

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YAN RÜZGAR ETKİSİ ALTINDAKİ AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA AERODİNAMİK  
DİRENÇ KATSAYISININ HAD İLE ANALİZİ**

**UĞUR KELEŞ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
PROF. DR. ALİ PINARBAŞI**

**İSTANBUL, 2015**

**T.C.**  
**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YAN RÜZGAR ETKİSİ ALTINDAKİ AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA AERODİNAMİK  
DİRENÇ KATSAYISININ HAD İLE ANALİZİ**

Uğur Keleş tarafından hazırlanan tez çalışması 15.07.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Yrd. Doç. Dr. Nader JAVANI  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Yrd. Doç. Dr. Bahadır OLCAY  
Yeditepe Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Bu alışma, Ford Otosan tarafından desteklenmiştir.

## ÖNSÖZ

---

Danışman hocam Prof. Dr. Ali Pınarbaşı'na yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca bana öğrettikleri, gösterdikleri ilgi ve yardımları için teşekkür ederim. Kendisi yalnızca mühendislik bakış açımı değil aynı zamanda hayat görüşümü genişletmişlerdir. Hem çalışma fırsatı yakaladığım için hem de tüm desteklerinden ötürü Ford Otosan ailesine, özellikle Cenk Dinç'e bu projeye verdikleri desteklerden sebebiyle, Ömür İçke'ye ise hem desteği hem de katkıları nedeniyle minnettarım. Bu süreç içerisinde vermiş oldukları destekler sebebiyle Keriman Hande Ersöz, Serhat Aksu, Burak Karabulut ve Orbay Özkan'a teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Aileme ise beni bugüne kadar her konuda destekledikleri ve hayallerimi gerçekleştirmek için her zaman yanımda oldukları için özel olarak teşekkür etmek isterim.

Bu tez içerisinde bir çekici-treyler ağır ticari aracını sürekli yan rüzgar etkisi altında HAD ile incelenmekte ve deneysel sonuçlar ile uyumlu bir analiz metodolojisi geliştirilmektedir.

Temmuz, 2015

Uğur Keleş

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xii
ÖZET .....	xiii
ABSTRACT .....	xiv
<b>BÖLÜM 1</b>	
GİRİŞ.....	1
1.1    Literatür Özeti .....	1
1.2    Tezin Amacı .....	6
1.3    Hipotez .....	7
<b>BÖLÜM 2</b>	
AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA AERODİNAMİK TEORİ.....	8
2.1    Kara Araçları için Aerodinamik Teori .....	8
2.1.1    Sıkıştırılmaz Akışkanların Özellikleri.....	10
2.1.1.1    Yoğunluk.....	10
2.1.1.2    Viskozite .....	11
2.1.1.3    Termal İletkenlik.....	12
2.1.2    Viskozitenin Etkisi .....	12
2.1.2.1    Laminer ve Türbülans Sınır Tabakası.....	12
2.1.2.2    Akış Ayrılması (Flow Separation).....	14
2.1.2.3    Aerodinamik Direnç Katsayısı (Drag Coefficient) .....	15
2.1.2.3.1    Sürtünme Aerodinamik Direnci (Friction Drag) .....	15
2.1.2.3.2    Basınç Aerodinamik Direnci (Pressure Drag) .....	16
2.1.3    Aerodinamik Kuvvetler .....	17
2.2    Ağır Ticari Araçlarda Harekete Karşı Dirençler .....	18

2.2.1	Aktarma Organlarında Oluşan Dirençler.....	19
2.2.2	Yuvarlanma Direnci.....	19
2.2.3	İvme Direnci.....	19
2.2.4	Yokuş Direnci.....	20
2.2.5	Hava Direnci.....	20
2.3	Sürekli Rüzgar Etkisi.....	20
2.3.1	Çeşitli Ticari Araçlarda Sürüklenme Direnci ve Yakıt Ekonomisi.....	21
2.3.2	Sapma Açısının Belirlenmesi ve Çeşitli Rüzgar Açılarında Aerodinamik Direnç Katsayısı.....	22
2.4	Hesaplama Metodu ve Yazılımları.....	23
2.4.1	ANSA.....	23
2.4.2	Fluent.....	23
2.4.2.1	Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS) Metodu.....	24
2.4.2.2	Large-Eddy Simulation (LES) Metodu.....	24
2.4.2.3	Detached Eddy Simulation (DES) Metodu.....	24
2.4.2.3.1	Spalart Allmaras Türbülans Modeli.....	25
2.4.2.3.2	Realizable k- $\epsilon$ Türbülans Modeli.....	25
2.4.2.3.3	SST k- $\omega$ Türbülans Modeli.....	25
2.4.3	Enight.....	26
<b>BÖLÜM 3</b>		
DENEYSEL SONUÇLARIN İNCELENMESİ.....		27
3.1	WFT Metodu.....	27
3.2	Ford Cargo Ağır Ticari Aracında Aerodinamik Testi.....	29
<b>BÖLÜM 4</b>		
ANALİZ ÇALIŞMALARINI VE MODEL KURULMASI.....		31
4.1	Araç Ağ Modeli.....	31
4.2	Genel Analiz Şartları.....	32
4.3	Analiz Matrisi.....	33
4.3.1	RANS Metodu Analizleri.....	33
4.3.2	DES Metodu Analizleri.....	34
<b>BÖLÜM 5</b>		
SONUÇLAR.....		36
5.1	RANS Metodu Sonuçları.....	36
5.2	Çözüm Modeli ve Hacim Ağı Belirleme.....	40
5.3	Zaman Basamağı (Time Step) ve İterasyon Sayısı.....	43
5.4	Rahatlama Faktörü (Under Relaxation Factor).....	44
5.5	Ayrıklaştırma Metodu (Spatial Discretization).....	45
5.6	Sınır Tabaka.....	45
5.7	Cdes Oranı.....	48
5.8	DES Metodu Sonuçları ve Analiz Metodunun Yaratılması.....	48

## BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER ..... 53

KAYNAKLAR..... 56

### EK-A

ANALİZ MATRİSİ ..... 58

ÖZGEÇMİŞ ..... 61

## SİMGE LİSTESİ

---

$W_D$	Aerodinamik direnç [N]
$C_D$	Sürüklenme katsayısı
$A$	Projeksiyon alanı [ $m^2$ ]
$\rho$	Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]
$V$	Akış hızı [m/s]
$\tau$	Yüzey gerilimi [Pa]
$u$	Yüzey boyunca akışkan hızı [m/s]
$y$	Yüzeyden yükseklik [m]
$\mu$	Dinamik viskozite [ $kg/(m.s)$ ]
$\nu$	Kinematik viskozite [ $m^2/s$ ]
$k$	Isıl iletkenlik katsayısı [ $W/(m.K)$ ]
$Q$	Isı miktarı [J]
$t$	Birim zaman [s]
$l$	Malzeme kalınlığı [m]
$A$	Isı geçişinin olduğu yüzey alanı [ $m^2$ ]
$\Delta T$	Sıcaklık farkı [K]
$Re$	Reynolds sayısı
$d$	Karakteristik uzunluk [m]
$D_f$	Sürtünme aerodinamik direnci [N]
$C_f$	Sürtünme aerodinamik direnci katsayısı
$S_w$	Islak yüzey [ $m^2$ ]
$D_p$	Basınç Aerodinamik Direnci [N]
$p$	Yüzey basıncı [Pa]
$D$	Sürüklenme kuvveti [N]
$Y$	Yanlamasına kuvvet [N]
$L$	Taşıma kuvveti [N]
$M$	Yunuslama momenti [N.m]
$R$	Yalpa momenti [N.m]
$N$	Sapma momenti [N.m]
$C_Y$	Yanlamasına kuvvet katsayısı
$C_L$	Taşıma kuvveti katsayısı
$C_M$	Yunuslama momenti katsayısı
$C_R$	Yalpa momenti katsayısı



$C_N$	Sapma momenti katsayısı
$W_T$	Aktarma organlarında oluşan dirençler [N]
$W_R$	Yuvarlanma direnci [N]
$W_A$	İvme direnci [N]
$W_C$	Yokuş direnci [N]
$W_D$	Hava direnci [N]
$Z$	Araç üzerindeki toplam direnç [N]
$G$	Araç ağırlığı [N]
$f_r$	Yuvarlanma direnç katsayısı
$g$	Yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ]
$a$	Aracın ivmesi [ $m/s^2$ ]
$V_\infty$	Bileşke hız [m/s]
$V_R$	Rüzgar hızı [m/s]
$\beta$	Sapma açısı [rad]
$\varphi$	Rüzgar açısı [rad]

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Ağır ticari araçlarda yakıt ekonomisinin dirençlere göre dağılımı ..... 9
Şekil 2. 2	Projeksiyon alanı ..... 10
Şekil 2. 3	Düz yüzey üzerinde hız ve sıcaklık dağılımı ..... 11
Şekil 2. 4	Sınır tabaka bölgeleri ..... 13
Şekil 2. 5	Laminer ve türbülanslı akış parçacık hızları ..... 13
Şekil 2. 6	Sınır tabaka üzerinde akış ayrılması ..... 14
Şekil 2. 7	İki boyutlu akış üzerinde yüzey gerilmesi ..... 15
Şekil 2. 8	Silindir çevresinde farklı Reynolds sayısındaki akışlar ..... 16
Şekil 2. 9	Aerodinamik sürtünme ve basınç dirençlerinin toplam dirence etkisi ..... 17
Şekil 2. 10	Sürüklenme katsayısı ile sapma açısı arasındaki ilişki ..... 20
Şekil 2. 11	Çeşitli ticari araçlarda sapma açısı ile sürüklenme katsayısının ilişkisi ..... 21
Şekil 2. 12	Çeşitli ticari araçların yakıt tüketimleri ve dirençlere göre dağılımları ..... 22
Şekil 2. 13	Çekici bir araç üzerinde sapma açısı ..... 23
Şekil 2. 14	LES, RANS ve DES metodlarının karşılaştırılması ..... 25
Şekil 3. 1	TKD takılmış bir tekerlek ..... 27
Şekil 3. 2	TKD metodu için seçilen tekerlekler ..... 29
Şekil 3. 3	TKD’de ölçülen değerlerin zamanla değişimi ..... 29
Şekil 4. 1	1846T CAD modeli ..... 31
Şekil 4. 2	RANS modelinde uygulanan sapma açıları ..... 34
Şekil 4. 3	Boyut kutuları ..... 34
Şekil 5. 1	RANS metodu hata durumu ..... 37
Şekil 5. 2	0° sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm ..... 38
Şekil 5. 3	2,58° sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm ..... 38
Şekil 5. 4	5,14° sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm ..... 38
Şekil 5. 5	7,69° sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm ..... 39
Şekil 5. 6	10,20° sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm ..... 39
Şekil 5. 7	12,68° sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm ..... 39
Şekil 5. 8	Kabin altı (underbody) bölgesi realizable k-epsilon çözümü ..... 41
Şekil 5. 9	Kabin altı (underbody) bölgesi Spalart Allmaras çözümü ..... 41
Şekil 5. 10	Kabin altı (underbody) bölgesi SST k-omega çözümü ..... 41
Şekil 5. 11	5m/s yan rüzgar etkisi altında araç çevresindeki hız dağılımı ..... 42
Şekil 5. 12	DES I analizi iterasyon sonucu ..... 44
Şekil 5. 13	Sınır tabakasız DES analizi ..... 47

Şekil 5. 14	10 kat sınır tabakalı DES analizi .....	47
Şekil 5. 15	DES I metodu hata durumu .....	50
Şekil 5. 16	DES II metodu hata durumu .....	51
Şekil 5. 17	0° sapma açısı altında DES analizi sonucu .....	52
Şekil 5. 18	2,58° sapma açısı altında DES analizi sonucu .....	52
Şekil 5. 19	5,14° sapma açısı altında DES analizi sonucu .....	52
Şekil 5. 20	7,69° sapma açısı altında DES analizi sonucu .....	52
Şekil 5. 21	10,20° sapma açısı altında DES analizi sonucu .....	52
Şekil 5. 22	12,68° sapma açısı altında DES analizi sonucu .....	52

## ÇİZELGE LİSTESİ

---

	Sayfa
Çizelge 4. 1	1846T aracı yüzey ağı eleman sayıları..... 32
Çizelge 4. 2	Genel simülasyon koşulları ..... 33
Çizelge 4. 3	Analiz edilen sapma açısı değerleri ..... 33
Çizelge 4. 4	Boyut kutularına ve ağ yoğunluklarına göre analiz matrisi..... 35
Çizelge 5. 1	RANS metoduna göre normalize edilmiş analiz sonuçları ..... 36
Çizelge 5. 2	Hacim ağı tiplerine ve çözüm modeline göre analiz sonuçları..... 40
Çizelge 5. 3	Analiz Süreleri ..... 42
Çizelge 5. 4	Zaman basamağı denemesi analiz sonuçları..... 43
Çizelge 5. 5	Rahatlama faktörü denemesi analiz sonuçları ..... 44
Çizelge 5. 6	Ayrıklaştırma metodu denemesi analiz sonuçları..... 45
Çizelge 5. 7	Sınır tabaka denemesi analiz sonuçları ..... 46
Çizelge 5. 8	Cdes onarı denemesi analiz sonuçları ..... 48
Çizelge 5. 9	DES I metoduna göre normalize edilmiş analiz sonuçları ..... 49
Çizelge 5. 10	DES II metoduna göre normalize edilmiş analiz sonuçları..... 50

## YAN RÜZGAR ETKİSİ ALTINDAKİ AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA AERODİNAMİK DİRENÇ KATSAYISININ HAD İLE ANALİZİ

Uğur KELEŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof Dr Ali Pınarbaşı

Bu çalışmada, bir çekici-treyler araç modeli üzerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle çeşitli yan rüzgar hızları etkisi altında aerodinamik direnç katsayısındaki değişim araştırılmıştır. Geliştirme çalışmaları esnasında Fluent programı vasıtasıyla türbülans analizleri için realizable k-epsilon, Spalart Allmaras ve SST k-omega DES ve RANS çözüm modelleri incelenmiş ve en ekonomik ve mümkün olan en yüksek doğrulukta sonuç veren optimum modelin DES realizable k-epsilon olduğu görülmüştür. Ayrıca boyut kutularının genişletilerek rüzgaraltı yönünde ağ yoğunluğunun artırılmasının sapma açısının sıfırdan farklı olduğu durumlar için önemli olduğu gözlemlenmiştir. Sınır tabaka, zaman basamağı, ayrıklaştırma metodu, rahatlama faktörü ve Cdes sabiti üzerinde araştırmalar yapılarak yaratılan metodun kalibrasyonu yapılmıştır. TKD aerodinamik yol testi sonucu aracın sürüklenme direnci belirlenmiş ve burada bulunan sonuçlar ile uyumlu bir analiz metodolojisi yaratılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** HAD, aerodinamik, sürüklenme katsayısı, yan rüzgar, sapma açısı

**CFD ANALYSIS OF A TRACTOR-TRAILER MODELS DRAG COEFFICIENT  
UNDER CROSSWIND EFFECT**

Uğur KELEŞ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Ali Pınarbaşı

In this study, drag coefficient of a tractor-trailer model for various yaw angles is researched by CFD. During development studies, Fluent's DES and RANS turbulence models (realizable k-epsilon, Spalart Allmaras and SST k-omega) are investigated. It is determined DES realizable k-epsilon is the optimum model that is most efficient and gives accurate results where applicable. Besides, it is observed that to improve the quality of volume mesh on leeward direction by widening size boxes is important when the yaw angle is different from 0°. Boundary layer, time step, discretization method, under relaxation factor and Cdes are investigated to calibrate the method created. The vehicle's drag coefficient is calculated by WFT aerodynamics test and an analysis method which is correlated with the results is developed.

**Keywords:** CFD, aerodynamics, drag coefficient, cross wind, yaw angle

---

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

#### 1.1 Literatür Özeti

[1] Anbarcı ve Açıkğöz (2013) çalışmalarında Ansa ve Fluent programları vasıtasıyla Ford Cargo 1846T traktör-treyler modelini kullanarak bir aerodinamik analiz metodolojisi geliştirmişlerdir. Aerodinamik direnç katsayısı metodolojinin performansını ölçmek için ana değişken kabul edilmiştir. Metodoloji geliştirilirken optimum Fluent software'si değişkenlerine (RANS tabanlı türbülans modelleri, sınır tabaka koşulları, çözüm modeli ve mesh yoğunluğu ve biçimi) karar vermek amaçlanmıştır.

Başlangıç olarak NASA-Ames Reseach Center tarafından geliştirilen GCM (Generic Conventional Model) ile rüzgar tüneli içerisinde test çalışmaları yaparak jenerik çekici traktör modelinin direnç katsayısına (drag coefficient) ulaşmışlardır. CAD ortamında oluşturulan GCM çekici kamyon modelinin hava direnç katsayısı çeşitli yoğunlukta mesh'lerle (coarse/düşük yoğunluk, medium/orta yoğunluk, fine/yüksek yoğunluk), çeşitli sınır tabaka koşulları altında, iki farklı ayırıklaştırma metodu (first-order, second order) ve RANS türbülans modelleri (k-ε, realizable k-ε, RNG k-ε, k-w SST, Spalart Allmaras) aracılığıyla hesaplanmıştır.

Yapılan analizler sonucunda realizable k-ε türbülans modeli ile orta ve yüksek yoğunluktaki mesh'ler ile bulunan sonuçlar %5 hata sınırının altında kalmıştır. Daha yüksek mesh yoğunluğu altında akış ayrılması (flow seperation) olan bölgelerde basınç katsayısı (pressure coefficient) dağılımının daha iyi şekilde yakalandığı görülmüştür.

Ayrıklaştırma metotları ve çözüm şemaları (simple, coupled) aralarında hata oranı olarak ciddi farklar görülmemiştir.

Optimum çözüm metodolojisini oluşturmak amacıyla orta yoğunluktaki GCM çekici aracı üzerine akış ayrılması görülen bölgelere boyut kutuları (size box) yerleştirilerek farklı sınır tabaka adetler (5, 10, 17) ve farklı boyut kutusu kullanımı senaryoları altında realizable  $k-\epsilon$  türbülans modeli ile Cd değerleri tekrar hesaplanmıştır. Tüm boyut kutularının kullanıldığı 10 adet sınır tabaka ağının (mesh) bulunduğu senaryo ile %0,13 hata ile test sonuçlarına kıyasla çok yüksek yakınlıkta bir direnç katsayısı bulunmuştur.

GCM için optimum analiz metodolojisi oluşturulurken kullanılan yöntem Ford Cargo ağır ticari çekici aracı için de izlenmiştir ve elde edilen sonuçlar iki model için de paralellik göstermektedir. Tam boyutlardaki araç ile yapılan boşta yavaşlama (coastdown) testi sonucu ile analiz sonuçları kıyaslanmıştır. Sınır tabakalı ve sınır tabakasız araç modelleriyle yapılan analiz sonuçları kıyaslandığında iki durum için de hata %2'nin altında kalmış fakat sınır tabakalı modelin, sınır tabakasız modelden %1 daha iyi olduğu görülmüştür. Yol için yapılan hareketli duvar (moving wall) ve tekerlekler için yapılan dönen duvar (rotating wall) yaklaşımları analiz sonuçlarını %1 hatanın altına düşürmüştür.

[2] M. Islam ve F. Decker (2009) çalışmalarında OpenFOAM açık kaynaklı HAD çözücü programını kullanarak DES türbülans metodu tabanlı aerodinamik kuvvetleri öngörmeye yarayan bir analiz metodolojisi sunmuşlardır. Ayrıca bu çalışma otomatik ağ yaratma (mesh generation) ve analiz sonrası işlemleri (post process) de içermektedir.

RANS ve DES modelleri karşılaştırması Spalart Allmaras tek-eşitlik girdap viskozite modeli (one-equation eddy-viscosity model) üzerinden yapılmıştır. Analiz süresi kısaltmak için çözüm metodu olarak ikinci derece türbülans-viskozite denklemleri kullanılmıştır. DES analizi LES ve RANS metotlarının bir arada kullanıldığı bir metottur. CDES ise bu iki metod için türbülans bozulma oranını veren bir sabittir. Bu değer 0,65 olarak kabul edilmiştir.

Kurulan analiz metodolojisinin doğrulamasını Audi aeroakustik rüzgar tüneli Volkswagen klimatik rüzgar tüneline yaptıkları jenerik araç modeli (Volkswagen Red model) ve Audi A6 modeli üzerinden testlerle sağlamışlardır. 0 sapma açısında yapılan



tüm analiz ve testlerin sonuçlarına göre sürüklenme katsayısı ( $C_D$ ) jenerik modelde %6,4 hata ile bulunmuştur. Audi A6 üzerinde yapılan testlerde testin hareketli yer ve dönen tekerlekler gibi daha gerçekçi yol koşullarını sağlayan şartları kullanma şansı yakalanmıştır, sürüklenme katsayısı yalnızca 4 kontluk (count) bir sapma yani %1,5 hata ile oldukça yakın bir değerde bulunmuştur.

Oluşturulan yeni metodoloji Seat, Volkswagen ve Audi'nin çeşitli araçlarında analiz edilmiş ve bu araçlar aynı zamanda rüzgar tünellerinde test edilmiştir. Geniş bir binek araç profilinde yapılan test-analiz çalışmaları simülasyonun verdiği sonuçları doğrular niteliktedir. Ayrıca bu çalışma ile otomatikleştirilen ön proses (pre-process) ve son proses (post-process) işlemleri DES metodu kaynaklı kaybedilen analiz süresini geri kazandırmaktadır.

[3] Castro (2013) ANSYS/FLUENT 13.0 yazılımını kullanarak hafif ticari bir pikap aracı üzerinde RANS ve DES analizleri yapmıştır. 5 farklı mesh yoğunluğunda yaptığı analizler sonucunda yoğun (yaklaşık 20 milyon eleman) ve çok yoğun (yaklaşık 52 milyon yoğun) ağların orta (yaklaşık 13 milyon eleman) ve daha az yoğun ağlara kıyasla çok daha etkin sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir. El ettiği bu veriye dayanarak yüksek ağ elemanlı şartlarda Spalart Allmaras türbülans modeline göre 4 saniyelik bir periyotta 3.10-3 zaman basamağında DES analizleri gerçekleştirmiştir.

Çalışmasının test ayağını MIRA rüzgar tüneline yaparak, analiz sonuçlarındaki sapmayı belirlemeyi amaçlamıştır. 70 km/h hızda standart olarak yaptığı teste ilave olarak testin doğruluğunu artırabilmek için çeşitli ek ağırlıklar ile çeşitli hızlarda testleri tekrarlamış ve böylece farklı koşullarda daha çok tekrar yaparak aracın sürüklenme katsayısını daha doğru şekilde bulmayı amaçlamıştır.

Sonuçlar incelendiğinde aracın arka bölgesinde gözlemlenen girdap oluşumlarının ve akım çizgilerinin DES analizlerinde RANS analizlerine kıyasla daha iyi yakalandığı görülmüştür. Aracın sürüklenme katsayısına bakıldığında ise 3 kontluk (count) bir farkla DES analizlerinin bir miktar daha iyi sonuç verdiği belirtilmiştir. Hata yüzdesi %13,8 olarak belirtilmiş ve bu hatanın sabit yer ve tekerleğe bağlı olarak kaynaklandığı öngörülmüştür.

[4] Malviya (2009) çalışmasında çeşitli yan rüzgar açılarındaki ( $0^\circ$  ile  $180^\circ$  arasında) aerodinamik kuvvetlerin değişimi incelenmiş ve sürüklenme kuvvetinin (drag force) büyük bir kısmının (%90'dan fazlası) araç üzerine düzensiz olarak etkiyen ve sürüklenmeye karşı yönde etkiyen basınçtan oluştuğunu görmüştür.  $45^\circ$  açı ile etkiyen yan rüzgar incelendiğinde araç üzerinde simetrik olmayan ve düzensiz bir basınç dağılımı görülecektir. Bu da sürüklenme ve yan kuvvet katsayılarında (side force coefficient) değişime sebep olmaktadır. Duran bir araç üzerinde yapılan analizlere göre rüzgarın sapma açısının (yaw angle) artmasıyla beraber sürüklenme katsayısında  $0^\circ$ 'dan  $180^\circ$ 'ye doğru gidildikçe kademeli bir azalma görülmektedir, yan kuvvet katsayısında ise  $90^\circ$ 'ye kadar artış görülmekte ve ardından azalma izlenmektedir. Ayrıca kullandığı matematiksel eşitlik ile CFD çalışmasının sonuçları arasında paralellik olduğunu gözlemlemiştir

[5] Guilmineau ve Chometon (2009) van tipi bir araçla kıyaslandığında gerçekçi bir model olan Willy square-back test modeli ile sayısal ve deneysel testler yapmışlardır. Sayısal analizler ISIS-CFD akış çözücüsü vasıtasıyla sıkıştırılmaz (incompressible) daimi (steady) şartlarda k-w BSL RANS tabanlı türbülans modeli kullanılarak çeşitli sapma açılarındaki yapılmıştır. Test sonuçları göstermektedir ki ISIS-CFD çözücüsü ile rüzgaraltı yönündeki düzgün (smooth) yüzeylerde akış ayrılmalarını iyi bir şekilde yakalamaktadır fakat tabandaki keskin köşelerde benzer şeyler söylemek mümkün değildir. Sürüklenme, yan kuvvet ve sapma momenti katsayıları gibi modelin özgün özelliklerini doğru şekilde hesaplamaktadır. Bunun yanında yüksek sapma açılarındaki girdap oluşumunu olduğundan yüksek öngörmekte ve dolayısıyla yan kuvveti yüksek bulmaktadır.

[6] Guilmineau (2013) ISIS-CFD çözücü programını kullanarak DES tabanlı sonlu hacim simülasyonu vasıtasıyla binek bir araç çevresindeki akışı öngörmeye çalışmıştır ve çalışmasında  $0^\circ$ 'den  $30^\circ$ 'ye kadar çeşitli sapma açılarındaki (yaw angle) akışa maruz kalan binek bir aracı temsil eden square-back Willy [5] modelini kullanmıştır. Sınır duvarlarına yakın birincil bölgelerde RANS eşitlikleri hesaplamalar için kullanılırken ikincil araç çevresindeki bölgelerde LES yaklaşımının Navier Stokes denklemleri kullanılmıştır.

Yapılan DES analizleri Guilmineau ve Chometon [5]'un çalışmalarında belirtilen RANS analizleri ve test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Guilmineau ve Chometon yüksek yoğunlukta mesh kullanırken Guilmineau çalışmasında daha düşük yoğunlukta mesh kullanmıştır. DES yaklaşımı sayesinde kuvvetler, moment katsayıları, yüzeylerdeki basınçlar ve çevrinti akımındaki toplam basınç RANS eşitliklerine kıyasla daha doğru biçimde öngörülmüştür. Araç modeli üzerindeki basınç dağılımı özellikle baz model olan Oo sapma açısında daha iyi gözlemlenmiştir. ISIS-CFD çözücüsünün kabiliyeti gösterilmiş ve yüksek sapma açılarında bir DES formülasyonunun çok daha iyi sonuçlar yakalamıştır.

[7] Emmanuel Guilmineau (2014), bu çalışmasında önceki iki çalışması [5] [6] sonucunda ISIS-CFD çözücüsü vasıtasıyla Willy modeli üzerinde belirlediği analiz metodolojisinin gerçekçi bir binek araç geometrisi olan DrivAer gövde modeli üzerinde uygulayarak metodolojinin uygulanabilirliğini araştırmıştır. İki farklı mesh yoğunluğunda EARSM (RANS) türbülans modeli ile SST (DES) türbülans modelini karşılaştırmıştır. Daha sonra yaptığı ağ iyileştirmesi sonucunda analizlerini tekrarlamış ve ağ yoğunluğunun metodolojisine etkisini incelemiştir.

Oluşturduğu düşük yoğunluktaki ağ (19 milyon hücre) RANS analizlerinde yoğunlaştırılmış (25 milyon hücre) ağa kıyasla hemen hemen aynı hata oranında sonuç vermiştir ve bu hata oranı yaklaşık %1'dir. DES analizi sonuçları ise 5 kontun altında bir farkla çok daha yakın sonuç vermiştir. Hem RANS hem de DES analiz çıktıları incelendiğinde aracın simetri eksenindeki basınç dağılımı hemen hemen benzerlik göstermektedir. Benzer şekilde sürüklenme katsayısını her iki simülasyonda da oldukça iyi öngörülmüştür. DES analizi sonuçları kaldırma katsayısı (lift coefficient) öngörüsünü RANS'a kıyasla daha iyi yapmaktadır, bu da aracın arka bölgesinde oluşan girdap (wake) bölgesini daha doğru şekilde yakalamasını açıklamaktadır. Metodoloji oluşturulurken hareketsiz yer ve tekerlek kabulü yapılmıştır, bu nedenle bir sonraki araştırmalarda bu konulara dikkat edilmelidir.

[8] Cheli'nin (2011) çalışmasında düz yol koşulları altında ağız ticari bir vasitanın ortalama aerodinamik katsayıları ve momentlerinin değişimini incelemiştir. Çalışmasının sonuçları arasında sürüklenme kuvveti katsayısı (longitudinal force

coefficient) 70° sapma açısına (yaw angle) kadar negatif olduğu görülecektir. Analiz sonuçları incelendiğinde yanal kuvvet katsayısı (lateral force coefficient) ile yuvarlanma momenti katsayısının (roll moment coefficient) değişimleri arasında bir benzerlik olduğu incelenebilir. Yüksek ve düşük sapma açıları incelendiğinde iki önemli farklılık gözlemlenecektir: 55°nin üzerindeki sapma açılarında sapma açısı büyüdükçe yanal kuvvet ve yuvarlanma momenti katsayıları neredeyse sabit kalmaktayken, taşıma kuvvetinde 45° ile 55° arasında en yüksek değerler görülmekte 55° üzerinde ise sıfıra doğru azalmaktadır. Sapma açısının artışı sonucunda yanal kuvvetin uygulanma noktası aracın önünden arkasına doğru hareket edecektir ve bunun sonucunda negatif bir sapma momenti oluşturacaktır. Bu analizin sonuçları Coleman ve Baker'ın (1994) çalışmalarıyla benzer sonuçlar göstermektedir.

Basınç dağılımı incelendiğinde rüzgaraltı yönünde bütün sapma açıları için kabinde ve treylerde üniform basınç dağılımı görülmektedir. Bunun aksine rüzgarüstü yönündeyse 20°nin altındaki sapma açıları için basınç negatiftir ve 20°nin üzerine çıkıldıkça pozitif olarak gözlenmektedir. Kabinin köşe bölgeleri ile uyumlu olarak çeşitli sapma açılarında da negatif basınç piki görülebilir. Kabin ve treyler kıyaslandığında bu piklerin treylerde daha küçük açılarda görüldüğü fark edilebilir. Bu farklılığın sebebi kabinin ve treylerin geometrilerinin farklılığından kaynaklanmaktadır; yumuşak geçişli yüzeylerde daha yüksek sapma açılarına kadar akış yüzeye bağlı kalacaktır.

## **1.2 Tezin Amacı**

Gündelik hayatımızın çok önemli bir parçası olan motorlu taşıtlar enerji tüketiminde önemli bir paya sahiptir. Biz mühendisler olarak görevimiz bu enerji sarfiyatını azaltmak ve tüm insanlık adına daha verimli makineler tasarlamaktır. Taşıtlarda enerji verimliliğini ise aerodinamik direnç oldukça fazla etkilemektedir. Bu sebeptendir ki araçlarda aerodinamik direnç üzerine çalışmalar yapmak çok değerlidir.

Araçlarda aerodinamik geliştirmeler direnç katsayısı denilen boyutsuz bir değişkene bağlıdır. Bu değişken HAD analizleri vasıtasıyla hesaplanabilir fakat simülasyon çalışmalarının sonuçlarının testlerle doğrulanması önemlidir. Otomobil sektöründe aerodinamik direnç katsayısının doğrulama testleri genellikle rüzgar tünellerinde yapılır. Fakat ağır ticari araçlar için bu durum oldukça büyük bir sorun oluşturmaktadır.

Çünkü ağır ticari bir taşıtın test edilebileceği boyutlardaki rüzgar tünelleri çok az sayıdadır ve bu testler çok maliyetlidir. Ölçeklendirilmiş kil modeller üzerinden test yapmak da aynı şekilde model maliyeti sebebiyle hem pahalıya mal olmakta hem de küçülen modellerle beraber sonuçlardaki hata oranı artmaktadır. Bu nedenle doğrulama testleri çoğunlukla açık havada test pistlerinde yapılır. Fakat açık havadaki yan rüzgar etkisi sebebiyle sonuçlar gerçek değerlerinden oldukça büyük farklılık göstermektedir.

Bu tez çalışmasında sürekli rüzgar etkisini de göze alarak Fluent yazılımı vasıtasıyla yüksek doğrulukta sürüklenme ve yanal kuvveti hesaplayabilen bir HAD modeli oluşturmak amaçlanmıştır. Böylece toplam aerodinamik direnç üzerinden yanal kuvvetlerin etkisi çıkarılarak sürüklenme katsayısı ile yanal direnç katsayısı doğru şekilde hesaplanabilecektir.

### **1.3 Hipotez**

Bu çalışma kapsamında Fluent hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımının program içerisinde sunduğu genel türbülans çözüm modelleri incelenmiştir. Fakat deneysel olarak yapılan incelemeler sayesinde ağır ticari araçlara özel bir türbülans çözüm modeli oluşturmak mümkündür. Bu tarz modellerle beraber daha yüksek doğrulukta analiz sonuçları bulmakla beraber literatürde her ne kadar binek araçlar veya uçaklar için geliştirilmiş bazı formülizasyonlar var olmakla beraber ağır ticari araçlar üzerinde yapılmış bir çalışma henüz bulunmamaktadır. Bu nedenle ilerideki araştırmalar için ağır ticari araçlara özel bir türbülans modeli araştırılabilir.

### AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA AERODİNAMİK TEORİ

Aerodinamik, hava ile hareket halinde katı cisimlerin etkileşimi inceleyen bilim dalıdır. Akışkanlar dinamiğinin bir alt dalı olan gaz dinamiğinin bir parçasıdır. Gaz dinamiği ile aerodinamik arasında teorik olarak bir fark bulunmamakla birlikte gaz dinamiğinin sadece hava ile kapsamının sınırlandırılmış halidir. Özellikle havacılık sektöründe çok büyük kullanım alanına sahip olmasının yanında otomotiv sektörü için de büyük önem arz etmektedir.

Bir kara nakil aracında üretilen güç aracın hareketi için temelde beş direnci yenmeye çalışır. Bunlar; aktarma organlarında oluşan dirençler, yuvarlanma direnci, ivme direnci, yokuş direnci ve hava direnci şeklinde sıralanabilir. Ağır ticari bir araç düşünüldüğünde bu aracın yakıt tüketiminin ortalama %40'lık bir bölümü aerodinamik dirençten kaynaklanmaktadır [9]. Kaynakların giderek tükendiği ve enerji verimliliğinin çok büyük önem kazandığı günümüzde aerodinamik biliminin araçlarda uygulanması gerekliliği de giderek artmaktadır.

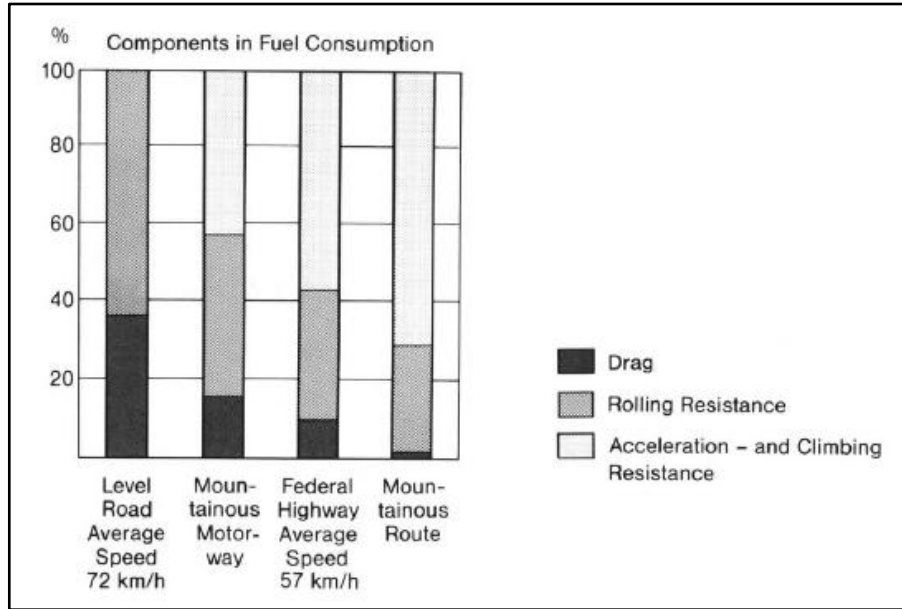
#### 2.1 Kara Araçları için Aerodinamik Teori

Hareket halindeki bir araç için 3 farklı akış sürecinden bahsedilebilir. Bunlar aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir.

- Araç çevresindeki hava akışı
- Araç gövdesi içerisinden geçen hava akışı
- Araç mekanizmaları ve makineleri içerisindeki akış

Bunlardan araç çevresindeki hava akışı ile araç gövdesi içerisinde geçen hava akışı araç için dış akış olarak kabul edilebilir. Bu akış prosesleri birbirlerini doğrudan etkilemektedir ve beraber değerlendirilmeleri gerekmektedir. İç akışlar gaz dinamiği biliminin konusu dahilindedir fakat araç aerodinamiğinin ilgilendiği prosesleri yalnızca bu iki dış akış oluşturmaktadır [9].

Araçların yakıt tüketimleri incelendiğinde şehir içi ve şehir dışı olmak üzere iki ayrı değer kataloglarda verildiği görülecektir. Bunun sebebi farklı hız ve farklı seyir çevrimlerinde aracın maruz kaldığı direnç kuvvetlerinin değişmesidir. Şehir dışı çevrimde aracın maruz kaldığı direncin büyük kısmını yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç oluştururken şehir içi çevrimde ivmelenme direnci daha etkilidir.



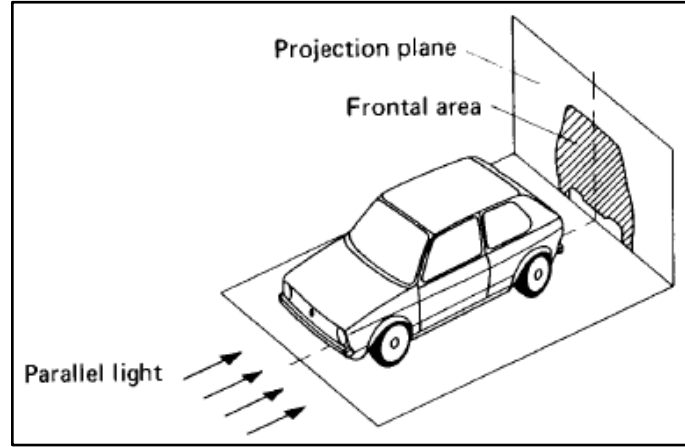
Şekil 2. 1 Ağır ticari araçlarda yakıt ekonomisinin dirençlere göre dağılımı [9]

Yukarıdaki şekil incelendiğinde aerodinamik direncin aracın hızı azaldıkça toplam direnç üzerinden yüzdesinin azaldığı görülecektir. Bunun sebebi aerodinamik direnç kuvvetinin hızın karesiyle doğru orantılı olarak artmasıdır. Toplam direnci azaltarak yakıt ekonomisi sağlamak için geçmişte yapılan hız sınırlamalarının sebebi açıklanabilir. Fakat günümüzde emisyon kısıtlamaları ve aerodinamik direnç katsayısını düşürmek yakıt ekonomisi sağlamak için temel hedeflerdir.

Aşağıda aerodinamik direnç kuvvetini hesaplamak için kullanılan eşitlik paylaşılmıştır:

$$W_D = \frac{1}{2} C_D \cdot A \cdot \rho \cdot V^2 \quad (2.1)$$

$C_D$  boyutsuz aerodinamik direnç katsayısını,  $A$  aracın projeksiyon alanını,  $\rho$  hava yoğunluğunu ve  $V$  aracın hızını temsil etmektedir.  $V$  hızı kullanıcıya, yol koşullarına ve regülatif şartlara göre belirlidir,  $\rho$  hava yoğunluğunu ise kullanım ortamının koşullarına göre değişir ve bu iki değişken dizayn aşamasında direnç kuvvetini iyileştirmek için değiştirilemez.  $A$  aracın projeksiyon alanını araç dizaynı ve aracın kullanım amacına göre belirlenir, günümüzde binek araçlarda yakıt ekonomisi için küçük araçların tasarlanması ve kullanıcılar tarafından tercih edilmesi trendinin sebebi projeksiyon alanı küçültmek olarak görülebilir. Fakat bu durum ağır ticari araçlar için söz konusu değildir. Çekici tipi ağır ticari bir araç düşünüldüğünde kullanıcılar mümkün olduğunda fazla yükü taşımak istemektedirler, bu nedenle treyler veya dorse tasarımları regülasyonların izin verdiği kadarıyla büyük tasarlanmaktadır. Bu durum da aracın projeksiyon alanını küçültmeye yönelik tasarımların yapılmasını engellemektedir.



Şekil 2. 2 Projeksiyon alanı [9]

$C_D$  aerodinamik direnç katsayısının önemi ağır ticari araçlarda bir kat daha fazladır. Hem direnç katsayısı eşitliğinde iyileştirme yapılabilecek tek parametredir, hem de şehirlerarası taşımacılık yapan ticari araçlarda toplam dirence aerodinamik direncin etkisi daha yüksektir.

### 2.1.1 Sıkıştırılmaz Akışkanların Özellikleri

#### 2.1.1.1 Yoğunluk

Yoğunluk veya özkütle  $\rho$ , maddelerin belirli basınç ve sıcaklık etkisi altında birim hacimdeki kütle miktarı olarak tanımlanabilir. Kara araçları düşünüldüğünde rekor



denemeleri esnasında ulaşılabilen en yüksek hız 330 m/s civarlarındadır ki bu değer hava için deniz seviyesi şartlarında ses hızı olarak kabul edilebilir. Yüksek hız etkisi altındaki hava akımının yoğunluğu, basınç ve sıcaklığa bağlı olarak ciddi değişiklikler gösterebilir. Fakat binek veya ağır ticari bir araç düşünüldüğünde bu araçların seyir hızları ses hızının ortalama onda biri mertebelerindedir. Bahsi geçen hız aralığı düşünüldüğünde akış bölgelerindeki basınç ve sıcaklık değişimi çok küçük olacaktır ve ihmal edilebilirler. Bu nedenle araç aerodinamiği çalışmalarında hava sıkıştırılmaz bir akışkan olarak kabul edilebilir ve yoğunlu sabit alınabilir. [9].

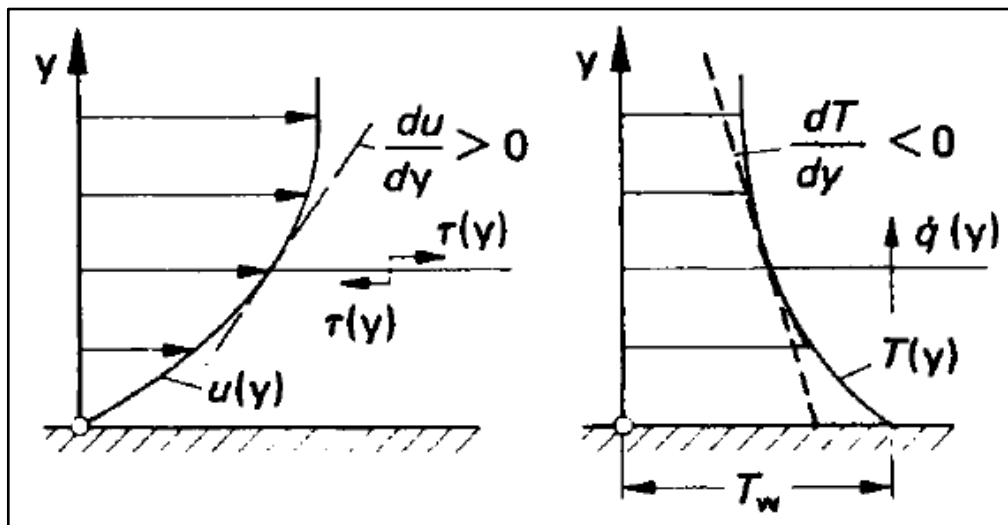
Bu tez çalışmasında hava yoğunluğu 288 K sıcaklık ve 1 atm basınç şartları altındaki 1,225 kg/m<sup>3</sup> değeri olarak alınmıştır.

### 2.1.1.2 Viskozite

Viskozite veya akmazlık, bir akışkanın akmaya karşı gösterdiği iç direnci temsil eder ve akışkan parçacıkları arasındaki moleküler sürtünmeden kaynaklanır.

Akışkan tabakaları arasındaki farklı hızlardaki akıştan kaynaklı olarak uygulanan kuvvete karşı akışkan tabakaları bir direnç gösterirler ve yüzey gerilimi oluşmasına sebep olurlar. Newton Yasası'na göre laminar ve paralel bir akışta yüzey gerilimi hız gradyeni ile orantılı olarak değişir.

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (2.2)$$



Şekil 2. 3 Düz yüzey üzerinde hız ve sıcaklık dağılımı [9]

Burada  $\mu$  olarak belirtilen sabit, dinamik viskozitedir ve akışkanın sıcaklığı ile bağlantılı olarak değişir. Fakat çoğunluklar kinematik viskozite adı verilen sabit akışkanlar dinamiği hesaplamalarında kullanılmaktadır. Bu değer dinamik viskozitenin yoğunluğa oranıdır ve hem basınç hem de sıcaklık etkisiyle değişmektedir.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.3)$$

Bu çalışma kapsamında yoğunluğun sabit (yani sıcaklık ve basınç değişimi yok) olduğu kabulüyle dinamik viskozite deniz seviye şartlarında  $\mu=1,4607 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  olarak kullanılmıştır.

### 2.1.1.3 Termal İletkenlik

Bir akışkanın iletim yoluyla ısı transfer edebilme yeteneğine termal iletkenlik denir. Fourier Yasası'na göre sürekli rejim şartları altında sıcaklık gradyanına bağlı olarak değişiklik gösterir.

$$k = \frac{Q}{t} \cdot \frac{l}{A \cdot \Delta T} \quad (2.4)$$

### 2.1.2 Viskozitenin Etkisi

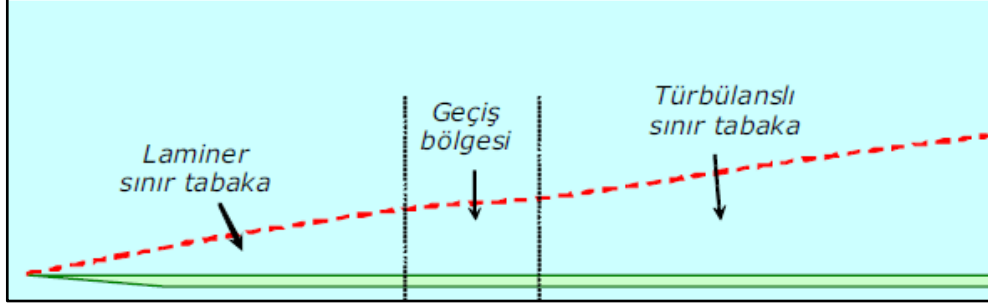
Yüzey üzerindeki sınır tabaka çok ince bir yapı oluştursa da viskoz akışın bütün akış bölgesinin oluşumu üzerinde çok büyük etkisi vardır [9].

#### 2.1.2.1 Laminer ve Türbülans Sınır Tabakası

Sınır tabaka, viskozite etkisinin çok yüksek olduğu akış ile yüzeyin birleştiği bölgeyi temsil eder. Bu tabakada akış hızı birleşmenin olduğu noktada sıfırdır ve akışkan hızı sıfırdan serbest akış hızına ulaşır. Akış hızının sıfırdan serbest akış hızına ulaştığı akışkan kalınlığına ise sınır tabaka kalınlığı denir.

Sınır tabakayı yapısına göre veya oluşum koşullarına göre sınıflandırmak mümkündür. Fakat daha sık tercih edilen sınıflandırma yöntemi olan yapısal sınıflandırmaya göre incelendiğinde sınır tabaka laminer ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılır. Çoğu zaman sınır tabakadaki akış laminardan türbülanslıya dönüşür ve iki sınır tabaka arasındaki bölgeye geçiş bölgesi denilir.

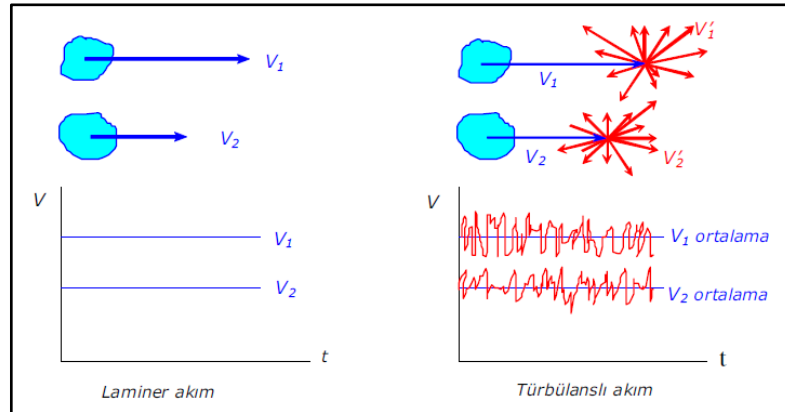
Laminer ve türbülanslı akım özelliklerine sadece sınır tabakalarda rastlamayız. Viskozitenin etkisinin çok kuvvetli olarak görüldüğü herhangi bir akım alanında da rastlamak mümkündür [10].



Şekil 2. 4 Sınır tabaka bölgeleri [10]

**Tanım 2.1** Sınır tabaka içerisindeki akışkan parçacıkları mikro düzeyde incelenirse parçacıkların birbirleri arasında sürekli yer değiştirdiği gözlemlenecektir fakat daha büyük boyutlarda akışkan kütleleri incelenirse bu parçacıkların birbirlerine paralel bir düzende hareket ettikleri görülecektir. Bu akışa laminer akış denir. Bu bölgede akış temas yüzeyinde sıfırdan sürekli akış bölgesindeki hıza kadar farklı hızlarda laminer akış bölgesi oluşur ve sınır tabaka içerisinde bu laminer akışın görüldüğü bölgeye de laminer sınır tabaka denir.

**Tanım 2.2** Laminer akışın tersine makro ölçekteki akışkan parçacıklarının mikro ölçekteki akışkan parçacıklarının hareketine benzer bir karakter gösterip, akış içerisinde girdap akımları oluşturduğu, parçacıklarının hareket karakterinin rastgelelik gösterdiği akışa türbülanslı akış denilir. Bu akışın sınır tabaka içerisinde görüldüğü bölgeye de türbülanslı sınır tabaka ismi verilmiştir.



Şekil 2. 5 Laminer ve türbülanslı akış parçacık hızları [10]

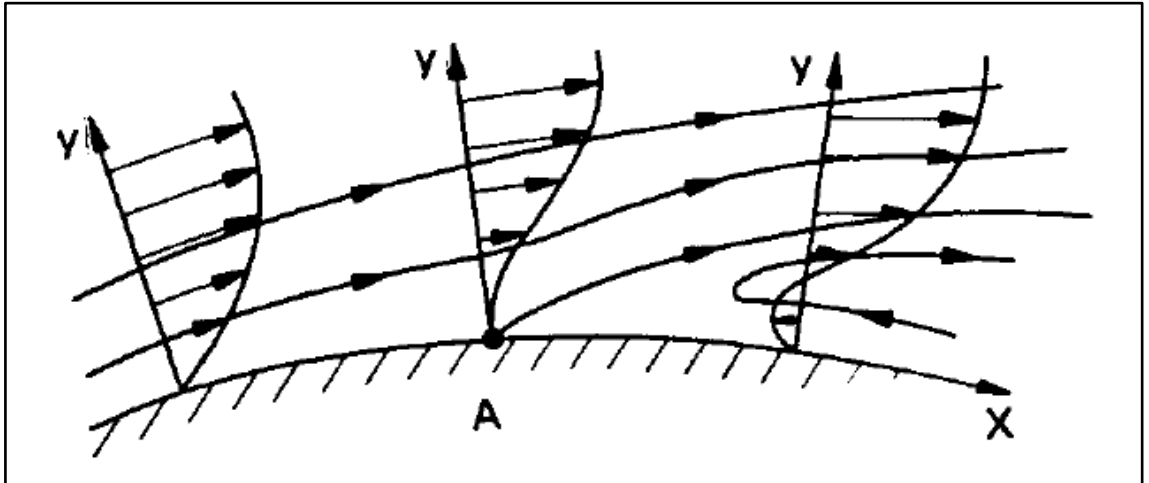
Laminer akış ve türbülanslı akış rejimlerini nitelendirmek için kullanılan ve iki akış arasındaki geçişin gerçekleştiği noktayı belirlemeye yarayan Reynolds sayısı adı verilen boyutsuz bir büyüklük tasarlanmıştır. Bu sayı bir akışkanın atalet kuvvetlerinin ( $V \cdot \rho$ ) viskoz kuvvetlerine ( $\mu/d$ ) olan oranıdır. Reynolds sayısının artması türbülanslılığı artırmaktadır.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (2.5)$$

Şekil 2.4'te görülen düz bir plaka üzerindeki akımı düşündüğümüzde akışkanın plaka üzerinde hareket ettiği mesafe arttıkça sınır tabaka genişliğinin arttığı görülecektir. Bunun dışında kinematik  $\nu$  veya dinamik  $\mu$  viskozitenin artması veya akışkan hızının  $V$  azalması da sınır tabaka kalınlığının artmasına sebep olacaktır.

#### 2.1.2.2 Akış Ayrılması (Flow Separation)

Laminer ve türbülanslı sınır tabaka akışları önemli ölçüde dış akıştan kaynaklı basınç dağılımına bağlıdır [9]. Akış yönündeki basınç artışına bağlı olarak sınır tabaka yakınlarındaki bölgelerde hız gradyanında gerilemeler görülebilir. Hatta bazı akışkan taneciklerinde belli bir noktadan sonra aniden cidardan uzaklaşan bir yörünge takip etmeye başlarlar ve bu bölgelerde akışkanın genel akım yönünün tersine aktığı gözlemlenir [10]. Bu olgu akış ayrılması olarak isimlendirilir.



Şekil 2. 6 Sınır tabaka üzerinde akış ayrılması [9]

Şekil 2.6'da A noktası olarak işaretlenmiş yere ayrım noktası denir ve burası akışkanın sınır tabakadan kopmaya başladığı noktadır. Ayrım noktası için aşağıdaki şart söz konusudur:

$$\left(\frac{du}{dy}\right)_w = 0 \quad (2.6)$$

Bu şart akışkanın yüzeye dik yöndeki hız vektörünün sıfır olduğunu anlatmaktadır. Akış ayrılmasından önce  $(du/dy)_w$  değerinin sıfırdan büyük, ayrılmadan sonra ise sıfırdan küçük olduğu gözlenir.

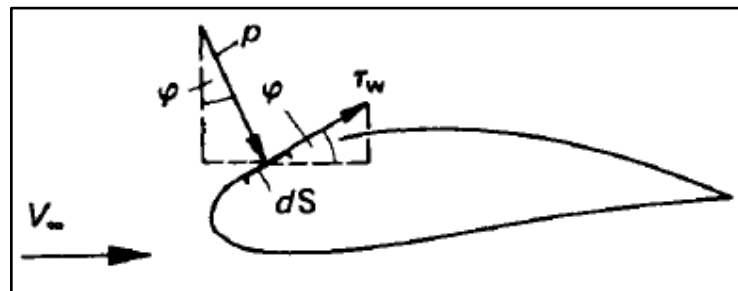
### 2.1.2.3 Aerodinamik Direnç Katsayısı (Drag Coefficient)

Aerodinamik direnç katsayısı  $c_D$ , cisimlerin bir akışkan etkisi altında gösterdiği direnci hesaplamak için kullanılan boyutsuz bir niceliktir. Bir sabit olmamakla beraber akış hızının, yönünün ve viskozitesinin bir fonksiyonudur. Cismin geometrisi ve yüzey alanıyla doğrudan bağlantılıdır. Temelde sürtünme aerodinamik direnci ve basınç (veya şekil olarak da bilinir) aerodinamik dirençlerinin toplamından oluşur. Günümüzde çeşitli temel geometriler için bulunması oldukça kolaydır.

#### 2.1.2.3.1 Sürtünme Aerodinamik Direnci (Friction Drag)

Viskoz akışlarda yüzey üzerinde moleküler sürtünmeye bağlı olarak kayma gerilmesi görülür. Bu kayma gerilmesi sürtünme aerodinamik direncini oluşturur ve akış ayrılması görülen yüzeylerde toplam direnç üzerinden etkili olan bilen direnç bileşeni sürtünme aerodinamik direncidir. Yüzey üzerindeki her noktada oluşan yüzey gerilmesinin integre edilmesiyle toplam sürtünme direnci hesaplanabilir:

$$D_f = \oint \tau_w \cdot \cos\phi \cdot dS \quad (2.7)$$



Şekil 2. 7 İki boyutlu akış üzerinde yüzey gerilmesi [9]

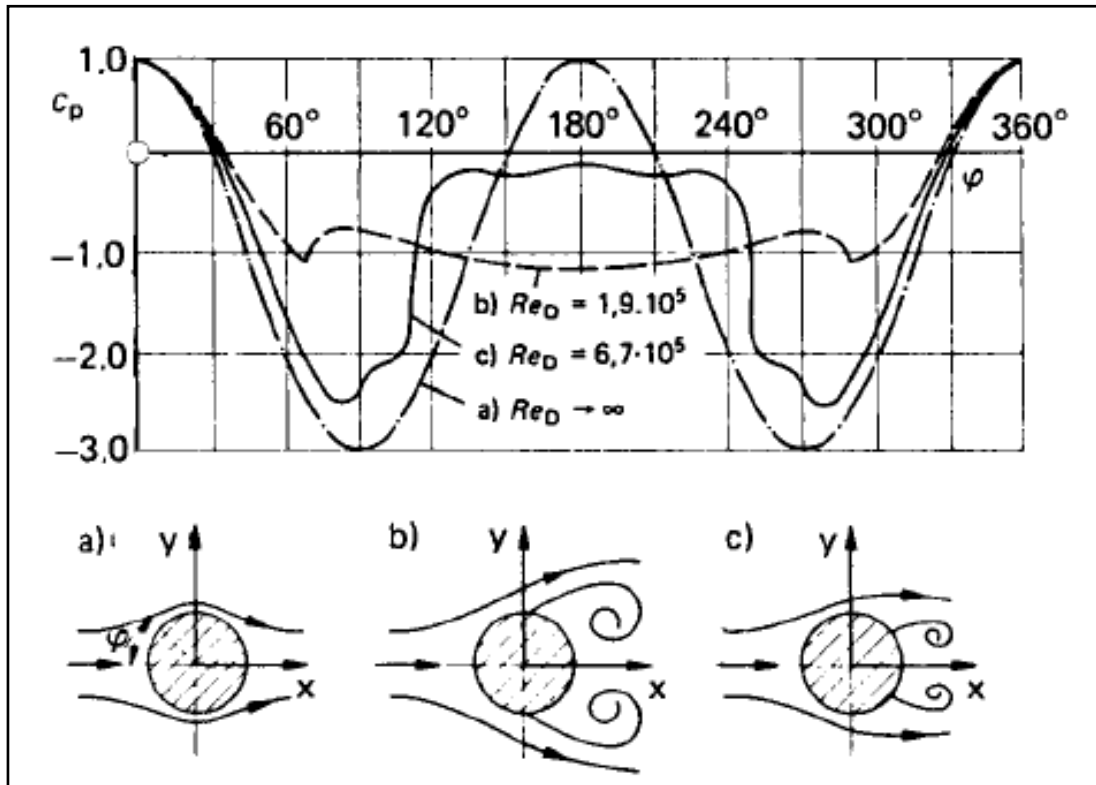
Akışın laminar veya türbülanslı oluşu aerodinamik sürtünme direncini ciddi biçimde etkiler. Türbülanslı sınır tabakada laminar sınır tabakaya kıyasla daha yüksek yüzey sürtünmesi görülür. Buradan yola çıkarak Reynolds sayısının sürtünme direnci üzerinde ayırt edici bir etkisi olduğu ve bu sayının artmasıyla beraber sürtünme direncinin de arttığı söylenebilir.

$$C_f = \frac{D_f}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S_w} \quad (2.8)$$

### 2.1.2.3.2 Basınç Aerodinamik Direnci (Pressure Drag)

Kaba şekilli gövdeler incelendiğinde birbirlerinden oldukça farklı direnç karakteristikleri gösterdikleri görülecektir. Ayrıca aynı cisim üzerinde viskoz olmayan akışlarda basınç dağılımına bağlı olarak çok farklı akımlar gözlemlenebilir. Aşağıda silindirik bir cisim üzerinde farklı Reynolds sayılarındaki akım çizgileri verilmiştir. Akışların y eksene göre simetrik olmadıkları görülecektir. Serbest akım yönündeki kuvvet bileşenleri integre edildiğinde basınç aerodinamik direnci elde edilir.

$$D_p = \oint p \cdot \sin\varphi \cdot dS \quad (2.9)$$

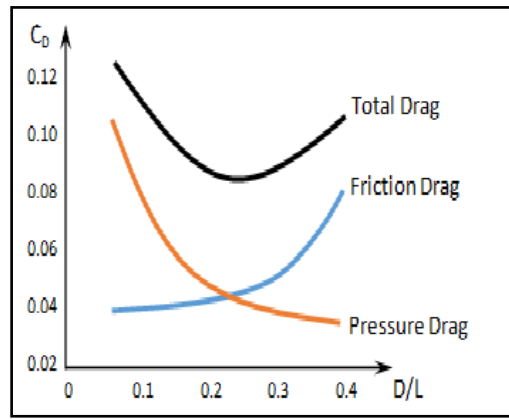


Şekil 2. 8 Silindir çevresinde farklı Reynolds sayısındaki akışlar [9]

Genel olarak bir cismin aerodinamik direnci, sürtünme direnci ile basınç direncinin toplamına eşittir.

$$D = D_f + D_p \quad (2.10)$$

Akışa uyumlu veya kısaca akımsal (streamlined) yapılı cisimler üzerindeki aerodinamik direnç kuvvette, sürtünme direnç katsayısı daha etkiliyken, kaba (bluff) yapılı gövdelerde basınç direnç katsayısı daha etkindir. Toplam direnç üzerinde sürtünme ve basınç dirençlerinin etkisinin aşağıdaki resimde görüldüğü gibi birbirlerine ters orantılı olduğunu söylemek mümkündür.



Şekil 2. 9 Aerodinamik sürtünme ve basınç dirençlerinin toplam dirence etkisi [11]

### 2.1.3 Aerodinamik Kuvvetler

Akış üç boyutlu incelendiğinde çoğu zaman bileşke bir kuvvetten söz etmek yerine, uygun eksen takımları üzerinde tanımlanmış bileşenlerinden söz edilir [10]. Eksen takımının başlangıç noktası aracın ağırlık merkezi olarak alındığında kuvvet bileşenleri, L taşıma kuvveti (lift force), D sürüklenme kuvveti (drag force) ve Y yanlamasına kuvvet (lateral/side force) olarak üç farklı eksen takımında ifade edilir. Bu kuvvetlerin araç üzerinde oluşturduğu momentler de sırasıyla M yunuslama momenti (pitching moment), R yalpa momenti (Rolling moment) ve N sapma momenti (yawing moment) şeklinde verilebilir.

- 1- D, sürüklenme kuvveti: Aracın serbest akım yönüne doğru hareketi esnasında maruz kaldığı kuvvet bileşenidir.
- 2- Y, yanlamasına kuvvet: Aracın yandan maruz kaldığı kuvvet bileşenidir. Yan rüzgar etkisi bu kuvvet altında gösterilebilir ve kuvvet sebebiyle araçta kayma

(sideslip), devrilme (rollover) veya dönme (rotation) gibi yol tutuşunu olumsuz etkileyen ve kazalara sebep olabilecek etkiler görülebilir. Bu nedenle yan rüzgar katsayısının düşürmek ve yanlamasına kuvveti azaltmak, bunun sonucunda da araçların yol tutuşunu iyileştirmek ve kazaları önlemek için büyük önem taşımaktadır.

- 3- L, taşıma kuvveti: Araca aşağıdan yukarıya doğru etki eden ve yol tutuşunu doğrudan etkileyen kuvvettir.
- 4- Bu kuvvetler sonucu oluşan momentler ise aracı sağa sola kaydırarak döndürmeye veya önden ya da yandan devirmeye yöneliktir.

Aşağıda verilen tüm sabitler dinamik basınca maruz kalan gövdenin en büyük yüzey alanı kesiti olan A'ya ve moment sabitleri ise aracın karakteristik uzunluğu l'ye bağlıdır.

$$C_D = \frac{D}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot A} \quad (2.11)$$

$$C_Y = \frac{Y}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot A} \quad (2.12)$$

$$C_L = \frac{L}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot A} \quad (2.13)$$

$$C_M = \frac{M}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot A \cdot l} \quad (2.14)$$

$$C_R = \frac{R}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot A \cdot l} \quad (2.15)$$

$$C_N = \frac{N}{\frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot A \cdot l} \quad (2.16)$$

## 2.2 Ağır Ticari Araçlarda Harekete Karşı Dirençler

Bir aracın hareketine karşı oluşan dirençler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1- Aktarma organlarında oluşan dirençler ( $W_T$ )
- 2- Yuvarlanma direnci ( $W_R$ )
- 3- İvme direnci ( $W_A$ )
- 4- Yokuş direnci ( $W_C$ )
- 5- Hava direnci ( $W_D$ )



Araca etkiyen toplam direnç ise yukarıda verilen tüm dirençlerin toplamına eşittir:

$$Z = W_T + W_R + W_A + W_C + W_D \quad (2.17)$$

Aracın hareket edebilmesi için motorun toplam dirençten fazla güç ürettiği olması gerekir. Bu nedenle bu dirençlerden herhangi birinin azaltılması yakıt ekonomisi açısından büyük önem taşımaktadır.

### 2.2.1 Aktarma Organlarında Oluşan Dirençler

Motorda üretilen güç araçta çeşitli aktarma organları vasıtasıyla tekerleklere iletilir. Böylece motordaki dönme hareketi tekerleklerdeki dönme hareketine dönüşür. Motorda üretilen güç % 5 ile 10 arasında bir kayba uğrayarak tekerleklere iletilir. Kayıp gücün sebebi iletim esnasında vites kutusu, mil ve akslarda sürtünme sebebiyle oluşan dirençtir. Bu direnç aktarma organlarında oluşan dirençler olarak anılır.

### 2.2.2 Yuvarlanma Direnci

Aracın tekerleklerindeki yuvarlanma direnci; lastiğin boyutlarına ve yapısına, lastik iç basıncına ve aks geometrisine bağlı olarak değişir.

Yuvarlanma direnci, lastik etkisi göz ardı edildiği takdirde yuvarlanma direnci aşağıda verilen formül yardımıyla bulunabilir.  $G_N$  aracın yola olan dikey ağırlık etkisini temsil ederken  $f_r$  ise yuvarlanma direnci katsayısıdır.

$$W_R = G_N \cdot f_r \quad (2.18)$$

### 2.2.3 İvme Direnci

Eylemsizlik direnci olarak da bilinir. Bir taşıtın durgun halden harekete geçmesi veya bir hızdan başka bir hıza geçmesi halinde bulunduğu durumu değişmesine karşı gösterdiği dirençtir.

$$W_A = G/g \cdot a \quad (2.19)$$

#### 2.2.4 Yokuş Direnci

Yol eğiminden kaynaklanan dirençtir ve potansiyel enerji değişimi sonucu ortaya çıkar. Yokuş direnci aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir:

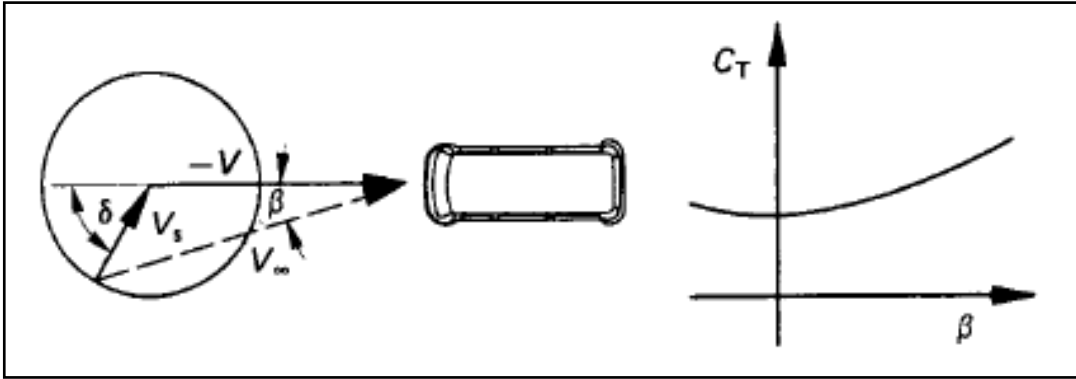
$$W_C = \sin\varphi \cdot G \cdot 9,81 \text{ N} \quad (2.20)$$

Bu direnç yakıt tüketimi hesaplarında ve sürüş çevrimlerinde dikkate alınmaz. Çünkü gerçek bir sürüş çevrimini temsil edebilecek bir yokuş direnci bilinemez.

#### 2.2.5 Hava Direnci

Hava direnci, aracın aerodinamik özelliklerine ve çevresindeki hava akımının karakteristiğine bağlı olarak değişir.  $V_R$  aracın hızı ile rüzgar hızının toplamıdır. İki hızın vektörel toplamı sonucu  $V_R$ , araç üzerine  $\beta$  sapma açısı ile etki eder. Bu duruma sürekli rüzgar etkisi denilir. Sürekli rüzgar etkisi altındaki bir aracın sürüklenme katsayısı, sapma açısının artmasıyla beraber yükselme eğilimi gösterir.

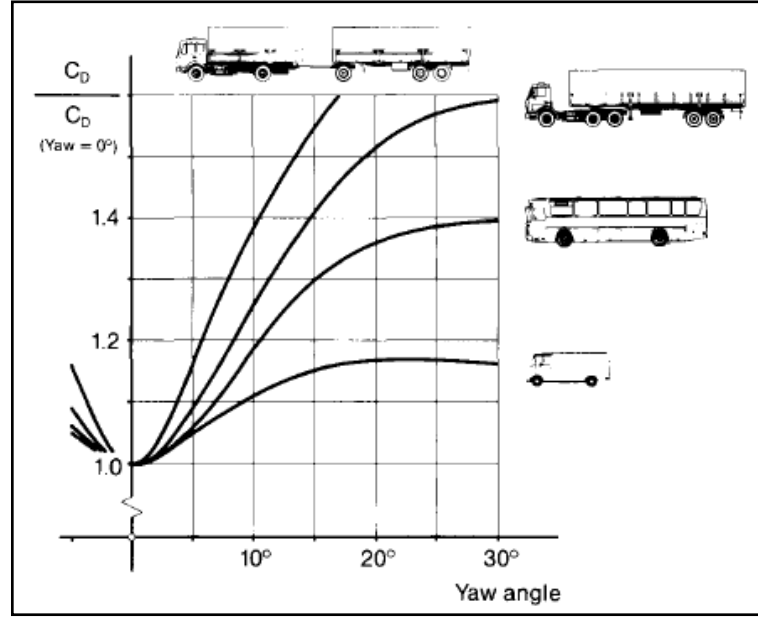
$$W_D = \frac{1}{2} c_D \cdot A \cdot \rho \cdot V_R^2 \quad (2.21)$$



Şekil 2. 10 Sürüklenme katsayısı ile sapma açısı arasındaki ilişki [9]

#### 2.3 Sürekli Rüzgar Etkisi

$0^\circ$  sapma açısı ile hesaplanmış bir aerodinamik direnç katsayısı, gerçek koşullar için gerçekçi olmayan bir aerodinamik yaklaşıma sebep olacaktır. Bütün taşıtların yükselen sapma açısına bağlı olarak aerodinamik direnç katsayılarında dikkate değer bir artış görülecektir. Aşağıda çeşitli ticari araçların sapma açısına bağlı olarak aerodinamik direnç katsayılarındaki değişim gösterilmiştir:



Şekil 2. 11 Çeşitli ticari araçlarda sapma açısı ile sürüklenme katsayısının ilişkisi [9]

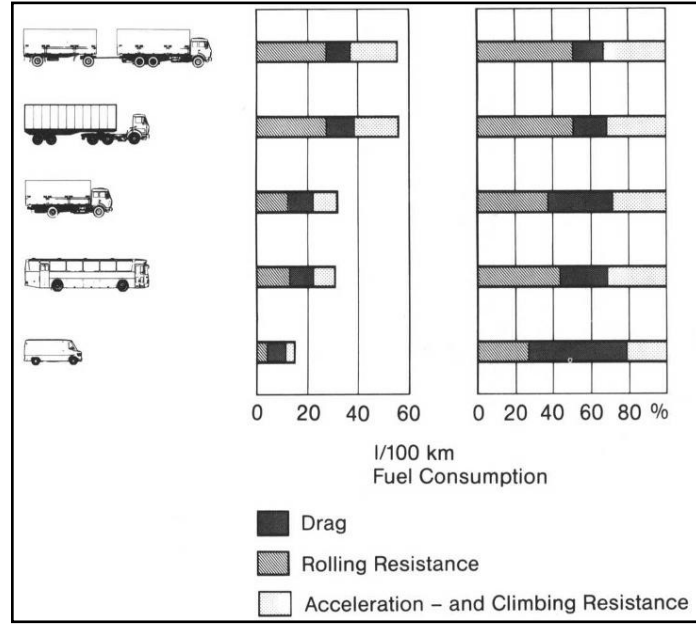
Grafikte görüldüğü gibi bu tez çalışmasında bir örneği incelenen çekici-treyler tipi ağır ticari araçlarda yan rüzgar etkisi sürüklenme katsayısında belirli bir açıya kadar yüksek oranda artışa neden olmaktadır. Bu durumun sonucu olarak hem gerçek kullanım koşullarında yakıt ekonomisi olumsuz etkilenmekte hem de test pisti koşullarında yapılan aerodinamik testlerinin sonuçları oldukça yanlış hesaplanmaktadır.

### 2.3.1 Çeşitli Ticari Araçlarda Sürüklenme Direnci ve Yakıt Ekonomisi

Sürüklenme direncinin yakıt ekonomisi üzerine etkisi yol taşıtının tipine, kullanım amacına ve ortam şartlarına bağlı olarak çok büyük farklılıklar gösterebilmektedir. Örneğin şehirlerarası yolcu taşımacılığı yapan bir otobüs için sürüklenme direncinin önemi çok yüksekken, şehir içi duraklar arası ulaşımı sağlayan bir otobüs kıyaslandığında sürüklenme direncinin yakıt tüketimi üzerine etkisi yok gibidir.

Aşağıda çeşitli ticari araçlarda sürüklenme direncinin karma çevrimde toplam yakıt tüketimine oranı paylaşılmıştır. Bu tez çalışmasının konusu olan çekici-treyler araç incelendiğinde sürüklenme direnci toplam yakıt tüketiminde önemli bir yere sahiptir. Bu tip araçlar çoğunlukla şehirler veya ülkeler arası otoyollarda taşımacılık amacıyla kullanılmaktadır. İyi yol şartları sebebiyle düşen yuvarlanma direnci ve yüksek hızlarda kullanım düşünüldüğünde bu tip araçlar için aerodinamik direnç kuvvetinin yakıt

tüketimine etkisi %50 gibi çok yüksek değerlere ulaştığı görülür. Bu denli yüksek oranda bir etki görülmesinin sebepleri arasında kuşkusuz rüzgarın toplam direnç üzerindeki etkisi önemli bir yer tutmaktadır. Bu durum bir kez daha göstermektedir ki aerodinamik direnç katsayısının doğru şekilde belirlenmesi ve bir sonraki adım olarak şekil optimizasyonu yapılarak düşürülmesi yakıt ekonomisi açısından çok önemlidir.



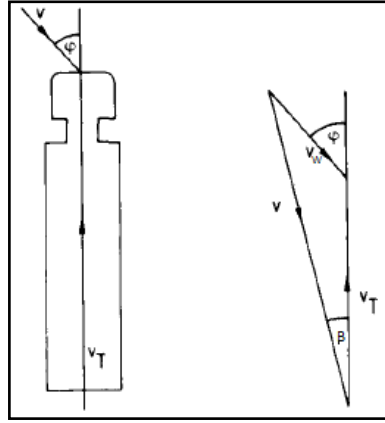
Şekil 2.12 Çeşitli ticari araçların yakıt tüketimleri ve dirençlere göre dağılımları [9]

### 2.3.2 Sapma Açısının Belirlenmesi ve Çeşitli Rüzgar Açılarında Aerodinamik Direnç Katsayısı

Sürekli rüzgarın yönü ve hızı ile aracın sürüş hızı, araç üzerine etkiyen bileşke akımın toplam hızı ve yönünün belirleyici etmenleridir. Sapma açısı hesaplanırken rüzgar hızı ile aracın hareket hızının negatifi vektörel olarak toplanır. Bu vektörel toplam sonucunda bileşke hız bulunur. Bileşke hızın aracın hareket yönüyle arasında kalan açıya sapma açısı denilir. Rüzgar akımının yönü aracın hareket yönünde veya hareket yönünün tersinde olabilir. Bu durumda sapma açısı 0 derecedir.

$$V = V_W + (-V_T) \quad (2.23)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{v_w \cdot \sin\varphi}{V}\right) = \arctan\left(\frac{v_w \cdot \sin\varphi}{v_w \cdot \cos\varphi + V_T}\right) \quad (2.24)$$



Şekil 2. 13 Çekici bir araç üzerinde sapma açısı [9]

Aerodinamik direnç katsayısı çoğunlukla  $90^\circ$  sapma açısına kadar artma eğilimi gösterir ve daha sonra  $180^\circ$  sapma açısına kadar da azalma eğilimi gösterir. Bu durum aracın dizayn geometrisine bağlı olarak farklılık gösterebilir.

## 2.4 Hesaplama Metodu ve Yazılımları

### 2.4.1 ANSA

ANSA, yüksek performanslı CFD sonuçları üreten ileri seviye bir araçtır. Hem iç hem de dış akış simülasyonları için; genellikle otomotiv, motor sporları ve havacılık firmaları tarafından tercih edilmektedir. Kodlama dili olarak Python kullanan ANSA, CAD data girişi, yüzey ağ örümü, model mimarisi oluşturma gibi işlerin otomatize edilmesine olanak sağlar. Bu programla birlikte model hiyerarşisine eklenen her bir alt parça, ayrı şekilde görüntülenebilir ve üzerinde değişiklik yapılabilir. Bu tez çalışması çerçevesince ANSA programı vasıtasıyla Anbarcı ve Açıkgoz [1] tarafından hazırlanan araç modeli kullanılmış ve bu model üzerinden boyut kutuları optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

### 2.4.2 Fluent

ANSYS Fluent uçak kanadından, damardaki kan akışına kadar geniş bir skalada akış, türbülans, aerodinamik, ısı transferi gibi konularda sonuç üretebilen yüksek kapasiteli bir HAD çözücüsüdür (solver). Mühendisliğin ana konusu olan türbülans, genellikle düzensiz ve üç boyutludur. Türbülanslı bir akışı sayısal olarak çözmek bu nedenle oldukça zordur. Teorik olarak geliştirilen akış modelleri sayesinde çeşitli akım durumları

için gerçek akım ile uyumlu sonuçlar bulabilmek mümkündür. Bu tez çalışması çerçevesinde çeşitli türbülans modelleri incelenmiş ve Fluent HAD çözücüsü vasıtasıyla optimum çözüm modeli oluşturmak amaçlanmıştır.

#### **2.4.2.1 Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS) Metodu**

RANS metodu zamana bağlı türbülans değişkenlerini ayırarak, Navier-Stokes denklemlerini pratik mühendislik çözümlerine dönüştürür ve bu nedenle akım çözmek için en hızlı çözümü en ekonomik yöntemle sunmaktadır. Bu model iki ek nakil denkleminin (transport equation) çözümleri sayesinde problemi sadeleştirir ve Reynolds gerilimlerini (Reynolds Stresses) hesaplamak amacıyla Eddy-Viskozite (türbülans viskozite) yöntemi sunar.

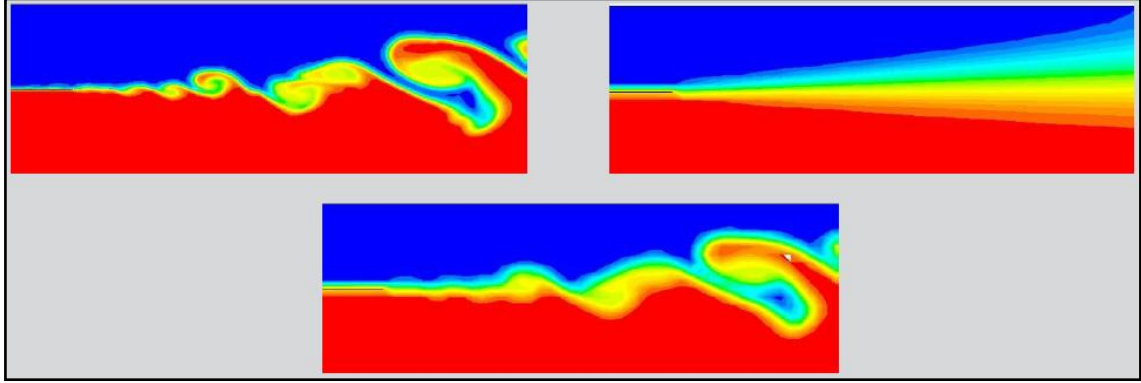
#### **2.4.2.2 Large-Eddy Simulation (LES) Metodu**

LES ilk olarak hava akımlarını modellemek için kullanılmasıyla birlikte, daha sonra hesaplama maliyetini azaltması sebebiyle yanma, akustik, atmosfer sınırı gibi çok geniş bir çerçevede uygulama olanağı bulmuştur. Bu metot, büyük türbülansları akışın her yerindeki şebeke (grid) indirgeyerek problemi küçük parçalar halinde dolaylı yoldan çözmeyi amaçlamaktadır. Her ne kadar akademik alanda geniş kullanıma sahip olsa da endüstriyel kullanımda yeterince yaygınlaşmamıştır. Yöntemin sınır tabakada geometrik olarak çok daha küçük şebekelere bölünmesi ve dolayısıyla yüksek çözünürlük gerektirmesi bu durumun sebebi olarak gösterilmektedir. Buna ek olarak, şebeke sadece ilgili yüzey (plane) için değil paraleli için de uygulanmalıdır. Bu nedenle düşük Reynolds sayılarında ve küçük geometrik boyutlardaki akışlar için kullanımı uygundur.

#### **2.4.2.3 Detached Eddy Simulation (DES) Metodu**

LES modelinin kullanımındaki güçlükleri aşmak için çeşitli RANS-LES bütünleşik (hybrid) modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller RANS ve LES metotlarının önemli özelliklerini bir araya getirerek yüksek Reynolds sayılarında analiz yapmaya izin veren yöntemler olmuşlardır. DES metodu ile yüzeye yapışık sınır tabaka (attached wall boundary layer) bölgelerinde RANS modeli ile çözümlenirken, geniş bağımsız bölgelerde (detached

region) LES metodu kullanılır. Böylece yüzeyde LES metodunun yüksek çözünürlük ihtiyacı sebebiyle oluşan yavaş çözüm RANS metodunun hızlı ve pratik çözümüyle yer değiştirmiş olur. Ayrıca sınır tabakadan uzak bölgelerde RANS metodunun basitliği sebebiyle gerçeklikten uzaklaşan akım çözümü LES yöntemi sayesinde düzeltilir ve böylece daha doğru sonuçlar daha kısa sürede elde edilir.



Şekil 2.14 LES, RANS ve DES metodlarının karşılaştırılması [12]

#### 2.4.2.3.1 Spalart Allmaras Türbülans Modeli

Spalart Allmaras modeli diğer modellere göre daha basit, tek bir denklemlerle kurgulanmış bir modeldir. Daha çok havacılık ve uzay uygulamaları için tasarlanmıştır, genel kullanım için önerilmemektedir.

#### 2.4.2.3.2 Realizable k-ε Türbülans Modeli

2 denklemlerli modeller endüstriyel HAD'da mühendisler tarafından en çok tercih edilen modeller olmuşlardır. Düşük maliyeti, geniş bir türbülans aralığında kabul edilebilir doğrulukta verdiği sonuçlar ile ısı transferi, türbülanslı akım gibi konularda popüler bir çözüm yöntemidir. Yöntemin dezavantajı, ters basınç girdilerine ve sınırlayıcı katman ayrımlarına karşı hassas olmamasıdır.

#### 2.4.2.3.3 SST k-omega Türbülans Modeli

k- $\omega$  modelindeki k; türbülansın kinetik enerjisini temsil ederken,  $\omega$  ise türbülansın enerji kaybını temsil eden değişkenlerdir. Bu modelin k- $\epsilon$  modeline göre; akışın daha yoğun olduğu sınır tabakada farklı değişkenlere başvurmadan uygulanabilir ve çoğu yüzeyde ters basınç etkisini daha iyi belirliyor olması gibi avantajları bulunmaktadır. k- $\epsilon$

modeli gibi  $k-\omega$  modeli de genel olarak RANS modellerini çözümlmek için kullanılmaktadır fakat SST  $k-\omega$  model DES için tasarlanmıştır.

Tanımlan tüm metot ve modeller arasındaki farklara Turbulence Modeling [12] çalışmasından veya matematiksel formülizasyonuna ve detaylı açıklamalarına ANSYS Fluent Theory Guide [13] vasıtasıyla ulaşılabilir.

### **2.4.3 Enight**

Enight CEI adlı bir şirketin BDD (Bilgisayar Destekli Tasarım) ve HAD araştırmaları için ürettiği ana ürünüdür. Genel çalışma prensibi olarak, pek çok simülasyon programından data okuyabilir ve bu dataları üzerinde değişiklik yapılabilir 3 boyutlu görsellere dönüştürür. Her bir vaka, statik ya da verileri zamanla değişen değişken bir yapıda da olabilir. Bu çalışma kapsamında Fluent'ten alınan türbülanslı akım çözüm dosyaları Enight 10.1 programı kullanılarak proses sonrası (post process) işlemleri gerçekleştirilmiş ve akımın görselleri oluşturulmuştur.



### DENEYSEL SONUÇLARIN İNCELENMESİ

#### 3.1 WFT Metodu

[14] Ömür İçke (2014) aerodinamik direnç katsayısını ağır ticari araçlarda boşta yavaşlama (coastdown) metoduna kıyasla daha doğru hesaplayabilen bir aerodinamik yol testi yöntemi uygulamıştır. Bu çalışmanın esas amacı yüksek maliyetlerdeki rüzgar tüneli testleri yerine yapılan yol testlerine daha doğru sonuçlar veren bir metot geliştirmektir. Bu metodu uygulanırken tekerlek kuvveti dönüştürücülerinden – TKD (wheel force transducer – WFT) yararlanılmaktadır [15]. Tekerlek kuvveti dönüştürücüsü, otomotiv sektöründe mukavemet ve/veya araç dinamiği testlerinde kuvvet ve momenti yüksek hassasiyetle ölçebilen bir teknolojidir. Janta ya da tekerleğe gelen yükler ile yol ve araç arasındaki tepkiyi/ilişkiyi bu alet ile hesaplamak mümkündür.



Şekil 3. 1 TKD takılmış bir tekerlek [14]

Bu çalışma sayesinde yüksek maliyetli rüzgar tüneli testlerinden kar edilmiş ve boşta yavaşlama (coastdown) metoduna göre daha yüksek hassasiyette sonuç veren bir metot geliştirilmiştir.

Teorik olarak araca etkiyen yükleri; aerodinamik direnç kuvveti, yuvarlanma direnci, tekerlek sürtünmesi, yokuş direnci ve mekanik kayıplar olarak beşe ayırmak mümkündür. Sabit ilerleyen bir araçta toplam kuvvet sıfıra eşit olmalıdır, bir başka deyişle çekiş kuvveti çevresel kuvvetlere eşittir. Buradan yola çıkarak 0° eğimli bir yolda yani yokuş direncinin sıfıra eşit olması durumunda janta veya tekerleğe gelen kuvveti okuyan TKD sensörünün hesapladığı değer çekici tekerleklerde çekme kuvveti ile yuvarlanma direnci ve mekanik kayba eşittir. Ön tekerlekler ve treyler tekerleklerindeyse yalnızca yuvarlanma direncine eşit olduğu söylenebilir. Bu durumda TKD’de okunan değerlerin toplamı aerodinamik direnç katsayısına eşit olacaktır.

$$\text{On Road Forces} = \text{AeroDrag} + \text{Rolling Resistance} + \text{Mechanical Loss} \quad (3.1)$$

Çekici-treyler test aracında toplam 10 adet tekerlek bulunmaktadır ve test için elde bulunan 4 TKD tekerleklerin özelliklerine göre belirlenmiş olan 4 tekerleğe bağlanmıştır. Çekicinin ön tekerleğine bir adet, arka tekerleklerinin her ikisine de ve treylerin orta tekerleklerinden birine bağlanan TKD’ler için tekerlek seçimi yapılırken benzer özellikteki tekerleklere TKD takılmasına gerek kalmamıştır. Bunun yerine aracın tüm tekerleklerine gelen ağırlık yükleri tek tek ölçülmüş ve benzer özellikteki tekerleklerin yükleri buna göre belirlenmiştir. Böylece az sayıda TKD ile ağır ticari bir araçta ölçüm yapılabilmektedir.

$$F_{x_{WFT_{RearWheel}}} = F_{Tractive} + F_{RollingResistance} \quad (3.2)$$

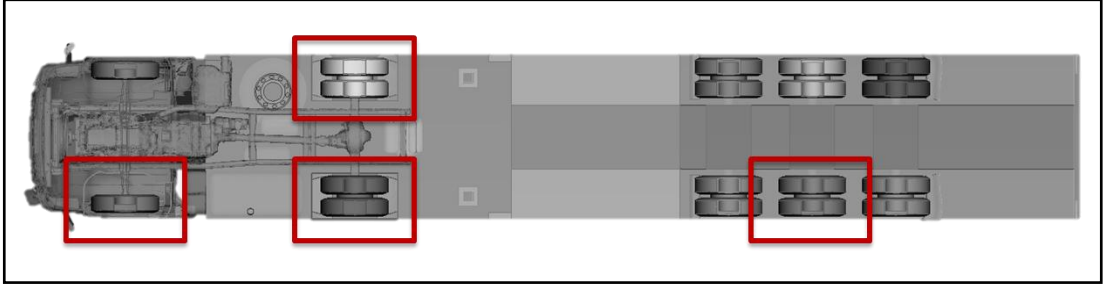
$$F_{x_{WFT_{FrontWheel}}} = F_{RollingResistance} \quad (3.3)$$

$$F_{x_{WFT_{TrailerWheel}}} = F_{RollingResistance} \quad (3.4)$$

$$R_{FR} = \frac{m_{FRWheel} + m_{FLWheel}}{m_{FLWheel}} \quad (3.5)$$

$$R_{TR} = \frac{m_{TotalTrailer}}{m_{WFTWheel}} \quad (3.6)$$

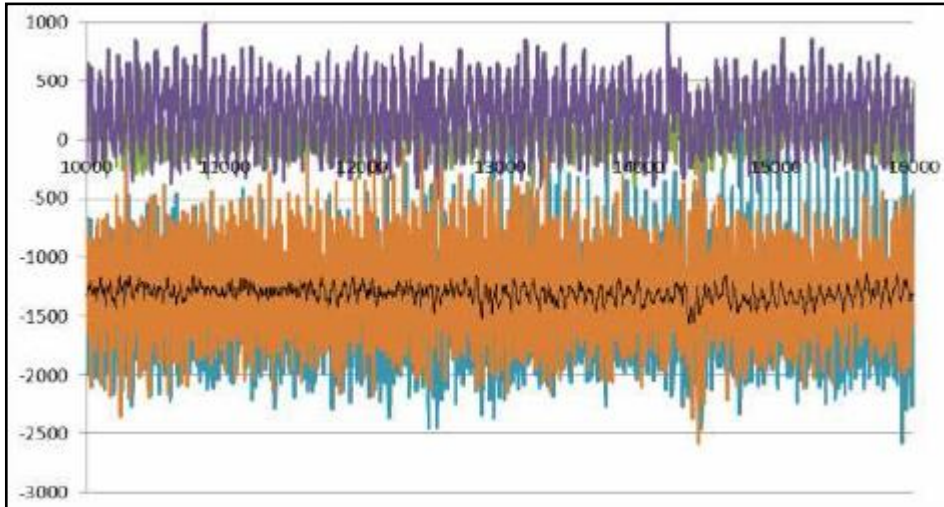
$$F_{Aero} = F_{x_{WFT_{RW_{RH}}}} + F_{x_{WFT_{RW_{RH}}} + R_{FR} \times F_{x_{WFT_{FW}}} + R_{TR} \times F_{x_{WFT_{TW}}} \quad (3.7)$$



Şekil 3. 2 TKD metodu için seçilen tekerlekler [14]

### 3.2 Ford Cargo Ağır Ticari Aracında Aerodinamik Testi

Ford Cargo 1846T çekici tipi aracı üzerinde TKD vasıtasıyla yapılan sürüklenme direnci ölçümü testi 2013 – 2014 yıllarında Ömür İçke tarafından gerçekleştirilmiş ve her test 5 kere tekrarlanmıştır. Farklı zaman ve farklı yan rüzgar açısı ve hızlarında yapılan bu testler sonucunda genel bir aerodinamik direnç katsayısı hesaplanmaktadır. Her bir TKD'den ölçülen değerlerin ortalamaları alınmış ve TKD metodu yardımıyla hesaplanmıştır.



Şekil 3. 3 TKD'de ölçülen değerlerin zamanla değişimi [14]

Deneme pistlerinin seçimi yolun düzgünlüğü, uzunluğu, eğimi, rüzgar hızı seviyesi ve rakım bakımından çok önemlidir. Testler Automotive Testing Papenburg GmbH (ATP) ve IDIADA Proving Ground'da çift yönde ve 80 km/h hızda gerçekleştirilmiştir. Testler sırasında rüzgar hızı ve yönü her deneme esnasında aracın önüne yerleştirilen bir anemometre ile ölçülmüştür. Böylece yan rüzgar şiddeti de belirlenebilmiştir.

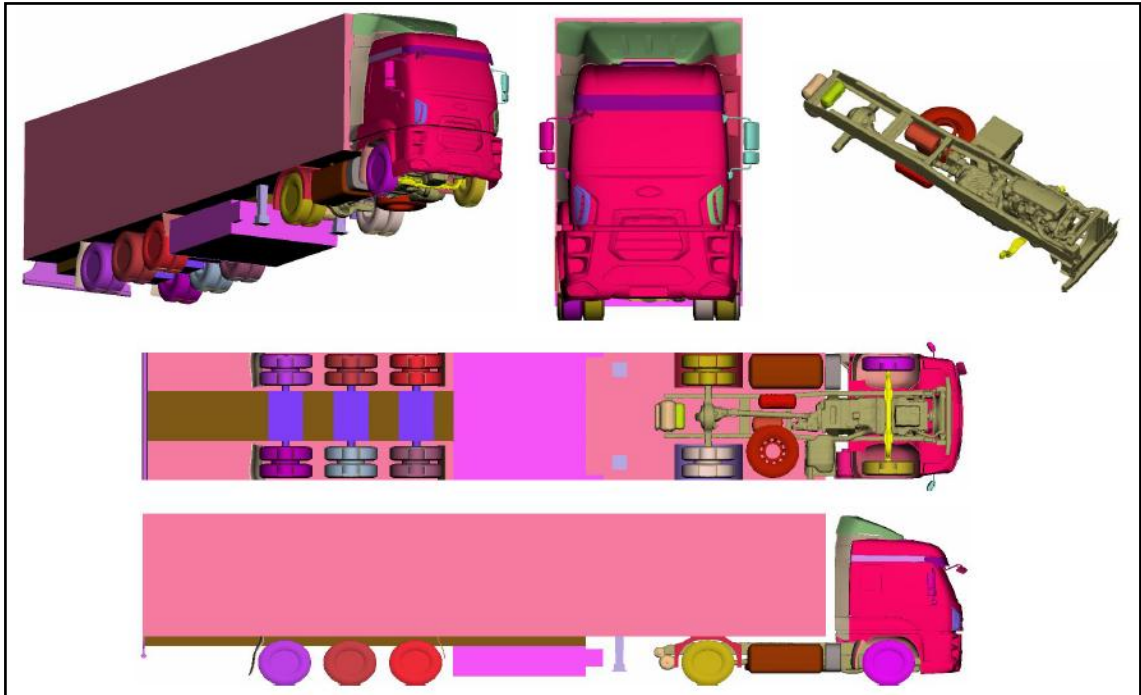
Test sonuçlarında elde edilen değerler yanal direnç ve sürüklenme dirençlerinin toplamıdır. Rüzgar akımının yere paralel olduğu kabulüyle taşıma direnci sifıra eşit olmuştur.

Ayrıca rüzgar tüneline 0° sapma açısı etkisi altında testler gerçekleştirilmiştir. Böylece sapma açısının aerodinamik direnç katsayısı üzerine etkisi testler üzerinden karşılaştırılabilmektedir.

### ANALİZ ÇALIŞMALARI VE MODEL KURULMASI

#### 4.1 Araç Ağ Modeli

[1] Anbarcı ve Açığöz (2012) Ford 1846T ticari aracının optimum ağ modelini oluşturarak 0 sapma açısında yüksek doğrulukta sonuçlar veren bir RANS modeli oluşturmuştur. Üç farklı yoğunluktaki jenerik çekici-treyler modeli analizleri sonucunda orta yoğunluktaki ve 10 katmanlı sınır tabaka ağının optimum doğrulukta sonuçlar bulabilmek için yeterli olduğunu görmüşlerdir. Bu şartları 1846T modeli üzerinde uyguladıklarında da benzer sonuçlar almışlardır.



Şekil 4. 1 1846T CAD modeli

Oluşturdukları CAD modelinde güç aktarma ve şasi parçaları da gövde parçalarına benzer olarak detaylı bir şekilde ağ ile örülmüş fakat araç tamponu üzerindeki ızgaralar hava akışını engelleyecek şekilde tamamen kapatılmıştır. Böylece fanın yarattığı çekim etkisi engellenmiştir. Benzer şekilde test araçlarının da ızgaraları kapatılarak testleri yapılmıştır. Bu sayede test ve HAD analizlerinin aynı şartlar altında gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Ön ızgaranın tamamen kapatılması sayesinde HAD analizleri eleman sayısı bakımından oldukça hafifletilmiş ve analiz süresinden büyük bir kazanç sağlanmış olur. Anbarcı ve Açık göz tarafından oluşturulan orta yoğunluktaki Ford Cargo 1846T çekici-treyler modeli bu tez çalışmasında kullanılarak yan rüzgarda ağır ticari araçlar için optimum sonuçlar veren bir DES analiz metodu yaratılmasında kullanılmıştır.

Çizelge 4. 1 1846T aracı yüzey ağı eleman sayıları

Enhanced Wall Treatment	Bölge	Eleman Tipi	Eleman Sayısı / min-max Eleman Boyutu [mm]
Yüzey Elemanı Bilgisi	Çekici	tria	94963 / 1-5
	Dorse	tria/quad	530000 / 10 – 50
	Tekerlekler	tria/quad	300000 / 10 – 30
	Toplam		2000000
Hacim Elemanı Bilgisi	Dış Bölge	tetra	1100000 / 350 - 6000
	Araç Yakın Çevresi	penta/tetra/pyramid	44100000 / 5 - 350
	Toplam		45200000
Sınır Tabaka Bilgisi	Eleman Tipi	penta/hexa	
	Eleman Sayısı		16100000
	İlk Sıra Yüksekliği [mm]		0,025
	Büyüme Oranı		1,2
	Katman Sayısı		10

#### 4.2 Genel Analiz Şartları

Analiz şartları belirlenirken TKD yol testi koşullarında yapılan ölçümler dikkate alınmış ve ortam şartlarında ölçülen yan rüzgar hızları belirlenmiştir. Ayrıca Fluent'in dönen tekerlekler (rotating wheels) ve hareketli yol (moving ground) özelliklerinden yararlanılarak analizin daha gerçekçi olması sağlanmıştır. Aşağıda analiz 0 sapma açısında genel simülasyon şartları paylaşılmıştır:

Çizelge 4. 2 Genel simülasyon koşulları

Araç Hızı	22,2 m/s (80 km/h)
Reynolds Sayısı	1,15.x10 <sup>9</sup>
Giriş Türbülans Şiddeti	%5
Statik Basınç	1 atm
Tekerlek Devri	400 devir/dak

Araç 80 km/h (22,222 m/s) hızla ilerlerken 90 derece açıyla çeşitli hızlarda sürekli yan rüzgar etkisine maruz bırakılmıştır. Bu nedenle akışın bileşke hızları üzerinden belirlenen tüm yan rüzgar hızlarında aerodinamik direnç katsayısı hesaplanmıştır. Aşağıdaki tabloda yan rüzgar hızları, akımın bileşke hızları ve sapma açılarının bir listesi paylaşılmıştır:

Çizelge 4. 3 Analiz edilen sapma açısı değerleri

Araç Hızı [m/s]	Rüzgar Hızı [m/s]	Rüzgar Açısı	Bileşke Hız [m/s]	Sapma Açısı
22,222	0	90°	22,222	0°
22,222	1	90°	22,244	2,58°
22,222	2	90°	22,312	5,14°
22,222	3	90°	22,424	7,69°
22,222	4	90°	22,579	10,20°
22,222	5	90°	22,778	12,68

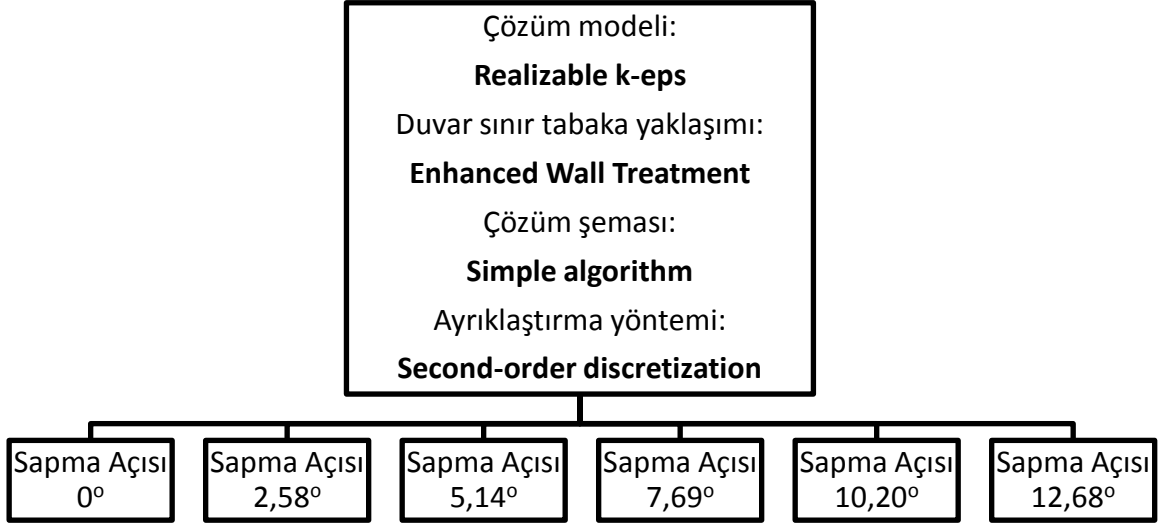
### 4.3 Analiz Matrisi

#### 4.3.1 RANS Metodu Analizleri

Analiz çalışmalarına başlarken [1] Anbarcı ve Açıkgöz (2012) tarafından önerilen RANS içerikli model ile 0 sapma açısının haricinde, farklı sapma açılarında analizler yapılarak başlandı. Böylece deneysel yok testi sonuçlarıyla analiz sonuçları arasında oluşan sapmalar gözlemlendi ve DES analizleri sonucunda oluşan iyileşmeler görüldü.

Ayrıca tüm yan rüzgar hızlarında analiz edilen RANS modelleri sayesinde DES analizleri için iterasyonlara başlangıç verisi oluşturulmuştur. DES analizleri RANS analizlerinin sonuçlarından aldıkları verilerle koşturularak başlanmış, bu sayede de analiz sürelerinde oldukça iyi bir kısaltma yapılmıştır.

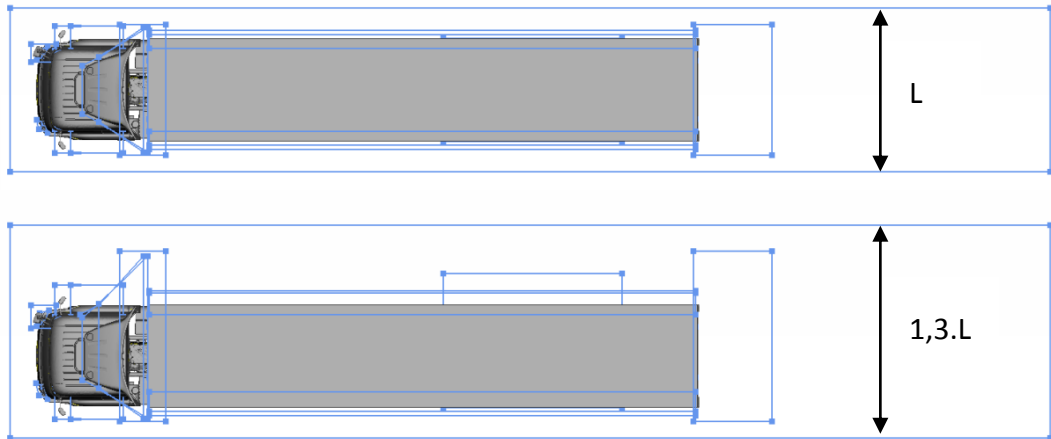
Aşağıda RANS modelinin koşturulduğu şartlar görülebilir:



Şekil 4. 2 RANS modelinde uygulanan sapma açıları

#### 4.3.2 DES Metodu Analizleri

Fluent içeriğinde bulunan realizable k-epsilon, Spalart Allmaras ve SST k-w çözüm metotlarının tamamı 12,68° sapma açısında test edilmişlerdir. Bu modellerin tamamı aynı yüzey ve sınır tabaka geometrileri üzerine farklı boyutlardaki boyut kutuları ve farklı yoğunluklardaki hacim ağırları ile beraber aerodinamik direnç katsayıları hesaplanmıştır. Bu çalışmada standart olarak kullanılan boyut kutusu, Tip 1 ve ağ yoğunluğu RANS modelinde önerilenler olarak kabul edilmiştir. Boyut kutusu rüzgar altı yönüne doğru genişletilerek sapma açısı sebebiyle oluşacak türbülans yakalanmak amaçlanmış ve bu boyut kutusu Tip 2 olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 4. 3 Boyut kutuları



Standart boyut kutuları mevcut modelde spoiler bölgesi, treylerin arka bölümü, aynalar gibi akış ayrışmasının en yüksek olduğu bölgelere yerleştirilmiştir. Genişletilmiş boyut kutuları ise rüzgar altı yönüne doğru mevcut boyut kutularının %30 genişletilmiş halleridir. Yoğun hacim ağı da aynı şekilde boyut kutuları içerisinde belirlenen ağlar arasındaki mesafelerin %30 azaltılmış halleridir. Ağlar arasındaki mesafe kısaltılmakta ve böylece hesaplanacak eleman sayısı artırılmaktadır. Yoğun hacim ağı vasıtasıyla daha detaylı bir çözüm bulmak amaçlanmıştır. Bu durum da analiz sürelerinde artışa sebep olmaktadır.

Çizelge 4. 4 Boyut kutularına ve ağ yoğunluklarına göre analiz matrisi

<p><b>Standart Boyut Kutusu</b>  <b>Standart Hacim Ağı</b>  RANS - Realizable k-epsilon  DES - Realizable k-epsilon  DES - Spalart Allmaras  DES - SST k-w</p>	<p><b>Standart Boyut Kutusu</b>  <b>Yoğun Hacim Ağı</b>  RANS - Realizable k-epsilon  DES - Realizable k-epsilon  DES - Spalart Allmaras  DES - SST k-w</p>
<p><b>Genişletilmiş Boyut Kutusu</b>  <b>Standart Hacim Ağı</b>  RANS - Realizable k-epsilon  DES - Realizable k-epsilon  DES - Spalart Allmaras  DES - SST k-w</p>	<p><b>Genişletilmiş Boyut Kutusu</b>  <b>Yoğun Hacim Ağı</b>  RANS - Realizable k-epsilon  DES - Realizable k-epsilon  DES - Spalart Allmaras  DES - SST k-w</p>

DES analiz matrisinde analiz sürelerini kısaltmak ve doğruluk yüzdelerini artırmak amacıyla optimum olarak belirlenen boyut kutusu modeli ve analiz modeli üzerinde iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalar için analiz metodolojisinde aşağıdaki noktalara odaklanılmıştır:

- 1- Sınır tabaka (Boundry layer)
- 2- Zaman basamağı (Time step)
- 3- Ayrıklaştırma metodu (Spatial discretization)
- 4- Rahatlama faktörü (Under relaxation factor)
- 5- Cdes oranı

## BÖLÜM 5

### SONUÇLAR

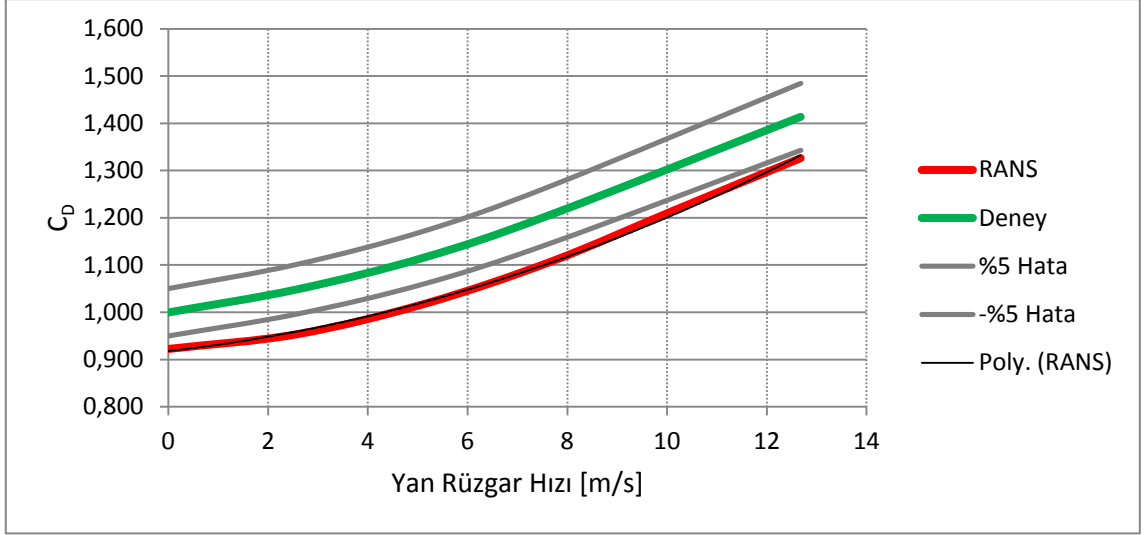
#### 5.1 RANS Metodu Sonuçları

RANS metodu ile yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur:

Çizelge 5. 1 RANS metoduna göre normalize edilmiş analiz sonuçları

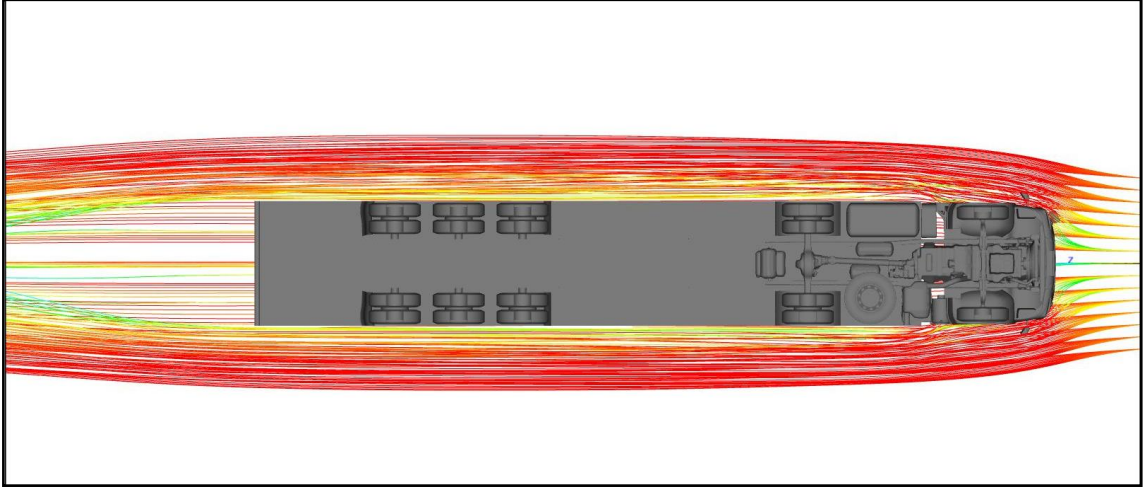
Sapma Açısı	RANS Normalize Edilmiş CD	Deney Sonucu	RANS Hata
0°	0,922	1,000	7,76%
2,58°	0,954	1,049	9,08%
5,14°	1,018	1,117	8,81%
7,69°	1,108	1,208	8,25%
10,20°	1,219	-	-
12,68°	1,327	1,414	6,17%
Ortalama Hata:			8,02%

Analizler incelendiğinde hata oranının 0° hariç, sapma açısının azalmasıyla beraber arttığı görülmüştür. Genel hata oranı ise %8 civarında seyretmektedir. Bütün sonuçlar incelendiğinde %8'lik bu hata oranında sapma açısına bağlı olarak kayda değer bir değişim görülmemiştir. Bütün analiz sonuçları % $\pm$ 5 kabul edilebilir hata bandının dışında kalmıştır. Bu nedenle RANS metodu analizlerini yan rüzgar etkisi altındaki araçların aerodinamik direnç katsayılarını hesaplamak için kullanmak uygun bulunmamıştır.

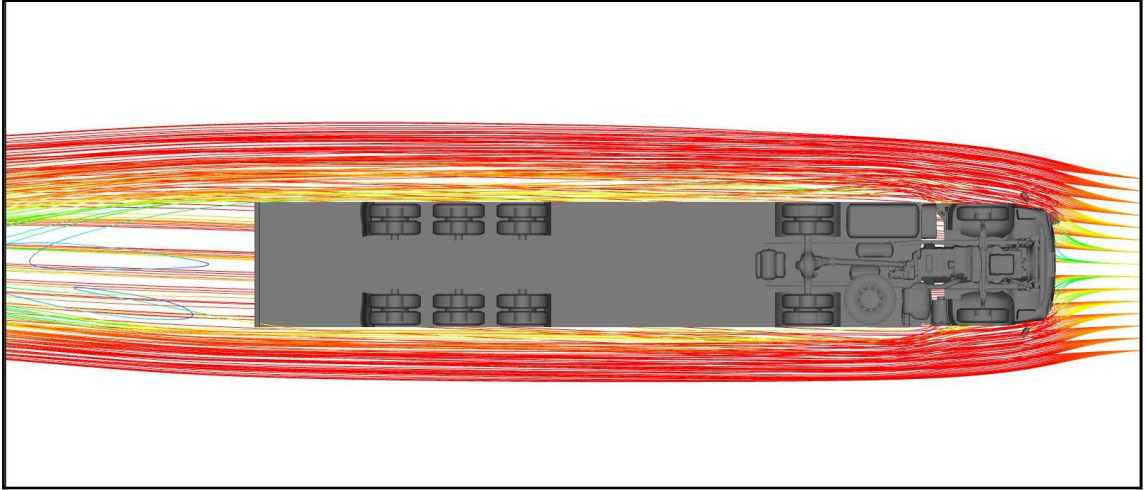


Şekil 5. 1 RANS metodu hata durumu

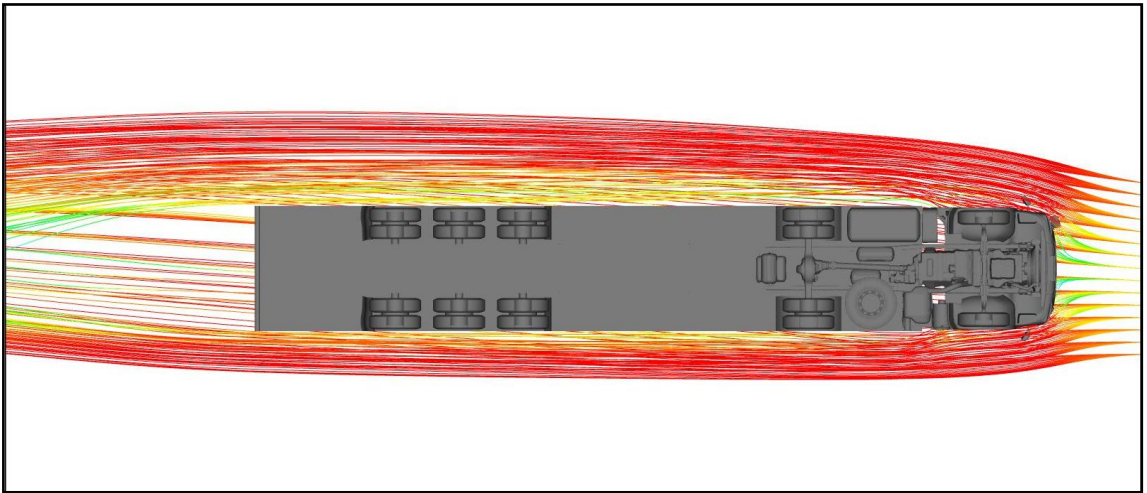
Akım çizgileri incelendiğinde sapma açısının artmasıyla beraber akım üstü yönünde hava akımının treyler üzerine yapıştığı ve basınç aerodinamik direncinin aracın ön bölgesinden treyler arka bölgesine doğru giderek azaldığı görülmektedir. Akım altı yönünde ise düşük basınç bölgeleri oluşmasına rağmen RANS metodunun çözüm algoritmasına bağlı olarak bu bölgelerde girdap oluşumu görülmemektedir.



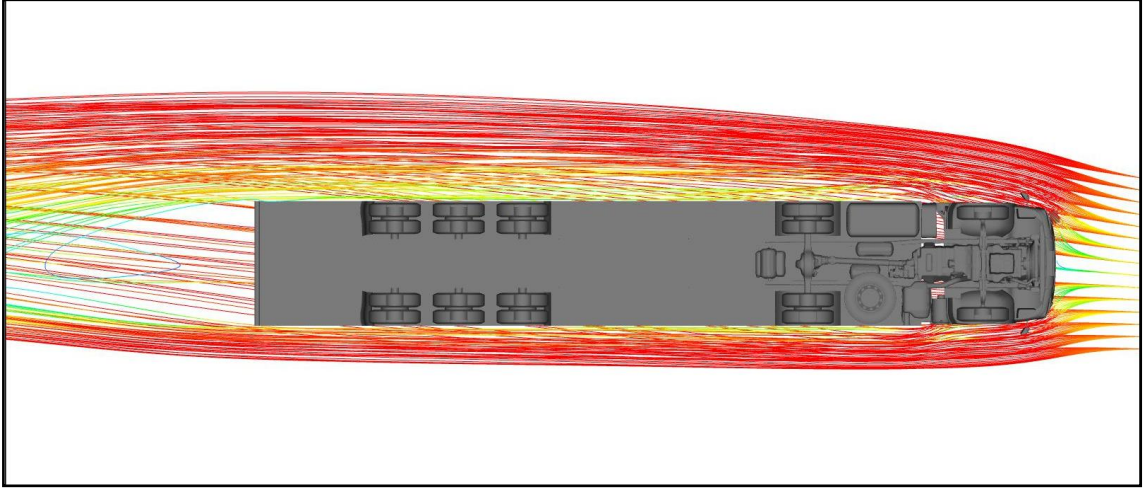
Şekil 5. 2  $0^\circ$  sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm



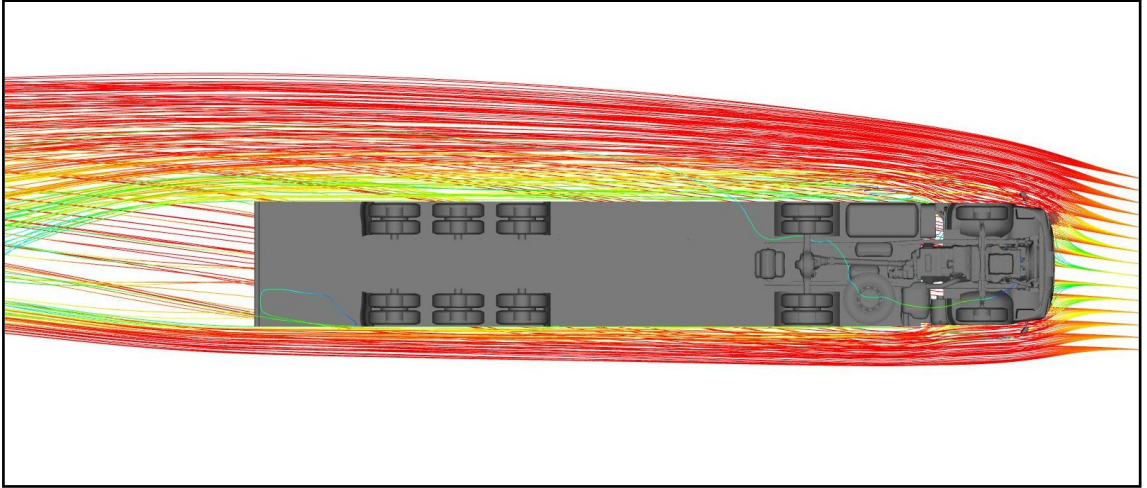
Şekil 5. 3  $2,58^\circ$  sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm



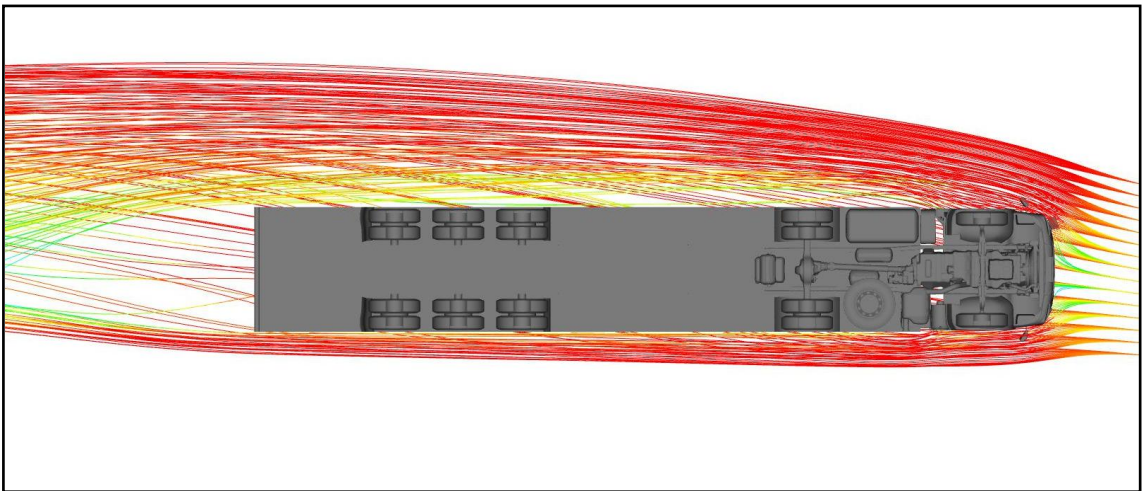
Şekil 5. 4  $5,14^\circ$  sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm



Şekil 5. 5  $7,69^\circ$  sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm



Şekil 5. 6  $10,20^\circ$  sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm



Şekil 5. 7  $12,68^\circ$  sapma açısında (RANS) realizable k-epsilon modeli ile çözüm

## 5.2 Çözüm Modeli ve Hacim Ağı Belirleme

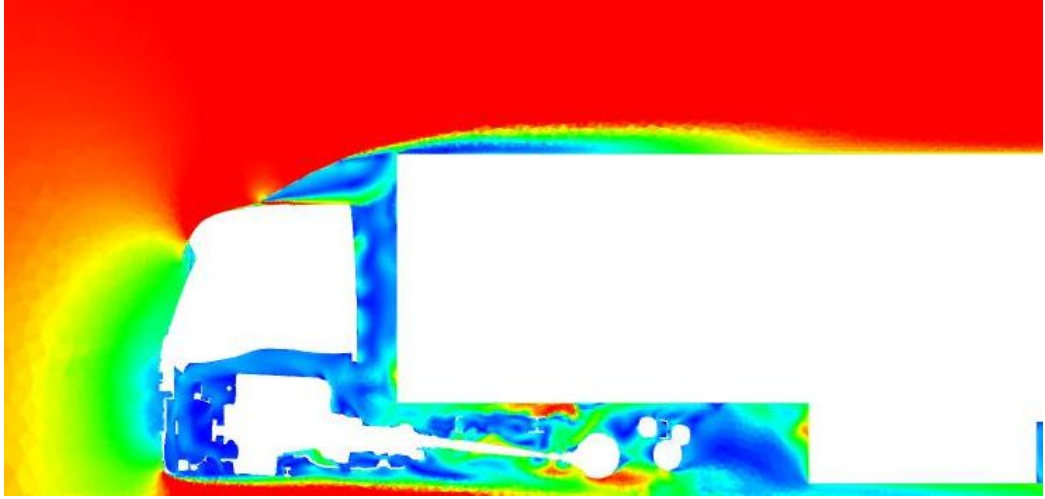
Analiz metodolojisi için en uygun DES modeli belirlenmesi gerekmektedir. Sonuçlar incelendiğinde Spalart Allmaras hariç hem RANS metodunda hem de DES metodlarında Tip II olarak isimlendirilen boyut kutulu analizler daha iyi sonuç vermektedir. Bunun sebebi rüzgar altı yönünde oluşan türbülansı daha yoğun hacim ağıyla rahatça yakalanabilmesidir. Genel hacim ağı yoğunluğuna bakıldığında ise ağ yoğunluğunun %30 artırılması sonuçlarda çok az (%1'in altında) iyileşmeye sebep olmuştur. Toplam analiz süreleri incelendiğindeyse standart yoğunluktaki hacim ağının %20'nin üzerinde zaman kazancı sağlamaktadır. Bu sebeple yaratılacak analiz metodolojisi için optimum süre de göz önüne alınarak standart yoğunluktaki Tip II boyut kutuları seçilmiştir.

Çizelge 5. 2 Hacim ağı tiplerine ve çözüm modeline göre analiz sonuçları

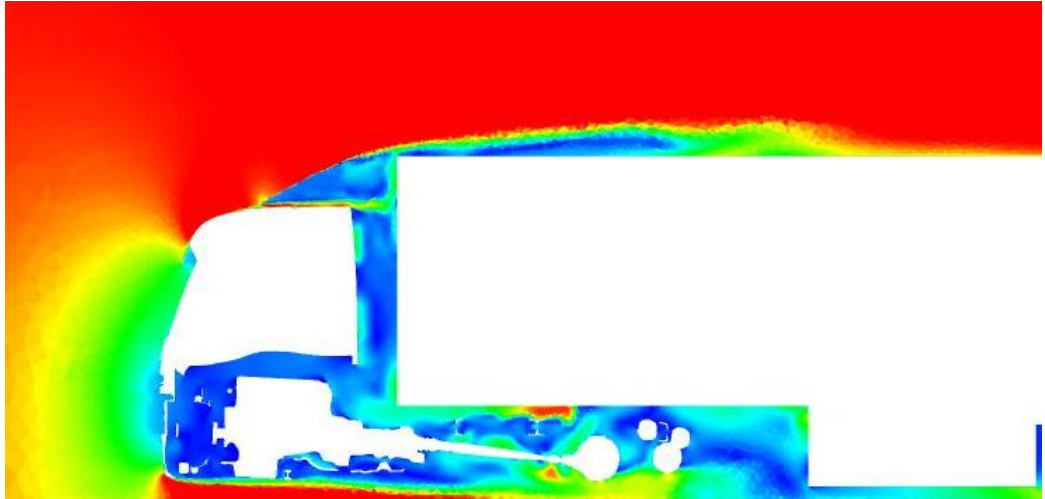
RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Tip I	1,537	8,01%
DES	Realizable k-epsilon	Standart	Tip I	1,390	1,71%
DES	Spalart Allmaras	Standart	Tip I	1,393	1,49%
DES	SST k-omega	Standart	Tip I	1,391	1,64%
RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Tip II	1,507	6,17%
<b>DES</b>	<b>Realizable k-epsilon</b>	<b>Standart</b>	<b>Tip II</b>	<b>1,408</b>	<b>0,39%</b>
DES	Spalart Allmaras	Standart	Tip II	1,355	4,32%
<b>DES</b>	<b>SST k-omega</b>	<b>Standart</b>	<b>Tip II</b>	<b>1,409</b>	<b>0,32%</b>
RANS	Realizable k-epsilon	Yoğun	Tip II	1,512	6,48%
<b>DES</b>	<b>Realizable k-epsilon</b>	<b>Yoğun</b>	<b>Tip II</b>	<b>1,409</b>	<b>0,34%</b>
DES	Spalart Allmaras	Yoğun	Tip II	1,349	4,83%
<b>DES</b>	<b>SST k-omega</b>	<b>Yoğun</b>	<b>Tip II</b>	<b>1,410</b>	<b>0,25%</b>

DES modelleri incelendiğinde Realizable k-epsilon ve SST k-omega modellerinin Spalart Allmaras'a kıyasla çok daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Spalart Allmaras genel kullanım için uygun olmayan [16] bir çözüm modeli olarak kabul edilmektedir. SST k-omega ve realizable k-epsilon çözüm modelleri ile yapılan analizler ise %0,5'in altında hata ile sonuç vermektedir. Ayrıca SAE [19] tarafından oluşturulan aerodinamik analiz rehberinde yüksek doğrulukta sonuçlar bulabilmek için DES SST k-omega ve realizable k-epsilon modellerinin kullanılması önerilmektedir. Tüm analiz sonuçları ve süreleri göz önüne alınarak oluşturulan analiz metodu için optimum tercih olan realizable k-epsilon modeli vasıtasıyla yapılan analizler SST k-omega ile yapılanlara kıyasla %40 daha kısa sürede sonuç vermekte ve iki analiz modeli arasındaki hata yalnızca %0,07 çıkmaktadır.

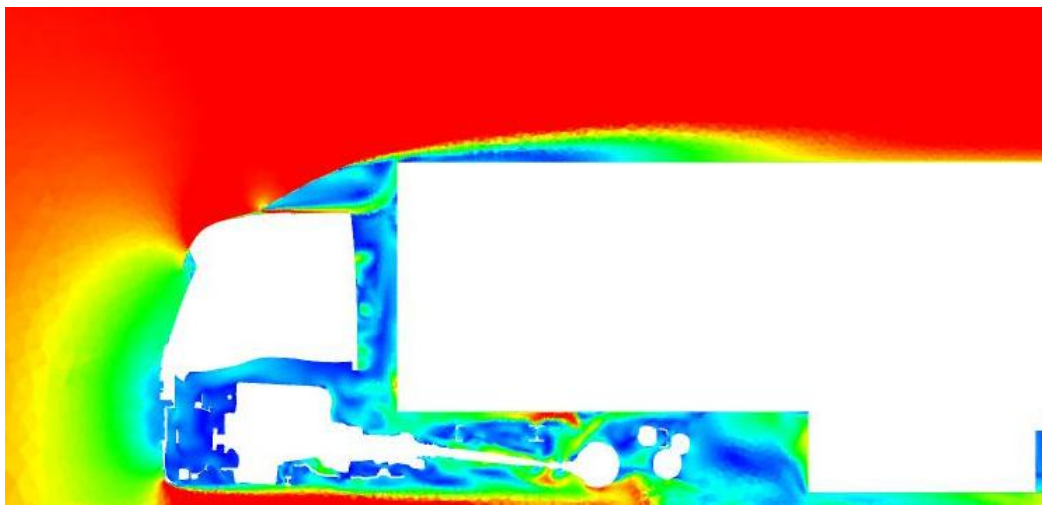




Şekil 5. 8 Kabin altı (underbody) bölgesi realizable k-epsilon çözümü



Şekil 5. 9 Kabin altı (underbody) bölgesi Spalart Allmaras çözümü

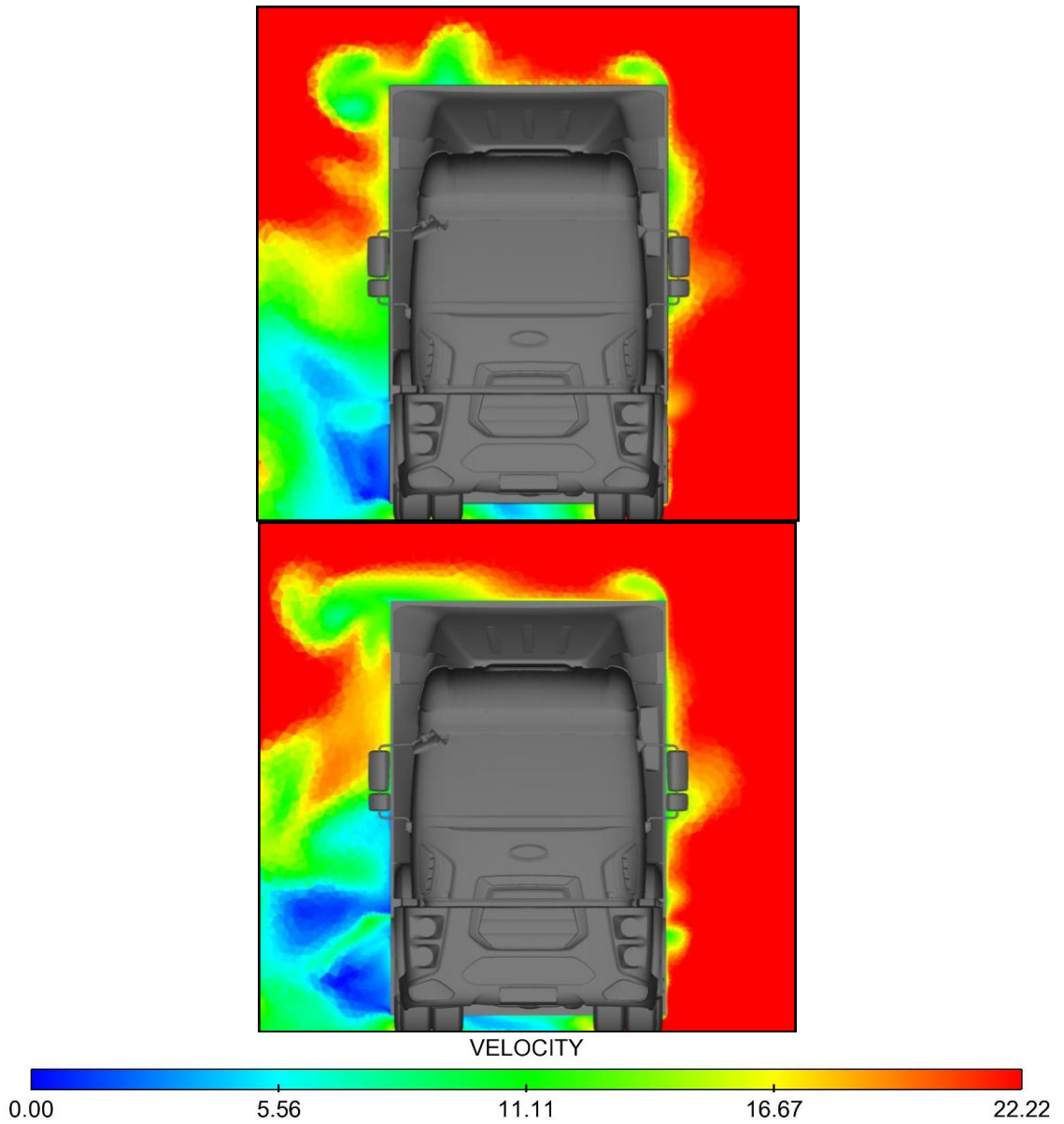


Şekil 5. 10 Kabin altı (underbody) bölgesi SST k-omega çözümü

Çizelge 5. 3 Analiz Süreleri

Analiz Tipi				Analiz Süresi (saat)
DES	Realizable k-epsilon	Standart	Tip II	151
DES	Spalart Allmaras	Standart	Tip II	196
DES	SST k-omega	Standart	Tip II	245

Aşağıda Tip I ve Tip II boyut kutularının analiz sonuçları paylaşılmıştır. İlk resim Tip I ile yapılan analiz iken ikinci resim Tip II'dir. Resimler incelendiğinde türbülansın yüksek olduğu aracın alt (underbody) bölgesinde akımın daha düzensiz ve hava akış hızının daha düşük olduğu görülebilmektedir.



Şekil 5. 11 5m/s yan rüzgar etkisi altında araç çevresindeki hız dağılımı



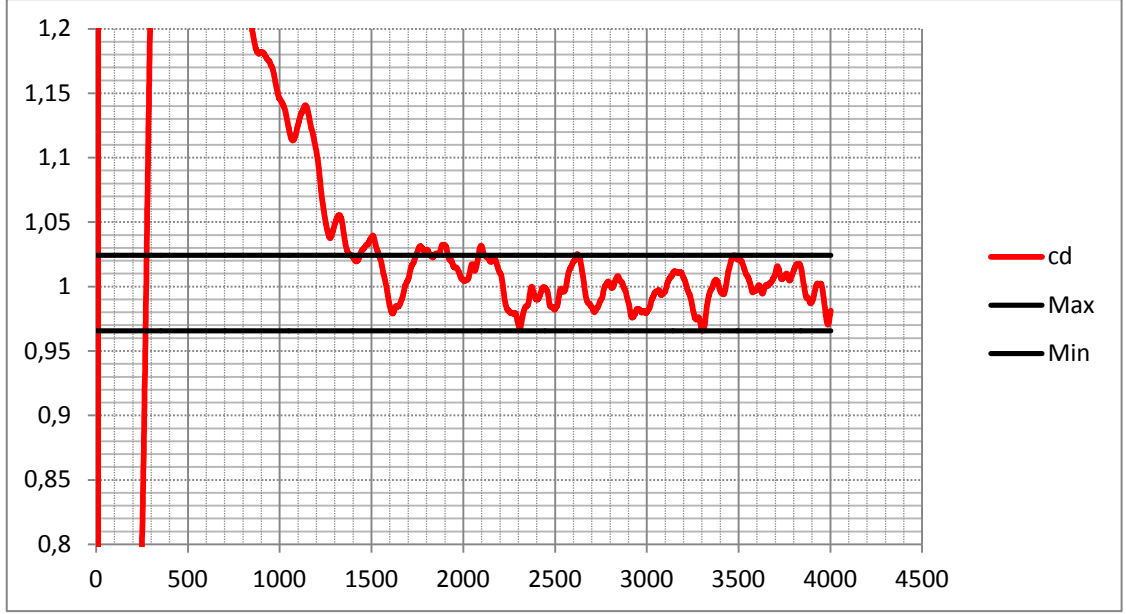
### 5.3 Zaman Basamağı (Time Step) ve İterasyon Sayısı

Analiz denemeleri esnasında zaman basamağı azaltılarak analiz süresinden üçte bir oranında kazanım sağlanmıştır. Fakat bununla beraber kabul edilebilir düzeyde bir hatayı da yanında getirmiştir. Madugundi ve Garrison [17] Daimler araçları üzerinde yaptıkları çalışmalarında 10 ms'lik bir zaman basamağı kullanmışlardır. Bu tez çalışmasında ilk yapılan hacim kutusu ve DES çözüm modeli belirleme analizlerinde modellerin performanslarını doğru şekilde ölçebilen sonuçlar almak amacıyla zaman basamağı 20 ms gibi yüksek bir değere ayarlanmıştır. Optimum analiz süresini bulabilmek amacıyla analizler 7 ms ile devam ettirilmiştir. Zaman basamağının azalmasıyla beraber sonuçlarda %0,1'lik bir kötüleşme görülmüştür. Aynı zamanda beraberinde çözüm aralığında titreşimin azalmasını yani ciddi bir iyileşmeyi sağlamıştır.

Çizelge 5. 4 Zaman basamağı denemesi analiz sonuçları

Analiz Numarası	vol16	vol18
Model	DES - Spalart Allmaras	
Hacim Ağı	Tip II - Yoğun	
Sınır Tabaka	10 Kat	
Çözüm Şeması	Simple	
Ayrıklaştırma Metodu	Second Order Upwind	
Rahatlama Faktörü	0,3	
Cdes Oranı	0,65	
Sapma Açısı	12,68°	
Zaman Basamağı	<b>20</b>	<b>7</b>
Deney Sonucu	1,414	
HAD Analizi Sonucu	1,386	1,398
Hata	1,95%	2,07%

HAD kütle, enerji ve momentum denklemlerinin dengeye geldiğini iteratif bir yöntemle çözümleyen bir prostedir [16]. Analizlerin yakınsadığının kabul edilmesi için analiz sonuçlarındaki titreşimin belli bir düzene girmesi ve minimum ve maksimum değerlerinin +/-%10 aralığında olması beklenir. Ancak bu şartlar sağlandığında analizlerin yakınsadığı kabul edilebilir. Bu tez çalışmasında RANS modelleri 15000 iterasyon koşturularak dengeye geldikten sonra en az 5000 iterasyonun ortalaması alınarak sürüklenme katsayısı hesaplanmıştır. DES analizleri için de 4000 iterasyon yapılmış ve son 1000 iterasyonun ortalaması alınmıştır.



Şekil 5. 12 DES I analizi iterasyon sonucu

#### 5.4 Rahatlama Faktörü (Under Relaxation Factor)

Rahatlama faktörünün artırılmasıyla beraber alt iterasyon sayısı da artırılabilir, böylece yakınsama daha da hızlandırılmış olur [16]. Fakat rahatlama faktörünün artmasıyla beraber yakınsama problemleri de ortaya çıkabilir. Bu gibi durumlarda rahatlama faktörü düşürülerek optimum değeri aranmalıdır.

Çizelge 5. 5 Rahatlama faktörü denemesi analiz sonuçları

Analiz Numarası	vol20	vol36
Model	DES - Realizable k-epsilon	
Hacim Ağı	Tip II - Standart	
Sınır Tabaka	10 Kat	
Çözüm Şeması	Simple	
Ayrıklaştırma Metodu	Bounded	
Rahatlama Faktörü	<b>0,30</b>	<b>0,75</b>
Cdes Oranı	0,61	
Sapma Açısı	12,68°	
Zaman Basamağı	7	
Deney Sonucu	1,414	
HAD Analizi Sonucu	1,4180	1,4178
Hata	0,30%	0,29%

Çizelge 4.9'da iki farklı rahatlama faktörü altında yapılan analiz şartları ve sonuçları paylaşılmıştır. Analizler yeterli sayıda alt iterasyon (zaman basamağı) ile yapıldığı için rahatlama faktöründeki artış sonuçları ciddi bir şekilde değiştirmemiştir.

### 5.5 Ayırıklaştırma Metodu (Spatial Discretization)

Çizelge 4.10'da ayırıklaştırma metodu araştırması için yapılan analizler ve sonuçları paylaşılmıştır:

Çizelge 5. 6 Ayırıklaştırma metodu denemesi analiz sonuçları

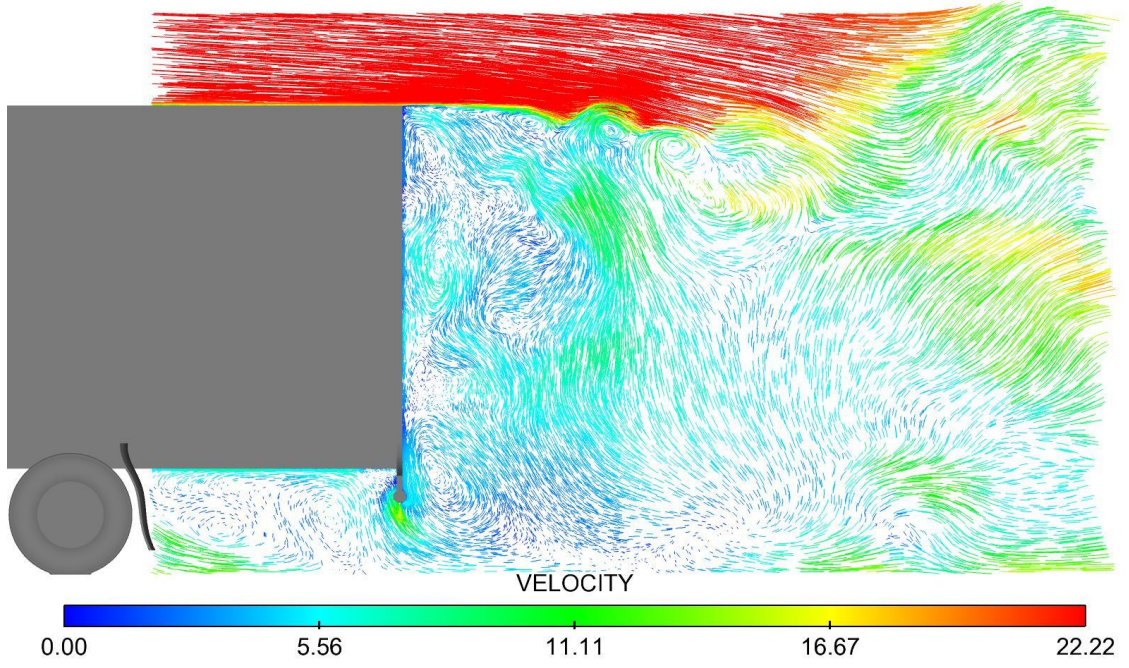
Analiz Numarası	vol21	vol36
Model	DES - Realizable k-epsilon	
Hacim Ağı	Tip II - Standart	
Sınır Tabaka	10 Kat	
Çözüm Şeması	Simple	
Ayırıklaştırma Metodu	<b>Second Order Upwind</b>	<b>Bounded</b>
Rahatlama Faktörü	0,75	
Cdes Oranı	0,61	
Sapma Açısı	12,68°	
Zaman Basamağı	7	
Deney Sonucu	1,414	
HAD Analizi Sonucu	1,408	1,418
Hata	0,37%	0,29%

### 5.6 Sınır Tabaka

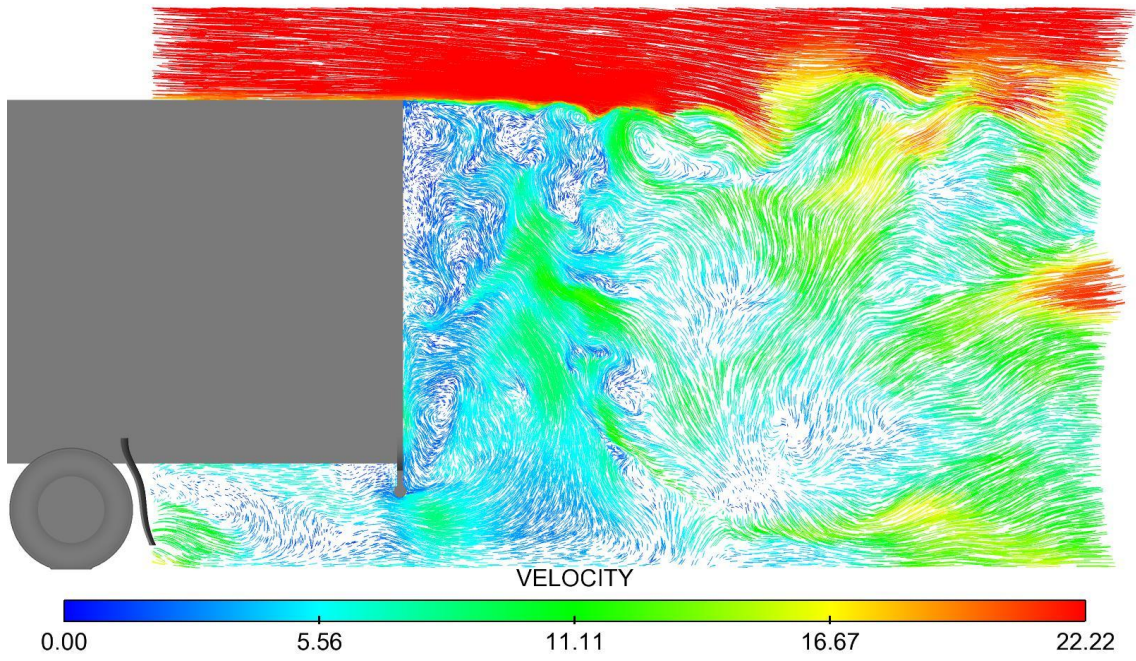
Sınır tabaka bütün çözüm metotlarında analiz sonucunu en çok etkileyen faktörlerden biridir. Doğruluk oranı yüksek olan sonuçlar alabilmek için sınır tabakanın iyi olması gerekliliği vardır [18]. Anbarcı ve Açıkgöz [1] 1846T modeli ile sınır tabakalı ve sınır tabakasız RANS metodu analizleri gerçekleştirmişlerdir. Benzer bir çalışma bu tez araştırması kapsamında gerçekleştirilmiştir. RANS realizable k-epsilon çözüm modeli ile 12,68° sapma açısında 5 ve 10 kat sınır tabakalı ağ modelleri analiz edilmiştir. 5 kat sınır tabaka olan modelde hata oranının %2 arttığı gözlemlenmiştir. Aynı şekilde sınır tabakalı ve 10 kat sınır tabakalı iki analiz de DES realizable k-epsilon modeli vasıtasıyla koşturulmuştur. Sınır tabakalı analizin sınır tabakasız analize kıyasla %2'ye yakın daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir. Sonuçlar ve analiz şartları aşağıda; Çizelge 4.11'de paylaşılmıştır:

Çizelge 5. 7 Sınır tabaka denemesi analiz sonuçları

Analiz Numarası	vol11	vol19
Model	DES - Realizable k-epsilon	
Hacim Ağı	Tip II - Standart	
Sınır Tabaka	<b>10 Kat</b>	<b>0</b>
Çözüm Şeması	Simple	
Ayrıklaştırma Metodu	Bounded	
Rahatlama Faktörü	0,30	
Cdes Oranı	0,61	
Sapma Açısı	12,68°	
Zaman Basamağı	20	7
Deney Sonucu	1,414	
HAD Analizi Sonucu	1,4193	1,4449
Hata	0,39%	2,20%



Şekil 5. 13 Sınır tabakasız DES analizi



Şekil 5. 14 10 kat sınır tabakalı DES analizi

## 5.7 Cdes Oranı

Cdes, RANS ve LES bölgelerini birbirinden ayıran ara yüzün konumuna etki eden bir kalibrasyon sabitidir [13], [16]. Cdes sabitinin artmasıyla beraber analizdeki LES bölgesi büyür. Bu sebeptendir ki eleman sayısı artar ve çözüm süresi uzar. 0,61 değeri realizable k-epsilon modeli için Fluent'te standart olarak tanımlanan değerdir [16]. Spalart Allmaras için ise bu değer 0,65 olarak tanımlanmıştır. Cdes değeri değiştirilerek analiz metodolojisi kalibre edilebilir. 12,68° sapma açısında realizable k-epsilon modelinin Cdes oranı 0,80'e kadar çıkarılarak analiz edilmiştir. Cdes sabitinin artmasıyla beraber sürüklenme katsayısı azalma göstermiştir. 0,80 Cdes değerine göre yapılan analiz 0,61 değerine göre yapılan analize kıyasla %1 daha yüksek hata vermiştir.

Optimum Cdes oranını bulmak için aritmetik iterasyon yapılabilir. Buna göre en uygun sonucu verecek Cdes sabit değeri bu metodoloji için 0,63'tir.

Çizelge 5. 8 Cdes oranı denemesi analiz sonuçları

Analiz Numarası	vol20	vol22
Model	DES - Realizable k-epsilon	
Hacim Ağı	Tip II - Standart	
Sınır Tabaka	10 Kat	
Çözüm Şeması	Simple	
Ayrıklaştırma Metodu	Bounded	
Rahatlama Faktörü	0,30	
Cdes Oranı	<b>0,61</b>	<b>0,80</b>
Sapma Açısı	12,68°	
Zaman Basamağı	20	7
Deney Sonucu	1,414	
HAD Analizi Sonucu	1,4180	1,3963
Hata	0,30%	1,24%

## 5.8 DES Metodu Sonuçları ve Analiz Metodunun Yaratılması

DES metodu oluşturma işlemine mevcut RANS modelinin uygun boyut kutularıyla beraber DES modeline çevrilmesiyle başlanmıştır. Zaman basamağı ve iterasyon sayısına toplam analiz süresi de göz önünde bulundurularak literatürdeki çalışmalar [17] yardımıyla karar verilmiştir. Analizler 12,68° sapma açısına kadar belirli aralıklarla yapılmıştır.

Kurulan ilk DES analiz metodolojisi DES I'in Fluent şartları aşağıda sunulmuştur:

DES I Modeli : Realizable k-epsilon

Hacim Ağı : Tip II - Standart

Sınır Tabaka : 10 Kat

Çözüm Şeması : Simple

Ayrıklaştırma Metodu: Second Order Upwind

Rahatlama Faktörü : 0,30

Cdes Oranı : 0,61

Zaman Basamağı : 7

Aşağıda DES I analizlerinin sonucunda bulunan normalize edilmiş sürüklenme katsayıları ile normalize edilmiş deney sonuçları paylaşılmıştır. Sapma açıları için hata yüzdeleri hesaplanmış ve toplam ortalama hata ortaya çıkarılmıştır.

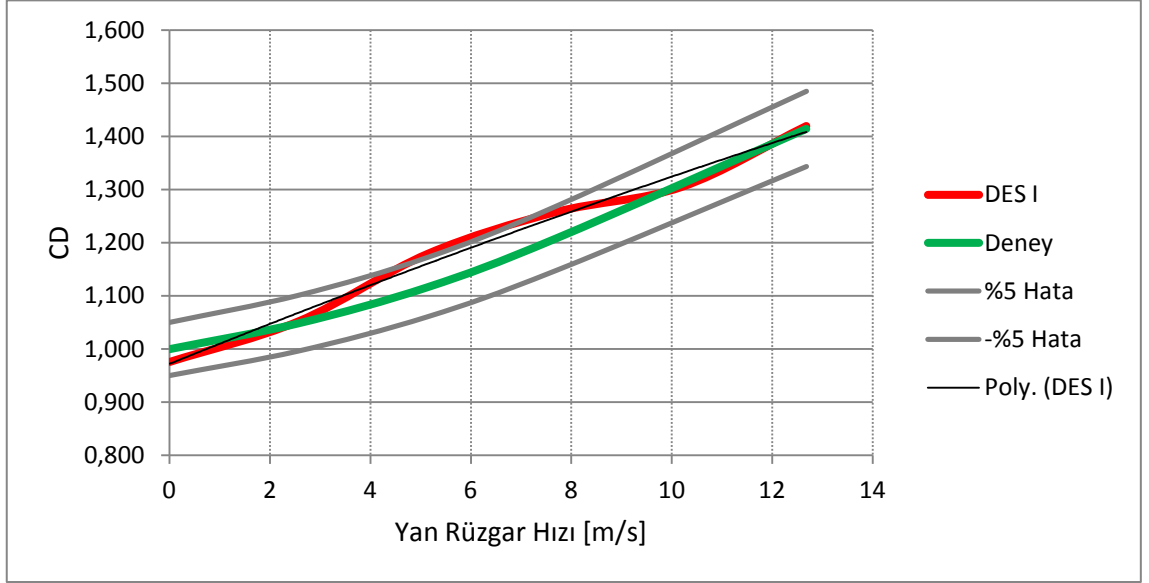
Çizelge 5. 9 DES I metoduna göre normalize edilmiş analiz sonuçları

Sapma Açısı	DES I Normalize Edilmiş CD	Deney Sonucu	DES I Hata
0	0,975	1,000	2,46%
2,58	1,052	1,049	0,33%
5,14	1,179	1,117	5,60%
7,69	1,257	1,208	4,12%
10,20	1,305	-	-
12,68	1,419	1,414	0,39%
Toplam Hata:			2,58%

Analiz sonuçları incelendiğinde 5,14° sapma açısı hariç tüm analiz sonuçlarının kabul edilebilir hata oranı +/-%5'in altında olduğu gözlemlenmiştir. Ortalama hata oranı ise %2,58 olarak bulunmuştur. Bu sonuçların önceki çalışmalara kıyasla [3] daha iyi sonuçlar verdiği söylenebilir. Benzer şartlarda oluşturulan RANS modeli ile analiz 33 saatlik bir süre alırken DES modelinin sonuç vermesi 64 saati bulmuştur. İki analiz metodolojisi arasındaki hata oranları göz önüne alındığında DES I metodu uzayan analiz süresine rağmen oldukça kullanışlı görünmektedir.



Şekil 4.15'te analiz sonuçlarının deney sonuçlarına kıyasla kabul edilebilir hata bölgesinin dışına çıktığı bölgeler görülmektedir:



Şekil 5. 15 DES I metodu hata durumu

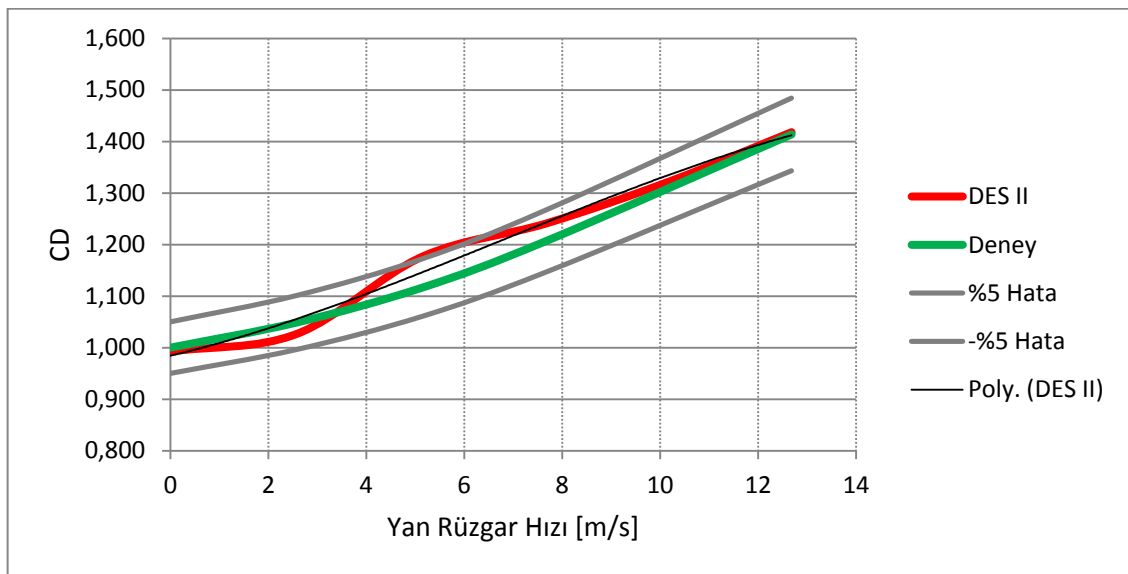
Model belirleme, boyut kutusu oluşturma, sınır tabaka, zaman basamağı, ayırıklaştırma metodu, rahatlama faktörü ve Cdes oranı değişkenleri üzerinde yapılan araştırmalar sonucunda bulunan sonuçlar DES II modelinin kurulmasında kullanılmıştır. Optimum olarak belirlenen realizable k-epsilon çözüm modeli üzerinde DES için Fluent tarafından önerilen ve sonuçlarda küçük bir miktar iyileştirme sağlayan ayırıklaştırma metodu olan bounded kullanılmıştır. Yine aynı şekilde sonuçlarda iyileşme sağlayan 0,75 değerindeki rahatlama faktörü kullanılmıştır. Cdes oranı ise analiz süresini uzatmaması endişesiyle sabit bırakılmıştır.

Çizelge 5. 10 DES II metoduna göre normalize edilmiş analiz sonuçları

Sapma Açısı	DES II Normalize Edilmiş CD	Deney Sonucu	DES II Hata
0	0,993	1,000	0,70%
2,58	1,027	1,049	2,08%
5,14	1,177	1,117	5,40%
7,69	1,241	1,208	2,80%
10,20	1,323	-	-
12,68	1,418	1,414	0,29%
Toplam Hata:			2,25%



Çizelge 4.14'te normalize edilmiş deney sonuçları ve sürüklenme katsayısı değerleri paylaşılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde en yüksek hatanın %5,40 ile  $5,14^\circ$  sapma açısında gerçekleştiği görülmektedir. Bunun dışında kalan sapma açısı değerlerinde hata oranlarının oldukça iyi olduğu söylenebilir. Ortalama hata oranı ise %2,25 ile kabul edilebilir hata sınırlarının içerisinde. Aşağıda paylaşılan ve bu tez çalışmasında yaratılması hedeflenen yan rüzgar etkisi altında yüksek doğrulukta hedef vermesi amaçlanan analiz metodolojisinin sonuçları kıyaslanmıştır. Bu sonuçlara göre  $5^\circ$  sapma açısı civarında çok küçük bir bölge hariç sonuçlar kabul edilebilir hata oranı aralığı içerisinde kalmaktadır. Bu da sonuçların doğruluk oranının yüksekliğini göstermektedir.



Şekil 5. 16 DES II metodu hata durumu

Oluşturulan bu modelin şartları aşağıda paylaşılmıştır:

DES II Modeli : Realizable k-epsilon

Hacim Ağı : Tip II – Standart

Sınır Tabaka : 10 Kat

Çözüm Şeması : Simple

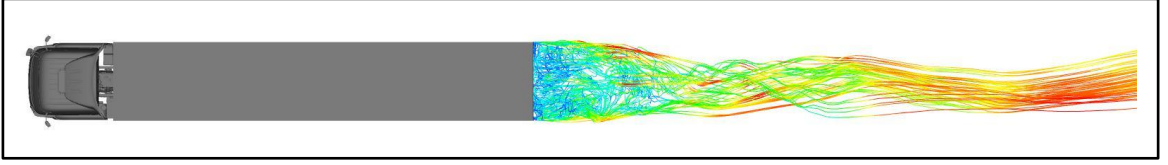
Ayrıklaştırma Metodu: Bounded

Rahatlama Faktörü : 0,75

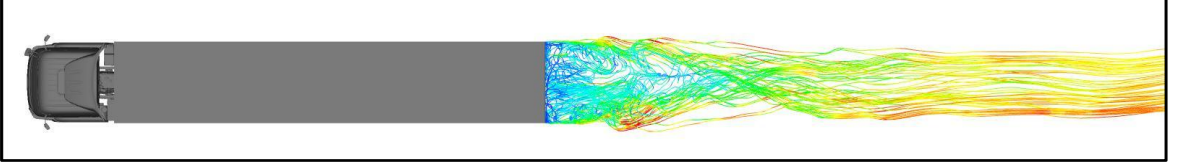
Cdes Oranı : 0,61

Zaman Basamağı : 7

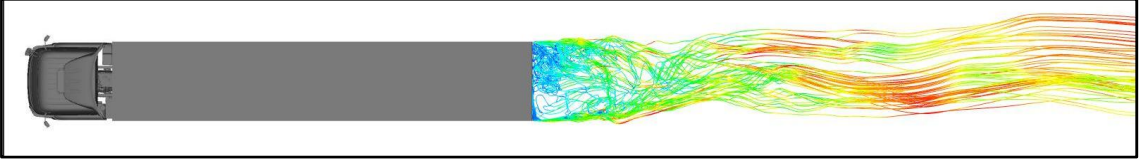
Şekil 5. 17 0° sapma açısı altında DES analizi sonucu



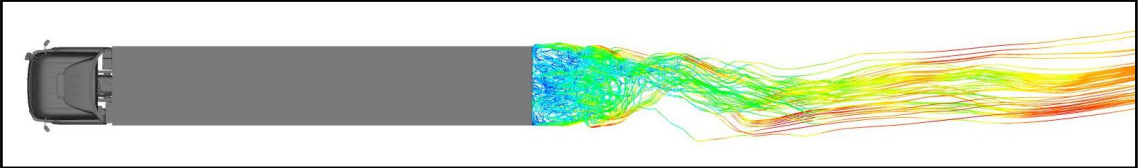
Şekil 5. 18 2,58° sapma açısı altında DES analizi sonucu



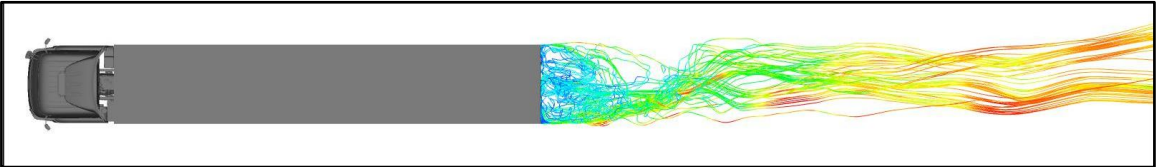
Şekil 5. 19 5,14° sapma açısı altında DES analizi sonucu



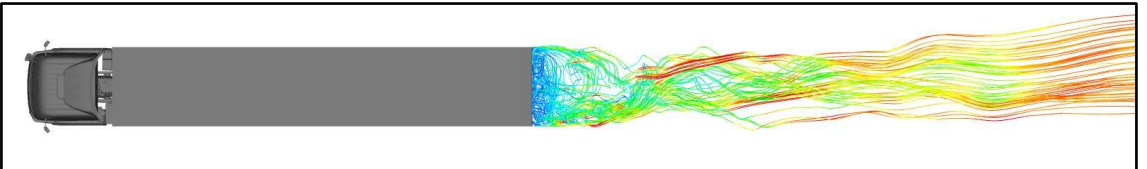
Şekil 5. 20 7,69° sapma açısı altında DES analizi sonucu



Şekil 5. 21 10,20° sapma açısı altında DES analizi sonucu



Şekil 5. 22 12,68° sapma açısı altında DES analizi sonucu



### SONUÇ VE ÖNERİLER

DES metodolojisinin oluşturulabilmesi için çalışmalara çözüm modelleri ve ağ modellerinin incelenmesiyle başlandı. Literatürdeki çalışmalar [1], [18] göz önüne alınarak orta yoğunluktaki ağ modellerin yeterli olduğu görüldü. Daha sonra araç üzerindeki boyut kutuları incelenerek türbülans ölçüm yeterlilikleri araştırıldı. %30 genişletilmiş boyut kutularının sonuçları ciddi şekilde etki ettiği ve iyileştirdiği görüldü.

DES çözüm modelleri olan realizable k-epsilon, Spalart Allmaras ve SST k-omega modelleri araştırıldı. Farklı boyut kutuları ve hacim ağı yoğunlukları etkisi altında tüm bu çözüm modellerinin sonuçları karşılaştırıldı. Bunun sonucunda ise realizable k-epsilon ve SST k-omega çözüm modellerinin oldukça iyi sonuçlar verdikleri gözlemlendi. Optimum çözüm süresi de göz önünde bulundurularak metod yaratma işlemlerine realizable k-epsilon modeli ile devam edildi.

Sınır tabaka, zaman basamağı, ayırıklaştırma metodu, rahatlama faktörü ve Cdes oranı gibi hem analiz süresi üzerinde etkili olan hem de analiz sonuçlarını etkileyen Fluent programının çözüm bileşenleri araştırıldı. Bu araştırmalar sonucunda bulunan değerler göz önünde bulundurularak metod yaratılma araştırmasına yön verildi.

RANS metodundan DES metoduna geçiş yapan bu HAD çözüm modelinde analiz süreleri uzamasına rağmen ağır ticari araçlarda yan rüzgar etkisi altında TKD test sonuçlarına kıyasla yüksek doğrulukta sürüklenme katsayısı hesaplayabilen optimum bir Fluent çözüm metodu yaratıldı. Bu metodun TKD ile uyumlu olması sebebiyle TKD aerodinamik testlerinin %8'lik bir hata ile sonuç verebildiği unutulmamalıdır.

Yapılan tüm analizler sonucunda:

- Türbülans analizlerinde yüksek doğrulukta sonuçlar alabilmek için en kritik konunun çözüm modelinin doğru belirlenmesinin yattığı görüldü. Realizable k-epsilon modelinin A-pillar ve headlamp bölgelerinde oluşan akış ayrılmasını daha iyi yakaladığı görüldü. Realizable k-epsilon modelinin hem hızlı hem de düşük hata ile sonuç vermesi, DES türbülans modelleri arasında ticari kullanım için en uygun model olduğu durumu ortaya çıkarıldı.
- Treyler üzerindeki basınç dağılımında DES metotlarında RANS metotlarına kıyasla daha düzensiz sonuçlar alındı. Ters basınç gradyenlerinin oluşumu sebebiyle girdap ve wake akışlarının oluştuğu gözlemlendi. Sapma açısının artmasıyla beraber türbülanslı sınır tabakanın büyüdüğü ve wake akış bölgesinin arttığı tespit edildi.
- Underhood bölgesi ve motor çevresinde SST k-omega modelinde türbülanslılığın daha yüksek olduğu görüldü. Bu bölgelerde basınç aerodinamik direncinin sürtünme aerodinamik direncine göre sürüklenme katsayısı üzerindeki etkisinin daha yüksek olduğu belirlendi.
- Boyut kutusunun rüzgar altı yönüne doğru uzatılmasının türbülans etkilerinin doğru şekilde yakalanabilmesi için kritik bir nokta olduğu gözlemlendi. Bu sayede çözüm hesaplarının doğruluk yüzdesinin artmasıyla beraber analiz sürelerinde bir miktar uzama görüldüğü tespit edildi.
- Sınır tabaka kullanımının sonuçlardaki doğruluk yüzdesini ciddi miktarda arttırdığı görüldü.
- Rahatlama faktörünün analiz çözümü üzerinde dramatik etkiler yaratmamakla beraber sonuçların yakınsaması için kritik bir öneme sahip olduğu anlaşıldı. Bu sebeptendir ki DES analizlerinde rahatlama faktörünün artması ile beraber analiz süresi uzasa bile doğru sonuçlar alabilmek için bu değer yüksek olmasının bir gereklilik olduğu tespit edildi.

- Cdes sabitinin hem analiz süresi üzerinde hem de sonuçlar üzerinde etkileyici bir faktör olduğu görüldü. Sonuçların kalibre edilebilmesi için metoda uygun Cdes oranının bulunması gerekliliği anlaşıldı.
- Zaman basamağı sayısının benzer ağ modelleri üzerinde analiz süresi bakımından en etkileyici faktör olduğu görüldü. Zaman basamağının belli bir seviyeden sonra yüksek olması analiz sonuçlarını etkilemezken analiz süresini oldukça uzattığı, optimum bir değerin altında olması ise sonuçları olumsuz etkilediği belirlendi.

## KAYNAKLAR

---

- [1] Anbarcı, K. ve Açıkgöz, B., (2013). "Development of an Aerodynamic Analysis Methodology for Tractor-Trailer Class Heavy Commercial Vehicles", SAE Int. J. Commer. Veh, 6:441-452.
- [2] Islam, M. ve Decker, F., (2009). "Application of Detached–Eddy Simulation for Automotive Aerodynamics Development", SAE World Congress, 20-23 April 2009, Detroit.
- [3] Castro, N., (2013). "Computational Prediction of a Vehicle Aerodynamics Using Detached Eddy Simulation", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., 6:414,423.
- [4] Malviya, V., (2009). "Effect of Cross Wind on Aerodynamic Coefficients of Ground Vehicles", Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference, 11 December 2009, Huddersfield.
- [5] Guilmineau, E., ve Chometon, F., (2009). "Effect of Side Wind on a Simplified Car Model: Experimental and Numerical Analysis", Journal of Fluids Engineering, 131:1-12.
- [6] Guilmineau, E., (2013). "Cross Wind Effects on a Simplified Car Model by a DES Approach", Computers & Fluids, 78:29–40.
- [7] Guilmineau, E., (2014). "Numerical Simulations of Flow around a Realistic Generic Car Model", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., 7:646-653.
- [8] Cheli, F., (2011). "Wind Tunnel Tests on Heavy Road Vehicles: Cross Wind Induced Loads—Part 1", J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 99:1000–1010.
- [9] Hucho, W.H., (1990). Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering, 4th Edition, the University Press, Cambridge, London.
- [10] Yükselen, M.,A., Aerodinamik Kuvvet ve Momentler, [http://web.itu.edu.tr/~yuksele/Uck351/2-%20Aerodinamik%20kuvvet%20ve%20Momentler\\_PPT2.pdf](http://web.itu.edu.tr/~yuksele/Uck351/2-%20Aerodinamik%20kuvvet%20ve%20Momentler_PPT2.pdf), 15 Ekim 2012.
- [11] Wikipedia, Drag Coefficient, [https://en.wikipedia.org/wiki/Drag\\_coefficient](https://en.wikipedia.org/wiki/Drag_coefficient), 17 May 2015.

- [12] EggenSpieler, G., Turbulence Modeling, <https://www.ansys.com/staticassets/ANSYS/Conference/confidence/San%20Jose/Downloads/turbulence-summary-4.pdf>, 14 May 2012.
- [13] ANSYS Inc., (2013). ANSYS Fluent Theory Guide, Release 15.0, Canonsburg.
- [14] İke, R.,Ö., (2014). "Aerodynamic Test Procedure Development", OTEKON'14 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Bursa
- [15] Sommerfeld, J., ve Meyer, R., (1990). "Correlation and Accuracy of a Wheel Force Transducer as Developed and Tested on a Flat-Trac® Tire Test System," SAE International, 1-5.
- [16] ANSYS Inc., (2013). ANSYS Fluent User's Guide, Release 15.0, Canonsburg.
- [17] Madugundi, D., ve Garrison, A., Class 8 Truck External Aerodynamics, <http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/Presentation/3 Daimler DM.pdf>, 19 Mart 2013.
- [18] Unaune, S., V., Sovani, S., D., ve Kim, S., E., (2005). "Aerodynamics of a Generic Ground Transportation System: Detached Eddy Simulation", SAE International, 45-60.
- [19] SAE, (2013). Guidelines for Aerodynamic Assessment of Medium and Heavy Commercial Ground Vehicles Using Computational Fluid Dynamics, J2966 SEP2013, Warrendale.

## ANALİZ MATRİSİ

Çizelge A. 1 Analizlerin Listesi

Analiz No	Analiz İsmi	Cd	Test Sonucu (Cd)	Hata (%)	Sapma Açısı	Araç Hızı (m/s)	Rüzgar Hızı (m/s)
1	H566_sw_vol01.cas.gz	1,301	1,414	8,01%	13°	22,222	5
2	H566_sw_vol02.cas.gz	1,438	1,414	1,71%	13°	22,222	5
3	H566_sw_vol03.cas.gz	1,435	1,414	1,49%	13°	22,222	5
4	H566_sw_vol04.cas.gz	1,437	1,414	1,64%	13°	22,222	5
5	H566_sw_vol06.cas.gz	1,315	1,414	6,96%	13°	22,222	5
6	H566_sw_vol10.cas.gz	1,327	1,414	6,17%	13°	22,222	5
7	H566_sw_vol11.cas.gz	1,419	1,414	0,39%	13°	22,222	5
8	H566_sw_vol12.cas.gz	1,475	1,414	4,32%	13°	22,222	5
9	H566_sw_vol13.cas.gz	1,418	1,414	0,32%	13°	22,222	5
10	H566_sw_vol14.cas.gz	1,322	1,414	6,48%	13°	22,222	5
11	H566_sw_vol15.cas.gz	1,419	1,414	0,34%	13°	22,222	5
12	H566_sw_vol16.cas.gz	1,386	1,414	1,95%	13°	22,222	5
13	H566_sw_vol17.cas.gz	-			13°	22,222	5
14	H566_sw_vol18.cas.gz	1,398	1,414	1,15%	13°	22,222	5
15	H566_sw_vol19.cas.gz	1,445	1,414	2,20%	13°	22,222	5
16	H566_sw_vol20.cas.gz	1,418	1,414	0,30%	13°	22,222	5
17	H566_sw_vol21.cas.gz	1,408	1,414	0,37%	13°	22,222	5
18	H566_sw_vol22.cas.gz	1,396	1,414	1,24%	13°	22,222	5
19	H566_sw_vol23.cas.gz	0,975	1,000	2,46%	0°	22,222	0
20	H566_sw_vol26.cas.gz	0,922	1,000	7,76%	0°	22,222	0
21	H566_sw_vol28.cas.gz	1,219	-	-	10°	22,222	4
22	H566_sw_vol29.cas.gz	1,108	1,208	8,25%	8°	22,222	3
23	H566_sw_vol30.cas.gz	1,018	1,117	8,81%	5°	22,222	2
24	H566_sw_vol31.cas.gz	0,954	1,049	9,08%	3°	22,222	1
25	H566_sw_vol32.cas.gz	1,323	-	-	10°	22,222	4
26	H566_sw_vol33.cas.gz	1,241	1,208	2,80%	8°	22,222	3
27	H566_sw_vol34.cas.gz	1,177	1,117	5,40%	5°	22,222	2
28	H566_sw_vol35.cas.gz	1,027	1,049	2,08%	3°	22,222	1
29	H566_sw_vol36.cas.gz	1,418	1,414	0,29%	13°	22,222	5
30	H566_sw_vol37.cas.gz	0,993	1,000	0,70%	0°	22,222	0
31	H566_sw_vol38.cas.gz	1,305	-	-	10°	22,222	4
32	H566_sw_vol39.cas.gz	1,257	1,208	4,12%	8°	22,222	3
33	H566_sw_vol40.cas.gz	1,179	1,117	5,60%	5°	22,222	2
34	H566_sw_vol41.cas.gz	1,052	1,049	0,33%	3°	22,222	1



Çizelge A. 1 Analizlerin Listesi (devamı)

Analiz No	Türbülans Modeli		Boyut Kutusu		Sınır Tabaka Özellikleri		İterasyon Sayısı
1	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type I	10 layers	-	17766
2	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type I	10 layers	20	3000
3	DES	Spalart Allmaras	Standart	Type I	10 layers	20	3000
4	DES	SST k-omega	Standart	Type I	10 layers	20	3000
5	RANS	Realizable k-epsilon	Intense	Type I	10 layers	-	20000
6	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	-	20000
7	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	20	3000
8	DES	Spalart Allmaras	Standart	Type II	10 layers	20	3000
9	DES	SST k-omega	Standart	Type II	10 layers	20	3000
10	RANS	Realizable k-epsilon	Intense	Type II	10 layers	-	20000
11	DES	Realizable k-epsilon	Intense	Type II	10 layers	20	3000
12	DES	Spalart Allmaras	Intense	Type II	10 layers	20	3000
13	DES	SST k-omega	Intense	Type II	10 layers	-	-
14	DES	Spalart Allmaras	Intense	Type II	10 layers	7	1200
15	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	None	7	3000
16	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	3000
17	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	3000
18	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	3000
19	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	3000
20	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	-	15690
21	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	-	15000
22	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	-	15000
23	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	-	15000
24	RANS	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	-	15000
25	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
26	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
27	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
28	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
29	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	3000
30	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
31	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
32	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
33	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000
34	DES	Realizable k-epsilon	Standart	Type II	10 layers	7	4000

Çizelge A. 1 Analizlerin Listesi (devamı)

Analiz No	Şema	Ayrıklaştırma Metodu	Rahatlama Faktörü	Cdes	Analiz Süresi (Saat)
1	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
2	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	
3	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	
4	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	
5	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
6	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
7	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	151
8	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	196
9	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	245
10	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
11	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	
12	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	
13	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	
14	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,65	
15	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	22
16	Simple	Bounded	0,30	0,61	24
17	Simple	Second Order Upwind	0,75	0,61	32
18	Simple	Bounded	0,30	0,80	39
19	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	53
20	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
21	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
22	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
23	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
24	Simple	Second Order Upwind	0,30	-	
25	Simple	Bounded	0,75	0,61	65
26	Simple	Bounded	0,75	0,61	65
27	Simple	Bounded	0,75	0,61	65
28	Simple	Bounded	0,75	0,61	66
29	Simple	Bounded	0,75	0,61	48
30	Simple	Bounded	0,75	0,61	65
31	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	64
32	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	64
33	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	64
34	Simple	Second Order Upwind	0,30	0,61	64

## ÖZGEÇMİŞ

---

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Uğur Keleş  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 29.10.1990 İstanbul  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : kelesugur@windowslive.com

### ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Sayısal	Vefa Lisesi	2008

### İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-	BSH Ev Aletleri	Soğutma Sistemleri Tasarım Mühendisi
2014-2015	Ford Otosan	Aerodinamik Geliştirme Mühendisi
2012-2014	Ford Otosan	Gövde Tasarım Mühendisi