DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİK İLE TAHRİK EDİLEN HİDROLİK BUMLU BİR KALDIRMA ARACININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

Berkan ÇAY

Eylül, 2024
İZMİR

ELEKTRİK İLE TAHRİK EDİLEN HİDROLİK BUMLU BİR KALDIRMA ARACININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Mekanik Programı

Berkan ÇAY

Eylül, 2024
İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

BERKAN ÇAY tarafından **PROF. DR. EMİNE ÇINAR YENİ** yönetiminde hazırlanan **''ELEKTRİK İLE TAHRİK EDİLEN HİDROLİK BUMLU BİR KALDIRMA ARACININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ''** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Çınar Emine YENİ

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Aysun BALTACI

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Çiçek ÖZES

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Okan FISTIKOĞLU
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Çalışmanın başlangıcından bitimine kadar her aşamasında projemi yönlendiren, özverili yardımlarını ve deneyimlerini esirgemeyen, her koşulda bana destek olana çok değerli sayın hocam Prof. Dr. Emine Çınar YENİ'ye teşekkürlerimi sunarım. Bana kattıkları için değerli öğretim üyelerine ve diğer çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim. Hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen, bana destek olan, her koşulda benim kariyerim ve başarım için ellerinden geleni yapan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Berkan ÇAY

ELEKTRİK İLE TAHRİK EDİLEN HİDROLİK BUMLU BİR KALDIRMA ARACININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

ÖZ

Çalışma kapsamında özgün tasarıma sahip, tümü elektrikli olarak tahrik edilen araç üstü, dört adet yan ayaktan oluşan hidrolik bumlu bir kaldırma aracının tasarımı gerçekleştirilmiştir. Maksimum 10,5 m çalışma açıklığına sahip olan, 15 m dik yüksekliğe ulaşabilen ve 200 kg kaldırma kapasiteli bir taşıyıcı araç tasarımı yapılmıştır. Araç ve taşıyıcı hidrolik bum için uygun elektrik motoru ve batarya seçimi yapılmış olup araç tahriki ve üst platform hareketleri için gerekli elektrik motor gücü hesabı gerçekleştirilmiştir. Çalışmada modelleme, montaj ve analiz aşamalarında SolidWorks paket programı kullanılmıştır. Montajlı sistemin nümerik analizi öncesinde aracın devrilme açısından hesabı analitik olarak yapılarak ağırlık merkezinin yeri belirlenmiştir. Ardından gerçeğe en yakın sınır şartlarında, belirli bir yük altında ve yerçekimi etkisi göz önünde tutularak en uygun mesh modeli ile numerik analizler aşamasına geçilmiştir. Platformun çalışabileceği farklı yüksekliler için değişen açı değerlerine bağlı belirli aralıklarla SolidWorks analiz modülünde tasarım senaryoları oluşturularak farklı parametreler irdelenmiştir. Bu kapsamda, her bir senaryoda sistemin eşdeğer Von Mises gerilmeleri, yer değiştirme değerleri, emniyet katsayıları ve doğal frekansları bulunmuştur. Böylelikle sistemdeki en kritik açı parametreleri belirlenerek bunlara karşılık gelen en kritik konum için kullanılan hidrolik elemanların çalışma basınçları hesaplanmıştır. Ardından sistemde kullanılan her bir parçanın tek başına analitik yöntemle hesaplanan kuvvet değerlerinden yola çıkmak suretiyle mekanik davranışı incelenmiştir. Burkulma analizleri, topoloji optimizasyonları, rüzgar yükü analizleri ve yüklerin zamana bağlı dinamik

analizleri ayrıca nümerik olarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda ele alınan tasarımda kullanılan her bir katı parça, cıvata ve pim gibi makina elemanlarının emniyetli sınırlar dâhilinde minimum iki kat emniyetle çalıştığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektrikle çalışan araç; Motor gücü; Devrilme; Gerilme; Yer değiştirme, Topoloji optimizasyonu.

STATIC AND DYNAMIC ANALYSES OF A HYDRALIC BOOM LIFT VEHICLE ACTUATED ELECTRICALLY

ABSTRACT

Within the scope of this study, a unique design of an all electrically driven hydraulic boom lifting vehicle, consisting of four side legs, was carried out. The lifting vehicle has been designed with a maximum operating distance of 10.5 m, a vertical height of 15 m and a lifting capacity of 200 kg. Appropriate electric motor and battery were selected for the vehicle and the lifting hydraulic boom, and the required electric motor power for vehicle drive and upper platform movement was calculated. In the study, SolidWorks package program was used in the modeling, assembly and analysis stages. Before the numerical analysis of the assembled system was carried out, the location of the center of gravity was determined analytically against overturn. Afterwards, the numerical analysis phase was started with the most appropriate mesh model under realistic boundary conditions, under a certain load and taking into account the effect of gravity. Different parameters were examined by creating design scenarios in the SolidWorks analysis module at regular intervals depending on varying elevation angles for different heights at which the platform can operate. In this context, equivalent Von Mises stresses, displacement values, safety coefficients and natural frequencies of the system in each scenario were determined. Thus, the most critical scenario in the system was obtained and the operating pressures of the hydraulic elements corresponding the most critical position were calculated. Next, the mechanical behavior of each part used in the system was examined based on the force values calculated by the analytical method. Buckling analyses, topology optimizations, wind load analyses and time dependent

dynamics analyses of loads were also performed numerically. As a result of the studies, it has been observed that each rigid part, machine elements such as bolts and pins used in the design, operates with at least a safety factor of two.

Keywords: Electrically driven vehicle; Motor power; Overturn; Stress; Displacement, Topology optimization.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU....ii
TEŞEKKÜR iii
ÖZ iv
ABSTRACT vi
İÇİNDEKİLER....viii
TABLOLAR LİSTESİ....xxi
KISALTMALAR....xxiii
SEMBOLLER LİSTESİ....xxiv

BÖLÜM BİR - GİRİŞ....1

1.1. Kaldırma Makinaları 1
1.2. Elektrikli Araçlar....4
1.3. Elektrikle Tahrik Edilen Bumlu Kaldırma Araçları 4
1.4. Sepetli Kaldırma Platformlarının Sınıflandırılması 5
1.5. Kullanım Alanları....7
1.6. Kaldırma Platformlarında Tehlike Oluşturabilen Durumlar....8
1.7. Elektrikli Kaldırma Platformları 10
1.8. Litaratür Taraması 11

BÖLÜM İKİ - ELEKTRİKLİ ARAÇ TEKNOLOJİLERİ....17

2.1. Elektrikli Araç Teknolojilerine Giriş....17
2.2. Elektrikli Araçların Tarihçesi....18
2.3. Elektrikli Araç Sınıfları 19
2.3.1. Tümü Elektrikli Araçlar (TEA)....19
2.3.2. Hibrit Elektrikli Araçlar (HEA) 20

2.3.3. Yakıt Hücreli Elektrikli Araçlar (YHEA) 23
2.4. Tamamen Elektrikli Araçların Tahrik Yöntemi 25
2.4.1. Batarya, Eletrik Motoru ve Mekanik Diferansiyelli Sistem . 26
2.4.2. Batarya ve İki Elektrik Motoruyla Kullanılan Diferansiyelsiz Sistem ile Tahrik Yöntemi 27
2.4.3. Batarya, Elektrik Motoru, Zincir - Dişli veya Kayış - Kasnak Mekanizmasından Oluşan Sistem..... 28
2.5. Elektrili Araçlarda Kullanılan Motor Tipleri 29
2.5.1. Doğru Akım Motorları..... 29
2.5.2. Asenkron Motorlar 30
2.5.3. Kalıcı Mıknatıslı Sekron Motorlar 30
2.5.4. Anahtarlamalı Relüktans Motorlar 31
2.6. Elektrik Motorunda Olması Gereken Özellikler 32
2.7. Elektrikli Araçlarda Kullanılan Batarya Teknolojileri 34

BÖLÜM ÜÇ - SONLU ELEMANLAR METODU..... 37

3.1. Sonlu Elemanlar Metoduna Giriş 37
3.1.1. Numerik Analizler 37
3.2. Sonlu Elemanlar Teorisinin Tarihi 39
3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analiz Adımları 39
3.3.1. Preprocessing Phase (Ön İşlem Safhası)..... 40
3.3.2. Solution Phase (Çözüm Aşaması) 40
3.3.3. Postprocessing Phase(Çözüm Sonrası) 40
3.4. Ayrıklaştırma (Meshleme) 40
3.4.1. Sonlu Elemanlarda Düğüm 41
3.4.2. Sonlu Elemanlarda Kullanılan Eleman Tipleri 41

BÖLÜM DÖRT - TASARIM VE ANALİZ 49

4.1. Tasarım ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analiz 49
4.1.1. Tasarım Özellikleri 51
4.1.2. Sonlu Elemanlar ile Analiz 54
4.1.3. Yapısal Analiz Adımları 57
4.1.4. Malzeme Tanımlama 57
4.1.5. Sınır Koşulları 58
4.1.6. Kontak Tiplerinin Belirlenmesi 61
4.1.7. Yüklemenin Uygulanışı 62
4.1.8. Pim Cıvata Tanımlamaları 63
4.1.9. Ayrıklaştırma (Mesh) Ağı Oluşturma 66
4.1.10. Tasarım Senaryolarının Oluşturulması 67
4.2. Yükün Platformun Köşelerinden Uygulanması Durumu 84
4.3. Analitik Yöntemle Hidrolik Basınç ve Kuvvet Hesabı 87
4.3.1. Birinci Piston Çalışma Basıncı Hesabı 87
4.3.2. İkinci Piston Çalışma Basıncı Hesabı 90
4.3.3. Üçüncü Piston Çalışma Basıncı Hesabı 93
4.3.4. Dördüncü Piston Çalışma Basıncı Hesabı 95
4.3.5. Beşinci Piston Çalışma Basıncı Hesabı 98
4.4. Motor Gücü Hesabı 103
4.5. Parçaların Statik ve Burkulma Analizleri 107
4.5.1. Yük Taşıyıcı Platform Statik Analiz 108
4.5.2. Platform Tutucu Aparat Parça Statik Analiz 109
4.5.3. Piston Tutucu Aparat Parça Analizi 111
4.5.4. AB Kirişi Statik Analizi 112
4.5.5. CD Kirişi Statik Analizi 114
4.6. CD Kirişi Burkulma Analizi 115
4.6.1. Üçgen Destek Parça Statik Analiz 119

4.6.2. Teleskopik Bum Statik Analiz 120
4.6.3. Teleskopik Bum Burkulma Analizi 122
4.6.4. Teleskopik Bum Yuvası Analizi 123
4.6.5. Karşı Ağırlık Statik Analiz 125
4.6.6. MN Kirişi Statik Analiz 127
4.6.7. Ana Bum Analiz 129
4.6.8. Kürsü Analiz 132
4.7. Topoloji Optimizasyonu 134
4.7.1. Platform Tutucu Topoloji Optimizasyonu 135
4.7.2. Piston Tutucu Aparat Topoloji Analizi 137
4.7.3. Üçgen Destek Parçası Topoloji Analizi 139
4.7.4. Karşı Ağırlık Parçası Topoloji Optimizasyonu 140
4.7.5. Kürsü Parçası İçin Topoloji Çalışması 142
4.8. Rüzgar Yükü Analizi 143
4.8.1. Rüzgar Yükü Hesabı 144

BÖLÜM BEŞ - ELEKTRİK MOTORU TAHRİK GÜCÜ HESABI 148

5.1. Motor Tahrik Gücü Hesabı 148
5.1.1. Yuvarlanma Direnci (F_R) 150
5.1.2. Yokuş Direnç Kuvveti (F_S) 151
5.1.3. Rüzgar Direnç Kuvveti (F_L) 152
5.1.4. İvme Direnci (F_D) 153
5.2. Elektrikli Araç Ağırlığının Hesaplanması 154
5.3. Düz Bir Yol İçin Taşıt Motor Gücü Hesabı 155
5.3.1. Düz Bir Yol İçin Tekerlek Tahrik Kuvveti 156
5.3.2. Düz Bir Yol İçin Tekerlek Tahrik Torku 156
5.3.3. Düz Bir Yol İçin Elektirik Motoru Gücü 156

5.3.4. Elektrik Motoru - Tekerlekler Arasındaki Çevrim Oranın Hesaplanması 157
5.4. Aracın Yokuş Çıkması Durumu 160
5.4.1. Yokuşlu Bir Ortamda Tekerlek Tahrik Kuvveti 160
5.4.2. Yokuşlu Bir Ortamda Tekerlek Torku 161
5.4.3. Elektrik Motor Miline İndirgenmiş Tork Hesabı 161
5.4.4. Yokuşlu (%5) Bir Ortamda Elektrik Motor Gücü 161
5.5. Taşıt İvmesinin Hesaplanması 164

BÖLÜM ALTI - DİNAMİK ANALİZ 171

6.1. Dinamik Analiz 171
6.1.1. Zamana Bağlı Analizler 172
6.1.2. Harmonik Analizler 173
6.1.3. Rastgele Yükler Altında Oluşan Dinamik Analizler 173
6.1.4. Şok Tepki Spektrumu 173
6.2. Doğal Frekans Analizleri 173
6.3. Uygulanan Yükün Zamana Bağlı Değişiminin İncelenmesi 181
6.4. Rüzgar Yükünün Dinamik Olarak Uygulanması Durumu 185

BÖLÜM YEDİ - SONUÇ 189

KAYNAKLAR 191

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Kaldırma Platformları (Başaran, b.t.; Palanga, 2020; Teknik vinç nakliyat, b.t.; Andaç asansör, b.t.; İstif makineleri, b.t) 1
Şekil 1.2 Kren sınıfları (Hasmak vinç (b.t.); Portal vinç, 2018; Abus vinç sistemleri (b.t.); Anonim, 2019; Vinçler, 2011). 2
Şekil 1.3 Sürekli Kaldırma platformları 1 (Kurt, b.t. ;Konvesan, b.t.; Aslan Konveyör, b.t.; Atılım, b.t.; TeknikCAD, b.t.; Meta, 2024.; Ossa, b.t.; Anonim, b.t.) 4
Şekil 1.4 Sepetli kaldırma aracının örneği (Hernandez, 2012) 5
Şekil 1.5 Sepetli platformların hareket doğrultusuna göre sınıflandırılması (Hernandez, 2012).....6
Şekil 1.6 Mobil ve mobil olmayan kaldırma araçlarının gösterimi (Genie TZ-34/20, 2024; Genie Z-80/60, 2023) 7
Şekil 1.7 Kaldırma platformu kullanım örnekleri 8
Şekil 1. 8 İkiz kilitleme valfi (Oleocon, b.t.).....9
Şekil 1.9 Modüler Makina firmasının tasarlamış olduğu elektrikli otonom kaldırma platformları (Enoch, 2017) 10
Şekil 2.1 TEA'a ait güç aktarım mekanızması örneği (Tamamen elektrikli otomobiller, 2024).....20
Şekil 2.2 Seri hibrit araçların yapısı (Boyraz, 2019) 21
Şekil 2.3 Paralel hibrit aracın çalışma yapısı (Ehsani vd., 2007) 22
Şekil 2.4 Seri/parele hibrit araçların genel yapısı (Boyraz, 2019).....23
Şekil 2.5 Yakıt hücreli araç görseli (Yakıt hücreli otomobiller, 2024) ...24
Şekil 2.6 Yakıt hücresinin çalışma prensibi (Bedir ve Anlıak, 2004) 25
Şekil 2.7 Batarya, elektrik motoru ve mekanik diferansiyelden oluşan sistem (Ertaç, 2008).....26

Şekil 2.8 Batarya ve iki elektrik motorundan meydana gelen diferansiyelsiz sistem (Ertaç, 2008) 27
Şekil 2.9 Batarya, elektrik motoru, zincir dişli (Kayış kasnak) mekanizmasının blok şeması (Ertaç, 2008) 28
Şekil 2.10 Kalıcı mıknatıslı elektrik motorlarına ait motor verimi ve momentinin devir sayısına göre 3D değişim grafiği (Karaoğlan, 2014) 31
Şekil 2.11 Elektrikli aracın sahip olması gereken tork hız karakteristikleri (Başer, 2016) 33
Şekil 2.12 Bataryaların güç ve enerji yoğunluğu (Campanari, Manzolini ve De la Iglesia, 2009) 36
Şekil 3.1 Bir alanının alt alanlara (öğelere) bölünmesi 41
Şekil 3.2 Bir boyutlu eleman kullanılarak oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli 42
Şekil 3.3 İki boyutlu elemanların gösterimi 42
Şekil 3.4 Üç boyutlu elemanların gösterimi 43
Şekil 3.5 Çubuğun eleman ve düğümlere ayrılması 44
Şekil 3.6 Bir eleman için çözüm yönteminin gösterimi 44
Şekil 3.7 Düğümlerin serbest cisim diyagramı 46
Şekil 3.8 Temel sonlu elemanlar yöntemiyle analiz süreci 48
Şekil 4.1 İlk tasarlanan çekilebilir ve teleskopik olmayan kaldırma aracı 49
Şekil 4.2 İkinci tasarlanan çekilebilir ve teleskopik bumlu kaldırma aracı 50
Şekil 4.3 Tasarlanan döküm yapısındaki örümcek gövde 50
Şekil 4.4 Son tasarımı gerçekleştirilen elektrikli kaldırma aracı 51
Şekil 4.5 Tasarımı gerçekleştirilen elektrikli araç gövdesi 53
Şekil 4.6 Elektrikli kaldırma aracının çalışma açıklığının ve maksimum yüksekliğinin gösterimi 53

Şekil 4.7 Tasarıma ait çalışma kapasitesinin gösterimi 54
Şekil 4.8 Devrilmenin olabileceği bölgelerin sınırlarının gösterimi 55
Şekil 4.9 Devrilme hesabında ele alınan platformun serbest cisim diyagramı 55
Şekil 4.10 Analizi gerçekleştirilen taşıyıcı platformun gösterimi 57
Şekil 4.11 Dönen platformun rulmanlı yataklarla yataklanmasının gösterimi 59
Şekil 4.12 Endüstride döner sütunun rulmanlı yataklarla yataklanması .. 60
Şekil 4.13 Döner sütunun yataklanmasına ait sınır koşulları 60
Şekil 4.14 Cıvata bağlantılarının gösterimi 61
Şekil 4.15 Hareketli bum yapısının gösterimi 62
Şekil 4.16 Yüklemenin uygulanışının gösterimi 63
Şekil 4.17 Döner sütuna tespit edilen cıvatalarının gösterimi 64
Şekil 4.18 Yük taşıyıcı platformdaki cıvata bağlantılarının gösterimi 65
Şekil 4. 19 Pim bağlantısının gösterimi 65
Şekil 4.20 20 mm eleman boyutu için mesh detaylarının gösterimi 66
Şekil 4.21 Tasarımda kullanılan değişken açı parametrelerinin gösterimi 67
Şekil 4.22 36 farklı durumda meydana gelen eşdeğer Von Mises gerilmelerini değişimi 70
Şekil 4.23 36 farklı tasarım senaryosu için elde edilen düşey yönlü yer değiştirme değerleri 72
Şekil 4.24 36 farklı durum için platformda kullanılan parçalarda (pim ve cıvatalar hariç) oluşan minimum emniyet katsayısı değerlerinin değişimi 73
Şekil 4.25 Minimum cıvata emniyet katsayılarının değişimi 76
Şekil 4.26 Minimum cıvata emniyet katsayısının olduğu cıvata bağlantısının gösterimi 76
Şekil 4.27 Minimum pim emniyet katsayısı değerlerinin değişimi 78

Şekil 4.28 Platformda kullanılan ve en düşük emniyete katsayısına sahip pim elemanı 78
Şekil 4.29 En kritik çalışma konumundaki maksimum gerilme değeri ... 79
Şekil 4.30 En kritik çalışma konumundaki emniyet katsayısı dağılımı ... 80
Şekil 4.31 En kritik çalışma konumundaki düşey (y yönü) yer değiştirme değeri 80
Şekil 4.32 Artan yüke karşılık gerilmelerin ve emniyet katsayılarının değişimi 82
Şekil 4.33 Yer değiştirmenin değişimini 3D gösterimi 83
Şekil 4.34 Maksimum gerilmelerin olduğu bölgenin gösterimi ve yakınsama grafiği 84
Şekil 4.35 Yükün sol köşeden uygulanması halinde oluşan eşdeğer gerilme 85
Şekil 4.36 Yüklemenin köşeden uygulanması halinde maksimum gerilmenin gösterimi 85
Şekil 4.37 Yükün köşelerden uygulanması halinde düşey yönlü yer değiştirme değeri 86
Şekil 4.38 Emniyet katsayısı değişimi 87
Şekil 4.39 Birinci piston çalışma basıncı hesabı için serbest cisim diyagramı 88
Şekil 4.40 İkinci piston basıncı hesabı için serbest cisim diyagramının gösterimi 91
Şekil 4.41 Teleskopik hidrolik silindirin basınç hesabı için serbest cisim diyagramı 93
Şekil 4.42 Dördüncü piston çalışma basıncı için serbest cisim diyagramı 96
Şekil 4.43 Karşı ağırlığın serbest cisim diyagramı 99
Şekil 4.44 Beşinci piston çalışma basıncı için serbest cisim diyagramı 101
Şekil 4.45 Motor tahrik sisteminin gösterimi 104

Şekil 4.46 Motor bağlantısının olduğu bölgenin serbest cisim diyagramının gösterimi..... 105
Şekil 4.47 Tasarlanan kaldırma paltformunda yer alan parçalar ve adları 107
Şekil 4.48 Yük taşıyıcı platforma ait maksimum eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri..... 108
Şekil 4.49 Yük taşıyıcı platformda oluşan emniyet katsayısı dağılımı.. 109
Şekil 4.50 Platform tutucu aparat parçaya ait eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri 110
Şekil 4.51 Platform tutucu parçaya ait minimum emniyet katsayısı dağılımı 110
Şekil 4.52 Piston tutucu aparat parça eşdeğer gerilme dağılımı..... 111
Şekil 4.53 Piston tutucu aparat parça emniyet katsayısı değişimi..... 112
Şekil 4.54 AB kirişi serbest cisim diyagramı 112
Şekil 4.55 AB kirişi eşdeğer gerilme gösterimi..... 113
Şekil 4.56 AB kiriş elemanı emniye katsayısı dağılımı 113
Şekil 4.57 CD kirişi serbet cisim diyagramı 114
Şekil 4.58 CD kirişi eşdeğer gerilme dağılımı 114
Şekil 4.59 CD kirişine ait emniyet katsayısı değeri..... 115
Şekil 4.60 CD kirişine ait kesit detayları 116
Şekil 4.61 CD kirişine ait burkulma analizi sonuçları 118
Şekil 4.62 Üçgen destek parçası eşdeğer gerilme değeri..... 119
Şekil 4.63 Üçgen destek parçası emniyet katsayısı değişimi 120
Şekil 4.64 Teleskopik bum eşdeğer Von Mises gerilmesi 121
Şekil 4.65 Teleskopik yapıya ait emniyet katsayısı dağılımı 121
Şekil 4.66 Teleskopik bum yapısına ait kesit detayları..... 122
Şekil 4.67 Teleskobpk bum burkulma analiz sonuçları 123
Şekil 4.68 Teleskopik bum yuvası eşdeğer Von Mises gerilme dağılımı 124

Şekil 4.69 Teleskopik bum yuvası parçasına ait emniyet katsayısı değişimi 124
Şekil 4.70 Teleskopik bum yuvası parçasına ait burkulma analizi..... 125
Şekil 4.71 Karşı ağırlık eşdeğer Von Mises gerilmesi..... 126
Şekil 4.72 Karşı ağırlık emniyet katsayısı değişimi 126
Şekil 4.73 MN kirişine ait eşdeğer Von Mises gerilmesi 127
Şekil 4.74 MN kirişine ait minimum emniyet katsayısı dağılımı..... 127
Şekil 4.75 MN kirişine ait kesit detayları..... 128
Şekil 4.76 MN kirişine ait burkulma mod değerleri 129
Şekil 4.77 Ana bumda oluşan eşdeğer gerilme değerleri..... 130
Şekil 4.78 Ana bumda oluşan emniyet katsayısı değerleri 130
Şekil 4.79 Ana buma ait kesit detayları 131
Şekil 4.80 Ana buma ait burkulma mod çıktıları..... 132
Şekil 4.81 Kürsü eşdeğer gerilme analizi sonuçları..... 133
Şekil 4.82 Kürsü emniyet katsayısı değişimi 133
Şekil 4.83 SIMP yöntemiyle topoloji optimizasyonu adımları (Özkapıcı Helvacı, D. 2020) 135
Şekil 4.84 SIMP yöntemiyle topoloji optimizasyonu adımları (Topaç vd., 2017) 135
Şekil 4.85 Platform tutucu mesh detayları 136
Şekil 4.86 Platform tutucu topoloji çalışması 136
Şekil 4.87 Platform tutucu parça hedef kütle yakınsama eğrisi 137
Şekil 4.88 Denge piston tutucu aparat mesh detayları..... 137
Şekil 4.89 Piston tutucu aparat topoloji çalışması..... 138
Şekil 4.90 Piston tutucu aparat hedef kütle yakınsama eğrisi 138
Şekil 4.91 Üçgen destek parçası mesh detayları..... 139
Şekil 4.92 Üçgen destek parçası topoloji çalışması..... 139
Şekil 4.93 Üçgen parça topoloji optimizasyonu yakınsama eğrisi 140
Şekil 4.94 Karşı ağırlık parçası mesh detayları..... 140

Şekil 4.95 Karşı ağırlık parçası topoloji optimizasyonu 141
Şekil 4.96 Karşı ağırlık parçası hedef kütle yakınsama eğrisi 141
Şekil 4.97 Kürsü parçası mesh detayları 142
Şekil 4.98 Topoloji çalışması yapılmış kürsü parçası..... 142
Şekil 4.99 Kürsü parçası hedef kütleye yakınsama eğrisi..... 143
Şekil 4.100 Rüzgar kaynaklı en kritik konumdaki eşdeğer gerilme..... 145
Şekil 4.101 Rüzgar yönüne paralel yer değiştirme değeri 146
Şekil 4.102 Platform en yüksek konumundayken eşdeğer Von Mises gerilmesi 146
Şekil 4.103 Platform en üst konumda iken yer değiştirme değerleri..... 147
Şekil 5.1 Araç üzerine etkiyen kuvvetlerin gösterimi..... 150
Şekil 5.2 Eğim açısı için örnek gösterim 151
Şekil 5.3 Hava akış modellerine göre aerodinamik yük katsayısı (Karaoğlan, 2014)..... 153
Şekil 5.4 Projeksiyon alanı (Karaoğlan, 2014)..... 153
Şekil 5.5 Araç düz yolda giderken tahrik kuvveti ve tahrik gücünün değişimi 157
Şekil 5.6 Kayış kasnak mekanizmasının gösterimi 158
Şekil 5.7 Tasarlanan elektrikli araca ait tahrik sistemi şematik gösterimi 160
Şekil 5.8 Toplam tahrik kuvveti ve tahrik gücü değişimi 162
Şekil 5.9 Yol eğimine ve araç hızına bağlı tahrik gücü değişimi 163
Şekil 5.10 Motor devir sayısına göre motor maksimum momentinin değişimi..... 168
Şekil 5.11 Elektrik motor torku ile gücün devir sayına göre değişimi .. 168
Şekil 6.1 Yapının mod 1'den 5'e kadar 36 farklı tasarım senaryosu için doğal frekans değerleri..... 176
Şekil 6.2 En kritik konum için rezonans frekansları..... 177
Şekil 6.3 Mod 1'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı 178

Şekil 6.4 Mod 2'ye karşılık yapının doğal frekans çıktısı 179
Şekil 6.5 Mod 3'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı 179
Şekil 6.6 Mod 4'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı 180
Şekil 6.7 Mod 5'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı 181
Şekil 6.8 Yükün zamanla değişimi grafiği 182
Şekil 6.9 Sadece yer çekimi ivmesi olması ve sadece dinamik yüklemelerin olması durumunda düşey yönlü yer değiştirmenin değişimi .. 182
Şekil 6.10 Sadece yer çekimi ivmesinden ve sadece dinamik yüklemeden kaynaklı gerilmeler 184
Şekil 6.11 Rüzgar yükünün zamana bağlı değişimi 185
Şekil 6.12 Rüzgar yükünün zamanla değişimi sonucu oluşan eşdeğer gerilme 186
Şekil 6.13 Rüzgar yükünün zamanla değişimi sonucu z yönünde oluşan yer değiştirme 187

TABLOLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1 Sepetli platformlar için tehlike arz eden durumlar (Hernandez, 2012) 9
Tablo 2.1 Elektrik motorlarından beklenen özellikler (Zeraoulia vd., 2006)..... 33
Tablo 2.2 Elektrikli araçlarda kullanılan bataryaların karşılaştırılması ... 35
Tablo 2.3 Farklı tip bataryaların menzile bağlı batarya kütleleri (Zengin, 2017) 36
Tablo 4.1 Kullanılan malzeme özelliklerinin gösterimi 58
Tablo 4.2 Platformun farklı konumlarına verilen senaryo numaraları 68
Tablo 4.3 Hesaplanan eşdeğer Von Misess gerilmesi(MPa) değerleri. ... 69
Tablo 4.4 Düşey yönlü (y yönü) yer değiştirme değerleri (mm) 71
Tablo 4.5 Emniyet katsayısı değerlerinin değişimi 73
Tablo 4.6 Emniyet katsayısı değerlerinin uygulamalardaki seçimi (Sezer Ç., 2019) 74
Tablo 4.7 Cıvataların sahip olduğu minimum emniyet katsayısı. 75
Tablo 4.8 Pim emniyet katsayılarının değişimi 77
Tablo 4.9 20 mm mesh boyutunda kademeli yük değişimine bağlı gerilme değerleri ve minimum emniyet katsayısı değerlerinin değişimi 81
Tablo 4.10 Mesh Boyutuna ve yük değişimine bağlı düşey yönlü yer değiştirme değerleri. 83
Tablo 4.11 Narinlik oranına bağlı kolon sınıfları (EduRev, b.t.) 117
Tablo 4.12 Kolon tiplerine bağlı olarak hata modları (EduRev, b.t.) 117
Tablo 4.13 Burkulma yük durumlarının değimi (SolidWorks Help, b.t.) 118
Tablo 5.1 Yuvarlanma direnç katsayıları ort. değerleri (Gillespie, 2021, s.95) 151

Tablo 5.2 Tasarlanan elektrikli araçta kullanılan parametreler 155
Tablo 5.3 Farklı yol koşullarında meydana gelen kuvvet, tork ve güç ifadeleri 163
Tablo 6.1 Doğal frekans analizleri mod değerlerinin değişimi…… 175
Tablo 6.2 Statik ve dinamik yüklemelerin karşılaştırılması..... 184

KISALTMALAR

EA	:Eleltrikli araç
İYM	:İçten Yanmalı Motor
TEA	:Tümü Elektrikli Araç
HEA	:Hibird Elektrikli Araç
YHEA	:Yakıt Hücreli Elektrikli Araç
SHA	:Seri Hibrit Araç
PHA	:Paralel Hibrit Araç
DC	:Doğru Akım
AR-GE	:Araştırma Geliştirme

SEMBOLLER LİSTESİ

σ :Gerilme ifadesi (MPa)

E :Elastisite Modülü (MPa)

ε :Birim şekil değiştirme ifadesi

Δx :Yay uzama farkı (m)

k :Yay katsayısı (N/m)

$k_{eş}$:Eşdeğer yay katsayısı (N/m)

u_{i+1} :Son uzama değeri (m)

u_i :İlk uzama değeri (m)

A_{i+1} :Son alan değeri (m^2)

A_i :İlk alan değeri (m^2)

R :Reaksiyon kuvveti (N)

P :Uygulanan kuvvet (N)

k_1 :Birinci yay katsayısı (N/m)

k_2 :İkinci yay katsayısı (N/m)

k_3 :Üçüncü yay katsayısı (N/m)

k_4 :Dördüncü yay katsayısı (N/m)

u_1 :Birinci uzama değeri (mm)

u_2 :İkinci uzama değeri (mm)

u_3 :Üçüncü uzama değeri (mm)

u_4 :Dördüncü uzama değeri (mm)

u_5 :Beşinci uzama değeri (mm)

$\sum M_O$:O noktasına göre toplam moment ifadesi (N·m)

Wa :Platforma sepet kısmında taşıdığı yük ifadesi (N)

W_R :Devrilme ekseninin sağındaki parçaların ağırlığı (N)

W_S :Devrilme eksininin solundaki parçların ağırlığı (N)

L_Y :Devrilme hesabında kullanılan uzunluk (m)

L_R :Devrilme hesabında kullanılan uzunluk (m)

L_S :Devrilme hesabında kullanılan uzunluk (m)

Θ_1 :Ana bumun yatay düzlemle yaptığı değişken açı parametresi

Θ_2 :Teleskopik bumlu yapının yatay düzlemle yaptığı değişken açı parametresi

Θ_3 :Teleskopik bumlu yapının üst kol ile yapmış olduğu değişken açı parametresi

σ_A :Akma gerilmesi (MPa)

σ_H :Mevcut durumda hesaplanan gerilme (MPa)

S :Emniyet katsayısı

L_1 :Birinci pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_2 :İkinci pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_3 :Üçüncü pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

W_b :Birinci piston basıncı hesabında kullanılan ağırlık (N)

Θ_a :Birinci pistonun yatayı ile yaptığı açı değeri

A_x :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

A_y :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

F_{p1} :Birinci pistona ait bilinmeyen kuvvet (N)

$\sum M_A$:A noktasına göre toplam moment ifadesi (N·m)

P_{p1} :Birinic pistona ait çalışma basıncı (MPa)

D_{s1} :Birinici hidrolik elemana ait silindir çapı (mm)

$\sum F_x$:Yatay yönlere ait toplam kuvvet (N)

$\sum F_y$:Düşey yönlere ait toplam kuvvet (N)

v_p :Piston hızı (m/s)

P_{P1} :Birinci pistonun hareketi için gerekli güç ifadesi (kW)

Θ_b :İkinci pisyonun yatayla yaptığı açı değeri

F_{AB} :AB parçasına ait bilinmeyen kuvvet (N)

F_{CD} :CD parçasına ait bilinmeyen kuvvet (N)

L_4 :İkinci pistona ait çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_5 :İkinci pistona ait çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_6 :İkinci pistona ait çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

ΣM_B :B noktasına göre toplam moment ifadesi (N·m)

W_c :İkinci pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan ağırlık (N)

F_{p2} :İkinci pistona ait bilinmeyen kuvvet (N)

P_{p2} :İkinci pistona ait çalışma basıncı (MPa)

D_{s2} :İkinci hidrolik elemana ait silindir çapı (mm)

P_{P2} :İkinci pistonun hareketi için gerekli pompa gücü ifadesi (kW)

L_7 :Üçüncü piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_8 :Üçüncü piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_9 :Üçüncü piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{10} :Üçüncü piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{11} :Üçüncü piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

W_d :Üçüncü pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan ağırlık (N)

F_{p3} :Üçüncü pistona ait bilinmeyen kuvvet (N)

D_{s3} :Üçüncü hidrolik elemana ait silindir çapı (mm)

R_x :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

R_y :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

ΣM_R :R noktasına göre toplam moment ifadesi (N·m)

P_{p3} :Üçüncü pistona ait çalışma basıncı (MPa)

P_{P3} :Üçüncü pistonun hareketi için gerekli pompa gücü ifadesi (kW)

W_e :Dördüncü pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan ağırlık (N)

F_{p4} :Dördüncü pistona ait bilinmeyen kuvvet (N)

C_x :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

C_y :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

L_{12} :Dördüncü piston çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{13} :Dördüncü piston çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{14} :Dördüncü piston çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{15} :Dördüncü piston çalışma basıncı hesabında kullanılan uzunluk (mm)

Θ_c :Dördüncü pistonun yatayla yaptığı açı

ΣM_C :C noktasına göre toplam moment (N·m)

P_{p4} :Dördüncü pistona ait çalışma basıncı (MPa)

P_{P4} :Dördüncü pistonun hareketi için gerekli pompa gücü ifadesi (kW)

D_{s4} :Dördüncü hidrolik elemana ait silindir çapı (mm)

K_x :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

K_y :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

F_{mn} :MN parçasına ait bilinmeyen kuvvet (N)

Θ_e :MN parçasının yatayla yaptığı açı

L_{16} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

L_{17} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

L_{18} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

L_{19} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

L_{20} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

L_{21} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

L_{22} :Karşı ağırlık parçasında kullanılan uzunluk (mm)

W_f :Karşı ağırlık parçasının ağırlığı (N)

L_{23} :Beşinci piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{24} :Beşinci piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{25} :Beşinci piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{26} :Beşinci piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{27} :Beşinci piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

L_{28} :Beşinci piston çalışma basıncının hesabında kullanılan uzunluk (mm)

W_s :Beşinci pistonun çalışma basıncı hesabında kullanılan ağırlık (N)

N_x :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

N_y :Bilinmeyen reaksiyon kuvveti (N)

Θ_y :Beşinci pistonun yatayla yaptığı açı

F_{p5} :Beşinci pistona ait bilinmeyen kuvvet (N)

P_{p5} :Beşinci pistona ait çalışma basıncı (MPa)

D_{s5} :Beşinci hidrolik elemana ait silindir çapı (mm)

P_{P5} :Beşinci pistonun hareketi için gerekli pompa gücü ifadesi (kW)

F_{MY} :Bilinmeyen dişli kuvvetleri (N)

F_{MX} :Bilinmeyen dişli kuvveti (N)

M_R :Bilinmeyen motor torku (N·m)

W_K :Motor bloğuyla birlikte sistemin ağırlığı (N)

ω_p :Platformun açısal hızı

L_{29} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

L_{30} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

L_{31} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

L_{32} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

L_{33} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

L_{34} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

L_{35} :Döner sütunun motor gücü hesabı için kullanılan uzunluk (mm)

N :Devir sayısı (dev/dak)

P_D :Platformun dönmesi için gerekli güç (kW)

P_e :Kritik burkulma yükü

σ_{BR} :Kritik burkulma gerilmesi (MPa)

I_{min} :Minimum alan atalet momenti (mm^6)

L_e :Karaktesitik uzunluk (mm)

i :Atalet yarıçapı

γ :Narinlik katsayısı

W :Rüzgar yükü (N)

C_f :Aeorodinamik yük katsayısı

q :Emme (hız) basıncı ($kN.m^2$)

A :Rüzgardan etkilenen alan (m^2)

ρ :Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

v: Rüzgar hızı (m/s)

F_w :Harekete engel olan dirençlerin toplamı (N)

P_{EA} :Hareketli araca ait motor gücü (kW)

v_{EA} :Elektrikli aracın hızı (m/s)

F_R :Yuvarlanma direnç kuvveti (N)

F_L :Rüzgar direnç kuvveti (N)

F_S :Yokuş direnç kuvveti (N)

F_D :İvme direnç kuvveti (N)

β :Yokuş eğimi

μ_r :Yuvarlanma direnç katsayısı

m_{EA} :Elektrikli aracın kütlesi (kg)

C_D :Aeorodinamik direnç katsayısı

v_b :Aracın bağıl hızı (m/s)

λ :Dönen kütle faktörü

m_{ak} :Ana kütle (kg)

m_{bat} :Batarya kütlesi (kg)

m_p :Platformun kütlesi (kg)

r :tekerlek yarıçapı (m)

η_M :Mekanik verim

η_{EM} :Elektrik motorunun verimi

T_w :Tekerlek tahrik torku (N.m)

i_d :Dişli kutusu çevrim oranı

i_k :Kayış kasnak, zincir dişli çevrim oranı

d_2 :Büyük kasnak çapı

d_1 :Küçük kasnak çapı

T_{EM} :Elektrik motor torku (N.m)

a :Aracın ivmesi (m/s^2)

t_s :0'dan 100 km/h'a kadar geçen süre (s)

S_f :0'dan 50 km/h'a ulaşan aracın yer değiştirmesi (m)

S_i :Aracın başlangıç konumu

v_i :Aracın başlangıç hızı (m/s)

n_{kr} :Kritik devir sayısı(dev/dak)

P_{Toplam} :Elektrikli aracın gereksinim duyduğu toplam güç (kW)

P_P :Hidrolik elemanların ihtiyaç duyduğu toplam pompa gücü (kW)

P_D :Platformun 360 dönebilmesi için gerekli güç değeri (kW)

d :Aracın menzil mesafesi

SE :Kullanılan bataryaya ait enerji yoğunluğu (Wh/kg)

f :Doğal frekans (Hz)

δ_{yi} :Sadece yer çekimi ivmesinden kaynaklı yer değiştirme değeri (mm)

δ_d :Sadece dinamik yüklemden kaynaklı yer değiştirme değeri (mm)

σ_{yi} :Sadece yer çekimi ivmesinden kaynaklı eşdeğer gerilme (MPa)

σ_d :Sadece dinamik yüklemedem kaynaklı eşdeğer gerilme (MPa)

BÖLÜM BİR
GİRİŞ

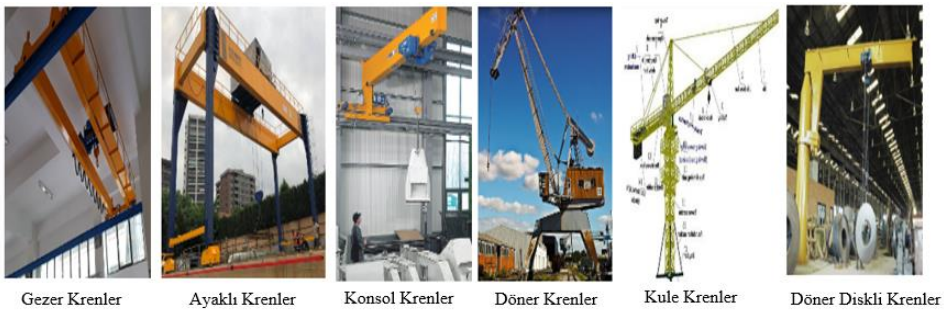
1.1. Kaldırma Makinaları

Bilim, teknoloji ve sanayide meydana gelen gelişmeler doğrultusunda makina ve makinalaşma sektöründe önemli ilerlemelere yol açmıştır (Güder ve Ersoyoğlu, 2015; Taşdemir, 2012). Makina sektöründe önemli yere sahip olan vinç ve kren gibi kaldırma makinaları da bu gelişmelerden etkilenmişlerdir. Kaldırma ve taşımaya yarayan platformları tasarım özellikleri, çalışma prensipleri ve taşınan ürünün cinsine göre sınıflandırmak mümkündür. Platformlu taşıyıclar yaygın olarak çalışma prensiplerine göre kesikli taşıyıcılar ve sürekli taşıyıcılar olmak üzere iki kategoride incelenebilir (Taşdemir, 2012). Kesikli taşıyıcıların bir diğer tabiri kaldırma makinaları iken sürekli taşıyıcıların bir diğer tabiri konveyörlerdir (Taşdemir, 2012). Kesikli taşıyıcılarda kaldırma ve taşıma işlemi tamamlandıktan sonra bir sonraki işleme kadar makina çalışmaz. Kesikli taşıyıcılar, bir başka deyişle kaldırma makinaları tasarım özellikleri ve kullanım amaçlarına göre krikolar, palangalar, vinçler, krenler, asansörler ve istif makinaları olmak üzere altı kategoride incelenir. Şekil 1.1'de yukarıda belirtilen kaldırma platformları krenler hariç verilmiştir.



Şekil 1.1 Kaldırma Platformları (Başaran, b.t.; Palanga, 2020; Teknik vinç nakliyat, b.t.; Andaç asansör, b.t.; İstif makineleri, b.t)

Krenler ise kendi aralarında gezer krenler, ayaklı krenler, konsol krenler, döner krenler, kule krenler ve döner diskli krenler olmak üzere altı grupta incelenebilir (Demirsoy, b.t.). Şekil 1.2'de kren sınıfına ait konstrüksiyonların görselleri verilmiştir.



Şekil 1.2 Kren sınıfları (Hasmak vinç (b.t.); Portal vinç, 2018; Abus vinç sistemleri (b.t.); Anonim, 2019; Vinçler, 2011).

Konveyörler, belirli bir zaman aralığı içerisinde taşınması istenen cisimlerin istenilen yere nakledilmesi için devamlı olarak çalışan makinalardır (Kurt, b.t.). Bu tür makinalar taşıma, istenen yere iletme işlemi sona erdikten sonra da çalışmasını sürdürür. Konveyörlerde bir noktadan başka bir noktaya taşınan ürün bu aşamada birçok işlemden geçebilmektedir. Bunlardan bazılarına örnek olarak montajlama, iş bitirme, kontrol, paketleme, ayırma verilebilir. Sürekli kaldırma makinaları birçok çeşit olmakla beraber genelde aşağıda belirtildiği gibidir.

- Bantlı Konveyör
- Rulolu Konveyör
- Dönüş Bantlı Konveyör
- Modüler Bantlı Konveyör
- Telbantlı Konveyör
- Zincirli Konveyor
- Spiral Konveyör
- Teleskopik Konveyör
- Tavalı Konveyör
- Akordion Konveyör
- Döner Tablalı Konveyör
- Vibrasyonlu Konveyör

- Karusel Konveyör Sistemleri

Şekil 1.3'de sürekli kaldırma makine konstrüksiyonun çeşitlerinin örnek görselleri verilmiştir.



Şekil 1.3 Sürekli Kaldırma platformları 1 (Kurt, b.t. ;Konvesan, b.t.; Aslan Konveyör, b.t.; Atılım, b.t.; TeknikCAD, b.t.; Meta, 2024.; Ossa, b.t.; Anonim, b.t.)

1.2. Elektrikli Araçlar

Günümüzde bilim, sanayi ve teknolojide meydana gelen gelişmler ışığında elektrikli araç (EA) teknolojileri büyük bir ilgi odağı haline gelmiştir (Polat ve Akıncı, 2020). Bu durumun temel sebeplerinden biri büyük şehirlerde aktif olarak kullanılan araç sayısında günden güne olan artıştır. Bunun neticesinde fosil yakıtla çalışan araçların yaymış oldukları zararlı sera gazları ve karbon salınımı artmaktadır (Kerem, 2014;

Hamurcu, Çakır ve Eren, 2021). Bir diğer EA'ları önemli kılan parametre ise dünyada petrol üretiminin sonlu bir ömre sahip olması ve yakın zaman içerisinde tükenecek olduğunun öngörülmesidir. Bu durum insanlığın yeni, alternatif yenilenebilir enerji kaynakları arayışı içerisinde olmasını sağlamıştır (Hamurcu vd.,2021).

EA'ların içten yanmalı motorlarla (İYM) kıyaslanması durumunda daha çevreci, verimli ve geleceği parlak olduğu yapılan çalışmalardan yola çıkmak suretiyle ortaya konmuştur (Kaba, Kalkan ve Çelen, 2021).

Ünlü ve ark.(2003), yayınlamış oldukları çalışmada elektrikli araçların kullanımının artmasının temel sebeplerini aşağıdaki gibi vermişlerdir (Ünlü vd., 2003).

- Ulaşım giderlerinin minimize edilmesi,
- Fosil yakıt kullanımının minimize edilmesi,
- Büyük şehirlerde havayı kirleten zaralı gazların ki ön sırada karbon salınımının azaltılması.

1.3. Elektrikle Tahrik Edilen Bumlu Kaldırma Araçları

Günümüzde başta tükenebilen enerji kaynaklarından olan petrol türevleri kullanmadan elektrikle tahrik edilen, hibrit olarak tahrik edilen veya bir başka aracın arkasında çeki demiri vasıtası ile bağlanmak suretiyle tahrik edilen platformlu (sepetli) kaldırma araçları mevcuttur. Her türlü ortam koşullarında iç ve dış mekân fark etmeksizin çalışabilen platformlar mevcut olup bir çok AR-GE çalışmaları bu paltformlar bazında yapılmaktadır. Bu platformlar 360° dönebilme kapasitesine sahip olup platformun ulaşabildiği yükseklikler araç tipine göre değişmektedir.

Hidrolik pistonlar veya zincir dişliler vasıtasıyla tahrik edilerek uzayıp katlanabilme özellikleri olan platfortmlar mevcuttr. Yönlendirme operatör tarafından araç üzerinde veya uzaktan kumanda yardımıyla yapılmakta ve hem kaldırma hem de indirme işlemleri gerçekleştirilebilmektedir. Şekil 1.4'de bir kamyonetin üzerine monte edilmiş elektrik hatları üzerinde çalışan sepetli kaldırma aracı görülmektedir. Kamyonete monte edilen bu tarz yapılar yük kaldırma esnasında hareket etme işlemi yapmazlar.

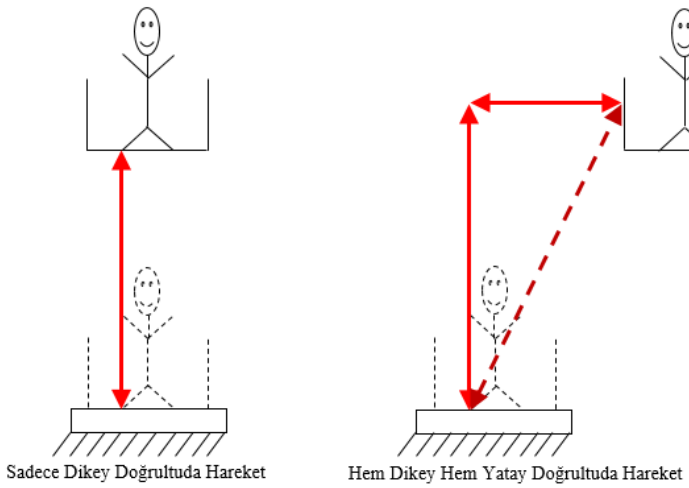


Şekil 1.4 Sepetli kaldırma aracının örneği (Hernandez, 2012)

1.4. Sepetli Kaldırma Platformlarının Sınıflandırılması

Kaldırma işlemlerini gerçekleştirmek için farklı mekanizmalar kullanılmaktadır. Hernandez (2012), sepetli kaldırma araçlarını birbirinden ayıran temel farkın kinematik yapıdan kaynaklandığını ileri sürmüştür. İlk temel ayrımın Şekil 1.5'de gösterildiği gibi hareketin doğrultusundan kaynaklanmakatadır. İkinci ayrım ise kaldırma platformunu yükseltmede kullanılan yöntemdir. Dikey doğrultuda çalışmakta olan kaldırma

platformları makas, dikey direk ve makara ile kaldırma işlemlerinin olduğu yöntemle hareket ettirilir iken diğerinde hem dikey hem de yatay doğrultularda çalışan platformalarda teleskopik, eklemli ve teleskopik eklemli sitemler kullanmaktadır (Hernandez, 2012). Bu tez kapsamında tasarlanan elektrikli araç hem dikey hem yatay doğrultada hareket edebilen kategoriye dahildir. Şekil 1.5'de hareketin dikey, hem dikey hem de yatay doğrultuda olması durumundaki davranışı gösterilmiştir.



Şekil 1.5 Sepetli platformların hareket doğrultusuna göre sınıflandırılması (Hernandez, 2012)

Bir diğer ayrım ise platformun yükseltilmiş halde iken zemin üzerinde hareket edebilme yeteneği ile ilişkilendirilmektedir. Şekil 1.6'da sırasıyla Genie marka TZ-34/20 modele ait çekilebilir bumlu, eklemli, hareketsiz kaldırma platformu ve yanında Genie marka Z-80/60 model mobil, teleskopik, eklemli kaldırma aracı verilmiştir.

Tezde tasarımı gerçekleştirilen elektrikli kaldırma aracının yük kaldırma esnasında zemin üzerinde hareketi olmaması planlanmıştır.



Şekil 1.6 Mobil ve mobil olmayan kaldırma araçlarının gösterimi (Genie TZ-34/20, 2024; Genie Z-80/60, 2023)

1.5. Kullanım Alanları

Hernandez (2012), sepetli platformların iç ortam ve dış ortam olmak üzere iki farklı çalışma ortamı olduğunu belirtmiştir. İç ortamda egzoz gazı salınımının kısıtlayıcı etmen olduğu ve bu nedenle elektrikli veya kimi zaman da hibrit versiyonların kullanılabileceğini vurgularken dış ortamda kullanılacak platformlarda herhangi bir kısıtlayıcı etmenin olmadığını vurgulamıştır. İnsanların binalar, ağaçlar (meyve bahçeleri), hangarlarda bulunan uçaklar ve diğer yüksek yapılara erişmeleri için farklı yüksekliklerde çalışmalara olanak sağlayan sepetli platformlar mevcuttur. Sepetli platformların kullanılabileceği alanlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Yol aydınlatmaları bakım çalışmalarında,
- Fabrikalarda bakım onarım çalışmalarında,
- Ağaç kesme, budama işlemlerinde,
- Şantiyelerde ürün veya insan kaldırması işlerinde,
- Reklam veya trafik panolarının montajında,
- İnşaatlarda dış cephe sıva, boya işlerinde.

Şekil 1.7'de kaldırma platformlarına ait kullanım örnekleri verilmiştir.



Şekil 1.7 Kaldırma platformu kullanım örnekleri

1.6. Kaldırma Platformlarında Tehlike Oluşturabilen Durumlar

Hernandez (2012), tehlikeleri ölümcül, kritik, marjinal ve ihmal edilebilir olarak belirtirken, stabiliteyi bozan durumları ise şu şekilde belirtmiştir.

- Mekanik ya da yapısal kusurlar
- Aşırı yüklemeler
- Kaygan, eğimli ve engebeli zeminler
- Fırtınamsı rüzgar
- Salınım (titreşim)

Salınım yapının esnekliği ile ilgili bir parametre olup tek başına ölümcül kazalara neden olmamaktadır. Sık sık tekrar eden salınımların mide bulantısına yol açtığı ancak elektrik hatlarına yakın çalışan sepetli platformlarda elektrik çarpmasına neden olabileceği bilgisi mevcuttur. Bir diğer önemli husus sistemde kullanılan hidrolik elemanlarda meydana gelebilecek arızalardır. İkiz kilitlenme valfleri aracılığı ile herhangi bir şekilde oluşacak bir boru patlaması veya basınç kaybı gibi durumlarda

hidrolik eleman kilitlenerek sabit kalır ve basınç kaybını engeller. Ağır yüklerin kaldırılması ve taşınması gibi durumlarda emniyet için ikiz kilitlenme valfleri mutlaka kullanılması gerekmektedir (Oleocon, b.t.). Şekil 1.8'de Oleocon firmasının ikiz kilitleme valfine ait görsel verilmiştir.



Şekil 1. 8 İkiz kilitleme valfi (Oleocon, b.t.)

Tablo 1.1'de sepetli kaldırma platformlarında gözlemlenenebilecek tehlikeli durumların önem dereceleri ve olma ihtimalleri verilmiştir.

Tablo 1.1 Sepetli platformlar için tehlike arz eden durumlar (Hernandez, 2012)

Önem Derecesi	**Olasılık**			
	Sık Görülen	**Muhtemel**	**Nadiren**	**Olasılık Dışı**
Katastrofobik (Ölümcül)			Elektrik çarpması, Devrilme, Düşme	Çarpışma
Kritik		Güç kesintisi	Ezme	
Marjinal	Alet vb. düşmesi, Salınımlar	Engele çarpma		
İhmal Edilebilir		Yükseklik korkusu		

1.7. Elektrikli Kaldırma Platformları

Endüstriyel uygulamalarda tamamen elektrikli olarak tahrik edilen ve bir çok amacı yerine getirmeye yarayan kaldırma araçları mevcuttur. Yabancı ve yerli birçok firma elektrikle çalışan kaldırma araçları üzerinde AR-GE çalışmaları yapmaktadır. Ülkemizde birçok firma endüstriyel alanlar başta olmak üzere inşaat, madencilik, tarım ve otoyol dışı uygulamalarda kullanmak üzere yerli elektrikli, modüler, otonom ve çok amaçlı kaldırma araçları üzerinde çalışmalar gerçekleştirmektedirler. Şekil 1.9'da Modüler Makina firmasının tasarlamış olduğu elektrikli, otonom platform örnekleri verilmiştir.



Şekil 1.9 Modüler Makina firmasının tasarlamış olduğu elektrikli otonom kaldırma platformları (Enoch, 2017)

1.8. Litaratür Taraması

Tez kapsamında mevcut konu ile alakalı bir çok çalışma incelenmiştir. Bu çalışmalardan bazıları kaldırma platfromlarının sonlu elemanlar yöntemiyle numerik analizlerini kapsarken bazıları ise deneysel çalışmalar üzerinedir. Aşağıda incelenen çalışmalara ait özetler verilmiştir.

Güder (2014), yapmış olduğu çalışmada 8x8, 100 tonluk bir mobil vincin üst taşıyıcı yapısının optimal tasarımını gerçekleştirmiş olup sistemi sonlu elemanlar yöntemiyle ve nümerik hesaplamalarla statik ve dinamik açıdan incelemiştir. Sonlu elemanlar yönteminde MSC SimXpert paket programı kullanılmıştır. Değişen cidar kalınlıklarına karşılık elde edilen gerilme değerlerini, emniyet katsayısı değerlerini hesaplayan makro yazılarak optimum tasarım elde edilmiştir. Analitik ve sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen değerler karşılaştırılmış olup sistemin güvenilirliği arttırılmıştır (Güder, 2014).

Karahan (2007), çalışmasında ele aldığı iki kademeli teleskopik vincin özgün tasarımını yaparak sistemin sonlu elemanlar yöntemiyle analizlerini gerçekleştirmiştir. Tasarım için Pro Engineer yazılımı, analiz için ise Ansys Workbench kullanılmıştır. Çalışmada eleman sayısının analize olan etkisi incelenerek optimum değer belirtilmiştir. Analizde gerilme ve emniyet katsayısı değerlerini etkileyen parametreler belirlenerek optimum tasarım oluşturulmuştur. Optimum tasarım ile 7 – 8 mm olan kesit kalınlığı çeşitli güçlendirme yöntemleriyle 5 mm'ye düşürülmüştür. Hidrolik pistonlara gelen kuvvetler hesaplanarak piston çapları tayin edilmiştir (Karahan, 2007).

Karagöz ve Düzcükoğlu (2011), yapmış oldukları çalışmada mobil vinçlerde görüş açısını en uygun seviyede tutmak amacıyla hareketli kabin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle hareketli kabinin statik analizi gerçekleştirilmiştir. 250 kg kabin ağırlığı ve 720 kg sistem ağırlığı etkimesi sonucu mesnet noktalarında meydana gelen gerilme değerleri hesaplanmıştır. Güvensiz çıkması durumunda çap artışına gidilerek minimum emniyet katsayısı 1,99 olarak hesaplanmıştır (Karagöz ve Düzcükoğlu, 2011).

Çelik, Uçar ve Çavdar (2007), yapmış oldukları çalışmada hidrolik bumlu bir krenin taşıyıcı kolunun tasarımını ve sonlu elemanlar metoduyla statik analizini gerçekleştirmişlerdir. Ele alınan taşıyıcı eleman 9 m boyunda 4,5 ton taşıma kapasitesindedir. İncelenen taşıyıcı kol üzerinde kullanılan her bir elemana ait emniyet katsayı değerleri her parçaya özgü hesaplanmıştır. Minumum emniyet katsayısı 1,25 olarak belirlenmiştir (H. Çelik, M. Uçar, A. Çavdar, 2007).

Koçer (2009), yapmış olduğu çalışmada üretimi gerçekleştirilmiş olan mobil hidrolik bumlu bir vincin mühendislik araştırması, tasarımı ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizlerini gerçekleştirilmiştir. Tasarım programı olarak Proenginering CAD modülü kullanılmasına rağmen analizde çözücü olarak Nastran paket programı kullanılmıştır. Elde edilen veriler deneysel olarak elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar ile nümerik hesaplamalar arasında ufak farklılıklar olduğu gözlenmiştir. Gerekçe olarak üretimde meydana gelen hatalar gösterilmiştir. Sonuç olarak vincin minimum 1,5 emniyet katsayısıyla çalıştığı ortaya konmuştur (Koçer, 2009).

Solazzi (2017), yapmış olduğu çalışmada 34 m yüksekliğe ulaşabilen 200 kg kaldırma kapasiteli mobil yükselebilen kadırma platformunun dinamik davranışlarını incelemiştir. Yapmış olduğu çalışmada ağaç budama işleminde kullanılan platforma düşen ağaç dallarından esinlenmiştir. Dinamik davranışı karakterize etmek için deneysel, nümerik ve analitik çalışmalar gerçekleştirmiştir. Deneysel çalışmalar için benzer makinalar üzerine konumlandırılan ivme ölçer ve uzama tellerinden faydalanmıştır. Numerik analiz kısmında sonlu elemanlar yönteminden faydalanmış ve analitik çözümleri iki serbestlik dereceli toplu parametrik model üzerinde uygulamıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlar ve deneysel olarak uzama tellerinden okunan değerler karşılaştırılmıştır. Analitik ve numerik analizler sonucunda sepetin ivmesinin yerçekimi ivmesinden daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuç bu tarz platformlarda olağanüstü yükleme durumlarının güvenlik açısından irdelenmesi gerektiği olmuştur (Solazzi, 2017)

Tanrıverdi (2019), taşıt üstü platformunun dinamik parametreler altında topoloji optimizasyonu başlıklı çalışmasında hareketli bum parçalarda yüksek mukavemete sahip Domex 700 malzeme kullanarak tasarlamış olduğu sepetli platformun dinamik ve yapısal yönlerden incelemesini gerçekleştirilmiştir. Tanrıverdi ayrıca platformun devrilme hesabını analitik olarak ve bilgisayar ortamında Msc Adams programı vasıtasıyla gerçekleştirmiştir. Modal analizler yürüterek platformda sistemin rezonansa gireceği frekans değerlerini tespit edip kullanılan motorun rölanti devir sayısı başlangıç sınırını tespit etmiştir (Tanrıverdi, 2019).

Çetin ve Alvalı (2020), yapmış oldukları çalışmada yük taşıma işlemi için kullanılan vagonların boji bileşeni için çok kriterli karar verme yöntemlerini kullanarak optimum malzeme seçme çalışması

gerçekleştirmişlerdir. Üç farklı malzeme olan S235, S275, S355 için çok kriterli karar verme yöntemlerinden olan Topsis, Vikor ve Saw yöntemlerini kullanmışlardır. Maksimum verimliliği, bununla birlikte güvenirliği sağlayacak ve minimum kayba neden olacak optimum malzeme seçim işlemini gerçekleştirmişlerdir. Optimum malzeme seçim işlemleri için bilgisayar destekli mekanik analiz ve malzeme seçimine yönelik kimyasal verilerden faydalanılmıştır. Optimum malzeme seçim için kullanılan verilerin güvenirliliği Cronbach's alpha ve regresyon analizleri istatistiksel grafikleri kullanılarak sağlanmıştır (Çetin ve Alvalı, 2020)

Tam, Le, Huynh ve Nguyen (2023), yapmış oldukları çalışmada 29/34 koltuklu yeni tasarlanmış bir otobüsün sonlu elemanlar yöntemiyle mekanik analizini ve optimizasyon işlemini gerçekleştirmiştirlerdir. Gerilme ve deformasyon analizini gerçekleştirmek için HyperMesh yazılımının OptiStruct modülünü kullanmışlardır. Yapısal analiz dört farklı durum için gerçekleştirilmiştir, ki bunlar eğilme, burulma, acil durum frenlemesi ve viraja giren araç için dönme olarak belirtilmiştir. Kullanılan profil sayısı ve kalınları azaldıkça gerilme ve yer değiştirmenin arttığını gözlemlemişlerdir. Taguchi yöntemini kullanarak ayrıca tasarlamış oldukları şasi yapısını optimize ederek en ideal duruma getirmişlerdir. İdeal durumda beklenene hata oranın Taguchi yöntemiyle %5,75 olduğunu görmüşlerdir (Tam vd, 2023).

Farooq Zaman, Chen, Habtay Gebremicheal ve Pang (2012), yapmış oldukları çalışmada alışılmış ekskavatör tasarımlarını geliştirirek optimize edilmiş farklı kesitte bir ekskavatör gövdesinin tasarımını sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir. Mevcut dikdörtgen kesitli yapı yerine yarı eliptik kesite sahip bir taşıyıcı kol tasarlamışlardır. Tasarım işlemlerinde

ve ilk analiz çalışmaları için ProEngineer programından faydalanmışlardır. Daha iyi ayrıklaştırma (mesh) ağı oluşturabildikleri analiz işlemi için daha doğru sonuçlar veren Ansys programını kullanmışlardır. En yüksek gerilmelerin takviye üst kapak bağlantı konumunda olduğunu tespit etmişlerdir. Gerilmelerin dikdörgen kesitle yaklaşık aynı olduğunu, bununla beraber kütlenin %5,1 oranında azaltıldığını göstermişlerdir (Farooq Zaman vd, 2012).

Patel ve Prajapati (2011), yapmış oldukları çalışmada sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bir kazıcı ekskavatörün gerilme, yer değiştirme ve optimizasyon analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon işleminin boyutlandırma, geometrik ve topolojik optimizasyon olmak üzere üç çeşit olduğunu, en iyi sonucu topoloji optimazyonun verdiğini tespit etmişlerdir. Genetik algoritma ve sinir ağlarının optimizasyon için güçlü bir araç olduğunu daha hafif, daha ucuz tasarımların sonlu elemanlar yöntemi ve optimizasyon teknikleriyle sağlandığını tespit etmişlerdir.

Zhang ve Yuan-Xiao (2013), çalışmalarında çeki, bası ve burulma gibi çeşitli yüklemelere maruz YC225LV-8 iş makinasının bum parçasının üç tipik çalışma koşulu altında statik mukavemet değerlerini hesaplamışlardır. Sonlu elelmanlar metodu uygulanmak üzere analiz programı olarak ANSYS Workbench programını kullanarak gerilme ve gerinim kontur diyagramlarını elde etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada maksimum gerilemenin bum ile bumun silindire bağlandığı menteşe noktasında olduğunu, ayrıca bumun ana gövdeye bağlandığı menteşe noktasında olduğunu tespit etmişlerdir. Analiz sonucunda bumun statik mukavemeti sağladığı, akma ve çekme dayanım değerlerini aşmadığı tespit edilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminin kullanımının güncel üretim süreçleri

açısından büyük öneme sahip olduğu vurgulanmıştır (Zhang ve Yuan-Xiao, 2013).

BÖLÜM İKİ
ELEKTRİKLİ ARAÇ TEKNOLOJİLERİ

2.1. Elektrikli Araç Teknolojilerine Giriş

Günümüzde EA'lara olan artan talepler doğrultusunda konvasiyonel araçlara olan ilgi her geçen gün azalmaktadır. Burada en büyük etkenlerden bir tanesi konvansiyonel araçlara kıyasla EA'ların daha çevre dostu ve verimlerinin yüksek olmalarıdır (Kaba, Kalkan ve Celen, 2021). Bu durum insanlığı elektrikli araç teknolojileri üzerinde çalışmalar yapmaya itmiştir. EA'ların modellemelerinde araçtaki enerjinin üretimi ve ilgili yerlere gönderimi sistematik olarak tahrik elemanları tarafından yapılmaktadır (Kerem, 2014). Tahrik sistemlerinin çeşitliliği sistemde kullanılan elemanların birbirine bağlanma tipine ve enerji akışındaki yola göre belirlenmektedir.

Otomobillerde mevcut kullanılan tahrik sistemleri yuvarlanma, rüzgar ve yokuş gibi kuvvetlere maruz kalmaktadırlar (Gillespie, 2001). Araçlarda bu direnç kuvvetlerini yenecek şekilde uygun batarya seçimi, elektrik motoru ve tahrik sistemi seçimi önem arz etmektedir. Araç tasarımdaki bir diğer önemli husus yatay kurb olarak bilinmekte olan dönemeçlerdeki yani üstten bakıldığında düz yolların birbirine bağlandığı dairesel kısımlarda merkezkaç kuvveti neticesinde meydana gelebilecek olan savrulma ve devrilme konusudur (Akgöl, b.t). Bu tarz durumlarda araçların dönüş hareketini sorunsuz bir şekilde gerçekleştirebilmeleri için diferansiyelin önemli bir yeri vardır (Toyota blog, b.t). Diferansiyelin çalışma ilkesi, aracın dönüş hareketini dengelemek için tekerlekler arasındaki hız farkını ayarlamadır. Dönüş esnasında dış teker daha hızlı dönerken iç tekerleğin daha yavaş dönmesi gerekmektedir (Lexus, b.t.).

Diferansiyel bu farklı hızları dengelemek suretiyle aracın istikrarını ve kontrolünü sağlamaktadır.

2.2. Elektrikli Araçların Tarihçesi

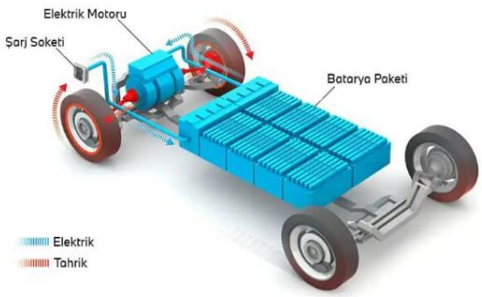
Elektrikli araçların tarihsel gelişimi günümüzden çok eski zamanlara Alessandro Volta'nın kimyasal olarak elektrik enerjisinin depolanabildiği voltaik pili icat ettiği 1800'lü yıllara dayanmaktadır (Høyer, 2008). Ardından bir diğer ünlü bilim insanı Michael Faraday elektrik motorlarının temelini oluşturmuştur (Karaca, Bilal ve Topaç, 2018). Yapılan araştırmalar sonucunda tarihte ilk kez 1835 yılında Profesör Stratingh çalışmalarıyla elektrikli araç model üretmiştir (Ünlü, Karahan, Tür, Uçarol, Özsu, Yazar, ve Tırıs, 2003). Dört yıl sonra mucit Robert Davidson tarafından bataryaları şarj olmayan elektrikli lokomotiv icat edilmiştir (Ünlü vd. 2003). 1859 yılından sonra EA'larda kullanılmak üzere kurşun asit bataryalar geliştirilmiştir (Ünlü vd. 2003). 1882 yılında Berlin'de ilk elektrikli troleybüs Siemens eliyle üretilmiştir (Kerem, 2014). Carl Benz tarafından 1886 yılında ticari amaç ile ilk içten yanmalı araç olan Motorwagen'i üretilmiştir. İlerleyen zamalarda EA'a olan merak giderek artarak New York ve Londra'da ticari taksi olarak 1897 yılında kullanılmaya başlamıştır (Karaoğlan ,2014). 1929 yılına kadar Ford'un petrolle çalışan İYM'li araçları daha ucuz ve daha uzun menzilli olarak üretmeye başlaması EA'ların popüleritelerini yitirmesine neden olmuştur (Karaca vd., 2018). 1960'lı yıllara kadar İYM'li araçlar üstünlüğe sahip olsalar da yaratmış oldukları hava kirliliği gibi nedenler dolayısıyla EA'ların tekrar gündeme gelmesine sebep olmuşlardır (Ünlü vd., 2003).

2.3. Elektrikli Araç Sınıfları

Halihazırda dünyada kullanılan EA'ları üç ana katagoride incelemek mümkündür (Özbay vd., 2020). İlk sırada enerjisini tamamıyla bataryadan sağlayan tümü elektrikli araç olarak bilinen (TEA) elektrikli araçlar bulunmaktadır (Özbay vd., 2020). Bir diğeri ise hibrit elektrikli araçlar (HEA) olan içten yanmalı motor ile birlikte elektrik motorunun araç tahrik sisteminde kullanıldığı versiyondur (Özbay vd. 2020). Son olarak ise yakıt hücreli elektrikli araçlar (YHEA) olarak literatürde yer edinmiş olan hidrojen enerjisiyle çalışan araçlar bulunmaktadır (Özbay vd., 2020).

2.3.1. Tümü Elektrikli Araçlar (TEA)

Tümü elektrikli araçlarda (TEA) elektrik motoru, işlevini yerine kusursuz bir şekide getirebilmesi için ihtiyaç duyduğu enerjiyi bataryalardan elde eder. TEA'larda ana bataryaya ek güç kaynağı olarak ikinci bir batarya ya da süperkapasitör yerleştirilebilmektedir (Ertaç, 2008). TEA'lar doğaya zararlı gaz salınımı yapmadıkları için sıfır emisyonlu araçlar olarak litaratürde yer edinmiştir. Sadece elektrik motoru kullanılması neticesinde oldukça sessizdirler. TEA'larda tekerleklere tahrik elektrik motoru vasıtasıyla verilmektedir (Ertaç, 2008). Rejeneratif frenleme mekanizması ile fren ömrü uzundur. Yakıt giderleri ve bakım masrafları konvansiyonel araçlarla karşılaştırıldığında oldukça düşüktür. Şekil 2.1'de BMW firmasının TEA için modellemiş olduğu elektrikli araca ait güç aktarım mekanizması verilmiştir.



Şekil 2.1 TEA'a ait güç aktarım mekanızması örneği (Tamamen elektrikli otomobiller, 2024)

2.3.2. Hibrit Elektrikli Araçlar (HEA)

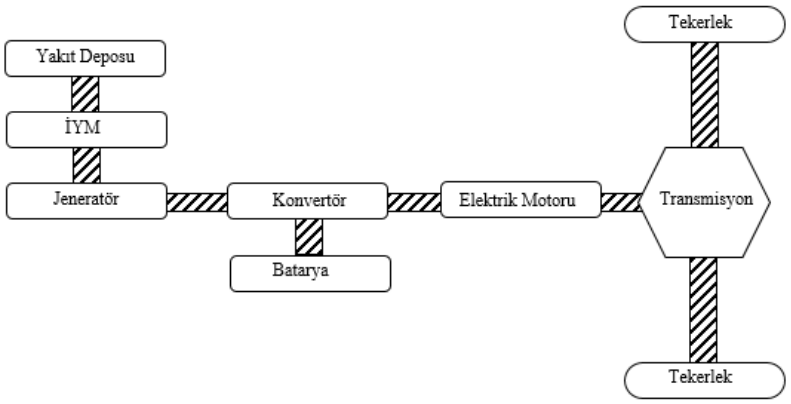
Hibrit elektrikli araçlar (HEA) güç kaynağı olarak geleneksel araçlarda kullanılan içten yanmalı motorlara ek olarak elektrik motoru ve bataryanın kullanıldığı sistemlerdir (Öztürk, 2013). Bataryaların şarj edilebilmesi için elektrik motoru jeneratör görevi görür. Hibrit araçlarda araç seyir halinden durma konumuna geçtiğinde İYM çalışmaz, titreşim ve gürültü yaymaz (Ertaç, 2008). Hibrit araçlar kendi içerisinde seri, parelel ve seri/paralel olmak üzere üç kategoride incelenebilir.

2.3.2.1. Seri Hibrit Araçlar (SHA)

Seri hibrit araçlarda (SHA) tekerleklere verilen tahrik gücü elektrik motoru vasıtası ile gerçekleştirilir. Elektirik motoru elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek suretiyle tahrik için gereken gücü tekerleklere göndermektedir. Gereksinim duyulan güç değeri elektrik enerjisi depolama ya da içten yanmalı motor ve jeneratörden oluşan hibrit üniteden sağlanmaktadır (Ünlü vd., 2003). Batarya doluluk yüzdesinin belli bir sınır değerin aşağısında kalması durumunda İYM devreye girerek çalışır. Batarya şarj seviyesinin belirli bir seviyenin üstüne çıkması

durumunda ise İYM çalışmayı durdurur (Ekici, 2019). Seri hibrit araçlar yakıt hücreli araçlarla benzer yapıya sahiptir.

Günümüzde şehir içi otomobillerde, otobüslerde, elektrikli araçlarda ve vinçlerde kullanılmaktadır (Kerem, 2014). Dezavantajı jeneratör olması nedeniyle ağırlığının fazla olmasıdır (Ünlü vd., 2003). Şehir içi kullanımlarda bekleme kayıplarının olmaması nedeniyle büyük verimlilik sağlamaktır (Solmaz ve Kocakulak, 2018). Şekil 2.2'de seri hibrit bir araca ait çalışma şeması gösterilmiştir.

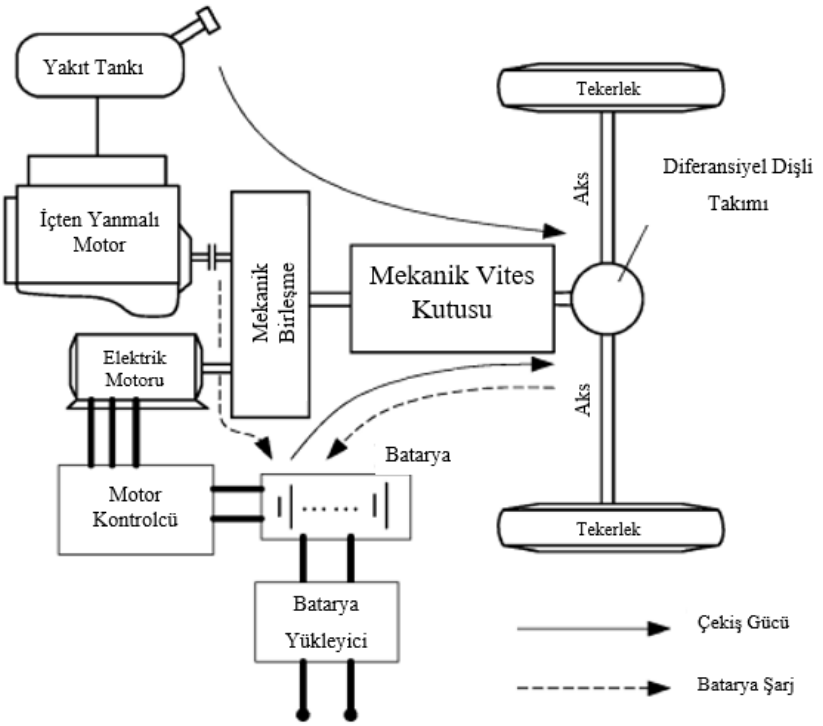


Şekil 2.2 Seri hibrit araçların yapısı (Boyraz, 2019)

2.3.2.2. Paralel Hibrit Araçlar (PHA)

Bu tür araçlarda İYM ve elektrik motoru aynı mil üzerinde bulunmakta ve tekerleklere aynı mil üzerinden mekanik bir bağlantı vermektedir (Boyraz, 2019). Paralel hibrit araçların tahrik sistemlerinde güç aktarma mekanizmaları olması sebebiyle bu araçlar, seri hibrit ile tahrik yapan sisteme kıyasla daha karmaşık yapıdadırlar (Ertaç, 2008). Çalışma prensibleri olarak İYM ve elektrik motoru sağlamış oldukları torku mekanik bir bağlantı vasıtası ile doğrudan tahrik edilecek olan tekerleklere sağlarlar (Ehsani, Gao ve Miller, 2007). Araç iki yöntemle tahrik edildiği

için ayrıca jeneratöre gerek duyulmaz, bu nedenle geleneksel İYM araçlarda kullanılan motoralara kıyasla daha küçük hacime sahip motorlar seçilebilir. Yüksek hızlarda ve şehirler arası uzun yol kullanımlarında verimlidirler (Solmaz vd., 2018). Şekil 2.3'de paralel hibrit bir araca ait çalışma şeması gösterilmiştir.

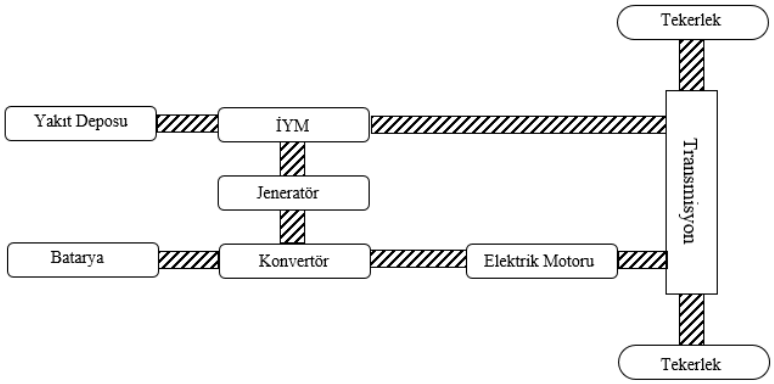


Şekil 2.3 Paralel hibrit aracın çalışma yapısı (Ehsani vd., 2007)

2.3.2.3. Seri/Paralel Hibrit Elektrikli Araçlar

Hem seri hem de paralel hibrit elektrikli araçların özelliklerini barındırmakla beraber bu araçlardaki tek fark paralel hibrit araç yapısında bulunmayan jeneratörün olmasıdır (Boyraz, 2019). Araçta bulunan elektrik motoru sadece düşük devirlerde kullanılırken, daha yüksek devirlerde İYM ve elektrik motoru birlikte kullanılır (Kılıç, 2023). Burada İYM doğrudan tekerleklere ve aynı zamanda seri tahrik sistemine benzer şekilde

jeneratöre bağlıdır. Düşük hızlarda seri hibrit şeklinde çalışır. Yüksek hızlarda ise İYM ile çalışarak tekerleklere tahrik verilir ve seri hibritteki enerji dönüşümleriyle yitirilen enerji minimuma indirilir (Ertaç, 2008). Burada seri ve paralel bağlantılı hibrit elektrikli araçların avantajları bir araya getirilerek İYM'un verimli çalışması amaçlanmaktadır. Toyota Prius modelinde bu yöntemi kullanmıştır (Ertaç, 2008). Şekil 2.4'de seri/paralel hibrit elektrikli araçlar için kullanılan elemanlara ait blok şeması verilmiştir.

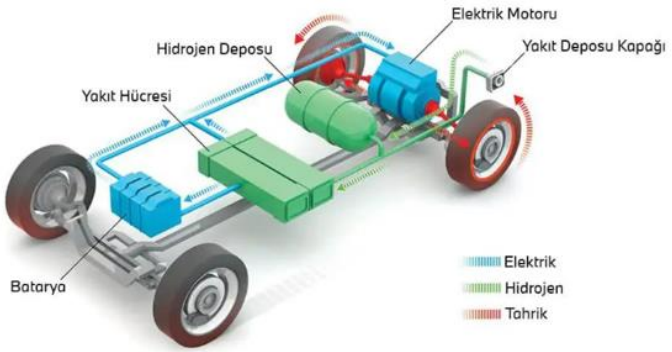


Şekil 2.4 Seri/parele hibrit araçların genel yapısı (Boyraz, 2019)

2.3.3. Yakıt Hücreli Elektrikli Araçlar (YHEA)

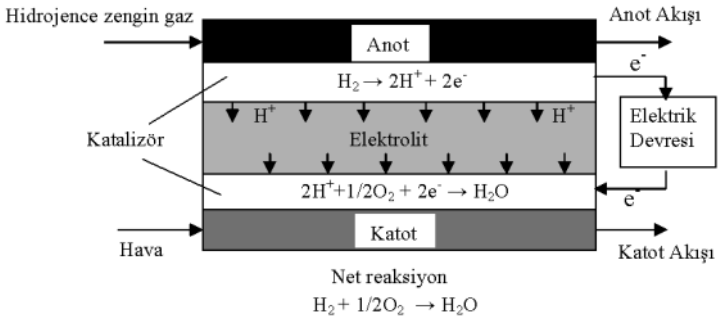
Yakıt hücreli elektrikli araç (YHEA) sistemlerde İYM ve jeneratör yerine yakıt pili sistemleri, yakıt deposu yerine hidrojen depolama sistemi mevcuttur (Ekici, 2019). Yakıt hücreli (pilli) araçlar günümüzde oldukça ilgi odağına gelmiş bir araç modelidir. Elektrik enerjisi üretminin gerçekleşebilmesi için hidrojen, metanol, gazolin gibi kimsayal ürünlerin gürültü ve yanma işlemleri olmadan kullanıldığı bir yöntemdir (Aydın, 2010). Burada elde edilen enerji depolanarak gerektiğinde kullanılmak üzere elektrik motoruna aktarılır (Aydın, 2010). Hafif hizmet uygulamalarında bataryalı elektrikli araçlar kullanılırken ağır hizmet

sektörlerinde ise yakıt hücreli elektrikli araçların kullanımının daha uygun olduğu söylenebilir (Philip ve Ghosh, 2024). Şekil 2.5'de BMW firmasına ait hidrojen ile çalışan yakıt hücreli bir araca ait kullanılan elemanların yer aldığı bir görsel verilmiştir.



Şekil 2.5 Yakıt hücreli araç görseli (Yakıt hücreli otomobiller, 2024)

Elektrik enerjisi üretiminde yakıt pillerinden istenen tahrik için gerekli güç değeri kimsayal bir işlem olan elektroliz yöntemiyle elde edilir. Yakıt pillerinde bu enerjinin dönüşümüyle su ve ısı açığa çıkmaktadır. Yakıt pilleri iki adet gözenekli yapıda olan elektrotlar ve ortalarında yer alan iletken bir elektrolitten meydana gelir (Bedir ve Anlıak, 2004). Elektrotların anot ucuna hidrojen, katot ucuna ise oksijen verilmesi suretiyle katalizör yardımıyla elektrolitin içersinden geçen proton ve ayrı akım oluşturması ile yakıt pilinin çalışmasını sağlayan elektronlarına ayrılır (Aydın, Gümüş ve Akçay, 2013). Yakıt hücrelerinde üretilen enerji metal plakaların seri olarak bağlanması ile elde edilir. Araçlarda üretilmiş olan elektrik enerjisi elektrik motorunun çalışması için güç kaynağı olup bataryaları şarj edebilmektedir (Ekici, 2019). Şekil 2.6'da yakıt pilli araçlar için çalışma prensibinin bir örneği verilmiştir.



Şekil 2.6 Yakıt hücresinin çalışma prensibi (Bedir ve Anlıak, 2004)

Yakıt hücreli araçlar çoğunlukla hidrojen doğrudan ya da dolaylı olarak hidrojen taşıyıcı ve depolayıcı olarak bilinen metanol sıvı yakıtı aracılığıyla taşınır (Şenol, Üçgül ve Acar, 2006). Tümü elektrikli bir araçta batarya şarj olma süresi üç, dört saat iken yakıt hücreli araçta yakıt istasyonundan çok kısa süre içerisinde yakıt depolayabilmektedirler (Şenol vd., 2006). Hidrojen günümüzde üç farklı yöntem ile depolanabilir (Şenol vd., 2006). Bu yöntemler,

- Basınçlı gaz formunda
- Sıvı fazında
- Metal hibrit

Şeklindedir.

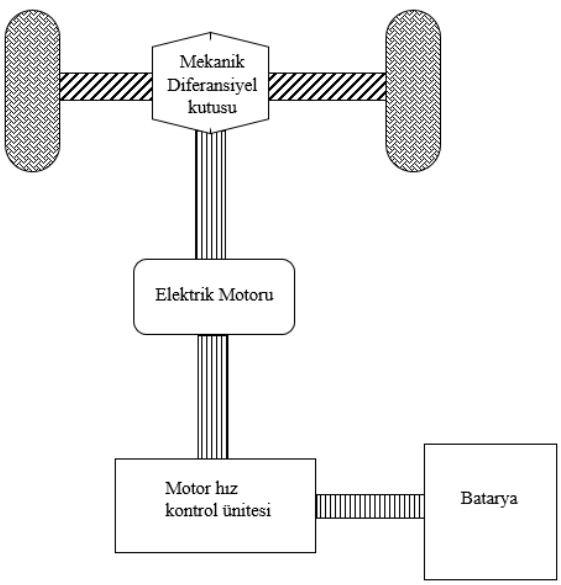
2.4. Tamamen Elektrikli Araçların Tahrik Yöntemi

Elektrikli araçların tahriki için farklı sistemler mevcuttur. Tamamen elektrik enerjisinin kullanıldığı ve buna ek olarak İYM'un da kullanıldığı karma sistemler mevcuttur. Ertaç (2008), Temelde üç farklı aktarma sisteminin mevcut olduğunu belirtmiştir. Bunlar,

1. Batarya, elektrik motoru ve mekanik diferansiyelden oluşan sistem.
2. Batarya ve iki adet elektrik motorundan oluşan diferansiyelsiz sistem.
3. Batarya, elektrik motoru, zincir dişli veya kayış kasnak mekanizmasından oluşan sistem.

2.4.1. Batarya, Eletrik Motoru ve Mekanik Diferansiyelli Sistem

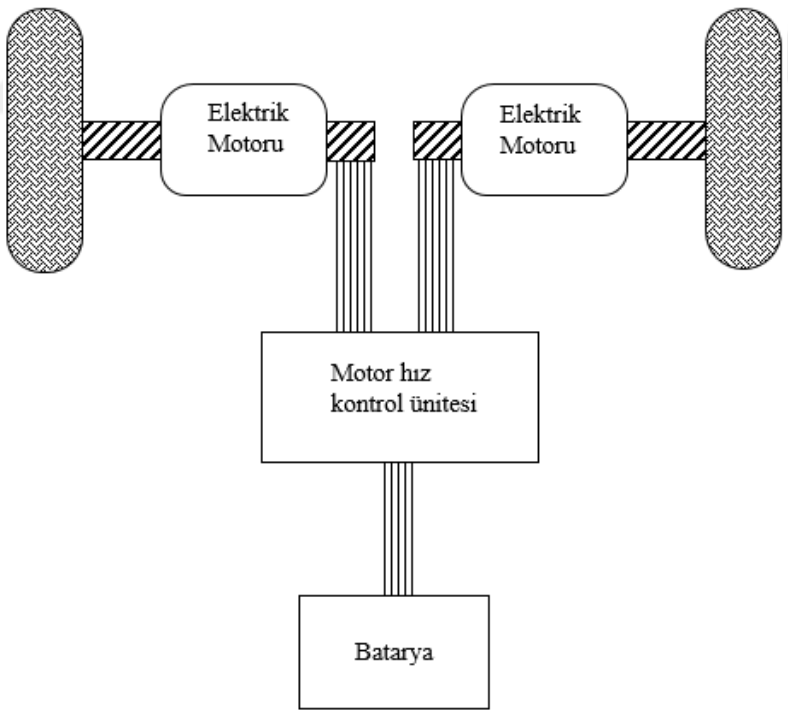
Konvansiyonel araçlarda bulunan İYM ve yakıt depousu yerine elektrik motoru ve bataryaların yer aldığı sistemdir. Elektrik motorunun hız kontrol sistemi ile kontrolü sağlanması nedeniyle vites kutusu kaldırılmıştır (Demirel, 1998). Motordan elde edilen tork değerini tekerleklere dengeli bir şekilde dağıtmak amacıyla mekanik diferansiyel kutusu kullanmak gereklidir (Demirel, 1998). Şekil 2.7'de batarya, elektrik motoru ve mekanik diferansiyelden oluşan tahrik sistemine ait şematik gösterim verilmiştir.



Şekil 2.7 Batarya, elektrik motoru ve mekanik diferansiyelden oluşan sistem (Ertaç, 2008)

2.4.2. Batarya ve İki Elektrik Motoruyla Kullanılan Diferansiyelsiz Sistem ile Tahrik Yöntemi

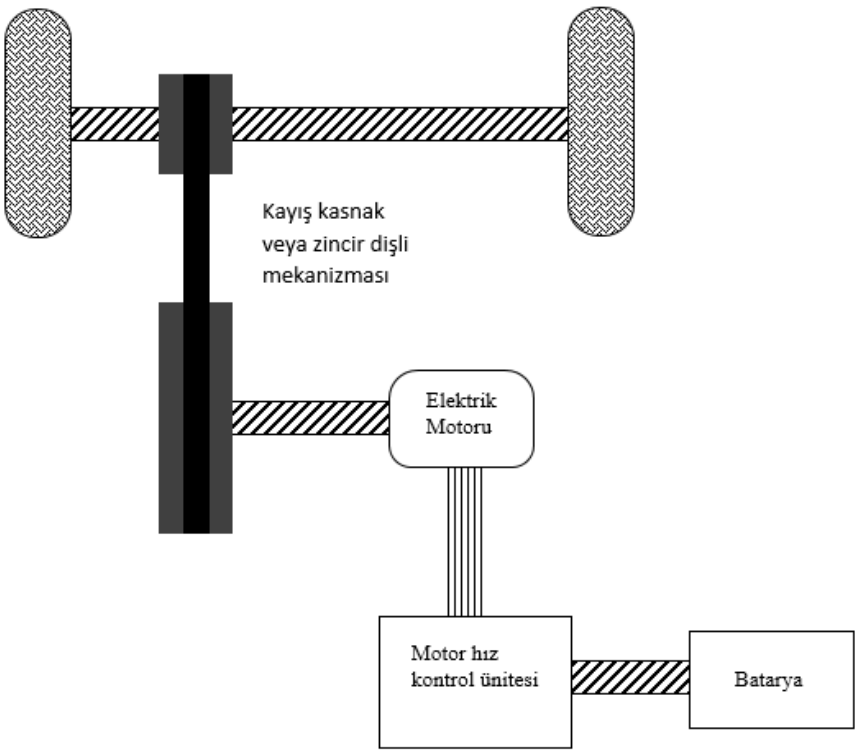
Bu yöntem ile önlerdeki ya da arkadaki tekerlek çiftlerine ayrı ayrı birer elektrik motoru yerleştirilmek suretiyle doğrudan tahrik işlemi gerçekleştirişmektedir. Elektrik motorları, kontrol mekanizmaları kaidelerine uygun bir biçimde tayin edilerek aracın değişik yol koşullarında optimum çekişle yol alabildiği tespit edilmiştir. Diferansiyel gibi aktarma organlarının olmamasının bakım maliyetlerini azalttığı ve aynı zamanda verimliliği ve emniyetini artırdığı söylenebilmektedir (Ertaç, 2008). Şekil 2.8'de bu tahrik sistemine ait şematik gösterim verilmiştir.



Şekil 2.8 Batarya ve iki elektrik motorundan meydana gelen diferansiyelsiz sistem (Ertaç, 2008)

2.4.3. Batarya, Elektrik Motoru, Zincir - Dişli veya Kayış - Kasnak Mekanizmasından Oluşan Sistem

Bu sistemin genellikle atv, utv ve engelli arabası gibi nispeten küçük taşıtlarda geniş kullanım alanı vardır. İki tekerlek arasındaki aks sisteminde dişli veya kasnak bulunur. Elektrik motorundan tekerleklere tahrik, zincir dişli mekanizmasıyla veya kayış kasnak mekanizması aracılığı ile sağlanmaktadır. Sistemin riskli tarafı virajlarda kontrolsüz dönüş esnasında meydana gelebilecek olan savrulma olayıdır (Ertaç, 2008). Şekil 2.9'da batarya, elektrik motoru, zincir dişli mekanizmasına ait çalışma diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.9 Batarya, elektrik motoru, zincir dişli (Kayış kasnak) mekanizmasının blok şeması (Ertaç, 2008)

2.5. Elektrili Araçlarda Kullanılan Motor Tipleri

Elektrikli araçlarda genelde dört temel elektrik çekiş motoru kullanılmaktadır (Başer, 2016). Bunlar aşağıda belirtildiği gibidir.

- Doğru akım motorlar
- Asenkron motorlar
- Kalıcı mıknatıslı senkron motorlar
- Anahtarlamalı relüktans motorlar

2.5.1. Doğru Akım Motorları

Doğru akım (DC) motorları, manyetik alana maruz iletken bir tel içerisinden akım geçirilmesiyle akımın oluşturduğu kuvvetin motoru döndürmesi prensibi ile çalışmaktadır (Başer, 2016). Başlangıçta yüksek tork değerine sahip olması nedeniyle yüksek çekiş istenen uygulamalarda önemli bir opsiyondur (Kaymaz ve Demir , 2020). Santiago ve arkadaşları çalışmalarında doğru akım motorunun avantajlarını köklü bir teknoloji, güvenirlilik, ucuzluk, basit ve sağlam kontrole sahip olması olarak belirlemiştir (Santiago vd., 2012). Sahip olduğu bu özellikleri onun ideal çekiş motoru olmasını sağlar. Fırçalı ve fırçasız olmak üzere iki katagoride incelenmektedirler. Fırçalı DC motorlar elektrikli tahrikli vinçleri, kağıt makinaları ve çelik haddehaneleri için kullanılmaktadır (Vikipedi, Fırçalı Doğru Akım motorları, 2024). Fırçalı DC motorun kullanımını sınırlayan, verimliliği düşüren ve bakım giderlerini yükselten temel etken sahip olduğu mekanik fırçaların aşınmaya, yıpranmaya müsait bir yapıda olmasıdır (Başer, 2016). Son yıllarda fırçasız motorlar fırçalı motorlara kıyasla tercih edilmektedir (Vikipedi, Fırçalı DC motorları, 2024).

2.5.2. Asenkron Motorlar

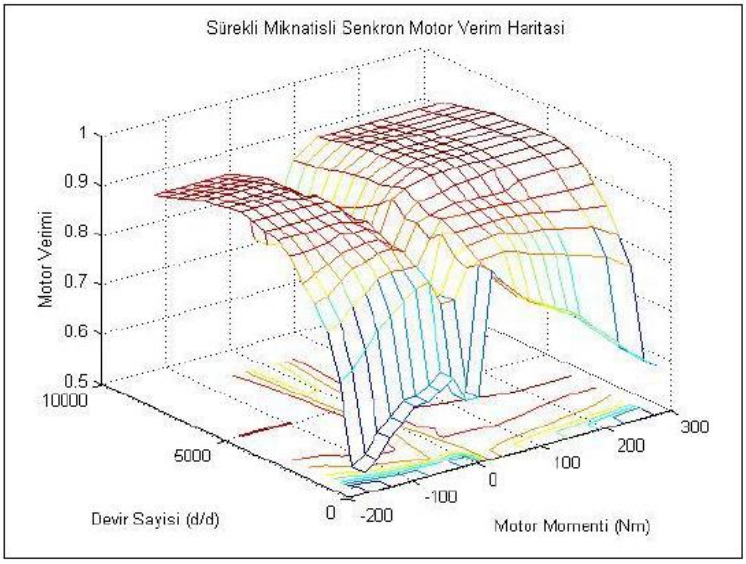
Asenkron motorlar endüstriyel uygulamalarda ve elektrikli araç teknolojilerinde basit ve sağlam yapıları sebebiyle en çok tercih edilen motor çeşididir (Ertaç, 2008; Tabanlı, 2017). Volt elektrik motorları firmasının sitelerinde yayınlamış olduğu bilgiler ışında asenkron elektrik motorları üç fazda alternatif akım ile çalışan stator ve rotor olarak adlandırılan iki temel elemandan oluşur (Volt elektrik motorları, b.t.). Statorun meydana getirdiği endüksiyon sonucu rotorun dönmesi nedeniyle asenkron motorları endüksiyon motorları olarak da tanınmaktadır (Öztürk, 2013). Endüstiyel uygulamalarda sincap tipi asenkron motorlar ve bilezikli asenkron motorlar olmak üzere iki grupta incelenmektedir (Başer, 2016). Basit bir yapıda olması, maliyet açısından hesaplı olması, bakım giderlerinin az olması asenkron motorun temel avantajlarıdır (Kaymaz ve Demir, 2020). Kıvılcım meydana getirebilecek fırçalarının olmaması sebebiyle patlayıcı alanlar, korozif, tozlu ve pis ortamlarda kullanılabilmektedirler (Kaymaz vd., 2020).

2.5.3. Kalıcı Mıknatıslı Sekron Motorlar

Manyetik alan meydana getirmek için sargı yerine mıknatısların olduğu motor türüdür (Başer, 2016). Düşük hız ve yüksek tork karakteristiğine sahip elektrik motorlarıdır (Ergene, Polat ve Bakhtiarzadeh, 2018). Yüksek güç, moment ve verime sahip olmasının getirmiş olduğu pozitifliğe karşın yüksek üretim ve malzeme maliyetine sahip olması negatif tarafıdır (Karaoğlan, 2014; Isfahani ve Vaez-Zadeh, 2009). Bu motorların rotor sıcaklığının aynı çıkış gücüne sahip asekron motorlara göre %30 daha az olmasının avantajı sebebiyle kalıcı mıknatısları sıcaklık demanyetizasyonundan korumaktadır (Isfahani vd., 2009).

Otomotiv alanında lider markalar birçok elektrikli ya da hibrit araçlarında kalıcı mıknatıslı sekron motor kullanmaktadır. Örnek olarak Toyota Prius modelinde, Chevrolet Bolt Ev, Ford Focus elektrikli motorsikletler, Honda Accord, Bmw İ3 verilebilir (S. H. Karthik, 2019).

Şekil 2.10'da kalıcı mıknatıslı sekron motorlara ait motor devir sayısı, motor momenti ile motor veriminin değişim grafiği verilmiştir (Karaoğlan, 2014). Kalıcı mıknatıslı sekron motorların yüksek devir sayıları da dahil olmak üzere verimlerinin çok yüksek olduğu Şekil 2.10'dan yola çıkarak söylenebilmektedir.



Şekil 2.10 Kalıcı mıknatıslı elektrik motorlarına ait motor verimi ve momentinin devir sayısına göre 3D değişim grafiği (Karaoğlan, 2014)

2.5.4. Anahtarlamalı Relüktans Motorlar

Bu tür motorlar düşük maliyetli, üretimi basit ve kolay makinalardır (Ertaç, 2008). Yalıtılmış saç paketi kullanılarak meydana getirilmiş Rotor üzerinde herhangi bir sargı ya da mıknatıs yoktur (Ertaç, 2008). Stator

üzerinde sargılar yer almaktadır (Ertaç, 2008). Stator sargıları üzerinden geçen akımlar rotor konumuna bağlı olarak yerinde zamanlamalarda anahtarlanarak devamlı bir dönme hareketi ve moment elde edilmektedir (Ertaç, 2008). Anahtarlamalı relüktans motorlarda dezavantaj stator ve rotorlarında çıkıntılara sahip olması nedeniyle moment (tork) dalgalanmalarının olması bunun neticesinde gürültülü çalışmasıdır (Başer, 2016).

2.6. Elektrik Motorunda Olması Gereken Özellikler

Elektrik motorlarında olması başlıca özellikler aşağıda verilmiştir (Başer, 2016).

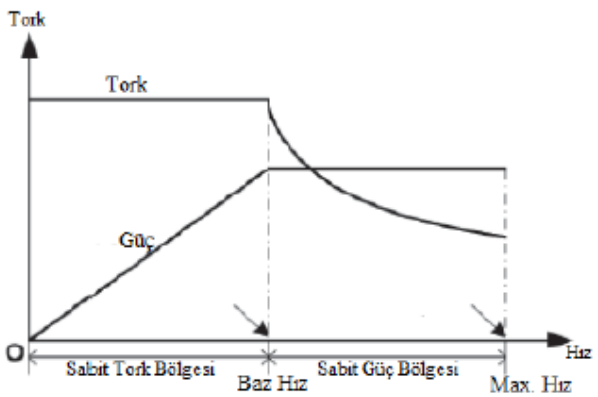
- Yüksek güç ve güç yoğunluğunun olması,
- Kalkış anında yüksek tork, yüksek hızlarda yüksek güç değerinin olması,
- Sabit güç ve tork bölgesinin geniş yani uzun olması,
- Maksimum hızlarda maksimum verime sahip olması,
- Frenleme veriminin yüksek olması,
- Güvenilir ve sağlam olması,
- Maliyetinin düşük olması.

Tablo 2.1'de Zeraoulia vd., (2006), yapmış oldukları çalışmalarında dört farklı motora ait özellikleri 1 ile 5 arasında puanlayarak güç yoğunluğu, verimlilik, kontrol edilebilirlik, güvenirlilik, teknolojik gelişim ve maliyet açısından karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonuçlarına göre optimum motor seçeneğinin sürekli mıknatıslı sekron motor olduğunu tespit etmişlerdir.

Tablo 2.1 Elektrik motorlarından beklenen özellikler (Zeraoulia vd., 2006)

Karakteristik ölçüler	**Doğru akım motorları**	**Asenkron Motorlar**	**Sürekli mıknatıslı sekron motor**	**Anahtar relüktans motorlar**
Güç yoğunluğu	2,5	3,5	5	3,5
Verimlilik	2,5	3,5	5	3,5
Kontrol	5	5	4	3
Güvenirlilik	3	5	4	5
Teknoloji	5	5	4	4
Maliyet	4	5	3	4
Toplam	22	25	27	23

Elektrikli araçta olması gereken hız ve tork karakteristik özellikleri Şekil 2.11'de verilmiştir. Bu grafik referans olmak üzere elektrikli motorundan beklenen temel özellik, sabit güç ve sabit moment (tork) bölgelerinin geniş olmasıyla birlikte düşük hızlarda yüksek tork, yüksek hızlarda ise yüksek güce sahip olmasıdır (Başer, 2016).



Şekil 2.11 Elektrikli aracın sahip olması gereken tork hız karakteristikleri (Başer, 2016)

2.7. Elektrikli Araçlarda Kullanılan Batarya Teknolojileri

Bataryalar elektrik enerjisini kimyasal enerji olarak depolayan ünitelerdir (Çetin, Karakaya ve Gençoğlu, 2021). Bataryalar seri ya da paralel olarak bağlananabilen hücrelerden meydana gelir (Turgut, 2018). Turgut (2018), paralel ve seri bağlantıları şu şekilde açıklamaktadır "Paralel bağlantılar kapasiteyi ve çekilebilecek akımı arttırırken seri bağlantılar gerilimi arttırır". Bataryalar iki katagoride incelenebilir. Bunlardan biri tek kullanımlık birincil bataryalar olarak bilinen tekrar dolumu olmayıp kullanım ömrü sonlu olan bataryalardır. Diğeri ise çok kullanımlık ikincil bataryalar olarak bilinen deşarj işleminden sonra tekrar şarj edilip dolumu gerçekleştirilen bataryalardır.

Batarya ve yakıt hücresi arasındaki temek farklılık bataryalar enerji depolamaya yarayan aygıtlar iken; yakıt hücreleri ise enerji üreten aygıtlardır (Chan, 2007).

Genellikle EA'larda kullanımları nedeniyle tanınan ve geniş kullanıma sahip batarya tipleri aşağıda verilmiştir (Avgin, 2012).

- Kurşun-Asit Batarya (Pb),
- Nikel-Çinko Batarya (NiZn),
- Nikel Kadmiyum Batarya (NiCad),
- Nikel-Metal Hidrat Batarya (Ni-MH),
- Lityum-İyon Bataryadır (Li-ion)

Güç sistemlerinde kullanılacak bataryaların önemli karakteristik özellikleri aşağıda sıralanmıştır (Baker, 2008).

- güç derecesi ve enerji depolama kapasitesi
- tüm yaşam maliyeti
- döngü ve takvim ömürleri
- güvenlik ve lisanslama hususları
- boyut
- gidiş-dönüş enerji verimliliği seviyesi
- işletme ve bakım gereksinimleri

Tablo 2.2'de EA'larda kullanılan bataryaların anma gerilimi, enerji yoğunluğu, özgül güç, ömür çevrimi, çalışma sıcaklığı ve maliyet açısından karşılaştırılması verilmiştir (Yong, Ramachandaramurthy, Tan ve Mithulananthan, 2015).

Tablo 2.2 Elektrikli araçlarda kullanılan bataryaların karşılaştırılması

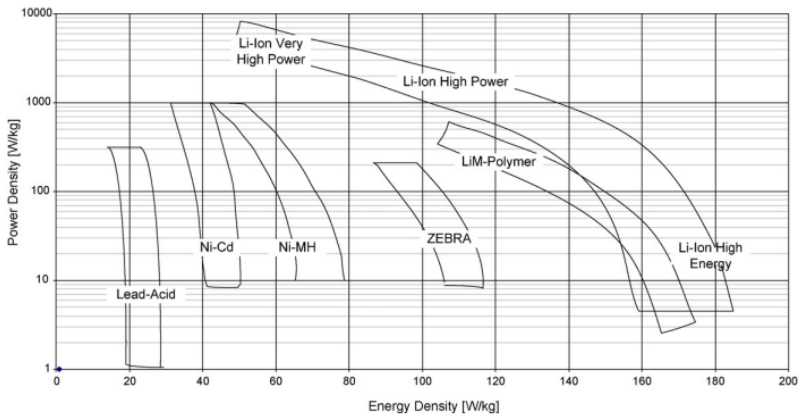
Batarya Tipi	**Anma Gerilmi (V)**	**Enerji yoğ. (Wh/kg)**	**Özgül güç (W/kg)**	**Ömür Çevrim**	**Çalışma sıcaklığı**	**Üretim maliyet ($/kwh)**
Pb–acid	2,0	35	100	1000	-15 + 50	60
Ni-Cd	1,2	50-80	300	2000	-20 + 50	250-300
Ni-Mh	1,2	70-95	180-220	3000	-20 + 60	200-250
ZEBRA	2,6	90-120	160	1200	+245 +350	230-345
Li-İon	3,6	118-250	200-400	2000	-20 + 60	150
LiPo	3,7	130-225	200-250	1200	-20 + 60	150
$LiFePO_4$	3,2	120	220	2000	-45 + 70	350
Zn-air	1,65	460	1400	200	-10 + 55	90-120
Li-S	2,5	350-650	350	300	-60 + 60	100-150
Li-air	2,9	1300-2000	1520-2000	100	-10 + 70	-

Zengin (2017), Tablo 2.3'de gösterilen çalışmasında EA'larda kullanılan kurşun asit, nikel metal hidür, lityum iyon, Na-NICI ve Zn-hava gibi bataryaların kütlelerine bağlı olarak sahip oldukları menzil hakkında bilgiler derlemiştir.

Tablo 2.3 Farklı tip bataryaların menzile bağlı batarya kütleleri (Zengin, 2017)

Batarya Tipi	**Özgül enerji (Wh/Kg)**	**Gereken yaklaşık batarya miktarı (kg)**			
		75 km menzil	**150 km menzil**	**225 km menzil**	**300 km menzil**
Kurşun -Asit	30	750	1500	2250	3000
Nikel Metal Hidrür	65	346	692	1038	1384
Lityum İyon	90	250	500	750	1000
Na- NICI	100	225	450	675	900
Zn-Hava	230	98	196	294	392

Şekil 2.12'de bataryaların enerji ve güç yoğunluğu bakımından karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 2.12 Bataryaların güç ve enerji yoğunluğu (Campanari, Manzolini ve De la Iglesia, 2009)

BÖLÜM ÜÇ
SONLU ELEMANLAR METODU

3.1. Sonlu Elemanlar Metoduna Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi gelişmiş mühendislik çalışması gerektiren uygulamalarda, karmaşık tasarım süreçlerinde, en düşük maliyetle, optimum performans sağlamak için mühendisler, tasarımcılar ve bilim insanları tarafından sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi geniş kapsamlı mühendislik problemlerinin numerik çözümüne ilişkin prosedürleri bünyesinde barındırmaktadır. Mühendislik problemleri fiziksel durumların matematiksel olarak modellenmesidir (Moaveni, 2011, s.2). Matematiksel modeller, sınır koşulları ve başlangıç koşullarını içeren diferansiyel denklemlerdir (Moaveni, 2011 s.2). Differansiyal denklemler ele alınan sisteme veya kontrol hacmine doğanın kanunlarının veya temel yasaların uygulanması suretiyle türetilir (Moaveni, 2011, s.2). İlk kez katılar ve yapısal analizler için kullanılmakla birlikte daha sonraları termal analizlerde, akışkanların analizinde, elektromnayetik analizler gibi daha birçok alanda kullanılarak mühendislik problemleri çözülmeye başlanmıştır (Liu ve Quek, 2013, s1). Sonlu elemanlar parçadan bütüne gitme prensibiyle çalışan sayısal bir metotdur.

3.1.1. Numerik Analizler

Günümüzde mühendislikte karşılaşılan problemlerin kesin sonuçlarının hesaplanamadığı bir çok durum mevcuttur (Moaveni, 2011, s.2). Bu kesin sonuçların hesaplanmasındaki yetersizlik başlangıç ve sınır koşullarının belirlenmesinden kaynaklanan zorluklara ya da problemin fiziğini yöneten ana diferansiyel denklemin karmaşık doğasına atfedilebilmektedir

(Moaveni, 2011, s.2). Analitik çözümler ise nümerik çözüme karşı sistemin herhangi bir noktası için kesin sonuçları vermektedir.

Numerik analizlerin temel prosedürü nod olarak adlandırılan düğüm noktalarına ayrıklaştırmadır. Numerik analizler temelde iki kategoriye ayrılmaktadır (Moaveni, 2011, s.2). Bunlar aşağıda belirtildiği gibidir.

- Sonlu farklar yöntemi
- Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu farklar yöntemi ile ele alınan sistem veya analizi yapılmak istenen parçalar sonlu sayıda hacimler için ayrıklaştırılararak her bir düğüm ifadesi için diferansiyel denklemler ifadeleri yazılmasından sonra türev ifadeleri fark denklemleri ile değiştirilir (Moaveni, 2011, s.2). Endüstride başta plaka problemleri olmak üzere birçok alanda basit problemleri çözmek için tercih edilen bir yöntem olmasına rağmen karmaşık geometrili ve sınır şartlarından oluşan problemler için tercih edilmemektedir (Moaveni, 2011, s.2; Ergün, 1996).

Sonlu elemanlar yöntemi geniş çaplı mühendislik uygulamalarında kullanılan numerik bir yöntemdir (Chandrupatla ve Belegundu, 2021, s.17). Bilgisayar teknolojileri ve yazılım sektöründe meydana gelen gelişmeler ışığında, günümüzde karmaşık problemler kolayca tasarlanıp sonlu elemanlar modeli oluşturulmaktadır (Chandrupatla ve Belegundu, 2021, s.17). Bu yöntem ile birden fazla konfigürasyon prototip üretilmeden önce test edilebilmektedir; böylelikle firmalara ekonomik açıdan büyük yarar sağlamaktadır (Chandrupatla ve Belegundu, 2021, s.17). Sonlu elemanlar metodunda sonlu farklar yönteminin aksine fark denklemleri yerine integral formu kullanılır. Sistemde kullanılan sonlu sayıdaki herbir

eleman için çözümleme yapılır ve birleştirilerek ele alınan sistemin çözümü elde edilir (Chandrupatla ve Belegundu, 2021, s.17).

3.2. Sonlu Elemanlar Teorisinin Tarihi

Tarihte ilk kez 1943'lü yılında ünlü matematikçi Courant bir burulma probleminin çözümü için parçalı polinom çözümü ile sonlu elemanlar teorisinin temellerini atmıştır (Cook, 1994, s.3). 1950'li yıllarda ise uzay ve havacılık mühendisliği uygulamalarında Boeing ve Bell aircraft şirketleri tarafından uçak kanadındaki gerilmeleri modellemek için üçgen eleman kullanmıştır (Fish ve Belytschko 2007, s.2; Moaveni, 2011, s.2). Turner tarafından 1956 yılında sonlu elemanlar yöntemiyle çeşitli gerçek mühendislik problemleri için güçlü bir hesaplama tekniği olarak tanıtılmıştır (Madenci, Güven, 2015, s.1). 1960'lı yıllarda sonlu elemanlar terimi Clough ile popülerlik kazanmaya başlamıştır (Moaveni, 2011, s.5). 1960'lı yıllardan sonra ısı transferi, akışkanlar mekaniği gibi konularda da yaygınlaşmıştır. 1967 yılında sonlu elemanlar yöntemiyle alakalı ilk kitap Zienkiewitcz ve Cheung tarafından yazılmıştır (Moaveni, 2011, s.5). 1971 yılında ise tarihte ilk kez Ansys kullanılmaya başlanmıştır (Moaveni, 2011, s.5.).

3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analiz Adımları

Temel sonlu elemanlar metoduyla analiz adımları üç ana bölüm altında incelenebilir (Moaveni, 2011, s.6).

- Preprocessing phase (Ön işlem safhası)
- Solution phase (Çözüm safhası)
- Postprocessing phase(İşlem sonrası safhası)

3.3.1. Preprocessing Phase (Ön İşlem Safhası)

- Çözülecek alanın tasarlanması ve ayrıklaştırma (meshleme) ile sonlu sayıda düğüm ve eleman oluşturulur.
- Elemanın fiziksel davranışını gösteren sürekli şekil fonksiyonu elemanın yaklaşık davranışını tanımlamak için varsayılır.
- Eleman için denklem geliştirilir.
- Problemin tamamını izah etmek için elemanlar birleştirilir. Global direngenlik matrisi düzenlenir.
- Sınır koşulları, başlangıç koşulları ve yükleme uygulanır.

3.3.2. Solution Phase (Çözüm Aşaması)

- Doğrusal ya da doğrusal olmayan cebirsel denklemler farklı düğüm noktalarındaki yer değiştirme değerlerini veya ısı transferi probleminde farklı düğümlerdeki sıcaklık değerlerinin sonuçlarını düğüm bazında elde etmek için aynı anda çözülür.

3.3.3. Postprocessing Phase (Çözüm Sonrası)

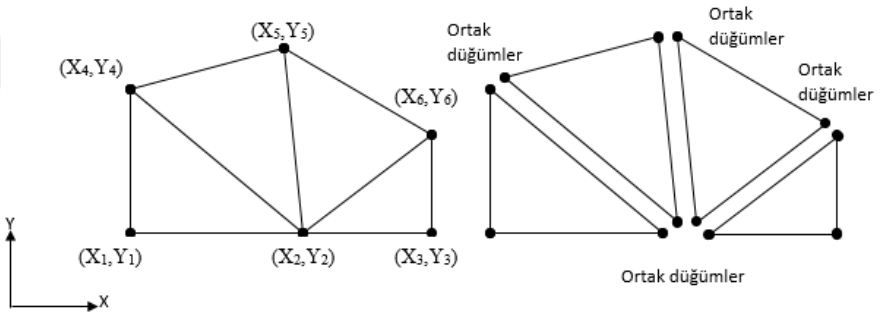
- Bu aşamada asal gerilme değerleri, ısı akısı değerleri, sıcaklık dağılımları gibi birçok değerli bilgilere erişilir.

3.4. Ayrıklaştırma (Meshleme)

Mühendislik problemlerinin, matematiksel ifadelere dönüşümü ilgili alanın elemanlara ayrıklaştırılmasıyla oluşur (Madenci ve Guven, 2015, s.3).

3.4.1. Sonlu Elemanlarda Düğüm

Düğümler, elemanların birbirine bağlandığı uzayda bir koordinasyonu olan fiziksel bir problemin eylemlerinin ve serbestlik derecesinin olduğu noktalardır (Madenci vd., 2015, s.3). Şekil 3.1'de üçgen elemanların bir araya getirilmesinde kullanılan düğümler gösterilmiştir.

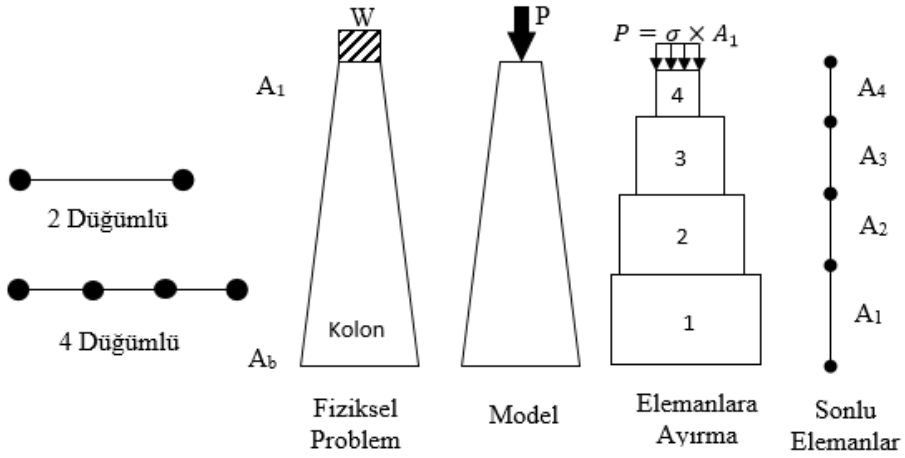


Şekil 3.1 Bir alanının alt alanlara (öğelere) bölünmesi

3.4.2. Sonlu Elemanlarda Kullanılan Eleman Tipleri

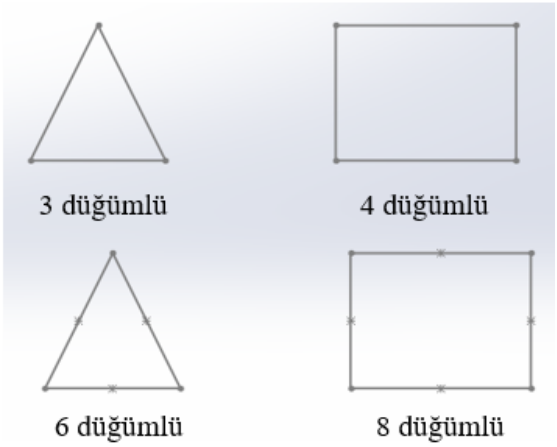
Geometriye ve problemin fiziğine bağlı olarak ilgilenilen bölge bir boyutlu, iki boyutlu veya üç boyutlu elemanlar kullanılarak ayrıklaştırılabilir (Madenci vd., 2015, s.4).

Bir boyutlu elemanların kullanım yerlerine örnek olarak yay, çubuk, kafes, kiriş, boru gibi elemanların sonlu elemanlar modelinin oluşturulması verilebilir. Şekil 3.2'de sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş basit bir fiziksel problem örneği gösterilmiştir.



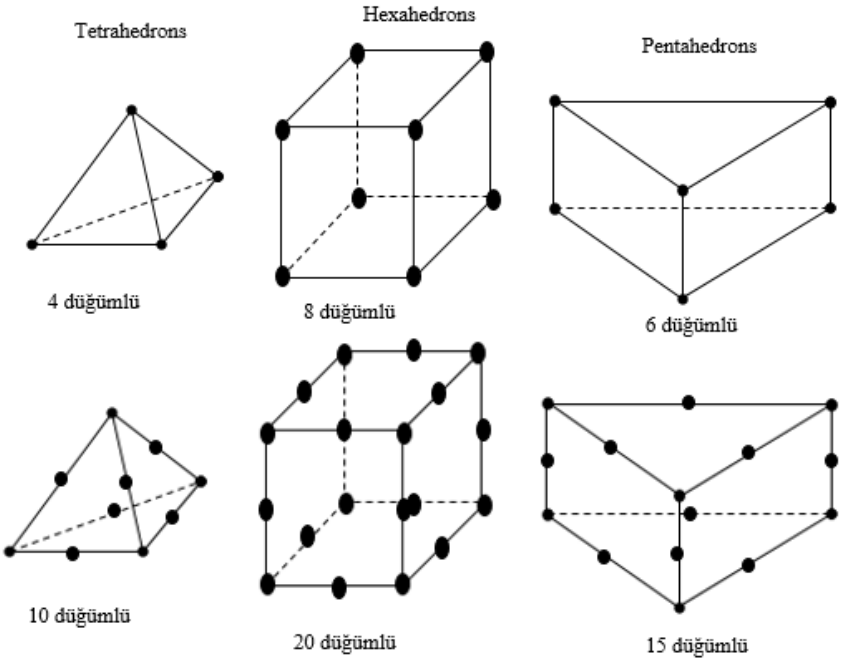
Şekil 3.2 Bir boyutlu eleman kullanılarak oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli

İki boyutlu elemanlar plaklarda ve kabuklarda oldukça fazla tercih edilmektedir. Şekil 3.3'de İki boyutlu analizlerde kullanılan elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 3.3 İki boyutlu elemanların gösterimi

Şekil 3.4'de üç boyutlu analiz işlemlerinde kullanılmak üzere oluşturulabilen hacimsel elemanlara ait örnek elemanlar verilmektedir.

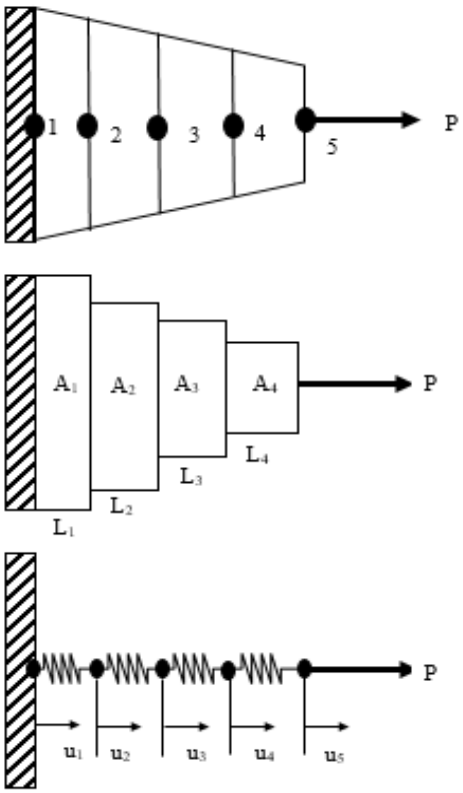


Şekil 3.4 Üç boyutlu elemanların gösterimi

Genelde sonlu elemanlar yöntemiyle analiz aşamasında çözüm için üç yaklaşım kullanılmaktadır:

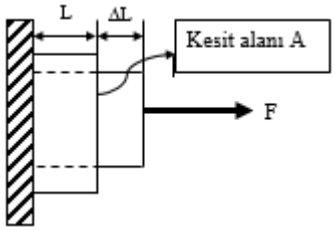
- Doğrudan formülizasyon
- Minimum toplam potansiyel enerji formülizasyonu
- Ağırlıklı hata formülizasyonu

Tezde kullanılan doğrudan formülizasyon yöntemiyle sonlu elemanlar hesap yöntemine örnek olarak Şekil 3.5'de eksenel yüklemeye maruz bir yapı için sonlu sayıda elemana ayırma işlemi ile çözüm yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Çubuğun eleman ve düğümlere ayrılması

Şekil 3.6'da sadece bir eleman için çözümü istenen parçanın gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.6 Bir eleman için çözüm yönteminin gösterimi

Fomül 3.1'de Şekil 3.6'da gösterilen eleman için ortalama gerilmenin hesaplanma yöntemi verilmiştir.

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{3.1}$$

Formül 3.2'de Şekil 3.6'da gösterilen elaman için birim şekil değiştirme değerinin hesabı verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \tag{3.2}$$

$$\sigma = E \cdot \epsilon \Rightarrow F = \frac{A \cdot E}{L} \times \Delta L \tag{3.3}$$

Formül 3.3'de elde edilen denklem Formül 3.4'de belirtilen denkleme benzemektedir.

$$F = k \cdot \Delta X \tag{3.4}$$

Formül 3.3 ve Formül 3.4'den elde edilen bilgiler ışığında Formül 3.5'de gösterilen ve eşdeğer yay katsayısını veren eşitlik elde edilir.

$$k_{eş} = \frac{A \cdot E}{L} \tag{3.5}$$

Sonlu elemanlara ayrılmış model, bir ucundan sabitlenmiş, diğer ucunudan yükün uygulandığı ve kesit alanları farklı olan dört adet yayın arka arkaya eklenmesiyle oluştuğunu belirtmektedir. Formül 3.6'da kuvvet değerinin hesaplanma yöntemi verilmiştir.

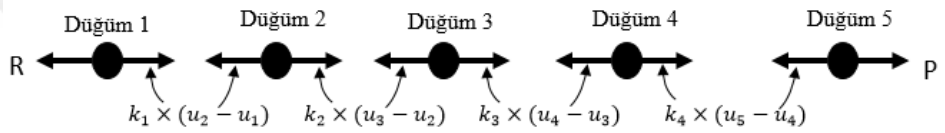
$$F = k_{eş} \cdot (u_{i+1} - u_i) = \frac{A_{ort} \cdot E}{L} \times (u_{i+1} - u_i) \tag{3.6}$$

$$F = \frac{(A_{i+1} + A) \cdot E}{2L} \cdot (u_{i+1} - u_i) \tag{3.7}$$

Formül 3.8'de eşdeğer yay katsayısının gösterimi verilmiştir.

$$k_{eş} = \frac{(A_{i+1} + A) \cdot E}{2\mathrm{L}} \tag{3.8}$$

Şekil 3.7'de sonlu sayıda elemandan oluşan, bir tarafı ankastre diğer tarafından yük uygulamış sistemin serbest cisim diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.7 Düğümlerin serbest cisim diyagramı

Düğüm 1'in denge ifadesinden Formül 3.9'da gösterilen eştilik elde edilir.

$$R - k_1 \cdot (u_2 - u_1) = 0 \tag{3.9}$$

Düğüm 2'in denge ifadesinden Formül 3.10'da gösterilen eşitlik elde edilir.

$$k_1 \cdot (u_2 - u_1) - k_2 \cdot (u_3 - u_2) = 0 \tag{3.10}$$

Düğüm 3'ün denge ifadesinden Formül 3.11'de gösterilen eşitlik elde edilir.

$$k_2 \cdot (u_3 - u_2) - k_3 \cdot (u_4 - u_3) = 0 \tag{3.11}$$

Düğüm 4'ün denge ifadesinden Formül 3.12'de gösterilen eşitlik elde edilir.

$$k_3 \cdot (u_4 - u_3) - k_4 \cdot (u_5 - u_4) = 0 \qquad (3.12)$$

Düğüm 5'in denge ifadesinden Formül 3.13'de gösterilen eşitlik elde edilir.

$$k_4 \cdot (u_5 - u_4) - P = 0 \qquad (3.13)$$

Yukarıda denge denklemleriyle belirtilen yapılar bir düzen halinde iç kuvvetler ile reaksiyon kuvvetleri ve dış kuvvet ifadeleri ayrılırsa Formül 3.14'de gösterilen matris yapısı elde edilir.

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{pmatrix} \qquad (3.14)$$

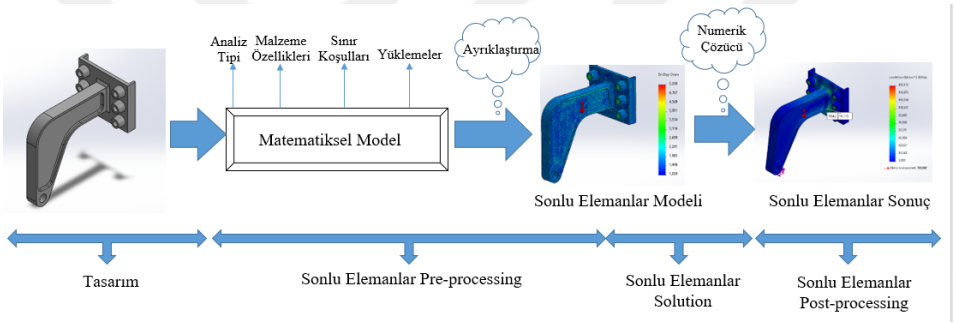
Formül 3.14'deki ifade yeniden düzenlenirse reaksiyon kuvveti ile uygulanan kuvvet ifadeleri ayrı hale getirilmiş olunur. Bu ayrım önemdir.

$$\begin{pmatrix} R \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{pmatrix} \qquad (3.15)$$

Sonuç olarak Formül 3.16'da gösterilen matris yapıları elde edilmiş olunur.

$$\begin{pmatrix} Reaksiyon \\ matris \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Direngenlik \\ matris \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} Yer\ değ. \\ matris \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} Yük \\ matris \end{pmatrix} \qquad (3.16)$$

Sonlu elemanlar yöntemiyle analizde genelde aşağıdaki aşamalar izlenmektedir. Aşamalardan herhangi birinde oluşan hatalardan dolayı gerçek dışı sonuçlar elde edilebilmektedir. Gerçeğe en yakın sonuçlara ulaşmak için izlenen adımların her birinde kusursuz olmak gerekmektedir. Problemin fiziğine ve çalışma şekline uygun sonuçlar elde edilmesi doğru bir analiz yapıldığını göstermektedir. Şekil 3.8'de gösterilen akış şemasında temel sonlu elemanlar yöntemiyle analiz süreci gösterilmektedir.

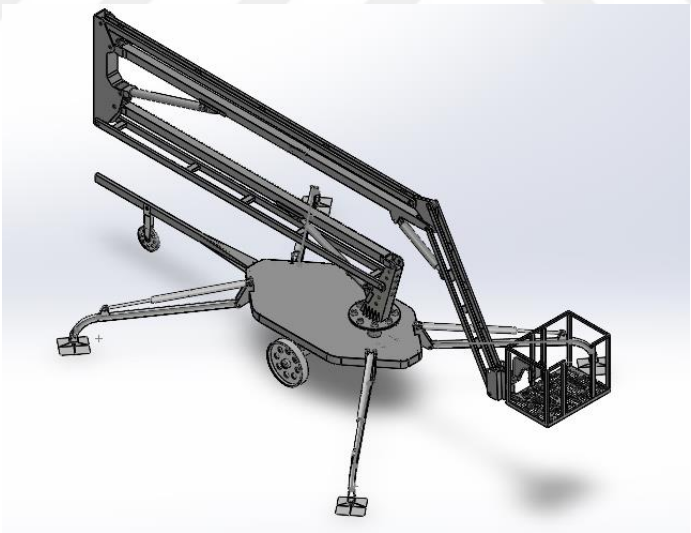


Şekil 3.8 Temel sonlu elemanlar yöntemiyle analiz süreci

BÖLÜM DÖRT
TASARIM VE ANALİZ

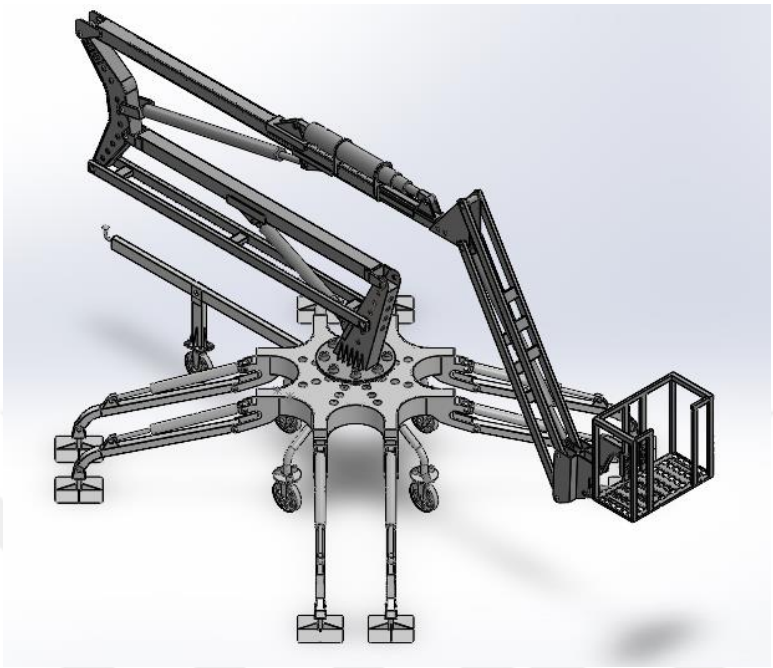
4.1. Tasarım ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analiz

Tasarım aşamasında önce elektrikle tahrik olmayan, çekilebilir bumlu profil ve sac parçalardan oluşan şasi gövdesi üzerine döner sütunun yataklanmasının sağlandığı tasarım gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.1'de sac ve pofillerden oluşturulmuş teleskopik olmayan kaldırma aracına ait tasarım verilmiştir. Bu tasarım bir başka araç ile çekilmek suretiyle istenen noktalara ulaşımı gerçekleştirilmektedir.



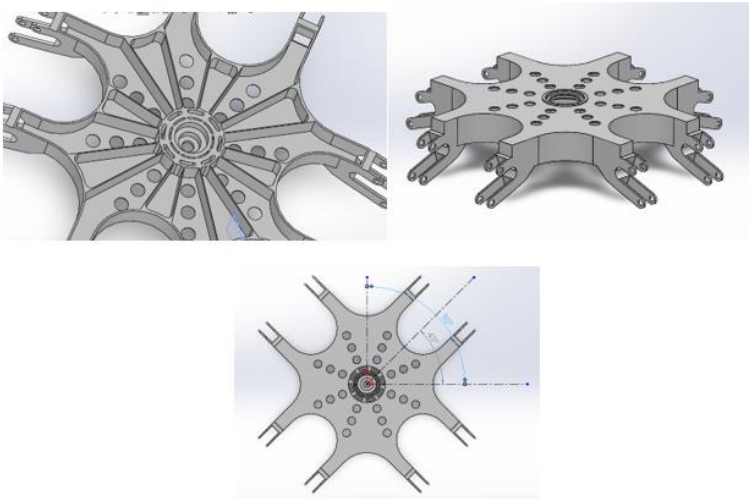
Şekil 4.1 İlk tasarlanan çekilebilir ve teleskopik olmayan kaldırma aracı

İkinci tasarımda ise gövde yapısı için sekiz bacaklı örümceklerden esinlenilmiştir. Teleskopik bumlu katlanabilen kaldırma platformu çeki demiriyle bir başka araç tarafından çekilerek istenilen noktalara ulaşımı gerçekleştirilebilir. Şekil 4.2'de tasarlanan döküm gövde üzerine yataklanmış kaldırma aracına ait görsel verilmiştir.



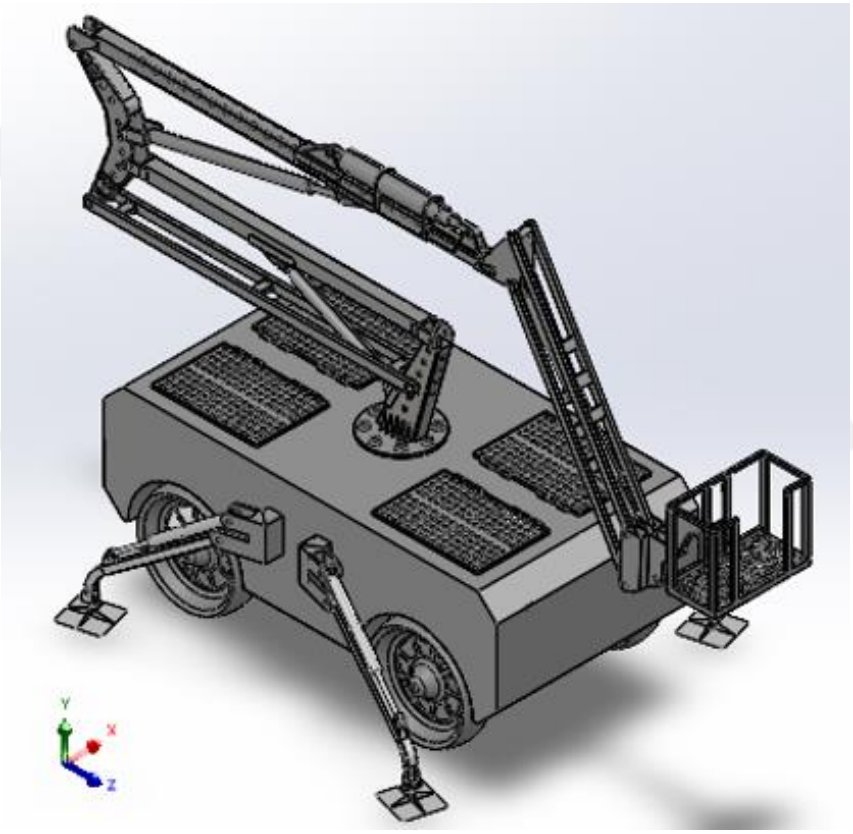
Şekil 4.2 İkinci tasarlanan çekilebilir ve teleskopik bumlu kaldırma aracı

Şekil 4.3'de tasarlanan gövdeye ait görseller verilmiştir. Bu yapı içerisinde simetrik olacak şekilde federler bulunur. Bu federler dökümden üretilebilen parçanın dayanımını arttırırken feder kalınlığıyla parçannın ağırlığı üzerinde iyileştirmeler yapılabilmektedir.



Şekil 4.3 Tasarlanan döküm yapısındaki örümcek gövde

Son, güncel ve nihai tasarımı gerçekleştirilen kaldırma aracı, tümü elektirik ile tahrik edilen bir araçtır. Kaldırma platformu EA gövdesine yataklanmak suretiyle meydana getirilmiştir. Şekil 4.4'de son olarak tasarımı yapılan, elektrikle tahrik edilen kaldırma aracının görseli verilmiştir.



Şekil 4.4 Son tasarımı gerçekleştirilen elektrikli kaldırma aracı

4.1.1. Tasarım Özellikleri

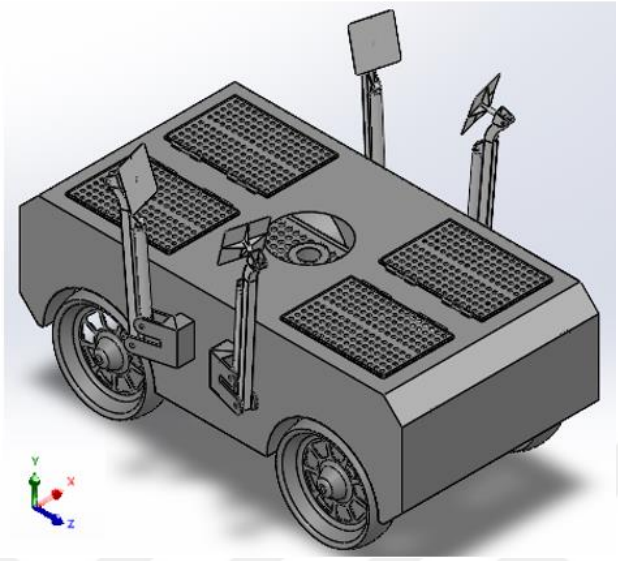
Tasarımı yapılmak istenen EA üstün özellikli, özgün kaldırma platformudur. Dört adet yan ayağa sahip, katlanabilen, TEA olarak tahrik edilen bir kaldırma aracıdır. Araç özellikleri genel olarak aşağıdaki gibidir.

- 200 kg taşıma kapasiteli
- 4,2 ton ağırlığında
- 15 m dik yüksekliğe ulaşabilen
- 10,5 m çalışma açıklığına sahip
- 360° dönebilme kabiliyeti olan
- Kalıcı mıknatıslı senkron motora sahip
- Lityum iyon batarya donanımı

Kaldırma aracı %5'lik eğim için 162,5 kW'lık elektrik motoru gücüne ve 900 N·m'lik elektrik motor torkuna sahiptir. Gereken toplam elektrik motor gücü ise 231 kW'tır. Sistemde kullanılan her bir tahrik elemanına güç vermesi için seçilen batarya oldukça yaygın olarak kullanılan ve bir çok üstün özelliğiyle tanınan Lityum iyon bataryadır.

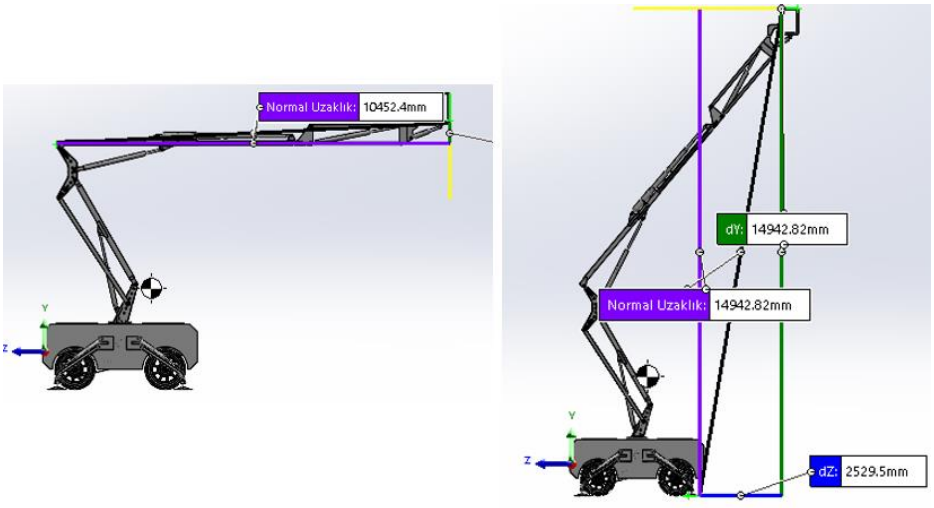
Tasarımda, sistemin devrilmesini engellemek, ağırlık merkezinin yerini ayarlamak ve stabilitenin korumasını sağlamak için dört adet yan denge ayağı mevcuttur.

Tasarımı yapılan sistem uzaktan kumanda ile çalışacağı için araç üzerinde herhangi bir sürücü kabini bulunmamaktadır. Araç hızı 50 km/h olup, menzilinin 50 km olması öngörülmüştür. Daha uzak mesafelere çekici üstünde taşınmak suretiyle ulaştırılabilir. Profil ve sac yapılar kullanılarak tasarlanmış elektrikli araç gövdesinin gösterimi Şekil 4.5'de verilmiştir.



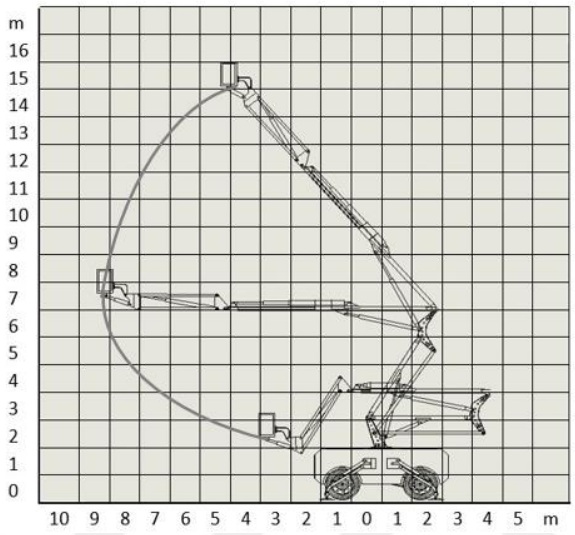
Şekil 4.5 Tasarımı gerçekleştirilen elektrikli araç gövdesi

Tasarlanan elektrikli kaldırma aracına ait çalışma açıklığı ve maksimum kaldırma yüksekliği Şekil 4.6'da verilmiştir. Çalışma açıklığı yaklaşık 10,5 m olarak belirlenirken maksimum çalışma yüksekliği yaklaşık olarak 15 m'dir.



Şekil 4.6 Elektrikli kaldırma aracının çalışma açıklığının ve maksimum yüksekliğinin gösterimi

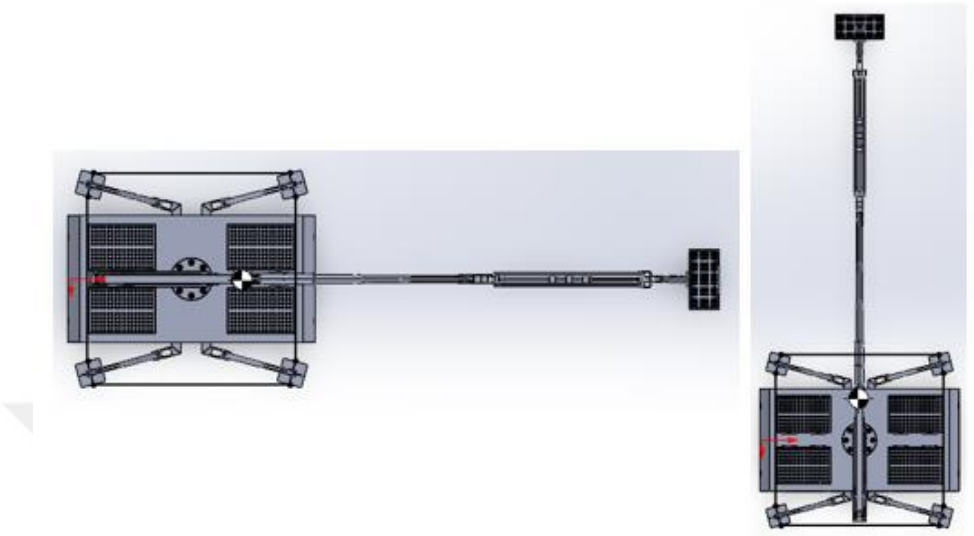
Elektrikli kaldırma aracına ait çalışma kapasitesini belirten, çalışma açıklığı ve yüksekliğine ait değerler Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Tasarıma ait çalışma kapasitesinin gösterimi

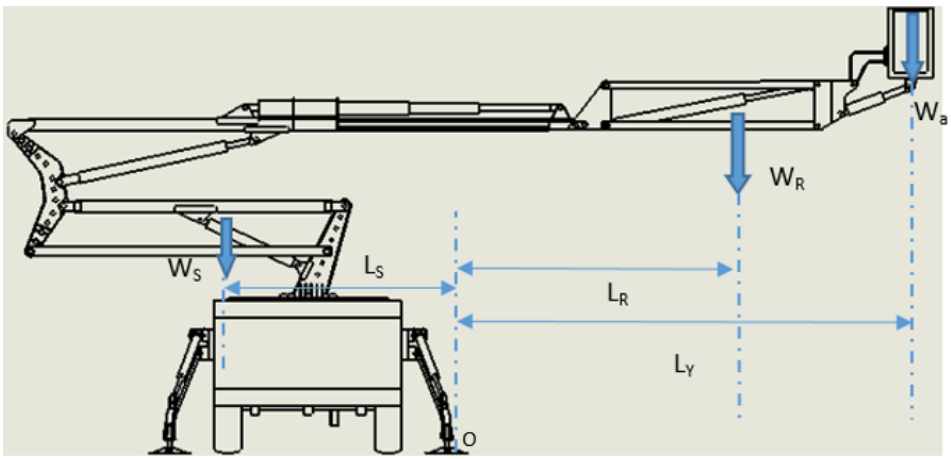
4.1.2. Sonlu Elemanlar ile Analiz

Tasarlanan platformda ciddiyete alınması gereken farklı tehlikeli durumlar olabilmektedir. Bunların en önemlilerinden biri insan can güvenliğini olumsuz etkileyebilen devrilme durumudur. Nümerik olarak yürütülen analiz çalışmalarından önce tasarlanan platformun devrilme yönünden incelenmesi gerekmektedir. Platformun devrilme açısından incelendiği durum yerle temasın ilk kopabileceği sınırı belirlemektir. Hernandez (2012), çalışmasında devrilmenin kütle merkezinin destek tabanlarının dışında kalmasından kaynaklanan kararsızlıklardan dolayı meydana geldiğini vurgulamıştır. Burada yan ayakların konumu ve devrilme ekseninin sağında ve solunda kalan kütlelerin dengesi önem arz etmektedir. Şekil 4.8'de platformda devrilmenin başlayabileceği sınırlar çizgilerle belirtilmiştir.



Şekil 4.8 Devrilmenin olabileceği bölgelerin sınırlarının gösterimi

Burada önemli husus platformun 90° dönmüş olduğu durumda paltformun yataklanmış olduğu merkez noktasına eşit mesafede olmasıdır, Şekil 4.8. Ağırlık merkezi bu iki çizginin birleşimini oluşan dikdörtgen alanın içerisinde kaldığı sürece sistem devrilme açısından emniyetli olacaktır. Devrilmenin statik hesabında platformun üzerine gelen yüklemeler Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Devrilme hesabında ele alınan platformun serbest cisim diyagramı

Sağ ve sol taraftaki yüklerin dengeli olması esastır. Ağırlık merkezleri sağ ve sol taraf için SolidWorks programı tarafından belirlenmiş olup denge analizinde kullanılacaktır.

- W_a:2000 N
- W_R:5571,08 N
- W_S:8103,34 N
- L_Y:5100 mm
- L_R:3670 mm
- L_S:2310 mm

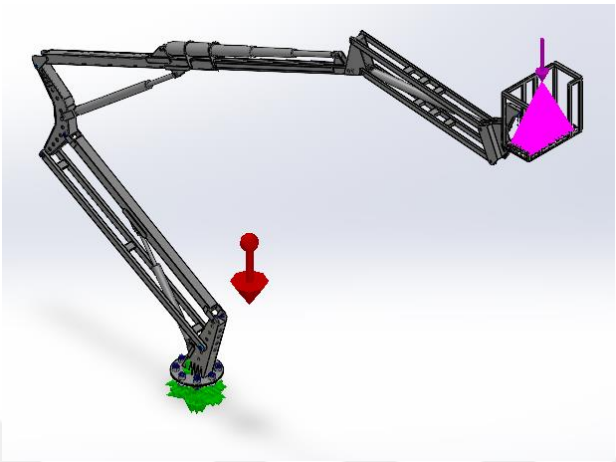
Statik dengede olması açısından incelendiğinde

$$\Sigma M_O = +W_a L_Y + W_R L_R - W_S L_S = 0 \quad (4.1)$$

$$\Sigma M_O = 2000 \cdot 5{,}1 + 5658{,}26 \cdot 2{,}32 - 8242{,}81 \cdot 2{,}83 \quad (4.2)$$

$$\Sigma M_O = 0{,}0109 \quad (4.3)$$

Hesaplanan moment değerinin sıfıra yakındır ve kabul edilebilir sınırlar dahilindedir. Bu aşamadan sonra nümerik analiz aşamasına geçiş yapılır. Sepetli platformun analiz aşamasında SolidWorks simülasyon programı kullanılmıştır. Analiz öncesinde tasarlanan montajlı platformun tam tanımlı halde olması gerekmektedir. Analize başlamadan ilk önce analizi gerçekleştirilecek bölgenin belirlenmesi gerekir. Çözüm süresini kısaltmak adına kaldırma platformunun yataklandığı elektrikli araç gövdesi analizden çıkarılmıştır. Yükün taşındığı ve hareketli kısımları barındıran, bu sebeble daha çok önem arz eden üst kısım incelenmiştir. Şekil 4.10'da sadeleştirilmiş montajın görünümü verilmiştir.



Şekil 4.10 Analizi gerçekleştirilen taşıyıcı platformun gösterimi

4.1.3. Yapısal Analiz Adımları

Statik analiz kapsamında öncelikle ele alınan platformun çalışma şartları, ortamı ve yataklanma şekli incelenmiştir. Sistemde üç farklı değişken açı parametresi belirlenmiştir. Elde edilmek istenen çıktılar ele alınan platformun farklı yüksekliklerindeki maksimum eşdeğer gerilme değeri, maksimum düşey yönlü yer değiştirme değeri, minimum emniyet katsayısı değerleri ve pim, cıvata gibi makine elemanlarının mukavemet kontrollerinin yapılmasını kapsamaktadır. Sistem farklı çalışma yüksekliklerinde farklı zorlanmalara maruzdur. Bu çalışmada temel amaç güvenilir ve doğru analiz adımlarıyla güvenli platform tasarımı gerçekleştirmektir. Bunun için ilerleyen aşamalarda birden fazla yükseklikteki platform konumu için tasarım senaryoları oluşturulmuştur.

4.1.4. Malzeme Tanımlama

Yapısal analiz çalışmalarının olmazsa olmaz en önemli aşamalarından bir tanesi malzeme tanımlanmasıdır. Malzeme özelliği olarak bilinmesi gereken en önemli bilgi akma ve çekme mukavemetleri ile birlikte

elastisite modülü ve Poisson oranıdır. Malzeme olarak piyasada araç üstü kaldırma platformlarında Hardox, Domex, Strenx, Weldox, St-37, St-52, St-60 gibi farklı malzemeler kullanılmaktadır. Son zamanlarda kaldırma platformlarıyla ilgili gelişen teknolojiyle beraber sıradan yapı çelikleri yerine daha mukavemetli malzemelerin kullanıldığı görülmektedir. Tanrıverdi'nin (2019), taşıt şasi üstü platformun dinamik parametreler altında topoloji konulu çalışmasından yola çıkarak üst yapı için Domex 700 çelik malzemesinin kullanılması uygun görülmüştür. Domex 700 gibi yüksek mukavemetli çelikler yüksek mekanik mukavemet ile mükemmel süneklik özelliklerini birleştirir (Haupt, Riffeal, Israel, Sılva ve Reguly, 2018). Piston malzemesi olarak kataloglardan 9SMn28 Çeliği ve St-52 yapı çeliği kullanılması kararlaştırılmıştır. Hidrolik elemanlar için rohhman fluid system (b.t.), firmasına ait HCA serisi hidrolik elemanlar ve Hansa-flex (2022) firmasına ait HK HFR2S serisi hidrolik elemanlar kataloglara uygun olarak tasarlanmışlardır.

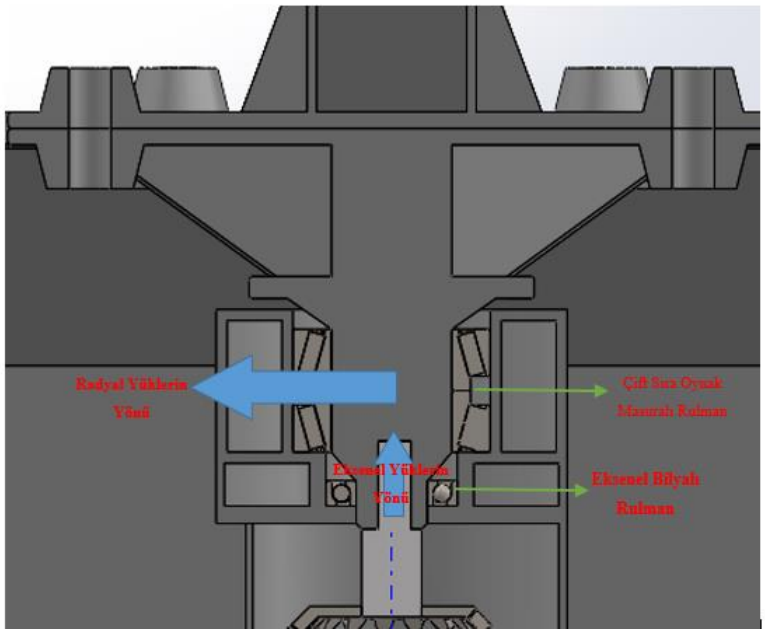
Tablo 4.1 Kullanılan malzeme özelliklerinin gösterimi

Malzeme Adı	**Akma Mukavameti (MPa)**	**Çekme Mukavemeti (MPa)**	**Elastisite Modülü (MPa)**	**Poisson Oranı**	**Kütle Yoğunluğu (kg/m^3)**
Domex 700	700	950	217,200	0,3	7850
St-52	355	450	210	0,28	7800
9SMn28	440	660	210	0,3	7800

4.1.5. Sınır Koşulları

EA içerisinde platforma ait dönen parçaların yataklanması önem arz etmektedir. Temel düşünce iyi bir yağ filmi tabakası oluşturmaktır.

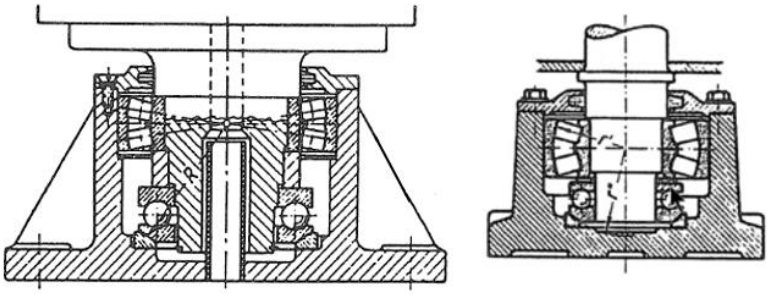
Rulmanlı yataklar ömürleri kadar yağlama işlevini koruyarak sistemin sağlıklı şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Sistemde kullanılan her bir parçanın ağırlığından ve yüklemeden kaynaklı büyük radyal ve eksenel yüklerin yataklar tarafından karşılanması gerekmektedir. Genellikle çift sıralı oynak masuralı rulman, radyal yükleri karşılamak için tercih edilmekle beraber bu tür yataklar zorlu çalışma koşullarına oldukça uygundur. Yataklamalarda eksen hatalarından ve eksene göre 4°'ye kadar olan mil esnemelerinden etkilenmezler (Alaçam, 2024). Çift sıra oynak masuralı rulman büyük yüklemelerin rulmanı olup döner yapıya sahip bir çok kren grubunda bu rulman kullanılmaktadır. Ek olarak eksenel yöndeki hareketi engellemek amacıyla eksenel bilyalı rulman kullanılması da gerekmektedir. Şekil 4.11'de döner sütünün elektrikli araç gövdesi içersinde yataklanması gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Dönen platformun rulmanlı yataklarla yataklanmasının gösterimi

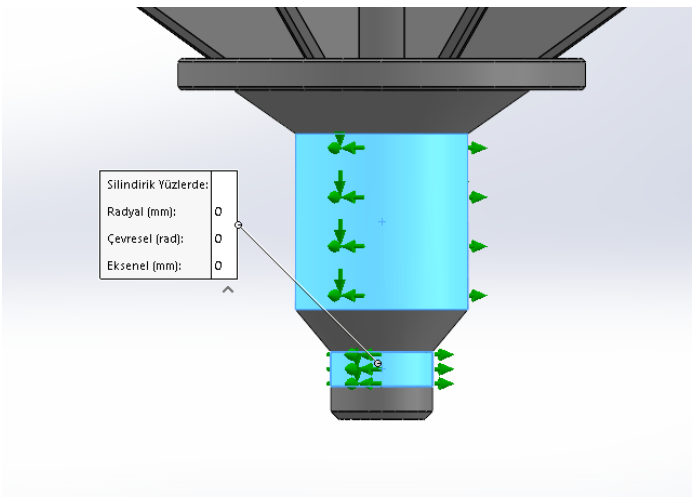
Verilen sınır şartı güncel kullanılan bir çok üst yapı kaldırma platformunun yataklanmasına uyumlu olarak verilmiştir. Bu duruma örnek

olarak Şeklil 4.12'de endüstride kullanılan rulmanlı yataklar gösterilmektedir.



Şekil 4.12 Endüstride döner sütunun rulmanlı yataklarla yataklanması (Demirsoy, b.t.)

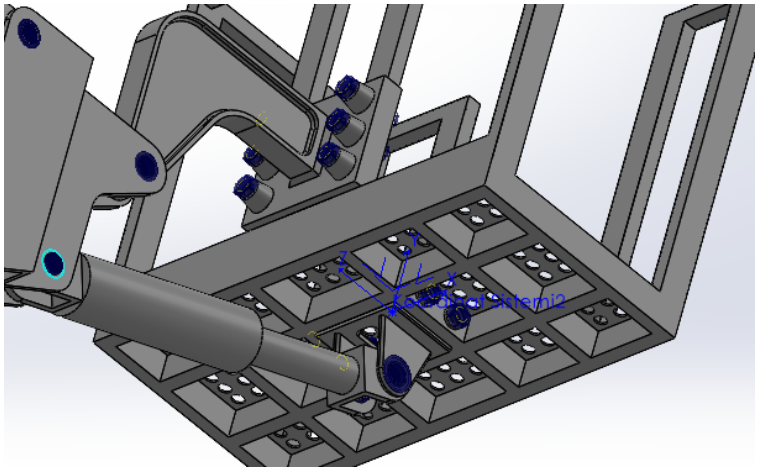
Doğru sonuçlara ulaşmada en önemli parametrelerden biri doğru sınır koşullarını uygulamaktır. Yapılan yanlış sınır koşulları yanıltıcı sonuçlar vermektedir. Bu nedenle gerçeğe en yakın şekilde sınır koşulları seçmek önem arz eder. Burada statik analiz yapıldığı için döner sütunun o anda dönmediği, radyal ve eksenel yönde hareket etmediği sınır şartının verilmesi ile sağlanmıştır. Şekil 4.13'de uygulanan sınır şartları gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Döner sütunun yataklanmasına ait sınır koşulları

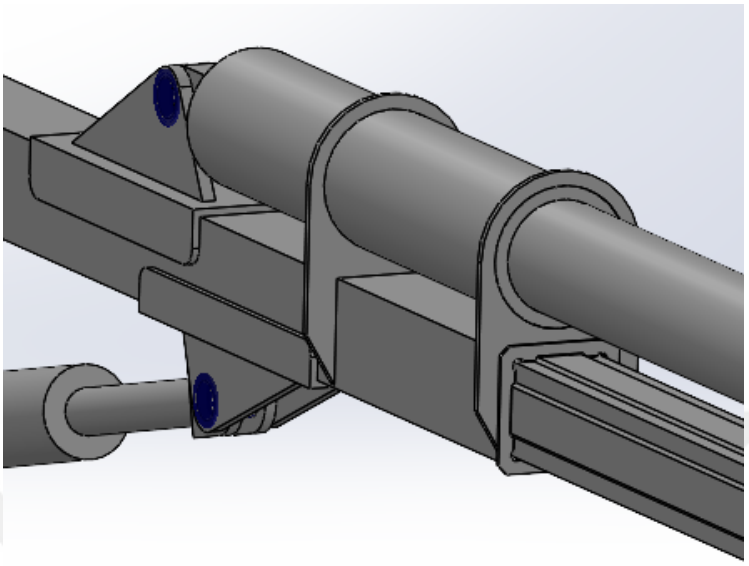
4.1.6. Kontak Tiplerinin Belirlenmesi

Sistemde temas eden yüzeylerin birbirleriyle olan ilişkileri gerçek durumu yansıtacak şekilde tutarlı ve doğru olmalıdır. Temas seçenekleri olarak cıvata bağlantısı olan yüzeyler arasında birbiri üzerinde temasa izin veren girme yok olarak seçilmiştir. Bu seçenek gerektiği durumda temas eden parçaların ayrılmasına müsaade eden kontak tipidir. Bu duruma örnek olarak Şekil 4.14'de tutucu aparat ile sepetli platform arasındaki temas seti gösterilmiştir. Hidrolik elemanla tablanın bağlantı noktasında kullanılan cıvatalar için temas seti olarak girme yok kontak tipi verilmiştir. Sistemde kullanılan tüm hidrolik elemanlar statik temeller doğrultusunda çift kuvvet elemanı olarak çalışmaktadırlar; bu sebeple temas eden yüzeylerinde harekete izin vermeyen birleşmiş temas tanımlaması yapılmıştır. Temas eden yüzeyler birbiri üzerinde kayma, ötelenme ve ayrılma gibi hareketler yapamaz.



Şekil 4.14 Cıvata bağlantılarının gösterimi

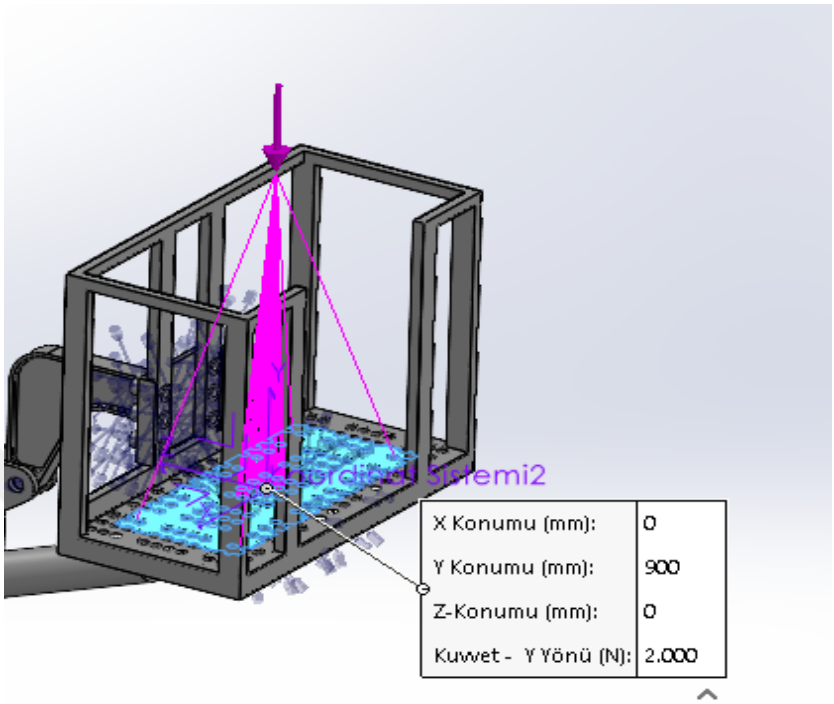
Hareketli olan yani ileri geri gidip gelme işlemi yapan bum kısmı anlık statik olarak incelendiği için birleşmiş olarak temas seti tanımlaması yapılmıştır. Şekil 4.15'de hareketli bum yapısı gösterilmiştir.



Şekil 4.15 Hareketli bum yapısının gösterimi

4.1.7. Yüklemenin Uygulanışı

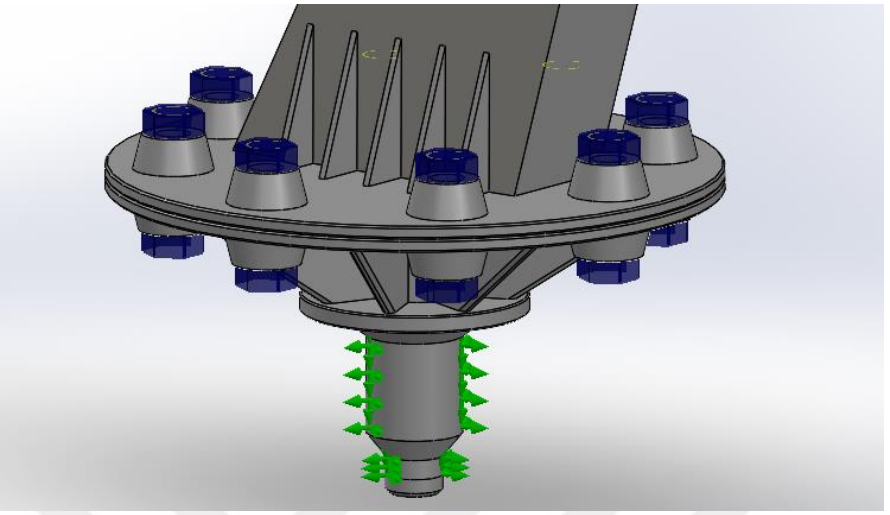
Sepetli platformun taşıyacağı kütle 200 kg olarak belirlenmiştir. Tasarımda taşınan cismin belirli bir bölgeye temas ettiği ve bu temasın gerçekleşebileceği bölgenin sınırları ayrım çizgisiyle tayin edilmiştir. Ortalama 1,8 m yüksekliğinde cisim taşınması durumu için ağırlık merkezinin düşey yönde 0,9 m yükseklikten 200 kg'lık yükün uzaktan yükleme olacak şekilde uygulanması tanımlanmıştır. Sistemde yer alan diğer parçaların ağırlıklarının sistem üzerindeki etkisini analizde görmek için yer çekimi tanımlaması yapılmıştır. Şekil 4.16'da uzaktan yüklemenin gerçekleştirilmiş hali verilmiştir.



Şekil 4.16 Yüklemenin uygulanışının gösterimi

4.1.8. Pim Cıvata Tanımlamaları

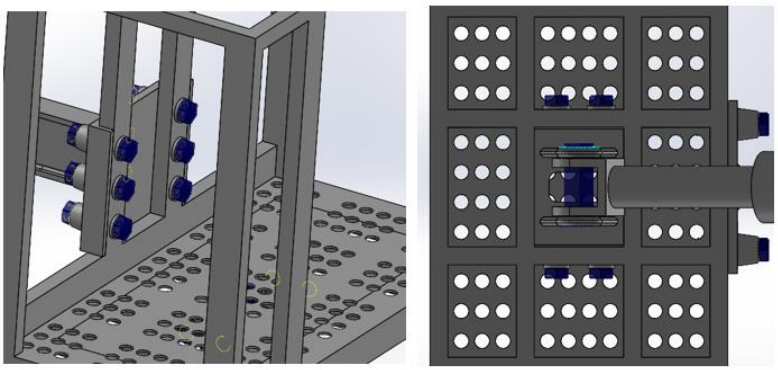
Cıvatalar en az iki parçayı birbirlerine bağlamaya yarayan, oldukça yaygın olarak kullanılan, kullanışlı ve kolayca sökülüp takılabilen makina elemanlarıdır. Cıvatalar SolidWorks programında tasarlanıp analize sokulmamakta, analiz modulü üzerinden tanımlanmaktadırlar. Analiz boyunca Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de gösteridiği gibi üç farklı yerde cıvata ile bağlama işlemi gerçekleştirilmiştir. Burada kullanılan cıvatanın ölçüsüne göre sıkma torkları standartlarda 8x8 kalitesini karşılayan değerlerle uygun olacak şekilde analizde tanımlanmıştır.



Şekil 4.17 Döner sütuna tespit edilen cıvatalarının gösterimi

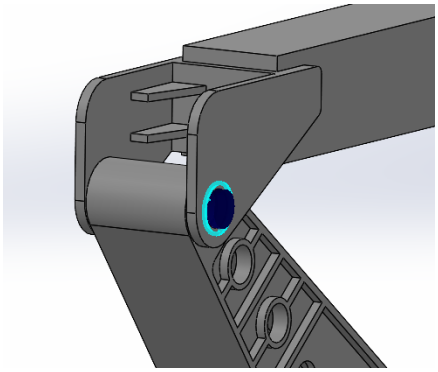
Şekil 4.17'de gösterilen M39 ebadındaki somunlu cıvatalar, alaşımlı çelik malzemeli olup döner sütuna tespiti sağlamaktadır. Cıvatalar ilgili katalogtan 640 MPa'lık akma mukavemeti için 8x8 kalitesinde belirtilen sıkma tork değerinde yani 2600 N·m'lik sıkma torku ile sıkılmış olup sıkma tork değerleri anadol cıvata firmasına ait katalogdan alınmıştır (Anadolcıvata, b.t.).

Şekil 4.18'de sol taraftaki bölümde yük taşıyıcı platform ile platform tutucu aparat parça arasında alaşımlı çelik malzemeli 8x8 kalitesinde 6 adet M24 cıvata bağlantısı gösterilmiştir. Sıkma tork değeri 580 N·m olarak analizde tanımlanmıştır (Anadol cıvata, b.t.). Sağ taraftaki bölümde ise sepet alt kısmında kullanmak üzere alaşımlı çelik malzemeden yapılmış dört adet M24 somunlu cıvata bağlantısı gösterilmiştir. Burada kullanılan cıvatalar yine 8x8 kalitesinde olup sıkma torku 580 N·m'dir. Ayrıca cıvata bağlantısının olduğu bölgelerde temas eden yüzeyler girme yok temas seti olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.18 Yük taşıyıcı platformdaki cıvata bağlantılarının gösterimi

Pimler en az iki farklı parçayı merkezlemek veya tespit etmek için kullanılan ve parçaların pim ekseni etrafında dönmesine izin veren silindirik ya da konik makina elemanlarıdır (Pim. Vikipedi, 2023). Analizi gerçekleştirilen sistemde dönen parçaların birbirine bağlanmasıda kullanılan pernoların çalışma prensibinde olan pimler bağlı oldukları kinematik eleman çiftlerinde teğetsel olarak dönebilme kabiliyetine sahip iken eksenel yönde ötelenme hareketi yapmayacak şekilde emniyet segmanıyla donatılmıştır. Bu özellikler kullanım şartlarına uygun olacak şekilde belirlenmiştir.



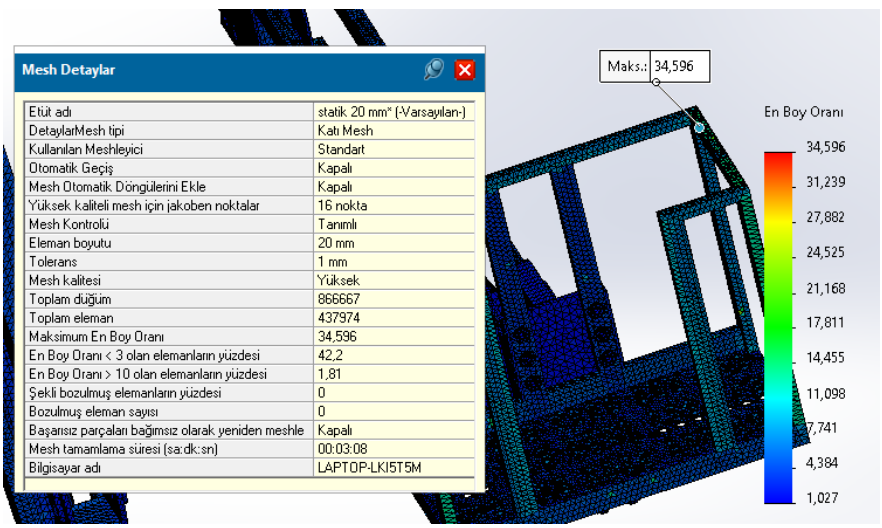
Şekil 4.19 Pim bağlantısının gösterimi

Şekil 4.19'da paltformda kullanılan pimli bağlantılara ait bir örnek gösterilmiştir. Açık mavi ile gösterilen kısım emniyet segmanına karşılık

gelmektedir. Emniyet segmanları pimin ekseni doğrultusunda hareket etmesini engelleyip yataklama bölgerinden çıkmalarını engellemek içi kullanılır. Pimde kama yoktur bu sebeple rotasyonal hareket edebilmektedir.

4.1.9. Ayrıklaştırma (Mesh) Ağı Oluşturma

Mesh ağı oluşturma işlemi sonlu elemanlar yönteminde en önemli aşamalardan biridir. Doğru mesh boyutu sistemin hassasiyetini, bunun sonucunda ise güvenirliliği arttırmaktadır. Ancak artan mesh kalitesi çözüm süresini uzatmaktadır. Bu sebeple optimum boyutta eleman seçmek önem arz etmekledir. Yapılan birçok analiz çalışmaları sonucunda en ideal mesh boyutu 20 mm olarak belirlenmiştir. 20 mm mesh boyutu için 437.974 adet üç boyutlu tetrahedron (düzgün dört yüzlü) elemanlar kullanılmış olup, toplam düğüm sayısı 866.667 olarak belirlenmiştir. Bu mesh boyutu en kritik konumda gerilmenin maksimum olduğu bölgede kademeli olarak azaltılıp incelenecektir. Şekil 4.20'de sistemde oluşturulan mesh detayları 20 mm eleman boyutu için gösterilmiştir.

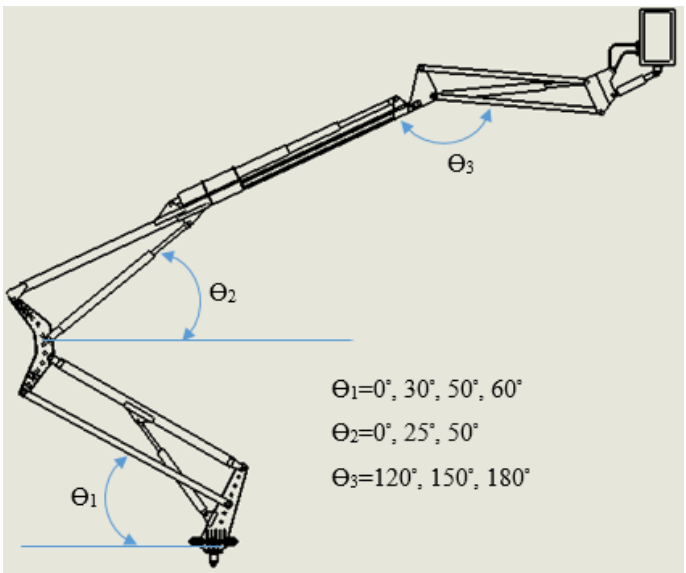


Şekil 4.20 20 mm eleman boyutu için mesh detaylarının gösterimi

4.1.10. Tasarım Senaryolarının Oluşturulması

Elektrikle tahrik edilen kaldırma aracı için öncelikle analizlerin yapılacağı kısmın belirlenmesi gerekmektedir. Çözüm süresini kısaltacağı gerekçesiyle sadece üst yapının analizinin gerçekleştirilmesi planlanmıştır. Tasarımda en kritik konumu belirlemek amacıyla üç farklı tasarım parametresine bağlı olarak 36 farklı konumun incelemesi yapılmıştır. Parametreler sırasıyla Θ_1 - Θ_2 - Θ_3 olarak belirlenmiştir. Θ_1 açısı bum 1'in yatay düzlem ile yapmış olduğu açı olup 0° – 30° – 50° – 60° konumlarını içerirken, Θ_2 açısı teleskopik bumlu yapının yatay düzlemle yaptığı açı olup 0° – 25° – 50° konumlarını içerir ve Θ_3 açısı teleskopik bumlu yapının üst kol ile yapmış oldupu açı değeri olup 120° – 150° – 180° konumlarını içermektedir. Üç farklı değişken açı parametresiyle 36 farklı yükseklik için analizlerinin yapılması planlamıştır.

Şekil 4.21'de tasarım parametrelerinin üst yapıdaki yani analizlerin çalıştırılacağı kaldırma platformu üzerindeki gösterimi verilmiştir.



Şekil 4.21 Tasarımda kullanılan değişken açı parametrelerinin gösterimi

Tablo 4.2'de platformun değişken çalışma yüksekliklerinde farklı açısal konumlar için oluşturulan tasarım senaryo numaraları verilmiştir.

Tablo 4.2 Platformun farklı konumlarına verilen senaryo numaraları

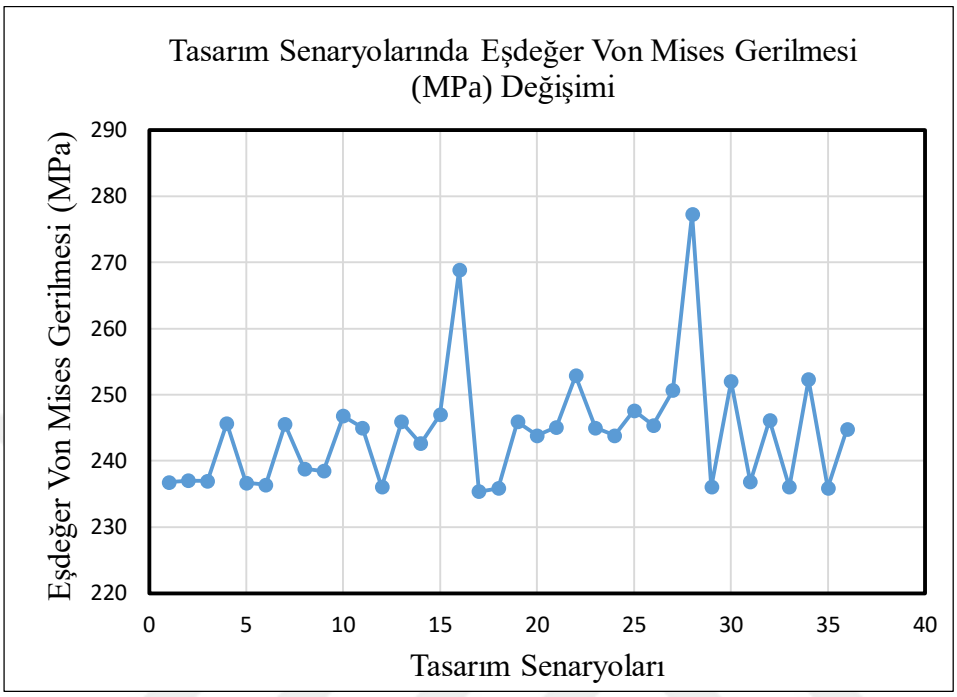
İncelenen Durumlar	**Senaryo Numarası**	**İncelenen Durumlar**	**Senaryo Numarası**	**İncelenen Durumlar**	**Senaryo Numarası**
0-0-120	1	0-0-150	13	0-0-180	25
30–0-120	2	30–0-150	14	30–0-180	26
50-0-120	3	50-0-150	15	50-0-180	27
60-0-120	4	60-0-150	16	60-0-180	28
0-25-120	5	0-25-150	17	0-25-180	29
30-25-120	6	30-25-150	18	30-25-180	30
50-25-120	7	50-25-150	19	50-25-180	31
60-25-120	8	60-25-150	20	60-25-180	32
0-50-120	9	0-50-150	21	0-50-180	33
30-50-120	10	30-50-150	22	30-50-180	34
50-50-120	11	50-50-150	23	50-50-180	35
60-50-120	12	60-50-150	24	60-50-180	36

Kaldırma platformunun farklı yükseklikteki analizleri değişken açı parametrelerinin daha da arttırılmasıyla çok sayıda konum için gerçekleştirilebilir. Burada 36 farklı kombinasyonda inceleme yapılarak sistemde meydana gelen eşdeğer Von Mises gerilmeleri ve gerilmelerin hangi konumda maksimum olduğunun tespiti önem arz eder. Elde edilen sonuçlardan yola çıkarak platformun en kritik çalışma konumu, maksimum gerilmenin oluştuğu, düşey yönlü yer değiştirmenin en büyük olduğu ve emniyet katsayısının en düşük olduğu durum olacaktır. Tablo 4.3'de tasarım senaryoları sonucunda platformun farklı yüksekliklerde çalıştığı 36 konuma ait eşdeğer Von Mises gerilme değerlerinin değişimi verilmiştir.

Tablo 4.3 Hesaplanan eşdeğer Von Misess gerilmesi(MPa) değerleri.

Senaryo Numarası	**Eşdeğer Gerilme (MPa)**	**Senaryo Numarası**	**Eşdeğer Gerilme (MPa)**	**Senaryo Numarası**	**Eşdeğer Gerilme (MPa)**
1	236,779	13	245,89	25	247,616
2	236,986	14	242,604	26	245,388
3	236,973	15	246,983	27	250,637
4	245,665	16	268,851	28	277,285
5	236,669	17	235,379	29	236,02
6	236,399	18	235,824	30	252,003
7	245,527	19	245,916	31	236,833
8	238,775	20	243,826	32	246,145
9	238,448	21	245,081	33	236,02
10	246,782	22	252,852	34	252,283
11	244,972	23	244,963	35	235,874
12	236,032	24	243,826	36	244,805

Şekil 4.22'de Tablo 4.3'den elde edilen sonuçlardan yola çıkılarak her bir tasarım senaryosunda elde edilen eşdeğer Von Mises gerilmesinin değişim grafiği verilmiştir. 28. Tasarım senaryosunda gerilmenin maksimum olduğu yerin uygulanan yükten en uzak konumda yer alan döner sütunun yataklandığı bölge olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.22 36 farklı durumda meydana gelen eşdeğer Von Mises gerilmelerini değişimi

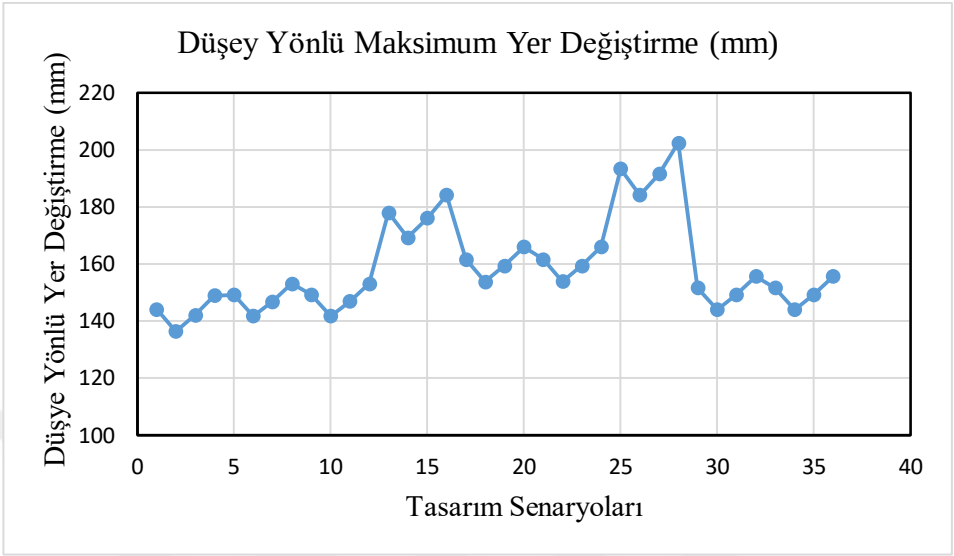
Bir diğer önemli analiz çıktısı sistemin yer değiştirme davranışıdır. Sistem üzerinde yer alan parçaların kendi ağırlığı ve uygulanan yük nedeniyle sistemde yer değiştirmeler meydana gelir. Meydana gelen yer değiştirmelerin sistemde kullanılan elemanların kesitlerinin değişken olması ve farklı geometrilerde olması nedeniyle klasik yöntemlerle hesaplanması güçtür. Bu sebeble sistemde meydana gelen yer değiştirme değerleri analiz programı tarafından hesaplanmıştır. Sistemde x, y ve z koordinatları boyunca (Şekil 4.4'de belirtilen yönlerde) yer değiştirme meydana gelmektedir. Bunlardan en baskın olan uygulanan kuvvet ve yer çekimi ivmesiyle aynı doğrultuda olan düşey yönündeki yer değiştirmedir. Sistem üzerinde düşey yönlü (y yönü) için 36 farklı durum için yer değişimleri Tablo 4.4'de verilmiştir.

Tablo 4.4 Düşey yönlü (y yönü) yer değiştirme değerleri (mm)

Senaryo Numarası	Y Yönü (Düşey) Yer Değ. (mm)	Senaryo Numarası	Y Yönü (Düşey) Yer Değ. (mm)	Senaryo Numarası	Y Yönü (Düşey) Yer Değ. (mm)
1	144,172	13	178,018	25	193,368
2	136,436	14	169,268	26	184,229
3	142,091	15	176,166	27	191,576
4	149,029	16	184,234	28	202,440
5	149,255	17	161,687	29	151,646
6	141,849	18	153,792	30	144,014
7	146,859	19	159,354	31	149,297
8	153,174	20	166,065	32	155,753
9	149,265	21	161,689	33	151,643
10	141,85	22	153,956	34	144,01
11	146,909	23	159,36	35	149,307
12	153,174	24	166,061	36	155,759

Elde edilen sonuçlardan yola çıkmak suretiyle düşey yönlü yer değiştirmenin en büyük olduğu tasarım senaryosunun 28. konumda yani değişken açı parametrelerinin Θ_1 - Θ_2 - Θ_3 sırasıyla 60° - 0° - 180° olduğu durumda olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.23'de tasarım senaryolarından elde edilen düşey yönlü yer değiştirmelerin 36 farklı yükseklikteki değişimi verilmiştir. Düşey yönlü yer değiştirmelerin, gerilmelerin de en fazla olduğu 28. tasarım senaryosunda meydana geldiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.23 36 farklı tasarım senaryosu için elde edilen düşey yönlü yer değiştirme değerleri

Bir diğer önemli husus emniyet katsayısının belirlenmesidir. Emniyet katsayısını önemli kılan parametreler çalışma ortamı ve koşulları, insan faktörü ve risk durumudur (Anonim, b.t.). Yüksek emniyet katsayısı, yüksek dayanıma karşılık gelir. Tasarlanan üst yapı platformunda kullanılan her bir eleman için pim ve cıvatalar hariç elde edilen emniyet katsayısı değerleri Tablo 4.5'de verilmiştir. En düşük emnniyet katsayısı 2,524 olarak hesaplanmıştır. İncelenen durumda emniyet katsayısı Formül 4.4'den yola çıkılarak hesaplanmıştır. Elde edilen maksimum gerilme değeri mesh boyutu 20 mm alınarak belirlenen değerdir.

$$\text{Emniyet Katsayısı} = \frac{\text{Malzemenin akma gerilmesi}}{\text{Tasarımda hesaplanan maks. gerilme}} \tag{4.4}$$

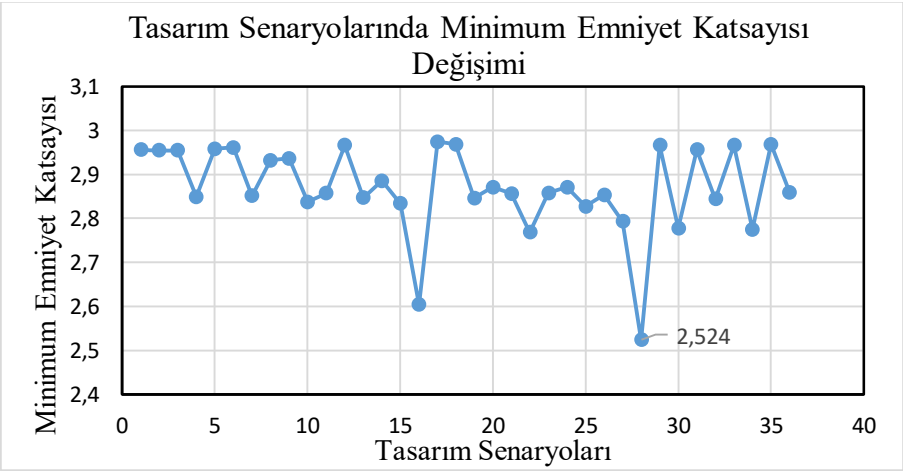
$$S = \frac{\sigma_A}{\sigma_H} = \frac{700}{277{,}285} = 2{,}524 \tag{4.5}$$

Tasarımda emniyet katsayısının belli bir değerin altında olması durumunda malzeme kalınlığı arttırılır veya malzeme değişikliğine gidilir.

Tablo 4.5 Emniyet katsayısı değerlerinin değişimi

Senaryo Numarası	Emniyet Katsayısı	Senaryo Numarası	Emniyet Katsayısı	Senaryo Numarası	Emniyet Katsayısı
1	2,956	13	2,847	25	2,827
2	2,954	14	2,885	26	2,853
3	2,954	15	2,834	27	2,793
4	2,849	16	2,604	28	2,524
5	2,958	17	2,974	29	2,966
6	2,961	18	2,968	30	2,778
7	2,851	19	2,846	31	2,956
8	2,932	20	2,871	32	2,844
9	2,936	21	2,856	33	2,966
10	2,837	22	2,768	34	2,775
11	2,857	23	2,858	35	2,968
12	2,966	24	2,871	36	2,859

Şekil 4.24'de emniyet katsayısının 36 farklı durumdaki değişim grafiği verilmiştir. En düşük emniyet katsayısı 2,524 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.24 36 farklı durum için platformda kullanılan parçalarda (pim ve cıvatalar hariç) oluşan minimum emniyet katsayısı değerlerinin değişimi

Tasarımı için önefmli diğer bir husus emniyet katsayısının değer aralığını tayin etmektir. Tablo 3.4'de malzeme emniyet katsayısı değerlerinin uygulamalarda ne olduğu verilmiştir.

Tablo 4.6 Emniyet katsayısı değerlerinin uygulamalardaki seçimi (Sezer Ç., 2019)

	Emniyet Katsayısı
Yükün özelliği kesin biliniyorsa, çevre ve yük değişkenlik göstermiyorsa ve malzeme özelliklerine kesin güveniliyorsa	1,3 – 1,5
Yük özellikleri biliniyor, çevre ve yük değişkenlik göstermiyorsa	1,5 - 2
Çevre değişkenlik göstermiyor ve sıradan malzemeler kullanılıyorsa	2 – 2,5
Çevre ve yük değişkenlik göstermiyor, gevrek malzeme ya da özellikleri tam bilinmeyen malzeme kullanılıyorsa	2,5 - 3
Malzeme özellikleri güvenilmezse ya da malzeme zor çevre şartlarında çalışıyorsa	3 - 4

Ele aldığımız sistemde yük özellikleri bilinmekte, çevre ve yük değişkenlik göstermemektedir. Genelde bu tarz yapılar çok rüzgarlı olarak kabul edilen 40 km/h'in üzerindeki rüzgar hızları olan yerlerde çalıştırılmamalıdır. Bu sebeple ele alınan sistemin emniyet katsayısının 2 ile 2,5 arasında yer almasının yeterli olduğu sonucuna varılmıştır.

Kaldırma platformunda kullanılan somunlu cıvata olarak seçilen makina elemanlarında 36 farklı tasarım senaryosu ile paltformun farklı yüksekliklerde olması durumunda meydana gelen gerilme miktarları farklılık göstermektedir. Tablo 4.7'de minimum cıvata emniyet

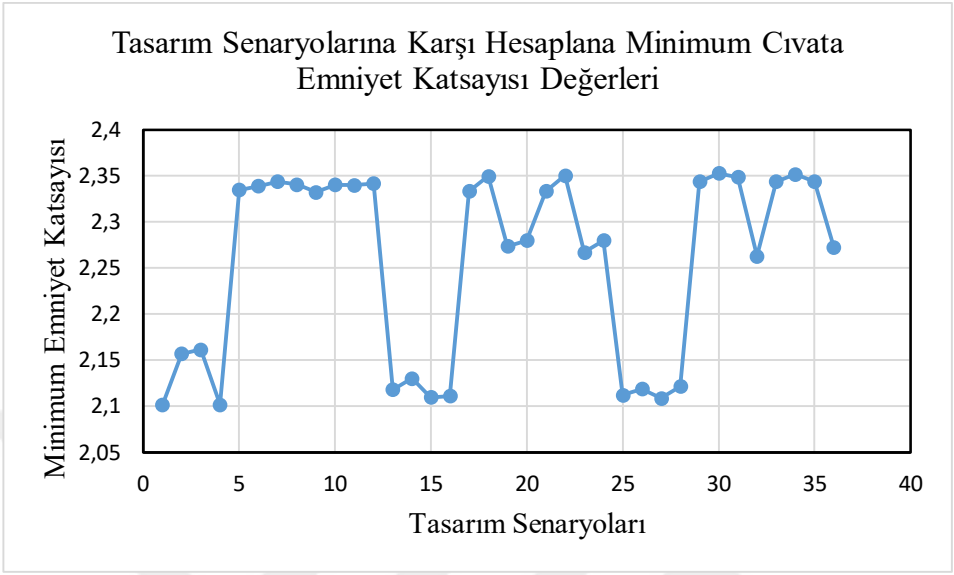
katsayılarının değişimi verilmiştir. Her bir konumdaki minimum cıvata emniyet değerleri incelenerek en düşük değer 2,1012 olarak elde edilmiştir.

Tablo 4.7 Cıvataların sahip olduğu minimum emniyet katsayısı.

Senaryo Numarası	**Cıvata Emniyet Katsayısı**	**Senaryo Numarası**	**Cıvata Emniyet Katsayısı**	**Senaryo Numarası**	**Cıvata Emniyet Katsayısı**
1	2,1012	13	2,11809	25	2,11208
2	2,15705	14	2,13009	26	2,11873
3	2,16138	15	2,10954	27	2,10871
4	2,10159	16	2,11119	28	2,12132
5	2,33483	17	2,33318	29	2,34374
6	2,33893	18	2,34968	30	2,35266
7	2,34367	19	2,27342	31	2,34852
8	2,30476	20	2,27988	32	2,26269
9	2,33236	21	2,33342	33	2,34376
10	2,34011	22	2,35043	34	2,35167
11	2,33996	23	2,267	35	2,34364
12	2,34152	24	2,2799	36	2,27258

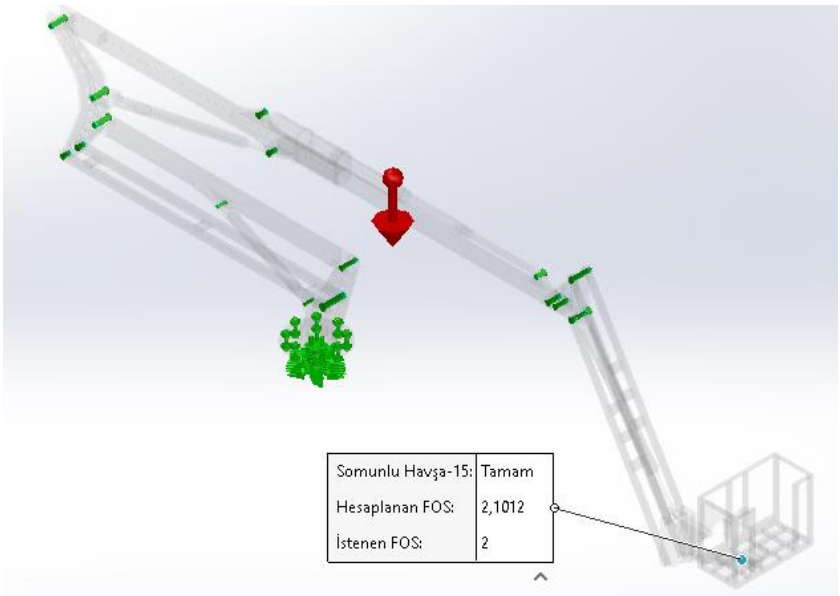
Cıvataların malzemesi alaşım çelik malzeme olup emniyet katsayısı hesabı için sistemde gerekli alan değerleri diş dibi çapı girilmek suretiyle gerçekleştirilmiştir. Kullanılan her bir cıvata elemanı 8x8 kalitesinde olup bu değer akma gerilmesi değeriyle uyum göstermektedir. Hesaplanan en küçük cıvata emniyet katsayının maruz kaldığı yüklemeler neticesinde ikiden büyük olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.25'de 36 farklı tasarım senaryosu için her bir durum hesaplanan minimum cıvata emniyet katsayısının değişim grafiği verilmiştir.



Şekil 4.25 Minimum cıvata emniyet katsayılarının değişimi

En düşük cıvata emniyet katsayısı değeri 36 farklı durum incelendiğinde 1. tasarım senaryosunda (0°, 0°, 120°) konumda 2,1012 olarak elde edilmiştir. Şekil 4.26'da sistemde kullanılan ve en düşük emniyet katsaysına sahip cıvata elemanının olduğu konum ve değeri gösterilmiştir.



Şekil 4.26 Minimum cıvata emniyet katsayısının olduğu cıvata bağlantısının gösterimi

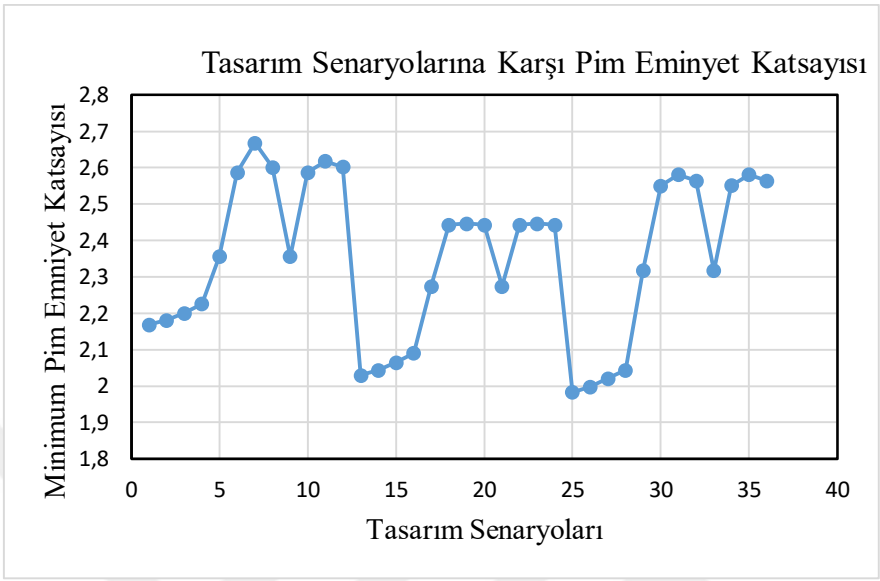
Bir diğer önemli emniyet katsayısı parametresi alaşımlı çelik malzemeli pim elemanlarında meydana gelen gerilmeler neticesinde hesaplanan emniyet katsayısı değeridir.

Tablo 4.8'de 36 farklı tasarım senaryosu sonucu farklı yüksekliklerde çalışan kaldırma platformu için sistemde kullanılan pimlere ait en düşük emniyet katsayısı değerleri verilmiştir. İncelemeler sonucunda emniyet katsayısı değerlerinin büyük bir oranının yaklaşık olarak 2'den büyük olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 4.8 Pim emniyet katsayılarının değişimi

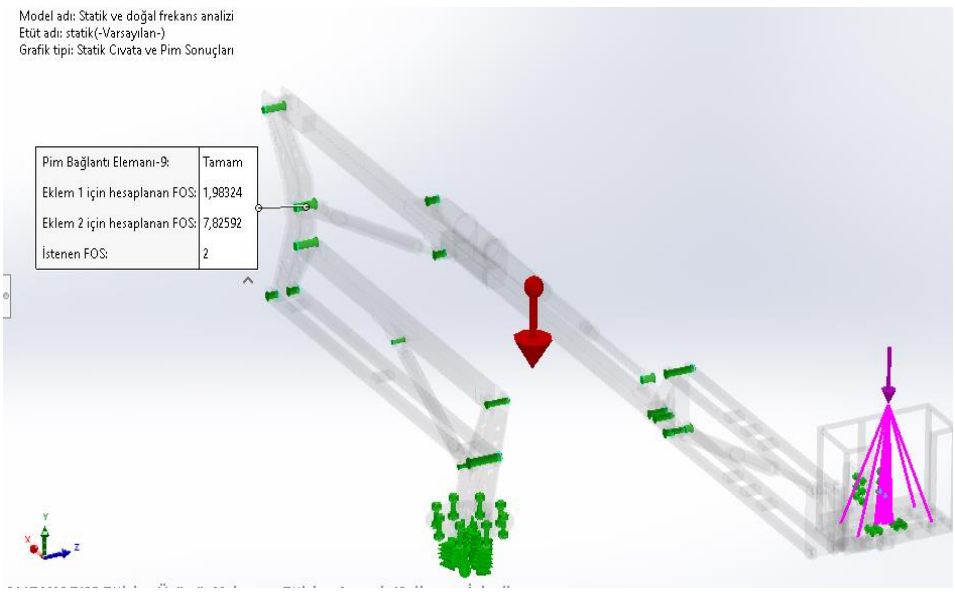
Senaryo Numarası	**Pim Emniyet Katsayısı**	**Senaryo Numarası**	**Pim Emniyet Katsayısı**	**Senaryo Numarası**	**Pim Emniyet Katsayısı**
1	2,16885	13	2,02956	25	1,98324
2	2,18065	14	2,04353	26	1,99751
3	2,20027	15	2,0651	27	2,02044
4	2,2254	16	2,08986	28	2,0436
5	2,35584	17	2,27394	29	2,3171
6	2,5869	18	2,44304	30	2,55059
7	2,66771	19	2,44645	31	2,58128
8	2,60139	20	2,44296	32	2,56408
9	2,35562	21	2,27378	33	2,31728
10	2,58682	22	2,44297	34	2,5507
11	2,61808	23	2,44639	35	2,58134
12	2,60183	24	2,44294	36	2,56443

Şekil 4.27'de minimum pim emniyet katsayı değerlerinin 36 farklı tasarım senaryosu için değişim grafiği verilmiştir.



Şekil 4.27 Minimum pim emniyet katsayısı değerlerinin değişimi

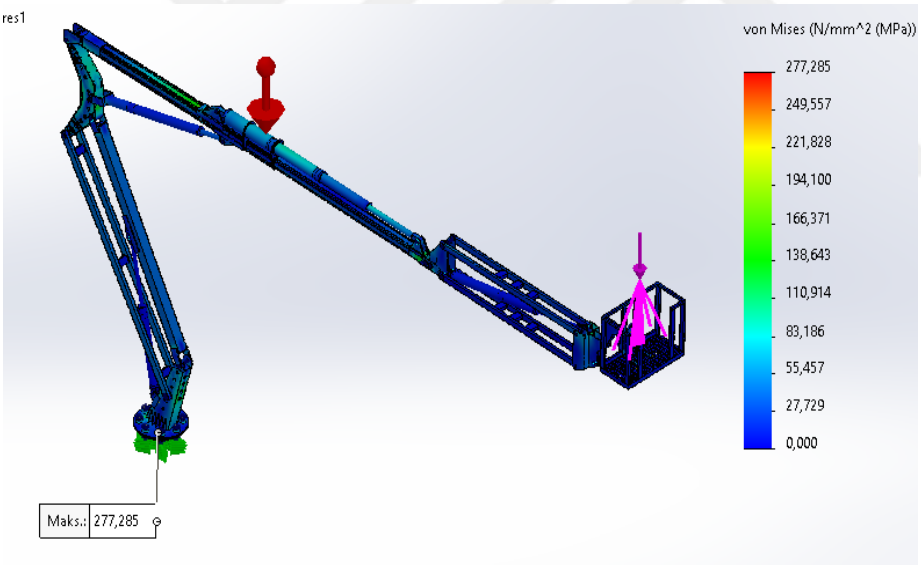
En düşük pim emniyet katsayısı değeri 36 farklı durum incelendiğinde 25. tasarım senaryosunda (0°, 0°, 180°) konumda 1,98324 olarak elde edilmiştir. Şekil 4.28'de sistemde kullanılan ve en düşük emniyet katsaysına sahip pim elemanının olduğu konum ve değeri gösterilmiştir.



Şekil 4.28 Platformda kullanılan ve en düşük emniyete katsayısına sahip pim elemanı

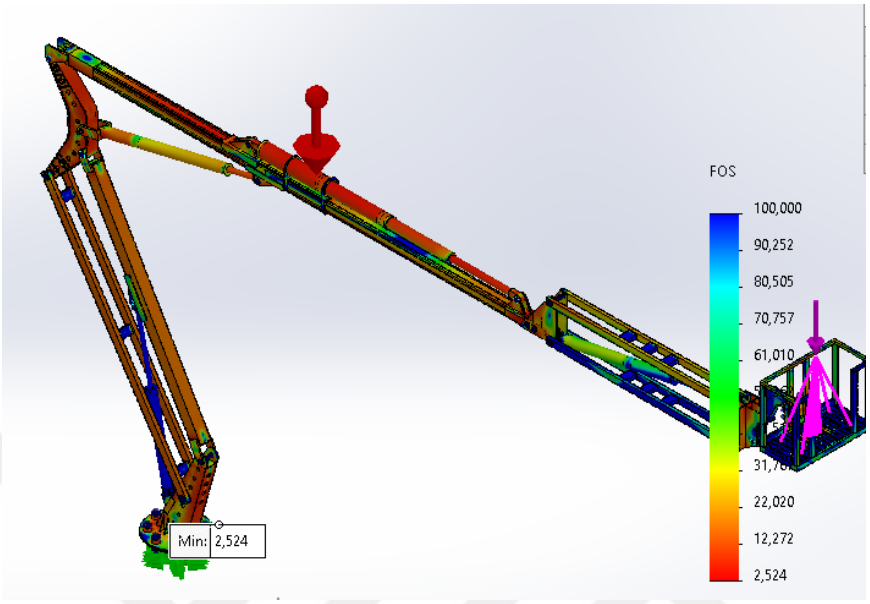
Gerçekleştirilen analizler kapsamında, 36 farklı tasarım senaryosu incelendiğinde en düşük emniyet katsayısının olduğu, eşdeğer Von Mises gerilmesinin en yüksek olduğu ve yer değiştirmenin en yüksek olduğu konum kaldırma platformunun en kritik çalışma konumudur. Bu konum 28. Tasarım senaryosuna karşılık gelmektedir. Bu konumda iken paltformun yerden 8 m yükseklikte 9 metre çalışma açıklığında olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.29'da 28. tasarım senaryosuna karşılık gelen en kritik konumda elde edilen eşdeğer Von Mises gerilme değerinin gösterilmiştir.



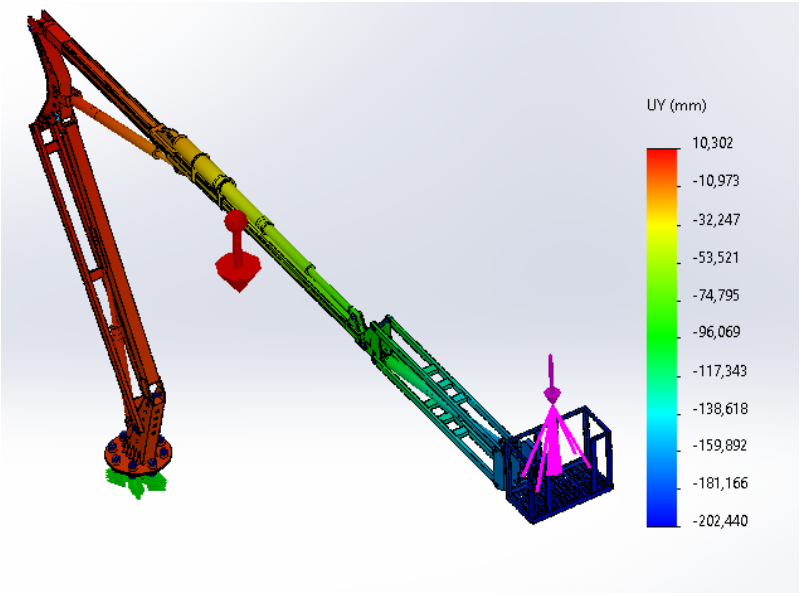
Şekil 4.29 En kritik çalışma konumundaki maksimum gerilme değeri

En kritik konum için sistemde meydana gelen gerilme, yükten en uzak, döner sütunun yataklandığı bölgede oluşmuştur. Şekil 4.30'da sistemde oluşan emniyet katsayısı değerinin montajlı yapıdaki sonuçları verilmiştir. Kırmızı ve tonları düşük emniyet katsayısı değerlerine karşılık gelirken mavi ve tonları yüksek emniyet katsayısına karşılık gelmektedir.



Şekil 4.30 En kritik çalışma konumundaki emniyet katsayısı dağılımı

İncelemeler sonucunda yer değiştirmenin oranca en fazla olduğu yön kuvvetle aynı yön olan ‘’y’’ yönüdür. Şekil 4.31’de en kritik konumdaki düşey yönlü yer değiştirme değeri verilmiştir.



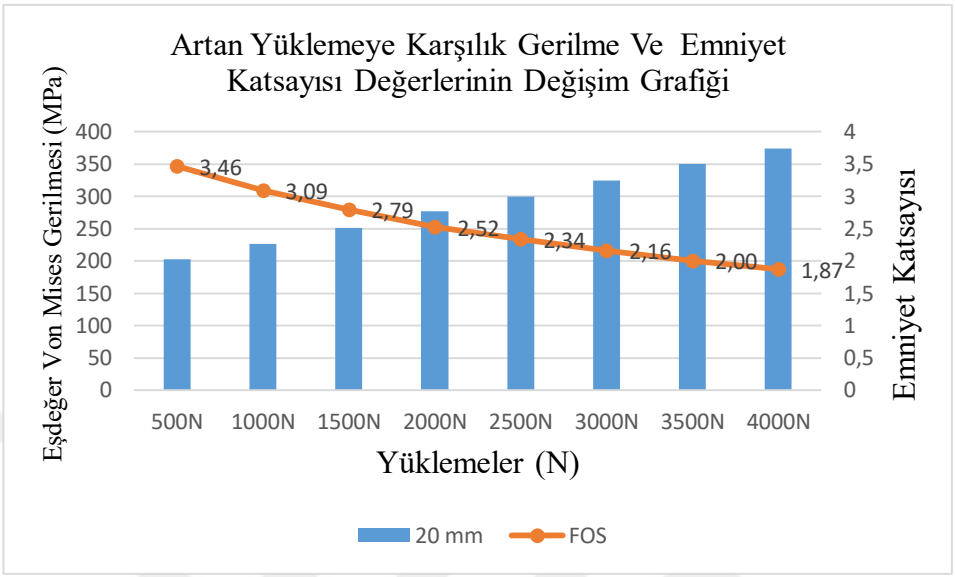
Şekil 4.31 En kritik çalışma konumundaki düşey (y yönü) yer değiştirme değeri

Yapılan çalışmada ele alınan platformun taşımış olduğu yük değerinin 50 kg'dan 400 kg'a kadar değişmesi durumunda ne gibi değişimlerin olacağı merak konusudur. En kritik konum için sistemdeki yükün artması doğrultusunda 20 mm eleman boyutunda sistemde meydana gelen gerilme, minimum emniyet katsayısı ve yer değiştirme değerlerinin değişimi gözlenmiştir. Değişimin, yüklemenin artmasıyla beraber doğrusal bir şekilde arttığı gözlenmiştir. Tablo 4.9'da kademeli olarak artan yüke karşılık elde edilen gerilme değerleri ve sistemde oluşan minimum emniyet katsayısı değerlerinin değişimi verimiştir.

Tablo 4.9 20 mm mesh boyutunda kademeli yük değişimine bağlı gerilme değerleri ve minimum emniyet katsayısı değerlerinin değişimi

Uygulanan Yük (N)	**20 mm mesh boyutu için gerilme (MPa)**	**20 mm mesh boyutu için hesaplanan minimum emniyet katsayısı değerleri**
500	202,174	3,46
1000	226,748	3,09
1500	250,747	2,79
2000	277,2855	2,52
2500	299,73	2,34
3000	324,227	2,16
3500	349,697	2
4000	374,301	1,87

Şekil 4.32'de 20 mm'lik mesh eleman boyutu için kademeli olarak arttırılan yüke karşılık gerilme ve emniyet katsayılarının değişim grafiği verilmiştir.



Şekil 4.32 Artan yüke karşılık gerilmelerin ve emniyet katsayılarının değişimi

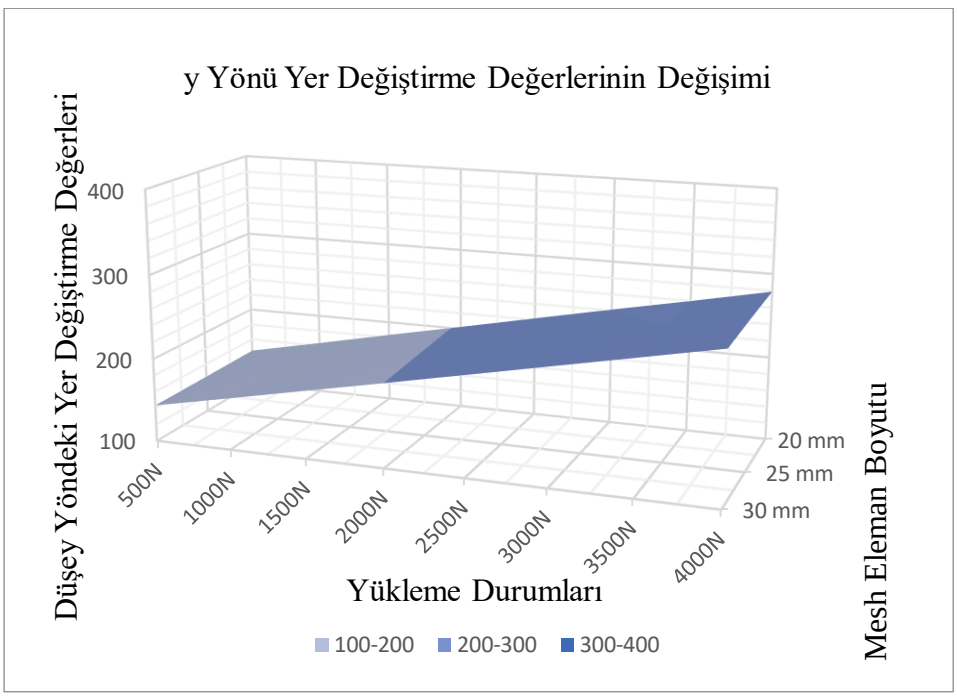
Taşınan yükün kademeli olarak artması durumunda meydana gelen gerilme değerlerinde artış olduğu, buna bağlı olarak emniyet katsayısı değerinde düşüş olduğu belirlenmiştir. Yükün maksimum 2 kat artması durumunda minimum emniyet katsayısı değeri 1,87 olarak hesaplanmıştır. Bu değer cidar kalınlığı arttırılmak suretiyle iyileştirilebilir.

Bir diğer incelenmesi gereken durum ise düşey yönlü yer değiştirme değerinin kademeli yük ile olan değişimidir. Burada mesh eleman boyutunun 30 mm, 25 mm ve 20 mm olması durumundaki etkileri incelenmiştir. Tablo 4.10'da artan mesh kalitesi ve yükleme değerlerine karşılık hesaplanan düşey yönlü yer değiştirme değerleri verilmiştir.

Tablo 4.10 Mesh Boyutuna ve yük değişimine bağlı düşey yönlü yer değiştirme değerleri.

Uygulanan Yük (N)	30 mm mesh için y yönü deplasman(mm)	25 mm mesh için y yönü deplasman(mm)	20 mm mesh için y yönü deplasman(mm)
500	143,633	144,633	144,839
1000	162,207	163,004	163,951
1500	181,114	182,38	183,477
2000	199,809	201,213	202,44
2500	218,894	220,538	221,909
3000	237,936	239,643	241,149
3500	256,902	258,765	259,764
4000	275,884	277,884	278,969

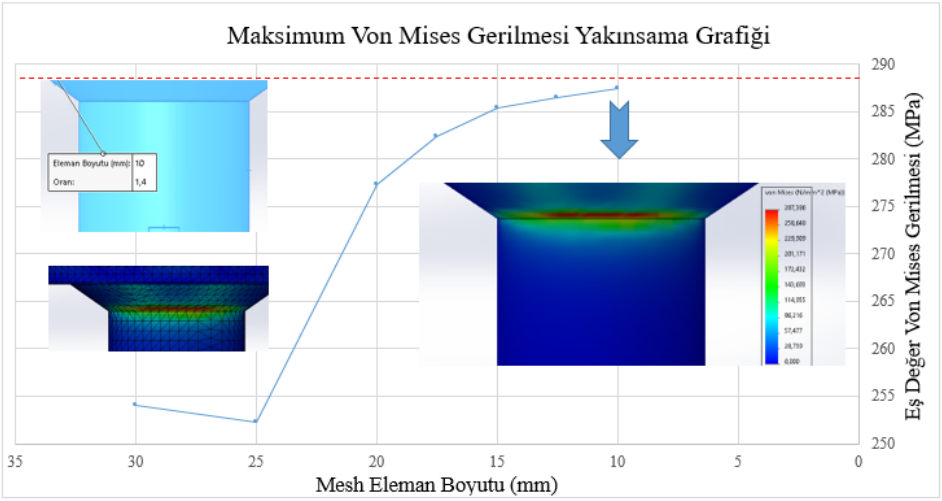
Değişen yükleme ve artan mesh kalitesine bağlı olarak düşey yönlü yer değiştirmenin değişimi ile oluşturulan grafik Şekil 4.33'de verilmiştir.



Şekil 4.33 Yer değiştirmenin değişimini 3D gösterimi

Elde edilen verilerden yola çıkmak suretiyle artan mesh kalitesine bağlı yer değiştirme değerlerinin artan mesh kalitesi neticesinde çok az değiştiği gözlemlenerek mesh boyutunun yer değiştirme değerlerinde radikal değişikliğine neden olmadığı sonucuna varılmıştır.

Gerilme değerlerinin mesh eleman boyutunun 20 mm'den 10 mm'ye kademeli düşüşü ve buna bağlı artan mesh kalitesi sonucundaki değişimin 10 mm'den sonra değişmemesi öngürülmektedir. Şekil 4.34'de gerilmenin maksimum olduğu bölgede artan mesh kalitesine bağlı gerilmelerin değişimi gösterilmiştir.

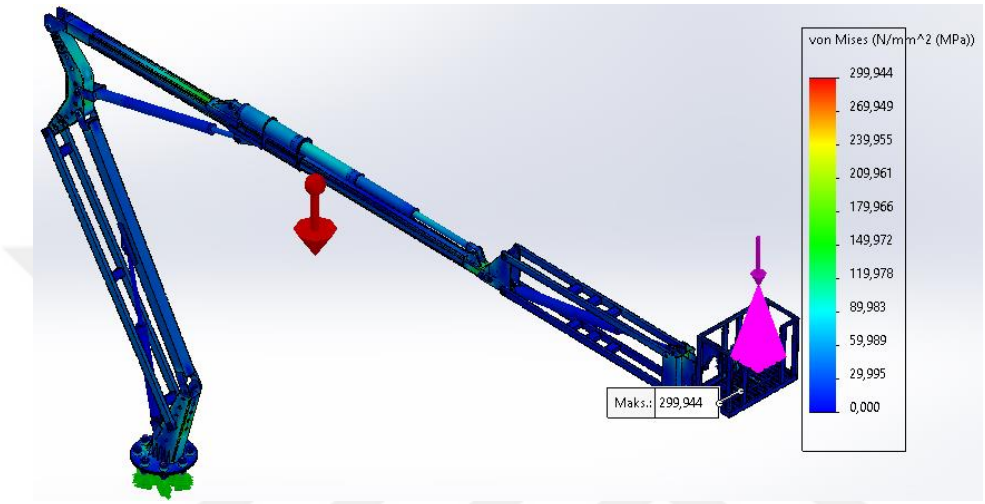


Şekil 4.34 Maksimum gerilmelerin olduğu bölgenin gösterimi ve yakınsama grafiği

4.2. Yükün Platformun Köşelerinden Uygulanması Durumu

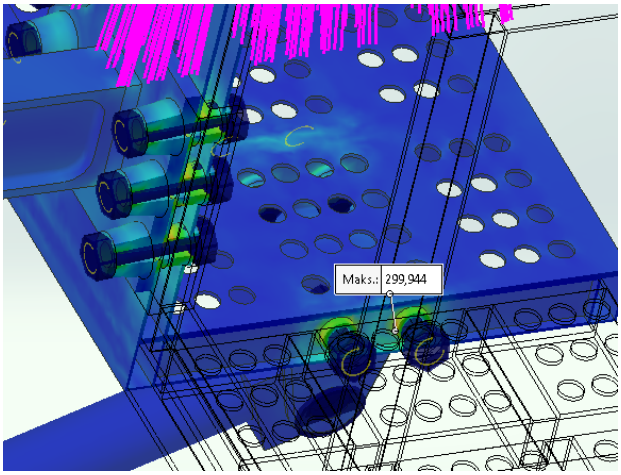
Yüklemenin sağ veya sol köşelerin herhangi bir şekilde uygulanabilme ihtimali göz ardı edilmemesi gereken önemli bir durumdur. Platformda taşınma ihtimali olan herhangi bir cismin köşelerden birine uygulanmasına karşılık ne gibi durumlarla ile karşılaşılacağı merak konusudur. Şekil

4.35’de yükün belirli bir köşeden uygulanması halinde oluşan eşdeğer Von Mises gerilme değeri verilmiştir.



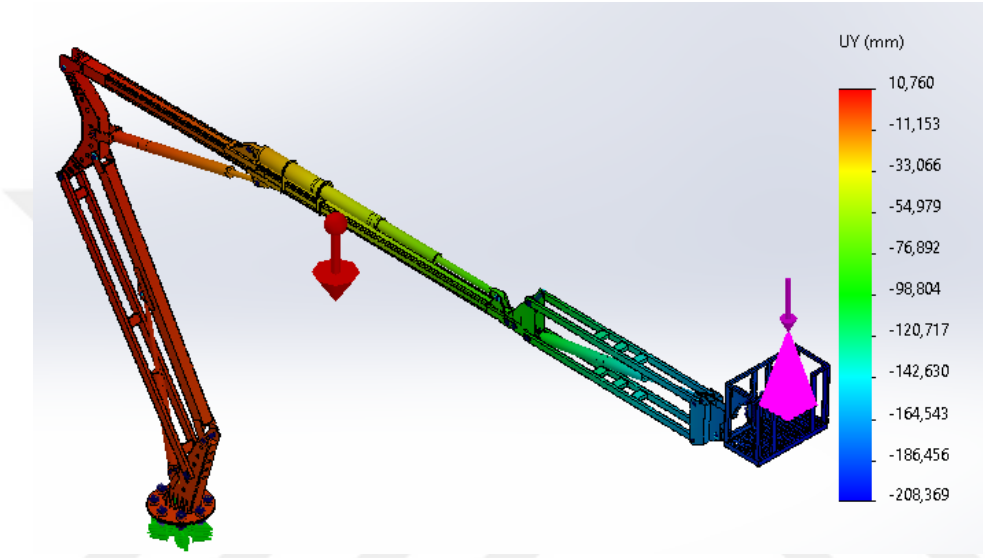
Şekil 4.35 Yükün sol köşeden uygulanması halinde oluşan eşdeğer gerilme

Maksimum gerilme yükün uygulama yönünün tam karşısındaki cıvata bağlantısının olduğu yerde çıkmıştır. Bu durumun yükün asimetrik olarak uygulanmasından kaynaklandığı tahmin edilmektedir.



Şekil 4.36 Yüklemenin köşeden uygulanması halinde maksimum gerilmenin gösterimi

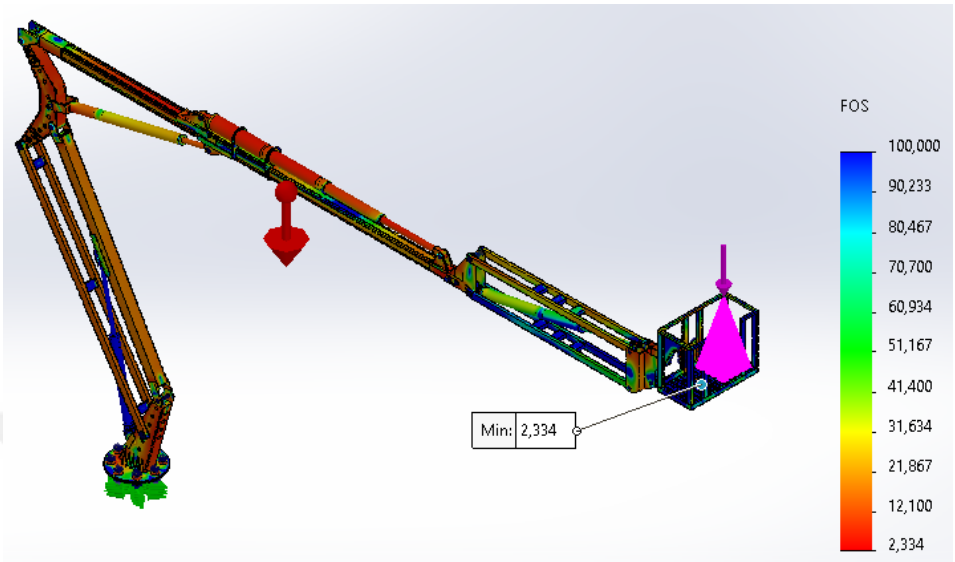
Yükün köşeden uygulanması durumunda yer değiştirmenin nasıl bir sonuç vereceği bir diğer ilgi konusudur. Şekil 4.37'de meydana gelen düşey yönlü yer değiştirme değeri verilmiştir.



Şekil 4.37 Yükün köşelerden uygulanması halinde düşey yönlü yer değiştirme değeri

Yer değiştirme değerinin köşeden uygulanması durumunda meydana gelen çökme değeriyle yükün ortadan uygulanması durumundaki farkın az olduğu tespit edilmiştir.

Emniyet katsayısı değişimi Şekil 4.38'de verilmiştir. Mininimum emniyet katsayısı değeri 2,231 olarak hesaplanmış ve maksimum yer değiştirme ile aynı konumda meydana geldiği tespit edilmiştir.



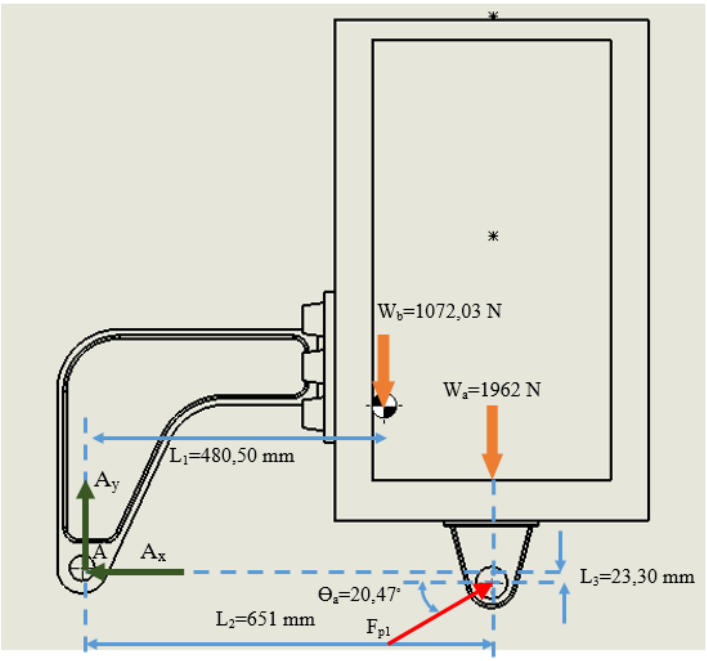
Şekil 4.38 Emniyet katsayısı değişimi

4.3. Analitik Yöntemle Hidrolik Basınç ve Kuvvet Hesabı

Analitik yöntem ile kaldırma platformunda kullanılan her bir hidrolik elemanın ihtiyaç duyduğu pompa gücünü hesaplamak önem arz eder. Bunun için tasarlanan kaldırma aracının en krtik çalışma konumunun referans olarak alınması gerekmektedir. Ayrıca sistemde mesnet noktalarına ait kuvvetleri tespit ederek platformda kullanılan her bir elemanın nümerik olarak analizinin yapılması gerekmektedir.

4.3.1. Birinci Piston Çalışma Basıncı Hesabı

Şekil 4.39'da yük taşıyıcı platform, platform tutucu ve piston bağlantılarıdan oluşan sisteme ait serbest cisim diyagramı verilmiştir. Burada temel hedef en kritik konumdan yola çıkarak bilinmeyen birinci pistona ait reaksiyon kuvvetlerini tayin etmek, çalışma basınç değerini hesaplamak ve ilgili pistonun ne kadarlık bir pompa gücüne ihtiyaç duyacağnı saptamaktır.



Şekil 4.39 Birinci piston çalışma basıncı hesabı için serbest cisim diyagramı

Şekil 4.39'da gösterilen serbest cisim diyagramına ait kullanılan parametreler aşağıda gibidir.

L_1: 480,50 mm	W_a: 1962 N	A_x: Bilinmeyen
L_2: 651 mm	W_b: 1072,03 N	A_y: Bilinmeyen
L_3: 23,30 mm	Θ_a: 20,47°	Fp_1: Bilinmeyen

Moment dengesi ifadesinden Formül 4.6'daki eşitlik elde edilir.

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sity)} \tag{4.6}$$

Statikçe dengede olması açısından incelendiğinde A noktasına göre toplam moment ifadesi sıfır olmalıdır. Formül 4.7'de oluşturulan denklem A noktasına göre toplam moment dengesini ifade etmektedir.

$$\Sigma M_A = -W_b L_1 - W_a L_2 + F_{p1}\cos(\theta_a)\, L_3 + F_{p1}\sin(\theta_a)\, L_2 \quad (4.7)$$

$$\Sigma M_A = -1072{,}03 \cdot 0{,}480 - 1962 \cdot 0{,}651 + 0{,}023 F_{p1} \cdot \cos(20{,}47) + 0{,}651 F_{p1} \cdot \sin(20{,}47) \quad (4.8)$$

$$F_{p1} = 7147{,}33\ N \quad (4.9)$$

Pistona gelen bileşke toplam kuvvet Formül 4.9'da hesaplanmıştır. Düşük çıkmasının sebebi plaformun uç kısmında olması ve sistemde kullanılan diğer elemanların ağırlıklarının ekstra yük oluşturmamasıdır.

100 - 110 mm silindir çapı için Formül 4.10'da gösterilen denklemde D_s'in yerine konulması durumunda

$$P_{p1} = \frac{F_{p1}}{\pi \frac{{D_{s1}}^2}{4}} \quad (4.10)$$

D_s Silindir iç çapı mm cinsiden olmak üzere Formül 4.11'den çalışma basıncı hesaplanabilir.

$$P_{p1} = \frac{7147{,}33}{\pi \frac{100^2}{4}} = 0{,}91\ \text{MPa} \quad (4.11)$$

$$P_{p1} = 0{,}91\ MPa \quad (4.12)$$

1 MPa 10 bar'a eşit olduğu için Formül 4.12'de 9,10 Bar olarak çalışma basıncı hesaplanmıştır.

Statikçe dengede olması gereğince düşey yönlü kuvvetlerin bileşkesinin sıfıra eşit olması gerekliliğinden Formül 4.13'deki eşitlik elde edilir.

$$\Sigma F_y = A_y - M_b g - M_a g + F_{p3} \sin(120{,}47) = 0 \quad (4.13)$$

$$A_y - 109{,}28 \cdot 9{,}81 - 2009{,}81 + 7147{,}33 \cdot \sin(20{,}47) = 0 \quad (4.14)$$

$$A_y = 534{,}48\ N \quad (4.15)$$

Statikçe dengede olması gereğince yatay yönlü kuvvetlerin bileşkesinin sıfıra eşit olması gerekliliğinden Formül 4.16'daki eşitlik elde edilir.

$$\Sigma F_x = -A_x + F_{p3} \cos(20{,}47) = 0 \quad (4.16)$$

$$A_x = 7147{,}33 \cdot \cos(20{,}47) = 0 \quad (4.17)$$

$$A_x = 6696{,}01\ N \quad (4.18)$$

A_x ve A_y reaksiyon kuvvetleri tabla ile cıvata bağlantısı yapılan parçanın statik analizi ve topoloji optimizasyonu çalışmaları için gereklidir.

Piston hızının 0,1 m/s olması durumunda birinci hidrolik elemanın hareketini gerçekleştirebilmesi için gereksinim duyacağı pompanın güç değeri Formül 4.19'da gösterilen eşitlik yardımı ile hesaplanabilir.

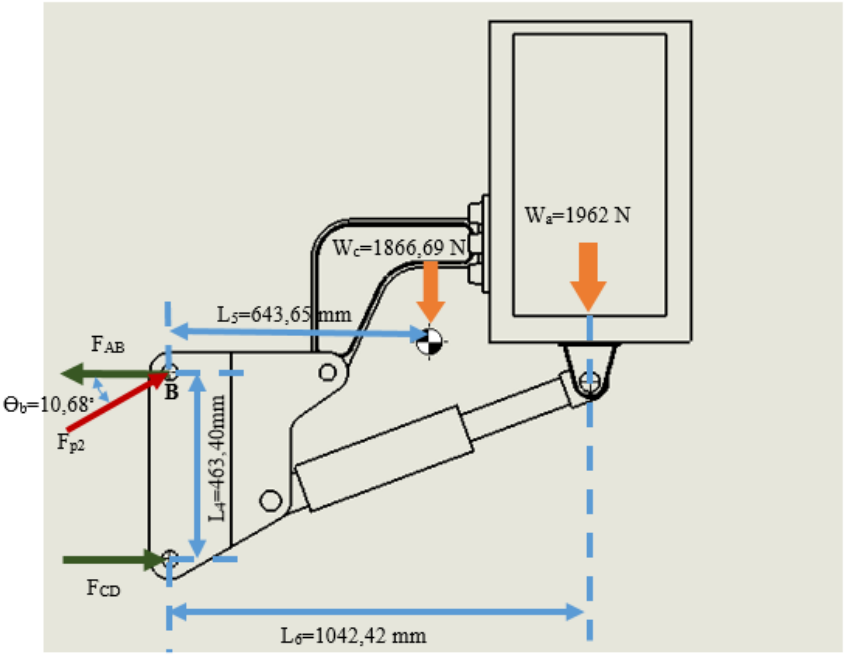
$$P_{P1} = F_{P1} v_p \quad (4.19)$$

$$P_{P1} = 7{,}147 \cdot 0{,}1 = 0{,}71\ kW \quad (4.20)$$

4.3.2. İkinci Piston Çalışma Basıncı Hesabı

Şekil 4.40'da çift kuvvet elemanı olarak çalışan piston bağlantısının meydana getireceği, kırmızı okla gösterilen kuvvet değerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu kuvvet değerinin hesabı ikinci pistona ait çalışma basıncının hesaplanması için önemlidir. Ayrıca çift kuvvet elemanı olarak çalışan AB ve CD kirişlerine gelen kuvvetler hesaplanabilmektedir. Bu

kuvvetlerin AB ve CD kirişlerinin statik hesabında ve burkulma hesabında referans olarak kullanılması öngürülmektedir.



Şekil 4.40 İkinci piston basıncı hesabı için serbest cisim diyagramının gösterimi

Şekil 4.40'da gösterilen serbest cisim diyagramına ait kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir.

F_{p2}: Bilinmeyen
F_{AB}: Bilinmeyen
F_{CD}: Bilinmeyen
L_4: 463,40 mm
Θ_b: 10,68°
L_5: 643,65 mm
L_6: 1042,42 mm
W_a: 1962 N
W_c: 1866,69 N

Statik denge gereğince bileşke düşey yönlü kuvvetlerin toplamı sıfır olmalıdır. Formül 4.21'deki eşitlik yardımıyla ikinci pistona gelen kuvvet değeri bulunabilir.

$$\Sigma F_y = F_{p2}\sin(\theta_b) - W_c - W_a = 0 \quad (4.21)$$

$$\Sigma F_y = F_{p2}\sin(10{,}68) - 1866{,}69 - 1962 = 0 \quad (4.22)$$

$$F_{p2} = 20659{,}46\ N \quad (4.23)$$

100 - 120 mm silindir çapı için piston çalışma basıncı Formül 4.24'deki eşitlik yardımı ile hesaplanmıştır.

$$P_{p2} = \frac{F_{p2}}{\pi \frac{{D_{s2}}^2}{4}} \quad (4.24)$$

D_s silindir iç çapının mm cinsiden yerine konması durumunda Formül 4.25'den 2,63 MPa olarak ikinci pistonun çalışma basıncı elde edilmiştir.

$$P_{p2} = \frac{20659{,}46}{\pi \frac{100^2}{4}} \quad (4.25)$$

$$P_{p2} = 2{,}63\ MPa \quad (4.26)$$

1 MPa 10 bara eşit olduğu için 26,30 bar olarak ikinci pistonun çalışma basıncı hesaplanmıştır.

B noktasına göre toplam momentlerin bileşke değeri statik denge prensibi gereği sıfır olmalıdır. Formül 4.27'de bileşke moment ifadesi değeri verilmiştir.

$$\Sigma M_B = -W_c L_5 - W_a L_6 + F_{CD} L_4 = 0 \quad (4.27)$$

$$-1866{,}69 \cdot 0{,}643 - 1962 \cdot 1{,}042 + 0{,}463 F_{CD} = 0 \quad (4.28)$$

$$F_{CD} = 8269{,}34\ N \quad (4.29)$$

Yatay yönlü kuvvetlerin bileşke değeri sıfıra eşit olmalıdır. Formül 4.30'daki eşitlik ile bu durum gösterilmiştir.

$$\Sigma F_x = F_{CD} - F_{AB} + F_{p2}\cos(\theta_b) = 0 \quad (4.30)$$

$$F_{AB} = +8269{,}34 + 20659{,}46 \cdot \cos(10{,}68) = 0 \quad (4.31)$$

$$F_{AB} = +28570{,}93\ N \quad (4.32)$$

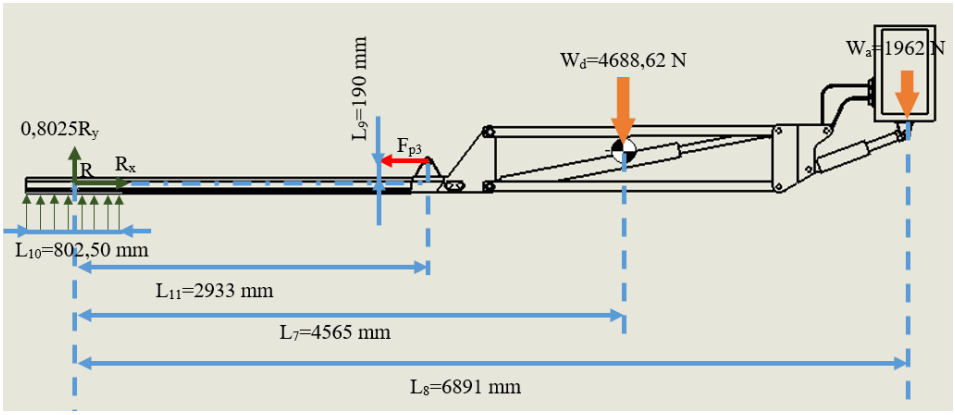
Piston hızının 0,1 m/s olması durumunda ikinci hidrolik elemanın hareketini gerçekleştirebilmesi için pompanın ihtiyaç duyduğu güç ifadesi Formül 4.33'deki eşitlik ile hesaplanabilir. Buradan ikinci pistona ait gerekli pompa gücü ifadesi 2,07 Kw olarak hesaplanmıştır.

$$P_{P2} = F_{p2} v_p \quad (4.33)$$

$$P_{P2} = 20{,}659 \cdot 0{,}1 = 2{,}07\ kW \quad (4.34)$$

4.3.3. Üçüncü Piston Çalışma Basıncı Hesabı

Şekil 4.41'de kayan hidrolik bumlu yapıdan itibaren alınan sisteme ait serbest cisim diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.41 Teleskopik hidrolik silindirin basınç hesabı için serbest cisim diyagramı

Şekil 4.41'de gösterilen serbest cisim diyagramına ait kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir.

L_7:4,565 m	L_{11}:2,933 m	F_{p3}:Bilinmeyen
L_8:6,891 m	W_d:4688,62 N	R_X:Bilinmeyen
L_9:0,190 m	W_a:1962 N	R_Y:Bilinmeyen
L_{10}:0,8025 m		

Düşey yönlü kuvvetlerin statikçe denge ifadesinden Formül 4.35'deki eşitlik elde edilir.

$$\Sigma F_y = R_Y L_{10} - W_d - W_a = 0 \quad (4.35)$$

$$\Sigma F_y = 0{,}8025 R_Y - 4688{,}62 - 1962 = 0 \quad (4.36)$$

$$R_y = 8287{,}38\ N \quad (4.37)$$

Toplam bileşke moment ifadesinin R noktasına göre dengede olması gerekir. Formül 4.38'deki eşitlik ile moment dengesi oluşturulmuştur.

$$M_R = - W_d L_7 - W_a L_8 + F_{p3} L_9 = 0 \quad (4.38)$$

$$M_R = - 4688{,}62 \cdot 4{,}565 - 1962 \cdot 6{,}891 + 0{,}19 F_{p3} = 0 \quad (4.39)$$

$$F_{p3} = +183816\ N \quad (4.40)$$

Yatay yönlü kuvvetlerin dengesi gereği Formül 4.41'deki eşitlik ile bilinmeyen R_x hesaplanır.

$$\Sigma F_X = -R_x + F_{p3} = 0 \quad (4.41)$$

$$R_x = +183816\ N \quad (4.42)$$

170 - 182 mm silindir çapı için teleskopik hidrolik pistona ait çalışma basıncı Formül 4.43 yardımıyla hesaplanabilir.

$$P_{p3} = \frac{F_{p3}}{\pi \frac{{D_{s3}}^2}{4}} \tag{4.43}$$

D_s silindir iç çapı mm cinsiden Formül 4.44'de yerine yazılması durumunda üçüncü pistona ait çalışma basıncı 8,1 MPa olarak hesaplanır.

$$P_{p3} = \frac{183816}{\pi \frac{170^2}{4}} \tag{4.44}$$

$$P_{p3} = 8{,}1\ MPa \tag{4.45}$$

1 MPa 10 bar a eşit olduğu için üçüncü pistona ait çalışma basıncı 81 Bar olarak hesaplanmıştır.

Piston hızının 0,1 m/s olması durumunda üçüncü teleskopik hidrolik elemanın hareketini gerçekleştirmesi için pompanın ihtaç duyacağı güç ifadesi Formül 4.46'dan hesaplanabilir. Üçüncü teleskopik hidrolik elemanın çalışması için pompanın gereksinim duyacağı güç ifadesi 18,38 kW olarak hesaplanmıştır.

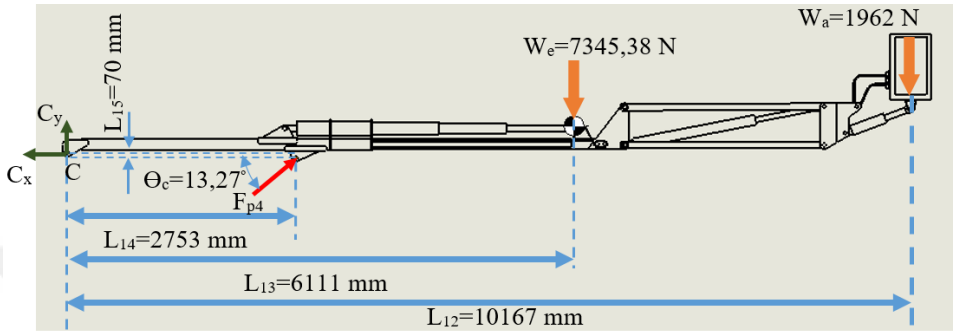
$$P_{P3} = F_{p3} v_p \tag{4.46}$$

$$P_{P3} = 183{,}816 \cdot 0{,}1 = 18{,}38\ kW \tag{4.47}$$

4.3.4. Dördüncü Piston Çalışma Basıncı Hesabı

Şekil 4.42'de taşıyıcı üst yapıdaki bumlu elemanların taşıyıcı tablaya kadar olan bölümün tamamına ait serbest cisim diyagramı verilmiştir.

Burada temel denge denklemleri ile kritik konumdaki pozisyona ait hidrolik elemanın çalışma basıncının hesaplanması hedeflenmektedir.



Şekil 4.42 Dördüncü piston çalışma basıncı için serbest cisim diyagramı

Şekil 4.42'de gösterilen serbest cisim diyagramına ait kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir.

W_a: 1962 N	L_{12}: 10167 mm
W_e: 7345,38 N	L_{13}: 6111 mm
F_{P4}: Bilinmeyen	L_{14}: 2753 mn
C_X: Bilinmeyen	L_{15}: 70 mn
C_Y: Bilinmeyen	Θ_c: 13,27°

Moment dengesi ifadesinden Formül 4.48'deki temel eşitlik elde edilir.

$$\Sigma M_C = 0 \tag{4.48}$$

Statikçe dengede olması açısından incelendiğinde C noktasına göre toplam moment ifadesi sıfır olmalıdır. Formül 4.49'daki eşitlik yardımıyla dördüncü pistona ait kuvvet değeri elde edilir.

$$\Sigma M_C = -W_a L_{12} - W_e L_{13} + F_{p4}\cos(\theta_c) L_{15} + F_{p4}\sin(\theta_c) L_{14} \tag{4.49}$$

$$\Sigma M_C = -1962 \cdot 10{,}167 - 7345 \cdot 6{,}111 + \cos(13{,}27) \cdot 0{,}07\, F_{p4} + \sin(13{,}27) \cdot 2{,}753\, F_{p4} \quad (4.50)$$

$$F_{p4} = 93506{,}35\ N \quad (4.51)$$

100 - 120 mm silindir çapı için Formül 4.52'deki eşitilik yardımıyla dördüncü pistona ait çalışma basıncı hesaplanabilir.

$$P_{p4} = \frac{F_{p4}}{\pi \frac{D_{s4}{}^2}{4}} \quad (4.52)$$

D_s silindir iç çapı mm cinsiden olmak üzere Formül 4.53'de yerine yerleştirilmesi durumunda hesaplanan çalışma basıncı değeri verilmiştir.

$$P_{p4} = \frac{93506{,}35}{\pi \frac{100^2}{4}} \quad (4.53)$$

$$P_{p4} = 11{,}905\ MPa \quad (4.54)$$

1 MPa 10 bar a eşit olduğu için dördüncü piston çalışma basıncı 110,905 Bar olarak hesaplanmıştır.

Düşey yönlü kuvvetlerin statik denge prensibi gereğince bileşkesi sıfır olmalıdır. Formül 4.55'deki eşitlik yardımıyla bilinmeyen C_y reaksiyon kuvveti hesaplanır.

$$\Sigma F_y = -C_y + F_{p3} \sin(\theta_c) - W_e - W_a = 0 \quad (4.55)$$

$$\Sigma F_y = -C_y + 93506{,}35 \cdot \sin(13{,}27) - 7345{,}38 - 1962 \quad (4.56)$$

$$\Sigma F_y = -C_y + 12156{,}0770 = 0 \quad (4.57)$$

$$C_y = 12156{,}0770\ N \quad (4.58)$$

Toplam yatay yönlü kuvvetlerin bileşkesi statik denge prensibi gereği sıfır olmalıdır. Formül 4.59'dan C_x reaksiyon kuvveti hesaplanır.

$$\Sigma F_x = -C_x + F_{p3}\cos(\theta_c) = 0 \tag{4.59}$$

$$\Sigma F_x = -C_x + 93506{,}35 \cdot \cos(13{,}27) = 0 \tag{4.60}$$

$$C_x = 91009{,}65\ N \tag{4.61}$$

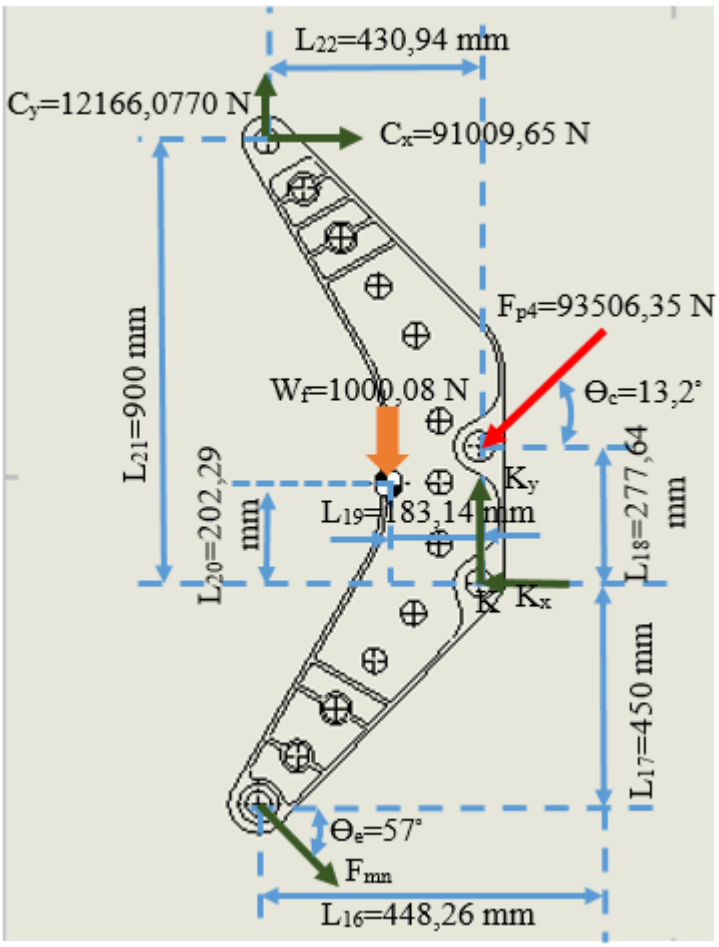
Piston hızının 0,1 m/s olması durumunda dördüncü pistonun hareketini gerçekleştirmesi için pompanın ihtiyaç duyacağı güç ifadesi Formül 4.62'de gösterilen formül yardımıyla hesaplanabilir.

$$P_{P4} = F_{p4} v_p \tag{4.62}$$

$$P_{P4} = 93{,}506 \times 0{,}1 = 9{,}35\ kW \tag{4.63}$$

4.3.5. Beşinci Piston Çalışma Basıncı Hesabı

Beşinci pistonun çalışma basıncını hesaplamadan önce denge (karşı) ağırlığın ele alınması gerekir. Şekil 4.43'de ele alınan parçanın serbest cisim diyagramı verilmiştir. Burada C noktası için Formül 4.55 ve Formül 4.56'da hesaplanmış olan kuvvet değerleri şiddetçe eşit yönce ters olacak şekilde uygulanır. Ayrıca Formül 4.48'de hesaplanan piston kuvveti de sistem üzerine uygulanarak bilinmeyen kuvvet değerlerinin hesabı yapılır.



Şekil 4.43 Karşı ağırlığın serbest cisim diyagramı

Şekil 4.43'deki gösterilen şekilde yer alan parametrelere ait değerler aşağıdaki gibi verilmiştir.

L_{16}: 448,26 mm	L_{17}: 450 mm	L_{18}: 277,64
L_{19}:183,14 mm	C_x: 91009,65 N	Θ_c:13,2°;Θ_e: 57°
L_{20}: 202,29 mm	C_y: 12166,077 N	K_x: Bilinmeyen
L_{21}: 900 mm	F_{p4}: 93506,35 N	K_y: Bilinmeyen
L_{22}: 430,94 mm	W_f: 1000,38 N	F_{mn}: Bilinmeyen

Statik denge prensibi gereği K noktasına göre moment alınması durumunda Formül 4.64'de gösterilen eşitlik elde edilmiş olunur.

$$\Sigma M_K = W_f L_{19} + F_{P3}\cos(\theta_c)L_{18} - C_y L_{22} - C_x L_{21} + F_{mn}\cos(\theta_e)L_{17} + F_{mn}\sin(\theta_e)\,L_{16} = 0 \quad (4.64)$$

Gerekli paratreler yerlerine koyulduğunda Formül 4.66'da hesaplanan kuvvet değerleri elde edilmektedir.

$$\Sigma M = 0{,}6208F_{mn} - 68754{,}5126 = 0 \quad (4.65)$$

$$F_{mn} = 110751{,}47\ \text{N} \quad (4.66)$$

Düzlemde düşey yönlü kuvvetlerin denge ifadesinden Formül 4.67'deki eşitlik elde edilir. Bilinmeyen K_y kuvveti Formül 4.69'de gösterildiği gibi hesaplanmış olunur.

$$\Sigma F_y = +K_y + C_y - F_{p3}\sin(\theta_c) - F_{mn}\sin(\theta_e) - W_f = 0 \quad (4.67)$$

$$K_y = -12166 + 21352{,}26 + 1000{,}38 + 92883{,}99 \quad (4.68)$$

$$K_y = +103181{,}8444\ N \quad (4.69)$$

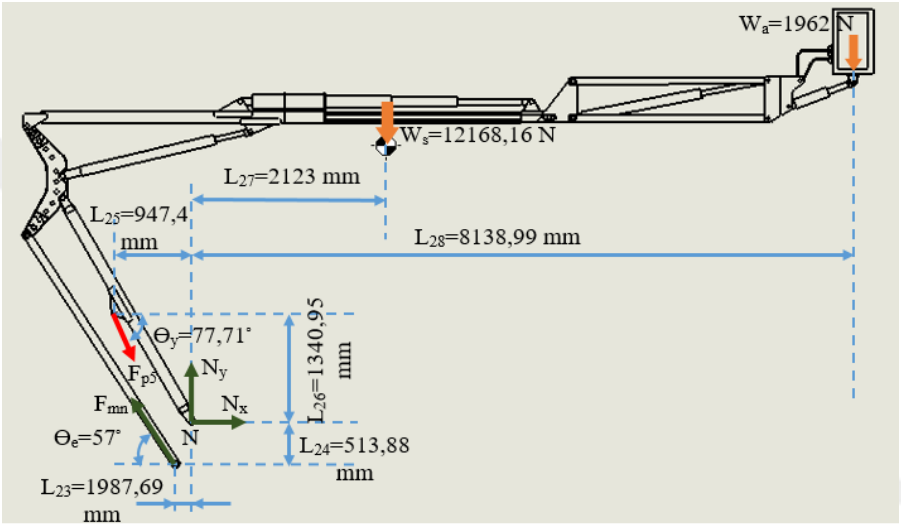
Düzlemde yatay yönlü kuvvetlerin denge ifadesinden Formül 4.70'deki eşitlik elde edilir. Bilinmeyen K_x kuvveti Formül 4.72'de gösterildiği gibi hesaplanmış olunur.

$$\Sigma F_x = -K_x + C_x - F_{p3}\cos(\theta_c) + F_{mn}\cos(\theta_e) = 0 \quad (4.70)$$

$$K_x = +91009{,}65 - 91009{,}66 + 60319{,}57 \quad (4.71)$$

$$K_x = +60319{,}57\ N \quad (4.72)$$

Gerekli ara işlemler yapıldıktan sonra sistemde en alt kısımda bulunan beşinci hidrolik elemana ait çalışma basıncı değerinin hesaplanması gerekmektedir. Şekil 4.44'de beşinci pistona ait çalışma basıncının hesabı için oluşturulan serbest cisim diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.44 Beşinci piston çalışma basıncı için serbest cisim diyagramı

Şekil 4.44'de gösterilen serbest cisim diyagramına ait kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir.

L_{23}: 198,69 mm
L_{24}: 513,88 mm
L_{25}: 947,40 mm
L_{26}: 1340,95 mm
L_{27}: 2123,52 mm
L_{28}: 8138,99 mm
Θ_y: 77,71°

W_s: 12168,16 N
W_a: 1962 N
F_{mn}: 110751,47 N
F_{p5}: Bilinmeyen
N_x: Bilinmeyen
N_y: Bilinmeyen
Θ_e: 57°

Statik denge prensibi gereği N noktasına göre moment alınması durumunda Formül 4.73'de gösterilen eşitlik elde edilmiş olunur.

$$\Sigma M_N = -W_a L_{28} - W_s L_{27} - F_{mn}\cos(\theta_e)L_{24} - F_{mn}\sin(\theta_e)L_{23} - F_{p5}\sin(\theta_y)L_{25} - F_{p5}\cos(\theta_y)L_{26} \quad (4.73)$$

Gerekli ara işlemler yapıldığında beşinci pistona gelen kuvvet değeri Formül 4.75'de hesaplanır.

$$+0{,}6401F_{p5} = 91134{,}73 \quad (4.74)$$

$$F_{p5} = 142375{,}77\ N \quad (4.75)$$

100 - 120 mm silindir çapı için D_s ifadesi yerine konursa Formül 4.76'daki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$P_{p5} = \frac{F_{p5}}{\pi \frac{{D_{s5}}^2}{4}} \quad (4.76)$$

D_s silindir iç çapı mm cinsiden olmak üzere beşinci pistona ait çalışma basıncı Formül 4.77'de gösterildiği gibi hesaplanarak çalışma basıncı 18,1278 MPa olarak hesaplanır. 1 MPa 10 bar a eşit olduğu için beşinci piston çalışma basıncı 181,278 Bar olarak hesaplanmıştır

$$P_{p5} = \frac{142375{,}77}{\pi \frac{100^2}{4}} \quad (4.77)$$

$$P_{p5} = 18{,}1278\ MPa \quad (4.78)$$

Düzlemde yatay yönlü kuvvetlerin denge ifadesinden Formül 4.79'daki eşitlik elde edilir. Bilinmeyen N_x kuvveti Formül 4.81'de gösterildiği gibi hesaplanmış olunur.

$$\Sigma F_x = N_x + \cos(\theta_y) F_{p5} - \cos(\theta_e) F_{mn} = 0 \quad (4.79)$$

$$N_x = 142375{,}77 \cos(77{,}71) - 110751{,}47 \cos(57) \quad (4.80)$$

$$N_x = +30013{,}48\ N \quad (4.81)$$

Düzlemde düşey yönlü kuvvetlerin denge ifadesinden Formül 4.82'deki eşitlik elde edilir. Bilinenen parametreler yerlerine yerleştirilir ve ara işlemler yapılırsa Formül 4.83'de gösterildiği gibi N_y değeri hesaplanır.

$$\Sigma F_y = +N_y - F_{p5} \sin(\theta_y) + F_{mn} \sin(\theta_e) - W_f - W_s = 0 \quad (4.82)$$

$$N_y = +60359{,}07\ N \quad (4.83)$$

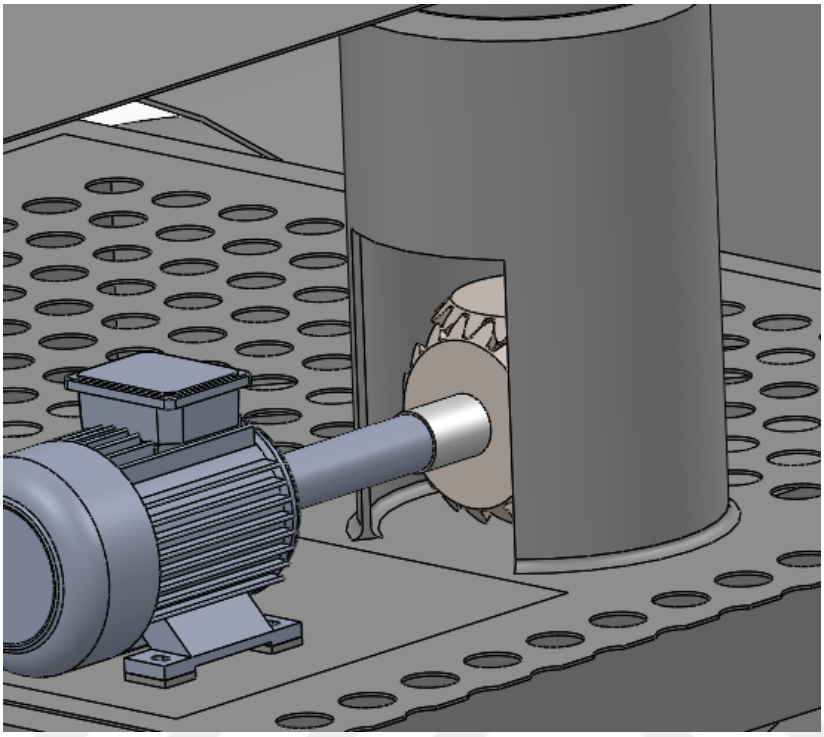
Piston hızının 0,1 m/s olması durumunda pompanın ihtiyaç duyacağı güç ifadesi Formül 4.84'de gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$P_{P5} = F_{p5} v_p \quad (4.84)$$

$$P_{P5} = 142{,}375 \cdot 0{,}1 = 14{,}24\ kW \quad (4.85)$$

4.4. Motor Gücü Hesabı

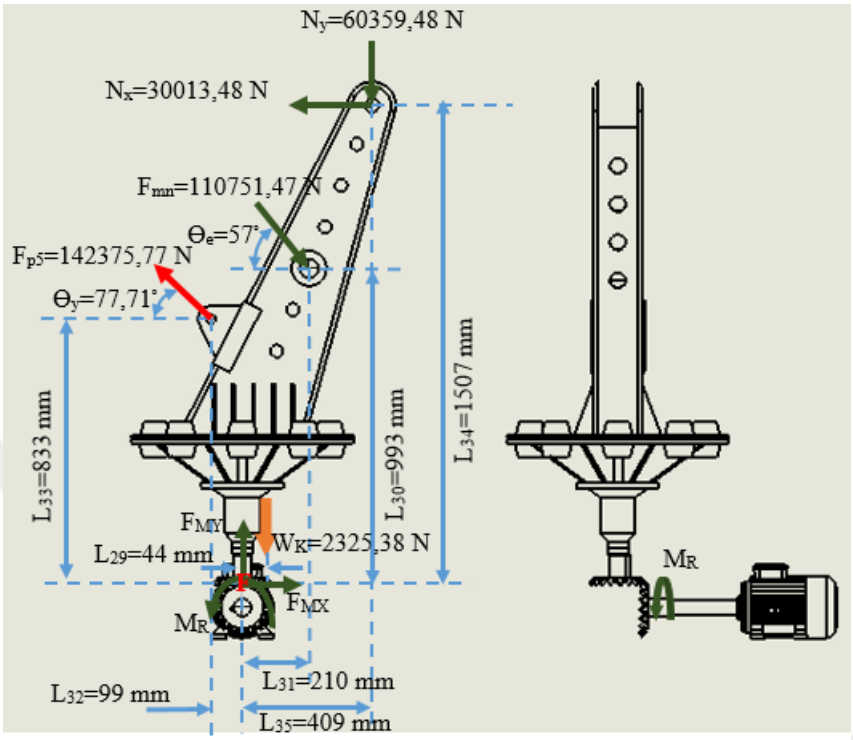
Motor gücü hesabı için öncelikle motor ile bağlantısı olan döner sütunda oluşan ve eşdeğer kuvvetleri belli olan kısım ele alınmalıdır. Burada dönmeyi sağlayan dişli üzerinede oluşan reaksiyon torku bizim için önem arz eder.



Şekil 4.45 Motor tahrik sisteminin gösterimi

Şekil 4.45'de hidrolik bumlu kaldırma platformunun 360° dönmesini sağlamak için gerekli elektrik motorunun gösterimi verilmektedir. Burada hareketin aktarılması için konik dişlilerin kullanılması uygun görülmüştür.

Şekil 4.46'da motor bağlantısının olduğu bölgedeki serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. Burada statik denge denklemleri kullanmak suretiyle motor miline bağlı dişlinin dönmesi için ne kadarlık bir tork değerine ihtiyaç duyduğu bilgisi önem arz eder.



Şekil 4.46 Motor bağlantısının olduğu bölgenin serbest cisim diyagramının gösterimi

Şekil 4.46'da gösterilen serbest cisim diyagramına ait kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir.

L_{29}: 44 mm	L_{35}: 409 mm	F_{MX}: Bilinmeyen
L_{30}: 993 mm	F_{P5}: 142375,77 N	F_{MY}: Bilinmeyen
L_{31}: 210 mm	F_{mn}: 110751,47 N	M_R: Bilinmeyen
L_{32}: 99 mm	N_x: 30013,48 N	Θ_y: 77,71°
L_{33}: 833 mm	N_y: 60359,48 N	Θ_e: 57°
L_{34}: 1507 mm	W_K: 2325,38 N	

Yatay yöndeki kuvvetlerin statik dengesinden, Formül 4.84'deki ifade elde edilir. Buradan dişliye gelen yatay yönlü kuvvet elde edilir.

$$\Sigma F_x = -N_x - F_{p5}\cos(\theta_y) + F_{mn}\cos(\theta_e) + F_{MX} = 0 \qquad (4.86)$$

$$\Sigma F_x = -30013{,}48 - 30306{,}071 + 60319{,}57 + F_{MX} = 0 \quad (4.87)$$

$$F_{MX} = 0{,}019 \quad (4.88)$$

Düzlemde düşey yönlü kuvvetlerin denge ifadesinden Formül 4.89'daki eşitlik elde edilir. Dişli üzerine gelen F_{MY} kuvveti Formül 4.91'de gösterildiği gibi hesaplanmış olunur.

$$\Sigma F_y = -N_y + F_{p5}\sin(\theta_y) - F_{mn}\sin(\theta_e) - W_K + F_{MY} = 0 \quad (4.89)$$

$$\Sigma F_y = -60359{,}48 + 139112{,}16 - 92884 - 2325{,}38 + F_{MY} = 0 \quad (4.90)$$

$$F_{MY} = 16455{,}7\ N \quad (4.91)$$

Statik denge prensibi gereği F noktasına göre moment alınması durumunda Formül 4.92'de gösterilen eşitlik elde edilmiş olunur. Burdan dişlinin dönmesi için gerekli moment Formül 4.94 ifadesindeki gibi elde edilmiş olunur.

$$\Sigma M_F = -W_K L_{29} - F_{mn}\cos(\theta_e)L_{30} - F_{mn}\sin(\theta_e)L_{31} - F_{P5}\sin(\theta_y)L_{32} + F_{P5}\cos(\theta_y)L_{33} + N_x L_{34} - N_y L_{35} - M_R = 0 \quad (4.92)$$

$$\Sigma M = -102{,}317 - 59897{,}337 - 19505{,}640 - 13772{,}178 + 25244{,}967 + 45230{,}314 - 24687{,}027 - M_R = 0 \quad (4.93)$$

$$M_R = 47488{,}96\ Nm = 47{,}488\ kNm \quad (4.94)$$

Dönen kısım için gerekli güç ifadesi Formül 4.98'de gösterilen eşitlik ile hesaplanabilir. Öncesinde dişlinin açısal hızı olan w_p belirlenmelidir. Burada n devir sayısını temsil etmektedir, n=5 dev/dak olarak alınmıştır. Formül 4.95'deki eşitlik yardımıyla dönüş hızı 0,5 rad/s olarak hesaplanır.

$$w_p = 2\pi\frac{n}{60} \quad (4.95)$$

$$w_p = 2\pi \frac{5}{60} = 0{,}52 \cong 0{,}5 \ {}^{rad}/_{s} \tag{4.96}$$

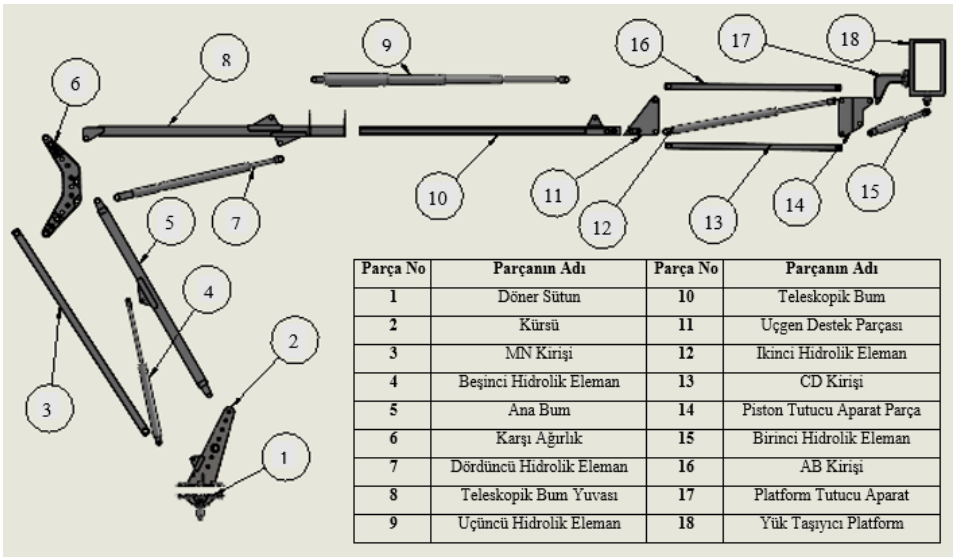
$$P_D = M_R w_p \tag{4.97}$$

$$P_D = 47{,}488 \times 0{,}5 = 23{,}74 \ kW \tag{4.98}$$

Platformun dönmesi için gerekli güç ifadesi 23,74 kW olarak hesaplanır.

4.5. Parçaların Statik ve Burkulma Analizleri

Ele alınan platformda her bir parçanın emniyetle çalışması esas olarak önem arz etmektedir. Doğru sınır şartları ve yüklemelerle birlikte uygun mesh ağının oluşturulmuş olması gerekmektedir. Hesaplanan parçalar için statik analizin yanında kesiti enine göre küçük parçaların burkulma yönünden Euler teorisine göre incelemesi gerekmektedir. Şekil 4.47'de tasarlanan kaldırma aracında kullanılan parçalar ve isimleri verilmiştir.

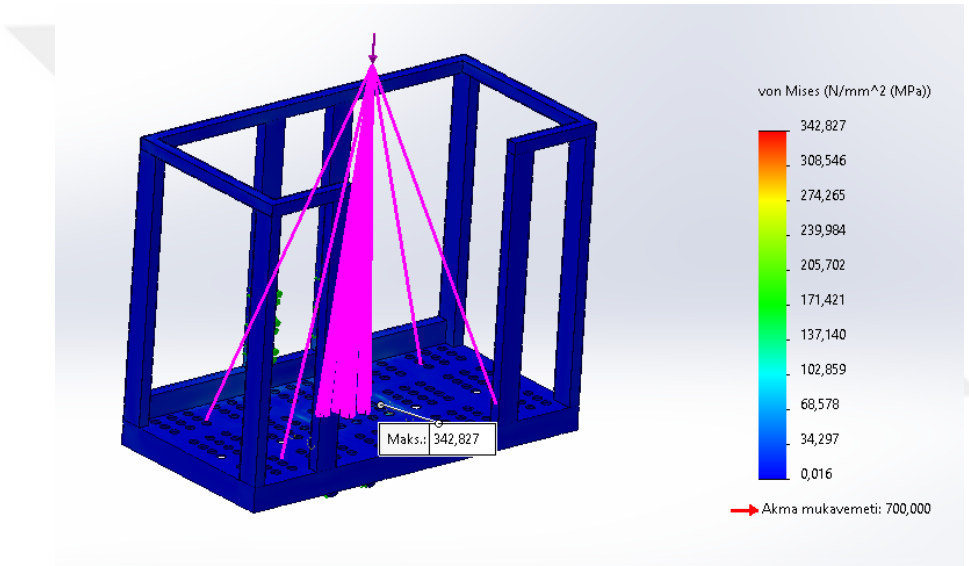


Parça No	Parçanın Adı	Parça No	Parçanın Adı
1	Döner Sütun	10	Teleskopik Bum
2	Kürsü	11	Üçgen Destek Parçası
3	MN Kirişi	12	Ikinci Hidrolik Eleman
4	Beşinci Hidrolik Eleman	13	CD Kirişi
5	Ana Bum	14	Piston Tutucu Aparat Parça
6	Karşı Ağırlık	15	Birinci Hidrolik Eleman
7	Dördüncü Hidrolik Eleman	16	AB Kirişi
8	Teleskopik Bum Yuvası	17	Platform Tutucu Aparat
9	Üçüncü Hidrolik Eleman	18	Yük Taşıyıcı Platform

Şekil 4.47 Tasarlanan kaldırma paltformunda yer alan parçalar ve adları

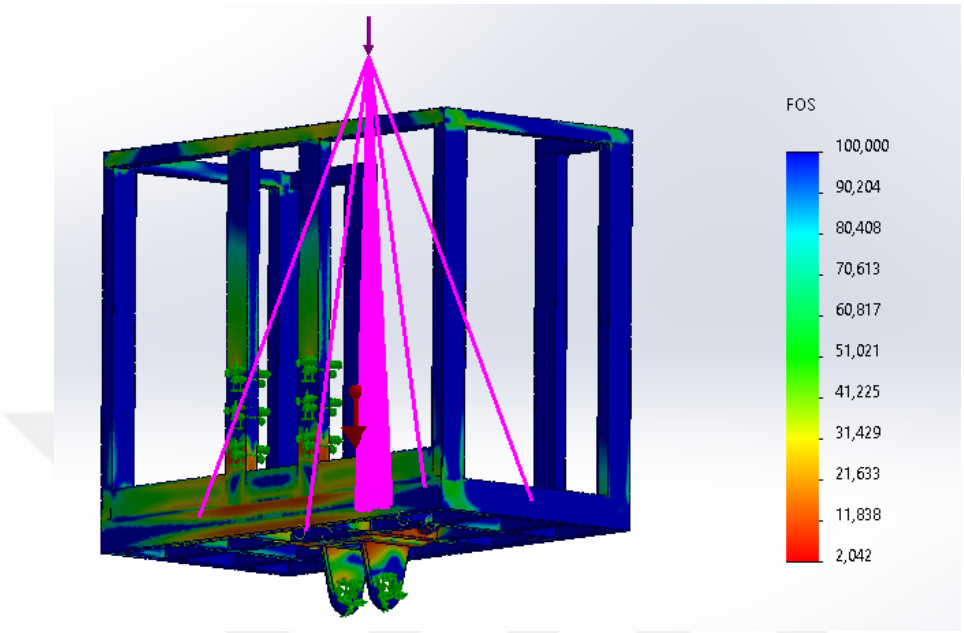
4.5.1. Yük Taşıyıcı Platform Statik Analiz

Tabla üzerinde cıvata bağlantısı yapılan noktalara verilecek sınır şartları gerçeğe uygun olacak şekilde olmalıdır. Programda uygun bir mesh oluşturularak analiz çalıştırılır. Şekil 4.48'de yük taşıyıcı platformda meydana gelen maksimum eşdeğer Von Mises gerilme değeri verilmiştir.



Şekil 4.48 Yük taşıyıcı platforma ait maksimum eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri

Şekil 4.49'da yük taşıyıcı platformda oluşan emniyet katsayısının bölgesel dağılımı verilmiştir. Kırmızı ile gösterilen bölgeler emniyet açısından daha önem arz etmektedir. Mavi ile gösterilen bölgelerde gerilmeler önem arz etmemekte ve o bölgelerde hafifletilme çalışmalarının yapılabileceği sonucuna varılmaktadır.

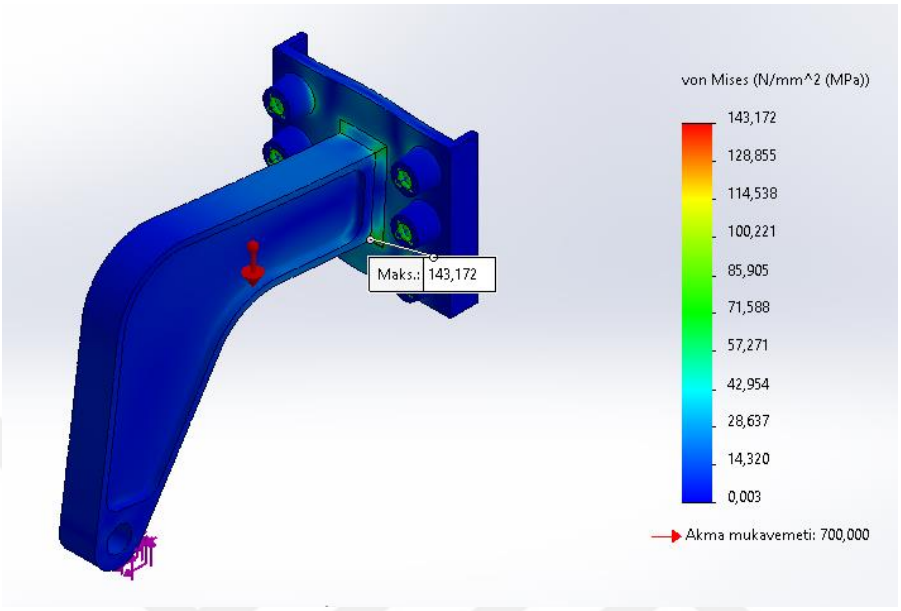


Şekil 4.49 Yük taşıyıcı platformda oluşan emniyet katsayısı dağılımı

En düşük emniyet katsayısının 2,042 olduğu gözlemlenerek yük taşıyıcı platformun emniyetli sınırlar dahilinde olduğu tespit edilmiştir.

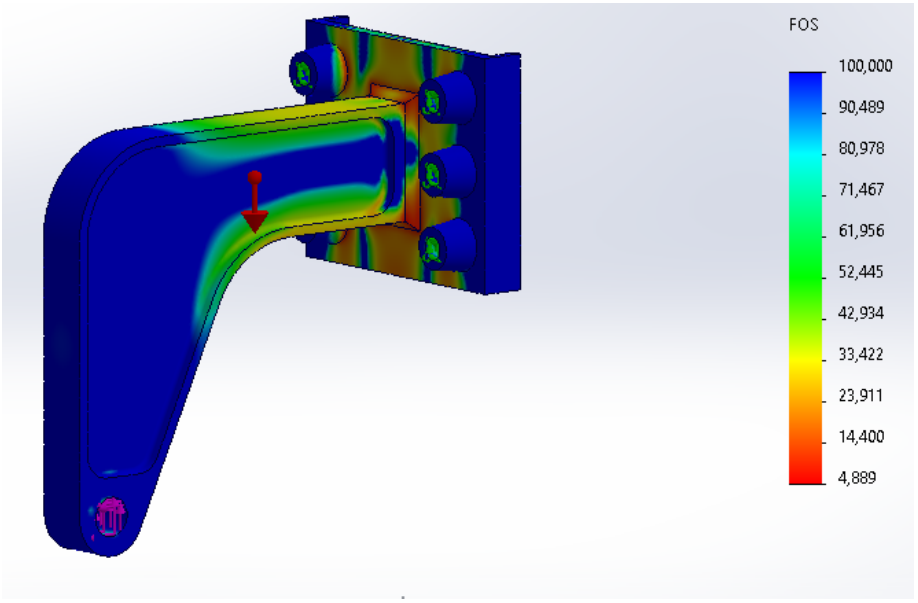
4.5.2. Platform Tutucu Aparat Parça Statik Analiz

Platform tutucu parçasının analizinde Şekil 4.39'dan yola çıkarak oluşturulan Sırasıyla Formül 4.13 ve 4.16'dan hesaplanan A_x ve A_y reaksiyon kuvvetleri pim kuvveti olacak şekilde sinüsoidal bir formda uygulanmıştır. Parça cıvata bağlantılarının yapıldığı bölgeden sabitlenmiştir. 5 mm mesh ağı oluşturularak analiz çalıştırılmıştır. Şekil 4.50'de platform tutucu aparat parçada meydana gelen eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri verilmiştir.



Şekil 4.50 Platform tutucu aparat parçaya ait eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri

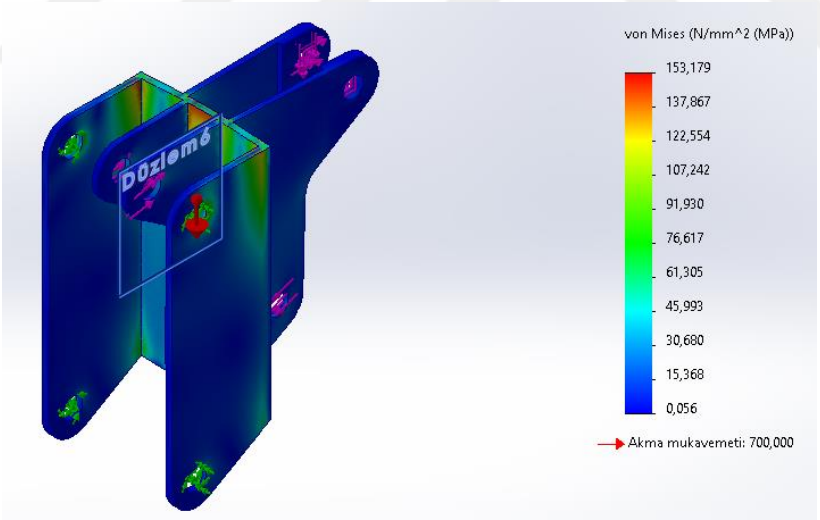
Şekil 4.51'de platform tutucu parçada hesaplanan minimum emniyet katsayısı değerlerinin değişimi verilmiştir. İncelenen parçanın yaklaşık olarak 4,90 kat emniyetli olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.51 Platform tutucu parçaya ait minimum emniyet katsayısı dağılımı

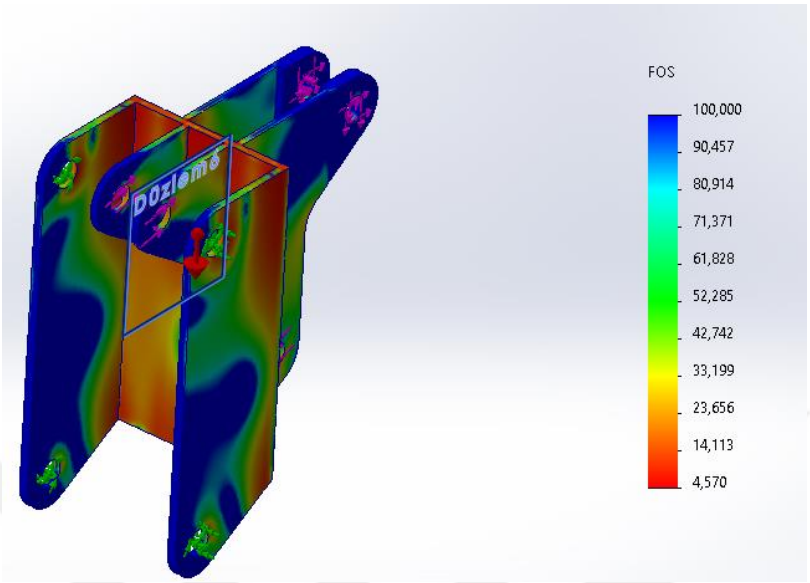
4.5.3. Piston Tutucu Aparat Parça Analizi

Burada Şekil 4.40'da gösterilen serbest cisim diyagramından yola çıkarak oluşturulan Formül 4.23'de hesaplanan piston kuvveti ve Şekil 4.39'da gösterilen serbest cisim diyagramından yola çıkarak Formül 4.13 ve 4.16'da belirtilen denklemlerde hesaplanan A noktasındaki reaksiyon kuvvetleri kullanılmıştır. Ayrıca Formül 4.19'da hesaplanan birinci pistona ait kuvvet değeri de parçaya uygulanmıştır. Burada önemli husus yüklerini pim kuvveti olarak girmektir. AB ve CD kirişleriyle bağlantıların olduğu yerlerde sınır şartları silindirik yüzeyler olan sınır şartı seçilmiştir. Hassas bir mesh ağı oluşturulmak suretiyle analiz çalıştırılmıştır. Şekil 4.52'de tutucu parçadaki eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri verilmiştir.



Şekil 4.52 Piston tutucu aparat parça eşdeğer gerilme dağılımı

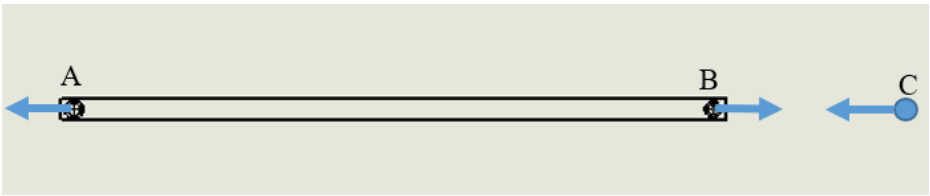
Hesaplanan gerileme değerlerine bağlı olarak Şekil 4.53'de meydana gelen emniyet katsayı değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Ele alınan parçanın dört buçuk kat emniyetli olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.53 Piston tutucu aparat parça emniyet katsayısı değişimi

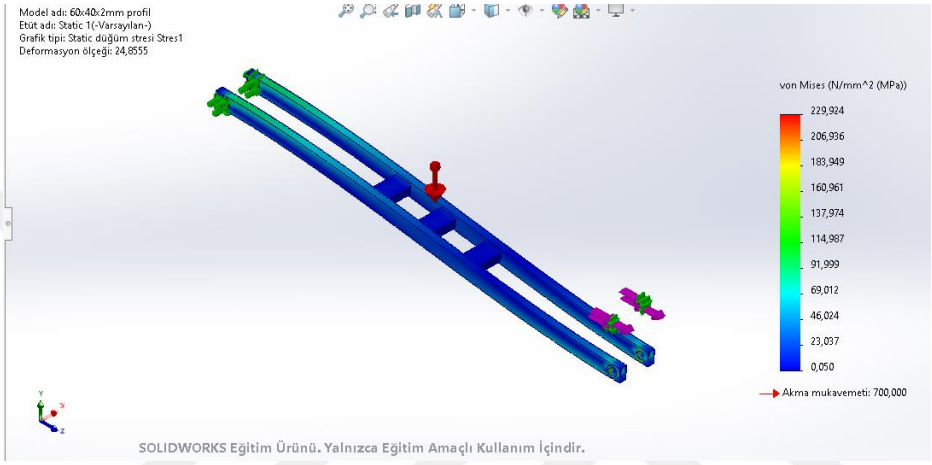
4.5.4. AB Kirişi Statik Analizi

AB kirişinin sistemde maruz kaldığı gerilmeler Şekil 4.40'daki serbest cisim diyagramından yola çıkarak Formül 4.32'de analitik olarak hesaplanan F_{AB} kuvveti ve sistemdeki çökme değerleri kullanılmak suretiyle hesaplanmıştır. Şekil 4.54'de AB kirişinin serbest cisim diyagramı verilmiştir. Uygun mesh ağı oluşturulup sınır şartları tanımlamaları yapıldıktan sonra analiz çalıştırımıştır.



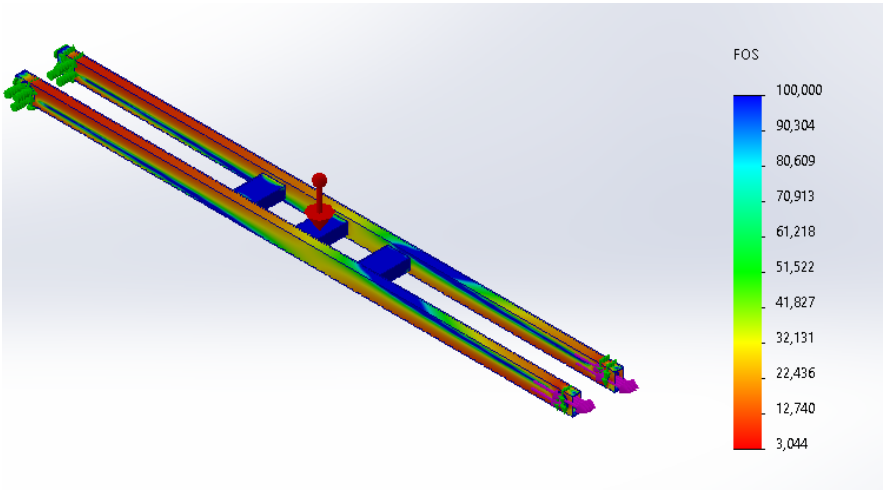
Şekil 4.54 AB kirişi serbest cisim diyagramı

Analitik hesaplanan kuvvet değeri ve uygun sınır şartları uygulanarak çekiye çalışan AB kirişinde oluşan eşdeğer Von Mises gerilme değeri dağılımı Şekil 4.55'de gösterilmiştir.



Şekil 4.55 AB kirişi eşdeğer gerilme gösterimi

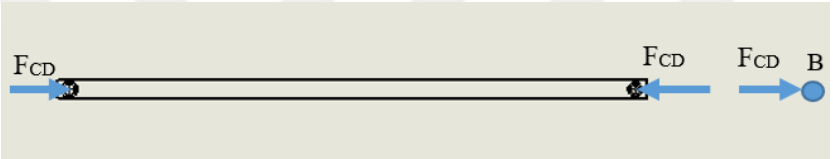
Meydana gelen gerilmelere karşılık AB kirişinin emniyet katsayısı dağılımı Şekil 4.56'da gösterilmiştir. Kirişin minimum üç kat emniyetli olarak çalıştığı gözlenmiştir.



Şekil 4.56 AB kiriş elemanı emniye katsayısı dağılımı

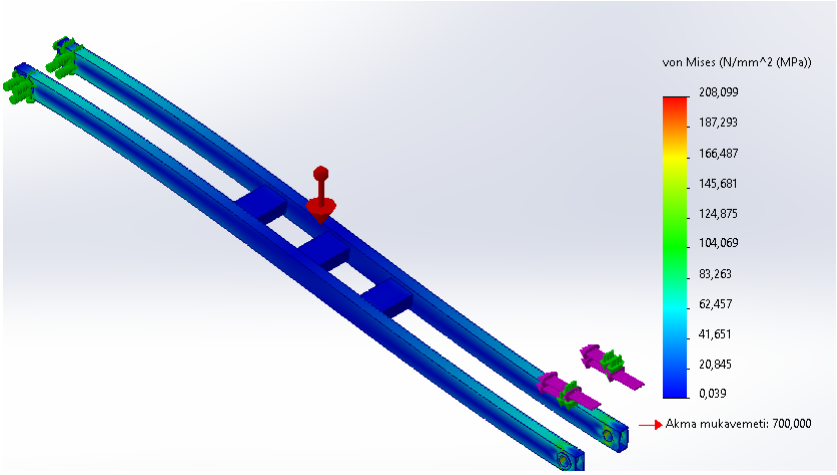
4.5.5. CD Kirişi Statik Analizi

CD kirişinde Şekil 4.40'da gösterilen serbest cisim diyagramı referans olmak üzere Formül 4.29'da analitik olarak hesaplanan F_{CD} kuvveti kullanılmıştır. Sonuca göre bası yüküne maruz kaldığı tespit edilmektedir. Bası yüklerine maruz yapılarda statik analizlere ek olarak burkulma analizinin yapılması önem arz eder. Şekil 4.57'de CD kirişine ait serbest cisim diyagramı verilmiştir.



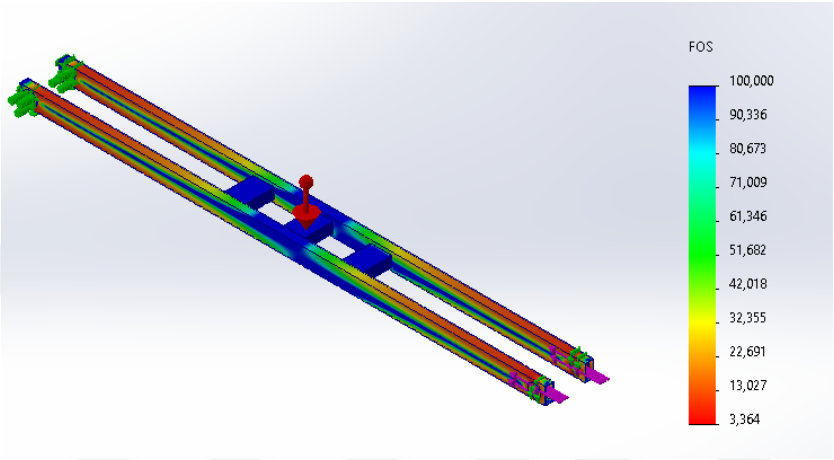
Şekil 4.57 CD kirişi serbest cisim diyagramı

İlk aşamada CD kirişinin statik olarak incelenmesi gerekmektedir. Bu noktada analitik olarak hesaplanan kuvvet değerlerinin ve nümerik analiz sonucunda hesaplanan yer değiştirme değerlerinin programa girilmesi gerekmektedir. Uygun mesh ağı örgüsü oluşturularak sınır şartları tanımlaması yapıldıktan sonra analiz çalıştırılmıştır.



Şekil 4.58 CD kirişi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.58'de CD kirişine ait eşdeğer gerilme dağılımı verilmiştir. Şekil 4.59'da ise CD kirişine ait emniyet katsayı değişimi gösterilmektedir. CD kirişinin minimum 3,36 kat emniyetli çalıştığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.59 CD kirişine ait emniyet katsayısı değeri

4.6. CD Kirişi Burkulma Analizi

CD kirişi eksenel yönde basıya maruzdur. Eni boyuna göre oldukça küçük bir parçadır. Bu tarz basıya maruz parçalar için burkulma analizlerinin yapılması gerekmektedir. Bunun için öncelikle yapının Euler teorisine uygunluğunun tespiti gerekmektedir. Burada P_e kritik burkulma yükünü temsil eder. L_e eşdeğer uzunluk olup iki ucu pimli bağlantı için mevcut uzunluk alınmaktadır. Formül 4.99 ve Formül 4.100'de sırasıyla kritik burkulma yükü ve gerilmesinin hesaplanması gösterilmiştir. Burada I_{min} kesite ait en düşük alan atalet momentini temsil eder.

$$P_e = \frac{\pi^2 E I_{min}}{{L_e}^2} \tag{4.99}$$

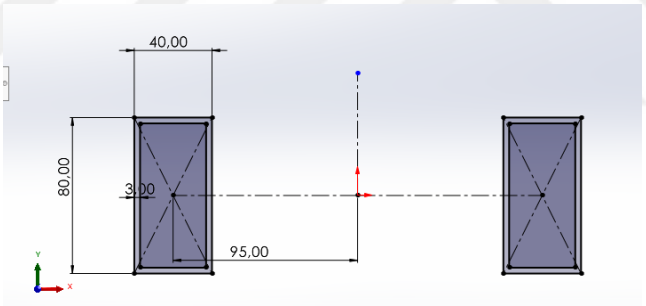
$$\sigma_{Br} = \frac{\pi^2 E \frac{I_{min}}{A}}{{L_e}^2} \tag{4.100}$$

Atalet yarıçapını temsil eden *i*, Formül 4.101'deki eşitlik ile hesaplanmaktadır. Hesaplanan *i* değerinden yola çıkılarak Formül 4.102'den narinlik katsayısı hesaplanır.

$$i^2 = \frac{I_{min}}{A} \tag{4.101}$$

$$Narinlik\ Katsayısı = \gamma = \frac{L_e}{i} \tag{4.102}$$

Şekil 4.60'da ele alınan parçadaki kesite ait detaylar verilmiştir. Burada önem arz eden husus en küçük atalet momentine sahip kesitin belirlenmesidir.



Şekil 4.60 CD kirişine ait kesit detayları

Formül 4.103'de alan atalet momentinin en düşük değerininin hesabı gösterilmiştir. Burada E=217,200 GPa ve L_e=2500 mm olarak alınarak hesaplanmıştır.

$$I_{min} = \left(\frac{40 \cdot 80^3}{12} - \frac{34 \cdot 74^3}{12}\right) \cdot 2 = 1{,}12 \cdot 10^6\ mm^4 \tag{4.103}$$

Formül 4.104'de parçanın Euler teorisine uygunluğunun kıyaslanması için narinlik katsayısının hesabı gösterilmiştir.

$$\gamma = \frac{L_e}{i} = \frac{2500}{\sqrt{\frac{1{,}2 \cdot 10^6}{217{,}200 \cdot 10^3}}} = 1063{,}60 \qquad (4.104)$$

Tablo 4.11'de kritik narinlik katsayısı değerinin ne olması gerektiği ile ilgili değerler verilmiştir.

Tablo 4.11 Narinlik oranına bağlı kolon sınıfları (EduRev, b.t.)

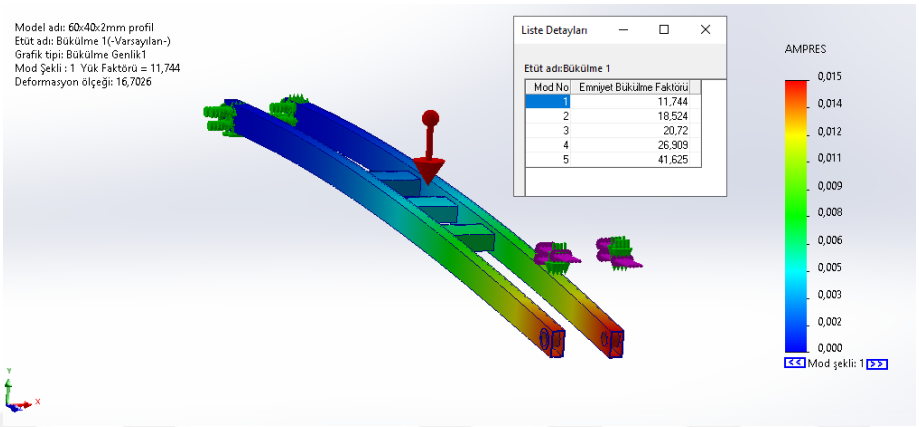
Kolon Tipi	**Narinlik oranı**
Kısa kolon	0 - 40
Orta kolon	40 – 125
Uzun kolon	>125

Tablo 4.11'de ki sınıflandırmaya göre CD kirişinin uzun kolon tipinde olduğu görülmektedir. Tablo 4.12'de ise kolon tiplerine ait olan hata modlarının tablosu verilmiştir. Buradan yapının ne tür bir hasara uğrayacağı hakkında bilgiler edinmiş olunur.

Tablo 4.12 Kolon tiplerine bağlı olarak hata modları (EduRev, b.t.)

Kolon Tipi	**Hata modu**
Kısa kolon	Kırılma
Uzun kolon	Burkulma
Orta kolon	Kırılma ve burkulmanın birleşik olması

Tablo 4.12'de kirişin burkulmaya maruz kalabileceği sonucuna varılmıştır. Şekil 4.61'de CD kirişine ait burkulma yük faktörü değerleri verilmiştir. Burada ele alınan parçanın bütün mod değerlerinin 1'den büyük olduğu yapılan analiz sonucunda tespit edilmiştir. Buradan CD parçasının ilgili yükten dolayı burkulma olayı yaşamayacağı sonucuna varılır.



Şekil 4.61 CD kirişine ait burkulma analizi sonuçları

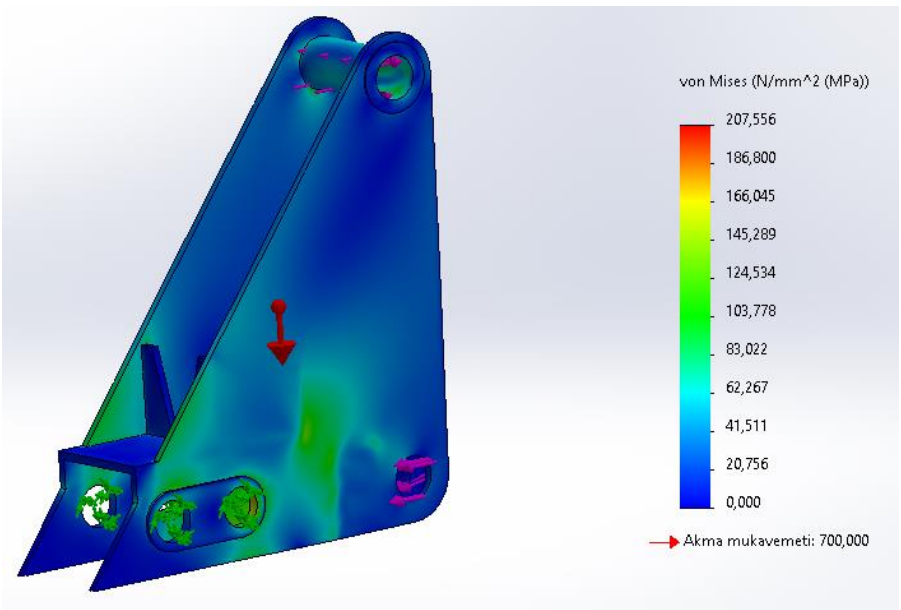
Tablo 4.13 Burkulma yük durumlarının değimi (SolidWorks Help, b.t.)

Burkulma Yük Faktörü	**Burkulma Durumu**	**Açıklama**
BYF>1	Burkulma beklenmez	Uygulanmış olan yük öngörülen kritik yükten azdır. Burkulma meydana gelmez.
BYF=1	Burkulma beklenir	Uygulanmış olan yük öngörülen kritik yüke eşittir. Burkulma meydana gelir.
0<BYF<1	Burkulma beklenir	Uygulanmış olan yük kritik yük seviyesinin üzerindedir. Burkulma meydana gelir.
1<BYF<0	Burkulma beklenmez	Uygulanmış yük mevcut yönün tersi doğrultuda uygulanırsa burkulma meydana gelir.
BYF=-1	Burkulma beklenmez	Yüklerin uygulanma doğrultusu değişirse burkulma meydana gelir.
BYF<-1	Burkulma beklenmez	Yüklerin uygulanma yönleri ters çevrilse dahi burkulma meydana gelmez.

Tablo 4.13'de burkulma yük değerlerine karşılık yapıda oluşabilecek burkulma durumu ile ilgili bilgiler verilmiştir. Yapıda çeşitli mod değerleri için hesaplanan büyüklüklerin belirli sınır değerlerden oldukça uzak olması istenmektedir. Şekil 4.61'de hesaplanan mod değerlerine göre burkulma olmayacağını Tablo 4.13'deki bilgiler ışığında söyleyebiliriz.

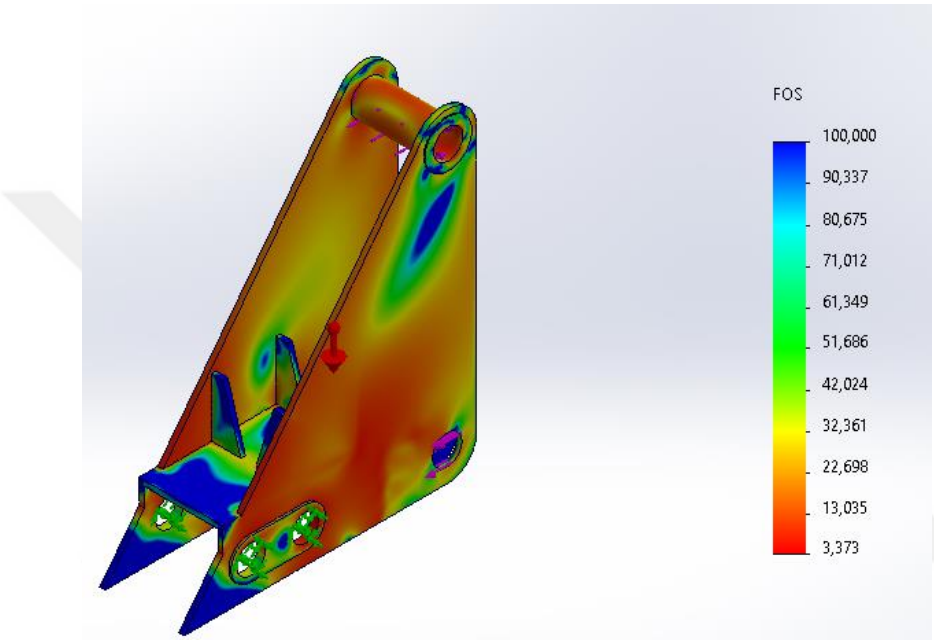
4.6.1. Üçgen Destek Parça Statik Analiz

Burada Formül 4.23'de hesaplanan ikinci pistona ait kuvvet değerleri, Formül 4.29'dan elde edilen CD kirişine ait kuvvet değeri F_{CD} ve Formül 4.32'den elde edilen AB kirişine ait kuvvet değeri F_{AB} kullanılmıştır. Uygun sınır koşulları ve mesh ağı örgüsünde analiz çalıştırılmıştır. Şekil 4.62'de üçgen parçaya ait eşdeğer Von Mises gerilmesi sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.62 Üçgen destek parçası eşdeğer gerilme değeri

Şekil 4.63'de üçgen destek parçaya ait hesaplanan emniyet katsayısı değeri verilmiştir. Minimum emniyet katsayısının üçün üzerinde olduğu tespit edilmiştir.

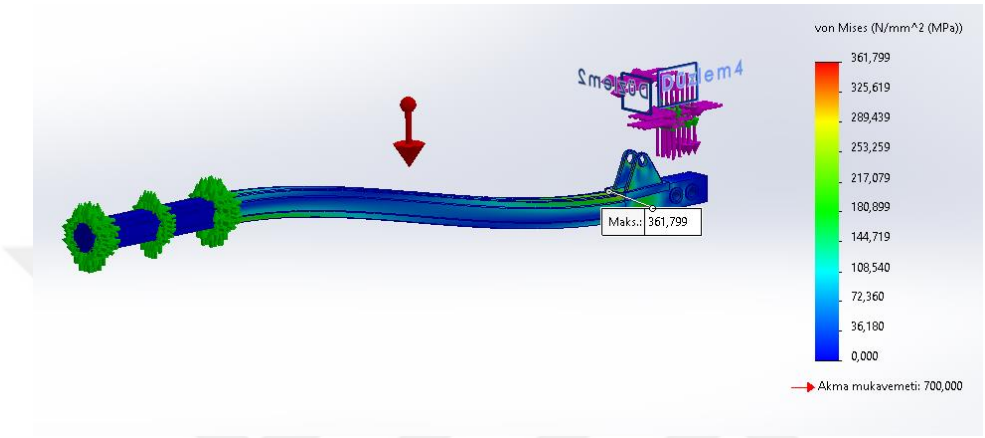


Şekil 4.63 Üçgen destek parçası emniyet katsayısı değişimi

4.6.2. Teleskopik Bum Statik Analiz

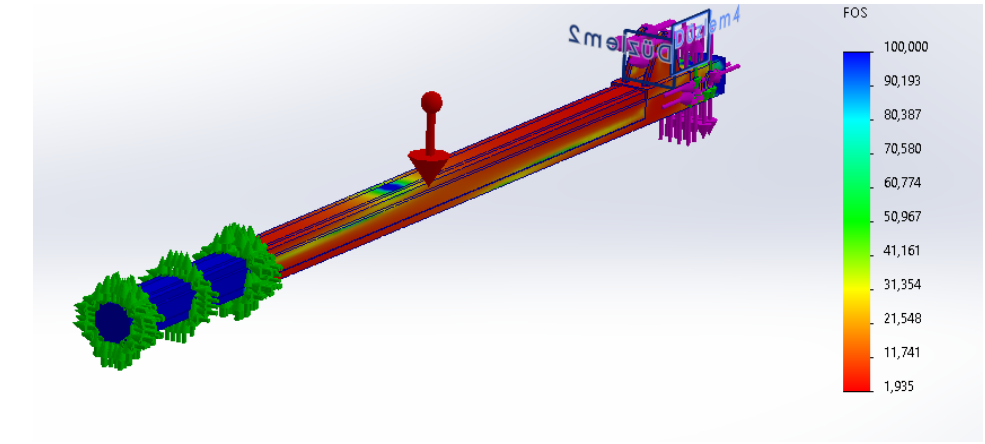
İleri geri hareket edebilen bum parçası için Şekil 4.41'deki serbest cisim diyagramından yola çıkmak suretiyle Formül 4.38'deki eşitlik yardımı ile üçüncü pistona ait çalışma basıncı uygulanmıştır. Bumun üçgen parçaya pimler vasıtasıyla mesnetlendiği noktada statikçe belirsiz bir durum ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle pimli bağlantıların yer aldığı konumda, silindirik destek sınır şartı uygulanarak pim yuvalarındaki reaksiyon kuvvetleri analiz modülü üzerinden elde edilerek bumun üzerine uygulanmıştır. Uygun mesh ağı belirlenmiştir ve küçük bumun büyük bumun içerisine girdiği bölgeden sınır şartları verilmek üzere analiz çalıştırılmıştır. Şekil

4.64’de teleskopik bum parçası için elde edilen eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri verilmiştir.



Şekil 4.64 Teleskopik bum eşdeğer Von Mises gerilmesi

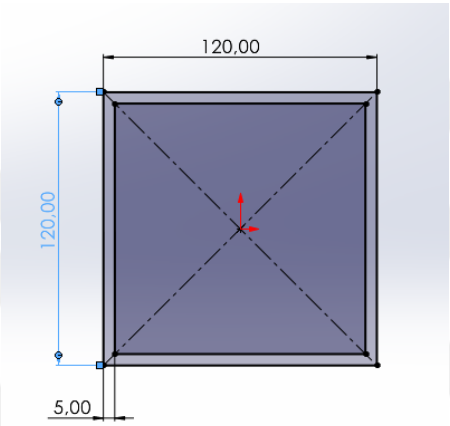
Şekil 4.65’de teleskopik yapıya ait minimum emniyet katsayısı değerlerinin dağılımı verilmiştir. Teleskopik yapının minimum 1,93 kat emniyetle çalıştığı gözlenmiştir. Burada emniyet katsayının bu değerde çıkmasının temel sebebi yapıda montaj hattındaki yer değiştirme değerinin yapı üzerine ek gerilmeler uygulamasıdır.



Şekil 4.65 Teleskopik yapıya ait emniyet katsayısı dağılımı

4.6.3. Teleskopik Bum Burkulma Analizi

Teleskopik bumun üzerine gelen eksenel yükler bakımından burkulup burkulmayacağı merak konusudur. Bu durumda Şekil 4.66'da teleskopik yapıya ait kesit detayları verilmiştir.



Şekil 4.66 Teleskopik bum yapısına ait kesit detayları

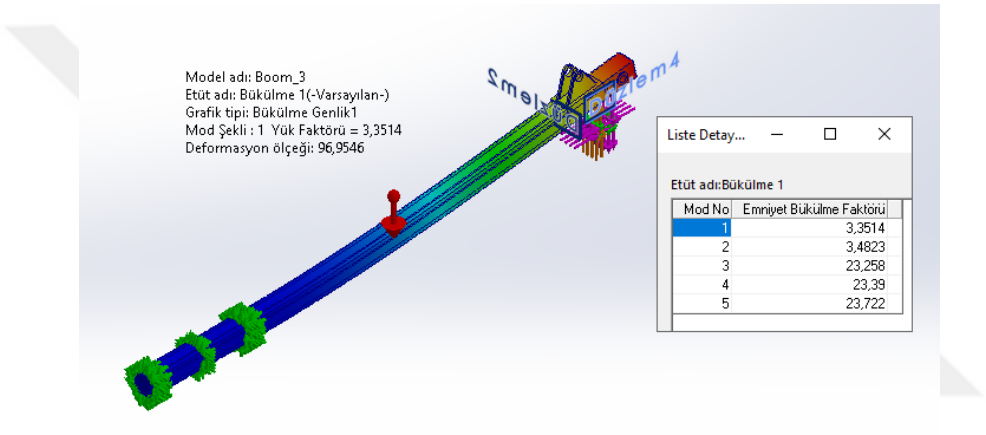
Yapıya ait minimum alan atalet momentinin hesabı gereklidir. Formül 4.103'de bu değer hesaplanmaktadır.

$$I_{min} = \left(\frac{120 \cdot 120^3}{12} - \frac{110 \cdot 110^3}{12}\right) \cdot 2 = 5{,}08 \cdot 10^6 \text{mm}^4 \qquad (4.103)$$

E=217,200 GPa ve karakteristik uzunluğu L_e=3500 mm olmak üzere Formül 4.104'den narinlik katsayısı 723 olarak elde edilir.

$$\gamma = \frac{L_e}{i} = \frac{3550}{\sqrt{\frac{5{,}08 \cdot 10^6}{217{,}200 \cdot 10^3}}} = 723 \qquad (4.104)$$

Teleskopik bum Euler Teorisine göre uzun kolon sınıfına girmektedir. Yapı burkulma yönünden incelenmelidir. Şekil 4.67'da burkulma analizi yapılan bum parçası gösterilmiştir. Her mod için 1'den büyük değerler elde edilmiştir. Burkulma olmayacağı Tablo 4.13'deki veriler ışığında tespit edilmiştir. Böylece, ele alınan yapının burkulma yönünden emniyetli çıktığı sonucuna varılmıştır.

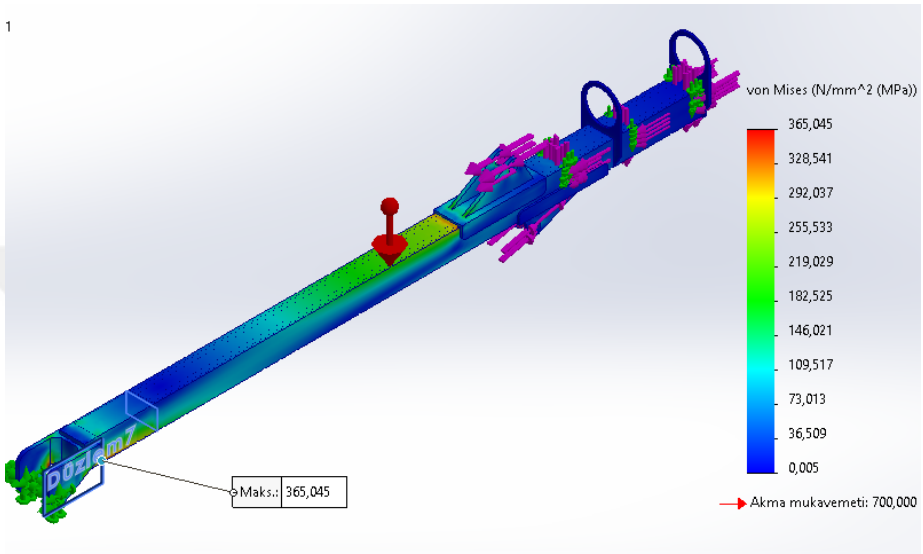


Şekil 4.67 Teleskobpk bum burkulma analiz sonuçları

4.6.4. Teleskopik Bum Yuvası Analizi

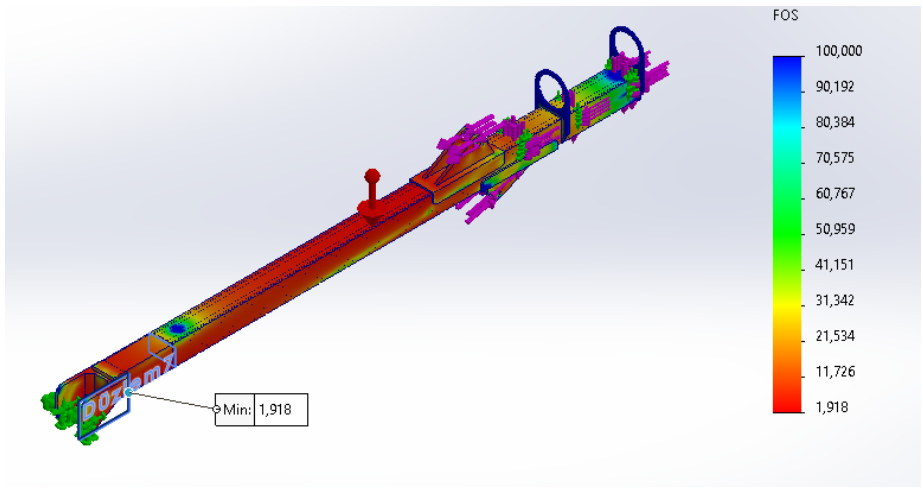
Uzayan bumun ve teleskopik silindirlerin yataklandığı parçanın yapısal analizi için Formül 4.35 ve 4.41'den sırasıyla hesaplanan R_x ve R_y değerleri kullanılır. Ayrıca hidrolik elemanlarla bağlantılı noktalar için Formül 4.38 ve 4.49'daki eşitlikler kullanılarak yapı üzerine hesaplanan piston kuvvetleri piston bağlantılarının olduğu yerlere etki ettirilir. Parçaya baş kısımlarındaki pim yuvalarından silindirik destek sınır şartı uygulanır. Yer çekimi etkisi altında uygun bir mesh ağı örgüsü oluşturularak analiz gerçekleştirilir. Parçanın iki uç noktası arasındaki yer değiştirme farkı ana montajdan çekilerek parçaya bir yer değiştirme tanımlaması yapılır. Şekil

4.68’de parçada meydan gelen eşdeğer gerilme değeri dağılımı gösterilmiştir.



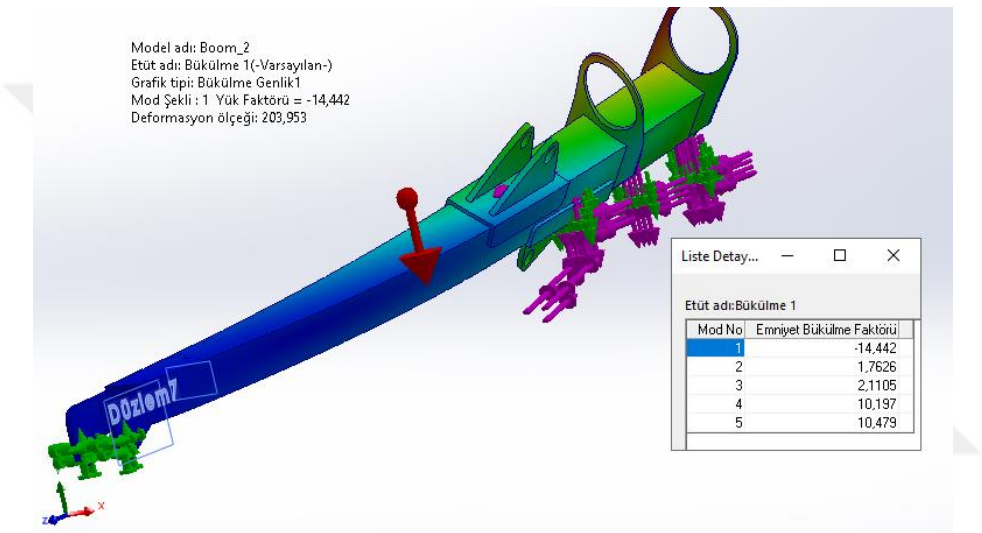
Şekil 4.68 Teleskopik bum yuvası eşdeğer Von Mises gerilme dağılımı

Ele alınan yapıda meydana gelen gerilmeler neticesinde oluşan emniyet katsayısı değerinin değişimi Şekil 4.69’da verilmiştir.



Şekil 4.69 Teleskopik bum yuvası parçasına ait emniyet katsayısı değişimi

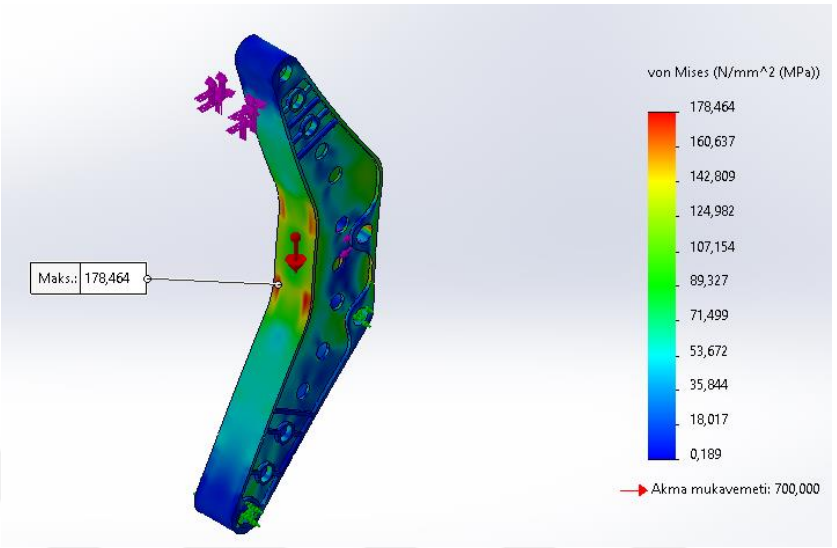
Teleskopik bum yapısının maruz kaldığı yükler bakımından burkulup burkulmayacağı üzerinde hesaplamaların yapılması halinde Şekil 4.70'deki sonuçlar elde edilir. Yapı üzerinde oluşan burkulma mod değerlerine göre yapı üzerine gelen yüklemeler ters doğrultuda uygulansa dahi burkulma meydana gelmeyeceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.70 Teleskopik bum yuvası parçasına ait burkulma analizi

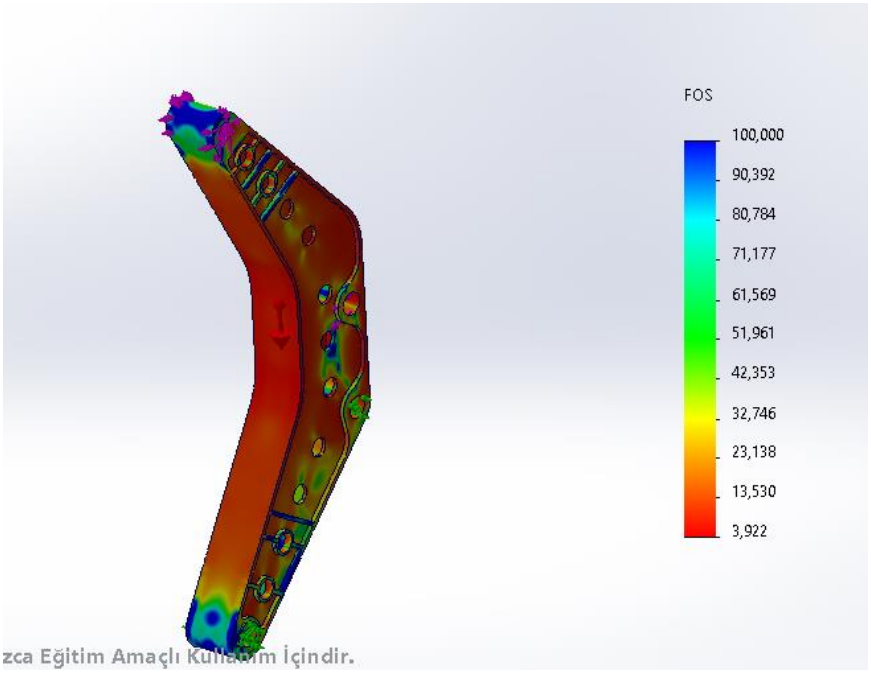
4.6.5. Karşı Ağırlık Statik Analiz

Tasarlanan parça çok sayıda pimli bağlantının yer aldığı, hareketli elemanların yataklandığı parçadır. Ele alınan parça benzetim olarak kule kren gibi yapılarda dengeyi sağlayan karşı ağırlık parçası şeklinde düşünülebilir. Şekil 4.42'deki kaldırma platformunun üst yapısının serbest cisim diyagramından yola çıkılarak oluşturulan Formül 4.51'deki dördüncü pistona ait kuvvet değeriyle birlikte Formül 4.55'den hesaplanan C_y ve Formül 4.59'dan hesaplanan C_x kuvvet değerleri parça üzerine uygun bir şekilde etki ettirilmiştir. Uygun sınır şartları ve mesh ağı örgüsü altında analiz çalıştırılmıştır. Şekil 4.71'de yapıda oluşan eşdeğer Von Mises gerilmesi değerlerinin çıktısı verilmiştir.



Şekil 4.71 Karşı ağırlık eşdeğer Von Mises gerilmesi

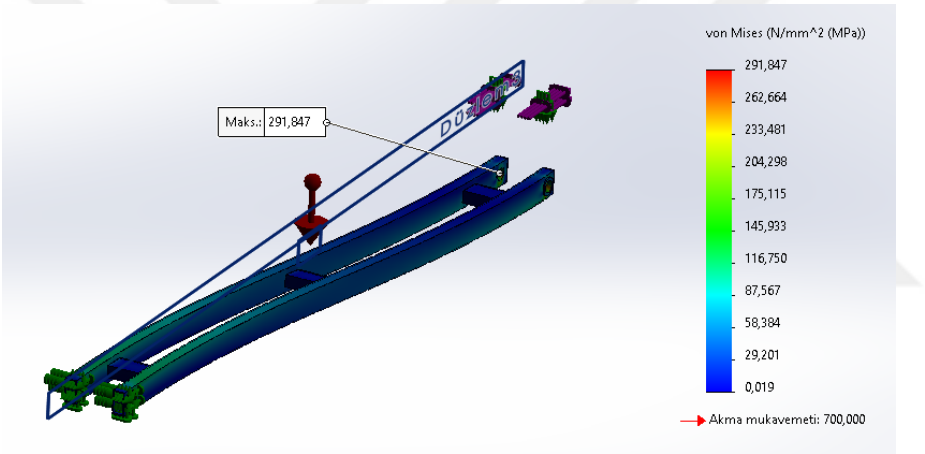
Şekil 4.72'de yapıda bu yüklemeler neticesinde oluşan minimum emniyet katsayısı değerleri verilmiştir. En düşük emniyet katsayısının 3,92 olduğu gözlenmiştir.



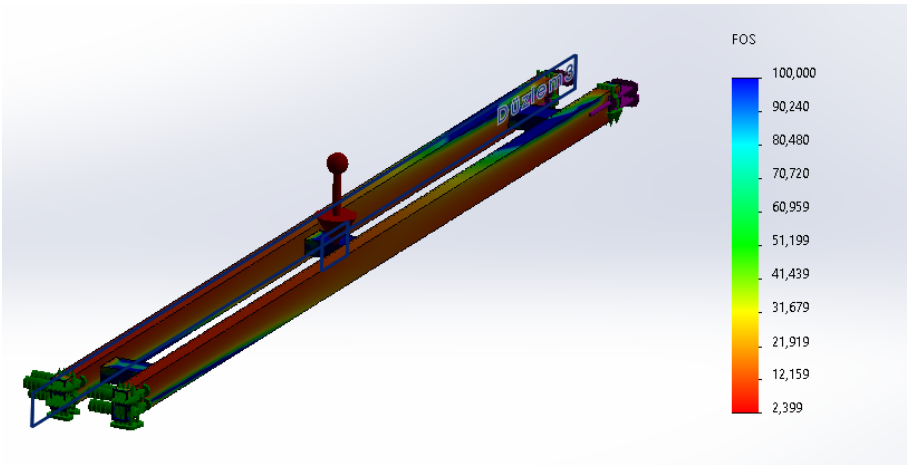
Şekil 4.72 Karşı ağırlık emniyet katsayısı değişimi

4.6.6. MN Kirişi Statik Analiz

Yapı üzerinde, Şekil 4.40'daki serbest cisim diyagramında gösterilen ve Formül 4.65'den elde edilen F_{MN} kuvvet değeri kullanılmıştır. Yapı üzerinde iki pimli bağlantı arasındaki yer değiştirme farkı ana montaj üzerinden okunarak sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Yer çekimi etkisi altında uygun sınır şartları ve mesh ağı örgüsüyle analiz çalıştırılmıştır. Şekil 4.73'de MN kirişine ait eşdeğer gerilme dağılımı verilmiştir.



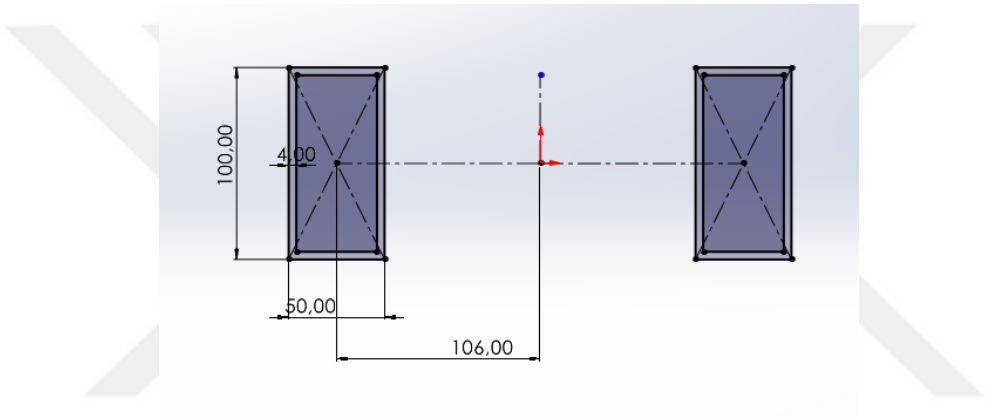
Şekil 4.73 MN kirişine ait eşdeğer Von Mises gerilmesi



Şekil 4.74 MN kirişine ait minimum emniyet katsayısı dağılımı

Şekil 4.74'de emniyet katsayısı bakımından incelendiğinde MN kirişinin minimum 2,40 oranında emniyete sahip olduğu tespit edilmiştir.

MN kirişi üzerindeki yüklemeler neticesinde burkulup burkulmayacağı üzerinde bir analiz çalışması gerçekleştirmesi halinde Şekil 4.75'deki kesite ait alan atalet momentinin kullanılması gerekmektedir.



Şekil 4.75 MN kirişine ait kesit detayları

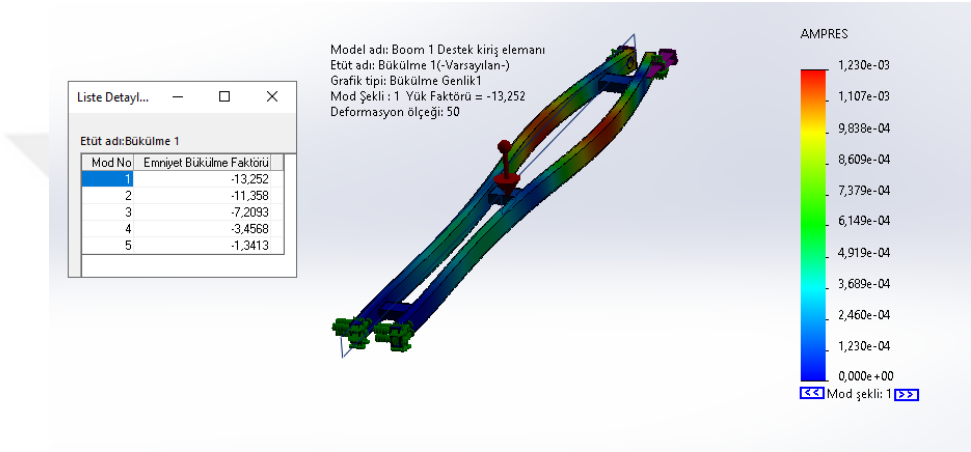
Formül 4.105'deki eşitlikten minimum alan atalet momenti hesaplanır.

$$I_{min} = \left(\frac{50 \cdot 100^3}{12} - \frac{42 \cdot 92^3}{12}\right) \cdot 2 = 2{,}88 \cdot 10^6 mm^4 \qquad (4.105)$$

E=217,200 GPa ve karakterisitik uzunluk L_e=3500 mm olmak üzere Formül 4.106'dan narinlik katsayısı hesabı yapılır.

$$\gamma = \frac{L_e}{i} = \frac{3450}{\sqrt{\frac{2{,}88 \cdot 10^6}{217{,}200 \cdot 10^3}}} = 947{,}44 \qquad (4.106)$$

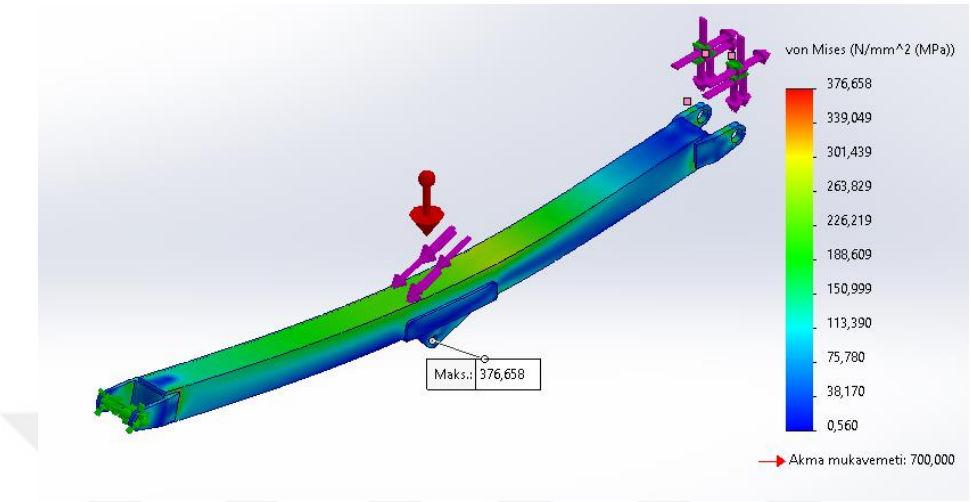
Euler Teorisine göre MN kirişi uzun kolon sınıfına girmektedir. Yapı burkulma yönünden incelenmelidir. Ele alınan yapının Şekil 4.76'da elde edilen mod değerleri göz önüne alındığı takdirde burkulma yönünden emniyetli çıktığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.76 MN kirişine ait burkulma mod değerleri

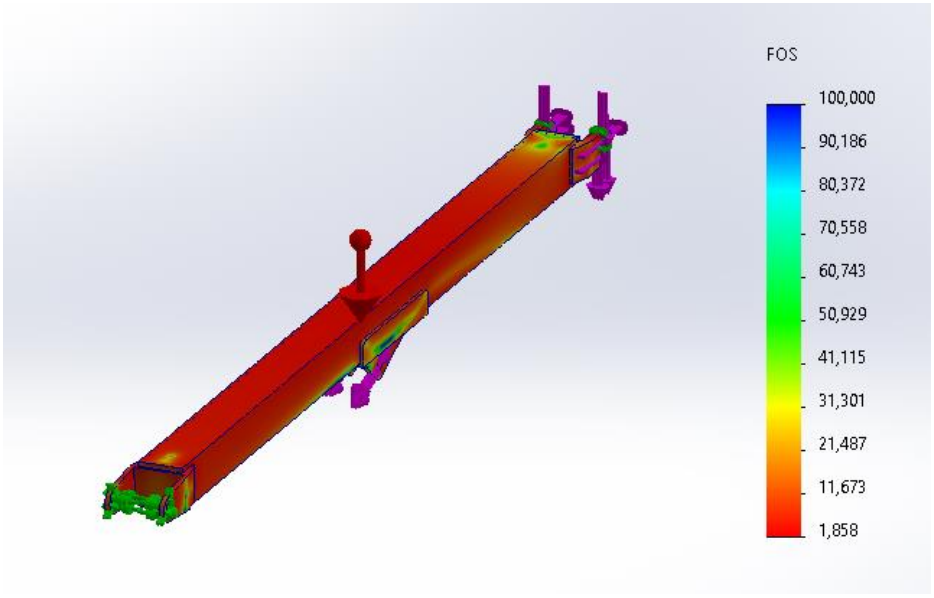
4.6.7. Ana Bum Analiz

Bum 1 üzerine öncelikle Şekil 4.43'deki serbest cisim diyagramından oluşturulan Formül 4.67'den elde edilen K_y ve Formül 4.70'den elde edilen K_x kuvvetleri uygulanır. Ayrıca Şekil 4.44'daki serbest cisim diyagramından faydalanılarak oluşturulan Formül 4.73'deki beşinci piston kuvveti yapı üzerine uygulanır. Yer çekimi etkisi, uygun sınır şartları ve mesh ağı örgüsü altında analiz çalıştırılır. Şekil 4.77'de yapıda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı gösterilmektedir.



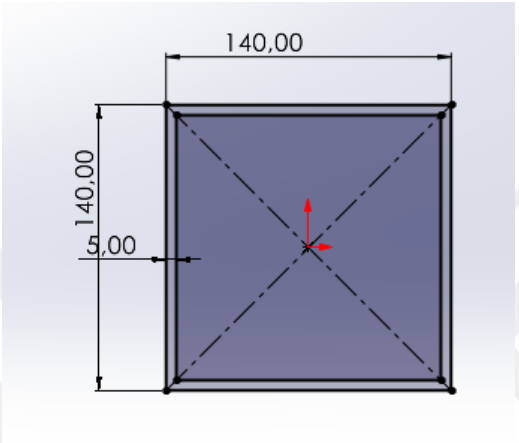
Şekil 4.77 Ana Bumda oluşan eşdeğer gerilme değerleri

Şekil 4.78'de yapıda oluşan gerilmelere karşılık gelen emniyet katsayılarının değişimi verilmiştir. Yapının 1,85 kat emniyetle çalıştığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.78 Ana bumda oluşan emniyet katsayısı değerleri

Yapının meydana gelen yükler neticesinde burkulma açısından incelenmesi gerekliliği neticesinde Şekil 4.79'daki kesitin kullanılarak minimum alan atalet momenti hesabının yapılması gereklidir.



Şekil 4.79 Ana buma ait kesit detayları

Yapıya ait minimum alan atalet momenti değeri Formül 4.107'den elde edilmiştir.

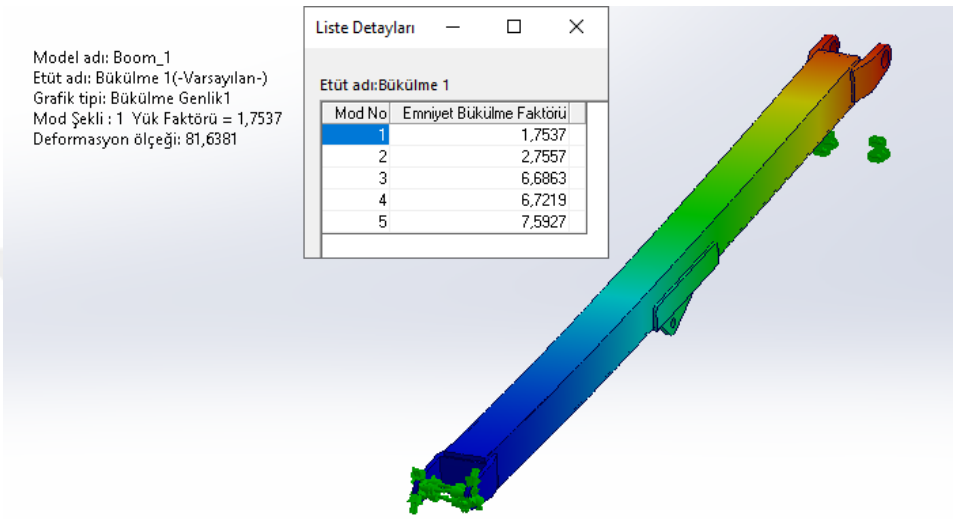
$$I_{min} = \left(\frac{140 \cdot 140^3}{12}\right) = 32{,}01 \cdot 10^6\ mm^4 \qquad (4.107)$$

E=217,200 GPa ve karakteristik uzunluğu L_e=3500 mm olmak üzere narinlik katsayısı değeri hesaplanmıştır.

$$\gamma = \frac{L_e}{i} = \frac{2900}{\sqrt{\frac{32{,}01 \cdot 10^6}{217{,}200 \cdot 10^3}}} = 238{,}88 \qquad (4.108)$$

Euler Teorisine göre uzun kolon sınıfına girmektedir. Yapı burkulma yönünden incelenmelidir. Ele alınan yapı Şekil 4.80'de elde edilen

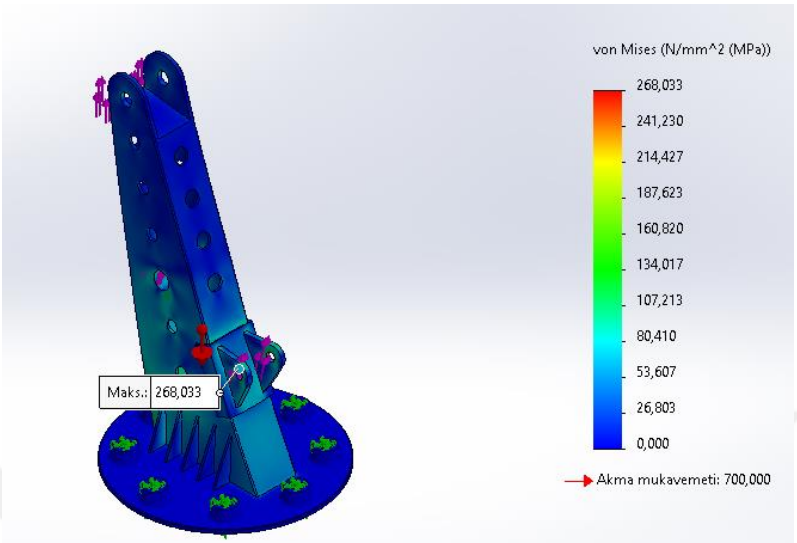
burkulma mod değerleri incelendiğinde burkulma yönünden emniyetli olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.80 Ana buma ait burkulma mod çıktıları

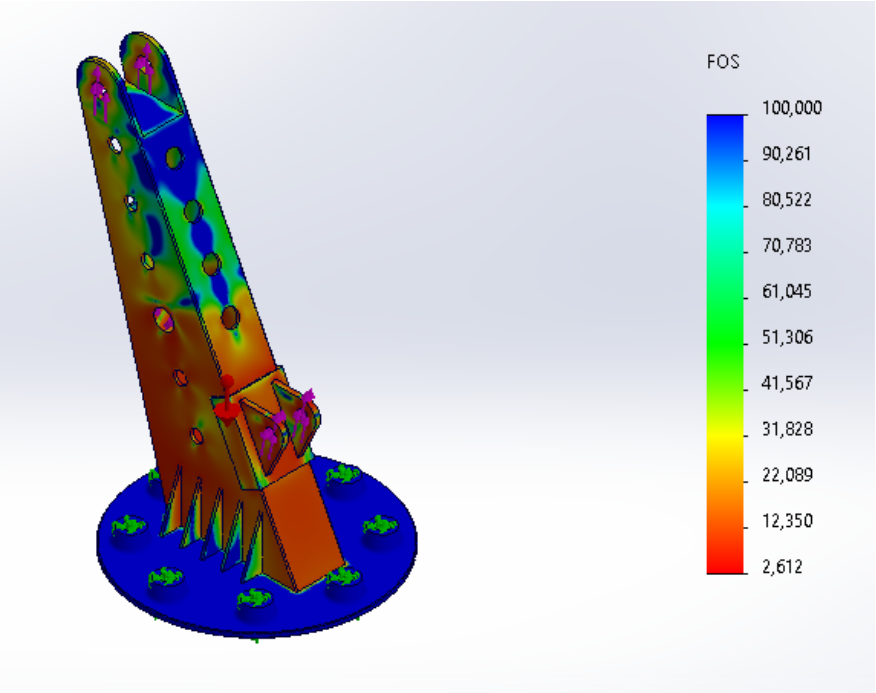
4.6.8. Kürsü Analiz

Şekil 4.44'deki serbest cisim diyagramından oluşturulan, Formül 4.73'deki eşitlikten elde edilen beşinci pistona ait kuvvet değerleri, Formül 4.79'dan elde edilen N_x ve Formül 4.82'den elde edilen N_y kuvvetleri yapı üzerine etki ettirilir. Ayrıca Şekil 4.43'deki serbest cisim diyagramında gösterilerek Formül 4.64'den elde edilen F_{MN} kuvveti parça üzerine etki ettirilir. Parça cıvata tespit bölgelerinden sabitlenir. Yer çekimi ve uygun mesh ağı altında analiz çalıştırılır. Şekil 4.81'de kürsü parçasına ait eşdeğer gerilme analizi çıktıları verilmiştir.



Şekil 4.81 Kürsü eşdeğer gerilme analizi sonuçları

Parça üzerinde oluşan gerilmeler neticesinde meydana gelen emniyet katsayısı dağılımı Şekil 4.82'de verilmiştir. Yapının minimum 2,61 kat emniyetle çalıştığı tespit edilmiştir.

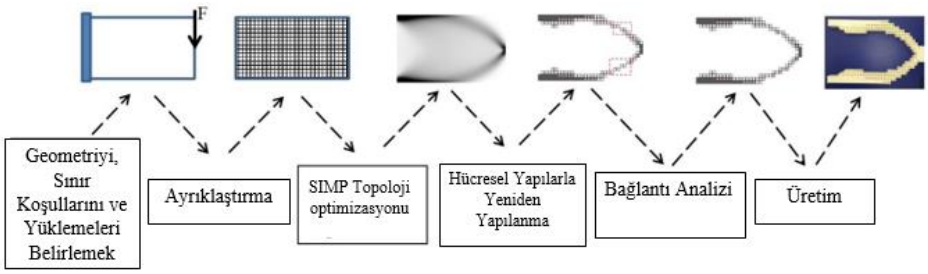


Şekil 4.82 Kürsü emniyet katsayısı değişimi

4.7. Topoloji Optimizasyonu

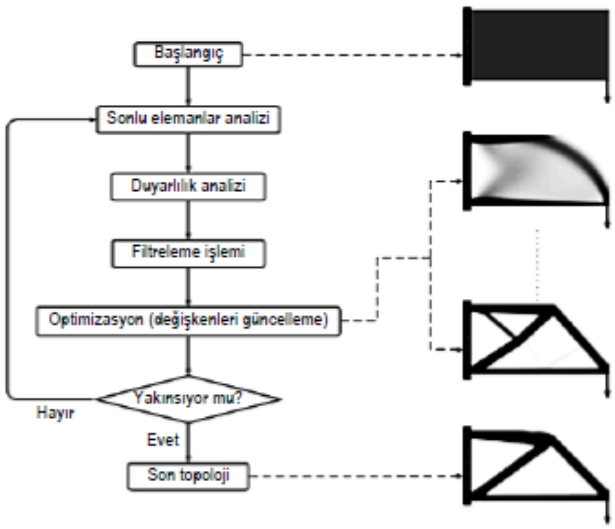
Topoloji optimizasyonu genellikle hafifletilmesi istenen yapılarda belirli hedefler doğrultusunda gerçekleştirilen, oldukça yaygın kullanılan bir analiz türüdür. Topoloji optimizasyonu, ele alınan yapıda dış boyutlarda bir farklılaşma olmaksızın, yapının uygun yerlerinden direngenliği düşürmeden hacim azaltma işlemidir (Topaç, Bahar Kaplan ve Sarıkaya, 2017). Yapının emniyetini belirli sınırlar çerçevesinde koruyacak şekilde malzeme israfını önlemeye yarar. Bu tür bir optimizasyon, yapının minimum emniyet katsayısı değerinden oldukça uzak yerlerde veya yapının yer değiştirme değerlerini etkilemeyecek yerlerde malzeme boşaltma işlemidir. Topoloji çalışmalarında statik analize kıyasla daha hassas ve kaliteli bir mesh ağının oluşturulması gerekmektedir. Mesh ağı ne kadar hassas ve iyi olursa o ölçüde doğru boşaltma işlemleri gerçekleştirilir.

Topoloji optimizasyonlarında kullanılan en yaygın matematiksel yöntem SIMP yöntemidir. Türkçe karşılığı cezalandırma yöntemiyle katı izotropiktir. SIMP yöntemi modellemesi gerçekleştirilen sistem sınırları içersinde belirli yükleme ve sınır koşulları çerçevesinde ve üretim sınırlamaları ile performanstan ödün vermeden en uygun malzeme dağılımı öngörmesi üzerine dayalıdır (SolidWorks Help, b.t.). SIMP yöntemine göre yoğınluğu bir ya da sıfır olan sonlu elemanlar elde edilir. Sıfır yoğunluktaki elemanlar ortamdan kaybolarak optimize edilmiş son yapı oluşmaktadır (Yaman, 2019). Şekil 4.83'de Özkapıcı Helvacı'nın (2020) hazırlamış olduğu temel bir SIMP yöntemi ile topoloji optimizasyonlu üretime kadar olan akış şeması verilmiştir.



Şekil 4.83 SIMP yöntemiyle topoloji optimizasyonu adımları (Özkapıcı Helvacı, D. 2020)

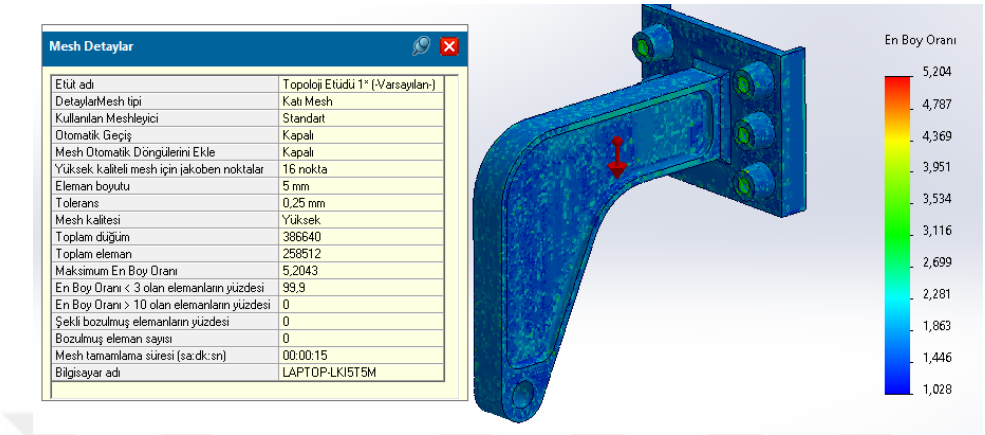
Topaç vd., (2017) SIMP metodunun kullandığı topoloji optimizasyonu akış şemasını Şekil 4.84'de göstermişlerdir.



Şekil 4.84 SIMP yöntemiyle topoloji optimizasyonu adımları (Topaç vd., 2017)

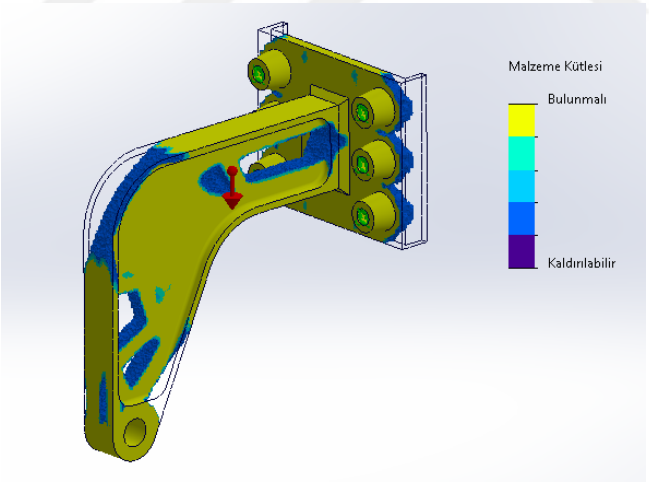
4.7.1. Platform Tutucu Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu kapsamında incelemesi yapılan ilk parça platform tutucudur. Şekil 4.85'de platform tutucu parçaya ait mesh değerleri verilmiştir.



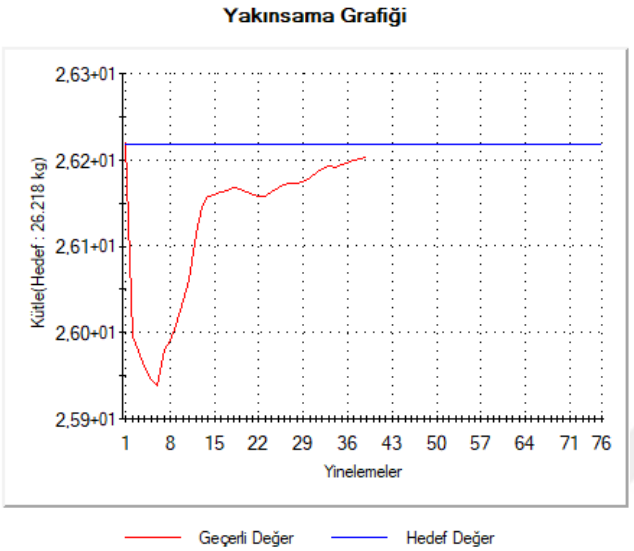
Şekil 4.85 Platform tutucu mesh detayları

Tasarlanan yapı 37,399 kg'dan topoloji analizi çalışması sonucunda 26,2033 kg'ya düşürülerek yapı %30 oranında hafifletilmiştir. Hafifletilme işleminde emniyet katsayısı 2'den büyük bir yapı elde edilmiştir.



Şekil 4.86 Platform tutucu topoloji çalışması

Şekil 4.86'da platform tutucu parçaya ait topoloji analizi sonuçları verilmiştir. Buna göre hedef kütleye yakınsama eğrisi grafiği Şekil 4.87'de ele alınan parça için verilmiştir.

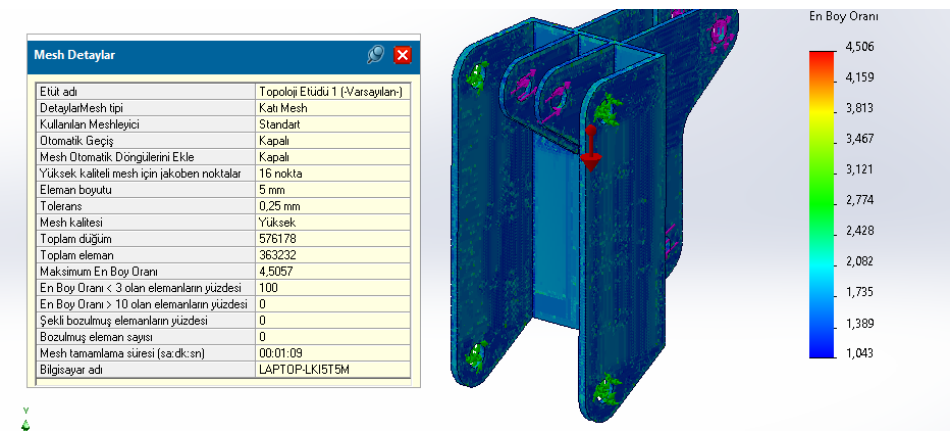


Şekil 4.87 Plaftorm tutucu parça hedef kütle yakınsama eğrisi

4.7.2. Piston Tutucu Aparat Topoloji Analizi

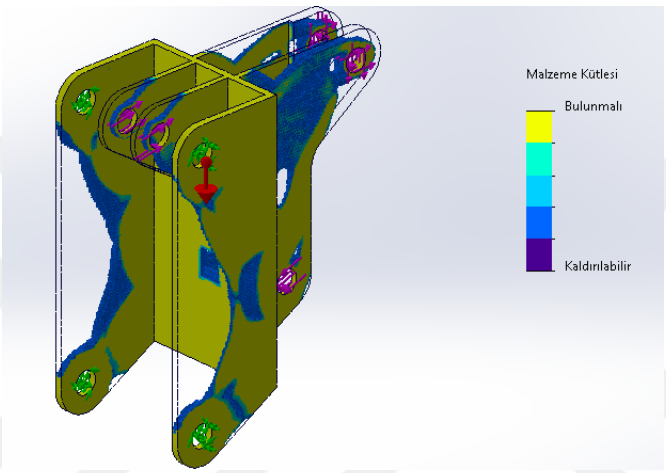
Topoloji çalışması için incelenen parçaya ait mesh detayları Şekil 4.88'de verilmiştir. Topoloji optimizasyonlarından hassas sonuç alınması için mesh kalitesi oldukça iyi olmalıdır. Parça üzerindeki sınır koşulları ve yüklemeler statik analizde olduğu gibi uygulanması gerekmektedir.

.



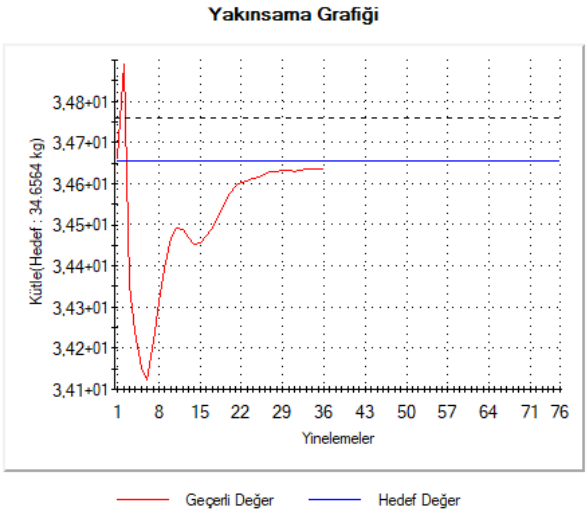
Şekil 4.88 Denge piston tutucu aparat mesh detayları

Şekil 4.89'de topoloji çalışması yapılmış parçanın kütlesi 49,500 kg'dan 34,6371 kg'a düşürülmüştür. Burada emniyet katsayısından ödün vermeden bu işlem gerçekleştirilmiştir. Emniyet katsayısı bu şekilde bir tasarım için minimum 2 olacak biçimde sınırlandırılmıştır.



Şekil 4.89 Piston tutucu aparat topoloji çalışması

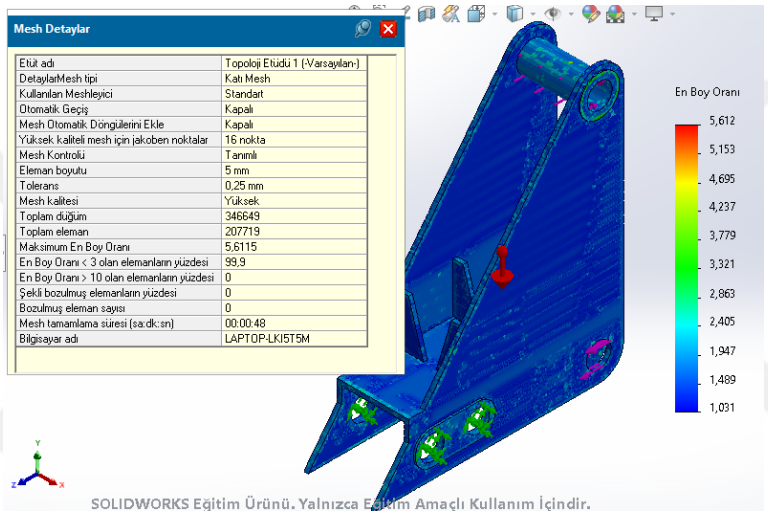
Şekil 4.90'da piston tutucu aparat için gerçekleştirilen topoloji çalışması kapsamında hedef kütleye yakınsama eğrisi verilmiştir.



Şekil 4.90 Piston tutucu aparat hedef kütle yakınsama eğrisi

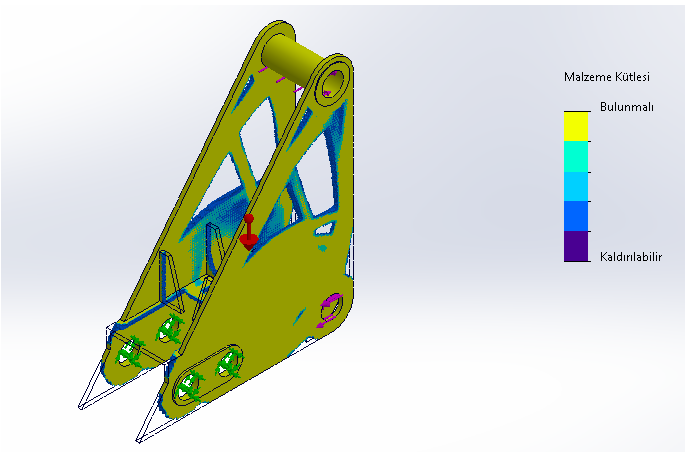
4.7.3. Üçgen Destek Parçası Topoloji Analizi

Şekil 4.91'de üçgen destek parçanın topoloji analizi için oluşturulmuş mesh detayları verilmiştir. Sınır koşulları ve yüklemeler statik analiz ile birebir uyumlu olacak şekilde parça üzerine etki ettirilmiştir.



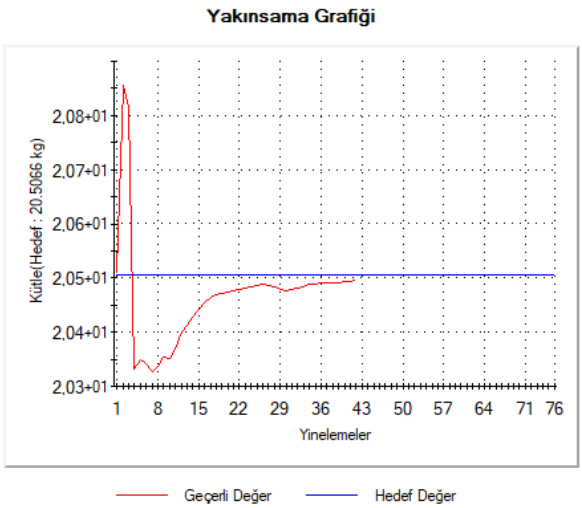
Şekil 4.91 Üçgen destek parçası mesh detayları

Topoloji analizi yürütülen parça 29,285 kg'dan 20,495 kg'a düşürülmüştür. Şekil 4.92'de topoloji çalışması yapılmış parça verilmiştir.



Şekil 4.92 Üçgen destek parçası topoloji çalışması

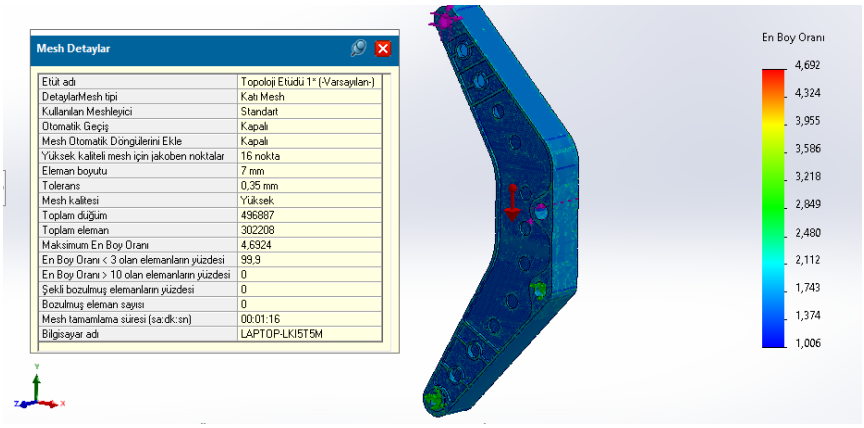
Şekil 4.93'de üçgen destek parçası için topoloji optimizasyonu ile kütle yakınsama eğrisi verilmiştir.



Şekil 4.93 Üçgen parça topoloji optimizasyonu yakınsama eğrisi

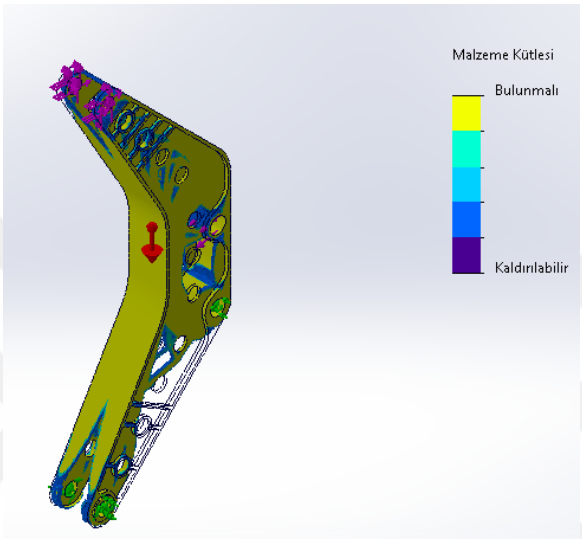
4.7.4. Karşı Ağırlık Parçası Topoloji Optimizasyonu

Şekil 4.94'de topoloji çalışması yapılması istenen parçaya ait mesh detayları verilmiştir. Sınır koşulları ve yüklemeler statik analizdeki gibi olmak üzere topoloji çalışması gerçekleştirilmiştir.



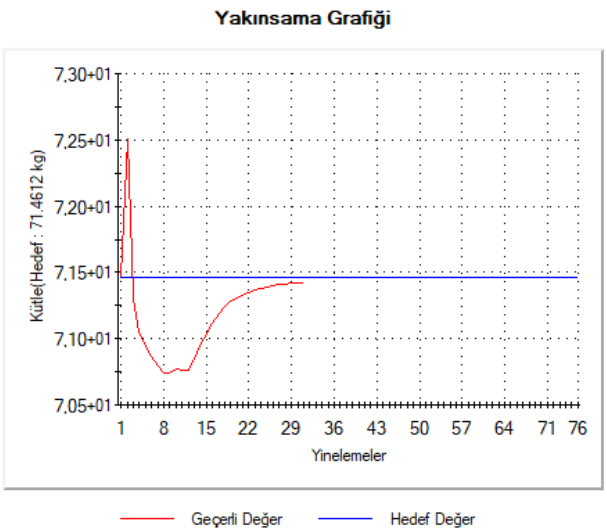
Şekil 4.94 Karşı ağırlık parçası mesh detayları

Topoloji çalışmasıyla parça 101,976 kg'dan 71,4257 kg'ya düşmüştür. Şekil 4.95'de topoloji analiziyle parçadaki hafifletilme çalışması gösterilmiştir.



Şekil 4.95 Karşı ağırlık parçası topoloji optimizasyonu

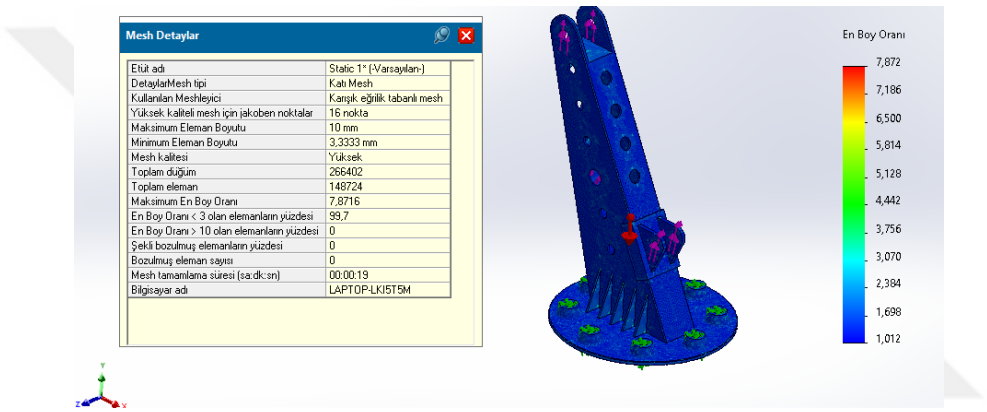
Şekil 4.96'da karşı ağırlık parçası için gerçekleştirilen topoloji çalışmasıyla hedef kütleye olan yakınsama eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 4.96 Karşı ağırlık parçası hedef kütle yakınsama eğrisi

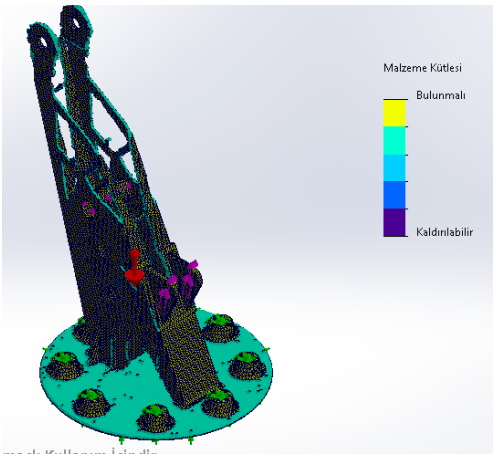
4.7.5. Kürsü Parçası İçin Topoloji Çalışması

Topolojoji optimizasyonu için ele alınan parçada hassas bir mesh ağı örgüsü oluşturulmuştur. Şekil 4.97'de parçanın mesh detayları verilmiştir. Sınır koşulları ve yüklemeler parçanın statik analiziyle uyumlu bir şekilde parça üzerine etki ettirilerek topoloji çalışması gerçekleştirilmiştir.



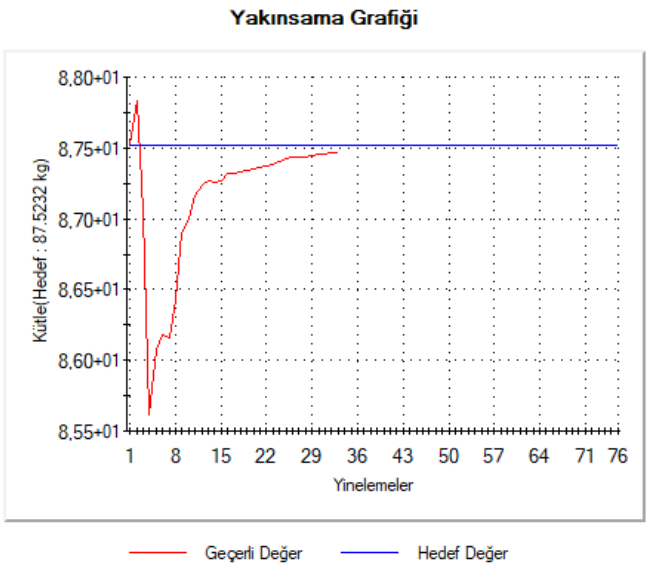
Şekil 4.97 Kürsü parçası mesh detayları

Mevcut parçanın kütlesi topoloji optimizasyonu çalışmasıyla 124,631 kg'dan 86,4647 kg'ya düşürülmüştür. Şekil 4.98'de topoloji çalışması yapılmış parça mevcuttur.



Şekil 4.98 Topoloji çalışması yapılmış kürsü parçası

Şekil 4.99'da kürsü parçasın hedef kütleye olan yakınsama eğrisi verilmiştir.



Şekil 4.99 Kürsü parçası hedef kütleye yakınsama eğrisi

4.8. Rüzgar Yükü Analizi

İncelenen sistemin rüzgar yükleri altındaki davranışı mühendisler için yadsınamaz öneme sahiptir. Birçok tasarımcı şiddetli rüzgar yüküne maruz kalma ihtimali olan makinaları tasarlarken rüzgar yüklerinin yaratabileceği olumsuzluklara karşı daha duyarlı bir yapı ister. İncelenen sistem için en kritik çalışma yüksekliği konumu baz alınmak suretiyle rüzgar hızının tehlikeli olabileceği durum için inceleme yapılacaktır.

Yapılan araştırmalar sonucunda Beaufort ölçeğinin refarans alınması suretiyle 50 km/h üzeri olması durumunda kullanılmaması gerektiği anlaşılmıştır. Beaufort ölçeğinin 12 adet ayrı seviyesinin olduğu, bunun 7. seviye ve üzeri yani 50 km/h üzerindeki rüzgar hızlarının çok tehlikeli

fırtınamsı rüzgar olduğu vurgulanmıştır (Dikmen, Yiğit, Aksel, Sönmez ve Şener, 2012).

4.8.1. Rüzgar Yükü Hesabı

Rüzgar yükü hesabı Formül 4.109 kullanılmak suretiyle TS 498 standartlarına uygun olacak şekilde yapılabilir.

$$W = C_f q A \tag{4.109}$$

C_f: Aeorodinamik yük katsayısı
q: Emme (Hız basıncı) (kN/m^2)
A: Etkilenen yüzey alanı (m^2)

Emme (hız basıncı) ise Formül 4.110' da gösterilen eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$q = \frac{\rho v^2}{2g} \tag{4.110}$$

Havanın özgül ağırlığı ρ 1,25 kg/m^3 alınır ve hız ifadesi yerine yazılırsa çok yaklaşık olarak Formül 4.111'deki eşitlik ile hesaplanabilmektedir.

$$q = \frac{v^2}{1600}\ kN/m^2 \tag{4.111}$$

Ele alınan platformun 50 km/h üzerinde rüzgar hızı ile çalışmama şartı altında hız değeri olarak 13,8889 (50/3,6) m/s olarak alınması durumunda emme (hız basıncı) Formül 4.112'deki eşitlik ile bulunur.

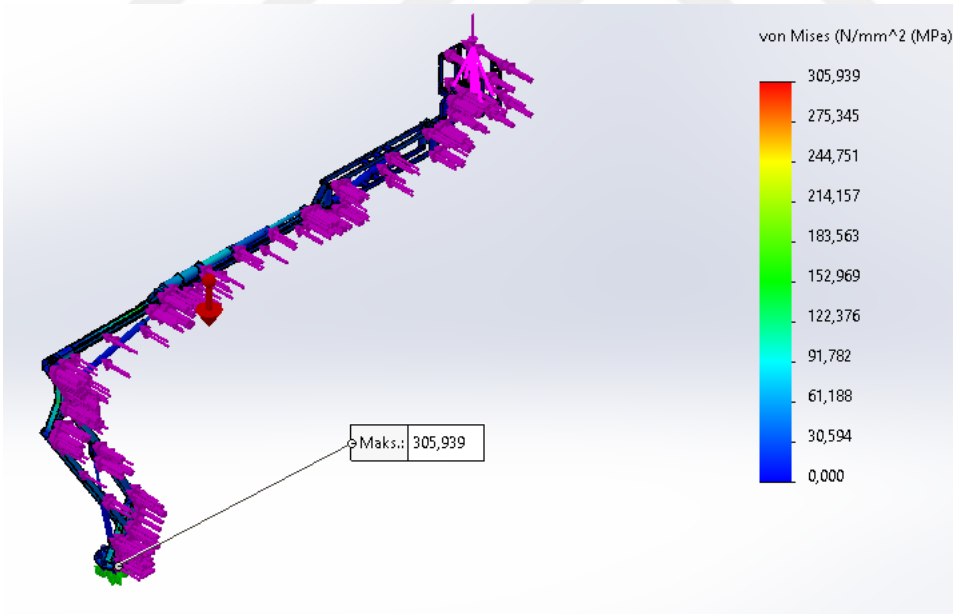
$$q = \frac{13{,}8889^2}{1600} = 0{,}1206\ kN \tag{4.112}$$

TS 498 standartlarına göre C_f katsayısı rüzgar yönüne dikey yüzeylerde genel olarak 1,2 alınabilir. Formül 4.114'de hesaplanan rüzgar yükünün değeri verilmiştir.

$$W = 1{,}2 \cdot 0{,}1206 \cdot 6{,}12 \tag{4.113}$$

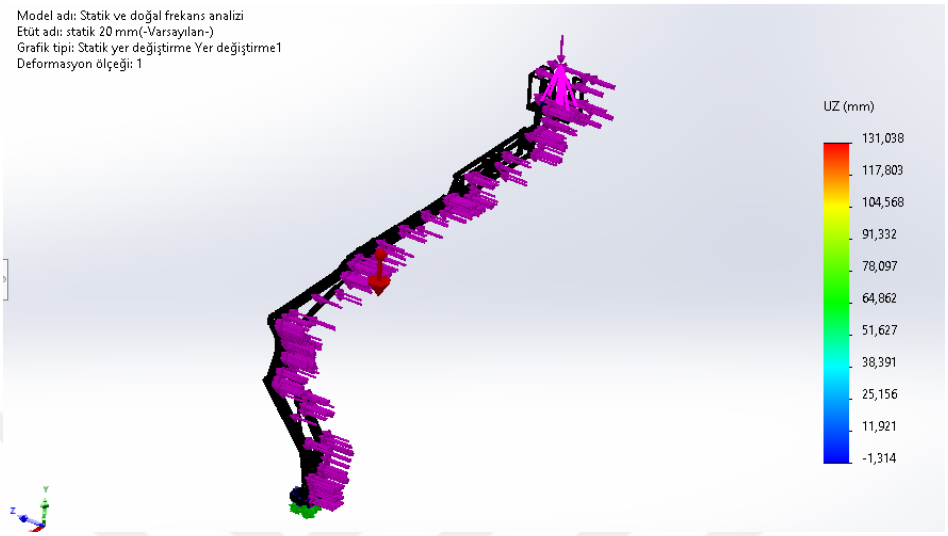
$$W = 0{,}8856 = 0{,}9kN \tag{4.114}$$

Şekil 4.100'de yanal yönden uygulanan rüzgar yükü neticesinde sistemde meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı gösterilmiştir.



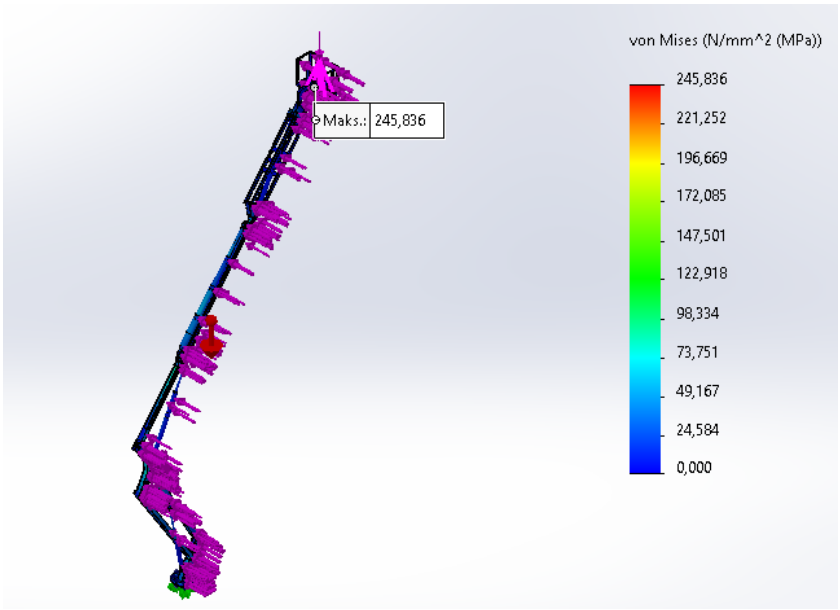
Şekil 4.100 Rüzgar kaynaklı en kritik konumdaki eşdeğer gerilme

Burada bir diğer önemli parametre yük doğrultusunda meydana gelen yer değiştirme değerleridir. Şekil 4.101'de rüzgar yönü doğrultusunda oluşan yer değiştirme değerleri gösterilmiştir.



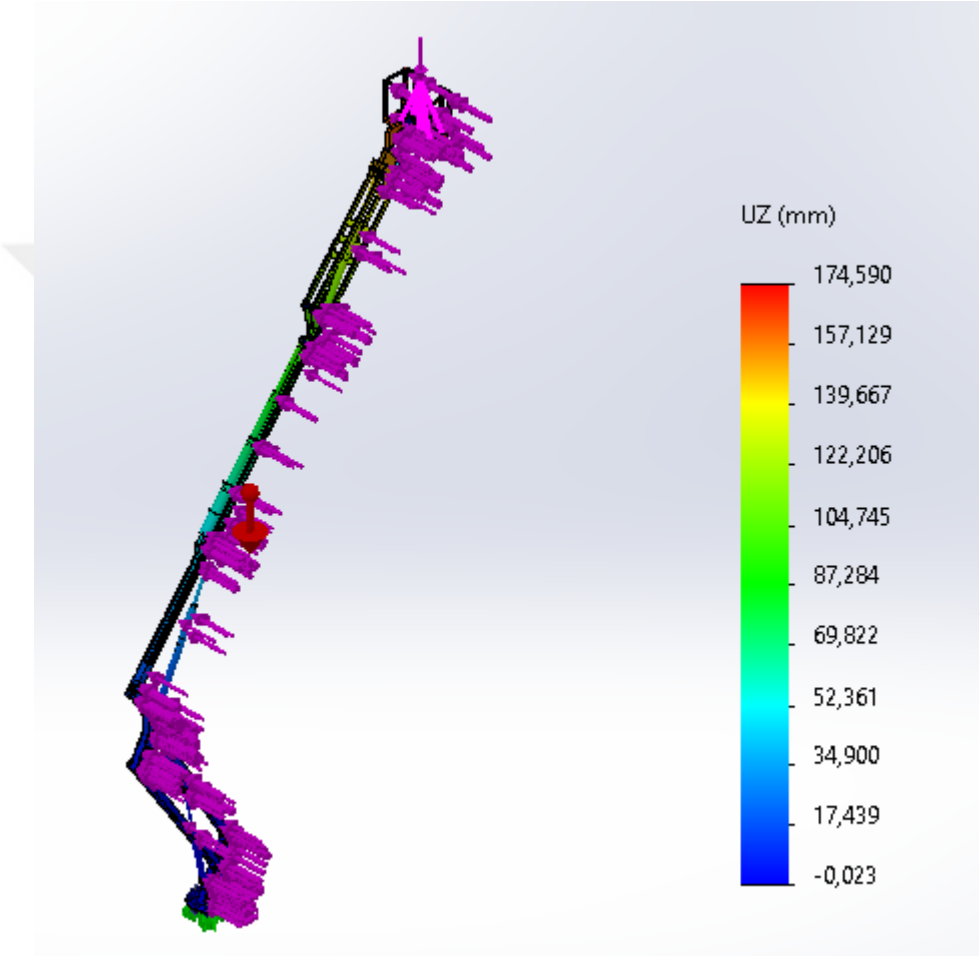
Şekil 4.101 Rüzgar yönüne paralel yer değiştirme değeri

Platform en yüksek konumunda çalışırken rüzgar yükü altında incelenmesi gerekmektedir. Şekil 4.102'de yapı en üst konumda iken (Senaryo 36) meydana gelen eşdeğer Von Mises gerilmesi değeri gösterilmiştir.



Şekil 4.102 Platform en yüksek konumundayken eşdeğer Von Mises gerilmesi

Platform en üst konumda iken rüzgar yönü doğrultusundaki yer değiştirme değerleri Şekil 4.103'de verilmiştir.



Şekil 4.103 Platform en üst konumda iken yer değiştirme değerleri

İncelenmekte olan teleskopik kaldırma aracı ekstrem hava koşullarında çalışma amacıyla geliştirilmiş bir araç olmadığı için 50 km/h'den daha fazla rüzgarlı hava koşullarında çalıştırılması önerilmemektedir.

BÖLÜM BEŞ
ELEKTRİK MOTORU TAHRİK GÜCÜ HESABI

5.1.Motor Tahrik Gücü Hesabı

Seyir halinde olan araçlar karayolları kapsamındaki yerlerde fiziğin temel kurallarına göre hareketlerini gerçekleştirirler (Ertaç, 2008). Newton'un ikinci hareket kanunu araç modellemelerinde önemli rol oynar (Ertaç, 2008). Cisimler, üzerlerine etkiyen net bileşke kuvvet doğrultusunda ivmeli veya ivmesiz olarak hareket ederler. Araç performansını modellemenin ilk aşaması aracın ileri doğru hareket etmesini sağlayan çekiş gücü denklemlerini türetmekten geçer (Larminie ve Lowry, 2012, s. 188). Araç üzerine etkiyen temelde dört adet direnç kuvveti mevcuttur (Boyalı vd. 2006). Bunlar aşağıda belirtildiği gibidir.

- Yuvarlanma direnci
- Yolun eğiminden kaynaklanan direnç (yokuş direnci)
- Taşıt aeoridinamiğinden kaynaklanan rüzgar direnci
- İvmelenme direnci

Araçta kullanılması planlanan güç sistemi ile donatılmış aracın hareket edebilmesi için, direnç oluşturan kuvvetleri ve güç aktarma elemanlarıdaki kayıpların oluşturduğu direnci yenmesi gerekmektedir (Zengin, 2017). Hareketli bir araçta güç ifadesi (P_{EA}) toplam harekete engel olan direnç kuvvetleri F_W (N) ve araç hızı ν_{EA} (m/s) olmak üzere Formül 5.1'de gösterilen eşitlikle hesaplanmaktadır.

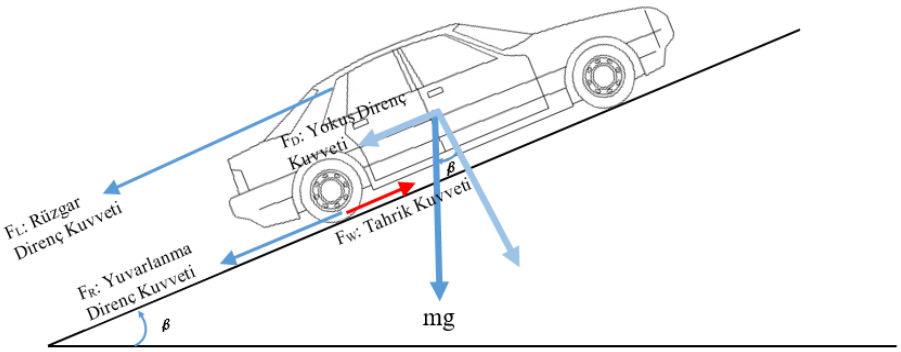
$$P_{EA} = F_W \nu_{EA} \ (W) \tag{5.1}$$

Toplam harekete engel olan direnç kuvvetleri Formül 5.2'de verilen denklem ile hesaplanır.

$$F_W = F_R + F_L + F_S + F_D \tag{5.2}$$

- F_W: Toplam direnç kuvveti
- F_R: Yuvarlama direnç kuvveti
- F_L: Rüzgar direnç kuvveti
- F_S: Yokuş direnç kuvveti
- F_D: İvme direnç kuvveti

Aracın hareket doğrultusuna zıt yönde etkiyen kuvvetlerin bileşenlerinin toplamı harekete engel olan direnç kuvvetleri olarak adlandırılır. Aracın hareketini sağlaması için harekete engel olan kuvvetlerin toplamı kadar tahrik kuvvetinin tekerleklerde oluşması önem arz eder. Temel olarak bir aracın hareketini gerçekleştiren kuvvet tahrik kuvvetidir. Bu kuvvet tekerleklere verilen momentle elde edilir (Ertaç, 2008). Genelde mühendislerin amacı araçların ağırlığını azaltmak, enerji dönüşüm verimini arttırmak ve taşıt aeorodinamiği üzerinde iyileştirmeler yapmaktır. Bu parametrelerde yapılacak iyileştirmeler aracın hareketine engel olan direnç kuvvetinin değerini azaltacaktır. Şekil 5.1'de araç üzerine etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Araç üzerine etkiyen kuvvetlerin gösterimi

5.1.1. Yuvarlanma Direnci (F_R)

Yuvarlanma direnci, lastik ve yol arasında lastiğin karkas formunun şekil değişimden kaynaklanan histeresizlerdir (Karaoğlan, 2014). Histeresiz yuvarlanma hareketine başlayan lastikteki enerji kaybına denir. Bu enerji kaybı araç motoru tarafından giderilir (Yuvarlanma direnci nedir, 2018). Yuvarlanma direncinin bir diğer tanımı ise zemine temas eden lastiklerin biçimlerinin bozulması sonucu harcanan enerjidir (Zengin, 2017). Kauçuk biçim değiştirerek ısınmakta ve ısı olarak enerjisini yitirmektedir (Zengin, 2017). Formül 5.3'de yuvarlanma direncinin hesaplanması için kullanılan eşitlik verilmiştir. Burada μ_r yuvarlanma direnç katsayısını temsil ederken m_{EA} elektrikli aracın kütlesini temsil etmektedir, g yer çekimi ivmesidir.

$$F_R = \mu_r m_{EA} g \ (N) \tag{5.3}$$

Yuvarlanma direnç katsayılarının ortalama değeri araç sınıfı ve lastiğin temas ettiği yüzeyin beton, sert toprak ve kum olması durumları için Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Yuvarlanma direnç katsayıları ort. değerleri (Gillespie, 2021, s.95)

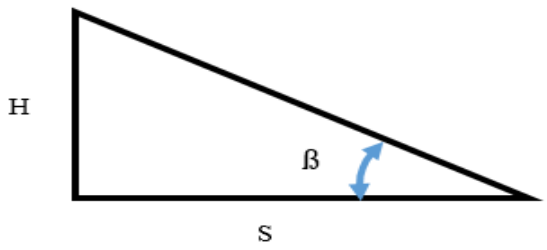
	Yüzey		
Araç Sınıfı	**Beton**	**Sert toprak**	**kum**
Yolcu arabası	0,015	0,08	0,30
Kamyon	0,010	0,06	0,25
Traktör	0,02	0,04	0,20

5.1.2. Yokuş Direnç Kuvveti (F_S)

Aracın rampa yukarı çıkabilmesi için yenmesi gereken kuvvet değeridir. Rampa çıkış direnci trigonometrik bağıntılar ile hesaplanabilmektedir. 5.4 nolu bağıntıda bu durum gösterilmiştir. m_{EA} elektrikli araca ait toplam kütle değeri, g yerçekimi ivmesi ve β eğim açısını temsil etmektedir.

$$F_S = m_{EA} g \sin(\beta) \tag{5.4}$$

Buradaki açı değeri teknik olarak bir aracın almış olduğu her 100 m'lik mesafe için yükselme oranına karşılık gelmektedir. %10'luk bir eğim teknik olarak her 100 metre için 10 m yükselmek anlamına gelmektedir. Şekil 5.2'de eğim hesabı için bir örnek gösterilmiştir (β=arctan(H/S)).



Şekil 5.2 Eğim açısı için örnek gösterim

5.1.3. Rüzgar Direnç Kuvveti (F_L)

Kuvvetin bu kısmı hareket halindeki bir taşıt gövdesinin akışkan özellikteki hava ile teması sonucu sürtünmesinden kaynaklanan direnç değeridir (Larminie ve Lowry ,2012, s.189). Rüzgar akışı ön yüzeylerin, yan aynalar, çıkıntılar gibi birçok faktörün fonksiyonu olarak tanımlanır (Larminie ve Lowry, 2012, s.189). Formül 5.5'de rüzgar direnci için hesaplama yöntemi verilmiştir. Formülde kullanılan her bir terim aşağıda açıklanmıştır.

$$F_L = \left(\frac{1}{2}\right) \rho C_D A {v_b}^2 \tag{5.5}$$

- F_L: Hava direnç kuvveti (N)
- ρ: Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
- C_D: Aerodinamik direnç katsayısı
- A: Rüzgar yükünün etkilediği alan izdişümü (m^2)
- v_b: Aracın bağıl hızı (m/s)

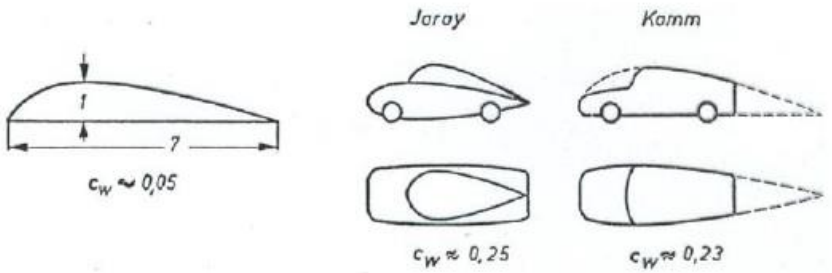
Aracın bağıl hızı, aracın kendi hızı ile rüzgar hızı arasındaki hız farkı olarak ifade edilmektedir.Taşıt ve rüzgar aynı yönlü ise Formül 5.6'daki eşitlik ile araç bağıl hızı v_b hesaplanabilir.

$$v_b = v_{araç} - v_{rüzgar} \tag{5.6}$$

Taşıt ve rüzgar karşıt yönlü ise Formül 5.7'deki eşitlik ile araç bağıl hızı v_b hesabı gerçekleştirilir.

$$v_b = v_{araç} + v_{rüzgar} \tag{5.7}$$

Karaoğlan, (2014) çalışmasında iki farklı form için jaray ve kamm olmak üzere aerodinamik yük katsayılarının araç tipine göre değişimini Şekil 5.3'de belirtmiştir.



Şekil 5.3 Hava akış modellerine göre aerodinamik yük katsayısı (Karaoğlan, 2014)

Rüzgardan etkilenen alanın bulunması bir diğer önemli parametridir. Şekil 2.17'de Karaoğlan'ın (2014), yapmış olduğu çalışmada belirttiği rüzgardan etkilenen alanın gösterimi verilmiştir.



Şekil 5.4 Projeksiyon alanı (Karaoğlan, 2014)

5.1.4. İvme Direnci (F_D)

Newton'ın ikinci hareket kanununa göre bir aracın hızlanması ve yavaşlaması esnasında harekete zıt doğrultuda atalet kuvvetleri meydana

gelir (Ertaç, 2008). Atalet etkisini yalnızca m_{EA} kütlesinin ötelenmesini değil benzer şekilde tekerlekler, dişliler, şaft ve diferansiyel gibi dönen bileşenlerin ataletinden oluşan λ (dönen kütle faktörü) ile belirtilen atalet etkilerini de içeririr ve Formül 5.8'deki gibi hesaplanır (Topaç, Bilal, Karaca ve Çakir, 2019).

$$F_D = \lambda m_{EA} a \tag{5.8}$$

5.2. Elektrikli Araç Ağırlığının Hesaplanması

Elektrikli araca ait toplam kütle bilgisi Formül 5.9'daki eşitlik ile hesaplanabilir. Burada m_{EA} elektrikli aracın kütlesi, m_{ak} ana kütleyi, m_{bat} batarya kütlesini ve m_p platformun kütlesini temsil eder. Batarya kütlesi ileriki sayfalarda yapılan hesaplamalar sonucunda Formül 5.60'dan alınmıştır.

$$m_{EA} = m_{ak} + m_{bat} + m_p \tag{5.9}$$
$$m_{EA} = 1650 + 1160 + 1390 = 4200 \text{ kg}$$

- m_{ak}: Ana kütle (elektrik motorlarıyla beraber taşıt kütlesi 1650kg).
- m_{bat}: Seçilen bataryanın kütlesi (1160 kg)
- m_p= Platform ağırlığı (1390 kg)
- m_{EA}: Aracın kütlesi (4200 kg)

Tablo 5.2'de elektrikli kaldırma aracının gücünün hesaplanmasında kullanılan bazı önemli parametreler verilmiştir. Burda mekanik verim ifadeleri ve elektrik motor verim ifadeleri Karaoğlan'ın (2014) çalışmasında kabul ettiği değerler referans alınarak girilmiştir. Havanın

yoğunluk değeri 1,25 kg/m^3 olarak Ertaç'ın (2008) çalışmasındaki referans değer olarak alınmıştır.

Tablo 5.2 Tasarlanan elektrikli araçta kullanılan parametreler

Parametre	Değer	Birim
Taşıt Kütlesi (Batarya, üst taşıyıcı platform, elektrik motorları dahil)	4200	kg
Taşıt projeksiyon alanı (Elektrikli araç ve kaldırma platformu)	3,5	m^2
Yuvarlanma direnç katsayısı(μ_r)	0,01	-
Aeordinamik direnç katsayısı(C_D)	0,23	-
Havanın yoğunluğu	1,25	kg/m^3
Dönen kütle faktörü (λ)	1,06	-
Yerçekimi ivmesi (g)	9,81	m/s^2
Tekerlek yarıçapı (r)	0,5	m
Mekanik verim (η_M)	0,85	-
Elektrik motor verimi(η_{EM})	0,90	-

5.3. Düz Bir Yol İçin Taşıt Motor Gücü Hesabı

Düz yolda ivmesiz olarak hareket eden bir araca yuvarlanma direnci ve rüzgar direnci etki eder. Aracın maksimum 50 km/h hızda hareket ettiği durum için ve rüzgar hızının T.C. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığına bağlı İş Sağlığı ve Güvenliği Müdürlüğün (İSGGM)'nin hazırlamış olduğu rüzgarlı havada çalışma Beaufort ölçeğine göre rüzgar hızının 40 km/h üzerinde kuvvetli rüzgar olduğu kabul edilmiş ve hesaplamalar bu duruma göre yapılmıştır (Bilgi kartı 4, b.t.).

5.3.1. Düz Bir Yol İçin Tekerlek Tahrik Kuvveti

Düz bir yolda sıfır eğim açısında aracın ivmesiz hareketi için araca sağlanması gereken tahrik kuvvetinin yenmesi gereken direnç kuvvetleri sırasıyla yuvarlanma direnci ve rüzgar direncidir. Formül 5.10'da düz bir yol için tekerlek tahrik kuvvetinin hesaplanması verilmiştir.

$$F_W = \left(m_{EA} g \mu_r + \frac{1}{2} \rho A C_D {\vartheta_b}^2\right) \tag{5.10}$$

$$F_W = 4200 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}01 + \frac{1}{2}.\,1{,}25 \cdot 3{,}5.0{,}23 \cdot (13{,}8889 + 12)^2 \tag{5.11}$$

$$F_W = 743{,}2318\ N \tag{5.12}$$

5.3.2. Düz Bir Yol İçin Tekerlek Tahrik Torku

Formül 5.13'de araç tahrik kuvvetiyle araç tekerleğinin yarçapının çarpılmasıyla tekerlek tahrik torku hesaplanması verilmiştir.

$$T_W = F_W r \tag{5.13}$$

$$T_W = 743{,}2318 \cdot 0{,}5 = 374{,}6159\ \text{Nm} \tag{5.14}$$

$$T_W = 374{,}6159\ Nm \tag{5.15}$$

5.3.3. Düz Bir Yol İçin Elektirik Motoru Gücü

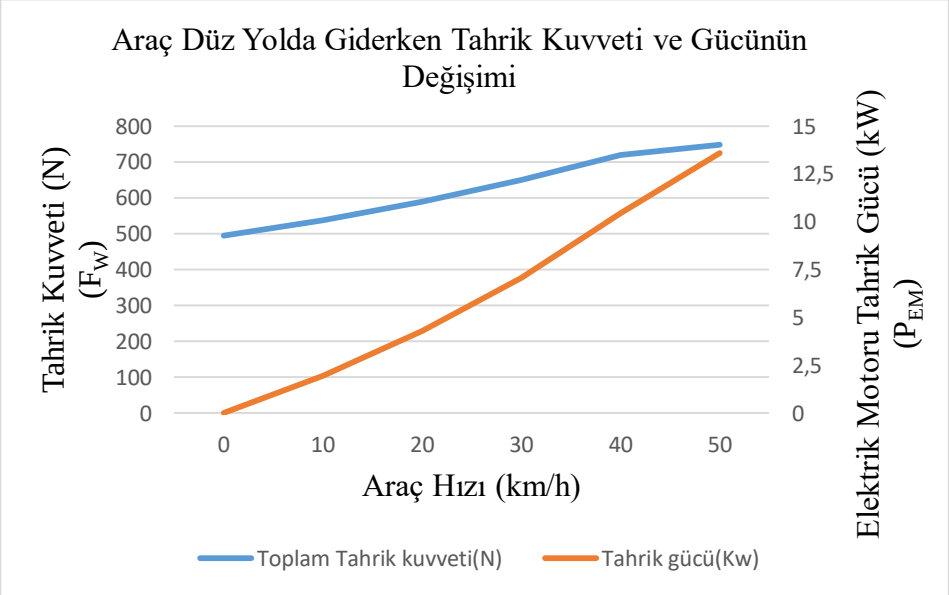
Formül 5.16'da belirtilen eşitlikte elektrikli aracın sadece düz bir ortamda, ivmesiz hareketi için gereken tahrik gücü hesaplaması verilmiştir.

$$P_{EM} = \frac{\left(\left(m g f_r + \frac{1}{2} \rho A C_D {\vartheta_b}^2\right)\right) v_{EA}}{1000 \eta_M \eta_{EM}} \tag{5.16}$$

$$P_{EM} = \frac{\left((412{,}02 + 337{,}24)\right) \cdot (13{,}89)}{1000 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}90} \tag{5.17}$$

$$P_{EM} = 13{,}60\ kW \tag{5.18}$$

Araç hızının 0 km/h'den 50 km/h'a kadar değişmesi durumunda tahrik gücü ve tahrik kuvvetinin değişimi Şekil 5.5'de gösterilmiştir. Araç hızı arttıkça tahrik kuvveti ve tahrik gücünün beklenen şekilde arttığı anlaşılmaktadır.



Şekil 5.5 Araç düz yolda giderken tahrik kuvveti ve tahrik gücünün değişimi

5.3.4. Elektrik Motoru - Tekerlekler Arasındaki Çevrim Oranın Hesaplanması

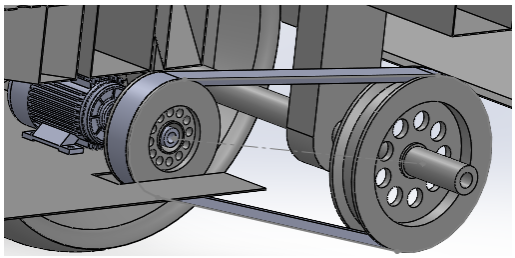
Elektirk motorundan tekerleklere kadar olan güç aktarma mekanizmasında dişli kutusu ve diferansiyelden oluşan sistemin kullanılması durumunda çevrim oranını tayin etmek önemli bir husustur. Aracın farklı eğime sahip yokuşları çıkması için gerekli çevrim oranının

farklı sonuçlar vereceği bilgisi Formül 5.19'daki eşitlikten anlaşılmaktadır. Elektrik motoruna ait maksimum moment ifadesi Tablo 5.6'da aracın maksimum %15'lik yokuş eğimini çıkabilmesi için gereksinim duyduğu değer olan 900 N·m'dir. Elektrikli aracın yokuş çıkması durumunda yokuş direnci ve yuvarlanma direnç değerleri ile tekerlek yarıçapının çarpımının, elektrik motoruna ait en yüksek motor momentine bölünmesi ile çevrim oranı hesaplanmaktadır (Karaoğlan, 2014). Formül 5.20'de dişli kutusu çevrim oranı hesaplanmıştır.

$$i_d = \left((\mu_r m_{EA} g \cos(\beta) + m_{EA} g \sin(\beta)\right) \frac{r}{T_{EM} \eta_M \eta_{EM}} \tag{5.19}$$

$$i_d = (6518) \cdot \frac{0{,}5}{900 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}90} = 4{,}73 \tag{5.20}$$

Hesaplanan çevrim oranı hesap kolaylığı ve emniyeti arttırmak adına 5 olarak yuvarlanmıştır. Eğer kayış kasnak mekanizması veya zincir dişliden oluşan sistem kullanılır ise çevrim oranı daha farklı olarak elde edilecektir. Şekil 5.6'da örnek olarak tasarlanmış kayış kasnak mekanizması gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Kayış kasnak mekanizmasının gösterimi

Çevirm oranı i olarak sembolize edilmekle birlikte zincir dişli ya da kayış kasnak mekanizmasından oluşan bir yapı için Formül 5.21 kullanılmaktadır.

$$i_k = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1} \tag{5.21}$$

Formül 5.21'deki gösterimde yer alan 1 indisi elektrik motorunun ucuna yerleştirilen kasnağı temsil ederken 2 indisi tahrik edilen tekerleklerin yataklandığı akstaki kasnağı temsil eder. Formül 5.22'de kayış kasnak mekanizmasında kullanılması gerekeken çevrim oranı hesabı yapılmıştır.

$$i_k = \frac{405}{255} = 1{,}5882 \tag{5.22}$$

Dişli kutusu ve diferansiyelden oluşan sistem kullanılırsa elektrik motorunun torku, düz bir yolda ilerleyen araç için, mekanik verim ve elektrik motorunun verimi ile beraber Formül 5.23 ile hesaplanabilir.

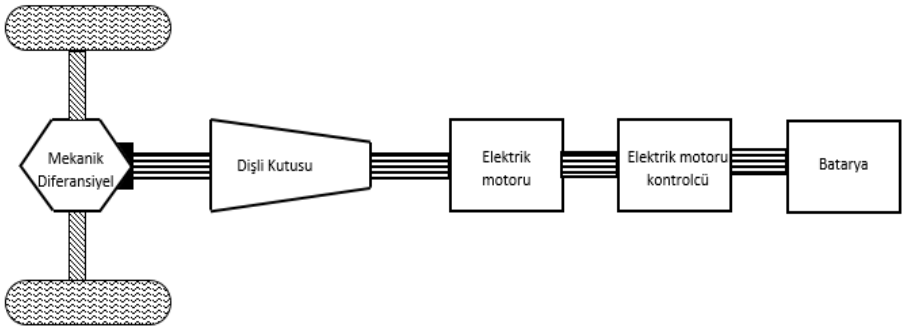
$$T_{EM} = \frac{T_W}{i_d . \eta_M . \eta_{EM}} \tag{5.23}$$

$$T_{EM} = \frac{374{,}6159}{5 \times 0{,}85 \times 0{,}90} = 97{,}9387\ Nm \tag{5.24}$$

Eğer dişli kutusu ve diferansiyelden oluşan sistem yerine kayış kasnak mekanizması kullanılırsa elektrik motorunun torku Formül 5.25'de gösterilen eşitlik ile 308 N·m olarak hesaplanmaktadır.

$$T_{EM} = \frac{374{,}6159}{1{,}5882 \times 0{,}85 \times 0{,}90} = 308{,}332\ Nm \tag{5.25}$$

Kullanım koşulları ve kullanılan elektrik motorunun ihtiyaç duyacağı motor momentleri göz önüne alındığında dişli kutusu ve diferansiyelden oluşan sistemin kullanılmasına karar verilmiştir. Şekil 5.7'de elektrikli araca ait tahrik sisteminin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 5.7 Tasarlanan elektrikli araca ait tahrik sistemi şematik gösterimi

5.4. Aracın Yokuş Çıkması Durumu

Araçların seyir esnasında çeşitli eğime sahip yollar üzerinde hareket etmesi beklenmektedir. Düz, eğimsiz bir yoldan %15'lik eğime kadar olan yollar için tasarlanan elektrikli aracın ihtiyaç duyacağı güç bilgisi önem arz eder. Elektrikli aracın yokuş çıkması durumunda sahip olması gereken tahrik kuvveti, tork değerleri ve motor gücü hesaplamaları önem arz etmektedir.

5.4.1. Yokuşlu Bir Ortamda Tekerlek Tahrik Kuvveti

Formül 5.26'da aracın yokuşlu bir ortam için gerekli tahrik kuvvetinin hesaplanması verilmiştir. Elektrikli aracın %5'lik eğim açısındaki bir yokuşu çıkması durumunda tahrik kuvveti Formül 5.27'de ilgili parametreler yerlerine konarak 2804 N olarak hesaplanmıştır.

$$F_W = \left(mg\cos(\beta)\,\mu_r + \frac{1}{2}\rho A C_D {\vartheta_b}^2 + mg\sin(\beta) \right) \tag{5.26}$$

$$F_W = \left(4200.9{,}81.\cos(2{,}86).0{,}01 + \frac{1}{2}.1{,}25.3{,}5.0{,}23.(12+13{,}89)^2 \right) + (4200.9{,}81.\sin(2{,}86)) = 2804{,}52\ N \tag{5.27}$$

5.4.2. Yokuşlu Bir Ortamda Tekerlek Torku

Tahrik kuvvetinin hesaplanması ve tekerlek yarıçapının bilinmesi neticesinde aracın %5'lik bir yokuşu çıkması için gerekli tekerlek tahrik torku Formül 5.28 ile hesaplanabilir.

$$T_W = F_W r \tag{5.28}$$

$$T_W = 2805{,}03 \cdot 0{,}5 = 1402\ N.m \tag{5.29}$$

5.4.3. Elektrik Motor Miline İndirgenmiş Tork Hesabı

Toplam çevrim oranını kullanmak suretiyle elektrik motor miline indirgenmiş tork değeri Formül 5.30 ile hesaplanmaktadır.

$$T_{EM} = \frac{T_W}{i_d \eta_M \eta_{EM}} \tag{5.30}$$

$$T_{EM} = \frac{1402}{5 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}90} = 366{,}5359\ N \cdot m \tag{5.31}$$

5.4.4. Yokuşlu (%5) Bir Ortamda Elektrik Motor Gücü

Aracın, %5'lik bir eğime sahip yolda, ivmesiz hareketi için sahip olması gereken elektrik motor gücünün hesabı Formül 5.32 ile hesaplanmaktadır. Burada elektrik motor gücü, Formül 5.32'de belirtilen F_R yuvarlanma direnci, F_L hava direnci ve F_S yokuş direnci kullanılarak elde edilmektedir.

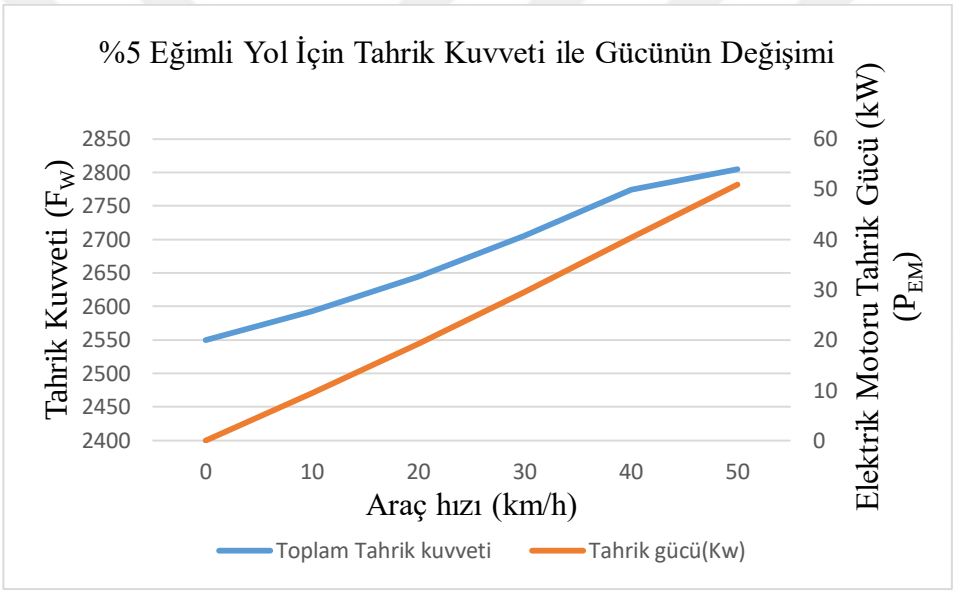
$$P_{EM} = \frac{(F_R + F_L + F_S) v_{EA}}{1000 \eta_{EM} \eta_M} \tag{5.32}$$

$$P_{EM} = \frac{\big((748{,}71) + 4200 \cdot 9{,}81 \cdot \sin(2{,}86)\big) \cdot (13{,}89)}{1000 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}90} \tag{5.33}$$

$$P_{EM} = 50{,}92\ kW \tag{5.34}$$

Elektrikli aracın %5'lik eğime sahip bir yol için ivmesiz hareketinde gereksinim duyacağı elektrik motor gücü 50 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.8'de %5'lik eğimli yol durumunda araçta meydana gelen tahrik kuvveti ve tahrik gücünün değişim grafiği verilmiştir.



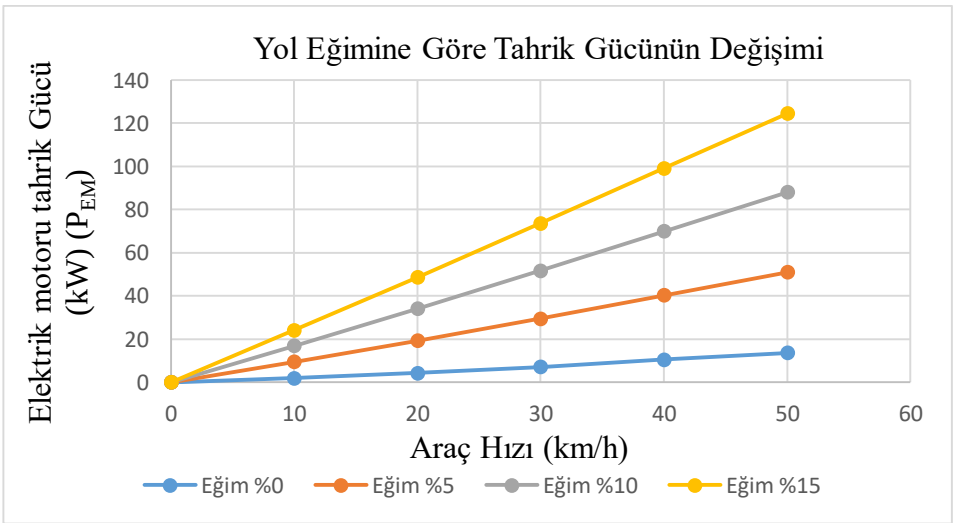
Şekil 5.8 Toplam tahrik kuvveti ve tahrik gücü değişimi

Aracın çeşitli eğim açılarında farklı tahrik gücüne ihtiyacı olacaktır. 50 km/h hız için aracın düz yolda, ivmesiz hareketi ve eğimin %0'dan %15'e kadar değişimi neticesinde F_W tahrik kuvveti (N), T_W tekerlek tahrik torku (N·m), P_{EM} elektrik motoru tahrik gücü (kW) ve T_{EM} elektrik motoru torku (N·m) değerlerinin değişimi Tablo 5.3'de gösterilmiştir.

Tablo 5.3 Farklı yol koşullarında meydana gelen kuvvet, tork ve güç ifadeleri

50 km/h Hız İçin	Araç Yol Durumları			
Parametreler	**%0 Eğim**	**%5 Eğim**	**%10 Eğim**	**%15 Eğim**
F_W Tahrik Kuvveti (N)	749,23	2804,52	4848,56	6856,05
T_W Tekerlek Tahrik Torku (N·m)	374,6159	1402,26	2424,28	3428,027
P_{EM} Elektrik Motoru Tahrik Gücü (kW)	13,60	50,91	88,02	124,47
T_{EM} Elektrik Motoru Torku (N·m)	74,92	366,04	629,8652	896,2161

Şekil 5.9'da yol eğimine ve değişken araç hızına bağlı olarak tahrik gücünün değişim grafiği verilmiştir. Eğim arttıkça aracın gereksinim duyduğu tahrik gücü yani elektrik motor gücü artmaktadır.



Şekil 5.9 Yol eğimine ve araç hızına bağlı tahrik gücü değişimi

5.5. Taşıt İvmesinin Hesaplanması

İvme hesabı aracın düz bir yolda seyir etmesi durumu için yapılmştır. Aracın düz bir yolda eğimli yollara kıyasla ivmesinin daha büyük hesaplanması sebebiyle aracın düz yolda gitmesi kabulü yapılmıştır. Aracın hesaplanan ivme değerinden yola çıkmak suretiyle 0 dan 50 km/h hıza ulaşma süresi gibi bilgileri hesaplanabilmektedir. İvme değeri Formül 5.36'da gösterilen eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Karaoğlan, 2014). Formül 5.36'da kullanılacak olan etkin kütle değeri (m_{etkin}) ise Formül 5.33'den hesaplanmaktadır. Burada λ dönen kütle faktörü olup doğrusal olarak hareket eden tekerleklerin aynı zamanda dönüş hareketi yapmasından doğan atalet terimidir (Berry, 2010). Her koşulda 1'den büyük olmakla beraber ayrıca etkin kütlenin hesabında kullanılmaktadır (Oruz, 2015).

$$m_{etkin} = \lambda m_{EA} \tag{5.33}$$

Araç içerisinde rotasyonel hareketler yapan tekerlekler olmak üzere dişli kutuları, diferansiyel ve kayış kasnak mekanızmaları gibi bir çok yapı mevcuttur. Dönen kütle faktörü Formül 5.34 ile hesaplanmaktadır (Oruz, 2015).

$$\lambda = 1 + 0{,}0025 \cdot i^2 \tag{5.34}$$

$$\lambda = 1 + 0{,}0025 \cdot 5^2 = 1{,}0625 \tag{5.35}$$

Elektrik motorunun maksimum momentinin 900 N·m alınması durumunda ivme değeri Formül 5.36'daki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır. η_M mekanik verime karşılık gelirken η_{EM} ise elektrik motoru verimine karşılık gelmektedir.

$$a = \frac{\frac{M_{Max} i_d \eta_M \eta_{EM}}{r} - (F_L + F_R)}{m_{etkin}} \quad (5.36)$$

Formül 5.36'daki F_L rüzgar direnci (337,21 N) olarak, F_R yokuş direnci (412,02 N) olarak alınması durumunda yeniden düzenlenirse Formül 5.37'deki denklem elde edilir. Gerekli ara işlemler yapıldıktan sonra Formül 5.38'deki gibi ivme değeri 1,378 olarak hesaplanır.

$$a = \frac{\frac{900 \cdot 5 \cdot 0{,}90 \cdot 0{,}85}{0{,}5} - (749{,}2318)}{1{,}06 \cdot 4200} \quad (5.37)$$

$$a = 1{,}378\, {}^{m}/_{s^2} \quad (5.38)$$

İvmenin sabit olduğu kabul edilerek Formül 5.39'daki temel eşitlikten diferansiyel formdaki hız değeri elde edilir.

$$a = \frac{dv}{dt} \Rightarrow dv = adt \quad (5.39)$$

Aracın duruştan 50 km/h hıza ulaşana kadar geçmesi gereken süre Formül 5.40 ile hesaplanarak 10,08 s olarak elde edilir.

$$\int_0^{v=50km/h} dv = \int_0^{t=t_{son}} 1{,}0 dt \quad (5.40)$$

$$\frac{50}{3{,}6}({}^{m}/_{s}) = 1{,}378 t_s \quad (5.41)$$

$$t_s = 10{,}08\ s \quad (5.42)$$

Aracın 50 km/h hıza ulaşana kadar kat edeceği mesafe bir diğer önemli parametredir. Formül 5.43 yardımı ile bu değer hesaplanmaktadır.

$$S_f = S_i + v_i t + \frac{1}{2} a t^2 \quad (5.43)$$

Burada başlangıç konumu (S_i) sıfır ve başlangıç hızı (v_i) sıfır olmak üzere Formül 5.44 de bilinen değerlerin yazılmasıyla kat edilen S_f mesafesi 577,05 m olarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$S_f = \frac{1}{2} \cdot 1{,}378 \cdot (28{,}94)^2 = 577{,}05\ metre \quad (5.44)$$

Hesaplanan ivme değerini kullanmak suretiyle aracın ivme direnci F_D Formül 5.45'deki gibi hesaplanır.

$$F_D = 1{,}06 \times 4200 \times 1{,}378 = 6134{,}86\ N \quad (5.45)$$

Sürüş esanasında yuvarlanma direnci, rüzgar direnci, yokuş direnci (%5) ve ivme dirençlerini yenmesi için gerekli toplam çekiş kuvveti Formül 5.46'daki eşitlik ile hesaplanabilir. Buradan (%5) eğim için toplam çekiş kuvveti (F_R+F_L+F_S+F_D) 8939,89 N olarak elde edilir.

$$F_W = 412{,}02 + 337{,}21 + 2055{,}80 + 6134{,}86 = 8939{,}89\text{N} \quad (5.46)$$

Formül 5.47'den aracın elektrik motorunun sahip olması gereken güç değeri hesaplanarak 162,3075 kW olarak elde edilir.

$$P_{EM} = \frac{F_W v_{EA}}{1000 \eta_M \eta_{EM}} \quad (5.47)$$

$$P_{EM} = \frac{8939{,}89 \cdot 13{,}8889}{1000 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}9} = 162{,}3075\ kW \quad (5.48)$$

Tasarlanan elektrikli araç kapsamında %5'lik yokuş eğimi yenmesi için gerekli elektrik motoru gücü 162,3075 kW iken elektrik motor momenti ise 900 N·m olarak belirlenmiştir. Seçilen elektrik motoru kalıcı mıknatıslı sekron motordur.

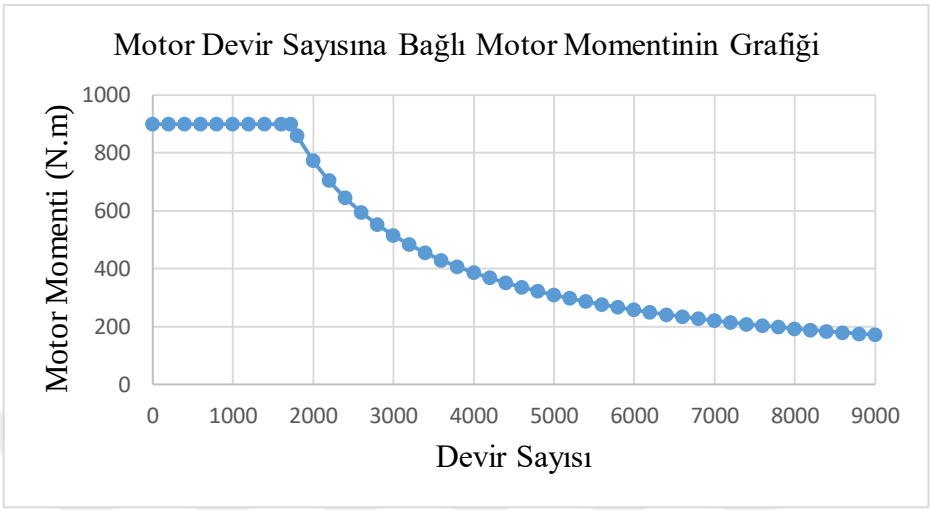
Elektrik motorları belli bir devir sayısı değerine kadar maksimum momenti sabit bir şekilde verirken, kritik devir sayısından sonra moment eğrisini hiperbolik olarak düştüğü daha önce belirtilmişti (Karaoğlan, 2014). Benzer şekilde yokuşlu bir ortamda gitmesi durumunda aracın kritik devir sayısı Formül 5.49 yardımı ile hesaplanabilir.

$$n_{kr} = \frac{P_{EM}9549}{T_{EM}} \tag{5.49}$$

Motor gücü 162,3075 kW , maksimum motor momenti 900 N·m olarak alınırsa kritik devir sayısı Formül 5.50'den hesaplanır.

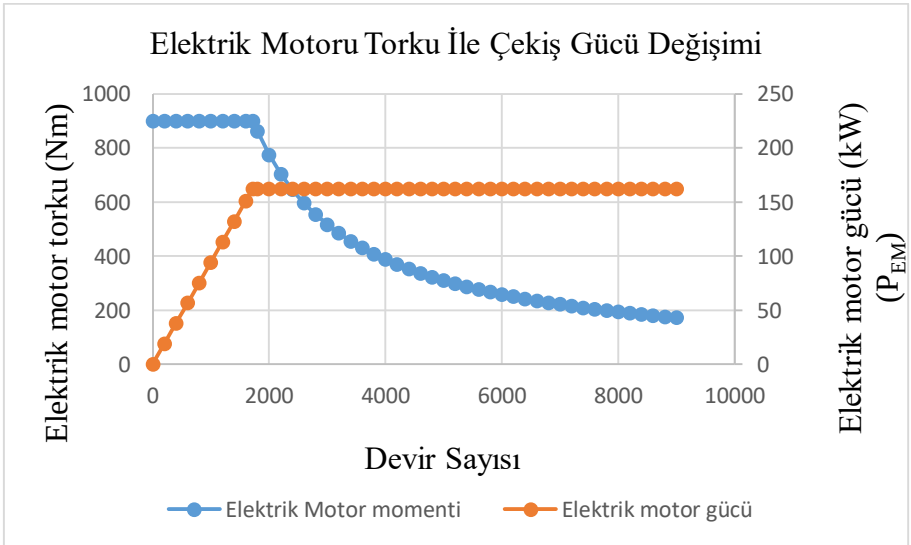
$$n_{kr} = \frac{162{,}3075 \cdot 9549}{900} = 1722\ \frac{Devir}{dakika} \tag{5.50}$$

Şekil 5.10'da araç devir sayısına bağlı olarak motor momentinin değişim grafiği verilmiştir. Burada beklentileri karşılayacak şekilde kritik devir sayısından sonra motor momentinin azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.10 Motor devir sayısına göre motor maksimum momentinin değişimi

Şekil 5.11'de elektrik motor momenti ile elektrik motor tahrik gücü değişim grafiği verilmiştir. Burada elektrik motorlarından beklenen temel özellik düşük hızlar için yüksek motor momentine sahip olması iken yüksek hızlar için yüksek güç değerlerine sahip olmasıdır (Başer, 2016). Bunlara ek olarak sabit moment ve sabit güç bölgelerinin uzun olması istenir.



Şekil 5.11 Elektrik motor torku ile gücün devir sayına göre değişimi

Burada diğer önemli parametreler platformun 360° döndürülmesi için gereken güç (P_D) ve hidrolik elemanların platformu kaldırması için pompanın gereksinim duyduğu güç (P_P) değerleridir. Bu değerlerin hesaplanmasıyla toplam elektrik gücü ifadesi Formül 5.51 yardımı ile hesaplanabilir. Burada P_{EM} elektrikli aracın tahriki için gerekli güçtür. Formül 5.52 ile hidrolik elemanların platformu kaldırması için gereken toplam pompa gücü hesabı verilmiştir. Sonuç olarak bu değerlerin toplamını karşılayabilecek bir batarya seçilmesi önem arz eder.

$$P_{TOPLAM} = P_{EM} + P_P + P_D \tag{5.51}$$

$$P_P = P_{P1} + P_{P2} + P_{P3} + P_{P4} + P_{P5} \tag{5.52}$$

$$P_P = 0{,}71 + 2{,}07 + 18{,}38 + 9{,}35 + 14{,}24 = 44{,}75\ kW \tag{5.53}$$

$$P_{TOPLAM} = 162{,}3075 + 44{,}75 + 23{,}74 = 230{,}7975\ kW \tag{5.54}$$

Toplamda elektrikli aracın ihtiyacı olan güç için batarya kütlesi hesaplanmalıdır. Batarya kütlesi Formül 5.55 ile hesaplanabilir (Ertaç, 2008).

$$m_{batarya} = \frac{P_{Toplam}\, d}{v_{EA}\, SE\ 3600} \tag{5.55}$$

$$m_{batarya} = \frac{230{,}7975 \cdot 10^3 . 50 \cdot 10^3}{13{,}8889 \cdot 200 \cdot\ 3600} \tag{5.56}$$

$$m_{bat} = 1154\ kg \approx 1160\ kg \tag{5.57}$$

Formül 5.55'de d aracın menzilini (m) ifade ederken, v_{EA} araç hızını (m/s) temsil etmektedir. SE ifadesi ise kullanılan bataryaya ait enerji yoğunluğudur (Wh/kg).

Elektriksel güç değerlerini karşılayabilecek uygun bir batarya seçilmelidir. Yüksek güç ve enerji yoğunluğuna sahip olması nedeniyle başta Modüler Makina firması olmak üzere birçok elektrikle tahrik edilen

araç üstü kaldırma platformu üreten firma Lityum iyon batarya kullanmaktadır. Tez kapsamında elektrikli aracın batarya seçiminde elektrikli ve hibrit araçların güç aktarma organlarında yüksek güç ve enerji yoğunluğu sağlaması sebebiyle tercih edilen lityum iyon bataryaların kullanılmasına karar verilmiştir (Alpaslan, Karaoğlan ve Çolpan, 2023).

Araç hareket ederken bataryanın üretebileceği toplam güç değeriyle platformun çalışmadığı durumun yani hidrolik elemanların toplam pompa gücü (P_P) ve platformun 360° döndürülmesi için gerekli güç değeri (P_D) olmadığı durum göz önüne alındığında aracın yüksek eğim açısına sahip yollarda kullanılabileceği öngörülmektedir.

Formül 5.2'deki eşitlik %15'lik eğim açısına göre tekrar düzenlenirse Formül 5.58'den 12994,61 N'luk kuvvet değeri elde edilir.

$$F_W = 412{,}02 + 337{,}21 + 6111{,}38 + 6134 = 12994{,}61\ N \qquad (5.58)$$

Hesaplanan bu değer ile elektrik motorunu güç ifadesi Formül 5.59'dan 235,92 kW olarak hesaplanır.

$$P_W = \frac{12994{,}61 \cdot 13{,}8889}{1000 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}9} = 235{,}92\ kW \qquad (5.59)$$

Hesaplanan bu güç değeri aracın sadece %15'lik eğime sahip yol üzerinde ilerleyebilmesi için gereken toplam güç değeridir. Bu değer aracın %5'lik eğim açısında hareket eden ve platformun çalışması için gereken toplam pompa gücü ve döndürme gücü dahil olarak hesaplanan güç değerine oldukça yakındır. Hesaplanan bataryanın bu gücü aracın %15'lik eğime maruz kalması durumunda da karşılayabileceği sonucuna varılmaktadır.

BÖLÜM ALTI
DİNAMİK ANALİZ

6.1.Dinamik Analiz

Statik analizler ile yürütülen analiz çalışmalarının temel mantığı uygulanan yüklerin ve kısıtlamaların zamandan bağımsız olmasıdır. Statik analizde sistem üzerine etkiyen yüklemelerin olması gerektiği değere ulaşana kadar yavaş yavaş uygulandığı varsayılır (Erdil, 2023). Statik analiz ile atalet ve sönüm gibi kuvvet değerleri göz ardı edilir (Topçuoğlu, 2022). Ancak karşılaşılan bir çok uygulamada yükler yavaş bir şekilde uygulanmaz, zaman kavramı veya frekans ile değişmesi durumunda dinamik analiz uygulanmalıdır. Dinamik analiz kapsamında yükler statik analize benzer şekilde ancak zamana bağlı değişken olarak uygulanır. Formül 6.1'de kütle yay ve amortisörden oluşan sisteme ait hareket denklemi verilmiştir. Bu denkleme göre zaman bağlı değişen kuvvet, sırasıyla atalet kuvvetleri, sönüm kuvvetleri ve elastik kuvvetlerin toplamı olarak hesaplanmaktadır. Statik analiz kapsamında elastik kuvvetler ve buna bağlı gerilmeler hesaplanmaktadır.

$$F(t) = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \tag{6.1}$$

Kütle, yay ve amortisörden oluşan hareket denklemine ait Formül 6.1'daki eştilik matris ve vektör formunda Formül 6.2'de gösterildiği gibidir.

$$\{F\} = [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} \tag{6.2}$$

Formül 6.2'de kullanılmakta olan değerlerin ifadeleri aşağıdaki gibidir. Burada kullanılmakta olan her bir vektör ifadesi zamanın fonksiyonu olarak değişmektedir.

[M]: Kütle matrisi
[C]: Sönüm matrisi
[K]: Direngenlik matrisi
{ẍ}: İvme vektörü
{ẋ}: Hız vektörü
{x}: Konum vektörü
{F}: Yük vektörü

Dinamik analiz türleri dört grup altında incelenmektedir.

- Zamana bağlı analiz
- Harmonik dinamik analiz
- Rastgele yükler altında oluşan dinamik analiz
- Şok tepki spektrumu analizi

6.1.1. Zamana Bağlı Analizler

Sistem üzerine uygulanan yüklemelerin zamanla değiştiği ve bunun neticesinde irdelenmek istenen sonuçların da zamanla değiştiği durumdur. Analiz sonucunda ile farklı zamanlar için hesaplanan yer değiştirme gerilme ve gerinim gibi değerler zamana bağlı olarak hesaplanır. En önemli zamana bağlı analizlerden biri yorulma analizidir. Yorulma analizi kapsamında yukarıda belirtilen değerlere ek olarak çatlak uzaması, ömür tayini gibi önemli faktörler de göz önüne alınmaktadır.

6.1.2. Harmonik Analizler

Sinüzoidal formda değişmekte olan sabit genlikli zorlamaların sistem üzerine olan etkisini gözlemlemek için uygulanır (Topçuoğlu, 2022). Harmonik analiz dönen makina parçalarının analizde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Yorulma hasarı harmonik analiz kapsamında da incelenmektedir.

6.1.3. Rastgele Yükler Altında Oluşan Dinamik Analizler

Rastgele olarak tatbik edilen titreşimler dolayısı ile yapıda meydana gelen etkileşimlerin gözlenmesi için uygulanmaktadır. Engebeli bir yol üzerinde yol almakta olan bir aracın tekerleri üzerine etki eden yükler, uçmakta olan bir uçağa uçuş süresince etki eden yüklemeler örnek olarak verilebilir. Yine yorulma hasarı rastgele yükler altında oluşan dinamik analiz kapsamında da incelenmektedir.

6.1.4. Şok Tepki Spektrumu

Rastgele ve zamana bağlı yükleme koşullarında incelenen yapının vereceği tepkiyi analiz etme işlemlerinde kullanılır. Deprem yükleri, rüzgar yükleri, okyanus dalga yükleri, jet motor itki kuvvetleri gibi yüklemeler örnek olarak verilebilir.

6.2. Doğal Frekans Analizleri

Doğal frekansın tanımı yapılacak olunursa, cisimlerin direngenliğine ve kütlesine bağlı olarak değişen ve dış zorlamaların cismin doğal frekansıyla çakışması durumunda yüksek genlikli ve devamlı titreşimler meydana

getirdiği frekans değeridir (Çağlayan, b.t.). Tez kapsamında tasarlanan üst taşıyıcı yapının dinamik davranışını karakterize etmek için 5 faklı mod değerinde yapının doğal frekans analizleri gerçekleştirilmiştir. Doğal frekans değeri Formül 6.3'deki gibi hesaplanabilir. Burada k yapının direngenliği temsil ederken, m ise kütlesidir. Sönümsüz bir sistemin hangi frekansta hareketini gerçekleştirdiği ile ilgili bir bağıntıdır. Buradan serbest titreşime bırakılan bir sistemin titreşim frekansının yay katsayısı ile doğru kütlesi ile ters orantılı olduğu sonucuna ulaşılır.

Büyük kütleli cisimler hareketlerini yavaş gerçekleştirir. Frekansın hareket edebilme kabiliyeti olarak düşünülmesi durumunda kütle artışı hareket kabiliyetini yani frekansı azaltırken; direngenliğin artması durumunda sistemin hareket kabiliyeti yani frekansı artar.

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{6.3}$$

Bir diğer önemli parametre ise periyottur. Periyot Formül 6.4'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Bir tam tur için geçmesi gereken süre periyot olarak adlandırılmaktadır.

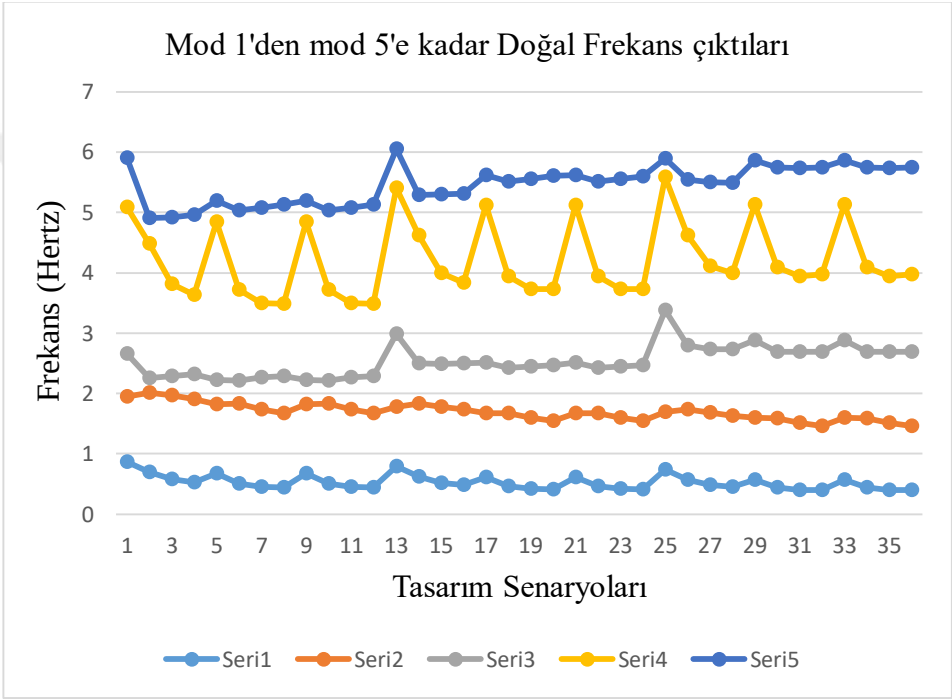
$$T = \frac{1}{f} \tag{6.4}$$

Tablo 6.1'de kaldırma platformuna ait 5 farklı mod için 36 farklı tasarım senaryosuna ait doğal frekans çıktıları verilmiştir.

Tablo 6.1 Doğal frekans analizleri mod değerlerinin değişimi

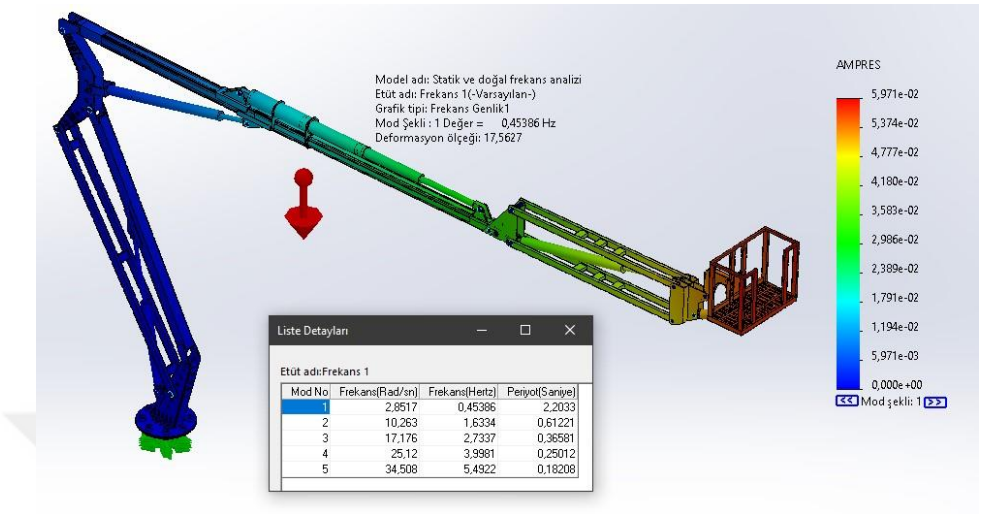
Tasarım Senaryoları	mod 1	mod 2	mod 3	mod 4	mod 5
1	0,86535	1,9454	2,6577	5,0884	5,9054
2	0,69741	2,0088	2,2606	4,4822	4,9063
3	0,57481	1,965	2,2888	3,8112	4,9223
4	0,53172	1,9104	2,3163	3,6405	4,9588
5	0,67936	1,8216	2,2229	4,8445	5,1909
6	0,5105	1,831	2,2106	3,7217	5,0364
7	0,45526	1,7407	2,2622	3,4995	5,0763
8	0,44058	1,6748	2,2874	3,4896	5,1286
9	0,67943	1,8216	2,2229	4,8446	5,1911
10	0,51051	1,831	2,2106	3,7217	5,0372
11	0,45513	1,7408	2,2621	3,4994	5,0756
12	0,44051	1,6748	2,287	3,4895	5,1265
13	0,79063	1,7814	2,9877	5,4023	6,0591
14	0,62316	1,8291	2,497	4,6211	5,2917
15	0,51939	1,7829	2,4848	3,9947	5,2963
16	0,4839	1,734	2,4977	3,8387	5,3138
17	0,61289	1,6724	2,5072	5,1236	5,6248
18	0,46559	1,6738	2,4238	3,9382	5,5097
19	0,42066	1,5961	2,4506	3,7306	5,5514
20	0,40969	1,541	2,4697	3,7321	5,6041
21	0,6129	1,6724	2,5069	5,1236	5,6241
22	0,46553	1,6738	2,4236	3,9381	5,5093
23	0,42074	1,5961	2,4507	3,7306	5,5516
24	0,40976	1,541	2,4694	3,7321	5,6028
25	0,74313	1,6971	3,3786	5,5894	5,895
26	0,57136	1,7321	2,798	4,6254	5,5479
27	0,48315	1,681	2,7375	4,1136	5,505
28	0,45386	1,634	2,7337	3,9981	5,4922
29	0,56748	1,5955	2,877	5,1316	5,8619
30	0,43735	1,5877	2,6956	4,0952	5,7438
31	0,40172	1,5139	2,6877	3,9467	5,7317
32	0,39483	1,4639	2,6961	3,9736	5,7466
33	0,56729	1,5956	2,8772	5,1317	5,863
34	0,43712	1,5877	2,6954	4,0951	5,7431
35	0,40176	1,5139	2,6879	3,9469	5,7328
36	0,39461	1,4639	2,6962	3,9738	5,7468

Şekil 6.1 tasarlanan sisteme ait 5 farklı mod değerine karşılık olarak sistemde oluşan doğal frekans değerlerinin çıktılarını vermektedir. Grafikte seri 1 den 5'e kadar olan yapılar sırasıyla mod 1, mod 2, mod 3, mod 4 ve mod 5'e karşılık gelmektedir.



Şekil 6.1 Yapının mod 1'den 5'e kadar 36 farklı tasarım senaryosu için doğal frekans değerleri

Gerilme, yer değiştirme ve emniyet faktörü açısından en kritik olan konum için (Senaryo 28) hesaplanan rezonans frekansları Şekil 6.2'de gösterilmiştir.



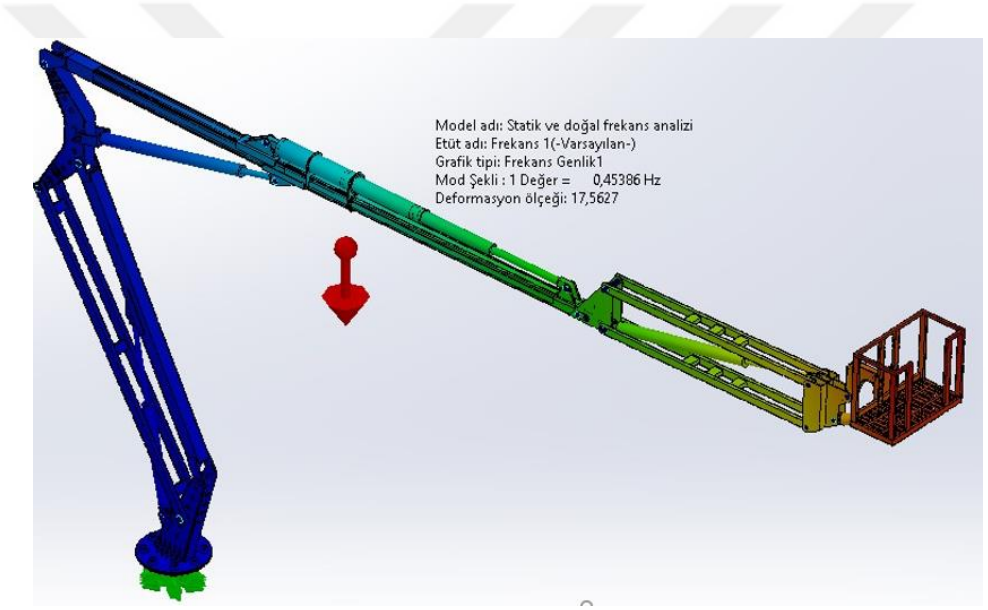
Şekil 6.2 En kritik konum için rezonans frekansları

Mühendislik sistemleri incelenirken sistem üzerine etki eden zorlamalar ve sistemin bu zorlamalara karşı üretttiği cevaplar incelenir. Girdinin çıktıya dönüşme işlemi transfer fonksiyonu denilen kavram ile elde edilir. Transfer fonksiyonunun paydasının kökleri sistemin dinamik cevabının ne olduğunu belirtmektedir. Sistemin transfer fonksiyonunun özdeğerlerine karşılık gelen zorlanmalar ile zorlanmaları durumunda zorlanmanın genliği ne olursa olsun sonsuza giden cevaplar elde edilir. Bu olaya rezonans denilmektedir, yani yapıların titreşebileceği maksimum genlikte bir doğal frekanslarının mevcut olduğu anlamına gelmektedir. Ayrıca mühendislik uygulamalarında rezonans olayı genliğin sonusuza gitmesi olarak da açıklanmaktadır (Rezonans, Vikipedi, 2024). Bir yapıdaki doğal frekans modları önemli yapısal özellikler hakkında fikir sahibi olunmasını sağlamaktadır. Yapıların bu modlarda nasıl salınım hareketleri gerçekleştirdiği bilgisine ulaşmamızı sağlamaktadır.

Mod şekli yapının ω frekansında salındığı şeklidir. Her mod şekli, söz konusu modun doğal frekansı adı verilen çok özel bir frekansta meydana gelir (Visser, b.t.). Mod yapının belirli bir frekanstaki yer değiştirmesi

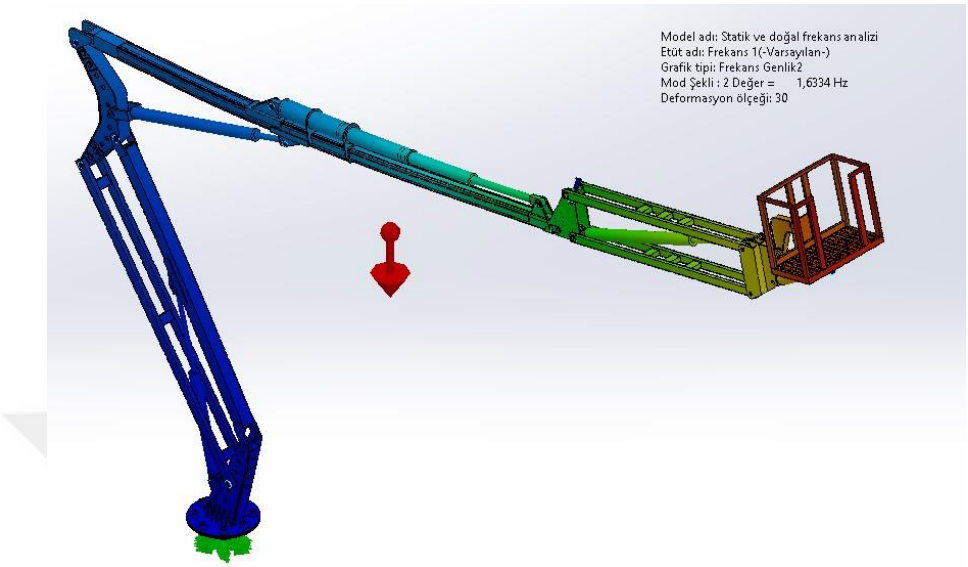
değil, bir şeklidir (Visser, b.t.). Mod herhangi bir yük uygulanmadan hesaplandığı için sisteme uygulanan yüklemeden kaynaklanan bir yapısal tepki değildir (Visser, b.t.).

Modal analizin amacı, yapının yükün etkisini artıracağı şekilleri ve frekansları bulmaktır (Visser, b.t.). Şekil 6.3'de mod 1'e ait olan doğal frekans analizinin çıktısı verilmiştir.



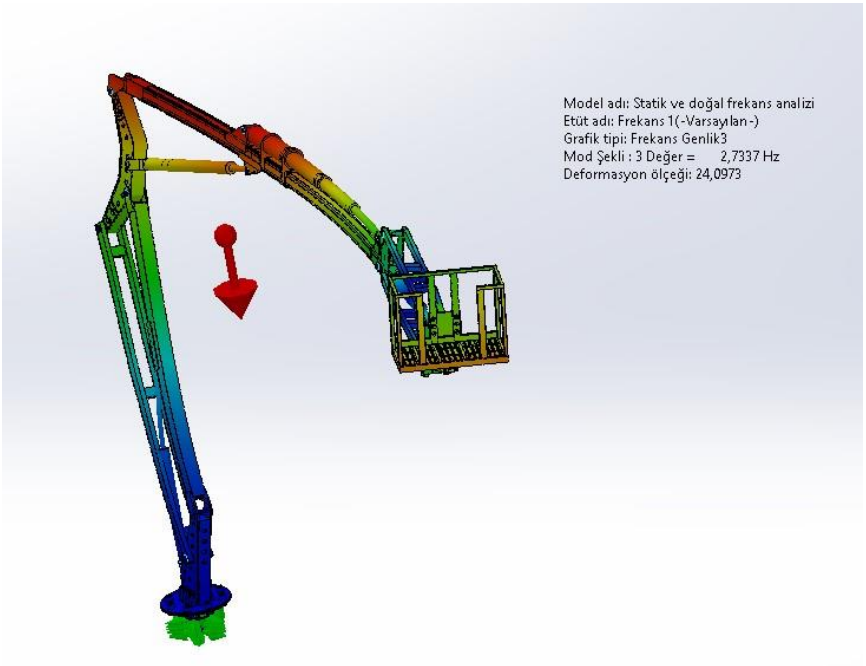
Şekil 6.3 Mod 1'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı

Mod 1 durumu için elde edilen rezonans frekans değeri 0,45386 Hz'e karşılık gelirken elde edilen periyod ifadesi 2,2033 saniyedir. Şekil 6.4'de mod 2'ye karşılık yapıda meydana doğal frekans çıktısı verilmiştir.



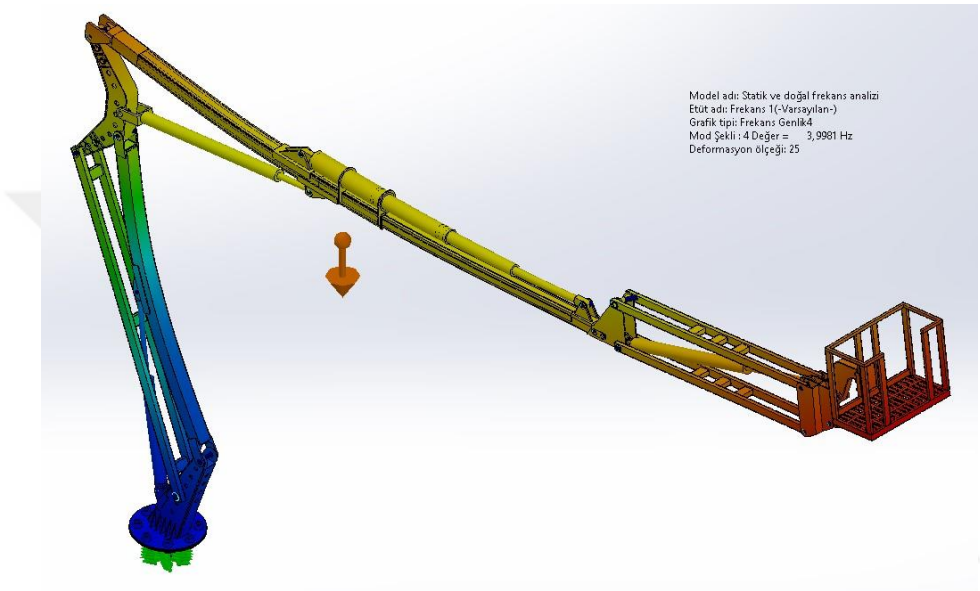
Şekil 6.4 Mod 2'ye karşılık yapının doğal frekans çıktısı

Mod 2 durumu için elde edilen rezonans frekans değeri 1,6334 Hz'e karşılık gelirken elde edilen periyod ifadesi 0,61221 saniyedir. Şekil 6.5'de mod 3'e karşılık yapıda meydana doğal frekans değeri verilmiştir.



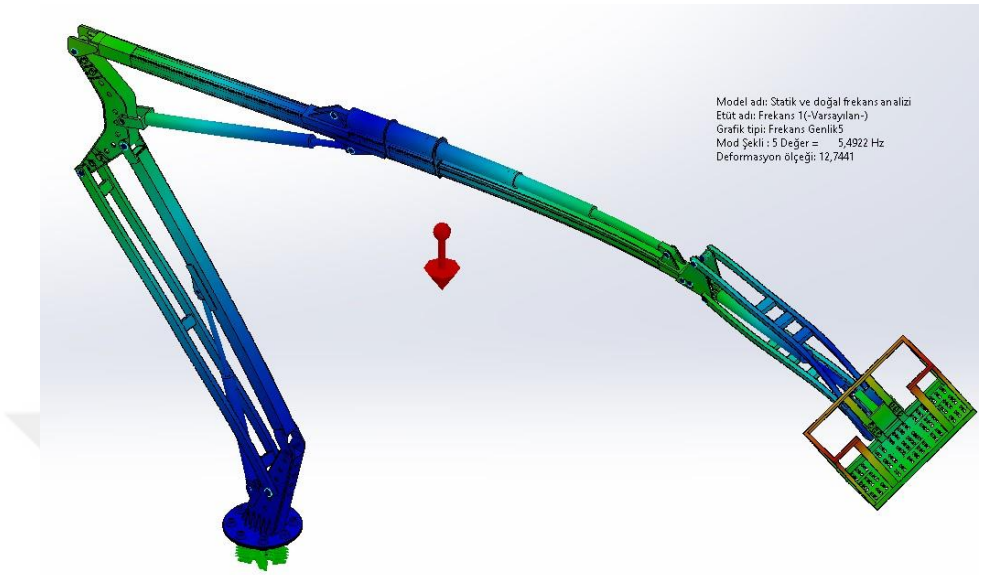
Şekil 6.5 Mod 3'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı

Mod 3 durumu için elde edilen rezonas frekans değeri 2,7337 Hz'e karşılık gelirken elde edilen periyod ifadesi 0,36581 saniyedir. Şekil 6.6'da mod 4'e karşılık yapıda meydana doğal frekans değeri verilmiştir.



Şekil 6.6 Mod 4'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı

Mod 4 durumu için elde edilen rezonas frekans değeri 3,9981 Hz'e karşılık gelirken elde edilen periyod ifadesi 0,2512 saniyedir. Şekil 6.7'de mod 5'e karşılık yapıda meydana doğal frekans değeri verilmiştir



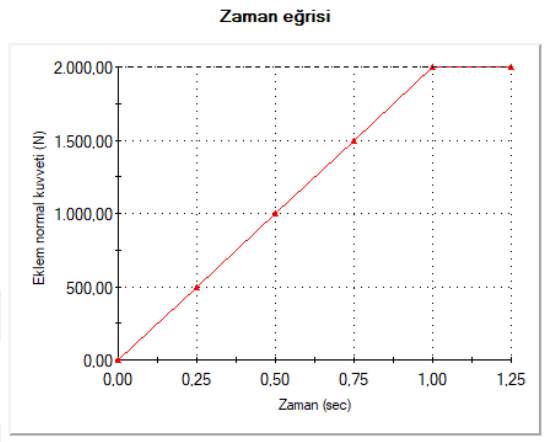
Şekil 6.7 Mod 5'e karşılık yapının doğal frekans çıktısı

Mod 5 durumu için elde edilen rezonas frekans değeri 5,4922 Hz'e karşılık gelirken elde edilen periyod ifadesi 0,18208 saniyedir.

6.3. Uygulanan Yükün Zamana Bağlı Değişiminin İncelenmesi

Ele alınan kaldırma platformunda statik analize ek olarak yükün zamana bağlı olarak değişmesi durumu incelenmelidir. Burada yüklemenin 200 kg'a ne kadar sürede ulaşacağı bilgisi önem arz eder. Tez kapsamında uygulanan yükün 1 saniyeye kademeli 0,25'er kat ile tam olarak uygulanması durumu incelenmiştir. Şekil 6.8'de gösterilen grafikte yatay eksen zamanı, düşey eksen ise uygulanan yükün değişimini vermektedir. Ele alınan sistemde dinamik analiz kapsamında modal zaman geçmişli dinamik analiz modülü seçilmiştir. Dinamik analiz bünyesinde zaman artışını belirlemek için frekans analizlerinde hesaplanan en düşük periyot değerinin onda biri alınmıştır. Bir saniyede tam yük etkimesi durumunda bir saniyenin en düşük periyodun onda birine bölünmesiyle kaç adımda

çözümün gerçekleşeceği hesaplanmaktadır. Statik analize benzer olacak şekilde sınır koşulları ve mesh ağı oluşturulmuştur.



Şekil 6.8 Yükün zamanla değişimi grafiği

Şekil 6.9'da sadece yer çekiminin etkisi altında yapıda meydana gelen yer değiştirmeyle birlikte sadece yükün dinamik olarak etkimesine ait elde edilen sonuçlar verilmiştir.



Şekil 6.9 Sadece yer çekimi ivmesi olması ve sadece dinamik yüklemelerin olması durumunda düşey yönlü yer değiştirmenin değişimi

Şekil 6.9'da platformda sadece yer çekimi ivmesinin olması durumunda, yani kendi ağırlığından kaynaklanan düşey yönlü yer değiştirme değeriyle platform üzerine yükün 1 saniye boyunca dinamik olarak etkimesi sonucu meydana gelen yer değiştirme değerleri verilmiştir. Toplamda meydana gelen yer değiştirme değeri Formül 6.5'deki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\delta_{Toplam} = \delta_{yi} + \delta_d \tag{6.5}$$

$$\delta_{Toplam} = 127{,}053 + 76{,}684 = 203{,}737\ mm \tag{6.6}$$

Elde edilen yer değiştirme değerinin statik olarak yükün etkimesi durumunda meydana gelen 202,44 (Şekil 4.32) mm'den az miktarda fazla olduğu hesaplanmıştır. Bu fark yükün dinamik olarak etkimesinden kaynaklanmaktadır.

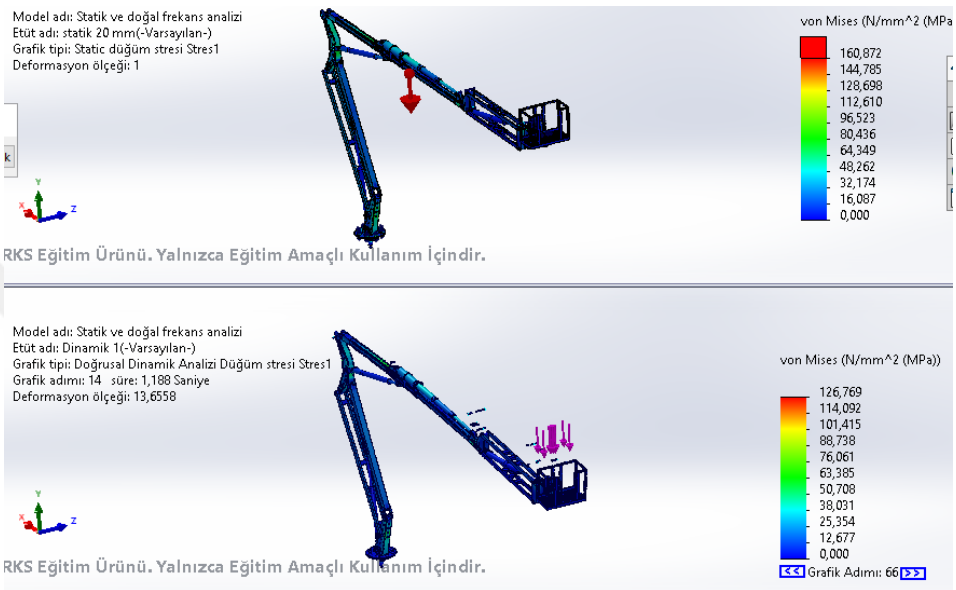
Bir diğer önemli parametre ise eşdeğer Von Mises gerilmesinin, yükün dinamik olarak etkimesine bağlı olarak değişimidir. Şekil 6.10'da sistem üzerinde sadece kullanılan elemanların yer çekimi altında kendi ağırlığından kaynaklı gerilmeyle birlikte dinamik yüklemeden kaynaklı gerilme değeri verilmiştir. Bu durumda yapıda toplam hesaplanan gerilme değeri Formül 6.7'da verilmiştir.

$$\sigma_{Toplam} = \sigma_{yi} + \sigma_d \tag{6.7}$$

$$\sigma_{Toplam} = 160{,}872 + 126{,}769 = 287{,}641\ MPa \tag{6.8}$$

Statik olarak yükün etkimesi durumunda 277,285 MPa'lık (Şekil 4.29) gerilme elde edilirken yükün dinamik olarak etkimesi durumunda 287,641 MPa'lık gerilme elde edilir. Genel olarak dinamik olarak zorlanmaya

maruz yapılarda zorlanma ve buna bağlı gerilmelerin yüksek olması beklenen bir durumdur.



Şekil 6.10 Sadece yer çekimi ivmesinden ve sadece dinamik yüklemeden kaynaklı gerilmeler

Platforma etkiyen yük değerinin 200 kg'dan kademeli olarak 400 kg'a arttırılmak suretiyle elde edilen değerler Tablo 6.2'de verilmiştir.

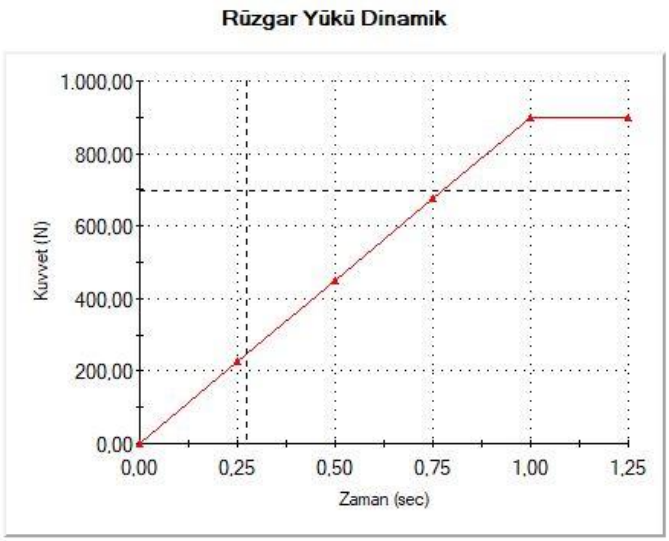
Tablo 6.2 Statik ve dinamik yüklemelerin karşılaştırılması

Platformun Taşıdığı Yükler (N)	**Statik Analiz Çıktıları**		**Dinamik Analiz Çıktıları**	
	Eşdeğer Von Mises Gerilme (MPa)	**Düşey Yönlü Yer Değiştirme (mm)**	**Eşdeğer Von Mises Gerilme (MPa)**	**Düşey Yönlü Yer Değiştirme (mm)**
2000N	277,285	202,44	287,641	203,737
3000N	324,227	241,149	348,765	242,452
4000N	374,301	278,969	411,396	279,251

Sonuç olarak yüklemenin dinamik olarak uygulanması sistem üzerinde gerilme ve yer değiştirme çıktılarında artışa neden olmuştur. Bu durum zamana bağlı yüklemelerin önemini ortaya çıkarmaktadır.

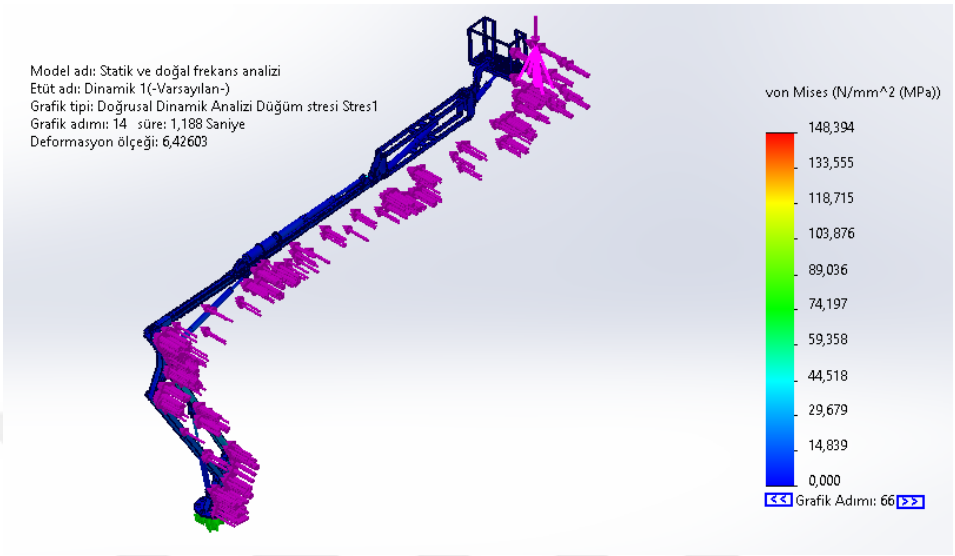
6.4. Rüzgar Yükünün Dinamik Olarak Uygulanması Durumu

Platform üzerine gelen rüzgar yüklerinin zamana bağlı olarak yüklenmesi durumunda yapının mekanik davranışının incelenmesi önem arz etmektedir. Kaldırma platformunun en kritik çalışma konumunda yapı üzere gelen rüzgar yükünün zamana bağlı değişimi Şekil 6.11'da verilmiştir. Burada Y ekseni uygulanan rüzgar yükün değişimin temsil ederken X ekseni ise zamanı temsil eder.



Şekil 6.11 Rüzgar yükünün zamana bağlı değişimi

Rüzgar yükünün zamana bağlı değişimi ve uzaktan yüklemenin olması durumunda yapıda meydana gelen eşdeğer gerilme Şekil 6.12'de verilmişitir.



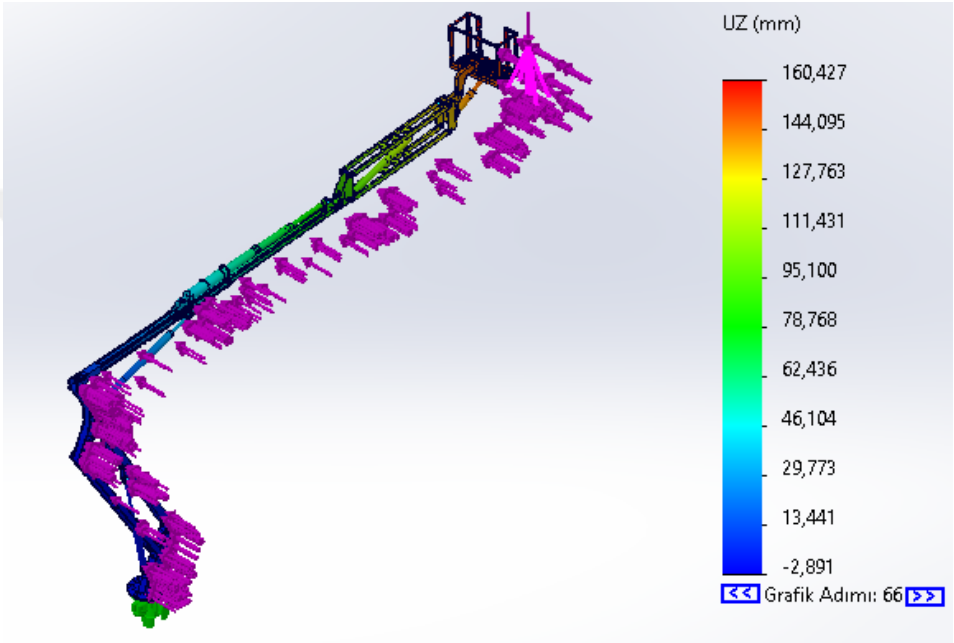
Şekil 6.12 Rüzgar yükünün zamanla değişimi sonucu oluşan eşdeğer gerilme

Sadece rüzgar yükünün zamana bağlı değişimi neticesinde yapıda meydana gelene gerilmelere ek olarak yapıda kullanılmakta olan parçaların ağırlığı nedeniyle meydana gelen gerilmelerin de eklenmesi gerekir. Şekil 6.10'da verilen ve sadece yer çekimi etkisi altında meydana gelen gerilmelerin eklenmesi suretiyle Formül 6.9'dan rüzgar yükünün dinamik olarak etkimesi sonucu yapıda meydana gelen toplam eşdeğer Von Mises gerilmesi hesaplanır.

$$\sigma_{Toplam} = 160{,}872 + 148{,}416 = 309{,}288\ MPa \qquad (6.9)$$

Statik yüklemelerden kaynaklı eşdeğer Von Mises gerilme değeri 305,939 MPa (Şekil 4.100) olarak elde edilirken rüzgar yükünün dinamik olarak etkimesi sonucu 309,288 MPa'lık eşdeğer gerilme değeri elde edilmiştir. Dinamik yükleme neticesinde gerilmede artış olduğu sonucuna varılmıştır.

Rüzgar yüküne paralel yönde yapıda dinamik olarak etkimesi sonucunda meydana gelen yer değiştirme değerleri Şekil 6.13'de verilmiştir.



Şekil 6.13 Rüzgar yükünün zamanla değişimi sonucu z yönünde oluşan yer değiştirme

Rüzgar yükünün statik olarak yanal yüzeyden etkimesi sonucu 130 mm (Şekil 4.101) rüzgara paralel yönde yer değiştirme meydana gelirken yükün zamana bağlı dinamik olarak etkimesi sonucu elde edilen yer değiştirme değeri 160,427 mm olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlardan yola çıkılması durumunda rüzgar yükünün dinamik olarak etkimesinin kaldırma platformu için daha ciddi, hesaplanması gereken bir olgu olduğu ortaya çıkmaktadır.

Tez kapsamında bu bölümde sonuç olarak sistem üzerine statik analizdekine benzer şekilde 20 mm'lik eleman boyutunda ve aynı sınır koşulları altında uygulanan yükün zamana bağlı olarak etkimesinin incelenen kaldırma platformuna etkileri incelenmiştir. Ardından rüzgar

yükünün zamana bağlı olarak tatbik edilmesi durumu incelenmiştir. Sonuç olarak zamana bağlı gerçekleştirilen dinamik analiz kapsamında eşdeğer gerilme değerlerinde ve yer değiştirme değerlerinde nispeten az miktarda artış olduğu tespit edilmiştir. Sistemin rezonansa girmesine neden olacak ilk 5 mod değerine ait doğal frekanslar bu bölüm kapsamında tespit edilerek yapının rezonansa girerek sonsuz genlikte çıktılar üretmemesi için bu frekans değerlerden oldukça uzakta bir bölgede çalışması gerektiği vurgulanmaktadır.

BÖLÜM YEDİ
SONUÇ

Tezde elektrik ile tahrik edilen hidrolik bumlu kaldırma aracının tasarımı ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizi gerçekleştirilen üst yapı için en kritik çalışma yüksekliği ve konumu 36 farklı durum göz önüne alınarak tespit edilmiştir. En kritik konumun düşey yönlü yer değiştirme ve gerilmelerin en büyük olduğu 28. tasarım senaryosu olduğu, ve bu konumda iken değişken açı parametrelerinin (Θ_1 - Θ_2 - Θ_3) sırasıyla 60° - 0° - 180° olduğu belirlenmiştir. Yapı üzerinde en kritik çalışma koşulunda 20 mm'lik eleman boyutunda bir mesh için eşdeğer Von Mises gerilmesinin 277,285 MPa olduğu, en büyük düşey yönlü yer değiştirme değerinin 202,44 mm olduğu hesaplanmıştır. En düşük emniyet katsayısı platformda kullanılan parçalar için 2,54 olarak hesaplanırken pim gibi bağlantı elemanlarında yaklaşık 2 olarak elde edilmiştir. Platformun en kritik konumundan yola çıkmak suretiyle sistemde kullanılan her bir hidrolik eleman için gereken çalışma basıncı ve pompa gücü değerleri hesaplanmıştır. Her bir parça ayrı ayrı statik olarak da incelenmiştir. Burkulmaya maruz yapılar için burkulma analizi yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu yapılarak gerek görülen parçalar için %30 hafifletilme sağlanmıştır. Rüzgar yüzü analizi ile yapının rüzgardan kaynaklı nasıl bir mekanik davranış göstereceği incelenmiştir.

Ele alınan platformun dinamik davranışında ise 5 mod için rezonans frekans çıktıları elde edilmiş, ayrıca platforma uygulanan yükün ve rüzgar yükünün kısa bir zaman aralığındaki zamana bağlı değişiminin etkileri incelenmiştir. Dinamik olarak elde edilen eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerlerinin nispeten büyük olduğu tespit edilmiştir.

Platformun yataklandığı elektrikli araç kısmında ise gerekli elektrik motor gücü hesabı (%5'lik eğime göre) yapılarak 162,3075 kW'lık güç gereksinimine karşılık kaldırma platformunda kullanılan hidrolik elemanların gereksinim duyduğu güç değeri 44,75 kW olarak hesaplanırken platformun dönmesi için gerekli güç değeri 23,74 kW olarak hesaplanmıştır. Toplam gereken elektriksel güç ise 231 kW olarak belirlenmiştir. Toplam batarya kütlesi yaklaşık 1160 kg olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak tez kapsamında otonom çalışması düşünülen, tamamen elektrik ile çalışan özgün bir hidrolik bumlu kaldırma aracının tasarımı ve analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarım gerçekçi verilere dayanarak geliştirilmiştir. Statik ve dinamik analiz sonucunda aracın en düşük emniyet katsayısı 2 olacak şekilde güvenli olarak çalıştığı saptanmıştır.

KAYNAKLAR

ABUS vinç sistemleri (b.t.). *Tek Kiriş Konsol Tip Gezer Köprülü Vinç.* Ege Makine Ticaret ve Sanayi Ltd. Sti. (28 Mayıs 2024) http://www.abusvinc.com/tr/Stok/Urun/tek-kiris-konsol-tip-gezer-koprulu-vinc-ewl

Akgol (b.t.). *Yatay Kurplar*. GRÜ. Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Güre Yerleşkesi (9 Temmuz 2024). https://kadirakgol.com/ulaştirma/yatay-kurplar/

ALAÇAM (2024). *ÇİFT SIRA OYNAK BİLYALI RULMAN*. Arif Alaçam Rulman Tic. San. Ltd. Şti. (24 Haziran 2024). https://www.alacam.com.tr/urun-gruplarimiz/1006/cift_sira_oynak_bilyali_rulman.aspx

AliEkspress (b.t.). *Hidrolik hava adam kaldırma platformu çekilebilir örümcek adam bomlu* (26.06.2024).https://tr.aliexpress.com /item/1005003538476778.html

Alpaslan, E., Karaoğlan, M. U., & Colpan, C. O. (2023). Investigation of drive cycle simulation performance for electric, hybrid, and fuel cell powertrains of a small-sized vehicle. *International Journal of Hydrogen Energy*, *48*(99), 39497-39513.

ANADOLCIVATA (b.t.). *Metrik cıvataların gerilme yükü ve sıkma tork değerleri.* (30 Mayıs 2024) https://www.anadolcivata.com/teknik-bilgiler/846-metrik-civatalarin-gerilme-yuku-ve-sma-torku-degerleri.html

Andaç Asansör (b.t.). (28 Mayıs 2024). *Dişlili asansör sistemleri*. Andaç Asansör İnş. San. ve Tic. Ltd. Şti. https://www.andacasansor.com /paketSistemi.asp?sistemID=3

Anonim (2019). *Kule Vinç Nedir? Çeşitleri Kurulması Sökülmesi ve Parçaları*. İnsapedia. (28 Mayıs 2024). https://insapedia.com/kule-vinc-nedir-cesitleri-kurulmasi-sokulmesi-ve-parcalari/

Anonim (b.t). Dolum Karuseli. Sönmez Makina Otomotiv Elektronik San. Tic. Ltd. Şti. . (28 Mayıs 2024). https://sonmezmakine.com/urun/dolum-sistemleri/dolum-karuseli

Anonim (b.t.). *Emniyet Katsayısı Nedir? Nasıl Seçilir?* (25 Mayıs 2023). https://www.maktoloji.com/2017/08/emniyet-katsays-nedir-nasl-secilir.html)

Artar, R., & Ertuğrul, Ş. (2011). AC asenkron motorun model tabanlı kontrolü. *İTÜDERGİSİ/d*, *9*(5).

Aslan Konveyör (b.t.). *Modüler bantlı konveyör.* (28 Mayıs 2024). https://www.aslankonveyor.com/urun/konveyorler/moduler-bantli-konveyor

Atılım (b.t.). *Tel bantlı konveyör*. Atılım Kayış – konveyör bant A.Ş. (28 Mayıs 2024). https://atilimkayis.com.tr/urun/tel-bantli-konveyor/

Avgin, M. S. (2012). Batarya şarj doluluk durumu model parametresinin GEP ile tahmin edilmesi (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

AYDIN, S., Gümüş, R., & Akçay, İ. (2013). Yakıt Pili ile Çalışan Elektrikli Bir Aracın Güç, Sıcaklık, Bağıl Nem ve Hızının Anlık Olarak İzlenmesi ve Kontrolü. *Teknik Bilimler Dergisi*, *3*(2), 7-12.

Aydin, B. (2010). Yakıt pilli elektrikli araçların tahriki için farklı tipte batarya gruplarının belirlenmesi (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Baker, J. (2008). New technology and possible advances in energy storage. *Energy Policy*, *36*(12), 4368-4373.

Başaran (b.t.). *3 ton hidrolik garaj krikosu*. Canotom. (28 Mayıs 2024). https://www.canotom.com.tr/urun/basaran-3-ton-hidrolik-garaj-krikosu

Başer, E. (2016). Elektrikli araçlarda yol koşullarına uygun motor seçimi algoritması geliştirme (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Bedir, F., & Alnıak, M. O. (2004). Yakıt hücre sistemlerinin çalışma prensibi ve denizaltı sistemlerdeki tasarımı. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, *3*, 31-37.

Berry, I. M. (2010). The effects of driving style and vehicle performance on the real-world fuel consumption of US light-duty vehicles (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).

Boyali, A., Demirci, M., Acarman, T., Guvenc, L., Tur, O., Uçarol, H., ... & Ozatay, E. (2006, October). Modeling and control of a four wheel drive parallel hybrid electric vehicle. In *2006 IEEE Conference on*

Computer Aided Control System Design, 2006 IEEE International Conference on Control Applications, 2006 IEEE International Symposium on Intelligent Control (pp. 155-162). IEEE.

Boyraz, D. (2019). *Hibrit elektrikli araçlarda bulanık mantık tabanlı enerji yönetimi* (Doctoral dissertation, Sakarya Universitesi (Turkey)).

SolıdWorks Help (b.t.). *Buckling load factor*. Dassault Systemes (25 Mart 2024).https://help.solidworks.com/2012/english/solidworks/cworks/buckling_load_factor.htm#

Campanari, S., Manzolini, G., & De la Iglesia, F. G. (2009). Energy analysis of electric vehicles using batteries or fuel cells through well-to-wheel driving cycle simulations. *Journal of Power Sources*, *186*(2), 464-477.

Chan, C. C. (2007). The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles. *Proceedings of the IEEE*, *95*(4), 704-718.

Chandrupatla, T., & Belegundu, A. (2021). *Introduction to finite elements in engineering*. Cambridge University Press.

Cook, R. D. (1994). *Modeling for Stress Analysis*. New York: Wiley.

Çağlayan İ. H. (b.t.). *Rezonans: Makinaların ve Yapıların Gizli Düşmanı.* TMMOB Makine Mühendisleri Odası. (25 Ocak 2024). https://mmo.org.tr/kasim-2009/makale/rezonans-makinalarin-ve-yapilarin-gizli-dusmani

ÇELİK, H. K., UÇAR, M., & ÇAVDAR, A. (2007). Hidrolik Boom Tipi Örnek Bir Krende Statik Yükleme Sonucu Oluşan Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle İncelenmesi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi (elektronik), 4(4), 23-30.

Çetin, M. H., & Alvalı, G. T. (2020). Yük Vagonu Bojisi Tasarımında Çok Kriterli Karar Verme Teknikleri İle Malzeme Seçimi. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, *8*(1), 91-104.

Çetin, M. S., Karakaya, B., & Gençoğlu, M. (2021). Elektrikli araçlar için lityum iyon bataryaların modellenmesi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, *33*(2), 755-763.

De Santiago, J., Bernhoff, H., Ekergård, B., Eriksson, S., Ferhatovic, S., Waters, R., & Leijon, M. (2011). Electrical motor drivelines in commercial all-electric vehicles: A review. *IEEE Transactions on vehicular technology*, *61*(2), 475-484.

Demirel, A. (1998). Elektrikli taşıtlar için doğrudan sürüşlü ve bulanık patinaj önleyicili bir tahrik sistemi (Doctoral dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Demirsoy, M. (b.t). Kaldırma Makinaları Ders Notları. Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Dikmen, S. Ü., YİĞİT, S., AKSEL, M., SÖNMEZ, M., & ŞENER, B. (2012). Yüksek Yapi Çalişmalarinda Bir Verimlilik Faktörü: Rüzgar. *Engineering Sciences*, *7*(1), 84-95.

Ehsani, M., Gao, Y., & Miller, J. M. (2007). Hybrid electric vehicles: Architecture and motor drives. Proceedings of the IEEE, 95(4), 719-728.

Eileen, H. (2012). Dynamic Characterization and Analysis of Aerial Lifts (Doctoral dissertation, Master's thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA).

Ekici, Y. E. (2019). *Batarya yönetim sistemleri* (Master's thesis, İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).

Enoch (2017). *Yeni Enoch, yerli, otonom, çok amaçlı elektrikli bir platform (araç)*. Modüler Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş. (23 Mayıs 2024), https://tr.modulermakina.com

Erdil, A. (2023). *Statik ve Dinamik Sistemlerin Karşılaştırılması.* Tekyaz Blog. (25 Nisan 2024). https://blog.tekyaz.com/statik-ve-dinamik-sistemlerin-karsilastirilmasi/

Erdoğan, G., Taşkın, Y., & Tiryaki, H. Hibrit Elektrikli Araçlar İçin Düşük Çalışma Geriliminde İç Rotorlu Fırçasız Doğru Akım Motoru Tasarımı. *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, *32*(1), 1243-1256.

Ergene, L. T., Polat, A., & Bakhtiarzadeh, H. (2018). Design of a permanent magnet synchronous motor used in elevators. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, *33*(2), 757-770.

Ergün, A. (1996). Plakların sonlu eleman ve sonlu farklar metodları ile çözümü ve iki metodun karşılaştırılması.

Ertaç, Y. (2008). *Elektrikli taşıtların tasarımı ve simülasyonu* (Doctoral dissertation, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara).

EduRev (b.t.). *Euler's Theory of Columns*. (25 Mart 2024) https://edurev.in/t/186758/Euler-s-Theory-of-Columns

Farooq Zaman, M., Chen, J., Habtay Gebremicheal, G., & Pang, X. P. (2012). Design and FEA of 125T Face Shovel Excavator's Arm. *Advanced Materials Research*, *538*, 466-469.

Fırçalı doğru akım motoru. (17 Mayıs 2024). Vikipedi https://tr.wikipedia.org/wiki/F%C4%B1r%C3%A7al%C4%B1_do%C4%9Fru_ak%C4%B1m_motoru

Fish, J., & Belytschko, T. (2007). *A first course in finite elements* (Vol. 1). New York: Wiley..

Genie TZ-34/20. (2024*). Trailer Mounted Boom Lifts*. Genie. (24 Haziran 2024). https://www.genielift.com/en/aerial-lifts/trailer-mounted-boom-lifts/tz3420

Genie Z-80/60. (2023). *26 METRE DİZEL EKLEMLİ PLATFORMLAR*. FATİH VİNÇ. (24 Haziran 2024). https://www.fatihvinc.com.tr/urunlerimiz/eklemli-platform/dizel-eklemli-platform/26-metre-dizel-eklemli-platformlar/genie-z80-60/

Gillespie, T. (Ed.). (2021). Fundamentals of vehicle dynamics. SAE international, s.96

Gillespie, T. (Ed.). (2021). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE international.

Güder, Y. & Ersoyoğlu, A. S. (2015). Mobil Vinçlerde Teleskobik Bomların Optimizasyonu . Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim Ve Teknoloji Dergisi , 3 (1) , 22-34 . DOI: 10.15317/Scitech.2015310834 https://doi.org/10.15317/Scitech.2015310834

Güder, Y. (2014). Mobil vinçlerde teleskopik bom ve jib bom mekanizmasının tasarımı, analizi ve optimizasyonu (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Hamurcu, M., Çakır, E., & Eren, T. (2021). Kullanıcı perspektifli çok kriterli karar verme ile elektrikli araçlarda batarya seçimi. *International Journal of Engineering Research and Development, 13*(2), 733-749.

Hansa-Flex (2022). *HK HFR2S Bağlantılı çift Etkili Standart Silindir*. (29.06.2023). https://shop.hansa-flex.com.tr/tr_TR/productdatasheet/MAS_HK_HFR2S

HASMAKVİNÇ, (b.t.). (28 Mayıs 2024). *Çift Kiriş Gezer Köprülü Vinç*. https://hasmakvinc.com/cift-kiris-gezer-koprulu-vinc-s38.html

Haupt, W., Riffel, K. C., Israel, C. L., Silva, R. H. G., & Reguly, A. (2018). Effect of wire electrode and shielding gas compositions on the mechanical properties of DOMEX 700 steel welded by the GMAW-P

process. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 40*, 1-11.

Høyer, K. G. (2008). The history of alternative fuels in transportation: The case of electric and hybrid cars. Utilities policy, 16(2), 63-71.

Isfahani, A. H., & Vaez-Zadeh, S. (2009). Line start permanent magnet synchronous motors: Challenges and opportunities. *Energy*, *34*(11), 1755-1763.

İstif Makineleri (b.t). *TEU Forklift*. Karataş Akıllı Tarım Teknolojileri (25 Mart 2023). https://www.karatastarimcilik.com.tr/Products/2

Kaba, M. Y., Kalkan, O., & Celen, A. (2021). Elektrikli Araçlarda Kullanılan Bataryalar Ve Termal Yönetim Sistemlerinin İncelenmesi. *Konya Journal of Engineering Sciences*, *9*(4), 1119-1136.

Karaca, M., Bilal, L., & Topaç, M. M. (2018, October). Lightweight urban electric microcars: an overview. In *2018 2nd International Symposium on Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies (ISMSIT)* (pp. 1-7). IEEE.

Karagöz, M., & Düzcükoğlu, H. (2011). Vinç Hareketli Kabinin Tasarımı ve Gerilme Analizi. In 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), Elazığ, Turkey.

Karahan, M. (2007). İki kademeli teleskopik vincin tasarım ve analizi (Doctoral dissertation, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum).

Karaoğlan, M. U. (2014). Elektrik Tahrikli Bir Binek Otomobilin Tahrik Sisteminin Matematiksel Modellenmesi ve Simülasyonu.

Kaymaz, H., & Demir, M. F. (2020). Elektrikli Otomobiller için Çekis Motor Tip Seçimi. Marmara Univ 2: 35–41.

Kerem, A. (2014). Elektrikli Araç Teknolojisinin Gelişimi ve Gelecek Beklentileri. Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 5(1), 1-13.

Kılıç, F. (2024). *ELEKTRİKLİ VE HİBRİT (SERİ/ PARALEL) ARAÇLAR*. Makina Mühendisleri Odası. (24 Nisan 2024). https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/09_32.pdf

Koçer, H. (2009). Bir hidrolik mobil vincin tasarım, analiz ve optimizasyonu (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Konvesan (b.t.). *Dönüş konveyörleri*. Markes Türkiye Distribütörü (28 Mayıs 2024). https://www.konvesan.com/urunler/donus-konveyorleri.html

Kurt, M. (b.t.). *Transport tekniği*. Makine ve teçhizat https://abs.cu.edu.tr/Dokumanlar/2016/%C4%B0SG120/317770541_makine-ve-techizat-unite-14-www.isgbolumu.com_.pdf

Larminie, J., & Lowry, J. (2012). Electric vehicle technology explained. John Wiley & Sons.

Lexus (b.t.). *Arabalarda Diferansiyel Nedir, Ne İşe Yarar?* Lexus Türkiye (9 Temmuz 2024). Lexus.com.tr/lexusu-kesfet/lexus-otomobilleri-hakkinda-hersey/diferansiyel-nedir

Liu, G. R., & Quek, S. S. (2013). *The finite element method: a practical course*. Butterworth-Heinemann.

Madenci, E., & Guven, I. (2015). The finite element method and applications in engineering using ANSYS®. Springer.

Meta (2024). *Döner Tabla Ünitesi*. META Konveyör sistemleri. (28 Mayıs 2024) http://www.konveyorbantsistemleri.com/d-ner-tabla--nitesi.html

Moaveni, S. (2011). Finite element analysis theory and application with ANSYS, 3/e. Pearson Education India.

Moaveni, S. (1999). Finite Element Analysis. Birleşik Krallık: Prentice Hall.

Nair, N. K. C., & Garimella, N. (2010). Battery energy storage systems: Assessment for small-scale renewable energy integration. *Energy and Buildings*, *42*(11), 2124-2130.

Oleocon (b.t.). *İkiz kilitlenme valfi*. (04 Temmuz 2024). https://www.oleocon.com.tr/kategori-ikiz-kilitleme-valfleri_7

Oruz, A. (2015). *Taşıtlarda Tahrik Kuvveti, Hız, Güç, Direnç Kuvvetleri ve İvme Hesabı*. Otomotiv Laboratuvarı. (14 Mayıs 2024). https://otomotivlab.net/tasitlarda-tahrik-kuvveti-hiz-guc-direnc-kuvvetleri-ve-ivme-hesabi/

Ossa (b.t.). *Vibrasyon Yer Eleği ve Konveyör Bant*. Vibromak Yüzey İşlem Teknolojileri San. ve Tic. Ltd. Şti. (28 Mayıs 2024). https://www.ostimsavunma.org/vibrasyon-yer-elegi-ve-konveyor-bant-urunu-273

Özbay, H., Közkurt, C., Dalcalı, A., & Tektaş, M. (2020). Geleceğin ulaşım tercihi: Elektrikli araçlar. *Akıllı Ulaşım Sistemleri ve Uygulamaları Dergisi*, *3*(1), 34-50.

Özkapıcı Helvacı, D. (2020). Tiling of cellular structures into the parts according to the density values of SIMP topology optimization (Master's thesis, Middle East Technical University).

Öztürk, T. (2013). *Asenkron motor ile sürülen elektrikli aracın modellenmesi* (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Palanga (2021). *Palanga nedir ne demektir? Anlamı*. Laf Sözlük (28 Mayıs 2024). https://www.lafsozluk.com/2010/07/palanga.html

Patel, B. P., & Prajapati, J. M. (2011). A review on FEA and optimization of backhoe attachment in hydraulic excavator. *International Journal of Engineering and Technology*, *3*(5), 505.

Philip, N., & Ghosh, P. C. (2024). Optimal sizing of electrical and thermal energy storage systems for application in fuel cell based electric vehicles. *Journal of Energy Storage*, *83*, 110753.

Pim. (22 Ekim 2023). Vikipedi. (22 Kasım 2023). https://tr.wikipedia.org/wiki/Pim

PLK Lift, (b.t.). *Towable Boom Lift*. https://www.plklift.com/boom-lift/cherry-picker/towable-boom-lift.html

Polat, M., & Akıncı, R. (2020). Elektrikli Araçlar İçin Eksenel Akılı Çift Rotorlu Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Tasarımı ve Analizi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 32*(2), 345-358.https://doi.org/10.35234/fumbd.636890

Portalvinçal (2018). *Krenlerin Sınıflandırılması ve Seçimi*. (28 Mayıs 2024). https://istanbultavanvinci.wordpress.com/2018/03/13/krenlerin-siniflandirilmasi-ve-secimi/#jp-carousel-18

Rezonans (1 Mayıs 2024). Vikipedi. (31 Temmuz 2024) https://tr.wikipedia.org/wiki/Rezonans_(fizik)

Rohhman Fluıd Sysytems (b.t.). *Hca Serisi Ön Arka Mafsal Bağlantılı Hidrolik Silindir.* (29.06.2023). https://rohhman.com/hidrolik/hidrolik-silindir/tarim-tip-hidrolik-silindirler/hca-serisi-on-arka-mafsal-baglantili-hidrolik-silindir/

S. H. Karthik (2019). *Types of Motors used in Electric Vehicles*. Cırcuıt Dıgest. https://circuitdigest.com/article/different-types-of-motors-used-in-electric-vehicles-ev

Sezer Ç. (2019). *Mekanik Tasarımda Emniyet Katsayısı* (25 Mayıs 2023). https://www.sezercoban.com/mekanik-tasarimda-emniyet-katsayisi/

SolıdWorks Help (b.t.). *SIMP Method For Topology Optimization*. *Dassault Systemes*. (27 Mayıs 2024).

https://help.solidworks.com/2019/english/solidworks/cworks/c_simp_method_topology.htm#:~:text=The%20SIMP%20method%20predicts%20an,manufacturing%20constraints%2C%20and%20performance%20requirements.

Solazzi, L. (2017). Experimental and analytical study on elevating working platform. Procedia Engineering, 199, 2597-2602

Solmaz, H., & Kocakulak, T. (2018, December). Buji ile Ateşlemeli Motor Kullanılan Seri Hibrit Elektrikli Bir Aracın Modellenmesi. In *Proceedings on International Conference on Technology and Science* (pp. 353-360).

Standartları, T. (1997). Yapı Elemanlarının Boyutlandırılmasında Alınacak Yüklerin Hesap Değerleri (TS 498). Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

Şenol, R., Üçgül, İ., & Acar, M. (2006). Yakıt Pili Teknolojisindeki Gelişmeler Ve Taşıtlara Uygulanabilirliğinin İncelenmesi.

Tabanlı, S. N. (2017). Elektrikli araçlarda anlık moment ihtiyacı için geliştirilmiş uzay vektör modülasyonlu doğrudan moment kontrolü.

Tam, N. T., Le, T. P., Huynh, N. T., & Nguyen, Q. M. (2023). Optimization of frame structure coach 29/34 seats in static durability state. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, *47*, 101523.

Tamamen elekrikli otomobiller (2024). *Elektrikli Otomobil Türleri.* BMW. (22 Nisan 2024). https://www.bmw.com.tr/tr/topics/fascination-bmw/bmw-i-ve-e-mobilite/elektrikli-otomobil-turleri.html

Tanrıverdi, M. (2019). *Taşıt şasi üstü platformunun dinamik parametreler altında topoloji optimizasyonu* (Master's thesis, Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi).

Taşdemir, B. (2012). Jıb Kren Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi (Doctoral dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Toyota blog (b.t.). *Diferansiyel Nedir? Ne İşe Yarar?* Toyota Türkiye. (9 Temmuz 2024). blog.toyota.com.tr/diferansiyel-nedir-ne-ise-yarar/

Bilgi Kartı 4 (b.t). *Rüzgarlı Havada Çalışma Bofor Ölçeği*. T.C. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı/İş Sağlığı ve Güvenliği Genel Müdürlüğü (İSGGM). (26 Nisan 2024). https://guvenliinsaat.csgb.gov.tr/media/dqzhq14f/78r%C3%BCzgarl%C4%B1-havada-%C3%A7al%C4%B1%C5%9Fma-4.pdf

Teknik Vinç Nakliyat, (b.t.). (28 Mayıs 2024). *Ha 15 Ip Akülü Eklemli Platformlar*. http://teknikvinc.com/ha-15-ip-akulu-eklemli-platformlar/

TeknikCAD (b.t.). *Paletli Konveyör*. Çiçek Makina ve Konveyör Sistemleri San. Tic. Ltd. Şti. (28 Mayıs 2024). https://teknikcad.com/tavali-konveyor-p-16

Topaç, M. M., Bahar, E., Kaplan, A., & Sarıkaya, E. Z. (2017). Topoloji optimizasyonu yardımıyla, askeri taşıt bağımsız ön süspansiyonu için alt salıncak tasarımı. *IDEFIS, 2017*, 2nd.

Topaç, M. M., Bilal, L., Karaca, M., & Çakir, M. (2019, October). Performance assessment of an electric microcar for various urban

driving conditions. In *2019 Electric Vehicles International Conference (EV)* (pp. 1-6). IEEE.

Topçuoğlu, B. O., (Mart 2022*). SolidWorks Simulation Premium Analiz Eğitimi.* Udemy. (26 Mayıs 2023). *https://www.udemy.com/course/solidworks-simulation-premium-analiz-egitimi/?couponCode=KEEPLEARNING*

Turğut, M. (2018). elektrikli araçlar için batarya yönetim sistemi tasarımı ve geliştirilmesi (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Ünlü, N., Karahan, Ş., Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., ... & Tırıs, M. (2003). Elektrikli araçlar. TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsü, Gebze, 2, 75-82.

Vinçler (2011). *Motorlu Araç Teknolojileri.* Milli Eğitim Bakanlığı (MEB). (28 Mayıs 2024). *https://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Vin%C3%A7ler.pdf*

Visser G., (b.t.). *Modal Analysis: What it is and is not*. SIMTEQ ENGINEERING. (31 Temmuz 2024). https://simteq.co.za/blog/modal-analysis/#:~:text=A%20mode%20is%20a%20shape,load%20applied%20to%20the%20structure

Volt elektrik motorları (b.t.). *Üç Fazlı Asenkron Motorlar*. (24 Nisan 2024). https://voltmotor.com.tr/3-fazli-asenkron-motorlar/

Xue, X. D., Cheng, K. W. E., & Cheung, N. C. (2008, December). Selection of electric motor drives for electric vehicles. In 2008 ustralasian Universities power engineering conference (pp. 1-6). IEEE.

Yakıt hücreli otomobiller (2024). *Elektrikli Otomobil Türleri*. BMW. (22 Nisan 2024). https://www.bmw.com.tr/tr/topics/fascination-bmw/bmw-i-ve-e-mobilite/elektrikli-otomobil-turleri.html

Yaman, U. (2019). Topoloji optimizasyonu yapılmış parçaların 3b yazıcılar ile doğrudan üretilmesi. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, *7*(1), 236-244.

Yong, J. Y., Ramachandaramurthy, V. K., Tan, K. M., & 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.

Yuvarlanma direnci nedir (3 Mayıs 2018). LASTİK-TURKİYE.COM. (19 Temmuz 2024). https://www.lastik-turkiye.com/blog/genel-bilgi/yuvarlanma-direnci-nedir

Zengin, E. (2017). Farklı tip otomobillerin elektrikli otomobile dönüştürülmesi için optimal enerji tüketimi açısından güç hesaplamaları üzerine gerçek bir uygulama (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Zeraoulia, M., Benbouzid, M. E. H., & Diallo, D. (2006). Electric motor drive selection issues for HEV propulsion systems: A comparative study. *IEEE Transactions on Vehicular technology*, *55*(6), 1756-1764.

Zhang, G. J., & Yuan-Xiao, C. (2013). Qing-Tan and You Yu-Mo,“Finite Element Analysis of Working Device for Hydraulic Excavator.”. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research, 5*(12), 123-128.