



**SİKLON AYIRICILARDA İKİ FAZLI  
TÜRBÜLANSLI AKIŞIN MODELLENMESİ VE  
PERFORMANS ANALİZİ**

**ALİ SAKIN**



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SİKLON AYIRICILARDA İKİ FAZLI TÜRBÜLANSLI  
AKIŞIN MODELLENMESİ VE PERFORMANS ANALİZİ**

**Ali SAKİN**

Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2017

**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ ONAYI

Ali SAKİN tarafından hazırlanan “Siklon Ayırıcılarda İki Fazlı Türbülanslı Akışın Modellenmesi ve Performans Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

**Başkan :** Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ  
Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Prof. Dr. Atakan AVCI  
Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Prof. Dr. Yücel TAŞDEMİR  
Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Çevre Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Prof. Dr. Yusuf Ali KARA  
Bursa Teknik Ü. Doğa Bilimleri, Mim. ve Müh. Fak.,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Yrd. Doç. Dr. Ümit ÜNVER  
Yalova Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım.**



**Prof. Dr. Ali BAYRAM**  
**Enstitü Müdürü**

**24/07/2017**

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

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

**beyan ederim.**

21/07/ 2017  
  
Ali SAKİN



## ÖZET

Doktora Tezi

### SİKLON AYIRICILARDA İKİ FAZLI TÜRBÜLANSLI AKIŞIN MODELLENMESİ VE PERFORMANS ANALİZİ

**Ali SAKİN**

Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. İrfan Karagöz

Bu çalışmada ters akışlı klasik siklonlar ile ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda iki fazlı türbülanslı akışın sayısal olarak modellenmesi ve performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Sürekli faz Eulerian yaklaşımı ile RSM türbülans modeli kullanılarak, ayırık faz ise Lagrangian yaklaşımı ile çözümlenmiştir. Klasik siklonlar ile yapılan çalışmalarda yüzey pürüzlülüğünün ve kısa devre akışın siklon performansına etkisi basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından analiz edilmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda, siklon performansı sürtünme yüzeyi yüksekliğine ve girdap durdurucu mesafesinin değişimi etkisinde sayısal olarak incelenmiştir. Bu değişkenlere ilave olarak ayrı bir çalışmada yüzey pürüzlülüğünün ters akışlı sanal gövdeli siklon performansına etkisi teğetsel hız profilleri, basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından irdelenmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda ayırıştırma hacmi çapı değişiminin farklı giriş debileri için siklon performansına etkisi sayısal olarak analiz edilmiş ve ayırıştırma hacmi çapı değişiminin siklon performansı üzerindeki etkileri açıklanmıştır. Eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlar, düz ve konik çıkış tipi olmak üzere iki farklı geometrik konfigürasyonda, ters akışlı sanal gövdeli siklonlarla performansları karşılaştırmalı olarak basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından değerlendirilmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda EOV (end of vortex) oluşumunun hız alanı, basınç kaybı ve partikül toplama verimi üzerindeki etkileri ortaya konmuştur. Çalışmada ayrıca binek araca ait bir hava emiş sisteminde, hava filtresi yerine siklon filtre kullanımı ve araç performansına etkisi deneysel olarak irdelenmiştir. Motorun maksimum tork ve güç çalışma koşulları referans alınarak gerçekleştirilen hesaplamalarla klasik siklon geometrisi boyutlandırılmış ve hızlı prototip olarak imal edilerek şasi dinamometresinde basınç kaybı, güç ve tork kuvveti ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Klasik siklonda basınç kaybı ve partikül toplama verimi sayısal olarak çalışılmıştır. Basınç kayıpları açısından sayısal verilerin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca sayısal olarak hesaplanan 2.17 ve 1.57 µm kritik çap değerlerinin, siklon filtrenin geliştirilmesi ile hava filtresi partikül toplama veriminin erişilebilir bir hedef olduğu ortaya konmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** İki fazlı akışlar, partikül toplama verimi, basınç kaybı, siklon, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği, EOV

**2017, xii+196 sayfa**

## ABSTRACT

PhD Thesis

### MODELLING OF TWO PHASE TURBULENT FLOWS IN CYCLONE SEPARATORS AND PERFORMANCE ANALYSIS

**Ali SAKİN**

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

**Supervisor :** Prof. Dr. İrfan Karagöz

In this study, two phase turbulent flow of traditional cyclone, reverse and axial novel cyclones and their performance were investigated numerically. Eulerian approach was used for flow field by using RSM turbulent model and Lagrangian approach was employed for particle phase. For traditional cyclones, surface roughness and short-cut flow effect on performance were analyzed numerically in terms of pressure drop and particle collection efficiency. For the reverse flow novel cyclones, performance parameters were investigated under influence of surface friction height and vortex limiter distance. In addition to these parameters, another study for the effect of surface roughness on reverse flow novel cyclone performance was interpreted with tangential velocity profiles, pressure drop and particle collection efficiency. Effect of Separation space diameter of reverse flow novel cyclone at the same surface friction height and vortex limiter distance was analyzed numerically and the effect of variation of separation space on performance was explained. Axial flow cyclones of two geometric configurations; flat and conic type entrance was analyzed in comparison with reverse flow novel cyclone in terms of pressure drop and particle collection efficiency. Effect of EOv (end of vortex) presence on flow field, pressure drop and particle collection efficiency was carried out numerically. Also in this study, usage of cyclone separator instead of air filter of an air intake system of a passenger car was investigated experimentally. Maximum torque and power conditions of engine were taken as operating conditions and traditional cyclone geometry was built according to calculations and after rapid prototyping of cyclone geometry, pressure drop, torque force and power were measured on chassis dynamometer. Numerical calculations of traditional cyclone were carried out in terms of pressure drop and particle collection efficiency and from the view point of pressure drop, experimental data shows good agreement with numerical calculations. Cut-off diameter of traditional cyclone was calculated as 2.17 and 1.57  $\mu\text{m}$  for operating conditions and it is clear that cyclone separators can be used as air filters and the particle collection efficiency of 100 % collected particle size can be achieved with the development of cyclones.

**Keywords:** Two phase flows, particle collection efficiency, pressure drop, cyclone, CFD, EOv

**2017, xii+196 pages**

## TEŞEKKÜR

Doktora öğrenimine başlamama vesile olan ve tez çalışmamın ortaya çıkmasında emeğini ve vaktini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ'e, tez süresi boyunca değerli görüşleri için Prof. Dr. Atakan AVCI'ya, tez çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen meslektaşım Mak. Y. Müh. Mehmet TEKE'ye teşekkürlerimi sunuyorum.

Bu çalışmanın tamamlanmasında desteklerini esirgemeyen Dr. İsmail DURGUN, Mak. Müh. Fatih Hakkı SAVAŞ ve TOFAŐ A.Ő. çalışanlarına teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca bu çalışma boyunca gösterdikleri sabır ve anlayıőtan dolayı eőim Çiğdem SAKİN ve oğlum Sarp SAKİN'e őükranlarımı sunuyorum.

Ali SAKİN

21 / 07 / 2017

Bu tez çalışması, TÜBİTAK tarafından desteklenen **114M591** nolu proje kapsamında tamamlanmıştır.

## İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	4
2.1. Giriş.....	4
2.2. Klasik Siklon Geometrisi ile Yapılan Çalışmalar .....	4
2.3. Sanal Gövdeli Ters Akışlı Siklonlar ile Yapılan Çalışmalar .....	23
2.4. Eksenel Akışlı Siklonlar ile Yapılan Çalışmalar.....	26
2.5. EOY (End of Vortex) Oluşumunu İnceleyen Çalışmalar .....	29
2.6. Değerlendirme.....	32
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	34
3.1. Giriş.....	34
3.2. Çok Fazlı Akışlar .....	34
3.2.1. Çok Fazlı Akış Rejimleri .....	35
3.2.2. Çok Fazlı Akışlarda Nümerik Yaklaşımlar.....	37
3.2.3. Çok Fazlı Akışlarda Temel Parametreler.....	38
3.2.4. Çok Fazlı Akışlarda Nümerik Modeller.....	42
3.3. İki Fazlı Türbülanslı Akışın Modellenmesi .....	47
3.3.1. Türbülans Modeli .....	48
3.3.2. Cidar Fonksiyonları.....	50
3.3.3. Nümerik Şemalar .....	56
3.3.4. Ayrık Fazın Modellenmesi (DISCRETE PHASE MODELING (DPM)) .....	60
3.3.5 Ayrık Faz için Sınır Koşulların Belirlenmesi (DPM Boundary Conditions).....	70
3.4. Deney Düzenegi .....	73
3.4.1. Motor özellikleri ve Çalışma Parametrelerinin Belirlenmesi.....	73
3.4.2. Siklon Ayırıcının Modellenmesi ve İmalatı.....	75
3.4.3. Şasi Dinamometresi .....	77
3.4.4. Data Toplayıcı (Datalogger) ve Basınç Dönüştürücüler (Transducers).....	78
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	80
4.1. Giriş.....	80
4.2. Validasyon Çalışmaları .....	81
4.2.1. Klasik Siklon ile Yapılan Hız Profili Doğrulama Çalışması .....	82
4.2.2. Klasik Siklonda Ayrık Faz Algoritmalarının Doğrulama Çalışması .....	90
4.2.3. Klasik Siklonda Basınç Kaybı ve Verim Analizi Doğrulama Çalışmaları .....	95
4.2.4. Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklonlarda Doğrulama Çalışmaları .....	99
4.2.5. Değerlendirme.....	106
4.3. Siklonlarda Yüzey Pürüzlülüğünün Performansa Etkisi.....	107
4.3.1. Klasik Siklonda Yüzey Pürüzlülüğünün Performansa Etkisi.....	108
4.3.2. Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklonda Yüzey Pürüzlülüğünün Performansa Etkisi .....	117

4.3.3. Değerlendirme.....	124
4.4. Klasik Siklonlarda Kısa Devre Akışı Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi .....	124
4.4.1. Kısa Devre Akışın Hesaplanması.....	126
4.4.2. Koni Dip Çapının ( $D_B$ ) Kısa Devre Akışa Etkisi .....	127
4.4.3. Dalma Borusu Mesafesinin (S) Kısa Devre Akışa Etkisi .....	131
4.4.4. Çıkış Çapının ( $D_E$ ) Kısa Devre Akışa Etkisi.....	137
4.4.5. Değerlendirme.....	141
4.5. Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklonlarda Ayırıştırma Hacmi Çaplarının Performansa Etkisi .....	142
4.5.1. Akış Konfigürasyonu ve Nümerik Analiz.....	142
4.5.2. Hız Alanı .....	145
4.5.3. Basınç Kaybı .....	146
4.5.4. Partikül Toplama Verimi.....	151
4.5.5. Değerlendirme.....	153
4.6. Ters ve Eksenel Akışlı Siklonların Karşılaştırılması .....	154
4.6.1. Akış Konfigürasyonu ve Nümerik Analiz.....	154
4.6.2. Hız Alanı .....	157
4.6.3. Basınç Kaybı .....	163
4.6.4. Partikül Toplama Verimi.....	170
4.6.5. Değerlendirme.....	173
4.7. Siklon Filtre Araç Uygulaması.....	174
4.7.1. Siklon Filtre Akış Konfigürasyonu ve Nümerik Analiz .....	174
4.7.2. Deneysel ve Sayısal Çalışmanın Karşılaştırılması .....	180
4.7.3. Değerlendirme.....	183
5. SONUÇ VE YORUMLAR .....	185
5.1. Giriş.....	185
5.2. Yenilikler ve Sonuçlar .....	185
5.3. Tavsiye ve Öneriler .....	187
KAYNAKLAR .....	189
ÖZGEÇMİŞ .....	196

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$a$	Giriş kesit genişliği, $m$
$b$	Giriş kesiti yüksekliği, $m$
$c$	Giriş uzunluğu, $m$
$C_{K_s}$	Pürüzlülük sabiti
$C_D$	Sürüklenme katsayısı
$d_3$	Dip çap, $m$
$d_p$	Partikül çapı, $\mu m$
$D$	Siklon gövde çapı, ayrıştırma hacmi çapı, $m$
$D_1$	Siklon dış çapı, $m$
$D_h$	Hidrolik çap, $m$
$D_C$	Toz toplama kutusu çapı, $m$
$D_B$	Siklon koni dip çapı, $m$
$D_E$	Siklon çıkış çapı, $m$
$D_{krt}$	Kritik çap, $m$
$F$	Kuvvet, $N$
$F_D$	Sürüklenme kuvveti, $N$
$g$	Yerçekimi ivmesi, $m/s^2$
$h_1$	Silindir yüksekliği, $m$
$h_2$	Koni yüksekliği, $m$
$h_3$	Toz toplama kutusu yüksekliği, $m$
$h_4$	Çıkış borusu yüksekliği, $m$
$H$	Sürtünme yüzeyi yüksekliği, $m$
$H_t$	Toplam yükseklik, $m$
$i, j, k$	Kartezyen koordinat bileşeni
$I$	Türbülans yoğunluğu, %
$k$	Türbülans kinetik enerjisi, $m^2/s^2$
$K_s$	Pürüz yüksekliği, $m$
$L$	Karakteristik uzunluk, $m$
$L_b$	Girdap durdurucu mesafesi, $m$
$L_c$	Konik çıkış yüksekliği, $m$
$L_i$	Çıkış borusu mesafesi, $m$
$m$	Karışım fazı
$P$	Basınç, $Pa$
$q, p, k$	Çok fazlı akış fazları
$Q$	Hacimsel debi, $m^3/s$
$\vec{r}$	Konum vektörü
$Re$	Reynolds Sayısı, $Re = Ud/\nu$
$s$	Dalma borusu mesafesi, $m$
$S$	Kaynak terim
$St$	Stokes sayısı, $St = (\rho_p d_p^2 u_{in})/(\rho_g 18\nu D)$
$t$	Zaman, $s$
$t_{res}$	Siklon dolun süresi, $s$
$t_s$	Sistem tepki süresi, $s$

$T$	Sıcaklık, °C
$u, v, w$	$x, y, z$ yönlerinde hız değerleri, $m/s$
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	$x, y, z$ yönlerinde ortalama hız değerleri, $m/s$
$\bar{u}', \bar{v}', \bar{w}'$	$x, y, z$ yönlerinde türbülans yoğunlukları, $l/s$
$u_{ax}$	Eksenel hız, $m/s$
$u_{in}$	Giriş hızı, $m/s$
$u_{tan}$	Teğetsel hız, $m/s$
$V$	Hacim, $m^3$
$x, y, z$	Kartezyen koordinat takımı
$y^*$	Cidardan olan boyutsuz uzaklık
$\Delta B$	Pürüzlülük fonksiyonu
$\alpha$	Hacim fraksiyonu
$\gamma$	Yoğunluk oranı
$\beta$	Partikül yükleme oranı
$\tau_d$	Partikül tepki süresi, $s$
$\rho$	Yoğunluk, $kg/m^3$
$\mu$	Dinamik viskozite, $Pa \cdot s$
$\emptyset$	Korunum denklemi genel fonksiyonu
$\varepsilon$	Türbülans yayılım oranı (dissipasyon), $m^2/s^3$
$\eta$	Verim, %
$\mu_t$	Türbülans viskozitesi, $m^2/s$
$\nu$	Kinematik viskozite, $m^2/s$

### Kısaltmalar

### Açıklama

CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
DEM	Discrete Element Method
DOHC	Double Overhead Camshaft
DPM	Discrete Phase Modeling
FOU	First Order Upwind
LES	Large Eddy Simulation
MPI	Multi Point Injection
NEDC	New European Driving Cycle
PRESTO	Pressure staggering Option scheme
RSM	Reynolds Stress Model
SIMPLE	Semi-Implicit Method For Pressure-Linked Equation
SIMPLEC	Semi-Implicit Method For Pressure-Linked Equation Consistent
SOU	Second Order Upwind
QUICK	Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1. Çok fazlı akış rejim tipleri (ANSYS Inc. 2013) .....	36
Şekil 3.2. Çok fazlı akış modellerinin, akış rejimine göre seçimi (ANSYS Inc. 2013).....	42
Şekil 3.3. Cidara yakın bölgeler için yaklaşımlar (ANSYS Inc. 2013) .....	51
Şekil 3.4. Bir boyutlu kontrol elemanı (ANSYS Inc. 2013).....	57
Şekil 3.5. Partikül türbülans modellenmesi (Elghobashi 1994).....	61
Şekil 3.6. Geri sıçrama (reflect) sınır şartı .....	71
Şekil 3.7. Tutma (trap) sınır şartı .....	72
Şekil 3.8. Kaçış (escape) sınır şartı .....	73
Şekil 3.9. Siklon geometrisi ve karakteristik ölçüleri .....	75
Şekil 3.10. Hızlı prototip siklon geometrisi .....	76
Şekil 3.11. Hızlı prototip siklon ayırıcının motor boşluğuna uyarlanması .....	77
Şekil 3.12. 48” 150 KW Şasi dinamometresi.....	77
Şekil 3.13. XPM10 Basınç dönüştürücü (transducer).....	78
Şekil 3.14. DEWE 501 Datalogger cihazı ve araç kurulumu.....	79
Şekil 4.1. Klasik siklon karakteristik ölçülerinin şematik gösterimi (Shukla ve ark. 2011a).....	82
Şekil 4.2. Klasik siklon geometrisinin bloklama stratejisine göre dekompozisyonu.....	85
Şekil 4.3. Siklon geometrisi temel bölümleri (a), hexa eleman çözüm ağı (b).....	86
Şekil 4.4. Boyutsuz aksenal (a) ve teğetsel (b) hız profilleri ( $U_{in} = 16.1$ m/s).....	89
Şekil 4.5. Boyutsuz aksenal (a) ve teğetsel (b) hız profilleri ( $U_{in} = 20.18$ m/s).....	92
Şekil 4.6. Ayırık faz için sayısal algoritmaların fraksiyonel verim eğrileri açısından karşılaştırılması .....	94
Şekil 4.7. Klasik siklon karakteristik ölçüleri şematik gösterimi (a), hexa sayısal çözüm ağı (b).....	96
Şekil 4.8. D=31 mm gövdeli klasik siklon deneysel ve sayısal basınç kaybı değerleri ( $U_{in}=8$ ve 16 m/s) .....	98
Şekil 4.9. D=31 mm gövdeli klasik siklon deneysel ve sayısal kritik çap değerleri ( $U_{in}=8$ ve 16 m/s) .....	98
Şekil 4.10. Ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisi şematik gösterim (a), üstten görünüş(b) .....	100
Şekil 4.11. Ters akışlı sanal gövdeli siklon sayısal çözüm ağı .....	101
Şekil 4.12. Ters akışlı sanal gövdeli siklon deneysel ve sayısal basınç kaybı değerleri .....	103
Şekil 4.13. Ters akışlı sanal gövdeli siklon için deneysel ve sayısal basınç kaybı ve kritik çap değerleri .....	105
Şekil 4.14. Farklı pürüz yükseklikleri için aksenal (a) ve teğetsel (b) boyutsuz hız profilleri ( $U_{in} = 10$ m/s) .....	109
Şekil 4.15. Farklı pürüz yükseklikleri için aksenal (a) ve teğetsel (b) boyutsuz hız profilleri ( $U_{in} = 16.1$ m/s) .....	110
Şekil 4.16. Farklı pürüz yükseklikleri için aksenal (a) ve teğetsel (b) boyutsuz hız profilleri ( $U_{in} = 25$ m/s) .....	111
Şekil 4.17. Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranı (a) ve kinetik enerjisi (b) ( $U_{in} = 10$ m/s) .....	113



Şekil 4.18. Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranı (a) ve kinetik enerjisi (b) ( $U_{in} = 16.1$ m/s) .....	114
Şekil 4.19. Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranı (a) ve kinetik enerjisi (b) ( $U_{in} = 25$ m/s) .....	115
Şekil 4.20. Klasik siklonda farklı giriş hızı ve pürüz yüksekliğinde basınç kayıpları .	116
Şekil 4.21. $H = 290$ mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda farklı pürüz yükseklikleri için $z = H+(L_b/2)$ kesitinde teğetsel hız profilleri (a) ve fraksiyonel verim eğrileri (b).....	120
Şekil 4.22. $H = 435$ mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda farklı pürüz yükseklikleri için $z = H+(L_b/2)$ kesitinde teğetsel hız profilleri (a) ve fraksiyonel verim eğrileri (b).....	121
Şekil 4.23. $H = 580$ mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda farklı pürüz yükseklikleri için $z = H+(L_b/2)$ kesitinde teğetsel hız profilleri (a) ve fraksiyonel verim eğrileri (b).....	122
Şekil 4.24. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda yüzey pürüzlülüğü etkisinde basınç kayıpları (a) ve kritik çap değişimi (b).....	123
Şekil 4.25. YZ düzleminde ( $x = 0$ ) CY8 (a) ve CY10 (b) için kısa devre akışı gösteren vektörel hız büyüklükleri ( $U_{in} = 8$ m/s).....	127
Şekil 4.26. CY1, CY2 ve CY3 siklon konfigürasyonları 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	128
Şekil 4.27. CY1, CY2 ve CY3 siklon konfigürasyonları 16 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	129
Şekil 4.28. Siklon dip çapının ( $D_B$ ) kritik çap ve kısa devre akışa etkisi.....	130
Şekil 4.29. Siklon dip çapının ( $D_B$ ) basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi .....	130
Şekil 4.30. CY4, CY5, CY6 ve CY7 siklon konfigürasyonları 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	133
Şekil 4.31. CY4, CY5, CY6 ve CY7 siklon konfigürasyonları 16 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	134
Şekil 4.32. Dalma borusu mesafesinin (S) kritik çap ve kısa devre akışa etkisi.....	135
Şekil 4.33. Dalma borusu mesafesinin (S) basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi	135
Şekil 4.34. CY8, CY9, CY10 ve CY11 siklon konfigürasyonları 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	138
Şekil 4.35. CY8, CY9, CY10 ve CY11 siklon konfigürasyonları 16 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	139
Şekil 4.36. Çıkış çapının ( $D_E$ ) kritik çap ve kısa devre akışa etkisi.....	140
Şekil 4.37. Çıkış çapının ( $D_E$ ) basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi .....	140
Şekil 4.38. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3$ mm <sup>2</sup> ) ayırıştırma hacmi çapları için $z = 65$ mm kesitinde teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri.....	144
Şekil 4.39. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3$ mm <sup>2</sup> ) 4, 6 ve 8 m <sup>3</sup> /h debi değerleri için basınç kayıplarının ayırıştırma hacmi çapına bağlı değişimi (a), statik basıncın 6 m <sup>3</sup> /h debi için $z = 30$ ve 60 mm kesitindeki değişimi (b).....	146
Şekil 4.40. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3$ mm <sup>2</sup> ) 4 m <sup>3</sup> /h debi değerleri için $D = 30$ (a), 40 (b), 50 (c), 62 (d) ve 75 (e) mm için statik basınç konturları ( $x = 0$ ) .....	148
Şekil 4.41. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3$ mm <sup>2</sup> ) 6 m <sup>3</sup> /h debi değerleri için $D = 30$ (a), 40 (b), 50 (c), 62 (d) ve 75 (e) mm için statik basınç konturları ( $x = 0$ ) .....	149
Şekil 4.42. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3$ mm <sup>2</sup> ) 8 m <sup>3</sup> /h debi değerleri için $D = 30$ (a), 40 (b), 50 (c), 62 (d) ve 75 (e) mm için statik basınç konturları ( $x = 0$ ) .....	150

Şekil 4.43. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) 4, 6 ve 8 $\text{m}^3/\text{h}$ için fraksiyonel verim eğrilerinin ayrıştırma hacmi çapı ile değişimi .....	152
Şekil 4.44. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) 4, 6 ve 8 $\text{m}^3/\text{h}$ debi değerleri için toplam verimin ayrıştırma hacmi çapına bağlı değişimi.....	153
Şekil 4.45. Sanal gövdeli ters akışlı (a), eksenel akışlı (düz çıkış tipi) (b), eksenel akışlı (konik çıkış tipi) (c) siklon geometrilerinin şematik gösterimi ve üst görünüşü (d)....	155
Şekil 4.46. Ters akışlı (a), eksenel akışlı düz tip çıkışlı (b) ve eksenel akışlı konik tip çıkışlı (c) sanal gövdeli siklonların hexa eleman yapıları .....	157
Şekil 4.47. $H = 290 \text{ mm}$ için $z = H + (L_b/2)$ kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri.....	159
Şekil 4.48. $H = 435 \text{ mm}$ için $z = H + (L_b/2)$ kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri.....	160
Şekil 4.49. $H = 580 \text{ mm}$ için $z = H + (L_b/2)$ kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri.....	161
Şekil 4.50. $L_b = 100 \text{ mm}$ için $z = H + (L_b/2)$ kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri.....	162
Şekil 4.51. $H = 290 \text{ mm}$ ters akışlı sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a), $L_b = 400$ (b) ve $600 \text{ mm}$ (c) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	163
Şekil 4.52. $H = 290 \text{ mm}$ eksenel akışlı (düz çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a), $L_b = 400$ (b) ve $600 \text{ mm}$ (c) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	164
Şekil 4.53. $H = 290 \text{ mm}$ eksenel akışlı (konik çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a), $L_b = 400$ (b) ve $600 \text{ mm}$ (c) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	164
Şekil 4.54. $H = 435 \text{ mm}$ ters akışlı sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a), $L_b = 300$ (b) ve $400 \text{ mm}$ (c) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	165
Şekil 4.55. $H = 435 \text{ mm}$ eksenel akışlı (düz çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a), $L_b = 300$ (b) ve $400 \text{ mm}$ (c) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	165
Şekil 4.56. $H = 435 \text{ mm}$ eksenel akışlı (konik çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a), $L_b = 300$ (b) ve $400 \text{ mm}$ (c) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	166
Şekil 4.57. $H = 580 \text{ mm}$ ters akışlı sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a) ve $200 \text{ mm}$ (b) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	166
Şekil 4.58. $H = 580 \text{ mm}$ eksenel akışlı (düz çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a) ve $200 \text{ mm}$ (b) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	167
Şekil 4.59. $H = 580 \text{ mm}$ eksenel akışlı (konik çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda $L_b = 100$ (a) ve $200 \text{ mm}$ (b) için $x=0$ düzleminde statik basınç konturları .....	167
Şekil 4.60. Ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda basınç kaybının $L_b$ değerine göre değişimi .....	168
Şekil 4.61. Düz (a) ve konik (b) çıkış tipine sahip eksenel akışlı siklonlarda akım çizgileri .....	169
Şekil 4.62. Ters ve eksenel akışlı siklonlarda fraksiyonel verim eğrileri .....	171
Şekil 4.63. Ters ve eksenel akışlı siklonlarda kritik çapın $L_b$ değerine göre değişimi .....	172
Şekil 4.64. Siklon filtre boyutlarının şematik gösterimi (a), hızlı prototip siklon filtre (b) ve hexa elemandan oluşan siklon filtre çözüm ağı (c) .....	175
Şekil 4.65. Siklon filtre eksenel hız profilleri ( $z = 200 \text{ mm}$ ) .....	176
Şekil 4.66. 8.58 ve 17.16 $\text{m/s}$ giriş hızı değerleri için eksenel hız dağılımı .....	177
Şekil 4.67. Siklon filtre teğetsel hız profilleri ( $z = 200 \text{ mm}$ ) .....	177
Şekil 4.68. 8.58 ve 17.16 $\text{m/s}$ giriş hızı değerleri için teğetsel hız dağılımı .....	178
Şekil 4.69. Siklon filtre fraksiyonel verim eğrileri .....	179
Şekil 4.70. Siklon filtre partikül yörüngeleri .....	179

Şekil 4.71. Hava filtreli ve siklon filtreli durum için deneysel basınç ölçümleri.....	180
Şekil 4.72. Üç farklı durum için güç ve tork kuvveti karşılaştırması .....	182



## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 3.1. Çok fazlı akışlarda rejim tipi ve fazlar.....	36
Çizelge 3.2. Sürüklenme katsayısı sabitleri (Morsi ve Alexnader 1972).....	64
Çizelge 3.3. Motor özellikleri .....	74
Çizelge 3.4. Çalışma parametreleri ve siklon karakteristik ölçülerinin tayini .....	74
Çizelge 4.1. Sayısal çalışmada kullanılan siklon boyutları.....	83
Çizelge 4.2. Siklon ayırıcıların analizinde kullanılan nümerik şemalar .....	87
Çizelge 4.3. Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç şartları.....	88
Çizelge 4.4. Sayısal çalışmada kullanılan siklon boyutları.....	90
Çizelge 4.5. Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları.....	91
Çizelge 4.6. Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan ayırık faz sınır şartları.....	91
Çizelge 4.7. Sayısal çalışmada kullanılan siklon boyutları .....	95
Çizelge 4.8. Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları.....	96
Çizelge 4.9. Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan ayırık faz sınır şartları.....	97
Çizelge 4.10. Ters akışlı sanal gövdeli siklon için sayısal çalışmada kullanılan boyutlar .....	100
Çizelge 4.11. Siklon dolum zamanı ve eleman sayısı.....	101
Çizelge 4.12. Ters akışlı sanal gövdeli siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları.....	102
Çizelge 4.13. Ters akışlı sanal gövdeli siklon boyutları ( $axb = 74 \times 16 \text{ mm}^2$ ) .....	104
Çizelge 4.14. Siklon dolum zamanı ve eleman sayısı.....	104
Çizelge 4.15. Ters akışlı sanal gövdeli siklon ( $axb=74 \times 16 \text{ mm}^2$ ) sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları .....	105
Çizelge 4.16. Ters akışlı sanal gövdeli siklon ( $axb=74 \times 16 \text{ mm}^2$ ) geometrik konfigürasyon ve bu konfigürasyonlara ait siklon hacmi, dolum zamanı ve eleman sayıları.....	117
Çizelge 4.17. Ters akışlı sanal gövdeli siklon analizinde kullanılan ayırık faz sınır şartları.....	118
Çizelge 4.18. Kısa devre akış analizinde kullanılan klasik siklon konfigürasyonları..	125
Çizelge 4.19. Kısa devre akış analizinde kullanılan klasik siklon hacim değerleri, dolum zamanları ve eleman sayıları .....	126
Çizelge 4.20. Ters akışlı sanal gövdeli siklon için sayısal çalışmada kullanılan boyutlar .....	142
Çizelge 4.21. Ters akışlı sanal gövdeli siklon ( $axb=20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) geometrik konfigürasyon ve bu konfigürasyona ait siklon dolum hacmi, dolum zamanı ve eleman sayıları .....	143
Çizelge 4.22. Ters ve aksenal akışlı siklon geometri ölçüleri.....	155
Çizelge 4.23. Ters ve düz akışlı siklon geometrisi için sürtünme yüzeyi (H) ve girdap durdurucu mesafesi ( $L_b$ ) konfigürasyonları değişiminde siklon hacmi, eleman sayısı ve siklon dolum zamanları .....	156
Çizelge 4.24. Siklon filtre boyutları.....	175
Çizelge 4.25. Taşıyıcı ve partikül fazı özellikleri .....	176
Çizelge 4.26. Güç ve tork kuvveti ölçümleri .....	181
Çizelge 4.27. Deneysel ve sayısal basınç kaybı değerleri.....	181

## 1. GİRİŞ

Siklon ayırıcılar çok fazlı akışlarda, santrifüj kuvveti marifetiyle taşıyıcı faza göre daha yoğun olan diğer fazın radyal yönde ayrıştırılması ve cidarla temas eden yoğun faz partiküllerinin yerçekimi kuvveti ile toz toplama kutusunda biriktirilmesi prensibine göre çalışan cihazlardır. Akışkan giriş kesitinden teğetsel olarak girer ve dış girdap olarak adlandırılan girdap hareketini oluşturarak aşağı yönde helisel olarak hareket ederken meydana gelen santrifüj kuvveti partikülleri cidara doğru savurur. Dış girdap aşağı yönde hareketini tamamladıktan sonra yukarı yönde iç girdap oluşturarak siklonu terk eder.

Siklon ayırıcılarda çok fazlı akış, gaz-katı partikül, sıvı-katı partikül veya gaz-sıvı gibi yoğunlukları taşıyıcı faza göre izafi olarak küçük olan fazlardan meydana geldiğinden bir çok alanda kullanılmaktadır. Siklon ayırıcılar günümüzde endüstriyel alandan domestik alana kadar büyük ve küçük ölçekli olmak üzere oldukça yaygın kullanım alanına sahiptir. Ayrıştırma işleminde bez filtrelere göre basınç kayıplarının düşük seviyelerde gerçekleşmesi kullanıldığı alanda verimlilik sağlarken sürdürülebilirlik anlamında ön plana çıkan cihazlardır.

Siklon ayırıcılar diğer filtreleme veya partikül ayırıştırma sistemleri ile karşılaştırıldığında avantajları (Hoffmann ve Stein 2008):

- Toplanan faz kuru kalır ve genellikle kullanılabilir.
- Birçok uygulamada düşük ilk yatırım ve bakım maliyetlerine sahiptirler.
- Yüksek sıcaklık, basınç ve kimyasal aşındırıcı ihtiva eden prosesler gibi zor koşullarda kullanıma uygundur.
- Hareketli parçaları yoktur.
- Çelik, dökme demirler, alaşımlar, alüminyum, plastik gibi bir çok malzemedен imal edilmeye uygundur.
- Erozyon veya korozyon direnci sağlayan teflon gibi maddelerle kaplamaya ya da çalışma esnasında cidar üzerinde yoğun fazın birikimini önlemek amacı ile elektro polisaj işlemlerine uygundur.

- Hem katı hem de sıvı partiküllerin ayrıştırılmasında bazen uygun tasarım ile her iki fazın kombinasyonunun ayrıştırılmasında da kullanılabilir.

Siklon ayırıcılar, belirtilen avantajlarından dolayı endüstriyel alandan domestik alana kadar çok fazla akışların olduğu birçok proseste kullanım alanı bulmuştur. Bunlardan bazıları aşağıda verilmiştir:

- güç santrallerinde,
- kurutucularda (nem alma),
- akışkan yataklarda,
- sentetik deterjan üretim üniteleri,
- gıda işleme prosesleri,
- madencilik ve kimya endüstrisinde,
- elektrikli süpürgelerde,
- toz örnekleme cihazlarında
- hava emiş sistemine sahip cihazların ön filtreleme prosesinde
- yoğun partiküllü ortamlarda çalışan ve bakım ihtiyacı az olması talep edilen cihazlarda ve araçlarda (tank, iş kepeçleri vb.)

kullanılmaktadır. Siklon ayırıcıların performansı basınç kaybı ve partikül toplama verimi ile ifade edilmektedir. Kritik çap değeri bir siklon ayırıcının %50 verimlilikle tutabildiği partikül çapıdır. Klasik siklon yapıları, teğetsel giriş, silindirik üst gövde, konik alt gövde ve dalma borusu olmak üzere dört temel parçadan oluşur ve ilk defa Stairmand (1951) tarafından kullanılmıştır. Siklonda meydana gelen girdabın dominant olduğu akış alanında, deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi oldukça zordur ve bu nedenle literatürde özellikle hız profili gibi deneysel bulgular oldukça kısıtlıdır. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak siklon ayırıcılara ait sayısal çalışmalarda son on yılda sayı olarak oldukça artmıştır. Ayrıca LES ve RSM gibi diğer iki denklemlilikli türbülans modellerine göre daha fazla denklem içeren sayısal modellerin kullanımı donanım alanındaki teknolojik gelişmelerle yaygınlaşmıştır.

Bu çalışmada klasik Stairmand siklonu, ters akışlı sanal gövdeli siklon ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklon geometrilerinin performansı sayısal olarak analiz edilmiştir. Siklon filtre uygulamasında klasik Stairmand siklonu deneysel olarak incelenmiştir.

Çalışmada ters akışlı ve eksenel akışlı siklon yapıları basınç kaybı ve partikül toplama verimlerinin analizi ile performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Doğrulama çalışmaları eksenel akışlı sanal gövdeli siklon geometrisi dışında tüm siklon konfigürasyonları için gerçekleştirilmiştir.

Klasik siklonlarda yüzey pürüzlülüğünün etkisinde hız alanı ve basınç kayıplarının değişimi incelenmiştir. Klasik siklonlar için diğer bir çalışma, siklon dip çapı, dalma borusu mesafesi ve çıkış çapı parametrelerinin kısa devre akış üzerindeki etkisi siklon performansı açısından değerlendirilmiştir.

Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda yüzey pürüzlülüğü ile birlikte sürtünme yüzeyi ve girdap durdurucu mesafelerinin hem basınç kaybına hem de partikül toplama verimine etkileri irdelenmiştir. Ayrıca partikül ayırıştırma hacminin farklı giriş debilerinde siklon performansına etkisi basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından değerlendirilmiştir.

Eksenel akışlı sanal gövdeli siklon geometrileri düz tip ve konik tip çıkış geometrisi olmak üzere iki farklı geometrik konfigürasyon için ters akışlı sanal gövdeli siklonlarla performansı basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

Çalışmada son olarak binek araca ait hava emiş sisteminde hava filtresi yerine klasik siklon kullanımının motor performansına etkisi deneysel ve sayısal olarak çalışılmıştır. Bu çalışmada basınç kayıpları, tork kuvveti ve güç ölçümleri şasi dinamometresinde deneysel olarak ölçülürken; klasik siklon sayısal modeli ile basınç kayıpları ve partikül toplama verimi hesaplanmıştır. Basınç kayıplarının motor performansına etkisi ve partikül toplama verimi sonuçlarına göre klasik siklon filtresinin hava filtresi yerine kullanımı yorumlanmıştır.

## **2. KAYNAK ARAŞTIRMASI**

### **2.1. Giriş**

Siklon ayırıcılar günümüzde endüstriyel alandan domestik alana kadar birçok yerde oldukça sık kullanılmaktadır. Küresel ısınma ve sürdürülebilirlik kapsamında enerji verimliliğine yönelik çalışmalar, yapıları basit ve gerçekleştirdikleri fonksiyona göre daha düşük basınç kayıpları ile enerji verimliliği açısından daha fazla ilgi görmekte ve siklon ayırıcı kullanımı farklı proseslerle entegre edilerek yeni uygulama alanları oluşturmaktadır.

Siklon ayırıcıların iç yapısındaki kompleks akış yapısının deneysel olarak çalışılması zor olduğundan, bu alandaki çalışmalar deneysel olarak başlamış, teorik ve ampirik çalışmalarla devam etmiştir. 2000’li yıllardan sonra bilgisayar donanım ve yazılım alt yapısına paralel olarak gelişen sayısal hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımları ile sayısal çalışmaların sayısı oldukça artmış ve son yıllardaki çalışmalarla birlikte literatürde ağırlık kazanmıştır.

Kaynak araştırması, klasik siklonlar, sanal gövdeli ters akışlı siklonlar, eksenel akışlı siklonlar ve EO V (End of Vortex) oluşumunu inceleyen konular olmak üzere dört farklı başlık altında toplanmıştır. EO V çalışmaları genellikle girdap tüplerinde gerçekleştirildiğinden, bu başlık altında girdap tüplerinden de bahsedilmiştir.

### **2.2. Klasik Siklon Geometrisi ile Yapılan Çalışmalar**

Klasik siklonlar üzerinde yapılan ilk çalışmalar 1939 yılında (Shepherd ve Lapple 1939) başlamakla beraber burada son yıllarda yapılan çalışmalar üzerinde durulmuştur. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler öncesinde işlemci ve hafıza seçeneklerinin kısıtlı oluşu, yüksek hafıza ve işlemci kapasiteli bilgisayarların yaygın olmayışı, siklonlar üzerinde yapılan ilk sayısal çalışmalarda eksenel simetriye sahip geometrilerin incelenmesi şeklinde başlamıştır (Boysan ve ark. 1982, Davidson 1988).



Vegini ve ark. (2008), çimento endüstrisinde kullanılan seri bağlı siklonlarda Meier (1998) tarafından geliştirilen ve CYCLO adı verilen sayısal kod ile Eulerian-Eulerian yaklaşımını kullanmışlardır.  $k-\varepsilon$  türbülans modeli ve standart cidar fonksiyonunu Zhao ve ark. (2004) tarafından gerçekleştirilen çalışma sonuçları ile doğrulamışlardır. Katı fazı, ortalama partikül çapı ile temsil ederek hız-basınç çözümü için SIMPLEC algoritmasını kullanmışlardır. Seri bağlı farklı siklon geometrileri için iki boyutlu (2D) çözüm ağında aksel simetri şartı ile sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada; teğetsel hızın basınç kaybındaki en etkili bileşen olduğunu ve teğetsel hızdaki azalmayı partikül çapının fonksiyonu olarak, büyük çaplı partiküllerin akış alanında sürüklenme direncinden kaynaklanan enerji kaybı olarak yorumlamışlardır.

Katı partikül yüklemenin basınç kaybı üzerindeki etkileri Shepherd ve ark. (1939), Hoffmann ve ark. (1992), Bernardo ve ark. (2006), Chu ve ark. (2011) gibi birçok araştırmacı tarafından çalışılmıştır. Akış alanında katı partikül yüklemesi yapıldığında, partiküllerin akış alanında oluşturdukları sürüklenme direnci neticesinde teğetsel hızın ve bu nedenle basınç kaybının azaldığını saptamışlardır.

Zhu ve ark. (2007), partikül bilimi ve teknolojisini, partikül/granülün mikro veya makroskopik özelliklerinin arasındaki ilişkileri temel araştırma alanı olarak kabul eden disiplinler arası ve hızla gelişen bir araştırma alanı olarak değerlendirmişlerdir. Partikülün makroskopik davranışı, partiküller arası etkileşim ve yine partiküllerin akış veya cidar ile olan etkileşimi olarak tanımlanmaktadır. Zhu ve ark. (2007) bu etkileşimin mikroskobik mekanizma açısından anlaşılmasını, partikül bilimi açısından disiplinler arası esas çalışma alanlarından biri olduğunu ve detaylı mikrodinamik bilgilere dayanan çalışmalar sayesinde gerçekleştirilebileceğini vurgulamışlardır. Partikül simülasyonu ve bilgisayar alanındaki gelişmeler ayırık faz modellerinin analizi için farklı teknikler sunmuşlardır. Bunlardan bazıları;

- Monte Carlo yöntemi
- Cellular Automata
- Ayırık faz eleman yöntemi (DEM –Discrete Element Method)

olarak verilmektedir. DEM simülasyonu deneysel olarak elde edilmesi mümkün olmayan partikül yörüngeleri ve etki eden kuvvetler gibi dinamik parametrelerin eldesi açısından avantaj sağlamaktadır.

Zhou ve ark. (2010) partikül analizini makroskopik seviyede sürekli faz ve ayrıklaştırma olmak üzere iki farklı yaklaşım olarak sınıflandırmışlardır. Sürekli faz yaklaşımında makroskopik davranış başlangıç ve sınır şartları dikkate alınarak kütle ve momentumun korunumu gibi eşitliklerle belirlenir ( Anderson ve Jackson 1967, Enwald ve ark. 1996).

Ayrık faz yaklaşımında DEM (Discrete Element Method) gibi yöntemler partikül hareketinin analizine dayanmaktadır ( Cundall ve Stack 1979). Gaz partikül akışında iki yöntem popüler olarak kullanılmakta: iki akışkanlı model (TFM –Two Fluid Model) ve CFD-DEM. İki akışkanlı modelde, akışkan ve katı fazlar birbiri ile etkileşim içinde sürekli ortam olarak kabul edilir. CFD-DEM analizlerinde ise partiküllerin her biri için Newton'un 2. kanunu uygulanarak, akış için Navier Stokes denklemleri çözümlenerek lokal ortalama değerlerin CFD çözümüne entegrasyonuna dayanmaktadır. CFD-DEM yönteminin avantajı, partiküle etki eden kuvvetler, yörünge gibi partikül ölçeğindeki bilgilerin elde edilebilir olmasıdır. Her iki modelde farklı araştırmacılar tarafından kullanılmasına rağmen, literatürde farklı görüş ve uygulamalar yer almaktadır (Hoomans ve ark. 1998, Yu 2005).

Kaya ve Karagöz (2009) yapmış oldukları çalışmada 31 mm siklon çapı için farklı dip yüksekliklerini Reynolds Gerilmeleri modelini kullanarak hız alanını ve basınç kaybını, ayrık faz modelini kullanarak partikül toplama verimini farklı giriş hızı değerleri için incelemişlerdir. Teğetsel girişli kısa siklonlarda, dip yüksekliğinin arttırılmasının hız alanını değiştirdiğini ve toplama verimini iyileştirdiğini sayısal olarak tespit etmişlerdir. Dip uzunluğundaki artış, ayrıştırma hacmini arttırırken belirli bir değerin üzerinde, özellikle 10 m/s giriş hızlarının altındaki değerlerde toplama verimi açısından azalma olduğunu, yüksek giriş hızları için yaklaşık aynı kaldığını saptamışlardır.

Elsayed ve Lacor (2011a) siklon koni dip çapı değişiminin, akış alanına etkisini hız profilleri, Euler sayısı ve kritik çap açısından sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında Xiang ve ark. (2001) tarafından kullanılan 31 mm çapındaki siklonu referans alarak hem doğrulama çalışmalarını hem de farklı dip çapı değerlerini (19.4, 15.5, 11.6 mm ) LES yöntemi kullanarak analiz etmişlerdir. Koni dip çapının, akış alanı ve siklon performansı üzerinde çıkış borusu çapı veya giriş kesiti boyut parametrelerinde olduğu gibi önemli bir etkisinin olmadığını fakat konik kısmın siklonun temel bir parçası olduğunu, siklondan çıkarılması durumunda silindirik farklı bir geometri oluşacağını, yüzeyde partiküllerin tutunup aşağı yönde hareket etmeyeceği dikkate alındığında daha düşük verimli bir yapı oluşabileceğini ifade etmişlerdir.

Siklon ayırıcıların verim değerleri 5 µm çapından büyük partiküller için %99 değerine kadar ulaşabilmektedir (Silva ve ark. 2003).

Gimbun ve ark. (2005) sayısal hesaplamalarını Kim ve Lee (1990), Dirgo ve Leith (1985), Ray ve ark. (2000), Bohnet (1995) deneysel sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Çalışmada CFD sonuçlarına ilave olarak Li ve Wang (1989), Iozia ve Leith (1990), Koch ve Licht (1977), Lapple (1951) ampirik modellerini de kullanmışlardır. Sayısal çözümde hız-basınç ilişkisi için SIMPLE yöntemini diğer denklemlerin çözümü için ise 2nd order upwind yöntemini, cidarda ise standart cidar fonksiyonunu kullanmışlardır. Katı partikül yükleme oranını %3-5 arasında hacimsel olarak düşük tuttuklarından, hava ve katı faz etkileşimini tek yönlü olarak kabul etmişlerdir. Akışkanın yoğunluğunun partikül yoğunluğuna oranla oldukça küçük olmasından dolayı kaldırma kuvveti, sanal kütle (virtual mass) ve Basset terimlerini ihmal etmişlerdir. Li ve Wang (1989) modelinin kritik çap ve basınç kayıpları açısından en yakın sonucu verdiğini ve sayısal çalışmaların deneysel verilerle uyumlu olduğunu bildirmişlerdir.

Slack ve ark. (2000), çalışmalarında siklon geometrisini farklı eleman sayıları için RSM, DNS ve LES yöntemleri ile çözümlediğinde deneysel verilere en yakın sonuçların elde edilebileceğini bildirmişlerdir. DNS çözümü için çok küçük boyutta eleman kullanımı ve çözüm ağında kullanılacak eleman sayısının normal bilgisayar kapasitesinin çok üzerinde olacağından çözüm alanını RSM ve LES yöntemleri ile

analiz etmişlerdir. Süreklilik ve momentum denklemlerinde SIMPLE yöntemini, lokal konumsal ayrıklaştırmada ise QUICK yöntemini kullanmışlardır. Çalışma da  $D = 0.205$  m çapında siklon ve  $Q = 0.08 \text{ m}^3/\text{s}$  giriş debisi için toplam analiz süresini 0.25 s üzerinde alarak analiz etmişlerdir. RSM ve LES ile elde edilen sonuçları Boysan ve ark. (1983) ve Ayers ve ark. (1985) deneysel sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak her iki modelinde deneysel verilerle uyumlu olduğunu, LES modeli için 640 000 eleman kullanılarak oluşturulan çözüm ağı yerine RSM modeli için 40 000 eleman kullanılarak oluşturulan çözüm ağının da deneysel verilerle uyumunun LES ile elde edilen sonuçlara göre oldukça yakın ve ekonomik bir çözüm olduğunu bildirmişlerdir.

Safikhani ve ark. (2011) bakımları daha kolay, operasyonel avantajları olan ve büyük çapta güç santrallerinde akışkan yataklı yanma sistemleri ile birlikte çalışan kare kesitli siklonları küçük çaplı siklonlara uyarlayarak dairesel ve kare kesitli siklonları sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında 30 mm siklon gövde çapı için dairesel ve aynı hidrolik çap değerinde kare kesitli siklon geometrilerini, RSM modelini kullanarak Eulerian Lagrangian yaklaşımı ile analiz etmişlerdir. Basınç kaybı açısından kare kesitli siklon geometrisinde, basınç kaybının daha az olduğunu artan debi ile birlikte dairesel kesitli siklon geometrisine göre farkın daha da arttığını bildirmişlerdir. Partikül toplama verimi açısından dairesel kesitli siklon geometrisinin daha verimli olduğunu ve yüksek debi değerlerinde verim eğrisinin dairesel kesitli siklon geometrisine yaklaştığını ve basınç kaybı da dikkate alındığında yüksek debili operasyonlar için kare kesitli siklon geometrisi seçiminin daha uygun olacağını bildirmişlerdir.

Gao ve ark. (2014) kompresörlerdeki hava akışında yağ bileşenini ayırmak için 65 mm çapındaki silindirik gövdeli siklonda, çıkış çapı ve dalma borusu uzunluğunun değiştiği beş farklı konfigürasyon için sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Analizde RSM türbülans modeli, basınç hız ilişkisi SIMPLEC, basınç terimleri PRESTO, momentum terimleri QUICK, türbülans kinetik enerji ve dissipasyonu 2nd Order Upwind ve Reynolds gerilmeleri için 1st order Upwind enterpolasyon yöntemlerini kullanmışlardır. Çalışmada giriş hızı 15 m/s, çıkışta basınç sınır şartı ve basınç farkı 0.2 MPa, hava yoğunluğunu  $3.5 \text{ kg/m}^3$  olarak almışlardır. Siklon geometri konfigürasyonunda çıkış çapı 0.3D, merkez kanal çapı 0.3 ve 0.7D arasında, merkez kanal uzunluğunu ise 0.5 ile

1.5D arasında değişken olarak alınmıştır. Maksimum teğetsel hızın beş farklı siklon tipi için 0.3D radyal pozisyonda olmasından dolayı, maksimum teğetsel hızın merkez kanal çıkış çapına değil, siklon çıkış çapına bağlı olduğunu saptamışlardır. Merkez kanal çapının 0.5D değerinden, merkez kanal boyunun ise D değerinden daha buyk ya da kuyk olması durumunda basınç kaybı ve maksimum teğetsel hızı arttırdığını belirtmişlerdir. Merkez kanal çapının %40 azaltılması basınç kaybında %5.9 artış ve maksimum teğetsel hızda ise %20 artışa neden olduğunu tespit etmişlerdir. Kanal yüksekliği %50 azaltıldığında basınç kaybının %3.9, teğetsel hızın ise %15 arttığını saptamışlardır.

Chuah ve ark. (2006), Xiang ve ark. (2001) deneysel çalışmalarında kullandığı 31 mm çapındaki siklon geometrisini üç farklı dip çapı için uyarlayarak farklı giriş hızlarında Fluent yazılımını kullanarak sayısal olarak çözümlenmişlerdir. alışmalarında RSM ve RNG k-ε türbülans modellerini, basınç hız ilişkilendirmesinde SIMPLE algoritmasını ve kontrol hacmindeki diğer değişkenlerin enterpolasyonunda 2nd order upwind yöntemini kullanmışlardır. Girişte hız sınır şartı 8 ve 16 m/s değerleri için basınç kaybı ve partikül toplama verimlerini hesaplayarak Xiang ve ark. (2001) tarafından sağlanan deneysel veriler ile karşılaştırarak sonuçları irdelemişlerdir. RNG k-ε ve RSM türbülans modellerinden elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırıldığında basınç kaybını sırasıyla %7.5 ve %2.9, partikül toplama verimini ise sırasıyla %5 ve %2.1 sapma ile hesaplamışlardır. Çalışmada siklon koni dip çapının klmesi ile birlikte basınç kaybının ve partikül toplama veriminin arttığını tespit etmişlerdir.

Kepa (2013) 0.7 m gövde çapındaki siklon geometrisini, 0.28 m dalma borusu çapı ve siklon dibinde 120° tepe açısına sahip farklı çapta ve düşey pozisyonda yerleştirilmiş ters konilerin siklon performansına etkisini sayısal olarak incelemiştir. Akışın anizotropik özelliğinden dolayı RSM türbülans modelini, standart cidar fonksiyonu ile birlikte kullanmıştır. Basınç hız ilişkilendirmesinde SIMPLE algoritmasını ve diğer değişkenlerin çözümlenmesinde yüksek mertebeli algoritmalar kullanılmıştır. Giriş hızı değeri 11 m/s, çıkışta basınç sınır şartını kullanarak yakınsama kriterini  $10^{-3}$  olarak sayısal analizleri gerçekleştirmiştir. Çalışmada ters koninin her üç durumu için girdabın toz toplama kutusuna girişini engellediğini tespit etmiştir. Ters koninin, toz toplama

kutusuna doğru düşey yönde pozisyonunun değiştirilmesinin toplama verimini arttırdığını ve bu durumu girdap uzunluğunun artmasına bağlı olarak ayırıştırma alanının artması olarak yorumlamıştır. Ayrıca siklon ayırıcının sayısal analizinde toz toplama kutusunun çözüme dahil edilmesinin önemini vurgulamıştır.

Bhasker (2010) kağıt üretim endüstrisinde ve güç santrallerindeki akışkan yatakların çıkışında kullanılan siklon ayırıcı üzerinde sayısal çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çözüm ağının oluşturulmasında ICEM-CFD yazılımı kullanarak model geometrisini çoklu blok stratejisi ile çözüm ağını hexa eleman tipinde elemanlardan oluşturmuştur. Araştırma sonuçlarının kalitatif olarak değerlendirilebilmesi açısından çözümü ticari TASCFlow yazılımı kullanarak Std k-ε modeli ve standart cidar fonksiyonu ile gerçekleştirmiştir. Korunum ve momentum denklemlerinin çözümü için 2nd order upwind yöntemini kullanarak  $10^{-4}$  yakınsama kriteri için sayısal çözümleri gerçekleştirmiştir. Akışkan yataklarda kullanılan ve seri bağlı siklonlarda çıkışta akış yatay olarak yönlendirildiğinde, çıkış bölgesinde sirkülasyon alanı oluşmasının basınç kaybını arttırdığını belirtmiştir. Çalışmada akışkan yataklarda yanma prosesi ile çalışan güç santrallerinde kullanılan geri besleme siklon ayırıcılarında kül ayırıştırma prosesini incelemiştir. Çıkış kesitinde akışın oldukça düzensiz olduğunu ve geniş sirkülasyon bölgelerinin yer aldığını ve bu durumun basınç kaybını arttırdığını tespit etmiştir. Çıkış kesitinde iki adet deflektör kullanarak hem akış dağılımı iyileştirilmiş hem de basınç kaybının azaltılması sağlanmıştır.

Safikhani ve ark. (2010) 200 mm çapındaki siklon gövdesini farklı geometrik konfigürasyonlarını RSM türbülans modelini kullanarak sayısal olarak analiz etmişlerdir. Eulerian-Lagrangian yaklaşımı ile hız-basınç ilişkilendirmesinde SIMPLE algoritmasını kullanmışlardır. Sayısal modelin uygunluğunu Wang (2004) tarafından elde edilen deneysel verilerle doğrulamışlardır. Çalışmada üç farklı siklon geometrisi, farklı giriş hızları için sonuçlar, hız dağılımı, basınç kaybı ve türbülans yoğunluğu çıktıları ile irdelemişlerdir. Sayısal analizler sonucunda basınç kaybı, hız ve türbülans değerlerinin %11 hata ile siklon çapından bağımsız olduğunu ve türbülans yoğunlukları açısından üç farklı siklon geometrisinin de yaklaşık aynı sonuçları sağladığını tespit etmişlerdir.

Wu ve ark. (2014) çalışmalarında 300, 150, 75 ve 50 mm çapında siklon gövdelerini dalma borusu çapı 0.3, 0.5, 0.7D ve uzunluğunu 0.5, 0.7 ve 1D değerleri için teğetsel hız profillerini elde ederek, en küçük kareler yöntemi ile teğetsel hız indikatör ( $n$ ) değerini hesaplayarak siklon parametreleri ile değişimini analiz etmişlerdir. Sayısal çözümün doğrulamasını Hoekstra (2000) tarafından sağlanan deneysel boyutsuz hız profilleri ile gerçekleştirmişlerdir. İlk konfigürasyonda sadece siklon çapının değişimini inceleyerek  $n$  değerinin siklon giriş hızına bağlı olmaksızın siklon çapı ile birlikte arttığını tespit etmişlerdir. Serbest girdap kısmındaki  $n$  değerinin radyal pozisyondan bağımsız olduğunu ve eksenel pozisyonda az oranda değiştiğini belirtmişlerdir. Çalışmada  $n$  değerinin siklonun yapısal parametresi olduğunu, siklon çapının artması, dalma borusu çapının artması ve uzunluğunun azalması ile  $n$  değerinin arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca  $n$  değerinin giriş hızı ve basınç kaybı gibi işletme parametrelerinden bağımsız olduğunu ifade etmişlerdir.

Kaya ve ark. (2011) 31 mm çapındaki siklon geometrisini RSM türbülans modelini kullanarak 0.007 m hidrolik çap ve %4 türbülans yoğunluğu giriş sınır şartı ile 7-30 m/s arasında farklı giriş hızı değerleri için yüzey pürüzlülüğünün etkisi altında incelemişlerdir. Sayısal çözüm ağının doğrulanmasını Xiang ve ark. (2001) tarafından sağlanan deneysel verilerle gerçekleştirmişlerdir. Siklon ayırıcı performansını yüzey pürüzlülüğüne bağlı olarak eksenel ve teğetsel hız profilleri, basınç kaybı ve kritik çap değerleri açısından irdelemişlerdir. Çalışmada giriş hızının artması sonucunda partikül toplama veriminin arttığını aynı zamanda basınç kaybının da arttığını tespit etmişlerdir. Artan yüzey pürüzlülüğü ile birlikte teğetsel hız bileşeninin dış girdap kısmında cidar sürtünmesinin artması ve girdap gücünün azalması sonucunda buna bağlı olarak basınç kaybı ve partikül toplama veriminin azaldığını saptamışlardır. Eksenel hız bileşeninde ise yüzey pürüzlülüğü arttıkça dış girdaptaki hız profilleri değişmezken, iç girdaptaki eksenel hız bileşeninde artış meydana geldiğini bildirmişlerdir.

Karagöz ve Kaya (2009) 170 mm gövde çapındaki siklon geometrisini GAMBIT yazılımında çoklu blok stratejisi kullanarak 170 000 eleman ile çözüm ağını oluşturarak Standard  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$  ve RSM türbülans modellerinin uygunluğunu araştırmışlardır. Giriş hızı 14.8 m/s sınır şartı için farklı türbülans modelleri ile elde ettikleri sonuçları

Gong ve Wang (2004) tarafından sağlanan deneysel verilerle karşılaştırarak değerlendirmişlerdir. Standard k-ε modelinin kombine girdap yapısından çok katı cisim dönmesi sonucunda elde edilen hız dağılımını verdiğini, kompleks yapıdaki girdaplı akışta hız dağılımını gerçekçi olarak hesaplayamadığını ve siklon ayırıcıların analizi için uygun olmadığını bildirmişlerdir. RNG k-ε modelinin ise türbülans viskozitesinin hesabında girdap katsayısına bağlı olarak dönme etkisini dahil etmesinden dolayı eksenel hız profillerinin hesaplanmasında Standard k-ε modeline göre daha uygun sonuç verdiğini fakat dış kısımdaki serbest girdap dağılımını doğru hesaplanamadığını tespit etmişlerdir. RSM modelinin, siklon ayırıcıların hız alanı analizinde hız profillerinin ve basınç kaybı değerlerinin hesaplanmasında eddy viskozite modellerine göre doğru sonuç verdiğini saptamışlardır. Ayrıca çalışmada standard ve non-equilibrium cidar fonksiyonu kullanımının eksenel ve teğetsel hızlar açısından yaklaşık aynı sonucu verdiğini ifade etmişlerdir.

Xiang ve Lee (2008), 22 ve 31 mm çaplarında siklon gövdelerinin her biri için beş farklı dalma borusu çapını Fluent ticari kodları ile RSM modelini kullanarak analiz etmişlerdir. Cidara yakın değerler için Standard cidar fonksiyonu, hız basınç ilişkilendirmesi için SIMPLE algoritmasını, diğer değerlerin enterpolasyonu için QUICK şemasını kullanmışlardır. Konfigurasyonda yer alan siklonların her biri için 12 m/s uniform hız profili sınır şartı, çıkışta ise outflow sınır şartını uygulamışlardır. Sayısal modelin doğrulama çalışmaları için Boysan ve ark. (1983) tarafından sağlanan deneysel verileri kullanmışlardır. Çalışmada dalma borusu çapının siklon içindeki akış yapısında belirleyici olduğunu, büyük çaplar için eksenel hız profilinde merkezde ters “w” profili oluştuğunu, küçük çaplarda ise oluşmadığını saptamışlardır. Teğetsel hız bileşeninin azalan dalma borusu çapı ile arttığını ve buna bağlı olarak partikül toplama veriminde de artış gerçekleştiğini bildirmişlerdir. Dalma borusu çapının oldukça geniş seçilmesinin akış alanını normal siklonlardan farklılaştırdığını ve bu yapının siklon ayırıcı olarak kullanılamayacağını belirtmişlerdir. Ayrıca basınç kaybının artan dalma borusu çapı ile birlikte azaldığını fakat yüksek değerler için tekrar basınç kaybının arttığını ifade etmişlerdir.



Karagöz ve Kaya (2007), 300 mm çapında siklon geometrisin kullanarak 3, 6, 15 ve 30 m/s giriş hızları için standard k-ε, RNG k-ε ve RSM türbülans modellerini akışkan giriş sıcaklığı 40 °C ve cidar sıcaklığı 20 °C sınır şartlarını kullanarak sayısal olarak analiz etmişlerdir. RNG k-ε türbülans modelinin standard k-ε modeline göre oldukça iyi sonuç verdiğini, işlemci ve hafıza ihtiyaçları açısından RSM türbülans modeli yerine RNG k-ε modelini çalışmalarında kullanmışlardır. Çözüm ağının doğrulamasını Çetin (2003) tarafından sağlanan deneysel basınç kayıpları ile gerçekleştirmişlerdir. Farklı giriş hızı değerleri için dönüş (spin) sayıları incelendiğinde, artan hız değerlerinin dönüş sayısını arttırdığını tespit etmişlerdir. Ayrıca ısı transferinin tüm cidarda artan hızla birlikte arttığını, dibe (koni ucuna) doğru azaldığını saptamışlardır.

Kaya ve Karagöz (2008) ters akışlı teğetsel girişli siklonlarda girdaplı akışların sayısal analizine uygun türbülans modelleri ve nümerik şemaları üç boyutlu sürekli rejim şartlarında sıkıştırılmaz akış için Fluent ticari kodlarını kullanarak araştırmışlardır. Çalışmalarında 170 mm gövde çapında siklon geometrisini kullanarak 14.8 m/s giriş hızı için standard ve non-equilibrium cidar fonksiyonu kullanarak nümerik şemaları sayısal olarak irdelemişlerdir. RSM, standard k-ε ve RNG k-ε türbülans modelleri ile gerçekleştirilen analizleri Gong ve Wang (2004) tarafından sağlanan deneysel teğetsel ve aksel hız profilleri ile karşılaştırmışlardır. İzotropik özelliğinden dolayı standard k-ε deneysel verilere yakın sonuç sağlamazken RNG k-ε modelindeki girdap faktöründen dolayı deneysel verilerle daha uyumlu olduğunu fakat Rankine tipi teğetsel hız profilinin oluşmadığını, RSM modelinin ise deneysel verilere en yakın sonucu verdiğini belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda basınç değerlerinin enterpolasyonu için PRESTO, momentum denklemleri için QUICK, türbülans kinetik enerjisi ve dissipasyon oranı için 2nd order upwind, Reynolds gerilmeleri için 1st order upwind şemalarının en uygun yöntem olduğunu tespit etmişlerdir.

Kaya ve Karagöz (2012) siklonda basınç kayıp katsayısını ve natürel girdap uzunluğuna bağlı olarak statik basınç değişimini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmada 190 mm çapında siklon geometrisinde dalma borusu çapını ve uzunluğunu değiştirerek basınç kayıp katsayısı ve hız alanını incelemişlerdir. Dalma borusu çapı küçüldüğünde ve uzunluğu arttığında basınç kaybının daha fazla gerçekleştiğini, ayrıca

dalma borusundaki uzamanın sürtünme yüzeylerini arttırdığını tespit etmişlerdir. Aynı giriş hızı değeri için dalma borusu çapının artması ve uzunluğunun azalmasının, siklon içinde aşağı yönde olan akışın, yukarı yönde olan akışa göre daha küçük olduğunu ifade etmişlerdir. Dalma borusu çapının küçük olması ve uzunluğunun artmasının basınç kaybını arttırdığını, dalma borusu çapının geniş olmasının basınç kaybını santrifüj kuvvetin azalmasından dolayı azalttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca dalma borusundaki uzamanın akış alanı içindeki sürtünme yüzeyini arttırdığını bildirmişlerdir.

Xiang ve ark. (2001) 31 mm gövde çapında küçük Stairmand siklonunda dip çap 0.625, 0.5, 0.375D değerlerinde üç farklı geometri için farklı giriş debilerinde siklon performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyde polystyrene latex (PSL) partiküllerini 0.505 ve 8.1  $\mu\text{m}$  çaplarında TSI Inc. 9302 Aerosol atomizörü kullanarak partikül verimini ve basınç kayıplarını 30, 40, 50 ve 60 l/dak için ölçmüşlerdir. Fraksiyonel verim eğrileri incelendiğinde, siklonda debi arttıkça verim eğrisini daha dik olduğu ve belli bir debi değerinden sonra partikül toplama veriminde değişimin azaldığını tespit etmişlerdir. Koni dip çapı açısından en küçük çap değerinin, en düşük kritik çap değerini verirken basınç kaybı açısından en fazla kaybın bu değerde gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Birinci ve ikinci siklon ölçümlerinde basınç kaybı açısından önemli bir fark olmadığını, ikinci siklon geometrisinde partikül toplama veriminin daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir. Sonuç olarak koni dip çapının dalma borusundan daha küçük değerlerde olmaması durumunda basınç kaybının koni dip çapı değişiminden önemli derecede etkilenmediğini vurgulamışlardır. Ayrıca teorik modellerle yaptıkları karşılaştırmada Barth (1956) ve Iozia ve Leith (1989) modellerinin revize edilmiş Leith ve Licht (1972) modeline göre deneysel verilerle daha uyumlu sonuç verdiğini bildirmişlerdir.

Xiang ve Lee (2005a) siklon dip çapının akış alanı üzerindeki etkisini incelemek için 31 mm çapında Stairmand siklonunu kullanarak, dip çap değerleri 0.625, 0.5 ve 0.375D olan üç farklı siklon geometrisini Fluent ticari kodlarını kullanarak sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal çözümü, basınç hız ilişkilendirmesinde SIMPLE algoritmasını ve momentum denklemlerinin çözümünde QUICK şemasını kullanarak 8 m/s giriş hızı sınır şartı için gerçekleştirmişlerdir. RNG k- $\epsilon$  modelinin aksenel akışta oluşan ters “w”

profilini yakalayamadığından RSM türbülans modelini ve standard cidar fonksiyonunu kullanmışlardır. Sayısal modelin doğrulanmasında Boysan ve ark. (1983) tarafından sağlanan deneysel verileri kullanmışlardır. Çalışmada dip çap değerinin azaltılmasının teğetsel hızı dış girdapta arttırdığını ve buna bağlı olarak partikül toplama veriminin olumlu yönde etkileneceğini bildirmişlerdir.

Xiang ve Lee (2005b) küçük siklonlarda 30.5 mm çapındaki siklon geometrisini beş farklı silindir yüksekliği için sayısal olarak çalışmışlar ve partikül toplama verimini Zhu ve Lee (1999) tarafından sağlanan deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çalışmada 17.9 m/s giriş hızı sınır şartı için RSM türbülans modelini ve hexa eleman yapısında çözüm ağını kullanmışlardır. Çözüm ağının doğrulanmasında Boysan ve ark. (1983) tarafından elde edilen deneysel sonuçları kullanmışlardır. Çalışma sonucunda siklonun silindirik ve konik kısımlarında teğetsel hız dağılımının önemli bir değişiklik sergilemediğini ve konik kısımda akış kesitinin daralmasından dolayı hızlanma gerçekleşmediğini belirtmişlerdir. Ayrıca kısa siklonlarda dalma borusunun konik kısmın başlangıcına yakın olmasının o bölgedeki akış geçişinin bir kısmının dalma borusuna yönlenecek kısayol akış sergilediğini ve bu durumun toplama verimini olumsuz etkilediğini tespit etmişlerdir.

Elsayed ve Lacor (2011b) siklon giriş kesiti etkisini beş farklı siklon geometrisi için Fluent ticari kodlarını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada RSM türbülans modeli kullanılarak 50 l/dak giriş debisi sınır şartı için siklon performansını araştırmışlardır. Siklon giriş yüksekliği 0.25-0.50D, giriş genişliğini ise 0.15-0.375D değerleri arasında almışlardır. Sayısal analizde teğetsel hız bileşenleri tüm siklonlar için benzer gelişirken, eksenel hız profilinde ise siklon giriş genişliği 0.375D için eksenel hız profili ters “v” şeklinde oluşurken diğerleri için ters “w” şeklinde geliştiğini bildirmişlerdir. Bu durumu 0.375D giriş genişliğinin dalma borusu çapı dış yüzeyi ile siklon gövdesi arasındaki mesafeden fazla olmasını dolayısıyla akışın bir kısmının direk olarak dalma borusuna çarpması, dalma borusu çevresindeki akışın girdap şeklinde devam etmemesinden dolayı ters “v” eksenel hız profili sergilediğini ifade etmişlerdir. Ayrıca bu durumun dalma borusu üzerinde daima ekstra gerilmelere sebep olacağından titreşim ve ses açısından dezavantajını vurgulamışlardır. Sonuç olarak giriş yüksekliği

ve genişliğinin artırılması basınç kaybını azaltırken, kritik çap değerini arttırdığını ve buna bağlı olarak siklon giriş ölçüleri için optimizasyon gerekliliğini belirtmişlerdir. Siklon gövdesi ve dalma borusu arasındaki mesafeden daha geniş giriş genişliği seçilmemesini, giriş genişliğinin kritik çapa etkisinin giriş yüksekliğine göre daha önemli olduğunu saptamışlardır. Optimum siklon giriş genişliğinin yüksekliğe oranını 0.5 ve 0.7 arasında olduğunu tespit etmişlerdir.

Elsayed ve Lacor (2012) toz toplama geometrisinin siklon performansına etkisini toz toplama kutusuz, toz toplama kutulu, diplegli ve toz toplama kutusuz ve diplegli toz toplama kutulu olmak üzere dört farklı siklon geometrisini  $0.08405 \text{ m}^3/\text{s}$  giriş debisi, 0.025 ile 5  $\mu\text{m}$  arasında değişen partikül çapları için Fluent ticari kodlarını kullanarak analiz etmişlerdir. Sayısal hesaplamalarda akış alanını RSM türbülans modeli ile hız basınç ilişkilendirmesinde SIMPLEX, basınç değerlerinin enterpolasyonunda PRESTO, momentum denklemlerinin çözümünde QUICK, türbülans kinetik enerjisi ve dissipasyon oranları için 2nd order upwind ve Reynold gerilmelerinin enterpolasyonunda 1st order upwind şemalarını kullanmışlardır. Cidar değerleri için Standard cidar fonksiyonunu ve sayısal çözüm ağının doğrulanmasında ise 290 mm çapında siklon için Hoekstra (2000) tarafından sağlanan LDA yöntemi ile elde edilmiş boyutsuz hız profillerini kullanmışlardır. Dört farklı siklon geometrisi için teğetsel hız değişimi minör seviyede gerçekleşirken eksenel hız dağılımında ise siklon geometrisinin hız profilini ters “w” veya “v” olarak değişebileceğini ve bu durumu Hoekstra ve ark. (1999) dalma borusu çapındaki sürtünme kaynaklı girdap gücünün azalması sonucunda merkezde ters basınç gradyanının oluşması şeklinde açıklamışlardır. Toz toplama kutulu siklonda eksenel akıştaki ters “v” profilinin, toz toplama kutusu çapının siklon çapına eşit olmasının aşağı yönde akış için ani genişleme, yukarı yönde akış için ani daralma oluşturduğunu ve girdap stabilizasyonu olmadığından dolayı toz toplama kutusunda iki bileşenli akış oluştuğunu bildirmişlerdir. Ayrıca aşağı yönde akışın koni dip çapında yüksek kinetik enerjiye sahip olmasının merkezdeki ters basınç gradyanını yenebileceğini bu yüzden ters “v” eksenel akış profilini oluşturduğunu saptamışlardır. Sonuç olarak toz toplama kutusunu olmaması sayısal hesaplamalar açısından önemli derecede tasarruf sağlarken, Euler sayısı için %10, kiritik çap hesaplamasında ise %35 hata marjının olabileceğini bildirmişlerdir.

Elsayed ve Lacor (2013) beş farklı dalma borusu çapı ve uzunluğu olmak üzere toplam on farklı siklon tipinde LES modelini kullanarak dalma borusu ölçülerinin siklon performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 31 mm çapında siklon geometrisini, hesaplama zamanı ve verimi açısından toz toplama kutusu olmadan sayısal olarak analiz etmişlerdir. Dalma borusu çapını 0.3-0.5D arasında, uzunluğunu ise 0.5-1D arasında alarak 50 l/dak giriş debisi sınır şartı için akış alanını, 0.05-10 µm arasında değişen 30 farklı partikül çapı ile toplama verimini hesaplamışlardır. Sayısal modelin doğrulanmasında 290 mm çapında Stairmand siklonu için Hoekstra (2000) tarafından sağlanan boyutsuz hız profillerini kullanmışlardır. Dalma borusu çapının artması ile birlikte merkezde eksenel hızın negatif basınç bölgesi geliştirdiğini bildirmişlerdir. Ayrıca küçük dalma borusu çapı için eksenel hız profilinin başlangıçta ters “v” şeklinde olduğu, siklonun alt kısımlarında ters “w” profiline dönüştüğünü saptamışlardır. Hoekstra ve ark. (1999) bu durumu dalma borusundaki girdap yoğunluğunun sürtünme kaynaklı azalması ve bunun sonucu olarak ters basınç gradyanının oluştuğu şeklinde yorumlamışlardır. Dalma borusunun küçük çap değerleri için, girdap yoğunluğunun artması ve ters basınç gradyanının etkisini gösteremediğinden dolayı ters “v” eksenel hız profili oluştuğunu belirtmişlerdir. Dalma borusu çapının %40 azaltılması durumunda Euler sayısında %175 artış, Stokes sayısında ise %50 azalma olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca dalma borusu uzunluğu 2 katına çıkarıldığında hem Euler hem de Stokes sayısında %25 artış sağlanmıştır.

Elsayed ve Lacor (2009) 31 mm siklon gövde çapını üç farklı dip çap değeri için 13.5 m/s giriş hızı sınır şartını sayısal olarak çalışmışlardır. Fluent ticari kodlarını kullanarak basınç hız ilişkilendirmesi için SIMPLEC, momentum denkleminin çözümünde QUICK diğer denklemlerin çözümünde 2nd order upwind algoritmalarını uygulayarak hesaplamaları gerçekleştirmişlerdir. Analize RSM türbülans modeli başlayıp 0.0001 s zaman adımı ile sonradan LES yöntemine geçerek  $10^4$  zaman adımı çözümü gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada koni dip çap değerinin azalması ile birlikte basınç kaybının arttığını fakat etkisinin minör seviyede olduğunu belirtmişlerdir. Teğetsel hız değişiminde küçük dip çap değeri için teğetsel hız artarken buna bağlı olarak basınç kaybının arttığını fakat koni dip çapının akış alanı ve basınç kaybı üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğunu ve çok etkili olmadığını bildirmişlerdir.

El-Batsh (2013), 290 mm çapında siklon geometrisi için beş farklı dalma borusu çapları ve uzunluklarını RSM türbülans modelini kullanarak, parametrelerin değişiminin siklon performansına etkisini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çözüm ağının doğrulamasında Hoekstra (2000) tarafından sağlanan deneysel boyutsuz hız profillerini kullanmıştır. Sayısal çalışma dalma borusu çapını 0.6, 0.5 ve 0.4D olarak 5 ve 30 m/s değişen hız değerleri için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak dalma borusunun çapı arttıkça basınç kaybının azaldığını ve dalma borusunun uzunluğunun basınç kaybı üzerinde etkisinin olmadığını bildirmiştir. Partikül toplama veriminin ise dalma borusu çapının artırılması ile azaldığını belirtmiştir. Ayrıca basınç kaybı ve partikül toplama verimlerini farklı dalma borusu çapı ve uzunlukları için performans haritası çıkararak sonuçların  $10^5 < Re < 10^6$  arasında ve dalma borusu çapının siklon gövde çapına oranı 0.3 ile 0.7 olduğu durumlarda geçerli olduğunu saptamıştır.

Shukla ve ark. (2013) RSM ve LES türbülans modellerini kullanarak hız salınımlarının partikül toplama verimine etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Eulerian-Lagrangian yaklaşımını kullanarak zamana bağlı olarak siklon içindeki katı-gaz akışını çalışmışlardır. Sayısal sonuçların doğrulamasında hız alanı için Hoekstra (2000) tarafından LDA yöntemi ile sağlanan deneysel boyutsuz hız profillerini, partikül toplama verimini ise Zhao (2005) tarafından elde edilen verim değerlerini kullanmışlardır. RMS türbülans modeli için basınç hız ilişkilendirmesinde SIMPLE algoritmasını, basınç değerlerinin enterpolasyonunda PRESTO, momentum, türbülans kinetik enerji ve dissipasyon oranı için 2nd order upwind, Reynold gerilmeleri için ise 1st order upwind şemalarını kullanmışlardır. Partikül fazı için yoğunluğu  $2700 \text{ kg/m}^3$  olan talk pudrasını giriş kesitinden enjekte ederek ayırık faz analizini gerçekleştirmişlerdir. LES yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar hem ortalama hız alanında hem de hız salınımları için deneysel verilerle oldukça uyumlu sonuç verdiğini bildirmişlerdir. RSM türbülans modeli hız salınımlarında özellikle eksenel hız salınım bileşenlerinin hesaplanmasında LES yönteminde olduğu gibi uyumlu sonuç vermediğini fakat ortalama hız alanı için her iki yöntemde deneysel verilerle uyumlu sonuç verdiğini saptamışlardır. Partikül toplama verimi açısından RSM türbülans modeli küçük partiküllerin verimini yüksek hesaplarken, LES yönteminde hız salınımlarının

daha doğru hesaplandığından dolayı verim eğrisi küçük partiküller içinde daha doğru hesaplandığını belirtmişlerdir.

Shukla ve ark. (2011a), Hoekstra (2000) tarafından deneysel olarak çalışılan 290 mm gövde çapında Stairmand siklonunu referans alarak farklı sayısal şemaları kullanarak siklon içindeki sürekli fazın değerlendirilmesini, sürekli ve zamana bağlı rejim şartlarında çalışmışlardır. Giriş hızı 16.1 m/s, çıkış sınır şartını pressure outlet vererek farklı algoritmaların performansını incelemişlerdir. Hoekstra (2000) tarafından sağlanan boyutsuz aksenal ve teğetsel hız profilleri ile en uyumlu sonucu veren şemanın RSM türbülans modelinde basınç-hız ilişkilendirmede SIMPLEC, basınç değerlerinin enterpolasyonunda PRESTO, momentum ve türbülans parametreleri için 2nd order upwind, Reynold gerilmeleri için 1st order upwind olduğunu bildirmişlerdir.

Shukla ve ark. (2011b) siklonlarda basınç kaybı ve partikül toplama verimini sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal çalışmada 300 mm siklon gövde çapı için sayısal analizler gerçekleştirmişler ve Zhao (2005) tarafından sağlanan deneysel sonuçlarla, sayısal analiz sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Hız alanı için Eulerian yaklaşımı kullanılırken, ayırık faz modellenmesinde Lagrangian yaklaşımını kullanmışlardır. Çözüm ağının modellenmesini Gambit 2.4.6 yazılımında çoklu blok stratejisini kullanarak, çözümleme için Fluent 6.3.26 ticari kodlarını kullanmışlardır. Sürekli fazın çözümünde RSM türbülans modeli, hız basınç ilişkilendirmesinde SIMPLEC algoritması, basınç değerlerinin enterpolasyonunda PRESTO, moment ve türbülans parametreleri için 2nd order upwind ve Reynolds gerilmeleri için 1st order upwind şemalarını kullanmışlardır. Cidar değerleri için standard cidar fonksiyonu, ayırık faz için ise  $2700 \text{ kg/m}^3$  yoğunluğunda talkum pudrasını referans alarak 20.18 m/s giriş hızı sınır şartını çalışmada sayısal olarak analiz etmişlerdir. Sürekli faz çözümü sonrasında ayırık faz analizi için partikül yörüngelerinin hesaplanmasında düşük ve yüksek mertebeli algoritmaları kullanarak deneysel verilerle karşılaştırmışlar ve trapez ve Runge Kutta yöntemlerinin deneysel verilerle uyumlu sonuç verdiğini tespit etmişlerdir. Düşük mertebeli algoritmalar küçük çaplı partiküller için uyumlu sonuç vermezken, büyük çaplı partiküllerde santrifüj kuvvetin dominant olmasından dolayı uyumlu sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

Song ve ark. (2016), 290 mm çapında siklon gövdesi için RSM türbülans modelini kullanarak sürekli fazın sayısal çözümlemesini gerçekleştirmişlerdir. İkinci aşamada 11 200 adet partikülü giriş kesitinden enjekte ederek LPT (Lagrangian Particle Tracking) modelini kullanarak partikül yörüngelerini analiz etmişlerdir. Analizi son aşamasında beş farklı partikül çapı için partikül üzerine etki eden kuvvetleri hesaplamışlardır. Çalışmalarında sürekli fazın doğrulamasını Hoekstra (2000) tarafından sağlanan LDA deneysel boyutsuz hız profilleri ile partikül toplama verimini ise Griffiths ve Boysan (1996) tarafından sağlanan deneysel verilerle gerçekleştirmişlerdir. Song ve ark. (2016) bu çalışmada sürüklenme kuvveti, basınç gradyanı kuvveti, ilave kütle (added mass force) ve Saffman kaldırma kuvvetinin partikül toplama verimi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Giriş hızını Hoekstra (2000) çalışmasında olduğu gibi 16.1 m/s, partikül yoğunluğunu 2740 kg/m<sup>3</sup> ve akışkan olarak hava yoğunluğunu 1.225 kg/m<sup>3</sup> olarak almışlardır. Sayısal analizde basınç hız ilişkilendirmesinde SIMPLEC, diğer denklemlerin çözümünde ise 2nd order upwind yöntemini ve zaman adımını 0.002 s olarak tanımlamışlardır. Sonuç olarak partikül hareketinin sürüklenme ve santrifüj kuvvetten temel olarak etkilendiğini, basınç gradyanı ve ilave kütle kuvvetinin sürüklenme kuvvetinin 10<sup>3</sup> kat daha küçük olduğunu, Saffman kaldırma kuvvetinin ise 10<sup>15</sup> kat daha küçük gerçekleştiğini ve bu terimlerin ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca farklı partikül çapı dağılımında, cidardan merkeze doğru partikül çapının azaldığını ve küçük çaplı partiküllerin hareketinin tamamen akış alanından kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Elsayed (2015) dalma borusu tasarımında adjoint yöntemini kullanarak, Stairmand siklonunu referans alarak oluşturulacak yeni bir siklon geometrisi ile %66 enerji tasarrufu sağlanabileceğini vurgulamıştır. Sayısal hesaplamalarda RSM türbülans modelini, hız basınç ilişkilendirilmesinde SIMPLE, momentum için QUICK, basınç değerlerinin enterpolasyonu için PRESTO şemalarını kullanmıştır. Çalışmada 205 mm gövde çapındaki siklon geometrisi referans alınarak dalma borusunun optimum tasarımı araştırılmış ve ayırık faz için 0.025 ile 5 µm arasında 17 farklı partikül çapı giriş kesitinden her biri 10 000 adet enjekte edilerek partikül toplama verimi hesaplanmıştır. Dalma borusunun sayısal çözüm ağında hareketlendirerek (mesh morphing) yapılan denemeler sonucunda optimum dalma borusu şeklini almasını sağlayarak başlangıçta



924 Pa olarak gerçekleşen basınç kaybını, optimum tasarım sonrasında 614 Pa olarak hesaplamış ve basınç kaybında %27 iyileşme sağlamıştır. Stairmand siklonu için kritik çap 1.5 µm değerinde hesaplanırken, yeni optimum tasarımda 0.25 µm olarak hesaplamıştır. Ayrıca bu değerlerin hesaplanmasında toz toplama kutusu olmamasından dolayı basınç kaybında %10, kritik çapta ise %35 hata payı olabileceğini belirtmiştir (Elsayed ve Lacor 2012).

Haig ve ark. (2016) elektrikli süpürgelerde kullanılan küçük çaplı siklon çalışmalarında, ampirik çalışmaların yerine alternatif olarak sayısal hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin avantajlarına odaklanmışlardır. Çalışmalarında 29 ile 52 mm siklon gövde çapları için dört farklı siklon geometrisini 60 ve 540 l/dak giriş debisi sınır şartlarında çalışmışlardır. RSM türbülans modelini kullanarak, hız basınç ilişkilendirmesinde SIMPLE, basınç değerlerinin enterpolasyonunda PRESTO, diğer denklemlerin çözümlemesinde QUICK yöntemini kullanmışlardır. Partikül toplama veriminin hesaplanmasında enjeksiyon için 912 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğunda Di-Ethyl Hexyl Sebacat (DEHS) sıvı bazlı aerosolü deneylerde kullanarak 0.305 ile 4 µm arasında 12 farklı partikül çapı için toplama verimini hesaplamışlardır. Deneysel basınç kaybı değerlerini dört farklı siklon geometrisinin sayısal analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında, sayısal sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğunu ve sayısal model ile elde ettikleri basınç kaybı ve partikül toplama veriminin diğer ampirik bağıntılara göre daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir. Partikül toplama veriminin hesaplanmasında Barth (1956) modelinin en iyi sonucu verdiğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak CFD ile basınç kaybı ve partikül toplama verimi deneysel verilerle uyumlu bir şekilde hesaplanabileceğini bildirmişlerdir.

Houben ve ark. (2016) 400 mm çapındaki siklon geometrisini kullanarak oluşturdukları sayısal çözüm ağını, RSM türbülans modelini kullanarak 0.01 s zaman adımı ile 1 s çözümlenmişlerdir. Çalışmalarında yeni tip merkez stabilizatör çubuğunun girdabın siklon merkezinde devinimini önlediği ve cidarda gelişimini tamamlamadan sonlanmasının önlendiğini tespit etmişlerdir. Merkez stabilizatör girdap çubuğunun maksimum teğetsel hızı arttırdığını ve buna bağlı olarak partikül toplama verimini olumlu yönde etkilediğini bildirmişlerdir.

Brar ve ark. (2015) 290 mm çapındaki siklon geometrisini beş farklı dalma borusu .çapı kullanarak akış alanı ve partikül toplama verimi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada Fluent ticari kodunu, RSM türbülans modelini, basınç hız ilişkilendirmesinde SIMPLEC, basınç değerlerinin hesaplanmasında PRESTO, diğer denklemlerin ayrıklaştırılmasında QUICK şemasını kullanmışlardır. Cidar değerleri için gelişmiş cidar fonsksiyonu (enhanced Wall function) ve zaman adımı olarak 0.0002 s değeri alınmıştır. Katı partikül yükleme hacimsel fraksiyonu %10'dan küçük olduğundan tek yönlü bağlaşım (one-way coupling) yöntemini kullanmışlardır. Partikül fazı için 2700 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğa sahip antrasit partikülleri 0.5 ile 7 µm arasında değişen çaplarda giriş kesitinden enjekte ederek partikül toplama verimini hesaplamışlardır. Dalma borusu çapının azalması ile girdap formasyonunda devinimin arttığını (eksantiriklik) ve buna bağlı olarak partikül toplama veriminin ve basınç kaybının arttığını bildirmişlerdir. Dalma borusu için 0.5D çapı referans alındığında dalma borusu çapının azalması ile basınç kaybının %47.84, partikül veriminin %9.54 arttığını bildirmişlerdir. Ayrıca dalma borusu çapının azalması durumunda eksenel hızın %33, teğetsel hızın %25 arttığını, çapın artması durumunda ise eksenel hızın %23 azaldığını, teğetsel hızın ise %12 azaldığını tespit etmişlerdir.

Chu ve ark. (2011) 200 mm çapında siklon geometrisini 47 750 hexa eleman kullanarak partikül fazını katı yükleme kütleli fraksiyon oranlarını 0, 0.5, 1, 1.5, 2 ve 2.5 değerleri için CFD-DEM analizini sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir. Sayısal analizde 2 mm çapında 2500 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğunda partikül kullanmışlar ve partikül çapının daha küçük değerleri için hafıza ve işlemci ihtiyaçlarının üssel olarak arttığını ifade etmişlerdir. Tek yönlü bağlaşım (one way coupling) eksenel hızın iki yönlü bağlaşım (two way coupling) göre daha fazla olduğu dolayısıyla konik kısımda daha fazla partikül konsantrasyonuna neden olduğunu tespit etmişlerdir ve iki yönlü bağlaşımın önemini vurgulamışlardır. Ayrıca spirallerin, katı partikül fraksiyonunun artması ile birlikte sayısının azaldığını ve spiralın kalınlaştığını bildirmişlerdir. Partikül fraksiyonunun artması akışkan yataklar veya pnömatik taşıyıcı sistemlerdeki basınç kaybını arttırırken, siklon ayırıcılarda ise baştan pnömatik taşıyıcı sistemlerdeki gibi arttığını sonrasında ise katı partikül gaz fazı etkileşiminden dolayı azaldığını belirtmişlerdir. Ayrıca düşük katı partikül fraksiyonunda siklon içinde mevcut katı partiküllerin toplam kütlesi

arttırıldıkça lineer bir davranış izlememekte ve düşük partikül hızlarında daha fazla partikülün siklon içinde yer aldığını saptamışlardır.

Derksen ve ark. (2006) çalışmalarında katı-gaz siklon ayırıcılarda partikül kütlelerinin etkilerini sayısal olarak incelemiştirler. Sıkıştırılmaz akış için Navier Stokes denklemlerini sürekli faz (gaz fazı) için Lattice-Boltzman yöntemini kullanarak ayırıklaştırmışlardır. Lattice-Boltzman çözücüsünü standard Smagorinsky sub-grid scale (SGS) modeli ile birleştirerek LES çözümlerini gerçekleştirmişlerdir. Sayısal modelde siklon çapı 290 mm alınarak, sürekli fazın çözümünde Reynolds sayısı 280 000, giriş hızı 16 m/s, partikül fazı için ise tebeşir tozu ( $\text{CaCO}_3$ ) kullanmışlardır. Çalışmada hem türbülans yapısının hem de girdabın partiküllerden etkilendiğini saptamışlardır. Katı partikül fraksiyonu %5 değerinde türbülans etkinliğini azaltması sonucunda cidara yakın bölgelerde partikül konsantrasyonunun arttığını, katı partikül fraksiyonunun %10 olduğu durumda ise girdap gücünün azaldığını tespit etmişlerdir.

### **2.3. Sanal Gövdeli Ters Akışlı Siklonlar ile Yapılan Çalışmalar**

Bu bölümde, klasik siklondan farklı olarak, konik gövde yerine ayırıştırma işleminin gerçekleştiği bir silindir içeren sanal gövdeli ters akışlı siklonlarla ilgili çalışmalara yer verilmiştir. Sanal gövde terimi, girdap yapısının ikinci silindirde, ilk silindirin izafi cidar sınırlarında hareket ediyormuş gibi davranmasından dolayı kullanılmaktadır.

Avcı ve ark. (2013a) teğetsel girişli ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisinde debi, dalma borusu çapı ve uzunluğu parametrelerinin değişimini dikkate alarak girdap boyunun hesaplanması için teorik model geliştirerek bu modeli deneysel olarak doğrulamışlardır. Çalışmada  $8 \times 28 \text{ mm}^2$  giriş kesitine sahip, ilk silindir çapı 40 mm ve partikül ayırıştırma işleminin gerçekleştiği ikinci silindir çapı 60 mm, girdap durdurucunun çapı 40 mm ve yüksekliği 90 ile 370 mm arasında ayarlanabilir bir deney konfigürasyonu kullanmışlardır. Dalma borusunun çapı 8 ile 18 mm, boyu ise 15 ile 40 mm arasında olacak şekilde siklon performans parametrelerini incelemiştirler. Teorik modelin girdap uzunluğunun belirlenmesinde kullanılabilirdiğini, dalma borusu çapının azalması ile girdap uzunluğunun deneysel olarak arttığını, fakat teorik modelde tersi

durum oluştuğundan teorik modelin kullanılabilceği aralığın belirlenmesi gerektiğini vurgulamışlardır. İlk silindirdeki sirtünme yüzeyi boyunun artması ile girdap uzunluğunun azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca düşük debili siklonlarda kısa siklon boyu, yüksek debili siklonlarda ise uzun siklon boyunun optimum girdap uzunluğu için yeterli olabileceğini, yüksek verim için hesaplanan girdap uzunluğundan daha kısa siklon geometrisi kullanılması gerektiğini bildirmişlerdir.

Avcı ve ark. (2013b) teğetsel girişli ters akışlı sanal gövdeli siklonda girdap uzunluğunun değişimini sirtünme yüzeyi yüksekliği, giriş hızı, dalma borusu çapı ve boyuna bağlı olarak deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyde sirtünme yüzeyini teşkil eden 40 mm çaplı silindir ve partikül ayırıştırma işleminin gerçekteştiği 60 mm çapında silindirik gövdeli siklon ve yüksekliği 90 ile 370 mm arasında ayarlanabilen 40 mm çapında girdap durdurucu kullanmışlardır. Dalma borusu çapı 8 ile 18 mm arasında, boyu ise 15 ile 40 mm arasında olacak şekilde 2 ile 30 m<sup>3</sup>/h debi değerleri için deneyler gerçekteştirmişlerdir. Siklondaki girdap uzunluğunun debinin artması ve sirtünme yüzeyini oluşturan ilk silindirin boyunun azalması ile arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca dalma borusu boyunun artması ile girdap uzunluğunun arttığını ve dalma borusu çapının azalması sonucunda girdap uzunluğunun genelde arttığını fakat geometrik oranlara bağlı olarak tersi durumunda gerçekteşebileceğini belirtmişlerdir.

Karagöz ve ark. (2013) 190 mm çapında sanal gövdeli ters akışlı siklonda, girdap sınırlayıcı kullanarak girdap uzunluğunun kontrolü ve partikül toplama veriminin arttırılması üzerine çalışmışlardır. Stairmand tipi klasik siklonu aynı çaplarda ve aynı sınır değerleri için sanal gövdeli siklon ile karşılaştırmışlardır. Çalışmada giriş hızı 10 ile 25 m/s arasında ve partikül dağılımları d<sub>10</sub>, d<sub>50</sub> ve d<sub>90</sub> için sırasıyla 2, 14 ve 48 µm olan toz karışımı ile fraksiyonel verimleri hesaplamışlardır. Sanal gövdeli siklonda silindir uzunluğu ve girdap sınırlayıcı pozisyonunun değişiminin siklon performansına etkisini basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından incelemişlerdir. Çalışmada partiküllerin klasik siklonda iç yüzeylerde sirtünmeyi arttırıcı etkisi olduğunu ve sanal gövdeli siklon yapısında benzer durumun oluşmadığını ayrıca klasik siklonda partiküllerin dış girdaptan iç girdaba sürüklenebildiğini ve bu durumun verimi olumsuz etkilediğini bildirmişlerdir. Fraksiyonel verim eğrilerinin klasik siklondan daha dik

olduğunu ve girdap sınırlayıcının pozisyonu ile değiştiğini, sanal gövdeli siklonlarda girdap sınırlayıcı ile girdap uzunluğunun değiştirilmesi ile toplama veriminin kontrolünün sağlanarak arttırılabileceğini bildirmişlerdir.

Tan ve ark. (2016a) sanal gövdeli siklon geometrisinde girdap uzunluğu ve basınç kaybı değerlerini, dalma borusu çapı ve uzunluğu, sürtünme yüzeyinin yüksekliği ve farklı giriş debileri için deneysel olarak incelemiştir. Deneysel çalışmada Karagöz ve ark. (2013) tarafından önerilen sanal gövdeli siklon geometrisini kullanmışlardır. Çalışmada giriş debisinin artmasının, girdap uzunluğunu arttırdığını, ilk silindirdeki sürtünme yüzeyi yüksekliğinin girdap uzunluğunu etkilediğini ayrıca dalma borusu çapındaki artışın girdap uzunluğunu azalttığını bildirmişlerdir.

Tan ve ark. (2016b), Karagöz ve ark. (2013) tarafından çalışılan sanal gövdeli siklon geometrisini kullanarak farklı debi değerleri, dalma borusu çapı ve uzunluğu, koni dip çapı parametrelerinin değişimini karşılaştırmalı ve deneysel olarak çalışmışlardır. Deneysel sonuçlarda aynı geometrik ve sınır değerler altında sanal gövdeli siklon geometrisinde gerçekleşen basınç kaybının klasik siklon yapısına göre daha fazla gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Dalma borusu çapının basınç kaybı üzerinde en etkili parametre olduğunu, düşük Re sayıları için sanal gövdeli ve klasik siklonlarda basınç kaybı değerlerinin birbirine yakın olduğunu bildirmişlerdir. Girdap durdurucu pozisyonunun arttırılması ile genişleyen ayrıştırma alanındaki değişimin, basınç kaybını önemli derecede etkilemediğini ve ayrıca siklon boyunun uzatılmasının tüm konfigürasyonlarda basınç kaybının azalmasına neden olduğunu tespit etmişlerdir.

Safikhani ve Mehrabian (2016), Karagöz ve ark. (2013) tarafından deneysel olarak çalışılan sanal gövdeli ters akışlı siklon geometrisini Fluent ticari kodlarını kullanarak girdap sınırlayıcının pozisyonu ve çapını, dalma borusu uzunluğunun farklı değerleri için RSM türbülans modelini kullanarak sayısal olarak çalışmışlardır. Girdap sınırlayıcının çapı, pozisyonu ve dalma borusu çapının artması ile basınç kaybının azaldığını, partikül toplama verimi açısından dalma borusu çapındaki azalmanın verimi arttırdığı, girdap sınırlayıcı çapı ve pozisyonu için ise optimum nokta olduğunu bildirmişlerdir.

## 2.4. Eksenel Akışlı Siklonlar ile Yapılan Çalışmalar

Bu bölümde, çok fazlı akışın giriş ve çıkış yönlerinin aynı doğrultuda olduğu eksenel akışlı siklonlar ve kanatçıklar yardımıyla eksenel akışın girdaplı akışa dönüştürüldüğü girdap tüpleri ile ilgili çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir.

Tan (2008), eksenel akışlı girdap tüpleri alanında yapılan çalışmaların literatürde daha fazla olduğunu ve bunların ters akışlı siklonlara göre daha düşük basınç kaybı ile çalıştığını fakat kanatçık yapısından dolayı üretimlerinin hem karmaşık hem de maliyetli olduğunu belirtmiştir. Teğetsel girişli eksenel akışlı siklonda verimi analitik olarak ifade etmiş ve verimin partikül Stokes sayısı ve siklon geometrisinin karakteristik ölçülerine bağlı olduğunu bildirmiştir. Tan (2008) 120.7 mm çapında siklon kullanarak ISO12103-1 A3 test tozu ve kükürt kullanarak deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Deneyle 7.6 ile 16.8 m/s arasında dört farklı giriş hızı ve toz yükleme konsantrasyonu 1.06 ile 2.02 g/m<sup>3</sup> olacak şekilde altı farklı konfigürasyon için gerçekleştirmiştir. Stokes sayısı 1 ile 2 arasında deneysel verilerle analitik modelin uyumlu olduğunu bildirmiştir.

Tsai ve ark. (2004), 30 mm çapında eksenel akışlı siklon kullanarak düşük basınçta partiküllerin toplama verimini farklı hızlar için araştırmışlardır. Basınç kaybının yüksek olduğu durumda partikül toplama veriminin yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Kanatçık gövdesinde üç komple dönüş olan spiral kanatın, üç yarım dönüşe sahip kanatçığa göre daha verimli olduğunu tespit etmişlerdir. Teorik olarak oluşturdukları analitik modelin mevcut literatür ile uyumlu olduğunu, deneysel çalışma ile ampirik olarak elde edilen modelin farklı giriş basıncı, debi ve siklon ölçüleri için, kritik çap değerlerini tayin eden bağıntı geliştirmişlerdir.

Ogawa ve Sugiyama (1993) 30, 50, 69 ve 99 mm gövde çapında teğetsel girişli eksenel akışlı siklon geometrilerini ortalama çapı 11.3 µm olan 2340 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğunda kül partikülleri ile yükleme konsantrasyonu 0.1 ile 55 gr/m<sup>3</sup> olacak şekilde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında basınç kaybının, siklon çapının artması ile birlikte arttığını tespit etmişlerdir. Toz toplama veriminin, katı yükleme konsantrasyonuna bağlı olduğunu, toplama veriminin hesaplanması için katı partiküllerin görünen ayrıştırma

enerjisinin siklondaki rotasyonel hava akışı kaynaklı enerji kaybına oranı şeklinde yeni bir parametre tanımlamışlardır. Ayrıca Fuchs teorisinin yüksek katı partikül konsantrasyonlarında verimin hesaplanmasında kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Chen ve Tsai (2007) çalışmalarında NaCl (Sodyum Klorür) ve OA (Oleik asit) partiküllerini (12-100 nm çapları arasında) Tsai ve ark. (2004) tarafından deneysel çalışmalarında kullandıkları 30 mm çapında aksenal akışlı kanatçıklı siklon geometrisini kullanarak deneyler gerçekleştirmişlerdir. Akış ve basınç alanlarını sayısal olarak hesaplayıp partikül toplama verimi ve kritik çap değerlerinin tayininde kullanarak kritik çap tayini için bağıntı önermişlerdir. Deneysel çalışmada TSI 3085 aerosol üretici cihaz ile 12 ve 100 nm çapları arasında yoğunluğu  $984 \text{ kg/m}^3$  ve  $2200 \text{ kg/m}^3$  olan sırasıyla OA ve NaCl partiküllerini üretmişlerdir. Sayısal çalışmada Star-CD ticari kodlarını kullanarak sürekli rejimde sıkıştırılabilir laminer akış kabulü ile hız basınç ilişkilendirmesinde SIMPLE algoritmasını, hız ve yoğunluk değerlerinin ayrıklaştırılmasında sırasıyla UD (upwind differencing) ve CD (central differencing) şemalarını kullanmışlardır. En küçük kritik çap değerleri NaCl ve OA için sırasıyla 21.2 ve 21.7 nm olarak tespit etmişlerdir. Toplama verimi ve kritik çapın daha hassas tayini için üç boyutlu sayısal analizler gerçekleştirmişler ve kanat profilinin ilk adımının bitiminde teğetsel hız profilinin parabol formunda olduğunu saptamışlardır. Sayısal olarak hesaplanan basınç ve hız alanları ile Tsai ve ark.(2004) geliştirdikleri teorik modeli kullanarak oluşturdukları ampirik ifade ile kritik çap ve Stokes sayısını sırasıyla %9 ve %8 hata ile hesaplamışlardır.

Hsiao ve ark. (2011) 29 mm çapında helikoidal spiral kanatçıklı aksenal siklonda,  $1987 \text{ kg/m}^3$  yoğunluğundaki KCl (Potasyum Klorat) solüsyonunu TSI 3081 cihazını kullanarak üretilen partiküllerle deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmada helikoidal kanat bitiminden itibaren dalma borusunu kapatan silindirin etkisini, dalma borusunun uzunluğunu ve giriş geometrisinde konik daralma veya ani daralmanın etkisini incelemişlerdir. Aksenal siklonda dalma borusunu kapatan bir silindir kullanımının kritik çap değerinin arttırdığını ve bu durumun akış alanına dahil olan ilave sürtünme yüzeylerinin girdap yapısının zayıflamasına neden olduğunu belirtmişlerdir. Spiral kanatların olduğu geometri başlangıcında konik formda olmasının

kritik çap değerini arttırdığını, ani genişlemenin ise partikül kalış süresini uzatmasından dolayı kritik çap değerini azalttığı optimum geometri için ani genişlemeli, ters silindir olmayan ve dalma borusu uzunluğu arttırılmış bir tasarımın olabileceğini saptamışlardır. Ayrıca aksenal akışlı siklonun partikül toplama verim eğrisinin hesaplanması için model önermişlerdir.

Oh ve ark. (2014) 100 mm çapında aksenal siklon kullanarak 5.2 ile 13 m/s giriş hızları için çıkış borusunun 125 ile 210 mm arasında farklı yükseklikteki değerleri için partikül toplama verimini deneysel olarak analiz etmişlerdir. Deneyde 0.02 ile 1000  $\mu\text{m}$  çapında  $1281 \text{ kg/m}^3$  yoğunluğunda partikülleri 0.83 g/s debi ile girişten enjekte etmişlerdir. Deney sonucunda çıkış borusunun yüksekliği 193 mm değerine kadar verimin arttığını ve 193 mm'den büyük değerler için verimde azalma olduğunu tespit etmişlerdir. Aksenal akışlı siklonun maksimum verimde çalışması durumunda (ıkış borusu yüksekliği 193 mm için) kritik çap değerinin  $416.9 \mu\text{m}$  olarak bildirmişlerdir.

Oh ve ark. (2015) 275 mm yüksekliğinde 100 mm gövde çapında aksenal siklon geometrisinde Fluent ticari kodlarını kullanarak sürekli fazı Eulerian yaklaşımı, ayırık fazı Lagrangian yaklaşımı ile sayısal olarak analiz etmişlerdir. Giriş apı 0.016 m ve giriş hızı 5.2 m/s olarak farklı türbülans modelleri ile sürekli rejimde elde ettikleri sonuçları deneysel hız profilleri ile karşılaştırmışlardır. Katı fazın hacimsel fraksiyonu %10 değerinden küçük olduğu için partikül-partikül etkileşimi ihmal edilerek tek yönlü bağlaşım kabulü yapmışlardır. Geçici rejimde LES yöntemi kullanarak 9 m/s giriş hızı, partikül debisi 0.75 kg/s sınır şartlarında sayısal olarak analiz etmişlerdir. Analiz sonucunda Eulerian-Lagrangian yaklaşımının iki fazlı akışın sayısal analizinde doğru sonuç verdiğini, çıkış borusunun altında sirkülasyon oluştuğu ve aşağı yönde helisel akış geliştiğini bildirmişlerdir. Ayrıca partikül ayırıştırma veriminin giriş karışımının sıcaklığı ve basıncının arttırılması ile düştüğünü, partikül yükleme miktarı, giriş hızı ve partikül çapındaki artış ile arttığını bildirmişlerdir.



## 2.5. EOV (end of vortex) Oluşumunu İnceleyen Çalışmalar

Siklonlarda veya girdap tüplerinde, girdap yoğunluğunun azalması sonucunda, girdabın kararlı yapısı bozulur ve girdabın ucu cidara doğru eğilerek, yanal cidarda devinimine devam etmesine EOV adı verilir. EOV oluşumu hem basınç kaybı hem de partikül toplama verimi açısından istenmeyen bir durum oluşturur ve aynı zamanda EOV oluşumu cidar üzerinde fiziksel hasara neden olabilmektedir. Bu bölümde EOV oluşumunun gerçekleştiği çalışmalara yer verilmiştir.

Gao ve ark. (2010) 300 mm çapında pleksiglas siklon ayırıcı kullanarak giriş hızı 20 m/s için girdap ucu pozisyonun belirlenmesi için farklı açılarda cidar basıncını ölçerek Fast Fourier Transform (FFT) ve olasılık yoğunluk yöntemini (Probability Density Analysis) kullanmışlardır. Girdap ucunun diplegte görselleştirilmesi için 1000 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğunda kırmızı mürekkep kullanmışlardır. Cidarda basınç-zaman serilerinin ölçümünün girdap ucunun aksel pozisyonun belirlenmesinde kullanılabileceğini ayrıca basınç sinyalindeki dalgalanmaları analiz ederek iç ve dış girdapların dominant frekansının hesaplanabileceğini bildirmişlerdir. Cidarda statik basıncın ani düşüş gösterdiği ve siklon boyunca aksel simetriye sahip olmayan cidar radyal basınç profillerinin girdap ucunun bu pozisyonda hareket ettiğinin kanıtı olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca farklı dominant frekansa sahip iki bölge olduğunu, iç girdabın basınç salınımlarının, dış girdap bölgesinden daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Peng ve ark. (2005) 200 mm gövde çapında siklon geometrisini ve 110 mm çapında girdap tüpünü straboskop ve basınç dönüştürücüleri kullanarak EOV oluşumunu deneysel olarak çalışmışlardır. Siklonda 89 ile 400 m<sup>3</sup>/h arasında değişen 11 farklı giriş debisi, girdap tüpünde ise altı farklı giriş debisi kullanmışlardır. Partikül fazı için ise %80 çap dağılımı 37 ile 86 µm arasında değişen ortalama dağılım çapı 61 µm olan 1180 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğunda PMMA partiküllerini kullanmışlardır. Çalışmada siklonun toz toplama kutusunda, girdap tüpünde ise dalma borusunun altında EOV oluşumunun gerçekleştiğini, cidar üzerindeki girdap ucunun halka şeklindeki izini straboskop yardımı ile ışıkla görselleştirilebildiğini tespit etmişlerdir. İç girdabın frekansı, debiye bağlı olarak değişmekte ve Sthrouhal sayılarının her iki ayırıcı için benzer olduğunu ve

debiden bağımsız olduğunu belirtmişlerdir. Katı yüklemenin girdap ucunu yukarı çektiğini ve girdabın stabilizasyonunu bozduğunu, debideki artışın ise girdabı stabilize ederek girdap ucunu aşağı yönde hareket ettirdiğini bildirmişlerdir. Cidar basıncının girdap ucunun olduğu noktada hızlı ve önemli derecede düşüş gerçekleştiğini saptamışlardır.

Pisarev ve Hoffmann (2012) 10 cm çapındaki girdap tüpünü Star CCM+ ticari kodu ile LES yöntemini kullanarak hız alanını Eulerian yaklaşımı, partikül fazını ise Lagrangian yaklaşımı ile çözümlenmişlerdir. Katı fazın hacimsel fraksiyonu düşük olduğundan tek yönlü bağlaşım (one way coupling) kabulü ile partikül fazının akış alanı üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğunu kabul etmişlerdir. 85 cm tüp uzunluğu için  $2730 \text{ kg/m}^3$  yoğunluğunda 1 ile  $10 \text{ }\mu\text{m}$  çaplarında 372 adet partikül girişten enjekte edilmiş ve en alt cidara ulaşan partikülleri tutulmuş olarak kabul etmişlerdir.  $75 \text{ m}^3/\text{h}$  giriş debisinde girdap 10 s sonrasında merkezlenirken,  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  giriş debisinde ilk pozisyonundan biraz daha aşağı inerek stabil EOY oluşumu gerçekleştiğini saptamışlardır. Straboskop kullanılarak girdabın görselleştirilmesi sonucunda elde edilen bulgular, sayısal analiz sonucunda elde edilen partikül yörüngeleri ile uyumlu olduğunu bildirmişlerdir. Kritik çap değerinin merkezci girdap yapısında  $1.76 \text{ }\mu\text{m}$ , EOY oluşumunda ise  $2.97 \text{ }\mu\text{m}$  değerine çıktığını tespit etmişlerdir. EOY oluşumunun verimi beklendiği kadar olumsuz etkilemediği bu durumu, tüpün alt kısımlarında girdap yoğunluğunun azalması olarak değerlendirmişlerdir.

Pisarev ve ark. (2012) 10 cm çapındaki girdap tüpünün uzunluğunu 35 ve 95 cm arasında değiştirerek EOY oluşumunu deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Akışta EOY pozisyonunun algılanması için iki farklı yöntem uygulamışlardır. Birincisi akış alanına, hız alanını çok etkilemeyeceği koşulu ile  $1 \text{ }\mu\text{m}$  partikül ilavesi, ikincisi ise cidar üzerinde EOY oluşumunun pozisyonunun belirlenmesi için basınç ölçüm delikleri açarak basınç dönüştürücülerle ölçüm yapmışlardır. Sayısal analiz için ticari Star CCM+ sayısal hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımından faydalanarak, LES türbülans modeli ile hız alanını çözmüşlerdir. Deneysel sonucunda tüp uzunluğunun 35 cm için 20 ile  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  arasında EOY oluşmadığını girdabın merkezde olduğunu,  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  debiden daha küçük değerler için girdap formasyonunun oluşmadığını

bildirmişlerdir. 45 cm için 20 ile 40 m<sup>3</sup>/h arasında girdap 1.5 ile 4 s sonra merkezlendiğini, 55 cm tüp uzunluğunda 25 m<sup>3</sup>/h değerinde 31 cm yüksekliğinde EOV oluştuğunu, 50 m<sup>3</sup>/h debi değerine kadar pozisyonunun değişmediğini, 51 m<sup>3</sup>/h değerinden itibaren girdabın merkezlendiğini tespit etmişlerdir. 65, 75 ve 85 cm tüp uzunlukları için 25 m<sup>3</sup>/h değerinde EOV 31 cm yükseklikte oluşmakta ve debi arttırıldığında sırasıyla 54, 62 ve 73 m<sup>3</sup>/h debi değerlerinde merkezlenmenin sağlandığını bildirmişlerdir. 95 cm için 25 m<sup>3</sup>/h debi değerinde EOV 31 cm yükseklikte oluştuğunu, 80 m<sup>3</sup>/h debi değerinde 14 cm, 115 m<sup>3</sup>/h debi değerinde ise girdabın merkezlendiğini tespit etmişlerdir. Sayısal sonuçlarda 35 ve 45 cm tüp uzunluğu için sayısal sonuçlar ile deneysel verilerin oldukça uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Diğer uzunluklar için oluşan farkı deney düzeneğinin birden fazla segmentin birleştirilmesi ile oluşmasına ve birleşim yerlerinin akış alanı üzerinde etkili olmasından dolayı farklılıkların oluştuğunu belirtmişlerdir. Ayrıca basınç kaybı açısından deneysel ve sayısal sonuçlar arasında farkın %5 mertebelerinde gerçekleştiğini bildirmişlerdir. Sonuç olarak tüp uzunluğuna bağlı olarak üç farklı senaryo oluşabileceğini; birincisi girdap kararlı ve merkezde, ikincisi girdap başlangıçta cidarda EOV oluşturur, zamanla merkezlenir ve üçüncüsü girdap cidara doğru esner, yavaşça aşağı yönde hareket eder ve belirli bir seviyede kararlı EOV yapısında kaldığını bildirmişlerdir.

Peng ve ark. (2002) 0.2 m çap gövdeli siklon ve 0.11 m çap gövdeli girdap tüpünde teğetsel ve aksenal hız profillerini LDA yöntemi ile ölçerek, sayısal sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sayısal analiz için iki boyutlu aksenal simetriye sahip çözüm alanından faydalanarak RSM türbülans modeli kullanarak analiz etmişlerdir. Çalışmada teğetsel hızın aksenal olarak sabit, girdap tüpünde ise aşağı indikçe azalma eğilimi gösterdiğini ifade etmişlerdir.

Pisarev ve ark. (2011) girdap tüplerinde EOV oluşumunu, tüp uzunluğu 50, 70, 90 ve 162 cm, toz toplama kutusu yüksekliğini ise üç farklı değer için LES yöntemini kullanarak giriş hızı 0.3 ile 10 m/s arasında değerler için sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada girdap kanatçıklarının modellenmesi yerine kanatçıkların bittiği düzlemden itibaren akışkanın aynı açı ile yönlendirecek giriş hızı sınır şartı vermişlerdir. 50 ve 70 cm tüp uzunluğunda EOV oluştuğunu, girdap ucunun dip ile teması sonrasında

1 s içinde girdabın merkezlendiğini bildirmişlerdir. Bu durum 0.5 m/s giriş hızı ve daha küçük değerler hariç gerçekleştiğini belirtmişlerdir. 0.5 m/s giriş hızında ise girdap formasyonun oluşmadığını, akışkanın çıkış borusundan girdap tüpünü terk ettiğini saptamışlardır. 90 cm tüp uzunluğunda başlangıçta EOV oluştuğu ve devamında 3.5 m/s giriş hızı için 20 s sonrasında dip ile temas ettiğini, debi değerini arttırdıkça girdabın merkezlenmesi için geçen sürenin kısaldığını bildirmişlerdir. 162 cm tüp uzunluğunda ise EOV oluştuğunu merkezlenmenin gerçekleşmediğini saptamışlardır. Her durumda da girdabın başlangıçta EOV oluşturduğunu ve bunu başlangıç etkisi olarak değerlendirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Toz toplama kutusunun etkisini araştırmak için 50 cm tüp uzunluğunu 20, 10 ve 5 cm toz toplama kutusu yükseklikleri için sayısal olarak çalışmışlardır. Sadece 5 cm toz toplama kutusu yüksekliğinde girdap ucu, dibe temas ederken diğer iki durum için EOV oluştuğunu bildirmişlerdir.

Hoffmann ve ark. (1995) 0.2 m siklon gövde çapı için dalma borusu çapını 0.053, 0.075 ve 0.101 m değerleri için deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmada girdap ucunun alt ve üst bölgelerindeki akış alanlarının etkileşiminin oldukça az olduğunu, girdap uzunluğunun giriş hızı ile birlikte benzer geometrik koşullar altında arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca yüksek debi değerlerinde küçük çaplı dalma borusu kullanımında partikül yüklemenin girdap boyunu kısalttığını ve pürüzlülük değerinin girdap ucunun pozisyonunda etkili olduğunu bildirmişlerdir. Girdap ucunun koni üzerinde sonlanmasının partikül toplama verimini olumsuz yönde etkilediğini ve spiral uzunluğunun ise ayırıştırma boşluk geometrisinin fonksiyonu olduğunu saptamışlardır.

## **2.6. Değerlendirme**

Farklı akış tipi ve geometri özelliklerine sahip siklon ayırıcılar, klasik siklonlar, sanal gövdeli ters akışlı siklonlar, eksenel akışlı siklonlar ve EOV oluşumunu inceleyen çalışmalar olmak üzere mevcut ve yakın zamanda yayınlanan çalışmalar dört başlık altında incelenmiştir.

Mevcut literatürden farklı olarak bu çalışmada yer alan konular klasik siklon, sanal gövdeli ters akışlı siklon, eksenel akışlı siklon ve siklon filtre uygulamaları olarak dört temel başlıkta değerlendirilebilir.

Klasik siklonlarda, kısa devre akışın siklon performansına etkisi siklon koni dip çapı, dalma borusu yüksekliği ve çap parametrelerinin değişiminde basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından değerlendirilmiştir.

Sanal gövdeli ters akışlı siklonlarda, yüzey pürüz yüksekliği, ayrıştırma hacmi çapı, sürtünme yüzeyi yüksekliği ve girdap durdurucu mesafesi parametrelerinin siklon performansına etkisi incelenmiştir.

Eksenel akışlı siklonlarda, sanal gövdeli ters akışlı siklonlardaki geometrik parametrelere ilave olarak, düz ve konik tip çıkış geometrisinin siklon performansı üzerindeki etkisi irdelenmiştir.

Siklon filtre uygulaması ile birlikte, araç üzerinde hava emiş sisteminde, hava filtresi yerine siklon filtre kullanımının araç performansına etkisi deneysel olarak ölçülen güç, tork kuvveti ve basınç kaybı değerleri ile analiz edilmiştir. Deneysel çalışmaya ilave olarak basınç kaybı ve partikül toplama verimleri sayısal olarak incelenmiştir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Giriş

Siklon ayırıcılar, taşıyıcı faz ile birlikte bu fazdan daha yoğun ikinci fazın santrifüj kuvvet yardımıyla, ayırıştırma işleminde kullanılmaktadır. Siklon ayırıcılar fonksiyonları gereği iki fazlı akışkan ile çalıştırılması, bu konuda yapılan çalışmaları iki fazlı akış olarak ele alınmasını gerektirmektedir. Siklon ayırıcılarda iki faz:

- gaz – katı
- gaz – sıvı
- sıvı – katı

çifti şeklinde gerçekleşebilir. Ana faz akımı sıvı olan siklonlar “hidrosiklon” olarak adlandırılmaktadır. Bu çalışmada siklon ayırıcılar için uygun çok fazlı akış modelleri araştırılmış, bu modellerle klasik siklon, sanal gövdeli ters ve eksenel akış için çalışmalar literatür sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çalışma kapsamında gaz-katı siklonlar konu alınarak, performans analizleri hız alanı, basınç kayıpları ve partikül toplama verimleri açısından değerlendirilmiştir. Araştırmanın deneysel aşaması için klasik bir siklon tasarımı ve üretimi yapılmış, hava filtresi yerine araç motor boşluğunda tespit edilerek, basınç kaybı ve motor performansı ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

#### 3.2. Çok Fazlı Akışlar

Çok fazlı akışlar, akış alanında birden fazla fazın farklı halde (ör: gaz, sıvı veya katı) ya da aynı halde belirgin farklı kimyasal özelliklerde (ör: sudaki yağ damlaları gibi sıvı-sıvı sistemler) bulunması durumudur ve doğada birçok akış çok fazlı olarak gerçekleşmektedir. Sıvı içinde farklı ölçekte kabarcıklar ya da gaz fazı içindeki farklı çaplardaki partiküller aynı maddeden oluşmasına rağmen farklı ölçeklere sahip olduğundan ayrı fazlar olarak modellenir. Çok fazlı akışlarda, dominant faz, sürekli ortam olarak kabul edilen taşıyıcı fazı, diğer fazlar ise bu akış alanı içinde etkileşime giren diğer fazları temsil etmektedir. İçten yanmalı motorlarda yakıt enjeksiyonu,

elektrik santrallerinde gazlaştırma ve kömürün yakılması, rafinerilerdeki katalitik ayırma, su arıtma sistemlerinde havalandırma ve dağıtım işlemleri, serbest yüzey akışları, uçak kanatlarının üzerindeki buzlanma, toz partiküllerinin solunumu gibi birçok örnek verilebilir.

Nümerik modelleme açısından fazlardan biri (birincil faz) süreklidir ve diğer faz (ikincil faz) bu akışkan içinde dağılmıştır. Birincil fazda olan etkileşimin hesaplanabilmesi için ikincil faz için çap tanımı yapılmalı ve ikincil fazda partikül dağılımının hesaplanması, her bir çap değeri için ayrı bir faz tanımlaması yapılarak gerçekleştirilir.

### **3.2.1. Çok Fazlı Akış Rejimleri**

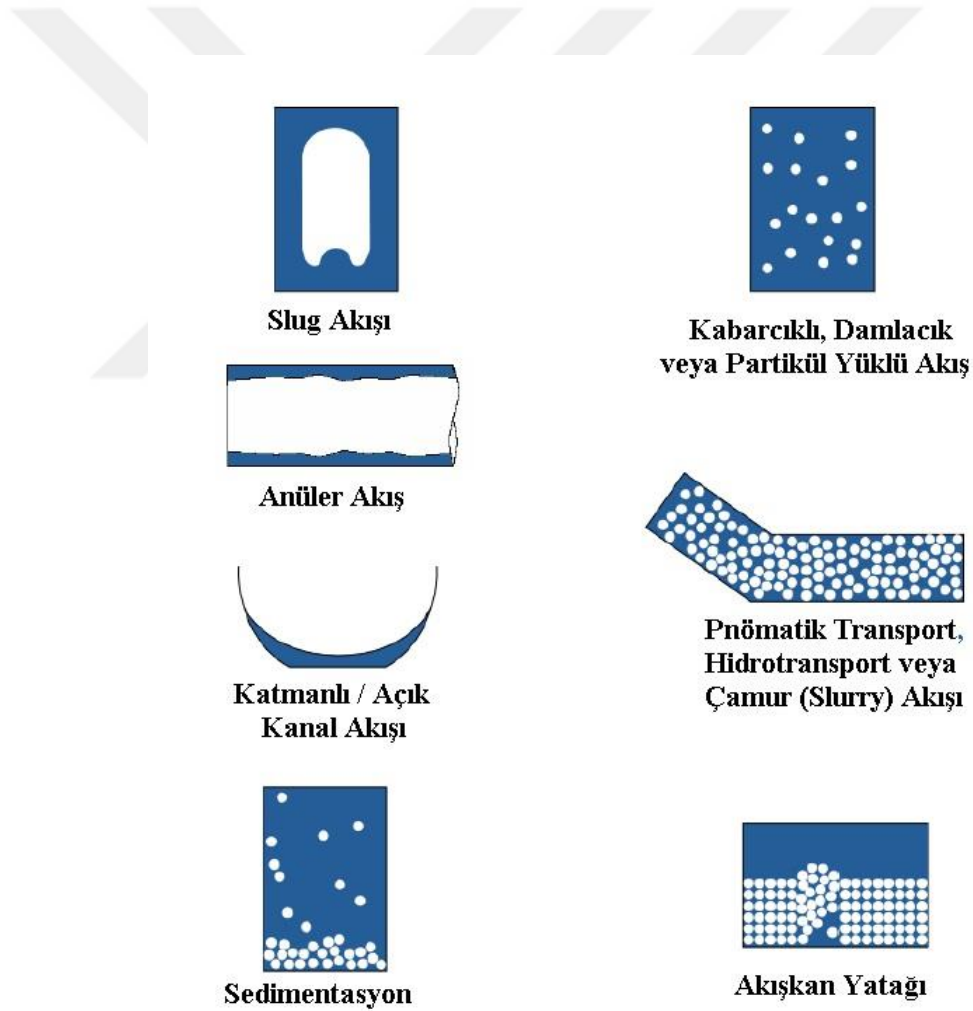
Çok fazlı akışlarda, birincil ve diğer fazların hal durumuna göre farklı akış rejimleri için sınıflandırılabilir. Çok fazlı akış rejimleri hal durumuna göre:

- gaz/sıvı veya sıvı/sıvı akışlar
- gaz/katı akışlar
- sıvı/katı akışlar
- gaz/sıvı/katı akışlar

olmak üzere dört kategoride toplanabilir (Ansys Inc. 2013). Ayrıca çok fazlı akışların, rejim tiplerine göre sınıflandırılması (Şekil 3.1) ve detayları Çizelge 3.1'de verilmiştir (Bakker 2006).

**Çizelge 3.1.** Çok fazlı akışlarda rejim tipi ve fazlar

<b>Akış Rejim Tipi</b>	<b>Birinci Faz/İkinci Faz</b>
Kabarcık/plug akışı	Sıvı / gaz kabarcıkları
Damla/disperse/sprey akışı	Gaz/sıvı damlaları
Partikül yüklü akış	Sıvı veya gaz/partikül
Slug akışı	Sıvı/geniş gaz kabarcıkları
Anüler akış	Cıvarda sıvı, merkezde gaz akışı
Katmanlı/açık kanal akışı	Serbest yüzey akışları



**şekil 3.1.** Çok fazlı akış rejim tipleri (ANSYS Inc. 2013)



### 3.2.2. Çok Fazlı Akışlarda Nümerik Yaklaşımlar

Akış sistem olarak ele alındığında, akış rejimi ve fazların birbiri ile olan etkileşimine bağlı olarak uygun çok fazlı akış modelinin seçimi önemlidir. Akışın detay özelliklerde kabarcık, damlacık veya partikül içermesine bağlı olarak etkileşim modelinin belirlenmesi gerekmektedir. Çok fazlı akışlarda temel olarak, Eulerian-Lagrangian yaklaşımı ve Eulerian-Eulerian yaklaşımı olmak üzere iki farklı yöntem uygulanmaktadır.

#### Eulerian-Lagrangian Yaklaşımı

Hız alanı sürekli faz için çözüldükten sonra, diğer fazların çözümü zamana bağlı veya sürekli rejim şartlarında ayrıca çözümlenir. Bu yöntemde partiküller Lagrangian yaklaşımı ile ayrık faz olarak izlenebilmektedir.

#### Eulerian-Eulerian Yaklaşımı

Farklı fazlar matematiksel olarak iç içe geçmiş sürekli fazlar şeklinde değerlendirilir. Bir fazın hacmi ile diğer fazlar aynı anda olamayacağı esasına dayanarak faz hacim fraksiyonu konsepti tanımlanmıştır. Hacim fonksiyonları uzayda ve zamansal olarak sürekli bir fonksiyon olarak kabul edilir ve toplamları bire eşittir. Korunum denklemleri her bir faz için türetilir ve çözüm aşamasında temel teşkil eden bağıntılar ve ampirik ifadeler kullanılarak geçiş sağlanır. Örnek olarak granül akışı için partiküller arasında geçiş ve etkileşim kinetik teori ile sağlanır (Ansys Inc. 2013). Fluent ticari kodunda Euler-Euler yaklaşımı için; akışkanın hacimsel fraksiyonu (volume of fluid – VOF), karışım modeli (mixture model) ve Eulerian modeli kullanılmaktadır.

### 3.2.3. Çok Fazlı Akışlarda Temel Parametreler

Çok fazlı akış sisteminde, akış rejimi ve uygun modelin belirlenmesi için, akışa ait temel parametrelerin analizi yapılmalıdır.

#### Hacimsel Fraksiyon (Voidage Fraction)

Çok fazlı akışlarda partikül veya damlacık, sürekli fazda (sıvı veya gaz) daldırılmış oldukça küçük ölçekli unsurlardır. Akış sistemi içinde bu partiküllerin çoklu halde bulunması durumu dağınk faz (dispersed phase) olarak adlandırılır ve partiküller sürekli faz ile geniş ölçekli arayüz oluşturmazlar.

Dağınık fazın, hacimsel fraksiyonu Eşitlik 3.1’de verilmiştir.

$$\alpha_d = \lim_{\delta V \rightarrow \delta V^0} \frac{\delta V_d}{\delta V} \quad (3.1)$$

Benzer şekilde sürekli fazın hacimsel fraksiyonu:

$$\alpha_c = \lim_{\delta V \rightarrow \delta V^0} \frac{\delta V_c}{\delta V} \quad (3.2)$$

ve iki fazın hacimsel fraksiyonu  $\alpha_c + \alpha_d = 1$  olmalıdır.

#### Partikül Tepki Süresi (Particle Response Time)

Çok fazlı akışta orta seviyede partikül konsantrasyonu için Stokes sayısı uygun modelin belirlenmesinde kullanılır. Stokes sayısı, partikül tepki süresinin (particle response time), sistem tepki süresine (system response time) oranı şeklinde tanımlanır (Eşitlik 3.3)

$$St = \frac{\tau_d}{t_s} \quad (3.3)$$

$$\tau_d = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_c} \quad (3.4)$$

$$t_s = \frac{L_s}{V_s} \quad (3.5)$$

Eşitlik 3.5’de sistem tepki zamanı  $t_s$ , karakteristik uzunluğun ( $L_s$ ) ve karakteristik hıza ( $V_s$ ) oranı olarak tanımlanır.

$St \ll 1$  değeri için partiküller, taşıyıcı akışı yakın olarak takip ediyor ve üç modelden biri (DPM, Mixture veya Eulerian) uygulanabilir. Bu durumda en az hesaplama maliyeti gerektiren mixture modeli seçilebilir ya da diğer faktörlerde dikkate alınarak farklı bir model de seçilebilir. Günümüzde kullanılan donanım ve zaman açısından kaynaklar değerlendirildiğinde ekonomik seçenekler özellikle endüstriyel alanda karşılık bulmaktadır.

$St > 1$  için ise partiküller, taşıyıcı fazdan bağımsız olarak hareket etmektedir. DPM ya da Eulerian model bu durumda çözüm alanına uygulanabilir.

$St \cong 1$  durumunda da üç modelde (DPM, Mixture veya Eulerian) uygulanabilir fakat diğer faktörleri de dikkate alarak en uygun model seçilmelidir.

### **Seyrek (Dilute) ve Yoğun (Dense) Akış**

Çok fazlı sistemde, ana akışın dışındaki diğer akımın yoğunluğuna göre seyrek veya yoğun faz olarak nitelendirilir. Seyrek fazda, partiküller münferit olarak hareket ederler ve ana akıştaki hareketleri sürüklenme ve kaldırma kuvveti ile gerçekleşir. Yoğun fazda ise partiküllerin hareketi, diğer partiküllerle olan etkileşimi ile değişmektedir.

## Partikül Yüklemenin Etkisi

Partikül yükünün faz etkileşimlerinde majör bir etkisi vardır. Partikül yükleme oranı ( $\beta$ ), ayrık fazın ( $d$ ) yoğunluğunun, taşıyıcı fazın ( $c$ ) yoğunluğuna oranı olarak tanımlanır (Eşitlik 3.6).

$$\beta = \frac{\alpha_d \rho_d}{\alpha_c \rho_c} \quad (3.6)$$

Yoğunluk oranı ( $\gamma = \rho_d / \rho_c$ ):

- 1000'den büyük olması durumunda gaz-katı akışı
- 1 civarında olması durumunda sıvı-katı akışı
- 0.001'den az olması durumunda gaz-sıvı akışı

olarak akış rejimi belirlenebilir.

Bu parametreleri kullanarak parçacıklı fazdaki partiküller arasındaki ortalama mesafe tahmin edilebilir. Ortalama mesafenin yaklaşık hesabı için Crow ve ark. (1998) tarafından bir bağıntı önerilmiştir (Eşitlik 3.7).

$$\frac{L}{d_d} = \left( \frac{\pi}{6} \frac{1 + \kappa}{\kappa} \right)^{1/3} \quad (3.7)$$

$$\kappa = \frac{\beta}{\gamma} \quad (3.8)$$

Bu parametrelerin belirlenmesi ayrık fazın nasıl davranacağına bilinmesi açısından önemlidir. Örnek olarak gaz-partikül akışında partikül yükleme oranı  $\beta=1$  için, partiküller arası boşluk  $L/d_d$  ise 8 değerine yakındır. Bu durumda partikül izole edilmiş gibi davranır (çok düşük miktarda partikül yükleme oranı-seyrek faz).

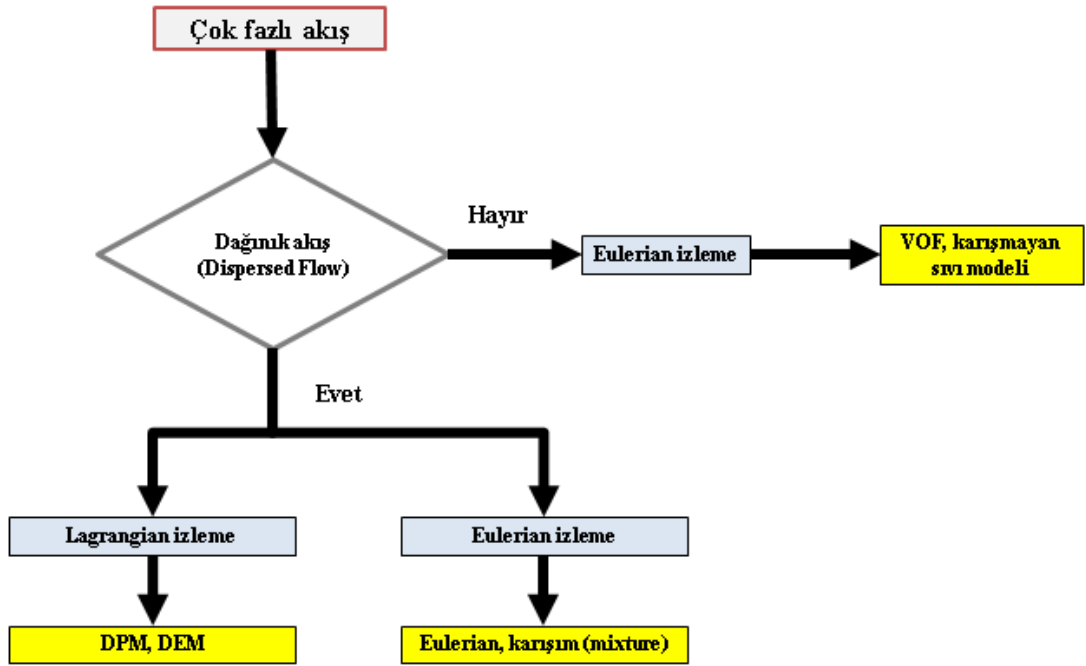
Partikül yükleme oranına bağlı olarak, fazlar arası etkileşim tek yönlü (one way coupling) olduğu durumda; taşıyıcı faz, partikülü sürüklenme ve türbülans mekanizması ile etkilemekte fakat partikülün taşıyıcı faz üzerinde etkisi yoktur. DPM, karışım (mixture) ve Eulerian modelleri bu tip bir akışı rahatlıkla doğru biçimde çözebilir. Fakat Eulerian model hesaplama gereksinimleri açısından oldukça maliyetli olduğundan DPM veya mixture modelleri ekonomik olmalarından dolayı yaygın kullanılmaktadır.

Orta seviyede yükleme için, fazlar arası etkileşim iki yönlü olmakta (two way coupling); taşıyıcı faz, partikül fazını sürüklenme ve türbülans ile etkilemekte, fakat partiküller de ortalama momentum ve türbülans değerlerini azaltarak taşıyıcı fazı etkilemektedir. DPM, mixture veya Eulerian modelleri bu durumlarda kullanılabilir fakat hangi modelin akış probleminin çözümüne uygun olduğu diğer parametrelerin incelenmesi ile belirlenir.

Yüksek seviyede yükleme için iki yönlü etkileşime (two way coupling) ilave olarak partikül-partikül kuvvetleri ve viskoz gerilmelerinin de hesaba katıldığı etkileşim modeli kullanılabilir (four way coupling). Bu tip problemleri sadece Eulerian modeli kullanılarak doğru biçimde çözümlenebilir.

Siklonlarda iki fazlı akışın modellenmesi ve performans analizinde partikül yörüngeleri ve verim hesaplarının yapılabilmesi açısından DPM fazı kullanılmaktadır. Bölüm 3.3.4'de ayırık faz (DPM) modellemesi detaylı olarak ele alınmıştır.

Çok fazlı akışlarda, model seçimi Şekil 3.2.'de belirtilen akış şemasına göre belirlenir ve akış rejimi de dikkate alınarak uygun çok fazlı akış modeli belirlenir.



Şekil 3.2. Çok fazlı akış modellerinin, akış rejimine göre seçimi (ANSYS Inc. 2013)

### 3.2.4. Çok Fazlı Akışlarda Nümerik Modeller

Bu bölümde çok fazlı akışların modellenmesi için kullanılan nümerik yöntemler hakkında tanımlamalar yapılarak, akış rejimine göre kullanıldığı çok fazlı sistemler verilmiştir.

#### VOF Modeli

VOF yöntemi, yüzey izleme tekniğinin (surface tracking technique), sabit Eulerian çözüm ağına uygulanmasıdır. İki veya daha fazla birbiri ile karışmayan ve arayüz oluşturan akışkanlar için tasarlanmıştır. VOF yönteminde momentum denklemi tek bir set olarak çözümlenirken, hacim fraksiyonları çözüm ağında her bir faz için ayrıdır. VOF model uygulamaları; katmanlı akışlar, serbest yüzey akışları, doldurma (yakıt deposu vb.), çamurlu akışlar, sıvı içinde büyük kabarcıkların hareketi, kapak açıldıktan sonraki akış (dam break), püskürtme jetinin parçalanması (jet breakup) ve gaz-sıvı arayüzünün sürekli ve geçici rejim şartlarında analizleri örnek olarak verilebilir.

VOF modelinde sayısal çözüm ağındaki elemanda, her bir faz için hacim fraksiyonu tanımlanır ve toplamları birdir. Eğer q fazının hacim fraksiyonu  $\alpha_q$  olarak tanımlanırsa üç farklı durum oluşabilir:

- $\alpha_q = 0$ : Sayısal eleman q fazını içermemektedir,
- $\alpha_q = 1$ : Sayısal eleman tamamen q fazını içermektedir,
- $0 < \alpha_q < 1$ : Sayısal eleman bir veya birden fazla q fazı ile arayüz oluşturmaktadır.

Fazlar arasında arayüzün izlenmesi, süreklilik denkleminin bir veya birden fazla fazın hacim fraksiyonunun çözümlenmesi ile sağlanmaktadır. q fazı için bu eşitlik:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{V}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (3.9)$$

Eşitlik 3.9'da  $\dot{m}_{qp}$ , q fazından p fazına,  $\dot{m}_{pq}$  ise p fazından q fazına kütle transferini ifade etmektedir (ANSYS Inc. 2013). Eşitliğin sağ tarafındaki kaynak terimi  $S_{\alpha_q}$  sıfırdır fakat her faz için sabit veya kullanıcı tanımlı kaynak kütle terimi ilave edilebilmesi için bu terim eşitliğe ilave edilmiştir.

Birincil fazın hacim fraksiyonunun çözümlenmesi Eşitlik 3.10'a göre kapalı (Eşitlik 3.11) veya açık (Eşitlik 3.12) şemaya göre çözümlenir.

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (3.10)$$

$$\frac{\alpha_q^{n+1} \rho_q^{n+1} - \alpha_q^n \rho_q^n}{\Delta t} V + \sum_f (\rho_q^{n+1} U_f^{n+1} \alpha_{q,f}^{n+1}) = \left[ S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \right] V \quad (3.11)$$

$$\frac{\alpha_q^{n+1} \rho_q^{n+1} - \alpha_q^n \rho_q^n}{\Delta t} V + \sum_f (\rho_q U_f^n \alpha_{q,f}^n) = \left[ \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_{\alpha_q} \right] V \quad (3.12)$$

Eşitlik 3.11 ve 3.12’de n+1 yeni zaman adımını, n mevcut zamanı adımını,  $\alpha_{q,f}$  q fazının seçilen nümerik şemaya göre hesaplanmış yüzey değerini, V elemanı hacmini,  $U_f$  ise eleman yüzeyinde normal doğrultudaki hacim akısını göstermektedir.

Sayısal çözüm ağı için bir momentum denklemi çözümlenir ve hesaplanan hız alanı fazlar arasında paylaşılır. Eşitlik 3.13’de  $\rho$  ve  $\mu$  değerleri ile tüm fazların hacim fraksiyonlarına bağlı olarak momentum denklemi verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.13)$$

Hız alanlarının paylaşılması yaklaşımında, fazlar arasında hız farklarının yüksek olması durumunda arayüze yakın noktalarda hesaplanan hız değerlerinin doğruluğu olumsuz yönde etkilenmektedir.

### **Karışım (Mixture) Modeli**

Karışım modeli iki veya daha fazla faz (sıvı veya partikül) için geliştirilmiştir. Euler yaklaşımında olduğu gibi fazlar sürekli iç içe geçmiştir ve sürekli ortam kabulü mevcuttur. Karışım modelinde, karışım momentum denklemi çözülerek diğer fazların hız bileşenleri tayin edilir. Karışım modelinin uygulamaları; düşük partikül yüklemeli akışlar, kabarcık akışları, sedimentasyon ve siklon ayırıcılarıdır. Karışım modeli için süreklilik denklemi Eşitlik 3.14’de verilmiştir (ANSYS Inc. 2013).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \cdot \vec{V}_m) = 0 \quad (3.14)$$

Burada  $\vec{V}_m$  kütle ağırlıklı ortalama hızı;

$$\vec{V}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{V}_k}{\rho_m} \quad (3.15)$$



$\rho_m$  ise karışım yoğunluğunu;

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (3.16)$$

$\alpha_k$ , k fazının hacimsel fraksiyonunu ifade etmektedir. Momentum denklemi, tüm fazların toplamı şeklinde ifade edilmektedir (Eşitlik 3.17).

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{V}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{V}_m \vec{V}_m) = & -\nabla P + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{V}_m + \nabla \vec{V}_m^T)] \\ & + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left( \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{V}_{dr,k} \vec{V}_{dr,k} \right) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Eşitlik 3.17’de n fazların sayısını,  $\vec{F}$  hacim kuvvetlerini,  $\mu_m$  karışımın viskozitesini;

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (3.18)$$

$\vec{V}_{dr,k} = \vec{V}_k - \vec{V}_m$  ise k fazına ait sürüklenme hızını ifade etmektedir.

### **Euler (Eulerian) Modeli**

Euler modeli, ANSYS Fluent yazılımındaki en karmaşık çok fazlı akış çözüm modelidir. Bu modelde her faz için momentum ve süreklilik denklemleri ayrı ayrı çözülür. Fazlar arasında etkileşim basınç ve arafaz değişim sabitleri ile sağlanır. Bu şekilde granüler olmayan(sıvı-sıvı) akış rejimleri de ele alınabilmektedir. Granül akışları için, kinetik teori uygulanarak akış özellikleri elde edilir. Fazlar arasındaki momentum transferi seçilen karışım modelinin tipine bağlı olarak değişmektedir. ANSYS Fluent yazılımında momentum değişiminin hesaplanması kullanıcı tanımlı fonksiyonlarla da gerçekleştirilebilmektedir. Euler modeli çok fazlı akış uygulama alanları; kabarcık sütunları (bubble columns), yükselticiler (risers), süspansiyon partiküller (suspension particles) ve akışkan yataklar (fluidized beds) örnek olarak

verilebilir. Eulerian modelinde q fazı için süreklilik denklemi Eşitlik 3.19'da verilmiştir (ANSYS Inc. 2013).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{V}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_q \quad (3.19)$$

Burada  $\vec{V}_q$ , q fazının hızını,  $\dot{m}_{qp}$ , q fazından p fazına,  $\dot{m}_{pq}$  ise p fazından q fazına kütle transferini ifade etmektedir (ANSYS Inc. 2013). Eşitliğin sağ tarafındaki kaynak terimi  $S_{\alpha_q}$  sıfırdır fakat her faz için sabit veya kullanıcı tanımlı kaynak kütle terimi ilave edilebilmesi için bu terim eşitliğe ilave edilmiştir. Momentum denklemi genel hali ile q fazı için Eşitlik 3.20'de verilmiştir (ANSYS Inc. 2013).

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{V}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{V}_q \vec{V}_q) \\ = -\alpha_q \nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} + \sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{V}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{V}_{qp}) \\ + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{td,q}) \end{aligned} \quad (3.20)$$

Burada  $\bar{\tau}_q$ , q fazının stres tensörü;

$$\bar{\tau}_q = \alpha_q \mu_q (\nabla \vec{V}_q + \nabla \vec{V}_q^T) + \alpha_q \left( \lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q \right) \nabla \cdot \vec{V}_q \vec{I} \quad (3.21)$$

$\mu_q$  q fazının kayma viskozitesi (shear viscosity) ve  $\lambda_q$  ise q fazının yığın viskozitesidir (bulk viscosity).  $\vec{F}_q$  dışardan etkiyen hacim kuvvetleri (external body force),  $\vec{F}_{lift,q}$  kaldırma kuvveti (lift force),  $\vec{F}_{wl,q}$  cidar yağlama kuvveti (wall lubrication force),  $\vec{F}_{vm,q}$  sanal kütle kuvvetini (virtual mass force) ve  $\vec{F}_{td,q}$  ise türbülanslı akışlarda türbülans dispersiyon kuvvetini (turbulent dispersion force) temsil etmektedir.  $\vec{R}_{pq}$  fazlar arası etkileşim kuvvetini ve P ise tüm fazlar tarafından paylaşılan basıncı ifade etmektedir.

$\vec{V}_{pq}$  ile arayüz hızı tanımlanmakta ve eğer  $\dot{m}_{pq} > 0$  ise, kütle p fazından q fazına transfer edilmekte,  $\vec{V}_{pq} = \vec{V}_p$ ; eğer  $\dot{m}_{pq} < 0$  ise kütle q fazından p fazına transfer olmaktadır,  $\vec{V}_{qp} = \vec{V}_q$ . Benzer şekilde  $\dot{m}_{qp} > 0$  ise  $\vec{V}_{qp} = \vec{V}_q$ ,  $\dot{m}_{qp} < 0$  ise  $\vec{V}_{qp} = \vec{V}_p$  olarak yazılabilir.

### **DPM Modeli**

DPM modelinde, sürekli faz için Euler yaklaşımı ile Navier-Stokes denklemleri kullanılırken, ayrık faz için ise Lagrangian partikül izleme yöntemi kullanılır. Sürekli faz ve partiküller arasında momentum, ısı ve kütle değişimi bu yöntem ile izlenir ve ayrık faza özel cidar sınır şartları tanımlanabildiğinden, partikül toplama verimi gibi parametrelerin hesaplanmasına olanak sağlamaktadır. Ayrıca DEM (Discrete Element Method) ile partiküller arasındaki etkileşim kinetik teoriye göre hesaplanabilmektedir. DPM yöntemi için siklon ayırıcılar, spray modelleme uygulamaları örnek olarak verilebilir.

### **3.3. İki Fazlı Türbülanslı Akışın Modellenmesi**

Siklon ayırıcılarda akış alanında birden fazla faz bulunduğu için çok fazlı akış modellerinin uygulanması ile basınç kaybı ve partikül toplama verimi gibi performans parametreleri hesaplanabilmektedir. Literatürde siklon ayırıcıların nümerik analizinde kullanılan farklı türbülans modelleri ve şemaları mevcuttur. Bu çalışmada siklon ayırıcı analizinde deneysel verilerle uyumlu sonuç veren ve akışın anizotropik özelliklerinden kaynaklanan değişimleri hesaplayabilen Reynolds Gerilmeleri Modeli (RSM) kullanılmıştır. Çalışmada türbülans modeli ve şema seçimleri konusunda Karagöz ve Kaya (2009) tarafından yapılan çalışmada belirtilen konfigürasyon referans alınmıştır.

Partikül fazının çözümü için DPM yöntemi kullanılarak belirlenen çaplarda partikül seti giriş kesitinden enjekte edilerek partikül toplama yörüngeleri ve partikül toplama verimi hesaplanmıştır. DPM bölümünde, partikül yörüngelerinin hesaplanmasında kullanılan nümerik şemalar, türbülans etkileşimi ve hesaplamalardaki kabuller detay olarak ele alınmıştır.

### 3.3.1. Türbülans Modeli

Siklon ayırıcılarda akış alanındaki girdap yapısı ve girdap ucunun deviniminden dolayı zamana bağlı çözümlene yapılarak yakınsama sağlanabilmektedir. Anlık hız  $u_i$ , ortalama hız ve salınım bileşenleri cinsinden Eşitlik 3.22’de verilmiştir.

$$u_i(x, t) = \bar{u}_i(x, t) + u'_i(x, t) \quad (3.22)$$

$\bar{u}_i = U_i$  ve  $\bar{p}_i = P_i$  olarak gösterilirse zaman ortalaması alınmış süreklilik ve momentum denklemleri Eşitlik 3.23 ve 3.24’de belirtilmiştir (Wilcox 1994).

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.23)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ij} - \rho \bar{u}'_j u'_i) \quad (3.24)$$

Eşitlik 3.24’de  $U_i$ ,  $U_j$ ,  $P$  ve  $S_{ij}$ ,  $i$  ve  $j$  yönündeki hız bileşenlerinin ortalama değerleridir.  $-\rho \bar{u}'_j u'_i$  Reynolds gerilmeleri tensörüdür ve  $\tau_{ij}$  şeklinde gösterilir. Reynolds ortalaması alınmış momentum denkleminde ortaya çıkan Reynolds gerilmeleri terimi 6 bilinmeyen terimin bilinen niceliklerle hesaplanabilmesi için Eddy viskozite modelleri (Bossinesq hipotezi) veya Reynolds gerilmeleri modeli kullanılmaktadır.

Reynolds gerilmeleri modeli (RSM), Reynolds gerilmelerinin  $(-\rho \bar{u}'_j u'_i)$  doğrudan transport denklemlerinin çözülmesi esasına dayanır (Gibson ve Launder 1978, Launder 1989a,b). Momentum denklemlerinin salınım büyüklüğü ile çarpılması ve Reynolds ortalaması alınması ve kaldırma kuvvetinin ihmal edilmesi durumunda Reynolds gerilmeleri transport denklemi Eşitlik 3.25 ile ifade edilebilir.

$$C_{ij} = P_{ij} + D_{T,ij} + D_{L,ij} + \phi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad (3.25)$$

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u_i u_j}) \quad (3.26)$$

$$P_{ij} = -\rho (u_i' u_k' \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u_j' u_k' \frac{\partial u_i}{\partial x_k}) \quad (3.27)$$

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u_i u_j u_k'} + p(\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j)] \quad (3.28)$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j}) \right] \quad (3.29)$$

$$\phi_{ij} = p \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_j'} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i'} \right) \quad (3.30)$$

$$\varepsilon_{ij} = -2\mu \frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_j'}{\partial x_k} \quad (3.31)$$

Bu terimlerden  $D_{T,ij}$ ,  $\phi_{ij}$  ve  $\varepsilon_{ij}$  yeni ve bilinmeyen korelasyonlar içermekte olup hesaplanabilmeleri için modellenmeleri gerekmektedir. Genelleştirilmiş gradyan difüzyon hipotezinin basitleştirilmiş formu kullanılarak türbülans gerilmelerinden kaynaklanan üretim terimi Eşitlik 3.32'de belirtildiği gibi modellenebilir (Lien ve Leschziner 1994). Lineer yaklaşım kullanıldığında basınç-uzama terimi üç bileşenin toplamı şeklinde yazılabilir. Bu bileşenler yavaş ve hızlı basınç uzama bileşenleri ile cidar etkisini ifade eden  $\phi_{ij,w}$  bileşenidir (Gibson ve Launder 1978, Launder 1989a,b).

$$\begin{aligned} \phi_{ij} = & -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left( \overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) \\ & - C_2 \left[ \left( P_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \overline{u_i u_j}) \right) - \frac{1}{3} \left( P_{kk} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \overline{u_k u_k'}) \delta_{ij} \right) \right] + \phi_{ij,w} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Eşitlik 3.32'de  $C_1 = 1.8$  ve  $C_2 = 0.6$  alınmıştır. Cidara dik olan normal gerilmeleri sönmülerken kayma gerilmelerini arttıran  $\phi_{ij,w}$  teriminin açıklaması literatürde verilmiştir (Ansys Inc. 2013). Dissipasyon terimi sıkıştırılabilirlik ihmal edildiği

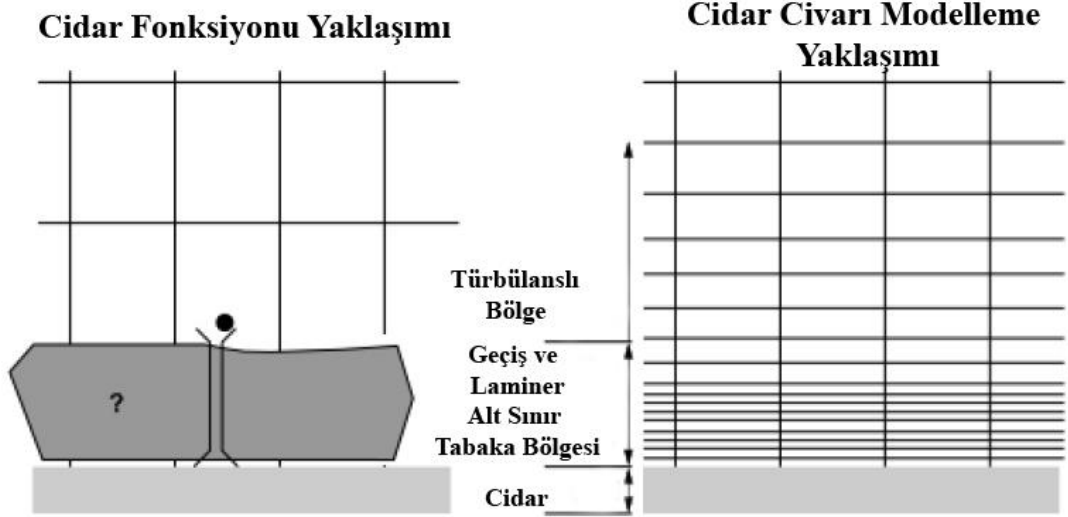
durumda  $\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3}\rho\varepsilon\delta_{ij}$  alınabilir ve türbülans kinetik enerjisi için  $k = \frac{\overline{u_i u_j}}{2}$  ifadesinden bulunabilir.

### 3.3.2. Cidar Fonksiyonları

Türbülanslı akışlar, cidar sınır şartından oldukça etkilenmekte ve cidara yakın bölgede viskoz sönmüleme etkisinden dolayı teğetsel hız salınımları azalmaktadır. Nümerik modellemede cidara yakın bölge üç aşamada incelenebilir. Cidara en yakın bölge laminer ve moleküler viskozitenin; momentum, ısı ve kütle transferinde dominant olduğu laminer alt sınır tabaka olarak adlandırılır. Dış katmanda ise türbülansın önemli olduğu tam gelişmiş türbülanslı bölge ve her ikisinin arasında moleküler viskozite ve türbülansın eşit derecede etkili olduğu geçiş bölgesi mevcuttur.

Nümerik modellemede cidara yakın bölge için iki yaklaşım mevcuttur (Şekil 3.3). İlk yaklaşımda moleküler viskozitenin etkili olduğu laminer alt sınır tabaka ve geçiş bölgesi çözümlenmez. Bunu yerine yarı ampirik cidar fonksiyonları cidar ve tamamen türbülanslı bölge arasında köprü olarak kullanılır ve bu durumda türbülans modelinin modifiye gerekliliği ortadan kalkar.

Diğer yaklaşımda ise türbülans modeli modifiye edilir ve Şekil 3.3'de gösterildiği gibi cidara yakın kısımda çözüm ağının çözünürlüğü arttırılarak laminer alt sınır tabakanın da modellenmesi sağlanır.



**Şekil 3.3.** Cidara yakın bölgeler için yaklaşımlar (ANSYS Inc. 2013)

ANSYS Fluent CFD yazılımında Standart, non-equilibrium, scalable (ölçeklendirilebilir) ve enhanced cidar fonksiyonları kullanılmaktadır. Cidar fonksiyonu yaklaşımlarında belirtildiği üzere cidara yakın civarın modellenmesi durumunda hem türbülans fonksiyonlarının modifikasyonu hem de cidara yakın çözüm ağı eleman sayısının artmasından dolayı hesaplama maliyetleri ve zamanı açısından ekonomik değildir. Literatürde siklon ayırıcıların analizinde yüksek elemanlı çözüm ağı ve denklem sayısının basit modellere göre daha yüksek olduğu türbülans modelleri kullanımı gerekliliğinden ve deneysel verilerle uyumlu sonuç verdiğinden dolayı daha ekonomik olan standart cidar fonksiyonu kullanılmaktadır. Çalışma kapsamında standart ve ölçeklenebilir cidar fonksiyonları kullanılmıştır.

### **Standart Cidar Fonksiyonu**

Standart cidar fonksiyonu, endüstriyel akışların büyük bir kısmında yaygın olarak kullanılmakta ve ANSYS Fluent yazılımında standart cidar fonksiyonunda Launder ve Spalding (1974) tarafından yapılan çalışmalar referans alınmıştır. Hız alanlarında tanımlanan cidar kanunu;

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (3.33)$$

burada boyutsuz hız;

$$U^* = \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.34)$$

cidardan olan boyutsuz uzaklık;

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (3.35)$$

olarak verilmiştir.

Fluent CFD yazılımında logaritmik profili  $y^* > 11.225$  olduğunda uygulanmaktadır.  $y^* < 11.225$  olduğu durumda cidar komşu hücrelerinde aşağıdaki gibi yazılabilen laminar stress-strain ilişkisi geçerli olmaktadır.

$$U^* = y^* \quad (3.36)$$

### **Scalable (Ölçeklenebilir) Cidar Fonksiyonu**

Sayısal hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımlarındaki gelişmeler ve değişen ihtiyaçlar doğrultusunda standart cidar fonksiyonuna scalable (ölçeklenebilirlik) özelliği ilave edilmiştir. Standart cidar fonksiyonu  $y^* > 11.225$  değerleri için doğru sonuç verirken,  $y^* < 11.225$  değerleri için cidara yakın bölgede çözünürlük yüksek olduğundan standart cidar fonksiyonu aralığının dışında kalmaktadır. Scalable cidar fonksiyonu  $y^* < 11$  değerinin altında standart cidar fonksiyonun yanlış sonuç üretmesini engellemekte ve değişkenleri normal aralığa çekmektedir. Çözüm ağı  $y^* > 11$  değeri ve daha yüksek çözüm ağı aralıkları için standart cidar fonksiyonu yer almaktadır.



Scalable cidar fonksiyonunun amacı, logaritmik hız profilinin standart cidar fonksiyonu yaklaşıma göre kullanımını zorlamaktır ve cidara yakın elemanlar için ( $y^* < 11$ ) olması durumunda  $y^*$  değerine 11 olarak sabitler. (ANSYS Inc. 2013). Bu prosedür  $y^*$  değerinin hesaplamasında limit tanımlamasıyla yapılır.

$$y^{\tilde{*}} = \text{MAX}(y^*, y_{limit}^*) \quad (3.37)$$

Burada  $y_{limit}^* = 11.225$  ve çözüm ağında daha küçük bir mesafe ile karşılaşıldığında standart cidar fonksiyonundaki  $y^*$  değeri  $y^{\tilde{*}}$  ile değiştirilerek kullanılır.

### Non-Equilibrium Cidar Fonksiyonu

Standart cidar fonksiyonuna ilave olarak iki katmanlı non-equilibrium cidar fonksiyonu kullanılmaktadır. Standart cidar fonksiyonuna göre logaritmik hız profili basınç gradyanlarının oluşturduğu etkilere karşı hassastır. İki katmanlı konsept, komşu cidar hücreindeki türbülans kinetik enerjisi kapasitesinin hesaplanmasına dayanmaktadır. Non-Equilibrium cidar fonksiyonu bu özelliğinden dolayı yüksek hız ve basınç gradyanlarının görüldüğü akış uygulamalarında ve ısı transferi özelliklerinin incelenmesinde doğru sonuçlara yaklaşmak için kullanılır.

Basınç gradyanlarının etkisine hassas ortalama hız için logaritmik hız profili;

$$\frac{\tilde{U} C_{\mu}^{1/4} k^{1/2}}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left( E \frac{\rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \right) \quad (3.38)$$

$$\tilde{U} = U - \frac{1}{2} \frac{dP}{dx} \left[ \frac{y_v}{\rho \kappa \sqrt{k}} \ln \left( \frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho \kappa \sqrt{k}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (3.39)$$

ve  $y_v$  fiziksel viskoz alt sınır tabaka kalınlığı, değeri ise;

$$y_v = \frac{\mu y_v^*}{\rho C_{\mu}^{1/4} k_p^{1/2}} \quad (3.40)$$

formülünden hesaplanır. Fluent CFD yazılımında  $y_v^* = 11.225$  olarak alınmaktadır.

### Yüzey Pürüzlülüğü için Modifiye Cidar Fonksiyonu

Pürüzlü boru ve kanallarda yapılan deneylerde pürüzlü cidara yakın bölgelerde hız dağılımının genellikle yarı logaritmik ölçekte, aynı eğimde ( $1/\kappa$ ) fakat farklı noktaları kestiği belirtilmiştir (B sabiti cidar kanuna ilave edilir). Ortalama hız dağılımı için yüzey pürüzlülüğüne göre değiştirilmiş cidar fonksiyonu:

$$\frac{u_p u^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left( E \frac{\rho u^* y_p}{\mu} \right) - \Delta B \quad (3.41)$$

Burada  $u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2}$  ve  $\Delta B$ , yüzey pürüzlülüğü etkisini sağlayan pürüzlülük fonksiyonudur (Cebeci ve Bradshaw 1977).

$\Delta B$ , yüzeyin pürüz tipine (tanecikli, perçinli, vidalı-diş açılmış, federli vb.) ve pürüz ebatlarına bağlıdır. Bütün yüzey pürüzlülük değerleri için universal bir değer mevcut değildir. Kum tanesi yapısı ve benzeri düzgün pürüzlü yapılarda,  $\Delta B$  değeri boyutsuz pürüz yüksekliği ile iyi seviyede korele olmakta ve:

$$K_s^+ = \rho K_s u^* / \mu \quad (3.42)$$

olarak ifade edilmektedir. Burada  $K_s$  fiziksel pürüz yüksekliğini tanımlamaktadır.

Deneysel verilerin analizi sonucunda pürüzlülük fonksiyonu  $\Delta B$ ,  $K_s^+$ 'in tekil bir fonksiyonu değil ve  $K_s^+$  değerine bağlı olarak farklı değerler almaktadır. Bu konu ile ilgili üç belirgin rejim gözlemlenmiştir (Cebeci ve Bradshaw 1977).

- Hidrodinamik olarak pürüzsüz ( $K_s^+ < 3 \sim 5$ )
- Geçiş rejimi ( $3 \sim 5 < K_s^+ < 70 \sim 90$ )
- Tamamen pürüzlü ( $K_s^+ > 70 \sim 90$ )

Deneysel verilere göre yüzey pürüzlülüğü etkisi hidrodinamik olarak pürüzsüz bölgede ihmal edilebilir seviyede, geçiş bölgesinde önemi artarken, tamamen pürüzlü bölgede etkili olmaktadır.

Fluent sayısal hesaplamalı akışkanlar mekaniği kodlarında pürüzlü bölgeler üçe ayrılmıştır, Cebeci ve Bradshaw Nikuradse'nin verilerini baz alarak  $\Delta B$  pürüzlülük fonksiyonunun her bir rejimde hesaplanması için formül önermişlerdir (Cebeci ve Bradshaw 1977).

Hidrodinamik olarak pürüzsüz rejimde ( $K_s^+ < 2.25$ ):

$$\Delta B = 0 \quad (3.43)$$

Geçiş rejiminde ( $2.25 < K_s^+ < 90$ ):

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln \left[ \frac{K_s^+ - 2.25}{87.75} + C_{K_s} K_s^+ \right] \times \sin\{0.4258(\ln K_s^+ - 0.811)\} \quad (3.44)$$

burada  $C_{K_s}$  pürüzlülük sabitidir ve pürüzlülük tipine bağlıdır.

Tamamen pürüzlü rejimde ( $K_s^+ > 90$ ):

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln[1 + C_{K_s} K_s^+] \quad (3.45)$$

Sayısal hesaplamalarda, belirtilen yüzey pürüzlülüğü parametreleri için pürüzlülük fonksiyonu ( $\Delta B(K_s^+)$ ) Eşitlik 3.43, 3.44 ve 3.45'e göre değerlendirilir ve devamında Eşitlik 3.41 cidardaki kayma gerilmeleri ve diğer türbülans parametrelerinin hesaplanmasında kullanılır.

## Yüzey Pürüzlülüğü Parametrelerinin Belirlenmesi

Yüzey pürüzlülüğü etkisinin modellenebilmesi için iki yüzey pürüzlülük parametresi: pürüz yüksekliği ( $K_s$ ) ve pürüzlülük sabiti ( $C_{K_s}$ ) tanımlanmalıdır. Pürüz yüksekliğinin ( $K_s$ ) varsayılan değeri sıfırdır ve pürüzsüz cidarı tanımlamakta ve pürüzlülüğün aktif olması için ( $K_s$ ) sıfırdan farklı bir değerde tanımlanmalıdır. Düzenli kum tanecikli yapıda, tanecik yapısının yüksekliği  $K_s$  olarak alınabilir fakat düzensiz bir yapı olduğunda (tanecik çapları farklılık gösterdiğinde) ortalama çap ( $D_{50}$ ) değerinin pürüz yüksekliği olarak alınması daha anlamlı olacaktır. Diğer pürüz tipleri için eşdeğer tanecik yapısı yüksekliği, pürüz yüksekliği olarak ( $K_s$ ) olarak alınabilir.

Pürüzlülük sabitinin ( $C_{K_s}$ ) doğru bir şekilde seçilebilmesi esas olarak yüzey pürüz tipine bağlıdır. Varsayılan pürüzlülük sabiti ( $C_{K_s} = 0.5$ )  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanıldığında, Nikuradse'nin sıkıca paketlenmiş düzenli tanecikli yüzey pürüzlülüğüne sahip borulardaki sürtünme değerleri elde edilmektedir. Düzenli olmayan, feder, tel örgü gibi yapılarda daha yüksek yüzey pürüzlülük sabiti ( $C_{K_s} = 0.5 \sim 1.0$ ) kullanımı daha doğru sonuç vermekte fakat düzenli olmayan farklı pürüzlülük tiplerinin analizinde yüzey pürüzlülük sabiti ( $C_{K_s}$ ) seçimi için net bir yönlendirme bulunmamaktadır.

### 3.3.3. Nümerik Şemalar

#### Birinci Mertebe Upwind Şeması

Bu yöntem birinci mertebeden hassasiyet yeterli olduğu durumlarda, hesaplanan değişkenin hücrenin merkezindeki değerini ortalama değer olarak kabul ederek hücrenin diğer noktalarında bu değeri kullanır. Düzenli akışlarda birinci mertebeden hassasiyet tahmin edilmesi için yeterli olurken, siklon gibi girdaplı akışlarda hataların artmasına neden olmakta ve doğru sonuçlar vermemektedir.

## İkinci Mertebe Upwind Şeması

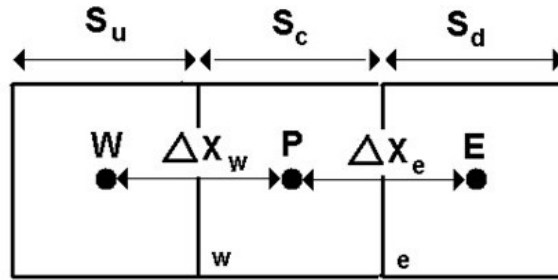
İkinci mertebeden hassasiyet istenildiğinde, hücre yüzeyindeki büyüklükler çok boyutlu lineer re-konstrüksiyon yaklaşımı ile hesaplanır (Barth ve Jespersen 1989). Bu yaklaşımda, Taylor serisi, hücre merkezi çözümü için hücre merkezi civarında açılarak yüksek mertebeden hassasiyet elde edilir. Hücre yüzeyindeki  $\phi_f$  değeri Eşitlik 3.46 ile hesaplanır.

$$\phi_{f,sou} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (3.46)$$

Burada  $\phi$  hücre merkezindeki değer,  $\nabla\phi$  ise hücre merkezindeki değer gradienti,  $\vec{r}$  ise yerdeğiştirme vektörüdür.

## QUICK Şeması

Dörtkenarlı (quadrilateral) ve hexahedral elemanlardan oluşan çözüm ağı için, hücre yüzeyindeki  $\phi$  konvektif teriminin yüksek hassasiyet ile hesaplanması için QUICK şeması kullanılır. QUICK şeması, değişkenin ikinci mertebeden upwind ve merkezi enterpolasyonlarının ağırlıklı ortalamasıdır (Leonard ve Mokhtari 1990). Şekil 3.4’de verilen bir boyutlu kontrol hacminin “e” yüzeyi için herhangi bir değişkenin değeri Eşitlik 3.47’ye göre hesaplanır.



Şekil 3.4. Bir boyutlu kontrol elemanı (ANSYS Inc. 2013)

$$\phi_e = \left[ \frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_P + \frac{S_c}{S_c + S_d} \phi_E \right] + (1 - \theta) \left[ \frac{S_u + 2S_c}{S_u + S_c} \phi_P - \frac{S_c}{S_u + S_c} \phi_W \right] \quad (3.47)$$

Eşitlik 3.47'ye göre  $\theta=1$  durumunda merkezi ikinci mertebeden enterpolasyon denklemini ifade ederken,  $\theta=0$  durumunda ikinci mertebeden upwind enterpolasyon yöntemi elde edilmiş olur. Geleneksel olarak QUICK yönteminde  $\theta=1/8$  olarak alınırken Fluent çözüme bağlı olarak  $\theta$  değerini sürekli olarak analiz boyunca hesaplar.

### **PRESTO (Pressure Staggering Option) Şeması**

PRESTO algoritması, hücre civarında staggered kontrol hacminde süreklilik dengesi oluşturarak hücre merkez değerlerini kullanıp yüzeydeki basınç değerinin hesaplanmasını sağlar. Yüksek Reynolds sayılarında; basınç değerlerinin tahmin edilmesinde ve viskoz bölgelerde görülen yüksek basınç gradyanları sebebiyle hız profillerinin yüksek mertebenden upwind şemaları ile birlikte daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Genel yakınsama şartı Eşitlik 3.48 ile verilebilir (Gustavsen 2001).

$$R^\theta = \frac{\sum |\sum a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p|}{\sum |a_p \phi_p|} \quad (3.48)$$

Denklem sayısal çözümde kullanılarak basınç değerinin doğru sonuca yakın değerler elde edilmesinde kullanılır. PRESTO algoritmasının denklem karakteristiği bakımından basınç-hız denkleminde kullanılan SIMPLEC şemasıyla benzerlik göstermesi sebebi ile doğru sonuçlar elde etmek için bu iki şema birlikte kullanılabilir.

### **SIMPLE ve SIMPLEC Şemaları**

Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations ve SIMPLE-Consistent kelimelerinin kısaltılmasını temsil etmekte olup basınç-hız ilişkilendirmesi için kullanılan yöntemdir. Algoritma ilk defa Patankar ve Spalding (1972) tarafından kullanılmıştır. SIMPLE algoritması, hız ve basınç doğrulamasındaki ilişkiyi kullanarak süreklilik denklemleri ile birlikte basınç alanının hesaplanması sağlamaktadır.

Eğer momentum denklemi tahmini  $p^*$  basınç alanı ile çözülür ve hücre yüzey akısı  $J_f^*$  hesaplandığında:

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(P_{c0}^* - P_{c1}^*) \quad (3.49)$$

süreklilik denklemini sağlamayacaktır. Bu yüzden  $J_f'$  doğrulama terimi,  $J_f^*$  yüzey akısına ilave edilir ve düzeltilmiş yüzey akısı  $J_f$ :

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (3.50)$$

süreklilik denklemini sağlar. SIMPLE algoritması  $J_f'$  terimini:

$$J_f' = d_f(P_{c0}' - P_{c1}') \quad (3.51)$$

olarak kabul eder ve burada  $P'$  hücre basınç düzeltme terimidir. SIMPLE algoritmasında Eşitlik 3.50 ve 3.51 süreklilik denkleminde ilgili terimler yerine konarak hücre basınç düzeltme terimi için Eşitlik 3.52'de belirtilen denklem elde edilir.

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} P'_{nb} + b \quad (3.52)$$

Burada b hücreye doğru gerçekleşen net debiyi temsil eden kaynak terimidir:

$$b = \sum_f^{N_{faces}} J_f^* + A_f \quad (3.53)$$

şeklinde ifade edilir. Basınç düzeltme denklemi (Eşitlik 3.52) çözülerek sonuç elde edildiğinde, hücre basınç ve yüzey akı değerleri:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (3.54)$$

$$J_f = J_f^* + d_f(P'_{c0} - P'_{c1}) \quad (3.55)$$

denklemleri kullanılarak düzeltilir. Burada  $\alpha_p$  basınç için relaksasyon faktörünü temsil etmektedir. Düzeltilmiş yüzey akısı ( $J_f$ ), süreklilik denklemini her iterasyonda sağlar.

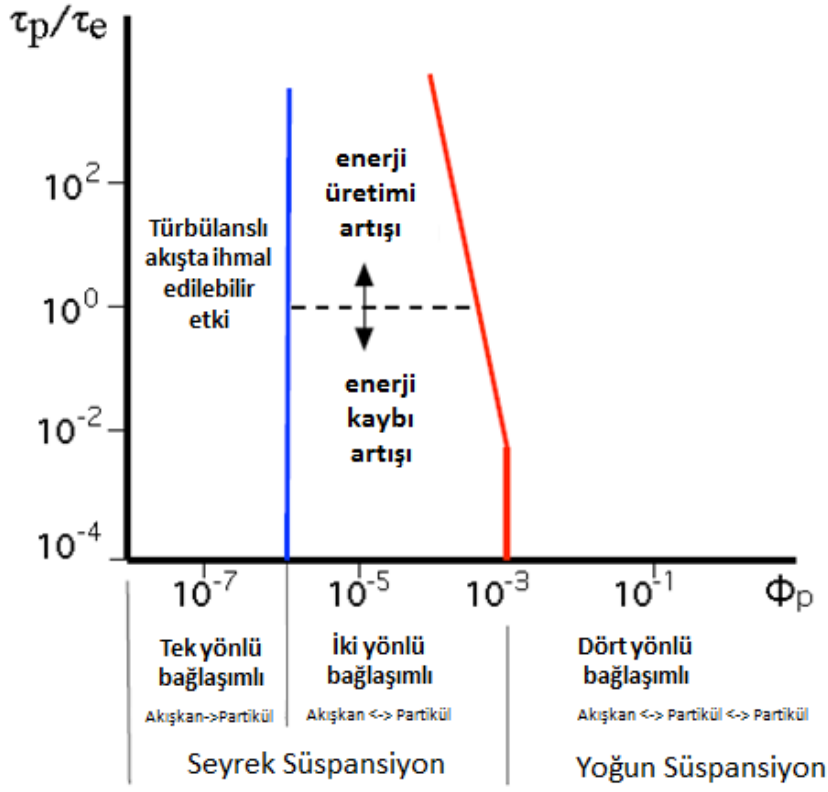
SIMPLEC algoritması, SIMPLE algoritmasına oldukça benzer şekilde tanımlanır ve Eşitlik 3.55'den yararlanır. Tek fark  $d_f$  katsayısı ( $a_p - \sum_{nb} a_{nb}$ ) ifadesinin fonksiyonu olarak kullanılır. Değiştirilmiş düzeltme denkleminin kullanımı, basınç-hız ilişkisinden kaynaklanan ve çözümü etkileyen problemlerde yakınsama hızında artış sağlamaktadır.

#### 3.3.4. Ayrık Fazın Modellenmesi (DISCRETE PHASE MODELING (DPM))

Sürekli fazda, partikül hareketinin tanımlanması ve matematiksel temele dayanması açısından aşağıdaki temel kabuller dikkate alınmaktadır;

- Partiküller küresel forma sahiptir.
- Partikül yoğunluğunun, sürekli fazdaki gaz yoğunluğundan oldukça fazladır.
- Sürüklenme kuvveti dominant kuvvettir. Bir önceki kabulün sonucunda, sürekli ortamın (ör:hava) yoğunluğunun partikül yoğunluğuna göre oldukça küçük olmasının sonucunda hareket kaynaklı kaldırma kuvveti (Lift Force), Basset kuvveti, bulunduğu ortamın içinden kaynaklanan kaldırma kuvveti (Buoyancy Force) etkilerinin partikül hareketi esnasında etkisi ihmal edilebilir (Jayaraju 2009).





Şekil 3.5. Partikül türbülans modellenmesi (Elghobashi 1994)

Şekil 3.5’de  $\Phi_p$ : partikül hacminin, sürekli faz ve partikül hacimlerinin toplamına oranını,  $\tau_p$ : partikül tepki süresini ( $\tau_p = \rho_p d^2 / (18\mu)$ ),  $\rho_p$ : partikül yoğunluğunu,  $d$ : partikül çapını,  $\mu$ : dinamik viskoziteyi,  $\tau_e$ : Large eddy zaman aralığını (time scale =  $l/u$ ) temsil etmektedir.

Tek Yönlü Bağlaşım (One-Way Coupling) : Kütle, momentum ve enerji transferinin arasındaki ilişki bağlaşım(coupling) olarak ifade edilmektedir. Elghobashi (1994), partikül ve sürekli fazın türbülanslı etkileşimi için Şekil 3.5’de verilen grafiği önermiştir. Ayrık faz hacim fraksiyonu  $10^{-6}$  değerinden küçük olması durumunda partikül hareketinin akış üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir seviyede gerçekleşmesinden dolayı tek yönlü bağlaşım (one-way coupling) yöntemi kullanılabilir.

Bu tez kapsamında çalışılan akış analizlerinde partikül hacim fraksiyonunun  $10^{-6}$  değerinin altında olmasından dolayı tek yönlü bağlaşım (one way coupling) yaklaşımı kullanılmıştır.

Literatürde tek yönlü (one way coupling), iki yönlü bağlaşım (two way coupling) terimleri kullanılırken, Fluent dokümanlarında bağlaşım (coupled) ve bağlaşım (uncoupled) ifadeleri ayrık faz çözümlerinin tanımlanmasında kullanılmaktadır. Lagrangian sistemde denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir (Jayaraju 2009).

$$\frac{dx_p}{dt} = u_p \quad (3.56)$$

$$\frac{du_p}{dt} = F_d(u - u_p) + g_x \frac{(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \vec{F} \quad (3.57)$$

Burada,  $x_p$  partikül pozisyonunu,  $g_x$  yerçekimi ivmesini,  $\rho_p$  ve  $\rho$ , partikül ve akışkan yoğunluğunu temsil etmektedir. Genellikle, partikül belli, bir nokta için akışkan hızından ( $u$ ) farklı hareket eder ve partikül hızı, kayma hızı ( $u - u_p$ ) olarak ifade edilir. Basınç kuvvetleri ve viskoz kuvvetlerinin etkisi sonucunda sürüklenme kuvveti oluşur ve birim partikül kütlesi için  $F_d$ :

$$F_d = \frac{1}{\tau_p} \frac{C_d Re_p}{24} \quad (3.58)$$

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu} \quad (3.59)$$

şeklinde ifade edilir.  $\vec{F}$  partikül kuvvet dengesi durumunda özel koşullarda etkili olabilecek ilave kuvvetleri temsil etmektedir. Bu kuvvetler sanal kütle (virtual mass), thermophoretic, basınç gradyanı, brownian ve saffman kaldırma kuvvetleridir. Sanal kütle ve basınç gradyanı kuvvetleri  $\rho/\rho_p < 1$  olduğundan ihmal edilebilir. Enerji denklemi çözümlenmediğinden brownian ve thermophoretic kuvvetler sayısal çözüme dahil edilmemiştir. Song ve ark. (2016) yaptıkları çalışmada basınç gradyanı, ilave kütle

ve Saffman kaldırma kuvvetinin, sürüklenme kuvvetine göre oldukça küçük mertebelerde gerçekleştiğini ve sayısal çözümde ihmal edilebilir olduğunu belirtmişlerdir.

### Sürüklenme Katsayısı

$C_D$  katsayısı, Reynolds sayısının fonksiyonudur ( $Re_p$ ) ve literatürde  $C_D$  katsayısının tahmini için çeşitli ampirik ifadeler mevcuttur. Bunlardan biri Schiller ve Neumann (1933) tarafından önerilen ifade aşağıda verilmiştir.

$$C_d = \frac{24}{Re_p} (1 + 0.15Re_p^{0.687}) \quad (3.60)$$

Partikül çapına göre Reynolds sayısı,

$$Re_p = \rho d_p \frac{|u - u_p|}{\mu} \quad (3.61a)$$

Fluent yazılımında  $C_D$  katsayısının tahmini için Morsi ve Alexander(1972) tarafından önerilen eşitlik kullanılmaktadır.

$$C_d = a_1 + \frac{a_2}{Re_p} + \frac{a_3}{Re_p^2} \quad (3.61b)$$

$a_1, a_2, a_3$  sabitleri  $Re_p$  değerlerine göre Çizelge 3.2’de belirtilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Sürüklenme katsayısı sabitleri (Morsi ve Alexander 1972)

$Re_p$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
< 0.1	0	24	0
0.1 < 1	3.69	22.73	0.0903
1 < 10	1.222	29.1667	-3.8889
10 < 100	0.6167	46.5	-116.67
100 < 1000	0.3644	98.33	-2778
1000 < 5000	0.357	148.62	-4.75
5000 < 10000	0.46	-490.546	57.87
10000 < 50000	0.5191	-1662.5	5.4167

### **Partikül Fazının Hesaplanması için Kullanılan Yaklaşımlar**

İki fazlı akışların matematiksel olarak modellenmesinde kullanılan iki farklı temel yaklaşım yaygın olarak kullanılmaktadır; Eulerian Sürekli Ortam kabulü (Eulerian Continuum Approach) ve Lagrangian Yörünge yaklaşımı (Lagrangian Trajectory Approach).

### **Eulerian Sürekli Ortam Kabulü (Eulerian Continuum Approach)**

Eulerian yaklaşımında partiküller sistemde ikinci bir akışkan gibi kabul görür ve partiküllerin ortalama özellikleri için değerler hesaplanır. Bu yaklaşım basınç, kütle akısı, konstrasyon, hız ve sıcaklık gibi ayrık fazda makroskopik alan tanımlarına ihtiyaç duyulduğunda kullanılmaktadır. Eulerian faz daha çok büyük ölçekli partikül fazlarının simülasyonu için kullanılmaktadır. Ayrıca bu yaklaşım endüstriyel proses akışlarında özel durumların bilinmesini, modele etki etmesi beklenen temel özelliklerin iyi tanımlanması ile oluşturulacak sofistike modellere ihtiyaç duymaktadır.

## **Lagrangian Yörünge Yaklaşımı (Lagrangian Trajectory Approach)**

Lagrangian yaklaşımı, sürekli ortam kabulüne dayanan yöntemlerin kullanılmadığı durumlarda kullanılmaktadır. Partikül hareketi adi diferansiyel denklemler şeklinde ifade edilir ve Lagrangian koordinat sisteminde partikül yörüngeleri ayrı ayrı hesaplanır. Lagrangian denklemlerinin çözümlenmesinde genellikle akışkan fazının dinamik yapısı (genellikle Eulerian yaklaşımı ile hesaplanır) ve diğer çevrede bulunan partiküller önceden belirlenir ve her bir partikül için ayrı bir yörünge hesaplanır. İstatiksel açıdan anlamlı bir sonuç elde etmek için oldukça fazla sayıda partikül yörüngesinin hesaplanması gerekmektedir. Lagrangian yaklaşımının diğer bir faydası ise partikül özelliklerinin (partikül çapı, yoğunluğu vb.) kolayca uygulanabilir olmasıdır.

Lagrangian yaklaşımı için iki farklı yöntem kullanılmaktadır:

- Rasgele olmayan yörünge methodu (Deterministic trajectory method)
- Stokastik (rasgele) yörünge methodu (Stochastic trajectory method)

Rasgele olmayan (Deterministic) yaklaşımda, partikül fazına etki eden türbülans parametreleri ihmal edilirken, Stokastik yaklaşımda türbülans parametreleri dikkate alınarak yörünge belirlenmektedir.

## **Stokastik Yaklaşım (Stochastic Trajectory Approach)**

Sayısal hesaplamalarda en çok kullanılan modellerden biri Eddy Interaction Model (EIM) ve ilk defa Hutchinson ve ark. (1971) tarafından kullanılmış ve Gosman ve Ioannides (1981) tarafından geliştirilmiştir.

Partikül hareketinin anlık durumu için denklemler aşağıda verilmiştir:

$$\frac{dx}{dt} = u_p \quad (3.62)$$

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{1}{\tau_p}(u - u_p) + g \quad (3.63)$$

Burada  $u$  hızı, ortalama hız ve salınım hızlarını ifade etmektedir ( $u = U + w$ ).

### İntegral Süresi (The Integral Time)

Partikülün türbülanslı hareketinde takip ettiği yörünge ( $ds$ ) için harcanan zaman tanımlanması için integral zaman ölçeği ( $T$ ) tanımı, partikül dağılımının analizinde kullanılmaktadır.

$$T = \int_0^{\infty} \frac{u'_p(t)u'_p(t+s)}{\overline{u_p'^2}} ds \quad (3.64)$$

Akışkan ile birlikte hareket eden küçük partiküller için (sıfır sürüklenme hızı), integral zamanı Lagrangian integral zamanına dönüşmekte ( $T_L$ ). Eşitlik 3.65 ile yaklaşık hesaplama yöntemi olarak  $k$ - $\epsilon$  modeli ve türevleri için kullanılabilir.

$$T_L \approx 0.15 \frac{k}{\epsilon} \quad (3.65)$$

Reynolds Stress Modeli (RSM) için;

$$T_L \approx 0.3 \frac{k}{\epsilon} \quad (3.66)$$

değerleri kullanılır (Daly ve Harlow, 1970).

## DRW Model (Discrete Random Walk Model)

Yerel hız salınımlarının hesaplanmasında Gaussian olasılık dağılımı kullanılmaktadır. İzotropik türbülans kabulü ile;

$$\overline{u^2} = \overline{v^2} = \overline{w^2} = \frac{2}{3}k \quad (3.67)$$

k: türbülans kinetik enerjisidir. Pratikte kullanılan stokastik modellerin çoğu Gosman ve Ioannides (1981) tarafından geliştirilen formülasyonu kullanmaktadır;

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3}k} \cdot \zeta \quad (3.68)$$

$\zeta$  sayısı, sıfır ortalamalı ve birim standart sapmalı normal olasılık dağılımı ile elde edilen rastgele belirlenmiş bir sayıdır. Seçilen hız salınım bileşeni için türbülans eddy viskozitesine ait uzunluk (length scale) ve zaman (time scale) ölçeği bilinmektedir. Sommerfeld ve ark. (1992) eddy parametreleri için eşitlik 3.69 ve 3.70 bağıntılarını önermişler ve  $c_t$  değerini 0.3 olarak kullanmışlardır.

$$t_e = c_t \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.69)$$

$$l_e = t_e \sqrt{\frac{2}{3}k} \quad (3.70)$$

## Lagrangian Modelleme

Yapısal olmayan hexa elemanlardan oluşan sayısal ağ üzerinde Lagrangian modelin kompleks mühendislik problemlerinde direkt olarak kullanılabilmesi için aşağıda belirtilen aşamaların tamamlanması gerekmektedir.

- (a) Zaman integrasyonu
- (b) Yapısal olmayan düzgün hexa elemanlardan oluşan sayısal ağ üzerinde partiküllerin lokasyonunun ve verimlerin belirlenmesi
- (c) Partikül lokasyonunda sürekli faza ait akış değişkenlerinin interpolasyonu

## Zaman İntegrasyonu

Partikülün güncel pozisyonu ve hızının belirlenmesi, Eşitlik 3.62 ve 3.63 sayısal olarak integre edilir. İki sayısal integrasyon yöntemi trapez (trapezoidal) ve Runge-Kutta, partikül hareketinin analizi ve toplama veriminin hesaplanmasında kullanılmaktadır.

### Trapez Yöntemi (Trapezoidal Discretization)

Partikül momentum ve yer değiştirme denklemleri sayısal olarak hesaplanır. Trapez yönteminde,  $u_p$  ve  $u$  eşitlik 3.63'da yer çekimi ivmesi sabit olacak şekilde ortalamaları alınır.

$$\frac{u_p^{n+1} - u_p^n}{\Delta t} = \frac{1}{\tau_p} (u^* - u_p^*) + g \quad (3.71)$$

Ortalama  $u^*$  ve  $u_p^*$  değerleri aşağıda verilmiştir.

$$u^* = \frac{1}{2} (u^n + u^{n+1}) \quad (3.72)$$

$$u_p^* = \frac{1}{2} (u_p^n + u_p^{n+1}) \quad (3.73)$$

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t u_p^n \cdot \nabla u^n \quad (3.74)$$

Yukarıdaki denklemler Eşitlik 3.71'de yerine konulur ve yeni bir  $n+1$  zaman adımı için partikül hızı Eşitlik 3.75 ile ifade edilir.



$$u_p^{n+1} = \frac{u_p^n \left(1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\tau_p}\right) + \frac{\Delta t}{\tau_p} \left(u^n + \frac{1}{2} \Delta t u_p^n \cdot \nabla u^n\right) + \Delta t g}{1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\tau_p}} \quad (3.75)$$

Benzer şekilde trapez yöntemi kullanılarak Eşitlik 3.56, ayrıklaştırıldığında partikülün yeni lokasyonu Eşitlik 3.76 ile hesaplanır.

$$x_p^{n+1} = x_p^n + \frac{1}{2} \Delta t (u_p^n + u_p^{n+1}) \quad (3.76)$$

### Runge-Kutta Yöntemi (Runge-Kutta Scheme)

Sürekli fazda tek bir partiküle ait denklem genel olarak Eşitlik 3.77’de belirtilen şekilde ifade edilir.

$$\frac{dy}{dt} = L(Y, t) \quad (3.77)$$

$Y=f(r,u)$ , partikül pozisyonu, hızı vb. fiziksel özelliklerini içeren bir vektördür.  $L=f(F_d, g)$  terimi zamana bağlı sürüklenme kuvveti, yer çekimi kuvveti gibi özelliklerin değişimini ifade etmektedir. Yukarıda verilen non-lineer diferansiyel bir sonraki zaman adımına belli sayıda adım kullanılarak sayısal olarak Runge-Kutta yöntemi ile çözülür. K. mertebeden açık(explicit) Runge-Kutta yöntemin adımları aşağıda verilmiştir.

$$\vec{Y}^{(s)} = \vec{Y}^n + \Delta t \beta_k \vec{L}^{(s-1)}, s = 2 \dots K \quad (3.78)$$

$$\vec{Y}^{(1)} = \vec{Y}^n \quad (3.79)$$

$$\vec{Y}^{(n+1)} = \vec{Y}^n + \Delta t \vec{L}^{(K)} \quad (3.80)$$

4. mertebeden açık (implicit), ikinci mertebeden hassasiyete sahip Runge-Kutta yöntemi partikül fazının sayısal olarak hesaplanmasında kullanılmaktadır.  $\beta$  sabitleri sırasıyla  $\beta_2=0.25$ ,  $\beta_3=0.33333$ ,  $\beta_4=0.5$ . Akış alanının ikinci mertebeden hassasiyetle çözüldüğü varsayılırsa, bu yöntemin aynı hassasiyetle ayırık fazı çözümlenmesi oldukça kabul edilebilir bir yaklaşım sunmaktadır (Zaitsev 1995).

Partikül izlemenin amacı, partikülün tüm kontrol hacimlerinden geçerken partikül ile ilgili detay bilgilerin eldesidir. Bu işlemin belirli bir zaman adımında gerçekleştirilmesi gerekir ve integrasyon zaman adımı ( $\Delta t$ ),  $\Delta l/u_p$  oranı mertebesinde olmalı ve  $\Delta l$  kontrol hacminin en kısa kenarındır.

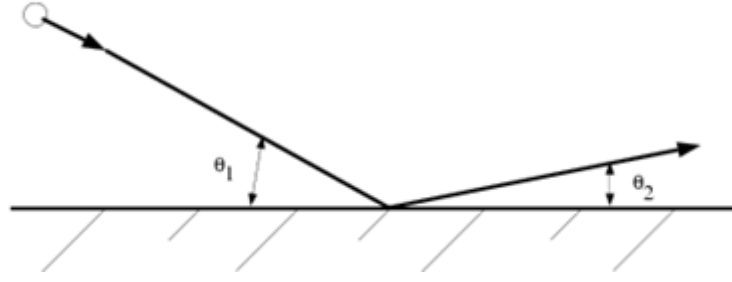
### 3.3.5 Ayırık Faz için Sınır Koşulların Belirlenmesi (DPM Boundary Conditions)

Ayrık faz denklemi aktif olduğu durumda, sayısal çözüm ağı içinde partikül fiziksel sınırlardan biri ile temas ettiğinde partikülün gidişatının sayısal olarak belirlenmesi için ayırık faz sınır şartları uygulanır. Bu durumda aşağıdaki ihtimaller gerçekleşebilir:

- Partikül esnek veya esnek olmayan çarpışma sonucu geri sıçrayabilir.
- Partikül sınır şarttan sistemi terk edebilir, partikül sınır koşul ile temas ettiği noktadan itibaren hesaplama işlemine dahil edilmez.
- Partikül sınır şartta tutulur. Partikül veya damlacıktaki buharlaşabilen madde bu noktada gaz fazına dönüşebilir.
- Partikül radyatör, filtre gibi (porous media) iç sınır bölgelerden geçebilir.
- Partikül, malzeme özelliklerine ve çarpma açısına bağlı olarak cidar boyunca kayabilir.
- Partikül cidarda film yoğuşması oluşturabilir.

### Geri Sıçrama (Reflect) Sınır Şartı

Partikül reflect sınır şartı tanımlı cidar ile temas ettiği durumda geri sıçrama sabitine (coefficient of restitution) göre momentumu değişir.



**Şekil 3.6.** Geri sıçrama (reflect) sınır şartı

Normal geri sıçrama sabiti, partikülün sınır ile çarpışması sonrasında cidar normaline doğrultusunda sürdüreceği momentum miktarını belirler (Tabakoff ve Wakeman 1982).

$$e_n = \frac{v_{2,n}}{v_{1,n}} \quad (3.81)$$

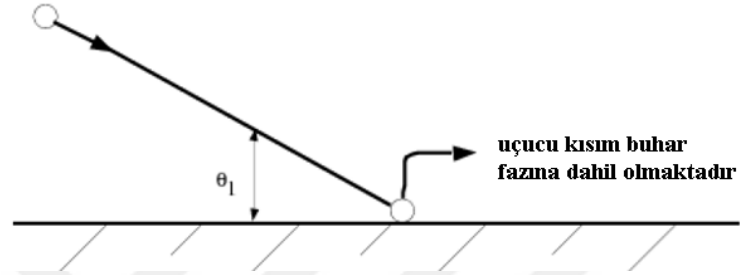
Burada  $v_n$  partikülün cidar normaline doğrultusundaki hızını, 1 ve 2 indisleri ise sırasıyla çarpma öncesi ve sonrasını temsil etmektedir. Benzer şekilde teğetsel geri sıçrama bileşeni ( $e_t$ ) çarpma sonrasında partikülün teğetsel doğrultuda sürdüreceği momentum miktarını tanımlamaktadır.

Normal veya teğetsel geri sıçrama sabitinin 1 değerine eşit olması, partikülün teğetsel ya da normal doğrultudaki momentumunu muhafaza ederek sürdürmesi başka bir deyişle elastik çarpışma olarak tanımlanmaktadır. Normal veya teğetsel doğrultudaki geri sıçrama sabitinin 0 değerine eşit olması, partikülün çarpma sonrasında normal ya da teğetsel momentumunu sürdürmemesini ifade etmektedir. Sabit olmayan geri sıçrama sabitleri çarpma açısı  $\theta_j$  'in fonksiyonu olarak tanımlanabilmektedir.

Siklon ayırıcılarda partikül tutma özelliği bulunmayan ve yansıtılması istenen cidarlarda sınır şart olarak geri sıçrama tanımlanır ve geri sıçrama sabitleri ise gerçek fiziksel değerleri temsil edecek şekilde belirlenir.

### Tutma (Trap) Sınır Şartı

Tutma sınır şartında partikül cidara temas ettiğinde, tutulmuş olarak kayıt altına alınır ve partikül yörüngesi hesaplamalarından çıkarılır. Buharlaştan damlacıklarda, kütle buhar fazına geçmekte ve sınıra komşu hücreye değer olarak atanmaktadır. Yanma prosesinde ise uçucu kütle (volatile mass) buharlaştan faza aktarılmaktadır.

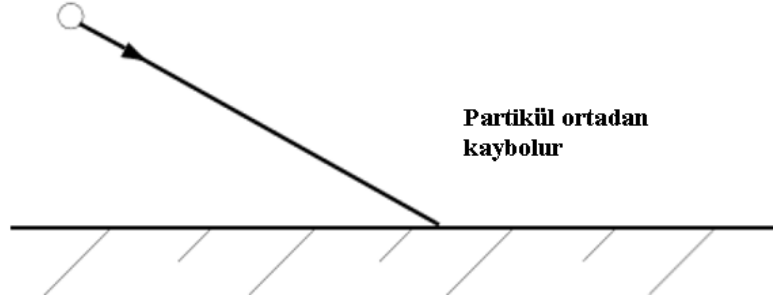


Şekil 3.7. Tutma (trap) sınır şartı

Siklon ayırıcılarda, partikül tutma veriminin hesaplanmasındaki en önemli sınır şarttır (Şekil 3.7). Geometride partikülün tutulacağı ya da partikül tutma özelliğine sahip cidarlara tanımlanması gerekmektedir. Partikül cidara ulaştığında tutulmuş (trapped) olarak raporlanır.

### Kaçış (Escape) Sınır Şartı

Partikül kaçış sınır şartına ulaştığında, yörünge hesaplaması sonlandırılır ve kaçan partikül olarak raporlanır. Siklon ayırıcılarda genellikle akışın giriş ve çıkış sınır şartları ile birlikte kaçış (escape) sınır şartı tanımlanır (Şekil 3.8).



**Şekil 3.8.** Kaçış (escape) sınır şartı

### 3.4. Deney Düzenegi

Siklon ayırıcıların taşıtlarda hava emiş sisteminde, hava filtresi yerine kullanımı ve motor performansına etkisi çalışma kapsamında nümerik ve deneysel olarak değerlendirilmiştir. Siklon geometrisinin karakteristik parametreleri, hesap tablosunda siklon gövde çapına bağlı olarak ifade edilmesi ve motor hacmine göre hesaplanan debi değerlerine göre giriş hızının anlamlı seviyede gerçekleşmesi için giriş kesit ölçüleri değiştirilerek, siklonun diğer ölçülerine geçiş yapılmıştır. Hesap tablosundan elde edilen ölçüler, Siemens Unigraphics NX yazılımında katı model oluşturularak siklonun hızlı prototipten üretimi için gerekli geometri elde edilmiştir. Aynı zamanda siklonun iç kısmını temsil eden geometri, sayısal ağı oluşturulması için kullanılmıştır. Motor boşluğuna adapte edilen siklon ayırıcı, şasi dinamometresi üzerinde test edilerek tork ve güç değerleri elde edilmiştir. Basınç dönüştürücüler ile giriş ve çıkış noktalarında basınç değişimi, çevrim boyunca kayıt altına alınmıştır.

#### 3.4.1. Motor özellikleri ve Çalışma Parametrelerinin Belirlenmesi

Siklon ayırıcının taşıt üzerinde hava emiş sisteminde hava filtresi yerine kullanımının test edilmesi ve çalışma parametrelerinin belirlenmesi için Çizelge 3.3'de belirtilen motor referans alınmıştır. Deneysel çalışmada, motor güç ve tork değerleri sürekli kayıt edilirken sayısal çalışma için maksimum güç ve maksimum tork değerleri referans alınmıştır. Araç özelliklerinden maksimum güç ve tork değerlerine tekabül eden devir sayısı ile Çizelge 3.4'de verilen hesap tablosundaki formülasyonlar yardımı ile giriş debisi hesaplanmakta ve siklon giriş kesitinin ölçüleri değiştirilerek, giriş hızının belli

bir seviyede tutulması sağlanmaktadır. Benzer şekilde giriş ölçülerinin belirlenmesi ile siklon ayırıcının diğer karakteristik ölçüleri bağıntılar yardımıyla hesaplanabilmektedir. Hesap tablosunda sarı renkte belirtilen hücreler, değer girilebilen hücreler olup, bağlı oldukları değişkenlerin değeri değişmektedir. Hesaplamalar sonucunda siklon giriş hızı maksimum güç için 17.16 m/s, maksimum tork değeri için ise 8.58 m/s olarak hesaplanmıştır.

**Çizelge 3.3.** Motor özellikleri

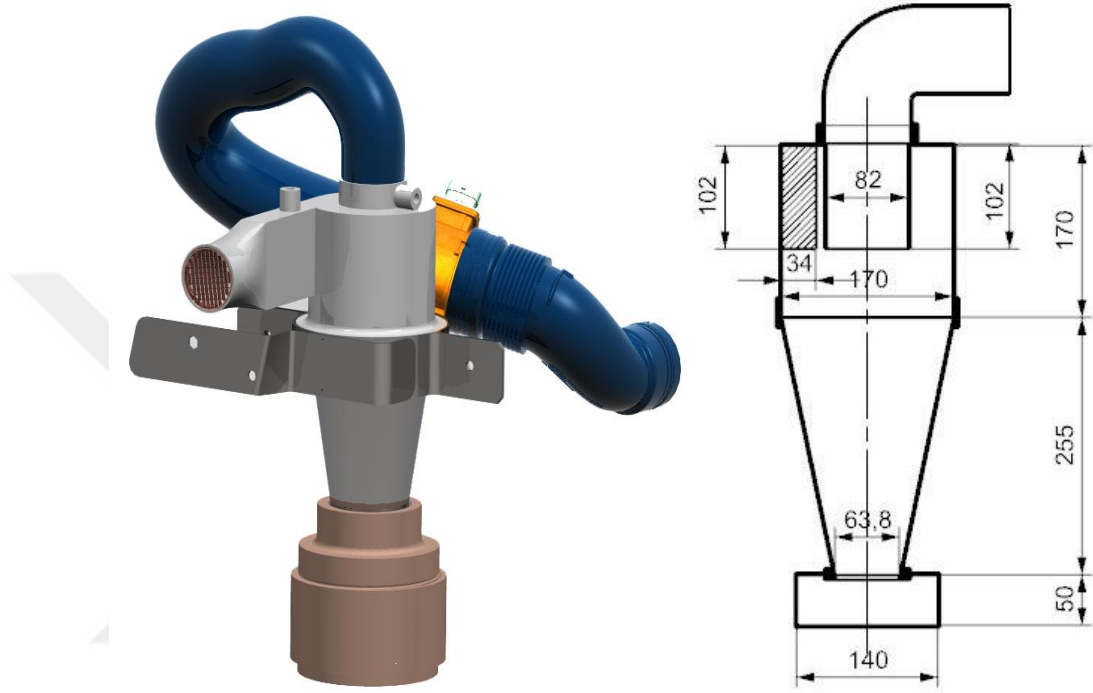
<b>Parametre</b>	
Motor model yılı	2015
Motor tipi	Atmosferik, DOHC, sıralı-4
Silindir sayısı	4
Yakıt tipi	Kurşunsuz
Silindir başına valf sayısı	4
Çap - strok (mm)	72 x 84
Motor hacmi (cm <sup>3</sup> )	1368
Enjeksiyon sistemi	Çok noktalı (MPI)

**Çizelge 3.4.** Çalışma parametreleri ve siklon karakteristik ölçülerinin tayini

<b>Boyut</b>	<b>Boyut/d</b>	<b>(m)</b>	<b>Referans Motor Atmosferik 1.4 16 V</b>	
Siklon çapı (d)	1	0.17	Devir (dev/dak)	6000
Giriş yüksekliği(b)	0.6	0.102	Volümetrik verim	0.85
Giriş genişliği (a)	0.2	0.034	Hacimsel debi (l/dak)	3570
Dalma borusu çapı (d <sub>2</sub> )	0.5	0.085		
Toplam yükseklik (H <sub>t</sub> )	2.5	0.425	Maximum güç devri (dev/dak)	6000
Siklon silindir yüksekliği(h)	1	0.17	Maximum tork devri (dev/dak)	3000
Dalma mesafesi (s)	0.5	0.085	Hacimsel debi (m <sup>3</sup> /s)	0.0595
Dip çap (d <sub>3</sub> )	0.375	0.06375	<b>Giriş hızı U<sub>in</sub> (m/s)</b>	<b>17.16</b>

### 3.4.2. Siklon Ayırıcının Modellenmesi ve İmalatı

Hesap tablosu (Çizelge 3.4) sonucunda elde edilen siklon karakteristik ölçüleri, Siemens Unigraphics NX yazılımı kullanılarak katı model oluşturulmuştur (Şekil 3.9).



**Şekil 3.9.** Siklon geometrisi ve karakteristik ölçüleri

Katı model olarak tasarımı yapılan siklon STL (stereolithography) formatına dönüştürülerek hızlı prototip imalatı için kullanılmıştır. Siklon ayırıcının hızlı prototip üretimi Stratasys Fortus 400 MC cihazında 1.7 mm çapında ABS-M30 filament malzemenin ergitilmesiyle FDM (fused deposition modeling) yöntemi kullanılarak üretilmiştir (Şekil 3.10).



**Şekil 3.10.** Hızlı prototip siklon geometrisi

FDM cihazının üretim haznesinin ebatlarından dolayı siklon geometrisi 4 parça olarak üretilerek sonrasında parçalar birleştirilmiştir. FDM üretim prosesi, katmanlı üretim teknolojisinin sonucu, yüzey pürüzlülüğü, parçanın üretim haznesindeki oryantasyonuna oldukça bağlıdır ve üretim esnasında en iyi yüzey kalitesi olacak şekilde oryantasyon optimizasyonu yapılarak yüzey pürüzlülüğü minimum seviyede tutulmuştur.

Basınç dönüştürücülerin bağlanması ve araç üzerindeki uygulamanın kolaylaştırılması açısından ara parçalar ve bazı bağlantı elemanları yine FDM yöntemi ile üretilmiştir. Parçanın yüzey kalitesinin iyileştirilmesi için iç yüzeyler zımpara yapılarak, epoxy dolgu astarı ile boyanmıştır.

Siklon ayırıcının motor boşluğunda pozisyonlanması ve diğer parçalarla olan etkileşimi paketlenme analizleri yapılarak uygun pozisyonu değerlendirilmiştir. Motor kaputu ile girişim olmaması açısından çıkış kesitinde dirsek kullanılmıştır. Şekil 3.11’de hızlı prototip olarak üretilen siklon geometrisinin araç üzerinde uygulaması gösterilmiştir.





**Şekil 3.11.** Hızlı prototip siklon ayırıcının motor boşluğuna uyarlanması

### 3.4.3. Şasi Dinamometresi

Hızlı prototip siklon ayırıcının araç hava emiş sistemine uygulanması sonrasında, 48” tek akslı 150 kW şasi dinamometresinde NEDC (New European Driving Cycle) çevrimini uygulayarak güç ve tork eğrilerinin elde edilmesinde kullanılmıştır (Şekil 3.12).



**Şekil 3.12.** 48” 150 KW Şasi dinamometresi

Araç uygulamasında, siklon ayırıcı uygulamasından farklı olarak, yeni hava filtreleri ve hava filtresiz durumlarda siklon ayırıcının performansının karşılaştırılması için aynı araç üzerinde NEDC çevrimine tabi tutulmuştur.

Şasi dinamometreleri, yük değerlerini tekerlekteki hareketten aldığı için transmisyon kayıpları ve lastik sürtünmesi gibi kayıplardan dolayı motor bankalarında elde edilen güç ve tork değerlerinden farklı gerçekleşmekte ve sonuçlar kalitatif olarak değerlendirilerek siklon ayırıcılı, hava filtreli, hava filtresiz durumlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilerek performans irdelenmiştir.

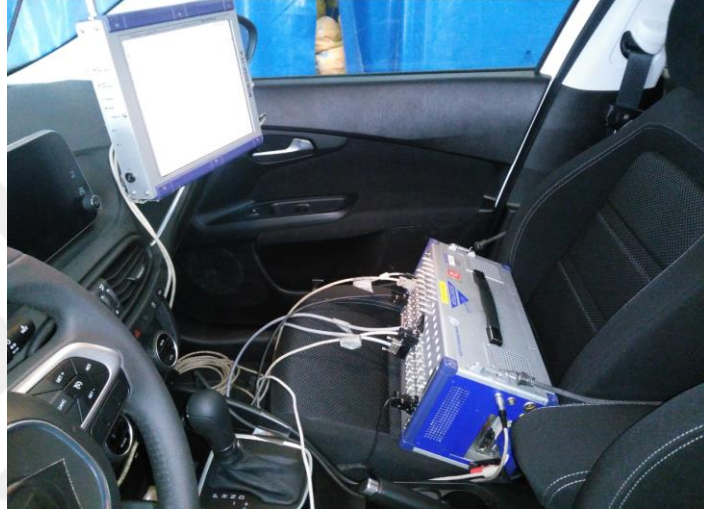
#### **3.4.4. Data Toplayıcı (Datalogger) ve Basınç Dönüştürücüler (Transducers)**

Siklon ayırıcı üzerinde basınç ölçümünün gerçekleştirilebilmesi için siklon giriş ve çıkış cidarlarında basınç dönüştürücülerin (pressure transducer) montajının yapılabileceği basınç yuvaları tasarım esnasında uygulanmıştır. Benzer şekilde araç hava filtresi kutusu giriş ve çıkış kesitlerinde basınç ölçüm delikleri açılarak, basınç dönüştürücünün montajının yapılabileceği bağlantı elemanları ilave edilmiştir. Kullanılan basınç dönüştürücü XPM 10 (Şekil 3.13), 2 bar basınç aralığında sensöre ulaşan basınç dalgalarını data toplayıcı (Datalogger) cihaza iletmektedir.



**Şekil 3.13.** XPM10 Basınç dönüştürücü (transducer)

Data toplayıcı DEWE 501 cihazının araç kurulumu Şekil 3.14’de gösterilmiştir. Data toplayıcı cihaz aracın hava filtreli, hava filtresiz ve siklon ayırıcılı durumu için şasi dinamometresi üzerinde NEDC çevrimi kullanılarak yapılan performans testlerinde basınç değerinin, basınç dönüştürücülerden gelen sinyallerle kayıt altına alınırken aynı zamanda aracın CAN hattından gelen devir bilgisini de eşzamanlı olarak kaydetmektedir. Bu durum, aracın şasi dinamometresi üzerinde test esnasında hangi devirde basınç kaybının ne kadar gerçekleştiği konusunda bilgi almamızı sağlamaktadır.



**Şekil 3.14.** DEWE 501 Datalogger cihazı ve araç kurulumu

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 4.1. Giriş

Bu bölümde siklon ayırıcılarda iki fazlı türbülanslı akışın modellenmesi ve performans analizi, klasik siklon, sanal gövdeli ters ve düz akışlı siklonlar olmak üzere farklı akış ve geometri konfigürasyonları için basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından analiz edilmiştir.

Sayısal analizlerde, çalışmanın doğruluğu kullanılan çözüm ağının yapısı, eleman sayısı, türbülans modelleri ve çözüm algoritmaları gibi bir çok değişkene bağlıdır ve siklon ayırıcılarda güçlü girdap yapısından dolayı akışın kompleks yapısı dikkate alındığında deneysel verilerle doğrulanması önemlidir. Bölüm 4.2’de çalışma kapsamında analizlerde kullanılan siklon geometrilerine ait sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılması verilmiştir. Aynı zamanda farklı konfigürasyonlara ait çözümler için kullanılan türbülans modelleri, çözüm algoritmaları ve sınır şartlar bu bölümde ele alınmıştır. Bu bölümde ters ve düz akışlı siklon geometrileri basınç kaybı ve toplama verimi açısından, klasik siklonda ise ilave olarak mevcut deneysel boyutsuz hız profilleri ile karşılaştırılarak doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Bölüm 4.3’de ise farklı siklon geometri ve tipleri için yüzey pürüzlüğünün etkileri irdelenmiştir. Bölüm 4.3.1’de klasik siklonda yüzey pürüzlülüğünün basınç ve hız alanı üzerindeki etkisi, Bölüm 4.3.2’de ise ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda yüzey pürüzlülüğünün etkisi basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından değerlendirilmiştir.

Bölüm 4.4’de klasik siklonlarda partikül toplama verimini olumsuz yönde etkileyen kısa devre akış konusu ele alınmıştır. Kısa devre akış, koni dip çapı, dalma borusu çapı ve dalma uzunluğunun etkisi altında incelenmiş olup, sonuçlar basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından karşılaştırılarak kısa devre akışın etkisi araştırılmıştır.

Karagöz ve ark. (2013) tarafından çalışılan sanal gövdeli ters akışlı siklon geometrisinde ayırıştırma hacmi çapının partikül toplama verimine etkisi Bölüm 4.5’de analiz edilmiştir. Ters akışlı siklon geometrisinde farklı hız değerleri için siklon ayırıştırma hacminin değişiminin basınç kaybı ve partikül toplama verimine etkisi incelenmiştir.

Bölüm 4.6’da ters ve düz akışlı sanal gövdeli siklon geometrilerinin sayısal analizi sürtünme yüzeyinin yüksekliği ve girdap durdurucun farklı pozisyonları için sayısal olarak çalışılmıştır. Düz akışlı siklonlarda çıkış borusunun başlangıcı düz tip (silindirik) ve konik olmak üzere iki farklı geometri için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ayrıca ters akışlı siklon ve iki farklı eksenel akışlı siklon geometrileri için parametrelerin değişimi karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.

Bölüm 4.7’de klasik siklon ayırıcının, araç hava emiş sisteminde, hava filtresinin yerine kullanımı ve motor performansına etkisi sayısal ve deneysel olarak irdelenmiştir. Çalışma da hava filtresi yerine, siklon ayırıcı kullanımının volümetrik verime ve motor performansına etkisi şasi dinamometresinde gerçekleştirilen güç ve tork ölçüm değerleri ile hava filtreli, hava filtersiz ve siklon filtreli durum için karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir.

#### **4.2. Validasyon Çalışmaları**

Siklon ayırıcılarda akış alanının kompleks yapısı, iç ve dış girdap yapısının oluşması gibi nedenlerden ötürü hız profillerinin deneysel olarak çalışılması oldukça zordur ve literatürde hız profilleri açısından oldukça sınırlı sayıda veri bulunmaktadır.

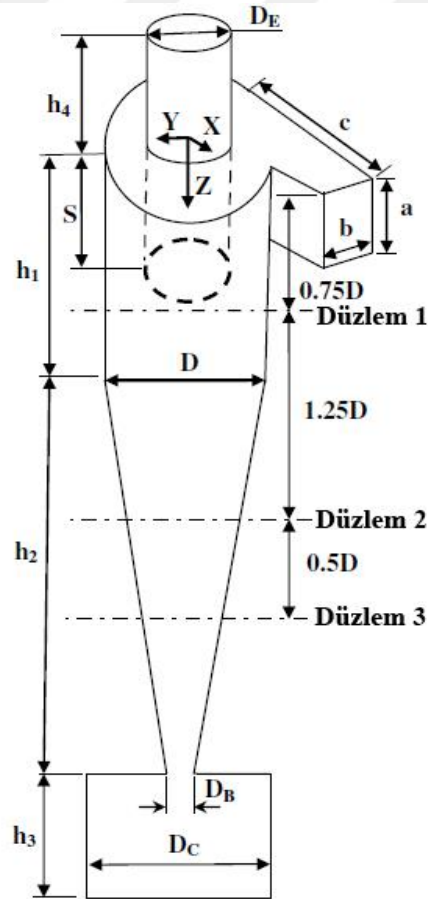
Deneysel çalışmanın zorluklarından dolayı, literatürde siklon ayırıcılar üzerine sayısal çalışmalar oldukça önemli yer tutmakta ve özellikle partikül davranışı gibi deneysel olarak tespit edilemeyen veya ölçülemeyen alanlarda sayısal çalışmalara başvurulmaktadır.

Siklon ayırıcı gibi iki girdap yapıları anizotropik bir akış alanında sayısal çözümün mevcut literatür ile doğrulanması sonuçların güvenilirliği açısından oldukça önemlidir.

Bu bölüm kapsamında sayısal hesaplamalarda kullanılan deneysel verilerle doğrulanmış çalışmalara yer verilmiştir. Ayrıca türbülans modelleri, çözüm algoritmaları, ayrık faz parametreleri bu bölümde ele alınacaktır. Diğer bölümlerde ise tekrar eden bilgilere (genel sınır şartlar, parametreler vb.) yer verilmeyecek olup, çalışma konusuna özgü parametreler ele alınacaktır.

#### 4.2.1. Klasik Siklon ile Yapılan Hız Profili Doğrulama Çalışması

Literatürde Laser Doppler anemometresi (LDA) tekniği ile Hoekstra (2000) tarafından yapılan hız profili ölçümleri, bu konuda yapılan deneysel çalışmaların oldukça kısıtlı olmasından dolayı yaygın olarak kullanılmaktadır.



**Şekil 4.1.** Klasik siklon karakteristik ölçülerinin şematik gösterimi (Shukla ve ark. 2011a)

Hoekstra (2000) tarafından deneysel çalışmalarda kullanılan siklona ait geometri ve karakteristik ölçüleri Şekil 4.1’de verilmiştir. Ayrıca doğrulama ve hız profillerinin karşılaştırılması amacı ile üç farklı düzlem, siklon gövde çapına bağlı olarak Şekil 4.1 üzerinde gösterilmiştir. Çizelge 4.1’de bu siklon için kullanılan karakteristik ölçülerin siklon gövde çapına bağlı olarak ifade edilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Sayısal çalışmada kullanılan siklon boyutları

	<b>Boyut/D (-)</b>
Siklon gövde çapı (D)	1
Giriş yüksekliği (a)	0.5
Giriş genişliği (b)	0.2
Giriş uzunluğu (c)	0.85
Siklon dip çapı ( $D_B$ )	0.37
Toz toplama kutusu çapı ( $D_C$ )	1.0
Çıkış çapı ( $D_E$ )	0.5
Silindir yüksekliği ( $h_1$ )	1.5
Koni yüksekliği ( $h_2$ )	2.5
Toz toplama kutusu yüksekliği ( $h_3$ )	1.0
Çıkış borusu dış yükseklik ( $h_4$ )	1.5
Dalma borusu mesafesi (S)	0.5

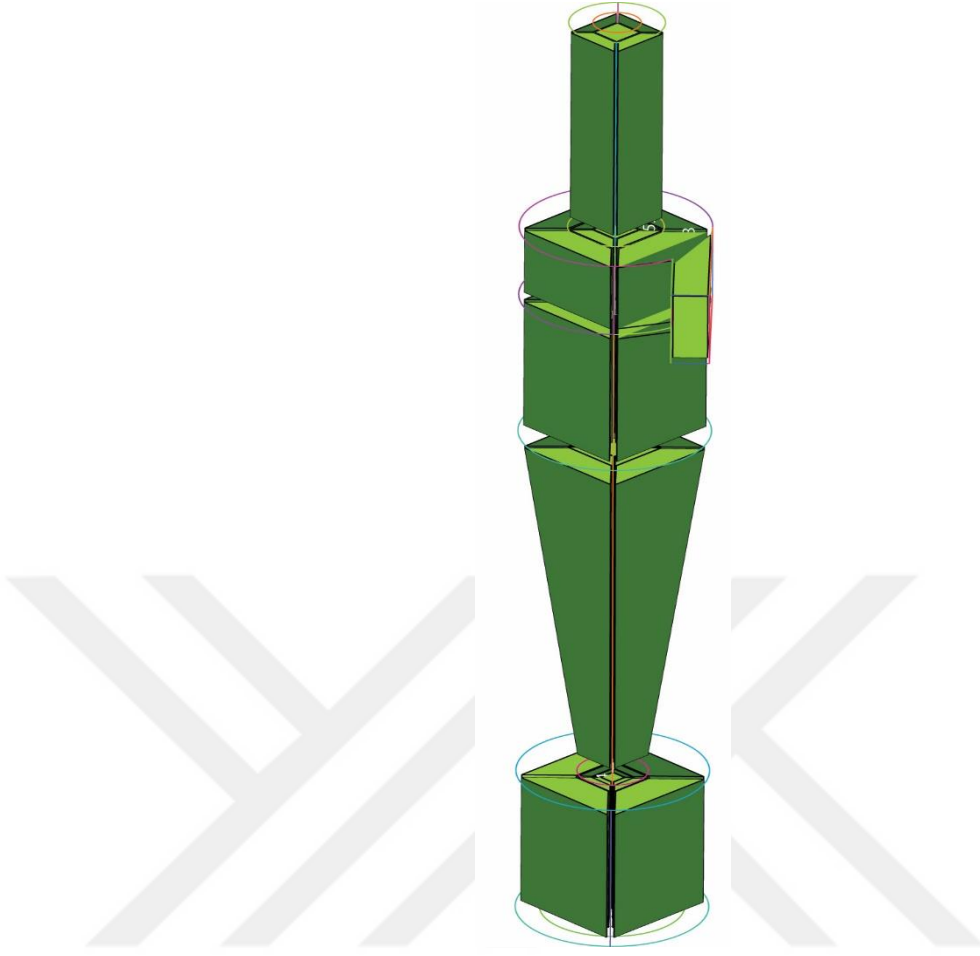
Siklon geometrisi, sayısal çözüm ağının oluşturulduğu yazılımlara göre nispeten karmaşık bir geometriye sahip olduğundan, katı model geometrisinin oluşturulması için CAD yazılımından faydalanılır. Çalışmada Siemens Unigraphics NX yazılımı siklon geometrilerinin oluşturulması için kullanılmıştır. Katı model oluşturulması esnasında mutlak koordinat takımının aynı şekilde tanımlanması devamında kullanılacak uygulamalar ve farklı geometrilerin kullanımında standart olması açısından önemlidir.

Tez kapsamında sayısal çalışmalarda +Z yönü sürekli olarak aşağı yönde alınmış olup, yerçekimi ivmesi pozitif değer olarak girilmiştir. Validasyon bölümünde deneysel verilerin farklı ekseninde tanımlanmış olması durumunda, sayısal veriler, deneysel verilerin ekseni ile aynı olacak şekilde düzeltilerek karşılaştırma yapılmıştır.

Siemens Unigraphics NX yazılımında, siklon gövdesi ve dalma borusu katıları mantıksal operatör vasıtasıyla birleştirilmemiş iki farklı katı olarak elde edildikten sonra Parasolid formatı kullanılarak ICEM CFD yazılımına aktarılmıştır. Dalma borusunun ana gövde ile birleştirilmemesi iç yüzeylerin (interiors) oluşturulması bakımında kolaylık sağlarken siklon içinde ince bir cidar modellenmesi elimine edilerek sayısal çözüm ağının oluşturulmasında blok stratejisi açısından avantaj sağlanmaktadır.

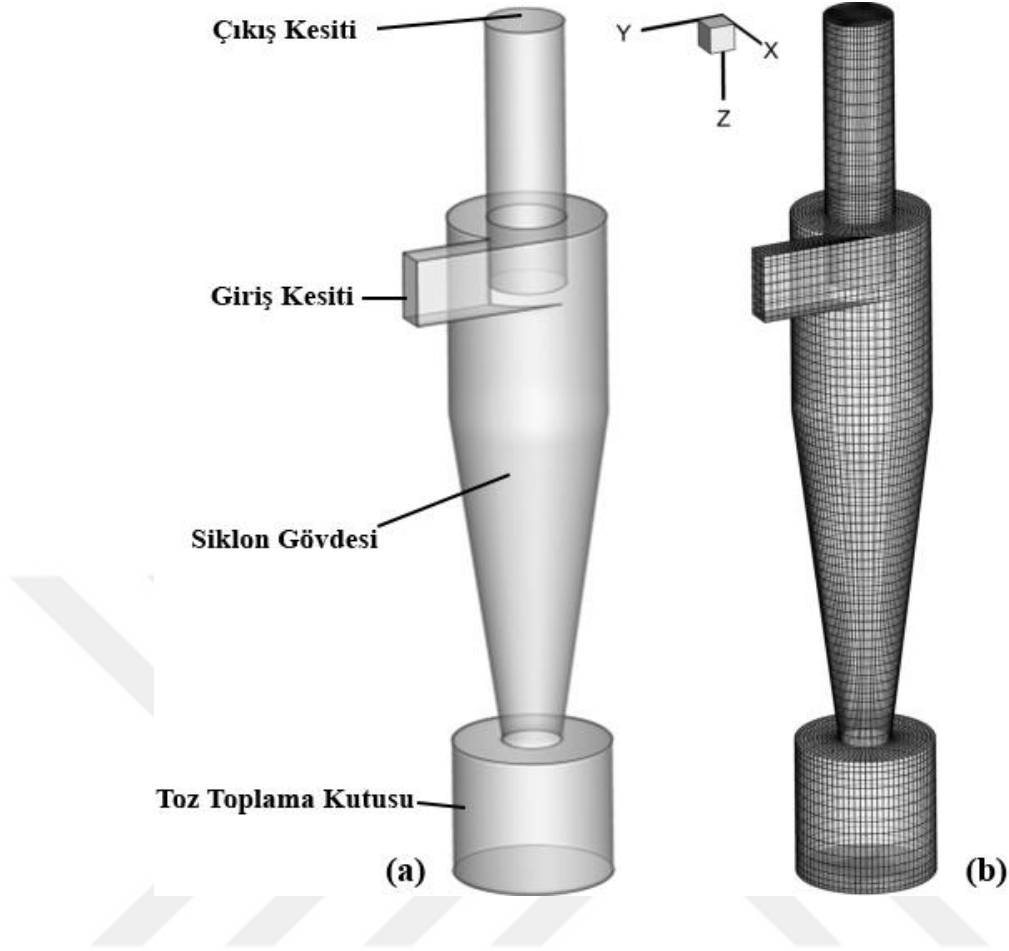
Hexa eleman kullanımı, hem düzgün sayısal çözüm ağı yapısının oluşturulmasında hem de difüzyon ve kesme hatalarının minimum seviyede tutmak açısından önemlidir. Bloklama stratejisi, sayısal çözüm alanını hexa eleman cinsinden oluşturulmak istenildiği durumlarda kullanılan özel komutları ve kısıtları olan bir yöntemdir. Şekil 4.2’de klasik siklon geometrisinin bloklama stratejisi doğrultusunda oluşturulmuş bloklar ve dekompozisyonu gösterilmiştir.





**Şekil 4.2.** Klasik siklon geometrisinin bloklama stratejisine göre dekompozisyonu

Bloklama stratejisinin tamamlanmasının ardından Şekil 4.2’de gösterilen her kenar için eleman dağılımı belirlenir. Şekil 4.3a’da klasik siklon ayırıcının temel bileşenleri ve Şekil 4.3 b’de ise sayısal çözüm ağı verilmiştir.



**Şekil 4.3.** Siklon geometrisi temel bölümleri (a), hexa eleman çözüm ağı (b)

Literatürde birçok çalışmada siklon ayırıcılarda RSM ve LES türbülans modelinin deneysel verilere yakın sonuç verdiğini, LES modeli kullanımının, RSM modelinden farklı olarak hız salınımlarında da deneysel verilerle daha iyi uyum sağladığı Shukla ve ark. (2013) tarafından bildirilmiştir. LES modelinde büyük ölçekli edilerin çözülmesi ve küçük ölçekli edilerin modellenmesi çok yoğun bir sayısal çözüm ağı gerektirdiğinden, donanım ve hafıza açısından ekonomik bir çözüm olmamakta ve mevcut donanım imkanları doğrultusunda RSM türbülans modelinin kullanılmasına karar verilmiştir. Karagöz ve Kaya (2009) yaptıkları çalışmada farklı türbülans modelleri ile farklı nümerik şemaları çalışarak deneysel verilerle en iyi sonuç veren konfigürasyonu araştırılmışlardır ve sonuç olarak Çizelge 4.2’de belirtilen nümerik şemanın en uyumlu sonuçları verdiğini bildirmişlerdir. Bu çalışma ile birlikte siklon ayırıcılarda sayısal analiz gerçekleştiren birçok araştırmacı bu şemaları kullanmıştır (Safikhani ve ark. 2011, Gao ve ark. 2014, Kupa 2013, Elsayed ve Lacor 2011b,

Elsayed ve Lacor 2012, Elsayed ve Lacor 2009, Shukla ve ark. 2011b). Tez kapsamında siklon ayırıcıların sayısal analizinde bu nümerik şemalar kullanılmış olup, diğer şemaların performansı ile ilgili çalışma yapılmamıştır.

**Çizelge 4.2.** Siklon ayırıcıların analizinde kullanılan nümerik şemalar

	<b>Algoritma</b>
Türbülans modeli	RSM
Basınç - hız ilişkilendirmesi	SIMPLEC
Basınç değerlerinin enterpolasyonu	PRESTO
Momentum denklemi	QUICK
Türbülans kinetik enerjisi ve dissipasyon oranı	2nd Order Upwind
Reynolds gerilmeleri	1st Order Upwind

Siklon ayırıcılarda gerçekleşen güçlü girdap akışının nümerik çözümünde sürekli rejimde, girdap ucunun deviniminden dolayı yakınsama şartının sağlanamadığı, farklı monitör değerlerinin (Örnek: basınç kaybı) izlenip, sabitlenmesi durumunda çözümün sonlandırılması şeklinde yapılmaktadır. Girdap ucunun devinimi dikkate alındığında ve girdap ucunun periyodundan daha küçük bir zaman adımı değerinde zamana bağlı olarak analiz edilmesi deneysel verilerle daha uyumlu sonuç vermektedir ve bu kapsamda Second Order Implicit zaman şeması, zamana bağlı analizlerin gerçekleştirilmesinde kullanılmıştır.

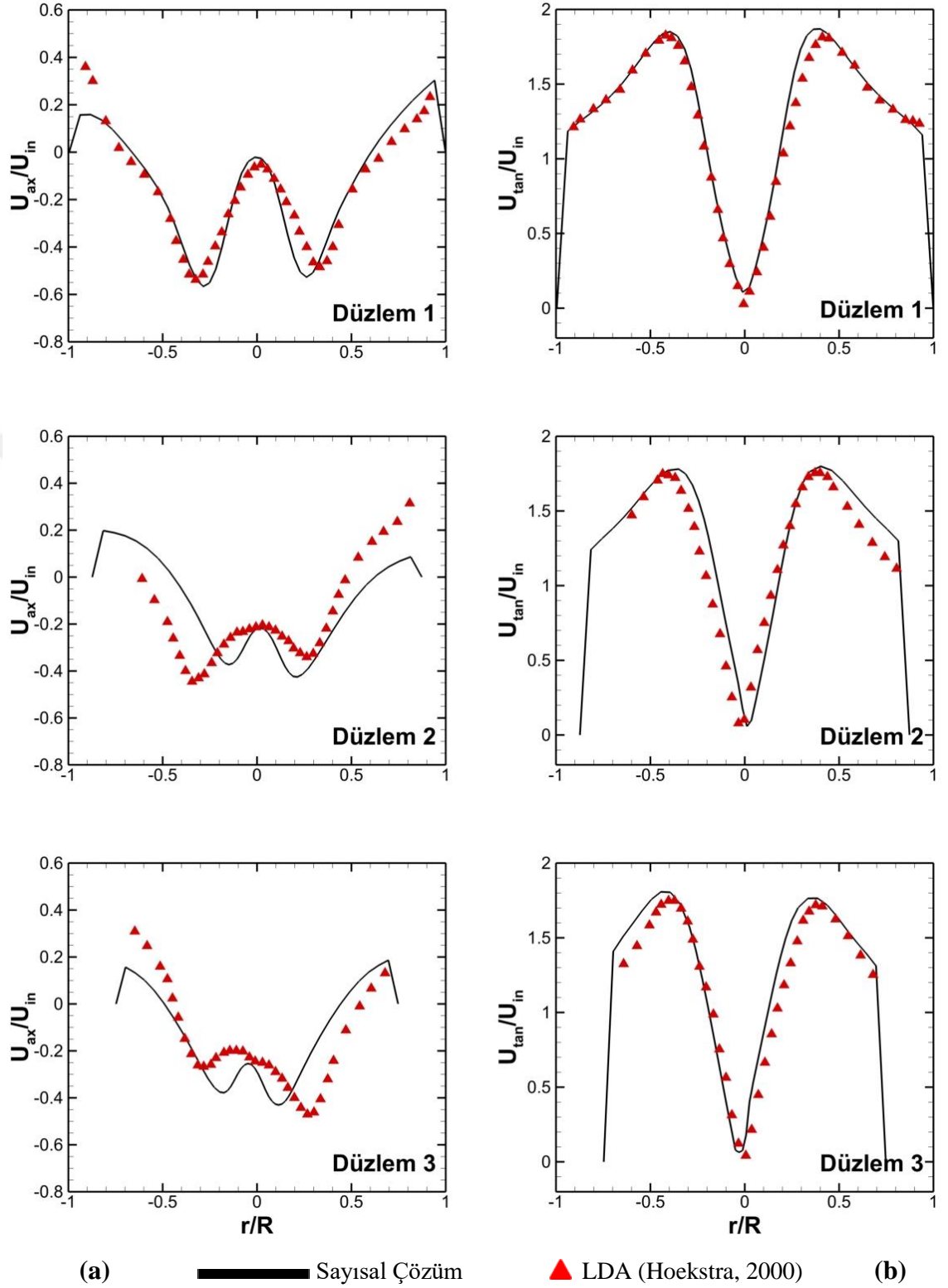
Sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi üç aşamada tamamlanmaktadır. Birincisi, sayısal çözüm ağının Fluent yazılımında yüklenmesi, sınır şartların verilmesi sonrasında birinci mertebeden basit şemalarla sürekli rejimde çözümün yapılması, ikincisi ise sürekli rejimde Çizelge 4.2’de belirtilen algoritmalara geçilerek çözüme devam edilmesi ve son olarak zamana bağlı olarak analiz çalışması tamamlanır. Sıralamanın takip edilmesi özellikle zamana bağlı analiz kısmında zaman adımı başına iterasyon sayısının az olması ve toplam çözüm zamanı açısından önemlidir.

Siklon ayırıcıların cidar yakınında çözüm ağının modellenmesinde standart cidar veya ölçeklenebilir cidar fonksiyonu kullanılmıştır. Bu durumda cidara yakın kısımlarda yoğun çözüm ağı yerine standart aralıklardan oluşan bir çözüm ağının uygulanması yeterlidir. D=290 mm gövdeli klasik siklonun sayısal çözümü için 187 000 hexa eleman kullanılmıştır. Sayısal analizde kullanılan başlangıç şartları Çizelge 4.3’de verilmiştir.

**Çizelge 4.3.** Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç şartları

<b>Başlangıç / Sınır Şartlar</b>	
Yoğunluk (hava) (kg/m <sup>3</sup> )	1.225
Viskozite (hava) (kg/ms)	1.7894 10 <sup>-5</sup>
Giriş hızı (U <sub>in</sub> ) (m/s)	16.1
Türbülans yoğunluğu (I)	0.1 (%10)
Hidrolik çap (m)	0.08285
Çıkış şartı Outflow ( flow rate)	1
Cidarlar	Kayma durumu yok (no slip condition)
Zaman adımı (s)	0.0001

Şekil 4.4’de Hoekstra (2000) tarafından gerçekleştirilen LDA ölçümleri sonucu elde edilen boyutsuz hız profilleri ile sayısal çalışma aksenal ve teğetsel hız bileşenleri 16.1 m/s giriş hızı değeri için karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen aksenal hız bileşenleri Şekil 4.4a’da verilmiştir. Düzlem 1’de sayısal ve deneysel aksenal hız bileşenleri oldukça uyumlu, diğer düzlemlerde ise Düzlem 1’de olduğu kadar uyumlu değildir. Girdap ucunun devinimi ve aksenal hız profilinin değişiklik göstermesinden dolayı, sayısal hız profili, kalitatif olarak deneysel verilerle benzer davranış göstermektedir.



Şekil 4.4. Boyutsuz aksenal (a) ve teğetsel (b) hız profilleri ( $U_{in} = 16.1$  m/s)

Şekil 4.4b’de boyutsuz teğetsel hız profilleri, tüm düzlemler için deneysel verilerle oldukça uyumludur. Sayısal çalışmada kullanılan çözüm ağı ve nümerik şemalar, siklon ayırıcı hız alanının deneysel verilerle doğrulanmasında oldukça iyi sonuç verdiği, eksenel hız profillerinin kalitatif olarak deneysel verilerle aynı davranışı gösterdiği ve teğetsel hız bileşenin ise deneysel verilerle oldukça uyumlu olduğu saptanmıştır.

#### 4.2.2. Klasik Siklonda Ayrık Faz Algoritmalarının Doğrulama Çalışması

Klasik siklonda fraksiyonel verim eğrilerinin Lagrange yaklaşımı ile hesaplanmasında, Zhao (2005) tarafından deneysel olarak çalışılan, karakteristik ölçüleri Şekil 4.1’de gösterilen ve değerleri Çizelge 4.4’de verilen  $D=300$  mm gövde çapındaki siklon kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

**Çizelge 4.4.** Sayısal çalışmada kullanılan siklon boyutları

	Boyut/D (-)
Siklon gövde çapı (D)	1
Giriş yüksekliği (a)	0.5
Giriş genişliği (b)	0.2
Giriş uzunluğu (c)	0.85
Siklon dip çapı ( $D_B$ )	0.37
Toz toplama kutusu çapı ( $D_c$ )	1.0
Çıkış çapı ( $D_E$ )	0.5
Silindir yüksekliği ( $h_1$ )	1.5
Koni yüksekliği ( $h_2$ )	2.5
Toz toplama kutusu yüksekliği ( $h_3$ )	1.0
Çıkış borusu dış yükseklik ( $h_4$ )	1.5
Dalma borusu mesafesi (S)	0.5

Klasik siklon sayısal çözümü için 257 000 hexa eleman kullanılarak, Bölüm 4.2.1’de açıklanan nümerik şemalar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Akış alanı için sınır şartlar Çizelge 4.5’de, ayırık faz hesaplaması için sınır şartlar ise Çizelge 4.6’da belirtilmiştir.

**Çizelge 4.5.** Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları

<b>Başlangıç / Sınır Şartlar</b>	
Yoğunluk (hava) ( $\text{kg/m}^3$ )	1.225
Viskozite (hava) ( $\text{kg/ms}$ )	$1.7894 \cdot 10^{-5}$
Giriş hızı ( $U_{in}$ ) (m/s)	20.18
Türbülans yoğunluğu (I)	0.1 (%10)
Hidrolik çap (m)	0.0857
Çıkış şartı Outflow ( flow rate)	1
Cidarlar	Kayma durumu yok (no slip condition)
Zaman adımı (s)	0.0001

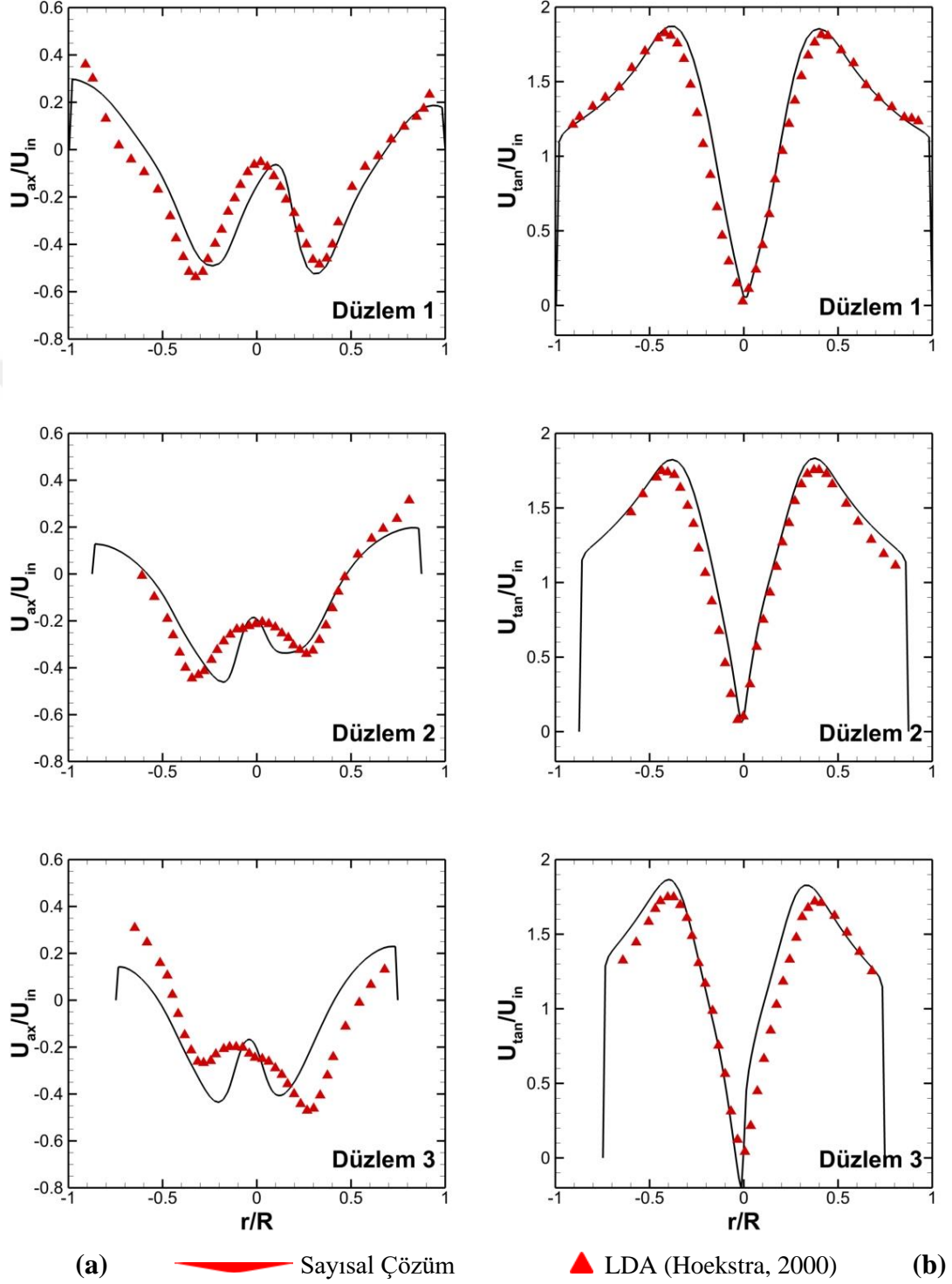
**Çizelge 4.6.** Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan ayırık faz sınır şartları

	Zhao (2005)
Malzeme	Talk pudrası
Yoğunluk (partikül) ( $\text{kg/m}^3$ )	2700
Giriş hızı ( $U_{in}$ ) (m/s)	20.18

Zhao (2005) tarafından deneysel olarak çalışılan siklonun ölçüleri ( $D=300$  mm) kullanılarak yapılan sayısal analiz sonucunda elde edilen boyutsuz hız profilleri Hoekstra (2000) tarafından sağlanan deneysel verilerle Şekil 4.5’de karşılaştırılmıştır.

Eksenel hız profilleri Şekil 4.5a’da deneysel verilerle girdap deviniminden dolayı farklılık göstermekte ve kalitatif anlamda benzerlik göstermektedir. Şekil 4.5b’de verilen teğetsel hız profilleri deneysel verilerle oldukça uyumludur. Siklon ayırıcılarda teğetsel hız bileşeni, santrifüj kuvvetin oluşmasında ve dolayısıyla partikül toplama

verimi açısından dominant hız bileşenidir. Benzer şekilde cidara yakın bölgede teğetsel hızla bağlı sürtünmenin artması ise basınç kayıplarının artmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.5. Boyutsuz aksenal (a) ve teğetsel (b) hız profilleri ( $U_{in} = 20.18$  m/s)

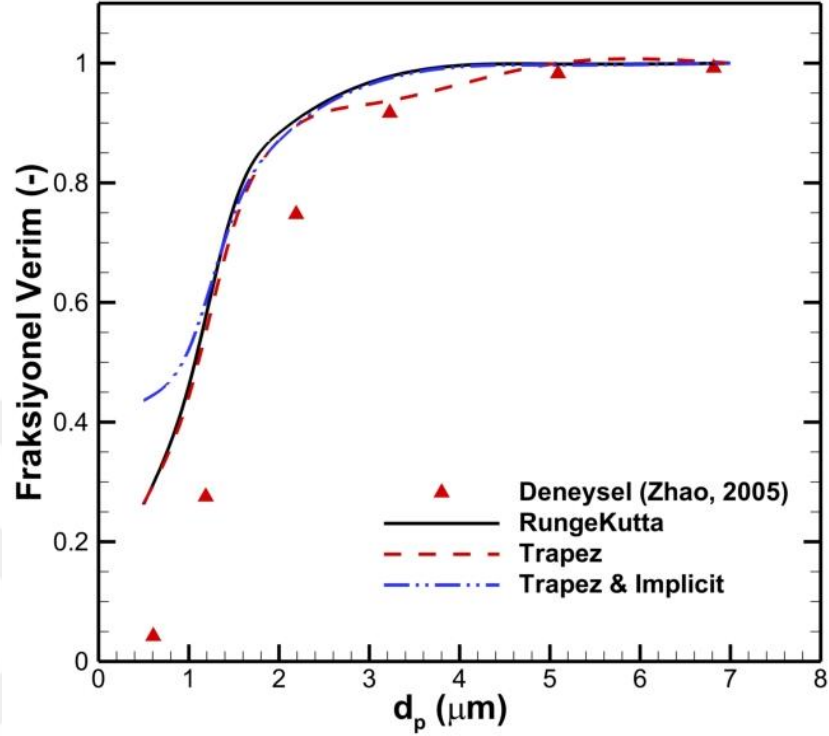


Fraksiyonel verim eğrilerinin hesaplanmasında ayrık faz modeli kullanılarak, giriş kesitinden belirli partikül çaplarının hız alanına enjekte edilmesi ve ayrık faz cidar sınır şartları doğrultusunda partikülün tutulması, geri sıçraması veya kaçması durumlarına bağlı olarak o partikül çapı için fraksiyonel verim hesaplanır. Enjekte edilen partikül sayısı, giriş kesitindeki çözüm ağını oluşturan eleman sayısı ve DRW modelindeki hız salınımlarının hesaba katılması için girilen deneme sayısı (number of tries) ile belirlenmektedir. Bu çalışmada giriş kesiti eleman sayısı 285 ve deneme sayısı 50 olduğundan, enjekte edilen partikül sayısı 14 250 olarak hesaplanır. Çalışmada fraksiyonel verim eğrisinin hesaplanmasında enjekte edilen partikül çapları 0.5, 1, 1.5, 2, 3, 5 ve 7 µm olarak belirlenmiştir. Maksimum adım sayısı 750 000 ve uzunluk ölçeği ise 0.0005 m olarak alınmıştır. Maksimum adım sayısı ve uzunluk ölçeği, siklon geometrisinin ölçeğine bağlı olarak değişkenlik göstermekte ve hesaplamaların tamamlanabilmesi için siklon içinde akış alanında çevrimini tamamlayabilecek mertebelerde olmalıdır.

Partikül fazının sayısal analizinde partikül yoğunluğunun düşük ve seyrek faz olmasından dolayı tek yönlü bağlaşım (one way coupling) kabulü yapılmıştır. Bu yaklaşımda partikül hız alanından etkilenirken, partikül-partikül veya partikül-ana faz etkileşimi ihmal edilmiştir. Ayrıca ayrık faz hesaplanmasında, hesaplamaya dahil edilebilen Safmann kaldırma kuvveti, basınç gradyanı, sanal kütle (virtual mass) kuvvetleri gibi etkilerin partikülü temel olarak etkileyen sürüklenme ve santrifüj kuvvetlerine göre oldukça küçük mertebelerde gerçekleştiğinden ihmal edilmiştir (Song ve ark. 2016).

Fraksiyonel verim eğrilerinin hesaplanmasında, sürüklenme ve santrifüj kuvvetin dahil edilmesinde kullanılan sayısal algoritmalar, fraksiyonel verim eğrilerinin sonuçlarını etkileyebilmektedir. Bu kapsamda hız alanı doğrulaması sonrasında farklı nümerik algoritmaların kullanımı ile hesaplanmış fraksiyonel verim eğrileri ve Zhao (2005) tarafından gerçekleştirilen deneysel ölçümler Şekil 4.6'da verilmiştir. Sayısal hesaplamalar, deneysel verilerin üzerinde sonuç verirken Trapez algoritmasının deneysel verilere en yakın sonucu verdiğini, tüm algoritmaların küçük çaplı partiküller üzerinde etkili olan sürüklenme kuvvetinin dominant olduğu durumlarda hata payının

daha fazla olduğu, santrifüj kuvvetin daha etkili olduğu büyük çaplı partiküller için sayısal modelin daha uyumlu sonuç verdiği Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



**Şekil 4.6.** Ayırık faz için sayısal algoritmaların fraksiyonel verim eğrileri açısından karşılaştırılması

Kritik çap değeri, %50 verimlilikle tutulan partikül çapı olarak tanımlanmakta ve siklon ayırıcılarda fraksiyonel veriminden farklı olarak kritik çap ile de verim yorumlanabilmektedir. Şekil 4.6'da deneysel, Runge-Kutta, Trapez ve Trapez & Implicit yöntemleri için kritik çap değerleri sırasıyla 1.58, 1.22, 1.10 ve 0.94 olarak hesaplanmıştır. Kritik çap değeri açısından verim incelendiğinde trapez algoritması kullanılarak deneysel verilere göre %22 hata ile hesaplanabilmektedir. Çalışma kapsamında partikül fazı, Lagrange yaklaşımı ve trapez algoritmasını kullanılarak fraksiyonel verim eğrileri hesaplanmıştır.

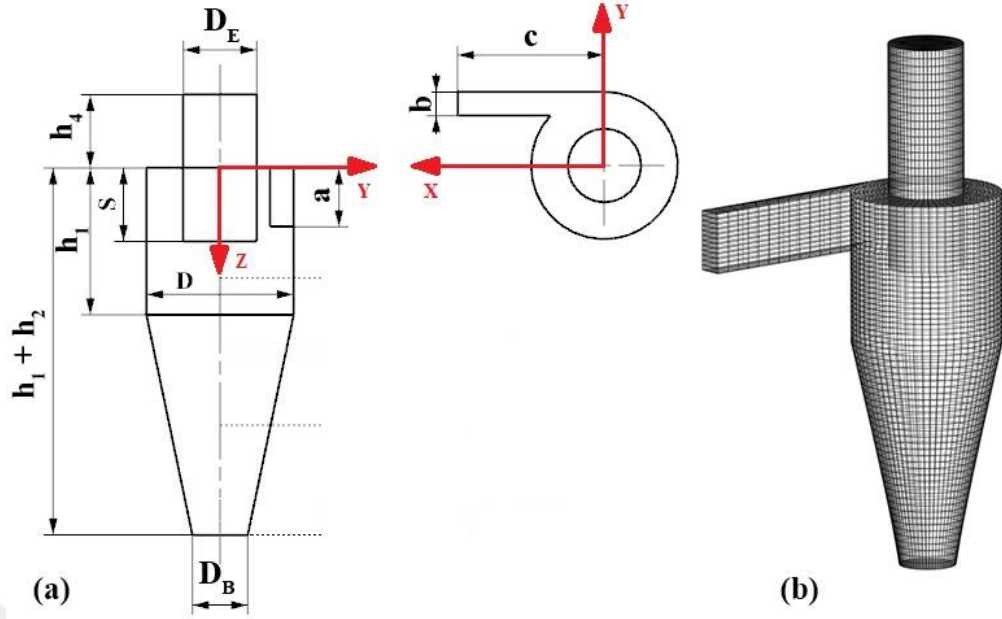
#### 4.2.3. Klasik Siklonda Basınç Kaybı ve Verim Analizi Doğrulama Çalışmaları

Bu çalışmada Zhao (2005) tarafından gerçekleştirilen çalışmadan farklı olarak literatürde küçük boyutlara sahip olması nedeni ile özellikle LES gibi yüksek sayıda eleman gerektiren modellerin ekonomik olarak analizi için yaygın olarak kullanılan Xiang ve ark. (2001) tarafından çalışılan  $D=31$  mm gövde çaplı siklon geometrisi ile doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmalarında kullanılan Xiang ve ark. (2001) tarafından deneysel olarak çalışılan siklona ait ölçüler Çizelge 4.7’de ve şematik gösterim ise Şekil 4.7’de verilmiştir.

**Çizelge 4.7.** Sayısal çalışmada kullanılan siklon boyutları

	Boyut/D (-)
Siklon gövde çapı (D)	1
Giriş yüksekliği (a)	0.4
Giriş genişliği (b)	0.16
Giriş uzunluğu (c)	1.5
Siklon dip çapı ( $D_B$ )	0.375
Çıkış çapı ( $D_E$ )	0.5
Silindir yüksekliği ( $h_1$ )	1
Koni yüksekliği ( $h_2$ )	1.5
Çıkış borusu dış yükseklik ( $h_4$ )	1
Dalma borusu mesafesi (S)	0.5

Siklon geometrisinin diğer siklonlara göre daha küçük boyutta olması ve ayrıca Şekil 4.7’de gösterildiği gibi toz toplama kutusunun sayısal çözüm ağına dahil edilmemesi çözüm süresi, hafıza ve donanım gereksinimleri açısından daha az kaynak kullanımına olanak sağlamaktadır.



**Şekil 4.7.** Klasik siklon karakteristik ölçüleri şematik gösterimi (a), hexa sayısal çözüm ağı (b)

Xiang ve ark. (2001) tarafından deneysel olarak çalışılan siklon geometrisinin sayısal analizinde kullanılan sınır şartlar Çizelge 4.8’de, ayrık faz için sınır şartlar Çizelge 4.9’da verilmiştir.

**Çizelge 4.8.** Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları

<b>Başlangıç / Sınır Şartlar</b>	
Yoğunluk (hava) ( $\text{kg/m}^3$ )	1.225
Viskozite (hava) ( $\text{kg/ms}$ )	$1.7894 \cdot 10^{-5}$
Giriş hızı ( $U_{in}$ ) (m/s)	8 ve 16
Türbülans yoğunluğu (I)	0.05 (%5)
Hidrolik çap (m)	0.007
Çıkış şartı Outflow ( flow rate)	1
Cidarlar	Kayma durumu yok (no slip condition)
Zaman adımı (s)	0.0001

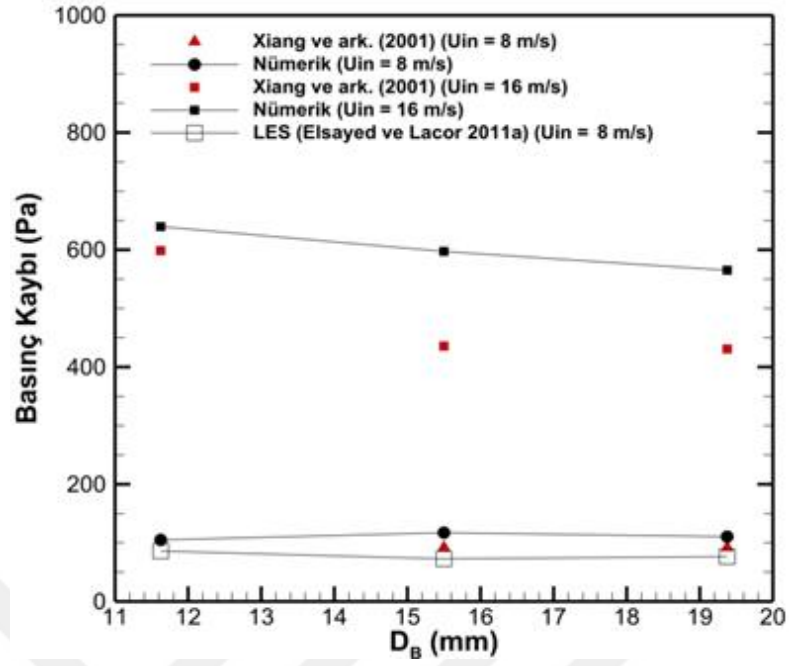
**Çizelge 4.9.** Klasik siklon sayısal analizinde kullanılan ayırık faz sınır şartları

Xiang ve ark. (2001)	
Malzeme	Monodisperse Polystyrene Latex (PSL)
Yoğunluk (partikül) ( $\text{kg/m}^3$ )	860
Geri sıçrama sabiti (-)	0.8
Maksimum zaman adımı	$10^5$
Giriş hızı ( $U_{in}$ ) (m/s)	8 ve 16

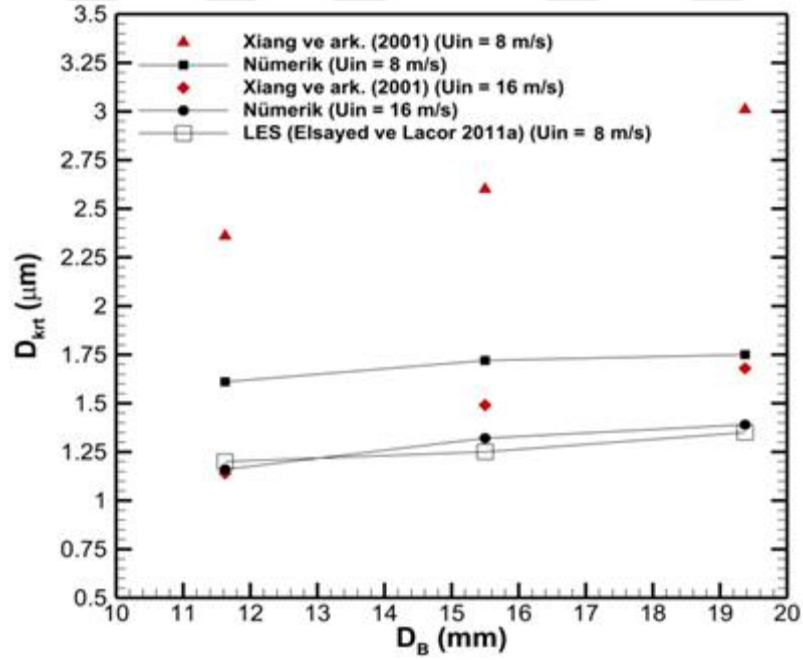
Çözümün, sayısal çözüm ağının eleman sayısından bağımsızlaştırılması için yapılan çalışmada 95 750 hexa eleman yapısının en uygun sonuçları verdiği tespit edilmiştir (Şekil 4.7b). Fraksiyonel verim eğrilerinin ve kritik çap değerlerinin tayini için sayısal modelde giriş kesitinden çapları 0.5 ve 10  $\mu\text{m}$  arasında değişen 10 000 adet partikül enjekte edilmiştir. Ayırık fazda siklon ayırıcı alt yüzeyi için tutma (trap) sınır şartı tayin edilerek, bu yüzeye ulaşan partiküllerin, toplam partikül sayısına oranı ile fraksiyonel verim eğrileri hesaplanmıştır.

Xiang ve ark. (2001) elde ettikleri sonuçlara ilave olarak Elsayed ve Lacor (2011a) tarafından hesaplanan LES sonuçları da doğrulama çalışmasına eklenmiştir. Şekil 4.8’de basınç kaybı değerlerinin 8 m/s giriş hızı için hem deneysel (Xiang ve ark. 2001) hem de LES (Elsayed ve Lacor 2011a) sonuçları ile uyumlu olduğu saptanmıştır.

Kritik çap değerleri karşılaştırıldığında, 16 m/s giriş hızı değeri için sayısal ve deneysel veriler birbiri ile oldukça uyumludur (Şekil 4.9) ve %1 ile 15 doğrulukla hesaplanmıştır.



Şekil 4.8. D=31 mm gövdeli klasik siklon deneysel ve sayısal basınç kaybı değerleri ( $U_{in} = 8$  ve  $16$  m/s)



Şekil 4.9. D=31 mm gövdeli klasik siklon deneysel ve sayısal kritik çap değerleri ( $U_{in} = 8$  ve  $16$  m/s)

Elsayed ve Lacor (2012) toz toplama geometrisinin siklon performansına etkisini sayısal olarak incelemişler ve toz toplama kutusu olmadığı durumda Euler sayısını %10 ve kritik çap değerlerinde %35 hata marjının olabileceğini vurgulamışlardır.

#### **4.2.4. Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklonlarda Doğrulama Çalışmaları**

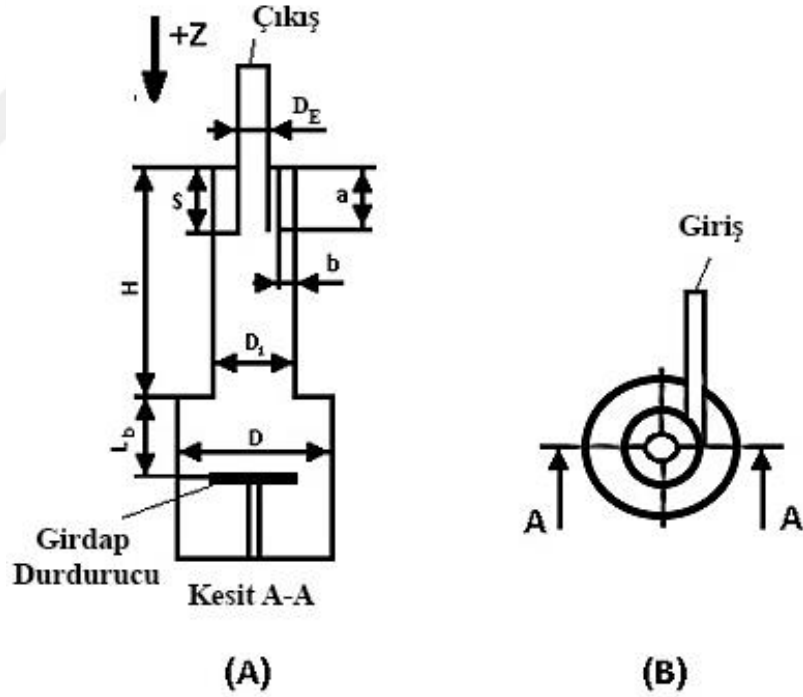
Ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisi Karagöz ve ark. (2013) tarafından önerilen, konik geometri yerine siklon çapından daha geniş bir silindir gövdesinin geometriye eklenmesi ile elde edilen yeni siklon geometrisidir. Burada amaç, partikül ayrıştırma işleminin gerçekleştiği hacimde sürtünme kayıplarının azaltılmasıdır. Doğrulama çalışmaları kapsamında giriş kesitleri farklı iki tip sanal ters akışlı gövdeli siklon geometrisi çalışılmıştır.

#### **Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklon ( $a \times b = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) Doğrulama Çalışmaları**

Çalışmada ters akışlı sanal gövdeli siklon ayırıcı farklı debi değerleri için deneysel basınç kayıpları ile doğrulanmıştır. Kullanılan siklon geometrisi Şekil 4.10'da ve geometrik parametreler Çizelge 4.10'da verilmiştir. Klasik siklon geometrisinden farklı olarak konik gövde yerine silindirik gövde ve girdap mesafesinin sınırlandırılması için girdap durdurucu eklenmiştir. Akış siklon gövdesinden, ayrıştırma hacmine ulaştığında daha geniş çapta olan ayrıştırma hacminde, üst silindirin izafi sınırları içinde hareket ettiğinden sürtünme kaybının azaltılması amaçlanmaktadır.

**Çizelge 4.10.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon için sayısal çalışmada kullanılan boyutlar

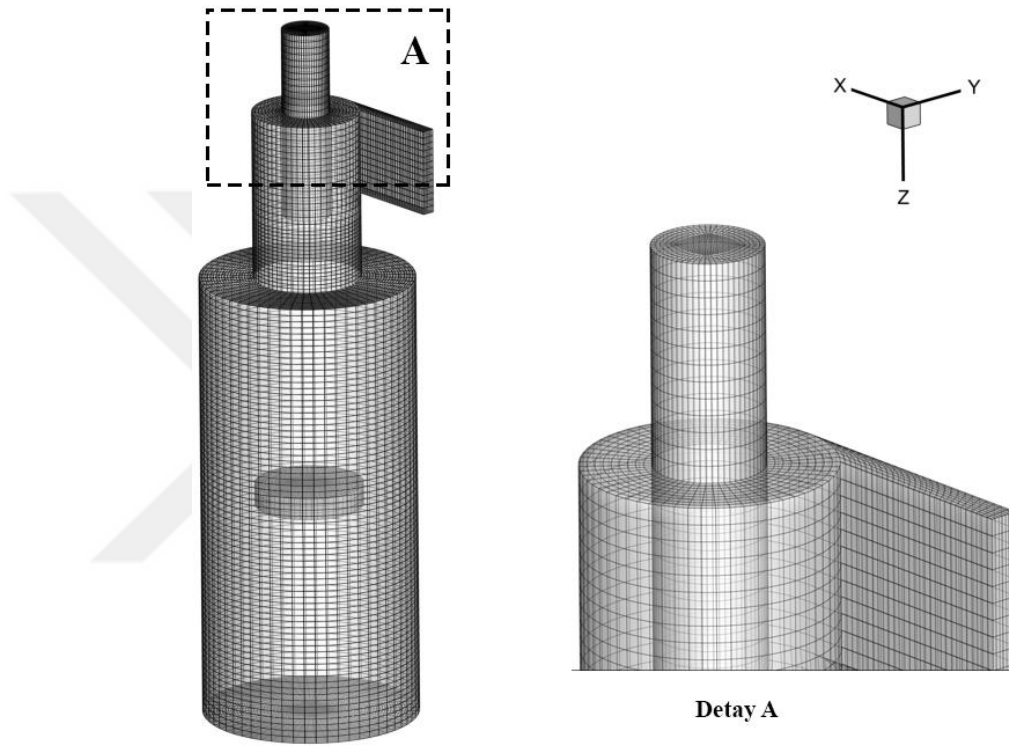
	Boyut (mm)
Ayrıştırma hacmi çapı (D)	50
Siklon çapı (D <sub>1</sub> )	25
Giriş yüksekliği (a)	20
Giriş genişliği (b)	3
Girdap durdurucu mesafesi (L <sub>b</sub> )	50
Sürtünme yüzeyi yüksekliği (H)	40
Çıkış çapı (D <sub>E</sub> )	11
Dalma borusu mesafesi (s)	25



**Şekil 4.10.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisi şematik gösterim (a), üstten görünüş(b)



Çözüm ağı ICEM CFD yazılımı kullanılarak, sayısal çözümde difüzyon hatalarının en az mertebelere indirgenmesi açısından hexa eleman tipinde oluşturulmuştur (Şekil 4.11). Çalışmada farklı mesh sayıları sonuçların çözüm ağındaki eleman sayısından bağımsız olması açısından değerlendirilerek 196 904 elemanın en uygun sonucu verdiği tespit edilmiştir. Sayısal analizde kullanılan eleman sayısı ve debiye bağlı siklon dolum zamanları Çizelge 4.11’de verilmiştir.



Şekil 4.11. Ters akışlı sanal gövdeli siklon sayısal çözüm ağı

Çizelge 4.11. Siklon dolum zamanı ve eleman sayısı

<b>Siklon Hacmi (m<sup>3</sup>)x 10<sup>3</sup></b>	0.22621
<b>t<sub>res</sub> (s) (Q = 4 m<sup>3</sup> / h)</b>	0.204
<b>t<sub>res</sub> (s) (Q = 6 m<sup>3</sup> / h)</b>	0.136
<b>t<sub>res</sub> (s) (Q = 8 m<sup>3</sup> / h)</b>	0.102
<b>Eleman Sayısı</b>	196 904

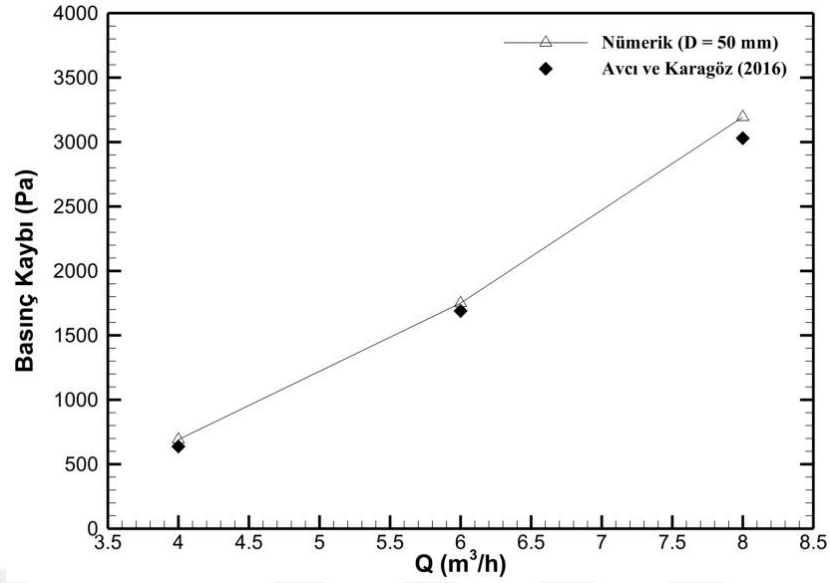
Siklon dolum zamanı ( $t_{res}$ ), siklon hacminin, hacimsel debiye bağlı olarak dolması için gerekli zamanı ifade etmektedir ve zamana bağlı analizlerde, zaman adımı bu değerden bir merteye düşük alınması zaman adımı başına iterasyon sayısının azaltılması ve çözüm zamanının optimize edilmesi açısından önemlidir.

Doğrulama çalışması için ters akışlı sanal gövdeli siklon Çizelge 4.12’de belirtilen sınır şartlar uygulanarak farklı debiler için analiz edilmiştir. Çözümde ANSYS Fluent yazılımı, doğrulama bölümünde daha önce Çizelge 4.2’de tanımlanan nümerik şemalarla RSM modeli kullanılmıştır.

Farklı giriş debileri ile yapılan sayısal çalışma sonucunda hesaplanan basınç kaybı değerleri deneysel (Avcı ve Karagöz 2016) verilerle karşılaştırılarak, doğrulama çalışması tamamlanmıştır (Şekil 4.12).

**Çizelge 4.12.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları

<b>Başlangıç / Sınır Şartlar</b>	
Yoğunluk (hava) ( $\text{kg/m}^3$ )	1.225
Viskozite (hava) ( $\text{kg/ms}$ )	$1.7894 \cdot 10^{-5}$
Giriş debisi (Q) ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	4, 6 ve 8
Türbülans yoğunluğu (I)	0.05 (%5)
Hidrolik çap (m)	0.0052
Çıkış şartı Outflow ( flow rate)	1
Cidarlar	Kayma durumu yok (no slip condition)
Zaman adımı (s)	0.0001



**Şekil 4.12.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon deneysel ve sayısal basınç kaybı değerleri

Şekil 4.12’de basınç kaybı değerleri hem sayısal hem de deneysel olarak verilmiştir. Sonuçlara göre kullanılan sayısal modelde %3.5 ile 7.8 arasında değişen hata marjı ile basınç kaybı hesaplanmış ve deneysel verilerle uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

#### **Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklon ( $a \times b = 74 \times 16 \text{ mm}^2$ ) Doğrulama Çalışmaları**

Ters akışlı sanal gövdeli siklonda önceki yapılan çalışmadan farklı olarak daha büyük giriş kesiti ve siklon gövde çapına sahip siklon geometrisi kullanılarak çalışma gerçekleştirilmiştir. Siklon karakteristik ölçüleri Şekil 4.10’da gösterilmiştir. Siklona ait diğer ölçülerin detayları Çizelge 4.13’de verilmiştir.

**Çizelge 4.13.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon boyutları ( $a \times b = 74 \times 16 \text{ mm}^2$ )

	<b>Boyut (mm)</b>
Ayrıştırma hacmi çapı (D)	150
Siklon çapı ( $D_1$ )	80
Giriş yüksekliği (a)	74
Giriş genişliği (b)	16
Girdap durdurucu mesafesi ( $L_b$ )	100, 400, 600
Sürtünme yüzeyi yüksekliği (H)	290
Çıkış çapı ( $D_E$ )	30
Dalma borusu mesafesi (s)	80

Sayısal çözüm ağı Şekil 4.11’de gösterildiği gibi hexa eleman yapısı kullanılarak oluşturulmuştur. Sayısal çalışma için kullanılan eleman sayısı, siklon dolum zamanı ( $t_{res}$ ) ve hacim değerleri Çizelge 4.14’de verilmiştir.

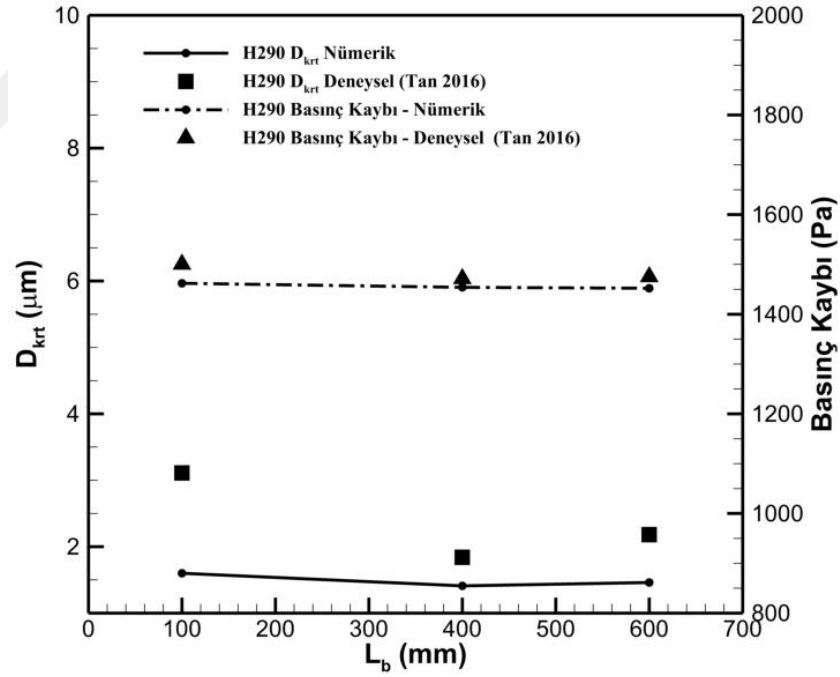
**Çizelge 4.14.** Siklon dolum zamanı ve eleman sayısı

	<b>H290</b>		
	<b>LB100</b>	<b>LB400</b>	<b>LB600</b>
<b>Hacim (<math>\text{m}^3 \times 10^3</math>)</b>	5.2455	10.533	14.059
<b><math>t_{res}</math> (s)</b>	0.341	0.684	0.913
<b>Eleman Sayısı</b>	240 392	372 692	460 892

Sayısal çalışma Çizelge 4.15’de belirtilen sınır şartlarda gerçekleştirilmiştir. Partikül fazının analizinde partikül çapı 0.5 ile 7  $\mu\text{m}$  arasında değişen 2700  $\text{kg}/\text{m}^3$  yoğunluğunda kalsit ( $\text{CaCO}_3$ ) giriş kesitinden enjekte edilerek fraksiyonel verimler hesaplanmıştır.

**Çizelge 4.15.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon ( $a \times b = 74 \times 16 \text{ mm}^2$ ) sayısal analizinde kullanılan başlangıç sınır şartları

<b>Başlangıç / Sınır Şartlar</b>	
Yoğunluk (hava) ( $\text{kg/m}^3$ )	1.225
Viskozite (hava) ( $\text{kg/ms}$ )	$1.7894 \cdot 10^{-5}$
Giriş hızı ( $U_{in}$ ) (m/s)	13
Türbülans yoğunluğu (I)	0.05 (%5)
Hidrolik çap (m)	0.0263
Çıkış şartı Outflow ( flow rate)	1
Cidarlar	Kayma durumu yok (no slip condition)
Zaman adımı (s)	0.0001



**Şekil 4.13.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon için deneysel ve sayısal basınç kaybı ve kritik çap değerleri

Sayısal çalışma sonucunda hesaplanan basınç kaybı değerleri, deneysel verilerle oldukça uyumlu ve %1 hata marjında kalacak şekilde basınç kayıpları hesaplanmıştır (Şekil 4.13). Kritik çap değerlerinin deneysel verilerle uyumlu olmadığı ve %20 ile 45 arasında hata marjı ile hesaplanabildiği tespit edilmiştir.

#### 4.2.5. Değerlendirme

Bu bölümde tez kapsamında sayısal analizlerde kullanılan klasik ve ters akışlı sanal gövdeli siklonların deneysel verilerle doğrulama çalışmaları ile ilgili sonuçlar verilmiştir. Klasik siklonlarda yapılan çalışmalarda hız profili doğrulamaları en güncel çalışma olan ve literatürde birçok sayısal çalışmada özellikle validasyon kısmında yararlanılan Hoekstra (2000) tarafından sağlanan boyutsuz hız profilleri ile gerçekleştirilmiştir. RSM türbülans modelinin hız profillerinin hesaplanmasında özellikle dominant bileşen olan teğetsel hızın hesaplanmasını oldukça yüksek doğrulukla sağladığı saptanmıştır. Eksenel hız profilleri kalitatif olarak, deneysel hız profilleri ile uyumlu olduğunu, şekilsel bütünlüğün sağlandığı çalışmalardan tespit edilmiştir. Eksenel hız profillerindeki farklılığın sebebi, girdap ucunun deviniminden dolayı zamana bağlı olarak değişmesi ve sayısal olarak elde edilen hız profilinin zamansal olarak örtüşmemesi gösterilebilir.

Siklon performansı basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından sayısal ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Basınç kayıpları açısından sayısal modelin deneysel verilerle oldukça uyumlu sonuç verdiği, partikül toplama verimi ise deneysel verilerin üzerinde hesaplanmıştır. Verimdeki farklılığın en önemli nedeni partikül sınır şartının gerçeği yansıtmamasıdır.

Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarla yapılan çalışmalarda, deneysel hız profiller mevcut olmadığından doğrulama çalışmaları basınç kaybı ve kritik çap değerleri ile gerçekleştirilmiştir. Hem klasik hem de ters akışlı sanal gövdeli siklon açısından sayısal çalışmalar deneysel veriler uyumlu olduğunu ve sonuçların mevcut literatürdeki çalışmalarla aynı seviyede gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Klasik ve ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda hexa eleman yapısı kullanılarak difüzyon hatalarının azaltılması ve doğruluğu yüksek sonuçların elde edilmesi amaçlanmıştır. Bloklama stratejisi her iki durum içinde kullanılarak çözüm ağı kaynaklı hataların minimize edilmesi sağlanmıştır. Cidar fonksiyonu olarak ölçeklenebilir cidar fonksiyonu kullanıldığından, standart cidar fonksiyonunda olduğu gibi cidara yakın çözüm ağının iyileştirilmesi gerekmemektedir.

RSM türbülans modelinin siklon ayırıcı gibi girdabın dominant olduğu ve anizotropi özelliğinin yüksek olduğu bir akış alanının çözümünde kullanılabileceği validasyon çalışmaları sonucunda tespit edilmiştir. Karagöz ve Kaya (2009) tarafından önerilen Çizelge 4.2’de verilen nümerik şemaların ters akışlı sanal gövdeli siklonlar içinde kullanılabileceği saptanmıştır. RSM dışında LES modeli de siklon ayırıcıların akış analizinde kullanılabilir fakat  $D=31$  mm çaplı Xiang ve ark. (2001) tarafından çalışılan siklonda RSM modeli için yaklaşık 100 000 eleman gerekirken, LES modeli için 1 000 000 eleman gerekmektedir. Bu durum hafıza ve donanım açısından daha fazla kaynak ve çözüm süresi anlamına gelmektedir. Sonuç olarak mevcut literatürde LES çözümünün RSM’ye göre çok üstünlük sağlamadığı, sadece eksenel hız profilleri ve hız salınımlarında iyileşme sağladığı bildirilmiştir (Shukla ve ark. 2013).

Bu bölümde doğrulaması gerçekleştirilen algoritmalar, diğer yapılan sayısal çalışmaların bir parçası olduğundan tekrar eden nümerik şemalar ve diğer sınır şartlar sonraki bölümlerde tekrar yer verilmeyecek olup bu bölümde izah edildiği şekilde aynı parametreler sayısal analiz çalışmalarında kullanılmıştır.

### **4.3. Siklonlarda Yüzey Pürüzlülüğünün Performansa Etkisi**

Sayısal analizler ideal şartların kabulü ile gerçekleştirilse de normal koşulların analiz edilmesi veya etkilerinin dikkate alınması sonuçların yorumlanması açısından önemlidir. Siklon ayırıcılarda yüzey pürüzlülüğünün analizi için hem klasik hem de ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Klasik siklonda, yüzey pürüzlülüğünün performansa etkisi, hız alanı çözümlenerek basınç kaybı açısından farklı debi ve yüzey pürüzlülüğü değerleri için gerçekleştirilmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda hız alanı ve partikül toplama veriminin analizi aynı debi için farklı yüzey pürüzlülüğü değerlerinde analiz edilmiştir.

#### **4.3.1. Klasik Siklonda Yüzey Pürüzlülüğünün Performansa Etkisi**

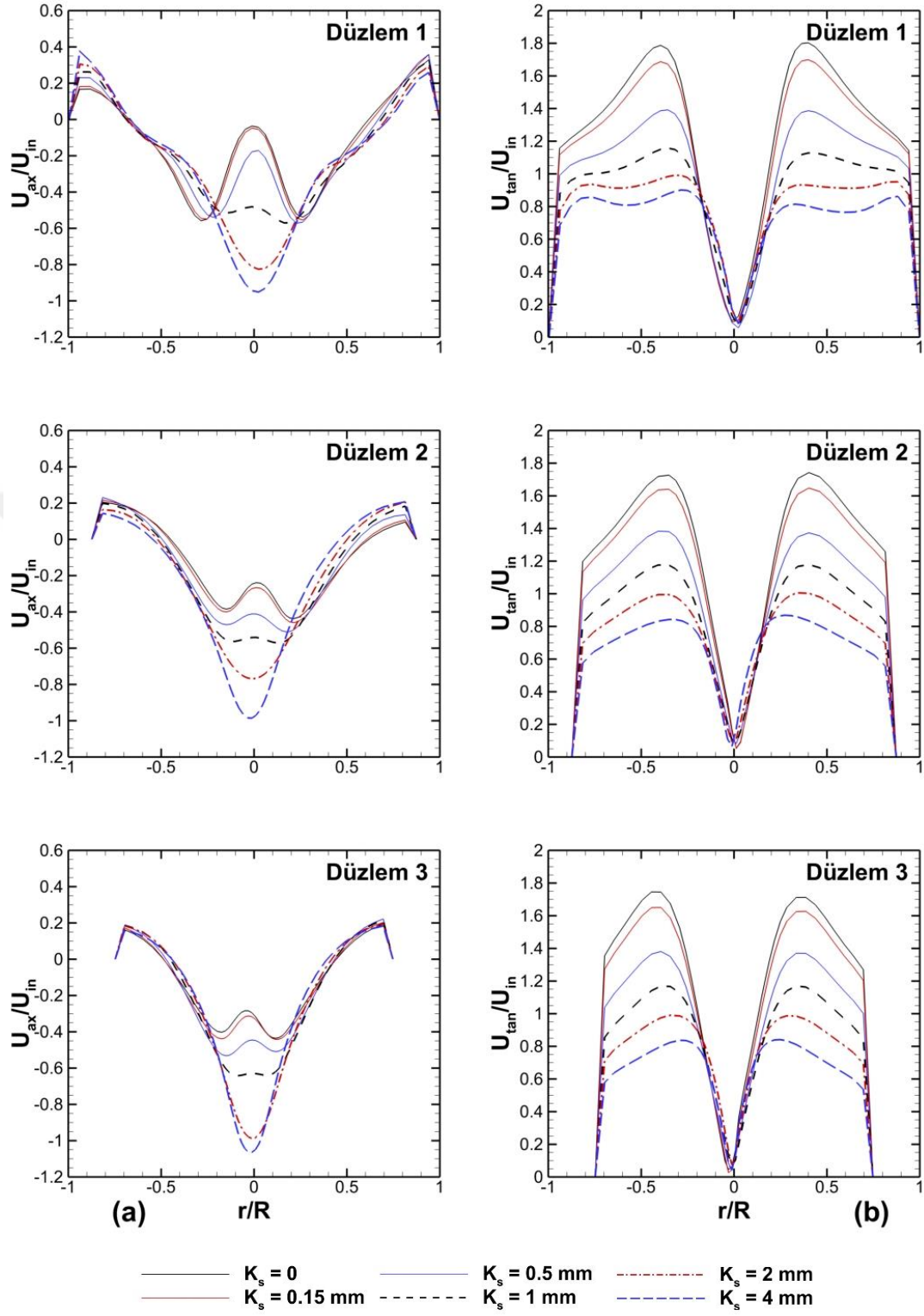
Bölüm 4.2.1’de doğrulama çalışması verilen klasik siklonda, giriş hızı ve yüzey pürüzlülüğünün etkisi altında hız profilleri, basınç kaybı, türbülans kinetik enerjisi ve dissipasyon oranları incelenmiştir. Klasik siklon ölçülerine ait gösterim Şekil 4.1’de, ölçülerin detayları Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çözümde kullanılan nümerik şemalar Çizelge 4.2’de ve sınır şartlar ise Çizelge 4.3’de belirtilmiştir. Mevcut sınır şartlarından farklı olarak sayısal çalışmada giriş hızı değerleri 10, 16.1 ve 25 m/s, yüzey pürüz yüksekliği 0.15, 0.5, 1, 2 ve 4 mm değerleri için nümerik olarak analiz edilmiştir.

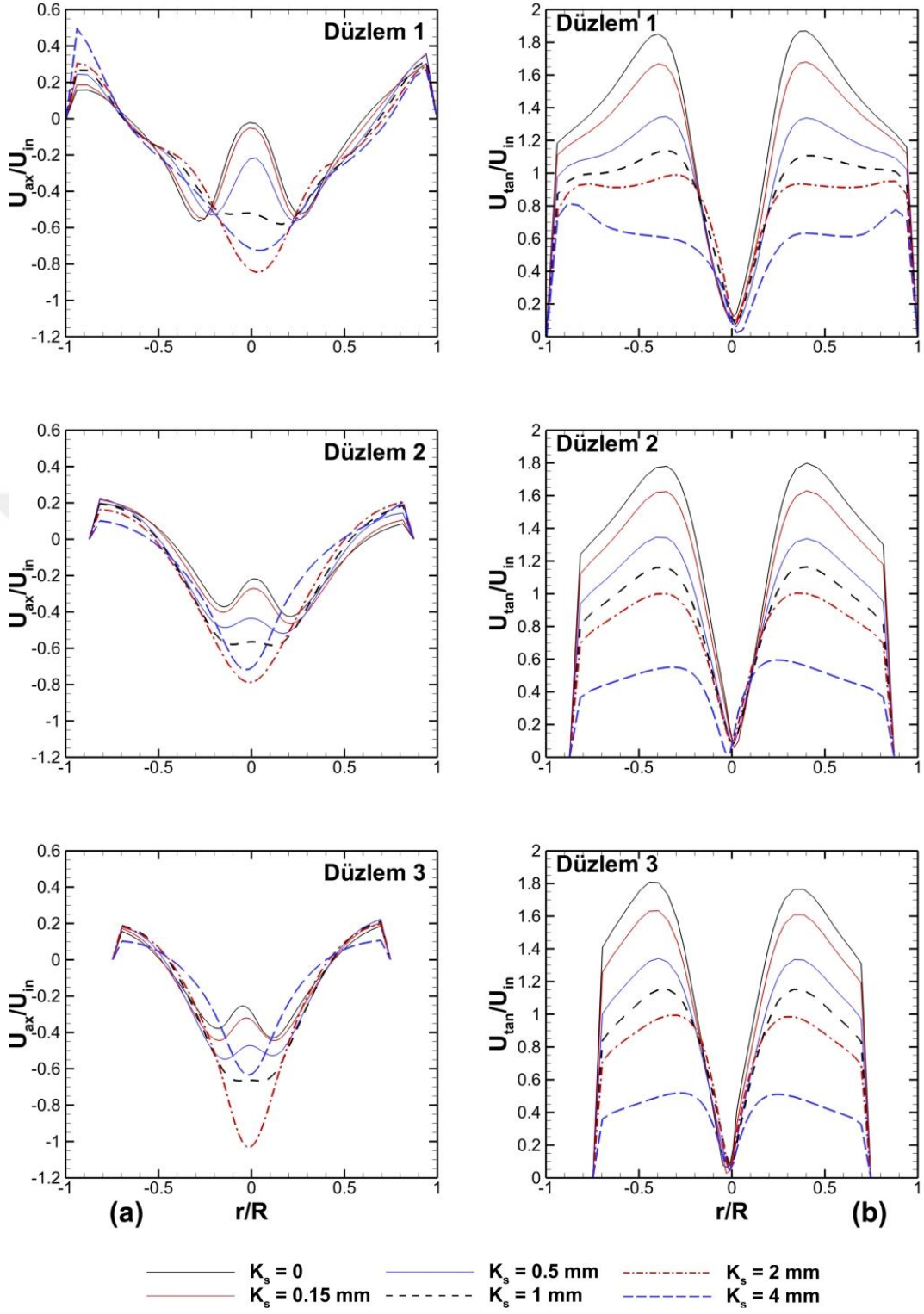
Eksenel hız bileşenleri karşılaştırıldığında tüm giriş hızı değerleri için, siklonda aşağı yönde mevcut akış yapısının bir kısmının iç girdaba dahil olarak kısa devre akış gerçekleşmesi sonucunda, aşağı yönde gerçekleşen eksenel hız profillerinde azalma tespit edilmiştir (Şekil 4.14a, 4.15a ve 4.16a). Eksenel hız profillerinde pürüz yüksekliği 2 ve 4 mm değerleri için eksenel hız profilinin “W” şeklinden “V” şekline dönüşmüştür. Bu durum Hoekstra (2000) tarafından sürtünme kaynaklı girdap gücünün azalması sonucunda ters basınç gradyanının yenilmesine bağlı olarak eksenel hızda meydana gelen artış olarak yorumlanmıştır.

Şekil 4.14b’de 10 m/s giriş hızı için farklı pürüz yüksekliklerine bağlı olarak teğetsel hız profilleri verilmiştir. Artan pürüz yüksekliği ile birlikte teğetsel hız profillerinde azalma ve benzer durumun diğer giriş hızı değerleri içinde aynı olduğu Şekil 4.15b ve 4.16b’den anlaşılmaktadır. Bu durum artan pürüz yüksekliği ile birlikte cidar civarında sürtünmenin artması, girdap gücünün azalması sonucunda teğetsel hızın azalması şeklinde yorumlanabilir.

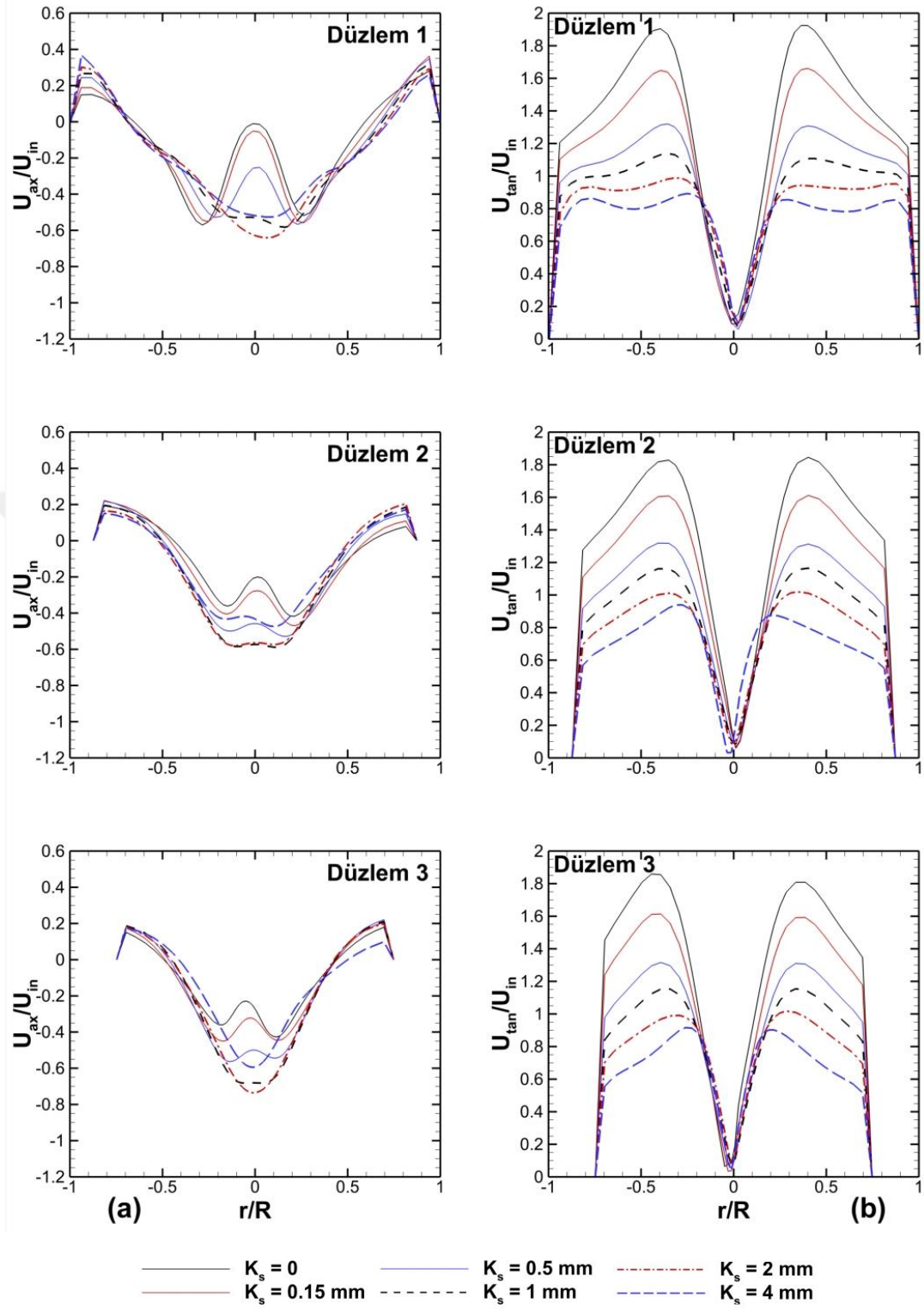




Şekil 4.14. Farklı pürüz yükseklikleri için eksenel (a) ve teğetsel (b) boyutsuz hız profilleri ( $U_{in} = 10$  m/s)



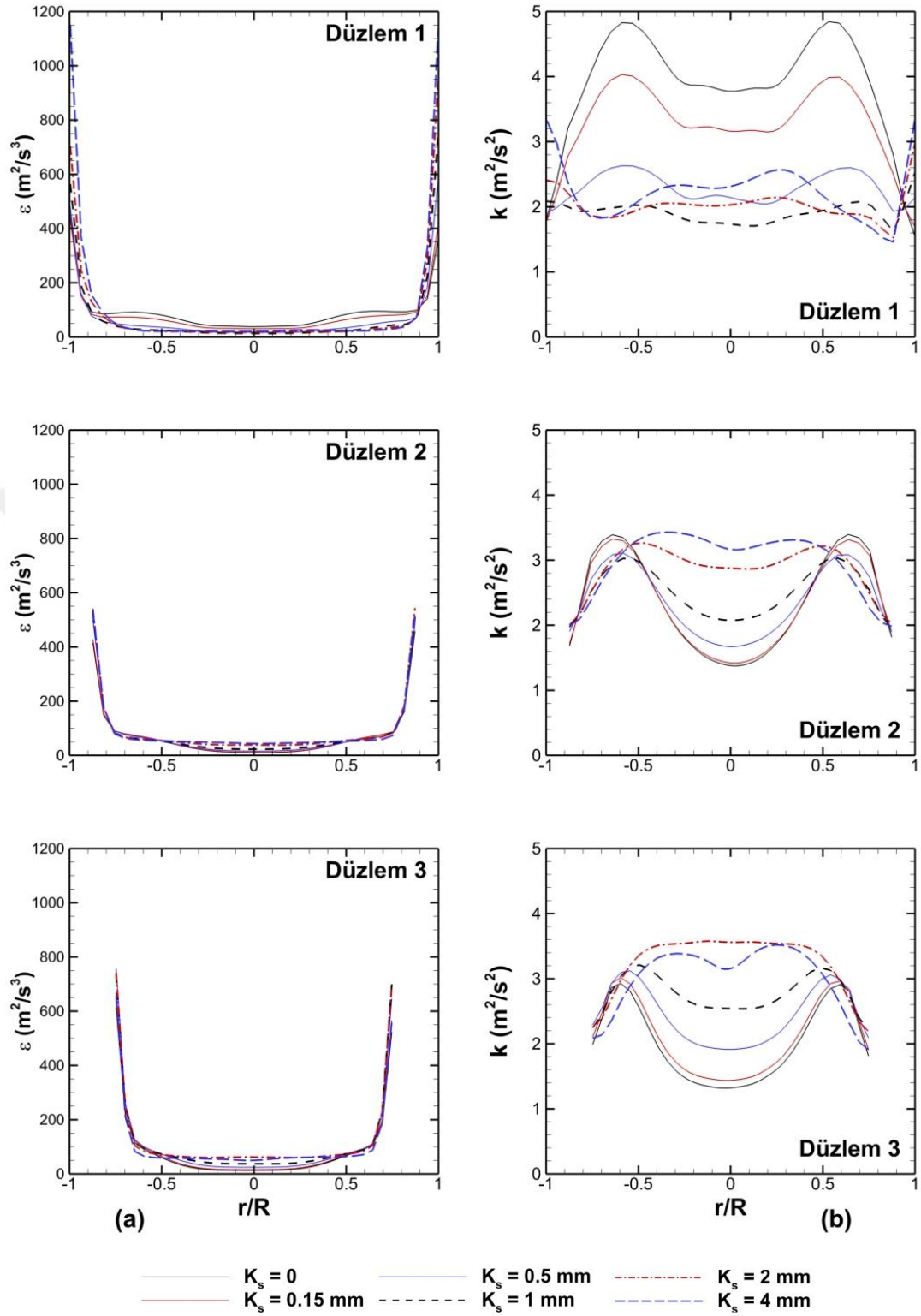
**Şekil 4.15.** Farklı pürüz yükseklikleri için eksenel (a) ve teğetsel (b) boyutsuz hız profilleri ( $U_{in} = 16.1 \text{ m/s}$ )



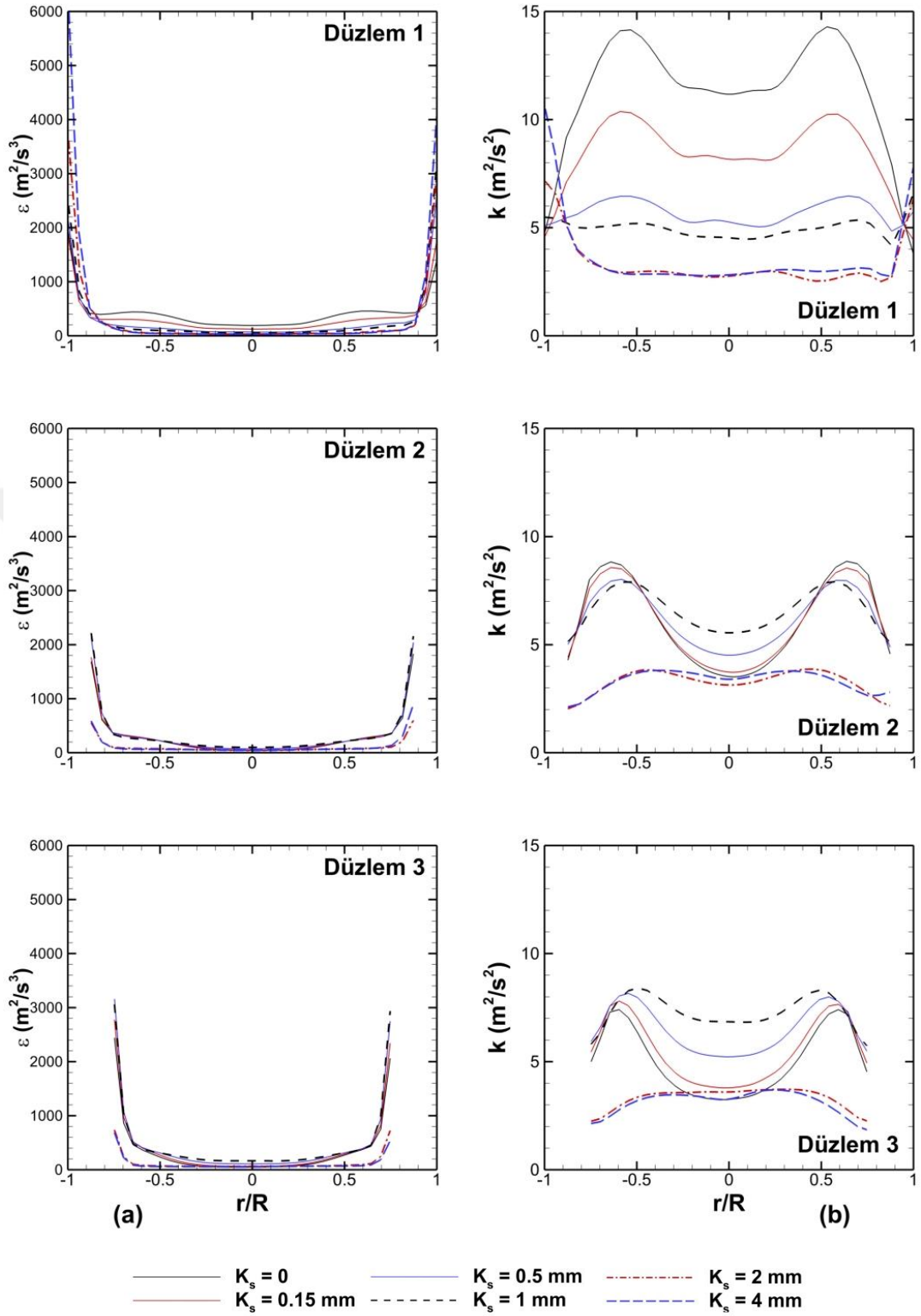
**Şekil 4.16.** Farklı pürüz yükseklikleri için eksenel (a) ve teğetsel (b) boyutsuz hız profilleri ( $U_{in} = 25$  m/s)

Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranları ve türbülans kinetik enerjisi dağılımı 10 ve 16.1 m/s giriş hızı değerleri için Şekil 4.17 ve 4.18'de verilmiştir. Giriş hızı 25 m/s değeri içinde benzer dağılım elde edilmiştir. Birinci düzlemde, türbülans dissipasyon oranları birbirine yakın hesaplanmıştır ve giriş hızı ile birlikte dissipasyon oranlarında artış meydana gelmiştir. Türbülans kinetik enerjisi dağılımı, birinci düzlemde tüm giriş hızı değerleri için aynı davranışı göstermiştir.



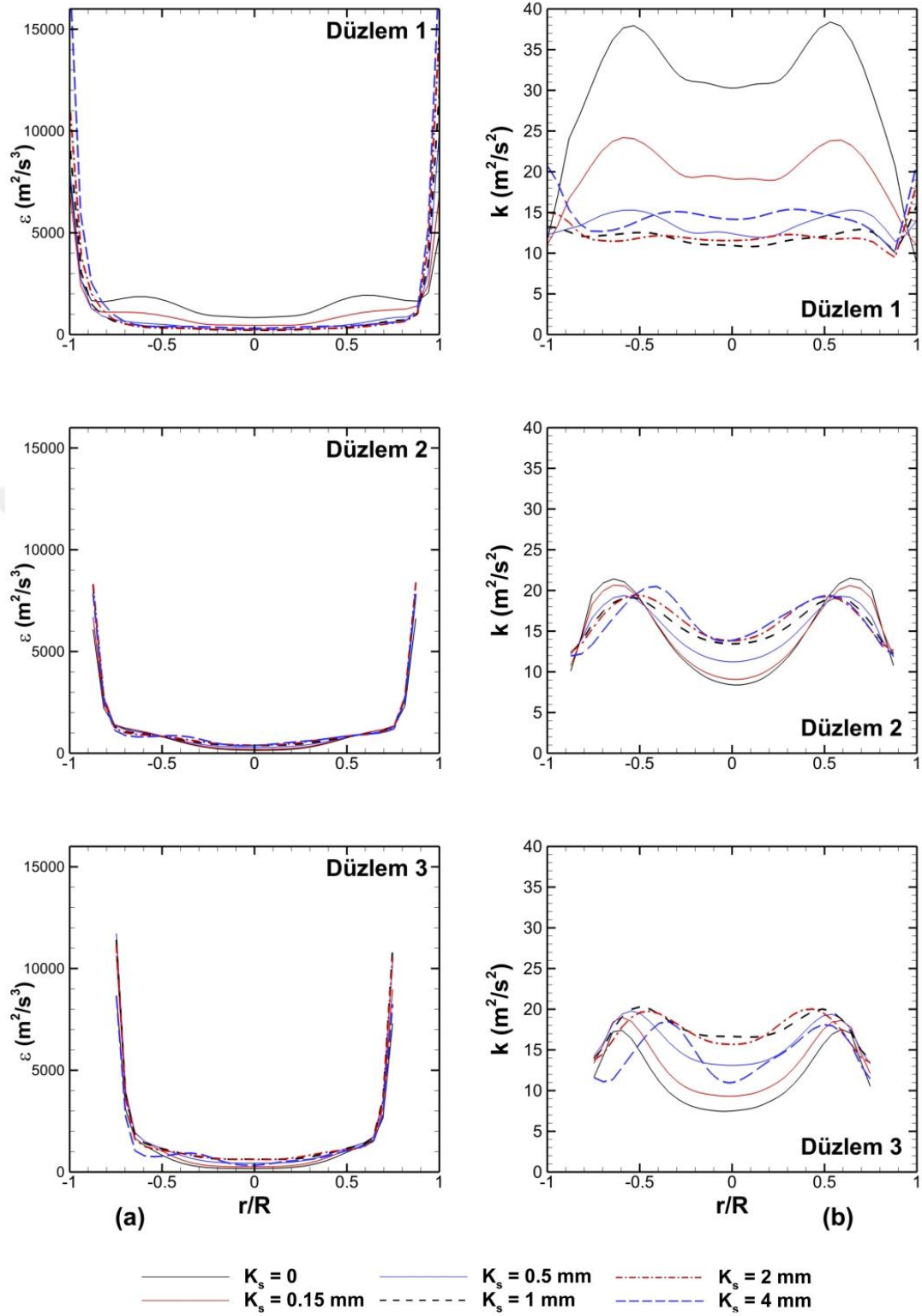


**Şekil 4.17.** Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranı (a) ve kinetik enerjisi (b) ( $U_{in} = 10$  m/s)



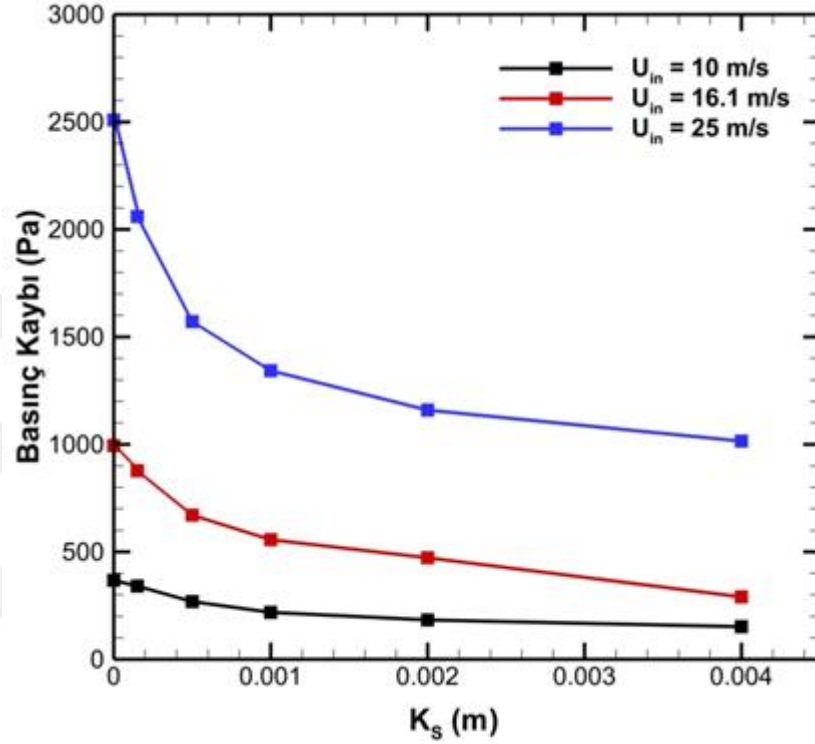
**Şekil 4.18.** Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranı (a) ve kinetik enerjisi (b) ( $U_{in} = 16.1$  m/s)





**Şekil 4.19.** Farklı pürüz yükseklikleri için türbülans dissipasyon oranı (a) ve kinetik enerjisi (b) ( $U_{in} = 25$  m/s)

Pürüz yüksekliğinin özellikle teğetsel hız profili ve türbülans kinetik enerjisi dağılımında etkili olduğu grafiklerden anlaşılmaktadır. Ayrıca teğetsel hız dağılımının, artan pürüz yüksekliği ile azalması, santrifüj kuvveti ve partikül toplama verimini olumsuz etkilemesi beklenmelidir.



Şekil 4.20. Klasik siklonda farklı giriş hızı ve pürüz yüksekliğinde basınç kayıpları

Basınç kayıpları açısından değerlendirildiğinde, artan giriş hızının teğetsel hızı artırması ve dolayısıyla cidar civarında sürtünme kuvvetine bağlı olarak basınç kaybının artmasına neden olmaktadır. Pürüz yüksekliği açısından değerlendirildiğinde, artan pürüz yüksekliğine bağlı olarak teğetsel hızın ve girdap gücünün azalması sonucunda basınç kaybında düşüş gerçekleşmiştir. Bu durum basınç kaybının iyileştirilmesi olarak değerlendirilse de azalan teğetsel hız bileşeninin partikül toplama verimini olumsuz etkileyeceği aşikardır ve partikül toplama veriminin azalmasına neden olacaktır. Sonuçlar neticesinde pürüzsüz yüzeyde 25 m/s giriş hızı değeri için en yüksek basınç kaybı değeri gerçekleşirken, en yüksek partikül toplama veriminde bu hızda gerçekleşmesi beklenmelidir.



### 4.3.2. Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklonda Yüzey Pürüzlülüğünün Performansa Etkisi

Bölüm 4.2.4’de doğrulama çalışması verilen  $74 \times 16 \text{ mm}^2$  giriş kesitli ters akışlı sanal gövdeli siklonda, sürtünme yüzeyi yüksekliği (H), girdap durdurucu mesafesi ( $L_b$ ) ve farklı yüzey pürüzlülük değerleri etkisi altında hız profilleri, fraksiyonel verim eğrileri, basınç kaybı ve kritik çap değerleri irdelenerek siklon performansı değerlendirilmiştir.

Çözümde kullanılan geometrik konfigürasyon Çizelge 4.13’de belirtilmiştir. Nümerik şemalar Çizelge 4.2’de sınır şartlar ise Çizelge 4.5’de verilmiştir. Siklon performansı analizinde kullanılan sürtünme yüzeyi yüksekliği (H) ve girdap durdurucu mesafelerini ( $L_b$ ) belirten geometrik konfigürasyon Çizelge 4.16’da gösterilmiştir.

**Çizelge 4.16.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon ( $a \times b = 74 \times 16 \text{ mm}^2$ ) geometrik konfigürasyon ve bu konfigürasyonlara ait siklon hacmi, dolum zamanı ve eleman sayıları

		Hacim ( $\text{m}^3 \times 10^3$ )	$t_{\text{res}}$ (s)	Eleman Sayısı
H290	LB100	5.2455	0.341	240 392
	LB400	10.5331	0.684	372 692
	LB600	14.0593	0.913	460 892
H435	LB100	5.9727	0.388	268 112
	LB300	9.4983	0.617	356 312
	LB400	11.2611	0.732	400 412
H580	LB100	6.7002	0.435	294 614
	LB200	8.4632	0.550	329 894

Ters akışlı sanal gövdeli siklon analizinde 13 m/s giriş hızı değeri için Çizelge 4.16’da belirtilen geometrik konfigürasyonlar yüzey pürüz yüksekliği ( $K_s$ ) 0, 0.162 ve 0.425 mm alınarak siklon performansı basınç kaybı ve partikül toplama verimleri açısından değerlendirilmiştir. Sayısal analizde akış alanı geçici rejimde 0.0001 s zaman adımı ile hesaplanmıştır. Zaman adımının belirlenmesinde Çizelge 4.16’da belirtilen siklon dolum zamanının bir merteye daha düşük alınarak kullanılabilir fakat sayısal

analizde zaman adımı başına iterasyon sayısının azaltılması ve toplam çözüm süresinin optimize edilmesi açısından 0.0001 s değeri kullanılmıştır.

**Çizelge 4.17.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon analizinde kullanılan ayırık faz sınır şartları

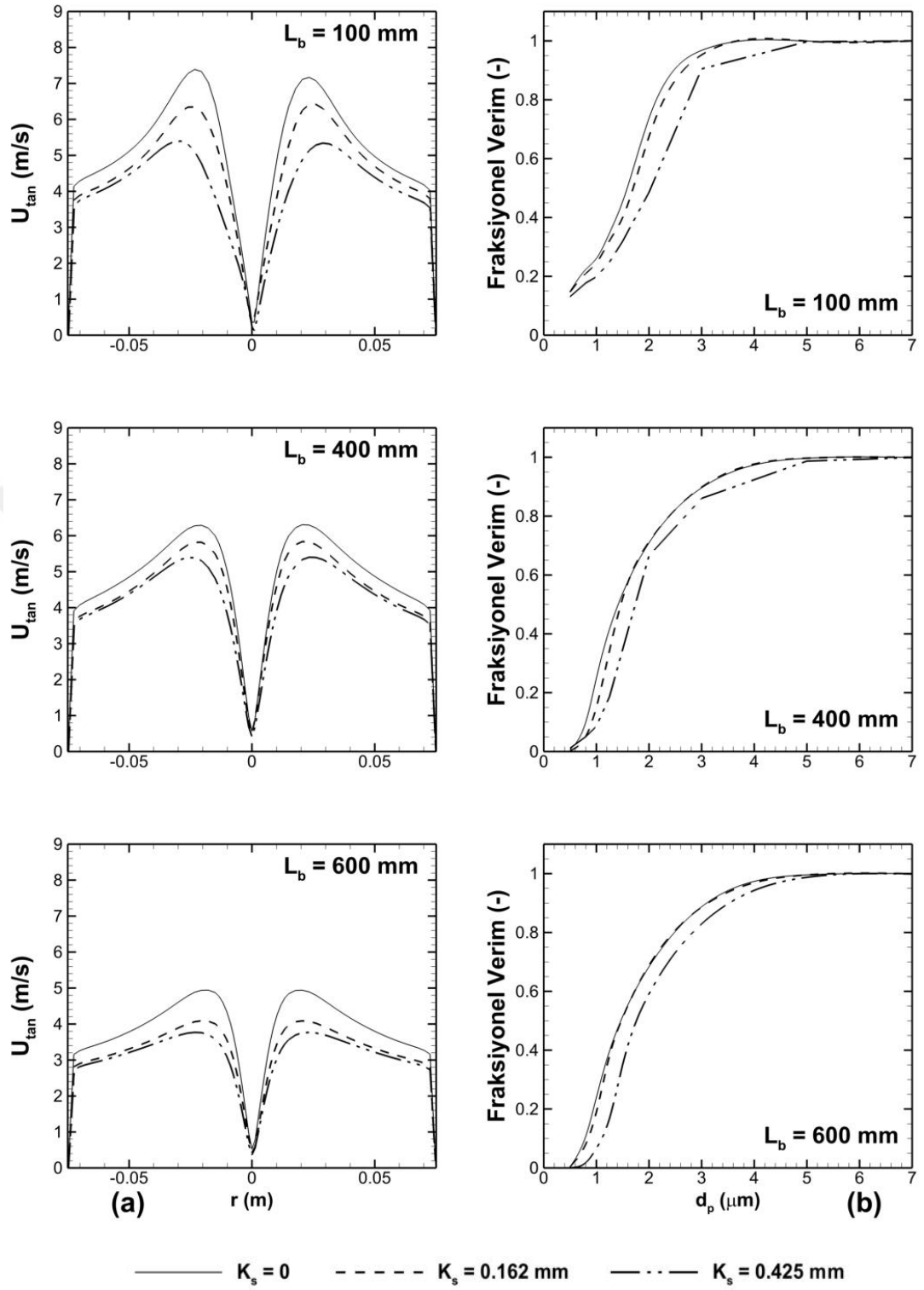
<b>Ayrık Faz Sınır Şartları</b>	
Malzeme	Kalsit (CaCO <sub>3</sub> )
Yoğunluk (partikül) (kg/m <sup>3</sup> )	2700
Geri sıçrama sabiti (-)	0.8
Maksimum zaman adımı	10 <sup>5</sup>
Giriş hızı (U <sub>in</sub> ) (m/s)	13

Şekil 4.21’de ters akışlı sanal gövdeli siklonda H=290 mm sürtünme yüzey yükseliği için farklı girdap durdurucu mesafesinde yüzey pürüzlülüğünün etkisi teğetsel hız profilleri (Şekil 4.21a) ve fraksiyonel verim eğrileri (Şekil 4.21b) açısından irdelenmiştir. Pürüz yüksekliğinin (K<sub>s</sub>) artması ile birlikte teğetsel hızlarda azalma ve bu durumun sonucunda verimin düştüğü fraksiyonel verim eğrilerinden anlaşılmaktadır. Teğetsel hız profillerinde gerçekleşen düşüşe benzer şekilde, fraksiyonel verim eğrilerinde de azalma meydana gelmiştir. Ayrıca farklı pürüz yükseklikleri için teğetsel hız profillerinin birbirine yakın olan durumlarda benzer etki fraksiyonel verim eğrilerinin birbirine yakın olması şeklinde gerçekleşmektedir. Yüzey pürüzlülük değerinden farklı olarak girdap durdurucu mesafesinin (L<sub>b</sub>) artması ile birlikte maksimum teğetsel hız değerlerinde düşüş olduğu saptanmıştır.

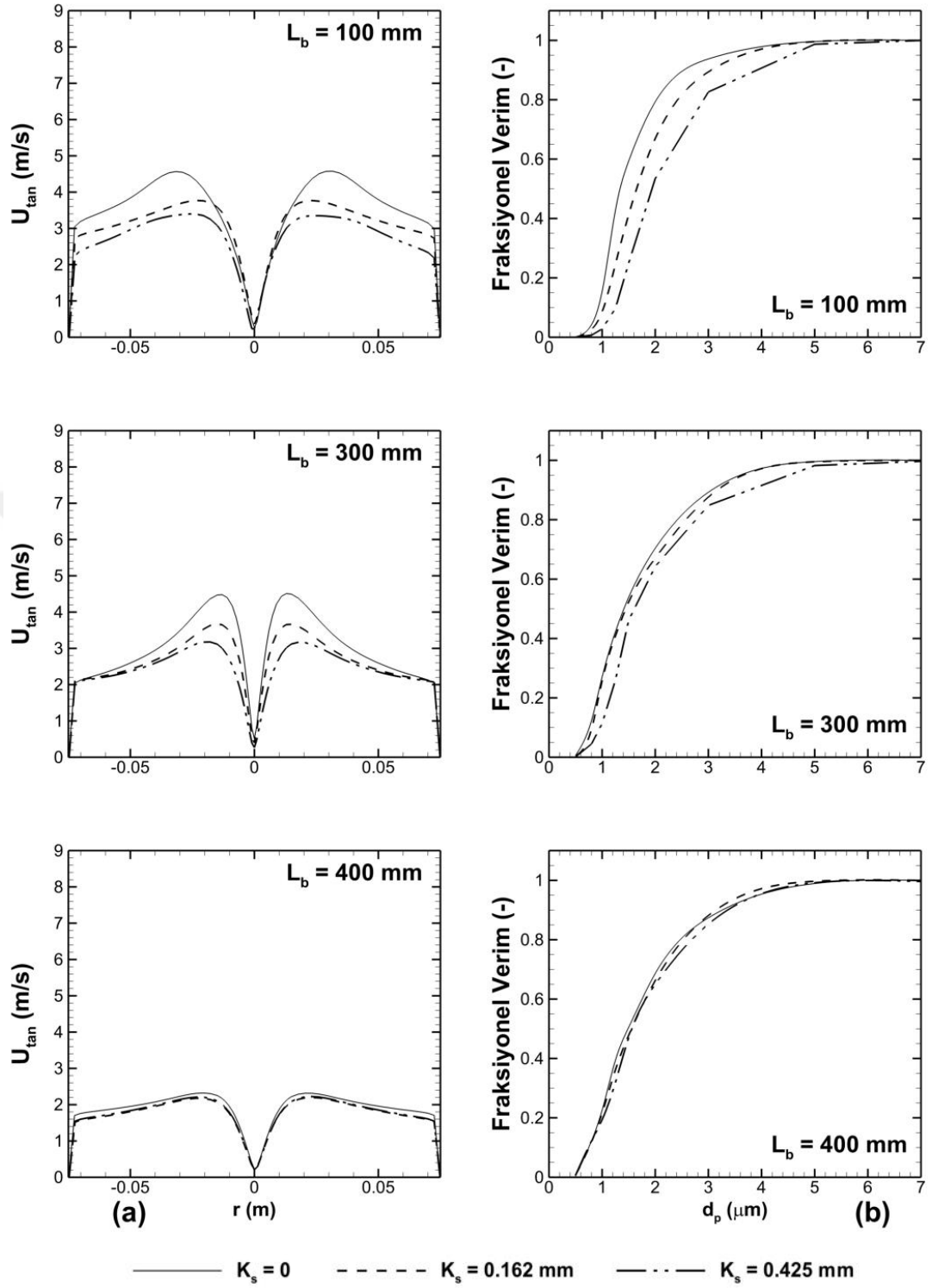
H=435 mm sürtünme yüzeyi yüksekliği için teğetsel hız profilleri Şekil 4.22a’da, fraksiyonel verim eğrileri ise Şekil 4.22b’de verilmiştir. H=290 mm için analiz sonuçlarına benzer şekilde, artan pürüz yükseliğine bağlı olarak teğetsel hız profillerinde azalma ve fraksiyonel verimlerde düşüş tespit edilmiştir. L<sub>b</sub>=400 mm girdap durdurucu mesafesi için teğetsel hız profilleri birbirine oldukça yakın hesaplanırken, fraksiyonel verim eğrileri de benzer şekilde birbirine yakın hesaplanmıştır.

H=580 mm sürtünme yüzey yükseliği için teğetsel hız profilleri Şekil 4.23a'da ve fraksiyonel verim eğrileri Şekil 4.23b'de verilmiştir. H=290 ve 435 mm'den farklı olarak H=580 mm sürtünme yüzey yksekliginde,  $L_b=100$  ve 200 mm olmak üzere iki farklı girdap durdurucu mesafe değerleri için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Diğer konfigürasyonlardakine benzer Şekilde, artan yüzey pürüz yksekliginde teğetsel hızın azaldığı ve fraksiyonel verim eğrilerinde düşüş gerçekleştiği tespit edilmiştir. Girdap durdurucu mesafesinin ( $L_b$ ) artması ile birlikte teğetsel hız profillerinde düşüş tespit edilmiştir.

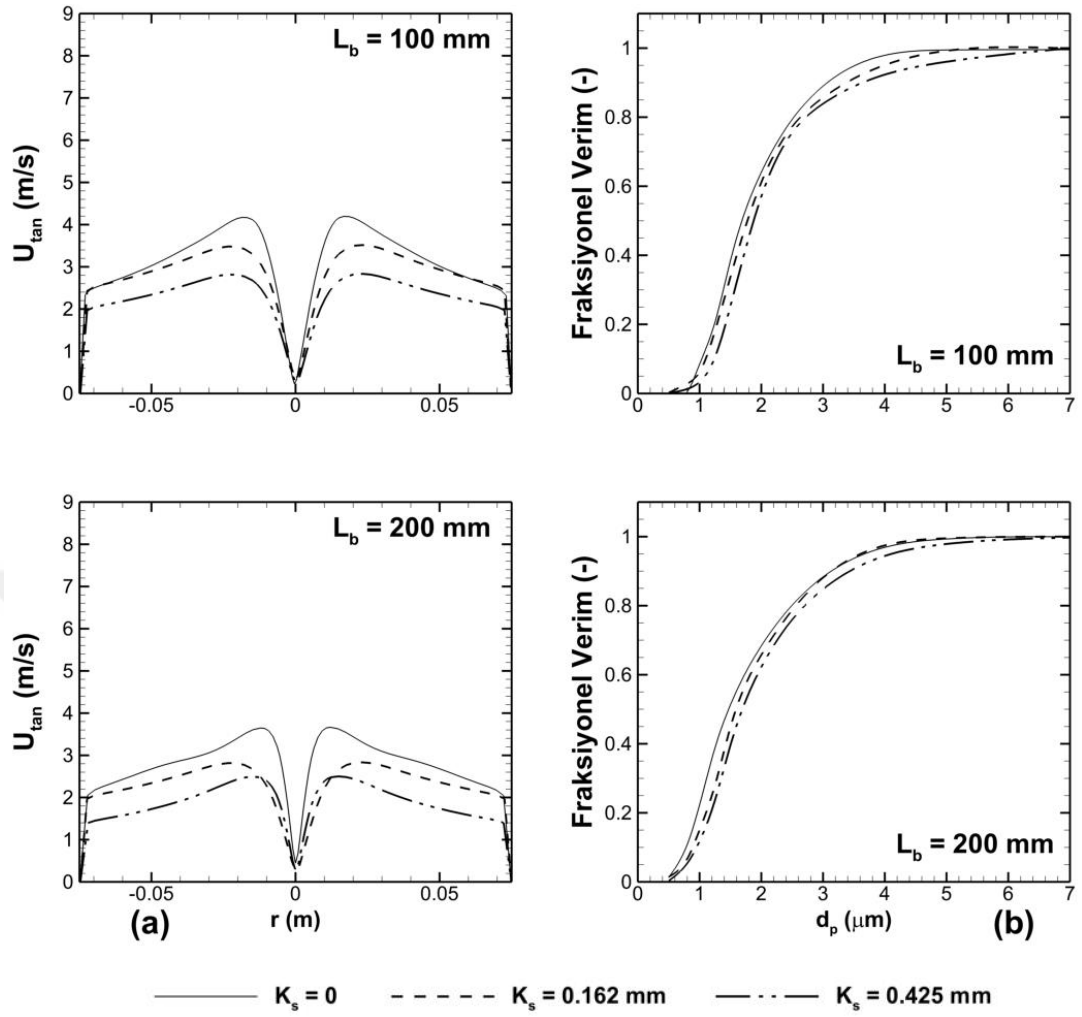




**Şekil 4.21.**  $H = 290$  mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda farklı pürüz yükseklikleri için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel hız profilleri (a) ve fraksiyonel verim eğrileri (b)

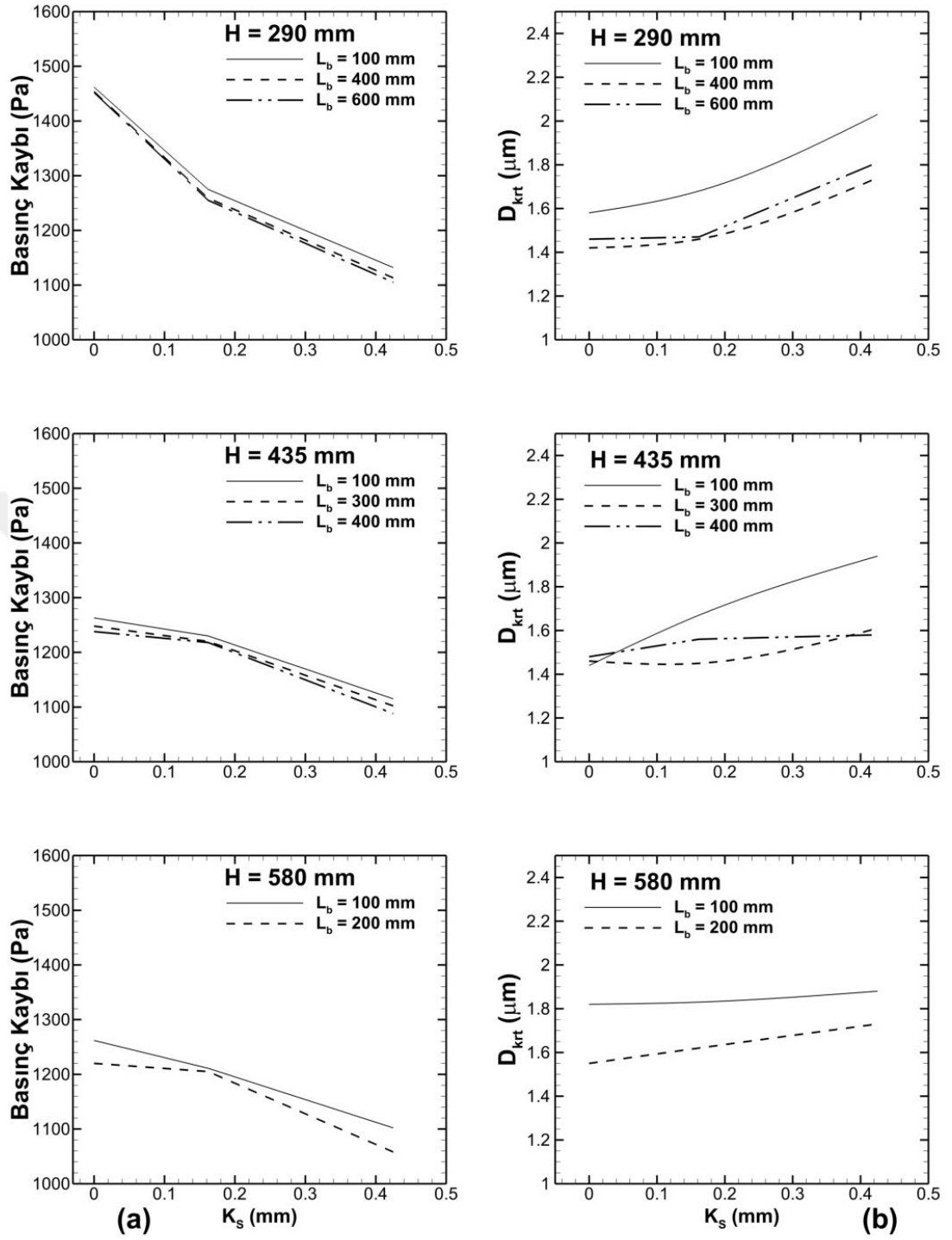


Şekil 4.22.  $H = 435$  mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda farklı pürüz yükseklikleri için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel hız profilleri (a) ve fraksiyonel verim eğrileri (b)



**Şekil 4.23.**  $H = 580 \text{ mm}$  ters akışlı sanal gövdeli siklonda farklı pürüz yükseklikleri için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel hız profilleri (a) ve fraksiyonel verim eğrileri (b)

Ters akışlı sanal gövdeli siklonda yüzey pürüz yüksekliğinin etkisi altında farklı sürtünme yüzey yüksekliği ( $H$ ) ve girdap durdurucu mesafe ( $L_b$ ) değerleri için basınç kaybı değişimi Şekil 4.24a'da, kritik çap değişimi Şekil 4.24b'de verilmiştir. Basınç kaybı tüm konfigürasyonlarda artan yüzey pürüzlülüğü ile azalmıştır. Kritik çap değeri ise artan pürüz yüksekliği ile birlikte artmıştır. Klasik siklonda belirtildiği gibi artan pürüz yüksekliği, cidar civarında hızın azalmasına ve beraberinde teğetsel hız bileşeninin azalmasına bağlı olarak basınç kaybı azalmaktadır. Teğetsel hızın azalması, basınç kaybını düşürürken, santrifüj kuvvetin azalması partikül toplama veriminin düşmesine neden olmaktadır.



Şekil 4.24. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda yüzey pürüzlülüğü etkisinde basınç kayıpları (a) ve kritik çap değişimi (b)

### 4.3.3. Değerlendirme

Bu bölümde Klasik ve ters akışlı sanal gövdeli siklonda, yüzey pürüzlülüğünün siklon performansına etkisi klasik siklon için hız profilleri, basınç kaybı, türbülans kinetik enerjisi ve dissipasyon oranları ile, ters akışlı sanal gövdeli siklon için teğetsel hız profilleri, basınç kayıpları, fraksiyonel verim eğrileri ve kritik çap değerleri açısından sayısal olarak analiz edilmiştir.

Hem klasik hem de ters akışlı sanal gövdeli siklonda, artan pürüz yüksekliği ile birlikte cidar civarında sürtünmenin artması ve teğetsel hız bileşeninin azalması sonucunda basınç kaybının azaldığı fakat teğetsel hızın azalmasına bağlı olarak santrifüj kuvvetin azalması ve partikül toplama veriminin düşmesine veya kritik çap değerinin artmasına neden olduğu şeklinde yorumlanabilir. Pürüz yüksekliğinin artırılması basınç kayıplarının azaltılması açısından olumlu sonuçlar verirken, partikül toplama verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu durum basınç kaybı ve partikül toplama verimi parametreleri için optimizasyon gerekliliğini ortaya koymaktadır.

### 4.4. Klasik Siklonlarda Kısa Devre Akışı Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi

Ters akışlı siklon ayırıcılarda, akış alanında iki farklı girdap yapısı vardır ve dış girdap giriş kesitinden gelen iki fazlı akışın, siklonda aşağı yönde hareket etmesini sağlarken, oluşan iç girdap ise akışın çıkış kesitinden siklonu terk etmesinde rol oynar. Giriş kesitinden gelen akışın bir kısmı, aşağı yönde ilerlemeden dış girdaba dahil olmakta ve ayrıştırılma işlemine girmeden siklonu terk etmektedir. Bu durum kısa devre akış olarak adlandırılmakta ve özellikle siklon verimi üzerinde etkili olmaktadır. Bu bölümde klasik siklonlarda kısa devre akış, siklon dip çapı ( $D_B$ ), çıkış çapı ( $D_E$ ) ve dalma borusu mesafesi ( $S$ ) parametrelerinin etkisi altında irdelenmiştir.

Bölüm 4.2.3'de doğrulama çalışması verilen ve karakteristik ölçülerinin şematik gösterimi Şekil 4.7'de belirtilen Xiang ve ark. (2001) tarafından kullanılan  $D = 31$  mm gövde çapında siklon kullanılmıştır. Kısa devre akışın incelenmesi için siklon dip çapı



( $D_B$ ), çıkış çapı ( $D_E$ ) ve dalma borusu mesafesi ( $S$ ) parametrelerinin değişimi Çizelge 4.18’de açıklanan siklon konfigürasyonları kullanılarak sayısal olarak analiz edilmiştir.

**Çizelge 4.18.** Kısa devre akış analizinde kullanılan klasik siklon konfigürasyonları<sup>a</sup>

		<b>Boyut/D (-)</b>	
Siklon gövde çapı ( $D$ )			1
Giriş yüksekliği ( $a$ )			0.4
Giriş genişliği ( $b$ )			0.16
Silindir yüksekliği ( $h_1$ )			1.0
Siklon koni yüksekliği ( $h_2$ )			1.5
Siklon boyu ( $h_1+h_2$ )			2.5
Siklon dip çapı ( $D_B$ )	$S = 0.5D$ $D_E = 0.5D$	<b>CY1</b>	0.625
		<b>CY2</b>	0.5
		<b>CY3</b>	0.375
Dalma borusu mesafesi ( $S$ )	$D_B = 0.375D$ $D_E = 0.5D$	<b>CY4</b>	0.4
		<b>CY5</b>	0.5
		<b>CY6</b>	0.875
		<b>CY7</b>	1.0
Çıkış çapı ( $D_E$ )	$D_B = 0.375D$ $S = 0.5D$	<b>CY8</b>	0.3
		<b>CY9</b>	0.4
		<b>CY10</b>	0.5
		<b>CY11</b>	0.645

<sup>a</sup> CY3, CY5 ve CY10 siklonları aynı siklon geometrisini ifade etmektedir.

Çözümde kullanılan siklon Şekil 4.7a’da, hexa eleman yapısı Şekil 4.7b’de gösterilmiştir. Sayısal hesaplamada donanım ve hafıza ihtiyaçlarının optimize edilmesi açısından ve sayısal anlamda tasarruf sağlaması amacıyla toz toplama kutusu çözüme dahil edilmemiştir. Toz toplama kutusunun çözüme dahil edilmemesi sonucunda Çizelge 4.18’de belirtilen konfigürasyonlara ait eleman sayıları ve dolum zamanları Çizelge 4.19’da verilmiştir.

**Çizelge 4.19.** Kısa devre akış analizinde kullanılan klasik siklon hacim değerleri, dolun zamanları ve eleman sayıları

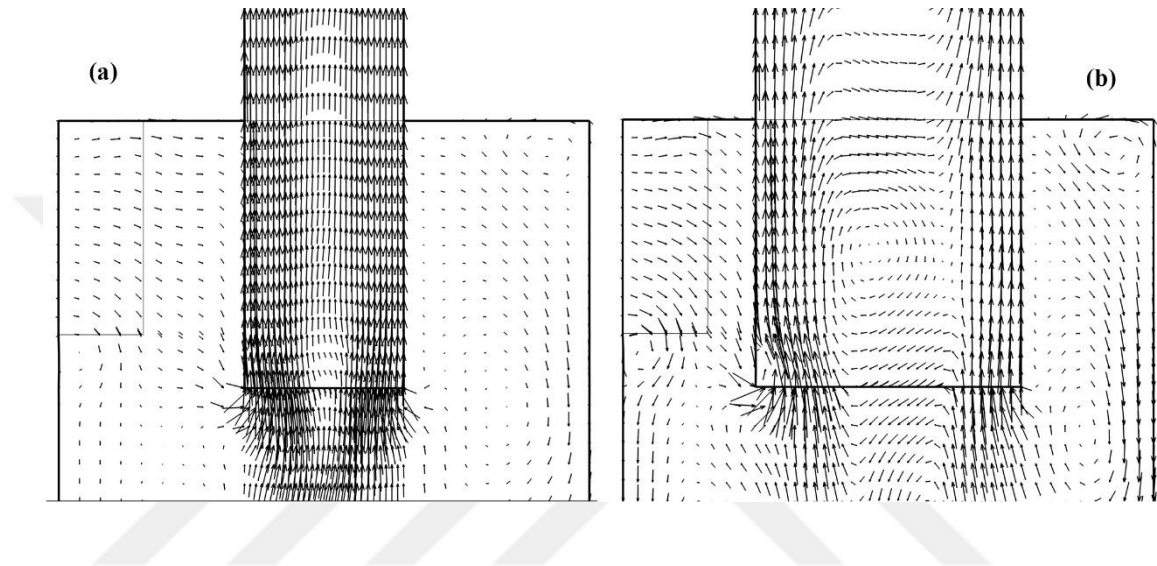
	CY1	CY2	CY3-4 CY5-6 CY7-10	CY8	CY9	CY11
Siklon Hacmi (m <sup>3</sup> )x10 <sup>3</sup>	0.0552	0.0521	0.0493	0.0456	0.0472	0.0532
t <sub>res</sub> (s) (U <sub>in</sub> = 8 m/s)	0.1122	0.1059	0.1003	0.0927	0.0960	0.1082
t <sub>res</sub> (s) (U <sub>in</sub> = 16 m/s)	0.0561	0.0529	0.0501	0.0463	0.0480	0.0541
Eleman Sayısı	257 453	254 892	252 532	248 181	249 302	255 368

Akış alanı Eulerian yaklaşımı ile Çizelge 4.2’de belirtilen nümerik şemalar kullanılarak Çizelge 4.8’de belirtilen başlangıç ve sınır şartlar ile çözümlenmiştir. Ayrık faz modellenmesinde Bölüm 4.2.3’de Çizelge 4.9’da belirtilen sınır şartlar kullanılarak Lagrange yaklaşımı ile hesaplanmıştır. Fraksiyonel verim eğrileri ve kritik çap tayini için, sayısal modelde giriş kesitinden çapları 0.5 ve 10 µm arasında değişen 860 kg/m<sup>3</sup> yoğunlukta, 10 000 adet monodisperse polystrene latex (PSL) partikül enjekte edilmiştir. Trap sınır şartı, siklon dip yüzeyine tanımlanarak, her partikül için toplam tutulan partikül sayısının, toplam partikül sayısına oranı ile belirtilen partikül çapı için fraksiyonel verim hesaplanmıştır.

#### 4.4.1. Kısa Devre Akışın Hesaplanması

CY8 ve CY10 konfigürasyonları için kısa devre akış Şekil 4.25’de vektörel hız büyüklükleri olarak gösterilmiştir. Dalma borusunun hemen giriş kısmına doğru yönelen vektörler kısa devre akışı göstermektedir. Kısa devre akışın sayısal olarak hesaplanabilmesi için dalma borusunun 1 mm altında alınan düzlemde, aksenal hız profili, aşağı ve yukarı yönde akışın belirlenebilmesi için sıfır değerine göre ayrıştırılır. Yukarı yönde aksenal akış, debi için sayısal olarak integre edildiğinde, dalma borusunun 1mm altındaki kesitte yukarı yönde akış debisi hesaplanır. Hesaplanan debi ile toplam debi arasındaki fark kısa devre akış debisini vermektedir.

Benzer şekilde siklonun en alt yüzeyine yakın  $z=2.4 D$  kesitinden elde edilen yukarı veya aşağı yönde debi miktarlarının toplam debiye oranı ise giriş kesitinden giren debinin ne kadarının siklon dibine kadar ulaştığını ifade etmektedir. Klasik siklonlarda aşağı yönde ulaşan debinin değişimi lineer olarak azalmaktadır. Geometrik konfigürasyona göre yapılan sayısal hesaplamalarda kısa devre akışın siklon dip debisine etkisi karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

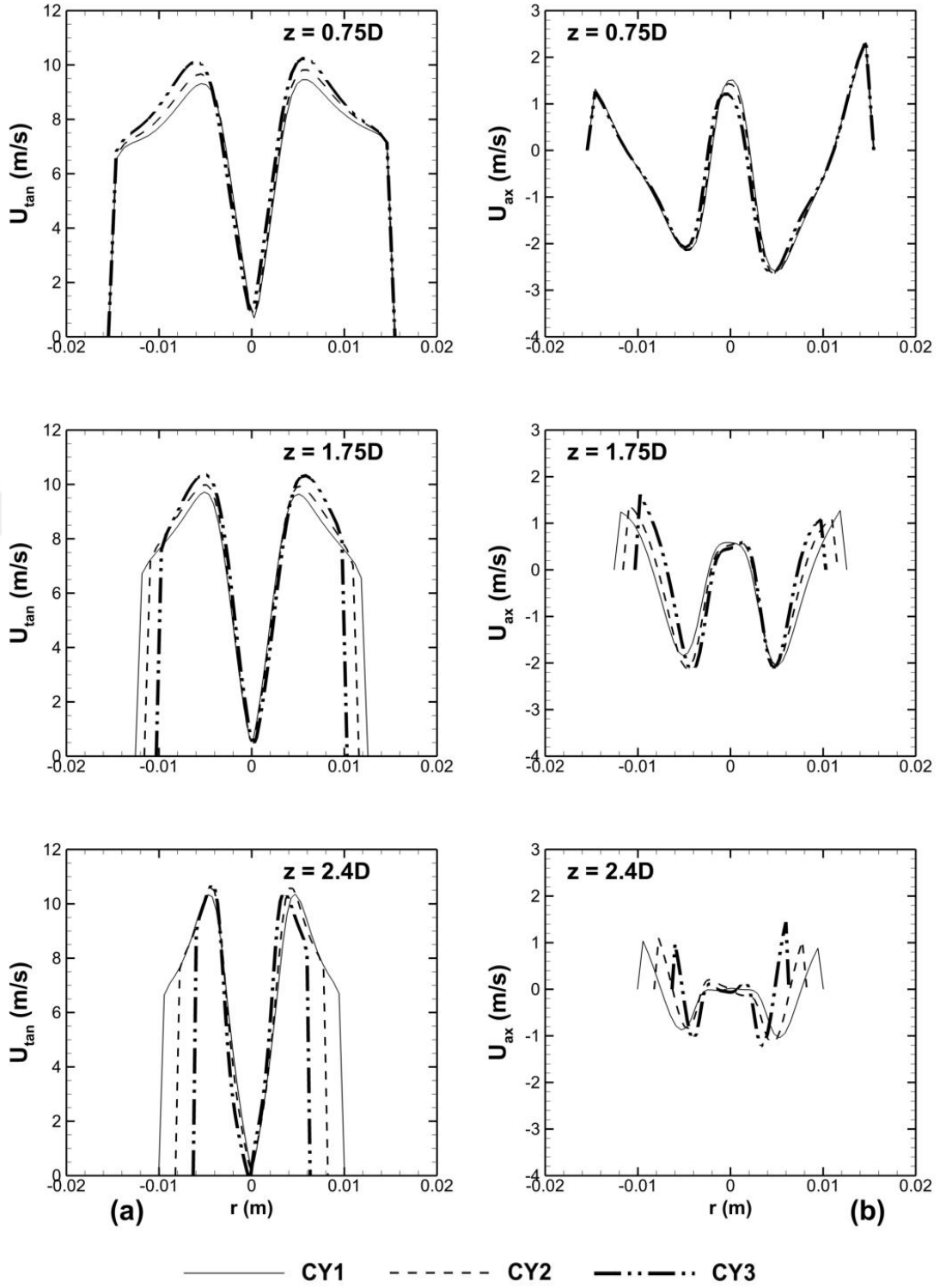


**Şekil 4.25.** YZ düzleminde ( $x = 0$ ) CY8 (a) ve CY10 (b) için kısa devre akışı gösteren vektörel hız büyüklükleri ( $U_{in} = 8 \text{ m/s}$ )

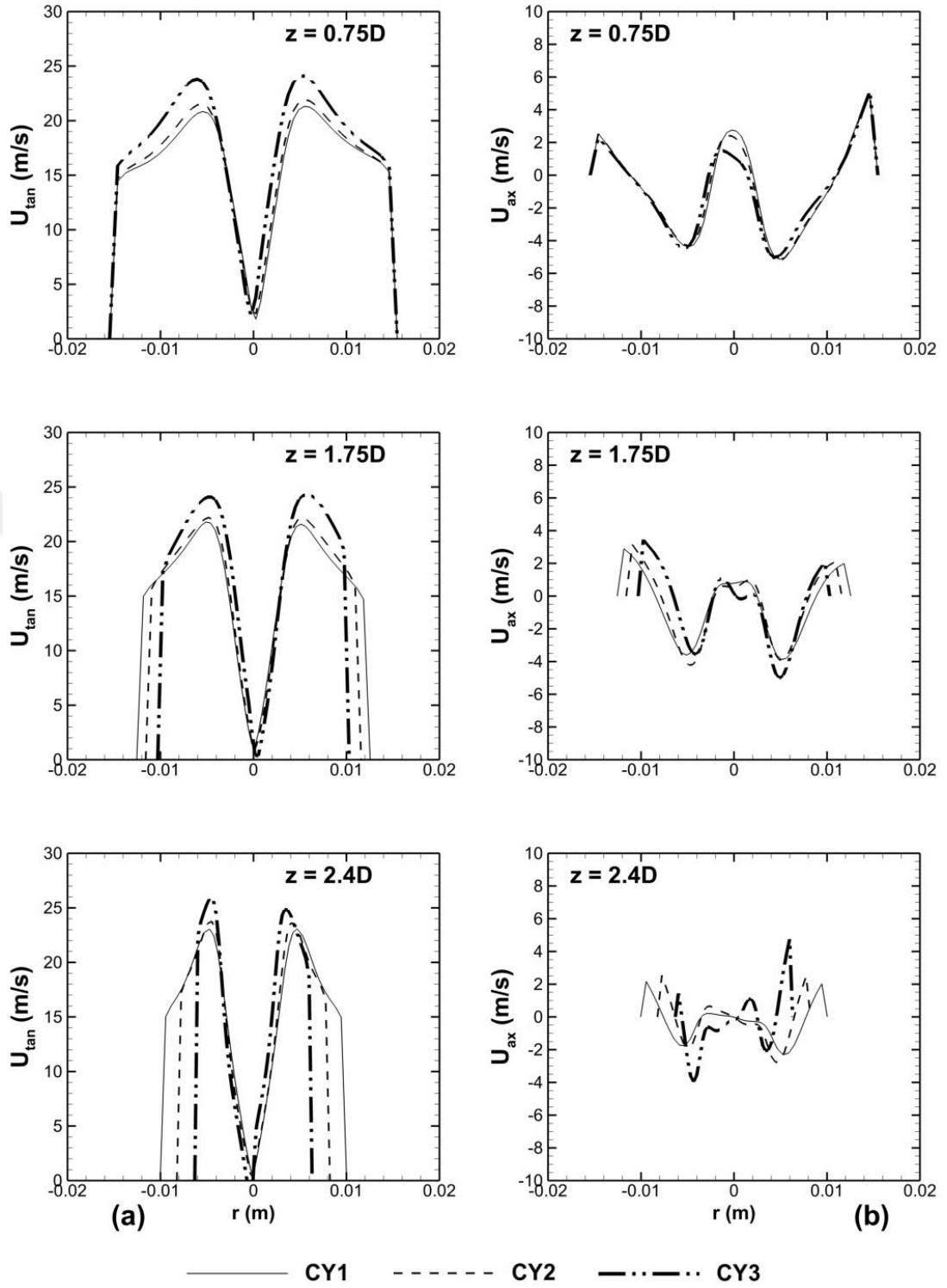
#### 4.4.2. Koni Dip Çapının ( $D_B$ ) Kısa Devre Akışa Etkisi

Koni dip çapı değişiminin, kısa devre akış üzerindeki etkisi için  $z = 0.75, 1.75$  ve  $2.4D$  kesitlerinde teğetsel ve eksenel hız profilleri hesaplanarak, basınç kaybı, kritik çap ve siklon dip debisi parametreleri ile birlikte incelenmiştir. Çizelge 4.18’de koni dip çapı değişiminin etkisi için CY1, CY2 ve CY3 siklonlarına ait geometrik konfigürasyonlar verilmiştir. Hız alanı çözümlemesi sonucunda elde edilen teğetsel ve eksenel hız bileşenleri giriş hızı 8 ve 16 m/s değerleri için sırasıyla Şekil 4.26 ve 4.27’de verilmiştir.

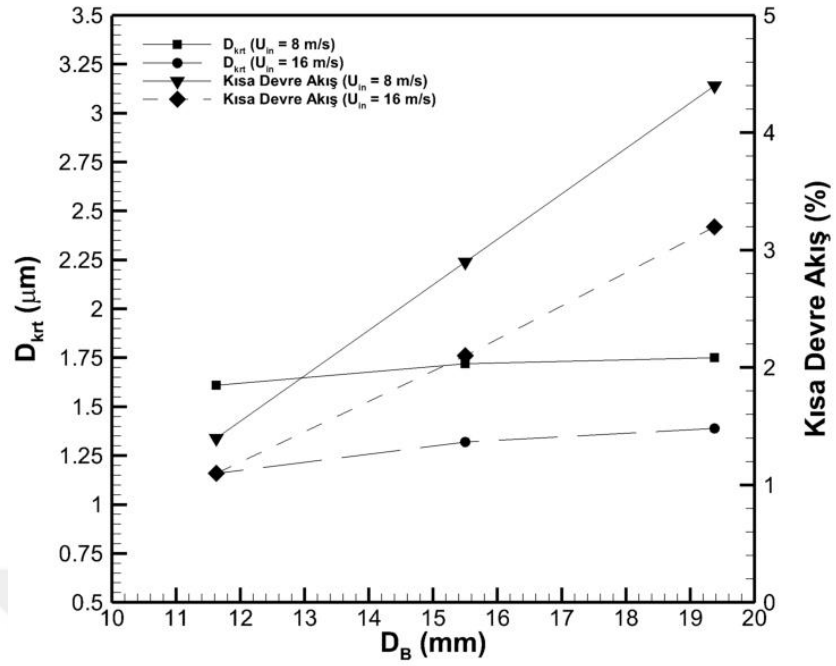
Şekil 4.26a ve 4.27a’da teğetsel hız profilleri incelendiğinde, siklon dip çapının azalması ile birlikte teğetsel hızda bir miktar artış olduğu ve siklon dibine doğru bu farkın azaldığı tespit edilmiştir.



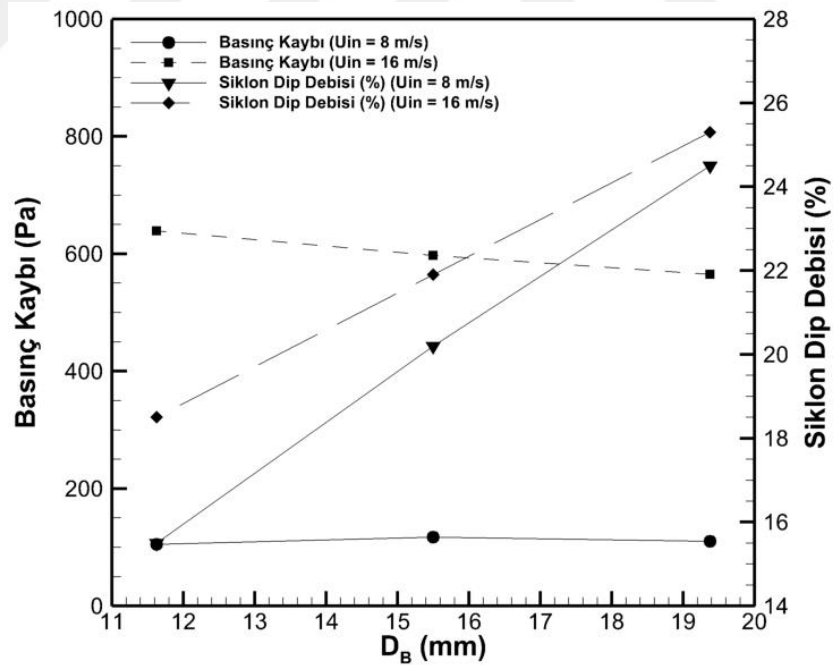
Şekil 4.26. CY1, CY2 ve CY3 siklon konfigürasyonları 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri



Şekil 4.27. CY1, CY2 ve CY3 siklon konfigürasyonları 16 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri



Şekil 4.28. Siklon dip çapının ( $D_B$ ) kritik çap ve kısa devre akışa etkisi



Şekil 4.29. Siklon dip çapının ( $D_B$ ) basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi

Siklon dip çapı değişiminin, kritik çap ve kısa devre akışa etkisi Şekil 4.28'de, basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi Şekil 4.29'da verilmiştir. Maksimum verim, en küçük koni dip çap değeri 11.625 mm için CY3 konfigürasyonunda elde edilmiştir.

Toplam sürtünme yüzey alanı, CY3 siklonu referans alındığında CY2 ve CY1 siklonlarına göre sırasıyla %9.15 ve %13.52 oranında artmaktadır. Bu yüzden maksimum teğetsel hız bileşeni her iki giriş hızı değeri için daha az sürtünme yüzeyine sahip CY3 siklonunda meydana gelmekte ve girdap daha güçlü olmaktadır. Kısa devre akış, koni dip çapı arttıkça artış göstermekte (Şekil 4.28) ve girdap yoğunluğunun azalmasına sebep olmaktadır. Kısa devre akışın artmasından dolayı CY1 siklonunda en düşük verim beklenirken, siklon dip debisinin yüksek olmasından dolayı verim için üç siklonda da önemli değişiklikler gerçekleşmemiştir (Şekil 4.29). Koni dip çapları, siklon performansı açısından karşılaştırıldığında maksimum verim, maksimum teğetsel hız ve minimum kısa devre akışın olduğu durumda elde edilmiştir.

Basınç kayıpları açısından siklon performansı değerlendirildiğinde, maksimum basınç kaybının, azalan koni dip çapı ile birlikte maksimum teğetsel verime sahip CY3 siklonunda gerçekleştiği tespit edilmiştir. Teğetsel hız profillerinde değişimin az olması ve profillerin benzer olmasından dolayı basınç kaybı değerlerinde değişim az miktarda gerçekleşmiştir.

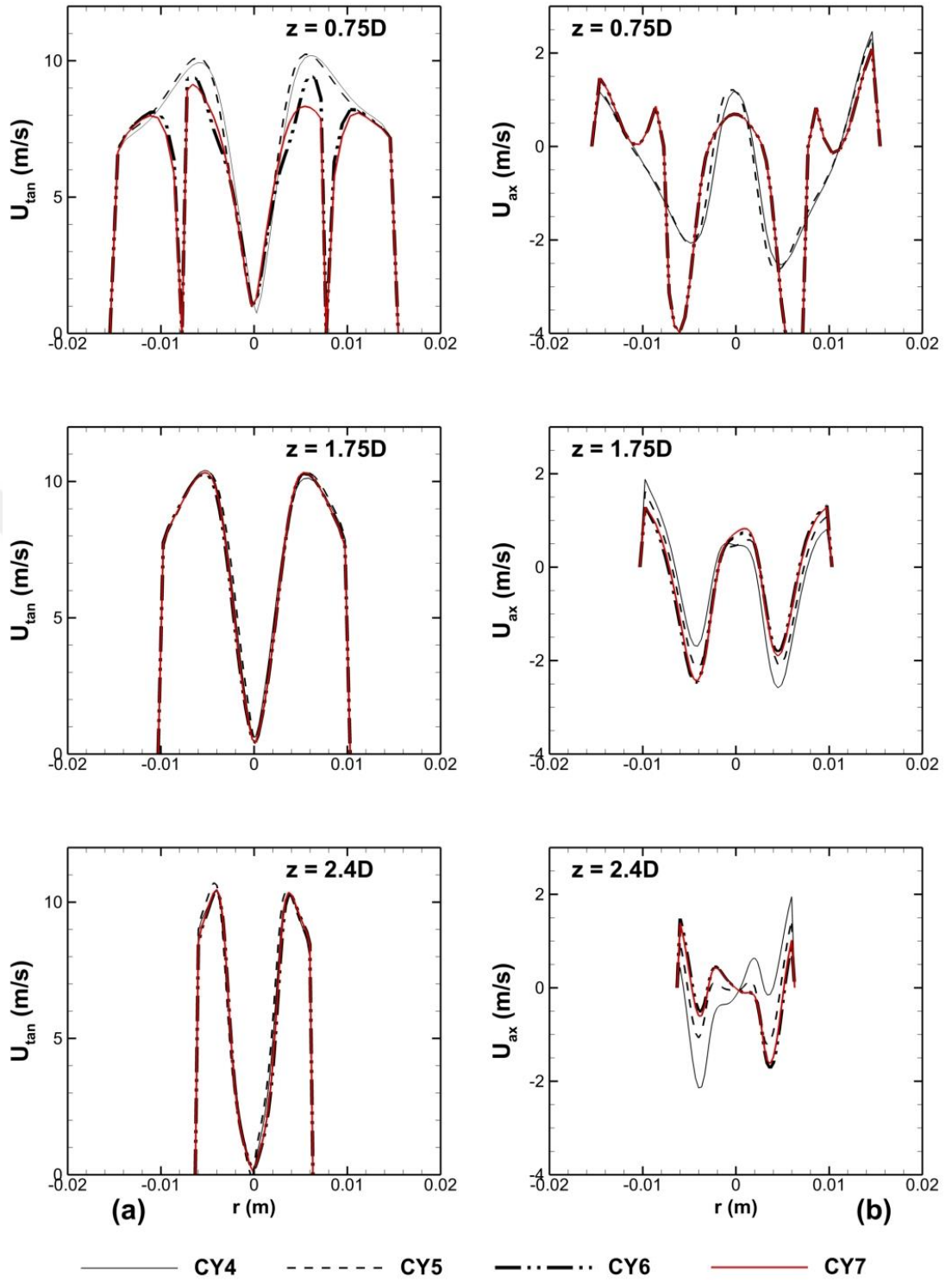
#### **4.4.3. Dalma Borusu Mesafesinin (S) Kısa Devre Akışa Etkisi**

Dalma borusu mesafesi (S) , siklonda giriş kesitinden giren akışın girdap yapısını oluşturması ve iç girdabın siklonu terk etmesinde önemli rol oynar. Dalma borusu mesafesi, siklon giriş yüksekliğinden kısa yapıldığında, kısa devre akışı arttırmakta ve akış dış girdapta aşağı yönde devam etmeden iç girdaba katılarak siklonu terk edebilir. Dalma borusu mesafesinin, uzun olması durumunda, siklonun silindirik kısmından konik kısma geçişte akışın yön değiştirmesi sonucunda, akışın bir bölümünün dalma borusuna doğru olan iç girdaba katılarak kısa devre siklonu terk etmesi söz konusudur.

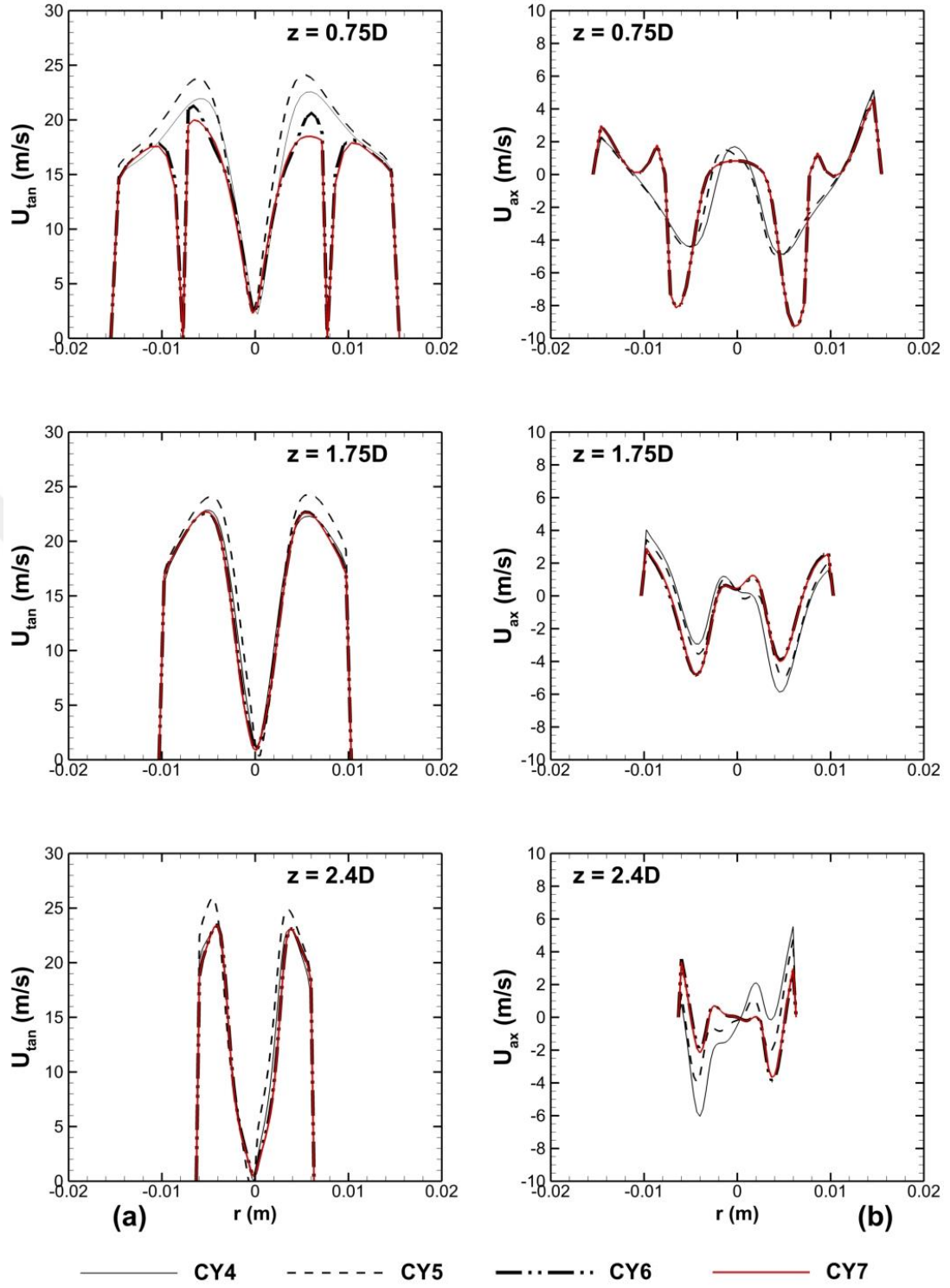
Dalma borusu mesafesi değişiminin, kısa devre akış üzerindeki etkisi için  $z=0.75$ ,  $1.75$  ve  $2.4D$  kesitlerinde teğetsel ve eksenel hız profilleri hesaplanarak, basınç kaybı, kritik çap ve siklon dip debisi parametreleri ile birlikte incelenmiştir. Çizelge 4.18’de dalma borusu mesafesi değişiminin etkisi için CY4, CY5, CY6 ve CY7 siklonlarına ait geometrik konfigürasyonlar verilmiştir. Hız alanı çözümlemesi sonucunda elde edilen teğetsel ve eksenel hız bileşenleri giriş hızı 8 ve 16 m/s değerleri için sırasıyla Şekil 4.30 ve 4.31’de verilmiştir.

Şekil 4.30a’da 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel hız profilleri birbirine yakın olarak hesaplanırken, Şekil 4.31a’da 16 m/s giriş hızı için CY5 siklonunun teğetsel hızı diğer siklonlara göre az miktarda artış gösterdiği tespit edilmiştir. Teğetsel ve eksenel hız profillerinde her iki giriş hızı için  $z=0.75D$  kesitinde CY6 ve CY7 siklonlarının dalma borusu mesafesi kesitin düşey değerinden fazla olduğu için cidar etkisi hız profillerine yansımıştır. CY4 ve CY5 siklonlarının dalma borusu mesafesi kesit değerinden daha kısa olduğu için, hız profilinde cidarla kesişim etkisi görülmemektedir.

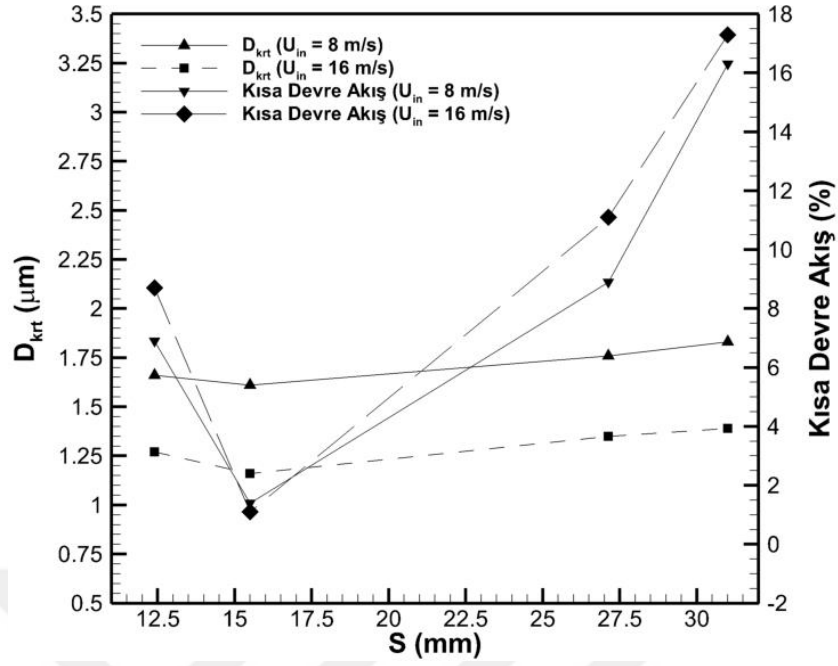




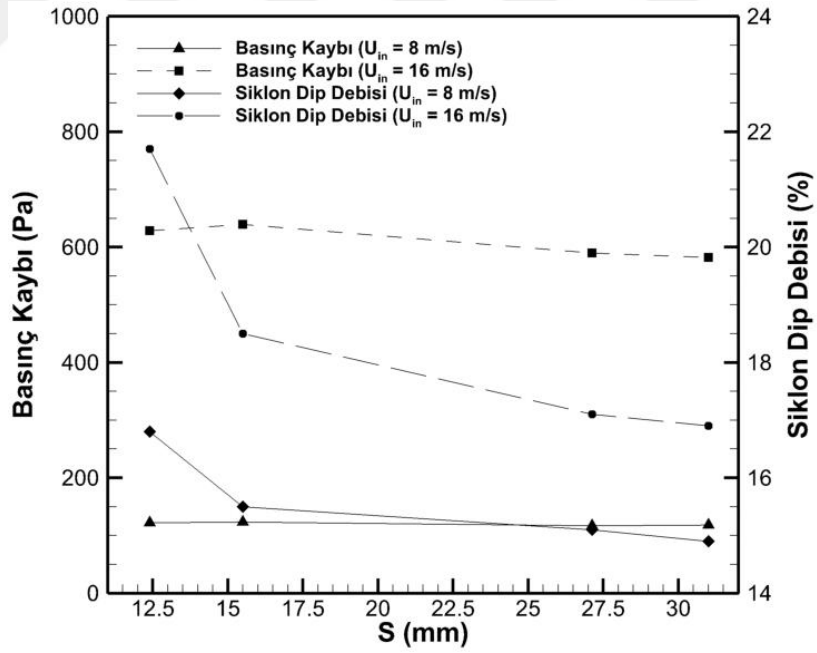
Şekil 4.30. CY4, CY5, CY6 ve CY7 siklon konfigürasyonları 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve aksenal (b) hız profilleri



**Şekil 4.31.** CY4, CY5, CY6 ve CY7 siklon konfigürasyonları 16 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri



Şekil 4.32. Dalma borusu mesafesinin ( $S$ ) kritik çap ve kısa devre akışa etkisi



Şekil 4.33. Dalma borusu mesafesinin ( $S$ ) basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi

Siklon dalma borusu mesafesi değişiminin, kritik çap ve kısa devre akışa etkisi Şekil 4.32’de, basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi Şekil 4.33’de verilmiştir. Teğetsel hız bileşeninin santrifüj kuvvet üzerinde baskın olmasından dolayı maksimum partikül toplama verimi her iki giriş hızı değeri için CY5 siklonunda ( $S=0.5D$ ) gerçekleşmiştir.

En kısa dalma borusu mesafesine sahip CY4 ( $S=0.4D$ ) siklonunda artan kısa devre akışa bağlı olarak girdap yoğunluğu ve basınç kaybı azalmaktadır. Bu siklonda giriş yüksekliği ( $a$ ) ve dalma borusu mesafesi ( $s$ ) aynı olduğundan CY5 siklonuna göre giriş kesitinden gelen akış dalma borusuna daha kolay ulaşmakta ve daha fazla kısa devre akışa neden olmaktadır. Sadece en kısa dalma borusu mesafesine sahip siklonda (CY4) eksenel hız profili ve siklon dip debisi artış göstermekte fakat partikül toplama verimi kısa devre akıştan dolayı dūřuk gerçekleşmektedir. CY5 siklonu optimum dalma borusu mesafesine sahip ve minimum kısa devre akış bu konfigürasyonda gerçekleşmektedir. CY5 siklonu hız profilleri açısından incelendiğinde teğetsel hız profilinin maksimum olmasından dolayı basınç kaybı bu konfigürasyonda maksimum olarak gerçekleşmektedir. Dalma borusu CY6 ve CY7 siklonlarında konik kısma yaklaştığından, bu bölgede akışın silindirik kısımdan konik kısma doğru geçişi olduğundan akış yön değiştirmekte ve akışın bir kısmı dalma borusuna kısa devre akış olarak dahil olmaktadır. Bu sonuçlar Xiang ve Lee (2005) tarafından gerçekleştirilen çalışmalarla uyumludur. Partikül toplama verimi, teğetsel hızın azalması ve kısa devre akışın artmasından dolayı CY6 ve CY7 siklonları için CY5’e göre daha dūřuk gerçekleşmektedir.

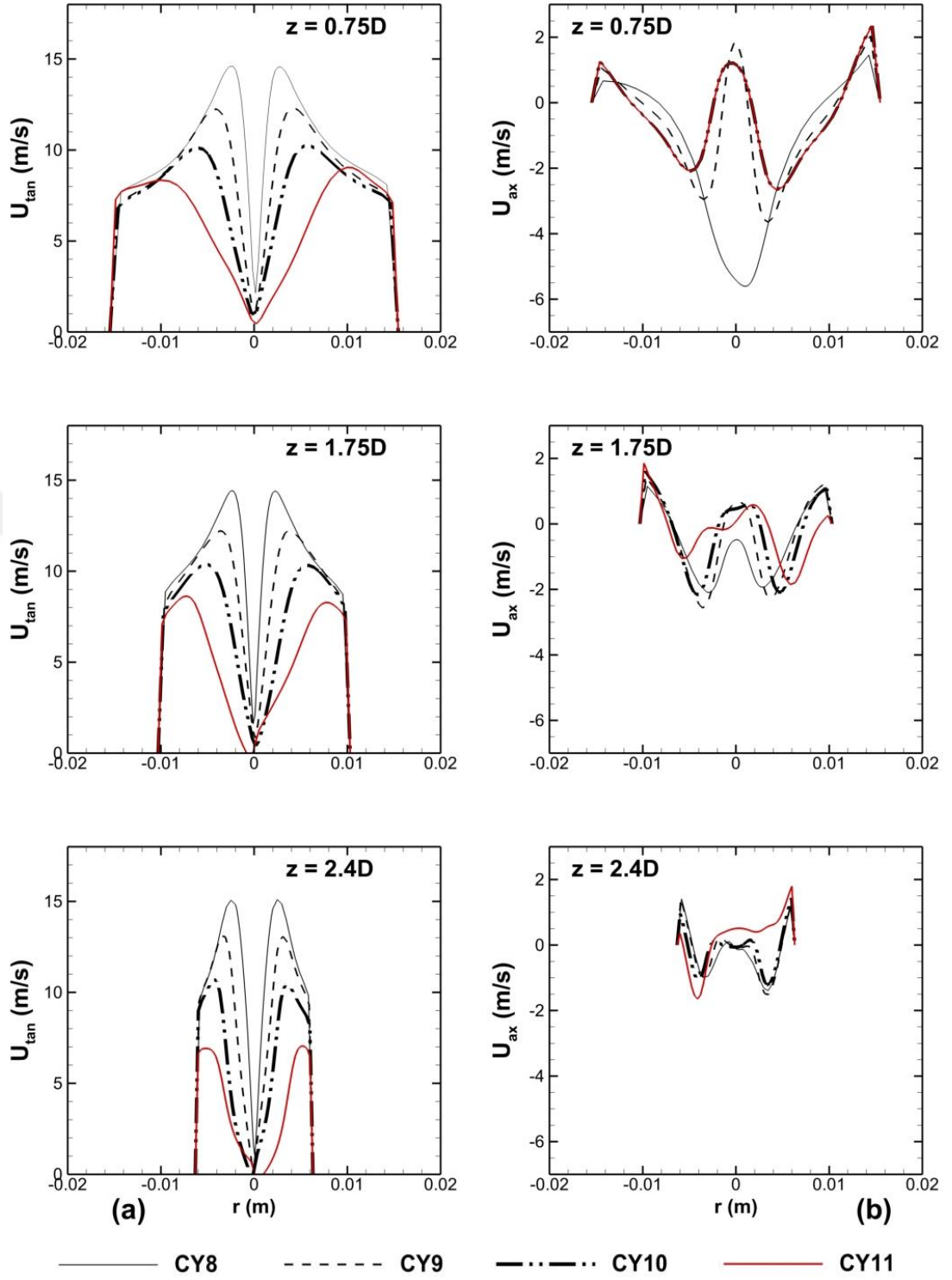
Basınç kaybı artan teğetsel hızla birlikte artmakta ve CY5 siklonunda maksimum basınç kaybı gerçekleşmektedir. Siklon dip debisi, dalma borusu mesafesinin artması ile birlikte azalmaktadır. Siklon dip debisi, CY4 ve CY5 siklonlarında keskin bir dūřüř gerçekleşmekte ve bu durum eksenel hız profilleri ile açıklanabilmektedir. CY4 siklonunda eksenel hız CY5 siklonuna göre daha yüksek olmaktadır. CY6 ve CY7 siklonları için her iki giriş hızı değerinde siklon dip debisi ve eksenel hız değerleri artan sürtünme yüzey alanı ile azalan girdap yoğunluğuna rağmen benzerlik göstermektedir.

#### 4.4.4. Çıkış Çapının ( $D_E$ ) Kısa Devre Akışa Etkisi

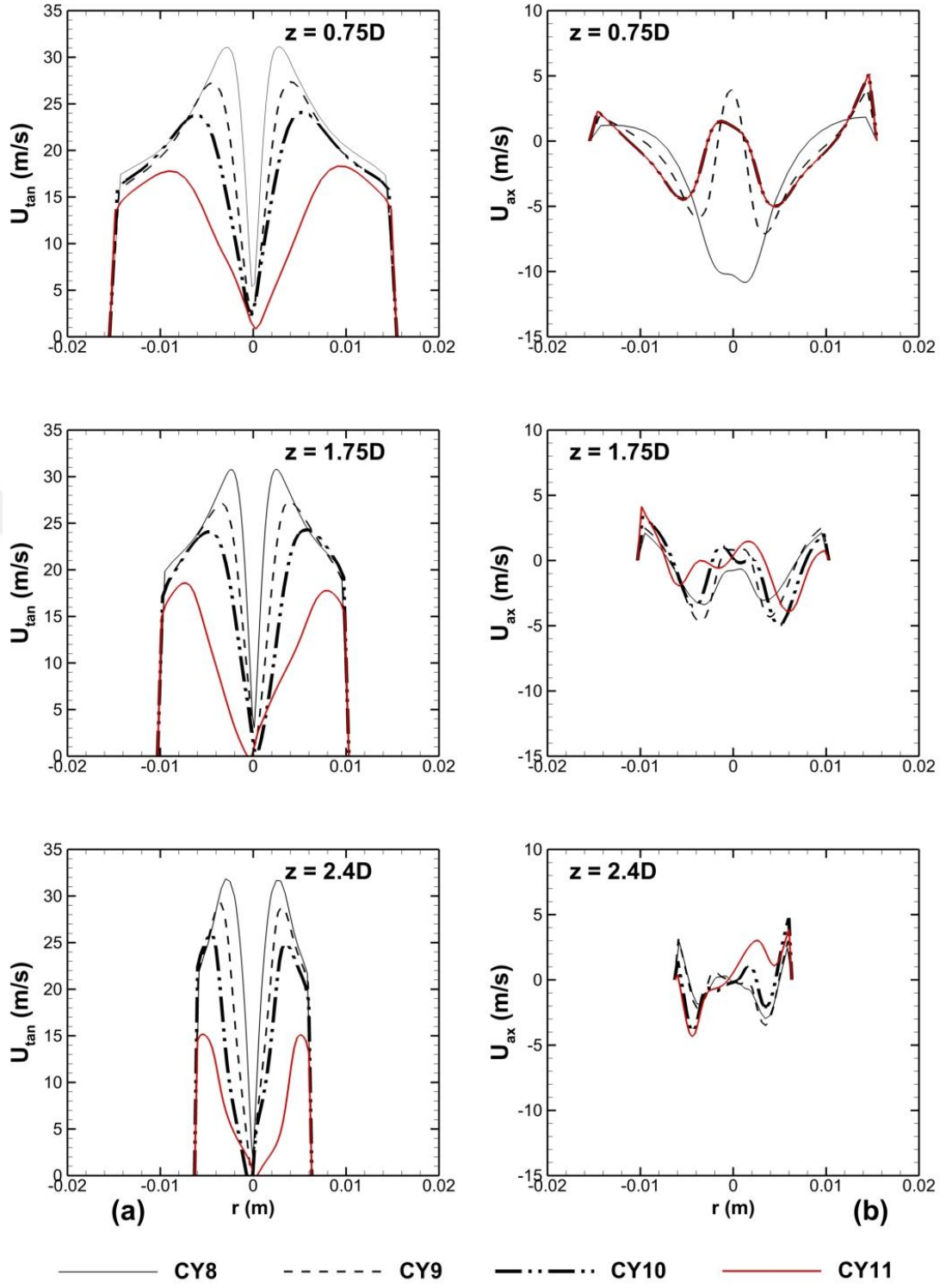
Çıkış çapı değişiminin, kısa devre akış üzerindeki etkisi için  $z=0.75$ ,  $1.75$  ve  $2.4D$  kesitlerinde teğetsel ve aksenal hız profilleri hesaplanarak, basınç kaybı, kritik çap ve siklon dip debisi parametreleri ile birlikte incelenmiştir. Çizelge 4.18’de dalma borusu mesafesi değişiminin etkisi için CY8, CY9, CY10 ve CY11 siklonlarına ait geometrik konfigürasyonlar verilmiştir. Hız alanı çözümlenmesi sonucunda elde edilen teğetsel ve aksenal hız bileşenleri giriş hızı  $8$  ve  $16$  m/s değerleri için sırasıyla Şekil 4.34 ve 4.35’de verilmiştir.

Şekil 4.34a ve 4.35a’da teğetsel hız profilleri artan çıkış çapı ile birlikte azaldığı, maksimum teğetsel hızın en küçük çıkış çapı değerinde ( $D_E=0.3D$ ) gerçekleştiği tespit edilmiştir.

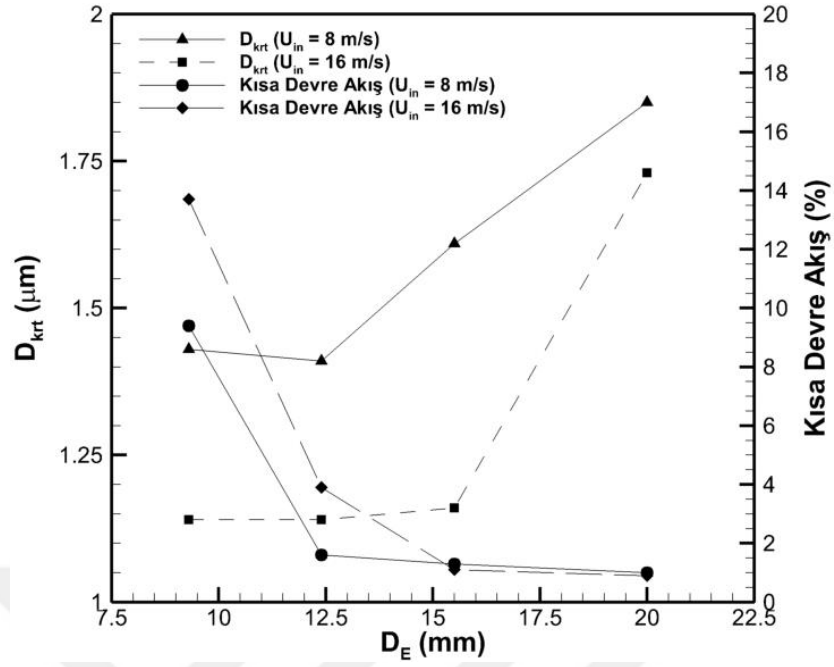
Şekil 4.34b ve 4.35b’de aksenal hız profilleri incelendiğinde, her iki giriş hızı değerinde  $z=0.75D$  kesitinde CY8 siklonunda hız profilinin şekli “V” olarak tespit edilirken diğer kesitlerde “W” formuna dönüşmektedir. Diğer siklon konfigürasyonlarında ise aksenal hız profili formu “W” formunda gerçekleşmektedir. Elsayed ve Lacor (2011a) bu durumun maksimum aksenal akışta %73 artış sağladığını bildirmişlerdir. Hoekstra (2000) bu durumu, dalma borusunda meydana gelen sürtünme kayıplarından dolayı girdap gücü ters basınç gradyanını etkilemekte ve küçük çaplar için girdap gücü artarken ters basınç gradyanının aşılması şeklinde açıklamıştır.



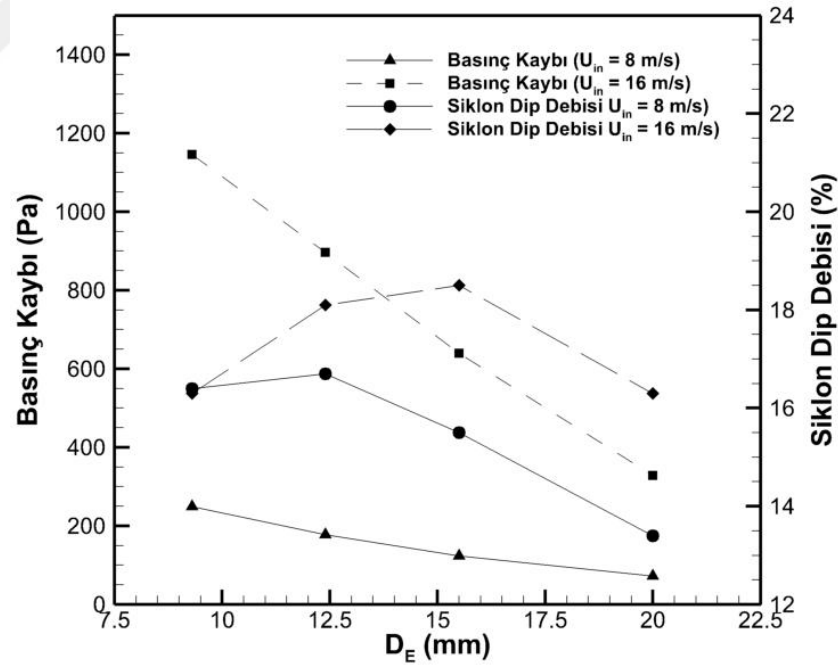
Şekil 4.34. CY8, CY9, CY10 ve CY11 siklon konfigürasyonları 8 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri



Şekil 4.35. CY8, CY9, CY10 ve CY11 siklon konfigürasyonları 16 m/s giriş hızı değeri için teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri



Şekil 4.36. Çıkış çapının ( $D_E$ ) kritik çap ve kısa devre akışa etkisi



Şekil 4.37. Çıkış çapının ( $D_E$ ) basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi



Siklon çıkış çapı değişiminin, kritik çap ve kısa devre akışa etkisi Şekil 4.36'da, basınç kaybı ve siklon dip debisine etkisi Şekil 4.37'de verilmiştir. Teğetsel hız profilleri incelendiğinde çıkış çapının artması ile birlikte verim düşmekte ve basınç kaybı azalmaktadır. Çıkış çapının artması ile birlikte giriş kesitinden gelen akışın, siklonda temas ettiği silindirik sürtünme yüzey alanının artmasından dolayı sürtünme kuvveti artmakta ve girdap yoğunluğu azalmaktadır. En küçük çıkış çapı maksimum verimi sağlarken aynı zamanda maksimum kısa devre akışa neden olmaktadır. Bu durum Şekil 4.25'de CY8 ve CY10 için verilen vektörel hız büyüklüklerinde küçük çap için hız değerinin artması olarak açıklanabilir.

#### 4.4.5. Değerlendirme

Bu bölümde Xiang ve ark. (2001) tarafından deneysel olarak çalışılan siklon geometrisi kullanılarak, siklon dip çapı ( $D_B$ ), dalma borusu mesafesi ( $S$ ) ve çıkış çapı ( $D_E$ ) parametrelerinin kısa devre akışa etkisi ve siklon performansının değişimi RSM türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak Çizelge 4.18'de belirtilen geometrik konfigürasyon kullanılarak irdelenmiştir.

Siklon dip çapı değişiminde kısa devre akış trendi her iki giriş hızı için benzer olduğu minimum kısa devre akışın, maksimum teğetsel hız ve basınç kaybının meydana geldiği minimum siklon dip çapında gerçekleşmiştir. Siklon koni dip çapının azalması ile birlikte partikül toplama verimi, basınç kaybı, kısa devre akış ve siklon dip debisinin aynı anda arttığı tespit edilmiştir.

Dalma borusu mesafesinin teğetsel hız bileşeni üzerinde önemli etkisi olmadığı fakat en kısa dalma borusu mesafesi için kısa devre akışın arttığı saptanmıştır.  $S=0.5D$  değeri kısa devre akış için optimum değerdir ve artan dalma borusu mesafeleri ile birlikte konik kısma geçişte akışın doğrultusunun değişmesinden dolayı kısa devre akış miktarı artmaktadır. Siklon dip debisi, artan dalma borusu mesafesi ile birlikte artan sürtünme yüzeyinden dolayı azalmaktadır.

Siklon çıkış çapı, kritik çap ve teğetsel hız bileşenleri üzerinde önemli etkiye sahiptir. Artan çıkış çapı ile birlikte sürtünme yüzeyinin artması, girdap yoğunluğunu azaltırken basınç kaybında düşüşe neden olmuştur.  $D_E=0.3D$  siklon konfigürasyonunda yer alan en küçük çıkış çapıdır. Bu çapta Hoekstra (2000) tarafından açıklanan eksenel hız profilinin “W” formundan “V” formuna geçmesi nedeni ile maksimum kısa devre akış ve basınç kaybı gerçekleşmiştir.

#### **4.5. Ters Akışlı Sanal Gövdeli Siklonlarda Ayırıştırma Hacmi Çaplarının Performansa Etkisi**

Bölüm 4.2.4’de doğrulama çalışması verilen  $20 \times 3 \text{ mm}^2$  giriş kesitli ters akışlı sanal gövdeli siklonda, siklon ayırıştırma hacmi çapının (D) siklon performansına etkisi eksenel ve teğetsel hız profilleri, basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından bu bölümde incelenmiştir.

##### **4.5.1. Akış Konfigürasyonu ve Nümerik Analiz**

Çözümde kullanılan nümerik şemalar Çizelge 4.2’de, ters akışlı sanal gövdeli siklona ait geometrik konfigürasyon ise Çizelge 4.20’de belirtilmiştir. Performans analizinde kullanılan başlangıç ve sınır şartları Çizelge 4.12’de verilmiştir.

**Çizelge 4.20.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon için sayısal çalışmada kullanılan boyutlar

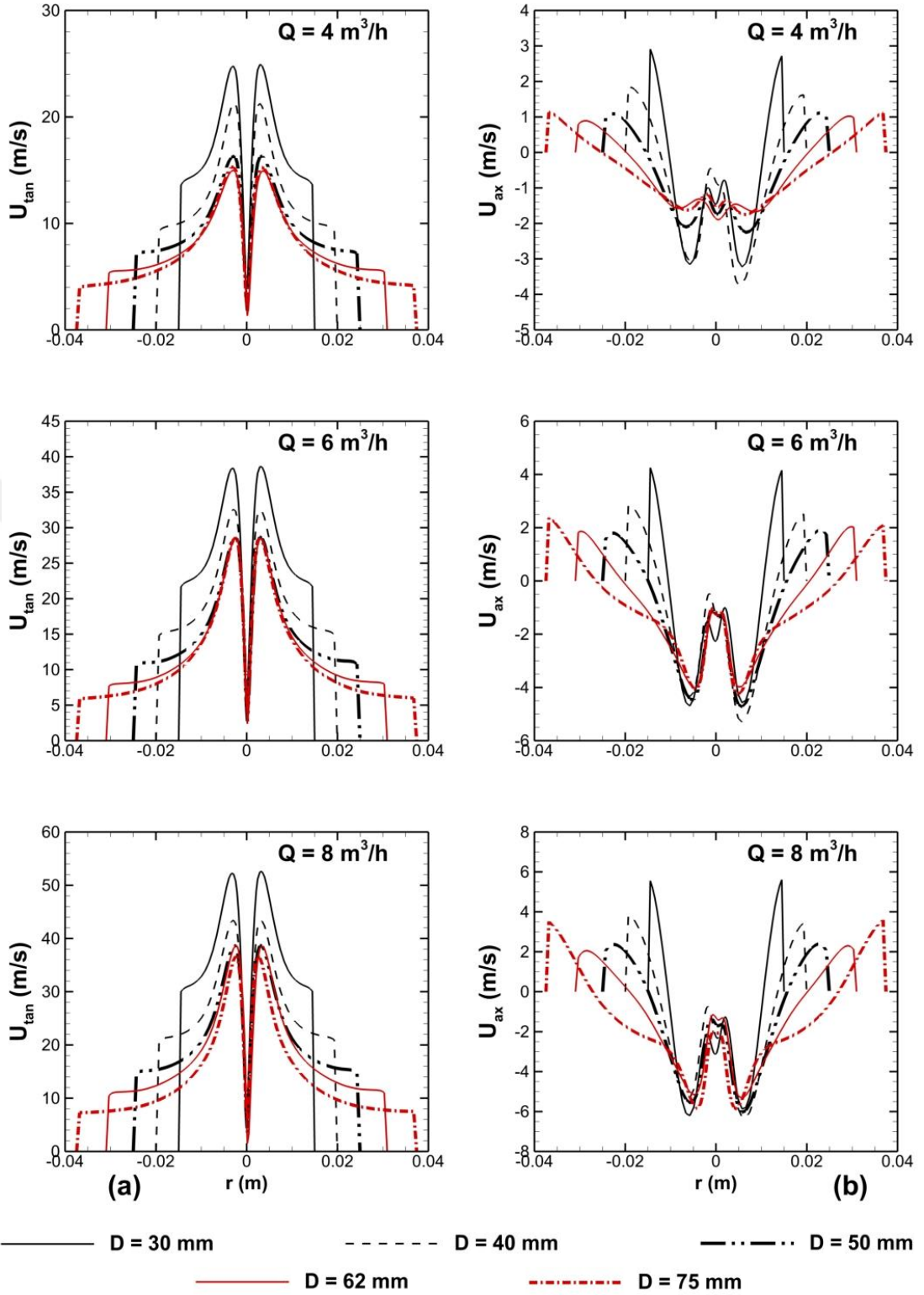
	<b>Boyut (mm)</b>
Ayırıştırma hacmi çapı (D)	30, 40, 50, 62, 75
Siklon çapı ( $D_1$ )	25
Giriş yüksekliği (a)	20
Giriş genişliği (b)	3
Girdap durdurucu mesafesi ( $L_b$ )	50
Sürtünme yüzeyi yüksekliği (H)	40
Çıkış çapı ( $D_E$ )	11
Dalma borusu mesafesi (s)	25

**Çizelge 4.21.** Ters akışlı sanal gövdeli siklon ( $a \times b = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) geometrik konfigürasyon ve bu konfigürasyona ait siklon dolun hacmi, dolun zamanı ve eleman sayıları

	<b>Ayrıştırma Hacmi Çapı (D) : mm</b>				
	<b>30</b>	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>62</b>	<b>75</b>
<b>Siklon Hacmi (<math>\text{m}^3</math>)x <math>10^3</math></b>	0.09456	0.15213	0.22621	0.33680	0.48334
<b><math>t_{\text{res}}</math> (s) (Q = 4 <math>\text{m}^3</math> / h)</b>	0.085	0.137	0.204	0.303	0.435
<b><math>t_{\text{res}}</math> (s) (Q = 6 <math>\text{m}^3</math> / h)</b>	0.057	0.091	0.136	0.202	0.290
<b><math>t_{\text{res}}</math> (s) (Q = 8 <math>\text{m}^3</math> / h)</b>	0.043	0.068	0.102	0.152	0.218
<b>Eleman Sayısı</b>	137 264	162 824	196 904	249 901	282 104

Ters akışlı sanal gövdeli siklon analizinde 4, 6 ve 8  $\text{m}^3/\text{h}$  debi değerleri için Çizelge 4.20’de belirtilen ayrıştırma hacmi çap değerleri 30, 40, 50, 62 ve 75 mm için siklon performansı basınç kaybı ve partikül toplama verimi açısından değerlendirilmiştir. Sayısal analizde akış alanı geçici rejimde 0.0001 s zaman adımı ile hesaplanmıştır. Zaman adımının belirlenmesinde Çizelge 4.21’de belirtilen siklon dolun zamanı bir mertebe daha düşük alınarak kullanılabilir. Diğer çalışmalarda olduğu gibi zaman adımı başına iterasyon sayısının optimize edilmesi ve çözüm zamanının etkin kullanımı için zaman adımı 0.0001 s olarak alınmıştır.

Hız alanı Euler yaklaşımı ile çözümlenirken, partikül fazı ise Çizelge 4.17’deki ayrık faz sınır şartları referans alınarak Lagrange yaklaşımı ile çözümlenmiştir. Çözüm aşamasında tek yönlü bağlaşım kabulü yapılarak partikülün sadece ana faz akımından etkilendiği kabulü ile partikül-partikül ve partikül-ana akım etkileşimi ihmal edilmiştir.



**Şekil 4.38.** Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) ayırıştırma hacmi çapları için  $z = 65 \text{ mm}$  kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri

#### 4.5.2. Hız Alanı

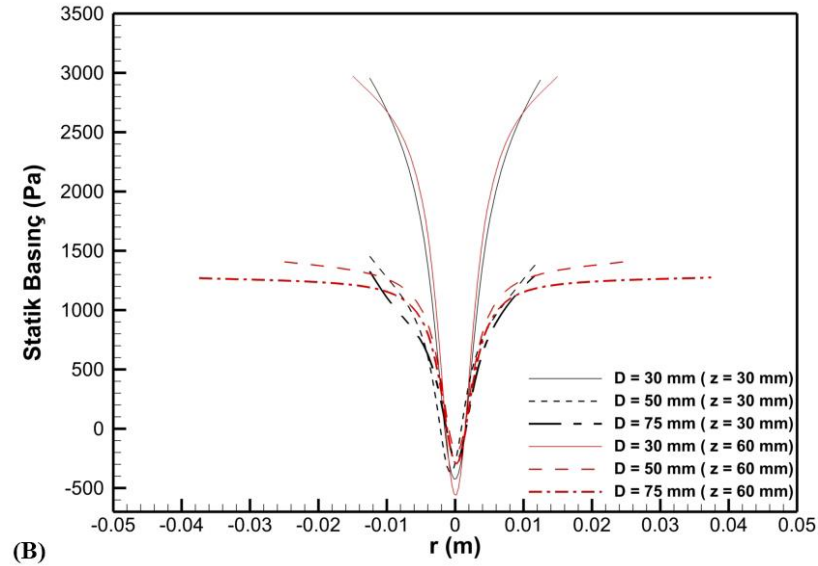
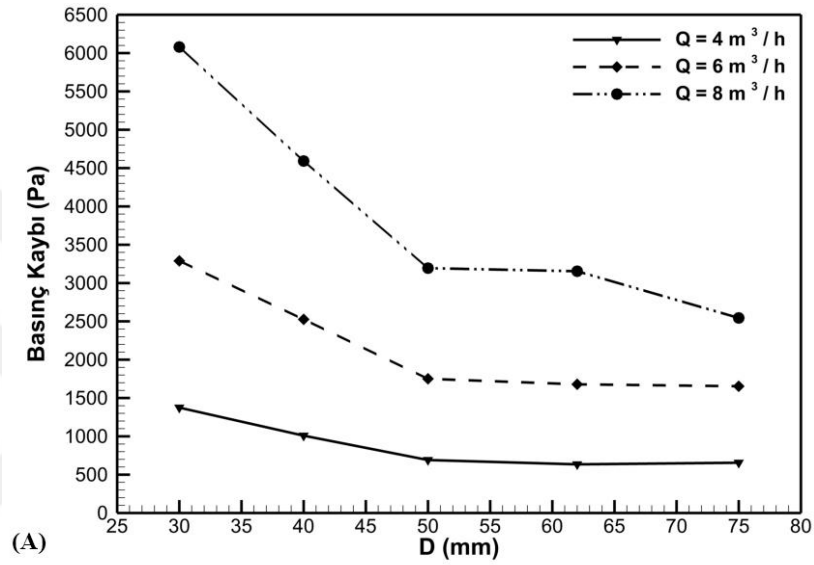
Teğetsel hız bileşeni, siklon ayırıcılarda ayırıştırma işleminin gerçekleştirilmesinde majör rol oynar ve aynı zamanda cidardaki sürtünmeden dolayı basınç kayıplarının oluşumunda en önemli bileşenlerden biridir. Şekil 4.38a'da farklı debi değerleri için farklı siklon ayırıştırma hacmi çaplarında teğetsel hız profilleri verilmiştir. Debi değeri arttıkça teğetsel hız beklenildiği gibi artmaktadır. Teğetsel hızın değişimi farklı ayırıştırma hacmi çaplarında aynı debi değeri için irdelendiğinde, tüm debi değerlerinde teğetsel hız, ayırıştırma hacmi çapının azalması ile birlikte artış göstermiştir. Ayırıştırma hacminin artması ile birlikte sürtünme yüzeylerinin artması ve bu durumun girdap yoğunluğunun azalması olarak açıklanabilir. Maksimum teğetsel hızın giriş hızına oranı 30 ve 40 mm ayırıştırma hacmi çapları için 1.15 ile 1.41 arasında değişmekte, daha büyük çaplar için bu değer 0.81 ile 1.01 arasında gerçekleşmektedir. Maksimum teğetsel hız artan ayırıştırma hacmi çapı ile birlikte azalmakta ve 50 mm değerinden sonra yaklaşık sabit kalmaktadır. D=30 mm en küçük çap değeri en yüksek teğetsel hız bileşenine sahip olduğundan en yüksek basınç kaybı ve toplam verim değerleri bu çapta görülmektedir. Artan ayırıştırma hacmi çapı ile birlikte, teğetsel hız bileşeninde düşüş tüm debi değerleri için gerçekleşmiştir.

Şekil 4.38b'de verilen aksel hız profillerinde aksel hızın, ayırıştırma hacminin azalmasına bağlı olarak arttığı ve özellikle 30 ve 40 mm ayırıştırma hacmi çaplarında, siklon gövde çapı ile ayırıştırma hacmi çapı arasında farkın az olması, aksel akışın aşağı yönde hızlanmasına neden olduğu tespit edilmiştir. Ayırıştırma hacmi çapının diğer değerleri için aşağı yönde gelişen aksel akış, ayırıştırma hacminin genişlemesinden dolayı çok fazla değişim göstermemekte ve en büyük çap değeri olan 75 mm'de yüksek debilerde aksel hızda sert bir düşüş gerçekleşmektedir.

Yukarı yönde aksel akış profili 6 ve 8 m<sup>3</sup>/h debi değerlerinde hız profilleri benzer davranış sergilemektedir. 4 m<sup>3</sup>/h debi değerinde, 50,62 ve 75 mm ayırıştırma hacmi çapları için yukarı yönde aksel akış diğer değerlerden daha küçük gerçekleşmekte ve bu durum artan yüzey alanı ile birlikte girdap yoğunluğunun azalması ve hız profilinin diğerleri gibi gelişmemesi olarak yorumlanabilir.

### 4.5.3. Basınç Kaybı

Şekil 4.39a’da basınç kayıpları, giriş debi değerleri ve farklı ayırıştırma hacmi çapları için verilmiştir. Ayırıştırma hacmi çapları açısından değerlendirildiğinde, basınç kaybı 50 mm ayırıştırma hacmi çapına kadar artan çap değeri ile birlikte neredeyse %50 azaldığı ve 50 mm değerinden sonra yaklaşık sabit kaldığı tespit edilmiştir.

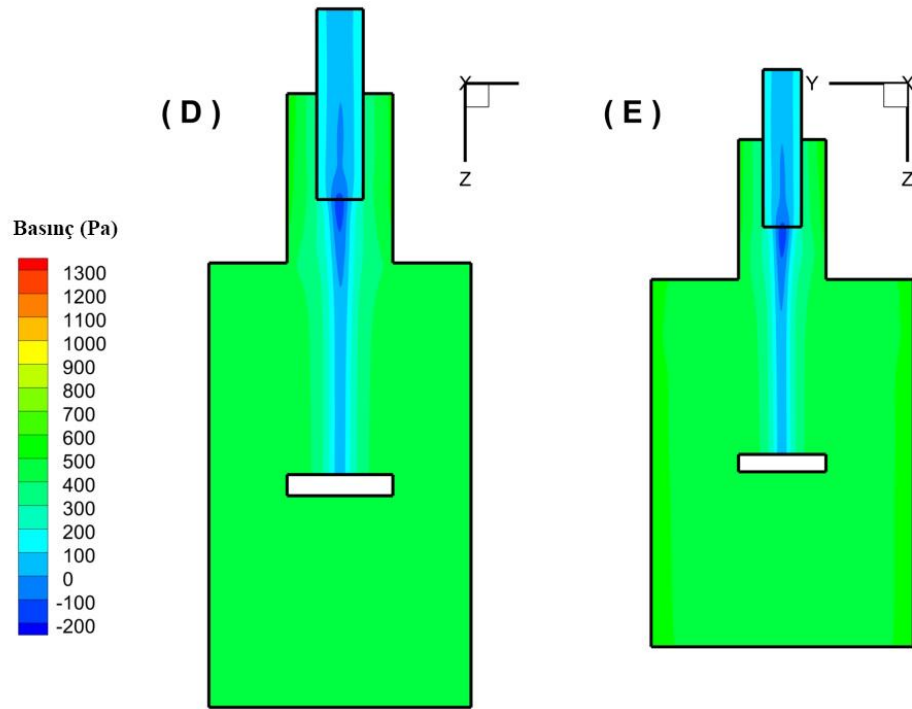
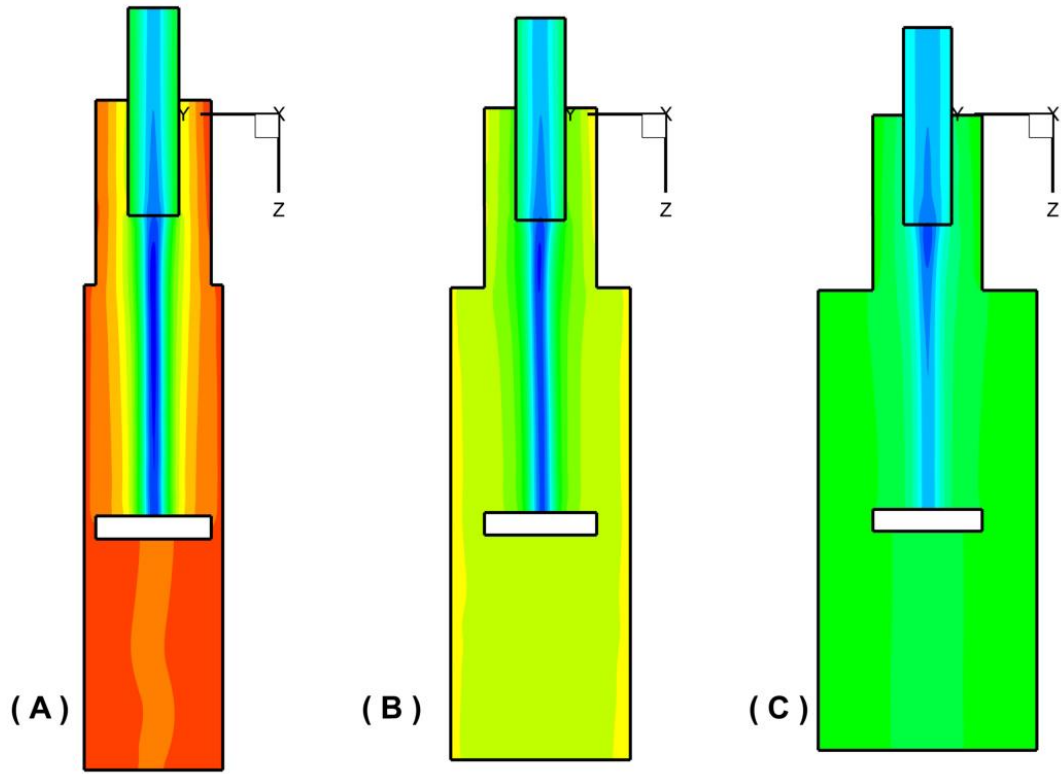


Şekil 4.39. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) 4, 6 ve  $8 \text{ m}^3/\text{h}$  debi değerleri için basınç kayıplarının ayırıştırma hacmi çapına bağlı değişimi (a), statik basıncın  $6 \text{ m}^3/\text{h}$  debi için  $z = 30$  ve  $60 \text{ mm}$  kesitindeki değişimi (b)

Teğetsel hız bileşeninin, basınç kaybında majör etkiyi oluşturduğu dikkate alınrsa, Şekil 4.38a'da verilen teğetsel hız profilleri ile basınç kaybı değerlerindeki değişimin uyum içinde olduğu anlaşılmaktadır.

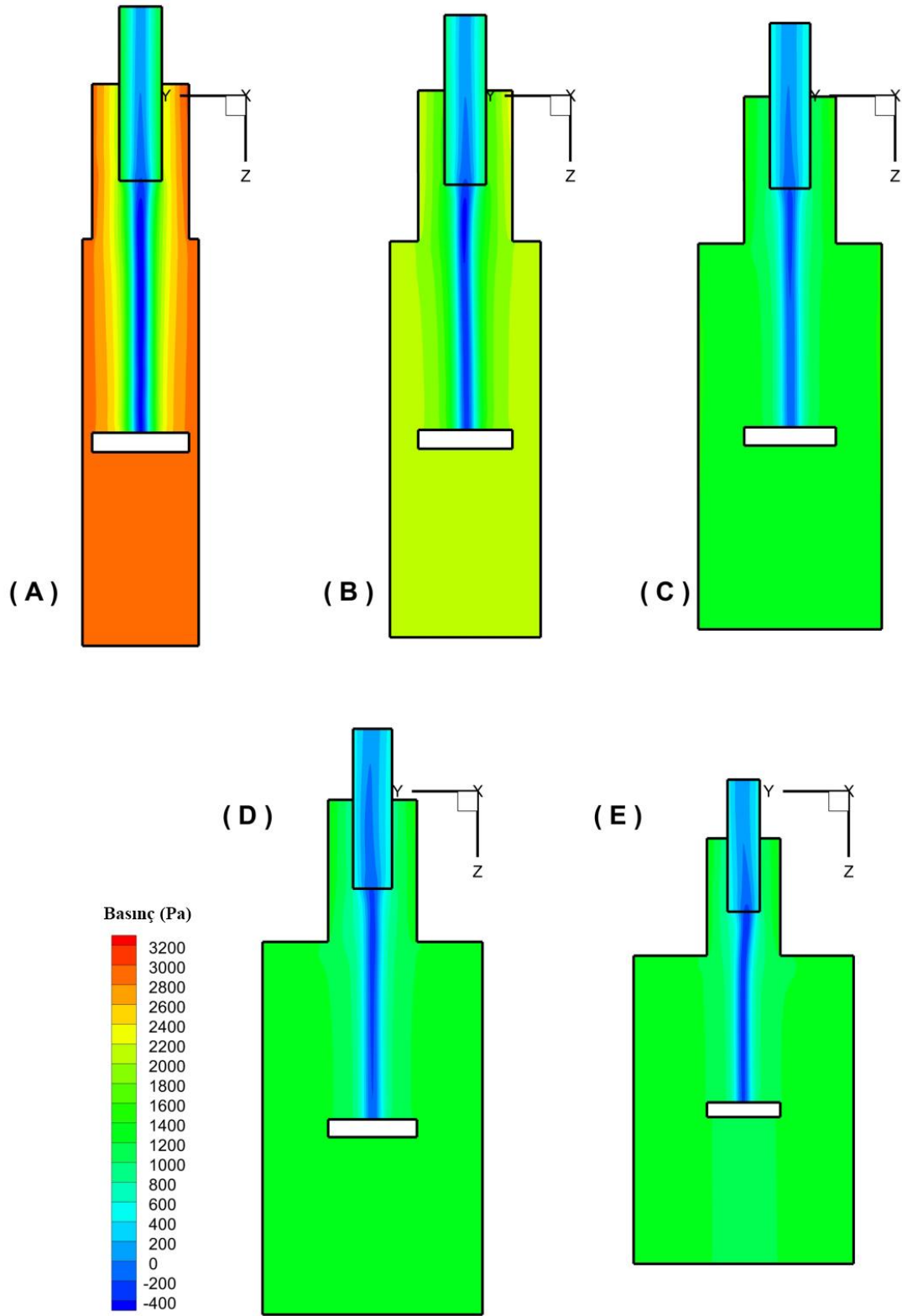
Şekil 4.39b'de statik basınç değişimi ayrıştırma hacmi çapı 30,50 ve 75 mm değerleri için 6 m<sup>3</sup>/h debide z = 30 ve 60 mm kesitlerinde verilmiştir. Ayrıştırma hacmi çapı 30 mm değeri için statik basınç değişimi maksimum seviyede gerçekleşirken, 50 ve 75 mm değerleri için ise değişim daha az olmaktadır. Ayrıştırma hacmi çapları açısından değerlendirildiğinde, basınç kaybı  $D_1/D$  oranı 0.5 değerine kadar %50 azaldığı,  $D_1/D < 0.5$  için yaklaşık sabit kaldığı tespit edilmiştir.

Şekil 4.40, 4.41 ve 4.42'de sayısal çözümlemede kullanılan tüm konfigürasyonlara ait statik basınç konturları verilmiştir. Basınç konturları incelendiğinde artan debi ile birlikte basınç kayıplarının, artan sürtünme kuvvetine bağlı olarak arttığı statik basınç konturlarından anlaşılmaktadır. Ayrıca, girdap yapısı incelendiğinde akış konfigürasyonunun tümünde merkezci girdap yapısının olduğu statik basınç konturlarından görülmektedir. Bu durumda akış girdap durdurucuya kadar ilerlemekte ve temas sonrası siklonu terk etmektedir.

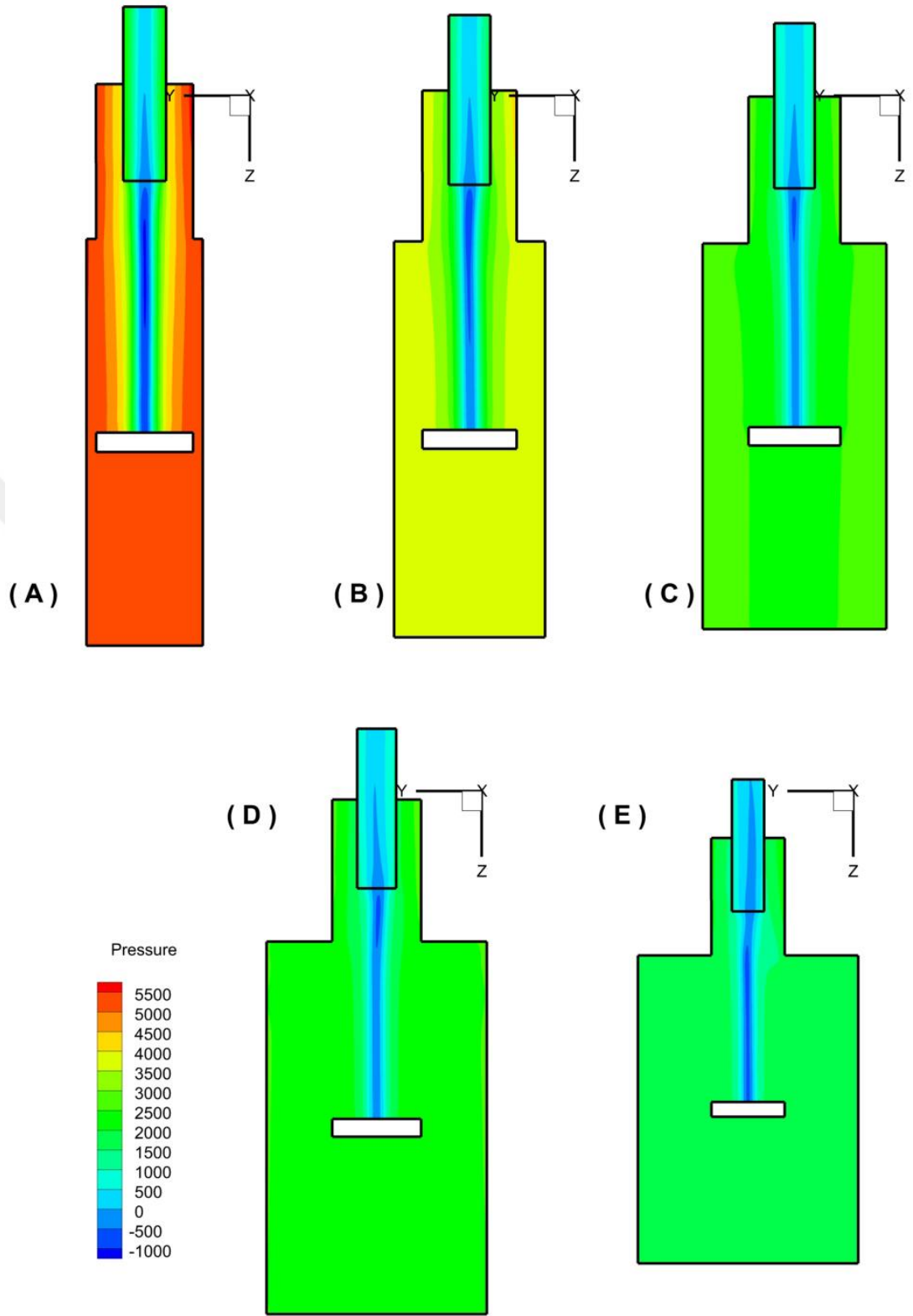


**Şekil 4.40.** Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $a \times b = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ )  $4 \text{ m}^3/\text{h}$  debi değerleri için  $D = 30$  (a),  $40$  (b),  $50$  (c),  $62$  (d) ve  $75$  (e) mm için statik basınç konturları ( $x = 0$ )





**Şekil 4.41.** Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $a \times b = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ )  $6 \text{ m}^3/\text{h}$  debi değerleri için  $D = 30$  (a),  $40$  (b),  $50$  (c),  $62$  (d) ve  $75$  (e) mm için statik basınç konturları ( $x = 0$ )

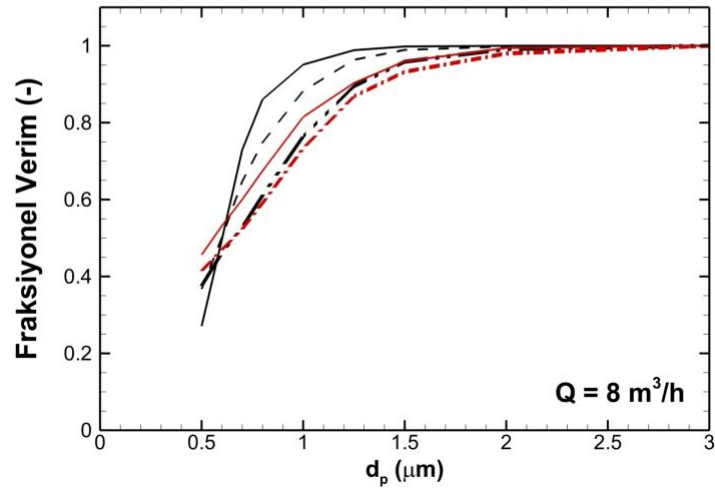
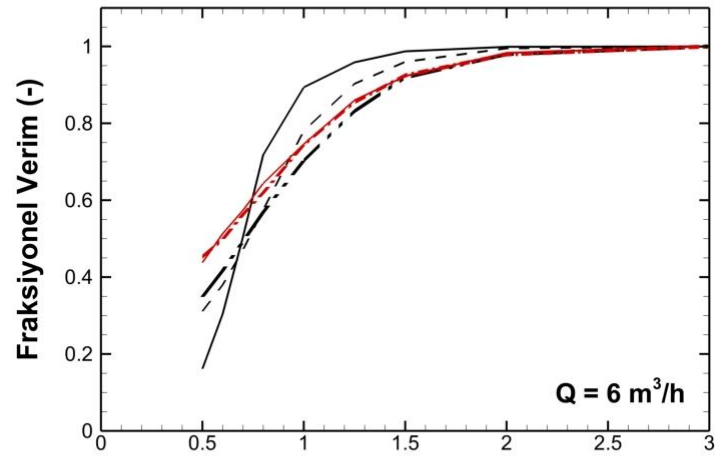
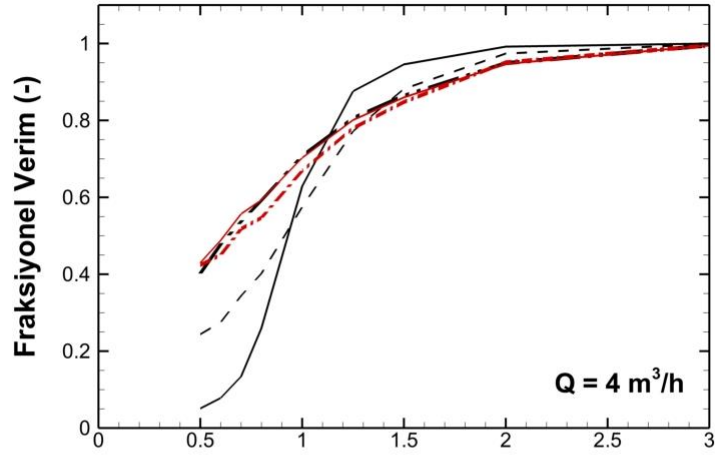


**Şekil 4.42.** Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $a \times b = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ )  $8 \text{ m}^3/\text{h}$  debi değerleri için  $D = 30$  (a),  $40$  (b),  $50$  (c),  $62$  (d) ve  $75$  (e) mm için statik basınç konturları ( $x = 0$ )

#### 4.5.4. Partikül Toplama Verimi

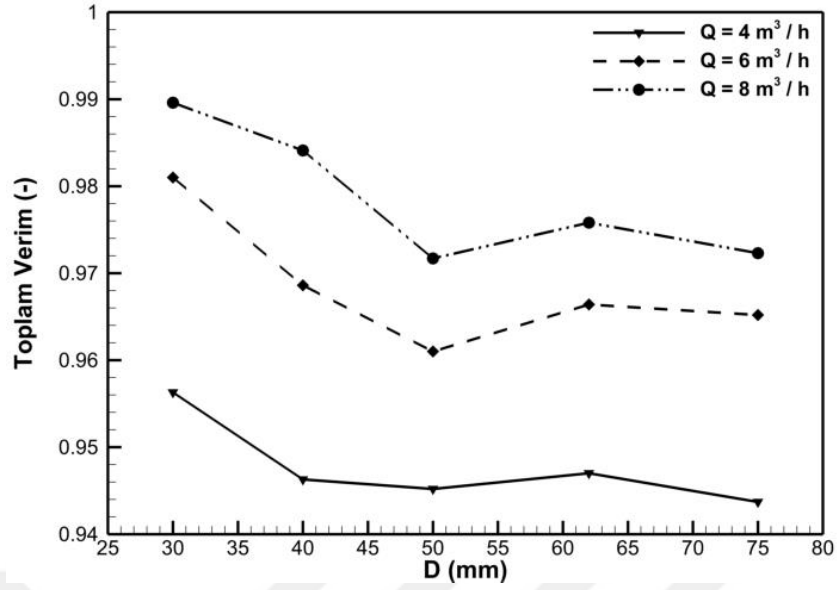
Siklon ayırıştırma hacmi çap değeri ve giriş debisine bağılı olarak fraksiyonel verim eğrileri Şekil 4.43’de verilmiştir. Ayırıştırma hacmi çapının küçülmesiyle, verim eğrisi daha dik bir formda oluşmaktadır.

Siklon ayırıştırma hacmi çapı 30 mm, debi değeri 4, 6 ve 8 m<sup>3</sup>/h için sırasıyla 1, 0.8 ve 0.6 µm çaplarından daha büyük partiküller için verimli olduğu Şekil 4.43’den anlaşılmaktadır. Benzer şekilde ayırıştırma hacmi çapı 40 mm, 4,6 ve 8 m<sup>3</sup>/h debi değerleri için sırasıyla 1.1, 0.9 ve 0.6 µm çaplarından daha büyük partiküllerde toplama verimi daha yüksek gerçekleşmektedir. Debi değerinin artması ile birlikte efektif partikül çapı değerinde beklenildiği üzere azalmaktadır. Küçük partiküller açısından 50, 62 ve 75 mm gibi büyük ayırıştırma hacmi çapları için daha etkili olmaktadır.



——— D = 30 mm      - - - - - D = 40 mm      - · - · - · D = 50 mm  
 ——— D = 62 mm      - · - · - · D = 75 mm

Şekil 4.43. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) 4, 6 ve  $8 \text{ m}^3/\text{h}$  için fraksiyonel verim eğrilerinin ayrıştırma hacmi çapı ile değişimi



**Şekil 4.44.** Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ( $axb = 20 \times 3 \text{ mm}^2$ ) 4, 6 ve  $8 \text{ m}^3/\text{h}$  debi değerleri için toplam verimin ayırıştırma hacmi çapına bağlı değişimi

Toplam verim, siklon ayırıcılarda, tutulan partikül kütesinin, enjekte edilen toplam partikül kütesine oranı şeklinde tanımlanmakta ve siklon ayırıştırma hacmi çapının değişimine bağlı olarak farklı giriş debilerinde toplam verim değerleri Şekil 4.44’de verilmiştir. Genel trend, 50 mm ayırıştırma hacmi çap değeri dışında, toplam verimin ayırıştırma hacmi çapının artması ile birlikte düştüğü Şekil 4.44’den yorumlanabilmektedir. Ayırıştırma hacmi çapları açısından değerlendirildiğinde, toplam verim  $D_1/D$  oranı 0.5 değerine kadar azaldığı,  $D_1/D < 0.5$  için toplam verimde değişimin daha az olduğu tespit edilmiştir.

#### 4.5.5. Değerlendirme

Ters akışlı sanal gövdeli siklonda, ayırıştırma hacmi çapının basınç kaybı ve partikül toplama verimine etkisi farklı çaplarda ve farklı giriş debi değerleri için RSM türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak analiz edilmiştir.

Çalışmada maksimum aksenal ve teğetsel hız değerlerinin, ayırıştırma hacmi çapının azalması ile birlikte arttığı tespit edilmiştir. Ayırıştırma hacmi çapının artması ile birlikte

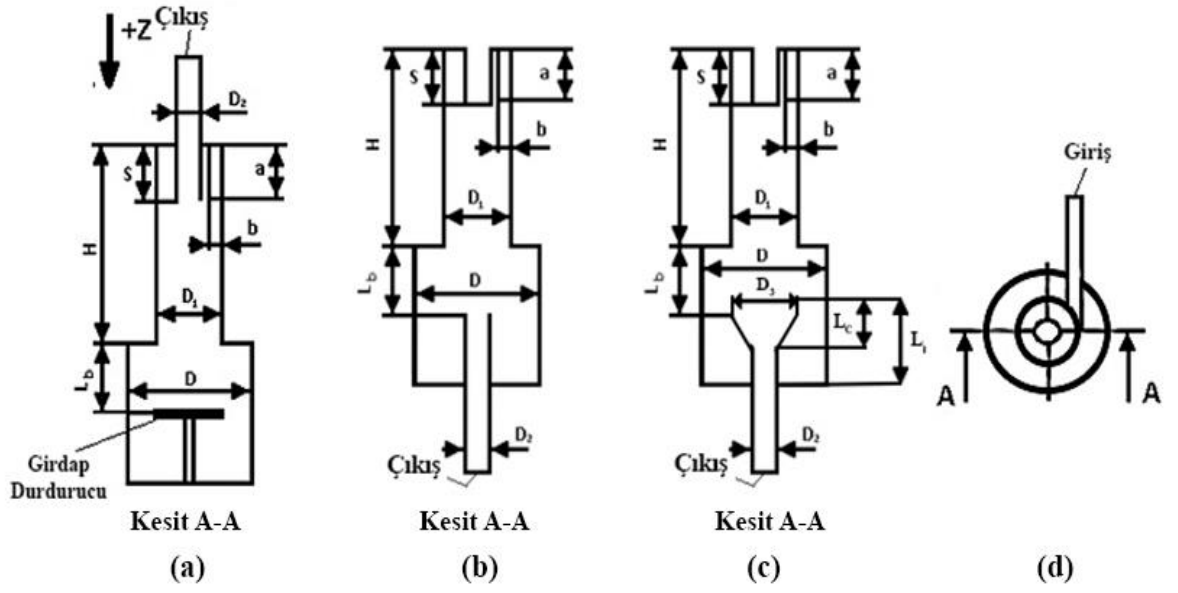
hız alanındaki sürtünme yüzey alanını artması ve girdap yoğunluğunun azalması teğetsel hız bileşeni ve toplam verimde düşüşe neden olmuştur. Ayırıştırma hacmi çapının artması ile birlikte maksimum teğetsel hızın giriş hızına oranının azaldığı ve 50 mm değerinden sonra yaklaşık aynı kaldığı tespit edilmiştir. Basınç kaybının, ayırıştırma hacmi çapının 50 mm değerine kadar yaklaşık %50 azaldığı ve 50 mm değerinden sonra değişim göstermediği saptanmıştır. Klasik siklonlardan farklı olarak ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisinin farklı partikül toplama karakteristiklerine sahip olduğu verim eğrilerinden tespit edilmiştir. Küçük ayırıştırma hacmi çapları için ( 30 ve 40 mm), sanal gövdeli siklon belirli bir değere kadar büyük partiküller için daha verimli iken kritik çap değerinden daha küçük partiküller için ayırıştırma hacmi çapının artması ile birlikte partikül toplama veriminin iyileştiği saptanmıştır. Toplam verim açısından değerlendirildiğinde, ayırıştırma hacmi çapının artması ile birlikte toplam verimin düştüğü tespit edilmiştir.

#### **4.6. Ters ve Eksenel Akışlı Siklonların Karşılaştırılması**

Bölüm 4.2.4’de doğrulama çalışması ve Bölüm 4.3.2’de geometrik konfigürasyonu ve sayısal çözümleri verilen  $74 \times 16 \text{ mm}^2$  giriş kesitli ters akışlı sanal gövdeli siklona ilave olarak bu bölümde temel boyutları aynı olmak üzere düz çıkış ve konik çıkış geometrilerine sahip eksenel akışlı siklonlar, sürtünme yüzey yüksekliği ve çıkış borusu başlangıç pozisyonunun değişimine bağlı olarak basınç kaybı ve partikül verimi açısından performans analizleri bu bölümde verilmiştir.

##### **4.6.1. Akış Konfigürasyonu ve Nümerik Analiz**

Ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisi ve aynı ebatlarda eksenel akışlı iki tip siklon geometrilerinin sayısal analizinde kullanılan nümerik şemalar Çizelge 4.2’de verilmiştir. Siklon geometrileri boyutlarının şematik gösterimi Şekil 4.45’de, boyutlar Çizelge 4.22’de belirtilmiştir. Sürtünme yüzeyi yüksekliği (H) ve girdap durdurucu mesafesi ( $L_b$ ) için geometrik konfigürasyonlar, eleman sayıları ve siklon dolun zamanları Çizelge 4.23’de verilmiştir.



Şekil 4.45. Sanal gövdeli ters akışlı (a), aksenal akışlı (düz çıkış tipi) (b), aksenal akışlı (konik çıkış tipi) (c) siklon geometrilerinin şematik gösterimi ve üst görünüşü (d)

Çizelge 4.22. Ters ve aksenal akışlı siklon geometri ölçüleri

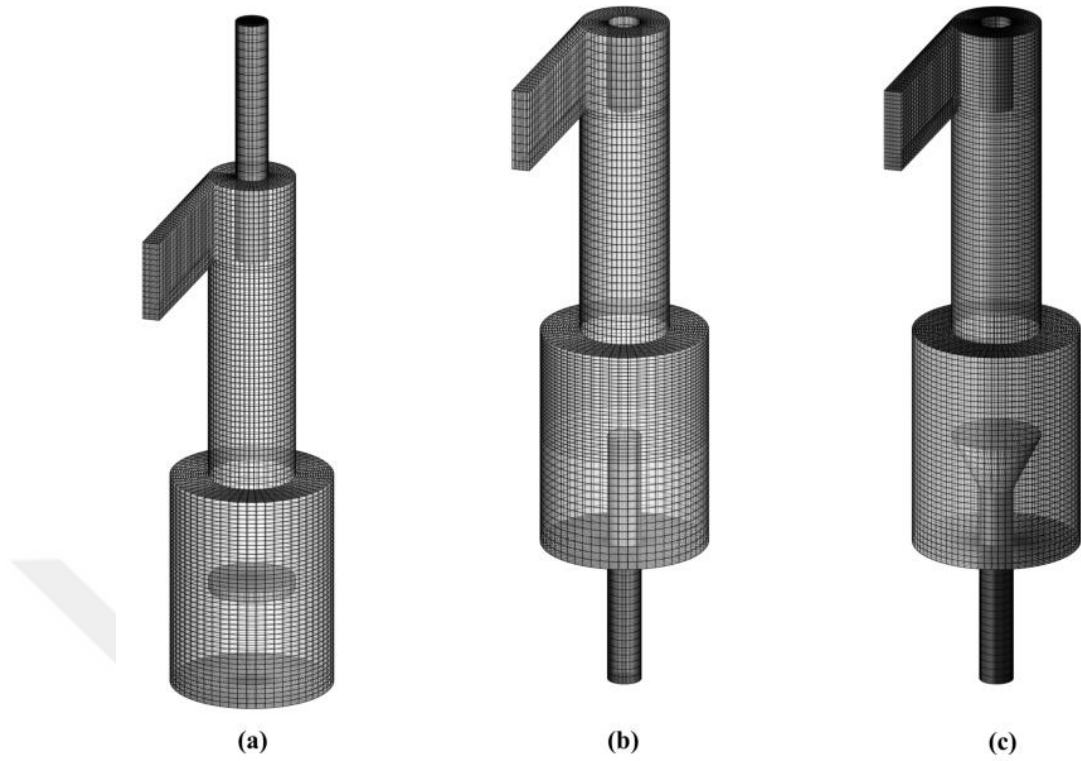
	Boyut (mm)
Ayırıştırma hacmi çapı (D)	150
Siklon çapı (D <sub>1</sub> )	80
Giriş yüksekliği (a)	74
Giriş genişliği (b)	16
Konik çıkış çapı (D <sub>3</sub> )	80
Konik çıkış yüksekliği (L <sub>C</sub> )	50
Çıkış borusu mesafesi (L <sub>i</sub> )	100
Çıkış çapı (D <sub>E</sub> )	30
Dalma borusu mesafesi (s)	80

**Çizelge 4.23.** Ters ve düz akışlı siklon geometrisi için sürtünme yüzeyi (H) ve girdap durdurucu mesafesi ( $L_b$ ) konfigürasyonları değişiminde siklon hacmi, eleman sayısı ve siklon dolun zamanları

		H290			H435			H580	
		LB100	LB400	LB600	LB100	LB300	LB400	LB100	LB200
Ters Akışlı Sanal Gövdeli	Hacim ( $m^3 \times 10^3$ )	5.2455	10.533	14.059	5.9727	9.4983	11.261	6.7002	8.4632
	$t_{res}$ (s)	0.341	0.684	0.913	0.388	0.617	0.732	0.435	0.550
	Eleman Sayısı	240 392	372 692	460 892	268 112	356 312	400 412	294 614	329 894
Eksenel Akışlı Düz Tip Çıkış	Hacim ( $m^3 \times 10^3$ )	5.2299	10.523	14.052	5.9579	9.4868	11.251	6.6859	8.4504
	$t_{res}$ (s)	0.340	0.684	0.913	0.387	0.616	0.731	0.434	0.549
	Eleman Sayısı	250 800	454 860	522 880	289 940	425 980	494 000	329 080	397 100
Eksenel Akışlı Konik Tip Çıkış	Hacim ( $m^3 \times 10^3$ )	5.2299	10.523	14.052	5.9579	9.4868	11.251	6.6859	8.4504
	$t_{res}$ (s)	0.340	0.684	0.913	0.387	0.616	0.731	0.434	0.549
	Eleman Sayısı	267 615	471 675	539 695	306 755	442 795	510 815	345 895	413 915

Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda  $L_b$  mesafesi girdap durdurucu mesafesine karşılık gelirken eksenel akışlı siklonlarda, çıkış borusu başlangıç mesafesini temsil etmektedir (Şekil 4.45b-c). Sayısal analiz için çözüm ağı hexa eleman yapısında ayrıştırılarak difüzyon ve kesme hataları minimize edilmiştir. Şekil 4.46a'da ters akışlı sanal gövdeli, Şekil 4.46b'de eksenel akışlı düz tip çıkışlı, Şekil 4.46c'de eksenel akışlı konik tip çıkışlı siklona ait hexa eleman yapısını gösteren sayısal çözüm ağları gösterilmiştir.



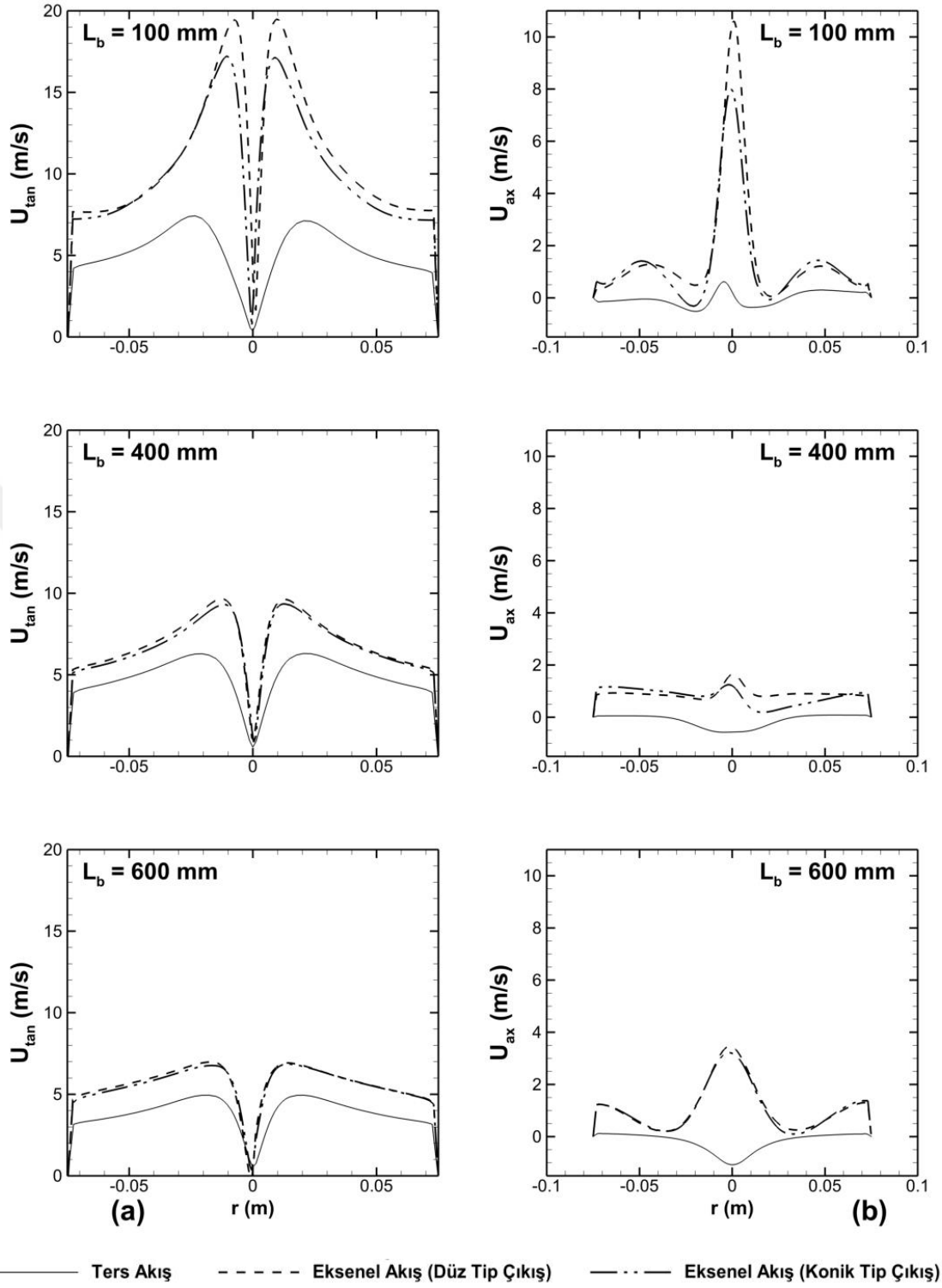


**Şekil 4.46.** Ters akışlı (a), aksenal akışlı düz tip çıkışlı (b) ve aksenal akışlı konik tip çıkışlı (c) sanal gövdeli siklonların hexa eleman yapıları

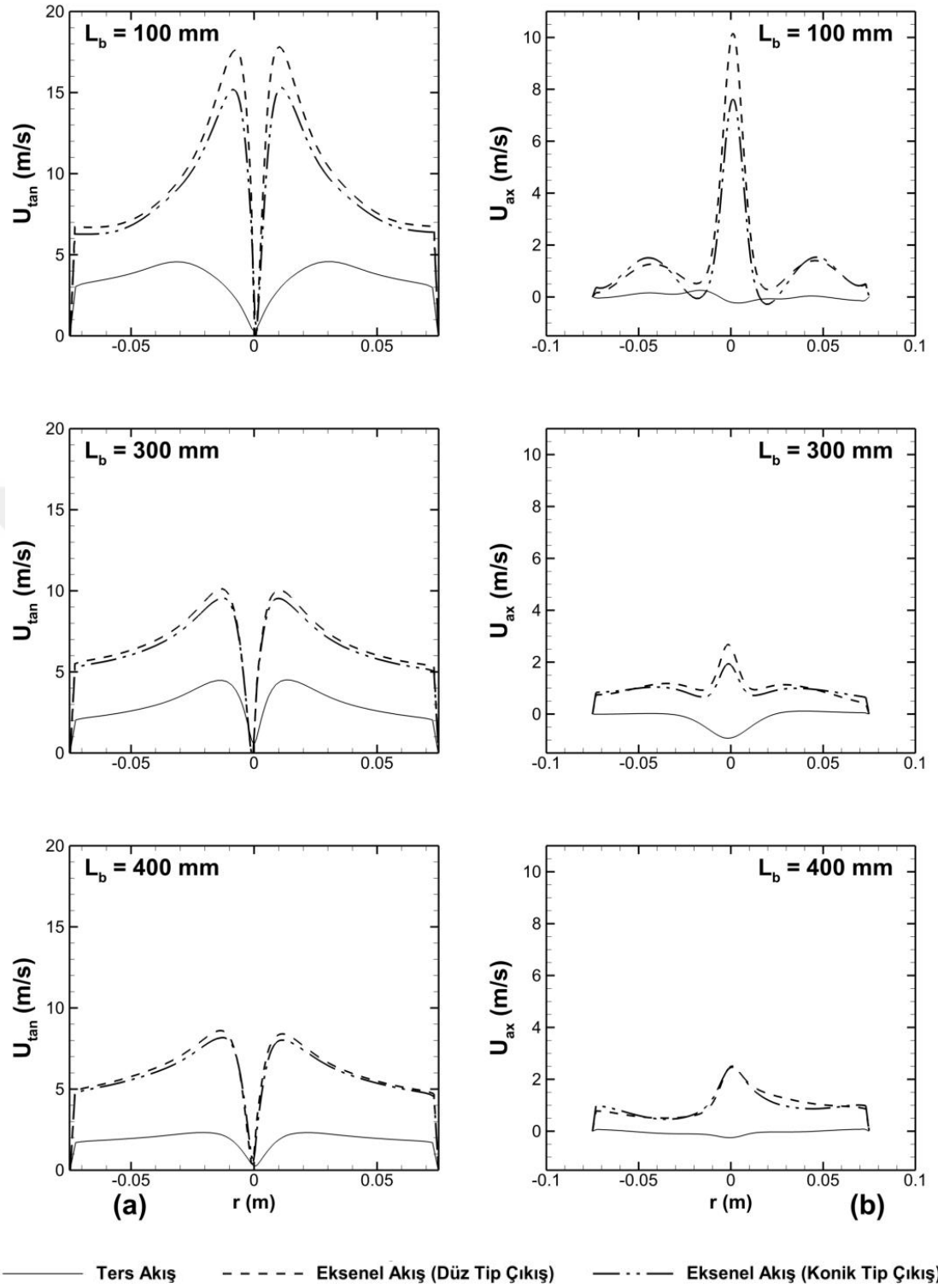
#### 4.6.2. Hız Alanı

Ters akışlı sanal gövdeli siklonlar ile aksenal akışlı farklı çıkış tipindeki siklon analizleri Çizelge 4.23’de belirtilen geometrik konfigürasyona göre gerçekleştirilmiştir. Hız alanının incelenmesi için  $H+(L_b/2)$  pozisyonundan kesit alınarak Şekil 4.47, 4.48 ve 4.49’da verilen teğetsel ve aksenal hız profilleri karşılaştırılmıştır. Hız profilleri her H değeri için konfigürasyonda yer alan  $L_b$  ölçüsüne göre aynı skalada ayrı grafikler halinde verilmiştir ve bu sayede grafiklerden  $L_b$  ölçüsünün değişimi kolaylıkla yorumlanabilmektedir. Şekil 4.47a, 4.48a ve 4.49a’da teğetsel hız profilleri incelendiğinde, maksimum teğetsel hızın aksenal akışlı düz tip çıkışlı siklonda gerçekleştiği, ters akışlı sanal gövdeli siklonda teğetsel hız profillerinin, aksenal akışa göre daha düşük olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca  $L_b$  boyunda artış ile birlikte, teğetsel hız profillerinde azalma olduğu tespit edilmiştir. Bu durum artan  $L_b$  mesafesi ile birlikte ayırma hacminin genişlemesi ve girdap gücünün azalmasına bağlı olarak teğetsel

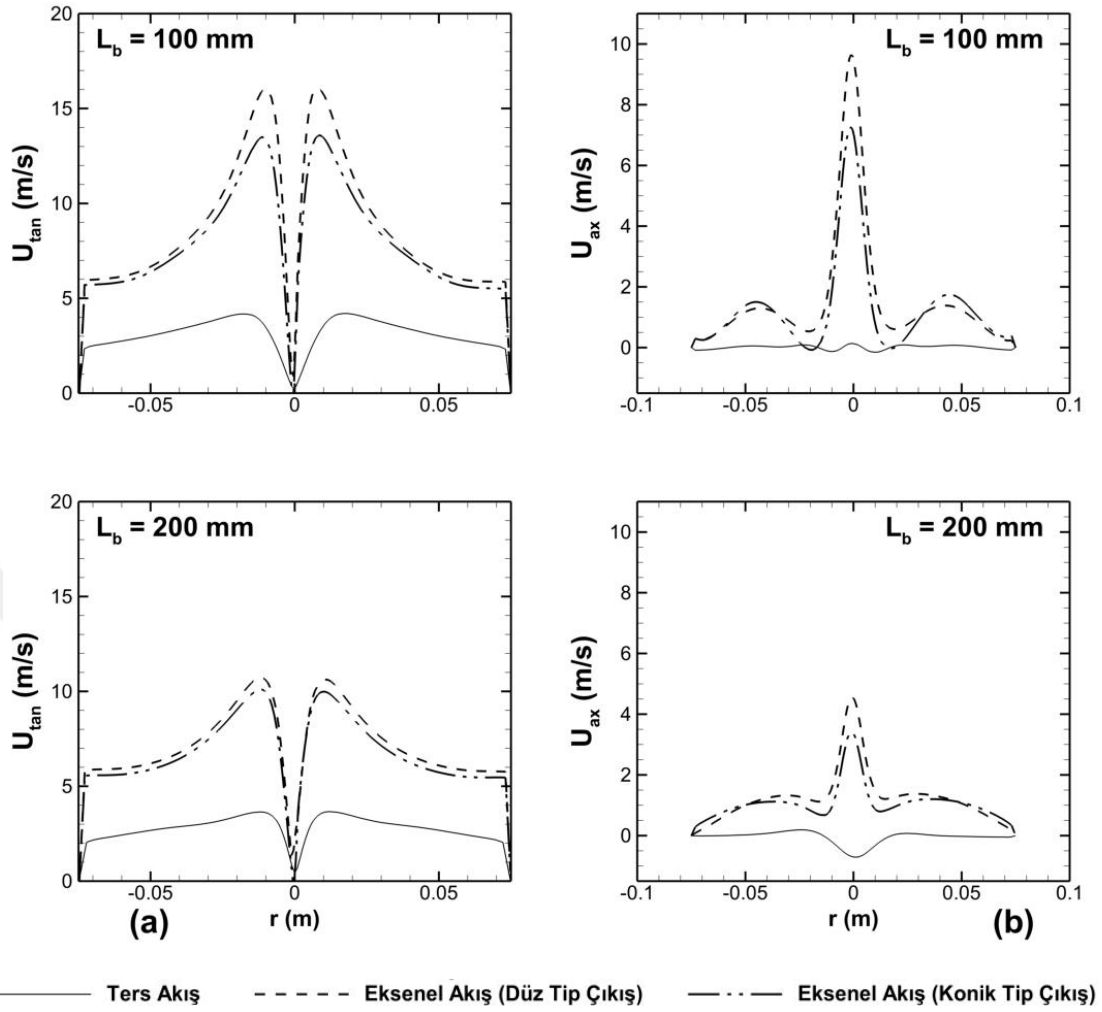
hızın azalması şeklinde yorumlanabilir. Şekil 4.47b, 4.48b ve 4.49b’de verilen eksenel akışlar incelendiğinde, teğetsel hız profilindeki duruma benzer şekilde eksenel akışlı düz tip çıkışlı siklon geometrisinde eksenel hız maksimum değerinde gerçekleşirken, ters akışlı siklonda oldukça düşük seviyelerde gerçekleşmektedir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda, iç ve dış girdap yapısının etkileşimi sonucunda açığa çıkan dissipasyon kayıplarından dolayı, ters akışlı sanal gövdeli siklonda hız profillerinin, eksenel akışlı siklonlara göre daha düşük seviyede gerçekleştiği şeklinde yorumlanabilir. Eksenel akışlı siklonlarda, hem teğetsel hem de eksenel hız profilleri, ters akışlı sanal gövdeli siklona göre maksimum seviyede gerçekleşmektedir. Ayrıca  $L_b$  boyunun artması ile birlikte tüm konfigürasyonlarda hem eksenel hız hem de teğetsel hız bileşenlerinde düşüş tespit edilmiştir.



Şekil 4.47.  $H = 290$  mm için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri

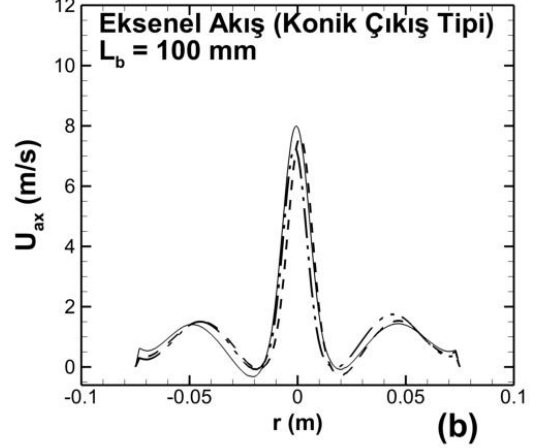
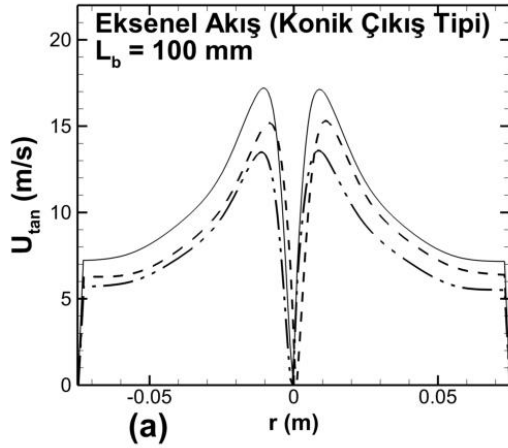
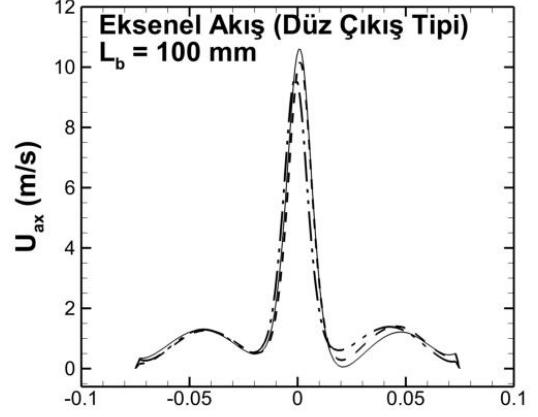
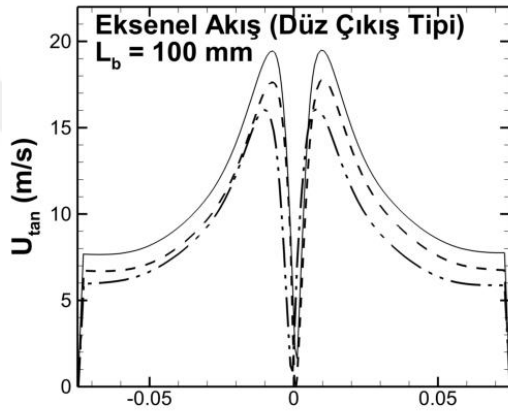
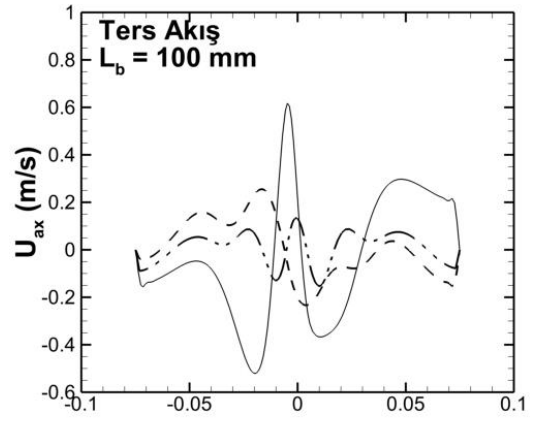
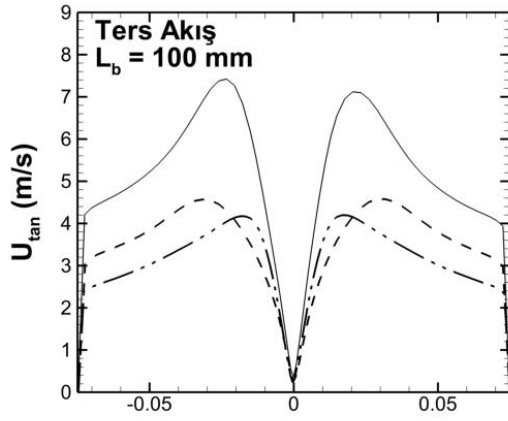


**Şekil 4.48.**  $H = 435$  mm için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri



**Şekil 4.49.**  $H = 580$  mm için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri

Sürtünme yüzey yüksekliği ( $H$ ) değişiminin hız bileşenlerine etkisi için tüm konfigürasyonda aynı  $L_b$  değerine sahip siklon geometrileri ve sayısal analizleri Şekil 4.50'de karşılaştırılmıştır. Şekil 4.50a'da ters akışlı sanal gövdeli siklonda artan  $H$  değeri için teğetsel hızın azaldığı, diğer eksenel akışlı siklonlarda ise benzer şekilde teğetsel hızın sürtünme yüzeyi yüksekliğinin artmasına bağlı olarak azaldığı tespit edilmiştir. Şekil 4.50b'de eksenel hızlar açısından ters akışlı sanal gövdeli siklonda stabil bir yapı oluşmazken, eksenel akışlı siklonlarda, eksenel hızda önemli derecede değişim gerçekleşmemiştir.



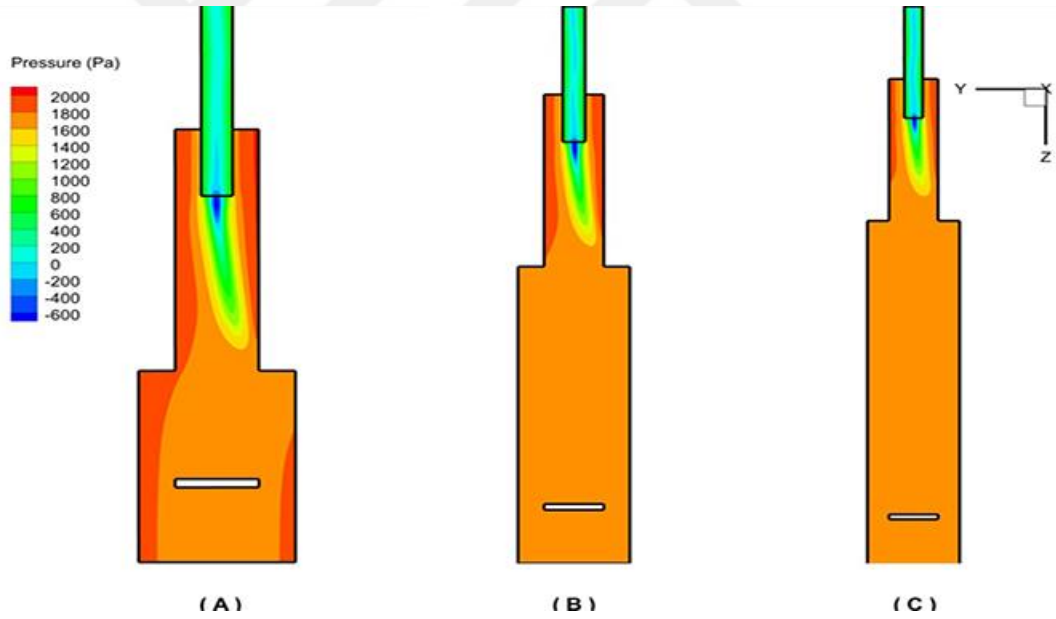
H = 290 mm     
  H = 435 mm     
  H = 580 mm

Şekil 4.50.  $L_b = 100$  mm için  $z = H + (L_b/2)$  kesitinde teğetsel (a) ve eksenel (b) hız profilleri

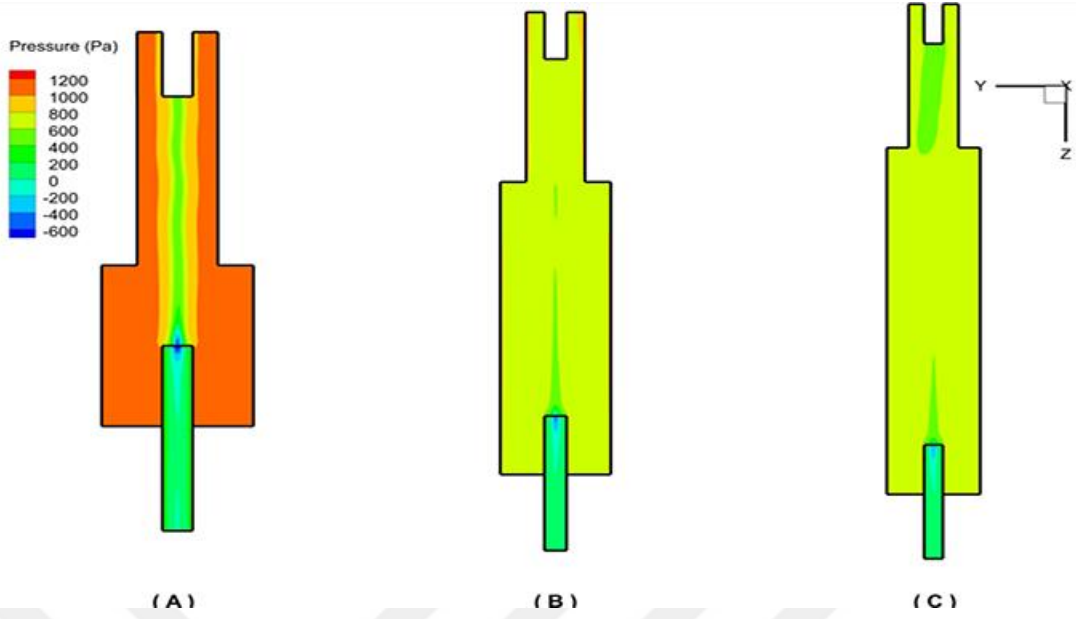
### 4.6.3. Basınç Kaybı

Ters akışlı sanal gövdeli siklonların  $x=0$  düzleminde gerçekleşen statik basınç konturları Şekil 4.51, 4.54 ve 4.57’de verilmiştir. Statik basınç konturlarından, ters akışlı sanal gövdeli siklonun tüm konfigürasyonlarında EOV (end of vortex) gelişimi tespit edilmiştir. Bu durumda girdap aşağı yönde devam etmeyerek siklon cidarına doğru eğilir ve bu seviyede devinimine devam eder.

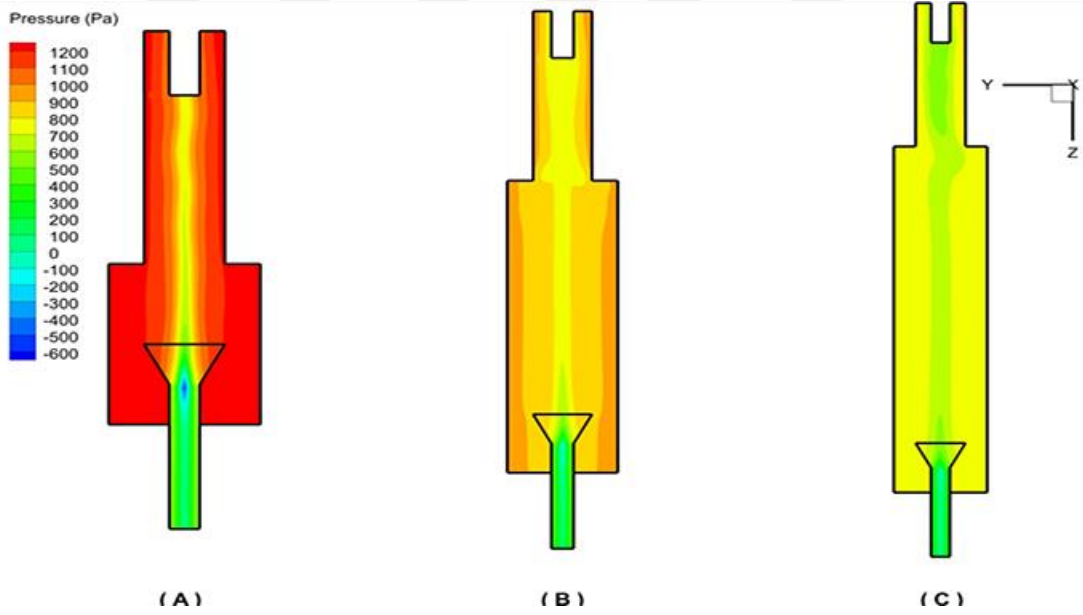
Şekil 4.52, 4.55, 4.58 ve 4.53, 4.56, 4.59’da düz tip ve konik tip çıkış için aksel akışlı siklonların  $x=0$  düzlemindeki statik basınç dağılımları verilmiştir. Aksel akışlı siklonlarda, yapıları nedeni ile EOV oluşumuna imkan sağlamamakta ve ters akış olmamasından dolayı, basınç kayıpları daha düşük seviyelerde gerçekleşmektedir.



**Şekil 4.51.**  $H = 290$  mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a),  $L_b = 400$  (b) ve  $600$  mm (c) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları

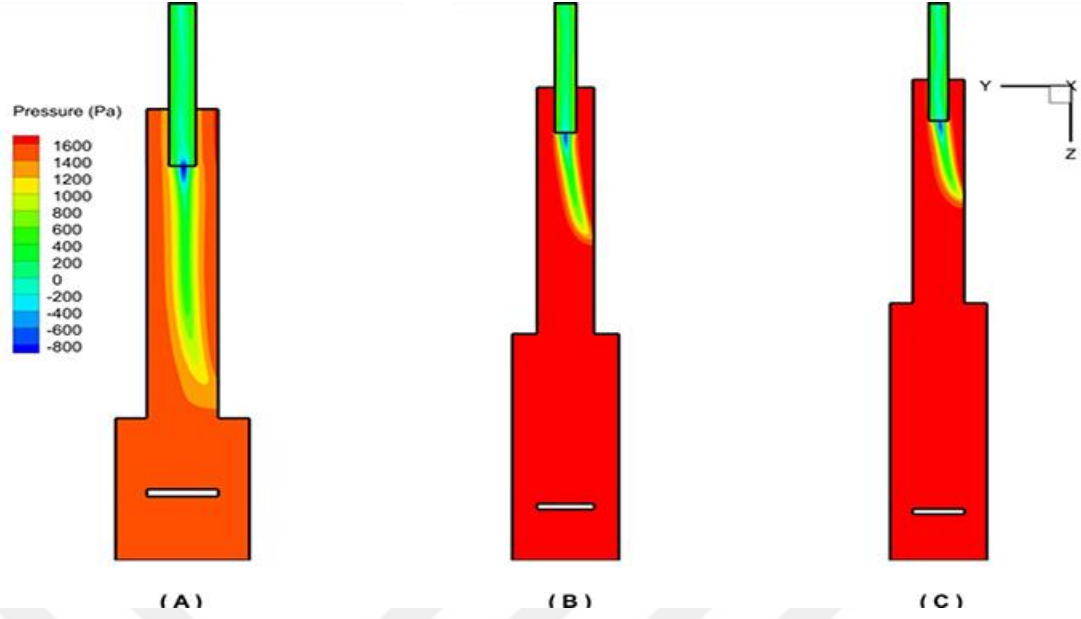


**Şekil 4.52.**  $H = 290$  mm aksenal akışlı (düz çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a),  $L_b = 400$  (b) ve  $600$  mm (c) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları

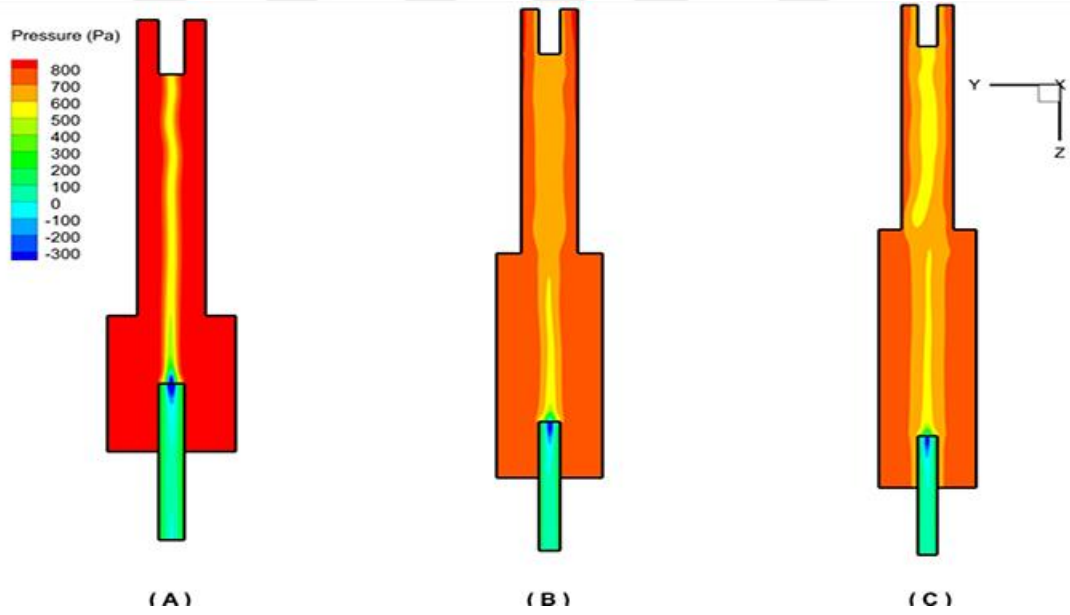


**Şekil 4.53.**  $H = 290$  mm aksenal akışlı (konik çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a),  $L_b = 400$  (b) ve  $600$  mm (c) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları

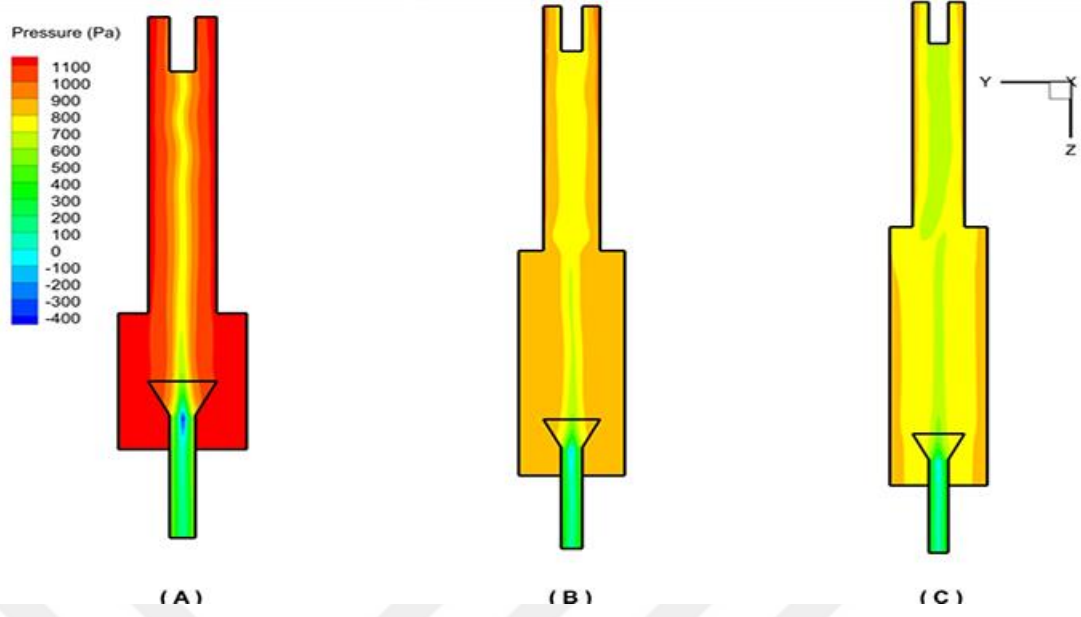




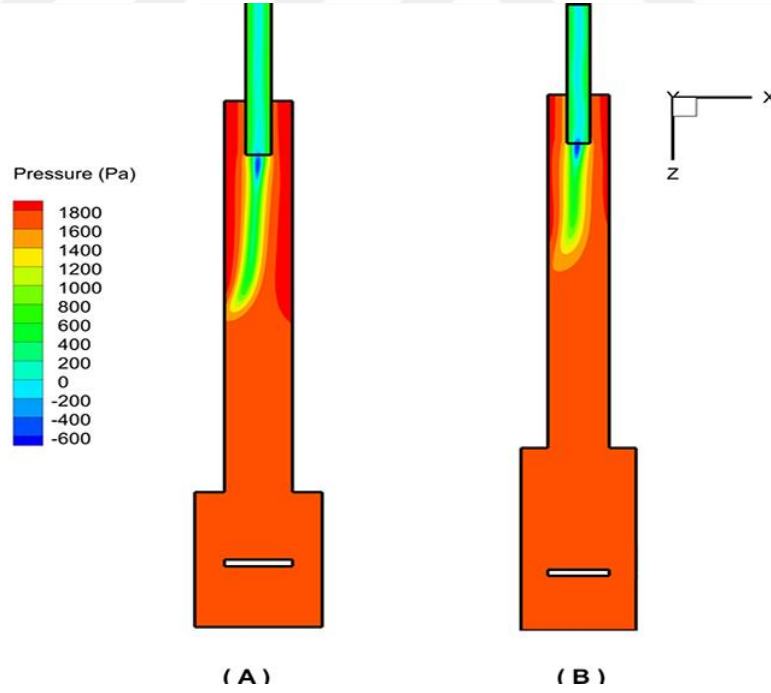
**Şekil 4.54.**  $H = 435$  mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a),  $L_b = 300$  (b) ve  $400$  mm (c) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları



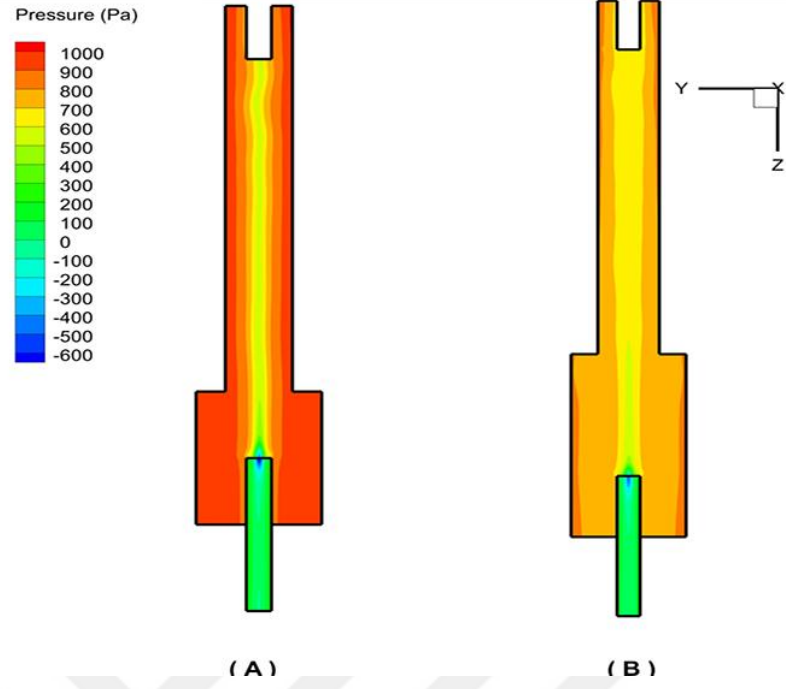
**Şekil 4.55.**  $H = 435$  mm aksenal akışlı (düz çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a),  $L_b = 300$  (b) ve  $400$  mm (c) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları



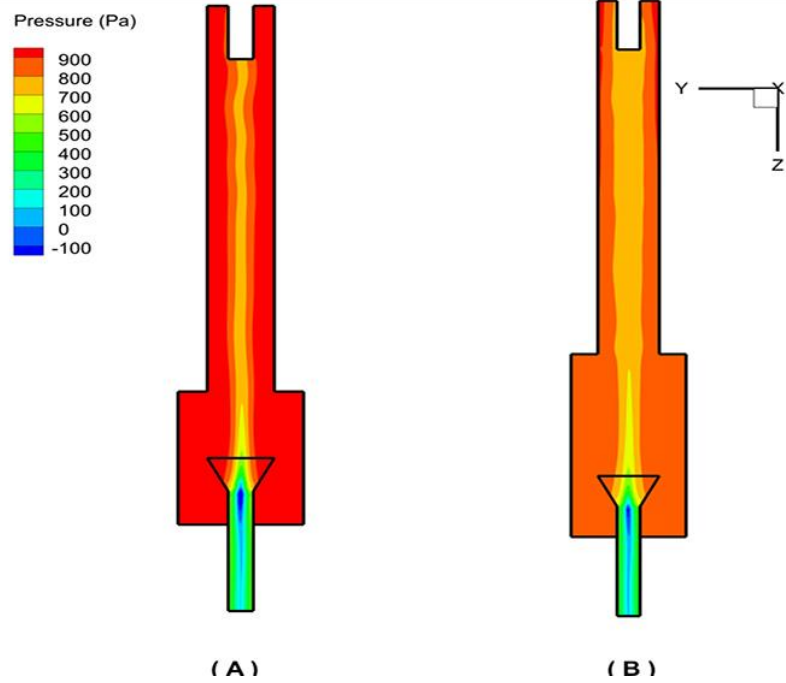
**Şekil 4.56.**  $H = 435$  mm aksenal akışlı (konik çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a),  $L_b = 300$  (b) ve  $400$  mm (c) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları



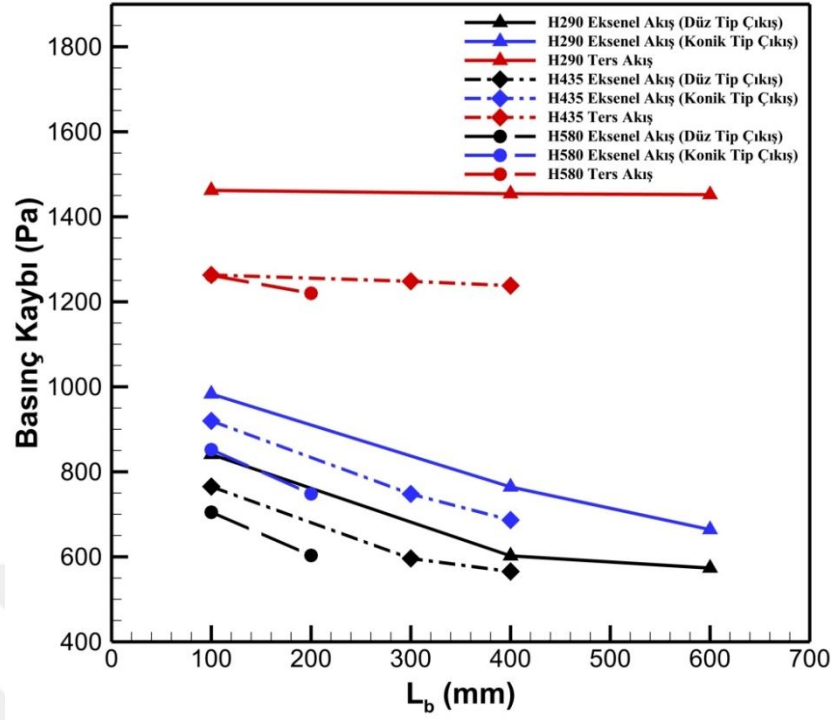
**Şekil 4.57.**  $H = 580$  mm ters akışlı sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a) ve  $200$  mm (b) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları



**Şekil 4.58.**  $H = 580$  mm aksenal akışlı (düz çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a) ve 200 mm (b) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları



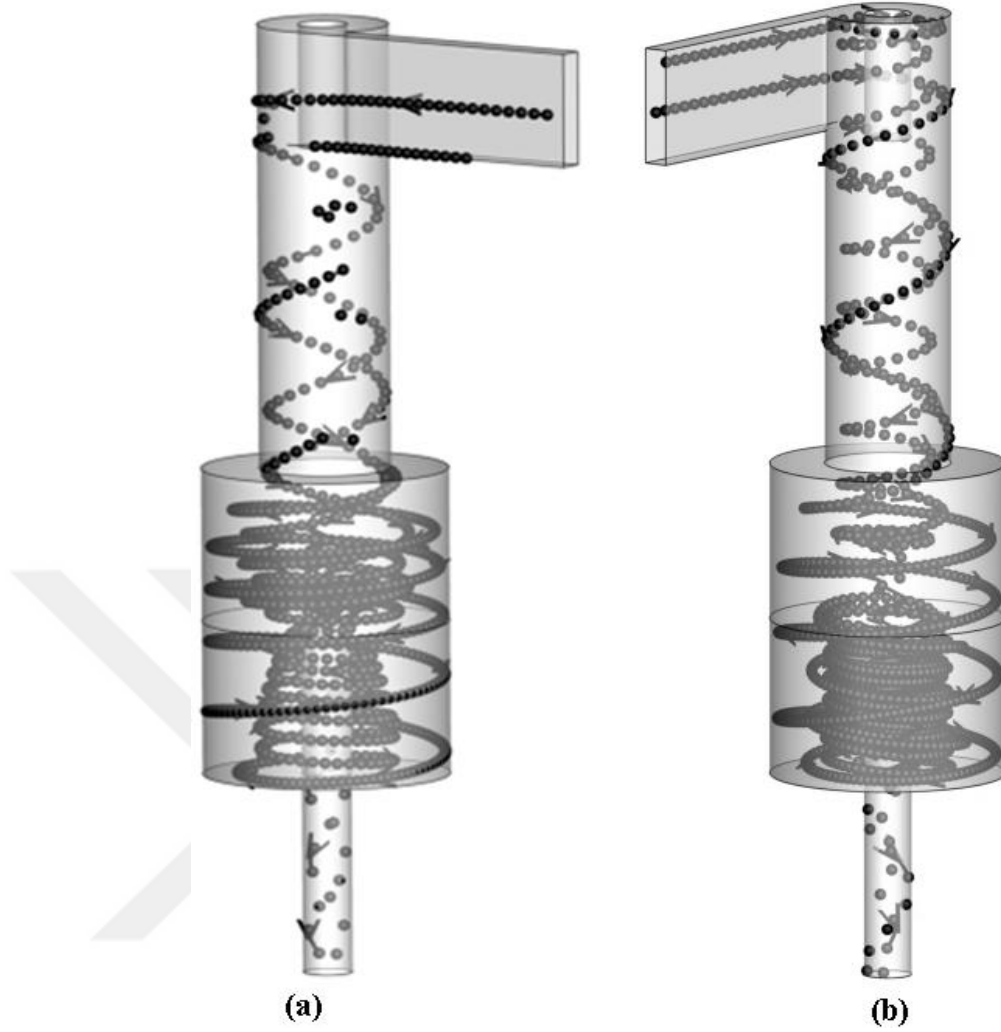
**Şekil 4.59.**  $H = 580$  mm aksenal akışlı (konik çıkış tipi) sanal gövdeli siklonda  $L_b = 100$  (a) ve 200 mm (b) için  $x=0$  düzleminde statik basınç konturları



**Şekil 4.60.** Ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda basınç kaybının  $L_b$  değerine göre değişimi

Akışta kullanılan siklon konfigürasyonlarına ait basınç kaybı değerleri Şekil 4.60'da verilmiştir. Beklenildiği gibi eksenel akışlı siklonlarda basınç kaybı, ters akışlı siklonlardaki iç ve dış girdap yapısının olmaması ve dissipasyon kayıplarının daha az olması neticesinde daha düşük seviyelerde gerçekleşmektedir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonda, basınç kayıpları  $L_b$  değeri ile birlikte değişmemekte ve bu durum EOV oluşumundan dolayı girdabın ayrıştırma hacmine geçmemesi ve siklonun üst kısmında kısıtlı alanda fonksiyonunu yerine getirmesi olarak yorumlanabilir.

Eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda, konik çıkış tipinde basınç kaybı, düz çıkış tipine göre daha yüksek gerçekleşmektedir. Bu durum Şekil 4.61'de eksenel akış düz ve konik tip çıkış geometrisi için verilen akım çizgileri incelenerek yorumlanabilir. Genel olarak eksenel akışlı siklonlarda  $L_b$  değerinin artması ile birlikte basınç kaybının azaldığı, H değerindeki artış ile teğetsel hızın düştüğü ve benzer şekilde basınç kaybının azaldığı sonuçlardan anlaşılmaktadır.



**Şekil 4.61.** Düz (a) ve konik (b) çıkış tipine sahip aksenal akışlı siklonlarda akım çizgileri

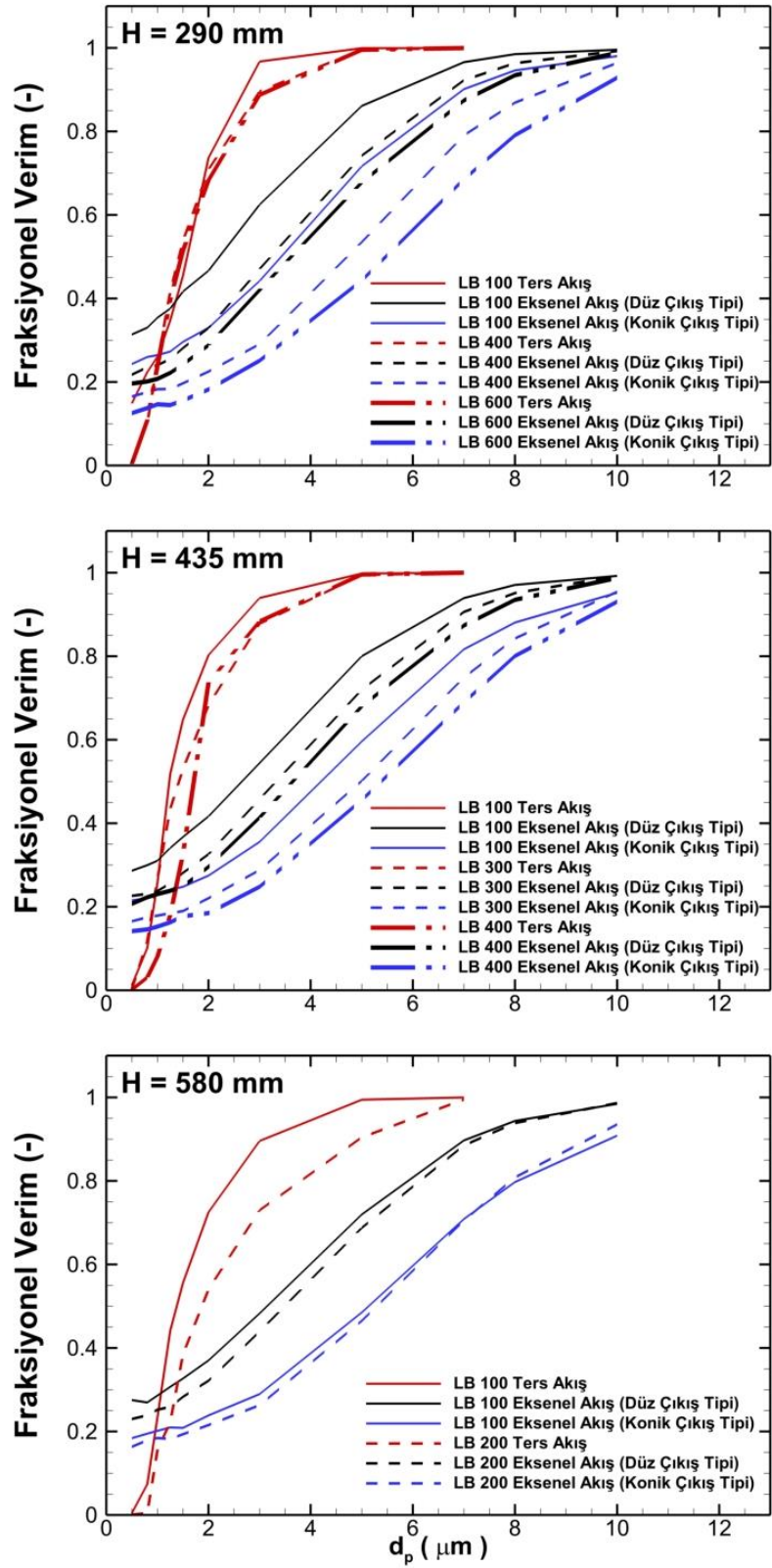
Şekil 4.61'de aksenal akışlı siklonların her iki tipinde, çıkış geometrisinin altında, yukarı doğru çıkış ile birleşmek üzere ikincil girdap yapısı oluşmaktadır. İkincil girdap yapısı siklon dibinden itibaren, çıkış çapına kadar çıkış borusunu sararak, çıkış borusuna doğru yukarı yönde hareket etmektedir. Konik çıkış tipinde, ikincil girdap yapısının daha fazla sürtünme yüzeyine maruz kaldığı ve basınç kaybını arttıran bir etken olduğu anlaşılmaktadır. Benzer şekilde, Oh ve ark. (2015) aksenal siklon geometrisinde LES yöntemini kullanarak gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada çıkış borusunun altında sirkülasyon bölgesinin oluştuğunu ve helisel akış geliştiğini bildirmişlerdir.

#### 4.6.4. Partikül Toplama Verimi

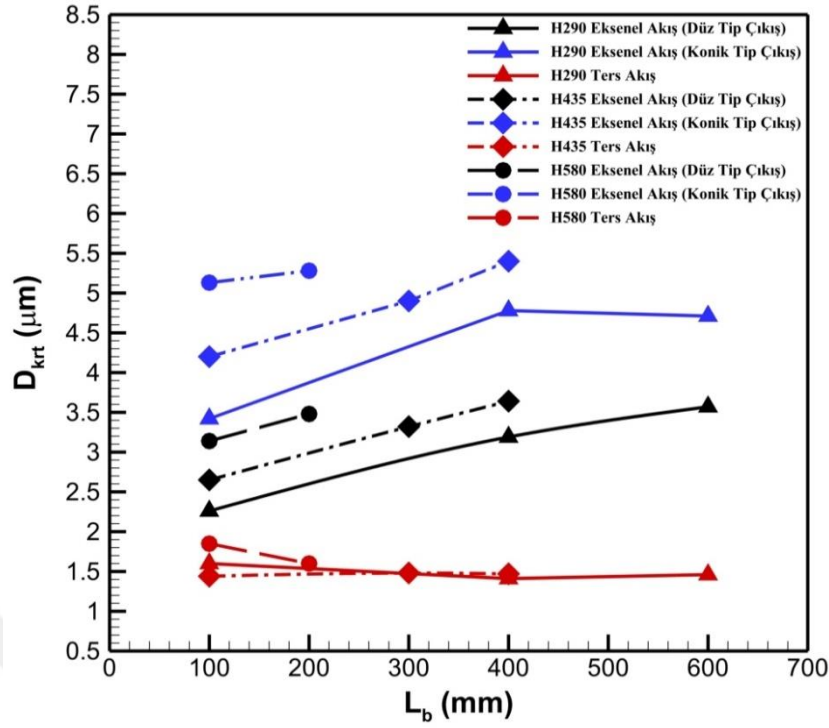
Fraksiyonel verim eğrileri sayısal analizde yer alan akış konfigürasyonuna göre Şekil 4.62'de verilmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisinde fraksiyonel verim eğrileri daha dik gerçekleşmekte ve partikül toplama verimi açısından eksenel akış konfigürasyonlarına göre daha verimli olduğu ve özellikle büyük partikül çaplarının ayrıştırılmasında daha verimli olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca 1 µm çapının altındaki partiküllerin ayrıştırılmasında eksenel akışlı sanal gövdeli siklonların daha verimli olduğu fraksiyonel verim eğrilerinden anlaşılmaktadır.

Eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda, düz çıkış tipine sahip siklon geometrisinin tüm konfigürasyonlarda, konik çıkış tipine göre daha verimli olduğu Şekil 4.62'den anlaşılmaktadır. Bu durum eksenel akışlı sanal gövdeli siklonda düz çıkış tipinde partikül toplama verimi üzerinde majör etkisi olan teğetsel hız bileşeninin daha yüksek olması şeklinde yorumlanabilir.

Eksenel akışlı siklonlarda, teğetsel hız, ters akışlı sanal gövdeli siklonlara göre daha yüksek olmasına rağmen, ayrıştırma işlemine yukarı yönde girdabın dahil olmaması, partikülün siklon içinde kalma süresini kısalttığından verim ters akışlı siklona göre düşük olmaktadır.



Şekil 4.62. Ters ve eksenel akışlı siklonlarda fraksiyonel verim eğrileri



**Şekil 4.63.** Ters ve eksenel akışlı siklonlarda kritik çapın  $L_b$  değerine göre değişimi

Ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda %50 verimlilikle tutulan kritik çap dağılımı Şekil 4.63'de verilmiştir. Eksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda,  $L_b$  ve  $H$  değerlerinin artmasına bağlı olarak partikül toplama veriminde, artan sürtünme yüzeyi ve azalan girdap yoğunluğundan dolayı düşüş gerçekleşmektedir.

Eksenel akışlı siklonlarda konik çıkış tipinde partikül toplama verimi, düz çıkış tipine göre daha düşük gerçekleşmekte ve bu durum, konik çıkış tipinde, çıkış kesitinin altında ikincil girdap oluşumunun teğetsel hızı ve aynı zamanda girdap yoğunluğunu azaltması neticesinde partikül toplama veriminin düştüğü şeklinde yorumlanabilir.

Ters akışlı sanal gövdeli siklonda, kritik çap değeri  $H$  ve  $L_b$  değerleri ile birlikte önemli derecede değişmemekte ve bu durum EOV oluşumundan dolayı girdabın altında kalan bölgede partikül toplama veriminin, ana girdabın devinimi neticesinde tetiklenen ikincil girdap yapısına bağlı olduğu şeklinde yorumlanabilir.



Ters akışlı sanal gövdeli siklonda, EOY oluşumu neticesinde partikül toplama verimi olumsuz yönde etkilense de akış konfigürasyonları arasında  $H$  ve  $L_b$  değerlerinin değişime bağlı olarak en verimli siklon konfigürasyonu olduğu söylenebilir.

#### 4.6.5. Değerlendirme

Ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklon geometrileri RSM türbülans modeli kullanılarak aynı giriş hızı şartlarında sayısal analizler gerçekleştirilmiş ve akış konfigürasyonundaki siklonların performansı basınç kaybı ve partikül toplama verimleri açısından değerlendirilmiştir.

Çalışmada ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda EOY oluştuğu, ana girdabın ayrıştırma hacmine ulaşmadan cidara doğru eğilerek devinimini gerçekleştirdiği tespit edilmiştir. EOY oluşumu hem akış alanını hem de basınç kayıplarını etkilemiştir. Kritik çap değerleri, EOY oluşumundan dolayı aynı seviyelerde gerçekleşmiştir. Ayrıca EOY oluşumu neticesinde, ana girdabın deviniminden kaynaklı ikincil girdap yapısının oluştuğu saptanmıştır. Genel olarak artan  $H$  ve  $L_b$  değerleri için basınç kayıplarında düşüş gerçekleşmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda, eksenel akışlı siklonlara göre basınç kayıplarının, dissipasyon kayıplarından dolayı daha fazla gerçekleştiği ve büyük partiküller için daha verimli oldukları tespit edilmiştir.

EOY oluşumu, partikül toplama verimini olumsuz yönde etkilemektedir. EOY oluşumunda kararlı girdap yapısının sağlanması, giriş hızının artırılması, sürtünme yüzeyi yüksekliği ve girdap durdurucu mesafesinin azaltılması ile önlenebilir. Ayrıca EOY oluşumu siklon ayırıcı cidar malzemesinde aşındırmaya sebep olacağından, siklonun ömrünü olumsuz etkilemektedir. EOY deviniminin sayısal olarak tespiti için zaman bağlı akış analizinde, EOY oluşumunun gerçekleştiği düşey pozisyon tespit edilerek, cidar üzerindeki ilgili noktada statik basınç zaman adımına bağlı olarak monitörize edilebilir. Ters akışlı siklonlarda, EOY oluşmadığı durumda, teğetsel hız profilinin, eksenel akışlı durumda gerçekleşen hız profiline yaklaşması ve basınç kayıplarının mevcut duruma göre daha az gerçekleşmesi beklenmelidir.

Eksenel akışlı siklonlarda, konik çıkış tipinde, basınç kaybı, çıkış borusunun etrafında oluşan ikincil girdap yapısından dolayı daha fazla gerçekleşmektedir. Ayrıca basınç kaybı ve kritik çap değerleri, ikincil girdaptan etkilenen akış alanı ve girdap yoğunluğuna bağlı olarak artmaktadır. Klasik siklonlarda basınç kaybı ve partikül toplama verimi bir biri ile ters orantılıdır fakat eksenel akışlı sanal gövdeli konik çıkış tipi için basınç kaybı ile birlikte kritik çap değerinde de artış gerçekleşmektedir.

Akış konfigürasyonunda yer alan ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklonları aynı temel parametreler baz alınarak ters akışlı sanal gövdeli siklon geometrisi, eksenel akışlı düz ve konik çıkış tipine göre sırasıyla %153 ile %118 daha fazla basınç kaybı, partikül toplama verimi açısından ise %59 ve %72 daha küçük kritik çap değerlerini sağladığı tespit edilmiştir.

#### **4.7. Siklon Filtre Araç Uygulaması**

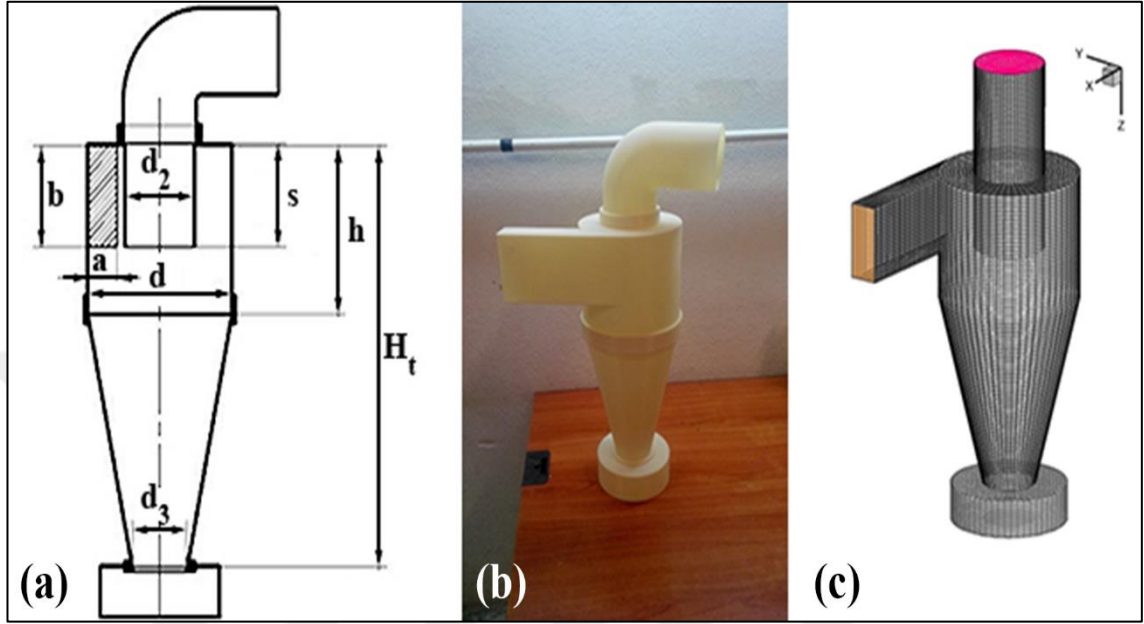
Bu bölümde, araçlarda hava emiş sisteminde kullanılan hava filtresi yerine, siklon filtre kullanımının, motor performansına etkisi sayısal ve deneysel olarak verilmiştir. Araçta kullanılacak olan siklon filtrenin boyutlandırılması, giriş hızı değerlerinin hesaplanması ve deneyde kullanılan motorun detayları Bölüm 3.4’de açıklanmıştır.

##### **4.7.1. Siklon Filtre Akış Konfigürasyonu ve Nümerik Analiz**

Siklon filtrenin çalışma şartlarının belirlenmesi için Bölüm 3.4’de belirtildiği gibi motorun maksimum güç ve devir parametreleri, motor performansının deneysel olarak karşılaştırılması amacı ile seçilmiştir. Bu çalışma parametrelerine göre giriş hızı maksimum tork değeri için 8.58 m/s, maksimum güç değeri için 17.16 m/s olarak hesaplanmıştır.

Siklon filtre geometrisinin şematik gösterimi Şekil 4.64a’da verilmiştir. Çizelge 4.24’de sayısal hesaplamada kullanılan siklon filtre boyutları ve bu parametrelerle üretilen hızlı prototip siklon filtre Şekil 4.64b’de verilmiştir.

Çözümde kullanılan nümerik şemalar Çizelge 4.2’de, taşıyıcı ve partikül fazı özellikleri Çizelge 4.25’de belirtilmiştir. Sayısal çözümlemede kullanılan ve hexa eleman yapısı ile oluşturulan sayısal çözüm ağı Şekil 4.64c’de gösterilmiştir.



Şekil 4.64. Siklon filtre boyutlarının şematik gösterimi (a), hızlı prototip siklon filtre (b) ve hexa elemandan oluşan siklon filtre çözüm ağı (c)

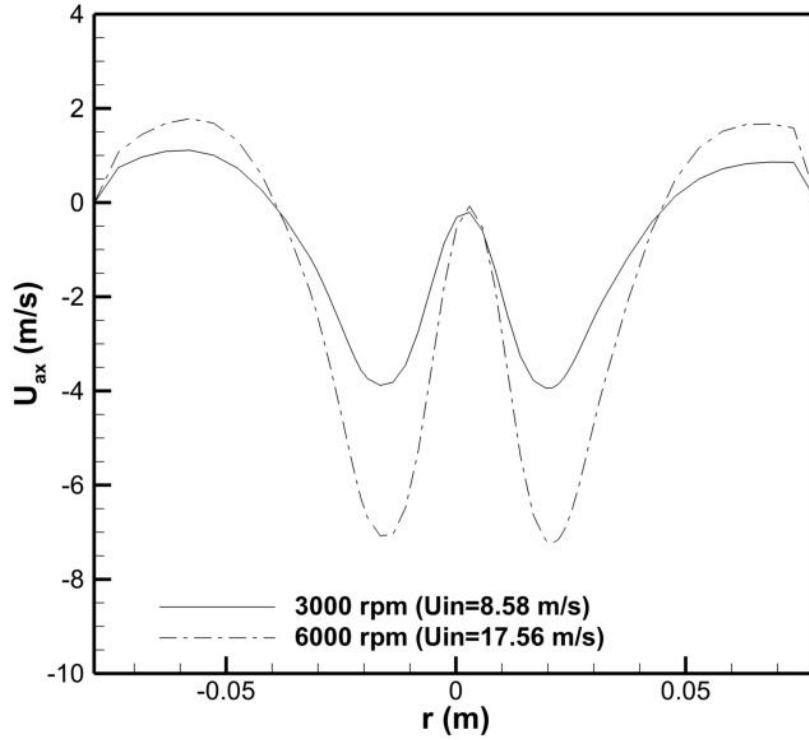
Çizelge 4.24. Siklon filtre boyutları

	Boyut/D (m)	
Siklon çapı (d)	1	0.17
Siklon giriş yükseklik (b)	0.6	0.102
Siklon giriş genişliği (a)	0.2	0.034
Çıkış çapı ( $d_2$ )	0.5	0.085
Toplam yükseklik ( $H_t$ )	2.5	0.425
Silindir yüksekliği (h)	1	0.17
Dalma mesafesi (s)	0.5	0.085
Dip çap ( $d_3$ )	0.375	0.06375

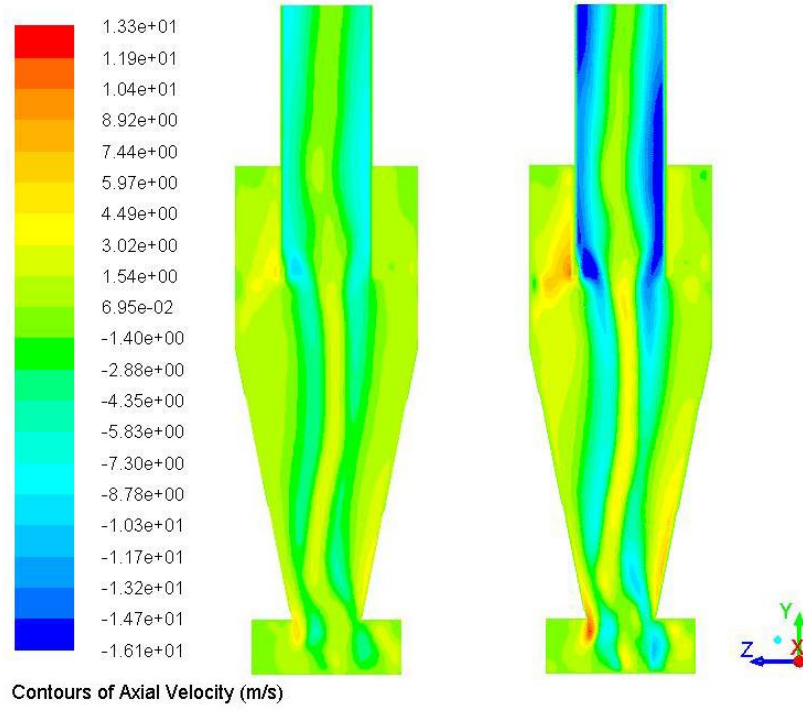
**Çizelge 4.25.** Taşıyıcı ve partikül fazı özellikleri

<b>Hava</b>	
Yoğunluk ( $\rho$ )	1.18 kg/m <sup>3</sup>
Dinamik viskozite ( $\mu$ )	1.84 10 <sup>-5</sup> Pa.s
Sıcaklık (T)	24°C
<b>Partikül</b>	
Yoğunluk ( $\rho$ ) (ISO 12103-1)	2650 kg/m <sup>3</sup>

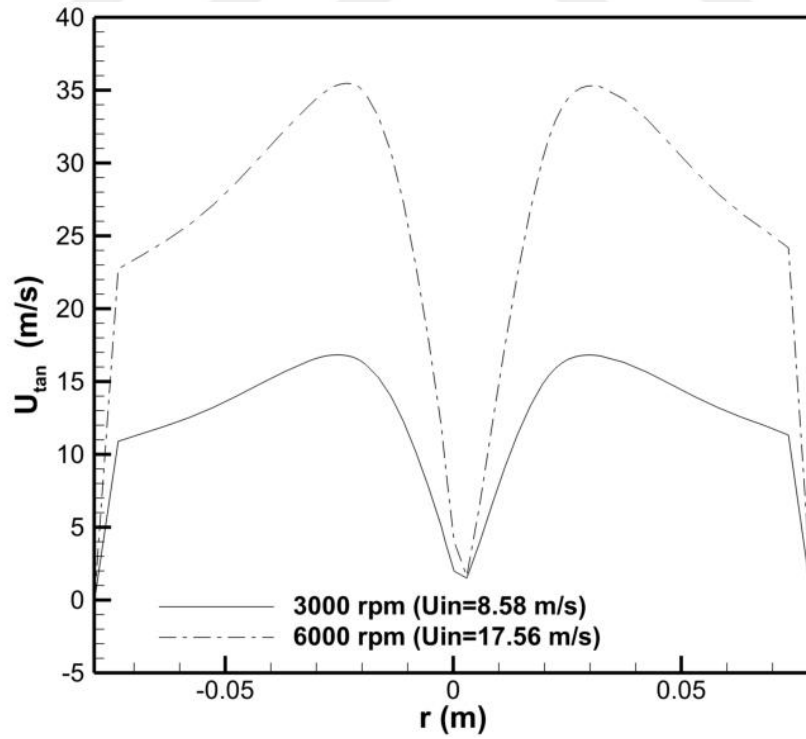
Siklon filtrenin sayısal analizi sonucunda,  $z=200$  mm kesitindeki eksenel ve teğetsel hız profilleri Şekil 4.65 ve 4.67’de, dağılımları ise Şekil 4.66 ve 4.68’de gösterilmiştir. Maksimum güç çalışma koşulunda giriş hızı daha yüksek olduğundan eksenel ve teğetsel hız değerleri daha büyüktür.



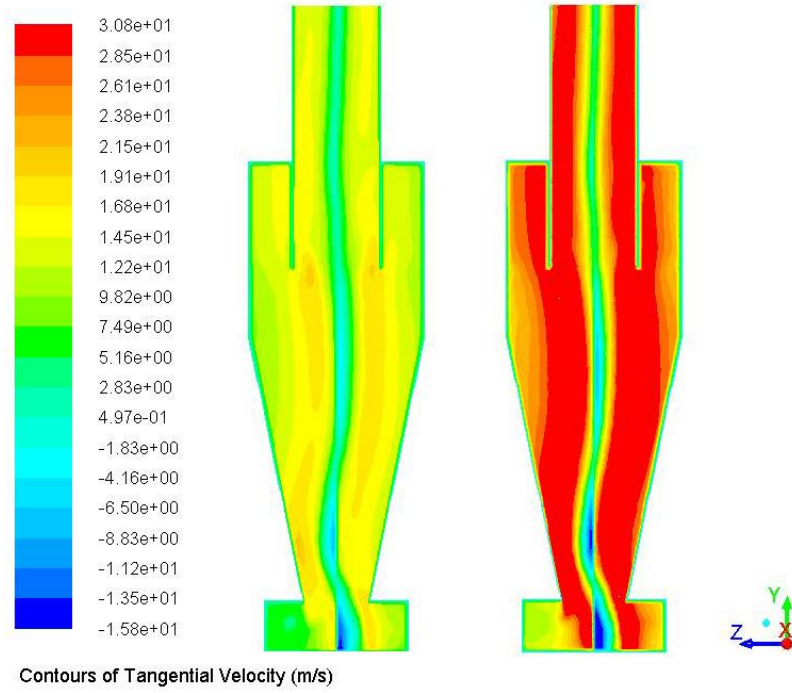
**Şekil 4.65.** Siklon filtre eksenel hız profilleri ( $z = 200$  mm)



Şekil 4.66. 8.58 ve 17.16 m/s giriş hızı değerleri için eksenel hız dağılımı

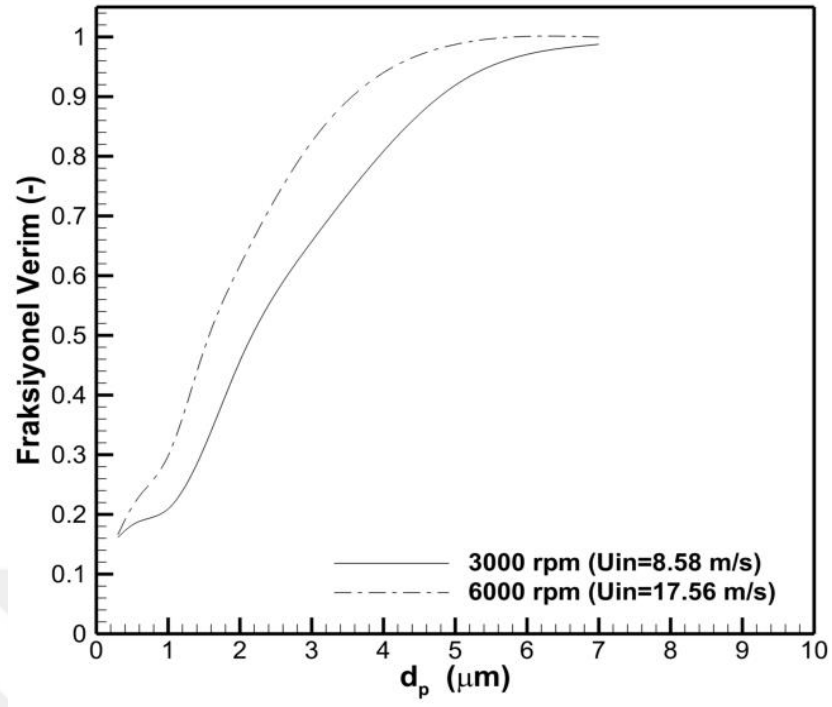


Şekil 4.67. Siklon filtre teğetsel hız profilleri ( $z = 200$  mm)

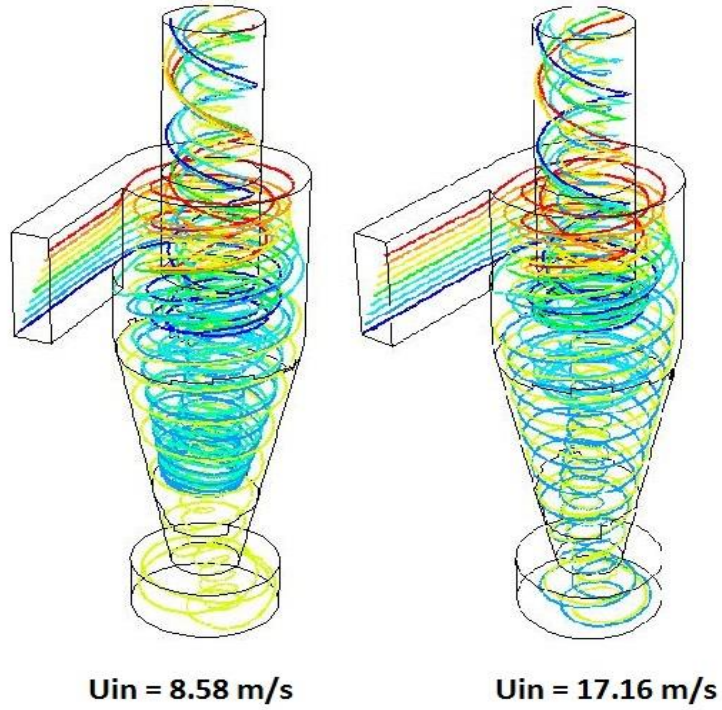


**Şekil 4.68.** 8.58 ve 17.16 m/s giriş hızı değerleri için teğetsel hız dağılımı

Siklon filtrenin fraksiyonel verim eğrileri Şekil 4.69'da gösterilmiştir. Giriş hızının yüksek olduğu durumda maksimum güç çalışma şartında, partikül toplama verimi, maksimum tork çalışma şartına göre teğetsel hız bileşeninin artmasından dolayı daha yüksektir. Yapılan sayısal hesaplama sonucunda elde edilen kritik çap değerleri maksimum tork ve güç çalışma şartı olmak üzere sırasıyla 2.15 ve 1.57  $\mu\text{m}$  olarak hesaplanmıştır. Giriş hızı 8.58 ve 17.16 m/s değerleri için siklon filtrede oluşan partikül yörüngeleri gösterilmiştir.



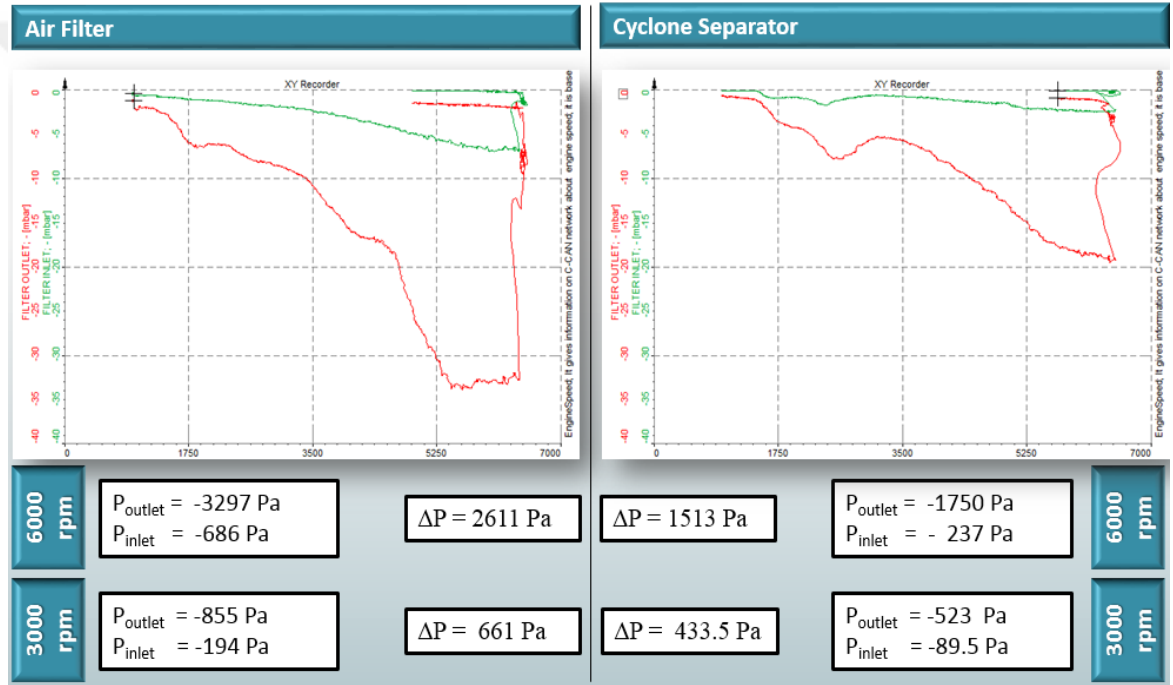
Şekil 4.69. Siklon filtre fraksiyonel verim eğrileri



Şekil 4.70. Siklon filtre partikül yörüngeleri

#### 4.7.2. Deneysel ve Sayısal Çalışmanın Karşılaştırılması

Deneysel çalışma referans olarak seçilen motorlu aracın, ön şartlandırma sonrasında şasi dinamometresinde teste alınması ve NEDC çevrimine göre güç ve tork kuvveti ölçümlerinin gerçekleştirilmesi şeklinde yapılmıştır. Hızlı prototip siklon filtre ve hava filtresi üzerinde basınç dönüştürücülerin montajı için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır. Test öncesinde sistemler kontrol edilerek, basınç dönüştürücüler ve araç CAN hattından data logger cihazına veri akışı kontrol edildikten sonra testlere başlanmıştır.



Şekil 4.71. Hava filtreli ve siklon filtreli durum için deneysel basınç ölçümleri

Siklon filtre ve hava filtreli durum için elde edilen basınç ölçümleri motor devrine bağlı olarak Şekil 4.71'de gösterilmiştir. Şasi dinamometresinden alınan güç ve tork kuvveti değerleri Çizelge 4.26'da verilmiştir.



**Çizelge 4.26.** Güç ve tork kuvveti ölçümleri

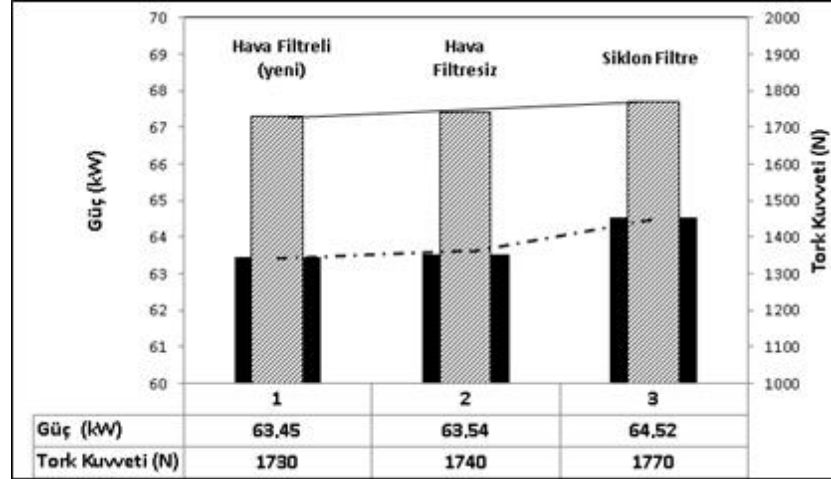
	<b>Güç(W)</b>	<b>Tork Kuvveti (N)</b>
<b>Siklon ayırıcı</b>	64520	1770
<b>Hava filtreli (Yeni)</b>	63450	1730
<b>Hava filtresiz</b>	63540	1740

Çizelge 4.27’de sayısal ve deneysel basınç kaybı değerleri hava filtreli durum ve siklon filtreli durum için verilmiştir. Bu değerlere ilave olarak hava filtresinin olmadığı, boş kutu ölçümü de deneysel olarak gerçekleştirilmiştir.

**Çizelge 4.27.** Deneysel ve sayısal basınç kaybı değerleri

	<b>Hava Filtreli</b>		<b>Hava Filtresiz</b>		<b>Siklon Filtre</b>		<b>Siklon Filtre (Sayısal)</b>	
	<b>3000</b>	<b>6000</b>	<b>3000</b>	<b>6000</b>	<b>3000</b>	<b>6000</b>	<b>3000</b>	<b>6000</b>
<b>RPM</b>								
<b>Basınç Kaybı (Pa)</b>	661	2611	N/A	N/A	433.5	1513	316	1393

Siklon filtre basınç kaybı açısından değerlendirildiğinde sayısal ve deneysel veriler %7 ile %27 arasında değişen sapmalarla iki farklı çalışma koşulu için hesaplanmıştır. Hızın düşük olduğu maksimum tork değerinde sapma daha fazla gerçekleşmiştir ve genel olarak basınç kaybı sayısal hesaplamalardan daha yüksek ölçülmüştür. Bu durum aracın deneysel konfigürasyonunda mevcut olan ve motor boşluğundaki ölçüsel kısıtlardan dolayı kullanılan çıkış boruları ve mevcut dirsekler gibi montaj elemanlarından kaynaklandığı şeklinde yorumlanabilir. Deneysel sonuçlar açısından incelendiğinde siklon ayırıcı kullanımı, hava filtresi kullanımına göre basınç kaybı açısından avantaj sağlamaktadır.



**Şekil 4.72.** Üç farklı durum için güç ve tork kuvveti karşılaştırması

Tork kuvveti ve güç ölçümlerinin özeti Şekil 4.72’de verilmiştir. Hava filtresi yerine siklon filtre kullanımının basınç kaybı açısından maksimum tork (3000 rpm) ve güç (6000 rpm) şartlarında sırasıyla %42 ve %35 avantaj sağladığı tespit edilmiştir. Ayrıca güç değerinde %1.3, tork kuvvetinde ise %2.3 artış gerçekleşmiştir.

Staley (1988), motor yağına ulaşan partiküllerin önemli bir kısmının, hava filtresi ile yakalanamayan ve hava emiş sisteminden geçen dış ortam kaynaklı toz partikülleri olduğunu bildirmiştir. Çapı 2 ile 22  $\mu\text{m}$  arasında değişen partiküller, motor içindeki boşlukları doldurarak yağ filminin kırılmasına ve aşınmaya sebebiyet vermektedir. 2  $\mu\text{m}$  çapından küçük partiküller motor içindeki boşluklardan geçerek kartere ulaşmakta, 22  $\mu\text{m}$  çapından büyük partiküller ise motor içindeki boşluklara sığmayacak kadar büyüktürler.

Partikül toplama verimi siklon ayırıcı için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir ve kritik çap değerinin 2  $\mu\text{m}$  civarında olması, 5 ve 6  $\mu\text{m}$  çapındaki partiküllerin bu yöntemle %100 olarak tutulabileceğini göstermektedir. Dolayısıyla 2  $\mu\text{m}$  gibi partikül çapları, paralel bağlı siklon yapıları ya da akış alanının modifikasyonu gibi çalışmalarla %100 olarak tutulabileceğinin erişilebilir bir hedef olduğu anlaşılmaktadır.

### 4.7.3. Değerlendirme

Bir yolcu aracında hava filtresi yerine siklon ayırıcı kullanılabilirliğinin analizi için deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bölüm 3.4.1’de detayları verilen atmosferik araç motoru için hazırlanan hesap tablosu ile maksimum tork ve güç şartlarında klasik siklon geometrisi boyutlandırılmıştır. Boyutlandırılan siklon bilgisayar destekli tasarım yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Bu model kullanılarak siklon geometrisi hızlı prototip olarak üretilmiştir ve iç boşluk geometrisinden sayısal çalışmalarda, çözüm ağının oluşturulmasında yararlanılmıştır.

Sayısal hesaplamalar RSM türbülans modeli kullanarak Eulerian yaklaşımı ile sürekli faz, Lagrange yaklaşımı ile ayrık faz hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Araç deneyleri akredite laboratuvarında 150 kW şasi dinamometresinde ön şartlandırma yapılarak NEDC çevrimine göre yapılmıştır. Deney esnasında aracın CAN hattından devir bilgisi, basınç dönüştürücülerden gelen sinyal ile datalogger cihazı kullanılarak kaydedilmiştir.

Sayısal hesaplamalar, deneysel verilerle oldukça uyumlu olduğu, siklon filtre kullanımının hava filtresi kullanımına göre basınç kaybı anlamında motor çalışma koşullarına bağlı olarak %35-42 arasında avantaj sağladığı tespit edilmiştir. Ayrıca şasi dinamometresinden elde edilen ölçümlerde tork kuvvetinde %2.3, güç değerinde %1.6 avantaj sağlandığı tespit edilmiştir.

Bu durum siklon ayırıcı kullanımı ile birlikte araç hava emiş sisteminde basınç kayıplarının azaltılması ve dolaylı olarak motor volümetrik veriminin iyileştirilmesi olarak yorumlanabilir. Ayrıca volümetrik verimdeki artışa bağlı olarak yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinde iyileşme beklenmelidir.

Bu çalışmada partikül toplama verimi sayısal olarak çalışılmıştır ve kritik çap değerleri maksimum tork ve güç koşulları için sırasıyla 2.15 ve 1.57  $\mu\text{m}$  olarak hesaplanmıştır. Bu değerler hava filtresi partikül çapı hedefine, siklonların paralel bağlanması veya farklı geometrik unsurların kullanımı ile siklon içindeki girdap formasyonunun modifikasyonu ile erişilebileceği şeklinde yorumlanabilir.

Motorun düşük ve yüksek devir gibi farklı çalışma parametrelerinde partikül tutma veriminin aynı performansta devamı açısından, siklon minimum motor devrine göre tasarlanabilir ya da ilave edilecek bir mekanizma ile giriş kesiti değiştirilerek, giriş debisi motor devrine göre aynı performansı verecek şekilde optimize edilebilir. Ayrıca birden fazla parallel siklon kullanımında motor devrine bağlı olarak aktif siklon sayısının değiştirilmeside diğer bir yöntem olarak değerlendirilebilir.



## 5. SONUÇ VE YORUMLAR

### 5.1. Giriş

Bu bölümde tez kapsamında elde edilen sayısal ve deneysel sonuçların kısa özeti verilerek bu çalışma doğrultusunda ileride yürütülebilecek yeni sayısal ve deneysel araştırmalar için tavsiye ve öneriler sunulmuştur.

### 5.2. Yenilikler ve Sonuçlar

Bu çalışmada klasik ve farklı geometrik konfigürasyonlara sahip ters ve aksenel akışlı sanal gövdeli siklonlarda gerçekleşen iki fazlı türbülanslı akışın modellenmesi ve performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bir binek araca ait hava emiş sisteminde hava filtresi yerine klasik siklon ayırıcının, siklon filtre olarak uygulaması hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Siklon ayırıcılarda iki fazlı türbülanslı akışın modellenmesi ve performans analizi için çalışmada aksenel akışlı siklonlar haricinde tüm siklon tipleri ve geometrik konfigürasyonları için sayısal modelin doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Klasik siklonlarla yapılan analizlerde, RSM türbülans modelinin ve ölçeklenebilir cidar fonksiyonunun, deneysel teğetsel hız profilleri ile oldukça uyumlu sonuç verdiğini, aksenel hız profilleri ile kalitatif olarak uyumlu olduğu ve girdap deviniminden dolayı farklılaştığı belirtilmiştir. Ayrık faz hesaplamasında trapez algoritmasının, deneysel verilere en yakın sonucu verdiği ve sürüklenme kuvvetinin etkili olduğu küçük partikül yörüngelerinin hesaplanmasında diğer sayısal algoritmalara göre daha doğru sonuç verdiğinden verim hesaplamalarında trapez algoritması kullanılmıştır. Klasik siklonların sayısal analizinde toz toplama kutusu kullanılmadığı durumda basınç kaybı %11, kritik çap değeri %25 hata marjı ile hesaplanabilmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda yapılan doğrulama çalışmalarında basınç kaybı açısından maksimum %7.8, kritik çap değerleri açısından maksimum %45'e kadar hata marjı olabileceği görülmüştür.

Yüzey pürüzlülüğünün performansa etkisi hem klasik siklonlarda hem de ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda sayısal olarak incelenmiştir. Her iki durumda da artan pürüz yüksekliği ile birlikte cidarda sürtünmenin artması ve teğetsel hız bileşeninin azalması sonucunda basınç kaybında düşüş ve aynı zamanda santrifüj kuvvetinin ve girdap gücünün azalmasına bağlı olarak partikül toplama veriminin düştüğü görülmüştür.

Klasik siklonlarda kısa devre akışın, siklon performansına etkisi, siklon dip çapı ( $D_B$ ), çıkış çapı ( $D_E$ ) ve dalma borusu mesafesi ( $s$ ) parametrelerinin değişiminde incelenmiştir. Sayısal analiz sonucunda siklon dip çapı ( $D_B$ )  $0.375D$  için minimum kısa devre akışın gerçekleştiği, dalma borusu mesafesinin  $s=0.5D$  için kısa devre akış açısından optimum değer olduğu tespit edilmiştir. Çıkış çapının ( $D_E$ )  $0.5$  ve  $0.645D$  değerleri için kısa devre akışın minimum seviyede gerçekleştiği, en küçük çap değerinde ise eksenel hız profili “W” formundan “V” şekline dönüşerek eksenel hızda ve kısa devre akışta artış görülmüştür.

Ters akışlı sanal gövdeli siklonda ayrıştırma hacminin basınç kaybı ve partikül toplama verimi üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada ayrıştırma hacminin artması ile birlikte eksenel ve teğetsel hız bileşenlerinin azaldığı,  $D=50$  mm değerinden sonra maksimum teğetsel hızın yaklaşık aynı kaldığı görülmüştür. Benzer şekilde basınç kaybı değerleri  $50$  mm çapa kadar %50 azaldığı sonrasında ise yaklaşık aynı değerde kaldığı tespit edilmiştir. Toplam verim açısından ayrıştırma hacmi çapının artması ile birlikte toplam verimin düştüğü saptanmıştır. Ayrıca ters akışlı siklon geometrilerinin partikül toplama karakteristikleri açısından klasik siklonlardan farklı olduğu tespit edilmiştir.

Ters ve eksenel akışlı sanal gövdeli siklon geometrilerinin analizi aynı giriş hızı şartlarında aynı temel parametreler kullanılarak irdelenmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonların tüm konfigürasyonlarında EOY oluştuğu, girdap ucunun aşağı yönde hareketi yerine siklon cidarına doğru eğildiği tespit edilmiştir. Kritik çap değerlerinin EOY oluşumundan dolayı aynı değerlerde gerçekleştiği görülmüştür. Ayrıca EOY oluşumu sonrasında ana girdabın deviniminden dolayı ikincil girdap yapısının oluştuğu saptanmış ve genel olarak artan sürtünme yüzey yüksekliği ( $H$ ) ve girdap durdurucu

mesafesi ( $L_b$ ) değerleri için basınç kaybında düşüş gerçekleşmiştir. Ters akışlı sanal gövdeli siklonlar, eksenel akışlı siklonlara göre i ve dış girdap yapısından dolayı oluşan dissipasyon kayıpları nedeni ile ters akışlı sanal gövdeli siklonda basınç kaybının daha fazla gerçekleştiği görülmüştür. Eksenel akışlı sanal gövdeli düz çıkış tipli siklonda, konik çıkış tipine göre basınç kaybı daha düşük seviyede gerçekleşmekte ve partikül toplama verimi daha yüksek olmaktadır. Bu durum çıkış borusu etrafında oluşan ikincil girdabın, konik çıkış tipinde daha fazla sürtünmeye maruz kalması, basınç kaybını arttırması ve girdap gücünün azalmasına bağlı olarak teğetsel hız bileşenin ve partikül toplama veriminin azalması olarak yorumlanabilir.

Siklon araç filtre uygulamasında, binek araç hava emiş sisteminde hava filtresi yerine siklon filtre kullanımı incelenmiştir. Hesaplamalar sonucunda boyutlandırılan klasik siklon yapısı, hızlı prototip olarak üretilerek araç üzerinde şasi dinamometresinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Siklonda partikül toplama verimi sayısal, basınç kaybı hem sayısal hem de deneysel olarak, tork ve güç ölçümleri ise deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda siklon filtrenin %35-42 daha az basınç kaybı ile çalıştığı ve buna bağlı olarak volümetrik verimdeki iyileşme neticesinde güçte %1.6 ve tork kuvvetinde ise %2.3 artış sağladığı görülmüştür. Partikül toplama verimi açısından incelendiğinde siklon ayırıcı maksimum tork ve güç değerleri için sırasıyla 2.15 ve 1.57  $\mu\text{m}$  kritik çap değerlerinin sağlandığı ve 2  $\mu\text{m}$  partikül çapının %100 filtre edilmesinin ulaşılabılır bir hedef olduğu görülmüştür.

### **5.3. Tavsiye ve Öneriler**

Bu çalışmada siklon ayırıcılarda iki fazlı türbülanslı akışın modellenmesi ve performans analizi sayısal hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Siklon ayırıcılarda girdabın dominant olduğu kuvvetli anizotropik akış alanı özelliklerine sahip konfigürasyonlarda LES ve RSM modelleri kullanılabilir. LES modelinin hafıza ve donanım açısından ekonomik olmaması sebebi ile RSM türbülans modelinin ölçeklenebilir cidar fonksiyonu ile kullanımı tavsiye edilmiştir.

Yüzey pürüzlülüğünün siklon performansına etkisi incelendiğinde artan pürüz yüksekliği ile birlikte basınç kaybı azalırken, partikül toplama verimi açısından düşüş gerçekleşmekte ve iki performans parametresinin optimizasyon çalışması başlatılabilir ve sonuçlar klasik siklon geometrisi için korelatif olarak ifade edilebilir.

Ters akışlı sanal gövdeli siklonlarda  $74 \times 16 \text{ mm}^2$  giriş kesitine sahip siklon geometrisinde farklı debi değerleri için akış alanı stroboskop yardımı ile görselleştirilerek ve yükseklik doğrultusunda cidar boyunca basınç dönüştürücülerle basınç ölçümleri belli frekans aralıklarında alınarak EOV oluşumu ve frekans analizi için çalışmalar gerçekleştirilebilir.

Siklon filtre araç uygulamasında,  $2 \text{ }\mu\text{m}$  partikül çapının %100 tutulması için siklon geometrilerinin paralel bağlanması, akış alanında farklı unsurlar kullanılarak girdap formasyonunun modifikasyonu sağlanabilir. Ayrıca deneysel çalışma, basınç kaybı, tork kuvveti ve güç ölçümlerinin yanında emisyon, yakıt tüketimi ve partikül filtrasyonu gibi parametreler ölçülerek çalışma genişletilebilir.



## KAYNAKLAR

- Anderson, T.B., Jackson, R. 1967.** A fluid mechanical description of fluidized beds. *Ind. Eng. Chem. Fundamen.*, 6:527-539.
- ANSYS INC. 2013.** Fluent Theory Guide Release 15.0. Canonsburg, USA, 780 pp.
- Avci, A., Karagöz, İ. 2016.** Yeni nesil siklon ayırıcıların tasarımı ve performans karakteristiklerinin optimizasyonu. TÜBİTAK 114M591 nolu Proje Teknik Raporu, Bursa.
- Avci, A., Karagoz, I., Surmen, A., Camuz, I. 2013a.** Experimental investigation of the natural vortex length in tangential inlet cyclones. *Sep. Purif. Technol.*, 48:122-126.
- Avci, A., Karagoz, I., Surmen, A. 2013b.** Development of a new method for evaluating vortex length in reversed flow cyclone separators. *Powder Technol.*, 235:460-466.
- Ayers, W.H., Boysan, F., Swithenbank, J., Ewan, B.C.R. 1985.** Theoretical modeling of cyclone performance. *Filtr. Separat.*, 22(1):39-43.
- Bakker, B., 2006.** Lecture 14-Multiphase Flows. <http://www.bakker.org/dartmouth06/-engs150/18-eulmp.pdf>-(Erişim Tarihi: 22.02.2017).
- Barth, W. 1956.** Berechnung und Auslegung von Zyklonabscheidern aufgrund neuerer Untersuchungen. *Brennstoff-Warme-Kraft*, 8:1-9.
- Barth, T.J., Jespersen, D. 1989.** The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. *Technical Report AIAA-89-0366*. AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada.
- Bernardo, S., Mori, M., Peres, A.P., Dionisio, P.D. 2006.** 3-D computational fluid dynamics for gas and gas-particle flows in a cyclone with different inlet section angles. *Powder Technol.*, 162(3): 190-200.
- Bhasker, C. 2010.** Flow simulation in industrial cyclone separator. *Adv. Eng. Softw.*, 41:220-228.
- Bohnet, M. 1995.** Influence of the gas temperature on the separation efficiency of aerocyclones. *Chem. Eng. Process*, 34: 151-156.
- Boysan, F., Ayers, W.H., Swithenbank, J. 1982.** A fundamental mathematical modelling approach to cyclone design. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 60: 222-230.
- Boysan, F., Ewan, B.C.R., Swithenbank, J., Ayers, W.H. 1983.** Experimental and theoretical studies of cyclone separator aerodynamics. *IChemE Symp Series*, 69: 305-320.
- Brar, L.S., Sharma, R.P., Dwivedi, R. 2015.** Effect of vortex finder diameter on flow field and collection efficiency of cyclone separators. *Particul. Sci. Technol.*, 33:34-40.
- Chen, S., Tsai, C. 2007.** An axial flow cyclone to remove nanoparticles at low pressure conditions. *J. Nanopart. Res.*, 9:71-83.
- Chu, K.W., Wang, B., Xu, D.L., Chen, Y.X., Yu, A.B. 2011.** CFD-DEM simulation of the gas-solid flow in a cyclone separator. *Chem. Eng. Sci.*, 66:834-847.
- Chuah, T.G., Gimbin, J., Choong, T.S.Y. 2006.** A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics. *Powder Technol.*, 162:126-132.
- Crowe, C., Sommerfeld, M., Tsuji, Y. 1998.** Multiphase flows with droplets and particles. CRC Press, Boca Raton, USA, 471 pp.
- Cundall, P.A., Stack, O.D.L. 1979.** A discrete numerical model for granular assemblies. *Geotechnique*, 29:47-65.

- Çetin, C.T. 2003.** Teğetsel girişli siklonlarda akım ve yük kayıplarının incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Daly, B.J., Harlow, F.H. 1970.** Transport Equations in Turbulence. *Phys. Fluids*, 13:2634-2649.
- Davidson, M.R. 1988.** Numerical calculation of flow in a hydrocyclone operating without an air core. *Appl. Math. Modelling*, 12: 119-128.
- Derksen, J.J., Sundaresan, S., van der Akker, H.E.A. 2006.** Simulation of mass-loading effects in gas-solid cyclone separators. *Powder Technol.*, 163:59-68.
- Dirgo, J., Leith, D. 1985.** Cyclone collection efficiency: comparison of experimental results with theoretical predictions. *Aerosol Sci. Technol.*, 4: 401-415.
- El-Batsh, H.M. 2013.** Improving cyclone performance by proper selection of exit pipe. *Appl. Math. Modelling*, 37:5286-5303.
- Elghobashi, S.E. 1994.** On predicting particle-laden turbulent flows. *Appl. Sci. Res.*, 52:309–329.
- Elsayed, K. 2015.** Design of a novel cyclone vortex finder using the adjoint method. *Sep. Purif. Technol.*, 142:274-286.
- Elsayed, K., Lacor, C. 2009.** A CFD study of the effects of cone dimensions on the flow field of cyclone separators. Aerospace Sciences & Aviation Technology (ASAT-13), 26-28 May, 2009, Cairo, Egypt.
- Elsayed, K., Lacor, C. 2011a.** Numerical modeling of the flow field and performance in cyclones of different cone-tip diameters. *Comput. Fluids*, 51: 48-59.
- Elsayed, K., Lacor, C. 2011b.** The effect of cyclone inlet dimensions on the flow pattern and performance. *Appl. Math. Modelling*, 35:1952-1968.
- Elsayed, K., Lacor, C. 2012.** The effect of the dust outlet geometry on the performance and hydrodynamics of gas cyclones. *Comput. Fluids*, 68:134-147.
- Elsayed, K., Lacor, C. 2013.** The effect of cyclone vortex finder dimensions on the flow pattern and performance using LES. *Comput. Fluids*, 71:224-239.
- Enwald, H., Peirano, E., Almstedt, A.E. 1996.** Eulerian two-phase flow theory applied to fluidization. *Intl.J. Multiph. Flow*, 22:21-66.
- Gao, X., Chen, J., Feng, J., Peng, X. 2014.** Numerical investigation of the effects of the central channel on the flow field in an oil-gas cyclone separator. *Comput. Fluids*, 92:45-55.
- Gao, C., Sun, G., Dong, R., Fu, S. 2010.** Characterizing the dynamic property of the vortex tail in a gas cyclone by Wall pressure measurements. *Fuel Process. Technol.*, 91:921-926.
- Gibson, M.M., Launder, B.E. 1978.** Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer. *J.Fluid Mech.*, 86(3):491-511.
- Gimbun, J., Chuah, T.G., Choong, T. S.Y., Fakhru'l-Razi, A. 2005.** A CFD study on the prediction of cyclone collection efficiency. *Int. J. Comput. Methods Eng. Sci Mech*, 6(3): 161-168.
- Gong, A.L., Wang, L. 2004.** Numerical study of gas pahse flow in cyclones with repds, *Aerosol Sci. Technol.*, 38:506-512.
- Gosman, A.D., Ioannides, E. 1983.** Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors. *J. Energy*, 7(6):482-490.
- Griffiths, W., Boysan, F. 1996.** Computational fluid dynamics (CFD) and empirical modelling of the performance of a number of cyclone samplers. *J. Aerosol Sci.*, 27:281-304.

- Gustavsen, A. 2001.** Heat transfer in window frames with internal cavities. *Ph.D. Thesis*, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- Haig, C.W., Hursthouse, A., Sykes, D., Mcilwain, S. 2016.** The rapid development of small cyclones – numerical modelling versus empirical models. *Appl. Math. Modelling*, 40:6082-6104.
- Hoekstra, A.J. 2000.** Gas flow field and collection efficiency of cyclone separators. *Ph.D. Thesis*, Delft University of Technology, Netherlands.
- Hoekstra, A.J., Derksen, J.J., Van Der Akker, H.E.A. 1999.** An experimental and numerical study of turbulent swirling flow in gas cyclones. *Chem. Eng. Sci.*, 54:2055-2065.
- Hoffmann, A.C., Jonge, R., Arends, H., Hanrats, C. 1995.** Evidence of the ‘natural vortex length’ and its effect on the separation efficiency of gas cyclones. *Filtr. Separat.*, 799-804.
- Hoffmann, A.C., van Santen, A., Allen, R.W.K. 1992.** Effects of geometry and solid loading on the performance of gas cyclones. *Powder Technol.*, 70(1): 83-91.
- Hoffmann, A.C., Stein, L.E. 2008.** Gas cyclones and swirl tubes: Principle, Design and Operation. Springer, 2<sup>nd</sup> edition., New York, USA, 422 pp.
- Hoomans, B.P.B., Kuipers, J.A.M., Briels, W.J., Van Swaaij, W.P.M. 1998.** Comments on the paper “Numerical simulation of the gas-solid flow in a fluidized bed by combining discrete particle method with computational fluid Dynamics”. *Chem. Eng. Sci.*, 53:2645-2646.
- Houben, J.J.H., Weiss, C., Brunnmair, E., Pirker, S. 2016.** CFD simulations of pressure drop and velocity field in a cyclone separator with central vortex stabilization rod. *J. Appl. Fluid. Mech.*, 9(1):487-499.
- Hsiao, T., Chen, D., Greenberg, P.S., Street, K.W. 2011.** Effect of geometric configuration on the collection efficiency of axial flow cyclones. *J. Aerosol Sci.*, 42:78-86.
- Hutchinson, P., Hewitt, G.F., Dukler, A.E. 1971.** Deposition of liquid or solid dispersions from turbulent gas streams: a stochastic model. *Chem. Eng. Sci.*, 26:419-439.
- Iozia, D.L., Leith, D. 1989.** Effect of cyclone dimensions on gas flow pattern and collection efficiency. *Aerosol Sci. Technol.*, 10: 491-500.
- Iozia, D.L., Leith, D. 1990.** The logistic function and cyclone fractional efficiency. *Aerosol Sci. Technol.* 12(3):598-606.
- Jayaraju, S.T. 2009.** Study of the air flow and aerosol transport in the human upper airway using LES and DES methodology. *Ph.D. Thesis*, Vrije Universiteit Brussel, Bruxelles, Belgium.
- Kaya, F., Karagoz, I. 2008.** Performance analysis of numerical schemes in highly swirling turbulent flows in cyclones. *Curr. Sci. India*, 94(10):1273-1278.
- Kaya, F., Karagoz, I. 2009.** Numerical investigation of performance characteristics of a cyclone prolonged with a dipleg. *Chem. Eng.*, 151: 39-45.
- Kaya, F., Karagoz, I. 2012.** Experimental and numerical investigation of pressure drop coefficient and static pressure difference in a tangential inlet cyclone separator. *Chem. Pap.*, 66(11):1019-1025.
- Kaya, F., Karagoz, I., Avci, A. 2011.** Effects of surface roughness on the performance of tangential inlet cyclone separators, *Aerosol Sci. Technol.*, 45:988-995.

- Karagoz, I., Kaya, F. 2007.** CFD Investigation of the flow and heat transfer characteristics in a tangential inlet cyclone. *Int. Commun. Heat Mass*, 34:1119-1126.
- Karagoz, I., Kaya, F. 2009.** Evaluations of turbulence models for highly swirling flows in cyclones. *CMES-Comp. Model. Eng.*, 43(2):111-129.
- Karagoz, I., Avci, A., Surmen, A., Sendogan, O. 2013.** Design and performance evaluation of a new cyclone separator. *J. Aerosol Sci.*, 59:57-64.
- Kepa, A. 2013.** The efficiency improvement of a large-diameter cyclone – The CFD calculations. *Sep. Purif. Technol.*, 118:105-111.
- Kim, J.C., Lee, K.W. 1990.** Experimental study of particle collection by small cyclones. *Aerosol Sci. Technol.*, 12(4): 1003-1015.
- Koch, W.H., Licht, W. 1977.** New design approach boosts cyclone efficiency. *Chem. Eng. 7*: 79-89.
- Lapple, C.E. 1951.** Process use many collector types. *Chem. Eng.*, 58: 144-151.
- Lauder, B.E. 1989a.** Second-Moment closure and its use in modelling turbulent industrial flows. *Int. J. Numer. Meth. Fluids.*, 9:963-985.
- Lauder, B.E. 1989b.** Second-Moment closure: Present and future?. *Inter. J. Heat Fluid Flow*, 10(4):282-300.
- Lauder, B.E., Spalding, D.B. 1974.** The numerical computation of turbulent flows. *Comput. Method. Appl. M.*, 3:269–289.
- Leith, D., Licht, W. 1972.** The collection efficiency of cyclone type particle collectors: a new theoretical approach. *A.I.Ch.E. Symposium Series*, 68:196-206.
- Leonard, B.P., Mokhtari, S. 1990.** ULTRA-SHARP nonoscillatory convection schemes for high-speed steady multidimensional flow. *NASATMI-2568 (ICOMP-90-12)*, NASA Lewis Research Center.
- Li, E., Wang, Y. 1989.** A new collection theory of cyclone separators. *AICHE Journal*, 35: 666-669.
- Lien, F.S., Leschziner, M.A. 1994.** Assesment of turbulent transport models including non-linear RNG eddy-viscosity formulation and second moment closure. *Comput. Fluids*, 23(8):983-1004.
- Meier, H.F. 1998.** Modelagem fenomenologica e simulação bidimensional de ciclones por tecnicas da fluidodinamica computacional. *Ph.D. Thesis*, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil.
- Morsi, S.A., Alexander, A.J. 1972.** An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems. *J. Fluid Mech.*, 55(02):193–208.
- Ogawa, A., Sugiyama, K. 1993.** Application of mechanical similarity laws to the collection efficiencies of geometrically types of uni-flow cyclone dust collectors. *J. Therm. Sci.*, 2(2):87-97.
- Oh, J., Choi, S., Kim, J. 2015.** Numerical simulation of an internal flow field in a uniflow cyclone separator. *Powder Technol.*, 274:135-145.
- Oh, J., Choi, S., Kim, J., Lee, S., Jin, G. 2014.** Particle separation with the concept of uniflow cyclone. *Powder Technol.*, 254:500-507.
- Patankar, S.V., Spalding, D.B. 1972.** A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three dimensional parabolic flows. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15:1787-1806.
- Peng, W., Hoffmann, A.C., Boot, P.J.A.J., Udding, A., Dries, H.W.A., Ekker, A., Kater, J. 2002.** Flow pattern in reverse-flow centrifugal separatots. *Powder Technol.*, 127:212-222.

- Peng, W., Hoffmann, A.C., Dries, H.W.A., Regelink, M.A., Stein, L.E. 2005.** Experimental study of the vortex end in centrifugal separators: the nature of the vortex end. *Chem. Eng. Sci.*, 60:6919-6928.
- Pisarev, I.G., Hoffmann, A.C. 2012.** Effect of the ‘end of the vortex’ phenomenon on the particle motion and separation in a swirl tube separator. *Powder Technol.*, 222:101-107.
- Pisarev, I.G., Hoffmann, A.C., Peng, W., Dijkstra, H.A. 2011.** Large eddy simulation of the vortex end in reverse-flow centrifugal separators. *Appl. Math. Comput.*, 217:5016-5022.
- Pisarev, I.G., Gjerde, V., Balakin, B.V., Hoffmann, A.C., Dijkstra, A.H., Peng, W. 2012.** Experimental and computational study of the “end of the vortex” phenomenon in reverse-flow centrifugal separators. *AIChE Journal*, 58(5):1371-1380.
- Ray, M.B., Hoffmann, A.C., Postma, R.S. 2000.** Performance of different analytical methods in evaluating grade efficiency of centrifugal separators. *J. Aerosol Sci.*, 31(5): 563-581.
- Safikhani, H., Akhavan-Behabadi, M.A., Shams, M., Rahimyan, M.H. 2010.** Numerical simulation of flow field in three types of standard cyclone separators. *Adv. Powder. Technol.*, 21:435-442.
- Safikhani, H., Mehrabian, P. 2016.** Numerical study of flow field in new cyclone separators. *Adv. Powder. Technol.*, 27:379-387.
- Safikhani, H., Shams, M., Dashti, S. 2011.** Numerical simulation of square cyclones in small sizes. *Adv. Powder Technol.*, 22:359-365.
- Schiller, L., Neumann, A. 1933.** Über die grundlegenden berechnungen bei der schwer kraftaufbereitung. *Verein Deutscher Ingenieure*, 77-318.
- Shepherd, C.B., Lapple, C.E. 1939.** Flow pattern and pressure drop in cyclone dust collectors. *Ind. Eng. Chem.*, 31(8): 972-984.
- Shukla, S.K., Shukla, P., Ghosh, P. 2011a.** Evaluation of numerical schemes using different simulation methods for the continuous phase modeling of cyclone separators. *Adv. Powder. Technol.*, 22(2):209-219.
- Shukla, S.K., Shukla, P., Ghosh, P. 2011b.** Evaluation of numerical schemes for dispersed phase modeling of cyclone separators. *Eng. Appl. Comp. Fluid.*, 5(2):235-246.
- Shukla, S.K., Shukla, P., Ghosh, P. 2013.** The effect of modeling of velocity fluctuations on prediction of collection efficiency of cyclone separators. *Appl. Math. Modelling*, 37:5774-5789.
- Silva, P.D., Briens, C., Bernis, A. 2003.** Development of a new rapid method to measure erosion rates in laboratory and pilot plant cyclones. *Powder Technol.*, 131:111-119.
- Slack, M.D., Prasad, R.O., Bakker, A., Boysan, F. 2000.** Advances in cyclone modelling using unstructured grids. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 78: 1098-1104.
- Sommerfeld, M., Ando, A., Wennerberg, D. 1992.** Swirling. particle-laden flows through a pipe expansion. *J. Fluid Eng.-T ASME*, 114:648–656.
- Song, C., Pei, B., Jiang, M., Wang, B., Xu, D., Chen, Y. 2016.** Numerical analysis of forces exerted on particles in cyclone separators. *Powder Technol.*, 294:437-448.
- Stairmand, C. J. 1951.** The design and performance of cyclone separators. *Trans. Instn. Chem. Eng.*, 29 : 356-383.
- Staley, D. 1988.** Correlating lube oil filtration efficiencies with engine wear. *SAE Technical Paper* 881825, doi:10.4271/881825.

- Tabakoff, W., Wakeman, T. 1982.** Measured particle rebound characteristics useful for erosion prediction. ASME 1982 International Gas Turbine Conference and Exhibit, Volume 3: Coal, Biomass and Alternative Fuels; Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations, 18-22 April, 1982, London, England.
- Tan, F. 2016.** Siklonlarda iki fazlı ve girdaplı akışların parametrik incelenmesi ve siklon ayırıcıların geliştirilmesi. *Doktora Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Tan, F., Karagoz, I., Avci, A. 2016a.** The effects of vortex finder dimensions on the natural vortex length in a new cyclone separator. *Chem. Eng. Commun.*, 203:1216-1221.
- Tan, F., Karagoz, I., Avci, A. 2016b.** Effects of geometrical parameters on the pressure drop for a modified cyclone separator. *Chem. Eng. Technol.*, 39(3):576-581.
- Tan, Z. 2008.** An analytical model for the fractional efficiency of a uniflow cyclone with a tangential inlet. *Powder Technol.*, 183:147-151.
- Tsai, C., Chen, D., Chein, H., Chen, S., Roth, J., Hsu, Y., Li, W., Biswas, P. 2004.** Theoretical and experimental study of an axial flow cyclone for fine particle removal in vacuum conditions. *J. Aerosol Sci.*, 35:1105-1118.
- Vegini, A.A., Meier, H.F., Iess, J.J., Mori, M. 2008.** Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of cyclone separators connected in series. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 47: 192-200.
- Wang, L. 2004.** Theoretical study of cyclone design. *Ph.D. Thesis*, Texas A&M University, USA
- Wilcox, D.C. 1994.** Turbulence Modeling for CFD. La Canada. California: DCW Industries. Inc.
- Wu, J., Zhang, Y., Wang, H. 2014.** Numerical study on tangential velocity indicator of free vortex in the cyclone. *Sep. Purif. Technol.*, 132:541-551.
- Xiang, R.B., Lee, K.W. 2005a.** Numerical simulation of flow patterns in cyclones of different cone dimensions. *Part. Part. Syst. Charact.*, 22:212-218.
- Xiang, R.B., Lee, K.W. 2005b.** Numerical study of flow field in cyclones of different height. *Chem. Eng. Process.*, 44:877-883.
- Xiang, R.B., Lee, K.W. 2008.** Effects of exit tube diameter on the flow field in cyclones. *Particul. Sci. Technol.*, 26:467-481.
- Xiang, R., Park, S.H., Lee, K.W. 2001.** Effects of cone dimension on cyclone performance. *J. Aerosol Sci.*, 32(4): 549-561.
- Yu, A.B. 2005.** Powder processing: models and simulations. Encyclopedia of Condensed Matters Physics, Ed.: Bassani, F., Liedl, G.L., Wyder, P., Elsevier, pp:401-414.
- Zaitsev, D. 1995.** Numerical simulation of particle-laden flows using lagrangian modeling of dispersed phase behaviour. Research in Brussels. Vrije Universiteit Brussel, Bruxelles. Belgium.
- Zhao, B. 2005.** Development of a new method for evaluating cyclone efficiency. *Chem. Eng. Process.*, 44(4):447-451.
- Zhao, B., Shen, H., Kang, Y. 2004.** Development of a symmetrical spiral inlet to improve cyclone separator performance. *Powder Technol.*, 145(1): 47-50.
- Zhou, Z.Y., Kuang, S.B., Chu, K.W., Yu, A.B. 2010.** Discrete particle simulation of particle-fluid flow: model formulations and their applicability. *J. Fluid Mech.*, 66:482-510.

**Zhu, Y., Lee, K.W. 1999.** Experimental study on small cyclones operating at high flow rates, *J. Aerosol Sci.*, 30:1303-1315.

**Zhu, H.P., Zhou, Z.Y., Yang, R.Y., Yu, A.B. 2007.** Discrete particle simulation of particulate systems: Theoretical developments. *Chem. Eng. Sci.*, 62: 3378-3396.



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ali SAKİN  
Doğum Yeri ve Tarihi : Karacabey 1979  
Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu

Lise : Bursa Erkek Lisesi, 1997.  
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2001.  
Y.Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2004.  
Çalıştığı Kurumlar ve Yıl : BİLTİM LTD. ŞTİ. 2000-2004  
TOFAS A.Ş. 17.10.2005 - Devam Ediyor

İletişim : [alisakin@gmail.com](mailto:alisakin@gmail.com)

Yayınları :

**Sakin, A., Karagoz, I. 2017.** Numerical prediction of short-cut flows in gas-solid reverse flow cyclone separators. *Chem. Ind. Chem. Eng. Q.*, OnLine-First (00):2-2, DOI:10.2298/CICEQ161009002S.

**Sakin, A., Karagoz, I., Ergul, M., Demirtas, U., Savas, F.H. 2017.** An investigation into the usage of cyclone separator in intake air system and its influence on engine performance. *P. I. Mech. Eng. D. J. Aut.*, DOI:10.1177/0954407017704879.

**Sakin, A., Karagoz, I., Avci, A. 2016.** A computational comparison of flow and pressure fields in axial and reverse flow cyclone separators. International Conference on Computational and Experimental Science and Engineering (ICCESEN2016), 19-24OCT2016, Limak Limra Hotel, Kemer, Antalya, TURKEY.

**Sakin, A., Karagöz, İ., Ergül, M., Demirtaş, Ü., Paralı, B., Savaş, H.S. 2016.** Taşıt hava emiş sisteminde siklon ayırıcı kullanımının sayısal olarak incelenmesi. *Makinatek Dergisi*, Sayı: 230:78-84. (OTEKON 2016, 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi'nde sözlü bildiri olarak sunulmuştur.).