

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA KABİN YAPISININ
AERODİNAMİK DİRENÇ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cemal Dinçer AKTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

HAZİRAN 2022

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA KABİN YAPISININ
AERODİNAMİK DİRENÇ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cemal Dinçer AKTAŞ
(503191106)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU

HAZİRAN 2022

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503191106 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi, Cemal Dinçer AKTAŞ ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA KABİN YAPISININ AERODİNAMİK DİRENÇ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Emre ALPMAN.....
Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : 17 Mayıs 2022
Savunma Tarihi : 2 Haziran 2022





Sevgili Aileme,



ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca beni her daim destekleyen ve yol gösteren kıymetli danışmanım Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU'na saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma hayatında birlikte olduğumuz için kendimi çok şanslı hissettiğim, desteklerini hiç eksik etmeyen ve düşüncelerine her daim önem verdiğim, değerli çalışma arkadaşlarım Kayhan ÖZDEMİR ve Ayşe ÇETİN'e teşekkür ederim.

Son olarak, hayatımın her aşamasında beni destekleyen, bu seviyeye gelmemde benden çok emek harcayan ve ellerinden gelenin en iyisini yapmaya devam eden annem Servet AKTAŞ, babam Veysel AKTAŞ ve ağabeyim İlker AKTAŞ'a teşekkür ve minnetlerimi sunarım.

Haziran 2022

Cemal Dinçer AKTAŞ
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	3
2. AĞIR TİCARİ ARAÇLARIN AERODİNAMİĞİ.....	9
2.1 Aerodinamik Direnç Kuvveti.....	9
2.2 Aerodinamik Kamyon Tasarımı.....	11
3. METODOLOJİ	13
3.1 Korunum Denklemleri	13
3.2 Türbülans Modelleme	15
3.2.1 Standart k- ϵ türbülans modeli	16
3.2.2 Realizable k- ϵ türbülans modeli.....	16
3.2.3 SST k- ω türbülans modeli.....	17
4. LİTERATÜR DOĞRULAMA ÇALIŞMASI	19
4.1 Literatür Örnek Çalışma.....	20
4.2 Literatür Tabanlı HAD Modeli	21
4.3 Literatür Doğrulama Çalışmasının Sonuçları	24
5. İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI.....	27
5.1 Aracın Geometrik Modeli	27
5.2 Aracın Sayısal Çözüm Ağı.....	29
5.3 Aracın HAD Modeli.....	31
5.4 Analiz Sonuçları.....	32
5.4.1 Kabin tasarımının incelenmesi	33
5.4.2 Güneşlik etkisinin incelenmesi	36
5.4.3 Ayna etkisinin incelenmesi	37
5.4.4 Kabin uzunluğu etkisinin incelenmesi	39
5.4.5 Kümülatif değerlendirme	42
5.4.6 Treyler etkisinin incelenmesi	44
6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	47
KAYNAKLAR	51
ÖZGEÇMİŞ.....	53



KISALTMALAR

COE	: Motor Üstü Kabin (Cab Over Engine)
DES	: Doğrudan Girdap Simülasyonu (Detached Eddy Simulation)
DNS	: Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	: Büyük Girdap Simülasyonu (Large Eddy Simulation)
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri
SST	: Kayma Gerilmeleri Taşınım (Shear Stress Transport)
VECTO	: Taşıtların Enerji Tüketimini Hesaplama Aracı (Vehicle Energy Consumption Calculation Tool)



SEMBOLLER

μ	: Dinamik Viskozite
u, v, w	: Hız Bileşenleri
p	: Statik Basıncı
p_{∞}	: Atmosfer Basıncı
τ	: Kayma Gerilmesi
ρ	: Yoğunluk
U	: Araç Hızı
L	: Uzunluk
μ	: Kinematik Viskozite
m	: Araç kütlesi
g	: Yerçekimi İvmesi
f_r	: Sürtünme Katsayısı
A	: Kesit Alanı
C_D	: Aerodinamik Direnç Katsayısı
F_H	: İvmelenme Kuvveti
F_G	: Yerçekimi Kuvveti
F_R	: Yuvarlanma Direnç Kuvveti
F_D	: Aerodinamik Direnç Kuvveti
P_r	: Yuvarlanma Direncine Harcanan Güç
P_d	: Aerodinamik Direncine Harcanan Güç
k	: Türbülans Kinetik Enerji
ε	: Türbülans Disipasyon
ω	: Özgül Disipasyon
y^+	: Boyutsuz Duvar Uzunluğu



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1: Çözüm ağından bağımsızlık çalışması sonuçları.....	23
Çizelge 4.2: Doğrulama çalışması için kullanılan sınır şartları.....	24
Çizelge 5.1: Detaylı HAD modeli için sınır şartları.....	31
Çizelge 5.2: Kabin tasarımı çalışmasının isimlendirilmesi.....	33
Çizelge 5.3: Kabin tasarımı çalışması için <i>CD</i> değişimi.....	34
Çizelge 5.4: Güneşlik etkisi çalışmasının isimlendirilmesi.....	36
Çizelge 5.5: Güneşlik etkisi çalışması için <i>CD</i> değişimi.....	36
Çizelge 5.6: Yan ayna etkisi çalışmasının isimlendirilmesi.....	38
Çizelge 5.7: Yan ayna etkisi çalışması için <i>CD</i> değişimi.....	38
Çizelge 5.8: Kabin uzunluğu etkisi çalışmasının isimlendirilmesi.....	40
Çizelge 5.9: Kabin uzunluğu etkisi çalışması için <i>CD</i> değişimi.....	40
Çizelge 5.10: Treyler çalışmasının isimlendirilmesi.....	44
Çizelge 5.11: Treyler çalışması için <i>CD</i> değişimi.....	45



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Aerodinamik direnç katsayısını geliştirici tasarım çalışmaları [5].	4
Şekil 1.2: Treyler üzerine eklenen harici parçalar. (a) Hava yastığı, (b) Kanat, (c) Kuyruk, (d) Ön treyler eklentisi [7].	5
Şekil 1.3: Treyler ve araç üzerine eklenen direnç azaltıcı tasarım denemeleri [8].	6
Şekil 1.4: Rüzgar tünelineki kamyon modelinin etrafındaki akış görüntüsü [9].	7
Şekil 1.5: Motor üstü kabin yukarıda, burunlu kabin aşağıda [10].	8
Şekil 2.1: Avrupa ve Amerikan yönetmeliklerine göre maksimum araç uzunluklarının karşılaştırılması.	9
Şekil 2.2: Yuvarlanma ve aerodinamik dirençlere harcanan gücün karşılaştırılması.	11
Şekil 2.3: Burunlu kamyon tasarımı örnekleri [15].	12
Şekil 4.1: DrivAer Model Geometrisi [19].	19
Şekil 4.2: Ahmed Body Model Geometrisi [20].	19
Şekil 4.3: Basitleştirilmiş Kamyon Modeli [6].	20
Şekil 4.4: Basitleştirilmiş kamyon modeli.(a) Önden görünüş, (b) Sağdan görünüş.	21
Şekil 4.5: Basitleştirilmiş kamyon modeli için kontrol hacmi.	22
Şekil 4.6: Basitleştirilmiş kamyon modeli için sayısal çözüm ağı.	22
Şekil 4.7: Modelin yüzeyleri üzerinde $y +$ dağılımı.	23
Şekil 4.8: Türbülans modellerinin deneysel çalışma ile kıyaslanması.	24
Şekil 4.9: Farklı türbülans modelleri için kabin arka duvarında basınç katsayısının dağılımı. (a) LES, (b) Relaziable k- ϵ , (c) Standart k- ϵ , (d) SST k- ω .	25
Şekil 5.1: Ford F-Max Araç Görseli [21].	28
Şekil 5.2: Ford F-Max Geometrik Modeli.	28
Şekil 5.3: Aerodinamik HAD analizi için hazırlanmış kontrol hacmi örneği [22].	29
Şekil 5.4: Sayısal çözüm ağının farklı kesitlerdeki detayı. Üstte $y = 0$, altta $y = 2.8m$.	30
Şekil 5.5: Araç duvarları $y +$ değerleri.	30
Şekil 5.6: CD ve 1000 adım ortalamalı CD değerlerinin karşılaştırılması.	32
Şekil 5.7: $y=0$ ekseninden alınan kesitte cam açıları. (a) Baz model, (b) Dikleştirilmiş model.	34
Şekil 5.8: Kavisli A-sütunu tasarımı. (a) Baz model, (b) Kavisli model.	34
Şekil 5.9: Farklı kabin tasarımları için araç üzerindeki basınç katsayısı dağılımı.	35
Şekil 5.10: Farklı kesitlerden alınan normalize hız değerleri.	35
Şekil 5.11: Her bir model için $y=0$ kesitindeki boyutsuz hız dağılımları.	37
Şekil 5.12: Araç hareket eksenine normalindeki farklı kesitlerden boyutsuz hız dağılımları.	39
Şekil 5.13: Her bir model için $y=0$ eksenindeki basınç katsayısı dağılımı.	41
Şekil 5.14: Araç ön yüzündeki basınç katsayısı dağılımı.	41
Şekil 5.15: Her bir model için araç yüzeyindeki basınç dağılımı ve nispeten düşük hava hızının olduğu bölgelerin gösterimi.	42
Şekil 5.16: İyileştirme sonucu elde edilen araç modeli.	43

Şekil 5.17: $y=2.8\text{m}$ kesitindeki hız dağılımı.	43
Şekil 5.18: (a) Kanat tasarımı, (b) Kuyruk tasarımı.	44
Şekil 5.19: $y=0$ kesitindeki normalize hız dağılımı.	45
Şekil 5.20: Treyler arkasındaki nispeten düşük hız bölgesinin 3 boyutlu gösterimi.	46
Şekil 6.1: Her bir kabin için farklı tasarımların etkisi.	48
Şekil 6.2: Tasarım aşamalarına göre CD değişimi.	48



AĞIR TİCARİ BİR ARAÇTA KABİN YAPISININ AERODİNAMİK DİRENÇ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

ÖZET

Yük taşımacılığı, dünya çapındaki ticari malların taşınmasının fiziksel sürecidir. Deniz aşırı taşımacılıkta gemiler ön plana çıksa da karayolu taşımacılığında ağır ticari araçlar önemli bir paya sahiptir. Son 10 yıldır Avrupa kıtasındaki karayolu taşımacılığının yaklaşık %75'inde ağır ticari araçlar görev almaktadır. Yük taşımacılığı ile transfer edilen her bir ürün fiyatına aynı zamanda taşımacılık masrafları da yansıtılmaktadır. Bu sebeple küresel anlamdaki ticari faaliyetlerde yük taşımacılığı maliyetlerini azaltmak evrensel bir amaçtır.

Yük taşımacılığı sektöründeki ağır ticari araçlar her gün yüzlerce kilometre yol almaktadır. Günümüzde içten yanmalı motor kullanan bu araçların sebep olduğu CO₂ salınımı Avrupa Birliği'ndeki toplam CO₂ salınımının %6'sını, karayolu ulaşımından kaynaklanan salınımın ise %25'ini oluşturmaktadır. Dünya çapında her geçen gün artan taşımacılık faaliyetleri CO₂ salınımı için büyük bir tehdit oluşturmaktadır. CO₂ salınımının ortaya çıkaracağı iklim krizinin önlenmesi amacıyla Avrupa Birliği tarafından ağır ticari araçlar için ilk karbon salınımı yönetmeliği 2019 yılında yürürlüğe girmiştir. Buna göre araç üreticilerinin önümüzdeki 5 ve 10 yıl içerisinde ürettikleri araçların CO₂ salınımlarını %15 ve %30 olarak kademeli bir şekilde azaltması gerekmektedir. Bu nedenle araç üreticilerine büyük bir sorumluluk düşmektedir.

Ağır ticari araçların CO₂ salınımında birkaç farklı parametre etkilidir. İçten yanmalı motor karakteristiği, yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç bunların önde gelenleridir. Hareket esnasında aracın maruz kaldığı tüm direnç kuvvetleri düşünüldüğünde araç hızı arttıkça aerodinamik direncin etkisinin de arttığı görülmektedir. Ayrıca sıfır CO₂ salınımına sahip araçların güç tüketiminin azaltılması için de aerodinamik direncin azaltılması öncelikler arasındadır. Bu nedenle ağır ticari vasıtalarda aerodinamik direnç kuvvetinin azaltılması için birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalar içerisinde aynı zamanda treyler yapısı da incelenmektedir. Treyler yapısının incelendiği çalışmalarda genel olarak treyler üzerine eklenen parçalar ile aerodinamik direncin azaltılması hedeflenmektedir. Ancak eklenen bazı parçalar kaza güvenliği için tehdit oluşturmakta ve konteyner tipi treylerlerin gemilerde istiflendiği sırada daha fazla yer kaplamalarına sebep olmaktadır. Bu nedenlerden dolayı araç kabini üzerindeki iyileştirme çalışmaları daha ön plandadır.

Avrupa ve Amerika kıtalarındaki farklı uzunluk yönetmeliklerinden dolayı farklı ülkelerde kullanılan kamyonların kabin türleri de birbirinden farklıdır. Amerikan yönetmeliklerine göre taşınan yükün uzunluğu bir sınıra bağlanmıştır. Avrupa yönetmeliklerinde ise kabinin önünden treylerin arkasında kadar olan kamyon-treyler ikilisinin toplam uzunluğu limitleri aşmamalıdır. Bu durum iki farklı kabin tipinin oluşmasına sebep olmuştur. Amerika kıtasında kullanılan kamyonlarda motor aracın ön kısmında bir çıkıntı gibi paketlenmektedir. Ayrıca kabin içerisinde sürücüler için oluşturulan yaşam alanı da oldukça geniştir. Bu tip kabinler geleneksel kabin olarak

adlandırılır. Avrupa kıtasında kullanılan kamyonlarda ise uzunluk sınırları sebebi ile motor kabinin altına paketlenmektedir. Ayrıca treylere serbest bir hareket imkanı sağlanması için araç kabini ile treyler arasındaki boşluk da bir limite bağlıdır. Bu tip kabinler de motor üstü kabin olarak adlandırılır. Motor üstü kabinler, uzunluk sınırları sebebi ile geleneksel kabinlere göre daha kaba ve köşeli tasarımlara sahiptirler. Motor üstü kabinler tasarımlarından dolayı geleneksel kabinler göre daha yüksek aerodinamik dirence maruz kalmaktadır. Bu sebeple motor üstü kabinler aerodinamik anlamda gelişime daha çok ihtiyaç duymaktadır. Günümüzde motor üstü kabine sahip kamyonların aerodinamik direncinin azaltılması için araçlara çeşitli parçalar eklenmektedir. Bu amaçla araç tavanına ve yan duvarlara eklenen kapama parçaları araç ile treyler arasındaki boşluğa hava girişini engelleyerek aerodinamik fayda sağlanmaktadır. Ancak araç üzerine eklenen parçalar ile elde edilecek aerodinamik kazanç sınırlıdır. Aerodinamik direncin daha da azaltılması için kabin tasarımında değişiklik yapılması kaçınılmazdır. Bu amaçla motor üstü kabine sahip araçların belirli sınırlar dahilinde geleneksel kabin gibi uzatılması güncel bir araştırma konusudur.

Bu çalışmada kamyon kabini üzerinde yapılacak yenilikçi tasarımlar ile aerodinamik direncin azaltılması ve daha çevreci araç tasarımlarına öncülük edilmesi için HAD analizlerinden yararlanılmıştır. Tez çalışmasında kullanılan HAD yöntemlerinin doğruluğu literatür çalışmaları kullanılarak ispatlanmıştır. Bu amaçla basitleştirilmiş bir kamyon modeli üzerinde 3 farklı türbülans modeli kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Literatürde aynı kamyon modeli için farklı türbülans modelleri ile yapılan çalışmalar da karşılaştırmalara dahil edilmiştir. Bu karşılaştırmalar kapsamında öncelikle C_d değerleri incelenmiştir. Ek olarak belirli bir araç yüzeyindeki basınç dağılımları da farklı türbülans modelleri kullanılarak hesaplanmış ve literatür çalışmaları ile karşılaştırılmıştır. Doğrulama çalışmaları neticesinde detaylı kamyon modelinde kullanılacak sayısal ağ yapısına ve türbülans modeline karar verilmiştir.

Çalışmada ağır ticari bir aracın aerodinamik karakteristiğinin incelenmesi ve geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla yapılacak HAD analizlerinde Ford Otosan tarafından geliştirilip üretilen ve 2016 yılında yollara çıkan Ford F-max aracı kullanılmıştır. Ford F-max aracı için detaylı bir geometrik model oluşturulmuş ve kalite parametrelerine uygun sayısal ağ yapısı örülmüştür. Aracın aerodinamik özelliklerinin geliştirilmesi amacıyla burunlu kamyon kavramı ele alınmıştır. Mevcut araç kabinin uzatılarak burunlu kamyon tasarımının elde edilebileceği 3 farklı kabin oluşturulmuştur. Burada araç üzerinde yapılacak değişikliklere farklı kabinlerin vereceği cevaplarında incelenmesi hedeflenmiştir. İncelenen farklı araç kabinlerinden ilki referans modeldir. İkincisinde, aracın ön camı dikleştirilmiştir, sonuncusunda ise aracın ön camı dikleştirilirken ve A-sütununda da kavisli bir yapı incelenmiştir. Kabin üzerinde köklü değişiklikler yapılsa da üç farklı kabin için HAD analizleri neticesinde elde edilen C_D değerlerine bu değişiklikler yansımamıştır. HAD sonuçları incelendiğinde araç üzerinde yapılan değişiklikler ön cam ve A-sütunu civarında iyileştirme sağlarken aracın farklı bölgelerinde mevcut durumu kötüleştirmiştir. Bu nedenle araç üzerindeki farklı parçaların aerodinamik direnç üzerindeki etkileri de 3 farklı kabin için incelenmiştir. Bu amaçla ilk olarak ön camın üst kısmında bulunan güneşlik parçası modellerden çıkarılmıştır. Güneşliksiz model sonuçları incelendiğinde, cam dikleştirme tasarımının cam üzerindeki basıncı azaltırken güneşlik üzerindeki basıncı arttırdığı tespit edilmiştir. Farklı kabin tasarımları ile elde edilebilecek aerodinamik faydanın güneşlikten dolayı gölgelendiği belirlenmiştir. Ardından benzer şekilde yan aynaların etkisi incelenmiştir. Yolcu araçlarında yan aynalar araç etrafında akış ayrılmalarına sebep olan bir parçadır ve yolcu araçlarından

aynaların çıkartılması genel olarak aerodinamik direnci iyileştirici etki göstermektedir. Ancak kamyon gibi kaba cisimlerde yan aynalar akışı yönlendirici bir etki gösterebilmektedir. Nitekim aynasız model sonuçları incelendiğinde de benzer çıktılar alınmıştır. Mevcut A-sütunu tasarımı ile aynaların sökülmesi aracın aerodinamik direncini oldukça yükseltmiştir. Bunun aksine kavisli A-sütunu tasarımına sahip üçüncü kabin modelinde aracın aerodinamik direnci ciddi bir düşüş göstermiştir. Çalışmalar neticesinde araç üzerine parça eklenmesi ya da çıkarılmasının aerodinamik dirence etkisi araç kabine göre farklılık gösterdiği görülmüştür. Bu nedenle sabit bir kabin tasarımında araç üzerine ilave edilecek parçalar ile sağlanacak aerodinamik faydanın bir sınır vardır. Son olarak üç farklı kabin tasarımında kabinler uzatılarak burunlu kamyon kavramının etkileri incelenmiştir. Kabin uzatma araç etrafındaki akış dağılımını olumlu etkileyerek üç kabinin de aerodinamik direncini azaltmıştır. Üç farklı kabin üzerinde yapılan çalışmalar ile oluşturulan tasarım havuzu incelenmiş ve her bir değişikliğin faydalı etkisini içerek nihai bir model yaratılmıştır. Oluşturulan nihai modelde güneşlik ve yan ayna parçalarına yer verilmemiştir. Buna karşın uzatılmış kabin üzerinde dikleştirilmiş cam ve kavisli A-sütunu bir arada incelenmiştir.





AERODYNAMIC DRAG EFFECT OF CABIN STRUCTURE IN A HEAVY COMMERCIAL VEHICLE

SUMMARY

Freight transportation is the physical process of moving commodities around the world. Although ships come to the forefront in overseas transportation, heavy commercial vehicles have an important share in road transportation. For the last 10 years, heavy commercial vehicles have been involved in approximately 75% of road transport in the European continent. Transportation costs are also reflected in the price of each product transferred by freight transportation. For this reason, it is a universal goal to reduce freight transportation costs in global commercial activities.

In the freight transport sector, heavy commercial vehicles travel hundreds of kilometers every day. Today, the CO₂ emissions caused by these vehicles which are using internal combustion engines are 6% of the total CO₂ emissions in the European Union and 25% of the emissions from road transport. Increasing transportation activities around the world, CO₂ emissions pose a great threat to the environment. In order to prevent the climate crisis caused by CO₂ emissions, the first carbon emission regulation for heavy commercial vehicles was put into effect in 2019 by the European Union. According to regulation, vehicle manufacturers should gradually reduce the CO₂ emissions of their vehicles by 15% and 30% in the next 5 and 10 years. For this reason, vehicle manufacturers have a great responsibility.

Several different parameters are effective in the CO₂ emission of heavy commercial vehicles. Internal combustion engine characteristics, rolling resistance and aerodynamic resistance are the leading ones. Considering all the resistance forces that the vehicle is exposed to during movement, it is seen that the effect of aerodynamic resistance increases as the vehicle speed increases. In addition, reducing aerodynamic resistance is among the priorities in order to reduce the power consumption of vehicles with zero CO₂ emissions. For this reason, there are many studies to reduce the aerodynamic drag force in heavy commercial vehicles. In these studies, the trailer structure is also examined. In studies examining the trailer structure, it is generally aimed to reduce the aerodynamic resistance with the parts added to the trailer. However, some added parts pose a threat to safety and cause to take up more space when stacked on ships for container type trailers. For these reasons, improvement works on the vehicle cabin are more prominent.

Due to the different length regulations in the European and American continents, the cabin types of the trucks used in different countries are also different from each other. According to American regulations, the length of the trailer transported is tied to a limit. In European regulations, the total length of the truck-trailer pair from the front of the cabin to the back of the trailer must not exceed the limits. This situation has led to the formation of two different cabin types. In trucks used in the Americas, the engine is packaged like a protrusion on the front of the vehicle. In addition, the living space created for the drivers in the cabin is quite wide. This type of cabin is called conventional cabin. In trucks used in the European continent, the engine is packaged under the cabin due to the length limits. It also depends on a limit in the space between

the vehicle cabin and the trailer to allow free movement of the trailer. This type of cabin is also called a Cab over Engine. Over-engine cabins have rougher and more cornered designs than conventional cabins due to their length limits. Due to their design, cab over engine cabins are exposed to higher aerodynamic resistance than conventional cabins due to their design. For this reason, over engine cabins need more aerodynamic development. Today, various parts are added to the vehicles in order to reduce the aerodynamic resistance of trucks. For this purpose, the closure pieces added to the vehicle roof and side walls prevent air entry into the space between the vehicle and the trailer, thus providing aerodynamic benefit. However, the aerodynamic gain to be obtained with the parts added to the vehicle is limited. To further reduce aerodynamic drag, changes in cabin design are inevitable. For this purpose, it is a current research topic to elongate the vehicles with an engine cabin like a conventional cabin within certain limits.

In this study, CFD analyses were used to reduce aerodynamic resistance and pioneer more environmentally friendly vehicle designs with innovative designs to be made on the truck cabin. The accuracy of the CFD methods used in the thesis study has been proven by using literature studies. For this purpose, CFD analyzes were performed using 3 different turbulence models on a simplified truck model. Study results were compared with experimental data. Studies with different turbulence models for the same truck model in the literature are also included in the comparisons. Within the scope of these comparisons, first of all, C_d values were examined. In addition, pressure distributions on a given vehicle surfaces were calculated using different turbulence models and compared with literature studies. As a result of the validation studies, the mesh structure and turbulence model to be used in the detailed truck model were decided.

In this study, it is aimed to examine and develop the aerodynamic characteristics of a heavy commercial vehicle. For this purpose, Ford F-max vehicle, which was developed and produced by Ford Otosan and hit the roads in 2016, was used in CFD analysis. A detailed geometric model has been created for the Ford F-max vehicle and mesh structure has been built in accordance with the quality parameters. In order to improve the aerodynamic characteristics of the vehicle, the concept of the elongated cabin was discussed. By extending the existing vehicle cabin, 3 different cabins were created in which the elongated cabin design can be achieved. Here, it is aimed to examine the responses of different cabins to the changes to be made on the vehicle. The first of the different vehicle cabins examined is the reference model. In the second, the vehicle's windshield angle was increased, in the latter, a curved A-pillar structure was examined while the vehicle's windshield angle was increased. Although radical changes were made on the cabin, these changes were not reflected in the C_D values obtained as a result of CFD analyses for three different cabins. When the CFD results are examined, the changes made on the vehicle provide improvements around the windshield and A-pillar, while different parts of the vehicle are worsening the current situation. For this reason, the effects of different parts on the vehicle on aerodynamic resistance were also examined for 3 different cabins. For this purpose, first of all, the sun visor part on the upper part of the windshield was removed from the models. When the results of the model without the sun visor were examined, it was determined that the vertical windshield angle design increased the pressure on the sun visor while reducing the pressure on the windshield. It has been determined that the aerodynamic benefit that can be obtained with different cabin designs is shaded by the sunshade. Then, the effect of the side mirrors was similarly examined. Side mirrors in passenger vehicles are a part that causes flow separations around the vehicle, and removing

mirrors from passenger vehicles generally decreases aerodynamic resistance. However, in rough objects such as trucks, side mirrors can have a directing effect on the flow. As a matter of fact, similar outputs were obtained when the results of the mirrorless model were examined. With the current A-pillar design, removing the mirrors has greatly increased the vehicle's aerodynamic drag. On the contrary, in the third cabin model with the curved A-pillar design, the aerodynamic resistance of the vehicle decreased significantly. As a result of the studies, the effect of adding or removing parts on the vehicle on the aerodynamic resistance varies according to the vehicle cabin. For this reason, there is a limit to the aerodynamic benefit that can be achieved with the parts to be added to the vehicle in a fixed cabin design. Finally, the effects of the nose truck concept are examined by extending the cabins in three different cabin designs. The cabin extension has positively affected the flow distribution around the vehicle, reducing the aerodynamic resistance of all three cabins. The design pool created by the studies on three different cabins was examined and a final model was created by including the beneficial effects of each change. Sun visor and side mirror parts are not included in the final model created. On the other hand, vertical windshield angle and curved A-pillar were studied together on the elongated cabin.



1. GİRİŞ

Yük taşımacılığı ülke ekonomilerinin en kritik ögelerinden biridir. İhraç ve ithal edilen ürünlerin en hızlı ve ucuz şekilde müşteriye ulaştırılması yük taşımacılığı sektörünün ana hedefleri arasındadır. Müşteriye ulaştırılan ürün fiyatına taşımacılık maliyetleri de yansıdığı için yük taşımacılığı sektörü ulusal ve uluslararası ticarete kritik bir öneme sahiptir. Dünya üzerindeki yük taşımacılığının ezici bir çoğunluğunda ağır ticari araçlar kullanılmaktadır. 2019 yılında Avrupa Birliği ülkeleri arasındaki yük taşımacılığının %77'sinde kamyon ve tırlar kullanılırken geri kalan taşımacılık faaliyetlerinde tren, gemi ve uçaklar görev almıştır [1].

Yük taşımacılığı sektöründe oldukça büyük bir paya sahip olan kamyonların ilki Daimler tarafından 1896 yılında üretilmiştir. ABD'de ise yolcu otomobili üreticisi olan Alexander Winton ürettiği araçlarını müşterilerine kullanılmamış bir şekilde ulaştırabilmek için sektörün ilk çekicisini 1898 yılında üretmiştir [2]. Zamanla diğer birçok firmanın da kamyon ve çekici üretmeye başlaması ile birlikte ağır ticari araç sektöründe kıyasıya bir rekabet ortamı oluşmuştur. Bununla birlikte gün geçtikçe artan taşımacılık ihtiyacı küresel anlamda yakıt tüketimini arttırarak CO₂ salınımı olumsuz etkilemektedir. Düşük yakıt tüketimi ve karbon salınımı, ağır ticari araç sektöründeki firmaların rekabet edebilmesi için oldukça önemli birer kalite parametresi haline gelmiştir.

İklim değişikliği ile mücadele etmek amacıyla Avrupa Birliği ülkelerinde ağır ticari araçlar için ilk karbon salınımı yönetmeliği olan EU 2019/1242 Avrupa Komisyonu tarafından 14 Ağustos 2019 tarihinde yürürlüğe girmiştir [3]. Yönetmeliğe göre ticari araç üreticileri ürettikleri araçların CO₂ salınımlarını 2019 ve 2020 yıllarına kıyasla 2025 yılına kadar %15, 2030 yılına kadar ise %30 azaltmayı hedeflemelidir. Bu oranların hesaplanması sırasında karşılaştırmaların adil bir şekilde yapılabilmesi için komisyon "Taşıtların Enerji Tüketimini Hesaplama Aracı (VECTO)" adında bir simülasyon aracı da tanıtmıştır. Bu simülasyon aracı ile çeşitli tip ve konfigürasyondaki ağır vasıtaların karbondioksit çıkışları oldukça doğru bir şekilde hesaplanabilmektedir.

CO₂ salınımının azaltılması ağır ticari araç üreticilerinin yakın gelecekteki birincil önceliğidir. Ağır ticari araç ailesi içerisinde bulunan vasıtaların yakıt tüketimini ve dolayısıyla CO₂ salınımını etkileyen en önemli üç parametre: yuvarlanma direnci, içten yanmalı motor karakteristiği ve aerodinamik direnç kuvvetidir. Bu üç parametre hareket halindeki bir araç için harekete zıt yönde etki etmektedir. Özellikle yüksek hızlarda ise aerodinamik direnç kuvvetinin etkisi diğerlerine kıyasla daha baskın bir hal almaktadır.

Aerodinamik direnç kuvvetinin araç üzerindeki etkisinin incelenmesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyon araçlarının yeri oldukça önemlidir. HAD analizleri geliştirme aşamasındaki araçların direnç kuvvetinin belirlenmesi ve bu kuvveti azaltıcı önlemlerin alınmasını hızlı ve tekrarlanabilen bir hale getirmiştir.

Günümüzde HAD analizlerinin efektif kullanılması ve Avrupa Komisyonunun yarattığı rekabet ortamı üreticileri aerodinamik açıdan daha verimli araçlar üretmeye yönlendirmektedir. Böylece yakın gelecek için hedeflenen sıfır CO₂ salımlı ağır vasıtaların da sahip olması gereken aerodinamik tasarımların temeli atılmaya başlanmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Ağır ticari araçlar, Avrupa Birliği'nde karayolu taşımacılığında kaynaklanan toplam CO₂ salınımının dörtte birinden ve Avrupa Birliği'ndeki toplam CO₂ salınımının ise %6'sından sorumludur [4]. Ayrıca taşımacılık sektörü, CO₂ salınımının yıldan yıla yükselmeye devam ettiği tek büyük sektördür. Bu salınımın azaltılması için Avrupa Birliği yeni CO₂ salınım limitlerini belirlemiştir. Buna göre, 2019 CO₂ salınımı seviyeleri ile karşılaştırıldığında, 2025 ve 2030'da sırasıyla %15 ve %30'luk iki aşamalı bir azalma önerilmektedir. Bu düzenleme ticari araç üreticilerini (OEM) birkaç farklı şekilde etkileyecektir. Öncelikle araç üreticileri içten yanmalı motora sahip araçların yakıt tüketimini azaltmalıdır. Ayrıca, daha uzun menzil elde etmek için daha düşük enerji tüketen elektrikli araçlara ihtiyaç artacaktır. Enerji tüketimini azaltmanın en etkili ve nispeten düşük maliyetli yolu aerodinamik direnci azaltmaktır.

Bu tez çalışmasında, yakın gelecekte yollarda görebileceğimiz aerodinamik kamyon tasarımlarına öncülük etmek amaçlanmıştır. Ayrıca 2025 ve 2030 yılları için

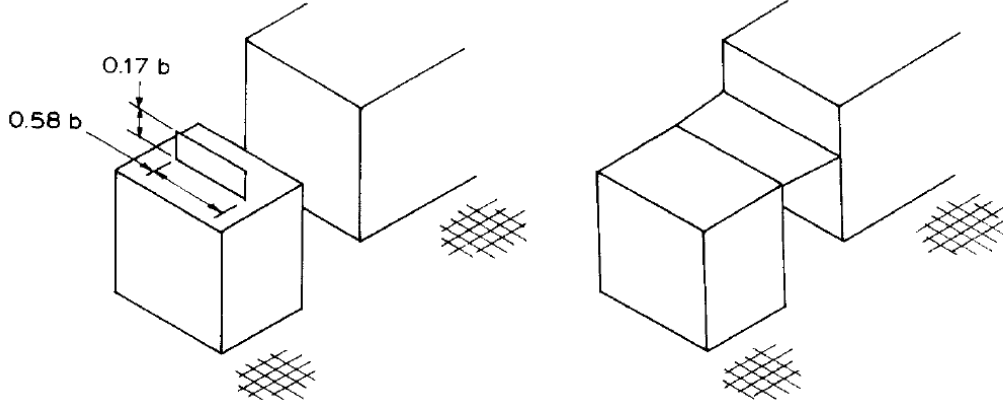
hedeflenen CO₂ salınımı hedeflerine ulaşabilecek araç tasarımlarının geliştirilmesine yol göstermek istenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde araçların aerodinamik performansının incelendiği birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda yolcu araçları, ağır ticari araçlar ve basitleştirilmiş modeller kullanılmıştır. Ağır ticari araçlar için yapılan çalışmalar kabin ve treyler tasarımları ile alakalı olacak şekilde iki ana kola ayrılmıştır. Literatür araştırması göstermiştir ki her iki alanda da aerodinamik gelişime açık birçok bölge mevcuttur.

İkili bir kutu modeli üzerinde rüzgar tüneli testleri gerçekleştirmişler [5]. Modelde bulunan iki kutudan öndeki kamyon kabinini, arkadaki ise treyleri temsil etmektedir. Çalışma kapsamında, aracın aerodinamik direnç katsayısı ve kamyon-treyler arasındaki boşluğa bakan yüzeyler üzerinde basınç katsayısı için ölçüm yapılmıştır. Çalışma sonuçları göstermiştir ki önde bulunan kutunun ön yüzünün kenarlarında herhangi bir kavis olmaması durumunda (kare kenarlı model) bu bölgede akış ayrılmaları meydana gelmekte ve akış aracın üst ya da yan yüzeyleri ile tekrar ilişmemektedir. İki kutu arasındaki boşluk için dar ve geniş olmak üzere farklı deneme yapılmış ve bu denemeler sırasında direnç kuvveti en çok %20 artmıştır. Ön kutunun ön yüzünün tüm kenarları, akışın boşluğun önüne yeniden ekleneceği kavisli bir şekilde tasarlandığında, aerodinamik direnç önemli ölçüde değişmemektedir. Ancak kavisli modelde kutular arasındaki boşluğun dar olması durumunda direnç kuvveti, kare kenarlı modelin varsayılan değerinin oldukça altındadır ve boşluğun artmasıyla baskın bir şekilde artmıştır.

Çalışma kapsamında ayrıca direnç kuvvetini azaltan iki aygıtın da performansları incelenmiştir. Bunlardan ilki kabini temsil eden kutunun üst yüzeyine dikey şekilde sabitlenmiş düz bir plakadır. Diğeri ise kabin kutusunun üst duvarından treyler kutusunun ön yüzüne kadar uzanan yatay bir plakadır. Her iki aygıtta Şekil 1.1`de gösterilmiştir. Kare kenarlı modelin aerodinamik direnci üzerinde iki plakanın da bir etkisi olmamıştır. Aynı iki plaka kavisli modelin direnç kuvvetini ise %11 ve %41 oranında azaltmıştır.



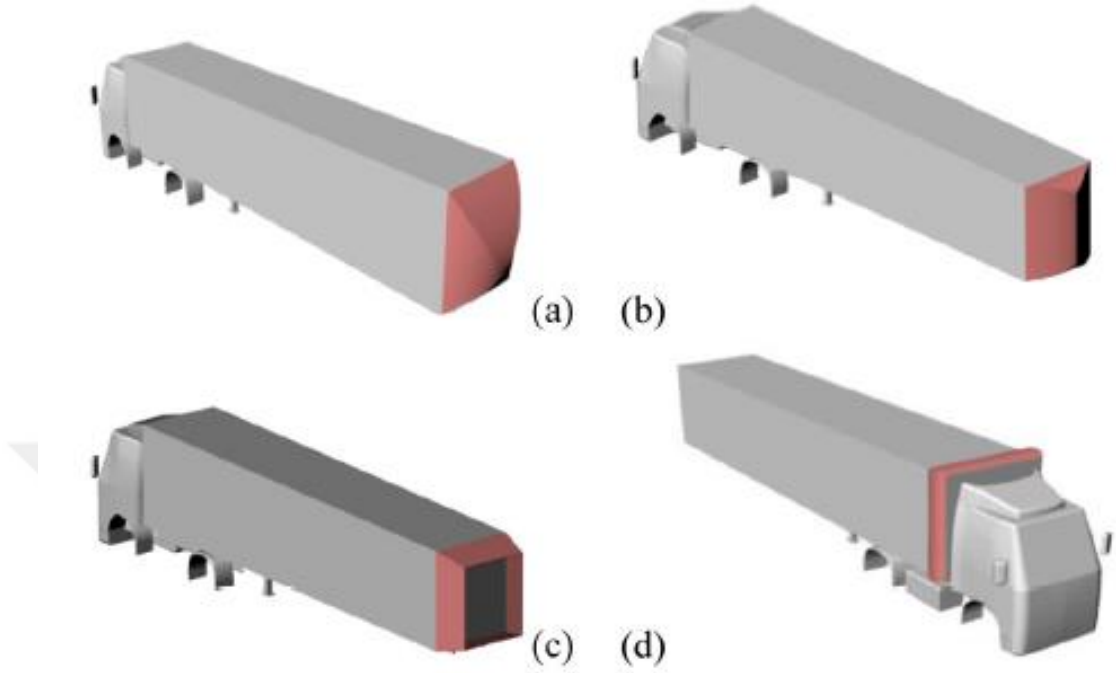
Şekil 1.1: Aerodinamik direnç katsayısını geliştirici tasarım çalışmaları [5].

Bir diğer çalışmada ise LES yöntemi ile basitleştirilmiş bir kamyon modeli etrafındaki akışı incelenmişlerdir [6]. Kullanılan model, 1981 yılında Allan tarafından rüzgar tüneli testleri ile ölçümleri yapılan model ile aynıdır. Arka kutunun uzunluğu ve araç hızı referans alındığında Reynolds sayısının 0.51×10^6 olduğu hesaplanmıştır. Çalışma kapsamında ön kenarları köşeli ve kavisli olacak şekilde iki farklı araç varyantını temsil eden modeller incelenmiştir. Her iki modelde de İki kutu arasındaki boşluğun iki farklı durumu ayrıca değerlendirilmiştir.

Çalışmalar neticesinde köşeli modelde kutular arasındaki boşluk arttıkça direnç katsayısının deneysel çalışmada da olduğu gibi arttığı tespit edilmiştir. Kavisli modelde de kutular arası boşluk arttıkça direnç katsayısı artmıştır. Ancak bu artış deneysel çalışmadaki gibi baskın olmamıştır. Deneysel çalışmadaki artış %66 iken analiz çalışmasında bu artış sadece %43'tür. Analizlerde deneylere göre daha küçük olan bu artışın temel nedeni, arka kutunun ön yüzünün tüm aracın direnç katsayısına katkısının simülasyonlarda tahmin edilenin altında olmasıdır. Bu katkı deneysel çalışmada 0.677 iken LES metodunda 0.467'dir. Sonuç olarak köşeli model sonuçlarının deneysel veriler ile daha uyumlu olduğuna kanaat getirilmiştir.

Treyler üzerine harici parçalar eklemenin aerodinamik dirence olan etkisini zamana bağlı ve zamandan bağımsız analizler ile incelenmiştir [7]. Zamana bağlı analizlerde 40 milyon elemana sahip çözüm ağı tek denklemlili DES modeli ile çözülmüştür. Zamandan bağımsız yani daimi analizlerde ise 10 milyon elemana sahip çözüm ağı için iki denklemlili SST k- ω türbülans modeli kullanılmıştır. Yapılan çalışma ile araca eklenen basit parçaların aerodinamik direnci %10'un üzerinde azaltılabileceğini ispatlamışlardır. Çalışma kapsamında treyler üzerine eklenen 4 farklı parça (a) hava

yastığı, (b) kanat, (c) kuyruk, (d) ön treyler eklentisi şeklinde isimlendirilmiş ve Şekil 1.2’de gösterilmiştir.

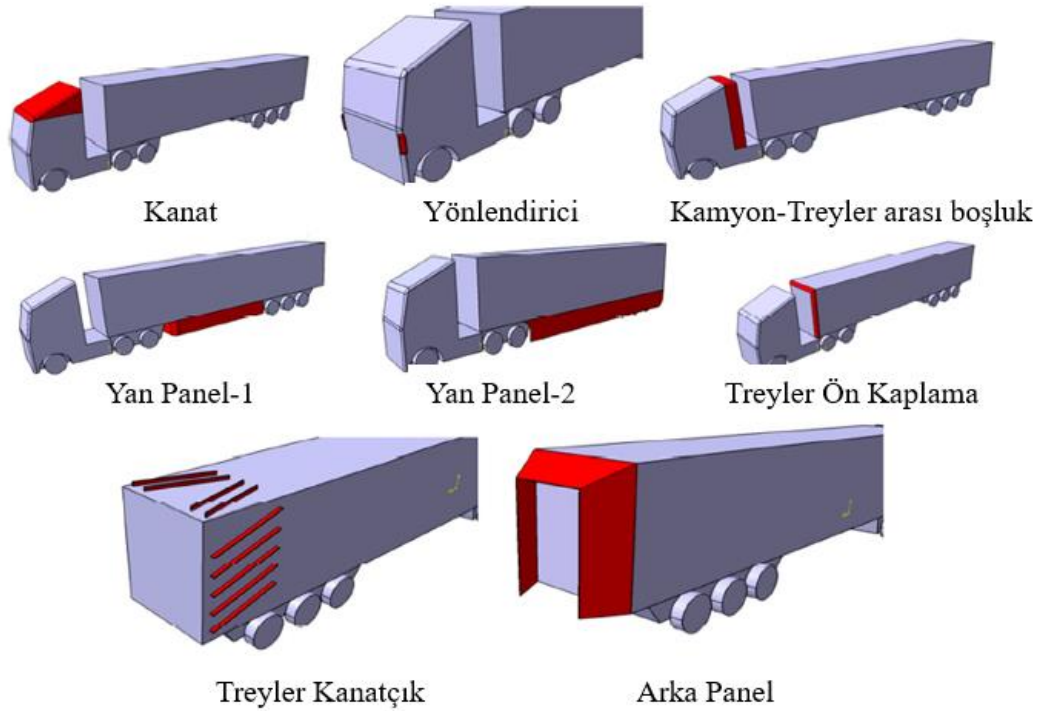


Şekil 1.2: Treyler üzerine eklenen harici parçalar. (a) Hava yastığı, (b) Kanat, (c) Kuyruk, (d) Ön treyler eklentisi [7].

Hava yastığı tasarımı, aerodinamik direnç katsayısında %3,5 iyileşme sağladığı gözlemlenmiştir. İyileştirme çalışmaları ile bu oranın daha da artabileceği düşünülmektedir. Ancak hava yastığı tasarımına sahip bir aracın arka kısmına başka bir aracın çarpması durumu düşünüldüğünde hava yastığı tasarımının hayati hasarlara sebep olması muhtemeldir. Bu nedenle tasarımın bu açıdan da geliştirilmesi gerekmektedir. Kanat tasarımı, aerodinamik direnci radikal bir biçimde azaltmıştır. Analiz çalışmaları ile aerodinamik direnç katsayısının yaklaşık %8 azaldığı hesaplanmıştır. Ancak karmaşık geometrisi sebebi ile ekonomik açıdan rekabete açık olmayan bir tasarımıdır. Kuyruk tasarımı, aerodinamik direnci yaklaşık %9 azaltmaktadır. Aerodinamik direnci azaltmak için makul bir tasarım olmasına rağmen herhangi bir kaza anında diğer araçlar için güvenlik problemleri oluşturmaktadır. Ön treyler eklentisi, aracın aerodinamik direncinde yaklaşık %4'lük pozitif etki yaratmaktadır. Bu tasarımın önemli avantajlarından biri ise hangi marka olduğu önemli olmaksızın aracın işlevselliğine herhangi bir olumsuz etki yaratmadan bütün

kamyonlara adapte edilebilmesidir. Ayrıca ön treyler eklentisi diğer tasarımların aksine treyler içerisine ulaşılmasını engellememektedir.

Yönlendirici ve kanat gibi sonradan eklenebilen parçaların ağır ticari araçların aerodinamik direnç kuvvetini azaltıcı etkisi de incelenmiştir [8]. Bu amaçla ilk olarak temel gövde yapısı modellenmiş ardından her bir parçanın aerodinamik yapıya etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile belirlenmiştir. Çalışma kapsamında incelenen farklı tasarım denemeleri Şekil 1.3`de görülmektedir.



Şekil 1.3: Treylere ve araç üzerine eklenen direnç azaltıcı tasarım denemeleri [8].

Araç üzerine eklenen kanat tasarımı için farklı uzunluk ve açılarda denemeler yapılmıştır. Farklı tasarımlar sonucunda aerodinamik direnç üzerinde en etkili tasarım aerodinamik direnç katsayısını %2 azaltmıştır. Araç kabininin ön köşelerine eklenen yönlendiriciler ile araç etrafındaki akış ayrılmalarının azaltılması amaçlanmıştır. Yönlendiriciler sayesinde aracın aerodinamik direnç katsayısı %7 azalmıştır. İşlevsellik açısından kabin ve treyler arasındaki boşluğun tamamen ortadan kaldırılabilmesi mümkün değildir. Ancak bu boşluğun arttırılması aerodinamik direnci arttırmaktadır. Treylere eklenen yan paneller aracın toplam aerodinamik direnç katsayısını %4 oranında azaltmıştır. Treylere eklenen ön kaplama tasarımı kanatlı ve kanatsız kabin için ayrı ayrı incelenmiştir. Ön kaplama kanatsız kabinde aerodinamik

direnç katsayısını azaltırken kanatlı kabinde katsayı sabit kalmıştır. Treyler arka bölgesine eklenen kanatçıkların boyutu için birden fazla tasarım denemesi yapılmıştır. Bu denemeler sonucunda kanatçıkların uzatılması direnç kuvvetini pozitif etkilerken kalınlaştırmak aracın kesit alanını arttırdığı için negatif etkilemiştir. Son olarak, treyler arkasına eklenen arka paneller uygun açıda yerleştirildiğinde direnç katsayısını yaklaşık %5 azaltmıştır.

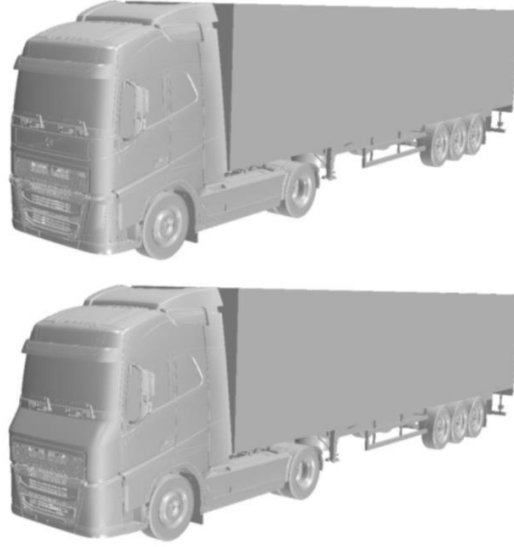
1/32 ölçekli kamyon ve treyler modeli üzerinde yüzey basıncı ve direnç ölçümleri gerçekleştirilmiştir [9]. Kamyon ve treyler ikilisi Reynolds sayısının 117.000'den 844.000'e kadar aldığı farklı değerler için rüzgar tüneline test edilmiştir. Aerodinamik dirence sebep olan bölgeler ise Şekil 1.4'deki gibi akışın görselleştirilmesi sonucu belirlenmiştir.



Şekil 1.4: Rüzgar tüneline kamyon modelinin etrafındaki akış görüntüsü [9].

Treylerli ve treylerli yapılan test sonuçlarına göre kamyon eklenen treylerin aerodinamik direnç katsayısını yaklaşık %15 arttırdığı gözlemlenmiştir. Çalışmaları neticesinde aerodinamik direncin azaltılması için ön camın daha dik olması gerektiğini tespit etmişlerdir.

Bir diğer çalışmada 2 farklı kabin tasarımı için soğutma paketinden geçen akış incelenmiştir [10]. İlk tasarım motor üstü kabin (COE) tasarımı iken ikinci tasarım burunlu kabin (Soft Nose Cab) tasarımıdır. Burunlu kabin tasarımında daha pürüzsüz bir kabin tasarımına ulaşmak için motor üstü kabindeki ön ızgara bölgesi uzatılır. Bu çalışmada tasarlanan burunlu kabin tasarımında ön kısım 200 mm uzatılmıştır. Şekil 1.5'de çalışma kapsamında incelenen kabin tasarımları gösterilmiştir.



Şekil 1.5: Motor üstü kabin yukarıda, burunlu kabin aşağıda [10].

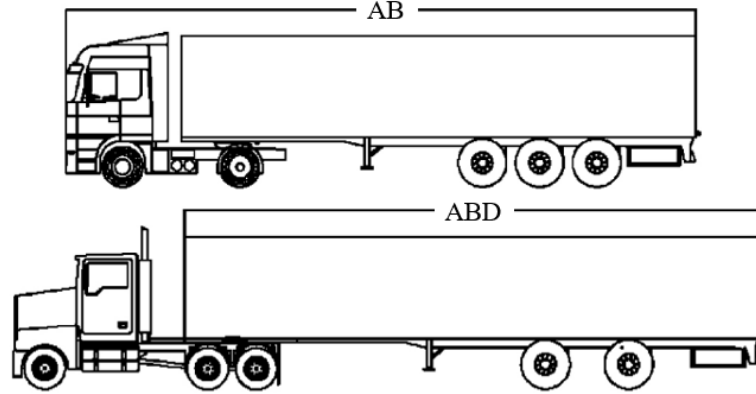
Araçların aerodinamik özelliklerinin değerlendirilmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılmıştır. Her iki kabin için de açık yol koşullarında ve zamandan bağımsız hesaplama yapılmıştır. Hesaplamalar için STAR-CCM+ adlı ticari yazılım kullanılırken türbülans modeli olarak standart k- ϵ seçilmiştir.

Analiz sonuçları incelendiğinde burunlu kamyon tasarımının en etkili olduğu senaryoda aerodinamik direnç katsayısı %6 azalmıştır. Ancak bu senaryoda her iki kabin içinde ön ızgaranın kapalı olduğu varsayımı yapılmıştır. Sonuçlar burunlu kabin tasarımının direnci azaltma konusunda potansiyel taşıdığını göstermektedir. Ancak burunlu kabin tasarımında ızgaranın öne taşınması ızgara ile soğutma paketi arasındaki mesafeyi arttırdığı için soğutma paketinden geçen hava debilerinde azalma gözlemlenmiştir. Burunlu kabin tasarımında ızgaradan kaput altına giren hava soğutma paketi üzerinden değil etrafından ilerlemiştir. Burunlu kabin tasarımında kaput altı akış hacminin daha iyi tasarlanması ile aerodinamik direncin ve soğutma kapasitesi geliştirilebilir.

2. AĞIR TİCARİ ARAÇLARIN AERODİNAMİĞİ

Ağır ticari araçların maruz kaldığı aerodinamik direnç araç hızı ile doğru orantılı bir şekilde artmaktadır. Yüksek hızlarda oluşan bu direnç kuvveti aracın yakıt tüketimini de olumsuz etkilemektedir. Araçlarda aerodinamik direnci azaltıcı tasarımlar yapılırken en kritik nokta kullanılacağı bölgenin yönetmelikleridir. Avrupa Birliği (AB) yönetmeliğinde kamyon ve treyler uzunluğunun toplamı sınırlandırılmıştır [11]. Amerika Birleşik Devletleri (ABD) yönetmeliğinde ise sadece treyler uzunluğu sınırlandırılmaktadır [12].

Bu yönetmeliklerin araç kabinlerini nasıl etkilediği Şekil 2.1’de görülmektedir. AB yönetmeliklerine uygun kabinler genelde daha köşeli bir tasarıma sahiptir ve motor üstü kabin (CoE) olarak da isimlendirilir. Amerikan yönetmeliğine uygun kabinler daha kavisli ve uzun bir kaputa sahip oldukları için aerodinamik açıdan daha avantajlıdır.



Şekil 2.1: Avrupa ve Amerikan yönetmeliklerine göre maksimum araç uzunluklarının karşılaştırılması.

2.1 Aerodinamik Direnç Kuvveti

Reynolds sayısı, bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin viskozite kuvvetlerine olan oranıdır. Atalet kuvvetlerini basınç farkı, viskozite kuvvetlerini ise cisme etki eden sürtünme direnci meydana getirir. Bu durumda Reynolds sayısı aynı zamanda cisme

etkiyen basınç ve sürtünme kuvvetleri arasındaki ilişkiyi de gösterir. Reynolds sayısı Denklem 2.1`de gösterilmiştir.

$$Re = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskozite Kuvvetleri}} = \frac{p-p_{\infty}}{\tau} \sim \frac{\rho U^2}{\frac{\mu}{L}} \sim \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.1)$$

Burada p statik basıncı, p_{∞} atmosfer basıncını, τ kayma gerilmelerini temsil eder. ρ , U , L ve μ ise sırasıyla yoğunluk, hız, uzunluk ve viskozitedir. Denklem 2.2 incelendiğinde, hız arttıkça Reynolds sayısının da artacağı ve basınç kuvvetlerinin daha baskın olacağı dolayısıyla sürtünme kuvvetlerinin etkisinin azalacağı görülmektedir. Kamyon gibi büyük ve kaba cisimlerde akış ayrılmaları meydana geleceği için viskozite yani sürtünme kuvvetlerinin etkisi de ihmal edilemeyecek ölçüde olacaktır.

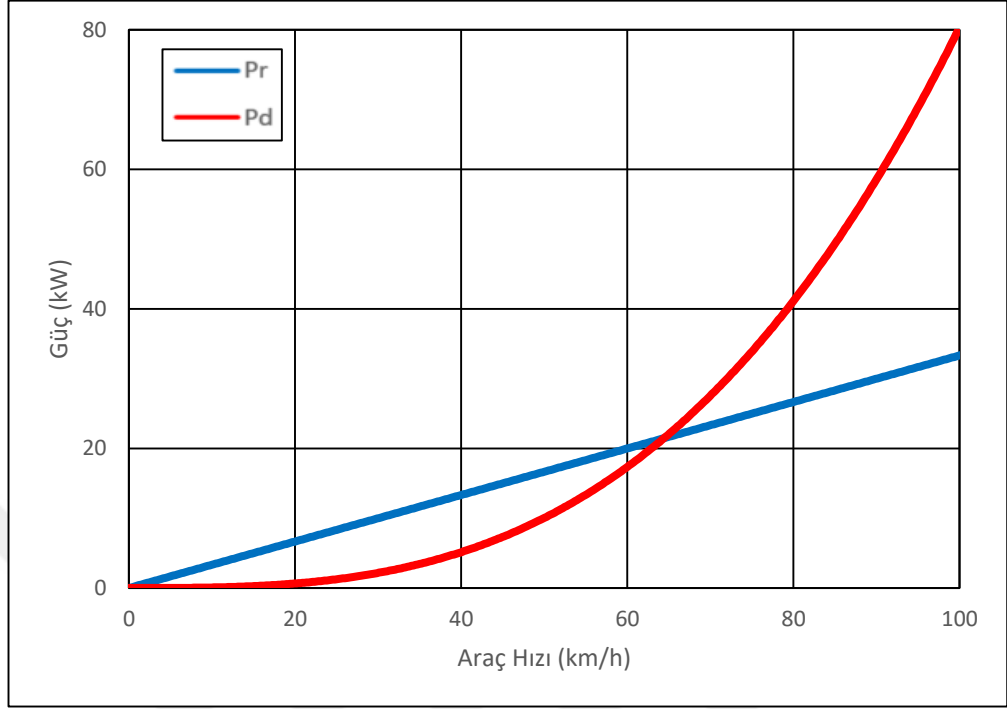
Araçlara etki eden aerodinamik direnç kuvveti basınç ve kayma kuvveti olarak ikiye ayrılabilir. Basınç kuvveti, aracın önü ve arkasındaki basınç farkından meydana gelirken, kayma kuvvetini, aracın geometrisinden ötürü araç yüzeyinde oluşan akış ayrılmaları oluşturur. Kamyon gibi kaba cisimlerde basınç kuvvetinin toplam direnç kuvveti içerisindeki payının %70 ila %90 arasında olduğu söylenebilir. Bir aracın hareket edebilmesi için gerekli olan toplam kuvvet Denklem 2.2`de gösterilmiştir [13].

$$F = F_H + F_G + F_R + F_D = m \frac{dv}{dt} + mg \sin \alpha + f_r mg \cos \alpha + \frac{C_D \rho A U^2}{2} \quad (2.2)$$

Denklem 2.1`de araca etkiyen kuvvetler 4 kısma ayrılmıştır. Bunlardan ilki, F_H , aracın ivmelenme kuvvetidir. Burada m araç kütlesi, $\frac{dv}{dt}$ ise aracın zamana bağlı hız değişimi yani ivmedir. F_G , eğimli yollarda aracın yenmesi gereken yerçekimi kuvvetidir. g , yerçekimi ivmesidir. F_R , yuvarlanma direnç kuvvetini temsil eder ve f_r sürtünme katsayısına bağlıdır. Son olarak F_D aerodinamik direnç kuvvetidir ve C_D aerodinamik direnç katsayısı, ρ havanın yoğunluğu, A aracın kesit alanı ve U araç hızına bağlıdır.

Aracın hareket etmesi için gerekli toplam güç $P = Fv$ şeklinde hesaplanabilir. Öyleyse, aracın sabit hızla ilerlediği ($\frac{dv}{dt} = 0$) ve yolda herhangi bir eğim olmadığı ($\sin \alpha = 0$) durumda gerekli toplam güç sadece yuvarlanma direnci ve aerodinamik dirençten oluşur. Yuvarlanma direncine harcanan güç P_r ve aerodinamik dirence harcanan güç P_d arasındaki ilişki **Şekil 2.2`**deki gibidir. Burada tipik bir araç modeli için araç kütlesi $m = 40000 \text{ kg}$, yuvarlanma direnci $f_r = 0.003$ aerodinamik direnç katsıyı $C_D = 0.75$ ve araç kesit alanı $A = 10 \text{ m}^2$ olarak kabul edilerek hesaplama

yapılmıştır. Özellikle yüksek hızlarda aerodinamik direncin yuvarlanma direnci ile karşılaştırıldığında daha baskın bir hale geldiği Şekil 2.2`de görülmektedir.



Şekil 2.2: Yuvarlanma ve aerodinamik dirençlere harcanan gücün karşılaştırılması.

Ağır ticari araçların aerodinamiği için incelenmesi gereken temel parametre araca etki eden aerodinamik direnç kuvvetidir. Bunun yanı sıra araca etki eden kaldırma kuvveti de incelenebilir. Ancak kamyon ve treylerden oluşan bu yapının ağırlığı göz önüne alındığında kaldırma kuvvetinin etkisi oldukça küçüktür. 80 *km/h* da hareket eden 40 tonluk bir kamyon-treyler ikilisi incelendiğinde araca etkiyen kaldırma kuvvetinin $F_L = -150 \text{ N}$ olduğu görülmüştür [14]. Bu durum aşağı yönde yaklaşık 15 kg`lık bir yüke denk gelmektedir. Tonlarca yük taşıyan bu araçlar için kaldırma kuvveti hayati bir öneme sahip değildir.

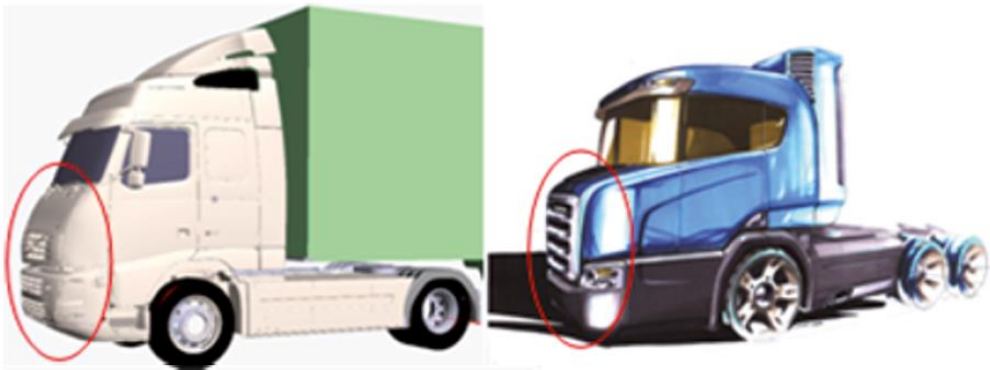
2.2 Aerodinamik Kamyon Tasarımı

Ağır ticari bir araca etkiyen aerodinamik direnç kuvvetinin azaltılması günümüzde gittikçe önem kazanmaktadır. Araç ya da treyler üzerine akışı yönlendirici parçalar eklenerek akış ayrılma bölgelerinin küçültülmesini amaçlayan çalışmalar yapılmaktadır. Aracın tavanına ve yan duvarlarına eklenen kapama parçalarıyla araç ile treyler arasında kalan bölgeye hava akışı engellenerek aerodinamik direnç azaltılabilir. Benzer şekilde şasi bölgesine (ön ve arka tekerlekler arasında kalan bölge)

eklenen kapamalar da aracın alt kısmına hava akışını engelleyeceği için aerodinamik direnci azaltacaktır.

Bir başka iyileşme potansiyeline sahip bölge ise yan aynalardır. Yan ayna yerine kamera kullanılmasının, aracın kesit alanını azaltıp akışa karşı doğrudan engel oluşturmayacağı için aerodinamik direnci azaltacağı söylenebilir. Ancak bazı durumlarda yan aynalar A-sütununda oluşan akış ayrılımlarını yönlendirici etki göstermektedir. Yan ayna yerine kamera yerleştirilerek aerodinamik direncin azaltılması için kabinin A-sütunu akış ayrılması oluşturmayacak şekilde tasarlanmış olmalıdır.

Aerodinamik bir kamyon tasarımı için araç üzerine sonradan eklenen veya çıkarılan parçaların direnci azaltıcı etki gösterebilmeleri için kabinin bu değişikliklere uygun bir şekilde tasarlanmış olması gerekmektedir. Bunun yanı sıra doğrudan aerodinamik bir kabin tasarımı da mümkündür. Bu konudaki en ilgi çekici çalışma “burunlu kamyon” tasarımlarıdır. Şekil 2.3’de örnekleri bulunan burunlu kamyon tasarımlarında ön camın altında kalan bölge tasarım kısıtları ve regülasyonlar göz önünde bulundurularak uzatılmaktadır. Uzatılan bu burun bölgesi trafikteki yaralanmaları önlemek veya en aza indirmek için bir deformasyon bölgesi olarak görev almaktadır. Böyle bir burun aynı zamanda aracın ön tarafını aerodinamik açıdan daha verimli tasarlama şansı sunmaktadır. Ancak kaput altında oluşan ekstra hacim kaput altı parçalarının tekrar paketlenmesini gerektirmektedir.



Şekil 2.3: Burunlu kamyon tasarımı örnekleri [15].

3. METODOLOJİ

Bu çalışmada, ağır ticari bir aracın aerodinamik direnç katsayısının belirlenmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden yararlanılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kontrol hacmi sayısal çözüm ağına bölünür ve korunum denklemleri cebirsel denklemler sistemine ayrıştırılır. Araç aerodinamiği analizlerinin büyük ölçekli olması sebebiyle türbülanslı akışın doğrudan çözülmesi hesaplama süresi açısından verimli değildir. Bunun yerine hesaplama süresinden tasarruf sağlamak amacıyla türbülans modelleri kullanılır. Bu bölümde, korunum denklemleri ve bu çalışma kapsamında kullanılan türbülans modelleri açıklanmıştır.

3.1 Korunum Denklemleri

Otomobil ve kamyonların aerodinamik akış analizlerinde hızın düşük olması ve Newton tipi akışkan olan hava kullanılması sebebi ile sıkıştırılabilir etkiler ihmal edilebilmektedir. Korunum denklemlerinin ilki olan süreklilik denklemi şu şekildedir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, t zamanı ve $\vec{V}$ hız bileşenlerini ifade etmektedir. Denklem 3.2'de açık hali verilen durumda ise u, v ve w kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleridir. Bu çalışma kapsamında sıkıştırılamaz akış kabulü yapıldığı için Denklem 3.2 sadeleştirilebilir.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

Bir diğer korunum denklemi ise Navier-Stokes yani momentum korunum denklemdir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.5)$$

Denklem 3.5`de eşitliğin sol tarafı kütle ve ivme çarpımını ifade ederken sağ tarafı akışkana etkiyen kuvvetlerin toplamını ifade etmektedir. Burada $\rho \vec{g}$ yerçekimi kuvvetini, ∇p basınç gradyenini ve $\mu \nabla^2 \vec{V}$ ifadesi ise iç gerilme kuvvetlerini yani viskoz etkileri göstermektedir. Denklem 3.5 düzenlendiğinde eşitlik şu hale gelmektedir;

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \cdot \nabla^2 \vec{V} \quad (3.6)$$

Denklem 3.6`ı düzenlenerek kartezyen koordinat bileşenlerine ayrıldığında her bir hız bileşeni için elde edilen denklemler şu şekildedir;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.8)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.9)$$

Navier-Stokes denklemleri lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemlerdir. Bu nedenle yüksek Reynolds sayılarında bütün zamana bağlı değişkenler ile bu denklemlerin doğrudan çözümü kullanışlı değildir. Buna rağmen düşük Reynolds sayılarındaki bazı problemler için doğrudan çözülebilen örnekler mevcuttur.

Navier-Stokes denklemlerinin çözümü için uygulama alanına ve amacına bağlı olarak kullanılabilecek çeşitli metotlar bulunmaktadır. DNS (Direct Numerical Simulation) herhangi bir türbülans modeli kullanmadan Navier-Stokes denklemlerini doğrudan çözen bir yaklaşımdır. Ancak günümüzün bilgisayar kaynakları açısından endüstriyel çalışmalarda kullanışlı olmadığı için tercih edilmemektedir. Geniş bir uygulama alanına sahip olan RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) metodunda ise Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalaması alınmaktadır. Başka bir yöntem olan LES (Large Eddy Simulation), kontrol hacminin her yerinde büyük ölçeklerde çözüm yapar ve sınır tabakayı yüksek doğrulukta hesaplayabilmek için duvar etrafında oldukça kaliteli çözüm ağına ihtiyaç duyar. Bu nedenle LES metodu günümüzde hala birçok mühendislik problemi için kullanışlı değildir. DES (Detached Eddy Simulation) metodu ise duvara yakın bölgelerde kullanılabılır çözüm ağı çözünürlüğü sağladığı için zamandan bağımsız RANS metodunu ve geri kalan çözüm ağında büyük ölçeklerde çözüm yapabilmek için LES metodunu kullanmaktadır.

3.2 Türbülans Modelleme

Korunum denklemleri, belirli bir akış hacminin kesin çözümü için kullanılabilir. Ancak, türbülanslı akış çözümlerinde muazzam hesaplama yükü getirdiği için çoğu mühendislik uygulamasında tercih edilmemektedir. Hesaplama maliyetlerini azaltmak için bir takım türbülans modelleri geliştirilmiş ve günümüzde kullanılmaktadır. Bu modellerden biri olan RANS modelinde tüm türbülans alanı için zaman ortalama ve daimi çözüm yapılmaktadır.

Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalaması alınarak RANS metodunda kullanılan denklemler belirlenir. Denklemlerin zaman ortalaması Reynolds ayrıştırma yolu ile alınır. Buna göre zamana bağlı parametreler zaman ortalaması ve çalkantı terimi olmak üzere ikiye ayrılır. Denklem 3.10'da herhangi bir bağımlı değişken ϕ_i ile gösterilmiş ve ayrıklaştırılmıştır [14]. Burada zaman ortalaması $\bar{\phi}_i$ ile ifade edilirken çalkantı terimi ϕ'_i ile ifade edilmiştir. Denklem 3.11'de ise zaman ortalaması teriminin eşitliği gösterilmiştir.

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi'_i \quad (3.10)$$

$$\bar{\phi}_i = \frac{1}{t} \int_0^t \phi_i dt \quad (3.11)$$

Reynolds ayrıştırma yöntemi korunum denklemleri üzerinde uygulanırsa Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir [16].

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial (\bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \overline{v'_i v'_j} \right) \quad (3.13)$$

RANS modelleri genelde daimi ve zaman ortalama akış çözümleri olduğu için denklem 3.12 ve 3.13 zamana bağlı terimlerden sadeleştirilmiştir. Denklem 3.13'de bulunan $\overline{v'_i v'_j}$ ifadesi türbülans gerilme tensörünü ifade etmektedir. Gerilme tensörünün çözümü için kullanılan en yaygın yöntem Boussinesq yaklaşımıdır.

$$-\overline{v'_i v'_j} = 2\vartheta_t S^*_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (3.14)$$

Burada ϑ_t türbülans viskozitesini $\bar{S}_{ij}$ ortalama gerilme oranını ve k türbülans kinetik enerjiyi ifade etmektedir. Bu değişkenler türbülans hız ölçeği (u) ve türbülans uzunluk

ölçeği (l) ile ya da türbülans hız ölçeği ve türbülans zaman ölçeği (T) ile hesaplanmaktadır.

Yaygın olarak kullanılan RANS denklemlerinden ikisi k - ε ve k - ω modelleridir. Her iki modelde iki denklemlilik türbülans modeli olarak tanımlanır ve türbülans ölçeklerinin çözümü için kullanılmaktadır.

3.2.1 Standart k - ε türbülans modeli

Standart k - ε modeli türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans disipasyon (ε) terimlerini kullanarak türbülans ölçeğinde çözüm yapmaktadır [16].

$$u = k^{0.5}, T = \frac{k}{\varepsilon} \rightarrow \vartheta_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.15)$$

Türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılım oranının hesaplandığı denklemler ise şu şekildedir.

$$\bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\vartheta + \frac{\vartheta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.16)$$

$$\bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\varepsilon}{k} [C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\vartheta + \frac{\vartheta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.17)$$

Yukarıdaki denklemlerde bulunan katsayılar kullanım alanına uygun bir şekilde deneysel yardımıyla belirlenebilir. Standart k - ε modeli için kullanılan değerler şu şekildedir.

$$c_\mu = 0.009, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (3.18)$$

3.2.2 Realizable k - ε türbülans modeli

Realizable k - ε türbülans modeli standart k - ε türbülans modelini temel almaktadır. Ancak c_μ katsayısı için farklı bir hesaplama yöntemi kullanılmaktadır [16].

$$c_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s U^* k / \varepsilon} \quad (3.19)$$

$$A_0 = 4, A_s = 6^{0.5} \cos \left[\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(6^{0.5} \frac{\bar{s}_{ij} \bar{s}_{jk} \bar{s}_{ki}}{(2|\bar{s}|)^3} \right) \right], U^* = (\bar{s}_{ij} \bar{s}_{ij} + \bar{\omega}_{ij} \bar{\omega}_{ij})^{0.5} \quad (3.20)$$

Denklem 3.19 ve 3.20'deki hesaplamalar kullanılarak türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılım oranı da şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$\bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\vartheta + \frac{\vartheta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.21)$$

$$\bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} |\bar{S}| \varepsilon - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k + (\vartheta \varepsilon)^{0.5}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\vartheta + \frac{\vartheta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.22)$$

Standart k-ε türbülans modelinden farklı olarak realizable k-ε türbülans modelinde kullanılan katsayılar ise şu şekildedir.

$$C_{\varepsilon 1} = \max \left(0.43, \frac{\eta}{4 + \eta} \right), \quad C_{\varepsilon 2} = 1.9, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2, \quad \eta = |\bar{S}|k/\varepsilon \quad (3.23)$$

3.2.3 SST k-ω türbülans modeli

k- ω türbülans modelinde k-ε türbülans modelinden farklı olarak türbülans disipasyon terimi yerine özgül disipasyon terimi kullanılmaktadır. k-ε türbülans modeli ile karşılaştırıldığında k- ω türbülans modeli ters basınç gradyenlerinin hesaplanmasında daha etkilidir [16]. Ancak en büyük dezavantajı serbest akışın özgül disipasyon terimine bağlı olmasıdır. Bu dezavantajı ortadan kaldırabilmek adına k-ε ve k- ω modellerini bir arada kullanan SST k-ω türbülans modeli geliştirilmiştir. Bu modele göre çepere yakın bölgelerde k-ω modelinden yararlanılırken çeperden uzaklaştıkça k-ε modeli ile hesaplama yapılmaktadır. Türbülans kinetik enerji ve özgül disipasyon terimi şu şekilde hesaplanmaktadır [16].

$$\bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\vartheta + \vartheta_t \sigma_k \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P^k - \beta^* k \omega \quad (3.24)$$

$$\bar{v}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\vartheta + \vartheta_t \sigma_\omega \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{P^k}{\vartheta_t} - \beta \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.25)$$

Denklem 3.24 ve 3.25'deki bilinmeyenler ise şu şekilde hesaplanır.

$$F_1 = \tanh(\xi^4), \quad \xi = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \vartheta}{d^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega k - \varepsilon} k}{CD_\omega d^2} \right] \quad (3.26)$$

$$CD_\omega = \max \left(2 \sigma_{\omega k - \varepsilon} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.27)$$

$$\vartheta_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, |\bar{S}| F_2)} \quad (3.28)$$

$$F_2 = \tanh(\eta^2), \quad \eta = \max \left(\frac{2k^{0.5}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \vartheta}{d^2 \omega} \right) \quad (3.29)$$

Denklemlerdeki katsayılar F_1 kullanılarak k-ω ve k-ε arasında harmanlanır.

$$\Phi = F_1 \Phi_{k-\omega} + (1 - F_1) \Phi_{k-\varepsilon} \quad (3.30)$$

SST k-ω modeli için kullanılan sabitlerin varsayılan değerleri şöyledir.

$$\beta^* = 0.09, \quad \alpha_1 = 0.31 \quad (3.31)$$

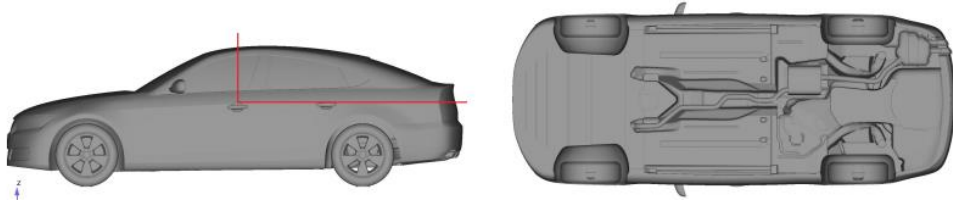
$$\alpha_{k-w} = \frac{5}{9}, \beta_{k-w} = \frac{3}{40}, \sigma_{k,k-w} = 0.85, \sigma_{w,k-w} = 0.5 \quad (3.32)$$

$$\alpha_{k-\varepsilon} = 0.44, \beta_{k-\varepsilon} = 0.0828, \sigma_{k,k-\varepsilon} = 1, \sigma_{w,k-\varepsilon} = 0.856 \quad (3.33)$$

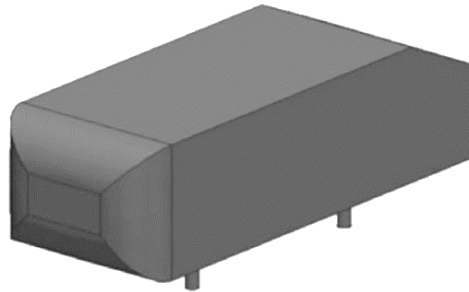


4. LİTERATÜR DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Bu bölümde, çalışma sırasında kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri doğrulanmıştır. Literatürde benzer uygulama alanları için kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ve deneysel faaliyetler incelenmiştir. Araç aerodinamiği konulu sayısal analiz yöntemlerinin geliştirme ve doğrulama çalışmalarında genel olarak DrivAer ve Ahmed Body adı verilen araç modelleri kullanılmaktadır. DrivAer modeli, Şekil 4.1`da görüldüğü gibi yan aynalar, kaput altı akış hacmi ve alt gövde parçalarını da içerdiği için Şekil 4.2`deki Ahmed Body modelinden daha detaylıdır. Çeşitli çalışmalarda bu araç modelleri için yapılan HAD analizleri deneysel faaliyetler ile doğrulanmıştır. DrivAer modeli için rüzgar tüneli testleri ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri arasında %3 oranında doğruluk tespit edilmiştir [17]. Ahmed Body modelinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak %5`in altında bir sapma ile rüzgar tüneli test sonuçları yakınsanmıştır [18].



Şekil 4.1: DrivAer Model Geometrisi [19].

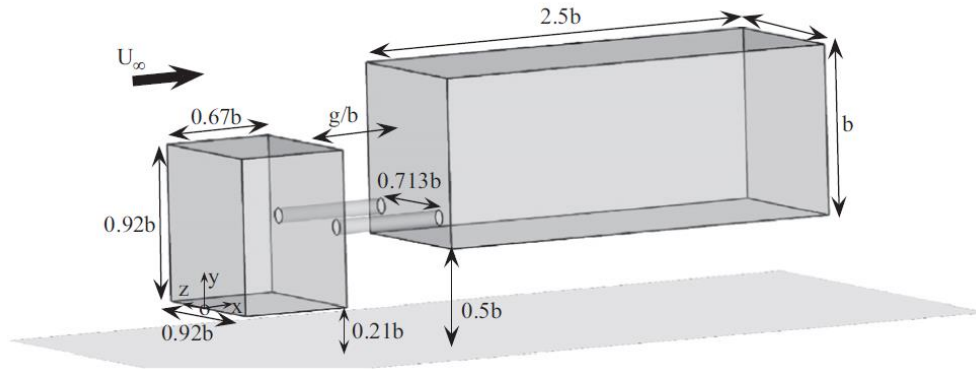


Şekil 4.2: Ahmed Body Model Geometrisi [20].

4.1 Literatür Örnek Çalışma

Literatürde Ahmed Body ve DrivAer modelleri için farklı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri denenmiş olsa da bu tez çalışmasında bu modeller kullanılmamıştır. Bunun nedeni yolcu aracı ve kamyon arasındaki geometrik farklardır. Kamyonlar yolcu araçlarına nazaran daha geniş yüzey alanına ve daha kaba bir geometriye sahiptir. Bu farklardan kaynaklı kamyon etrafında oluşan akış ayrılmalarını daha detaylı temsil edecek basitleştirilmiş bir kamyon modeli üzerinde doğrulama çalışması yapılmıştır. Bu sayede kamyon ve treyler arasında kalan boşluk ve kamyon-treyler tavanındaki akış ayrılmaları incelenebilmiştir.

Basitleştirilmiş bir kamyon modeli üzerinde rüzgar tüneli testleri gerçekleştirmiştir [4]. Şekil 4.3`de test faaliyetleri sırasında kullanılan basitleştirilmiş kamyon modeli gösterilmiştir. Burada treyler genişliği referans ölçü olarak belirlenmiştir ve  $b = 0.305$  m`dir (1.0 ft). Ahmed Body ve DrivAer modellerinden farklı olarak iki ayrı kutu tasarımı ile araç ve treyler temsil edilmiştir.



Şekil 4.3: Basitleştirilmiş Kamyon Modeli [6].

Test faaliyetleri Southampton Üniversitesinde bulunan $2.1 \text{ m} \times 1.7 \text{ m}$ kesit alanındaki rüzgar tünelinde gerçekleştirilmiştir. Rüzgar tüneli zemininde bulunan yürüyen bant sayesinde yol hareketinin etkisi de ölçümlere yansımıştır. Test sırasında yürüyen bant ve hava hızı senkronize şekilde 24.4 m/s olacak şekilde belirlenmiştir. b uzunluğu referans alındığında belirtilen hız için Reynolds sayısı 0.51×10^6 dır. Allan, aerodinamik direnç katsayısı hesaplamaları için Denklem 4.1`den yararlanmıştır.

$$C_D = \frac{D}{q_\infty b^2} \quad (4.1)$$

Burada D direnç kuvveti, q_∞ serbest akışın dinamik basıncı ve b^2 referans kesit alanıdır. C_D , 0 ile 1 arasında değişen bir katsayıdır. Ancak denklemde gerçek kesit alanı yerine referans kesit alanı kullanılmasının sonucu olarak hesaplamalarda C_D değerinin 1'in üzerinde çıktığı durumlar mevcuttur. Kamyon ve treyler arasında bulunan boşluğun akışa etkisinin incelenmesi amacı ile bu bölgede basınç ölçümleri alınmıştır. Alınan basınç ölçümleri ise Denklem 4.2 ile katsayı formuna indirgemıştır.

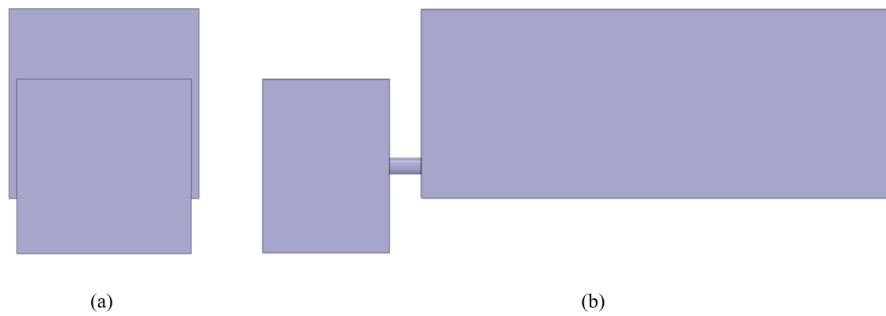
$$C_p = \frac{(p - p_\infty)}{q_\infty} \quad (4.2)$$

Denklemde p yüzey statik basıncını ve p_∞ serbest akışın statik basıncını ifade etmektedir. Serbest akışın statik ve dinamik basınçları düzeneğe bulunan bir prob yardımıyla ölçülmüş ve hesaplamalarda referans olarak kullanılmıştır.

4.2 Literatür Tabanlı HAD Modeli

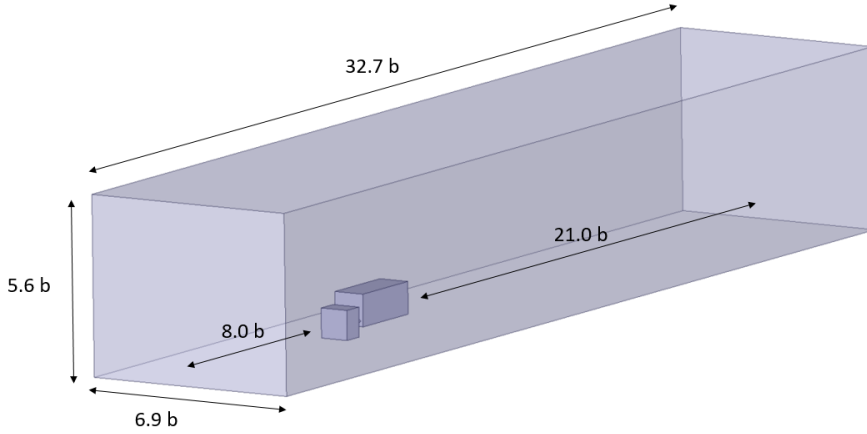
Bu kısımda detaylı kamyon modeli optimizasyon çalışmaları için kullanılacak çalışma metodu belirlenecektir. Öncelikle basitleştirilmiş kamyon modelinin geometrik modeli oluşturulacaktır. Ardından uygun kalite parametreleri içerisinde kalacak şekilde sayısal çözüm ağı yaratılacaktır. Daha sonra uygun sınır şartları kullanılarak 3 farklı türbülans modeli için hesaplama yapılacaktır. Test sonuçları ile yapılacak karşılaştırma neticesinde de çalışmanın ilerleyen kısmında kullanılacak çözüm metoduna karar verilecektir.

Deneyssel çalışmaya ait kamyon-treyler geometrisi Ansys SpaceClaim programı aracılığı ile hazırlanmıştır. Makalede bahsedilen uzunluklar kullanılarak rüzgar tüneline test edilen araç modeli birebir Şekil 4.4'deki gibi oluşturulmuştur.



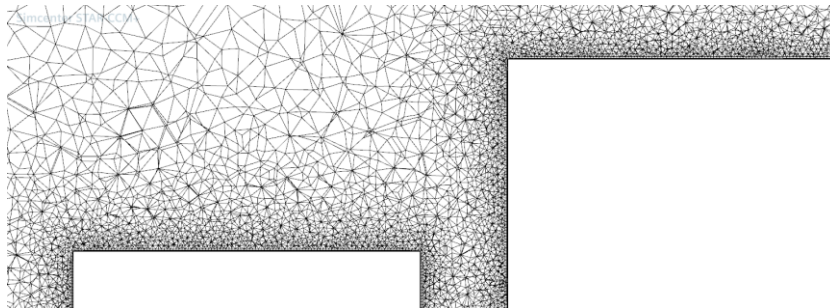
Şekil 4.4: Basitleştirilmiş kamyon modeli.(a) Önden görünüş, (b) Sağdan görünüş.

Kontrol hacminin boyutları, rüzgar tüneli referans alınarak belirlenmiştir. Akış hacmi kesit alanı rüzgar tüneline olduğu gibi 2,1m x 1,7m'dir. Kontrol hacminin uzunluğu belirlenirken araç önünde oluşacak durma noktası bölgesi ve araç arkasında oluşacak türbülans alanının kontrol hacmi içerisinde kalacak şekilde olması dikkate alınmıştır. Şekil 4.5'de doğrulama çalışması kapsamında kullanılan kontrol hacmi gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Basitleştirilmiş kamyon modeli için kontrol hacmi.

Kontrol hacmi için ANSA yazılımı ile sayısal çözüm ağı oluşturulurken üçgen elemanlar kullanılmıştır. Sayısal çözüm ağı oluşturulurken akış ayrılmalarının yaşanacağı bölgelerde eleman boyutları küçültülerek detayların yakalanması hedeflenmiştir. Araç yüzeyi ve kontrol hacminin zemini sınır tabaka bölgesine uygun prizma elemanlar ile örülmüştür. Araç çevresinde sıkı bir çözüm ağı mevcutken araçtan uzaklaştıkça eleman boyutları büyütülerek eleman sayısından tasarruf sağlamak amaçlanmıştır. Şekil 4.6'da kamyon-treyler ikilisi arasında kalan bölgenin eleman kalitesi örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Basitleştirilmiş kamyon modeli için sayısal çözüm ağı.

Sayısal çözüm ağı için yapılan eleman sayısından bağımsızlık çalışmasının sonuçları Çizelge 4.1'deki gibidir. Yapılan çalışma neticesinde 2 numaralı çözüm ağı tercih

edilmiştir. Seçim yapılırken sonuçların doğruluğu ve analiz süresi göz önünde bulundurulmuştur. Detaylı model üzerinde çalışma yapılırken 3 numaralı çözüm ağının hesaplama süresini bilgisayar gücü ile telafi edilemeyecek şekilde uzatacağı ön görülmüştür. Bu nedenle 2 numaralı durumdaki sayısal çözüm ağı yapısı iyileştirme çalışmalarında kullanılmıştır.

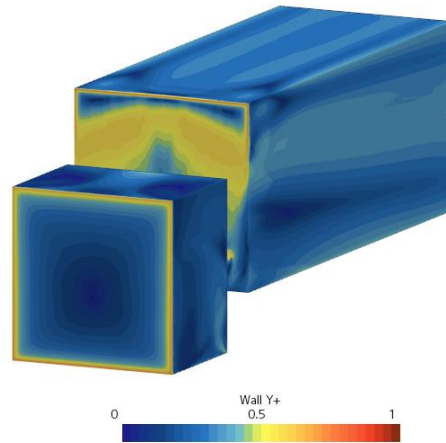
Çizelge 4.1: Çözüm ağından bağımsızlık çalışması sonuçları.

Durum	Eleman Sayısı	C_D Değeri
1	12 milyon	0.950
2	17 milyon	0.968
3	33 milyon	0.970

Sayısal çözüm ağı oluşturulurken çeperlerde 10 katmanlı çözüm ağı kullanılmıştır. Çözüm ağında viskoz alt sınır tabaka içerisinde doğru bir şekilde hesaplama yapılabilmesi için y^+ değeri 1'den küçük olmalıdır. Denklem 4.3'deki eşitlik yardımıyla y^+ değeri hesaplanmaktadır.

$$y^+ = y \frac{U_\tau}{\nu} \quad (4.3)$$

Burada y ilk hücre kalınlığı, U_τ sürtünme hızı ve ν kinematik viskozitedir. Kullanılan çözüm ağı incelendiğinde çeperlerdeki y^+ dağılımı Şekil 4.7'deki gibidir. Modelde y^+ 'ın aldığı en yüksek değer 0.997'dir.



Şekil 4.7: Modelin yüzeyleri üzerinde y^+ dağılımı.

Doğrulama çalışması için çözücü olarak Star-CCM+ yazılımı kullanılmıştır. Deneysel çalışma ile uyumlu olacak şekilde sınır şartları Çizelge 4.2'deki gibi belirlenmiştir.

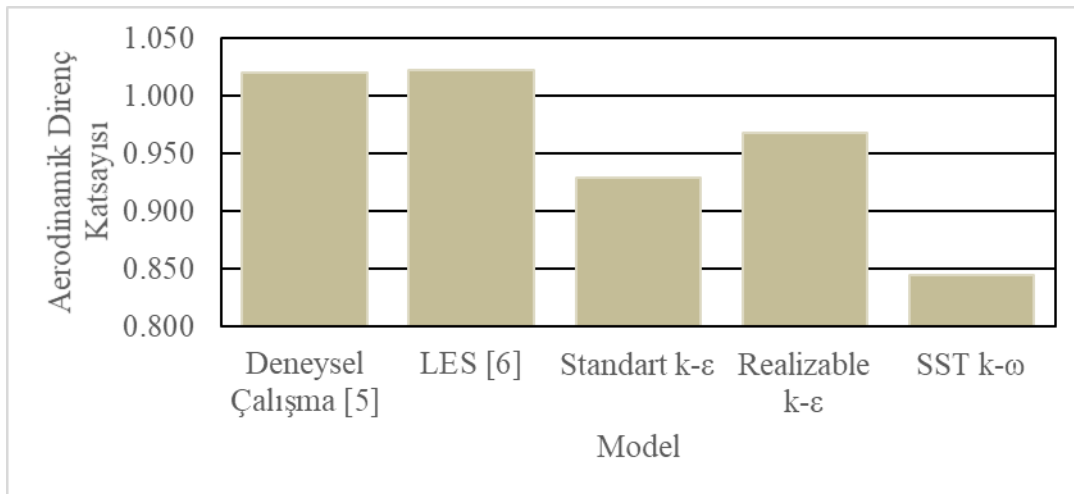
Çizelge 4.2: Doğrulama çalışması için kullanılan sınır şartları.

Yüzey	Sınır Şartı
Giriş	Hız (24.4 m/s)
Çıkış	Statik Basınç (0 Pa)
Alt Duvar	Hız (24.4 m/s)
Yan ve Üst Duvarlar	Simetri Şartı
Araç Duvarları	Kaymama Sınır Şartı

4.3 Literatür Doğrulama Çalışmasının Sonuçları

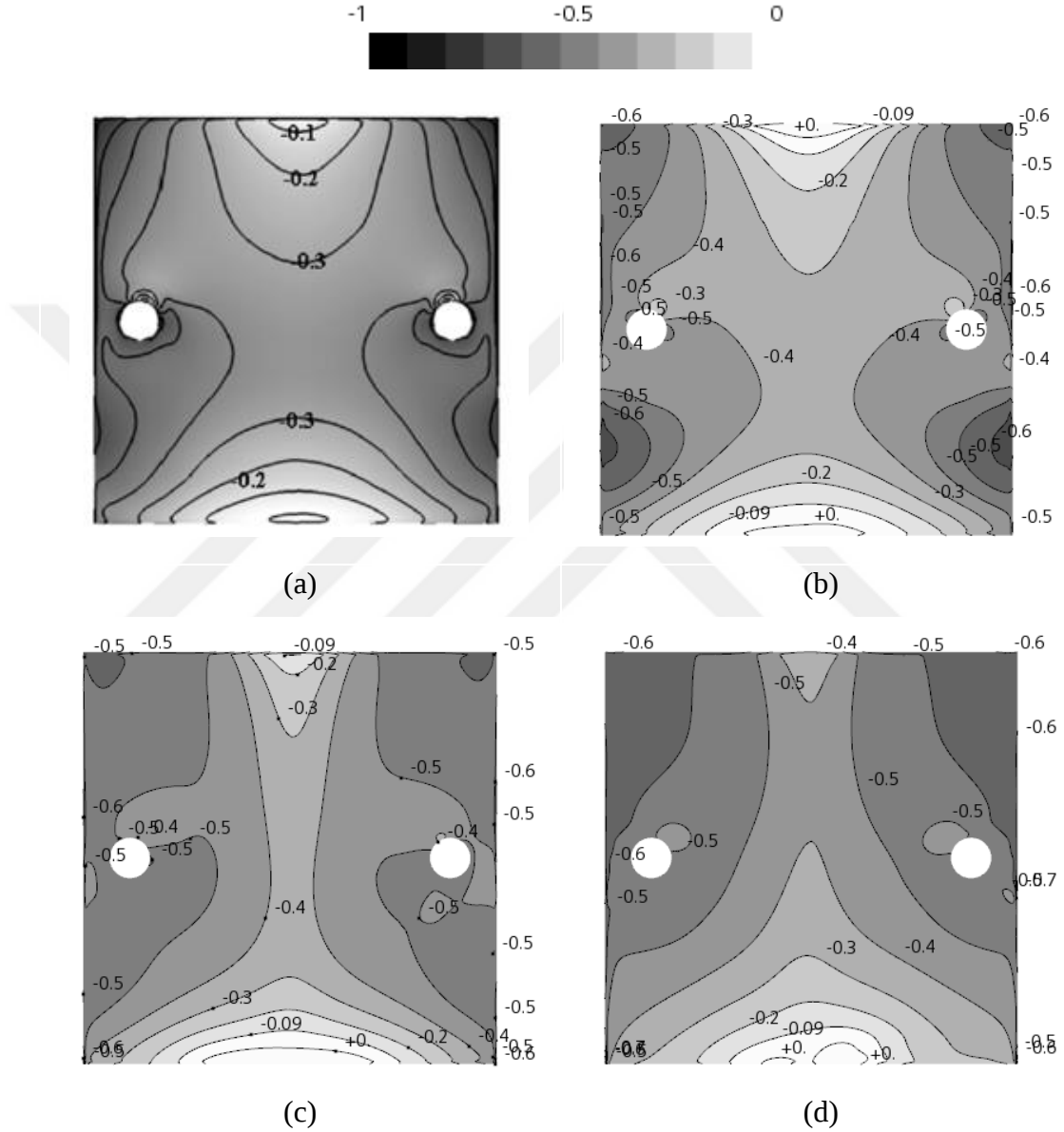
Literatürdeki aerodinamik araç analizleri incelendiğinde büyük bir çoğunluğunda türbülans modeli olarak RANS metodu tercih edilmiştir. Çeşitli çalışmalarda LES, DES gibi farklı türbülans modelleri kullanılsa da detaylı araç analizleri için kullanışlı ve hızlı değildir. LES türbülans modeli kullanılan çalışmalardan biri Östh ve Krajnovic tarafından basitleştirilmiş kamyon modeli üzerinde yapılmıştır. LES modeli ile yapılan analiz çalışmalarında %0.29 sapma miktarı ile sonuçlar alınmıştır [6].

Doğrulama çalışması kapsamında üç farklı RANS modeli kullanılarak doğruluk oranları karşılaştırılmıştır. Bu amaçla Standart k- ϵ , Realizable k- ϵ ve SST k- ω türbülans modelleri ile analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar, deney ve LES modeli sonuçları ile Şekil 4.8`de karşılaştırılmıştır. Analizlerde C_D hesabı için deneysel çalışmadaki gibi denklem 4.1 kullanılmıştır. Buna göre kullanılan deneysel veriye en yakın sonuç %5.1 sapma ile Realizable k- ϵ türbülans modelinde elde edilmiştir.



Şekil 4.8: Türbülans modellerinin deneysel çalışma ile kıyaslanması.

Realizable $k-\varepsilon$ modeli yüksek doğruluğa sahip LES modeli ile karşılaştırıldığında benzer basınç dağılımları elde edilmiştir. Şekil 4.9'da basitleştirilmiş kamyon modelinde kabinin arka duvarında basınç katsayısının dağılımı gösterilmiştir. Şekil 4.9 incelendiğinde LES ve Reliaziable $k-\varepsilon$ türbülans modelleri için basınç katsayısının benzer bir dağılıma sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.9: Farklı türbülans modelleri için kabin arka duvarında basınç katsayısının dağılımı. (a) LES, (b) Reliaziable $k-\varepsilon$, (c) Standart $k-\varepsilon$, (d) SST $k-\omega$.

Doğrulama çalışmaları neticesinde bir sonraki bölümde yapılacak iyileştirme çalışmalarında Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.



5. İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI

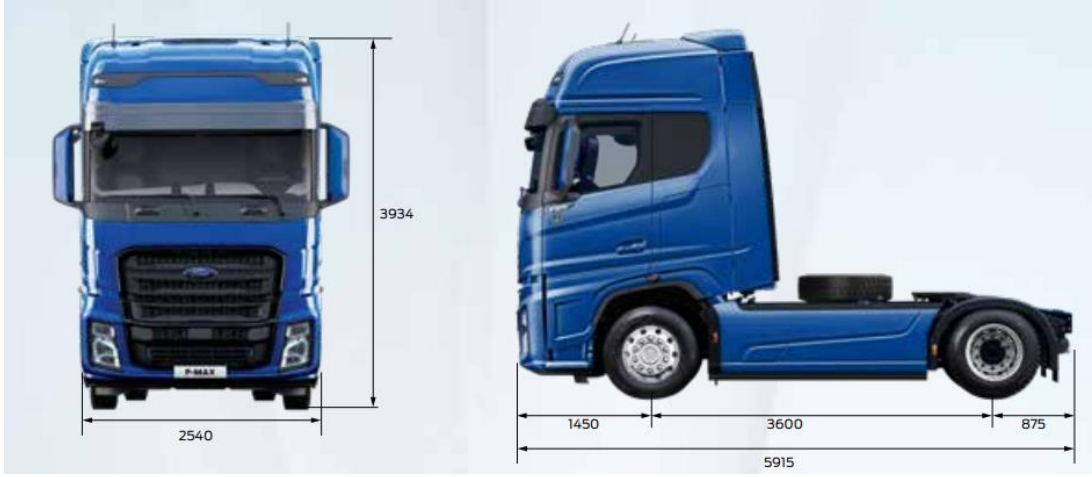
Bu bölümde, Ford F-Max kamyonu üzerinde yapılan iyileştirme çalışmalarından bahsedilecektir. Önceki bölümlerde bahsedilen aerodinamik kamyon tasarımı hedefi ile farklı tasarım denemelerinin aerodinamik direnç üzerindeki etkisi incelenecektir. Tasarım çalışmaları sırasında araç tasarımının yönetmeliklere uygun bir şekilde değiştirilmesi birinci öncelik olmuştur.

Bu kapsamda çalışma boyunca burunlu kamyon tasarımı üzerinde durulmuştur. Literatürde burunlu kamyon kavramı hali hazırda incelenen ve gelişime açık bir alandır. Avrupa Birliğinin yayınladığı güncel yönetmeliklerde bu kavramın yönetmeliklere uygun bir şekilde tasarlanmasının önünü açmaktadır.

Mevcut kamyonun kabini üzerinde değişiklikler yapılarak aşama aşama burunlu bir kamyon tasarımı oluşturulacaktır. Bu sırada yapılan her bir değişikliğin aerodinamik dirence olan etkisi incelenecek ve elde edilen bulgular değerlendirilecektir.

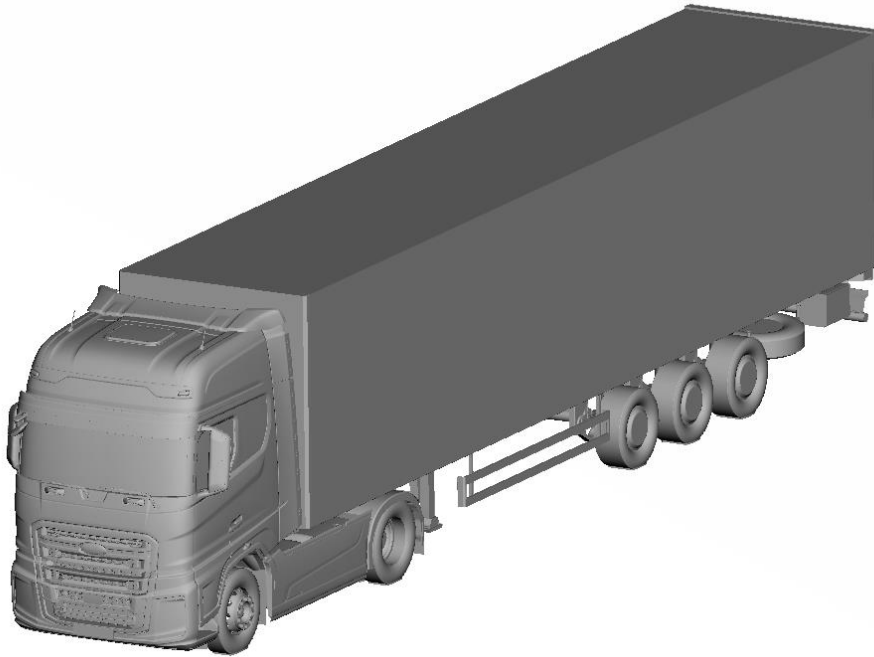
5.1 Aracın Geometrik Modeli

İyileştirme çalışmaları için kullanılan araç modeli Şekil 5.1`de gösterilen ve Ford Otosan tarafından 2018 yılında üretilmiş olan Ford F-Max aracıdır (). Aracın analiz modelinde kamyon ve treyler ikilisi birlikte incelenmiştir. Araç aerodinamiği geliştirme çalışmaları sırasında kamyonun tek başına incelenmesi treyler etkisini ihmal etmektedir. Bu araçlar kamyon-treyler ikilisi olarak kullanıldığı için kamyon üreticileri geliştirme çalıştırmalarında treyler etkisini göz ardı etmemektedir.



Şekil 5.1: Ford F-Max Araç Görseli [21].

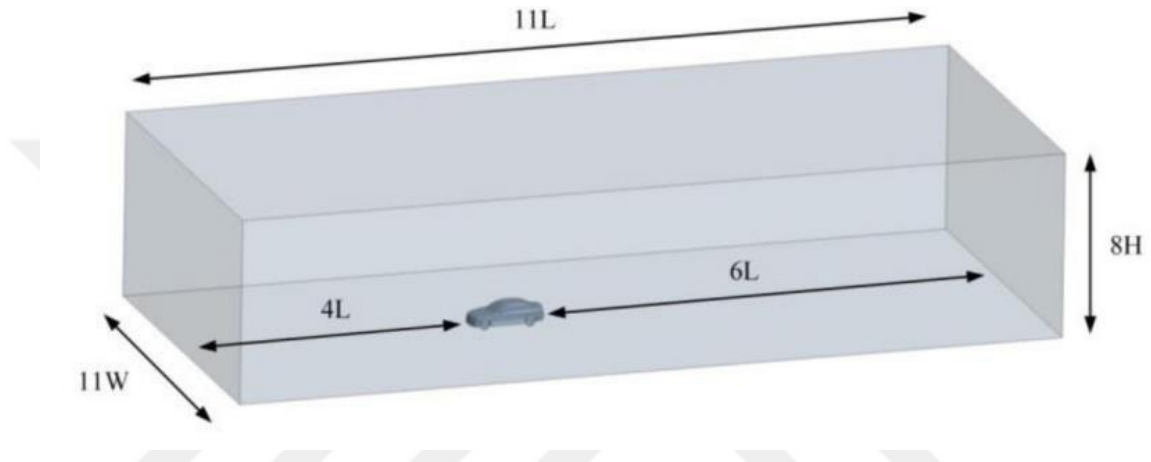
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde kullanılan 1:1 ölçekli geometrik araç modeli ANSA yazılımı ile oluşturulmuştur. İyileştirme çalışmaları sırasında yapılan değişiklikler için de ANSA yazılımı kullanılmıştır. Oluşturulan model Şekil 5.2'deki gibidir. Kaput altında bulunan motor, şanzıman ve soğutma paketi diğer parçalar da modele eklenmiştir.



Şekil 5.2: Ford F-Max Geometrik Modeli.

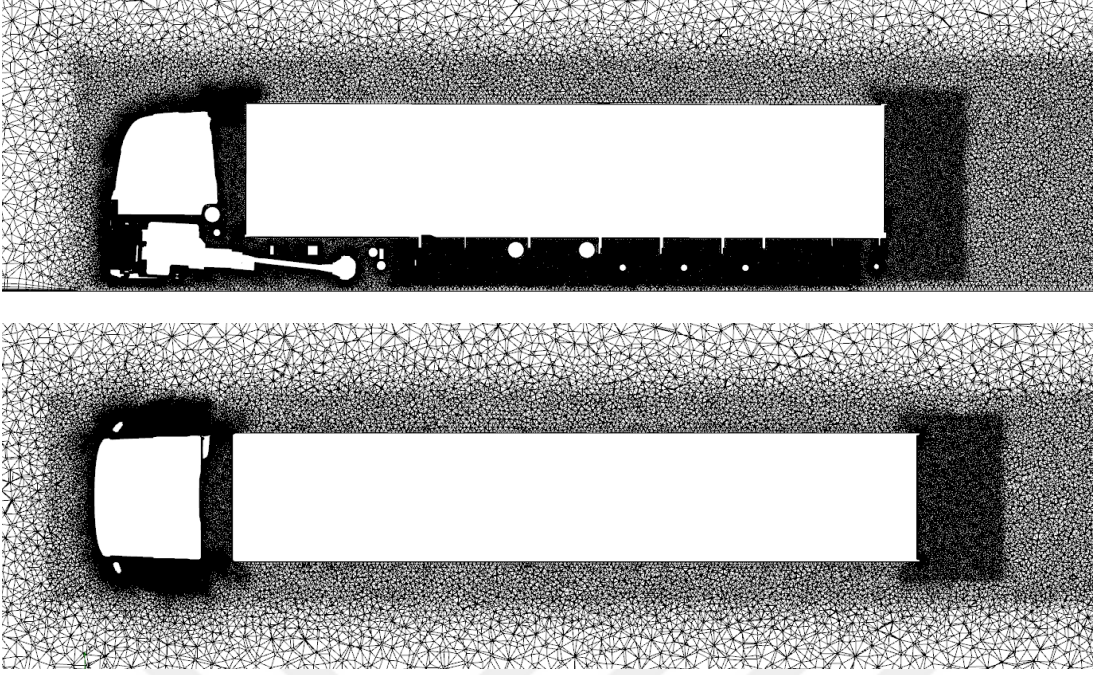
5.2 Aracın Sayısal Çözüm Ağı

Aerodinamik araç analizlerinde kararlı bir akış profili elde etmek için oldukça büyük kontrol hacimlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde kontrol hacmi boyutları için kesin bir yargı bulunmadığından bu boyutlar her çalışmada farklılık gösterebilmektedir. Örnek bir kontrol hacmi Şekil 5.3'deki gibidir [21]. Burada L araç uzunluğunu, H araç yüksekliğini ve W araç genişliğini temsil etmektedir.



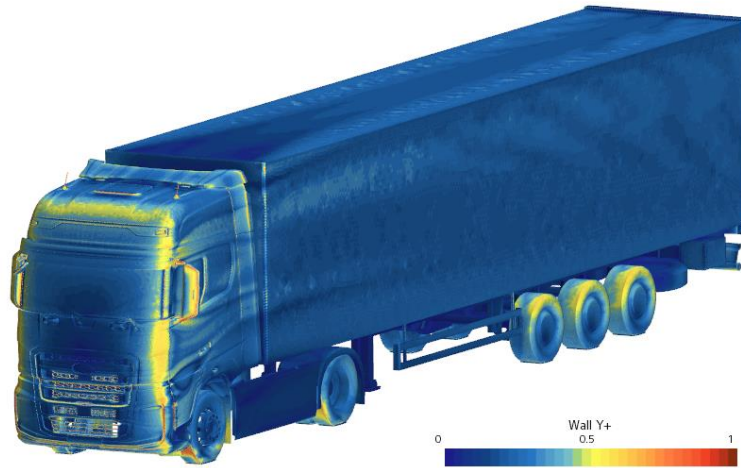
Şekil 5.3: Aerodinamik HAD analizi için hazırlanmış kontrol hacmi örneği [22].

Kontrol hacmi için çözüm ağı oluşturulurken hesaplama süresi, bilgisayar gücü ve detayların korunması gibi bazı parametreler göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle kontrol hacminin her yerinde aynı detay seviyesinde eleman kullanılması pek pratik değildir. Bilgisayar kaynaklarının tasarruflu kullanılması için detaylı çözüm istenen bölgelerde sıkı bir ağ yapısı tercih edilirken diğer bölgelerde daha geniş bir ağ yapısı tercih etmek kaçınılmazdır. Bu doğrultuda Ford F-Max araç modelinin hacimsel çözüm ağı oluşturulurken kabin köşeleri, yan aynaların etrafı ve kamyon ile treyler arasında kalan boşlukta detaylı bir çözüm istendiği için bu bölgelerde daha sıkı bir yapı örülmüştür. Buna karşın araçtan uzak bölgelerde ağ yapısı kademeli olarak genişletilmiştir. Şekil 5.4'de $y=0$ ve $z=2.8$ m de alınan kesitlerdeki çözüm ağları gösterilmiştir. İyileştirme çalışmaları boyunca kullanılan sayısal çözüm ağlarında eleman sayısı yaklaşık 150 milyondur.



Şekil 5.4: Sayısal çözüm ağının farklı kesitlerdeki detayı. Üstte $y = 0$, altta $y = 2.8\text{m}$.

Çözüm ağında sınır tabaka bölgeleri 10 katman ile örülmüştür. Sürtünmeli alt tabaka kısmının yüksek doğrulukta çözümlenebilmesi için y^+ değerinin 1'in altında kalmasına özen gösterilmiştir. Referans analiz modeli için araç üzerindeki y^+ dağılımı Şekil 5.5'deki gibidir. Çalışma kapsamında yapılan diğer analizlerde de y^+ değeri 0-1 aralığında elde edilmiştir.



Şekil 5.5: Araç duvarları y^+ değerleri.

5.3 Aracın HAD Modeli

Sayısal çözüm ağı oluşturulan modelde çözücü olarak STAR-CCM+ yazılımı kullanılmıştır. Analiz çözücüsünde girilen sınır şartları giriş için hız, çıkış için basınç, yolu temsil eden alt duvar için eksenel hız, kontrol hacminin yan ve üst duvarları için simetri, soğutma fanı için rotasyonel hız, ısı değiştiriciler için Porous (Gözenek) ve tekerlekler için rotasyonel hız olacak şekildedir.

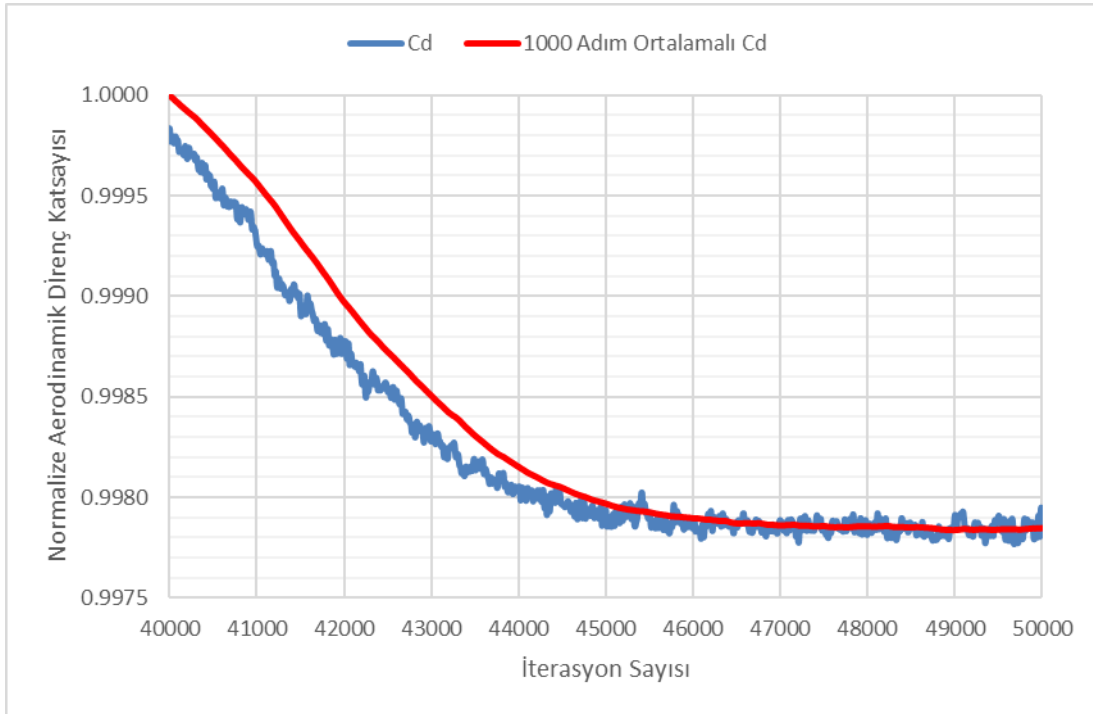
Aracın aerodinamik performansı incelenirken aracın en yüksek hızı olan 90 km/h referans alınmış ve analizler bu hız için gerçekleştirilmiştir. Bu doğrultuda giriş için $90 \text{ km/h} = 25 \text{ m/s}$ hız sınır şartı belirlenmiştir. Çıkışta ise atmosfere açık bir ortamın temsili için 0 Pa statik basınç sınır şartı belirlenmiştir. Kontrol hacminin yan ve üst duvarlarının akışa bir engel teşkil etmemesi için simetri sınır şartı verilmiştir. Kaput altında motor ve klima sisteminin soğutulması için kullanılan fan modellenirken fan yüzeylerine fan dönme ekseninde 300 rpm hız tanımlanmıştır. Yine kaput altında bulunan ısı değiştiriciler için üretici firmalardan edinilen basınç kaybı verileri modele aktarılmıştır. Buna göre ısı değiştiricilerden geçecek hava debisine karşılık uygun basınç kayıpları hesaplanacaktır. Analiz modeli sırasında araç hareketinin yüksek doğrulukta modellenebilmesi için yol hızının yanı sıra tekerleklerle de hız tanımlaması yapılmıştır. Araç hızına karşılık tekerlek çaplarına uygun şekilde rotasyonel hızları belirlenmiştir. Uygulanan tüm sınır şartları Çizelge 5.1 'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1: Detaylı HAD modeli için sınır şartları.

Yüzey	Sınır Şartı
Giriş	Hız (25 m/s)
Çıkış	Basınç (0 Pa)
Alt Duvar	Eksenel Hız (25 m/s)
Üst ve Yan Duvarlar	Simetri Sınır Şartı
Araç Yüzeyi	Kaymama Sınır Şartı
Soğutma Fanı	Rotasyonel Hız (300 rpm)
Isı Değiştiriciler	Geçirgen Hacim
Tekerlekler	Rotasyonel Hız

Analiz modellerinde kullanılan akışkan havadır ve 20°C sıcaklıktaki sabit malzeme özellikleri analiz modeline tanımlanmıştır.

Yapılan analizlerde yakınsama kriteri olarak C_D değeri incelenmiştir. Analizler neticesinde 45000 iterasyon sonunda C_D değerinin anlamlı basamaklarında değişim olmadığı ve aynı zamanda artık değerlerinde 10^{-5} 'in altına düştüğü görülmüştür. Bu nedenle analiz her bir analiz için toplamda 50000 iterasyon çözülmüştür. Hesaplama yakınsadıktan sonra çok küçükte olsa C_D değerlerinde salınım görülmektedir. Şekil 5.6'da C_D ve 1000 adım ortalamalı C_D değerlerinin iterasyon sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Hesaplama yakınsadıktan sonra C_D değerinin halen salınım yaptığı görülmektedir. Nihai durumda C_D ve 1000 adım ortalamalı C_D arasında %0.02 fark vardır. Yapılan çalışmalarda en ufak bir iyileşme dahi tasarımı etkileyeceği için C_D değerleri incelenirken 1000 adım ortalaması esas alınmıştır.



Şekil 5.6: C_D ve 1000 adım ortalamalı C_D değerlerinin karşılaştırılması.

5.4 Analiz Sonuçları

İyileştirme çalışmaları toplam 5 adımda tamamlanmıştır. Burunlu kamyon tasarımına gidilirken A-sütununda yapılacak değişikliklerin sürücünün görüş açısını engellememesi gerekmektedir. Bu nedenle, ilk adımda aracın ön camı 2.5° dikleştirilmiştir. Ardından A-sütununda daha kavisli bir tasarıma gidilerek üç farklı kabin modeli elde edilmiştir. Sonrasında her bir kabin tasarımı için belirli parçaların aerodinamik performans üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bir sonraki adımda ise üç

model için de kabin uzatılarak burunlu kamyon tasarımı elde edilmiştir. Son aşamada ise yapılan tüm değişikliklerin kümülatif olarak incelendiği bir model ile nihai tasarıma gidilmiştir.

5.4.1 Kabin tasarımının incelenmesi

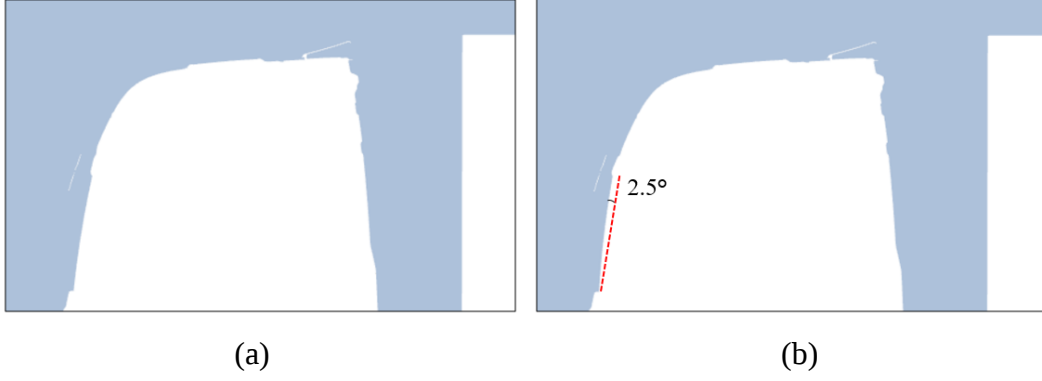
Aerodinamik bir kamyon tasarımı hedefi için aracın A-sütununda oluşan akış ayrılmalarının ortadan kaldırılması gerekir. Bunun için A-sütununda kavisli bir yapı tasarlanması istenmiştir. Ancak mevcut kabin üzerinde böyle bir tasarım yapılması sürücünün görüş açısını engellediği için ilk olarak aracın ön camı 2.5° dikleştirilmiş devamında A-sütununda kavisli bir yapı sağlanmıştır. Böylelikle üç farklı kabin ortaya çıkmıştır.

Araç üzerinde yapılan değişikliklerin farklı kabinler üzerindeki aerodinamik etkisini görebilmek için oluşan üç farklı kabin tasarımı ayrı ayrı incelenmiştir. İlk kabin referans model tasarımını, ikinci kabin 2.5° cam dikleştirme tasarımını ve üçüncü kabin de 2.5° dikleştirilmiş model üzerine kavisli A-sütunu tasarımını içermektedir. Farklı kabin tasarımları ve sonuçları için bundan sonra Çizelge 5.2`deki isimlendirme kullanılacaktır.

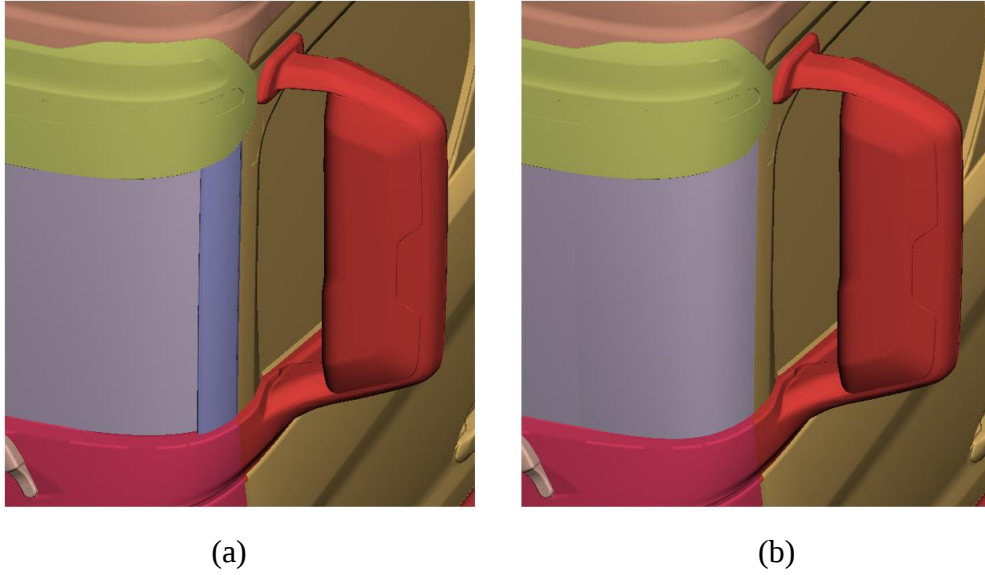
Çizelge 5.2: Kabin tasarımı çalışmasının isimlendirilmesi.

Açıklama	Model No.
Referans Model Tasarımı	Model-1
2.5° Dikleştirilmiş Cam Tasarımı	Model-2
2.5° Dikleştirilmiş Cam Tasarımı ile Kavisli A-sütunu	Model-3

Şekil 5.7`de  $y=0$  ekseninden alınan bir kesit üzerinde modellerin ön cam eğimleri karşılaştırılmıştır. Burada (a) Model-1`i (b) ise Model-2 ve Model-3 göstermektedir. Şeklin Model-2 ve Model-3`ü temsil eden kısmında referans cam açısı kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Ayrıca kavisli A-sütunu tasarımı da Şekil 5.8`de gösterilmiştir. Kavisli A-sütunu tasarımı ile ön cam ile kapı arasında kademe oluşturacak şekilde bulunan parça ön camın iç tarafına taşınmıştır.



Şekil 5.7: $y=0$ ekseninden alınan kesitte cam açıları. (a) Baz model, (b) Dikleştirilmiş model.



Şekil 5.8: Kavisli A-sütunu tasarımı. (a) Baz model, (b) Kavisli model.

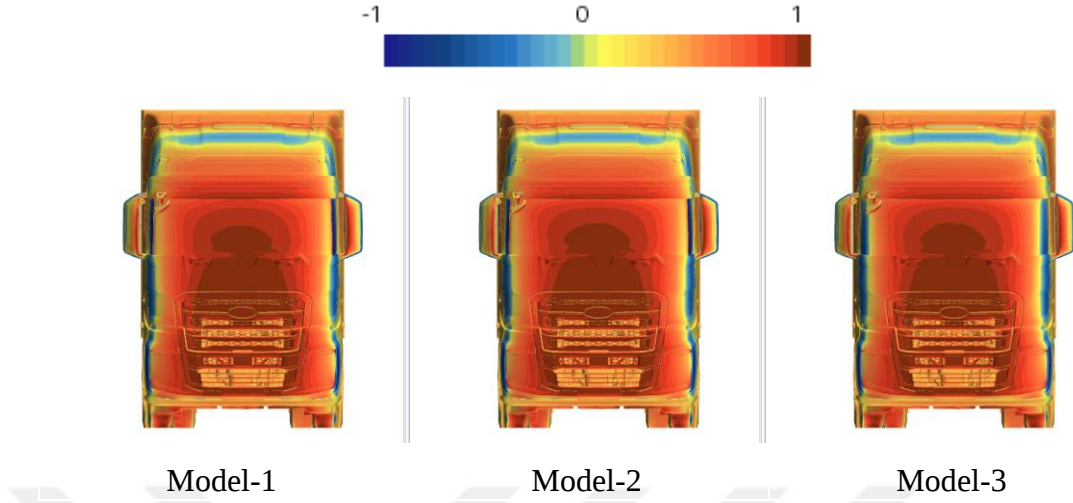
Model-1 referans alındığında Model-2 ve Model-3'deki C_D değişimi Çizelge 5.3'deki gibidir. Sonuçlar incelendiğinde farklı kabin tasarımlarının C_D üzerindeki etkisinin oldukça küçük olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.3: Kabin tasarımı çalışması için C_D değişimi.

Model No.	C_D Yüzde Değişimi
Model-1	Referans Değer
Model-2	-%0.2
Model-3	+%0.3

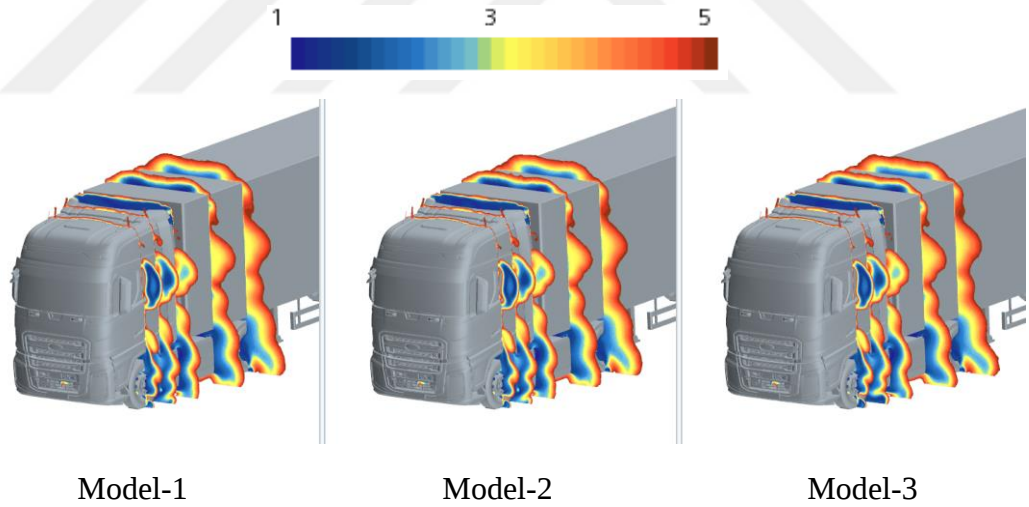
Şekil 5.9'da araç üzerindeki basınç katsayısının dağılımı gösterilmiştir. Basınç dağılımları incelendiğinde üç modelde de yüksek ve düşük basınç bölgeleri oldukça

benzerdir. Yalnızca Model-3`ün A-sütunundaki düşük basınç bölgesinde diğer modeller kadar düşük değerlere ulaşılmamıştır.



Şekil 5.9: Farklı kabin tasarımları için araç üzerindeki basınç katsayısı dağılımı.

Şekil 5.10`da araç gidiş yönüne dik alınan kesitlerdeki normalize hız dağılımları incelenmiştir. Her üç kabin için de yan aynaların arka bölgesinde akışın yavaşladığı ve treylere kadar nispeten düşük hız bölgesi olduğu görülmüştür.



Şekil 5.10: Farklı kesitlerden alınan normalize hız değerleri.

Model-1, Model-2 ve Model-3 için her bir parçanın C_D `ye etkisi incelendiğinde kabin değişikliğinden beklenen iyileşmenin sağlanamamasının nedeni araçtaki bazı parçaların akış üzerindeki baskın etkileri olduğu sonucuna varılmıştır. Bu amaçla öncelikle güneşlik ardından ise yan aynaların olmadığı durumların farklı kabinlerdeki etkisi incelenmiştir.

5.4.2 Güneşlik etkisinin incelenmesi

Farklı kabin tasarımları için analiz sonuçları incelendiğinde ön camı dikleştirmek ya da A-sütununu daha kavisli hale getirmek gibi radikal değişikliklerin aerodinamik performansa etkisinin gözle görünür derecede olmadığı görülmüştür. Bunun üzerine güneşliğin bu etkileri gizlemiş olabileceği düşünülerek her kabin için güneşlik parçası sökülerek analizler tekrarlanmıştır. Bu kısımdaki tasarım çalışmaları Çizelge 5.4'deki gibi isimlendirilmiştir.

Çizelge 5.4: Güneşlik etkisi çalışmasının isimlendirilmesi.

Açıklama	Model No.
Güneşliksiz Model-1	Model-4
Güneşliksiz Model-2	Model-5
Güneşliksiz Model-3	Model-6

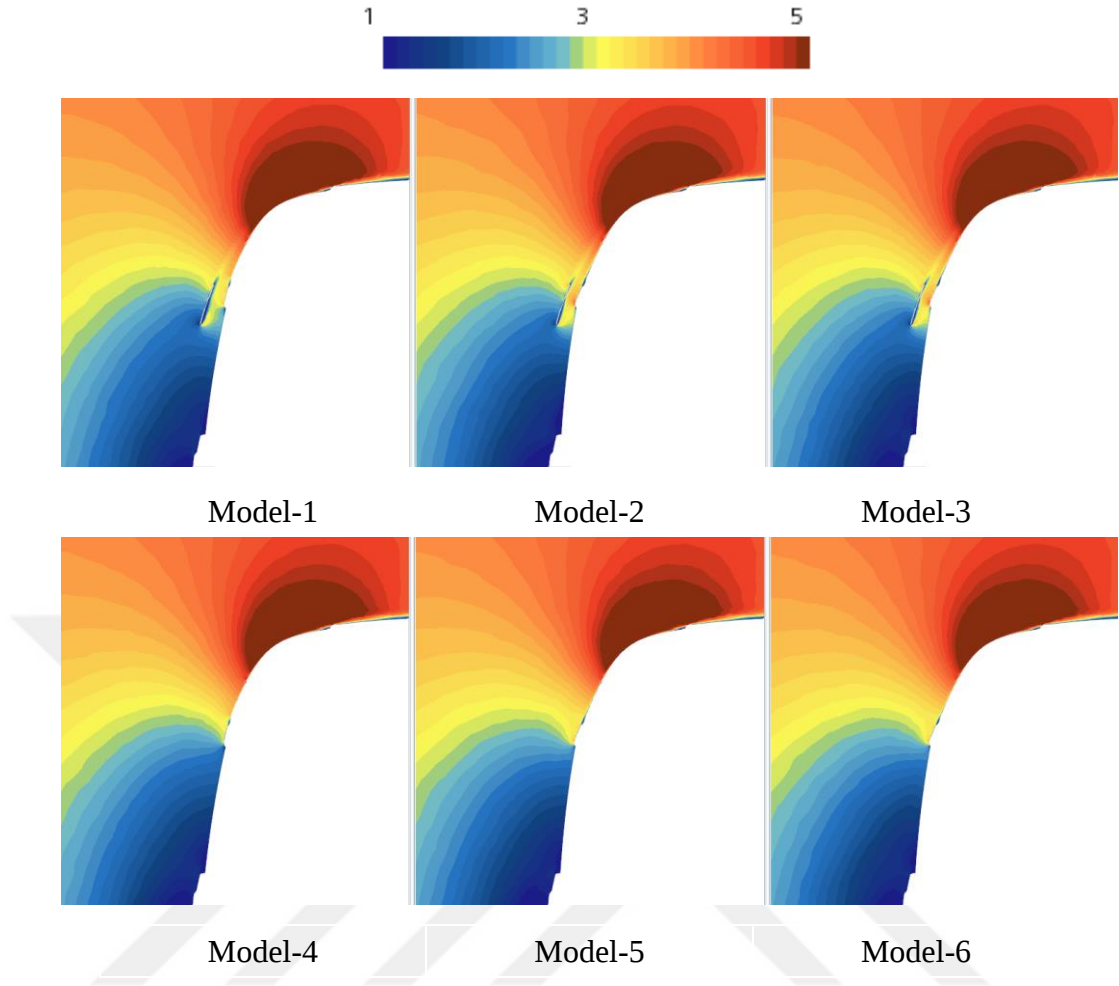
Her bir kabin için güneşliğin aerodinamik dirence etkisi Çizelge 5.5'deki gibidir. Burada her bir model için referans değer aynı modelin güneşlikli halidir.

Çizelge 5.5: Güneşlik etkisi çalışması için C_D değişimi.

Model No.	Referans Model	C_D Yüzde Değişimi
Model-4	Model-1	-%0.4
Model-5	Model-2	-%0.5
Model-6	Model-3	-%2.2

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde Model-4 ve Model-5'de güneşliğin aerodinamik dirence etkisinin benzer olduğu görülmektedir. Buna karşın kavisli bir A-sütunu tasarımı tercih edildiğinde güneşliğin aerodinamik dirence etkisi daha fazla olmuştur. Çizelge 5.5 güneşliğin olumsuz etkisinin Model-3'de Model-2'ye göre daha baskın olduğu şeklinde de yorumlanabilir.

6 farklı kabin için güneşlik etkisinin incelendiği $y=0$ kesitindeki hız dağılımı Şekil 5.11'deki gibidir. Her üç kabin tasarımında da güneşlik akışa engel oluşturmaktadır. Güneşliğin ön ve arka bölgesinde oluşan hız farkı aynı zamanda basınç farkına da neden olarak aracın direnç katsayısını olumsuz etkilemektedir. Güneşliğin çıkarıldığı durumlarda ise güneşlik ile ön cam arasında hızlanan akışkan durumu ortadan kalkarak daha homojen bir dağılım elde edilmiştir.



Şekil 5.11: Her bir model için $y=0$ kesitindeki boyutsuz hız dağılımları.

Model-2 ve Model-3’de camı dikleştirmek ön camın kesit alanını arttırmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde ön cama etkiyen direnç kuvveti azalmıştır. Ancak tüm araçta bu etkinin görülememesinin sebeplerinden biri ön camın dikleştirildiği modellerde cam ile güneşlik arasında kalan mesafenin azalmasıdır. Bu durum havanın o bölgede hızlanmasına sebep olarak güneşliğin sebep olduğu direnci referans modele göre arttırmıştır.

Güneşliğin çıkartılması cam dikleştirmenin olumlu etkilerini ortaya çıkarmıştır. Kavisli A-sütununun olumlu etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek için ise bir sonraki kısımda yan aynalar incelenecektir.

5.4.3 Ayna etkisinin incelenmesi

Yan aynaların aerodinamik dirence etkisi araç tiplerine göre değişmektedir. Yolcu araçlarında yan aynaların genel olarak araç aerodinamiğini bozduğu bilinmektedir.

Ancak kamyonlar daha kaba ve köşeli yapılara sahip oldukları için yan aynaların araç köşelerindeki akışı bir kanatçık gibi yönlendirdiği durumlar mevcuttur.

Gün geçtikçe artan güvenlik önlemleri ve yönetmelikler ile yan aynaların yerini kamera ve radarlara bırakmaktadır. Günümüzde dahi çeşitli araçlarda ayna yerine kamera kullanılmaktadır. Yan aynaların mevcut araç üzerindeki etkisini belirlemek ve Kabin-3 üzerinde yapılan A-sütunu değişikliğinin aerodinamik etkisini daha iyi görebilmek adına bu kısımda aynasız modeller üzerinde çalışılmıştır.

Çalışmanın bu kısmında her bir kabin için aynalar sökülerek analizler tekrarlanmıştır ve oluşturulan yeni modeller Çizelge 5.6'daki gibi isimlendirilmiştir.

Çizelge 5.6: Yan ayna etkisi çalışmasının isimlendirilmesi.

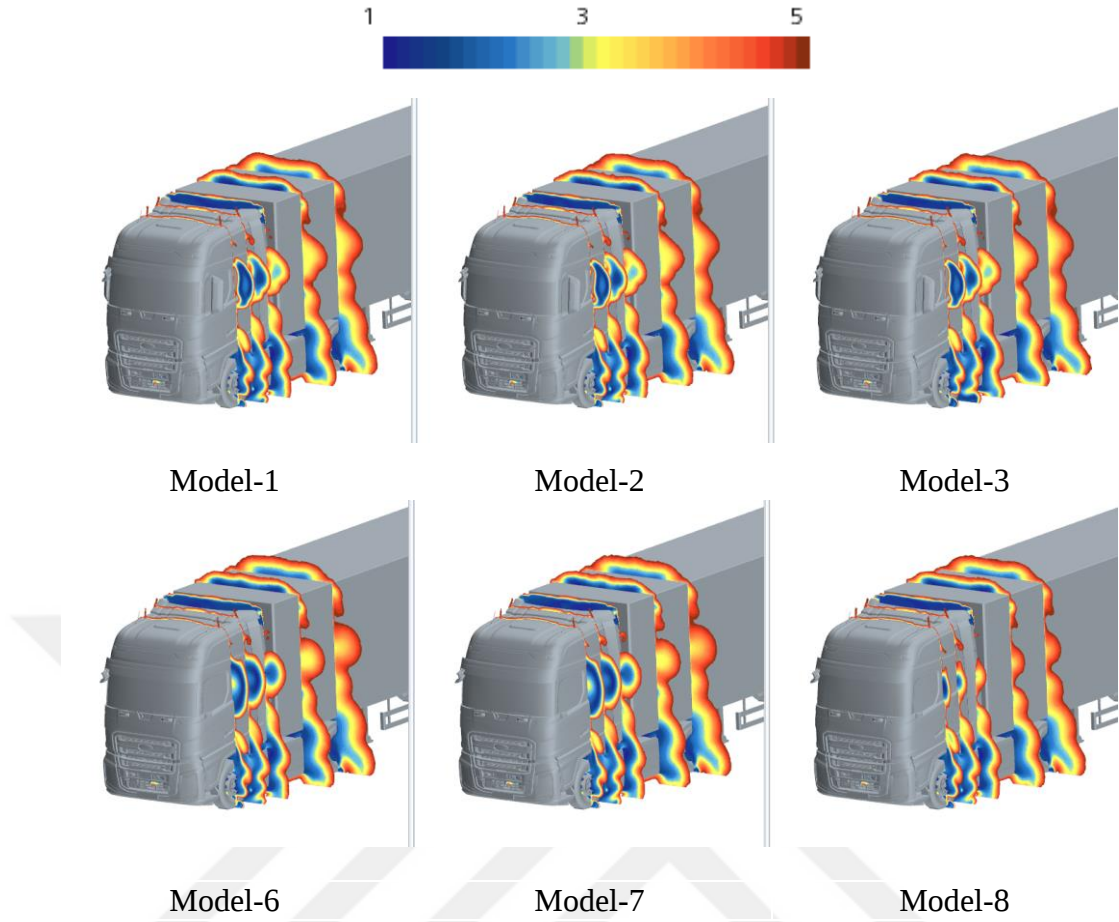
Açıklama	Model No.
Aynasız Model-1	Model-7
Aynasız Model-2	Model-8
Aynasız Model-3	Model-9

Her bir kabin için yan aynaların aerodinamik dirence etkisi Çizelge 5.7'deki gibidir. Birinci ve ikinci kabin tasarımı aynaların sökülmesinden olumsuz etkilenmiştir. Yukarıda da bahsedildiği gibi birinci ve ikinci kabin tasarımları için yan aynalar akışı yönlendirici etki sağlamaktadır. Ancak üçüncü kabin tasarımından aynaların sökülmesi aerodinamik performansı oldukça arttırmıştır.

Çizelge 5.7: Yan ayna etkisi çalışması için C_D değişimi.

Model No.	Referans Model	C_D Yüzde Değişimi
Model-6	Model-1	+%3.4
Model-7	Model-2	+%3.5
Model-8	Model-3	-%3.6

Araç gidiş yönünde çeşitli kesitlerden alınan boyutsuz hız dağılımları Şekil 5.12'deki gibidir. Birinci ve ikinci kabin tasarımında aynasız modeller için A-sütunu arkasında oluşan düşük hız bölgesinin genişlediği görülmektedir. Buna karşın üçüncü kabin tasarımında aynasız durum A-sütunu arkasındaki düşük hız bölgesini neredeyse ortadan kaldırmıştır.



Şekil 5.12: Araç hareket eksenine normalindeki farklı kesitlerden boyutsuz hız dağılımları.

Aynaların aerodinamik direnç üzerindeki etkisi doğrudan A-sütunu tasarımından etkilenmektedir. Birinci ve ikinci kabin gibi keskin köşeli tasarımlar için yan aynalar akışı yönlendirici etki gösterirken üçüncü kabin tasarımı gibi akış ayrılımlarının hali hazırda az olduğu tasarımlarda akışa karşı engel oluşturmaktadır.

5.4.4 Kabin uzunluğu etkisinin incelenmesi

Burunlu kamyon kavramı için modeller hazırlanırken yönetmeliklere uygun tasarım yapılması hedeflenmiştir. Bu nedenle mevcut araç Avrupa Birliği yönetmeliklerince belirlenen uzunluk sınırını aşmaması için en fazla 30 mm uzatılabilmektedir. Bu sınır göz önünde bulundurularak her bir kabin tasarımı için aracın ön tampon ve ızgara bölgesi 30 mm ileri taşınmıştır.

Literatür araştırmalarında Martini ve diğ. tarafından yapılan burunlu kamyon çalışmasından bahsedilmiştir [10]. Bu çalışmada aracın öne doğru uzatılmasının kaput altındaki akışı olumsuz etkilediğini tespit etmişlerdir. Bu nedenle, bu tez çalışmasında

araç öne doğru uzatılırken kaput altındaki akışın ve soğutma performansının en az şekilde etkilenmesi için soğutma paketi de benzer şekilde 30 mm öne taşınmıştır.

Neticede her üç kabinde öne doğru 30 mm uzatılmış ve oluşan yeni kabin tasarımları Çizelge 5.8`deki gibi isimlendirilmiştir.

Çizelge 5.8: Kabin uzunluğu etkisi çalışmasının isimlendirilmesi.

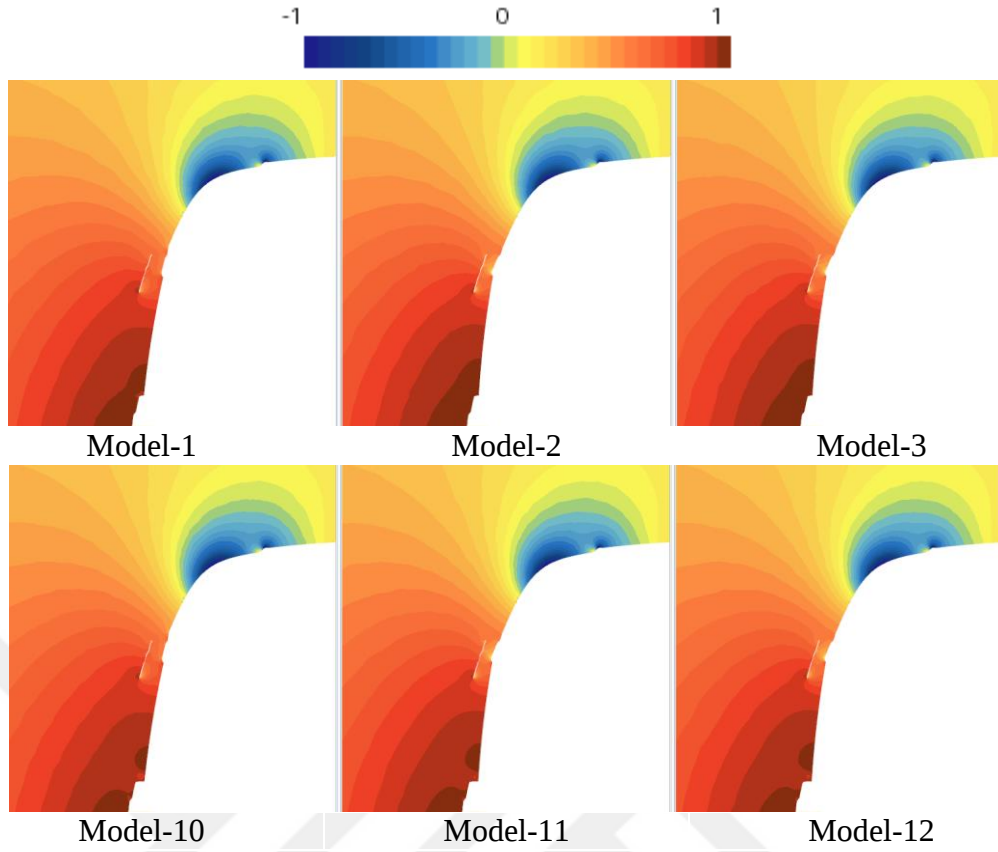
Açıklama	Model No.
Uzatılmış Model-1	Model-10
Uzatılmış Model-2	Model-11
Uzatılmış Model-3	Model-12

Her bir tasarımın aerodinamik dirence etkisi Çizelge 5.9`daki gibidir. Mevcut kabin tasarımı ile burunlu kamyon kavramı oldukça küçük bir iyileştirme sağlamıştır. Analiz sonuçları da göstermektedir ki burunlu kamyon tasarımı ile daha yüksek aerodinamik fayda sağlanması için kabin tasarımının iyileştirilmesi gerekmektedir.

Çizelge 5.9: Kabin uzunluğu etkisi çalışması için C_D değişimi.

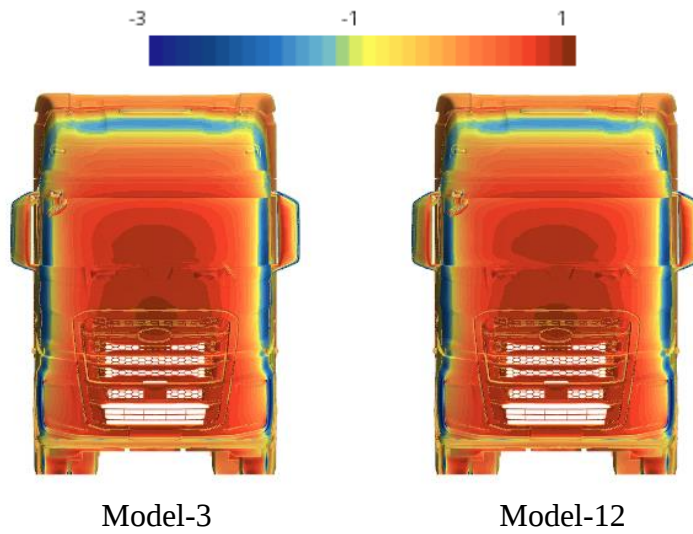
Model No.	Referans Model	C_d Yüzde Değişimi
Model-10	Model-1	-%0.5
Model-11	Model-2	-%0.6
Model-12	Model-3	-%1.9

Şekil 5.13`de $y=0$ kesitindeki basınç katsayısı dağılımı gösterilmiştir. Tampon ve ızgara bölgesinin uzatılması üç kabin tasarımında da ön cam üzerindeki yüksek basınç bölgesini küçültmüştür.



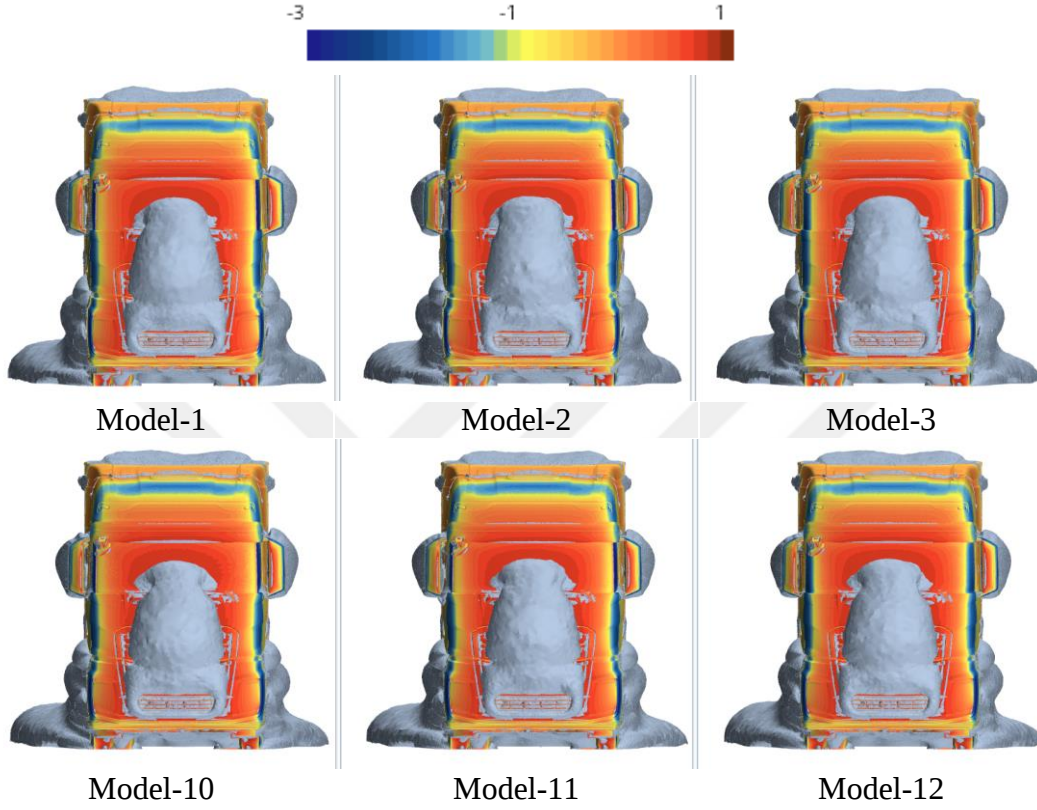
Şekil 5.13: Her bir model için $y=0$ eksenindeki basınç katsayısı dağılımı.

Model-3 ile kabinin uzaltılmış tasarımı olan Model-12 yüzeyindeki basınç katsayısının dağılımı Şekil 5.14'deki gibidir. Basınç dağılımı incelendiğinde ızgara bölgesinde oluşan yüksek basınç bölgesinin kabinin uzatılması ile aşağı doğru kaydığı görülmektedir. Ayrıca araç önündeki yüksek basınç bölgesi de cam üzerindeki yüksek basınç bölgesi gibi küçülmüştür.



Şekil 5.14: Araç ön yüzündeki basınç katsayısı dağılımı.

Şekil 5.15`de her bir modelde araç yüzeyindeki basınç dağılımı ve araç etrafında hızın nispeten düşük olduğu bölgeler gösterilmiştir. Burunlu kamyon kavramı ile cam ve kaput birleşim bölgesindeki düşük hız bölgelerinin azaldığı görülmektedir. Ek olarak aracın tekerleklerinden başlayarak aracın dışına doğru genişleyen düşük hız bölgesi de uzatılmış kabin tasarımı ile küçülmüştür.



Şekil 5.15: Her bir model için araç yüzeyindeki basınç dağılımı ve nispeten düşük hava hızının olduğu bölgelerin gösterimi.

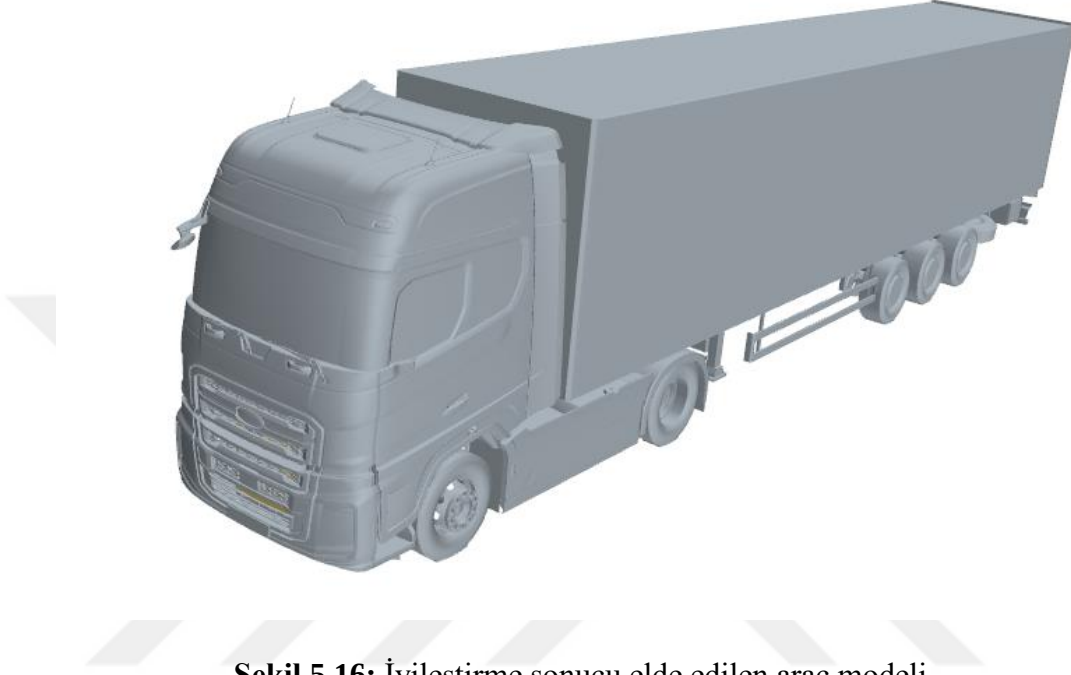
5.4.5 Kümülatif değerlendirme

Önceki kısımlarda farklı tasarım denemelerinin farklı kabinlerdeki aerodinamik dirence etkisi incelenmiştir. Bu kısımda ise önceki bölümlerde incelenen tasarımları içeren tasarım havuzundan aerodinamik açıdan en faydalı modele ulaşılmıştır.

İlk kısımda farklı kabinlerin aerodinamik etkisi incelendiğinde üçüncü kabin tasarımının bir iyileştirme sağlamadığı gözlemlenmiştir. Ancak devamındaki çalışmalar göstermiştir ki aerodinamik direnci iyileştirmek için yapılan çalışmalara en faydalı cevabı veren üçüncü kabin tasarımıdır. Bu nedenle bu kısımda üç numaralı kabin üzerinden güneşliğin ve yan aynaların sökülerek kabinin uzatıldığı yeni bir

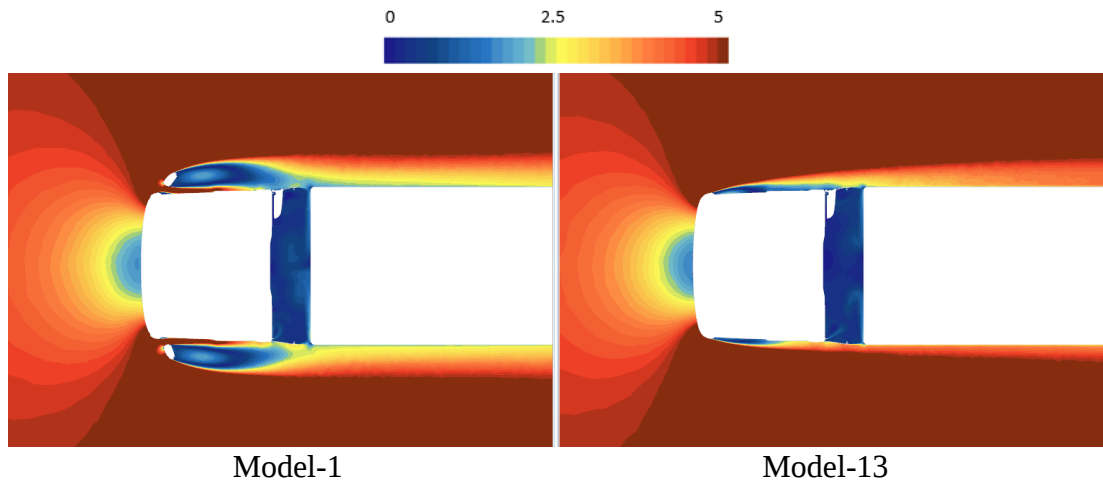
tasarım elde edilmiştir. Bu sayede aerodinamik fayda sağlayan her iterasyon tek bir tasarımda toplanmıştır.

Kümülatif olarak tüm pozitif etkilerin bir arada inceleneceği bu tasarım Model-13 olarak adlandırılmıştır ve Şekil 5.16'daki gibidir.



Şekil 5.16: İyileştirme sonucu elde edilen araç modeli.

$y = 2.8$ m den alınan kesitteki hız dağılımı Şekil 5.17'deki gibidir. A-sütunu arkasında oluşan akış ayrılması kümülatif tasarım ile son derece azalmıştır. Tek başına kavisli A-sütunu tasarımı ya da yan aynaların kaldırılmasının iyileştirici etkisi olmazken kümülatif tasarımda C_D Model-1'e göre %5.25 iyileştirilmiştir.



Şekil 5.17: $y=2.8$ m kesitindeki hız dağılımı.

5.4.6 Treyler etkisinin incelenmesi

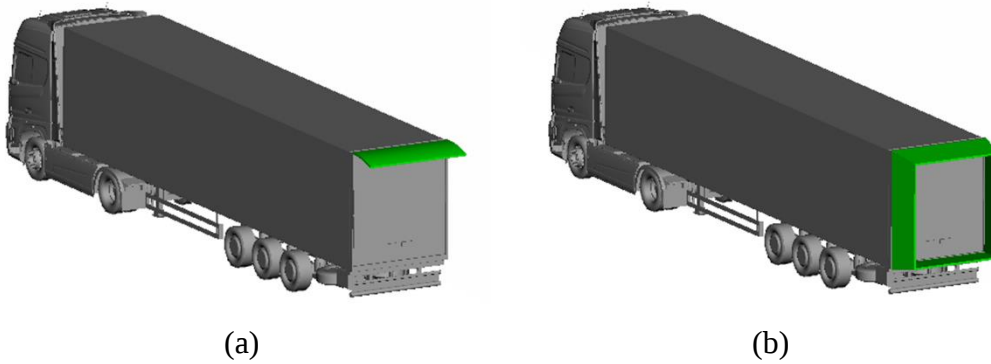
Kabin tasarımı üzerinde yapılan değişiklikler ile aracın direnç katsayısında yaklaşık %5 iyileşme sağlanmıştır. Bunun yanı sıra treyler üzerindeki iyileştirmeler ile de aerodinamik fayda arttırılabilir. Bu kısımda çeşitli aerodinamik parçaların treyler arkasında oluşan türbölans bölgesi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Treyler etkisinin incelenmesi amacıyla kanat ve kuyruk adı verilen iki farklı parça tasarlanmıştır. Kanat tasarımı treyler tavanında oluşan kopmanın kısa mesafede ortadan kaldırılması hedeflenmiştir. Kuyruk tasarımı ise benzer iyileşme tavanın yanı sıra yan duvarlarda da incelenmiştir. Model-13 baz alınarak kanat ve kuyruk tasarımları modele eklenmiştir ve Çizelge 5.10'daki gibi isimlendirilmiştir.

Çizelge 5.10: Treyler çalışmasının isimlendirilmesi.

Açıklama	Model No.
Kanat Tasarımı	Model-14
Kuyruk Tasarımı	Model-15

Treyler üzerindeki tasarım çalışmalarının detayı Şekil 5.18'deki gibidir.



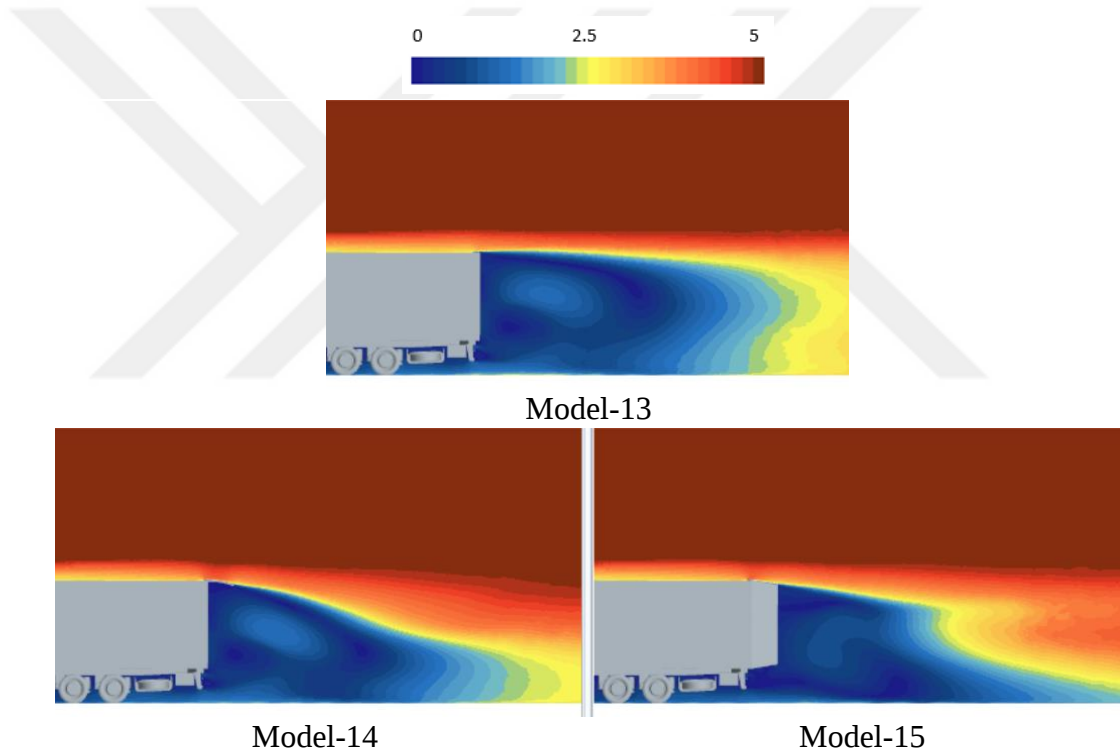
Şekil 5.18: (a) Kanat tasarımı, (b) Kuyruk tasarımı.

Analiz sonuçları incelendiğinde kabin tasarımı üzerindeki değişiklikler ile kazanılan faydaya ek olarak treyler üzerindeki çalışmalarında ek fayda sağladığı görölmüştür. Kümülatif model olan Model-13 referans alındığında treyler tasarımlarının aerodinamik direnç katsayısı üzerindeki etkisi Çizelge 5.11'deki gibidir.

Çizelge 5.11: Treyler çalışması için C_D değişimi.

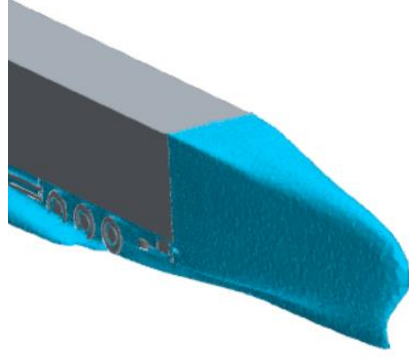
Model No.	Referans Model	C_d Yüzde Değişimi
Model-14	Model-13	-%7.9
Model-15	Model-13	-%15.1

Treyler arkasında $y=0$ kesitindeki normalize hız dağılımlarının karşılaştırılması Şekil 5.19'daki gibidir. Dağılımlar incelendiğinde Model-13'deki gibi standart bir treylerin arkasındaki düşük hız bölgesinin oldukça geniş bir yer kapladığı görülmektedir. Kanat tasarımının eklendiği Model-14'de ise treyler tavanından ayrılan akışın zemine daha erken yöneldiği tespit edilmiştir. Kuyruk tasarımının incelendiği Model-15'de kopma bölgesinin daha doğrusal bir şekilde zemine doğru ilerlediği söylenebilir.

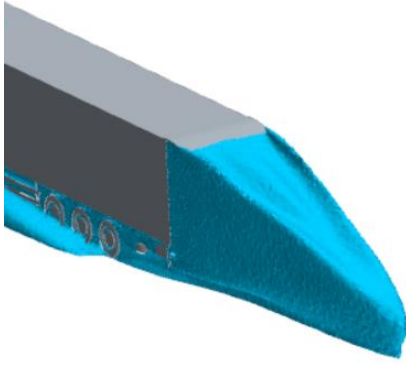


Şekil 5.19: $y=0$ kesitindeki normalize hız dağılımı.

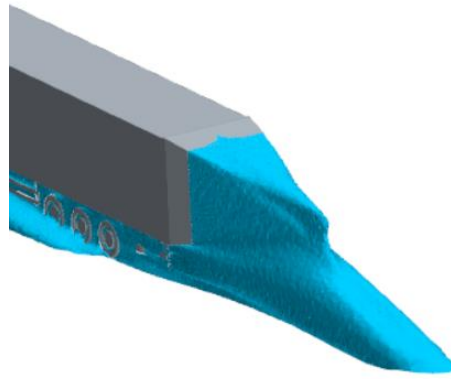
Bununla birlikte kuyruk tasarımında kanat tasarımından farklı olarak yan duvarlara eklenen parçalarında iyileştirici etkisi bulunmaktadır. Bu etkilerin daha yakından incelenebilmesi için araç arkasındaki nispeten düşük hız bölgeleri 3 boyutlu şekilde Şekil 5.20'de incelenmiştir. Burada referans normalize hız değeri 2'dir.



Model-13



Model-14



Model-15

Şekil 5.20: Treyler arkasındaki nispeten düşük hız bölgesinin 3 boyutlu gösterimi.

Kanat ve kuyruk tasarımlarının araç arkasında oluşan türbülans alanını azaltıcı etkileri 3 boyutlu olarak görülmektedir. Kanat tasarımı araç arkasında tavan bölgesinde iyileşme sağlamıştır. Kanat tasarımının etkisi ile treyler arkasında tavana yakın bölgede yavaşlayan akış daha küçük bir hacim kaplamıştır. Buna karşın kuyruk tasarımının tavan ve yan duvar bölgelerinde toplam bir iyileşme sağladığı söylenebilir. Kanat tasarımının etkisi ile treyler arkasındaki düşük hız bölgesi treylere daha yakın bir mesafede ortadan kalkmıştır.

Treyler üzerinde yapılan çalışmalar göstermektedir ki kamyon-treyler ikilisi üzerinde aerodinamik açıdan fayda sağlanması için treyler yapısında da iyileşme potansiyeli bulunmaktadır. Treyler üzerinde yapılacak iyileştirme çalışmaları ile aerodinamik direnç üzerinde %15-%20 iyileşme sağlanması mümkündür.

6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

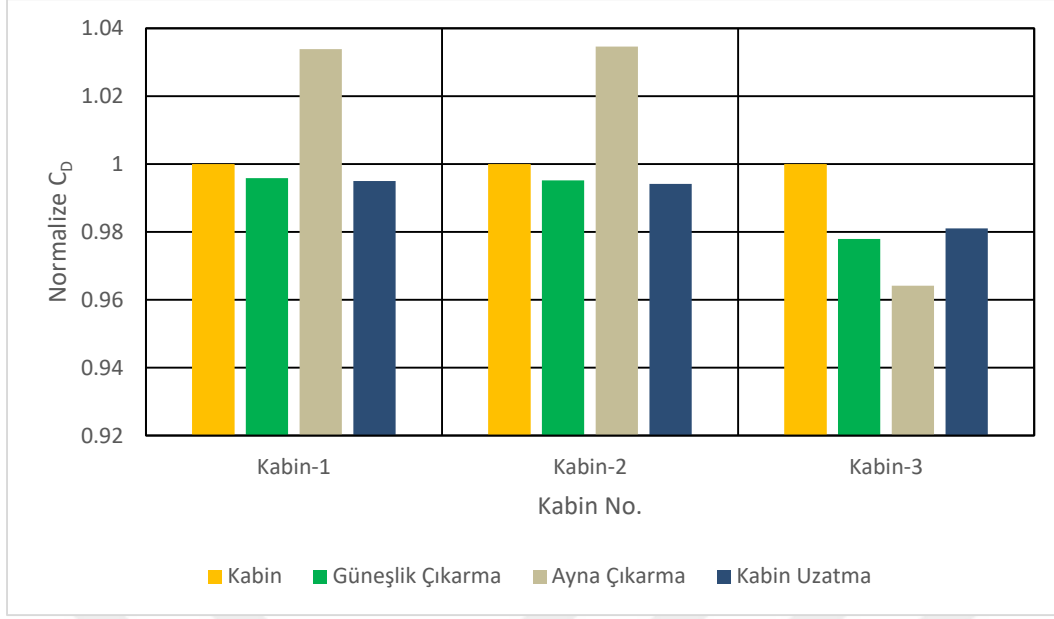
Bu tez çalışmasında, ağır bir ticari aracın aerodinamik karakteristiği incelenmiş ve HAD analizleri yardımıyla gelecekteki kamyon tasarımlarına temel oluşturacak fütüristik bir tasarım oluşturulmuştur.

Literatür araştırması sırasında bulunan bir deneysel çalışma, doğrulama çalışmaları için kullanılmış ve HAD yöntemleri doğrulanmıştır. Bu doğrulama çalışmasında aerodinamik direnç katsayıları ve basınç dağılımları karşılaştırılarak HAD modelinin doğruluk oranı gösterilmiştir.

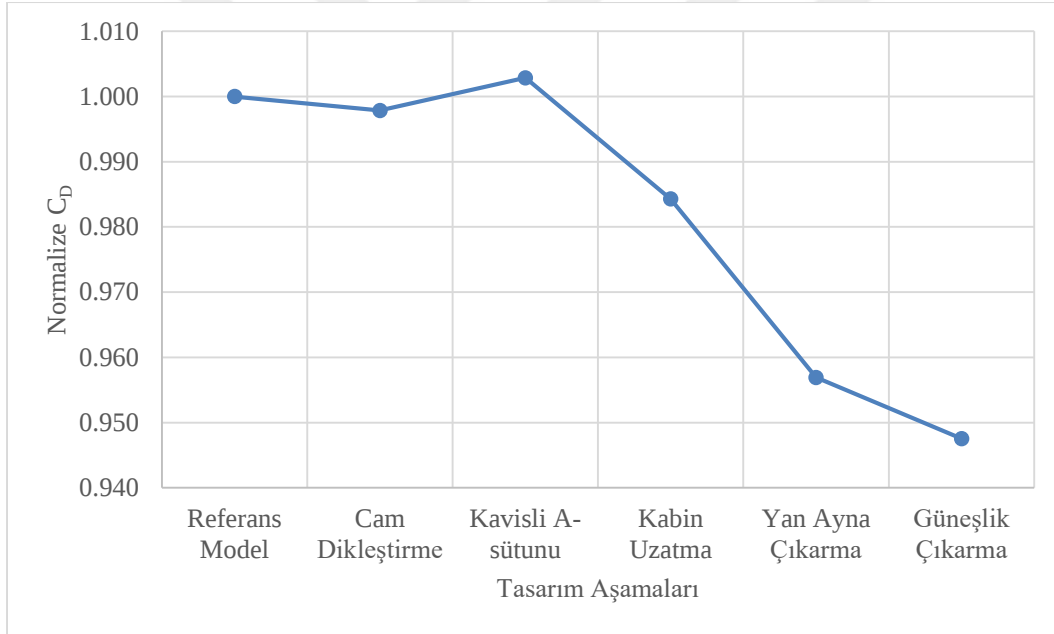
Doğrulama çalışması ile elde edilen HAD modeli iyileştirme çalışmaları sırasında kullanılmıştır. İyileştirme çalışmaları için 3 farklı kabin tasarımı ele alınmıştır. Ardından bu kabinler ve kabinler üzerinde yapılan diğer değişikliklerin aerodinamik performansa etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir. İncelemenin ardından oluşturulan tasarım havuzundan en uygun araç konfigürasyonu belirlenmiş ve toplam fayda gösterilmiştir. Buna göre, aerodinamik açıdan en verimli araç 2.5° dikleştirilmiş cama, kavisli A-sütununa ve 30mm daha uzun bir kabine sahipken güneşlik ve yan aynalar çıkarılmıştır. Yapılan tüm HAD analizlerinde toplam C_D 'nin yaklaşık %93'ü basınç farkından %7'si ise viskoz etkilerden meydana gelmiştir.

Çalışma boyunca 3 farklı kabin üzerinde güneşlik, yan ayna ve uzatma etkisi incelenmiştir. Çizelge 5.5, 5.7 ve 5.9'da bu etkilerin her bir kabin için C_D üzerindeki değişimler gösterilmiştir. Şekil 6.1'de bu değişimler tek bir grafikte toplanarak farklı kabinlerin aynı değişikliklere nasıl cevap verdiği gösterilmiştir. Burada her kabinin ilk hali referans olacak şekilde C_D değeri 1 kabul edilmiştir.

Şekil 6.2'de iyileştirilmiş tasarım üzerinde yapılan her bir değişikliğin C_D üzerindeki etkisi kademeli olarak görülmektedir. Burada referans modelin C_D değeri 1 kabul edilmiş ve her bir tasarım aşamasının C_D üzerindeki etkisi eklenerek nihai sonuca ulaşılmıştır. Referans model (Model-1) ile karşılaştırıldığında tüm bu değişiklikler C_D üzerinde %5.25 iyileştirme sağlamıştır.



Şekil 6.1: Her bir kabin için farklı tasarımların etkisi.



Şekil 6.2: Tasarım aşamalarına göre C_D değişimi.

Şekil 6.1'de her bir tasarım değişikliğinin tek başına etkisi gösterilmiştir. Burada üçüncü kabin tasarımı için her bir etkinin tek tek toplamının aerodinamik direnci %7.17 azaltacağı söylenebilir ancak kümülatif tasarım göstermiştir ki toplam iyileşme %5.25'dir.

Çalışma kapsamında kabin çalışmalarına ek olarak treyler üzerindeki çalışmalarla da aerodinamik direncin azaltılabileceği tespit edilmiştir. Bu hedefle oluşturulan kanat ve kuyruk tasarımları treyler arkasında oluşan düşük hız bölgesini önemli ölçüde

azaltmıştır. Referans model (Model-1) ile karşılaştırıldığında kanat tasarımı aerodinamik direnç üzerinde yaklaşık %12 fayda sağlarken kuyruk tasarımı yaklaşık %17 fayda sağlamıştır. Treyler üzerinde yapılan çalışmalar göstermiştir ki kabin tasarımının yanı sıra treyler yapısındaki değişiklikler ile de aerodinamik kazanç sağlamak mümkündür.

Tez`de elde edilen çalışmalar göstermektedir ki;

- SST k- ω , Standart k- ϵ ve Realizable k- ϵ türbülans modelleri karşılaştırıldığında aerodinamik kamyon analizi için en doğru sonucu Realizable k-epsilon modelinin verdiği tespit edilmiştir.
- Güneşliğin modelden çıkarılması A-sütunu tasarımı fark etmeksizin aerodinamik fayda sağlamıştır.
- Yan aynalar kabin tasarımına göre aerodinamik açıdan olumlu ya da olumsuz sonuç vermektedir. Olumlu bir sonuç elde edilmesi için A-sütunu akış ayrılması olmayacak şekilde tasarlanmalıdır.
- Kabinin uzatılması sırasında soğutma paketi de yeniden konumlandırılırsa aerodinamik direnç açısından fayda sağlamaktadır. Uzatma işlemi kabin geometrisine göre aerodinamik direnç üzerinde %0.5 ile %1.9 arasında iyileşme sağlamıştır.
- Yapılan analizlerde aracın aerodinamik direncinin %93`ü basınç farkından (Basınç Kuvveti) kalan %7`sinin ise viskoz etkilerden (Kayma Kuvveti) meydana geldiği tespit edilmiştir.
- Treyler arkasında oluşan düşük hız bölgesini küçültecek çalışmalar ile aerodinamik direnç üzerinde %20`lere kadar iyileşme sağlanabileceği tespit edilmiştir.

Yapılan bu çalışmalarda ağır bir ticari aracın yalnızca aerodinamik performansı incelenmiştir. Bunun yanı sıra aracın soğutma performansı ve araç etrafındaki yağmur suyu ya da yoldan sıçrayan suyun izlediği yolda incelenebilir. Tez çalışmasının kapsamını genişletmek için gelecekte aşağıdaki çalışmalar da yapılabilir.

- Burunlu kamyon tasarımının getirdiği kaput altındaki ekstra hacmin verimli bir şekilde kullanıldığı durumda soğutma performansı incelenebilir.

- Yönetmeliklere uygunluk aranmaksızın yeni bir kabin tasarımı ile kaput ve ön ızgara radikal bir şekilde uzatıldığında aerodinamik direnç katsayısının nasıl değişeceği incelenebilir.
- Ağır bir ticari araç etrafından akan suyun izlediği yol HAD analizleri yardımıyla belirlenerek ve görüş açısına engel teşkil eden durumlar incelenebilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <https://ec.europa.eu/eurostat/Modal_split_of_freight_transport>, erişim tarihi 15.05.2022
- [2] **Bellis, Mary.**, (2021). "The History of Trucks From Pickups to Macks." ThoughtCo. Erişim adresi [thoughtco.com/history-of-trucks-4077036](https://www.thoughtco.com/history-of-trucks-4077036).
- [3] **Regulation (EU) 2019/1242** "setting CO2 emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of the Council and Council Directive 96/53/EC"
- [4] **Url-2** <https://ec.europa.eu/clima/eu-action/transport-emissions/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/reducing-co2-emissions-heavy-duty-vehicles_en>, erişim tarihi 15.05.2022
- [5] **Allan, J.**, (1981). "Aerodynamic drag and pressure measurements on a simplified tractor-trailer model", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 9(1-2), pp.125-136.
- [6] **Östh, J., & Krajnović, S.** (2012). "The flow around a simplified tractor-trailer model studied by large eddy simulation", *Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics*, 102, 36-47.
- [7] **Salati, L., Cheli, F., & Schito, P.** (2015). "Heavy Truck Drag Reduction Obtained from Devices Installed on the Trailer". *SAE International Journal Of Commercial Vehicles*, 8(2), 747-760.
- [8] **khosravi, M., Mosaddeghi, F., Oveisi, M., & khodayari-b, A.** (2015). "Aerodynamic drag reduction of heavy vehicles using append devices by CFD analysis". *Journal Of Central South University*, 22(12), 4645-4652.
- [9] **Bayındırılı, C., Akansu, Y., & Salman, M.** (2016). "The Determination Of Aerodynamic Drag Coefficient Of Truck and Trailer Model By Wind Tunnel Tests". *International Journal Of Automotive Engineering And Technologies*, 5(2), 53.
- [10] **Martini, H., Gullberg, P., & Lofdahl, L.** (2018). "Aerodynamic Analysis of Cooling Airflow for Different Front-End Designs of a Heavy-Duty Cab-Over-Engine Truck". *SAE International Journal Of Commercial Vehicles*, 11(1), 31-44.
- [11] **Regulation (EU) 96/53/EC** "laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic"
- [12] **Federal Size Regulations For Commercial Motor Vehicles**, 23 C.F.R. § 658.13 (2022).

- [13] **Josefsson, E.** (2019). “*Examination of robustness and accuracy of CFD simulations for external aerodynamics of commercial vehicles*”. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [14] **Martini, H.** (2016). “*Perspectives of Aerodynamic Drag and Cooling Airflow for Heavy-Duty Trucks-Reconsidering European Total-Length Legislation*”. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [15] **Hjelm, L., Bergqvist, B.** (2009). “*European Truck Aerodynamics – A Comparison Between Conventional and CoE Truck Aerodynamics and a Look into Future Trends and Possibilities*”. In: Browand, F., McCallen, R., Ross, J. (eds) “*The Aerodynamics of Heavy Vehicles II: Trucks, Buses, and Trains. Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics*”, vol 41. Springer, Berlin, Heidelberg.
- [16] **Davidson, L.** (2022). “*Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*”. Lecture, Division of Fluid Dynamics Department of Mechanics and Maritime Sciences Chalmers University of Technology.
- [17] **Baek, S., & Lee, S.** (2019). “*Aerodynamic drag reduction on a realistic vehicle using continuous blowing*”. *Microsystem Technologies*, 26(1), 11-23.
- [18] **Tian, J., Zhang, Y., Zhu, H., & Xiao, H.** (2017). “*Aerodynamic drag reduction and flow control of Ahmed body with flaps*”. *Advances In Mechanical Engineering*, 9(7), 168781401771139.
- [19] **Yazdani, R.** (2015) “*Steady and Unsteady Numerical Analysis of the DrivAer Model*” Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [20] **Buscariolo, F.F., Sherwin, S. J., Assi, G.R.S., Meneghini J.R.** (2020). “*Spectral and High Order Methods for Partial Differential Equations*”, *Lecture Notes in Computational Science and Engineering*, 134.
- [21] **Url-3** <https://www.fordtrucks.com.tr/Uploads/Foy/f_max_tr_eu6-Ra6s7FCf.pdf>, erişim tarihi 15.02.2022
- [22] **Yuan, H., Yang, Z., & Li, Q.** (2017). “*Effects of Installation Environment on Flow around Rear View Mirror*”. *SAE International Journal Of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 10(2), 580-590.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Cemal Dinçer AKTAŞ

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2018 – 2019 arasında AKSA Motor Fan şirketinde Ar-Ge Mühendisi olarak 9 ay çalıştı.
- 2019 Nisan – 2021 Eylül arasında OTOKAR Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. firmasında CFD Analiz Mühendisi olarak çalıştı.
- 2021 Eylül ayı itibariyle Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. firmasında CFD, Aerodinamik ve Termal Sistemler CAE Takım Üyesi olarak çalışmaktadır.