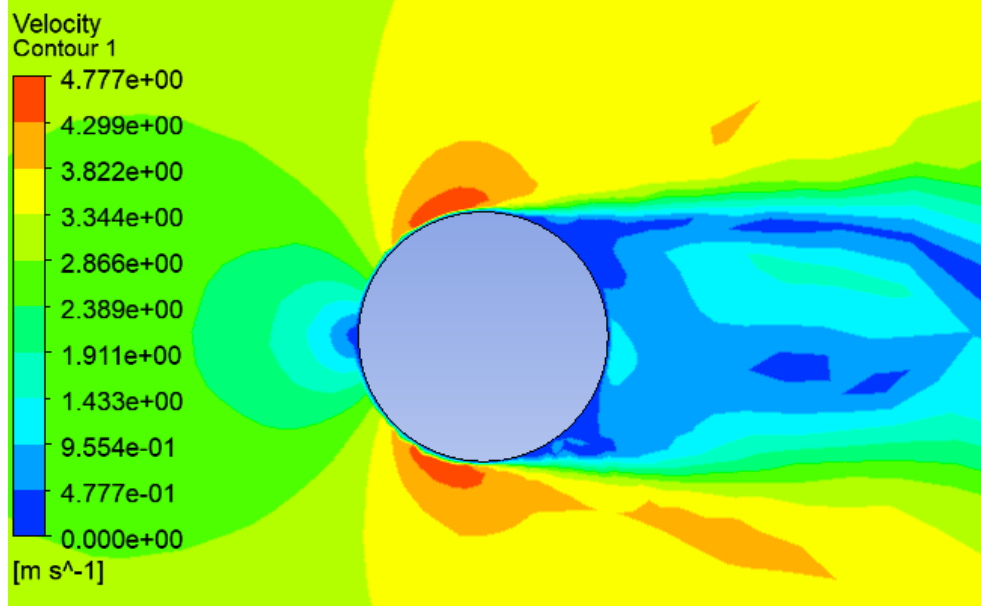


Şekil 4.2. Sonsuz uzunluktaki bir silindirin $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerleri için oluşturulan meşin yapısı

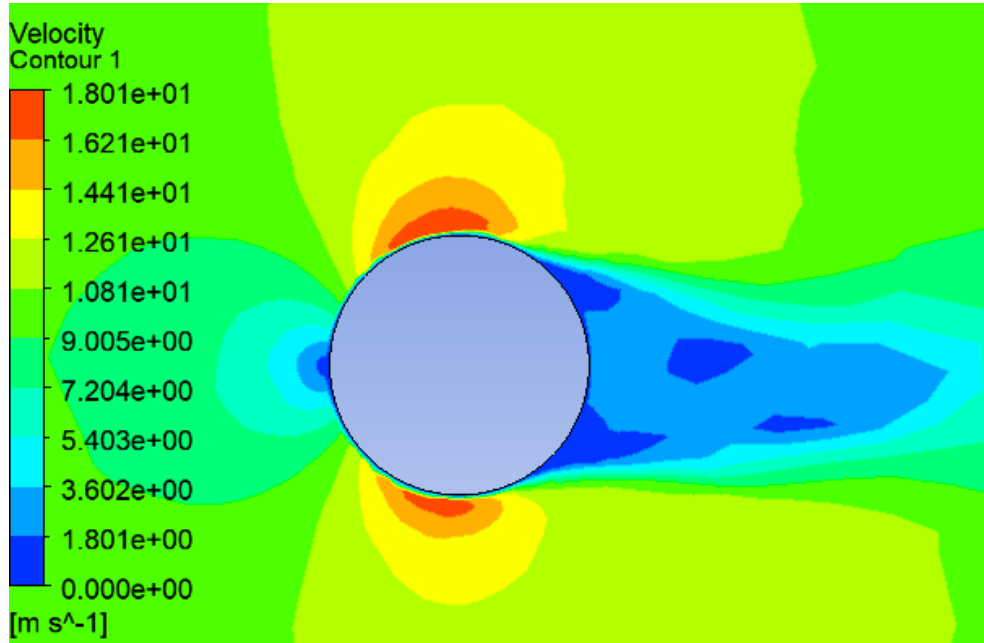
Ansys Fluent programında 0,15 m çapındaki sonsuz uzunluktaki bir silindirin etrafındaki akışın incelenmesinde kullanılan meş yapısı Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Meş yapısı $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerlerinde yapılan analizlerde kullanılmıştır.

Sık, orta ve kaba meş için analizler yapılmıştır. En optimum sonuçlar sık meş yapısıyla elde edildiği için analizlerde sık bir meş yapısı tercih edilmiştir. Sık bir meş yapısı elde edebilmek için akış alanı dokuz bölgeye ayrılmıştır.

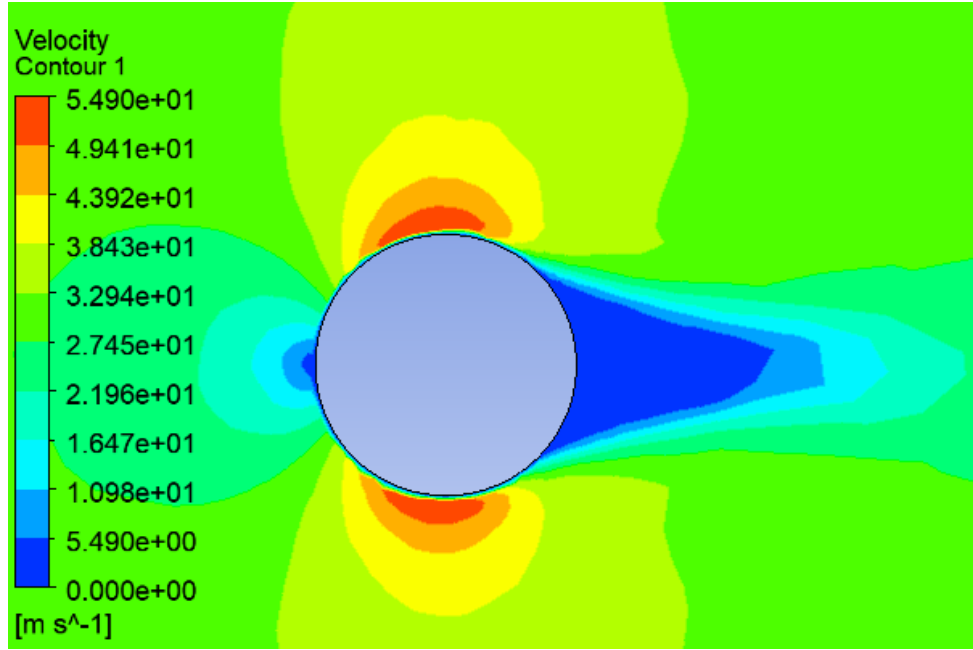
Analizde, 29286 nokta ve 28856 eleman kullanılarak meş yapısı oluşturulmuştur.



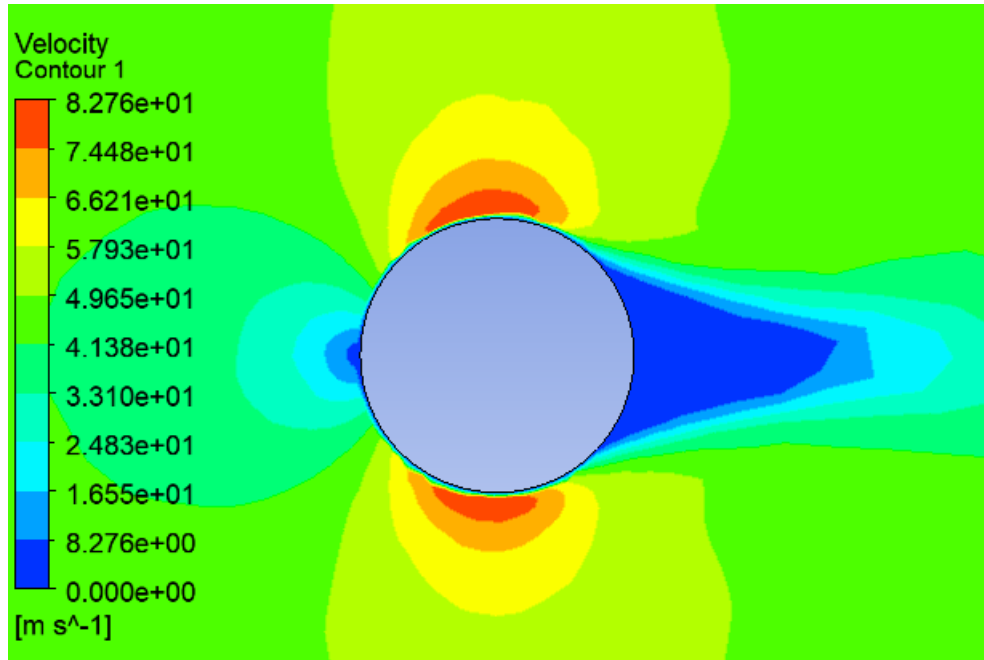
Şekil 4.3. $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü



Şekil 4.4. $U_2 = 10$ m/s için hız kontur görünümü



Şekil 4.5. $U_3 = 30$ m/s için hız kontur görünümü



Şekil 4.6. $U_4 = 45$ m/s için hız kontur görünümü

Giriş hız değeri 3 m/s için hesaplanan ($Re_{D1} = 28373,27$) Reynolds değerinin, 2×10^5 değerinden küçük olması akışın laminar akış olduğunu göstermektedir. Dağılımı incelediğimizde en yüksek hız değeri 4,777 m/s hıza ulaşır ve bu hız, dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir(Şekil 4.3).

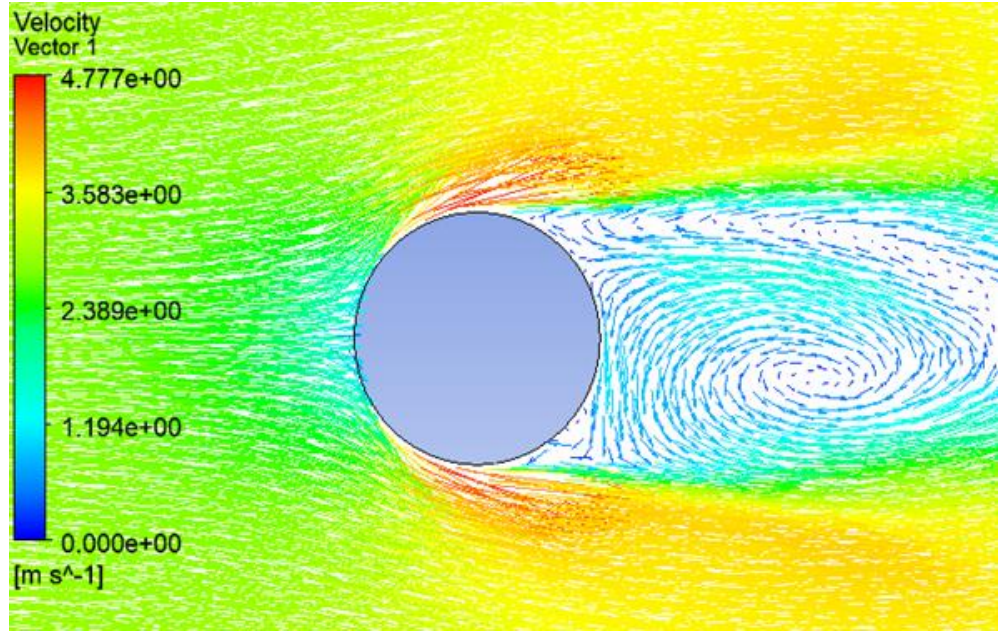
Giriş hız değeri 10 m/s olduğu akışın hız dağılımı incelendiğinde en yüksek hız değeri 18 m/s hıza ulaşır ve bu hız dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir(Şekil 4.4).

Giriş hız değeri 30 m/s için hesaplanan ($Re_{D3} = 283732,66$) Reynolds değerinin, 2×10^5 değerinden büyük olması akışın türbülanslı olduğunu göstermektedir. Dağılım incelendiğinde en yüksek hız değeri 54 m/s hıza ulaşır ve bu hız dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir(Şekil 4.5).

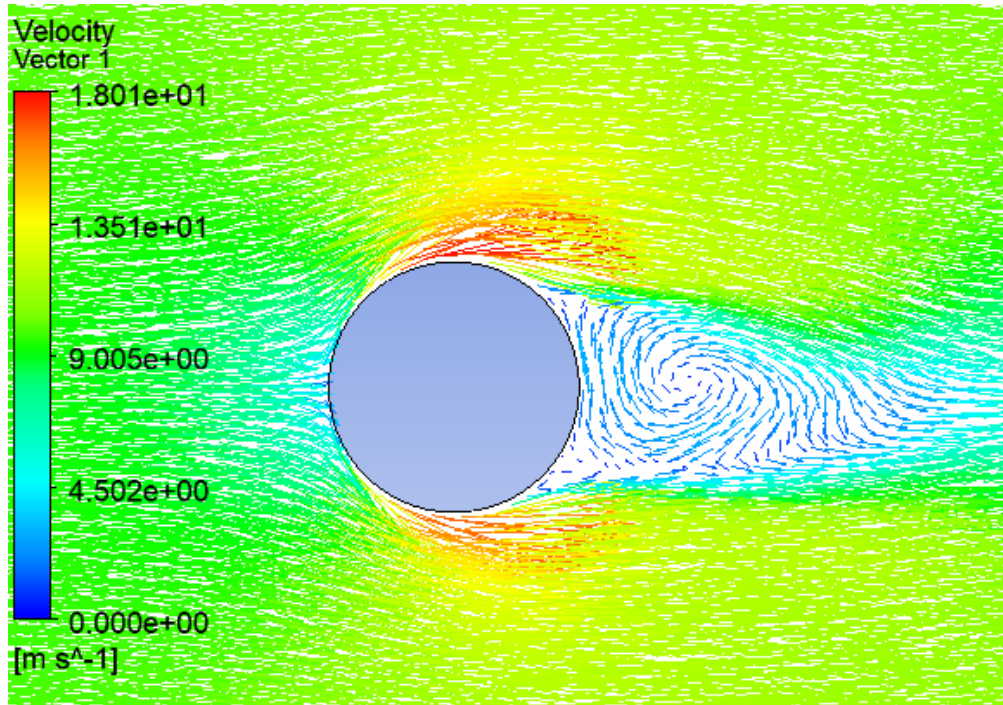
Giriş hız değeri 45 m/s olduğu akışın hız dağılımı incelendiğinde en yüksek hız değeri 82,76 m/s hıza ulaşır ve bu hız dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir(Şekil 4.6).

Hız dağılımının kontur görünümüleri incelendiğinde maksimum hızın silindirin alt ve üst tepe noktalarına yakın yani üst noktasında $60^\circ - 120^\circ$ değerinde alt noktalarındaysa $240^\circ - 300^\circ$ değerinde oluştuğuna ve silindir üzerinde akış ayrılmasının gerçekleşmesinden sonra akış hızının çok yüksek olmadığı sonucuna kontur görünümünden varılır. Ayrıca silindir yüzeylerinde hız oldukça düşüktür. Maksimum hız değerleri, giriş hız değeriyle orantılı olarak artmıştır. Silindir art iz bölgesinde akış hızı yavaşlamıştır ve vorteksler oluşmuştur. Hem laminar hem de türbülanslı akış için en düşük hız değerleri, silindirin ön ve arka tarafında elde edilmiştir.

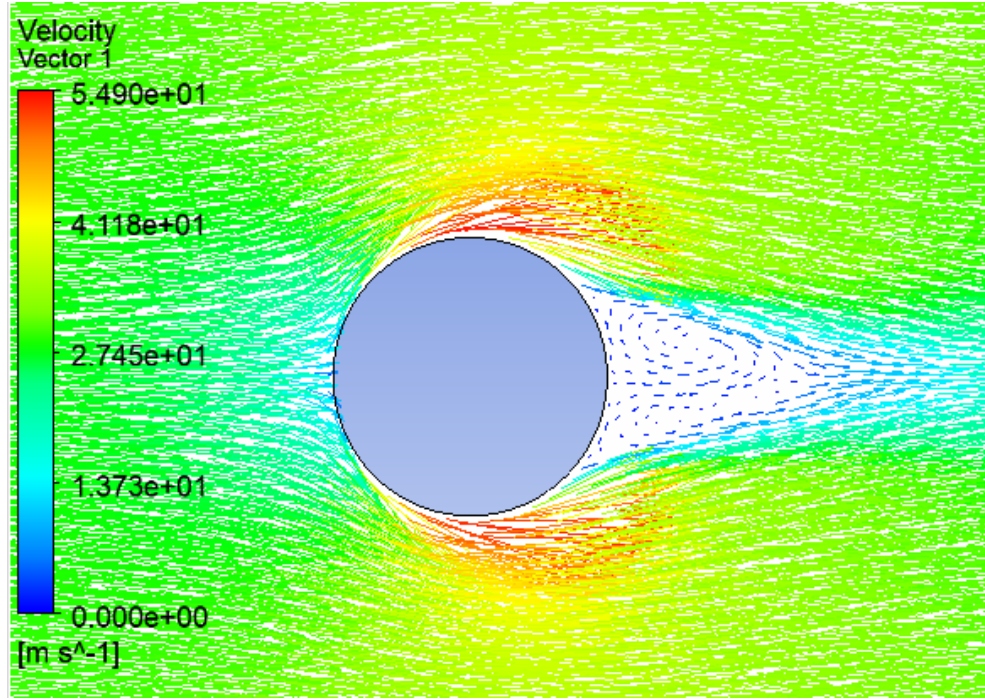
Hız kontur görünümünden elde edilen sonuçlar; Karaca ve ark. (2008) silindir etrafındaki akışı inceleme amacıyla yaptıkları HAD analiziyle elde ettikleri sonuçlarla uyum göstermektedir.



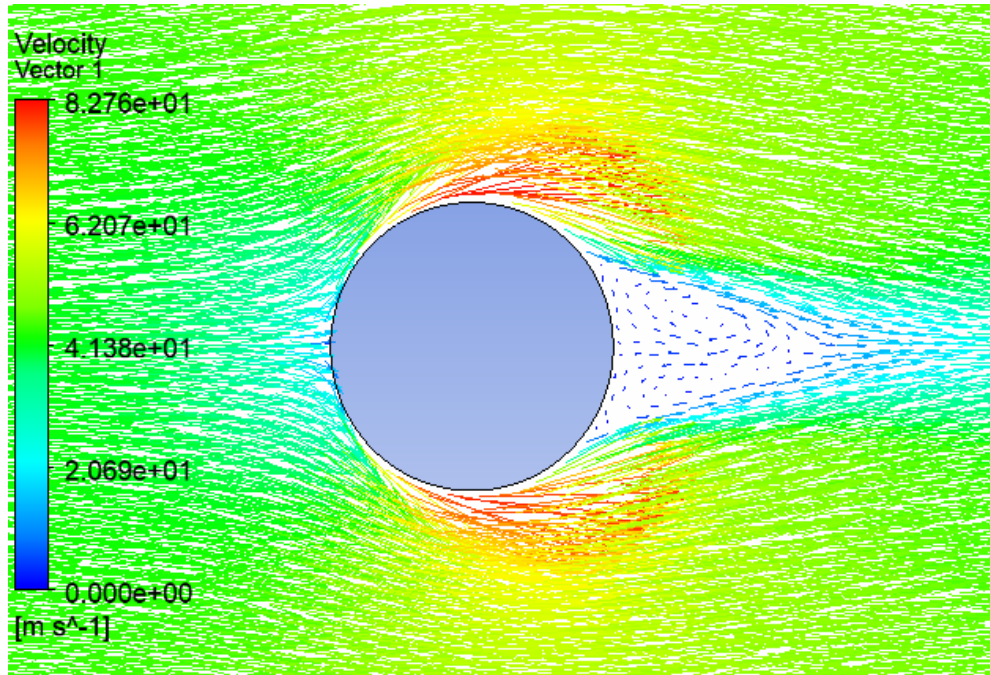
Şekil 4.7. $U_1 = 3 \text{ m/s}$ için hız vektör görünümü



Şekil 4.8. $U_2 = 10 \text{ m/s}$ için hız vektör görünümü



Şekil 4.9. $U_3 = 30$ m/s için hız vektör görünümü



Şekil 4.10. $U_4 = 45$ m/s için hız vektör görünümü

Akan havanın silindir veya herhangi bir küt cisim ile buluşmasıyla oluşan ters basınç gradyanının da etkisiyle, akış ayrılması ve atnalı vorteksleri olarak adlandırılan vorteks ağı oluşur (Roulund ve ark. 2005). Sonsuz silindir etrafındaki akışın hız vektör görünümü $U_1 = 3$ m/s için Şekil 4.7, $U_2 = 10$ m/s için Şekil 4.8, $U_3 = 30$ m/s için Şekil 4.9 ve $U_4 = 45$ m/s için Şekil 4.10' da verilmiştir.

Silindir ön yüzeyinde laminer sınır tabaka meydana gelir ve Θ 'ya göre bir açıdan sonra yüzeyden ayrılır, vorteksler oluşur ve türbülanslı sınır tabaka akışı meydana gelir. Silindir arka yüzeyinde de türbülans yoğunluğunda bir artış olur. Akışın yüzeyden ayrıldığı noktaya ayrılma noktası denir ve akış tipine göre ayrılma noktası değişir (Kılıç ve Yiğit 2014).

Hız dağılımının vektör görünümü incelendiğinde laminer akış için ayrılma noktasının yaklaşık 83° - 88° olduğu, türbülanslı akış için bu değer 105° - 110° ' ye çıktığı sonucuna ulaşılmaktadır. Literatürdeki çalışmalara bakıldığında; laminer akış için $\theta \cong 80^\circ$ türbülanslı akış durumunda ise $\theta \cong 140^\circ$ 'de akış ayrılması olduğu belirtilmiştir (Kılıç ve Yiğit 2014). Bir başka çalışmada ayrılma noktası değerinin laminer için 82° , türbülanslı akış için ise 110° olarak verilmiştir (Akçadircı 2006).

Sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akışın hız dağılımının vektörel görünümü incelendiğinde; laminer akışta, akış ayrıldıktan sonra geniş art izi bölgesi oluşurken, türbülanslı akışta dar bir art izi bölgesi oluşmuştur. Akçadircı (2006) yaptığı çalışmada, türbülanslı akışta oluşan akış ayrılmasındaki gecikmenin art izi bölgesinin küçülmesine, basıncın yükselmesine ve daha düşük bir dirence neden olduğunu belirtmiştir.

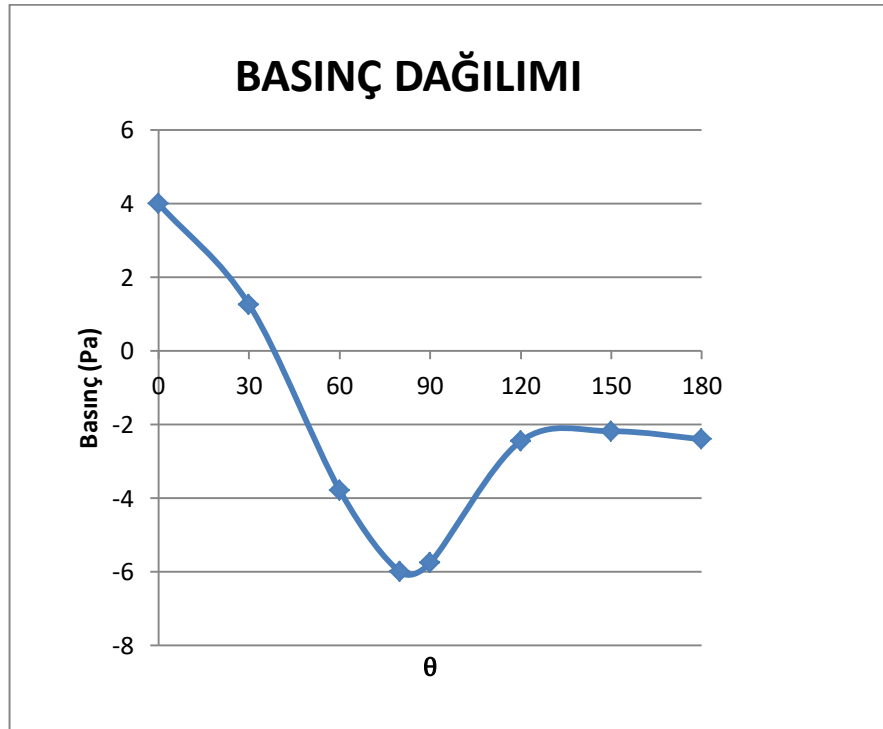
Yapılan analizlerde sürüklenme katsayılarını; $U_1 = 3$ m/s için $C_D=1,23$, $U_2 = 10$ m/s için $C_D=1,12$, $U_3 = 30$ m/s için $C_D= 0,35$ ve $U_4 = 45$ m/s için ise $C_D= 0,32$ değerleri elde edilmiştir. Literatürde, laminer akış için C_D değerinin 1,2 türbülanslı akış için ise C_D değerinin 0,3 olarak geçmektedir (Umur 2009).

Akış alanının yapısı, iterasyon sayısı, kullanılan meş yapısı gibi nedenlerden dolayı farklı sürüklenme katsayıları ve ayrılma açısı elde edilmiştir.

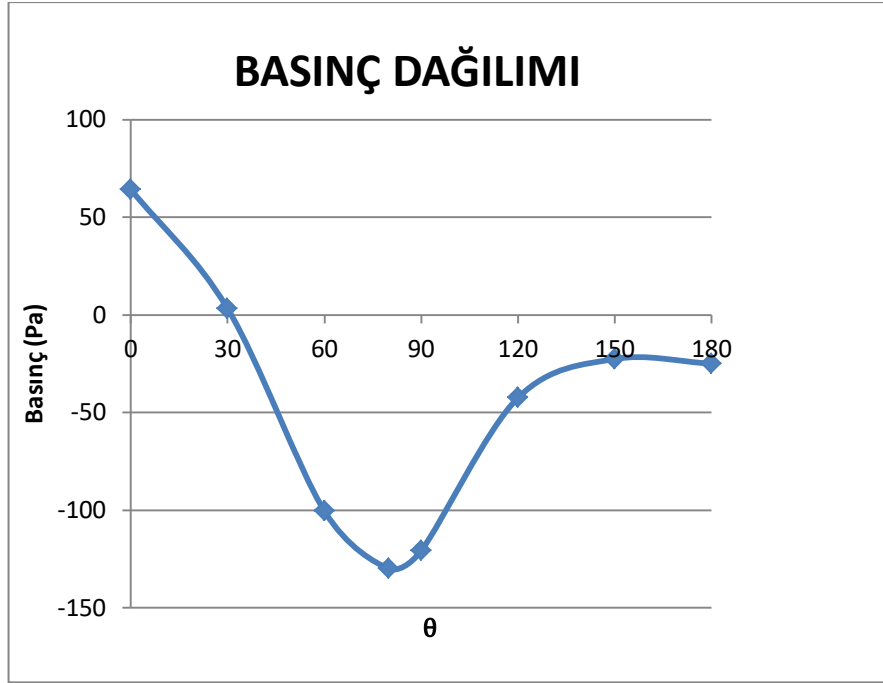
Akışın laminer olması durumunda vorteks ağının silindirin arka bölgesinde, $x/d \cong 6,8$ olduğu noktada yoğunlaştığı, artan Reynolds sayısı ile vorteks oluşumunun yine silindirin arka bölgesinde fakat silindir arka yüzeyine yakın olduğu sonucuna varılmaktadır. Akışın türbülanslı olması durumunda ise vorteks ağının silindirin arka bölgesinde ve $x/d \cong 5,5$ olduğu noktada yoğunlaşmıştır. Türbülans akışının laminardan farkı stabil olmayan yani zamana göre büyüklüğü ve konumu değişen vortekslerin oluşmasıdır (Fıratoğlu 2010).

Dört farklı Reynolds sayısı için incelemeler yapılmıştır ve akışın laminer olduğu durumda oluşan vortekslerin büyüklüğü artan Reynolds sayısı ile artmıştır. Akış türbülanslı olduğunda, bu durumun aksine vortekslerin büyüklüğü artan Reynolds sayısı ile küçülmektedir. Bu durum Reynolds sayısının akış analizi için belirleyici bir faktör olduğunu göstermektedir.

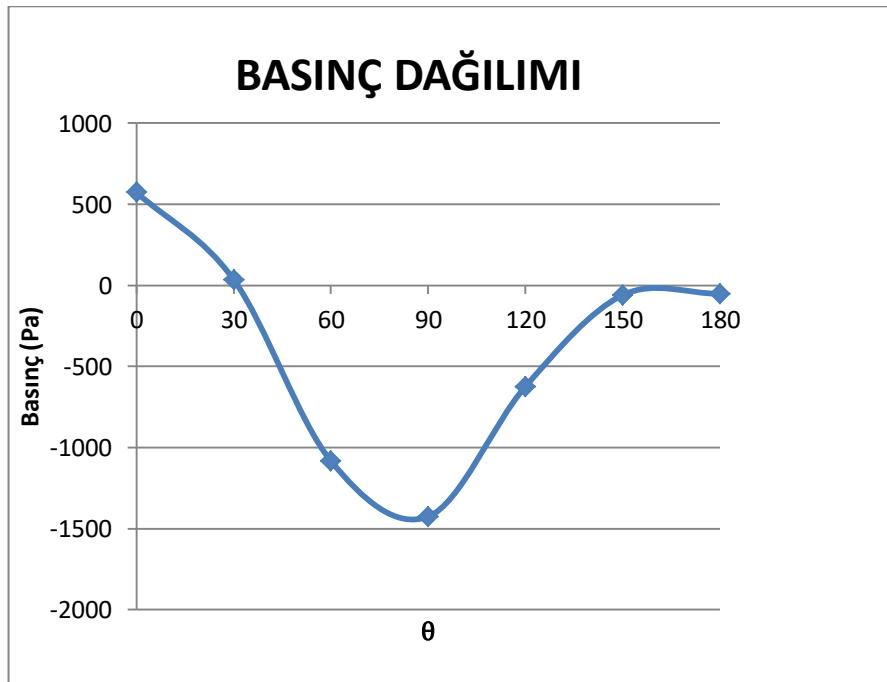
Hız vektör görünümünden elde edilen sonuçlar ve Fıratoğlu (2010) türbülanslı sınır tabakada silindir etrafındaki akışı incelediği tez çalışmasıyla uyum sağlamaktadır.



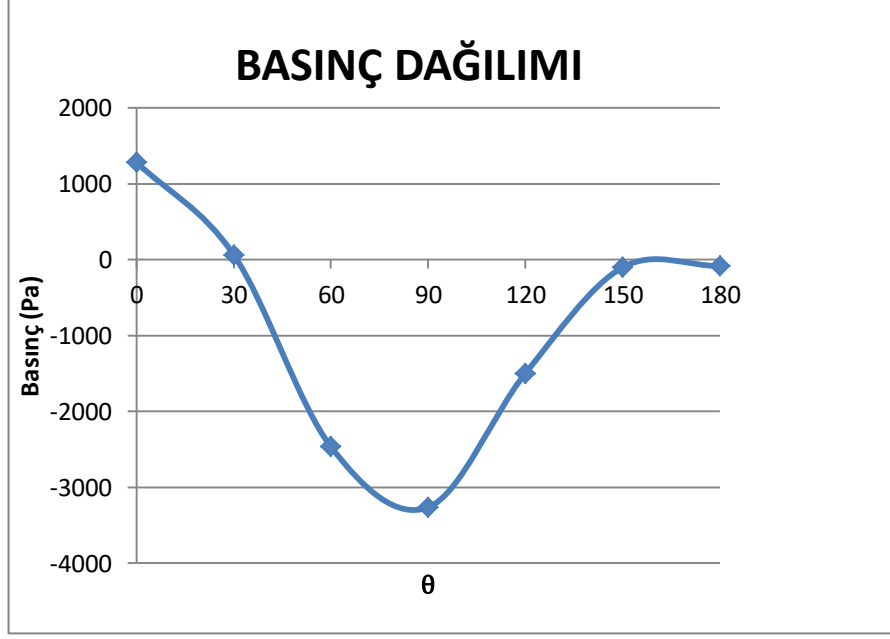
Şekil 4.11. $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı



Şekil 4.12. $U_2 = 10$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı



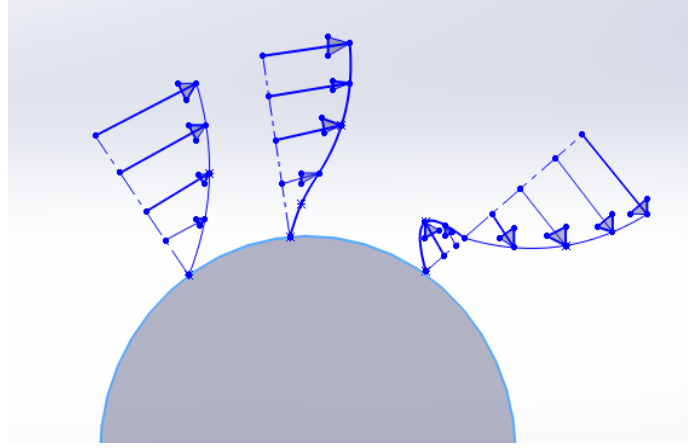
Şekil 4.13. $U_3 = 30$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı



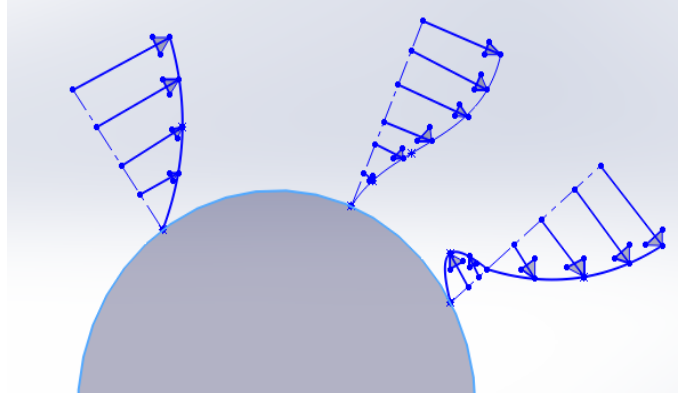
Şekil 4.14. $U_4 = 45$ m/s için silindir yüzeyindeki basınç dağılımı

Ansyes Fluent programı ile yapılan analizler sonucu silindir yüzeyindeki basınç dağılımları, silindir yüzeyi üzerinde 0° , 30° , 60° , 90° , 120° , 150° ve 180° ’ye karşılık gelen noktaların basınç değerlerinin okunmasıyla elde edilmiştir. Sonsuz silindir yüzeyindeki basınç dağılımı $U_1 = 3$ m/s için Şekil 4.11, $U_2 = 10$ m/s için Şekil 4.12, $U_3 = 30$ m/s için Şekil 4.13 ve $U_4 = 45$ m/s için Şekil 4.14’ de verilmiştir.

Basınç dağılımlarına bakıldığında silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ olduğu yani silindirin gönderilen havayla ilk temas ettiği andan itibaren belli bir açıya kadar basıncın akım çizgisi boyunca azaldığı ve oluşan sınır tabakanın geliştiği gözlenmektedir. Bu açı değeri giriş hız değerinin artmasıyla artmıştır ve $\theta>90^\circ$ olduğu durumda basınç değerlerinin arttığı bütün dağılım grafiklerinde görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile basınç değerlerinde de bir artış meydana gelmiştir. Fıratoğlu (2010) yaptığı çalışmada silindir üzerinde 7 adet basınç deliği açılarak basınç değerleri ölçülmüştür. Silindir üzerindeki bütün yüzeylerin basıncını ölçebilmek amacıyla 10° açılarla kendi ekseninde 360° döndürülmüştür ve elde edilen basınç değerleriyle oluşturulan basınç dağılım grafiği, bu tez kapsamında oluşturulan dağılımla paraleldir. Silindirin 360° döndürülmesiyle $0^\circ - 180^\circ$ ve $180^\circ - 360^\circ$ aralığında benzer sonuçları almasıyla ölçümlerin tekrarlanabilir olduğu kanısına varılmıştır(Fıratoğlu 2010).



Şekil 4.15. $U_1 = 3 \text{ m/s}$ ve $U_2 = 10 \text{ m/s}$ için sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akışın hız profili

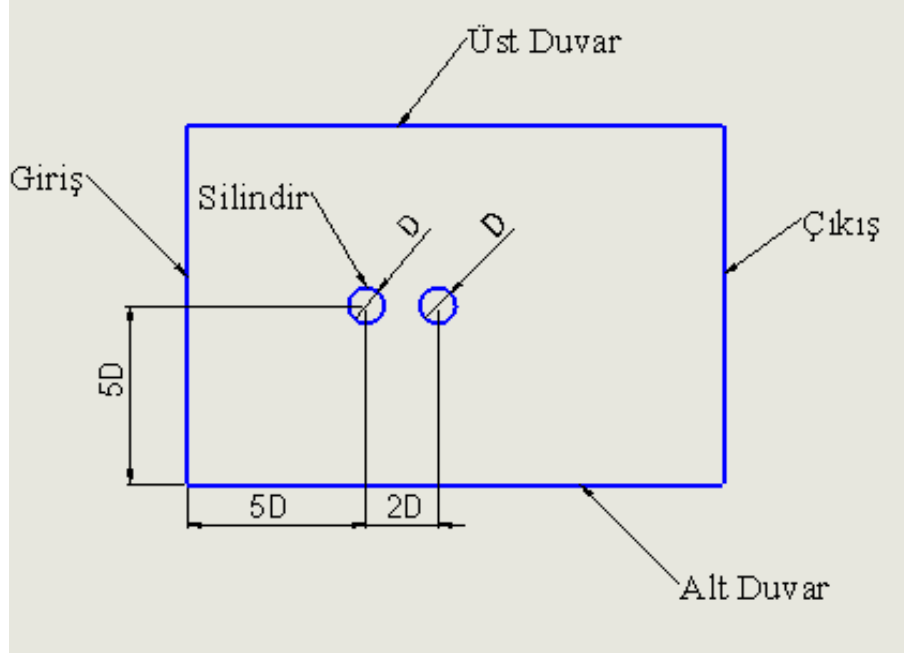


Şekil 4.16. $U_3 = 30 \text{ m/s}$ ve $U_4 = 45 \text{ m/s}$ için sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akışın hız profili

Sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akışın hız profili $U_1 = 3 \text{ m/s}$ ve $U_2 = 10 \text{ m/s}$ için Şekil 4.15, $U_3 = 30 \text{ m/s}$ ve $U_4 = 45 \text{ m/s}$ için hız profili Şekil 4.16'da verilmektedir. Net basınç kuvveti akışın ayrılma noktasına kadar, akış yönünde azalmıştır ve akış hızlanan akıştır. Akış ayrılma noktası laminer akış için 90° 'nin altında bir açı olurken; türbülanslı akış için bu değer 90° 'den daha büyük bir değer almaktadır. Akış ayrılması gerçekleşikten sonra artan basıncın etkisiyle kinetik enerji azalır, geriye doğru akış başlar ve akış yavaşlayan akıştır.

4.2. Çift Silindir Etrafındaki Akış Yapısının İncelenmesi

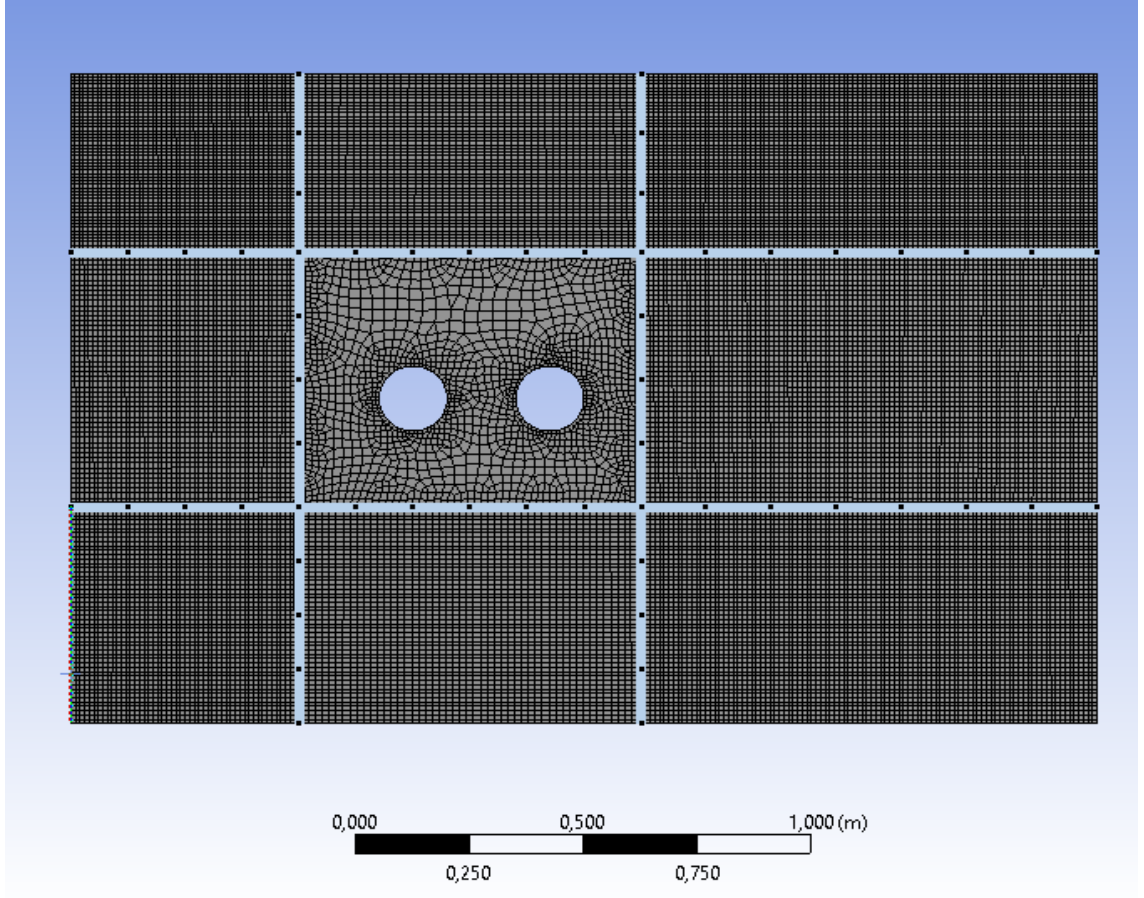
Sonsuz uzunlukta çapı 0,15 m olan çift silindirler etrafındaki akış farklı giriş hız değerleri ve silindirler arası mesafe için ayrı ayrı incelenmiştir.



Şekil 4.17. Silindir çaplarının 0,15 m ve silindirler arası mesafenin 2D olduğu akış alanı sınırları

Ansys Fluent programında yapılan analiz için kullanılan ve boyutları 2,25 x 1,5 m olan akış alanının sınırları Şekil 4.17’ de gösterilmektedir. Akış alanı içerisindeki 0,15 m çapındaki silindir giriş duvarından 5D geride bulunurken çıkış duvarından ise 10D önde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Diğer 0,15 m çapında olan silindir ise giriş duvarından 7D geride olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindirler alt ve üst duvarın tam ortasında olacak şekilde yerleştirilmiştir.

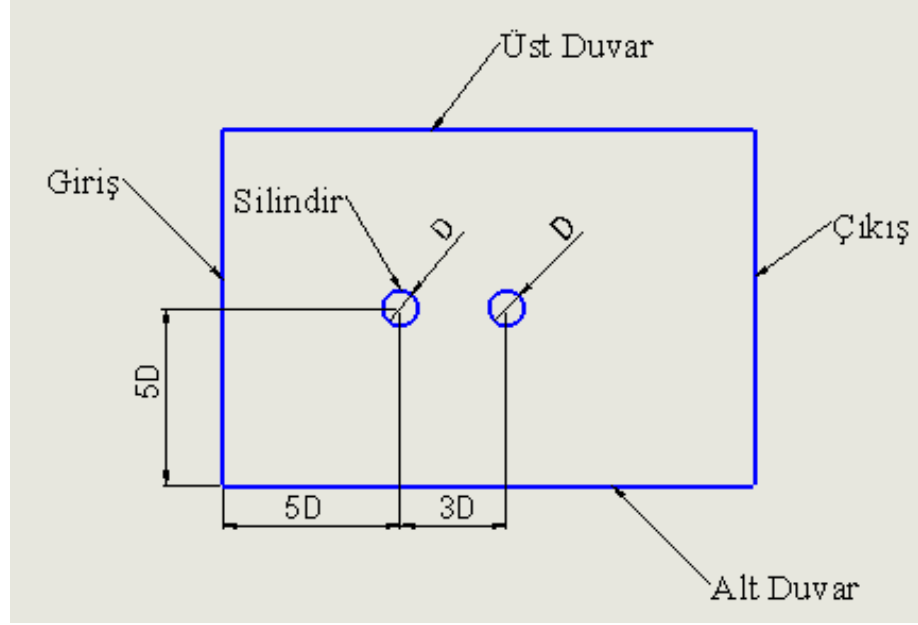
Silindir çapı ‘D’ silindirler arası mesafe ise ‘L’ ile ifade edilmektedir ve L değeri bu analiz için 2D’dir. Alt ve üst duvar için kaymama sınır şartı alınmıştır. Giriş sınır şartı için $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Giriş hava sıcaklığıysa 300 K olarak alınmıştır. Çıkış için sabit basınç yani $P= 0$ kPa alınmıştır. Analizlerde standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.



Şekil 4.18. $U_1 = 3 \text{ m/s}$, $U_2 = 45 \text{ m/s}$ hız değerleri ve silindirler arasındaki mesafenin 2D olması durumunda oluşturulan meşin yapısı

Ansys Fluent programında akış alanına dikey olarak yerleştirilen 0,15 m çapında ve silindirler arası mesafenin 2D olduğu durumda oluşturulan meş yapısı Şekil 4.18'de gösterilmektedir. Bu meş yapısı $U_1 = 3 \text{ m/s}$, $U_2 = 45 \text{ m/s}$ hız değerleri için kullanılmıştır.

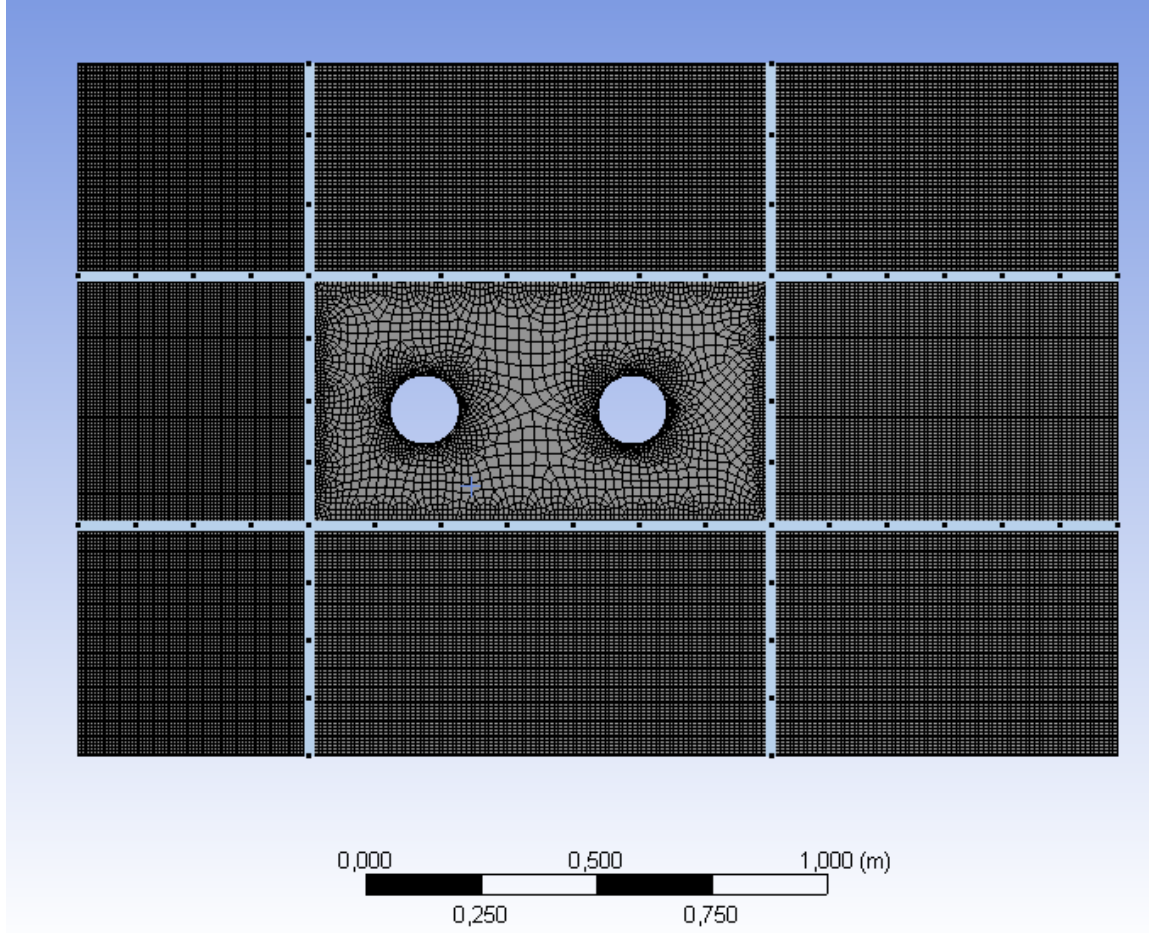
Sık, orta ve kaba meş için analizler yapılmıştır. En optimum sonuçları sık meş yapısıyla elde ettiğimiz için analizlerde sıkı meş tercih edilmiştir. Sıkı bir meş yapısı elde edebilmek için akış alanı 9 bölgeye ayrılmıştır. Meş yapısı 29757 nokta ve 29311 eleman kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 4.19. Silindir çaplarının 0,15 m ve silindirler arası mesafenin 3D olduğu akış alanı sınırları

Ansys Fluent programında yapılan analiz için kullanılan ve boyutları 2,25 x 1,5 m olan akış alanının sınırları Şekil 4.19’ da gösterilmiştir. Akış alanı içerisindeki 0,15 m çapındaki silindir giriş duvarından 5D geride bulunurken çıkış duvarından ise 10D önde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Diğer 0,15 m çapında olan silindir ise giriş duvarından 8D geride olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindirler alt ve üst duvarın tam ortasında olacak şekilde yerleştirilmiştir.

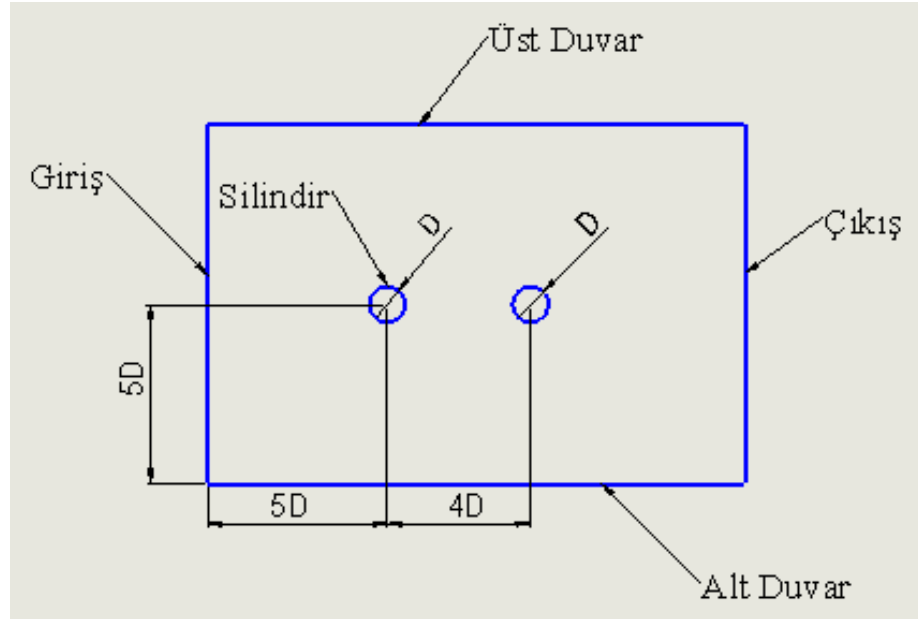
Silindir çapı ‘D’ silindirler arası mesafe ise ‘L’ ile ifade edilmektedir ve L değeri bu analiz için 3D’dir. Alt ve üst duvar için kaymama sınır şartı alınmıştır. Giriş sınır şartı için; $U_1 = 3 \text{ m/s}$, $U_2 = 45 \text{ m/s}$ hız değerleri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Giriş hava sıcaklığıysa 300 K olarak alınmıştır. Çıkış için sabit basınç yani $P= 0 \text{ kPa}$ alınmıştır. Analizlerde standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.



Şekil 4.20. $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri ve silindirler arasındaki mesafenin 3D olması durumunda oluşturulan meşin yapısı

Ansyes Fluent programında silindirler arası mesafenin 3D olduğu durumda oluşturulan meş yapısı Şekil 4.20’de gösterilmiştir. Bu meş yapısı $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri için kullanılmıştır.

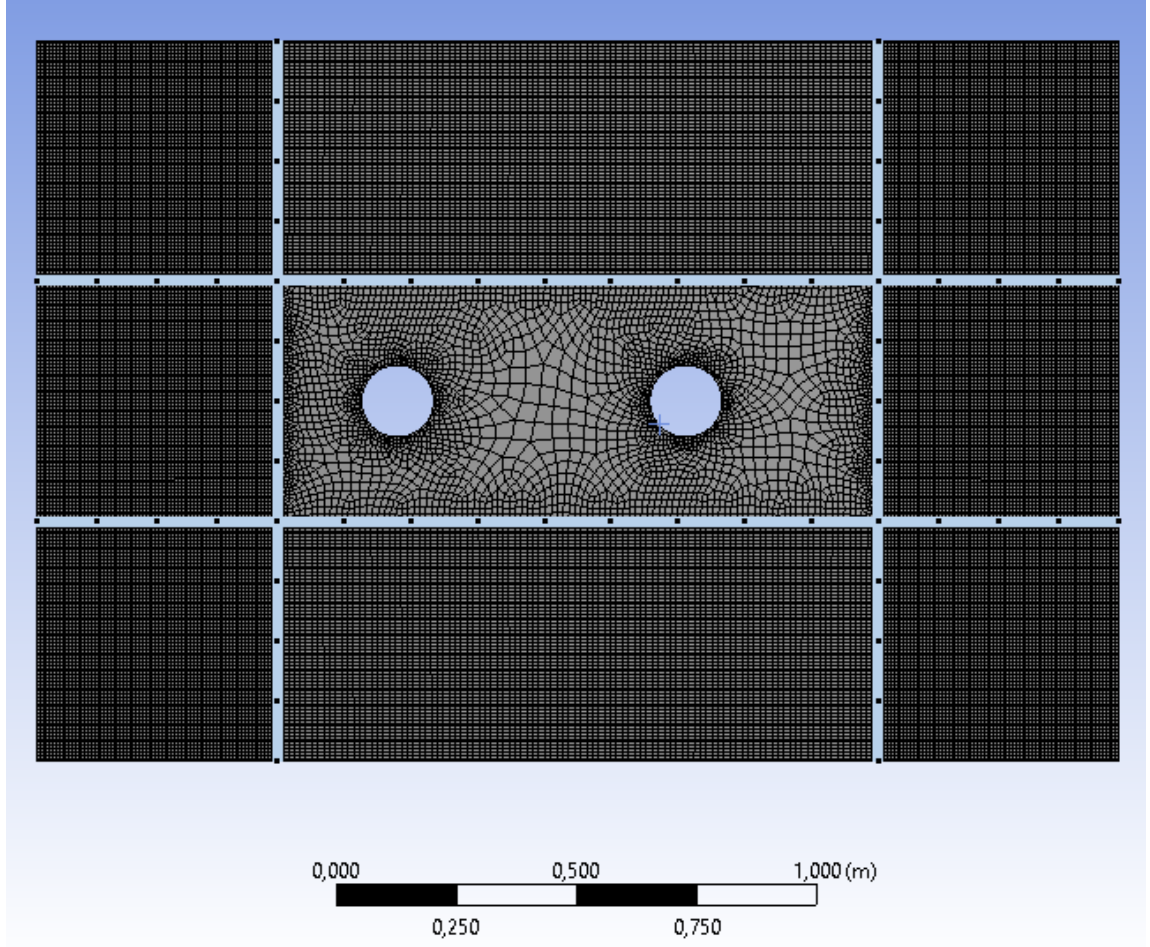
Sık, orta ve kaba meş için analizler yapılmıştır. En optimum sonuçları sık meş yapısıyla elde ettiğimiz için analizlerde sıkı meş tercih edilmiştir. Sıkı bir meş yapısı elde edebilmek için akış alanı 9 bölgeye ayrılmıştır. Meş yapısı 53046 nokta ve 52428 eleman kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 4.21. Silindir çaplarının 0.15 m ve silindirler arası mesafenin 4D olduğu akış alanı sınırları

Ansys Fluent programında yapılan analiz için kullanılan ve boyutları 2,25 x 1,5 m olan akış alanının sınırları Şekil 4.21’ de gösterilmiştir. Akış alanı içerisindeki 0,15 m çapındaki silindir giriş duvarından 5D geride bulunurken çıkış duvarından ise 10D önde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Diğer 0,15 m çapında olan silindir ise giriş duvarından 9D geride olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindirler alt ve üst duvarın tam ortasında olacak şekilde yerleştirilmiştir.

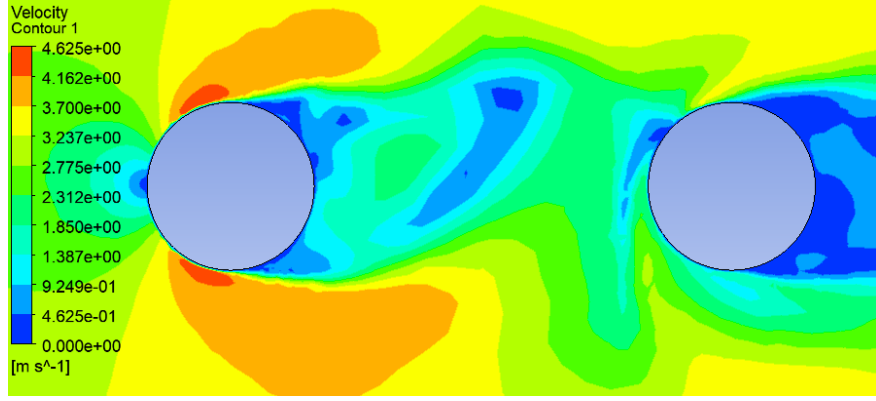
Silindir çapı ‘D’ silindirler arası mesafe ise ‘L’ ile ifade edilmektedir ve bu analiz için L değeri 4D’dir. Giriş sınır şartı $U_1 = 3 \text{ m/s}$, $U_2 = 45 \text{ m/s}$ hız değerleri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Giriş hava sıcaklığıysa 300 K olarak alınmıştır. Alt ve üst duvar için kaymama sınır şartı alınmıştır. Çıkış için sabit basınç yani $P = 0 \text{ kPa}$ alınmıştır. Analizlerde standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.



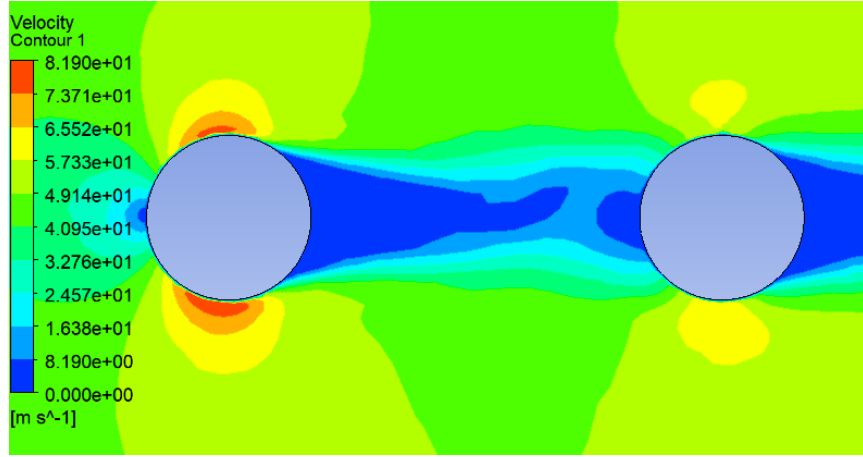
Şekil 4.22. $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri ve silindirler arasındaki mesafenin 4D olması durumunda oluşturulan meşin yapısı

Ansys Fluent programında silindirler arası mesafenin 4D olduğu durumda oluşturulan meş yapısı Şekil 4.22’de gösterilmiştir. Bu meş yapısı $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 45$ m/s hız değerleri için kullanılmıştır.

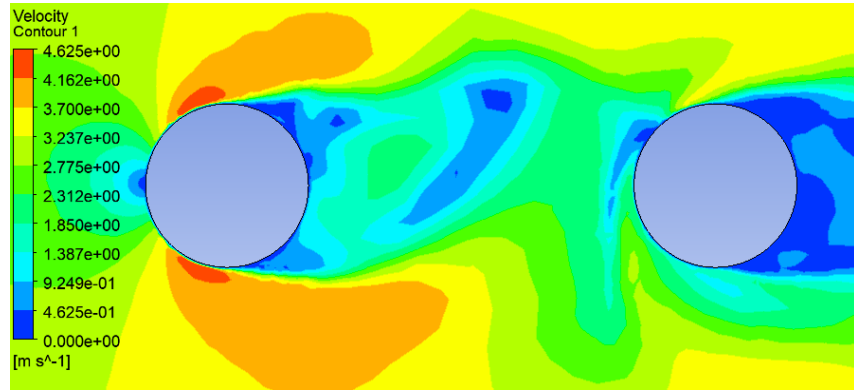
Sık, orta ve kaba meş için analizler yapılmıştır. En optimum sonuçları sık meş yapısıyla elde ettiğimiz için analizlerde sık meş tercih edilmiştir. Sık bir meş yapısı elde edebilmek için akış alanı 9 bölgeye ayrılmıştır. Meş yapısı 53194 nokta ve 52596 eleman kullanılarak oluşturulmuştur.



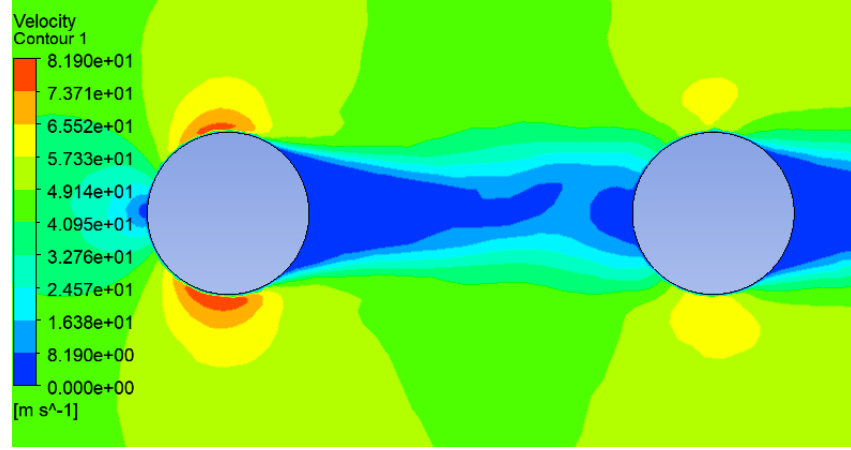
Şekil 4.23. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü



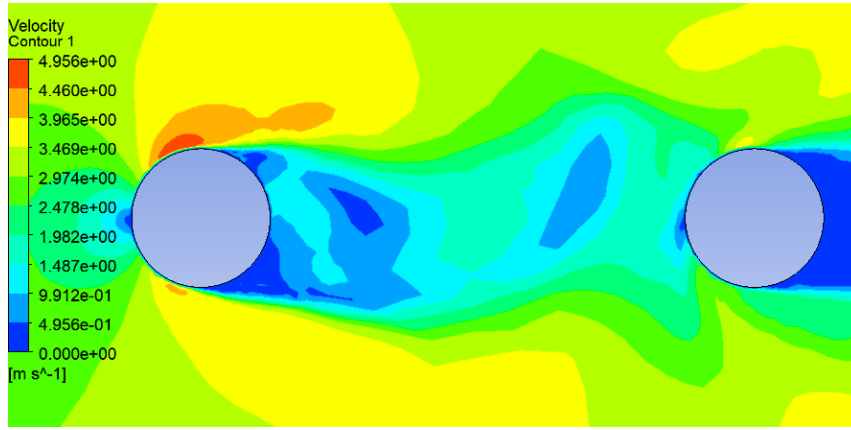
Şekil 4.24. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız kontur görünümü



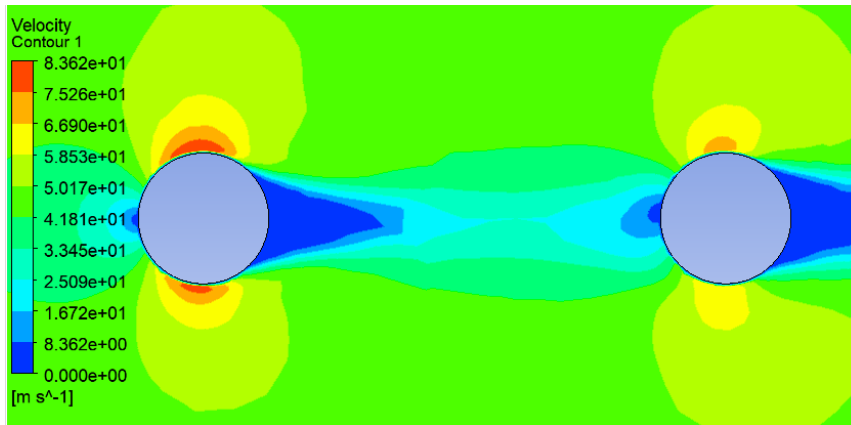
Şekil 4.25. $L = 3D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü



Şekil 4.26. $L = 3D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız kontur görünümü

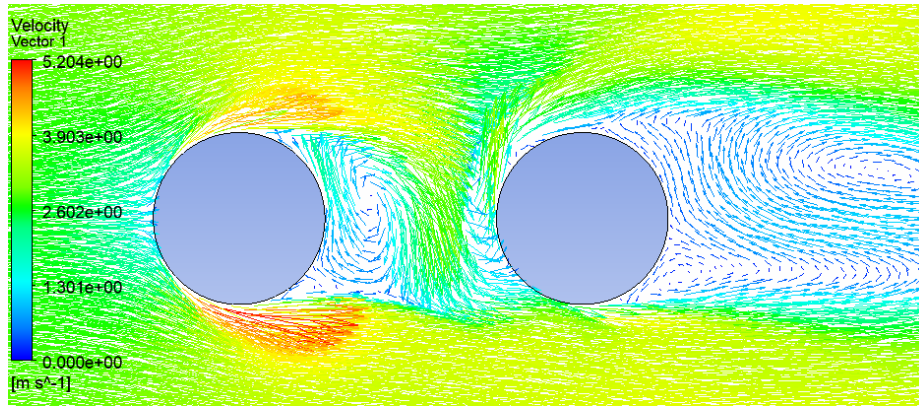


Şekil 4.27. $L = 4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız kontur görünümü

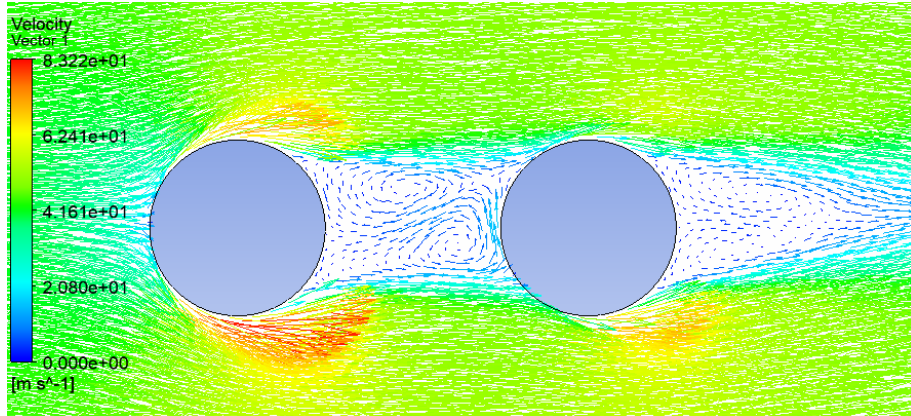


Şekil 4.28. $L = 4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız kontur görünümü

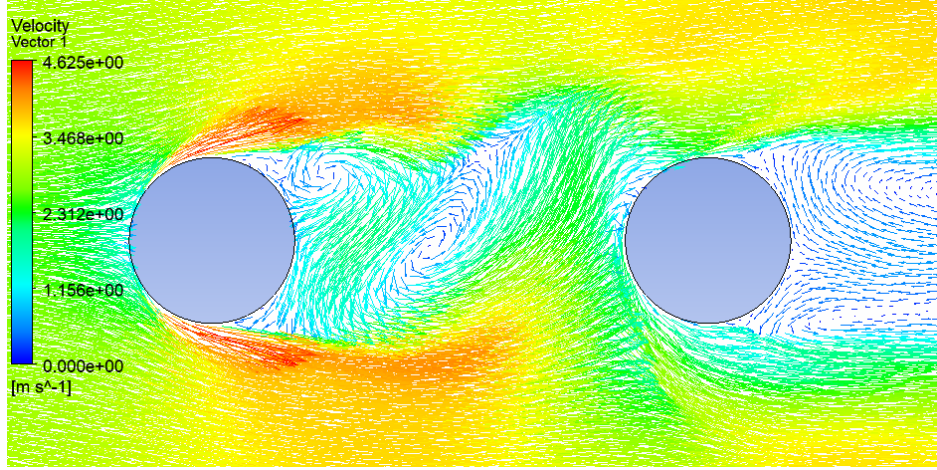
Silindirler arası mesafenin 2D, 3D, 4D olması durumunda hızın 3 m/s ve 45 m/s için ayrı ayrı analiz edilmiştir ve her bir durum için hız dağılım kontur görünümü program üzerinden oluşturulmuştur(Şekil 4.23, Şekil 4.24, Şekil 4.25, Şekil 4.26, Şekil 4.27, Şekil 4.28). En yüksek hız değerleri görünümde kırmızıyla gösterilmiştir ve ilk silindirlerin alt ve üst tepe noktasına yakın yerlerde en yüksek hız değerleri görülmektedir. Silindirler arası mesafe arttığında elde edilen en yüksek hız değerlerinde bir artış olmuştur. Akışın arka taraftaki silindirle buluşuncaya kadarki süreçte hızda bir düşüş meydana geldiği sonucuna varılmaktadır. Silindir yüzeylerinde hız oldukça düşüktür. Silindirler arası mesafenin artmasıyla iki silindirin birbirlerinden bağımsız yani ayrı ayrı tek bir silindir varmış gibi hareket ettiği görülmektedir. Akışın laminer ve türbülanslı olduğu durumlar incelendiğinde, en yüksek hız değerleri türbülanslı akış durumunda daha büyük değerlere ulaşmıştır. Elde edilen sonuçlar Zdravkovich (1977) yaptığı çalışmayla uyumludur.



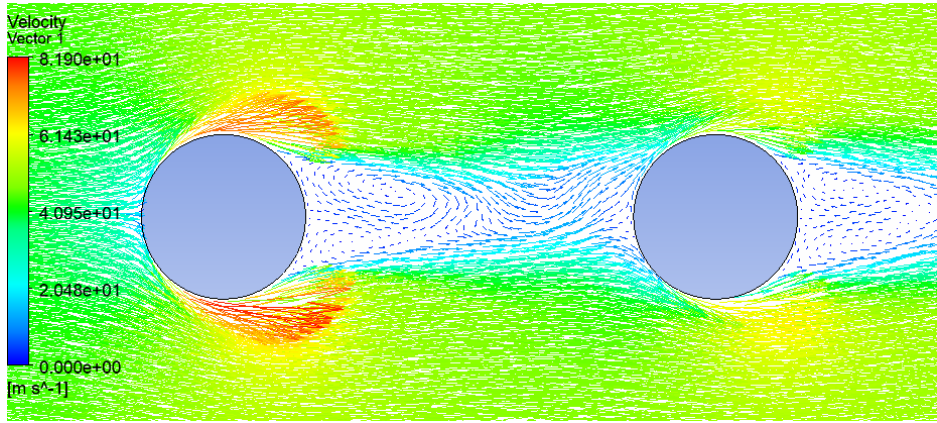
Şekil 4.29. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü



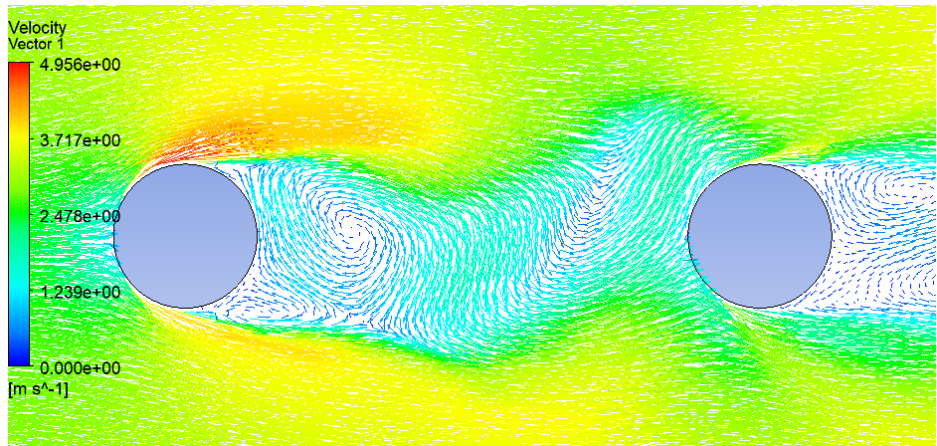
Şekil 4.30. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız vektör görünümü



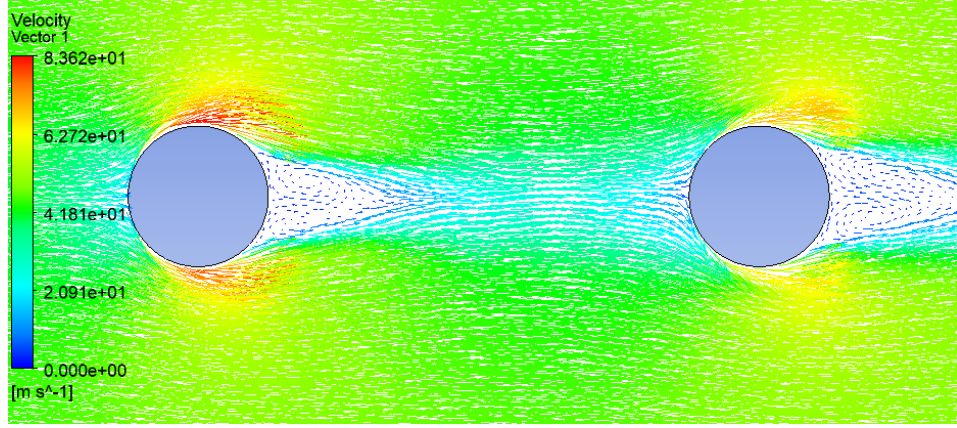
Şekil 4.31.L = 3D ve $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü



Şekil 4.32.L = 3D ve $U_2 = 45$ m/s için hız vektör görünümü



Şekil 4.33. L = 4D ve $U_1 = 3$ m/s için hız vektör görünümü

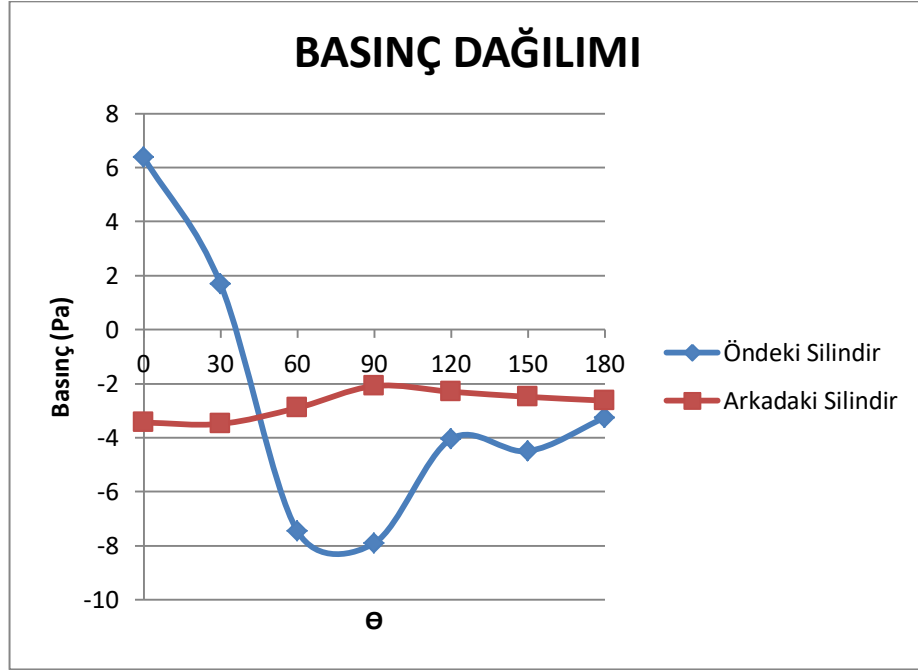


Şekil 4.34. $L = 4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız vektör görünümü

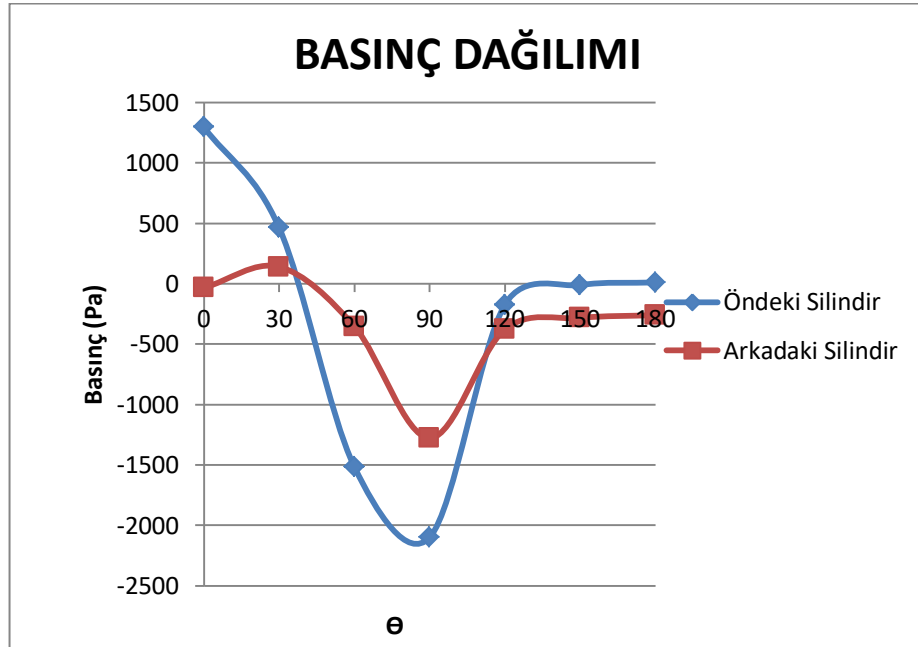
Silindirler arası mesafenin 2D, 3D, 4D olması durumunda hızın 3 m/s ve 45 m/s için ayrı ayrı analiz edilmiştir ve her bir durum için hız dağılımlarının vektör görünümüleri program üzerinden oluşturulmuştur(Şekil 4.29, Şekil 4.30, Şekil 4.31, Şekil 4.32, Şekil 4.33, Şekil 4.34). Hız dağılımının vektörel görünümüleri incelendiğinde, silindir yüzeylerinde akış çizgilerinde ayrılmalar oluşmuştur ve bu ayrılmaların büyüklüğü silindirler arası mesafeyle değişmektedir.

Giriş hız değerinin 3 m/s olduğu hızın vektör görünümüleri incelendiğinde ilk silindir için ayrılma noktalarının $\theta \cong 85^\circ$, giriş hız değerinin 45 m/s olduğu hızın vektör görünümüleri incelendiğinde ise ilk silindir için ayrılma noktalarının $\theta \cong 110^\circ$ sonucuna varılmaktadır. Hız dağılımının vektör görünümü incelendiğinde silindirler arası mesafenin artmasıyla ön taraftaki silindir için, akış ayrılmasının yaklaşık olarak aynı değeri verdiği sonucuna ulaşılabilir. Silindirler arası mesafe arttırıldığında, arkadaki silindirle öndeki silindirin ayrılma açılarının birbirine yakın değerler aldığı görülür. Hız dağılımının vektör görünümünden elde edilen sonuçlar Güneş (2015) yaptığı çalışmayla paraleldir.

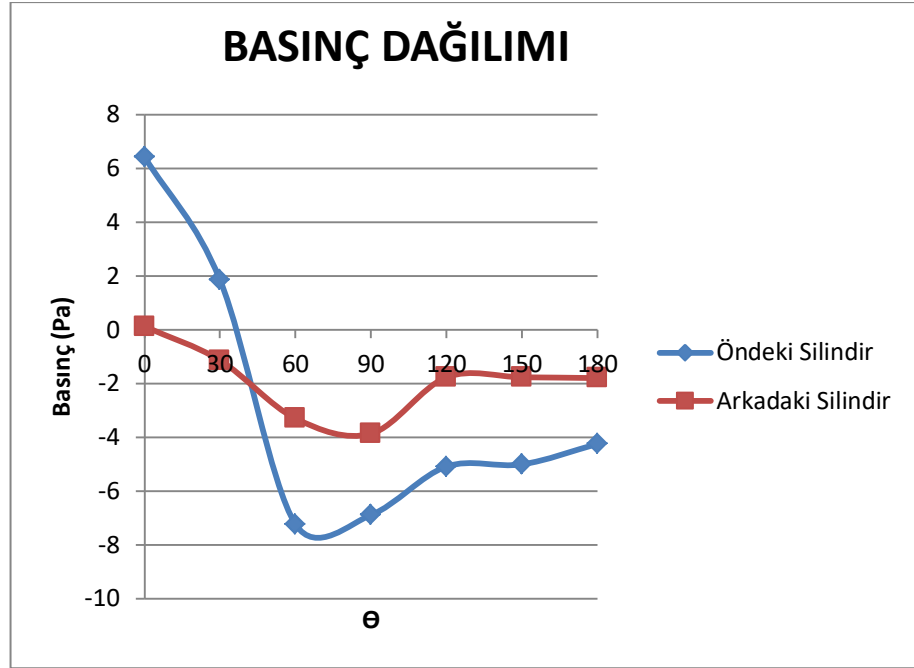
Sürüklenme katsayısı değerlerine bakıldığında giriş hız değerinin 3 m/s için öndeki silindirin $C_D \cong 1,1$ değerini, arka silindir için $C_D \cong 0,60$; giriş hız değerinin 45 m/s için önde bulunan silindir $C_D \cong 0,35$ değerini, arka tarafta $C_D \cong 0,20$ değerini almıştır. C_D değerleri incelendiğinde arka tarafta bulunan silindirin değerlerinin öndekine göre daha düşük olduğu sonucuna varılmaktadır.



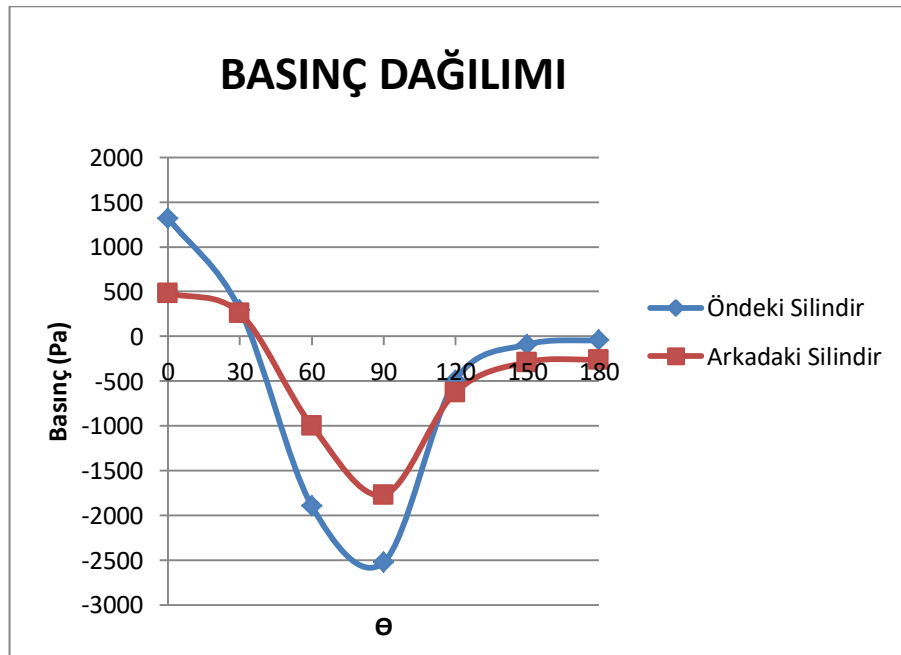
Şekil 4.35. $L = 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı



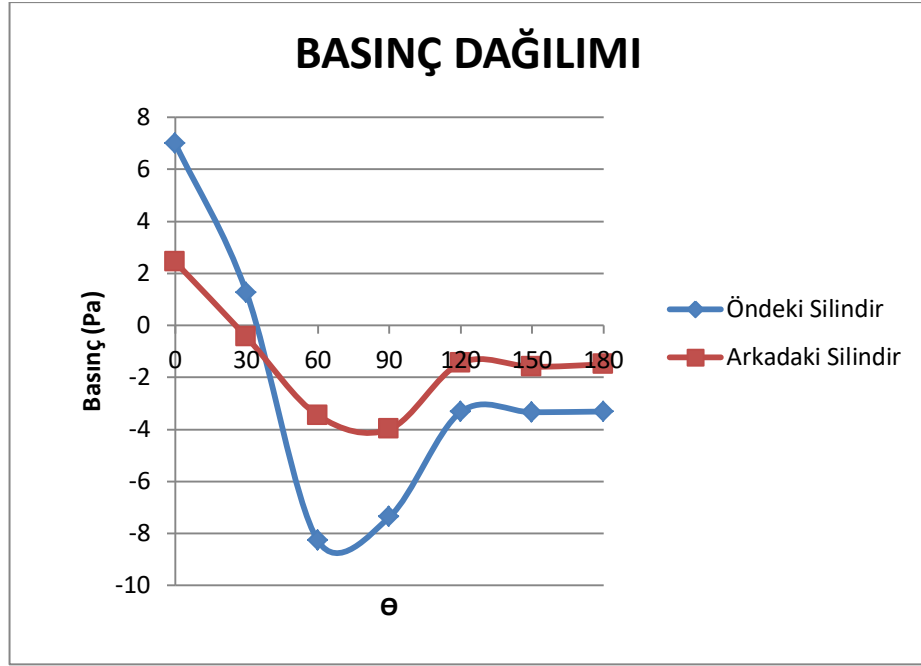
Şekil 4.36. $L = 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı



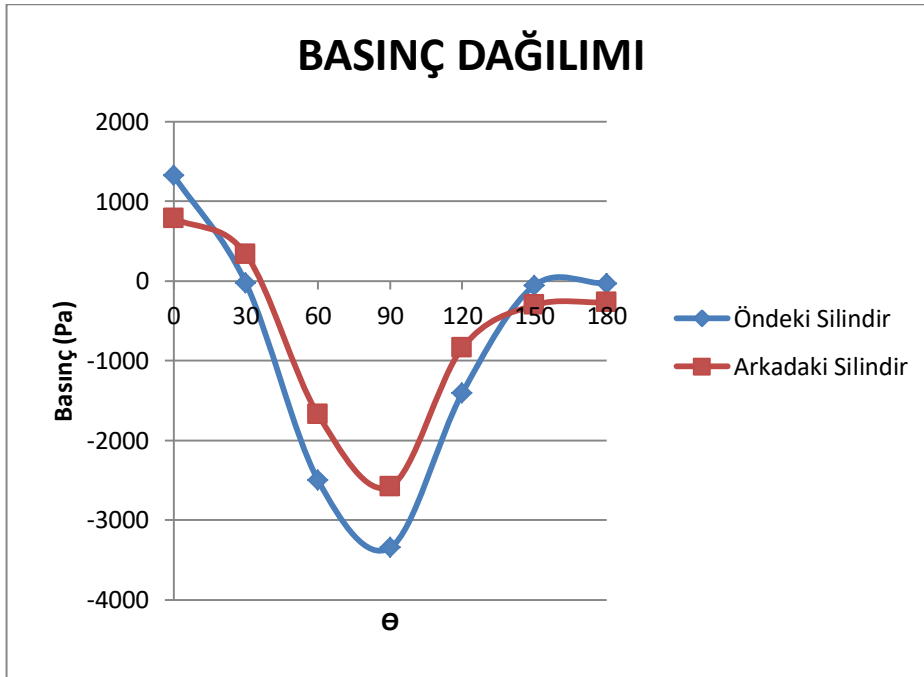
Şekil 4.37. $L = 3D$ ve $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı



Şekil 4.38. $L = 3D$ ve $U_2 = 45$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı



Şekil 4.39. $L = 4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı



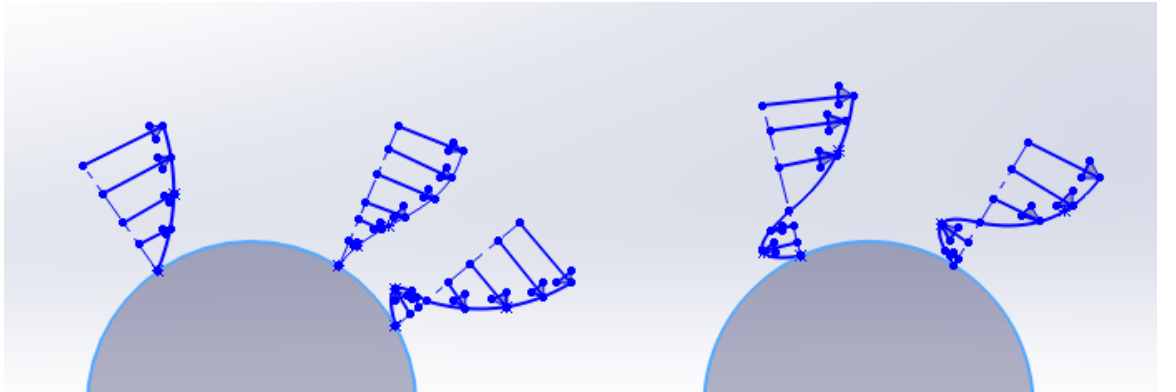
Şekil 4.40. $L = 4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için silindir yüzeylerindeki basınç dağılımı

Silindirler arası mesafenin 2D, 3D, 4D olması durumunda hızın 3 m/s ve 45 m/s için ayrı ayrı analiz edilmiştir. Her bir durum için öndeki ve arka taraftaki silindirin yüzeyindeki basınç değerleri ANSYS Fluent programı üzerinde okunarak excel programında silindir etrafındaki akışta basınç dağılımı oluşturulmuştur(Şekil 4.35, Şekil 4.36, Şekil 4.37, Şekil 4.38, Şekil 4.39, Şekil 4.40).

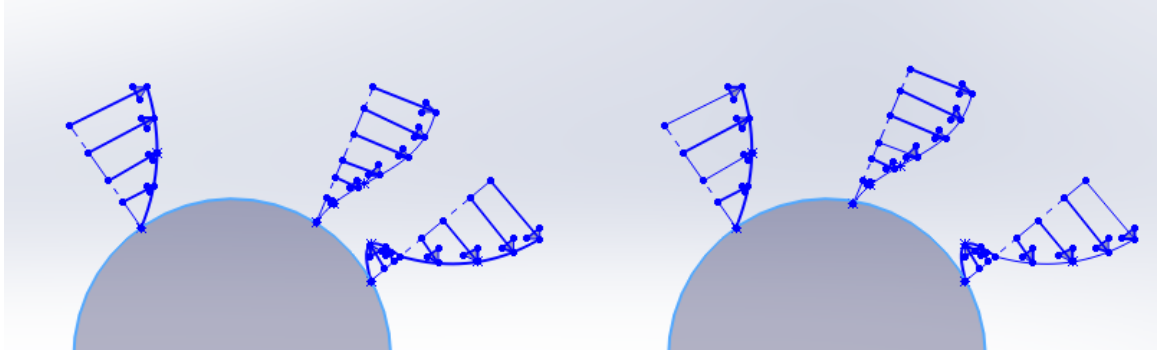
Basınç dağılımlarına bakıldığında silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ olduğu yani silindirin gönderilen havayla ilk temas ettiği andan itibaren belli bir açıya kadar basıncın akım çizgisi boyunca azaldığı ve oluşan sınır tabakanın geliştiği gözlenmiştir. Bu açı değeri giriş hız değerinin artmasıyla artmıştır ve $\theta>90^\circ$ olduğu durumda basınç değerlerinin arttığı bütün dağılım grafiklerinde görülmektedir.

Artan Reynolds sayısı ile basınç değerlerinde bir artış meydana gelmektedir. Basınç değerlerine bakıldığında arka taraftaki silindirin basıncının öndekine göre azaldığı sonucuna ulaşılır.

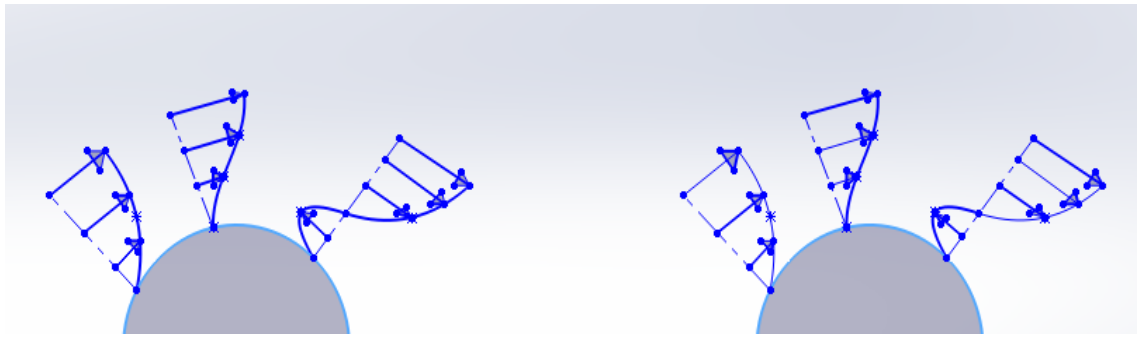
Ayrıca silindirler arası mesafenin 3D, 4D gibi artması, arka tarafta bulunan silindirin öndekinden etkilenmediği ve ayrı tek bir silindir gibi davrandığı sonucuna varılır. Silindirler arası mesafenin azaltılmasıyla arka taraftaki silindir öndeki silindirin değişen akış özelliklerinden etkilenmektedir.



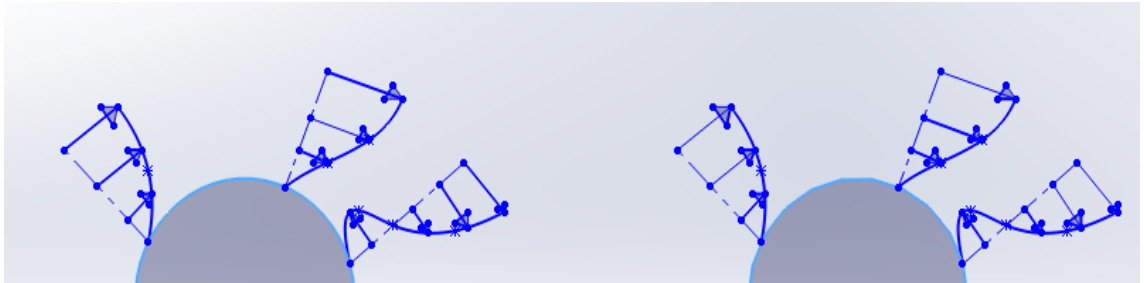
Şekil 4.41. $L= 2D$ ve $U_1 = 3 \text{ m/s}$ için hız profili



Şekil 4.42. $L= 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız profili



Şekil 4.43. $L= 3D/4D$ ve $U_1 = 3$ m/s için hız profili



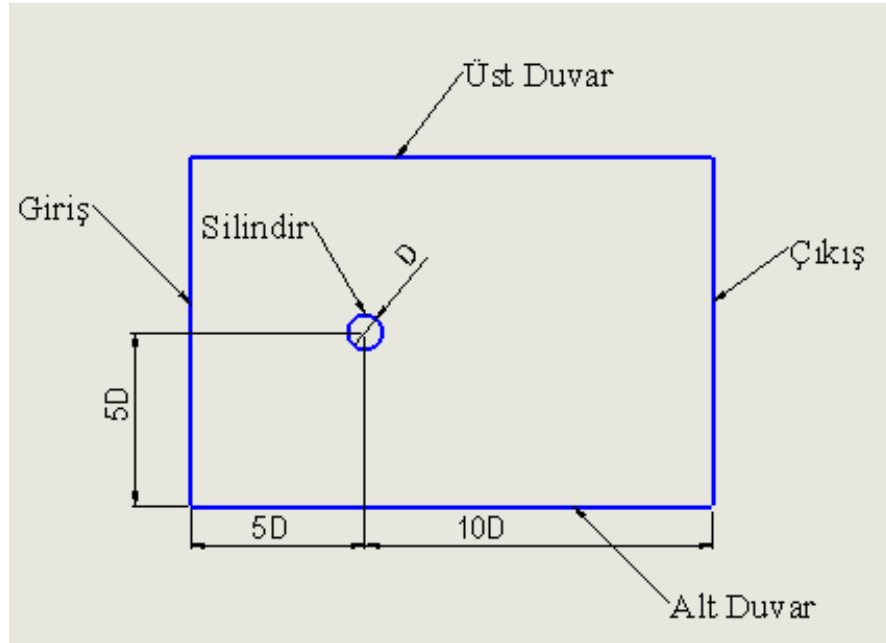
Şekil 4.44. $L= 3D/4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için hız profili

Sonsuz silindir etrafında oluşan akışın hız profilleri $L= 2D$ ve $U_1 = 3$ m/s için Şekil 4.41, $L= 2D$ ve $U_2 = 45$ m/s için Şekil 4.42, $L= 3D/4D$ ve $U_1 = 3$ m/s Şekil 4.43, $L= 3D/4D$ ve $U_2 = 45$ m/s için Şekil 4.44' de verilmiştir.

Net basınç kuvveti akışın ayrılma noktasına kadar, akış yönünde azalmıştır ve akış hızlanan akıştır. Akış ayrılma noktası giriş hız değerinin 3 m/s olduğu akış için 90° 'nin altında bir açı olurken; giriş hız değerinin 45 m/s olduğu akış için bu değer 90° 'den daha büyük bir değer almaktadır. Akış ayrılması gerçekleştikten sonra artan basıncın

etkisiyle kinetik enerji azalır. Silindirler arası mesafenin artmasıyla arka tarafta bulunan silindirin ayrılma noktasının ön taraftaki silindirin ayrılma noktasına yaklaştığı, ön taraftaki silindirle aynı hız profiline sahip olduğu ve ön taraftaki silindirden etkilenmediği sonucuna ulaşılır(Neslihan 2015).

4.3. T=313K Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Silindir Etrafındaki Akışın İncelenmesi

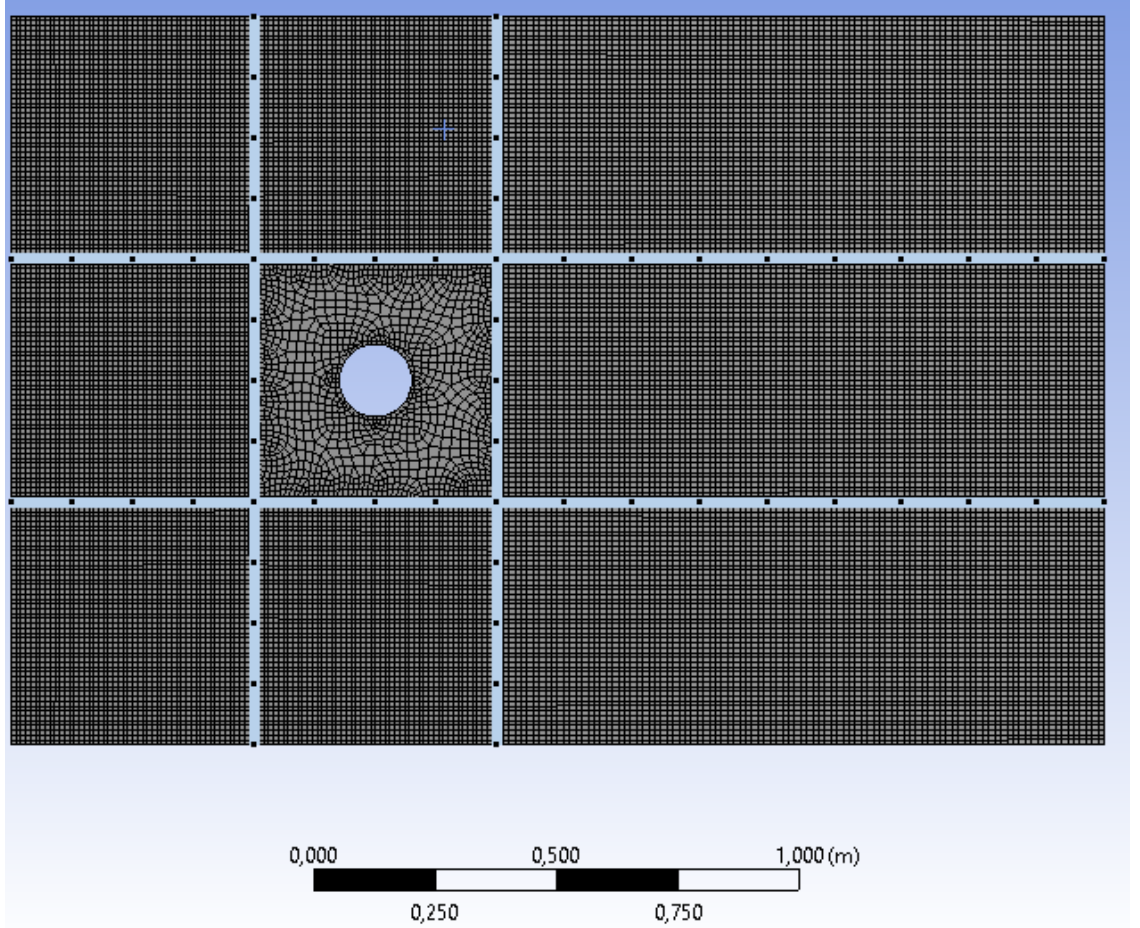


Şekil 4.45. Çapı 0.15 m olan ve T= 313K yüzey sıcaklığına sahip silindirin akış alanı sınırları

Ansys Fluent programında 313 K sabit yüzey sıcaklığındaki silindirin etrafındaki akış analizinin yapıldığı ve boyutları 2,25 x 1,5 m olan akış alanının sınırları Şekil 4.45' de gösterilmektedir. Akış alanı içerisinde 0,15 m çapındaki silindir giriş duvarından 5D geride bulunurken çıkış duvarından ise 10D önde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir alt ve üst duvarın tam ortasında olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir çapı 'D' ile ifade edilmektedir.

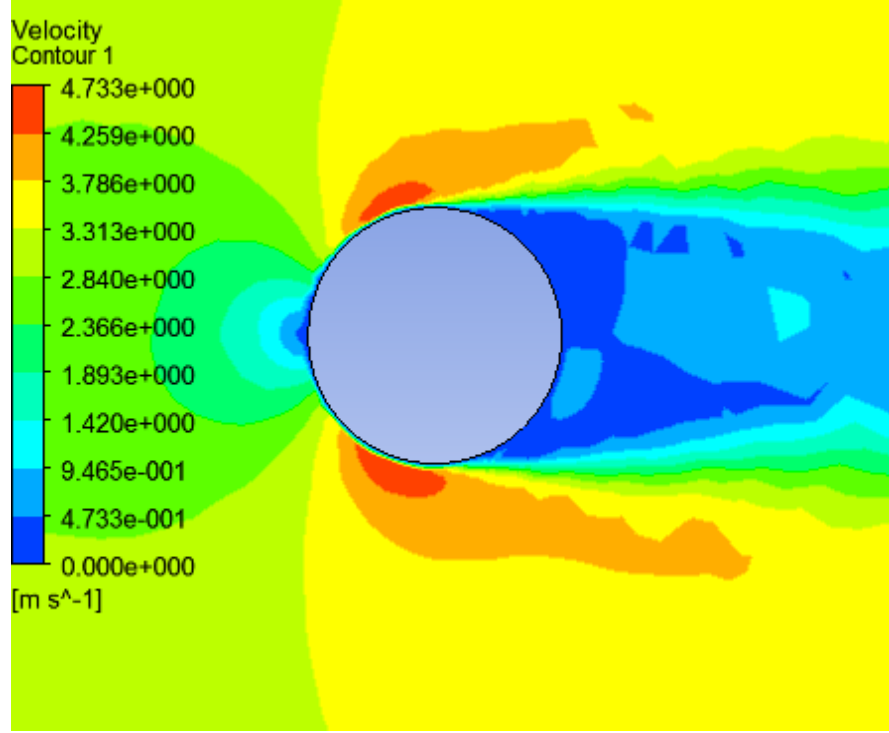
Giriş sınır şartı için $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerleri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Giriş hava sıcaklığıysa 300 K olarak alınmıştır. Silindir

için 313 K yüzey sıcaklığı, çıkış için sabit basınç yani $P=0$ kPa alınmıştır. Analizlerde standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

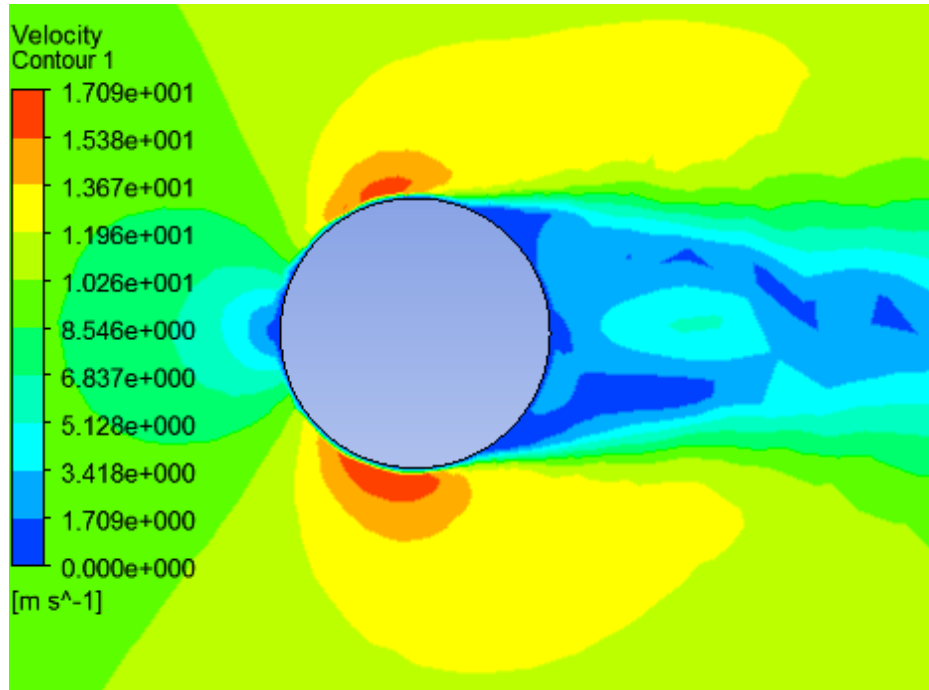


Şekil 4.46. Sonsuz uzunluktaki ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s hız değerleri için oluşturulan meşin yapısı

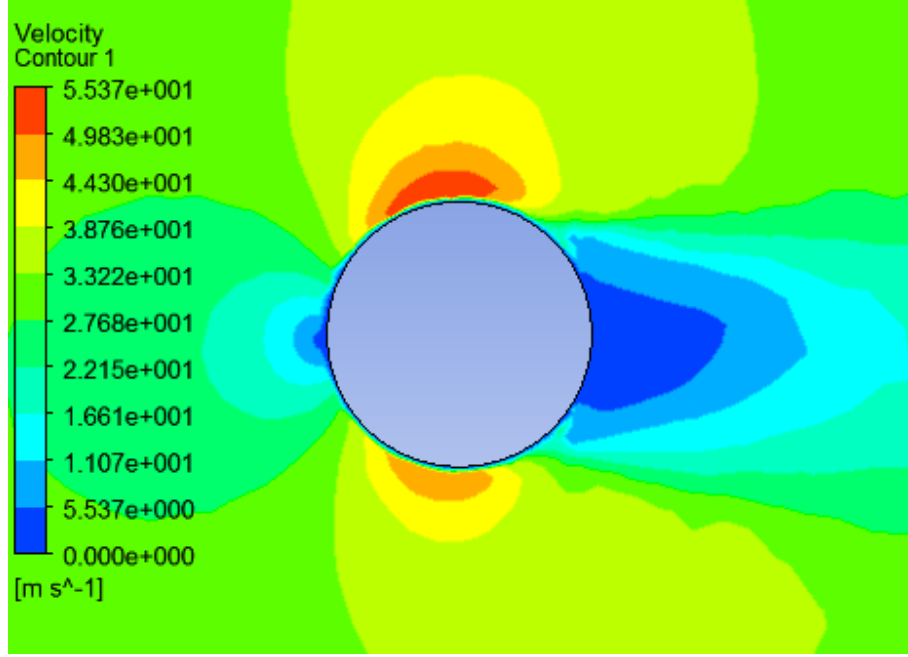
Ansys Fluent programında sonsuz uzunluktaki 0,15 m çapındaki ve $T=313$ K sıcaklığındaki silindirin meş yapısı Şekil 4.46’da gösterilmiştir. Meş yapısı $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s için kullanılmıştır. Sık, orta ve kaba meş için analizler yapılmıştır. En optimum sonuçları sık meş yapısıyla elde edildiği için analizlerde sık meş tercih edilmiştir. Sık bir meş yapısı elde edebilmek için akış alanı bölgeye ayrılmıştır. Meş yapısı 30286 nokta ve 29856 eleman kullanılarak oluşturulmuştur.



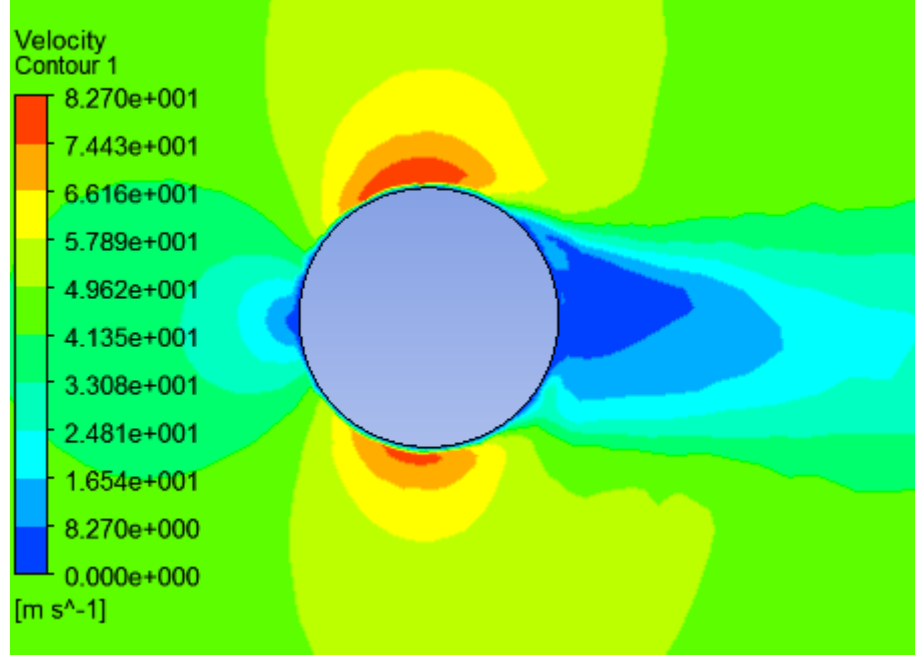
Şekil 4.47. $U_1 = 3$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü



Şekil 4.48. $U_2 = 10$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü



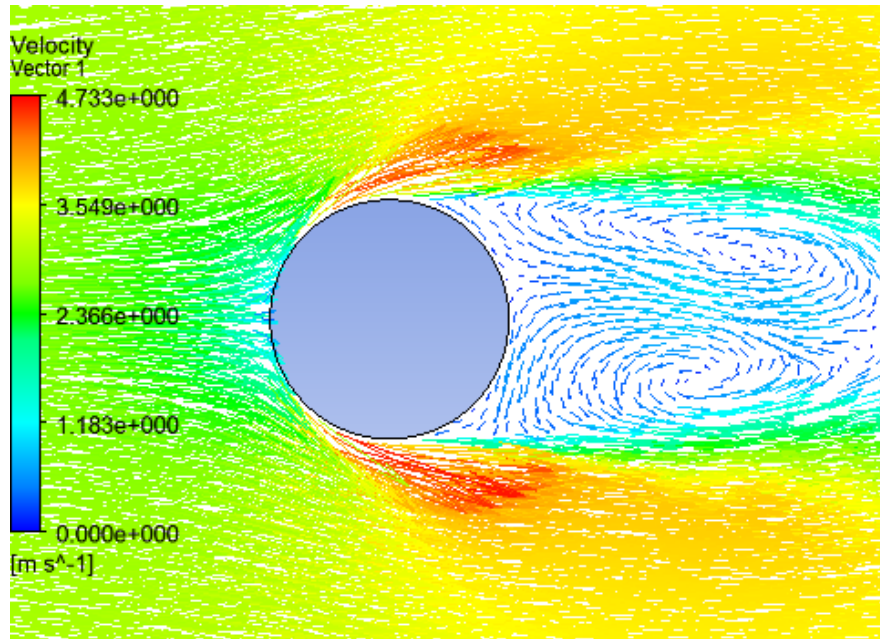
Şekil 4.49. $U_3 = 30$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü



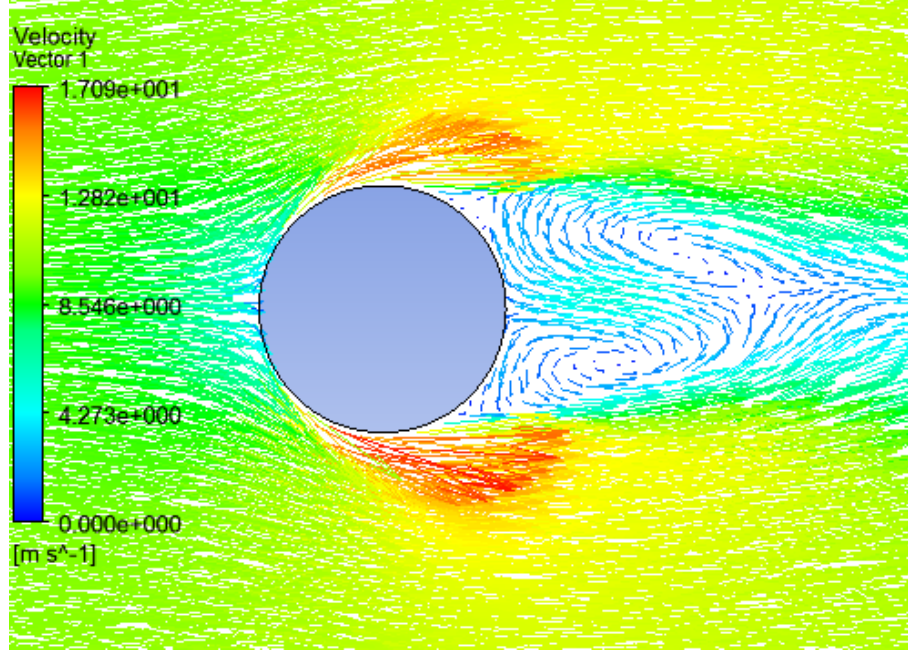
Şekil 4.50. $U_4 = 45$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü

Boyutları 2,25x1,5 m olan akış alanında, $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s için 313K yüzey sıcaklığına sahip silindir etrafındaki akışın hız kontur görünümüleri program üzerinden oluşturulmuştur(Şekil 4.47, Şekil 4.48, Şekil 4.49, Şekil 4.50).

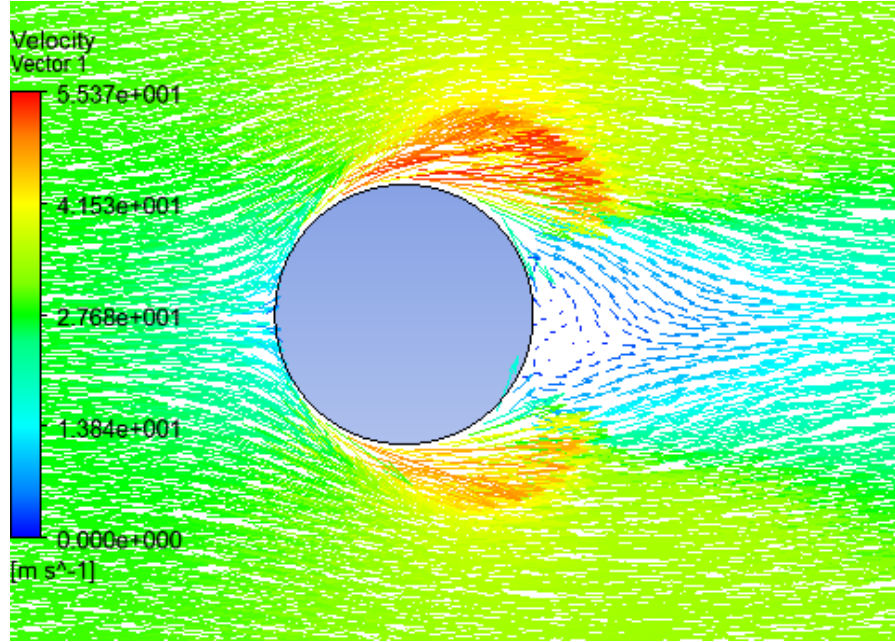
$U_1 = 3$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü incelendiğinde en yüksek hız değeri 4,733 m/s hıza ulaşır ve bu hız, dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir. $U_2 = 10$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü incelendiğinde en yüksek hız değeri 17,09 m/s hıza ulaşır ve bu hız, dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir. $U_3 = 30$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü incelendiğinde en yüksek hız değeri 55,37 m/s hıza ulaşır ve bu hız, dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir. $U_4 = 45$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız kontur görünümü incelendiğinde en yüksek hız değeri 82,7 m/s hıza ulaşır ve bu hız, dağılım üzerinde kırmızıyla gösterilmiştir.



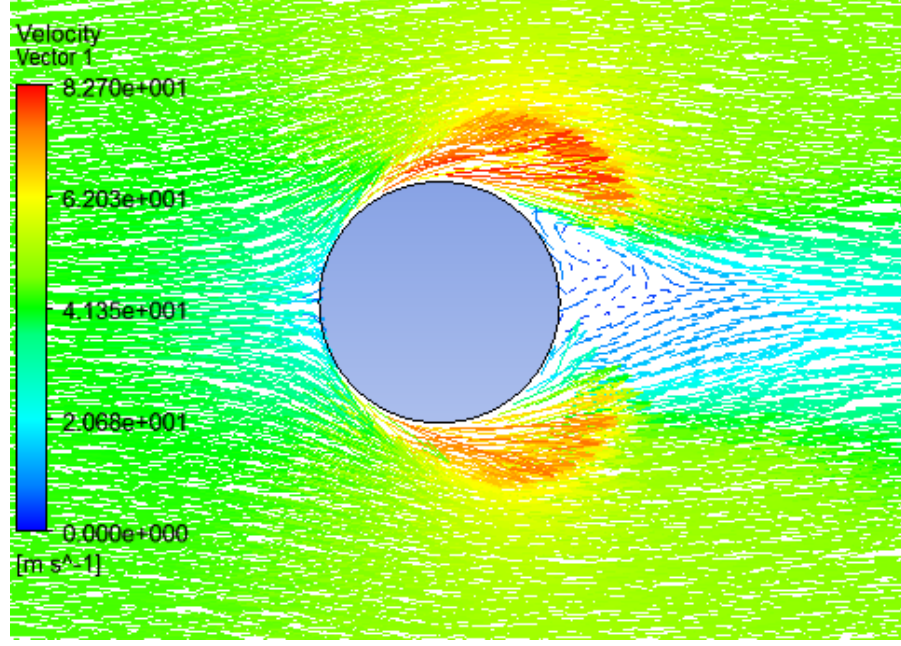
Şekil 4.51. $U_1 = 3$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü



Şekil 4.52. $U_2 = 10 \text{ m/s}$ için ve $T=313 \text{ K}$ yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü



Şekil 4.53. $U_3 = 30 \text{ m/s}$ için ve $T=313 \text{ K}$ yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü

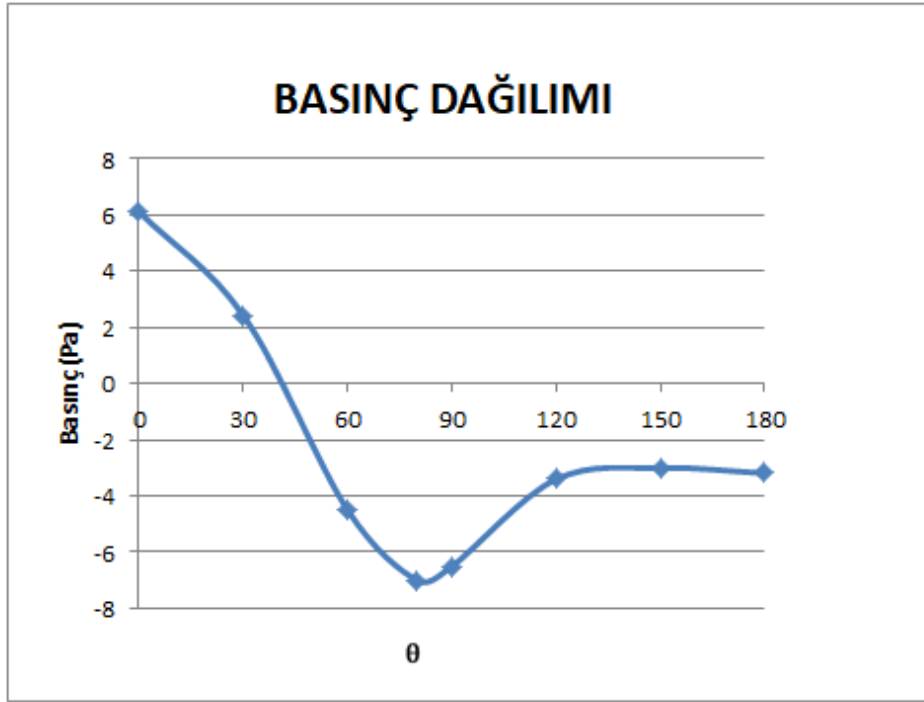


Şekil 4.54. $U_4 = 45$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışın hız vektör görünümü

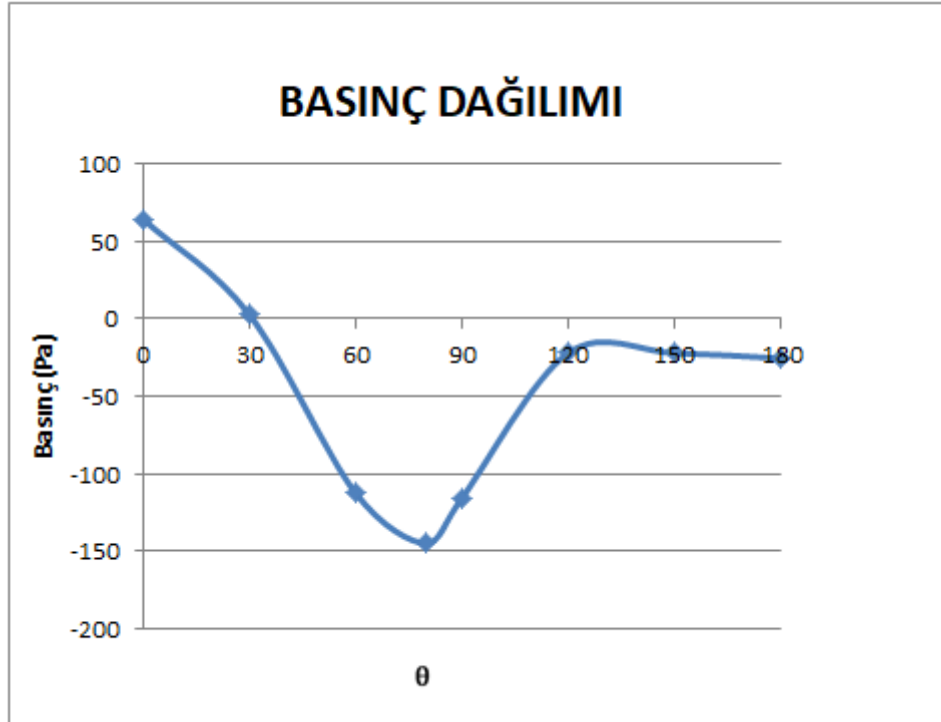
Boyutları $2,25 \times 1,5$ m olan akış alanında, $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s için 313K yüzey sıcaklığına sahip silindir etrafındaki akışın hız vektör görünümleri program üzerinden oluşturulmuştur (Şekil 4.51, Şekil 4.52, Şekil 4.53, Şekil 4.54).

Hız dağılımının vektör görünümü incelendiğinde laminar akış için ayrılma noktasının yaklaşık 88° olduğu, türbülanslı akış için bu değeri 115° ' ye çıktığı sonucuna ulaşılmaktadır.

Yapılan analizlerde sürüklenme katsayılarını $U_1 = 3$ m/s için $C_D=1,26$, $U_2 = 10$ m/s için $C_D=1,20$, $U_3 = 30$ m/s için $C_D=0,38$, $U_4 = 45$ m/s için $C_D=0,35$ değerleri elde edilmiştir. Ayrıca giriş hız değerinin artmasıyla silindir arkasında oluşan art izi alanı azalmaktadır ve vorteksler silindire yakın bölgede oluşmaktadır.

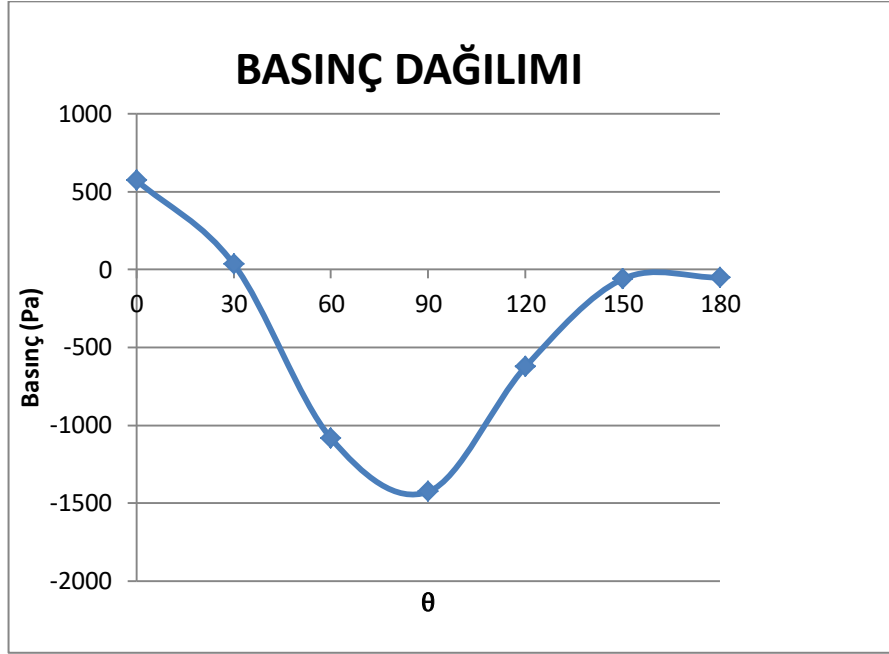


Şekil 4.55. $U_1 = 3$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki basınç dağılımı

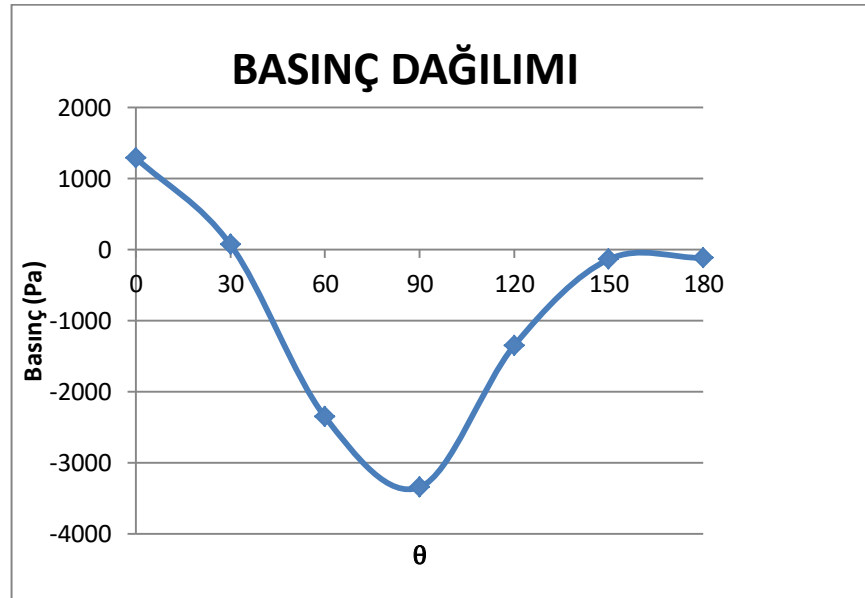


Şekil 4.56. $U_2 = 10$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki

basınç dağılımı



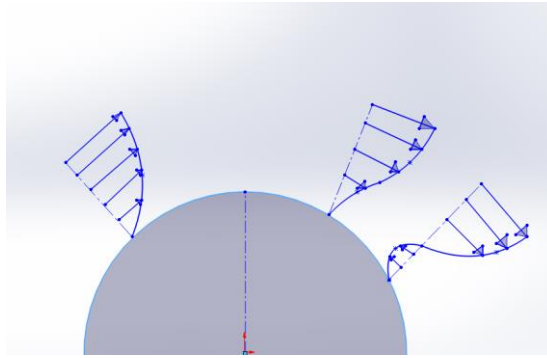
Şekil 4.57. $U_3 = 30$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki basınç dağılımı



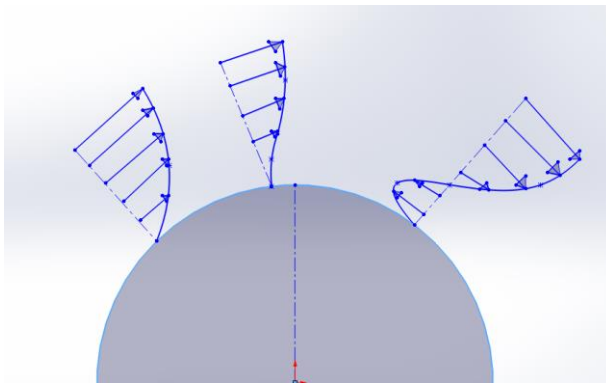
Şekil 4.58. $U_4 = 45$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir yüzeyindeki basınç dağılımı

Boyutları 2,25x1,5 m olan akış alanında, $U_1 = 3$ m/s, $U_2 = 10$ m/s, $U_3 = 30$ m/s, $U_4 = 45$ m/s için 313K yüzey sıcaklığına sahip silindir etrafındaki akışın basınç dağılımları silindir yüzeyi üzerinde $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ ve 180° ye karşılık gelen noktaların basınç değerlerinin okunmasıyla elde edilmiştir(Şekil 4.55, Şekil 4.56, Şekil 4.57, Şekil 4.58).

Basınç dağılımları incelendiğinde silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ olduğu andan itibaren belli bir açıya kadar basıncın akım çizgisi boyunca azaldığı gözlenmektedir. Bu açı değeri giriş hız değerinin artmasıyla artmıştır. Reynolds sayısının artmasıyla basınç değerlerinde de bir artış meydana gelmiştir. 313K yüzey sıcaklığına sahip silindir etrafındaki basınç değerleriyle, yapılan ilk analizde sonsuz uzunluktaki silindir etrafındaki basınç değerleri karşılaştırıldığında basınç değerlerinin arttığı sonucuna varılmaktadır.



Şekil 4.59. $U_1 = 3$ m/s ve $U_2 = 10$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir etrafındaki akışın hız profili



Şekil 4.60. $U_3 = 30$ m/s ve $U_4 = 45$ m/s için $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki silindir etrafındaki akışın hız profili

Basınç kuvveti akışın ayrılma noktasına kadar, akış yönünde azalmıştır ve akış hızlanan akıştır. Akış ayrılma noktası laminer akış için 90° 'nin altında bir açı olurken; türbülanslı akış için bu değer 90° 'den daha büyük bir değer almaktadır(Şekil 4.59, Şekil 4.60).

$U_1 = 3$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışta; silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ ısı akısı değeri $0,58$ W/m², $\theta=30^\circ$ 'de $0,77$ W/m² değerine artmıştır ve $\theta=120^\circ$ 'de $0,312$ W/m² değerine kadar düşmüştür. $\theta=180^\circ$ 'de $0,36$ W/m² ısı akısı değeri ve silindir yüzeyindeki ısı transferi $89,14$ W elde edilmiştir.

$U_2 = 10$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışta; silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ ısı akısı değeri $0,6$ W/m², $\theta=30^\circ$ 'de $0,88$ W/m² değerine artmıştır ve $\theta=120^\circ$ 'de $0,29$ W/m² değerine kadar düşmüştür. $\theta=180^\circ$ 'de $0,75$ W/m² ısı akısı değeri ve silindir yüzeyindeki ısı transferi $116,32$ W elde edilmiştir.

$U_3 = 30$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışta; silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ ısı akısı değeri $1,62$ W/m², $\theta=90^\circ$ 'de $5,4$ W/m² değerine artmıştır ve $\theta=150^\circ$ 'de $1,4$ W/m² değerine kadar düşmüştür. $\theta=180^\circ$ 'de $2,68$ W/m² ısı akısı değeri ve silindir yüzeyindeki ısı transferi $715,3$ W elde edilmiştir.

$U_4 = 45$ m/s için ve $T=313$ K yüzey sıcaklığındaki bir silindirin etrafındaki akışta; silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ ısı akısı değeri $1,85$ W/m², $\theta=90^\circ$ 'de $7,28$ W/m² değerine artmıştır ve $\theta=150^\circ$ 'de $1,8$ W/m² değerine kadar düşmüştür. $\theta=180^\circ$ 'de $3,55$ W/m² ısı akısı değeri ve silindir yüzeyindeki ısı transferi $955,4$ W elde edilmiştir.

Şencan ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada dik akışa maruz bir silindir üzerindeki ısı transferi nümerik olarak incelenmiştir ve Nusselt sayısının silindir yüzeyindeki açı değerlerine göre değişimi grafikler halinde verilmektedir. Artan Reynolds sayısıyla ısı transferi artmıştır.

5. SONUÇ

Sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akış analizi ANSYS Fluent programında yapılmıştır. Yapılan ilk analizlerde dört farklı hız değeri için Reynolds değerleri hesaplanmıştır ve akış tipleri belirlenmiştir. Laminer akış için ayrılma noktasının yaklaşık değeri 85° ve geniş art izi bölgesine sahip olduğu, türbülanslı akış için ise bu değer 110° 'ye çıktığı ve daha dar bir art izi bölgesine sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrılma noktalarındaki değişim vortekslerin yer ve büyüklüğünü etkilemiştir.

Türbülanslı akışta vorteksler silindirin arkasında ve silindir yüzeyine daha yakın bölgede oluşmaktadır. Türbülanslı akışta oluşan akış ayrılmasındaki gecikme art izi bölgesinin küçülmesine, basıncın yükselmesine ve daha düşük bir dirence neden olmuştur. Silindir yüzeylerinde hızın çok yüksek olmadığı, en yüksek hız değerlerinin silindirin alt ve üst tepe noktalarına yakın bölgede olduğu sonucuna ulaşılmaktadır.

Basınç dağılımlarına bakıldığında silindir üzerinde $\theta=0^\circ$ olduğu yani silindirin gönderilen havayla ilk temas ettiği andan itibaren belli bir açıya kadar basıncın akım çizgisi boyunca azaldığı ve oluşan sınır tabakanın geliştiği gözlenmektedir. Bu açı değeri giriş hız değerinin artmasıyla artmıştır.

Yapılan ikinci analizlerde art arda dairesel kesitli ve sonsuz uzunluktaki çift silindir etrafındaki akış nümerik olarak incelenmiştir. Akış tipinin ve silindirler arası mesafenin değişmesi akış karakteristiklerini de etkilemiştir. Silindirler arası mesafenin az olduğu analizde arkadaki silindirin öndekinden daha fazla etkilendiği, mesafenin artmasıyla artık arkadaki silindirin öndekinden bağımsız tek silindir gibi davrandığı sonucuna ulaşılmaktadır.

Arka tarafta bulunan silindirin ayrılma açılarıysa, silindirler arası mesafenin küçük olduğunda öndeki silindirin ayrılma açılarından büyük değer alırken, bu mesafeyi arttırdığımızda önde bulunan silindirin ayrılma açısı değerine yaklaştığı ve ön taraftaki silindirle aynı hız profiline sahip olduğu, ön taraftaki silindirden etkilenmediği sonucuna ulaşılır.

Basınç ve hız dağılımları incelendiğinde arka tarafta bulunan silindirin öndekine göre hız ve basınç değerleri düşmüştür. Sürüklenme katsayısının değeri, akış tipi ve silindirler arası mesafeye göre değişmiştir ve arka taraftaki sürüklenme katsayısının öndeki silindire göre daha düşük olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Son analizde $T= 313$ K sabit yüzey sıcaklığındaki dairesel kesitli sonsuz uzunluktaki silindir etrafındaki akış incelenmiştir. Silindir yüzeyinde elde edilen basınç değerleri ilk analize göre artmıştır. Reynolds sayısının artmasıyla ısı akısı ve ısı transferi değerleri artmaktadır. Silindir yüzeylerindeki en yüksek ısı akısı değeri laminar akış için $\theta= 30^\circ$ de elde edilirken türbülanslı akışta $\theta= 90^\circ$ de elde edilmektedir. Silindir yüzeylerindeki en düşük ısı akısı değeri laminar akış için $\theta= 120^\circ$ de elde edilirken türbülanslı akışta $\theta= 150^\circ$ de elde edilmektedir.

KAYNAKLAR

- Akçadırcı, E. 2006.** Dairesel silindir etrafındaki akım parametrelerinin deneysel olarak incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kayseri.
- Aydurmaz, C. 2015.** Naca 0012 kanadın rüzgar tüneline sınır tabaka ve aerodinamik analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Bloor, M. S. 1964.** The transition to turbulence in the wake of a circular cylinder at low Reynolds numbers. *J. Fluid Mech.*, 19:290-304.
- Cheng, M., Liu, G.R. 2000.** Effects of afterbody shape on flow around prismatic cylinders. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 84: 181-196.
- Çelik, S. 2011.** Sonlu silindir üzerindeki akış yapısının parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniği(PIV) ile incelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 125:33-51.
- Erkmen, B. 2015.** Sanayi kulelerinin rüzgar vorteksleri altında titreşim davranışı. Altıncı Çelik Yapılar Sempozyumu, 15-17 Ekim 2015, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir.
- Erşan, H. A. 2012.** Dış türbülansın akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkilerinin sayısal olarak araştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Farrant, T., Tan, M., Price, W. G. 2000.** A cell boundary element method applied to laminar vortex shedding from circular cylinders. *Computers & Fluids*, 30:211-236.
- Fıratoglu, Z. 2010.** Türbülanslı sınır tabakada dikey silindire etrafında akış ve ısı karakteristikleri. *Doktora Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Güneş, N. 2015.** Yüksek blokajlı kanal içinde ardışık iki silindir etrafında akış. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Karaca, H., Özen, G. D., Kasnakoğlu, C. 2008.** Silindir etrafındaki akışın modellenmesi, analizi ve girdapların kontrolü. TÜBİTAK-109E233 nolu Proje Raporu, Ankara.
- Kılıç, M., Yiğit, A. 2014.** Isı transferi. Aktüel, Bursa, 508s.
- Kuyumcu, M. E., Oral, H., İmal, M., Kaya, A. 2015.** Determining the static pressure distribution over the circular finite cylinder in low speed wind tunnel, *International Journal of Scientific and Technological Research*, 1(10):45-54.
- Roulund, A., Sumer, B. M., Fredsoe, J., Michelsen, J. 2005.** Numerical and experimental investigation of flow and scour around a circular pile, *Journal of Fluid Mechanics*, 534:351-401.
- Sarioğlu, M. 1997.** Küt cisimler aerodinamiği ve vorteks-shedding olayının deneysel incelenmesi. *Doktora Tezi*, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Trabzon.
- Surry, D. 1972.** Some effects of intense turbulence on the aerodynamics of a circular cylinder at subcritical Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 52:543-563.
- Şencan, G., Maral, Y., İşman, M. K. 2015.** Dik akışa maruz bir silindir üzerinden olan ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 20(1):131-141.

- Tamura, T., Miyagi, T., Kitagishi, T. 1998.** Numerical prediction of unsteady pressures on a square cylinder with various corner shapes, *Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics*, 74(76): 531-542.
- Umur, H. 2009.** Akışkanlar mekaniği. Dora, Bursa, 553s.
- Ünlüsoy, L. 2017.** Aerodinamiğin temelleri ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğine giriş. Roketsan, Eğitim Notları, Ankara, 59s.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W. 1995.** An introduction to computational fluid dynamics, Paerson Education, Upper Saddle River, United States, 520 pp.
- Zdravkovich, M. M. 1977.** Review of flow interference between circular cylinders in cross flow. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 99:618-633.
- Zovatto, L., Pedrizzetti G. 2001.** Flow about a circular cylinder between parallel walls, *Journal of Fluid Mechanic.*,440: 1–25.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ayça Nurper ÇALIŞKAN

Doğum Yeri ve Tarihi : Şişli 15.01.1994

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Hürriyet Anadolu Lisesi

Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum : Si-mut Teknik

İletişim (e-posta) : nurpercaliskan@gmail.com