İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ TAŞIT AERODİNAMİĞİNİN TEMELLERİ VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

Yüksek Lisans TEZİ

Mak. Müh. Mehmet Özgür ARSLAN

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Otomotiv

Tez Danışmanı: Doç.Dr. Doğan GÜNEŞ

Mayıs 2005

ÖNSÖZ

Günümüzde yakıt rezervlerinin azalmasi, buna bağlı olarak birim yakıt fiyatlarının artması ve artan çevre kirliligi sebebiyle taşıtlardaki yakıt tüketimi değerlerinin azaltılması üretici firmalar ve çeşitli enstitüler için önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir. Bunun yanında globalleşen dünyada ticari araçların kattetiği senelik ortalama mesafelerin artış göstermesi de söz konusu araştırmaların artmasındaki diğer bir etken olarak gösterilebilir.

Bu çalışmada ticari araçlara ait temel aerodinamik özellikler incelenmiş ve uzun mesafe taşımacılığında çok sık olarak kullanılan bir kamyon geometrisi üzerindeki akış özellikleri sayısal yöntemler kullanılarak tespit edilmiş ve çeşitli iterasyonlar yardımıyla iyileştirilmiştir.

Öğrenim hayatım boyunca bana sonsuz yardım ve desteklerini sunan sevgili aileme; bu çalışmam sırasında bana değerli görüşleriyle yol gösteren ve yardım eden değerli tez danışmanım Doç.Dr. Dogan Güneş'e; Sandia Ulusal Laboratuarı'ndan Bassil Hassan'a; Anova Mühendislik Şirketi'nden sevgili dostum Mustafa Gelişli'ye ve tüm FORD OTOSAN Ürün Geliştirme Departmanındaki meslektaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Haziran 2005 M.Özgür ARSLAN

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR **vi**
TABLO LİSTESİ **vii**
ŞEKİL LİSTESİ **viii**
SEMBOL LİSTESİ **xiii**
ÖZET **xv**
SUMMARY **xvii**

1. GİRİŞ **1**

2. KARAYOLU TAŞITLARININ MEKANİĞİ **3**
2.1. Karayolu Taşıtlarına Etki Eden Direnç Kuvvetleri 3
2.1.1. Tekerlek Direnci 4
2.1.2. Yokuş Direnci 6
2.1.3. İvme Direnci 8
2.1.4. Rüzgar Direnci 9

3. TAŞIT AERODİNAMİĞİ VE AKIŞKANLAR MEKANİĞİ TEMELLERİ **12**
3.1. Sıkıştırılamaz Akışkanların Özellikleri 12
3.1.1.Yoğunluk 12
3.1.2.Viskozite 12
3.2. Karayolu Taşıtları Üzerindeki Akış Fenomeni 14
3.2.1.Dış Akış Özellikleri 14
3.2.2.İç Akış Özellikleri 15
3.3. Temel Akış Uygulamaları 16
3.3.1.Sürtünmesiz Sıkıştırılamaz Akış İçin Yöneten Denklemler 16
3.3.1.1.Kütlenin Korunumu Denklemi 16
3.3.1.2.Momentumun Korunumu Denklemi 18
3.3.2.Dış Akış Uygulamaları 20
3.3.2.1.Laminer ve Türbülanslı Sınır Tabaka Gelişimi 22
3.3.2.2.Viskozite Etkisi 25
3.3.2.3.Sürtünme Direncinin Oluşumu 25
3.3.2.4.Akışın Ayrılması 26
3.3.2.5.Basınç Direncinin Oluşumu 27
3.3.2.6.Toplam Direnç 28
3.3.3.İç Akış Uygulamaları 20
3.3.3.1. Sürtünmesiz Sıkıştırılamaz İç Akış İçin Yöneten Denklemler 29

4. TİCARİ TAŞITLARIN AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİ **32**
4.1.Taşıt Üzerine Etki Eden Dirençler ve Yakıt Tüketimi 32
4.1.1.Aerodinamik Direnç ve Yakıt Tüketimi 34
4.2.Çeşitli Ticari Araçların Aerodinamik Direnç Katsayıları 37
4.3.Rüzgar Hücum Açısının Tanımı ve Aerodinamik Direnç Üzerindeki Etkisi 34

4.4.Ticari Taşıtlarda Aerodinamik Direncin Minimizasyonu 39
4.4.1.Çekici ve Kamyon Geometrilerinin Aerod. Direnç Minimizasyonu 39
4.4.1.1.Karakteristik Akış ve Basınç Koşulları 39
4.4.1.2.Kısmi Direnç - Girişim Problemi 41
4.4.1.3.Kep Şeklinin Optimizasyonu 42
4.4.1.4.Kamyon Geometrilerinin Aerodinamik Direnç Minimizasyonu İçin Kullanılabilecek Aerodinamik Geometriler 44
4.4.1.5.Çekici Treylır Tasarımında Beklenen Gelişmeler 48
4.4.2.Otobüs ve Hafif Ticari Araç Geometrilerinin Aerodinamik Direnç Minimizasyonu 50
4.4.2.1.Sınır Koşulları 50
4.4.2.2.Karakteristik Akış Koşulları 51
4.4.2.3.Ön Yüz Optimizasyonu 54
4.4.2.4.Arka Kısım Optimizasyonu 57
4.4.2.5.Ticari Taşıtların Arka Kısmına Eklenebilecek Aerodinamik Geometrilerin Optimizasyonu 59
4.4.2.6.Geleceğin Toplu Taşımma Araçlarına Ait Tasarım Örnekleri 61

5. KARAYOLU TAŞITLARINDA AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ 62
5.1. Yol Deneyleri 62
5.1.1.Aerodinamik Direncin Ölçülmesi 63
5.1.2.Aerodinamik Kaldırmanın Ölçülmesi 65
5.1.3.Yüzey Basıncının Ölçülmesi 65
5.1.4.Akışın Görüntülenmesi 66
5.2. Rüzgar Tüneli Deneyleri 67
5.2.1.Rüzgar Tünelinin Yapısı 67
5.2.2.Rüzgar Tünelinde Kullanılan Modeller 69
5.2.3.Rüzgar Tünelinde Karşılaşılan Bazı Problemler 69
5.2.3.1. Blokaj Problemi 69
5.2.3.2.Yolun Temsili ve Tekerleklerin Dönmesi Problemi 72

6. KARAYOLU TAŞITLARINDA AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİN SAYISAL YÖNTEMLER YARDIMIYLA BELİRLENMESİ 75
6.1.Yöneten Denklemlerin İncelenmesi 76
6.1.1.Kütlenin Korunumu Denklemi 76
6.1.2.Momentumun Korunumu Denklemi 77
6.1.3.Genel Diferansiyel Denklem 77
6.1.4.Türbülans Modelleri ve Denklemleri 77
6.1.4.1.Standard $k-\varepsilon$ Modeli 79
6.1.4.1.1.Türbülans Viskozitesinin Modellenmesi 80
6.1.4.1.2. Standard $k-\varepsilon$ Modelinde Kullanılan Sabitler 80
6.1.4.2. RNG(Renormalization Group) $k-\varepsilon$ Modeli 80
6.1.4.2.1. Efektif Viskozitesinin Modellenmesi 81
6.1.4.2.1.RNG $k-\varepsilon$ Modelinde Kullanılan Sabitler 81
6.2.Hesap Alanının Ayrıklaştırılması ve Ayrıklaştırma Denklemleri 82
6.2.1.Toplam Akı Değerinin Gösterilmesi 83
6.2.2.Süreklilik Denkleminin Ayrıklaştırılması 85
6.2.3.Ayrıklaştırma Denkleminin Son Hali 85
6.2.4.Sınır Şartları 86

6.2.5. Ayrıklaştırma Denklemlerinin Çözümü 86
6.2.6. Yakınsama Katsayıları (Underrelaxation Faktörleri) 86
6.2.7. Akış Hesabı 87
6.2.8. Ayrıklaştırma Denklemlerinin Hassasiyeti 88
6.2.8.1. Birinci Mertebeden Ayrıklaştırma 88
6.2.8.2. İkinci Mertebeden Ayrıklaştırma 90
6.2.8.3. Birinci ve İkinci Mertebeden Ayrıklaştırma Yöntemlerinin Karşılaştırılması 91
6.3.Akış Hesabı İçin Kullanılan Çözüm Algoritmaları 91
6.3.1.SIMPLE Algoritması 91
6.3.2.SIMPLER Algoritması 97
6.3.3.SIMPLEC Algoritması 98

7. TİCARİ BİR TAŞIT MODELİNİN AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİN SAYISAL YÖNTEMLER YARDIMIYLA BELİRLENMESİ 100
7.1.Çalışmada İncelenen Geometrik Araç Modeli 100
7.1.1.Gerçek Araç Modeli 100
7.1.2.Geometrik Katı Araç Modeli 101
7.2.Çalışmada İncelenen Rüzgar Tüneli Modeli 104
7.2.1.Gerçek Rüzgar Tüneli ve Araç Oryantasyonu 104
7.2.2.Rüzgar Tüneli Katı Modeli ve Araç Oryantasyonu 104
7.3.Çalışmada İncelenen Sonlu Elemanlar Modeli 105
7.3.1.Araç Sonlu Elemanlar Modeli 105
7.3.2.Çalışmada İncelenen Rüzgar Tünelinin Sonlu Elemanlar Modeli 107
7.3.3.Araç Üzerindeki Havanın Sonlu Elemanlar Modeli 108
7.4.Çözüm Alanı Sınır Koşullarının Belirlenmesi 108
7.5.Koşu Sonuçları 110
7.5.1.Sonuç İnceleme Bölgeleri 110
7.5.2.Birinci Koşu ve Sonuçları 110
7.5.3.İkinci Koşu ve Sonuçları 113
7.5.4.Üçüncü Koşu ve Sonuçları 118
7.5.5.Sayısal Yöntemler Sonucunda Bulunan Değerlerin Doğrulanması 121
7.5.6.Sayısal Yöntemlerle Elde Edilen Üçüncü Koşu Sonuçlarının İncelenmesi 125
7.6.Aracın Arka Kısmındaki Akışın İyileştirilmesi Amacıyla Yapılan Çalışmalar 130
7.6.1.Dördüncü Koşu ve Sonuçları 130
7.6.1.1. Sayısal Yöntemlerle Elde Edilen Dördüncü Koşu Sonuçlarının İncelenmesi 133
7.6.2.Beşinci Koşu ve Sonuçları 138
7.6.2.1. Sayısal Yöntemlerle Elde Edilen Dördüncü Koşu Sonuçlarının İncelenmesi 141

8. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ 146

KAYNAKLAR 149

ÖZGEÇMİŞ 151

KISALTMALAR

SAD	: Sayısal Akışkanlar Dinamiği
RNG	: Renormalization Group
LES	: Large Eddy Simulation
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Euations
SIMPLER	: SIMPLE -Revised
SIMPLEC	: SIMPLE-Calculated
SAE	: Society of Automotive Engineers

TABLO LİSTESİ

		Sayfa No
Tablo 6.1	Türbülans Modellerinin karşılaştırılması..... ……..…	81
Tablo 6.2.	*A(Pe)* fonksiyonunun hesabı için kullanılan çeşitli yaklaşımların matemaktiksel ifadeleri.....…….....	84
Tablo 6.3	SIMPLE Algoritması katsayıları.....……..….	95
Tablo 6.4	SIMPLER Algoritması katsayıları.....……...	98
Tablo 7.1	Sandia test sonuçları, Sandia SAD sonuçları ve 1. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması.....…....	113
Tablo 7.2	Sandia test sonuçları, Sandia SAD sonuçları, 1. ve 2. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması.....…....	117
Tablo 7.3	Sandia test sonuçları, Sandia SAD sonuçları, 1., 2. ve 3. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması.....…....	119
Tablo 7.4	Sandia test sonuçları, Sandia SAD sonuçları, 3. ve 4. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması.....…....	133
Tablo 7.5	Sandia test sonuçları, Sandia SAD sonuçları, 4. ve 5. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması.....…....	139
Tablo 8.1	Aerodinamik İyileştirmeler Sonucunda Yakıt Tüketimindeki Azalma	148

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 : Hareket halindeki araç üzerine etki eden kuvvetler 3
Şekil 2.2 : Tekerlek üzerine etki eden kuvvetler ve basınç dağılımı 4
Şekil 2.3 : Yuvarlanma direnç katsayılarının hıza bağlı değişimi..... 5
Şekil 2.4 : Yokuş direncinin oluşması 6
Şekil 2.5 : Taşıt bileşenleri 7
Şekil 2.6 : Otomobillerde λ'nın çeşitli viteslerde aldığı değerler 8
Şekil 2.7 : Otomobillerde ve ticari taşıtlarda λ'nın çeşitli viteslerde aldığı değerler..... 9
Şekil 2.8 : Herhangi bir araç üzerindeki basınç dağılımı..... 9
Şekil 2.9 : Araç üzerine etki eden aerodinamik kuvvetler 10
Şekil 2.10 : Aerodinamik basınç merkezi 10
Şekil 3.1 : Duvar cidarındaki sıcaklık ve hız dağılımı 13
Şekil 3.2 : Araç etrafındaki akış 14
Şekil 3.3 : Bir boru içerisindeki akış sırasındaki hız dağılımı 16
Şekil 3.4 : Kontrol Hacmi 17
Şekil 3.5 : Akım Borusu 18
Şekil 3.6 : Araç geometrisi üzerindeki basınç dağılımı 20
Şekil 3.7 : İnce düz bir levha üzerindeki sınır tabaka oluşumu 22
Şekil 3.8 : Laminer ve Türbülanslı akış 24
Şekil 3.9 : Türbülanslı akıştaki hız dağılımının modellenmesi 24
Şekil 3.10 : Bir gövde üzerindeki direncin belirlenmesi 26
Şekil 3.11 : Sınır tabaka ayrılmasının şematik gösterimi 26
Şekil 3.12 : Silindir şeklindeki gövde üzerindeki basınç dağılımı ve akış çizgileri 27
Şekil 3.13 : Çeşitli geometrilerin direnç katsayıları 28
Şekil 3.14 : Çeşitli geometrilerin direnç katsayıları2 29
Şekil 3.15 : Laminer ve Türbülanslı boru akışı 30
Şekil 4.1 : Avrupa Birliği ülkelerindeki ticari araçlara ait hız sınırları..... 32
Şekil 4.2 : Yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç değerlerinin hıza göre değişimi..... 33
Şekil 4.3 : Taşıt üzerine etki eden dirençlerin aracın yakıt tüketimi üzerindeki etkisi..... 33
Şekil 4.4 : Arkasına treyler bağlı bir çekici üzerine etki eden dirençlerin farklı yol koşullarında ve farklı hızlarda değişimi..... 34
Şekil 4.5 : Bir kamyon geometrisinin aerodinamik direncinin azaltılmasının yakıt tüketimi üzerindeki etkisi..... 35
Şekil 4.6 : Otobüsler için direnç katsayısı değişiminin yakıt tüketimine etkisi..... 36
Şekil 4.7 : Hafif ticari arçlar için direnç katsayısı değişiminin yakıt tüketimine etkisi..... 36

Şekil 4.8 : Çeşitli sınıftaki araçların izdüşüm alanlarının karşılaştırılması.... 37
Şekil 4.9 : Çeşitli sınıftaki araçların direnç katsayısı değerleri..... 37
Şekil 4.10 : Bağıl rüzgar hızı vektör diyagramı..... 38
Şekil 4.11 : Çeşitli araçlar için yan rüzgarın toplam direnç katsayısı üzerindeki etkisi..... 38
Şekil 4.12 : Bir kamyon gövdesi üzerindeki akışın simülasyonu..... 39
Şekil 4.13 : Bir kamyon geometrisi üzerindeki akış sırasındaki basınç dağılımı..... 40
Şekil 4.14 : Bir kamyon gövdesi üzerindeki akış sırasında oluşan yatay hız bileşeninin serbest akış hızına bağlı olarak değişimi..... 40
Şekil 4.15 : Araç bileşenlerinin toplam rüzgar direnci üzerindeki etkisi..... 41
Şekil 4.16 : Kep geometrisi üzerindeki basınç dağılımı..... 42
Şekil 4.17 : Dış boyutları aynı olan farklı kep geometrilerine sahip üç çekici araca ait direnç katsayılarının kep-treylır arasındaki açıklık (s) ve kepin trylır üzerindeki projeksiyon yüksekliğine (h) bağlı olarak değişimi..... 43
Şekil 4.18 : Kep geometrisinin direnci üzerinde yan rüzgar etkisi..... 44
Şekil 4.19 : Çeşitli aerodinamik geometriler ve etkileri..... 45
Şekil 4.20 : Aerodinamik geometri eklenmesi halinde kep geometrisi üzerindeki basınç dağılımının değişimi..... 45
Şekil 4.21 : Aerodinamik deflektörlerin ve yuvarlatılmış kep ve gövde kombinasyonlarının etkileri..... 46
Şekil 4.22 : Aerodinamik deflektörlerin yan rüzgar etkisi altındaki performansları..... 46
Şekil 4.23 : Otomotiv firmaları tarafından geliştirilmiş olan çeşitli aerodinamik ekipmanlar..... 47
Şekil 4.24 : Çeşitli firmaların konsept araçları..... 48
Şekil 4.25 : Yüksek tavan çekici tren adı verilen çekici treylır geometrileri... 49
Şekil 4.26 : Treylırın arka kısmına yerleştirilecek bir aerodinamik parça ile elde edilebilecek iyileştirme..... 49
Şekil 4.27 : EXT92 kodlu prototip araç..... 50
Şekil 4.28 :Hafif ticari araçlar için öngörülen aerodinamik geliştirme eğilimi 51
Şekil 4.29 : Küboid bir yapının üzerindeki duman akışının görüntülenmesi... 51
Şekil 4.30 : Kübik bir geometri için optimum *l/w* oranının bulunması..... 52
Şekil 4.31 : *l/w* oranının ve aracın ön kısmının yuvarlatılmasının direnç katsayısı üzerindeki etkisi..... 52
Şekil 4.32 : Ön yüz geometrisinin toplam araç direnci üzerindeki etkisi..... 53
Şekil 4.33 : Ön yüz köşelerinde oluşturulan yuvarlatma yarıçaplarının direnç katsayısına etkisi..... 54
Şekil 4.34 : Ön yüz geometrisinin toplam direnç üzerindeki etkisi..... 54
Şekil 4.35 : A post bölgesi geometrisi üzerindeki modifikasyonların direnç katsayısına etkisi..... 55
Şekil 4.36 : Ön yüz köşelerindeki yuvarlatmaların akışa olan etkisi..... 55
Şekil 4.37 : Tavan ön cam kesişimindeki yarıçap optimizasyonunun araç toplam direncine etkisi..... 56
Şekil 4.38 : Ön yüz geometrisinin optimizasyonu..... 56
Şekil 4.39 : Kübik bir araç geometrisi üzerinde aerodinamik direnç değeri üzerine etki eden komponentlerin dağılımı..... 57
Şekil 4.40 : Jaray'ın arka kuyruk tasarımı..... 58

Şekil 4.41 : Kamm'ın arka kuyruk tasarımı..... 58
Şekil 4.42 : Günümüz araçlarında kullanılabilecek parametreler..... 59
Şekil 4.43 : Mason ve beebe2ye ait kuyruk tasarımları..... 59
Şekil 4.44 : Frey'in üç boyutlu kanat / kuyruk tasarımı..... 60
Şekil 4.45 : Aracın arka kısmına eklenebilecek bir geometrinin etkisi..... 60
Şekil 4.46 : Konset araç 1 ve araç 2..... 61
Şekil 5.1 : Tekerlek yuvarlanma direncinin ölçüm şeması..... 63
Şekil 5.2 : Deney sırasında taşıta ait hız-zaman grafiği..... 64
Şekil 5.3 : Taşıt yüzeyine yerleştirilen bir basınç alıcısının şematik görünümü..... 65
Şekil 5.4 : Taşıt etrafındaki akışın rüzgar tünelinde duman kullanılarak görüntülenmesi..... 66
Şekil 5.6 : Açık devreli bir rüzgar tünelinin şematik görünümü..... 68
Şekil 5.7 : Açık devreli bir rüzgar tünelinin şematik görünümü..... 68
Şekil 5.8 : BMW 10 m^2'lik akustik rüzgar tünelinin lülesi içindeki zeminin simetri ekseni üzerindeki basınç dağılımı..... 71
Şekil 5.9 : Deney odası uzunluğu ile kollektör kesit alanının lüle kesit alanına oranının, ölçülen C_D değerine olan etkisi..... 71
Şekil 5.10 : Rüzgar tünelinde yol simülasyonu için uygulanabilecek çeşitli yöntemler..... 72
Şekil 5.11 : Farklı üç zemin simülasyonunda, taşıt altındaki simetri ekseninde dinamik basınç dağılımı..... 73
Şekil 6.1 : Kütlenin Korunumu 76
Şekil 6.2 : Türbülans Modelleri..... 78
Şekil 6.3 : İki boyutlu bir hesap alanı için ağ sistemi ve kontrol hacimleri... 82
Şekil 6.4 : Tipik bir kontrol hacminin görünümü..... 82
Şekil 6.5 : Kaymalı ağ sistemi ve kontrol hacimlerinin genel görünümü..... 87
Şekil 6.6 : Süreklilik Denklemi için skalar kontrol hacmi..... 94
Şekil 6.7 : SIMPLE Algoritması akış şeması..... 96
Şekil 6.8 : SIMPLEC Algoritması akış şeması..... 99
Şekil 7.1 : Gerçek araç modeli..... 101
Şekil 7.2 : Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından yayınlanan boyutsal araç detayları..... 102
Şekil 7.3 : 1/8 ölçekle hazırlanan modelin boyut bilgisi..... 103
Şekil 7.4 : Araç katı modeli..... 103
Şekil 7.5 : Rüzgar Tüneli geometrisi ve araç oryantasyonu..... 104
Şekil 7.6 : Rüzgar tüneli katı modeli ve araç oryantasyonu..... 104
Şekil 7.7 : Aracın sonlu elemanlar modeli İzometrik..... 105
Şekil 7.8 : Aracın sonlu elemanlar modeli Soldan..... 105
Şekil 7.9 : Arka teker sonlu elemanlar modeli detayı..... 106
Şekil7.10 : Arka teker sonlu elemanlar modeli detayı..... 106
Şekil 7.11 : Rüzgar tüneli sonlu elemanlar modeli.İzometrik..... 107
Şekil 7.12 : Rüzgar tüneli sonlu elemanlar modeli.Alttan..... 107
Şekil 7.13 : Araç üzerindeki havanın sonlu elemanlar modeli..... 108
Şekil 7.14 : Sınır Koşulları..... 109
Şekil 7.15 : Sonuç inceleme bölgeleri..... 110
Şekil 7.16 : Birinci koşu için araç üzerindeki havanın sonlu elemanlar modeli..... 111
Şekil 7.17 : Sandia sonuçları Simetri düzlemi..... 111
Şekil 7.18 : Sandia sonuçları Yatay düzlem..... 111

Şekil 7.19 : 1. Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 111
Şekil 7.20 : 1. Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 111
Şekil 7.21 : Sandia vs. 1.Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 112
Şekil 7.22 : Sandia vs. 1.Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 112
Şekil 7.23 : Büyütülen çözüm alanı..... 114
Şekil 7.24 : İkinci koşu için araç üzerindeki havanın sonlu elemanlar modeli..... 115
Şekil 7.25 : Sandia sonuçları Simetri düzlemi..... 115
Şekil 7.26 : Sandia sonuçları Yatay düzlem..... 115
Şekil 7.27 : 2. Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 115
Şekil 7.28 : 2. Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 115
Şekil 7.29 : Sandia vs. 2.Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 116
Şekil 7.30 : Sandia vs. 2.Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 116
Şekil 7.31 : Üçüncü koşu için araç üzerindeki havanın sonlu elemanlar modeli Adaptive Meshing by Fluent 6.0..... 118
Şekil 7.32 : Sandia sonuçları Simetri düzlemi..... 119
Şekil 7.33 : Sandia sonuçları Yatay düzlem..... 119
Şekil 7.34 : 3. Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 119
Şekil 7.35 : 3. Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 119
Şekil 7.36 : Sandia vs. 3.Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 120
Şekil 7.37 : Sandia vs. 3.Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 120
Şekil 7.38 : Çalışma boyunca hazırlanan modeller ve geliştirmeler sonucunda elde edilen tüm araca ait direnç katsayısının değişimi..... 121
Şekil 7.39 : İterasyonlar sonucu belirlenen parametrelerdeki yakınsama..... 122
Şekil 7.40 : Çözüm alanının dilimlere bölünmesi..... 123
Şekil 7.41 : Kontrol düzlemlerinin belirlenmesi..... 123
Şekil 7.42 : Dinamik basınç kontrolü..... 124
Şekil 7.43 : Statik basınç kontrolü..... 124
Şekil 7.44 : 3. Koşu sonucunda araç üzerindebasınç katsayısı dağılımı (Önden)..... 125
Şekil 7.45 : 3. Koşu sonucunda araç üzerindebasınç katsayısı dağılımı (Arkadan)..... 125
Şekil 7.46 : 3. Koşu sonucunda Statik basınç dağılımı..... 126
Şekil 7.47 : 3. Koşu sonucunda Dinamik basınç dağılımı..... 126
Şekil 7.48 : 3. Koşu sonucunda akış hızı dağılımı..... 127
Şekil 7.49 : 3. Koşu sonucunda Z yönündeki akış hızı dağılımı..... 127
Şekil 7.50 : 3. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri..... 128
Şekil 7.51 : 3. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı)..... 128
Şekil 7.52 : 3. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı2)..... 129
Şekil 7.53 : 3. Koşu sonucunda akış çizgileri..... 129
Şekil 7.54 : 3. Koşu sonucunda akış çizgileri(Aracın Arka Kısmı)..... 130
Şekil 7.55 : 5 ft. O give gemetrisi..... 131
Şekil 7.56 : Sandia sonuçları Simetri düzlemi..... 131
Şekil 7.57 : Sandia sonuçları Yatay düzlem..... 131
Şekil 7.58 : 4. Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 131
Şekil 7.59 : 4. Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 131
Şekil 7.60 : Sandia vs. 4.Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 132
Şekil 7.61 : Sandia vs. 4.Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 132

Şekil 7.62 : 4. Koşu sonucunda araç üzerindebasınç katsayısı dağılımı (Önden)..... 133
Şekil 7.63 : 4. Koşu sonucunda Statik basınç dağılımı..... 134
Şekil 7.64 : 4. Koşu sonucunda Dinamik basınç dağılımı..... 134
Şekil 7.65 : 4. Koşu sonucunda akış hızı dağılımı..... 135
Şekil 7.66 : 4. Koşu sonucunda Z yönündeki akış hızı dağılımı..... 135
Şekil 7.67 : 4. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri..... 136
Şekil 7.68 : 4. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı)..... 136
Şekil 7.69 : 4. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı2)..... 137
Şekil 7.70 : 4. Koşu sonucunda akış çizgileri..... 137
Şekil 7.71 : 8 ft. O give gemetrisi..... 138
Şekil 7.72 : Sandia sonuçları Simetri düzlemi..... 139
Şekil 7.73 : Sandia sonuçları Yatay düzlem..... 139
Şekil 7.74 : 5. Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 139
Şekil 7.75 : 5. Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 139
Şekil 7.76 : Sandia vs. 5.Koşu sonuçları Simetri düzlemi..... 140
Şekil 7.77 : Sandia vs. 5.Koşu sonuçları Yatay düzlem..... 140
Şekil 7.78 : 5. Koşu sonucunda araç üzerindebasınç katsayısı dağılımı (Önden)..... 141
Şekil 7.79 : 5. Koşu sonucunda araç üzerindebasınç katsayısı dağılımı (Arkadan)..... 141
Şekil 7.80 : 5. Koşu sonucunda Statik basınç dağılımı..... 142
Şekil 7.81 : 5. Koşu sonucunda Dinamik basınç dağılımı..... 142
Şekil 7.82 : 5. Koşu sonucunda akış hızı dağılımı..... 143
Şekil 7.83 : 5. Koşu sonucunda Z yönündeki akış hızı dağılımı..... 143
Şekil 7.84 : 5. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri..... 144
Şekil 7.85 : 5. Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı)..... 144
Şekil 7.86 : 5. Koşu sonucunda akış çizgileri..... 145
Şekil 7.87 : Araç basınç katsayısının değişimi..... 145
Şekil 7.88 : Aracın arka kısmındaki basınç katsayısının değişimi..... 146

SEMBOL LİSTESİ

F_Z : Taşıt Hareket Doğrultusunda Etki Eden Tahrik Kuvveti
F_R : Tekerlek Direnci
F_{ST} : Yokuş Direnci
F_B : İvme Direnci
F_D : Rüzgar Direnci
M_R : İçten Yanmalı Motor Tarafından Tekerleklere İletilen Moment
r : Tekerlek Statik Yarıçapı
α : Yokuş Eğim Açısı
F_Y : Yuvarlanma Direnci
e : Zemindeki Tepiki Kuvvetinin Hareket Doğrultusundaki Sapma
f_r : Yuvarlanma Direnci Katsayısı
G : Araç Ağırlık Kuvveti
p : Boyutsuz Eğim Birimi
J_R : Atalet Momenti
R : Dinamik Yarıçap
λ : İvme Direnci Katsayısı
F_L : Kaldırma Kuvveti
F_S : Yanal Kuvvet
C_D : Rüzgar Direnç Katsasyısı
C_L : Kaldırma Kuvveti Katsayısı
C_S : Yanal Kuvvet Katsayısı
ρ : Yoğunluk
A : Karakteristik İzdüşüm Alanı
V : Taşıtın Havaya Göre Bağıl Hızı
a_∞ : Ses Hızı
τ : Kayma Gerilmesi
μ : Dinamik Viskozite
ν : Kinematik Viskozite
V_∞ : Serbest Akış Hızı
P_∞ : Serbest Akış Basıncı
Re : Reynolds Sayısı
l : Karakteristik Uzunluk
V_m : Ortalama Akış Hızı
F_P : Basınç Direnci Kuvveti
F_F : Sürtünme Direnci Kuvveti

ΔP : Basınç Kaybı
ξ : Basınç Kaybı Katsayısı
φ : Hücum Açısı
ψ : Yan Rüzgar Açısı
C_P : Basınç Kuvveti Katsayısı
Γ : Difüzyon Katsayısı
S : Kaynak Terimi
ϕ : Genel Bağımlı Değişken
G_k : Akış Gradyenleri Tarafından Oluşan Türbülans Kinetik Enerjisi
G_b : BuoyancyTarafından Oluşan Türbülans Kinetik Enerjisi
Y_M : Çalkantı Dilitasyonunun Disipasyon Hızına Etkisi
μ_t : Türbülans Viskozitesi
μ_{eff} : Efektif Viskozitesi
J : Akı
Pe : Peclet Sayısı
F_e : e Yüzeyinden Geçen Kütlesel Debi
D_e : e Yüzeyindeki Difüzyon letimi

TİCARİ TAŞIT AERODİNAMİĞİNİN TEMELLERİ VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

ÖZET

Karayolu taşıtlarına seyirleri esnasında çeşitli direnç kuvvetleri etki etmektedir. Sözkonusu direnç kuvvetleri aracın hareket istikametine ters yönde yada araç dikey eksenine belirli bir hücum açısı ile etki edebilmektedirler. Özellikle yüksek seyir hızlarında bu direnç kuvvetleri arasındaki en önemli bileşen aerodinamik direnç kuvveti olmaktadir. Son 25-30 yıl içerisinde taşıtların maksimum seyir hızları artış gösterirken ; yakıt tüketimi değerlerinin düşürülmesi ve egzoz emisyonlarının azaltılmasi önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir. Bu nedenle aerodinamik direncin düşürülmesi otomotiv sektöründe çalışan şirketler ve araştırma enstitüleri açısından büyük önem arzetmektedir.

Bu çalışmada ilk olarak karayolu taşıtlarının mekanik özellikleri incelenmiş olup , araç üzerine etki eden bütün dirençler ve bu dirençlerin çeşitli yol şartları ve seyir koşullarındaki toplam araç performansına ve yakıt tüketimine etkileri ortaya konulmaktadır.

Çalışmada ikincil olarak akışkanlar mekaniği temelleri incelenmekte olup, havanın fiziksel özellikleri, dış ve iç akış özellikleri, basınç ve sürtünme dirençlerinin oluşum hiyerarşisi ve sınır tabaka özelliklerinden bahsedilmektedir.
Temel akışkanlar mekaniği bilgilerinin incelenmesinin ardından günümüz ticari araçları üzerinde yapılan aerodinamik iyileştirme çalışmalarından detaylı olarak bahsedilemektedir. Ticari taşıtlar üzerindeki aerodinamik çalışmaların incelenmesinin yanısıra çalışmada gelecek yıllar içerisinde ticari araçlarda beklenen aerodinamik geliştirmeler hakkında ayrıntılı bilgiler verilmektedir.
Çalışma esnasında incelenecek olan modelle ilgili çalışmalardan önce günümüze dek araçların aerodinamik karakteristiklerini ortaya koymak amacıyla uygulanan rüzgar tüneli testlerinin ve sayısal yöntemlerle ilgili ayrıntılı teorik ve pratik veriler üzerinde durulmaktadır. Rüzgar tüneli ve sayısal yöntem uygulamları ayrı iki bölümde ele alınmaktadır.

Rüzgar tüneli uygulamalarıyla ilgili olarak çeşitli ölçüm yöntemleri ve dikkat edilmesi gereken boyutsal parametreler üzerinde durulmaktadır.
Nümerik metodlarla incelemer sırasında ise ticari yazılımlar tarafından kullanılan çeşitli çözüm aigoritmalarının teorik altyapıları ile avantajları ve dezavantajlarından bahsedilmekte olup incelenecek olan farklı çözüm alanları için ihtiyaç duyulan türbülans modelleri ve akış alanı çözüm alternatifleri incelenmektedir.
Sözkonusu bilgiler ışığında ticari bir aracın üzerindeki akış özellikleri sayısal yöntemler yardımıyla incelenmiştir. Çalışma sırasında incelenen ticari taşıt modeli ve akış koşulları 1996 senesinde Amerika Birleşik Devletlerindeki Sandia Ulusal Laboratuarlarında hazırlanarak, SAE (Society of Automotive Engineers/ Otomotiv

Mühendisleri Birliği) tarafından yayınlanan 960906 ve 960907 numaralı makalelerden örnek alınmıştır. Çalışma sırasında incelenen modelin ve akış koşullarının sözkonusu çalışmalardan örnek alınmasının başlıca sebebi sayısal yöntemler yardımıyla bulunan SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) sonuçlarının Sandia Ulusal Laboratuarında elde edilen SAD sonuçları ve rüzgar tüneli test sonuçları ile kontrol edilebilmesidir. Bulunan sonuçların akredite olmuş test ve SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) sonuçları ile doğrulanması çalışma sırasında kurulan modelin ve çözüm koşullarının ne kadar gerçekçi olduğunu ortaya koymakta oldukça yardımcı olmaktadır.

Elde edilen nümerik sonuçlarının baz araç geometrisi için Sandia deney ve nümerik sonuçları ile konfirme edilmesinin ardından aracın üzerindeki akış özellikleri incelenirken daha çok aracın arka kısmındaki akış problemleri üzerinde durulmaktadır. Böyle bir yöntem seçilmesinin başlıca sebebi ise günümüzde örnek alınan modeldeki bir ticari aracın çözüme kavuşamayan başlıca aerodinamik problemi aracın arka kısmındaki yüksek türbülans seviyeleri olmasıdır.
Yapılan aerodinamik iterasyonlar sonucunda eklenen aerodinamik geometriler yardımı ile aracın arka kısmındaki yüksek türbülanslı akış karakteristiği iyileştirilmiştir.

FUNDAMENTALS & NUMERICAL INVESTIGATIONS OF COMMERCIAL VEHICLE AERODYNAMICS

SUMMARY

There are different kinds of resistance forces acting onto vehicles, while vehicles are running. These resistance force may effect the vehicle with the oppposite direction of the vehicle displacement. Especially at high speeds, aerodynamic drag force becomes most important comtributor, among those resistance forces. Last decades, reducing fuel consumption and exhaust emissions have been very important research areas. Therefore reducing the aerodynamic resistance (drag) force has great importance for the automotive industry and research institutes.

In this study, firstly, the mechanical characteristics of road vehicles were mentioned.Perfomance and fuel economy contributions of these resistance forces (especially aerodynamic forces) have been identified for different road and vehicle conditions.

For secondary step ;fluid mechanics fundamentals have been rewieved for the theoretical background. Physical properties of fluid, external and internal flow characteristics , pressure and friction drag force creation and boundary layer definitions were investigated.After the theoritical fluid mechanics survey ; aerodynamical development steps and the history of today's commercial vehicles have been identified fora tertiary step.Also the future trends of the aerodynamically optimised commercial vehicles have been published in this study

Several experimental and numerical methods specifying aerodynamic characteristics of the commercial vehicles have been explained in the fourth step. Different kinds of wind tunnel applications and the error states during these experimental methods and the theoritical background of numerical methods, especially turbulent models & pressure-velocity solution algoritms , have been identified.

In this study the applications of specifying commercial vehicle aerodynamic characteristics were performed by using numerical methods by using the optimised grid generation. The vehicle physical model and the flow chracteristics over the vehicle has been received from a research activity from Sandia National Laboratories by the SAE published papers 960906 and 960907. The most important aim of Sandia research group's vehicle usage is confirming the numerical CFD results with Sandia National Laboratories wind tunnel test and CFD results. The result confirmation allow the investigator to concentrate on the research activities in a more correct way.
After the base model confirmation with Sandia National Laboratories experiment and numerical results ; aerodynamic optimization of the rear end geometry of the truck geometry has been achieved with the aid of the numerical methods.

1. GİRİŞ

Karayolu taşıtlarına seyirleri esnasinda çeşitli direnç kuvvetleri etki etmektedir. Taşıtı harekete geçirebilmek için bu direnç kuvvetlerini yenmek gereklidir. Günümüzde en çok kullanılan tahrik kaynağı içten yanmali motorlar olup, bu motorlarda hava ile yakıt karışımının yakılması ile elde edilen enerji taşıtı harekete geçirir. Yakıt belli bir ekonomik değer ifade ettiğinden ötürü, yakıt tüketiminin düşürülmesi, aynı görevi daha ucuza yerine getirme anlamına gelmektedir. 1970'li yıllarda başgösteren petrol krizi nedeniyle taşıtların yakıt ekonomisi önemli bir gündem maddesi olmuş ve bu konudaki araştırma-gelistirme çalışmaları son zamanlarda ivme kazanmıştır.

Bunun yanında yakıtın yanması sonucu açığa çıkan zararlı egzoz gazı emisyonu da insan sağlığını ve doğal çevreyi tehdit eder hale gelmiştir. CO_2 emisyonu da insan sağlığını direkt olarak tehdit etmemekle beraber, atmosferdeki CO_2 konsantrasyonunun artımı sera etkisi denilen küresel ısınmaya yol açmakta; bu da iklimlerin değişmesine ve doğanın dengesini bozucu bir etkiye neden olmaktadir. Bu sebeplerden ötürü egzoz gazı emisyonlarına da son yıllarda sınırlandırmalar getirilmiştir. Bu sınırlandırmaların sağlanabilmesi için gerek motordaki yanma performasının geliştirilmesi gerekse de yakıt tüketiminin düşürülmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bunlara ilaveten birim kişi başına yakıt tüketimi ve egzoz emisyonu miktarını düşürebilmek maksadıyla toplu taşımacılık da özendirilmelidir.

Taşıta etkiyen direnç kuvvetleri ne kadar az olursa enerji gereksinimi de o oranda daha az olacaktır. Bu nedenle direnç kuvvetlerinin değerini azaltmak önemli bir araştırma konusudur. Öncelikli olarak bu direnç kuvvetlerinin değerlerini ve enerji gereksinimine etkime mertebeleri tesbit edilmelidir. Özellikle son otuz yıl içerisinde artan seyir hızı kabiliyeti nedeniyle aerodinamik direnç, yakıt tüketimindeki en önemli bileşen halini almıştır. (Aerodinamik direnc kuvveti seyir hızının karesi ile artmakta olup, özellikle şehirler arası otoyollarda önemli mertebelere ulaşmaktadir.)

Bu çalışmada karayolu taşıtlarına etkiyen direnç kuvvetlerinden kısaca bahsedilmesinin ardından, ticari taşıtların aerodinamik özelliklerinin incelenmesi

üzerinde durulacaktir. Bu inceleme deneysel ve sayısal yöntemlerle yapılmakla beraber, burada daha çok sayısal yöntemler yardımıyla elde edilen kamyon geometrisi üzerindeki akış özellikleri Sandia Ulusal Laboratuarlarında elde edilen test sonuçları ile karşılaştırılarak kurulan modelin doğruluğu konfirme edilecektir. Kurulan nümerik modelin doğruluğu konfirme edildikten sonra aracın arka kısmındaki akışın iyileştirilmesi amacıyla eklenen aerodinamik geometrilerin etkisi incelenecek ve bulunan sonuçlar Sandia sonuçları ile konfirme edilecektir.

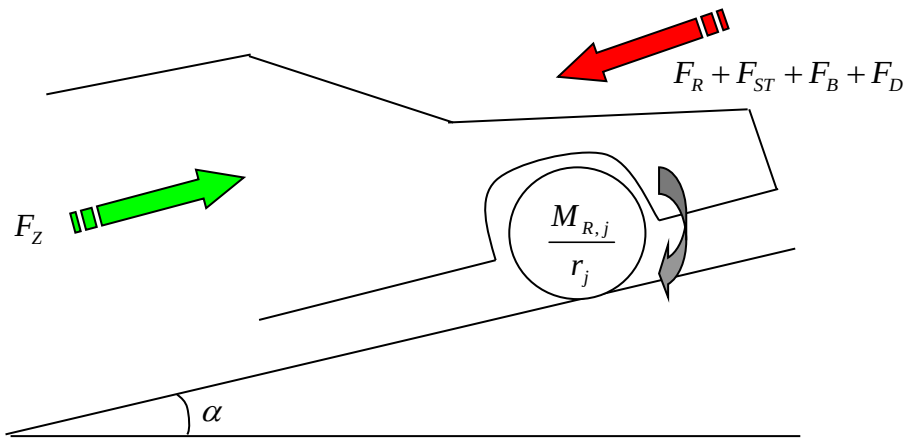
Ele alınacak olan geometrik modellerin olusturulması Catia V5R9 yazılımında yapılmaktadır. Geometrik model üzerine kurulan sonlu eleman modeli ise GAMBIT programında yapılmaktadır. Bu modellerin aerodinamik çözümlemesi de FLUENT yazılımında yapılmaktadır. Bu çözümlemede, model etrafındaki akışın şekli, akım çizgileri, hız vektorleri, hız ve basınç dağılımları, model yüzeyi üzerindeki basınç katsayısı dağılımı ve modele etkiyen aerodinamik direnç ve basınç katsayısının değerleri elde edilmektedir.

2. KARAYOLU TAŞITLARININ MEKANİĞİ

2.1 Karayolu Taşıtlarına Etki Eden Direnç Kuvvetleri

Doğrusal hareket halindeki bir taşıt , hareketi esnasında çeşitli direnç kuvvetlerinin etkisine maruz kalır. Sözkonusu direnç kuvvetleri; kütle kuvvetleri ve dış kuvvetler olarak iki ayrı grupta sınıflandırılabilir. Kütle kuvvetleri ; kütlelerin yatay düzleme göre bağıl pozisyonları ile taşıtın doğrusal ve açısal hızlarındaki değişimlerinin sonucu olarak ortaya çıkan kuvvetlerdir. Dış kuvvetler ise; kütle ile doğrudan ilişkisi olmayan, taşıtın hareketini sağlayan veya hareketine karşı koyan kuvvetlerdir. Bu direnç kuvvetleri tahrik tekerleklerinde ihtiyaç duyulan moment ve güç gereksinimlerinin ve dolayısıyla yakıt tüketiminin belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır.

$$F_Z = \sum_{j=1}^{n} \frac{M_{R,j}}{r_j} = F_R + F_{ST} + F_B + F_D \qquad \textbf{(2.1)}$$



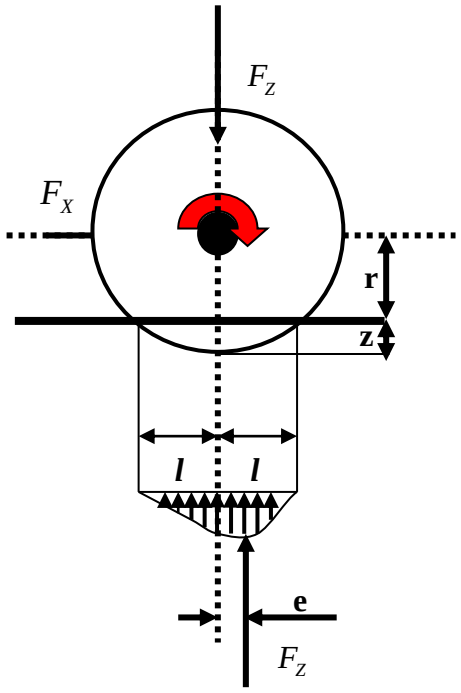
Şekil 2.1: Hareket halindeki araç üzerine etki eden kuvvetler

İlerideki bölümlerde sözkonusu hareket dirençleri teker teker ele alınıp incelenecektir.

2.1.1 Tekerlek Direnci F_R

Tekerlek dirençleri genel olarak tekerleğin *yuvarlanma direnci , su öteleme direnci , ilk hareket direnci ve Toe- in dirençlerinden* oluşmaktadır. Ancak kuru bir zeminde düz olarak hareket eden tek bir tekerleğin toplam direnci yaklaşık olarak F_Y yuvarlanma direncine eşit kabul edilmektedir.

$$F_R = \sum_{i=1}^{n} F_{R,i} = \sum_{i=1}^{n} F_{Y,i} \qquad \textbf{(2.2)}$$



Şekil 2.2: Tekerlek üzerine etki eden kuvvetler ve basınç dağılımı

$$F_Y = F_Z \frac{e}{r} \qquad \textbf{(2.3)}$$

$$\frac{e}{r} = f_r \qquad f_r = \text{Yuvarlanma Direnci Katsayısı} \qquad \textbf{(2.4)}$$

$$F_Y = Fz\ f_r \qquad \textbf{(2.5)}$$

Burada f_r yuvarlanma direnci katsayısını, F_Z de tekerlek yükünü ifade etmektedir. Genellikle bir taşıtın bütün tekerleklerinin yuvarlanma direnci katsayıları yaklaşık olarak eşit kabul edilebilir. Dolayısıyla herhangi bir aracın toplam tekerlek direnci her bir tekerlekteteki yuvarlanma dirençlerinin toplamına eşittir.

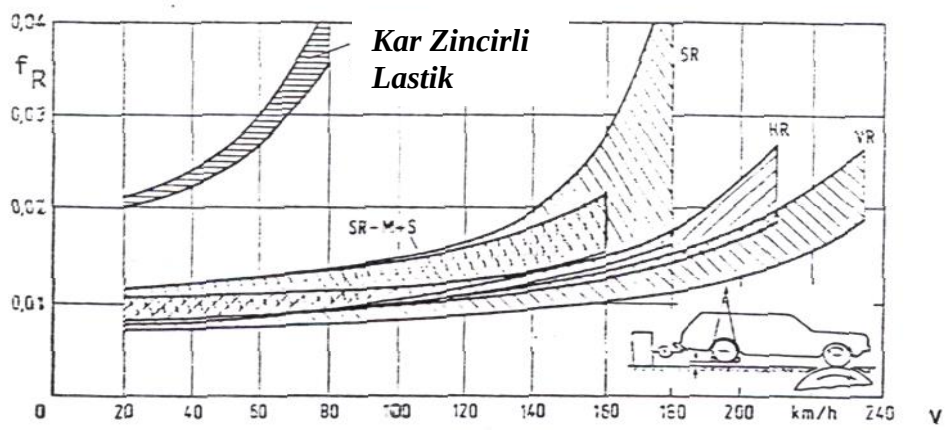
$$\sum_{i=1}^{n} F_{Y,i} = \sum_{i=1}^{n} F_{z,i}\ f_r \qquad \textbf{(2.6)}$$

Tekerlek yükleri toplamının $\sum^{n} F_{Z,i}$, toplam taşıt ağırlığı (G) değerine eşit olduğu düşünülür ve yol eğim açısı (α) da dikkate alınırsa toplam tekerlek direnci formülü aşağıdaki gibi şekillenir.

$$\sum_{i=1}^{n} F_{Y,i} = G \cos\alpha \; f_r \qquad \textbf{(2.7)}$$

$$F_R = G \cos\alpha \; f_r \qquad \textbf{(2.8)}$$

Yuvarlanma direnci daha çok lastik ile zemin etkileşimi sırasında oluşan sönümleme kayıplarına dayanmaktadır. Bu nedenle, yuvarlanma direnci lastiğin hava basıncı, lastiğin tipi ve zeminin sertliği gibi parametrelerden etkilenmektedir.



Şekil 2.3: Yuvarlanma direnç katsayısının hıza bağlı olarak değişimi

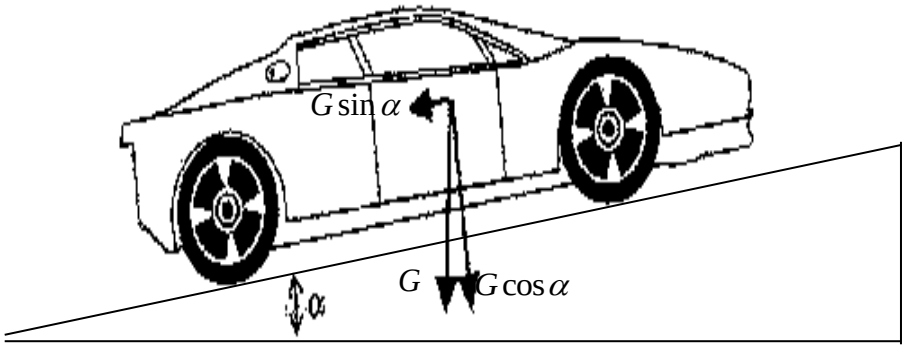
Binek araç lastikleri için yuvarlanma direnci katsayısının hıza bağımlılık denklemleri aşağıdaki denklemle yaklaşık olarak ifade edilebilir. (Güney,Ahmet ; Taşıtlarda Güç İletimi Yüksek Lisans Ders Notları , 1989, İstanbul)

$$f_r = f_{r,0} + f_{r,1}\left(\frac{v}{100}\right) + f_{r,4}\left(\frac{v}{100}\right)^4 \qquad \textbf{(2.9)}$$

(2.9) numaralı denklemden ve Şekil 2.3'den de anlaşılacağı üzere yuvarlanma direnci, 100 km/h araç hızına kadar hızdan bağımsız olarak kabul edilebilmektedir. Ancak 100 km/h'den daha yüksek hızlar için lastiğin şekil değiştirme işi ile lastik yapısındaki titreşimlerin artması nedeniyle, yuvarlanma direnc miktarı az da olsa bir artış göstermektedir.

2.1.2 Yokuş Direnci F_{ST}

Karayolu taşıtlarının yokuşlarda hareket etmeleri durumunda zemine dik tekerlek kuvvetleri, toplam ağırlık kuvvetine eşit değildir. İki kuvvet arasındaki fark taşıt hareket eksenine paralel başka bir kuvvet bileşeni tarafından dengelenmektedir. Şekil 2.4'de görüldüğü gibi, sözkonusu taşıt hareket eksenine paralel ve taşıt hareket yönüne ters yöndeki bu kuvvet yokuş direnci F_{ST} olarak adlandırılan $G\sin\alpha$ bileşenidir.



Şekil 2.4: Yokuş direncinin oluşması

$$F_{ST} = G\sin\alpha \qquad \textbf{(2.10)}$$

Bu ifade de G taşıtın ağırlığı, α ise yolun yatayla yapmış olduğu eğim açısıdır. Eğim açısı α değerinin küçük olması sebebi ile $\sin\alpha$ yerine $\tan\alpha$ değeri konularak hesaplamalar kolaylaştırılabilir. Karayollarında ve taşıt tekniği literatüründe ise bir yolun eğimi p değişkeni ile ifade edilmektedir. p değişkeni eğim açısının tanjant değerini yüzde cinsinden ifade etmektedir. Bu yaklaşımla yapılacak hata , %30'luk (p=0.30) bir yokuşta %51den az olacaktır.

$$\sin\alpha = \tan\alpha = p \qquad \textbf{(2.11)}$$

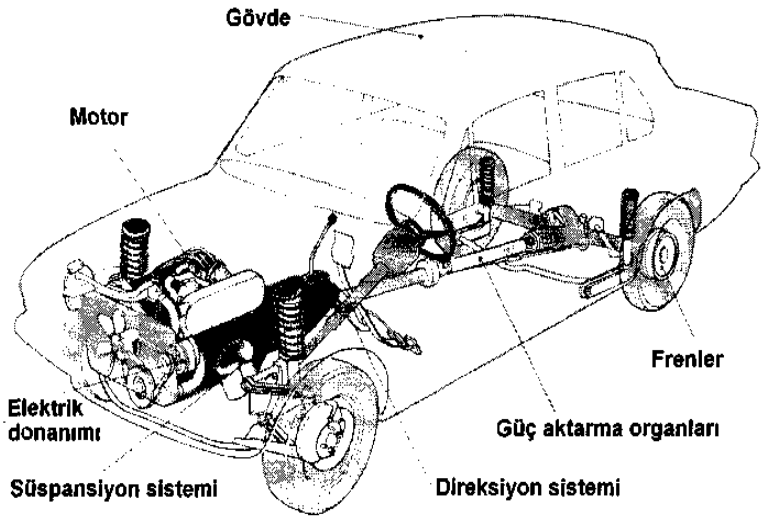
$$F_{ST} = G\ p \qquad \textbf{(2.12)}$$

2.1.3 İvme Direnci F_B

Newton'un ikinci hareket yasasına göre ; bir taşıtın hızlanması veya yavaşlaması sırasında bu hareketlere ters yönde atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Newton'a göre bu kuvvet:

$F = ma$ eşitliği ile ifade edilmiştir.

Taşıtın hareketi sırasında karşılaşılan bu kuvvet , ivme ile ters yönlü olduğundan, ivme direnci F_B olarak tanımlanacaktır. İvme direnci ; doğrusal hareket halindeki kütlelerin atalet kuvvetleri ile ; dönme hareketi yapan tekerlekler , aktarma organları ve motorun dönel atalet kuvvetlerinden oluşmaktadır. Taşıt hızındaki bir değişim , dönen bu elemanların hızlarının değişmesi ile sağlanmaktadır. (Çetinkaya, Selim ;Taşıt Mekaniği , 1999 , Ankara)



Şekil 2.5: Taşıt bileşenleri

Bir taşıtı ivmelendirmek için belirli bir ivme direncinin yenilmesi gerekmektedir. Denklem (2.13) herhangi bir taşıtı ivmelendirmek için yenilmesi gereken ivme direnci değerini göstermektedir.

$$F_B = \left[m + \sum_{j=1}^{n} \frac{J_{R,j}}{r_j R_j} \right] \text{[illegible]} \qquad \textbf{(2.13)}$$

Burada, F_B ivme direncini, m taşıt kütlesini, J_R aks atalet momentini, r statik tekerlek yarıçapını, R dinamik tekerlek yarıçapını ve j aks numarasını göstermektedir.

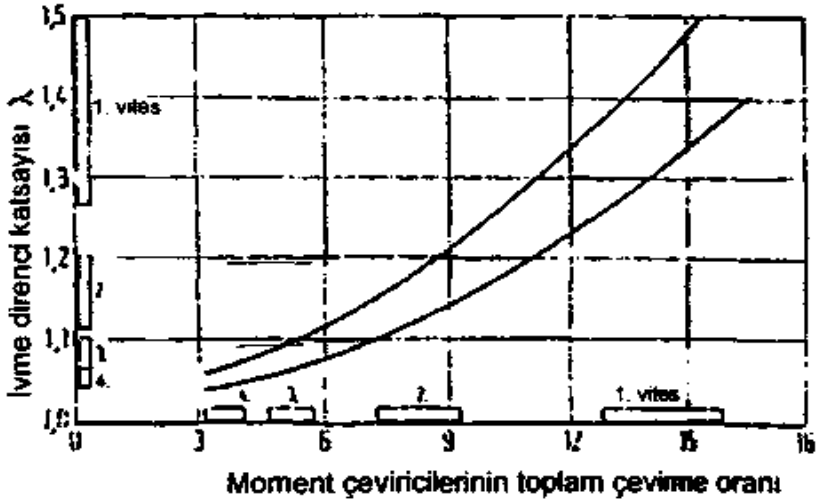
$$F_B = \left[1 + \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{n}\frac{J_{R,j}}{r_j R_j}\right] ma \qquad \textbf{(2.14)}$$

Parantez içerisindeki ifade dönen kütlelerin etkisi sonucu ortaya çıkan ilave bir terim olup, kolaylık olması açısından λ ile gösterilir ve ivme direnci katsayısı adını alır.

$$F_B = \lambda ma \qquad \textbf{(2.15)}$$

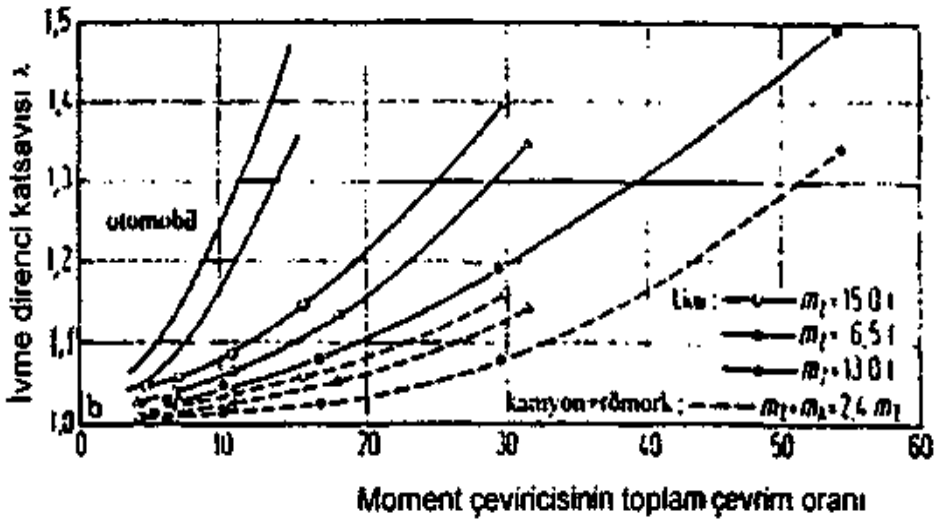
$$F_B = \lambda G a / g \qquad \textbf{(2.16)}$$

Bu ifadenin anlamı, taşıta bir *a* ivmesi kazandırmak için gerekli kuvvetin sadece *ma* olmadığı, bunun λ katı kadar daha kuvvet gereksinimi olduğudur. λ sayısının büyüklüğü için Şekil 2.6'ya bakıldığında çevrim oranının en büyük olduğu küçük viteslerde λ en büyük değerleri almaktadır.



Şekil 2.6: Otomobillerde λ katsayısının çeşitli viteslerde aldığı değerler.

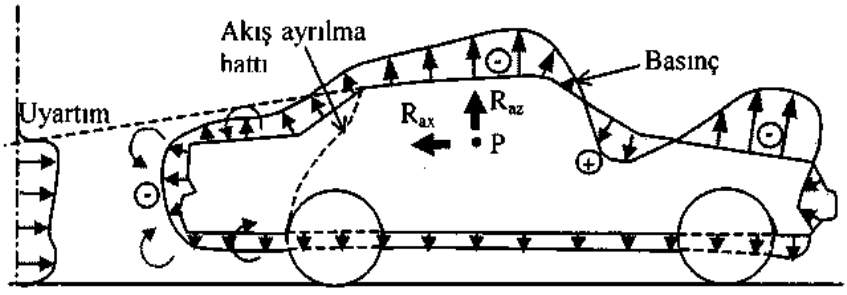
Ticari taşıtlarda çevrim oranlarının otomobillere göre daha büyük olmasına rağmen, motor ve dönen kütlelerin bütün kütleye oranı otomobillere göre daha küçük olduğu için maksimum λ değerleri aynı düzeylerde kalabilmektedir (Şekil 2.7).(Ern, 1997)



Şekil 2.7: Otomobiller ve ticari taşıtlarda λ 'nın çeşitli viteslerde aldığı değerler

2.1.4 Rüzgar Direnci F_D

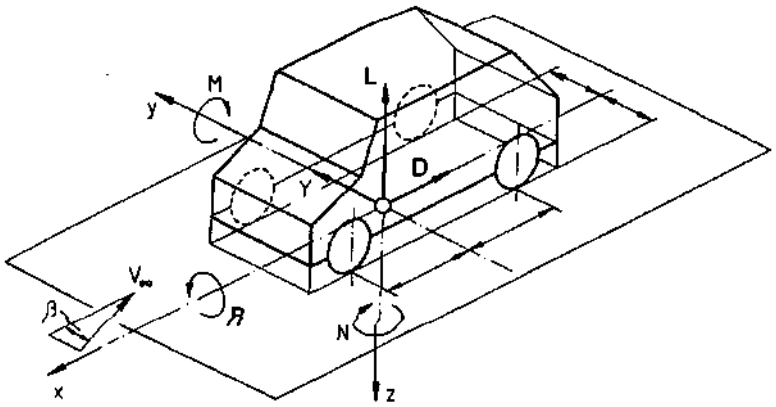
Sabit hızlı bir akışkanın , herhangi bir gövde etrafında akması halinde, iki bileşenden oluşan bir aerodinamik kuvvet oluşur. Bu bileşenler, yüzeyin yapışkanlık etkisine bağımlı yüzey sürtünme direnci ve gövdeye etki eden ana akış basınç dağılımının sonucu olarak meydana gelen basınç direncidir.



Şekil 2.8: Herhangi bir araç üzerindeki basınç dağılımı

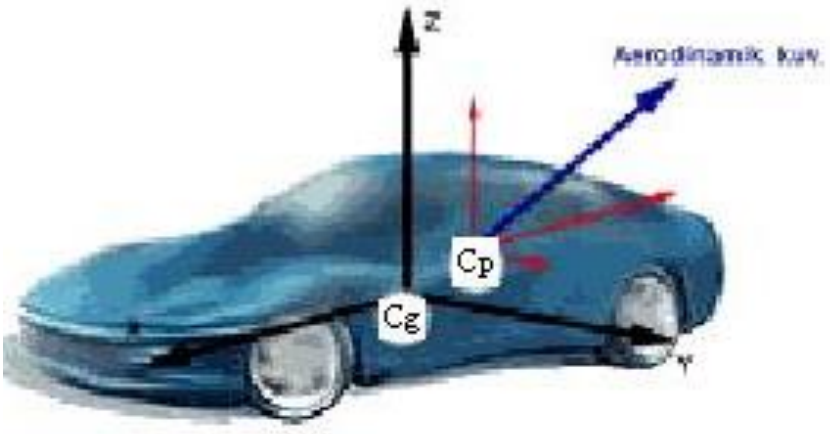
Bileşke aerodinamik kuvvet üç bileşenden oluşmaktadır. Taşıtın ileriye doğru hareketine karşı olan bileşenine "Rüzgar Direnci " adı verilmektedir.

Aerodinamik kuvvetin diğer önemli iki bileşeni ise, aerodinamik kaldırma (lift) ve yanal kuvvetlerdir. Aerodinamik kaldırma kuvveti, lastikle zemin arasındaki tutunma kuvvetini azaltarak,taşıtın yönlendirme ve tahrik karakteristiklerini ; aerodinamik yanal kuvvet ise, taşıt seyir halindeki kararlılığına etki etmektedir.



Şekil 2.9: Araç üzerine etki eden aerodinamik kuvvetler

Tüm taşıt yüzeyine dağılmış olan basınç kuvvetlerinin bileşkesi olan aerodinamik kuvvetin, basınç merkezi adı verilen sanal bir noktaya etki etmekte olduğu kabul edilmektedir. Basınç merkezi kabulu araç üzerine etki eden kuvvetlerin hesaplanmasında ve bu kuvvetlerin araç karakteristiği üzerindeki etkilerinin saptanmasında kolaylık sağlamaktadır.



Şekil 2.10: Aerodinamik Basınç Merkezi Cp (Cg : Ağırlık Merkezi)

Basınç merkezi adı verilen noktaya etki eden aerodinamik direnç bileşenleri , genellikle şu eşitliklerle ifade edilmektedir.

$$F_D = \frac{1}{2}\rho A C_D V^2 \qquad \text{Rüzgar Direnci} \qquad \textbf{(2.17)}$$

$$F_L = \frac{1}{2}\rho A C_L V^2 \qquad \text{Kaldırma Kuvveti} \qquad \textbf{(2.18)}$$

$$F_S = \frac{1}{2}\rho A C_S V^2 \qquad \text{Yanal Kuvvet} \qquad \textbf{(2.19)}$$

ρ *:Havanın Yoğunluğu (kg/m^3)*

A *:Karakteristik İzdüşüm Alanı (m^2)*

V *:Taşıtın Havaya Göre Bağıl Hızı (m/s)*

C_D *:Rüzgar Direnç Katsayısı*

C_L *:Kaldırma Kuvveti Katsayısı*

C_S *:Yanal Kuvvet Katsayısı*

Ortalama 100 km/h hıza kadar araç üzerindeki kaldırma direnci ve yanlama direnci etkileri toplam rüzgar direncine göre çok düşük mertebelerdedir. Kaldırma ve yanlama dirençleri yüksek araç hızlarında etkin roller üstlenmektedir. Dolayısıyla aerodinamik kuvvet bileşenleri arasında dikkat edilmesi gereken en önemli aerodinamik etki aracın hareket doğrultusuna ters yönde etki eden rüzgar direnci bileşenidir.

3. TAŞIT AERODİNAMİĞİ VE AKIŞKANLAR MEKANİĞİ TEMELLERİ

3.1 Sıkıştırılamaz Akışkanların Özellikleri

3.1.1 Yoğunluk

Bir malzemenin yoğunluğu sözkonusu malzemenin birim hacmindeki ağırlığıdır. Akışkan malzemelerin ayıredici bir özelliği olan yoğunlukları sıcaklık (T) ve basınçla (P) değişim göstermektedir.

Araç gövdesi üzerindeki hava akışında olduğu gibi herhangi bir akış alanı içerisindeki bir gövde üzerindeki akış hareketi sırasında havanın sıkıştırılabilirlik özelliği çok önemli bir değişkendir. Ancak yarış araçlarıda dahil olmak üzere pek çok karayolu taşıtının ulaşabildiği en yüksek sürat değerleri ses hızı miktarının ($a_\infty = 330\, m/s = 1225\, km/h$) üçte birinden bile daha az değerlerdedir. ($v_\infty < a_\infty / 3$)

Sözkonusu araç hızları dikkate alındığında ise aerodinamik direnç hesabı açısından havanın yoğunluğundaki sıcaklık ve basınca göre değişim rahatlıkla ihmal edilebilecek seviyelerdedir. Yukarıda açıklanan sebeblerden araç aerodinamiği incelemeleri yapılırken araç üzerinden akışkan yani hava sıkıştırılamaz olarak kabul edilebilir. Sabit hava yoğunluğu ; Amerikan Standartlarına göre 1 atm deniz seviyesi basıncı ve 15 ^oC ortam sıcaklığında ;

$\rho = 1.225\, kg/m^3$ mertebelerindedir.

3.1.2 Viskozite

Viskozite akışkan partikülleri arasındaki sürtünme sebebiyle ortaya çıkan bir akışkan malzeme özelliğidir. Herhangi düz bir duvar üzerindeki akış için derlenmiş Newton Kanunlarına göre ;

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \qquad \textbf{(3.1)}$$

Buradan da anlaşılacağı üzere kayma gerilmesi τ hız gradyeni $\frac{du}{dy}$ ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Denklemde görülen μ değişkeni ise akışkan malzemeye ait bir özellik olup dinamik viskozite olarak isimlendirilmektedir. Dinamik viskozite değeri sıcaklım ile değişim göstermektedir.(H.Schlichting). Genellikle viskozite tanımları için kullanılan denklem şu şekildedir;

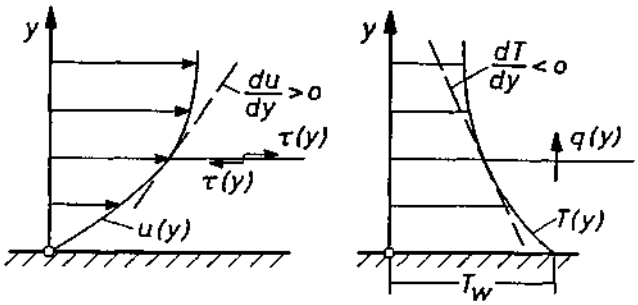
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \qquad \textbf{(3.2)}$$

Burada ν kinematik viskoziteyi ifade etmekte olup basınç ve sıcaklık değişimlerinden etkilenmektedir. Havanın sıkıştırılamaz akışkan kabülü ile dinamik ve kinematik viskozite değerleri sadece sıcaklık değişimine bağlıdır. Dolayısıyla Amerikan Standartlarına göre 1 atm deniz seviyesi basıncı ve 15 ^oC ortam sıcaklığında havaya ait ;

Dinamik Viskozite $\mu = 1.789 \times 10^{-5} \quad Ns/m^2$
Kinematik Viskozite $\nu = 1.4607 \times 10^{-5} \; Ns/m^2$

olarak kabul edilebilir.

Burada viskozite ilgili en önemli özellikse ; gerçek bir akışkanın viskozitesi üzerinde akış olan bir düzlemde hız gradyenleri sebebiyle ortaya çıkan sürtünme dirençlerinin oluşumundaki en büyük fiziksel sebeptir.



Şekil 3.1: Duvar cidarındaki sıcaklık ve hız dağılımı

3.2 Karayolu Taşıtları Üzerindeki Akış Fenomeni

Karayolu taşıtları üzerindeki akış özellikleri ile ilgi pekçok fenomen (bilinmeyen) iki gruba ayrılarak incelenebilir.

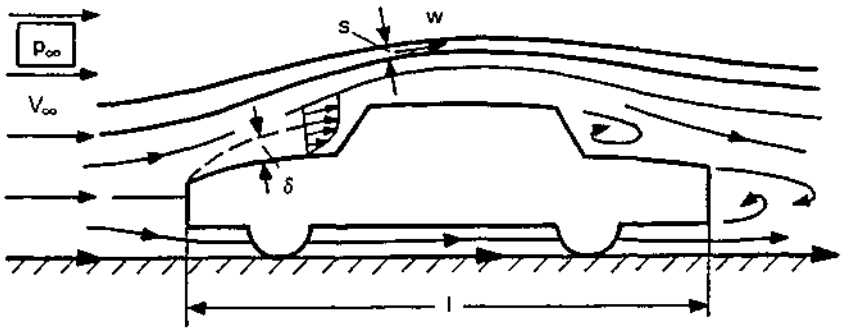
1. Araç üzerindeki dış akım (dış yüzey detaylarını içerir)

2. Araç üzerindeki iç akım (motor kabini ve araç içini içerir)

Bu çalışmada temel olarak her iki akış formununda incelenmesine rağmen daha çok dış akım özellikleri üzerinde durulacaktır.

3.2.1 Dış Akış Özellikleri

Bir araç üzerindeki dış akış şematik olarak şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Araç etrafındaki akış

Burada hava içerisinde homojen olarak dağılmış hız vektörleri kararlı durumdaki V_∞ hızını yani aracın yol üzerindeki hızını temsil etmektedir. İnceleme sırasında hiçbir akış ayrılmasının bulunmadığını kabul edersek, akışkan içerisinde bütün viskoz etkilerin araç yüzeyinin hemen üzerinde oluşan ve sınır tabaka adı verilen birkaç milimetrelik ince bir tabaka içerisinde kısıtlandırılmış olduğunu düşünebiliriz. Sözkonusu sınır tabakanın ötesinde ise akışın herhangi bir sürtünmeye mağruz kalmadan gerçekleştiğini söyleyebiliriz. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta sınır tabaka üzerindeki akış sebebiyle oluşan basınç etkisinin sınır tabaka üzerine etkimeye devam edecek olmasıdır. Sınır tabaka bölgesinin içerisindeki akışkan hızı değeri tabakanın en üst kısmında sürtünmeye mağruz kalmadığı düşünülen akış hızlarına eşit olmakla beraber araç yüzeyine yaklaşıldıkça sıfır değerine doğru yakınsamaktadır.

Şekil 3.2'de görüldüğü üzere akışın araç üzerinde ayrılma gösterdiği noktalarda sınır tabaka etkisi kaybolmaktadır ve akış tamamen viskoz etkiler tarafından yönetilmektedir. Sözkonusu ayrılma noktaları aracın karakteristik uzunluğa oranla oldukça belirgin noktalardır.

Sözkonusu sınır tabaka konsepti sadece yüksek Reynolds Sayısı değerleri için geçerlidir.

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{V_\infty l}{\nu} > 10^4 \qquad \textbf{(3.3)}$$

Reynolds sayısı hareket halindeki aracın hızının (V_∞) , havanın kinematik viskozitesinin (ν) ve karakteristik uzunluğun (l) bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Herhangi bir gövde üzerindeki viskoz akış karakteristiğini etkileyen en önemli parametreler gövde şekli ve akışa ait Reynolds Sayısıdır. Aynı geometri üzerinde farklı Reynolds sayıları ile gerçekleşen iki akış birbirinden majör değişiklikler göstermektedir. Dolayısıyla Reynolds sayısı viskoz bir akışı karakterize eden boyutsuz bir değişkendir.

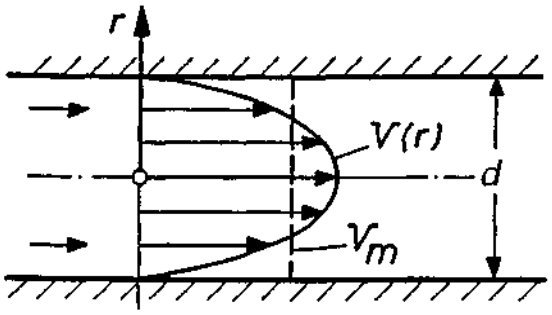
İki farklı gövde üzerindeki akış sırasında birbirinden farklı gövde boyları (l), akış hızları (V_∞) ve akış özelliklerine (ν) rağmen aynı Reynolds sayıları elde ediliyorsa bu iki gövdeye mekanik olarak eş gövdeler adı verilir. Mekanik eşlik tanımı küçültülmüş modeller üzerinde yapılan çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Reynolds sayıları aynı tutulduğu müddetçe küçültülmüş modeller üzerinden elde edilen test sonuçları, özellikle boyutsuz aerodinamik katsayıları, gerçek modeller üzerinde elde edilen sonuçlar ile birebir örtüşmektedir. Küçültülmüş modellerle çalışırken dikkat edilmesi gereken nokta serbest hava akışı hızını belirli bir sınırın üstüne çıkartmamaktır. Serbest akış hızı değeri ses hızının altında olmalıdır. Bu sebepten üzerinde süpersonik akış özellikleri gözlenebilecek çok ufak modellerle çalışmak mümkün değildir.

3.2.2 İç Akış Özellikleri

İç akış akışkan etrafının çeşitli formlardaki cidarlarla çevrelendiği durumdaki akış şeklidir(örnek olarak bir boru içerisindeki akış). Şekil 3.3'de görüldüğü üzere bütün akış çizgileri boru eksenine paraleldir. Genellikle iç akışlar dış akışlarda gözlendiği

gibi duvarlardan çok uzaktaki bir sürtünmesiz akış ve cidarların hemen yakınında oluşan bir viskoz sınır tabaka akışı gibi iki ayrı akış formuna ayrılarak incelenmezler. Bu tip akış formlarında viskozite etkisi bütün akış alanında gözlemlenir. Daha önce dış akış özelliklerinde de açıklandığı üzere viskoz bir iç akışın gelişimi de Reynols sayısı tarafından karakterize edilir.

$$\mathrm{Re}_d = \frac{V_m d}{v} \qquad \textbf{(3.4)}$$



Şekil 3.3: Bir boru içerisindeki akış sırasındaki hız dağılımı

Burada V_m ortalama akış hızı , d boru çapı(dörtgen kesitler için hihrolik çap) , v ise kinematik viskozite olarak kullanılmıştır. Farklı Reynolds sayıları yine farklı akış tipleri oluşturacaktır.

3.3 Temel Dış Akış Uygulamaları

3.3.1 Sürtünmesiz Sıkıştırılamaz Akış İçin Yöneten Denklemler

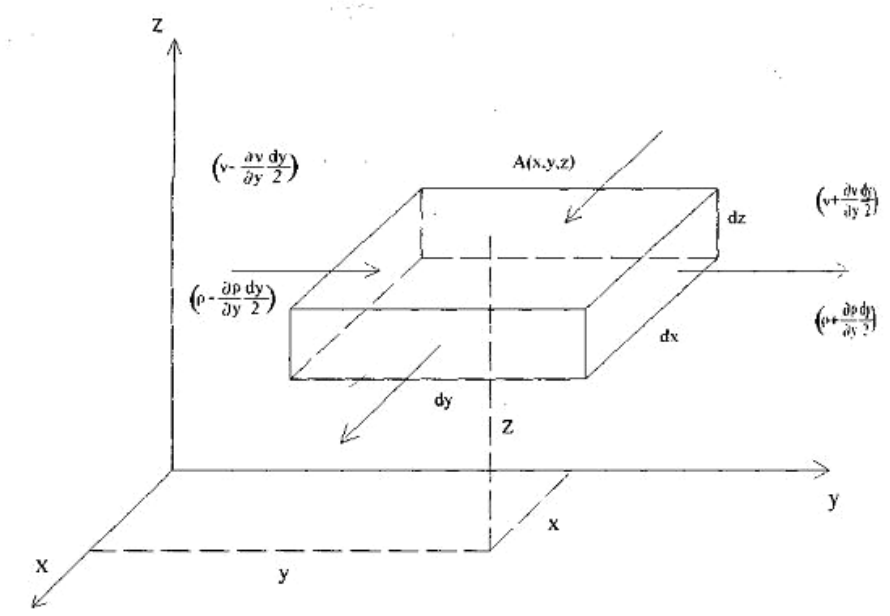
Sınır tabakasının dış cidarında oluşan sürtünmesiz akış genel olarak araç yüzeyi üzerinde oluşan basınç dağılımını belirlemektedir. Dolayısıyla ilk olarak sınır tabakası cidarının üzerindeki akış incelenmelidir.

3.3.1.1 Kütlenin Korunumu Denklemi

Sınır tabakası cidarının üzerindeki akış incelenirken ilk olarak kütlenin korunumu deklemi ele alınmalıdır. Kütlenin korunumu kanununa göre "*madde yaratılamaz ve aynı zamanda yok edilemez*".



$$\begin{bmatrix}\text{Kontrol Hacmine}\\ \text{Birim Zamanda}\\ \text{Giren Kütle Miktarı}\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}\text{Kontrol Hacminden}\\ \text{Birim Zamanda}\\ \text{Çıkan Kütle Miktarı}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\text{Kontrol Hacim İçinde}\\ \text{Birim Zamanda}\\ \text{Yığılan Kütle Miktarı}\end{bmatrix}$$



Şekil 3.4: Kontrol Hacim

Buradan süreklilik denklemi kartezyen koordinatlarda yukarıdaki kontrol hacmi için düzenlenecek olursa

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \qquad \textbf{(3.5)}$$

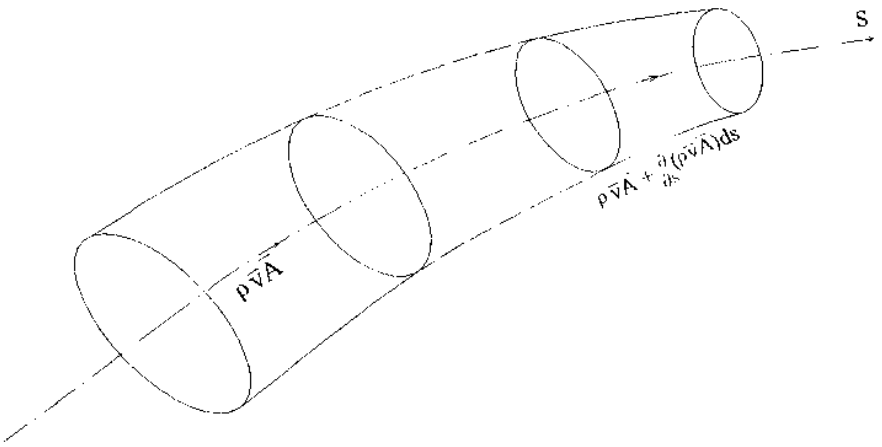
Yukarıdaki denklem vektörel formda yazılırsa $\vec{V}(u,v,w)$;

$$\frac{d\rho}{dt}+div\left(\rho\vec{V}\right)=0 \qquad \textbf{(3.6)}$$

Süreklilik denklemi Şekil 3.5'deki akım borusu ile ele alırsak ve denklemin sıkıştırılamaz akışkanlar için en genel hali incelenirse;.

$$\dot{m} = \rho A V_m$$
$$\rho = \text{akışkan yoğunluğu} = \text{Sabit} \qquad \textbf{(3.7)}$$
$$A.V_m = \text{Sabit}$$

Şekil 3.5'de gösterildiği üzere A akışkanın geçtiği kesit alanını V ise ortalama akış hızını göstermektedir



Şekil 3.5: Akım borusu

3.3.1.2 Momentumun Korunumu Denklemi

İncelenmesi gereken ikinci hareket denklemi ise Newtonun Momentumun korunumu denklemidir. Bilindiği üzere herhangi bir cisim üzerine etki eden kuvvetlerin bileşkesi o cismin kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşittir. Eğer newtonun momentumun korunumu kanununu sürtünmesiz akışkanlara uygulanacak olursa ; atalet kuvvetleri ve basınç kuvvetleri dengelenmektedir. Newton akışkanı için *j*. yöndeki momentum korunumu aşağıdaki biçimde ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_j\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial P}{\partial x_j} + B_j + V_j \qquad \textbf{(3.8)}$$

Bu denklemde μ viskoziteyi, P basıncı, B_j j. yöndeki birim hacme gelen kütle kuvvetini göstermektedir. V_j ise denklemin sağ tarafındaki ilk terimin dışında kalan viskoz terimleri içerir.

Momentum denkleminin herhangi bir sıkıştırılamaz akışkan üzerindeki bir akım çizgisi boyunca entegre edilmesi halinde elde edilecek denklem aşşağıdaki gibi oluşacaktır.

$$P + \frac{V^2}{2g} + z = \text{Sbt} \qquad \textbf{(3.9)}$$

Bernoulli denkleminde P basıncı , V bir akış çizgisi boyunca akışkan hızını , z ise deniz seviyesinden olan yüksekliği göstermektedir.

Burada deniz seviyesinden yüksekliğin sabit kaldığı düşünülerek ihmal edilmesi halinde

$$P + \frac{V^2}{2g} = P_T = \text{Sbt} \qquad \textbf{(3.10)}$$

Başka bir bakış açısı ile P akışkanın statik basıncını $\frac{V^2}{2g}$ akışkanın dinamik basıncı ve P_T toplam basıncı göstermektedir.

Bernoulli denklemi için şunlar söylenebilir , bu ifade çeşitli yollardan çıkarılmasındaki kabullere dayanılarak aşşağıda belirtilen şartlar için geçerli olmaktadır;

i) Akışkan, ideal (viskozitesiz) bir akışkan olmalıdır veya akış yaklaşık olarak ideal akışkan akışıymış gibi temsil edilmelidir.

ii) Akım kararlı olmalıdır.

iii) Akışkan sıkıştırılamaz $(\rho = sbt)$ kabul edilmelidir.

iv) Akım çevrintisiz bir akım olmalıdır veya Bernoulli denklemi bir akım çizgisi boyunca uygulanmalıdır.

Sürtünmesiz akışlarda bir akış çizgisi boyunca oluşan statik ve dinamik basınç değerlerinin toplamı sabittir. Ancak araç üzerindeki akış esnasında öyle kritik noktalar vardır ki dinamik basınç değeri sıfır olur. Buda araç üzerinde akışkan

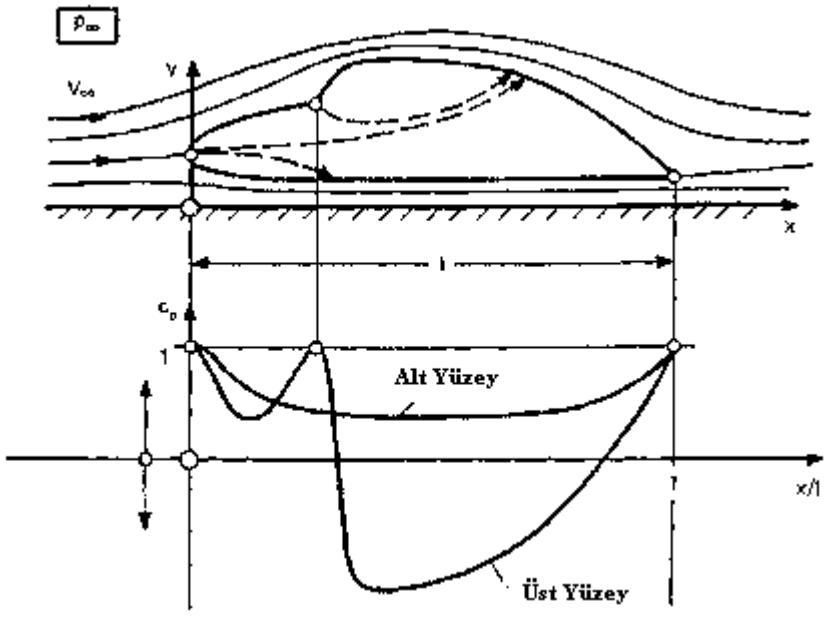
hızlarının sıfır olduğu akış duraksama noktalarında meydana gelir. Araç üzerindeki en önemli duraksama noktalarından biri Şekil 3.6'da da görüldüğü üzere aracın burun kısmıdır. Bu noktalarda statik basınç değeri alabileceği en yüksek basınç değeri olan toplam basınca eşittir.

Araç üzerindeki akış örneği verilen şekil 3.6'da görüldüğü gibi bütün akış çizgileri bir serbest akış bölgesinden başlamaktadır ve bu bölgedeki statik basınç değeri P_∞ ve serbest akış hızı da V_∞'dur. Dolayısıyla serbest akış bölgesi içinde Bernoulli denklemi aşşağıdaki gibi oluşturulabilmektedir.

$$P_\infty + \frac{V_\infty^{\,2}}{2g} = P_T = \text{Sbt} \qquad \textbf{(3.11)}$$

3.3.2 Dış Akış Uygulamaları

Sürtünmesiz akış için yukarıda belirtilen temel denklemler basit taşıt aerodinamiği ve deneysel çalışmalar gibi örneklere kolaylıkla uygulanabilir. Şekil 3.6'da taşıt yapısına benzer geometrik özellikler gösteren bir yapının üzerindeki iki boyutlu akış şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.6: Araç geometrisi üzerindeki basınç dağılımı

Bu iki boyutlu akış araç üzerindeki ve içindeki üç boyutlu akımın kabul edilebilecek şekilde basitleştirilmiş bir halini göstererek, aracın simetri ekseninde bulunan kesit alanı üzerindeki ve içindeki akışı simüle etmektedir. Şekil 3.5'in üst kısmında bulunan şekil araç üzerindeki akış çizgilerini göstermekte ; alt kısım ise basınç katsaysıs C_p Basınç Katsayısı değerinin değişimini göstermektedir.Burada bahsedilen C_p değeri şu şekilde hesaplanmaktadır;

Boyutsuz Basınç Katsayısı $$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{\rho V_\infty^2}{2}} \quad \textbf{(3.12)}$$

$$P + \frac{V^2}{2g} = P_\infty + \frac{V_\infty{}^2}{2g} = \text{Sbt} \quad \textbf{(3.13)}$$

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{\rho V_\infty^2}{2}} = 1 - \left(\frac{V}{V_\infty} \right)^2 \quad \textbf{(3.14)}$$

Akış duraksama noktalarında Şekil 3.6'daki üç noktada $V = 0$ olup $C_p = 1$ değerini almaktadır.Bu noktalar basınç katsayısı değerinin araç üzerinde en yüksek değer aldığı noktalardır.

Aracın alt yüzeyindeki basınç değerleri serbest akış basınç değerlerindenn daha yüksek olduğu için basınç katsayısı sıfırdan büyüktür ($C_p > 0$). Aracın üst yüzeyinde ise kaputla ön camın kesiştiği bölge civarında yüksek basınç bölgeleri görülmektedir. Bu bölgede basınç katsayısı değeri sıfırdan büyüktür ($C_p > 0$).Ancak özellikle aracın tavan kısmında düşük basınç bölgeleriyle ortay çıkan düşük basınç katsayısı değerleri bulunmaktadır. Bu bölgedeki basınç katsayısı değerleri sıfırdan küçüktür ($C_p < 0$).

Burada dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli noktada araç arka kısmına doğru basınç değerleri yükselmekle beraber tam uç kısım bir duraksama noktası olarak görülmektedir. Genellikle gerçek akış ile viskoz ve sürtünmesiz akış kabullerinin farklılık gösterdiği çözüm alanları araçların arka kısımlarıdır.

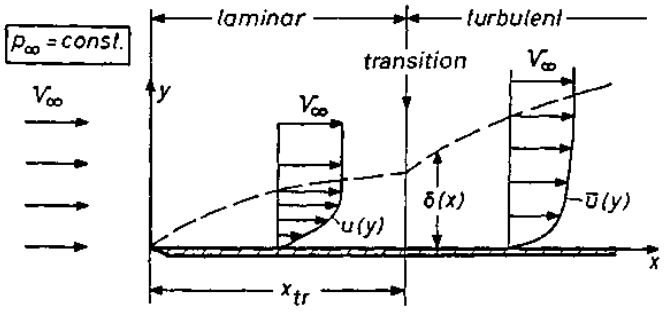
Şekil 3.6'daki basınç dağılımından da anlaşıldığı üzere aracın ön kısmında üst yüzey üzerinde gözlenen basınç seviyeleri aracın alt yüzeyindeki basınç seviyelerine oranla daha düşüktür. Bu veriden yola çıkarak araç üzerindeki basınç dağılımı sebebiyle aracın ön kısmının bir aerodinamik kaldırma kuvvetine maruz kalacağı aşikardır.

Benzer şekilde aracın arka kısmında ise aracın geometrik özellikleri sebebiyle aracın üst yüzeyinde gözlenen basınç seviyeleri alt yüzeye oranla daha yüksetir. Dolayısıyla aerodinamik kuvvetler aracın araka kısmına yer çekimi yönünde bir bası kuvveti uygulamaktadır.

Şekil 3.6'da aynı zamanda araç içindeki akış karakteristikleri de gösterilmektedir. Buradaki akışkanın aracın içine giriş noktası ve girdikten sonraki yönelimi değerlendirilerek sözkonusu araç için en uygun hava giriş ve çıkş noktaları kolaylıkla belirlenebilmektedir. Hava giriş noktası olarak en yüksek basınç bölgesi aracın burnu ve hava çıkış noktası olarak en düşük basınç bölgesi yani emme bölgesi olan aracın tavanı seçilebilir. Hava giriş ve çıkış bölgelerini sözkonusu noktalarda seçmek aracın soğutulması ve havalandırılması açısından tasarımcıya büyük kolaylıklar sağlayacaktır (Örneğin daha küçük soğutma fanı seçilmesi gibi).

3.3.2.1 Laminer ve Türbülanslı Sınır Tabaka Gelişimi

Şekil 3.7'de ince bir düzlem boyunca sınır tabaka içerisindeki akış açıkça gösterilmiştir.



Şekil 3.7: İnce düz bir levha üzerindeki sınır tabaka oluşumu

Yukarıda düzlem üzerine etki eden sabit V_∞ hızında ve sabit P_∞ basıncında akış çizgileri görülmektedir. Düzlem üzerinde oluşan ince sınır tabaka içerisindeki viskoz akışın düzlem üzerinde kaymadığı kabulü yapılmaktadır.

Bu kabüller eşliğinde düzlem ön kısmındaki sınır tabaka içindeki akış kararlı ve düzleme genelde paleldir. Bu tip akış özellikleri gösteren akımlara Laminer akım adı verilmektedir.

Sınır tabaka kalınlığı akış eksenindeki mesafenin ve kinematik viskozite ile doğru orantılı olarak artarken ; serbest akış hızı ile ters orantılı olarak değişim göstermektedir.

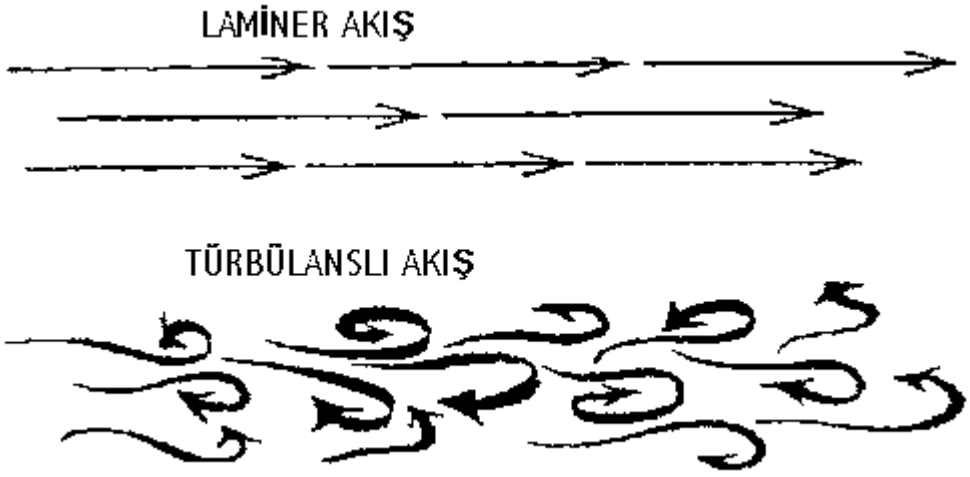
$$\delta \sim \sqrt{\frac{\nu x}{V_\infty}} \qquad \textbf{(3.15)}$$

Sınır tabaka bölgesinin laminer akış bölgesindeki akım herhangi bir dış etken bulunmaması halinde kararlı akım özellikerini koruyacaktır. Ancak düzlemin akışkanla temas noktasından sonraki kritik x_{kr} noktasından itibaren laminer akışın yerini türbülanslı akış almaktadır. Laminer akıştan türbülanslı akışa geçişi belirleyen en önemli parametre yine akış koşullarına ait karakteristik Reynols sayısıdır. Düz bir yüzey için laminer akıştan türbülansl akışa geçişin gözlendiği Reynolds sayısı yaklaşık olarak ;

$$\mathrm{Re}_{x_{kr}} = \frac{V_\infty x_{kr}}{\nu} = 5\times 10^5 \qquad \textbf{(3.16)}$$

Ancak yukarıda bulunan Reynolds sayısı değeri sadece basınç gradyenlerinin ihmal edilebileceği durumlar için geçerlidir. Basınç gradyenlerinin etkin olduğu dış akış koşullarında laminer akıştan türbülanslı akış geçiş noktası öngörülenden daha önce gelişebilmektedir. Ayrıca laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş noktası farklı çevre koşullarından , örnek olarak düzlem yüzeyinin pürüzlülüğü gibi şartlardan etkilenebilmektedir.

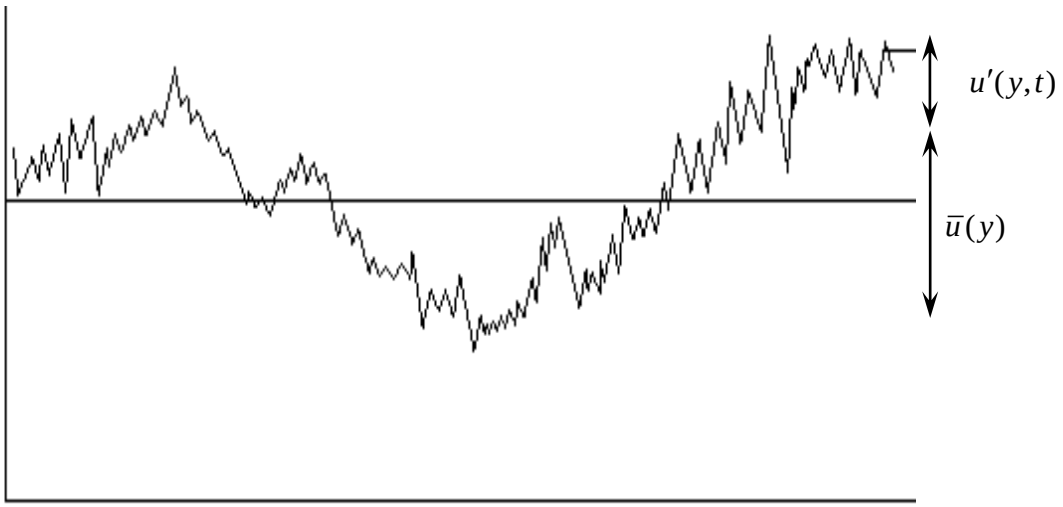
Genellikle ortalama Reynolds sayısına sahip akış koşullarında laminer akıştan türbülanslı akıma geçiş minimum basınç bölgelerinde gerçeklenmektedir ve Reynolds sayısının artışı ile geçiş bölgesi daha üst bölgelerde gerçekleşmektedir.



Şekil 3.8: Laminer ve Türbülanslı akış

Türbülanslı akış bölgesinde akım genellikle kararsızdır. Türbülanslı akış bölgesi boyunca elde edilen ortalama akış laminer bölgede görüldüğü gibi düzleme yapışık ve genellikle paraleldir ancak sözkonusu ortalama hız $u(y)$ değerine , her üç eksendeki dalgalanma/değişim miktarları olan u', v', w' değerleri eklenmelidir. Şekil 3.7'de gözlenen düzleme paralel yöndeki hız bileşenini inceleyecek olursak ;

$$u(y,t) = \bar{u}(y) + u'(y,t) \qquad \textbf{(3.17)}$$



Şekil 3.9: Türbülanslı akıştaki hız dağılımının modellenmesi

Burada $\bar{u}(y)$ ortalama hız değeri

$$\bar{u}(y) = \frac{1}{\Delta t}\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} u(y,t)dt \qquad \textbf{(3.18)}$$

formülasyonu ile elde edilmektedir. Dikkat edilmesi gereken nokta Δt değerinin ortalama hızın $\bar{u}(y)$ etkilenmeyeceği kadar büyük seçilmesi gerektiğidir.

Daha önce belirtildiği üzere moleküler sürtünme sebebiyle oluşan kayma gerilmeleri türbülanslı akım sebeiyle artış göstermektedir. Türbülans sebebiyle oluşan kayma gerilmeleri miktarı iki boyutlu bir akış gözönüne alınacak olursa aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\tau_{turb} = -\rho\overline{u'v'} \qquad \textbf{(3.19)}$$

Burada u' ve v' akışkan hızının x ve y yönlerindeki dalgalanmaları/değişimleri olmakla beraber $\overline{u'v'}$ değeri de bu değişkenlerin zamana göre ortalamaları bulunarak elde edilmiştir.

3.3.2.2 Viskozite Etkisi

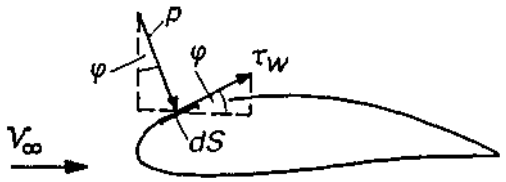
Araç yüzeyinin hemen üzerinde oluşan sınır tabaka bölgesinin oldukça ince olmasına rağmen; mevcut araç üzerindeki akış alanın gelişiminde bu bölgedeki viskoz akış özelliklerinin çok büyük etkisi vardır. İki boyutlu sıkıştırılamaz herhangi bir akış sebebiyle oluşan sürtünme direncinin en önemli oluşma sebebi de sözkonusu viskoz etkilerdir.

3.3.2.3 Sürtünme Direncinin Oluşumu

Bir gövde üzerindeki viskoz akış sırasında yüzeyin hemen üzerinde du/dy hız gradyenin bulunduğundan daha önce bahsedilmiştir. Bunun yanında Şekil 3.10'dan da görüldüğü üzere gövde yüzeyinin her noktasında moleküler sürtünme sebebiyle ortaya çıkan kayma gerilmeleri bulunmaktadır. Sözkonusu kayma gerilmelerinin serbest akış yönündeki kuvvet bileşenlerinin tüm gövde yüzeyi boyunca

integrasyonu sonucunda elde edilen direnç kuvvetine sürtünme direnci (F_f) adı verilmektedir.

$$F_f = \int_S \tau_w \cos\varphi dS \qquad \textbf{(3.20)}$$

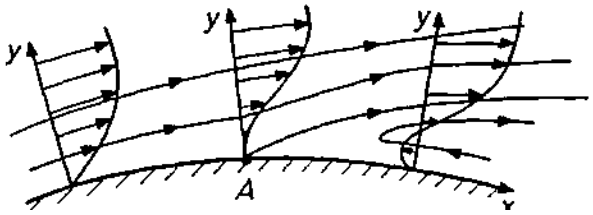


Şekil 3.10: Bir gövde üzerindeki direncin belirlenmesi

Gövde üzerindeki akış sırasında herhangi akış ayrılması gözlenmiyorsa gövde üzerine etki eden direnç kuvvetinin ana sebebi sürtünme dirençleridir.

3.3.2.4 Akışın Ayrılması

Laminer ve türbülanslı akış bölgelerinin her ikiside sınır tabakanın hemen üzerindeki dış akışta meydana gelen basınç değişikliklerine karşı oldukça hassastır.Akış yönünde gerçekleşen herhangi bir basınç artışı neticesinde sınır tabaka akışının , özellikle yüzeye yakın bölgelerdeki akışın hızı kesilir ve ters akışlar oluşabilir. Sözkonusu ters akım oluşumu şematik olarak Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



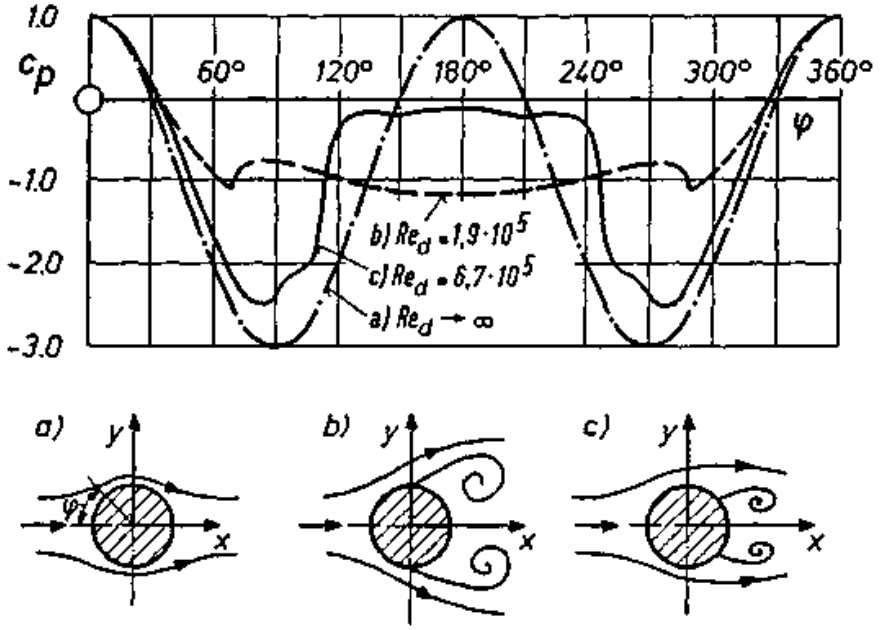
Şekil 3.11: Sınır tabakası ayrılmasının şematik gösterimi

Şekildende görüleceği üzere ileri ve geri akış arasındaki bir bölücü akış çizgisi keskin bir şekilde yüzeyden ayrılmaktadır. Söz konusu akım çizgisinin yüzeyden kopmasıyala ortaya çıkan fenomene akışın ayrılması adı verilmektedir. A noktasındaki dikey eksen hız bileşeni akıştaki ayrılma sebebiyle sıfıra eşittir.

$$\left(\frac{du}{dy}\right)_A = 0 \qquad \textbf{(3.21)}$$

3.3.2.5 Basınç Direncinin Oluşumu

Küre , silindir yada benzeri yuvarlatılmış geometriler üzerindeki akışta ortaya çıkan direnç karakteristiği düz levha üzerinde oluşandan farklılık göstermektedir. Sözkonusu yuvarlatılmış geometrilerin arka kısmında basuınç gradyenlerinin etkisiyle akış ayrılmaları gözlemlenmektedir. Şekil 3.12'de yuvarlatılmış bir cismin araka tarafındaki akış ayrılmaları ve ayrılmalar sonucunda oluşan girdaplar açıkça gösterilmektedir. Oluşan girdaplar incelenen geometrilere ait toplam direnç katsayısının yüksekliğini göstermektedir. Optimize edilmiş bir geometri üzerindeki akış ayrılma noktalarının azlığı çok önemlidir. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta sıfır ayrılmayı sağlamaya çalışmak olmamalıdır.



Şekil 3.12: Silindir şeklindeki gövde üzerindeki basınç dağılımı ve akış çizgileri a)Sürtünmesiz akış b) sınır tabakası laminer c) sınır tabakası türbülanslı

Yuvarlatılmış bir cisim üzerindeki akış sırasında cismin ön kısmındaki basınç dağılımı sürtünmesiz akış incelemelerinde oldğu gibidir ancak cismin arka kısmındaki ayrılmalar sebebiyle negatif basınç bölgesi oluşmaktadır. Sözkonusu negatif basınç alanı cisim arakasında bir emme etkisi göstermektedir.

Şekil 3.12'de de görüldüğü üzere cisim üzerindeki basınç dağılımı y eksenine göre asimetriktir. Cisim üzerine basınç dağılımı sebebiyle etki eden basınç kuvvetinin

serbest akış yönündeki bileşenlerinin cismi yüzey alanı boyunca integrasyonu sonucunda bulunan kuvvete basınç direnci adı verilmektedir.

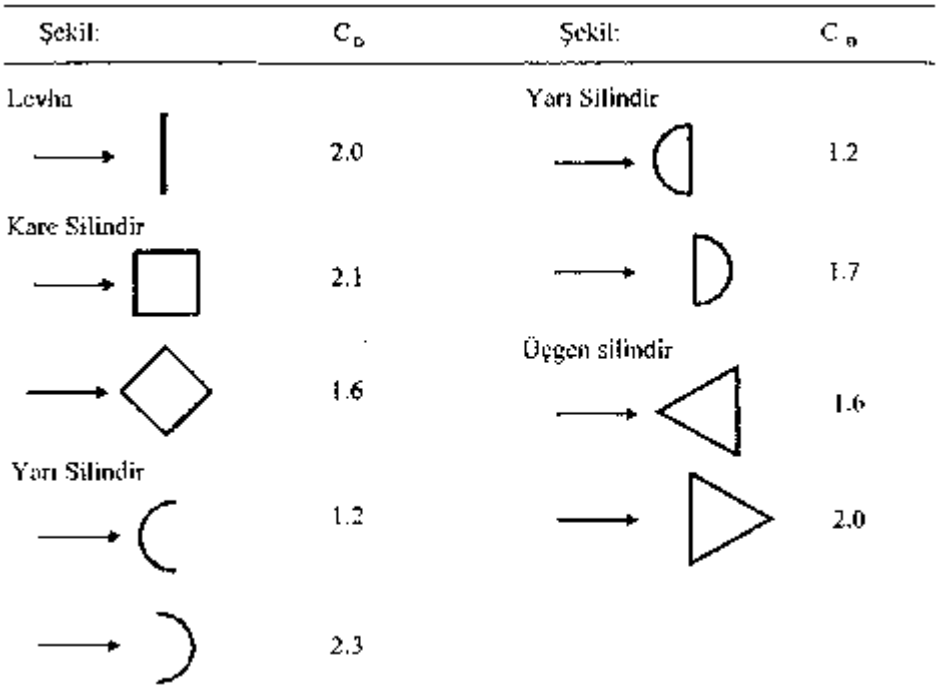
$$F_p = \iint P \sin\varphi dS \tag{3.22}$$

Yuvarlatılmış cisimler üzerinde bir dış akış sebebiyle oluşan basınç direnci aynı akış sırasında cisime etki eden sürtünme dirençlerine oranla çok daha baskındır.

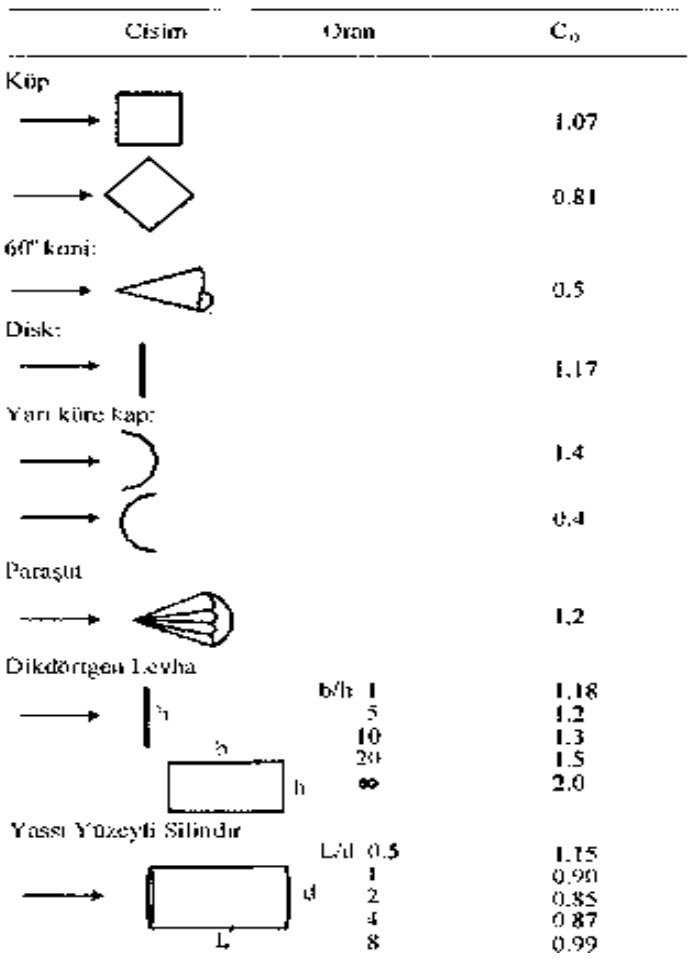
3.3.2.6 Toplam Direnç

Herhangi bir cisim üzerineki akış sebebiyle cisim üzerine etki eden toplam direnç kuvveti yukarıda bahsedildiği üzere sürtünme direnci ve basınç direnci adı verilen iki bileşenden oluşmaktadır. Ancak aerodinamik incelemeler sırasında bu iki kuvvet ayrı ayrı incelenebileceği gibi taşıt tekniği ile ilgili konularda bu iki kuvveti toplamı olan aerodinamik rüzgar direnci teriminin kullanımı ağırlık kazanmıştır.

$$F_D = F_p + F_f = \frac{1}{2}\rho A C_D V^2 \tag{3.23}$$



Şekil 3.13: Çeşitli geometrilerin direnç katsayıları



Şekil 3.14: Çeşitli geometrilerin direnç katsayıları

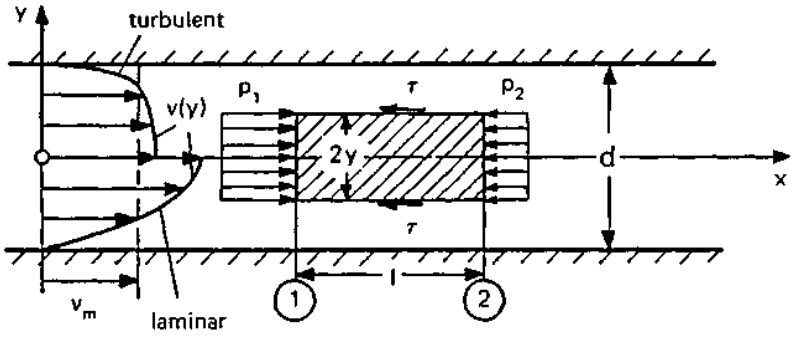
3.3.3 İç Akış Uygulamaları

3.3.3.1 Sürtünmesiz Sıkıştırılamaz İç Akış İçin Yöneten Denklemler

Herhangi bir cidar içerisinnde gelişmiş bir iç akış daha önce bahsedildiği üzere dış akışlardaki gibi iki ayrı inceleme bölgesine ayrılamaz. İç akışlar içerisin cidarın hemen yakınında bir sınır tabaka oluşumu düşünülemez. İç akış esnasında akışkanın bütün özellikleri tüm akış kesit alanı boyunca mevcuttur. Dolayısıyla bütün hareket denkelemleri iç akış için yeniden gözden geçirilmelidir.

Kütlenin Korunumu kanunu iç akış için aşşağıdaki gibi ortaya çıkmaktadır.

$$\rho \int_{(A)} VdA = const \qquad \textbf{(3.24)}$$



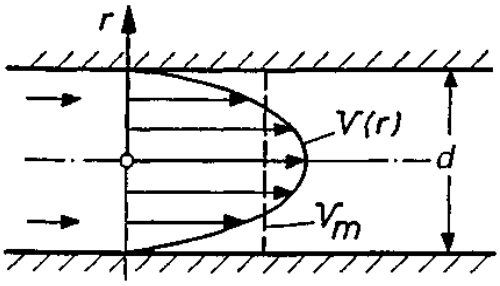
Şekil 3.15: Laminer ve türbülanslı boru akışı

Şekil 3.15 dikkate alınacak olursa kesit boyunca oluşan debi sabit olup akış hızı aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$V_m = \frac{1}{A}\int_{(A)} VdA \qquad \textbf{(3.25)}$$

$$\rho V_m A = const \qquad \textbf{(3.26)}$$

Newton kanunları dış akışlarda olduğu gibi iç akış için de geçerlidir.Ancak dış akış problemlerinde sınır tabaka içerisinde incelenen vizkoz etkiler iç akış problemlerinde basınç etkisi ile beraber incelenmektedir. Şekil 3.16 silindirik bir boru içerisinde tamamen gelişmiş bir iç akışı genel olarak göstermektedir.



Şekil 3.16: Kesit boru akışı

Sözkonusu akış durumu için hız dağılımı $V(Y)$ değerinin bütün akış kesiti boyunca sabittir ve hiçbir ivmelenmenin bulunmadığı gerçeği de göze alınırsa herhangi bir atalet kuvveti oluşmamaktadır. Burada akışkanın cidarla akışkan arasındaki sürtünme kuvvetine rağmen akışkanın hareket edebilmesi için 1 ve 2 noktaları arasında bir pozitif basınç farkı $P_1 - P_2 > 0$ bulunmalıdır.Buradan bir boru içerisindeki akış sırasında cidarla akışkan arasında oluşan sürtünme kuvvetleri sebebiyle akış yönünde bir basınç düşüşü gözlenmektedir. Bu basınç düşüşüne Basınç Kaybı (ΔP)

adı verilmektedir. Söz konusu basınç kaybı değeri Bernoulli denkleminin içerisine katılırsa bir boru içerisindeki akış sırasında iki nokta arasındaki denklem aşağıdaki gibidir;

$$P_1 + \frac{\rho}{2} V_{m1}^2 = P_2 + \frac{\rho}{2} V_{m2}^2 + \Delta P \qquad \textbf{(3.27)}$$

Yukarıdaki denklem tek boyutlu bir akış için çıkartılmış olup P basıncı , V_m de bir A kesiti boyunca oluşan sabit ortalama akış hızını göstermektedir. Akış sırasında 2 nokta arasıda yükseklik farkı olursa ; diğer bir deyişle akış paralel olmazsa denklemin içerisine hidrostatik terimlerde ilave edilmektedir.

$$P_1 + \frac{\rho}{2} V_{m1}^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{\rho}{2} V_{m2}^2 + \rho g h_1 + \Delta P \qquad \textbf{(3.28)}$$

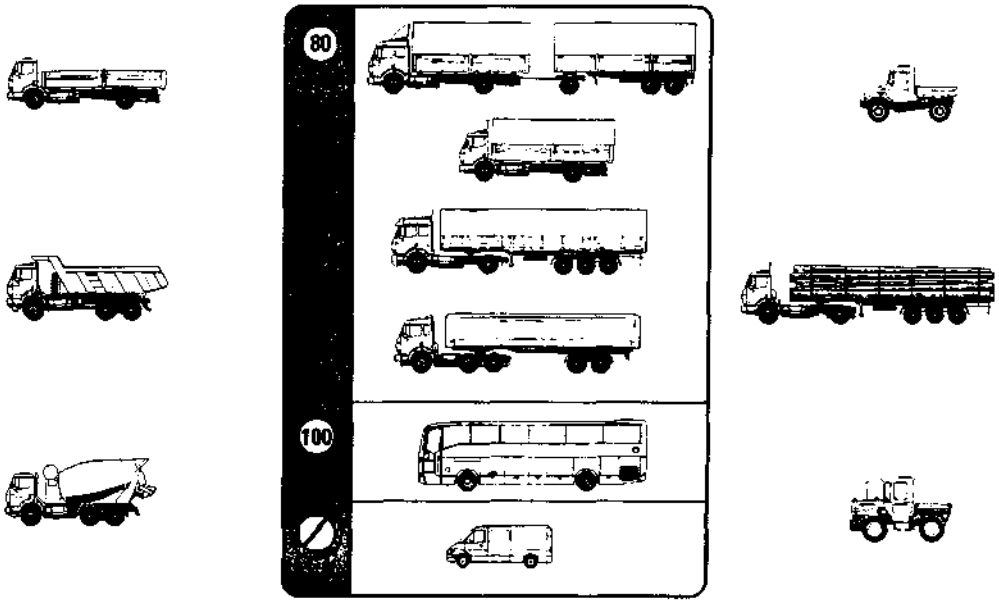
Viskoz bir iç akışta statik ve dinamik basıçların toplamı basınç kaybı sebebiyle akış boyunca sabit kalmamaktdaır. Genellikle basınç kaybı değeri dinamik basıç ile orantılıdır.

$$\Delta P = \xi \frac{\rho}{2} V_{m1}^2 \qquad \textbf{(3.29)}$$

ξ değeri kayıp katsayısı olarak ifade edilip farklı akış koşullarında değişik değerler alabilmektedir.

4. TİCARİ TAŞITLARIN AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

Artan yakıt fiyatları ve günümüzün rekabetçi ortamı ticari araç üreticilerini daha az yakıt sarfiyatıyla çalışan araçlar üretmek konusunda her geçen gün daha da fazla zorlamaktadır. Bu bağlamda çalışmalarını hızla sürdüren ticari araç üreticilerinin en hassas olduğu nokta ise aracın aerodinamik verimliliği; yani aerodinamik iyileştirmenin kullanıcıya sağladığı yakıt tüketimindeki azalma miktarıdır. Yüksek süratli, şehirler arası ve uzun yol araçlarında aerodinamik direncin toplam yakıt tüketimine olan etkisi yatsınamayacak kadar yüksektir. Şekil 4.1'de Avrupa Birliği ülkelerindeki ticari araçların hız sınırları gösterilmektedir.

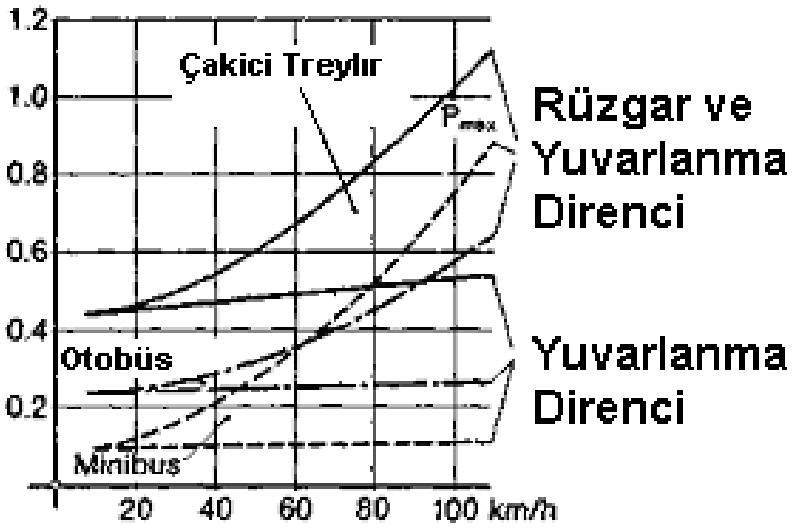


Şekil 4.1: Avrupa Birliği ülkelerindeki ticari araçlara ait hız sınırları

4.1 Taşıt Üzerine Etki Eden Dirençler ve Yakıt Tüketimi

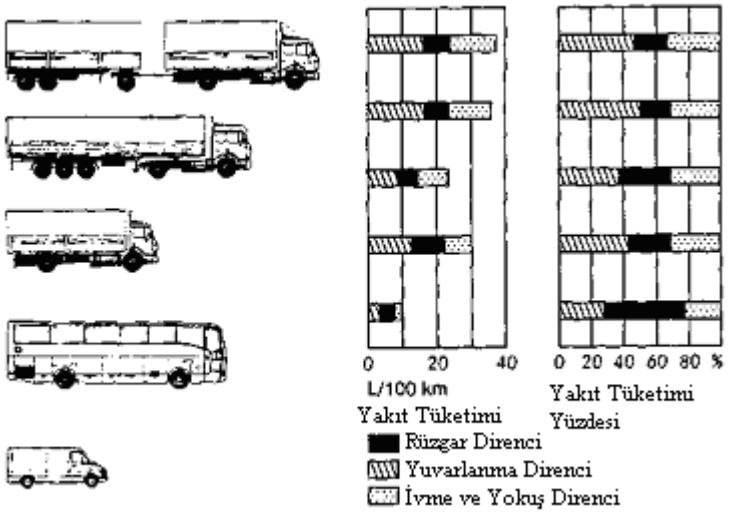
Herhangi bir araç geometrisi üzerinde gerçekleştirilen aerodinamik iyileştirmeler neticesinde , yakıt tüketiminde gözlenen değişim miktarı incelenirken araca ait diğer direnç bileşenlerinin de (yuvarlanma direnci , yokuş direnci) toplam direnç miktarı üzerindeki etkisi incelenmelidir. Genellikle düz bir yolda düşük hızlarda seyreden bir ticari araçtaki yuvarlanma direnci seviyeleri aerodinamik direnç değerine göre oldukça yüksektir. Ancak taşıt hızı yükseldikçe , taşıt hızının karesiyle doğru orantılı olarak artan aerodinamik direnç kuvveti yuvarlanma direncinden daha

yüksek değerler alabilmektedir. Şekil 4.2'de yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç değerlerinin hıza göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.2: Yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç değerlerinin hıza göre değişimi

Uygulamada aracın seyrettiği bütün yolların düz olmadığı gerçeği göze alınırsa yokuş ve ivmelenme dirençleri de aerodinamik direnç iyileştirilmesinin yakıt tüketimine olan etkisinde dikkate alınması gereken birer parametredir. Şekil 4.3'de taşıt üzerine etki eden dirençlerin aracın yakıt tüketimi üzerindeki etkisi görülmektedir.

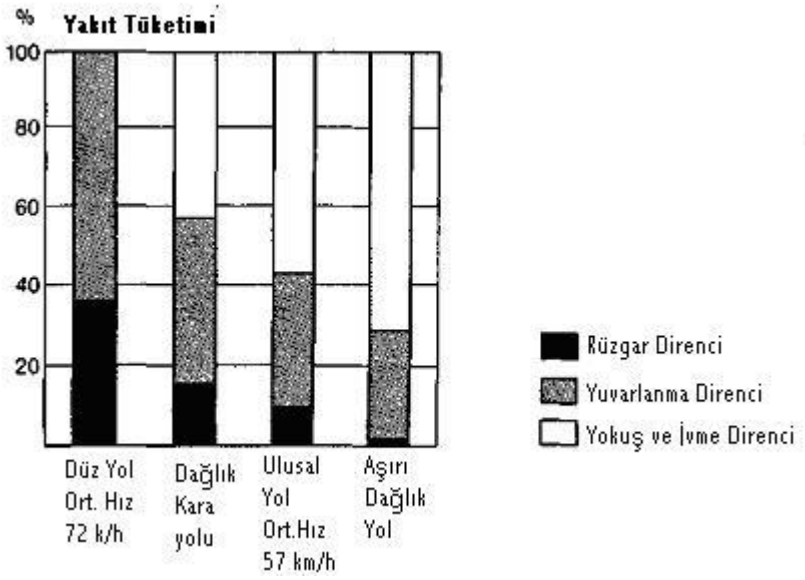


Şekil 4.3: Taşıt üzerine etki eden dirençlerin aracın yakıt tüketimi üzerindeki etkisi

Yukarıdaki tablodandan da anlaşılacağı üzere rüzgar direncinin yakıt tüketimi üzerindeki etkisi aracın ortalama seyir hızlarının artışı ile artış göstermektedir.

Dolayısıyla rüzgar direncinin ortalama seyir hızı binek araçlara göre daha düşük olan ticari araçlardaki yakıt tüketimine etkisi binek araçlara oranla daha düşük olacaktır. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta ticari araçlar için rüzgar direncinin yakıt tüketimine etkisinin %20 civarında olduğudur ki ; bu oran kesinlikle gözardı edilemez.

Şekil 4.4'de ise arkasına treyler bağlı bir çekici üzerine etki eden dirençlerin farklı yol koşullarında ve farklı hızlarda değişimi açıklanmıştır.

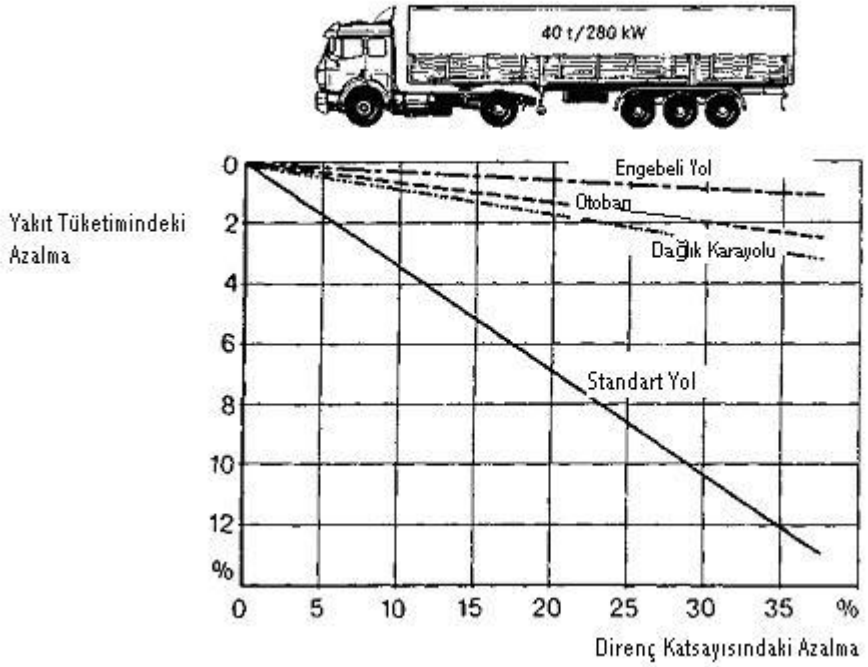


Şekil 4.4: Arkasına treyler bağlı bir çekici üzerine etki eden dirençlerin farklı yol koşullarında ve farklı hızlarda değişimi

Yukarıdaki grafikten de anlaşılacağı üzere yüksek taşıt hızlarında ve düz yollarda aerodinamik direnç diğer direnç bileşenlerine oranla daha baskın bir karakter göstermektedir. Daha düşük hızlarda veya yokuşlu yollarda ise ; örnek olarak şehiriçi trafik hızlarında ivmelenme direnci bileşeni veya yokuş direnci daha baskındır.

4.1.1 Aerodinamik Direnç ve Yakıt Tüketimi

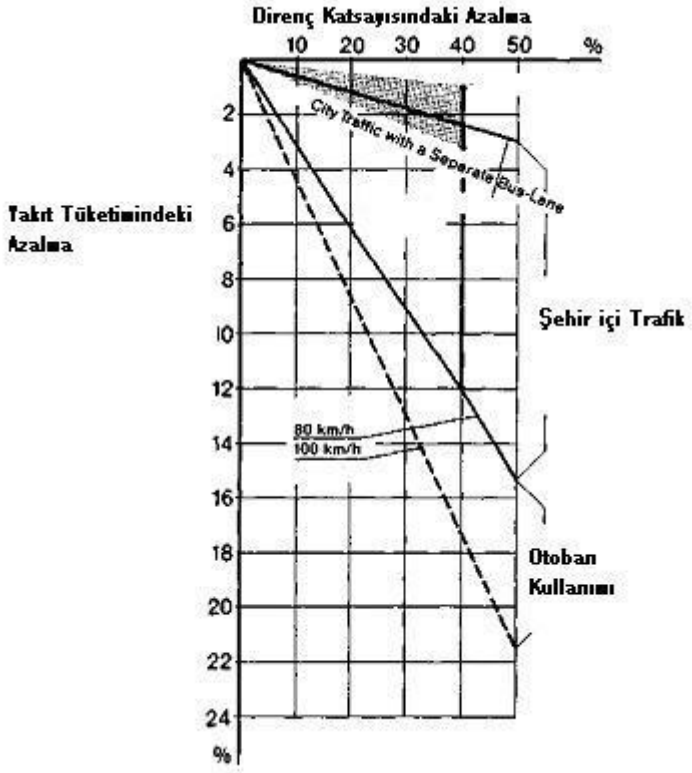
Direnç azaltılması ile elde edilebilecek yakıt sarfiyatındaki azalma değeri tipik bir araç üzerinde ve belirli yol şartlarında incelenmelidir. Şekil 4.5'de 40 tonluk bir çekicinin aerodinamik direnç değerinin iyileştirmesi sonucunda elde edilecek yakıt sarfiyatı iyleştirilmesi miktarı çeşitli yol koşullarında gösterilmiştir.



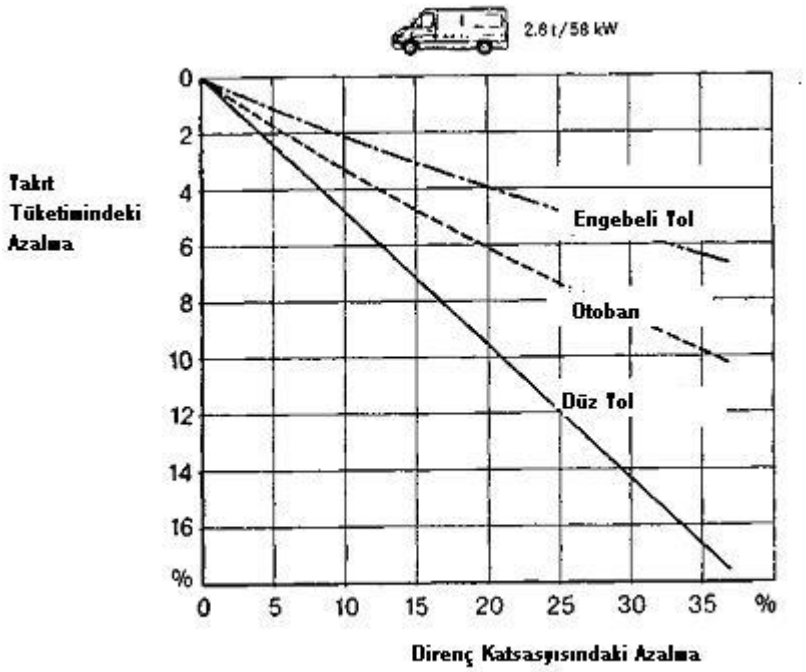
Şekil 4.5: Bir kamyon geometrisinin aerodinamik direncinin azaltılmasının yakıt tüketimi üzerindeki etkisi

Görüldüğü üzere düz bir yolda hareket eden 40 tonluk bir çekicinin rüzgar direnç katsayısının %10 iyileştirilmesi halinde taşıtın yakıt tüketiminde % 4 civarında azalma görülmektedir

Şekil 4.6 ve 4.7'de ise hafif ticari bir van ve otobüsteki aerodinamik iyileştirme sonucu elde edilen yakıt tüketimindeki azalma miktarının farklı yol şartlarındaki değişimi gösterilmektedir. Bu çalışmada farklı yol şartlarının yakıt tüketimi üzerindeki etkisinin incelenmesindeki temel amaç; çok değişik coğrafik koşullar altında çalışan ticari araçların aerodinamik özelliklerinin inceleniyor olmasıdır. Görüldüğü üzere aracın toplam direnç katsayısındaki iyileştirmelerin yakıt tüketimi üzerindeki etkisi incelendiğinde yapılan geliştirmelerin aracın daha yüksek hızlara ulaştığı düz yollarda gerçeklendiği gözlemlenmiştir. Engebeli yollarda ise araç üzerine etki eden ivme veya yokuş dirençlerinin aerodinamik dirence oranla daha yüksek olması sebebiyle aerodinamik iyileştirmelerin etkisi daha az ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.6: Otobüsler için direnç katsayısı değişiminin yakıt tüketimine etkisi



Şekil 4.7: Hafif ticari araçlar için direnç katsayısı değişiminin yakıt tüketimine etkisi

4.2 Çeşitli Ticari Araçların Aerodinamik Direnç Katsayıları

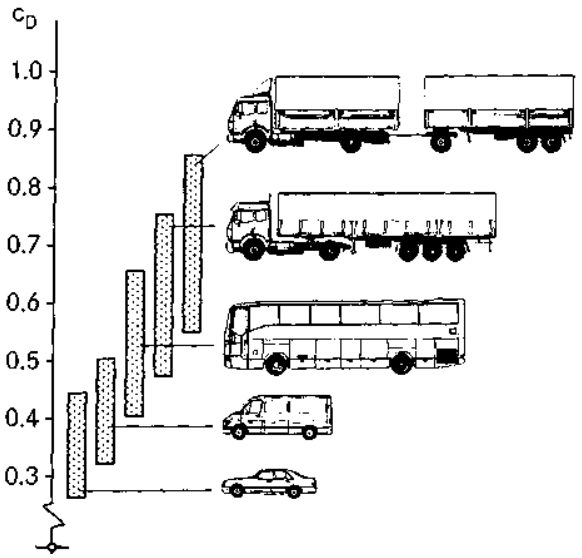
Kamyon , otobüs yada hafif ticari araçların karakteristik izdüşüm alanların binek araçlara göre çok daha yüksek olması ve geometrik düzgünsüzlükleri sebebiyle ticari araçlar üzerine etki eden aerodinamik direnç kuvvetleri binek araçlara oranla daha yüksektir. Sözkonusu artışın başlıca sebeplerinden biride araçlara ait izdüşüm alanlarının ticari araçlarda daha fazla olmasıdır.

Şekil 4.8'de görüldüğü üzere ortalama büyüklükteki bir çekici kamyonun karakteristik izdüşüm alanı ortalama büyüklükteki bir binek aracın karakteristik izdüşüm alanının beş katı civarındadır.



Şekil 4.8: Çeşitli sınıftaki araçların izdüşüm alanlarının karşılaştırılması

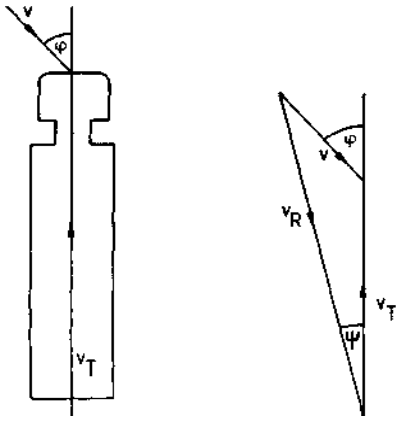
Şekil 4.9'da farklı tipteki ticari araçların direnç katsayısı değerlerinin dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.9: Çeşitli sınıflardaki araçların direnç katsayısı değerleri

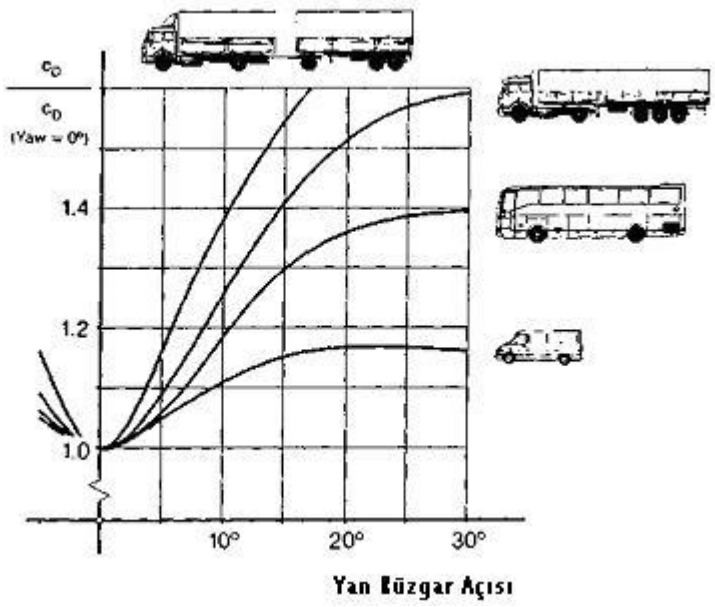
4.3 Rüzgar Hücum Açısının Tanımı ve Aerodinamik Direnç Üzerindeki Etkisi

Herhangi bir aracın aerodinamik özellikleri incelenirken araç üzerine gelen rüzgarın hücum açısının dikkate alınması gerekmektedir. Hücum açısının büyüklüğü yoldaki rüzgar şartlarına bağlıdır. Şekil 4.10'da hücum açısının oluşumu ve hesaplanması açıkça gösterilmiştir.



Şekil 4.10: Bağıl rüzgar hızı vektör diyagramı

Rüzgarın hücum açısının sıfırdan farklı olması halinde araç üzerine etki eden yan kuvvet etkisi aracın direnç katsayısı değerini oldukça değiştirmektedir.
Şekil 4.11'de hücum açısı değişiminin aracın aerodinamik direnç katsayısı üzerindeki etkisi açıkça gösterilmektedir.



Şekil 4.11: Çeşitli araçlar için yan rüzgarın toplam direnç katsayısı üzerindeki etkisi

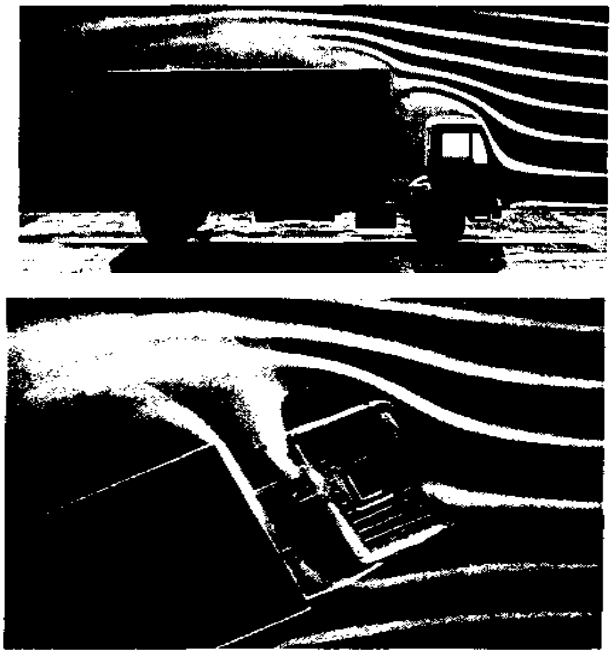
4.4 Ticari Taşıtlarda Aerodinamik Direncin Minimizasyonu

Binek araçların tam tersine ticari araçların temel geometrik özellikleri yük kompartmanlarının şekline göre değişim göstermektedir ve küboid araç geometrileri baskın karakter olarak görülmektedir. Bu sebeptendir ki ticari araçlardaki aerodinamik iyileştirmeler ancak aracın ön kısmında ve kısmende arka kısmında yapılabilmektedir.

4.4.1 Çekici ve Kamyon Geometrilerinin Aerodinamik Direnç Minimizasyonu

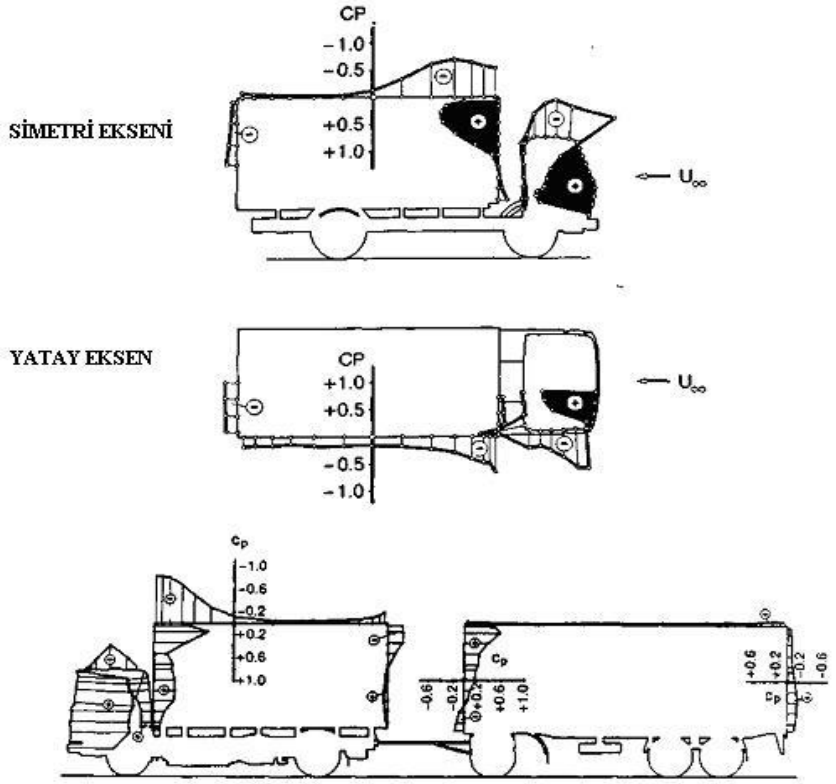
4.4.1.1 Karakteristik Akış ve Basınç Koşulları

Şekil 4.12'de görüldüğü üzere bir kamyon üzerindeki akış incelenecek olursa en önemli anahtar notalar kep şekli, kep treyler arasındaki geçiş bölgesi ve aracın arka kısmıdır.



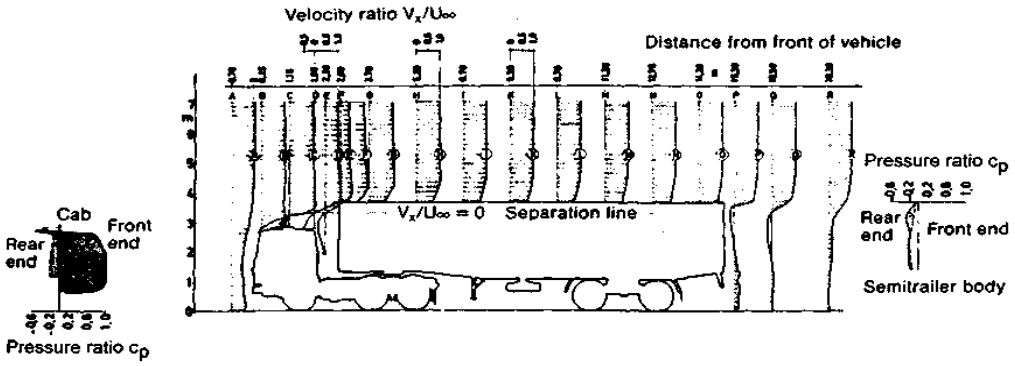
Şekil 4.12: Bir kamyon geometrisi üzerindeki akışın simülasyonu

Kamyon gövdesi üzerindeki basınç dağılımının incelenmesi sonusucunda kep ve treylırın ön yüzünde pozitif yüksek basınç bölgelerinin ve aracın arka tarafında ise negatif basınç bölgelerinin oluştuğu gözlenmektedir.(Şekil 4.13)



Şekil 4.13: Bir kamyon geometrisi üzerindeki akış sırasındaki basıç dağılımı

Şekil 4.14 bir kamyon gövdesi üzerindeki akış sırasında oluşan yatay hız bileşenin serbest akış hızına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Aracın keskin köşeli tavanının hemen üzerinde türbülans bölgelerini simgeleyen ters akış alanları rahatlıkla görülmektedir. Ayrıca treylırın hemen üstünde oluşan ince sınır tabakasıda gelişim göstermektedir. Aracın hemen arakasında ise büyük vorteksler oluşmaktadır.

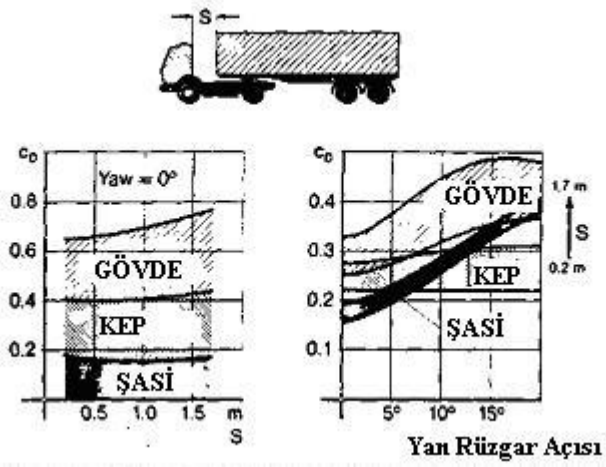


Şekil 4.14: Bir kamyon gövdesi üzerindeki akış sırasında oluşan yatay hız bileşenin serbest akış hızına bağlı olarak değişimi

4.4.1.2 Kısmi Direnç – Girişim Problemi

Aerodinamik açıdan akış alanı içerisinde bulunan çekiçi , treylır , kamyon gibi araçlar birbirinden bağımsız tekil parçalardan oluşan ve birbirini etkileyen komponentler topluluğudur. Dolayısıyla her bir araç bileşeninin toplam araç direncine olan etkisinin açıkça ortaya konulması gerekmektedir.

Şekil 4.14 bir kamyon geometrisine ait direnç katsaysının her bir ana araç bileşeni (kep , şasi ve gövde) tarafından nasıl etkilendiğini açıkça göstermektedir. Şeklin sağ tarafındaki kısmında ise yan rüzgar etkisinin hangi bileşeni ne kadar etkilediği gösterilmektedir. Kep ile treylır arasındaki mesafe olan s değerinin artması halinde direnç katsayısı değeri de artış göstermektedir. Yan rüzgar açısının artışı ile ise şasi ve gövdeye ait olan direnç katsayısı değerleri hızla artmaktadır. Ancak yan rüzgar etkisi kep üzerinde şasi ve gövde de görüldüğü kadar keskin değildir.

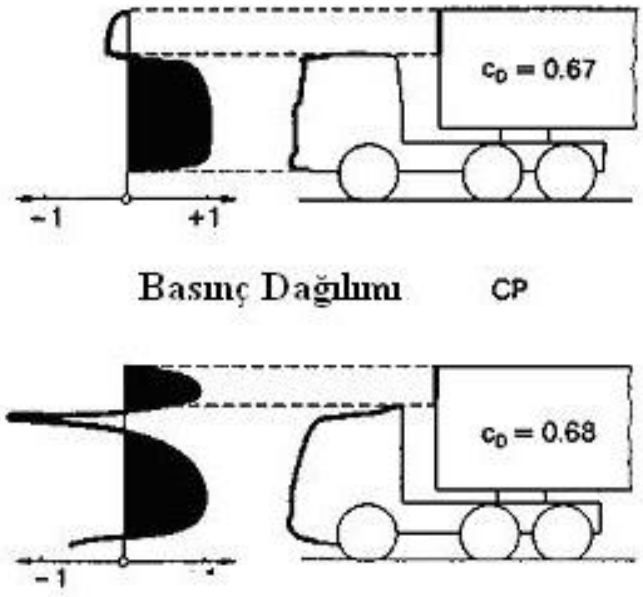


Şekil 4.15: Araç bileşenlerinin toplam rüzgar direnci üzerindeki etkisi

Şekil 4.15'de görüldüğü gibi bir çekiciye ait direnç katsayısı değeri kep ve treylır için ayrı ayrı incelenebilmektedir. Burada görüldüğü üzere kep geometrisinin direnç katsayısı değeri hücum açısının değişimi ile çok fazla değişmemektedir. Hücum açısının artması sebebiyle gözlenen toplam direnç artışının ana sebebi treylır geometrisinin yan rüzgar hassasiyetinden kaynaklanmaktadır. Bu hassasiyetin ana sebebi ise kep ile treylır arasındaki çapraz akışlardan kaynaklanmaktadır.

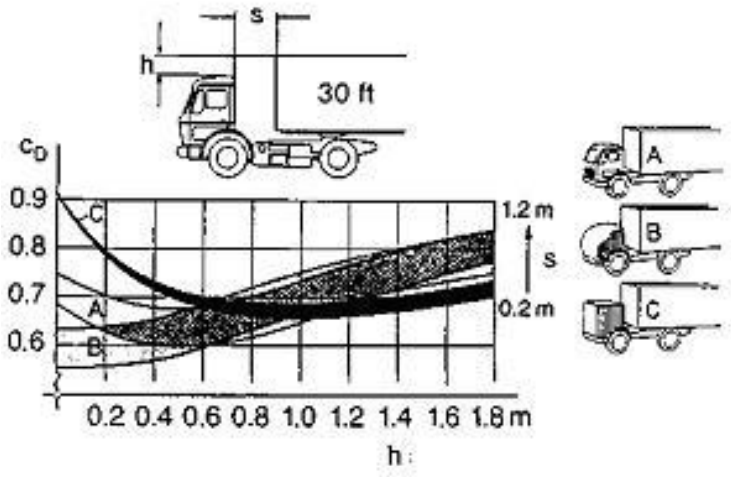
4.4.1.3 Kep Şeklinin Optimizasyonu

Uzun süreli incelenmeler sonucunda kep geometrisinin keskin kenarlı yada yumuşak hatlara sahip olmasının aracın toplam direnç katsayısı üzerindeki etkisinin oldukça düşük olduğu gözlenmiştir. Ancak simetrik bir akış için kepin ve gövdenin kısmi dirençleri incelenecek olursa , keskin kenarlı bir kep geometrisinin büyük bir direnç miktarını üzerine aldığı ve arkada kalan gövdeyi akış ayrılmalarına bir nevi koruduğu düşünülebilir. Kep geometrisinin bu şekilde aktif rol oynamasının bütün araç üzerindeki etkisini inceleyecek olursak ; bu sayede tıreylır geometrisine etki eden direnç değeri neredeyse sıfır yada negatif değerlere ulaşmaktadır.



Şekil 4.16: Kep geometrisi üzerindeki basınç dağılımı

Şekil 4.17'de dış boyutları aynı olan farklı kep geometrilerine sahip üç çekici araca ait direnç katsayılarının kep-treylır arasındaki açıklık (s) ve kepin treylır üzerindeki projeksiyon yüksekliğine(h) bağlı olarak değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.17: Dış boyutları aynı olan farklı kep geometrilerine sahip üç çekici araca ait direnç katsayılarının kep-treylır arasındaki açıklık (s) ve kepin treylır üzerindeki projeksiyon yüksekliğine(h) bağlı olarak değişimi

i) Keskin Köşeli Kep Geometrisi (C) için

-Kep Gövde arası açıklık etkisi oldukça düşüktür

-Minimum direnç değeri projeksiyon yüksekliğinin yaklaşık 1 *m* civarında yakalanmaktadır.

-Kep yüksekliğinin artması ile direnç katsayısı değeri düşüş göstermektedir.

ii) Yuvarlak Köşeli Kep Geometrisi (B) için

-Kep Gövde arası açıklık artamasınarağmen direnç katsayısı dğeri etkilenmemektedir.

-Projeksiyon yüksekliği arttıkça direnç katasayısımiktarı artmaktadır.

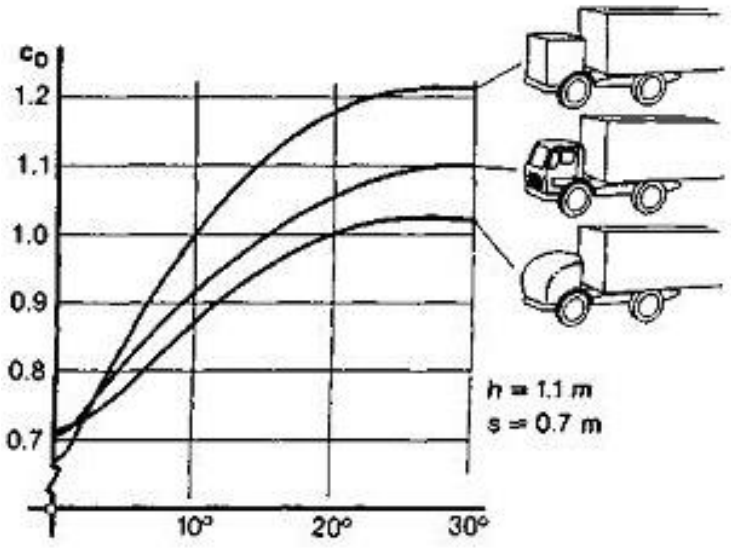
-Projeksiyon yüksekliğinin 1 *m*'nin altında olması halinde direnç katsayısı değeri keskin köşeli keplerde görülenm değerlerden çok daha düşüktür.

iii)Üretim Seviyesi Kep Geometrisi (A)

-İyi tasarlanmış bir kep geometrisi yuvarlak köşeli bir kep geometrisine yaklaşabilmelidir.

-Projeksiyon yüksekliğinin 0.6 *m*'den yüksek olması halinde direnç katsasyısı değeri yuvarlak hatlı ideal geometrisine oranla artmaktadır.

-Üretim seviyesi bir kep geometrisinin ideal geometriden sapmasına sebep olan en önemli iki parametre kep içerisinde arzu edilen minimum hacim ihtiyacı ve saç parçaların istenilen geometrilerde şekillendirilememesidir.

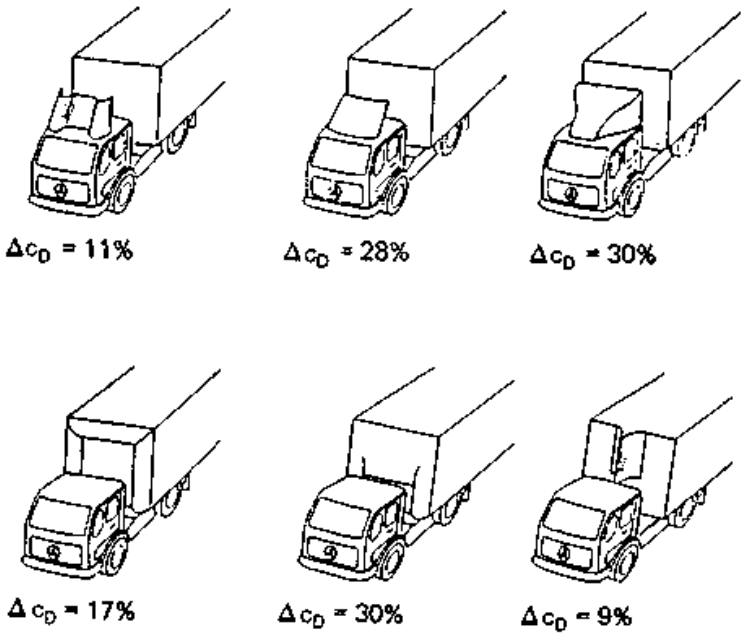


Şekil 4.18: Kep geometrisinin direnci üzerinde yan rüzgar etkisi

Mevcut çalışmalar göstermiştir ki en idal kep geometrisi projeksiyon alanı optimize edilmiş ve bazı aerodinamik modifikasyonlar yapılmış olan keskin çizgilere sahip geometridir. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta optimum kep geometrisi tespit edilirken yan rüzgar etkisinin oynadığı roldür. Şekil 4.18'den görüldüğü üzere yan rüzgar etkisi kep geometrisi hatları yuvarlaştıkça azalmaktadır.

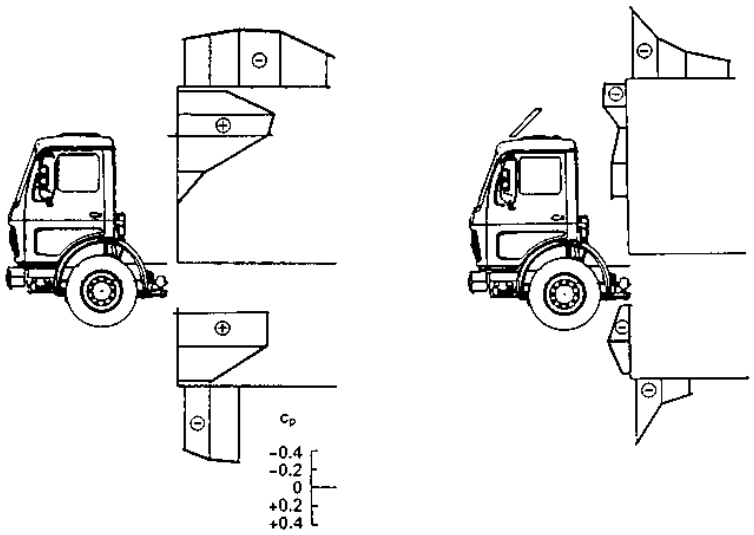
4.4.1.4 Kamyon Geometrilerinin Aerodinamik Direnç Minimizasyonu İçin Kullanılabilecek Aerodinamik Geometriler

Günümüzde çekici araçlar pek çok değişik treylır geometrileri ile birlikte kullanılmaktadır. Bir üst bölümde de anlatıldığı üzere sadece kep geometrsinin aerodinamik optimizasyonu bütün çekici treylır geometrisinin direnç miktarını azaltmak için kesinlikle yeterli değildir. Dolayısıyla söz konusu kamyonlar gibi yüksek araçlar için çok çeşitli aerodinamik direnç azaltıcı ek geometriler geliştirilmiş bulunmaktadır.Şekil 4.19'da çeşitli direnç azaltıcı geometri örnekleri ve etkileri gösterilmektedir.



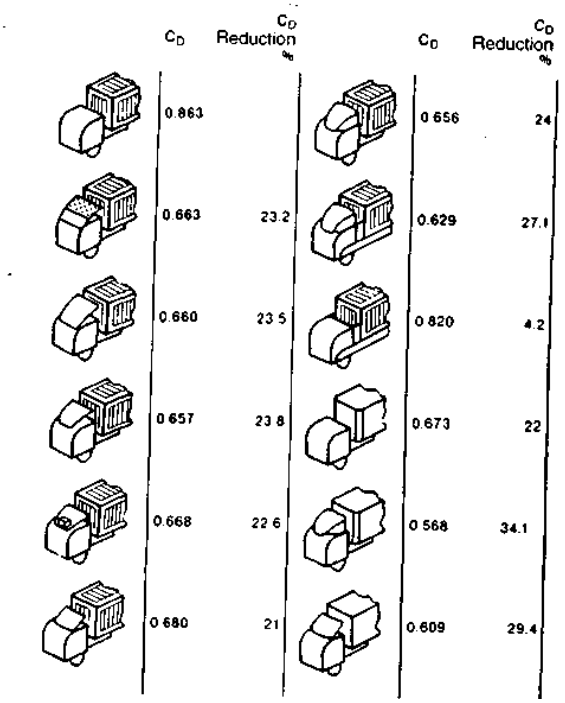
Şekil 4.19: Çeşitli aerodinamik geometriler ve etkileri

Yukarıda görülen çeşitli rüzgar deflektörleri yada hava kalkanları oldukça portatif ve ucuz olmalarının yanında bir o kadar da efektif parçalardır. Şekil 4.20'deki basınç dağılımı grafiği ise kep üzerine monte edilen hava kalkanının etkisini açıkça göstermektedir.



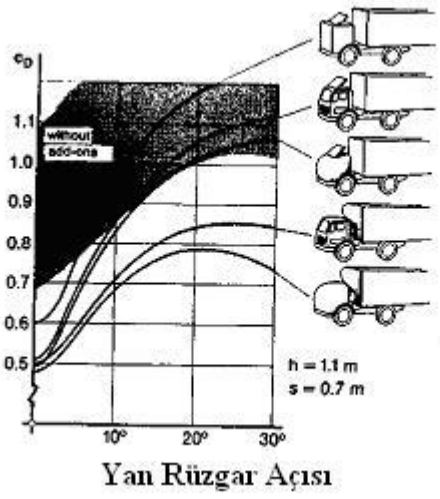
Şekil 4.20: Aerodinamik geometri eklenmesi halinde kep geometrisi üzerindeki basınç dağılımının değişimi

Şekil 4.21'de ise C.Berta ve B.Bonis tarafından yapılan bir çalışmanın sonuçları görülmektedir. Bu çalışma aerodinamik deflektörlerin ve yuvarlatılmış kep ve gövde kombinasyonlarının etkilerini birlikte göstermektedir.



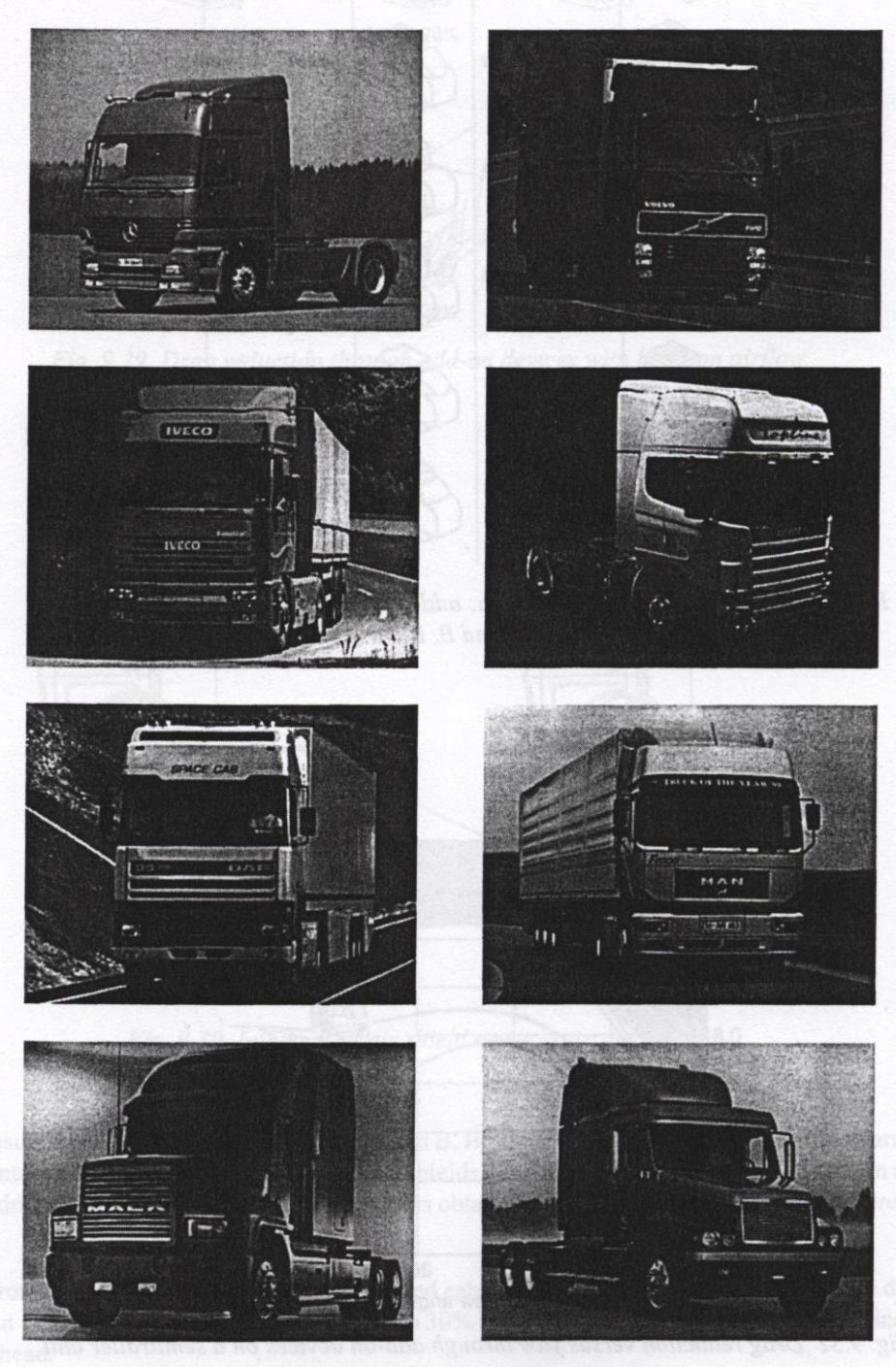
Şekil 4.21: Aerodinamik deflektörlerin ve yuvarlatılmış kep ve gövde kombinasyonlarının etkileri

Söz konusu aerodinamik parçaların yan rüzgar etkisi altınadaki performansları incelenecek olursa ; Şekil 4.22'den de görüleceği üzeri hücum açısının sıfır olduğu konumda elde edilen iyileşme %30 lar civarında iken hücum açısının artması ile bu değer %10'lara doğru düşmektedir.



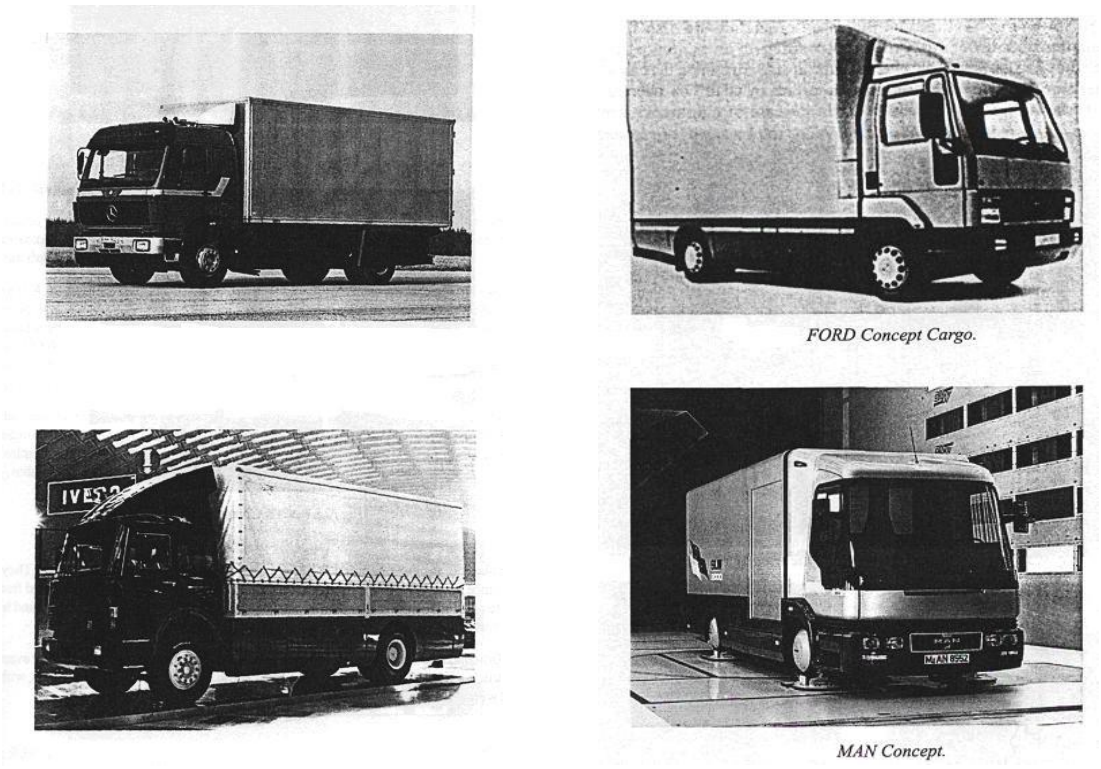
Şekil 4.22: Aerodinamik deflektörlerin yan rüzgar etkisi altınadaki performansları

Şekil 4.23'de klasik çekici tipleri için günümüze kadar otomotiv firmaları tarafından geliştirilmiş olan çeşitli aerodinamik ekipmanlar görülmektedir.



Şekil 4.23: Otomotiv firmaları tarafından geliştirilmiş olan çeşitli aerodinamik ekipmanlar

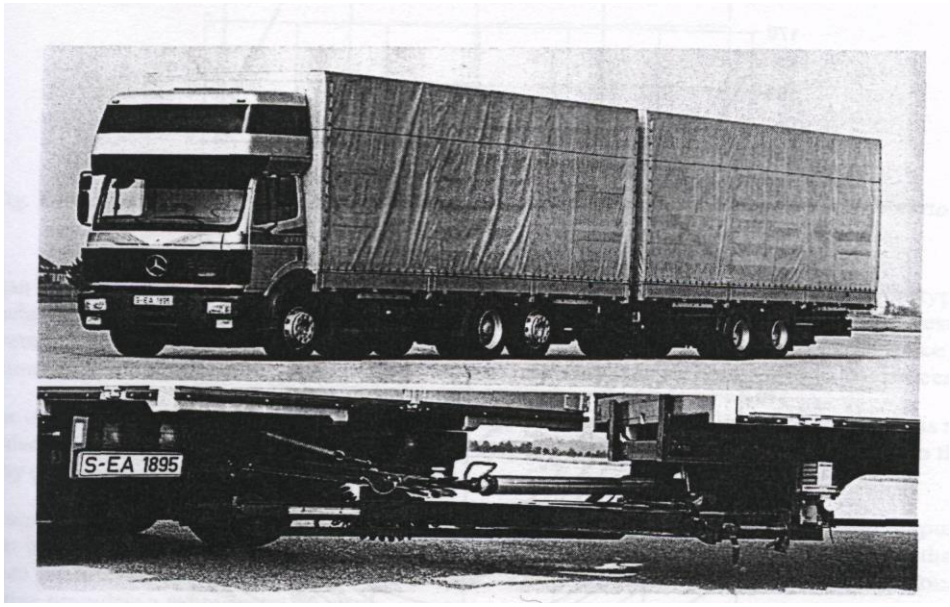
W.Kramer tarafından yapılan araştırmalar sonucunda yukarıda çekici treylır sitemlerinde uygulanan iyileştirme çalışmalarına benzer uygulamalar tek parça kamyonlar üzerine uygulandığında ise toplam araç direnç katsaysının %27 oranında düşürülebildiği gözlemlenmiştir. %27'lik direnç düşüşünün %17'si kep üzerindeki deflektör , % 4'ü ön kep ızgarası ve %6'sı ise tekerlekler üzerindeki kaplamaların geliştirilmesi ile sağlanmıştır. Söz konusu parça örnekleri Şekil 4.24'de çeşitli firmaların konsept araçları üzerinde gösterilmektedir



Şekil 4.24: Çeşitli firmaların konsept araçları

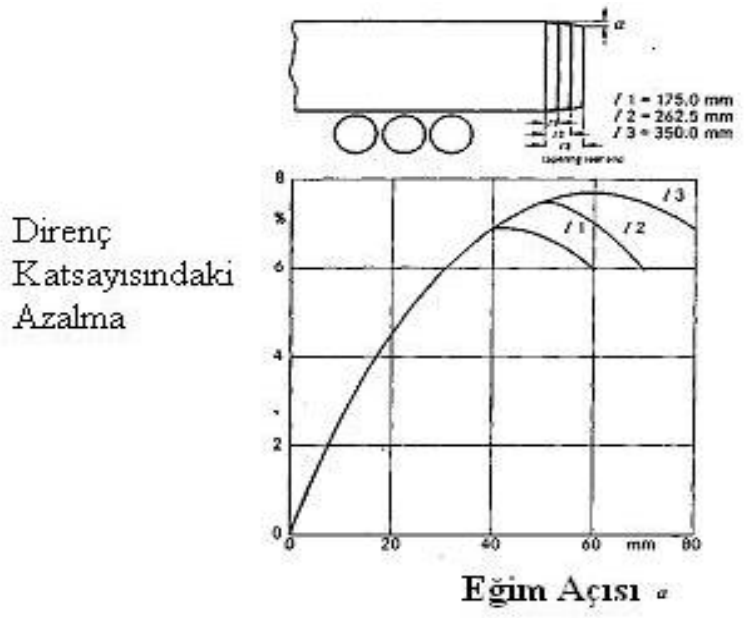
4.4.1.5 Çekici Treylır Tasarımında Beklenen Gelişmeler

Kamyon üreticileri müşterilerinin daha fazla yükleme hacmi ve aynı zamanda da daha az yakıt tüketimi(aerodinamik optimizasyon) taleplerini karşılayabilmek amacıyla son yıllarda alternatif kep ve gövde tasarımlarıyla dikkat çekmektedirler. Şekil 4.25'de yüksek tavan çekici tren adı verilen tasarımlar firmaların ürün geliştirme bölümleri tarafından geliştirilmektedir.



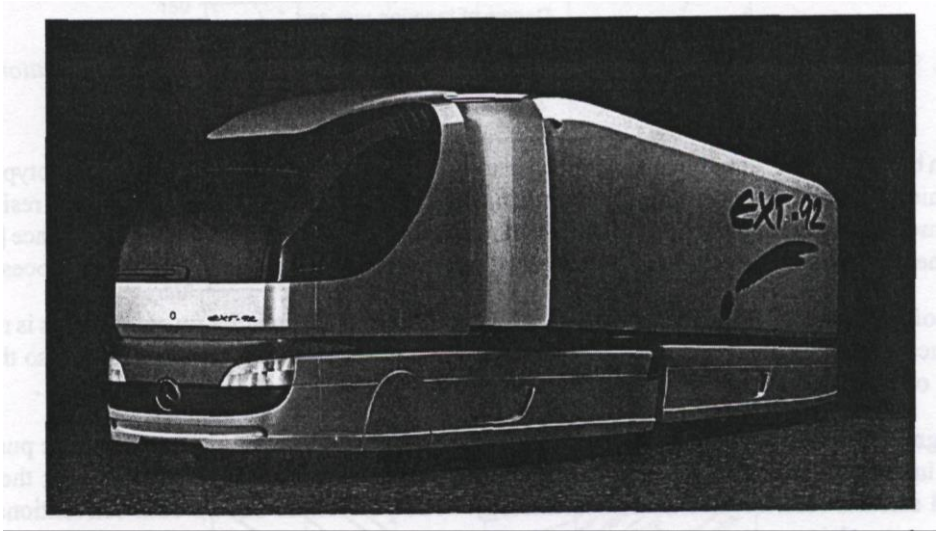
Şekil 4.25: Yüksek tavan çekici tren adı verilen çekici treylır geometrileri

Çekici ve gövde tasarımının önümüzdeki yıllarda değişim göstereceği tahmin edilen en önemli araç kısmı ise bugüne dek pek fazla üzerinde çalışılamayan treylırın arka kısmı olarak gösterilmektedir. Şekil 4.26'da treylırın arka kısmına yerleştilecek bir aerodinamik parça ile yada yükleme hacminden biraz feragat ederek treylırın arka kısmının biraz açılı yapılması ile aerodinamik direnç katsayısı üzerinde elde edilebilecek iyileştirme miktarları görülmektedir.



Şekil 4.26: Treylırın arka kısmına yerleştilecek bir aerodinamik parça ile elde edilebilecek iyileştirme

Şekil 4.27'de ise aerodinamik çalışmlaraın ulaşabileceği maksimum noktalardan biri olarak gösterilen EXT 92 kodlu prototip araç görülmektedir. Sözkonusu konsept araç aynı boyutlara sahip standart çekiciye oranla %57 daha düşük aerodinamik dirence , %40 daha düşük yakıt tüketimine ve de aynı zaman da %39 daha yüksek yükleme hacmine sahiptir.

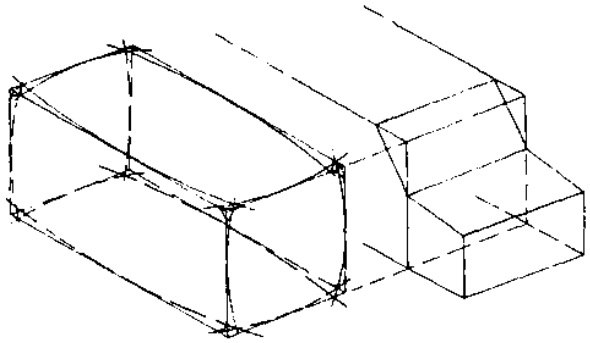


Şekil 4.27: EXT 92 kodlu prototip araç

4.4.2 Otobüs ve Hafif Ticari Araçların Aerodinamik Dirençlerinin Minimizasyonu

4.4.2.1 Sınır Koşulları

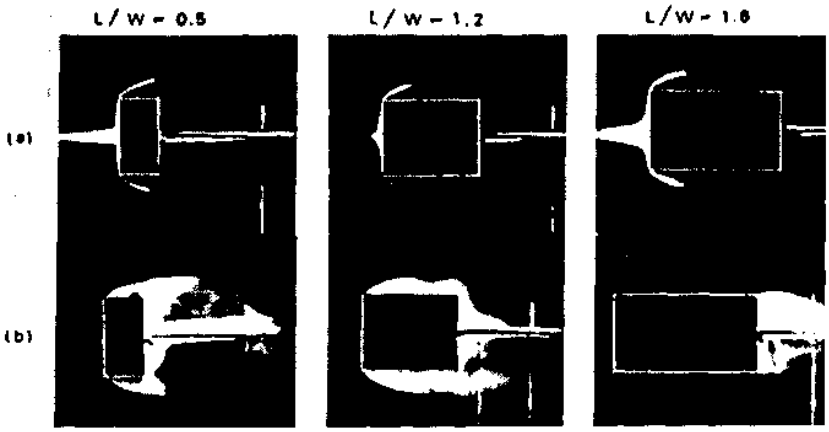
Ticari taşıt gövdelerinin optimum aerodinamik tasarımlarında karşılaşılan güçlükler binek araçlardakine oranla çok daha fazladır. Bunun sebebi modern tasarım ve üretim öğelerinin etkisinden çok müşteriler tarafından arzu edilen fonksiyonel gereksinimdir. Ticari taşıt tasarımda temel küboid geometriden yapılan sapmaların aracın fonsiyonellik özelliklerini negatif yönde etkilemesi sebebiyle aerodinamik iyileştirmeleri kısmen engellemektedir. Ticari araç gövdelerinin aerodinamik optimizasyonu sırasında yapılabilecek en büyük iyileştirmeler aracın ön geometrisinin değiştirilmesi yada belirli köşelerin yuvarlatılmasıdır. Şekil 4.28'de hafif ticari araçlar için öngörülen aerodinamik geliştirme eğilimi kısaca gösterilmektedir.



Şekil 4.28: Hafif ticari araçlar için öngörülen aerodinamik geliştirme eğilimi

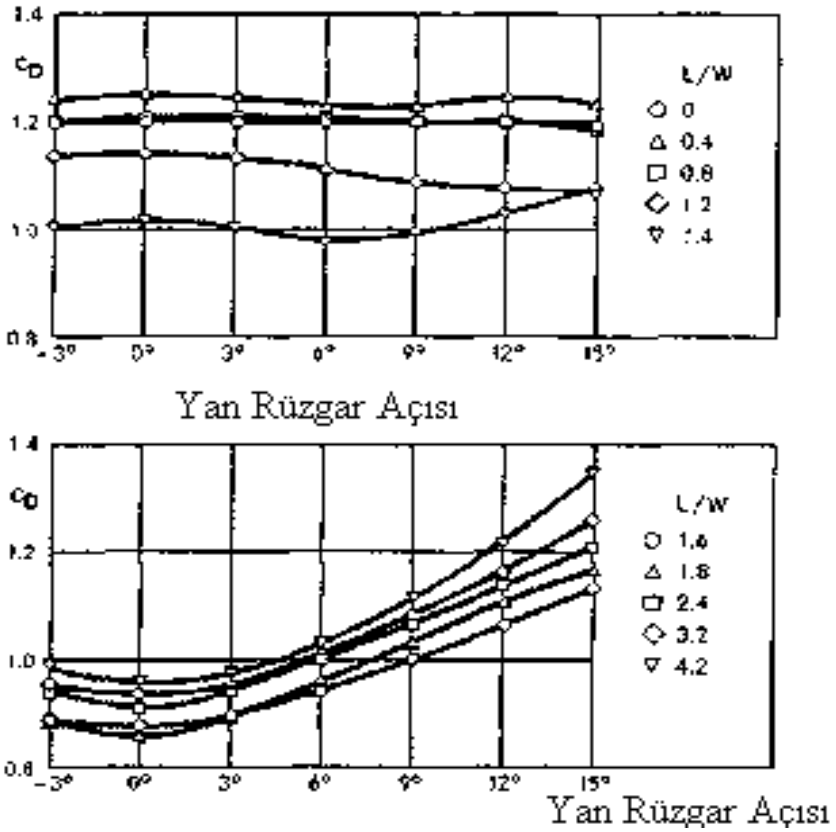
4.4.2.2 Karakteristik Akış Koşulları

Şekil 4.29'da görüldüğü gibi küboid bir yapının üzerindeki duman akışının görüntülenmesi ile aracın hemen ön kısmındaki ana akış ayrılması kolaylıkla anlaşılmaktadır. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta aracın boy / en oranının 1.6 dan büyük olması halinde ön tarafta ayrılan akış aracın arka gövde yüzeyleriyle tekrar örtüşmektedir.



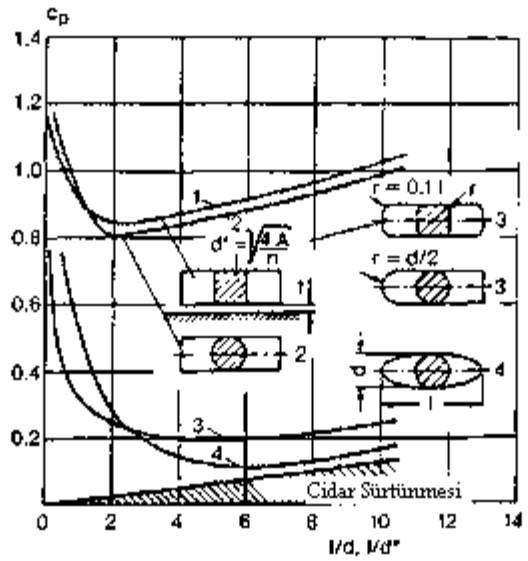
Şekil 4.29: Küboid bir yapının üzerindeki duman akışının görüntülenmesi

Benzer bir örnek ise Şekil 4.30'un üst kısmında görüldüğü gibi kübik bir geometri için l/w oranı yükseldikçe direnç katsayısı miktarı azalmaktadır; ancak yan rüzgar etkisi hesaba katıldığı zaman görülmektedir ki optimum *l/w* oranı yaklaşık 1.5 civarındadır.



Şekil 4.30: Kübik bir geometri için optimum *l/w* oranının bulunması

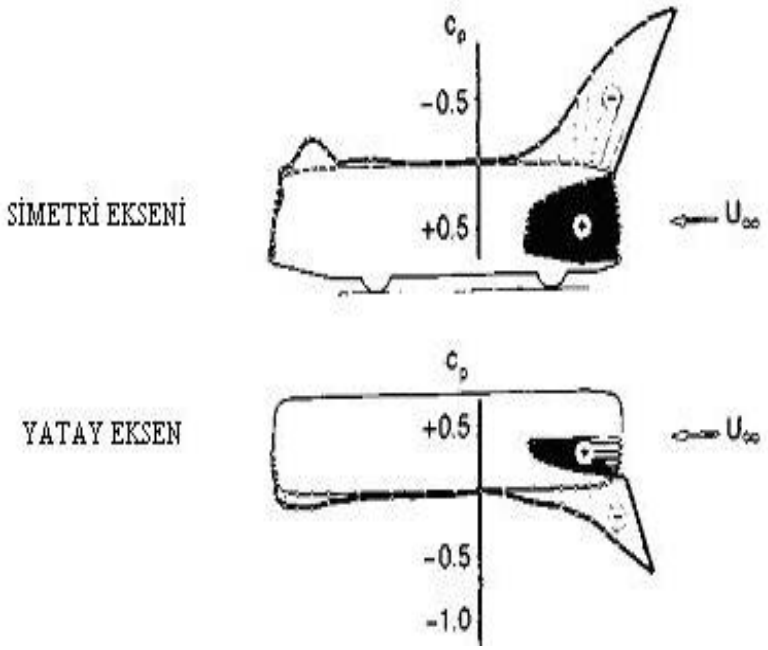
R.Bath tarafından yapılan çalışmada ise *l/w* oranının ve aracın ön kısmının yuvarlatılmasının direnç katsayısı üzerindeki etkisi açıkça gösterilmiştir.(Şekil 4.31)



Şekil 4.31: *l/w* oranının ve aracın ön kısmının yuvarlatılmasının direnç katsayısı üzerindeki etkisi

Yukarıdaki çalışmadan da görüldüğü üzere küboid bir geometri için l/w oranının belirli bir değere kadar artması direnç katsayını düşürmektedir ancak bu düşüş kısıtlı bir aralıkla sınırlandırılmıştır. Burada dikkati çeken en önemli aerodinamik iyileştirme küboid şeklin akışa ilk olarak maruz kalan bölgelerinin yuvarlatılması halinde kayda değer bir direnç düşüşü görülmektedir.

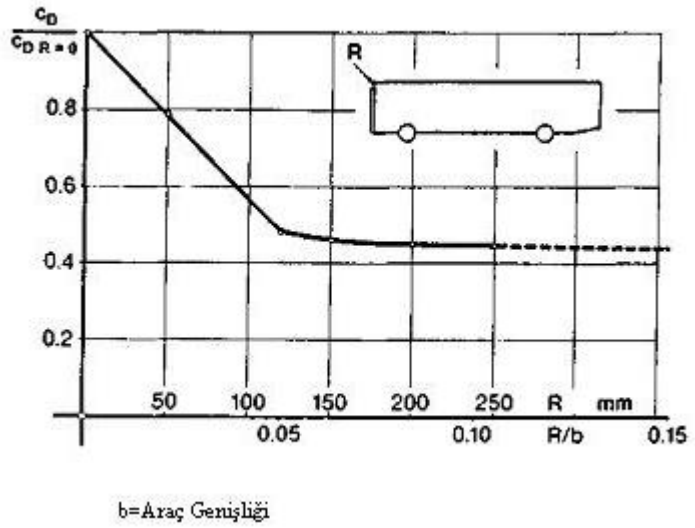
Günümüze dek otobüs ve hafif ticari araçlar üzerinde yapılan aerodinamik ölçümler , basınç dağılımı analizleri ve çeşitli çalışmalar göstermiştir ki aracın ön yüz geometrisi aerodinamik açından çok büyük önem taşımaktadır.(Şekil 4.32)



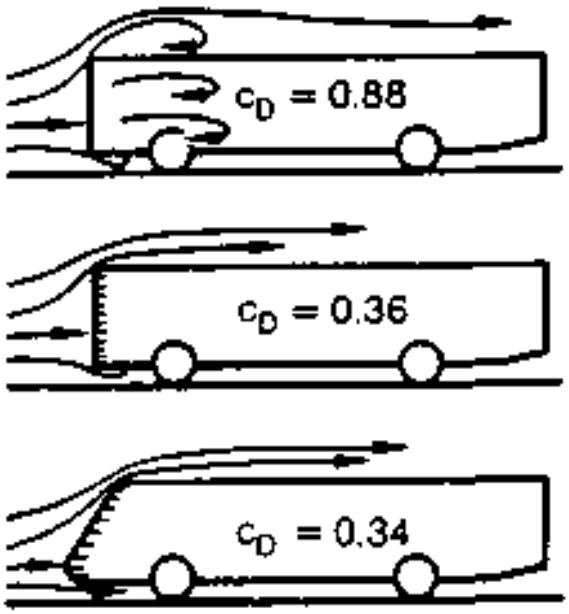
Şekil 4.32: Ön yüz geometrisinin toplam araç direnci üzerindeki etkisi

4.4.2.3 Ön Yüz Optimizasyonu

Bir otobüs yada hafif ticari aracın ön iki köşesinde oluşturulan yuvarlatmaların çaplarının büyüklüğünün aracın toplam direnç miktarı üzerindeki etkisi oldukça fazladır. Şekil 4.33'de ön yüz köşelerinde oluşturulan yuvarlatma yarıçaplarının arttırılması halinde direnç katasayısı değerinin ilk hale göre değişimi gösterilmektedir.



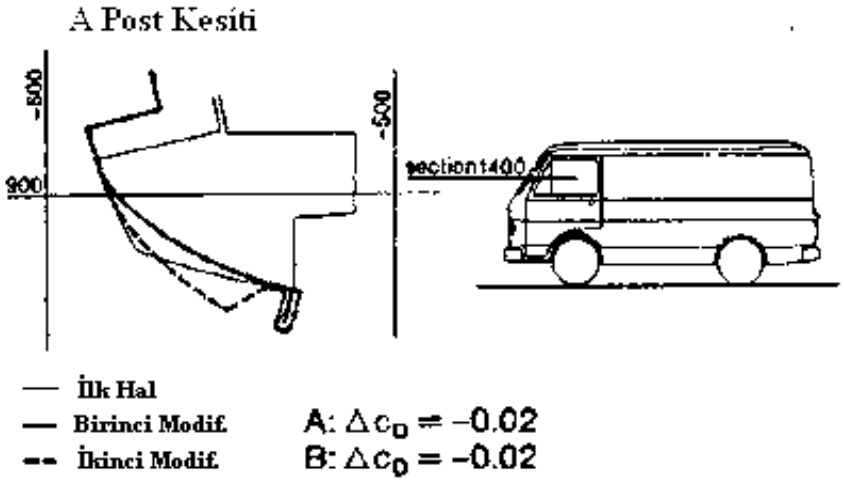
Şekil 4.33: Ön yüz köşelerinde oluşturulan yuvarlatma yarıçaplarının direnç katasaysına etkisi



Şekil 4.34: Ön yüz geometrisinin toplam direnç katsayısı üzerindeki etkisi

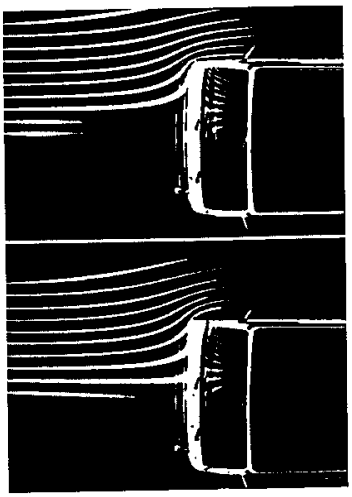
Görüldüğü üzere ön yüz köşelerindeki yuvarlatma çaplarının en optimum değeri 150 mm civarındadır. Bu değerin üzerindeki çaplarda efektif bir direnç katsayısı düşüşü gözlemlenmemektedir.(Gilhaus).

Gerçek araç modelleri ele alınacak olursa Şekil 4.35'te A post bölgesi geometrisi üzerindeki modifikasyonların direnç katsayısı değerine nasıl etki ettiği açıkça görülmektedir.



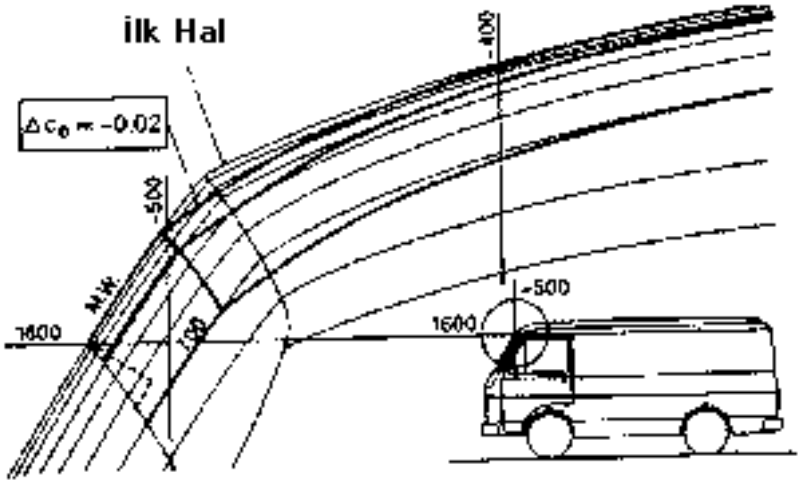
Şekil 4.35: A post bölgesi geometrisi üzerindeki modifikasyonların direnç katsayısına etkisi

Şekil 4.36'da ise ön yüz köşelerindeki yuvarlatmalar sayesinde akış ayrılmalarının ne denli azaldığı ve yan gövde panellerine paralel olarak hareket ettiği açıkça görülmektedir.



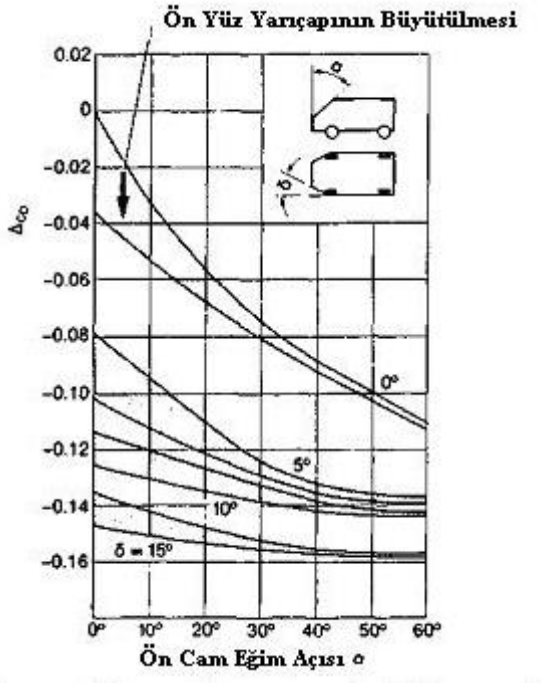
Şekil 4.36: Ön yüz köşelerindeki yuvarlatmaların akışa olan etkisi

Şekil 4.37'de ise tavan ön cam kesişimindeki küçük bir yarıçap optimizasyonun araç iç hacminde kaybetmeden ve tasarım kısıtlarından feragat etmeden toplam araç direnç katsayısını %2 iyileştirdiği açıklanmaktadır.



Şekil 4.37: Tavan ön cam kesişimindeki yarıçap optimizasyonun araç toplam direncine etkisi

Şekil 4.38'de ise ticari bir aracın ön yüz geometrisinin aerodinamik açıdan optimize edilebilmesi için gerekli tüm tasarım parametreleri açıkça ortaya konulmuştur.



Şekil 4.38: Ön yüz geometrisinin optimizasyonu

Buradan da anlaşılacağı üzere;

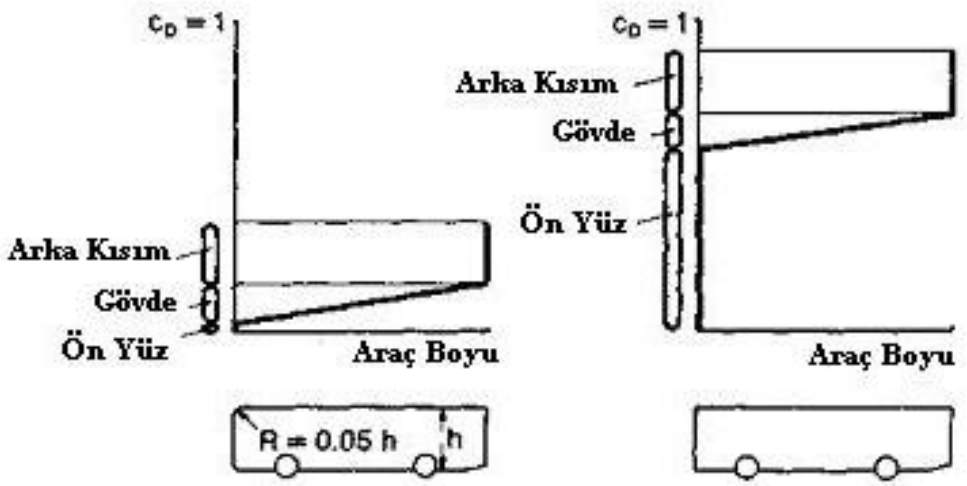
i) Aracın ön yüzü ile gövde panelleri arasındaki açının δ aerodinamik direnç miktarına etkisi ön camın dik olması halinde oldukça artmaktadır.

ii) Ön camın açışının(α) aerodinamik direnç miktarına etkisi δ'nın küçük olduğu durumlarda oldukça fazladır

iii)Yüksek δ değerlerinde ön cam eğiminin aerodinamik direnç miktarına etkisi oldukça düşüktür

iv) Ön yüzey köşelerindeki yuvarlatma çaplarının artışı ancak belirli bir değere kadar efektiftir

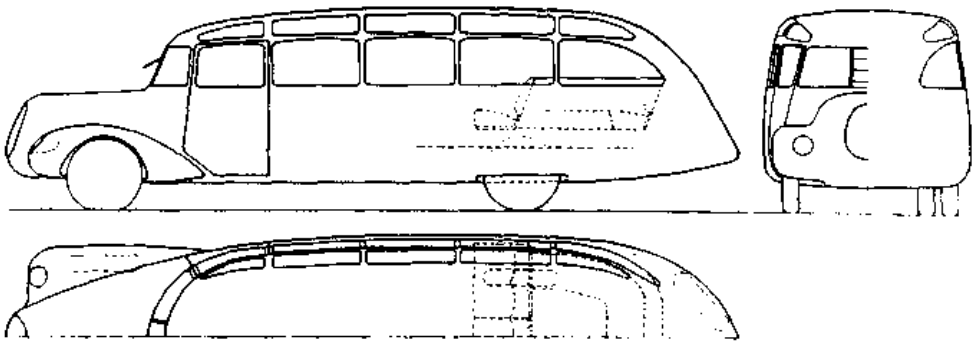
Şekil 4.39'da ise kübik bir araç geometrisi üzerinde aerodinamik direnç değeri üzerine etki eden komponentlerin dağılımları görülmektedir. Burada ön yüz geometrisinin optimize edilmesi halinde araç üzerine etki eden en büyük değişkenlerden biri aracın arka geometrisi diğeri ise gövde yan panelleri üzerindeki sürtünme direncidir.



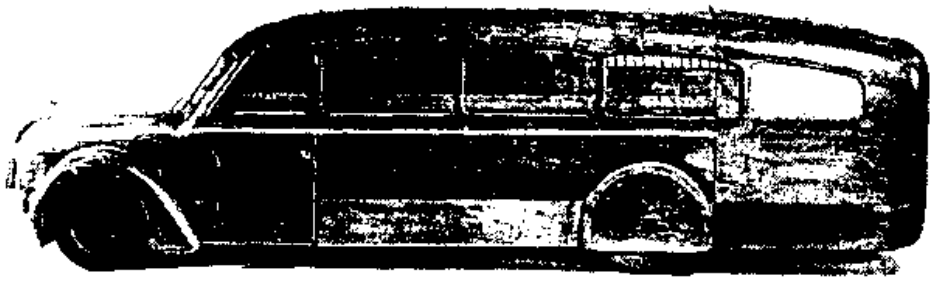
Şekil 4.39: Kübik bir araç geometrisi üzerinde aerodinamik direnç değeri üzerine etki eden komponentlerin dağılımı

4.4.2.4 Arka Kısım Optimizasyonu

Otobüs yada hafif ticari araç tasasrımı sırasında aracın arka kısmının aerodinamik optimizasyonu kullanılabilir faydalı hacmin azalması ihtimali sebebiyle oldukça zordur. 1930'lu senelerin başında ilk olarak P.Jaray tarafından tasarlanan düşük aerodinamik dirençli otobüs geometrisi Şekil 4.40'da ve W.Kamm tarafından tasrlanan araç tasarımı Şekil 4.41'de görülmektedir.



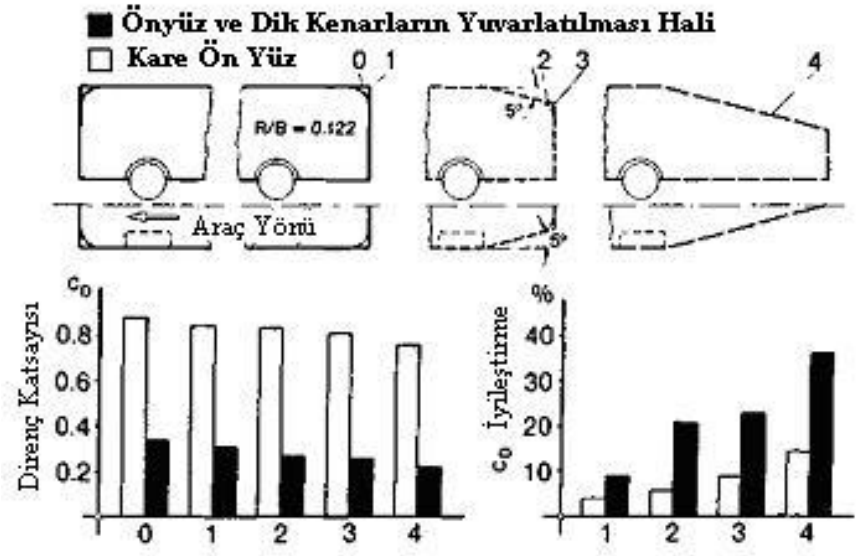
Şekil 4.40: Jaray'ın arka kuyruk tasarımı



Şekil 4.41: Kamm'ın arka kuyruk tasarımı

Şekillerden de görüldüğü üzere 30'lu yılların başında tasarlanan bu araç geometrisi kullanıcı ve operatör açısından kesinlikle tatbik edilebilir bir geometri değildir. Bu geometri ile kullanıcının koltuklara ulaşması , bagaj yüklemesi ; operatörün ise ekonomik fayda sağlaması ve araca kolayca manevra yaptırabilmesi günümüz şartlarında oldukça zordur.

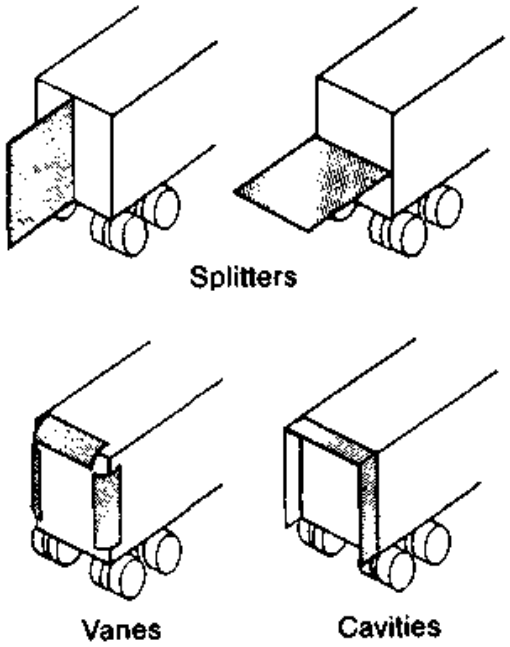
Şekil 4.42'de ise günümüz araçları üzerinde aracın arka üst köşesinin bir miktar yuvarlatılması , aracın tavan kısmına arka uç kısımlarında bir miktar eğim verilmesi ve yan gövde panellerinin aracın arkasına doğru bir mikta eğimli yapılması halinde optimum aerodinamik direnç katsayılarının yakalanabilceği gösterilmektedir.(bu çalışma 1/10 ölçeğinde standart bir otobüs modeli üzerinde yapılmıştır.)



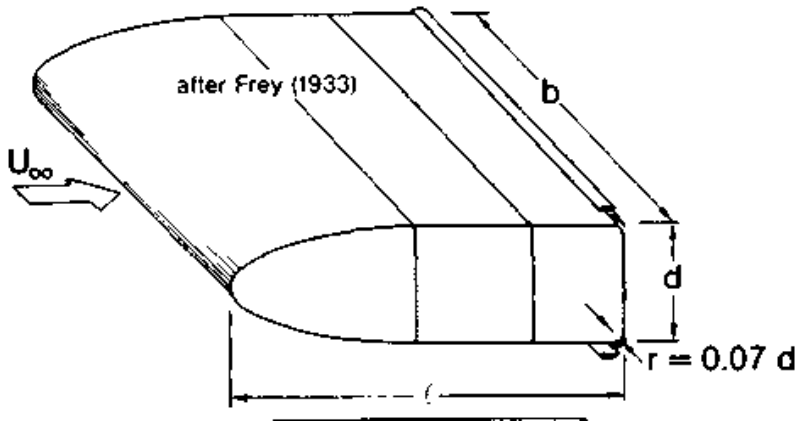
Şekil 4.42: Günümüz araçlarının tasarımında kullanılabilecek parametreler

4.4.2.5 Ticari Taşıtların Arka Kısmına Eklenebilecek Aerodinamik Geometrilerin Optimizasyonu

Günüze dek ticari araçların arka kısmında oluşan negatif basınç dağılımının azaltılması amacıyla pekçok alternatif tasarımlar bulunmaktadır. Bu konuyla ilgili ilk öneri W.T.Mason ve P.S.Beebe tarafından hazırlanmış olup Şekil 4.43'de açıkça görülmektedir.

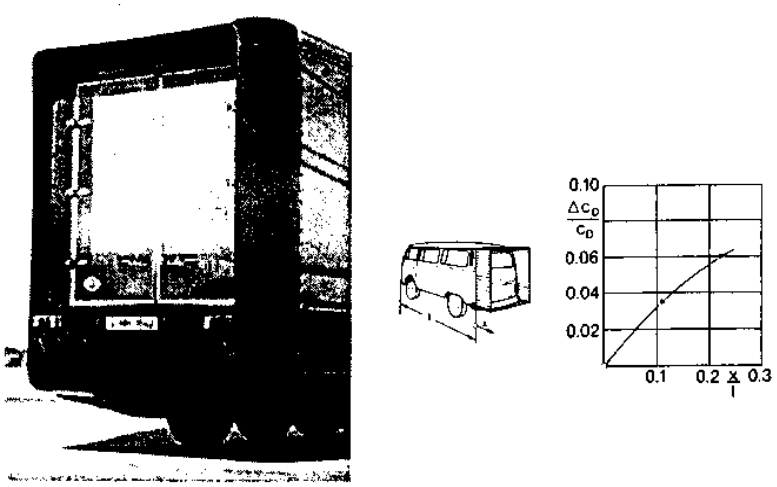


Şekil 4.43: Mason ve Beebe'ye ait kuyruk tasarımları



Şekil 4.44: Frey'in üç boyutlu kanat/kuyruk tasarımı

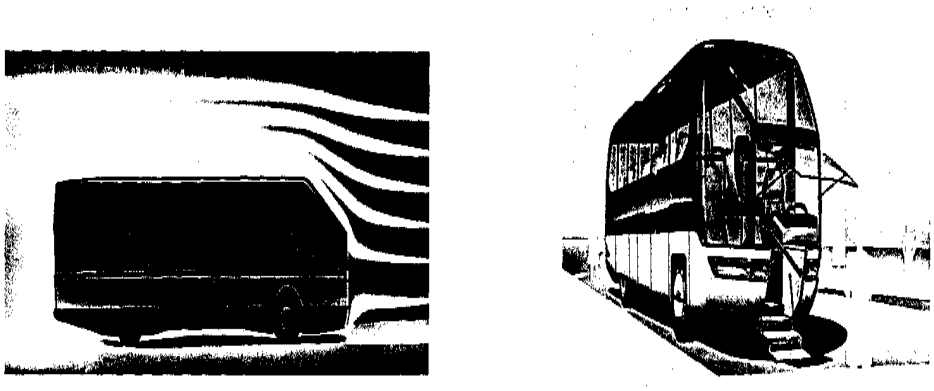
Mason ve Beebe aracın arka kısmına yatay yada dikey olarak yerleştirilmiş kesici yüzeyler tasarlamışlardır. Ancak yapılan araştırmalar göstermiştir ki bu önerinin aracın araka kısmında oluşan negatif basınç alanına hiç etkisi bulunmamaktadır. Bu çalışmayı takiben 1933 yılında K.Frey tarafındaan tasarlanan kanat geometrileri sayesinde aracın arka kısmındaki negatif basınç dağılımı azaltılmış ve toplam direnç katasayısı değerleri düşürülmüştür. Frey'in ilk çalışmaları iki boyutlu kanat geometrileri üzerinde başlamış ve daha sonra 3 boyutlu araç uygulamalarına geçilmiştir. Burada karşılaşılan en büyük problem iki boyutlu kanat geometrilerinde elde edilen aerodinamik iyileşme miktarı ile üç boyutlu araç geometrilerindeki değerler birbirinden oldukça farklı bulunmauş olmasıdır. Ancak Şekil 4.45'den de görüldüğü üzere aracın arka kısmına toplam araç uzunluğunun %20 si uzunluğunda bir aerodinamik kanadın eklenmesi halinde toplam direnç katsayısında % 6 lık bir iyileşme görülmektedir ki buda yatsınamayacak bir değerdir.



Şekil 4.45: Aracın arka kısmına eklenebilecek bir geometrinin etkisi

4.4.2.6 Geleceğin Toplu Taşıma Araçlarına Ait Tasarım Örnekleri

Günümüze dek yapılan çalışmlar sonucunda şehirlerarası otobanlarda kullanılan yüksek hız kapasitesi sahip toplu taşıma araçlarının aerodinamik direnç katsayıları 0.6 değerlerinden 0.3 ila 0.35 aralığına dek çekilebilmiştir. Direnç katsayısındaki %50'lere varan bu etkin değişiklik ise 100 km/h sabit hızda seyahat edilmesi halinde toplam yakıt tüketimi miktarını % 20 civarında azaltmaktadır. Şekil 4.46'da geleceğin konsept otobüs geometrilerine birer örnek verilmiştir.



Şekil 4.46: Konsept araç 1 ve araç 2

Bu konsept araçlara dikkat edilecek olursa göze çarpan en önemli geliştirme noktaları

i) Ön cam geometrisi olabildiğince eğimli ve yuvarlatılmış hatlara sahip olarak tasarlanmış ve bu eğimin yolcuların araca rahat bir şekilde inip binmelerini engellememesi için yolcu kapısı aracın ön kısmına yerleştirilmiştir.

ii) Aracın arka kısmında ise oluşan negatif basınç alanının azaltılabilmesi amacıyla aracın arka kımına doğru taban ve tavan eğimli olarak tasarlanmıştır.

5. KARAYOLU TAŞITLARINDA AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ

Taşıtların aerodinamik özeliklerinin belirlenmesi, tasarım sürecinde taşıtların geometrisinde yapılacak olan değişikliklerin saptanması açısından oldukça büyük önem arzetmektedir.

Araştırmalar sırasında bilinmesi istenen bazı aerodinamik özelikler şunlardır:

- Aerodinamik direnç ve kaldırma katsayıları gibi toplam aerodinamik katsayılar
- Taşıt yüzeyi üzerindeki basınç dağılımı
- Akış görünümü verileri vs.

Sözkonusu özelliklerin tesbiti için kullanılacak olan yöntemlerden biri de deney yolu ile yapılan ölçümlerdir. Deneyler, yolda gerçek bir taşıt üzerinde yapılacağı gibi, rüzgar tünelinde gerçek bir taşıt veya taşıtın ölçekli bir modeli üzerinde yapılabilir.

5.1 Yol Deneyleri

Yol deneylerinin en büyük faydası, gerçek yol şartlarında gerçek bir taşıtın denenmesidir. Bu nedenle yol deneyleri taşıt aerodinamiği incelemelerinde önemli bir yer tutmaktadır.

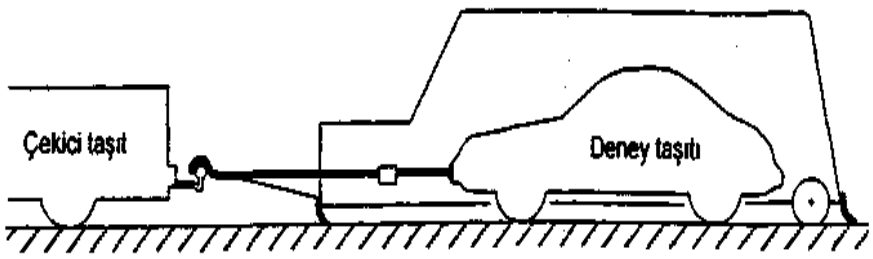
Deney sırasında, deney ortamında denenen taşıt ve ölçümleri yapacak bir donanıma gereksinim vardır. Taşıtın hareketli olması durumunda, ancak sınırlı sayıda ölçü aleti taşıt üzerinde taşınabilir. Bu problem farklı iki taşıt geometrisinin denenmesi sırasında ortaya çıkmakta olup, ölçü donanımının bir araçtan diğerine aktarılması zorunludur. Farklı taşıt burnu gibi model değişiklikleri ölçü donanımı için sorun çıkarabilmekte; yol ve deney şartlarının tekrarlanabilirliği açısından güçlük arzetmektedir. Bu nedenle, yol deneylerinin tekrarlanabilirliği, ölçü aletlerinin hassas olarak taşınabilme yeteneğiyle sınırlı olup, kontrol edilemeyen çevreye (rüzgarlar) de bağımlıdır. Ayrıca, aerodinamik yükler rüzgar tünelinde sabit bir ölçü donanımı ile

ölçülürken, yol deneylerinde benzer ölçümler için dolaylı yöntemler kullanılmaktadır.

5.1.1 Aerodinamik Direncin Ölçülmesi

Yol deneylerinde, aerodinamik direncin ölçülmesi, aerodinamik dirence ilaveten seyirhattı sürtünmesi ve tekerlek yuvarlanma direncinin de bulunmasından ötürü güçlük arzetmektedir. Yol deneylerinde, aerodinamik direncin ölçülebilmesi için yuvarlanma direncinin bilinmesine gerek vardır. Yuvarlanma direncinin tesbiti için Şekil 5.l'deki gibi bir deney düzenlenebilir. Bu yöntemde taşıt, kendisini çevre havasından ayıran bir kutu içerisine yerleştirilir. İçteki kuvvet ölçerler, direnç kuvvetini ölçerler (burada aerodinamik direnç bileşeni yoktur). Tekerlek yuvarlanma direnci ve mekanik sürtünme değerlerinin bilinmesi ile aerodinamik direnç kuvvetinin değeri, taşıt uzunluğu doğrultusundaki toplam direnç kuvvetinin ölçülmesi ile hesaplanabilir.

Bazı deneylerde toplam seyir kuvveti, seyir milindeki momentin ölçülmesi ile hesaplanmaktadır. Özel strain gauge'ler mil üzerine yapıştırılmakta ve seyir momenti nedeniyle oluşan birim şekil değiştirme, sabit bir alıcıya manyetik olarak iletilmektedir.

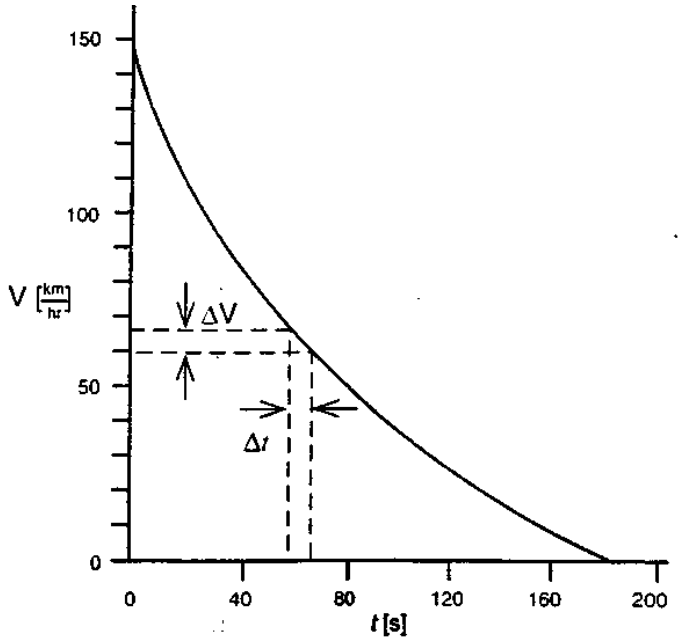


Şekil 5.1: Tekerlek yuvarlanma direncinin ölçüm şeması.

Bu bilgi toplam seyir kuvvetinin ayarı için kullanılır. Tekerlek yuvarlanma direncinin, toplam seyir kuvvetinden çıkarılması ile aerodinamik direnç kuvveti bulunur.

Denenen taşıtın belli bir başlangıç hızına getirilip daha sonradan yavaşlamaya bırakıldığı, yöntemler ile de iyi neticeler alınmaktadır. C_D katsayısı, yavaşlama ivmesi ve katedilen mesafenin ölçülmesi ile hesaplanır. Ayrıca atalet etkileri de değerlendirilmelidir. Bu yöntem dış (atmosferik) tedirginliklere, sabit hızlı deneye

göre daha fazla duyarlı olup, her bir veri noktası için çok sayıda tekrara ihtiyaç vardır.



Şekil 5.2: Deney sırasındaki taşıta ait hız-zaman diyagramı.

Şekil 5.2'de örnek olarak, bir binek taşıtına ait deney sırasındaki hız-zaman diyagramı verilmiştir. Negatif ivme taşıt üzerine uygulanan kuvvetle doğru orantılı olup, bu taşıtı yavaşlatan dış kuvvet de tekerleklerin yuvarlanma direnci ile aerodinamik direnç kuvvetinin toplamına eşittir. Küçük bir zaman aralığı için, ivme değeri $\Delta V / \Delta t$' den hesaplanır. Bu ilkeden hareketle aşağıdaki denklemlerden toplam direnç kuvveti hesaplanır. Bu değerden tekerleklerin yuvarlanma direnci çıkarılır ve tekerleklerin dönüşünden ötürü oluşan atalet etkisi de hesaba katılır.

$$F = ma \tag{5.1}$$

$$F = -m\frac{\Delta V}{\Delta t} \tag{5.2}$$

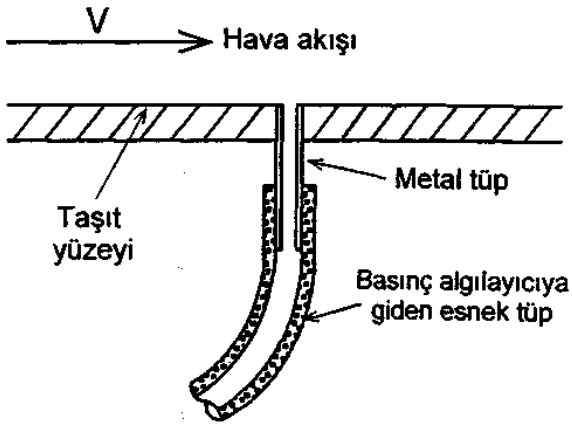
Aerodinamik direnç katsayısı, (2.17) denkleminden hesaplanır. Burada dinamik basıncın ve dolayısıyla taşıt hızının bilinmesine gerek vardır. Bu ölçüm pitot tübü ile yapılır. Ölçüm, taşıt nedeniyle akışta tedirgiliklerin oluşmadığı bölgede (taşıttan yeterince uzak ön-yukarı bölgede) yapılmalıdır (Katz, 1995).

5.1.2 Aerodinamik Kaldırmanın Ölçülmesi

Yol deneylerinde, genelde kaldırma etkisi, aerodinamik yük nedeniyle süspansiyondaki şekil değişimi veya yerdeğişiminin ölçülmesi ile belirlenmektedir. Her bir tekerleğin süspansiyon yerdeğişimi ölçülüp, buna tekabül eden süspansiyon bileşenleri eşdeğer bir kaldırma değerine dönüştürülmektedir. Bu yöntemin faydalı yönü tekerleklerin yük dağılımının biliniyor olması, mahzurlu yönü ise tekerleklerin kendine ait kaldırma değerinin bilinmiyor olmasıdır. Ancak kıyaslama çalışmaları için iyi sonuç vermektedir.

Süspansiyondaki aerodinamik yük, yaylar üzerine yerleştirilmiş strain gauge'ler ile veya optik seyir yüksekliğini ölçen gauge'ler ile de ölçülebilmektedir.

5.1.3 Yüzey Basıncının Ölçülmesi



Şekil 5.3: Taşıt yüzeyine yerleştirilen bir basınç alıcısının şematik görünümü.

Şekil 5.3'de görüldüğü gibi yüzey basıncının ölçümü için taşıt yüzeyi üzerine küçük bir delik açılır ve burası bir basınç algılayıcıya bağlanır. Delik düz ve yüzeye dik olmalıdır. Bu yöntemle yerel statik basınç ölçülür. Buna tekabül eden basınç katsayısı C_P'nin hesabı için, dinamik basınç da gerekli olup, o da pitot tübü ile ölçülür. Statik basınç katsayısının matematiksel ifadesi denklem (5.3)'de verilmektedir.

$$c_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \qquad \textbf{(5.3)}$$

Taşıt yüzeyi üzerinde ayrıntılı bir basınç dağılımı elde etmek için, çok sayıda basınç delikleri açılıp, bunlar merkezi bir ölçü ünitesine bağlanmalıdır.

Yol deneylerindeki yüzey basıncı ölçümlerinde, taşıt üzerindeki sınırlı hacim nedeniyle deney aletlerinin taşınması zorluk teşkil etmektedir. Ayrıca yolda yapılan bu ölçüm yönteminde deliklerin toz veya pislikler tarafından tıkanma olasılığının önüne geçilmelidir.

5.1.4 Akışın Görüntülenmesi

Taşıt yüzeyi üzerinden akış ayrılmalarının ve akış dolanımlannın olduğu bölgeler ile akış yönünün tesbhi için akışın görüntülenmesi yöntemleri kullanılır.Akışın görüntülenmesi yöntemleri, taşıt yüzeyi üzerinde ve taşıtın üstündeki akışın görüntülenmesi olmak üzere başlıca iki kısma ayrılabilir. Birincisi için, akış yönü ile kolayca bükülebilen püsküller (bir ucundan yüzeye yapıştırılmış kısa pamuk veya yün iplikleri) sıkça kullanılır. Taşıt yüzeyine bitişik akış durumunda püsküller akış yönünde stabil olarak durmaktadır. Akış ayrılmalarının olduğu durumlarda ise püsküller hızlıca salınım yapmaya başlamakta ve beklenen akış yönüne uzak bir konum almaktadır.
Benzer bulgular, viskoz bir akışkanın (genellikle boya katılmış yağlar) akım çizgilerinin gözlemlenmesi ile de elde edilebilir.

İkinci kısımda yeralan taşıt üstündeki (çevresindeki) akışın görüntülenmesi için, en çok rüzgar tünellerinde taşıt üzerine yollanan dumanın akım çizgileri gözlemlenir. Şekil 5.4'de duman çizgileri taşıt modeli önüne yerleştirilen tüplerle o koşturulmaktadır.



Şekil 5.4: Taşıt etrafındaki akışın rüzgar tünelinde duman kullanılarak görüntülenmesi.

Yol deneylerinde akışın görüntülenmesinin sonuçlan taşıt üzerine veya gözlemleyen bir başka araba üzerine yerleştirilmiş televizyon kamerası ile kaydedilir. Gözlemci bir araba kullanılması durumunda iki taşıt arasındaki etkileşim ve kameranın stabilizasyonu esas zorluğu oluşturmaktadır.

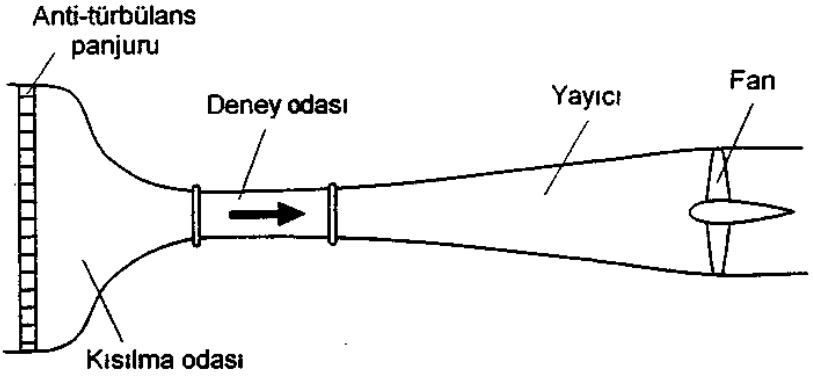
Ayrıntılı yol deneyleri, genel olarak rüzgar tünelleri deneylerine göre daha pahalı olup, sadece taşıtın tam ölçekli modeli üzerinde deney imkanı mevcuttur. Bu nedenle, ayrıntılı aerodinamik yol deneyleri daha az popülerdir fakat bir çok deney programında, kısmi aerodinamik deneyler sıkça uygulanabilmektedir. Bir çok yol deneyinde aerodinamik yüklerin mutlak değerlerinin tam doğru olarak elde edilmesi zor olmakla beraber, artım (bağıl) değerlerinin elde edilmesi yeterince hassas olarak kabul edilmektedir.

5.2 Rüzgar Tüneli Deneyleri

Rüzgar tüneli deneyleri, gözlemci olarak uçan bir uçak veya hareketli bir araba kullanıp, bunlarla beraber ölçü aletlerini taşımaktansa; denenen modeli ve ölçüm donanımını sabit tutup, havayı model üzerine hareket ettirme ilkesine dayanmaktadır. Rüzgar tüneli, deney şartlarının iyi kontrol edildiği ve dış atmosferik şartlardan bağımsız bir ortam sunmaktadır.

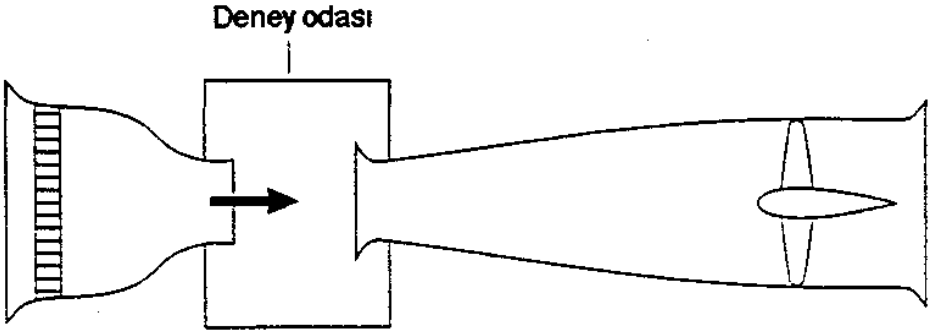
5.2.1 Rüzgar Tünelinin Yapısı

Rüzgar tünelinin basit bir şeması Şekil 5.5'de verilmiştir. Burada fan havayı hareket ettirmektedir. Havanın yoğunluğu hemen hemen sabit olduğundan, denenen modelin yerleştirildiği en dar kesitte (deney odası), hava en yüksek hıza erişir. Deney odası dîkdörtgensel, dairesel, oval veya benzer biçimlerde olabilir. Deney odasının önünde girişteki kısılma odası bulunup, akışı düzgünce, deney odasına yönlendirip, deney odasında uniform bir hız elde edilir. Girişte bulunan panjurun amacı dışardaki rüzgarın etkilerini azaltıp, iç akışı düzleştirmek ve olabildiğince uniform olmasını sağlamaktır. Deney odasının arkasında yer alan genişleme edasında (yayıcı), fana gelen akış hızı düşürülür.

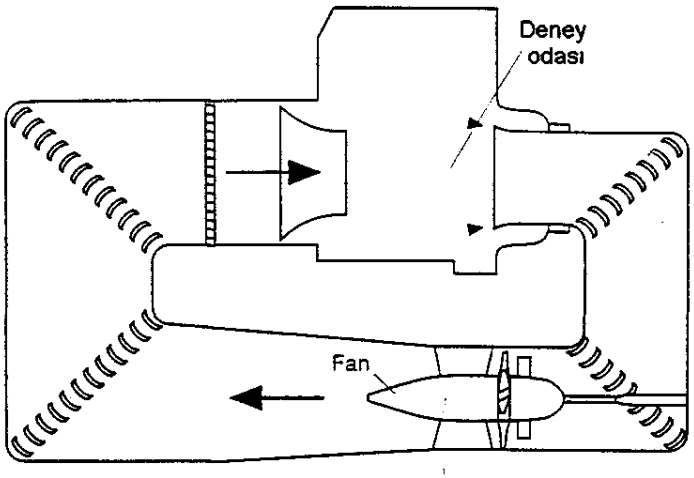


Şekil 5.5 : Açık devreli bir rüzgar tünelinin şematik görünümü.

Şekil 5.6'daki rüzgar tüneli açık devreli tiptir. Eğer fandan sonra bir geri dönüş kanalı bağlanırsa, kapalı devreli tip elde edilir (Şekil 5.7). Böylece havanın sahip olduğu momentum dışarı atılmamış olur ve fan sadece duvarlar ile modelin yarattığı sürtünmelere karşı iş yapar (Katz, 1995).



Şekil 5.6: Açık devreli rüzgar tünelinin şematik görünümü.



Şekil 5.7: Kapalı devreli rüzgar tünelinin şematik görünümü.

5.2.2 Rüzgar Tünelinde Kullanılan Modeller

Tarihsel olarak binek taşıtlarının rüzgar tünelindeki deneyleri küçük ölçekli modelleri üzerinde başlamıştır. Küçük ölçekli modelin faydası, tam ölçekliye oranla daha ucuz olması, kontrolünün kolay olması ve üzerine yapılacak değişikliklerin hızlıca yapılabilmesidir. Bunlara ilaveten, daha küçük tünellerin yeterli olması ile deneyin daha ucuza mal olmasıdır.

Günümüzde, eskiye oranla küçük ölçekli model deneyleri daha az uygulanmaktadır. Bunun başlıca iki sebebi vardır. Birincisi, küçük ölçekli modellerin deney sonuçları tam ölçekli modellerinki gibi yeterince hassas sonuç vermemektedir. Bu farklılık kısmen modeller arasındaki geometrik benzerliğin tam olmayışı, kısmen de Reynolds sayısının tahmin edilemeyen etkisinden kaynaklanmaktadır. Ancak model benzerliği esas sorun olmayıp, model yapıcısının hüneri ve dikkati ile alakalıdır. Reynolds sayısının farklılığı da, rüzgar tünelindeki türbülans dercesinin yapay olarak artırılması ile giderilebilir. Bu sebeple, küçük ölçekli deneyler bazı taşıt üreticileri tarafından tekrar kullanılır hale gelmiştir.

İkinci sebep ise küçük ölçekli modelin aerodinamik olmayan yapısıdır. Taşıt dış tasarımı tam ölçek için yapılır çünkü küçük ölçekli modelin üzerinde şekiller yeterince estetik yapılamaz. Bu nedenle tam ölçekli model her zaman mevcut olup, eğer gerçekçi bir şasi üzerine inşa edilmişse, mesala evvelki yılın modeli üzerine, rüzgar tüneli modeli olarak da kullanılabilir.

5.2.3 Rüzgar Tüneli Deneylerinde Karşılaşılan Bazı Problemler

Karayolu taşıtları rüzgar tünelinde denenirken başlıca iki sorun ortaya çıkar. Birincisi, taşıtın küt bir cisim olmasından ötürü tünelin deney odasında akışın önemli derecede rahatsız edilmesi; ikincisi de, taşıt ve yol arasındaki bağıl hareket ile dönen tekerleklerin canlandırılması çok zor olup, genelde ihmal edilmektedir. Ancak her iki sorunun üstesinden gelebilme konusunda önemli ilerlemeler katedilmiştir.

5.2.3.1 Blokaj Problemi

Taşıtın önden bakıştaki kesit alanının, tünel lülesinin çıkış kesit alanına oranına blokaj oranı denmektedir. Genel olarak %5'in altındaki blokaj oranları, binek taşıtları için uygun olarak kabul edilmektedir. Bu durumda tünelin deney odasının kesit alanı,

tipik bir binek taşıtı için 40 m^2 civarında olmalıdır. Ancak Avrupa'da son yıllarda 25 m^2 değeri kullanılmaktadır.

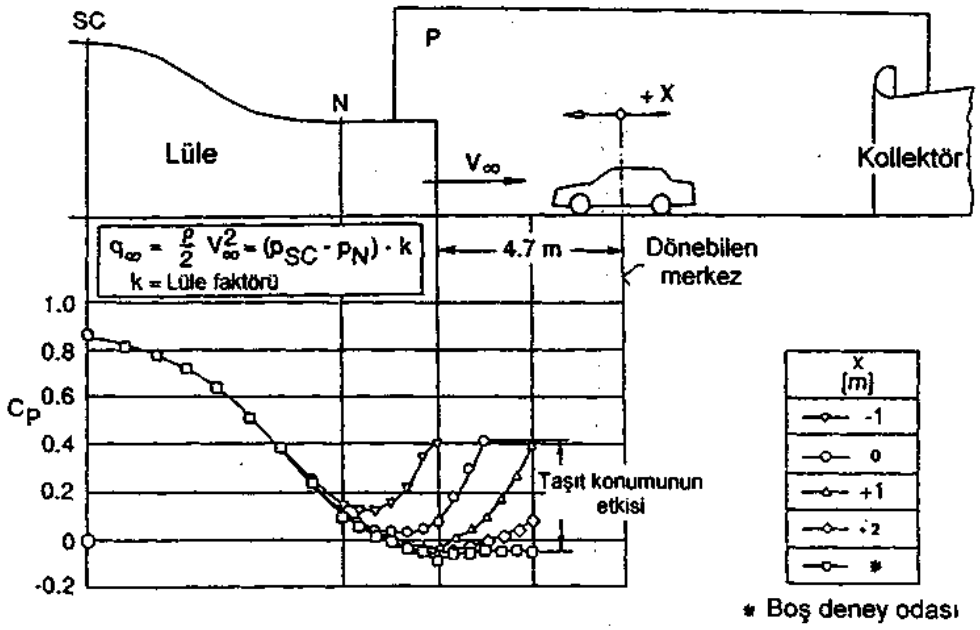
Deney odasının hava akışı sınırlarına göre üç farklı tünel tipi mevcuttur. Bunlar sırasıyla; kapalı deney odalı rüzgar tüneli, açık deney odalı rüzgar tüneli ve ilk ikisinin karması olan rüzgar tüneli. İlk tipte taşıt üzerine yollanan hava jetinin etrafı duvarlar ile sınırlandırılmaktadır. İkincisinde taşıtın üzerinde bulunduğu zemin haricinde kalan diğer üç sınır açık olup daha hassastır. Üçüncü tipte ise sınır duvarlarında yarıklar mevcuttur.

Deney, açık deney odalı tünelde taşıtın küt şeklinden ötürü üç şekilde etkilenmektedir:

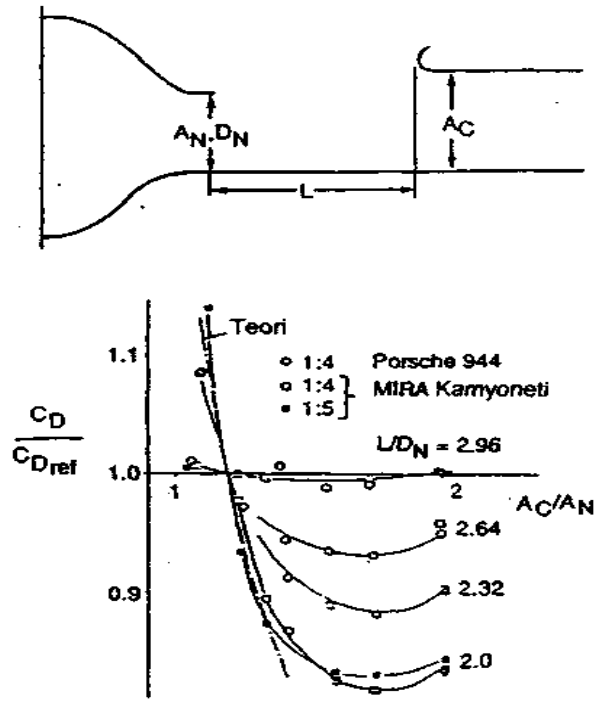
- Rüzgar hızının belirlenmesi hatalı olabilir. Eğer model lüle çıkışına çok yakın ise,modelin akışta oluşturduğu tedirginlik lüleye kadar uzanabilmekte ve lüleiçerisindeki basınç alıcıların olduğu yerlerde basınç değişmektedir(Şekil 5.8).
- Deney odası uzunluğunun (L) yeterli olmaması ve kollektör kesit alanının (A) lüle kesit alanına oranla çok küçük olması durumlarında, kollektöre olan akışta,tedirginlikler oluşabilmektedir (Şekil 5.9).
- 3. Taşıt civarındaki akım çizgileri, sonsuz kesit alanlı hava akışına göre daha fazla açılmaktadır. Sonuç olarak, daha düşük bir C_D değeri oluşur. Sadece bu etki blokaj düzeltmesine tabii tutulur.

Açık deney odalı tünellerde, üçüncü etki için genel olarak geçerli olan bir blokaj düzeltmesi mevcut değildir. Ancak bu etkinin küçük olduğu kabulü yapılarak genelde ihmal edilir (Hucho ve Sovran 1996).

Kapalı deney odalı tünellerde yapılan deneylerde taşıt gövdesinin küt şekli öncelikli olarak blokaja neden olmaktadır. Açık deney odalı tünelin tersine burada akün çizgilerinin açılması, sonsuz genişlikli akıma göre daha azdır. Bu durum, sonsuz genişlikli akıma göre daha büyük bir C_D değeri oluşturur. Bu farklılık açık deney odalı tünele göre çok daha fazladır.



Şekil 5.8: BMW 10 m^2'lik akustik rüzgar tünelinin lülesi içindeki zeminin simetri ekseni üzerindeki basınç dağılımı. Modelin lüle çıkışına çok yakın yerleştirilmesi durumunda, N konumundaki statik basınç yükselmektedir.



Şekil 5.9: Deney odası uzunluğu ile kollektör kesit alanının lüle kesit alanına oranının, ölçülen C_D değerine olan etkisi.

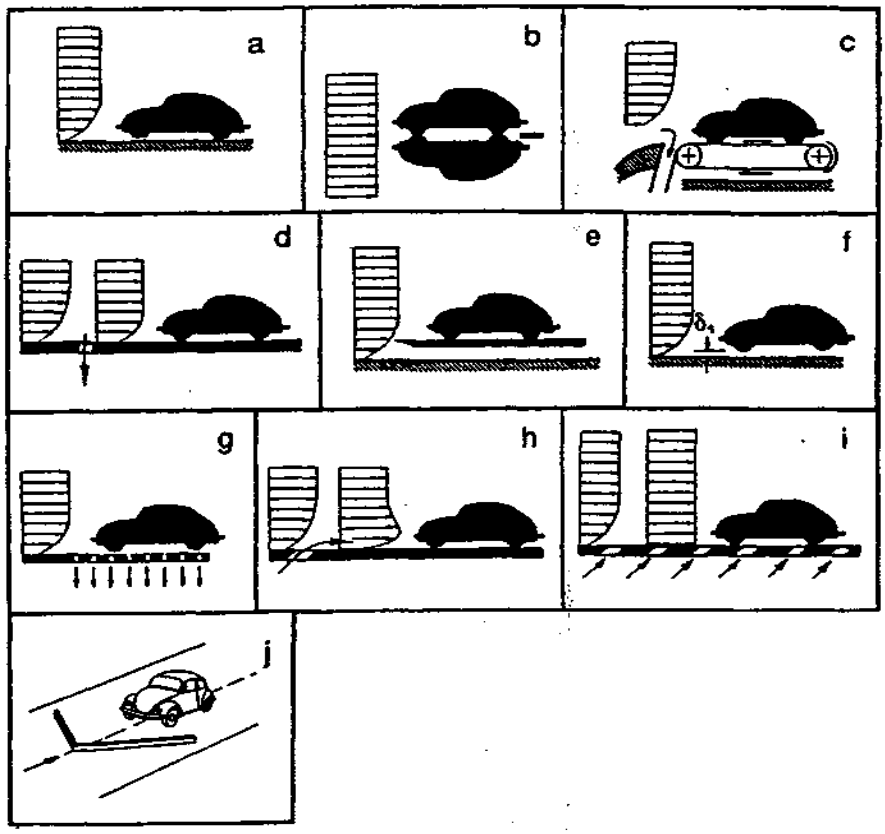
Kapalı deney odalı rüzgar tüneli için aşağıdaki blokaj düzeltme formülleri kullanılabilir (Shaw, 1988).

$$c_{p_{Ölçüm}} = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \tag{5.4}$$

$$c_{p_{Düzeltme}} = 1 - \left(\left(1 - \left(\frac{A_V}{A_T} \right) \right)^2 \right) \left(1 - c_{p_{Ölçüm}} \right) \tag{5.5}$$

5.2.3.2 Yolun Temsili ve Tekerleklerin Dönmesi Problemi

Rüzgar tünelinde yolun simülasyonu için, çeşitli yöntemler Şekil 5.10'da gösterilmiş olup, uygulamada daha çok şu dördü kullanılmaktadır: Sınır tabaka kontrolü olmayan durağan katı zemin (a), teğetsel üflemeli (b), sınır tabaka emmeli (d ve ğ), hareketli kayış ile sınır tabakanın emmiliminin beraber kullanıldığı tüneller.

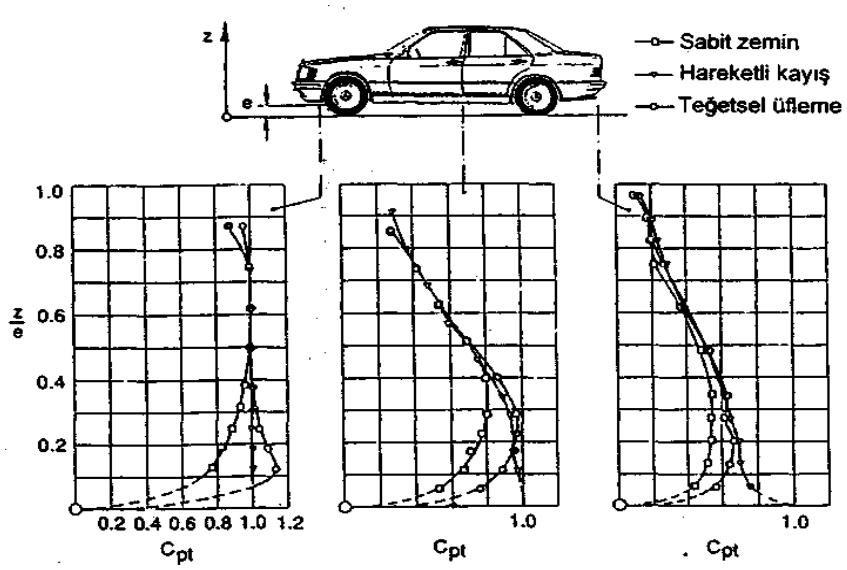


Şekil 5.10: Rüzgar tünelinde yol simülasyonu için uygulanabilecek çeşitli yöntemler.

Yolun temsili için en basit ve yaygın yöntem, durağan, katı zemindir. Deney sırasında tekerlekler dönmeyecektir. Boş bir deney odasında sınır tabaka oluşumu, taşıt zemin açıklığının %10'u kadar olup, bu yöntem C_D değeri 0.40 ve daha yukarı olan binek taşıtları için yeterlidir.

Hareketli kayış kullanımı, yol simülasyonu için en iyi yöntem gibi gözükmektedir. Günümüzde, çok sayıda hareketli kayışın kullanıldığı rüzgar tünelleri mevcut olup, buralarda genelde Formula l yarış arabaları ve kısmi ölçekli modeller denenmektedir. Ancak bu tünellerde, kayışın taşıt ağırlığını karşılayabilme sorunu vardır. Bu nedenle bir çoğunda taşıt, kuvvet dengesi olacak şekilde düşey veya yatay duran bir desteğe asılı olarak durmaktadır. Bu çubukların aerodinamik etkisi de gözönüne alınıp ayarlanmalıdır.

Hareketli kayış üzerindeki dönmeyen tekerlekler için kayış ve tekerlek arası boşluğa gerek olup, bu da C_D ve Q değerlerinde hata oluşumuna neden olur. Bu nedenle, bütün hareketli kayışın kullanıldığı tünellerde, tekerlekler kayışa temas halinde olup tekerlekler döndürülmektedir. Dönen tekerlekler, dönmeyen olanına göre C_D değerini biraz, Q değerini önemli derecede artırırlar.



Şekil 5.11: Farklı üç zemin simülasyonunda, taşıt altındaki simetri ekseninde dinamik basınç $\left[C_{pt} = \left(P_t - P_\infty\right)/q_\infty\right]$ dağılımı.

Şekil 5.11'den görüldüğü üzere sabit zemin üzerinde teğetsel üfleme yöntemi, hareketli zemin simülasyonuna yakındır. Tekerleklerin dönüşü için, özel tekerlek altlıkları kullanılır. Minyatür kayış veya her bir tekerlek altına tambur konularak uygun çözümler elde edilebilir.
Bazı sabit zeminli rüzgar tünellerinde, sınır tabaka emilimi uygulanmaktadır. Hava, lüle çıkışında delikli bir metal levha hattı boyunca emilir.

Dağılı emme durumunda, taşıt önü ve altında geniş, ve gözenekli bir zemin bulunmaktadır. Zemin üzerinde, her bir emme odası için, konuma bağlı değişik emme debileri uygulanabilir. Ancak, nereden ne miktarda emme yapılması gerektiği tam olarak kesin değildir. Teğetsel üfleme durumunda ise üfleme debisi, boş tünelde taşıt ön tekerleklerinin bulunacağı yerde sıfır kalınlıklı sınır tabaka oluşturacak şekilde, deneysel olarak belirlenmekte ve elde edilen sonuçlar, hareketli kayış halindeki ile oldukça iyi uyuşmaktadır (Hucho ve Sovran,1996).

6. KARAYOLU TAŞITLARINDA AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİN SAYISAL YÖNTEMLERLE BELİRLENMESİ

Karayolu taşıtlarında aerodinamik özelliklerin belirlenmesi için sayısal yöntemler de kullanılmaktadır.Sayısal yöntemlerin kullanımı ürün geliştirme sırasında zamandan kazanç sağlamaktadır. Sayısal yöntemler, aşağıdaki iki koşulu yerine getirmelidir. Bunlardan ilki gerek koşul, ikincisi ise yeter koşuldur.

- Olayın fiziğini yeteri kadar hassas oluşturabilmek
- Deneysel yöntemlerden daha hızlı olmak

Günümüzde, taşıtlara uygulanan sayısal yöntemlerin çok azı bu koşulları sağladığından, sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) ürün geliştirme aracından çok hala bir araştırma konusudur. Ancak yine de sayısal yöntemlerin sağladığı faydalar vardır. Taşıta uygulanan yöntemin bir defa yeteri kadar hassas ve geçerli olduğu kabul edilmesi durumunda, denenen model mevcut olsa bile, SAD ile modelin aerodinamik özellikleri hakkında deneyden evvel bilgi sahibi olunabilir. Taşıt modelinin bilgisayar ortamında oluşturulması gerçeğini üretmeye göre daha kolay olduğundan, taşıt üzerine yapılacak kısmi değişikliklerin de rüzgar tünelinde denenen modelin üzerinde değişiklikler yapmaya göre daha kolay ve hızlı olduğu gözden kaçırılmaması gereken bir gerçektir. Yapılan hesaplama ile bu tür değişikliklerin ne tür etkiler yaratacağı hakkında hızlı bir biçimde bilgi sahibi olunabilir. SAD ile taşıt yüzeyi ve üzerindeki havanın hız ve basınç dağılımı ayrıntılı bir biçimde elde edilir.

Rüzgar tünelinde karşılaşılan bazı sorunlar, sayısal yöntemler yardımıyla daha az mertebelere indirgenebilmektedir. Örneğin hesap alanı hesaplama süresini uzatmasına rağmen yeteri kadar artırılarak, rüzgar tünelindeki blokaj etkisi azaltılabilir. Yol simülasyonu için de zemin ile taşıt arasındaki bağıl hareketin oluşturulması kolaylıkla uygulanabilir.

Karayolu taşıtlarına uygulanabilecek dört çeşit SAD yaklaşımı mevcuttur.

- Potansiyel akışlar
- Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri
- Direkt sayısal simülasyon
- Bölgesel modeller

Bu çalışmada Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacimler yöntemi ile çözümü üzerinde durulmaktadır.

6.1 Yöneten Denklemler

Akışkan akışı, ısı transferi, kütle transferi, türbülans ve bunlarla ilgili olaylar; kütle, enerji momentum ve kimyasal türlerin korunumu prensipleri ile yönetilir. Bu prensipler kısmi diferansiyel denklemler şeklinde ifade edilip, bunların genel bir şekli de mevcuttur. Çözüme gitmek için sayısal yöntem, bağımlı değişken ϕ için yazılmış genel diferansiyel denklem üzerinde uygulanmaktadır.

Diferansiyel denklemler burada kartezyen koordinatlarda ifade edilmektedir. Üç uzaysal koordinat x, y, z (veya x_i) olarak ve buna tekabül eden hız bileşenleri de u, v, w (veya u_i) olarak gösterilmektedir.

6.1.1 Kütlenin Korunumu Denklemi



Şekil 6.1: Kütlenin Korunumu

Buradan süreklilik denklemi kartezyen koordinatlarda yukarıdaki kontrol hacmi için düzenlenecek olursa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \qquad \textbf{(6.1)}$$

Yukarıdaki denklem vektörel formda yazılırsa $\vec{V}(u,v,w)$;

$$\frac{d\rho}{dt} + div\left(\rho \overset{\mathrm{r}}{V}\right) = 0 \qquad \textbf{(6.2)}$$

6.1.2 Momentumun Korunumu Denklemi

Newton akışkanı için j. yöndeki momentum korunumu aşağıdaki biçimde ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_j\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial P}{\partial x_j} + B_j + V_j \qquad \textbf{(6.3)}$$

Bu denklemde μ viskoziteyi, P basıncı, B_j j. yöndeki birim hacime etki eden kütle kuvvetini göstermektedir. V_j ise denklemin sağ tarafındaki ilk terimin dışında kalan viskoz terimleri içerir.

6.1.3 Genel Diferansiyel Denklem

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\phi\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i \phi\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right) + S \qquad \textbf{(6.4)}$$

Bu denklemde ϕ genel bağımlı değişken olup, en genel halde $\phi = \phi$ (x, y, z, t) dir. Γ genel difüzyon katsayısını ve S kaynak terimini göstermektedir. Genel diferansiyel denklem dört terim içermekte olup bunlar sırasıyla; zamana bağlı terim, konveksiyon terimi, difuzyon terimi ve kaynak terimidir.

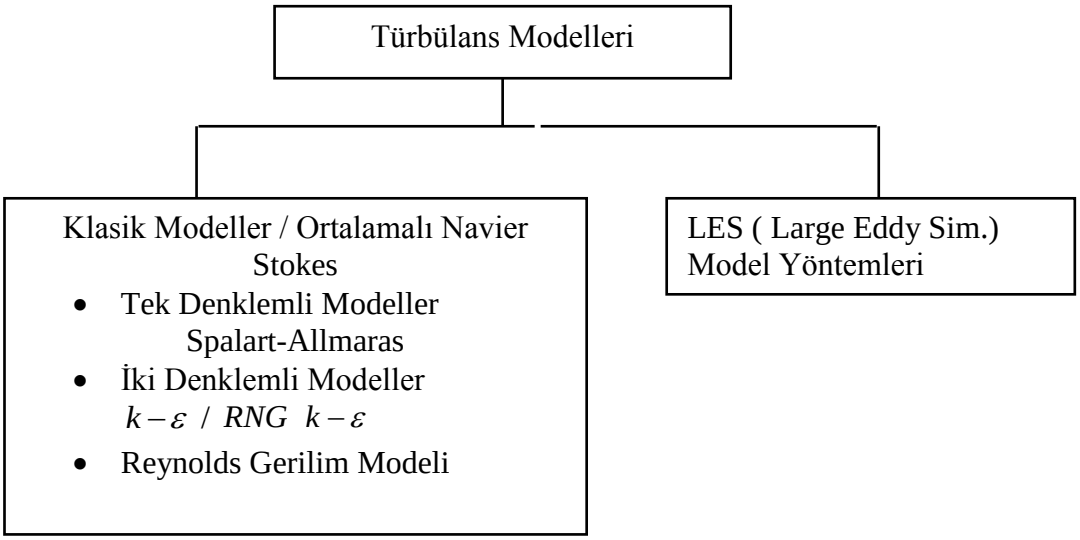
$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\phi\right) + div\left(\rho u \phi\right) = div\left(\Gamma grad\phi\right) + S_\phi \qquad \textbf{(6.5)}$$

Yukarıdaki denklemler akışkan akışının laminer olma hali için geçerlidir. Ancak genelde akış türbülanslı olup, türbülans modellerine ve denklemlerine gerek vardır.

6.1.4 Türbülans Modelleri ve Denklemleri

Türbülanslı akışlar çalkantılı bir hız alanına sahip olup, taşınım denklemindeki bütün özellikler bu durumdan etkilenmektedir. Bu çalkantılar küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olduklarından bunların doğrudan çözümü oldukça zordur. Bunun yerine

yöneten (momentum) denklemler, akış özelliklerinin zamansal veya Reynolds ortalaması cinsinden yazılarak çözülür. Çeşitli türbülans modellerinin hiyerarşisi Şekil 6.2'de açıkça gösterilmektedir.



Şekil 6.2: Türbülans Modelleri

Bu çalışmada ise yoğun olarak $k-\varepsilon$ ve $RNG\ k-\varepsilon$ modelleri üzerinde hassasiyetle durulacaktır.

Sözkonusu yöneten deklemlerinin çözülebilmesi amacıyla akış karakteristiğini ortaya koyan bütün özellikler iki bileşenli olarak yazılır. Bunlar ortalama akış bileşeni ϕ ve zamana bağlı salınım (çalkantı) bileşeni ϕ''dür.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \tag{6.6}$$

$$u = \bar{u} + u' \tag{6.7}$$

Akış özellikleri yukarıdaki yazılan şekliyle daimi olmayan (zamana bağlı) süreklilik ve momentum denklemlerine yerleştirilip, istatiksel ortalaması alınırsa, istatiksel ortalamalı momentum denklemleri elde edilmiş olur.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\right) = 0 \tag{6.8}$$

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\overline{\rho u_i' u_j'}\right) \tag{6.9}$$

Yukarıdaki denklemlere Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri denir. Burada laminer akışa göre denklemin son kısmına yeni bir terim (Reynolds gerilmeleri) gelmiştir. Bu Reynolds gerilmeleri, çözüm için modellenmelidir.

Reynolds gerilmeleri ile ortalama akış gradyenlerini ilişkilendirmek amacıyla Eddy-Viskozite Modeli kullanılmaktadır.Bu modelde;

- Türbülans gerilmeleri ortalama gerinim derecesine orantılı olduğu kabul edilmektedir
- Eddy viskozite değerleri türbülans taşınım denklemlerinden türetilmiştir.

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \qquad \textbf{(6.10)}$$

Bu yaklaşım k-ε modelinde kullanılmaktadır.

6.1.4.1 Standard $k-\varepsilon$ Modeli

Standart k-ε modeli türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans kinetik enerjisinin disipasyon hızı ε'na dayalı yarı deneysel bir modeldir, k ve ε aşağıdaki taşınım denklemlerinden elde edilmektedir.

Türbülans Kinetik Enerjisi (k) Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \qquad \textbf{(6.11)}$$

Türbülans kinetik Enerjisinin Harcanım Oranı (ε) Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \qquad \textbf{(6.12)}$$

Bu denklemlerde G_k ortalama akış gradyenleri nedeniyle olan, G_b buoyancy nedeniyle olan türbülans kinetik enerjisi üretimini gösterir. Y_M sıkıştırılabilir türbülansta çalkantı dilitasyonunun, disipasyon hızına olan etkisini ve S_k , S_ε terimleri ise kaynak ifadelerini göstermektedir. $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ise sabitlerdir, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ ise k *ve* ε için türbülans Prandtl sayılarıdır.

6.1.4.1.1 Türbülans Viskozitesinin Modellenmesi

Türbülans (Eddy) viskozitesi μ_t aşşağıdaki şekilde k *ve* ε değişkenlerinin biraraya getirilmesi ile hesaplanmaktadır

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{6.13}$$

Burada C_μ sabit bir katsayıdır.

6.1.4.1.2 Standart $k-\varepsilon$ Türbülans Modelinde Kullanılan Sabitler

$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$

Yukarıdaki değerler hava ve su akışları için yapılan deneyler sonucunda bulunmuş olan en uygun sabit katsayılardır.

6.1.4.2 RNG (Renormalization Group) k-ε Modeli

RNG k-e modeli daimi olmayan Navier-Stokes denklemlerinden renormalizasyon grup yöntemi denilen bir matematiksel teknikle çıkarılmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \tag{6.14}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - R + S_\varepsilon \tag{6.15}$$

Bu denklemlerde G_k ortalama akış gradyenleri nedeniyle olan, G_b buoyancy nedeniyle olan türbülans kinetik enerjisi üretimini gösterir. Y_M sıkıştırılabilir türbülansta çalkantı dilitasyonunun, disipasyon hızına olan etkisini ve S_k S_ε terimleri ise kaynak ifadelerini göstermektedir. $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ise sabitlerdir, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ ise k *ve* ε için türbülans Prandtl sayılarıdır.

6.1.4.2.1 Efektif Viskozitenin Modellenmesi

RNG teorisi içerisindeki boyut eliminasyon prosedürü sonucunda türbülans viskozitesi değeri bir diferansiyel denklem yardımıyla belirlenmektedir.

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu_t}}\right) = 1.72\frac{\hat{\upsilon}}{\sqrt{\hat{\upsilon}^3 - 1 + C_\upsilon}}d\hat{\upsilon} \qquad \textbf{(6.16)}$$

$$\hat{\upsilon} = \mu_{eff} \Big/ \mu_t \qquad \textbf{(6.17)}$$

$$C_\upsilon \approx 100 \qquad \textbf{(6.18)}$$

6.16 denkleminin entegre edilmesi halinde ; yüksek Reynolds sayıları için denklem şu hali almaktadır

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad \textbf{(6.19)}$$

Burada $C_\mu = 0.0845$ larak kullanılmaktadır

6.1.4.2.2 RNG $k-\varepsilon$ Türbülans Modelinde Kullanılan Sabitler

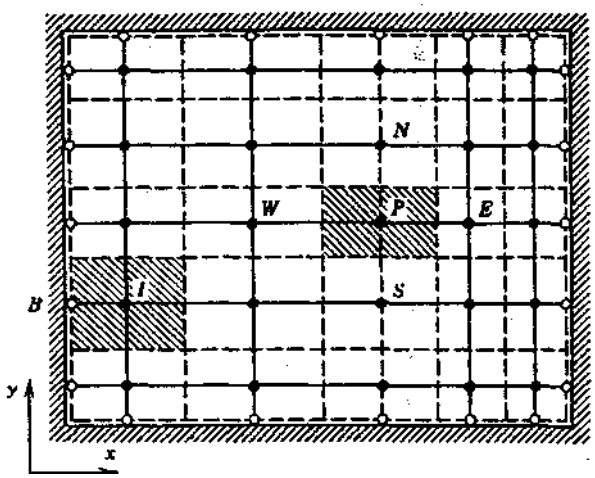
$C_{1\varepsilon} = 1.42 \quad C_{2\varepsilon} = 1.68 \quad C_\mu = 0.0845 \quad \sigma_k = \sigma_\varepsilon = 1.393$

Yukarıdaki değerler hava ve su akışları için yapılan deneyler sonucunda bulunmuş olan en uygun sabit katsayılardır.

Tablo 6.1 Türbülans Modellerinin karşılaştırılması

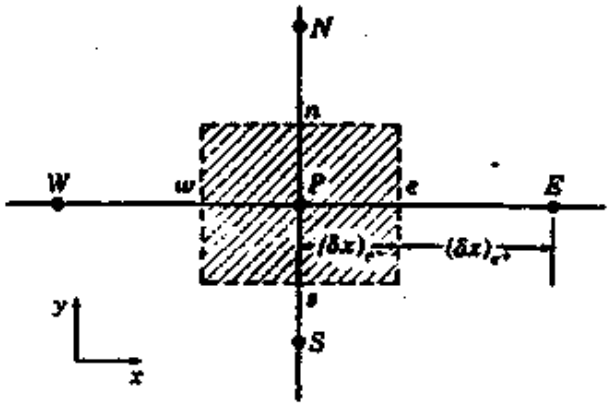
Model	Avantajları	Dezavantajları
Spalart-Allmaras	Ekonomiktir (1-denklem.); Basit sınır tabakalı çözümlerde iyi sonuçlar verir	Yeterince test edilmemiştir; Alt modeller bulunmaz(Yanma)
STD *k-ε*	Güçlü , ekonomşk ve kesin Kabul eilebilecek sonuçlar elde edilen bir modeldir	Kompleks akışlarda yada yüksek basınç gradyenlerine sahip çevrintili akışlarda vasat sonuçlar vermektedir.Özellikle keskin köşeli akış çözümleri için yanlış sonuçlar vermektedir
RNG *k-ε*	Ayrılma akışlarında yada çevrintili akışlar gibi kompleks akışlar için doğru sonuçlar vermektedir.	İzotropik Eddy Viskozite Modelinin Kabulleri sebebiyle Sınırlandırılmıştır
Reynolds Stress Model	Fiziksel olarak türbülans karakteristiğini tam olarak simüle eden modeldir	CPU zamanı oldukça artmaktadır(2-3x)

6.2 Hesap Alanının Ayrıklaştınlması ve Ayrıklaştırma Denklemleri



Şekil 6.3: İki boyutlu bir hesap alanı için ağ sistemi ve kontrol hacimleri.

Buradaki sayısal yöntemde kontrol hacimleri yaklaşımı kullanılmaktadır. Diferansiyel denklemlere karşılık gelen cebirsel ayrıklaştırma denklemleri, kontrol hacmi denen küçük bir bölgede yöneten diferansiyel denklemin integre edilmesi ile çıkarılmaktadır. Kontrol hacimlerinin her bir noktasında (düğüm noktaları) hız ve basınç değerleri hesaplanmaktadır. Şekil 6.3'deki hesap alanı kolaylık olması amacıyla 2-boyutlu dörtgensel ve eşit büyüklükteki kontrol hacimlerine ayrılmıştır. Kesikli çizgiler kontrol hacminin yüzeylerini, koyu kesiksiz çizgiler ise ağ çizgilerini göstermektedir. Tipik bir kontrol hacminin şekli, Şekil 6.4'de gösterilmiş olup merkezindeki P düğüm noktası dört düğüm noktası ile komşuluk halindedir. Bunlar; E (doğu), W (batı), N (kuzey), S (güney) ve 3-boyutlu durum için T (üst) ve B (alt) dır.



Şekil 6.4: Tipik bir kontrol hacminin (denetim elemanı) görünümü.

Genel diferansiyel denklemin kontrol hacmi üzerindeki integrasyonu için konveksiyon ve difüzyon akılarını beraber almak gerekir. J_i i yönündeki toplam akı olmak üzere,

$$J_i = \rho u_i \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \qquad \textbf{(6.20)}$$

(6.4) diferansiyel denklemi şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial J_i}{\partial x_i} = S \qquad \textbf{(6.21)}$$

e, w, n, s küçük harfleri kontrol hacimlerinin yüzeylerini göstermekle beraber (6.21) denkleminin kontrol hacmi üzerindeki integrasyonu aşağıdaki ifadeyi vermektedir.

$$\left(\rho_P \phi_P - \rho_P^0 \phi_P^0\right)\left(\frac{\Delta V}{\Delta t}\right) + J_e A_e - J_w A_w + J_n A_n - J_s A_s + J_t A_t - J_b A_b = \bar{S}\Delta V \qquad \textbf{(6.22)}$$

0 üssü ρ ve ϕ' nin t anındaki bilinen değerlerini gösterir. Üssü bulunmayan bilinmeyen değerler $t + \Delta t$ anındaki değerleri gösterir. ΔV kontrol hacminin hacmini, A'lar kontrol hacminin yüzeylerini, S'de kaynak terimini göstermektedir.

6.2.1 Toplam Akı Değerinin Gösterimi

Kontrol hacminin doğu yönündeki toplam akı ele alınsın. P ve E noktaları arasında l-boyutlu konveksiyon-difüzyon problemi çözülmekte ise, kesin (analitik) çözüm olarak eksponansiyel profile sahip ϕ eğrisi elde edilir. Bu profilden elde edilen toplam akı şu şekilde ifade edilmektedir.

$$J_e A_e = F_e\left(\phi_p + \frac{\phi_p - \phi_\varepsilon}{\exp(Pe_e) - 1}\right) \qquad \textbf{(6.23)}$$

Peclet sayısı Pe boyutsuz bir büyüklük olup konveksiyon yolu ile iletimin difüzyon yolu ile iletime oranıdır.

$$Pe_e = \frac{F_e}{D_e} \tag{6.24}$$

F_e e yüzeyinden geçen kütlesel debi , D_e de difuzyon iletimidir.

$$F_e = (\rho u)_e A_e \tag{6.25}$$

Eğer Γ her bir kontrol hacmi için uniform ise, D_e

$$D_e = A_e \left[\frac{(\delta x)_{e-}}{\Gamma_P} + \frac{(\delta x)_{e+}}{\Gamma_E} \right]^{-1} \tag{6.26}$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

(6.23) denkleminde verilen akı ifadesi sayısal yöntemin formüle edilmesinde kullanılır. Ancak içeriğindeki eksponansiyel fonksiyonun hesabı oldukça zaman alıcı olup, külfetlidir. Bu nedenle akı ifadesinin hesabı için belli yaklaşımlar kullanılır.

$$J_e A_e = F_e \phi_e + \left\{ D_e A\left(|Pe_e|\right) + \|-F_e, 0\| \right\} \left(\phi_p - \phi_E\right) \tag{6.27}$$

(6.27) denklemindeki A(Pe) fonksiyonun hesabı için çeşitli yaklaşımlar Tablo 6. 2'de verilmektedir.

Tablo 6.2: $A(Pe)$ fonksiyonun hesabı için kullanılan çeşitli yaklaşımların matematiksel ifadeleri

Yöntem Adı	**Matematiksel Formülasyon**
Merkezsel Farklar	$1-0.5\|Pe\|$
Öne Doğru Farklar	1
Hibrid	$\|0.1-0.5\|Pe\|\|$
Üstel	$\left\|0,\left(1-0.1\|Pe\|\right)^{0.5}\right\|$
Eksponansiyel(Analitik)	$\|Pe\| \Big/ \left[\exp\left(\|Pe\|\right)-1\right]$

Buradaki $\|a,b\|$ ifadesinde, a ve b nin büyük olanı kullanılmaktadır.

Kaynak terimi S , ϕ 'nin kendisine bağımlı olabilir. Eğer bu bağımlılık lineer değil ise kaynak terimi ϕ_P 'nin lineer fonksiyonu olarak ifade edilir.

$$\bar{S} = S_C + S_P \phi_P \quad \textbf{(6.28)}$$

Burada Sp negatif olmalıdır.

6.2.2 Süreklilik Denkleminin Ayrıklaştınlması

Akış alanını çözümlemek için kullanılan taşınım denklemleri süreklilik denklemini de sağlamalıdır. Kontrol hacminin yüzeylerinden geçen akış debisi süreklilik denkleminin ayrıklaştınlmış şeklini sağlamalıdır. Süreklilik denkleminin kontrol hacmi üzerindeki integrasyonu aşağıdaki ifadeyi verir.

$$\left(\rho_P - \rho_P^0\right)\frac{\Delta V}{\Delta t} + F_e - F_w + F_n + F_s - F_b = 0 \quad \textbf{(6.29)}$$

6.2.3 Ayrıklaştırma Denkleminin Son Hali

Toplam akı terimleri ve kaynak terimi (6.22) denklemine yerleştirildiğinde (6.30) denklemi elde edilmektedir.

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad \textbf{(6.30)}$$

$$a_E = D_e A\left(\left|Pe_e\right|\right) + \|-F_e, 0\| \quad \textbf{(6.31)}$$

$$a_W = D_w A\left(\left|Pe_w\right|\right) + \|-F_w, 0\| \quad \textbf{(6.32)}$$

$$a_N = D_n A\left(\left|Pe_n\right|\right) + \|-F_n, 0\| \quad \textbf{(6.33)}$$

$$a_S = D_s A\left(\left|Pe_s\right|\right) + \|-F_s, 0\| \quad \textbf{(6.34)}$$

$$a_T = D_T A\left(\left|Pe_T\right|\right) + \|-F_T, 0\| \quad \textbf{(6.35)}$$

$$a_B = D_b A\left(\left|Pe_b\right|\right) + \|-F_b, 0\| \quad \textbf{(6.36)}$$

$$b = S_C \Delta V + a_P^0 \phi_P^0 \quad \textbf{(6.37)}$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_P^0 - S_P \Delta V \quad \textbf{(6.38)}$$

a_P^0 katsayısı zamana bağlı terimden ötürü oluşup, değeri,

$$a_P^0 = \rho_P^0 \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad \textbf{(6.39)}$$

(6.30) denklemi daha kompakt bir formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$a_P \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad \textbf{(6.40)}$$

6.2.4 Sınır Şartları

Sınırda bulunan hesap noktalarında ϕ_B değeri ya doğrudan verilir, ya da verilen sınır akısı değeri üzerinden hesaplanır.

6.2.5 Ayrıklaştırma Denklemlerinin Çözümü

Kontrol hacmi denklemleri iç düğüm noktalarındaki bilinmeyen ϕ değerlerine bağlı simültane lineer denklem takımı oluşturmaktadır. Bu denklem takımı l-boyutlu durumda Gauss eliminasyon yöntemi ve bunun neticesinde oluşan Thomas algoritması ile kolayca çözülebilmektedir. Ancak 2 ve 3-boyutlu durumlarda, direkt yöntemlerde güçlü bilgisayarlara ve uzun hesaplama sürelerine ihtiyaç duyulduğundan iteratif yöntemler daha elverişlidir. İteratif yöntem olarak çizgi-çizgi tekniği ile blok düzeltme metodu beraber kullanılabilmektedir.

6.2.6 Yakınsama Katsayıları (Underrelaxation Faktörleri)

(6.40) denklemi aşağıdaki biçimde de yazılabilir.

$$\phi_P = \phi_P^* + \left[\frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_p} - \phi_P^* \right] \quad \textbf{(6.41)}$$

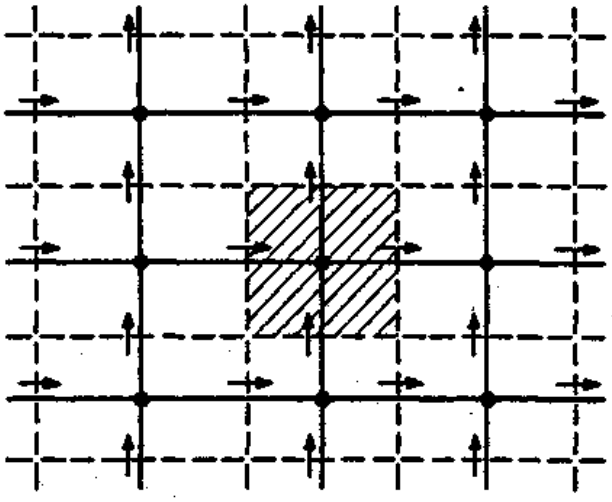
ϕ_P^*, ϕ_P'nin bir önceki iterasyondaki değeri, köşeli parantez içindeki terimler ϕ_P'nin içinde bulunulan iterasyondaki değişim miktarını ifade eder. Bu değişimi azaltmak için yakınsama katsayısı α ($0 < \alpha < 1$) kullanılmaktadır.

$$\phi_P = \phi_P^* + \alpha \left[\frac{\sum a_{nb}\phi_{nb} + b}{a_p} - \phi_P^* \right] \qquad \textbf{(6.42)}$$

Eğer α sıfıra yakın bir değer ise ϕ 'nin değişimi çok yavaş olur.

6.2.6 Akış Hesabı

Yukarıda genel diferansiyel denklem, akış alanı ρu_i 'nin bilinmesi hali için ayrıklaştırma biçimine dönüştürülmüştü. Ancak momentum denklemleri genel diferansiyel denklemin özel bir hali olmasına rağmen, önemli bir kaynak terimi olarak basınç gradyeni $-\partial P / \partial x_j$ içermekte ve bu terim hız bileşenleri u, v, w ile ifade edilememektedir. Basınç gradyeni bilinmedikçe momentumm denklemleri çözülemez.



Şekil 6.5: Kaymalı ağ sistemi ve kontrol hacimlerinin genel görünümü.

Basınç alanı dolaylı olarak süreklilik denklemi tarafından belirlenebilmektedir. Fakat bu dolaylı belirleme sayısal çözümlemede kullanışlı değildir. Ayrıca hız bileşenleri ve basınç aynı düğüm noktalarında hesaplanıyor ise, gerçekçi olmayan çözümler elde edilebilir. Bunu önlemek için kaymalı ağ sistemleri kullanılır (Şekil 6.3). Hız bileşenleri kontrol hacimlerinin yüzeylerinde buralara dik olacak biçimde yerleştirilir. Basınç ve diğer bağımlı değişkenler kontrol hacimlerinin merkezindeki düğüm noktalarında hesaplanır.

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + A_e \left(P_P - P_E \right) \qquad \textbf{(6.43)}$$

b basınç gradyeni dışındaki kaynak terimlerini, A_e basınç kuvvetinin etkidiği yüzeyi gösterir. Momentum denklemlerinin çözümü için çeşitli algoritmalar kullanılabilir (Patankar, 1988).

6.2.8 Ayrıklaştırma Denklemlerinin Hassasiyeti

Yöneten denklemlerdeki $\left(\partial\phi / \partial x \right)$ ve $\left(\partial\phi / \partial y \right)$ gradyan terimlerinin hesabında kullanılan ifadeler Taylor serisinin açılımından elde edilip, ayrıklaştırma denklemleri oluşturulmaktadır. Ayrıklaştırma denklemlerinin hassasiyetleri ayrıklaştırma mertebeleri ile belirlenir.

6.2.8.1 Birinci Mertebeden Ayrıklaştırma

$\phi(x)$ fonksiyonu için, $\phi(x + \Delta x)$'in i noktası civarında x'de Taylor Serisi açılımı (6.44) denklemindeki gibidir.

$$\phi(x + \Delta x) = \phi(x) + \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_x \Delta x + \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right) \frac{\Delta x^2}{2} + \ldots \qquad \textbf{(6.44)}$$

Burada $\phi(x)$ ve $\phi(x + \Delta x)$ için yukarıdaki kısımlarda kullanılan ϕ_P ve ϕ_E ayrıklaştırma değerleri kullanılarak (6.44) denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\phi_E = \phi_P + \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P \Delta x + \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P \frac{\Delta x^2}{2} + \ldots \qquad \textbf{(6.45)}$$

(6.38) denklemi yeniden düzenlenerek aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P \Delta x = \phi_E - \phi_P - \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P \frac{\Delta x^2}{2} - \ldots \qquad \textbf{(6.46)}$$

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_P = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} - \left(\frac{\partial^2\phi}{\partial x^2}\right)_P \frac{\Delta x}{2} - \ldots \qquad \textbf{(6.47)}$$

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_P = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} + \textit{kesilen terimler} \qquad \textbf{(6.48)}$$

Δx çarpanını ihtiva eden kesilen terimlerin ihmal edilmesi ile (6.48) ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_P \approx \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} \qquad \textbf{(6.49)}$$

(6.49) denklemindeki kesilen terimlerin ihmal edilmesinden ötürü oluşacak hata Δx değerinin düşürülmesi (ağ sisteminin iyileştirilmesi) ile sağlanabilir. Genel olarak sonlu fark ifadelerinde bulunan Δx^n terimindeki n üssü, Δx'li hata değerinin ne oranda sıfıra yaklaştığını kontrol ettiğinden, bu n üssüne sonlu fark yaklaşımının mertebesi denmektedir. Bu şekilde, (6.49) denklemi birinci mertebeden olup aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_P = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} + 0(\Delta x) \qquad \textbf{(6.50)}$$

(6.50) ifadesinde $\left(\partial\phi/\partial x\right)$ gradyen teriminin hesabında E ve P noktaları kullanıldığından (Şekil 6.l'e göre $x_E > x_P$) bu denkleme P noktasına göre ileriye dönük fark formülü denmektedir. Benzer biçimde P noktasındaki $\left(\partial\phi/\partial x\right)$ gradyan teriminin hesabı için geriye dönük fark formülü olan (6.52) denklemi, (6.51) denkleminin yazılmasıyla, oluşturulur.

$$\phi(x - \Delta x) = \phi(x) - \left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_x \Delta x + \left(\frac{\partial^2\phi}{\partial x^2}\right)_x \frac{\Delta x^2}{2} + \ldots \qquad \textbf{(6.51)}$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_P = \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x} + 0(\Delta x) \qquad \textbf{(6.52)}$$

(6.50) ve (6.52) denklemleri her ikisi de birinci mertebe hassasiyetinde olup, her ikisinde de ϕ değeri iki noktada tanımlıdır.

6.2.8.2 İkinci Mertebeden Ayrıklaştırma

(6.37) denkleminden (6.44) denkleminin çıkarılması ile $\left(\partial\phi/\partial x\right)_P$ için (6.54) denklemi elde edilir.

$$\phi(x+\Delta x) - \phi(x-\Delta x) = 2\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_x \Delta x + \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3}\right)_x \frac{\Delta x^3}{3!} + \ldots \qquad \textbf{(6.53)}$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_P = \frac{\phi_E - \phi_W}{2\Delta x} + 0\left(\Delta x^2\right) \qquad \textbf{(6.54)}$$

(6.47) denkleminde kullanılan *E* ve *W* noktaları ortalarında bulunan P noktasındaki gradyan değerini hesaplamada kullanıldığından, bu denkleme merkezsel fark formülü denmekte olup, ikinci mertebe hassasiyettedir. Δx değerine olan karesel bağımlılık nedeniyle, ağ sisteminin iyileştirilmesi durumunda oluşan hata değeri, birinci mertebe yaklaşıma göre daha az olacaktır (Versteeg ve Malalasekera. 1995).

Bölüm 6.2'de sonlu hacimler ayrıklaştırmasında kullanılan kontrol hacminin *e* yüzeyindeki gradyen teriminin hesabı denklem (6.55)'daki gibidir.

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} = \frac{\phi_E - \phi_P}{2\left(\frac{\Delta x}{2}\right)} \qquad \textbf{(6.55)}$$

Burada *e* noktası *E* ve *P* noktalarının orta noktası olup merkezsel fark formülü kullanılmaktadır ve hassasiyeti ikinci mertebedendir.

6.2.8.3 Birinci Mertebeden ve İkinci Mertebeden Ayrıklaştırma Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Dikdörtgen bir kanal içerisindeki laminer akışta olduğu gibi akışın eleman ağı tarafında düzenli olarak şekillendirilebildiği akışlar için Birinci Mertebeden Ayrıklaştırma yöntemi kullanılması kabul edilebilir.Ancak akışın eleman ağı tarafından düzenli olarak şekillendirelemediği akışlar için birinci mertebeden konvektif ayrıklaştırma sayısal ayrıklaştırma hatasını arttıracaktır. Kurulan nümerik modelde kullanılan elemanların üçgen yada tetrahedral kullanılması gibi durumlarda akışın eleman ağı tarafından düzenli olarak şekillendirlememesi dolayısıyla bu tarz modellerde daha gerçekci sonuçlar elde edilebilmesi amacıyla İkinci Mertebeden Ayrıklaştıma yöntemi tercih edilmelidir.

Genel olarak nümerik yöntemlerle akışkanlar mekaniği çözümlerinde sonuçların daha sağlıklı olabilmesi amacıyla İkinci Mertebeden Ayrıklaştırma yöntemi tercih edilmelidir.

6.3 Akış Hesabı İçin Kullanılan Çözüm Algoritmaları

6.3.1 SIMPLE Algoritması

SIMPLE kısaltması İngilizce olarak ‘Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations’ Basınç Bağlantılı Denklemler için Kısmi Implicit Çözüm Methodu için kullanılmaktadır.

Algoritma ilk olarak 1972 senesinde Patankar ve Spalding tarafından ortaya konulmuştur. Method kartezyen koordinatlardaki iki boyutlu bir laminer akışın demostre edilmesi ile gerçeklenmektedir.

SIMPLE algoritmasının incelenebilmesi amacıyla 2 boyutlu momentum deklemleri ve bu denklemlerin herhangi bir ayrıklaştırma methodu ile ayrıklaştırılmış hallerinin yazılması uygun olacaktır.

x momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho vu)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)-\frac{\partial P}{\partial x}+S_u \qquad \textbf{(6.56)}$$

y momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uv)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho vv)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)-\frac{\partial p}{\partial y}+S_v \qquad \textbf{(6.57)}$$

Ayrıklaştırılmış Momentum denklemleri

$$a_{i,J}u_{i,J}=\sum a_{nb}u_{nb}+\left(P_{I-1,J}-P_{I,J}\right)A_{i.J}+b_{i,J} \qquad \textbf{(6.58)}$$

$$a_{I,j}v_{I,j}=\sum a_{nb}v_{nb}+\left(P_{I,J-1}-P_{I,J}\right)A_{I,j}+b_{I,j} \qquad \textbf{(6.59)}$$

SIMPLE algoritmasının ilk adımı olarak P^* basınç alanı kabul edilir ve ayrıklaştırılmış momentum denklemleri seçilen basınç alanı için geçerli hız bileşenleri u^* ve v^* yardımıyla çözülür.

$$a_{i,J}u^*_{i,J}=\sum a_{nb}u^*_{nb}+\left(P^*_{I-1,J}-P^*_{I,J}\right)A_{i,J}+b_{i,J} \qquad \textbf{(6.60)}$$

$$a_{I,J}v^*_{I,j}=\sum a_{nb}v^*_{nb}+\left(P^*_{I,J-1}-P^*_{I,J}\right)A_{I,j}+b_{I,j} \qquad \textbf{(6.61)}$$

İkinci adım olarak bir basınç düzeltme ifadesi kullanılmaktadır. Sözkonu P' düzeltme katsayısı gerçek basınç alanı P ile seçilen basınç alanı P^* arasındaki farkı simüle etmektedir.

$$P=P^*+P' \qquad \textbf{(6.62)}$$

Benzer şekilde hız bileşeni düzeltme değişkenleri u' ve v' de ; gerçek hız bileşenleri u ve v değerleri ile yerlerine seçilen u^* ve v^* değerleri arasındaki farkların simüle edilebilmesi için belirlenmelidir.

$$u = u^* + u' \quad \textbf{(6.63)}$$

$$v = v^* + v' \quad \textbf{(6.64)}$$

6.60 ve 6.61 numaralı denklemlerin 6.58 v3 6.59 numaralı denklemlerden çıkarılması halinde ;

$$a_{i,J}(u_{i,J} - u^*_{i,J}) = \sum a_{nb}\left(u_{nb} - u^*_{nb}\right) + \left[\left(P_{I-1,J} - P^*_{I-1,J}\right) - \left(P_{I,J} - P^*_{I,J}\right)\right] A_{i,J} \quad \textbf{(6.65)}$$

$$a_{I,j}(v_{I,j} - v^*_{I,j}) = \sum a_{nb}\left(v_{nb} - v^*_{nb}\right) + \left[\left(P_{I,J-1} - P^*_{I,J-1}\right) - \left(P_{I,J} - P^*_{I,J}\right)\right] A_{I,j} \quad \textbf{(6.66)}$$

6.62, 6.63 ve 6.64 numaralı denklemlerdeki düzeltme katsayılarının 6.65 ve 6.66 numaralı denklemlere empoze edilmesi halinde;

$$a_{i,J}u'_{i,J} = \sum a_{nb}u'_{nb} + \left(P'_{I-1,J} - P'_{I,J}\right) A_{i,J} \quad \textbf{(6.67)}$$

$$a_{I,j}v'_{I,j} = \sum a_{nb}v'_{nb} + \left(P'_{I,J-1} - P'_{I,J}\right) A_{I,j} \quad \textbf{(6.68)}$$

Bu noktada SIMPLE algoritmasının en temel kabulü yapılmaktadır. $\sum a_{nb}u'_{nb}$ and $\sum a_{nb}v'_{nb}$ terimleri 6.67 ve 6.68 denklemlerinin çözülebilmesi için ihmal edilir.

$$u'_{i,J} = d_{i,J}\left(P'_{I-1,J} - P'_{I,J}\right) \quad \textbf{(6.69)}$$

$$v'_{I,j} = d_{I,j}\left(P'_{I,J-1} - P'_{I,J}\right) \quad \textbf{(6.70)}$$

$$d_{i,J} = \frac{A_{i,J}}{a_{i,J}} \;\; ve \;\; d_{I,j} = \frac{A_{I,j}}{a_{I,j}} \quad \textbf{(6.71)}$$

6.69 ve 6.70 nuaralı denklemler 6.63 ve 6.64 numaralı denklemlerde eklenen düzeltme katsayılarını tanımlamaktadır. Buradan;

$$u_{i,J} = u^*_{i,j} + d_{i,J}\left(P'_{I-1,J} - P'_{I,J}\right) \quad \textbf{(6.72)}$$

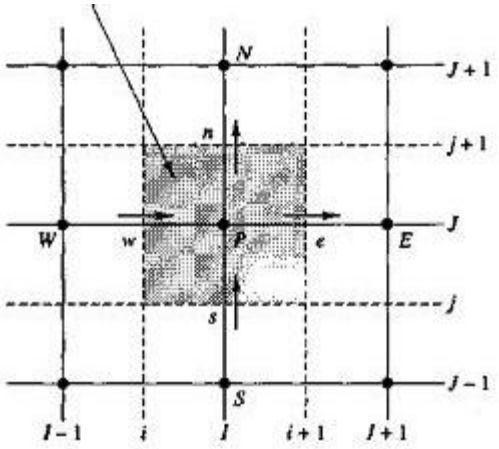
$$v_{I,j} = v^*_{I,J} + d_{I,j}\left(P'_{I,J-1} - P'_{I,J}\right) \quad \textbf{(6.73)}$$

Benzer şikilde $u_{i+1,j}$ and $v_{I,j+1}$:ifadeleri yazılacak olursa ;

$$u_{i+1,J} = u^*_{i+1,J} + d_{i+1,J}\left(P'_{I,J} - P'_{I+1,J}\right) \quad \textbf{(6.74)}$$

$$v_{I,j+1} = v^*_{I,j+1} + d_{I,j+1}\left(P'_{I,J} - P'_{I,J+1}\right) \quad \textbf{(6.75)}$$

$$d_{i+1,J} = \frac{A_{i+1,J}}{a_{i+1,J}} \text{ and } d_{I,j+1} = \frac{A_{I,j+1}}{a_{I,j+1}} \quad \textbf{(6.76)}$$



Şekil 6.6: Süreklilik Denklemi için skalar kontrol hacmi

Şekil 6.6'daki Skalar bir control hacmi için süreklilik denkleminin ayrıklaştırılmış hali aşağıdaki gibidir.

$$\left[(\rho uA)_{i+1,J} - (\rho uA)_{i,J}\right] + \left[(\rho vA)_{I,j+1} - (\rho vA)_{I,j}\right] = 0 \quad \textbf{(6.77)}$$

6.72,6.73,6.74 ve 6.75 denklemlerinden elde edilen düzeltilmiş hız denklemlerinin 6.77 numaralı süreklilik denkleminin içinde kullanılması halinde 6.78 denklemi elde edilir;

$$\begin{aligned}&\left[\rho_{i+1,J}A_{i+1,J}\left(u^*_{i+1,J} + d_{i+1,J}\left(P'_{I,J} - P'_{I+1,J}\right)\right) - \rho_{i,J}A_{i,J}\left(u^*_{i,J} + d_{i,J}\left(P'_{I-1,J} - P'_{I,J}\right)\right)\right] \\ &+\left[\rho_{I,j+1}A_{I,j+1}\left(v^*_{I,j+1} + d_{I,j+1}\left(P'_{I,J} - P'_{I,J+1}\right)\right) - \rho_{I,j}A^*_{I,j}\left(v^*_{I,j} + d_{I,j}\left(P'_{I,J-1} - P'_{I,J}\right)\right)\right] = 0\end{aligned} \quad \textbf{(6. 78)}$$

6.78 denkleminin düzenlenmesi halinde ise ;

$$\begin{aligned}&\left[(\rho dA)_{i+1,J}+(\rho dA)_{i,J}+(\rho dA)_{I,j+1}+(\rho dA)_{I,j}\right]P'_{I,J}=(\rho dA)_{i+1,J}\,P'_{I+1,J}\\&+(\rho dA)_{i,J}\,P'_{I-1,J}+(\rho dA)_{I,j}\,P'_{I,J+1}+(\rho dA)_{I,j}\,P'_{I,J-1}\\&+\left[\left(\rho u^{*}A\right)_{i,J}-\left(\rho u^{*}A\right)_{i+1,J}+\left(\rho v^{*}A\right)_{I,j}-\left(\rho v^{*}A\right)_{I,j+1}\right]\end{aligned}\qquad \textbf{(6.79)}$$

P' değişkenine ait katsayıların daha açık bir şekilde yazarsak;

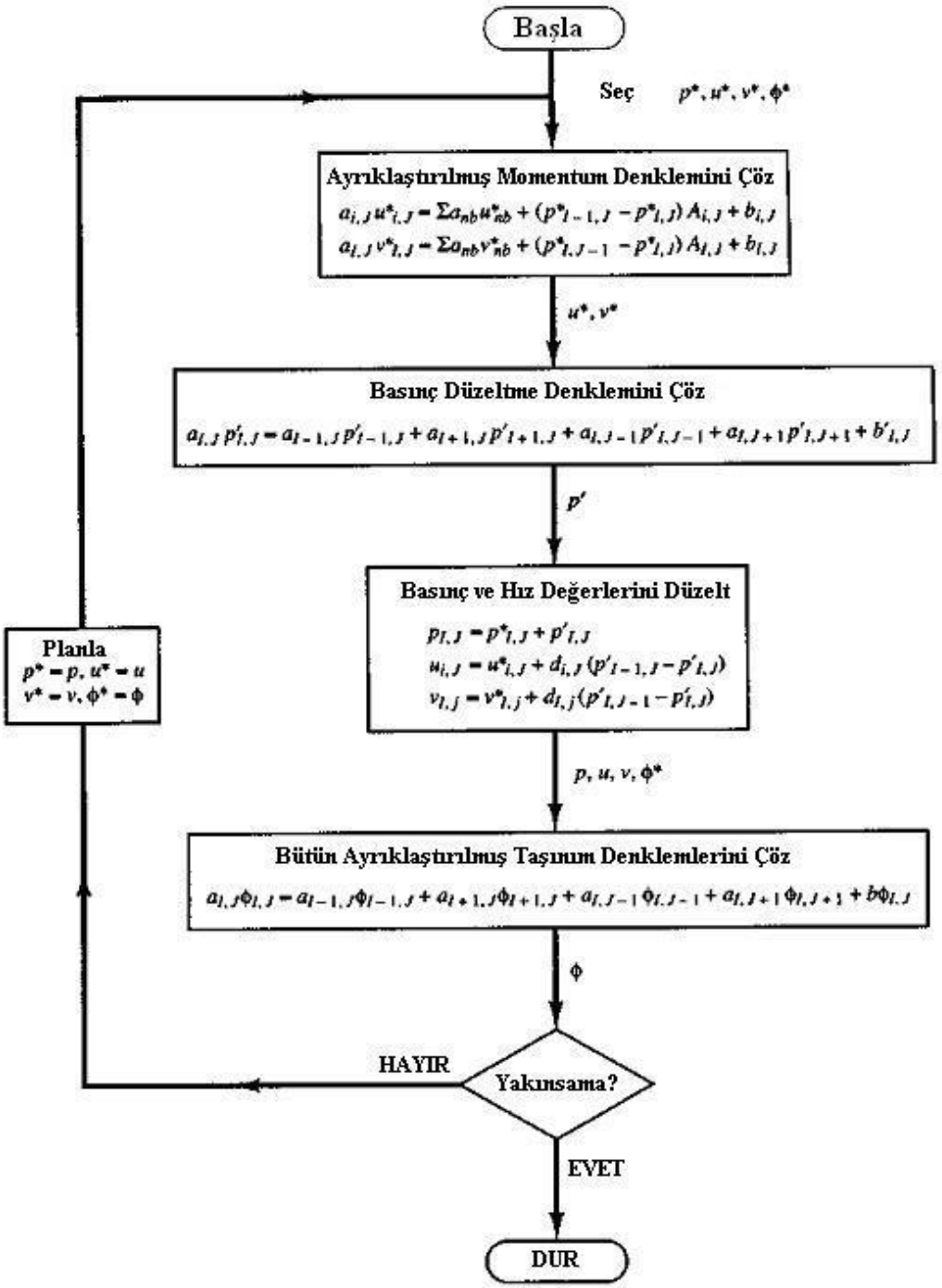
$$a_{I,J}P'_{I,J}=a_{I+1,J}P'_{I+1,J}+a_{I-1,J}P'_{I-1,J}+a_{I,J+1}P'_{I,J+1}+a_{I,J-1}P'_{I,J-1}+b'_{I,J}\qquad \textbf{(6.80)}$$

Burada $a_{I,J}=a_{I+1,J}+a_{I-1,J}+a_{I,J+1}+a_{I,J-1}$ şeklindedir ve katsayılar Tablo 6.3'de açıkça gösterilmektedir

Tablo 6.3: SIMPLE algoritması katsayıları

$a_{I+1,J}$	$a_{I-1,J}$	$a_{I,j+1}$	$a_{i,J-1}$	$b'_{I,J}$
$(\rho dA)_{i+1,J}$	$(\rho dA)_{i,J}$	$(\rho dA)_{I,j+1}$	$(\rho dA)_{I,j}$	$\left(\rho u^{*}A\right)_{i,J}-\left(\rho u^{*}A\right)_{i+1,J}$ $+\left(\rho v^{*}A\right)_{I,j}-\left(\rho v^{*}A\right)_{I,j+1}$

6.80 numaralı denklem P' basınç düzeltme uygulaması için düzenlenmiş olan ayrıklaştırılmış haldeki bir süreklilik denklemini göstermektedir. Denklemin içerisindeki b' kaynak terimi ise yanlış seçilen u^{*} ve v^{*} hız terimlerinden dolayı oluşan süreklilik dengesizliğini ifade etmektedir. 6.80 numaralı denklemin çözülmesi halinde basınç düzeltme değeri P' her nokta için tespit edilebilir.Basınç düzeltme değerinin tespitinin ardından gerçek basınç değerleri ve bna bağlı olarak da gerçek hız bileşenleri tespit edilebilir. Algoritmanın gelişimi sırasında ihmal edilen $\sum a_{nb}u'_{nb}$ ve $\sum a_{nb}v'_{nb}$ terimlerinin kullanılmaması yakınsamış sonucu etkilemeyecektir çünkü yakınsamış çözüm halinde p* =p u*= u and v*= v şartı sağlanmış olacaktır.



Şekil 6.7: SIMPLE Algoritması akış şeması

6.3.2 SIMPLER Algoritması

SIMPLER algoritması SMPLE algortimasının 1980 senensinde Patankar tarafından revize edilmesi ortaya çıkmıştır (SIMPLE–Revised). Bu algoritma da ayrıklaştırılmış süreklilik denkleminden basınç düzeltme denklemi türetmek yerine ayrıklaştırılmış bir basınç denklemi türetilmeye çalışılmaktadır. Dolayısıyla ortalam basınç alanı herhangi bir düzeltme kullanılmadan tespit edilmektedir. Ancak hız bilşenleri ise aynı SIMPLE'dakine benxer şekilde düzeltmelerle tespit edilmektedir.

Ayrıklaştırılmış momentum denklemleri;

$$u_{i,J} = \frac{\sum a_{nb} u_{nb} + b_{i,J}}{a_{i,J}} + \frac{A_{i,J}}{a_{i,J}} \left(P_{I-1,J} - P_{I,J} \right) \qquad \textbf{(6.81)}$$

$$v_{I,j} = \frac{\sum a_{nb} v_{nb} + b_{I,j}}{a_{I,j}} + \frac{A_{I,j}}{a_{I,j}} \left(P_{I,J-1} - P_{I,J} \right) \qquad \textbf{(6.82)}$$

SIMPLER algoritmasında sahte hız (pseudeo-velocity) değerleri kullanılmaktadır.Bunlar;

$$\hat{u}_{i,J} = \frac{\sum a_{nb} u_{nb} + b_{i,J}}{a_{i,J}} \qquad \textbf{(6.83)}$$

$$\hat{v}_{I,j} = \frac{\sum a_{nb} v_{nb} + b_{I,j}}{a_{I,j}} \qquad \textbf{(6.84)}$$

6.81 ve 6.82 numaralı denklemler aşağıdaki gibi derlenebilir;

$$u_{i,J} = \hat{u}_{i,J} + d_{i,J} \left(p_{I-1,J} - p_{I,J} \right) \qquad \textbf{(6.85)}$$

$$v_{I,j} = \hat{v}_{I,j} + d_{I,j} \left(p_{I,J-1} - p_{I,J} \right) \qquad \textbf{(6.86)}$$

Daha önce SIMPLE algoritması kımında uygulandığı gibi yukarıdaki denklemlerden $u_{i,j}$ and $v_{i,j}$ değerleri çekilmesi ve ardından ayrıklaştırılmış süreklilik denkleminin içerisine empoze edilmesi halinde ;

$$\left[\rho_{i+1,j}A_{i+1,J}\left(\hat{u}_{i+1,J}+d_{i+1,J}\left(p_{I,J}-p_{I+1,J}\right)\right)-\rho_{i,J}A_{i,J}\left(p_{I-1,J}-p_{I,J}\right)\right]$$
$$+\left[\rho_{I,j+1}A_{I,j+1}\left(\hat{v}_{I,j+1}+d_{I,j+1}\left(p_{I,J}-p_{I+1,J}\right)\right)-\rho_{I,j}A_{I,j}\left(\hat{v}_{I,j}+d_{I,j}\left(p_{I,J-1}-p_{I,J}\right)\right)\right] \quad \textbf{(6.87)}$$

6.87 numaralı denklemin düzenlenmesi ile ayrıklaştırılmış basınç denklemi elde edilir;

$$a_{I,J}p_{I,J}=a_{I+1,J}p_{I+1,J}+a_{I-1,J}p_{I-1,J}+a_{I,J+1}p_{I,J+1}+a_{I,J-1}p_{I,J-1}+b_{I,J} \quad \textbf{(6.88)}$$

Burada $a_{I,J}=a_{I+1,J}+a_{I-1,J}+a_{I,J+1}+a_{I,J-1}$ şeklindedir ve denkleme ait katsayılar Tablo 6.4'de verilmektedir.

Tablo 6.4: SIMPLER algoritması katsayıları

$a_{I+1,J}$	$a_{I-1,J}$	$a_{I,j+1}$	$a_{i,J-1}$	$b_{I,J}$
$(\rho dA)_{i+1,J}$	$(\rho dA)_{i,J}$	$(\rho dA)_{I,j+1}$	$(\rho dA)_{I,j}$	$(\rho\hat{u}A)_{i,J}-(\rho\hat{u}A)_{i+1,J}$ $+(\rho\hat{v}A)_{I,j}-(\rho\hat{v}A)_{I,j+1}$

6.3.3 SIMPLEC Algoritması

SIMPLEC algoritması 1984 senesinde Van Doormal ve Raithby tarafından ortaya konulmuştur ve temel olarak yine SIMPLE algoritmasını kullanmaktadır. İki algoritma arasındaki temel fark SIMPLEC algoritmasında momentum denklemleri manipüle edilmektedir. Bu sayede SIMPLEC algoritmasında ihmal edilen düzeltme denklemi terimleri Sımple algoritmasına oranla daha az belirgin olarak kalmaktadır.

SIMPLEC algoritmasında u hız düzeltme denklemi aşağıdaki gibidir;

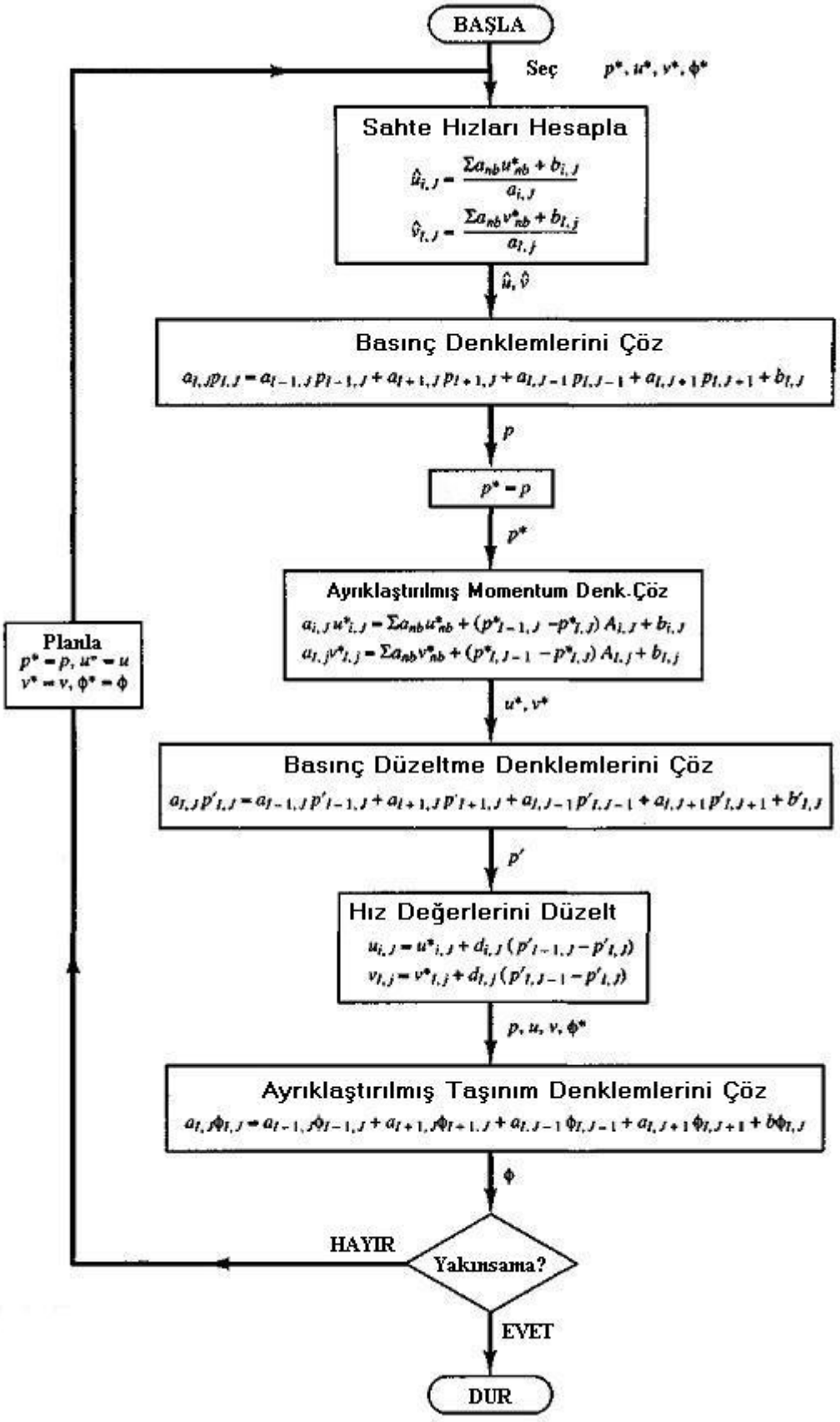
$$u'_{i,J}=d_{i,J}\left(P'_{I-1,J}-P'_{I,J}\right) \quad \textbf{(6.89)}$$

$$d_{i,J}=\frac{A_{i,J}}{a_{i,J}-\sum a_{nb}} \quad \textbf{(6.90)}$$

Benzer şekilde modifiye edilmiş v hız düzeltme denklemi de ;

$$v'_{I,j}=d_{I,j}\left(P'_{I,J-1}-P'_{I,J}\right) \quad \textbf{(6.91)}$$

$$d_{I,j}=\frac{A_{I,j}}{a_{I,j}-\sum a_{nb}} \quad \textbf{(6.92)}$$



Şekil 6.8:SIMPLEC Algoritması akış şeması

7. TİCARİ BİR TAŞIT MODELİNİN AERODİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ.

Bu çalışmada ticari bir aracın üzerindeki akış özellikleri sayısal yöntemler yardımıyla incelenmiştir. Sözkonusu çalışma sırasında incelenen ticari taşıt modeli ve akış koşulları 1996 senesinde Amerika Birleşik Devletlerindeki Sandia Ulusal Laboratuarlarında hazırlanarak, SAE (Society of Automotive Engineers/ Otomotiv Mühendisleri Birliği) tarafından yayınlanan 960906 ve 960907 numaralı makalelerden örnek alınmıştır. Çalışma sırasında incelenen modelin ve akış koşullarının sözkonusu çalışmalardan örnek alınmasının başlıca sebebi sayısal yöntemler yardımıyla bulunan SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) sonuçlarının Sandia Ulusal Laboratuarında elde edilen SAD sonuçları ve rüzgar tüneli test sonuçları ile kontrol edilebilmesidir. Bulunan sonuçların akredite olmuş test ve SAD sonuçları ile doğrulanması çalışma sırasında kurulan modelin ve çözüm koşullarının ne kadar gerçekçi olduğunu ortaya koymakta oldukça yardımcı olmaktadır.

Sözkonusu ticari aracın üzerindeki akış özellikleri incelenirken daha çok aracın arka kısmındaki akış problemleri üzerinde durulacaktır. Böyle bir yöntem seçilmesinin başlıca sebebi ise günümüzde örnek alınan modeldeki bir ticari aracın çözüme kavuşamayan başlıca aerodinamik problemi aracın arka kısmındaki yüksek türbülans seviyelerine sahip girdap oluşumudur.

7.1 Çalışmada İncelenen Geometrik Araç Modeli

7.1.1 Gerçek Araç Modeli

Bu çalışmada incelenen ticari araç modeli Amerika Birleşik Devletleri'nde karayolu taşımacılığında en yoğun olarak tercih edilen (kullanılan) ticari araç modelidir. Söz konusu ticari araç çekici ve treylır bölümlerinden oluşmakta olup geometrinin ayrıntılı resmi Şekil 7.1'de görülmektedir.



Şekil 7.1: Gerçek Araç Modeli

Çalışma sırasında incelenen araç modeline dikkat edilecek olursa daha önce bahsedildiği gibi; araç toplam direnç katsayısı üzerine etki eden parçaların aracın arka kısmı hariç olabildiğince optimize edildiği kolaylıkla farkedilecektir.(Örnek olarak aracın tekelerkleri ve çekici ile treylır arasındaki boşluk kapatılmıştır).

SAD ve rüzgar tünel deneylerinde bu tarz bir araç modelinin kullanılması hem modellerin hazırlanması açısından hem de istenilen noktaya daha rahat odaklanabilmek açısından büyük kolaylıklar getirmektedir.

7.1.2 Geometrik Katı Model

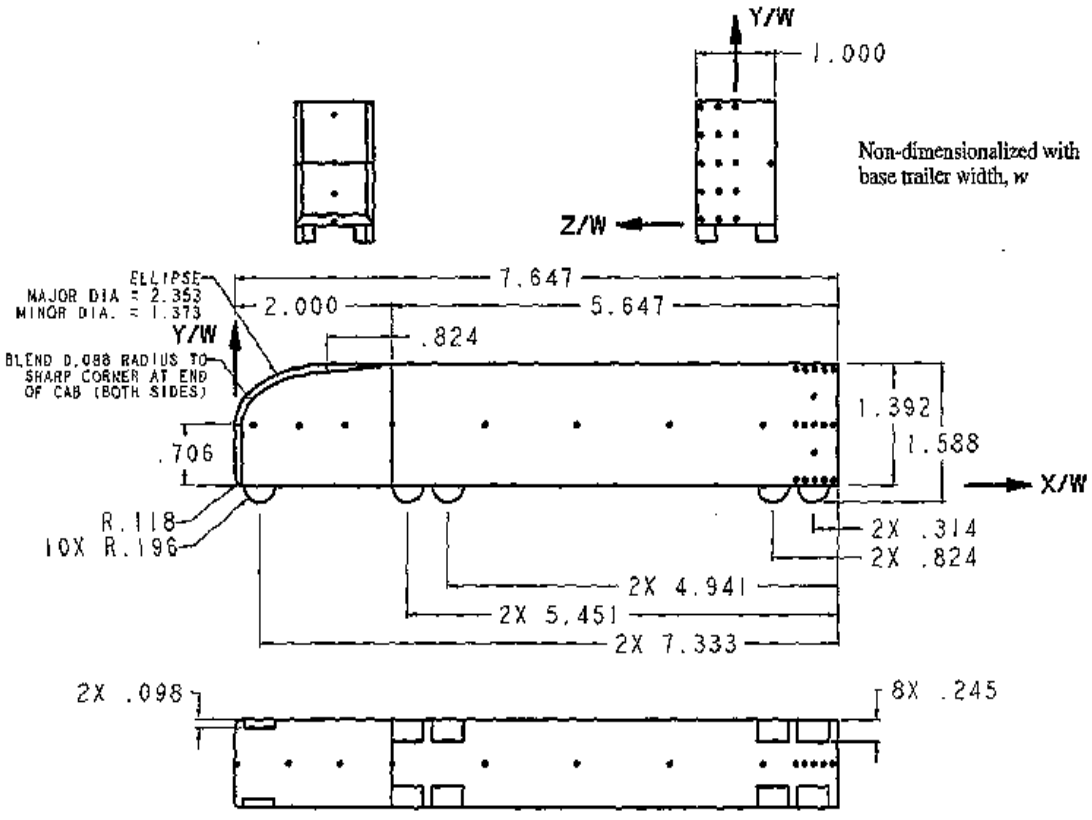
Araç geometrisi üzerindeki akışın SAD yöntemleri yardımıyla incelenebilmesi amacıyla araç geometrisini bilgisayar yazılımlarında simüle edebilecek bir katı model hazırlanmıştır. Söz konusu katı model birebir araç modeli incelenmesinin pahalı ve zaman alıcı olması sebebiyle 1/8 ölçekli bir araç modelinin kullanılması tercih edilmiştir.

Katı model hazırlanırken bu çalışmada aracın sadece arka kısmındaki akış özellikleri üzerine odaklanıldığı için gerçek araç modelinde bulunmasına rağmen katı modelde bulunmayan ve ihmal edilen pekçok geometrik bileşen bulunmaktadır. Örneğin aracın aynaları tampon gövde birleşimleri veya çekici ile treylır arasındaki birleşim detayları gibi geometrik detaylar geometrik katı modele kesinlikle yansıtılmamıştır.

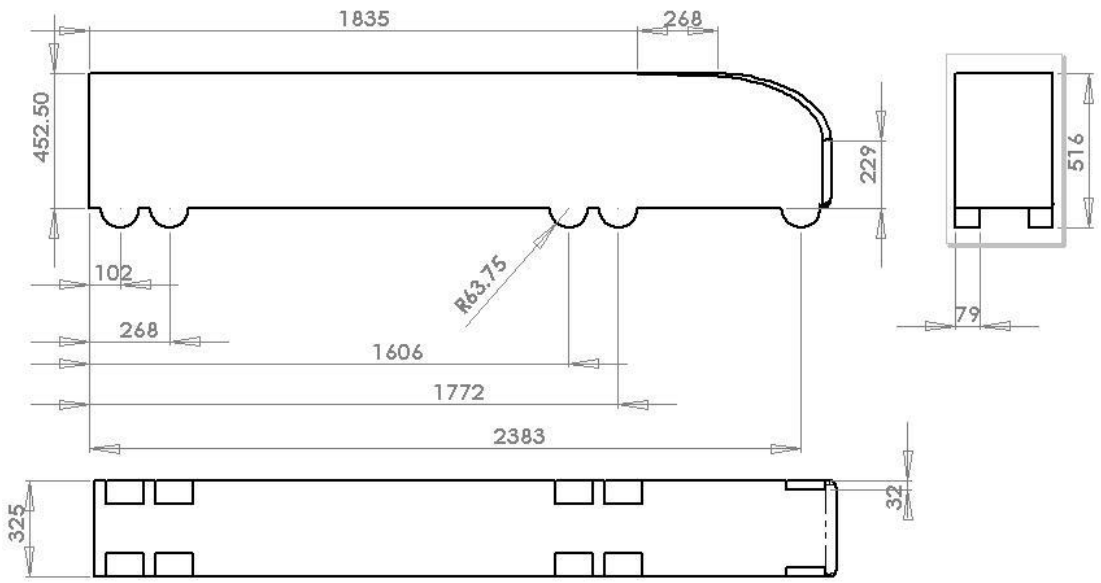
Catia V5 R9 programında hazırlanan geometrik modelin bütün boyut bilgileri Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından yayınlanan 960906/ 960907 numaralı makalelerden alınmıştır. Şekil 7.2'de detaylı araç boyut bilgileri aracın genişliğine oranlanarak boyutsuz olarak verilmiştir.

Söz konusu boyutların parametrik olarak çalışılması geometri üzerindeki ufak değişikliklerin tüm araç geometrisine etkisini hızlandırmakta ve modelleme zamanını oldukça kısaltmaktadır.

Şekil 7.2'de Sandia ulusal laboratuarı tarafından hazırlanan katı modelin 1/1 ölçekli boyut detayları bulunmaktadır. Burada araca ait bütün boyutlar 2.6m (8.5 ft.) araç genişliğine ve 4.1 m (13.5 ft) araç yüksekliğine oranlanarak oranlanarak boyutsuz hale getirilmiştir.

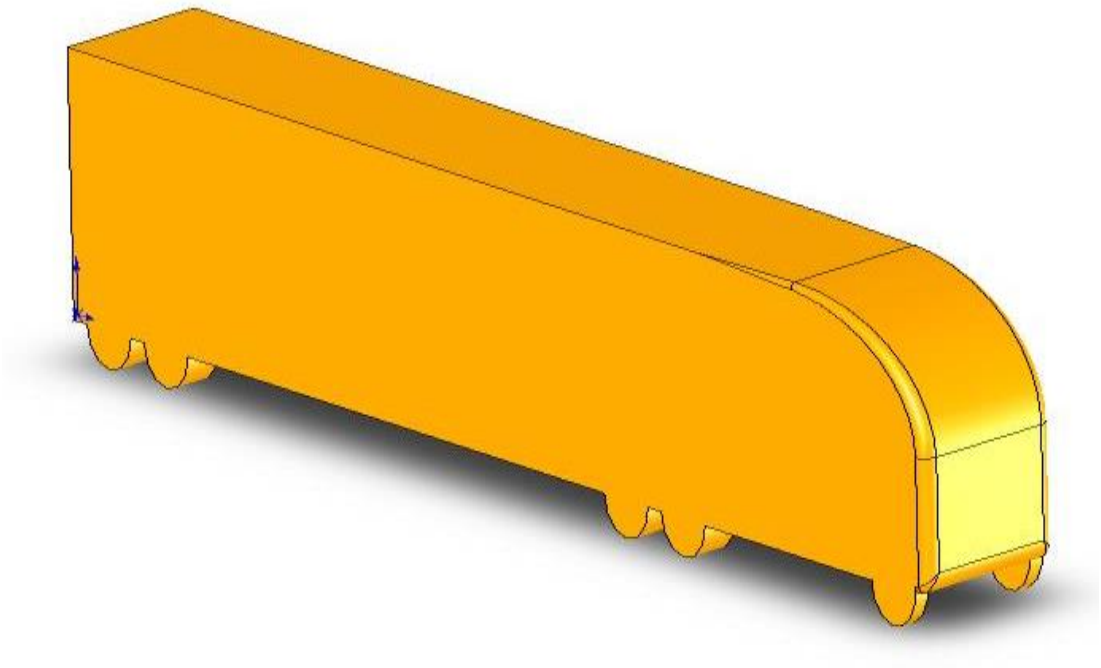


Şekil 7.2: Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından yayınlanan boyutsal araç detayları



Şekil 7.3: 1/8 ölçekle hazırlanan modelin boyut bilgisi

Şekil 7.3'de çalışma sırasında hazırlanan 1/8 ölçekli kamyon geometrisine ait bazı önemli boyut detayları bulunmaktadır



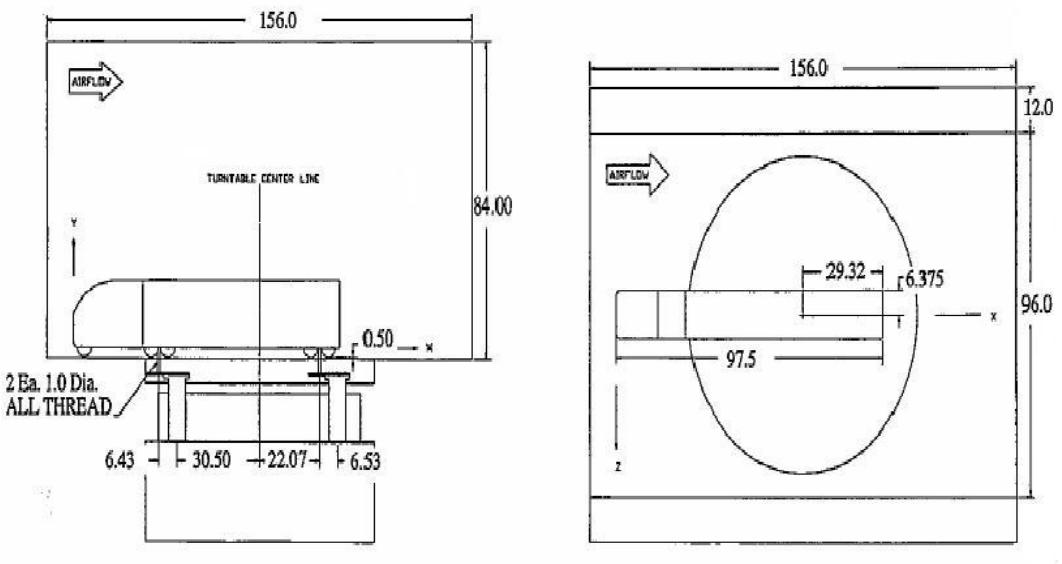
Şekil 7.4: Araç katı modeli

Şekil 7.4'de Catia V5R9 ticari yazılımında hazırlanan hazırlanan katı araç modeline ait resim bulunmaktadır.

7.2 Çalışmada İncelenen Rüzgar Tüneli Modeli

7.2.1 Gerçek Rüzgar Tüneli ve Araç Oryantasyonu

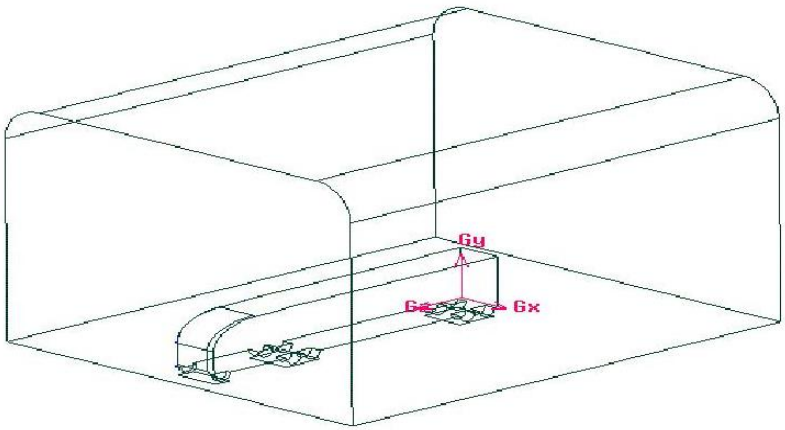
Gerçek rüzgar tüneli geometrisinin boyutları ve aracın deneyler sırasında tünel içerisindeki oryantasyonuna ait bilgiler Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından hazırlanan 960906/ 960907 numaralı SAE makalelerinden alınmıştır.



Şekil 7.5: Rüzgar tüneli geometrisi ve araç oryantasyonu (Boyutlar İnç Olarak Verilmştir.)

7.2.2 Rüzgar Tüneli Katı Modeli ve Araç Oryantasyonu

Catia V5 R9 ticari progarmı ile hazırlanan rüzgar tüneli geometrisi Sandia Ulusal Laboraturaında kullanılan tünel geometrisinin birebir aynı boyutlarında seçilmiştir. Tünel içerisindeki araç oryantasyonuda rüzgar tüneli tesleri sırasında aracın yerleştirildiği şekilde tasarlanmıştır.

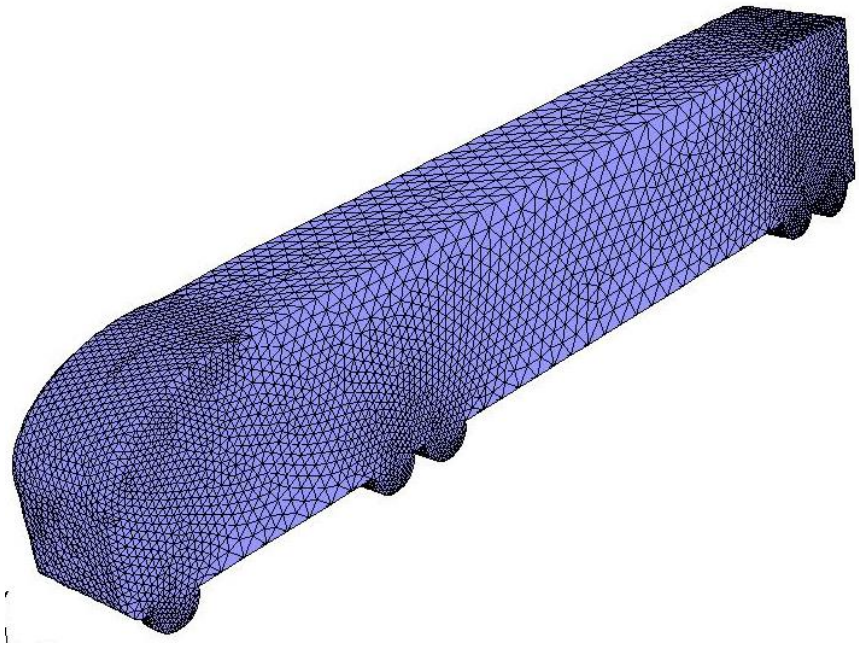


Şekil 7.6: Rüzgar tüneli katı modeli ve araç oryantasyonu

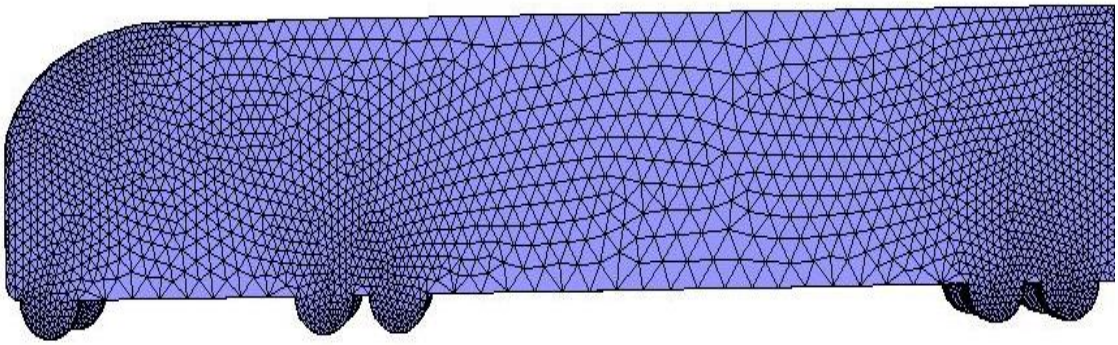
7.3 Çalışmada İncelenen Sonlu Elemanlar Modeli

7.3.1 Araç Sonlu Elemanlar Modeli

Sanal ortamda katı modeli oluşturulan araç geometrisi üzerindeki akış özelliklerinin incelenebilmesi amacıyla ilk olarak araç geometrisine ait iki boyutlu sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Gambit 2.0.2 ticari yazılımı kullanılarak hazırlanan modelde üçgen elemanlar tercih edilmiş ve eleman boyutları akış özelliklerinin değişimi öngörülerek lokal olarak değişken seçilmiştir. Örneğin aracın ön ve arka kısmındaki eleman boyutları yanal gövdelerdeki eleman boyutlarına oranla çok daha küçük seçilmiştir. Şekil 7.7 ve 7.8'da aracın sonlu eleman modeline ait detaylı resimler görülmektedir.



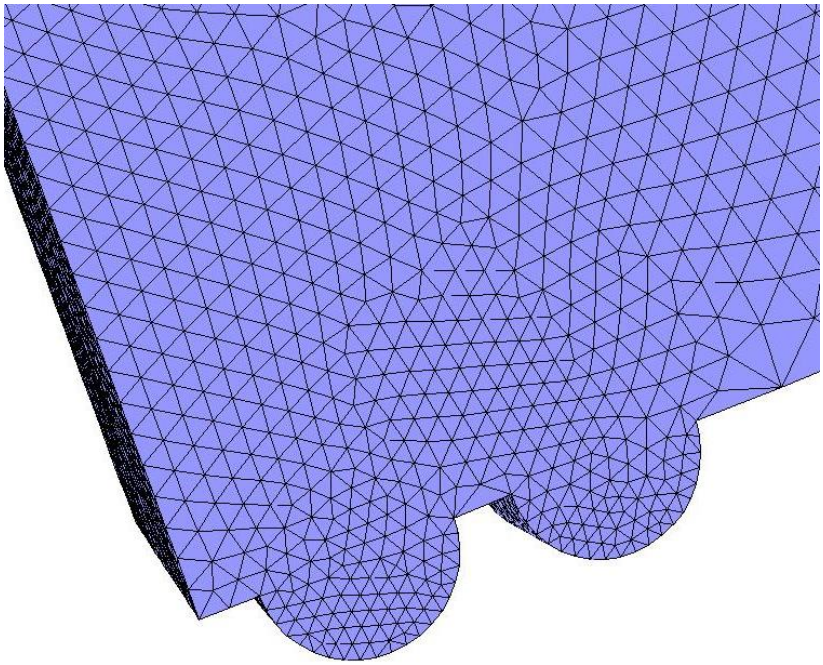
Şekil 7.7: Aracın sonlu elemanlar modeli İzometrik



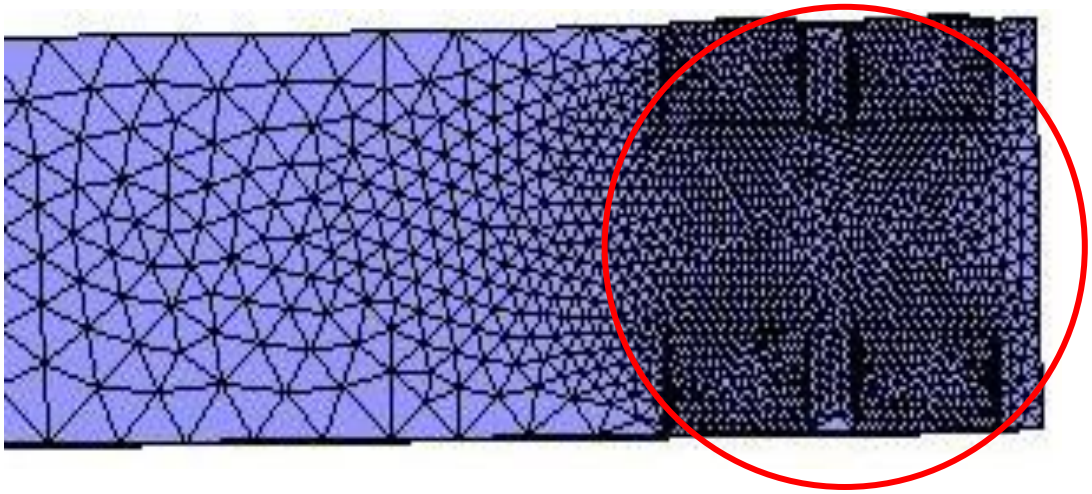
Şekil 7.8: Aracın sonlu elemanlar modeli Soldan

Aracın sonlu eleman modelinde dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta ise aracın tekerleklerini modellerken seçilen eleman boyutlarıdır. Sonraki bölümde inceleneck

olan rüzgar tüneli geometrisi ile araç arasındaki akış aralığının en dar seçildiği nokta tekerler ile tünel tabanı arasında öngörülen boşluktur. Bu boşluk mesafesi Sandia Ulusal Laboratuarları tarafından yayınlanan makalelerde 13 mm olarak verilmiştir. Bu bilgiye dayanarak tekerlekler üzerideki eleman boyutları 13mm değerinden 2 yada 3 kat daha küçük seçilmiştir. Bu uygulamanın sebebi 13 mm'lik boşluk içerisine birden fazla tetrahedral eleman yerleştirebilmektir. Şekil 7.9 ve 7.10'da modelin ayrıntıları gösterilmiştir.



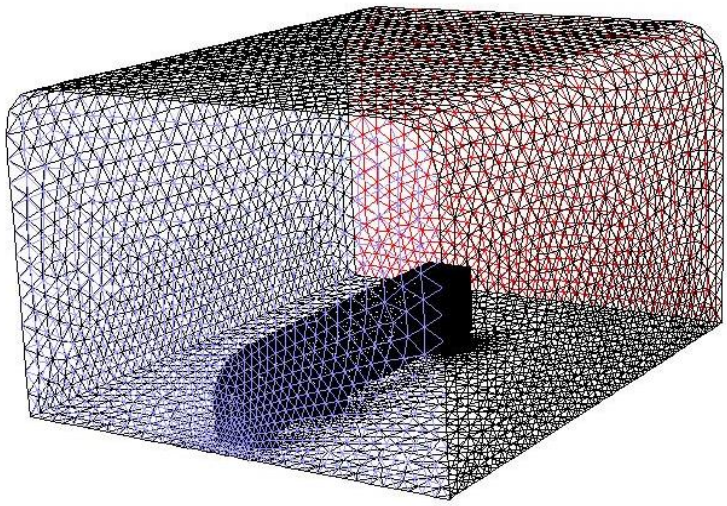
Şekil 7.9: Arka teker sonlu elemanlar modeli detayı



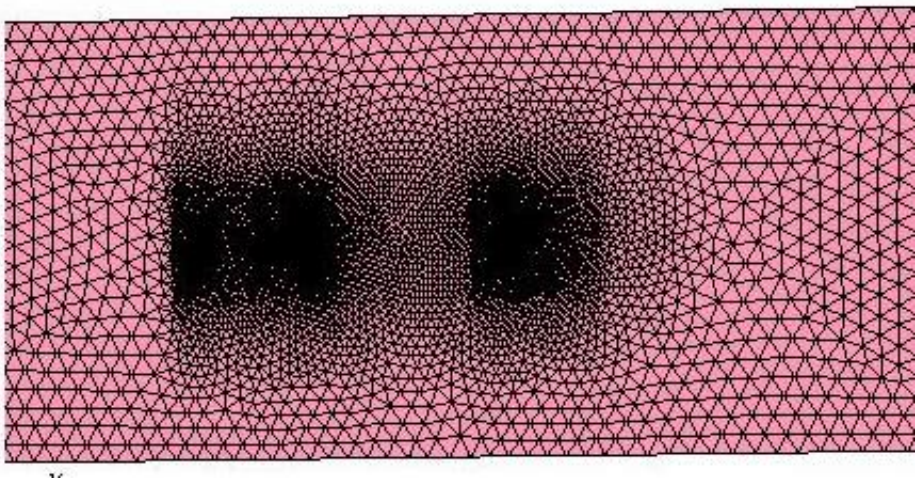
Şekil 7.10: Arka teker sonlu eleman modeli detayı (Alttan)

7.3.2 Çalışmada İncelenen Rüzgar Tünelinin Sonlu Elemanlar Modeli

Araç Geometrisine ait sonlu alemanlar modelinin oluşturulmasının ardından aracın üzerinden akan havanın modellenebilmesi amacıyla sözkonusu akışı sınırlayan rüzgar tüneli cidarlarının sonlu eleman modelinin hazırlanması gerekmektedir. Rüzgar tünelinin ve araç geometrisinin sonlu eleamn modellerinin hazırlanması ile çalışmanın gerçek amacını etkileyen araç üzerindeki havanın modellenmesine geçiş yapılacaktır.



Şekil 7.11: Rüzgar tünelinin sonlu elemanlar modeli (İzometrik)



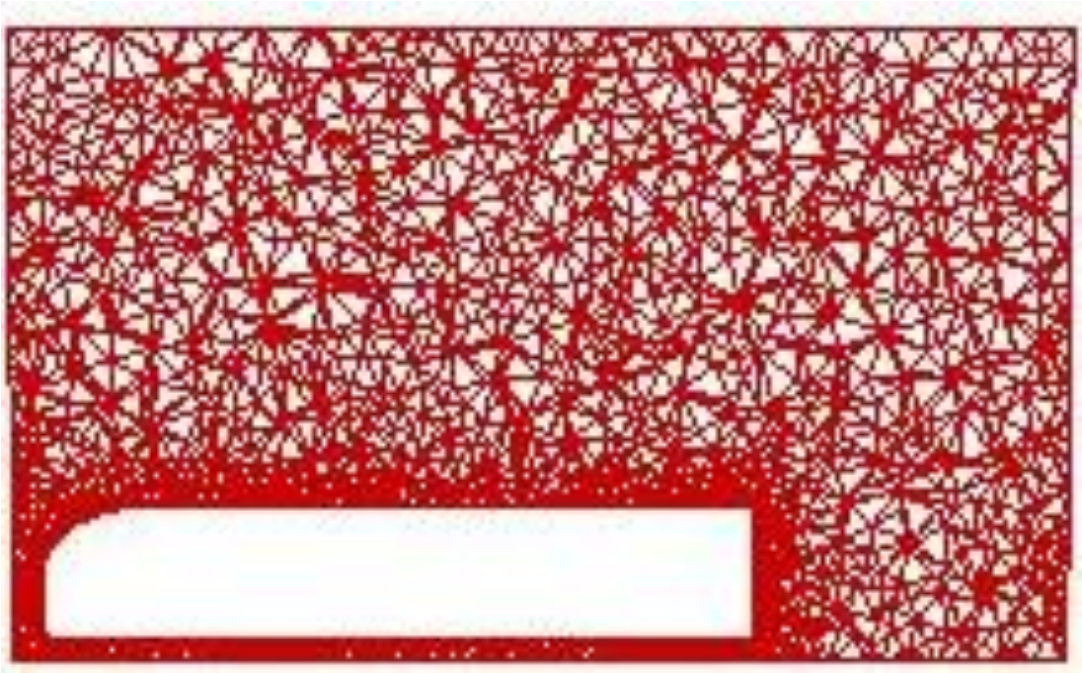
Şekil 7.12: Rüzgar tünelinin sonlu elemanlar modeli (Alttan)

Şekil 7.11'den de görüldüğü üzere tekeleklerin bulunduğu bölgeler oldukça küçük elemanlar kullanılarak modellenmiştir.

7.3.3 Araç Üzerindeki Havanın Sonlu Elemanlar Modeli

Araç yüzeyinin ve rüzgar tüneli yüzeylerinin iki boyutlu sonlu eleman modellerinin oluşturulmasının ardından araç üzerinden akan havanın sonlu elemanlar modeli 3 boyutlu tetrahedral elemanlar kullanılarak hazırlanmıştır. Üç boyutlu modelin oluşturulmasında ticari Tgrid yazılımı kullanılmıştır.

Şekil 7.13'de araç üzerindeki havanın sonlu eleman modelinin rüzgar tünelinin simetri ekseninde bulunan düzlemdeki izdüşümü görülmektedir.

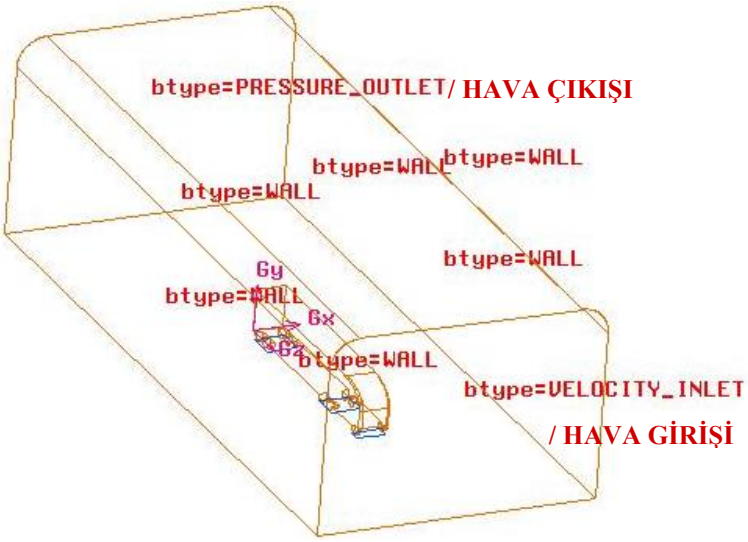


Şekil 7.13: Araç Üzerindeki Havanın Sonlu Eleman Modeli

7.4 Çözüm Alanı Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Üç boyutlu sonlu eleman modelininn hazırlanmasının ardınadan araç üzerindeki akışın SAD yazılımları tarafından simüle edilebilmesi için oluşturulan çözüm alanına ait sınır koşullarının açıkça belirlenmesibelirlenmesi gerekmektedir.

Sözkonusu sınır koşulları akışın karakteristik özelliklerini (Akış hızı , akışkan sıcaklığı , akışkan yoğunluğu , akışkan basıncı , vb.) değiştirmesi sebebiyle çözücü programın sağlıklı çalıştırılabilmesi için çok dikkatli belirlenmelidir.Şekil 7.14 de belirlenen geometrik sınır koşullarıyla ilgili açıklayıcı bir şekil bulunmaktadır.



Şekil 7.14: Sınır Koşulları

Şekil 7.14' de görüldüğü üzere

i)Aracın burun kısmındaki rüzgar tüneli cidarı Velocity Inlet / Hız (Hava) Girişi sınır koşuluna sahiptir.

Hava Giriş Hızı $v_{hava\ giriş} = 29\ m/s$

Türbülans Duyarlılığı $I = 0.001$

Türbülans Kinetik Enerjisi $k = \frac{3}{2}\left(v_{hava\ giriş} I\right)^2 = 1.2615 * 10^{-3}\ \ m^2/s^2$

Türbülans Dissipasyon Oranı $\varepsilon = \frac{\Delta k U_\infty}{L_\infty} = 3.04 * 10^{-4} m^2/s^3$

ii)Aracın arka kısmındaki rüzgar tüneli çıkışı Pressure Outlet / Basınç (Hava) Çıkışı sınır koşuluna sahiptir.Burada seçilen basınç değeri atmosferik basınç olup 0 Pa değerindedir.

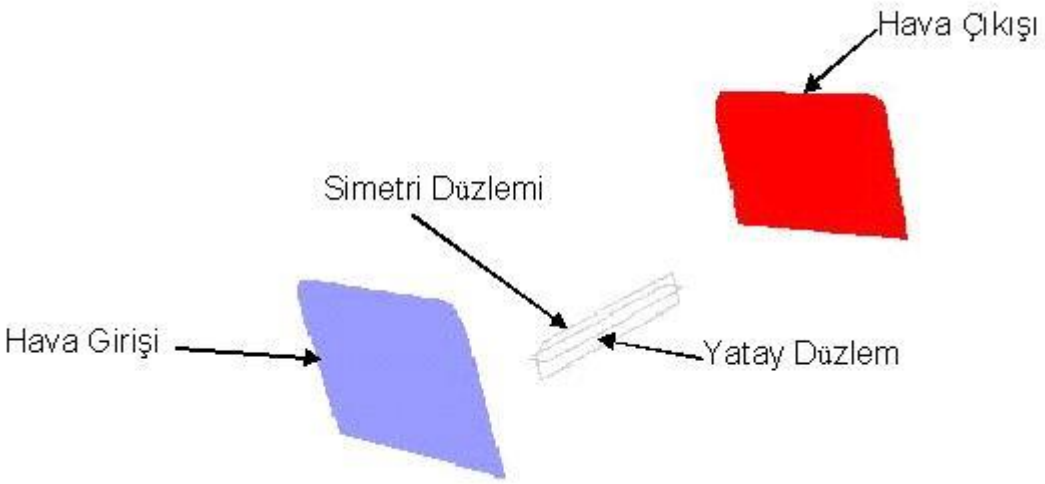
iii)Rüzgar tüneline ait diğer dört cidar ise sabit duvar kabulü ile Wall / Duvar sınır koşuluna sahiptir.

iv)Çözüm alanına ait çeşitli karakteristik değişkenler aşağıdaki gibi seçilmiştir;

Çözücü Tipi	: *Segregated*	Ayrıklaştırma Methodu	: İkinci Mertebe
Çözüm Alanı	: *3D*	Türb. Modeli	: *RNG k- ε Model*
Formülasyon	: *Implicit*	Türb. Belirleme Methodu	: *k- ε*
Zaman	: *Steady*	Çalışma Şartları	: *101325 Pa*
Hız Formülasyonu	: *Absolute*		
Akış Hesabı Algoritması	: SIMPLE		

7.5 Koşu Sonuçları

7.5.1 Sonuç İnceleme Bölgeleri



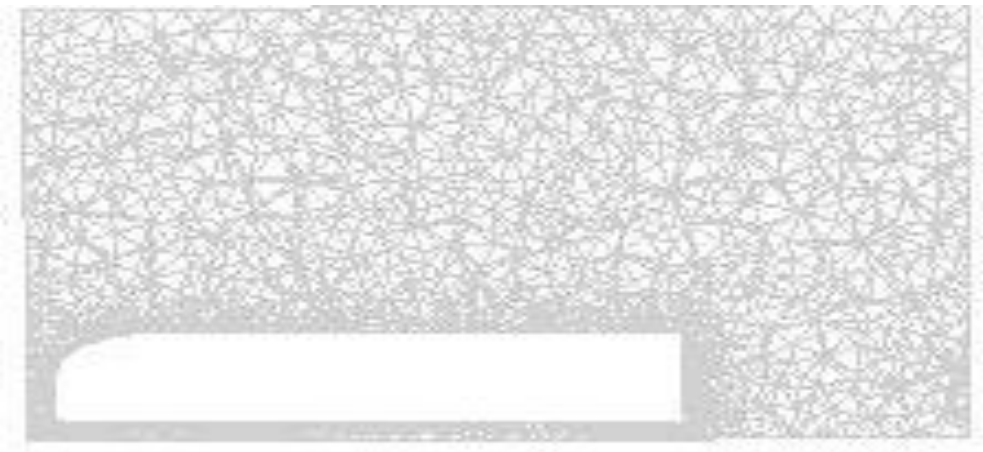
Şekil 7.15: Sonuç inceleme bölgeleri

Bu çalışmada sayısal yöntemler yardımı ile elde edilen çözüm sonuçları toplam direnç katsayıları değerleri ve araç üzerindeki iki bölge , araç simetri düzlemi ve araç yatay düzlemi , üzerindeki basınç dağılımları ile yorumlanacaktır. Söz konusu iki bölge Şekil 7.15'de açıkça gösterilmektedir.

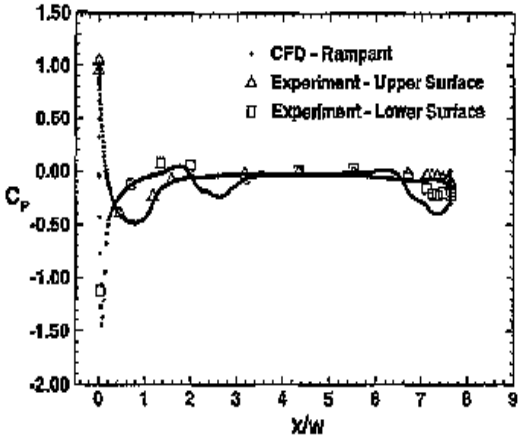
7.5.2 Birinci Koşu ve Sonuçları

Birinci koşu için hazırlanan model ve boyutları tamamen rüzgar tüneli testinin koşulları ile birebir uyumludur. Aracın tünele göre oryantasyonu daha önceki bölümlerde gösterildiği üzere rüzgar tüneli testlerinde olduğu gibi alınmıştır. Sözkonusu araç oryantasyonu ile oluşturulan üç boyutlu model 320,000 tetrahedral eleman içermekte olup , elemanların simetri düzlemi üzerindeki izdüşümleri Şekil 7.16'da görülmektedir.

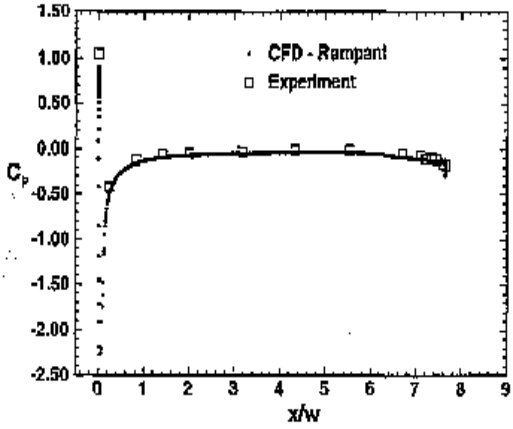
Çözüm içerisinde bulunan bütün değişkenler (k , ε , Contunity , x velocity ,y velocity ve z velocity) için yakınsama kriteri 10^{-3} olarak seçilmiştir ve sonuçlar bu değişkenler üzerinden değerlendirilecektir.



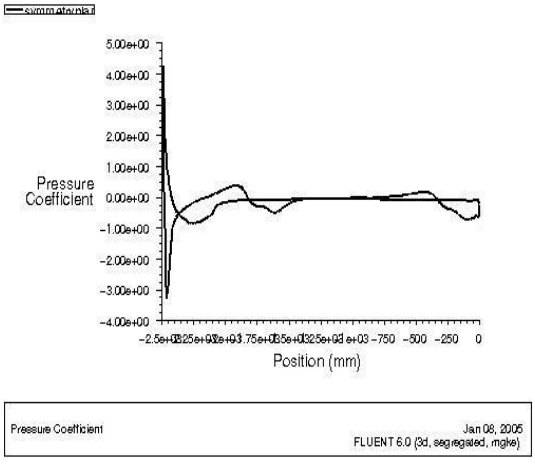
Şekil 7.16: Birinci koşu için araç üzerindeki havanın sonlu elemanlar modeli



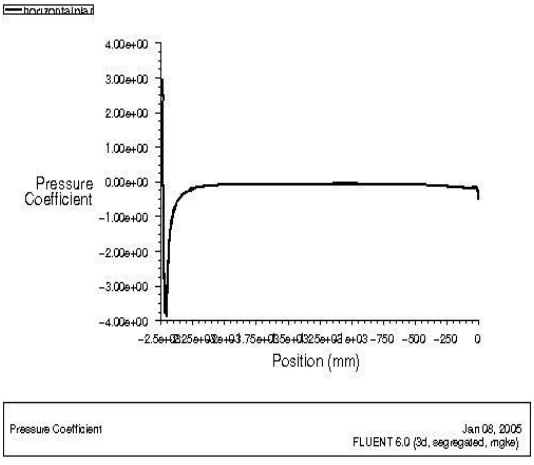
Şekil 7.17: Sandia sonuçları Simetri düzlemi



Şekil 7.18: Sandia sonuçları Yatay düzlem



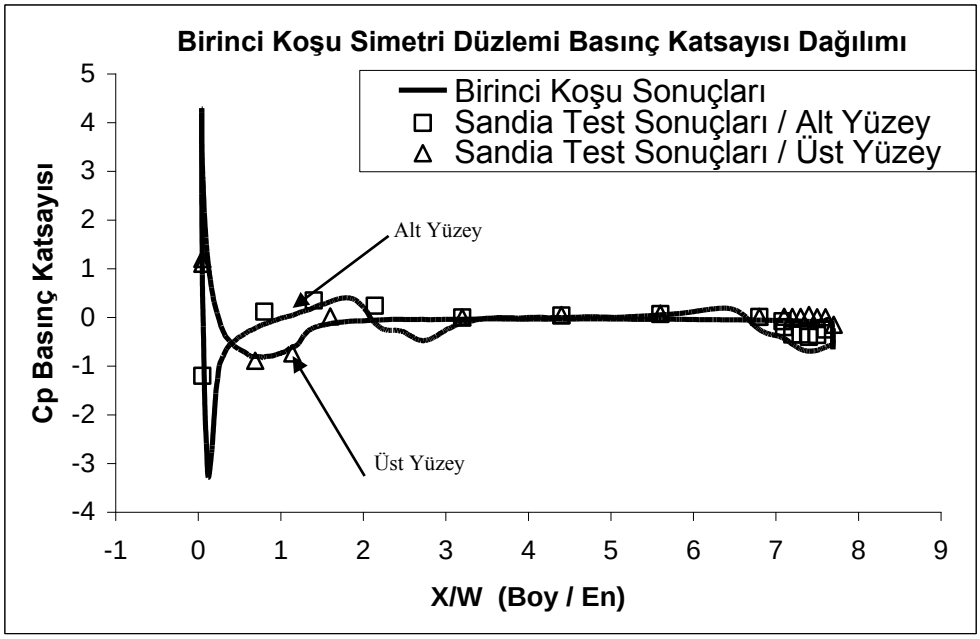
Şekil 7.19: 1.Koşu sonuçları Simetri düzlemi



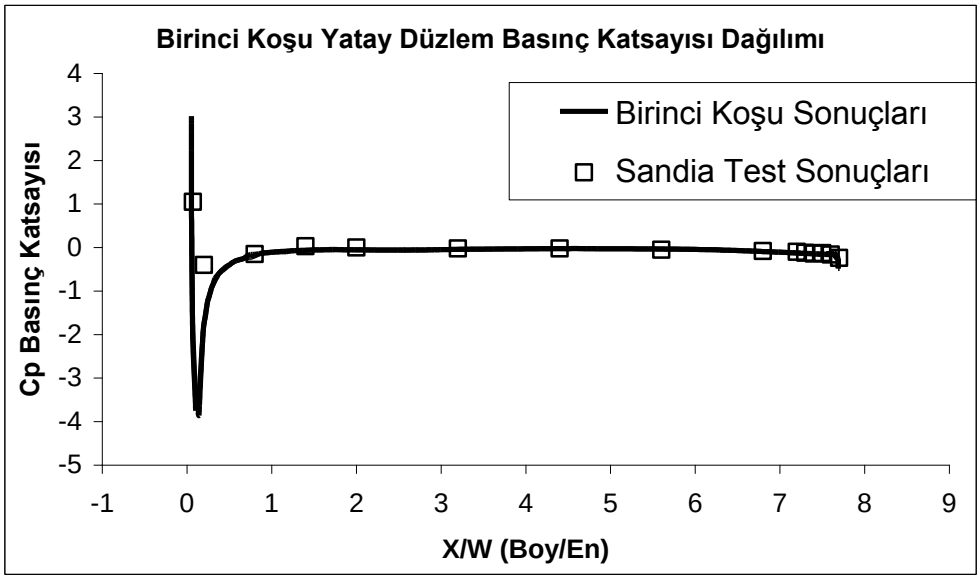
Şekil 7.20: 1.Koşu sonuçları Yatay düzlem

Yukarıdaki ilk iki grafikte (7.17 ve 7.18) Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından deney ve SAD çalışmaları sonucunda aracın simetri ekseni ve yatay ekseni üzerinde tespit

edilen basınç katsaysısı dağılımı değerleri bulunmaktadır. Alttaki iki grafikte ise (7.19 ve 7.20) çalışma sırasında hazırlanan modele ait SAD sonuçları bulunmaktadır. Sonuçların daha açık ve net incelenebilmesi amacıyla Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından deneyler sonucunda tespit edilen araç simetri düzlemi ve yatay düzlemi üzerindeki basınç katsayısı dağılımı değerleri , çalışma sırasında hazırlanan modelden elde edilen SAD değerleriyle aşağıdaki grafiklerde karşılaştırılmıştır



Şekil 7.21: Sandia vs.1. Koşu sonuçları Simetri düzlemi



Şekil 7.22: Sandia vs.1. Koşu sonuçları Yatay düzlem

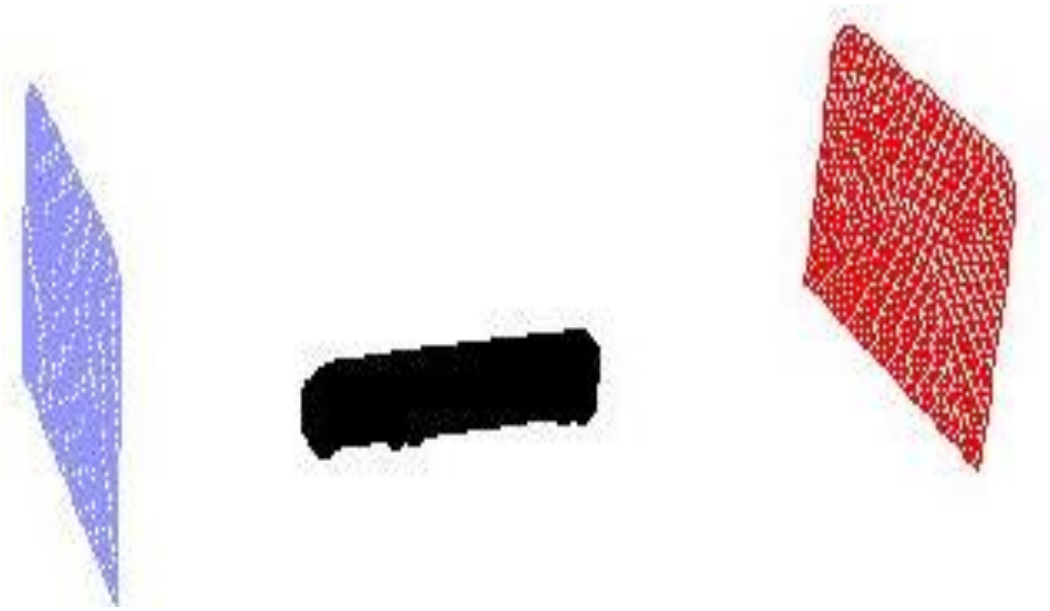
Tablo 7.1: Sandia test sonuçları , Sandia SAD sonuçları ve 1. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması

	Sandia Test Sonuçları	Sandia SAD Sonuçları	İlk Çözüm Sonuçları
Tüm Araç Aerodinamik Direnç Katsayısı	0.35	0.47	0.78
Aracın Arkasınaki Aerodinamik Direnç Katsaysıs	0.13	0.149	0.28

Yukarıdaki grafiklerden ve direnç katsasyısı tablosundan da görüldüğü üzere birinci koşu sonucu elde edilen basınç dağılımı grafiği ile Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından hazırlanan basınç dağılımı grafiği karşılaştırıldığında görülmektedir ki her iki grafiğinde trendleri aynı olmasına rağmen çözüm alanının küçük tutulması yani hava girişinin araç ön yüzeyine çok yakın seçilmesi sebebiyle Basınç Katsayısı (Cp) değerleri olması gerekenden çok daha yüksek bulunmuş , toplam direnç katsayısı artmış ve araç üzerine etki eden kaldırma dirençleri artış göstermiş durumdadır.
Sözkonusu problemin çözülebilmesi amacıyla yeni bir model hazırlanmış ve koşturulmuştur. Hazırlanan yeni model ve koşu özellikleri birsonraki bölümde ayrıntıları ile açıklanmıştır.

7.5.3 İkinci Koşu ve Sonuçları

Birinci koşunun sonuçlarının değerlendirilmesinin ardından araç üzerindeki akışın modellendiği çözüm alanı üç katına çıkartılarak hava giriş yüzeyi ve hava çıkış yüzeyleri araç geometrisinden uzaklaştırılmıştır. Çözüm alanının büyütülmesi iterasyonlar sırasında yapılan hatanın mümkün olduğunca sınır koşulları değerlerinden çok daha küçük değerlerde gerçekleşmesini sağlayacaktır. Başka bir deyişle çözüm alanının büyütülmesi yapılan hata miktarının azalmasını sağlayacaktır. SAD çözümlerinde sıfır hata elde edilebilmesi için ihtiyaç duyulan çözüm alanı büyüklüğü sonsuza yakınsamaktadır dolayısıyla yapılması gereken en önemli aksiyon optimum çözüm alanının tespit edilmesidir. Şekil 7.23'de büyütülen çözüm alanı gösterilmektedir.



Şekil 7.23: Büyütülen çözüm alanı

İkinci koşu için hazırlanan model ve boyutları rüzgar tüneli testinin koşullarından daha büyüktür.Optimum rüzgar tüneli uzunluğu **Volvo** Firmasının **AEDCAE02** numaralı hesaplama prosedürlerinden alınan bir ampirik ifadeye uygun olacak şekilde seçilmiştir.

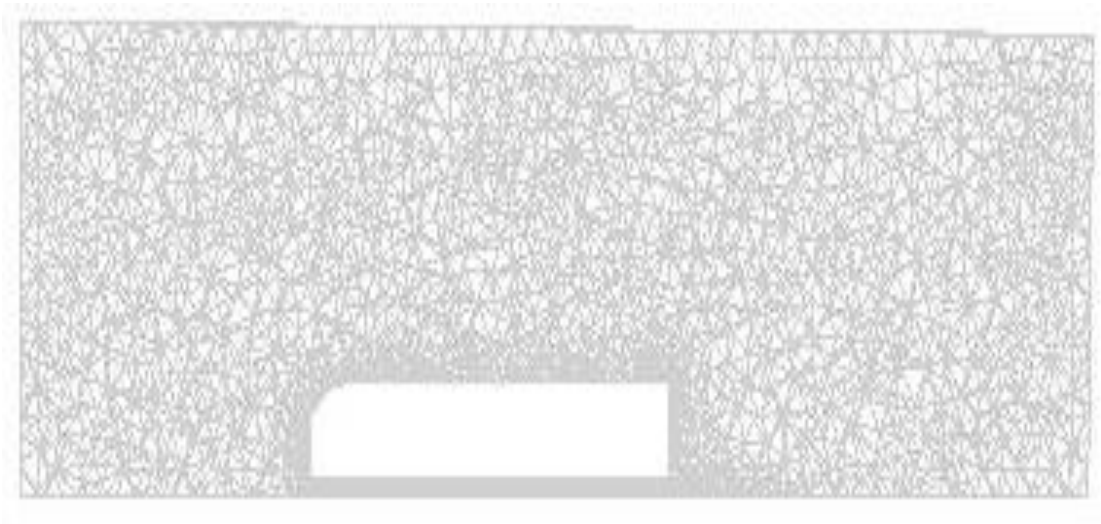
$L_{\infty} \geq 20 * h_{araç}$

L_{∞} =Rüzgar Tüneli Uzunluğu (Sözkonusu Model İçin Yakalaşık 12 m)

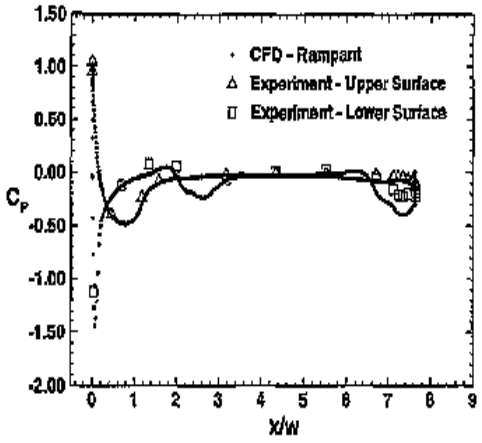
$h_{araç}$ =Tünel İçerisindeki AracınYüksekliği (Sözkonusu Model İçin 0.516 m)

Sözkonusu çözüm alanının büyütülmesinin başlıca sebebi ise yukarıda anlatıldığı üzere SAD sonuçlarının test sonuçlarına yakınayabilmesini sağlamaktır. Yeni araç oryantasyonu ve büyütülmüş çözüm alanı ile oluşturulan üç boyutlu model 580,000 tetrahedral eleman içermekte olup , elemanların simetri düzlemi üzerindeki izdüşümleri Şekil 7.24'de görülmektedir.

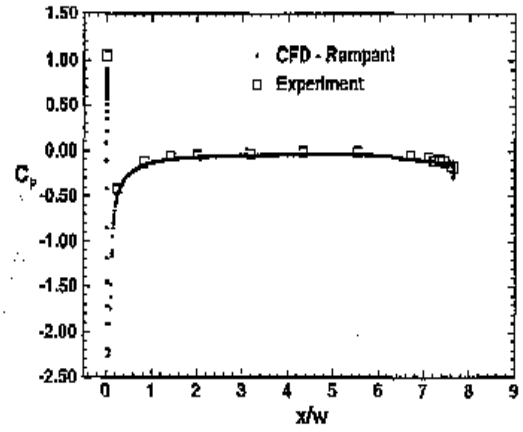
Çözüm içerisinde bulunan bütün değişkenler (k , ε , Contunity , x velocity ,y velocity ve z velocity) için yakınsama kriteri 10^{-3} olarak seçilmiştir ve sonuçlar bu değişkenler üzerinden değerlendirilecektir.



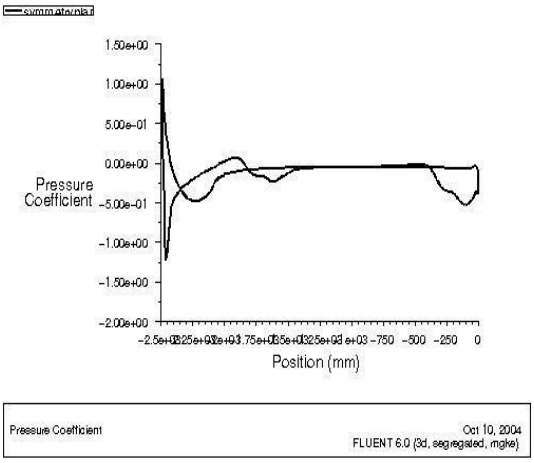
Şekil 7.24: İkinci koşu için araç üzerindeki havanın sonlu eleman modeli



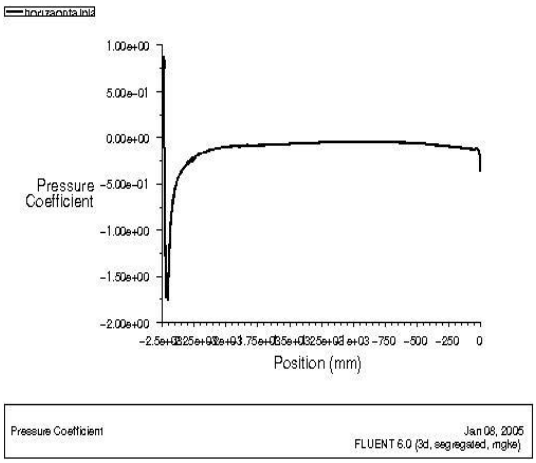
Şekil 7.25: Sandia sonuçları Simetri düzlemi



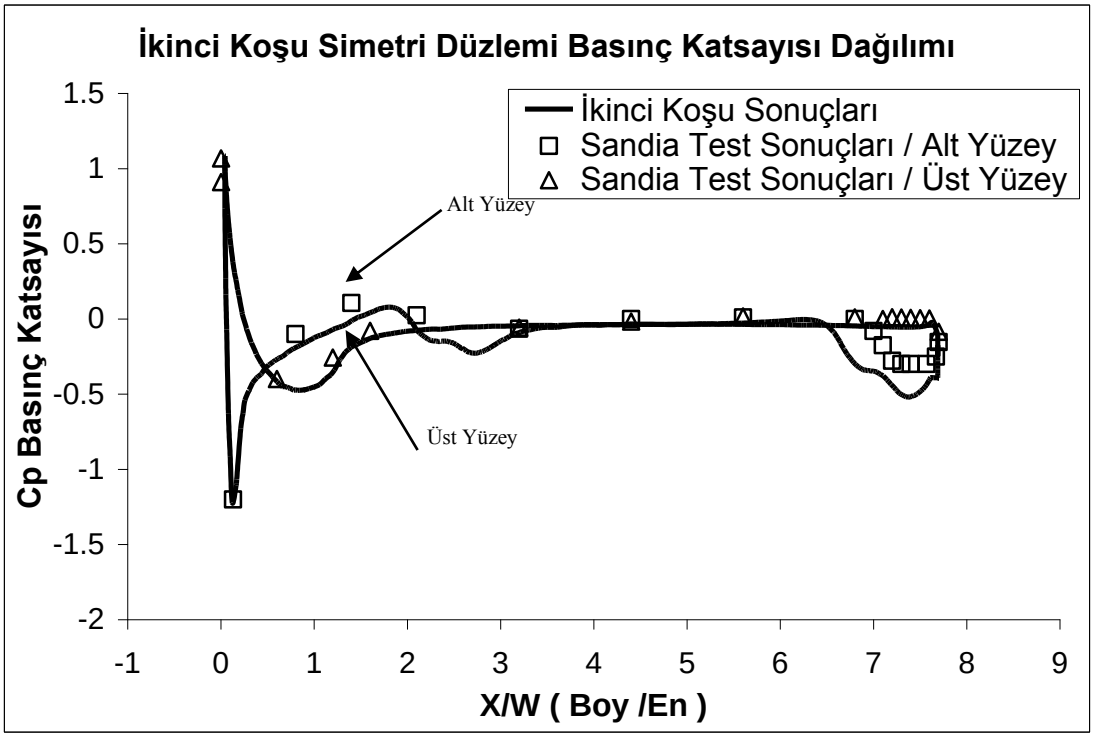
Şekil 7.26: Sandia sonuçları Yatay düzlem



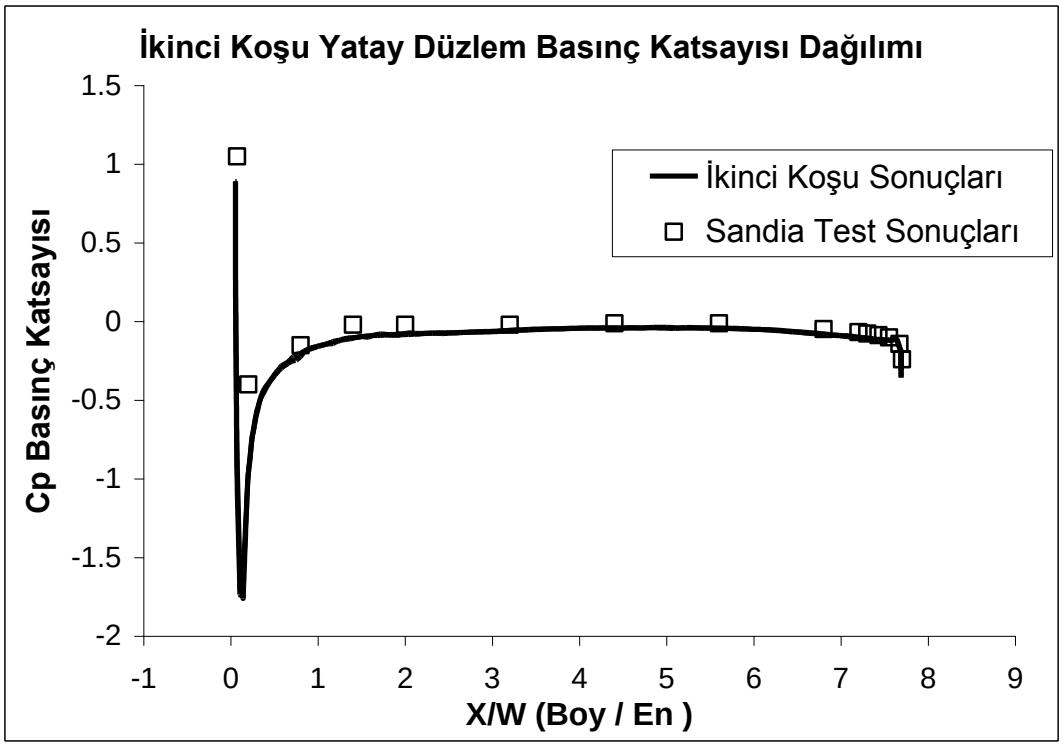
Şekil 7.27: 2.Koşu sonuçları Simetri ekseni



Şekil 7.28: 2.Koşu sonuçları Yatay eksen



Şekil 7.29: Sandia vs.2. Koşu sonuçları Simetri düzlemi



Şekil 7.30: Sandia vs.2. Koşu sonuçları Yatay düzlem

Tablo7.2: Sandia test sonuçları , Sandia SAD sonuçları, 1.ve 2. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması

	Sandia Test Sonuçları	Sandia SAD Sonuçları	İlk Çözüm Sonuçları	İkinci Çözüm Sonuçları
Tüm Araç Aerodinamik Direnç Katsayısı	0.35	0.47	0.78	0.43
Aracın Arkasınaki Aerodinamik Direnç Katsaysıs	0.13	0.149	0.28	0.143

Yukarıdaki grafiklerden ve direnç katsayısı tablosundan da görüldüğü üzere ikinci koşu sonucu elde edilen basınç dağılımı grafiği ile Sandia Ulusal Laboratuarı tarafından hazırlanan basınç dağılımı grafiği karşılaştırıldığında görülmektedir ki birinci koşu sonucunda karşılaşılan aracın ön yüzeyinde gözlenen yüksek basınç katsayısı değerlerine rastlanılmamıştır.

Bunun yanında bulunan direnç katsayısı değerleri Sandia Ulusal Laboratuarındaki test sonuçlarından yüksek bulunmasına rağmen Sandia SAD sonuçlarına nazaran test sonuçlarına daha fazla yakınsamıştır. Hazırlanan model ile elde edilen SAD sonuçlarının Sandia Ulusal Laboratuarında elde edilen SAD sonuçlarından test sonuçlarına daha yakın çıkması sonucunda hazırlanan modelin geometrik boyutları son halini almıştır.

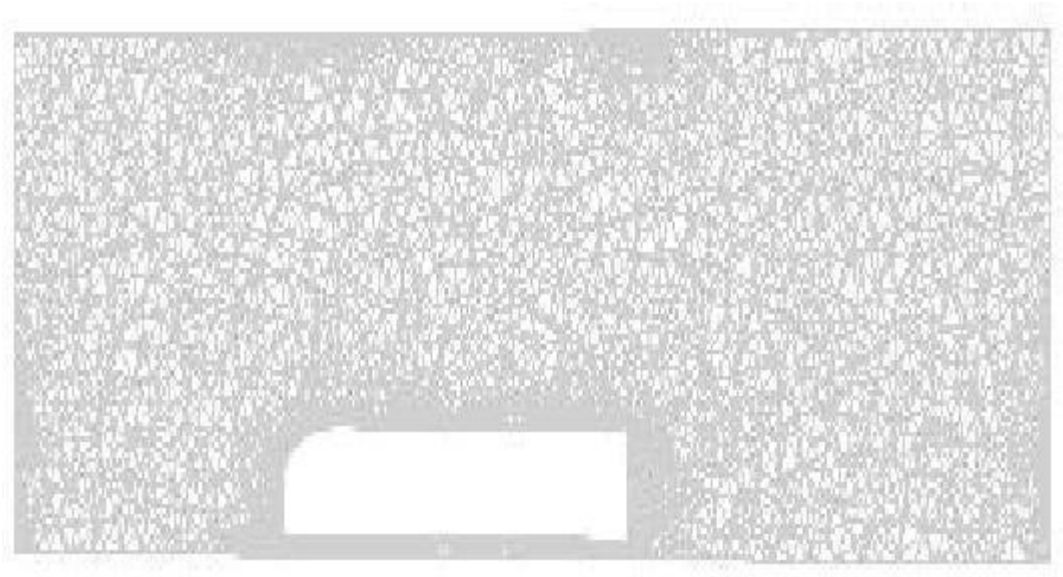
Bu noktadan sonra model üzerinde eleman kaliteleri ve eleman boyutları değiştirilerek yapılacak olan iterasyonlar sayesinde yakınsama / proses süresi açısından elde edilebilecek optimum model araştırılacaktır.

7.5.4 Üçüncü Koşu ve Sonuçları

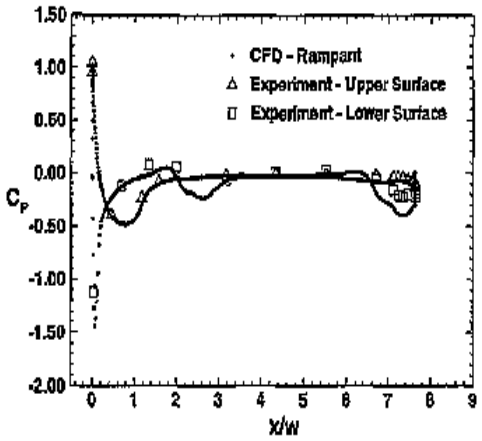
Sandia Ulusal Laboratuarında yapılan araştırmalar ve deneyler sonucunda ulaşılan deneysel basınç katsayısı değerlerine sayısal yöntemlerle ulaşılabilmek üzere ön çözücü programda hazırlanan sonlu eleman modeli ana çözücü program olan Fluent 6.0 'ın adaptive meshing özelliği ile optimize edilmiştir. Sözkonusu optimizasyon aracın arka ve ön kısmındaki yüksek basınç gradyenlerine sahip elemanların adaptasyonu ile elde edilebilmiştir.

Üçüncü koşu için hazırlanan model ve boyutları ikinci koşudaki modelin birebir aynısıdır. Ancak aracın arka ve ön kısmındaki üç boyutlu elemanların optimizasyonu ile oluşturulan üç boyutlu model 780,000 tetrahedral eleman içermekte olup , elemanların simetri düzlemi üzerindeki izdüşümleri Şekil 7.31'de görülmektedir.

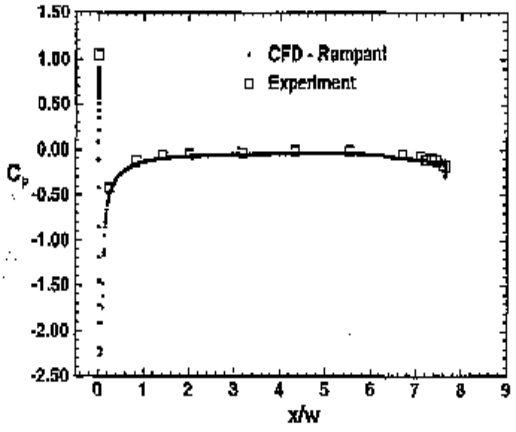
Çözüm içerisinde bulunan bütün değişkenler (k , ε , Contunity , x velocity ,y velocity ve z velocity) için yakınsama kriteri 10^{-3} olarak seçilmiştir ve sonuçlar bu değişkenler üzerinden değerlendirilecektir.



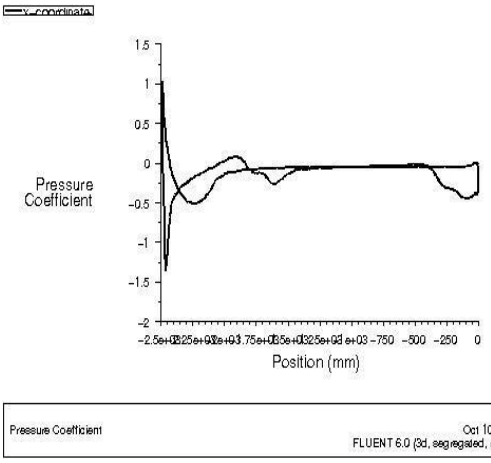
Şekil 7.31: Üçüncü koşu için araç Üzerindeki Havanın Sonlu Eleman Modeli Adaptive Meshing by Fluent 6.0



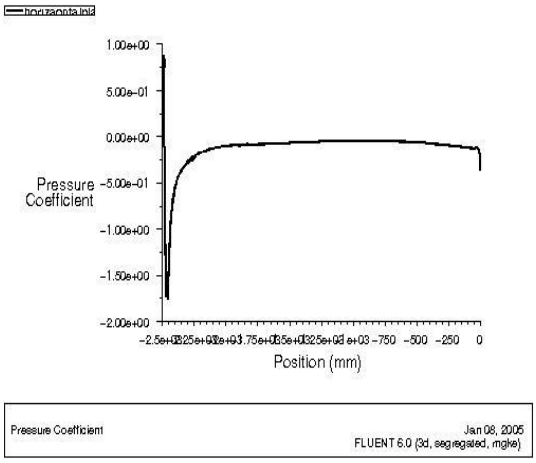
Şekil 7.32: Sandia sonuçları Simetri düzlemi



Şekil 7.33: Sandia sonuçları Yatay düzlem



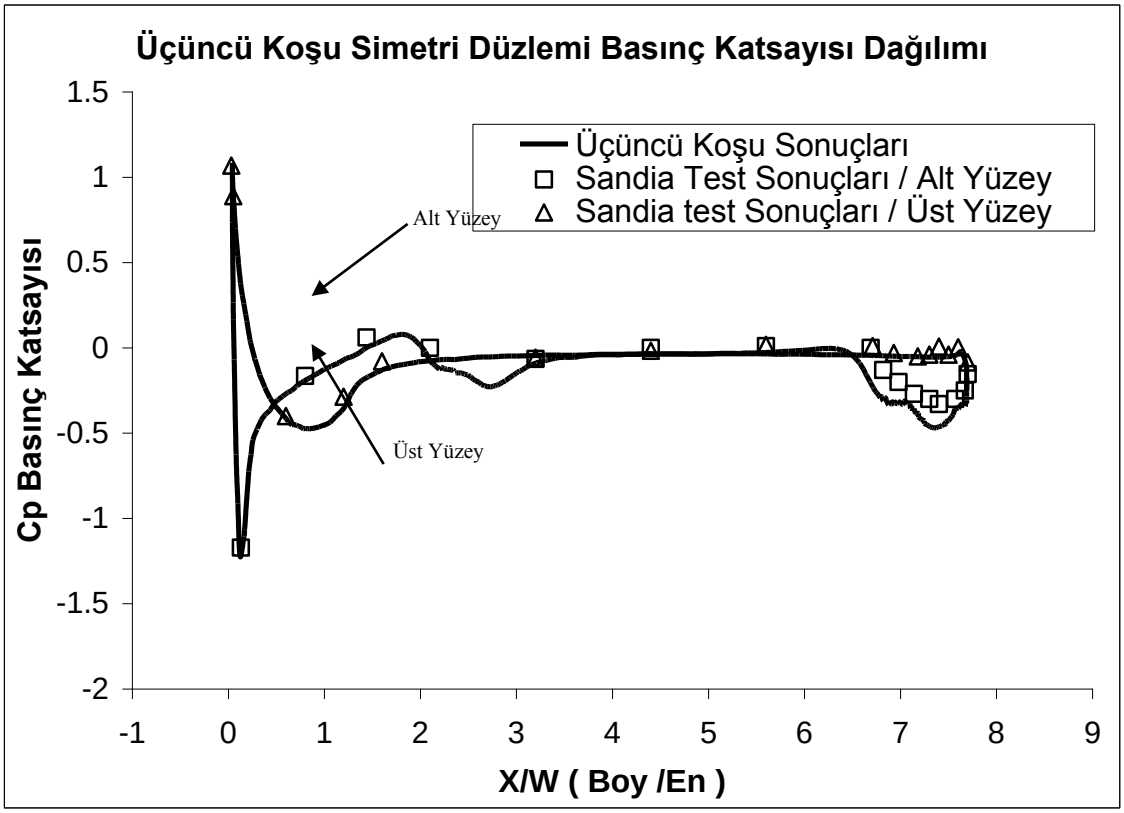
Şekil 7.34: 3.Koşu sonuçları Simetri düzlemi



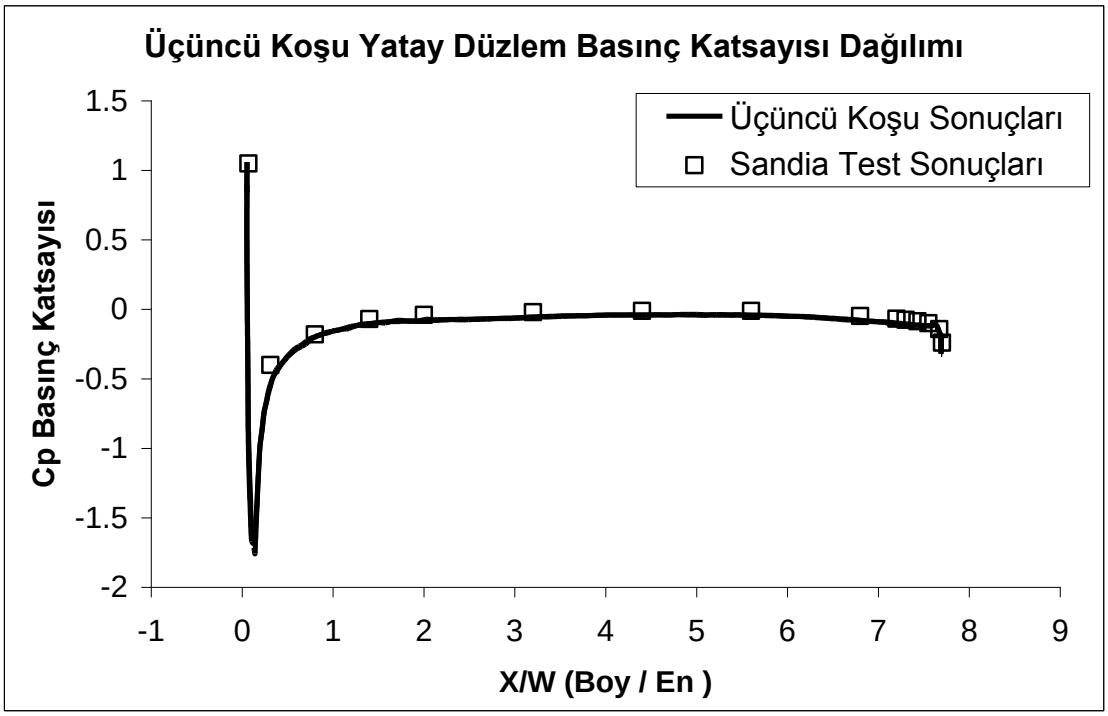
Şekil 7.35: 3.Koşu sonuçları Yatay düzlem

Tablo 7.3: Sandia test sonuçları , Sandia SAD sonuçları, 1.,2.ve 3. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması

	Sandia Test Sonuçları	Sandia SAD Sonuçları	İlk Çözüm Sonuçları	İkinci Çözüm Sonuçları	Üçüncü Çözüm Sonuçları
Tüm Araç Aerodinamik DirençKatsayısı	0.35	0.47	0.78	0.43	0.41
Aracın Arkasınaki Aerodinamik Direnç Katsayısı	0.13	0.149	0.28	0.143	0.139



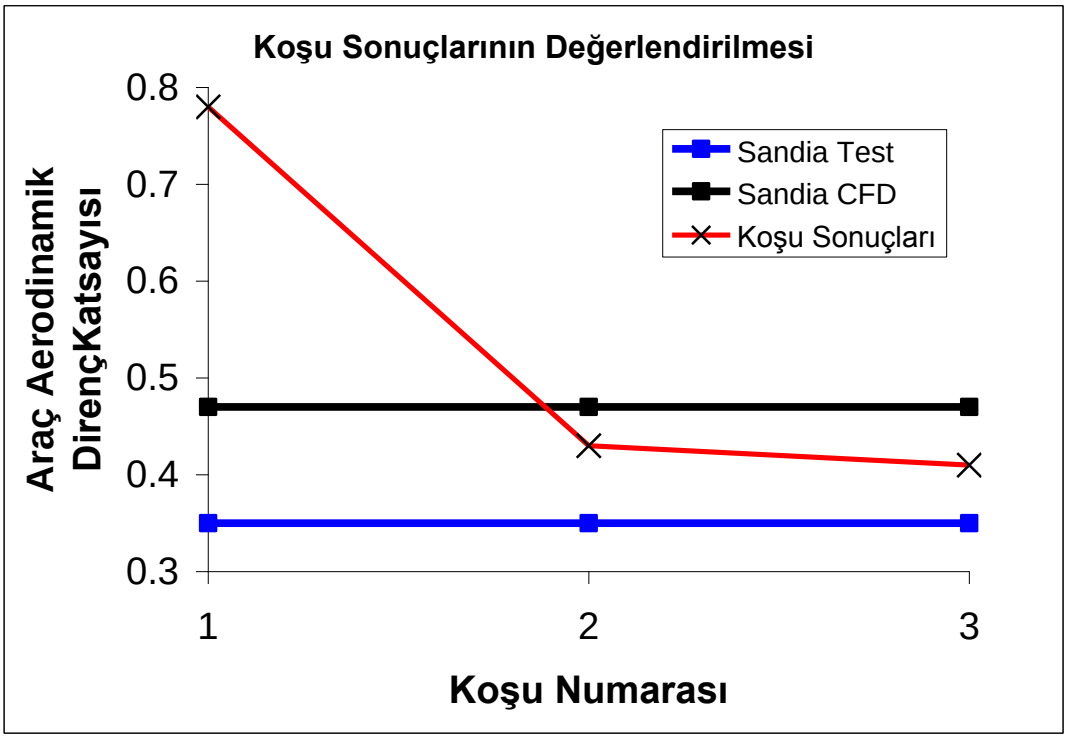
Şekil 7.36: Sandia vs.2. Koşu sonuçları Simetri ekseni



Şekil 7.37: Sandia vs.3. Koşu sonuçları Yatay eksen

Üçüncü koşu sonucunda elde edilen sonuçlar optimum yakınsama / proses süresi oranına sahip modele ait sonuçlardır ve grafiklerdende görüldüğü üzere Sandia Ulusal Laboratuarında elde edilen deneysel sonuçlara oldukça yaklaşılmıştır.

Şekil 7.38 çalışma boyunca hazırlanan modeller ve geliştirmeler sonucunda elde eilen tüm araca ait direnç katsaysınn değişimi gösterilmektedir.



Şekil 7.38: Çalışma boyunca hazırlanan modeller ve geliştirmeler sonucunda elde edilen tüm araca ait direnç katsaysınn değişimi

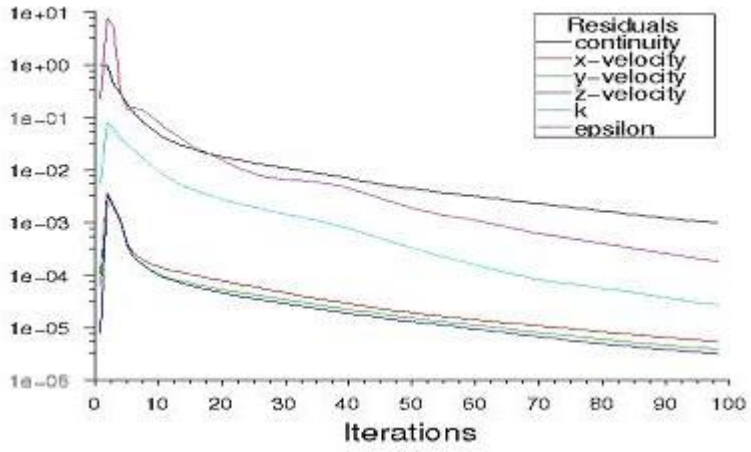
7.5.5 Sayısal Yöntemler Sonucunda Bulunan Değerlerin Doğrulanması

Bu çalışmada kullanılan araç modelinin ve akış koşullarının Sandia Ulusal Laboratuarında daha önce araştırılmış bir model seçilmesinin en önemli sebebi sayısal yöntemler ile bulunan sonuçların yayınlanan test sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanması idi. Nitekim ilk model üzerindeki bir takım geometrik modifikasyonlar ve ağ yapısındaki bir takım optimizasyonlar sonucunda test sonuçlarına oldukça yakınsandığı üçüncü koşuya ait sonuçlarda açıkça görülmektedir.

Ancak elde edilen sonuçların doğruluğunu kontrol etmenin diğer bir yöntemi daha bulunmaktadır. Burada yapılması gereken çözüm alanının dilimlere bölünmesi ve

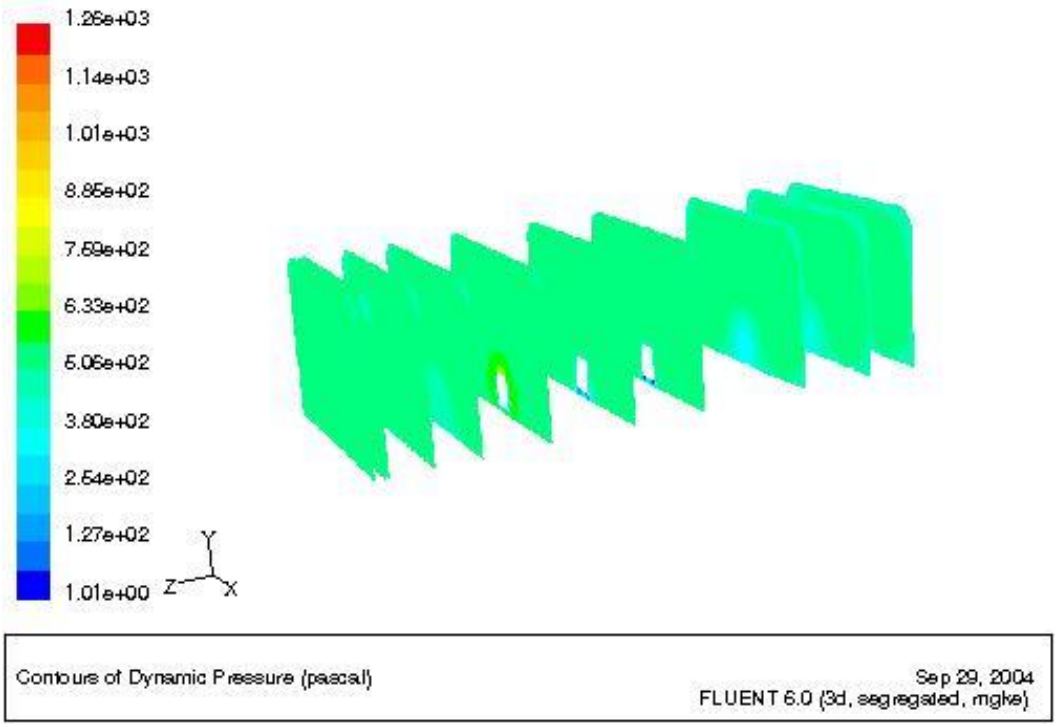
daha önce kullanıcı tarafından belirlenen herhangi bir sınır koşulunun bulunduğu düzlem ile hemen bir sıra eleman sonraki düzleme ait basınç değerlerinin birbirleriyle karşılaştırılmasıdır. Bu doğrulama yönteminin arkasında yatan matematiksel gerçekse akışkanlar mekaniği biliminde basınç ve hız değişkenlerini birbirinden bağımsız olarak çözebilen bir denklem sistemi bulunmamaktadır.

Dolayısıyla SAD çözen ticari yazılımlar bir sıra eleman için basınç değerlerini çözdükten sonra elde ettikleri basınç değerleri için hız değerlerini hesaplarlar.Bu şekilde bütün çözüm alanını tarayan yazılım iterasyonlar sonucu yakınsama kriterine ulaşır ve iterasyonları keser.

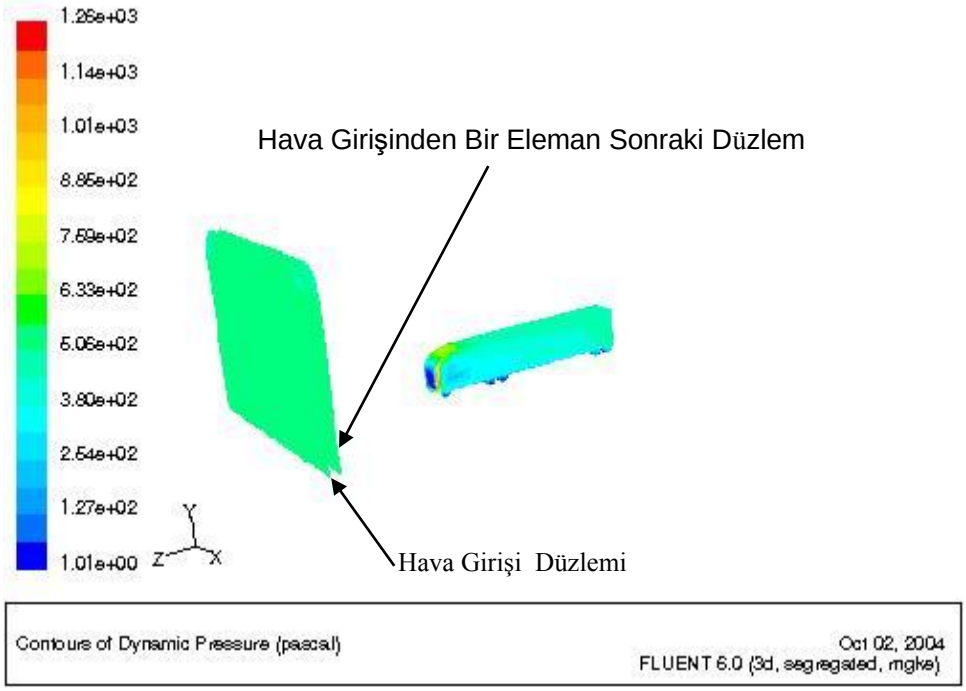


Şekil 7.39: İterasyonlar sonucu belirlenen paremetrelerdeki yakınsama

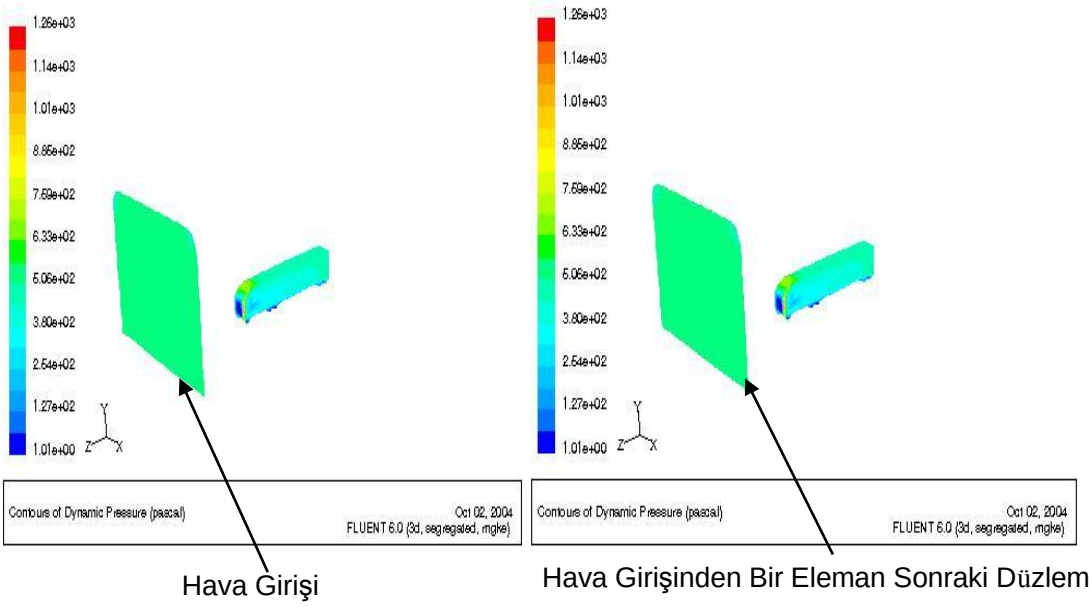
Bu çalışma için çözüm sonuçlarının doğrulanması şu şekilde olacaktır ; hava giriş düzlemindeki statik ve dinamik basınç dağılımı (Hava girişindeki sınır koşulu sabit giriş hızıdır) ile hava girişinden bir sıra eleman sonraki düzleme ait statik ve dinamik basınç dağılımı karşılaştırılacaktır.



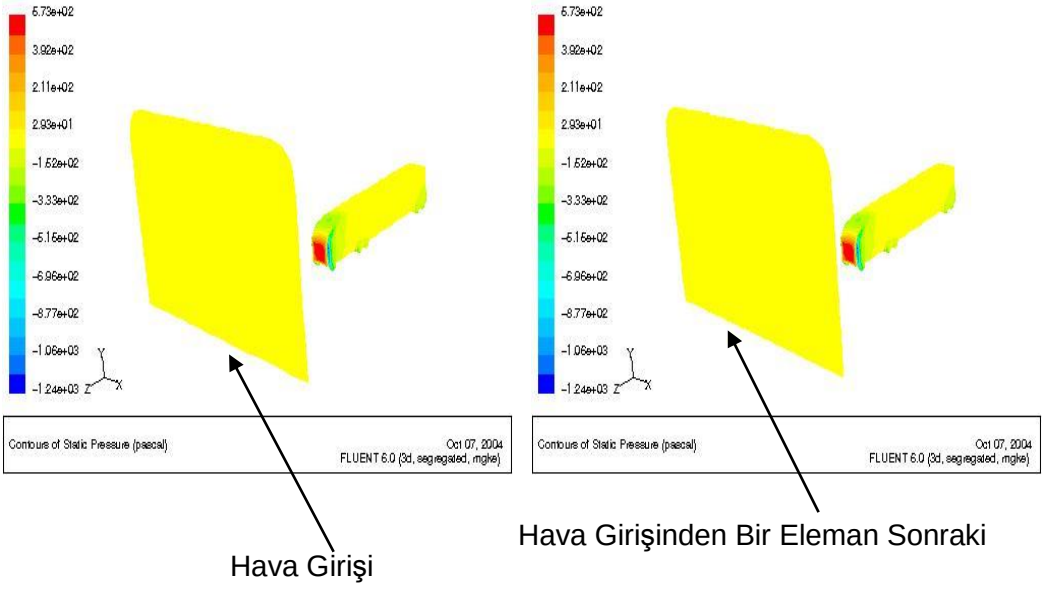
Şekil 7.40: Çözüm alanının dilimlere bölünmesi



Şekil 7.41: Kontrol düzlemlerinin belirlenmesi



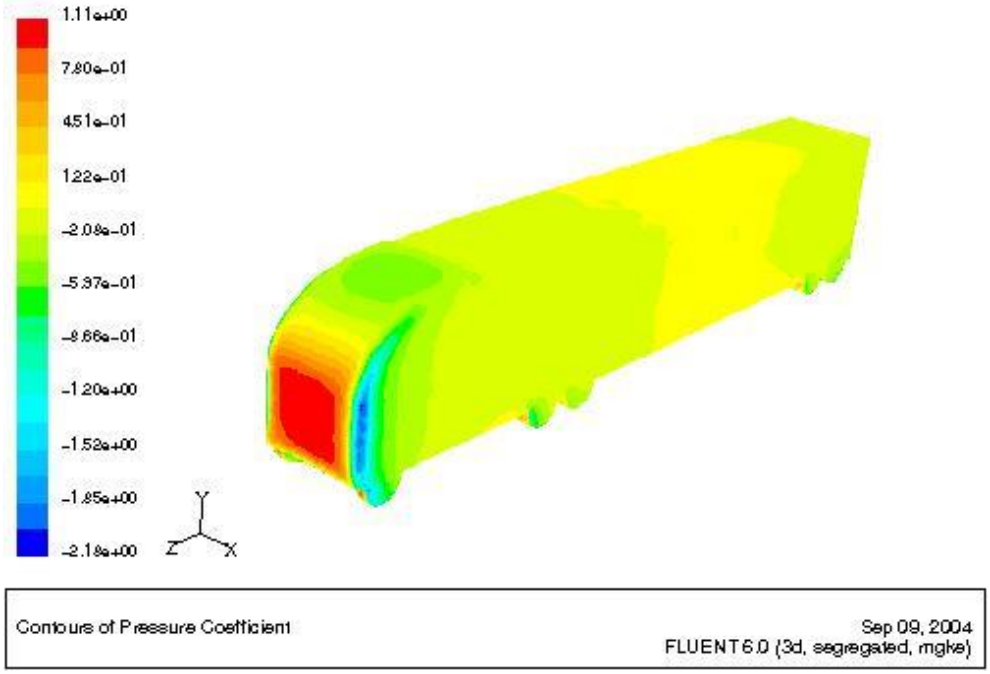
Şekil 7.42: Dinamik basınç kontrolü



Şekil 7.43: Statik basınç kontrolü

Yukarıdaki statik ve dinamik basınç dağılımı sonuçlarından anlaşıldığı üzere üçüncü koşu sonucunda elde edilen sonuçlar güvenilir sonuçlardır.Bu bölümden sonra araç geometrisi üzerinde yapılan aerodinamik iyileştirmeler de üçüncü koşu modelinin sahip olduğu geometrik yapıya ve eleman kalitesine sahip olacaktır.

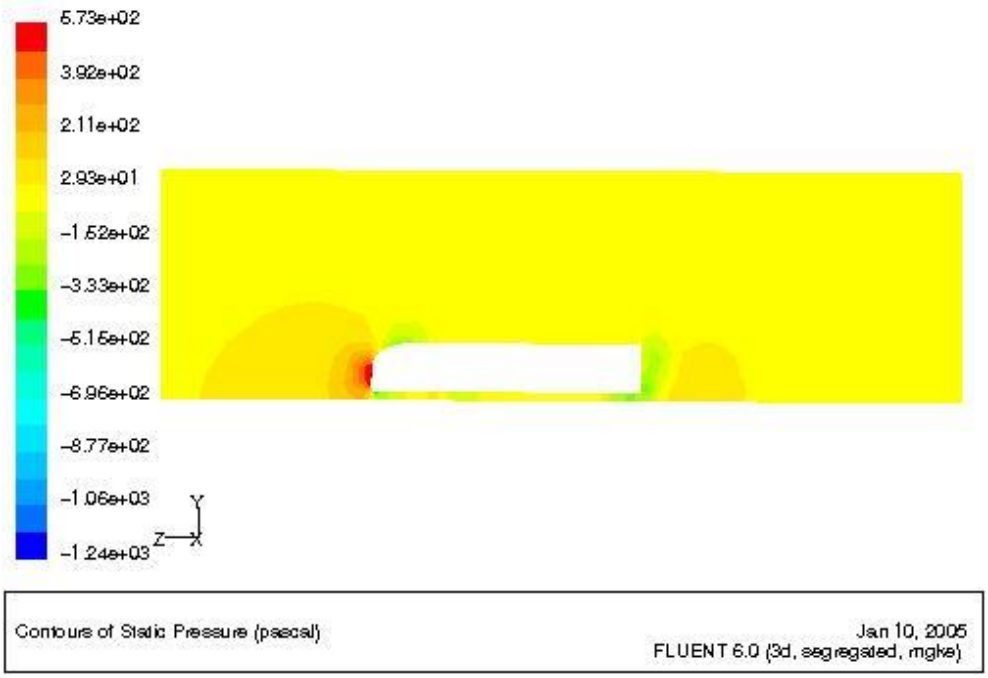
7.5.6 Sayısal Yöntemlerle Elde Edilen Üçüncü Koşu Sonuçlarının İncelenmesi



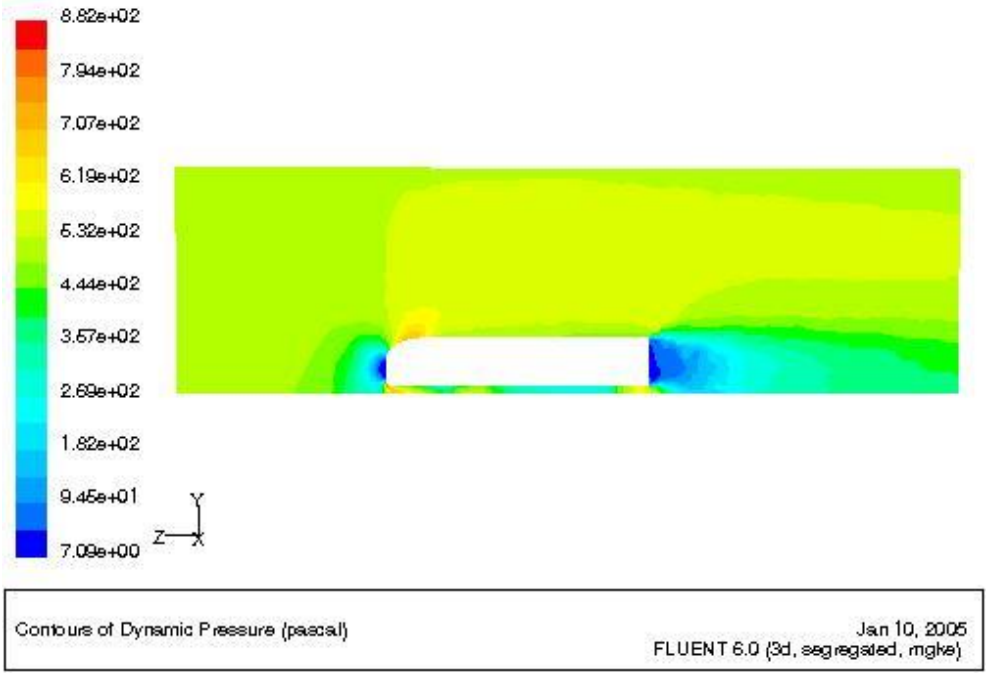
Şekil 7.44: 3.Koşu sonucunda araç üzerinde basınç katsayısı dağılımı (Önden)



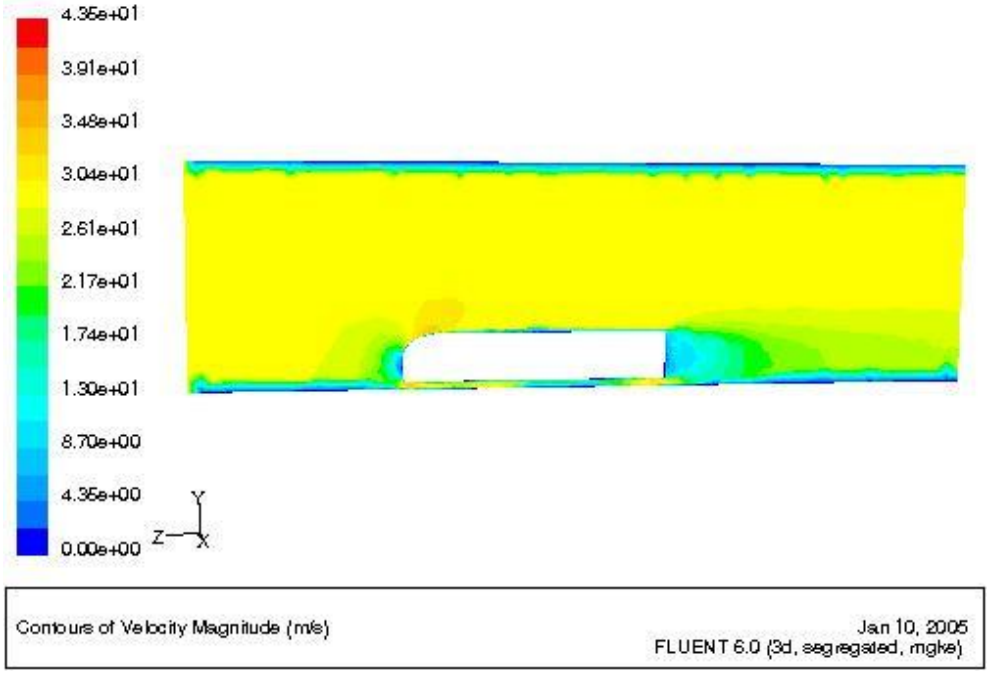
Şekil 7.45: 3.Koşu sonucunda araç üzerinde basınç katsayısı dağılımı (Arkadan)



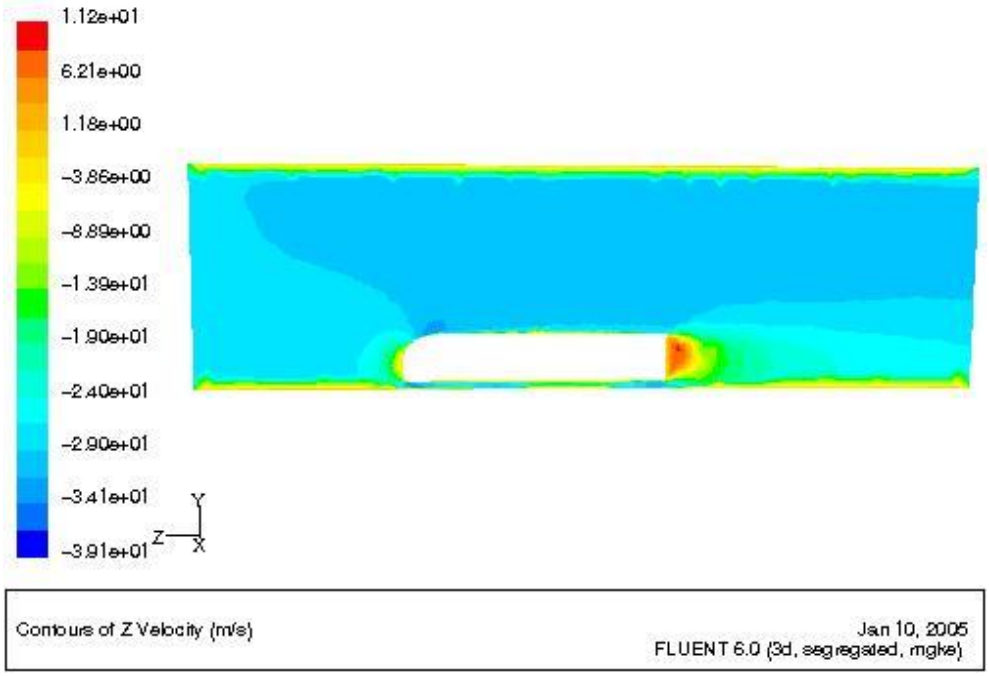
Şekil 7.46: 3.Koşu sonucunda Statik basınç dağılımı



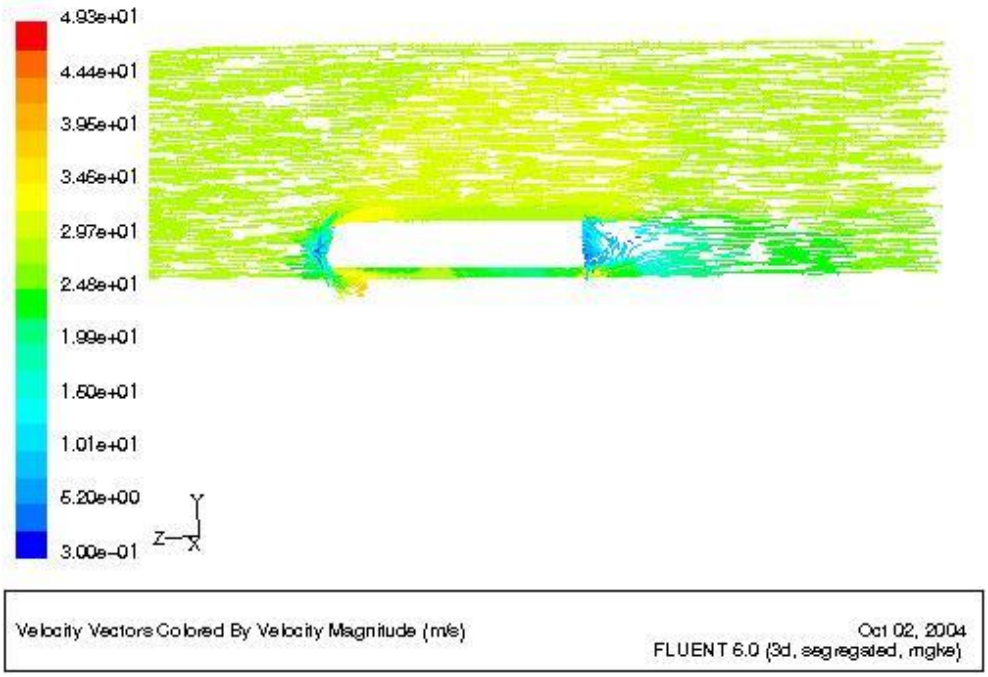
Şekil 7.47: 3.Koşu sonucunda Dinamik basınç dağılımı



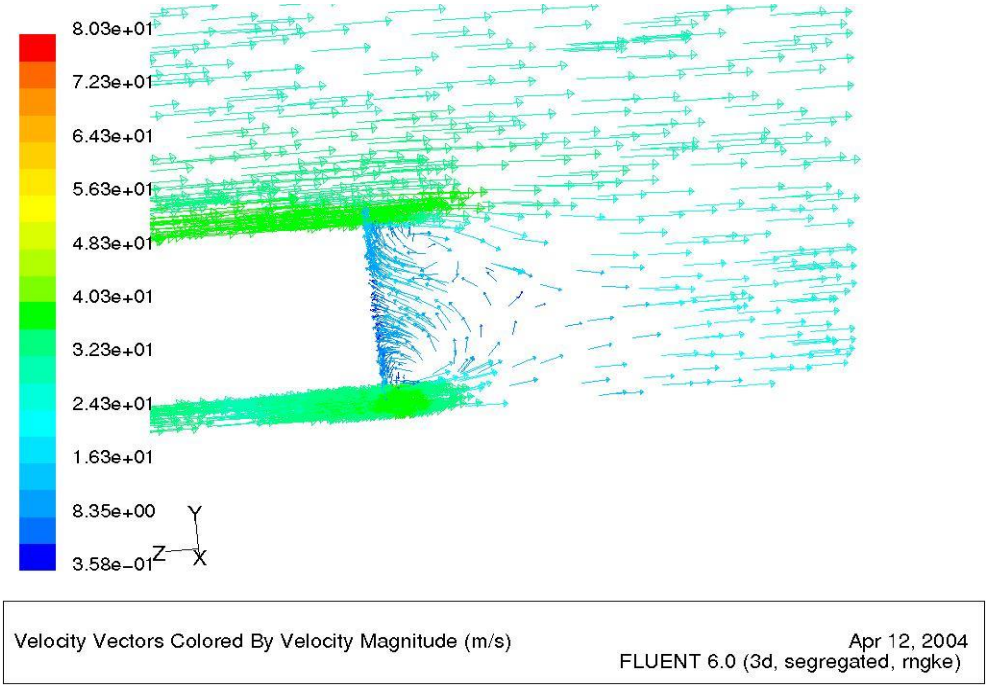
Şekil 7.48: 3.Koşu sonucunda akış hızı dağılımı



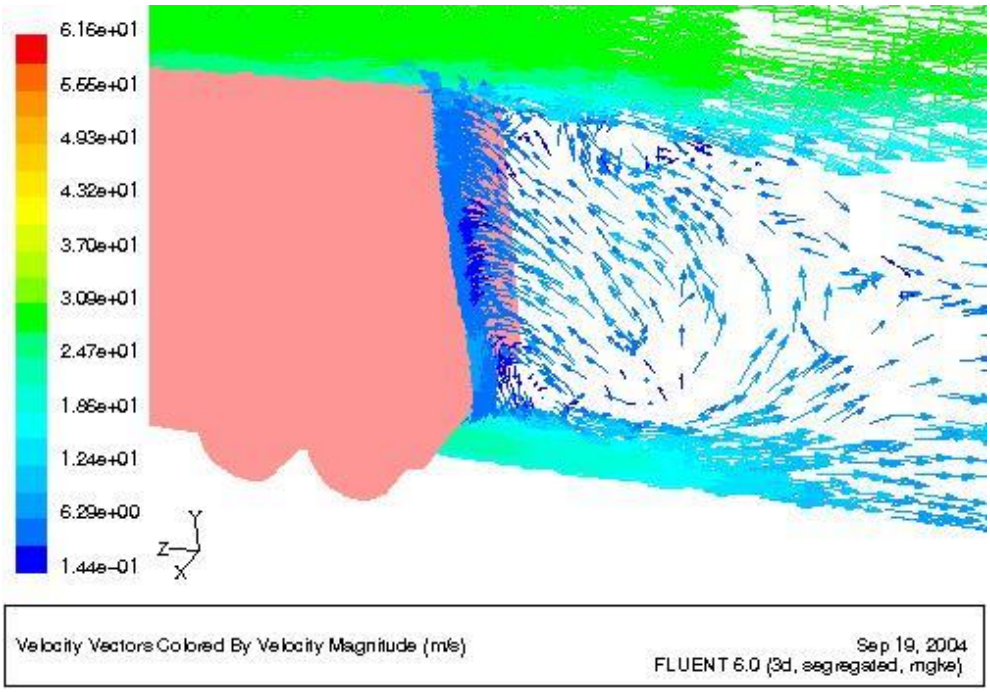
Şekil 7.49: 3.Koşu sonucunda Z yönündeki akış hızı dağılımı



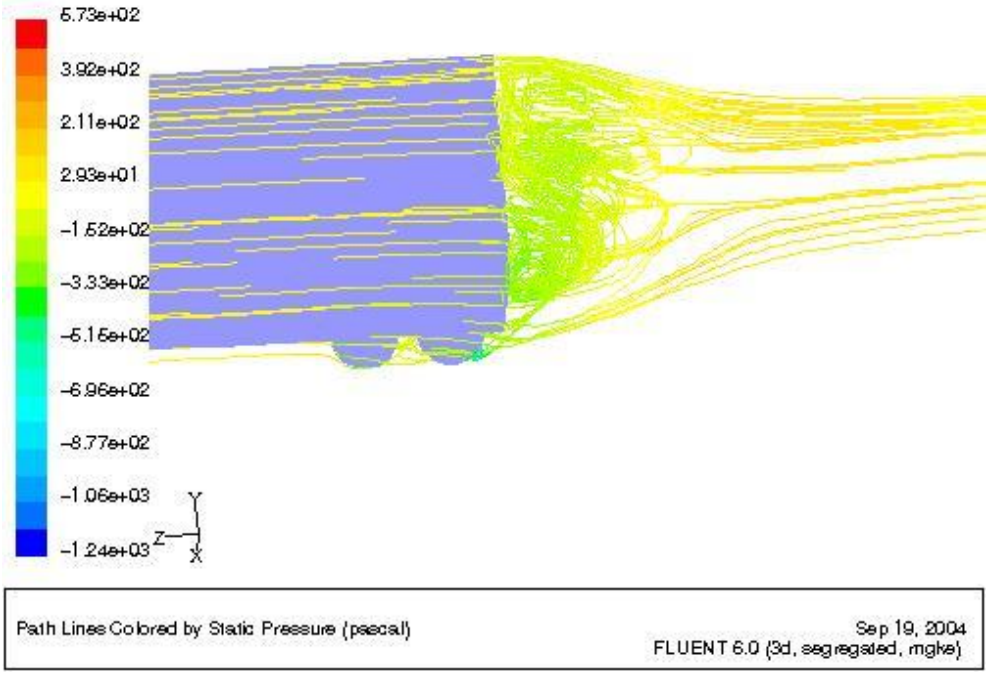
Şekil 7.50: 3.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri



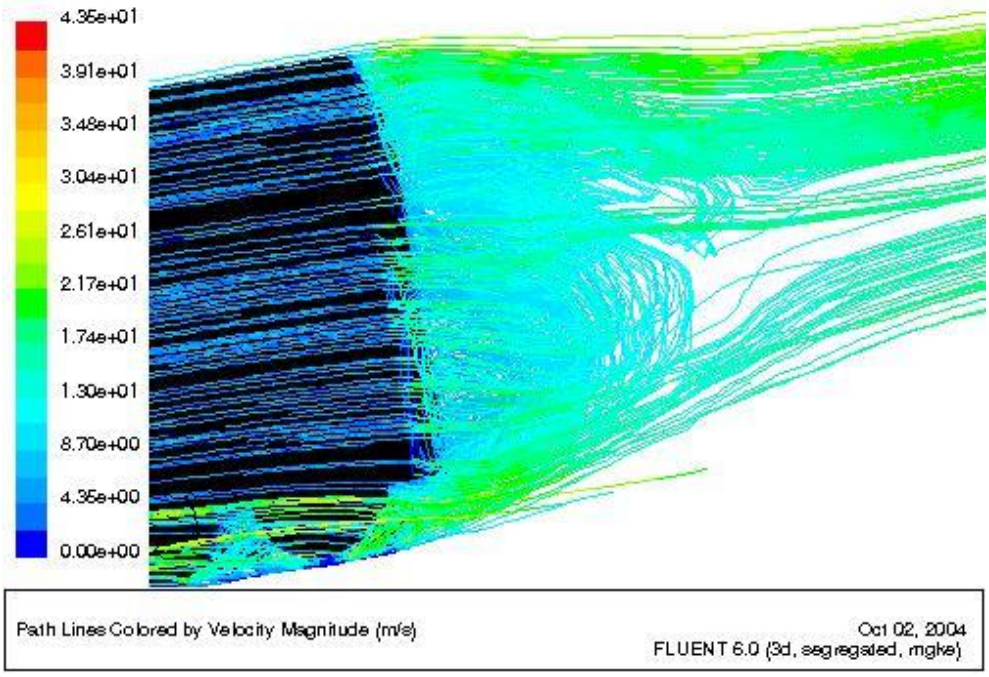
Şekil 7.51: 3.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri (Aracın Arka Kısmı)



Şekil 7.52: 3.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri (Aracın Arka Kısmı2)



Şekil 7.53: 3.Koşu sonucunda akış çizgileri



Şekil 7.54: 3.Koşu sonucunda akış çizgileri (Aracın Arka Kısmı)

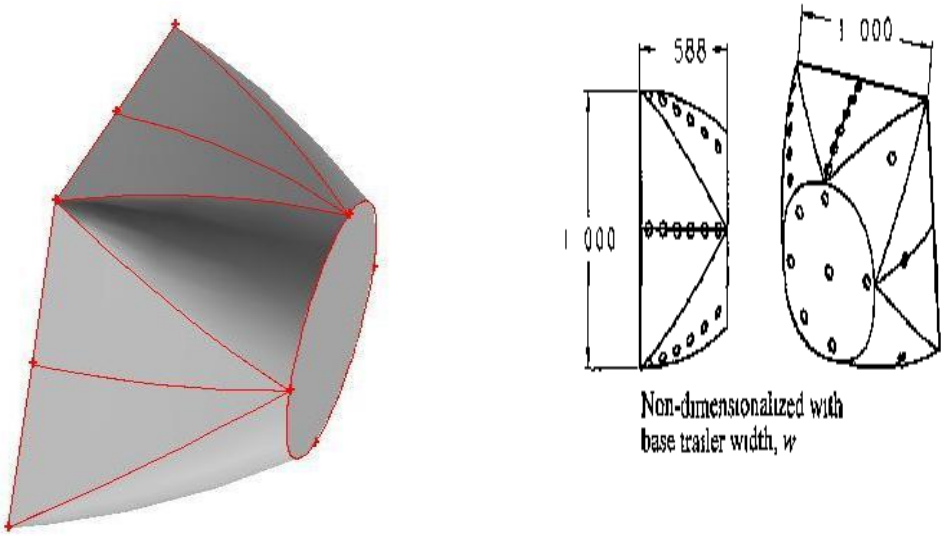
7.6 Aracın Arka Kısmındaki Akışın İyileştirilmesi Amacıyla Yapılan Çalışmalar

Üçüncü koşu sonuçlarının incelenmesi sonucunda ön yüzü aerodinamik olarak optimize edilmiş olan araç modelinin toplam direnç katsayısına etki eden en büyük akış fenomenin aracın arkasında oluşan girdaplar olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu bölümde aracın arka tarafına eklenebilecek geometriler üzerinde incelemeler yapılacak ve sözkonusu geometrilerin akış üzerindeki etkileri incelenecektir

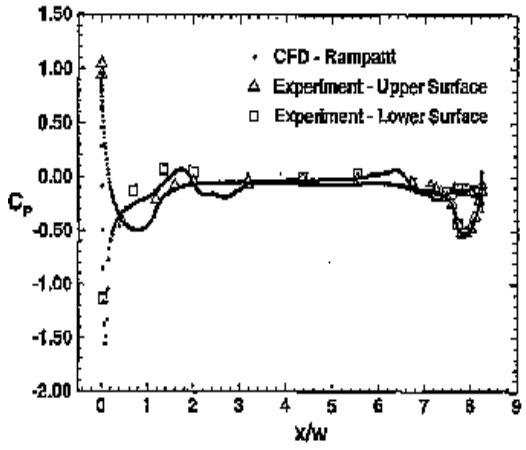
7.6.1 Dördüncü Koşu ve Sonuçları

Dördüncü koşu için hazırlanan modelde aracın arka kısmındaki akışın iyileştirilmesi amacıyla aracın araka kısmına ‘ ogive ‘ adı verilen kuyruk parça eklenmiştir. Üçüncü koşudaki kuyruk parçanın uzunluğu yaklaşık 5 ft (1.524 metre) kadardır. Uzunluğun 5 ft seçilmesinin başlıca sebebi Amerika Birleşik Devletlerindeki yasal sınırlamalardır. Amerika Birleşik Devletleri’nde herhangi bir aracın arka kısmına eklenecek aerodinamik kuyruk yada kanatlar 5 ft’den daha uzun olamamaktadır.

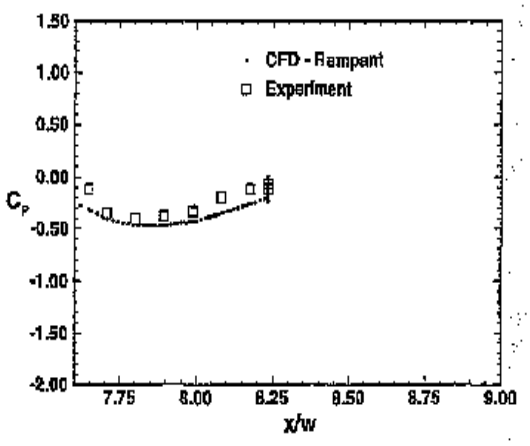
Şekil 7.55’de ogive kuyruk parça geometrisine ait üç boyutlu model ve boyutsal ayrıntılar belirtilmektedir. Söz konusu geometri boyutlarıda araç genişliğine orantılı olarak boyutsuz olarak verilmiştir.



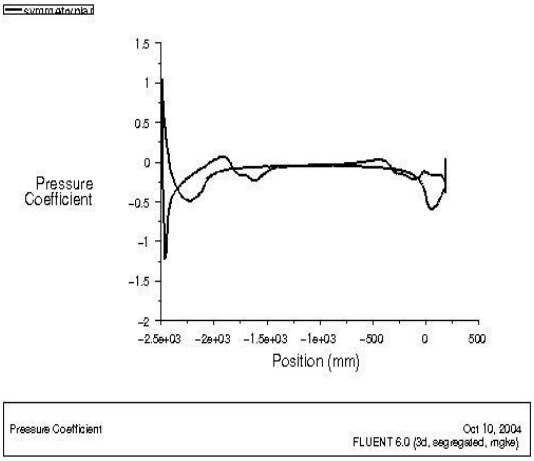
Şekil 7.55: 5 ft ogive geometrisi



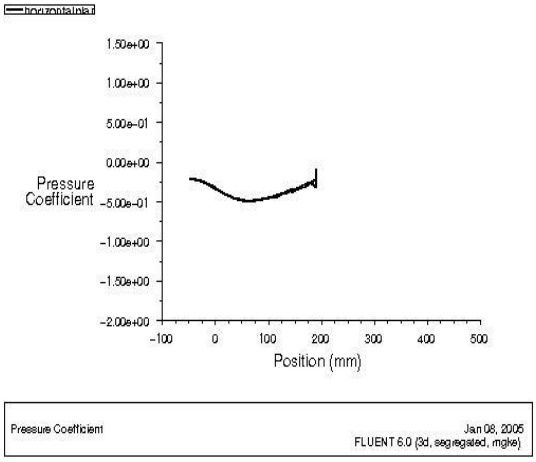
Şekil 7.56: Sandia sonuçları Simetri düzlemi



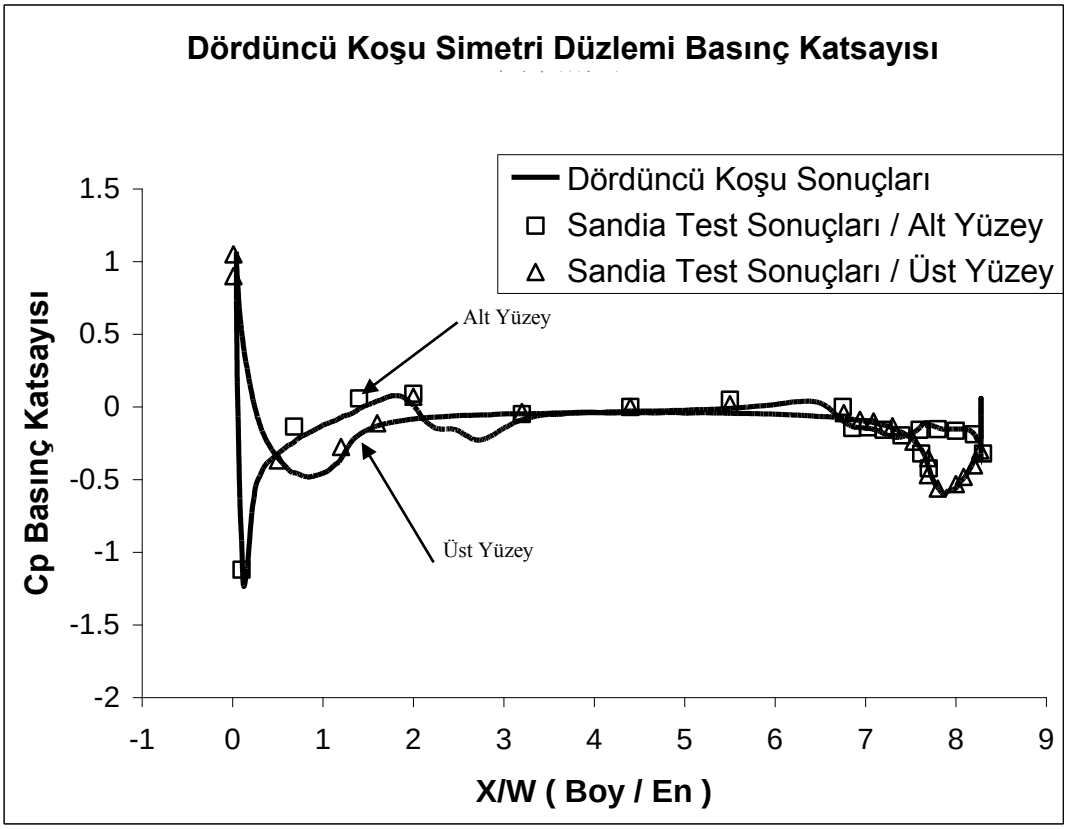
Şekil 7.57: Sandia sonuçları Yatay düzlem



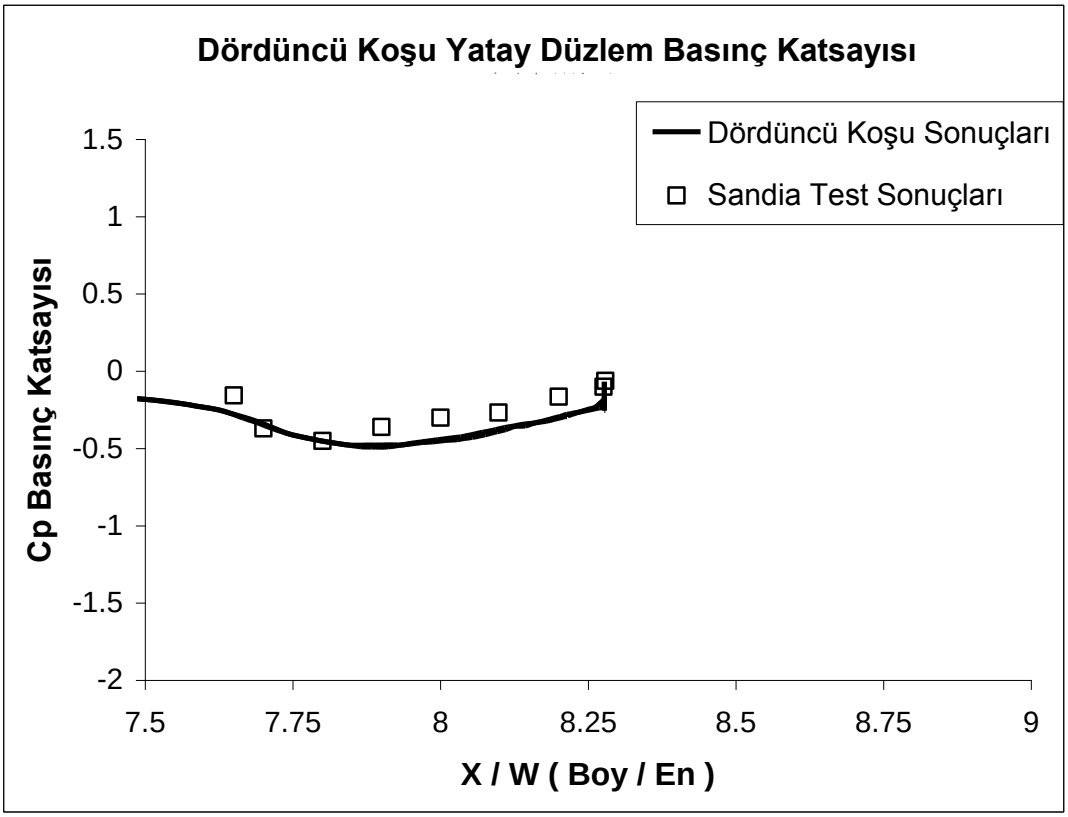
Şekil 7.58:4.Koşu sonuçları Simetri düzlemi



Şekil 7.59: 4. Koşu sonuçları Yatay düzlem



Şekil 7.60: Sandia vs.4. Koşu sonuçları Simetri düzlemi

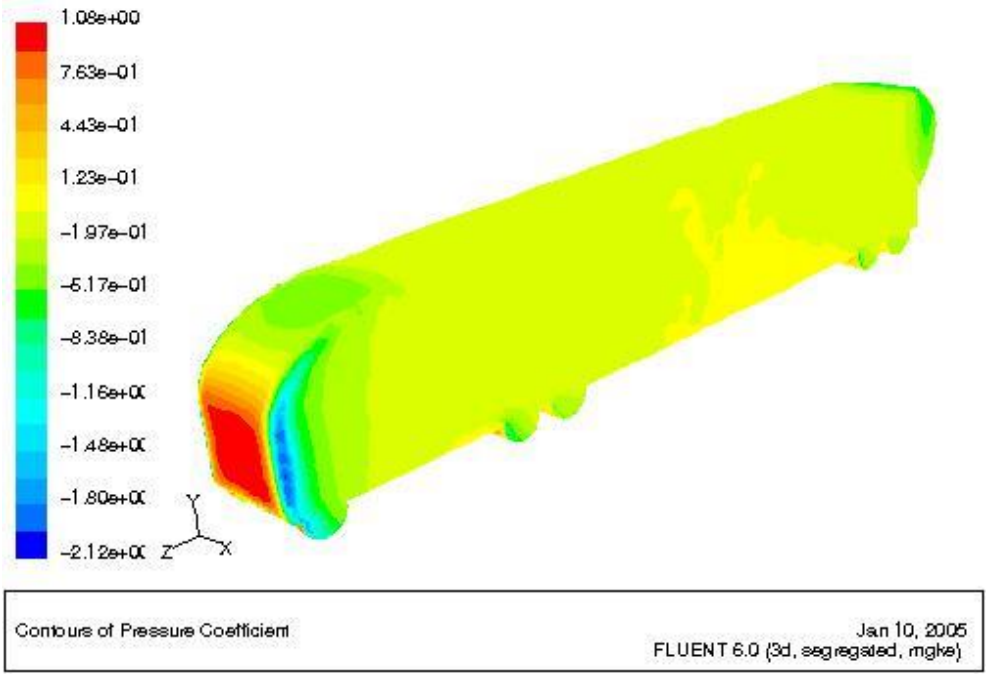


Şekil 7.61: Sandia vs.4. Koşu sonuçları Yatay düzlem

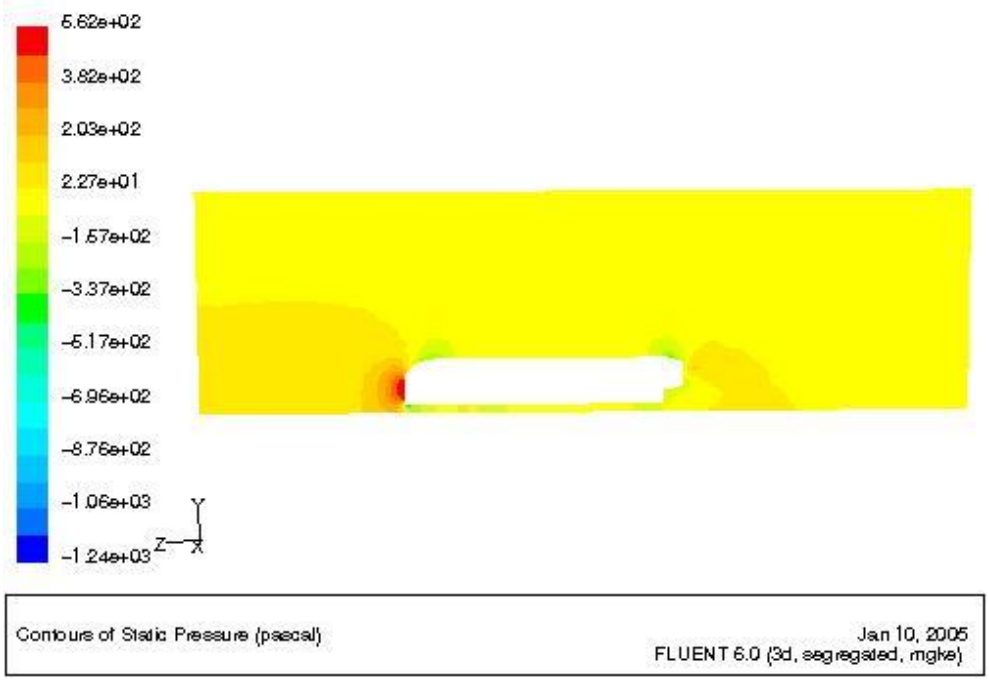
Tablo 7.4: Sandia test sonuçları , Sandia SAD sonuçları, 3.ve 4. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması

	Sandia Test Sonuçları	Sandia CFD Sonuçları	Üçüncü Çözüm Sonuçları	5 ft Ogive Eklenmiş Sandia Test Sonuçları	5 ft Ogive Eklenmiş Sandia CFD Sonuçları	5 ft Ogive Eklenmiş Araç Sonuçları
Tüm Araç Aerodinamik Direnç	**0.35**	**0.47**	**0.41**	**0.35**	**0.42**	**0.375**
Aracın Arkasınaki Aerodinamik Direnç	**0.13**	**0.149**	**0.139**	**0.044**	**0.032**	**0.036**

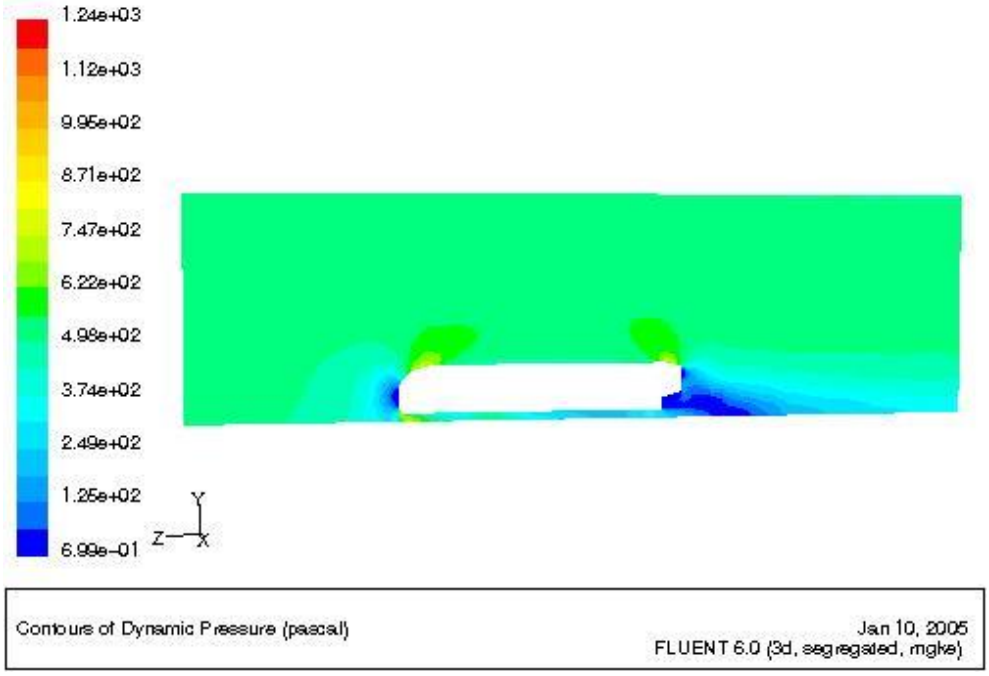
7.6.1.1 Sayısal Yöntemlerle Elde Edilen Dördüncü Koşu Sonuçlarının İncelenmesi



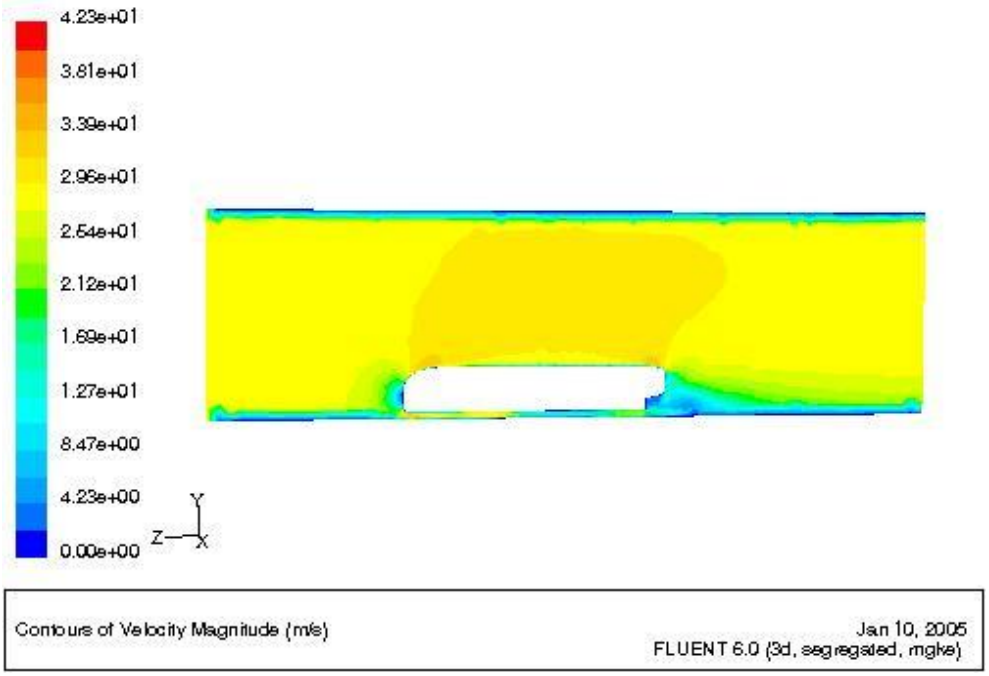
Şekil 7.62: 4.Koşu sonucunda araç üzerinde basınç katsayısı dağılımı (Önden)



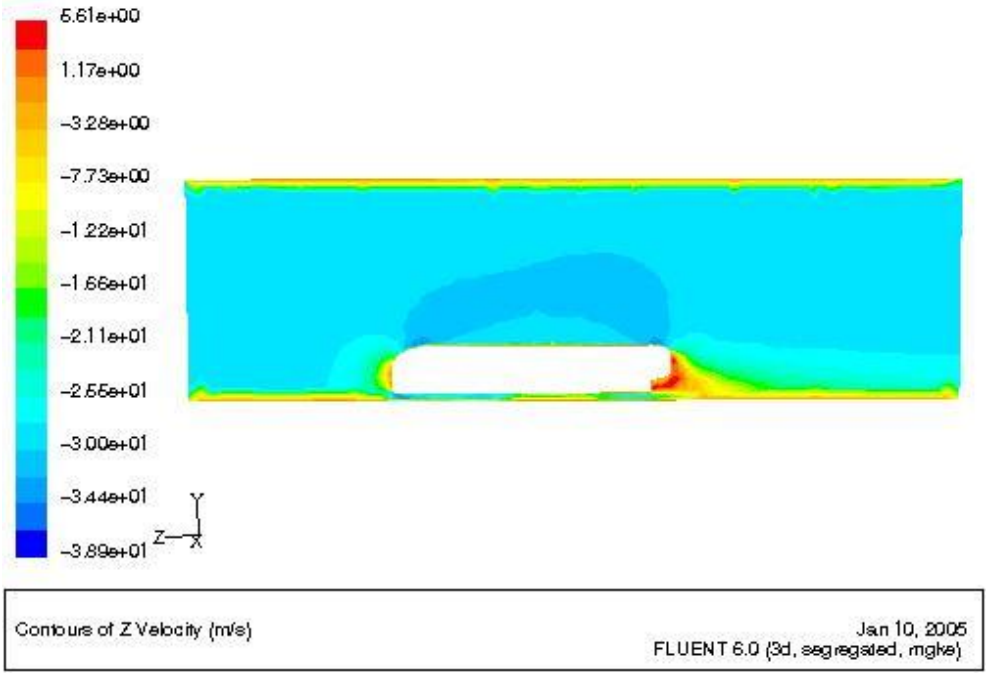
Şekil 7.63: 4.Koşu sonucunda Statik basınç dağılımı



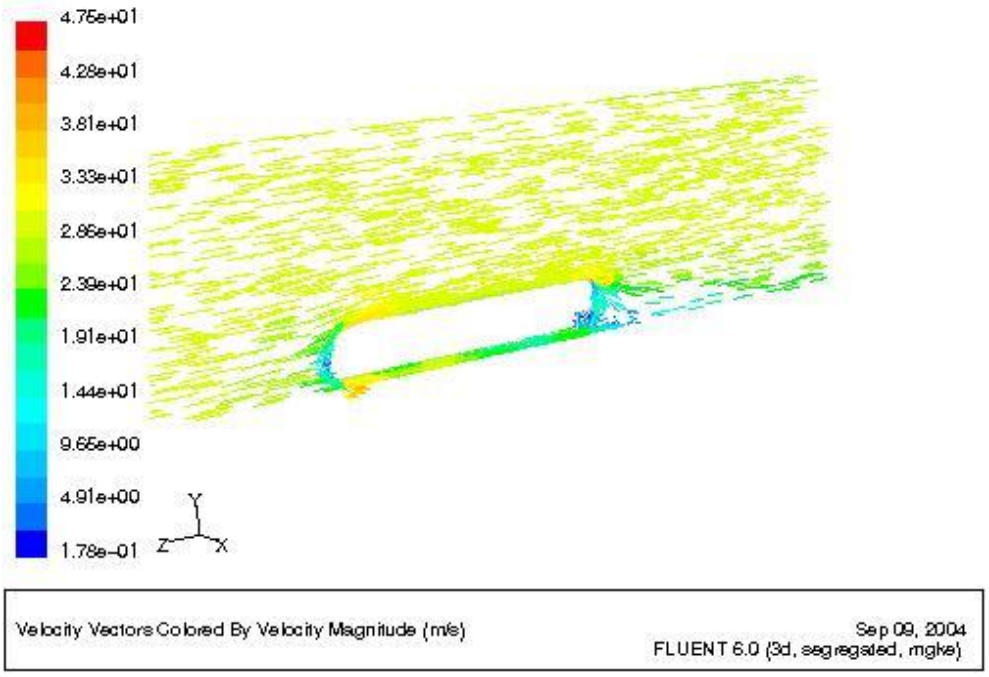
Şekil 7.64: 4.Koşu sonucunda Dinamik basınç dağılımı



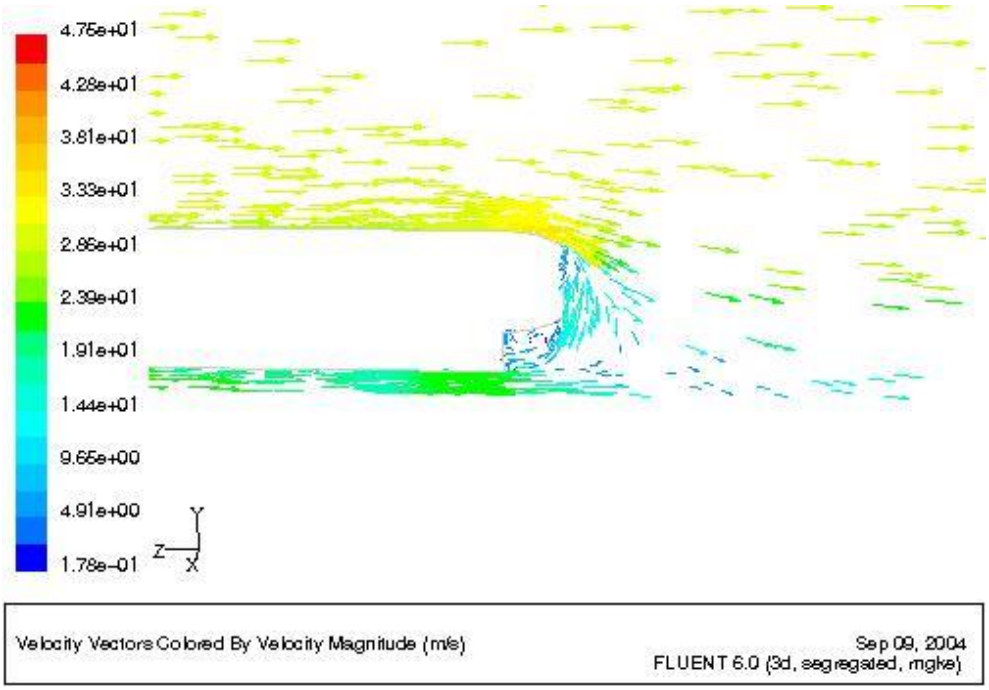
Şekil 7.65: 4.Koşu sonucunda akış hızı dağılımı



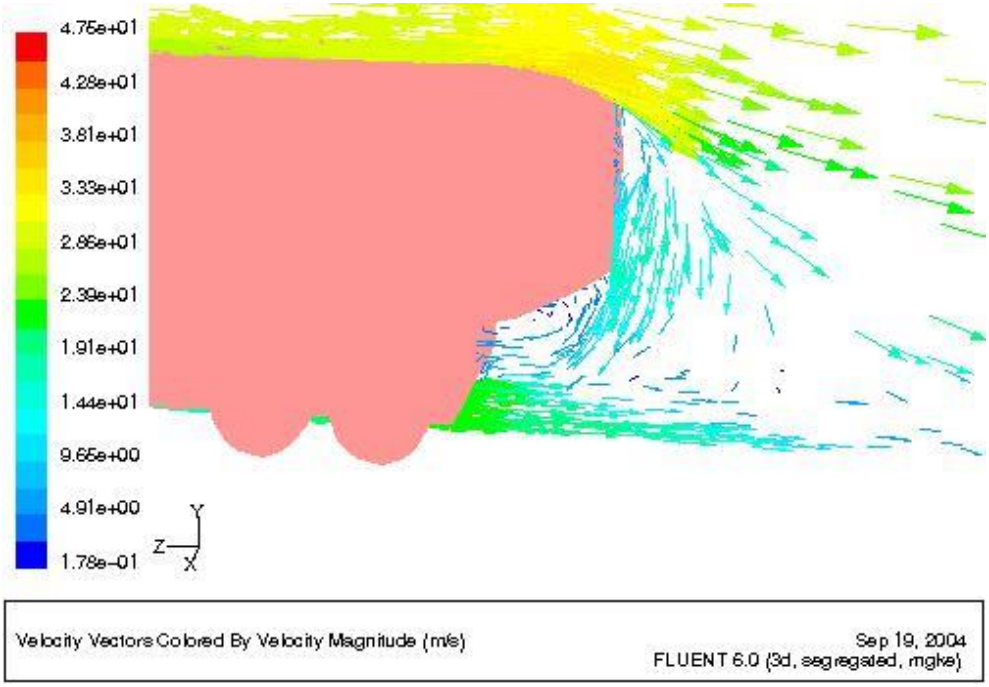
Şekil 7.66: 4.Koşu sonucunda Z yönündeki akış hızı dağılımı



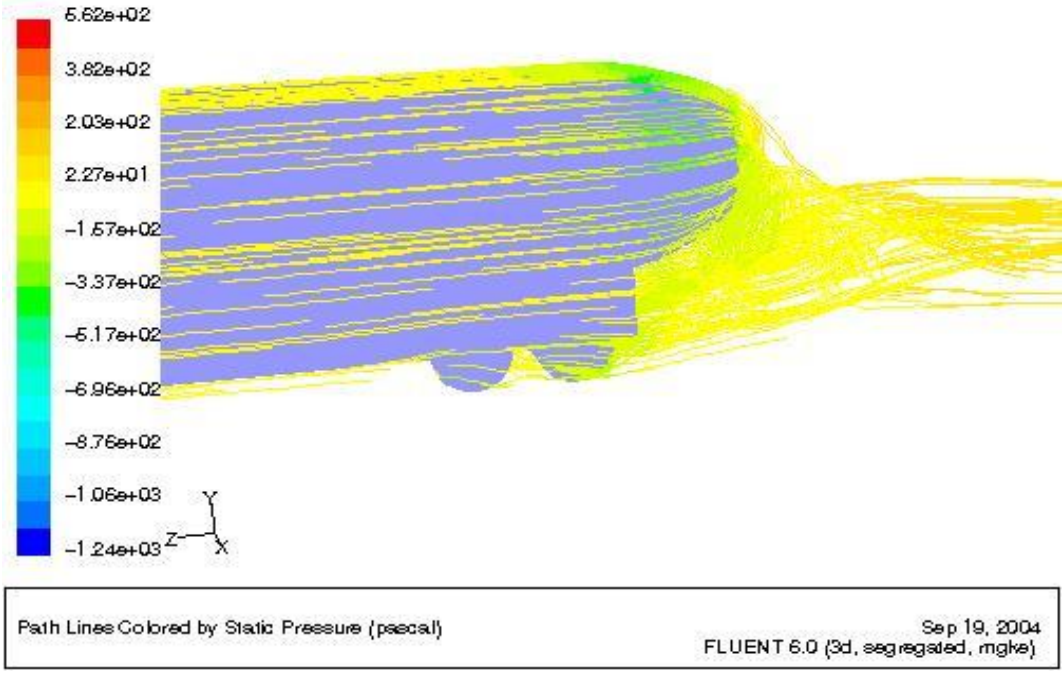
Şekil 7.67: 4.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri



Şekil 7.68: 4.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı)



Şekil 7.69: 4.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Ararcın Arka Kısmı2)



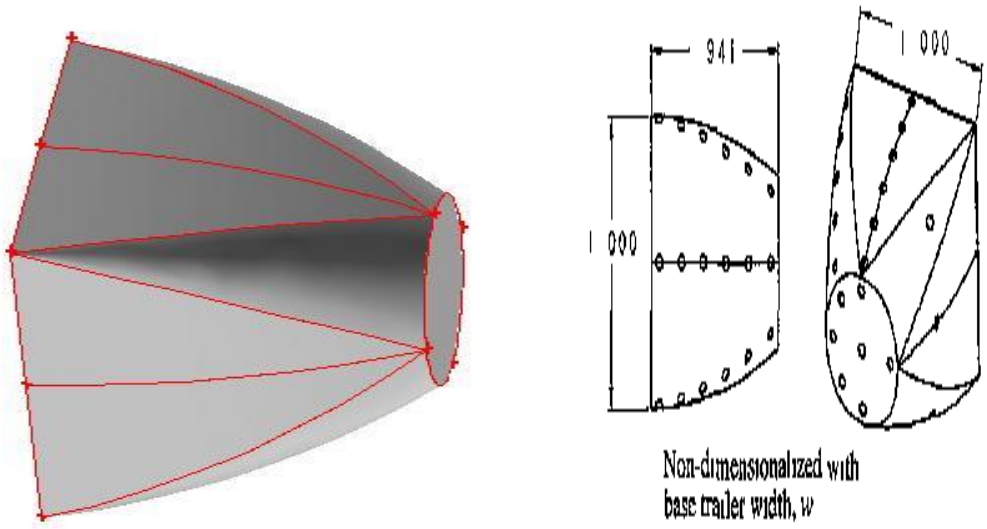
Şekil 7.70: 4.Koşu sonucunda akış çizgileri

7.6.2 Beşinci Koşu ve Sonuçları

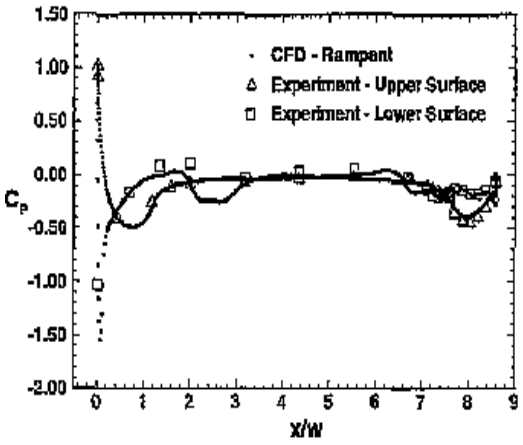
Beşinci koşuda ise 5 ft'lik ogive geometrisinin artılarının görülmesinin ardından 'ogive ' adı verilen kuyruk geometrisinin uzatılması halinde elde edilebilecek iyileşmeler incelenmiştir. Beşinci koşudaki ogive geometrisinin uzunluğu 8 ft (2.438 metre) olarak seçilmiştir.

Uzunluğun 8 ft seçilmesinin başlıca sebebi 5ft'lik ogive geometrisinin gövdeye eklenmesi sonucu görülen iyileşmenin ardından uzunluğun arttırılması halinde elde edilebilecek iyileştirmelerin neler olabileceğidir. Bu tarz bir uygulama optimum yakınsanmış direnç katsayısının tespitinde yardımcı olacaktır

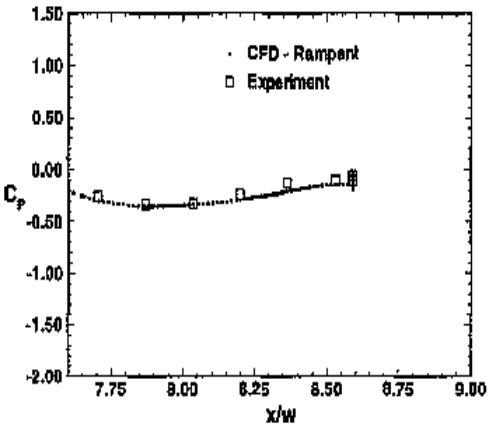
Dolayısıyla 8 ft'lik ogive kuyruğunun denenmesi sonucu elde edilecek sonuçlar ulaşılabilecek en iyi noktayı gösterecektir. Ancak burada düşünülmesi gereken nokta 5 ft yerine 8 ft ogive kuyruk kullanılarak elde edilebilecek iyileştirmelerin karşılığında oluşan maliyet farkı ve hacim kaybı artışıdır.



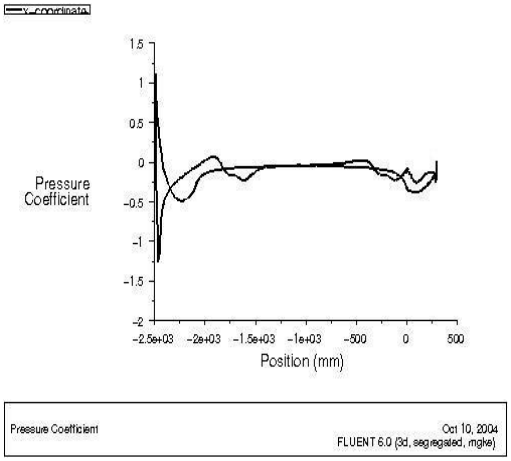
Şekil 7.71: 8 ft ogive geometrisi



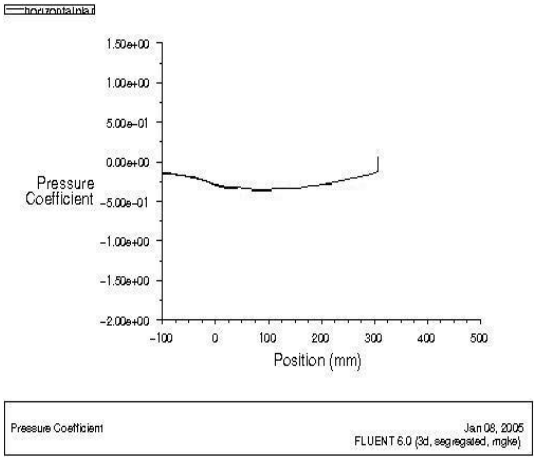
Şekil 7.72: Sandia sonuçları Simetri ekseni



Şekil 7.73: Sandia sonuçları Yatay Eksen



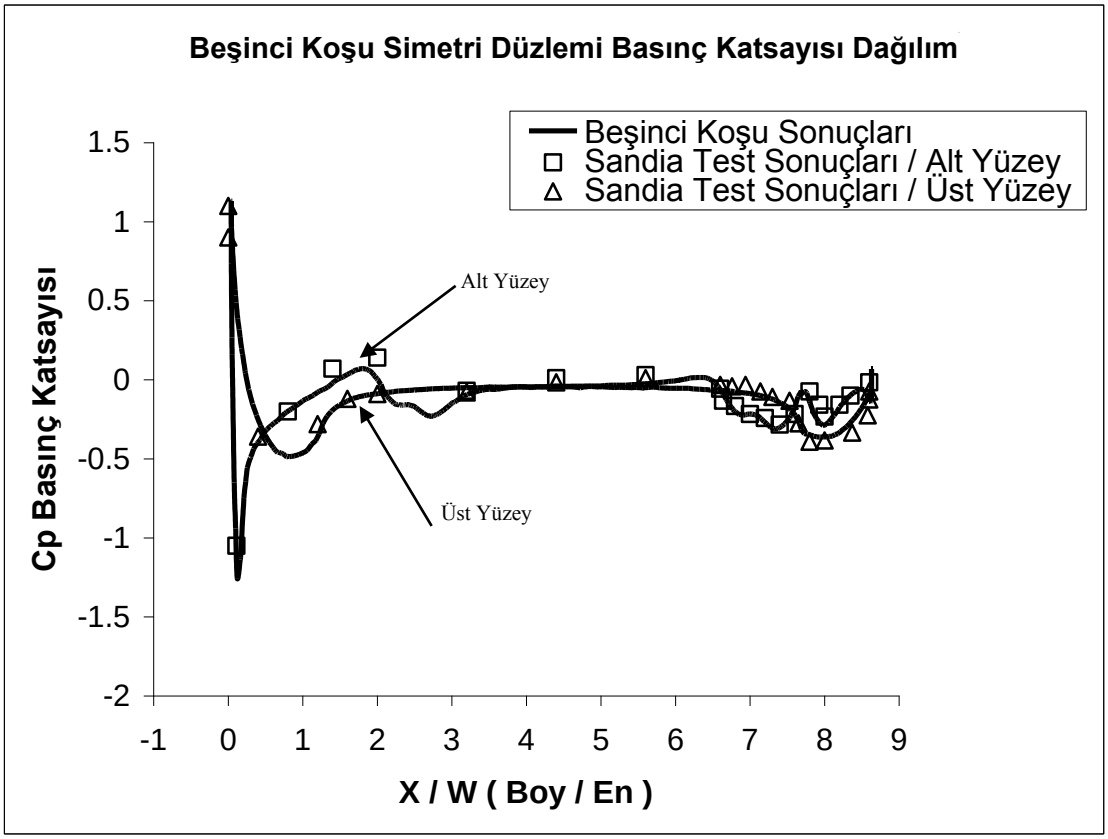
Şekil 7.74:5.Koşu sonuçları Simetri ekseni



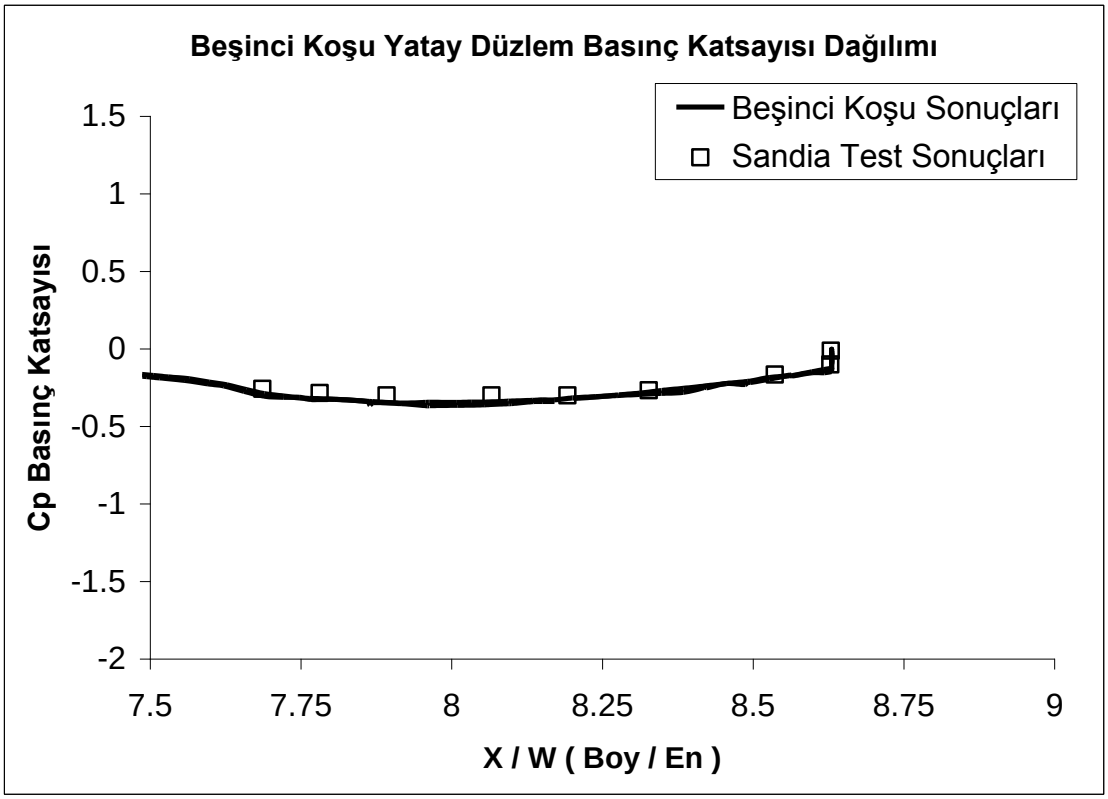
Şekil 7.75: 5. Koşu sonuçları Yatay eksen

Tablo 7.4: Sandia test sonuçları , Sandia SAD sonuçları, 4.ve 5. Koşu sonuçlarının karşılaştırılması

	Sandia Test Sonuçları	**Sandia CFD Sonuçları**	**Üçüncü Çözüm Sonuçları**	**5 ft Ogive Eklenmiş Sandia Test Sonuçları**	**5 ft Ogive Eklenmiş Sandia CFD Sonuçları**	**5 ft Ogive Eklenmiş Araç Sonuçları**	**8 ft Ogive Eklenmiş Sandia Test Sonuçları**	**8 ft Ogive Eklenmiş Sandia CFD Sonuçları**	**8 ft Ogive Eklenmiş Araç Sonuçları**
Tüm Araç Aerodinamik Direnç	**0.35**	**0.47**	**0.41**	**0.34**	**0.42**	**0.375**	**0.33**	**0.41**	**0.36**
Aracın Arkasınaki Aerodinamik Direnç	**0.13**	**0.149**	**0.139**	**0.044**	**0.032**	**0.036**	**0.014**	**0.028**	**0.031**

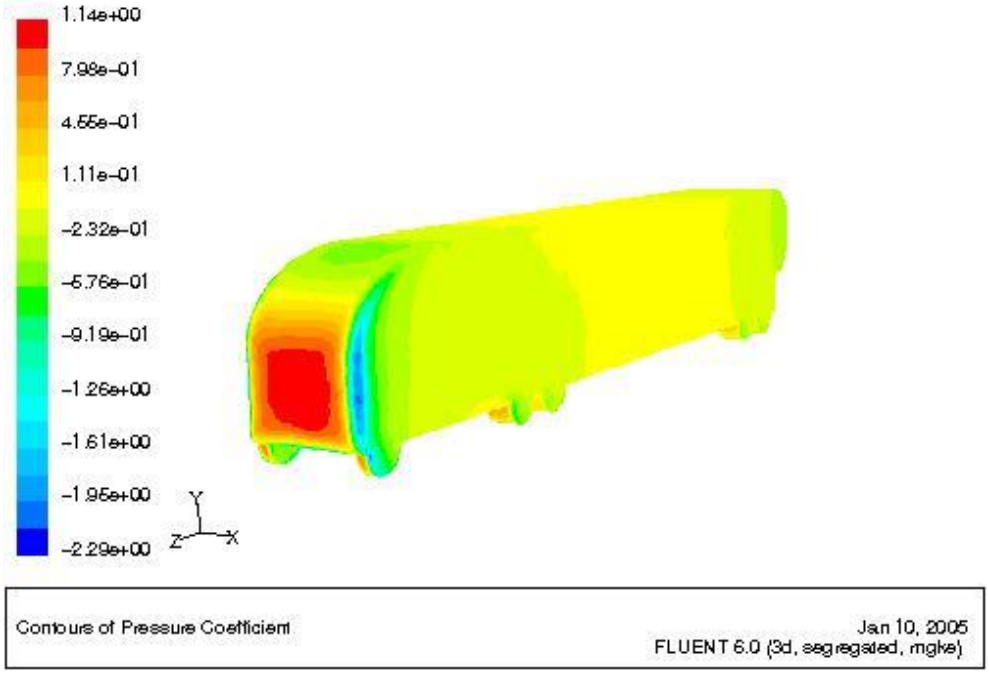


Şekil 7.76: Sandia vs.5. Koşu sonuçları Simetri ekseni

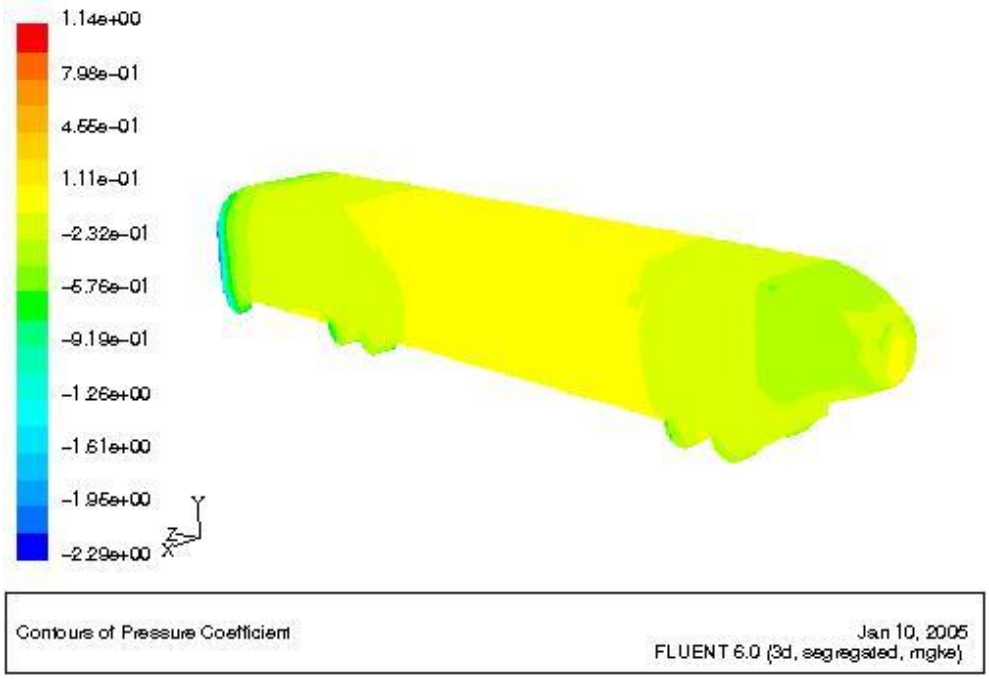


Şekil 7.77: Sandia vs.5. Koşu sonuçları Simetri ekseni

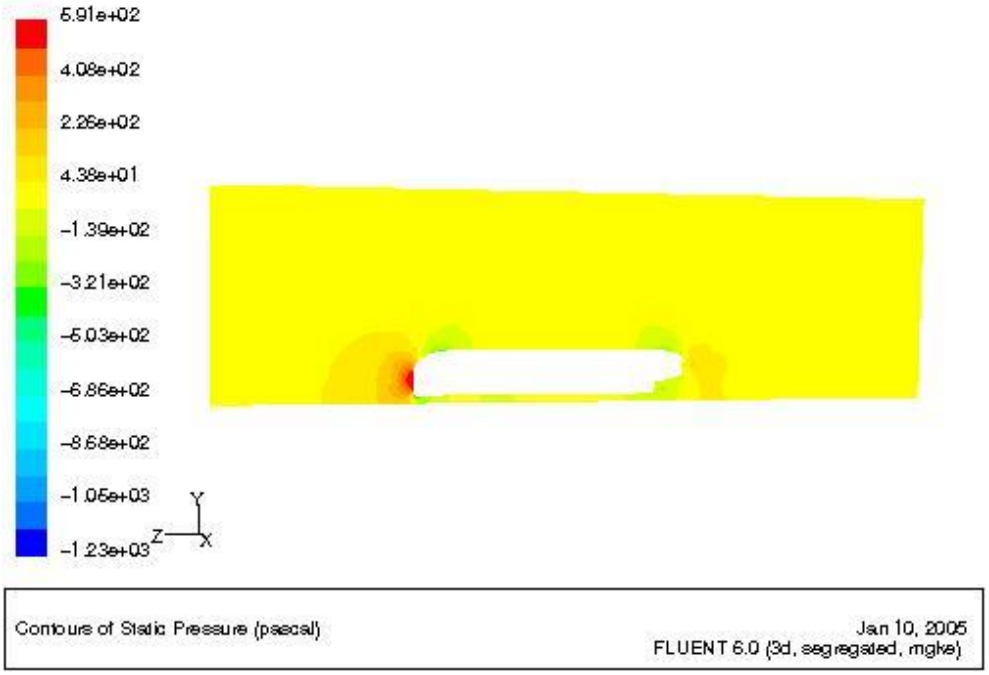
7.6.2.1 Sayısal Yöntemlerle Elde Edilen Dördüncü Koşu Sonuçlarının İncelenmesi



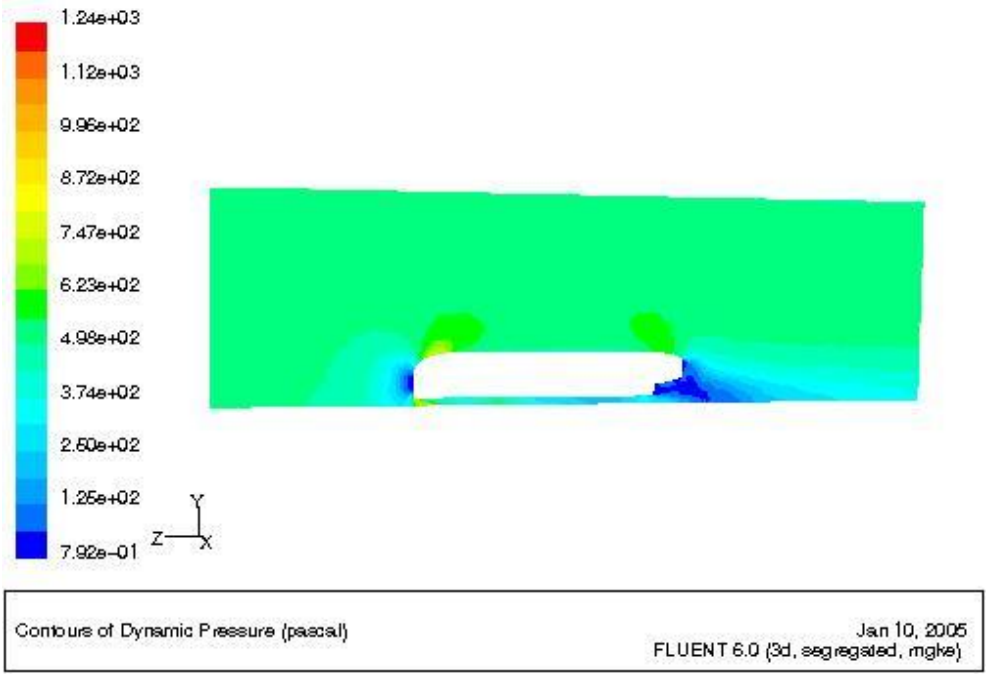
Şekil 7.78: 5.Koşu sonucunda araç üzerinde basınç katsayısı dağılımı (Önden)



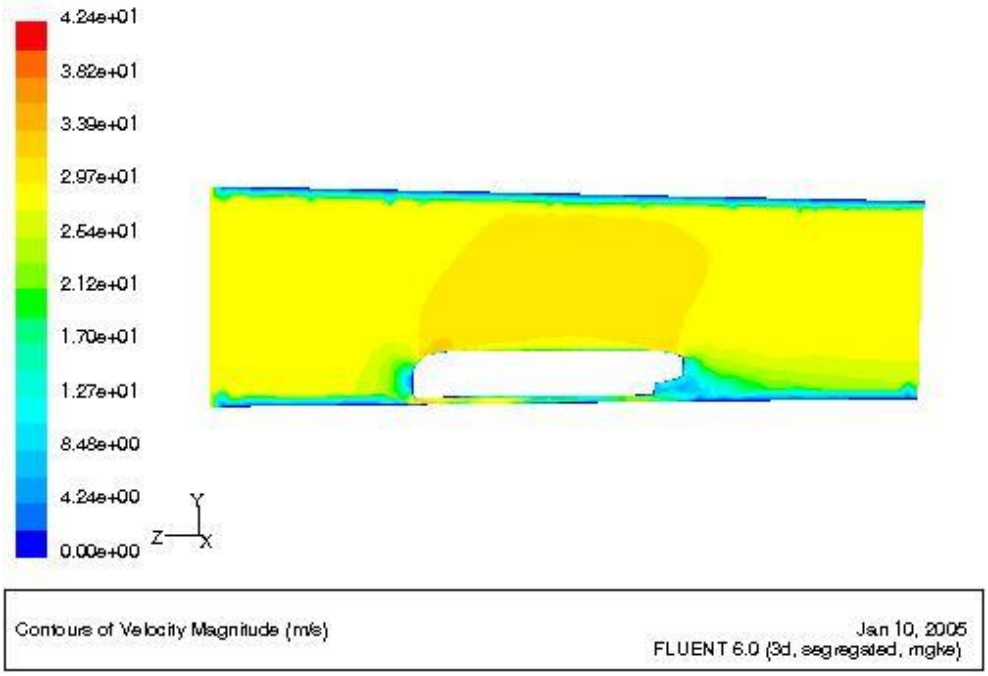
Şekil 7.79: 5.Koşu sonucunda araç üzerinde basınç katsayısı dağılımı (Arkadan)



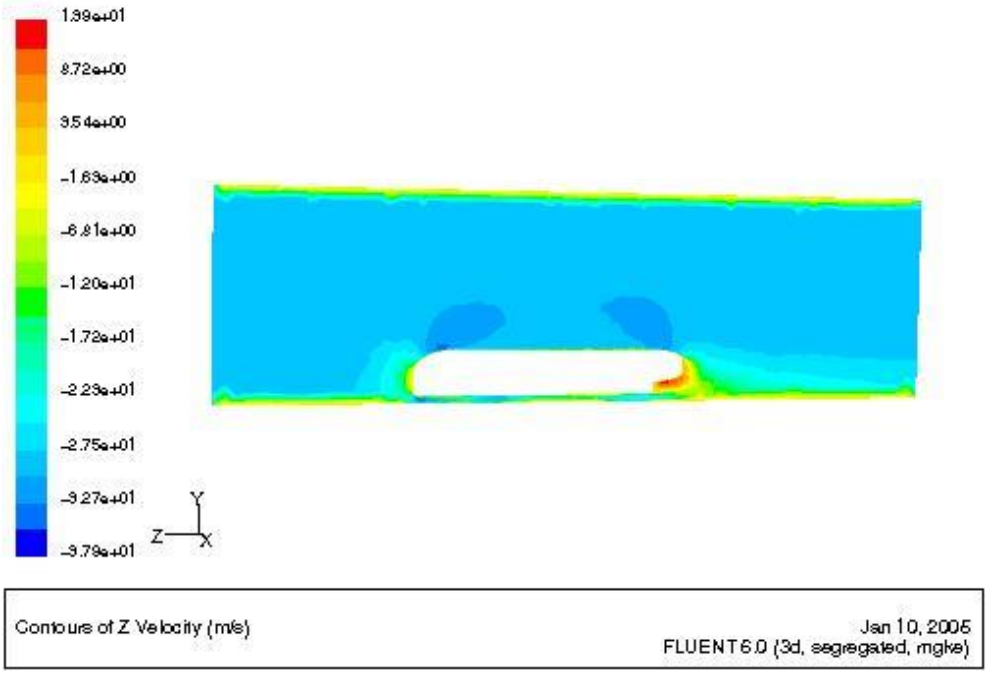
Şekil 7.80: 5.Koşu sonucunda Statik basınç dağılımı



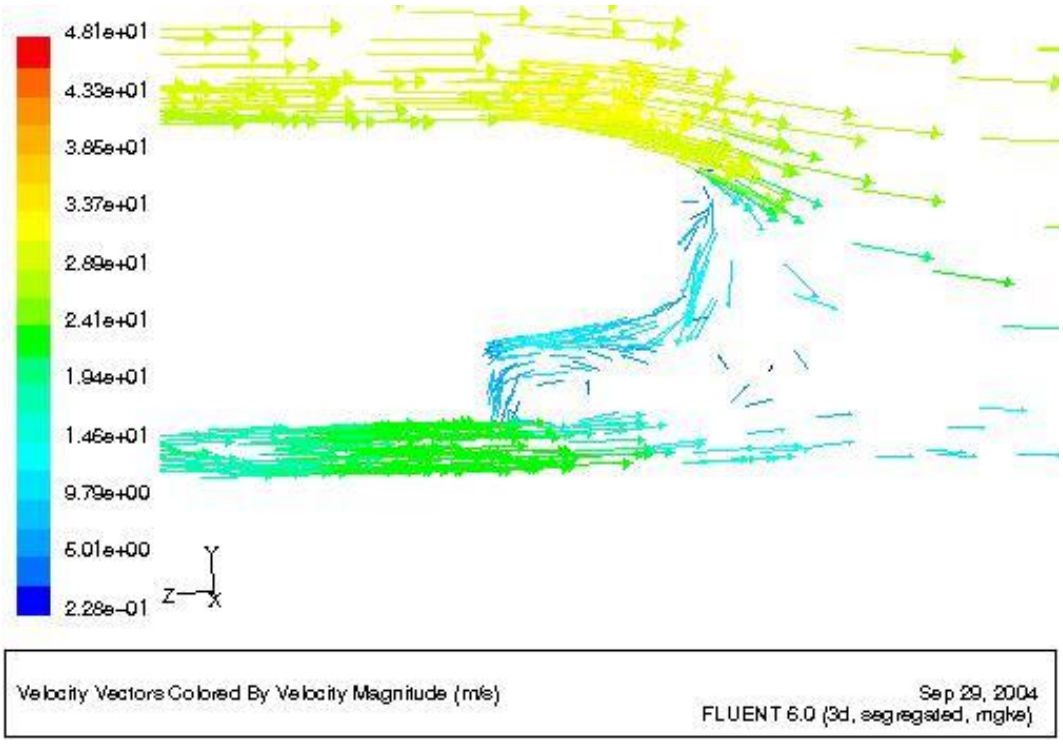
Şekil 7.81: 5.Koşu sonucunda Dinamik basınç dağılımı



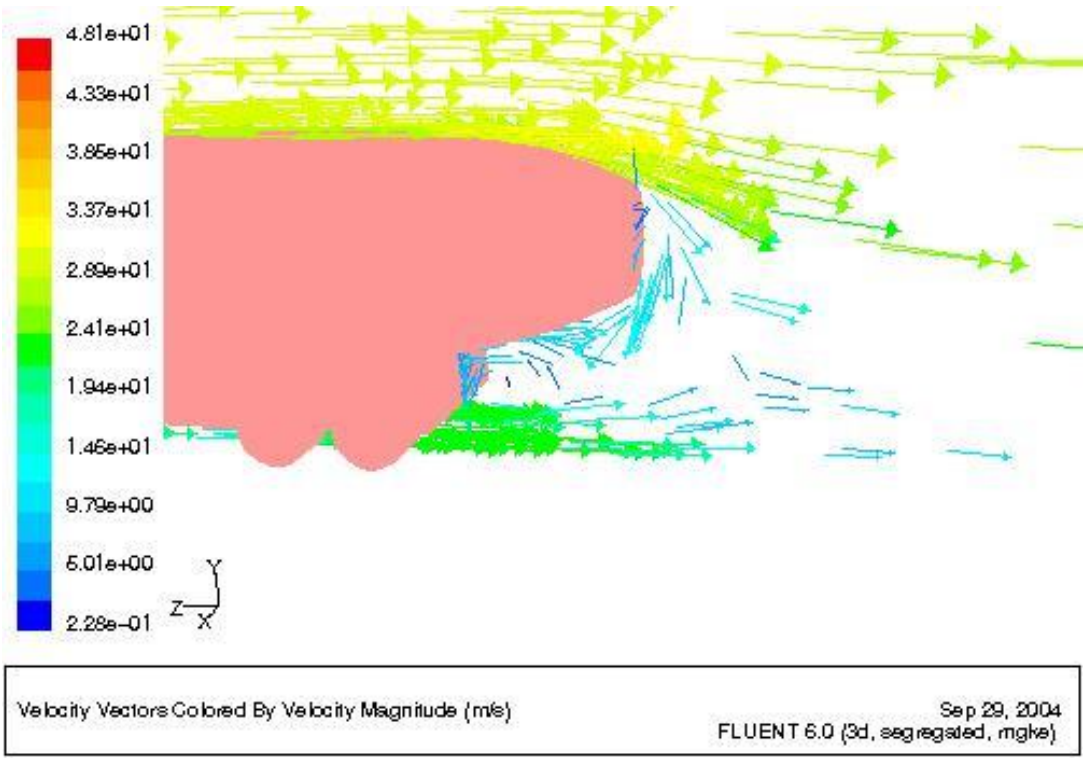
Şekil 7.82: 5.Koşu sonucunda akış hızı dağılımı



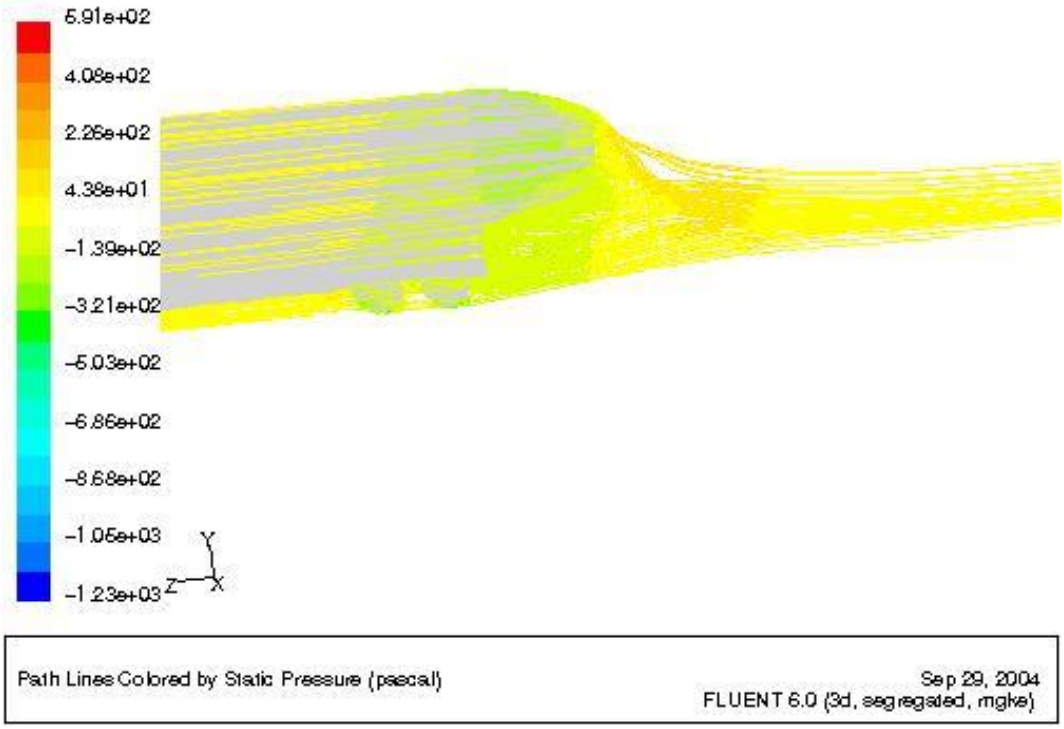
Şekil 7.83: 5.Koşu sonucunda Z yönündeki akış hızı dağılımı



Şekil 7.84: 5.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri



Şekil 7.85: 5.Koşu sonucunda akış hızı vektörleri(Aracın Arka Kısmı)

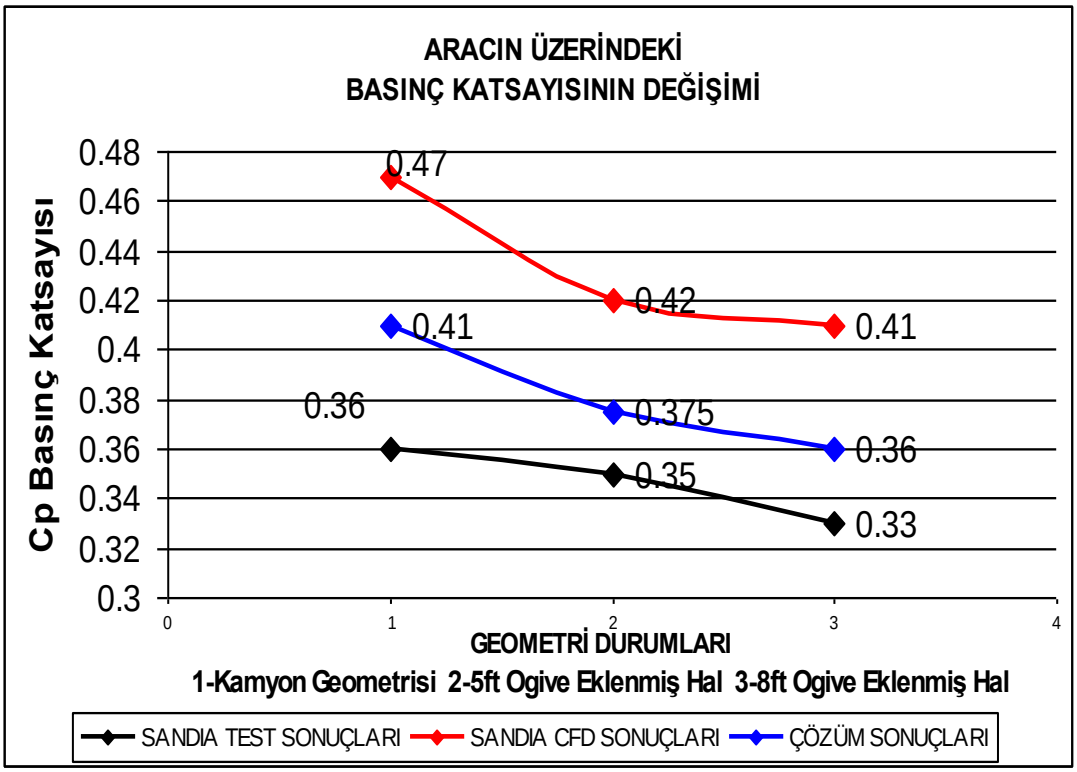


Şekil 7.86: 5.Koşu sonucunda akış çizgileri

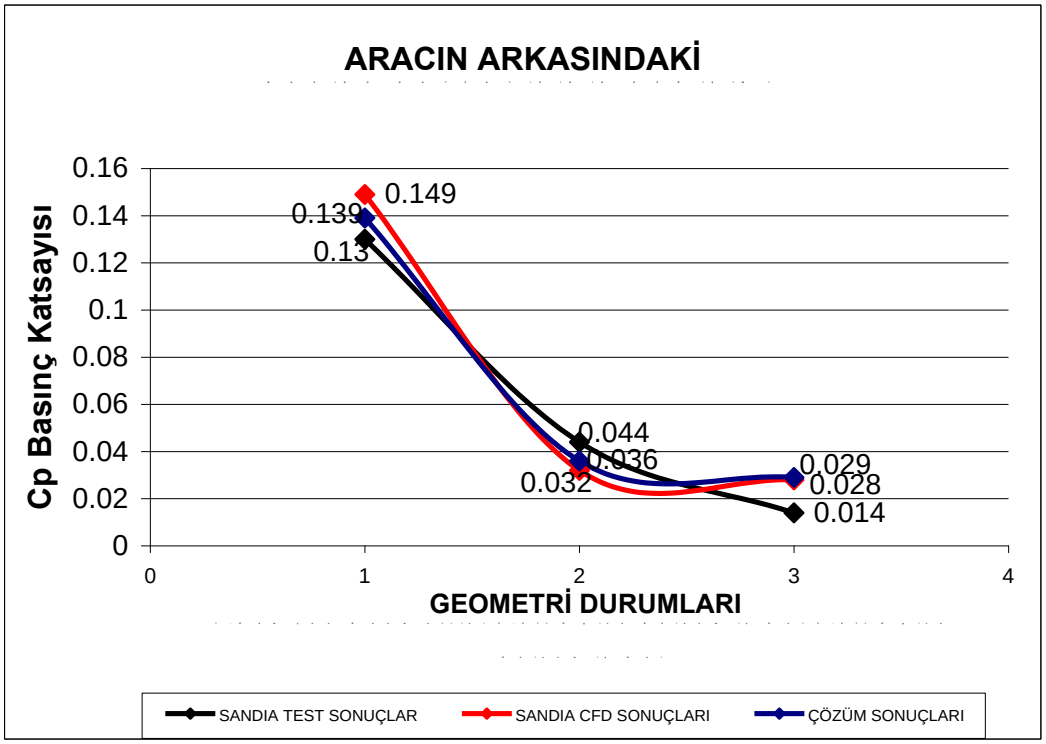
8. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Söz konusu tez çalışması sırasında ticari bir araç geometrisinin aerodinamik özelliklerinin Sayısal yöntemler yardımı ile belirlenmesi sırasında kurulacak SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) modelinin sahip olması gereken sınır ve çözüm koşullarının üzerinde hassasiyetle araştırılmış ve incelenmiştir.

Ayrıca çalışma sonucunda ticari bir araç geometrisinin araka kısmında oluşan yüksek seviyeli türbülans bölgesinin iyileştirilebilmesi amacıyla araç geometrisinin arkasına eklenebilecek geometrilerin direnç kuvvetleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve sözkonusu iyileştirmeler gösterilmiştir.



Şekil 8.1: Araç basınç katsayısının değişimi



Şekil 8.2: Aracın arka kısmındaki basınç katsayısının değişimi

Şekil 8.1 ve 8.2'den de görüldüğü üzere çalışma sırasında yapılan iterasyonlar sonucunda bulunan SAD sonuçları Sandia Ulusal laboratuarında bulunan SAD sonuçlarıyla paralellik göstermiştir ve mevcut test sonuçlarına daha fazla yakınsamıştır.

Çalışma sırasında bulunan SAD sonuçlarının mevcut test sonuçlarından verdiği maksimum sapma % 15'ler civarındadır. Ancak bu çalışmada dikkat edilmesi gereken nokta aracın arka kısmına yeni geometriler eklenmesi sonucu yapılan iterasyonlarda elde edilen gelişmeler incelendiğinde çalışma sırasında elde edilen SAD sonuçlarının Sandia Ulusal laboratuarında bulunan sonuçlara benzer nitelikte olmasıdır.

SAD sonuçlarının incelenmesi halinde aracın arka kısmına eklenen 5 ft ogive bir kuyruk geometrisi sayesinde akışın gövde yüzeylerinin bitmesinin ardından herhangi bir ayrılma gözlenmeden devam ettiği görülmektedir. 5 ft ogive kuyruk geometrisinin eklenmesi ile toplam araç basınç katsayısında yaklaşık %8.5'lik bir

azalma aracın sadece araka kısmındaki basınç katsayısında ise %75'lik bir azalma gözlemlenmiştir.

8 ft'lik ogive kuyruk geometrisinin eklenmesi halinde önceden öngörülebilceği gibi araç toplam basınç katsayısı ve aracın arka kısmındaki basınç katsayısında 5ft lik ogive geometri eklenmesi durumuna kıyasla bir iyileşme görülmüştür. Ancak toplam araç basınç katsayısındaki iyileşme yaklaşık olarak %4 ve aracın arka kısmındaki basınç katsayısındaki iyileşme ise yaklaşık olarak %20 civarındadır.

Sözkonusu geometrilerin eklenmesi sonucu gözlemlenen aerodinamik iyileşmelerin ; aracın toplam yakıt tüketimlerine olan etkisi Tablo 8.1'de gösterilmektedir.

Tablo 8.1:Aerodinamik İyileştirmeler Sonucunda Yakıt Tüketimindeki Azalma
(Araç ortalama hızı yaklaşık 100 km/h olarak kabul edilmiştir.)

Geometri Koşulu	Direnç Katsayısındaki Değişim	Yakıt Tüketimindeki Azalma
5 ft Ogive	%8.5	%4
8 ft Ogive	%12	%6

5 ft ogive kuyruk geometrisi yerine 8 ft'lik kuyruk geometrisi eklenmesi halinde ise elde edilen iyileşme miktarı karşısında toplam maliyet artışının ve yükleme hacminin azalması riskinin incelenmesi ve optimize edilmesi ihtiyacı bulunmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] **Ahmed, S.R.,**1984.Influence of base slant on the wake structure and drag of road vehicles,*Jou. Fluid Engineering*, **105,** 429-434.

[2] **Axelsson, N., Ramnefors, M. and Gustafsson, R.,** 1998. Accuracy in comp. aerodynamics Part 1: *Stagnation pressure, SAE Technical Paper*, 980037.

[3] **El-Sayed, A.F., Nassief, M.M.,** 1996. An investigation into the aerodynamics of the external flow around a bus (Daewoo model), SAE *Technical Paper*, 962173**.**

[4] **Erzi, I.,** 1997. Taşıt Teknigi Lisans Ders Notları, İ.T.Ü Makina Fakültesi, İstanbul

[5] **Gillespie, T.D.,** 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics, *SAE Move*, Pennsylvania.

[6] **Gutierrez, W.T., Bassil, H., Croll, R.H., and Rutledge, W.H. ,** 1996. Aerodynamics overview of the ground transportation systems project for heavy vehicle reduction, *SAE Technical Paper*, 960906.

[7] **Gutierrez, W.T., Bassil, H., Croll, R.H., Suazo,: J.E. and Riggins, A. ,** 1996. Aerodynamics overview of the ground transportation systems project for heavy vehicle reduction, *SAE Technical Paper*, 960907.

[8] **Güney, A.,** 1989. Taşıtlarda Güç İletimi Yüksek Lisans Ders Notları. İ.T.Ü Makina Fakültesi, İstanbul.

[9] **Hucho, W.H. and Sovran, G.,** 1996 Vehicle aerodynamics: An overview in Aerodynamics of road vehicles, *Spec. Publ. SAE Move.* Pennsylvania. SP-1145

[10] **Katz, J., 1995.** Race Car Aerodynamics, Robert Bentley Inc., Cambridge.

[11] **Lajos, T., Preszler, L. and Finta L.,** 1988. Styling and aerodynamics of buses. *Int.Jou. Vehicle Design*.

[12] **Patankar, S.V.,** 1988. Finite difference method, in Handbook of Numerical Heat Transfer, pp. 215-240, Eds. Minkowycz, W.J., Sparrow, E.M.. Pletcher, R.H. and Schneider, G.E., John Wiley & Sons Inc.

[13] **Perzon, S., Sjogren, T. and Jonson, A.,** 1998. Accuracy in computational aerodynamics Part 2: Base pressure, *SAE Technical Paper*, 980038.

[14] **Shaw, C.T.,** 1988. Predicting vehicle aerodynamics using by computational fluid dynamics-a user's perspective, *SAE Technical Paper*, 880454.

[15] **Vesteeg, H.K. and Malalasekera, W.,** 1995. An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method, Longman Group Ltd. Essex.

[16] **Wong, J.Y.,** 1993. Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons Inc.

[17] **Çağan, M.,** 2000. Taşıt Aerodinamik Özelliklerinin Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[18] **Çetinkaya, S.,** 1999. Taşıt Mekaniği, Nobel Yayın Dağıtım, İstanbul.

[19] **Howard, G.,** 1986. Automobile Aerodynamics, Theory and Practice for Road and Track, Osprey Pub.Ltd., London

[20] **Jang, D.S., Jetli, R. Acharya, S.,** 1986. Comparison of the PISO, SIMPLER, and SIMPLEC Algorithms for thr Treatment of the Pressure-Velocity Coupling in Steady Flow Problems, *Numer. Heat Transfer, **19***, 209-228.

[21] **Anderson, D.A., Tannehill, J.C., Pletcher, R.H.,** 1984. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, Taylor & Francis Group, New York

[22] **Abbott, M.B., Basco, R.R.,** 1989. Computational Fluid Dynamics – An Introduction for Engineers, Longman Scientific & Technical, Harlow, UK.

ÖZGEÇMİŞ

M.Özgür ARSLAN 1980 senesinde Akseki/ANTALYA'da doğdu. İlköğretimini Antalya Namık Kemal İlkokulunda tamamladı (1986-1991). Ortaöğretimini Antalya Anadolu Lisesinde (1991-1998) tamamladıktan sonra, 1998 senesinde Yıldız Teknik Üniversitesi (Y.T.Ü.) Makine Fakültesinde yüksek öğrenim hayatına başladı. Dört senelik lisans eğitiminin başarıyla tamamlanmasının ardından 2002 senesinde makine mühendisi olarak üniversiteden mezun oldu. M.Özgür ARSLAN 2002 senesinden bugüne dek İstanbul Teknik Üniversitesi (İ.T.Ü.) Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Otomotiv programında yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.