



**SİKLON ÇIKIŞ BORU ÇAPININ SİKLON VERİMLİLİĞİNE ETKİSİNİN
SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Halil İbrahim EROL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2016

Halil İbrahim EROL tarafından hazırlanan “SİKLON ÇIKIŞ BORU ÇAPININ SİKLON VERİMLİLİĞİNE ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Başkan: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makina Mühendisliği, Çankaya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Tez Savunma Tarihi: 12/12/2016

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dökümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Halil İbrahim EROL

12.12.2016

SİKLON ÇIKIŞ BORU ÇAPININ SİKLON VERİMLİLİĞİNE ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Halil İbrahim EROL

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2016

ÖZET

Bu çalışmada, endüstride yaygın olarak kullanılan katı-gaz ayırıcı siklonların çıkış çapının, siklon tasarım kriteri olan basınç düşümü ve toz tutma verimi üzerine etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma ANSYS Fluent 15.0 paket programı kullanılarak sıkıştırılamaz türbülanslı akış şartlarında üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Çift fazlı yapılan çözümde gaz fazı için Navier-Stokes denklemleri, katı partiküller için Lagrangian yöntemi kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak Reynolds stress modeli seçilmiştir. Çalışma gövde çapı 700 mm olan iki farklı siklon için gerçekleştirilmiştir. Bu siklonlardan ilki çıkış çapı 350 mm olan Stairmand siklonu ve ikincisi ise çıkış çapı 280 mm olarak değiştirilmiş siklondur. Çalışma teğetsel girişli siklonda, kesit boyunca ölçülen beş farklı giriş hız değerleri için iki farklı çıkış çaplı siklonda yapılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmadaki toplam basınç farkı değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca, giriş hızı 16,5 m/s olan siklona gönderilen talaş külü için deneysel ve sayısal analizler yapılmıştır. Deneysel çalışmadaki partikül büyüklük değerleri sayısal çalışmadaki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbiri ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Çıkış çapının 350 mm'den 280 mm'ye değişmesi durumunda siklondaki toplam basınç kaybının deneysel çalışmada %82,18, sayısal çalışmada %88,07 artış gösterdiği ve partikül tutma veriminin 9 mikrona kadar deneysel çalışmada %23,15, sayısal çalışmada %22,08 arttığı gözlenmiştir.

Bilim Kodu : 91402

Anahtar Kelimeler : CFD, siklon, sayısal analiz, deneysel çalışma, çift fazlı akış, basınç düşüşü, partikül tutma verimi

Sayfa Adedi : 101

Danışman : Doç. Dr. Oğuz TURGUT

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF CYCLONE'S OUTLET PIPE DIAMETER ON THE CYCLONE EFFICIENCY

(M. Sc. Thesis)

Halil İbrahim EROL

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2016

ABSTRACT

In this study, the effects of the outlet pipe diameter of the solid gas separator cyclones, which are widely used in the industry, have been studied both experimentally and numerically over pressure drop and dust collection efficiency, which are the cyclone design criteria. The three-dimensional numerical study was carried out by using ANSYS Fluent 15.0 software package under incompressible turbulent flow conditions. In the dual phase, the Navier-Stokes equations for the gas phase and the Lagrangian method for the solid particles were used. Reynolds stress model was chosen as the turbulence model. The study was implemented for two different cyclones with a cyclone diameter of 700 mm. One of these Stairmand cyclones had the outlet pipe diameter of 350 mm and the other was modified to outlet pipe diameter of 280 mm. The study was carried out on a tangential inlet cyclones over two different outlet pipe diameter cyclones for five different inlet velocity values measured along the cross section. The total pressure difference values in the experimental and numerical study were calculated. In addition, both experimental and numerical analyses were also done on the sawdust ash sent to the cyclone with an inlet velocity of 16.5 m/s. The particle size values of experimental study were compared with the results of numerical study. The results were found to be consistent with each other. It was also observed that when the outlet pipe diameter of the cyclone changed from 350 mm to 280 mm, the total pressure drop in the cyclone increased by 82.18% in the experimental study, 88.07% in the numerical study and the particle collection efficiency also showed an increase of 23.15% in the experimental study and 22.08% in the numerical study up to nine microns.

Science Code : 91402

Key Words : CFD, cyclone, numerical analysis experimental study, particle size, dual phase, pressure drop, particle collection efficiency

Page Number : 101

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli bilgilerini benimle paylaşan saygıdeğer hocam Doç. Dr. Oğuz TURGUT'a, deneysel çalışmada toz numunelerinin Malvern Mastersizer E cihazı ile analizindeki katkılarından dolayı Prof. Dr. Rahmi ÜNAL'a, çalışmanın tamamına destek veren Timsan firma sahibi Serhan AKSU ve çalışanlarına, tez çalışma süresinde tüm zorlukları benimle taşıyan ve hayatımın her evresinde bana destek olan değerli Anneme, Babama ve Ablama teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. SIKLONLAR	13
3.1. Siklon Çeşitleri.....	13
3.2. Toplam Basınç Düşümü	18
3.3. Partikül Toplama Verimi.....	19
4. DENEYSEL ÇALIŞMA VE ÖLÇÜM CİHAZLARI.....	21
4.1. Siklon Geometri Tanımlanması	21
4.2. Siklon İmalatı	25
4.3. Deney Düzenekinin Hazırlanması.....	30
4.3.1. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için deney düzenekinin hazırlanması	30
4.3.2. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için deney düzenekinin hazırlanması	31
4.4. Deneyde Kullanılan Ekipmanlar	32
4.5. Deneysel Çalışmada Kullanılan Ölçüm Aletleri	34
4.6. Siklona Gönderilen Toz	36

	Sayfa
4.7. Talaş Külü Yoğunluğunu Ölçme	37
5. SAYISAL ÇALIŞMA	39
5.1. Giriş.....	39
5.2. Sayısal Çalışmada Kullanılan Fiziksel Model	39
5.3. ANSYS Fluent Paket Programı.....	40
5.4. Korunum Denklemleri ve Sınır Şartları	46
5.5. Reynolds Sayısı	49
5.6. Sayısal Çalışmada Kullanılan Hücre Yapısı	50
6. MEVCUT ÇALIŞMA SONUÇLARI	53
6.1. Deneysel Çalışma Sonuçları.....	53
6.1.1. Toplam basınç farkı sonuçları.....	53
6.1.2. Siklonda tutulan ağaç talaşı külü tozunun analizi.....	53
6.2. Sayısal Çalışma Sonuçları.....	59
6.2.1. Sayısal çalışmanın doğruluğunun test edilmesi	59
6.2.2. Mevcut sayısal çalışma sonuçları.....	64
6.3. Deneysel ve Sayısal Çalışma Sonuçlarının Kıyaslanması	89
7. SONUÇ VE TARTIŞMA.....	93
KAYNAKLAR	97
ÖZGEÇMİŞ	101

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Stairmand siklonundaki parametrelerin değerleri.....	18
Çizelge 4.1. Deneysel çalışmada kullanılan standart (0,5 <i>D</i>) ve değiştirilmiş (0,4 <i>D</i>) Stairmand siklonlarındaki parametre değerleri.....	22
Çizelge 5. 1. Çözüm aşamalarında izlenen yol	44



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Stairmand siklonu	11
Şekil 3.1. Teğetsel ve eksenel siklonların şematik görünümü	13
Şekil 3.2. Teğetsel girişli bir siklonun çalışma prensibi	14
Şekil 3.3. Teğetsel girişli siklon çeşitleri	15
Şekil 3.4. Stairmand siklonunun ana bölümleri	16
Şekil 3.5. Stairmand siklonunun şematik görünümü	17
Şekil 3.6. Teğetsel girişli siklonda statik ve toplam basınç profilleri	18
Şekil 3.7. Teorik ve gerçekteki partikül tutma verimi	19
Şekil 3.8. Partikül tutma yöntemleri ve verimlilikleri	20
Şekil 4.1. Stairmand siklonu	21
Şekil 4.2. Siklon çıkış çapı $D_e=0,5D$ olan siklonun boyutları	23
Şekil 4.3. Siklon çıkış çapı $D_e=0,4D$ olan siklonun boyutları	24
Şekil 4.4. İmalatı yapılan Stairmand siklonunun bölümleri	25
Şekil 4.5. Siklonun çıkış grupları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	26
Şekil 4.6. Siklon gövdesi ve teğetsel girişin imalatı	28
Şekil 4.7. Siklon konik kısmı	28
Şekil 4.8. Siklon konteynırı (a) üst kapatma sacsız (b) üst kapatma saclı	29
Şekil 5.1. Sayısal çalışmada kullanılan teğetsel girişli siklonun görünümü	40
Şekil 5.2. Sayısal çalışmada kullanılan akış alanının hücrelere bölünmüş hali	41
Şekil 5.3. Sayısal çözümde kullanılan sınır şartları: (a) tek fazlı çözüm, (b) iki fazlı çözüm	49
Şekil 5.4. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için ideal hücre yapısının görünümü	51

Şekil	Sayfa
Şekil 6.1. Boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar için siklon giriş hızına bağlı deneysel toplam basınç düşümü grafiği.....	53
Şekil 6.2. Sayısal çalışmanın doğruluğunun test edilmesinde kullanılan siklonun görünümü.....	60
Şekil 6.3. Siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için (a) istasyonlarına ayrılmış siklonun görünümü, (b) siklonun üstten görünümü	61
Şekil 6.4. Gövde çapı $D=205$ mm olan siklonda üç farklı hücre değerindeki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi	62
Şekil 6.5. Gövde çapı $D=205$ mm olan siklonda üç farklı hücre değerindeki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi	62
Şekil 6.6. Siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için konum 32 cm'deki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi	63
Şekil 6.7. Siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için konum 32 cm'deki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi	64
Şekil 6.8. Siklon boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlardaki istasyonların görünümü	65
Şekil 6.9. Giriş hızı 16,5 m/s için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi	66
Şekil 6.10. Giriş hızı 16,5 m/s için 170 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi	67
Şekil 6.11. Giriş hızı 16,5 m/s için 270 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi	68
Şekil 6.12. Giriş hızı 16,5 m/s için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi	69
Şekil 6.13. Giriş hızı 16,5 m/s için 170 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi	69
Şekil 6.14. Giriş hızı 16,5 m/s için 270 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi	70
Şekil 6.15. Teğetsel giriş hızı 16,5 m/s için siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki eksenel hız dağılım konturlarının görünümü: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	71

Şekil	Sayfa
Şekil 6.16. Teğetsel giriş hızı 16,5 m/s olan siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki teğetsel hız dağılım konturlarının görünümü: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	72
Şekil 6.17. Beş farklı giriş hız değeri için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	73
Şekil 6.18. Beş farklı giriş hızı için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	74
Şekil 6.19. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklondaki eksenel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s.....	76
Şekil 6.20. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki eksenel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s.....	78
Şekil 6.21. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklondaki teğetsel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s.....	80
Şekil 6.22. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki teğetsel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s.....	82
Şekil 6.23. Siklon çıkış borusu çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar için siklon giriş hızına bağlı sayısal toplam basınç düşümü grafiği	84
Şekil 6.24. Giriş hızı 11,5 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	85
Şekil 6. 25. Giriş hızı 12,8 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	85
Şekil 6.26. Giriş hızı 15 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	86
Şekil 6.27. Giriş hızı 16,5 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	86
Şekil 6.28. Giriş hızı 19 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	87
Şekil 6.29. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklona gönderilen partiküllerin izlediği yol	88
Şekil 6.30. Partikül çaplarına göre hesaplanan ortalama partikül tutma verimi	89

Şekil	Sayfa
Şekil 6.31. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için beş farklı giriş hız değeri için yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonuçları	90
Şekil 6.32. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için beş farklı giriş hız değeri için yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonuçları	91



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Siklonun çıkış grupları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$	27
Resim 4.2. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklonun görünümü	30
Resim 4.3. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için deney düzeneği	31
Resim 4.4. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için deney düzeneği	32
Resim 4.5. Deney ekipmanları: (a) bez filtre, (b) salyangoz fan, (c) hız ayarlayıcısı ..	33
Resim 4.6. Siklondaki hız (a) ve basınç (b) ölçüm cihazlarının görünümü.....	35
Resim 4.7. Ağırlık ölçümünde kullanılan hassas terazinin görünümü	36
Resim 4.8. Ağaç talaşının görünümü	36
Resim 4.9. Ağaç talaşı külünün görünümü	37
Resim 4.10. Ağaç talaşı külünün yoğunluğu için yapılan çalışmanın detayı: a) Boş kavanozun tartılması, (b) Talaş külü dolu kavanozun tartılması.....	37
Resim 6.1. Analiz öncesi elekte kalan partiküllerin görünümü	54
Resim 6.2. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D$ olan siklonun toz analizi sonuçları.....	56
Resim 6.3. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D$ olan siklonun toz analizi sonuçları.....	57
Resim 6.4. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280$ mm olan siklonda biriken toz	58
Resim 6.5. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350$ mm olan siklonda biriken toz	59

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a	Siklon giriş yüksekliği, $0,5D$
A	Siklon giriş kesit alanı, m^2
b	Siklon giriş genişliği, $0,2D$
B	Siklon toz çıkış çapı, $0,375D$
C_D	Sürüklenme katsayısı, -
d	Partikül çapı, μm
d_{kritik}	Kritik partikül çapı, μm
D	Siklon çapı, D
$D_{0,4D}$	Siklon gaz çıkış borusu çapı, $0,4D$
$D_{0,5D}$	Siklon gaz çıkış borusu çapı, $0,5D$
D_e	Siklon gaz çıkış borusu çapı, $0,5D$
D_h	Hidrolik çap, m
D_{ij}	Moleküler difüzyon terimi, m^2/s^3
Eu	Euler sayısı, -
F_B	Partiküle etkiyen yerçekimi kuvveti, N
F_C	Partiküle etkiyen merkezkaç kuvveti, N
F_D	Partiküle etkiyen sürüklenme kuvveti, N
h	Siklon silindir yüksekliği, $1,5D$
H	Siklon boyu, $4D$
i, j, k	Kartezyen koordinat bileşenleri
k	Türbülans kinetik enerjisi, m^2/s^2
P	Basınç, Pa
P_{ij}	Türbülans gerilmeleri üretim terimi, m^2/s^3
Q	Hacimsel debi, m^3/h
r	Siklondaki partikülün herhangi bir konumdaki yarıçapı, m
R	Siklon gövdesi yarıçapı, m
Re	Reynolds sayısı, -

Simgeler	Açıklamalar
S	Siklon çıkış borusunun siklon içerisinde kalan kısmının uzunluğu, $0,5D$
u, v, w	x, y ve z yönlerindeki hız bileşenleri, m/s
U	Akışkanın hızı, m/s
U_{θ}	Akışkanın r -yarıçaplı yörüngedeki teğetsel hızı, m/s
U_r	Akışkanın r -yarıçaplı yörüngedeki teğetsel hızı, m/s
U_R	Akışkanın R -yarıçaplı yörüngedeki teğetsel hızı, m/s
$U_{\theta R}$	Akışkanın R -yarıçaplı yörüngedeki teğetsel hızı, m/s
x, y, z	Kartezyen koordinat takımı
ρ_f	Akışkanın yoğunluğu, kg/m^3
ρ_p	Partikül yoğunluğu, kg/m^3
η	Oransal partikül ayrışma verimi, %
Δ	Fark, -
μ	Dinamik viskozite, Pa.s
ε_{ij}	Türbülans edi disipasyonu, m^2/s^3
θ_{ij}	Türbülans basınç gerilme korelasyonu, m^2/s^3

Kısaltmalar	Açıklamalar
DB	Yoğunluk tabanlı (Density Based)
DBC	Yoğunluk Temelli Birleşik Çözüm Yöntemi (Density Based Coupled Solver)
DPM	Ayrık faz modeli (Discreate phase matter)
DRW	Stokastik izleme
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LDA	Lazer Dopler Anemometri
LES	Large Eddy Simülasyonunu
PBC	Basınç Temelli Birleşik Çözüm Yöntemi (Pressure Based Coupled Solver)

Kısaltmalar	Açıklamalar
PBS	Basınç Temelli Ayırık Çözüm Yöntemi (Pressure Based Segregated Solver)
PRESTO	Pressure Staggering Option Scheme Yöntemi
RNG	Renormalization Group
RSTM	Reynolds Stress Türbülans Modeli
VOF	Akışkan Yoğunluğu (Volume of Fluid)



1. GİRİŞ

Siklonlar endüstride yaygın olarak kullanılan gaz-katı ayırıcılardandır. Bunun nedeni siklonların basit tasarım yapısına sahip olmaları, düşük üretim ve düşük bakım maliyetleridir. Siklon tasarımında en önemli iki parametre, düşük basınç kaybı ve partikül tutma verimidir. Bu iki parametre dikkate alınarak siklonlar gaz-katı ayırma işleminde kullanılır. Siklonlar teğetsel ve eksenel girişli olmak üzere iki çeşittir. Endüstride yaygın olarak kullanılan ve tercih edilen teğetsel girişli siklonlardır. Siklonlarda partiküller gaz içerisinde merkezkaç kuvvetleriyle ayrılır.

Teğetsel girişten giren tozlu hava, siklon içerisinde girdap hareketi oluşturur. Merkezkaç kuvvet etkisine maruz kalan partiküller siklonun dış çapının iç duvarına sürtünür ve girdap hareketiyle aşağı ilerleyerek siklonun alt haznesinde birikir. Konik hazneden aşağı ilerleyen dış girdap siklonun merkez bölgesinde ikincil bir girdap hareketi daha oluşturur. Bu ikincil girdap tasarımın kalitesine göre partiküllerin büyük kısmını siklonun alt biriktirme haznesine bırakıp kalan küçük partikül ve hava karışımı siklonun üst kısmından sistemi terk eder. Aynı hacimde iç içe geçmiş ters yönlü iki girdaptan oluşan akış ve hava ile hareket eden partiküllerin olması siklondaki akış probleminin çözümünü oldukça karmaşık hale getirmektedir.

Bu karmaşık problemi çözebilmek için sayısal çalışmalara gereksinim duyulur. Bu tez kapsamında ele alınan siklon tasarım parametresi olan siklondaki toplam basınç düşümü ve toz tutma verimliliği kriterlerini incelemek için deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu kısımda endüstride yaygın olarak kullanılan siklon tasarım kriterleri ile ilgili literatürde mevcut olan deneysel ve sayısal çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir.

Siklonların performansı tasarım kriteri olan partikül tutma verimi ve toplam basınç kaybıdır. Bu değerlerin hesap edilmesi siklon içerisindeki akışın karmaşıklığından dolayı oldukça zordur. Literatürde siklonlar ile ilgili yapılmış birçok çalışma partikül tutma verimi, siklon gövde çapı ve bu çapa bağlı olarak verilen diğer ölçülerin belirlenmesi ve toplam basınç düşümünün belirlenmesi üzerinedir. Literatürdeki çalışmalarda partikül tutma veriminin %50 mertebelerinde tutulduğunu göstermiştir. Shepperd ve Lapple (1939), Lapple (1951), Barth (1956), Barth ve Leineweber (1964), Muschelknautz (1970), Leith ve Licht (1972), Chan ve Lippmann (1977), Dietz (1981), Mothes ve Löffler (1988), Ioza ve Leith (1990), Liden ve Kenny (1991), Avcı ve Karagöz (2000, 2001 ve 2003), Karagöz ve Avcı (2005, 2009), Elsayed ve Lacor (2013), Elsayed (2015), Brar, Sharma, ve Dwivedi (2014) ve Sgrott, Noriler, Wiggers ve Meier (2015) çalışmaları, siklon ölçüleri, toz partikülü tutma verimliliği ve toplam basınç düşüşünü tespit etmek üzere yapılmıştır. Modellerde hem basit yapılı hem de karmaşık yapılı tasarımlar mevcuttur. Genel olarak baktığımızda sistemin çalışma prensibini anlamak için yeterli olsa bile akışın karmaşık yapısından dolayı sistemi tam olarak çözmek zordur.

Tasarım parametrelerinden ilki olan siklonlarda basınç kaybı üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Geometrik modellerden yola çıkarak en basit modeller geliştirilmiştir. Shepperd ve Lapple (1939), Casal, Martinez-Benet (1983), Dirgo (1988) ve Coker (1993) bu basit modellere örnek sayılabilir. Toz yükü ile basınç düşümünün ilişkili olduğu bazı çalışmalarda ele alınmıştır (Gil, Cortes, Romeo ve Velilla, 2002). Deney sonuçlarında toz yükü azaldıkça basınç düşüşünün az da olsa arttığını gözlemlemişlerdir. Bunun nedeni toz yükü artınca teğetsel hızdaki azalma olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca literatürde yapılan bazı çalışmalarda basınç düşümünün toz miktarı ile değişimini ifade eden matematik modeller önerilmiştir (Muschelknautz, 1970, Gil ve diğerleri, 2002).

Leith ve Litch (1972) siklonlarda partikül tutma verimlerini hesaplamak için teorik olarak çalışmışlardır. Siklonda tutulamayan partiküllerin kapalı çevrim ile tekrar siklona

gönderilmesi durumunu incelemişlerdir. Sürüklenme katsayısı değeri üzerinde çalışma yapmışlardır. Siklonda geliştirdikleri partikül tutma teorisi, teğetsel girişli siklonlarda olumlu sonuçlar vermiştir.

Dirgo ve Leith (1985) siklon partikül tutma verimini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Stairmand (1951) siklonunda 860 kg/m^3 yoğunluktaki ve $1-7 \text{ }\mu\text{m}$ çaplarında partiküller kullanılarak ve giriş hızı 5,1, 10, 15, 20 ve 25 m/s için deneyler yapmışlardır. Deney sonuçları Lapple (1951), Barth (1956), Leith-Licth (1972) ve Dietz (1981) teorik modelleri ile karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar Barth (1956) ve Leith ve Licth (1972) teorileri teğetsel girişli siklonlarla paralellik gösterirken Lapple (1951) ve Dietz (1981) teorileri ile benzer sonuçlar vermemiştir.

Ioza ve Leith (1990) yapmış oldukları deneysel çalışmada on bir farklı siklon geometrisi üzerinde çalışmışlardır. Farklı sınır şartlarında bu on bir farklı geometri için partikül tutma verimi üzerinde çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmada $1,4-7,4 \text{ }\mu\text{m}$ partikül çapı için toz tutma verimini hesaplamışlardır. Bu çalışmalarını Barth (1956), Lapple (1951), Dietz (1981) ve Leith ve Licth (1972) çalışmaları ile karşılaştırmış ve partikül tutma veriminin partikül çapı ile doğrudan ilişkili olduğunu belirtmişlerdir.

Bohnet (1995) aerosiklonlarda gaz sıcaklıklarının etkisinin partikül tutma verimine etkilerini incelemiştir. Çalışma sıcaklık aralığı olarak $293-1123 \text{ K}$ seçilmiştir. Bu sıcaklık aralığında basınç düşüşü ve toz tutma verimliliği incelenmiştir. Sıcaklığın bu verimler üzerine etkisinin ihmal edilemeyecek düzeyde olduğu belirtilmiştir.

Griffiths ve Boysan (1996) üç farklı siklonda çalışmışlardır. Bu siklonlarda partikül tutma verimliliğini ve basınç düşümlerini nümerik olarak hesaplamışlardır. Bu hesaplama sonuçlarını literatürdeki basınç düşümü ve toz toplama sonuçları ile kıyaslamışlardır. Bu üç farklı ampirik model arasında yapılan karşılaştırmada küçük siklonlarda Barth (1956) modelinin, büyük siklonlarda ise Ioza ve Leith (1989) modelinin doğru sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile elde edilen sonuçların siklonlarda basınç düşümünü ve partikül tutma verimliliğini hesaplamada uygun sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Fraser, Abdel Razek ve Abdullah (1997) siklon içerisindeki üç boyutlu türbülanslı akışı, Phoenix yazılımı aracılığıyla analiz etmişlerdir. Standart k-epsilon ve değiştirilmiş k-epsilon yöntemleri kullanılarak üç boyutlu siklonun analiz sonuçlarını deneysel Lazer Dopler Anemometre (LDA) ölçümleri ile karşılaştırmışlardır. Analiz sonuçlarına göre standart k-epsilon yöntemi ile karmaşık akışta kabul edilebilir sonuçlar alınamamıştır. Ancak değiştirilmiş k-epsilon modelinin standart modele göre daha iyi sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir.

Liden ve Gudmundsson (1997) dört siklon geometrisini incelemişlerdir. Çalışma şartları ve siklon tasarımıyla ilişkili model geliştirmişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısını $500-1 \times 10^5$ değerleri arasında almışlardır. Siklon çıkış borusunun siklon gövdesine dalma uzunluğunun partikül tutma verimine önemli etkilerinin olduğunu belirtmişlerdir.

Zhu ve Lee (1999) boyutları küçük olan yedi farklı siklon geometrisi üzerinde çalışmışlardır. Siklon gövde uzunluğunun siklon gövde çapına oranının 0,75-4,5 arasında olan siklonlarda siklon çıkışındaki borunun siklon gövdesine dalma uzunluğunun siklon gövde çapına oranının 0,5-1,5 arasında olan siklonları kullanmışlardır. Partikül çap aralığı olarak $0,026 \mu\text{m}$ ile $3,6 \mu\text{m}$ büyüklüğü arasındaki büyüklükler için çalışmışlardır. Yaptıkları deney sonuçlarına göre partikül tutma verimliliğinin yüksek debi akışlarda arttığını gözlemlemişlerdir. Silindirik gövde yüksekliği arttıkça toplam verimin arttığını ifade etmişlerdir. Gövde uzunluğu arttıkça ve siklon çıkışındaki borunun siklona dalma uzunluğu azaldıkça siklonun tasarım kriteri olan basınç düşümünün azalmakta olduğunu belirtmişlerdir.

Avcı ve Karagöz'ün (2000) çalışmaları teğetsel girişli siklonlarda iki fazlı akışın modeli üzerinedir. Bu modelde siklon geometrisi, yüzey pürüzlülüğü ve partikül konsantrasyonunun siklondaki akışa etkilerini içeren yeni parametreler tanımlanmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel veriler ve teorik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu sonuçların deneysel veriler ile uygunluk gösterdiği belirtilmiştir. Siklon yüksekliğinin belirli bir değere kadar artmasının toz toplama verimini artırdığı ifade edilmiştir.

Slack, Prasad, Bakker ve Boysan (2000) gövde çapı $D=0,205 \text{ m}$ olan Stairmand siklonunda Reynolds stress türbülans modeli (RSTM) ve Large Eddy simülasyonu (LES) ile nümerik

çözümler yapmışlardır. Bu çözümlerdeki hız profilleri literatürlerdeki deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Deney sonuçları ile RSTM ve LES sonuçlarının birbirine yakın olduğu ifade edilmiştir. RSTM'in LES'e göre daha doğru ve hızlı sonuç verdiğiinden bu yöntemin daha uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Hoekstra (2000) yaptığı çalışmada farklı siklon çıkış borusu çaplarındaki siklonlar için LDA (lazer doppler anemometry) tekniğini kullanarak yaptığı deneysel çalışmada siklon merkezindeki aksenal ve teğetsel hız vektörleri, statik basınç düşüşü hakkında ayrıntı bilgileri vermiştir. Ayrıca sayısal çalışma ile deneysel çalışmasını doğrulamıştır

Avcı ve Karagöz (2001) yaptıkları çalışmada siklon basınç kaybı hesabı üzerine çalışmışlardır. Basınç kaybını, akışkanın özellikleri, akış ve geometrik parametrelerin bir fonksiyonu olan teorik model geliştirmişlerdir. Modelde elde ettikleri sonuçları literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırdıklarında denklemin kolay uygulandığını ve deneysel sonuçları ile benzer sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Xiang, Park ve Lee (2001) siklon geometrisindeki konik bölgenin siklon verimliliği üzerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Siklon konik kısmından tozun tutulduğu konteynıra döküldüğü dip çapı için üç farklı çap değerinde çalışmışlardır. Bu üç farklı çapta dört farklı akış oranında toz ölçümleri yapmışlardır. Yaptıkları çalışmayı teorik yöntemlerle karşılaştırmışlardır. Yüksek akış oranlarında siklon toz tutma veriminin arttığını belirtmişlerdir. Konik bölgenin hacminin siklon verimliliğine etkisinin siklon toz yükünün artmasıyla daha önemli hale geldiğini ifade etmişlerdir. Siklon konik dip çapının azalması ise toz toplama veriminin de artmasına neden olduğunu belirtmişlerdir.

Hoffman, De Groot, Peng, Dries ve Kater (2001) siklon uzunluğunun basınç düşümü ve partikül toplama verimi üzerine etkisini deneysel, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve matematiksel modellerle incelemişlerdir. Siklon giriş hızı 19 m/s ve partikül toz yoğunluğu 2730 kg/m³ için siklonların çalışma performanslarını incelemişlerdir. Toz partikül çapının 0,3-60 µm arasındaki büyüklükler için inceleme yapmışlardır. Çalışmalarında siklon gövde çapı olarak $D=200$ mm'lik değerini kullanmışlardır. Siklon uzunluğu L 'nin gövde çapına $L/D=2,65-6,15$ oranı aralığındaki değerlerle çalışmışlardır. Siklon uzunluğunun gövde çapına $L/D=5,65$ oranına kadar siklon performansında iyileşme

gözlemlemişlerdir, ancak bu değerden sonra performansın düşmeye başladığını belirtilmişlerdir. L/D oranı arttıkça basınç düşümünde azalmanın olduğunu ve yaptıkları HAD çözümlerinin deneysel sonuçlarla uygun olduğunu ifade etmişlerdir.

Avcı ve Karagöz (2003) gaz siklonlarında akış şartlarının ve geometrik parametrelerin siklon verimi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sürtünme kuvvetlerinin etkilerini göz önünde bulundurarak matematiksel model geliştirmişlerdir. Çalışma sonuçlarını literatürdeki yarı ampirik modellerle karşılaştırdıklarında geliştirilen matematiksel modelin teğetsel girişli siklonun verimliliğinin değerlendirilmesinde başarılı olduğunu belirtmişlerdir. Siklon boyutu küçüldükçe akış rejiminin, vorteks uzunluğunun ve yüzey sürtünmelerinin siklon performansında önemli rol oynadığını ifade etmişlerdir.

Derksen (2003) Large Eddy simülasyonunu (LES) kullanarak Reynolds sayısının 28×10^4 'teki değeri için yüksek verimli Stairmand siklonunu kullanmıştır. Zamana bağlı olarak üç boyutlu merkezdeki vorteksi ve vorteks bozulmalarını incelemiştir. Hız ölçümlerinde iyi sonuçlar alındığı ifade edilmiştir. Partikül ayrışma işlemine giriş bölgesindeki küçük değişikliklerin çok önemli etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Siklon modellemesinde kullanılan yöntem çok fazla zaman aldığı için üç farklı alternatif yaklaşım üzerine çalışmışlardır. Bu yaklaşımlar frozen-field, eddy-lifetime modeli ve periodic-flow yaklaşımlarıdır.

De Silva (2003) toz cinsine göre özel geliştirdikleri CYCDESIGN adlı yazılımlarıyla toz tutma verimi üzerine çalışmıştır. Çay tozu için deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Çay tozu için toz tutma veriminin deneysel çalışma için %99,2 ve sayısal çalışma için %100 olduğu ifade edilmiştir.

Gimbun, Chuah, Fakhru'l-Razi ve Choong Thomas (2005) Stairmand ve Bohnet siklonları üzerinde çalışmışlardır. Bu siklonlarda sıcaklık ve giriş hızının siklondaki toplam basınç düşümü üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Yaptıkları çalışmada türbülans modellerinden RNG k-epsilon ve RSTM üzerine araştırma yapmışlardır. ANSYS Fluent yazılımını kullanarak yaptıkları çalışmanın sonuçlarını literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırdıklarında RSTM modelinin %3, RNG k-epsilon metodunun ise %14-18 değerleri arasındaki bir farkla deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde etmişlerdir.

Xiang ve Lee (2005) yapmış oldukları çalışmada Stairmand siklonunu kullanmışlardır. Üç farklı siklon konik dip çapı için giriş hızı 8 m/s'de sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Konik dip çapı küçüldükçe ayırma veriminin arttığı ifade edilmiştir. Ayrıca hesaplamalarında iki farklı türbülans modeli üzerinde çalışmışlardır. Çalıştıkları RNG k-epsilon ve RSTM türbülans modellerinden RSTM modelinin RNG k-epsilon modeline göre daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Chuah, Gimbun ve Thomas (2006) yaptıkları çalışmada siklonlardaki konik kısmın dip çapının siklon verimliliğine etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Hesaplamalarda türbülans modeli olarak RNG k-epsilon ve RSTM kullanılmıştır. Partikül çapı 1-3 μm aralığındaki partikülleri siklon giriş hızı olan 8-16 m/s arasındaki hız değerleri için nümerik hesaplamışlardır. Yaptıkları bu çalışma sonuçlarını literatürdeki sayısal ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Tasarım kriterlerinden basınç düşümü değerini literatürlerdeki deneysel ve sayısal sonuçlardan %2,9 değerinde, diğer tasarım kriteri olan partikül veriminde ise literatür sonuçlarından %5 değerinde hata oranı ile hesaplamışlardır. Konik dip çapı ölçüsünün azalması ile toz tutma veriminin artması siklon verimini artırırken, toplam basınç düşümündeki artışın ise siklon performansının düşmesine neden olduğunu ifade etmişlerdir.

Cortes ve Gil (2007) yaptıkları çalışmada teğetsel girişli siklonlarda gaz ve partikül akışı için geliştirilen modelleri incelemişlerdir. Çalışmalarında türbülans modellerinden RSTM ve LES modellerinin daha iyi sonuç verdiğini ifade etmişlerdir. Bu türbülans modellerini tek ve çift fazlı akışlara uygulayıp bu akışlar için uygun olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda partikül toplama veriminin en yüksek olduğu ve toplam basınç düşümünün en düşük olduğu modelleri önermişlerdir.

Derksen, Van Den Akker ve Sundaresan (2008) yaptıkları çalışmada siklon katı-gaz ayırıcılarını zamana bağlı olarak Eulerian-Lagrangian modelini kullanarak analiz etmişlerdir. Siklondaki gaz akışında Lattice-Boltzmann modelini kullanmışlardır. Çalışmalarında girdap yoğunluğunun kütle ağırlığı üzerine etkisi üzerine yoğunlaşmışlardır. Yaptıkları bu çalışmanın sonuçlarını literatürdeki deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır. Literatür ve deneysel sonuçların uyum halinde olduğunu ifade etmişlerdir. Stairmand siklonunda farklı toz yüklerindeki çalışmalarda siklona giren katı

parçaların girdap yoğunluğunun düşmesine neden olduğunu tespit etmişlerdir. Kütle yükü üzerine yaptıkları çalışmalarda bu kütle yükünün basınç düşümü ile doğru orantılı olarak değiştiğini ifade etmişlerdir. Farklı ve karmaşık davranışlı yük yoğunluklarının siklonun tutabildiği minimum partikül çapı büyüklüğünde ve toplam toz tutma veriminde artışa neden olduğunu belirtmişlerdir.

Kaya ve Karagöz (2008) çalışmalarında teğetsel girişli Stairmand siklonu üzerinde çalışmışlardır. Tek fazlı yaptıkları analizlerinde standart k-epsilon, RNG k-epsilon ve Reynolds stress türbülans modelleri üzerinde çalışmışlardır. Türbülans modellerinden Reynolds stres türbülans modelinin siklondaki girdaplı akış çözümünde diğer modellere göre daha iyi sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir. Akışın karmaşık olmasından dolayı birkaç aşamalı çözümü önermişler ve bu çözüm aşamaları hakkında tavsiyelerde bulunmuşlardır.

Kaya ve Karagöz (2009) yaptıkları diğer bir çalışmada ise çift fazlı akışta siklonun konik kısmının altındaki dip çapına aynı çapta boru ekleme yöntemiyle uzatılarak modellenen yeni siklonun performansını incelemişlerdir. Yeni eklenen kısmın partikül toplama verimine etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Gaz akışını sürekli akış şartında Navier-Stokes denklemlerini kullanarak Reynolds stress modeli kullanarak çözmüşlerdir. İkinci faz olan partikül kısmında Lagrangian yaklaşımını kullanmışlardır. Yaptıkları analiz sonuçlarının siklon dip çapına eklenen borunun siklon toplam basınç düşüşünden daha çok siklon toz tutma verimine etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Düşük giriş hızlarında ve diğerine göre daha kısa siklonlarda, bu toz tutma veriminin daha da arttığını ve daha çok toz partikülü ve gaz ayrılma bölgelerinin oluştuğunu ifade etmişlerdir.

Elsayed ve Lacor (2013) düşük kütle yoğunluklu gaz siklonu ayırıcılarında siklonun genel tasarım kriteri olan iki parametre üzerinde durmuşlardır. Bunlar toplama verimliliği ve basınç düşüş miktarıdır. HAD'de Response Surface Methodology'yi kullanarak birçok siklon parametresi üzerinde çalışmışlardır. Bunlar siklon giriş kesitinin eni, boyu, siklon çıkış borusunun çapı ve siklonun toplam boyudur. Çalışmalarında giriş kesit ölçüleri ile siklon çıkış çapının ölçüleri arasında güçlü bir bağlantı olduğunu belirtmişlerdir. Siklon yüksekliği ile diğer üç parametre olan siklon giriş kesitinin eni, boyu ve çıkış çapı arasında bağ olmadığını tespit etmişlerdir.

Brar, Sharma, ve Dwivedi (2015a) yaptıkları nümerik çalışmada siklonun çıkış çapındaki düşmesinin akış alanı ve siklon toz tutma verimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Beş farklı çap üzerinde çalışmışlardır. Siklon çıkış çapının düşürülmesi durumunda basınç düşümünün %47,84 oranında, toz tutma veriminin ise %9,54 oranında arttığını ifade etmişlerdir. Stairmand siklonuyla kıyaslanıldığında, siklon çıkış çapının azaldığı durumunda eksenel hızın yaklaşık %33 kadar, teğetsel hızın ise yaklaşık %25 arttığı belirtilmiştir. Siklon çıkış çapı arttığında ise eksenel hızın %23 ve teğetsel hızın yaklaşık %12 azaldığını belirtmişlerdir.

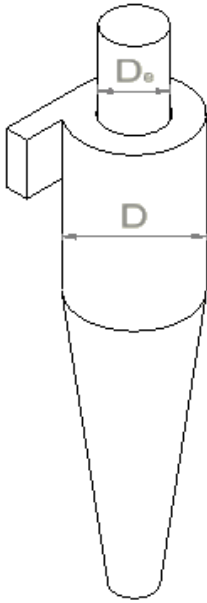
Brar, Sharma, ve Elsayed (2015b) yapmış oldukları çalışmada siklon uzunluğunun Stairmand siklonunun performansının üzerindeki etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Konik ve silindir uzunluğunun siklon performansı üzerindeki etkisi üzerine çalışmışlardır. Siklon uzunluğunun siklon performansı ve basınç düşümü üzerinde önemli etkiye sahip olduğunu göstermişlerdir. Silindir gövde bölümünün uzunluğunun siklon gövde çapı D 'nin 5,5 katına çıkması durumunda, yaklaşık olarak basınç düşümü değerinde %34 azalma ve toz tutma veriminde %9,5 artış gözlemlenmiştir. Konik kısmın uzunluğunun siklon gövde çapı D 'nin 6,5 katına çıkması durumunda yaklaşık olarak basınç düşümünde %29 oranında bir azalmanın meydana geldiğini ve toz tutma veriminde ise yaklaşık %11 oranında bir artışın meydana geldiğini belirtmişlerdir. Siklon optimizasyonunda siklon uzunluğunun yanı sıra giriş hızının da performans üzerindeki etkisinin olduğunu göstermişlerdir.

Elsayed (2015) siklon gaz çıkış çapının siklon performansı üzerine çok önemli etkisi olduğunu ifade etmiştir. Stairmand siklonu ile siklon çıkış çapını değiştirerek yapılan çalışma sonucundaki yeni tasarımda daha iyi sonuçların alındığı ifade edilmiştir. Yeni tasarım ile Stairmand siklonuna göre %66 güç tasarrufu sağlandığı ifade edilmiştir. Basınç düşümü ve parça tutmada da daha verimli çalıştığı ifade edilmiştir.

Sgrott, Noriler, Wiggers ve Meier (2015) Stairmand siklonundaki en önemli tasarım parametreleri olan basınç düşümü ve toz tutma verimi üzerine çalışmışlardır. Düşük partikül yükü (15 g/m^3) ve küçük partikül çapında ($5 \mu\text{m}$ - $15 \mu\text{m}$) COMPLEX algoritma methodunu kullanarak çalışmışlardır. Yeni tasarladıkları siklonun Stairmand (1951) ve Lapple (1951) siklonları ile sırasıyla kıyaslandığında toz tutma veriminin %3,5 ve %9,2 daha fazla ve basınç düşümünün %6,3 ve %11,4 daha az olduğunu ifade etmişlerdir.

Siklon tasarım kriteri olan düşük basınç kaybı ve yüksek toz tutma verimini elde edebilmek için siklon gövde duvarına yakın yerde teğetsel hızın artması ve bu duvarda maksimum teğetsel hıza ulaşmasıyla mümkün olduğunu ifade etmişlerdir.

Yukarıda verilen literatür çalışması değiştirilmiş Stairmand siklonu ile ilgili henüz eksik bilgi olduğunu göstermiştir. Bu nedenle yapılan bu çalışmada Şekil 2.1’de geometrisi verilen Stairmand siklonunda $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ için iki tip geometrideki siklonlar için deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Şekil 2.1’de görülen D siklon gövde çapı ve D_e ise siklon çıkış boru çapıdır. Sayısal çalışmada ANSYS Fluent 15.0 paket programı kullanılmıştır. Çalışma sıkıştırılamaz türbülanslı akış için gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak Reynolds stress modeli (RSM) kullanılmıştır.



Şekil 2.1. Stairmand siklonu

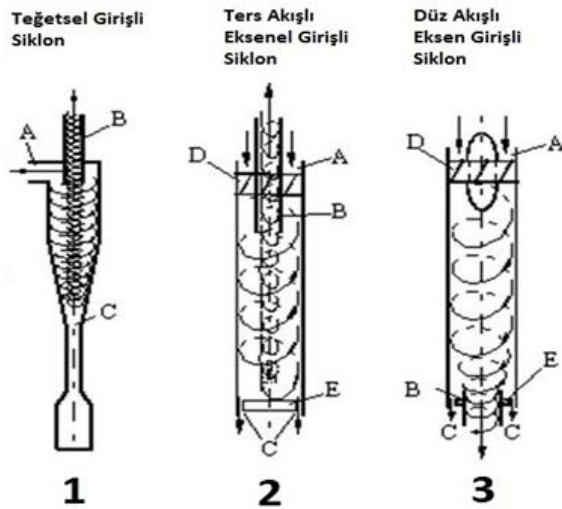


3. SIKLONLAR

Bu bölümde siklon çeşitleri ve siklon tasarım kriterleri hakkında bilgi verilmiştir.

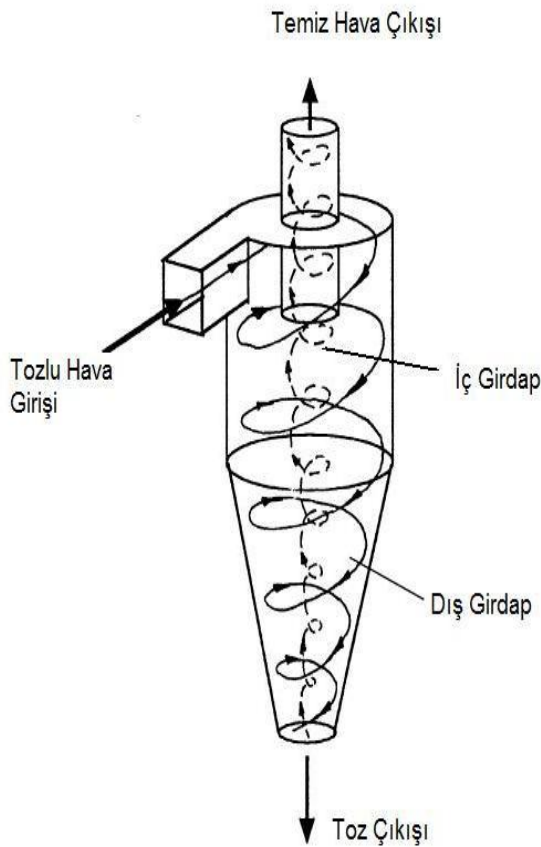
3.1. Siklon Çeşitleri

Siklon partikül ayırıcılar, merkezkaç kuvvetleri yardımı ile partiküllerin hava içerisinde ayrılmasında kullanılan sistem elemanlarından. Üretimdeki kolaylığı ve değişmesi gereken ekipmanları bulunmadığından endüstride yaygın olarak tercih edilir. Siklonlar farklı sektörlerde değişik boyut ve ebatlarda kullanılırlar. Ağaç işleri sanayi, enerji santralleri, demir çelik sanayi, çimento fabrikaları, taş ocakları, gıda sanayi, mobilya sanayi vb. sanayi kollarında siklonlar sıklıkla görülür. Siklonlar çalışma prensiplerine göre teğetsel girişli ve eksenel girişli olmak üzere ikiye ayrılır. Eksenel siklonlar kendi arasında düz ve ters akışlı olmak üzere ikiye ayrılırlar. Şekil 3.1’de teğetsel ve eksenel siklonların çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir. Şekildeki bir numara teğetsel girişli siklonu göstermektedir. İki ve üç numaralı siklonlar ise ters akışlı ve düz akışlı siklonları göstermektedir. Şekil 3.1’de (Postma, Hoffmann, Dries ve Williams, 1998) görülen A harfi siklon girişini, B harfi siklon gaz çıkış kısmını, C harfi siklon toz çıkış kısmını, D eksenel girişli siklonda kanat paketini ve E harfi eksenel girişli siklonda taban plakasını göstermektedir.



Şekil 3.1. Teğetsel ve eksenel siklonların şematik görünümü

Bu tez kapsamında teğetsel girişli siklon kullanılmıştır. Bundan sonraki kısımda teğetsel girişli siklon hakkında bilgi verilmiştir. Şekil 3.2’de (Rhodes, 2008:248) teğetsel girişli siklonun daha detaylı olarak şematik çalışma prensibi gösterilmiştir. Tozlu hava siklonun merkezindeki çıkış kanalına teğetsel olarak dikdörtgen kanaldan giriş yapar. Teğetsel giriş sonrasında siklon iç cidarını takip eden akış siklon içerisinde girdap hareketi oluşturur. Bu girdap hareketi ile oluşan merkezkaç kuvvetleri havadan ağır olan partiküller dış girdabın olduğu konik iç cidardan aşağı doğru ilerlemesine neden olur ve ağır olan bu partiküller siklonu toz çıkışının olduğu alt taraftan terk eder. Ağır partiküllerini bırakan gaz, siklona üst merkez noktasından bir miktar daldırılmış olan çıkış borusuna doğru hareket edebilmek için yukarı doğru iç bir girdap hareketi oluşturur. Siklonun üst kısmında bulunan temiz hava çıkışından siklonu terk eder.

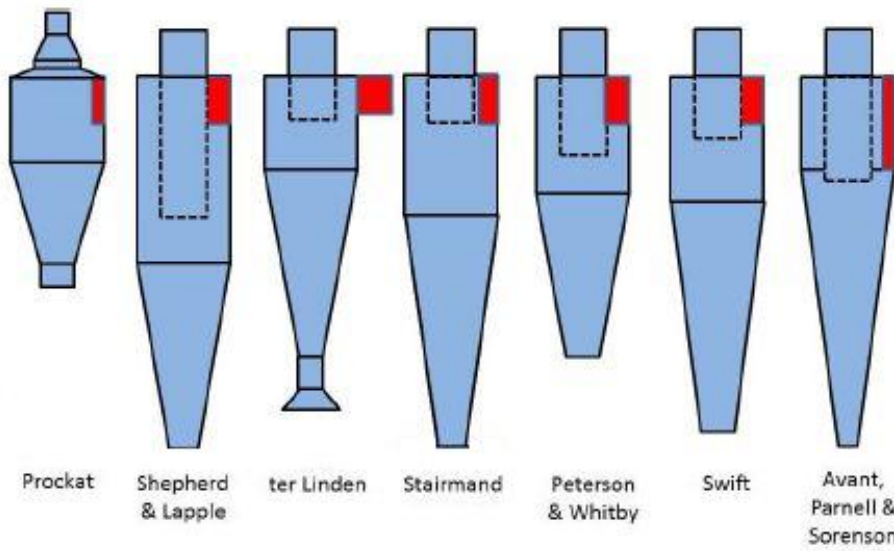


Şekil 3.2. Teğetsel girişli bir siklonun çalışma prensibi

Siklonlarda performansı belirleyen en önemli iki parametre basınç kaybı ve partikül toplama verimidir. Siklon içerisindeki iç içe geçmiş iki girdaplı karmaşık akış nedeniyle bu parametreleri belirlemek çok zordur. Bununla beraber partikül dağılımları, büyüklükleri ve partiküllerin birbirleri ve hava ile etkileşimleri problemi daha da güçleştirmektedir. Bu

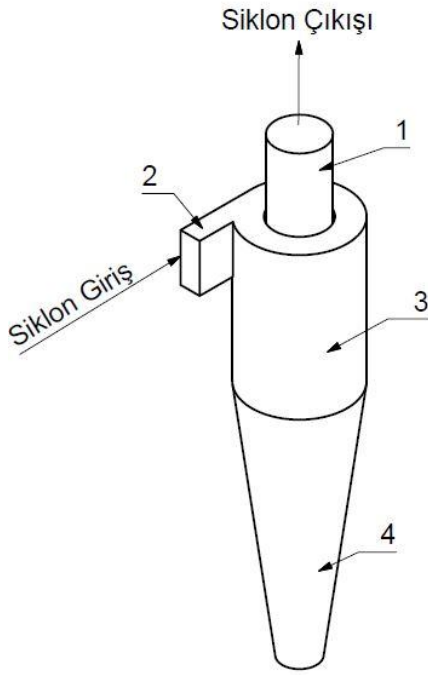
karmaşık hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde bilgisayardan faydalanılır.

Endüstride teğetsel girişli siklon olarak Prockat, Shepherd ve Lapple, ter Linden, Stairmand, Peterson ve Whitby, Swift ve Avant Parnell ve Sorenson siklonları kullanılmaktadır. Bu siklonların şematik görünümü Şekil 3.3'de (Funk and Baker, 2013) görüldüğü gibidir.



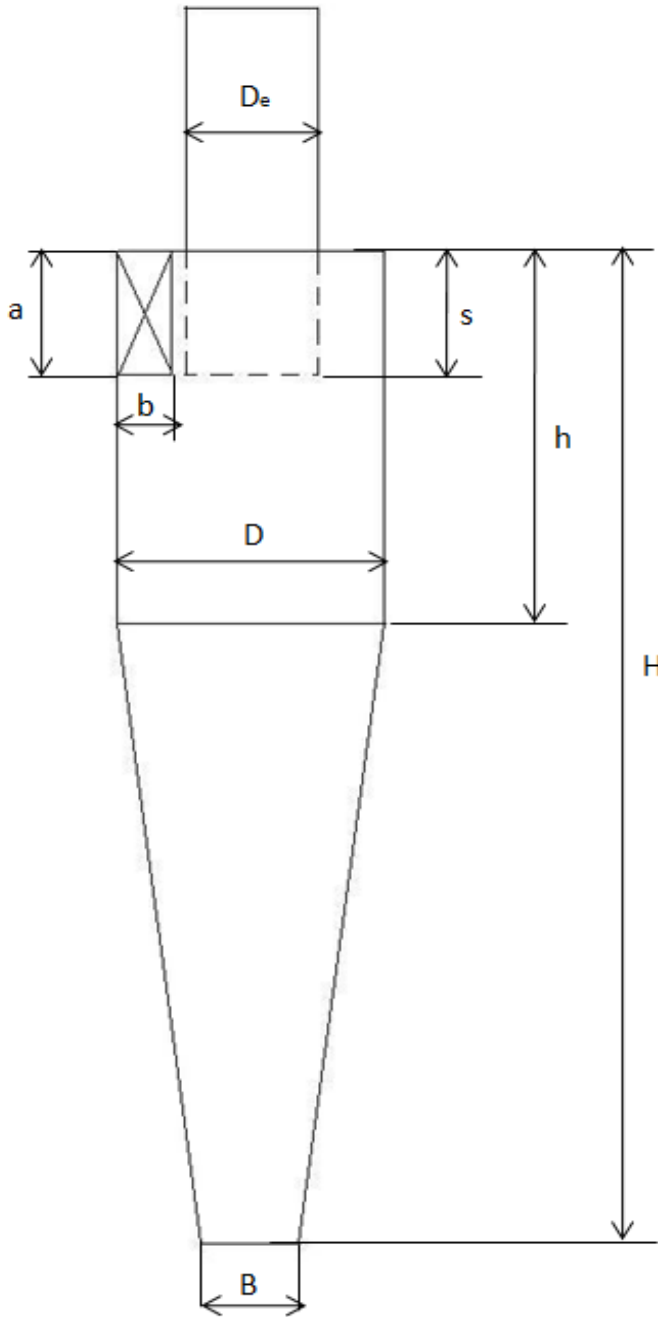
Şekil 3.3. Teğetsel girişli siklon çeşitleri

Şekil 3.3'de teğetsel girişli siklon modelleri gösterilmektedir. Bu tez kapsamında toz tutma verimliliği yüksek olan Stairmand siklonu kullanılmıştır. Şekil 3.4'de Stairmand siklonunun ana bölümleri görülmektedir. Şekil 3.4'de görülen Stairmand siklonu dört ana bölümden oluşmaktadır. Bir numaralı parça siklon çıkış kısmını, iki numaralı kısım teğetsel giriş kanalını, üç numaralı kısım siklon gövdesini ve dört numaralı kısım ise siklon konik kısmını ifade etmektedir.



Şekil 3.4. Stairmand siklonunun ana bölümleri

Şekil 3.5’de Stairmand siklonunun ana parametreleri verilmiştir. Burada a -siklon hava giriş kesiti yüksekliği, b -hava giriş kesiti eni, s -siklon çıkış borusu dalma uzunluğu, h -siklon gövde yüksekliği, H -siklon yüksekliği, B -siklon toz çıkış çapı, D -siklon gövde çapı ve D_e siklon hava çıkış borusu çapıdır.



Şekil 3.5. Stairmand siklonunun şematik görünümü

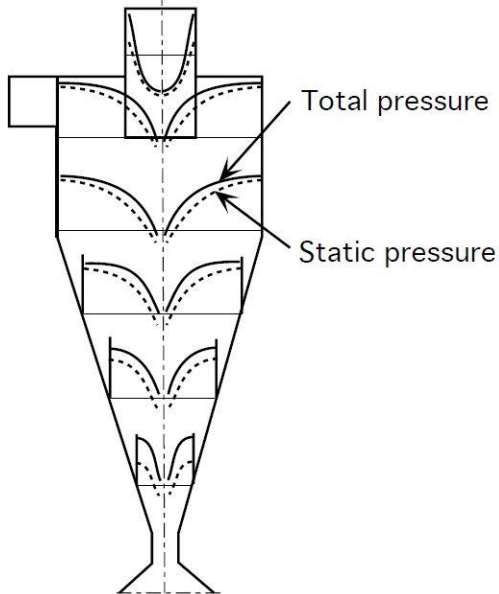
Stairmand siklonunun parametrelerinin değerleri gövde çapı D 'ye göre boyutlandırılır. Buna göre Stairmand siklonundaki parametrelerin değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Stairmand siklonundaki parametrelerin değerleri

Boyut	Boyut $\times D$
Siklon çapı, D	1,0
Hava çıkış borusu çapı, D_e	0,5
Hava giriş kesiti yüksekliği, a	0,5
Hava giriş kesiti eni, b	0,2
Çıkış borusu dalma derinliği, S	0,5
Siklon yüksekliği, H	4,0
Silindir yüksekliği, h	1,5
Toz çıkış çapı, B	0,375

3.2. Toplam Basınç Düşümü

Siklon içerisindeki akışın dönüşlü olmasından dolayı radyal yönde bir basınç gradyanı oluşur. Siklon içerisindeki akışın girişten çıkışa kadar olan sürtünme kayıpları ile akışın sürekli yön değiştirmesinden kaynaklanan kayıpların toplamı siklonda toplam basınç kaybını oluşturur. Şekil 3.6'da (Hoffma ve Stein 2008:47) teğetsel girişli bir siklondaki toplam basınç ve statik basınç dağılımları görülmektedir. Görüldüğü üzere statik basınç radyal yönde artmakta ve ayrıca statik basınç duvarlarda maksimum değerini almaktadır.



Şekil 3.6. Teğetsel girişli siklonda statik ve toplam basınç profilleri

Toplam basınç kaybı siklonun girişi ile çıkışı arasında ölçülür. Bu basınç kaybı gaz akışının karesi ile doğru orantılıdır. Direnç katsayısı Euler sayısı (Eu) olarak ifade edilir. Euler sayısı, basınç kaybı ve karakteristik hız cinsinden aşağıdaki şekilde yazılır.

$$Eu = \Delta P / (\rho U^2 / 2) \quad (3.1)$$

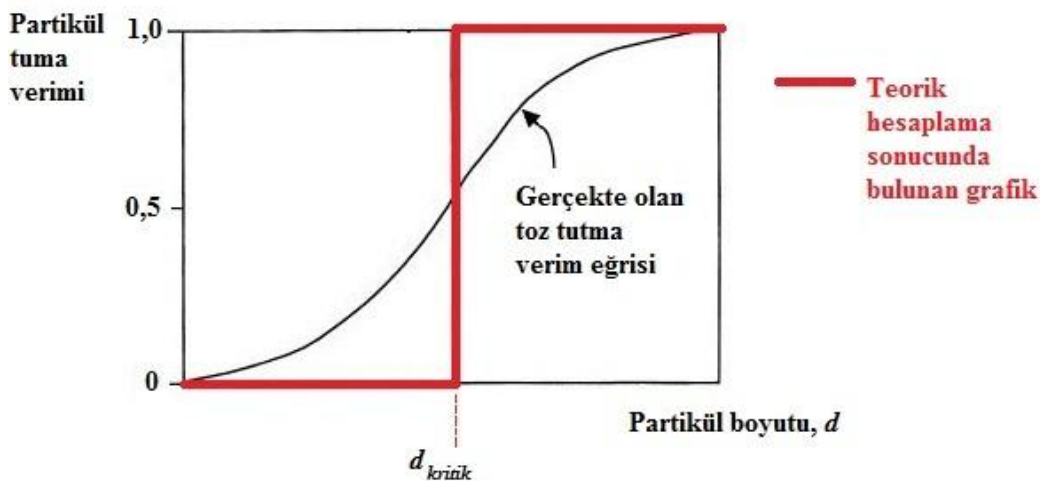
Burada ΔP siklondaki basınç düşüşü, ρ gaz yoğunluğu ve U ise karakteristik gaz hızıdır. Gaz hızı, hacimsel gaz debisi ve siklon giriş kesit alanına göre aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$U = Q / A \quad (3.2)$$

Burada Q hacimsel gaz debisi ve A siklon giriş kesit alanıdır.

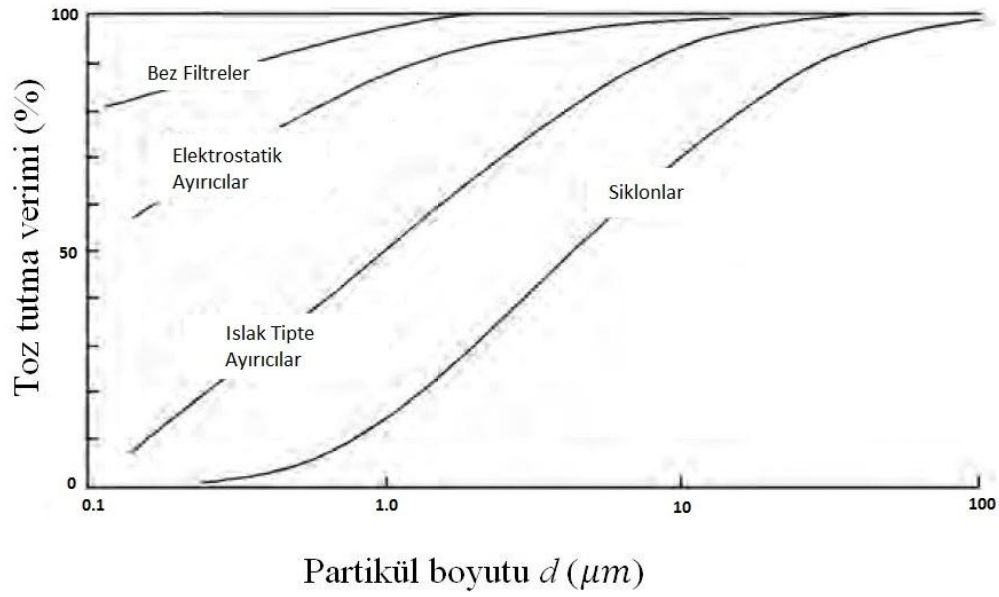
3.3. Partikül Toplama Verimi

Gerçekte hız sınımlarından ve partikül-partikül etkileşimlerinden dolayı d_{kritic} 'den büyük partiküller kaçabileceği gibi d_{kritic} 'den küçük partiküller siklon tarafından yakalanabilir. Gerçek uygulamalarla ilgili partikül tutma verimi eğrisi ve d_{kritic} arasındaki bağlantıyı gösteren grafik Şekil 3.7'deki (Rhodes, 2008:253) gibidir.



Şekil 3.7. Teorik ve gerçekteki partikül tutma verimi

Endüstride farklı büyüklükteki partikülleri ayırıştırmada çeşitli yöntemler kullanılır. Genellikle yüz mikrondan büyük partiküllerin havadan ayrılması yerçekimi etkisinden dolayı daha kolaydır. On mikronun altındaki partiküllerin ayrılması için yerçekimi yetersiz kalacağından dolayı dışarıdan etki edecek kuvvet yardımıyla toz toplama işlemi yapılır. Bunun için siklona göre partikül tutma verimi daha yüksek olan filtre, elektrostatik çökeltici gibi yöntemler kullanılır. Şekil 3.8'de (Rhodes, 2008:248) farklı toz tutma metotlarının partikül toplama verimleri karşılaştırılmıştır.



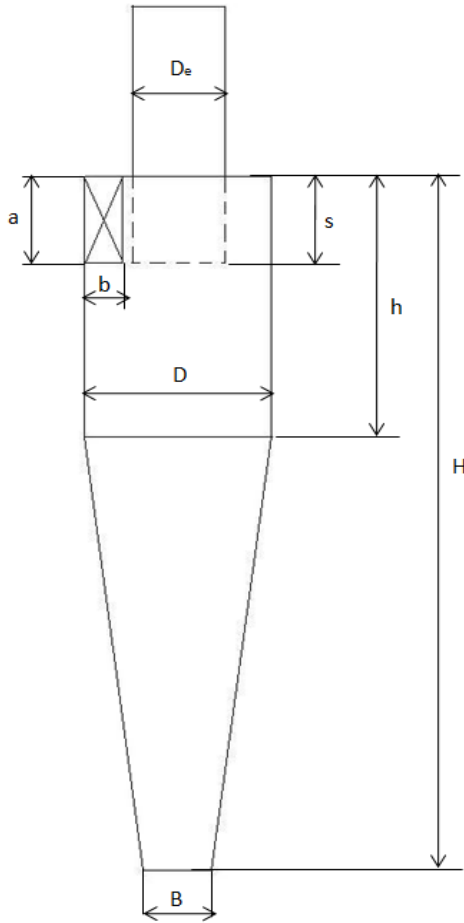
Şekil 3.8. Partikül tutma yöntemleri ve verimlilikleri

Siklon ayırıcılar on mikrondan küçük partiküllerin ayrılmasında çok uygun bir yöntem olmamakla beraber, endüstride bez filtre ve elektrostatik çökeltici kullanılarak büyük partiküllerin ayrılması sağlanır.

4. DENEYSEL ÇALIŞMA VE ÖLÇÜM CİHAZLARI

4.1. Siklon Geometri Tanımlanması

Bu çalışmada Şekil 4.1’de geometrisi verilen Stairmand siklonunda siklon çıkış boru çapları $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ olan iki tip geometrideki siklonlar için deneysel çalışma yapılmıştır. Stairmand siklonu üzerindeki ölçüler siklon gövde çapı D ’ye bağıntılı olarak ölçülendirilir. Deneysel çalışmada kullanılan teğetsel girişli Stairmand siklonunun parametreleri Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Burada a -siklon hava giriş kesiti yüksekliği, b -hava giriş kesiti eni, s -siklon çıkış borusu dalma uzunluğu, h -siklon gövde yüksekliği, H -siklon yüksekliği, B -siklon toz çıkış çapı, D -siklon gövde çapı ve D_e siklon hava çıkış borusu çapıdır.



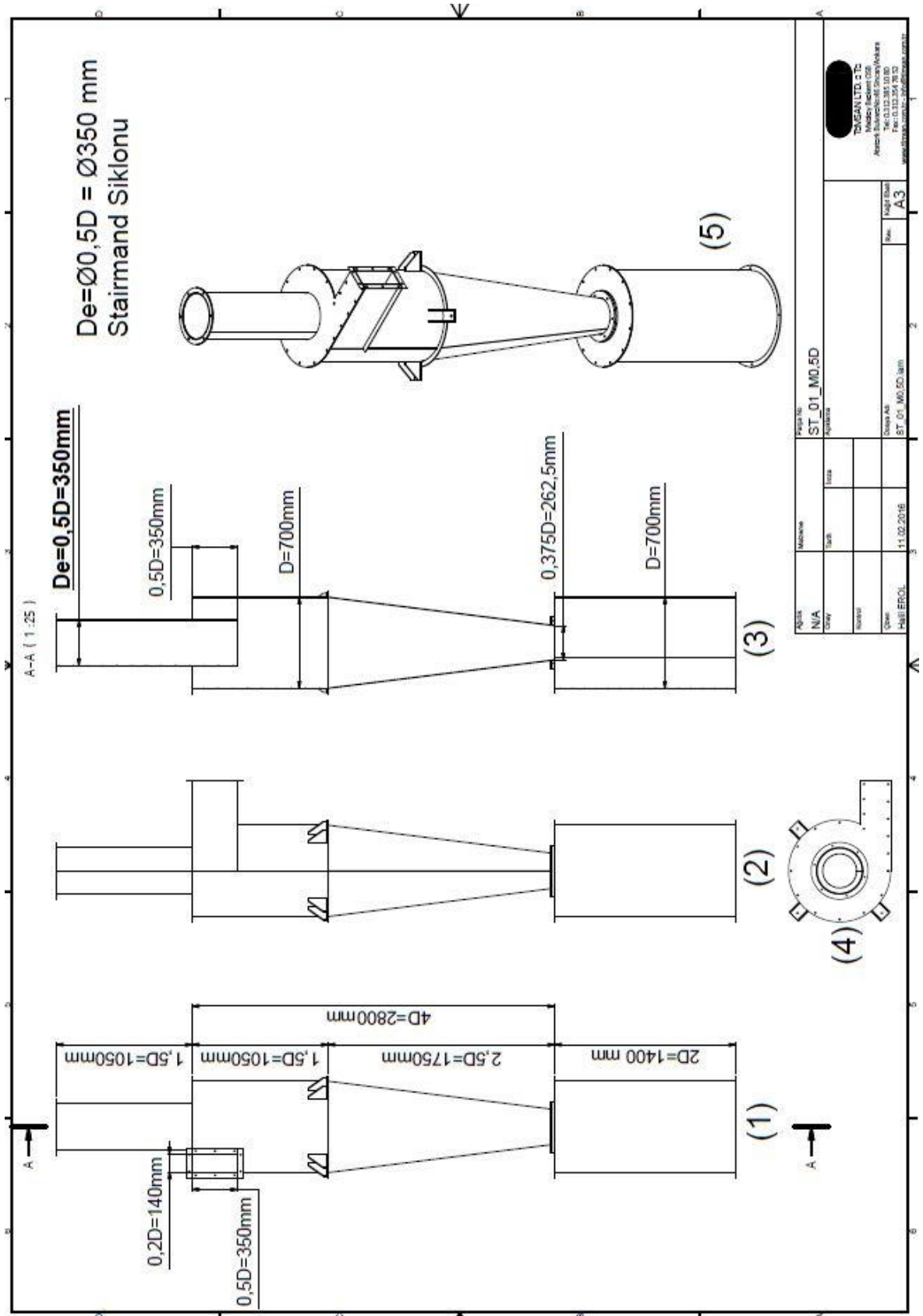
Şekil 4.1. Stairmand siklonu

Yapılan bu deneysel çalışmada kullanılan Stairmand siklonundaki parametrelerin değerleri Çizelge 4.1’de siklon gövde çapı D ’ye bağlı olarak verilmiştir.

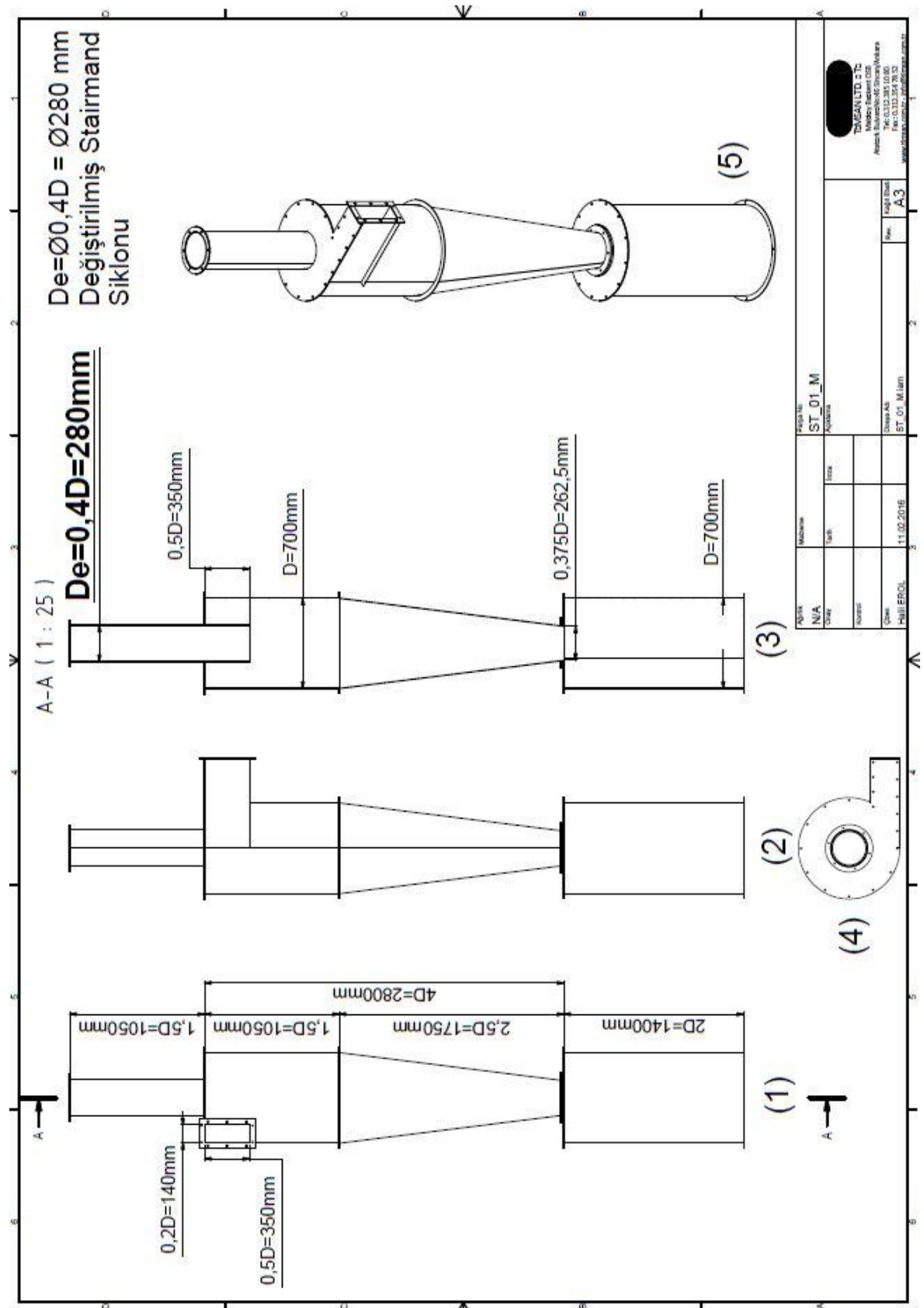
Çizelge 4.1. Deneysel çalışmada kullanılan standart ($0,5D$) ve değiştirilmiş ($0,4D$) Stairmand siklonlarındaki parametre değerleri

Açıklama	Kod	Boyut/ D ($0,5D$ için)	Boyut/ D ($0,4D$ için)
Siklon çapı	D	1,0	1,0
Hava çıkış borusu çapı	D_e	0,5	0,4
Hava giriş kesiti yüksekliği	a	0,5	0,5
Hava giriş kesiti eni	b	0,2	0,2
Çıkış borusu dalma derinliği	S	0,5	0,5
Siklon yüksekliği	H	4,0	4,0
Silindir yüksekliği	h	1,5	1,5
Toz çıkış çapı	B	0,375	0,375

Siklon gövde çapı D olan Stairmand siklonunda $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ çıkış çapları için ayrı ayrı hız ve basınç ölçümleri yapılarak çıkış çapının siklondaki basınç düşüşü ve toz tutma verimi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Siklon gövde çapı olarak $D=700$ mm seçilmiştir. Çıkış çapları $D_e=0,5D=350$ mm ve $D_e=0,4D=280$ mm için ayrı ayrı ölçümler yapılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ siklon boyutları Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de gösterilmiştir. Bu şekillerdeki bir numaralı görünüş siklonun önden teğetsel girişin olduğu görünüşüdür. İki numaralı görünüş bir numaralı çizimin soldan görünüşü ve dört numaralı çizim iki numaralı çizimin üstten görünüşüdür. Üç numaralı çizim bir numaralı çizimin merkezinden kesitinin alınmış A-A kesit görünüşüdür. Beş numaralı çizim bir numaralı çizimin izometrik görünüşüdür. Siklon boyutlarında, siklon çıkış uzunluğu $1,5D$, siklonun altındaki konteynir çapı D ve konteynir uzunluğu $2D$ Derksen (2003)’de yaptığı çalışmadan alınmıştır.



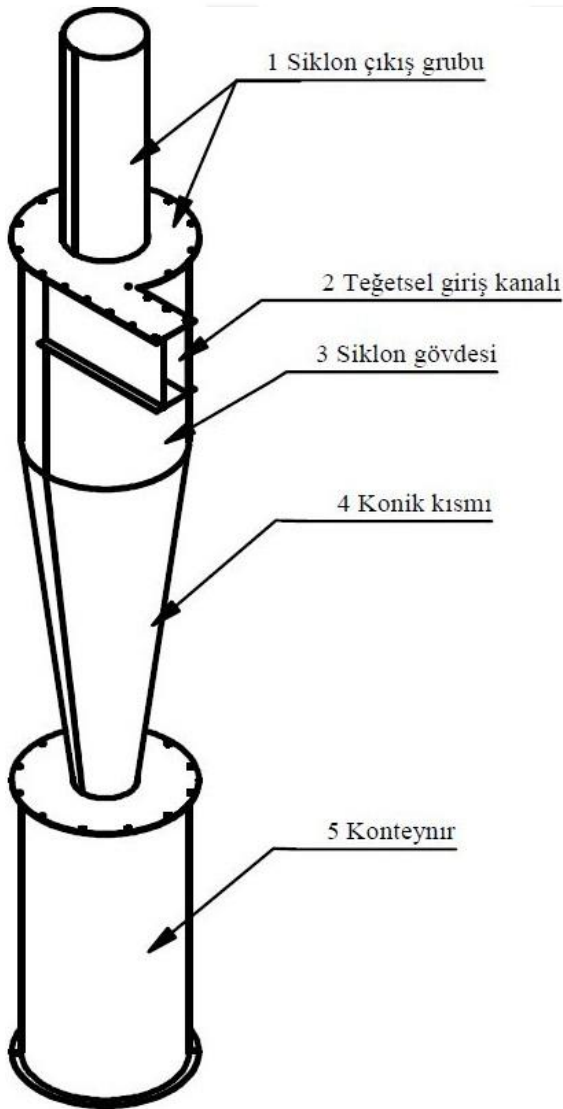
Şekil 4.2. Siklon çıkış çapı $D_e = 0,5D$ olan siklonun boyutları

Şekil 4.3. Siklon çıkış çapı $D_e=0,4D$ olan siklonun boyutları

4.2. Siklon İmalatı

Deneysel çalışmada kullanılan siklon Şekil 4.4’de görüldüğü üzere beş ana kısımdan oluşmaktadır. Bir numaralı kısım siklon çıkış grubu, iki numaralı kısım teğetsel giriş kanalını, üç numaralı kısım siklon gövdesini, dört numaralı kısım siklon konik kısmını ve beş numaralı kısım konteynır olarak adlandırılır.

Şekil 4.4’de görülen 1-5 numaralı parçalar 3 mm’lik çelik siyah sacdan lazer kesim yöntemi ile kesilmiştir ve kaynaklı birleştirme işlemlerinde elektrot kaynağı kullanılmıştır.

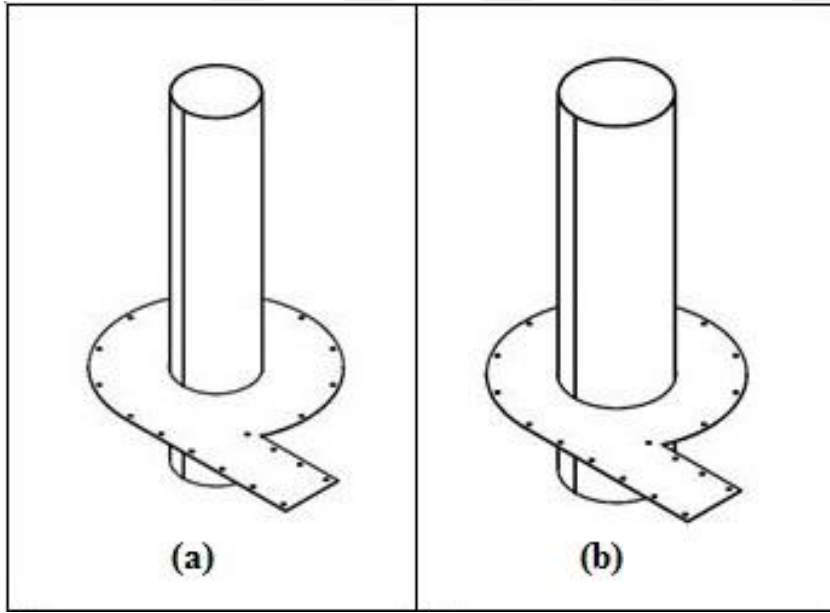


Şekil 4.4. İmalatı yapılan Stairmand siklonunun bölümleri

Siklon imalatına öncelikle bir numaralı kısım olan siklon çıkış grubundan başlanmıştır. Siklon çıkış grubu siklon çıkış borusu ve bu borunun üzerine tutturulduğu sac levhadan oluşmaktadır. Bu sac levha aynı zamanda Şekil 4.4’de görülen iki ve üç numaralı parçalar olan siklon teğetsel giriş kanalının ve siklon gövdesinin üst kısmını oluşturmaktadır.

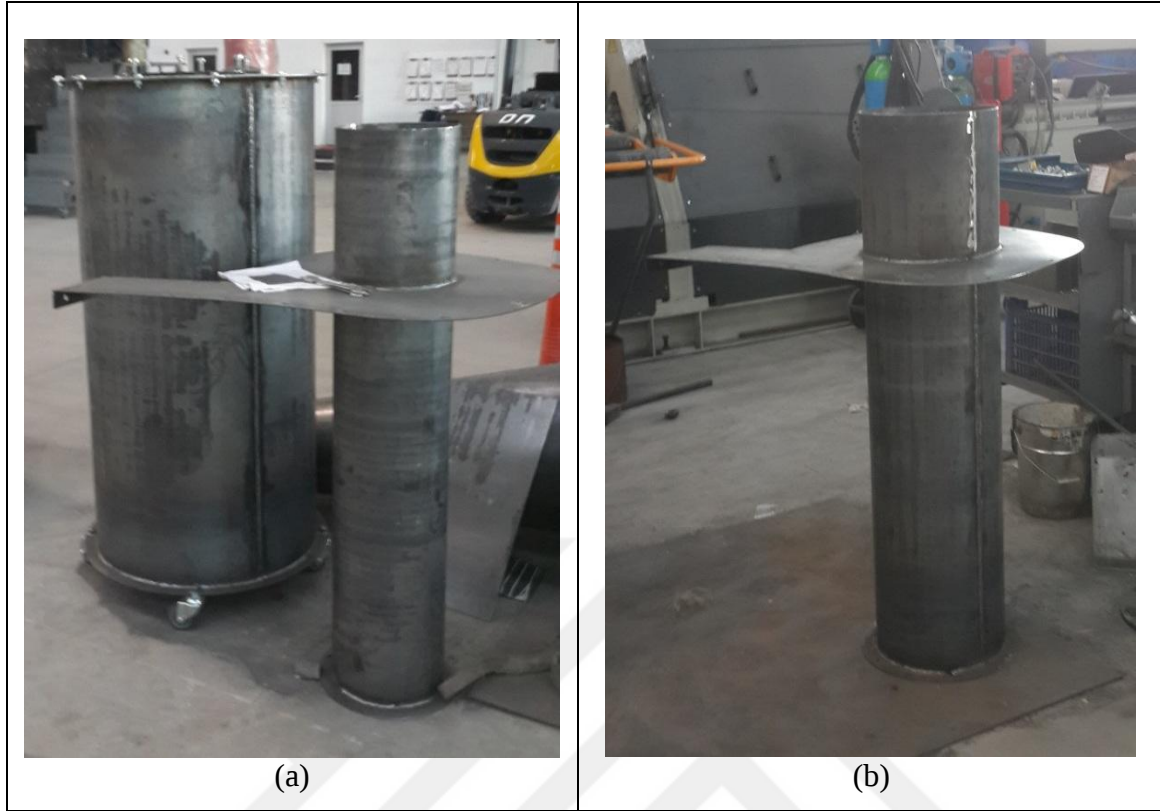
Siklon çıkış boru çapları $D_e=0,5D=350$ mm ve $D_e=0,4D=280$ mm olan çıkış boruları ayrı ayrı sacın silindirden geçirilerek kıvrılmasından sonra birleşim yeri kaynatılmıştır. Daha sonra üzerinde $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ çaplarında delikler açılmış iki farklı sac levha ile $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ çaplarındaki çıkış boruları birbirine $s=0,5D=350$ mm dalma boyu uzunluğu kadar daldırarak kaynakla birleştirilmiştir. Siklonun dışında kalan borunun uzunluğu $1,5D=1050$ mm olarak alınmıştır (Derksen, 2003). Siklon çıkış grubunun $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ için imal edilmiş halleri Şekil 4.5a ve Şekil 4.5b’de görülmektedir.

Sac levha üzerine siklon çıkış grubunu teğetsel giriş ve siklon gövdesi ile bağlantısını sağlamak için 13 mm çapında civata delikleri açılmıştır.



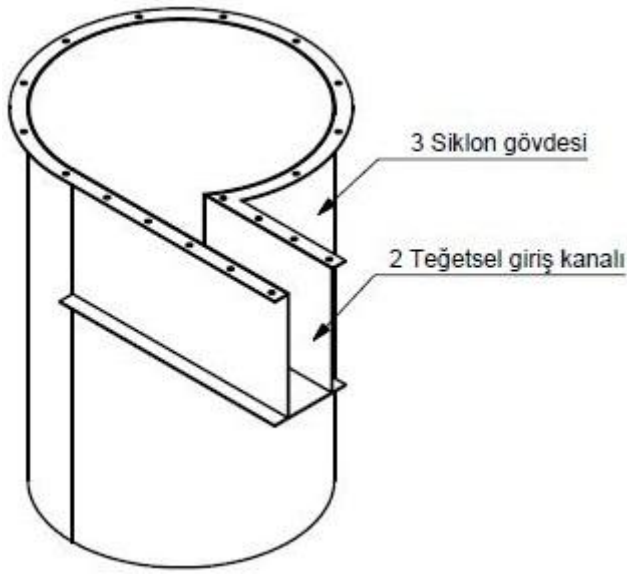
Şekil 4.5. Siklonun çıkış grupları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

Deneysel çalışmada imalatı yapılmış olan siklon çıkış boru çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonların imal edilmiş çıkış grubunun görünümü Resim 4.1’de verilmiştir. Resim 4.1a’nın sağ tarafında görülen çapı küçük olan boru çıkış çapı $D_e=0,4D$ ve Resim 4.1b’de ise çıkış çapı $D_e=0,5D$ olan Stairmand siklonunun çıkış borusu görülmektedir.



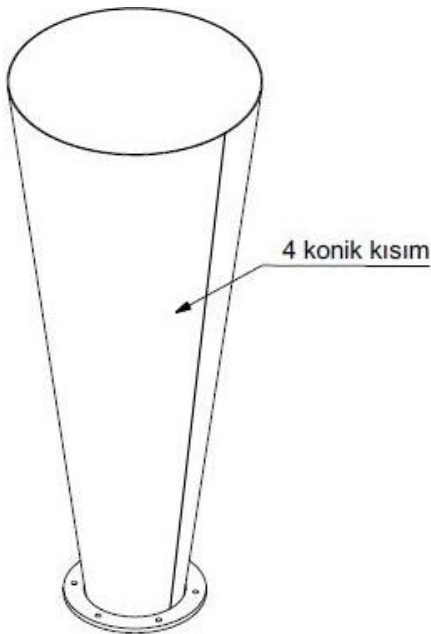
Resim 4.1. Siklonun çıkış grupları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

Siklonun bir numaralı parçası olan siklon çıkış grubundan sonra iki numaralı kısmı olan teğetsel giriş kanalı ve üç numaralı kısmı olan siklon gövdesinin imalatı yapılmıştır. Siklon gövdesi lazerde kesilmiş olan parçanın silindir yardımıyla yuvarlatılarak kaynak yöntemiyle birleştirilmesi sonucunda elde edilmiştir. Şekil 4.6'da siklon gövdesi ve teğetsel girişin imalatı görülmektedir. Siklon teğetsel giriş parçaları ve bir numaralı parçayı birleştirmek için imal edilen 13 mm'lik civata deliklerine sahip olan flanş Şekil 4.6'da gösterildiği gibi kaynak ile imal edilmiştir.



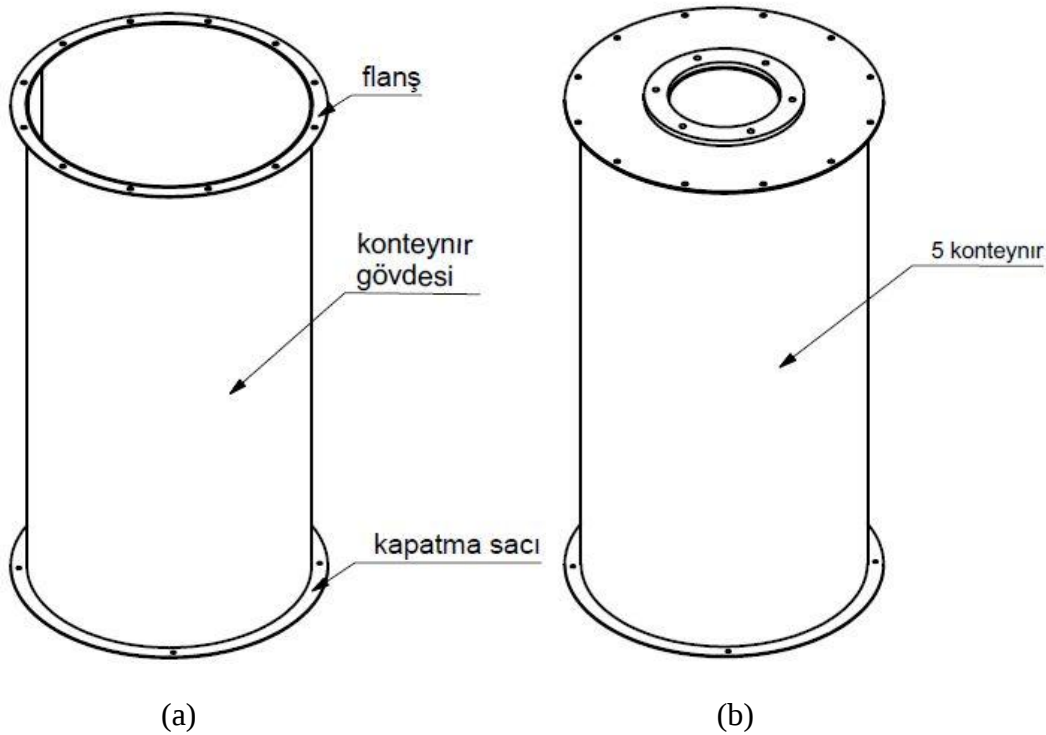
Şekil 4.6. Siklon gövdesi ve teğetsel girişin imalatı

Siklonun dört numaralı parçası olan Şekil 4.7’de görülen siklon konik kısmı istenilen ebatlarda kesilerek silindirden geçirilerek istenilen formu aldıktan sonra kaynak yöntemiyle birleştirilmiştir. Siklonun beş numaralı olan konteynır bağlantısını yapabilmek için 15 mm kalınlığında 13 mm’lik civata delikleri olan flanş kaynak yöntemiyle konik kısma birleştirilmiştir. Konik kısmın üst tarafı siklonun üç numaralı parçası olan siklon gövdesinin alt kısmı ile kaynak yöntemi ile birleştirilmiştir.



Şekil 4.7. Siklon konik kısmı

Son olarak siklonun beş numaralı parçası olan toz biriktirme konteynır kısmı imal edilmiştir. Gövde çapı D ve yüksekliği $2D$ olan konteynır kesilmiş gövde sacı silindirden geçirilerek kaynak yöntemiyle birleştirilmiştir. Konteynırın alt tarafı aynı sacdan kapatılmıştır ve üst tarafına flanş kaynatılmıştır (Şekil 4.8a). Daha sonra siklonun dört numaralı parçası olan siklon konik kısmını beş numaralı konteynıra bağlantısını sağlamak için sacdan ara bağlantı parçası imal edilmiştir. Bu ara parça 3 mm'lik çelik siyah sac ve saca kaynak yöntemiyle bağlantısı yapılmış olan 15 mm'lik bağlantı flanşından oluşmaktadır. 15 mm'lik flanş siklonun dört numaralı parçası olan siklon konik kısmın flanşı ile civatalı bağlantısını sağlamaktadır. Üç mm'lik çelik siyah sacın üzerine 13 mm'lik delikler açılarak bu sacın konteynıra civata ile bağlantısı sağlanmıştır. Bu bağlantının sökülüp takılabilir şekilde imal edilmesinin sebebi konteynırdaki biriken tozun konteynırın üst kısmından boşaltılmasıdır. Flanşlı bağlantıları yapılmış konteynırın görünümü Şekil 4.8b'de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.8. Siklon konteynırı (a) üst kapatma sacsız (b) üst kapatma saclı

Resim 4.2'de siklon çıkış çapı $D_e=0,5D$ olan parçaları imal edilmiş siklonun beş numaralı parçası olan konteynır hariç diğer parçalarının imal edilmiş hali görülmektedir.



Resim 4.2. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklonun görünümü

4.3. Deney Düzenəğinin Hazırlanması

4.3.1. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için deney düzenəğinin hazırlanması

Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için test ünitesi Resim 4.3'deki gibidir. Sistem siklon, filtre, fan, kontrol ünitesi ve kanallardan oluşmaktadır.



Resim 4.3. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için deney düzeneği

4.3.2. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için deney düzeneğinin hazırlanması

Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için test ünitesi Resim 4.4'deki gibidir. Sistem siklon, filtre, fan, kontrol ünitesi ve kanallardan oluşmaktadır.



Resim 4.4. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için deney düzeneği

4.4. Deneyde Kullanılan Ekipmanlar

Yapılan deneysel çalışmada kullanılan ekipmanlar sırasıyla bez filtre, fan ve fanı kontrol eden hız ayarlayıcısıdır. Resim 4.5a'da siklonun çıkış borusundan kaçan partikülleri tutabilmek için 5000 m³/saat'lik bez filtre, Resim 4.5b'de deneyde kullanılan salyangoz

tipi fan ve Resim 4.5c’de ise deneyde kullanılan fanı kontrol edebilmek için gerekli olan hız ayarlayıcı ekipman görülmektedir.



Resim 4.5. Deney ekipmanları: (a) bez filtre, (b) salyangoz fan, (c) hız ayarlayıcısı

Resim 4.5a’da görülen deneyde kullanılan bez torbalı filtre $5000 \text{ m}^3/\text{saat}$ ’lik kapasiteye sahiptir. Filtre galvaniz sacdan imal edilmiştir. Filtrede 32 adet $\text{Ø}160 \text{ mm}$ çapında 2 metre yüksekliğinde iki ucu açık snapring bağlantılı filtre bezi kullanılmıştır. Kullanılan bez BWF needlona marka olup kodu DT-PE 504 glaze CS17 dir. Bezin 1 m^2 ’si 500 gramdır.

Bu da 500 g/m^2 olarak ifade edilir. Filtrede herhangi bir temizleme sistemi mevcut değildir. Toz, filtre altında bulunan şeffaf torbalarda birikir. Deneylerde kullanılan Resim 4.5b’de görülen salyangoz tipi fan Eurovantilatori marka ve TPA451 kodlu fan olup debisi $4400 \text{ m}^3/\text{h}$, motor devri 2930 rpm, gücü 6,94 kW ve verimi %63,36’dır. Deneylerde kullanılan Resim 4.5c’de görülen hız ayarlayıcısı ACS550-01 kodlu ABB markadır. Motor gücü 6,94 kW olan fanın motoru bu hız ayarlayıcı yardımıyla kontrol edilmiştir.

4.5. Deneysel Çalışmada Kullanılan Ölçüm Aletleri

Yapılan deneysel çalışmada hız ölçümü için TESTO 435 marka pervaneli hız ölçüm cihazı kullanılmıştır. TESTO 435 hız ölçüm cihazının 16 mm çaplı pervanesi ve 910 mm uzayan teleskobik tutucusu ile kanal çıkışlarında 0°C ile $+60^\circ\text{C}$ aralığında kullanılabilir. Çalışma aralığı $+0,6 \text{ m/s}$ ile $+40 \text{ m/s}$ arasındadır. $\pm 0,2 \text{ m/s}$ hassasiyetle ölçüm yapabilmektedir. Hız ölçüm cihazının görünümü Resim 4.6a’da görüldüğü gibidir. Hız ölçümü dikdörtgen kesitli teğetsel giriş kanalına test cihazının probunun girebileceği büyüklükte delik açılarak ölçüm alınmıştır.

Siklona giren akış hızını ölçebilmek için Resim 4.6a’da pervaneli hız ölçüm cihazı kullanılmıştır. Siklon girişinde pervaneli hız ölçüm cihazı ile kesit boyunca hız ölçümleri yapılmış ve beş farklı debideki siklonadaki ortalama hız değerleri $11,5 \text{ m/s}$, $12,8 \text{ m/s}$, 15 m/s , $16,5 \text{ m/s}$ ve 19 m/s olarak ölçülmüştür. Bu beş farklı sabit debi Resim 4.5c’de gösterilen inventördeki herz ayarı ile yapılmıştır. Siklonların giriş çıkışı arasındaki toplam basınç farkı, Resim 4.6b’de gösterilen TESTO 512 marka basınç ölçer ile ölçülmüştür. Toplam basınç farkını ölçmek için teğetsel giriş kanalının merkezine ve siklon çıkış borusunun merkezine delikler açılmıştır. Bu deliklere rakor kaynatılarak sızdırmaz ekipmanlarla basınç probunun hortumları bağlanmıştır. TESTO 512 basınç ölçüm cihazı 0°C ile $+600^\circ\text{C}$ derece aralığında basınç ölçümü yapabilmektedir.



Resim 4.6. Siklondaki hız (a) ve basınç (b) ölçüm cihazlarının görünümü

Toz partiküllerinin boyut ölçümünde Malvern Mastersizer E cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz 0,1-600 μm arasında toz büyüklüklerini ölçebilmektedir. Cihazdaki hassas aralıkta ölçüm yapabilmek için toz numuneleri 590 μm 'lik elekten geçirilerek makinanın ölçümüne hazırlanmıştır.

Ağaç talaşı külünün ağırlığını ölmek için NEC-K marka hassas terazi kullanılmıştır. Bu terazi bir gram hassasiyete sahiptir. Hassas terazinin görünümü Resim 4.7'deki gibidir.



Resim 4.7. Ağırlık ölçümünde kullanılan hassas terazinin görünümü

4.6. Siklona Gönderilen Toz

Yapılan deneysel çalışmada siklonlara gönderilen toz cinsi ağaç talaşı külüdür. Katı yakıtlı kazanda yakılması sonucunda ağaç talaşından ağaç talaşı külü elde edilmiştir. Ağaç talaşının görünümü Resim 4.8’de yere dökülmüş olan parçacıklardır. Ağaç talaşı külü Resim 4.9’da görülmektedir.



Resim 4.8. Ağaç talaşının görünümü

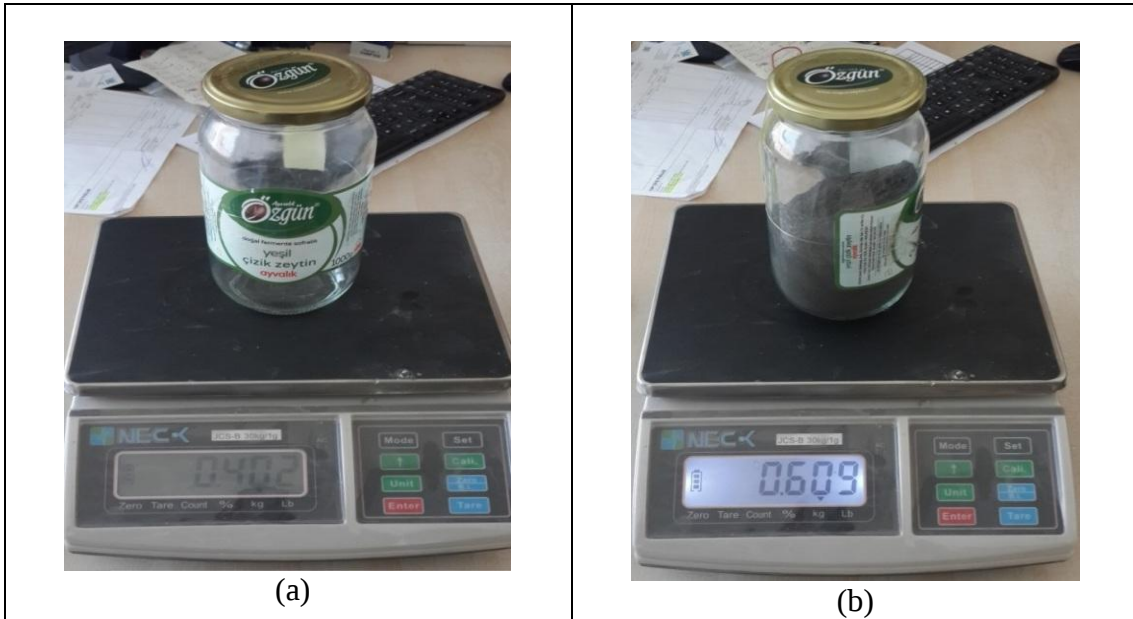


Resim 4.9. Ağaç talaşı külünün görünümü

Ağaç talaşı külü çıkış borusu çapları $D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$ olan siklonlarda ayrı ayrı denenmiştir.

4.7. Talaş Külü Yoğunluğunu Ölçme

Talaş külü yoğunluğunu ölçebilmek için kavanozda yarım litre olan ölçü su yardımıyla $0,5 \text{ dm}^3$ çizgisi olarak belirlenmiştir. Bu çizgiye kadar talaş tozu doldurulmuştur. Kavanozun boş ağırlığı Resim 4.10a ve dolu ağırlığı Resim 4.10b ölçümleri NEC-K marka hassas terazide ölçülmüştür.



Resim 4.10. Ağaç talaşı külünün yoğunluğu için yapılan çalışmanın detayı: a) Boş kavanozun tartılması, (b) Talaş külü dolu kavanozun tartılması



5. SAYISAL ÇALIŞMA

5.1. Giriş

Problemlerin çözümünde analitik, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılır. Bu problemlerin çözümünde bu yöntemlerden sadece biri kullanılabildiği gibi birden fazla yöntem aynı anda tercih edilebilir.

Deneysel yöntemin zaman alıcı ve pahalı olması bu yöntemin dezavantajı olarak göz önüne çıkmaktadır. Deney ortamında ölçüm aletlerinin ideal şartlar kadar hassas olmaması, ölçümü yapılan partikülün yoğunluğunun karışım miktarına göre değişmesi deney şartlarının dezavantajı olarak sıralanabilir. Siklona gönderilen partikül sürekli rejimde aynı miktarda kabul edilirken gerçekte siklona giren partikül miktarı değişiklik gösterebilir.

Sadece basitleştirilmiş problemlerin analitik çözümlerinin yapılabilmesi ise analitik çözümlerin kullanımını sınırlamaktadır. Analitik çözümleri ve deneysel çalışmaları yapılamayan karmaşık problemlerin çözümünde sayısal yöntem tercih edilir. Bilgisayar teknolojisinin gelişmiş olması karmaşık problemlerin sayısal çözümünün yapılabilmesini sağlamıştır. Siklon tasarımına yönelik çeşitli yazılımlar mevcuttur. Bu yazılımlar üreticinin toz çeşitlerine göre daha verimli sonuç alabilmeleri için özel olarak geliştirilmiştir.

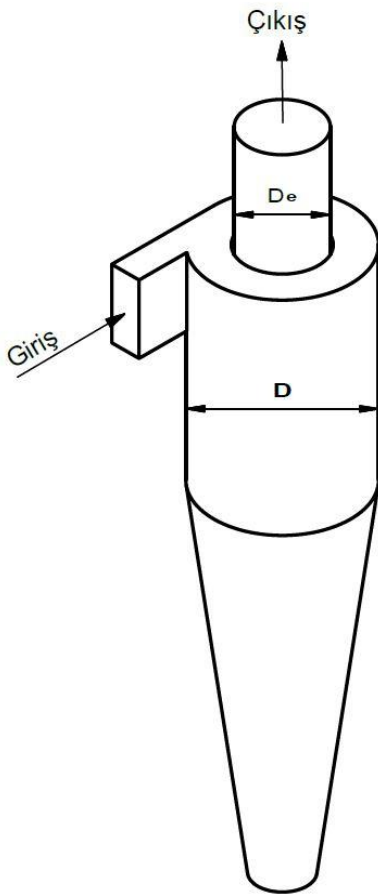
Toz cinsine göre geliştirilen programlara CycDesign adlı yazılım örnek olarak verilebilir. Ağır yüklerde diğer programlara göre çok daha gerçeğe yakın sonuçlar veren Barracuda programı toz yükünün fazla olduğu problemlerde kullanılmaktadır. ANSYS Fluent paket programı da siklon tasarımında yaygın olarak kullanılır.

Gerçekleştirilen bu çalışmada ise akış ve ısı transferi problemlerini sonlu hacimler yöntemi kullanarak sayısal olarak çözen ANSYS Fluent 15.0 paket programı kullanılmıştır.

5.2. Sayısal Çalışmada Kullanılan Fiziksel Model

Gerçekleştirilen bu sayısal çalışmada teğetsel girişli Stairmand siklonu kullanılmıştır. Kullanılan Stairmand siklonunun geometrisi Şekil 5.1’de görüldüğü gibidir. Sayısal

çalışma, Bölüm 4’de verilen deneysel çalışmada kullanılan iki farklı ($D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$) siklon çıkış çapları için gerçekleştirilmiştir. Diğer bir ifade ile söylemek gerekirse, sayısal çalışmada kullanılan siklonların boyutları deneysel çalışmadaki siklonların boyutları ile aynıdır. Şekil 5.1 üzerinde gösterilen D siklon gövde çapını ifade etmekte olup bu çalışmada $D=700$ mm olarak alınmıştır. Şekil 5.1’deki D_e ise siklon çıkış borusu çapıdır. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon standart Stairmand siklonu ve siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon ise değiştirilmiş Stairmand siklonudur.



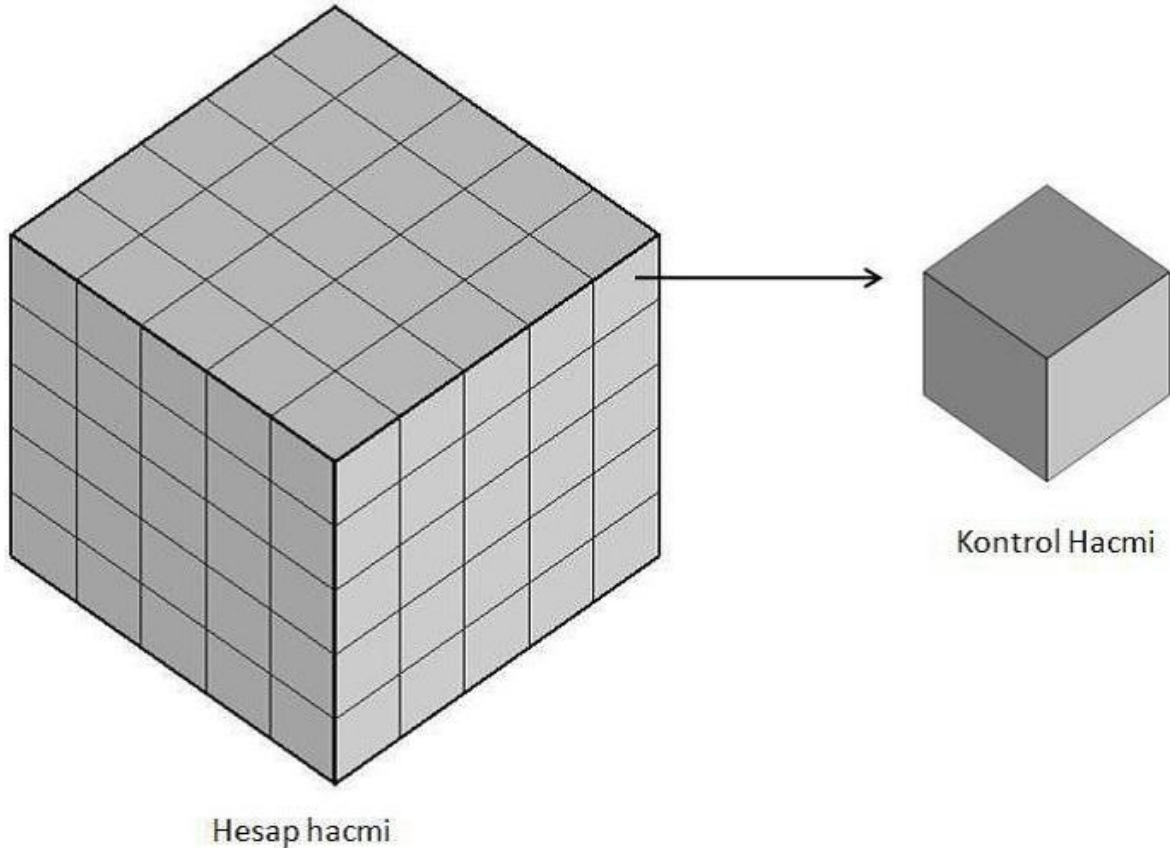
Şekil 5.1. Sayısal çalışmada kullanılan teğetsel girişli siklonun görünümü

Gerçekleştirilen bu sayısal çalışmada ANSYS Fluent 15.0 paket programı kullanılmıştır.

5.3. ANSYS Fluent Paket Programı

ANSYS Fluent paket programı akış ve ısı transferi alanlarındaki hız, basınç ve sıcaklık değişimlerini sonlu hacimler metodunu kullanarak vermektedir. Sonlu hacimler yöntemi kullanılırken akış alanı sonlu sayıda kontrol hacimlerine bölünür (Şekil 5.2). Bu kontrol

hacimlerine korunum denklemleri (süreklilik, momentum ve enerji) uygulanarak diferansiyel denklemler cebirsel denklemler haline getirilir, daha sonra bu cebirsel denklemler çözülerek akış alanındaki basınç, hız ve sıcaklık değerleri elde edilir.



Şekil 5.2. Sayısal çalışmada kullanılan akış alanının hücelere bölünmüş hali

Korunum denklemleri bir ϕ skaları ve herhangi bir V kontrol hacmi için integral formda şu şekilde ifade edilir.

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \int_S \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \int_S \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (5.1)$$

Eş. 5.1'de ρ -yoğunluk, $\vec{A}$ -yüzey alan vektörü, $\vec{v}$ -hız vektörü, Γ_ϕ - ϕ 'nin difüzyon katsayısı, $\nabla \phi$ - ϕ 'nin gradyanı ve S_ϕ ise ϕ kontrol hacmi için kaynak terimidir.

Eş. 5.1 kontrol hacimlerine bölünmüş akış alanındaki her bir kontrol hacmine uygulanarak ϕ skaları ve V kontrol hacmi için transport denklemi şu şekilde cebirsel hale dönüştürülür.

$$\frac{d\rho \phi}{dt} V + \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \rho \phi_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \Gamma_\phi \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (5.2)$$

Burada N hesaplanan kontrol hacmi üzerindeki yüzey sayısı, ϕ_f -f yüzeyinden olan konveksiyon terimi, $\vec{A}_f$ -yüzey alanı, $\rho \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ -f yüzeyinden olan kütle akısı, $\nabla \phi_f$ ise V kontrol hacmi ve f yüzeyi için ϕ 'nin gradyanıdır. Eş. 5.2 akış alanındaki her kontrol hacminin merkezine uygulanır. Eş. 5.2'nin lineerleştirilmiş hali şu şekildedir

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (5.3)$$

Burada nb -komşu hücreleri, a_p ve a_{nb} lineer katsayılar olup b ise kaynak terimini ifade etmektedir. Bu şekilde cebirsel hale dönüştürülmüş denklemler ANSYS Fluent tarafından Gauss-Seidel yöntemi kullanılarak çözülür.

Sayısal analizde basınç temeline dayalı çözüm (pressure based solver) kullanılmıştır. Basınç temeline dayanan çözücünde birincil değişkenler olarak momentum ve basınç ele alınır. Hesaplanan basınç ve hız alanlarından sonra sırasıyla enerji, türbülans ve varsa diğer transport denklemleri çözülür.

Basınç temeline dayalı çözüm hem düşük hızlı sıkıştırılamaz akış rejimlerinde hem de yüksek hızlı sıkıştırılabilir akış rejimlerinde kullanılabilir ve daha düşük hafızaya ihtiyaç duyar.

Eş. 5.2'nin sağ tarafındaki birinci terim konveksiyon terimi olup ayrıklaştırma işlemi için birinci derece upwind yöntemi, ikinci derece upwind yöntemi, QUICK yöntemi ve PRESTO yöntemi kullanılır.

Birinci derece upwind yöntemi

Kolay yakınsar, fakat hassas sonuç vermemektedir. Hücrenin diğer noktalarındaki değerleri hücrenin merkezindeki değerin aynısı olarak kabul eder. Hassas çözüm vermediğinden sayısal analize birinci dereceden çözümün ardından ikinci derece çözümle devam edilmiştir. En son aşamada daha hassas çözmek amacıyla momentum, basınç, türbülans kinetik enerji, türbülans disipasyon oranı ve Reynolds stress modelde QUICK çözüm yöntemi seçilmiştir. İzlenilen bu yöntemle problemi daha hızlı çözmek amaçlanmıştır.

İkinci derece upwind yöntemi

Bu yöntem ikinci dereceden hassasiyet istendiğinde tercih edilir. Hücrede hesaplanan değişken hücre boyunca birinci yöntemdeki gibi sabit kalmaz, hücre yüzeyi boyunca değişir. Bu çalışmada türbülans kinetik enerji ve türbülans disipasyon oranı analizinde ikinci derece upwind yöntemi kullanılmıştır.

QUICK yöntemi

Bu yöntem ikinci derece upwind yönteminin ağırlıklı ortalaması ve değişkenin merkez interpolasyonu kullanılarak hesaplanır. Bu yöntem siklon gibi karmaşık akışlarda daha iyi sonuç verdiğinden bu çalışmada momentum çözümlerinde QUICK yöntemi kullanılmıştır.

PRESTO (Pressure staggering option schme) yöntemi

Bu yöntem hücrenin merkezindeki değerleri kullanarak kullanılan kontrol hacmi yüzeyindeki basınç değerlerinin bulunmasını sağlar. PRESTO yöntemi Reynolds sayısının yüksek olduğu değerlerde iyi sonuçlar verir. Mevcut çalışmada basınç hesaplarında bu yöntem kullanılmıştır.

Yapılan bu sayısal çalışmada konveksiyon teriminin ayrıklaştırma işlemi akışın kompleks olması ve analizlerde yüksek hassasiyetli çözüm algoritmalarının kullanılması gerekliliğinden dolayı sayısal çözüm dört aşamada gerçekleştirilmiş olup çözüm alanındaki değişkenler için Çizelge 5.1’de verildiği gibidir. Kaya ve Karagöz (2008) ve Brar ve diğerleri (2015a)’nin yapmış oldukları sayısal çalışmalarından yararlanılarak Çizelge 5.1’de verilen çözüm metodları zamandan bağımsız çözüm yöntemi ile takip edilmiştir. Daha sonra zamana bağlı olarak zaman adımı (time step) 0,0002s seçilerek zamana bağlı olarak 1×10^{-3} s ve 2×10^{-3} s’ye kadar çözüm yapılarak yakınsayan sonuçlar alınmıştır. Zaman 1×10^{-3} s ve 2×10^{-3} olduğunda kalıntılar (residuals) 1×10^{-3} ve 1×10^{-4} değerlerinin altına düşmüştür. Siklondaki belirli istasyonlarda hız bileşenleri ve basınç değerleri çözüm esnasında görüntülenmiş ve çözüm sonuçlarının 1×10^{-3} s’nin diğer bir ifade ile kalıntıların 1×10^{-3} ’ün altına düşmesinden sonra değişmediği görülmüştür. Dolayısıyla 1×10^{-3} ’de problemin kararlı hale geldiği tespit edilmiştir. Zamana bağlı çözümün amacı problemin

yakınsamasını sağlamaktır. Bu tez kapsamında verilen sonuçlar kalıntıların 1×10^{-4} 'ün altına düşmesi durumundaki sonuçlardır.

Çizelge 5. 1. Çözüm aşamalarında izlenen yol

	Seçilen Yöntem			
Basınç	PRESTO	PRESTO	PRESTO	PRESTO
Basınç-Hız çifti	SIMPLEC	SIMPLEC	SIMPLEC	SIMPLEC
Momentum	Birinci derece	İkinci Derece	QUICK	QUICK
Türbülans kinetik enerji	Birinci derece	İkinci Derece	İkinci Derece	QUICK
Türbülans Disipasyon oranı	Birinci derece	İkinci Derece	İkinci Derece	QUICK
Reynolds stress modeli	Birinci derece	Birinci derece	İkinci Derece	QUICK

Sayısal akışkanlar dinamiğinde ortamda tek bir akışkanın yanı sıra birden fazla akışkanda söz konusu olabilir. Birden fazla akışkanın olduğu ortamda akışkanlar birbirlerine karışır ya da ayrılabilirler. Ayrılma işlemi dışarıdan uygulanan yerçekimi ya da merkezkaç kuvveti etkisiyle gerçekleşir. Birden fazla akışın incelendiği modeller çok fazlı modeller olarak literatürde geçmektedir. Bu alanda beş farklı çok fazlı modelden bahsedilir. Bunlar; Volume of fluid (VOF), Eulerian model, Eulerian Granular model, Karışım modeli ve Ayrık faz modelidir. Bu yöntemlerden Eulerin Granular modeli ve Ayrık faz modeli siklonlardaki çok fazlı akışlarda kullanılır. Yapılan mevcut sayısal çalışmada bu modellerden Ayrık faz modeli kullanılmıştır.

Tek fazlı akışı kararlı hale getirdikten sonra partikül toplama verimi hesabı için Fluent'in Modeller sekmesinden Ayrık faz modeli (DPM) aktif hale getirilir. Açılan sayfada 'injections'dan partikül enjeksiyonunu siklonun teğetsel giriş yüzeyini seçerek partikülü siklon teğetsel girişi yüzeyinin normaline dik ve üniform olarak akışa enjekte edilir.

Ayrık faz modeli

Ayrık fazın hacimsel kesrinin sürekli akışkanın %10'unu geçmediği durumlarda kullanılır. Bu model sürekli fazı çözmek için Navier-Stokes denklemlerini kullanırken, ayrık faz için ise Lagrangian partikül izleme yöntemini kullanır.

Ayrık faz modeli, bir partikül üzerine gelen kuvvetler dengesinin integrasyonu ile partikülün yörüngesinin tahmin edilmesi esasına dayanır. Ayrık faz modeli Lagrangian koordinat takımında çözülür. Tek bir partikül üzerine gelen kuvvetler dengesi x doğrultusunda ve kartezyen koordinatta aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{d\vec{u}_p}{dt} = F_D(\vec{u} - \vec{u}_p) + \frac{\vec{g}(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \vec{F} \quad (5.4)$$

Eş. 5.4'deki (ANSYS, 2013:374) $\vec{F}$ ilave ivmelenmeyi, $F_D(\vec{u} - \vec{u}_p)$ ise birim partikül kütlelerinin sürüklenme terimidir. F_D ise sürüklenme kuvveti olup şu şekilde ifade edilir.

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (5.5)$$

Burada $\vec{u}$ akışkan hızını, $\vec{u}_p$ partikül hızını, μ akışkanın moleküler viskozitesini, ρ akışkan yoğunluğunu, ρ_p partikül yoğunluğunu ve d_p ise partikül çapını göstermektedir. Re rölatif Reynolds sayısı olup şu şekilde ifade edilir.

$$Re = \frac{\rho d_p |\vec{u}_p - \vec{u}|}{\mu} \quad (5.6)$$

Eş. 5.5'deki sürüklenme katsayısı (C_D) küresel partikül için

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (5.7)$$

şeklindedir. Eş. 5.7'deki a_1, a_2 ve a_3 sabitler olup Re sayısına göre farklı değerler alır (ANSYS, 2013:519).

Ayrık faz modelinde partikülün oransal ayrılma verimi şu şekilde hesaplanır;

$$\eta(d_p) = \frac{\eta_{p,yakalanan}}{\eta_{p,siklona\ gönderilen} - \eta_{p,hesap\ edilemeyen}} \quad (5.8)$$

Eş. 5.8'de η oransal partikül ayrılma verimi, d_p hesap edilmek istenen partikül çapı, $\eta_{p,yakalanan}$ - d_p çapındaki yakalanan partikül sayısı, $\eta_{p,siklona\ gönderilen}$ - d_p çapında siklona

gönderilen partikül sayısı, $\eta_{p, hesap\ edilemeyen}$ d_p çapında partiküllerin siklonda hesap edilemeyen partikül sayısıdır. $\eta_{p, hesap\ edilemeyen}$ hesap edilemeyen d_p çapındaki partiküllerin siklonda ne tutulabilen ne de siklonu terk edebilen partikülleri ifade etmekte olup bu partiküller siklon içerisinde aşağı yukarı yönde hareket eden partikülleri ifade eder.

5.4. Korunum Denklemleri ve Sınır Şartları

Korunum denklemleri

Siklondaki akış üç boyutlu olup yüksek Reynolds sayısından dolayı akış türbülanslıdır. Sıkıştırılamaz türbülanslı akışta Reynolds ortalama süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri sırasıyla şu şekildedir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{u'_i u'_j} \right) \quad (5.10)$$

Burada u_i ortama hız, P ortalama basınç, x_i koordinat sistemi, ν kinematik viskozite ve ρ ise yoğunluktur. $\left(\overline{u'_i u'_j} \right)$ ise Reynolds stress terimidir.

Eş. 5.9 ve 5.10'da verilen korunum denklemleri türbülans modelinden gelen denklemler ile birlikte çözülür. Mevcut sayısal çalışmada türbülans modeli olarak Reynolds stress modeli kullanılmıştır. Reynolds stress modeli eşitlikleri şu şekildedir;

$$u_k \frac{\partial}{\partial x} \left(\overline{u'_i u'_j} \right) = D_{ij} + P_{ij} + \theta_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (5.11)$$

Burada D_{ij} moleküler difüzyon terimi olup şu şekildedir;

$$D_{ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad (5.12)$$

Eş. 5.11'deki P_{ij} türbülans gerilmeleri üretim terimi olup şu şekildedir;

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \right) \quad (5.13)$$

Eş. 5.11'deki θ_{ij} basınç gerilme korelasyon terimi olup şu şekilde hesaplanır;

$$\theta_{ij} = P \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.14)$$

Eş. 5.11'deki ε_{ij} disipasyon terimi olup şu şekilde hesaplanır;

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \right) \quad (5.15)$$

Eş. 5.9-Eş. 5.11'de verilen diferansiyel denklemler çözüm alanının sınırlarındaki sınır şartları ile birlikte çözülür.

Sınır şartları

Bu kısımda tek fazlı ve iki fazlı çözümde kullanılan sınır şartları verilmiştir. Tek fazlı akış çözümlerinde kullanılan sınır şartları şu şekildedir;

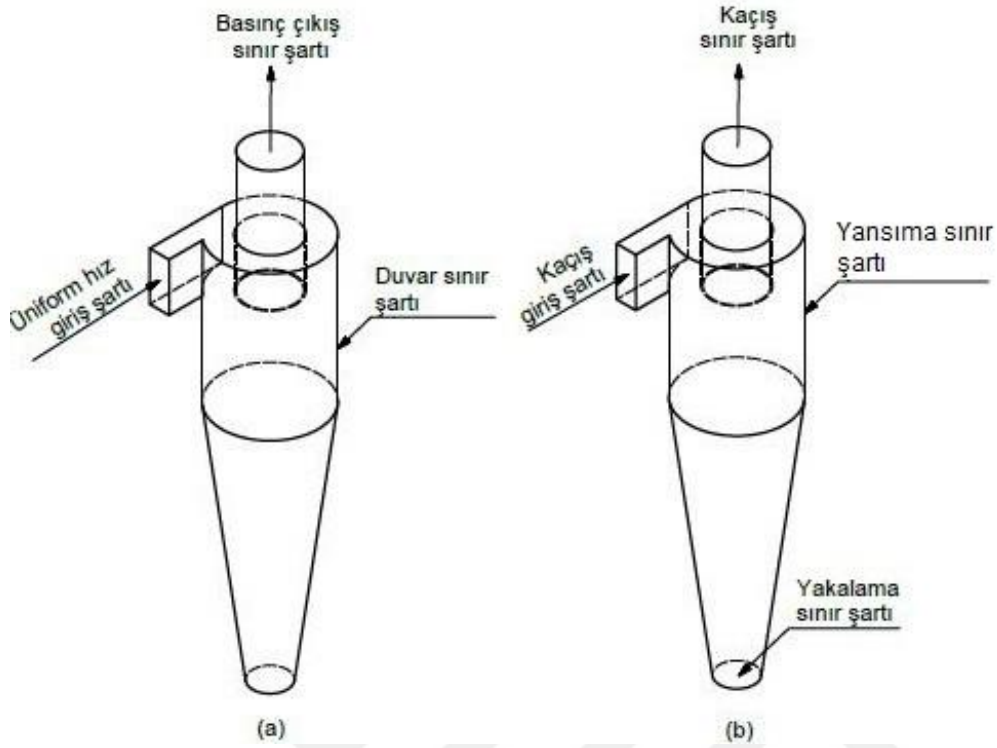
Akışkanın çözüm alanına siklonun iki numaralı bölgesi olan teğetsel giriş bölgesine üniform hız ile girdiği kabul edilmiştir. Siklona beş farklı debide hava gönderilmiştir. Bu beş farklı debi için kesit boyunca yapılan ölçümlerdeki ortalama hız değerleri sırasıyla 11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s ve 19 m/s hız değerleri olarak ölçülmüştür. Türbülans sınır şartı olarak türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap göz önüne alınmıştır. Türbülans yoğunluğu olarak $I=0,05$ kabul edilmiştir.

Akışkanın çözüm alanından çıkış sınır şartı olarak ANSYS Fluent'te mevcut olan basınç çıkış (Pressure Outlet) sınır şartı tanımlanmıştır. Diğer bir ifadeyle söylemek gerekirse; basınç hariç tüm akış değişkenlerine ait difüzyon akıları çıkışta sıfır olarak alınmıştır. Basınç değeri olarak çıkışta geyç basıncı sıfır kabul edilmiştir.

Çözüm alanının cidarlarında kaymanın olmadığı sınır şartı kabul edilmiştir. Buna göre çözüm alanının duvarlarında hız bileşenlerinin değerleri sıfırdır.

İki fazlı çözümde ayrık faz modelinin aktif hale gelmesiyle birlikte yukarıda tek faz için verilen sınır şartlarının yanısıra giriş ve çıkış sınır şartları olarak kaçış (Escape) sınır şartı, duvarlarda yansıma sınır şartı ve siklonun üç numaralı kısmı olan konik kısmın dip çapı duvar sınır şartından yakalama sınır şartına değiştirilmiştir. Kaçış sınır şartında partikül duvar içerisinden geçerek kaçabilir. Bu sınır şartı gazın girdiği ve çıktığı sınırlara uygulanır. Yansıma sınır şartında θ_1 açısı ile gelen partikül θ_2 açısı ile duvardan yansarak yoluna devam eder. Yakalama sınır şartında ise partikül çarptığı duvar tarafından tutulur.

Tek ve iki fazlı çözümde kullanılan sınır şartları Şekil 5.3a ve Şekil 5.3b'de siklon üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5. 3. Sayısal çözümde kullanılan sınır şartları: (a) tek fazlı çözüm, (b) iki fazlı çözüm

5.5. Reynolds Sayısı

Akışın laminar veya türbülanslı olup olmadığını belirlemek için Reynolds sayısı (Re) hesaplanır. Reynolds sayısı şu şekilde ifade edilir;

$$Re = \frac{\rho D_h U}{\mu} \quad (5.16)$$

Eş. 5.16'daki ρ akışkanın yoğunluğu, D_h hidrolik çap, U akışkan hızı ve μ akışkanın dinamik viskozitesidir. Hidrolik çap D_h şu şekilde hesaplanır:

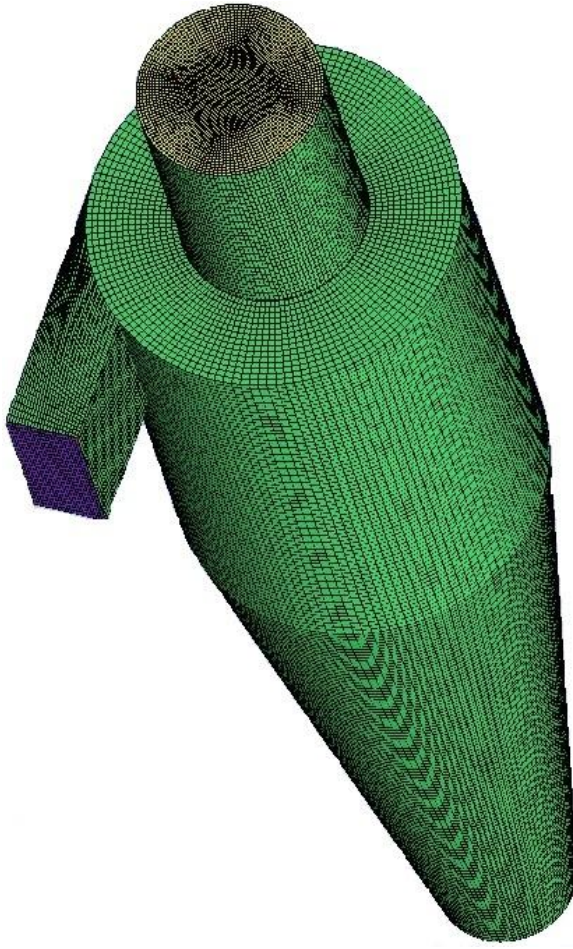
$$D_h = \frac{4A}{\zeta} \quad (5.17)$$

Eş. 5.17'deki A giriş kesit alanı ve ζ ise giriş kesiti ıslak çevre uzunluğudur. Akışkan özellikleri 293 K'de alınmıştır. (Incropera ve diğerleri, 2013:995).

Bu çalışmalarda giriş ortalama hızı 11,5 m/s'den 19 m/s'ye kadar farklı hızlarda alınmıştır. Bu aralıkta Re sayısı $578 \times 10^3 - 98 \times 10^4$ arasındadır. Dolayısıyla akış türbülanslıdır.

5.6. Sayısal Çalışmada Kullanılan Hücre Yapısı

Sayısal analizin gerçekleştirilebilmesi için siklon geometrisinin hücre yapılarına bölünerek çözüme hazır hale getirilmesi gerekir. Bu çalışmada kullanılan hücre yapıları ANSYS ICEM CFD 15.0 yazılımı ile oluşturulmuştur. Hücre yapısı oluşturulmadan önce modelin üç boyutlu katı modeli çizilmiştir. Slack ve diğerleri (2000) yaptıkları çalışmada Reynolds stress modeli ve LES modeli için hücre yapısı hakkında bilgi vermişlerdir. Hücre yapısı oluşturulurken siklon analizinde aksenel, radyal, teğetsel hızların çözümünde ve basınç düşüşünü hassas olarak çözebilecek hücre yapısını oluşturmak önemlidir. Mevcut sayısal çalışmada Slack ve diğerleri (2000)'in önerdikleri gibi kübik (hexagonal) şeklindeki hücre elemanları kullanılmıştır. Siklon merkezinde oluşan girdap hareketlerini analiz edebilmek için hücre merkezinde daha küçük boyutta hücreler oluşturularak bu bölgedeki hücre sayısının fazla olması sağlanmıştır. Benzer şekilde duvar yakınlarında daha küçük boyutta hücreler atılarak hücre sayısı yoğunlaştırılmıştır. Tipik hücre yapısı siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ (Stairmand siklonu) için Şekil 5.4'de görüldüğü gibidir.



Şekil 5.4. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için ideal hücre yapısının görünümü

Sayısal çalışma sonuçlarının hücre sayısından bağımsızlığını sağlamak için çözüm alanında değişik sayıda hücreler oluşturulmuştur. Hücre sayısının değişmesi durumlarında aksenal ve teğetsel hızın belirli konumdaki radyal yöndeki değişimleri incelenerek hız profillerinin değişmediği hücre sayısına göre optimum hücre sayısı belirlenmiştir. Optimum hücre sayısı en yüksek değerdeki çalışılan hıza göre yapılmıştır. Siklon çıkış boru çapı değişmesi durumunda siklon değiştiğinden optimum hücre sayısı yeni siklona göre yukarıda bahsedilen şekilde tekrar belirlenmiştir.

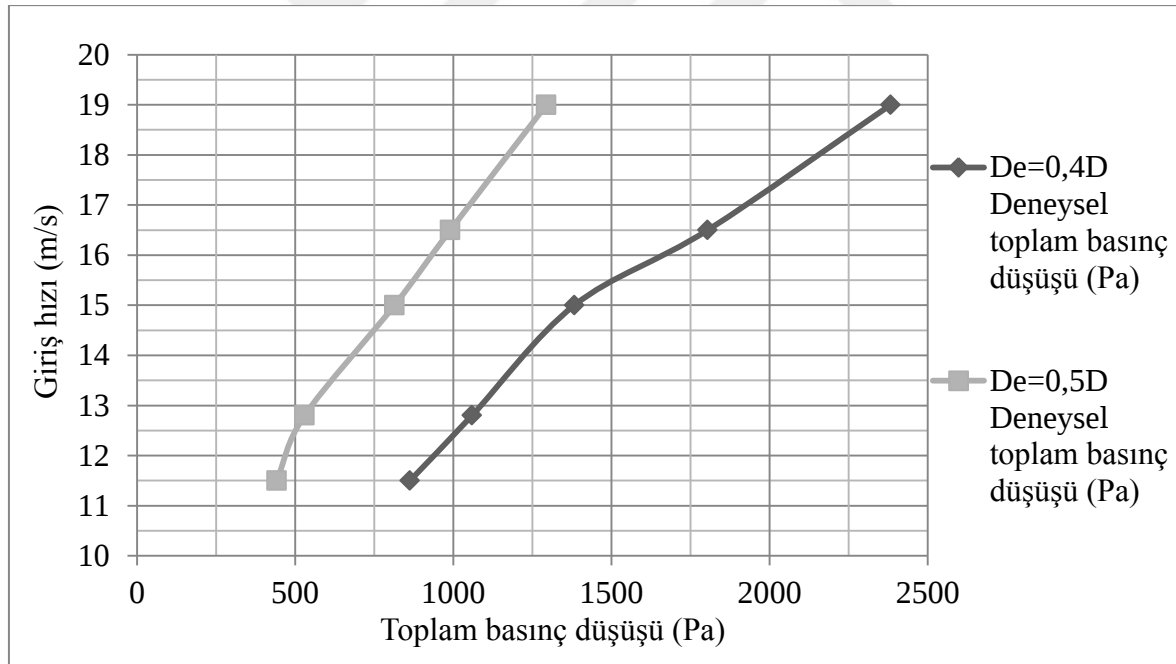


6. MEVCUT ÇALIŞMA SONUÇLARI

6.1. Deneysel Çalışma Sonuçları

6.1.1. Toplam basınç farkı sonuçları

Boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan iki farklı siklondaki beş ayrı giriş hızı için ölçülen toplam basınç farkı değerleri siklon giriş hızına bağlı olarak Şekil 6.1’de verilmiştir. Şekil 6.1’de görüldüğü gibi siklon giriş hızının artması ile toplam basınç farkı artış göstermektedir. Bu artış değeri beş farklı giriş hız değerleri için siklon çıkış boru çapının $D_e=0,5D$ ’den $D_e=0,4D$ ’ye azalması durumunda siklondaki deneysel toplam basınç farkı ortalama % 84,10’dur. Giriş hızı 16,5 m/s için deneysel toplam basınç farkı %82,18 artmıştır.



Şekil 6.1. Boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar için siklon giriş hızına bağlı deneysel toplam basınç düşümü grafiği

6.1.2. Siklonda tutulan ağaç talaşı külü tozunun analizi

Boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan iki farklı siklonda tutulan ağaç talaşı külü numuneleri analiz edilmeden önce 590 mikronluk elekten geçirilmiştir. Böylece bu değerin

altındaki büyüklükler için daha iyi analiz yapılması amaçlanmıştır. Elekte tutulan partiküllerin görünümü Resim 6.1’de görüldüğü gibidir.



Resim 6.1. Analiz öncesi elekte kalan partiküllerin görünümü

Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280$ mm olan siklonda tutulan partiküllerin 590 mikronluk elekten geçirilen numunelerin Malvern Mastersizer E’de analizinin sonucu Resim 6.2’de görüldüğü gibidir. Resim 6.2’de alt kısımda görülen tabloda birinci sütunda partikül büyüklüğü alt sınırı ve üçüncü sütunda partikül büyüklüğü üst sınır değerleri verilmiştir. İkinci sütunda birinci ve üçüncü sütunda verilen partikül büyüklüğü aralığında yer alan partikülün yüzde hacimsel oranı verilmiştir. Dördüncü sütunda ise partikül en küçük alt sınır değeri olan 0,5 mikron değeri ile üçüncü kolonda verilen her partikül üst sınır değeri arasındaki hacimsel yüzde değeri görülmektedir. Analiz örneklerinin sonuçları olan $d(v,(0,1))=8,78$ μm ifadesi ölçülen partikül çap hacminin %10’nun 8,78 μm değerinin altında, $d(v,(0,5))=44,74$ μm ifadesi ölçülen partikül çap hacminin %50’sinin 44,74 μm değerinin altında ve $d(v,(0,9))=176,76$ μm ifadesi ölçülen partikül çap hacminin %90’ının 173,76 μm değerinin altında olduğunu ifade etmektedir. (MasterSizer E, 1993:37-62)

Benzer şekilde siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350$ mm olan siklonda tutulan partiküllerin 590 mikronluk elekten geçirilen numunelerin Malvern Mastersizer E’de analizinin sonucu Resim 6.3’de verilmiştir. Analiz örneklerinin sonuçları olan $d(v,(0,1))=10,37$ μm ifadesi ölçülen partikül hacminin %10’nunu 10,37 μm değerinin altındaki partiküllerin oluşturduğunu, $d(v,(0,5))=53,32$ μm ifadesi ise ölçülen partikül hacminin % 50’sini 53,32 μm değerinin altında ve $d(v,(0,9))=192,22$ μm ifadesi ölçülen partikül hacminin %90’ını

192,22 μm değerinin altındaki partiküllerin oluşturduğunu ifade etmektedir. (MasterSizer E, 1993:37-62)

Bu iki analiz sonuçları kıyaslandığında 1-590 μm 'ye kadar olan partiküllerin %10, %50 ve %90'ı sırasıyla siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350$ mm olan siklon için 10,37 μm , 53,32 μm ve 192,22 μm iken siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280$ mm olan siklon için 8,78 μm , 44,74 μm ve 173,76 μm değerlerine düşmüştür. Bu düşüş siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280$ mm olan siklonun daha verimli olduğunu göstermektedir. Resim 6.2 ve Resim 6.3'deki partikül büyüklüğü üst sınır 9,48 μm için $D_e=0,4D$ siklonunda hacimsel olarak %11,01'in, $D_e=0,5D$ siklonunda hacimsel olarak %8,94'ün altındadır. Bu sonuca göre ağaç talaşı külü için yapılan çalışmada $D_e=0,4D$ siklonunun $D_e=0,5D$ siklonuna göre 9,48 μm 'un altındaki partiküller için %23,15 daha verimli olduğu söylenebilir.



Presentation: 2OHD Polydisperse model Focus = 300 mm.	çap280 Source: Analysed Beam Length = 2.4 mm.	Run No. 5 Volume Result Obscuration = 22.5 %
---	---	--

--

Measured on: 01 Apr 2016 Fri 15:08 Analysed on: 01 Apr 2016 Fri 15:08 Last Saved: Configuration file: SIZER Sample Path: C:\SIZER\DATA\	Sampler: None
---	---------------

Residual = 0.736 % Uniformity = 1.158 Specific S.A. = 0.3114 sq. m. /gm. d (v, 0.5) = 44.74 um d (v, 0.1) = 8.78 um	Concentration = 0.063 % Span = 3.687 Mode = 47.36 um d (v, 0.9) = 173.76 um	D [4, 3] = 72.52 um D [3, 2] = 19.27 um.
---	--	---

Size (Lo) um	Volume In %	Size (Hi) um	Volume Below %
0.50	0.10	1.32	0.10
1.32	0.36	1.60	0.46
1.60	0.55	1.95	1.01
1.95	0.66	2.38	1.67
2.38	0.71	2.90	2.38
2.90	0.76	3.53	3.14
3.53	0.89	4.30	4.03
4.30	1.12	5.24	5.16
5.24	1.49	6.39	6.64
6.39	1.94	7.78	8.58
7.78	2.43	9.48	11.01
9.48	2.99	11.55	14.00
11.55	3.61	14.08	17.61
14.08	4.24	17.15	21.86
17.15	4.86	20.90	26.72
20.90	5.41	25.46	32.13

Size (Lo) um	Volume In %	Size (Hi) um	Volume Below %
25.46	5.90	31.01	38.03
31.01	6.32	37.79	44.35
37.79	6.61	46.03	50.96
46.03	6.67	56.09	57.63
56.09	6.45	68.33	64.09
68.33	6.09	83.26	70.18
83.26	5.79	101.44	75.97
101.44	5.56	123.59	81.53
123.59	5.15	150.57	86.68
150.57	4.45	183.44	91.13
183.44	3.42	223.51	94.55
223.51	2.34	272.31	96.89
272.31	1.48	331.77	98.37
331.77	0.95	404.21	99.32
404.21	0.54	492.47	99.86
492.47	0.14	600.00	100.00

Resim 6.2. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D$ olan siklonun toz analizi sonuçları



Presentation: 2OHD Polydisperse model Focus = 300 mm.	350 ϕ Source: Analysed Beam Length = 2.4 mm.	Run No. 2 Volume Result Obscuration = 21.8 %
---	---	--

--

Measured on: 01 Apr 2016 Fri 14:56 Analysed on: 01 Apr 2016 Fri 14:56 Last Saved: Configuration file: SIZER Sample Path: C:\SIZER\DATA\	Sampler: None
---	---------------

Residual = 2.110 % Uniformity = 1.047 Specific S.A. = 0.2725 sq. m. /gm. d (v, 0.5) = 53.32 μ m d (v, 0.1) = 10.37 μ m	Concentration = 0.070 % Span = 3.411 Mode = 141.39 μ m d (v, 0.9) = 192.22 μ m	D [4, 3] = 80.28 μ m D [3, 2] = 22.02 μ m
--	---	--

Size (Lo) μ m	Volume In %	Size (Hi) μ m	Volume Below %
0.50	0.08	1.32	0.08
1.32	0.31	1.60	0.40
1.60	0.48	1.95	0.88
1.95	0.57	2.38	1.45
2.38	0.60	2.90	2.05
2.90	0.63	3.53	2.68
3.53	0.71	4.30	3.39
4.30	0.88	5.24	4.28
5.24	1.16	6.39	5.44
6.39	1.53	7.78	6.97
7.78	1.97	9.48	8.94
9.48	2.49	11.55	11.43
11.55	3.09	14.08	14.52
14.08	3.73	17.15	18.26
17.15	4.38	20.90	22.64
20.90	4.97	25.46	27.61

Size (Lo) μ m	Volume In %	Size (Hi) μ m	Volume Below %
25.46	5.51	31.01	33.12
31.01	5.94	37.79	39.06
37.79	6.24	46.03	45.30
46.03	6.31	56.09	51.61
56.09	6.14	68.33	57.75
68.33	5.94	83.26	63.68
83.26	5.97	101.44	69.65
101.44	6.26	123.59	75.92
123.59	6.46	150.57	82.38
150.57	6.26	183.44	88.63
183.44	5.30	223.51	93.93
223.51	3.74	272.31	97.68
272.31	1.92	331.77	99.60
331.77	0.40	404.21	100.00
404.21	0.00	492.47	100.00
492.47	0.00	600.00	100.00

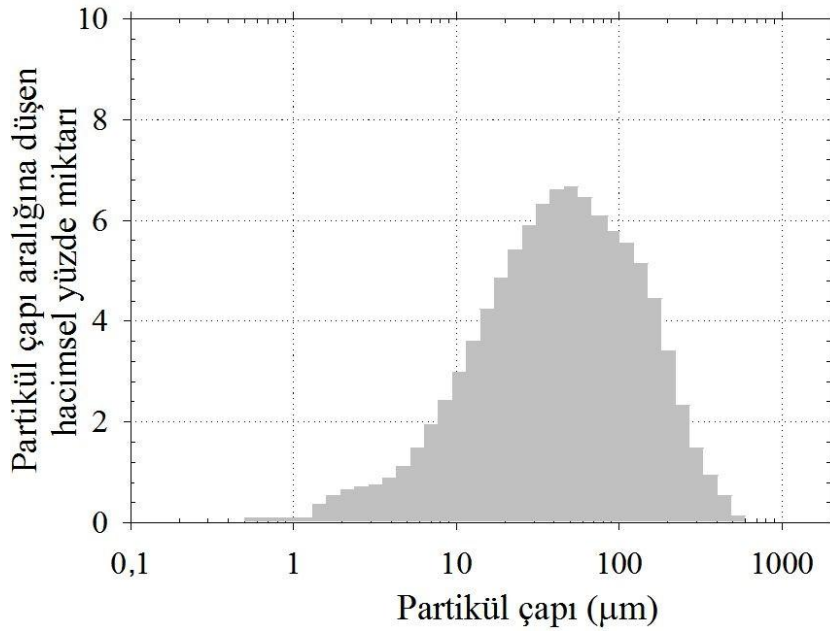
Resim 6.3. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D$ olan siklonun toz analizi sonuçları

Resim 6.4'de siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280$ mm olan siklonda tutulan partiküllerin elekten geçirilen numunelerinin dağılımı görülmektedir. Partikül büyüklüğü 1,0-590 μ m aralığındaki partiküllerin yüzde hacimsel dağılımı verilmiştir. Görüldüğü gibi 0,5 μ m'nin altındaki partiküller siklon tarafından tutulamamıştır. Ayrıca 590 μ m'den büyük çaplı partiküllerin ise elek tarafından tutulduğu görülmektedir. Grafikte düşey eksen yüzdelik dağılımı göstermektedir. Görüldüğü üzere elekten geçen partiküllerin yaklaşık %3'lük bir kısmını 10 μ m çaplı partiküller oluşturmaktadır.

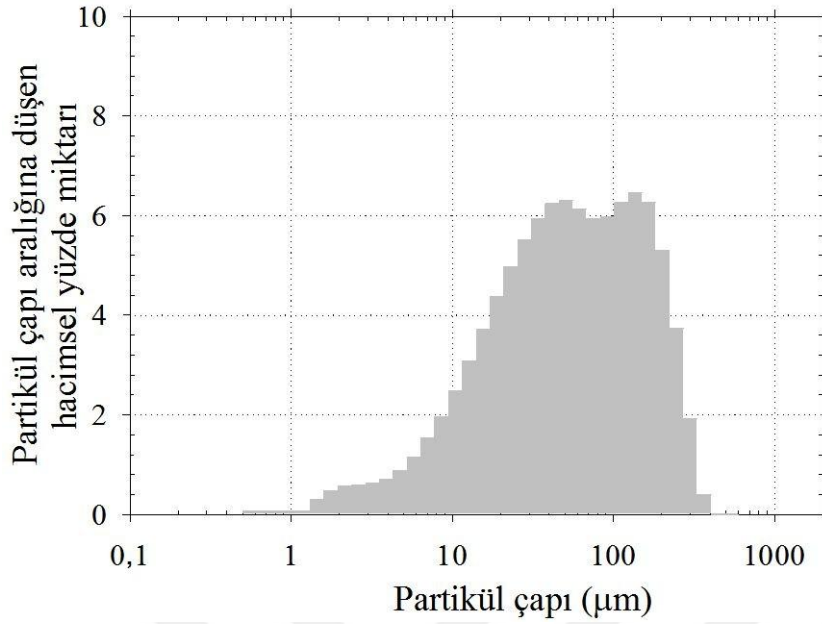
Resim 6.5'de siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350$ mm olan siklonda tutulan partiküllerin elekten geçirilen numunelerinin 1-590 μ m aralığındaki partiküllerin yüzde hacimsel dağılımı görülmektedir. Görüldüğü gibi 0,5 μ m'nin altındaki partiküller siklon tarafından

tutulamamıştır. Ayrıca $590\text{ }\mu\text{m}$ 'den büyük çaplı partiküllerin ise elek tarafından tutulduğu görülmektedir. Elekten geçen partiküllerin yaklaşık %2,5'luk bir kısmını $10\text{ }\mu\text{m}$ çaplı partiküllerin oluşturduğu görülmektedir.

Resim 6.4 ve Resim 6.5'e göre siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280\text{ mm}$ olan siklonun siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350\text{ mm}$ olan siklona göre daha düşük çaplı partikülleri tuttuğu $10\text{ }\mu\text{m}$ 'un altındaki partiküllerde görülmektedir. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280\text{ mm}$ olan siklonun siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350\text{ mm}$ olan siklona göre toz tutma veriminin daha yüksek olduğu söylenebilir.



Resim 6.4. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D=280\text{ mm}$ olan siklonda biriken toz dağılımı

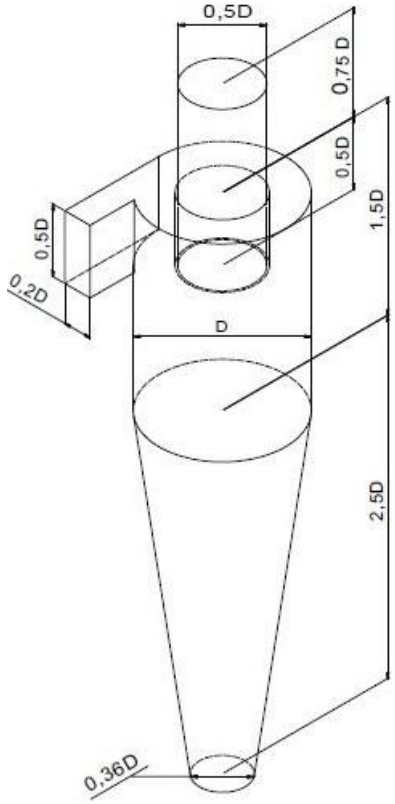


Resim 6.5. Siklon boru çıkış çapı $D_e=0,5D=350$ mm olan siklonda biriken toz dağılımı

6.2. Sayısal Çalışma Sonuçları

6.2.1. Sayısal çalışmanın doğruluğunun test edilmesi

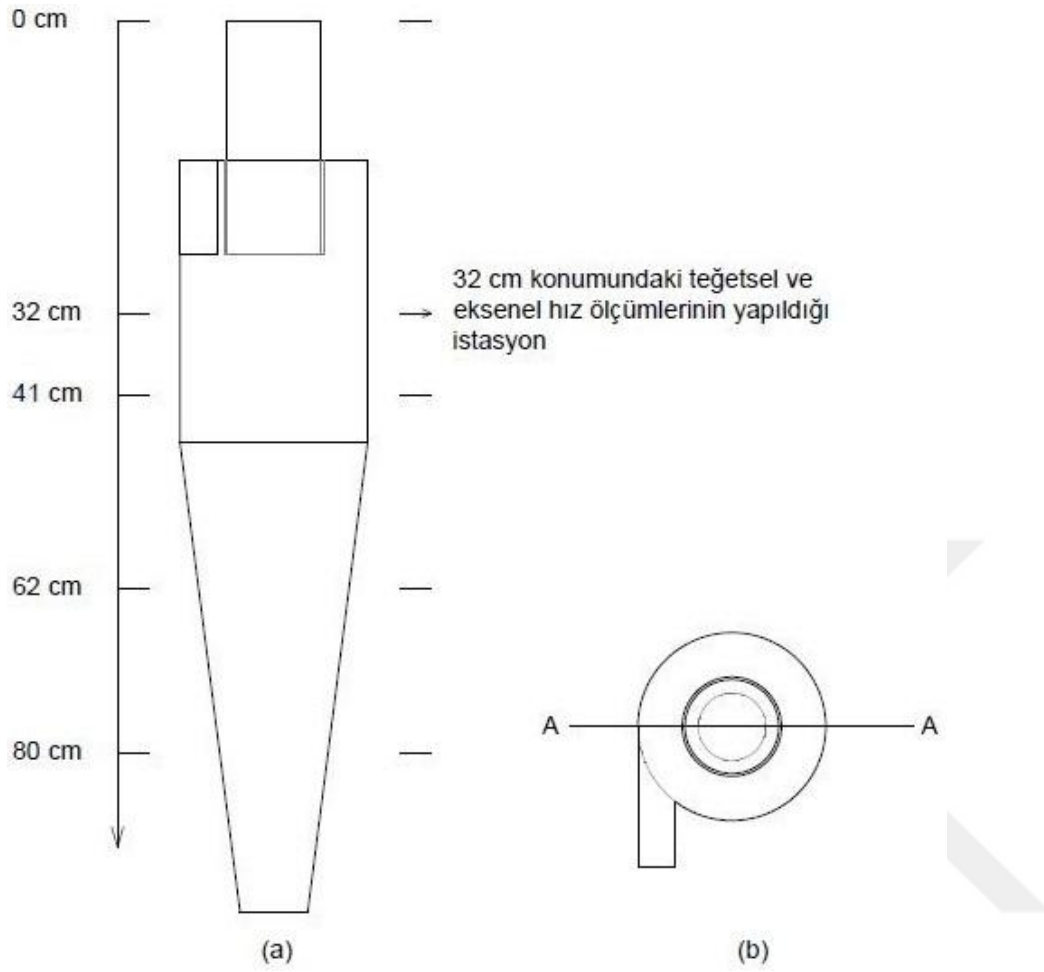
Sayısal çalışmada asıl yapılmak istenilen çalışmaya geçmeden önce sayısal çalışmanın güvenilirliğini sağlamak için öncelikle literatürde mevcut olan çalışma aynı şekilde burada tekrarlanmıştır. Bunun için Ayers'in (1983) deneysel çalışması ve Slack diğerlerinin (2000) sayısal çalışması kullanılmıştır. Ayers (1983) ve Slack ve diğerleri (2000) siklon gövde çapı $D=205$ mm olan Stairmand siklonunda çalışma gerçekleştirmişlerdir. Siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,5D=102,5$ mm'dir. Çalışmada kullanılan Stairmand siklonunun diğer geometrik ölçüleri Şekil 6.2'de verildiği gibidir. Şekil 6.2'de görüldüğü gibi siklon giriş kesit yüksekliği $0,5D$ ve genişliği $0,2D$ 'dir. Siklon çıkış borusu toplam uzunluğu $1,25D$ olup bu uzunluğun $0,5D$ 'si dalma uzunluğudur. Siklon gövde uzunluğu $1,5D$ 'dir. Siklonun konik kısmının uzunluğu $2,5D$ olup siklon dip çapı $0,36D$ 'dir. Siklon girişindeki akışkanın hacimsel debisi $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak alınmıştır.



Şekil 6.2. Sayısal çalışmanın doğruluğunun test edilmesinde kullanılan siklonun görünümü

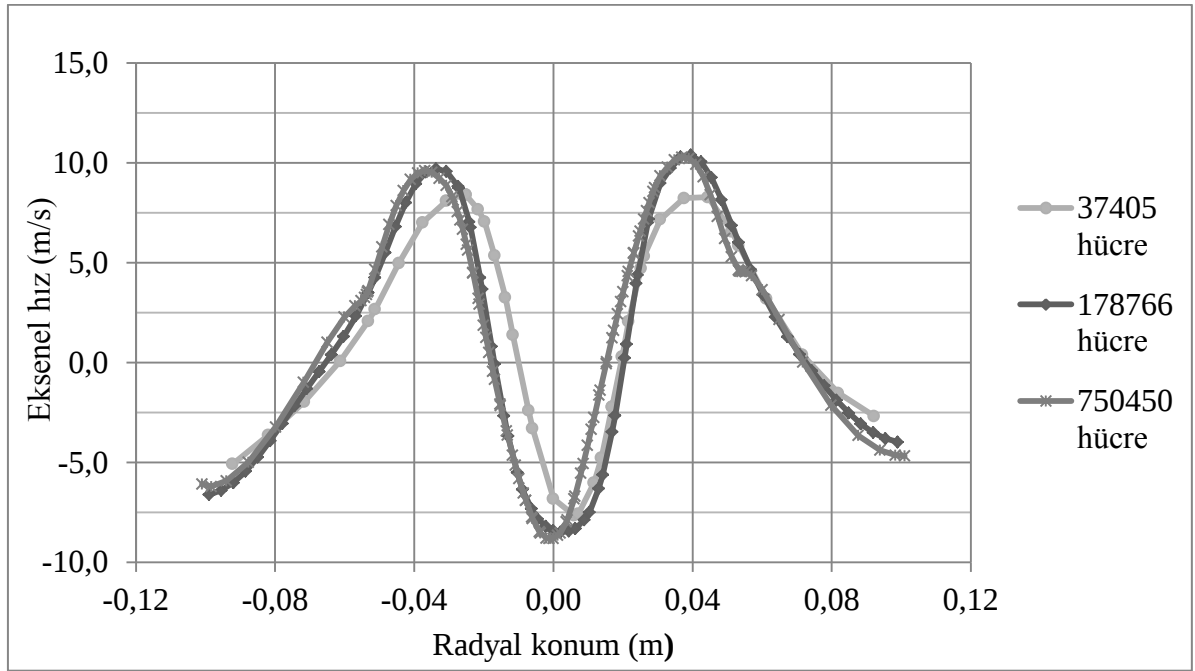
Çıkış sınır şartı olarak da ANSYS Fluent 15.0 içerisinde basınç çıkış sınır şartı tanımlanmıştır. Duvar sınır şartı olarak ise kaymanın olmadığı sınır şartı göz önüne alınmıştır. Tek fazlı çözüm yapılmış olup aksenal ve teğetsel hız profilleri kıyaslanmıştır.

Siklondaki çalışma bölgesi siklon uzunluğu boyunca siklon çıkış borusundan itibaren siklon dip çapına doğru değişik uzunluklarda istasyonlara ayrılarak Şekil 6.3a'da gösterilmiştir. Şekil 6.3b'de ise siklonun üstten görünümü görülmektedir. Konum 32 cm'de bulunan istasyondaki aksenal ve teğetsel hız bileşenlerinin radyal yöndeki değişimleri Şekil 6.3b'de görülen A-A çizgisi boyunca aşağıda verilmiştir.

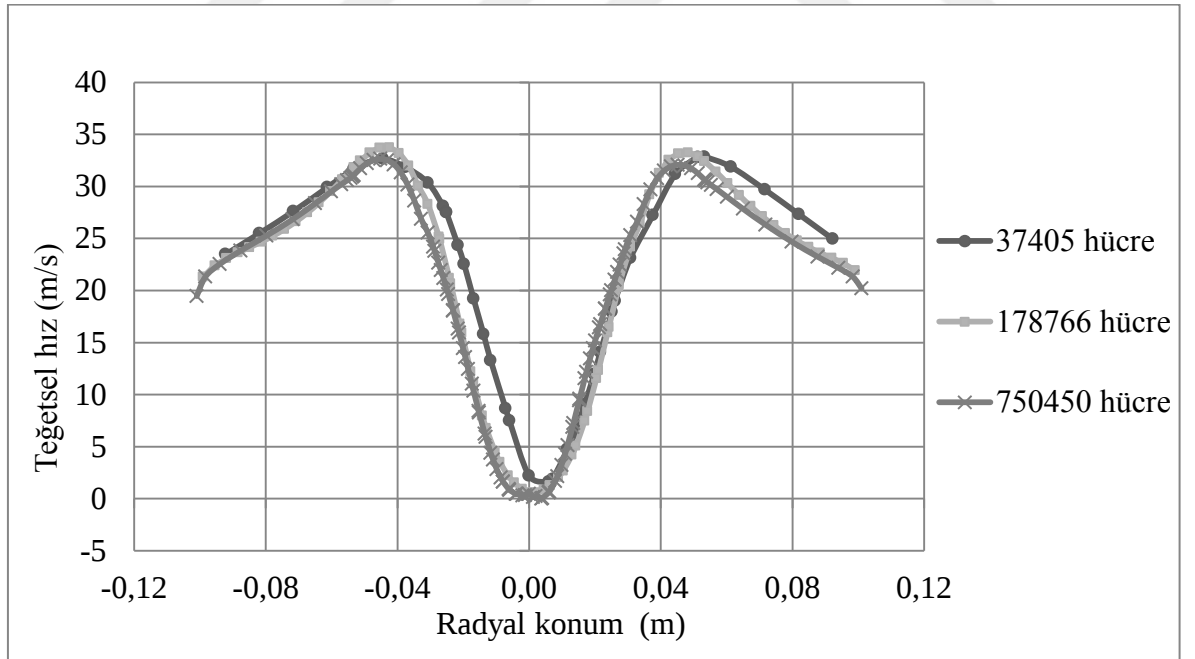


Şekil 6.3. Siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için (a) istasyonlarına ayrılmış siklonun görünümü, (b) siklonun üstten görünümü

Literatür kıyaslamasına geçmeden önce sayısal çalışma alanındaki optimum hücre sayısı belirlenmiştir. Bunun için literatürde mevcut olan Slack ve diğerlerinin (2000) siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için 37405, 178766 ve 750450 hücre sayılarında sayısal çalışmalar yapılmıştır. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen değerler ile Şekil 6.3a'da gösterilen 32 cm konumundaki aksenal ve teğetsel hız profillerinin radyal yöndeki değişimleri sırasıyla Şekil 6.4 ve Şekil 6.5'de gösterilmiştir. Bu şekillerde de görüldüğü üzere hücre sayısının 37405'den 178766'ya değişmesi durumunda aksenal ve teğetsel hız profillerinin radyal yöndeki değerlerinin farklılık gösterdiği görülmektedir. Fakat hücre sayısının 178766'dan 750450'ye değişmesi durumunda ise aksenal ve teğetsel hız profillerinin radyal yöndeki değerlerinin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Bu nedenle hız profillerinin değişmediği hücre sayısı olan 178766 hücre sayısı optimum hücre sayısı olarak kabul edilmiştir.



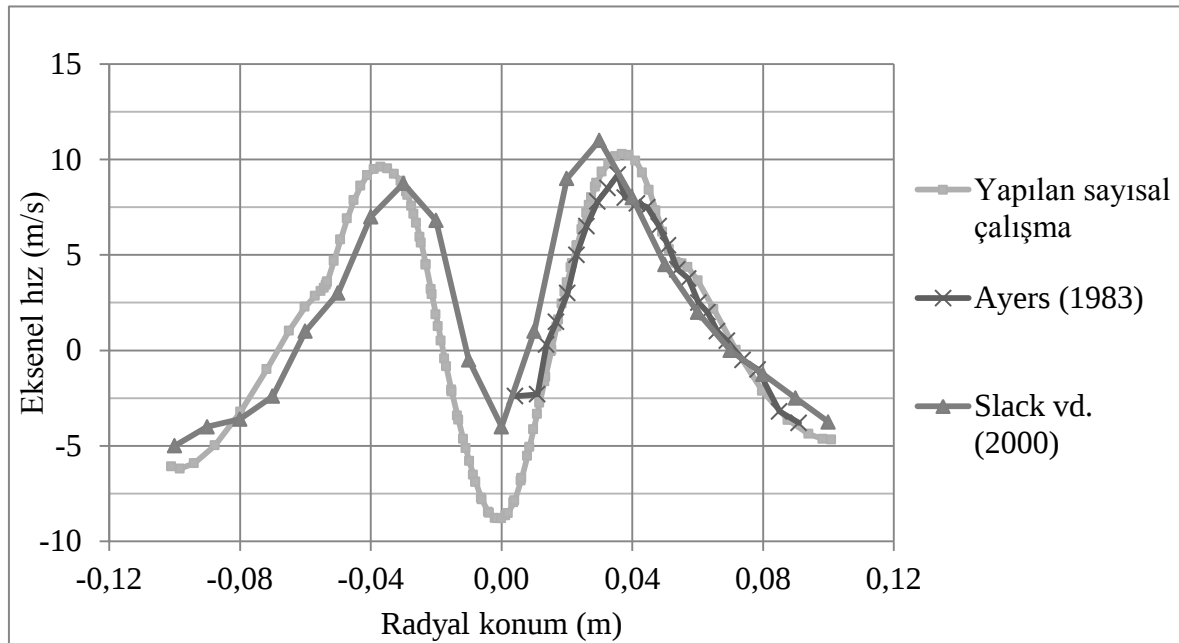
Şekil 6.4. Gövde çapı $D=205$ mm olan siklonda üç farklı hücre değerindeki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi



Şekil 6.5. Gövde çapı $D=205$ mm olan siklonda üç farklı hücre değerindeki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi

Şekil 6.3'de 32cm konumu olarak belirtilen istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi Şekil 6.3b'de görülen A-A çizgisi boyunca Şekil 6.6'da gösterilmiştir. Şekil 6.6'da görüldüğü gibi duvar bölgesinden itibaren çıkış borusunun merkezine doğru

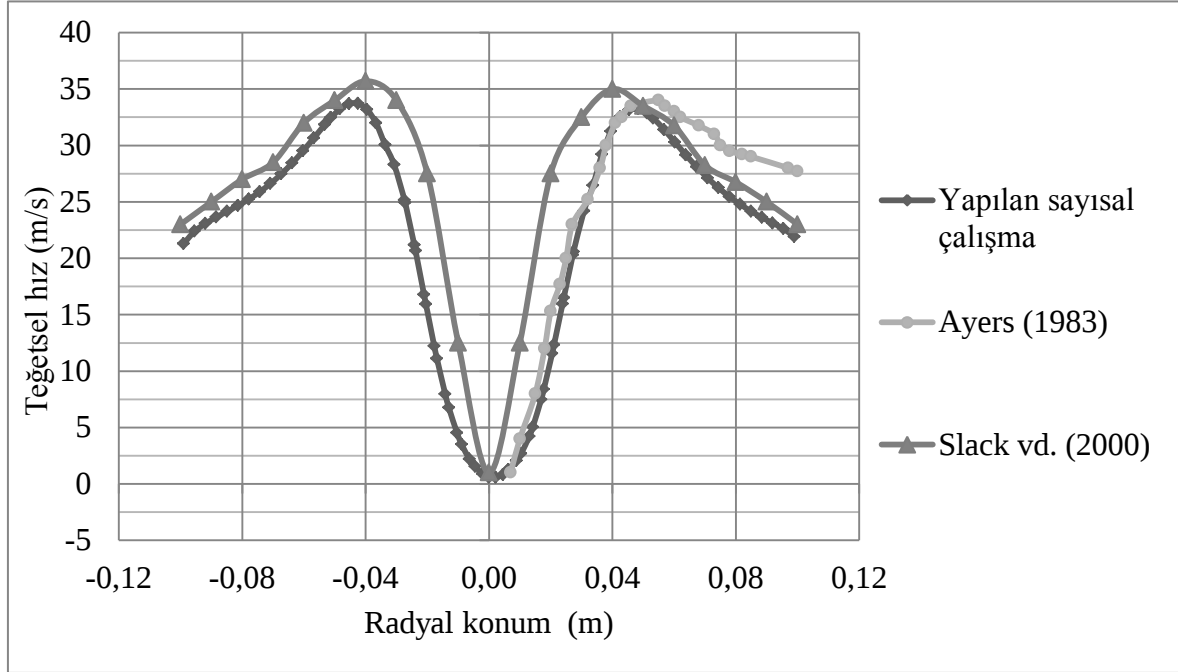
ilerledikçe aksel hızın artış gösterdiği ve siklonun gövde yarıçapının yarısında ($D/4$ mesafesi) maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Bundan sonra gövde merkezine doğru ilerledikçe aksel hız azalmakta ve gövde merkezinde minimum değerine ulaşmaktadır. Şekil 6.6'da görüldüğü üzere siklon gövde merkezine göre simetri söz konusudur. Aynı şekil üzerinde Ayers'in (1983) deneysel sonuçları ve Slack arkadaşlarının (2000) sayısal çalışma sonuçları da gösterilmiştir. Bu sonuçlardan, yapılan mevcut sayısal çalışma sonuçlarının Ayers (1983) ve Slack ve arkadaşlarının (2000) sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



Şekil 6.6. Siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için konum 32 cm'deki aksel hızın radyal yöndeki değişimi

Benzer yöntemle Şekil 6.3'de 32 cm konumu olarak belirtilen istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi Şekil 6.3b'deki A-A çizgisi boyunca Şekil 6.7'de verilmiştir. Şekil 6.7'de görüldüğü gibi duvar bölgesinden itibaren çıkış borusunun merkezine doğru ilerledikçe teğetsel hızın artış gösterdiği ve siklonun gövde merkezinden yaklaşık 40mm uzaklığında maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Bundan sonra gövde merkezine doğru ilerledikçe teğetsel hız azalmakta ve gövde merkezinde minimum değerine ulaşmaktadır. Şekil 6.7'de görüldüğü üzere siklon gövde merkezine göre simetri söz konusudur. Aynı şekil üzerinde Ayers'in (1983) deneysel sonuçları ve Slack ve arkadaşlarının (2000) sayısal çalışma sonuçları da gösterilmiştir. Bu sonuçlardan, yapılan mevcut sayısal çalışma sonuçlarının Ayers (1983) ve Slack ve diğerlerinin (2000) sonuçları

ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Mevcut sayısal çalışma sonuçlarının Ayers'in (1983) deneysel sonuçları ile gövde merkezinden itibaren yaklaşık teğetsel hızın maksimum olduğu mesafeye kadar birebir örtüştüğü görülmektedir.

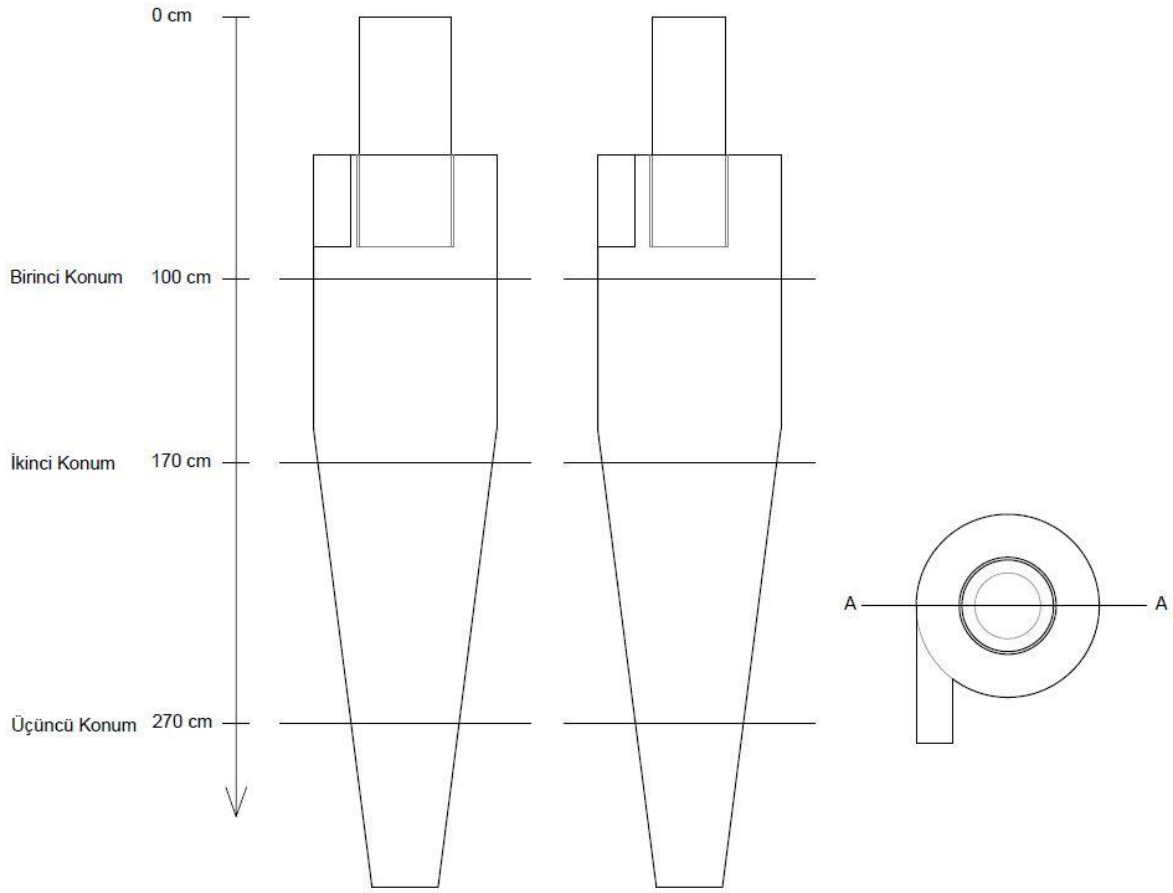


Şekil 6.7. Siklon gövde çapı $D=205$ mm olan siklon için konum 32 cm'deki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi

Yapılan sayısal çalışma sonuçlarının literatürdeki sonuçlar ile uyuştüğunun görülmesinden sonra, diğer bir ifade ile sayısal çalışmada kullanılan yöntemin doğruluğunun test edilmesinden sonra asıl yapılmak istenilen sayısal çalışmaya geçilmiştir.

6.2.2. Mevcut sayısal çalışma sonuçları

Sayısal çalışma deneyi yapılan siklonlar için gerçekleştirilmiştir. Bu siklonlar siklon çıkış boru çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlardır. Kullanılan siklonların gövde çapı $D=700$ mm'dir. Siklonların ana parametreleri ve bu parametrelerin değerleri sırasıyla Şekil 4.1 ve Çizelge 4.1'de verildiği gibidir. Öncelikle sayısal çalışmada kullanılan siklon çıkış boru çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar Şekil 6.8'de görüldüğü gibi üç ayrı istasyona ayrılmıştır. Bu istasyonlar 100 cm, 170 cm ve 270 cm'deki 1., 2. ve 3. konumlardaki istasyonlardır. İstasyonlar siklonu A-A merkez çizgisinden kesmektedir.

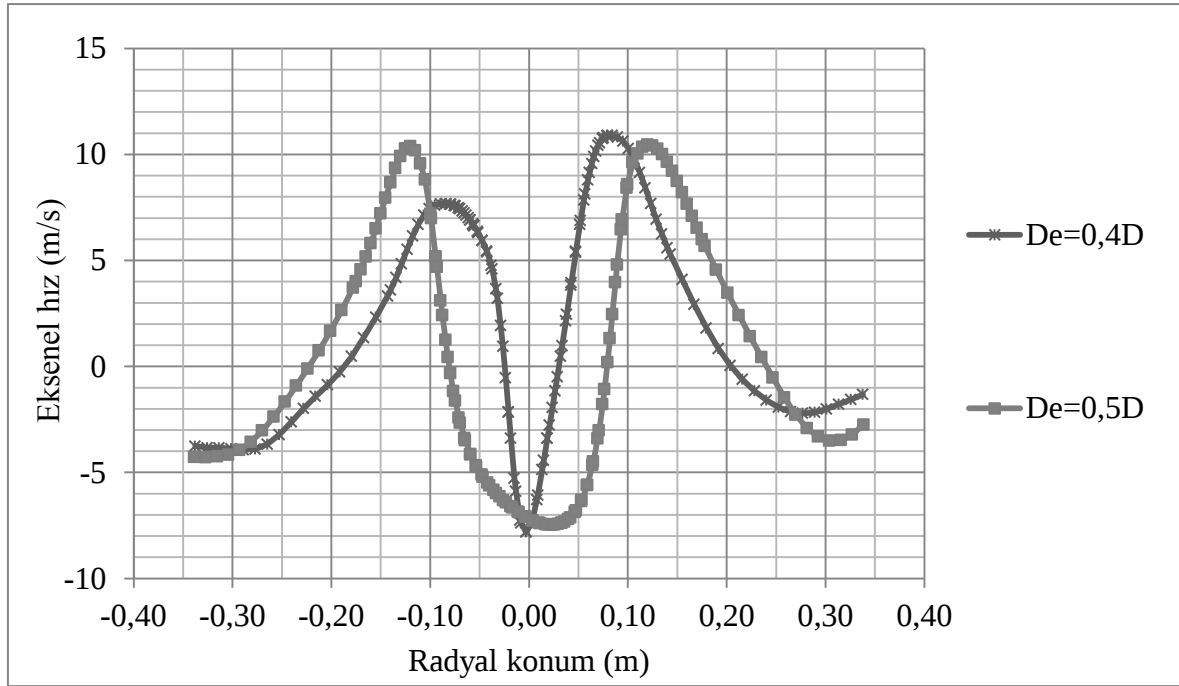


Şekil 6.8. Siklon boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlardaki istasyonların görünümü

Giriş hızı 16,5 m/s için 100 cm, 170 cm ve 270 cm konumlarında (1., 2. ve 3. konum) bulunan istasyonlardaki aksel hızın radyal yöndeki değişimleri siklon boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar için sırasıyla Şekil 6.9-Şekil 6.11’de görüldüğü gibidir. Verilen istasyonlardaki aksel hız değerleri -8 m/s ile 10 m/s hız aralığında değişim göstermektedir. Şekil 6.9’da birinci konum (100 cm), Şekil 6.10’da ikinci konumdaki (170 cm) ve Şekil 6.11’de üçüncü konum (270 cm)’deki aksel hızın radyal yöndeki değişimi verilmiştir.

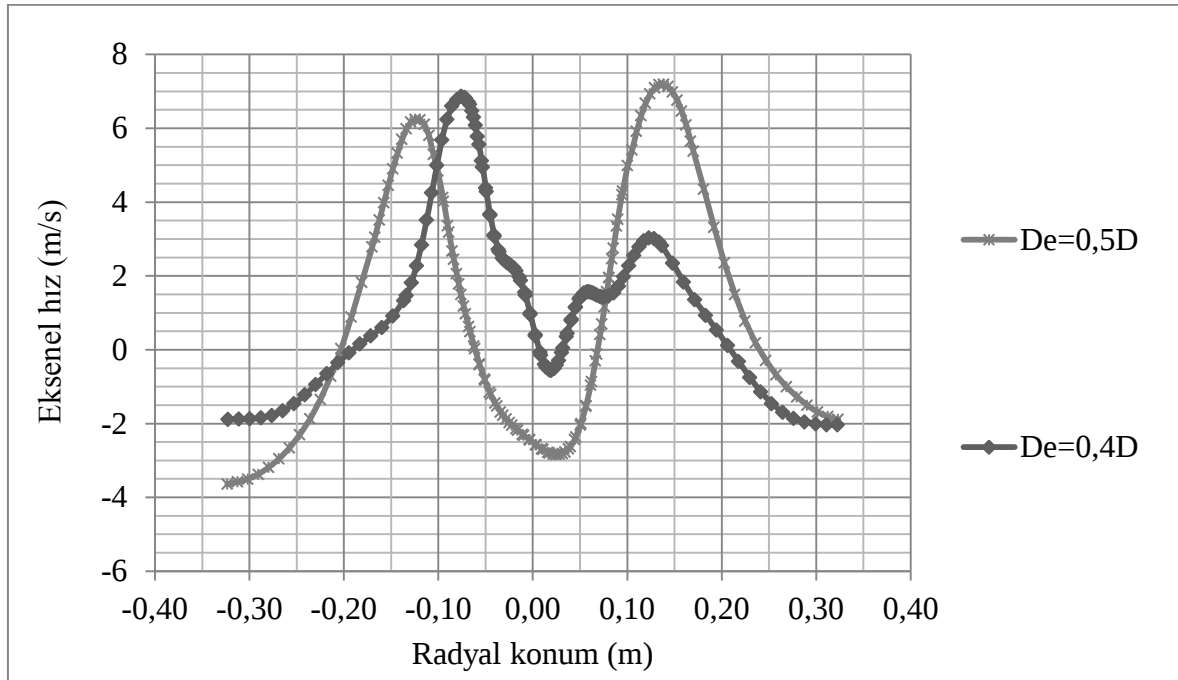
Şekil 6.9’da görüldüğü üzere $D_e=0,5D$ siklonunun aksel hızın radyal yöndeki değişimi gövde merkezine göre simetriye sahip olduğu söylenebilir. Siklon gövde yarıçapı 12 cm’de yaklaşık olarak maksimum hız değeri 11 m/s değerini alırken, siklon merkezi ve duvarlarında yaklaşık minimum değeri olan -8 m/s ve -4 m/s değerlerini almaktadır. Aynı şekil üzerinde $D_e=0,4D$ siklonu tam simetrik olmasa da siklon yarıçapı 9 cm’de yaklaşık maksimum hız değerleri olan 8 m/s ve 11 m/s alırken siklon merkezi ve gövde

duvarlarında yaklaşık olarak minimum değerleri olan -8 m/s ve -4 m/s değerlerini almaktadır. İki siklondaki maksimum aksenal hız değerlerinin bulunduğu yarıçap büyüklükleri siklon çıkış çapları ile paralellik göstermektedir. $D_e=0,5D(=350 \text{ mm})$ siklonu için maksimum aksenal hız değeri yaklaşık 12 cm yarıçapında iken, siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,4D(=280 \text{ mm})$ 'ye düşürüldüğünde maksimum aksenal hızın bulunduğu yarıçapta yaklaşık 9 cm'ye düşmektedir.



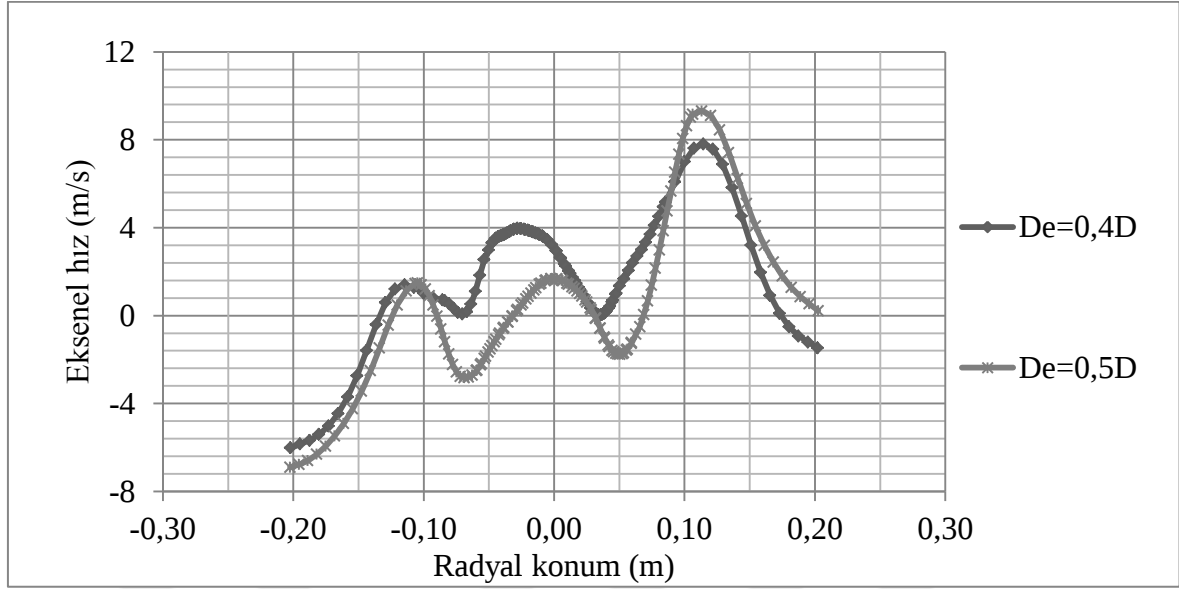
Şekil 6.9. Giriş hızı 16,5 m/s için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki aksenal hızın radyal yöndeki değişimi

Şekil 6.10'da görüldüğü üzere $D_e=0,5D$ siklonunda aksenal hızın radyal yöndeki değişimi gövde merkezine göre simetrisi biraz bozulmaktadır. Siklon gövde yarıçapı 12 cm'de maksimum hız değerleri yaklaşık olarak 7 m/s ve 8 m/s değerlerini alırken, siklon merkezinde -3 m/s ve duvarlarında yaklaşık -4 m/s ve -2 m/s minimum değerlerini almaktadır. Siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,4D$ olan siklon eksene göre simetrisini kaybetmiştir. Siklon yarıçapı 9 cm'de maksimum hız değerleri yaklaşık olarak 3 m/s ve 7 m/s değerini alırken siklon merkezinde -1m/s ve gövde duvarlarında -2 m/s minimum değerlerini almaktadır. Ayrıca $D_e=0,5D$ siklonunun çıkışı $D_e=0,4D$ siklonuna göre daha büyük olduğundan $D_e=0,5D$ siklonunun maksimum değerini aldığı yarıçap ölçüsü olan 12 cm'nin $D_e=0,4D$ 'nin 9 cm yarıçapına göre daha büyük değer aldığı görülmektedir.



Şekil 6.10. Giriş hızı 16,5 m/s için 170 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi

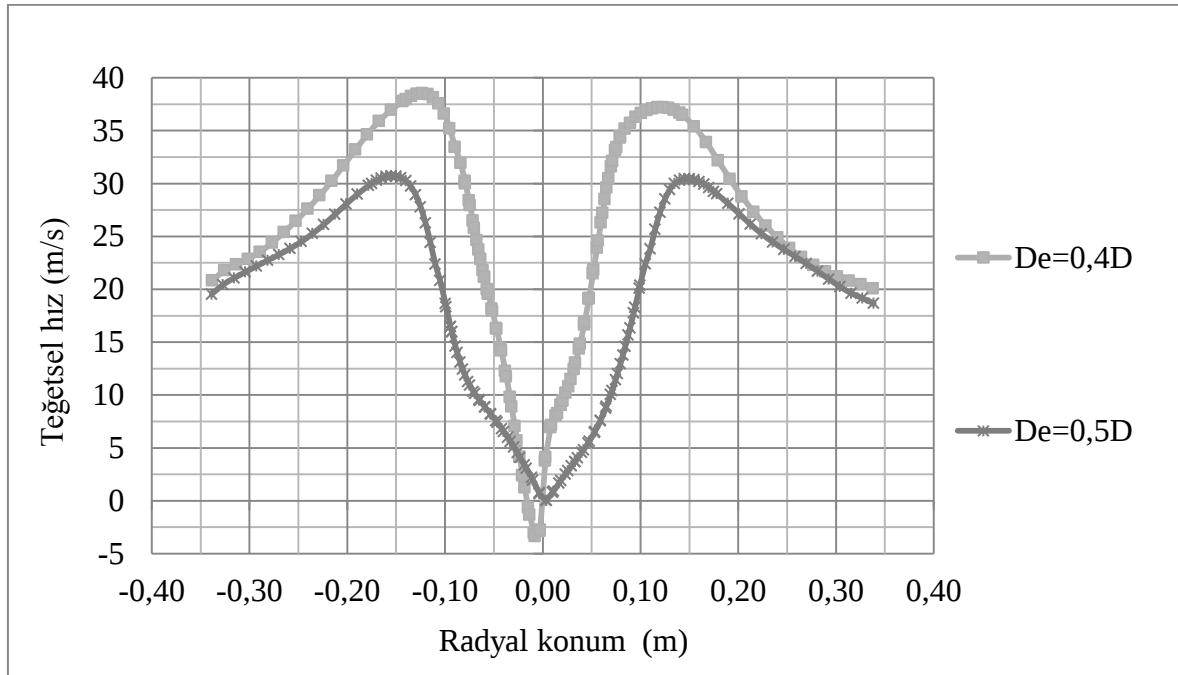
Şekil 6.11'de $De=0,5D$ siklonunda yarıçap 12 cm'de maksimum hız olan 2 m/s ve 10 m/s değerlerini ve siklon merkezinde 2 m/s maksimum eksenel değerlerini almaktadır. Siklon yarıçapı 5,5 cm de yaklaşık -3 m/s ve -2 m/s değerlerini ve siklon konik kısmın iç duvarında yaklaşık -7,5 m/s ve 0 m/s minimum değerlerini almaktadır. Siklon çıkış borusu çapı $De=0,4D$ olan siklon yarıçapı 12 cm'de 2 m/s ve 8 m/s değerlerini alırken siklon merkezinde 3 cm kaymış olan diğer tepe noktasında 4 m/s maksimum değerlerini almaktadır.



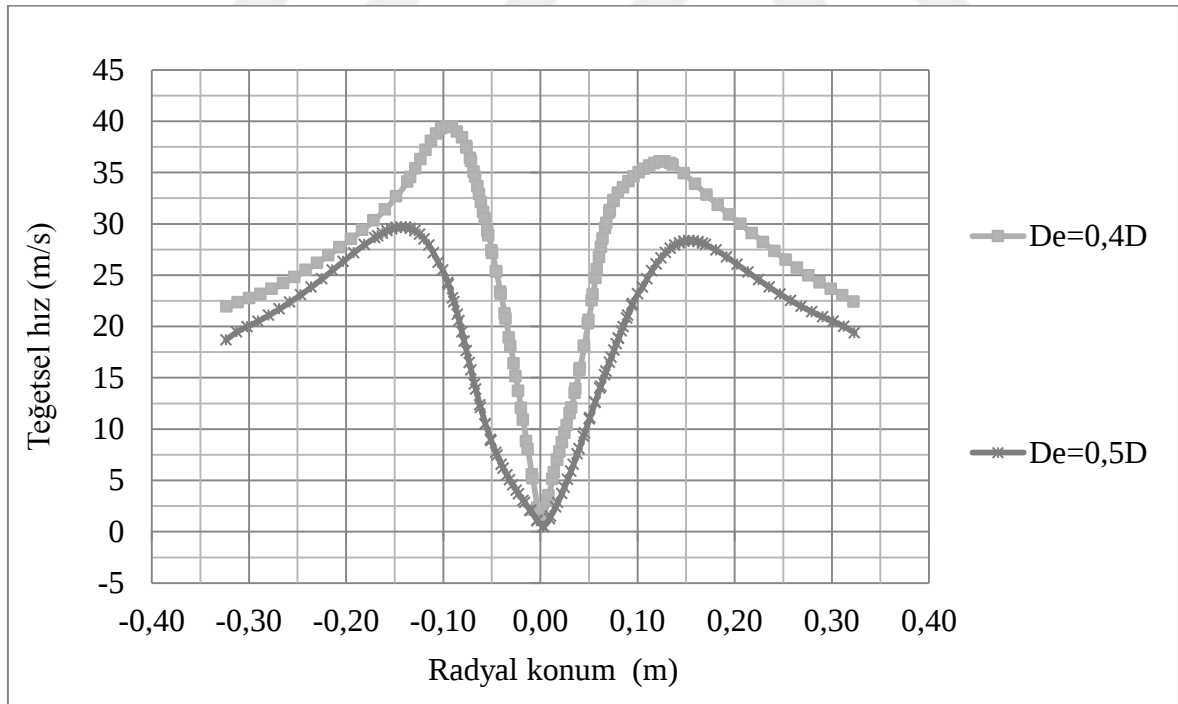
Şekil 6.11. Giriş hızı 16,5 m/s için 270 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi

Benzer biçimde giriş hızı 16,5 m/s için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki (birinci konum) teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi siklon çıkış borusu çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar için Şekil 6.12-Şekil 6.14'de gösterilmiştir.

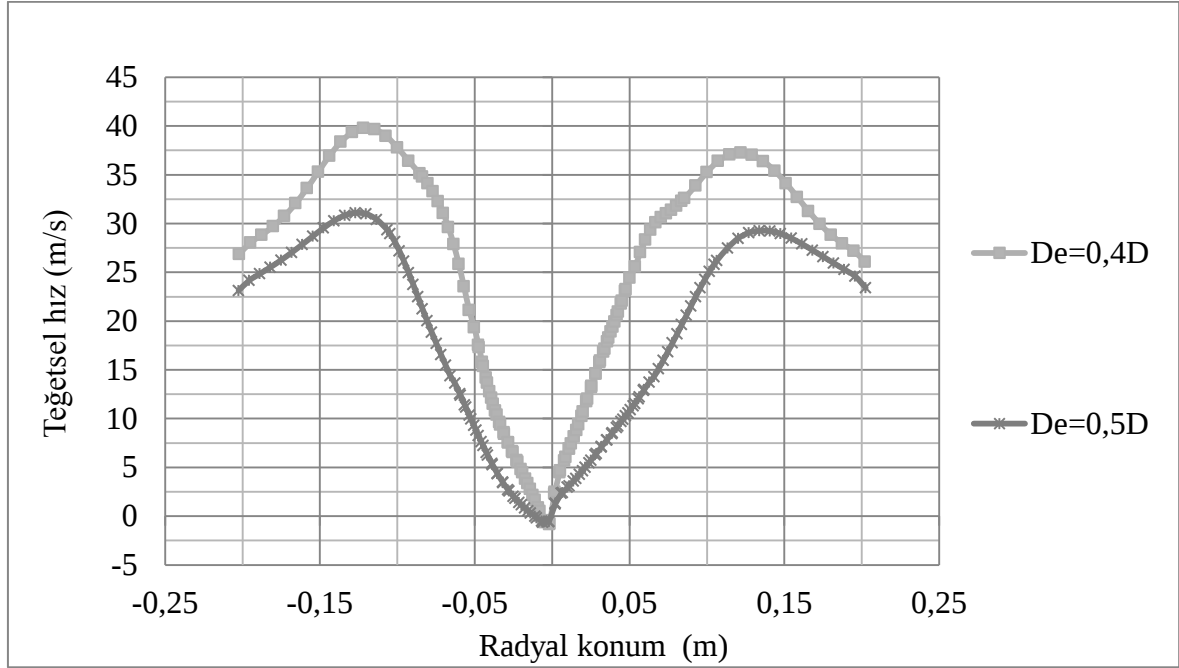
Şekil 6.12-Şekil 6.14'de görüldüğü gibi teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi gövde merkezine göre simetriye sahiptir. Verilen istasyonlardaki teğetsel hız değerleri yaklaşık olarak $D_e=0,4D$ siklonu için -3 m/s ile 40 m/s, $D_e=0,5D$ siklonu için 0 m/s ile 30 m/s hız değerleri arasında değişim göstermektedir. Teğetsel hızın $D_e=0,4D$ siklonunda $D_e=0,5D$ siklonuna göre daha fazla olduğu her üç istasyondan da görülmektedir. Siklon çıkış borusu çapı daha küçük olan $D_e=0,4D$ siklonunda teğetsel hız yaklaşık 12 cm yarıçapında, $D_e=0,5D$ 'de ise yaklaşık 15 cm yarıçapında maksimum değerine ulaşmaktadır.



Şekil 6.12. Giriş hızı 16,5 m/s için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi



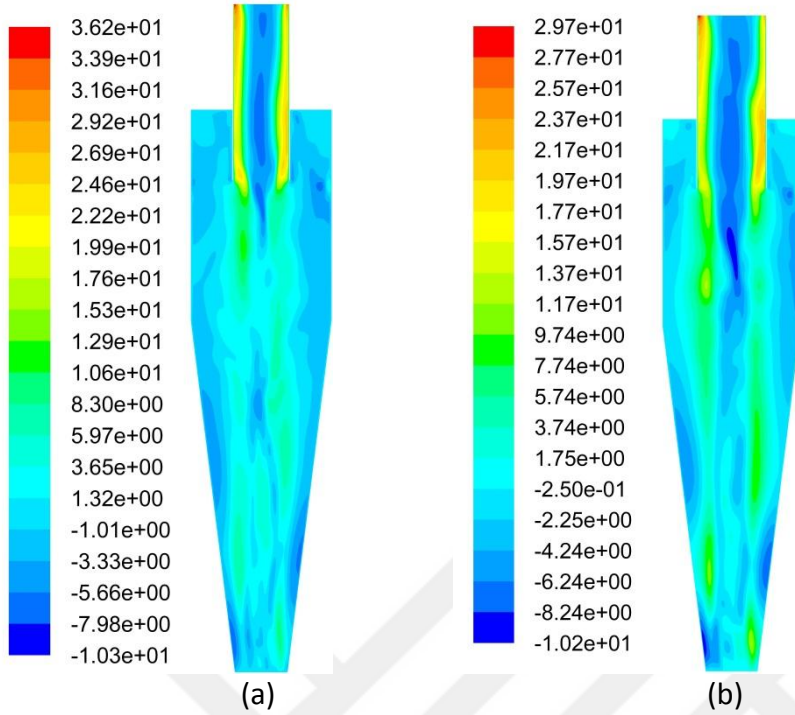
Şekil 6.13. Giriş hızı 16,5 m/s için 170 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi



Şekil 6.14. Giriş hızı 16,5 m/s için 270 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi

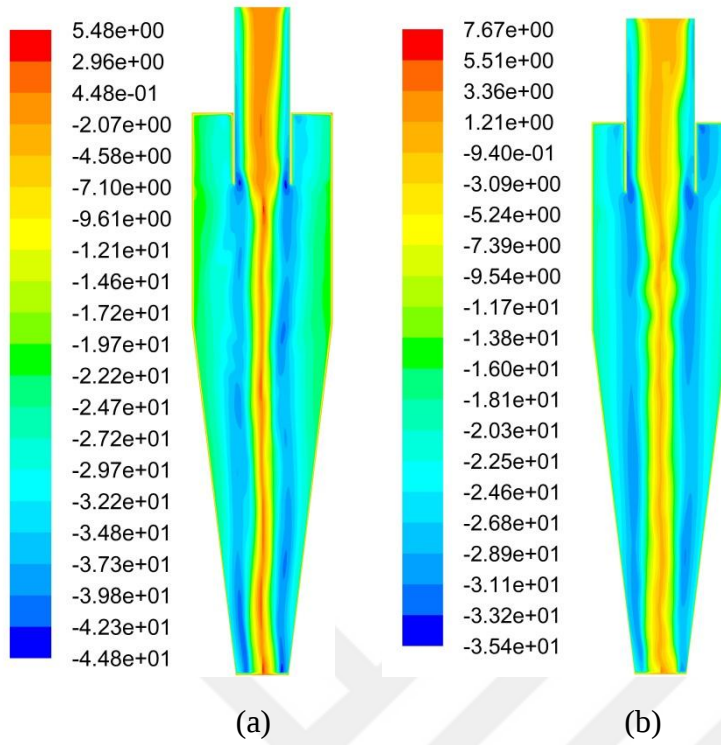
Giriş hızı 16,5 m/s için siklon çıkış borusu çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonların gövde merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki eksenel ve teğetsel hız konturları sırasıyla Şekil 6.15 ve Şekil 6.16'deki gibidir.

Şekil 6.15a'da görülen siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için eksenel hız -10,3 m/s ile 36,2 m/s arasında değişmektedir. Şekil 6.15b'de verilen siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için ise eksenel hız -10,2 m/s ile 29,7 m/s değerleri arasında değişim göstermektedir. $D_e=0,4D$ siklonunun çıkış borusu çapı daha küçük olduğundan aynı giriş debisi için kesit alanı düştüğünden çıkış hızı artmaktadır. Görüldüğü üzere siklon çıkış boru çapı küçüldüğünde teğetsel hızın değişim aralığı artış göstermiştir. Her iki siklonda da maksimum çıkış hızı siklon çıkış borusu iç cidarındadır.



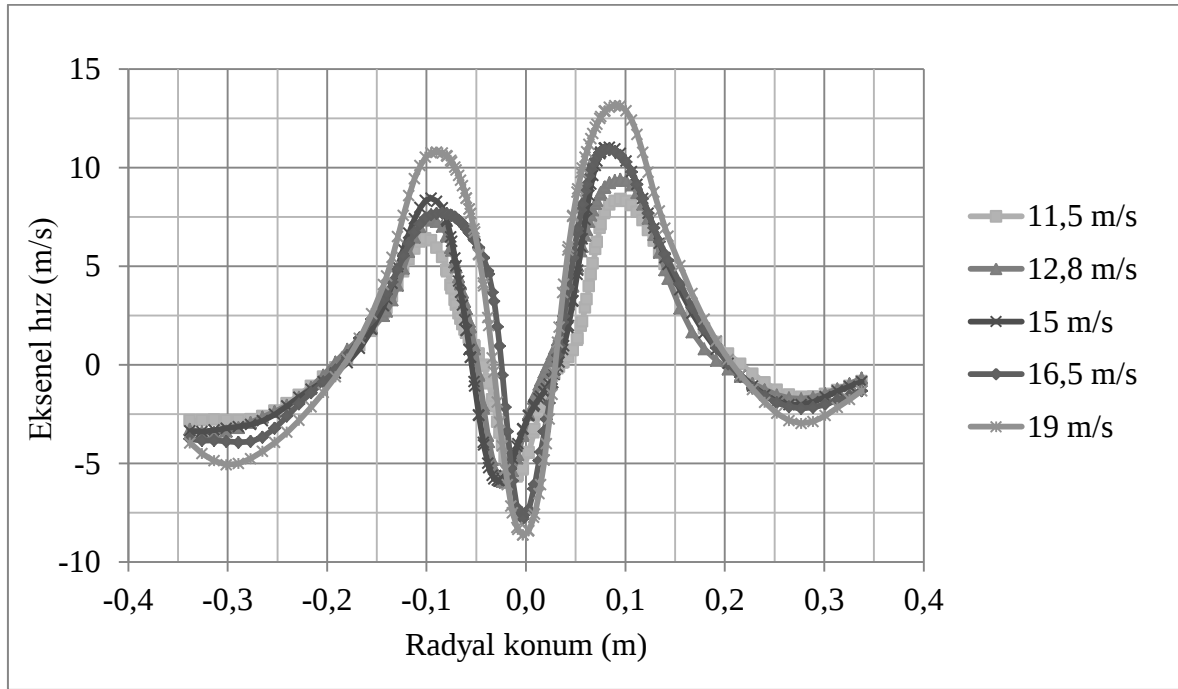
Şekil 6.15. Teğetsel giriş hızı 16,5 m/s için siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki eksenel hız dağılım konturlarının görünümü: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

Şekil 6.16'da siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki teğetsel hız dağılım konturları verilmiştir. Şekil 6.16a'da siklon çıkış çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki teğetsel hız konturlarının değişimi verilmiştir. Hız skalasında görüldüğü gibi teğetsel hız değeri -44,8 m/s ile 5,48 m/s arasında değişim göstermektedir. Şekil 6.16b'de ise siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki teğetsel hız konturlarının değişimi verilmiştir. Hız skalasında görüldüğü gibi teğetsel hız değeri -35,4 m/s ile 7,67 m/s arasında değişim göstermektedir. Teğetsel hız büyüklüğü aralığı siklon çıkış boru çapı küçülünce artmaktadır. Bunun sebebi her iki siklon girişinde akışkan debisi aynı olup, çıkış borusunun çapı küçüldüğünde debinin sabit kalması hızın artmasını gerektirmesidir. Teğetsel hızların maksimum olduğu değerler siklon çıkış çapı konumlarındadır. $D_e=0,4D$ siklonu için siklon merkezinden 28 cm uzaklıkta hız değeri yaklaşık olarak -44,8 m/s $D_e=0,5D$ siklonu için siklon merkezinden 35 cm uzaklıkta yaklaşık -35,4 m/s'de maksimum teğetsel hız değerlerine ulaşmaktadır.

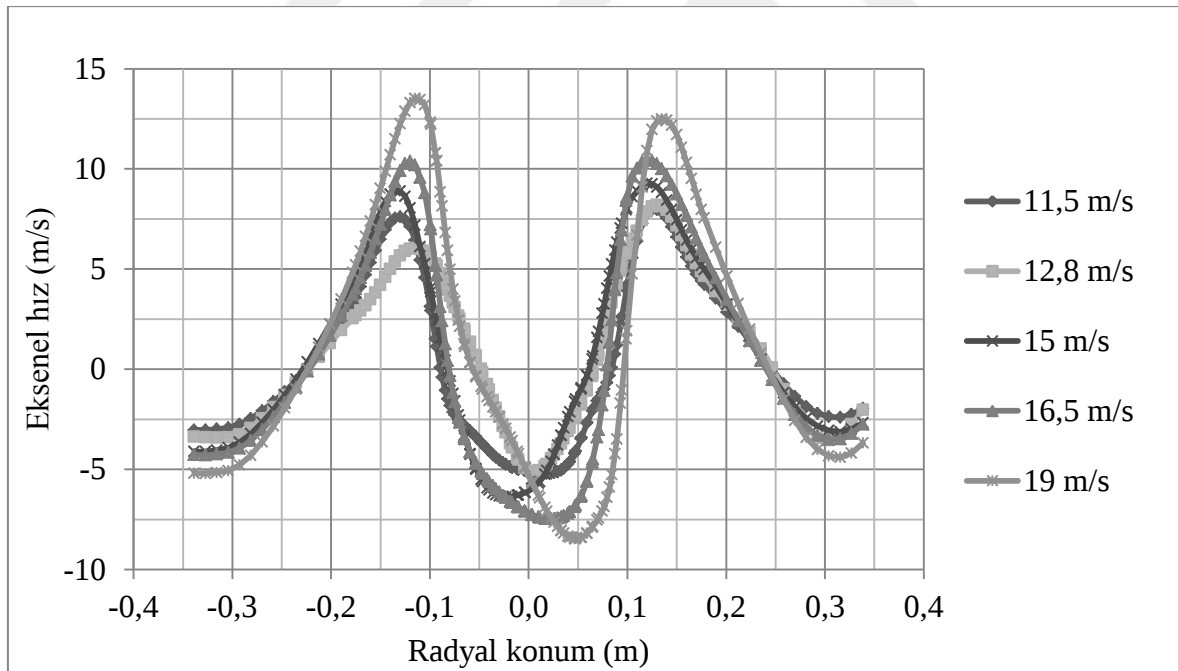


Şekil 6.16. Teğetsel giriş hızı 16,5 m/s olan siklon merkezinde siklon uzunluğu boyunca alınan düzlemdeki teğetsel hız dağılım konturlarının görünümü: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

Siklona giren akışkan hızının veya debisinin hız bileşenleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Şekil 6.17’de beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlarda bir numaralı istasyondaki (100 cm) eksenel hızın radyal yöndeki değişimi A-A çizgisi boyunca gösterilmiştir. Şekil 6.17a’da eksenel hızın radyal yöndeki değişimi üç farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için verilmiştir. Şekil 6.17b’de ise eksenel hızın radyal yöndeki değişimi beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için verilmiştir. Görüldüğü üzere giriş hızının artmasıyla birlikte eksenel hız artış göstermektedir. Bu konumda her iki siklon için eksene göre eksenel hızların yaklaşık simetrik olduğu söylenebilir. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklonun maksimum hıza ulaştığı radyal yarıçap değeri 12,5 cm yakınlarında iken siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için maksimum hız değeri radyal yarıçap değeri 15 cm yakınlarındadır. Eksenel hız büyüklükleri her iki siklon için yaklaşık -8 m/s ile 14 m/s arasında değişmektedir.



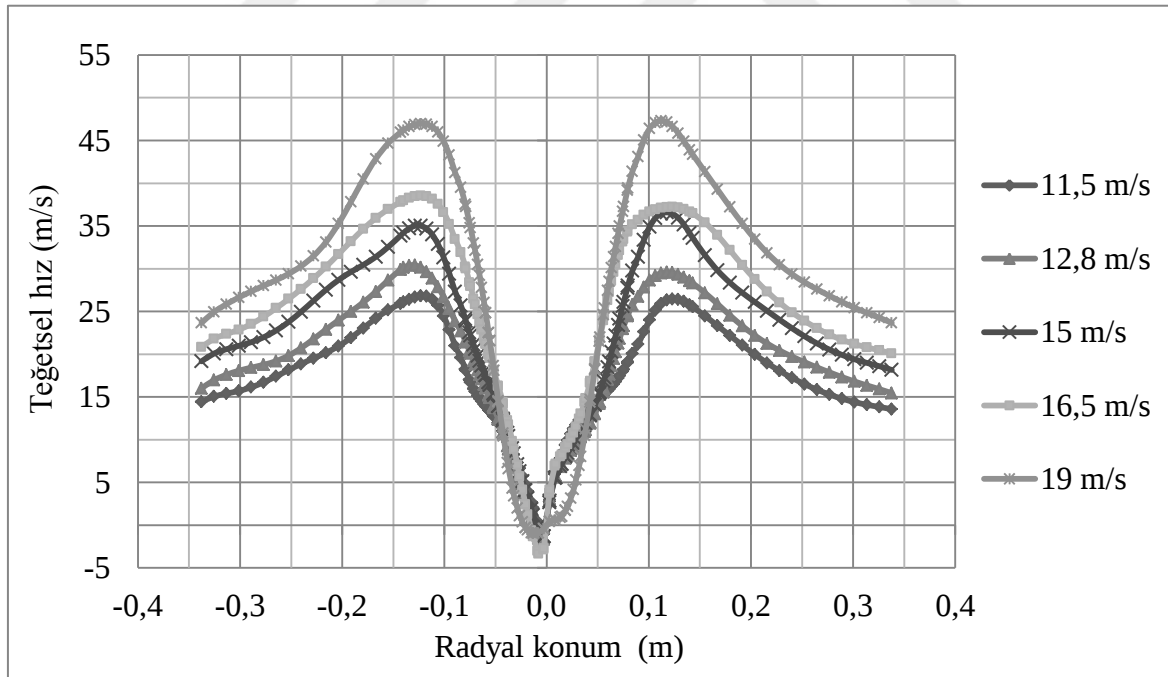
(a)



(b)

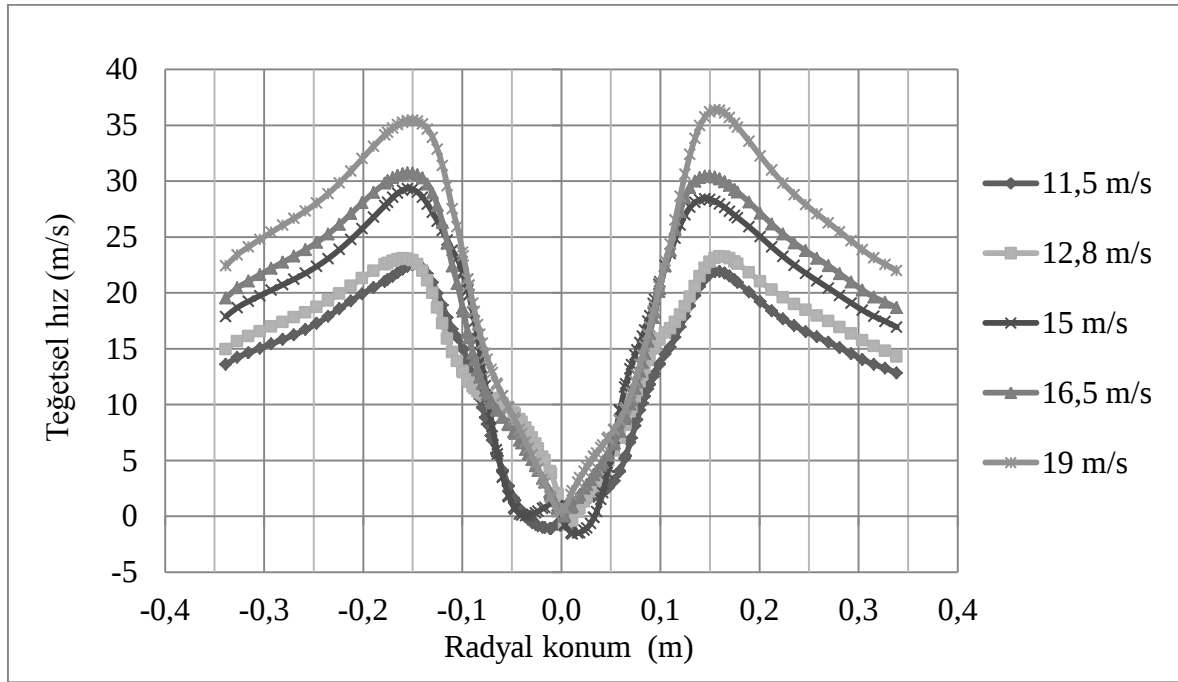
Şekil 6.17. Beş farklı giriş hız değeri için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki eksenel hızın radyal yöndeki değişimi: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

Şekil 6.18’de beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlarda bir numaralı istasyondaki (100 cm) teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi A-A çizgisi boyunca gösterilmiştir. Şekil 6.18a’da teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için verilmiştir. Şekil 6.18b’de ise teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için verilmiştir. Görüldüğü üzere giriş hızının artmasıyla birlikte teğetsel hız artış göstermektedir. Bu istasyonda her iki siklon için eksene göre eksenel hızların yaklaşık olarak simetriktir. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklonun maksimum hıza ulaştığı radyal yarıçap değeri 12,5cm yakınlarında iken siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için maksimum hız değeri radyal yarıçap değeri 15 cm yakınlarındadır. Eksenel hız büyüklükleri siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ için yaklaşık -3 m/s ile 47 m/s, siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ için yaklaşık -2 m/s ile 36 m/s arasında değişmektedir. Siklon çıkış çapındaki düşüşün teğetsel hızda artışa neden olduğu görülmüştür.



(a)

Şekil 6.18. Beş farklı giriş hızı için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

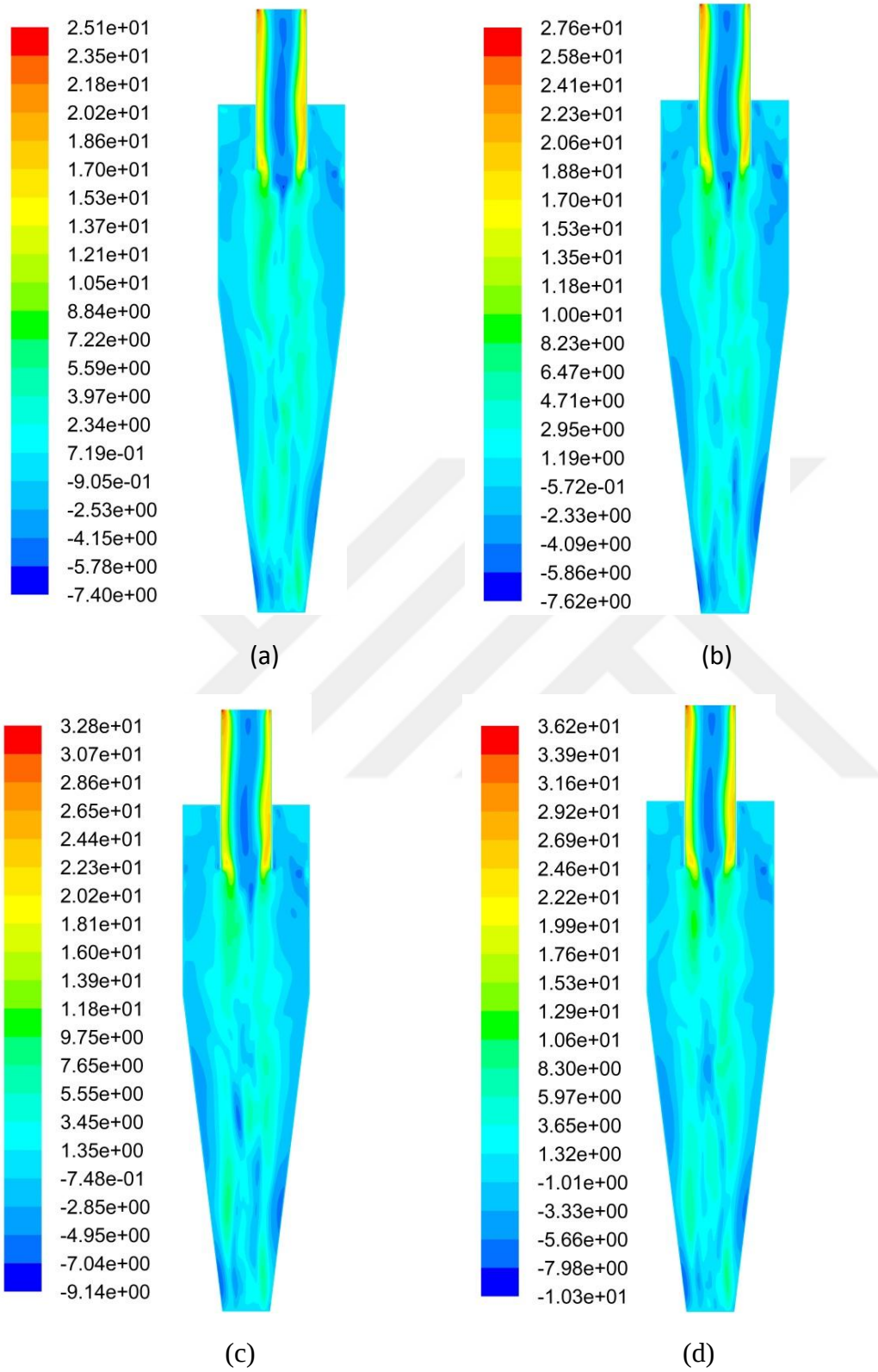


(b)

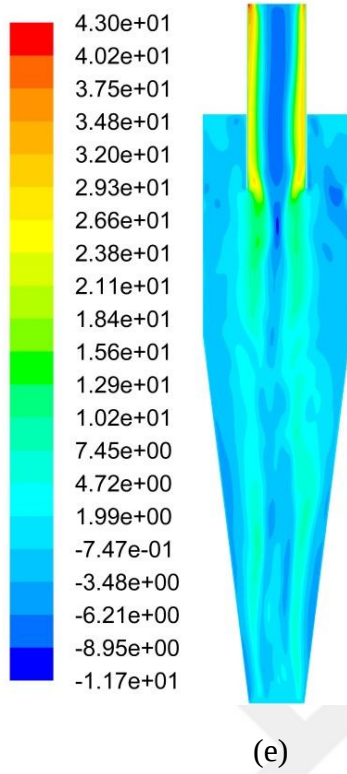
Şekil 6.18. (devam) Beş farklı giriş hızı için 100 cm konumunda bulunan istasyondaki teğetsel hızın radyal yöndeki değişimi: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

Siklona giren akışkanın hızının hız konturu üzerindeki etkisi Şekil 6.19 - Şekil 6.22’de incelenmiştir.

Şekil 6.19’da beş farklı giriş hızı (11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s, ve 19 m/s) için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemde aksenal hız konturları gösterilmiştir. Siklon giriş hızı arttıkça aksenal hızdaki artış Şekil 6.19’daki skalalarda görülmektedir. Siklon çıkış borusunun iç cidarlarında pozitif yönde maksimum değerine ulaşan teğetsel hız, aynı borunun merkezinde negatif yönde en yüksek değerini almaktadır.

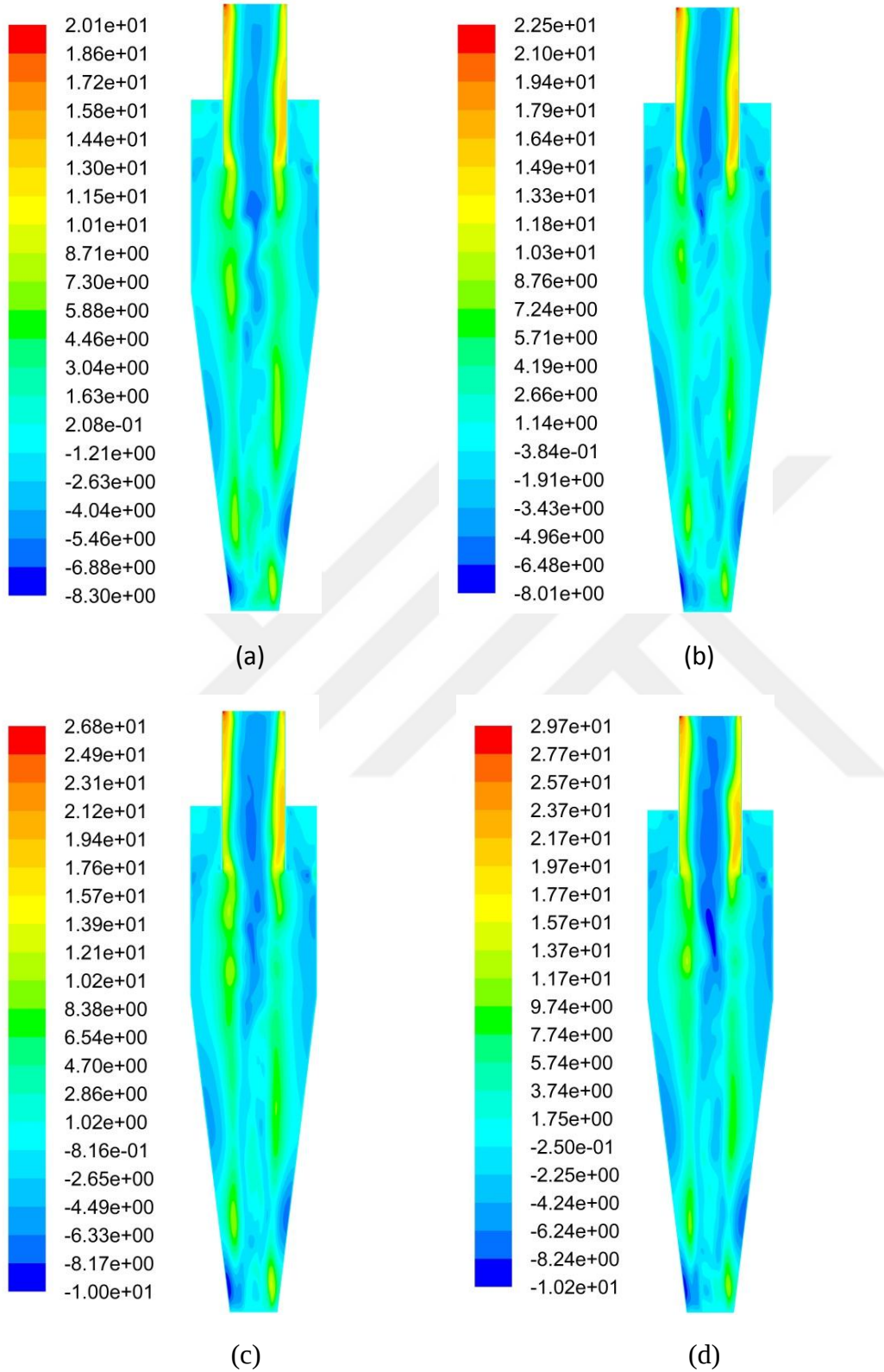


Şekil 6.19. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklondaki aksel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s

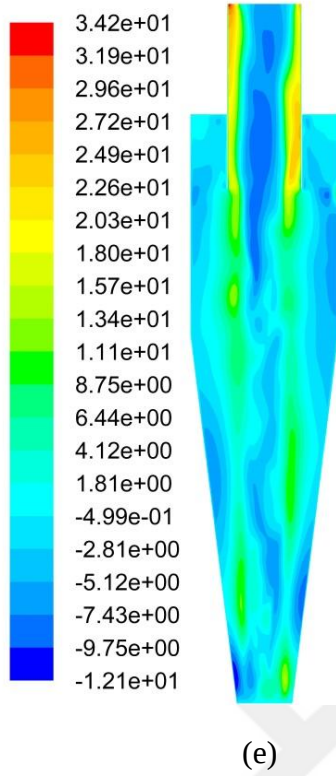


Şekil 6.19. (devam) Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklondaki aksenal hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s

Şekil 6.20’de beş farklı giriş hızı (11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s ve 19 m/s) için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemde aksenal hız konturları gösterilmiştir. Siklon giriş hızı arttıkça aksenal hızdaki artış Şekil 6.20’deki skalalarda görülmektedir. Siklon çıkış borusunun iç cidarlarında pozitif yönde maksimum değerine ulaşan teğetsel hız, aynı borunun merkezinde negatif yönde en yüksek değerini almaktadır.



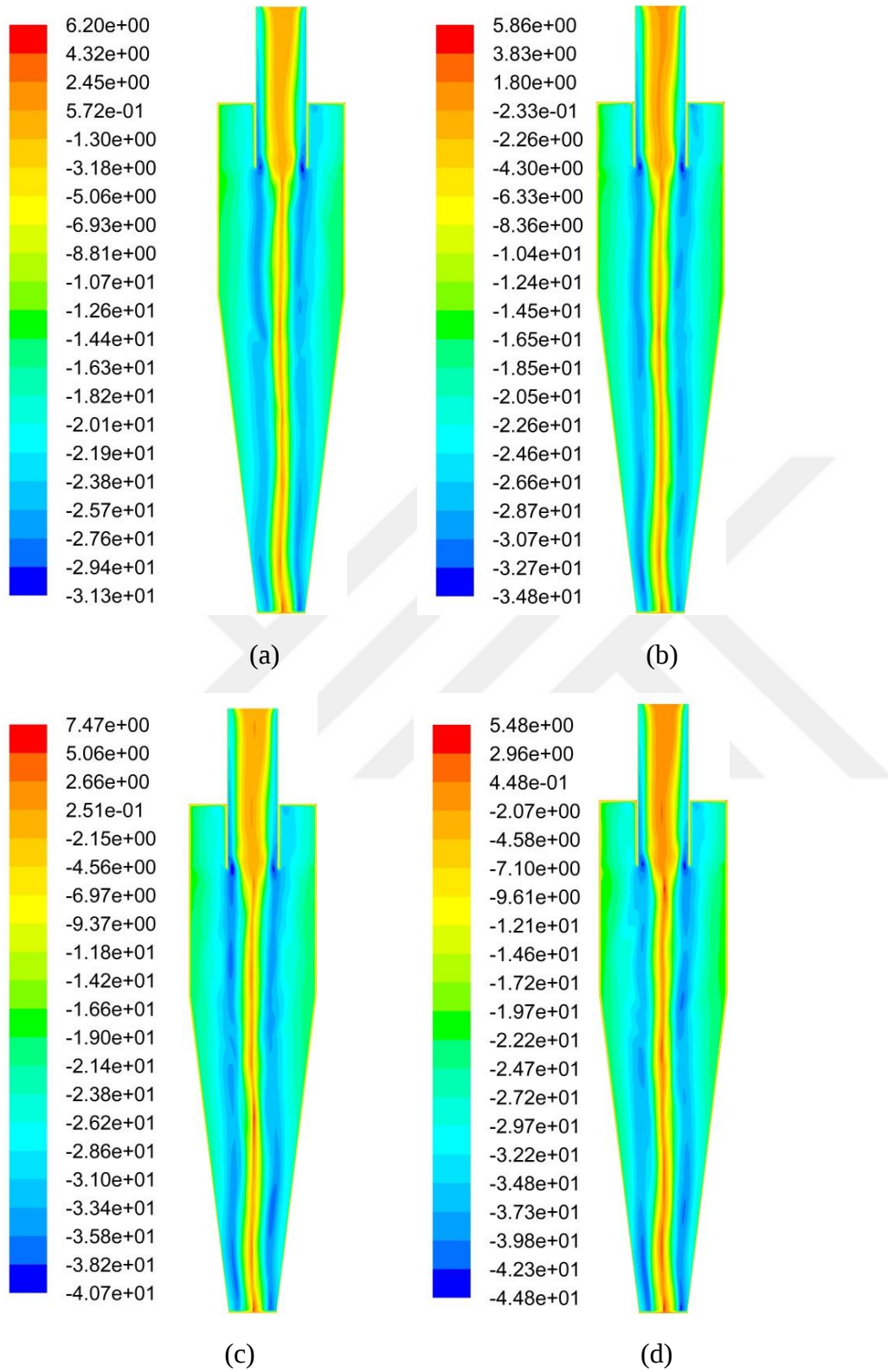
Şekil 6.20. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki eksenel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s



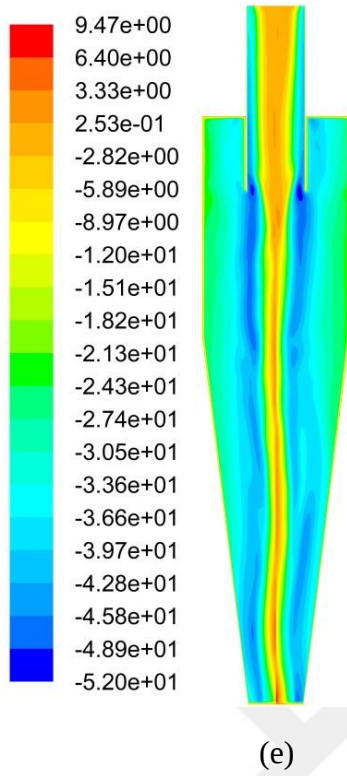
Şekil 6.20. (devam) Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki eksenel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s

Siklon çıkış borusu çapının $0,5D$ 'den $0,4D$ 'ye düşmesi durumunda siklondaki eksenel hızın arttığı görülmüştür.

Şekil 6.21'de beş farklı giriş hızı (11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s ve 19 m/s) için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklon için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemde teğetsel hız konturları gösterilmiştir. Giriş hızı arttıkça teğetsel hızın arttığı Şekil 6.21'de hız skalalarında görülmektedir. Radyal yönde 28 cm de teğetsel hızın negatif yönde maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Bu değer siklon içindeki en yüksek hız değeridir. Siklon merkezindeki hız sıfıra yaklaşmaktadır. Yani merkezde en küçük hız değerini almaktadır.

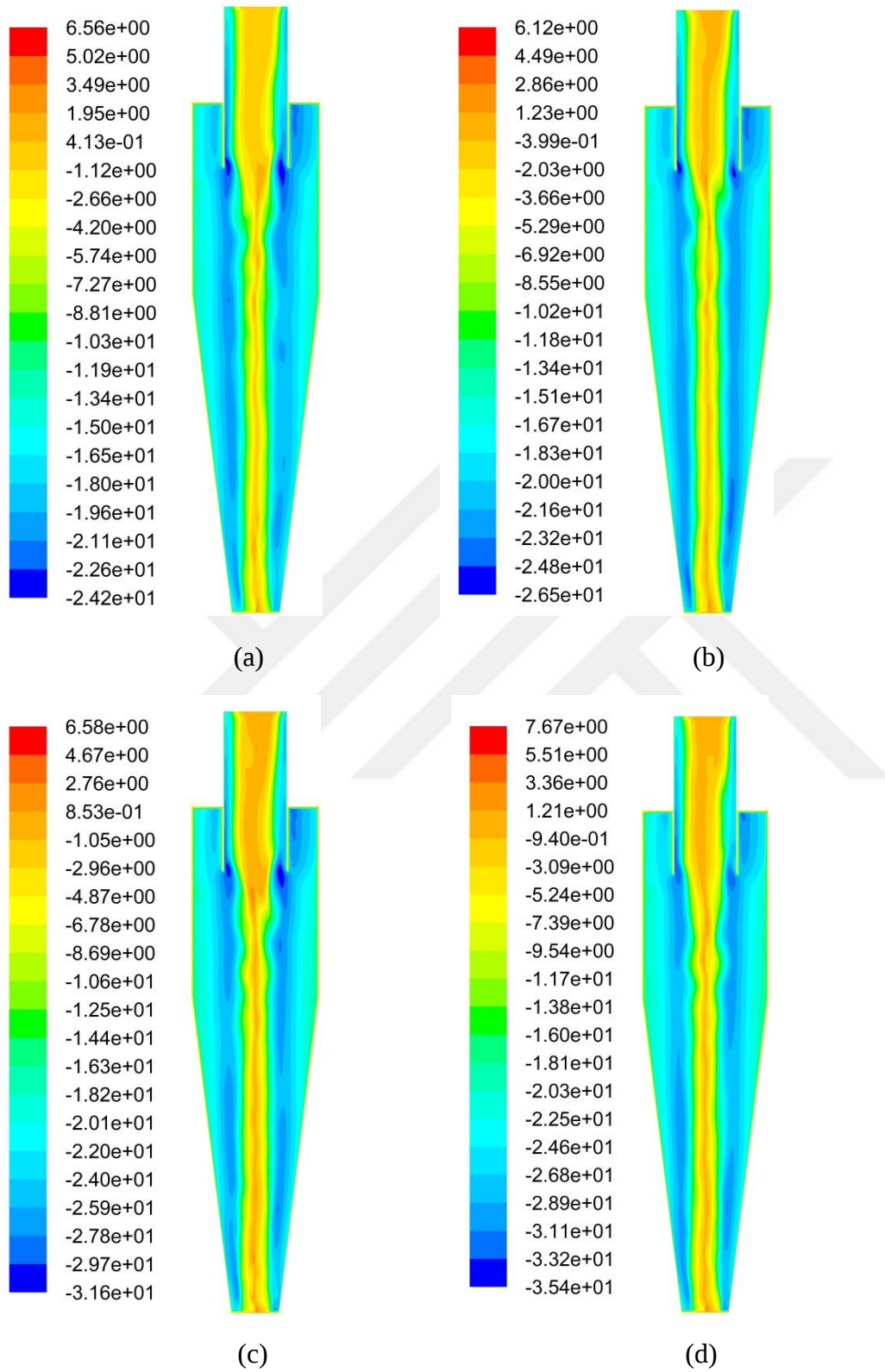


Şekil 6.21. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklondaki teğetsel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s

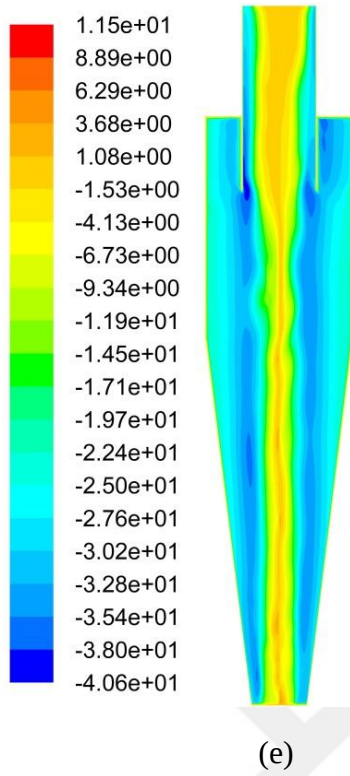


Şekil 6.21. (devam) Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklondaki teğetsel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s

Şekil 6.22’de beş farklı giriş hızı (11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s ve 19 m/s) için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemde teğetsel hız konturları gösterilmiştir. Radyal yönde 35 cm de teğetsel hızın negatif yönde maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Bu değer siklon içindeki en yüksek hız değeridir. Siklon merkezindeki hız sıfıra yaklaşmaktadır. Yani merkezde en küçük hız değerini almaktadır.



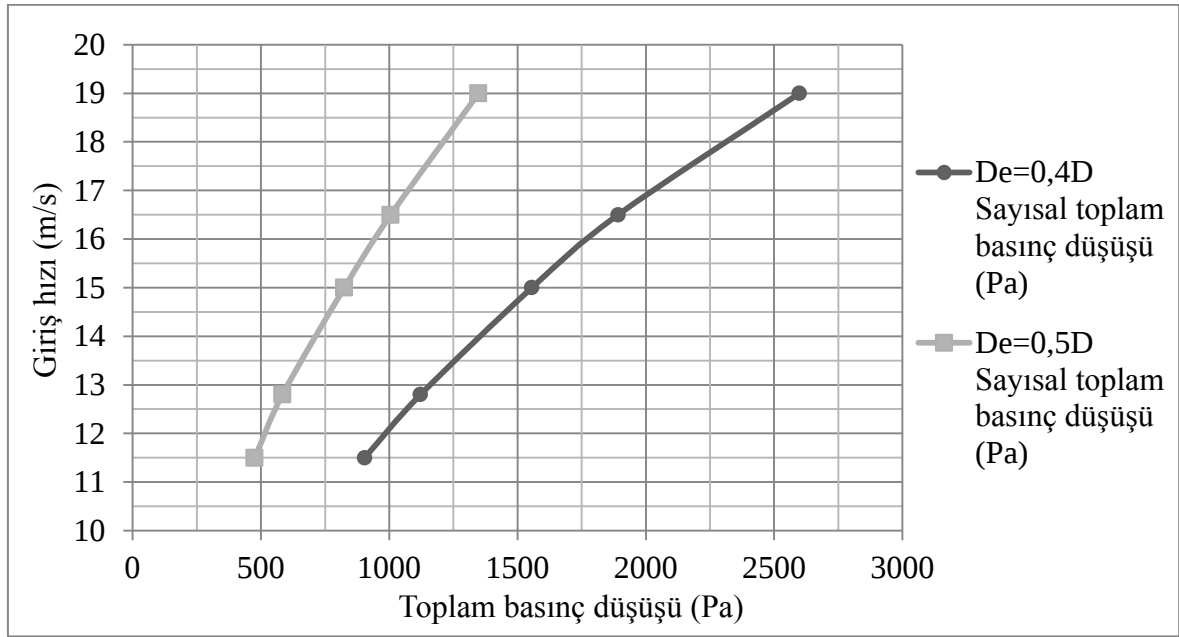
Şekil 6.22. Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki teğetsel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s



Şekil 6.22. (devam) Beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki teğetsel hız konturu görünümü: (a) 11,5 m/s, (b) 12,8 m/s, (c) 15 m/s, (d) 16,5 m/s, (e) 19 m/s

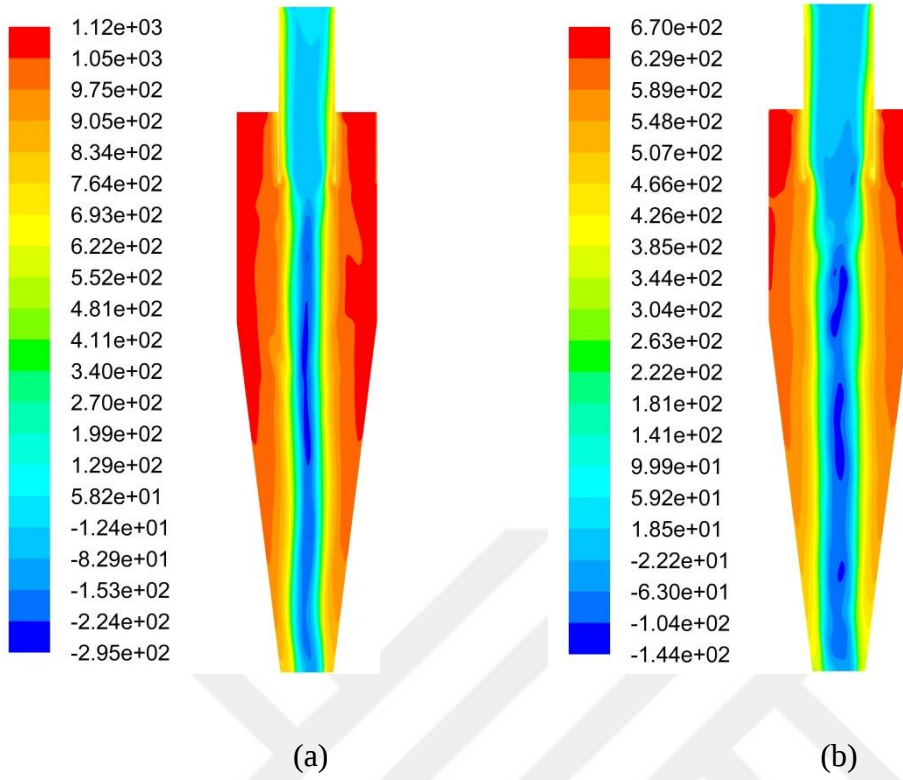
Siklon çıkış borusu çapının $0,5D$ 'den $0,4D$ 'ye düşmesi durumunda siklondaki teğetsel hızın arttığı görülmüştür.

Siklon çıkış borusu çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan iki farklı siklondaki beş ayrı giriş hızı için sayısal hesaplama sonucunda bulunan toplam basınç farkı değerleri siklon giriş hızına bağlı olarak Şekil 6.23'de verilmiştir. Şekil 6.23'de görüldüğü gibi siklon giriş hızının artması ile toplam basınç düşüşü artış göstermektedir. Bu artış değeri beş farklı giriş hız değerleri için siklon çıkış boru çapının $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4D$ 'ye azalması durumunda siklondaki sayısal toplam basınç farkı ortalama %90,45 artmaktadır. Giriş hızı 16,5 m/s için sayısal toplam basınç farkı %88,07 artmıştır.

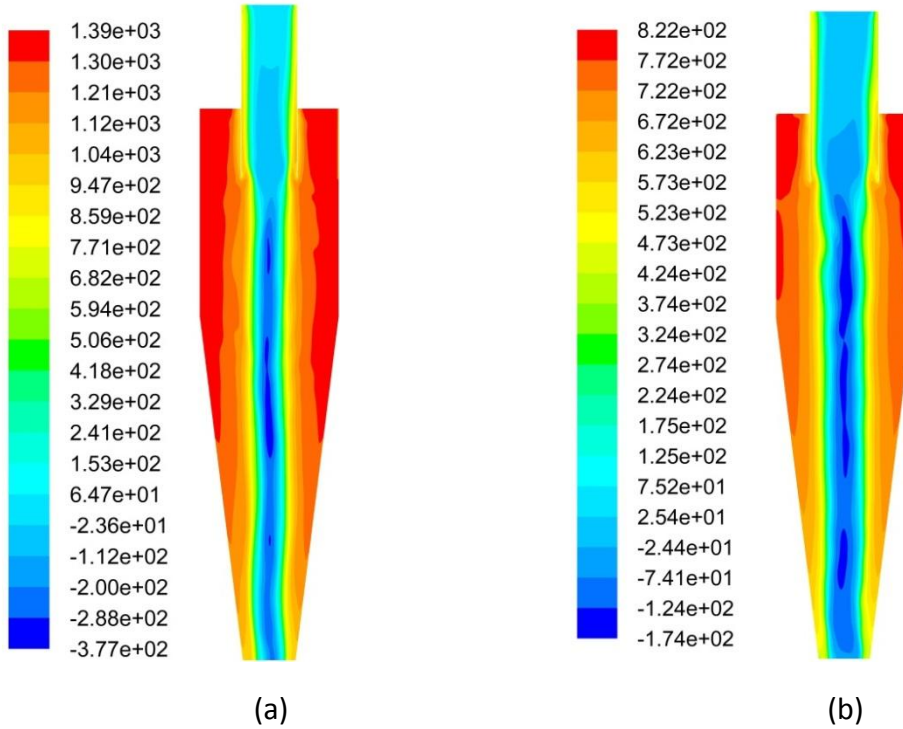


Şekil 6.23. Siklon çıkış borusu çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlar için siklon giriş hızına bağlı sayısal toplam basınç düşümü grafiği

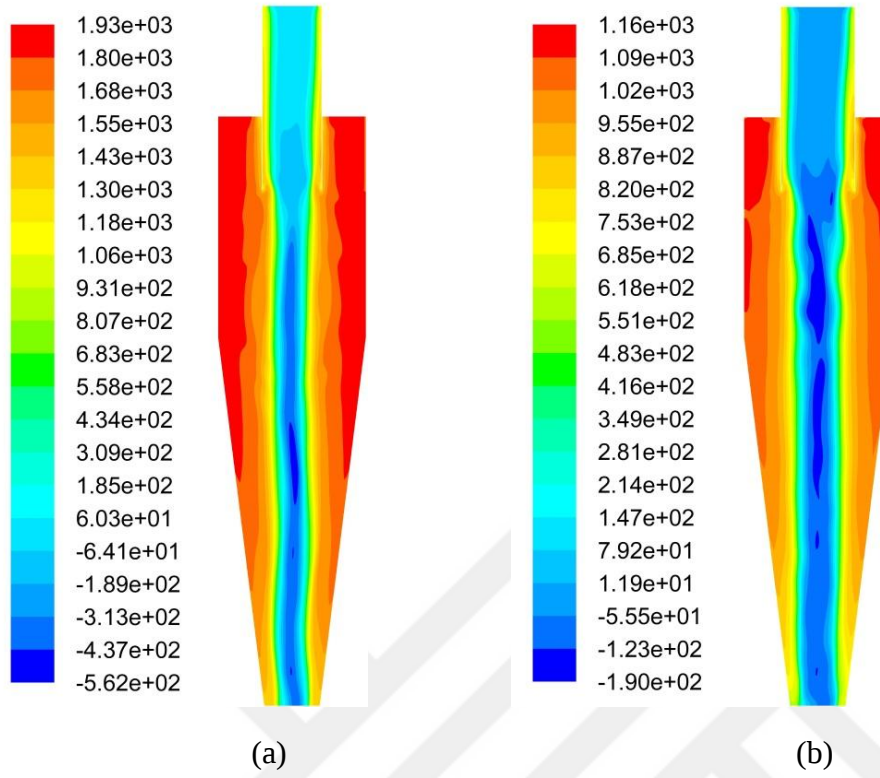
Beş farklı siklon giriş hızı için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki basınç konturları siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ için Şekil 6.24 - Şekil 6.28’de verilmiştir. Bu şekillerde basınç konturları siklon boru çıkış çapı $D_e=0,4D$ için Şekil 6.24a –Şekil 6.28a’da verilmiştir. Siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklondaki basınç konturları ise Şekil 6.24b –Şekil 6.28b’de verilmiştir. Toplam basınç farkı siklon merkezinde yaklaşık siklon çıkış boru çapı boyunca negatif olarak en yüksek değerleri alırken, çıkış borusu çapı ile siklon gövde çapı arasında pozitif basınç değerleri almaktadır.



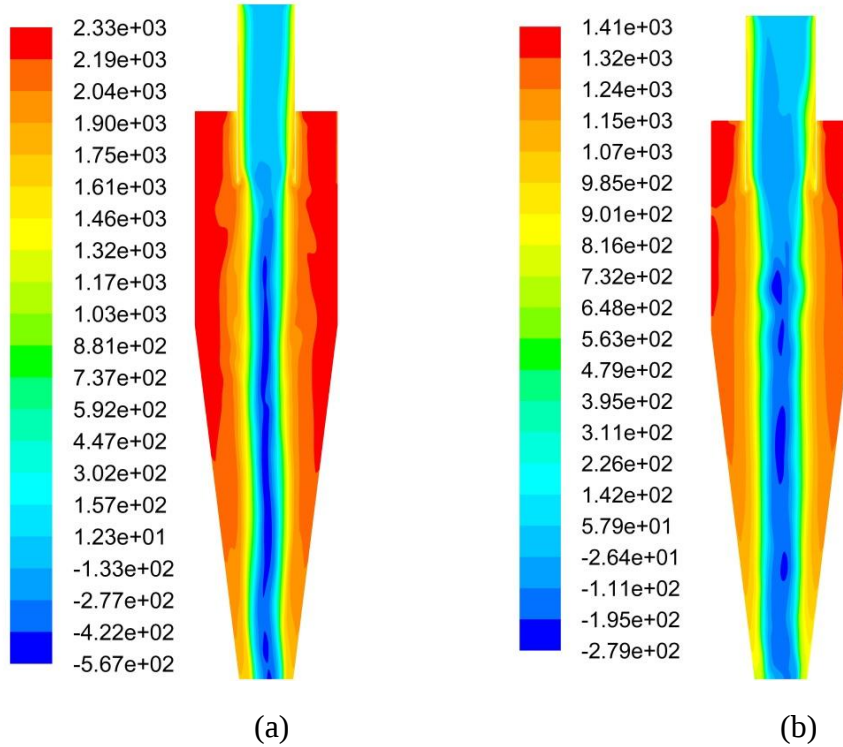
Şekil 6.24. Giriş hızı 11,5 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$



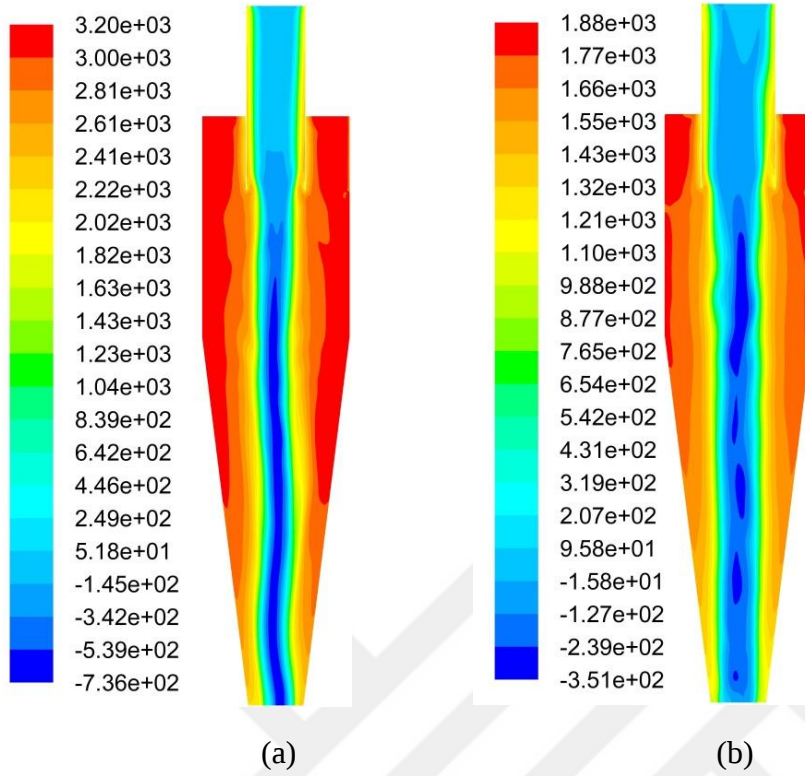
Şekil 6. 25. Giriş hızı 12,8 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$



Şekil 6.26. Giriş hızı 15 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$



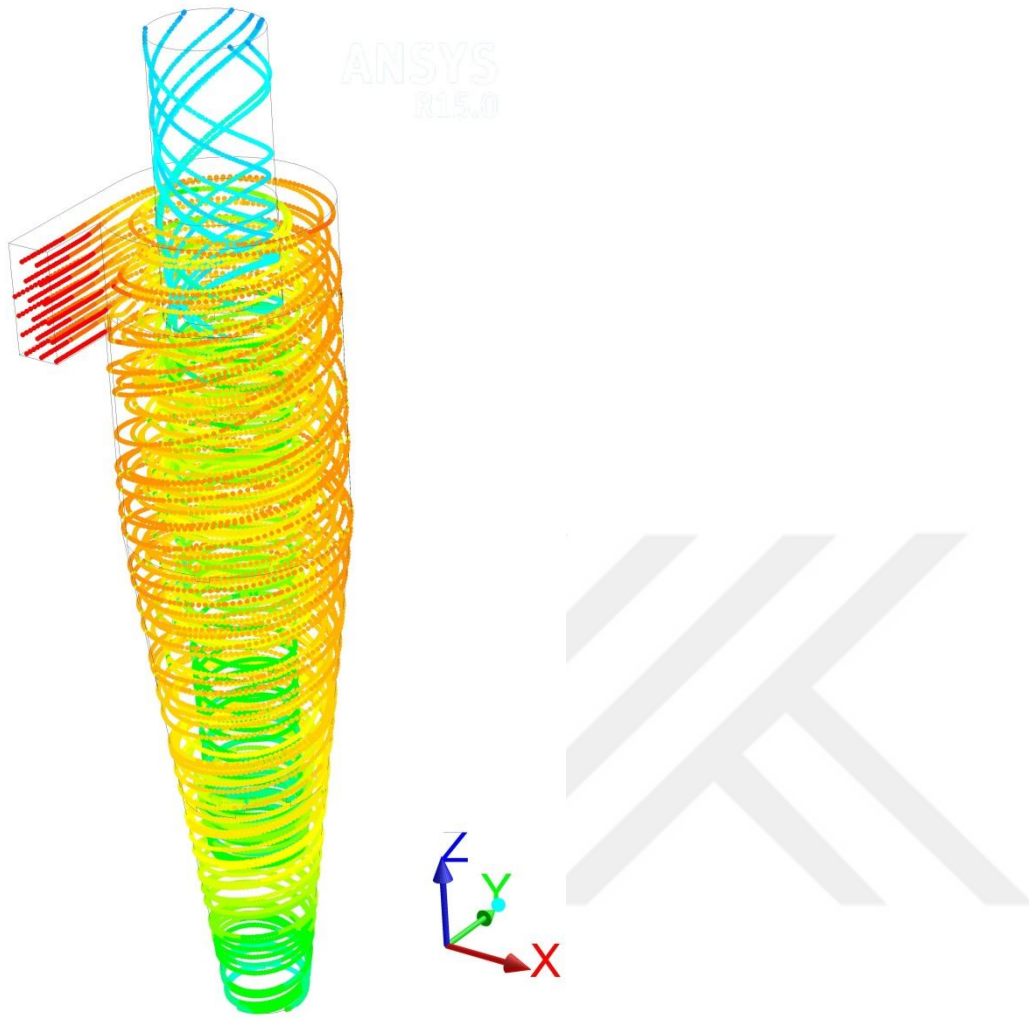
Şekil 6.27. Giriş hızı 16,5 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$



Şekil 6.28. Giriş hızı 19 m/s için A-A çizgisi boyunca kesilen düzlemdeki toplam basınç konturları: (a) $D_e=0,4D$, (b) $D_e=0,5D$

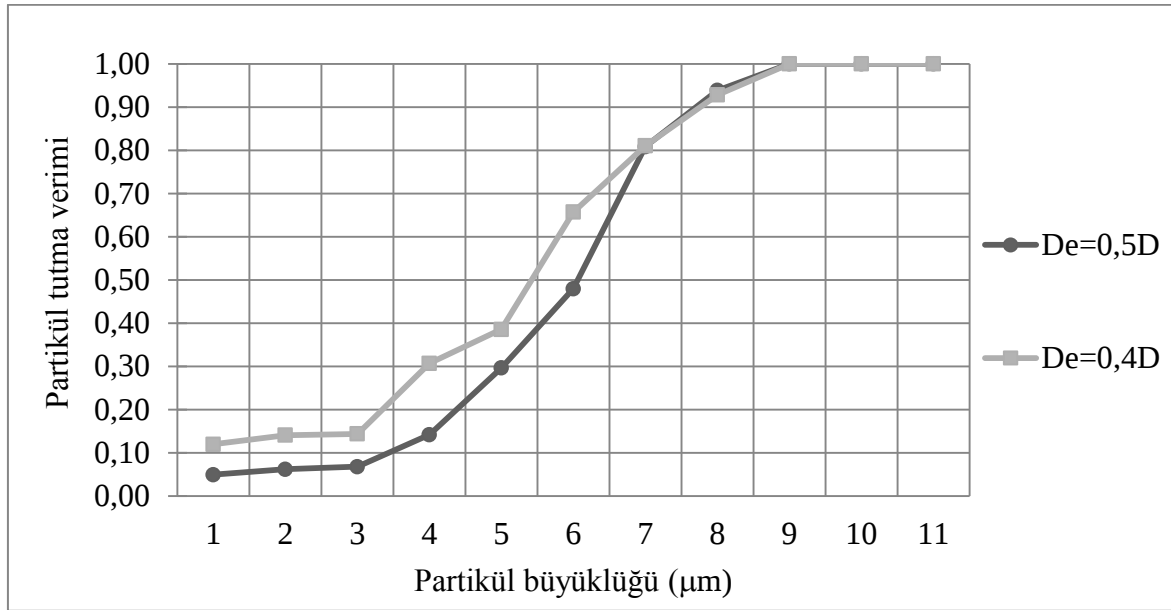
Şekil 6.24-Şekil 6.28 arasındaki toplam basınç düşüşü konturlarında da görüldüğü gibi beş farklı giriş hızı için siklon çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4$ 'ye düşürüldüğünde toplam basınç farkı ortalama %90,45 artmaktadır. Giriş hızı 16,5 m/s için yapılan sayısal analiz sonucunda toplam basınç farkının %88,07 arttığı görülmüştür.

Partikül toplama verimlerinin hesabında siklon çıkış boru çapları $D_e=0,4D$ ve $D_e=0,5D$ olan siklonlarda 16,5 m/s giriş hızı için analizler yapılmıştır. Analizlerde 414 kg/m^3 yoğunluğa sahip ağaç talaşı külü partikülleri akışla aynı hızda siklona enjekte edilmiştir. Şekil 6.29'da $D_e=0,5D$ siklonuna gönderilen partiküllerin izlediği yol görüldüğü gibi siklonun iç duvarlarından aşağıya doğru birinci girdap oluşmaktadır. Daha büyük partikülleri aşağıda bırakıp küçük partiküllerle beraber hava akımı siklonun merkezinde ikinci bir girdap hareketini yukarıya doğru oluşturarak sistemi terk etmiştir.



Şekil 6.29. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklona gönderilen partiküllerin izlediği yol

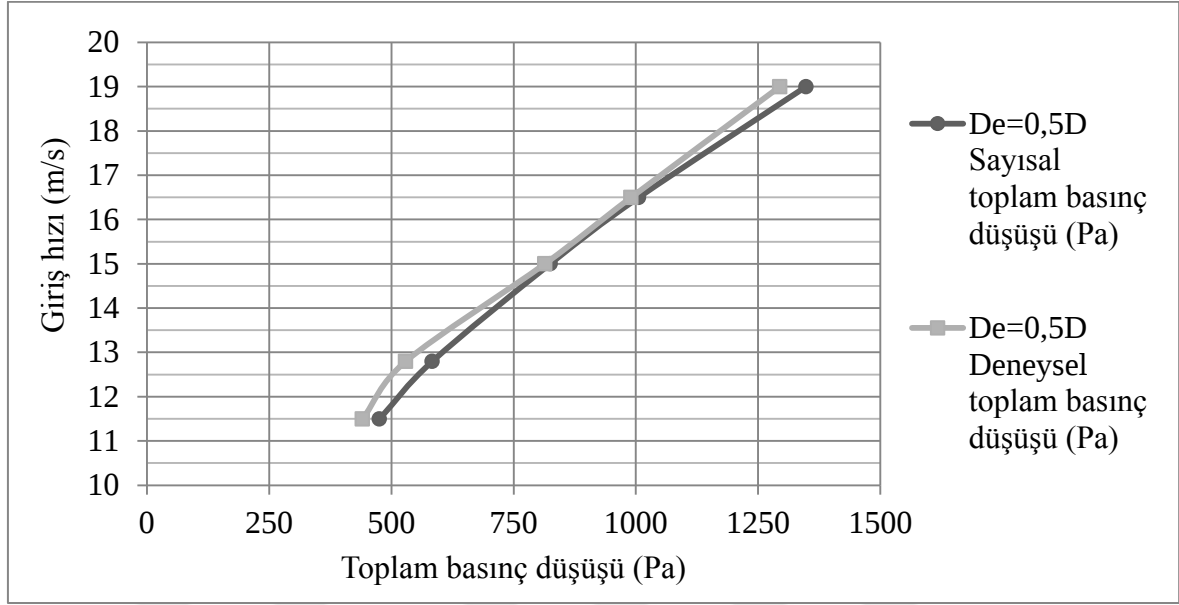
Partikül çapları $d_p = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10$ ve $11 \mu m$ olan ağaç talaşı külü partikülleri için yapılan analiz değerlerinden elde edilen sonuçları Eş. 5.8’de yerlerine yerleştirerek partikül çapına göre bulunan oransal partikül verimi yüzde olarak Şekil 6.30’da verilmiştir. Şekil 6.30’da görüldüğü gibi $8 \mu m$ değerindeki partikül çap değerinden büyük değerler için toz tutma verimlerinde herhangi bir fark yoktur. $9 \mu m$ ’den küçük partiküller için bu iki siklon kıyaslandığında siklon boru çıkış çapları $D_e=0,4D$ olan siklonun $D_e=0,5D$ ’ye göre %22,8 daha verimli olduğu görülmüştür.



Şekil 6.30. Partikül çaplarına göre hesaplanan ortalama partikül tutma verimi

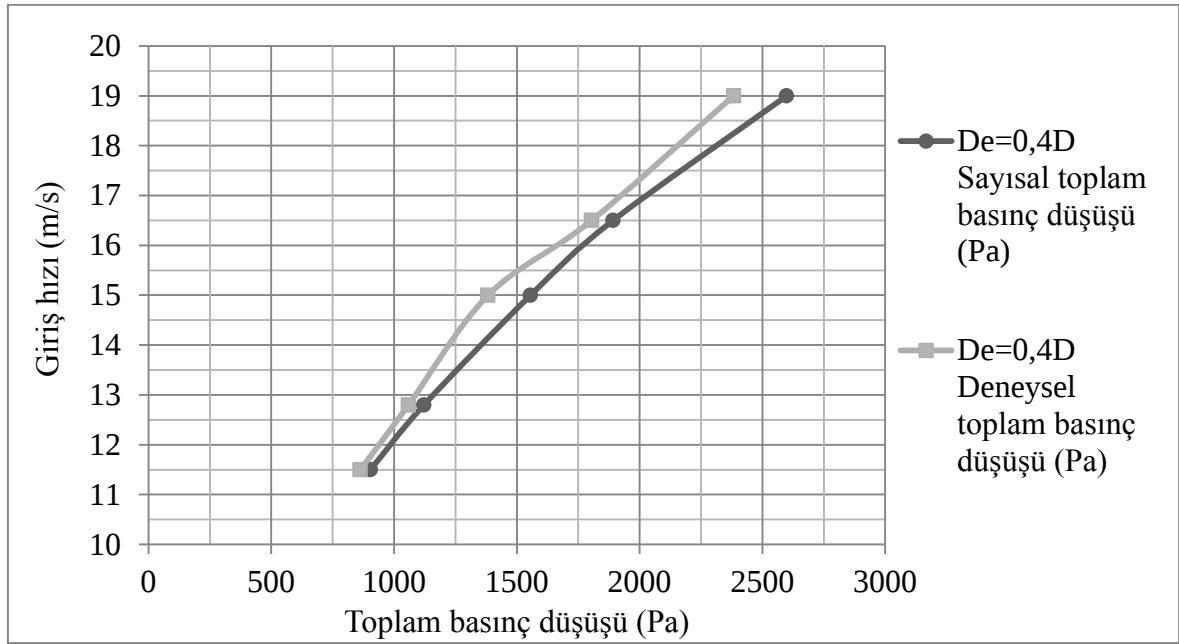
6.3. Deneysel ve Sayısal Çalışma Sonuçlarının Kıyaslanması

Çıkış borusu çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için beş farklı giriş hız değeri için yapılan deneysel ve sayısal toplam basınç düşüşü çalışma sonuçları Şekil 6.32’de gösterildiği gibidir. Çalışma sonuçlarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 6.31. Çıkış boru çapı $De=0,5D$ olan siklon için beş farklı giriş hız değeri için yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonuçları

Benzer şekilde çıkış borusu çapı $De=0,4D$ olan siklon için beş farklı giriş hız değeri için yapılan deneysel ve sayısal çalışma toplam basınç düşüşü sonuçları Şekil 6.33'de gösterildiği gibidir. Çalışma sonuçlarının birbiriyle uyumlu olduğu söylenebilir.



Şekil 6.32. Çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ olan siklon için beş farklı giriş hız değeri için yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonuçları

Giriş hızı 16,5 m/s için siklonların siklon çıkış boru çapının $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4D$ 'ye azalması durumunda deneysel çalışmada %82,18 basınç artışı söz konusuysen sayısal çalışmada %88,07 basınç artışı olmuştur. Partikül tutma verimi ise 9 μm 'nin altındaki partiküller için $D_e=0,4D$ siklonunun $D_e=0,5D$ 'a siklonuna göre deneysel çalışmada %23,15, sayısal çalışmada, %22,8 daha verimli olduğu söylenebilir.



7. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu tezde teğetsel girişli Stairmand siklonu çıkış boru çapı $D_e=0,5D$ ve değiştirilmiş çıkış boru çapı $D_e=0,4D$ olan siklonlar için deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Deneysel çalışmada iki farklı çıkış boru çapı ($D_e=0,5D$ ve $D_e=0,4D$) için siklonlar imal edilmiş ve beş farklı giriş hızında toplam basınç düşümü ölçülmüştür. Ayrıca 16,5 m/s giriş hızı için iki siklona gönderilen toz numuneleri analiz edilmiştir. Sayısal çalışmada da deneysel çalışmada kullanılan siklonlar yine deneysel çalışmada kullanılan hızlar için hız ve basınç alanları Reynolds stress türbülans modeli kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalarda ticari bir HAD yazılımı olan ANSYS Fluent 15.0 kullanılmıştır. Analizler tek fazlı ve çift fazlı olmak üzere iki şekilde gerçekleştirilmiştir. Tek fazlı analizlerde basınç kaybı ve hız profilleri hesaplanmış ve bulunan sonuçlar yapılan deneysel çalışma ve literatürle karşılaştırılmıştır. Çift fazlı analizlerde ise çıkış borusu çapı değişiminin partikül toplama verimi üzerine etkisi belirlenmiştir. Bulunan sonuçlar literatürle ve deneysel çalışmalarla karşılaştırıldığında son derece yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Hesaplamalarda Slack ve diğerleri (2000) tarafından önerilen sayısal ağ yapısı kullanılmıştır. İç içe geçmiş karmaşık akış siklon merkezinde daha yoğun olduğundan bu bölgeye daha sık hücre elemanları atılarak akışın daha hasas analiz edilmesi amaçlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen teğetsel ve eksenel hız profilleri Ayers (1983) ile karşılaştırılmış ve son derece yakın sonuçlar elde edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan Reynolds stres türbülans modeli Slack ve diğerleri (2000), Gimbun ve diğerleri (2005), Karagöz ve Kaya (2009) ve Brar ve diğerleri (2015a) tarafından kullanılmış ve girdaplı akışlar için uygun olduğunu belirtmişlerdir. Brar ve arkadaşlarının. (2015a) kullandıkları çözüm yöntemi uygulanmıştır.

Siklonda iç içe geçmiş iki girdaplı akışın karmaşık olmasından dolayı eksenel ve teğetsel hızların belirlenmesi oldukça önemlidir. Bu eksenel ve teğetsel hızlar partikül toplama verimi hesabını etkilemektedir. Tez kapsamında yapılan mevcut çalışmada siklon çıkış borusunun değişiminin toplam basınç düşüşü ve partikül toplama verimi üzerine etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Analizler 11,5 m/s, 12,8 m/s, 15 m/s, 16,5 m/s ve 19 m/s hızları için sayısal ve deneysel olarak yapılmıştır. Deneysel çalışmada giriş hızlarına göre toplam basınç düşüşleri ölçülmüştür. Sayısal çalışmada toplam basınç

düşüşü, eksenel ve teğetsel hız değerleri hesap edilmiştir. İki farklı çıkış çapı siklonda bu beş hız değeri için hesaplanan ve ölçülen sayısal ve deneysel değerlerin uyum içinde olduğu görülmüştür. Siklon çıkış boru çapının $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4D$ 'ye değiştirilmesi durumunda siklon giriş hızı 16,5 m/s için toplam basınç düşüşü deneysel çalışmada %82,18, sayısal çalışmada da %88,07 oranında artış göstermiştir. Bunlara ilave olarak yapılan çift fazlı analizler ile iki farklı siklondaki partikül toplama verimleri hesaplanmıştır. Lagrangian metodunu kullanan ayırık faz modeli ile yapılan analizlerde siklon çıkış çapının $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4D$ 'ye değiştirilmesi sonucunda siklondaki teğetsel hız artmıştır. Bu teğetsel hızın artması merkezkaç kuvvetinin artmasına ve partiküllerin cidara savrularak aşağı yönde olan dış girdap ile birlikte siklon dip çapına doğru hareket ederek siklon tarafından tutulmasına neden olmaktadır. Hesaplanan eksenel ve teğetsel hız profilleri ile de elde edilen sonuçları desteklemektedir. Giriş ortalama hızı 16,5 m/s için yapılan sayısal çalışmada 9 μm ve üstündeki pariküller için her siklonda partiküllerin tamamını tutmuştur. Partikül büyüklüğü 9 μm 'un altındaki parçalarda siklon çıkış çapının $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4D$ 'ye değiştirilmesi durumunda partikül tutma verim %22,08 arttığı hesaplanmıştır. Bezer koşullar için yapılan deneysel çalışmada siklonlarda tutulan partiküllerin analizleri sonucunda partikül tutma veriminin %23,15 arttığı görülmüştür. Giriş hızı 16,5 m/s için yapılan deneysel ve sayısal toplam basınç düşüşü ve partikül yüzde tutma verimlerini birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Yapılan bu çalışma ile siklon çıkış çapının siklon performansı üzerine olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar siklon çıkış çapının siklon performansı üzerinde önemli ölçüde etkili olduğunu göstermektedir.

Sanayide uygulanacağı yere göre bu tasarım kriterleri değişebilmektedir. Giriş hızı 16,5 m/s için siklon çıkış borusu çapı $D_e=0,5D$ 'den $D_e=0,4D$ 'ye değiştirilmesi durumunda toplam basınç düşüşü %80'den fazla artarken partikül tutma verimi 9 μm 'nin altındaki değer için %20 oranlarında artmaktadır. Siklondaki basınç artışı kullanılacak fanın daha fazla elektrik tüketmesine neden olmaktadır. Bu elektrik tüketimi 9 μm 'nin altındaki partiküller için %20 oranlarında partikül verimi söz konusudur. Fakat siklonda tutulacak olan partikül büyüklükleri 9 μm 'nin üzerinde ise elektrik sarfiyatı olmasına rağmen partikül tutma verimleri bu iki siklon için birbirine çok yakın olacaktır. Kaldı ki yapılan çalışmada siklondaki toz yükü yani ayırık faz hacminin sürekli hacmin %10'nu geçmediği durumlara göre çözüm yapmaktadır. Yani siklona gönderilen yoğun yüklerde siklonlardaki

performans düşmektedir. Bu bilgileri kullanarak partikül büyüklüğü 9 μm 'den küçük partiküllerde kullanılacak siklonlar için partikülün çevreye vereceği zarar ve fan motorundaki elektrik sarfıyatı değerlendirilerek seçim yapılabilir. Yapılan mevcut çalışmada literatürde kullanılan küçük çaplı siklonların (205 mm, 305 mm) aksine 700 mm gövde çapında Stairmand siklonu kullanılmıştır. Böylece büyük gövde çaplı siklon hakkında fikir sahibi olmamızı sağlamıştır. Ayrıca bu çalışmalarda genellikle yoğunluğu 2700 kg/m^3 olan kömür tozu yerine 414 kg/m^3 yoğunluğundaki ağaç talaşı külü kullanılmıştır. Siklonda tutulan ağaç talaşı külü malzemesi ile düşük yoğunluklu partiküllerin siklonda tutulma verimliliği incelenmiştir.

Bunların yanı sıra sanayide birçok yanlış uygulama mevcuttur. Bu uygulamalara örnek vermek gerekirse siklonun konik kısmını dip çapından hemen sonrasına siklonda biriken tozları boşaltmak için kullanılan hava kilitleridir. Hava kilitlerinin yavaş çalışması durumunda partikül siklonu terk edemeyeceğinden bu bölgede birikme yapacaktır. Bu hava kilitlerinin üzerinde biriken partiküller siklonun konik kısmını doldurarak içiçe girdaplı akışın oluşmasını ve merkezkaç kuvvetiyle siklonda biriken sistemin çalışmasını engeller. Yapılan diğer bir hata da siklon konik kısmının altına doluluğu kontrol etmek için mekanik sviç koymaktır. Bu sviç benzer şekilde akışı bozacağından sistemin verimi üzerinde etkisi söz konusudur. Sonraki çalışmalarda siklonun altındaki konteynırın geometrisinin siklon performansı üzerine olan etkisi incelenebilir. Endüstride verimli uygulamaların çoğunda siklonun altındaki konteynır sürekli boş bırakılmaktadır. Partiküllerin konteynırı doldurup siklon konik kısmına doğru geçmesi durumunda akışı bozduğu ve siklon performansını düşürdüğü bilinmektedir.

Son yıllarda gelişen bilgisayar teknolojisine paralel olarak HAD analizleri araştırmacıların sıkça başvurdukları yöntemdir. Geliştirilen ticari yazılımlar ağır yükler için siklon tasarımını mümkün hale getirmiştir. Malzeme yoğunluğu, partikül büyüklüğü, çevreye verdiği zarar, siklona gönderilen miktar siklon performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Yapılan mevcut çalışmada siklonlardaki basınç kaybı ve hız profilleri hesaplamalarının ve çok fazlı bir akış analizinin nasıl yapılacağı hakkında bilgi verilmiştir. Sayısal çalışmanın deneysel çalışma ile uyumlu olması çalışmanın verilen şartlarda doğru sonuç verdiğini ve sanayide uygulanabilir olduğunu göstermiştir.



KAYNAKLAR

- ANSYS. (2013), *ANSYS Fluent Theory Guide*. (15). U.S.A.:ANSYS,374,519.
- Avcı, A. and Karagoz, I. (2000). A mathematical model for the determination of a cyclone performance. *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 27(2), 263-272.
- Avcı, A. and Karagoz, I. (2001). Theoretical investigation of pressure losses in cyclone separators. *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 28(1), 107-117.
- Avcı, A. and Karagoz, I. (2003). Effect of flow and geometrical parameters on the collection efficiency in cyclone separators. *Aerosol Science*, 34(7), 937-955.
- Ayers, W. H.,(1983),Experimental and theoretical studies of cyclone separator aerodynamics. *International Journal of Chemical Engineering*, 69, 305-320.
- Barth, W. (1956). Design and layout of the cyclone separator on the basis of new investigations. *Brennstoff-Wärme-Kraft*, 8,1-9.
- Barth, W. and Leineweber, L. (1964). Evaluation of design of cyclone separators. *Reinhalt Luft*, 24, 41-55.
- Bohnet, M. (1995). Influence of the gas temperature on the separation efficiency of aerocyclones. *Chemical Engineering and Processing*, 34, 151-156.
- Brar, L. S., Sharma, R.P. and Dwivedi, R. (2015a). Effect of vortex finder diameter on flow field and collection efficiency of cyclone separators. *Particulate Science and Technology*, 33(1), 34-40.
- Brar, L. S., Sharma, R.P. and Elsayed, K. (2015b). The effect of the cyclone length on the performance of Stairmand high-efficiency cyclone. *Powder Technology*, 286, 668-677.
- Casal, J. and Martinez-Benet J.M. (1983). A Better way to calculate cyclone pressure drop. *Chemical Engineering and Processing*, 1,99-108.
- Chan, T. and Lippman M. (1977). Particle collection efficiencies of air sampling cyclones:an ampirical theory. *Environmental Science & Technology*, 11, 377-382.
- Chuah, T.G., Gimbut, J. and Thomas, S.Y.C. (2006). A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics. *Powder Technology*,162, 126-132.
- Cortes, C. and Gil, A. (2007). Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators. *Progress in energy and combustion science*, 33, 409-452.
- Coker, A.K. (1993) Understand cyclone design. *Chemical Engineering Progress*, 28, 51-55.

- De Silva, I.M.B.M. (2003). *Reverse flow cyclones for collection of tea dust*, Master of Science Thesis, University of Moratuwa, Department of chemical and process engineering, Sri Lanka.
- Derksen, J. J. (2003). Separation performance predictions of a Stairmand high-efficiency cyclone. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 49 (6), 1359-1371.
- Derksen, J. J., Van Den Akker, H. E. A. and Sundaresan, S. (2008). Two-way coupled large-eddy simulations of the gas-solid flow in cyclone separators. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 54, 872–885.
- Dietz, P. W. (1981). Collection efficiency of cyclone separators. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 27, 888-892.
- Dirgo, J. and Leith, D. (1985). Cyclone collection efficiency: Comparison of experimental results with theoretical predictions. *Aerosol Science and Technology*, 4, 401-411.
- Dirgo, J. (1988) *Relationships between cyclone dimensions and performance*. Ph.D. Thesis, Havarad University, USA.
- Elsayed, K. and Lacor. C. (2013). CFD modeling and multi-objective optimization of cyclone geometry using desirability function, artificial neural networks and genetic algorithms. *Applied Mathematical Modelling*, 37, 5680–5704.
- Elsayed, K. (2015). Design of a novel gas cyclone vortex finder using the adjoint method. *Separation and Purification Technology*, 142, 274–286.
- Funk, P. A. and Baker, K. D. (2013). Engineering and ginning. *The Journal of Cotton Science*, 17, 40–51.
- Fraser, S. M., Abdel Razek, A. M. and Abdullah, M. Z. (1997) Computational and experimental investigations in a cyclone dust separator. *ProQuest Science Journals*, 211(4), 247-257.
- Gil, A., Cortes C., Romeo L.M. and Velilla J. (2002). Gas-particle flow inside cyclone diplegs with pneumatic extraction. *Powder Technology*, 128, 78–91.
- Gimbun, J., Chuah, T.G., Fakhru'l-Razi, A., and Choong Thomas, S.Y. (2005). The influence of temperature and inlet velocity on cyclone pressure drop. *Chemical Engineering Process*, 44, 7–12.
- Girifiths, W.D. and Boysan, F. (1996). Computational fluid Dynamics and empirical modeling of the performance of a number of cyclone samplers. *Aerosol Science and Technology*, 27, 281-304.
- Hoekstra, A.J. (2000). *Gas flow filed and collection efficiency of cycylone seperators*. Ph.D. Thesis, Technical University Delft.
- Hoffman, A.C., De Groot, M., Peng, W., Dries, H.W.A. and Kater, J. (2001). Advantages and risks in increasing cyclone seperatore length. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 47(11), 2452-2460.

- Hoffman, A.C. and Stein L.E. (2008). *Gas cyclones and swirl tubes* (Second edition). Newyork: Springer, 47
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L and Lavine, A. (2013). *Principles of heat and mass transfer* (Seventh edition). Asia: John Wiley and Sons, 995.
- Iozia, D.L. and Leith D. (1989). Effect of Cyclone Dimensions on Gas Flow Pattern and Collection Efficiency. *Aerosol Science and Technology*, 10, 491-500.
- Iozia, D.L. and Leith D. (1990). The logistic function and cyclone fractional efficiency. *Aerosol Science and Technology*, 12, 598-606.
- Karagöz, I. and Avcı, A. (2005). Modelling of the pressure drop in tangential inlet cyclone seperators. *Aerosol Science and Technology*, 39(9), 857-865.
- Kaya, F. and Karagöz, I. (2008). Performance analysis of numerical schemes in highly swirling turbulent flows in cyclones. *Current Science*, 94(10), 1273-1278.
- Kaya, F. and Karagöz, I. (2009). Numerical investigation of performance characteristics of a cyclone prolonged with a dipleg. *Chemical Engineering Journal*, 151, 39–45.
- Lapple, C.E. (1951). Processes use many collector types. *Chemical Engineering*, 58, 144-151.
- Leith, D. and Licht W. (1972). The collection efficieny of cyclone the particle collectors new theoretical approach. *American Institute of Chemical Engineers Journal* 68, 196-206.
- Liden, G. and Gudmundsson, A. (1997). Semi-empirical modeling to generalise the dependence of cyclone collection efficiency on operating conditions and cyclone design. *Aerosol Science and Technology*, 28, 853-874.
- Liden, G. and Kenny L.C. (1991). Comparision of measured respirable dust sampler penetration curves with sampling conventions. *Annals of occupational hygiene*, 35, 485–504.
- MasterSizer E (1993). *Instrument Manuel*. (1). Malvern: Malvern Instruments Ltd.,3, 37-62
- Mothes, H. and Löffler, F. (1988). Prediction of particle removal in cyclone separators. *International Journal of Chemical Engineering*, 28, 231–240.
- Muschelknautz, E. (1970). Auslegung von zyklonabscheidern in der technischenpraxis. *Staub Reinhalt*, 30,187–195.
- Postma, R.S., Hoffmann A.C., Dries, H.W.A. and Williams, C.P. (1998). *The use of swirl tubes for dedusting*. World Congress on Particle Technology, Brighton, UK
- Rhodes, M. (2008). *Introduction to particle technology* (Second edition). England: John Wiley & Sons Ltd., 248,251-253,

- Sgrott Jr, O.L., Noriler, D., Wiggers, V. R., Meier, H.F. (2015). Cyclone optimization by COMPLEX method and CFD simulation. *Powder technology*, 277, 11–21.
- Shepherd, G.B. and Lapple C.E. (1939). Flow pattern and pressure drop in cyclone dust collectors. *Industrial & Engineering Chemistry*, 99.
- Slack, M.D., Prasad, R.O., Bakker, A. and Boysan, F. (2000). Advances in cyclone modeling using unstructured grids. *Chemical Engineering Research and Design*, 78(8), 1098-1104.
- Stairmand, C. J. (1951). Design and performance of cyclone seperators. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, 29, 356-573.
- Xiang, R.B, Park S.H. and Lee K.W. (2001). Effects of cone dimension on cyclone performance. *Aerosol Science and Technology*, 32, 549–561.
- Xiang, R.B. and Lee K.W. (2005). Numerical study of flow field in cyclones of different height. *Chemical Engineering and Processing*, 44, 877–883.
- Zhu, Y. and Lee, K.W. (1999). Experimental study on small cyclones operating at high flow rates. *Aerosol Science and Technology*, 30, 1303–1315.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı :EROL, Halil İbrahim
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 08.06.1984, Ankara
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (554) 668 62 98
e-mail : halileroll@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makina Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi /Makina Mühendisliği	2008
Lise	Mobil Lisesi	2001

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2008-Halen	Timsan Teknik Makina	Arge Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Satranç, Yüzme, Masa Tenisi, Latin Dansları, Kitap Okumak, Seyahat.



GAZİ GELECEKTİR..