İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TOZ TORBASIZ ELEKTRİK SÜPÜRGELERİNDE TOZ DAĞILIMININ SAYISAL MODELLENMESİ VE TOZ HAZNESİNİN TOZ TOPLAMA VERİMİNİN BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Barış KALE

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

ARALIK 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TOZ TORBASIZ ELEKTRİK SÜPÜRGELERİNDE TOZ DAĞILIMININ SAYISAL MODELLENMESİ VE TOZ HAZNESİNİN TOZ TOPLAMA VERİMİNİN BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Barış KALE
(503151144)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU

ARALIK 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503151144 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Barış KALE, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"**TOZ TORBASIZ ELEKTRİK SÜPÜRGELERİNDE TOZ DAĞILIMININ SAYISAL MODELLENMESİ VE TOZ HAZNESİNİN TOZ TOPLAMA VERİMİNİN BELİRLENMESİ**"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Yrd. Doç. Dr. Levent Ali Kavurmacıoğlu** İstanbul Teknik Üniversitesi	**……...**
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Mustafa Özdemir** İstanbul Teknik Üniversitesi	**……...**
	Doç. Dr. Emre Alpman Marmara Üniversitesi	**……...**

Teslim Tarihi : 25 Kasım 2016
Savunma Tarihi : 22 Aralık 2016

Aileme ve arkadaşlarıma,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bilgi, birikim ve tecrübelerini esirgemeden bana doğrudan veya dolaylı olarak katkıda bulunan, sunduğu önerileri ve yaptığı yapıcı eleştirileri ile çalışmalarımı destekleyen ve yol gösteren danışman hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Levent Ali Kavurmacığlu'na en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam kapsamında gerekli imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş Temin Ürün Direktörlüğü Ar – Ge ve Kalite Birimleri'ne, Arçelik A.Ş. Merkezi Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Evren Albaş, Sn. Korhan Özkalay, Sistem Geliştirme ve Tasarım Takım Lideri Sn. Derya Hamarat ve Akışkanlar Dinamiği Teknolojileri Aile Lideri Sn. Haluk Karataş'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımda bana destek olan, bilgi ve tecrübelerini esirgemeden paylaşan ve ilgili konularda yol gösteren Sn. Dr. Sedat Tokgöz, Sn. V. Kadir Ertiş ve Sn. Müjdat Ersarı'ya en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında bana tasarımsal ve deneysel anlamda destek veren Küçük Ev Aletleri Araştırma ve Geliştirme Birimi tasarımcısı Sn. Öner Seven'e ve teknisyenler Sn. Furkan Denizer ve Sn. Ünal Durmuş'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği laboratuarlarında deney düzeneğinin kurulmasında ve deneysel çalışmalarda verdikleri teknik destekten dolayı, Sn. İlyas Aydın, Sn. Oktay Bazan ve tüm Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği ve Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan, içine girdiğim her zorluğun altından kalkmamda bana güç veren, aileme en derin duygularımla teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2016

Barış KALE
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxv**
1. GİRİŞ **1**
1.1 İnsanoğlu ve Yaşam Alanı Temizliği 1
1.2 Siklon Kavramı ve Siklonik Ayırıcılar 3
1.3 Siklonik Hazneli Süpürgelere Geçiş 3
1.4 Tezin Amacı 5
1.5 Çalışmada İzlenilen Yol 5
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI **7**
3. TÜRBÜLANS KAVRAMI VE TÜRBÜLANS MODELLERİ **41**
3.1 Türbülans Kavramına Genel Bakış 41
3.1.1 Türbülanslı akış için zaman ortalamalı yönetici denklemler 45
3.1.1.1 Süreklilik denklemi 46
3.1.1.2 Momentum denklemi 47
3.1.1.3 Enerji denklemi 48
3.1.1.4 Kütle tür denklemi 49
3.1.1.5 Türbülans kinetik enerji denklemi 50
3.1.2 Türbülanslı sınır tabakalar 52
3.1.2.1 Tam gelişmiş türbülanslı sınır tabaka 55
3.1.2.2 Türbülanslı sınır tabaka için yönetici denklemler 57
3.1.3 Türbülans kapatma problemi ve türbülans viskozitesi 60
3.1.4 Kolmogorov hipotezi 61
3.2 Türbülans Modelleri 63
3.2.1 Reynolds ortalamalı Navier – Stokes modelleri 64
3.2.1.1 Birinci dereceden modeller 64
3.2.1.2 İkinci dereceden modeller 77
4. DAİMİ AYRIK FAZ MODELLEMESİ **79**
4.1 Ayrık Faz Modelleme Teorisi 79
4.2 Partikül – Duvar Etkileşimi 80
4.3 Partiküllerin Türbülanslı Yayılımı 81
4.3.1 Stokastik izleme (ayrık rastgele yürüyüş izlemesi) 81
4.3.2 Partikül bulut modeli 82
4.4 Partikül Enjeksiyonu 83

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR 85
5.1 Solo Motor Performans Testleri 86
5.2 Rüzgar Tüneli Basınç Kaybı Testleri 90
5.3 Hızlı Kamera İle Toz Haznesi İçerisindeki Toz Dağılımı Kaydı 95
5.4 Hassas Terazi Yardımı İle Toz Haznesi Toplama Veriminin Belirlenmesi 97
5.5 Deneysel Çalışmalar İçin Belirsizlik Analizi 104
6. SAYISAL ÇALIŞMALAR 107
6.1 Katı Modeli Bulunan Haznenin Akış Alanının Çıkarılması 107
6.1.1 Akış alanı çıkarılan geometri üzerinde toz toplama bölgesi tasarımı 109
6.1.2 Akış alanı çıkarılan geometri üzerinde siklon çapı tasarımı 109
6.2 Orijinal Toz Haznesi Geometrisi İçin Ağ Yapısından Bağımsızlık Çalışması 110
6.3 Çalışılacak Geometrilerin Ağ Yapılarının Oluşturulması 113
6.4 HAD Yazılımında Poroz Akış Bölgesi İçin Gerekli Katsayıların Belirlenmesi 116
6.4.1 Sünger filtre için poroz katsayılarının belirlenmesi 117
6.4.2 HEPA filtre için poroz katsayılarının belirlenmesi 118
6.4.3 Sünger ve HEPA filtrelerin birlikte kullanıldığı durumdaki katsayılar 119
6.5 Akış Alanı İle İlgili HAD Analizleri 121
6.5.1 Orijinal toz haznesi geometrisi için HAD analizleri 122
6.5.2 Yeni tasarlanan toz toplama bölgesi geometrisi için HAD analizleri 124
6.5.3 Çapı değiştirilen siklon geometrisi için HAD analizleri 127
6.6 Rosin – Rammler Metodu İle Toz Dağılım Eğrisinin Çıkarılması 129
6.7 Partikül Yörüngelerinin Belirlenmesi İçin DPM Analizleri 131
6.7.1 Orijinal toz haznesi geometrisi için DPM analizleri 132
6.7.2 Yeni tasarlanan toz toplama bölgesi geometrisi için DPM analizleri 133
6.7.3 Çapı değiştirilen siklon geometrisi için DPM analizleri 133
7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER 135
KAYNAKLAR 141
ÖZGEÇMİŞ 147

KISALTMALAR

AC	**:** Alternative Current
ASM	**:** Algebraic Stress Model
CFD	**:** Computational Fluid Dynamics
CTSI	**:** Conventional Tangential Single Inlet
DOE	**:** Design of Experiment
DPM	**:** Discrete Phase Modeling
DRW	**:** Discrete Random Walk
DSSI	**:** Direct Symmetrical Spiral Inlet
EVM	**:** Eddy Viscosity Models
HAD	**:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HEPA	**:** High – Efficiency Particulate Air
LDA	**:** Laser Doppler Anemometry
LDV	**:** Laser Doppler Velocimetry
LES	**:** Large Eddy Simulation
MM	**:** Muschelknautz Modeling
NS	**:** Navier Stokes
PISO	**:** Pressure Implicit with Splitting of Operator
QUICK	**:** Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics
RANS	**:** Reynolds Averaged Navier – Stokes
RNG	**:** Renormalization Group
RSM	**:** Reynolds Stress Model, Response Surface Methodology
SIMPLEC	**:** Semi – Implicit Method for Pressure Linked Equations – Consistent
SST	**:** Menter’s Shear Stress Transport

SEMBOLLER

r : Radyal pozisyon
D_e : Vorteks bulucu çapı
c_p : Özgül ısı
d : Boru çapı
Pr : Prandtl sayısı
Re : Reynolds sayısı
RT : Çalışma oranı
t : Zaman
T : Sıcaklık
q : Isı akısı
u : x yönündeki hız komponenti
v : y yönündeki hız komponenti
w : z yönündeki hız komponenti
p : Basınç
$\bar{u}$: x yönündeki ortalama hız
u' : x yönündeki hız dalgalanması
$\overline{u'}$: x yönündeki hız dalgalanmasının ortalama değeri
ke : Kinetik enerji
U_∞ : Serbest akım hızı
C_f : Duvar sürtünme katsayısı
y^+ : Duvardan uzaklığın boyutsuz hali
u^+ : Akış hızının boyutsuzlaştırılmış hali
C : Von Karman sabiti
D_{12} : Difüzyon terimi
k : İletim katsayısı
$\dot{m}$: Kütle debisi
$\langle u \rangle$: u için Reynolds gerilme terimi
S_{ij} : Ortalama şekil değiştirme oranı
P_k : Taşınım terimi
D_k : Viskoz difüzyon terimi
Y_k : Türbülans yayınım kinetik enerjisi
S_w : Kullanıcı tanımlı kaynak terimi
$F(M_t)$: Sıkıştırılabilirlik fonksiyonu
F_1 : Karışım fonksiyonu
e : Restitüsyon katsayısı
n : Dağılma parametresi
Y_d : d çapından büyük çaplardaki kütle fraksiyonu
C_2 : Atalet direnci katsayısı

Yunan Harfleri

∂	**:** Del operatörü
∇	**:** Gradyan
Δs	**:** Birinci ağ hücresi boyu
Δn	**:** Poroz medya kalınlığı
θ	**:** Azimutal pozisyon
δ	**:** Sınır tabaka kalınlığı
Δp	**:** Basınç düşümü
ε_k	**:** Yayınım oranı
α	**:** Enerji denklemi katsayısı
$1/\alpha$	**:** Viskoz atalet direnci katsayısı
μ	**:** Dinamik viskozite
ν	**:** Kinematik viskozite
ρ	**:** Yoğunluk
τ	**:** Kayma gerilmesi
η	**:** Viskoz alt tabaka parametresi
κ	**:** Von Karman sabiti
ψ	**:** Potensiyel akış
ω	**:** Kütle fraksiyonu

Alt İndisler

x	**:** x ekseni
d	**:** Çap
R	**:** Yarıçap
L	**:** Uzunluk
d_h	**:** Hidrolik çap
w	**:** Duvar
∞	**:** Serbest akım
t	**:** Türbülans
ijkl	**:** Vektörel indisler

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Parametrik çalışmada kullanılan çözüm modelleri ve akış koşulları . . **26**
Çizelge 2.2 : Siklon hesabında kullanılan partikül datası **29**
Çizelge 2.3 : Ağ yapısından bağımsızlık çalışması **35**
Çizelge 5.1 : Ölçüm parametreleri. **89**
Çizelge 5.2 : 16 mm'lik orifis sonuçları. **89**
Çizelge 5.3 : Sünger filtre için rüzgâr tüneli testleri. **92**
Çizelge 5.4 : HEPA filtre için rüzgâr tüneli testleri. **92**
Çizelge 5.5 : Sünger + HEPA filtre için basınç kaybı testleri. **93**
Çizelge 5.6 : Hazne için rüzgâr tüneli testleri. **94**
Çizelge 5.7 : Ev tipi test tozunun özellikleri. **97**
Çizelge 5.8 : Ölçüm sonuçları. **102**
Çizelge 6.1 : Ağ yapısından bağımsızlık çalışması HAD sonuçları. **112**
Çizelge 6.2 : Geometriler ve ağ yapılarının özellikleri. **115**
Çizelge 6.3 : Sünger – basınç kaybı testi. **117**
Çizelge 6.4 : HEPA – basınç kaybı testleri. **118**
Çizelge 6.5 : HEPA ve sünger filtreler bir aradayken yapılan test. **120**
Çizelge 6.6 : Çözüm öncesi ayarlar. **122**
Çizelge 6.7 : Rosin – Rammler eğrisi için kullanılan değerler. **130**
Çizelge 6.8 : Geometrilere göre toz toplama verimleri. **134**
Çizelge 7.1 : Geometriler için filtresiz ve filtreli HAD analizleri. **136**
Çizelge 7.2 : Sünger filtre için kıyaslamalar. **137**
Çizelge 7.3 : HEPA filtre için kıyaslamalar. **138**
Çizelge 7.4 : Sünger ve HEPA filtre birlikteyken kıyaslamalar. **138**
Çizelge 7.5 : Orijinal hazne üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar... ..... **138**
Çizelge 7.6 : Deneysel ve sayısal toz toplama verimi çalışması kıyaslaması... ..... **139**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Bazı figürler, (a) Çamaşır yıkayan kadın, (b) Mutfak temizleyen kadın. .. **1**
Şekil 1.2 : Elektriksiz çalışan ilk süpürge "Whirlwind". ... **2**
Şekil 1.3 : Genel olarak bir süpürgenin çalışma diyagramı. ... **3**
Şekil 1.4 : Bazı toz torbasız süpürgeler, (a) Mono siklon, (b) Multi siklon. ... **4**
Şekil 1.5 : Gaz – katı siklonik ayırıcı çalışma şeması. ... **4**
Şekil 2.1 : Xiong, Ji ve Wu tarafından tasarlanan yeni geometri ve siklon ayırıcıdaki iç akış ... **8**
Şekil 2.2 : Lim, Kim ve Lee tarafından tasarlanan deney düzeneği şeması. ... **9**
Şekil 2.3 : HAD analizi için hazırlanan farklı geometrilerdeki ağ yapıları. ... **10**
Şekil 2.4 : HAD analizi ve deneysel sonuçların kıyaslanması (a) Basınç düşüşü, (b) Verim ... **10**
Şekil 2.5 : Farklı giriş boyutlarına sahip matematiksel modellerin ve deneysel veriler ile kıyaslanması ... **11**
Şekil 2.6 : Farklı giriş geometrilerindeki siklonların statik basınç dağılımı ... **12**
Şekil 2.7 : Farklı uzunluklarda eklenen üç farklı dikey tüp ... **13**
Şekil 2.8 : Siklon geometrilerinin Y = 0 düzleminde türbülans kinetik enerji profilleri ... **13**
Şekil 2.9 : Deneysel ve sayısal sonuçların basınç düşüşü – giriş hızı bakımından karşılaştırılması. ... **14**
Şekil 2.10 : Farklı çaplardaki toz partiküllerinin izlediği yol, (a) Deneysel, (b) Sayısal ... **15**
Şekil 2.11 : Hava giriş hızına bağlı olarak verimin deneysel ve sayısal karşılaştırılması ... **15**
Şekil 2.12 : Yeni tasarım ve konvansiyonel siklon ... **17**
Şekil 2.13 : Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi. ... **17**
Şekil 2.14 : Yeni tasarım ve konvansiyonel siklon karşılaştırmaları, (a) Basınç düşüşü – debi, (b) Verim – debi ... **18**
Şekil 2.15 : Vorteks limitleyicisinin basınç düşüşü ve verime etkisi, (a) Basınç düşüşü – debi, (b) Verim – debi. ... **18**
Şekil 2.16 : HAD analizleri, (a) Konvansiyonel bir siklon için LES ve RSM kıyaslaması (b) LES modeline göre sırasıyla konvansiyonel, simetrik girişli ve sarmal girişli siklonların HAD analizleri. ... **19**
Şekil 2.17 : Kullanılan siklonik geometrilerin performans kriterleri ... **20**
Şekil 2.18 : Çalışma için tasarlanan deney düzeneği ... **21**
Şekil 2.19 : Ayrıklaştırılmış çözüm metodunun genel görünümü. ... **22**
Şekil 2.20 : Ağ yapıları oluşturulmuş geometriler, (A – C) Farklı silindir boylarında, (D – E) Farklı vorteks bulucu boylarında ... **23**
Şekil 2.21 : Pilot siklonlar, (a) Laboratuvar ölçekli, (b) Gerçekte kullanılan ... **24**
Şekil 2.22 : Ağ yapısından bağımsızlık çalışması ... **24**
Şekil 2.23 : Farklı türbülans modellerindeki basınç düşüşü ve verim kıyaslaması. .. **25**

Şekil 2.24 : Vorteks kırıcılı yeni siklon geometrisi **25**
Şekil 2.25 : HAD için hazırlanan ağ yapıları, (a) CTSI, (b) DSSI. **27**
Şekil 2.26 : Siklonlardaki HAD sonuçları, (a) Verim – hız, (b) Basınç düşüşü – hız **29**
Şekil 2.27 : Kullanılan deney düzeneği şeması. **30**
Şekil 2.28 : Multisiklon ağ yapısı, (a) Genel görünüm, (b) Kesit görünüşü. **31**
Şekil 2.29 : Kesitteki HAD sonuçları, (a) Statik basınç dağılımı, (b) Hız dağılımı ..**32**
Şekil 2.30 : HAD sonuçları, (a) Akışkan akım çizgileri, (b) Girdap ve türbülans. ...**33**
Şekil 2.31 : Kullanılan türbülans modellerine göre HAD sonuçları **34**
Şekil 2.32 : Deney düzeneğinin tanıtımı **35**
Şekil 2.33 : Farklı hızlarda Nusselt sayısının bölgesel değişimi **38**
Şekil 3.1 : Leonardo Da Vinci'nin türbülanslı akış çizimi **41**
Şekil 3.2 : Reynolds boya deneyi, (a) Laminer, (b) Geçiş, (c) Türbülanslı **42**
Şekil 3.3 : Ortalama hız x- yönündeki değişimi, (a) Daimî, (b) Daimî olmayan **43**
Şekil 3.4 : Viskoz sınır tabakası **53**
Şekil 3.5 : Düz bir plaka boyunca sınır tabaka kalınlığının değişimi **54**
Şekil 3.6 : Laminer bölgeden tam türbülanslı bölgeye geçiş **54**
Şekil 3.7 : Tam gelişmiş türbülanslı sınır tabaka bölgeleri **55**
Şekil 3.8 : Türbülanslı sınır tabaka yapısı **57**
Şekil 3.9 : Atalet alt aralığındaki enerji transferi **62**
Şekil 3.10 : Derecelerine göre türbülans modelleri **64**
Şekil 3.11 : k - ε modeli için bazı deneysel katsayılar **68**
Şekil 4.1 : Sürekli fazlı akışta DPM **79**
Şekil 4.2 : Partikül sınır koşulları **80**
Şekil 4.3 : Partikül geliş ve yansıma açıları **80**
Şekil 4.4 : (a) Stokastik olmayan izleme, (b) Stokastik izleme **82**
Şekil 4.5 : Partikül bulutundan ortalama yörünge hesabı için gösterim **82**
Şekil 4.6 : Bazı enjeksiyon tipleri, (a) Konik, (b) Grup, (c) Yüzeysel **83**
Şekil 4.7 : Örnek partikül çap dağılımı **84**
Şekil 4.8 : Verilen örneğin kümülatif partikül çap dağılımı **84**
Şekil 5.1 : Arçelik S7534 siklonik süpürgeler, (a) A sınıfı 800W, (b) F sınıfı 1600W. **85**
Şekil 5.2 : 800 – 1600W aralığındaki dokuz adet motor. **86**
Şekil 5.3 : Performans cihazı. **87**
Şekil 5.4 : Motorların bağlantısı, (a) Önden görünüş, (b) Üstten görünüş. **88**
Şekil 5.5 : Performans cihazı ekran görüntüsü ve sonuç, (a) Görüntü, (b) Sonuç..... **88**
Şekil 5.6 : Solo motor güç – debi grafiği. **89**
Şekil 5.7 : Basınç kayıplarının belirlenmesinde kullanılan orta çaplı rüzgâr tüneli. . **90**
Şekil 5.8 : Rüzgâr tüneline bağlanan komponentler, (a) Sünger filtre, (b) HEPA filtre. **91**
Şekil 5.9 : S7534 toz haznesinin rüzgâr tüneline bağlanmış hali. **91**
Şekil 5.10 : Sünger filtre için basınç kaybının grafiksel gösterimi. **92**
Şekil 5.11 : HEPA filtre için basınç kaybının grafiksel gösterimi **93**
Şekil 5.12 : Sünger + HEPA filtre için basınç kaybının grafiksel gösterimi. **94**
Şekil 5.13 : Hazne için basınç kaybının grafiksel gösterimi **95**
Şekil 5.14 : Hızlı kamera ile kayıt için hazırlanan düzenek... ..... **96**
Şekil 5.15 : Hazne görünümü, (a) Hızlı kamera kaydı sırasında, (b) Kayıt sonrası...**97**
Şekil 5.16 : Hassas terazi, (a) %0.01 hassasiyete sahip terazi, (b) Emdirilen test tozu.. ..... **98**
Şekil 5.17 : Toz emdirilmeden önceki filtre ölçümleri, (a) Sünger, (b) HEPA **99**

Şekil 5.18 : Toz emdirilmeden önceki hazne ölçümleri, (a) Komponentsiz, (b) Komponentli. **99**
Şekil 5.19 : Toz emdirildikten sonraki hazne ölçümleri, (a) Komponentli, (b) Komponentsiz... ..... **100**
Şekil 5.20 : Sünger ve HEPA filtre toz dolu iken yapılan ölçüm **100**
Şekil 5.21 : Temizlenmiş parçalar, (a) Filtreler, (b) Hazne, (c) Komponentleri tam hazne **101**
Şekil 6.1 : Hazne geometrisi, (a) İzometrik görünüş, (b) Kapaksız üstten görünüş. **107**
Şekil 6.2 : Hazne akış alanı geometrisi, (a) Filtresiz, (b) Filtreler modellenmiş hal. **108**
Şekil 6.3 : Akış alanı çıkarılmış orijinal haznenin transparan görüntüsü. **108**
Şekil 6.4 : Toz toplama bölgesi basitleştirilmiş hazne tasarımı, (a) Katı, (b) Transparan. **109**
Şekil 6.5 : Siklon çapı değiştirilmiş hazne tasarımı, (a) Katı, (b) Transparan. **110**
Şekil 6.6 : Kaba kaliteli ağ yapısının izometrik gösterimi. **111**
Şekil 6.7 : Orta kaliteli ağ yapısının izometrik gösterimi. **111**
Şekil 6.8 : İyi kaliteli ağ yapısının izometrik gösterimi. **112**
Şekil 6.9 : Orijinal hazne için kesit ağ yapısı gösterimi, (a) Üstten, (b) Yandan. ... **113**
Şekil 6.10 : Toz toplama bölgesi değiştirilmiş hazne için kesit ağ yapısı gösterimi, (a) Üç boyutlu gösterim, (b) Üstten, (c) Yandan. **114**
Şekil 6.11 : Siklon çapı küçültülmüş hazne için kesit ağ yapısı gösterimi, (a) Üç boyutlu gösterim, (b) Üstten, (c) Yandan. **114**
Şekil 6.12 : Sünger filtre için uydurulan ikinci derece eğri. **117**
Şekil 6.13 : HEPA filtre için uydurulan ikinci derece eğri. **119**
Şekil 6.14 : HEPA ve sünger filtre bir aradayken uydurulan ikinci derece eğri. **120**
Şekil 6.15 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **122**
Şekil 6.16 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **123**
Şekil 6.17 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s..... **123**
Şekil 6.18 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **123**
Şekil 6.19 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **124**
Şekil 6.20 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s..... **124**
Şekil 6.21 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **125**
Şekil 6.22 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **125**
Şekil 6.23 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s..... **125**
Şekil 6.24 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **126**
Şekil 6.25 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **126**
Şekil 6.26 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s..... **126**
Şekil 6.27 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **127**
Şekil 6.28 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **127**
Şekil 6.29 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s..... **128**
Şekil 6.30 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **128**
Şekil 6.31 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **128**
Şekil 6.32 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s..... **129**
Şekil 6.33 : ISO Testlerde kullanılan ev tipi toz için Rosin – Rammler dağılımı. .. **131**

Şekil 6.34 : 1 – 120 µm aralığındaki çaplar için partikül yörüngeleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **132**
Şekil 6.35 : 1 – 120 µm aralığındaki çaplar için partikül yörüngeleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **133**
Şekil 6.36 : 1 – 120 µm aralığındaki çaplar için partikül yörüngeleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s **133**
Şekil 7.1 : Filtresiz durum için CFD sonuçları. **136**
Şekil 7.2 : Filtreli durum için CFD sonuçları. **137**
Şekil 7.3 : HAD ve deneysel sonuçların orijinal hazne için karşılaştırılması..... **139**

TOZ TORBASIZ ELEKTRİK SÜPÜRGELERİNDE TOZ DAĞILIMININ SAYISAL MODELLENMESİ VE TOZ HAZNESİNİN TOZ TOPLAMA VERİMİNİN BELİRLENMESİ

ÖZET

Temizlik, insanların var oluşundan beri süregelen bir kavramdır. Özellikle kişisel temizlik başta olmak üzere yaşam alanı temizliği de insan sağlığı için çok önemli bir parametredir. İnsanlar, ilk çağlarda temizlik anlayışına çok önem vermemişler ve temizlenmemenin beraberinde getirdiği sağlık sorunları nedeniyle erken yaşlarda hastalıklara yakalanarak yaşamlarını yitirmişlerdir. Tecrübe ve bilincin git gide artmasıyla birlikte temizlik ve hijyen kavramları toplumlar içine iyice yerleşmiş ve insanların ortalama yaşam sürelerinde artış meydana gelmiştir. Yaşam alanlarını virüs ve bakterilerden arındırmak için daha da özenle temizlemeye başlamışlar ve bugünkü temizlik anlayışının bir nevi temellerini atmışlardır. İlkel çağlardan gelişmiş çağlara doğru gelindikçe elle temizliğin yerini çalı süpürgeler almış; hatta günümüzde kullanılan süpürgeler icat edilmiştir. Süpürgenin icadıyla birlikte yaşam bölgeleri daha steril hale gelmiştir. Teknoloji ilerledikçe süpürgeler de kendi içlerinde gelişmeye başlamıştır. İlk olarak üretilen toz torbalı süpürgelerin yerini günümüzde birçok yeni teknoloji almıştır. Bunlara örnek olarak; toz torbasız süpürgeler, sulu süpürgeler, robotik süpürgeler vb. gibi farklı teknolojiye sahip örnekler gösterilebilir.

Günümüzde evlerde elektrikli süpürgeler yaygın şekilde kullanılmaktadır. Kullanıcının isteğine göre seçilen toz torbalı ve toz torbasız süpürgeler en yaygın olarak kullanılan süpürge çeşitleridir. Toz torbalı ve toz torbasız süpürgelerin kendi içlerinde birçok avantajı olmasına rağmen dezavantajları da oldukça fazladır. Toz torbasız süpürgeler; toz torbalarının değiştirilmesi, toz torbasını yerinden çıkarırken etrafa tozun saçılması gibi belli başlı dezavantajlara sahipken toz torbasız süpürgelerde toz torbası bulunmadığı için ve dolayısıyla toz torbanın yenilenme maliyetinin olmamasından dolayı avantajlıdırlar. Toz torbasız süpürgeler, bu avantajlarından ötürü son yıllarda oldukça popüler olmaya başlamışlardır. Artan popülarite ve çalışma prensiplerinin ilginç olmasından dolayı toz torbasız (siklonik) süpürgelerdeki toz toplama veriminin belirlenmesi yüksek lisans tez çalışması konusu olarak seçilmiştir. Bu kapsamda gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmalar ile bir toz torbasız süpürge haznesinin tekil olarak toz toplama verimi belirlenmiş ve bazı tasarımlar ile kıyaslanmıştır.

Tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, öncelikle insanoğlu ve yaşam alanı temizliğinden bahsedilmiştir. İlkel zamanlardan itibaren insanların gittikçe bilinçlenmesiyle birlikte kendilerinin ve yaşadıkları bölgenin temizliğine verdikleri önem vurgulanmıştır.1860'lı yıllarla birlikte icat edilen süpürgenin günümüze kadar gelen tarihinden ve bir toz torbalı süpürgenin genel olarak çalışma prensibinden kısaca bahsedilmiştir. Sonrasında ise, toz torbasız yani siklonik süpürgelerin icadıyla birlikte gelen yeni bir akımdan bahsedilmiştir. Bu akımın öncüsü olan siklonik ayırıcılardan ve bunun temeli olan siklon kavramından kısaca söz

edilmiştir. Bir siklonik ayırıcının çalışma prensibi anlatıldıktan sonra tezin amacı ve çalışmada izlenilen yol detaylı şekilde anlatılmıştır.

İkinci bölümde, tezin içeriğiyle ilgili geniş bir literatür çalışması yapılmıştır. Literatür araştırması kapsamında, siklonik ayırıcılarla ilgili yapılan tüm çalışmalar incelenmiş; detaylı şekilde anlatılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal araştırmalar, siklon kavramının anlaşılması ve tezin içeriğindeki sayısal çalışma kısmı için önemli rol oynamıştır.

Üçüncü bölümde ise, siklonik ayırıcıların içerdikleri yoğun türbülanslı akıştan ötürü türbülans kavramı ve türbülans modelleri üzerine teknik araştırma yapılmıştır. Türbülans kavramı detaylı incelendikten sonra sırasıyla türbülanstan kaynaklı oluşan sınır tabakalardan bahsedilmiştir. Sayısal analizin önemli bir bölümünü oluşturan türbülans modeli seçimi ve bu modellerin temeli ise detaylı olarak incelenmiştir. Ticari yazılımlarda sıklıkla kullanılan birçok türbülans modeli üzerine araştırmalar yapılmış; ancak ağ yapısından bağımsız olan türbülans modelleri ve çok fazla hesaplama zamanı getiren türbülans modellerine tez kapsamında olmadığı için değinilmemiştir.

Dördüncü bölümde, tezin içeriğinin ikinci adımı olan daimî ayrık faz modellemesine değinilmiştir. Ayrık faz modellemesi kapsamında, modellemenin genel teorisi, partikül ile duvar etkileşimi, partiküller türbülans etkisi altında nasıl bir hareket izlediği ve partiküllerin genel olarak enjeksiyonundan bahsedilmiştir. Tez kapsamında kullanılacak tüm geometriler için yapılan tek fazlı akış analizleri sayesinde uygulanan ayrık faz modellemesinde, partiküller havanın giriş hızına eş değer hızında ve hava giriş yüzeyinden geometri içerisine enjekte edilmiştir. Yapılan HAD analizleri daimî olduğu için ayrık faz modellemesi de daimî olarak yapılmıştır. Giriş yüzeyindeki ağ sayısıyla orantılı şekilde partikül gönderilmiş ve bu partiküllerin yörüngeleri belirlenmeye çalışılmıştır. Belirlenen yörüngelerle birlikte, tozun toplanacağı kısım belirlenmiş ve bu bölgede ne kadar partikülün toplandığı DPM analizi sonucunda hesaplanmıştır.

Beşinci bölümde, seçilen Arçelik marka S7534 toz torbasız süpürge üzerinde bazı deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, pazarda hali hazırda satılmakta olan bu modele ait süpürgeler belirlenmiş ve bu süpürgelerin sınıflarına göre motor güçleri belirlenmiştir. Minimum ve maksimum motor gücü aralığında toplam dokuz adet farklı güçte motorun tez kapsamında kullanılabileceği düşünülmüş ve bu doğrultuda dokuz ayrı güçteki motor için solo performans testi yapılmıştır. Tezin ilerleyen adımlarında ise dokuz adet motordan elde edilen verilerin çokluğu dolayısıyla tez kapsamında kullanılacak motor adedi üçe düşürülmüştür. Bu motorlardan elde edilen performans verileri sayesinde, motorların çektiği hava debileri belirlenmiştir. Bu debi değerleri, tezin hem sayısal hem de deneysel bölümü için oldukça önemlidir. Deneysel çalışmaların ilerleyen adımlarında ise, sadece toz haznesi üzerinde çalışılacağından, toz haznesi ile ilgili bazı basınç kaybı testleri yapılmıştır. Basınç kaybı testlerinden sonra, görsellik açısından toz bulutunun siklonik hazne içerisinde nasıl dağıldığını görmek adına hızlı kamera ile toz akışı kayıt edilmiştir. Deneysel çalışmaların son adımı olarak ise %0.01 hassasiyete sahip bir hasssas terazi yardımıyla F sınıfı 1600W S7534 toz torbasız süpürge için haznenin toz toplama verimi belirlenmiştir.

Altıncı bölümde, tez kapsamında yapılan sayısal çalışmalardan bahsedilmiştir. Sayısal çalışmaların ilk adımı olarak, katı modeli bulunan toz haznesi için akış alanı bir katı modelleme programı yardımıyla çıkarılmıştır. Daha sonra bu modelden esinlenilerek

yeni ve daha basit geometriler tasarlanmıştır. Kullanılacak orijinal toz haznesi geometrisi için analizlere başlamadan önce ağ yapısından bağımsızlık çalışması uygulanmıştır. HAD analizlerinin çözüm sürelerini oldukça kısaltan bu çalışma hem tez kapsamında hem de genel yapılan analizlerde oldukça önemlidir. Kullanılacak ağ yapısı belirlendikten sonra, her bir geometriye bu ağ yapısı uygulanmıştır. Ağ yapıları da geometrilere entegre edildikten sonra, analiz için gerekli olan porozlu bölgenin detaylarının belirlenmesi konusuna değinilmiştir. Porozlu bölge için gerekli olan katsayılar, deneysel verilerden yararlanılarak her bir filtre için hesaplanmıştır. HAD analizleri için gerekli olan tüm parametreler belirlendikten sonra her bir geometri için, başta seçilen üç farklı motorun debilerinde analizler gerçekteştirilmiştir. Akış alanları da belirlendikten sonra partiküllerin enjekte edilmesi üzerine çalışılmıştır. DPM analizleri yapılmadan önce, kullanılacak test tozunun partikül özelliklerinin analize tanıtılma işlemi gerçekleştirilmelidir; fakat bu işlemin yapılması için öncelikle bazı katsayıların hesaplanması gerekmektedir. Partiküller ile ilgili tüm katsayılar hesaplandıktan sonra DPM analizleri her bir geometriye uygulanmış ve sayısal olarak tüm geometrilerin istenilen debilerde toz toplama verimleri sayısal olarak belirlenmiştir.

Yedinci ve son bölümde ise, yapılan tüm deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları verilmiştir. Tüm sonuçlar hem kendi içlerinde hem de sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır.

NUMERICAL MODELING OF DUST PARTICLE TRAJECTORIES IN A CYCLONIC VACUUM CLEANER AND DETERMINATION OF DUST COLLECTION EFFICIENCY

SUMMARY

Cleaning is a term which has started with the existence of humanbeing and has been coming since today. Not only the personal cleaning but also cleaning of the living space are crucial parameters for human health. In ancient times, people have not attached importance to the cleaning and because of the health problems resulted from not to cleaning, they had lost their lives in early ages. Due to the increasing knowledge and experiences, cleaning and hygen terms have been adopted by society and the average life expectancies have been increased. Moreover, people have given more attention to the cleaning because of decontamination of their living spaces from viruses and bacterias. By doing this, they have found the fundamentals of cleaning habit. Coming from the ancient times to nowadays, cleaning by hand has changed the roles with besom; moreover, vacuum cleaners which are used today have been invented. With the invention of vacuum cleaner, living areas have been sterilized more. By development of technology, the vacuum cleaners have been also improved in their sub categories. Today, many vacuum cleaners developed with new technologies have been substituted with old ones. For instance, bagless vacuum cleaners, water – filtered vacuum clenaers, robotic vacuum cleaners, etc. are the machines that have cutting – edge technologies.

Nowadays, there are many electrical vacuum cleaners which are used in homes commonly. The baggless and bagged vacuum cleaners are the most commonly used vacuum cleaner types chosen by users. Although there are many advantages of bagged and bagless vacuum cleaners, they have plenty of disadvantages. While the bagged vacuum cleaners have many disadvantages such as changing the dust bag, dust leakage while changing the dust bag, bagless vacuum cleaners are advantageous in order not to having any dust bag and renewal cost of the dust bag. The bagless vacuum cleaners have been gaining popularity on the occasion of the advantages in the recent days. Due to the increasing popularity and complexity of working principles of bagless or cyclonic vacuum cleaners, determination of particle trajectories and collection efficiency of dustbin have been chosen as topic of the thesis. By conducting experimental and numerical studies, singular collection efficiency of a cyclonic vacuum cleaner dustbin has been determined and compared to the new designs.

The thesis is composed of experimental and numerical analysis to determine the particle trajectories in a cyclonic vacuum cleaner dustbin and its collection efficiency without considering the effects of the filters. Experimental studies have been carried out by using dustbin, in particular. Numerical studies have been carried out by using a commercial code, Ansys Fluent and all the geometries that have been used in the study have been meshed by using Ansys ICEM – CFD tool. Before starting experimental and numerical studies, a deep literature research had been done to gain knowledge and understand the principles of the cyclones. In the literature research, many useful things

had been found related to experimental and numerical studies. After the literature research, had been done, the turbulent flow of the particles and turbulence models were examined. The turbulence and its governing equations have been explained in detail and the boundary layers arised from turbulence have been examined. A deep research about choosing turbulence models and their backgrounds have been conducted. Moreover, many researches including the turbulence models which are used commonly in commercial codes have been done but some kind of models that are independent from mesh have not been taken into account because of not related with the thesis.

In addition to literature researches about turbulence and its models, discrete phase modelling, which is the main part of the thesis, has also been investigated. General theory of DPM, particle – wall treatment, turbulent dispersion of the particles and particle injection have been examined. The particles have been injected into the geometries, which have been designed newly, at the same speed rate of the inlet air flow velocity and flow rate. Because of the steady CFD analysis, the DPM analsysis has also done as steady. The number of injected particles is proportional to the mesh size of the inlet surface and the particle trajectories has been determined. After determining the trajectories of the particles, the collection efficiency of the dustbin has been determined by DPM analysis.

In order to conduct the numerical analysis, some parameters have to be defined. Because of this, S7534 type cyclonic vacuum cleaner has been chosen for both experimental and numerical analysis. Firstly, a wide range of motors, starting the input power from 800 to 1600W, have been used to determine the air flow rate of the vacuum cleaner. After choosing nine vacuum cleaner motors, they have been tested in order to identify the air flow rates. Because of the complexity of the thesis, the number of the motors has been decreased to three. If the number of the motors, in other words flow rates, there would have been too many datas and numerical analysis including three different geometries. The flow rates of the motors are really very important for both experimental and numerical analysis. After determining each flow rates, a wind tunnel has been used to determine the pressure drop across the inlets and outlets of the filters and dustbin. These datas have been used for numerical analysis of porous media in dustbin. Furthermore, a high – speed camera has been used to determine the particle trajectories in real. The high – speed camera has recorded 13.5 seconds of particle motion in the dustbin which has had 4.5 GB file size. The final step of the experimental study is determination of collection efficiency of the dustbin by using digital scales which has 0.01% precision.

In the numerical analysis part of the thesis, plenty of studies have been carried out. Firstly, flow area of the original dustbin geometry has been subtracted from solid body by using a 3D modeling software, Siemens NX 9.0. After that, new simple geometries have been designed by considering the original one. Before starting the numerical analysis for the original dustbin geometry, a mesh independence study had been conducted in order to shorten the computational time and effort. By doing this study, the appropriate mesh type and size has been identified and applied to the other geometries. In order to obtain a reliable result from the numerical analysis, the coefficients of the porous media have to be determined. To find these coefficients, the experimental datas have been used. After identifiying these values, CFD analysis has been done for each geometry. To find the particle tracjectories and collection efficiencies of each geometry, DPM analysis have been conducted. However, to apply DPM analysis some coefficients have to be determined. To determine these values,

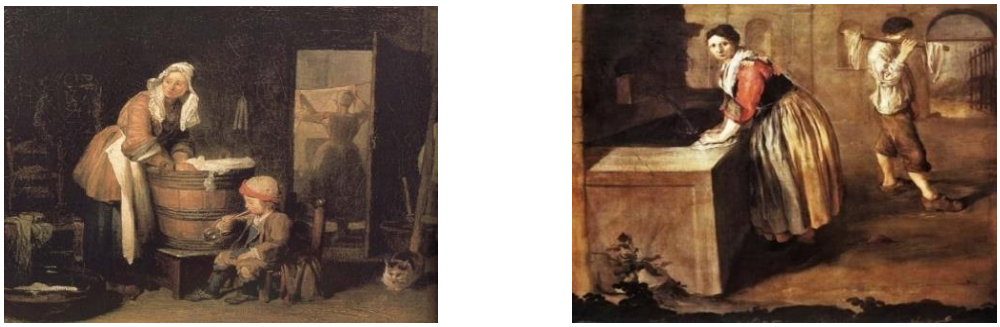
some calculations have been done using Excel. These coefficients are named as spread parameter and mean particle diameter. After this study, all coefficients have been determined and DPM analysis for each geometry on each flow rates have been conducted and collection efficiencies have been calculated numerically. In the final step of the thesis, numerical results have been compared to experimental values and have been matched accurately.

1. GİRİŞ

Temizlik, insanoğlunun var oluşundan bu yana hijyeniklik kavramı gereği ortaya çıkan bir bulgudur. Özellikle göçebe yaşamdan yerleşik hayata geçiş ile birlikte, başta kişisel temizlik olmak üzere, yaşanılan ortamın temizliği, yiyecek ve içeceklerde kullanılan alet & edevat sterilizasyonu gibi temel ihtiyaçların hijyenik hale getirilmesi açısından önemli bir kavramdır.

1.1 İnsanoğlu ve Yaşam Alanı Temizliği

Kişisel temizliğin gerekliliğinin yanı sıra, yaşanılan ortamın temizliği de insan sağlığı açısından hayati bir öneme sahiptir. Gözle görülemeyecek kadar küçük yapılar olan virüs ve bakterilerin neden olduğu hastalıkların çok büyük bir kısmı, yaşam alanının kirliliğinden ve dezenfekte edilmemesinden kaynaklanır. Bu yüzden insanoğlu sağlık kavramı çerçevesinde temizlik konusuna hep önem vermiştir. İlkel zamanlarda yaşam bölgelerinin temizliğinde çalı, çırpı gibi doğal nesneler kullanılmış; böylelikle modern zamanlar için süpürge kavramının temeli oluşmaya başlamıştır. Bilgi, birikim ve gelişmişlik düzeyinin artmasıyla birlikte, insanlar daha da bilinçlenmeye başlamış; toplu yaşamanın kültürel bir sonucu olarak ortaya çıkan ev kavramı ile de mutfak, banyo, çamaşır, kanepe, koltuk, perde, halı, kilim gibi insani ihtiyaçların temizlenmesi gerekliliği doğmuştur. Şekil 1.1'de çeşitli insani temizlik ihtiyaçları sembolize edilmiştir.

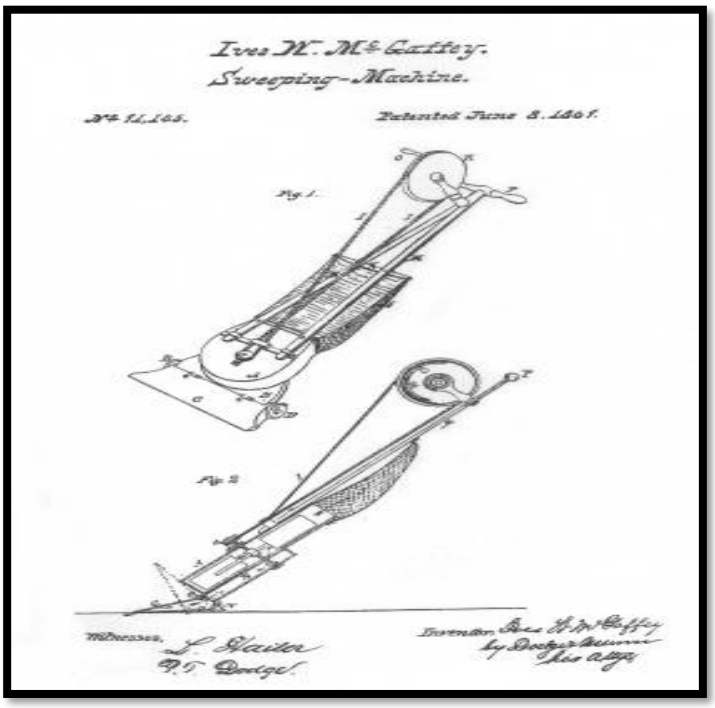


(a) (b)

Şekil 1.1 : Bazı figürler, (a) Çamaşır yıkayan kadın [1], (b) Mutfak temizleyen kadın [2].

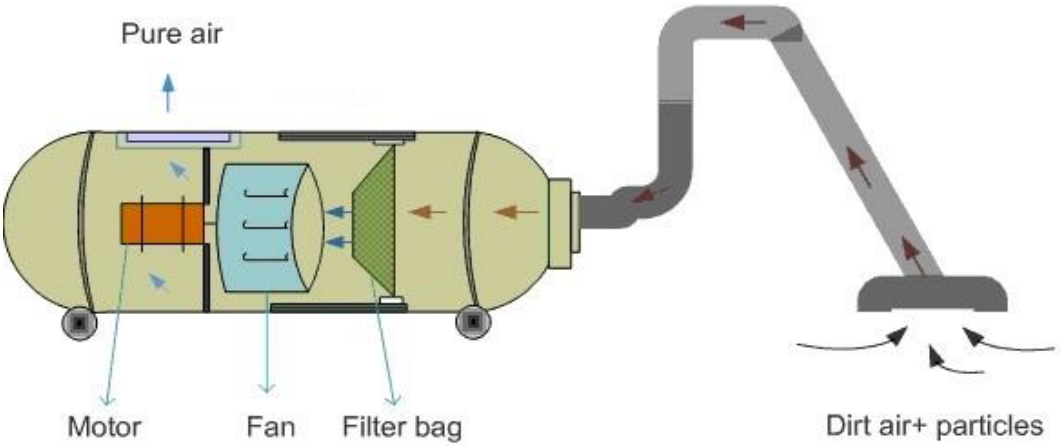
Süpürgenin icadından önce ise, insanlar halılarının temizliğini ya çırparak ya da yıkayarak yapmışlardır. Hatta çoğu insan; halıların bu denli zor temizlenmesinden ötürü, halılarını yılda sadece bir kez bahar aylarına denk gelecek şekilde temizlemişlerdir.

Halı temizliğinde kullanılmak üzere tasarlanan ilk manuel süpürgenin icadı 1860'lı yılların sonuna dayanmaktadır. Şekil 1.2'de gösterilen "Whirlwind" adındaki bu süpürge ilk elektriksiz süpürge olarak da tarihe geçmiştir [3].



Şekil 1.2 : Elektriksiz çalışan ilk süpürge "Whirlwind" [3].

19. Yüzyılın başından itibaren ise motorize süpürgeler piyasaya çıkmaya başlamış ve günümüzdeki vakumlu temizleyicilerin temeli atılmıştır. Süpürgelerin icadıyla birlikte yaşam alanı temizliği daha da kolay hale gelmiştir. Genel olarak bu cihazlar, bir elektrik motorunun tahrik edilerek motor miline bağlı olan fan pervanelerinin döndürülmesi ile fanın ön kısmında hava basıncı artışına ve arka kısmında ise hava basıncının azalmasına neden olur. Oluşan bu basınç farkı sayesinde, vakuma bağlı bir emme kuvveti meydana gelir. Böylece, hava – toz karışımından oluşan kirli hava süpürge içine çekilir ve filtreleme sisteminden geçirilerek kirli parçacıkların yakalanması ve temiz havanın sistemden dışarı atılması sağlanır (Şekil 1.3). İlk olarak toz torbalı süpürgelerin icadıyla başlayan bu trend, sonraları ise toz torbasız süpürgeler ve robotik süpürgeler ile devam etmiştir.



Şekil 1.3 : Genel olarak bir süpürgenin çalışma diyagramı [4].

1.2 Siklon Kavramı ve Siklonik Ayırıcılar

1800'lü yıllardan itibaren çeşitli endüstrilerde kullanılmaya başlanan siklonlar çalışma prensibi olarak basitçe, sisteme alınan kirli hava karışımının geometrik özellikler kullanılarak döndürülmesi ve böyle santrifüj kuvvetine maruz kalan parçacıkların yerçekimi sayesinde çökelmesi temeline dayanır. Genel olarak endüstride toz ayrıştırma işleminde kullanılan siklonlar, kirli hava – toz karışımının sisteme alındığı giriş bölümü, temiz havanın tahliye edildiği bir çıkış bölümü ve istenmeyen parçacıkların toplandığı bir toplama bölümünden oluşur.

Siklonlar için genellikle, teğetsel giriş – eksenel çıkış ya da eksenel giriş – teğetsel çıkış olmak üzere iki farklı geometrik tasarım mevcuttur; fakat en yaygın olarak kullanılan versiyonu teğetsel giriş – eksenel çıkış olanıdır. Siklonlar oynar parça içermedikleri için basit ve imal süreçleri kısa; bakım ve ilk yatırım maliyetleri düşük olan ekipmanlardır.

Literatür araştırması bölümünde, siklonlarla ilgili detaylı bilgi verilmiştir. Siklonlarla ilgili temel parametreler olan basınç düşüşü ve toz toplama verimi hesabı anlatılmıştır.

1.3 Siklonik Hazneli Süpürgelere Geçiş

Toz torbalı süpürgeler incelendiğinde bu süpürgelerin bazı belli başlı dezavantajlarından ötürü, toz torbasız süpürgelere olan yönelim hızla artmıştır. Günümüzde yoğun bir şekilde kullanılan toz torbasız süpürgeler, endüstride sıklıkla kullanılan siklonik ayrıştırıcıların çalışma prensibini temel alırlar. Toz torbasız süpürgeler, yani siklonik hazneli süpürgeler, bu devasa endüstriyel ayrıştırıcıların bir

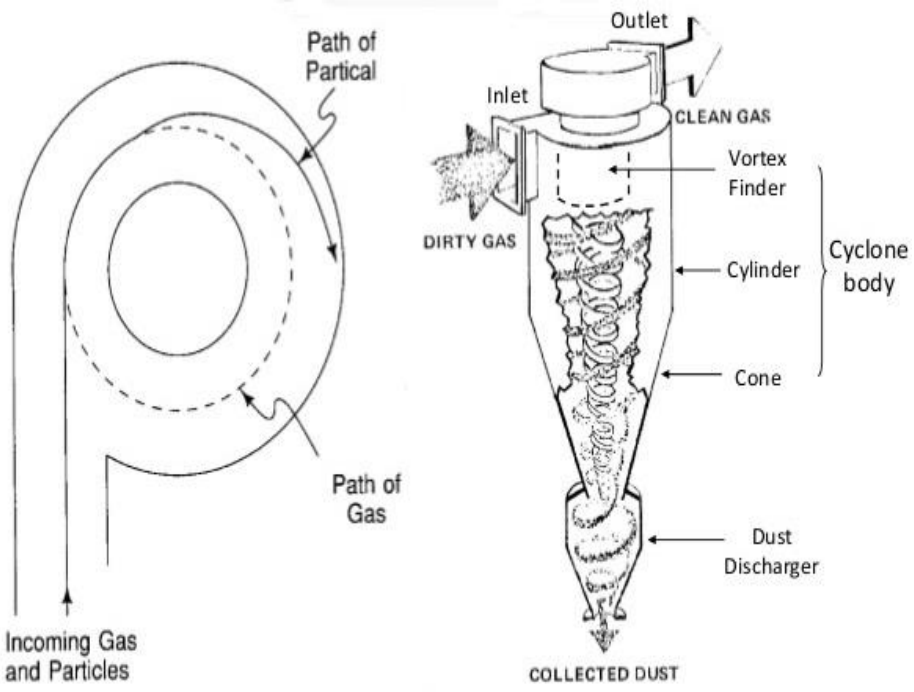
nevi minyatürize edilmiş hallerinin süpürgelere entegre edilmiş şeklidir. Bir toz torbasız süpürgenin toz toplama haznesi, Şekil 1.4'teki gibi bir ya da birkaç adet siklonik ayrıştırıcı içerebilir.



(a) (b)

Şekil 1.4 : Bazı toz torbasız süpürgeler, (a) Mono siklon [5], (b) Multi siklon [6].

Genel olarak ise siklonik süpürgeler, vakum oluşturularak emilen hava – toz karışımının bir türbülans etkisiyle döndürülerek; ilk aşamada filtre kullanılmadan, santrifüj kuvvet yardımıyla katı parçacıkların dışarı savrulması ile hava – toz karışımından ayırma prensibine göre çalışmaktadır [7]. Bir gaz – katı siklonik ayırıcı ile benzer çalışma mantığına dayanan siklonik süpürgeler, insan gözünün algılayabileceğinden yaklaşık 30 kat daha küçük boyuttaki partiküllerin toz toplama haznesinde yakalanmasını sağlamaktadırlar [8]. Şekil 1.5'te bir siklon ayırıcının nasıl çalıştığı gösterilmiştir.



Şekil 1.5 : Gaz – katı siklonik ayırıcı çalışma şeması [9].

1.4 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında, seçilen bir siklonik ayrıştırıcılı süpürgenin toz toplama haznesi içerisindeki hava – toz karışımının nasıl dağıldığının hem deneysel olarak gözlemlenmesi hem de Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı sayesinde hesaplanması; ayrıca yine bu bağlamda toz haznesinin, emdirilen tozu ne kadar toplayabildiğinin deneysel ve HAD analizi ile belirlenmesi ve çeşitli geometrik parametrelerin değiştirilmesiyle toz toplama veriminin ne denli farklılaştığının HAD ile bulunması istenmiştir.

Yapılan çalışmalar kapsamında, toz torbasız süpürgenin verimine en çok etki eden kısmının toz toplama haznesi olduğu belirlenmiş ve yapılacak tez çalışmasının da bu komponent üzerine olması hedeflenmiştir. Ayrıca, mevcut halde deneysel olarak belirlenen sistem verimi yerine; toz toplama haznesinin tekil veriminin hem deneysel hem de HAD yazılımı sayesinde sayısal olarak hesaplanması ve sonuçların birbiriyle karşılaştırılması amaçlanmıştır.

Sonuç olarak, Arçelik marka S7534 modeli toz torbasız süpürge tez çalışması için hem deneysel hem de sayısal olarak çalışabilecek şekilde uygun bulunmuş ve bu model üzerinde tüm çalışmalar yürütülmüştür.

1.5 Çalışmada İzlenilen Yol

Yüksek lisans tez çalışması literatür araştırması ile başlamıştır. İlk önce, süpürgelerin çalışma prensibinin genel olarak incelenmesi hedeflenmiştir. Sistemin içerdiği komponentler detaylı olarak ayrıklaştırılması ve her birimin sistem verimine ne kadar etkisinin olduğunun araştırılması amaçlanmıştır.

Toz torbasız süpürgelerin toz toplama karakterlerinin üründen ürüne çeşitlilik göstermesi nedeniyle pazarda bulunan belli başlı birkaç adet ürün detaylı bir kıyaslama çalışması yapmak için temin edilmiştir. Bu çalışma kapsamında tedarik edilen ürünlerin gözlemsel olarak toz toplama kapasiteleri incelenmiştir. Benchmarking denilen bu işlem sayesinde, siklonik toz haznesi içerisinde toz toplama verimine en çok etki eden parametrenin belirlenmesi hedeflenmiştir.

Literatür araştırması ve benchmarking işlemiyle birlikte, hava – toz karışımının hazne içerisinde nasıl dağıldığı ve ne gibi tasarımsal değişikliklerin toz toplama verimini

etkileyeceği yönünde bir ön izlenim oluşturulmuştur. Bu kapsamda geometrik değişiklik olarak, toz toplama haznesinin giriş kesiti sabit tutulmak kaydı ile üzerine çalışılacak Arçelik S7534 model toz torbasız süpürgenin hem toz toplama bölümünün değiştirilmesi hem de siklon çapının değiştirilmesi ile toz toplama veriminin incelenmesi üzerinde karar kılınmıştır.

Genel olarak, Arçelik S7534 model toz torbasız süpürgenin hem mevcut hem de değiştirilmiş geometrik dataları üzerinden sayısal olarak analizler yapılması hedeflenmiş ve yapılabilecek uygun deneysel test işlemleri ile de toz toplama veriminin kıyaslanması amaçlanmıştır.

Tez çalışmasında kullanılmak üzere, Arçelik S7534 model süpürgenin teknik özelliklerinin belirlenmesi için uygun test düzenekleri kullanılarak çeşitli parametreleri belirlenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Siklonik ayırıcılarla ilgili yapılan hem sayısal hem de deneysel çalışmaların sayısı son yıllarda artış göstermektedir. Çalışmaların çok önemli bir bölümü HAD analizlerine dayanmakla beraber, bu çalışmalarda kullanılan farklı tasarım kriterleri ve matematiksel modeller sayesinde siklonların karmaşık yapıları incelenmeye çalışılmıştır. Ancak, siklonlar için kullanılacak çok farklı sayıda matematiksel model olduğu için problemin detaylı olarak incelenmesi ve buna göre uygun çözüm modelinde karar kılınması gereklidir.

Literatür araştırması kapsamında, teğetsel giriş – eksenel çıkış yapısına sahip siklonik ayırıcıların hem basınç kaybını hem de bu tezin esas araştırma konusu olan toz toplama verimini etkileyen temel parametrelerin belirlenmesi ve mevcut olarak incelenecek olan S7534 model süpürge üzerinde geometrik olarak değiştirilebilirliği uygun olan özellikler üzerine yoğunlaşılmıştır.

Genel olarak katı – gaz karışımını ayrıştırmak için kullanılan siklonlar, özel durumlarda sıvı – katı hatta sıvı – sıvı karışımların ayrıştırılmasında da kullanılır. Kullanım alanları çoğunlukla endüstriyel alanlar olan siklonlar; kömür işletmelerinde, çimento fabrikalarında ve nadir de olsa petrol rafinelerinde kullanılmaktadır. 20. Yüzyılın sonlarından itibaren toz torbasız süpürgelerde de kullanılmaya başlanan siklon teknolojisi, günümüzde popülerliğini gittikçe arttırmaktadır.

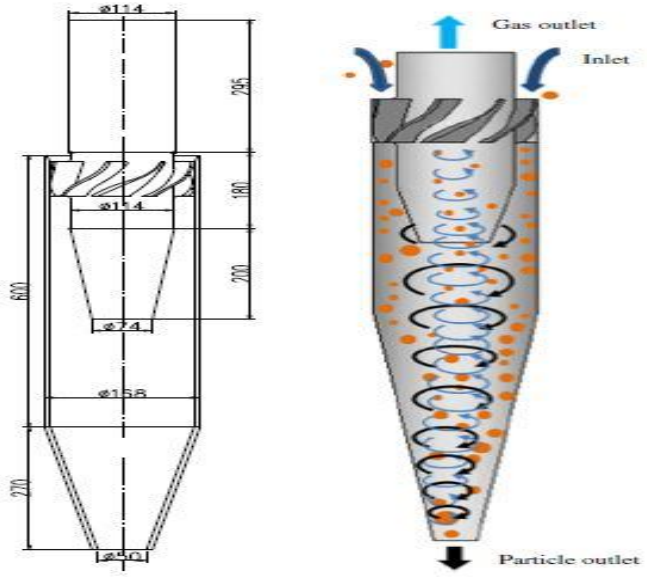
Giriş bölümünde bazı avantajlarından bahsedilen siklonların, aşındırıcı partiküller sebebiyle bir süre sonra erozyon problemini doğurması ve kritik çap altındaki partiküller için düşük toplama verimine sahip olmaları gibi birtakım olumsuz özellikleri de vardır. Fakat bu olumsuz özellikler avantajlarının yanında ihmal edilebilecek düzeydedir.

Sürmen, Avcı ve Karamangil tarafından teğetsel girişli bir siklonda maksimum verim için gerekli olan siklon uzunluğunu belirlemek için bir çalışma gerçekleştirilmiştir [10]. Bu çalışma ile birlikte minimum partikül çapının belirlenmesi ve maksimum siklon verimi arasında bir ilişkinin olduğu ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca; akışkan

özellikleri, giriş ve vorteks bulucu kesitleri, koni çapı, girişteki Reynolds sayısı ve yüzey pürüzlülüğü siklon uzunluğuna etki eden diğer önemli özellikler olarak belirlenmiştir.

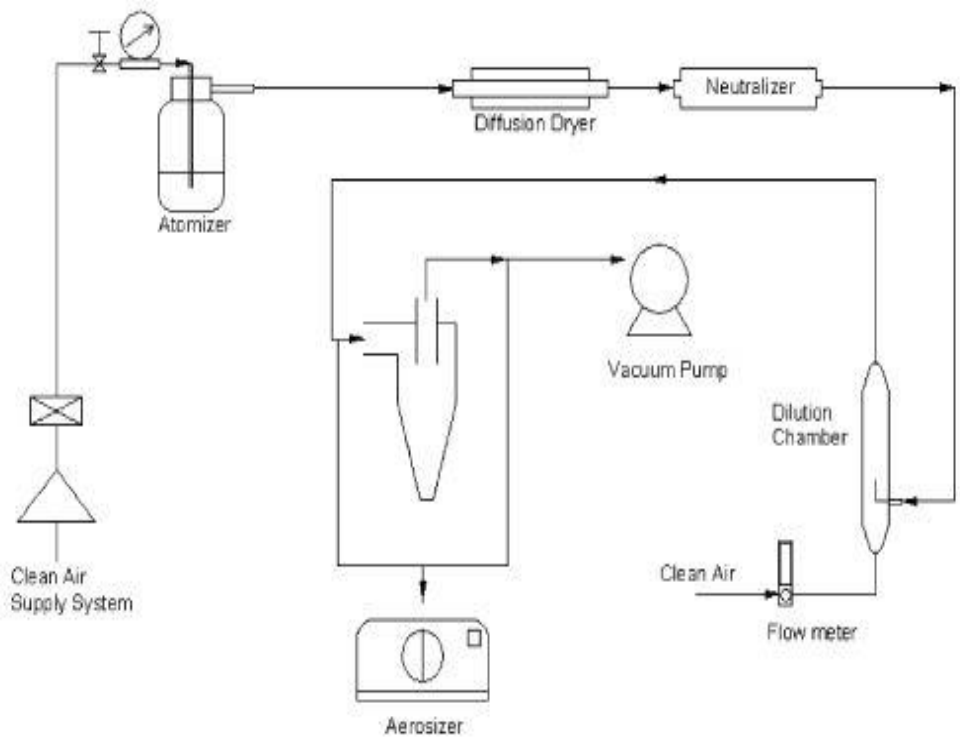
Qian ve Wu [11] giriş bölgesi açısının siklon performansına etkisini araştırmıştır. Farklı giriş açılarını HAD analizleriyle incelemişler ve hem bu siklonlardaki basınç düşüşlerini hem de siklonların verimlerini karşılaştırmışlardır. Araştırma dahilinde, hava giriş hızı sabit tutulmuş ve giriş kesit açılarının arttırılmasıyla toplam verim artmış ve 15% değerinde basınç düşüşü sağlanmıştır. Verim ve basınç düşüşü kıyaslamaları yapılarak optimum giriş açısının 45 derece olması gerektiği belirtilmiştir.

Xiong, Ji ve Wu tarafından yapılan deneysel çalışmaya göre; geri akış konili bölgede ve vorteks bulucu içerinde bulunan düz veya spiral boşluklar, basınç düşümünü azaltarak ve genel ayırma verimini arttırarak siklonun ayırma performansını genel olarak arttırabilir [12]. Yapılan çalışmada, geri akış konisi olan ve saat yönünde 15 derece spiral boşluğa sahip olan siklon ayırıcının en iyi ayırma performansına sahip olduğu kanıtlanmıştır. Tasarlanan bu yeni geometri konvansiyonel siklon ayırıcılarla karşılaştırıldığında, basınç düşüşünde %73 oranında bir iyileşme ve genel ayırma veriminde ise %9 oranında bir verim artışı sağlamıştır. Ayrıca bu yeni tasarım sayesinde, çapı 10 mikrometreden daha büyük tozların %99'unu toplamıştır. Yeni tasarlanan bu geometri Şekil 2.1'de belirtilmiştir.



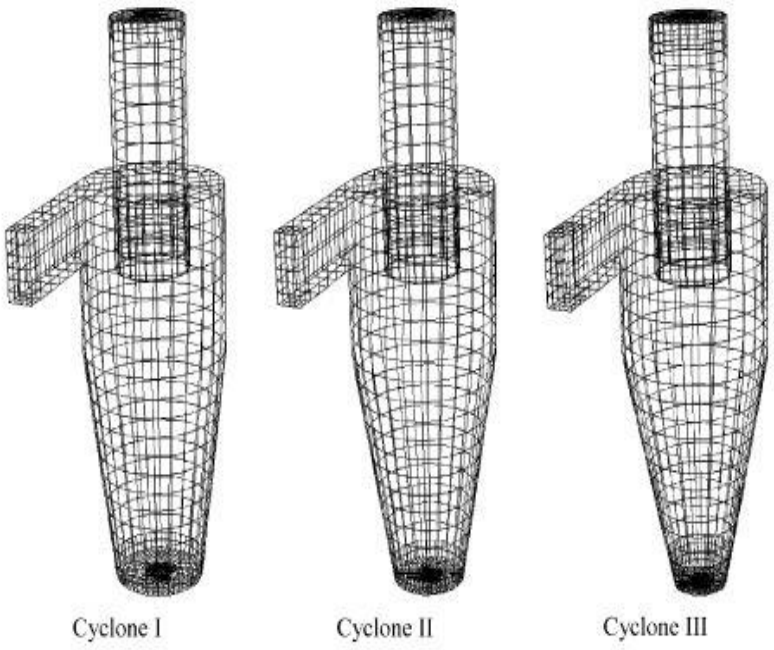
Şekil 2.1 : Xiong, Ji ve Wu tarafından tasarlanan yeni geometri ve siklon ayırıcıdaki iç akış [12].

Lim, Kim ve Lee [13] değişik vorteks bulucu geometrileri için siklonun toplama verimini incelemişlerdir. Deneysel olarak gerçekleştirilen bu çalışma Şekil 2.2'de şematik olarak gösterilmiştir. Vorteks bulucu çapları 15, 11 ve 7 mm gibi olan dört adet silindirik; 10, 25 ve 45 mm koni uzunluğu ve 7 ile 15 mm giriş – çıkış çaplarına sahip olan altı adet konik vorteks bulucu tasarlanmış; her bir geometri 30 ve 50 l/dk hava debisinde çalıştırılmıştır. Çalışma sonucunda, koni uzunluğu dikkate alınmaksızın, konik vorteks bulucuya sahip siklonlar arasında verim bakımından çok az bir fark görülmüştür. 15 mm çapa sahip olan silindirik vorteks buluculu siklonlardan daha verimli olan konik yapıdaki bu siklonlar, 7 mm çapa sahip silindirik siklonlardan daha verimsizdir. Tüm bunlara rağmen, koni uzunluğu toplama verimi ve siklondaki basınç kaybını etkilememiştir.



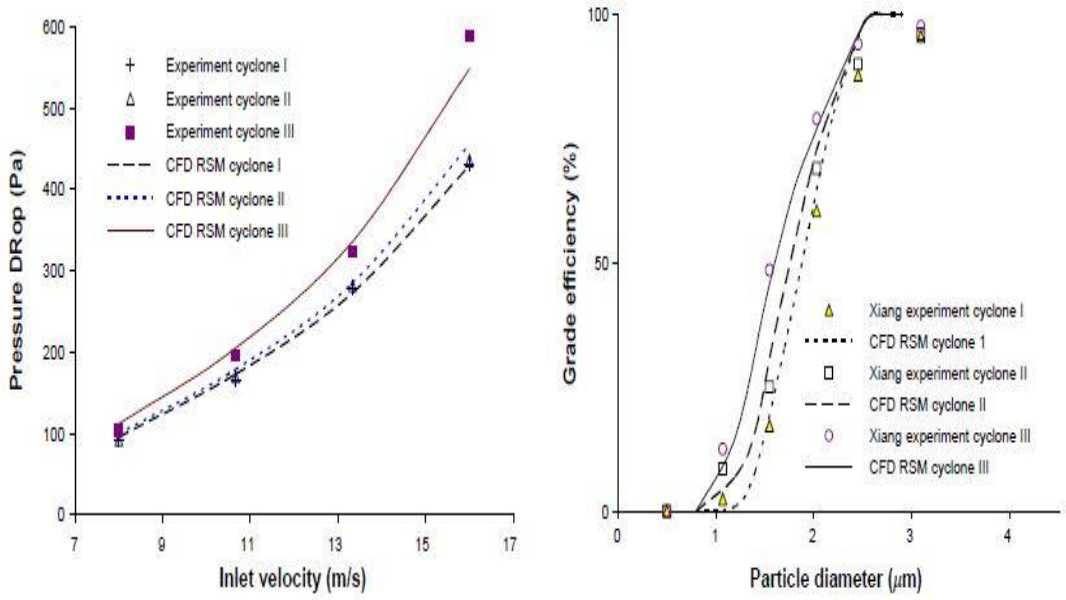
Şekil 2.2 : Lim, Kim ve Lee tarafından tasarlanan deney düzeneği şeması [13].

Gimbun ve arkadaşları tarafından yapılan HAD analizi çalışmasında konvansiyonel bir siklonun koni ucu çapının toz toplama verimine ve basınç düşüşüne etkisi araştırılmıştır [14]. Bu çalışma kapsamında, türbülans modeli olarak RSM; parçacık yörüngesinin belirlenmesinde ise DPM metodu kullanılmıştır. Koni ucu çapının, toplama verimine ve basınç düşüşüne etkisinin iyi derecede tahmini için Şekil 2.3'te gösterilen yüksek kalitede iyileştirilmiş ağ yapısı uygulanmıştır.



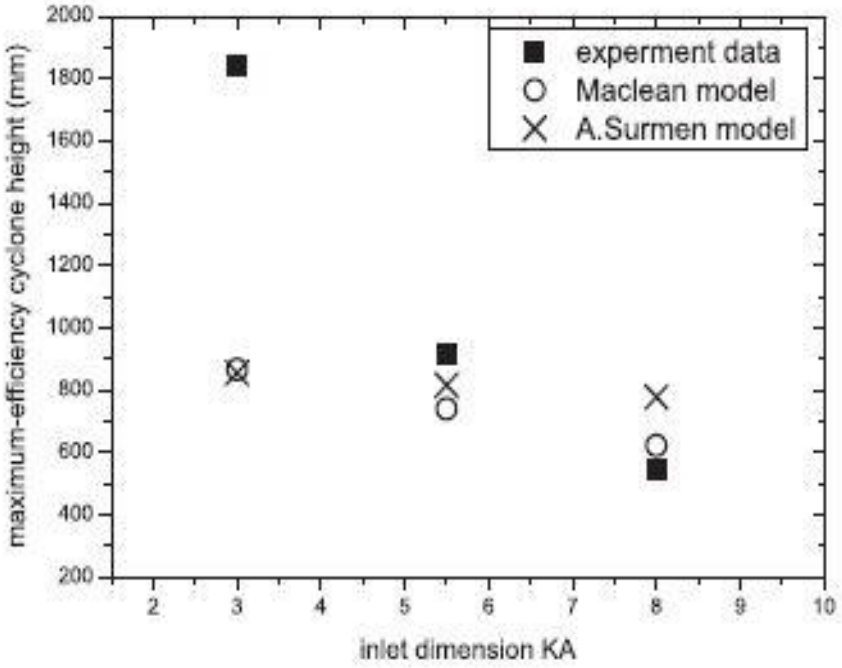
Şekil 2.3 : HAD analizi için hazırlanan farklı geometrilerdeki ağ yapıları [14].

HAD analizleri sonucunda farklı koni ölçüleri göz önünde bulundurulmak üzere; deneysel verilerden maksimum %5.5 değerinde bir sapma elde edilmiştir. RSM türbülans modeli kullanılarak yapılan bu HAD analizleri deneysel verilerle kıyaslandığında, siklon koni ucunun performans kriterlerine olan etkisindeki yüksek doğruluğu kanıtlamıştır. Şekil 2.4'te HAD analizi ve deneysel sonuçların basınç düşüşü ve verim bakımından karşılaştırılması verilmiştir.



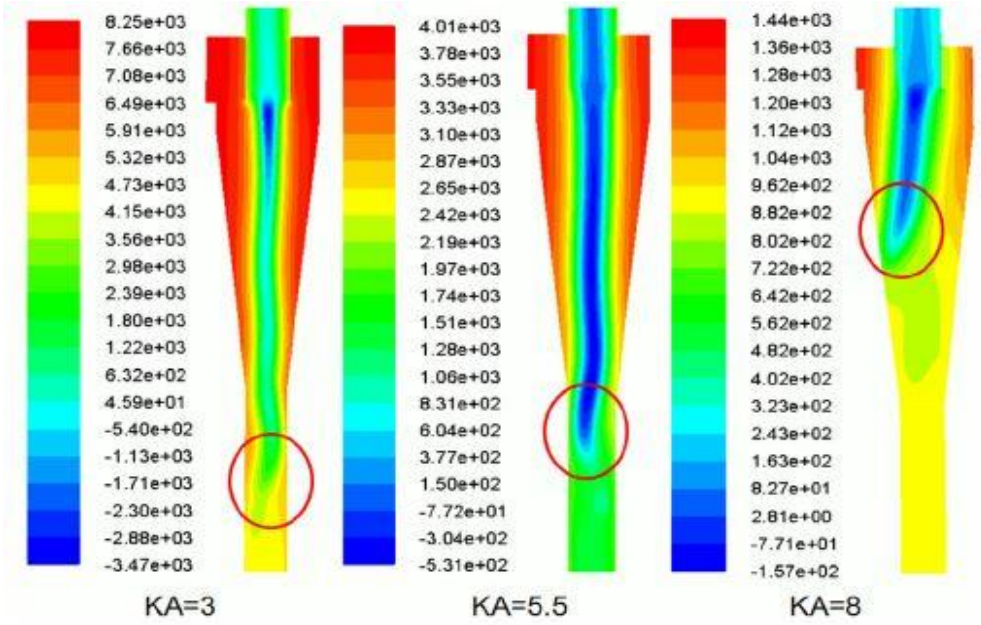
Şekil 2.4 : HAD analizi ve deneysel sonuçların kıyaslanması (a) Basınç düşüşü, (b) Verim [14].

Yang, Sun ve Gao [15] yaptıkları çalışmada, optimum siklon uzunluğuna sahip bir siklonik ayırıcının hava giriş kesitinin boyutlarının siklon verimine etkisini incelemişlerdir. Çalışma kapsamında hem deneysel verilerden yararlanılmış hem de HAD analizleri ile sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlara göre, giriş boyutlarının küçültülmesi optimum siklon uzunluğuna sahip siklonun verimini de düşürmektedir. Aynı zamanda yapılan HAD analizleri ile de giriş boyutlarının küçültülmesinin vorteks uzunluğunu kısalttığını belirtmişlerdir. Şekil 2.5'te farklı KA değerlerine bağlı optimum siklon boyunun değişimi hem deneysel hem de matematiksel modeller ile kıyaslanarak gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Farklı giriş boyutlarına sahip matematiksel modellerin ve deneysel verilen kıyaslanması [15].

İlaveten, koni uzunluğunun arttırılması da hem doğal vorteks uzunluğunu ve sistem verimini arttırmıştır. Tüm bu çalışmalar sonucunda siklon veriminin, koni uzunluğunun artması ile iyileştirildiği belirtilmiştir. Ayrıca, giriş boyutlarının küçültülmesi ile optimum siklon uzunluğuna sahip siklon veriminin azaldığı deneysel sonuçlar ile kanıtlanmıştır. Şekil 2.6'da HAD analizi sonuçları farklı geometrik giriş kesitlerinde gösterilmiştir.



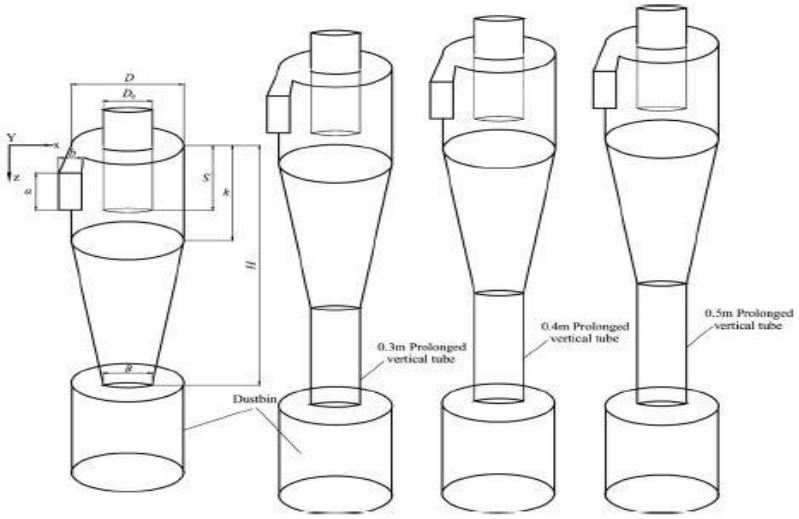
Şekil 2.6 : Farklı giriş geometrilerindeki siklonların statik basınç dağılımı [15].

Gimbun ve arkadaşları [16] sıcaklık ve hava giriş hızının siklonun basınç kaybına olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışma kapsamında Fluent 6.1 HAD yazılımı kullanılmıştır. Farklı sıcaklık ve giriş hızlarında yapılan bu HAD çalışması ile elden edilen sonuçlar, deneysel verilerden maksimum %3 oranında bir sapma göstermiştir. Bu çalışma göstermiştir ki; bilgisayarlı modelleme yöntemiyle elde edilen sonuçlar HAD analizlerinin basınç düşüşü altında çalışan siklonlar için en iyi modelleme metodu olduğunu kanıtlamıştır.

Gimbun ve arkadaşlarının yaptığı bu çalışma sayesinde RSM türbülans modeline sahip bir HAD yazılımı olan FLUENT kodunun siklonlardaki basınç kaybı modellemesinde etkili bir çözüm sunduğunu ortaya çıkarmıştır. Sayısal çözümde ortaya çıkan %3 oranındaki sapmanın, deneysel sonuçlardaki sapmayla aynı yakınlıkta olduğu vurgulanmıştır. RSM türbülans modeli ise hesaplama zamanı açısından RNG k - ϵ modeline göre daha maliyetlidir. RNG k - ϵ türbülans modeli siklonun basınç kaybında %14 – 18 civarında bir sapmaya dayanan makul bir sonuç verir.

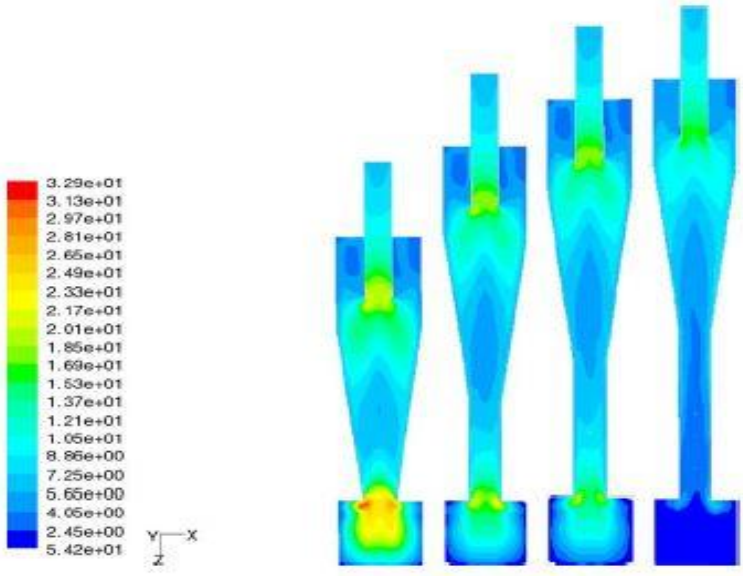
Qian ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada konik bölgenin farklı uzunluklarda olmasının siklonun ayırma performansı üzerine etkisi araştırılmıştır [17]. Kısaca, toz toplama bölgesinin çeşitli uzunluklarda uzatılmasıyla toz toplama performansının nasıl değişeceği incelenmek istenmiştir. HAD analizi kapsamında yüksek doğruluklu sonuçlar veren RSM türbülans metodu tercih edilmiştir. Teğetsel ve eksenel hız ile türbülans kinetik enerjisi üç farklı uzunluğa sahip dikey konik tüp geometrisinde

incelenerek toz toplama verimleri kıyaslanmıştır. Şekil 2.7'de kullanılan üç farklı geometri belirtilmiştir.



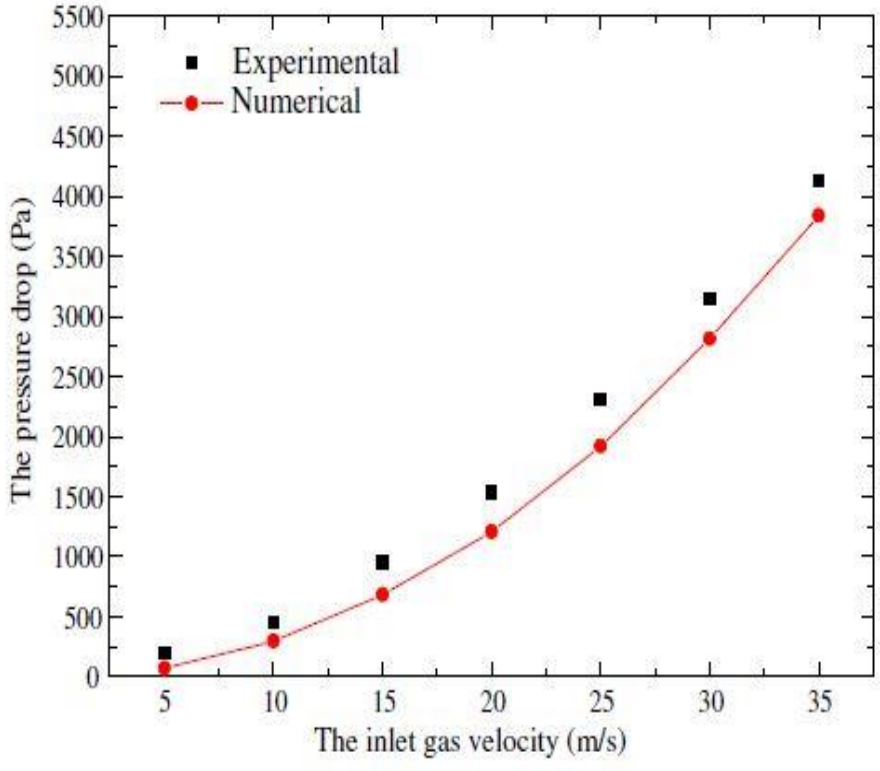
Şekil 2.7 : Farklı uzunluklarda eklenen üç farklı dikey tüp [17].

Araştırma sonucunda, konik olarak uzatılan bölgeye sahip siklonlar konvansiyonel siklonlara göre daha düşük teğetsel ve eksenel hız ile türbülans kinetik enerjiye sahip olduğu ortaya çıkarılmıştır. Buna karşın, uzatılmış dikey bölge sayesinde toz ayrışım alanı artmıştır. Deneysel sonuçlara bakıldığında ise, uzatılmış dikey tüp basınç düşüşünü kısmen arttırsa da siklonun ayırma verimini bir miktar arttırabilir. Eğer eklenen bu dikey konik tüp çok uzatılırsa siklonun ayırma veriminin azalacağı görülmüştür. Bu yüzden, kullanılacak siklon için optimum bir dikey tüp eklenmelidir.



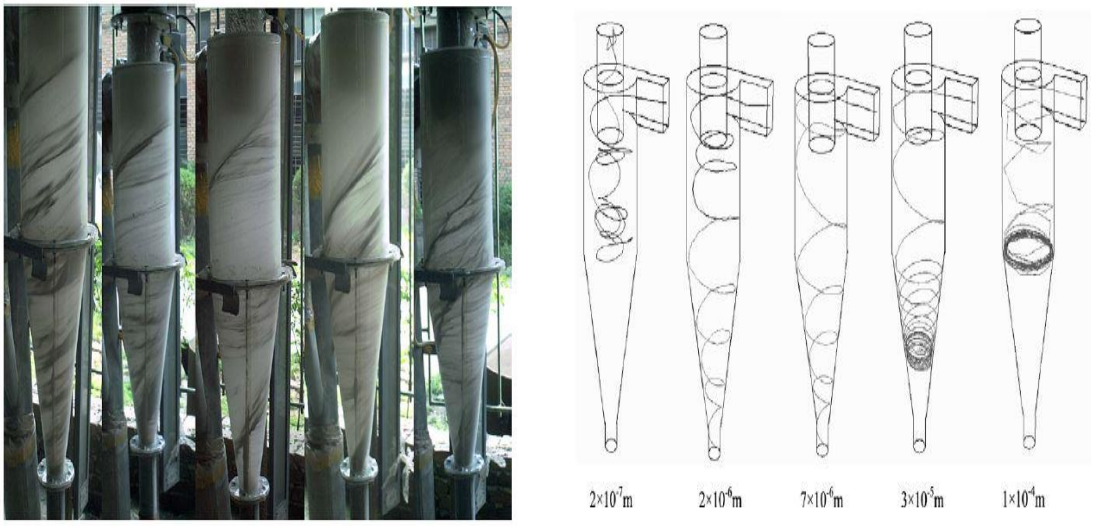
Şekil 2.8 : Siklon geometrilerinin Y = 0 düzleminde türbülans kinetik enerji profilleri [17].

Wang ve arkadaşları [18] yaptıkları sayısal çalışmada, tipik bir Lapple Siklonu'ndaki gaz – toz akışını modellemişler ve sonuçlarını deneysel ölçümlerle karşılaştırmışlardır. Boysan [19] tarafından daha önceden yapılan HAD analizi sonuçlarına göre k - ϵ türbülans modeli yüksek türbülans içeren akışların modellenmesinde aşırı yüksek türbülans viskoziteleri ve gerçekçi olmayan teğetsel hız sonuçları verdiği için yetersiz kaldığı belirlenmiştir. Bu yüzden, sayısal çalışma için kullanılacak türbülans modeli RSM olarak seçilmiş, çıkan sonuçlar çerçevesinde toz akışını belirlemek için stokastik Lagrange modeli kullanılmıştır. Seçilen model ile yapılan HAD analizi sonuçları ve deneysel verilerin karşılaştırılması Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Deneysel ve sayısal sonuçların basınç düşüşü – giriş hızı bakımından karşılaştırılması [18].

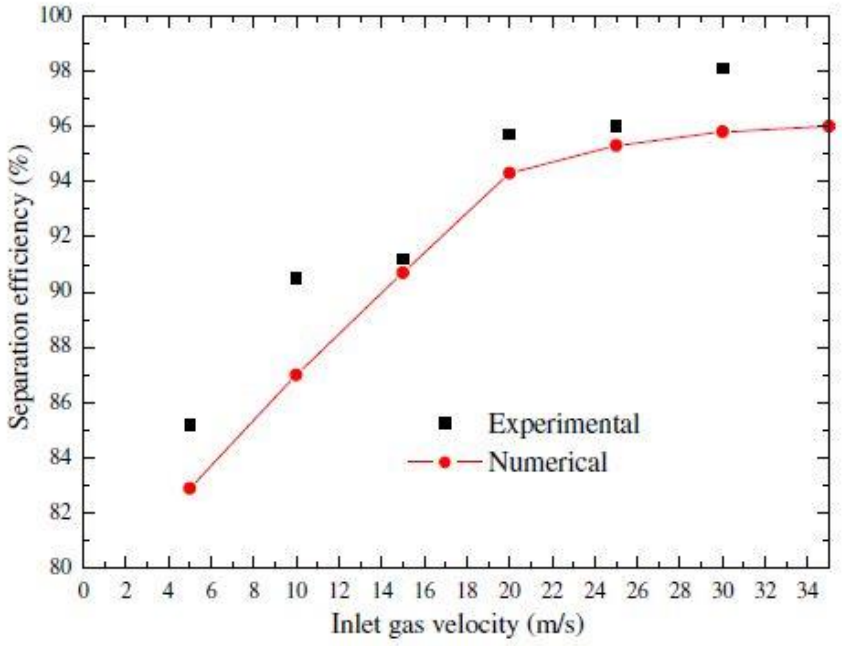
Partikül çapı ve gaz giriş hızı hakkında elde edilen sayısal bulgular, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve yüksek derecede yakınlık göstermiştir. Şekil 2.10'da farklı çaplardaki toz partiküllerinin siklon içerisinde izlediği yörünge hem deneysel hem de HAD analizi sonucu olarak gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 2.10 : Farklı çaplardaki toz partiküllerinin izlediği yol, (a) Deneysel, (b) Sayısal [18].

Siklon içerisine farklı pozisyonlarda giren partiküllerin farklı ayırma verimlerine sebep olduğu belirlenmiştir. Seçilen şartlardan ötürü kritik çapı aşan çaplarda partiküller, siklon duvarlarına yapışmış ve burada durgun hale gelmiştir. Bu durum, çimento endüstrisinde kullanılan siklonlarda meydana gelen çeperlerde çimento birikmesi probleminin sebebi olarak açıklanabilir. Şekil 2.11'de siklon veriminin giriş hızıyla nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 2.11 : Hava giriş hızına bağlı olarak verimin deneysel ve sayısal karşılaştırılması [19].

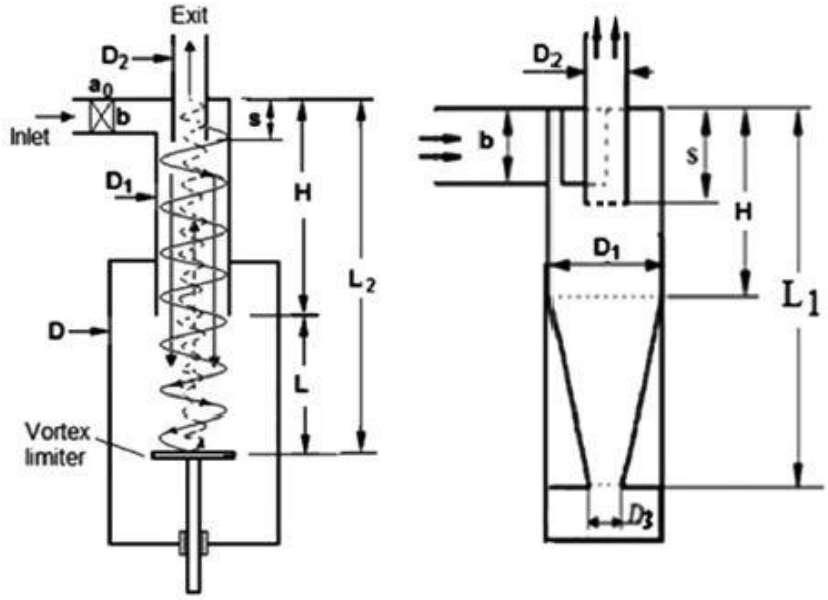
Elsayed ve Lacor, siklonik bir ayırıcının minimum basınç düşüşünde çalışabilmesi için matematiksel modelleri ve HAD analizlerini kullanarak bir çalışma yürütmüşlerdir [20]. Siklonun geometrik özelliklerini belirleyebilmek için yüksek doğruluğa sahip bir istatiksel analiz tekniği olan RSM, temel aldığı Muschelknautz modelleme metodu kullanılmıştır. Vorteks bulucu çapı, giriş kesiti eni, giriş kesiti boyu ve toplam siklon boyu gibi verime etki eden dört farklı geometrik parametre incelenmiştir. Çalışma kapsamında, giriş kesidinin geometrik özellikleri ile vorteks bulucu çapının siklon verimine önemli derecede etki ettiği belirlenmiştir. HAD analizlerinde kullanılmak üzere RSM türbülans modeli seçilmiştir. Stairmand tasarımıyla kıyaslamak üzere boyutları optimize edilmiş yeni bir siklon tasarlanmıştır ve bu iki tasarım yapılan çalışma sonucunda kıyaslandığında yüksek derecede yakınlık göstermiştir.

Kıyaslama çalışması kapsamında Stairmand modelinin seçilmesinin nedenleri; giriş alanındaki hız değişiminin ihmal edilmesi kabulüyle giriş kayıplarının göz ardı edilebilmesi, sabit sürtünme faktörü kabulü ve basınç kaybı üzerindeki partikül kütle yüklemesini içermemesi olarak sıralanabilir. Tüm belirtilen maddeler MM ile analiz kapsamında tolere edilebilir özelliklerdir. Ayrıca, Hoekstra [21] tarafından deneysel olarak yapılan çalışmada Stairman modeli ile ilgili LDA sonucundan elde edilen verilen olması; kıyaslama çalışmasını kolaylaştırmıştır. Hoffman ve Stein tarafından açıklanan Muschelknautz modelleme metodu; siklon üretiminde kullanılan maddelerin pürüzlülüğü ve toplanan katı maddelerin varlığı sebebiyle doğan duvar pürüzlülüğü, kütle yüklemesi ve Reynolds sayısının siklon performansı üzerindeki etkisi, siklon boyunca değişen akış hızı gibi parametrelerden ötürü avantajlıdır [22].

Euler – Lagrange yaklaşımını temel alan Lagrange DPM tekniği ile parçacık yörünge analizi HAD yazılımı olan FLUENT kodu ile gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda geometrik çıktılar olarak; vorteks bulucunun çapı, giriş kesitinin genişliği, giriş kesitinin boyu ve toplam siklon çapı siklon performansına en çok etki eden parametreler olarak belirlenmiştir.

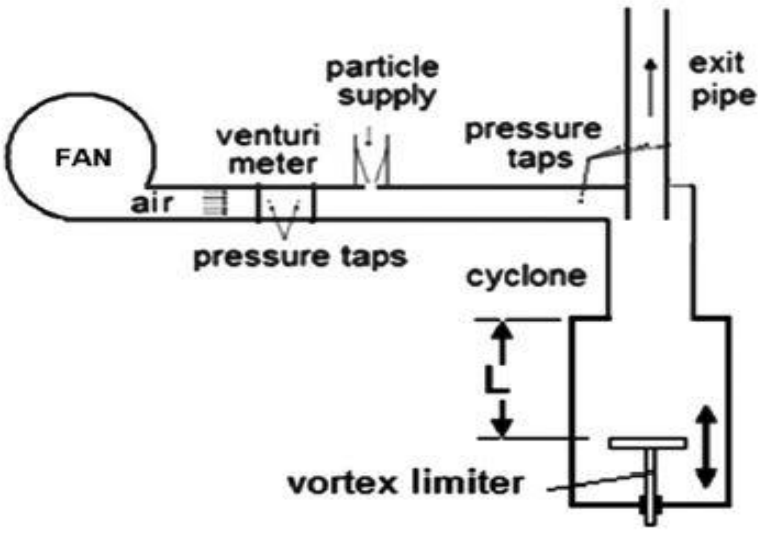
Karagöz ve arkadaşları [23] yeni bir siklon ayırıcı geometrisi tasarımıyla vorteks boyunun uzatılmasının siklon performansına etkisini araştırmışlardır. Bu yüzden, tasarlanan yeni geometri ayırma boşluğunun geometrik farklılığından dolayı konvansiyonel siklon ayırıcılardan ayrılmaktadır. Konvansiyonel siklonlardaki konik bölge yerine bir dış silindir ve vorteks limitleyiciden oluşan bu yeni modelin üretimi yapılarak test edilmiştir. Vorteks limitleyicinin pozisyonunun siklon performansına ve

basınç düşüşüne olan etkisi standart siklon ayırıcılarla karşılaştırılmıştır. Şekil 2.12'de yeni tasarım ve konvansiyonel siklon karşılaştırılmalı olarak gösterilmiştir.



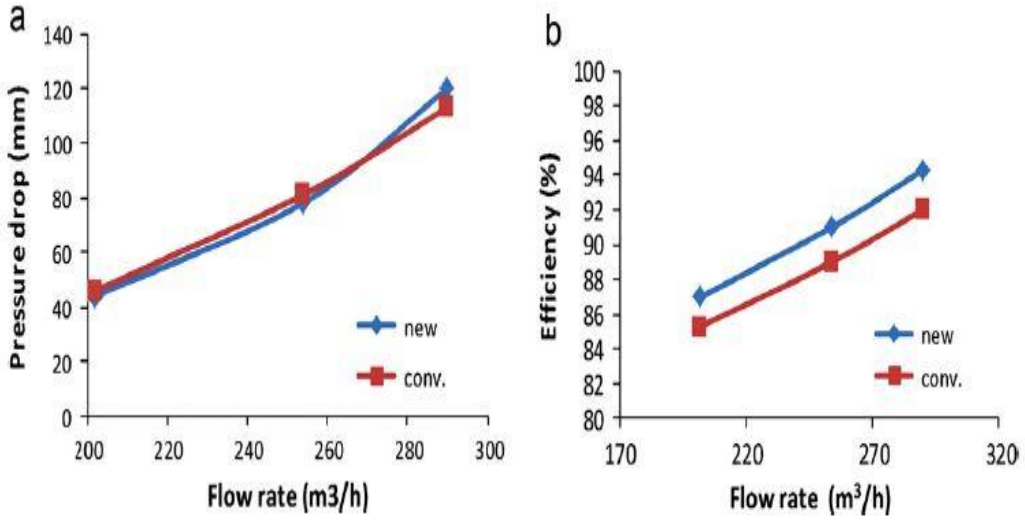
Şekil 2.12 : Yeni tasarım ve konvansiyonel siklon [23].

Deneysel sonuçlar göstermiştir ki; siklon ayırıcı içerisindeki sürtünme kayıplarının azaltılması, vorteks uzunluğunu ve siklonun genel performansını arttırmıştır. Bu bulgulara dayanarak yeni siklon modeli tasarlanmıştır. Şekil 2.13'te şematik gösterimi verilen deney düzeneği tasarlanmış; çalışmada 2, 14 ve 48 mikrometre çaplarına sahip çimento partikülleri 15 g/dk debide, 10 ile 25 m/s giriş hızları arasında farklı sistemlerde kullanılmıştır.



Şekil 2.13 : Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [23].

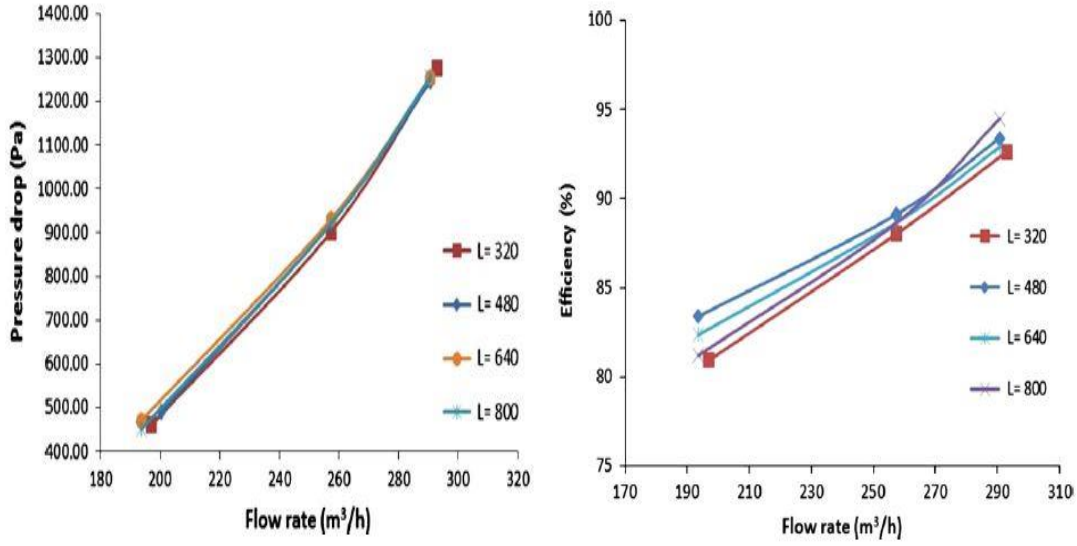
Şekil 2.14'te konvansiyonel siklonlar ile yeni tasarlanan siklon modelinin basınç düşüşü ve verim açısından farkı gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 2.14 : Yeni tasarım ve konvansiyonel siklon karşılaştırmaları, (a) Basınç düşüşü – debi, (b) Verim – debi [23].

Şekil 2.15'te ise yeni tasarlanan siklon modelinde vorteks limitleyicisinin farklı pozisyonlarda sisteme olan etkisi belirtilmiştir.

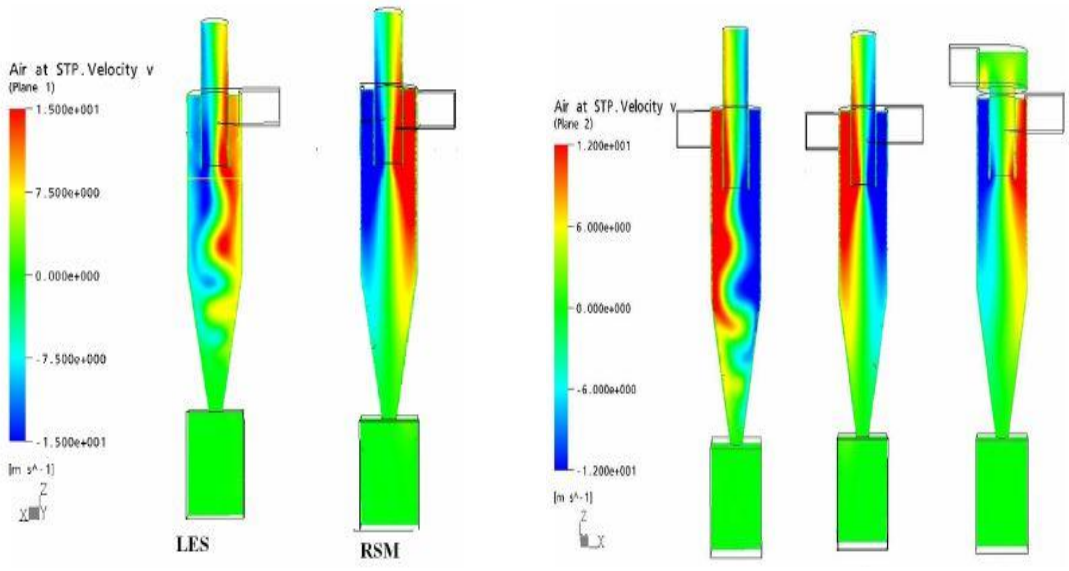


Şekil 2.15 : Vorteks limitleyicisinin basınç düşüşü ve verime etkisi, (a) Basınç düşüşü – debi, (b) Verim – debi [23].

Martignoni, Bernardo ve Quintani [24] tarafından yapılan çalışma kapsamında HAD analizi kullanılarak, siklon geometrisinin değerlendirilmesi ve bu geometrinin siklon

performansına nasıl etkide bulunduğu araştırılmıştır. Simetrik giriş – sarmal çıkış kesitine sahip olan siklonlar, yaygın olarak kullanılan teğetsel girişli siklonlar ile geometrik olarak kıyaslanmıştır.

Literatürde daha önceden kullanılmış olan gaz – katı akışlı konvansiyonel siklonların deneysel verileri baz alınan bu çalışmada; numerik hesaplamalar bir HAD yazılımı olan CFX kodu ile yapılmıştır. Çalışmada kullanılacak olan eksenel ve teğetsel hız parametreleri RSM ve LES türbülans modelleri ile kıyaslanmıştır. Nümerik simülasyon için matematiksel model olarak Euler – Euler yaklaşımı hem sürekli hem de yayılmış fazlı akış için ortak olarak kullanılmıştır. Yayılmış fazlı akıştaki partikül yörüngesini belirlemek için ise Lagrange yaklaşımı kullanılmıştır. Ayrıca, LES analizini doğrulamak için gerçek zamanlı olarak yapılan deneysel analizdeki gerçek zaman temel alınmıştır. Şekil 2.16'da konvansiyonel bir siklon ayırıcı hem LES hem de RSM türbülans modeli kullanılarak HAD analizi gerçekleştirilmiştir.



(a) (b)

Şekil 2.16 : HAD analizleri, (a) Konvansiyonel bir siklon için LES ve RSM kıyaslaması (b) LES modeline göre sırasıyla konvansiyonel, simetrik girişli ve sarmal girişli siklonların HAD analizleri [24].

15.2 m/s hız ile giriş kesitinden gönderilen hava ve partiküller RSM ve LES türbülans modelleriyle modellenmiş; LES türbülans modeliyle modellenen geometride görülen akışın temel karakteristik özellikleri RSM türbülans modelinde görülememiştir. Buna karşın, geometrik özelliklere bağlı teğetsel hız değerlerinde hem RSM hem de LES türbülans modelleri kullanıldığında bir fark gözlemlenmemiştir. LES ve RSM modelleri kullanılan geometride akış içi dalgalanmanın olmaması; geometrik

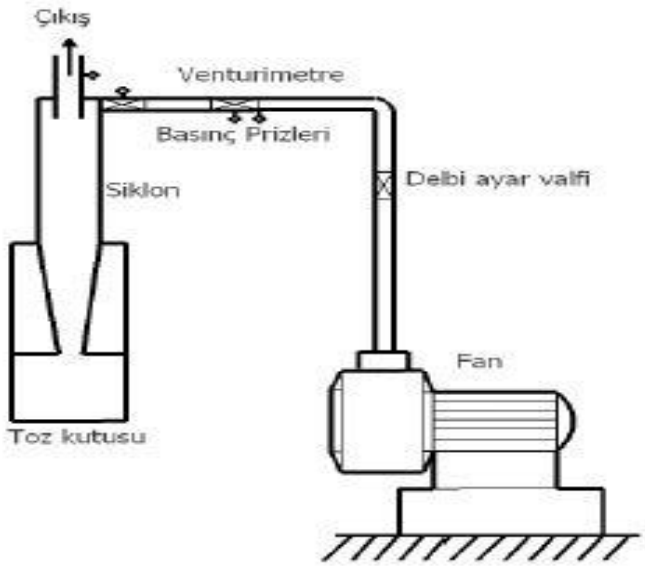
özellikler ile gaz akış profilinin ilişkili olduğunu doğrulamıştır. Şekil 2.17'de çalışmanın genel sonucu verilmiştir.

	Total Pressure Drop (Pa)		Overall Collection Efficiency (%)	
	RSM	LES	RSM	LES
Conventional Cyclone	440	490	90.96	91.18
Symmetrical Inlet	182	184	97.04	97.03
Volute Inlet and Outlet	431	432	97.37	96.55
Experimental (Patterson and Munz, 1989)	579		92.00	

Şekil 2.17 : Kullanılan siklonik geometrilerin performans kriterleri [24].

Tan, Karagöz ve Avcı [25] siklonik ayırıcıları temel alarak çok fazlı akışlarda performans karakteristiklerini incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışma kapsamında, daha önceden üretimi yapılmış bir siklonik ayırıcı içinde kullanılacak olan tozları lazer difraksiyon prensibiyle çalışan partikül analiz cihazında test etmişlerdir. Böylece, partikül boyutlarına bağlı olarak çeşitli performans karakteristik eğrileri konvansiyonel bir siklon için çıkarılmış ve bu sonuçlar hakkında yorumlarda bulunulmuştur.

Deney kapsamında, şeffaf pleksiglas malzemeden üretilmiş teğetsel girişli bir siklon kullanışmış; siklon giriş – çıkışında ve gövde üzerinde uygun basınç prizleri açılmıştır. Testte basınç ölçümü için dijital bir basınçölçer ve debi ölçümü için ise venturimetre kullanılmıştır. Hız ölçümü ve kalibrasyon için ise pitot tüpünden yararlanılmıştır. Partikül analiz cihazı olarak ise 0,02 ile 2000 μm arasındaki partikül çaplarını ölçebilen ölçüm cihazı kullanılmıştır. Şekil 2.18'de tasarlanan deney düzeneğinin şeması gösterilmiştir.



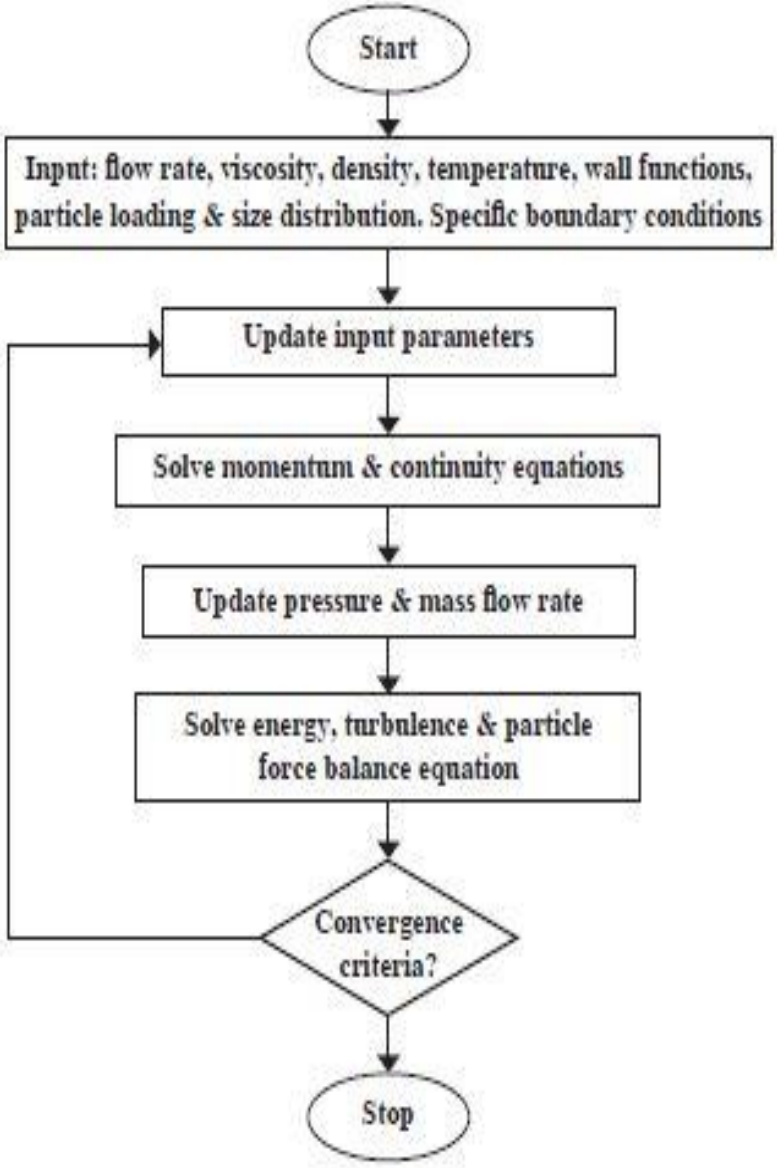
Şekil 2.18 : Çalışma için tasarlanan deney düzeneği [25].

Test kapsamında partikül çapları 0,4 ile 200 μm arasında değişen ve ortalama çapı 65,8 μm olan dolamit tozu kullanılmıştır. Hava giriş debisi ise 100 – 260 m^3/h aralığında değiştirilmiştir.

Deney; kısa, orta ve uzun siklon boyu olmak üzere üç farklı parametre üzerinde gerçekleştirilmiş ve buna karşın hem basınç kaybında hem de toplam verimde belirgin bir farklılık gözlemlenmemiştir. Her üç durumda da verim değerleri %90 civarlarında seyretmiştir. Genel olarak bakıldığında ise, hava giriş hızının artması siklon veriminin artmasında önemli rol oynamıştır. Siklondaki toz toplama verimine bakıldığında, siklonun genelde 4 mikron altındaki tozları tutamadığı gözlemlenmiştir. Yapılan analizler çerçevesinde, %50 verimle tutulan partikül çapının yani kritik partikül çapının, hava giriş hızının artmasıyla birlikte bir miktar azaldığı belirlenmiştir. Bu sonuçtan, yüksek hızlarda küçük partiküllerin daha yüksek verimle yakalandığı sonucuna ulaşılmıştır. Bir diğer sonuç olarak, siklon boyunun uzatılması basınç kayıplarını azaltmıştır. Basınç kayıplarının azaltılması, işletme maliyetini düşürmek için önemlidir.

Chuah ve arkadaşları [26] siklonik ayırıcılardaki vorteks bulucu ve silindirik uzunluğun siklon hidrodinamiği ve santrifüj kuvvetler üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışma kapsamında siklonlardaki akış alanı ve santrifüj kuvvetlerin belirlenebilmesi için HAD analizleri FLUENT kodu kullanılarak yapılmıştır. Konvansiyonel siklonlarda, teğetsel hızlarda yüksek mertebenin gözlemlenmesi iç bölgede büyük santrifüj kuvvetleri meydana getirir. Bu durum, yüksek ayırma verimi

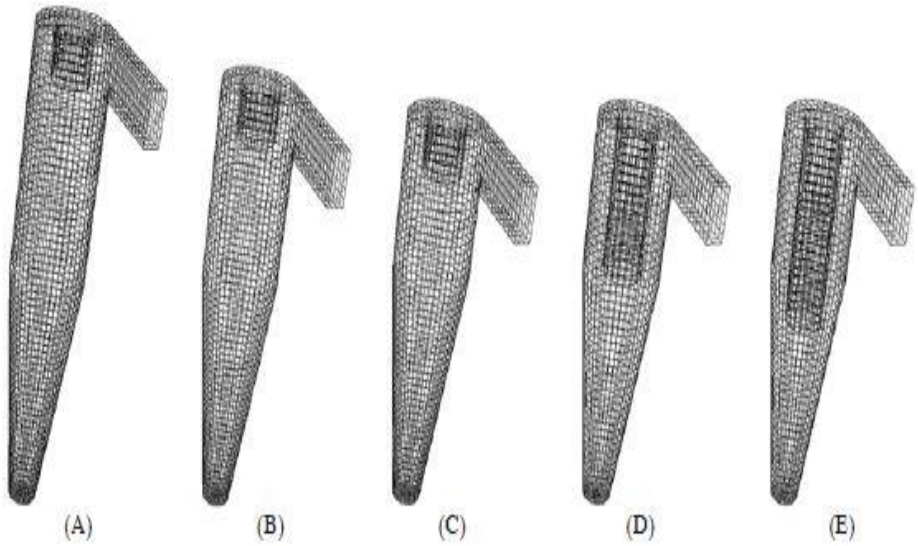
sağlamasına karşın istenmeyen bir durum olan yüksek basınç kaybına neden olur [26]. Siklonlardaki anizotropik türbülans oluşumu gereği RSM türbülans modeli tercih edilmiştir. Yüksek doğruluk sebebiyle yüksek mertebeli ayrıklaştırma modeli ve HAD yazılımının içerdiği standart duvar fonksiyonları tercih edilmiştir. Çözücü için kullanılan çözüm yöntemleri Şekil 2.19'da gösterilmiştir.



Şekil 2.19 : Ayrıklaştırılmış çözüm metodunun genel görünümü [26].

Uygulanan HAD analizi sonuçları, daha önceden yapılan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmış; analizden elde edilen eksenel ve teğetsel giriş hızları deneysel verilerle kıyaslandığında ± 0.5 m/s'lik bir sapma gözlemlenmiştir. Çalışma kapsamında sınır koşulu olarak 7.6 m/s hava giriş hızı kullanılmış ve birbirinden farklı 5 adet geometri

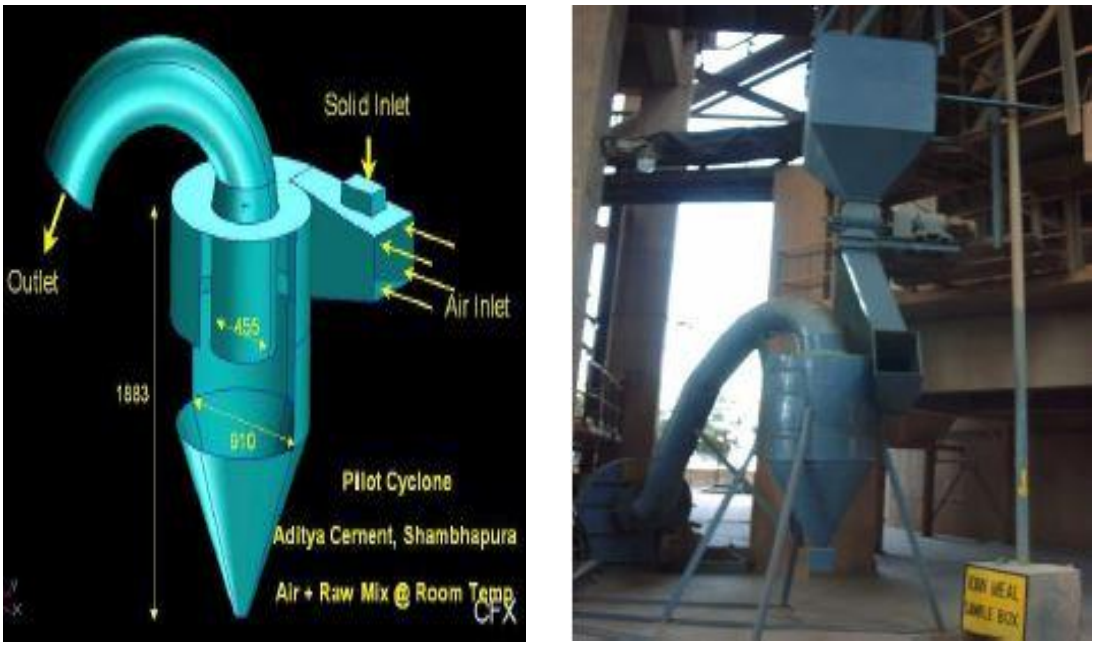
üzerinde farklı analizler yapılmıştır. Şekil 2.20'de kullanılan 5 farklı geometri gösterilmiştir.



Şekil 2.20: Ağ yapıları oluşturulmuş geometriler, (A – C) Farklı silindir boylarında, (D – E) Farklı vorteks bulucu boylarında [26].

Çalışma kapsamında deneysel veriler olarak Fraser ve arkadaşlarının LDA kullanarak standart Stairmand siklonundaki teğetsel ve eksenel hızları belirleme çalışması temel alınmıştır [27]. HAD analizleri sonucunda; silindir boyu ve vorteks bulucu uzatıldığında, teğetsel hız ve santrifüj kuvvetin azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Siklonlar arası kıyaslamada ise (C) siklonunun vorteks bulucu bölgesinde daha üniform bir türbülans yoğunluğu dağılımı gözlenmiştir.

Singh ve arkadaşları [28] çimento tesisinde kullanılan siklonlar için gaz – katı akışını simüle etmişler ve tasarım modifikasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, bir pilot tesisin laboratuvar ölçülerinde boyutları temel alınmış ve HAD analizleri yapılmıştır. Daha önceki makalelerde de belirtildiği üzere türbülans modeli olarak RSM kullanılmıştır. Yürütülen çalışma kapsamında, Hindistan'da bir çimento işletmesinde kömür öğütücü siklon olarak kullanılan siklon geometrisi HAD ile modellenmiştir. Kullanılan HAD modeli ile basınç kaybında yüksek düşüşler yaşanmadan verim artışı sağlanan optimize edilmiş bir siklon geometrisi tasarlanmış ve gerçekte tesise uygulanmıştır. Şekil 2.21'de laboratuvar ölçekli pilot siklon ve çimento tesisinde kullanılan pilot siklon gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 2.21 : Pilot siklonlar, (a) Laboratuvar ölçekli, (b) Gerçekte kullanılan [28].

1.8 kg/s hava debisiyle gerçekleştirilen deneylerde ham çimento karışımı partikülleri kullanılmıştır. Silas partikül boyutu analizörü yardımıyla partikül çap dağılımı belirlenmiştir. HAD analizi için gerekli olan Rosin Rammler parametreleri; Rosin Rammler kuvveti = 0.83, Rosin Rammler çapı = 1.44 mikron olarak belirlenmiştir. Üç farklı deneysel partikül toplama verimi analizi yapılan çalışmada; 0.197 kg/s debide %89.0, 0.208 kg/s debide %87.8, 0.190 kg/s debide %88.1 toplama verimi elde edilmiştir. Bulunan verim değerlerine göre sistemin ortalama verimi %88.3 olarak belirlenmiştir.

HAD analizleri kapsamında ilk önce ağ yapısından bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.22'de gösterildiği üzere, ağ yapısındaki nokta sayısının 50,000'den 84,000'e çıkarılması hem basınç kaybı üzerinde hem de partikül toplama veriminde önemli bir farka sebep olmamıştır.

Details	Mesh I	Mesh II
Mesh details: Nodes Elements	50,000 1.8 Lacs	84,000 3.2 Lacs
Air flow rate, kg/s	2.6	2.6
Pressure Drop,mm Wg	259	261
Particle efficiency, wt%	96.1%	95.9%

Şekil 2.22 : Ağ yapısından bağımsızlık çalışması [28].

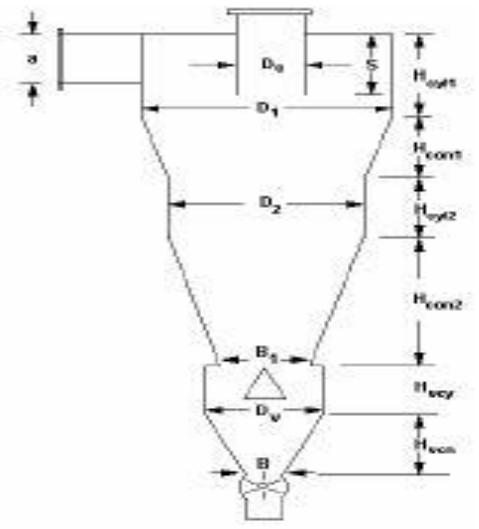
İkinci olarak ise, kullanılacak türbülans modelinin sistem üzerindeki etkisi araştırılmak istenmiştir. Bunun için; k - ϵ, SST ve RSM türbülans modelleri ile HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD yazılımı olarak CFX kodu kullanılmıştır. Analiz sonuçlarına bakıldığında, k - ϵ ve SST türbülans modellerinin izotropik olmasından dolayı siklon merkezindeki değişen hızları tahmin edemediği, aksine RSM modelinin bu bölgeleri çok iyi yakaladığı belirlenmiştir. Analiz sonuçlarının basınç düşüşü ve partikül toplama verimi üzerindeki etkisi Şekil 2.23'te gösterilmiştir.

	Pressure Drop across the cyclone mm Wg	Particle collection efficiency (%)
Experiment	125-135	88.3
k-ε	179.7	94.8
SST	182.4	92.7
RSM	141.0	91.6

Şekil 2.23 : Farklı türbülans modellerindeki basınç düşüşü ve verim kıyaslaması [28].

Çizelgeden da anlaşılacağı üzere, RSM türbülans modeli deneysel çalışmaya göre en yakın sonucu vermiştir. Bundan sonraki optimizasyon çalışması RSM modeli üzerinden yürütülmüştür.

HAD analizi parametreleri belirlendikten sonra tesiste kullanılmak üzere giriş debisi 72,000 m^3/sa olan bir siklon tasarlanmıştır. Sistem verimini arttırmak üzere daha karmaşık bir yapıya sahip bir tasarım kullanılmıştır. Bu tasarımın malzeme toplama bölgesinde, düşük hız bölgesi yaratan ve ters akışı güçlendiren bir vorteks kırıcı kullanılmıştır. Tasarlanan bu geometri Şekil 2.24'te gösterilmiştir.



Şekil 2.24 : Vorteks kırıcılı yeni siklon geometrisi [28].

Papoulias ve Lo [29] siklon ayırıcılardaki çok fazlı akışın HAD ile modellenmesinin avantajlarını incelemişlerdir. Euler – Euler ve Euler – Lagrange çok fazlı akış modellerini içeren STAR – CCM+ HAD yazılımı sayısal analizlerde kullanılmıştır. LDV ölçümlerindeki bulgular ile RSM ve LES türbülans modelleri ile modellenen sayısal veriler karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada, geometri olarak toz haznesiz Stairmand tek fazlı gaz siklonu, toz hazneli Stairmand çift fazlı gaz – katı siklonu ve haznesiz Colman çift fazlı yağ – su hidrosiklonu kullanılmıştır. Çalışma kapsamında elde edilen sayısal veriler ile LDV sonuçlarında büyük oranda eşleşme görülmüştür. Parametrik çalışmaya dayanan bu araştırmadaki çözüm modelleri ve akış şartları Çizelge 2.1'de belirtilmiştir.

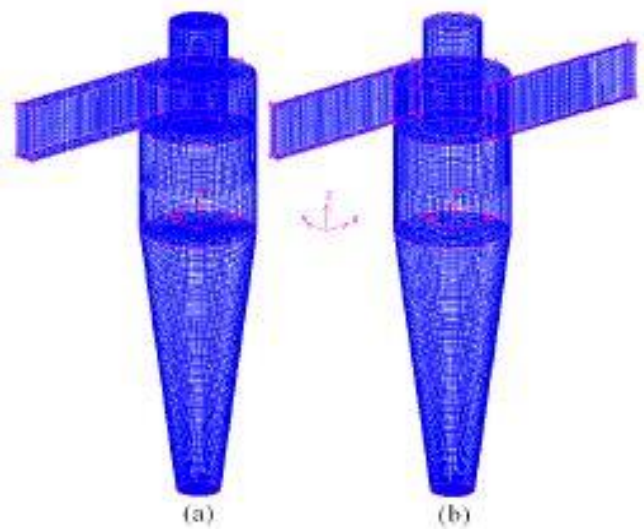
Çizelge 2.1 : Parametrik çalışmada kullanılan çözüm modelleri ve akış koşulları [29].

Siklon modeli	Çözüm ağı	Çok fazlı akış modeli	Türbülans modeli	Sınır koşulları	Akış fazları arasındaki hacim fraksiyonu
Stairmand (Toz toplama haznesiz)	0.6M – 1M polyhedral & hexahedral	E – E	k – ε & RSM	U_g = 20 m/s $P_ç$= 1 bar	Hava – hava: 50% - 50% Hava – hava: 20% - 80%
Stairmand (Toz toplama hazneli)	7M hexahedral	E – L	RSM & DES	U_g = 20 m/s $P_ç$= 1 bar	Katı: 1.0%
Colman	13M hexahedral	E – E & E – L	RSM	U_g = 6 m/s $P_ç$= 1 bar	Yağ: 1.0%

HAD analizleri çerçevesinde RSM ve LES metotlarıyla yapılan zaman ortalamalı hesaplamalar, daimî olmayan vorteksli akıştaki teğetsel ve eksenel hız varyasyonları kullanılarak yapılan deneydeki LDV ölçüm sonuçlarıyla büyük oranda eşleşme sağlamıştır. Hem hesaplanan çok fazlı akış sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında hem de kullanılan Euler – Euler ve Euler – Lagrange çözücüleri arasında yakın sonuçlar görülmüştür. Genel olarak değerlendirilecek olunursa, çeşitli çalışma koşullarındaki siklonların türbülans karakterlerinin, vorteks karışım dinamiğinin ve siklon içerisindeki partikül – akış etkileşimlerinin HAD ile modellenmesi deneysel verilerle yüksek derecede benzerlik sağladığından tasarım optimizasyonu çerçevesinde kullanılabilirdir [29].

Amano ve arkadaşları [30] konvansiyonel teğetsel tekil girişli ve direkt asimetrik spiral girişli iki farklı siklonda gaz – katı akışını modellemek için bir HAD analizi yapmışlardır. CTSI ve DSSI siklonlarda yapılan bu çalışmada Zhao ve arkadaşları [31] tarafından geliştirilen RSM türbülans modeli kullanılmıştır. Partiküllerin izlediği yolu

belirlemek için ise stokastik Lagrange modeli kullanılmıştır. Şekil 2.25'te CTSI ve DSSI siklona ait ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2.25 : HAD için hazırlanan ağ yapıları, (a) CTSI, (b) DSSI [30].

HAD analizi sonuçları, partikül toplama verimi ve basınç düşüşü bakımından deneysel verilerle eşleşmiştir. Ayrıca, bütün sonuçlar göstermiştir ki DSSI siklon basınç düşüşündeki önemsenmeyecek artışa rağmen toz toplama veriminde oldukça artış sağlamıştır. DSSI ve CTSI siklonlar kendi aralarında kıyaslandığında ise, DSSI siklon, kısa geri sirkülasyon ve partiküller ile duvar arasındaki kısa hareket mesafesinden dolayı daha büyük teğetsel hız dağılımı sağlamış; bu durum daha yüksek toplama verimi artışına yol açmıştır. Büyük teğetsel hızlar, DSSI siklon toplama verimini arttırmış; fakat kısmen yüksek bir basınç düşüne de sebep olmuştur.

Krishna, Rao ve Singh bir siklon ayırıcının parçacıklı madde ayrıştırılması üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır [32]. Çalışma kapsamında, partikül boyutları 22.5 ile 63.5 μm, yoğunluğu 689 ile 3030 kg/m^3, gaz giriş hızı 4.151 ile 7.43 m/s ve siklon boyunca basınç düşüşü 0.014 ile 0.045 mSS arasında değişen uçucu kül, kömür tozu ve kireçtaşı tozu kullanılmıştır. Verilen parametrelerdeki teorik verim varsayımları çalışılmış ve yeni bir verim ifadesi; partikül çapı ve yoğunluğu ile girişteki gaz hızına bağlı olarak türetilmiştir. Deneysel sonuçlara bakıldığında partikül çapları 50 mikrondan daha büyük örneklerde toplama verimi neredeyse tüm örneklerde aynı olarak saptanmıştır. Kullanılan örneklerin hızları sabit tutularak yoğunluklarında artış yapıldığında toplama veriminin lineer olarak arttığı görülmüştür. Yüksek hızlarda toplama veriminin artması beklenirken gaz çıkışında ağır parçacıkların akıştan ayrılmasından dolayı verimin azaldığı belirlenmiştir.

Karagöz ve Teke [33] teğetsel girişli siklonlarda giriş geometrisinin basınç düşüşü ve toplama verimi üzerindeki etkilerini araştırmak amacıyla sayısal bir çalışma yapmışlardır. HAD yöntemi olarak, üç boyutlu daimî akış denklemleri içeren türbülanslı sıkıştırılamaz akış belirli sınır şartları kullanılarak modellenmiştir. Sürekli gaz akışı kabulüyle, NS denklemleri kullanılarak çözülen RSM türbülans modeli kullanılmıştır. Siklonu sayısal olarak modellemek için yapısal olmayan ağ yapısı seçilmiştir. HAD yazılımı olarak FLUENT ticari kodu kullanılmıştır. Çalışmada giriş kesitleri çeşitli geometrik ölçülere sahip olan siklonlar modellenmiş; sonuçlar, literatürdeki verilerle kıyaslanmıştır. Çalışma çıktılarına bakıldığında giriş geometrisinin siklon performansına önemli etkisinin olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Giriş hızı ve diğer geometrik parametreler sabit tutularak giriş boyu arttırıldığında siklon içerisine giren havanın debisi arttığından teğetsel ve eksenel hızlarda artış meydana gelmiştir. Hızlardaki bu artış, hem basınç düşüşünde hem de toplama veriminde artışa neden olmuştur. Ayrıca, giriş boyundaki artışın teğetsel hızdaki artış oranında azalmaya sebep olduğu belirlenmiştir. Giriş kesiti büyütülerek tasarlanan yeni geometrinin, ana akımdan kaçan akışkan miktarında artışa neden olduğu sonuçlardan anlaşılmıştır. Bu yüzden, kaçak akımı önleyerek siklon veriminde artış sağlanabilmesi için optimum giriş boyunun tasarlanması gerektiği sonucuna varılmıştır.

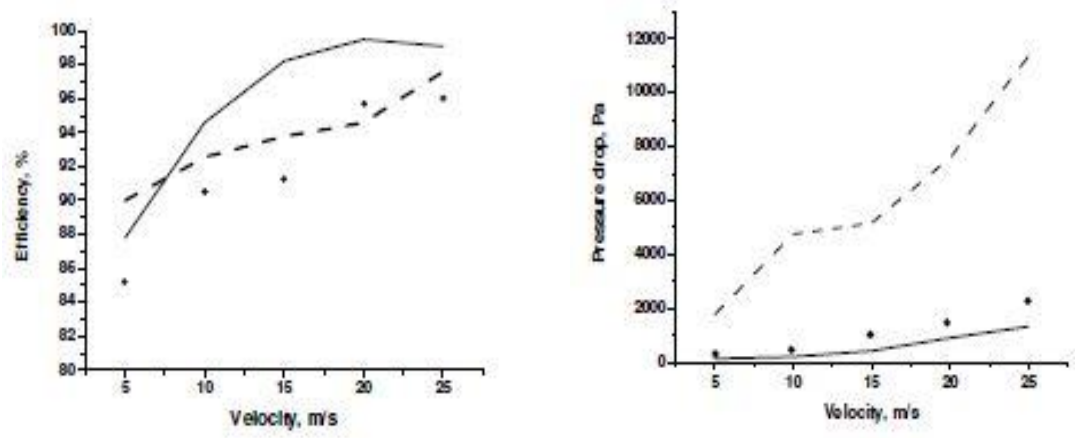
Sylvia ve arkadaşları [34] gaz – katı karışımı içeren bir kare siklon ayırıcının basınç düşüşünü ve siklon verimini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma kapsamında, aynı hidrolik çap ve hacme sahip bir kare siklon ile bir Lapple siklonu HAD analizleri ile karşılaştırılmıştır. Analizlerde siklonun konfigürasyonu, ayrıklaştırması ve sınır koşullarının belirlenmesinde GAMBIT yazılımı kullanılmıştır. Siklonun genel özellikleri olarak 0.2 m giriş çapı, 0.1 m^3/s hava debisi ve partikül kütle yüklemesi olarak 0.01 kg/s değerleri kullanılmıştır. Akış simülasyonu ve siklon içerisindeki partikül dinamiklerinin belirlenmesinde FLUENT ticari kodu kullanılmıştır. Analizler kapsamında Reynolds ortalamalı NS denklemleri RSM türbülans modeli sonlu hacimler metodu ile modellenmiştir. Siklon içerisindeki partiküllerin yörüngesinin izlenmesinde Lagrange – Euler yaklaşımı kullanılmıştır. Hız dalgalanmaları DRW yöntemiyle incelenmiştir. HAD sonuçları incelendiğinde, kare siklonun artan hava debisiyle birlikte yuvarlak siklona göre daha yüksek verim artışına kanaat getirilmiştir.

Buna rağmen, kare siklonda yuvarlak siklona göre daha fazla basınç kaybı gözlemlenmiştir. Çalışmada kullanılan partikül verileri Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 : Siklon hesabında kullanılan partikül datası [34].

Hava sıcaklığı	25°C
Min. partikül çapı	5 µm
Maks. partikül çapı	200 µm
Ortalama partikül çapı	29.90 µm
Yayılma parametresi	0.806
Kül yoğunluğu	3320 kg/m^3
Hava yoğunluğu	1.225 kg/m^3

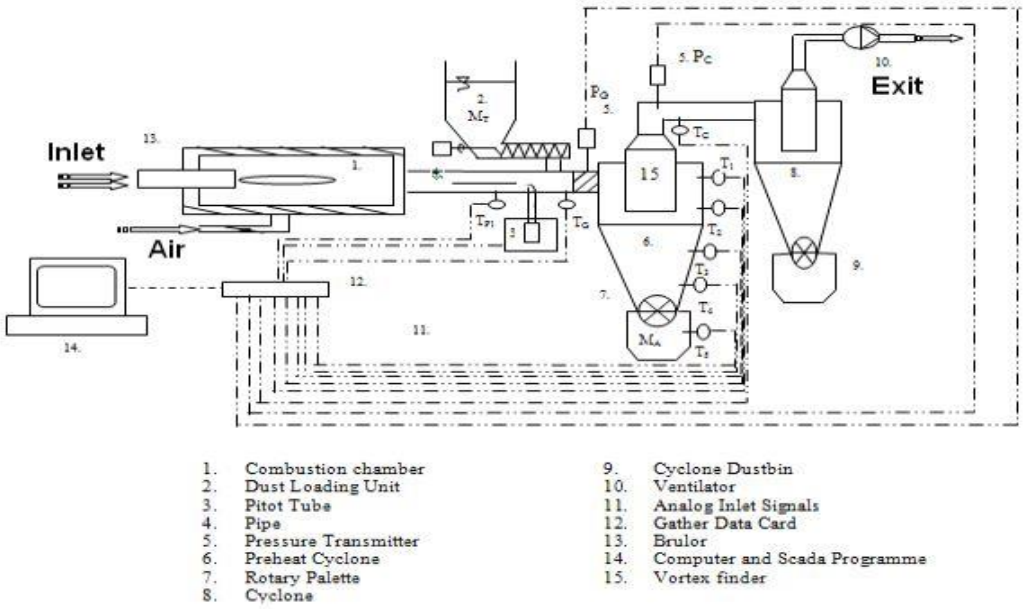
Şekil 2.26'da verilen grafik sonuçları göstermiştir ki HAD ile modellenen geometriler deneysel verilerle kıyaslandığında gerçekçi sonuçlar verir. Detaylı incelendiğinde ise, kare siklon yuvarlak siklona göre daha fazla basınç düşüşüne neden olurken yuvarlak siklon çoğunlukla kare siklona göre daha yüksek verimlerde çalışmıştır. Şekil 2.26'daki kesikli çizgi kare siklonu, düz çizgi ise yuvarlak siklonu temsil etmektedir.



(a) (b)

Şekil 2.26 : Siklonlardaki HAD sonuçları, (a) Verim – hız, (b) Basınç düşüşü – hız [34].

Fıçıcı, Arı ve Kapsız [35] siklon ayırıcılarda vorteks bulucunun basınç düşüşüne etkisini incelemek için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. 80, 120 ve 160 mm çaplarında silindirik şekilli vorteks bulucu tasarlanmış ve basınç kayıpları deneysel olarak belirlenmek maçıyla üretilmiştir. Çalışma kapsamında gaz giriş hızı, vorteks bulucu çapı ve uzunluğu farklı gaz konsantrasyonlarda seçilmiştir. Şekil 2.27'de deney kullanılan deney düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.27 : Kullanılan deney düzeneği şeması [35].

Analiz sonuçları incelendiğinde, 80 mm çaplı siklonun verimi %98,87, 120 mm çaplı siklonun verimi %98,37 ve 160 mm çaplı siklonun verimi de %97,59 olarak bulunmuştur. Çalışma sonucunda, vorteks bulucu için kritik çap 120 mm olarak elde edilmiştir. Buna rağmen, çaptaki artış basınç düşüşünü azalttığı için istenene toplama verimi elde edilememiştir. Buradan anlaşılacağı üzere, çapın arttırılması ile elde edilen basınç düşüşü toplama veriminde bir kayba neden olmuştur.

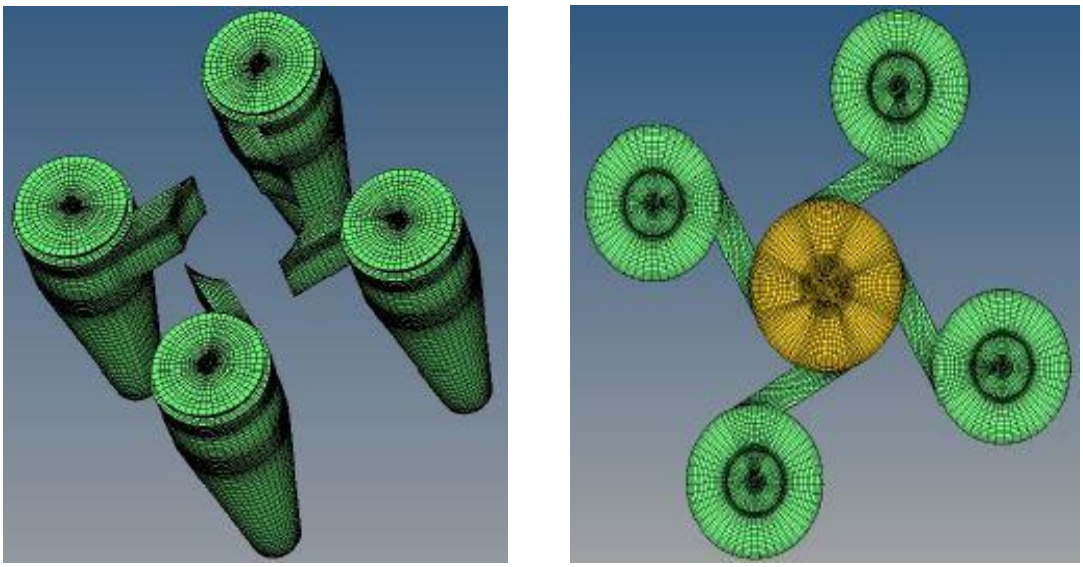
Elsayed ve Lacor [36] geometrik parametrelerin siklon performansı ve siklondaki akış alanına olan etkisini matematik modeller ve LES modeliyle sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma kapsamında, siklondaki basınç düşüşü ve toplama verimini belirlemek üzere teğetsel girişli bir siklon kullanılmıştır. Basınç düşüş ve kritik çap parametreleri tahmini, RSM çalışması ile istatiksel bir yazılım kullanılarak belirlenmiştir. Sekiz adet matematiksel model bu çalışmada kullanışmış olup neredeyse aynı sonuçları vermişlerdir. Siklonik ayırıcı içerisindeki akış alanın daha anlaşılır şekilde belirlenebilmesi için LES türbülans modeli kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Çalışma çıktısı olarak, bütün geometrik parametrelerin siklon verimi üzerinde etkisi olduğu saptanmıştır. Hangi parametrenin siklon performansını ve basınç düşüşünü en çok etkilediğini belirlemek üzere RSM çalışması yapılmıştır. RSM sonucunda, vorteks bulucu çapı ve siklon boyu sistem verimini ve basınç kaybını en çok etkileyen parametreler olarak belirlenmiştir. Genel olarak, giriş alanının küçük değerlerde

olması ve siklon boyunun yüksek değerlere sahip olması siklon performansını arttırmıştır.

Reddy ve Kuppuraj bir multisiklondaki baca gazı akışını sayısal olarak modellemişlerdir [37]. Sayısal modelleme kapsamında sonlu hacimler yöntemi SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Dört adet siklonun kullanıldığı modelde katı partiküllerin giriş kesitinden enjekte edilmesi DPM ile yapılmıştır. Sayısal analiz sonuçları, yapılmış olan deneysel testlerle kıyaslanmıştır. Analiz sonucu elde edilen ayırma verimi ve partikül yörüngeleri, literatürdeki çalışmalarla karşılaştırıldığında kabul edilebilir olarak saptanmıştır. Kullanılan modelin geometrisi; giriş çapı 1m, toplam giriş alanı 0.793 m^2, toplam siklon boyu 2.45 m, siklon çapı 0.889 m, toz toplama alanı 0.439 m^2 ve temiz hava çıkış alanı 0.439 m^2 olarak belirlenmiştir.

HAD analizi çerçevesinde FLUENT ticari kodu kullanılmıştır. Analiz için hazırlanan geometrinin ağ yapısı Şekil 2.28'de gösterilmiştir.



(a) (b)

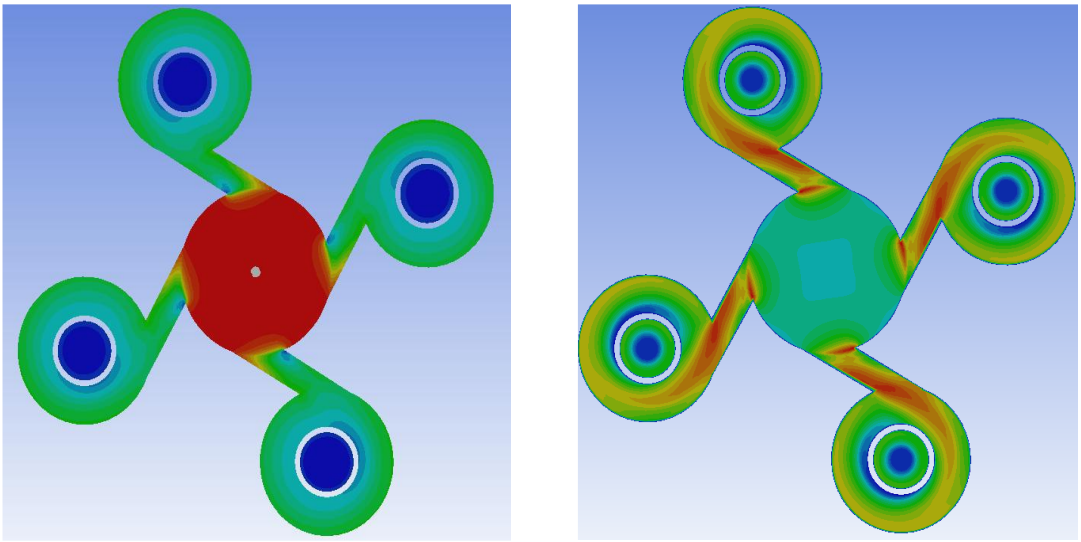
Şekil 2.28 : Multisiklon ağ yapısı, (a) Genel görünüm, (b) Kesit görünüşü [37].

FLUENT ticari kodu içerisinde, siklon ayırıcılardaki türbülanslı girdap akışını modelleyebilmek için birden çok türbülans modeli mevcuttur. Bu modeller, standart K-ε modelinden başlayarak daha karmaşık yapıya sahip olan RSM ve LES modellerine kadar uzanır. Bu çalışma kapsamında, RSM türbülans modeli kullanılmıştır. RSM, transport denklemlerinin her bir Reynolds gerilme komponenti için çözülmesini gerektirmesi sebebiyle kapsamlı ve kompleks bir türbülans modelidir. Ayrıca RSM,

siklonlardaki akışlarda olduğu gibi türbülanslı akışlarda eksenel ve teğetsel hızlar ile basınç kaybının belirlenmesinde yüksek doğruluğa sahiptir.

Partikül yörünge şemasının belirlenmesinde ise DPM metodu kullanılmıştır. FLUENT ticari kodu içerisindeki DPM metodu, Euler – Lagrange yaklaşımını kullanarak çözüm sunar. Akışkan faz sürekli kabul edilir ve zaman ortalamalı NS denklemleri akışkan için çözülür. Hesaplanan akış alanı boyunca partiküller izlenir. Yayılmış faz ile sıvı faz arasında momentum, kütle ve enerji gibi özelliklerinin değişimim meydana gelebilir. FLUENT içerisinde, küresel parçacıklar için sürüklenme katsayısı Morsi ve Alexander tarafından geliştirilen korelasyonlara göre hesaplanır. Parçacıklar ve siklon duvarları arasındaki çarpışma tamamıyla elastik olarak kabul edilir. Çalışmada, toplam 13100 partikül giriş yüzeyinden sürekli faz olarak 1 kg/s debide enjekte edilmiştir. Partiküller, küresel sürüklenme kanunu kullanan Rosin Rammler logaritmik fonksiyonu kullanılarak yapılmıştır. Parçacık yoğunluğu olarak 600 kg/m^3 değeri seçilmiş; enjeksiyon, maksimum adım sayısı 50000 olacak şekilde yapılmıştır.

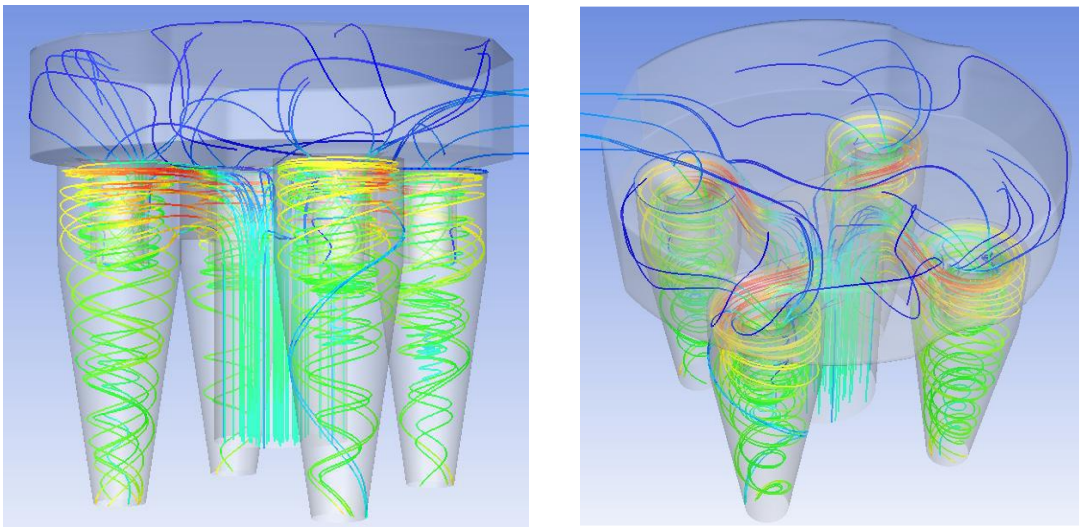
HAD analizi sonucunda elde edilen basınç ve hız dağılımı Şekil 2.29'da gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 2.29 : Kesitteki HAD sonuçları, (a) Statik basınç dağılımı, (b) Hız dağılımı [37].

Multisiklonda yapılan HAD analizi sonucunda elde edilen partikül yörüngeleri şekil 2.30'da gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 2.30 : HAD sonuçları, (a) Akışkan akım çizgileri, (b) Girdap ve türbülans [37].

Sonuç olarak, normal siklonlara uygulanan matematiksel modellerin, multisiklonlara da uygulanabileceği görülmüştür. Akış alanı hesaplamaları literatürdeki deneysel verilerle kıyaslandığında yüksek doğrulukla eşleşme sağlanmıştır. Çalışmada kullanılan ayırma yöntemi diğer toz ayırma yöntemleriyle kıyaslandığında; çalışma maliyeti, yüksek doğruluk, bakımın kolaylığı ve iyi ölçeklendirilebilirlik açısından avantajlıdır.

Tankari ve arkadaşları [38] siklon ayırıcı üzerine bir sayısal modelleme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Teğetsel girişli bir siklon ayırıcı üzerinde farklı türbülans modellerinin etkileri incelenmiştir. HAD analizine başlamadan önce, siklon geometrisi yapısal olmayan üç boyutlu ağ yapı kullanılarak analize hazır hale getirilmiştir. Analiz çerçevesinde ise RSM, standart k - ϵ ve LES türbülans modelleri kullanılmıştır. Çalışmadaki LES analizi, siklon içerisinde R_e = 280,000 olacak şekilde modellenmiştir. Siklonlardaki sayısal analiz çok fazla parametreye bağlı olduğundan bu çalışmada çevre koşulları sabit tutularak analizler gerçekleştirilmiştir.

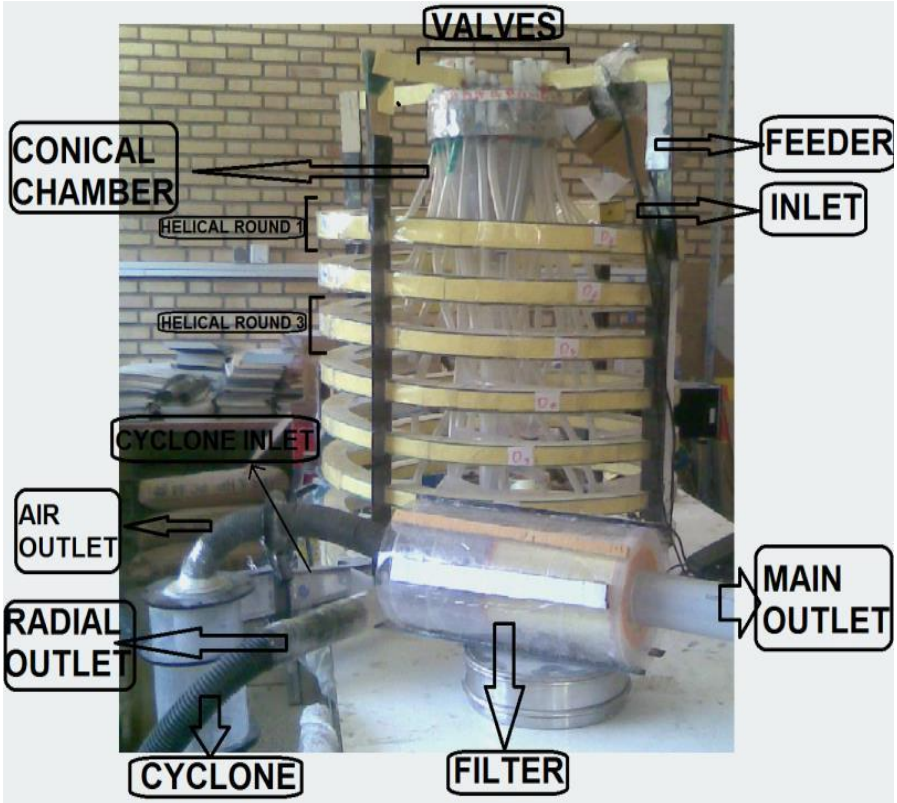
Çalışmanın amacı; FLUENT ticari kodu kullanılarak bir siklon içerisindeki akışın karakterini ve siklonun genel verimini sayısal olarak belirlemektir. Analizler zamana bağlı olarak yapılmıştır. Şekil 2.31'de çeşitli türbülans modellerine bağlı bazı HAD sonuçları gösterilmiştir.

Model type	Velocity, m/s	Pressure, Pa	Turbulent kinetic energy, m^2/s^2	Shear stress, Pa
K-epsilon	2.31	365	115	2.38
LES	35.4	1170	7.05 e-4	5.29
RSM	29.2	544	3.80	2.12

Şekil 2.31 : Kullanılan türbülans modellerine göre HAD sonuçları [38].

HAD sonuçları detaylı incelendiğinde, siklon içerisinde oluşan türbülanstan etkilenen santrifüj kuvvetlerin ve türbülans nedeniyle akışın dağılmasının siklon verimini etkilediği anlaşılmıştır. Türbülans miktarının göreceli olarak azalması ve türbülans yoğunluğunun zayıflaması, siklon veriminin artmasına ya da azalmasına sebep olabilir. Vorteks çekirdeğindeki yalpalama genliğinin büyük ölçüde siklon içindeki eksenel pozisyona bağlı olduğu saptanmıştır. Siklonun üst bölgesindeki kompleks akış bölgesi, kritik çaptan bir miktar büyük olan partiküllerin siklon içerisinde ayrılmasında belirleyici rol oynamaktadır. Bu bölge, siklona giriş bölgesini ve vorteks bulucu bölümü içermektedir. LES modelinde elde edilen basınç varyasyonunun, RSM ve standart k - ϵ modeline göre daha büyük olduğu görülmüştür.

Kavian, Hashemabadi ve Shirvani yeni bir helisel ayırıcılı siklon tasarımı üzerinde ayırma verimini ve basınç düşüşünü belirlemek üzere deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır [39]. Çalışmanın sayısal olan kısmın için, RSM türbülans modeli ve çift fazlı akış için ise Euler – Euler yaklaşımını kullanmışlardır. Tranport momentum terimlerinin ayrıklaştırılmasında QUICK metodundan, eşleşmeli momentum ve korunum denklemleri için ise PISO metodundan yararlanmışlardır. Çalışmanın sayısal ayağını doğrulayabilmek için bir de deneysel çalışma düzeneği kurulmuştur. Şekil 2.32'de deneysel çalışma düzeneği gösterilmiştir. Çalışma kapsamında; giriş hızının, giriş partikül yüklemesinin ve partikül boyutlarının siklon performansı ile basınç düşüşü üzerine etkileri incelenmiştir.



Şekil 2.32 : Deney düzeneğinin tanıtımı [39].

HAD analizlerinden önce, ağ yapısından bağımsızlık çalışması yapılmıştır. 32000, 120000 ve 530000 hücreden oluşan ağ yapılarak siklon geometrilerine uygulanmış ve HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar kendi aralarında kıyaslandığında pek bir fark olmadığı gözlenmiş ve diğer HAD analizleri için 120000 hücrenin yeterli olacağı belirlenmiştir. Çizelge 2.3'te bu çalışmanın sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 2.3 : Ağ yapısından bağımsızlık çalışması [39].

Ağ yoğunluğu	Deneysel verilerin ortalama hatası (%)	Hesaplama süresi (saat)
32000	12.5	12
120000	8.75	35
530000	5.00	75

Çalışma sonuçları incelendiğinde, 12 mikrondan daha büyük partiküller için siklon ayırma veriminin %90'lara vardığı belirlenmiştir. Siklon ayırıcının özel tasarımından dolayı, partikül yüklemesi arttırıldığında basınç kaybının çok fazla artmadığı; buna rağmen sistem veriminin arttığı saptanmıştır. Bu tasarımın bir diğer avantajı ise, giriş hızı ve debinin arttırılmasına rağmen daha düşük basınç kaybı ve daha yüksek sistem veriminin elde edilmiş olmasıdır. Konvansiyonel siklonlarda olduğu gibi, parçacık yüklemesi ve parçacık boyutu arttırıldığında sistem veriminin arttığı belirlenmiştir.

Elsayed ve Lacor [40] LES türbülans modelini kullanarak koni boyutlarının siklonik ayırıcılardaki akış alanı üzerine etkisini belirlemek üzere sayısal çalışma yapmışlardır. Farklı koni ucu çaplarına sahip üç geometri üzerinde FLUENT ticari kodu kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Siklonik ayırıcılardaki türbülanslı akışın karmaşıklığını yenebilmek için RSM ve LES türbülans modelleri kullanılmıştır. Siklon içerisindeki teğetsel ve eksenel hızlar, akış alanındaki hız komponentleri, statik ve dinamik basınç dağılımları grafikleri yardımı ile simüle ve analiz edilmiştir. Siklon tasarımında, Xiang ve arkadaşları [41] ve Chuah ve arkadaşları [42] tarafından kullanılan geometrik parametrelerden yararlanılmıştır. Koni ucu çapları sırasıyla; 19.4, 15.5 ve 11.6 mm olacak şekilde belirlenmiştir.

HAD analizlerinde kullanılacak çözücü ayarlarına bakıldığında; kısmi diferansiyel denklemleri ayrıklaştırmak için sonlu hacimler metodu kullanılmış, hız – basınç eşleşme modeli olarak ise SIMPLEC tercih edilmiştir. Ayrıca, ikinci derece yukarı akım şeması ve QUICK şeması kontrol hacmi yüzeyindeki değişkenlerin interpolasyonu için kullanılmıştır. LES modeli için, sınırlandırılmış merkezi farklar şeması varsayılan şema olarak kullanılmıştır. Dahili eşleşme çözümü algoritması seçilmiştir. HAD analizlerine ilk olarak RSM modeli ile başlanmış; daha sonradan zaman adımı 0.0001 saniye olacak şekilde ayarlanarak LES modeli ile devam edilmiştir. Giriş hızı ise 13.5 m/s olarak seçilmiştir.

Analizlerde kullanılacak nümerik ağ sayıları ise sırasıyla 632000, 513000 ve 413000 olarak seçilmiştir. Kullanılan ağ yapıları, daha önceki çalışmalarda iyi sonuçlar vermesi sebebiyle hekzahedral olarak belirlenmiştir. Sayısal çalışma için seçilen bilgisayar; 10^4 zaman adımı içeren LES modeli için yaklaşık 144 saatte çözmüştür.

Sonuçlar incelendiğinde Xiang'ın deneysel çalışmaları kapsamında; daha küçük koni ucu çapına sahip siklon, daha büyük koni ucu çapları ile kıyaslandığında yüksek basınç düşüşüne sebep olmuştur. Bunun nedeni, küçük çaplı koni ucu bölgesinde yüksek hız büyüklüklerinin ve buna bağlı olarak yüksek Reynolds sayısının elde edilmesidir.

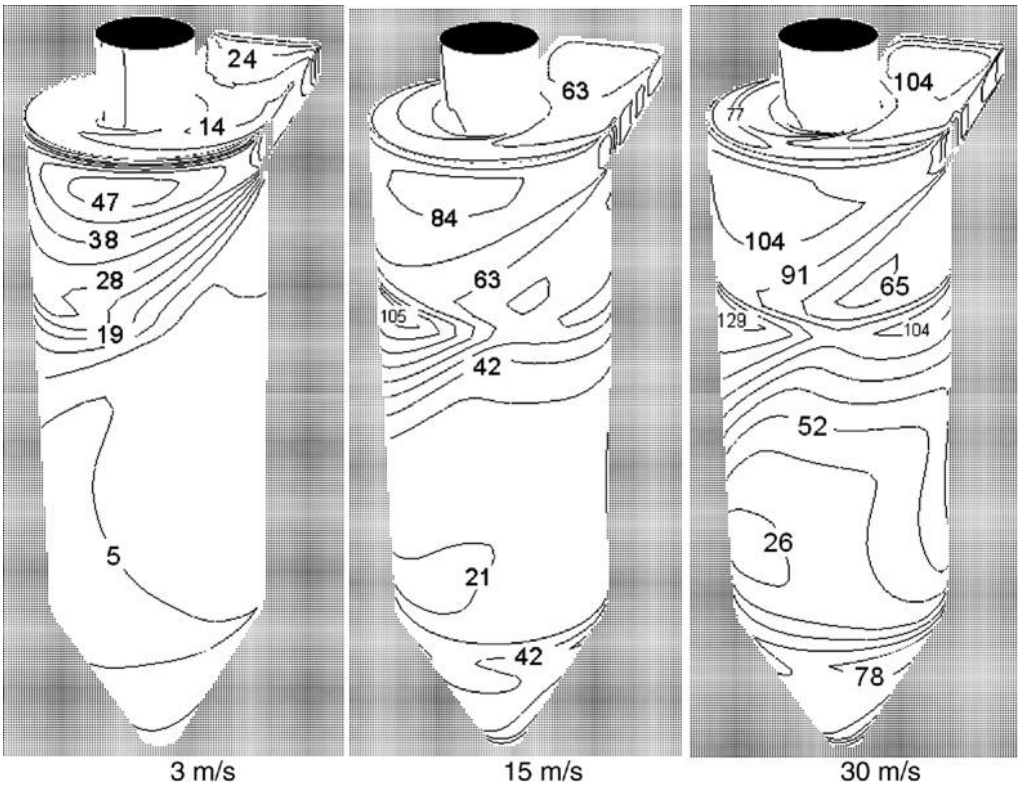
Karagöz ve Kaya [43] teğetsel girişli siklonlarda akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Üç boyutlu siklon geometrisi üzerinde daimî türbülanslı akış modellemesi yapılmıştır. Sınır koşulları olarak 3 ile 30 m/s giriş hızları arası skala belirlenmiştir. Sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT ticari kodu HAD analizleri çerçevesinde tercih edilmiştir. Yüksek derecede türbülans içeren siklon içi

akışı modelleyebilmek için RNG k - ϵ modeli kullanılmıştır ve HAD sonuçlarından elde edilen basınç kaybı verileri, deneysel sonuçları literatürde bulunan verilerle kıyaslandığında yüksek doğruluk sağlamıştır. Siklon içerisindeki vortekslerin yapısı ve yerel ısı transferi giriş hızı etkileri altında incelenmiştir.

Sayısal çalışmalar; 3, 6, 15 ve 30 m/s giriş hızlarına karşılık gelen 12700, 25400, 63500 ve 12700 Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir. Giriş ve duvar sıcaklıkları bütün hesaplamalar için sırasıyla 40 °C ve 20 °C olarak belirlenmiştir. Çalışma kapsamında ayrıca, Standart k - ϵ, RNG k - ϵ ve RSM türbülans modelinin etkileri incelenmiştir. Çalışma sonuçları; sıcaklık dağılımları, giriş ve çıkış vorteks yapısı, türbülans kinetik enerji, türbülans yoğunluğu, basınç düşüşü ve ısı tranferi karakteristikleri bakımından incelenmiştir.

Hız profilleri ve türbülans yoğunlukları üç farklı türbülans modeli için y = 0 ve z = 0.36 mm koordinatlarında incelenmiştir. İç ve dış vortekslerin oluşturduğu kompleks akıştan dolayı, Standart k - ϵ türbülans modeli diğer modellerle kıyaslandığında kötü sonuçlar üretmiştir. Buna karşın, RNG k - ϵ ve RSM modelleri kendi aralarında kıyaslandığında, hız profili ve türbülans yoğunluğu bakımından çok az farkın oluştuğu gözlemlenmiştir. Tüm bu sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle kıyaslanmış ve deneysel sonuçlara en yakın değerleri RNG k - ϵ modelinin oluşturduğu belirlenmiştir. Bu yüzden, RNG k - ϵ türbülans modeli, kullanılan bilgisayarın işlemci zamanı kısıtlamasından dolayı tercih edilmiştir.

Siklonlar içerisindeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında ise, minimum sıcaklığın bütün siklonlarda merkez bölgesinde oluştuğu gözlemlenmiştir. Dış vorteksteki sıcaklık değişiminin, iç vortekse göre daha hızlı olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni, siklon içerisindeki ısı transferinin dış vorteksten iç vortekse ve buradan da duvarlara doğru olmasıdır. Ayrıca, sabit sıcaklık sınır koşulunun çok gerçekçi olmadığı; özellikle çıkış borusundaki duvar sıcaklığının da hesaplanması gerektiği belirtilmiştir. Nusselt sayısının maksimum değere ulaştığı bölge, giriş kesitinin karşısındaki yüzey olduğu ve koni tepesine doğru gittikçe bu değerin düştüğü belirlenmiştir. Ek olarak, Nusselt sayısının giriş hızıyla birlikte tüm yüzeylerde arttığı buna karşın yüksek Nusselt sayısına sahip olan bölgenin gittikçe aşağıya doğru haraket ettiği sonuçlardan anlaşılmıştır. Şekil 2.33'te bu durum açıkça görülmektedir.



Şekil 2.33 : Farklı hızlarda Nusselt sayısının bölgesel değişimi [43].

HAD sonuçlarından, artan hızla birlikte vorteks boyunun ve ters akışın arttığı anlaşılmıştır. Giriş hızı arttığında tüm yüzeylerdeki ısı transferi miktarının arttığı ve koni tepesine doğru ısı transferinin azaldığı belirtilmiştir.

Choi, Lee ve Ham gaz – katı siklon ayırıcılarda vorteks bulucu konfigürasyonunun etkisini Euler – Euler yaklaşımını kullanarak incelemişlerdir [44]. Çalışmada DOE metodu, basınç kaybı, ayırma verimi ve aşındırma oranını belirlemek amacıyla vorteks bulucunun tasarım parametreleri değiştirilerek kullanılmıştır. Katı parçacıkların hareketi sayesinde oluşan ayırma verimi kavramı, klasik bir metot olan en küçük kareler yöntemi ile belirlenmiştir. Bu çalışmada elde edilen sayısal veriler, daha önceden gerçekleştirilen deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Sayısal çalışma kapsamında, El – Batsh [45] tarafından daha önce üzerinde çalışılan, tipik ters akışlı teğetsel girişli siklon olan Stairmand siklonu kullanılmıştır. Bu siklon üzerinde üç farklı geometrik özellik olan; radyal pozisyon *r*, azimutal pozisyon θ ve vorteks bulucu çapı D_e parametreleri temel alınmıştır. DOE Çizelgelarını oluşturabilmek için ticari bir yazılım olan Minitab programı kullanılmıştır. Nümerik hesaplamalar, granüler çok fazlı akış modelini içeren Euler – Euler yaklaşımı çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Siklon içerisindeki akış; daimî, sıkıştırılamaz,

tamamen türbülanslı ve izotermal olarak kabul edilmiştir. Hem katı hem de gaz faz akış alanları, süreklilik ve momentum denklemlerinin çözülmesiyle belirlenmiştir. Fazlardaki hız çalkantılarının doğru modellenebilmesi için RSM türbülans modeli tercih edilmiştir.

Hesaplamalı ağ yapısı ise gelişmiş bir ağ yapısı düzenleyicisi olan ICEM – CFD yazılımı ile hesaplanmıştır. Başlangıç olarak bütün geometri sadece yapısal hekzahedral ağ yapısı ile simüle edilmiştir. Fakat hekzahedral ağ yapısının; teğetsel girişin siklon ile birleştiği kesişim bölgelerinde düşük kaliteli ve yüksek derecede çarpıklığa sahip olan ağ yapıları oluşturduğu gözlemlenmiştir. Daha sonra, ICEM – CFD yardımıyla bu bölgelerdeki ağ yapıları düzeltilmiş fakat bu durum HAD analizinin yakınsama süresini çok uzatmış ve hatta sonucun yakınsamadığı görülmüştür. Bu yüzden, hesaplamalı ağ yapısı bölgesi hem hekzahedral hem de tetrahedral olarak tekrar modellenmiştir. Sonuç olarak, 2000000 adet hacimsel hücre bu geometri üzerinde üretilmiştir.

HAD analizi kapsamında siklon boyunca oluşan basınç düşünün hız büyüklüğü ile nasıl değiştiği belirlenmek istenmiş ve giriş hızları sırasıyla 5, 15 ve 25 m/s olacak şekilde seçilmiştir. Gaz fazı için, duvarlarda kaymama koşulu seçilmiş; vorteks bulucu dışındaki katı faz için duvarlarda, sıfır kayma gerilmeli kayma şartı seçilmiştir. Siklon ayırma verimi için kullanılan partiküller ortalama çaplı olarak sırasıyla 0.5, 1.0 ve 5.0 mikron olarak seçilmiştir.

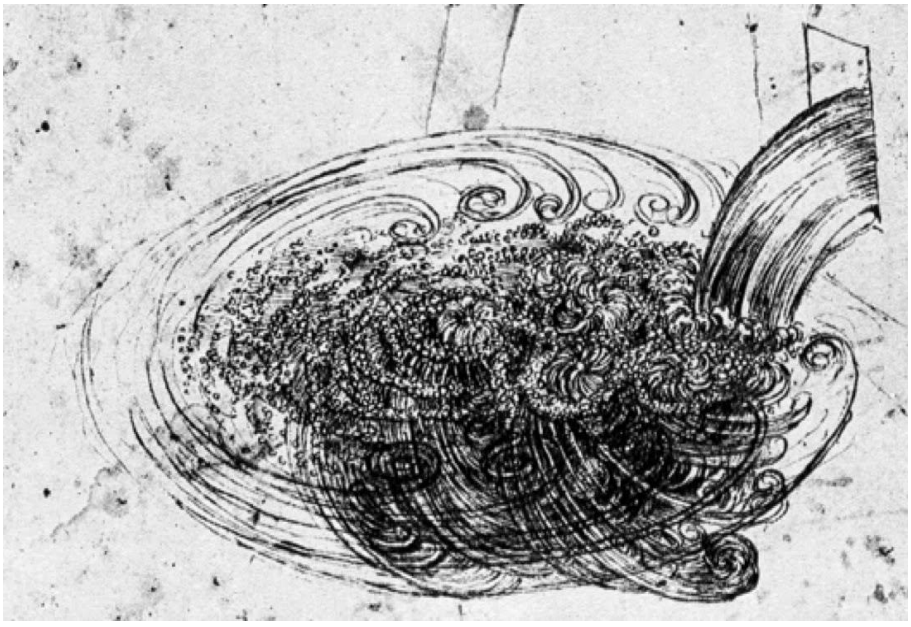
Sonuç olarak, azimutal pozisyonun siklon verimi üzerine minimum etki yapan parametre olduğu sonucuna varılmıştır. Vorteks bulucu merkezinin radyal koordinatının arttırılması siklonun genel performansının arttığını göstermiştir. Vorteks bulucu, giriş sınırlarının karşısında bir yere konumlandırıldığında kritik çapın ve aşındırma oranının düştüğü; buna karşın basınç kaybında bir miktar yükselme olduğu gözlemlenmiştir. Vorteks bulucunun çapının da siklonun azimutal pozisyonundaki etki ile aynı verim etkisini yarattığı anlaşılmıştır. Partikül çaplarının artması ise aşındırma derecesi oranın arttırmıştır. Ayrıca, DOE metoduyla, basınç kaybında %43, kritik çapta %63 ve aşındırma oranında %2'lik bir iyileşme sağlanmıştır

3. TÜRBÜLANS KAVRAMI VE TÜRBÜLANS MODELLERİ

3.1 Türbülans Kavramına Genel Bakış

Geçmişe bakıldığında, akışkanların türbülanslı hareketleri birçok doğa gözlemcisinin dikkatini çekmiştir. Tüm dünya genelinde, fısıldayan rüzgârlardan taşan sel sularına kadar her yerde bulunan türbülans etkisi canlıların hayatlarında çeşitli zorluklara neden olmuştur. Buna rağmen, türbülans kavramının halen çözülemeyen karmaşık yapısı insanoğlu için oldukça büyüleyici bir konu haline gelmiştir.

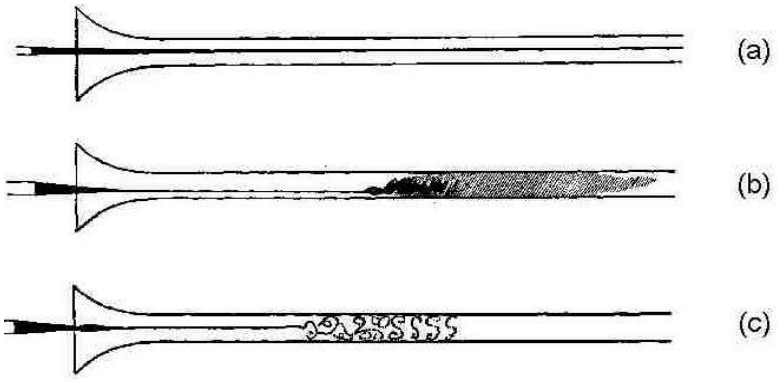
Türbülans; bir akışkan hareketinin, rastgele ve karmakarışık üç boyutlu vortisitelerle karakterize edilmesi olarak tanımlanabilir. Bir akış içerisindeki türbülans etkileri akışkana bağlı diğer tüm olayları domine edebilir ve akış içerisindeki enerjinin yayılması, ısı transferi, karışım ve sürüklenme gibi olaylarda artışa neden olabilir. Akış içerisinde üç boyutlu vortisite yok ise gerçek türbülansın da varlığından söz edilemez. Gad – el – Hak [46] yayımladığı kitapta, Leonardo Da Vinci'nin yaklaşık beş yüz yıl önce resmettiği türbülanslı akışa yer vemiştir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Leonardo Da Vinci'nin türbülanslı akış çizimi [46].

Türbülanslı akış, viskoz akışların genellikle en çok rastlanılan tipidir; fakat türbülanslı akış üzerindeki teorik yaklaşım laminer akıştaki kadar iyi gelişmemiştir. Türbülanslı akışın yapısı üzerine ilk detaylı çalışma Hinze [47] tarafından yapılmıştır. Hinze (1975), yayımladığı kitabında farklı boyutlardaki girdapların ve vortekslerin türbülanslı akışın temelini oluşturduğunu belirtmiştir. Türbülanslı akış içerisindeki transport olayında, girdaplar ve vorteksler dahilindeki moleküler viskozitenin etkisi önemli olmasına rağmen, bu girdap ve vortekslerin etkileri oldukça baskındır.

Bir akışın türbülanslı olup olmadığı ilk olarak Osborne Reynolds tarafından borularda su akımında yapılan boya deneyleri sonucu belirlenmiştir. Böylece, gerçek akışkanların hareketindeki iki farklı akımın varlığı ortaya çıkmıştır. Reynolds; yaptığı deneylerde, laminer akışta boyanın bozulmayan bir yörünge çizdiğini; türbülanslı akışta ise boyanın tamamen alana dağıldığı ve çalkantıların oluştuğunu gözlemlemiştir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 : Reynolds boya deneyi, (a) Laminer, (b) Geçiş, (c) Türbülanslı [48].

Reynolds sayısı, akış karakteristiğini belirlemede önemli bir parametre olmuştur. İç ve dış akışta farklı olmak üzere, akışın sahip olduğu Reynolds sayısı, kritik değerden küçükse akışın laminer, kritik değerden büyükse akışın türbülanslı olduğu kabul edilmiştir.

$$\mathrm{Re}_L = \frac{\rho U L}{\mu} \qquad L = x, d, d_h \ldots \tag{3.1}$$

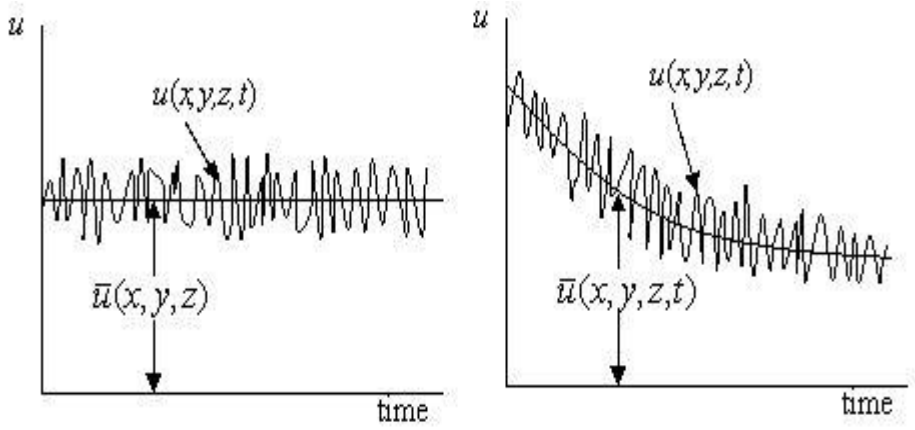
Dış akışlar için,

$$\mathrm{Re}_x \geq 500000, \text{ bir yüzey boyunca} \qquad \mathrm{Re}_d \geq 20000, \text{ bir engel etrafında} \tag{3.2}$$

İç akışlar için,

$$\mathrm{Re}_{d_h} \geq 2300 \tag{3.3}$$

Türbülanslı akışta, transport olayına bağlı değişkenler (*u,v,w,T,p* vb.) daima zaman ile değişirler. Örnek olarak, anlık hız vektörünün büyüklüğü ve yönü zaman ağırlıklı hız vektörünün büyüklüğünden ve yönünden farklıdır. Şekil 3.3'te de görüldüğü üzere, türbülanslı akıştaki anlık hız daima zamana bağlı iken zaman ağırlıklı hız zamana bağlı ya da daimî olabilir.



(a) (b)

Şekil 3.3 : Ortalama hız x- yönündeki değişimi, (a) Daimi, (b) Daimi olmayan [49].

Verilen konumlar (*x,y,z*) ve *t* zamanında, yerel anlık hız; hızın ortalama ve dalgalanma değerinin toplamı olarak ifade edilir:

$$u = \bar{u}(x,y,z,t) + u'(x,y,z,t) \tag{3.4}$$

$$\bar{u}(x,y,z,t) = \frac{1}{\Delta t}\int_{t}^{t+\Delta t} u(x,y,z,t)dt \tag{3.5}$$

Yukarıdaki denklemde (*x,y,z*) noktasındaki zaman ortalamalı hız gösterilmiştir. Zaman ortalaması için zaman aralığı Δt, dalgalanma sonucunda çok uzun olmaktadır. Bu yüzden, dalgalanmanın ortalaması sıfır olmak zorundadır.

$$\overline{u'} = \frac{1}{\Delta t}\int_{t}^{t+\Delta t} u'(x,y,z,t)dt = 0 \tag{3.6}$$

Benzer olarak, y ve z yönündeki hız komponentleri ise;

$$v = \bar{v}(x,y,z,t) + v'(x,y,z,t) \tag{3.7}$$

$$w = \bar{w}(x,y,z,t) + w'(x,y,z,t) \tag{3.8}$$

olarak tanımlanmaktadır. Bunlara ek olarak; basınç, sıcaklık ve kütle fraksiyonu kendi ortalama ve dalgalanma değerlerinin toplamı olarak ifade edilir:

$$p = \bar{p}(x,y,z,t) + p'(x,y,z,t) \tag{3.9}$$

$$T = \bar{T}(x,y,z,t) + T'(x,y,z,t) \tag{3.10}$$

$$\omega = \bar{\omega}(x,y,z,t) + \omega'(x,y,z,t) \tag{3.11}$$

Denklem 3.6'ya benzer olarak, aşağıda belirtilen dalgalanma değerlerinin hacim ortalamaları sıfırdır:

$$\overline{v'} = \overline{w'} = \overline{p'} = \overline{T'} = \overline{\omega'} = 0 \tag{3.12}$$

Oosthuizen ve Naylor [50], φ ve ψ'den herhangi biri için dalgalanma değerinin ortalamasını, n'nin herhangi bir değer olduğunu kabul ederek (x,y,z vb.) aşağıdaki gibi belirtmişlerdir (1999):

$$\begin{aligned} &\overline{\frac{\partial \bar{\phi}}{\partial n}} = \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial n},\ \overline{\frac{\partial \phi'}{\partial n}} = \frac{\partial \bar{\phi}'}{\partial n} = 0 \\ &\overline{\bar{\phi}\bar{\psi}} = \bar{\phi}\bar{\psi},\ \overline{\bar{\phi}\phi'} = \bar{\phi}\overline{\phi'} = 0,\ \overline{\bar{\phi} + \bar{\psi}} = \bar{\phi} + \bar{\psi} \end{aligned} \tag{3.13}$$

Dalgalanmaların ortalama değerlerinin sıfır olmasına rağmen, bu ortalama değerler bazı fiziksel çoklukların ortalama değerlerine de etki ederler. Birim hacimdeki kinetik enerji,

$$\begin{aligned} \overline{ke} &= \frac{1}{2}\overline{[(\bar{u}+u')^2 + (\bar{v}+v')^2 + (\bar{w}+w')^2]} \\ &= \frac{1}{2}\overline{[(\bar{u}^2 + 2\bar{u}u' + u'^2) + (\bar{v}^2 + 2\bar{v}v' + v'^2) + (\bar{w}^2 + 2\bar{w}w' + w'^2)]} \end{aligned} \tag{3.14}$$

şeklinde ifade edilir ve,

$$\overline{\bar{u}u'} = \bar{u}\overline{u'} = 0,\ \overline{\bar{v}v'} = \bar{v}\overline{v'} = 0,\ \text{ve } \overline{\bar{w}w'} = \bar{w}\overline{w'} = 0 \tag{3.15}$$

olduğu için en son aşağıdaki şekli alır:

$$\overline{ke} = \frac{1}{2}[(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2 + \overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})] \tag{3.16}$$

Bu denklemden, hız dalgalanmalarının karelerinin zaman ortalamalarının sıfır olmadığı anlaşılmaktadır. Benzer olarak, farklı değişkenlerin de dalgalanmalarının karelerinin zaman ortalamaları da sıfır değildir:

$$\overline{u'T'} \neq 0,\ \overline{u'v'T'} \neq 0 \tag{3.17}$$

Welty ve diğ. [51] yayımladığı kitaplarında, türbülanslı akışta ortalama hız ve hız dalgalanmasının toplam kinetik enerjiye etki ettiğini belirtmişlerdir (2000). Türbülans seviyesi ya da yoğunluğu;

$$\overline{ke} = \frac{\sqrt{(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})/3}}{U_\infty} \tag{3.18}$$

Şeklinde ifade edilmektedir. Burada U_∞, akışın ortalama hızı olarak tanımlanmaktadır. Türbülans yoğunluğu, geçiş ve sınır tabaka ayrılmasında, ısı ve kütle geçişi miktarında önemli rol oynamaktadır. Bu değer, türbülanslı akışta Reynolds sayısına ek olarak bilinmesi gereken önemli bir parametredir.

3.1.1 Türbülanslı akış için zaman ortalamalı yönetici denklemler

Navier – Stokes ve enerji denklemini içeren trasnport denklemleri, akışın tamamen daimî olmayan formları için çözülebilirse türbülans problemi için yüksek doğruluk sağlarlar. Fakat genellikle karmaşık ve önemli derecede hesaplama zamanı gerektirdiği için bu yaklaşım baz alınmaz. Bu yüzden, çoğu türbülans problemi zamana bağlı olarak kabul edilir. Zaman ortalamalı transport denklemleri, türbülans sapmalarının net etkilerini sağlamalıdır. Sabit özelliklere sahip sıkıştırılamaz bir akış için kartezyen koordinatlarda; süreklilik, Navier – Stokes, enerji, kütle tür korunum denklemleri;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{3.19}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{3.20}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{3.21}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{3.22}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} + w\frac{\partial T}{\partial z} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{3.23}$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t}+u\frac{\partial \omega}{\partial x}+v\frac{\partial \omega}{\partial y}+w\frac{\partial \omega}{\partial z}=D\left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2}\right) \tag{3.24}$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Bu denklemlerin, türbülanslı akışa uygulanabilmesi için çok iyi kalitede bir ağ yapısına ihtiyaç vardır. Eğer iyi derecede ağ yapısı uygulanmaz ise, detaylı akış yapısı içerisindeki girdapların çoğu yakalanamaz ve bu da doğru sonuçtan çok uzakta değerler elde edilmesine neden olur. Türbülanslı akış için; hız komponentleri, basınç, sıcaklık ve türlerin kütle fraksiyonları;

$$\begin{aligned} u &= \bar{u}(x,y,z,t)+u'(x,y,z,t) \\ v &= \bar{v}(x,y,z,t)+v'(x,y,z,t) \\ w &= \bar{w}(x,y,z,t)+w'(x,y,z,t) \\ p &= \bar{p}(x,y,z,t)+p'(x,y,z,t) \\ T &= \bar{T}(x,y,z,t)+T'(x,y,z,t) \\ \omega &= \bar{\omega}(x,y,z,t)+\omega'(x,y,z,t) \end{aligned} \tag{3.25}$$

şeklinde belirtilir.

3.1.1.1 Süreklilik denklemi

Denklem 3.25'teki hız komponentleri Denklem 3.13'e uygulanırsa;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\bar{u}+u')+\frac{\partial}{\partial y}(\bar{v}+v')+\frac{\partial}{\partial z}(\bar{w}+w')=0 \tag{3.26}$$

elde edilir. Denklem 3.26'nın zaman ortalaması alınarak;

$$\overline{\frac{\partial}{\partial x}(\bar{u}+u')}+\overline{\frac{\partial}{\partial y}(\bar{v}+v')}+\overline{\frac{\partial}{\partial z}(\bar{w}+w')}=0 \tag{3.27}$$

ve

$$\overline{\bar{\phi}\bar{\psi}}=\bar{\phi}\bar{\psi},\ \overline{\bar{\phi}\phi'}=\bar{\phi}\overline{\phi'}=0,\ \overline{\bar{\phi}+\bar{\psi}}=\bar{\phi}+\bar{\psi} \tag{3.28}$$

eşitliği göz önüne alınarak;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}+\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}+\frac{\partial \bar{w}}{\partial z}=0 \tag{3.29}$$

zaman ortalamalı hızlar bakımından süreklilik denklemi elde edilir. Bu denklemden açıkça görülmektedir ki; zaman ortalaması alınırken dalgalanmalı hız komponentleri bu bağlamda yok olmuştur.

3.1.1.2 Momentum denklemi

Süreklilik denklemine benzer olarak, Denklem 3.25'teki *u,v,w* ve *p* eşitlikleri Denklem 3.20'de yerine konulursa;

$$\begin{aligned}&\overline{\frac{\partial \overline{u}}{\partial t}}+\overline{\frac{\partial u'}{\partial t}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{\overline{v}\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}}+\overline{\overline{v}\frac{\partial u'}{\partial y}}\\&+\overline{v'\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}}+\overline{v'\frac{\partial u'}{\partial y}}+\overline{\overline{w}\frac{\partial \overline{u}}{\partial z}}+\overline{\overline{w}\frac{\partial u'}{\partial z}}+\overline{w'\frac{\partial \overline{u}}{\partial z}}+\overline{w'\frac{\partial u'}{\partial z}}\\&=-\frac{1}{\rho}\overline{\frac{\partial \overline{p}}{\partial x}}-\frac{1}{\rho}\overline{\frac{\partial p'}{\partial x}}+\nu\left(\overline{\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial x^2}}+\overline{\frac{\partial^2 u'}{\partial x^2}}+\overline{\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial y^2}}+\overline{\frac{\partial^2 u'}{\partial y^2}}+\overline{\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial z^2}}+\overline{\frac{\partial^2 u'}{\partial z^2}}\right)\end{aligned} \tag{3.30}$$

elde edilir. Denklem 3.28 göz önüne alınarak, Denklem 3.30 tekrar düzenlenirse;

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \overline{u}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial \overline{u}}{\partial z}\\&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial z^2}\right)-\left(\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{v'\frac{\partial u'}{\partial y}}+\overline{w'\frac{\partial u'}{\partial z}}\right)\end{aligned} \tag{3.31}$$

ve dalgalanma terimlerini içeren komponentlerin basitleştirilmesi için, Denklem 3.19 *u* ile çarpılarak;

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+u\frac{\partial v}{\partial y}+u\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{3.32}$$

elde edilir. Denklem 3.32'de türbülans tanımında anlatılan $u=\overline{u}(x,y,z,t)+u'(x,y,z,t)$, $v=\overline{v}(x,y,z,t)+v'(x,y,z,t)$ ve $p=\overline{p}(x,y,z,t)+p'(x,y,z,t)$ eşitlikleri eklenerek elde edilen denkleme zaman ortalaması uygulanırsa;

$$\begin{aligned}&\overline{\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial v'}{\partial y}}\\&+\overline{u'\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}}+\overline{u'\frac{\partial v'}{\partial y}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial \overline{w}}{\partial z}}+\overline{\overline{u}\frac{\partial w'}{\partial z}}+\overline{u'\frac{\partial \overline{w}}{\partial z}}+\overline{u'\frac{\partial w'}{\partial z}}=0\end{aligned} \tag{3.33}$$

elde edilir ve Denklem 3.33 şu şekilde basitleştirilebilir:

$$\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}+\overline{u}\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}+\overline{u}\frac{\partial \overline{w}}{\partial z}+\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial v'}{\partial y}}+\overline{u'\frac{\partial w'}{\partial z}}=0 \tag{3.34}$$

Denklem 3.34 ise, Denklem 3.29'daki ortalama hız komponenti cinsinden süreklilik denklemi göz önüne alınarak basitleştirilebilir:

$$\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial v'}{\partial y}}+\overline{u'\frac{\partial w'}{\partial z}}=0 \tag{3.35}$$

Denklem 3.35'i Denklem 3.31'de yerine yazarsak; *x* yönündeki momentum denklemi,

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \overline{u}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial \overline{u}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial \overline{u}}{\partial z}\\&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{u}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{u}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{u}}{\partial z^2}\right)-\left(\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{3.36}$$

şekline dönüşür. Aynı işlemler, *y* ve *z* yönüne de uygulanırsa;

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \overline{v}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial \overline{v}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial \overline{v}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial \overline{v}}{\partial z}\\&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{v}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{v}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{v}}{\partial z^2}\right)-\left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial x}++\frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{3.37}$$

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \overline{w}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial \overline{w}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial \overline{w}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial \overline{w}}{\partial z}\\&=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{w}}{\partial z^2}\right)-\left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{3.38}$$

denklemleri elde edilir. Denklem 3.36 – 38 dikkatli incelendiğinde, süreklilik denkleminde yer almayan dalgalanma terimlerinin, momentum denklemine etki ettiği görülmektedir. Bu ekstra terimler, hız dalgalanmaları dolayısıyla oluşur ve türbülans gerilmeleri ya da Reynolds gerilmeleri olarak adlandırılır. Viskoz gerilmeler ile Reynolds gerilmeleri arasındaki fark; viskoz gerilmelerin moleküler ölçekte olmalarına karşın Reynolds gerilmelerinin girdaplar arasındaki etkileşimden kaynaklanmasıdır.

3.1.1.3 Enerji denklemi

Enerji denklemini elde etmek için Denklem 3.25'teki tür kütle fraksiyonu eşitliği hariç diğer denklemler, Denklem 3.20'de yerine konulur ve zaman ortalaması uygulanırsa;

$$\begin{aligned}&\overline{\frac{\partial \bar{T}}{\partial t}}+\overline{\frac{\partial T'}{\partial t}}+\overline{\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}}+\overline{\bar{u}\frac{\partial T'}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}}+\overline{u'\frac{\partial T'}{\partial x}}+\overline{\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}}+\overline{\bar{v}\frac{\partial T'}{\partial y}}\\&+\overline{v'\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}}+\overline{v'\frac{\partial T'}{\partial y}}+\overline{\bar{w}\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}}+\overline{\bar{w}\frac{\partial T'}{\partial z}}+\overline{w'\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}}+\overline{w'\frac{\partial T'}{\partial z}}\\&=\alpha\left(\overline{\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2}}+\overline{\frac{\partial^2 T'}{\partial x^2}}+\overline{\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2}}+\overline{\frac{\partial^2 T'}{\partial y^2}}+\overline{\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2}}+\overline{\frac{\partial^2 T'}{\partial z^2}}\right)\end{aligned} \tag{3.39}$$

elde edilir. Denklem 3.28 göz önüne alınarak enerji denklemi;

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \bar{T}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}\\&=\alpha\left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2}\right)-\left(\overline{u'\frac{\partial T'}{\partial x}}+\overline{v'\frac{\partial T'}{\partial y}}+\overline{w'\frac{\partial T'}{\partial z}}\right)\end{aligned} \tag{3.40}$$

haline gelir. Denklem 3.35'in çıkarımı göz önüne alınarak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\overline{T'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{T'\frac{\partial v'}{\partial y}}+\overline{T'\frac{\partial w'}{\partial z}}=0 \tag{3.41}$$

Denklem 3.41, Denklem 3.40'ta yerine yazılırsa enerji denklemi aşağıdaki forma kavuşur.

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \bar{T}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}\\&=\alpha\left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2}\right)-\left(\frac{\partial \overline{u'T'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'T'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'T'}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{3.42}$$

3.1.1.4 Kütle tür denklemi

Denklem 3.35 ve 3.42'nin çıkarımları göz önüne alınarak;

$$\begin{aligned}&\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial z}\\&=D\left(\frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial z^2}\right)-\left(\frac{\partial \overline{u'\omega'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'\omega'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'\omega'}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{3.43}$$

kütle tür denklemi elde edilir.

3.1.1.5 Türbülans kinetik enerji denklemi

Türbülanslı akıştaki transport olayı; süreklilik denklemi, momentum denklemleri, enerji denklemi ve kütle tür denklemlerinin korunumu olmak üzere altı adet denklem ile ifade edilmektedir. Bu denklemlerde; $\overline{u},\overline{v},\overline{w},\ \overline{p},\overline{T},\overline{\omega}$ olmak üzere altı adet zaman ortalamalı ve bu altı denklemdeki dalgalanma terimlerinin toplam on iki adet ürünü bulunmaktadır. Türbülanslı bir olayı bu altı denklemi kullanarak çözebilmek için uygun bir türbülans modeli seçilmelidir. Çoğu türbülans modeli genellikle ampirik olmasına rağmen, bazı modeller bu terimleri çözebilmek için kısmi türevli denklemleri kullanmaktadır. Ek denklemleri kullanarak türetilen türbülans kinetik enerji denklemi aşağıda anlatılacaktır.

Denklem 3.32'de türbülans tanımında anlatılan $u=\overline{u}(x,y,z,t)+u'(x,y,z,t)$, $v=\overline{v}(x,y,z,t)+v'(x,y,z,t)$ ve $p=\overline{p}(x,y,z,t)+p'(x,y,z,t)$ eşitlikleri Denklem 3.20'ye uygulanır ve elde edilen denklem u' ile çarpılırsa;

$$\begin{aligned}&u'\frac{\partial}{\partial t}(\overline{u}+u')+u'(\overline{u}+u')\frac{\partial(\overline{u}+u')}{\partial x}\\&+u'(\overline{v}+v')\frac{\partial(\overline{u}+u')}{\partial y}+u'(\overline{w}+w')\frac{\partial(\overline{u}+u')}{\partial z}\\&=-\frac{u'}{\rho}\frac{\partial}{\partial x}(\overline{p}+p')+\nu u'\left[\frac{\partial^2(\overline{u}+u')}{\partial x^2}+\frac{\partial^2(\overline{u}+u')}{\partial y^2}+\frac{\partial^2(\overline{u}+u')}{\partial z^2}\right]\end{aligned} \tag{3.44}$$

ve elde edilen Denklem 3.44'ün zaman ortalaması alınırsa;

$$\begin{aligned}&\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial t}}+\overline{u}\,\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'^2}\frac{\partial\overline{u}}{\partial x}+\overline{u'^2\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{v}\,\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial y}}+\overline{u'v'}\frac{\partial\overline{u}}{\partial y}+\overline{u'v'\frac{\partial u'}{\partial y}}+\overline{w}\,\overline{u'\frac{\partial u'}{\partial z}}\\&+\overline{u'w'}\frac{\partial\overline{u}}{\partial z}+\overline{u'w'\frac{\partial u'}{\partial z}}=-\frac{1}{\rho}\overline{u'\frac{\partial p'}{\partial x}}+\nu\overline{u'\left[\frac{\partial^2u'}{\partial x^2}+\frac{\partial^2u'}{\partial y^2}+\frac{\partial^2u'}{\partial z^2}\right]}\end{aligned} \tag{3.45}$$

elde edilir ve tekrar düzenlenirse;

$$\begin{aligned}&\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial t}+\overline{u}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial x}+\overline{v}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial y}+\overline{w}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial z}+\overline{u'^2}\frac{\partial\overline{u}}{\partial x}+\overline{u'v'}\frac{\partial\overline{u}}{\partial y}+\overline{u'w'}\frac{\partial\overline{u}}{\partial z}\\&+\left(\overline{u'^2\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'v'\frac{\partial u'}{\partial y}}+\overline{u'w'\frac{\partial u'}{\partial z}}\right)=-\frac{1}{\rho}\overline{u'\frac{\partial p'}{\partial x}}+\nu\overline{u'\nabla^2u'}\end{aligned} \tag{3.46}$$

bulunur.

Denklem 3.46 basite indirgenir ve ikinci satırda soldaki terim şu şekilde tekrar yazılırsa;

$$\begin{aligned}&\left(\overline{u'^2\frac{\partial u'}{\partial x}}+\overline{u'v'\frac{\partial u'}{\partial y}}+\overline{u'w'\frac{\partial u'}{\partial z}}\right)\\&=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\overline{u'^3}}{\partial x}+\frac{\partial\overline{u'^2v'}}{\partial y}+\frac{\partial\overline{u'^2w'}}{\partial z}\right)-\frac{1}{2}\overline{u'^2\left(\frac{\partial u'}{\partial x}+\frac{\partial v'}{\partial y}+\frac{\partial w'}{\partial z}\right)}\end{aligned}\tag{3.47}$$

Denklem 3.47'te eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim; süreklilik denkleminin u'^2 ile çarpılması ve zaman ortalamasının alınmasıyla birlikte sıfırlanmaktadır. Dolayısıyla Denklem 3.47;

$$\begin{aligned}&\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial t}+\bar{u}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial x}+\bar{v}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial y}+\bar{w}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial z}=-\overline{u'^2}\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}-\overline{u'v'}\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}-\overline{u'w'}\frac{\partial\bar{u}}{\partial z}\\&-\frac{1}{\rho}\overline{u'\frac{\partial p'}{\partial x}}-\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\overline{u'^3}}{\partial x}+\frac{\partial\overline{u'^2v'}}{\partial y}+\frac{\partial\overline{u'^2w'}}{\partial z}\right)+\nu\overline{u'\nabla^2u'}\end{aligned}\tag{3.48}$$

şeklini almaktadır. v' komponenti Denklem 3.21 ile çarpılarak elde edilen denklemin zaman ortalaması alınırsa;

$$\begin{aligned}&\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{v'^2}}{\partial t}+\bar{u}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{v'^2}}{\partial x}+\bar{v}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{v'^2}}{\partial y}+\bar{w}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{v'^2}}{\partial z}=-\overline{u'v'}\frac{\partial\bar{v}}{\partial x}-\overline{v'^2}\frac{\partial\bar{v}}{\partial y}-\overline{v'w'}\frac{\partial\bar{v}}{\partial z}\\&-\frac{1}{\rho}\overline{v'\frac{\partial p'}{\partial y}}-\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\overline{v'^2u'}}{\partial x}+\frac{\partial\overline{v'^3}}{\partial y}+\frac{\partial\overline{v'^2w'}}{\partial z}\right)+\nu\overline{v'\nabla^2v'}\end{aligned}\tag{3.49}$$

elde edilir.

w' komponenti Denklem 3.22 ile çarpılarak elde edilen denklemin zaman ortalaması alınırsa;

$$\begin{aligned}&\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{w'^2}}{\partial t}+\bar{u}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{w'^2}}{\partial x}+\bar{v}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{w'^2}}{\partial y}+\bar{w}\frac{1}{2}\frac{\partial\overline{w'^2}}{\partial z}=-\overline{u'w'}\frac{\partial\bar{w}}{\partial x}-\overline{v'w'}\frac{\partial\bar{w}}{\partial y}-\overline{w'^2}\frac{\partial\bar{w}}{\partial z}\\&-\frac{1}{\rho}\overline{w'\frac{\partial p'}{\partial z}}-\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\overline{w'^2u'}}{\partial x}+\frac{\partial\overline{w'^2v'}}{\partial y}+\frac{\partial\overline{w'^3}}{\partial z}\right)+\nu\overline{w'\nabla^2w'}\end{aligned}\tag{3.50}$$

elde edilir. Denklem 3.48, Denklem 3.50'ye eklenir ve kinetik enerji ile ilişkilendirilen hız dalgalanması;

$$K=\frac{1}{2}(\overline{u'^2}+\overline{v'^2}+\overline{w'^2})\tag{3.51}$$

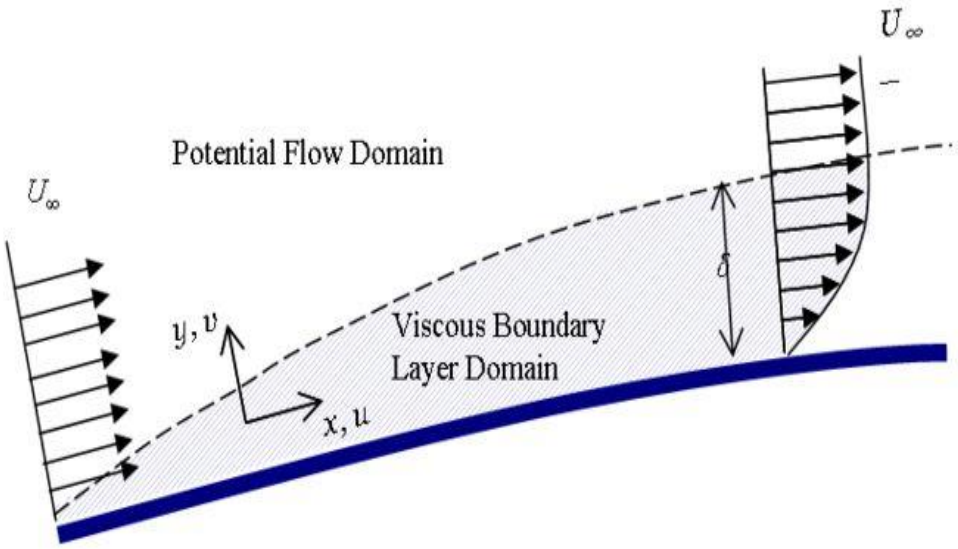
şeklinde bulunur. K değerine sahip ek denklem aşağıda belirtildiği gibi elde edilir:

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial K}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial K}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial K}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial K}{\partial z}\\
&=-\left(\overline{u'^2}\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}+\overline{u'v'}\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}+\overline{u'w'}\frac{\partial \bar{u}}{\partial z}+\overline{u'v'}\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}+\overline{v'^2}\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}+\overline{v'w'}\frac{\partial \bar{v}}{\partial z}\right.\\
&\left.+\overline{u'w'}\frac{\partial \bar{w}}{\partial x}+\overline{v'w'}\frac{\partial \bar{w}}{\partial y}+\overline{w'^2}\frac{\partial \bar{w}}{\partial z}\right)-\frac{1}{\rho}\left[\overline{u'\frac{\partial p'}{\partial x}}+\overline{v'\frac{\partial p'}{\partial y}}+\overline{w'\frac{\partial p'}{\partial z}}\right]\\
&-\frac{1}{2}\left(\frac{\partial \overline{u'^3}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{u'^2v'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{u'^2w'}}{\partial z}+\frac{\partial \overline{v'^2u'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'^3}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{v'^2w'}}{\partial z}\right.\\
&\left.+\frac{\partial \overline{w'^2u'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{w'^2v'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'^3}}{\partial z}\right)+\nu(\overline{u'\nabla^2u'}+\overline{v'\nabla^2v'}+\overline{w'\nabla^2w'})
\end{aligned} \tag{3.52}$$

Denklem 3.52'de eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim; ortalama kaymanın Reynolds gerilmesi ile etkileşimiyle elde edilen türbülans kinetik enerji üretiminin oranını göstermektedir. Bir diğer deyişle, türbülans nedeniyle oluşan kaymanın miktarını belirtmektedir. Bu, ortalama alandaki kinetik enerjiyi düşürmektedir. Denklemin sağ tarafındaki son üç terim ise, türbülans kinetik enerjinin uzaysal transportasyonunu ifade etmektedir. İlk iki terim, türbülans tarafından taşınan; son terim ise viskoz taşınımdan kaynaklı terimlerdir. Kaldırma kuvveti üretimi ve viskoz yayılım terimleri gibi göz önüne alınması gereken ek terimler bu denklemde belirtilmemiştir. Türbülans kinetik enerjinin kaldırma kuvveti üretimi, ortalama alanın potansiyel enerjisini düşürmektedir. Benzer olarak, türbülans kinetik enerji tarafından üretilen kayma tabakası da ortalama alanın kinetik enerjisini düşürmektedir.

3.1.2 Türbülanslı sınır tabakalar

Sonlu bir hacim etrafındaki kompleks viskoz akışın tamamıyla çözülmesi geometri çok basit olmadıkça zordur. Tüm hacim için geçerli olan nümerik çözüm; lineer olmayan, eliptik ve karmaşık Navier – Stokes denklemlerinin çözümünü gerektirdiği için zaman alıcıdır ve pratik değildir. Prandtl [52], bir nesneye yakın çok ince bir etki alanında viskozitenin etkilerini incelemiş ve en pratik uygulamayı keşfetmiştir (1904). Bu bölge dışındaki akış, Şekil 3.4'te gösterilmiş ve viskoz olmayan akış olarak kabul edilmiştir ($\mu = 0$) . Viskoz etkilerin baskın olduğu bu bölge momentum ve ya viskoz sınır tabakası olarak adlandırılır.

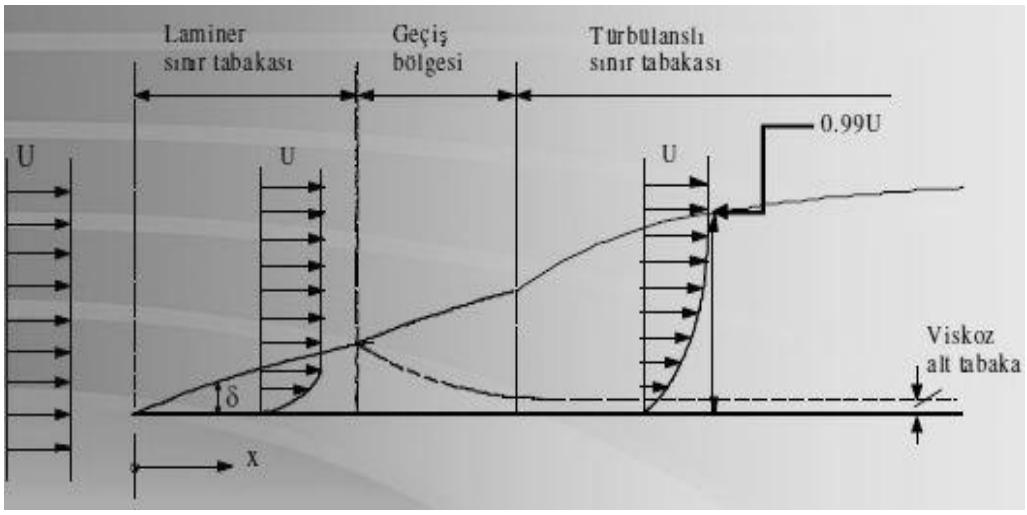


Şekil 3.4 : Viskoz sınır tabakası [52].

Sınır tabakası analizinin çözümü; sınır tabaka kalınlığının cismin karakteristik kalınlığından çok daha küçük olması sebebiyle basitleştirilebilir. Sonlu hacmin yüzeyine komşu olan akışkanın bağıl hızı sıfırdır ($u_{akışkan} - u_{yüzey} = 0$) ve kaymama sınır şartı olarak adlandırılır.

Potansiyel akış teorisi, viskozitenin etkilerini ihmal eder ve Navier – Stokes denklemlerini önemli ölçüde basitleştirir; böylece hız dağılımı için çözüm sağlamış olur. Fakat ikinci terimlerin ihmal edilmesiyle birlikte yüzeydeki; viskozitenin etkisi, kaymama koşulu ve sınırlardaki geçirmezlik şartı açıklanamaz hale gelir. Potansiyel akış teorisi genel olarak, serbest akım alanının basitliği nedeniyle iyi bir şekilde tahmin edilmesine yardımcı olur.

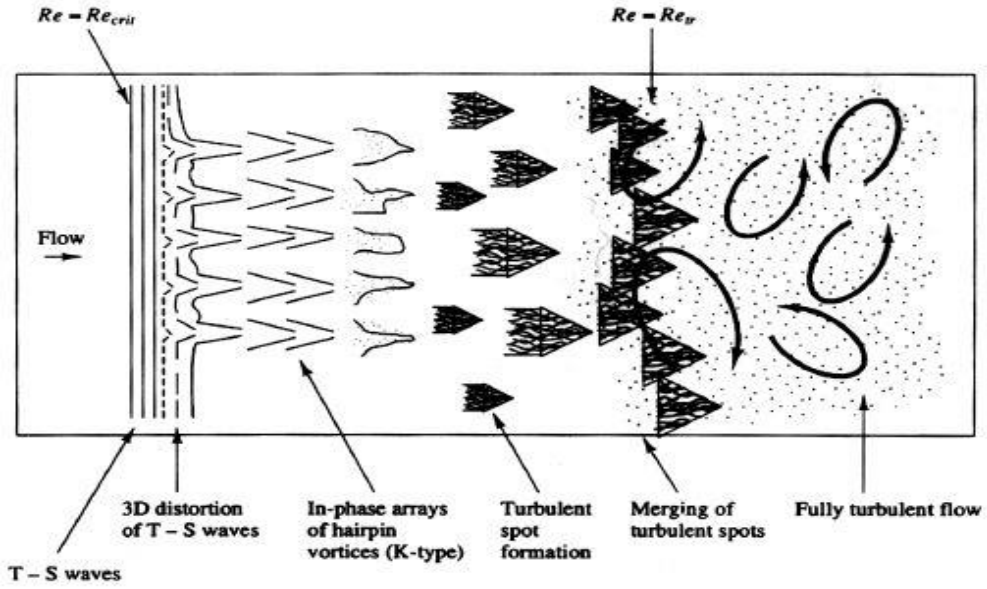
Sınır tabaka kalınlığı, akışkanın hızında en çok değişme olduğu yer olarak tanımlanır. Sınır tabaka kalınlığı δ; yerel hızın, serbest akım hızının %99'una karşılık geldiği yerdeki kalınlık olarak tanımlanmıştır ($u = 0.99U_\infty$). Şekil 3.5'te, düz bir plaka üzerindeki akışta, sınır tabaka kalınlığının plaka boyunca nasıl değiştiği gösterilmiştir. Düz plaka üzerindeki bu akışta, hızın yüzeye dik olan komponentinin büyüklüğü, akışa paralel olan hız komponentinin büyüklüğünden oldukça küçüktür ($v \ll u$). Bu yüzden, tabaka boyunca oluşan akış gradyenleri, akış yönünde oluşan gradyenlerden daha büyüktür.



Şekil 3.5 : Düz bir plaka boyunca sınır tabaka kalınlığının değişimi [53].

x koordinat ekseninin küçük değerlerinde akışın laminer olduğu bölge, laminer sınır tabakası olarak adlandırılır. *x* değeri arttıkça, akış hareketi gittikçe dalgalanmaya başlar. Dalgalanmanın başladığı bu bölge geçiş bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölgedeki akış laminer ya da türbülanslı olabilir. *x* değerinin kritik değeri aşmasıyla birlikte akış, türbülanslı hale gelmeye başlar. Bu bölgede, duvara yakın çok ince bir tabaka oluşur ve akış hala laminerdir. Buraya, viskoz alt tabaka bölgesi denir.

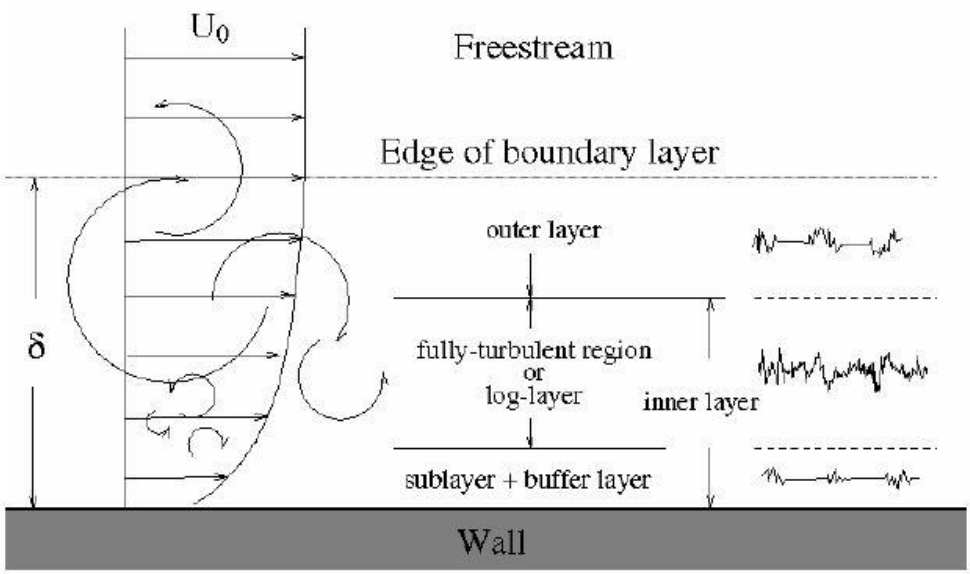
Reynolds sayısının artmasıyla birlikte, laminer bölgenin stabilizasyonu bozulmaya başlar ve türbülansın kademeli olarak artmasıyla tam türbülanslı sınır tabakası oluşur (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 : Laminer bölgeden tam türbülanslı bölgeye geçiş [54].

3.1.2.1 Tam gelişmiş türbülanslı sınır tabaka

Tam gelişmiş türbülanslı sınır tabaka iç ve dış bölgeler olmak üzere ikiye ayrılır. İç bölge; katı sınıra yakın olan sınır tabakası toplam kalınlığının %60'ını oluşturur ve viskoz alt tabaka, geçiş ve türbülans bölgesi olmak üzere üç bölümden oluşur. Viskoz alt tabakada, viskoz kayma gerilmeleri akıma karşı direnç gösterir ve kalınlığı, sınır tabaka kalınlığının %1 – 1.5 katı kadardır. Geçiş bölgesi, viskoz alt tabaka ile türbülanslı bölge arasında oluşur. Türbülanslı bölge ise, türbülans kayma gerilmesinin toplam gerilme içerisinde en fazla hakim olduğu yerdir. Dış bölgede türbülans gerilmeleri oldukça fazladır; fakat oluşan türbülansın şiddeti iç bölgedeki kadar yüksek değildir. Şekil 3.7'de tam gelişmiş türbülanslı sınır tabaka bölgeleri detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Tam gelişmiş türbülanslı sınır tabaka bölgeleri [55].

Theodore von Karman [56] boyutsuz akış hızı ve duvardan uzaklığın boyutsuz versiyonunu sınır tabaka için matematiksel olarak tanımlamıştır. Duvardan olan uzaklık *y*, duvar kayma gerilmesi τ_w, yoğunluk ρ, kinematik viskozite ν, dinamik viskozite μ, *y*'deki hız *U* ve sürtünme hızı u_τ;

$$u_\tau = (\tau_w/\rho)^{1/2} = U_e\sqrt{\frac{\bar{C}_f}{2}} \tag{3.53}$$

olarak belirtilmiştir. Dış katman sürtünme katsayısı $\bar{C}_f$ ampirik korelasyonlar ile belirlenebilir:

$$\frac{\bar{C}_f}{2} \approx \frac{0.037}{\mathrm{Re}_L^{1/5}} \text{ (düz plaka için)}$$
$$\frac{\bar{C}_f}{2} \approx \frac{0.039}{\mathrm{Re}_{D_h}^{1/4}} \text{ (kanal için)} \tag{3.54}$$

Tüm bu özellikler göz önüne alınarak; duvardan uzaklığın boyutsuzlaştırılmış hali y^+;

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \tag{3.55}$$

olarak bulunur. Ayrıca, akış hızının boyutsuzlaştırılmış hali u^+;

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \tag{3.56}$$

olarak bulunur. Böylece, viskoz alt tabakada;

$$u^+ = \varphi = y^+ = \eta \tag{3.57}$$

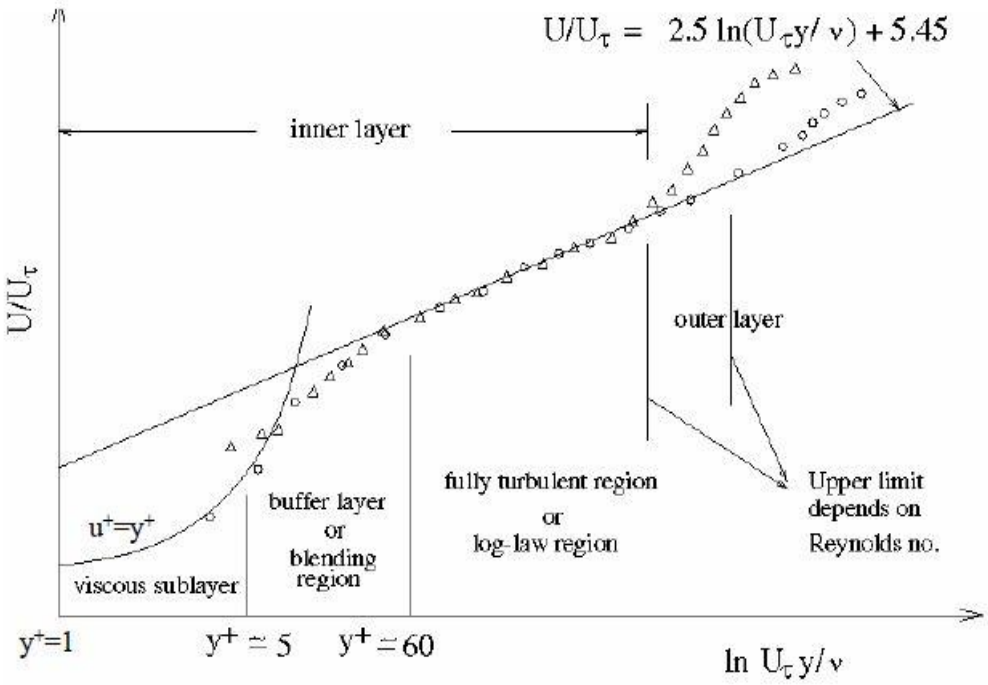
şeklini alırken, logaritmik bölgede;

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \tag{3.58}$$

olarak bulunur. İlk kez von Karman κ ve C sabitlerini deneysel olarak aşağıdaki şekilde belirlemiştir:

$$\kappa = 0.41;\ \mathrm{C} \approx 5.0 \text{ (pürüzsüz duvarlar için)} \tag{3.59}$$

Geçiş bölgesinde, hesaplanan bu denklemlerin hiçbiri gerçek verilerle uyuşmamaktadır. Bu yüzden, duvardan uzaklığın boyutsuz değeri için $y^+ = 11.0$ sınır değeri belirlenmiştir. Viskoz alt tabaka için bu değerin altındaki tüm formüller gerçeğe yakın sonuçlar verirken; sınır değerinin üzerindeki noktalarda gerçeklikten uzak sonuçlar elde edilir. Bu denklemler, duvar kanunları olarak adlandırılır ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğindeki türbülans modellerinin doğrulanmasında kullanılır. Türbülanslı sınır tabaka yapısı Şekil 3.8'de detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Türbülanslı sınır tabaka yapısı [55].

3.1.2.2 Türbülanslı sınır tabaka için yönetici denklemler

Sınır tabaka kalınlığı δ, cismin karakteristik boyutundan L, çok daha küçük $(\delta \ll L)$ olduğu varsayımı ve ölçek analizi yardımıyla; hiçbir gövde kuvvetinin etki etmediği kabul edilen düz bir plaka üzerindeki akış için, daimî iki boyutlu laminer sınır tabaka gösterimi şu şekilde yapılabilir:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \tag{3.60}$$

$$u \gg v \tag{3.61}$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{dp}{dx} \tag{3.62}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} \approx 0 \tag{3.63}$$

Yukarıda belirtilen denklemlere benzer yaklaşımla, akışkan ile nesnenin bir yüzeyi arasındaki ısı ve kütle geçişi de çıkarılabilir. Sınır tabaka yaklaşımı, ölçek analizi ve büyüklük derecesi yardımı ile sıcaklık ve kütle konsantrasyonu için sınır tabaka analizi yapılabilir.

T sıcaklık ve ω , kütle fraksiyonu olmak üzere;

$$\frac{\partial T}{\partial y} \gg \frac{\partial T}{\partial x}, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \tag{3.64}$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial y} \gg \frac{\partial \omega}{\partial x}, \quad \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \tag{3.65}$$

olarak yazılabilir.

Pratik uygulamaların çoğunda; kütle, momentum, enerji ve türlerin moleküler transport etkileri sınır tabaka bölgesinde oldukça etkindir. Düz bir plaka üzerinde akan; sabit serbest akım hızına U_∞, sıcaklığına T_∞ ve kütle fraksiyonuna ω_∞ sahip bir akış düşünüldüğünde yüzey duvarı sabit sıcaklık ve konsantrasyonda korunur [56]. İki boyutlu, daimî ve sabit özelliklere sahip bir akış için kütle, momentum, enerji ve tür denklemleri kartezyen koordinatlarda;

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{3.66}$$

x yönündeki momentum denklemi:

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{3.67}$$

y yönündeki momentum denklemi:

$$u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{3.68}$$

Enerji denklemi:

$$u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + \frac{\nu}{cp}\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 \tag{3.69}$$

Tür denklemi:

$$u\frac{\partial \omega_1}{\partial x} + v\frac{\partial \omega_1}{\partial y} = D_{12}\left(\frac{\partial^2 \omega_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2}\right) \tag{3.70}$$

şeklinde yazılır.

Bu denklemlerin geçerli olabilmesi için gerekli sınır koşulları ise;

$$u(x,0)=0 \ \text{(Kaymama sınır şartı)} \tag{3.71}$$

$$v(x,0)=\begin{cases} v_w=0 \ \text{geçirgen olmayan duvar için} \\ v_w>0 \ \text{püskürtme ve } v_w<0 \ \text{emme için} \end{cases} \tag{3.72}$$

$$u(x,\infty)=U_\infty \ (U_\infty, \ \text{serbest akım hızı}) \tag{3.73}$$

$$\text{Isı Geçişi}=\begin{cases} T_w= \ \text{duvarda düzgün sıcaklık dağılımı} \\ -k\left.\dfrac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0}=q_w''=\text{sabit} \end{cases} \tag{3.74}$$

$$T(x,\infty)=T_\infty \ (T_\infty, \ \text{serbest akım sıcaklığı}) \tag{3.75}$$

$$\omega_1(x,0)=\omega_{1,w} \ (\omega_{1,w}, \ \text{duvardaki sabit kütle fraksiyonu}) \tag{3.76}$$

$$\omega_1(x,\infty)=\omega_{1,\infty} \ (\omega_{1,\infty}, \ \text{serbest akım kütle fraksiyonu}) \tag{3.77}$$

olarak tanımlanmaktadır. Kütle difüzyonundaki kütle ve momentum arası birleşim etkisi, duvardaki kütle akısının hesaplanabilir:

$$\dot{m}_1''=\rho_{1,w}v_w-\rho D_{12}\left.\frac{\partial \omega_1}{\partial y}\right|_{y=0}=\rho\left(\omega_{1,w}v_w-D_{12}\left.\frac{\partial \omega_1}{\partial y}\right|_{y=0}\right) \tag{3.78}$$

Burada, $\omega_{1,w}$ kütle fraksiyonu, v_w ise duvardaki hızın y komponentidir. Yukarıdaki denklemde $(u,\ v,\ T,\ p,\ \omega_1)$ olmak üzere beş adet bağlı değişken; (x, y) olmak üzere de iki adet bağımsız değişken vardır. Denklem 3.66'dan başlayarak Denklem 3.70'e kadar olan tüm denklemlere; uygun sınır şartları, ölçek analizi ve büyüklük derecesi analizi uygulanarak;

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{3.79}$$

x yönündeki momentum denklemi:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{3.80}$$

Enerji denklemi:

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}=\frac{\nu}{\mathrm{Pr}}\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \tag{3.81}$$

Tür denklemi:

$$u\frac{\partial \omega_1}{\partial x}+v\frac{\partial \omega_1}{\partial y}=D_{12}\frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2}=\frac{\nu}{Sc}\frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2} \tag{3.82}$$

olarak indirgenir.

Düz bir plaka üzerindeki sabit hızlı serbest akış için sınır tabaka yaklaşımı kullanılarak *y* yönündeki momentum eşitliği ve *x* yönündeki basınç gradyeni elimine edilir. Böylece, Denklem 3.79 – 82 eliptik formdan parabolik forma indirgenmiş olur. Bu dört denklemde toplam dört adet $(u,\ v,\ T,\ \omega_1)$ bağımlı değişken vardır. Bu denklemleri analitik ya da nümerik olarak çözmek, $(\partial^2 u/\partial x^2, \partial^2 T/\partial x^2$ ve $\partial^2 \omega_1/\partial x^2)$ terimleri yok olduğu için daha kolaydır [57].

3.1.3 Türbülans kapatma problemi ve türbülans viskozitesi

Ortalama akışkan hareketi çerçevesinden bakıldığında, RANS anlık denklemlerinin lineer olmayan halleri, bilinmeyen yeni terimler ortaya çıkarmıştır. Bu denklemler arasında $\langle u_1^2\rangle, \langle u_2^2\rangle, \langle u_3^2\rangle, \langle u_1u_2\rangle, \langle u_1u_3\rangle$ ve $\langle u_2u_3\rangle$ terimlerini içeren altı adet tekil gerilme komponenti vardır. Bu bilinmeyenlerin bulunabilmesi için altı adet bilinmeyene karşılık altı adet denklem gereklidir. İşte bu bilinmeyen ekstra denklemlerin varlığı kapatma problemi olarak adlandırılır. Akışkan hareketi ile viskoz gerilmeler arasındaki ilişki sadece akışkana değil, aynı zamanda akışkan materyaline de bağlıdır. Bu nedenden dolayı, viskometrik deneyler adı verilen akışkan özellikleri belirleme amacıyla çeşitli deneyler yapılmıştır. Reynolds gerilmeleri için Newtonien tip kapatma, genellikle girdaplı ya da türbülanslı viskozite modeli olarak adlandırılır ve

$$-\rho\langle u_i u_j\rangle = 2\mu_t\left[S_{ij}-\frac{1}{3}S_{kk}\delta_{ij}\right] \tag{3.83}$$

şeklinde belirtilir. Burada, μ_t türbülans ya da girdap viskozitesi ile gösterilir. S_{ij} ortalama şekil değiştirme oranı olarak ifade edilir:

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \tag{3.84}$$

İkinci terim sıkıştırılamaz bir akış için yok edilebilir. İki boyutlu kayma tabakalı akışta Denklem 3.83 Reynolds kayma gerilmeleri için;

$$-\rho \langle u_1 u_2 \rangle = \mu_t \frac{\partial U_1}{\partial x_2} \tag{3.85}$$

haline indirgenir.

Türbülansın izotropik olmayan doğası gereği esas denklemin genel hali yazılacak olunursa;

$$-\rho \langle u_i u_j \rangle = \mu_{ijkl} \left[S_{kl} - \frac{1}{3} S_{mm} \delta_{kl} \right] \tag{3.86}$$

elde edilir. Bu kapatma eşitliği ile Reynolds gerilmelerinin her bir komponentinin kendine has bir türbülans viskozite değeri edilebilir. Bilinmeyen sayısından daha da önemlisi, özel bir akışı dikkate almadan seçilecek genel anlamlı ya da bağımsız bir değişken yoktur. Bu durum, türbülansın aslında akışkanın değil akışın bir özelliği olmasından kaynaklanır [58].

3.1.4 Kolmogorov hipotezi

Birinci Kolmogorov Hipotezi'ne göre; yeterli derecede yüksek Reynolds sayısına sahip küçük ölçekli girdaplar ($\ell \ll \ell_0$) istatistiksel olarak izotropiktir ve iki parametre göz önünde bulundurularak belirlenir [59]. Bunlardan birincisi, yayınım $\bar{\varepsilon}$, diğeri ise kinematik viskozite ν'dir. Bu çokluklar sırasıyla m^2/s^3 ve m^2/s boyutlarındadır. Uzunluk, zaman ve hız ölçeklerinin belirlenmesi bu birimlerin;

Uzunluk ölçeği:

$$\eta = (\nu^3 / \varepsilon)^{1/4} \tag{3.87}$$

Zaman ölçeği:

$$\tau = (\nu / \varepsilon)^{1/2} \tag{3.88}$$

Hız ölçeği:

$$\vartheta = (\nu\varepsilon)^{1/4} \tag{3.89}$$

şeklinde ifade edilmesiyle elde edilir. Bu ölçeklere, Kolmogorov mikroölçekleri adı verilir [60]. Uzunluk ölçeği, türbülanslı bir akıştaki en küçük ölçektir. Bu ölçeklerle ilgili olarak birtakım noktalar vardır:

- Mikroölçekleri temel alan Reynolds sayısı tektir.
- Dengedeki türbülansta enerjinin giriş yaptığı yerdeki yayınım oranı en büyük ölçekten yapılan enerji transferine eşit olmak zorundadır. Enerji giriş miktarı bilinen bir prosesin mikroölçeklerinin belirlenmesi mümkündür.

İkinci Kolmogorov Hipotezi'ne göre; yeterli derecede yüksek Reynolds sayılarında r ölçeğinin hareket istatistiği $\eta \ll r \ll l_t$ aralığındadır ve yayınım $\bar{\varepsilon}$ ve tarafından belirlenmesine karşın kinematik viskozite ν 'den bağımsızdır. Atalet alt aralığı;

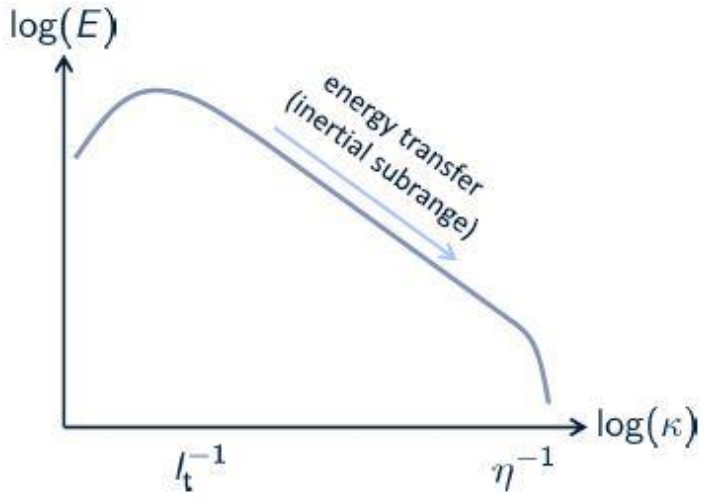
İntegral uzunluk ölçeği:

$$l_t = \frac{\bar{k}^{3/2}}{\bar{\varepsilon}} \quad \Rightarrow \quad \mathrm{Re}_t = \frac{u' l_t}{\nu} \tag{3.90}$$

Oran η / l_t :

$$\frac{\eta}{l_t} \sim \mathrm{Re}_t^{-3/4} \tag{3.91}$$

şeklinde belirtilir. Atalet alt aralığındaki enerji transferi Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9 : Atalet alt aralığındaki enerji transferi [61].

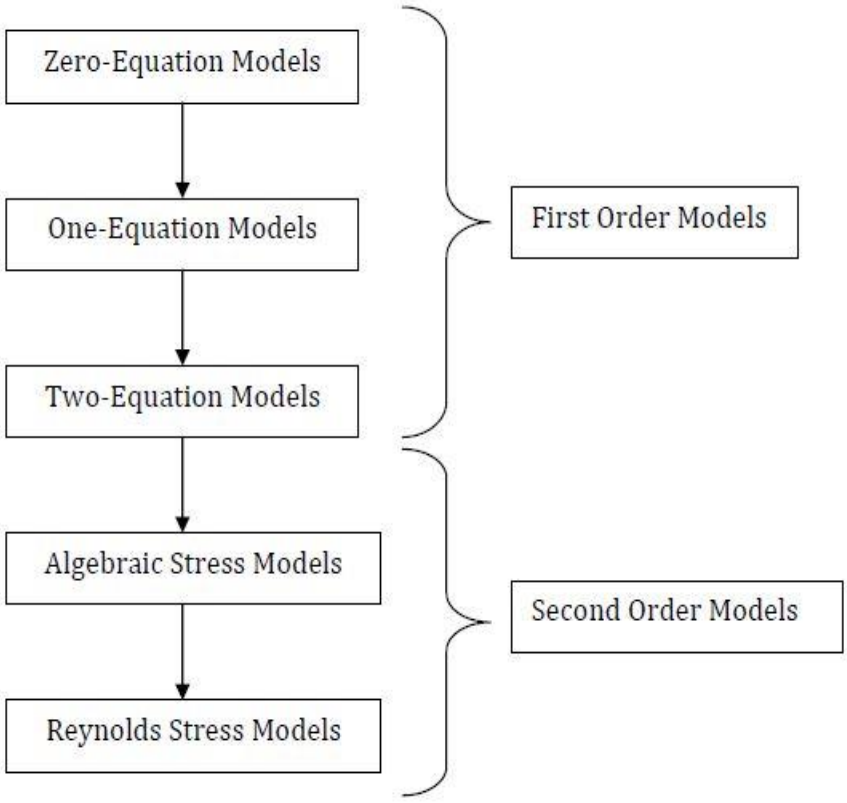
3.2 Türbülans Modelleri

Çoğu mühendislik problemi türbülanslı akış içermektedir. Bu tarz akış probleminin çoğu ise daimî değildir ve birçok sayıda girdap içerir. Buna karşın, birçok problemde ortalama hareket iyi tanımlanabilir seviyededir. Bu yüzden, türbülanslı bir akış için Navier – Stokes denklemleri eliptik, lineer olmayan ve bağlaşık (basınç – hız, sıcaklık – hız gibi) denklemlerdir ve çözümleri neredeyse imkânsızdır. Akış; üç boyutlu, karmaşık, yayıngan, dağıtıcı ve aralıklıdır. Türbülanslı akışın en önemli karakteristik özelliği, akışın sonsuz sayıda ölçekli tam sayısal çözümünün $Re^{9/4}$ ile orantılı sayıda ağ noktası gerektirmesidir [62].

Newtonien bir akışkanın kütle, momentum ve verilen bir pasif skaler için korunum denklemlerine bakıldığında problemin çözülebilmesi için Reynolds ayrıştırması yardımıyla ölçek sayısının sonsuz sayıdan bir ya da ikiye düşürülmesi gerekmektedir. Bölüm 3.1'de de anlatıldığı gibi, vektör ya da skaler olmak üzere herhangi bir özellik, bir ortalamanın toplamı ve dalgalanma olarak yazılabilir. Yapılan bu ayrıştırma ile birlikte ortalama akış alanı için birçok denklem yazılır; fakat bu yazılan yeni denklemler türbülanslı akış alanı için değil ortalama akış alanı için geçerlidir. Ortalama akış alanı kavramı, herhangi bir özelliğin zamanla birlikte sabit hale geldiği kabulüne dayanmaktadır. Reynolds ayrıştırması sonucunda elde edilen Navier – Stokes denklemlerine Reynolds Ortalamalı Navier – Stokes Denklemleri adı verilir [62].

Reynolds ayrıştırması sonucu türbülans gerilmeleri $\rho\overline{u_i u_j}$ ve türbülans akıları gibi bilinmeyen ek terimler oluşmaktadır. Bu yüzden, RANS denklemleri bir seri yeni açık denklem tanımlamaktadır. İşte bu yeni bilinmeyen terimleri modellemek için ek denklemlere olan ihtiyaç *"Türbülans Modelleme"* olarak tanımlanmaktadır [62].

Ek bilinmeyen terimleri belirlemek için kullanılan metot, orijinal Navier – Stokes denklemleri yardımıyla her bir terim için yeni kısmi diferansiyel denklemler geliştirmektir. Fakat bu metotla ilgili temel problem ise bilinmeyenler için yeni korelasyonların meydana gelmesidir. Üçlü korelasyonlar için yeni denklemler geliştrilmesi ile dörtlü denklemler meydana gelecek ve de problem oldukça karmaşık bir hal alacaktır. Bir diğer alternatif yaklaşım ise kısmi diferansiyel denklemleri, türbülans gerilmeleri ve akıları için kılavuz olarak kullanmaktır. Türbülans modelleri Şekil 3.10'da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : Derecelerine göre türbülans modelleri [62].

3.2.1 Reynolds ortalamalı Navier – Stokes modelleri

3.2.1.1 Birinci dereceden modeller

Birinci dereceden modellerin temeli, laminer ve türbülanslı akış arasındaki analojiye dayanmaktadır. Bu modeller, Türbülans Viskozitesi Modelleri (EVM) olarak da adlandırılmaktadır. Laminer ve türbülanslı akış arasındaki analoji genelleştirilmiş Boussinesq hipotezi olarak adlandırılır ve aşağıda belirtildiği gibidir.

$$\text{Laminer Akış:} \quad \begin{cases} \tau_{ij} = \mu\left(\dfrac{\partial u_i}{\partial x_j} + \dfrac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \dfrac{2}{3}\mu\delta_{ij}\dfrac{\partial u_j}{\partial x_j} \\ q_i = \dfrac{k}{c_p}\dfrac{\partial T}{\partial x_i} \end{cases} \tag{3.92}$$

$$\text{Türbülanslı Akış:} \quad \begin{cases} \tau_{ij}^t = \rho\overline{u_i u_j} = \mu_t\left(\dfrac{\partial U_i}{\partial x_j}\dfrac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \dfrac{2}{3}\delta_{ij}\rho k \\ q_i^t = -\rho\overline{u_i t} = \dfrac{k_t}{c_p}\dfrac{\partial T}{\partial x_i} \end{cases}$$

Yukarıdaki denklemlerde;

$\mu_t =$ Türbülans Viskozitesi
k = Türbülans Kinetik Enerjisi
$k_t =$ Türbülans İletim Katsayısı

olarak tanımlanmıştır. Burada, türbülans viskozitesi ve türbülans iletim katsayısı akışın sahip olduğu özelliktir; dolayısıyla akıştan akışa değişir ve akışkanın türüne bağlı değildir.

RANS temelli birinci dereceden denklemler; sıfır, bir ve iki denklemli modeller olmak üzere üçe ayrılır. Bu modeller, alt bölümde anlatılacaktır.

Sıfır denklemli modeller

Sıfır denklemli modeller, adlarından da anlaşılacağı üzere türbülans gerilmelerini ve akılarını ifade eden herhangi bir kısmi diferansiyel denklem içermeyen modellerdir. Problemi kapatmak için basit bir cebirsel ilişki kullanılır. Karışım uzunluğu teorisi adı verilen bu teori, bir türbülanslı akış alanında bulunan vortekslerin çok sayıda etkileşimi ile meydana gelen uzunluk kavramını temel alır.

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} \sim lu = l_m \left(l_m \frac{dU}{dy} \right) \tag{3.93}$$

Yukarıdaki denklemde l_m deneysel olarak belirlenir. Sınır tabakalar için;

$$\begin{aligned} l_m &= \kappa y; \ (y < \delta \text{ için}) \\ l_m &= \delta; \ (y \geq \delta \text{ için}) \end{aligned} \tag{3.94}$$

ve

$$k_t = \mu_t \frac{c_p}{\mathrm{Pr}_t} \tag{3.95}$$

şeklinde ifade edilir. Denklem 3.93 – 95, laminer ve türbülanslı akış arasındaki analoji çerçevesinde kullanılan denklemlerdir.

Bir denklemli modeller

Bir denklemli modellerde; kısmi diferansiyel denklemler, türbülans kinetik enerjisi ile bilinmeyen terimler türbülans viskozitesi ve türbülans iletim katsayısı için türetilir.

Türetilen kısmi diferansiyel denklem;

$$k = \frac{1}{2}\left(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}\right) \tag{3.96}$$

olarak ifade edilir.

Genellikle $\mu_t \propto lu$ ifadesinden faydalanılır; fakat bu problemde hız ölçeği kinetik enerjinin kareköküyle orantılı olduğu için;

$$\mu_t = C_\mu \sqrt{Kl_m}$$
$$k_t = \mu_t \frac{c_p}{\mathrm{Pr}_t} \tag{3.97}$$

ifadeleri elde edilir. Böylece, türbülans viskozitesi ve türbülans iletim katsayısı, türbülans kinetik enerji denkleminden faydalanılarak açıklanabilir hale gelmiştir. Türbülans kinetik enerji türetilen bir kısmi diferansiyel denklem yardımıyla şu şekilde yazılabilir:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = &-\rho\overline{u_i u_j}\frac{\partial \rho U_i}{\partial x_j} - \beta g_i \rho\overline{u_i t} \text{.....(P}_k\text{+G}_k\text{)} \\ &-\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{1}{2}\rho\overline{u_i^2 u_j} + \overline{pu_j} - \mu\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)\text{.....(D}_k\text{)} \\ &-\mu\overline{\frac{\partial U_j}{\partial x_j}\frac{\partial U_j}{\partial x_j}}\text{.....(}\varepsilon_k\text{)}\end{aligned} \tag{3.98}$$

Bu denklemle birlikte iki yeni bilinmeyen daha ortaya çıkmaktadır. Modellenmesi gereken bu terimler; taşınım terimi (P_k), sırasıyla türbülans ve viskoz difüzyon terimi (D_k) ve yayınım oranı (ε_k)'dır. Denklem 3.98 tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k + G_k - \rho\varepsilon \tag{3.99}$$

elde edilir. Denklemin sol tarafında bulunan üretim terimi, Boussinesq yaklaşımı ile hesaplanır.

Denklem 3.99'da;

$$P_k = \rho\overline{u_i u_j}\frac{\partial \rho U_i}{\partial x_j} = \mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial U_i}{\partial x_j}$$

$$G_k = \beta g_i \frac{k_t}{c_p}\frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{3.100}$$

olarak belirtilmiştir. Boyutsuzlaştırma uygulanarak;

$$\varepsilon = \mu\overline{\frac{\partial U_j}{\partial x_j}\frac{\partial U_j}{\partial x_j}} \propto \frac{k^{3/2}}{l} \Rightarrow \varepsilon = C_d\frac{k^{3/2}}{l_m} \tag{3.101}$$

bulunur.

İki denklemli modeller

Bir denklemli *k* modelinin ana sorunu, türbülans viskozitesinin belirlenmesi için gerekli olan iki adet ölçeği yeterince düzgün modelleyememesidir. İki denklemli modeller, gereken bu iki ölçeğin de birbirinden bağımsız olarak modelleme imkânı sunmaktadır. Bütün iki denklemli modeller, türbülans kinetik enerjinin (*k*) belirlenmesi için transport denklemlerini kullanırlar.

İki denklemli modeller, günümüzdeki mühendislik problemlerinde oldukça sıklıkla kullanılmaktadır. Tek denklemli modellerdeki *k* denklemine ek olarak, türbülans yayınım oranı ε terimi için yeni bir denklem geliştirilerek kullanılan k - ε iki denklemli modeli de sıklıkla kullanılan bir modeldir. k - ε modeline ek olarak, k - ω modeli de mühendislik problemlerinde sıkça kullanılan bir modeldir. Özgül yayınım oranı ω, akışın duvar dibindeki davranışını açıklamaya yardımcı bir değişkendir ve türbülans yayınım oranının türbülans kinetik enerjiye bölünmesiyle elde edilir.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \tag{3.102}$$

Standart k - ε türbülans modeli

Standart k - ε modeli, türbülans viskozitesini yukarıda belirtildiği gibi türbülans yayınım oranı ve türbülans kinetik enerji yardımıyla belirlemede kullanılan bir kısmi diferansiyel denklem yardımıyla şu şekilde açıklanabilir:

$$\mu_t \propto ul = k^{1/2}\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}\right)$$
$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.103}$$
$$k_t = \mu_t \frac{c_p}{\mathrm{Pr}_t}$$

Denklem 3.99 – 100 yardımıyla, türbülans yayınım oranının ε modellenmesi yerine, bu terimin transportasyonu için yeni bir kısmi diferansiyel denklem türetilebilir:

$$\frac{\partial \rho\varepsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho U_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{\varepsilon_1}(P_k + C_{\varepsilon_3} G_k)\frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon_2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3.104}$$

Burada P_k ve G_k için Denklem 3.100 kullanılmalıdır. Denklem 3.104'deki bilinmeyen katsayılar, karşılaştırmalı basit deneyler yardımıyla belirlenmiş ve aşağıda gösterilmiştir [62].

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	Pr_t
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92	0 - 1.0	0.7 – 0.9

Şekil 3.11 : k - ε modeli için bazı deneysel katsayılar [62].

Standart k - ε modeli, mühendislik türbülans uygulamalarında en çok kullanılan modellerden biridir. Sıkıştırılabilirlik, kaldırma kuvveti, yanma vb. gibi alt modeller de içerdiği için; ayrıca sağlam ve genellikle doğru sonuçlar verdiği için sıklıkla tercih edilir.

Yukarıdaki artılarına karşın, ε denkleminin duvarlarda hesaplanamayan terim içermesinden dolayı ekstra duvar fonksiyonlarının kullanılmasını gerektirmektedir. Yüksek ayrılmalı, geniş akım çizgilerine sahip eğrili ve büyük basınç gradyenlerine sahip akışlarda genelde kötü sonuçlar vermektedir.

RNG k - ε türbülans modeli

Yakhot ve Orszag [63] tarafından oluşturulan "Renormalization Group" yöntemi ile geliştirilen bu yeni türbülans modeli bir bakıma standart k - ε türbülans modeline benzerdir. ε denklemini kullanan bu modelde Navier – Stokes denklemleri hareketteki

küçük ölçekleri belirlemek için yeniden normalleştirilir. Ayrıca, hızla süzülmüş akışlardaki doğruluğu önemli şekilde arttıran bir ek terim içermektedir [64]. Matematiksel bir yöntem olan RNG yaklaşımı, ε denklemindeki üretim teriminin hareketin farklı ölçekleri için değiştirilerek türetilir. Kompleks kayma tabakalı akışlarda, yüksek şekil değiştirmeli, dönümlü ve ayrılmalı akışlarda standart k - ε türbülans modeline göre daha iyi sonuçlar vermektedir.

Kaldırma kuvvetinin ihmal edilerek k ve ε denklemleri tekrar yazılırsa;

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau}+\frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k-\rho\varepsilon \tag{3.105}$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau}+\frac{\partial \rho U_j \varepsilon}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{\varepsilon_1}P_k\frac{\varepsilon}{k}-C^*_{\varepsilon_2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3.106}$$

Elde edilir. Burada $C^*_{\varepsilon_2}$;

$$C^*_{\varepsilon_2}=C_{\varepsilon_2}+\frac{C_\mu\eta^3(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \tag{3.107}$$

ve

$$\eta=Sk/\epsilon \text{ ve } S=(2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \tag{3.108}$$

dir. *S*, ortalama şekil değiştirme tensörünün genliğidir.

$$S\equiv\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{3.109}$$

Yakhot ve diğ. [65] tarafından RNG k - ε türbülans modeli için gerekli katsayıları şu şekilde belirtmişlerdir:

$$C_\mu=0.0845,\ \sigma_k=0.7194,\ \sigma_\epsilon=0.7194$$
$$C_{\epsilon 1}=1.42,\ C_{\epsilon 2}=1.68,\ \eta_0=4.38,\ \beta=0.012$$

Realizable k - ε türbülans modeli

Bu modeldeki "Realizable" terimi, Reynolds gerilmelerindeki belirli matematiksel sınırları, türbülanslı akışın fiziğine uygun şekilde açıklamaktadır. Bu model, Normal gerilmelerin pozitifliği $\overline{u_i'u_j'}>0$ ve Schwarz'ın, Reynolds kayma gerilmeleri eşitsizliği $\left(\overline{u_i'u_j'}\right)^2\le\overline{u_i^2u_j^2}$ temeline dayanmaktadır.

Ne standart k - ε türbülans modeli ne de RNG k - ε türbülans modeli gerçeklenebilir değildir. Bu yüzden bu model, düzlemsel ya da yuvarlak jet akışlarının yayılma oranlarının belirlenmesinde yüksek doğruluğa sahiptir. Ayrıca, dönüm içeren, güçlü ters basınç gradyeni içeren sınır tabakalarda, ayrılma ve resirkülasyon içeren akışlarda yüksek performans sağlamaktadır. Denklem 3.99 ve ε için türetilen yeni denklem ile

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t}+\frac{\partial \rho \varepsilon U_j}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\epsilon}{k}C_{3\varepsilon}P_b+S_\varepsilon \tag{3.110}$$

elde edilir. Burada,

$$C_1=\max\left[0.43,\frac{\eta}{\eta+5}\right],\quad \eta=S\frac{k}{\epsilon},\quad S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{3.111}$$

şeklindedir. Denklem 3.103 yardımıyla,

$$\begin{aligned} C_\mu &= \frac{1}{A_0+A_s\frac{kU^*}{\varepsilon}} \\ U^* &\equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij}+\tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \\ \tilde{\Omega}_{ij} &= \Omega_{ij}-2\varepsilon_{ijk}\omega_k \\ \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}}-\varepsilon_{ijk}\omega_k \end{aligned} \tag{3.112}$$

eşitlikleri elde edilir. Burada, $\overline{\Omega_{ij}}$ terimi, açısal hız ω_k ile dönen bir referans çerçevede gözlenen ortalama dönme sensörü oranıdır. Türbülans viskozite modelinin sabitleri A_0 ve A_s;

$$A_0=4.04,\ A_s=\sqrt{6}\cos\phi$$
$$\phi=\frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W),\ W=\frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3},\ \tilde{S}=\sqrt{S_{ij}S_{ij}},\ S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$$

şeklinde belirtilmiştir. Türbülans yayınım denkleminin sabitleri ise,

$$C_{1\epsilon}=1.44,\ C_2=1.9,\ \sigma_k=1.0,\ \sigma_\epsilon=1.2$$

olarak önerilmiştir.

Standart k - ω türbülans modeli

k - ω türbülans ailesi son zamanlarda oldukça popülarite kazanmıştır. Bunun sebebi, duvarlarda tanımlanmamış ek terimlerini içermemesidir. Böylece, bu terimler duvar fonksiyonları kullanılmadan intrege edilebilir haldedir. Basınç gradyenine sahip sınır tabaka akışlarda yüksek doğruluk ve sağlam çözüm verdiği için tercih edilmektedir.

Standart k - ω türbülans modeli, genellikle havacılık ve türbomakinalarla ilgili uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu modelin, sıkıştırılabilirlik etkileri, geçişli akışlar ve kayma tabakalı akış düzeltmeleri gibi bilinen alt modelleri de mevcuttur.

Türbülans kinetik enerji *k* için Denklem 3.99'dan yararlanılmak üzere ve özgül yayınım oranı ω için transport denklemi yazılırsa;

$$\frac{\partial \rho\omega}{\partial \tau}+\frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]+G_\omega-Y_\omega+S_\omega \tag{3.113}$$

bu denklemde, S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimi, σ_ω türbülanslı Prandtl sayısıdır. Türbülans viskozitesi μ_t;

$$\mu_t=\alpha^*\frac{\rho k}{\omega} \tag{3.114}$$

Denklem 3.114'teki α^* ise;

$$\alpha^*=\alpha_\infty^*\left(\frac{\alpha_0^*+\mathrm{Re}_t/R_k}{1+\mathrm{Re}_t/R_k}\right) \tag{3.115}$$

olarak belirtilmiştir. Denklem 3.115'teki bilinmeyen terimler sırasıyla;

$$\mathrm{Re}_t=\frac{\rho k}{\mu\omega} \tag{3.116}$$

$$R_k=6$$

$$\alpha_0^*=\frac{\beta_i}{3} \tag{3.117}$$

$$\beta_i=0.072$$

k - ω türbülans modelinin yüksek Reynolds sayısına sahip problemlerinde;

$$\alpha^*=\alpha_\infty^*=1$$

olarak kabul edilmektedir.

Türbülans kinetik enerjinin üretimi anlamına gelen G_k terimi;

$$G_k = -\rho\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{3.118}$$

şeklinde tanımlanmıştır. Bu terimin hesaplanması için Boussinesq hipotezi uygulanırsa;

$$G_k = \mu_t S^2 \tag{3.119}$$

elde edilir.

Özgül yayınım oranı ω teriminin üretimi de;

$$G_\omega = \alpha\frac{\omega}{k}G_k \tag{3.120}$$

olarak belirlenir ve α katsayısı;

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*}\left(\frac{\alpha_0 + \mathrm{Re}_t / R_\omega}{1 + \mathrm{Re}_t / R_\omega}\right) \tag{3.121}$$

Burada $R_\omega = 2.95$ olarak belirlenmiştir ve diğer bilinmeyen terimler Re_t ve α^* Denklem 3.116 ve Denklem 3.117'de verilmiştir.

k - ω türbülans modelinin yüksek Reynolds sayısına sahip problemleri için;

$$\alpha = \alpha_\infty = 1$$

olarak seçilmiştir. *k* terimi için yayınım eşitliği;

$$Y_k = \rho\beta^* f_{\beta^*} k\omega \tag{3.122}$$

şeklinde belirtilmiş ve

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k \le 0 \\ \dfrac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases} \tag{3.123}$$

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{3.124}$$

$$\beta_i^* \left[1 + \zeta^* F(\mathrm{M}_t) \right] \tag{3.125}$$

$$\beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\mathrm{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\mathrm{Re}_t / R_\beta)^4} \right) \tag{3.126}$$

$$\zeta^* = 1.5,\ R_\beta = 8,\ \beta_\infty^* = 0.09$$

olarak tanımlanmıştır. ω terimi için yayınım eşitliği ise;

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \tag{3.127}$$

şeklinde belirtilmiş ve

$$f_\beta = \frac{1 + 70\chi_\omega}{1 + 80\chi_\omega} \tag{3.128}$$

$$\chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta_\infty^* \omega)^3} \right| \tag{3.129}$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{3.130}$$

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(\mathrm{M}_t) \right] \tag{3.131}$$

olmak üzere; $F(\mathrm{M}_t)$ sıkıştırılabilirlik fonksiyonu,

$$F(\mathrm{M}_t) = \begin{cases} 0 & \mathrm{M}_t \le M_{t_0} \\ M_t^2 - M_{t_0}^2 & \mathrm{M}_t > M_{t_0} \end{cases} \tag{3.132}$$

$$\mathrm{M}_t^2 = \frac{2k}{a^2} \tag{3.133}$$

$$\mathrm{M}_{t_0} = 0.25$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \tag{3.134}$$

şeklinde tanımlanmıştır. k - ω türbülans modelinin yüksek Reynolds sayısına sahip problemleri için;

$$\beta_i^* = \beta_\infty^*$$

Sıkıştırılamaz akış için;

$$\beta^* = \beta_i^*$$

olarak seçilmiştir. Model sabitleri ise;

$$\alpha_\infty^* = 1,\ \alpha_\infty = 0.52,\ \alpha_0 = \frac{1}{9},\ \beta_\infty^* = 0.09,\ \beta_i = 0.072,\ R_\beta = 8$$

$$R_k = 6,\ R_\omega = 2.95,\ \zeta^* = 1.5,\ \mathrm{M}_{t0} = 0.25,\ \sigma_k = 2.0,\ \sigma_\omega = 2.0$$

olarak önerilmiştir.

SST k - ω türbülans modeli

Menter [66] tarafından geliştirilen SST k - ω türbülans modeli, duvar dibi bölgesindeki k - ω modeli ile uzak alandaki serbest akım bağımsızlığı olan k - ε modelinin verimli ve doğruluğu arttırılmış şekilde karışımından oluşturulmuştur. Bu modeli elde edebilmek için, k - ε modeli, k - ω modelinin formülasyonuna dönüştürülmüştür. SST k - ω modeli, standart k - ω modeline benzerdir; fakat aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir:

- Standart k - ω modeli ve dönüştürülmüş k - ε modeli bir karışım fonksiyonu ile çarpılmıştır ve alt alta toplanmıştır. Karışım fonksiyonu duvar dibi bölgesinde doğru sonuçlar verebilmek için tasarlanmıştır. Bu fonksiyon, standart k - ω modelini ve yüzeyden sıfır uzaklıkta dönüştürülmüş k - ε modelini aktifleştirmektedir.
- SST modeli, ω denklemindeki sönümlenmiş çapraz difüzyondan türetilmiş terim içermektedir.
- Türbülans viskozitesi, türbülans kayma gerilmesinin transport denklemine karşılık gelecek şekilde düzenlenmiştir.
- Modelleme sabitleri farklıdır.

Ters basınç gradyenine sahip akışlar, uçak kanatları üzerindeki akışlar, transonik şok dalgaları gibi problemlerde SST modeli, standart k - ω modeline göre daha yüksek doğrulukta sonuçlar vermektedir.

SST k - ω türbülans modeli, standart k - ω türbülans modeline benzer transport denklemleri içermektedir.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau}+\frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+\tilde{G}_k-Y_k+S_k \tag{3.135}$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial \tau}+\frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]+G_\omega-Y_\omega+D_\omega+S_\omega \tag{3.136}$$

Denklem 3.135'teki $\tilde{G}_k$ terimi, ortalama hız gradyenleri tarafından üretilen kinetik enerjiyi gösterirken D_ω terimi, çapraz difüzyon terimini ifade etmektedir. Türbülans viskozite terimi μ_t;

$$\mu_t=\frac{\rho k}{\omega}\frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*},\frac{SF_2}{a_1\omega}\right]} \tag{3.137}$$

şeklinde tanımlanmıştır ve

$$\sigma_k=\frac{1}{F_1/\sigma_{k,1}+(1-F_1)/\sigma_{k,2}} \tag{3.138}$$

$$\sigma_\omega=\frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1}+(1-F_1)/\sigma_{\omega,2}} \tag{3.139}$$

olarak belirtilmiştir. Karışım fonksiyonları F_1 ve F_2;

$$F_1=\tanh\left(\Phi_1^4\right) \tag{3.140}$$

$$\Phi_1=\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y},\frac{500\mu}{\rho y^2\omega}\right),\frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2}D_\omega^+ y^2}\right] \tag{3.141}$$

$$D_\omega^+=\max\left[2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega,2}}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j},10^{-10}\right] \tag{3.142}$$

$$F_2=\tanh\left(\Phi_2^2\right) \tag{3.143}$$

$$\Phi_2=\max\left[2\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y},\frac{500\mu}{\rho y^2\omega}\right] \tag{3.144}$$

Şeklinde ifade edilmiştir. Burada *y* bir sonraki yüzeye olan mesafe, D_{ω}^{+} ise çapraz difüzyon teriminin pozitif kısmıdır.

Ortalama hız gradyenleri tarafından üretilen kinetik enerji $\tilde{G}_k$;

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^* k\omega) \tag{3.145}$$

İken G_ω ;

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \tag{3.146}$$

olarak belirlenmiştir. Bu terim, standart k - ω modelinden farklıdır. Bu iki model arasındaki fark, α_∞ teriminin standart k - ω modelinde sabit olarak tanımlanmasından kaynaklanmaktadır. SST modelinde α_∞ terimi;

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1-F_1)\alpha_{\infty,2} \tag{3.147}$$

olarak belirtilmiştir. Burada $\alpha_{\infty,1}$ ve $\alpha_{\infty,2}$ terimleri ise;

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_\infty^*}} \tag{3.148}$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_\infty^*}} \tag{3.149}$$

$$\kappa = 0.41$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Türbülans yayınımı modellenmesinde ise Y_k terimi türbülans yayınım kinetik enerjisini belirtmektedir. Türbülans yayınımı açısından SST denklemi ile standart k - ω modeli arasında f_{β^*} terimi bakımından bir fark bulunmaktadır. Standart k - ω modelinde bu terim bir parçalı bir fonksiyon iken SST modelinde $f_{\beta^*} = 1$ olarak seçilmiştir.

$$Y_k = \rho\beta^* k\omega \tag{3.150}$$

ω teriminin yayınım denklemi de türbülans yayınım kinetik enerjisi gibi standart k - ω modeli ile benzerdir; fakat aralarındaki tek fark β_i ve f_β terimlerinin hesaplanabilir olmasıdır. Standart k - ω modelinde $\beta_i = 0.072$ olarak tanımlanmışken; f_β Denklem 3.128'de belirtildiği gibidir. SST k - ω modelinde $f_\beta = 1$ olarak tercih edilmiştir.

$$Y_k = \rho\beta\omega^2 \tag{3.151}$$

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1-F_1)\beta_{i,2} \tag{3.152}$$

Çapraz difüzyon terimi D_ω;

$$D_\omega = 2\left(1-F_1\right)\rho\sigma_{\omega,2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{3.153}$$

şeklinde belirtilmiştir. Model sabitleri ise;

$$\sigma_{k,1} = 1.176,\ \sigma_{\omega,1} = 2.0,\ \sigma_{k,2} = 1.0,\ \sigma_{\omega,2} = 1.168$$

$$a_1 = 0.31,\ \beta_{i,1} = 0.075\ \ \beta_{i,2} = 0.0828$$

olmak üzere tanımlanmıştır. Diğer model sabitleri α_∞^*, α_∞, α_0, β_∞^*, R_β, R_k, R_ω, ζ^* ve M_{t_0} standart k - ω modelindeki sabitlerle aynı değerlere sahiptir.

3.2.1.2 İkinci dereceden modeller

İkinci dereceden modellerin temeli, sorgulanabilir Boussinesq hipotezi yerine ikinci dereceden momentlerin (Reynolds gerilmeleri ve türbülans akıları) direkt olarak kullanımına dayanmaktadır. Birinci dereceden modellerin, türbülans izotropisi ve ekstra şekil değiştirmelerdeki kısıtlamalarından dolayı ikinci dereceden modeller türetilmiştir. İkinci dereceden modellerin istenen hedefi aşma problemi ise, çok sayıda kısmi diferansiyel denklemin birden fazla bilinmeyen terim içermesi ve korelasyonların bulunmasının imkânsız olmasıdır. En önemli modeller; Cebirsel Gerilme Modeli (ASM) ve Reynolds Gerilme Modeli (RSM)'dir.

Reynolds gerilme modeli (RSM)

Reynolds Gerilme Modeli (RSM), Reynolds ortalamalı Navier – Stokes (RANS) denklemlerini, Reynolds gerilmeleri için trasnport denklemlerini ve yayınım oranına

ait bir denklemi çözerek kapatmaktadır. Böylece, iki boyutlu bir akış için beş adet ek transport denklemi ve üç boyutlu bir akış için ise yedi adet ek transport denklemi gerekmektedir.

RSM, akım çizgisi eğriliğinin etkilerini belirlemede, girdaplarda, dönümlerde, şekil değiştirme oranındaki ani değişikliklerde bir veya iki denklemli modellere göre daha iyi sonuçlar verdiği için kompleks akışların modellemelerinde genellikle tercih edilmektedir; fakat RSM tahminlerinin güvenilirliği Reynolds gerilmelerindeki birçok terimin modellenmesine uygulanan kapatma varsayımlarının tahmini için sınırlıdır. Basınç – şekil değiştirme ve yayınım oranını terimlerinin modellenmesi kısmen zordur ve sıklıkla bunların modellenmesinde yaşanan problemler RSM tahminlerinin doğruluğuyla doğrudan alakalıdır.

Reynolds gerilmelerinin ($\rho\overline{u_i'u_j'}$) taşınımı için yazılacak tam transport denklemleri;

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\overline{u_i'u_j'}\right)}_{\text{Yerel Zaman Türevi}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\rho u_k\overline{u_i'u_j'}\right)}_{C_{ij}\equiv\text{Konveksiyon}} = \underbrace{-\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\rho\overline{u_i'u_j'u_k'} + \overline{p'\left(\delta_{kj}u_i' + \delta_{ik}u_j'\right)}\right]}_{D_{T_{ij}}\equiv\text{Türbülans Difüzyonu}}$$

$$\underbrace{+\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\mu\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{u_i'u_j'}\right)\right]}_{D_{L_{ij}}\equiv\text{Moleküler Difüzyon}} \underbrace{-\rho\left(\overline{u_i'u_k'}\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j'u_k'}\frac{\partial u_i}{\partial x_k}\right)}_{P_{ij}\equiv\text{Gerilme Üretimi}}$$

$$\underbrace{-\rho\beta\left(g_i\overline{u_j'\theta} + g_j\overline{u_i'\theta}\right)}_{G_{ij}\equiv\text{Kaldırma Kuvveti Üretimi}} + \underbrace{\overline{p\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i}\right)}}_{\phi_{ij}\equiv\text{Basınç Şekil Değişimi}} \underbrace{-2\mu\overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k}\frac{\partial u_j'}{\partial x_k}}}_{\varepsilon_{ij}\equiv\text{Yayınım}} \tag{3.154}$$

$$\underbrace{-2\rho\Omega_k\left(\overline{u_j'u_m'}\epsilon_{ikm} + \overline{u_i'u_m'}\epsilon_{jkm}\right)}_{F_{ij}\equiv\text{Sistemin Dönmesinden Kaynaklanan Üretim}} + \underbrace{S_{\text{kullanıcı}}}_{\text{Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimi}}$$

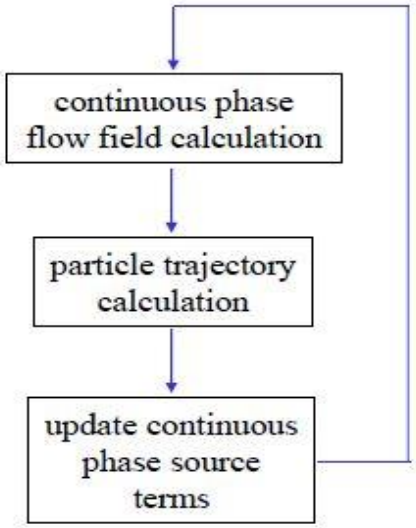
ya da

$$\begin{aligned}\text{Yerel Zaman Türevi} + C_{ij} = {} & D_{T_{ij}} + D_{L_{ij}} + P_{ij} + G_{ij} \\ & + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + F_{ij} \\ & + \text{ Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimi}\end{aligned} \tag{3.155}$$

şeklinde belirtilmiştir. $C_{ij}, D_{L_{ij}}, P_{ij}, F_{ij}$ terimleri modelleme gerektirmezken; $D_{T,ij}, G_{ij}, \phi_{ij}, \varepsilon_{ij}$ terimleri ise kapatma denklemleri için modellenme gerektirmektedir. Reynolds gerilme modelinin terimlerinin modellenmesi tez kapsamında olmadığından detaylı olarak anlatılmamıştır.

4. DAİMİ AYRIK FAZ MODELLEMESİ

Daimî ayrık faz modellemesinden (Steady – DPM), partiküllerin veya damlacıkların akış alanı içerisinde izlediği yörünge Lagrange çerçevesinde hesaplanmaktadır. Bu çerçevede partiküllerin; ısı, kütle ve momentumları Euler çerçevesindeki gaz fazla ile değiş tokuş edilmektedir. DPM'nin kullanılabilmesi için, ayrık fazın hacim fraksiyonu tercihen %10'un altında olmalı iken kütle yüklemesi ise daha büyük olabilir [67]. DPM'de partikül – partikül etkileşimi ya da ayrılması yoktur. Ayrık faz modellemesinin akış şeması aşağıda gösterildiği gibidir:



Şekil 4.1 : Sürekli fazlı akışta DPM [67].

4.1 Ayrık Faz Modelleme Teorisi

DPM teorisine göre; partiküllerin yörüngesi, partikül kuvvet denkleminin integralinin alınmasıyla elde edilmektedir.

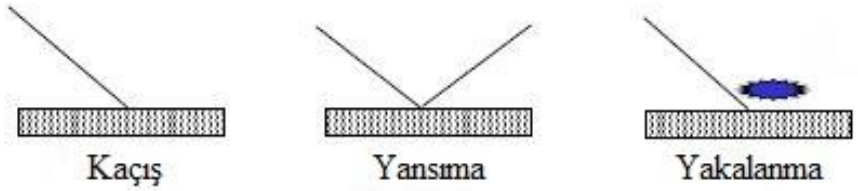
$$\frac{du_i^p}{dt} = \underbrace{F_D}_{\text{Sürüklenme Kuvveti}}(u_i - u_i^p) + \underbrace{g_i(\rho_p - \rho)}_{\text{Yerçekimi Kuvveti}} / \rho_p + \underbrace{F_i}_{\text{Ek Kuvvetler}} / \rho_p \qquad (4.1)$$

Denklem 4.1'de belirtilen ek kuvvetler ibaresinde; basınç gradyeni, dönen referans çerçevesi, Brownian hareketi, Saffman Kaldırma kuvveti ve kullanıcı tanımlı kuvvetler gibi ek kuvvetler bulunmaktadır.

Fazlar arası birleşmede ise iki farklı model bulunmaktadır. Bunlardan ilki tek yollu birleşme, diğeri ise iki yollu birleşmedir. Tek yollu birleşmede, akışkan fazı partikül içeren fazı sürüklenme kuvveti ve türbülans bakımından etkiler; buna rağmen gaz fazı partikül fazını hiçbir şekilde etkilemez. İki yolllu birleşmede ise; tek yollu birleşmedeki gibi akışkan fazı partikül fazını sürüklenme kuvveti ve türbülans bakımından etkilerken; gaz faz ise partikül fazını kütle, momentum ve enerji kaynak terimleri bakımından etkiler. İki yollu birleşmeye örnek olarak; inert partiküllü ısıtma ve soğutma işlemleri, damlacık buharlaşması ve kaynaması, buharsızlaştırma ve yüzey yanması gibi problemler verilebilir.

4.2 Partikül – Duvar Etkileşimi

Duvarlar, girişler ve çıkışlardaki partikül sınır koşulları aşağıda gösterildiği gibidir.



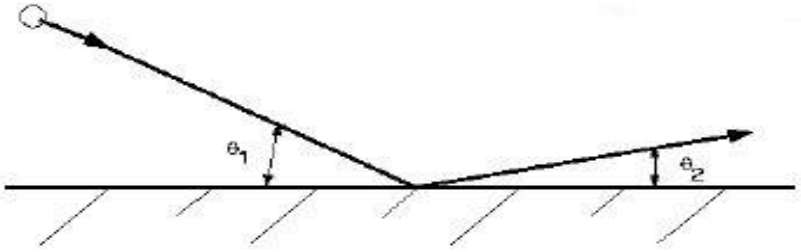
Şekil 4.2 : Partikül sınır koşulları [67].

Partikül yansıması için bir restitüsyon katsayısı belirlenmiştir. Restitüsyon katsayısı *e*;

$$\text{Normal komponent: } e_n = \frac{v_{2,n}}{v_{1,n}}$$

$$\text{Teğetsel komponent: } e_t = \frac{v_{2,t}}{v_{1,t}} \tag{4.2}$$

şeklinde tanımlanmıştır. Açılar ise Şekil 4.3'te gösterildiği gibidir.



Şekil 4.3 : Partikül geliş ve yansıma açıları [67].

Hesaplama sonunda elde edilen “kaçan” terimi; kaçış sınır koşulu aktifleştirilmiş bir analizdeki kaçan partikülleri, “bitmeyen” terimi; izin verilen maksimum zaman adımı sayısını aşan partikülleri, “yakalanan” terimi; yakalama sınır koşulu aktifleştirilmiş bir analizdeki yakalanan partikülleri, “buharlaşmış” terimi; belirlenen alandaki buharlaşan damlacıkları, “yarıda kesilmiş” terimi ise, sayısal ya da yuvarlatma hataları dolayısıyla sonlandırılmış analizdeki partikülleri ifade etmektedir.

4.3 Partiküllerin Türbülanslı Yayılımı

Akış içerisindeki türbülans dalgalanmalarının neden olduğu türbülans yayılımı iki şekilde modellenebilir. Bunlardan ilki, stokastik izleme olan ayrık rastgele yürüyüş izlemesi; diğeri ise partikül bulut modellemesidir. Türbülans yayılımı şu nedenlerden ötürü önemlidir:

- Ek sayısal hesaplama maliyeti getirmesine rağmen fiziksel olarak daha gerçekçi sonuçlar verir.
- Gaz fazı ile birleşimdeki kaynak terimlerinin düzgünleştirilmesi ve yerel ani artışların yok edilmesi sayesinde sonucun kararlılığını arttırmaktadır.

4.3.1 Stokastik izleme (ayrık rastgele yürüyüş izlemesi)

Ayrık rastgele yürüyüş izlemesinde, partiküllerin her bir enjeksiyonu istatiksel olarak mantıklı bir örnekleme elde edene kadar tekrar tekrar izlenmektedir. Her bir enjeksiyon için, kütle debileri ve değiştirilmiş kaynak terimleri çoklu stokastik izleme için eşit olarak bölünmektedir. Akış alanındaki türbülans dalgalanmaları anlık akışkan hızı tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$u_i = \overline{u} + u_i' \tag{4.3}$$

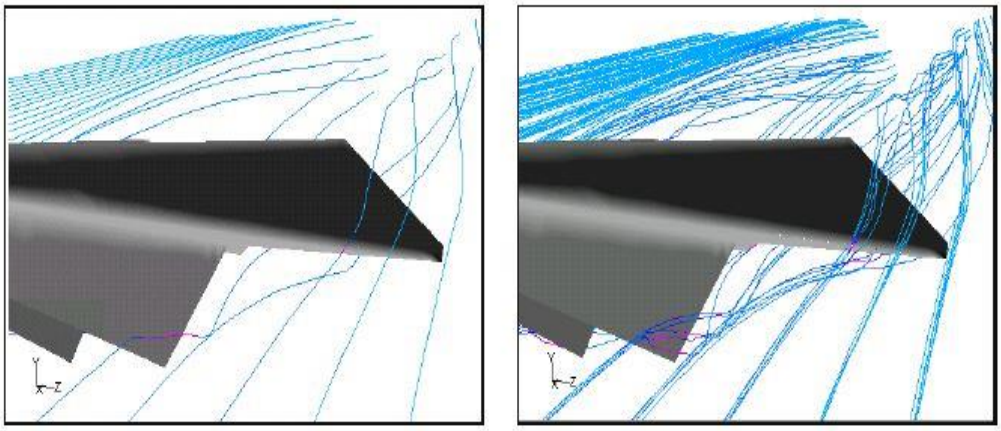
Burada u_i' terimi, yerel türbülans parametreleri tarafından türetilmiştir:

$$u_i' = \varsigma\sqrt{\frac{2k}{3}} \tag{4.4}$$

Denklem 4.4’teki ς terimi, normal dağılım ile elde edilen rastgele bir sayıdır.

Stokastik izlemenin aktifleştirildiği bir analizde, nokta başına beş adet izleme gerçekleştirilir. Stokastik izlemenin aktif olmadığı analizlerde ise bu sayı birdir. Her bir izleme için ise, rastgele türbülans dağılımı eklenir. Hepsi farklı olan izlemeler aynı

noktada başlarlar. Stokastik olmayan analizlerde, türbülans etkileri dikkate alınmaz ve sadece daimî hızlardan yararlanılır. Şekil 4.4'te sırasıyla stokastik olmayan ve stokastik izlemeler gösterilmiştir.



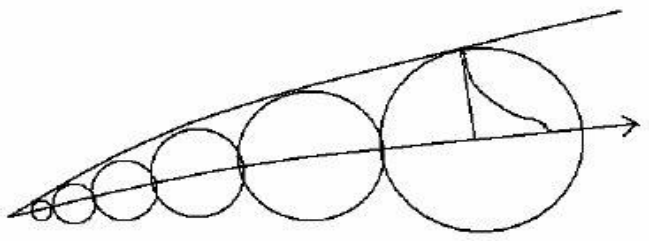
(a) (b)

Şekil 4.4 : (a) Stokastik olmayan izleme, (b) Stokastik izleme [67].

Stokastik izleme, akış içi özelliklerin yerel varyasyonlarının belirlenmesi açısından önemlidir. İstatistiksel olarak önemli örneklemelerin elde edilebilmesi için çok sayıda stokastik deneme gerektirmektedir. Stokastik deneme sayısının yetersiz olması, düzgün olmayan partikül kaynak terimi dağılımları nedeniyle yakınsama problemlerine yol açmaktadır. Stokastik izleme, kompleks geometriler için önerilmektedir.

4.3.2 Partikül bulut modeli

Bulut izlemesi, bir ortalama yörüngedeki türbülans dağılımının istatistiksel metotlar kullanılarak yapılmasını temel alır. Bulut içerisindeki partiküllerin hareket denklemlerinin topluluk ortalamasından ortalama yörünge hesaplanır. Bulut içerisindeki partiküllerin dağılımı Gauss olasılık yoğunluğu fonksiyonu ile belirtilmektedir.

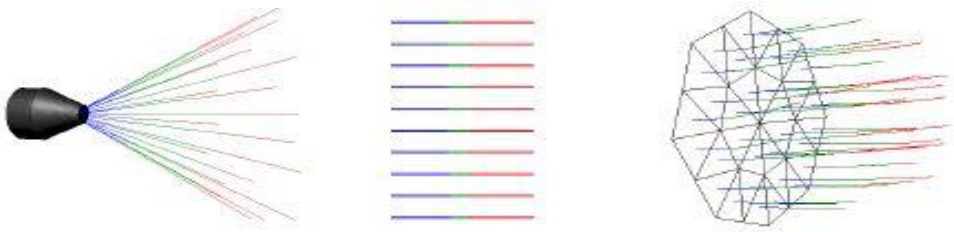


Şekil 4.5 : Partikül bulutundan ortalama yörünge hesabı için gösterim [67].

Akış içi özelliklerindeki yerel varyasyonlar, partikül bulutu içerisinde ortalama bir değere sahip olurlar. Partikül birleşme kaynak terimleri düzgün dağılımlara sahiptir. Her bir çap boyutu için kendi bulut yörüngesi hesabının yapılması gerekmektedir.

4.4 Partikül Enjeksiyonu

Ayrık faz modellemesinde partikül enjeksiyonu önceden belirlebilen beş farklı enjeksiyon çeşidine göre yapılmaktadır. Bunlar; tekil, grup, konik, yüzeysel ve içe aktarılabilen bir dosyadan yapılan enjeksiyonlardır. Tekil enjeksiyonda, bir partikül akımı tek bir noktadan enjekte edilmektedir. Grup enjeksiyonunda, partikül akımları bir çizgi boyunca enjekte edilmektedir. Konik enjeksiyon, üç boyutlu enjeksiyonu belirtmektedir ve partikül akımları konik şekilde enjekte edilmektedir. Yüzeysel enjeksiyon; partikül akımlarının bir yüzeyden gönderilmesi ile yapılmaktadır. İçe aktarılabilen bir dosyadan yapılan enjeksiyonlar ise; başlangıç koşullarının dış dosyadan okunarak partikül akımlarının enjekte edildiği enjeksiyon sistemidir.



(a) (b) (c)

Şekil 4.6 : Bazı enjeksiyon tipleri, (a) Konik, (b) Grup, (c) Yüzeysel [67].

Her bir enjeksiyon tipi; partikül tipi (inert, damlacık, yanıcı partikül), malzeme, başlangıç koşulları (dosyadan okunmuyorsa) gibi parametreleri içermektedir. Yanıcı partiküller ve damlacıkların dönüşecekleri türlerin tanımı önceden yapılmalıdır. Türbülans modellemesi, stokastik izleme ile yapılabilir.

Sıvı spreyler ya da farklı çaptaki katı partiküller için damlacık ya da partikül dağılımı Rosin – Rammler dağılımına göre yapılmaktadır. Farklı boyutlara aralıklarına sahip partikül çapları yeterli sayıya sahip ayrık aralıklara bölünür. Her bir ayrık aralık, hangi yörünge hesaplaması uygulanacaksa o yörünge için ortalama çapı temsil eder. Rosin – Rammler dağılımı için d çapından daha büyük partiküllerin kütle fraksiyonu;

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \tag{4.5}$$

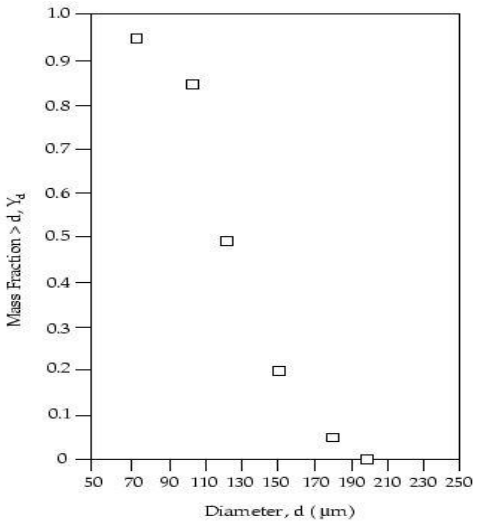
olarak belirtilmiştir. Denklem 4.5'te, $\overline{d}$ boyut sabiti ve *n* ise yayılma parametresidir.

Farklı partikül çaplarına sahip bir karma yapının boyut dağılımının belirlenebilmesi için kullanılabilecek en kolay yöntem Rosin – Rammler yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda, yukarıda belirtildiği üzere, tam partikül boyut aralığı ayrık boyut aralıklarına bölünür ve her bir ayrık aralık grup içerisindeki bir tekil akım anlamına gelmektedir. Örnek olarak; Şekil 4.7'deki partikül dağılımı verilsin [68].

Diameter, d (μm)	Mass Fraction with Diameter Greater than d, Y_d
70	0.95
100	0.85
120	0.50
150	0.20
180	0.05
200	(0.00)

Şekil 4.7 : Örnek partikül çap dağılımı [68].

Verilen bu partikül çap dağılımının grafiği ise Şekil 4.8'deki gibi olacaktır:



Şekil 4.8 : Verilen örneğin kümülatif partikül çap dağılımı [68].

Şekil 4.8'den yararlanılarak ortalama çap $\overline{d}$, $Y_d = e^{-1} \approx 0.368$ değerine karşılık gelen *d* çapı olarak belirtilmiştir [68]. Yayılma parametresi *n*'nin sayısal değeri ise;

$$n = \frac{\ln(-\ln Y_d)}{\ln\left(d / \overline{d}\right)} \tag{4.6}$$

eşitliği yardımıyla bulunmaktadır. Bu denklemde, Y_d ve $d/\overline{d}$ 'nin değerlerini yerine koyarak yayılma parametresi *n* belirlenebilir.

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışmanın bu bölümünde, öncelikle tez kapsamında kullanılması düşünülen toz torbasız süpürge modeli belirlenmiştir. Pazarda güncel olarak satılmakta olan toz torbasız süpürge olan Arçelik S7534 modelinin A ve F sınıfları dikkate alınarak deneysel çalışmalara başlanmıştır. Arçelik S7534 A sınıfı toz torbasız süpürge 800W solo motor gücüne sahipken; F sınıfı toz torbasız süpürge 1600W solo motor gücüne sahiptir (Şekil 5.1).



(a) (b)

Şekil 5.1 : Arçelik S7534 siklonik süpürgeler, (a) A sınıfı 800W, (b) F sınıfı 1600W [69].

Çalışmaya ilk önce, 800 – 1600W arası motorların testleri yapılarak başlanmıştır. Daha sonra, tezin esas amacında kullanılacak olan toz toplama haznesinin ve hazne komponentlerinin rüzgâr tüneli yardımıyla basınç kayıplarının belirlenmesi için yapılan testler ile devam edilmiştir. Sonrasında, seçilen toz torbasız süpürgenin

haznesinde, emdirilen belirli miktardaki tozun yavaş çekimde nasıl hareket ettiğini gözlemlemek amacıyla hızlı kamera kayıt testleri yapılmıştır. Deneysel çalışmanın son adımı olarak ise; yine emdirilen belirli miktardaki tozu, toz haznesinin ne oranda topladığını belirleyebilmek için hassas terazi testi uygulanmıştır.

5.1 Solo Motor Performans Testleri

S7534 siklonik süpürge için 800 – 1600W solo motor güçlerinde ne kadar debide havanın sistem içerisine girdiğini belirlemek için solo motor performans testleri uygulanmıştır. 800 – 1600W arasında aynı üreticinin ürettiği toplam dokuz adet motor performans cihazına bağlanmış ve bu motorların debi, basınç kaybı, verimlilik vb. gibi özellikleri ölçülmüştür. Motorların normal standartlara uygun şekilde performans testlerinin yapılması gerekmektedir. Her bir motorun rejime girebilmesi için ölçüm yapılmadan önce 30 dakika boyunca çalıştırılmıştır. Rejim çalışması yapılmaz ise motorların performans ölçümlerinde %10'lara varan hatalar meydana gelmektedir. Motorlar rejime girdikten sonra uygun orifiste 60 saniye boyunca debi ölçümü yapılmıştır. Motorlar Şekil 5.2'de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 : 800 – 1600W aralığındaki dokuz adet motor.

Performans cihazını Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Performans cihazı.

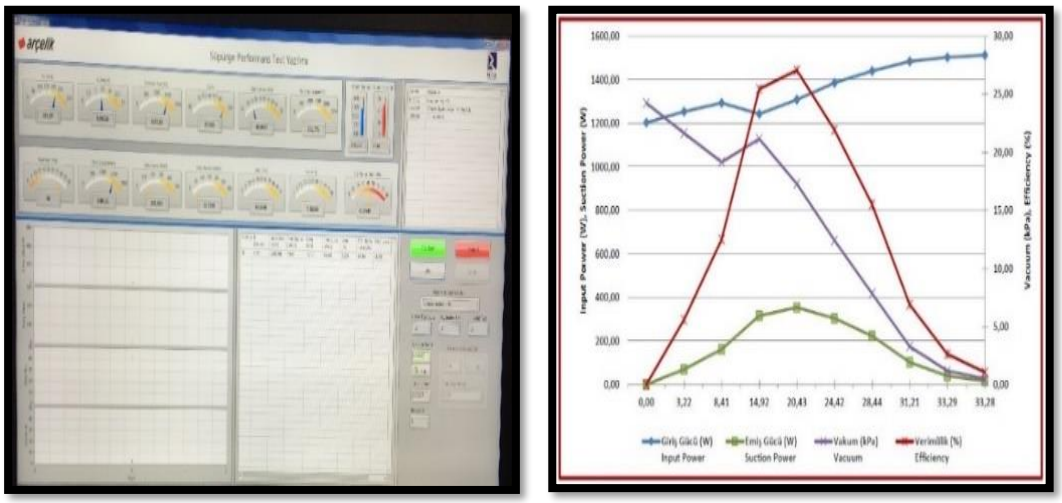
Tez kapsamında, daha sonradan kullanılacak ve temel olarak alınacak birtakım değerlerin saptanması gerekliliği belirlenmiştir. Bu kapsamda kritik parametre, siklon toz toplama haznesi için hem deneysel hem de sayısal çalışmalarda kullanılacak olan hava debisi olarak seçilmiştir. Bu doğrultuda, performans cihazına 800 – 1600W aralığında toplamda dokuz adet solo motor bağlanmış ve bunların en yüksek verime karşılık gelen ve prosedür olarak süpürge ölçümlerinde en verimli orifis çapı olarak kabul edilen 16 mm'lik orifis çapında testleri yapılmıştır. Motorlar sırasıyla, performans cihazına Şekil 5.4'teki gibi bağlanmıştır.



(a) (b)

Şekil 5.4 : Motorların bağlantısı, (a) Önden görünüş, (b) Üstten görünüş.

Performans cihazının en önemli özelliklerinden biri, süpürge testleri için özel tasarlanmış bir ölçüm cihazı olmasıdır. Cihaz, tamamen otomatik olup performans ölçümü yapılmak istenen sistem ya da komponent uygun şekilde bağlandıktan sonra önceden belirlenmiş olan çeşitli orifis çaplarında ölçümler gerçekleştirilmektedir. Hava akış özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan bu cihaz, aynı zamanda istenen noktalara bağlanan ısıl çiftler yardımıyla sıcaklık ölçümü de yapabilmektedir. Çeşitli analizörler yardımıyla alınan datalar bir bilgisayarda toplanmaktadır ve buradan istenen sonuç dökümleri ve grafikler alınabilmektedir (Şekil 5.5).



(a) (b)

Şekil 5.5 : Performans cihazı ekran görüntüsü ve sonuç, (a) Görüntü, (b) Sonuç.

Motorların ölçümleri ile ilgili detaylar Çizelge 5.1'de gösterildiği gibidir.

Çizelge 5.1 : Ölçüm parametreleri.

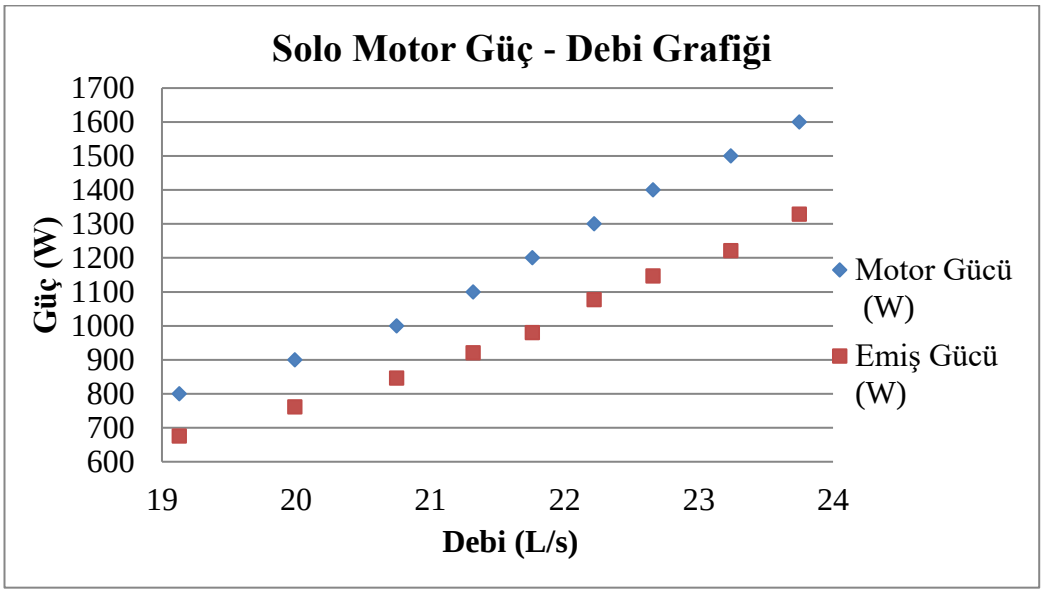
Parametreler	Değerler
Şebeke gerilimi	230V AC
Şebeke frekansı	50 Hz
Motor ön çalışma süresi	1800 sn
Test süresi	60 sn
Ortam sıcaklığı	25˚C

Ölçümleri tamamlanan dokuz adet solo motorun en verimli sonuçların alındığı 16 mm'lik orifisteki ölçüm sonuçları Çizelge 5.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 : 16 mm'lik orifis sonuçları.

Motor Gücü (W)	Emiş Gücü (W)	Debi (L/s)
800	675,4	19,1
900	761,7	20,0
1000	846,6	20,8
1100	920,8	21,3
1200	979,6	21,8
1300	1077,4	22,2
1400	1146,9	22,7
1500	1221,0	23,2
1600	1328,6	23,8

Sonuçların grafiksel gösterimi ise Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6 : Solo motor güç – debi grafiği.

Farklı güçlere sahip dokuz adet motorun ölçümü yapıldıktan sonra hem tez çalışmasının zaman bakımından kısaltılması hem de pazardaki siklon süpürgelerin güçlerine uygun olması sebebiyle; bundan sonraki çalışmalar için dokuz farklı motor gücü yerine 800 – 1200 ve 1600W olmak üzere toplamda üç farklı motor gücüne karşılık gelen debi değerlerinden yararlanılmıştır.

5.2 Rüzgar Tüneli Basınç Kaybı Testleri

Siklonik yapıya sahip ayırıcıların temel parametrelerinden biri de bu komponentlerin basınç kayıplarının belirlenmesidir. Test kapsamında kullanılan orta çaplı rüzgâr tüneli Şekil 5.7'de gösterildiği gibidir.

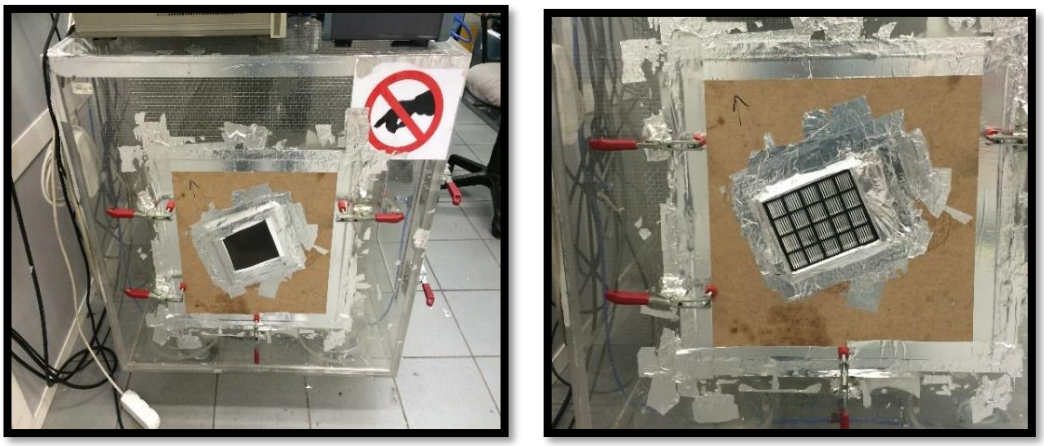


Şekil 5.7 : Basınç kayıplarının belirlenmesinde kullanılan orta çaplı rüzgar tüneli.

Şekil 5.7'de gösterilen rüzgâr tüneli soldan sağa sırasıyla; ölçülecek cihaz ya da komponentin bağlandığı giriş kısmı, tünel girişinde bulunan bir adet basınç transdüseri, akış düzenleyiciler, farklı çapta lüleler, lüle giriş ve çıkışında bulunan toplamda iki adet basınç transdüseri, akış düzenleyiciler ve son olarak vakum yapan bir radyal fandan oluşmaktadır. İstenilen debinin elde edilmesi için çeşitli çaptaki lülelerden ve fan hız ayarlama butonundan faydalanılmaktadır. Mikro manometreler

yardımıyla çeşitli noktalardan alınan basınç ölçümleri, veri kaydedici tarafından bir bilgisayara aktarılmaktadır. Rüzgâr tüneli için tasarlanmış özel bir yazılım sayesinde problardan tekrarlı ölçümler alınıp bu ölçümlerin ortalama değerleri son sonuç olarak verilmektedir.

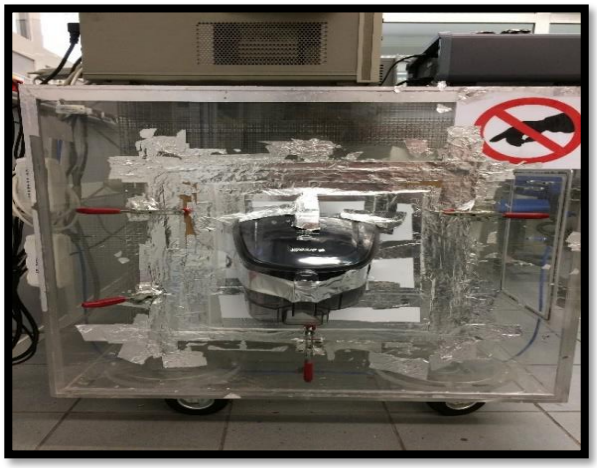
S7534 model siklonik süpürgedeki toz toplama haznesinin hem komponentlerinin hem de haznenin tamamının basınç düşümleri, rüzgâr tüneli yardımıyla ölçülmüştür. Komponent bazında; sünger filtre ve HEPA filtre hem tekil olarak hem de birlikte ölçülecek şekilde rüzgâr tüneline bağlanmıştır (Şekil 5.8).



(a) (b)

Şekil 5.8 : Rüzgar tüneline bağlanan komponentler, (a) Sünger filtre, (b) HEPA filtre.

Komponent ölçümleri yapıldıktan sonra hazne tüm komponentleri dahil olmak üzere eksiksiz olarak rüzgâr tüneline bağlanmış ve testleri bu şekilde gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.9).



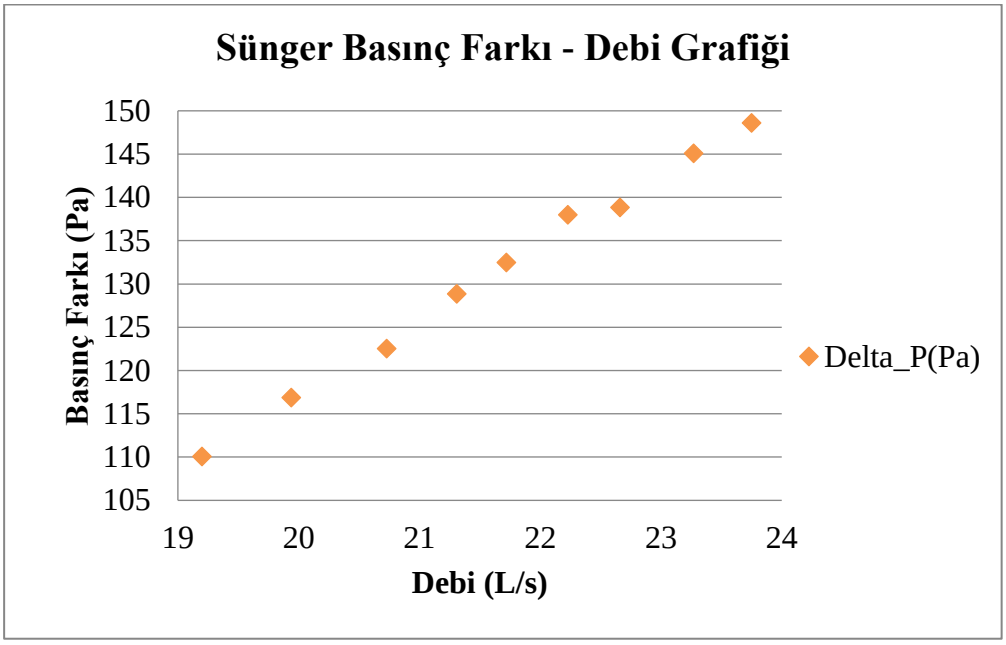
Şekil 5.9 : S7534 toz haznesinin rüzgar tüneline bağlanmış hali.

Ölçümde kullanılan radyal fan 230 V AC şebeke gerililimde çalışmaktadır. İstenilen debinin elde edilebilmesi için 60 Hz'lik şebeke frekansı değiştirilerek gerekli debinin çekilmesi sağlanmıştır. Çizelge 5.3'te sünger için farklı debilerde basınç kayıpları Pascal cinsinden belirlenmiştir.

Çizelge 5.3 : Sünger filtre için rüzgar tüneli testleri.

Debi (L/s)	Delta_P (Pa)
19,2	110,1
19,9	116,9
20,7	122,5
21,3	128,9
21,7	132,5
22,2	138,0
22,7	138,8
23,3	145,1
23,8	148,6

Sonuçların grafiksel gösterimi Şekil 5.10'daki gibidir.



Şekil 5.10 : Sünger filtre için basınç kaybının grafiksel gösterimi.

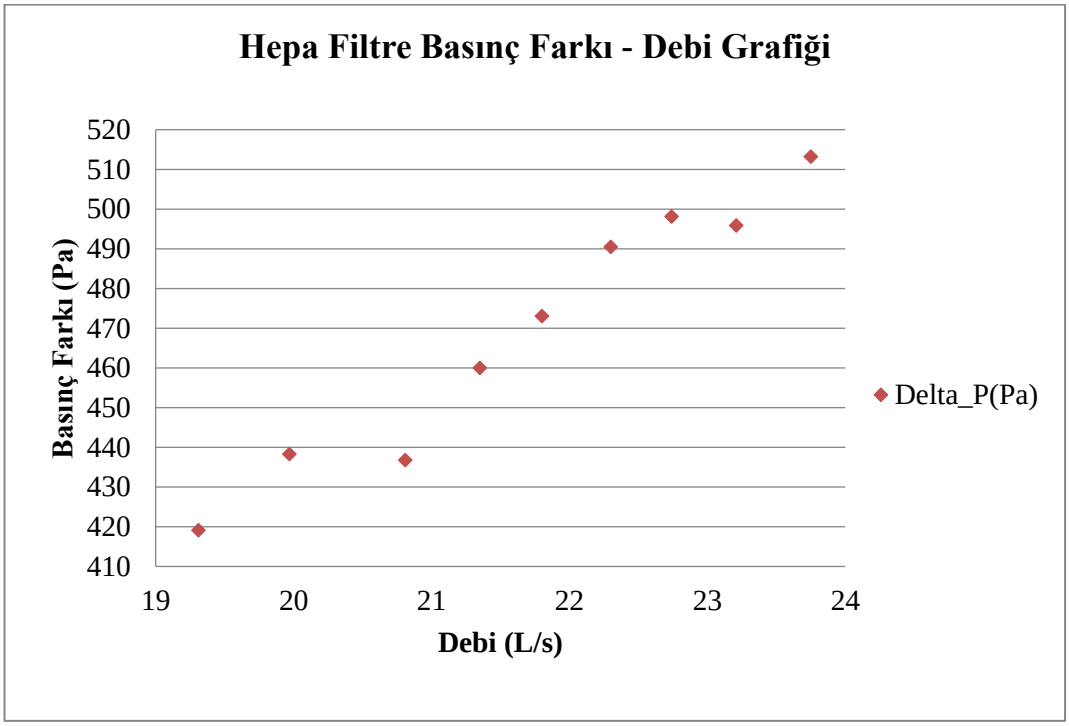
HEPA filtre için ölçüm sonuçları Çizelge 5.4'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 5.4 : HEPA filtre için rüzgar tüneli testleri.

Debi (L/s)	Delta_P (Pa)
19,3	419,1
20,0	438,3
20,8	436,8

21,4	460,0
21,8	473,1
22,3	490,5
22,7	498,1
23,2	495,9
23,8	513,2

Sonuçların grafiksel gösterimi Şekil 5.11'deki gibidir.



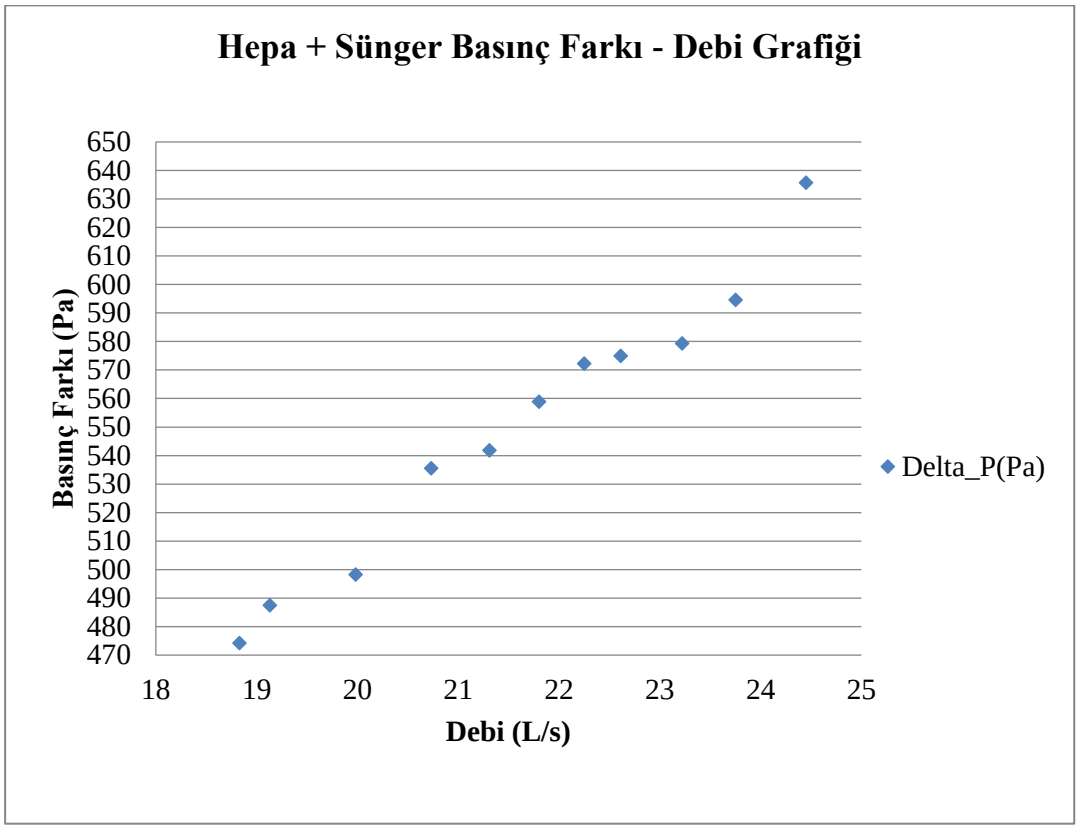
Şekil 5.11 : HEPA filtre için basınç kaybının grafiksel gösterimi.

Gerçeğe uygun modelleme yapılabilmesi için sünger ve HEPA filtre beraberken de rüzgâr tüneli ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sonuçları Çizelge 5.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.5 : Sünger + HEPA filtre için basınç kaybı testleri.

Debi (L/s)	Delta_P (Pa)
18,8	474,2
19,1	487,5
20,0	498,2
20,7	535,6
21,3	541,9
21,8	558,9
22,3	572,3
22,6	575,0
23,2	579,4

Sonuçların grafiksel gösterimi Şekil 5.12'deki gibidir.



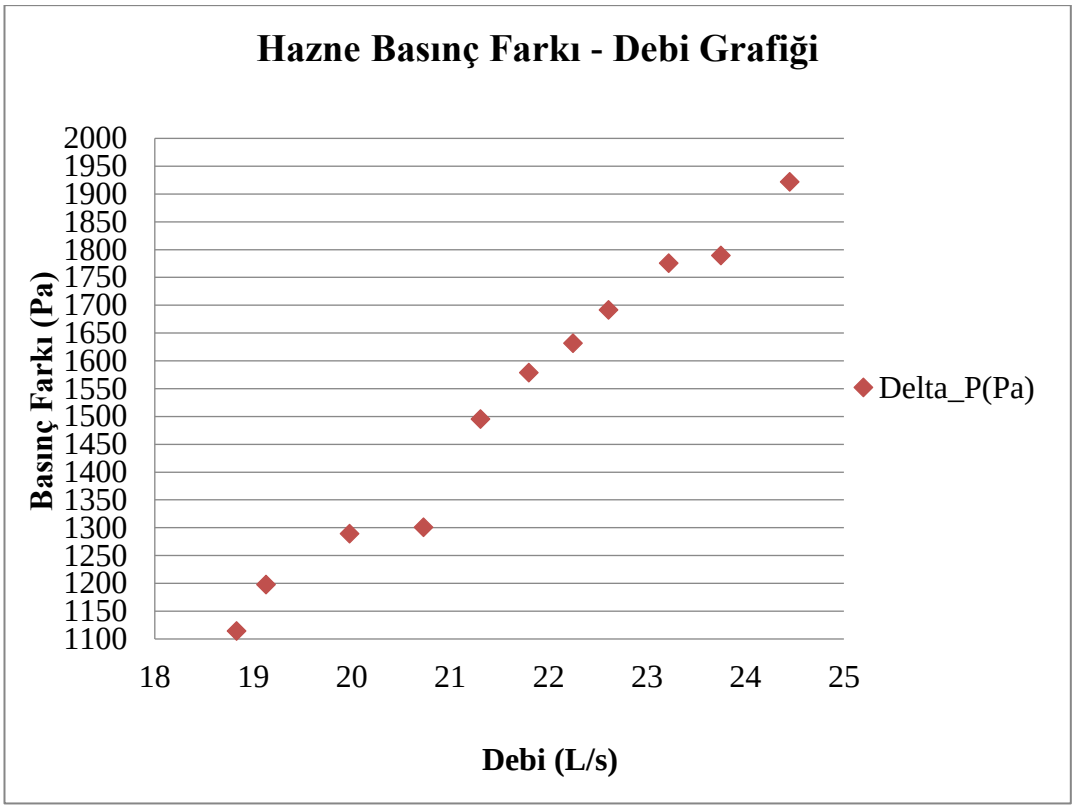
Şekil 5.12 : Sünger + HEPA filtre için basınç kaybının grafiksel gösterimi.

Toz haznesi tüm komponentleri birlikte olmak üzere rüzgâr tüneline bağlanmış ve ölçüm sonuçları Çizelge 5.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 5.6 : Hazne için rüzgâr tüneli testleri.

Debi (L/s)	Delta_P (Pa)
18,8	1114,1
19,1	1197,8
20,0	1289,3
20,7	1300,8
21,3	1495,2
21,8	1578,5
22,3	1631,9
22,6	1691,8
23,2	1775,8
23,8	1789,1
24,5	1921,7

Sonuçların grafiksel gösterimi Şekil 5.13'teki gibidir.



Şekil 5.13 : Hazne için basınç kaybının grafiksel gösterimi.

5.3 Hızlı Kamera İle Toz Haznesi İçerisindeki Toz Dağılımı Kaydı

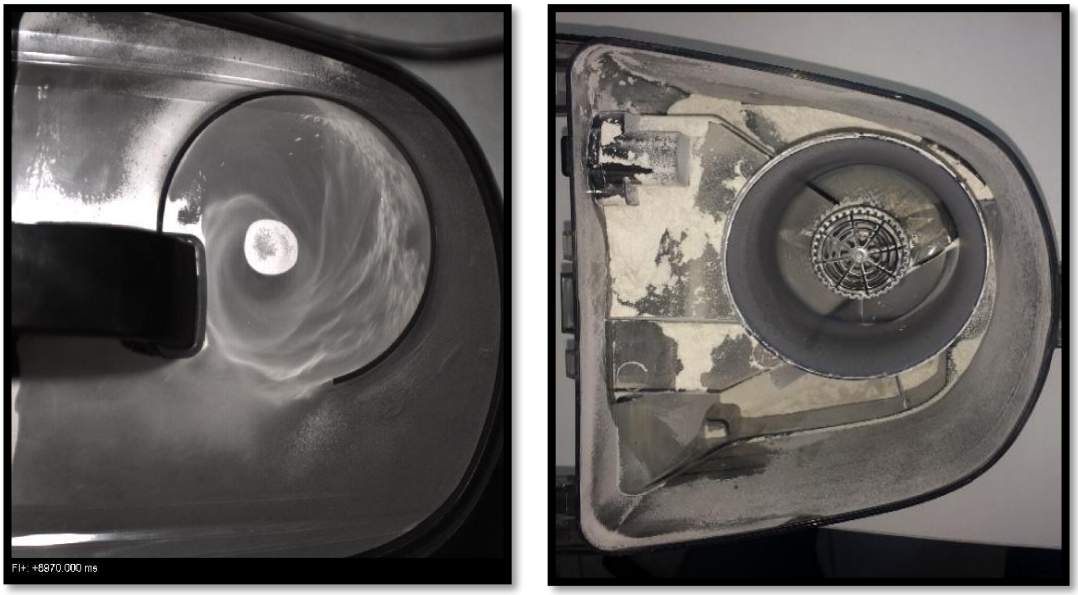
S7534 model toz torbasız süpürgenin toz haznesi içerisindeki toz akışının nasıl olduğunu deneysel olarak belirlemek için hızlı kamera kaydı yapılmak istenmiştir. Bu kapsamda, süpürgenin hortum ucuna fırça eklenmeden toz emdirilmiştir. Fırça kullanılmamasının nedeni; fırça ucundaki kılların yüksek miktarda toz tutması ve kullanılan test tozunun da pahalı bir bileşen olmasıdır. Bu yüzden, bu komponentin etkisi ihmal edilmiştir.

1600W F sınıfı toz torbasız süpürge, maksimum motor gücünde çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Hızlı kamera ve yüksek şiddetli ışık kaynağının arasına yerleştirilen süpürgeye, toplamda 100 gr test tozu emdirilmiş ve kamera kaydı toplamda 13.5 saniye sürmüştür. Şekil 5.14'te test düzeneği gösterilmiştir.



Şekil 5.14 : Hızlı kamera ile kayıt için hazırlanan düzenek.

Şekil 5.14'te soldan sağa doğru sırasıyla; kayıt yapacak olan hızlı kamera, 1600W F sınıfı fırçasız toz torbasız süpürge ve yüksek şiddetli ışık kaynağı görülmektedir. Yüksek şiddetli ışık kaynağının kullanılmasının nedeni, hızlı kameranın yüksek çözünürlükteki kaydı sırasında partiküllerin akım içerisindeki hallerinin daha net bir biçimde görüntülenebilmesine yardımcı olmasıdır. Şekil 5.15'te kamera kaydı sırasındaki anlık bir görüntü ve kayıttan sonraki bir resim gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 5.15 : Hazne görünümü, (a) Hızlı kamera kaydı sırasında, (b) Kayıt sonrası.

5.4 Hassas Terazi Yardımı İle Toz Haznesi Toplama Veriminin Belirlenmesi

Toz torbasız süpürgenin gereken tüm testleri yapıldıktan sonra, son olarak haznenin ne kadar toz toplayabildiği hassas terazi yardımıyla belirlenmek istenmiştir. Bu işlem gerçekleştirilirken, bir önceki bölümde anlatılan hızlı kamera testindeki gibi, 1600W fırçasız süpürgeden yararlanılmıştır. Partikül çapları 1 ile 120 mikron arasında değişen ISO ev tipi test tozunun yoğunluğu 2650 kg/m^3'tür. ISO ev tipi tozun özellikleri kümülatif çap dağılımına göre listelenmiştir. Daha sonra anlatılacak olan sayısal analizde kullanılmak üzere Rosin – Rammler kümülatif dağılımı da yüzde olarak verilmiştir.

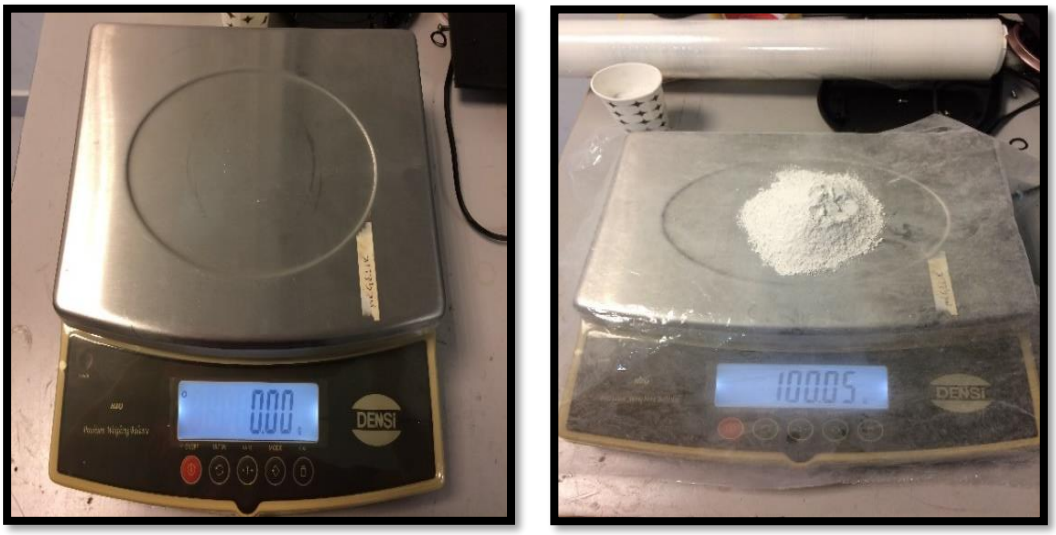
Test için kullanılan ev tipi tozun özellikleri Çizelge 5.7'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.7 : Ev tipi test tozunun özellikleri.

Boyut (mikron)	ISO 12103-1 A2 Fine	Rosin-Rammler - Yüzdece Tutulmuş Kümülatif Miktar
200	–	–
180	–	–
120	100%	0,0%
80	99,5%	0,5%
40	88,0%	12,0%
20	70,0%	30,0%
10	50,0%	50,0%

7	41,0%	59,0%
5	31,0%	69,0%
4	25,5%	74,5%
3	18,5%	81,5%
2	10,5%	89,5%
1	2,5%	97,5%
0	0,0%	100,0%

Hassas ölçüm için kullanılan hassas terazi ve kullanılan test tozu miktarı Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 5.16 : Hassas terazi, (a) %0.01 hassasiyete sahip terazi, (b) Emdirilen test tozu.

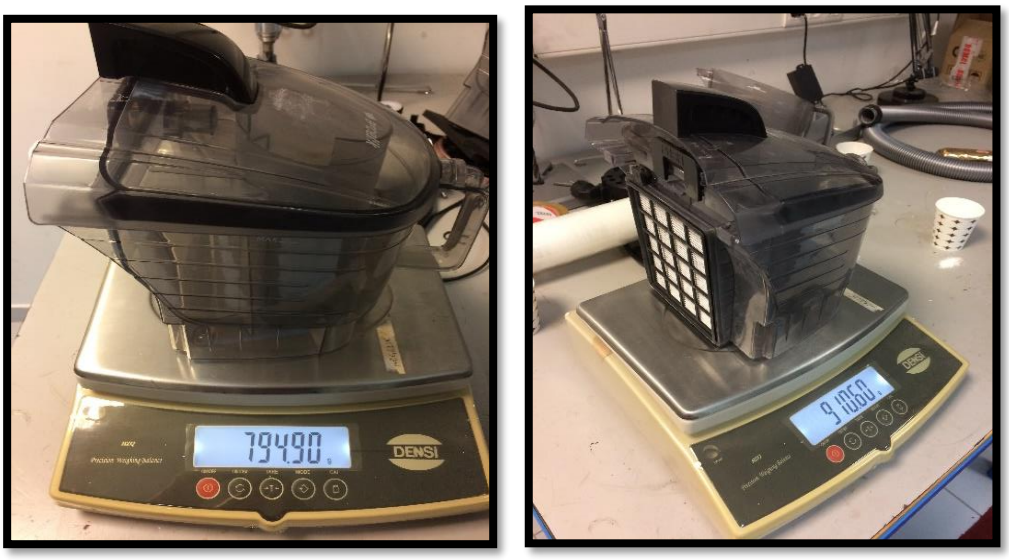
Süpürgenin gerekli komponentleri, %0.01 hassasiyete sahip bir hassas terazi yardımıyla tek tek tartılmıştır. Bu komponentler sırasıyla; 130 mm boyunda, 110 mm genişliğinde ve 10 mm kalınlığında sünger filtre, aynı en ve boya sahip 20 mm kalınlığındaki HEPA filtre, sünger ve HEPA filtre birlikte, toz haznesinde komponent yokken ve toz haznesinin tüm komponentlerinin takılı olduğu durumlardır. Filtrelerin tekil ölçümleri Şekil 5.17'de gösterildiği gibidir.



(a) (b)

Şekil 5.17 : Toz emdirilmeden önceki filtre ölçümleri, (a) Sünger, (b) HEPA.

Toz haznesinde komponent yokken ve toz haznesinin tüm komponentlerinin takılı olduğu haldeki ölçümler Şekil 5.18'de gösterilmiştir.

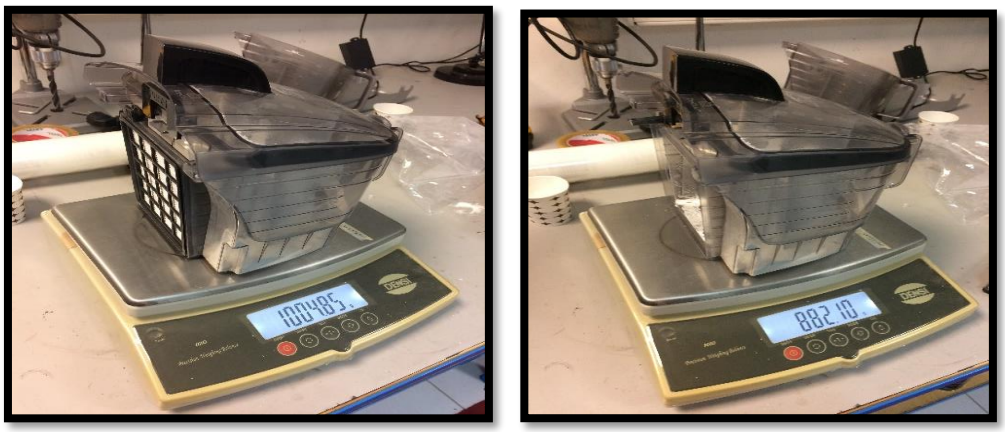


(a) (b)

Şekil 5.18 : Toz emdirilmeden önceki hazne ölçümleri, (a) Komponentsiz, (b) Komponentli.

Tüm haznenin tekil ve komponentli ağırlık ölçümleri yapıldıktan sonra sıra süpürgenin çalıştırılarak önceden belirlenen 100 gr test tozunun emdirilmesi işlemi gerçekleştirilmiştir. 100 gr süpürge maksimum güçte çalışırken hortum yardımıyla emdirilmiş ve işlem bittikten sonra sadece hortum sistemden ayrılmıştır. Hazne,

süpürge gövdesinden çıkartılmış ve toz dolu iken tek tek aşağıdaki ölçümler yapılmıştır (Şekil 5.19).



(a) (b)

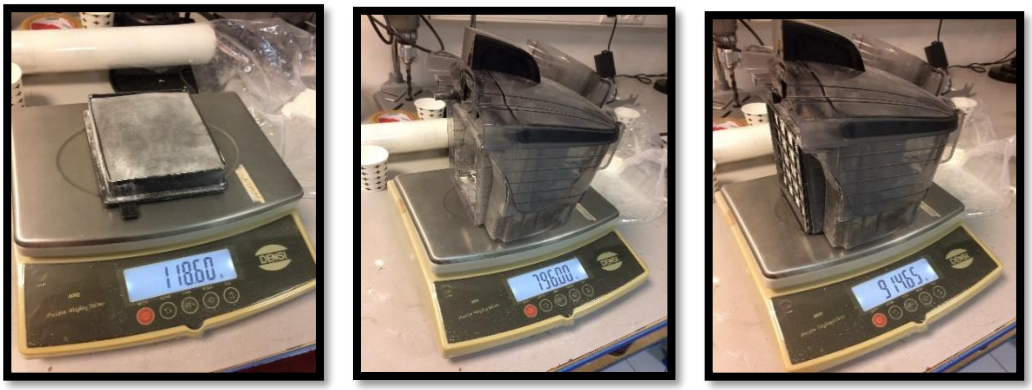
Şekil 5.19 : Toz emdirildikten sonraki hazne ölçümleri, (a) Komponentli, (b) Komponentsiz.

Sünger filtre, HEPA filtrenin içine geçen bir filtre olduğu için toz emdirilme sonrası iki filtrenin birbirinden ayrılması tozların etrafa saçılmasına ve kayba neden olacağından sünger ve HEPA filtre Şekil 5.20'de görüldüğü gibi birlikte tartılmıştır.



Şekil 5.20 : Sünger ve HEPA filtre toz dolu iken yapılan ölçüm.

Tüm bu hassas terazi ölçümleri yapıldıktan sonra, tüm komponentler teker teker temizlenmiş ve ağırlık ölçüm işlemi tekrarlanmıştır. Bunun yapılmasının nedeni; bir kullanıcının gerçekte tüm komponentleri ne kadar iyi temizleyebildiğinin belirlenmek istenmesindir. Böylece ne kadar tozun temizlendiği ne kadarının ise filtreler ve hazne üzerinde kaldığı yaklaşık olarak belirlenmiştir. Şekil 5.21'de temizlenmiş filtreler ve toz haznesi gösterilmiştir.



(a) (b) (c)

Şekil 5.21 : Temizlenmiş parçalar, (a) Filtreler, (b) Hazne, (c) Komponentleri tam hazne.

Tüm ölçümler yapıldıktan sonra, haznenin toz toplama veriminin deneysel olarak belirlenebilmesi için bir Çizelge oluşturulmuştur (Çizelge 5.8).

Çizelge 5.8 : Ölçüm sonuçları.

Toz Yokken					
-	Sünger	HEPA	Hazne (Filtresiz)	Hazne (Filtreli)	Hata (%)
Ağırlık (gr)	5,15	110,50	794,90	910,60	0,05%
Toz Varken					
-	Sünger	HEPA	Hazne (Filtresiz)	Hazne (Filtreli)	Hata (%)
Ağırlık (gr)	11,50	111,20	882,10	1004,85	0,05%
Toz Temizlendikten Sonra					
-	Sünger + HEPA	Hazne (Filtresiz)	Hazne (Filtreli)	Hata (%)	-
Ağırlık (gr)	5,15	110,50	794,90	910,60	
Toz Varken – Toz Yokken Farkı					
-	Test İçin Kullanılan Toz Miktarı	Haznede Biriken Toplam Toz Miktarı	Filtrelerde Biriken Toz Miktarı	Hazne + Filtrede Biriken Toz Miktarı	Toplam Kayıp	% Kayıp
Ağırlık (gr)	100,05	87,20	7,05	94,25	5,80	5,80%
Toz Varken – Toz Temizlendikten Sonra Farkı						
-	Sünger + HEPA Çıkan Toz Miktarı	Hazne (Filtresiz) Çıkan Toz Miktarı	Toplam Çıkan Toz Miktarı	Toplam Kayıp	Etrafa Yayılan Toz Miktarı	% Kayıp
Ağırlık (gr)	3,60	85,80	89,40	10,65	4,85	10,65%
Toz Toplama Verimi						
-	Test İçin Kullanılan Toz Miktarı	Haznede Biriken Toplam Toz Miktarı	Filtrelerde Biriken Toz Miktarı	Hazne + Filtrede Biriken Toz Miktarı	Toplam Kayıp	Haznenin Filtresiz Toz Toplama Verimi
Ağırlık (gr)	100,05	87,20	7,05	94,25	5,80	87,2%
% Verim	-	87,16%	7,05%	94,20%	5,80%	

Çizelge 5.8 detaylı incelendiğinde, komponentler temizlenmeden önceki durum için, emdirilen 100 gr tozun 5,8 gramının; bir kısmının hortum, dirsek vb. bölgelerde kaldığı ve diğer bir kısmının ise komponentler yerinden çıkarılırken etrafa yayıldığı açıkça görülmektedir. Komponentler temizlendiğinde ise; toplamda 10,65 gram tozun ilk duruma göre azaldığı görülmektedir. Bu durum, 4,85 gr tozun komponentler temizlenirken etrafa yayıldığına işaret etmektedir.

Haznenin genel toz toplama verimi;

$$\%\ \text{Verim} = \left[\frac{\left(\begin{array}{c}\text{Tozlu haznenin}\\ \text{ağırlığı}\end{array}\right) - \left(\begin{array}{c}\text{Tozsuz haznenin}\\ \text{ağırlığı}\end{array}\right)}{\text{Kullanılan toz ağırlığı}} \right] \times 100 \qquad (5.1)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Buna göre sadece haznenin toplama verimi;

$$\%\ Verim = \left[\frac{882,10 - 794,90}{100,05} \right] \times 100 \cong \%87,2 \qquad (5.2)$$

Filtrelerle birlikte hazne genelinin toplam toz toplama verimi ise;

$$\%\ \text{Verim} = \left[\frac{\left(\begin{array}{c}\text{Filtreli haznenin}\\ \text{tozlu ağırlığı}\end{array}\right) - \left(\begin{array}{c}\text{Filtreli haznenin}\\ \text{tozsuz ağırlığı}\end{array}\right)}{\text{Kullanılan toz ağırlığı}} \right] \times 100 \qquad (5.3)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Buna göre filtrelerle birlikte hazne genelinin toplam toz toplama verimi ise;

$$\%\ Verim = \left[\frac{1004,85 - 910,60}{100,05} \right] \times 100 \cong \%94,2 \qquad (5.4)$$

olarak bulunmuştur. Tez kapsamında haznenin filtreli toz toplama verimi değil, komponentsiz halinin toz toplama verimi değerlendirilecektir. Bulunan bu değerler, daha sonra sayısal verilerle karşılaştırılacaktır.

5.5 Deneysel Çalışmalar İçin Belirsizlik Analizi

Ölçüm sistemlerinin doğruluğunun belirlenebilmesi için belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yönteme göre, çalışmada ölçümü istenen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişkenler $x_1, x_2, x_3, ..., x_n$ olsun. Bu durumda,

$R = R(x_1, x_2, x_3, ..., x_n)$ yazılabilir. Bağımsız her bir değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, ..., w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise, Kline ve McClintock'a göre denklem;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{5.5}$$

şeklinde verilmektedir.

Deneysel hesaplamaların belirsizliğinin belirlenmesi kapsamında, yapılan her ana test için bir adet örnek yapılmıştır. Bunlar, aşağıda anlatıldığı gibidir.

Solo motor debi ölçümü için aynı motor ve orifis için toplamda 5 adet test yapılmış ve minimum ve maksimum ölçüm sapmaları baz alınarak bir standart sapma belirlenmiştir. Bu ölçümler sonucu 16mm'lik orifis için ortalama değer 19.13, l/s sapma ise ± 0.72 l/s olarak belirlenmiştir. Buna göre solo motorların debi ölçümleri için belirsizlik hesabı yapılırsa;

$$\dot{\forall}_{16mm} = 19.13 \pm 0.72 \text{ l/s}$$

$$w_{debi,16mm} = \left[\left(0.72 \right)^2 \right]^{1/2} = 0.72 \text{ l/s}$$

olarak bulunur. Nominal değer üzerinden bir yüzde hesabı yapılarak;

$$\%belirsizlik = \frac{0.72}{19.13} \times 100 \cong \%3.8$$

olarak hesaplanmıştır.

Basınç kaybı ölçümlerinde ise, solo motorlardan alınan debi sonuçlarına göre her bir debi değeri için bir basınç kaybı belirlenmiştir. Basınç kaybı ölçümlerinde debiyi belirlemek için 100 adet sonucun ortalaması alınarak nominal değer belirlenmiştir. 100 değer için ortalama olarak yaklaşık 45 saniye beklenmiş; minimum ile maksimum

değer arasında $\pm 46.3 Pa$'lık bir sapma gözlenmiştir. Ortalama değer ise 19,13 l/s'de 1289,3 *Pa* olarak ölçülmüştür. Buna göre, solo motorlardan alınan debi sonuçlarına göre bir debi değeri için bir basınç kaybı için belirsizlik hesabı yapılırsa;

$\Delta P = P_1 - P_2$ (P_2 mutlak ortam basıncı)
$P_2 = 0 \Rightarrow \Delta P = P_1$
$\Delta P = 1289.3 \pm 46.3 Pa$

$$w_{\Delta P, 19.13 l/s} = \left[(46.3)^2 \right]^{1/2} = 46.3 Pa$$

olarak bulunur. Nominal değer üzerinden bir yüzde hesabı yapılarak;

$$\%belirsizlik = \frac{46.3}{1289.3} \times 100 \cong \%3.6$$

olarak hesaplanmıştır.

Hassas terazi ağırlık ölçümlerinde daha önce belirtildiği gibi hassasiyeti %0.01 olan bir terazi kullanılmıştır. Sadece 100 gr test tozu üzerinde yapılan ölçümlerde ise okuma hatası ve ölçüm hatalarından kaynaklanan %0.05'lik bir hata oranı ile karşılaşılmıştır. Bu kapsamda paketli olarak kullanılan 100 gr ev tipi test tozu 100.05 gr olarak ölçülmüştür. O halde,

$$m_{toz} = 100 \pm 0.05 \text{ gr}$$

$$w_{toz} = \left[(0.01)^2 + (0.05)^2 \right]^{1/2} = 0.051 \text{ gr}$$

olarak bulunur. Nominal değer üzerinden bir yüzde hesabı yapılarak;

$$\%belirsizlik = \frac{0.051}{100} \times 100 \cong \%0.05$$

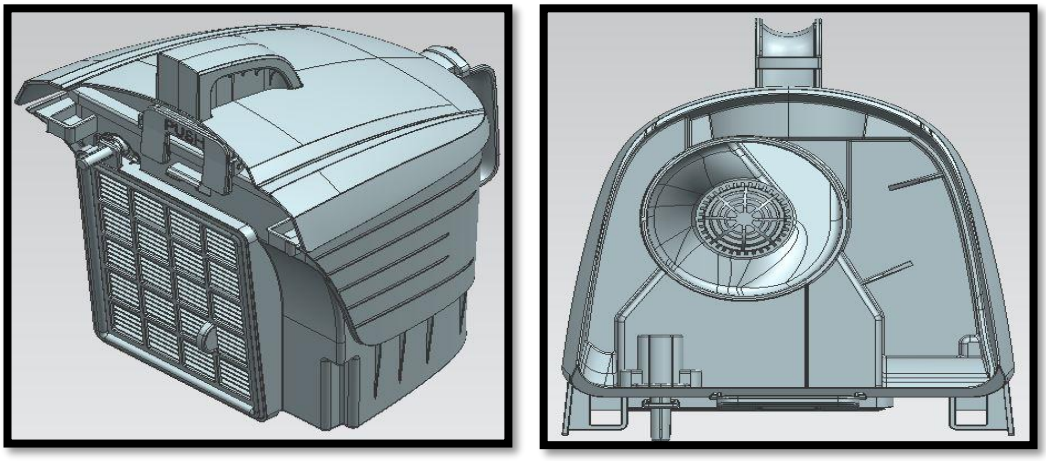
olarak hesaplanmıştır.

6. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Tezin ikinci bölümü olan "Sayısal Çalışmalar" kısmında, S7534 model toz torbasız süpürge üzerinde yapılan deneysel çalışmaların bir kısmına benzer çalışmalar bilgisayar ortamında yapılacaktır. Elde edilen sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırılacak ve çıkan sonuçlara göre yorumlamalar yapılacaktır. İlk olarak, çalışılacak katı modelin akış alanı çıkarımı yapılacak, daha sonra akış alanına uygun ağ yapısı ile modellenecek ve akış analizi yapılacaktır. Son olarak ise toz toplama veriminin belirlenmesi için ayrık faz modellemesi uygulanarak haznenin toz toplama verimi sayısal olarak belirlenecektir. Tüm bu çalışmalarla ilgili detaylar alt bölümlerde anlatılacaktır.

6.1 Katı Modeli Bulunan Haznenin Akış Alanının Çıkarılması

S7534 model siklonik süpürgenin 3D katı modeli Arçelik KEA Ar-Ge bölümünde bulunmaktadır. Toz torbasız bu süpürgeye ait ve tez kapsamında kullanılacak olan toz haznesi geometrisi Şekil 6.1'de gösterilmiştir.

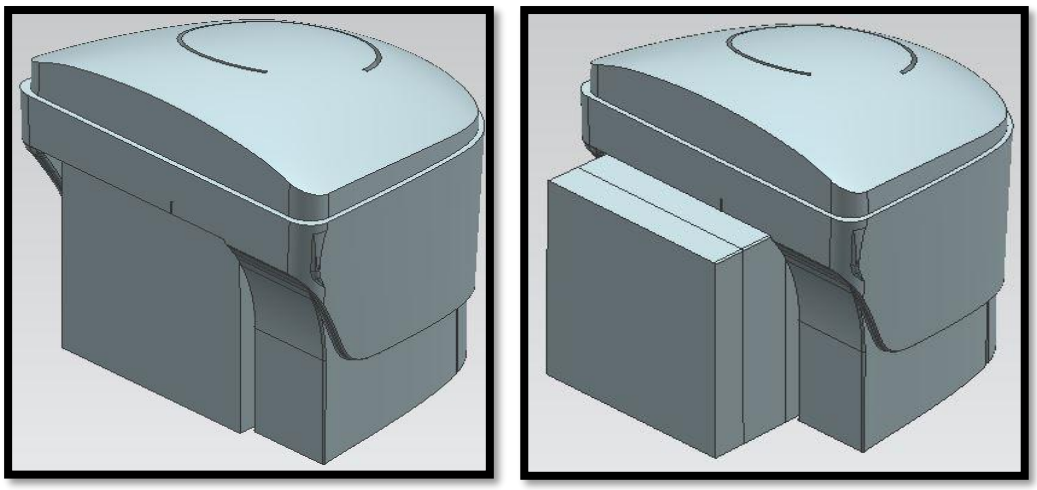


(a) (b)

Şekil 6.1 : Hazne geometrisi, (a) İzometrik görünüş, (b) Kapaksız üstten görünüş.

İç akışlarda HAD analizlerinin yapılabilmesi için, geometrinin içinden geçen akış bölgesinin katı modelinin çıkarılması gerekmektedir. Bu yüzden, Şekil 6.1'de gösterilen hazır geometri kullanılarak, toz haznesi içerisinde havanın geçtiği bölüm

katı modelden çıkarılmıştır. Bu kapsamda katı modelleme programı olarak Arçelik firmasının kullandığı Siemens NX 9.0 yazılımından yararlanılmıştır. Çıkarılan orijinal hazne geometrisi ve f1iltrelerin bu geometri için modellenip eklenmiş hali Şekil 6.2'de gösterilmiştir.

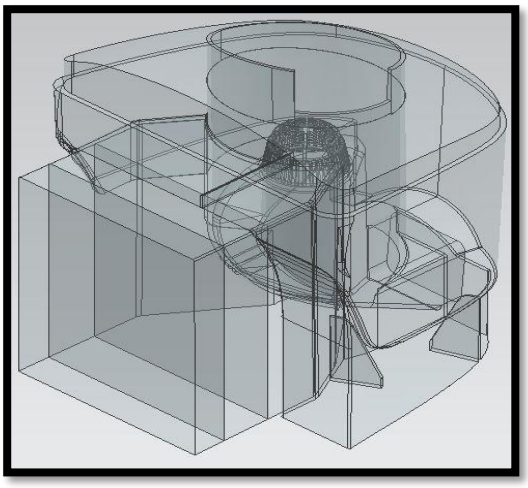


(a) (b)

Şekil 6.2 : Hazne akış alanı geometrisi, (a) Filtresiz, (b) Filtreler modellenmiş hal.

Şekil 6.2'de gösterilen geometrinin çıkış alanında iki adet blok bulunmaktadır. Bunlardan hazne çıkışına en yakın olanı; sünger ve HEPA filtrenin birlikte modellenmiş hali olan toplam kalınlığı göstermekte olup; ikinci blok ise HAD analizi için gerekli ancak çözümü etkilemeyen bir ekstra bloktur.

Şekil 6.3'te ise akış alanı çıkartılmış haznenin iç halini gösteren transparan resim gösterilmiştir.

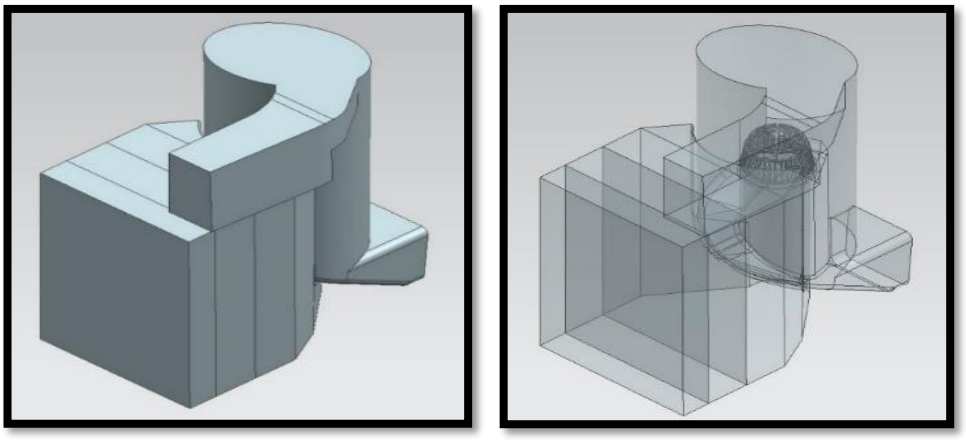


Şekil 6.3 : Akış alanı çıkarılmış orijinal haznenin transparan görüntüsü.

Bu tasarım özelinde yapılan, genel ağ yapısı oluşturulmadan önceki ağdan bağımsızlık çalışması Bölüm 6.2'de detaylı şekilde anlatılacaktır.

6.1.1 Akış alanı çıkarılan geometri üzerinde toz toplama bölgesi tasarımı

Orijinal geometrinin akış alanı çıkarıldıktan sonra, tez kapsamında karşılaştırmalı analizler ve çözümde kullanılması planlanan ağ sayısının azaltılması için çok basit bir toz toplama bölgesinin oluşturulmasına karar verilmiştir. Bu kapsam orijinal geometrideki toz toplama bölgesi çıkarılmış ve yerine aynı siklon çıkış alanına sahip bir toz toplama bölgesi tasarlanmıştır (Şekil 6.4).



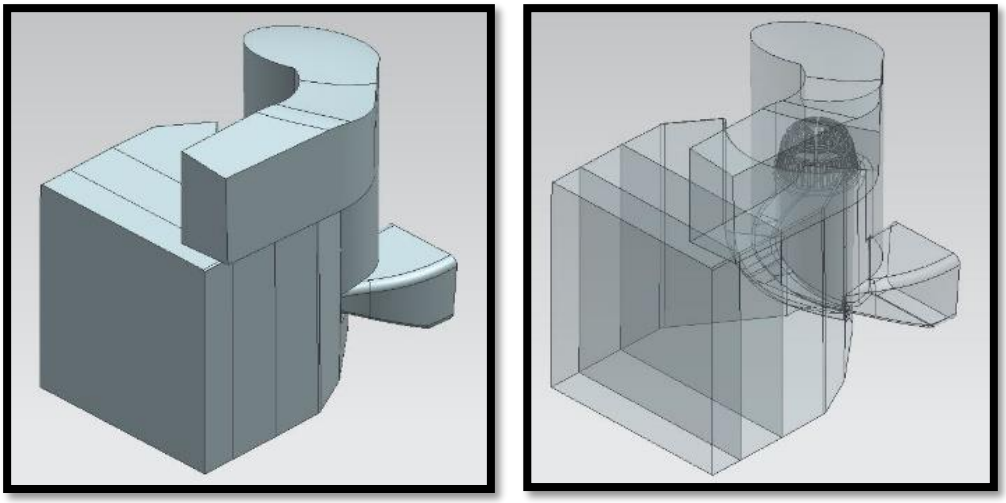
(a) (b)

Şekil 6.4 : Toz toplama bölgesi basitleştirilmiş hazne tasarımı, (a) Katı, (b) Transparan.

Tasarlanan geometrinin, orijinal toz toplama haznesi dışındaki bölgeleri sabit tutulmaya çalışılmıştır.

6.1.2 Akış alanı çıkarılan geometri üzerinde siklon çapı tasarımı

Bölüm 6.1.1'de tasarımı yapılan yeni toz toplama bölümüne ek olarak bir de siklon çapının değiştirilmesinin toz toplama verimini nasıl etkileyeceğini görmek amacıyla siklon çapı daraltması uygulaması yapılmıştır. Şekil 6.5'te bu durum gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 6.5 : Siklon çapı değiştirilmiş hazne tasarımı, (a) Katı, (b) Transparan.

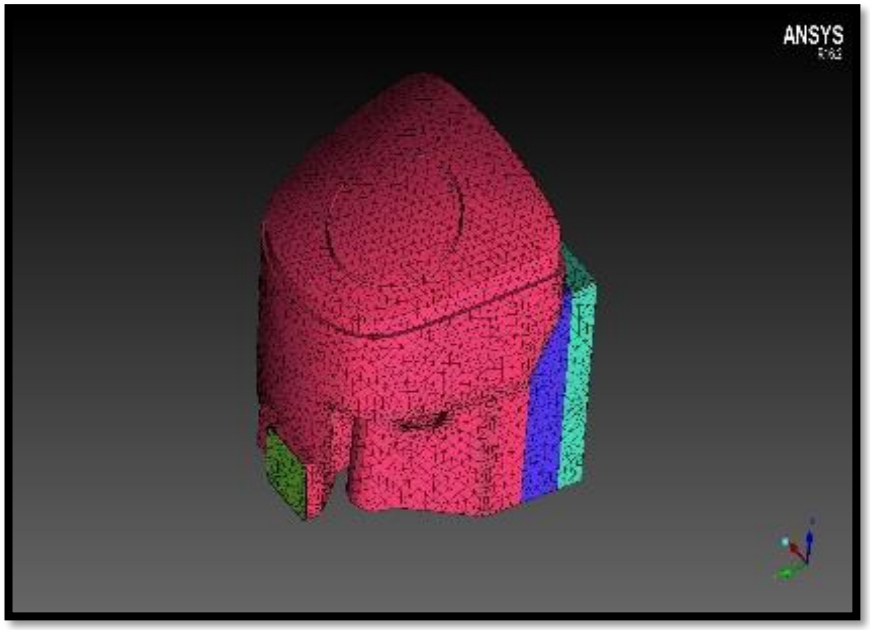
Mevcut geometri üzerinde yapılabilecek değişikliklerden sonuncusu olan siklon çapı daraltma işlemi, toz toplama bölgesi basitleştirilmiş geometriye uygulanmıştır. Bunun nedeni, katı orijinal geometrinin katı modeli çıkarılmış halinde çap genişletme işlemi yapmanın imkânsız oluşudur. Yapılabilecek tek yeni tasarım siklon çapı daraltma işlemidir. Mevcut siklon çapına göre geometrinin izin verdiği ölçüde, yeni siklon çapı yaklaşık %30 küçültülmüştür.

6.2 Orijinal Toz Haznesi Geometrisi İçin Ağ Yapısından Bağımsızlık Çalışması

Bu bölümde, orijinal toz haznesinden çıkarılan akış alanına uygun ağ yapısının oluşturulabilmesi için gerekli ve yeterli ağ yapısı ve sayısının belirlenmesi üzerine bir çalışma yapılmıştır. Ağ yapısından bağımsızlık çalışması olarak adlandırılan bu ön çalışma, HAD analizleri için çok önem taşımaktadır. HAD analizlerinin doğruluğu ve hesaplama süresinin kısalığı bu çalışmaya bağlıdır.

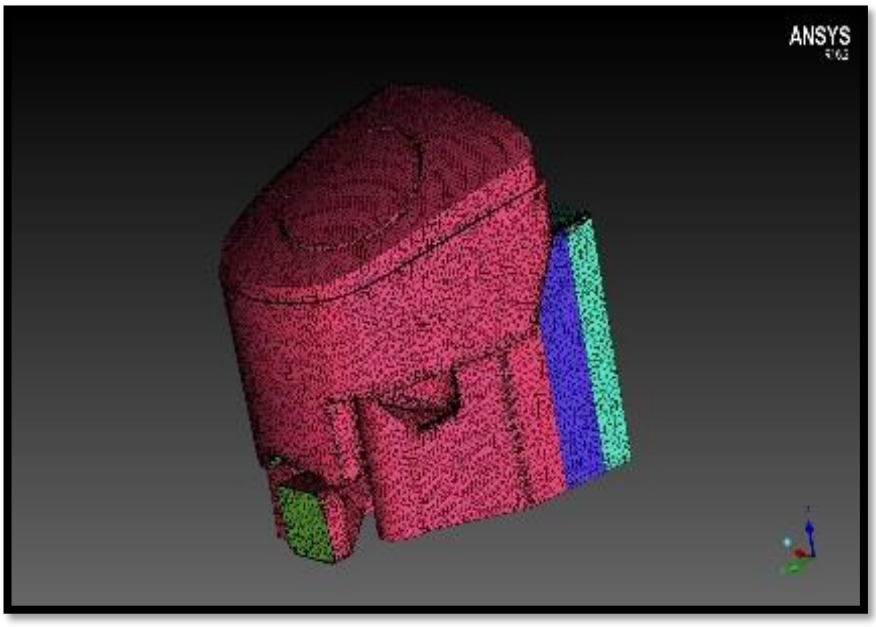
Kullanılacak geometri için uygulanacak ağ yapısı ICEM – CFD 16.2 yazılımı ile oluşturulmuştur. Geometriye uygun olacak şekilde kaba, orta ve iyi olmak üzere üç farklı ağ sayısına sahip ağ yapısı oluşturulmuştur.

Geometrinin karmaşık bir yapıya sahip olmasından ötürü, ağ yapısı oluşturulurken tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. Kaba ağ yapısı için toplamda 552309 adet eleman, orta ağ yapısı için 155943 adet eleman ve iyi ağ yapısı için ise 3088884 adet eleman kullanılmıştır. Oluşturulan kaba ağ yapısı Şekil 6.6'da gösterilmiştir.



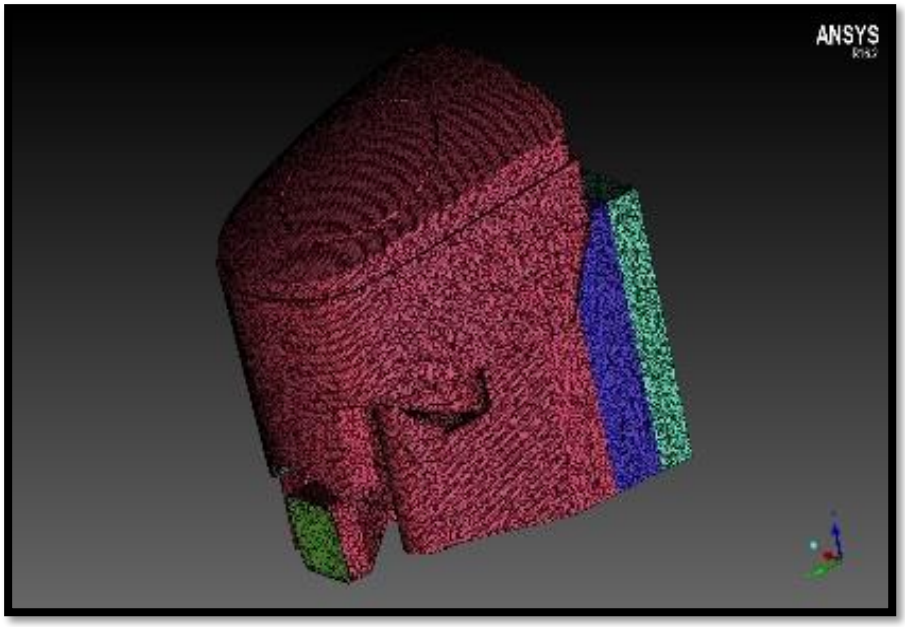
Şekil 6.6 : Kaba kaliteli ağ yapısının izometrik gösterimi.

Orta kaliteli ağ yapısı Şekil 6.7'de gösterildiği gibidir.



Şekil 6.7 : Orta kaliteli ağ yapısının izometrik gösterimi.

İyi kaliteye sahip ağ yapısı Şekil 6.8'de gösterildiği gibidir.



Şekil 6.8 : İyi kaliteli ağ yapısının izometrik gösterimi.

Geometrilerin her biri HAD analizleri için ayrı ayrı modellenmiş ve her komponent için (filtreler ve ekstra blok) ayrı ağ yapısı oluşturulmuş; oluşturulan tüm ağ yapıları HAD analizi için sonradan birleştirilmiştir.

Kaba, orta ve iyi kaliteye sahip tüm ağ yapıları hazırlanırken maksimum çarpıklık değerinin %95'ten küçük olmasına dikkat edilmiştir. Çarpıklık değerinin %95'ten büyük olması genellikle HAD analizlerinde problemlere yol açmaktadır. Bütün ağ yapıları HAD analizine uygun hale getirildikten sonra, tek fazlı akış çözümü ayarları yapılmış ve çözdürülmüştür.

Tüm geometrilerde yakınsama sağlanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma parametresi olarak ise, siklonlar önemli bir parametre olan giriş ve çıkış bölgeleri arasındaki basınç düşüşü ile duvar kayma gerilmeleri temel alınmıştır.

HAD analizleri 800W giriş gücünü karşılık gelen debi değeri olan 19.13 l/s (0.02343 kg/s)'de gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinden çıkan sonuçlar Çizelge 6.1'de gösterilmiştir.

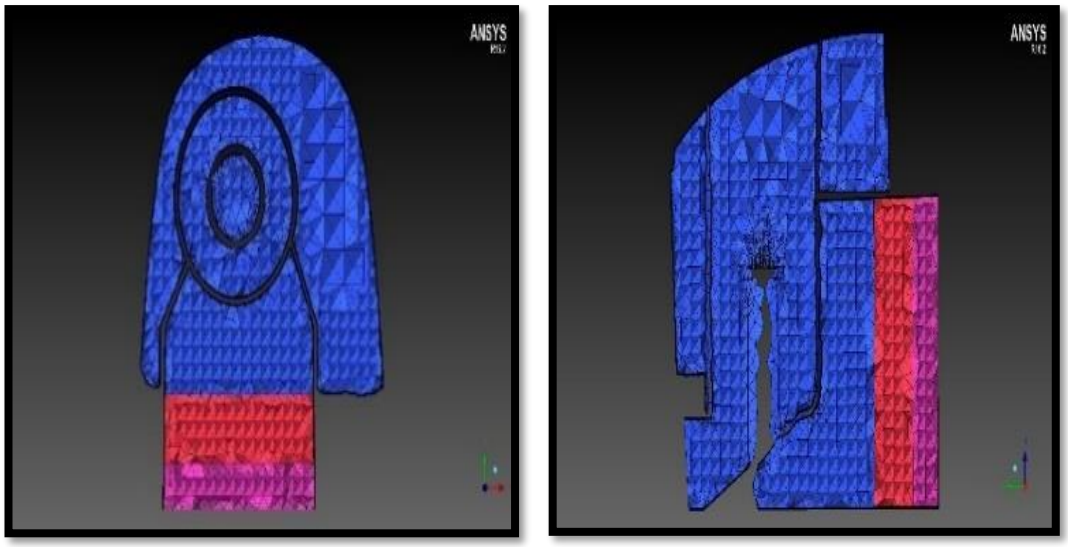
Çizelge 6.1 : Ağ yapısından bağımsızlık çalışması HAD sonuçları.

Ağ Kalitesi	Ağ Sayısı	Basınç Kaybı (Pa)	Duvar Kayma Gerilmesi (Pa)
Kaba	552309	935,4	0,63
Orta	1550943	940,1	0,65
İyi	3088884	944,0	0,67

Çizelge 6.1'den de görüldüğü üzere, ağ kalitesinin ve sayısının tek fazlı akış üzerinde pek bir etkisi yoktur. Elde edilen değerler birbirine çok yakın ve tolere edilebilir aralıkta (%10'nun altı) olduğu için optimum ağ sayısı bundan sonraki HAD analizleri için uygun görülmüştür. Çok fazla sayıda elemanın analizlerde kullanılması hesaplamalarda gereksiz zaman kaybına yol açacağı; orta kalitede eleman sayısının da kaba kaliteye göre daha makul bir sonuç olması nedeniyle orta kalitede ağ yapısı bundan sonraki tüm geometrilere uygulanacak ve HAD analizleri bu çerçevede yapılacaktır.

6.3 Çalışılacak Geometrilerin Ağ Yapılarının Oluşturulması

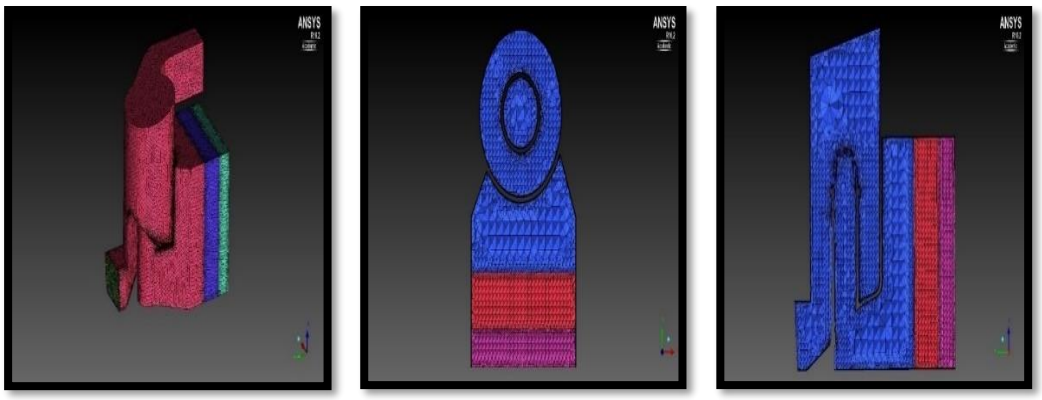
Bölüm 6.2'ye ek olarak, bu bölümde ağ yapısından bağımsızlık çalışması yapılmış ve kullanılmaya karar verilmiş ağ yapısı HAD analizlerinde kullanılmak üzere tüm geometrilere uygulanması anlatılacaktır. Orta kalitedeki ağ yapısı sırasıyla; orijinal toz haznesi, toz toplama bölümü değiştirilmiş hazne ve siklon çapı küçültülmüş hazne geometrilerine uygulanmıştır. Ağ yapısı kalitesinde, her geometrinin çarpıklık değerinin 0.95'ten küçük olması ile ortogonal kalitelerin 0,95 – 0,96'dan büyük olmaması şartı gözetilmiştir. Ağ yapısı eleman sayıları için ise orta kaliteye yakın olacak sayıda tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. Şekil 6.9'da orijinal toz haznesi için oluşturulan ağ yapısı kesitleri gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 6.9 : Orijinal hazne için kesit ağ yapısı gösterimi, (a) Üstten, (b) Yandan.

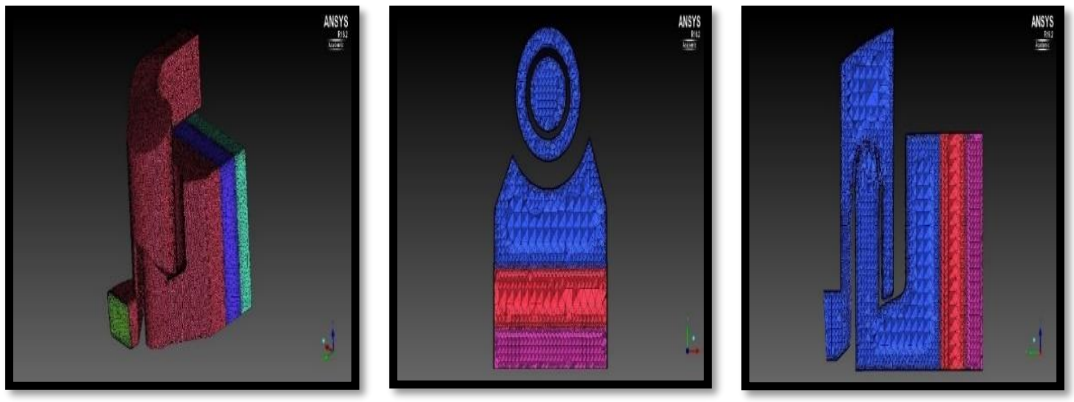
Toz toplama bölgesi değiştirilmiş hazne için yaratılan geometride toplamda 1381427 adet eleman kullanılmıştır. Orta kalitedeki ağ yapısına yaklaşık sayıda eleman kullanılmasına dikkat edilmiştir. Şekil 6.10'da oluşturulan ağ yapısına kesitler gösterilmiştir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.10 : Toz toplama bölgesi değiştirilmiş hazne için kesit ağ yapısı gösterimi, (a) Üç boyutlu gösterim, (b) Üstten, (c) Yandan.

Tasarımsal değişiklik olarak son çalışma, siklon çapının daraltılmasıyla oluşturulan yeni siklonlu hazne üzerinde yapılmıştır. Tasarımdaki kısıtlardan dolayı mevcut siklon çapı ancak üçte ikisine düşürülebilmiştir. Bu bağlamda tasarlanan geometri için oluşturulan ağ yapısında toplamda 1760517 adet eleman kullanılmıştır. Bu tasarım, Şekil 6.11'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.11 : Siklon çapı küçültülmüş hazne için kesit ağ yapısı gösterimi, (a) Üç boyutlu gösterim, (b) Üstten, (c) Yandan.

Orijinal geometri ve tasarlanan yeni geometriler için oluşturulan ağ yapılarının özellikleri ise Çizelge 6.2'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 : Geometriler ve ağ yapılarının özellikleri.

Ağ Kalitesi	Ağ Sayısı	Çarpıklık (Skewness)	Ortogonal Kalite (Orthogonal Quality)
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne	1381427	0,92	0,94
Orijinal Hazne	1550943	0,91	0,94
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne	1760517	0,93	0,96

Geometrilerin ağ yapıları oluşturulurken, hazneler içerisindeki akışın karakteristiği göz önünde bulundurulmuştur. Hazne içerisinde yüksek oranda girdaplı akış olduğu için ve özellikle siklon duvarlarındaki akış özelliklerini belirleyebilmek için sınır tabakaların kullanılması gerektiği bilinmektedir. Dolayısıyla, ağ yapısı oluşturulurken duvarlarda sınır tabakalar oluşturulmuştur. Sınır tabaka oluşturulurken, boyutsuz duvar mesafesi olan y^+ değerinin 4 – 5 civarlarında seçilmesi yeterli olarak ön görülmüştür. Ayrıca, duvar dibindeki türbülansın iyi bir şekilde modellenebilmesi için beş adet sınır tabakanın yeterli olacağı düşünülmüştür. y^+ değeri;

$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{\nu} \tag{6.1}$$

Formülü ile ifade edilir. Burada; u_* değeri duvara en yakın yerdeki sürtünme hızı, y duvara en yakın sınır tabakanın duvara olan uzaklığı ve ν ise akışkanın kinematik viskozitesidir.

White [70] yayımladığı Akışkanlar Mekaniği kitabının düz plakalar için sınır tabaka teorisi bölümünde, elde edilmesi istenen y^+ değeri için gerekli birinci ağ hücresi boyu Δs değerinin;

$$\mathrm{Re}_x = \frac{\rho U_\infty L}{\mu} \tag{6.2}$$

$$C_f = 0.026\,\mathrm{Re}_x^{1/7} \tag{6.3}$$

$$\tau_{\text{duvar}} = C_f \rho \frac{U_\infty^2}{2} \tag{6.4}$$

$$U_{sürtünme} = \rho \tau_{\text{duvar}} \tag{6.5}$$

$$\Delta s = y + \mu \rho U_{sürtünme} \tag{6.6}$$

şeklinde hesaplanabileceğini anlatmıştır. Bu denklemler dikkate alınarak Δs hesaplanmak istenirse;

$$\mathrm{Re}_x = \frac{1.225 \times 9.51 \times 0.044821}{1.3785 \times 10^{-5}} = 28416.14$$

$$C_f = 0.026 \times \left(28416.14\right)^{1/7} = 0.113$$

$$\tau_{\text{duvar}} = \frac{0.113 \times 1.225 \times (9.51)^2}{2} = 6.26\text{Pa}$$

$$U_{\text{sürtünme}} = 6.26 \times 1.225 = 7.67\text{m/s}$$

$$\Delta s = y + 1.8375 \times 10^{-5} \times 7.67 \times 1.225$$

$$y^+ = \frac{U_* y}{\nu} = \frac{U_* y \rho}{\mu}$$

$$y = \frac{1.8375 \times 10^{-5} \times 4}{7.67 \times 1.225} = 7.83 \times 10^{-6}$$

$$y = \frac{1.8375 \times 10^{-5} \times 4}{7.67 \times 1.225} = 7.83 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\Delta s = 7.83 \times 10^{-6} + (1.8375 \times 10^{-5} \times 7.67 \times 1.225) = 1.805 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\Delta s \cong 0.181 \text{ mm}$$

olarak bulunmuştur. $\Delta s \cong 0.181\text{mm}$ değeri göz önüne alınarak ICEM – CFD yazılımında sınır tabakalar yaratılmış ve ilk değer 0.181 mm olarak ayarlanmıştır. Bu değerden başlayarak beş adet sınır tabaka logaritmik artış ile oluşturulmuştur.

6.4 HAD Yazılımında Poroz Akış Bölgesi İçin Gerekli Katsayıların Belirlenmesi

Deneysel olarak ölçümleri yapılan filtrelerin, HAD yazılımına uygun bir şekilde kullanılabilmesi için yazılım içindeki bazı parametrelerin hesaplanması gerekmektedir. Ansys Fluent 16.2 yazılımındaki poroz bölge analizi için aşağıdaki bağıntılardan yararlanılmıştır.

$$\Delta p = Av^2 + Bv \tag{6.7}$$

$$\nabla p = S_i \tag{6.8}$$

$$\Delta p = -S_i \Delta n \tag{6.9}$$

$$A = C_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n \tag{6.10}$$

$$B = \frac{\mu}{\alpha} \Delta n \tag{6.11}$$

Bu denklemlerde; v akışkanın hızı, S_i kaynak terimi, Δn poroz medya kalınlığı, C_2 atalet direnci katsayısı ve $1/\alpha$ viskoz atalet direnci katsayısıdır. Bu denklemlere göre ölçümleri yapılmış filtrelerin katsayıları alt bölümlerde hesaplanacaktır.

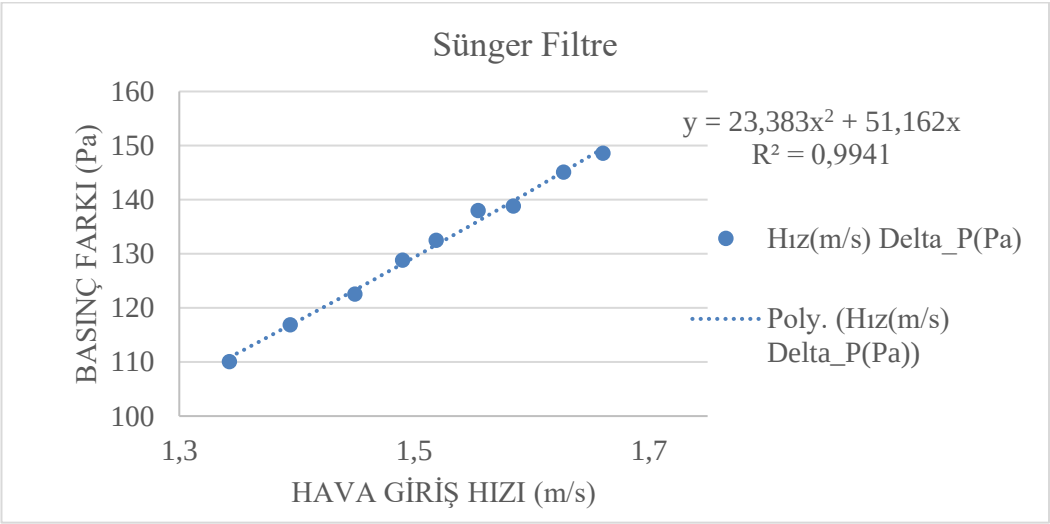
6.4.1 Sünger filtre için poroz katsayılarının belirlenmesi

Sünger filtre için ölçüm sonuçları Çizelge 6.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 6.3 : Sünger – basınç kaybı testi.

Hız(m/s)	Delta_P(Pa)
1,34	110,07
1,39	116,87
1,45	122,53
1,49	128,85
1,52	132,47
1,55	137,97
1,58	138,81
1,63	145,08
1,66	148,58

Kalınlığı 10 mm olan sünger filtre için yapılan testler yukarıda gösterildiği gibidir. Buna göre, bu filtre için bir hız – basınç kaybı grafiği çizdirilip ikinci dereceden bir eğri uydurulmalıdır (Şekil 6.12).



Şekil 6.12 : Sünger filtre için uydurulan ikinci derece eğri.

Uydurulan bu eğrinin denklemi göz önüne alınarak Denklem 6.10 ve 6.11'ler çözülürse;

$$23.382 = C_2 \times \frac{1}{2} \times 1.225 \times 0.01$$

$$C_2 = 3.82 \times 10^3$$

$$51.162 = \frac{1.3785 \times 10^{-5}}{\alpha} \times 0.01$$

$$\frac{1}{\alpha} = 2.86 \times 10^8$$

olarak bulunmuştur.

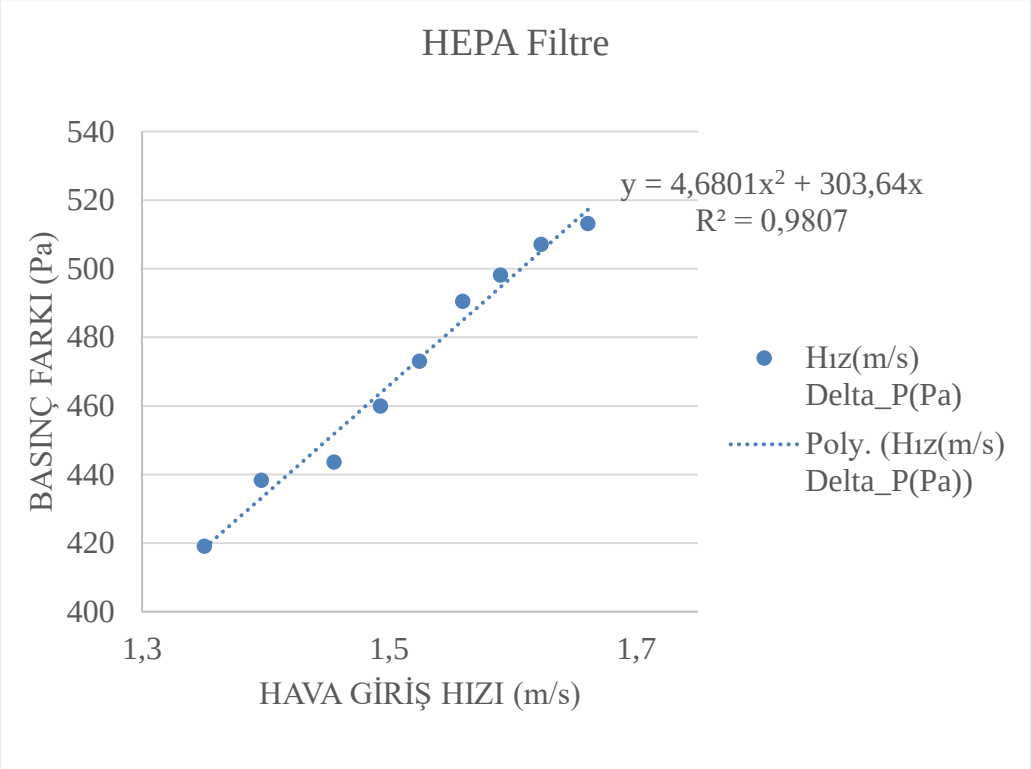
6.4.2 HEPA filtre için poroz katsayılarının belirlenmesi

HEPA filtre için ölçüm sonuçları Çizelge 6.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 6.4 : HEPA – basınç kaybı testleri.

Hız(m/s)	Delta_P(Pa)
1,35	419,09
1,40	438,34
1,46	443,67
1,49	459,97
1,52	473,07
1,56	490,45
1,59	498,14
1,62	507,07
1,66	513,17

Kalınlığı 20 mm olan HEPA filtre için yapılan testler yukarıda gösterildiği gibidir. Buna göre, bu HEPA filtre için bir hız – basınç kaybı grafiği çizdirilip ikinci dereceden bir eğri uydurulmalıdır (Şekil 6.13).



Şekil 6.13 : HEPA filtre için uydurulan ikinci derece eğri.

Uydurulan bu eğrinin denklemi göz önüne alınarak Denklem 6.10 ve 6.11'ler çözülürse;

$$4.6801 = C_2 \times \frac{1}{2} \times 1.225 \times 0.02$$

$$C_2 = 382$$

$$303.64 = \frac{1.3785 \times 10^{-5}}{\alpha} \times 0.02$$

$$\frac{1}{\alpha} = 8.48 \times 10^{8}$$

olarak hesaplanır.

6.4.3 Sünger ve HEPA filtrelerin birlikte kullanıldığı durumdaki katsayılar

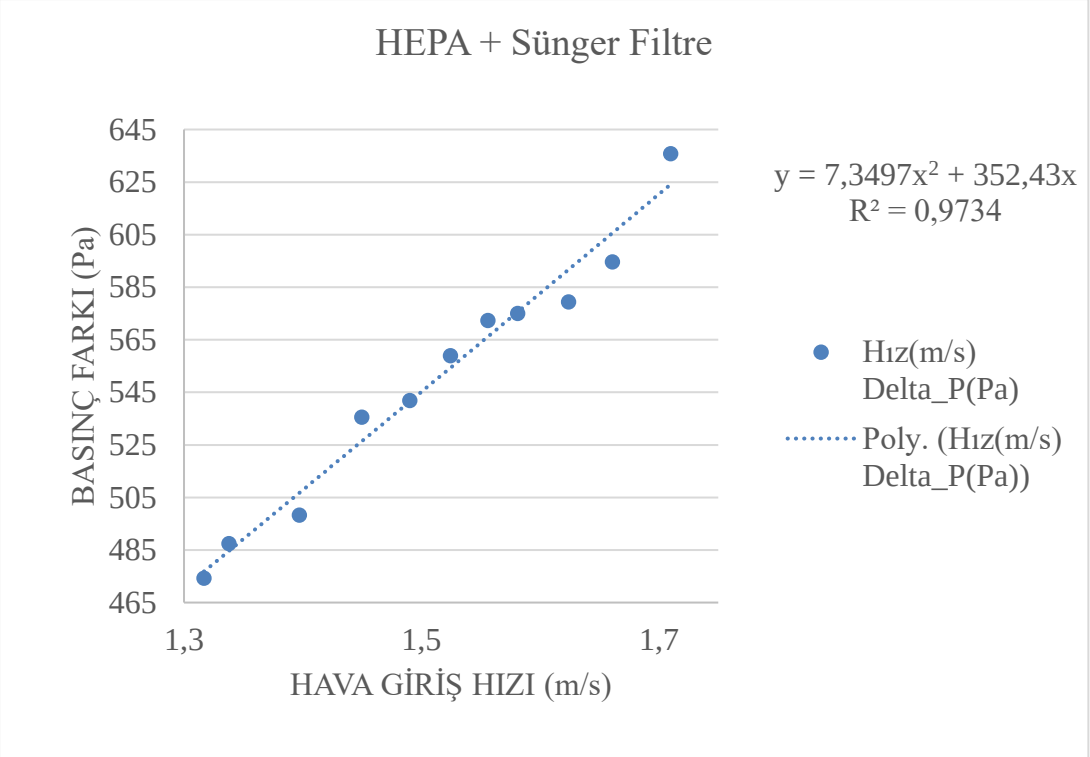
Bölüm 6.4.1 ve 6.4.2'de anlatıldığı üzere HAD analizi için gerekli bazı viskoz katsayılar tekil olarak belirlenmiştir. HAD analizinin kolaylığı ve tezin basitleştirilmesi amacıyla, sünger ve HEPA filtreler kalınlığı toplamda 30 mm olacak şekilde tek filtre gibi düşünülmüş ve hem deneysel hem de sayısal hesaplamaları bu

kapsamda yapılmıştır. Buna göre, iki filtre bir aradayken yapılan ölçüm sonuçları Çizelge 6.5'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 6.5 : HEPA ve sünger filtreler bir aradayken yapılan test.

Hız(m/s)	Delta_P(Pa)
1,32	474,22
1,34	487,46
1,40	498,24
1,45	535,58
1,49	541,90
1,52	558,90
1,56	572,31
1,58	575,03
1,62	579,36
1,66	594,67
1,71	635,78

Kalınlığı toplamda 30 mm olan sünger ve HEPA filtreler için yapılan testler yukarıda gösterildiği gibidir. Buna göre, bu sünger ve HEPA filtre için bir hız – basınç kaybı grafiği çizdirilip ikinci dereceden bir eğri uydurulmalıdır (Şekil 6.14).



Şekil 6.14 : HEPA ve sünger filtre bir aradayken uydurulan ikinci derece eğri.

Uydurulan bu eğrinin denklemi göz önüne alınarak Denklem 6.10 ve 6.11'ler çözülürse;

$$7.3497 = C_2 \times \frac{1}{2} \times 1.225 \times 0.03$$

$$C_2 = 400$$

$$352.43 = \frac{1.3785 \times 10^{-5}}{\alpha} \times 0.03$$

$$\frac{1}{\alpha} = 6.57 \times 10^{8}$$

olarak bulunmuştur. Bulunan bu değerler, bir sonraki bölümde anlatılacak olan HAD analizleri için oldukça önemlidir. Analiz sonuçları ve deney sonuçları karşılaştırması daha sonra verilecektir.

6.5 Akış Alanı İle İlgili HAD Analizleri

Bölüm 6.3'te anlatılan ağ yapısı çalışmaları ve Bölüm 6.4'te anlatılan poroz bölge katsayılarının hesaplanmasıyla birlikte artık HAD analizleri çözdürülebilecek hale gelmiştir. HAD analizlerinin çözümü kapsamında Ansys Fluent 16.2 yazılımı kullanılmıştır. HAD analizi yapılacak her bir geometri, hesaplama işleminin kısaltılması için çözüm başlamadan önce polihedral ağ yapısına çevrilmiştir. Bu çevirme işlemi hücre sayısında yaklaşık olarak %60'lık bir azalma sağlamaktadır. Azalan hücre sayısıyla birlikte sayısal çözüm maliyeti de ciddi oranda azalmıştır.

HAD analizinde, çözücü modeli olarak basınç temelli çözücü tercih edilmiştir. Kullanılan akışkan hava ve geometri içerisindeki hava sıkıştırılamaz şartlarda olduğu için bu çözücü tercih edilmiştir. Türbülans modeli olarak ise SST k - ω modelinin yeterli olacağı önceden belirlenmiştir. Bu kapsamda, literatür araştırmalarında da belirtilen RSM modeli ile ön çözüm yapılmış ve sonuçların birbirine çok yakın olduğu saptanmıştır. SST k - ω modeli, RSM yanında çok daha az sayıda denklem çözdüğü için hesaplama süresi bakımından avantajlıdır. Her bir geometri için sınır koşulları kütlesel debi giriş ve basınç çıkış olarak belirlenmiştir. Çözüm metodunda; şema olarak SIMPLEC metodu tercih edilmiştir. Uzaysal ayrıklaştırma metotlarında ise; basınç için Standart, momentum için QUICK, türbülans kinetik enerji ve özgül yayınım oranı için ise ikinci derece yukarı akım metodu kullanılmıştır.

HAD analizi, sayısal çözümlerin zaman kısıtlaması nedeniyle kısaltılması için daimî olarak yapılmıştır. İterasyonlar 10^{-4} toleransına yaklaşana kadar devam ettirilmiş ve yakınsama sağlandığında çözüm sona erdirilmiştir. Tüm bu ayarlar Çizelge 6.6'da gösterilmiştir.

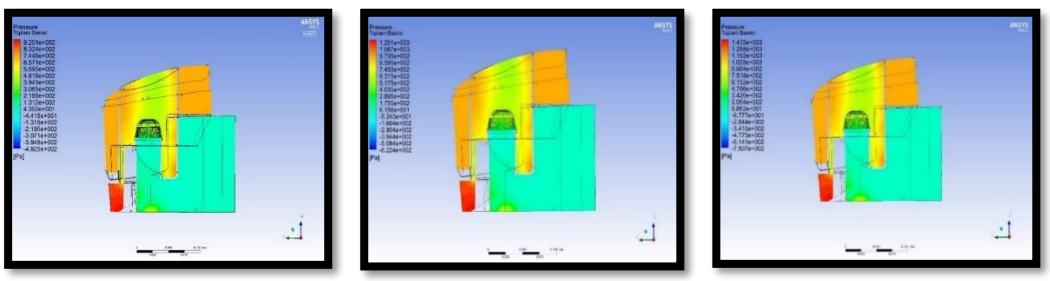
Çizelge 6.6 : Çözüm öncesi ayarlar.

Parametre	Seçim
Ağ Yapısı	Polyhedral
Akışkan Türü	Hava
Çözücü	Pressure - based
Çözüm Türü	Steady
Türbülans Modeli	SST k - ω
Çözüm Metodu	SIMPLEC
Basınç Ayrıklaştırması	Standart
Momentum Ayrıklaştırması	QUICK
Türbülans Kinetik Enerji Ayrıklaştırması	Second Order Upwind
Özgül Yayınım Oranı Ayrıklaştırması	Second Order Upwind
Giriş Sınır Şartı	Mass Flow Inlet
Çıkış Sınır Şartı	Pressure Outlet
Yakınsama Kriteri	10^{-4}

6.5.1 Orijinal toz haznesi geometrisi için HAD analizleri

Orijinal toz haznesi geometrisi kullanılarak yapılan HAD analizlerinin basınç kontuarları, hız vektörleri ve akım çizgileri, türbülans çekirdek bölgeleri 800 – 1200 – 1600W güçlerine denk gelen sırasıyla 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s debilerde hem filtreli hem de filtresiz olarak gösterilecektir.

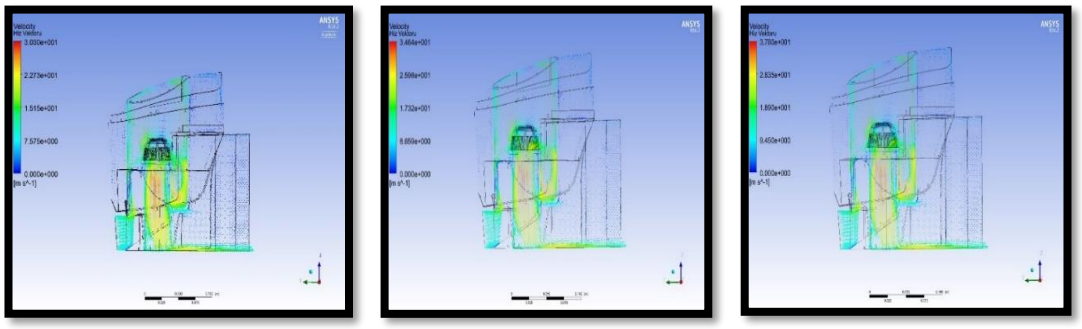
Filtresiz orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki basınç kontuarları Şekil 6.15'te gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.15 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

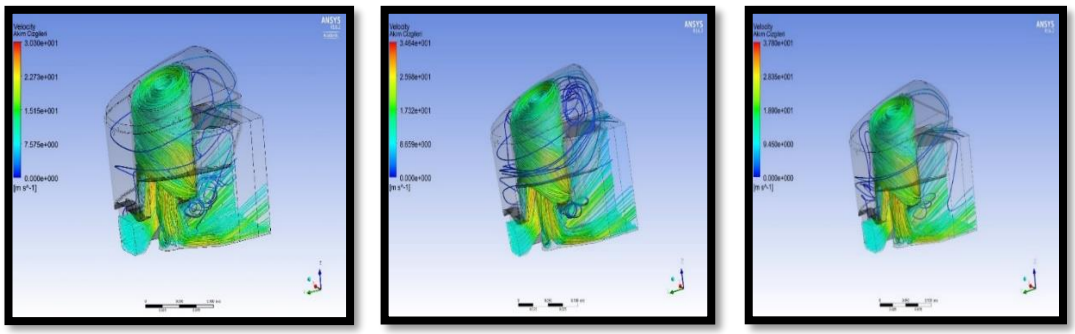
Filtresiz orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız vektörleri Şekil 6.16'da gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.16 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

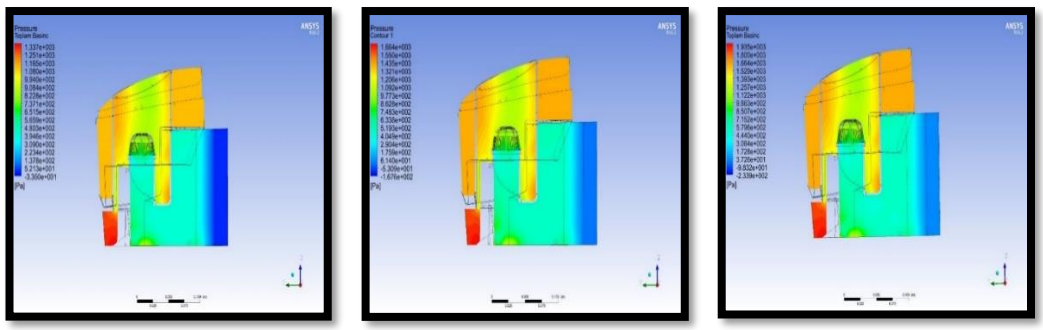
Filtresiz orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız akım çizgileri Şekil 6.17'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.17 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

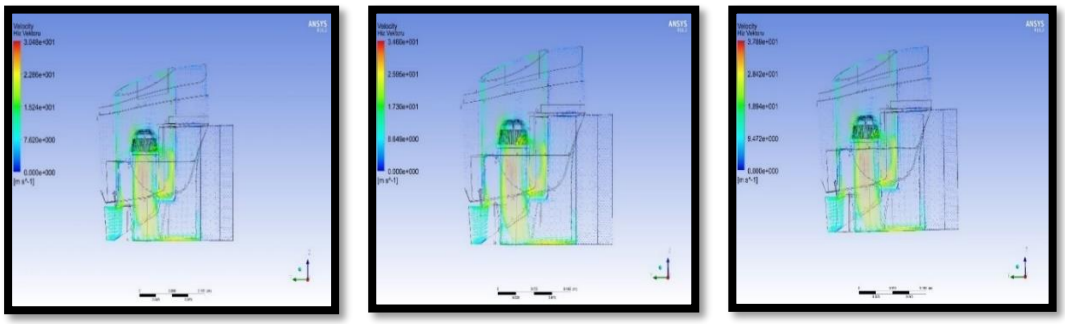
Filtreli orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki basınç kontuarları Şekil 6.18'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.18 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

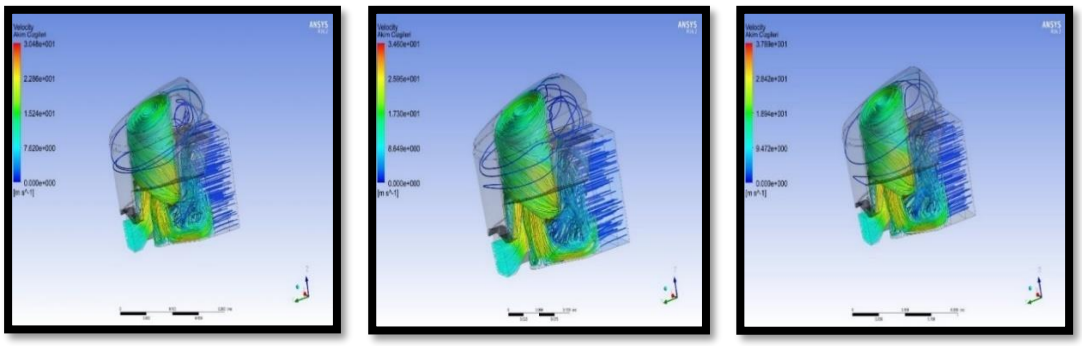
Filtreli orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız vektörleri Şekil 6.19'da gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.19 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

Filtreli orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız akım çizgileri Şekil 6.20'de gösterildiği gibidir.



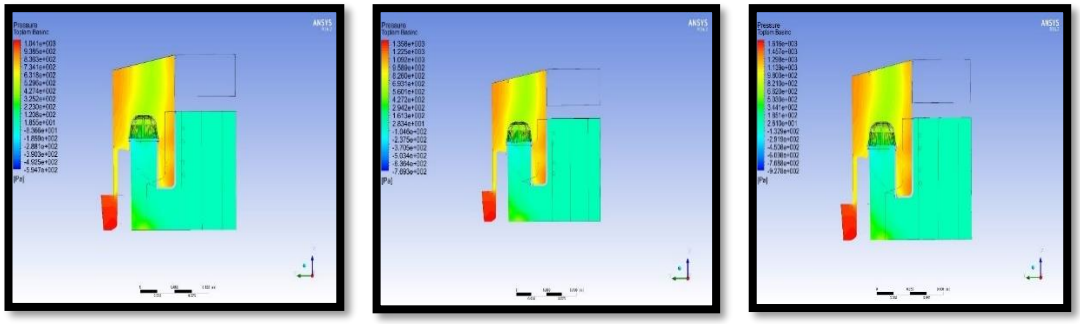
(a) (b) (c)

Şekil 6.20 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

6.5.2 Yeni tasarlanan toz toplama bölgesi geometrisi için HAD analizleri

Yeni tasarlanan toz toplama bölgesi geometrisi kullanılarak yapılan HAD analizlerinin basınç kontuarları, hız vektörleri ve akım çizgileri, türbülans çekirdek bölgeleri 800 – 1200 – 1600W güçlerine denk gelen sırasıyla 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s debilerde hem filtreli hem de filtresiz olarak gösterilecektir.

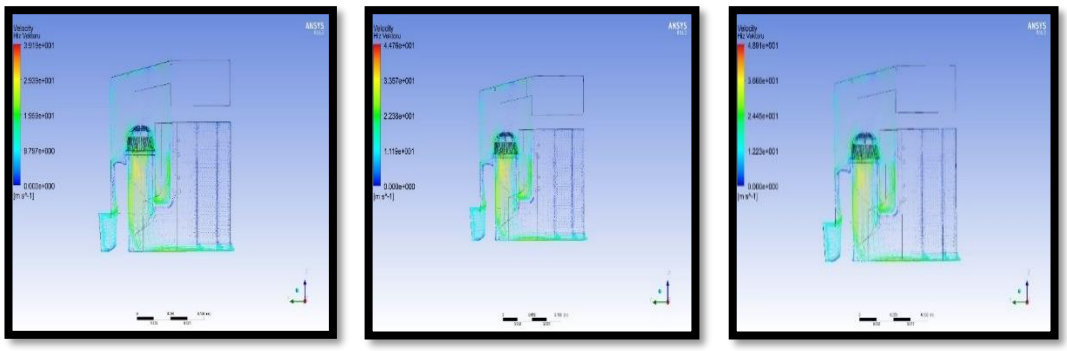
Filtresiz değiştirilen toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki basınç kontuarları Şekil 6.21'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.21 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

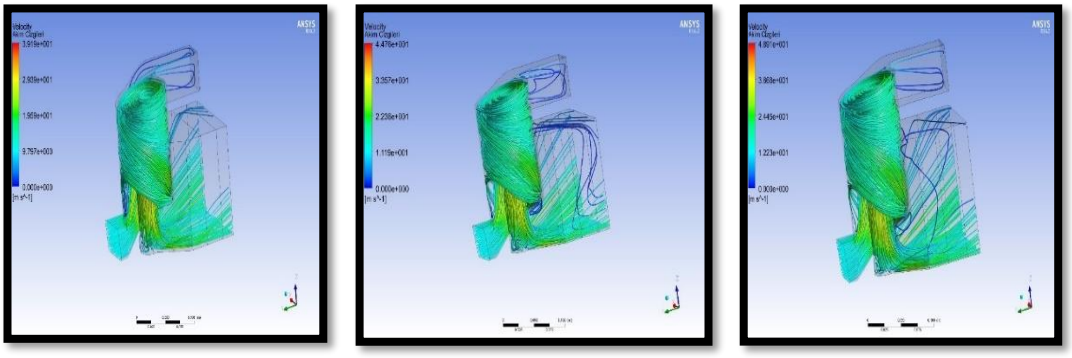
Filtresiz değiştirilen toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız vektörleri Şekil 6.22'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.22 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

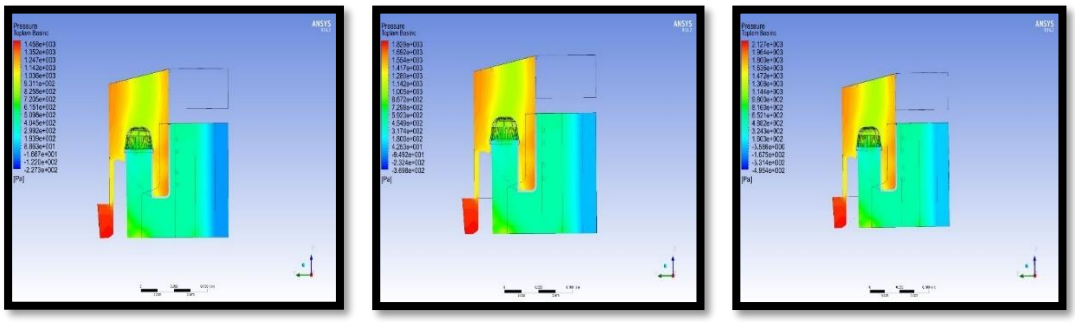
Filtresiz değiştirilen toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız akım çizgileri Şekil 6.23'te gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.23 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

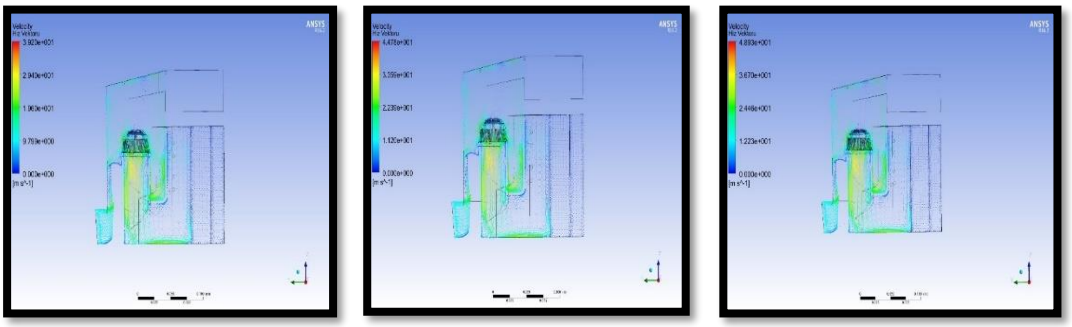
Filtreli değiştirilen toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki basınç kontuarları Şekil 6.24'te gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.24 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

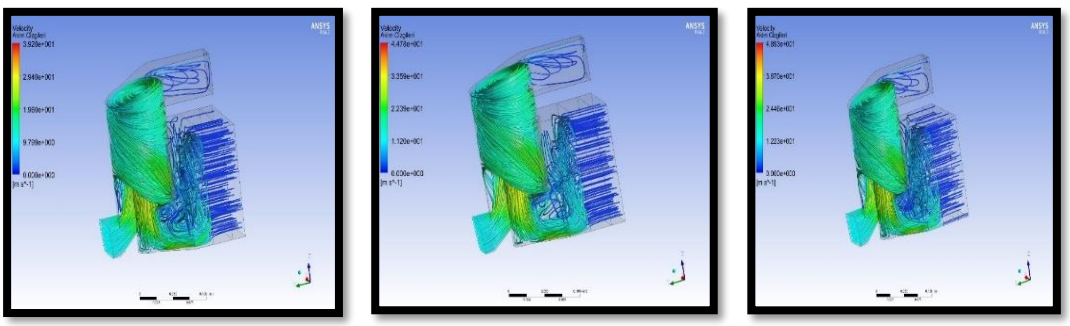
Filtreli değiştirilen toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız vektörleri Şekil 6.25'te gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.25 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

Filtreli değiştirilen toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız akım çizgileri Şekil 6.26'da gösterildiği gibidir.



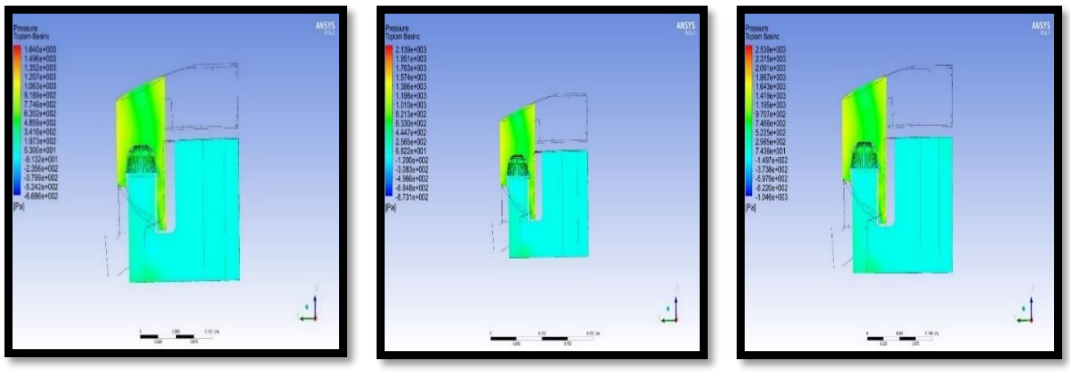
(a) (b) (c)

Şekil 6.26 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

6.5.3 Çapı değiştirilen siklon geometrisi için HAD analizleri

Çapı değiştirilen siklon geometrisi kullanılarak yapılan HAD analizlerinin basınç kontuarları, hız vektörleri ve akım çizgileri, türbülans çekirdek bölgeleri 800 – 1200 – 1600W güçlerine denk gelen sırasıyla 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s debilerde hem filtreli hem de filtresiz olarak gösterilecektir.

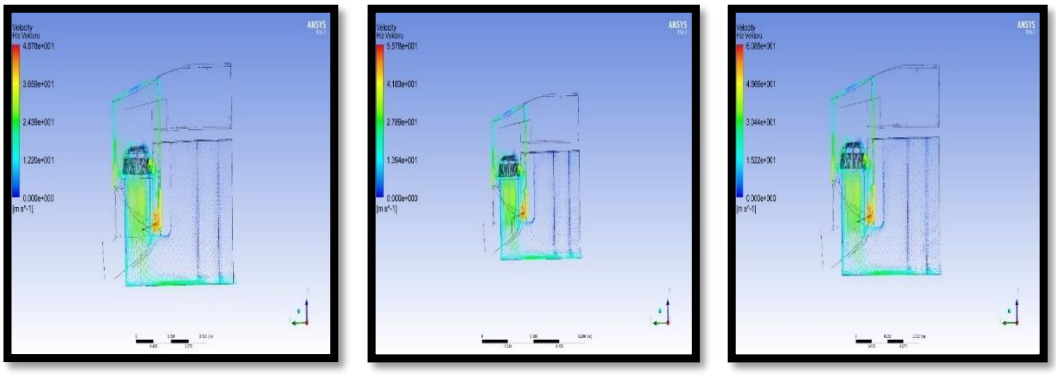
Filtresiz çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki basınç kontuarları Şekil 6.27'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.27 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

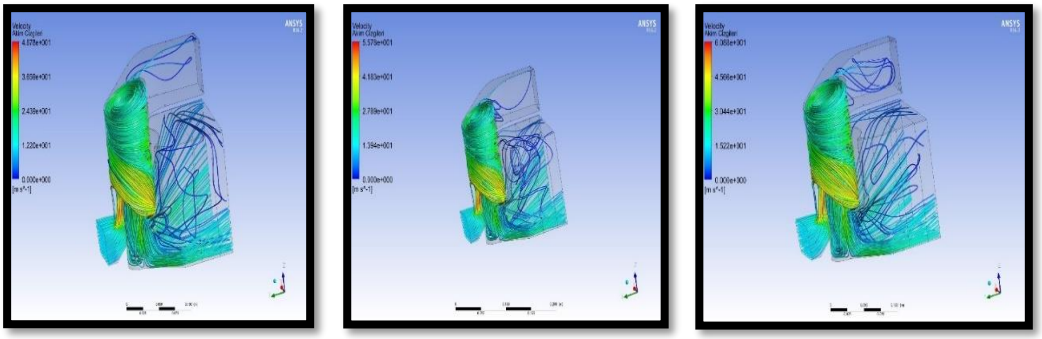
Filtresiz çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız vektörleri Şekil 6.28'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.28 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

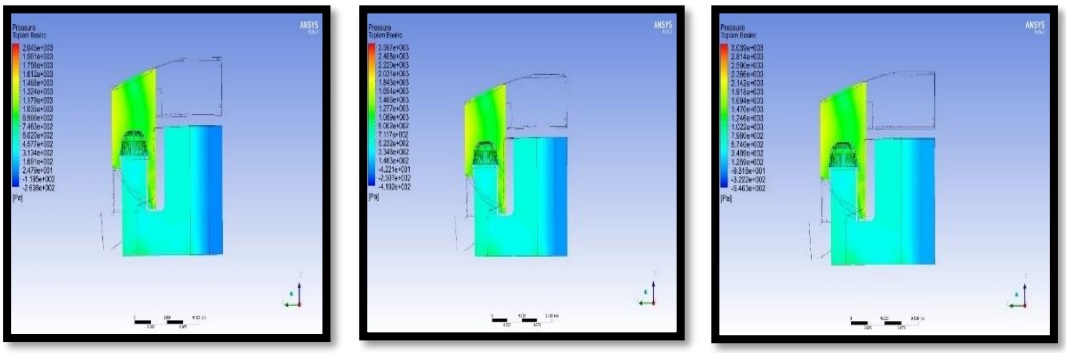
Filtresiz çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız akım çizgileri Şekil 6.29'da gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.29 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

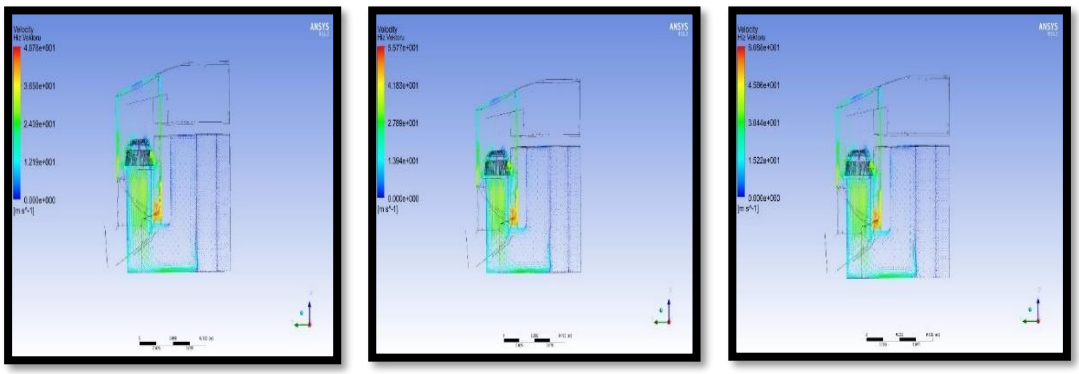
Filtreli çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki basınç kontuarları Şekil 6.30'da gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.30 : Toplam basınç için kontuarlar, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

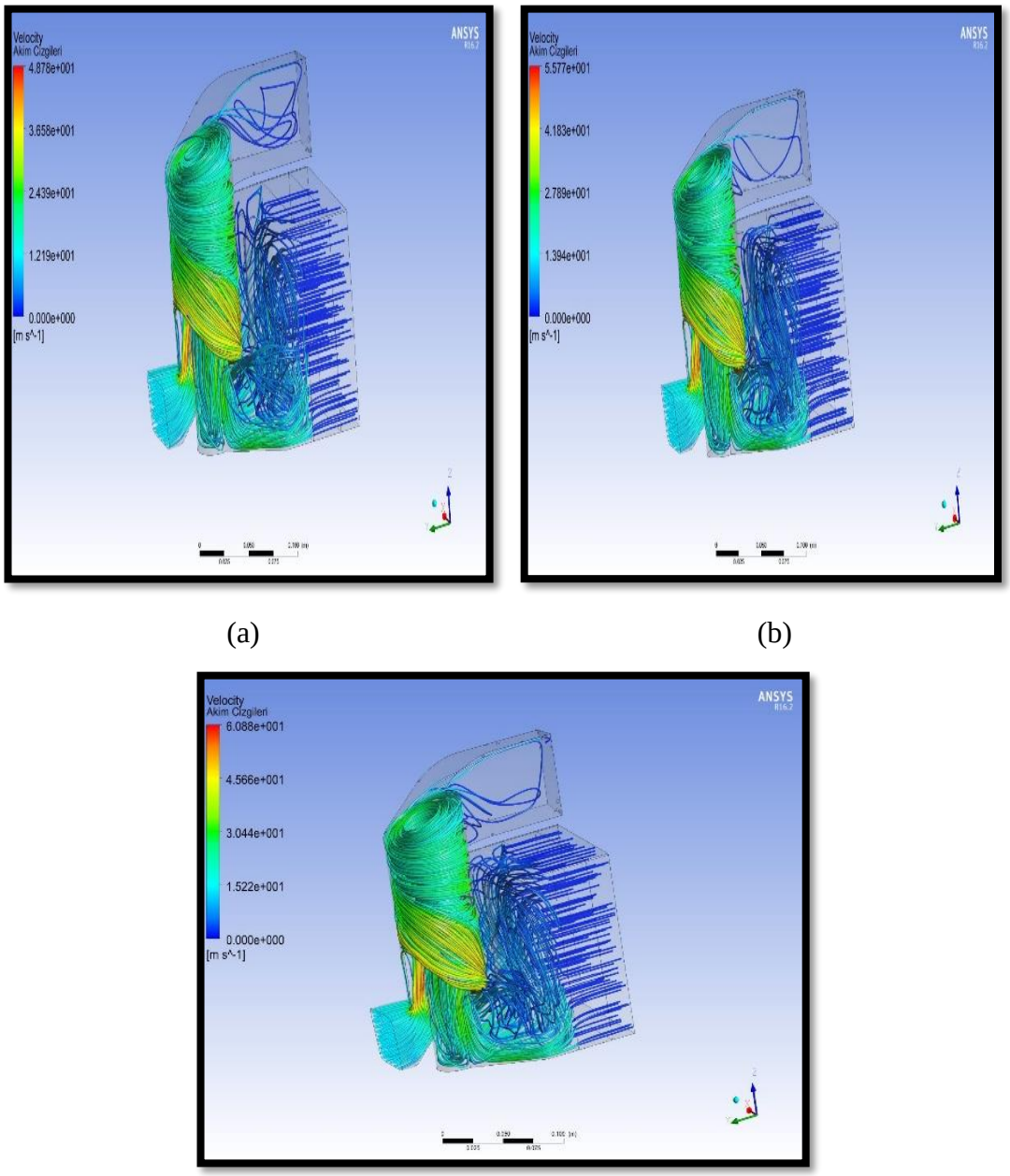
Filtreli çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız vektörleri Şekil 6.31'de gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.31 : Hız vektörleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

Filtreli çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki hız akım çizgileri Şekil 6.32'de gösterildiği gibidir.



(a) (b)

(c)

Şekil 6.32 : Hız akım çizgileri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

6.6 Rosin – Rammler Metodu İle Toz Dağılım Eğrisinin Çıkarılması

Bölüm 5.4'te kullanılan Çizelge 5.7'deki toz özellikleri baz alınarak çıkartılan bu eğri Rosin – Rammler dağılımına uygun olarak yapılmıştır. Eğrinin çıkarımında Rosin – Rammler dağılımı içi hazırlanmış formüller ve Excel Çizelgelarından yararlanılmıştır [71]. Oluşturulan hazır Çizelgelar, Çizelge 5.7'deki ev tipi toz özellikleri kullanılarak

yeniden düzenlenmiştir ve gereken parametreler bu şekilde belirlenmiştir. Çizelge 6.7'de oluşturulan eğrinin detayları gösterilmiştir.

Çizelge 6.7 : Rosin – Rammler eğrisi için kullanılan değerler.

D	R	X	Y		
Toz Çapı (μm)	Yüzdece Kümülatif Tutulmuş Miktar	-	-	Uydurulmuş Y	Uydurulmuş Yüzdece Kümülatif Tutulmuş Miktar
120	0,0%	-	-	-	0,0%
80	0,5%	4,38	1,67	1,79	0,3%
40	12,0%	3,69	0,75	1,03	6,1%
20	30,0%	3,00	0,19	0,27	27,0%
10	50,0%	2,30	-0,37	-0,49	54,1%
7	59,0%	1,95	-0,64	-0,88	66,0%
5	69,0%	1,61	-0,99	-1,25	75,0%
4	74,5%	1,39	-1,22	-1,49	79,8%
3	81,5%	1,10	-1,59	-1,81	84,8%
2	89,5%	0,69	-2,20	-2,25	90,0%
1	97,5%	0,00	-3,68	-3,01	95,2%
0	100,0%	-	-	-	100,0%

Çizelge 6.7'de *D* kullanılan her bir toz adedinin çapı, *R* yüzdece kümülatif tutulmuş miktardır. *X* ve *Y;*

$$X = \ln(D)$$
$$Y = \ln(-\ln(R)) \tag{6.12}$$

olarak belirtilmiştir. Uydurulmuş *Y* için ise;

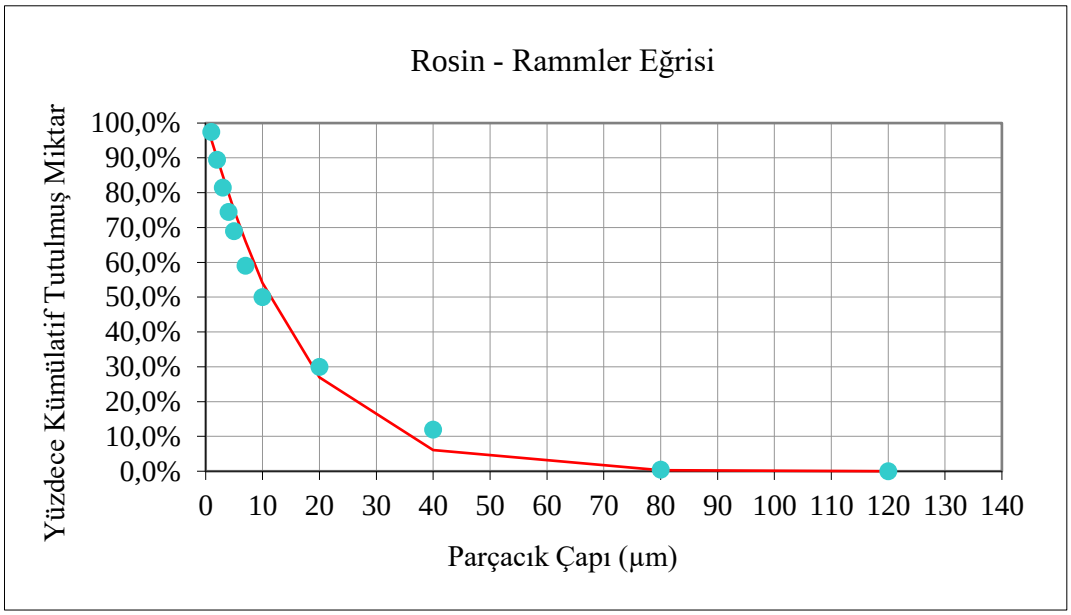
$$\text{Uydurulmuş Y} = n * X - n * \ln(D_n) \tag{6.13}$$

Şeklinde belirlenmiştir. Buradaki *n* ve D_n terimleri eğri uydurma parametreleri olup HAD analizleri için oldukça önemlidir. Spesifik olarak ise *n*; yayılma parametresi, D_n; ortalama partikül çapıdır. *n* terimi, *X* ve *Y* terimleri kullanılarak oluşturulan eğrinin eğimi olarak bulunur. D_n ise; Denklem 6.13 kullanılarak hesaplanmaktadır. Buna göre *n* ve D_n terimleri;

$n = 1.09,$
$D_n = 15.62118 \times 10^{-6} m$

olarak bulunmuştur. Bu değerler, sonraki bölümlerde anlatılacak olan DPM analizlerinde kullanılacaktır.

Bu çizelgeye göre oluşturulmuş eğri Şekil 6.33'te gösterildiği gibidir.



Şekil 6.33 : ISO Testlerde kullanılan ev tipi toz için Rosin – Rammler dağılımı.

Bölüm 4.4.1'de anlatıldığı üzere, Rosin – Rammler eğrisi çıkartıldıktan sonra sağlama yapılmak amacıyla, ortalama çap ve dağılma parametrelerini bulmak için Denklem 4.5 ve 4.6'dan de yararlanılabilir.

6.7 Partikül Yörüngelerinin Belirlenmesi İçin DPM Analizleri

Tez kapsamında, partikül yörüngelerinin belirlenmesi ve dolayısıyla kullanılan geometrilerin toz toplama verimlerinin belirlenmesi tezin amacı kısmında belirtilmiştir. Bu doğrultuda, orijinal toz haznesi ve bu hazneden yararlanılarak oluşturulan yeni geometriler için DPM analizleri yapılmıştır. Tez kapsamında, filtrelerin toz toplamaya olan etkileri ayrı bir çalışma konusu olacağından bu parametreler göz ardı edilmiştir. Toz toplamadaki ana parametre tezin amacı kısmında da belirtildiği üzere, haznenin geometrik tasarımının etkinliği olarak saptanmış ve çalışmalar bu doğrultuda yürütülmüştür.

DPM analizleri yapılırken, maksimum adım sayısı olarak 200000 adım seçilmiştir. Seçilen adım sayısının az tutulmasının nedeni işlem zamanından tasarruf edilmek istenmesindendir. İzleme seçeneklerindeki doğruluk kontrol parametresi ise 10^{-7} olarak seçilmiştir. Şema seçimi ise otomatik olarak belirlenmiştir.

DPM enjesiyon tipi olarak ise yüzey seçeneği aktifleştirilmiştir. Yüzey enjeksiyonundaki amaç, havanın girdiği aynı yüzey alanına sahip bölgeden toz partiküllerini gönderebilmektir. Çap dağılımı seçeneğinde ise Rosin – Rammler dağılımı seçilmiştir. Bu metdoun seçilmesindeki amaç, daha doğru bir dağılım sonucunun elde edilmek istenmesidir. Her bir analiz için, analize uygun debideki giriş hızı değeri, partikül giriş hızı olarak seçilmiştir. Aynı şekilde, Bölüm 6.6'da belirlenen dağılım parametreleri her bir analiz için ayrı ayrı uygulanmıştır.

DPM sonucunda elde edilen toz toplama verileri sayesinde toz toplama verimi belirlenebilir. Toz toplama verimi;

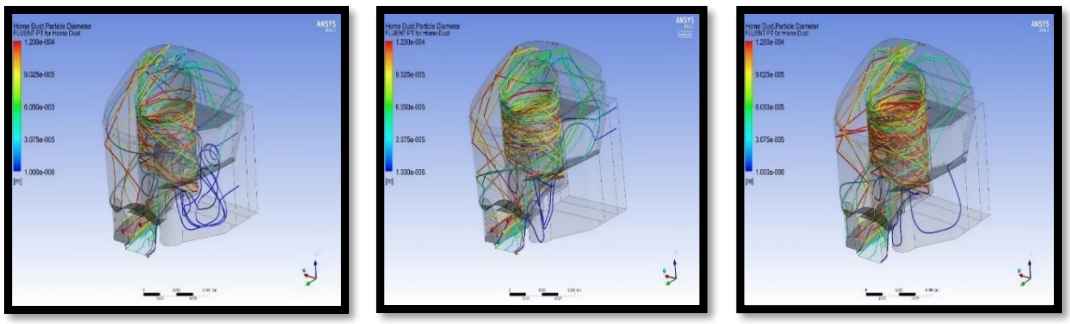
$$\%\ \text{Verim} = \left(\frac{\text{Toz toplama bölgesinde toplanan miktar}}{\text{Enjekte edilen toplam miktar - Hesaplanamayan}} \right) \times 100 \quad (6.14)$$

denklemi ile belirlenmektedir. Enjekte edilen toplam miktar, partiküllerin enjekte edildiği yüzeydeki ağ sayısıyla doğru orantılıdır. Yüzeyde ne kadar fazla eleman varsa DPM analizinde o kadar fazla partikül enjekte edilmektedir. Hesaplanamayan miktar ise; maksimum adım sayısı belirlenen analiz içerisinde hesaplanamadan kalan partikül sayısını belirtmektedir.

6.7.1 Orijinal toz haznesi geometrisi için DPM analizleri

Orijinal toz haznesi geometrisi için; 800 – 1200 – 1600W güçlerine denk gelen sırasıyla 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s debilerde DPM analizleri filtreli durumlar için yapılmıştır.

Filtreli orijinal toz haznesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki DPM analizleri sonucunda belirlenen partikül yörüngeleri Şekil 6.34'te gösterildiği gibidir.



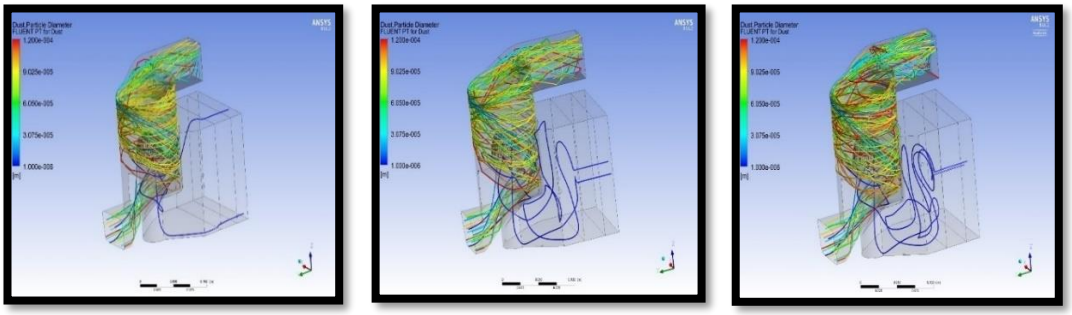
(a) (b) (c)

Şekil 6.34 : 1 – 120 µm aralığındaki çaplar için partikül yörüngeleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

6.7.2 Yeni tasarlanan toz toplama bölgesi geometrisi için DPM analizleri

Yeni tasarlanan toz toplama bölgesi geometrisi için; 800 – 1200 – 1600W güçlerine denk gelen sırasıyla 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s debilerde DPM analizleri filtreli durumlar için yapılmıştır.

Filtreli yeni tasarlanan toz toplama bölgesi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki DPM analizleri sonucunda belirlenen partikül yörüngeleri Şekil 6.35'te gösterildiği gibidir.



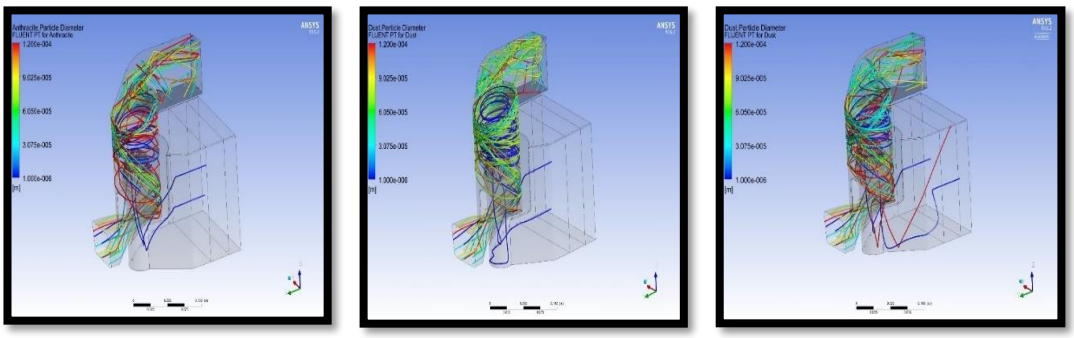
(a) (b) (c)

Şekil 6.35 : 1 – 120 µm aralığındaki çaplar için partikül yörüngeleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

6.7.3 Çapı değiştirilen siklon geometrisi için DPM analizleri

Çapı değiştirilen siklon geometrisi için; 800 – 1200 – 1600W güçlerine denk gelen sırasıyla 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s debilerde DPM analizleri filtreli durumlar için yapılmıştır.

Çapı değiştirilen siklon geometrisi için 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki DPM analizleri sonucunda belirlenen partikül yörüngeleri Şekil 6.36'da gösterildiği gibidir.



(a) (b) (c)

Şekil 6.36 : 1 – 120 µm aralığındaki çaplar için partikül yörüngeleri, (a) 19.13 kg/s, (b) 21.82 kg/s, (c) 23.79 kg/s.

Haznelerin 19.13, 21.82 ve 23.79 kg/s'deki toz toplama verimleri Denklem 6.14 yardımıyla belirlenmiştir. Partiküller haznenin giriş kısmından yüzeyi tamamen kapsayacak şekilde enjekte edilmiş ve haznelerin toplama miktarlarına göre toz toplama verimleri sayısal olarak belirlenmiştir. Seçilen debilerdeki toz toplama verimleri geometrilere bağlı olarak Çizelge 6.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.8 : Geometrilere göre toz toplama verimleri.

Geometri	Hava Debisi (L/s)	Toplama Verimi
Orijinal Hazne – 800W	19,13	89,9%
Orijinal Hazne – 1200W	21,82	90,1%
Orijinal Hazne – 1600W	23,79	90,3%
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne – 800W	19,13	90,1%
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne – 1200W	21,82	90,2%
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne – 1600W	23,79	90,3%
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne – 800W	19,13	90,0%
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne – 1200W	21,82	90,2%
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne – 1600W	23,79	90,3%

Yapılan tüm deneysel ve sayısal testlerin sonuçları Bölüm 7'de karşılaştırılacaktır.

7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Tez kapsamında hem deneysel hem de sayısal olmak üzere birçok çalışma yapılmış ve detaylı şekilde anlatılmıştır. Yapılan her çalışmanın sonucu kendi alt bölümünde verilmiştir. Genel olarak, bir toz torbasız süpürge içerisindeki toz dağılımı modellenmek istenmiş ve bu modellemeler sonucunda elde edilen toz toplama verimi ile deneysel olarak ölçülen toz toplama veriminin karşılaştırılması istenmiştir. Yapılan tüm sayısal çalışmalarda Ansys Fluent 16.2 ticari HAD yazılımı kullanılmıştır. Ağ yapısının oluşturulmasında ise yine Ansys firmasına ait ICEM – CFD 16.2 ticari yazılımı kullanılmıştır.

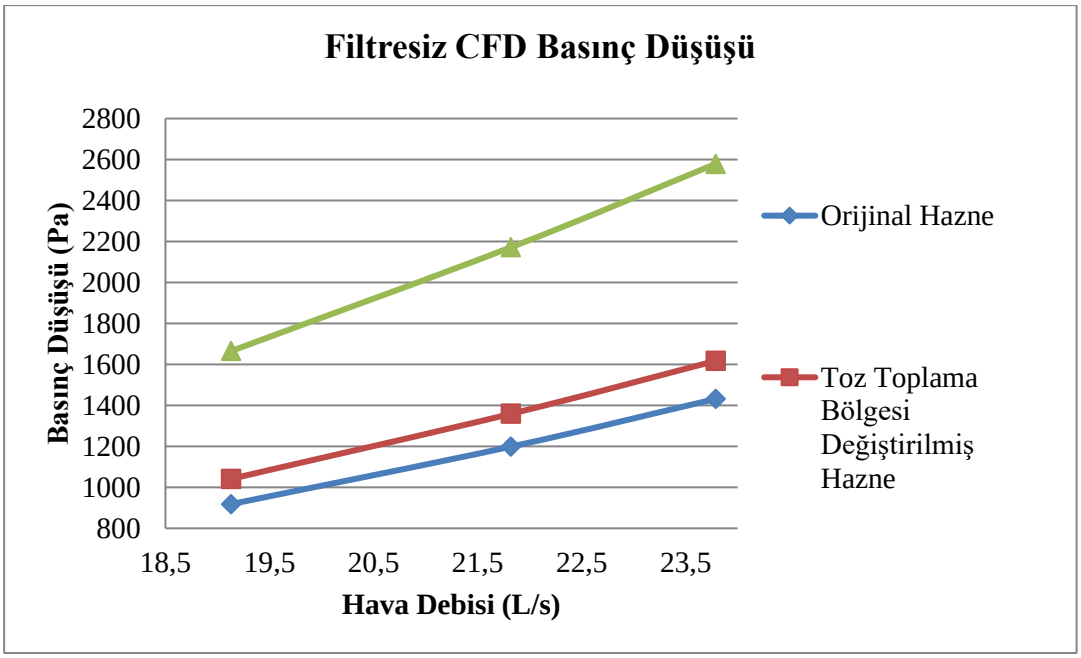
Tez kapsamında, filtrelerin toz toplamaya olan etkileri ihmal edilmiştir. Bu parametrelerin de teze eklenmesinin sayısal anlamda çok fazla yükümlülük getireceği düşünülmüş ve ihmal edilmiştir. Bu yüzden, farklı geometrik parametreler tasarlanmış ve bu geometriler üzerinde toz partiküllerinin yörüngeleri belirlenmeye çalışılmış ve çıkan sonuçlar doğrultusunda tasarlanan her bir geometrinin toz toplama verimi belirlenmitşir.

Bu bölümde, yapılan tüm çalışmaların birbiriyle alakalı olan kısımları kendi içlerinde değerlendirilecektir. Tasarımı yapılmış; fakat üretimi yapılamamış olan sayısal çalışmaların deneysel verilerle karşılaştırılmaları olmadığı için bu bölümde o çalışmalara değinilmeyecektir. İlk karşılaştırma olarak; geometrilerin filtreli ve filtresiz hallerinin SST k - ω türbülans modeli ile yapılan HAD analizleri arasındaki farktan bahsedilecektir. Çizelge 7.1'de bu durumlar detaylı olarak belirtilmiştir.

Çizelge 7.1 : Geometriler için filtresiz ve filtreli HAD analizleri.

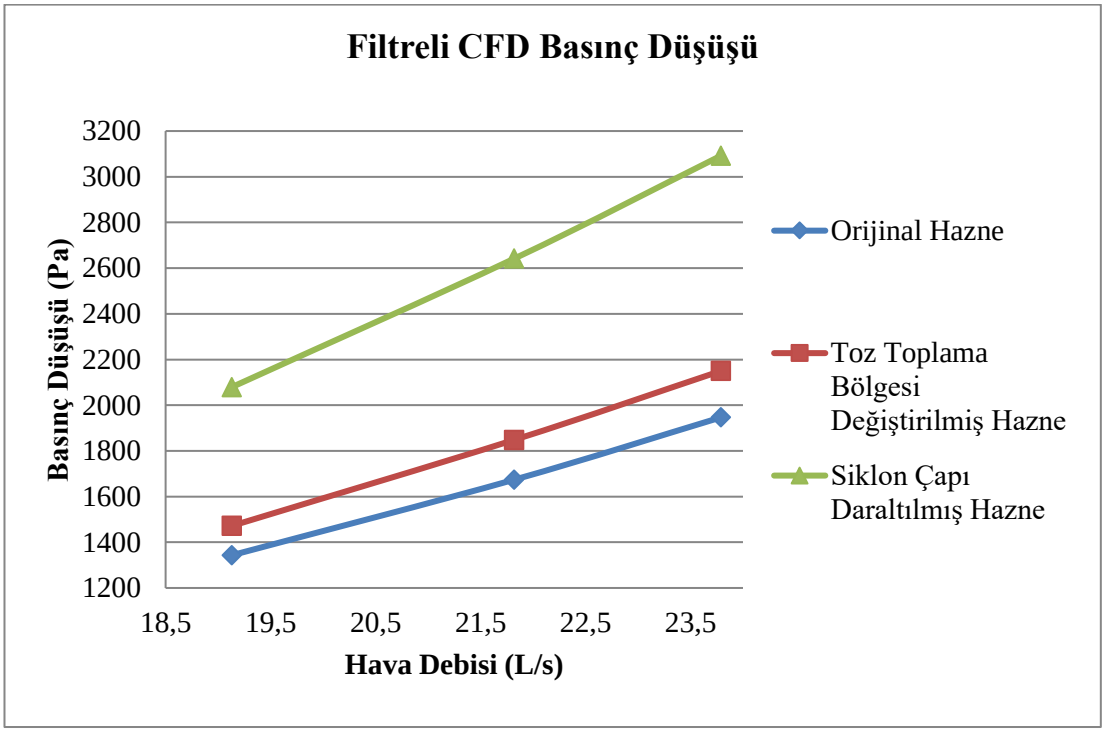
Geometri	Hava Debisi (L/s)	Filtresiz_Basınç Düşüşü_CFD_SST – k – omega (Pa)	Filtreli_Basınç Düşüşü_CFD_SST – k – omega (Pa)
Orijinal Hazne – 800W	19,13	918,0	1343,2
Orijinal Hazne – 1200W	21,82	1198,6	1673,9
Orijinal Hazne – 1600W	23,79	1431,7	1946,7
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne – 800W	19,13	1041,3	1471,8
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne – 1200W	21,82	1358,7	1848,2
Toz Toplama Bölgesi Değiştirilmiş Hazne – 1600W	23,79	1617,4	2150,1
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne – 800W	19,13	1665,0	2079,1
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne – 1200W	21,82	2171,4	2641,4
Siklon Çapı Daraltılmış Hazne – 1600W	23,79	2578,7	3092,0

Filtresiz basınç düşümü için yapılan HAD analizinin sonuçlarının grafiksel gösterimi Şekil 7.1'deki gibidir.



Şekil 7.1 : Filtresiz durum için CFD sonuçları.

Filtreli basınç düşümü için yapılan HAD analizinin sonuçlarının grafiksel gösterimi Şekil 7.2'deki gibidir.



Şekil 7.2 : Filtreli durum için CFD sonuçları.

Çizelge 7.1 ve Şekil 7.1 – 7.2'den de anlaşılacağı üzere; sünger ve HEPA filtrenin birlikte kullanıldığı durumlarda debilere bağlı olmak üzere 400 – 600 Pa aralığında bir basınç düşüşü gerçekleştiği belirlenmiştir. Bu durum, filtrelerin gözenekli yapısından kaynaklanmaktadır. Filtrelerin hem sayısal hem de deneysel farklılıkları bir sonraki kısımda anlatılacaktır.

İkinci karşılaştırma olarak filtrelerin deneysel ölçümleri ile sayısal analizlerinden bahsedilecektir. Çizelge 7.2, 7.3 ve 7.4'te filtrelerin kıyaslamalarına yer verilmiştir.

Çizelge 7.2 : Sünger filtre için kıyaslamalar.

Sünger	Hız (m/s)	Basınç Düşüşü_Deneysel (Pa)	Basınç Düşüşü_CFD (Pa)	%Sapma
Sünger - 800W	1,3	110,1	109,9	0,2%
Sünger - 1200W	1,5	132,5	131,0	1,1%
Sünger - 1600W	1,7	148,6	148,4	0,1%

Çizelge 7.3 : HEPA filtre için kıyaslamalar.

HEPA	Hız (m/s)	Basınç Düşüşü_Deneysel (Pa)	Basınç Düşüşü_CFD (Pa)	%Sapma
HEPA - 800W	1,3	419,1	415,1	0,9%
HEPA - 1200W	1,5	473,1	466,7	1,4%
HEPA - 1600W	1,7	513,2	512,9	0,1%

Çizelge 7.4 : Sünger ve HEPA filtre birlikteyken kıyaslamalar.

Sünger + HEPA	Hız (m/s)	Basınç Düşüşü_Deneysel (Pa)	Basınç Düşüşü_CFD (Pa)	%Sapma
Sünger + HEPA - 800W	1,3	487,5	481,9	1,1%
Sünger + HEPA - 1200W	1,5	558,9	548,6	1,8%
Sünger + HEPA - 1600W	1,7	604,7	600,8	0,6%

Tüm filtrelerin kendi içlerinki sayısal ve deneysel çalışmalar için kıyaslamalarına bakıldığında maksimum sapma miktarının %2'den küçük olduğu görülmüştür. Bu oran oldukça düşük olup, tolere edilebilir mertebelerdedir.

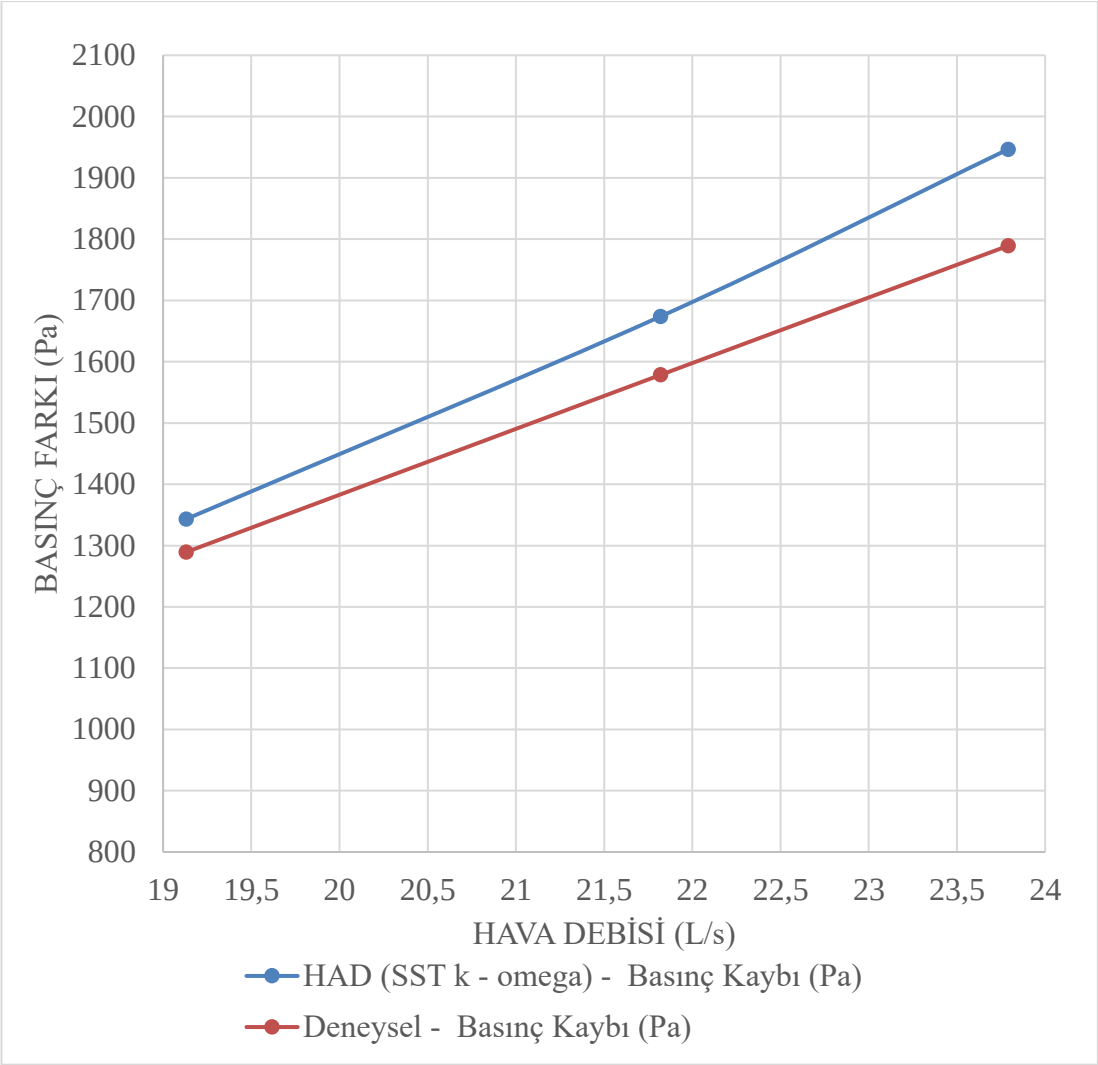
Üçüncü olarak ise; orijinal geometri üzerinde yapılan deneysel çalışmalarla sayısal çalışmaların farklarından bahsedilecektir. Tezin esas konusu olan bu kısımda ilk öncelikle basınç kaybı testleri daha sonra ise 1600W'lık motora sahip olan süpürge üzerinde yapılan toz toplama verimi karşılaştırılacaktır.

Çizelge 7.5'te filtreli orijinal toz haznesi üzerinde yapılan çalışmaların kıyaslanmıştır.

Çizelge 7.5 : Orijinal hazne üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar.

Basınç Kaybı - Debi	Hava Debisi (L/s)	HAD (SST – k - ω) - Basınç Kaybı (Pa)	Deneysel - Basınç Kaybı (Pa)	% Sapma
Orijinal Hazne – 800W	19,1	1343,2	1289,3	4,0%
Orijinal Hazne – 1200W	21,8	1673,9	1578,5	5,7%
Orijinal Hazne – 1600W	23,8	1946,7	1789,1	8,1%

Çizelge 7.5'teki verilerden elde edilen grafil Şekil 7.3'te gösterilmiştir.



Şekil 7.3 : HAD ve deneysel sonuçların orijinal hazne için karşılaştırılması.

Çizelge 7.5 detaylı incelendiğinde; maksimum sapmanın %10'dan küçük olduğu görülmektedir. HAD analizleri ile deneysel verilerin karşılaştırılmasında %10'luk bir tolerans aralığında bulunmak yapılan analizlerin doğruluğunun bir göstergesidir.

Toz torbasız süpürge üzerinde yapılan deneysel ve sayısal toz toplama verimi çalışmasının sonuçları Çizelge 7.6'da gösterildiği gibidir.

Çizelge 7.6 : Deneysel ve sayısal toz toplama verimi çalışması kıyaslaması.

Toz Toplama Verimi	Hava Debisi (L/s)	HAD - DPM Sonucu	Deneysel Sonuç	% Sapma
Orijinal Hazne – 1600W	23,8	90,3%	87,2%	3,1%

Bu çalışmada ihmal edilmiş veya incelenmemiş olan bazı parametrelerin de araştırılması yapılarak daha kapsamlı bir çalışma konusu oluşturulabilir. Bu teze ek olarak gelecekte aşağıdaki maddelerde belirtilen konular da incelenebilir:

- Her bir filtre kendi içinde modellenerek ana geometri yapısına eklenebilir.
- Daimi çözüm yerine zamana bağlı çözüm modellemesi yapılabilir.
- SST k - ω türbülans modeli yerine farklı türbülans modelleri denenebilir.
- Standart türbülans modelleri yerine geometriye özgü bireysel olarak yeni bir türbülans modeli üzerinde çalışılabilir.
- Oluşturulan ağ yapısı üzerinde çözüm süresini kısaltmak amacıyla optimum düzeyi bulmak için geliştirmeler yapılabilir.
- Oluşturulan yeni geometrilerde daha gerçekçi bir toz haznesi tasarımına gidilebilir.
- Siklon çapının genişletilebilmesi uygun versiyonları üzerinde çalışılabilir.
- Süpürgenin tekil olarak toz haznesi yerine farklı komponentlerinin de eklenmesiyle daha komplike bir analiz yapılabilir.
- Toz toplama veriminin deneysel belirlenmesi kısmında Lazer Doppler Anemometresi ile daha doğru bir toz toplama tahmini gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

[1] **Fineart China,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.fineart-china.com/htmlimg/image-59622.html

[2] **Artericerca,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.artericerca.com/artisti_italiani_settecento/Ceruti%20Giacomo/2.htm

[3] **Vacuum Cleaner Invention,** [Çevrimiçi]. Available: http://vacuumcleaner.umwblogs.org/invention/

[4] **Vacuum,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.airfoodwatergym.com /category/vacuum/

[5] **Mono Siklon,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.saverscene.com.au/whitegoods/10506-philips-powerpro-bagless-vacuum-cleaner-free-staem-mop.html

[6] **Multi Siklon,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.applianceretailer.com.au/2014/06/upright-upstanding-ultimate-guide-2014-vacuum-cleaner-market/#.WG4j4vl97IU

[7] **Vacuum Cleaner,** [Çevrimiçi]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Vacuum_cleaner

[8] **Gözün Görme Yeteneği,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.kameraarkasi.org/objektifler/insangozu/gorme.html

[9] **Siklon,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.slideshare.net/riandriana/clipboards/cyclone

[10] **A. Surmen, A. Avci ve M.I. Karamangil,** (2011), *Prediction of The Maximum-Efficiency Cyclone Length For A Cyclone With A Tangential Entry*, Powder Technology, Vol. 207, Issue 1–3, pp. 1–8.

[11] **Q. Fuping, W. Yanpeng,** (2009), *Effects Of The İnlet Section Angle On The Separation Performance of A Cyclone*, Chemical Engineering and Research Design, Institution of Chemical Engineers.

[12] **X. Zhiyi, J. Zhongli ve W. Xiaolin,** (2014), *Development Of A Cyclone Separator With High Efficiency And Low Pressure Drop In Axial Inlet Cyclones*, Powder Technology, Vol. 253, pp. 644–649.

[13] **K.S. Lim, H.S. Kim ve K.W. Lee,** (2004), *Characteristics of The Collection Efficiency For A Cyclone With Different Vortex Finder Shapes*, pp. 743 – 754, European Aerosol Assembly.

[14] **J. Gimbun, T.G. Chuah, T.S.Y. Choong ve A. Fakhru'l-Razib,** (2005), *Prediction Of The Effects of Cone Tip Diameter On The Cyclone Performance*, pp. 1056 – 1065, European Aerosol Assembly.

[15] **Y. Jingxuan, S. Guogang ve G. Cuizhi,** (2013), *Effect of The Inlet Dimensions On The Maximum-Efficiency Cyclone Height*, Seperation and Purification Technology, pp. 15 – 23.

[16] J**. Gimbun, T.G. Chuah, T.S.Y. Choong ve A. Fakhru'l-Razib,** (2005), *The Influence of Temperature And Inlet Velocity On Cyclone Pressure Drop: A CFD Study*, Chemical Engineering and Processing, pp. 7 – 12.

[17] **Q. Fuping, Z. Jiguang ve Z. Mingyao,** (2006), *Effects of The Prolonged Vertical Tube On The Separation Performance of A Cyclone*, Hazardous Materials, pp. 822 – 829.

[18] **B. Wang, D.L. Xu, K.W. Chu ve A.B. Yu,** (2006), *Numerical Study of Gas–Solid Flow In A Cyclone Separator*, Journal of Applied Mathematical Modeling, pp. 1326 – 1342.

[19] **F. Boysan, W.H. Ayer ve J.A. Swithenbank,** *Fundamental Mathematical Modelling Approach To Cyclone Design*, Trans. Inst. Chem. Eng. 60 (4) (1982) 222–230.

[20] **K. Elsayed, C. Lacor,** (2010), *Optimization of The Cyclone Separator Geometry For Minimum Pressure Drop Using Mathematical Models and CFD Simulations*, Chemical Engineering Science, pp. 6048 – 6058.

[21] **A.J. Hoekstra,** *Gas Flow Field and Collection Efficiency of Cyclone Separators*, Ph.D. Thesis, Technical University Delft, 2000.

[22] **A.C. Hoffmann ve L.E. Stein,** *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design, and Operation*, second ed. Springer, 2008.

[23] **I. Karagoz, A. Avci, A. Surmen ve O. Sendogan,** (2013), *Design And Performance Evaluation of A New Cyclone Separator*, Journal of Aerosol Science, pp. 57 – 64.

[24] **W. P. Martignoni, S. Bernardo ve C. L.Quintani,** (2007), *Evaluation of Cyclone Geometry And Its Influence On Performance Parameters By Computatıonal Fluid Dynamıcs (CFD)*, Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol. 24, Issue 01, pp. 83 – 94.

[25] **F. Tan, İ. Karagöz ve A. Avcı,** (2015), *Çok Fazlı Akışlarda Performans Karakteristiklerinin Deneysel Olarak İncelenmesi*, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.

[26] **J. Gimbun, T.G. Chuah, T.S.Y. Choong ve A. Fakhru'l-Razib,** (2008), *A CFD Analysis on the Effect of Vortex Finder and Cylindrical Length on Cyclone Hydrodynamics and Centrifugal Forces*, The Institution of Engineers, Vol. 71, Issue 2, Malaysia.

[27] **S. M. Fraser, A. M. Abdel Rasek and M. Z. Abdullah,** *Computational and Experimental Investigation In A Cyclone Dust Separator*, Proc. Instn. Mech. Engrs., 211 (Part E) (1997) pp. 247-257, 1997.

[28] **V. Singh, S. Srivastava, R.Chaval, V. Vitankar, B. Basu ve M.C. Agrawal**, (2006), *Simulation of Gas – Solid Flow And Design Modifications of Cement Plant Cyclones*, Fifth International Conference on CFD in the Process Industries, Melbourne, Australia.

[29] **D. Papoulias ve S. Lo,** (2015), *Advances in CFD Modelling of Multiphase Flows in Cyclone Separators,* Chemical Engineering Transactions, United Kingdom, Vol. 43. DOI: 10.3303/CET1543268

[30] **R. S. Amano, Y. Ji, B. Xiong ve X. Lu,** (2009), *A Cfd Study Of Gas-Solid Flow In Cyclones With a Tangential Single Inlet and A Direct Asymmetrical Spiral Inlet,* ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, Californina, USA.

[31] **B. T. Zhao, H. G. Shen, ve Y. M. Kang,** "*Development Of A Symmetrical Spiral Inlet To Improve Cycline Separator Performance*" J. Powder Technol., 145, pp. 47-50, 2004.

[32] **Ch. Hari Krishna, P. Srinivasa Rao ve P.V. Gopal Singh,** (2006), *Studies on the Performance of Air Cyclone Separator for Removal of Particulate Matter,* International Seminar on Mineral Processing Technology, pp. 352 – 357, India.

[33] **M. Teke ve İ. Karagöz,** (2010), *Effects of Inlet Geometry on the Pressure Drop and Collection Efficiency of Tangential Inlet Cyclones,* ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Istanbul.

[34] **N. Sylvia, Yunardi, Elwina, Wusnah ve Y. Bindar,** (2014), *CFD Analysis of Efficiency and Pressure Drop In A Gas-Solid Square Cyclones Separator,* The 4th Annual International Conference Syiah Kuala University, Indonesia.

[35] **F. Fıçıcı, V. Arı ve M. Kapsız,** (2010), *The Effects Of Vortex Finder On The Pressure Drop In Cyclone Separators,* Journal of Physical Sciences, Vol. 5 (6), pp. 804 – 813.

[36] **Kh. Elsayed ve C. Lacor,** (2009), *Investigation of the Geometrical Parameters Effects on the Performance and the Flow-Field of Cyclone Separators using Mathematical Models and Large Eddy Simulation*, Aerospace Sciences & Aviation Technology, Egypt.

[37]**G. Reddy ve U. Kuppuraj,** (2015), *Numerical Study Of Flue Gas Flow In A Multi Cyclone Separator,* Engineering Research and Applications, Vol. 5, Issue 1, Part 2, pp. 48 – 53.

[38] **S. Tankari, P. Halder, E. Franklin, K. V. Peter ve K. Aravalli,** (2014), *CFD Analysis of a Cyclone Seperator,* Scientific Research & Development, Vol. 2, Issue 09.

[39] **H. Hashemabadi ve M. Shirvani,** (2014), *CFD Simulation and Experimental Study of Efficiency and Pressure Drop of a New Gas-Particle Helical Separator,* The 8th International Chemical Engineering Congress & Exhibition, Iran.

[40] **Kh. Elsayed ve C. Lacor,** (2009), *A CFD Study of the Effects of Cone Dimensions on the Flow Field of Cyclone Separators using LES,* Aerospace Sciences & Aviation Technology, Egypt.

[41] **R. Xiang, S. H. Park, K. W. Lee,** *Effects of Cone Dimension on Cyclone Performance,* Journal of Aerosol Science, Vol. 32, pp. 549-561, 2001.

[42] **T. Chuah, J. Gimbun ve T. S. Choong,** *A CFD Study of The Effect Of Cone Dimensions On Sampling Aerocyclones Performance And Hydrodynamics,* Powder Technology, Vol. 162, pp. 126 -132, 2006.

[43] **İ. Karagöz ve F. Kaya,** (2007), *CFD Investigation of The Flow And Heat Transfer Characteristics In A Tangential Inlet Cyclone,* International Communications in Heat and Mass Transfer, pp. 1119 – 1127.

[44] **M. Choi, S. Lee ve J. K. Ham,** (2013), *Study on The Configuration Effect of A Vortex Finder For A Gas – Solid Cyclone Separator Using Eulerian-Eulerian Approach,* ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, California, USA.

[45] **H. El-Batsh,** "*Improving Cyclone Performance by Proper Selection of the Exit Pipe*," Appl. Math Modeling, 37, pp. 5286-5303, 2013.

[46] **J M. Gad - el – Hak,** (2000), *Flow Control: Passive, Active and Reactive Flow Management,* Cambridge University Press.

[47] **O. J. Hinze,** *Turbulence*, 2nd ed., McGraw Hill, New York, 1975.

[48] **The Reynolds Number,** [Çevrimiçi]. Available: http://personalpages.manchester .ac.uk/staff/jdjackson/Osborne%20Reynolds/oreynb.htm

[49] **Description of Turbulence,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.thermalfluids central.org/encyclopedia/index.php/Description_of_turbulence

[50] **P. H. Oosthuizen, ve D. Naylor,** *Introduction to Convective Heat Transfer Analysis*, WCB/McGraw-Hill, New York, 1999.

[51] **J. R. Welty, C. E. Wicks, ve R. E. Wilson,** *Fundamentals of Momentum Heat and Mass Transfer*, 4th ed., John Wiley & Sons, New York, NY, 2000.

[52] **L. Prandtl,** *Flussigkeitsbewegung bei sehr Reibung*, Proceedings of the 3rd International Mathematics Congress Heidelberg, Germany also NACA TM 452, 1928.

[53] **Hidrolik Kürsüsü,** *Gerçek Akışkanların Hareketi Çalışma Notları*, Bölüm 6, İstanbul Teknik Üniversitesi.

[54] **Boundary Layer Flow,** [Çevrimiçi]. Available: http://nuri4ever.blogspot.com.tr /2011/12/bilangan-reynold.html

[55] **A. Bakker,** *Boundary Layers and Separation,* Applied Computational Fluid Dynamics, 2002 – 2006.

[56] **H. Schlichting ve K. Gersteu,** *Boundary Layer Theory*, 8th Enlarged and Revised Ed., Springer-Verlag New York, 2000.

[57] **A. Faghri, Y. Zhang ve J. R. Howell** *Advanced Heat and Mass Transfer*, Global Digital Press, Columbia, MO, 2010.

[58] **W. K. George,** "*Lectures in Turbulence for the 21st Century*", Professor of Turbulence, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden.

[59] **S. Pope,** *Turbulent Flows*, Cambridge University Press, August, 2000.

[60] **H. Gustavsson,** *Introduction To Turbulence*, Division of Fluid Mechanics, Lulea University of Technology, 2006.

[61] **H. Pitsch,** "*Turbulence Course Notes*", CEFRC Combustion Summer School, 2014.

[62] **T. Saad,** "*Turbulence Modeling for Beginners*", University of Tennessee Space Institute.

[63] **B. E. Launder,** *Prediction Methodsfor Turbulent Flows, IVK Lectures Series 76*. Progress In The Modelling of Turbulent Transport, 1975.

[64] **RNG k – epsilon model,** [Çevrimiçi]. Available: https://www.sharcnet.ca/ Software/Fluent6/html/ug/node479.htm

[65] **V. Yakhot, S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski ve C. G. Speziale,** "*Development of Turbulence Models For Shear Flows By A Double Expansion Technique*", Physics of Fluids A, Vol. 4, No. 7, pp. 1510-1520, 1992.

[66] **F. R. Menter,** *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, AIAA Journal, 32(8):1598-1605, August, 1994.

[67] **A. Bakker,** *Discrete Phase Modeling*, Applied Computational Fluid Dynamics, 2002 – 2006.

[68] **Rosin – Rammler Diameter Distribution Method,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node692.htm

[69] **Süpürge,** [Çevrimiçi]. Available: http://www.arcelik.com.tr/toz-torbasiz-supurge-s-7534-a-supurge.html

[70] **F. M. White,** *Flat-Plate Boundary Layer Theory*, Fluid Mechanics 5th edition, page 467.

[71] **A. Doll,** *Fitting Rosin-Rammler Parameters To A Sieve Analysis,* [Çevrimiçi]. Available: http://www.sagmilling.com

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad **:** Barış KALE

Doğum Yeri ve Tarihi **:** ERCİŞ - 15.01.1991

E-Posta **:** bbaris.kale@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Arçelik A.Ş. Ar – Ge Mühendisi (Aralık 5, 2014 – Aralık 31, 2016)