

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**L6e SINIFI ŞEHİR İÇİ ELEKTRİKLİ MİKRO
TAŞIT TASARIMI**

Merve KARACA

Şubat, 2021
İZMİR

L6e SINIFI ŞEHİR İÇİ ELEKTRİKLİ MİKRO TAŞIT TASARIMI

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Programı

Merve KARACA

Şubat, 2021

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

MERVE KARACA, tarafından **DR. ÖĞR. ÜYESİ MEHMET MURAT TOPAÇ** yönetiminde hazırlanan “**L6e SINIFI ŞEHİR İÇİ ELEKTRİKLİ MİKRO TAŞIT TASARIMI**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

.....
Prof. Dr. Binnur GÖREN KIRAL

.....
Dr. Öğr. Üyesi Özgün BAŞER

Jüri Üyesi

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Özgür ÖZÇELİK

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Tez kapsamında hiçbir konuda yardımlarını esirgemeyen ve karşılaştığım tüm zorluklarda yönlendiren, proje konusunun belirlenmesinde ve proje süresince birikim, kaynak ve imkanlarını sunan sayın hocam Dr. Mehmet Murat TOPAÇ’a teşekkürü borç bilirim.

Tez aşamasında analiz ve hesaplamalarda her konuda yardımcı olan Makine Mühendisi Onur ÇOLAK’a, kullanılan yazılımlar için kaynak ve birikimlerinden faydalandığım Makine Mühendisi Murat ERÇİKTİ’ya, aerodinamik hesaplamalarda yardımlarını esirgemeyen Makine Mühendisi Dr. Ersin ALPTEKİN’e ve çalışmanın çeşitli adımlarında katkıları bulunan çalışma arkadaşlarım Makine Mühendisi Onur SOLMAZ, Makine Mühendisi Arda TANRIVERDİ ve Makine Mühendisi Levent BİLAL’e teşekkür ederim.

Ayrıca tüm eğitim hayatım boyunca aldığım her sorumluluk ve attığım her adımda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca, 218M105 numaralı “Elektrikli Mikro Taşıt Tasarımı” isimli ve tez ile direkt bağıntılı proje kapsamında bursiyer olarak destek aldığım TÜBİTAK’a teşekkürlerimi sunarım.

Merve KARACA

L6e SINIFI ŞEHİR İÇİ ELEKTRİKLİ MİKRO TAŞIT TASARIMI

ÖZ

Herkesin otomobil sahibi olabilmesi fikriyle 20. yüzyılın başlarında ortaya çıkan mikro taşıtlar, motor teknolojisinin elektrik motoruna yönelmesi ile birlikte elektrikli olarak tasarlanmaya başlamıştır. Geleneksel taşıtların ihtiyaç fazlası hacmini en aza indiren bu taşıtlar, şehirlerde hızla artmaya devam eden trafik sorununa alternatif bir çözüm olabilecek niteliktedir. Tez kapsamında, taşıt mekaniği, taşıt dinamiği, çoklu cisim sistemleri, sonlu elemanlar analizi, topoloji optimizasyonu, yorulma gibi farklı disiplinlerin bir araya getirilerek şehir içi L6e sınıfı bir mikro taşıt tasarımı için çok disiplinli bir tasarım yöntemi sunulmuştur. Öncelikle piyasada var olan L6e sınıfı taşıtlar incelenerek taşıtın ön boyutlandırması ve yaklaşık kütle tahmini yapılmıştır. Elde edilen veriler neticesinde, taşıtın ulaşması istenen hız ve menzil değerleri göz önüne alınarak taşıtın kapasitif değerleri belirlenmiş, motor ve aktarma organlarının seçimi yapılmıştır. Taşıtın manevra koşulları belirlenerek, istenen iz açısı değişimi ve Ackermann hatası değerlerini sağlayan süspansiyon ve yönlendirme sistemlerinin seçimi yapılmış ve güvenli frenleme koşullarının sağlanabilmesi için gerekli fren sistemi elemanları belirlenmiştir. Daha sonra aerodinamik iyileştirmelerle belirlenen dış ölçüler ile oluşturulan gövde geometrisine uygun bir sac şasi geometrisi, topoloji optimizasyonu yardımıyla hafifletilmiş ve üretilebilir şasi geometrisi oluşturulmuştur. Sistemi oluşturan kritik yapı elemanlarının yorulma dayanımları hesaplanmış ve tüm taşıtın sonlu elemanlar analizleri yapılarak mukavemet koşullarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Son aşamada konsept bir kabuk tasarımı yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: Elektrikli taşıt, mikro taşıt, L6e sınıfı, taşıt dinamiği, multidisipliner tasarım, topoloji optimizasyonu, deney tasarımı

DESIGN OF AN L6e CLASS URBAN ELECTRIC MICROCAR

ABSTRACT

Originating in the early 20th century with the idea of cars for everyone, microcars were designed as electrical cars with power technology focusing on electrical motors. Microcars have decreased the redundant size of the traditional vehicles and will be an alternative solution to rapidly increasing traffic problem in cities. Within the scope of this study, it is aimed to compose a multi-disciplinary design method for an L6e-class urban microcar by integrating different disciplines such as vehicle mechanics, vehicle dynamics, multi-body systems, finite element analysis, topology optimisation, and fatigue. First, commercially available L6e class vehicles were examined; pre-sizing and approximate mass estimation of the vehicle was implemented. As a result of the findings, performance values were determined and motor and driveline components were selected, considering the required speed and range of the vehicle. Manoeuvring capabilities of the vehicle were established, selection of suspension and steering systems which satisfy relevant toe angle changes and Ackermann error values were achieved; appropriate braking system elements were selected to ensure safe braking conditions. Then, the mass of a sheet metal geometry suitable for the body geometry composed in accordance with the outer dimensions determined by aerodynamic improvements was reduced with the help of topology optimization and a producible geometry was built. Fatigue strengths of the critical structural elements that compose the system were calculated and the finite element analysis of the overall vehicle was performed to examine whether it fulfils the strength requirements. Finally, a concept shell design was designed.

Keywords: Electric vehicle, microcar, L6e class, vehicle dynamics, multidisciplinary design, topology optimization, design of experiment

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiii

BÖLÜM 1 – GİRİŞ 1

1.1 Özet	1
1.2 Literatür Özeti	2
1.3 Yöntem, Hedef ve Tekniğin Mevcut Durumu.....	10
1.3.1 Yöntem	10
1.3.1.1 Kavramsal Tasarım.....	10
1.3.1.2 Sürüş Sistemi Tasarımı.....	12
1.3.1.3 Taşıyıcı Sistemler Tasarımı	13
1.3.2 Hedef.....	13
1.3.2.1 Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Motor Teknolojisi	15
1.3.2.2 Yerileştirme	16
1.3.2.3 Düşük Emisyonlu Taşıt Teknolojisi	17
1.3.2.4 Ekonomik Taşıt Tasarımı	17
1.3.2.5 Düşük Hacimli Taşıt Tasarımı.....	18
1.3.2.6 Hafifletilmiş Şasi Tasarımı.....	18
1.3.2.7 Seri Üretimi Yapılabilir ve Katma Değeri Yüksek Yerli Taşıt Tasarımı.....	19
1.3.2.8 Hafif Elektrikli Binek Taşıtlar İçin Bir Tasarım Yöntemi Geliştirilmesi	19
1.3.2.9 Hafif Binek Taşıtlar İçin Süspansiyon Seçim Kısıtlarının Belirlenmesi.....	20

1.3.2.10 Manevra Kabiliyeti - Direksiyon Donanımının Seçilmesi	20
1.3.2.11 Optimum Batarya Ömrü	20
1.3.3 Tekniğin Mevcut Durumu	21
1.3.4 Gereç.....	22
BÖLÜM 2 – KAVRAMSAL TASARIM	28
2.1 Özet	28
2.2 Temel Boyutlandırma, Paketleme ve Kütle Tahmini.....	29
2.3 Elektrik Motorları ve Bataryalar	33
2.4 Hareket Dirençleri, Hareket Sınırları ve Kapasitif Hesaplar.....	38
2.4.1 Hareket Dirençleri	38
2.4.2 Aerodinamik Tasarım	41
2.4.3 Hareket Sınırları ve Kapasitif Hesaplar	45
2.5 Güç İletimi ve Menzil Hesaplamaları	47
2.5.1 Sürüş Çevrimleri.....	47
2.5.2 Menzil Hesaplamaları	49
2.5.3 Güç İletim Sistemi	51
BÖLÜM 3 – SÜRÜŞ SİSTEMİ TASARIMI	57
3.1 Özet	57
3.2 Süspansiyon Sistemi Tasarımı.....	60
3.2.1 Düşey Titreşim Modeli ve Yay-Amortisör Katsayılarının Belirlenmesi. 60	
3.2.2 Eşdeğer Burulma Yay Yalpa Modeli.....	65
3.2.3 Yay Tasarımı	69
3.2.4 Süspansiyon Optimizasyonu.....	71
3.2.5 Süspansiyon Sistemlerinin SE Analizleri	74
3.3 Yönlendirme Mekanizması	75
3.3.1 Direksiyon Mekanizması Kinematik ve Optimizasyonu.....	76
3.4 Tam Taşıt Modeli	79

3.5 Fren Sistemi.....	83
3.5.1 Dinamik Gereksinimlerin Belirlenmesi.....	84
3.5.2 Mekanik Tasarım.....	86
BÖLÜM 4 – TAŞIYICI SİSTEMLER TASARIMI.....	88
4.1 Özet	88
4.2 Üst Gövde Tasarımı.....	89
4.2.1 Yük Senaryoları	90
4.2.2 SSS Yöntemi.....	92
4.2.3 Sonlu Elemanlar Analizleri	96
4.3 Şasi Tasarımı	101
4.3.1 Topoloji Optimizasyonu	102
4.3.2 Şasi Geometrisinin Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla Belirlenmesi	104
4.3.3 Üretilabilir Şasi Geometrisi	109
4.4 Yorulma.....	111
4.4.1 Yorulma Teorisi.....	111
4.4.2 Yorulma Analizleri	115
BÖLÜM 5 – SONUÇLAR	117
KAYNAKLAR	123

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Dünya enerji tüketiminin yıllara ve yakıt tiplerine göre dağılımı.....	3
Şekil 1.2 Farklı sektörlerin dünya petrol temelli enerji kullanımındaki payı	3
Şekil 1.3 Alessandro Volta tarafından icat edilen ilk bataryanın şematik gösterimi ...	4
Şekil 1.4 Micheal Faraday'ın ilk elektrik motoru	5
Şekil 1.5 Benz tarafından üretilen ilk içten yanmalı motorlu taşıt MotorWagen	6
Şekil 1.6 Porsche tarafından üretilen ilk hibrit taşıt Semper Vivus	7
Şekil 1.7 1967 yılında Ford Motor tarafından tanıtılan Comuta.....	8
Şekil 1.8 Tasarım metodolojisi akış şeması	11
Şekil 2.1 Taşıtın gövdesinin yapısı ve yolcu ile diğer bileşenlerin paketlenmesi.....	28
Şekil 2.2 Taşıt kabuk konsepti	29
Şekil 2.3 Tam elektrikli mikro taşıt alt sistemlerinin paketlenmesi.....	30
Şekil 2.4 Taşıtın ön boyutlandırması için esas alınan ölçüler.....	30
Şekil 2.5 Paketleme hacmi belirlenirken esas alınan ölçüler	32
Şekil 2.6 Çelik üst gövde malzemesi kullanılması halinde kütle paydaşları	32
Şekil 2.7 Alüminyum üst gövde malzemesi kullanılması halinde kütle paydaşları...	33
Şekil 2.8 Bir BLDC elektrik motorunun tork ve güç karakteristiği.....	35
Şekil 2.9 Şarj yoğunluğunun voltaj performansı ile ilişkisi.....	38
Şekil 2.10 Yokuş direncinin fiziksel olarak modellenmesi.....	39
Şekil 2.11 Başlangıç gövde geometrisi (Form I)	41
Şekil 2.12 İyileştirilmiş gövde geometrisi (Form II)	41
Şekil 2.13 Başlangıç (I) ve iyileştirilmiş (II) gövde formlarının karşılaştırılması	42
Şekil 2.14 Rüzgâr tüneli boyutları	42
Şekil 2.15 Rüzgâr tünelinin sonlu elemanlar modeli	43
Şekil 2.16 Form I üzerine etkiyen havanın hızı	43
Şekil 2.17 Form I üzerindeki hava basıncı dağılımı	44
Şekil 2.18 Form II üzerindeki hava basıncı dağılımı	44
Şekil 2.19 Form II üzerine etkiyen havanın hızı	44
Şekil 2.20 Başlangıç ve iyileştirilmiş gövde formu hava direnç katsayılarının karşılaştırılması.....	45

Şekil 2.21 Taşıt hızına bağlı güç ihtiyacı	45
Şekil 2.22 Taşıtın aşmak zorunda olduğu hareket dirençleri toplamı (N)	46
Şekil 2.23 ECE R-15 çevrimi için zamana bağlı hız değişimi	48
Şekil 2.24 NYCC için zamana bağlı hız değişimi.....	48
Şekil 2.25 ETC'nin ilk bölümü için zamana bağlı hız değişimi	49
Şekil 2.26 TRLL 1.1 için zamana bağlı hız değişimi.....	49
Şekil 2.27 Form I taşıyıcı sistemler tasarımı.....	50
Şekil 2.28 Form II taşıyıcı sistemler tasarımı	50
Şekil 2.29 10 km/h hız ile tırmanılan maksimum yokuş eğimi (%)	52
Şekil 2.30 Durur pozisyondan 45 km/h hıza ulaşmak için gereken süre (s)	52
Şekil 2.31 %5,5 eğimli bir yolda 10 km/h hızla 5 km yol alabilmek için gereken enerji (kWh)	52
Şekil 2.32 Güç iletim elemanlarının konumlandırılması	54
Şekil 2.33 Taşıtın güç iletim şeması	56
Şekil 3.1 Ön aksta kullanılan MacPherson süspansiyon sistemi.....	59
Şekil 3.2 Arka aksta kullanılan boyuna salıncaklı süspansiyon sistemi	59
Şekil 3.3 Taşıtın titreşim modeli	61
Şekil 3.4 MacPherson süspansiyon sisteminin iki serbestlik dereceli yay kütle modeline uygulanması	62
Şekil 3.5 Farklı şasi düşey titreşim frekansı değerleri için ön ve arka aks tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayıları ile deplasmanlarının karşılaştırılması	64
Şekil 3.6 Eşdeğer burulma yaylı yalpa modeli	66
Şekil 3.7 MacPherson süspansiyon mekanizmasının yalpa merkezinin bulunması ..	67
Şekil 3.8 Taşıtın yalpa ekseninin belirlenmesi.....	68
Şekil 3.9 Farklı şasi düşey titreşim frekansı değerleri için yalpa açısı değişimi	68
Şekil 3.10 Farklı statik yükleme koşullarında taşıtın sağ ve sol tekerleklerindeki tahmin edilen çökme miktarları	71
Şekil 3.11 Ön aks ÇCD modelinin önden ve üstten görünüşü	72
Şekil 3.12 MacPherson süspansiyon sisteminin yaylanma esnasında kambar açısı değişimi	73

Şekil 3.13 Optimizasyon öncesi ve sonrası kamber açısı değişimi $\Delta\sigma$ ve iz genişliği değişimi Δs_{RV} değerleri.....	74
Şekil 3.14 Ön süspansiyon maksimum yay deplasmanında gerilme değerleri	75
Şekil 3.15 Arka süspansiyon maksimum yay deplasmanında gerilme değerleri	75
Şekil 3.16 Kremayer dişli sistemi	76
Şekil 3.17 Yönlendirme çubuğunun MacPherson süspansiyon mekanizmasında konumlandırılması.....	77
Şekil 3.18 Ackermann geometrisi	77
Şekil 3.19 Pozitif ve negatif ön iz açısı.....	78
Şekil 3.20 Taşıtın yaylanması esnasında ön iz açısı değişimi ve yönlendirilmesi esnasında Ackermann hatası değerleri.....	79
Şekil 3.21 Çoklu cisimler dinamiği modellerinde kullanılan “linkage” modeli	80
Şekil 3.22 Tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli	80
Şekil 3.23 Yaygın kullanılan kasis ölçüleri.....	81
Şekil 3.24 Taşıta ait tümsek atlama simülasyonu	81
Şekil 3.25 $f_A = 1,2$ Hz frekanslı yaylar kullanılması durumunda tümsek atlama simülasyonu.....	81
Şekil 3.26 Farklı taşıt hızları ile tümsek atlama simülasyonu sonucu meydana gelen düşey ivmelerin zamana bağlı değişimi	82
Şekil 3.27 Farklı taşıt hızları ile tümsek atlama simülasyonu sonucu meydana gelen boyuna yönlü ivmelerin zamana bağlı değişimi.....	82
Şekil 3.28 DEÜ Tınaztepe Yerleşkesinden seçilen virajların ölçüsü.....	83
Şekil 3.29 Farklı frekans değerleri için yanal ivmeye bağlı yalpa açısı değerleri	83
Şekil 3.30 Bir disk frenin yapısı ve çalışma prensibi.....	84
Şekil 3.31 Ön ve arka aksdaki frenleme değerleri	85
Şekil 3.32 İdeal fren kuvveti dağılımı (N)	86
Şekil 4.1 Tasarımı yapılan iki gövde geometrisinin boyut karşılaştırılması.....	89
Şekil 4.2 Aerodinamik iyileştirmelerden elde edilen kabuk formuna uygun olarak tasarlanan gövde yapısı.....	89
Şekil 4.3 Eğilme ve burulma yük senaryoları yükleme koşulları	92
Şekil 4.4 Bir kenarından sabitlenmiş çerçevenin basit yapısal yüzeye indirgenmesi	93

Şekil 4.5 Kutu modelin basit yapısal yüzeylerin ayrılması ve yük akışı tespiti.....	94
Şekil 4.6 Bir basit yapısal yüzeyin taşıdığı yük ve momentler	95
Şekil 4.7 Tez kapsamındaki taşıtın basit yapısal yüzeyleri.....	96
Şekil 4.8 Taşıt gövdesi	97
Şekil 4.9 Taşıt gövdesinde kullanılan kesit alanlarının karşılaştırılması	98
Şekil 4.10 Taşıtın SE modellerinde kullanılan serbestlik derecesi	99
Şekil 4.11 Topoloji optimizasyonu akış şeması.....	102
Şekil 4.12 Tekerlek zarfına uygun modellenmiş temel şasi modeli.....	104
Şekil 4.13 Temel şasi geometrisinin sonlu elemanlar modeli.....	105
Şekil 4.14 Elastik şekil değiştirme	106
Şekil 4.15 Üst gövde yükünün temel şasi modeline uygulanması	106
Şekil 4.16 Topoloji optimizasyonu final geometrisi ile üretilebilir şasi tasarımının karşılaştırması	109
Şekil 4.17 Çelik bir malzemeye ait S-N diyagramı	112
Şekil 4.18 Değişken gerilme-zaman grafiği.....	114
Şekil 4.19 Arka süspansiyonda kullanılan akson için yorulma ömrü ve emniyet katsayısı değerleri	116
Şekil 5.1 Nihai taşıt tasarımı	120

TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Taşıtın gövdesinin yapısı ve yolcu ile diğer bileşenlerin paketlenmesi.....	30
Tablo 2.2 Taşıt bileşenlerinin tahmin edilen ağırlık merkezi konumları	31
Tablo 2.3 Farklı batarya tiplerinin bazı performans yeterlilikleri.....	36
Tablo 2.4 Farklı senaryolar için dinamik aks yükleri (kg).....	46
Tablo 2.5 Performans analizlerinde uygulanan senaryolar	51
Tablo 2.6 Farklı sürüş çevrimleri ve tasarım varyantları için elde edilen performans değerleri.....	53
Tablo 2.7 Kullanılan hub-motorların performans özellikleri	56
Tablo 3.1 Farklı frekans değerleri için sönüm oranı değerleri	65
Tablo 3.2 Gerçek yay katsayısı ve deplasmanı değerleri	69
Tablo 3.3 Tasarlanan ön ve arka süspansiyonların tasarım parametreleri	70
Tablo 3.4 Seçilen yayların temel ölçüleri	70
Tablo 3.5 Kinematik optimizasyon parametreleri.....	73
Tablo 3.6 Seçilen yay katsayıları için maksimum yay deplasmanı değerleri	74
Tablo 3.7 Farklı frekans değerleri için yalpa eğilimi değerleri.....	83
Tablo 4.1 Yük senaryolarının yerçekimi ivmesi cinsinden kartezyen bileşenleri	91
Tablo 4.2 Gövde malzemelerinin mekanik özellikleri	97
Tablo 4.3 İki gövde profilinin gerilme, frekans ve kütle değerleri	99
Tablo 4.4 Her bir yükleme koşulu için SE analizi sonuçları.....	100
Tablo 4.5 Topoloji optimizasyonu eleman boyutu senaryoları.....	105
Tablo 4.6 Farklı penaltı faktör değerleri için topoloji optimizasyonu sonuçları.....	107
Tablo 4.7 Optimum şasi geometrisi için SE analizi Von-Mises gerilme değerleri..	110
Tablo 5.1. Tüm taşıtın sonlu elemanlar analizi Von-Mises gerilme değerleri.....	121

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Özet

Günümüzde dünya ülkeleri, küresel ısınma ve fosil yakıtların yakın gelecekte tükenecek olması öngörüsü sebebiyle, yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmiştir. Enerji kullanımında önemli bir paya sahip olan ulaşım sektörü, enerji ihtiyacının büyük bir kısmını fosil yakıtlardan sağlamakta ve bu durum, çevre ve hava kirliliğini ciddi ölçüde etkilemektedir. Bütün bu etkilerin sonucunda, büyük otomotiv firmaları elektrikli ve hibrit taşıtların üretim ve tasarım çalışmalarına ağırlık vermeye başlamıştır. Bu tez, ülkemiz otomotiv endüstrisindeki bu boşluğun doldurulmasına yönelik bilimsel alt yapının oluşturulmasına katkıda bulunmak için hazırlanmıştır.

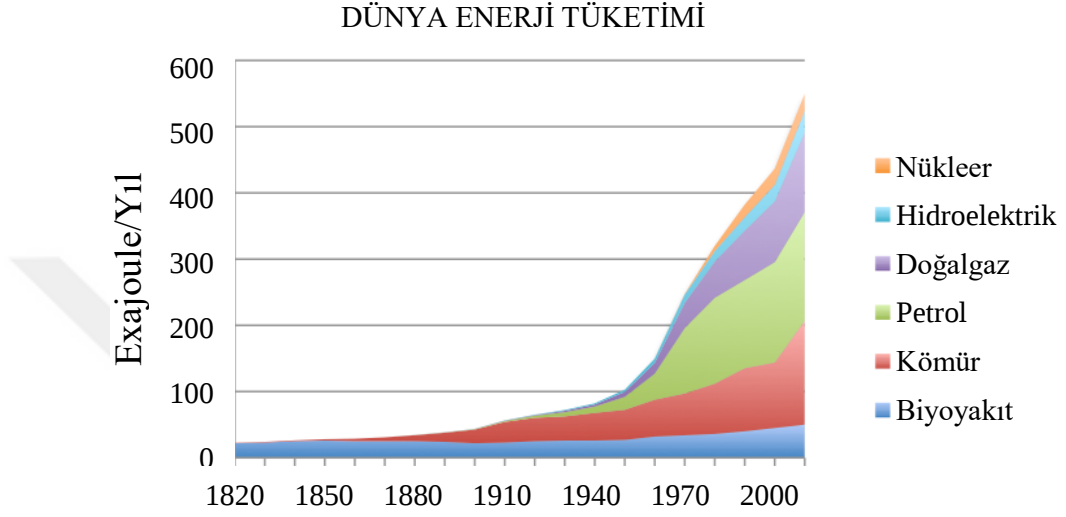
20. yüzyılın ilk dönemlerine kadar pazarda içten yanmalı motorlu taşıtlarla birlikte yer alabilen elektrikli taşıtlar, içten yanmalı motorların avantajları sebebiyle piyasadan tamamen silinmiş olsa da son yıllarda gündeme gelen çevre politikaları sebebiyle eski yerini hızla kazanmaya başlamıştır. İlk defa 1835 yılında tasarımı yapılmış elektrikli taşıtların temeli elektrik motoru ve bataryanın bulunması ile atılmıştır. Bu dönemlerde üretilen elektrikli taşıtların düşük menzil, kısa batarya ömrü gibi sorunları olmuştur. Ancak çevre kirliliği sorunları ve fosil yakıt kaynaklarının azalması ile geçtiğimiz 20 yılda elektrikli taşıt teknolojisi, kaybettiği önemini yeniden kazanmıştır. Menzil ve yakıt sorunlarının önemli ölçüde çözülmesi, elektrikli ve hibrit taşıtların otomotiv pazarında tekrar pay sahibi olmasına olanak tanımıştır. Ülkelerin çevre kirliliğini önlemek amacıyla izlediği politikalar da göz önüne alındığında, yenilenebilir enerji kaynaklı taşıt sayısının yakın gelecekte önemli ölçüde artması öngörülmektedir. Herkesin otomobil sahibi olabilmesi fikriyle 20. yüzyılın başlarında ortaya çıkan mikro taşıtlar ise, motor teknolojisinin elektrik motoruna yönelmesi ile elektrikli olarak tasarlanmaya başlamıştır. Geleneksel taşıtların ihtiyaç fazlası hacmini en aza indiren mikro taşıtlar, şehirlerde hızla artmaya devam eden trafik sorununa alternatif bir çözüm olabilecek niteliktedir.

Bu tez kapsamında, taşıt mekaniği, taşıt dinamiği, çoklu cisim sistemleri, sonlu elemanlar analizi, topoloji optimizasyonu, boyut optimizasyonu, yorulma gibi farklı disiplinler bir araya getirilerek şehir içi bir mikro taşıt tasarımı için çok disiplinli bir yöntem ortaya konmuştur. Öncelikle L6e sınıfı taşıtlar için belirlenen standartlar ve piyasadaki muadil taşıtlar incelenerek taşıtın ön boyutlandırması yapılmıştır. Ardından paketleme hacminin belirlenmesi ile yaklaşık bir kütle tahmini yapılmıştır. Kütleyle bağlı hareket dirençleri belirlenmiştir. Ardından gövde formu aerodinamik açıdan iyileştirilmiştir. Taşıtın ulaşması istenen hız ve menzil değerleri göz önüne alınarak kapasitif değerleri belirlenmiş, motor ve aktarma organlarının seçimi yapılmıştır. Uygun süspansiyon tipleri belirlenmiş ve belirlenen süspansiyonlar için yay ve amortisör katsayıları saptanmıştır. Taşıtın manevra koşulları belirlenerek, istenen iz açısı değişimi ve Ackermann hatası değerlerini sağlayacak yönlendirme sisteminin seçimi yapılmış ve tüm taşıtın Çoklu Cisimler Dinamiği (ÇCD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Güvenli frenleme koşullarının sağlanabilmesi için gerekli fren sistemi elemanları belirlenmiştir. Aerodinamik iyileştirmelerle belirlenen gövde geometrisi için uygun kesit alanı bulunmuştur. Farklı yük senaryolarında en mukavim ve hafif şasi formunun elde edilebilmesi için topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Son aşamada, sistemi oluşturan kritik yapı elemanlarının yorulma dayanımları hesaplanmış ve tüm taşıtın sonlu elemanlar analizleri yapılarak mukavemet koşullarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir.

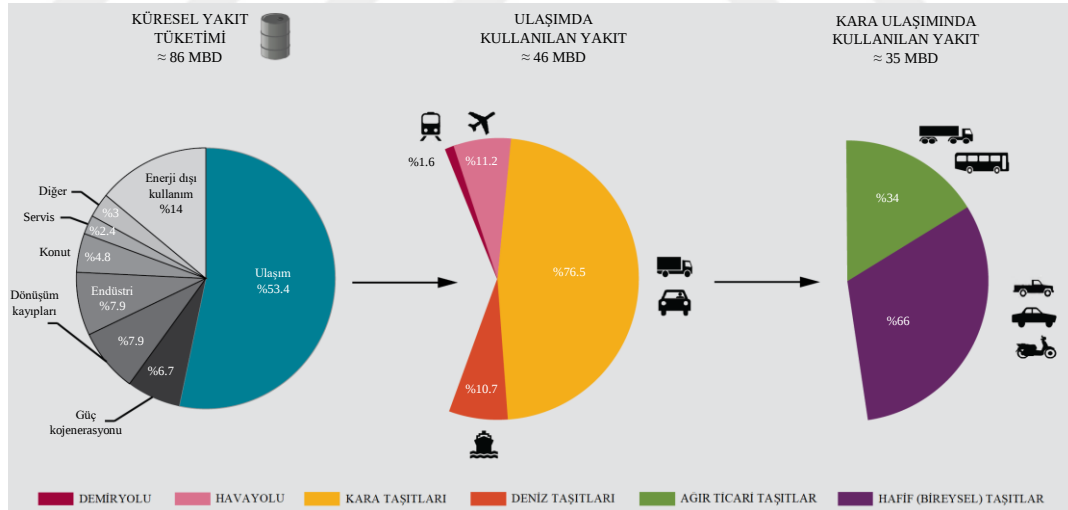
1.2 Literatür Özeti

Artan nüfus yoğunluğu ile Dünya’da karayolu ile ulaşım da hızla artmaktadır. Karayolu ulaşımının büyük bir kısmını bireysel taşıt kullanımı oluşturmaktadır. Dünya Sürdürülebilir Kalkınma İş Konseyi’nin (World Business Council of Sustainable Development – WBCSD) 2004 yılında yayınladığı bir rapora göre önümüzdeki 30 yılda hafif karayolu taşıtlarının 2 milyara ulaşabileceği öngörülmüştür (Vlek ve Steg, 2007). Küresel olarak değerlendirildiğinde, hafif karayolu taşıtları toplam enerji kullanımında yaklaşık %40 pay sahibidir (Keller, 2016). Şekil 1.1’de farklı yakıt tiplerinin enerji sektöründeki yıllara göre dağılımı ve Şekil 1.2’de 2011 yılında farklı sektörlerin petrol tüketimindeki payı verilmiştir. Bu verilere göre, dünyanın petrol

temelli enerji kullanımındaki en büyük pay kara ulaşımına, daha da özele indirildiğinde bireysel taşıtlara aittir. Dünyanın yıldan yıla artan enerji ihtiyacı ve kara ulaşımında bireysel taşıtların payı göz önüne alındığında, enerji ihtiyacının fosil yakıtlar yerine sürdürülebilir enerji kaynaklarından karşılanması bir gereklilik halini almıştır.



Şekil 1.1 Dünya enerji tüketiminin yıllara ve yakıt tiplerine göre dağılımı (Tverberg, 2012)

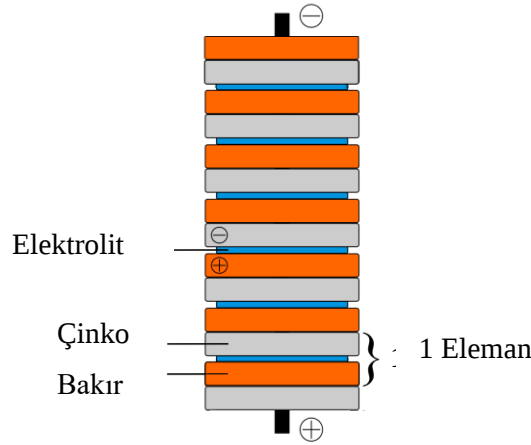


Şekil 1.2 Farklı sektörlerin dünya petrol temelli enerji kullanımındaki payı (Keller, 2016)

Artan karayolu taşıt sayısı, birçok sorunu beraberinde getirecektir. Bunlardan en önemlisi içten yanmalı motorların emisyon değerleri dolayısıyla oluşan sera gazı etkisidir. Ayrıca artan petrol fiyatları ve azalan fosil yakıt kaynakları da karayolu ulaşımında kullanılan bireysel taşıtlar için içten yanmalı motorların kullanımına bir

alternatif çözüm getirmeyi zorunlu hale getirmiştir. Yüksek motor verimi, düşük emisyon değerleri ve düşük bakım maliyetleri ile, elektrikli taşıtlar bu durumun önüne geçmekte kullanılabilecek en güçlü adaydır. Uluslararası Enerji Ajansı'nın (International Energy Agency – ICE) 2009 yılında 8 ülke ile yayınladığı strateji planı, 2020 yılına kadar toplamda 20 milyon tam hibrit ve plug-in hibrit kara taşıtının trafiğe çıkmasını amaçlamaktadır (Hawkins, Singh, Majeau-Bettez, ve Strømman, 2012). Aynı zamanda, tam elektrikli taşıtlar da büyük otomotiv markalarının önemli AR-GE alanlarından biri haline gelmiştir.

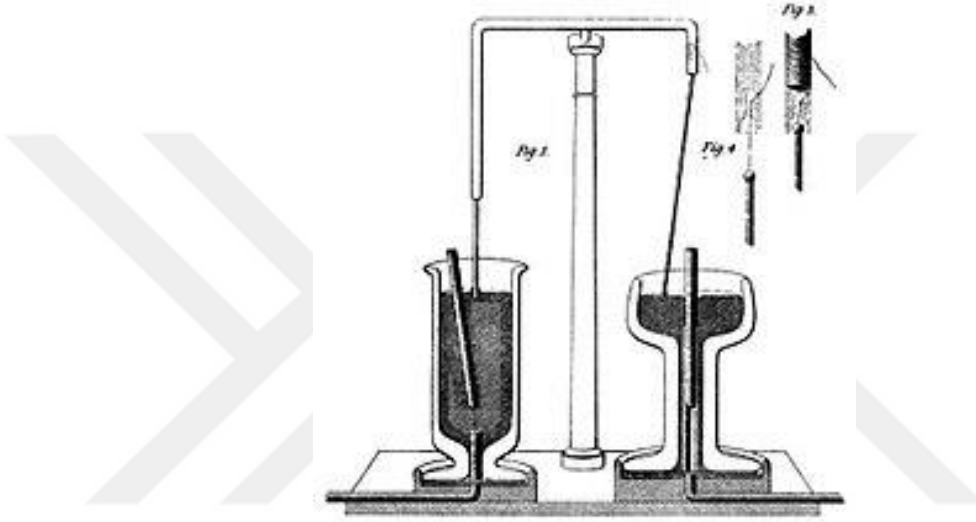
Trafikte taşıt sayısının artmasıyla beraber oluşacak bir diğer problem de trafik sorunudur. Günümüzde, dünya nüfusunun yarısı şehirlerde yaşamaktadır. 2050 yılına kadar bu oranın %80 mertebelerine ulaşacağı düşünülmektedir. Şehirlerde artan insan sayısı ile beraber artan taşıt sayısı, insanların bireysel taşıt kullanması ile yakın gelecekte önemli bir sorun haline gelecektir. Sao Paulo gibi büyük şehirlerde, taşıtların oluşturduğu uzun kuyruklar 150 km'yi aşabilmekte ve insanların günde 2-3 saatini trafikte harcamasına sebep olmaktadır (Fleet, 2014). Bu sorun, Ford Motor Yönetim Kurulu Başkanı Bill Ford tarafından, Barcelona'da düzenlenen World Mobility Congress'te bu sorundan bahsetmiş ve sorunun çözümü için hükümetlerle birlikte çalışılması gerektiğini vurgulamıştır (Rosenthal, 2013).



Şekil 1.3 Alessandro Volta tarafından icat edilen ilk bataryanın şematik gösterimi (Cecchini ve Pelosi, 1992)

Elektrikli taşıtların temeli Alessandro Volta'nın elektriğin kimyasal olarak depolanabileceği bir batarya üretilebildiğini göstermesiyle atılmıştır. Şekil 1.3'te

şematik olarak gösterilen pil, çinko ve bakır plakalar ve bunların arasına yerleştirilen aside batırılmış bir kâğıt elektrolitten oluşur (Cecchini ve Pelosi, 1992). 1821 yılında Faraday bu bataryanın uygulamasını yaparak elektrik motoru ve jeneratörün çalışma prensiplerini ortaya koymuştur. Bu sayede, taşıtın hareket etmesi için ihtiyaç duyulan güç ve momentin elektrik ile elde edilmesi konusunda en önemli adım atılmış oldu (Coplugil, 2020; Doppelbauer, 2014). Faraday'ın tasarladığı ilk elektrik motoru Şekil 1.4'te görülebilir.



Şekil 1.4 Micheal Faraday'ın ilk elektrik motoru (Coplugil, 2020)

Bu gelişmeler üzerine, ilk elektrikli taşıt modeli 1835 yılında Hollandalı Stratingh tarafından tasarlanmıştır. Aynı yıllarda, T.Davenport ABD'de 3 tekerlekli elektrikli yol taşıtı ürettiğini duyurmuştur. Ancak bu taşıtların en önemli sorunu, şarj edilemeyen bataryalar kullanmasıydı. Bunun üzerine 1859 yılında Belçikalı Gaston Plante bugün hala içten yanmalı motorların marş aküsü olarak kullanılan kurşun-asit bataryaları geliştirmiştir (Garcia-Verdugo, 2012). Kurşun-asit bataryaların geçmişte kullanılan bataryalara göre en önemli avantajı şarj edilebilir olmasıydı. Bu yıllarda diğer kimyasal bataryalar da üretilmeye başlanmıştır. Güç kaynağı olarak kurşun-asit bataryaları kullanan üç tekerlekli ilk elektrikli taşıt 1881 yılında Mr. Trouve tarafından Fransa'da üretilmiştir. 1882 yılında İngiliz Ayrton ve Perry her birinde 10 adet kurşun-asit batarya kullandıkları 3 adet elektrikli taşıt üretmiştir. Bu taşıtlar 14km/h hız ile sürüş koşullarına bağlı olarak 20 km'ye kadar menzile sahipti (Høyer, 2008).

1885 yılında Karl Benz, benzinli içten yanmalı motor ile çalışan MotorWagen'i tanıtana kadar içten yanmalı motor kullanılan bir taşıt üretilmemiştir. Şekil 1.5'te görülen Motorwagen, 0,55 kW motor gücü ile saatte 16 km hıza ulaşarak zamanının en hızlı taşıtı olmuştur. Bu gelişmeden sonra benzinli taşıtlar ve elektrikli taşıtlar yaygın olarak satılmaya başlanmıştır. Ancak içten yanmalı motorlar gürültülü çalışıyor ve yakıtın yanması sonucunda kirli ve kötü kokulu gazlar ortaya çıkıyor, ayrıca marş motoru olmadığı için motorun bir krank mekanizmasıyla çalıştırılması gerekiyordu. Bütün bu dezavantajlarla birlikte o dönemde petrol altyapısının yetersiz olması ve içten yanmalı motorların termodinamik veriminin düşük olması, elektrikli taşıtların daha çok tercih edilmesine sebep olmuştur. 19. yüzyılın başlarında dünyanın çeşitli yerlerinde elektrikli taşıt üretimine hız verilmiştir. 1920'lerin başlarına kadar devam eden bu süreç elektrikli taşıtların altın çağı olmuştur. 1900'den önce Londra gibi büyük şehirlerde taksi filolarında elektrikli taşıtlar kullanılmaya başlanmıştır. Elektrikli taşıt teknolojisinde gelecek gören Edison, 1901 yılında demir-nikel bataryaları piyasaya sürmüştür. Bu bataryalar, kurşun bataryalara oranla %40 daha verimli olmasına rağmen, üretim maliyetinin yüksek olması sebebiyle ticari taşıtlarda yaygınlaşmamıştır (Høyer, 2008).



Şekil 1.5 Benz tarafından üretilen ilk içten yanmalı motorlu taşıt MotorWagen (Mercedes Benz, 2019)

1903 yılında New York'ta bulunan 4000 taşıtın %20'sini elektrikli taşıtlar oluşturuyordu. 1899-90 yıllarında, ABD'de elektrikli taşıtlar, buharlı ve içten yanmalı motorlu taşıtlara oranla daha fazla satılmış ve 1912 yılında 30.000 elektrikli taşıt satışıyla zirveye ulaşılmıştır (Wakefield, 1994). Pillerin yeteri kadar hızlı şarj

olmaması bir sorun haline geldiğinden, dünyanın çeşitli bölgelerinde şarj istasyonları kurulmuştur. Ancak o dönemlerde üretilmiş elektrikli taşıtların menzili kısa olduğundan, bu çözüm şehirlerarası kullanımlarda kullanışsız kalmış ve menzil sorununun önüne geçmek için değiştirilebilir bataryalı elektrikli taşıtlar üretilmeye başlanmıştır (Anderson ve Anderson, 2005). Hızlı pil değişim teknolojileri ve yeni pil türlerinin yanında menzili arttırmaya yönelik iki çalışma da bu yıllarda ortaya çıkmıştır. Taşıtların frenleme esnasında ortaya çıkan enerjinin tekrar kullanılmasını sağlayan ilk taşıt 1887 yılında Paris’te tanıtılmıştır. Bu teknoloji sayesinde tekerlekler mekanik olarak yüklendiğinde açığa çıkan enerji motorun jeneratör olarak kullanılmasıyla bataryada depolanabiliyordu. Taşıtların menziline %40’a varan artış sağlayan ve rejeneratif frenleme olarak adlandırılan bu sistem, piyasadaki modellerin çoğunda standart donanım haline gelmiştir (Wakefield, 1994; Westbrook, 2001). Menzil arttırmaya yönelik ikinci teknolojik adım ise içten yanmalı motorlarla elektrik motorlarını birleştiren hibrit taşıt teknolojisi olmuştur. Hibrit taşıtların ilk mucitlerinden Porsche, 1900 yılında Paris Exposition’da Şekil 1.6’da görülen ilk benzinli elektrikli taşıtı sergilemiştir. Bu ilk hibrit modeller, aynı zamanda rejeneratif fren teknolojilerini de içermektedir. Elektrikli taşıtların menzil sorununa alternatif bir çözüm getiren hibrit taşıtlar, benzinli motorların gürültüsünü de ortadan kaldırdığı için 1905 yılında The Automobile dergisinde geleceğin teknolojisi olarak yer almıştır (Anderson ve Anderson, 2005). Ancak hibrit taşıtlar maliyetinin yüksek olması sebebiyle Birinci Dünya Savaşı esnasında piyasadan silinmiş ve 1970’lere kadar bir daha gündeme gelmemiştir (Wakefield, 1994).



Şekil 1.6 Porsche tarafından üretilen ilk hibrit taşıt Semper Vivus (Diesel Station Media Inc., 2011)

Hızla artan nüfus ve 1970'lerin sonunda sorun haline gelmeye başlayan çevre kirliliği neticesinde elektrikli taşıt teknolojisi tekrar gündeme gelmiştir. Azalan petrol rezervleri ile birlikte ülkeler, taşıt teknolojisinde tekrar yenilenebilir enerjiye yönelmeye başlamıştır. Emisyon gazı salınımının olmaması, gürültüsüz çalışması gibi avantajları sebebiyle 1960'lı yıllarda elektrikli taşıtlar için AR-GE çalışmaları tekrar başlamıştır. O yıllarda üretimi yapılmış ilk elektrikli taşıtlardan olan General Motors'un 1964 yılında ürettiği Electrovair I, Chevy Corvair'in dış görünüşüne ve şasisine sahipti. Dakikada 13 bin devir ve 115 beygire gücü sağlayan üç fazlı indüksiyon motoru ile tahrik edilen bu taşıt, yaklaşık 310 kg ağırlığında bir gümüş-çinko batarya kullanıyordu. Ayrıca menzili en fazla 130 km'ye kadar çıkabiliyordu. Döneminin teknolojisi ile bataryanın pahalı bileşenlere sahip olması, kısa ömürlü olması ve taşıtın düşük menzili, Electrovair I'in ticari olarak üretilebilmesine engel olmuştur. 1967 yılında Ford Motor şirketi şehir içi kullanıma uygun küçük, manevra kabiliyeti yüksek, düşük maliyet ve kolay kullanım sağlayan Comuta modelinin prototipini tanıtmıştır (Şekil 1.7). Bu taşıt düşük menzil ve kış şartlarına uygun olmayan kullanım koşulları sebebiyle seri üretime geçmemiştir (Westbrook, 2001). 1979 yılında General Motors, kurşun-asit bataryalara göre daha uzun ömürlü olan Ni-Zn bataryaların uygulanabilirliğini kanıtlamak amacıyla Electrovette'yi geliştirmiştir. Bu batarya 12 ay boyunca yapılan testlerde 57.000 km'nin üzerinde yol alarak, güvenli ve günlük kullanıma uygun olduğunu kanıtlamıştır (Garcia-Verdugo, 2012).



Şekil 1.7 1967 yılında Ford Motor tarafından tanıtılan Comuta (Wheelsage, 2018)

Günümüzde elektrikli taşıtların uzun menzil, değiştirilebilir batarya, uzun batarya ömrü, hızlı şarj edilebilir batarya gibi avantajları sağlamasının yanında maliyetinin

düşük olması da beklenmektedir. Özellikle 1990 yılından sonra üretimine ağırlık verilen hibrit taşıtlar bu şartları sağladığı için şimdilik daha ön planda olsa da batarya teknolojisine bağlı olarak tam elektrikli taşıt teknolojisi hızla gelişmeye devam etmektedir.

Geleneksel taşıtlar uzun menzil, yüksek hız gibi avantajları sağlamasına rağmen, şehir içi kullanımlar için gereğinden fazla hızlı ve ağır olarak tasarlanmaktadır. Ayrıca hava ve gürültü kirliliğinde önemli rol oynamakta ve kalabalık şehir trafiğinde yolcu sayısı için gerekenden fazla hacim işgal etmektedir. Dünya nüfusunun hızlı artışı, gelecekte ulaşım için daha ekonomik ve kolay yollar aranmasına sebep olacaktır. “Cyclecar”lar (CC), 20. yüzyılın başlarında geleneksel 4 tekerlekli taşıtlara daha ucuz bir alternatif olarak piyasaya sürülmüştür. O dönemde geleneksel taşıtlar herkes için satın alınabilir olmadığından, tasarım önceliği konfor ve güvenlikten daha çok, düşük maliyetle sağlanabilecek yüksek performans idi. Hafif bir gövde yapısı elde edebilmek amacıyla genellikle bir motosiklet motorunun ahşap bir şasiye montajlanması ile üretilmekteydi (Jones ve Richardson, 2017). Ancak 1922’de piyasaya sürülen Austin 7, bir otomobilin sağladığı konfor ve güvenliğin yanında CCler kadar düşük maliyetli olması ile bir devrim yaratmıştır.

R.Rivolta tarafından 1953 yılında tanıtılan Isetta, ilk “Bubblecar” örneklerindendir. Bu taşıtta 2 zamanlı bir motosiklet motoru kullanılmış ve diferansiyel kullanmamak amacıyla arka tekerlekler motora yakın montajlanmıştır. Aynı yıl, Fritz Frand, savaş gazilerinin taşınması amacıyla, uçak kokpitine benzeyen Kabinenroller 175’i tasarlamıştır. Üç tekerlekli bu taşıt iki yolcu kapasiteli olarak üretilmiştir. Dış görünüşünün çekiciliğine rağmen bu taşıt, Mini gibi taşıtların piyasaya sürülmesiyle bu taşıtların üretimi 1968 yılında tamamen durdurulmuştur (Garcia-Verdugo, 2012). Üç tekerlekli bu taşıtlarda, daha az mekanik bileşen bulunması ve düşük şasi ağırlığı sayesinde üretim maliyetleri olabildiğince düşürülmüştür. Ancak arkada iki değil tek tekerlek bulundurmasından dolayı yolcu yükünün dengesiz dağılımına sebep olmuş ve yüksek hızlar için çok kullanışlı olmamıştır (Riley, 1994).

“Cyclecar”ların en son versiyonları olan modern “Quadricycle”lar 1973’teki enerji krizinden sonra Citroen 2CV ile Fransa’da büyük başarı elde etmiştir. Bu taşıt düşük

yakıt tüketimi amacıyla şasi ağırlığını düşürmek için alüminyum kullanmıştır. İlk olarak 1938'de Fransa'da üretilen Citroen 2CV, savaş ve diğer nedenlerle Paris Motor Fuarındaki yerini ancak 1948'de alabilmiştir. Dört yolcu kapasitesine sahip taşıt düşük maliyeti ile büyük başarı elde etti (Motorbase, 2014). Pazarda bu tür taşıtların sayısı arttıkça CClere olan talep azalarak yerini mikro taşıtlara bıraktı. 2CV, 1949 yılından 1990 yılına kadar bir taşıt için en akıllı ve ekonomik uygulama olarak kabul edilmiştir. Üretimi durdurulduktan sonra bu taşıtın iki temel uygulaması daha yapılmıştır. Bunların ilki Chrysler tarafından 1996 yılında kompozit bir dış kabuk ile tasarlanmıştır. Taşıt çarpışma ve yorulma testlerinden başarı ile geçmiş olsa da konsept olarak kalmış, seri üretime geçirilmemiştir. CV'nin bir diğer uygulaması ise Hindistanlı mühendisler tarafından tasarlanan ve üretilen Tata Nano olmuştur. Bu taşıt aynı zamanda o zamana kadar üretilen en ucuz taşıt olma unvanına da sahiptir. Düşük ekonomik sınıf kullanıcılarını hedefleyen bu taşıt, güvenlik sorunları sebebiyle 2011 yılında ticari bir başarısızlık olduğunu kanıtlamıştır. 1985 yılında Sir Clive Sinclair tarafından tanıtılan C5 uzun batarya ömrü ve şehir içi taşıt konseptine uygun tasarımı ile uygun bir teknik çözüm gibi görünse de düşük taban serbestliği ve kötü sürüş koşulları nedeniyle gerekli güvenlik koşullarını sağlayamamıştır. BMW tarafından 2001 yılında tek kişilik şehir içi mikro taşıt fikriyle üretilen C1 ise, iki tekerlekli bir otomobil olarak tasarlanmıştır. Başarılı bir tasarım gibi görünse de iki tekerlekli bir taşıt için ağırlığının fazla olması sebebiyle geniş kullanıcı kitlelerine ulaşamamıştır.

1.3 Yöntem, Hedef ve Tekniğin Mevcut Durumu

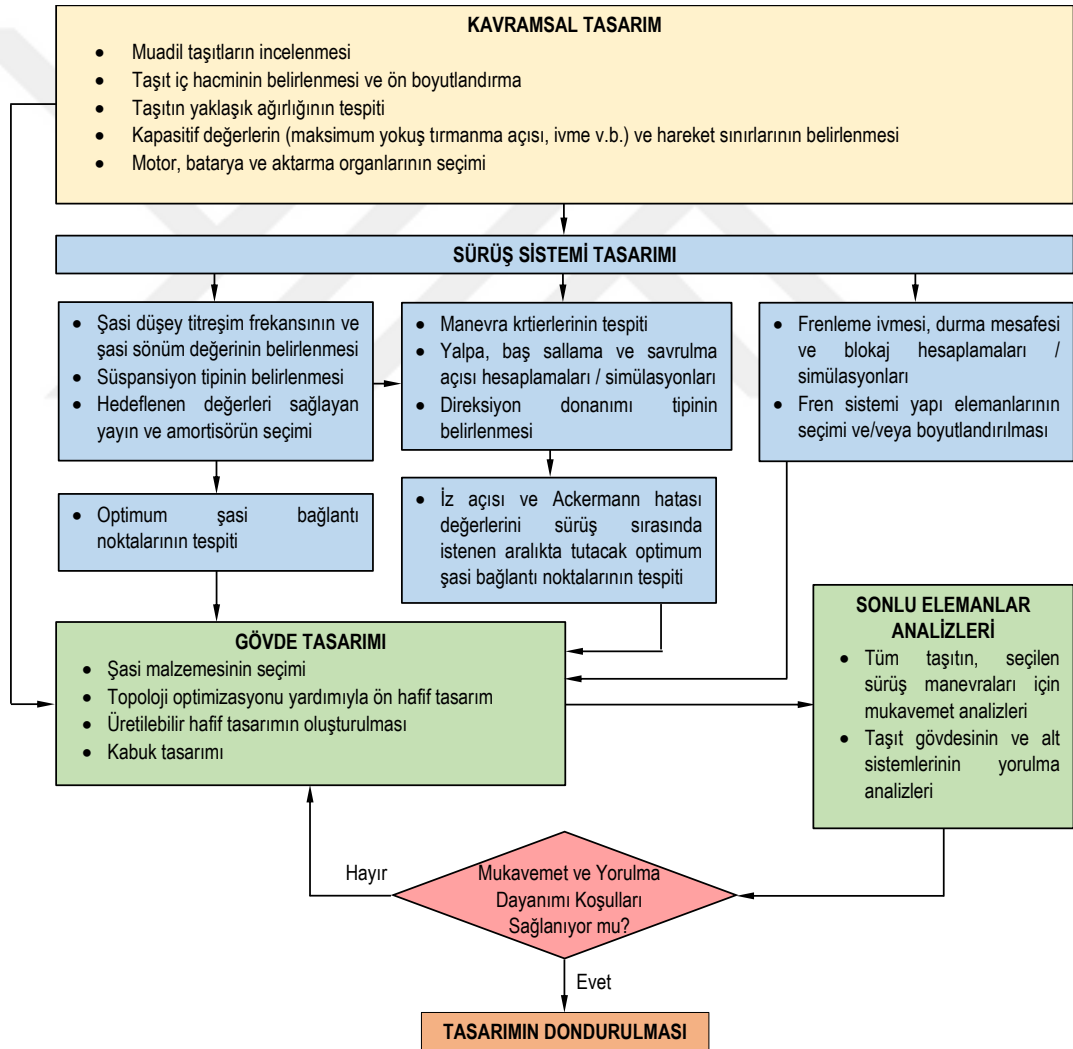
1.3.1 Yöntem

Taşıtın tasarımı 3 temel aşama ile tamamlanacaktır. Tasarım aşamaları genel hatlarıyla Şekil 1.8'de özetlenmiştir.

1.3.1.1 Kavramsal Tasarım

İlk aşamada, L6e sınıfı muadil taşıtlar incelenerek motor kapasitesi, aks açıklığı, iz genişliği, ağırlık gibi temel büyüklükler hakkında bilgi edinilmiştir. Motor, batarya gibi taşıt temel bileşenlerinin yerleşimleri kararlaştırılarak, Avrupa standartlarına uygun olarak yolcunun ihtiyaç duyduğu taşıt iç hacmi belirlenmiş ve ön ergonomik

tasarım yapılmıştır. Aks açıklığı, iz genişliği, taşıtın dönmesi için gereken en düşük dönüş yarıçapı gibi temel büyüklükler belirlenerek bir ön boyutlandırma yapılmış ve taşıtın yaklaşık ölçüleri belirlenerek tahmini taşıt ağırlığı tespit edilmiştir. Taşıtın maruz kalacağı direnç kuvvetleri (ivmelenme, hava, yokuş, yuvarlanma), yalpa karakteristiği, yönlenme karakteristiği gibi dinamik büyüklükler belirlenerek taşıtın kapasitif değerlerine karar verilmiş ve hareket sınırları netleştirilmiştir. Bütün bu veriler göz önüne alınarak taşıtın ihtiyaç duyduğu motor ve aktarma organlarının seçimi ve yerleştirilmesi yapılmıştır. Son olarak sistemin güç iletim şeması oluşturulmuştur.



Şekil 1.8 Tasarım metodolojisi akış şeması

1.3.1.2 Sürüş Sistemi Tasarımı

Bu adımda ilk başta kavramsal tasarımda belirlenen dinamik büyüklüklere uygun süspansiyon sisteminin seçimi yapılmıştır. Bunun için önce konfor ve güvenlik şartlarına uygun olarak bir düşey titreşim modeli kurulmuş ve süspansiyon için ihtiyaç duyulan, tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayısı ve amortisör sönüm katsayısı hesaplanmıştır. Elde edilen veriler neticesinde, ön ve arka süspansiyon tipleri belirlenmiştir. Taşıtın yalpa ve yönlenme karakteristiğine uygun olarak bir eşdeğer burulma yayı yalpa modeli kurularak, kullanılacak gerçek yay katsayısı ve amortisör sönüm katsayısı değerleri tespit edilmiştir. Çoklu cisimler dinamiği yöntemi kullanılarak optimum süspansiyon bağlantı noktaları belirlenmiştir. Daha sonra taşıtın karşılaşılabileceği manevra koşulları belirlenerek uygun direksiyon donanımı tipine karar verilmiştir.

Bir taşıtın dönüş esnasında tüm tekerleklerinin dönme eksenleri viraj merkezinde kesişmelidir. Bu kural Ackermann Prensipleri olarak bilinir. Ancak gerçekte yönlendirme sistemine bağlı olarak tekerlekler belirlenen tekerlek dönüş açılarından farklı bir açıyla dönerler. Gerçek dönüş açıları ile Ackermann prensibi arasındaki bu fark Ackermann hatası olarak adlandırılır. Deney tasarımı yöntemi ile en uygun direksiyon sistemi bağlantı noktaları belirlenerek Ackermann hatasının uygun aralıkta olması sağlanmış ve iz açısı değişimi en aza indirilmiştir. Bu sayede lastik aşınıları da olabildiğince azaltılmıştır. Taşıtın ön ve arka aks yükleri belirlenerek fren dinamiği hesaplamaları yapılmıştır. Taşıtın güvenli ve ideal bir frenleme karakteristiği gösterebilmesi için uygun fren sistemi elemanları seçilecek ve bunların taşıttaki yerleri belirlenmiştir. Taşıtın bütün dinamik bileşenlerinin seçimi ve iyileştirilmesinin yapılması sonucunda taşıt dinamiği incelemeleri için bir tam taşıt modeli kurulmuştur. En güvenli tasarımı elde etmek için taşıtın kullanım esnasında karşılaşılabileceği en ağır yol manevra koşulları seçilerek taşıt modeline uygulanmıştır. Sürüş simülasyonları gerçekleştirilerek, sürüş sistemi elemanlarının ve şasinin bağlantı noktalarına gelen kuvvetler belirlenmiştir.

1.3.1.3 Taşıyıcı Sistemler Tasarımı

Kavramsal tasarımda tespit edilen ölçüler göz önüne alınarak gövdenin ön tasarımı yapılmıştır. Tasarımın SolidWorks 2019 yazılımı ile katı modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model, iki aşamalı optimizasyon ile hafifletilmiştir. İlk aşamada sürüş sistemi tasarımında bulunan bağlantı noktası kuvvet değerleri kullanılarak bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Ardından ANSYS Workbench 2020 R1 yazılımının topoloji optimizasyonu modülü ile bir topoloji optimizasyonu gerçekleştirilerek yeterince rijit ve hafif bir gövde geometrisi tespit edilmiş ve ortaya çıkan bu geometriye uygun, üretilebilir yeni bir katı model oluşturulmuştur. İkinci aşamada, yeni katı model üzerinden uygun parametreler belirlenerek deney tasarımı yöntemi ile bir boyut optimizasyonu yapılmıştır. Bunun neticesinde üretilebilir ve daha hafif bir gövde geometrisi için gereken ölçüler belirlenmiştir. Bu ölçülere uygun nihai bir katı model oluşturulmuştur. Bu model için, seçilen yükleme koşullarına göre ANSYS Workbench 2020 R1 yazılımı ile bir sonlu elemanlar analizi yapılarak optimizasyonun doğruluğu ve güvenilirliği kontrol edilmiştir. Daha sonra süspansiyon ve direksiyon sisteminin SolidWorks 2019 yazılımı ile katı modeli oluşturulmuş ve mukavemet analizleri yapılmıştır. Gövde ve süspansiyon sistemlerinin yorulma dayanımı hesaplamaları yapılarak ANSYS Workbench 2020 R1 yazılımı yardımı ile hesaplamaların doğruluğu kontrol edilmiştir. Hesaplamalar ve analizlerin beklentileri karşılaması durumunda, gövde ve süspansiyon katı modelleri SolidWorks 2019 yazılımında montajlanmış ve belirlenen kritik sürüş koşulları için ANSYS Workbench 2020 R1 yazılımı ile tüm taşıt modelinin sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonrasında taşıt için uygun ve yenilikçi bir dış görünüş sağlayacak bir kabuk tasarımı yapılmıştır. Son olarak tüm tasarım gözden geçirilmiş ve değerlendirilmiştir.

1.3.2 Hedef

Son 20 yılda, hava kirliliği insan sağlığı ve çevre dengesi için ciddi bir sorun haline gelmiştir. Bu sebeple, enerji üretimi için yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelik olarak devam etmektedir. Kara yolu ulaşım taşıtlarının büyük bir çoğunluğunun hala içten yanmalı motorlarla tahrik ediliyor olmasına rağmen, elektrikli ve hibrit taşıtların pazardaki payı hızla artmaktadır. Elektrikli taşıtların tarihi 19.yy'a kadar dayansa da,

uzun yıllar içten yanmalı motorlu taşıtların gölgesinde kaldığından 1960'lı yıllarda çevre kirliliği ve petrol krizinin ortaya çıkmasına kadar tekrar gündeme gelmemiştir. Geçtiğimiz 10 yılda ise hibrit taşıtlar tekrar piyasada yerini almıştır. Dünyada 2011 yılında yaklaşık 45 bin elektrikli taşıt satışı gerçekleşmişken, 2025 yılında trafikteki taşıtların yarısının elektrikli taşıtlardan oluşacağı öngörülmektedir.

Elektrikli taşıtlar, elektrik motorunun bir içten yanmalı motorla beraber kullanılmasıyla elde edilen hibrit tahrik ya da bir veya daha fazla elektrik motorunun kullanılmasıyla elde edilen elektrikli tahrik olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Hibrit taşıtlar, elektrikli taşıtlarla, içten yanmalı motor kullanılan taşıtlar arasında bir geçiş formudur. Bunun en temel sebebi, sadece elektrikle çalışan taşıtlardaki motor teknolojisinin, günümüzde kullanılan taşıtlar kadar ağır kütleleri taşıyabilmek için yetersiz kalmasıdır. Çalışma kapsamında tasarım yöntemi geliştirilen taşıtın, düşük kütlesi ile bu sorunun çözümüne katkı sağlaması amaçlanmaktadır.

Günümüzde hala çok yaygın olmayan hafif taşıtların, gelecekte büyük hacimli taşıtların yerini alacağı öngörülmektedir. Geleneksel taşıtlarda kişi başına düşen taşıt hacmi, gerekenin çok üzerindedir. Bu durum yakıt tüketimi açısından dezavantajlarının yanında şehir içi trafiğinde de gereğinden fazla yer kaplaması sebebiyle, kullanıcılar açısından çözülmesi gereken bir sorun haline almıştır. Ayrıca artan nüfusla birlikte taşıt sayısı da artmakta, bu da park yeri gibi sorunları doğurmaktadır. Mikro taşıtlar, park halinde geleneksel bir taşıtın kapladığı alanın neredeyse yarısını kapladığından bu durum için alternatif bir çözüm olabilecek niteliktedir.

Ülkemizin küresel pazarda yer alabilecek katma değeri yüksek teknolojiler geliştirme politikasından yola çıkılarak gerçekleştirilen bu çalışma kapsamında, yerli imkânlarla üretilebilecek bir taşıt için tasarım yöntemi sunulmuştur. Dünyada son yıllarda elektrikli ve hibrit taşıt teknolojisine ağırlık verilmektedir. Ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin belirlenmesinde kullanılan ilk ölçütlerden birinin otomotiv endüstrisi olduğu göz önüne alındığında ülkemizin otomotiv alanında kendi AR-GE'sini yapması büyük önem taşımaktadır. Tasarımı yapılacak taşıt, hafif gövde tasarımı ile yakıt tüketimini olabildiğince düşürürken güvenli bir sürüş sağlayacaktır.

Geleneksel taşıtlara göre boyut ve ağırlık gibi avantajları sebebiyle pazarlanabilirliği yüksek olan taşıtın, ülkemizin küresel pazarda yer almasına katkıda bulunması beklenmektedir.

Yerlileştirme amacıyla yola çıkılan bu tez kapsamında, elektrik motoru ile tahrik edilen bir mikro taşıtın kavramsal tasarımı ortaya konarak, ülkemiz endüstrisinde tasarımı yapılması muhtemel muadil taşıtlar için bir yol haritası oluşturulması hedeflenmiştir. Tez kapsamında tasarlanan taşıtın, yetişkin iki yolcu taşıyabilecek kapasitede, 450 kg toplam kütleyi aşmayacak ve şehir içinde 45 km/h maksimum hızda hareket edebilecek nitelikte olması planlanmaktadır.

Otomotiv sektörü sağladığı geniş istihdam, üretim ve talep ile ülkeler için küresel ticarete pay sahibi olabilmeyi önemli ölçüde etkileyen dünyanın en önemli iktisat kollarından biridir. Bu anlamda katma değeri yüksek bir yerli taşıt tasarımı, ülkemizin dünya pazarında pay sahibi olabilmesi açısından önemlidir. Tez kapsamında oluşturulan tasarım yönteminin ülkemizin taşıt endüstrisi AR-GE çalışmalarına bir ölçüde katkı sağlaması ve daha sonra yapılacak olan tasarım çalışmalarına yol gösterir nitelikte olması amaçlanmaktadır.

Yerli otomotiv endüstrisinde, taşıt tasarımı konusunda dışa bağımlılık devam etmektedir. Bu kapsamda, elektrikli taşıtların yerli olanaklarla kinematik ve mekanik tasarımı da gelişmeye açık bir konudur. Ülkemizin bu konudaki açığı gidermesi, küresel pazarda söz sahibi olmasına ve dışa bağımlılığımızın azaltılmasına katkıda bulunacaktır. Tez kapsamında tasarımı yapılan taşıtın seri üretime geçirilebilir, katma değeri yüksek ve elektrikli taşıt endüstrisine yol gösterecek nitelikte olması amaçlanmaktadır. Tez kapsamında hedeflenenler aşağıda sıralanmıştır:

1.3.2.1 Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Motor Teknolojisi

Sanayi Devrimi ile başlayan hızlı nüfus artışı ve sanayi kollarının büyümesi ile enerji ihtiyacı da artmıştır. Yakın geçmişe kadar ihtiyaç duyulan bu enerjinin tamamı fosil yakıtlardan elde edilmekteydi. Günümüzde, azalan petrol rezervleri ve ülkelerin çevre koruma politikaları nedeniyle, yeni enerji kaynaklarına ihtiyaç duyulmuştur. Bu nedenle, yenilenebilir enerji teknolojisi son yıllarda önemli ölçüde gelişmiştir.

Dünyada en çok enerji ihtiyacı duyulan ve artış hızı en yüksek olan sektör ulaşım sektörüdür. Ulaşımın önemli bir bölümü ise karayolu ile yapılmaktadır. Dünyada elde edilen petrolün yarısından fazlasının ulaşım sektöründe kullanılması sebebiyle önümüzdeki 20 yılda petrolün oldukça yüksek fiyatlarla satılacağı öngörülmektedir. Bu da taşıt teknolojisinde yenilenebilir enerji kullanımını zorunlu hale getirmiştir. 20. yüzyıl başlarına kadar elektrikli taşıtların kullanımı oldukça yaygındı. Ancak içten yanmalı motor teknolojisinin devlerinden Ford Motor şirketinin seri üretime geçmesi ve petrol altyapısının gelişmesi ile petrol yakıtlı taşıtlar, elektrikli taşıtlardan daha ucuz hale gelmiş ve elektrikli taşıtlar, içten yanmalı motorlu taşıtların gölgesinde kalmıştır.

Günümüzde yenilenebilir enerji sektörünün gelişmesi ile elektrikli taşıtlar da küresel pazarda tekrar önem kazanmıştır. Ülkemizde hala daha, taşıt piyasasında yabancı sermayenin payı oldukça fazladır. 1960’larda sorun haline gelmeye başlayan hava kirliliği ve küresel ısınma, yenilenebilir enerji motorlarının kullanımını tekrar gündeme getirmiştir. Bunun sonucunda, elektrikli taşıt teknolojisi hızla gelişmeye başlamıştır. Üretilen ilk elektrikli taşıt örneklerinde kısa batarya ömrü, düşük menzil gibi problemler elektrikli taşıtların yaygınlaşmasındaki en önemli sorunlar olmuştur. Günümüzde bu sorunların önemli bir bölümü aşılmıştır.

Büyük otomotiv firmaları, piyasaya sürülen yeni taşıtlarda elektrikli ve hibrit taşıtlara da yer vermeye başlamıştır. Bu da endüstride gelişmeye açık yeni bir alan yaratmıştır. Ülkemizin de dünya piyasasını yakalayabilmek adına yenilenebilir enerji kaynakları ile güç üreten taşıt teknolojisinde dünyadaki gelişmelere ayak uydurması gerekmektedir. Bu anlamda yerli elektrikli taşıt tasarımı ve üretimi, ülkemizin küresel pazarda pay sahibi olması açısından önem taşımaktadır. Tez kapsamında tasarlanan taşıt ile ülkemizin bu alanda dışa bağımlılığının da bir ölçüde azaltılması hedeflenmektedir.

1.3.2.2 Yerlileştirme

Ülkemizde bugün kullanılmakta olan taşıtların büyük çoğunluğu ithalat yoluyla yurda sokulmakta, bu da dışa bağımlılığı kaçınılmaz hale getirmektedir. Üretimi yapılan yerli taşıtlarda ise, taşıt bileşenlerinin bir kısmı yurtdışından tedarik edilmekte

veya AR-GE konusunda yurtdışından destek alınmaktadır. Tez kapsamında, endüstriyel uygulamalara temel olabilecek bir tasarım yöntemi geliştirilerek bu dışa bağımlılığın azaltılması hedeflenmiştir.

Ülkemizin en büyük sektörlerinden olan otomotiv sektöründe kendi markasını oluşturabilmesi, dünya devleri arasında yer alabilmesi açısından pazarlanabilir bir taşıt tasarımı oluşturmak esas amaçtır. Kalkınma Bakanlığı'nın hazırladığı *Onuncu Kalkınma Planı*'nda yenilenebilir enerji kaynaklı yerli teknolojilerin teşviki ile üretimin yurtiçinde sağlanarak katma değeri yüksek ürünlerin geliştirilmesi ve pazarlanması öngörülmüştür. Tezin bu amaçla yola çıkarak yerli tasarım ile küresel pazarda rekabet edecek bir teknoloji ve tasarım yöntemi geliştirmesi hedeflenmiştir.

1.3.2.3 Düşük Emisyonlu Taşıt Teknolojisi

İlk örnekleri 19. yüzyılın sonlarında ortaya çıkmaya başlayan elektrikli taşıtlar, günümüzde hızla gelişmeye devam etmektedir. Ülkelerin çevre kirliliği politikaları ve emisyon gazı salınımına getirdiği sınırlamalar sebebiyle, içten yanmalı motorların yakın gelecekte yerini tamamen elektrikli ve hibrit taşıtlara bırakması beklenmektedir. Çevre kirliliğinin %40'ının trafikteki motorlu taşıtlardan kaynaklanması sebebiyle elektrikli taşıtlar, son 20 yılda tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Ancak ülkemiz, bu konuda henüz dünya ülkelerini yakalayamamıştır. Tez kapsamında, zaten mevcut olan elektrikli taşıt teknolojisinin yerli olarak uygulanması ve yaygınlaştırılması amacıyla bir tasarım yöntemi ortaya konmuştur.

1.3.2.4 Ekonomik Taşıt Tasarımı

Bütün avantajlarına rağmen, günümüzde hala daha elektrikli ve hibrit taşıtların satış fiyatları içten yanmalı motorlara göre yüksektir. Binek taşıtların büyük çoğunluğunun şehir içinde kullanıldığı düşünüldüğünde, geleneksel taşıtlar gereğinden fazla hacimde üretilmekte ve bu da maliyetin artmasına sebep olmaktadır. Bu tez ile ülkemizin yol ve trafik koşullarına uygun olarak, L6e sınıfı şehir içi bir taşıt için kinematik ve mekanik tasarım metodu sunulmuştur.

L6e sınıfı taşıtlar, motor kapasitesinin düşük olması sebebiyle daha küçük batarya kapasitesi ve ağırlığına sahiptir. Taşıtın küçük olması üretim maliyetlerini düşürecek, ayrıca düşük batarya kapasitesi ile kullanım maliyetleri de en aza indirilecektir. Bu da kullanıcıya yansıyan yakıt maliyetini düşürmektedir. Ayrıca elektrikli taşıtlardaki hareketli mekanik bileşen sayısının içten yanmalı motorlu taşıtlara göre çok daha az olması kullanıcıya yansıyan bakım maliyetlerini de olabildiğince azaltmaktadır. Farklı motor devir sayıları için farklı tork değerlerine sahip içten yanmalı motorlar yerine, verimleri %95'e kadar çıkabilen ve düşük devir sayılarında dahi yüksek tork çıktısı veren elektrik motorları tercih edilecektir.

1.3.2.5 Düşük Hacimli Taşıt Tasarımı

Dünya nüfusunun hızla artması, büyük şehirlerde yaşam ve trafik koşullarını hayli zorlaştırmaktadır. 2008 yılı itibariyle şehirlerdeki nüfus yoğunluğu, kırsal kesimdeki nüfus yoğunluğunun önüne geçmiştir. Buna bağlı olarak şehirlerdeki taşıt sayısı hızla artmakta, trafik yoğunluğunun artmasıyla şehirlerdeki yaşam gün geçtikçe zorlaşmaktadır. Şehir içi trafik koşullarında, saatte 180 km'ye çıkabilen taşıtların kullanıcıya sağladığı herhangi bir avantaj bulunmamaktadır. Tasarlanan taşıtın, saatte 45 km maksimum hız ile şehir içi kullanıma uygun olması hedeflenmiştir. Bu aynı zamanda motor ve batarya hacmini düşük tutarak maliyetin düşürülmesine katkıda bulunacaktır.

Taşıt L6e sınıfı olacağından, motor kapasitesi 4 kW'den düşük ve ağırlığı da 450 kg'den aşağıdadır. 2 kişilik tasarlanan taşıt, düşük ağırlığı ve 3 m²'yi geçmeyen izdüşüm alanıyla şehir içi kullanım ihtiyacına göre tasarlanmıştır. Geleneksel taşıtlardaki gibi, ihtiyaçtan fazla kapasite ve boyutlara sahip olmadığından üretim maliyetleri düşürülerek kullanıcıya daha ekonomik bir kullanım sunmaktadır.

1.3.2.6 Hafifletilmiş Şasi Tasarımı

Batarya ömrünü optimize etmek ve düşük motor kapasitesi ile daha yüksek hıza ulaşabilmek için şasi ağırlığı düşürülmelidir. Tez kapsamında 2 aşamalı optimizasyon gerçekleştirilerek güvenli ve hafif bir şasi tasarımı elde edilmiştir. Bu sayede en emniyetli şasi tasarımı olabildiğince hafifletilerek optimum batarya ömrü elde etmek

amaçlanmaktadır. Yapılan literatür taraması neticesinde, elektrikli ve küçük taşıtlar için şasi iyileştirilmesine yönelik az sayıda tasarım çalışmasına rastlanmıştır. Bu optimizasyon çalışması ile aynı zamanda literatürde bulunan bu açığın bir ölçüde kapatılması hedeflenmektedir.

1.3.2.7 Seri Üretimi Yapılabilir ve Katma Değeri Yüksek Yerli Taşıt Tasarımı

Ülkemizde ulaşımın büyük çoğunluğu karayolu ile sağlanmakta ve bunun için ağırlıklı olarak içten yanmalı motorlu geleneksel taşıtlar kullanılmaktadır. Petrol kaynakları konusundaki dışa bağımlılığımız, binek taşıtların önemli bir bölümünün ithalat yoluyla yurda sokulması ve üretimini yurdumuzda gerçekleştiren taşıt üreticilerinin yabancı menşeli oluşu gibi faktörler göz önüne alındığında, ülkemiz açısından ciddi bir maddi kayıp bulunduğu görülmektedir. Elektrik motorları ve batarya teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak, dünyada elektrikli taşıt teknolojisi her geçen gün gelişmektedir. Ülkemiz üniversitelerinin fakülte ve enstitülerinde, elektrikli taşıt tasarımları ve üretimleri hâlihazırda devam etmektedir. Ancak bu elektrikli taşıtların çoğu, seri üretime uygun bir tasarıma sahip olmadığından prototip düzeyinde kalmakta, pazarlanabilir bir ürün ortaya çıkmamaktadır. Tasarlanan taşıtın, bu anlamda ülkemizin seri taşıt üretimi konusundaki eksiklerinin giderilmesine katkıda bulunması hedeflenmektedir. Güvenli ve ekonomik olarak tasarlanan taşıtın, küresel pazarda yer alabilme potansiyeli bulunduğundan, ülkemizin uluslararası rekabet gücünü arttırması beklenmektedir.

1.3.2.8 Hafif Elektrikli Binek Taşıtlar İçin Bir Tasarım Yöntemi Geliştirilmesi

Bugüne kadar elektrikli taşıtlar için yapılan çalışmalarda, güç iletimi ve tahrik sistemi üzerine yoğunlaşmış olduğundan taşıtın yol ve manevra koşullarına uygun tasarımı veya şasi iyileştirmesi konusunda açık literatürde oldukça kısıtlı sayıda çalışmaya rastlanmaktadır. Bu şartlar göz önüne alınarak gerçekleştirilen bu çalışma, hafif bir elektrikli taşıtın şehir içi yol koşullarına en uygun dinamik karakteristiği gösterebilmesi açısından yapılacak ilk çalışmalardan biri olma niteliğini taşımaktadır. Bu anlamda tez kapsamında ortaya konan tasarım yönteminin, ülkemizde

gerçekleştirilmesi muhtemel elektrikli ve küçük taşıtların tasarımı açısından sanayiye yol gösterir nitelikte olması hedeflenmektedir.

1.3.2.9 Hafif Binek Taşıtlar İçin Süspansiyon Seçim Kıstaslarının Belirlenmesi

Bir taşıtın, yol düzgünsüzlüklerini karşılayan bileşeni süspansiyon sistemleridir. Süspansiyon sistemi, güvenlik ve konfor açısından, bir taşıtın en önemli alt sistemidir. Bu sistemin, taşıtın yönlenme karakteristiğine de doğrudan etkisi vardır. Bu çalışma ile tasarlanan taşıt, optimum batarya ömrünü sağlamak amacıyla mümkün olduğunca hafif (350-450 kg) şekilde tasarlanmıştır. Taşıtın ağırlığı ve şehir içi yol koşulları dikkate alınarak, hafif bir elektrikli taşıtın ön ve arka süspansiyonlarının kinematik tasarımı yapılmıştır. Böylece taşıt, yoldan gelen darbeleri en iyi şekilde karşılayacak şekilde tasarlanmış ve viraj hareketi daha güvenli hale getirilmiştir. Yapılan literatür taraması neticesinde, hafif binek taşıtlar için süspansiyon seçim kıstaslarının belirlenmesine yardımcı olabilecek kaynakların oldukça kısıtlı olduğu görülmüştür. Bu anlamda çalışma ile aynı zamanda, küçük taşıtların süspansiyon uygulaması konusunda literatürde bulunan bu eksiğin de kapatılması amaçlanmaktadır.

1.3.2.10 Manevra Kabiliyeti - Direksiyon Donanımının Seçilmesi

Taşıtın şehir içinde kullanılması planlandığından, manevra kabiliyetinin olabildiğince iyi ve dönüş yarıçapının mümkün olduğunca düşük olması amaçlanmıştır. Taşıtın direksiyon mekanizması için en uygun yönlendirme mekanizması seçilerek yönlendirme sisteminin optimum bağlantı noktaları, kinematik optimizasyon ile belirlenmiştir. Bu sayede, literatürde hafif binek taşıtlar için direksiyon mekanizması seçiminde ve kinematik tasarım yöntemlerini belirlemede bulunan açığın giderilmesi amaçlanmaktadır.

1.3.2.11 Optimum Batarya Ömrü

Bir elektrikli taşıtın, çabuk şarj edilebilir olması kadar batarya ömrünün uzun olması da beklenmektedir. Yakıt tüketiminin düşürülebilmesi için ise, öncelikle taşıt hafifletilmelidir. Binek taşıtların ağırlığının yaklaşık %40'ını karoseri oluşturmaktadır. Bu nedenle, karoseri kütlesinin azaltılması, optimum batarya

ömrünün elde edilebilmesi açısından hayati önem taşımaktadır. Çalışma kapsamında, taşıt gövdesi iskeletinin ağırlığı 2 aşamalı bir optimizasyon ile düşürülmüştür. Ayrıca karoseri için en mukavim ve hafif malzeme seçimi yapılmıştır. Literatür taraması esnasında, açık literatürde hafif elektrikli taşıt şasislerinin iyileştirmesi için gerçekleştirilmiş oldukça az sayıda çalışmaya rastlandığından tezin bu konudaki literatüre de katkı sağlaması öngörülmektedir.

1.3.3 Tekniğin Mevcut Durumu

Amerika’da yapılan bir araştırmaya göre, kendi taşıtları ile yolculuk eden kullanıcıların %87’si günde 29 km’den daha az yol almakta ve bu kullanıcıların %93’ü bu yolculuğu yalnız gerçekleştirmektedir (Turner, 2003). Bu istatistikler göz önüne alındığında, geçmişte ekonomik kaygılarla üretilen mikro taşıtlar bugün kalabalık nüfus ve trafik sorunlarıyla birlikte bir zorunluluk halini almıştır. Bu amaçla tasarlanan mikro taşıtlardan biri olan Tango, her biri bir arka tekerleğe bağlı iki elektrik motoru ile tahrik edilen bir elektrikli mikro taşıttır. Kurşun-asit batarya kullanılan Tango, 1386 kg ağırlığında olmasına rağmen uygun yol koşullarında saatte 208 km hıza ulaşabilmektedir. Mikro taşıt sınıfının bir başka örneği olan Carver, binek taşıt ile motosikletin avantajlarını bir araya getirmektedir. 3 tekerlekli üretilen bu taşıt, viraj esnasında bir motosiklet gibi davranmakta ve taşıt gövdesinin viraj merkezine doğru eğilmesine izin vererek viraj karakteristiğinin 3 tekerlekli diğer taşıtlardan çok daha iyi olmasını sağlamaktadır. Taşıt 660 cc’lik bir içten yanmalı motorla tahrik edilmektedir. Aynı çalışmada bahsedilen ve Daimler-Chrysler tarafından tasarlanıp Mercedes tarafından üretilen Smart ise farklı motor hacmi seçenekleri ile 2 kişilik olarak üretilmiştir (Garcia-Verdugo, 2012). 1998 yılında tanıtılan Smart ForTwo, değiştirilebilir dış kabuğu ile daha genç bir sürücü kitlesini hedefleyen ve tahrik motoru olarak içten yanmalı motor kullanılan bir mikro taşıttır. Taşıt 2,5 m uzunluğunda ve 720 kg ağırlığındadır. Arka aksta, tahrik edilen bir sabit aks olan De-Dion süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Üç jenerasyonu bulunan taşıtın ilk örnekleri 33, 38 ve 45 kW’lık üç farklı motor gücü seçeneği ile biri sürücü olmak üzere 2 yolcu için uygundur. 2006 yılından itibaren, tam elektrikli modellerinin üretimi başlamıştır (Daimler, 2020). Mikro taşıtların bir başka örneği olan 3 tekerlekli Carver, binek

taşıtların ve motosikletlerin avantajlarını bir araya getirir. Viraj hareketi esnasında bir motosiklet gibi viraj merkezine doğru 45°'ye kadar eğilerek diğer 3 tekerlekli taşıtlara göre daha kararlı bir kinematik davranış sergiler. Uzunluğu 2,89 m, genişliği 0,89 m, yüksekliği 1,49 m ve ağırlığı 260 kg'dır. İki yolcu için yeterli iç hacminin yanında, 75 kg'lık ek bir bagaj hacmi de mevcuttur. 45 km/h maksimum hıza 8 saniyede ulaşabilen taşıt güç kaynağı olarak 5,3 kWh güç kapasiteli Li-iyon bataryalardan faydalanmaktadır (Motor Authority, 2018). Hala piyasada bulunan L6e sınıfı mikro taşıt Estrima Birò, maksimum 45 km/h hızla şehir içi kullanım için tam elektrikli olarak tasarlanmıştır. İki adet 48 V maksimum voltaj ve 3,3 kW maksimum güç kapasitesine sahip BLDC ile tahrik edilir. İki yolcunun yan yana seyahat ettiği taşıt, 1030 mm genişliğe ve 1740 m uzunluğa sahiptir (Birò, 2020). En iyi bilinen bir başka örnek olan Renault Twizy, 150 km/h maksimum hız değeri ve 490 kg yüklü ağırlığı ile L7 sınıfı bir taşıttır. Twizy 8 kW'lık bir elektrik motoru ile tam bir batarya döngüsünde ve ortalama bir şehir içi çevrimde 100 km'ye kadar yol alabilir (Renault, 2020).

1.3.4 Gereç

Kısaltmalar:

BDC	Fırçalı doğru akım elektrik motoru
BLDC	Fırçasız doğru akım elektrik motoru
ÇCD	Çoklu cisimler dinamiği
DC	Doğru akım
DOF	Serbestlik derecesi
DT	Deney tasarımı
ETC	Avrupa transit döngüsü
HAD	Hesaplanabilir akışkanlar dinamiği
İYM	İçten yanmalı motor
NYCC	New York Şehir İçi Çevrimi
SE	Sonlu elemanlar
SIMP	Simple isotropic material with penalization

SSS	Basit yapısal yüzeyler
TET	Tümü elektrikli taşıt
TRLL	Ulaşım ve yol araştırma laboratuvarı
YYY	Yanıt yüzey yöntemi

Notasyon:

Taşıt ölçüleri:

Yalpa merkezinin yerden yüksekliği	h_M
Taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (Statik durumda)	h_{SP}
Taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (Yalpa esnasında)	h_{SP}'
Ağırlık merkezi-yalpa merkezi arasındaki uzaklık	h_x
Aks açıklığı	L_F
Arka aksın ağırlık merkezine uzaklığı	L_H
Ön aksın ağırlık merkezine uzaklığı	L_V
Viraj yarıçapı	R
Dinamik tekerlek yarıçapı	r_{dyn}
İz genişliği	S_R

Seyir dinamiği:

Yanal ivme	a_q
Taşıt yaylandırılmış kütlesi	m_2
Tekerlek yaylandırılmış kütlesi	m_A
Tekerlek yaylandırılmamış kütlesi	m_R
Ackermann hatası	β_F
Dış tekerlek dönüş açısı	β_{LaA}
İç tekerlek dönüş açısı	β_{LiA}
İz açısı	β_V
Baş sallama açısı	γ
Taşıt dönüş açısı	δ
İz genişliği değişimi	ΔS_R
Kamber açısı değişimi	$\Delta \sigma$

Taşıt hızı	ϑ
Kamber açısı	σ
Yalpa açısı	ϕ

Hareket dirençleri:

Taşıt dikey yüzey alanı (y-z düzlemi)	A_P
Batarya kapasitesi	C_B
Hava direnç katsayısı	C_L
İvmelenme direnci	F_B
Hava direnci	F_L
Yuvarlanma direnci	F_R
Yuvarlanma direnç katsayısı	f_R
Yokuş direnci	F_T
Motor gücü	P
İvmelenme direncini yenmek için ihtiyaç duyulan güç	P_B
Hava direncini yenmek için ihtiyaç duyulan güç	P_L
Yuvarlanma direncini yenmek için ihtiyaç duyulan güç	P_R
Yokuş direncini yenmek için ihtiyaç duyulan güç	P_T
İhtiyaç duyulan toplam güç	P_T
Elektrik yükünü yenmek için ihtiyaç duyulan güç	P_{TM}
Şarj durumu	SOC
Motor verimi	η
Dönen kütlelerin tekerlek eksenine indirgenmiş atalet momenti	θ_R
Dönen kütlelerin atalet faktörü	λ
Hava viskozitesi	μ_L
Hava yoğunluğu	ρ_L
Yokuş eğim açısı	ψ

Yaylanma ve sönüm:

Eşdeğer burulma yayı yay katsayısı	C_D
Gerçek yay katsayısı	C_F
Tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayısı	C_{FR}

Tekerlek yay katsayısı	C_R
Helisel yay kangal çapı	d
Helisel yay sarım çapı	D_m
Şasi düşey titreşim frekansı	f_A
Merkezkaç kuvveti	F_C
Amortisör çevrim oranı	i_D
Yay çevrim oranı	i_F
Gerçek amortisör sönüm katsayısı	k_D
Tekerlek temas noktasına indirgenmiş amortisör katsayısı	k_R
Serbest yay boyu	L
Statik yük altındaki yay boyu	L'
Yay blokasyon boyu	L_c
Gerçek yay deplasmanı	Z_F
Tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay deplasmanı	Z_{FR}
Sönüm oranı	ζ
Yaylandırılmış kütlenin yaylandırılmamış kütleyle oranı	μ
Şasi özgül dairesel frekansı	ω_{eA}
Tekerlek özgül dairesel frekansı	ω_{eR}

Fren:

Fren kuvveti dağılım oranı	$\emptyset$
Frenleme ivmesi	a
İç fren faktörü	C^*
Merkez silindiri çapı	d_M
Tekerlek silindiri çapı	d_P
Aks kuvvet bağıntı katsayısı	f
Pedal kuvveti	F_C
Dinamik aks yükü	G^*
Pedal çevrim oranı	i_P
Fren momenti	M_B
Fren pistonu basıncı	P_h
Fren diski etkin yarıçapı	r_D

Fren piston kuvveti	S
Fren diski çevresel kuvveti	U
Frenleme oranı	z

Mekanik tasarım:

Eleman boyutu	d_m
Yerel elastisite tensörü	E_e
Global elastisite tensörü	E_e^0
Katılık matrisi	K
Elemental katılık matrisi	K_e^0
Katılık	C
Young modülü	E
Atalet momenti	I
Yüzey işleme düzeltme faktörü	k_a
Boyut düzeltme faktörü	k_b
Yüklemeye koşulu düzeltme faktörü	k_c
Sıcaklık düzeltme faktörü	k_d
Güvenilirlik faktörü	k_e
Değişken etkiler düzeltme faktörü	k_f
Yorulma gerilme yığılma faktörü	K_f
Gerilme yığılma faktörü	K_t
Kütle	m
Eğilme momenti	M_B
Yüklemeye çevrim sayısı	N
Penaltı faktörü	p
Kayma kuvveti	Q
Yük akışı	q
Çentik duyarlılığı faktörü	q^*
Sürekli mukavemet	S_e
Düzeltilmiş sürekli mukavemet sınırı	S_e'
Kopma gerilmesi	S_{ut}
Elemental yoğunluk	ρ_e

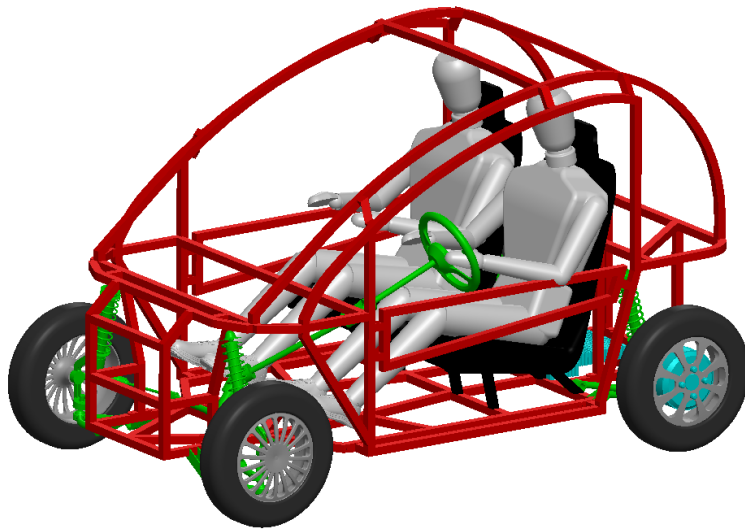
Minimum yoğunluk	$\rho_{\min}$
Nominal gerilme	σ_0
Gerilme genliği	σ_a
Eğilme gerilmesi	σ_b
Ortalama gerilme	σ_m
Maksimum gerilme	$\sigma_{\max}$
Minimum gerilme	$\sigma_{\min}$
Gerilme aralığı	σ_r
Statik gerilme	σ_s
Kayma gerilmesi	τ
Elemental hacim	V_e
Poisson oranı	ν
Topoloji tasarım hacmi	Ω
Ağırlık faktörü	ω

BÖLÜM 2

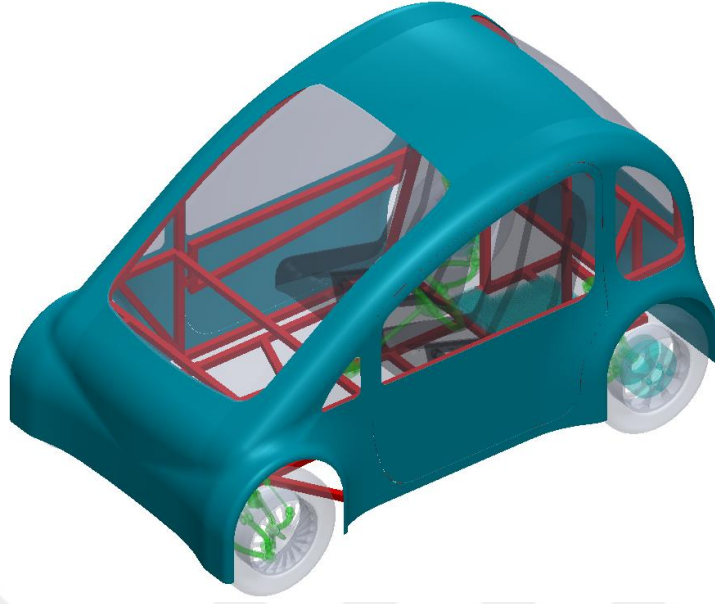
KAVRAMSAL TASARIM

2.1 Özet

Bu bölümde öncelikli hedef taşıtın kapasitif değerlerinin ve temel boyutlarının belirlenmesidir. İş paketinin başarılı sayılabilmesi için aks açıklığı, iz genişliği gibi temel kinematik parametreler kararlaştırılmalıdır. 2 yolcunun taşıt içine yerleşimi yapılmalı ve taşıt iç hacmi belirlenmelidir. Taşıtın servis esnasında maruz kaldığı direnç kuvvetleri hesaplanmalı ve yalpa karakteristiği gibi parametreler belirlenmelidir. Uygun güç iletim sistemi oluşturulması amacıyla taşıtın güç talebine göre motor ve batarya seçimleri yapılmalıdır. Yolcuların ve diğer yüklerin (motor, batarya, vd.) yerleşiminin ardından yaklaşık ön ve arka aks ağırlıkları belirlenmeli, farklı karoseri malzemeleri için taşıtın en yüksek ve en düşük ağırlığı tahmin edilmelidir. Şekil 2.1’de taşıtın temel geometrisi ile faydalı yüklerin paketlenmesi ve Şekil 2.2’de taşıtın kabuk geometrisi verilmiştir. Taşıtın boyutları 4 m uzunluk, 2 m genişlik, 2,5 m yükseklik değerlerini aşmamalı ve düşey iz düşüm alanı 3 m²’nin altında kalmalıdır. Taşıtın yüksüz ağırlığı en fazla 425 kg olmalıdır. L6-BP (yolcu taşımak için kullanılan L6 sınıfı taşıtlar) sınıfı taşıtın güç sınırlamasına dayanarak motor gücü en fazla 6 kW olmalı ve taşıt en fazla 45 km/h hıza ulaşabilmelidir (European Union, 2013).



Şekil 2.1 Taşıtın gövdesinin yapısı ve yolcu ile diğer bileşenlerin paketlenmesi



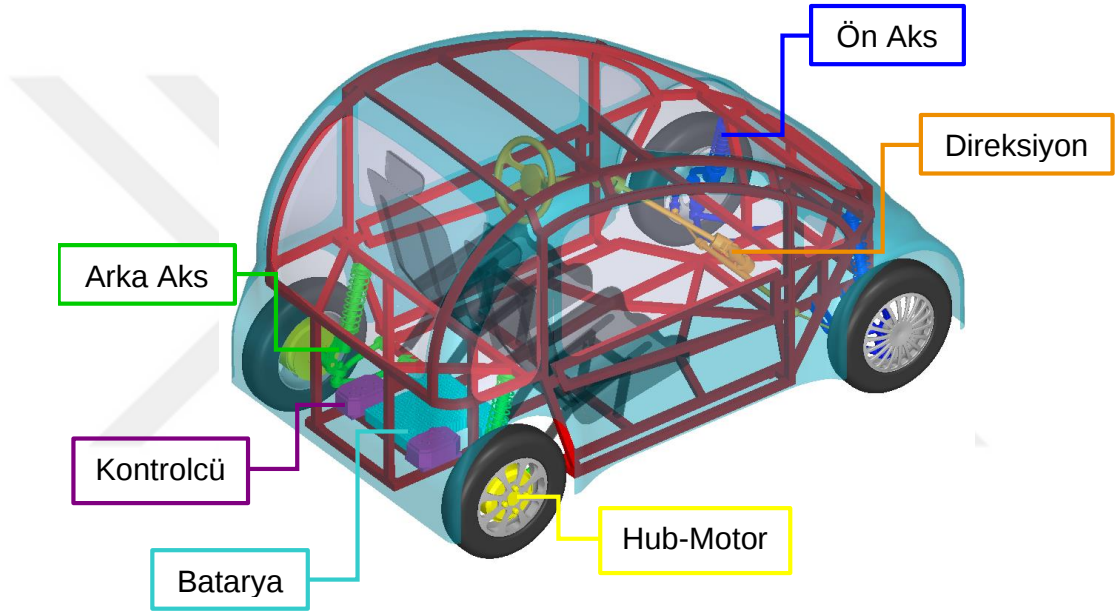
Şekil 2.2 Taşıt kabuk konsepti

2.2 Temel Boyutlandırma, Paketleme ve Kütle Tahmini

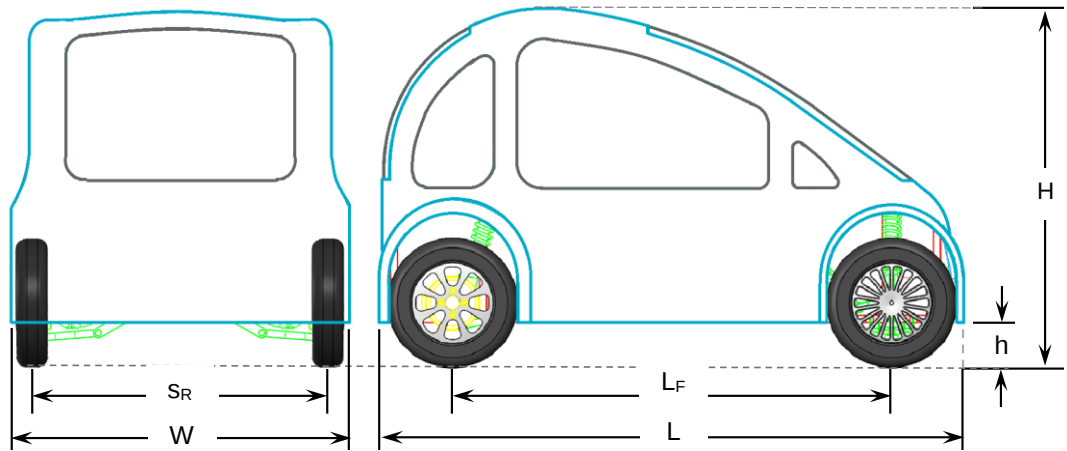
Taşıtın aks açıklığı 1800 mm ve iz genişliği 1230 mm'dir. Lastik tekerlek ölçüleri 125 / 80 R13'tür. Tam yüklü halde taban serbestliği 150 mm'nin, yüksüz halde taban serbestliği ise 190 mm'nin üzerinde kalmaktadır. Kabin hacmi 75 kg ağırlığında (European Union, 2013), 1,8 m boyunda ve 540 mm omuz genişliğinde yolcu ölçülerine göre belirlenmiştir. Taşıtın boyuna (y-z düzlemi) iz düşüm alanı $1,7 \text{ m}^2$ ve düşey (x-y düzlemi) iz düşüm alanı $2,95 \text{ m}^2$ 'dir. Güç kaynağı olarak kurşun-asit ve Li-ion (lityum-iyon) bataryalar ağırlık ve performans açısından karşılaştırılmış, ağırlık ve menzilde sağladığı belirli avantajlar dolayısıyla Li-ion batarya kullanılmasına karar verilmiştir. Güç sağlayıcı olarak toplam 6 kW gücünde, arka aksta iki tekerlek için (her biri 3 kW) hub-motor kullanılmıştır. Taşıtın paketlemesi ve bileşenlerin yaklaşık konumlandırması Şekil 2.3'te, ön boyutlandırması için esas alınan temel uzunluklar Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Başlangıç aşamasında tahmin edilen temel uzunluklara Tablo 2.1'den ulaşılabilir. Tablo 2.2'de ise faydalı yüklerin planlanan konumları verilmiştir.

Tablo 2.1 Taşıtın temel boyutları

Yükseklik	(mm)	H	1400
Genişlik	(mm)	W	1350
Uzunluk	(mm)	L	2300
Taban serbestliği	(mm)	h	185
İz genişliği	(mm)	S_R	1230
Aks açıklığı	(mm)	L_F	1800



Şekil 2.3 Tam elektrikli mikro taşıt alt sistemlerinin paketlenmesi

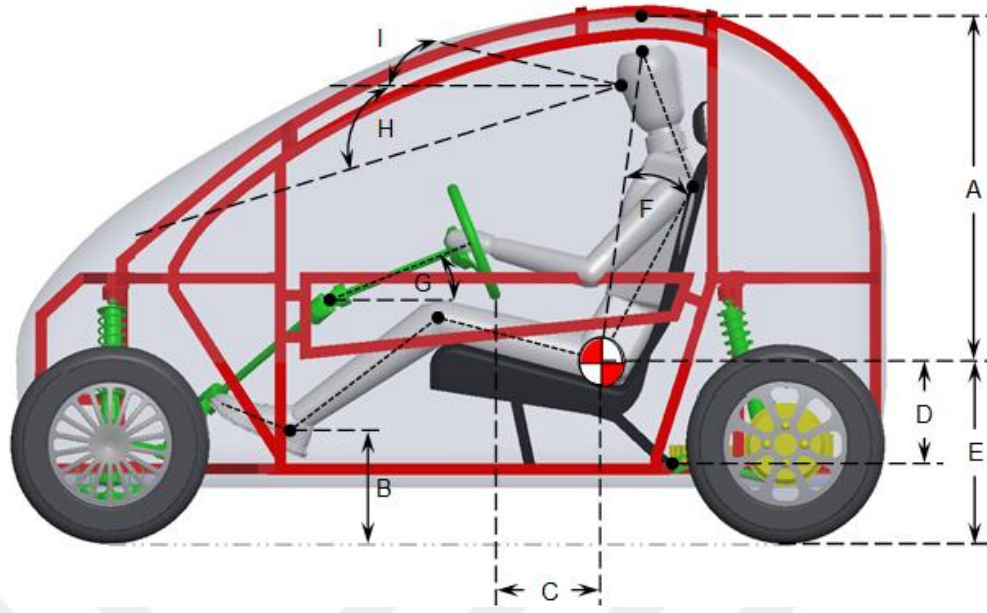


Şekil 2.4 Taşıtın ön boyutlandırması için esas alınan ölçüler

Tablo 2.2 Taşıt bileşenlerinin tahmin edilen ağırlık merkezi konumları

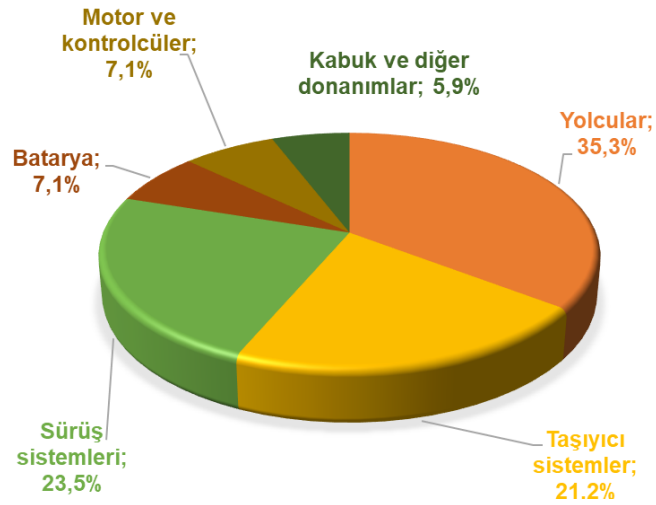
	Koordinatlar (mm)			Kütle (kg)
	x	y	z	
Sürücü ve Koltuk	1250	-300	400	85
Yolcu ve Koltuk	1250	300	400	85
Direksiyon	800	0	300	15
Batarya Grubu ve Motor Sürücüleri	1750	0	0	30
Sol Ön Tekerlek ve Süspansiyon	0	-550	0	15
Sağ Ön Tekerlek ve Süspansiyon	0	550	0	15
Sol Arka Tekerlek, Motor ve Süspansiyon	1800	-600	0	25
Sağ Arka Tekerlek, Motor ve Süspansiyon	1800	600	0	25
Kabuk ve Taşıyıcı Sistemler	900	0	300	80
Toplam	9550	0	1400	375
Kütle Merkezi	1171	0	257	

Taşıtın düşük hacmi düşük maliyet, park etme kolaylığı gibi avantajlar sağlasa da paketlemede diğer taşıt sınıflarına kıyasla dezavantajlıdır. Macey (2009), taşıtların sınıflandırılmasında ve ergonomik olarak paketlenmesinde, birtakım tavsiyelerde bulunmuştur ve L6e sınıfı bir taşıtı ekonomi sınıfı ve on-road bir yolcu taşıtı olarak sınıflandırır. Taşıt kabinde boyuna yönde tek yolcu olması nedeniyle tek kabin (one box), 1000 mm'den yüksek boyu dolayısıyla yüksek (tall), 3500 mm'den kısa boyuna uzunluğu nedeniyle kısa (short) ve 1400 mm'den düşük genişliği nedeniyle dar (narrow) olarak sınıflandırılmıştır. Bir mikro taşıt için örnek yerleşim ölçüleri ile tasarlanan taşıtın paketleme ölçüleri arasındaki karşılaştırma ise Şekil 2.5'te görülebilir. Verilen yaklaşık mikro taşıt ölçüleri, kesin ölçüleri yansıtmamakla birlikte binek taşıtlarda farklılık gösterebilmektedir. Şekil 2.6 ve 2.7'de ise karşılaştırması yapılan iki farklı gövde malzemesi için kütle paydaşları verilmiştir.

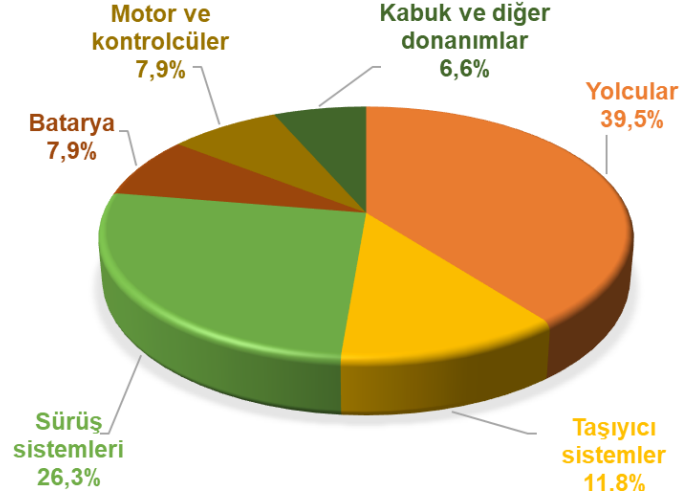


		Mikro Taşıt Sınıfı	Tasarlanan Taşıt
Efektif Kabin	A	1000	928
Topuk Yüksekliği	B	350	288
Direksiyon Mesafesi	C	300-325	300
Yolcu Yüksekliği	D	275	260
Yolcu (yerden) Yüksekliği	E	625	475
Sırt Açısı	F	21	21
Direksiyon Açısı	G	20-24	22
Aşağı Görüş Açısı	H	11	17
Yukarı Görüş Açısı	I	14	27

Şekil 2.5 Paketleme hacmi belirlenirken esas alınan ölçüler (Macey, 2009)



Şekil 2.6 Çelik üst gövde malzemesi kullanılması halinde kütle paydaşları



Şekil 2.7 Alüminyum üst gövde malzemesi kullanılması halinde kütle paydaşları

2.3 Elektrik Motorları ve Bataryalar

Tahrik makinesi olarak fırçalı (BLDC) ve fırçasız (BDC) doğru akım elektrik motorları karşılaştırılmış ve belirgin avantajlarından BLDC motor kullanılmasına karar verilmiştir. Elektrik motorları bir enerji sağlayıcıdan elde ettiği elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinedir. Doğru akım (DC) elektrik motoru, manyetik bir alana yerleştirilen bir iletkenin içinden akım geçmesi ile elektrik enerjisi elde etme ilkesiyle çalışır. Birçok DC motor çeşidi olsa da en bilinen iki tipi BDC ve BLDC motorlardır. BDC motorda, stator olarak bilinen kalıcı mıknatıslar arasına rotor denen iletken bir malzeme yerleştirilir. Armatür sargısından akım geçtiğinde, sol el kuralına göre rotora, rotorun 180 derece dönmelerini sağlayan bir elektromanyetik kuvvet uygulanır. Rotoru 360 dereceye kadar döndürebilmek için, akımın yönü komütatörler ve fırçalar yardımıyla tersine çevrilir. Öte yandan, BLDC motorlarda rotor kalıcı bir mıknatıs olarak görev yaparken, stator bir elektromıknatıstır. BDC motorun aksine, tam 360 derece dönüş için akımın yönünün tersine çevrilmesi için karbon fırçalar kullanılmaz, bunun yerine akım bazı elektronik kontrolörler aracılığıyla kontrol edilir. Bu sadece değişim gerektiren karbon fırçaların hasar görmesi nedeniyle sıklaşan bakım maliyetlerini düşürmekle kalmaz, aynı zamanda kolay hız kontrolü ve doğruluğu da sağlar. BLDC motorların avantajları şu şekilde sıralanabilir (Hashemnia ve Asaei, 2008; Larminie ve Lowry, 2003; Moseler ve Isermann, 2000; Wang ve Fahimi, 2012):

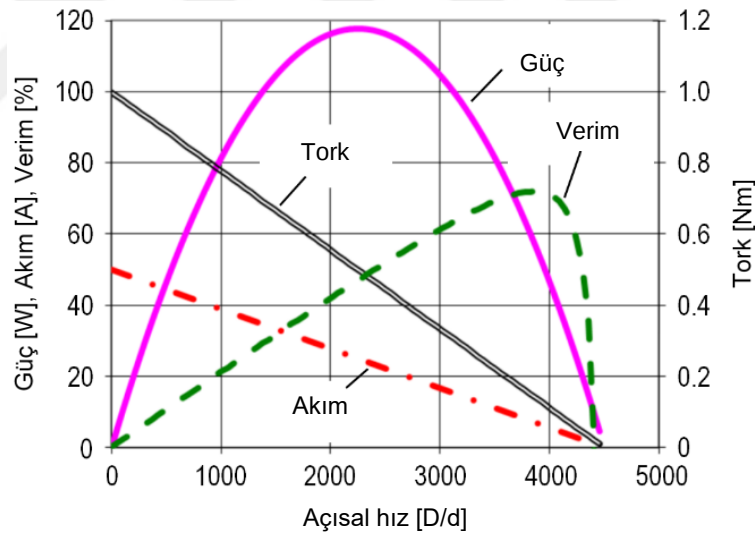
- Fırçasız olduğundan ve dolayısıyla fırça bakımına gereksinim olmadığından bakım maliyeti düşüktür. Ayrıca BLDC motorların ömrü, BDC motorlara kıyasla 6 kat daha fazladır.
- Motorun hızı ve konumu üzerinde yüksek düzeyde kontrol sağlayan elektronik kontrolün dahil olması nedeniyle BDC motorlara kıyasla daha iyi bir performans sağlar ve daha verimlidir.
- Çalışma esnasında DC motorun yanmasına neden olabilecek kıvılcımları yaratabilecek fırçalar bulunmaması motorun ömrünü uzatan bir diğer faktördür.
- Boyutuna oranla, BDC motorlara göre daha yüksek tork değerlerine ulaşır.
- Diğer motorlara kıyasla nispeten düşük çalışma gürültüsü üretir. BDC motorlarda, çalışma esnasında gürültü ve kıvılcımla sonuçlanan sürekli fırça teması vardır. Bu nedenle, elektriksel gürültüden kaçınılması gereken yerlerde BLDC motorlar tercih edilir.
- Diğer motorların aksine, BLDC motor düşük yüksüz akıma sahip olduğundan düşük yükte veya yüksüz çalıştırılmaya da uygundur.
- BLDC motorlar, servis esnasında sürekli olarak maksimum tork sağlayabilirken, BDC motorlar, dönüşün yalnızca belirli bir noktasında maksimum tork sağlayabilir. Aynı tork değeri için, BDC motor, BLDC motora kıyasla çok daha büyük bir mıknatıs gerektirecektir.
- BLDC motorlar, hızı ve torku kontrol etmek amacıyla bir geri besleme kontrolü ile donatılırsa daha yüksek verim, düşük güç tüketimi ve uzun pil ömrü sağlayan doğru tork ve hız kontrolü sağlanabilir.
- BDC motorlar ısınma sorununa sahiptir ve motorun merkezinde bulunan elektromıknatıs, motorun hızlı soğumasını engeller. Öte yandan, BLDC motorun merkezinde ısınma sorununu azaltan bir elektromıknatıs yoktur.

Öte yandan, BLDC motorların dezavantajları da şu şekildedir (Hashemnia ve Asaei, 2008; Larminie ve Lowry, 2003; Moseler ve Isermann, 2000; Wang ve Fahimi, 2012):

- Bir BLDC motorun maliyeti, BDC motora kıyasla nispeten daha yüksektir ve elektronik kontrolcü ihtiyacı da maliyeti yükseltmektedir.

- BLDC motor düşük hızda çalıştırıldığında, dönüşten kaynaklı hafif titreşimler meydana gelir. Ancak titreşim yüksek hızlarda azalır.
- BLDC motorun doğal titreşim frekansı, gövdenin veya plastik parçaların titreşim frekansı ile eşleşebilir veya birbirine yaklaşabilir (rezonans).
- Kontrolcünün de montaja dahil olması nedeniyle montajı ve kurulumu daha karmaşıktır.

Kısacası, BLDC motor, düşük bakım maliyeti ve daha az sıklıkta bakım gereksinimi gibi öne çıkan ve BDC motorların sağlayamadığı birçok avantaja sahiptir. Aynı zamanda daha düşük boyutlarda daha yüksek tork sağladığından verimi yüksektir ve hız kontrolcileri ile bu verim yükseltilebilir. Ancak, elektronik kontrolün dahil olması nedeniyle daha yüksek maliyet, rezonans sorunu ve karmaşık montaj gibi birkaç dezavantajı da vardır. Tipik bir DC elektrik motorunun P-T (güç ve tork) karakteristik eğrisi, Şekil 2.8’de verilmiştir.



Şekil 2.8 Bir BLDC elektrik motorunun tork ve güç karakteristiği (Topaç, Bilal, Karaca, ve Çakır, 2019)

Elektrikli taşıtlarda güç iletim sisteminin en önemli elemanlarından biri bataryadır. Bataryalar bir üreteçten sağladığı kimyasal enerjiyi elektrik motoru tarafından kullanılan elektrik enerjisine çeviren sistemlerdir. Bataryaların yokuş tırmanma gibi ani güç ihtiyacı olan durumlarda gerekli enerjiyi sağlayabilmesi için yüksek özgül güce, daha uzun menzilleri daha az şarj ihtiyacı ile tamamlayabilmesi için yüksek özgül enerjiye ve kullanıcıya yansıyacak bakım maliyetini en aza indirmek için

yüksek çevrim ömrüne sahip olması beklenir. Bataryalar geniş bir sıcaklık aralığında verimi düşmeden çalışabilmelidir. Ayrıca yüksek hücre gerilimi, toplam batarya ağırlığını düşürür ki bu avantaj, kütlenin büyük bir tasarım sorunu olduğu elektrikli mikro taşıtlarda enerji tüketimi açısından oldukça önem taşımaktadır. Elektrikli taşıtlarda tercih edilen farklı enerji yoğunluğu ve anma voltajlarına sahip çeşitli batarya teknolojileri Tablo 2.3'te verilmiştir.

Tablo 2.3 Farklı batarya tiplerinin bazı performans yeterlilikleri (Yong, Ramachandaramurthy, Tan ve Mithulananthan, 2015)

Pil	Nominal Voltaj (V)	Enerji Yoğunluğu (Wh/kg)	Çevrim Ömrü	Hafıza Etkisi	Çalışma Sıcaklığı Aralığı (°C)
Pb-asit	2	35	1000	Yok	-15, +50
NiCd	1,2	50-80	2000	Var	-20, +50
NiMH	1,2	70-95	<3000	Nadir	-20, +60
Zebra	2,6	90-120	>1200	Yok	+245, +350
Li-ion	3,6	118-250	2000	Yok	-20, +60
LiPo	3,7	130-225	>1200	Yok	-20, +60
LiFePO4	3,2	120	>2000	Yok	-45, +70
Zn-air	1,65	460	200	Yok	-10, +55
Li-S	2,5	360-650	300	Yok	-60, +60
Li-air	2,9	1300-2000	100	Yok	-10, +70

Elektrikli taşıtlarda kullanılan bataryaların genel olarak şu özellikleri sağlaması beklenir (Vatan, 2011):

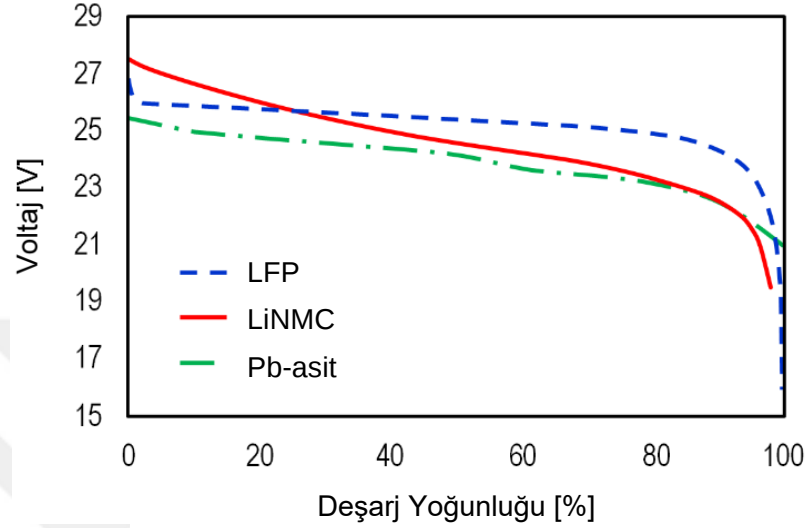
- Düşük ağırlık ve yüksek enerji yoğunluğu,
- Yüksek çalışma ömrü,
- Yüksek şarj kapasitesi,
- Düşük ısı üretimi,
- Güvenilirlik,
- Kolay geri dönüşüm

- -20 ve +50 derece sıcaklıklar arasında yeterli verimde çalışabilmesi,
- Uzun raf ömrü,
- Düşük bakım maliyeti ve kolay tedariktir.

Tez kapsamında, elektrikli taşıtlarda sıklıkla kullanılan iki adet bataryanın karşılaştırması yapılmıştır: Pb-asit (kurşun-asit) ve Li-ion. En eski batarya tiplerinden biri olan Pb-asit bataryalar güvenilirlik ve düşük maliyet gibi avantajları dolayısıyla günümüzde hala tercih edilmektedir. Düşük özgül güç değerlerine rağmen özgül enerjisi yüksektir. Kullanıma bağlı olarak zaman içerisinde yıpranan elektrotlar, uzun süreli kullanımda enerji depolamada verimin düşmesine neden olur. Bataryanın şarj süresine bağlı olarak değişse de ortalama çevrim ömrü 1000 döngüdür ve bu da kullanım sıklığı ile değişmekle birlikte 3 yıl gibi bir süreye denk gelmektedir (Gemici, 2006; Ünlü, ve diğer., 2003). Pb-asit bataryalarda bataryanın toplam gerilimi, hücre gerilimlerinin toplamına eşittir (Atabay, 2006). 150 W/kg gibi yüksek bir güç yoğunluğuna sahiptir. Düşük çevre sıcaklıklarında çalışma verimi düşer. Ayrıca uzun süreler kullanılmadıklarında pil ömrü ciddi ölçüde düşmektedir. Sonuç olarak düşük maliyet ve yüksek deşarj akımı gibi avantajlara sahip olmasına rağmen, düşük enerji yoğunluğu ve düşük nominal voltaj gibi dezavantajlar elektrikli taşıtlar için alternatif batarya arayışlarına neden olmuştur (Yong, Ramachandaramurthy, Tan, ve Mithulananthan, 2015).

Pb-asit bataryalardan çok daha sonra ortaya çıkan Li-ion bataryalar, çevre dostu olmaları nedeniyle günümüzde elektrikli taşıtlarda sıklıkla tercih edilmektedir. Bu bataryalar iletken lityum metalini anot olarak kullanır. Şarj esnasında, batarya kapasitesinin %80'ine ulaşıncaya dek sabit akımda şarj gerçekleşir. Bu sınırdan sonra şarj düşük akımda, sabit bir voltaja gelene kadar devam eder. Tam şarj süresi 2-3 saattir. Seri veya paralel bağlı olarak kullanılabilirler. Raf ömrü uzundur. Aşırı şarj durumu bataryanın performansını etkileyeceğinden, bunun önüne geçmek amacıyla elektronik kontrol üniteleri kullanılmalıdır (Atabay, 2006). Yaklaşık 120 Wh/kg'lık bir enerji yoğunluğuna ve yüksek çevrim ömrüne sahiptir. Sağladığı yüksek güç yoğunluğu, elektrikli taşıtlarda tercih edilmesinin bir başka önemli nedenidir. Bütün avantajlarına rağmen yüksek maliyeti yaygın olarak kullanılmasının önündeki başlıca

engeldir (Moseley, Bonnet, Cooper, ve Kellaway, 2007). Şekil 2.9’da Pb-asit ve iki farklı Li-ion (LFP ve LiNMC) bataryanın açık devre voltajlarının deşarj yoğunluğuna göre değişimi karşılaştırılmıştır (Albright, Edie, ve Al-Hallaj, 2012; Takeda, Imai, Horii, ve Yoshida, 2003).



Şekil 2.9 Şarj yoğunluğunun voltaj performansı ile ilişkisi (Topaç, Bilal, Karaca, ve Çakır, 2019)

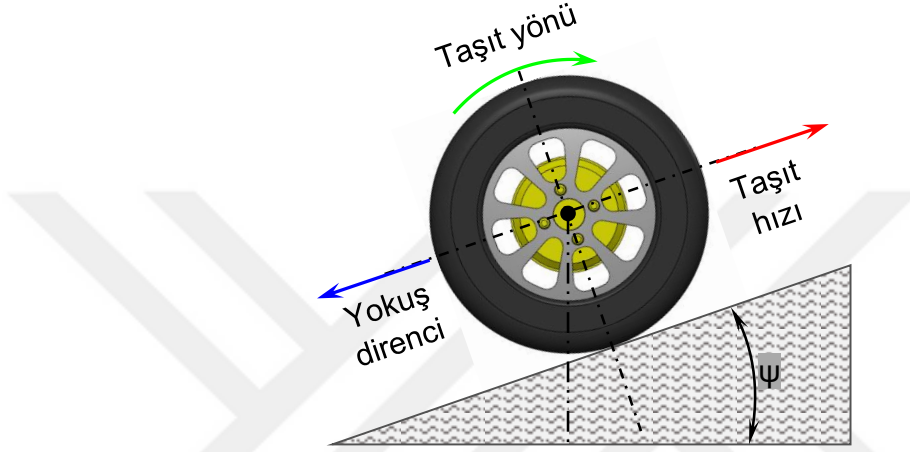
2.4 Hareket Dirençleri, Hareket Sınırları ve Kapasitif Hesaplar

2.4.1 Hareket Dirençleri

Bir taşıt, servis esnasında çeşitli direnç kuvvetleri ile karşılaşır. Taşıtın sorunsuz bir şekilde seyrine devam edebilmesi için, bu direnç kuvvetlerini yenebilecek bir motor tahrik gücüne sahip olması gerekir. Seyir esnasında karşılaşılan dirençler temel olarak yuvarlanma direnci, hava direnci, yokuş direnci ve ivmelenme direncidir (Reimpell, Stoll, ve Betzler, 2001). Yuvarlanma direnci genellikle tekerleklerle etkiyen en yüksek direnç kuvvetidir ancak tez kapsamındaki taşıt hafif olduğundan diğer dirençlere oranla düşük bir yuvarlanma direncine sahiptir. Temel olarak yuvarlanma esnasında ortaya çıkan lastik tekerleklerin şekil değiştirmesine bağlıdır. Yol sürtünme katsayısından doğrudan etkilendiği için farklı yol koşullarına göre farklılıklar gösterir ve şu şekilde hesaplanır (Gillespie, 1992):

$$F_R = f_R \cdot m \cdot g \quad (2.1)$$

Burada f_R yola bağılı yuvarlanma direnç katsayısı, m taşıt kütlesi ve g yerçekimi ivmesidir. Yuvarlanma direnç katsayısı binek otomobiller için, asfalt zeminde $f_R = 0,015$ alınabilir (Jazar, 2014). Tez kapsamındaki taşıtın yuvarlanma direnci tam yüklü durumda (2 yolcu ve batarya yükü dahil edilerek), çelik ve alüminyum üst gövdeler için hesaplanmıştır. Çelik üst gövdenin yuvarlanma direnci $F_{R,st} = 63 \text{ N}$ ve alüminyum üst gövdenin yuvarlanma direnci $F_{R,al} = 56 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 2.10 Yokuş direncinin fiziksel olarak modellenmesi

Taşıtın eğimli yolda karşılaştığı hareket direnci ise yokuş direnci olarak adlandırılır (Şekil 2.10). Yokuş eğiminden ve taşıt kütlesinden doğrudan etkilenmektedir. Tez kapsamında tasarlanan taşıt bir şehir içi mikro taşıttır ve Türkiye şehir içi yollarında yokuş eğimleri %15'i aşmayacak şekilde tasarlanmıştır. Emniyetli bir hesap yapabilmek amacıyla, yokuş eğimi değeri %20 alınmıştır. Taşıt tam yüklü durumda iken çelik üst gövde kullanılması halinde $F_{T,st} = 834 \text{ N}$ ve alüminyum üst gövde kullanılması halinde $F_{T,al} = 746 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Yokuş direnci, ψ eğim açısı olmak üzere yokuş direnci şu şekilde bulunabilir:

$$F_T = m \cdot g \cdot \sin \psi \quad (2.2)$$

Hava direnci, hareketi esnasında havanın yoğunluğundan dolayı taşıt üzerine etkileyen kuvvetten kaynaklanır ve kütleden bağımsız olan tek hareket direncidir. Taşıtın hareket yönündeki iz düşüm alanına ve taşıt hızına bağılı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot A_P \cdot C_L \cdot v^2 \quad (2.3)$$

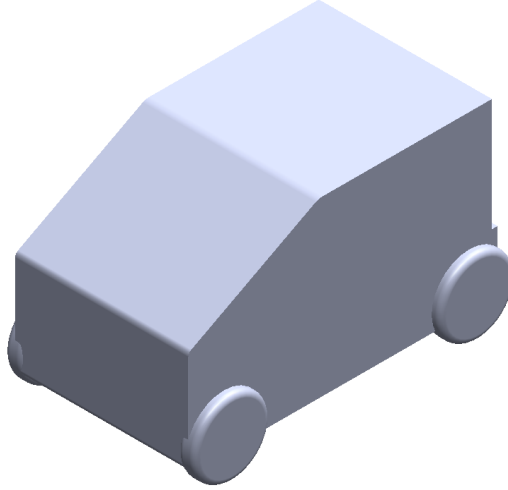
Burada ρ havanın yoğunluğu, A_P taşıtın hareket yönündeki (x-y düzlemi) iz düşüm alanı, v taşıtın hızı ve C_L taşıtın hava direnç katsayısıdır. Havanın yoğunluğu, nem durumu, rakım ve sıcaklık gibi faktörlere bağlı olarak değişiklik gösterse de standart $\rho_L = 1,225 \text{ kg/m}^3$ alınabilir (Heißing ve Ersoy, 2011; Hucho, 2012). Hava direnç katsayısı C_L taşıtın kabuk geometrisine göre değişmektedir. Elektrikli taşıtlarda batarya şarj süresi, günümüz teknolojisinde hala uzun zaman almaktadır. Bu nedenle tek bir güç döngüsünde daha uzun menzile ulaşmak, elektrikli taşıt tasarımının öncelikli hedefidir. Hava direnç katsayısını makul seviyelere getirebilmek hava direncini de düşüreceğinden, taşıtın enerji tasarrufu açısından önem taşımaktadır. Taşıtın hava direnç katsayısının iyileştirmesine dair tasarım detayları Bölüm 2.4.2’de anlatılmaktadır.

Taşıt üzerine etkiyen bir diğer direnç kuvveti olan ivmelenme direnci, taşıt kütlesinden olduğu kadar kütlelerin atalet momentlerinden de etkilenir. Bu atalet etkisi, dönen kütlelerin yarattığı açısal atalet momenti ve taşıt hızı ile ötelenen kütlelerin yarattığı atalet momentleri olarak iki farklı adımda incelenmelidir. Açısal atalet momentleri, tekerlek eksenine indirgenerek hesaplamalara dahil edilmelidir. İvmelenme direnci, aşağıdaki şekilde bulunur:

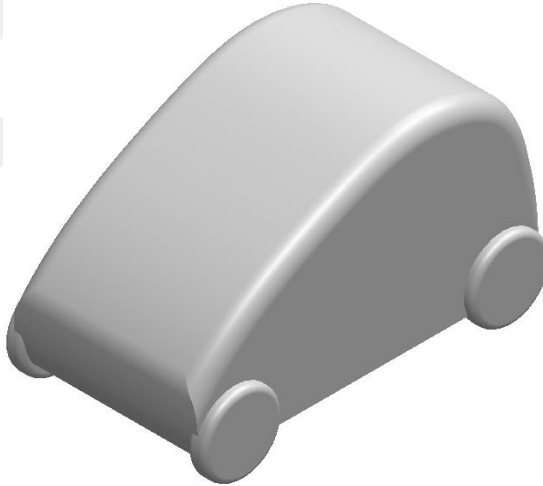
$$F_B = m \cdot a + \frac{\sum \theta_R \cdot \alpha}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.4)$$

Burada m taşıt kütlesi, a taşıt ivmesi, $\sum \theta_R$ dönen kütlelerin tekerlek eksenine indirgenmiş toplam atalet momenti, α tekerleklerin açısal ivmesi ve r_{dyn} tekerlek dinamik yarıçapıdır. Tez kapsamındaki taşıtta, arka akstan iki adet hub-motor ve tekerlekler dışında bir dönen kütle bulunmamaktadır. Bir hub-motor elektrik tekerlek merkezine montajlandığı için, halihazırda tekerlek ekseninde olan hub-motorların atalet momentleri doğrudan hesaba katılabilir. Taşıtın ivmelenme direnci değeri $a =$

2 m/s² kalkış ivmesi ile çelik üst gövde için $F_{B,st} = 910 \text{ N}$ ve alüminyum üst gövde için $F_{B,al} = 821 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 2.11 Başlangıç gövde geometrisi (Form I)

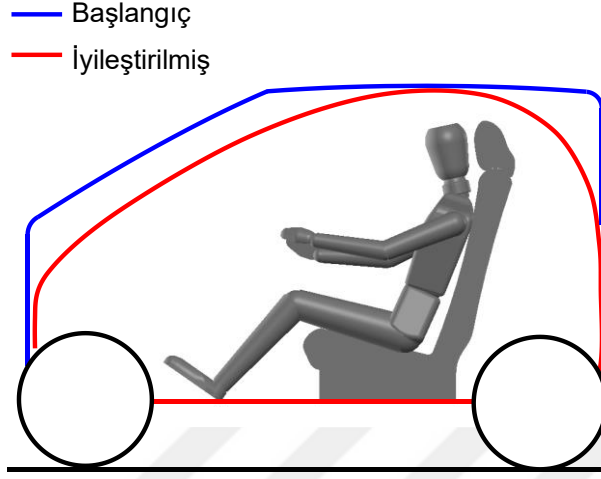


Şekil 2.12 İyileştirilmiş gövde geometrisi (Form II)

2.4.2 Aerodinamik Tasarım

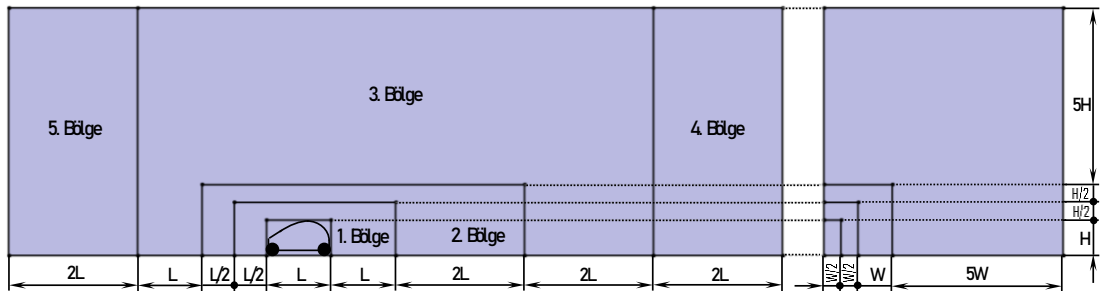
Tez kapsamındaki taşıt için başlangıçta düşünülen gövde formu (Form I) rüzgâr tüneli simülasyonuna tabi tutulmuş ve basınç yığılma bölgeleri ve havanın taşıt üzerindeki akışı incelenmiştir. Tespit edilen sorunlar iyileştirilerek bir final gövde geometrisi (Form II) oluşturulmuştur. Ardından, II. geometri için rüzgâr tüneli simülasyonları tekrarlanmış ve hava direnç katsayısının elektrikli taşıtlar için uygun sınırlarda kaldığı doğrulanmıştır (Larminie ve Lowry, 2003). Form I Şekil 2.11’de,

Form II Şekil 2.12’de ve her iki gövde formunun karşılaştırılması Şekil 2.13’te verilmiştir.

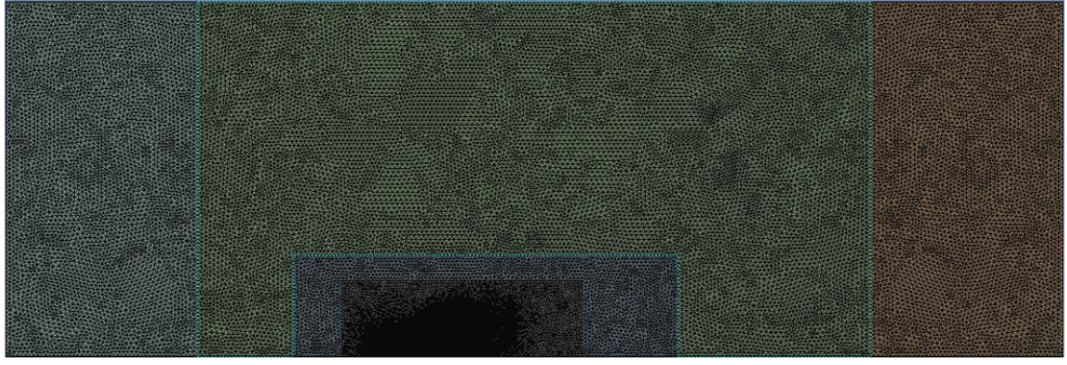


Şekil 2.13 Başlangıç (I) ve iyileştirilmiş (II) gövde formlarının karşılaştırılması

Rüzgâr tüneli analizleri Ansys Fluent 18.1 hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Sonuçların doğruluğu açısından tünelin boyutları taşıt boyutları ile orantılı olmalıdır. Gerçeğe yakın bir hava akışı elde edebilmek için tünelin uzunluğu taşıt uzunluğunun 11 katı, yüksekliği taşıt yüksekliğinin 7 katı ve genişliği taşıt yüksekliğinin 7 katı olarak belirlenmiştir. Toplam 5 bölgeden oluşan tünelin boyutları Şekil 2.14’te verilmiştir. Burada taşıt dış yüzeyi 15 mm, 1. bölge 60 mm; 2. bölge 85 mm; 3, 4 ve 5. bölgeler ise 100 mm eleman boyutu ile sonlu elemanlarına ayrılmıştır. Farklı eleman sayısı yoğunlukları için analizler tekrarlanmış, ancak sonuç üzerinde fark yaratacak bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Rüzgâr tünelinin sonlu elemanlar modeli ise Şekil 2.15’te görülebilir. Hesaplamalarda kolaylık sağlamak ve analiz sonuçlarını hızlandırmak amacıyla analizler yarım taşıt modeli için gerçekleştirilmiştir.

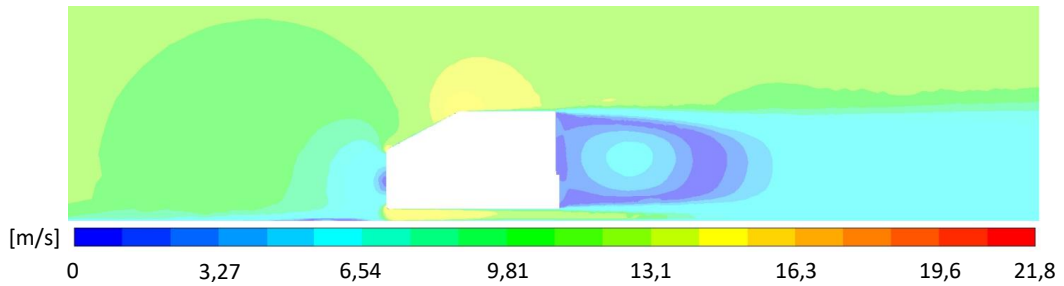


Şekil 2.14 Rüzgâr tüneli boyutları

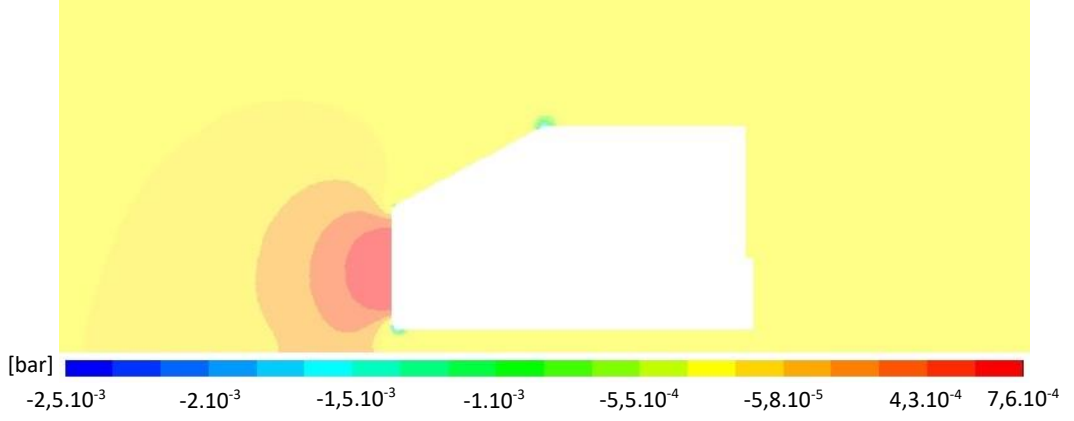


Şekil 2.15 Rüzgâr tünelinin sonlu elemanlar modeli

Analizlerde, Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiğinde (HAD) sıklıkla kullanılan ve kararlı bir yakınsama sağlayan iki denklemlilik k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu yaklaşım, akışkan viskozitesinin izotrop olduğu kabulü ile türbülansın kinetik enerjisine göre bir çözüm geliştirir (Banga, Zunaid, Ansari, Sharma, ve Dungriyal, 2015; Kimura ve Hosoda, 2003; Mansour, Kim, ve Moin, 1987; Shih, Liou, Shabbir, Yang, ve Zhu, 1995). Hava yoğunluğu $\rho_L = 1,225 \text{ kg/m}^3$, viskozitesi $\mu_L = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$ 'dir. Taşıt hızı $\vartheta = 40 \text{ m/h}$ kabul edilmiştir. Şekil 2.16'da taşıt üzerine etkileyen havanın hızını vermektedir. Şekil 2.17'de görüldüğü gibi, taşıtın ön kısmının yüksek olması, bu bölgede basınç yığılmasına ve sonuç olarak hava direnç kuvvetinin yükselmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle bazı tasarım iyileştirmeleri yapılarak taşıtın hava direnci düşürülmelidir. Yapılan iyileştirmeler ile taşıtın ön bölgesinde basınç yığılan toplam alanın azaltılması ve taşıt formu, aerodinamik açıdan en ideal dış form olması dolayısıyla, damla formuna yaklaştırılarak hava akışının kolaylaştırılması hedeflenmiştir (Hucho, 2012).

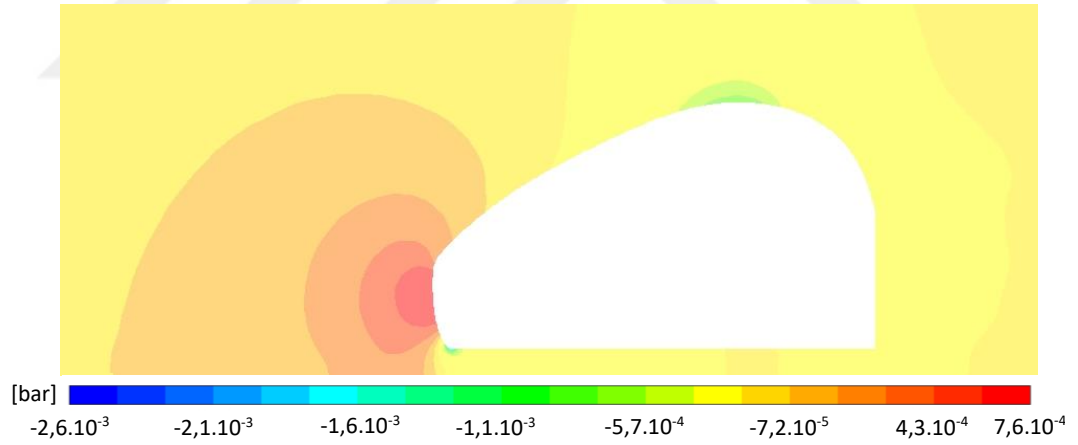


Şekil 2.16 Form I üzerine etkileyen havanın hızı

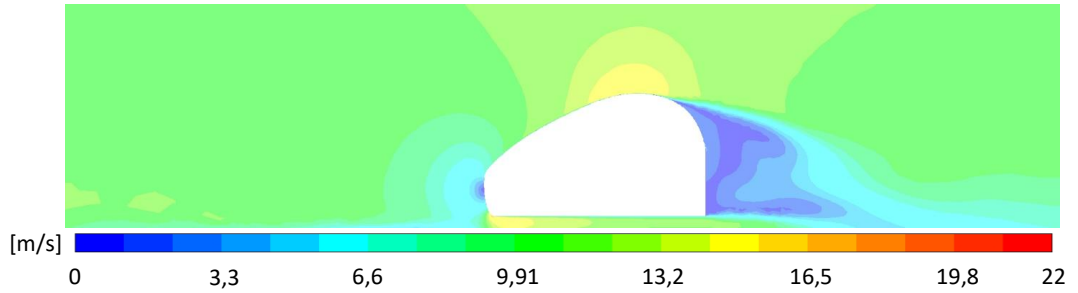


Şekil 2.17 Form I üzerindeki hava basıncı dağılımı

Analizler Form II için tekrarlanmış ve taşıt üzerine etkiyen basınç büyüklüğünde bir değişiklik olmamıştır. Ancak bu basınç, etki ettiği yüzey alanı azaltıldığı için taşıt üzerinde daha dengeli bir dağılım sergilemektedir (Şekil 2.18). Havanın akış yönüne dik olan yüzey alanının azaltılması ile taşıt üzerine etkiyen hava direnç katsayısı C_L değeri de aynı oranda düşürülmüştür. İyileştirilmiş form için simülasyon sonucu elde edilmiş hava akışının hız verileri ise Şekil 2.19’da görülebilir.

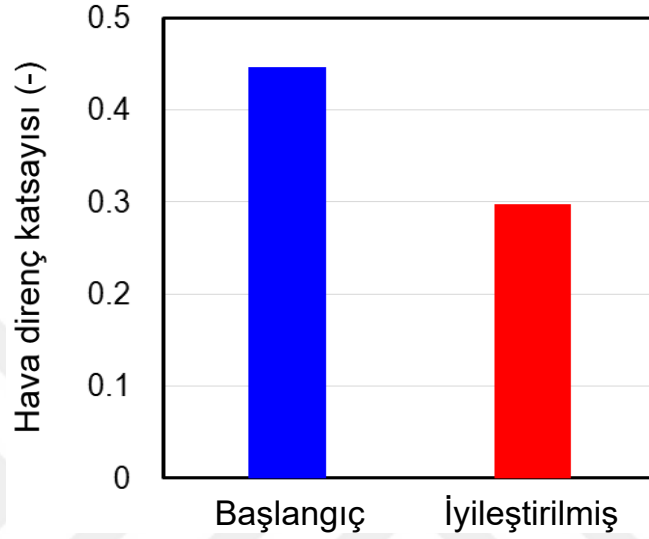


Şekil 2.18 Form II üzerindeki hava basıncı dağılımı

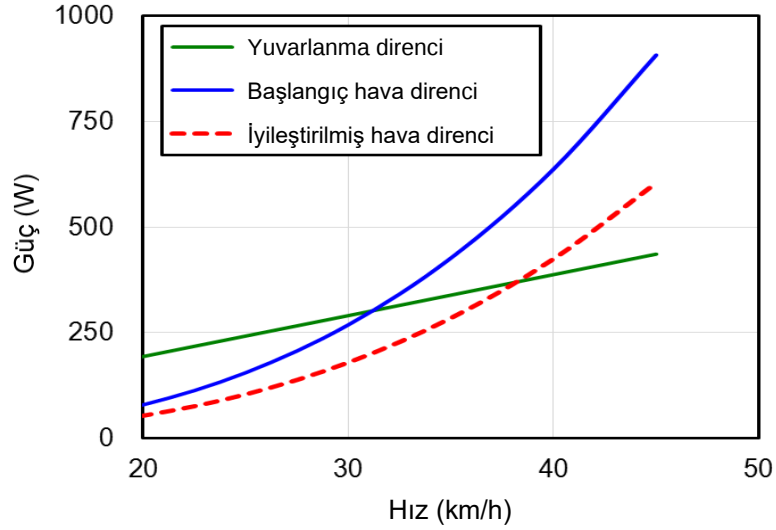


Şekil 2.19 Form II üzerine etkiyen havanın hızı

Form II'nin hava direnç katsayısı C_L , Form I'e göre %33 düşürülmüştür. İyileştirilmiş hava direnç katsayısı ile hava direnci değeri maksimum hızda $F_L = 49 \text{ N}$ olmaktadır. Hava direnç katsayılarının karşılaştırılması Şekil 2.20'de verilmiştir. Her iki gövde geometrisinin hava direncinin ve geometriden bağımsız yuvarlanma direncinin taşıt hızına bağlı güç ihtiyacı ise Şekil 2.21'de görülebilir.



Şekil 2.20 Başlangıç ve iyileştirilmiş gövde formu hava direnç katsayılarının karşılaştırılması

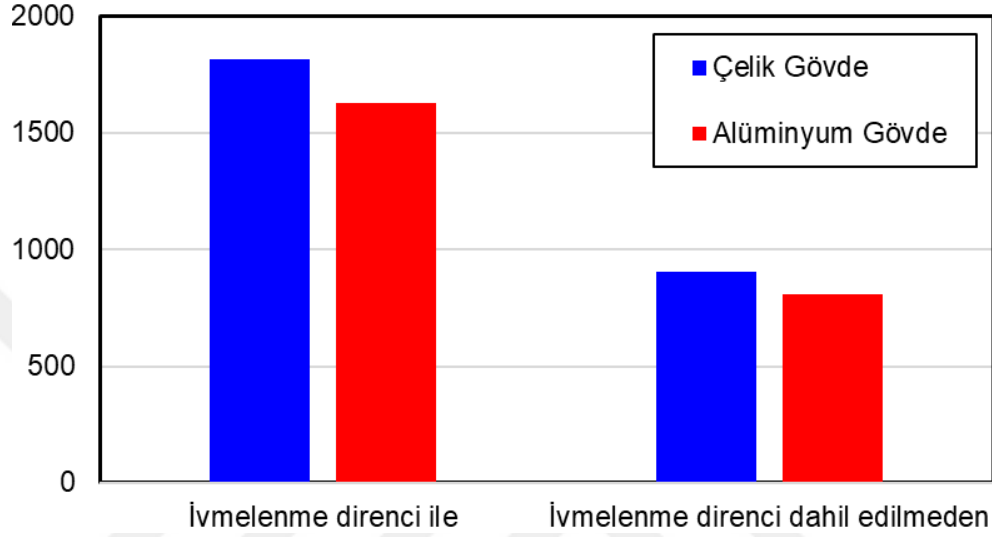


Şekil 2.21 Taşıt hızına bağlı güç ihtiyacı

2.4.3 Hareket Sınırları ve Kapasitif Hesaplar

Bütün hareket dirençlerinin hesaplanması ile taşıtın aşması gereken toplam direnç değerleri Şekil 2.22'de verilmiştir. Kullanılacak olan elektrik motorunun sağladığı güç

ve tork değerleri, bu hareket dirençlerini karşılayabilmelidir. Alüminyum ve çelik üst gövde kullanılması halinde aynı kalkış ivmesi için düz ve %10 eğimli yolda ve $a = 5,9 \text{ m/s}^2$ frenleme ivmesi için dinamik aks yükleri hesaplanmıştır. Yukarıda belirtilen frenleme ivmesi değerinin hesap yöntemi Bölüm 3.5.1’de açıklanmıştır. Dinamik aks yükleri Tablo 2.4’te görülebilir.



Şekil 2.22 Taşıtın aşmak zorunda olduğu hareket dirençleri toplamı (N)

Tablo 2.4 Farklı senaryolar için dinamik aks yükleri (kg)

	Düz Yol		Eğimli Yol		Frenleme	
Aks	Ön	Arka	Ön	Arka	Ön	Arka
Çelik Gövde	115	310	102	323	229	196
Alüminyum Gövde	103	277	91	289	204	176

Taşıtın hareket dirençleri, motor tarafından üretilen güç tarafından karşılanacaktır. Bunun için her bir hareket direncinin motordan talep ettiği güç değeri bulunmalıdır. Dinamik aks yüklerine bağlı olarak her bir hareket direncinin talep ettiği güç şu şekilde ifade edilebilir:

$$P_R = f_R \cdot G \cdot \cos \psi \cdot \vartheta \quad (2.5)$$

$$P_L = \frac{1}{2} \cdot C_L \cdot \rho_L \cdot A_P \cdot \vartheta^3 \quad (2.6)$$

$$P_T = G \cdot \sin \psi \cdot \vartheta \quad (2.7)$$

$$P_B = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x} \cdot \vartheta \quad (2.8)$$

$$P_{\text{toplam}} = P_R + P_L + P_T + P_B \quad (2.9)$$

Burada λ dönen kütlelerin atalet faktörüdür. Tasarlanan taşıtta, Bölüm 2.4.1’de de belirtildiği üzere, dönen kütleler yalnızca tekerlekler ve arka tekerlek eksenlerine merkezlenmiş hub-motorlardır. Bu değer, alüminyum üst gövde malzemesi kullanılması durumunda $\lambda = 1,08$ ve çelik üst gövde malzemesi kullanılması durumunda $\lambda = 1,07$ olmaktadır. λ değeri şu şekilde hesaplanır (Chen, 1982):

$$\lambda = 1 + \frac{\sum \theta_R}{m \cdot r_{\text{dyn}}^2} \quad (2.10)$$

Temel hareket dirençlerine ek olarak, elektrikli taşıt uygulamalarında taşıtın güç kaynağına karşı dikkate değer bir direnç oluşturan elektrik yükü de hesaba katılmalıdır. Bu çalışmada, yardımcı sistem yükünün bir temsilcisi olarak dikkate alınabilecek yaklaşık 700 (W) yük değeri seçilmiştir (Fiori, Ahn, ve Rakha, 2016). Batarya güç sarfiyatı, anlık olarak kullanılan elektrik gücü için SOC (State of Charge - Şarj Durumu) aracılığıyla belirlenir ve bu, verim kayıpları ve elektrik yükleri dahil olmak üzere toplam elektrik gücü gereksinimini belirler. Buna bağlı olarak, belirli bir an için SOC şu denklem ile belirlenir (Fiori, Ahn, ve Rakha, 2016):

$$\text{SOC}(t) = \text{SOC}_0 - \sum_{i=1}^N \left(\text{SOC}_{i-1}(t) - \frac{P_{\text{TM}_i} \cdot t}{3600 \cdot C_B} \right) \quad (2.11)$$

Burada $\text{SOC}(t)$ t anındaki ve SOC_0 başlangıçtaki batarya SOC değerlerini, P_{TM} (W) ihtiyaç duyulan motor gücünü, C_B (Ah) ise batarya kapasitesini ifade etmektedir.

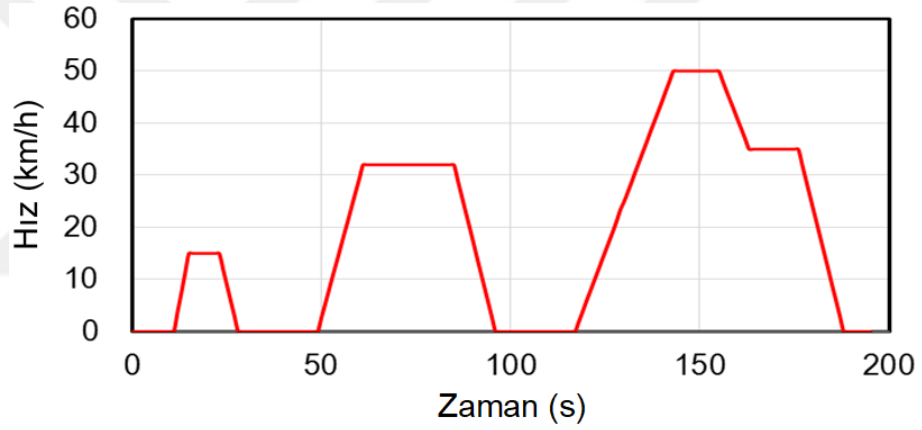
2.5 Güç İletimi ve Menzil Hesaplamaları

2.5.1 Sürüş Çevrimleri

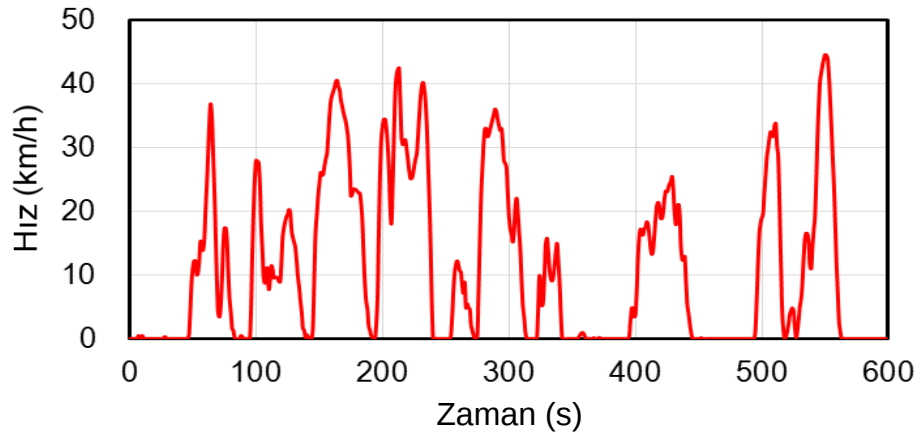
Farklı gövde geometrileri ve malzemeleri, farklı batarya tipleri ve bağlantı şekilleri sürekli ve maksimum hız durumları için ve şehir içi taşıtların menzil tahminlerinde

yaygın olarak kullanılan belirli şehir içi çevrimleri, ADVISOR® ticari yazılımı yardımıyla karşılaştırılmıştır. Performans değerlendirmesinde, hedef taşıt için dört sürüş çevrimi dikkate alınmıştır. Sürüş çevrimlerinin yanı sıra, sabit ve en yüksek hızda (45 km/h) sürüş simülasyonu için menzil araştırılmıştır

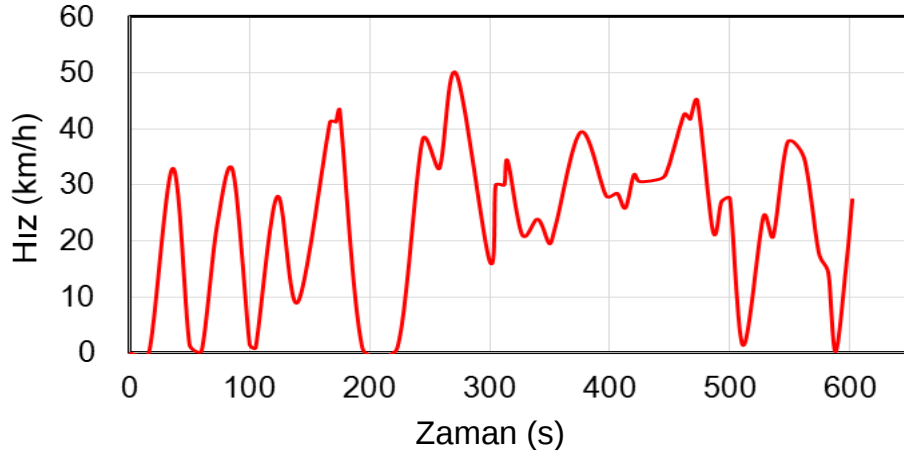
Belirleyici kentsel sürüş çevrimi olarak, ECE (Avrupa Ekonomik Komisyonu) R-15 döngüsü referans kabul edilmiştir. ECE R-15, Renault Twizy gibi binek taşıtların performans verilerini elde etmek için sıklıkla kullanılan düşük hızlı bir şehir içi döngüsüdür. Bu döngünün zamana bağlı hız değişimi Şekil 2.23'te verilmiştir. Sabit hızlı sürüş simülasyonuna ve ECE R-15 çevrimine ek olarak, Şekil 2.24'te verilen NYCC, Şekil 2.25'te verilen ETC'nin ilk bölümü ve Şekil 2.26'da verilen TRRL 1.1 döngüsü değerlendirilmiştir (Barlow, Latham, McCrae, ve Boulter, 2009).



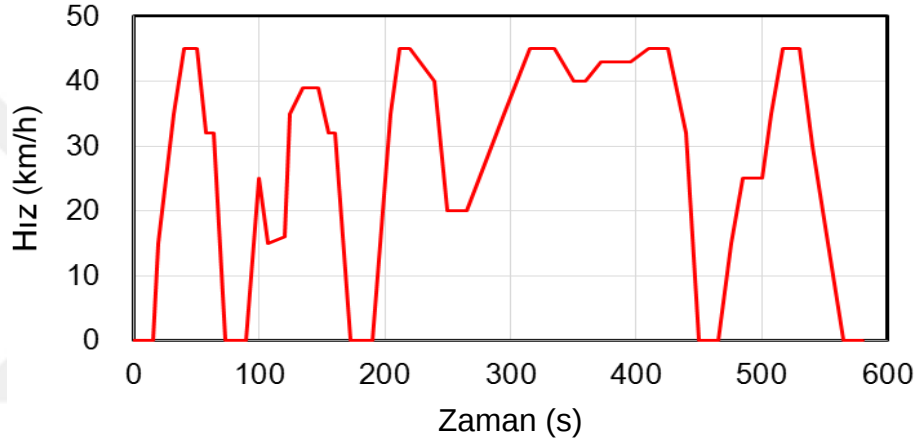
Şekil 2.23 ECE R-15 çevrimi için zamana bağlı hız değişimi



Şekil 2.24 NYCC (New-York City Cycle – New York şehir içi döngüsü) için zamana bağlı hız değişimi



Şekil 2.25 ETC'nin (Avrupa transit döngüsü) ilk bölümü için zamana bağlı hız değişimi



Şekil 2.26 TRLL (Ulaşım ve yol araştırma laboratuvarı) 1.1 için zamana bağlı hız değişimi

2.5.2 Menzıl Hesaplamaları

Menzıl hesaplamaları için, taşıtların farklı yol çevrimlerindeki enerji tüketiminin tahmininde ve performans verilerinin elde edilmesinde kullanılan ADVISOR[®] yazılımı kullanılmıştır. Motorlar tek hız kademesi ile tanımlanmıştır. İki farklı batarya, iki farklı gövde geometrisi ve iki farklı gövde malzemesinin aynı batarya kapasitesi için menzıl ve performans değerleri araştırılmıştır. Bataryaları aynı batarya kapasitesi için karşılaştırmak için akım kapasitesi ve anma voltajı aynı değere sabitlenmiştir. Bölüm 2.4.2'de hava direnç katsayıları karşılaştırılan Form I ve II için tasarlanmış taşıyıcı sistemler Şekil 2.27 ve 2.28'de verilmiştir. Bu tasarımlar, farklı gövde malzemeleri ve batarya kombinasyonları için karşılaştırılmıştır. Her bir tasarım

varyasyonu için temel alınan parametreler Tablo 2.5’te verilmiştir. Her iki gövde formu için de projeksiyon alanı 1.7 m^2 kabul edilmiştir.



Şekil 2.27 Form I taşıyıcı sistemler tasarımı



Şekil 2.28 Form II taşıyıcı sistemler tasarımı

F tasarımı, E tasarımına rejeneratif frenleme eklenmesi ile elde edilmiştir. Sürüş simülasyonları sonucunda final gövde tasarımının hava direnç katsayısının düşük

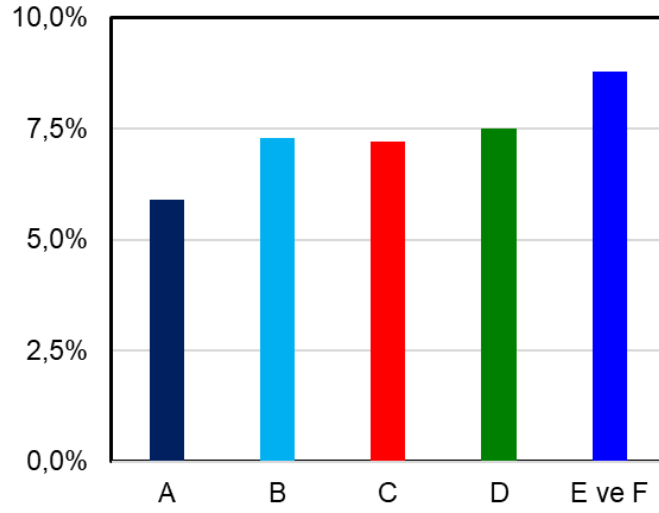
olmasının enerji tüketimine ve dolayısıyla menzile dikkate değer bir katkısı olduğu görülmüştür. Ayrıca alüminyum üst gövde malzemesi kullanılmasının ağırlık üzerinde sağladığı gözle görülür avantaj sayesinde her bir çevrim için menzilin, iki katına kadar artırıldığı gözlemlenmiştir. Her bir tasarımın ADVISOR® ile elde edilmiş performans değerleri Şekil 2.29, 2.30 ve 2.31’de karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Farklı sürüş simülasyonlarının sonuçları Tablo 2.6’da verilmiştir.

Tablo 2.5 Performans analizlerinde uygulanan senaryolar

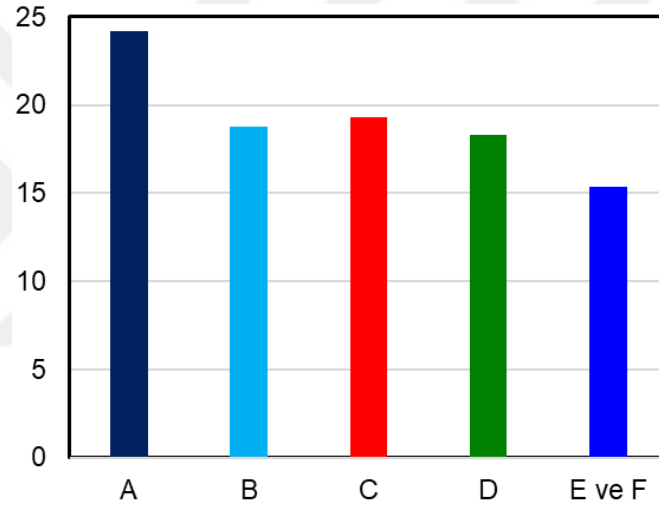
Tasarım	Form	C _L	Gövde	Batarya	İkincil Sistem Batarya	Batarya Kapasite (kWh)	Rejeneratif Frenleme
A	I	0,449	St	Pb-asit	Yok	4,56	Yok
B			St	Li-ion	Yok	4,41	Yok
C			St	Li-ion	Var	7,69	Yok
D	II	0,299	St	Li-ion	Var	7,69	Yok
E			Al	Li-ion	Var	7,69	Yok
F			Al	Li-ion	Var	7,69	Var

2.5.3 Güç İletim Sistemi

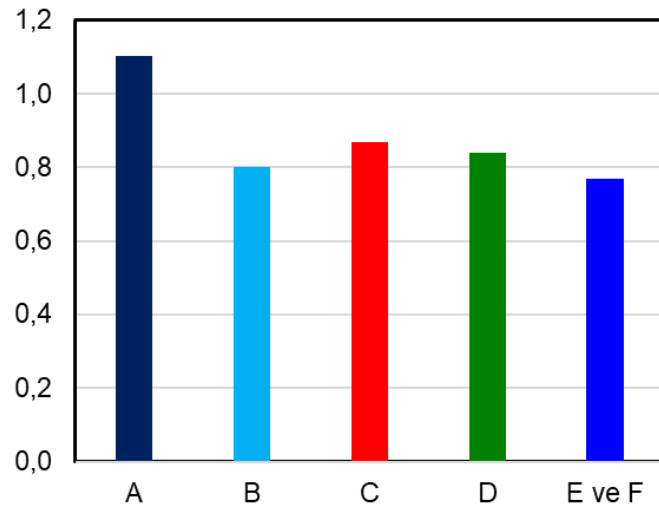
Motor güç ve tork değerlerini, tekerlekler aracılığı ile yola ileten bileşenlerin tümüne güç iletim sistemleri (aktarma organları) denir. Modern elektrikli taşıt teknolojisinde, sistem içerisindeki elemanların birbirine bağlanma şekillerine ve kullanılan güç kaynağına göre üç farklı tahrik teknolojisi vardır. Bunlar, güç kaynağı olarak yalnızca elektrik motoru ve batarya kullanan tümü elektrikli taşıtlar (TET), hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru ile çekiş gücü elde eden hibrit elektrikli taşıtlar ve yakıt pilli elektrikli taşıtlardır (Fu, Hosseinnazad, Jazar, Hadiashar, ve Watkins, 2012; Grzegożek, 2009). TETler tahrik için ihtiyaç duyulan gücü yalnızca elektrik motoruyla sağlayarak sıfır emisyonla çalışmasının yanı sıra gürültüsüz oluşları ile de tercih sebebidir.



Şekil 2.29 10 km/h hız ile tırmanılan maksimum yokuş eğimi (%)



Şekil 2.30 Durur pozisyonundan 45 km/h hıza ulaşmak için gereken süre (s)

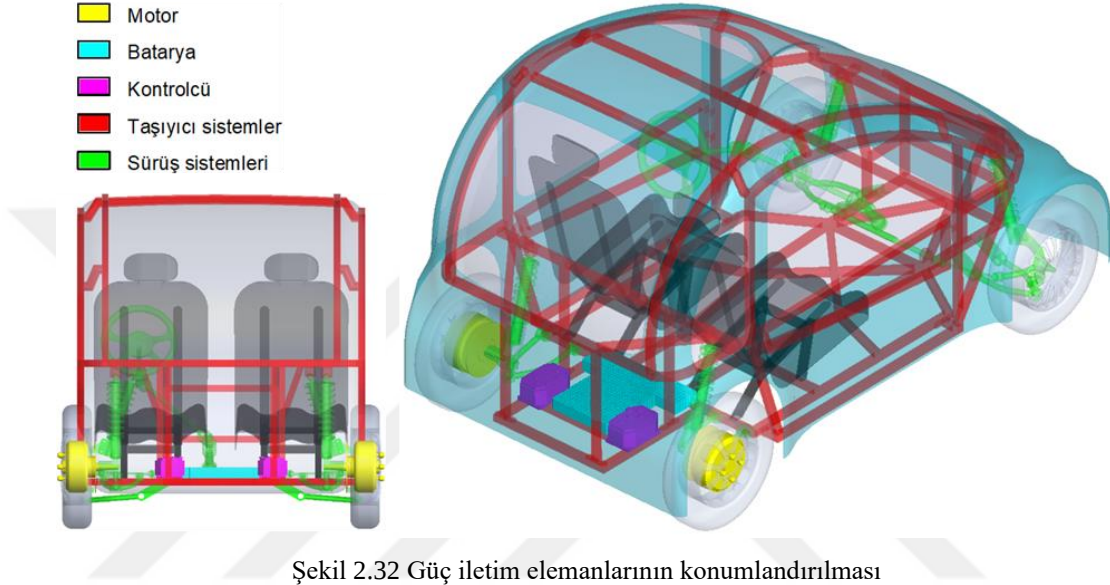


Şekil 2.31 %5,5 eğimli bir yolda 10 km/h hızla 5 km yol alabilmek için gereken enerji (kWh)

Tablo 2.6 Farklı sürüş çevrimleri ve tasarım varyantları için elde edilen performans değerleri

Simülasyon Senaryosu	Tasarım	Menzil (km)	Güç İhtiyacı (kW)	Enerji Tüketimi (kWh/km)
Sabit (45 km/h) hız	A	71	2,03	0,064
	B	88,5	1,94	0,05
	C	114,4	1,95	0,054
	D	137,4	1,61	0,048
	E	142,4	1,55	0,047
	F			
ECE R-15	A	34,8	1,39	0,13
	B	47,6	1,25	0,096
	C	69,6	1,3	0,103
	D	75	1,2	0,098
	E	82,9	1,1	0,092
	F	99,8	0,9	0,083
NYC	A	20,5	1,34	0,228
	B	28,3	1,21	0,156
	C	42,2	1,24	0,172
	D	43,4	1,2	0,169
	E	48,2	1,1	0,157
	F	59,1	0,88	0,13
ETC	A	41,9	1,59	0,109
	B	56,2	1,4	0,078
	C	79,6	1,44	0,086
	D	84,3	1,36	0,083
	E	92,3	1,24	0,078
	F	104,9	1,08	0,073
TRLL	A	51,5	1,52	0,089
	B	67,2	1,38	0,066
	C	95,9	1,44	0,072
	D	105,9	1,29	0,068
	E	114,7	1,2	0,064
	F	129,6	1,05	0,059

Tez kapsamında, güç kaynağı olarak yalnızca elektrik motoru ve batarya kullanılır ve taşıt bu anlamda bir TET olarak tanımlanabilir. Güç iletim sistemi temel olarak her iki arka tekerleğe merkezlenmiş birer hub-motor, enerji kaynağı olarak bataryalar ve hız ve tork kontrolü için kontrolcülerden oluşur (Fu, Hosseinnazad, Jazar, Hadiashar, ve Watkins, 2012). Arkadan itişli olarak tasarlanan taşıtın bütün güç iletim elemanları Şekil 2.32’de görüldüğü gibi taşıtın arka bölümüne konumlandırılmıştır.



Her iki tahrik tekerleği iki ayrı motorla tahrik edildiğinden, ayrıca bir dağıtıcı dişli kutusuna ihtiyaç yoktur. Kullanılan hub-motorların özellikleri Tablo 2.7’de verilmiştir. Dağıtıcı dişli kutuları yani diferansiyeller, viraj dönüşü esnasında veya bir tekerleğin diğerinden farklı tutunma katsayısına sahip yüzeyde bulunduğu durumlarda tekerlekler arasındaki tork dengesini mekanik olarak sağlayan güç iletim elemanlarıdır. Sistemde dağıtıcı dişli kutusu bulunmadığından, bu denge kontrolcüler aracılığı ile sağlanmalıdır. Bu durumda sistemin direksiyon açısı ve gaz pedalından iletilen tekerlek momenti olmak üzere iki adet başlıca girdisi olacaktır. Taşıtın güç iletim şeması Şekil 2.33’teki gibi basitleştirilebilir. Gelişmiş bir diferansiyel kontrol ünitesi, viraj esnasında tekerleklerin hız farkını makul düzeyde kontrol edebilmeli ve taşıt yol düzleminde kaymadan ilerleyebilmelidir. Ayrıca yönlendirilmeden yol alırken yol ekseninden herhangi bir sapma göstermemelidir. i sağ-sol tekerleği ve j ön-arka

aksı ifade etmek üzere, bir elektronik diferansiyel kontrolcüsünün taşıtın sola dönüşü esnasında, kontrolcü girdileri için dinamik denklemleri şu şekilde verilebilir:

$$\text{Tekerlek torku:} \quad \tau_{ij} = r \cdot F_{ij} \quad (2.12)$$

$$\text{Tekerlek çizgisel hızı:} \quad \vartheta_{ij} = r \cdot \omega_{ij} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \text{Toplam çekiş kuvveti:} \quad F_{\text{toplaml}} &= F_{\text{sol,ön}} + F_{\text{sağ,ön}} + F_{\text{sol,arka}} \\ &+ F_{\text{sağ,arka}} \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\text{Kayma oranı:} \quad s_{ij} = \frac{\vartheta_{ij} - \vartheta}{\max(\vartheta_{ij}, \vartheta)} \quad (2.15)$$

$$\text{Boyuna lastik sertliği:} \quad \dot{C} = \left. \frac{\partial \mu}{\partial s} \right|_{s=0} \quad (2.16)$$

$$\text{Tekerlek çekiş kuvveti:} \quad F_{ij} = \mu_{ij} \cdot N_{ij} = C_{ij} \cdot N_{ij} \cdot \lambda_{ij} \quad (2.17)$$

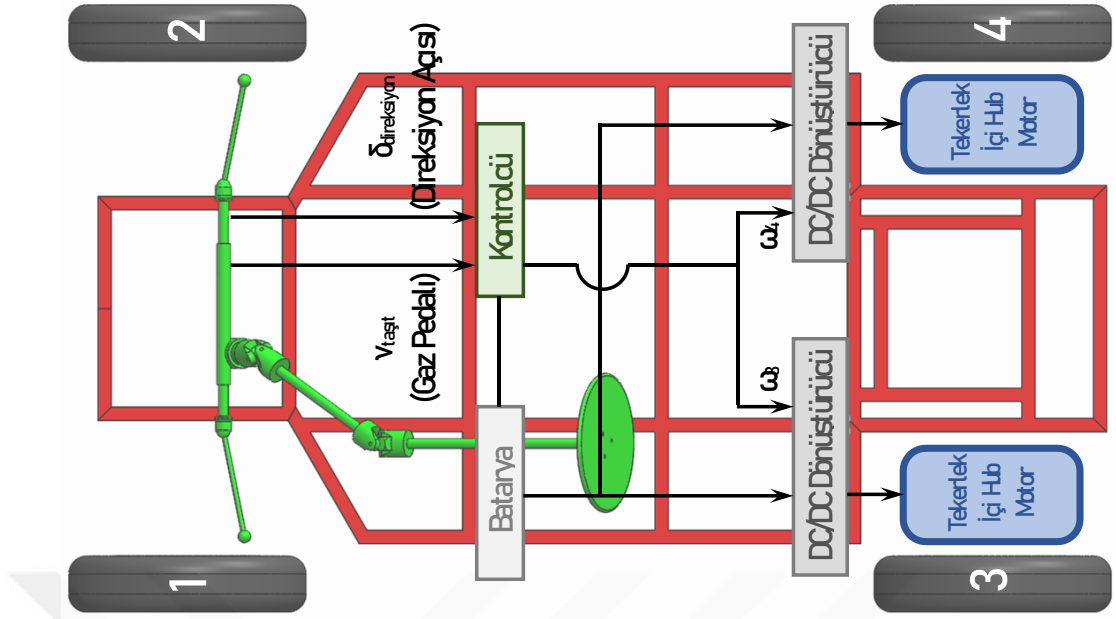
$$\text{Taşıt savrulma kuvveti:} \quad F_C = m \cdot \frac{\vartheta^2}{R} \quad (2.18)$$

$$\text{Viraj yarıçapı:} \quad R = \frac{L}{\tan \delta} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \text{Sol tekerlek normal} \\ \text{kuvveti:} \end{aligned} \quad N_{\text{sol}} = \frac{m \cdot g}{2} - F_C \cdot \frac{h \cdot g}{s_R} = m \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\vartheta^2 \cdot h}{R \cdot s_R} \right) \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} \text{Sağ tekerlek normal} \\ \text{kuvveti:} \end{aligned} \quad N_{\text{sağ}} = \frac{m \cdot g}{2} + F_C \cdot \frac{h \cdot g}{s_R} = m \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\vartheta^2 \cdot h}{R \cdot s_R} \right) \quad (2.21)$$

Burada r tekerlek dinamik yarıçapı, ω tekerlek açısal hızı, C boyuna lastik sertliği, δ taşıt dönüş açısı, h_{SP} taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliği, s_R iz genişliği ve L aks açıklığıdır.



Şekil 2.33 Taşıtın güç iletim şeması

Tablo 2.7 Kullanılan hub-motorların performans özellikleri

Motor Tipi	Sabit Mıknatıslı BLDC Hub-Motor
Motor Gücü	3000 W
Maksimum Çıkış Gücü (anlık)	5000 W
Anma Voltajı	72 V
Maksimum Devir (yüksüz durumda)	1100 D/d
Maksimum Tork	180 Nm (toplam)
Maksimum Akım	80 A
Sürekli Akım	45 A
Maksimum Verim	%90
Maksimum Çalışma Sıcaklığı	70°
Maksimum Hız	80 km/h (30-100 km/h ayarlanabilir)
Ağırlık	15 kg

BÖLÜM 3

SÜRÜŞ SİSTEMİ TASARIMI

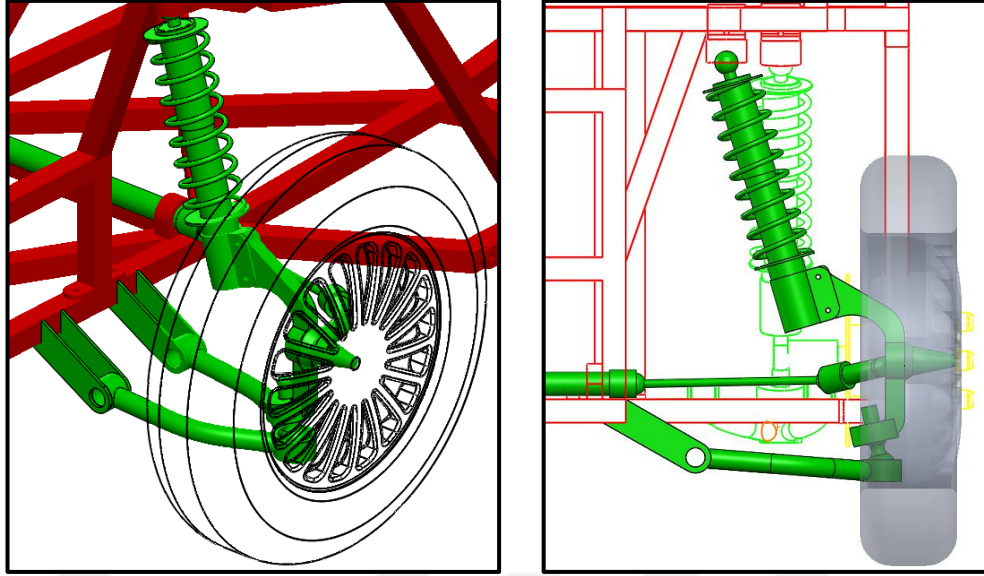
3.1 Özet

Bu iş paketinde, taşıtın uygun kinematik koşullar altında seyrini sağlamak için gereken alt sistemlerin seçimi ve tasarımı yapılmıştır. Taşıt dönüş yarıçapı belirlenmiş, yay katsayısı, amortisör sönüm katsayısı gibi kinematik büyüklükler belirlenmiştir. Yalpa, Ackermann hatası, iz açısı gibi kinematik karakteristiklerin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Adams/Car® modülü ile bir tam taşıt modeli kurulmuş, çeşitli sürüş simülasyonları için mafsallık kuvvetleri tayin edilmiştir. Güvenli fren mesafesini sağlayan fren elemanlarının seçimi yapılmıştır. Tasarımın basitliği nedeniyle ön aks için MacPherson bağımsız süspansiyon, arka aks için ise boyuna salıncaklı bağımsız süspansiyon seçilmiştir. Direksiyon sistemi olarak binek taşıtlarda yaygın olarak kullanılan kremayer direksiyon mekanizması kullanılmıştır. Her bir tekerlek için disk fren kullanılması uygun görülmüştür. Bu iş paketinin başarılı sayılabilmesi için belirlenen kıstaslar karşılanmıştır.

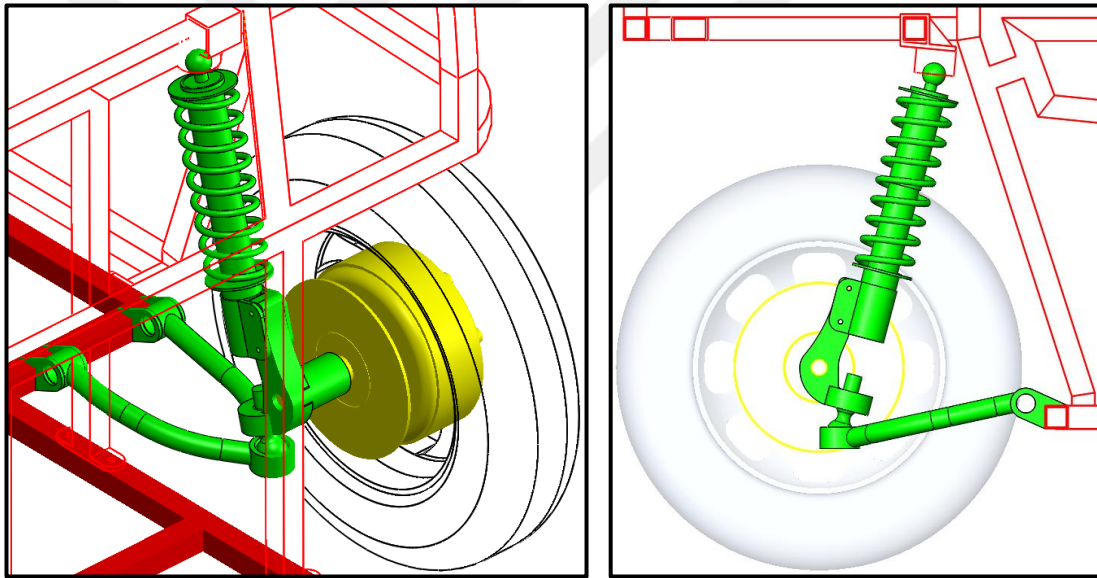
Süspansiyon sistemleri konfor bileşeni olmasının yanı sıra taşıt tekerleklerinin yol ve gövde ile bağlantısını sağladığından aynı zamanda önemli bir güvenlik elemanı olarak görev yapar. Bu nedenle bir taşıtın süspansiyon sisteminin seçimi taşıtın genel dinamik davranışını belirleyecektir. İyi bir yol tutuşu sağlamalı ve tekerlek yüklerini dengeli bir şekilde yola aktarabilmelidir. Lastik aşınması gibi yakıt tüketimi parametrelerini ve direksiyon kontrolü gibi güvenlik parametrelerini doğrudan etkiler. Bağımsız süspansiyonlar ve sabit akslar olmak üzere iki ana grupta incelenebilir (Heißing ve Ersoy, 2011). Sabit akslar, bir akstaki her iki tekerleğin de birbirine bağlı olarak yaylandığı süspansiyon tipleridir. Bağımsız süspansiyonlarda ise, aynı aks üzerindeki her bir tekerlek yoldan gelecek bir darbe neticesinde dikey yönde birbirinden bağımsız olarak hareket edebilmektedir. Taşıtın ön aksında kullanılması kararlaştırılan MacPherson süspansiyon sistemi, diğer bağımsız süspansiyonlarla karşılaştırıldığında sunduğu düşük maliyete karşılık yüksek performansı ile binek taşıtlarda sıklıkla tercih edilen bir bağımsız süspansiyondur. Bir adet salıncak ve yay bacağından oluşan sistemde, yay bacağı genellikle bir adet helisel yay ve

sönümleyicinin birbiri içine montajlanmasından oluşur. Düşük bileşen sayısı nedeniyle tasarımı basittir ve bu da hem düşük maliyetli hem de düşük kütleli ve kompakt olmasına olanak tanır. Arka aksta kullanılan boyuna salıncaklı süspansiyon sistemi de bir diğer bağımsız süspansiyon tipidir. MacPherson süspansiyon gibi bir adet yay bacağı ve alt salıncaktan oluşur ancak MacPherson süspansiyondan farklı olarak salıncaklar enine değil boyuna yönde şasiye montajlanır. Yani MacPherson süspansiyonlarda yaylanma esnasında iz genişliği değişimi olurken boyuna salıncaklı süspansiyonlarda iz genişliği değeri neredeyse sabit kalacak ancak aks açıklığı değeri değişecektir (Reimpell, 1988; Genta, 1997). Şekil 3.1 ve 3.2’de taşıtın ön ve arka aksı için tasarlanan süspansiyon mekanizmaları verilmiştir.

Süspansiyon sistemi ile beraber çalışan direksiyon sistemi ise taşıtın yönlendirilmesini ve sürücünün taşıt üzerindeki kontrolünü sağlayan bileşen olması dolayısıyla bir diğer önemli güvenlik elemanıdır. Direksiyon sistemleri en temelde, sürücünün direksiyon simidini döndürmesi ile sisteme verilen girdiyi, tekerleklerle bir dönüş açısı olarak ileten bir mekanik sistemdir. Düşük hacim ihtiyacı, tasarım basitliği ve hafifliği nedeniyle modern binek taşıtlarda yaygın olarak kullanılan kremayer dişli direksiyon sistemi (rack-and-pinion) temel olarak bir adet kremayer dişli sistemi, iki adet yönlendirme kolu ve iki adet iz kolundan meydana gelir. Süspansiyon sistemi ile arasında çok fazla bağlantı elemanı olmadığından yolun sürücü tarafından daha iyi hissedilmesini sağlar ve sürücüdenden gelen girdilere daha erken yanıt verir. Ancak bu durum aynı zamanda yoldan gelecek titreşimlerin sürücüye daha çok yansımaya neden olacaktır (Reimpell, 1974). Şehir içi taşıtlar asfalt ve benzeri düz yollarda seyahat ettiğinden, bu taşıtlarda ciddi bir güvenlik problemi yaratmamaktadır. Dinamik davranışı iyileştirmek amacıyla hem süspansiyon hem de direksiyon sistemleri için DT-YYY (Deney Tasarımı – Yanıt Yüzey Yöntemi) tabanlı tasarım optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. YYY en temelde birkaç bağımsız değişkenin birden fazla bağımlı değişken üzerindeki etkisini araştırır. Bunun için bir dizi deney verisi oluşturularak bağımlı değişkenlerin değişimi gözlemlenir ve bu deney verilerinin arasına denk gelen değerler için tahminde bulunulur (Montgomery, 2000).



Şekil 3.1 Ön aksta kullanılan MacPherson süspansiyon sistemi



Şekil 3.2 Arka aksta kullanılan boyuna salıncaklı süspansiyon sistemi

Fren sistemi ise taşıtın durdurulmasında görevli başlıca sürüş sistemi elemanı olduğundan dinamik gereklilikleri sağlayacak sistem elemanlarının doğru seçimi taşıt güvenliği açısından hayati önemdedir. Fren sistemleri, hareket eden bir mekanizmadan sürtünme yoluyla enerjiyi emerek, hareket halindeki bir taşıtı, tekerleği, aksı yavaşlatmak veya durdurmak için kullanılan sistemler bütünüdür. Birçok fren sistemi, hareket eden mekanizmanın kinetik enerjisini ısıya dönüştürmek için birbirine bastırılan iki yüzey arasındaki sürtünmeyi kullanır, ancak diğer enerji dönüştürme

yöntemleri de kullanılabilir. Taşıtların frenlenmesi genellikle, tekerleklerin frenlenmesi ile sağlansa da bazı durumlarda doğrudan aks veya motor çıkış mili de frenlenebilmektedir. Otomobillerde kullanılan sürtünme frenleri, frenleme sırasında kampanalı frende veya disk frende frenleme ısısını depolar ve ardından bunu kademeli olarak havaya ileterek yavaşlamayı gerçekleştirir. Hidrolik frenli modern bir aracın fren pedalına basıldığında, fren silindirleri gereken fren kuvvetini oluşturmak için harekete geçerek bir basınç oluşturur ve bir pistonun fren balatasını fren diskine doğru itmesi ile oluşan sürtünme kuvveti tekerleği yavaşlatır (Zomotor, 1987).

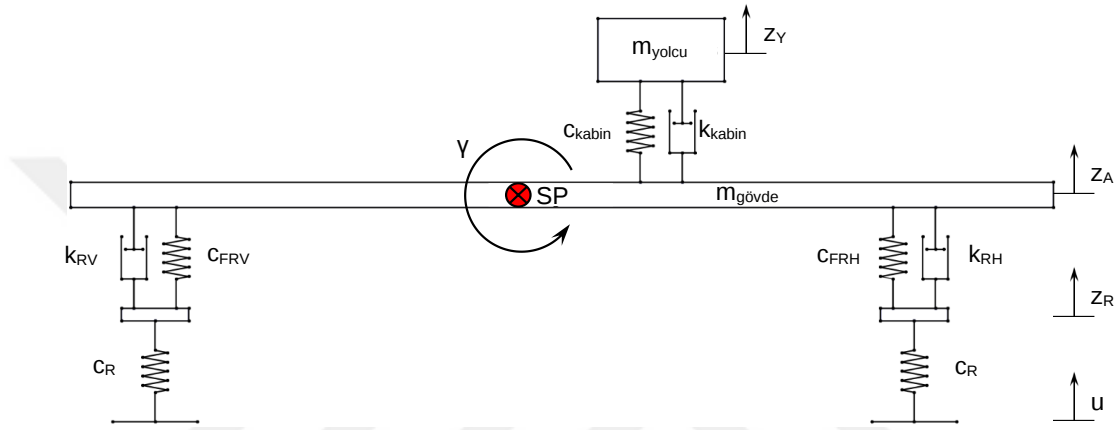
3.2 Süspansiyon Sistemi Tasarımı

3.2.1 Düşey Titreşim Modeli ve Yay-Amortisör Katsayılarının Belirlenmesi

Titreşim, kinetik enerjinin potansiyel enerjiye ya da potansiyel enerjinin kinetik enerjiye dönüşmesinden meydana gelir. Bu nedenle bir sistemde titreşimden söz edebilmek için, enerji depolayan ve sönümleyen elemanlara ihtiyaç vardır. Bir sistemde mekanik titreşim elemanları basitçe kütle, yay ve sönümleyici olarak tanımlanabilir. Kütleler sistemin kinetik enerjisini depolayan elemanlardır. Depolanan kinetik enerji sistemin hızının karesi ve kütle ile orantılı olarak değişir. Yaylar ise potansiyel enerji depolamakla görevlidir. Yay karakteristiği, yayın belirli bir kuvvet altındaki şekil değiştirme miktarı ile ölçülmektedir. Sönümleyiciler ise enerji sönümleme görevi yaparlar. Bir damperin sönümü, tek bir döngüde kaybettiği enerji miktarı ile bağlantılıdır (Rao ve Pearson, 2016).

Taşıt sistemlerinin mekanik ve matematiksel modeli genellikle çok kütleli ve karmaşık bir titreşim sistemi olarak basitleştirilir. Yoldan gelen tepkilerin sonucunda taşıtlar belirli bir titreşime maruz kalacaktır. Düzgün olmayan yol koşulları neticesinde oluşan titreşimler, taşıt bileşenlerini dinamik ve değişken yüklere zorladığından tasarım esnasında göz önünde bulundurulması gereken önemli bir faktördür. Yolcuların güvenli ve konforlu bir şekilde seyahat edebilmesi için sistemin titreşimini makul değerlerde tutmak büyük önem arz etmektedir. Günümüz teknolojisinde motor, diferansiyel gibi taşıtın kendi bünyesindeki titreşim kaynakları büyük oranda sönümlenebilmektedir. Bu nedenle, taşıtta meydana gelen mekanik titreşimlerin önemli bir kısmı yol-tekerlek arası temastan meydana gelmektedir. Bu titreşimler, taşıt

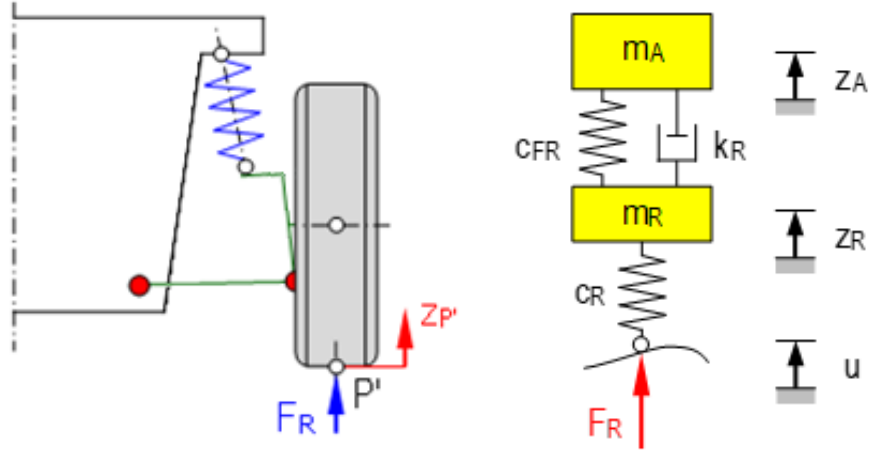
gövdesine ve dolayısıyla yolculara tekerlekler, yaylar ve amortisörler aracılığı ile iletilir. Servis esnasında, yoldan gelen darbeleri karşılayan yapı elemanı yaylar iken, bu darbelerin etkisini ve şiddetini hafifleten hidrolik ya da mekanik yapı elemanları amortisörlerdir. Tekerleklerin düşey yöndeki çizgisel hızı neticesinde ortaya çıkan kinetik enerjiyi ısı enerjisine dönüştürerek sönmlemeyi gerçekleştirir (Heişing ve Ersoy, 2011; Reimpell, 1974). Tek izli bir taşıtın basit yay kütle sistemi Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3 Taşıtın titreşim modeli

Gövde yükü, yolcu yükü gibi süspansiyon tarafından desteklenen yükler taşıtın yaylandırılmış kütlelerini oluşturur. Tekerlekler, süspansiyonlar ve bunlara direkt olarak montajlanmış diğer bileşenler ise yaylandırılmamış kütleleri oluşturur. Bir taşıtın dinamik davranışını belirleyen en önemli parametrelerden biri tekerleğin yaylandırılmamış kütlesi ile yaylandırılmış kütlesi arasındaki orandır (μ). Bu oran taşıtın hem düşey hem de yanal dinamiğini doğrudan etkiler. Bu nedenle taşıtın yol tutuş performansı ve konforu, bu değere bağlı olarak değişir (Genta, 1997).

Taşıtın yay ve amortisör katsayıları hesaplanırken işlem kolaylığı açısından 2 serbestlik dereceli olan yay kütle modelinden faydalanılmıştır. Şekil 3.4'te verilen bu titreşim modeli, çeyrek taşıt modeli olarak da anılır. Bu modelde bütün bileşenlerin lineer bir mekanik davranış sağladığı, yol-tekerlek arası temasın hiçbir zaman kesilmediği, taşıtın baş sallama hareketi yapmadığı ve yol yüzeyinin deforme olmadığı kabul edilerek işlem yapılır (Heişing ve Ersoy, 2011).



Şekil 3.4 MacPherson süspansiyon sisteminin iki serbestlik dereceli yay kütle modeline uygulanması

Çeyrek taşıt modeli her bir tekerleği, tekerleklere düşen yükler ile ayrı birer yay-kütle sistemi olarak ele alır. Burada m_A tekerlek yaylandırılmış kütlesi, m_R tekerlek yaylandırılmamış kütlesi, c_{FR} tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayısı, c_R tekerlek yay katsayısı, k_R tekerlek temas noktasına indirgenmiş amortisör sönüm faktörü ve F_R tekerlek kuvvetidir. Modeli hareket denklemleri şu şekilde yazılabilir:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -k_R \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) - c_{FR} \cdot (z_A - z_R) \quad (3.1)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = -k_R \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_A) - c_{FR} \cdot (z_R - z_A) - c_R \cdot (z_R - u) \quad (3.2)$$

$$m_A \cdot \ddot{z}_A + k_R \cdot \dot{z}_A + c_A \cdot z_A = 0 \quad (3.3)$$

Denklem 3.1, 3.2 ve 3.3'ten karoseri özgül dairesel frekansı ω_{eA} ve tekerlek özgül dairesel frekansı ω_{eR} elde edilebilir (Heişing ve Ersoy, 2011):

$$\omega_{eA} = \sqrt{\frac{c_{FR}}{m_A}} \quad (3.4)$$

$$\omega_{eR} = \sqrt{\frac{c_{FR} + c_R}{m_A}} \quad (3.5)$$

Tekerlek yay katsayısı, süspansiyon yay katsayısına göre oldukça rijittir. Bu nedenle sistem tek serbestlik dereceli basit bir yay-kütle-sönümleyici sistemi olarak ele alınabilir. Bu durumda şasi düşey titreşim frekansı ve şasi sönüm faktörü sırasıyla:

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{FR}}{m_A}} \quad (3.6)$$

$$D_A = \frac{k_R}{2\sqrt{c_{FR} \cdot m_A}} \quad (3.7)$$

olmaktadır. Burada hesaba katılan yay katsayısı c_{FR} ve sönüm faktörü k_R sırasıyla tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay ve amortisör katsayılarıdır. Gerçek yay ve amortisör katsayıları c_F ve k_D , süspansiyon geometrisine bağlı olarak belirlenen bir yay çevrim oranı i_F ve amortisör çevrim oranı i_D ile belirlenir ve şu şekilde bulunabilir (Matschinsky, 2007):

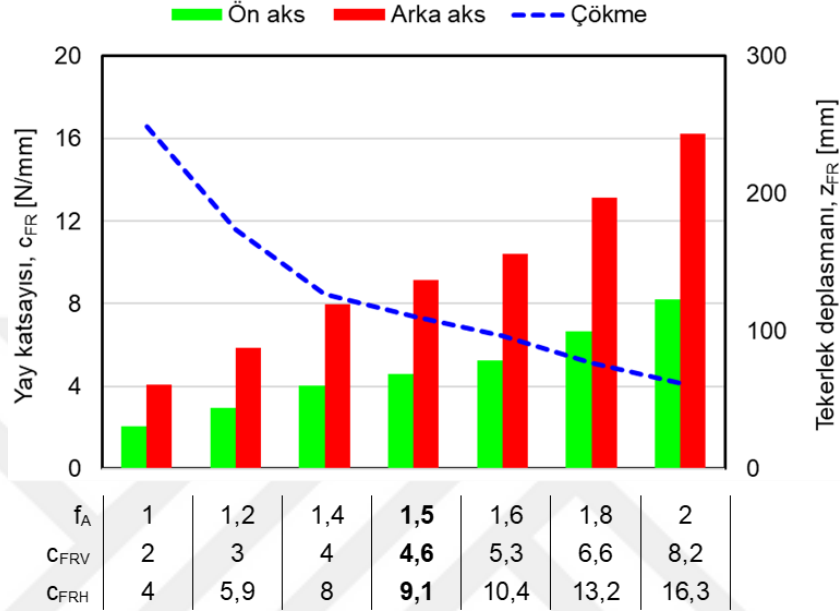
$$c_F = i_F^2 \cdot c_{FR} \quad (3.8)$$

$$k_D = i_D^2 \cdot k_R \quad (3.9)$$

Bu çalışmada her iki bağımsız süspansiyonda kullanılan amortisör ve helisel yaylar, aynı ekseninde montajlandığından aynı çevrim oranına sahiptir. Bu çevrim oranı değerleri süspansiyon geometrisine bağlı olarak değişecektir.

Taşıtın tam yüklü durumda ve alüminyum üst gövde malzemesi kullanılması halinde 150-200 mm taban serbestliğini sağlayacak farklı şasi düşey titreşim frekansı $f_A = 1 - 2$ Hz aralığındaki değerlere karşılık gelen yay katsayısı değerleri araştırılmıştır. Alüminyum gövde malzemesi kullanılması durumunda tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayısı değerleri c_{FR} ve statik yük altında her bir yay katsayısına denk gelen tekerlek temas noktasındaki deplasman z_{FR} değerlerinin karşılaştırılması Şekil 3.5'te verilmiştir. Yolcular ve koltuklar, batarya sistemi, kontrolcüler, direksiyon, gövde ve kabuk yaylandırılmış kütleyi oluşturur. Tekerlekler

ve hub-motorlar ise yaylandırılmamış kütleyi oluşturur. Kullanılan bağımsız süspansiyon sistemleri için, süspansiyonlar şasi ve üst gövdeye montajlandığından süspansiyon yüklerinin yarısı yaylandırılmış, yarısı yaylandırılmamış kütleye dahil edilmiştir.



Şekil 3.5 Farklı şasi düşey titreşim frekansı değerleri için ön ve arka aks tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayıları ile deplasmanlarının karşılaştırılması

Bir amortisörü tanımlamak için başlıca iki parametre kullanılabilir: sönüm faktörü k ve sönüm oranı ζ . Sönüm faktörü, darbe kuvvetinin amortisör deplasmanı ile ilişkisini ve dolayısıyla sönümleme karakteristiğini belirleyen parametredir. Sönüm oranı, sistemin sönüm faktörünün kritik sönüm oranını veren boyutsuz bir büyüklüktür. Sistemin, darbenin ardından ne kadar zamanda dengeye geldiğini belirleyen bu değer 1'den küçük olduğu sistemler az sönümlü sistemler, 1'den büyük olduğu sistemler ise aşırı sönümlü sistemler olarak tanımlanır. Az sönümlü sistemlerde darbe, zamana bağlı olarak azalan bir genlikle sönümlenir. Binek taşıtlarda sönüm oranı genellikle $\zeta = 0,25$ 'tir (Heißing ve Ersoy, 2011). Kritik sönüm ise, sistemin herhangi bir titreşim oluşmadan başlangıç pozisyonuna sönümlendiği sönüm değeri olarak tanımlanabilir (Rao ve Pearson, 2016). Yay katsayısına bağlı kritik sönüm değeri ise şu şekilde bulunur:

$$k_{krit} = 2\sqrt{m_A \cdot c} \quad (3.10)$$

Taşıtın aynı frekans değerleri için tekerlek temas noktasına indirgenmiş sönüm faktörü k_R ve $\zeta = 0,25$ sönüm oranı için gereken ön ve arka aks gerçek amortisör sönüm katsayıları k_V ve k_H Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3.1 Farklı frekans değerleri için sönüm oranı değerleri

f_A	(Hz)	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2
$k_{krit,VR}$	(N.s/mm)	0,65	0,78	0,91	0,98	1,04	1,18	1,31
$k_{krit,V}$		0,59	0,71	0,83	0,89	0,95	1,07	1,18
k_V		0,15	0,19	0,21	0,22	0,24	0,27	0,3
$k_{krit,HR}$		1,29	1,55	1,81	1,94	2,07	2,33	2,59
$k_{krit,H}$		1,45	1,74	2,03	2,18	2,32	2,61	2,9
k_H		0,36	0,44	0,51	0,54	0,58	0,65	0,73

3.2.2 Eşdeğer Burulma Yay Yalpa Modeli

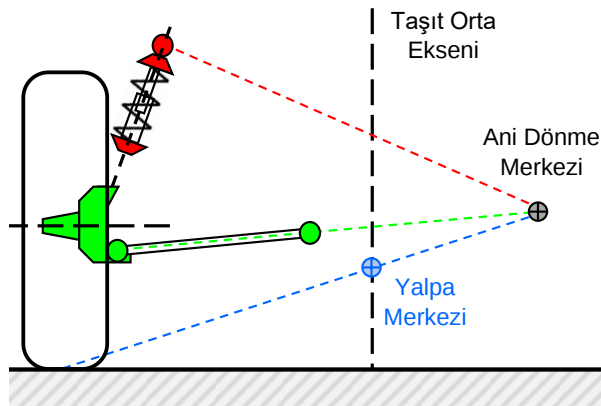
Bölüm 3.2.1’de belirlenen yay katsayılarını güvenlik açısından kontrol edebilmek amacıyla, taşıtın yalpa davranışı incelenmelidir. Viraj hareketi gibi aynı aks üzerindeki iki tekerlek arasında yük transferi gerçekleşen durumlarda taşıt, yalpa eksenini olarak adlandırılan ve taşıtın ön ve arka akslarının yalpa merkezleri arasına çizilen hayali bir eksen etrafında dönecektir. Aksların yalpa merkezleri, süspansiyon geometrisiyle doğrudan ilişkilidir. Kontrollü bir viraj dönüşünün sağlanabilmesi için ise taşıtın $a_q = 1 \text{ m/s}^2$ yanal ivme için en fazla $\varphi = 1^\circ$ yalpa açısı güvenli sınırlarda kabul edilebilir (Blundell ve Harty, 2004). Taşıtın yalpa açısını hesaplamak için kullanılan eşdeğer burulma yaylı yalpa modeli (Şekil 3.6), ön ve arka aks süspansiyonları yalpa eksenini üzerinde, aks yay katsayısına eşdeğer bir burulma yayına indirgenmesi esasına dayanır. s_R aks açıklığı değeri olmak üzere bir aksın eşdeğer burulma yayı yay katsayısı şu şekilde bulunur (Matschinsky, 2007):

$$c_D = \frac{1}{2} \cdot c_{FR} \cdot s_R^2 \quad (3.11)$$

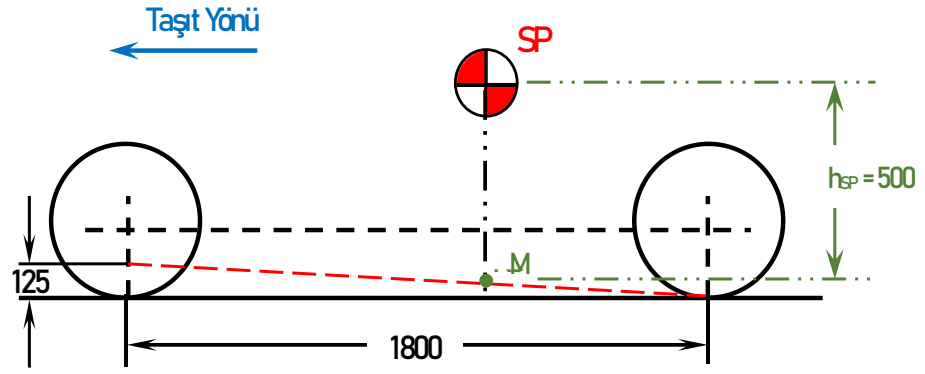
$$\varphi = \frac{m_2 \cdot a_q \cdot h_x}{c_{DV} + c_{DH} - m_2 \cdot g \cdot h_x} \text{ (rad)} \quad (3.18)$$

$$\varphi = \frac{m_2 \cdot a_q \cdot h_x}{c_{DV} + c_{DH} - m_2 \cdot g \cdot h_x} \cdot \frac{180}{\pi} \text{ (}^\circ\text{)} \quad (3.19)$$

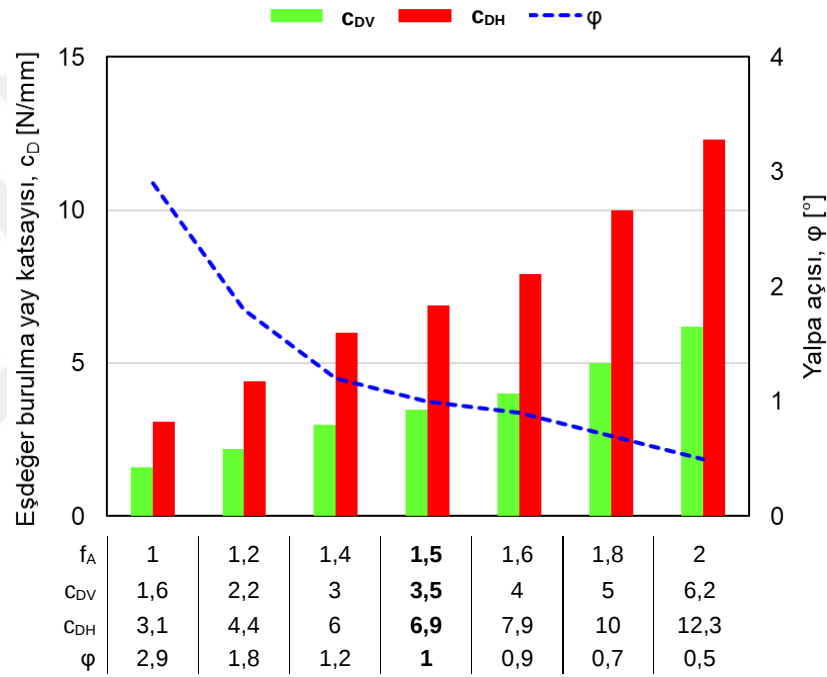
Burada m_2 yaylandırılmış kütle, a_q ise yanal ivmedir. Süspansiyon sistemi parametreleri, taşıtın yalpa karakteristiğini belirleyen ana bileşenlerdir. Sabit akslı taşıtlarda yalpa merkezi konumunun taşıt gövdesinin yalpa açısına bağlı olarak yaklaşık değişmediği kabul edilebilir. Ancak bağımsız süspansiyonlu taşıtlarda, süspansiyon geometrisine bağlı olarak yalpa merkezinin konumu değişebilmektedir. Bununla birlikte, tasarımı yapılan taşıtın nispeten düşük hız ve yanal ivme sınırlarında çalıştığı göz önüne alındığında, sabit yalpa merkezi yaklaşımının yeterli bir sonuç vereceği ön görülmektedir. Bu nedenle, arka aksta kullanılan boyuna salıncaklı süspansiyon sisteminin yalpa merkezi yol düzleminde kabul edilebilir. Ön aksta kullanılan MacPherson bağımsız süspansiyon mekanizmasının yalpa merkezinin bulunması Şekil 3.7’de verilmiştir (Milliken W.F. ve Milliken D.L.,1995; von Estorff, 1969). Tasarlanan taşıtın ön aksında yalpa merkezinin yerden yüksekliği 125 mm’dir. Yalpa ekseninin tayini Şekil 3.8’de görülebilir. Yalpa merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki uzaklık değeri $h_x = 500$ mm’dir. Taşıtın $f_A = 1 - 2$ Hz frekans aralığında eşdeğer burulma yay katsayısı c_D ve $a_q = 1$ m/s² yanal ivme değeri için yalpa açısı φ değerleri Şekil 3.9’da karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.7 MacPherson süspansiyon mekanizmasının yalpa merkezinin bulunması



Şekil 3.8 Taşıtın yalpa ekseninin belirlenmesi



Şekil 3.9 Farklı şasi düşey titreşim frekansı değerleri için yalpa açısı değişimi

Denklem 3.6'ya göre düşük frekanslar daha yumuşak bir yaylanma sağlar, diğer bir deyişle konfor açısından avantajlıdır. Ancak düşen yay katsayısı ile yalpa açısı artacaktır ve seyir güvenliği açısından bu durumdan kaçınılmalıdır. $f_A = 1,5$ Hz değeri, yalpa şartını sağlayan en düşük yay katsayılarını vermektedir (Şekil 3.9). Bir binek taşıtın konfor koşullarını tam olarak sağlaması için, şasi düşey titreşim frekansının $f_A = 1$ Hz (insan yürüme frekansı) değerine olabildiğince yakın olması istenir (Gillespie, 1992; Reimpell, 1976). Bu nedenle, güvenli sınırlardaki en konforlu tasarım frekansı olan $f_A = 1,5$ Hz, tasarımın şasi düşey titreşim frekansı olarak kabul

edilmiş ve süspansiyonlar bu frekansa karşılık gelen yay katsayısı değerleri ile tasarlanmıştır.

3.2.3 Yay Tasarımı

Yayların mekanik tasarımının yapılabilmesi için öncelikle gerçek yay katsayılarının bilinmesi gerekmektedir. Her bir frekans değerine karşılık gelen ön ve arka süspansiyonların helisel yay katsayıları c_{FV} ve c_{FH} , statik tekerlek yükü altındaki gerçek ön ve arka yay deformasyonu z_{FV} ve z_{FH} Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2 Gerçek yay katsayısı ve deplasmanı değerleri

f_A	(Hz)	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2
c_{FV}	(N/mm)	1,86	2,68	3,65	4,19	4,76	6,03	7,44
c_{FH}	(N/mm)	4,56	6,57	8,93	10,26	11,67	14,77	18,23
z_{FV}	(mm)	288	200	147	128	112	89	72
z_{FH}	(mm)	209	145	107	93	82	65	52

Taşıtın statik yük altında yere paralel konumunu koruyabilmesi için, tekerlek temas noktasında ön ve arka aksların deplasman değerleri z_{FV} ve z_{FH} birbirine eşit olmalıdır. Tekerlek temas noktasındaki deplasman değeri z_{FR} ile süspansiyon yaylarının deformasyonu arasındaki ilişki şu şekilde verilebilir:

$$z_{FR} = i_F \cdot z_F \quad (3.20)$$

Tekerlek statik yükü altındaki z_{FR} değeri Hooke Yasası yardımı ile elde edilebilir. Hooke Yasasına göre, bir yayı z kadar deforme edebilmek için gereken F kuvveti, yay katsayısı c ile doğru orantılıdır ve şu şekilde ifade edilebilir (Beer, Johnston, Jr., Dewolf, ve Mazurek, 2012):

$$F = c \cdot z \quad (3.21)$$

Burada c tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay katsayısıdır. Yayların serbest boyu L , statik yük altındaki boyu L' ve yay deformasyonu z 'nin toplamı ile elde edilir.

Seçilen frekans değeri $f_A = 1,5$ Hz için yay tasarımı parametreleri Tablo 3.3'te verilmiştir. Yayların yük altındaki boyu, muadil taşıtlar incelenerek taban serbestliğine (200 mm) uygun olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.3 Tasarlanan n ve arka süspansiyonların tasarım parametreleri

	f (Hz)	C _{FR} (N/mm)	Z _{FR} (mm)	C _F (N/mm)	Z _F (mm)	L' (mm)	L (mm)
n Süspansiyon	1,5	4,61	111	4,19	128	235	362
Arka Süspansiyon		9,11		10,26	93		327

Yay katsayıları ve serbest boylarının bulunması ile helisel yay tasarımı için gereken tüm veriler elde edilmiştir. Helisel yay malzemesi olarak kullanılan çeliğin kayma modülü $G = 80$ GPa'dır. Yayın tasarım değişkenleri ve yay katsayısı arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilir:

$$C_F = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot n} \quad (3.22)$$

Burada D_m sarım çapı, d kangal apı, C yay katsayısı, n sarım sayısıdır. Seçilen yayların mekanik zellikleri Tablo 3.4'te verilmiştir.

Yay tasarımının son adımı olarak, yayların servis esnasında bloke olup olmadığı araştırılmıştır. İmalat yöntemine göre değişmekle birlikte bir yayın blokaj boyu ise şu formülle bulunabilir:

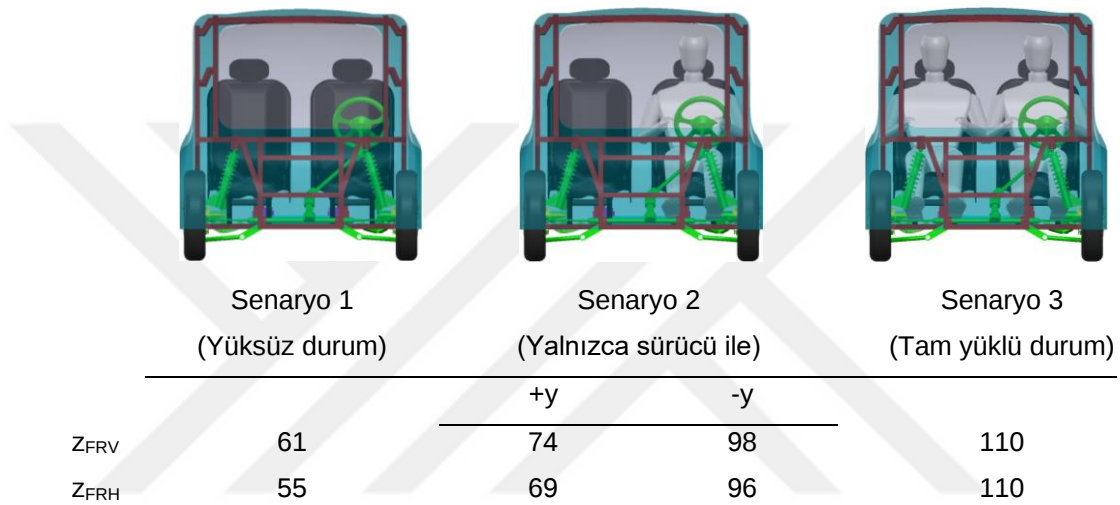
$$L_c = n \cdot d \quad (3.23)$$

Tablo 3.4 Seçilen yayların temel lleri

	C _F (N/mm)	G (GPa)	d (mm)	D _m (mm)	n (-)	Z _{F,max} (mm)
n Süspansiyon	4,19	80	6	70	9	308
Arka Süspansiyon	10,26		7,5		9	260

Yayların bloke olması için gereken yay deplasmanı z_F değerleri Tablo 3.4'te verilmiştir. Yay deplasmanı değerlerinin uygunluğu daha sonra Çoklu Cisim Dinamiği (ÇCD) analizleri ile doğrulanmıştır.

Bu bölümün son aşamasında, taşıtın farklı statik yükleme koşulları altındaki çökme miktarları hesaplanmıştır (Şekil 3.10). Taşıtın yolcusuz (yalnızca sürücü ile) seyahat etmesi halinde taşıtın statik durumda asimetric çökme değeri 3°'nin altında kalmaktadır. Sonuçlar ÇCD analizleriyle de doğrulanmıştır.



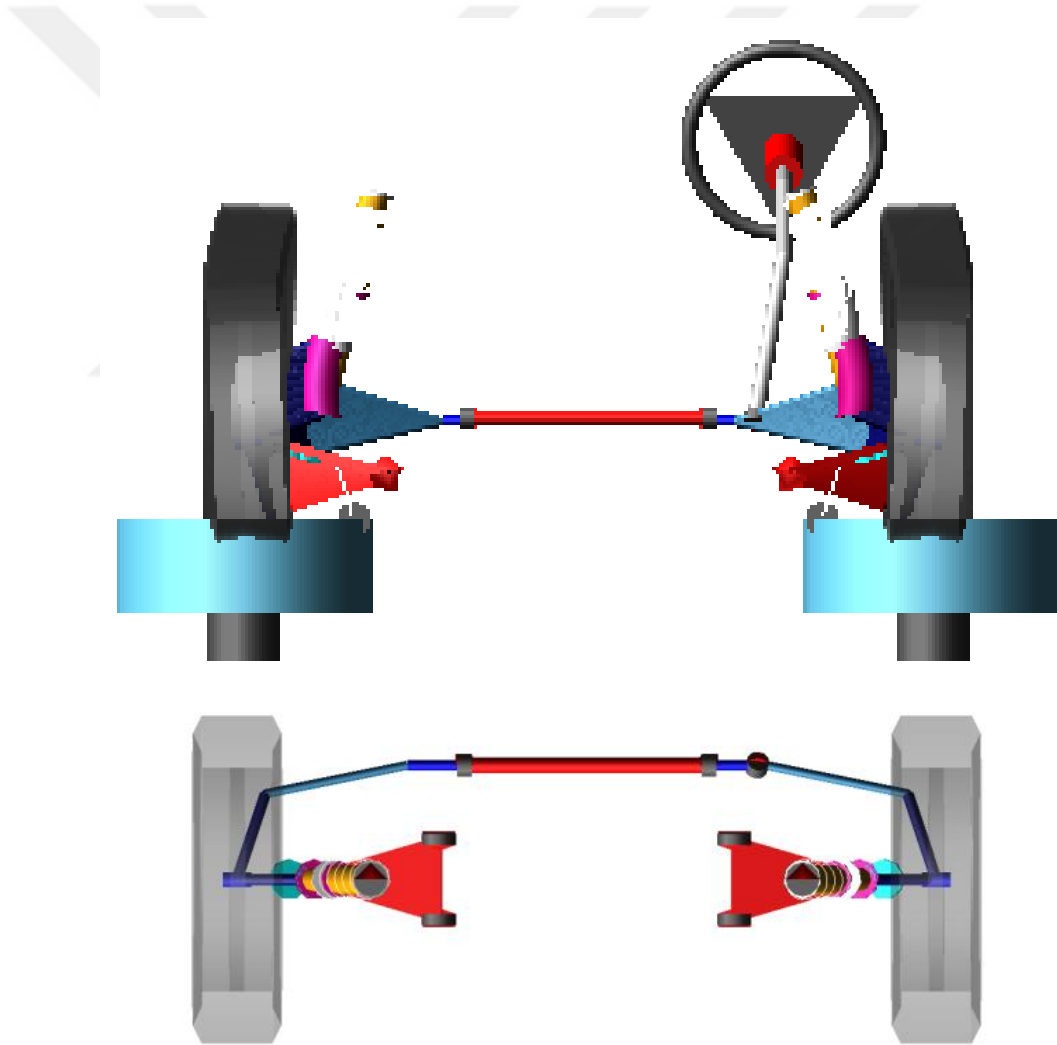
Şekil 3.10 Farklı statik yükleme koşullarında taşıtın sağ ve sol tekerleklerindeki tahmin edilen çökme miktarları

3.2.4 Süspansiyon Optimizasyonu

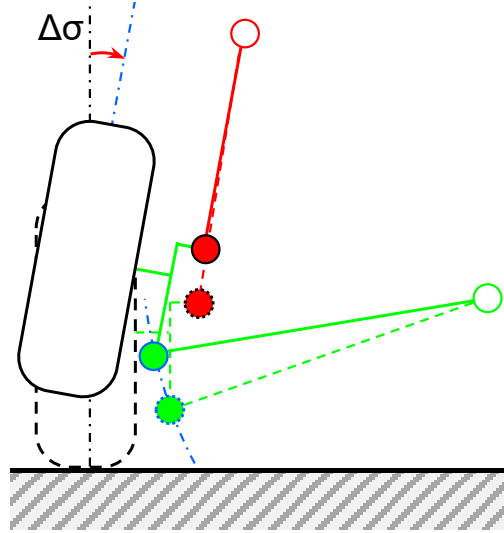
Bir taşıt için süspansiyonun konumlandırılması, yalpa karakteristiği gibi taşıtın dinamik davranışında doğrudan etkili olan birçok parametre ile sınırlandırılır. Özellikle ön aksın tasarım geometrisi, düzlemsel taşıt dinamiğinde de önemli role sahip olduğundan yalnızca yaylanma karakteristiğini değil yönlendirme sisteminin performansını da doğrudan etkileyecektir (Dixon, 2009; Milliken W.F. ve Milliken D.L., 1995). Taşıtın ön aks geometrisi Şekil 3.11'de görülebilir.

MacPherson bağımsız süspansiyon mekanizmalarında tekerlekler, yaylanma esnasında süspansiyon geometrisine bağlı olarak değişen bir ani dönme merkezi etrafında dairesel hareket yapacaktır. Bu nedenle tekerleğin düşey hız vektörü, tam yaylanma menzili boyunca z-ekseni doğrultusunda olmayacaktır. Hız vektöründeki bu

doğrultu değişimi, kamber açısı değişimini ifade eder (Reimpell, 1976). Şekil 3.12’de görüldüğü gibi, bir MacPherson sistemi yayın sıkışması esnasında salıncağın konumuna bağlı olarak değişmekle birlikte genellikle negatif kamber açısı almaktadır. Ancak viraj dönüşü esnasında yalpa hareketinin etkisiyle taşıt viraj dışına doğru savrulma eğilimi gösterdiğinden tekerlekler kamber açısı alabilir. Bunun sonucunda dış tekerleğin yol düzlemi temasını sağlayan yüzey alanı düşecek ve taşıtın yan kuvvet taşıma kapasitesini düşürecektir. Bu durum ayrıca, lastik aşınması gibi istenmeyen etkilere de neden olduğundan servis esnasında taşıtın tam yaylanma menzili boyunca kamber açısı değişimi $\Delta\sigma$ değerinin olabildiğince düşük olması istenir (Zomotor, 1987).



Şekil 3.11 Ön aks ÇCD modelinin önden ve üstten görünüşü



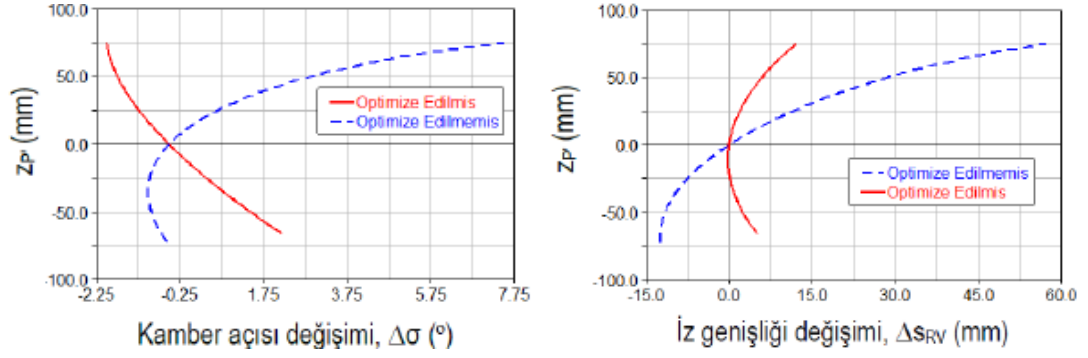
Şekil 3.12 MacPherson süspansiyon sisteminin yaylanma esnasında kamber açısı değişimi

Düşey hız vektörü değişimi aynı zamanda iz genişliği değişimine de neden olacaktır. İz genişliği değişimi yan kuvvetlere yol açarak tekerleklerin yol üzerinde kayma eğilimi göstermesine neden olur. Yönlendirilen ön aksta, tekerleklerin ± 40 mm düşey deplasmanı için iz genişliği değişimi Δs_{RV} değerinin 25 mm'yi aşmaması beklenir (Reimpell, 1976).

Kinematik gereklilikleri sağlayacak süspansiyon bağlantı noktalarının tespit edilebilmesi ve optimizasyonun gerçekleştirilebilmesi amacıyla, Adams/Car[®] ticari ÇÇD yazılımı ile ön aks için yarım taşıt modeli kurulmuştur. Optimizasyonlarda esas alınan kinematik büyüklükler Tablo 3.5'te verilmiştir. Süspansiyon bağlantı noktalarının yeniden konumlandırılması ile kamber açısı değişimi $\Delta\sigma$ ve iz genişliği değişimi Δs_{RV} değişimi değerleri iyileştirilmiştir. Her iki parametrenin optimizasyon öncesi ve sonrası durumları Şekil 3.13'te karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.5 Kinematik optimizasyon parametreleri

Aks Açıklığı	İz Genişliği	Kütle Merkezi Konumu			Yaylandırılmış Kütle	Toplam Kütle	Düşey Deplasman
L (mm)	SR (mm)	x	y	z	m_A (kg)	m (kg)	z_{FR} (mm)
		(mm)					
1800	1230	1150	0	550	310	380	± 75



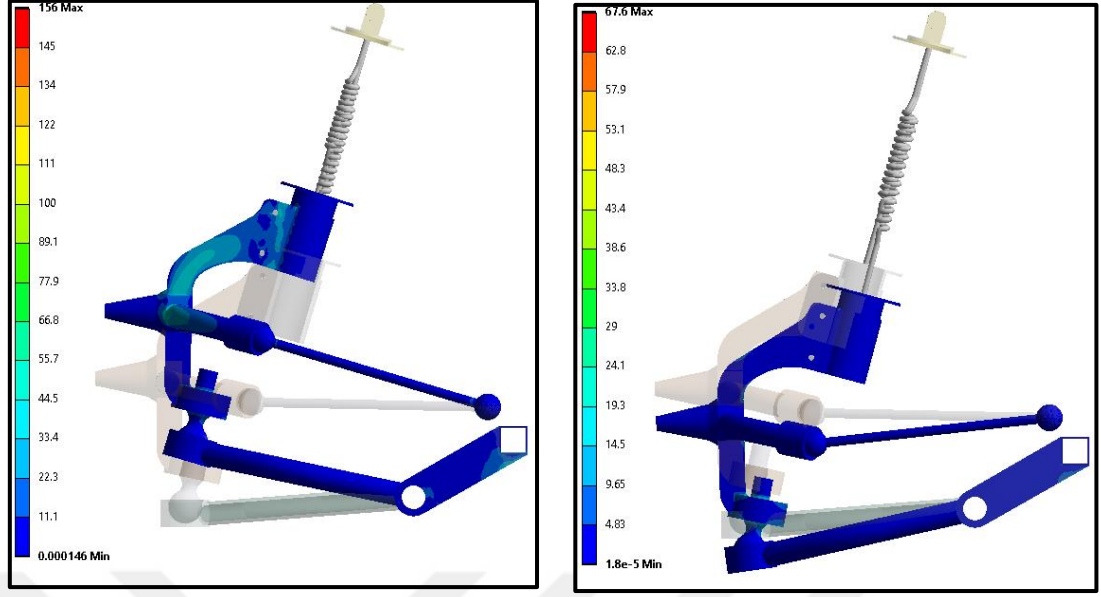
Şekil 3.13 Optimizasyon öncesi ve sonrası kamber açısı değişimi $\Delta\sigma$ (solda) ve iz genişliği değişimi Δs_{RV} (sağda) değerleri

3.2.5 Süspansiyon Sistemlerinin SE Analizleri

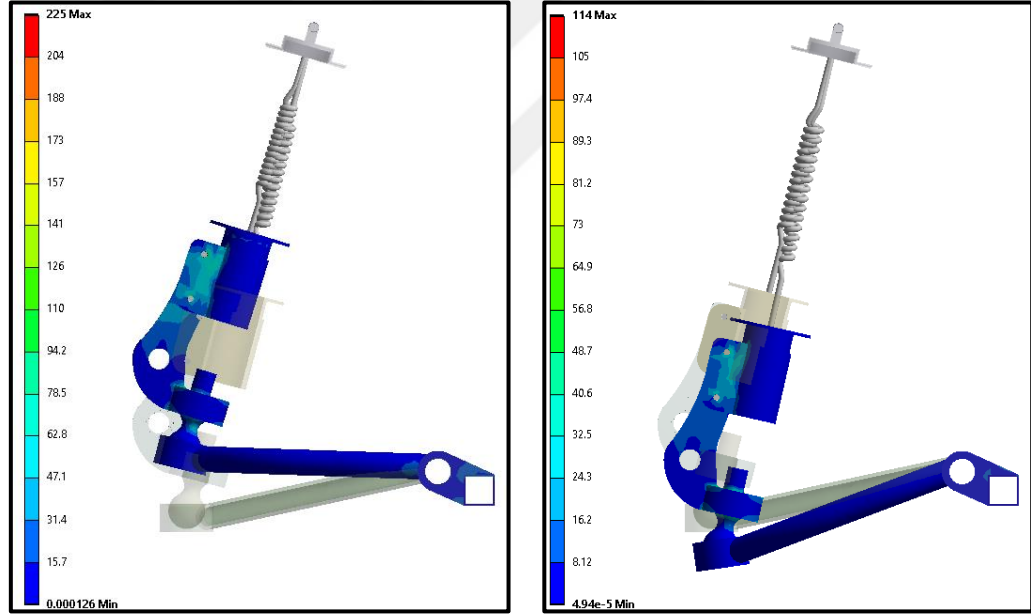
Kinematik optimizasyonlar ile konumlandırılan süspansiyon mekanizmalarının mekanik tasarımı Şekil 3.1 ve 3.2’de verilmişti. Arka aksta tekerleğin yaylanma esnasında kamber açısı alması öngörülmediğinden, küresel mafsallın yerine y-ekseninde döner mafsall kullanılması da uygundur. Ancak bu versiyona ait sonuçlar çalışmada verilmemiştir. ÇCD analizleri ile belirlenen yay katsayıları $c_{FV} = 4,19 \text{ N/mm}^2$ ve $c_{FH} = 10,26 \text{ N/mm}^2$ değerleri için, yay uzama ve çökme değerleri Tablo 3.6’da verilmiştir. Yayların çökme değerlerine bağlı olarak ANSYS Workbench 2020 R1 ile gerçekleştirilen SE analizlerinin sonuçları ise Şekil 3.14 ve 3.15’te verilmiştir. Analizlerde gerçek yay katsayıları kullanılmıştır. Ancak işlem kolaylığı açısından gerçek yaylar yerine SE yazılımının sunduğu mekanik yaylardan yararlanılmıştır. Sistemin tüm yapı elemanlarının St-52 yapı çeliğinden üretilmesi planlanmaktadır ($E = 200 \text{ GPa}$ ve $\nu = 0,3$). Her iki süspansiyon için de gerilme değerleri, güvenli sınırlarda kalmaktadır.

Tablo 3.6 Seçilen yay katsayıları için maksimum yay deplasmanı değerleri

	Ön süspansiyon	Arka süspansiyon
Çökme	67 mm	54 mm
Uzama	48 mm	42 mm



Şekil 3.14 Ön süspansiyon maksimum yay deplasmanında gerilme değerleri (Amortisör boruları gösterilmemiştir.)

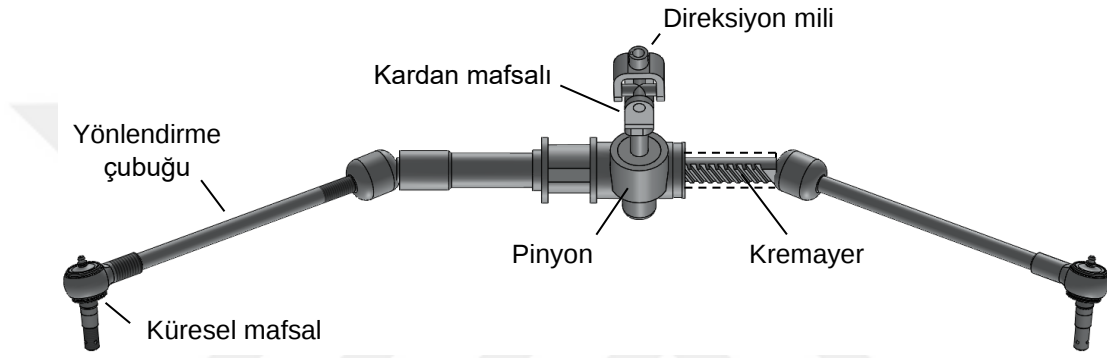


Şekil 3.15 Arka süspansiyon maksimum yay deplasmanında gerilme değerleri (Amortisör boruları gösterilmemiştir.)

3.3 Yönlendirme Mekanizması

Direksiyon sistemi yol stabilitesinde önemli bir role sahipken, süspansiyon sistemi geometrisi yalpa açısı gibi bazı hayati kinematik faktörleri doğrudan etkiler. Şekil 3.16'da gösterilen kremayer direksiyon mekanizması, direksiyon simidindeki dönme

hareketini kremayer ve pinyon dişlileri aracılığıyla yönlendirme çubuklarındaki doğrusal harekete dönüştürür. Bağımsız süspansiyon sistemlerine uygun en basit ve binek taşıtlarda kullanılan en yaygın direksiyon sistemidir. Daha düşük alan gereksinimlerinin yanı sıra, kremayer direksiyon mekanizması daha düşük bir maliyetle imal edilebilir. Bununla birlikte, direksiyon açısının genliği doğrudan kremayerin uzunluğuna bağlıdır. Bu durum bazen daha kısa yönlendirme çubuğu uzunluklarına neden olarak kinematik problemlere ve mafsallarda daha yüksek kuvvet reaksiyonları ile sonuçlanabilir (Reimpell, 1974; Reimpell, Stoll, ve Betzler, 2001).



Şekil 3.16 Kremayer dişli sistemi (Topaç, Karaca, ve Bilal, 2020)

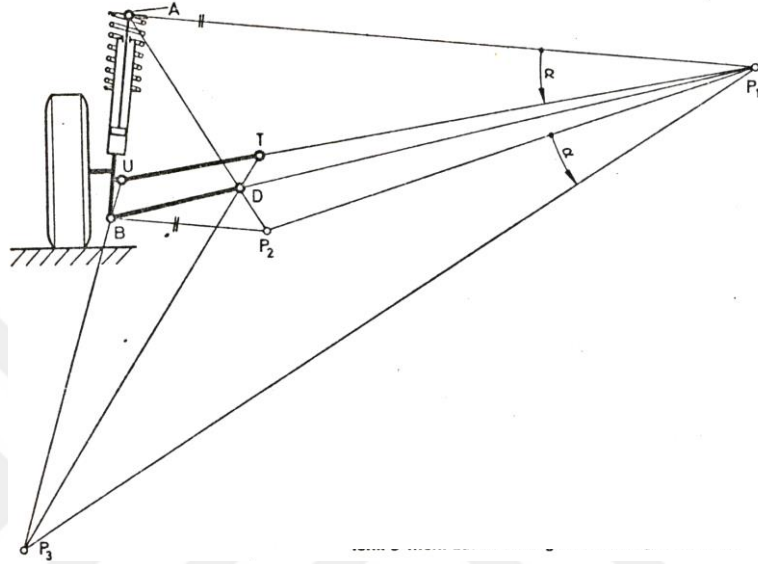
3.3.1 Direksiyon Mekanizması Kinematığı ve Optimizasyonu

Tasarımının basitliği nedeniyle bu çalışmada kremayer direksiyon mekanizması kullanılmıştır. Taşıtın viraj hareketi veya tümsek atlama sırasındaki ön iz açısı değişimi ve viraj davranışı gibi temel kinematik davranışları doğrudan yönlendirme çubuğunun konumuna bağlıdır. Süspansiyon sisteminin konumuna bağlı olarak direksiyon yönlendirme çubuklarının konumlandırılması Şekil 3.17’de görülebilir.

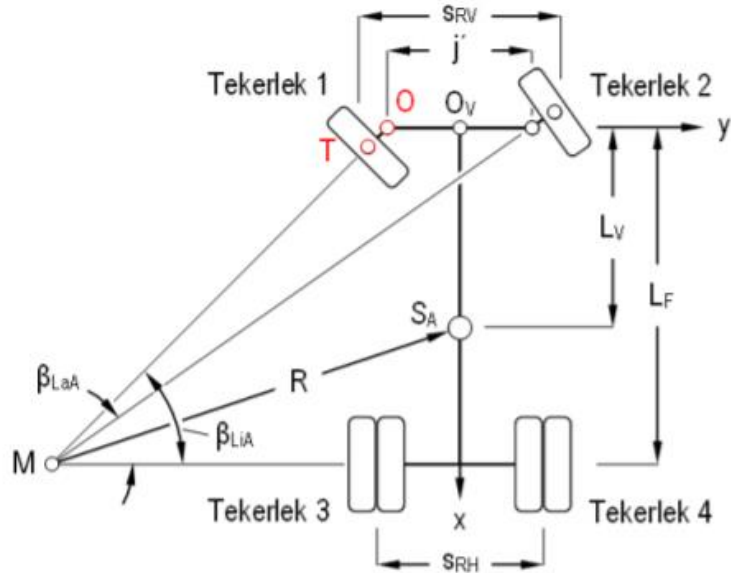
Bir taşıtın viraj hareketi esnasında tekerleklerin yol düzleminde kaymadan yuvarlanabilmesi için Ackermann dönüş geometrisine uygun bir dönüş sağlanmalıdır. Bunun için taşıtın çok düşük hızlardaki her bir tekerleğinin hız vektörünün normali, viraj merkezinde kesişmelidir. Bir başka deyişle, taşıt tekerlekleri merkezleri aynı olan farklı daireler etrafında dönmektedir (Gillespie, 1992; Simionescu ve Beale, 2002). Bu durumda iç tekerlekler daha düşük yarıçaplı bir daire üzerinde döneceğinden iç tekerlek dönüş açısı β_{Li} de dış tekerlek dönüş açısı β_{La} ’dan yüksek olacaktır. Şekil

3.18’de görselleştirilen Ackermann prensibi matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\beta_{LaA} = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \beta_{Li} + \frac{j}{L_F}} \quad (3.24)$$



Şekil 3.17 Yönlendirme çubuğunun MacPherson süspansiyon mekanizmasında konumlandırılması (Reimpell, 1974)

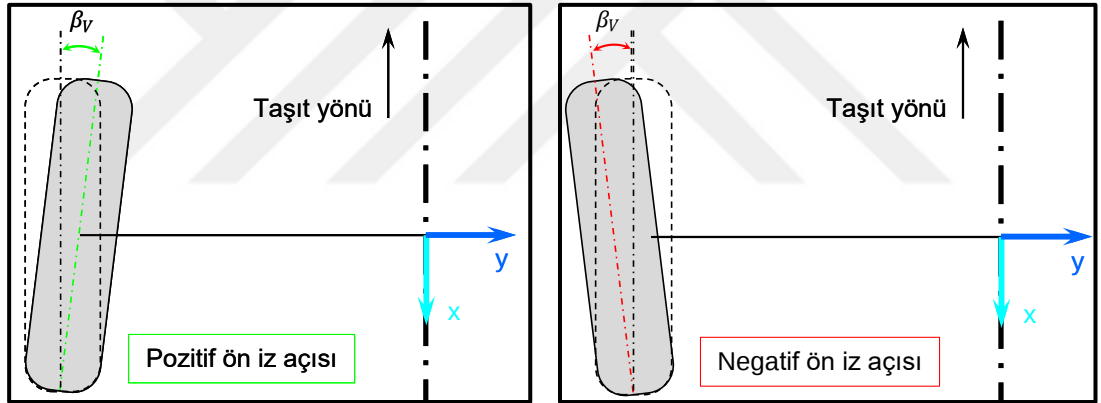


Şekil 3.18 Ackermann geometrisi (Topaç, Deryal, Bahar, ve Yavuz, 2015)

Burada β_{LaA} iç tekerleğin yönlenme açısına bağlı bir fonksiyondur ve virajın içinde kalan tekerleğin belirli bir dönüş açısına karşılık gelen ideal dış tekerlek yönlenme açısını ifade eder. Ackermann hatası değeri bu ideal değer ile gerçek durum arasındaki farkı temsil eden kinematik parametredir ve aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir (Reimpell, 1974; Simionescu ve Beale, 2002):

$$\beta_F(\beta_{Li}) = \beta_{La}(\beta_{Li}) - \beta_{LaA}(\beta_{Li}) \quad (3.25)$$

Gerçek seyir manevraları esnasında, yönlendirilen aks tekerlekleri çok yüksek olmayan açı değerleri ile yönlendirilirler. Bir direksiyon mekanizmasında viraj içinde kalan tekerleğin $\beta_{Li} = \pm 30^\circ$ dönüş aralığı için, Ackermann prensibinin, $\beta_F = \pm 0,5^\circ$ hata toleransı ile sağlanması kinematik açıdan uygundur. Eğer bu koşul sağlanamıyorsa, sistemin en azından $\beta_{Li} = \pm 20^\circ$ için söz konusu hata aralığı içinde kalması kabul edilebilir olarak değerlendirilmektedir (Ünlüsoy, 2000).



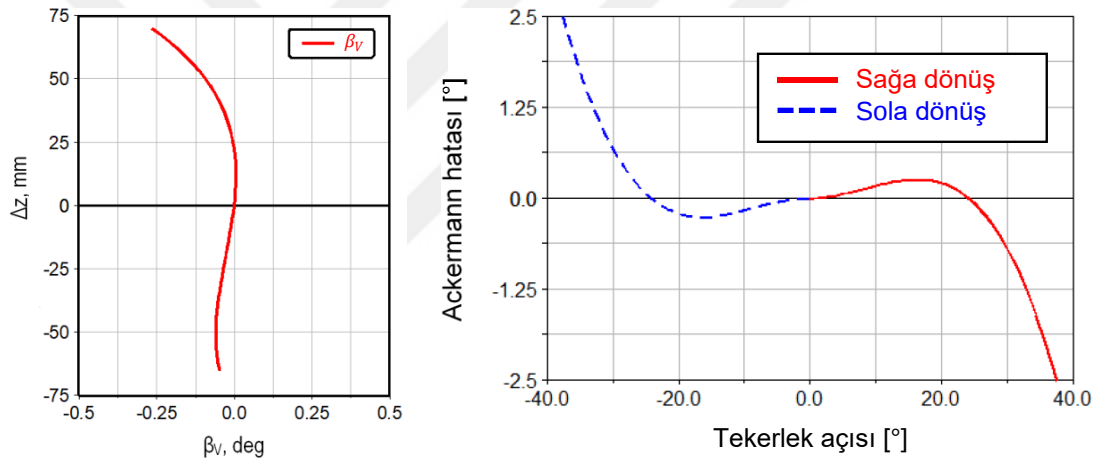
Şekil 3.19 Pozitif ve negatif ön iz açısı

Direksiyon mekanizması geometrisinin doğrudan etkilediği bir diğer dinamik parametre taşıt tekerleklerinin taşıtın boyuna eksenine (x-ekseni) ile yaptığı ön iz açısı β_v değeridir ve Şekil 3.19’da verilmiştir. Tezdeki gibi arkadan itişli bir taşıtta pozitif ön iz açısı, direksiyon tepkisini teorik olarak bir miktar yavaşlatsa da taşıtın düz bir çizgi üzerinde doğrultusunu korumasını kolaylaştırır.

Bir kremayer direksiyon mekanizması, yönlendirme çubukları tarafından kontrol edilen iz kolları ile aksona bağlanır ve tekerlekleri yönlendirir. Tekerleğin yaylanması ile aksonlar da tekerlekle birlikte hareket edecek ve bu da aksonların yönlendirme

çubuklarına bağlantısı nedeniyle tekerleklerde bir ön iz açısına neden olacaktır. Bu fenomen tümsek yönlenmesi olarak adlandırılır ve tümsek atlama esnasında tekerleklerin yönlenmesine neden olduğu için mümkün olduğunca iyileştirilmelidir. Tecrübelerle dayanarak tekerleğin düşey yaylanma aralığında ön iz açısı değişimi, $\beta_V \leq 0,3^\circ$ koşulunu sağlamalıdır.

Taşıt ön aksının optimizasyonu sonucunda elde edilen ön iz açısı değişimi β_V ve Ackermann hatası β_F değerleri makul seviyelerdedir ve Şekil 3.20’de verilmiştir. Optimizasyonlar iç tekerleğin 30° dönüş açısı için gerçekleştirilmiştir. Taşıtın dönüş yarıçapı bu tekerlek açısı için minimum 3,8 m olmaktadır. Bu değer, iş paketinin başarılı sayılabilmesi için verilen 5 m değerinin altında kalmakta ve gereken şartı sağlamaktadır.

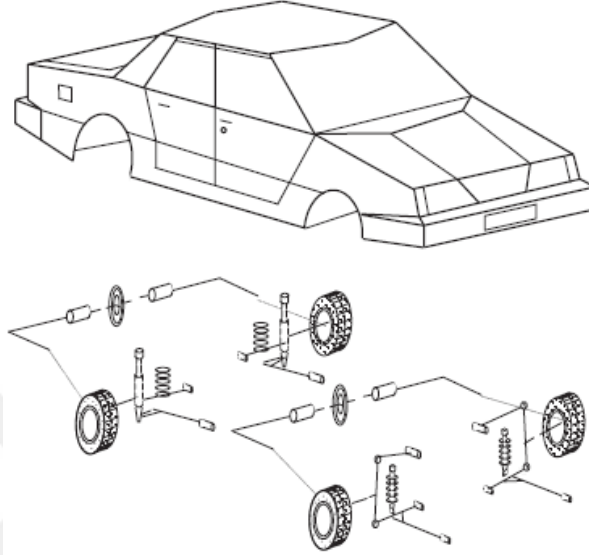


Şekil 3.20 Taşıtın yaylanması esnasında ön iz açısı değişimi (solda) ve yönlendirilmesi esnasında Ackermann hatası değerleri (sağda)

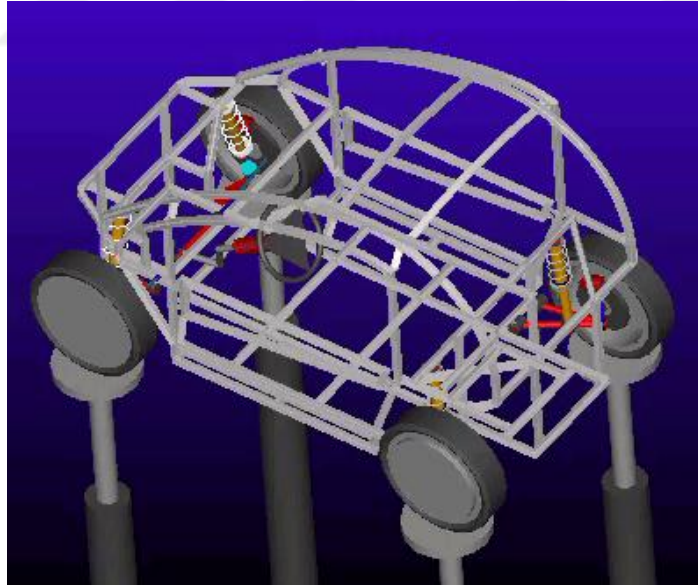
3.4 Tam Taşıt Modeli

Bir tam taşıt modeli, taşıtın gerçek dinamik davranışını tahmin etmek amacıyla oluşturulan ve taşıt gövdesi (yaylandırılmış kütleler) ile tekerlek-süspansiyon sistemlerinden (yaylandırılmamış kütleler) oluşan bir ÇCD modelidir. Model, ÇCD yazılımları (Ör: ADAMS) yardımı ile belirli sürüş simülasyonlarına tabi tutulur ve bağlantı noktası kuvvetleri gibi dinamik ve mekanik davranışta rol oynayan değişkenler belirlenir. Şekil 3.21’de verilen “linkage” modeli en yaygın kullanılan ÇCD modelidir. Bu modelde mafsal burçlarının lineer olmayan davranışları

olabildiğince gerçeğe yaklaştırılarak süspansiyon sisteminin bir temsili oluşturulur (Blundell ve Harty, 2004). Şekil 3.22’de tez kapsamındaki taşıtın Adams/Car® ortamında hazırlanan ÇCD modeli verilmiştir.



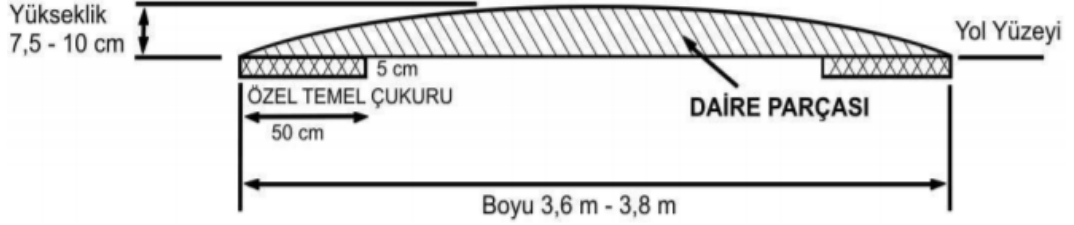
Şekil 3.21 Çoklu cisimler dinamiği modellerinde kullanılan “linkage” modeli (Blundell ve Harty, 2004)



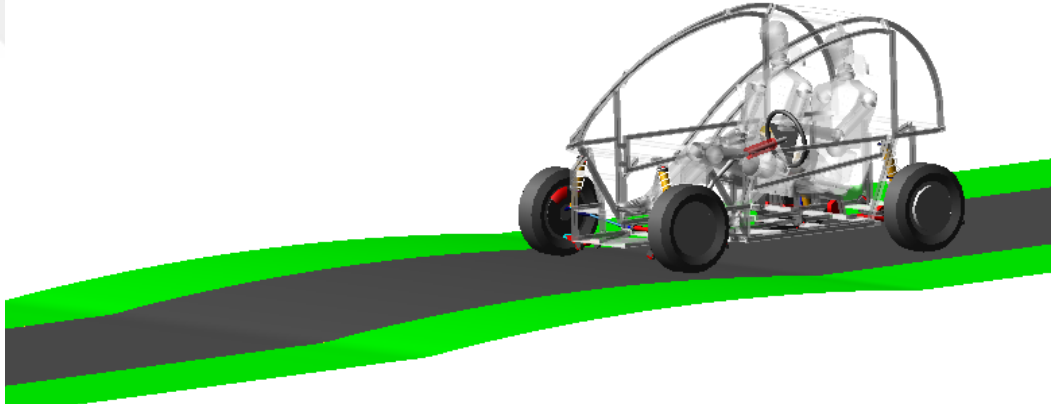
Şekil 3.22 Tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli

Bir binek taşıtın şehir içi kullanım koşullarında sıklıkla karşılaşması beklenen yol senaryolarının başında tümsek atlama gelmektedir. Bu senaryoda taşıt taban serbestliğini koruyabilmeli, taşıt tekerleklerinin zeminle teması kesilmemeli ve

bağlantı noktası kuvvetleri makul seviyelerde olmalıdır. Türk Standartları Enstitüsü (1988) tarafından belirlenen ve tümsek atlama simülasyonlarında esas alınan tümsek ölçüleri Şekil 3.23'teki gibidir. Taşıtın bu simülasyona ait görüntüsü ise Şekil 3.24'te görülebilir.

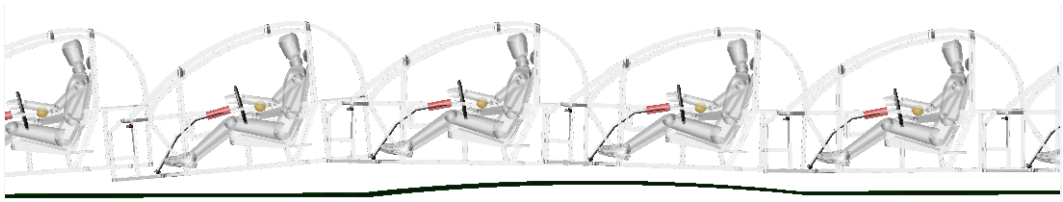


Şekil 3.23 Yaygın kullanılan kasis ölçüleri (Kaygısız, 2012)

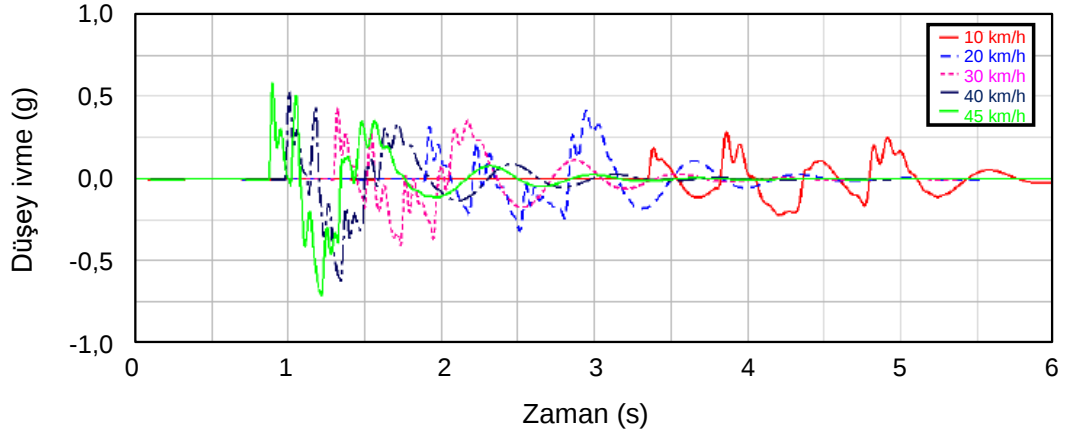


Şekil 3.24 Taşıta ait tümsek atlama simülasyonu

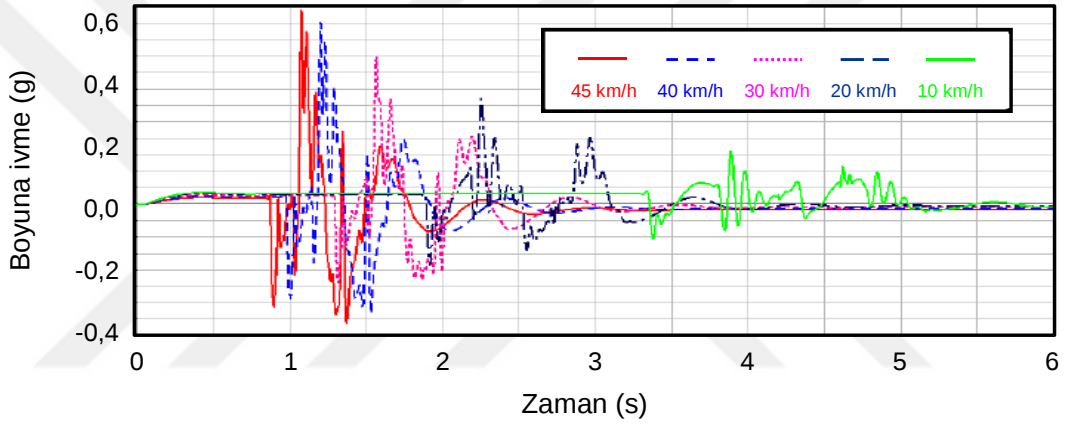
Seçilen frekans değerleri $f_A = 1,2 ; 1,4 ; 1,5 \text{ Hz}$ ve $\theta = 10 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, $20 \frac{\text{km}}{\text{h}}, 30 \frac{\text{km}}{\text{h}}, 40 \frac{\text{km}}{\text{h}}, 45 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ taşıt hızı değerleri için simülasyonlar tekrarlanmıştır. Taşıtın en yumuşak yaylara sahip olduğu durum olan $f_A = 1,2 \text{ Hz}$ durumunda dahi taşıtın taban serbestliğini koruduğu Şekil 3.25'te görülebilir. Tasarımda kullanılan $f_A = 1,5 \text{ Hz}$ frekans ve farklı hız değerleri için taşıtın maruz kaldığı boyuna ve düşey ivme değerlerinin zamana bağlı değişimi ise Şekil 3.26 ve 3.27'de verilmiştir.



Şekil 3.25 $f_A = 1,2 \text{ Hz}$ frekanslı yaylar kullanılması durumunda tümsek atlama simülasyonu

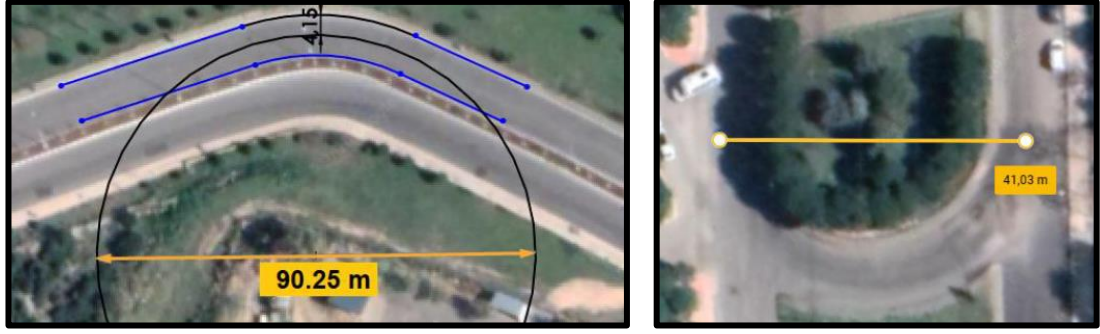


Şekil 3.26 Farklı taşıt hızları ile tümsek atlama simülasyonu sonucu meydana gelen düşey ivmelerin zamana bağlı değişimi



Şekil 3.27 Farklı taşıt hızları ile tümsek atlama simülasyonu sonucu meydana gelen boyuna yönlü ivmelerin zamana bağlı değişimi

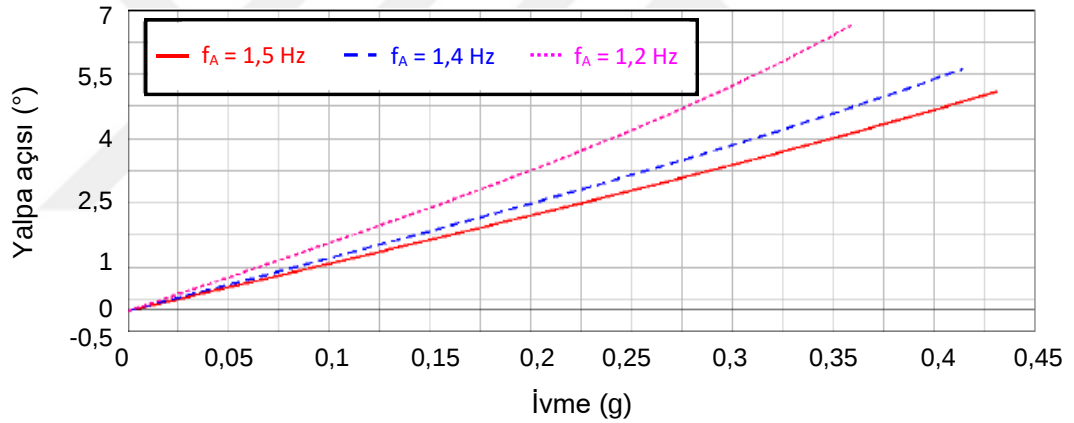
Belirlenen bir diğer sürüş manevrası ise viraj dönüşüdür. Simülasyon için Dokuz Eylül Üniversitesi Tınaztepe Yerleşkesinde bulunan 2 adet viraj (Şekil 3.28) seçilerek taşıtın yalpa eğilimi değeri araştırılmıştır. Farklı frekanslar için yalpa eğilimi karşılaştırılması Tablo 3.7'den ve yanal ivmeye bağlı yalpa açısı değerleri Şekil 3.29'dan incelenebilir. Yalpa eğilimi, taşıtın yalpa karakteristiğini belirleyen temel parametredir ve binek taşıtlar için 6-12 arası değerler uygun kabul edilmektedir. Ayrıca taşıtın servis hızı düşük olduğundan, bu hızlara denk düşecek yalpa açıları da aynı oranda düşük olacaktır. Belirlenen şasi düşey titreşim frekansı değerine denk düşen yalpa eğilimi (10,8) değeri, kullanılan aralıklarda kalmaktadır (Blundell ve Harty, 2004).



Şekil 3.28 DEÜ Tınaztepe Yerleşkesinden seçilen virajların ölçüsü

Tablo 3.7 Farklı frekans değerleri için yalpa eğilimi değerleri

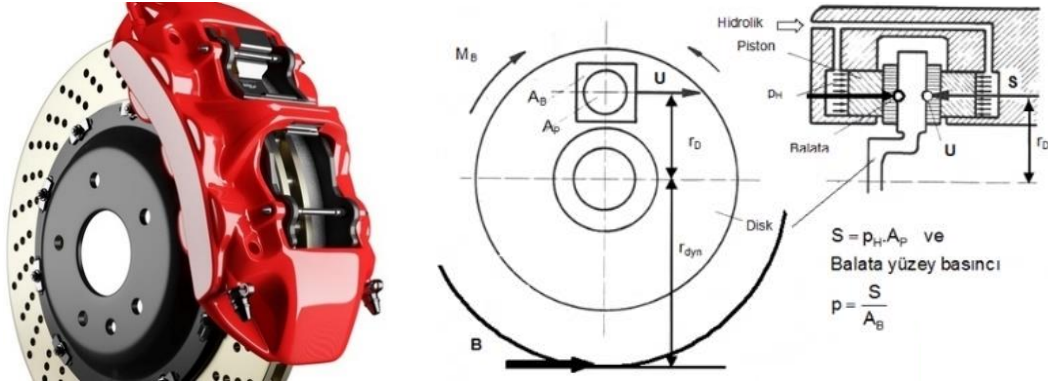
Frekans	Yalpa eğilimi
1,2 Hz	16,7
1,4 Hz	12,9
1,5 Hz	10,8



Şekil 3.29 Farklı frekans değerleri için yanal ivmeye bağlı yalpa açısı değerleri

3.5 Fren Sistemi

Bu çalışma kapsamında ön ve arka tekerleklerde disk fren kullanılması uygun görülmüştür. Şekil 3.30’da çalışma prensibi verilen disk frenler yaygın olarak, tekerlek merkezine yerleştirilmiş bir fren disk ve bu fren diskine frenleme esnasında gerekli sürtünme kuvvetini uygulayan fren balatalarından oluşur. Fren balataları, sürücünden iletilen fren kuvvetini hidrolik bir kuvvete dönüştüren bir piston ile fren diskine bastırılır ve frenleme gerçekleşir (Zomotor, 1987).



Şekil 3.30 Bir disk frenin yapısı ve çalışma prensibi (Göktan, Güney, ve Ereke, 1995)

3.5.1 Dinamik Gereksinimlerin Belirlenmesi

Bir taşıt, maksimum hızla seyrederken, maksimum taşıt hızına göre karayolları standartlarında belirlenmiş bir standart frenleme mesafesinin altında durmalıdır. Tez kapsamında tasarlanan ve $\vartheta = 45$ km/h maksimum hıza sahip olan taşıt, Karayolları Genel Müdürlüğü tarafından belirlenen standartlara göre 22,6 m’de tam olarak durmalıdır. Bu mesafenin 9,4 m’si tepki mesafesi olarak hesaba katılmalı ve taşıt 13,2 m’de tam olarak frenlenmelidir (T.C.Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, 1988). Taşıtın bu sınırdaki frenlenebilmesi için $a = 5,9$ m/s² frenleme ivmesine sahip olması yeterlidir. Bu ivme değeri, sürücünün pedala bastığı andan itibaren hesaplanmıştır. Bu durumda taşıtın frenleme değeri $z = 0,6$ olmaktadır.

Taşıtın ön ve arka aksında meydana gelen fren kuvvetleri B_V ve B_H değerlerinin toplamı, frenleme ivmesi ile ortaya çıkan atalet kuvvetlerinin toplamına eşit olacaktır (Zomotor, 1987).

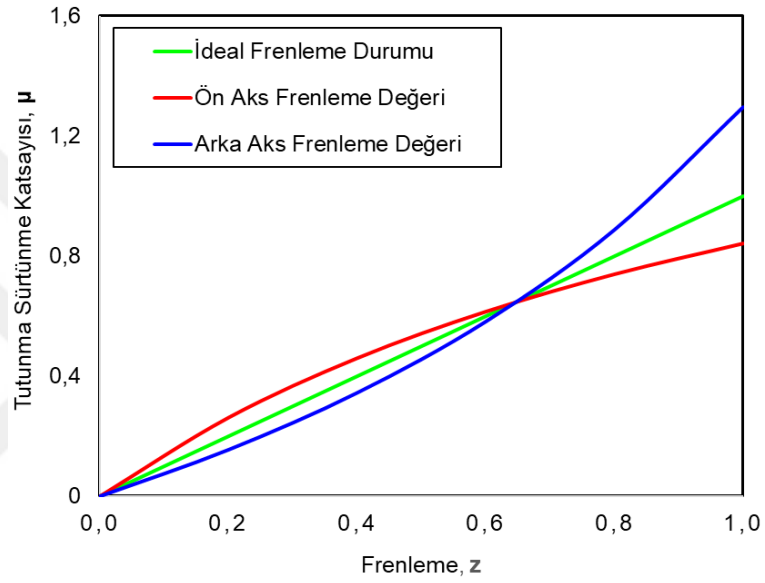
$$B_V + B_H = z \cdot G \quad (3.26)$$

Bir fren sisteminin en önemli tasarım kriterlerinden birisi fren kuvvetinin ön ve arka akslardaki dağılım oranıdır. Taşıtın frenlenmesi esnasında, atalet kuvvetlerinden kaynaklı olarak arka akstan ön aksa bir yük transferi olacaktır. Yani ön aks yükü, statik durumdakinden daha fazla yüklenirken, arka aksta durum tam tersidir. Bu durum aynı zamanda baş sallama hareketi olarak da adlandırılır. G taşıt ağırlığı olmak üzere,

frenleme esnasında ön ve arka aksta ortaya çıkan dinamik aks yükleri, aşağıdaki formüller ile hesaplanabilir (Zomotor, 1987):

$$G^*_V = G \cdot \left(\frac{L_F - L_V}{L_F} + z \cdot \frac{h_{SP}}{L_F} \right) \quad (3.27)$$

$$G^*_H = G \cdot \left(\frac{L_V}{L_F} - z \cdot \frac{h_{SP}}{L_F} \right) \quad (3.28)$$



Şekil 3.31 Ön ve arka akstaki frenleme değerleri

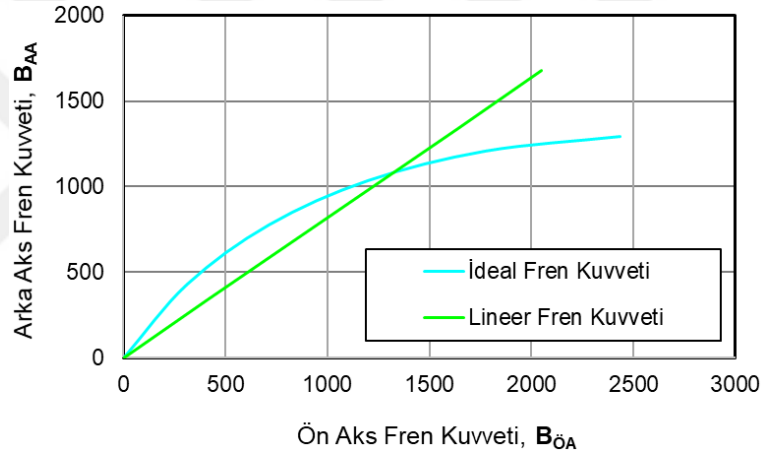
Tekerleklerin aderansları hesaba katılırsa tekerleklerden yola aktarılan teğetsel kuvvetler, aks yükü ile orantılıdır ve aksın frenleme oranıyla da doğrudan ilişkilidir. Buna göre ön aks ve arka akstaki fren kuvvetleri aşağıdaki denklemlerdeki gibidir (Zomotor, 1987):

$$B_V = f_V \cdot G^*_V \quad (3.29)$$

$$B_H = f_A \cdot G^*_H \quad (3.30)$$

Bir fren sisteminde, fren kuvveti dağılımları ön ve arka aksın fren kuvvetini yola aktarabilme kapasitesine bağlı olarak seçilmelidir. Bu nedenle parametrik olarak birden fazla fren kuvveti dağılım oranlarının taşıtın frenleme performansına etkisi

incelenmiş ve en uygun dağılım oranının $\phi = 0,55$ olduğuna karar verilmiştir. Ön ve arka frenleme değerleri Şekil 3.31’de görülebilir. Buna göre taşıtın kritik frenleme değeri $f = 0,65$ olmaktadır. Taşıtın kontrollü bir frenleme yapabilmesi için, frenleme sırasında ön aksın arka akstan önce bloke olması istenir (Heißing ve Ersoy, 2011; Zomotor, 1987). Bu fren kuvveti dağılımında, taşıtın arka aksı tüm çalışma aralığında ön akstan önce bloke olmadan çalışmaktadır. Yukarıda da belirtildiği gibi taşıtın regülasyonlarla sınırlandırılmış mesafede tam olarak frenlenebilmesi için gereken frenleme değeri $z = 0,6$ ’dır. Bu değer, kritik frenleme değerinden düşük olduğundan taşıt, seçilen fren kuvveti dağılımında regülasyonlara uygun mesafede frenlenebilmektedir (United Nations, 2008) . İdeal fren kuvveti dağılım grafiği Şekil 3.32’de gösterilmiştir.



Şekil 3.32 İdeal fren kuvveti dağılımı (N)

3.5.2 Mekanik Tasarım

Seçilen fren kuvveti dağılımının uygunluğunun doğruluğu kontrol edildikten sonra bu fren kuvvetini oluşturacak fren sistemi elemanlarının seçimi yapılmıştır. Tekerleklerde meydana gelen fren kuvvetleri, tekerlek merkezinde bir moment oluşturacaktır. Frenlemenin sağlanabilmesi için, bu fren momenti fren sisteminin oluşturduğu frenleme torku tarafından dengelenmelidir. Fren torku ise, fren pistonunun pabuçları fren diskine itmesi ile balataların diske sürtünmesi sonucu oluşan çevresel kuvvet tarafından oluşturulur. Fren momenti şu şekilde ifade edilebilir:

$$M_B = B \cdot r_{\text{dyn}} = \sum U \cdot r_D \quad (3.31)$$

Burada B fren kuvveti, r_{dyn} dinamik tekerlek yarıçapı, r_D disk etkin yarıçapı ve U çevresel kuvvettir. Çevresel kuvvet ve fren kuvveti arasındaki ilişki Şekil 3.30'da verilmiştir. Çevresel kuvvet U, fren pistonlarından balatalara uygulanan hidrolik basınç sonucu oluşan S fren kuvvetinin ve C^* iç fren faktörünün bir fonksiyonudur. İç fren faktörü ise balata sayısı ve balata sürtünme katsayısının doğrudan bir fonksiyonudur ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$C^* = \frac{\sum U}{S} = \frac{2 \cdot U}{S} = \frac{2 \cdot \mu \cdot S}{S} = 2 \cdot \mu \quad (3.32)$$

Muadil taşıtlarda kullanılan fren sistemleri incelenmiş ve 220 mm fren diski çapının uygun olduğuna karar verilmiştir. İç fren faktörü $C^* = 0,7$ kabul edilmiştir. Ön ve arka aks için eşit piston çapı d_p ve eşit tekerlek silindiri basıncı $P_h = 11$ bar olduğu durumda ön aks için etkin disk yarıçapı $r_{DV} = 182$ mm ve arka aks için etkin disk yarıçapı $r_{DH} = 149$ mm belirlenmiştir. Pedal çevrim oranı $i_p = 3$ ve tekerlek silindiri çapının merkez silindiri çapına oranı $d_p/d_M = 2,25$ olması halinde 115 N pedal kuvveti ile gereken basınç sağlanabilmektedir. Bu pedal kuvveti değeri, binek taşıtlar için uygundur (Gökten, Güney, ve Ereke, 1995).

BÖLÜM 4

TAŞIYICI SİSTEMLER TASARIMI

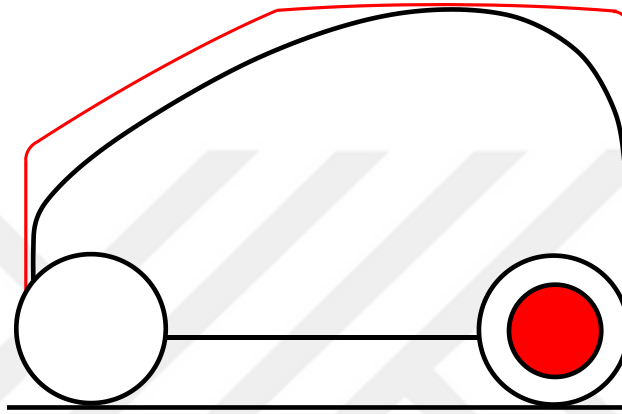
4.1 Özet

Bataryaların şarj edilmesi, içten yanmalı motorların yakıt deposunun doldurulması ile karşılaştırıldığında çok uzun zaman aldığından tek bir batarya çevrimi ile daha uzun mesafeler katedebilmek, elektrikli taşıtlarda hala başlıca tasarım sorundur. Bu nedenle tasarımda yapılacak iyileştirmeler ile taşıtın hareket dirençleri olabildiğince düşürülerek enerji tüketiminin düşürülmesi hedeflenir. Kütle yakıt tüketiminin en önemli paydaşıdır. Hava direnci dışında bütün hareket dirençleri kütleden doğrudan etkilenir. Bu nedenle, kütlenin azaltılması yakıt tasarrufuna önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Bir mikro taşıtta gövde, kütlenin en önemli paydaşıdır. Ayrıca aktarma organları, süspansiyon elemanları gibi temel yapı elemanlarının hafifletilmesi, gövde ile karşılaştırıldığında toplam kütle üzerinde fark edilir bir etkiye sahip olmadığı gibi sürüş performansına da etki edecektir. Bu nedenle gövde kütlesinin azaltılması, yakıt tasarrufuna büyük katkı sağlayacaktır.

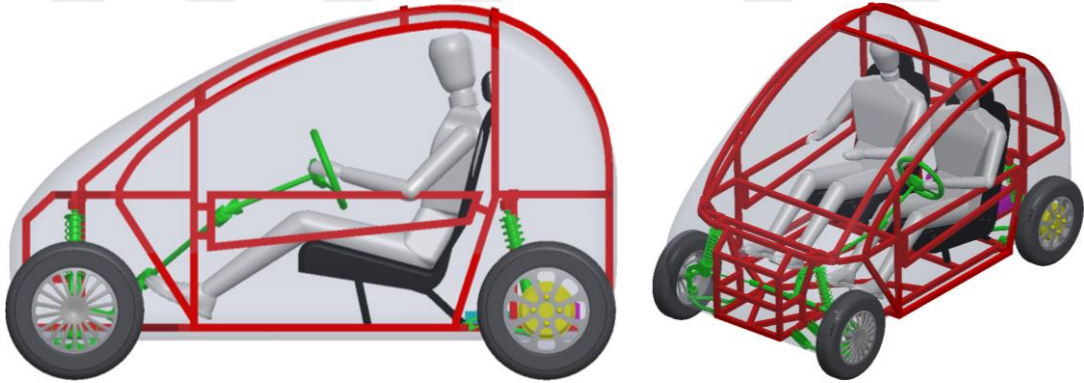
Bu iş paketinin hedefi, mekanik gereksinimleri sağlayacak en hafif üst gövde ve şasi geometrilerinin belirlenmesidir. Bölüm 3.2.4'te detayları verilmiş süspansiyon kinematik optimizasyonu sonrası elde edilen konumlandırmaya uygun olarak ön ve arka süspansiyonların tasarımı ve mekanik analizleri yapılmalıdır. Ayrıca seçilen gövde geometrisine uygun olarak bir kabuk tasarlanmalıdır. Bu iş paketinin başarılı sayılabilmesi için tüm şartlar gerçekleştirilmiştir.

Tez kapsamındaki taşıtta, iki farklı gövde tipi aerodinamik açıdan karşılaştırılmış (Bölüm 2.4.2) ve gövde geometrisinin ağırlık – dolayısıyla menzil – üzerindeki etkisi araştırılarak (Bölüm 2.5.2) uygun gövde geometrisi belirlenmiştir. İki gövde tipinin boyut açısından karşılaştırılması Şekil 4.1'de verilmiştir. Ardından çelik ve alüminyum üst gövde malzemesi kullanılmasının menzil ve mukavemete etkileri karşılaştırılmıştır. Basit Yapısal Yüzeyler (Simple Structural Surfaces – SSS) yöntemi ile belirlenen gövdenin farklı yük senaryoları için uygunluğu araştırılmıştır. Daha sonra en mukavim şasi geometrisinin belirlenebilmesi için farklı penaltı faktörleri ile

belirli yük senaryoları altında topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonundan elde edilen şasi formu, üretilebilir bir geometri olarak tekrar modellenmiştir. Ardından tüm taşıtın sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca iki farklı kesit geometrisinin mukavemet davranışına ve taşıtın doğal frekansına etkisi araştırılmıştır. Taşıt şasisinin ve süspansiyon elemanlarının yorulma analizleri yapılmıştır. Son olarak, gövde modeline uygun olarak bir kabuk tasarımı yapılmıştır.



Şekil 4.1 Tasarımı yapılan iki gövde geometrisinin boyut karşılaştırılması



Şekil 4.2 Aerodinamik iyileştirmelerden elde edilen kabuk formuna uygun olarak tasarlanan gövde yapısı

4.2 Üst Gövde Tasarımı

Tezin ilk aşamasında gövde geometrisinin topoloji optimizasyonu ile elde edilmesi planlanmıştır. Ancak bu durum dış gövde formunun hareket dirençlerine etkisini tam olarak hesaba katmadan, genellikle mekanik iyileştirmeler odaklı bir çözüm sunacağından öncelikle paketlemeye ve temel dış boyut kısıtlamalarına uygun bir

gövde geometrisi belirlenmiştir. Taşıt, Bölüm 2.4.2’de açıklandığı gibi bir rüzgâr tüneli analizine tabi tutularak hava basıncı oluşan bölgeler belirlenmiştir. Aerodinamik analizler esas alınarak yapılan iyileştirmeler neticesinde elde edilen dış gövde formuna uygun olarak hazırlanan gövde yapısı Şekil 4.2’de verilmiştir.

Her iki üst gövde geometrisi, aerodinamik analizlerin yanında performans açısından da karşılaştırılarak geometrinin menzil üzerine etkisi de incelenmiştir. İlk önce ST-37 kare profillerle üretilmesi planlanan üst gövdenin, menzil analizlerinde alüminyum üst gövde malzemesinin sağladığı gözle görülür avantaj dolayısıyla alüminyum profillerden üretilmesine karar verilmiştir. Üst gövde geometrisi, dışarıdan hareket dirençleri etkisiyle sınırlandırılmışken içeriden de paketleme ihtiyaçları ile sınırlandırılır. Yolcu ve faydalı yük paketlemesi Bölüm 2.2’de detaylı olarak açıklanmıştır. Bütün bu gerekçeler sonucunda karar verilen gövde geometrisinin yük akışı taşıt gövde tasarımında sıklıkla kullanılan SSS yöntemi kullanılarak tespit edilmiş ve taşıtın mukavimliği SE (Sonlu Elemanlar) analizleri ile kontrol edilmiştir.

Gövde tasarımının nihai yapısı, bu iç ve dış sınırlamaların yanı sıra bazı önemli tasarım faktörleri de dikkate alınarak oluşturulmuştur. L6e sınıfı taşıtlar, düşük hız değerleri nedeniyle hiçbir güvenlik yönetmeliği kapsamında olmamasına rağmen, aracın daha ağır ve daha hızlı taşıtlarla ortak yolları paylaşması nedeniyle kabinin yolcular için olabildiğince korunması büyük önem taşımaktadır. Öte yandan düğüm noktaları, yükü gövde ile tekerlekler arasına ilettiği için özellikle süspansiyon sistemlerinde elemanlar arasında uygun yük akışını sağlamak ve istenmeyen gerilme yığılma bölgelerini önlemek için doğru konumlandırılmalıdır. Yay tepe noktasının, iki düğüm noktası arasında yani bir elemanın ortasında olması durumunda, elemanın uzunluğu ve yay kuvvetine bağlı olarak değişen eğilme momentlerinden dolayı hasar meydana gelebilir. Son olarak gövde, şasi ve üst gövde olmak üzere iki parçalı olarak üretileceği için montaj yerlerinin ergonomik olması beklenir.

4.2.1 Yük Senaryoları

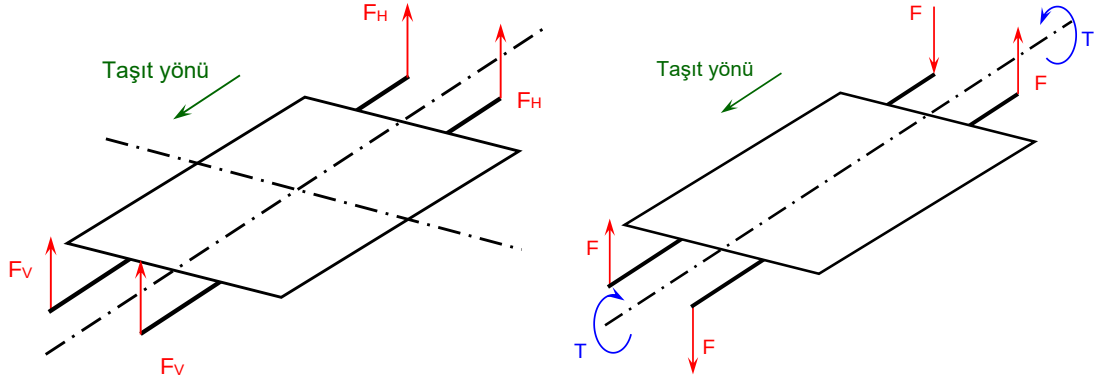
Bir taşıt servis esnasında derin çukurlar, panik freni, şehir içi kasisler gibi farklı yük durumları ile karşılaşır. Dolayısıyla herhangi bir taşıt bileşeninin mukavemet davranışı

araştırılırken yalnızca statik yüklerin dikkate alınması emniyetsiz bir tasarımla sonuçlanacaktır. Bu nedenle statik aks yükleri, taşıtın seyir esnasında karşılaşılabileceği ani ve yüksek genlikli yükleri yakınsayabilmek amacıyla bir dinamik yük faktörü ile çarpılarak dinamik eşdeğer yük değerleri elde edilir. Tez kapsamında binek taşıtların mekanik tasarımında yaygın olarak kullanılan dört yük senaryosu ve bu yük senaryolarına ait dinamik yük faktörlerinin x, y ve z bileşenleri Tablo 4.1’de verilmiştir. Tasarımlarda dinamik yük faktörünün yanında, makul bir emniyet katsayısı da dikkate alınmalıdır.

Tablo 4.1 Yük senaryolarının yerçekimi ivmesi (g) cinsinden kartezyen bileşenleri (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002)

	x	y	z
Eğilme	0	0	3
Burulma	0	0	± 3
Yanal Darbe	0	1,75	0
Boyuna Darbe	1,75	0	0

Eğilme yük senaryosu, genellikle tümsek atlama gibi taşıtın iki aksı arasında yükseklik farkı oluştuğunda meydana gelir. Düşey simetrik yükleme adı ile de anılan bu yük senaryosunda, tekerlek yükleri dolayısıyla taşıtın y-ekseni etrafında bir eğilme momenti oluşur. Burulma yük senaryosu, servis esnasında yalnız başına ortaya çıkmasa da diğer yüklemelerle birlikte meydana gelebilir. Binek taşıtlar için en ağır yükleme koşullarından biridir. Bu yük senaryosunda en düşük tekerlek yükü değeri, ön ve arka akslarda birbirinin tersi yönde bir moment çifti oluşturacak şekilde tekerlek temas noktalarından sisteme uygulanır. Şekil 4.3’te eğilme ve burulma yük senaryoları verilmiştir. Yanal yükleme, viraj dönüşü gibi taşıt tekerleklerinin yan kuvvet aldığı ve yanal atalet kuvvetlerinin oluştuğu durumlarda, aynı aks üzerinde iki tekerlek arasındaki yük transferinin bir sonucudur. Boyuna darbe ise frenleme veya tekerleklerin boyuna yönde bir yükseltiye çarpması sonucunda arka akstan ön aksa bir yük transferi olması sonucunda ortaya çıkar (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002).



Şekil 4.3 Eğilme (solda) ve burulma (sağda) yük senaryoları yükleme koşulları (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002)

4.2.2 SSS Yöntemi

Gövdenin tekrarlı-düşük genlikli ve ani-yüksek genlikli yükler altında 160.000 km yol alabilmesi beklenir. SSS yöntemi en temel haliyle, taşıt gövdesinin basit yüzeylere ayrılması ile gövde üzerindeki yük akışını tahmin etmek esasına dayanır. Taşıt gövdesi, konstrüksiyon boyutlarına uygun olarak birden fazla basitleştirilmiş yüzeye ayrılır ve her bir yük senaryosu için tekerlek temas noktasından etkiyen kuvvetlerin yüzeyler arasındaki paylaşımı yakınsanır. Batarya, yolcu, motor gibi temel yükler gerçekte bulundukları konumlardan ve yüzeyler üzerinden noktasal kuvvet olarak uygulanır. Ardından, her bir yüzeye etkiyen kuvvetler tayin edilerek sistemin yük akışı belirlenir ve konstrüksiyonda herhangi bir majör değişikliğin gerekli olup olmadığı tespit edilir. Daha sonra her bir yüzeyin gerçeğe (mafsallı çerçeve, pencere çerçevesi) uygun şekliyle kesit alanı hesaplanır (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002).

Şekil 4.4, bir kenarından sabitlenmiş çerçevenin basit bir yapısal yüzeye indirgenmesi ile elde edilen kuvvet akışını göstermektedir. Buna göre yüzeyin moment dengesinden kayma kuvvetleri Q_1 ve Q_2 arasındaki ilişki şu şekilde olacaktır:

$$Q_1 \cdot b - Q_2 \cdot a = 0 \quad (4.1)$$

Böylece kayma kuvvetlerinden birisi bilindiğinde, yüzeyin boyutlarına bağlı olarak diğeri de bulunabilir. Taşıtın düzlemsel kuvvet dengesinden ise:

$$F_Z - Q_2 = 0 \quad (4.2)$$

$$K_1 - K_2 = 0 \quad (4.3)$$

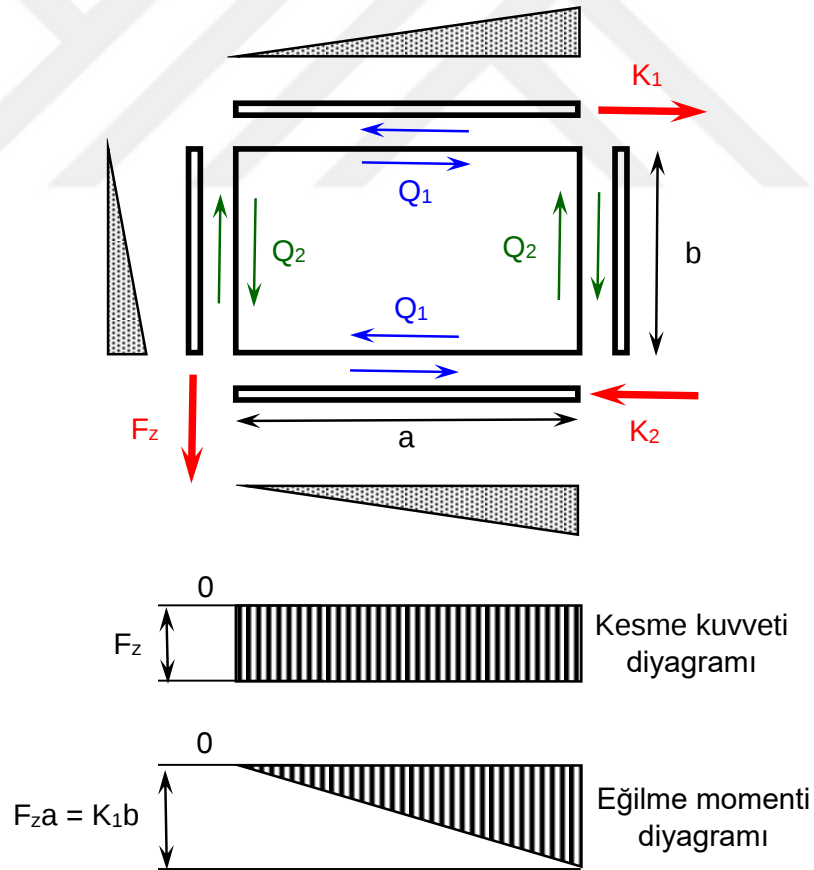
eşitlikleri elde edilir. Moment ve kuvvet eşitliklerinden ayrıca aşağıdaki eşitlikler elde edilecektir:

$$F_Z \cdot a - K_1 \cdot b = 0 \quad (4.4)$$

$$Q_1 - K_1 = 0 \quad (4.5)$$

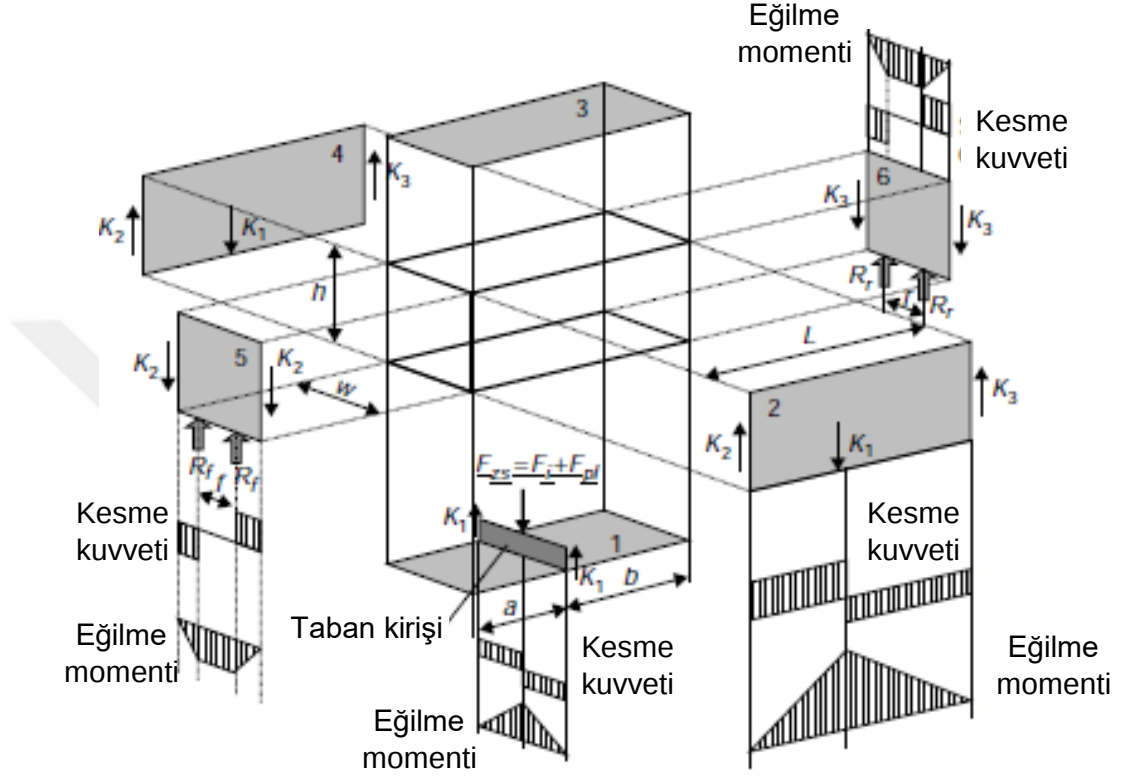
$$Q_1 - K_2 = 0 \quad (4.6)$$

Denklem 4.2, 4.3 ve 4.4'ün sağlanması ile tüm sistemin statik dengesi sağlanacaktır.



Şekil 4.4 Bir kenarından sabitlenmiş çerçevenin basit yapısal yüzeye indirgenmesi (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002)

Basit bir kutu modelinin eğilme yük senaryosu altındaki yapısal yüzeylerine ayrılmış modeli Şekil 4.5'te görülebilir. Bu model altı adet basit yapısal yüzeyin yanında, faydalı yükü dağıtmak için tabanda bir kiriş kullanmaktadır. Faydalı yük, kirişin genişliğine bağlı olarak yan yüzeylere aktarılır.



Şekil 4.5 Kutu modelin basit yapısal yüzeylerin ayrılması ve yük akışı tespiti (Brown, Robertson ve Serpento, 2002)

Şasi ve üst gövdenin ayrı birer bileşen olduğu gövde konstrüksiyonlarında, şasi taşıyıcı görevi üstlenirken, üst gövde tüm bileşenleri bir arada tutan ve destekleyen bir işleve sahiptir (Bergman, 1962; Ereke, 1988). Dolayısıyla, üst gövdenin yük taşıma işlevi bulunmadığından SSS metodu kullanılmasının asıl amacı üst gövdenin yük akışını tespit ederek kuvvet yığılması olan bölgeleri güçlendirmek ve bir ön tasarım kontrolü yapmaktır. Bu nedenle işlemlerde kolaylık sağlaması açısından eğimli yüzeyler düzlemsel kabul edilebilir. Süspansiyon yüklerinin gövdeye dengeli aktarılması, tasarımın ilk kontrolleri açısından yeterli olacaktır. Yine de en çok zorlanan idealleştirilmiş yüzey için kesit hesabı yapılarak mekanik uygunluğu kontrol

edilmiştir. Bir basit yüzeyin taşıdığı yükler ve kayma kuvvetlerinin etkidiği kesit Şekil 4.6’da görülebilir. Buna göre yüzey üzerindeki yük akışı q değerleri:

$$q_1 = \frac{Q_1}{D} \quad (4.7)$$

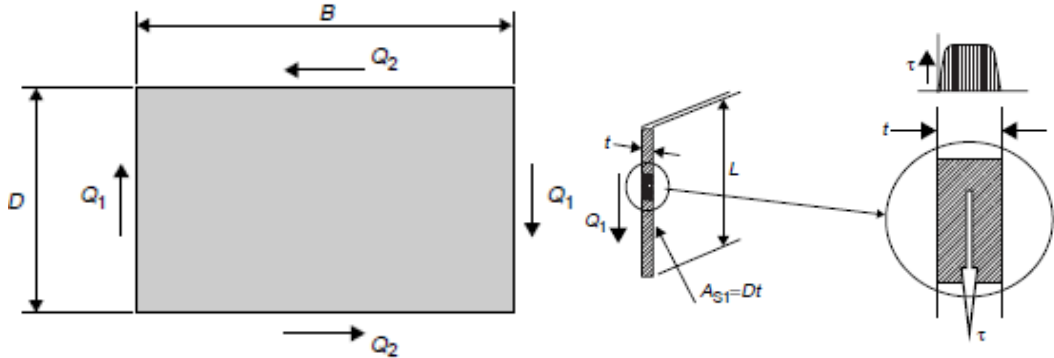
$$q_2 = \frac{Q_2}{B} \quad (4.8)$$

ve sistemin moment dengesinden:

$$Q_2 = Q_1 \frac{B}{D} \quad (4.9)$$

yazılabilir. Yük akışı değerleri q_1 ve q_2 birbirine eşittir. Bu durumda tüm yüzey kesiti boyunca değişmeyen kayma gerilmesi τ_{AV} değeri ile yük akışı arasındaki ilişki şu şekilde verilebilir:

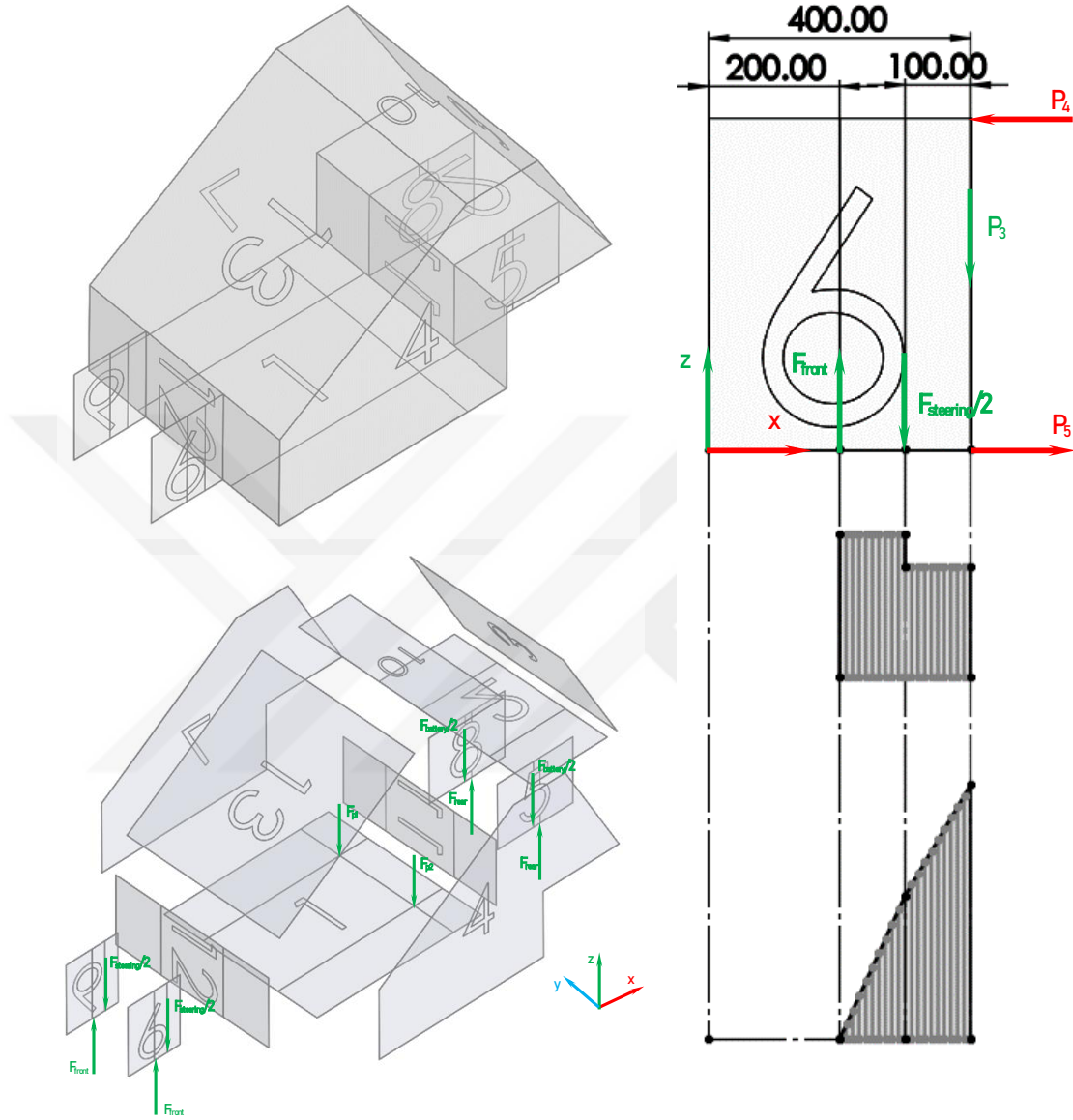
$$q_1 = t \cdot \tau_{AV} \quad (4.10)$$



Şekil 4.6 Bir basit yapısal yüzeyin taşıdığı yük ve momentler (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002)

Tezde tasarımı yapılan taşıtın, idealleştirilmiş 13 basit yapısal yüzeyi Şekil 4.7’de verilmiştir. Yük senaryolarına göre tekerlek yükleri uygulanmış, her yüzey üzerindeki yük akışı bulunmuştur. Üst gövde malzemesi olarak kullanılacak alüminyumun kayma modülü $G = 25 \text{ GPa}$ ve Poisson oranı $\nu = 0,33$ kabul edilmiştir (Yüksel ve Meran, 2013). Üretim kolaylığı açısından bütün taşıt aynı kesit alanı tasarlanmıştır. Bu

nedenle en çok zorlanan yüzeyin dayanımı hesaplanmış ve başta öngörülen 30x30x2 profil kesitinin uygun olduğu görülmüştür.

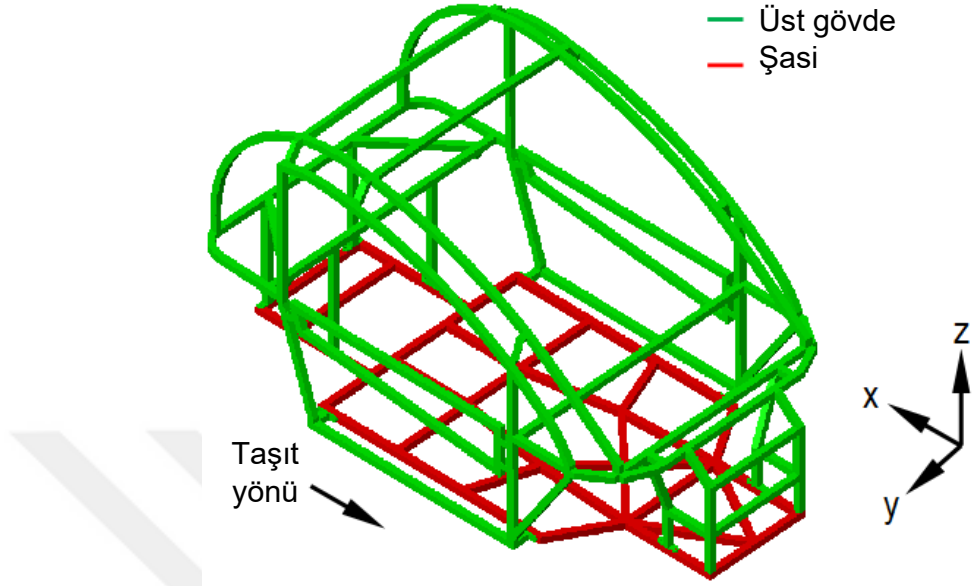


Şekil 4.7 Tez kapsamındaki taşıtın basit yapısal yüzeyleri

4.2.3 Sonlu Elemanlar Analizleri

SSS yöntemi ile yük akışı belirlenen final gövde konstrüksiyonu, SE analizleri ile kontrol edilmiştir. Taşıtın SE modelleri için ANSYS Workbench 2020 R1 ticari yazılımı kullanılmıştır. Taşıt gövdesinin genel formu Şekil 4.8’de verilmiştir. Aynı kesit atalet momenti, dolayısıyla aynı eğilme rijitliğine sahip kare kesitli ve dairesel kesitli profillerin kütle ve mekanik performans açısından karşılaştırması yapılmıştır.

SE analizlerinde üst gövde ve şasi için kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri Tablo 4.2’deki gibidir.



Şekil 4.8 Taşıt gövdesi

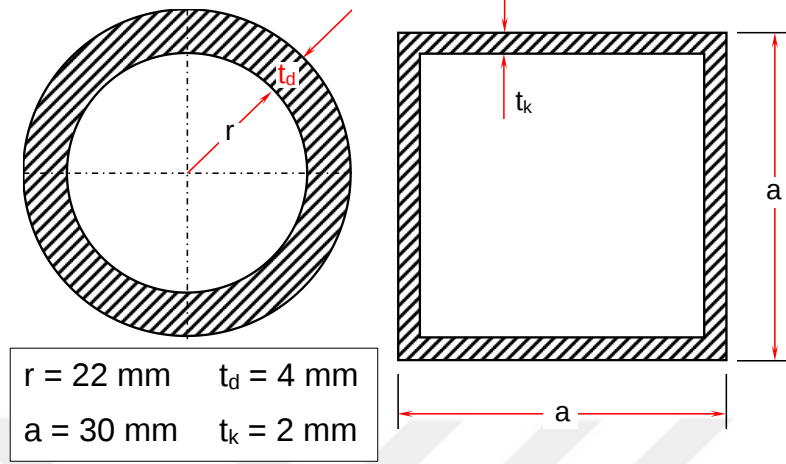
Tablo 4.2 Gövde malzemelerinin mekanik özellikleri

	Malzeme	Young Modülü (E)	Poisson Oranı (ν)	Eleman Boyutu
Şasi	S355MC	200 GPa	0,3	12 mm
Üst Gövde	Alüminyum alaşım	71 GPa	0,33	20 mm

SSS metodu ile güvenilirliği kontrol edilen 30x30x2 kare kesit profile alternatif olarak dairesel kesit profilin incelemesi yapılmıştır. Dairesel profil kesiti belirlenirken aynı mekanik özellikleri sergilemesi amaçlanmıştır (Şekil 4.9). Bunun için benzer mukavemet performansı sağlayacak şekilde kesit seçimi yapılmıştır. Bir kesite etkiyen eğilme ve kayma gerilmesi değerleri sırasıyla (Beer, Johnston, Jr., Dewolf, ve Mazurek, 2012; Budynas ve Nisbett, 2011; Rende, 2017):

$$\sigma_b = \frac{M_B \cdot y}{I} \quad (4.11)$$

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (4.12)$$

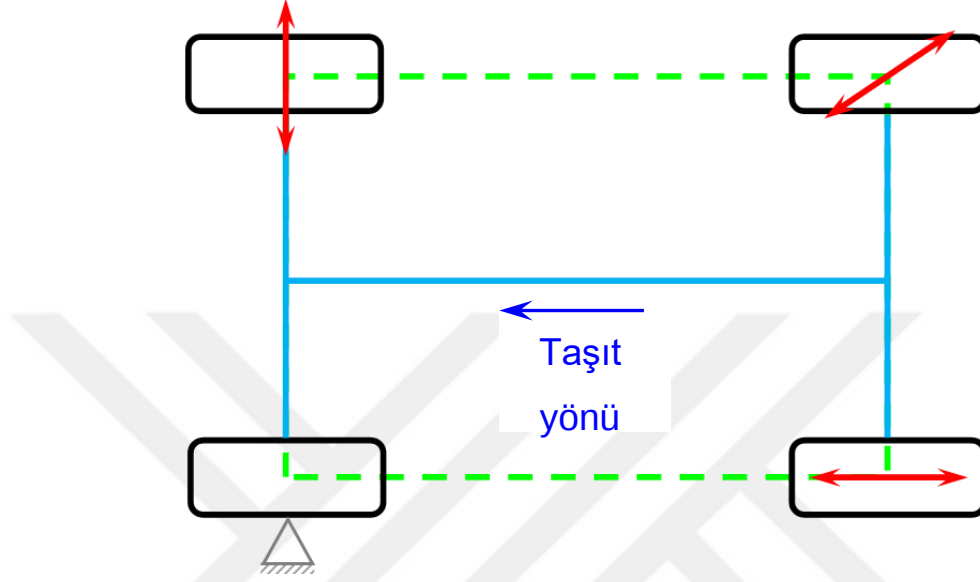


Şekil 4.9 Taşıt gövdesinde kullanılan kesit alanlarının karşılaştırılması

M_B kesite etkiyen eğilme momenti, y momentin kesit tarafsız eksenine uzaklığını, I kesitin tarafsız eksene göre atalet momenti değerini, Q kayma kuvveti değerini ve A kesit alanını vermektedir. Buradan da anlaşılabacağı gibi, aynı eğilme momenti altında benzer eğilme gerilmesi değerleri oluşabilmesi için her iki kesitin atalet momentleri eşit olmalıdır. Aynı durum kayma mukavemetinde, alan için geçerli olacaktır. Kesit değişiminin atalet momentine etkisi, kesit alanına etkisinden daha fazla olduğundan eşdeğer dairesel kesit bulunurken eğilme rijitliği benzerliği referans alınmıştır. Bu durumda kullanılan kare profiller ile aynı kesit atalet momentini veren dairesel profilin kesit boyutları 30x4 mm olmaktadır.

SE analizlerinde sonucun doğruluğunu etkileyen en önemli faktör sistemin serbestlik derecesidir (DOF). DOF belirlenirken sistem elemanlarının tek başına kinematiğinin yanında tüm sistemin mekanik davranışı da hesaba katılmalıdır. Her bir tekerlek için bağıl serbestlik derecesi, süspansiyon sistemlerinin dinamik karakteristiği tüm sistemin serbestliğini belirlediğinden, yük durumundan bağımsız olarak değişir. Süspansiyon mekanizmalarının kinematik özelliklerinin bir sonucu olarak, ön ve arka akslarda kullanılan her iki sistem, iki eksenle öteleme serbestliği ile idealize edilebilir. Ön aksta kullanılan MacPherson süspansiyonun boyuna yönde bir serbestliği yoktur; arka aksta kullanılan boyuna salıncaklı süspansiyon sisteminin ise yanal yönde

serbestliği bulunmaz. Sistemin tamamı, z-ekseninde salıncak-şasi bağlantı noktalarından x ve y-eksenlerinde bir kiriş özelliği gösterecek şekilde sınırlandırılmıştır ve Şekil 4.10’da görülebilir. Bunlara ek olarak sistemin, yay tepe noktalarından yay eksenleri doğrultusunda serbestlikleri de tanımlanmıştır.



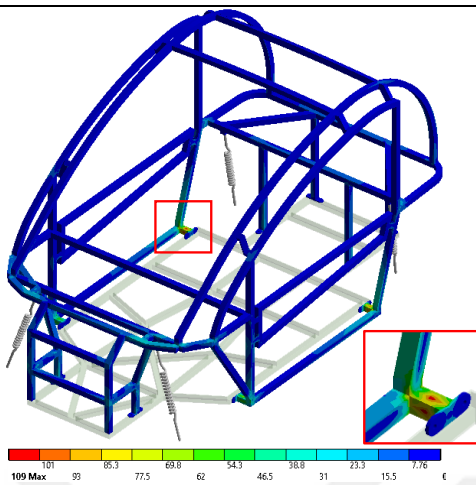
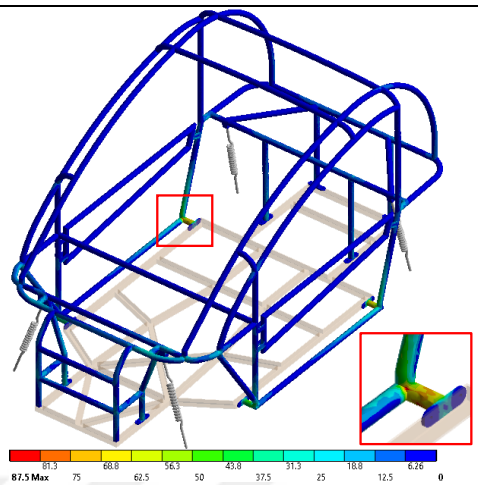
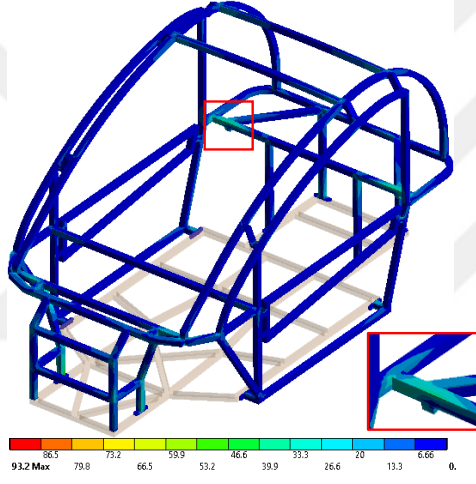
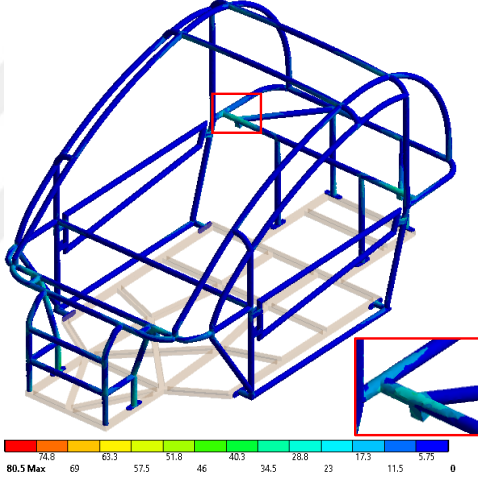
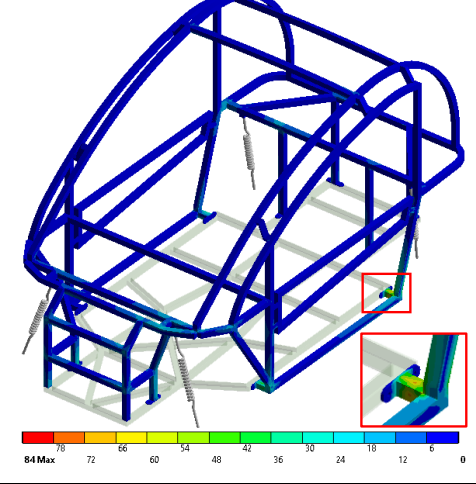
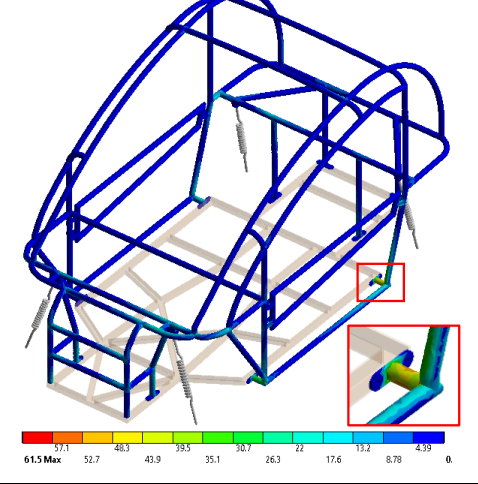
Şekil 4.10 Taşıtın SE modellerinde kullanılan serbestlik derecesi

Taşıt faydalı yükleri Tablo 2.2’de verilen koordinatlarda noktasal yük olarak konumlandırılmış ve tüm taşıt modeline Tablo 4.1’de verilen dinamik yük faktörleri ile her bir yük senaryosuna uygun büyüklük ve doğrultularda ivme değeri tanımlanmıştır. SE analizleri yapılan iki üst gövde profilinin optimum şasi ile montajlanması durumunda gösterdiği mekanik davranışların karşılaştırılması Tablo 4.3’te ve SE analizlerinin sonuçları Tablo 4.4’te verilmiştir.

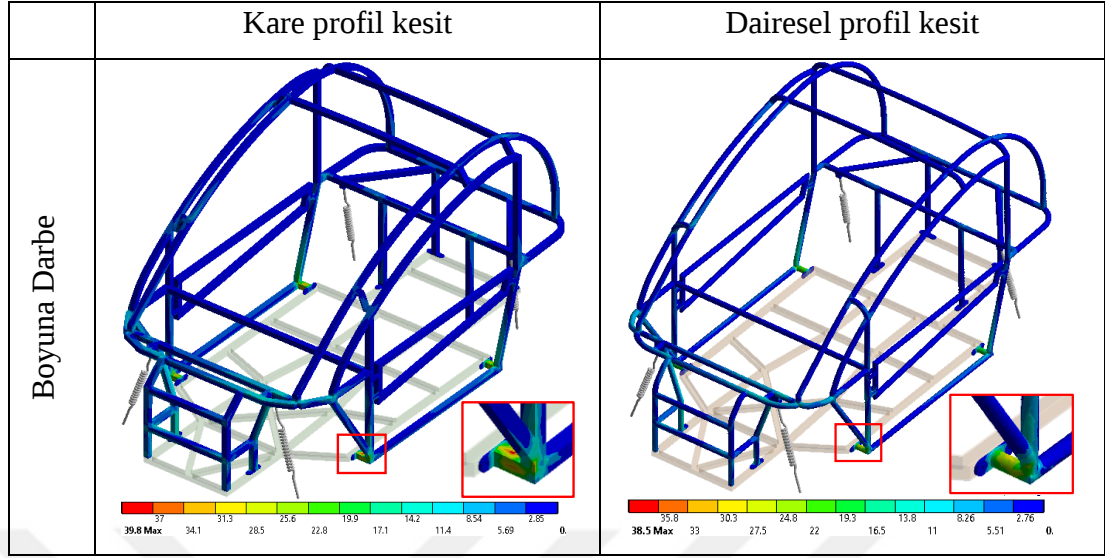
Tablo 4.3 İki gövde profilinin gerilme, frekans ve kütle değeri

Kesit	Maksimum Von-mises Gerilmesi (MPa)				Doğal Frekans (Hz)		Kütle (kg)
	Eğilme	Burulma	Yanal D.	Boyuna D.	Mod 1	Mod 2	
Kare	109	93	84	40	9,5	11,7	23
Dairesel	88	81	62	39	12	12,3	34
Fark (%)	-19	-13	-26	0	+26	+5	+48

Tablo 4.4 Her bir yükleme koşulu için SE analizi sonuçları

	Kare profil kesit	Dairesel profil kesit
Eğilme		
Burulma		
Yanal Darbe		

Tablo 4.4 devamı



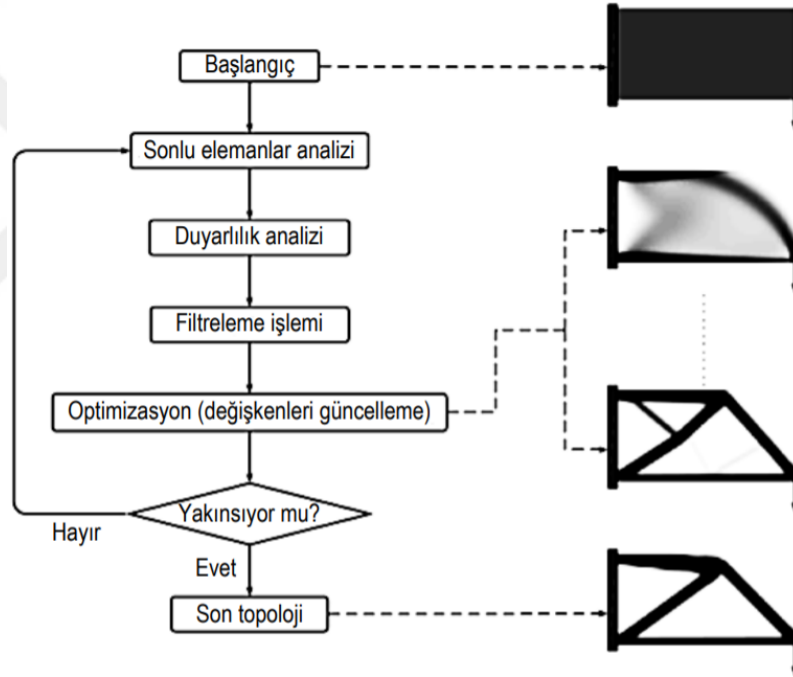
Aynı eğilme rijitliği ile tasarlanan gövde geometrisinin gerilme yığılma bölgeleri ve frekans değerlerinde dikkate değer bir iyileşme sağlanamamış ve kütlesi yaklaşık %50 artış göstermiştir. Her iki gövde geometrisinin de tüm yükleme koşullarında güvenli sınırlarda çalıştığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, taşıtın karşılaştırılan profiller arasında, aynı mekanik performans için daha hafif bir konstrüksiyon sağladığından, kare kesitli profillerden imal edilmesine karar verilmiştir.

4.3 Şasi Tasarımı

Şasi bütün yapı elemanlarını taşıyan taşıt bileşeni olarak görev yapmaktadır. Bir başka ifadeyle tüm taşıtın ağırlığını desteklerken, aynı zamanda üst gövde ile güç iletim elemanları arasındaki uyumu koruyan taşıt alt bileşenidir. Elektrikli taşıtların temel probleminin menzildir ve mekanik gereklilikleri sağlayan şasi geometrisinin mümkün olan en düşük kütleyle imal edilmesi enerji tüketimini azaltarak bir batarya çevriminde kat edilen mesafeyi arttıracaktır. Bu çalışmada şasi geometrisi, bir hedef fonksiyon için belirlenen kısıtlar ve sınır koşulları dahilinde tasarım alanının en uygun modeline karar veren yapısal bir optimizasyon yöntemi olan topoloji optimizasyonu ile elde edilmiştir. Optimizasyon sonucu elde edilen geometri, üretilebilir şekilde yeniden tasarlanmış ve SE analizlerine tabi tutulmuştur. Son olarak farklı şasi ve üst gövde geometrileri ile optimum şasi geometrisi mekanik özellikleri açısından karşılaştırılmıştır.

4.3.1 Topoloji Optimizasyonu

Şekil veya boyut optimizasyonunun aksine, topoloji optimizasyonu, bir tasarım hacmindeki her bir elemanın pozisyonları ve boyutlarının yanı sıra eleman sayısını da belirler. Belirli bir formun düzenlenmesi yerine mutlak bir tasarım hacmi içerisinde hedef geometrinin temel formunu oluşturur. Temel ilke, genellikle, bir tasarım hacmindeki boş ve dolu alanlarının tanımlanmasıyla, eşik gerilme değeri gibi sınır şartları için en katı tasarımı elde etmektir (Bendsøe ve Sigmund, 2004; Johnsen, 2013). Her eleman için sahte bir yoğunluk tanımlayarak temel malzemenin elemental yoğunluğu ile mekanik özellikleri arasında bir fonksiyon tanımlar. Basit bir topoloji optimizasyonu algoritması Şekil 4.11’de verilmiştir.



Şekil 4.11 Topoloji optimizasyonu akış şeması (Bendsøe ve Sigmund, 2004)

Elemental yoğunluğun bir fonksiyonu olan yerel elastisite tensörü şu şekilde yazılır (Bendsøe, 1989; Rozvany, Zhou, ve Sigmund, 1994):

$$E_e(\rho_e) = \rho_e^p E_e^0, 0 < \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1, p > 1 \quad (4.13)$$

Burada E_e^0 global elastisite tensörünü, ρ_e eleman yoğunluğunu ve p penaltı faktörüdür. Penaltı faktörü temelli bir algoritma kullanan en yaygın optimizasyon

metodlarından birisi SIMP (Simple Isotropic Material with Penalization) algoritmasıdır. Penaltı faktörü, ortalama yoğunluklu bölgelerin yoğunluklarını 0 ya da 1'e yakınsar (Bendsøe ve Sigmund, 1999). Filtreleme süreci olarak adlandırılan bu sürecin gerçekleştirilebilmesi için, her bir elemanın başlangıç yoğunluğu üstel bir fonksiyon ile çarpılır. Topoloji optimizasyonu, filtreleme işlemi yakınsanana kadar tekrarlanır. V başlangıç geometrisinin hacmi ve Ω tasarım hacmi olmak üzere R^2 uzayında tasarımın toplam hacmi şu şekildedir (Bendsøe ve Sigmund, 2004):

$$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V, 0 \leq \rho(x) \leq 1, x \in \Omega \quad (4.14)$$

K_e^0 elemental katılık matrisi olmak üzere toplam katılık matrisi de şu şekilde ifade edilebilir:

$$K(\rho) = \sum_{e=1}^{n_{el}} E_e(\rho_e) K_e^0 \quad (4.15)$$

Optimizasyon hedefi nadiren kütle veya hacmin en aza indirilmesi olsa da genelde maksimum katılıktır. M adet yük senaryosu olduğu durumlarda, toplamı 1'e eşit olan M adet ω ağırlık faktörleri kullanılarak optimizasyon problemi şu hale getirilebilir (Bendsøe ve Sigmund, 2004):

$$\text{Hedef:} \quad C = \sum_{k=1}^M \omega_k C_k \quad (4.16)$$

$$\text{Bağlı olarak:} \quad 0 \leq \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1, \forall x \in \Omega, x \geq 0 \quad (4.17)$$

Bu çalışmada Bölüm 4.2.1'de detayları açıklanan dört yük senaryosu ile topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Her bir yük senaryosunun ağırlık faktörleri birbirlerine eşit ve $\omega = 0,25$ 'tir. Optimizasyon hedefi her yük durumu için maksimum katılıktır. Hedef geometrinin kütlesi, başlangıç geometrisinin %15-30 ile sınırlandırılmıştır. Eleman boyutu 45-50 mm aralığındadır. Bu durumda topoloji problemi şu hale getirilebilir:

Hedef:

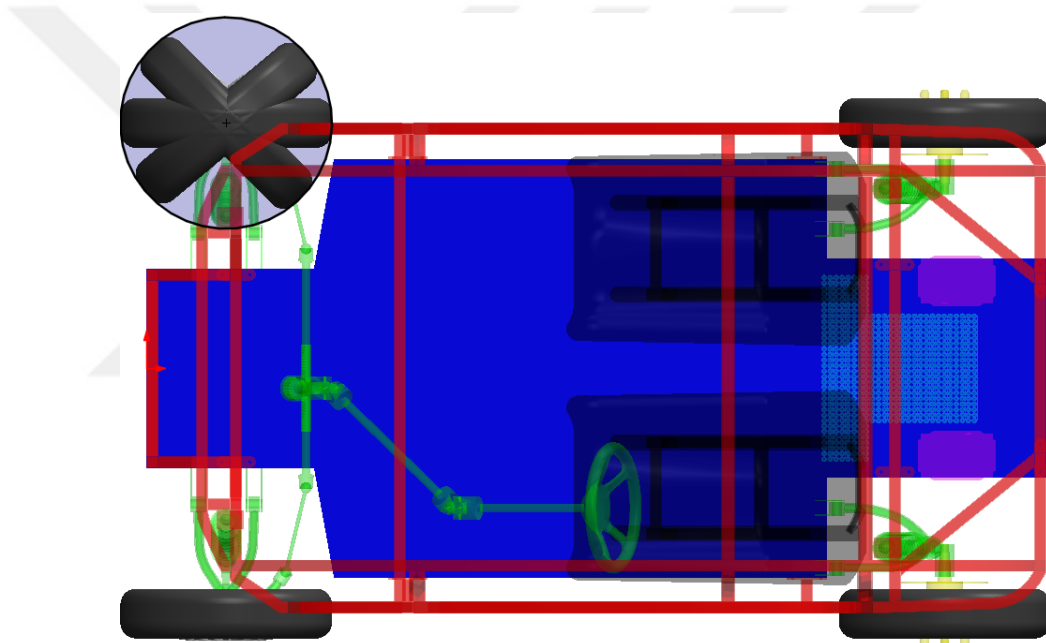
$$C = \sum_{k=1}^4 0.25C_k \quad (4.18)$$

Bağlı olarak:

$$0 \leq \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1, \forall x \in \Omega, x \geq 0 \quad (4.19)$$

$$0,15m \leq \sum_{e=1}^N \rho_e V_e \leq 0,3m \quad (4.20)$$

$$45 \leq d_m \leq 50 \quad (4.21)$$

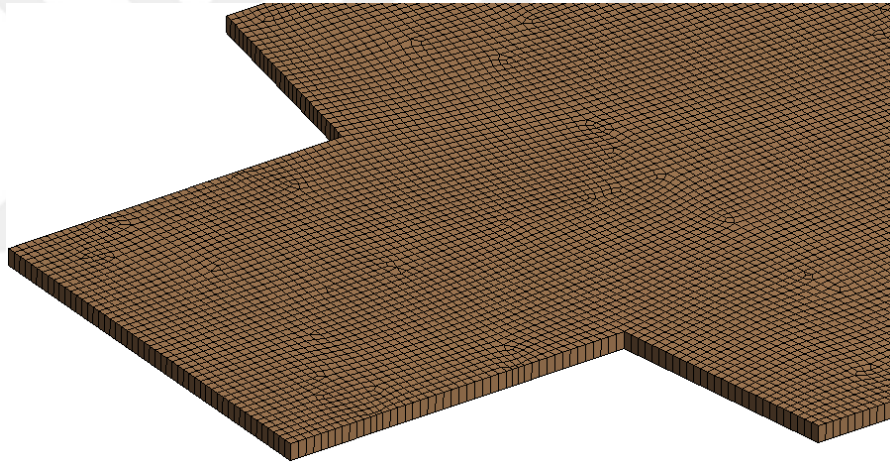


Şekil 4.12 Tekerlek zarfına uygun modellenmiş temel şasi modeli

4.3.2 Şasi Geometrisinin Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla Belirlenmesi

Statik analizlerde, başlangıç olarak 2255x1050 şasi boyutlarında, tekerlek zarfına uygun, 20 mm sac parçadan temel bir model oluşturulmuştur (Şekil 4.12). Düzlemsel bir parça olduğundan işlem kolaylığı sağlamak ve homojen kalınlığa sahip bir sonuç geometrisi elde edebilmek için kalınlık boyunca tek bir eleman olacak şekilde sonlu elemanlarına ayrılmıştır (Şekil 4.13). Analizlerde Young modülü $E = 200 \text{ GPa}$ ve Poisson oranı $\nu = 0,3$ olarak tanımlanmıştır (Yüksel ve Meran, 2013). Eleman

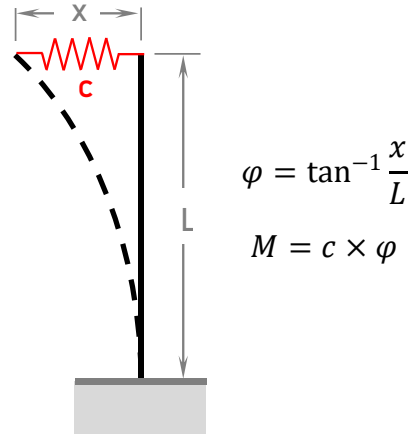
yoğunluğu final geometrisinde oluşturulan yatay ve dikey bileşenlerin boyut ve düzenine doğrudan etki ettiği için, eleman boyutunu doğru ayarlamak üretilebilir bir final geometrisi oluşturabilmek için büyük önem taşır. Topoloji optimizasyonu temelde her bir elemanın gerekli olup olmadığına karar vererek bir final geometrisi oluşturduğundan eleman sayısının düşük oluşu, final geometrisini doğruluktan uzaklaştıracaktır. Ancak eleman yoğunluğunun fazla oluşu gözenekli bir final geometrisine neden olur. Bu sorun, penaltı faktörün yükseltilmesi ile çözülmektedir (Zhou, Shyy, ve Thomas, 2000). Analizler, eleman yoğunluğunun final geometrisine etkisi nedeniyle 4 farklı eleman yoğunluğu ile gerçekleştirilmiştir. Bu senaryoların detayları Tablo 4.5'te verilmiştir. Penaltı faktörün artmasıyla sonuçların birbirine yakınsadığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle ortalama bir değer olan 12,5 mm eleman boyutu (B senaryosu) esas alınmıştır.



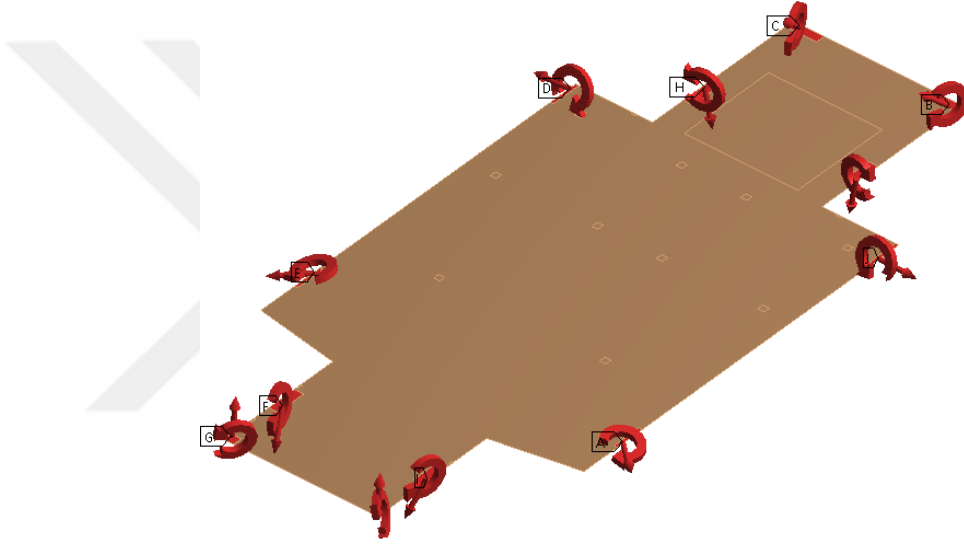
Şekil 4.13 Temel şasi geometrisinin sonlu elemanlar modeli

Tablo 4.5 Topoloji optimizasyonu eleman boyutu senaryoları

Senaryo	Eleman boyutu (mm)	Eleman sayısı	Düğüm sayısı
A	10	18472	56059
B	12,5	12211	37138
C	15	8659	26402
D	18	6186	18925



Şekil 4.14 Elastik şekil değiştirme



Şekil 4.15 Üst gövde yükünün temel şasi modeline uygulanması

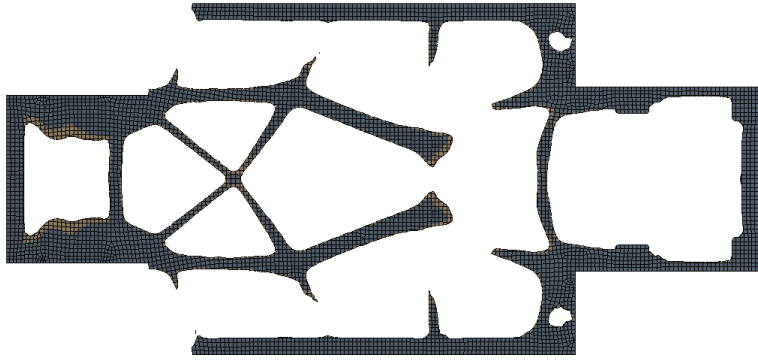
Yolcu ve batarya yükleri kavramsal tasarımda belirlenen konumlarından (Tablo 2.2), uygun yük senaryosuna göre noktasal kuvvet olarak uygulanmıştır. Tekerlek yükleri sonucunda taşıt üst gövdesinde elastik bir şekil değişimi enerjisi depolanacak ve bu enerjinin bir kısmı şasi bir kısmı üst gövde tarafından karşılanacaktır. Bu nedenle şasi üzerine üst gövde yükü doğrudan bir noktasal yük olarak uygulandığında, üst gövdenin elastik etkisi hesaba katılmadığı için bütün elastik şekil değiştirme enerjisi şasi tarafından karşılanır. Bu durum aşırı güvenli bir tasarıma ve dolayısıyla artan şasi kütlesine neden olacaktır. Üst gövdenin şekil değişimi etkisini de dahil edebilmek için, analizler esnasında şasi ile bağlantı bölgelerinde oluşan kuvvetlerin şasiye uygulanması gerekmektedir. Bunun için üst gövdenin, şasi bağlantı bölgelerinde

oluşan kuvvet ve moment değerleri saptanmıştır (Şekil 4.14). Bu tespitlerde, burulma direncinden dolayı şasi modeli olarak X-şasi geometrisi kullanılmıştır. Bunun nedeni, burulma yük durumunun taşıtın servis sırasında karşılaştığı en ağır yük senaryolarından biri olmasıdır (Brown, Robertson, ve Serpento, 2002; Ereke, 1988). Bağlantı noktası kuvvetlerinin topoloji modeline uygulanması Şekil 4.15'te verilmiştir.

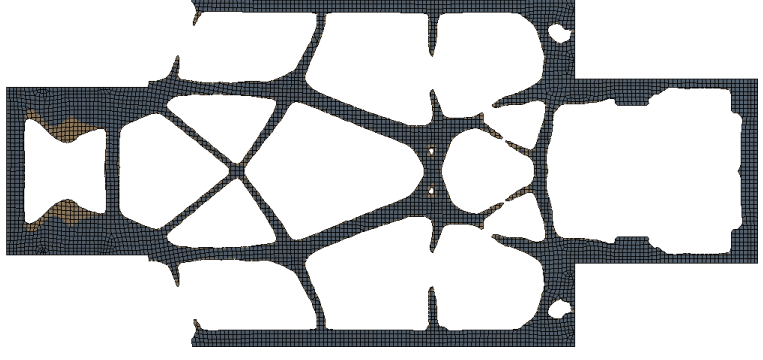
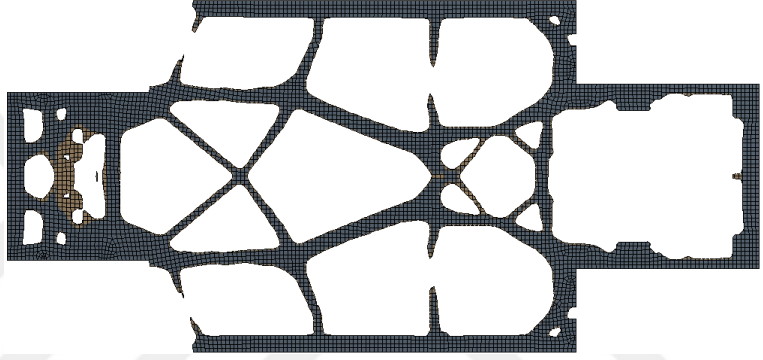
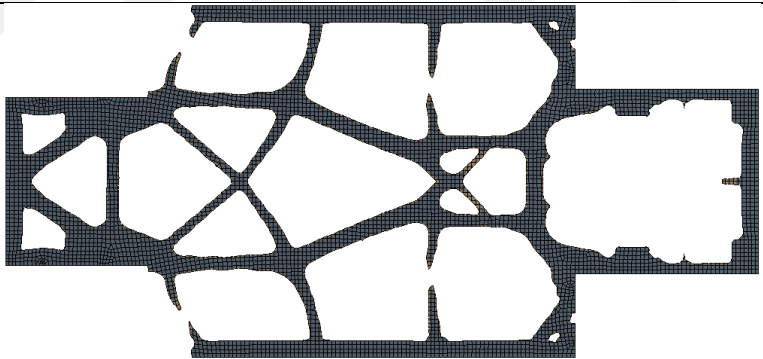
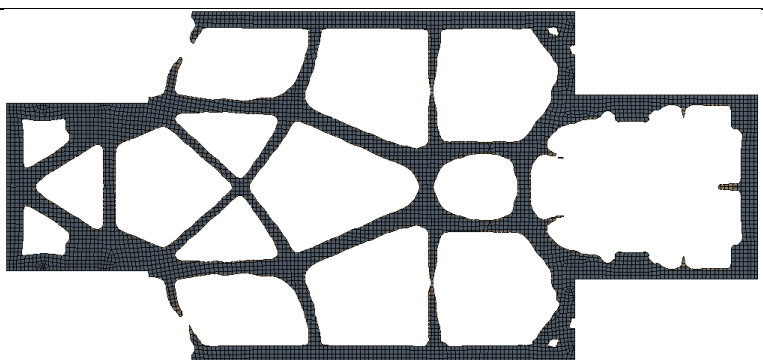
Topoloji optimizasyonu, Bölüm 4.2.1'de detayları verilen dört yük senaryosu için gerçekleştirilmiştir. Yanal ve boyuna darbe senaryolarında yerçekimi etkisi dikkate alınmamıştır. Final geometrisi, hedef fonksiyonların ağırlık faktörü ω 'nin eşit dağıldığı bu gibi durumlarda tüm yük senaryolarının süperpozisyonu ile elde edilir. Bu nedenle halihazırda eğilme yük senaryosunda uygulanan yerçekimi kuvvetinin, diğer senaryolarda tekrar hesaba katılmasına ihtiyaç duyulmamıştır.

Topoloji optimizasyonuna tanımlanan sınır şartları, final geometrisinin üretilebilirliği açısından önem taşımaktadır. Final kütle, %15-30 arasında sınırlandırılmıştır. y-ekseni doğrultusunda simetri şartı tanımlanmıştır. Şasinin, üst gövde gibi 30x30x2 profilden imal edilmesi planlandığından bu kesit alanının ataletine yakın bir final geometri kesiti elde edilecek şekilde bir eleman boyutu değeri tanımlanmıştır. Böylece her bir eleman gerçeğe daha uygun konumlandırılacak ve boyutlandırılacaktır. $p = 2; 2,5; 3; 3,5; 4$ penaltı faktörleri için final geometrileri Tablo 4.6'da verilmiştir.

Tablo 4.6 Farklı penaltı faktör değerleri için topoloji optimizasyonu sonuçları

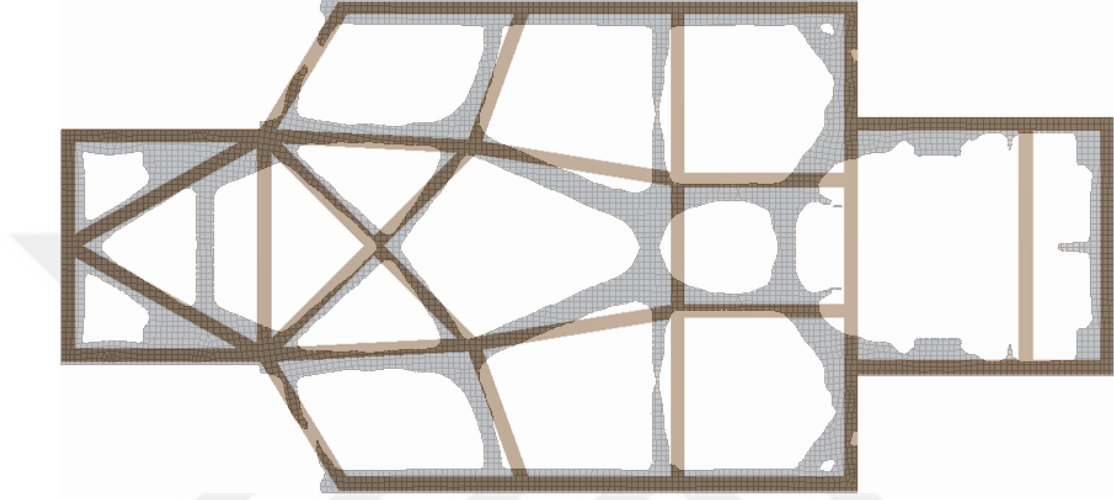
Penaltı faktör	Sonuç geometrisi
2	

Tablo 4.6 devamı

Penaltı faktör	Sonuç geometrisi
2,5	
3	
3,5	
4	

4.3.3 Üretilabilir Şasi Geometrisi

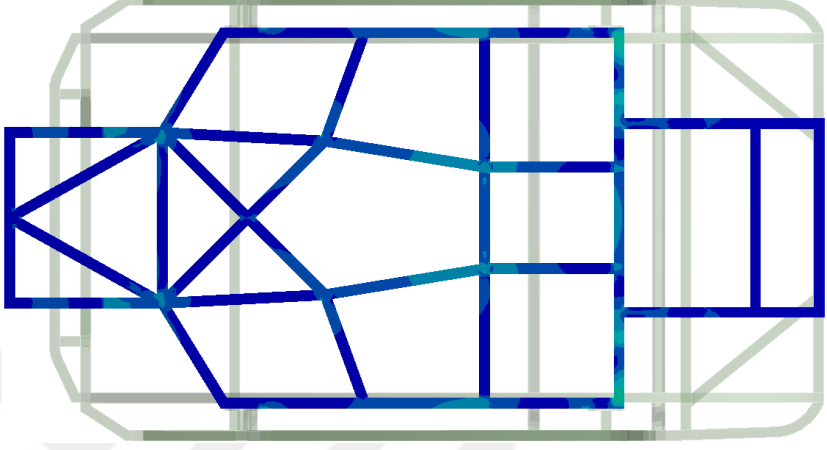
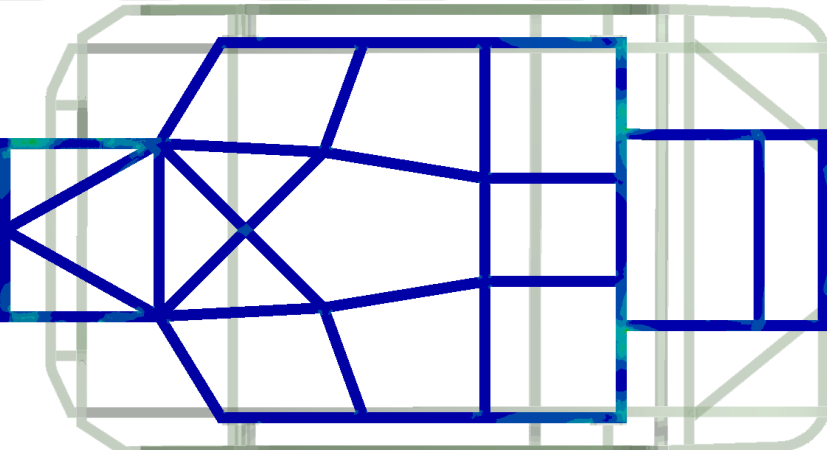
Penaltı faktörün kademeli olarak artırılması global optimuma daha yakın bir geometri sağlayacaktır (Rozvany G. I., 2008). Buradan yola çıkarak farklı penaltı faktörler ile yapılan optimizasyonlar sonucunda, amaca en uygun final geometrisi $p = 4$ olduğu durumda ortaya çıkmaktadır.



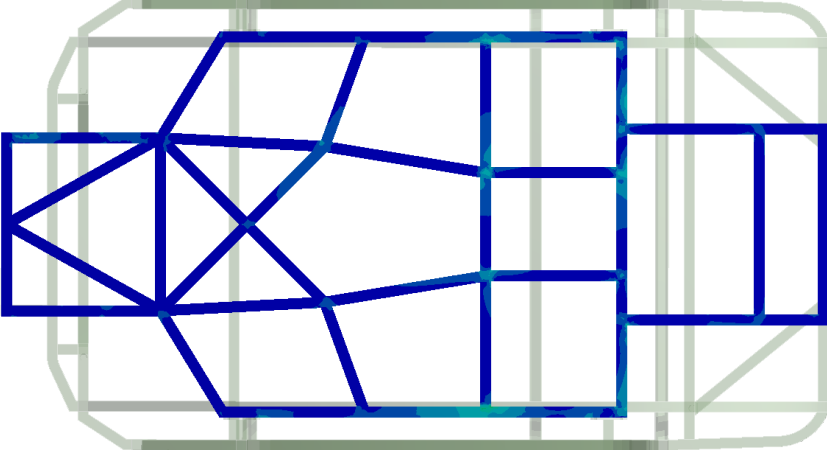
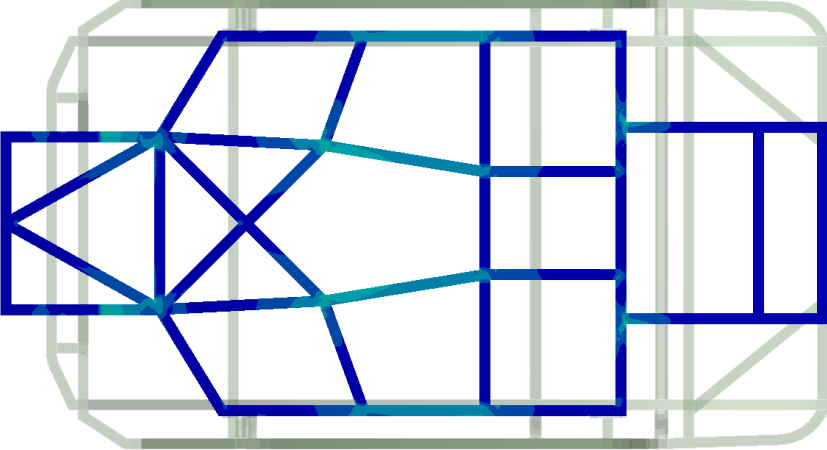
Şekil 4.16 Topoloji optimizasyonu final geometrisi ile üretilebilir şasi tasarımının karşılaştırması

Topoloji optimizasyonu sonucunda, üretilebilir bir final geometrisi elde etmek genelde mümkün olmasa da yükleme koşullarına uygun olarak geometrinin genel modeli elde edilebilir. Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen geometri ve üretime uygun hale getirilmiş şasi geometrisi Şekil 4.16’da görülebilir. Tasarımın kütlesi 23,6 kg olmaktadır. Şasi geometrisinin belirli dört yük senaryosu için (Bölüm 4.2.1) SE analizleri ise Tablo 4.7’de verilmiştir. Geometri, tüm yük senaryoları altında 1.5 emniyet katsayısı ile güvenli sınırlarda çalışmaktadır.

Tablo 4.7 Optimum şasi geometrisi için SE analizi Von-Mises gerilme değerleri

Yük senaryosu	SE sonuçları
Ölçek	 238 221 204 187 170 153 136 119 102 85 68 51 34 17 0
Eğilme	
Burulma	

Tablo 4.7 devamı

Yük senaryosu	SE sonuçları
Ölçek	 238 221 204 187 170 153 136 119 102 85 68 51 34 17 0
Yanal darbe	
Boyuna darbe	

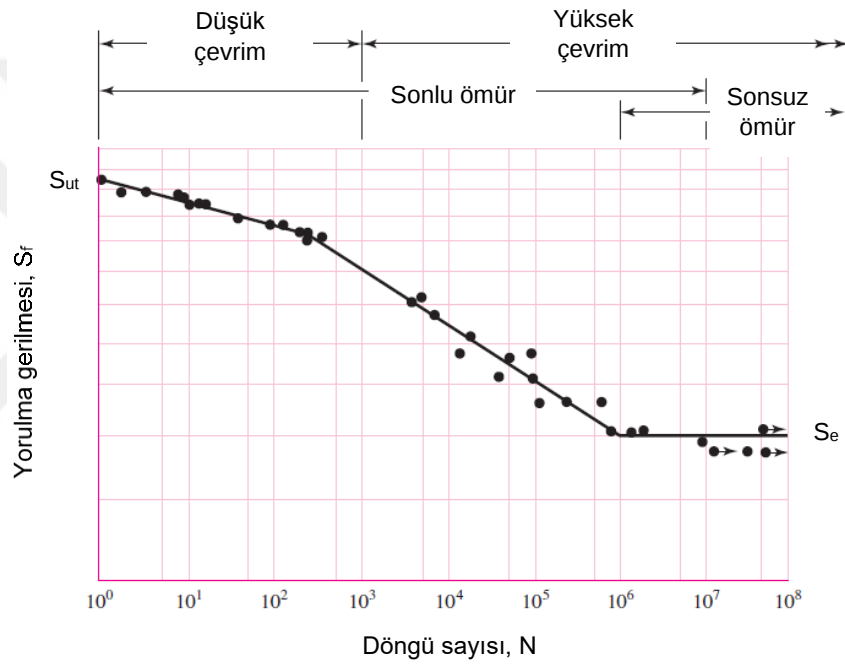
4.4 Yorulma

4.4.1 Yorulma Teorisi

Bir malzemenin tekrarlı veya dalgalı yükler altında hasara uğraması yorulma olarak adlandırılır. Yorulma, malzemenin akma mukavemetinin çok altındaki gerilme değerlerinde gerçekleşir. Dinamik yükler altında çalışan sistemlerdeki en önemli tasarım kriteridir. Bu nedenle tezin son adımında, taşıtın tekrarlı yükler altında çalışan kritik yapı elemanlarının yorulma analizleri yapılmıştır.

Yorulma genellikle 3 adımda gerçekleşir:

- Çok sayıda döngü boyunca çatlaklar mikroskobik düzeyde oluşur ve makroskopik bir çatlak oluşturana kadar büyümeye devam eder.
- Makroskopik çatlak, kritik bir düzeye ulaşana kadar her döngüde büyümeye devam eder.
- Çatlayan bileşen maksimum yükü taşıyamayacak duruma geldiğinde kırılma gerçekleşir.



Şekil 4.17 Çelik bir malzemeye ait S-N (yorulma dayanımı-yorulma ömrü) diyagramı (Budynas ve Nisbett, 2011)

Gerilme ömrü, gerinim ömrü ve lineer-elastik kırılma yöntemi olmak üzere üç temel yorulma ömrü hesabı yöntemi vardır. Bu çalışmada esas alınan gerilme ömrü yönteminde, malzemeler tekrarlanan ya da değişken yüklere maruz bırakılır. Bunun için malzemenin S-N (Gerilme-Çevrim) diyagramına ihtiyaç vardır. Tam değişken eksenel yükleme durumunda örnek bir S-N diyagramı Şekil 4.17’de verilmiştir. Grafiğin x-ekseni N çevrim sayısını, y-ekseni ise yorulma dayanımını vermektedir. Burada S_{ut} malzemenin kopma mukavemeti ve S_e sürekli mukavemettir. Malzemenin $N = 1 - 10^3$ aralığında kırılması durumunda “düşük çevrim ömrü”, bu değer üzerinde

bir çevrimde kırılması durumunda “yüksek çevrim ömrü”nden söz edilebilir. Çelik malzemeler için “sonsuz ömür” ise $N = 10^6 - 10^7$ aralığındadır. Düşük çevrim ömrü aralığında yorulma dayanımı, malzemenin kopma mukavemetinin yaklaşık olarak 0,95 katı kabul edilebilir (Budynas ve Nisbett, 2011).

Sürekli mukavemet malzemenin boyutu, çalışma sıcaklığı aralığı, malzeme üzerindeki süreksizlikler gibi birden fazla faktörün etkisi altındadır. Her bir etkene ait bir düzeltme faktörünün sürekli mukavemet değeri ile çarpılması elde edilir ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (4.22)$$

Burada k_a yüzey faktörüdür ve malzemenin kopma mukavemeti değerine göre şu şekilde hesaplanır:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (4.23)$$

a ve b değerleri malzemenin imal usulüne göre değişmektedir. Boyut faktörü k_b ise gerilmenin etki ettiği kritik kesit alanına bağlıdır. Eksenel yüklemelerde $k_b = 1$ kabul edilebilir. Dairesel kesitlerde malzemenin çapına, dairesel olmayan kesitlerde ise Budynas ve Nisbett’in (2011) belirttiği gibi malzeme kesit alanına bağlı olarak hesaplanan bir eşdeğer çapa bağlı olarak değişiklik gösterir. Yükleme faktörü k_c , adından da anlaşılacağı gibi malzemenin yükleme koşuluna (eğilme, burulma, eksenel) bağlı olarak değişecektir. Sıcaklık faktörü, çok yüksek sıcaklıklarda çalışmayan malzemeler için $k_d = 1$ değerini alır. k_e güvenilirlik faktörü ve k_f ise değişken etkiler faktörüdür (Budynas ve Nisbett, 2011).

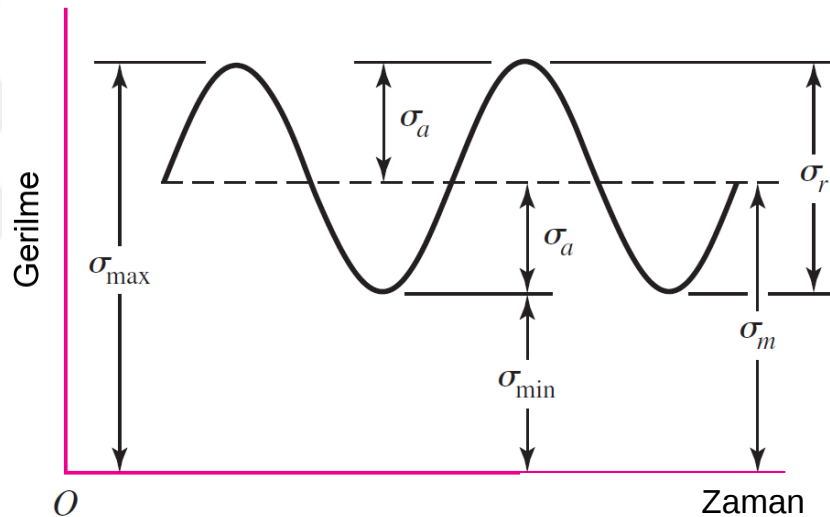
Bütün bu faktörlere ek olarak sürekli mukavemeti etkileyen en önemli faktör, K_f yorulma gerilme yığılma faktörüdür. Malzeme geometrisindeki süreksizlikler ve düzensizlikler (delik, çentik), gerilmelerin daha fazla biriktiği bölgeler olduğundan malzemenin dayanımında önemli bir etkiye sahiptir. K_f yorulma gerilme yığılma faktörü ve nominal gerilmenin bir fonksiyonu olarak efektif maksimum gerilme değeri:

$$\sigma_{\max} = K_f \cdot \sigma_0 \quad (4.24)$$

olarak yazılabilir. K_t gerilme yığılma faktörü ve q^* çentik duyarlılık faktörünün bir fonksiyonu olarak K_f şu şekilde bulunur:

$$K_f = 1 + q^* \cdot (K_t - 1) \quad (4.25)$$

Çentik duyarlılığı faktörü deneysel verilerle elde edilmiştir ve malzemenin kopma mukavemetine göre değişir. Gerilme yığılma faktörü K_t ise parça geometrisinden doğrudan etkilenir (Pilkey ve Pilkey, 2008).



Şekil 4.18 Değişken gerilme-zaman grafiği (Budynas ve Nisbett, 2011)

Malzemenin yorulma dayanımını belirlerken, S-N diyagramının doğru olması kadar değişken gerilmelerin doğru belirlenmesi de önemlidir. Değişken gerilmeler genelde sinüzoidal bir formda olsa da maksimum ve minimum gerilmenin düzensiz olduğu durumlar da mevcuttur. Sinüzoidal değişken gerilme grafiği Şekil 4.18’de verilmiştir (Budynas ve Nisbett, 2011).

Gerilme aralıkları malzemenin servis esnasında maruz kaldığı maksimum ve minimum gerilmeler $\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$ değerlerine göre belirlenir. Bu durumda ortalama

gerilme σ_m , gerilme genliği σ_a ve gerilme oranı R sırasıyla şu şekildedir (Budynas ve Nisbett, 2011):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4.26)$$

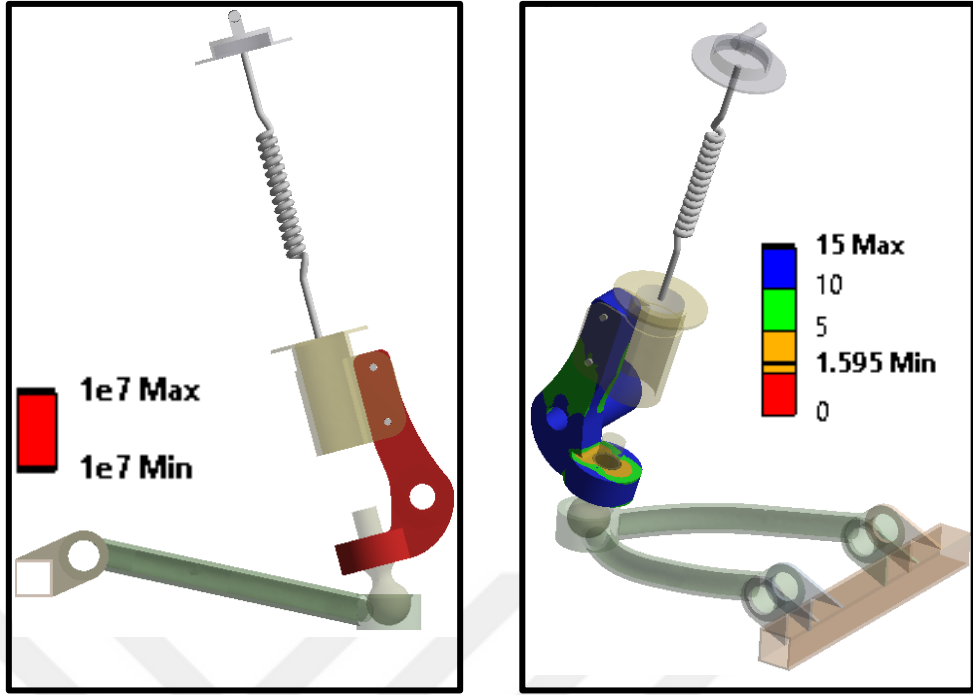
$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (4.27)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (4.28)$$

Süspansiyon yorulma analizleri ise SEA Yorulma Tasarımı ve Değerlendirmesi Komitesi tarafından deneysel verilerle belirlendiği şekliyle, tam değişken bir zorlama için değil belirli bir bası gerilmesi aralığında gerçekleştirilmiştir (Reimpell, 1973; Stephens, Fatemi, Stephens, ve Fuchs, 2001). Tablo 3.6’da verilen deplasman değerlerine göre maksimum ve minimum yay kuvvetleri hesaplanmış ve bunların neden olduğu gerilme değerleri ölçülmüştür. Bu durumda gerilme oranı $R = 0,6$ olmaktadır.

4.4.2 Yorulma Analizleri

Süspansiyon mekanizmalarında aksonlar, en kritik yapı elemanlarıdır. Bu nedenle sürekli mukavemet değeri S_e , bu elemanlar için hesaplanmış ve S-N diyagramları aksonlar için hazırlanmıştır. Sonsuz ömrün 10^7 çevrimde başladığı kabul edilmiştir. Yorulma analizleri, statik yüklerin 2,5 katı yükleme ile gerçekleştirilmiştir. Her iki akson da Goodman yorulma kriteri için 1,16 emniyet katsayısı ile sonsuz ömrü sağlamaktadır. Arka süspansiyona ait yorulma analizlerinin sonuçları Şekil 4.19’da verilmiştir.



Şekil 4.19 Arka süspansiyonda kullanılan akson için yorulma ömrü (solda) ve emniyet katsayısı (sağda) değerleri (Amortisör boruları gösterilmemiştir.)

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında şehir içi L6e sınıfı bir mikro taşıtın kavramsal tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ilk bölümünde hareket dirençleri ve tahrik sınırları tespit edilmiştir. Sonraki aşamada menzil ve enerji hesaplamaları gerçekleştirilerek, L6 taşıt sınıfının güç iletimi ve boyut gibi faktörleri sınırlayan Avrupa Regülasyonu olan ECE R-168'e uygun kısıtlamalar çerçevesinde güç iletim elemanlarının seçimi yapılmıştır. İkinci bölümde seyir güvenliğini sağlamak amacıyla direksiyon sistemi ve süspansiyon mekanizmalarının kinematik optimizasyonları yapılmıştır. Yalpa karakteristiği ve Ackermann hatası gibi temel kinematik büyüklükler güvenli sınırlarda tutularak konfor iyileştirmeleri yapılmıştır. Ardından fren dinamiği hesaplamaları gerçekleştirilmiş ve taşıtın T.C. Karayolları Genel Müdürlüğü tarafından belirlenen güvenli sınırlarda frenlenebilmesi için gereken mekanik gereklilikler belirlenmiştir. L sınıfı taşıtlar ve motosikletlerin fren sistemleri için belirlenmiş Avrupa Regülasyonu olan ECE-R78'e uygun olarak fren sistemi elemanlarının seçimi yapılmıştır. Son bölümde taşıt taşıyıcı sistemi, şasi ve üst yapı, farklı malzeme kombinasyonlarına göre alternatifli olarak tasarlanmış ve söz konusu sistemlerin farklı tasarım yükleri altındaki tepkileri değerlendirilmiştir. Rijitlik ve hafiflik koşullarını sağlayan en uygun şasi ve üst gövde geometrisi belirlenmiştir. Tamamlanmış konsept tasarımın tam yüklü durumda kütle açısından ilgili standartları sağladığı ve söz konusu standartların öngörmüş olduğu motor gücü ile farklı şehir içi çevrimlerinde uygun menzil değerlerine ulaştığı görülmüştür.

Gerçekleştirilen bu çalışmanın ülkemizde bundan sonra yapılacak benzeri çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

Tüm taşıtın sonlu elemanlar analizleri Tablo 5.1'de ve konsept kabuk tasarımının yapılması ile nihai konsept tasarım Şekil 5.1'de verilmiştir. Tasarım süreci sonucunda kullanılması kararlaştırılmış sistem elemanlarının mekanik özellikleri ise şu şekildedir:

Genel ölçüler:	Gösterim	Birim	
Yükseklik	H	(mm)	1400
Genişlik	W	(mm)	1350
Uzunluk	L	(mm)	2300
Taban serbestliği	h	(mm)	150
İz genişliği	s _R	(mm)	1230
Aks açıklığı	L _F	(mm)	1800
Minimum viraj yarıçapı	R	(m)	3,8
Lastik tekerlek			125 / 80 R13
Toplam taşıt kütlesi	m	(kg)	380
Hava direnç katsayısı	C _L		0,3
Motor:			
Motor tipi	Sabit Mıknatıslı BLDC Tekerlek İçi Hub-Motor		
Motor gücü	P	(kW)	6
Motor verimi	η	(%)	90
Motor anma gerilimi	V	(V)	70
Batarya:			
Batarya tipi			Li-ion
Toplam batarya sistemi sayısı			2
Birincil sistemler bataryası toplam hücre sayısı			360 (20 seri–18 paralel)
Birincil sistemler batarya gerilimi	V	(V)	72 V
Birincil sistemler batarya güç kapasitesi		(Ah)	61,2
Birincil sistemler batarya enerji kapasitesi		(kWh)	4,41
İkincil sistemler bataryası toplam hücre sayısı			268 (4 seri–67 paralel)
İkincil sistemler batarya gerilimi	V	(V)	14,4
İkincil sistemler batarya güç kapasitesi		(Ah)	227,8
İkincil sistemler batarya enerji kapasitesi		(kWh)	3,28

Direksiyon sistemi:	Gösterim	Birim	
Mekanizma tipi		Kremayer direksiyon mekanizması	
İç tekerlek dönüş açısı	β_{LiA}	(°)	± 30
Ön süspansiyon sistemi:			
Süspansiyon Tipi		MacPherson bağımsız süspansiyon	
Şasi düşey titreşim frekansı	f_A	(Hz)	1,5
Yay katsayısı	c_F	(N/mm)	4,2
Yay boyu	L	(mm)	362
Sarım çapı	D_m	(mm)	70
Kangal çapı	d	(mm)	6
Sarım sayısı	n		9
Amortisör sönüm katsayısı	k	(Ns/m)	220
Arka süspansiyon sistemi:			
Süspansiyon Tipi		Boyuna salıncaklı bağımsız süspansiyon	
Şasi düşey titreşim frekansı	f_A	(Hz)	1,5
Yay katsayısı	c_F	(N/mm)	10,3
Yay boyu	L	(mm)	327
Sarım çapı	D_m	(mm)	70
Kangal çapı	d	(mm)	7,5
Sarım sayısı	n		9
Amortisör sönüm katsayısı	k	(Ns/m)	540

Fren sistemi:

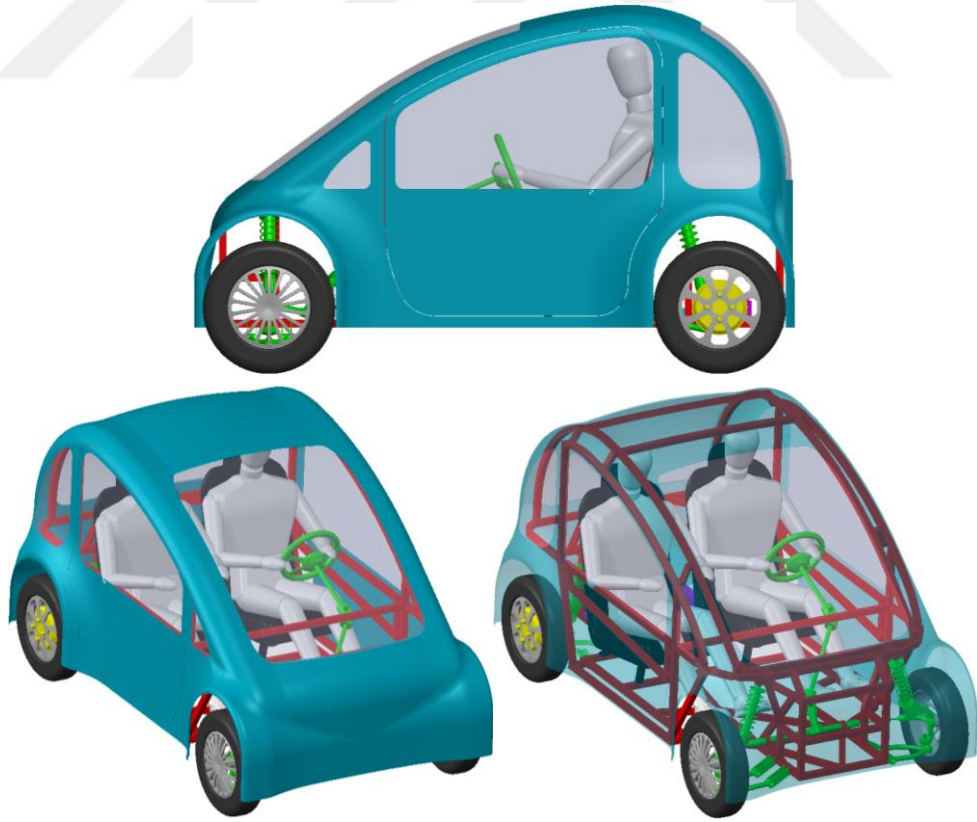
	Gösterim	Birim	
Fren sistemi tipi			Disk fren
Disk çapı		(mm)	220
Fren pistonu basıncı	P_h	(bar)	11
Pedal çevrim oranı	i_p		3

Şasi:

Malzeme			St-52 (S355)
Kesit ölçüleri		(mm)	30x30x2
Kütle	m	(kg)	23,6

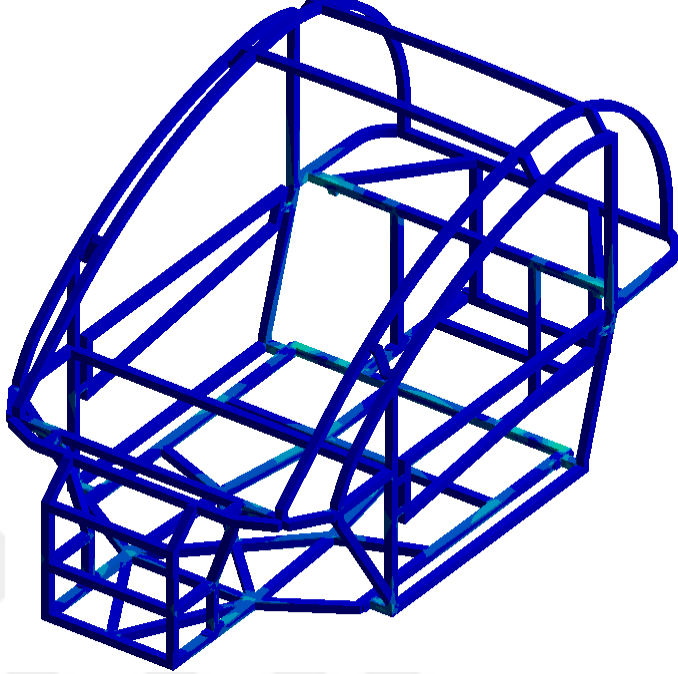
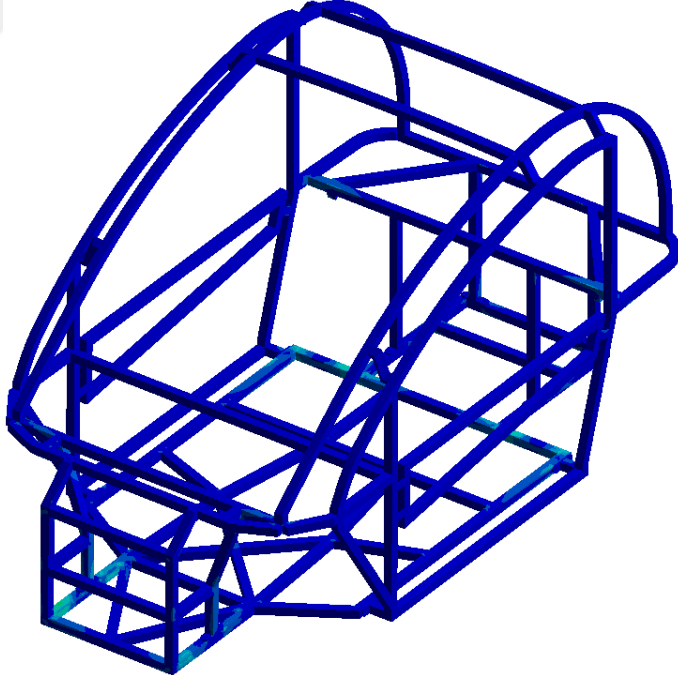
Üst gövde:

Malzeme			Alüminyum alaşım
Kesit ölçüleri		(mm)	30x30x2
Kütle	m	(kg)	23

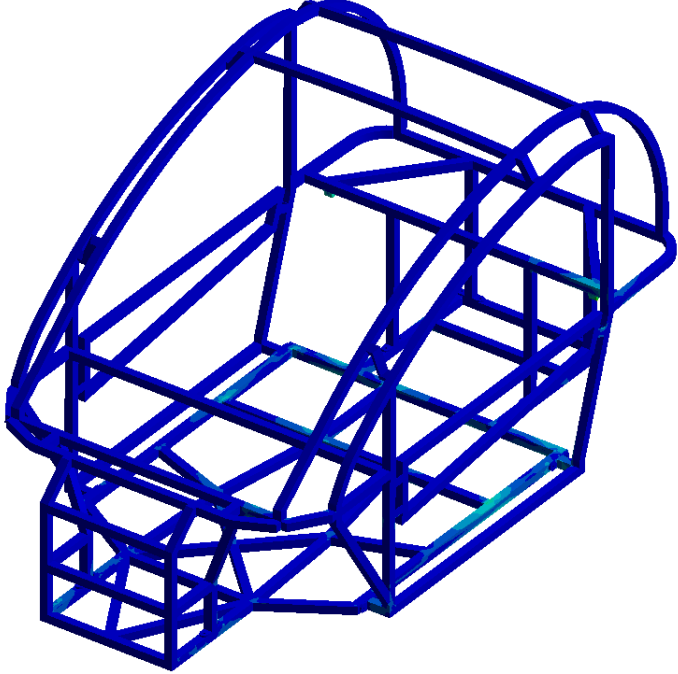
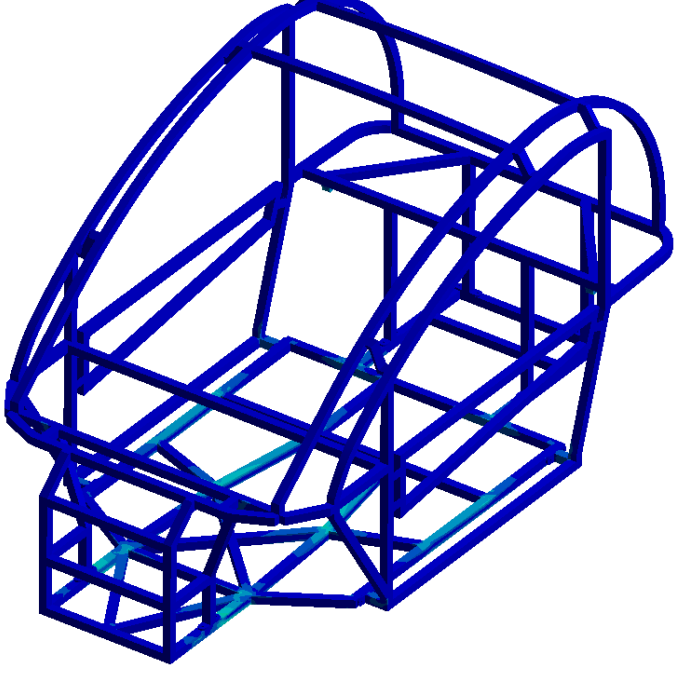


Şekil 5.1 Nihai taşıt tasarımı

Tablo 5.1 Tüm taşıtın sonlu elemanlar analizi Von-Mises gerilme değerleri

Yük senaryosu	 238 221 204 187 170 153 136 119 102 85 68 51 34 17 0
Eğilme	
Burulma	

Tablo 5.1 devamı

Yük senaryosu	 238 221 204 187 170 153 136 119 102 85 68 51 34 17 0
Yanal darbe	
Boyuna darbe	

KAYNAKLAR

- Albright, G., Edie, J., ve Al-Hallaj, S. (2012). *A comparison of lead acid to lithium-ion in stationary storage applications*. 27 Mayıs 2019, <https://www.batterypoweronline.com/wp-content/uploads/2012/07/Lead-acid-white-paper.pdf>
- Anderson, C. D., ve Anderson, J. (2005). *Electric and hybrid cars: A history*. Jefferson, North Carolina ve Londra: McFarland & Company, Inc.
- Atabay, M. (2006). *Li-ion bataryaların fotovoltaik sistemlerde uygulanabilirliğinin diğer batarya tipleri ile karşılaştırmalı olarak araştırılması*. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir.
- Banga, S., Zunaid, M., Ansari, N. A., Sharma, S., ve Dungriyal, R. S. (2015). CFD simulation of flow around external vehicle: Ahmed body. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 12 (4), 87-94.
- Barlow, T. J., Latham, S., McCrae, I. S., ve Boulter, P. G. (2009). *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions*. Wokingham: TRL Limited.
- Beer, F. P., Johnston, Jr., E. R., Dewolf, J. T., ve Mazurek, D. F. (2012). *Mechanics of materials* (6. Baskı). New York: McGraw-Hill Companies, Inc.
- Bendsøe, M. P. (1989). Optimal shape design as a material distribution problem. *Structural Optimization*, 1 (4), 193-202.
- Bendsøe, M. P., ve Sigmund, O. (1999). Material interpolation schemes in topology optimization. *Applied Mechanics*, 69 (9-10), 635-654.
- Bendsøe, M. P., ve Sigmund, O. (2004). *Topology optimization: Theory, methods, and applications* (2. Baskı). Berlin: Springer-Verlag.
- Bergman, W. (1962). Die Seitenkraft am rollenden Luftreifen während des Antriebes. *ATZ*, 64 (10), 296-300.

- Birò. (2020). *Birò, I'm Easy!* 1 Şubat 2020, <https://www.estrima.com/modelli/biro-summer/>.
- Blundell, M., ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle dynamics*. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Brown, J. C., Robertson, A. J., ve Serpento, S. T. (2002). *Motor vehicle structures: Concepts and fundamentals*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Budynas, R. G., ve Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design* (9. Baskı). New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- Cecchini, R., ve Pelosi, G. (1992). Alessandro Volta and his battery. *IEEE Antennas and Propagation Magazine*, 34 (2), 30-37.
- Chen, F. (1982). *Mechanics and design of cam mechanisms*. New York: Pergamon Press.
- Fu, C., Hoseinnezhad, R., Jazar, R., Bab-Hadiashar, A., ve Watkins, S. (2012, November). Electronic differential design for vehicle side-slip control. In *2012 International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS)*, 306-310.
- Coplugil, A. (2020). *Elektriğin kısa tarihi: Elektrik bilimi doğuyor*. 23 Temmuz 2020, <https://etmd.org.tr/elektrigin-kisa-tarihi-elektrik-bilimi-doguyor/>.
- Daimler. (2020). *Model history: A smart family*. 1 Şubat 2020, <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Model-history-A-smart-family.xhtml?oid=9274429>.
- Diesel Station Media Inc. (2011). *Lohner Porsche Semper Vivus 1900 - Car pictures at Diesel Station*. 23 Ekim 2018, <http://www.dieselstation.com/Porsche/Lohner-Semper-Vivus-1900/lohner-porsche-semper-vivus-1900-wallpaper-ds06-hassanii3987.html>.

- Dixon, J. C. (2009). *Suspension geometry and computation*. West Sussex: John Wiley & Sons, Ltd.
- Doppelbauer, M. (2014). *The invention of the electric motor 1800-1854*. 16 Temmuz 2019, <http://www.sze.hu/~szenasy/VILLVONT/vill%20vont%20bevezhez/History%20-%20The%20invention%20of%20the%20electric%20motor%201800-1854.html>.
- Ereke, İ. M. (1988). *Şasi ve karoseri tasarımı*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi.
- European Union. (2013). Regulation (EU) no 168/2013 of the European Parliament and of the council. *Official Journal of the European Union*, 52-128.
- Fiori, C., Ahn, K., ve Rakha, H. A. (2016). Power-based electric vehicle energy consumption model: Model development and validation. *Applied Energy*, 168, 257-268.
- Fleet, B. (2014). Microcars A cure for gridlock. *Municipal World*, 2014 (1), 9-12.
- Garcia-Verdugo, L. V. (2012). *µcar: Multidisciplinary development of an electric vehicle typology for the city*. Doktora Tezi, Royal College of Art, Londra.
- Gemici, S. S. (2006). *Elektrikli ulaşım sistemlerinde enerji depolama yöntemlerinin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Genta, G. (1997). *Motor vehicle dynamics: Modelling and simulation*. Toh Tuk Link: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Göktan, A. G., Güney, A., ve Ereke, M. (1995). *Taşıt frenleri*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Grzeżożek, W. (2009). Ecological city car, concepts, design and realization. *Journal of KONES*, 16 (1), 157-164.

- Hashemnia, N., ve Asaei, B. (2008). Comparative study of using different electric motors in the electric vehicles. In *2008 18th International Conference on Electrical Machines*, 1-5.
- Hawkins, T. R., Singh, B., Majeau-Bettez, G., ve Strømman, A. H. (2012). Comparative environmental life cycle assessment of conventional and electric vehicles. *Journal of Industrial Ecology*, 17 (1), 53-64.
- Heißing, B., ve Ersoy, M. (2011). *Chassis handbook: Fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives* (1. Baskı). Munich: Springer-Verlag.
- Høyer, K. G. (2008). The history of alternative fuels in transportation: The case of electric and hybrid cars. *Utilities Policy*, 16 (2), 63-71.
- Hucho, W. H. (Ed.) (2012). *Aerodynamik des Automobils: Eine Brücke von der Stroemungsmechanik zur Fahrzeugtechnik* (3. Baskı) Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH & Co. KG.
- Jazar, R. N. (2014). *Vehicle dynamics: Theory and application* (2. Baskı). New York: Springer Science and Business Media.
- Johnsen, S. (2013). *Structural topology optimization: basic theory, methods and applications*. Yüksek Lisans Tezi, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim.
- Jones, B., ve Richardson, A. J. (2017). Origins of sports car marketing: Early 20th Century British cycle-cars. *Journal of Historical Research in Marketing*, 9 (4), 329-358.
- Kaygısız, Ö. (2012). *Trafiği sakinleştirmeye yönelik önlemler*. Ankara: Emniyet Genel Müdürlüğü.
- Keller, S. (2016). *A world of thoughts on Phase 2*. 16 Mayıs 2018, <https://theicct.org/blogs/staff/a-world-of-thoughts-on-phase-2>.

- Kimura, I., ve Hosoda, T. (2003). A non-linear $k-\epsilon$ model with realizability for prediction of flows around bluff bodies. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 42 (8), 813-837.
- Larminie, J., ve Lowry, J. (2003). *Electric vehicle technology explained*. West Sussex: John Wiley & Sons, Ltd.
- Macey, S. (2009). *H-point, the fundamentals of car design & packaging* (1. Baskı). Culver City: Design Studio Press.
- Mansour, N. N., Kim, J., ve Moin, P. (1987). Near-wall $k-\epsilon$ turbulence modeling. *AIAA Journal*, 27 (8), 1068-1073.
- Matschinsky, W. (2007). *Radführungen der Straßenfahrzeuge* (3. Baskı). Berlin: Springer-Verlag.
- Mercedes Benz. (2019). *Benz-Patent is part of the world documentary heritage*. 21 Kasım 2018, <https://www.mercedes-benz.com/en/classic/history/benz-patent-motor-car/>.
- Milliken, W. F., ve Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Montgomery, D. C. (2000). *Design and analysis of experiments* (5. Baskı). Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Moseler, O., ve Isermann, R. (2000). Application of model-based fault detection to a brushless DC motor. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 47 (5), 1015-1020.
- Moseley, P. T., Bonnet, B., Cooper, A., ve Kellaway, M. J. (2007). Lead-acid battery chemistry adapted for hybrid electric vehicle duty. *Journal of Power Sources*, 174 (1), 49-53.

- Motor Authority. (2018). *Motor authority*. 5 Aralık 2019, https://www.motorauthority.com/news/1029074_carver-one-tilt-car-to-return-with-electric-power.
- Motorbase. (2014). *Citroen 2CV*. 12 Ağustos 2019, <http://www.motorbase.com/vehicle/profile/citroen-2cv/>.
- Pilkey, W. D., ve Pilkey, D. F. (2008). *Peterson's stress concentration factors* (3. Baskı). Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Rao, S. S., ve Pearson. (2016). *Mekanik titreşimler* (Cilt 1). (S. Şenaysoy, Y. Pala, Z. Kırıl, Çev.). İzmir: Nobel Akademik Yayıncılık (Orijinal çalışma basım tarihi 2010).
- Reimpell, J. (1973). *Fahrwerktechnik* (Cilt 2). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Reimpell, J. (1974). *Fahrwerktechnik* (Cilt 3). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Reimpell, J. (1976). *Fahrwerktechnik* (Cilt 1). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Reimpell, J. (1988). *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen* (2. Baskı). Würzburg: Vogel Buchverlag.
- Reimpell, J., Stoll, H., ve Betzler, J. (2001). *The automotive chassis: Engineering principles* (2. Baskı). Warrendale: Butterworth-Heinemann.
- Renault. (2020). *Renault Twizy: Plug into the positive energy*. 17 Ağustos 2020, <https://cdn.group.renault.com/ren/tr/brochures/tr-renault-twizy.pdf.asset.pdf/cae2d934aa.pdf?modelAdminId=twizy-m09e-ph1>.
- Rende, H. (2017). *Makine elemanları*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Riley, Q. R. (1994). *Alternative cars in the 21st Century: A new personal transportation paradigm*. Warrendale: SAE International.
- Rosenthal, E. (2013). The end of car culture. *New York Times*. 16 Ekim 2018, <https://www.nytimes.com/2013/06/30/sunday-review/the-end-of-car-culture.html>.

- Rozvany, G. I. (2008). A critical review of established methods of structural topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2009 (37), 217-237.
- Rozvany, R. I., Zhou, M., ve Sigmund, O. (1994). Topology optimization in structural design. H. Adeli, (Ed.), *Advances in design optimization* (1. Baskı) içinde (340-399). Londra: CRC Press.
- Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., ve Zhu, J. (1995). A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24 (3), 227-238.
- Simionescu, P. A., ve Beale, D. (2002). Optimum synthesis of the four-bar function generator in its symmetric embodiment: the Ackermann steering linkage. *Mechanism and Machine Theory*, 37 (12), 1487-1504.
- Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., ve Fuchs, H. O. (2001). *Metal fatigue in engineering* (2. Baskı). New York: John Wiley & Sons, Inc.
- T.C.Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı. (1988). *Trafik: Durma ve intikal süreleri*. 17 Haziran 2020, <https://www.kgm.gov.tr/Sayfalar/KGM/SiteTr/Trafik/DurmaIntikal.aspx>.
- Takeda, N., Imai, S., Horii, Y., ve Yoshida, H. (2003). *Development of high-performance lithium-ion batteries for hybrid electric vehicles*. Tokyo: Mitsubishi Motor Corporation.
- Topaç, M. M., ve Kuralay, N. S. (2009). Yolcu otobüsü stabilizatörünün bilgisayar destekli tasarımı. *Mühendis ve Makina*, 50 (594), 14-24.
- Topaç, M. M., Bilal, L., Karaca, M., ve Çakır, M. (2019, Ekim). Performance assessment of an electric microcar for various urban driving conditions. In *2019 Electric Vehicles International Conference (EV)*, 1-6.

- Topa, M. M., Deryal, U., Bahar, E., ve Yavuz, G. (2015). Optimal kinematic design of a multi-link steering system for a bus independent suspension: An application of response surface methodology. *Mechanika*, 21 (5), 404-413.
- Topa, M. M., Karaca, M., ve Bilal, L. (2020). Conceptual design of an urban electric microcar. In *SMAT 2019: The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering*, 525-532.
- Turner, L. (2003). Smaller is better!. *ReNew: Technology for a Sustainable Future*, (84), 45-49.
- Türk Standartları Enstitüsü. (1988). *TS 6283: Yol sathı hız kontrol elemanları - tümsekler (kasisler)*. 17 Haziran 2020, <https://intweb.tse.org.tr/Standard/Standard/Standard.aspx?081118051115108051104119110104055047105102120088111043113104073099087079057077102055047070065117>.
- Tverberg, G. (2012). *World energy consumption since 1820 in charts*. 27 Temmuz 2018, <https://ourfineteworld.com/2012/03/12/world-energy-consumption-since-1820-in-charts/>.
- United Nations. (2008). *UN Regulation No. 78. Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories L1, L2, L3, L4 and L5 with regard to braking*. 21 Ocak 2019: <https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2018/R078r2e.pdf>.
- Ünlü, N., Karahan, Ş., Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., Turhan, L., Akgün, F., Tırıs, M. (2003). *Elektrikli araçlar*. Gebze: TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsü.
- Ünlüsoy, Y. S. (2000). *Automotive engineering-II (Ders Notları)*. Ankara: Orta Doğu Teknik Üniversitesi.
- Vatan, O. (2011). *Elektrikli taşıtların doğrusal dinamiğinin modellenmesi ve simülasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi: İstanbul.

- Vlek, C., ve Steg, L. (2007). Human behavior and environmental sustainability: Problems, driving forces, and research topics. *Journal of Social Issues*, 63 (1), 1-19.
- von Estorff, H. E. (1969). *Technische Daten Fahrzeugfedern Teil 3: Stabilisatoren, eine Veröffentlichung der Abteilung "Forschung und Entwicklung"*. Werdohl: Stahlwerke Brüninghaus GmbH.
- Wakefield, E. H. (1994). *History of the electric automobile: battery-only powered cars*. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc..
- Wang, W., ve Fahimi, B. (2012). Comparative study of electric drives for EV/HEV propulsion system. In *2012 Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion*, 1-6.
- Westbrook, M. H. (2001). *The electric car: development and future of battery, hybrid and fuel-cell cars*. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc.
- Wheelsage. (2018). *Ford Comuta Concept '1967*. 1 Mart 2018, https://en.wheelsage.org/ford/comuta_concept/pictures/alxqr0.
- Yong, J. Y., Ramachandaramurthy, V. K., Tan, K. M., ve Mithulananthan, N. (2015). A review on the state-of-the-art technologies of electric vehicle, its impacts and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, 365-385.
- Yüksel, M., ve Meran, C. (2013). *Malzeme bilgisine giriş*. Denizli: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Zhou, M., Shyy, Y. K., ve Thomas, H. L. (2000). Checkerboard and minimum member size control in topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 21 (2), 152-158.
- Zomotor, A. (1987). *Fahrwerktechnik. Fahrverhalten: Kräfte am Fahrzeug, Bremsverhalten, Lenkverhalten, Testverfahren, Meßtechnik, Bewertungsmethoden, Versuchseinrichtungen, aktive Sicherheit, Unfallverhütung*. Würzburg: Vogel.