



**MODÜLER ELEKTROMEKANİK BİRİMİN YAPISAL OPTİMİZASYON
İLE ÇEVRE KOŞULU GEREKSİNİMLERİNİN SAĞLANMASI**

Talha ÖÇALAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Talha ÖÇALAN

24/12/2021

MODÜLER ELEKTROMEKANİK BİRİMİN YAPISAL OPTİMİZASYON İLE ÇEVRE KOŞULU GEREKSİNİMLERİNİN SAĞLANMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Talha ÖÇALAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2021

ÖZET

Özel bir görevi yerine getiren Elektromekanik Birim Kutusu savunma sanayi alanında kullanılmaktadır. Özel görevleri yerine getiren Elektromekanik Birim Kutuları değişken gereksinimlere göre çeşitli boyutlarda üretilmektedir. Değişen gereksinimlere göre de Elektromekanik Birim Kutuları üretiminde kullanılan ve içine montajlanan modüller ve bu modüllerin konfigürasyon çeşitliliği oldukça çoğalmıştır. Bu sebeple çeşitli sayıdaki Elektromekanik Birim Kutuların modüllerinin bağlandığı mekanik arayüzlerini ortaklamak güçleşmiştir. Elektromekanik Birim Kutuları modüllerinin montaj arayüzleri ortaklanıp modüler bir yapıya dönüştürülme ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada Elektromekanik Birim Kutuları modüllerinin montaj arayüzünü ortaklayan Modüler Elektromekanik Birim (MEMB) tasarımı ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan MEMB'in, MIL-STD-810G standartında tanımlanan titreşim yükü profillerine karşı dayanımının belirlenmesi için bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi kullanılmıştır. Analiz çalışmalarında ilk olarak kompozit tekerlekli araç titreşim profili yüklerine karşı mukavim olduğu doğrulanmıştır. MEMB ürünü muadillerine göre tercih edilebilir olması amacıyla MEMB mekaniği %26 oranda hafifletilmiş, hacimsel olarak da %18 küçültülmüştür. Sonrasında MIL-STD-810G standartında tanımlanan 2 adet kompozit tekerlekli römork titreşim profillerine karşı mukavim olduğu aşama aşama yapılan iyileştirmeler ile doğrulanmıştır. Yeni bir tasarım olan MEMB üretim ve çevre koşulları testleri öncesinde hesaplamalar ile doğrulanmıştır. Dolayısıyla üretim sonrası testlerde ve/veya kullanım sırasında olası doğabilecek hasarların, bu sebeple kaybedilen zamanın ve yeniden tasarım işçiliklerinin önüne geçilmiştir.

Bilim Kodu : 93004

Anahtar Kelimeler : Titreşim analizi, MIL-STD-810G, Modal analiz

Sayfa Adedi : 111

Danışman : Prof. Dr. Hamit SOLMAZ

ENSURING ENVIRONMENTAL REQUIREMENTS OF THE MODULAR
ELECTROMECHANICAL UNIT BY STRUCTURAL OPTIMIZATION

(M. Sc. Thesis)

Talha ÖÇALAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2021

ABSTRACT

Electromechanical Unit Box, which fulfills a special task, is used in the field of defense industry. Electromechanical Unit Boxes fulfilling specific tasks are produced in various sizes according to varying requirements. According to the changing requirements, the modules used in the production of Electromechanical Unit Boxes and mounted inside and the variety of configurations of these modules have increased considerably. For this reason, it has become difficult to share the mechanical interfaces of the modules of various numbers of Electromechanical Unit Boxes. The need for the assembly interfaces of the Electromechanical Unit Boxes modules to be shared and transformed into a modular structure has emerged. In this study, Modular Electromechanical Unit (MEMB) design and optimization, which shares the assembly interface of Electromechanical Unit Boxes modules, has been carried out. Computer aided finite element analysis was used to determine the resistance of the designed MEMB against vibration load profiles defined in the MIL-STD-810G standard. In the analysis studies, it was first verified that the composite wheeled vehicle is resistant to vibration profile loads. MEMB mechanics have been lightened by 26% and the volume has been reduced by 18% in order to make MEMB products preferable over their equivalents. Afterwards, it has been verified with the improvements made gradually that it is resistant to the vibration profiles of 2 composite wheeled trailers defined in the MIL-STD-810G standard. MEMB, a new design, has been verified with calculations before production and environmental conditions tests. Therefore, possible damages that may arise during post-production tests and/or use, thus lost time and redesign labors are prevented.

Science Code : 93004

Key Words : Vibration analysis, MIL-STD-810G, Modal analysis

Page Number : 111

Supervisor : Prof. Dr. Hamit SOLMAZ

TEŞEKKÜR

Lisansüstü eğitim dönemlerim ve tez çalışmam boyunca katkı ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, her koşulda beni yönlendiren ve çalışmalarım için teşvik eden saygıdeğer danışman hocam Sayın Prof. Dr. Hamit SOLMAZ'a teşekkür ederim.

Tez çalışmamın yürütülmesinde destek olan yöneticilerim Sayın İsmail KÖKBIYIK ile Sayın Hasan DEMİRBAĞ'a ve teknik konularda desteğini hiçbir zaman esirgemeyen Sayın Hakan BORAN'a teşekkür ederim. Tasarımsal ve deneysel altyapısını sunan ASELSAN A.Ş.'ye teşekkür ederim.

Manevi desteğini her an hissettiren kıymetli eşim, canım kızım Serenat Doğa'nın annesi Seher ÖÇALAN'a, hayatımın her evresinde bana desteğini esirgemeyen kıymetli annem Emine ÖÇALAN'a, ablam Tevhide ÖÇALAN'a ve benim için her türlü fedakarlığı yapan rahmetli babam büyük usta Ramazan ÖÇALAN'a büyük teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. MEKANİK TİTREŞİMİN TARİHÇESİ.....	5
2.1. Antik Dönemdeki Çalışmalar	5
2.2. Erken Modern Dönem ve Modern Zamanlar	6
2.3. Titreşim Kuvvetinin Sebep Olduğu Tarihi Olaylar	10
3. KAVRAMSAL BİLGİLER.....	13
3.1. Titreşim Hakkında.....	13
3.2. Titreşimin Sınıflandırılması	14
3.2.1. Sönümsüz ve sönümlü titreşimler	14
3.2.2. Serbest ve zorlanmış titreşimler	15
3.2.3. Doğrusal ve doğrusal olmayan (nonlinear) titreşimler.....	15
3.3. Serbestlik Derecesi	15
3.4. Yay – Kütle Modeli.....	17
3.5. Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları	18
3.5.1. Elastik elemanlar (yaylar)	18
3.5.2. Atalet elemanları	19
3.5.3. Sönüm elemanları.....	20

	Sayfa
3.6. Titreşim Analizi.....	21
3.7. Matematik Model Oluşturma	22
3.8. Modal Analiz.....	23
3.9. Sonlu Elemanlar Analizi	24
3.10. İstatistiksel Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu	25
3.11. Doğal Frekans	27
3.12. Rastsal Titreşim.....	29
3.13. Palmgren-Miner Kuralı ve Yağmur Akışı Yöntemi ile Hasar Hesabı	30
3.14. ANSYS Yazılımı ve Tekillik	35
3.14.1. ANSYS yazılımı	35
3.14.2. Tekillik	35
3.15. MIL-STD-810G Standartı	37
3.15.1. Kompozit tekerlekli araç titreşimine maruz kalma	38
3.15.2. Kompozit iki tekerlekli treyler titreşimine maruz kalma	39
4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	41
5. MATERYAL VE METOT	45
5.1. Metot	45
5.1.1. Modelleme.....	45
5.1.2. Doğal frekans belirleme	45
5.1.3. Titreşim profili yüklenmesi.....	46
5.1.4. Stres sonuçlarının değerlendirilmesi	46
5.1.5. Hasar analizi.....	46
5.2. İlk Tasarım Üzerindeki Hafifletme Çalışmaları.....	46
5.3. Kompozit Tekerlekli Araç Titreşimine Dayanımının Doğrulanması.....	47
5.3.1. Analize hazırlık ve analiz koşturması	47
5.3.2. Sonuçlar	52

Sayfa

5.4. Hacimsel ve Kütlesel Optimizasyon Çalışmaları	59
5.5. Kompozit İki Tekerlekli Treyler Titreşimine Dayanımının Doğrulanması	60
5.5.1. Analize hazırlık	60
5.5.2. Analiz koşturması.....	69
5.5.3. Rastsal titreşim sonuçları x yönünde inceleme	71
5.5.4. Rastsal titreşim sonuçları y yönünde inceleme	76
5.5.5. Rastsal titreşim sonuçları z yönünde inceleme	81
5.6. Problemlı Bölgelerin İyileştirilmesi – 1. Aşama	86
5.6.1. Çekmece rafları bağlantıları, çekmece bağlantıları bölgeleri ve çekmece sıkıştırma elemanlarında iyileştirmeler ve sonuçları	86
5.6.2. Zemin kat tavanı bölgesi iyileştirmeler ve sonuçları	91
5.7. Problemlı Bölgelerin İyileştirilmesi – 2. Aşama	97
5.8. Problemlı Bölgelerin İyileştirilmesi – 3. Aşama	100
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	105
KAYNAKLAR	107
ÖZGEÇMİŞ	111

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. AA 6061 T6'nın malzeme özellikleri	48
Çizelge 5.2. AA 6061 T6'nın S-N eğrileri verileri	49
Çizelge 5.3. AISI 310 Paslanmaz çelik malzeme özellikleri	50
Çizelge 5.4. Mil-Std-810g Tablo 514.6C-VI. Kategori – 4 titreşim profili.....	50
Çizelge 5.5. Kütle katılımının en fazla olduğu mod şekilleri	53
Çizelge 5.6. Noktasal kütle modeli özellikleri.....	65
Çizelge 5.7. Pim bağlantısı özellikleri	67
Çizelge 5.8. Mil-Std-810g Tablo 514.6C-IV. Kategori – 4 titreşim profili.....	68
Çizelge 5.9. Mod şekilleri.....	70
Çizelge 5.10. AL 2024 T3 Malzeme bilgileri	91
Çizelge 5.11. AL 2024 T3 T6'nın S-N eğrileri verileri	91
Çizelge 6.1. İyileştirmeler sonrası gerilim ve hasar değerleri	106

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Pisagor titreşimlerle ilgili çeşitli deneyler yaparken	5
Şekil 2.2. Titreşimlerin yıktığı Dee Köprüsü (1847)	11
Şekil 2.3. Yıkılmış Tay Köprüsü (1879).....	11
Şekil 2.4. Yıkılmış Tacoma Köprüsü (1940).....	12
Şekil 3.1. Yay kütle sistemi ve burulma sarkacı.....	16
Şekil 3.2. Kiriş- yay ve kütle-makara-yay sistemleri.....	16
Şekil 3.3. 2 serbestlik dereceli sistemler.....	17
Şekil 3.4. Çok serbestlik dereceli sistem	17
Şekil 3.5. Tek serbestlik dereceli yay kütle sisteminin şeması.....	18
Şekil 3.6. (a) Sistem, yay statik bir yay kuvvetine sahiptir. (b) Sistem dengedeysen kütlenin Serbest Cisim Diagramı	19
Şekil 3.7. Atalet elemanı.....	20
Şekil 3.8. Bir sönüm elemanı olarak amortisör şeması.....	21
Şekil 3.9. Bir aracın matematik modeli	22
Şekil 3.10. Bir pres makinesinin matematik modeli	22
Şekil 3.11. Bir kirişin matematik modeli	22
Şekil 3.12. Gauss olasılık yoğunluk fonksiyonu grafiği	26
Şekil 3.13. Yay-Kütle modeli	27
Şekil 3.14. Titreşim kayıtları: zamanın fonksiyonu olarak hızlanma veya gerinme, (a) Ağırlıklı olarak sinüzoidal örnek; (b) ağırlıklı olarak rastgele örnek.	30
Şekil 3.15. (a) Sabit genlikli titreşim ve (b) S-N grafiği.....	31
Şekil 3.16. Sabit genlikli düzenli yükler	31
Şekil 3.17. Sabit genlikli düzenli yüklerin grafik gösterimi	32
Şekil 3.18. Karmaşık bir rastgele titreşim profili.....	33
Şekil 3.19. Mutlak maksimumdan başlayarak yeniden sıralama	33

Şekil	Sayfa
Şekil 3.20. Su ile doldurarak gerilme genliğini ve ortalama genliği hesaplama.....	34
Şekil 3.21. En düşük vadiden başlayarak suyu boşaltma ve işlemi tüm vadiler için tekrar etme	34
Şekil 3.22. Tekillik	36
Şekil 3.23. Kompozit tekerlekli bir askeri araç	38
Şekil 3.24. Kompozit tekerlekli araç titreşim profili	39
Şekil 3.25. Kompozit iki tekerlekli bir treyler	40
Şekil 3.26. Kompozit iki tekerlekli treyler titreşim profili	40
Şekil 5.1. Çekmece parçası hafifletmesi	47
Şekil 5.2. Alt Gövde parçası hafifletmesi	47
Şekil 5.3. Ağ yapısı için sadeleşmiş geometri	47
Şekil 5.4. Örülmüş ağ yapısı	48
Şekil 5.5. Modlarda hesaplanan frekans değerleri grafiği	53
Şekil 5.6. X yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler	54
Şekil 5.7. Parça özelinde X yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler	54
Şekil 5.8. X yönünde tahrik sonucu maksimum eşdeğer gerilmeler.....	55
Şekil 5.9. X yönünde tahrik sonucu pul yüzeyi eşdeğer gerilmeler.....	55
Şekil 5.10. X yönünde tahrik sonucu bağlantı bölgesi eşdeğer gerilmeler	56
Şekil 5.11. X yönünde tahrik sonucu bağlantı bölgesi eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü.....	56
Şekil 5.12. Y yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler	57
Şekil 5.13. Y yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü	57
Şekil 5.14. Z yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler	58
Şekil 5.15. Z yönünde tahrik sonucu maksimum eşdeğer gerilmeler	58
Şekil 5.16. İyileştirilmiş finli çekmeceler	59
Şekil 5.17. Zemin kat gövdesi.....	60
Şekil 5.18. Sadeleşmiş model ön görünüşü	61

Şekil	Sayfa
Şekil 5.19. Sadeleşmiş model arka görünüşü.....	61
Şekil 5.20. Kabuk ve katı gövdelerin ön görünüşü.....	62
Şekil 5.21. Kabuk ve katı gövdelerin arka görünüşü	62
Şekil 5.22. Kabuk ve katı gövdelerin alt görünüşü.....	63
Şekil 5.23. Örülmüş ağ yapısının ön görünüşü	63
Şekil 5.24. Örülmüş ağ yapısının arka görünüşü	64
Şekil 5.25. Örülmüş ağ yapısının alt görünüşü	64
Şekil 5.26. Noktasal kütle modelleri.....	65
Şekil 5.27. Sabit eklemler	66
Şekil 5.28. Pim bağlantısı modeli	66
Şekil 5.29. Sıkıştırma parçası kontaktları	67
Şekil 5.30. Yan koruma parçaları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	71
Şekil 5.31. Çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	72
Şekil 5.32. Çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü...	72
Şekil 5.33. Çekmece bağlantıları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	73
Şekil 5.34. Çekmece bağlantıları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü.....	73
Şekil 5.35. Çekmece kapakları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	74
Şekil 5.36. Arka gövde x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	74
Şekil 5.37. Arka gövde x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü	75
Şekil 5.38. Çekmece sıkıştırma elemanları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri	75
Şekil 5.39. Yan koruma parçalarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	76
Şekil 5.40. Arka gövde parçasında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	77
Şekil 5.41. Çekmece kapaklarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler.....	77
Şekil 5.42. Alt gövde kapağında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler.....	78
Şekil 5.43. Çekmece sıkıştırma elemanlarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	78

Şekil	Sayfa
Şekil 5.44. Çekmece raflarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler.....	79
Şekil 5.45. Çekmece raflarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü.....	79
Şekil 5.46. Çekmece bağlantılarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	80
Şekil 5.47. Çekmece bağlantılarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü.....	81
Şekil 5.48. Yan koruma parçalarında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler.....	82
Şekil 5.49. Alt gövde kat tavanı z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri üst görünüş ..	82
Şekil 5.50. Alt gövde tavanı z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri alt görünüş.....	83
Şekil 5.51. Çekmece kapaklarında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler.....	84
Şekil 5.52. Çekmece sıkıştırma elemanlarında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	84
Şekil 5.53. Alt gövde kapağında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	85
Şekil 5.54. Arka gövde parçasında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler	86
Şekil 5.55. Çekmece rafları 1. aşama iyileştirme görüntüsü.....	87
Şekil 5.56. 1. iyileştirme sonucu çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri	88
Şekil 5.57. 1. iyileştirme sonucu çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri yakın görüntüsü	88
Şekil 5.58. 1. iyileştirme sonucu çekmecenin x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri	89
Şekil 5.59. 1. iyileştirme sonucu çekmecenin x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri yakın görüntüsü	89
Şekil 5.60. 1. iyileştirme sonucu çekmece sıkıştırma elemanlarının x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri	90
Şekil 5.61. 1. iyileştirme sonrası çekmece sıkıştırma elemanlarının x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri yakın görüntüsü	90
Şekil 5.62. Alt Gövde Tavanı Bölgesi kalınlaştırma yüzeyi.....	92
Şekil 5.63. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1 mm kalınlaştırma durumu alt görüntü	92
Şekil 5.64. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1 mm kalınlaştırma durumu üst görüntü.....	93
Şekil 5.65. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1.5 mm kalınlaştırma durumu alt görüntü	94

Şekil	Sayfa
Şekil 5.66. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1.5 mm kalınlaştırma durumu üst görüntü.....	95
Şekil 5.67. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 2 mm kalınlaştırma durumu alt görüntü	96
Şekil 5.68. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 2 mm kalınlaştırma durumu üst görüntü.....	96
Şekil 5.69. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 2 mm kalınlaştırma durumu yakın görüntü	97
Şekil 5.70. Çekmece rafları 2. aşama iyileştirmeler	97
Şekil 5.71. 2. iyileştirme sonucu çekmece rafları eşdeğer gerilmeleri	98
Şekil 5.72. 2. iyileştirme sonucu çekmece rafları eşdeğer gerilmeleri yakın görüntü	98
Şekil 5.73. 2. iyileştirme sonucu çekmece eşdeğer gerilmeleri	99
Şekil 5.74. 2. iyileştirme sonucu çekmece eşdeğer gerilmeleri yakın görüntü.....	100
Şekil 5.75. Çekmeceler: Hasarlı bölge yoğun ağ yapılı modeli.....	101
Şekil 5.76. Çekmece Rafları: Hasarlı bölge yoğun ağ yapılı modeli.....	101
Şekil 5.77. 3. iyileştirme sonucu çekmece hasar sonuçları.....	102
Şekil 5.78. 3. iyileştirme sonucu çekmece hasar sonuçları yakın görüntü	102
Şekil 5.79. 3. iyileştirme sonucu çekmece rafları hasar sonuçları	103
Şekil 5.80. 3. iyileştirme sonucu çekmece rafları hasar sonuçları yakın görüntü.....	103

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

a	İvme
c	Piston sabiti
E	Elastikiyet modülü
E_k	Kinetik enerji
f	Frekans
F	Kuvvet
g	Yer çekimi ivmesi
I	Eylemsizlik momenti
J	Eylemsizlik
k	Yay sabiti
L	Uzunluk
M	Kütle
V	Hız
X	Yer değiştirme

Kısaltmalar

Açıklamalar

EBK	Elektromekanik Birim Kutusu
MEMB	Modüler Elektromekanik Birim

1. GİRİŞ

Mühendislikte statik, dinamik ve mukavemetin temel prensiplerinin yanı sıra mekanizma tekniği ve tasarımı da önem arz etmektedir. Mekanizma tasarımı ile gerçekleştirilen sistemin öngörülen hareketi yapıp yapmayacağı ortaya konulabilir. Konum analizi ile sistem bileşenleri için konum denklemlerinin tamamlanmasından sonra kinematik olarak sistem modellenmiş kabul edilir. Bu tip bir sistemde statik analiz ve mukavemet hesaplarından sonra sistemin üretilmeye başlanması çoğu zaman hata ile sonuçlanabilir. Bunun nedeni tasarımda dinamik etkilerin göz ardı edilmesidir. Tasarlanan bu sistem periyodik hareket halindeyse dengeleme artığı kuvvet ve momentler sistemi sürekli zorlayarak titreşim hareketi meydana getirir. Bu titreşimin frekans ve genliğine bağlı olarak ortaya çıkan gürültü de diğer bir mühendislik problemidir. Bir sistemin/yapının içeride oluşan yada dışarıdan gelen kuvvetlerin yaratacağı titreşim yüklerine karşı mukavim olması gerekmektedir. Burada tasarımcıların temel görevi bahsedilen doğal oluşumları hesaba katarak nihai ürün tasarımını gerçekleştirmeleridir. Aksi halde kağıt üzerinde ihmal edilebilen doğal olgular gerçek hayatta ortaya çıkarak hata yapma olasılığını yüksek oranda artıracaktır.

Özel bir görevi yerine getiren Elektromekanik Birim Kutusu (EBK) savunma sanayi alanında kullanılmaktadır. Özel görevleri yerine getiren Elektromekanik Birim Kutuları değişken gereksinimlere göre çeşitli boyutlarda üretilmektedir. Değişen gereksinimlere göre de EBK üretiminde kullanılan ve içine montajlanan modüller ve bu modüllerin konfigürasyon çeşitliliği oldukça çoğalmıştır. Bu sebeple çeşitli sayıdaki EBK'lerin modüllerinin bağlandığı mekanik arayüzlerini ortaklamak güçleşmiştir. Bundan dolayı EBK modüllerinin montaj arayüzleri ortaklanıp modüler bir yapıya dönüştürülme ihtiyacı ortaya çıkmıştır. EBK'lerin montaj arayüzü olarak ortaklayan modüler bir mekanik birimin titreşim kuvvetlerine dayanıklı olarak tasarlanması ve optimize edilmesi bu tezin temel amacını oluşturmaktadır.

Bu çalışmada Modüler Elektromekanik Birimin dışarıdan gelen kuvvetlere karşı dayanıklı olup olmadığı çeşitli analiz yöntemleri ile test edilerek doğrulanmış, tasarımda gerekli görülen yerlerde iyileştirmeler yapılmıştır. Modüler Elektromekanik Birim, tezin geri kalan kısmında MEMB olarak kısaltılarak kullanılmıştır.

Araştırmanın amacı

Yeni tasarlanan MEMB, zırhlı/zırhsız askeri araçlar, zırhlı/zırhsız personel taşıyıcı araçlar, minibüs, otobüs, iş makineleri, arazi araçları, özel makam otomobilleri gibi çeşitli taşıtlar üzerine monte edilip kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Bu taşıtların yol boyunca yol zemininden almış olduğu darbeler bir şekilde taşıtın taşıdığı sistemlere aktarılır. MEMB, yol bozukluğundan gelen bu darbelerden dolayı titreşim kuvvetine maruz kalır. Yoldan gelen titreşim profillerinin araç tipine göre araçta taşınan birimlere olan etkileri de farklılık göstermektedir. Bu sebeple MEMB, askeri bir çevre koşulu gereksinimleri standardı olan MIL-STD-810G’de tanımlanan titreşim gereksinimlerine göre tasarlanması gerekir. Bu çalışmada MEMB’in , MIL-STD-810G standartında tanımlanan ilk olarak lastik tekerlekli araç titreşim profiline karşı mukavim olduğu doğrulanmıştır. MEMB ürününün muadillerine göre tercih edilebilir olması amacıyla hafifleştirme ve boyutsal olarak iyileştirme çalışması yürütülmüştür. Sonrasında MEMB’in , MIL-STD-810G standartında tanımlanan 2 adet lastik tekerlekli römork titreşim profillerine karşı mukavim olduğu doğrulanmıştır.

Araştırmanın önemi

Yeni bir tasarım olan MEMB üretim öncesinde hesaplamalar ile MIL-STD-810G standartında tanımlanan titreşim yüklerine dayanıklı olduğu doğrulanmış olacaktır. Dolayısıyla üretim sonrası testlerde ve/veya kullanım sırasında doğabilecek olası hasarların önüne geçilmesi planlanmaktadır. Bu sayede potansiyel hasarların onarımıyla kaybedilecek zamandan ve maliyetten tasarruf edilebileceği öngörülmektedir.

Olası yeni projelerde kullanılabilecek olan modüler tasarıma uygun olan MEMB mekaniği, bu projedeki mekanik isterler için hali hazırda doğrulanmış ve kullanıma hazır olacağından projeye takvimsel ve maddi olarak kazanç sağlanacaktır.

Varsayımlar / Sayıtlar

Bu çalışmada yapısal titreşim analizi aşamasında “Tekillik (Singularity)” olgusunun varlığı kabul edilmiştir. Tekillik, her tasarımcının analiz programlarında karşılaşılabileceği ve bazı kabullenmeler yapabileceği yaygın bir gerçektir.

Sınırlılıklar

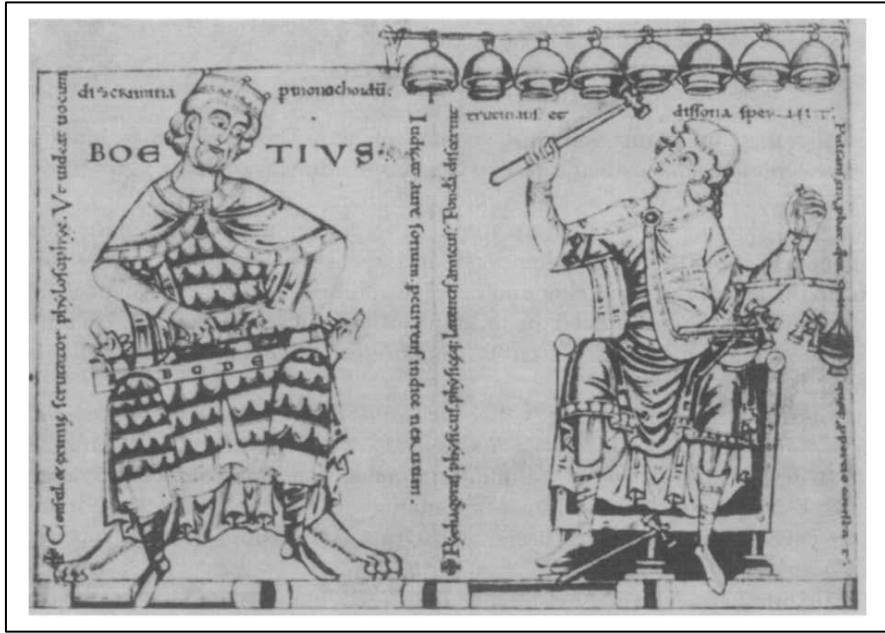
Bu çalışmada, amaç bölümünde bahsedildiği gibi MIL-STD-810G standartında tanımlanan kompozit tekerlekli araç ve 2 adet kompozit tekerlekli römork üzerinde oluşan titreşim profilleri üzerinde sınırlı kalınmıştır. Daha başka proje veya sistem gereksinimlerinde farklı standartlar referans gösterilebileceğinden, bu birim yeni şartlarda kullanılabilmesi için yeniden benzer doğrulamalara tabi tutulmalıdır.

2. MEKANİK TİTREŞİMİN TARİHÇESİ

Araştırmanın bu bölümünde antik çağlardan günümüze dayanan titreşim üzerine yapılan araştırma ve çalışmalardan bahsedilmiştir. Modern dönemde yaşanan titreşim kuvvetinin oluşturduğu çarpıcı felaketler hakkında özet verilmiştir.

2.1. Antik Dönemdeki Çalışmalar

Pisagor, daha sonra tartışılacak olan çekiçler, ipler, borular ve mermilerle birkaç deney yapmıştır. Bilinen ilk insan yapımı araştırma laboratuvarı olan (Boethius'taki bir çizime göre Şekil 2.1.'de gösterilmiştir.) ilk titreşim araştırma laboratuvarının kurmuştur. Ayrıca, gergin yayların titreşimleri üzerinde deneysel araştırma yapmak ve titreşim ölçümleri için bir standart belirlemek amacıyla tamamen bilimsel bir araç olan monokordu icat etmiştir [1].



Şekil 2.1. Pisagor titreşimlerle ilgili çeşitli deneyler yaparken [1]

Doğrusal bir sistemin harmonik hareketi gerçekleştirebileceği frekansların olduğu gerçeği müzisyenler tarafından biliniyordu, ancak Pisagor tarafından bir doğa kanunu olarak ifade edilmiştir. Ayrıca, çekiç deneyleriyle, doğal frekansların sistem özellikleri olduğunu ve uyarımın büyüklüğüne bağlı olmadığını deneysel olarak kanıtlamıştır. Smyrna'lı Theon'un (M.S. 2. yüzyıl) bildirdiği gibi, aşağıdakileri kanıtlamak için deneysel olarak ilerledi [1].

Bir telin doğal frekansları, uzunluğu ve çapı ile ters orantılıdır. Artan gerilimle orantılı olarak artarlar, ancak karekök ilişkisi kurulmamıştır. Bununla birlikte, ağırlık ölçümü doğru bir şekilde yapılabileceğinden ve tutarsızlık yüzyıllar sonra yanlış raporlamadan kaynaklanabileceğinden, Pisagor'un doğal frekansın gerilime bağımlılığının doğru kuralından haberdar olması oldukça muhtemeldir [1].

Kolonların boyuna titreşiminin doğal frekansları, uzunluklarıyla ters orantılıdır [1].

Aynı durum kapların titreşimleri için de geçerlidir: İçlerine su dökerek doğal frekanslarını değiştirmiştir [1].

Diskleri test etmiş ama sonuç bildirilmemiştir. Platon'un Phaedon'unda, Hippiasos'un (Pythagoras'ın bir öğrencisinin Pisagorluların sırlarını ifşa ettiği için öldürüldüğü söylenmektedir.) dört bronz diski test ettiği ve doğal frekanslarının kalınlıklarıyla ters orantılı olduğunu bulduğu kaydettiği bir rapor bulunmaktadır [1].

Aristoteles, daha önce statığı genel hareket yasaları çerçevesinde formüle etmeye çalışmıştı. Kuvvetlerin vektörel karakterini anlamış ve kuvvet toplama için paralelkenar yasasını tanıtmıştır [1].

Herodotos (M.Ö. 484-425), ince bir bronz levha ile kaplanmış bir kalkan olan bir titreşim dönüştürücüsü hakkında rapor tutmuştur. Yere dayayarak ve titreşen bronz levhanın sesini dinleyerek, bugün Libya'nın bulunduğu ve İran kuşatması altında bulunan bir Kuzey Afrika kasabası olan Barca'da kazılan yeraltı tünellerini tespit edebilmiştir. Görünüşe göre, ince plakanın yoğun rezonans spektrumu, topraktan süzüldüğü gibi, kazma nedeniyle oluşan şokların rezonanslarının elde edilmesine yardımcı olmuştur. Prensipite kamış takometreye çok benzeyen mekanik bir titreşim dönüştürücü-yükseltici olarak adlandırılabilir [1].

2.2. Erken Modern Dönem ve Modern Zamanlar

Sürekli mekanik döneminin başlangıcı, Galileo ve Newton'un çalışmalarıyla görülmektedir. Ayrıca, makineleşmenin ve sanayi devriminin erken aşamaları ile görülmüştür. Birim makine hacmi başına yüksek güçle birlikte kimyasal enerjinin kullanılması, çok sayıda titreşim problemini beraberinde getirmiştir. Kalkülüsün ve sürekli

mekaniğin gelişmesiyle birlikte, 19. yüzyılın ortalarında titreşim teorisi hızla gelişmiştir. Galileo ve Newton zamanında fizik ve mekanik, genel olarak varsayıldığından çok daha gelişmiştir. Onların temel katkısı, doğa bilimlerinde ilerleme gerektiren zamanlarda bu bilimleri yeniden canlandırmaları ve yeniden tanımlamalarıdır [2].

Pisagor zamanlarından beri titreşen teller için kapsamlı deneysel sonuçlar mevcuttur ve daha ileri sonuçlar bir Fransisken rahibi olan Galileo ve Marinus Mersenne (1588-1648) tarafından elde edilmiştir. Titreşim modları ve düğüm noktaları, temel doğal frekansı ve harmonik tonları da tanımlayan J. Sauver (1653-1716) tarafından gözlemlenmiştir. Titreşen sicim problemi matematiksel olarak ilk olarak Lagrange (1759) tarafından küçük kütleler dizisi olarak ele alınarak çözülmüştür [2].

Dalga denklemi, D' Alembert tarafından Berlin Akademisi'ne yazılan bir hatıradadır (1750) tanıtılmıştır. Bunu yazılarında boru organlarındaki hava sütunlarının boyuna titreşimi için de kullanmıştır. Aynı problem için deneysel sonuçlar Pisagor tarafından da elde edilmiştir. Sicim denkleminin çözümü, Joseph Sauveur (1653-1716) ve Brook Taylor (1685-1731) daha önce yaklaşık çözümler elde etmiş olsa da, Daniel Bernoulli, D' Alembert ve Euler daha yaklaşık çözümler gözlemlemişlerdir [2].

Euler (1744), çubukların yanal titreşimi için diferansiyel denklemi elde etti ve şimdi normal fonksiyonlar denilen fonksiyonları ve serbest, kenetlenmiş veya basit mesnetli kirişler için şimdi frekans denklemi denilen denklemi belirlemiş, Daniel Bernoulli de ona deneysel doğrulama sağlamıştır. Chladni (1802), bu titreşim problemlerini ve ayrıca çubukların boyuna ve burulma titreşimlerini deneysel olarak araştırmıştır [2].

Euler ve James Bernoulli, titreşen plakalar ve kabuklar problemini analitik olarak çözmeye çalışmışlardır. Euler (1767), elastik bir zarı birbirine dik iki gerilmiş sicim sisteminden oluştuğunu düşünmüş ve zar diferansiyel denklemini elde etmiştir. Jacques Bernoulli (1759-1789), titreşen plakanın birbirine dik iki kiriş sisteminden oluştuğunu düşünerek, titreşen plakaların diferansiyel denklemini elde etmiştir [2].

Elastik bir katı için hareketin diferansiyel denklemlerinin çözümü, genel titreşim teorisini kuran Poisson (1829) ve Clebsch (1862) tarafından ele alınmıştır. İnce çubukların titreşim

teorisi, özellikle burulma titreşimi teorisi olmak üzere Poisson (1829) tarafından elastik katıların genel titreşim denklemleri altına getirilmiştir [2].

Titreşim üzerine ilk sistematik inceleme Lord Rayleigh tarafından yazılmıştır (Lord Rayleigh, 1889). Daniel Bernoulli ve Clebsch tarafından tanıtıldığı gibi normal fonksiyonlar fikrini resmileştirmiş ve genelleştirilmiş kuvvetler ile genelleştirilmiş koordinatlar fikirlerini tanıtmıştır. Diferansiyel denklemleri çözmeden, titreşim analizinde sistematik olarak enerji ve yaklaşık yöntemleri tanıtmıştır. Bu fikir W. Ritz (1909) tarafından daha da geliştirilmiştir. Rayleigh, döner atalet nedeniyle kirişlerin yanal titreşimine bir düzeltme getirmiş ve Timoshenko (1916) kayma deformasyonu nedeniyle düzeltme yapmıştır [2].

Christiaan Huygens buluşlarını fizik, mekanik ve optik alanında gerçekleştirmiştir. Horologium oscillatorium (1673) adlı kitabında saatin hareketini düzenlemek amacıyla maddesel sistemlerin dinamiğinin ilk açılımı olan bileşik sarkaç teoremini ortaya koymuştur. Eşzamanlı basit sarkacın varlığını tersinir sarkaçta salınım ve asılma eksenleri arasındaki zıtlığı ortaya koymuştur. Kol saatlerinde sarmal bir yayın kullanılabileceğini ortaya koymuştur ve saat mekanizmasında sarkacı düzenleyici olarak kullanmıştır. Merkezci kuvvet kuramını (1673) ve faal kuvvetler kuramını sunmuş ve eylemsizlik momentinin tanımlamasını oluşturmuştur. 1669'da devinim miktarının ve faal kuvvetin korunumunu gözlemleyerek darbe probleminin yanıtını ortaya çıkarmıştır. Huygens, deneyci bir fizikçi olarak icat ettiği gereçleri kullanıp yüksek kaliteli incelemeler yapmıştır. Huygens'in 1657'de icat ettiği saat gayet dakik çalışmıştır. Denizcilikteki ihtiyaçlardan dolayı bu icat yapılmıştır. Fakat istenilen sonuç alınamamıştır. Saatin sarkacı üzerindeki yerçekimi etkisi hesaba katılmamıştır. Sabit bir noktada sarkacın salınım süresi değişmemektedir. Fakat dünyanın merkezinden uzaklaştıkça (örneğin, yüksek bir tepede veya ekvatora çizgisine yaklaşıncaya) salınım hızı azalmakta, saat geri kalmaktadır. Sonrasında bu durumu farkedene Huygens, kaybedilen zamandan dünyanın ekvatorial şişkinliğinin hesaplanabileceğini ortaya koymuştur [3].

Hooke yasası, deforme olabilen cisimler üzerindeki herhangi bir noktadaki gerilimin, oradaki gerinimle orantılı olduğunu belirtir. 1678'de Hooke, "bir yaya asılan kütlenin, o yaya uzamasıyla doğru orantılı" olduğunu sunmuştur. Hooke'un elastisite yasasını baz alarak, Leonhard Euler(1707-1783) 1744'de ve Daniel Bernoulli (1700-1782) 1751'de,

kirişlerdeki titreşimi düzenleyen diferansiyel denklemleri bulmuşlardır. Onların çalışması, Euler – Bernoulli kiriş kuramı olarak adlandırılır. Daniel Bernoulli, “n” noktasal kütleli sistemin titreşimini gözlemlemiş ve bu sistemin “n” bağımsız modlu titreşimi olduğunu ortaya koymuştur. Bernoulli herhangi bir titreşim sisteminin yer değiştirmesinin, sistemin titreşim modlarının süperpozisyonu olduğunu belirten süperpozisyon kuramını formüle dönüştürmüştür [3].

1915 yılında Galerkin elastisite ve titreşim problemlerinde diferansiyel denklemler için sınır koşullarının yaklaşık yöntemler ile çözümünü sunan ünlü makalesini yazmıştır. Galerkin’in buradaki yöntemleri daha sonra hem yapısal mekanikte, hem de uygulamalı matematiksel fizikte faydalı olduğu görülmüştür [3].

ABD’de 1920 ve 1930’larda elektrik enerjisinin kullanımının yayılması ve sanayinin çok hızlı gelişim göstermesi modern titreşim kuramının gelişmesinde etkili olmuştur. Avrupa’dan iyi mühendisler getirmek amacıyla, türbin üreticileri tarafından mühendislere yüksek maaşlar ödenmiştir. Bunlardan en bilineni ABD’de titreşim bilimini ilerleten ve Weatinghouse şirketi tarafından getirilen Timeshonko, Den Hartog ve N. O. Myklestad’tur. Rayleigh’nin Theory of Sound adlı eseri titreşimleri içeren önemli bir kitaptır. W. Hort, Almanya’da titreşimleri anlatan ilk ders kitabı 1910 yılında yazılmıştır. Timeshonko, 1928’de Amerika’da Vibration Problems in Engineering kitabını, onun öğrencisi Den Hartog 1934’de Mechanical Vibrations kitabını yazmıştır. Den Hartog’un kitabı uzun yıllar titreşim eğitiminin vazgeçilmez kitabı olmuştur. Salih Murad Uzdilek’nin çevirdiği Türkiye’deki ilk kitap yarı telif şeklinde 1936’da yazdığı İhtizaz Nazariyesi isimli İstanbul Üniversitesi’nin Fizik kitabının geniş bir cildidir [3].

Depremler sırasında binaların davranışlarını iyileştirmek için 1930’ların başında şoklar ve titreşimler üzerine ilk çalışmalar yapılmıştır. M.A. Biot, bu fenomenleri karakterize etmek ve ciddiyetlerini karşılaştırmak için şok spektrumunu tanımlamıştır. Şok spektrumu terimi, herhangi bir karışıklığı önlemek ve çalışılan şoka maruz kalan (bir serbestlik dereceli doğrusal) bir sistemin tepkisini karakterize ettiğini açıkça göstermek için şok tepki spektrumu (SRS) olarak değiştirilmiştir [4].

Rastgele titreşimler, yirminci yüzyılın başından beri matematiksel bir çerçevede incelenmiştir. Albert Einstein (1905), sıvı bir ortamda asılı kalan parçacıkların Brownian

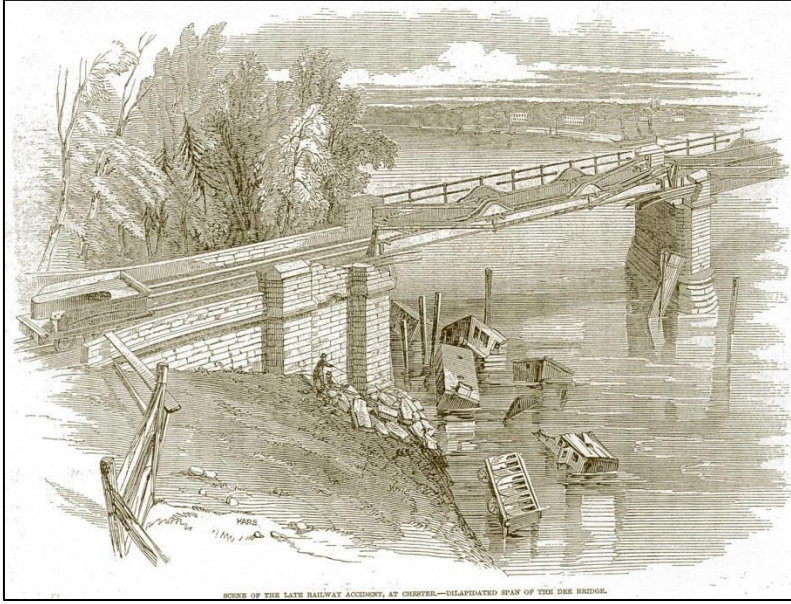
hareketini modellediğinde, rastgele bir titreşim analizi olarak kabul edilebilecek ilk matematiksel analizi gerçekleştirmiştir. Sonuçları daha sonra rastgele titreşimi açıklamak için kullanılacak olan çok sayıda çalışma, sonraki yıllarda gerçekleştirilmiştir. 1930'da Norbert Wiener durağan rastgele bir sürecin spektral yoğunluğunu resmi olarak tanımlamıştır. Spektral yoğunluk, günümüzde kullanılan durağan rastgele süreçlerin fiili temel nicel tanımlayıcısıdır [5].

Yapısal yorulma konusu, yapısal dinamiklerde büyük önem taşıyan konulardan biridir. 1950'lerin başlarından ortalarına kadar jet tahriki alanında gelişmeler yaşanmaya başlamıştır. Miles (1954), mekanik sistemlerde yapısal bileşenlerin rastgele yorulma konusunu ele alan belki de ilk makaleyi yazmıştır. Makalesi, pek çok hafif sönümlü yapının Tek Serbestlik Dereceli sistemleri olarak tahmin edilebileceği varsayımıyla başlamıştır. Tepki spektral yoğunluğunu ortaya koymuştur. Tek Serbestlik Dereceli sisteminin doğal frekansında yer değiştirme ve stres tepkileri söz konusu olduğunda, spektral yoğunluğun, gerçek girişe eşit spektral yoğunluğa sahip bir beyaz gürültü uyarımı tarafından bir sistemde uyarılacak olana yaklaşık olarak eşit olduğunu kaydetmiştir [5].

Thomson ve Barton (1957), Miles'ın yaklaşımını genişleten bir makale yazmıştır. Modal analiz yoluyla, karmaşık bir lineer yapının hareket denklemlerinin, bir Tek Serbestlik Dereceli sisteminin hareketini yöneten denklem formuna sahip bir dizi denkleme indirgenebileceğini belirtmişlerdir. Bu basit denklemler ayrı ayrı değerlendirilebilir, ardından modlardaki ortalama kare yanıtlar, sistem üzerindeki bir noktadaki ortalama kare yanıtı yaklaşık olarak tahmin etmek için sentezlenebilir [5].

2.3. Titreşim Kuvvetinin Sebep Olduğu Tarihi Olaylar

İngilizler Şekil 2.3.'deki Dee Köprüsü'nün yıkılmasıyla büyük bir şok yaşamışlardır (1847). Araştırmalar köprüdeki dökme demirin çekmeye ve eğilme kuvvetlerine fazla dayanamadığının ihmal edildiğini, statik kuvvetlere göre hesap yapıp, güvenli alanda kalınıldığının sanıldığı geç farkedilmiştir. Dinamik yükler için içine girince durumun farklılaştığı kötü tecrübeyle öğrenilmiştir. Demiryolu olan Dee Köprüsü, tren titreşimlerine dayanamamış ve yıkılmıştır. Bu olaydan sonra İngiltere'de inşaatı tamamlanmış birçok köprüde tadilat ve güçlendirme yapılmak zorunda kalmıştır [6].



Şekil 2.2. Titreşimlerin yıktığı Dee Köprüsü (1847) [6]

Makinalar ve köprüler sağlam inşaa edilse de, yapı rezonansa girince yıkıcı etki ortaya çıkmaktadır. İngiltere 1879 yılında Şekil 2.4.'deki Tay Köprüsü'nde bu kötü olay yaşanmıştır. Tay Köprüsü, geçmiş tecrübeler göze alınarak ve dinamik yükler hesaba katılarak yapılmıştır. Buna rağmen rüzgârın etkisi ve rezonans yeteri kadar dikkate alınmamıştır. Rüzgârda rezonansa giren köprünün orta kısmı tamamen yıkılmış ve 75 yolcu hayatını kaybetmiştir [7].



Şekil 2.3. Yıkılmış Tay Köprüsü (1879) [7]

Benzer bir kaza da Amerika'da 1940'da Washington'da yaşanmıştır. Washington'daki Tacoma şehrinde kurulmuş olan ilk Tacoma Narrows asma köprüsü rüzgârın sebebiyle oluşan titreşimler sonucu yıkılmıştır. İnternet ortamında bulunabilen Şekil 2.5.'de kesiti görünen video, titreşimlerin nasıl yıkımlar yaptığının kanıtı olması özelliğiyle birçok ülkede titreşim derslerinde kullanılmaktadır [8].



Şekil 2.4. Yıkılmış Tacoma Köprüsü (1940) [8]

3. KAVRAMSAL BİLGİLER

Bu bölümde, titreşim kuvveti, maddelerin titreşime karşı duyarlılığı, doğal frekans, rastsal titreşim gibi konu hakkında çalışmada temel alınan teknik bilgiler açıklanmıştır. Palmgren-Miner Kuralı ve Yağmur Akışı Yöntemi ile hesaplanan hasar analizi hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca çalışmalar sırasında kullanılan analiz programlarında karşılaşılan “tekillik” olgusu ele alınmış, anlatılmıştır. Bu çalışmanın çıkış noktası olan çevresel gereksinimlerin kaynak alındığı MIL-STD-810G standartındaki ilgili bölüm anlatılmıştır.

3.1. Titreşim Hakkında

Titreşim genel olarak bir sistemin denge durumu etrafındaki salınımları olarak düşünülebilir. Bu açıdan düşünüldüğünde sadece mekanik olarak değil, akışkan, ısı, elektriksel vb. sistemlerde de titreşim durumu varlığını gösterebilir. Örneğin, ağır bir araç geçtiğinde ayağınızın altında hissedilen, çalışan bir aracın gövdesine dokunulduğunda hissedilen, bir aracın dişli sisteminden gelen gürültü, şehir elektrik hattındaki dalgalanmalar sonucu evlere ulaşan elektriğin lambanın parlaklığının değiştirmesi ya da bir hastanın kanındaki şeker değerinin değişkenlikleri bir titreşim problemi olarak incelenebilir.

Burada ise mekanik sistemlerin titreşimleri ele alınacaktır. Çoğu makina elemanları düzenli hareket edecek şekilde tasarlanır. Bu hareket esnasında çeşitli parçalara değişken zamanlı kuvvet ve moment yükleri biner. Bu sebeple de titreşimler oluşur. Tasarım sırasında titreşim ve bu sebeple oluşan kuvvetlerin göz önüne alınması gerekir. Titreşimler, durgun kuvvetlerin aksine zamana göre değişken kuvvetlere neden olur. Bu kuvvetler büyük genliklere sahip olması durumunda bazı parçalarda dayanım limitlerinden fazla yüklenmeye ve kalıcı hasarlara neden olabilir.

Mekanik sistemlerde titreşim genelde tercih edilmez. Çünkü titreşimler esnasında makina parçalarının maruz kaldığı kuvvet; gürültü, yüksek gerilmeler, aşınma, malzeme yorulması gibi tercih edilmeyen etkenlere sebep olur. Ancak kimi makinalar titreşimden faydalanır. Günlük yaşamda sıkça gördüğümüz titreşimli yol silindirleri, titreşimli konveyörler, darbeli matkaplar, masaj makinaları, elektrikli traş makinaları bunlara örnektir.

Makinalar yalnızca durgun kuvvetlere göre değil, çalışmaları esnasında maruz kalacakları titreşimler de göze alınarak hareketli yüklere göre tasarlanırlar. Fakat bir makina tasarlanıp üretildikten sonra da umulmadık titreşimler meydana gelebilir. Bu yüzden bu koşullarda, titreşimlerin yok edilmesi için ihtiyaç olan değişikliklerin uygulanması ve önlemlerin alınması gerekir.

Titreşim her yerde belirgindir ve çoğu koşulda mühendislik tasarımlarının tabiatını yüksek oranda etkiler. Makinelerin titreşim özellikleri, çoğu zaman performanslarında limitleyici bir özelliktir. Zararlı durumlarda titreşimden uzak durulmalıdır, fakat yararlı da olduğu durumlar da vardır. Her koşulda titreşimin nasıl analiz edileceği, ölçüleceği ve kontrol edileceği mühendislik için önemli bir bilgidir [9].

Titreşim bir sistem olarak ele alındığında potansiyel enerji depolayan (yay ya da esnek cisim) parçaları, kinetik enerji depolayan (kütle ya da atalet) parçaları ve enerjinin yavaşça boşaltılmasına yarayan parçaları (sönümleyicileri) içerir. Mekanik titreşim, potansiyel enerjinin kinetik enerjiye ve tersine olarak da kinetik enerjinin potansiyel enerjiye değişimini içerir. Mekanik sistem sönümlü ise her bir titreşim döngüsünde enerjinin bir kısmı kaybolur ve devamlı bir titreşim durumu korunacaksa bu kaybolan enerji dış kaynak tarafından sisteme geri yüklenmelidir [10].

3.2. Titreşimin Sınıflandırılması

Titreşim durumları çeşitli konular ile sınıflandırılır. Titreşim durumları sönümlü yada sönümsüz, serbest yada zorlanmış ve doğrusal yada doğrusal olmayan titreşim türleri olarak incelenebilir.

3.2.1. Sönümsüz ve sönümlü titreşimler

Sönümlü titreşim, sistemde sürtünme yada enerji kaybına neden olan dirençler varlığındaki hareket durumuna denir. Ancak bu enerjiyi tüketecek etki veya sürtünme yoksa sönümsüz titreşim olur. Titreşim problemlerinde sönüm ihmal edilir, böylece çözüm sadeleştirilebilir. Fakat sönüm etkileri rezonans durumu için büyük ölçüde önemlidir.

3.2.2. Serbest ve zorlanmış titreşimler

Serbest titreşim, ilk hareketi verilen ve sonrasında serbestçe hareketine bırakılan sistemlerde oluşan titreşim çeşididir. Salıncaktaki bir çocuğu itmek ve sonrasında serbest bırakmak buna örnektir. Mekanik sistem kendi frekansı veya frekanslarında titreyecek ve sıfırlanacaktır.

Zorlanmış titreşim, bir mekanik sisteme uygulandığında değişken bir kuvvet yada hareket oluşturan titreşim çeşididir. Dengesiz çalışma sonucundaki çamaşır makinesinin titreşimi, araç titreşimleri (motordan, yaylardan yada yoldan sebebi), yada deprem esnasında bir binanın titreşimleri bu titreşim çeşidine örnektir.

3.2.3. Doğrusal ve doğrusal olmayan (nonlinear) titreşimler

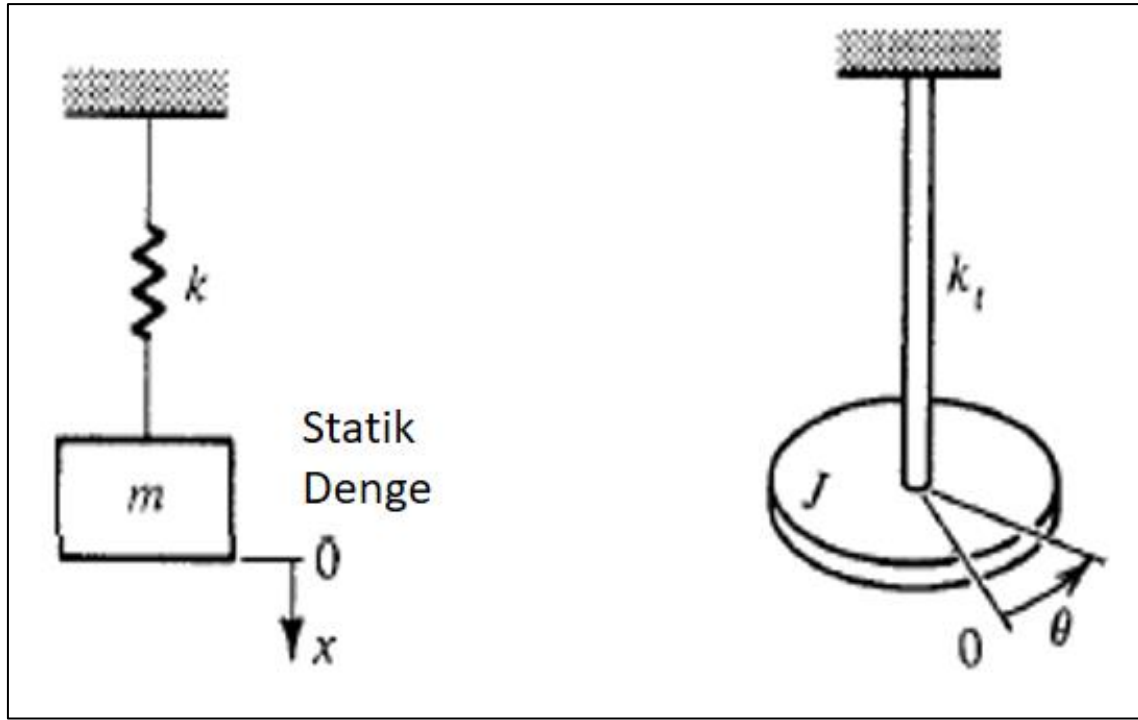
Doğrusal titreşimde, titreyen tüm parçalar doğrusal davranışa sahiptir. Eğer sistem parçalarından herhangi biri doğrusal olmayan davranışa sahip ise oluşan titreşimlere doğrusal olmayan (nonlinear) titreşim adı verilir. Birçok titreşim sistemi, büyük titreşim genlikleri için doğrusal olmayan davranış gerçekleştirir.

3.3. Serbestlik Derecesi

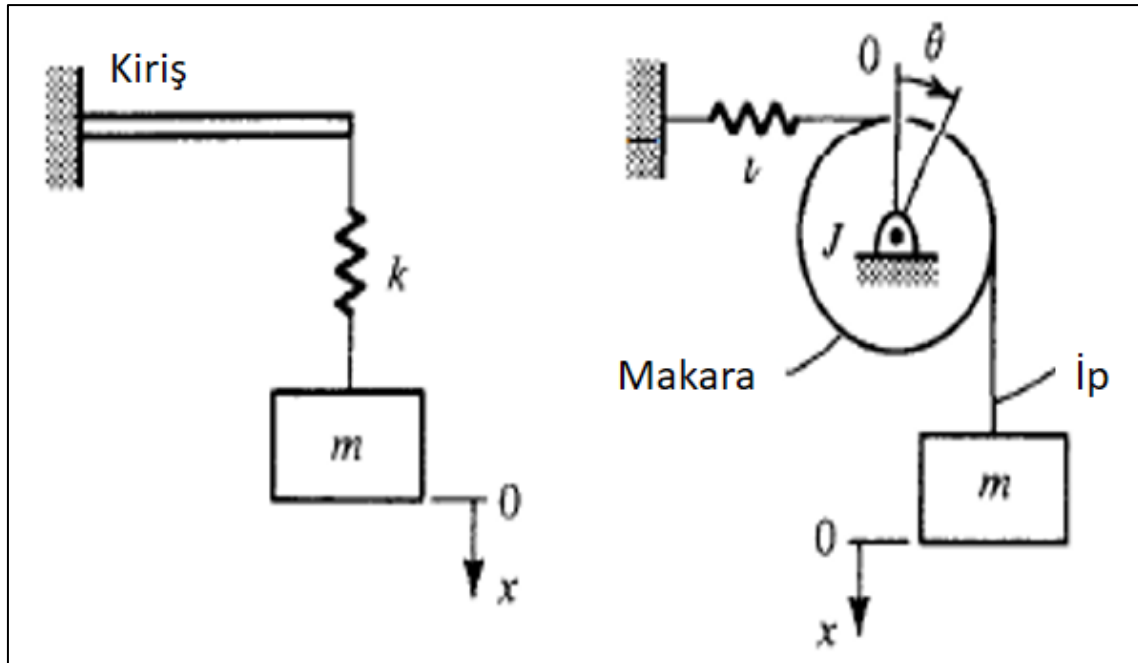
Bir titreşim sisteminin serbestlik derecesi sayısı, konfigürasyonunu tanımlamak için gerekli olan bağımsız uzaysal koordinatların sayısıdır. Konfigürasyon, sistemin tüm kütlelerinin geometrik konumu olarak tanımlanır. Kütleler arasındaki ilişki, konfigürasyonu tanımlamak için yalnızca bir uzaysal koordinatın gerekli olduğu şekilde ise, sistemin bir serbestlik derecesine sahip olduğu söylenir [11].

Uzayda katı bir cisim, tam tanımlanması için altı koordinat gerektirir. Bu koordinatlar, doğrusal konumları tanımlamak için üç adet ve açısal dönüşleri tanımlamak için üç adettir. Bununla birlikte, normal olarak, bir sistemdeki kitleler yalnızca belirli bir şekilde hareket etmekle sınırlıdır. Bu nedenle, kısıtlamalar serbestlik derecelerini çok daha küçük bir sayı ile sınırlar. Alternatif olarak, bir sistemin serbestlik derecesi sayısı, konfigürasyonunu belirtmek için gereken uzamsal koordinat sayısı eksi kısıt denklemlerinin sayısı olarak tanımlanabilir [11].

Şekil 3.1. ve Şekil 3.2’de bir serbestlik dereceli sistemler görülmektedir.

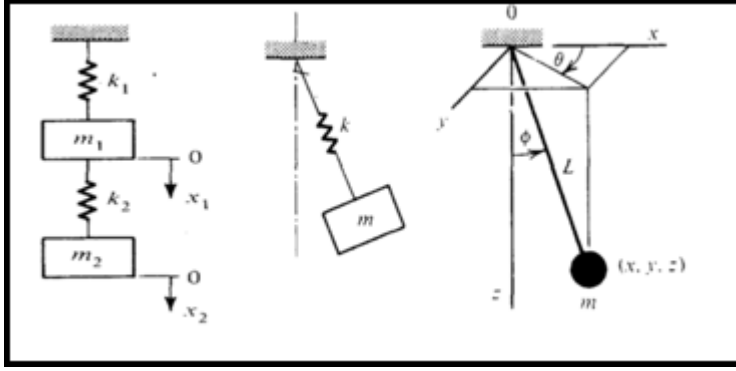


Şekil 3.1. Yay-kütle sistemi ve burulma sarkacı [11]



Şekil 3.2. Kiriş- yay ve kütle-makara-yay sistemleri [11]

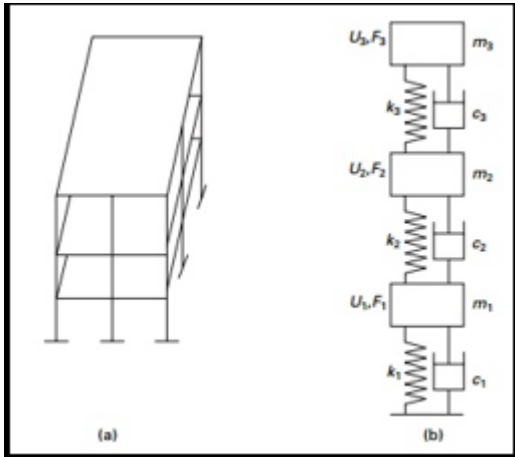
Şekil 3.3.’de 2 serbestlik dereceli sistemler görülmektedir.



Şekil 3.3. 2 serbestlik dereceli sistemler [11]

Bir n serbestlik dereceli sistem, ikinci dereceden n adet eşzamanlı adi diferansiyel denklem seti ile tanımlanır. Sistem, serbestlik derecesi kadar doğal frekansa sahiptir. Her doğal frekansla bir titreşim modu ilişkilendirilir. Hareket denklemleri birleştiğinden, hareket, bireysel modların hareketlerinin birleşimidir. Denklemler uygun koordinat seçimi ile ayrılmazsa, her mod bağımsız bir serbestlik dereceli sistem olarak incelenebilir [12].

Şekil 3.4.'de Çok serbestlik dereceli sistemler gösterilmektedir.

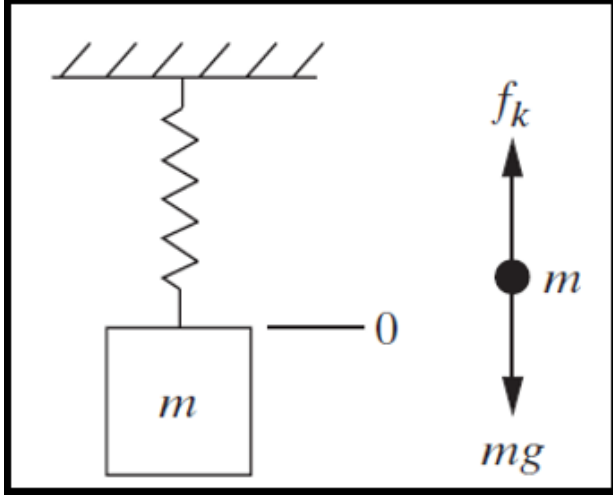


Şekil 3.4. Çok serbestlik dereceli sistem [13]

3.4. Yay – Kütle Modeli

Fizik ve dinamiğe giriş seviyesinden, bir parçacığın hareketini tanımlamak için kullanılan temel kinematik nicelikler yer değiştirme, hız ve ivme vektörleridir. Ayrıca, fizik yasaları, hızı değişen bir kütlenin hareketinin, kütleye etki eden net kuvvet tarafından belirlendiğini belirtir. Titreşim hakkında düşünmek için kullanımı kolay bir araç, bir ucu sabit bir

nesneye ve diğer ucuna bir kütle bağlı olan bir yaydır (bir otomobil yayı gibi). Bu düzenlemenin bir şeması Şekil 3.5.'de verilmiştir [14].



Şekil 3.5. Tek serbestlik dereceli yay kütlesinin şeması [14]

Yayın kütlesi ihmal edildiğinde, kütleye etki eden kuvvetler, yerçekiminin aşağı çekme kuvveti (mg) ve yayın geri çekme elastik geri yükleme kuvvetinden (f_k) oluşur. Bu durumda kuvvet vektörlerinin eşdoğrusal olduğuna ve statik denge denklemini kolayca bir skaler olarak ele alınan bir boyutuna indirgenmiştir. Yay kuvvetinin doğası, basit bir statik deney gerçekleştirilerek çıkarılabilir. Ekli kütle olmadan, yay, Şekil 3.5.'de "0" ile işaretlenen konuma uzanır. Yaya art arda daha fazla kütle eklendiğinde, yerçekimi kuvveti yayın daha da gerilmesine neden olmaktadır [14].

3.5. Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları

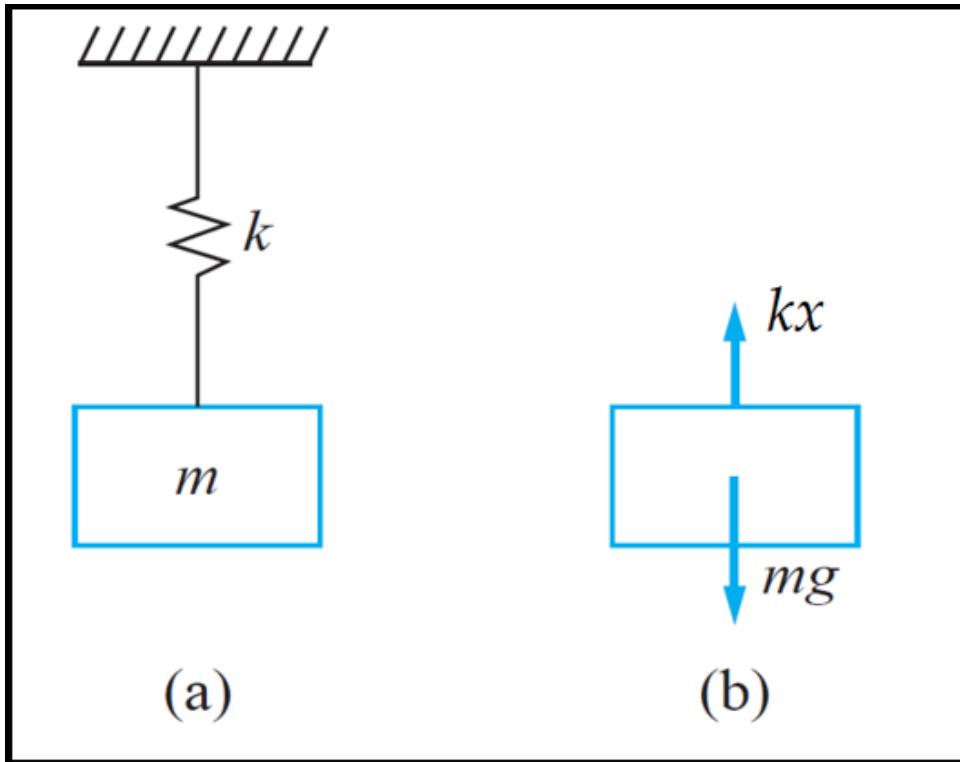
Titreşim yapan sistemlerde potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlar ile sönümlü sistemlerde enerji sönümünü sağlayan elemanlar mevcuttur [8]. Bu elemanlara ait denklemler aşağıda verilmiştir.

3.5.1. Elastik elemanlar (yaylar)

Yay, mekanik bir sistemdeki iki parçacık arasındaki esnek bir mekanik bağlantıdır. Gerçekte bir yayın kendisi sürekli bir sistemdir. Ancak yayın eylemsizliği, mekanik sistemdeki diğer elemanlara kıyasla genellikle küçüktür ve ihmal edilir. Bu varsayım altında yayın her iki ucuna uygulanan kuvvet aynıdır. Bir sistem dengedeysen yay

gerilmemiş uzunluğunda olmadığında, yay statik bir sapmaya sahiptir. Şekil 3.6.(a)'daki sistem dengedeyken, yerçekimi kuvvetini dengelemek için yaydaki statik bir kuvvet gereklidir. Şekil 3.6.(b)'deki serbest cisim diagramında yaydaki kuvvet Eş. 3.1.'dir. Kuvvet, esnemez uzunluktan uzunluk değişiminin rijitlik çarpımı olduğu için, statik sapma Eş. 3.1.'deki gibi hesaplanır [15].

$$m \cdot g = k \cdot x \quad (3.1.)$$

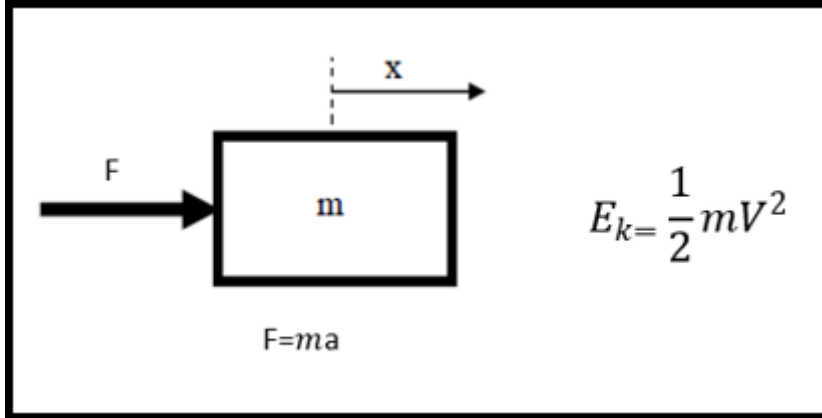


Şekil 3.6. (a) Sistem, yay statik bir yay kuvvetine sahiptir. (b) Sistem dengedeyken kütlenin Serbest Cisim Diagramı [15]

3.5.2. Atalet elemanları

Bir parçacığın kütlesi, parçacığın tek eylemsizlik özelliğidir. Düzlemsel hareket yapan katı bir cisim için kütlenin kütle merkezi etrafındaki dağılımı da önemlidir. Düzlemsel hareket yapan katı bir cismin kinetik enerjisi Eş. 3.2. ile ifade edilmektedir. Şekil 3.7.'de bir atalet elemanının serbest cisim diyagramı görülmektedir. Doğrusal bir tek serbest dereceli sistem için, sistemdeki herhangi bir parçacığın yer değiştirmesi kinematik olarak x 'e bağlıdır [16].

$$E_k = \frac{1}{2} m V^2 \quad (3.2.)$$



Şekil 3.7. Atalet elemanı [16]

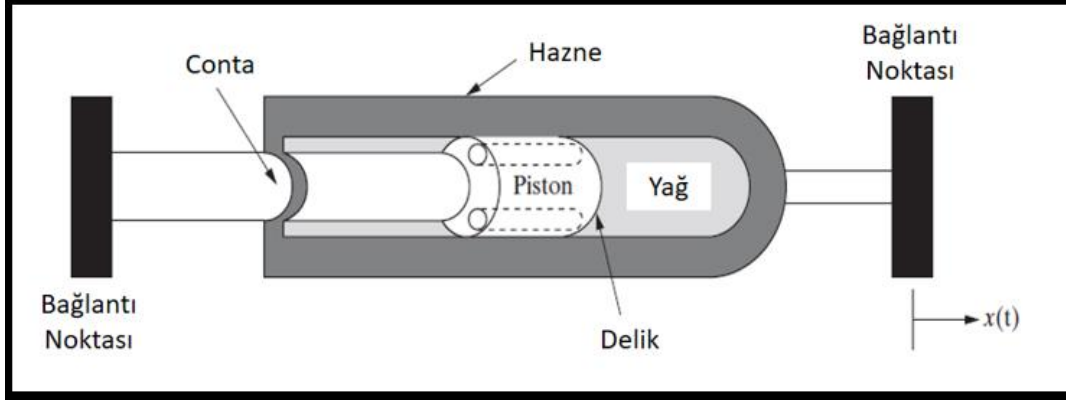
3.5.3. Sönüm elemanları

Yay kütle modelinin yanıtı, sistemin süresiz olarak salınacağını tahmin eder. Bununla birlikte, günlük gözlemler, serbestçe salınan sistemlerin sonunda hareketlerinin sönümlendiğini ve sıfır harekete düştüğünü göstermektedir. Bu gözlem, Şekil 3.8.'de görülen modelin ve Eş. 3.3. ile verilen karşılık gelen matematiksel modelin, bu azalan hareketi hesaba katmak için değiştirilmesi gerektiğini göstermektedir. Salınım yapan bir sistemde gözlenen bozunma için temsili bir modelin seçimi kısmen fiziksel gözleme ve kısmen de matematiksel uygunluğa dayanmaktadır. Diferansiyel denklemler teorisi, Eş. 3.3. biçimindeki denklem, burada c 'nin bir sabit olduğu bir x çözümüyle sonuçlanacağını ileri sürer. Fiziksel gözlem bu modelle oldukça uyumludur ve çeşitli mekanik sistemlerde sönümleme veya bozulmayı modellemek için başarıyla kullanılır [17].

$$F = c\ddot{x} \quad (3.3.)$$

Sönümlü mekanizmalar enerjiyi absorbe eder. Amortisör tipi elemanlar, enerji sönümünü akışkan sürtünmesi ile gerçekleştirir ve titreşim genliklerini üstel olarak azaltırlar. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine çevrilir. Yay, potansiyel enerjiyi depolamak ve dolayısıyla titreşime neden olmak için fiziksel bir model oluştururken, amortisör veya sönümleyici, enerjiyi dağıtmak ve böylece mekanik bir sistemin tepkisini azaltmak için fiziksel bir model oluşturur. Örnek bir amortisör, Şekil 3.8.'de gösterildiği gibi yağla dolu bir silindire yerleştirilmiş bir pistondan oluşur. Bu pistonda delikler açılarak pistonun yağ içinde hareket etmesi sağlanır. Piston hareket ederken yağın deliklerden laminar akışı bu

piston üzerinde bir sönümlleme kuvvetine neden olur. Kuvvet, piston hareketinin tersi yönde pistonun hızıyla orantılıdır [17].



Şekil 3.8. Bir sönüm elemanı olarak amortisör şeması [17]

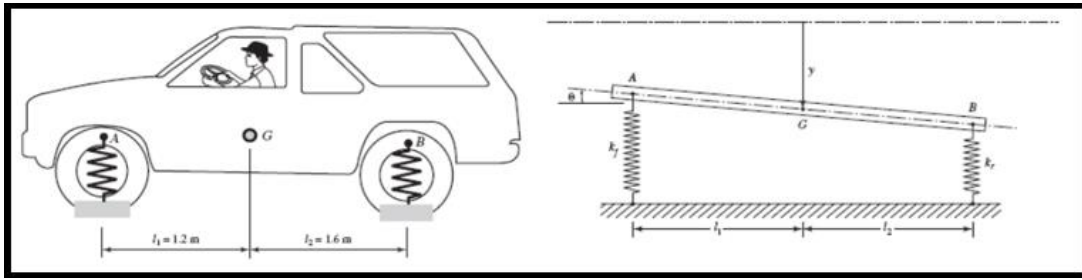
Burada $x(t)$, haznenin pistona göre hareketidir.

3.6. Titreşim Analizi

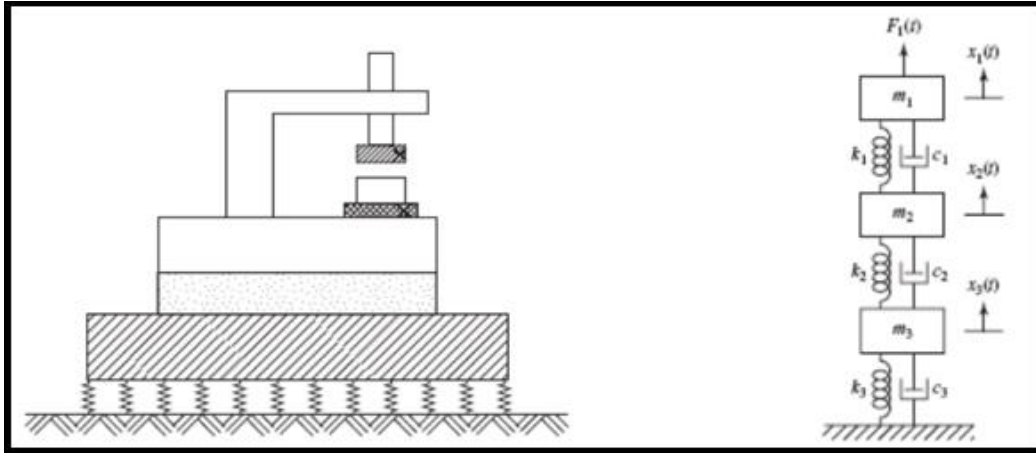
Bir titreşim sistemi zorlama yanıtlarına ve sistem parametrelerine bağlıdır ve dinamiktir. Zorlama ve yanıt zamana bağlıdır. Belirli bir dış zorlamaya bağlı olarak sistem yanıtının belirlenmesine titreşim analizi adı verilir. Matematiksel modelleme, hareket denklemlerinin hazırlanması, hareket denklemlerinin çözümü ve sistem yanıtının yorumlanması adımlarıyla analiz yapılır. Hareket denklemlerini oluşturup sisteme ait tüm önemli karakteristik özellikleri sunmak için matematiksel modellemenin yapılması gerekmektedir. Matematik model, sistem özelliklerine göre doğrusal veya doğrusal olmayan şekilde olabilir. Eğer sistemin matematik modeli doğrusal ise süperpozisyon yöntemi uygulanabilir. Matematik model hazırlandıktan sonra, dinamik prensipleri hareket denklemini oluşturmak için kullanılır. Bu amaçla, tüm dış zorlamaları, reaksiyon kuvvetlerini ve atalet kuvvetlerini kapsayarak kütlelere ait Serbest Cisim Diyagramları oluşturulur. D'Alembert prensibi, Newton'un 2. yasası, Lagrange veya Hamilton prensibi gibi yöntemler hareket denklemlerini hazırlamak için kullanılır. Sistem yanıtını analitik yada nümerik olarak bulmak için hareket denklemleri çeşitli yollar ile çözülür ve sonuç olarak sisteme ait yer değiştirme, hız veya ivme yanıtları bulunur [18].

3.7. Matematik Model Oluşturma

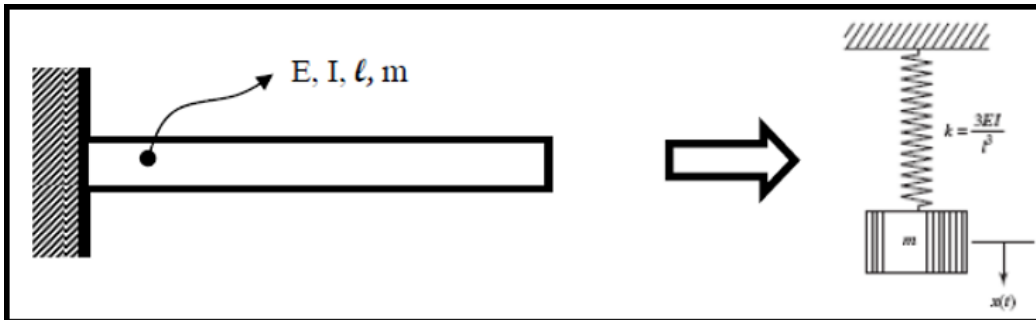
Sistem yapısını yeteri kadar anlatacak özellikte bir matematik model, titreşim elemanlarının analizi için hazırlanır. Hazırlanan bu model sistemin temel titreşim hareketlerini yeterince doğrulukla ifade edebilecek kalitede sadeleştirmeler içerebilir. Matematik model hazırlanırken titreşim elemanlarının doğrusal yada doğrusal olmayan özellikleri belirtilir. Şekil 3.9., 3.10. ve 3.11.'de bazı sistemler ve bunlara ait matematik modeller verilmiştir [18].



Şekil 3.9. Bir aracın matematik modeli [18]



Şekil 3.10. Bir pres makinesinin matematik modeli [18]



Şekil 3.11. Bir kirişin matematik modeli [18]

3.8. Modal Analiz

Modal analiz, bir sistemin doğal frekansları, damping faktörleri ve mod şekilleri biçimindeki doğal dinamik özelliklerini belirleme ve bunları dinamik davranışı için matematiksel bir model formüle etmek için kullanma sürecidir. Matematiksel model, sistemin modal modeli olarak adlandırılır ve karakteristiklere ilişkin bilgiler, onun modal verileri olarak bilinir [19].

Bir yapının dinamikleri, frekans ve konuma göre fiziksel olarak ayrıştırılır. Bu, kirişler ve diziler gibi sürekli sistemlerin kısmi diferansiyel denklemlerinin analitik çözümü ile açıkça kanıtlanmıştır. Modal analiz, doğrusal zamanla değişmeyen dinamik bir sistemin titreşim yanıtının, doğal titreşim modları olarak adlandırılan bir dizi basit harmonik hareketin doğrusal kombinasyonu olarak ifade edilebileceği gerçeğine dayanmaktadır. Bu kavram, karmaşık bir dalga biçimini temsil etmek için sinüs ve kosinüs dalgalarının Fourier kombinasyonunun kullanımına benzetilmektedir. Doğal titreşim modları, dinamik bir sisteme özgüdür ve tamamen fiziksel özellikleri (kütle, sertlik, sönümleme) ve bunların uzaysal dağılımları tarafından belirlenir. Her mod, modal parametreleri açısından tanımlanır: doğal frekans, modal sönümleme faktörü ve karakteristik yer değiştirme modeli, yani mod şekli. Mod şekli gerçek veya karmaşık olabilir. Her biri bir doğal frekansa karşılık gelir. Her bir doğal modun genel titreşime katılım derecesi, hem uyarma kaynağının/kaynaklarının özellikleri hem de sistemin mod şekilleri tarafından belirlenir [19].

Bir makinenin her bileşeninin, hesaplanamayan bir arızayı önlemek için tasarım şartlarını yerine getirmesi esastır. Bu, farklı çalışma koşullarında yapının dinamik davranışını tahmin ederek modal analiz tekniği ile gerçekleştirilebilir. Tasarım aşamasında yapının güçlendirilmesi için tüm değerli bilgileri sağlar [20].

Modal analiz sayesinde yapının çalışma durumundaki davranışı tahmin edilebilir, kontrol edilebilir ve optimize edilebilir [21].

Modlar, bir yapının doğal özellikleridir ve yapısal rezonanslarla ilişkilidir. Yapıya etkiyen yüklere bağlı değildirler. Yapının yoğunluğu, rijitliği ve sönümü gibi malzeme özellikleri değişirse modlar değişir [22].

Makine parçalarının titreşim karakteristiklerini hesaplamak amacıyla “Modal analiz” yöntemi kullanılır. Modal analizde makine parçalarının doğal frekansları ve deforme oluş şekilleri belirlenir. Modal analiz sonucunda elde edilen veriler özellikle harmonik ve titreşim analizlerinde kullanılmaktadır. Modal analiz mekanik analizlerin de temelini oluşturur [23].

Makine parçalarının servis şartlarında çalışırken özellikle doğal frekanslarında titreşime maruz kalmamaları gerekmektedir. Bu doğal frekanslarında titreşime maruz kaldıklarında olduğundan çok büyük genlikte titreşime ve bunun sonucunda hasara uğramaktadır [23]. Doğal frekansına yani rezonansa girerek hasara uğramış yapılara en iyi örnek Tacoma köprüsüdür. 1940 yılında Tacoma köprüsü (ABD) tamamlandıktan dört ay gibi kısa bir süre sonra doğal frekansına girip çok büyük salınımlar sergileyerek yıkılmıştır [23].

3.9. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar yöntemi, dağıtılmış parametrelili titreşim problemleriyle (örneğin, çubuklar, kirişler ve plakalar) ilişkili sınır değer problemlerini modellemek ve çözmek için varyasyon ve enterpolasyon yöntemlerini kullanan güçlü bir sayısal tekniktir. Yöntem ayrıca, olağandışı geometrik şekillere sahip karmaşık cihazlar ve yapılar (örneğin kafes kirişler, çerçeveler ve makine parçaları) için de son derece kullanışlıdır. Sonlu elemanlar yöntemi çok sistematik ve modülerdir. Bu nedenle, sonlu elemanlar yöntemi, bir bilgisayar programının girişini değiştirerek çok çeşitli pratik titreşim problemlerini çözmek için dijital bir bilgisayarda kolayca uygulanabilir. Birkaç büyük ticari sonlu eleman kodu mevcuttur. Bu ticari kodlar, dizüstü bilgisayarlardan büyük süper bilgisayarlara kadar neredeyse her tür bilgisayarda çalıştırılabilir [24].

Sonlu elemanlar yöntemi, bir yapıya iki farklı şekilde yaklaşır. Sonlu eleman modellemesinde yapılan ilk yaklaşım, yapıyı birkaç küçük, basit parçaya bölmektir. Bu küçük parçalara sonlu elemanlar denir ve yapıyı bölme prosedürüne ayırıştırma denir. Çubuk, kiriş veya levha gibi her eleman genellikle çok basittir ve kolayca çözülebilen veya yaklaşık olarak tahmin edilebilen bir hareket denklemine sahiptir. Her öğenin, onu bir sonraki öğeye bağlayan düğüm adı verilen uç noktaları vardır. Sonlu elemanlar ve düğümlerin toplamına sonlu eleman ağı veya sonlu eleman ızgarası denir [24].

Her bir sonlu eleman için titreşim denklemi daha sonra belirlenir ve çözülür. Bu, sonlu elemanlar yönteminde ikinci yaklaşım seviyesini oluşturur. Eleman denklemlerinin çözümleri, düşük mertebeden polinomların lineer bir kombinasyonu ile yaklaştırılır. Bu bireysel polinom çözümlerinin her biri, iki eleman için ortak olan düğümlerde bitişik çözümle (süreklilik koşulları olarak adlandırılır) uyumlu hale getirilir. Bu çözümler daha sonra bir montaj prosedüründe bir araya getirilerek, yapının bir bütün olarak titreşimini tanımlayan küresel kütle ve sertlik matrisleri elde edilir. Global sonlu eleman modelinin çözümüyle bağlantılı yer değiştirmelerin $x(t)$ vektörü, harekete karşılık gelir [24].

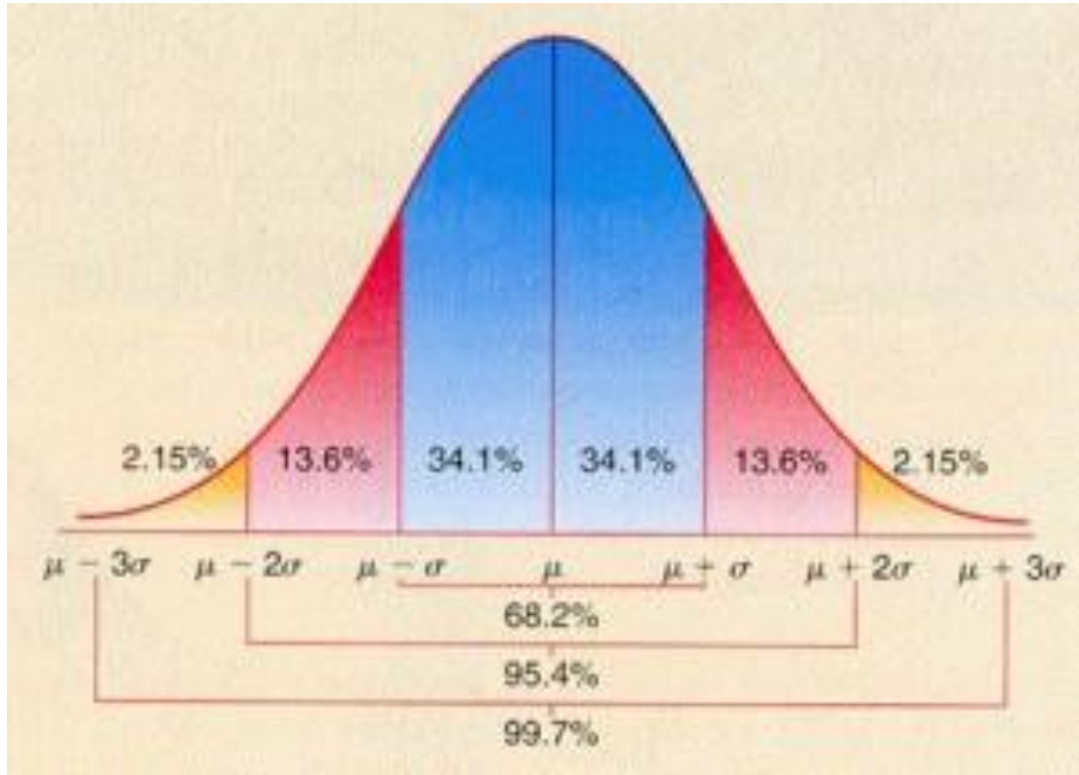
Sonlu eleman prosedürü, bazı basit kirişler incelenerek gösterilebilir. Basit yapıların kapalı form çözümleri olduğundan, bu tür yapılar üzerinde sonlu eleman yaklaşımının geliştirilmesi, daha kesin bir çözümle kolay bir karşılaştırma sağlar. Bununla birlikte, sonlu elemanlar yönteminin gücü ve kullanışlılığı, basit yapıların kapalı form çözümleri ile incelenmesinde değil, kapalı form çözümleri olmayan karmaşık parçaların ve yapıların modellenmesinde ve çözülmesinde bulunur [24].

Sonlu elemanlar yöntemi ifadesi genellikle "FEM" olarak kısaltılır. Bu kısaltma aynı zamanda sonlu eleman modeli ifadesini de ifade edebilir. Sık kullanılan bir diğer kısaltma, sonlu eleman analizini ifade eden "FEA"dır. Bazen sonlu elemanları belirtmek için "FE" kısaltması kullanılır [24].

3.10. İstatistiksel Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

İstatistiksel Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu (OYF), verilerin oluşma olasılığını ve dağılımını gösteren bir histogramdır. Güç Spektral Yoğunluğu (GSY): Rastgele titreşim sinyalinin frekansa karşı yoğunluğunu tanımlar. Birimi genellikle G^2/Hz veya $(m/s^2)^2/Hz$ 'dir. Sigma, istatistiksel bir OYF'nin standart sapmasıdır. Çan şeklindeki bir eğrinin şeklini alan rastgele titreşim için bir Gauss OYF dağılımı varsayılır. Rastgele titreşimin genliği veya yoğunluğu zamanla değişeceğinden, farklı genlik gezilerinde harcanan zaman bir OYF kullanılarak ölçülür [25]. Bir genliğin iki değer arasında olma olasılığı, iki değer arasındaki normal eğrinin altındaki alana eşittir. Tanım olarak, eğrinin altındaki toplam alan birliğe eşittir. Böylece, söz konusu olayın olacağı kesin ise, eğrinin altında kalan alan, yani gerçekleşme olasılığı 1.0'a eşittir. Olayın olmayacağı kesin ise eğrinin altında kalan alan, yani meydana gelme olasılığı sıfırdır. Olasılıklar, sıfır ile bir

arasındaki pozitif sayılardır ve yüzde olarak ifade edilebilir. Örneğin, genliğin büyüklüğünün $+1$ sigma ile -1 sigma arasında olma olasılığı Şekil 3.12.'de gösterilen mavi taralı alana eşittir. Bu alan 0.68'dir, yani gerçek genliğin %68 olasılıkla $+1$ ve -1 sigma değeri arasında olmalıdır. Bu genellikle "tek sigma" olasılığı olarak adlandırılır. Karşılık gelen iki sigma ve üç sigma olasılıkları sırasıyla 0.95 ve 0.997'dir [26]. Olasılık yoğunluk fonksiyonu asimptotik olarak sifıra yaklaştığından, belirli bir olayın gerçekleşmeme olasılığı hiçbir zaman tam olarak sıfır olmayacaktır. Titreşim verisi boyunca 3 sigma gerilmesi parçanın karşılaşılabileceği en yüksek gerilme değeridir. Bu yüzden GSY analizleri sonucunda 3 sigma gerilme değerleri baz alınarak inceleme yapılmıştır.



Şekil 3.12. Gauss olasılık yoğunluk fonksiyonu grafiği [25]

Genel olarak, rastgele titreşim istatistiksel bir analizdir. Yüklerin, gerçek bir sonuç veren bilinen zorlama fonksiyonları aracılığıyla ifade edildiği deterministik bir analiz değildir. Rastgele titreşim analizi girdisi sıfır ortalamaya sahip olduğundan, ortalama yanıt da sıfırdır. Bu nedenle, yer değiştirmelerin veya gerilimlerin ortalama karekökü standart sapmaya eşittir.

İstatistiklerde, bir standart sapma (1-sigma), gerçek sonuçların hesaplanan değerden küçük veya ona eşit olma olasılığını %68.27'ye işaret eder.

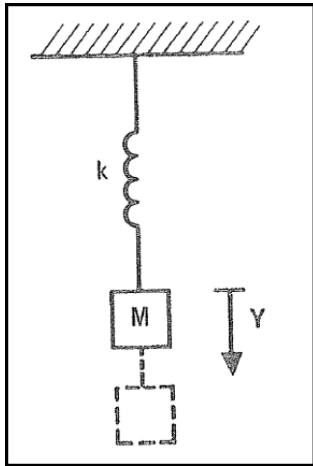
İki standart sapma (2-sigma), sonuçların hesaplanan değerden küçük veya ona eşit olma olasılığının %95,45'ini gösterir. 2-sigma sonuç değerleri, hesaplanan sonucun yaklaşık 2 katına eşittir.

Üç standart sapma (3-sigma), sonuçların hesaplanan değerden küçük veya ona eşit olma olasılığının %99,73 olduğunu gösterir. 3-sigma sonuç değerleri, hesaplanan sonucun yaklaşık 3 katına eşittir.

3.11. Doğal Frekans

Lineer elastik bir yapının harekete geçirildikten sonra titreşme eğiliminde olacağı frekanstır. Bir yapı birçok doğal frekansa sahip olabilir. Bunlardan en düşük olanı temel doğal frekans olarak adlandırılır. Her doğal frekans, bir deformasyon modu şekli ile ilişkilidir. Doğal frekans, saniyedeki devir sayısı (hertz) veya saniyedeki radyan cinsinden tanımlanabilir. Döngü başına 2π radyan vardır. Doğal frekanslar bir yapıdaki kinetik ve potansiyel enerjinin döngüsel değişimleridir. Kinetik enerji kütlenin hızıyla ilişkiliyken; potansiyel enerji, esnek yapının elastik deformasyondaki enerjinin depolanmasıyla ilişkilidir. Potansiyel ve kinetik formlar arasındaki enerji değişim oranı, doğal frekanstır [27].

Şekil 3.13.'de gösterilen yay-kütle sistemi ele alındığında, katı cismin denge pozisyonuna göre bir miktar Y_0 yer değiştirirse, potansiyel enerjideki değişim (ΔPE) Eş. 3.4. olmaktadır [27].



Şekil 3.13. Yay-Kütle modeli [27]

$$\Delta PE = \int_0^{Y_0} F dY = \int_0^{Y_0} kY dY = \frac{1}{2} kY_0^2 \quad (3.4.)$$

Burada; k, yay sabitidir, F, yay kuvvetindeki değişimdir, Y, yer değiştirmedir. f frekansında, t zamanındaki titreşimin harmonik olduğu kabul edilirse;

$$Y = Y_0 \sin(2\pi f) t \quad (3.5.)$$

Kütlenin herhangi bir andaki yer değiştirmesi Eş. 3.5., hızı Eş. 3.6.'daki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{Y} = Y_0(2\pi f)\cos(2\pi f) t \quad (3.6.)$$

Burada $\dot{Y}$, Y'nin zamana göre türevidir. Kütlenin hızı, sistemin yer değiştirmesi 0 iken $t=n/(2f)$, $n=1,2,\dots$ anında maksimumdur. Katı kütlenin maksimum kinetik enerjisi (ΔKE) Eş. 3.7.'de verilmiştir. Burada m, katı cismin kütlesidir [27].

$$\Delta KE = \frac{1}{2} m \dot{Y}_{max}^2 = \frac{1}{2} m (2\pi f)^2 \quad (3.7.)$$

Yayın kütsüz ve mükemmel şekilde katı olduğu kabul edilirse, sistemdeki bütün potansiyel enerji, yaydaki yer değiştirme ile ve sistemdeki bütün kinetik enerji kütlenin hızıyla ilgilidir. Sistem dış kuvvetlerden arındırıldığında, toplam enerji sabittir. Böylece, $Y = \pm Y_0$ anında oluşan sistemin maksimum potansiyel enerjisi, $Y=0$ anında oluşan maksimum kinetik enerjisine eşittir (Eş. 3.8.) [27].

$$\Delta KE = \Delta PE \quad (3.8.)$$

Bu eşitlikte Eş. 3.4. ile Eş. 3.7. eklenir ve f için çözüm yapılırsa Eş. 3.9. elde edilir.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.9.)$$

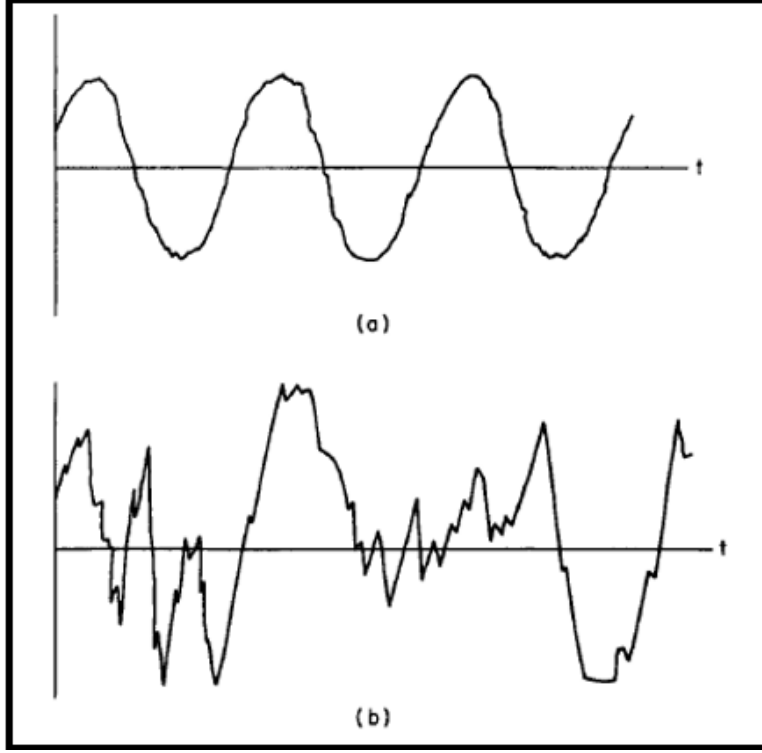
Burada f doğal frekanstır ve birimi birim zamandaki döngü miktarını belirten Hertz'dir. Yay-kütle sisteminin doğal frekansı; yay sabiti arttıkça artmakta, cismin kütlesi arttıkça azalmaktadır. Doğal frekans, tüm lineer yapılarda kütlenin artmasıyla azalmakta ve sertliğin artmasıyla azalmaktadır [27].

Gerçek yapılarda daima serbest titreşimi zamanla azaltan bir sönümlleme vardır ve yapının daha fazla lineer hareket edememesine neden olan bir genlik vardır. Gerçek yapılar için doğal frekans kavramı, ideal matematiksel model ile güncel yapı arasındaki farklılıkların bilinmesi ile pekiştirilmelidir. Lineer model ile gerçek yapı arasındaki tutarsızlıklar, lineer ve nonlinear etkilerin ihmalinden dolayı oldukça fazladır. Sıklıkla ihmal edilen bazı lineer etkiler, ince yapılardaki kesme deformasyonları ve çevreleyen akışkanların etkileridir. Sıklıkla ihmal edilen lineer olmayan etkiler ise, sönümllemenin verimliliği ve genlik bağımlılığından dolayı oluşan plastikliktir [27].

Dinamik sonlu eleman bilgisayar programlarının son yıllarda ortaya çıkmasıyla, aşırı karmaşık yapıların frekans analizi yapılabilir hale gelmiştir. Bu programlar karmaşık yapıların analiz yöntemlerini değiştirmektedir. Bilgisayar programları genellikle saatlerce kurulur ve art arda çalışırken, sonlu eleman programları kapalı form çözümlerinin yerini almamıştır çünkü; bir frekans, kapalı form sonucundan dakikalar içinde hesaplanabilmektedir. Dahası, sonlu eleman programları, kapalı form çözümleri için karmaşık modellerde sınırlayıcı durum kontrolleri sağlayan yeni bir niş yaratmıştır [27].

3.12. Rastsal Titreşim

Mekanik bir sistemin, parçaları zaman içinde dalgalanan hareketlere maruz kaldığında titreşime girer. İvme ölçerler veya gerinim ölçerler gibi dönüştürücülerden alınan kayıtlar, gösterildiği gibi karakteristik formlar gösterebilir. Bu tür kayıtları incelerken, titreşimi basit bir şekilde karakterize etmek için bir tür model veya düzenlilik aramak doğaldır. Örneğin, Şekil 3.14. (a)'da titreşim kaydı, ağırlıklı olarak basit bir harmonik hareket olarak kolaylıkla karakterize edilebilir. Çoğu amaç için bir sinüzoid, titreşime analitik bir yaklaşım olarak kullanılabilir. Şekil 3.14. (b)'de hareket daha karmaşıktır. Bir titreşim kaydında belirgin bir model olmadığında buna bazen rastgele titreşim denir. Bu, kesin olmamakla birlikte yaygın bir kullanımdır [28].



Şekil 3.14. Titreşim kayıtları: zamanın fonksiyonu olarak hızlanma veya gerinme, (a) Ağırlıklı olarak sinüzoidal örnek; (b) ağırlıklı olarak rastgele örnek. [28]

Rastgele yüklere örnekler:

Engelibeli bir yolda ilerleyen bir aracın tekeri üzerinde oluşan yükler.

Depremlerin neden olduğu ivmeler.

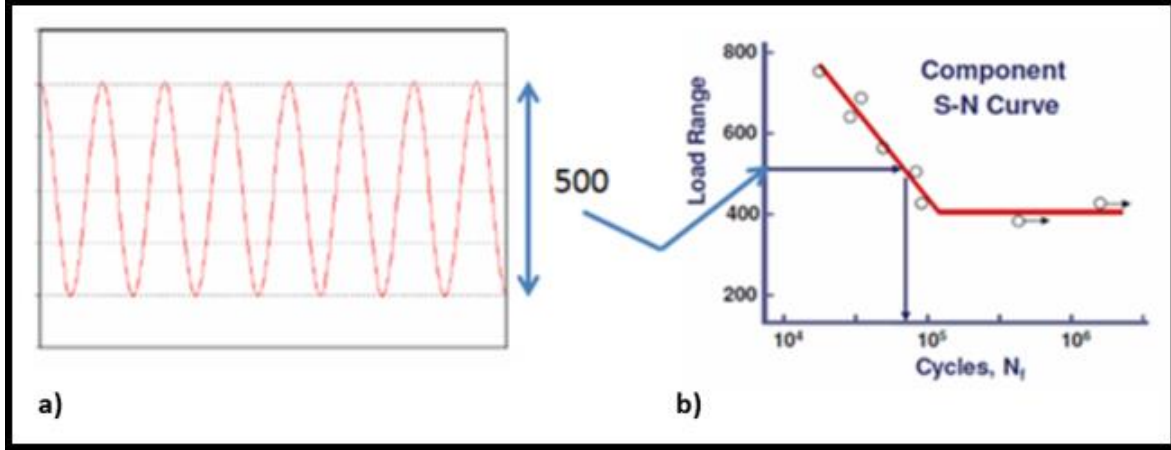
Hava türbülansının oluşturduğu basınç.

Deniz dalgalarının veya şiddetli rüzgarın neden olduğu basınç.

3.13. Palmgren-Miner Kuralı ve Yağmur Akışı Yöntemi ile Hasar Hesabı

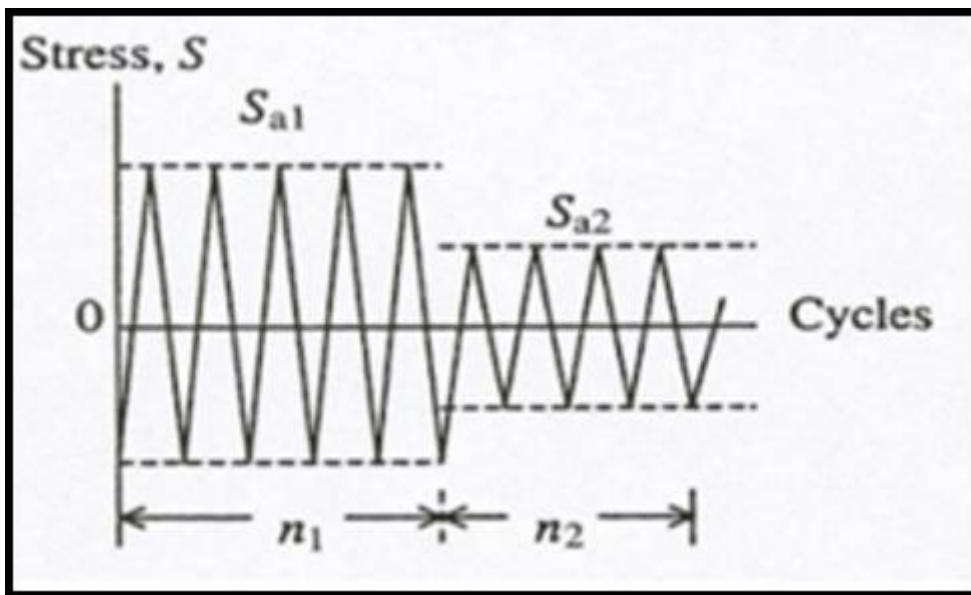
Doğal yapılara maruz bırakılan döngüsel yükün değişkenliği ve kompleksliği sebebiyle yapıların yorulma ömrünü tayit etmek çoğunlukla zordur. Miner kuralı ve yağmur akışı yöntemiyle rastgele yükler altında yorulma ömrü hesaplanabilmektedir.

Temel bir titreşim yükü sinüs dalgası yükü Şekil 3.15.(a)'da gösterilmiştir. Birçok yorulma testinde, test edilen parçaya bu tip yüklemeler maruz bırakıldığı için malzemenin S-N grafiği (Şekil 3.15.(b)) direkt olarak hesaplamada kullanılabilir.

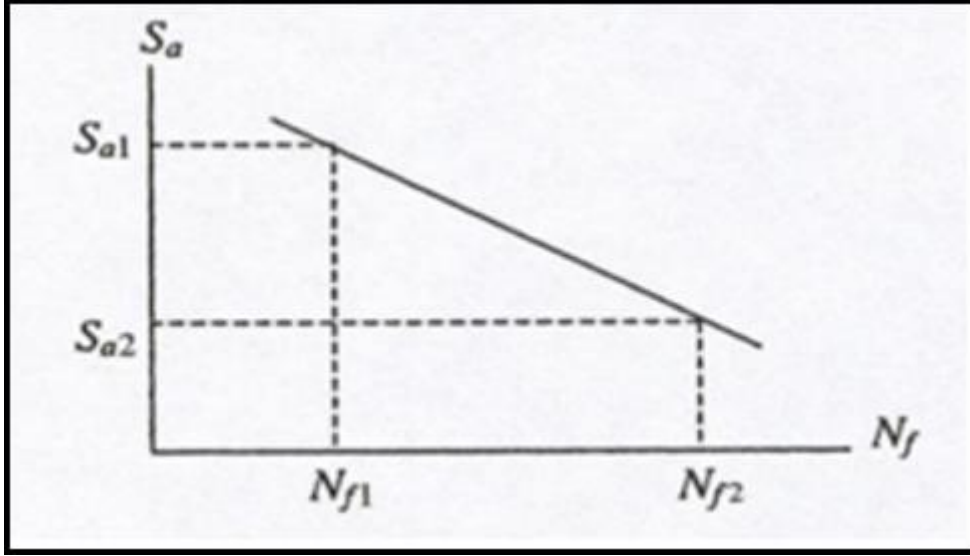


Şekil 3.15. (a) Sabit genlikli titreşim ve (b) S-N grafiği [29]

Titreşim profilinin daha karmaşık olduğu durumlarda, profilin içeriği çıkarılmalıdır. Profil, Şekil 3.16.'daki gibi sabit genlikli olduğu durumda, bu işlem rastgele genlikli titreşimlere göre kolaydır. Bu durumda, her bir sabit genlik yüklemesinin genliği ve döngü sayısı çıkarılarak Şekil 3.17.'deki gibi ayrı ayrı değerlendirilmektedir [29].



Şekil 3.16. Sabit genlikli düzenli yükler [29]



Şekil 3.17. Sabit genlikli düzenli yüklerin grafik gösterimi [29]

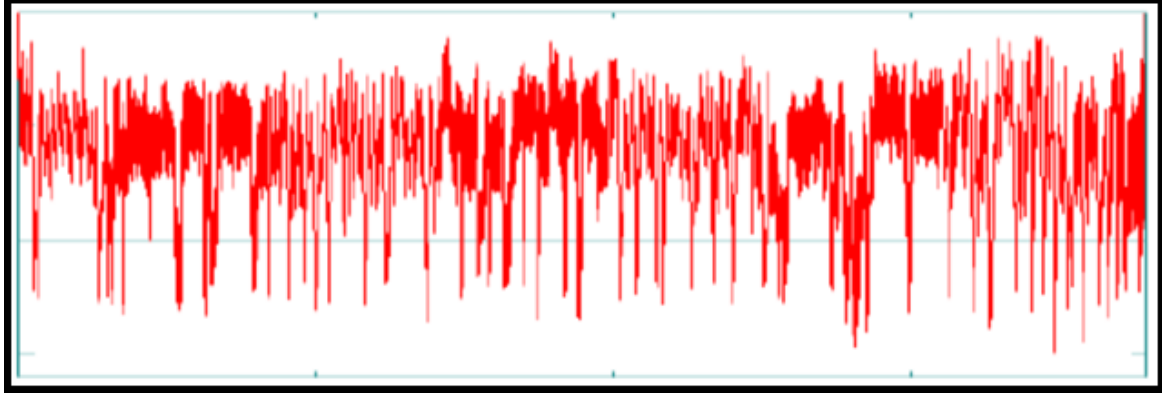
Titreşim yükünün çevrim sayısı bulunduğunda, kümülatif hasarı hesaplamak için doğrusal bir hasar kuralı uygulanmaktadır. Bu amaçla kullanılan Palmgren-Miner Kuralı Eş. 3.10.'da gösterilmektedir. Burada n , her bloktaki çevrim sayısıdır ve N_f ise bu yükleme genliği için hasarın oluştuğu çevrim sayısıdır [29].

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \quad (3.10.)$$

Burada hasar değeri 1'e eşit yada 1'den büyükse malzeme %100 ömrünü tamamlamış olur. Hesaplanan değer 1'den küçük olursa hasar alınmadığı anlamına gelmektedir [29].

Bu hasar kuralında, yükleri maruz kalma sırasına yada yüklerin birbirine olabilecek herhangi bir etkisine bakılmadan, her yükün ayrı ayrı ele alınması gerekmektedir. Kural çok basit olsa da, çoklu döngüsel yüklemenin yorulmaya etkisini incelemek amacıyla standart yöntem olmaya devam etmektedir.

Titreşim profili, Şekil 3.18.'deki gibi rastgele titreşim yükü olduğu durumda, döngüsel bilgilerin hesaplanması daha karmaşık bir durumdur.



Şekil 3.18. Karmaşık bir rastgele titreşim profili [29]

Yağmur akışı (Rainflow) sayımı olarak adlandırılan bir yöntem, karmaşık yüklemenin döngüsel bilgilerini hesaplamak için sıklıkla kullanılır. Bu yöntem 5 adımda tamamlanır:

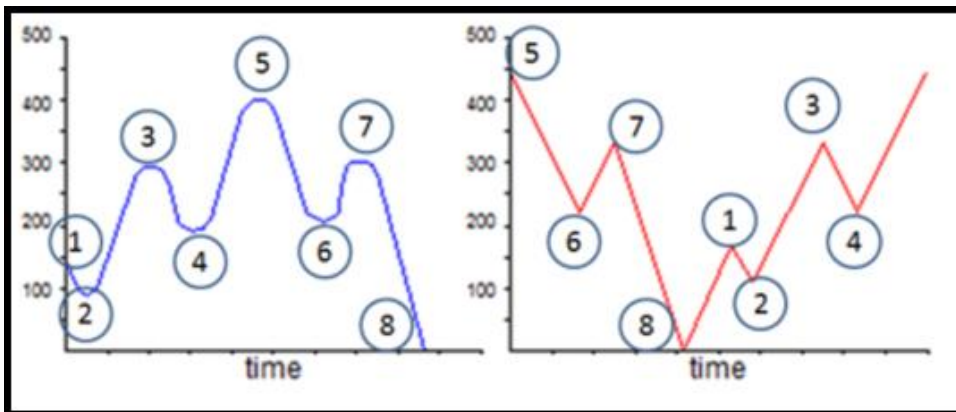
Gerilmelerin tepe ve vadileri tespit edilir ve mutlak maksimumdan başlayarak yeniden sıralanır (Şekil 3.19.).

En derin vadiden başlayarak içerisine su doldurulmuş şekilde görselleştirilir (Şekil 3.20.).

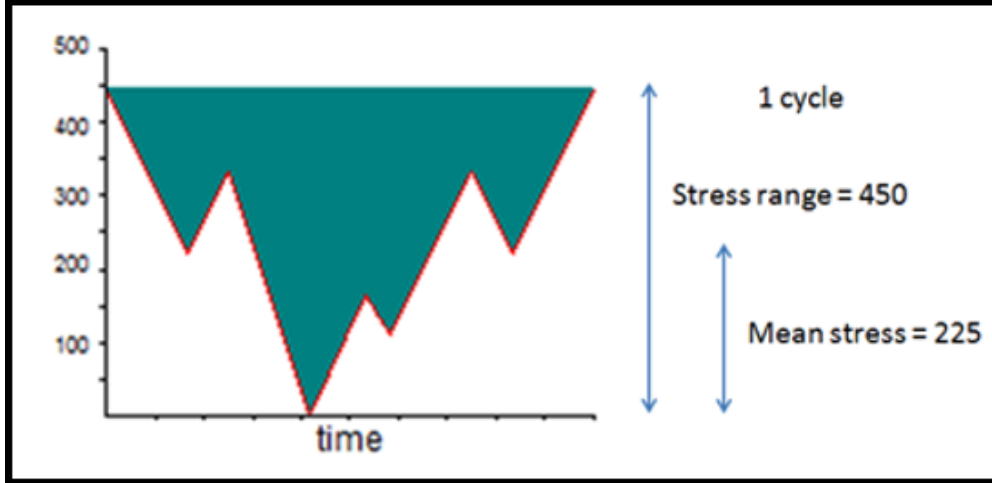
Vadilerin içindeki su boşaltılır ve ortaya çıkan toplam gerilme genliği, ortalama gerilme ile bu döngülerin sayısı ölçülür (Şekil 3.20.).

Bir sonraki en düşük vadiyi boşaltarak devam edilir ve tüm vadiler boşalana kadar işlemi tekrarlanır (Şekil 3.21.).

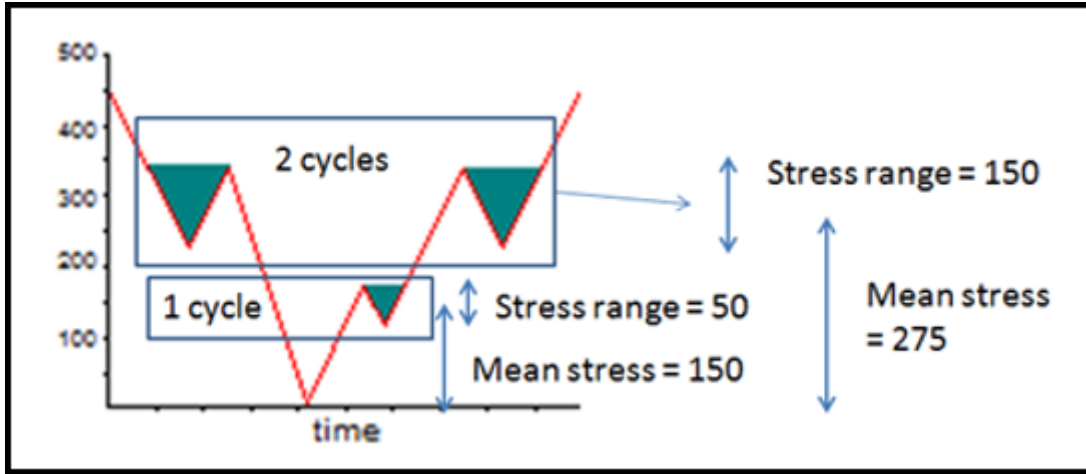
Yorulma ömrünü elde edebilmek için hasar kuralı kullanılır [29].



Şekil 3.19. Mutlak maksimumdan başlayarak yeniden sıralama [29]



Şekil 3.20. Su ile doldurarak gerilme genliğini ve ortalama genliği hesaplama [29]



Şekil 3.21. En düşük vadiden başlayarak suyu boşaltma ve işlemi tüm vadiler için tekrar etme [29]

Tüm döngüler hesaplandığında Palmgren-Miner Kuralı Eş. 3.11.'deki gibi uygulanmaktadır. Bu kuralda ortalama gerilmenin etkisi göz ardı edilmektedir.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{1}{N_{f450}} + \frac{2}{N_{f150}} + \frac{1}{N_{f50}} + \dots = 1 \quad (3.11.)$$

n değeri, hesaplanan döngülerin sayısı ile değiştirilir. N_{f450} , 450 genlikli bir gerilme için S-N grafiğinden elde edilen döngü sayısını temsil etmektedir [29].

Yağmur akışı tekniği otomatikleştirilerek rastgele titreşim profili içerikleri daha verimli ve kolay bir şekilde çıkarılabilir. Örneğin, ANSYS, nCode DesignLife gibi yorulma yazılımlarında, döngüsel bilginin otomatik olarak hesaplanması için yağmur akışı tekniği

kullanılmaktadır. Bu yazılımlar, hasar oluşacak çevrimlerin sayısını belirlemek için Palmgrem-Miner Hasar Kuralı hesaplamasını otomatik olarak yapar.

3.14. ANSYS Yazılımı ve Tekillik

Bu kısımda ANSYS yazılımı ve tekillik olgusu hakkında bilgiler verilmektedir.

3.14.1. ANSYS yazılımı

ANSYS, ürünlerin prototipleri üretilmeden önce sanal olarak test edilmesine imkan yaratır. Simülasyon analizine göre prototipi üretmek maliyetli ve zaman alıcı bir işlemdir. Bu yüzden bilgisayar destekli tasarımlar tercih edilmektedir. Dahası bilgisayar ortamındaki 3 boyutlu modellemeler ve analizler ile yapılar dayanımsız bölgelerinin tayini ve güçlendirilmesi ile dayanım ömürlerinin ve olası problemlerin önceden hesaplanabilmesine olanak sağlanır.

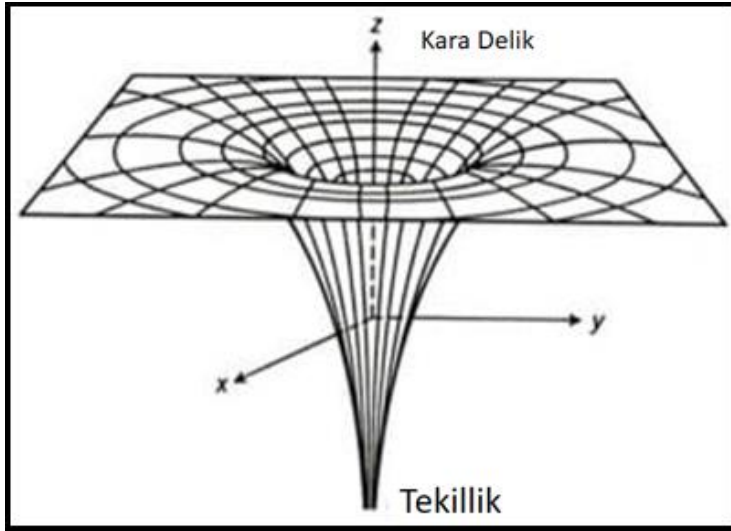
3.14.2. Tekillik

Yorulma analizi strese karşı çok hassastır. Gerilmedeki küçük değişiklikler bile yapının ömrü üzerinde büyük bir etkiye sahip olabilir. Gerilme geçmişi sonlu elemanlar ortamında oluşturulursa, gerçek yapıya çok benzer tepkilere sahip bir sonlu eleman modeline sahip olmak çok önemlidir. Bununla birlikte, FEA modeli deneylerle doğrulansa bile, FEA sonuçlarında başka bazı belirsizlikler meydana gelebilir ve bunlardan biri tekillik noktalarıdır [30].

Sonlu eleman modelinde, ağ sürekli olarak iyileştirildiğinde, sonuçlar sınırlayıcı bir değere yaklaşacaktır ve ağdaki daha fazla iyileştirme artık sonuçları değiştirmez. Buna ağ bağımsızlığı çözümü denir. Ancak bazen olmaz ve sonuçlar sınırlayıcı bir değere yaklaşmaz. Ağ sürekli olarak artırılrsa bile, stres sonuçları daha da yükselir. Buna tekillik noktası denir ve bu konumlarda teorik gerilim sonsuzdur. Tekillik noktaları çok dikkatli bir şekilde ele alınmalıdır. Analiz veya hesaplamalarda tekillik noktası sonuçlarının kullanılması kesinlikle yanlış sonuçların bulunmasına neden olacaktır. [30]

Stres tekilliklerinin oluşmasının birçok nedeni olabilir. Bunun nedeni, geometrik süreksizliğin veya yarık yüzeylerin olduğu bir temas bölgesinde keskin kenarlar, tek bir nokta veya kenar üzerinde yükler veya kısıtlamalar uygulamak olabilir. [30]

Bir sonlu eleman modeli bazen tekillik denilen bir olguyu içerebilir. Bu, modeldeki değerlerin sonsuz bir değere yöneldiği noktalar olduğu anlamına gelir. Şekil 3.22. tekilliğin ne olduğunu göstermektedir. Tekillik, temel olarak Sonlu Elemanlar Analiz modeli ile aynıdır. Örneğin, her iki durumda da sonsuz yoğunluk ve yerçekimi, keskin bir köşedeki sonsuz gerilime eşdeğerdir. Tekillikler, model içinde bir doğruluk sorununa neden oldukları için kafa karıştırıcı olabilir; bu tekillikler gerilimlerin aralığını genişlettiği için görselleştirmeyle ilgili bir sorun anlamına gelir [31].



Şekil 3.22. Tekillik [31]

Bu çalışmada, yapının zayıf bölgelerinde oluşan streslerde tekillik durumunun varlığı yapısal iyileştirmeler ve ağ yapısındaki çözünürlük artırımıyla kanıtlanmaya çalışılmıştır. Yüksek gerilimlerin yayılmış olduğu bölgelerde yapısal iyileştirmeler yapılmıştır. Böylece yüksek stres sonuçları çıkan bölgelerde, bu değerlerin yerel ve noktasal olarak oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu yüksek stresli değerlerin gözlemlendiği bölgelerde ağ yapısında boyut küçültmeleri yapılmıştır. Bunun sonucunda maksimum stres değerlerinin sonsuza yaklaştığı görülmüştür. Böylece bu noktalarda tekillik olgusunun varlığı kabul edilmiş ve gerçek sonuçları görebilmek adına 1 ağ örgüsü elemanı öteleme yapılarak stres sonuçları değerlendirilmiştir.

3.15. MIL-STD-810G Standartı

MIL-STD-810G standartı, hizmet ömrünün tüm aşamaları boyunca çevresel streslerin malzeme üzerindeki etkilerini dikkate almak için malzeme edinme programı planlamasını ve mühendislik yönünü içerir. Bu standartın tasarım veya test spesifikasyonları içermediğine dikkat etmek önemlidir. Bunun yerine, malzeme sistem performans gereksinimlerine dayalı gerçekçi malzeme tasarımları ve test yöntemleri ile sonuçlanan çevresel uyarlama sürecini tanımlar [32].

Bu standart, malzeme tedarik sürecine dahil olan üç farklı personel grubunun işlevlerini destekler. Bu grupların her biri, çevresel hususları malzeme tasarımı, testi ve değerlendirmesine başarıyla dahil etme hedefi için kritik öneme sahiptir [32].

Bu bilgiler aşağıdakilere yöneliktir:

Sorumlulukları arasında malzemenin amaçlanan operasyonel ortamlarda gerektiği gibi işlev görmesini sağlamak olan malzeme edinme programı yöneticileri [32].

Malzeme tasarımlarını ve test tasarımlarını malzemenin hizmet ömrü boyunca beklenen çevresel baskılara/kısıtlamalara göre uyarlamak için satın alma süreci boyunca savaş ve malzeme geliştiricilerine yardımcı olan çevre mühendisliği uzmanları [32].

Özel tasarımlara ve testlere odaklanarak kullanıcı ihtiyaçlarını karşılayan tasarım, test ve değerlendirme topluluğu analistleri, mühendisler ve tesis operatörleri [32].

Bu prosedür, araç kargo güvertesi veya kargo kompartımanı ile kargo arasında herhangi bir bağıl hareket olmadığını varsaymaktadır. Bu, doğrudan bağlanmış veya emniyete alınmış malzeme için geçerlidir. Bağlar, titreşim, şok ve hızlanma yükleri dikkate alındığında hiçbir göreceli harekete izin verilmemesini sağlamalıdır.

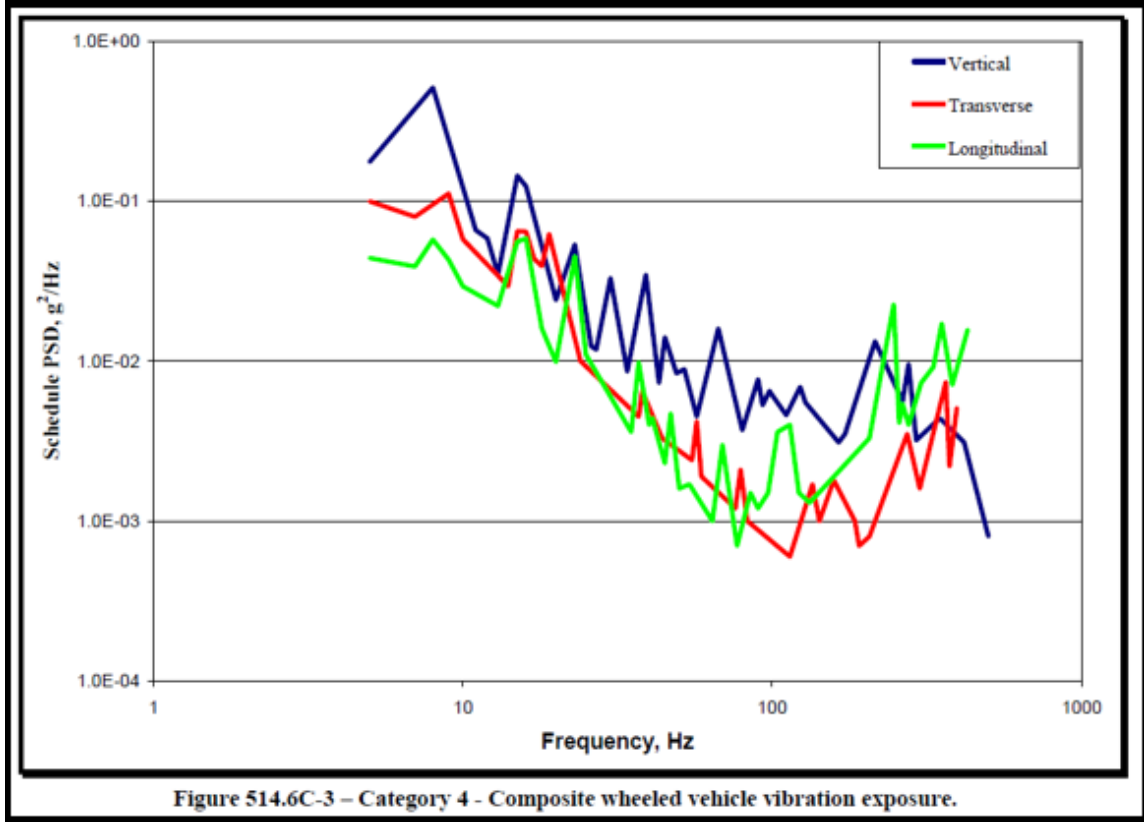
Bazen kısıtlamalar kullanılmaz veya sınırlı göreceli hareketlere izin verirler. Bu meydana geldiğinde, bunu hesaba katmak için test kurulumunda ve titreşim uyarı sisteminde izinler sağlanmalıdır. Prosedür III, kara taşımacılığı için bir alternatiftir.

3.15.1. Kompozit tekerlekli araç titreşimine maruz kalma

Kompozit tekerlekli araç rastgele titreşim profili, İki tekerlekli treyler ve tekerlekli araçlar kategorisi altındaki bir alt kategoridir. Kompozit tekerlekli bir aracın örneği Şekil 3.23.'de görülmektedir. Titreşim profili, asfalt, ikincil ve arazi yol yüzeylerinde kamyonlar veya yarı römorklar tarafından nakliyenin kargo koşullarını simüle etmektedir. Her eksen boyunca rastgele titreşim profilleri aşağıda Şekil 3.24.'da görülmektedir. Simüle edilecek seyahatin uzunluğu, liman hazırlama alanından ileri besleme noktasına 800 km'dir (500 mil) [33].



Şekil 3.23. Kompozit tekerlekli bir askeri araç [34]



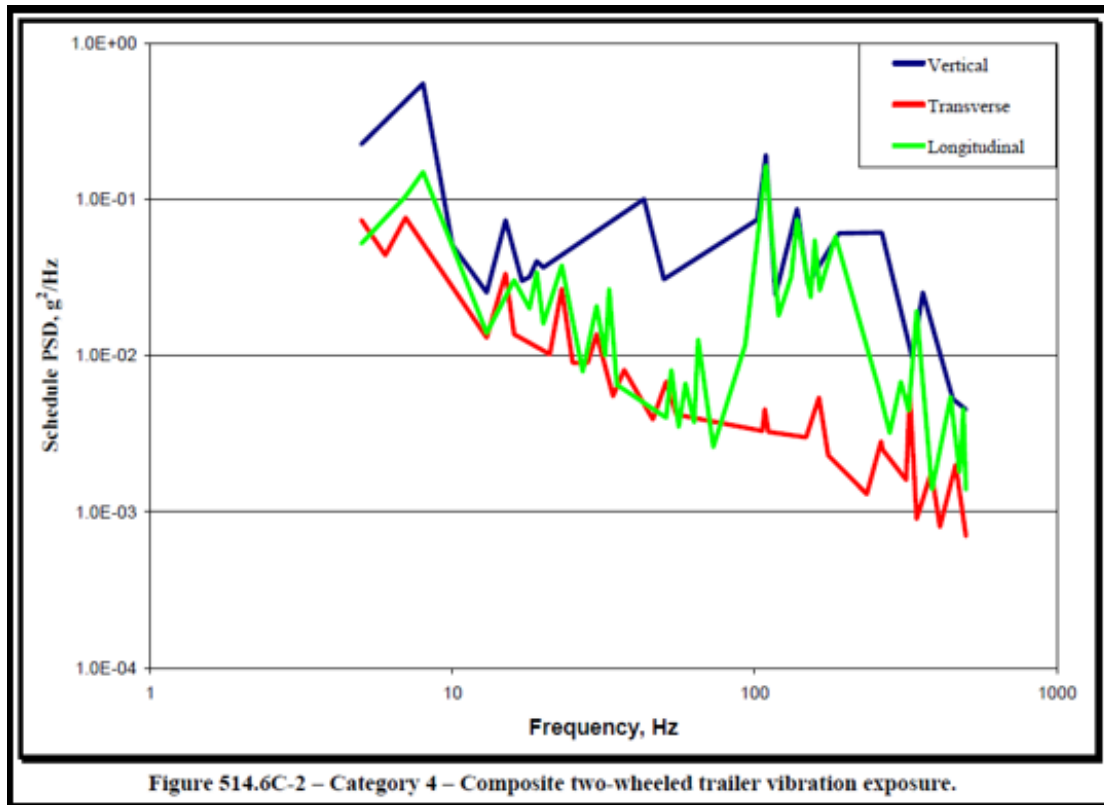
Şekil 3.24. Kompozit tekerlekli araç titreşim profili [33]

3.15.2. Kompozit iki tekerlekli treyler titreşimine maruz kalma

İki tekerlekli treyler rastgele titreşim profili, İki tekerlekli treyler ve tekerlekli araçlar kategorisi altındaki bir alt kategoridir. Kompozit tekerlekli bir aracın örneği Şekil 3.25.'de görülmektedir. Bu titreşim testi yöntemi, ürünler veya ekipman, asfalt, ikincil ve arazi yol yüzeylerinde iki tekerlekli treylerlerle taşınacağı zaman kullanılır. Rastgele titreşim profili, ileri besleme noktasından kullanım birimine kadar iki tekerlekli bir treylerin kargo koşullarını simüle eder. Her eksen boyunca rastgele titreşim profilleri aşağıda Şekil 3.26.'da görülmektedir. Simüle edilecek seyahatin uzunluğu 51,5 km veya 32 mildir [35].



Şekil 3.25. Kompozit iki tekerlekli bir treyler [34]



Şekil 3.26. Kompozit iki tekerlekli treyler titreşim profili [35]

4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bishop ve Woodward, frekans alanı yaklaşımında füze çalkalayıcı masa montaj braketinin yorulma analizini araştırmıştır. İlk yorulma testlerinde hesaplanan yorulma ömrünün testlere göre çok daha fazla olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, iki cisim arasındaki tolerans uyumsuzluğu nedeniyle olası bir ortalama gerilme alanının ortaya çıktığı ve gerçek testlerle hesaplanan sonuçların yanlış yönlendirdiği sonucuna varılmıştır. [36]

Akbaba, aviyonik bir birimin insansız hava aracına montajı için kullanılan alüminyum parçaların yorulma ömrünü araştırmıştır. Yapı, sonlu elemanlar ortamında modellenmiştir. Bilgisayar destekli analizlerde rastsal titreşimler uygulanmıştır. Tekillik olgusu ele alınmış, analiz sonuçlarında da yorumlanmıştır. Model deneysel ortamda da doğrulanmıştır. Teorik analizler ile kazanılan sonuçların deneysel sonuçlara oldukça yakın olduğu görülmüştür [30].

Doğrar, silah kontrol ünitesinin titreşim testlerinde hasar görmüş olan kontrol tutamağı üzerine çalışmıştır. Silah kontrol ünitesi kara, deniz, hava platformları gibi birçok araçta kullanılmaktadır. Montajlandığı sisteme göre çeşitli titreşim yüklerine maruz kalmaktadır. Kontrol ünitesinin kullanım ömrü sırasında bu titreşim yüklerine karşı dayanımlı olması beklenmektedir. Kontrol ünitesi için bir sönümleyici tasarlanmış ve kontrol tutamağı yapısında kırılan parçanın altına montajlanmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmiş ve ilgili standartta belirtilen paletli araç titreşim yükleri ile rastsal titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarında yapılan iyileştirmenin uygun olduğu saptanmıştır. Daha sonra prototip bir kontrol ünitesi üretilmiş rastsal titreşim yükleri ile çevre koşulları testleri tekrarlanmıştır. Testler sonucunda yapılan çalışmanın hasarı önlediği ispatlanmıştır [37].

Razvan ve Iulian'ın çalışmasında, bir araba bileşenine uygulanan rastgele titreşim simülasyon yöntemi sunulmaktadır. Otomotiv gövde seviyesinde ortaya çıkan ana titreşim kaynaklarından bahsedilmiştir. Sonlu elemanlar analizi kullanılarak, maksimum yer değiştirme ve gerilme olasılığı açısından yapının tepkisi tahmin edilebilmektedir. Simülasyonun kısmi doğrulaması için iyi sonuçlar veren bir laboratuvar testi yapılmıştır. Rastgele titreşim simülasyon yöntemini kullanarak, çeşitli uygulamalar için iyi bir

hassasiyetle rastgele titreşimlerle uyarılan bir yapının davranışını tahmin etmek mümkündür [38].

Khan ve arkadaşları çalışmalarında, gerçek senaryoda yoldan rastgele titreşim uyarılarına maruz kalan bir Yardımcı Isıtıcı Braketi konsepti olan şasiye monte bir bileşenin yorulma yaşam döngüsünü tahmin etmeye çalışmıştır. Bu çalışmada kaynak yorulma ömrü de hesaplanmıştır. Yeterli düzeyde sonsuz ömrü sürdüremeyeceği tahmin edilmiştir. Sonsuz yorulma ömrü elde etmek için Yardımcı Isıtıcı Braketinin yeniden tasarımı önerilmiştir. Değiştirilen braket için Sonlu Elemanlar simülasyonunda sonsuz yaşam döngüsü elde edilmiştir [39].

Prasad ve arkadaşlarının çalışmasında, uçak gövdesinin donanımlı bir bölümünün rastgele titreşim analizi yapılmış ve sonuçlar deneyle doğrulanmıştır. Rastgele titreşim analizi yapılarak proje maliyeti düşürülebilir, uçuş aracının taşıdığı sistemlerin raf ömrü arttırılabilir ve konfigürasyonda herhangi bir tasarım değişikliği gerekiyorsa minimum maliyet ve daha az insan gücü ile yapılabilir sonucuna varmışlardır [40].

Navuri ve arkadaşları çalışmasında Uçuş Veri Kaydedici (UVK), sonlu eleman simülasyon yazılımı Ansys Workbench kullanılarak X, Y ve Z yönlerinde taban ivmesi şeklinde rastgele titreşim yükleri altında analiz edilmiştir. Uçuş veri kaydedici (UVK), kazaların soruşturulması amacıyla hava araçlarına takılan elektronik bir cihazdır. UVK, hem mekanik hem de elektronik bileşenlerin bir araya getirilmesinden oluşmaktadır. Uçuş kazaları veya çarpışmaları meydana geldiğinde arızalanmayı önlemek için UVK'nin hem statik hem de dinamik yükler için yüksek mukavemet ve rijitlik ile tasarlanması gerekmektedir. Parçalar ve montaj, Ansys yazılımında modellenmiştir. Yapının yanıtı, kaburgalı ve kaburgasız UVK durumları için analiz edilmiştir. Daha sonra en iyi durum kompozit malzemelerle analiz edilmiştir. Bu mevcut çalışmadan, UVK'nin deformasyonlarının, kaburgasız kasada, kaburga kasasına göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. UVK'de nervürlü ve nervürsüz üretilen maksimum deformasyonlar, mevcut minimum boşluktan daha küçüktür. Bu nedenle iç çarpışma riski yoktur. Daha sonra UVK, kaburga kasası için kompozit malzemelerle analiz edilmiştir. E-glass epokside UVK parçaların deformasyonları karbon epoksiye göre daha fazladır. Bu nedenle maksimum %28,26 ağırlık tasarrufu sağlayan karbon epoksi malzeme önerilmektedir [41].

Chen Tao-fei'nin çalışmasında helikopterle taşınan ekipmanlar için montaj rafının rastgele titreşim analizi yapılmıştır. İlk olarak helikopterin titreşim ortamı anlatılmış ve rastgele artı sinüs titreşimi eşdeğer enerji prensibi ile saf rastgele titreşime dönüştürülmüştür. İkinci olarak üç boyutlu bir model oluşturulmuştur. Pro-E yazılımı kullanılarak, sonlu eleman modeli hypermesh yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Son olarak, ANSYS yazılımı kullanılarak analiz yapılmıştır. Bir montaj rafının dinamik yanıtı elde edilmiş ve dinamik mukavemet doğrulanmıştır [42].

Aytekin çalışmasında, kart kutusu, elektronik kart ve elektronik parçaların oluşturduğu bir elektronik mekaniğinin titreşim analizleri yapılmıştır. Gerçek üründe kullanılan elektromekanik birimin titreşim analizleri sonlu eleman yöntemi ile yapılmıştır. Kart kutusu, elektronik kart ve elektronik parçalar için uygulanan titreşim testleri sunulmuş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Çalışmasında, çeşitli özelliklerdeki elektronik parçalar modellenmiş ve dinamik davranışları elde edilmiştir. Analitik modelin geçerliliği, sonlu eleman yönteminin sonuçları kullanılarak doğrulanmıştır [43].

Çakıcı çalışmasında, jant içine yerleştirilmiş özel bir tasarım olan elektrik motorunun önemli parçalarının yorulma analizini yapmıştır. Jant içi elektrik motor modelinin önemli parçalarının çeşitli yol şartları altında göreceği olası hasar ve kullanım ömürleri hesaplanmıştır [44].

5. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde ilk olarak yapılan analiz çalışmaların izlenilen yöntemler anlatılmıştır. Sonrasında Modüler Elektromekanik Birimin mekaniğinin çevre koşullarına uygunluğunun doğrulama çalışmasından önce yapılan hafifletme çalışmaları, bu mekaniğin çevre koşullarına uygunluğunun ANSYS programıyla doğrulanması sunulmaktadır. Doğrulamalar sırasında ortaya çıkan problemlere karşı alınan önlemler ve yapılan mekaniksel iyileştirmeler bu kısımda anlatılmaktadır.

5.1. Metot

Bu kısımda, yapılan analizlerde izlenen yöntem ve çalışmalar anlatılmıştır.

5.1.1. Modelleme

3 boyutlu bilgisayar destekli programda tasarlanan katı model, bir sonlu elemanlar analizi programı olan ANSYS Mechanical'a aktarılmıştır. Katı model üzerinde kalite ağ örgüsü oluşturabilmek geometri sadeleştirmeleri yapılmıştır. Sadeleştirilen modelde ağ örgüsü yapısı oluşturulmuştur. Katı modelin parçaları arası bağlantılar uygun kontakt yöntemleri modellenerek, yer çekimi bilgi girilerek ve uzaydaki sabitlemesi yapılarak sınır şartlar oluşturulmuştur. Tasarım sırasında belirlenen malzeme bilgileri model üzerinde parçalara tanımlanarak parçaların doğadaki mekanik özellikleri modellenmiştir. Analiz senaryosunda katı modelin maruz kalacağı dış kuvvetler (Buradaki çalışmada titreşim yük profilleridir.) katı model üzerine girdi olarak tanımlanmıştır. Böylece katı model, analiz için hazırlanmıştır.

5.1.2. Doğal frekans belirleme

Katı modelin doğal frekanslarını belirlemek amacıyla modal analiz yapılmıştır. Doğal frekans ile ilgili detaylı bilgi Bölüm 3.10.'da anlatılmıştır. Katı modelin rezonansa girmeye yatkın olduğu frekans değerleri belirlenmiştir. Modal analizin detayları Bölüm 3.8.'de anlatılmıştır.

5.1.3. Titreşim profili yüklenmesi

Askeri standarttan edinilen titreşim yükü profili analiz programında dış etki olarak tanımlanmıştır. Titreşim profili her bir frekans değerinde uygulanan G ivme yükünü listelemektedir. Titreşim profilinden gelen frekanslar ile katı modelin mod şekillerinin olduğu frekanslar taranır. Mod şekillerinin görüldüğü frekans değerleri ile titreşim yükü frekansları karşılaştırıldığında, katı modele o frekanstaki G ivme yükü uygulanmaktadır. Bu frekans çakışmaları modelin herhangi bir doğal frekansında gerçekleşirse, katı model rezonansa girecek ve stres yüklemelerine maruz kalacaktır. ANSYS ortamında yapılan bu analizler sonucunda 3σ Von-Mises eşdeğer gerilmeleri elde edilmektedir. 3σ sonuç değerleri Bölüm 3.10.'da ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

5.1.4. Stres sonuçlarının değerlendirilmesi

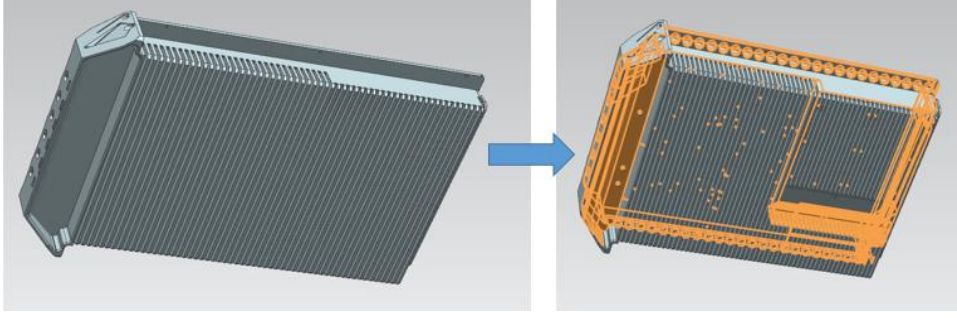
Titreşim yüklerine maruz kalan cisim üzerinde eşdeğer gerilmeler oluşmaktadır. Bu yüklere maruz kalan cismin malzemesinin akma dayanımı elde edilen eşdeğer gerilmeden büyük olduğunda, cismin bu titreşim yüklerine karşı mukavim olduğu doğrulanmıştır. Aksi halde cisim mukavim değildir.

5.1.5. Hasar analizi

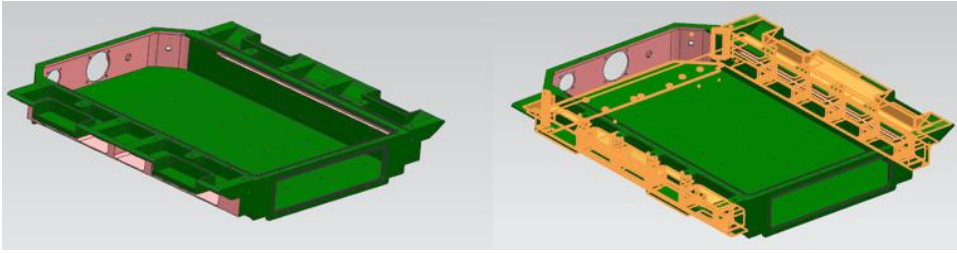
ANSYS Mechanical programında Bölüm 5.1.1.'de anlatılan modelleme işlemleri yapılır. Askeri standartta verilen titreşim yükleri modele 2 saat boyunca maruz bırakılır ve yapının hasar alıp almayacağı kontrol edilir. Hasar analizi Bölüm 3.13.'de detaylı olarak anlatılmıştır. Hasar değeri 1'den büyük olursa, titreşim yükünün yapıya kalıcı deformasyon bıraktığı anlamına gelmektedir. Aksi halde hasar 1'den küçük olursa yapı, test süresi boyunca test yüklerine karşı mukavimdir.

5.2. İlk Tasarım Üzerindeki Hafifletme Çalışmaları

Elektromekanik Birim kutusu çeşitliliğini mekanik montaj arayüzü olarak ortaklamak amacıyla tasarlanmış olan Modüler Elektromekanik Birim üretilebilirlik, montaj edilebilirlik ve kullanılabilirlik özelliklerinden ödün verilmeden hafifletme çalışmaları yapılmıştır. Şekil 5.1.'de Çekmece parçasındaki boşaltılan bölgeler gösterilmiştir. Şekil 5.2.'de Alt Gövde parçasındaki boşaltılan bölgeler gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Çekmece parçası hafifletmesi

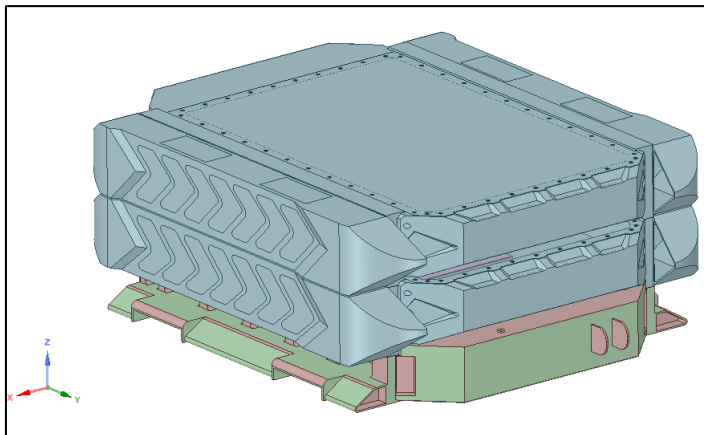


Şekil 5.2. Alt Gövde parçası hafifletmesi

5.3. Kompozit Tekerlekli Araç Titreşimine Dayanımının Doğrulanması

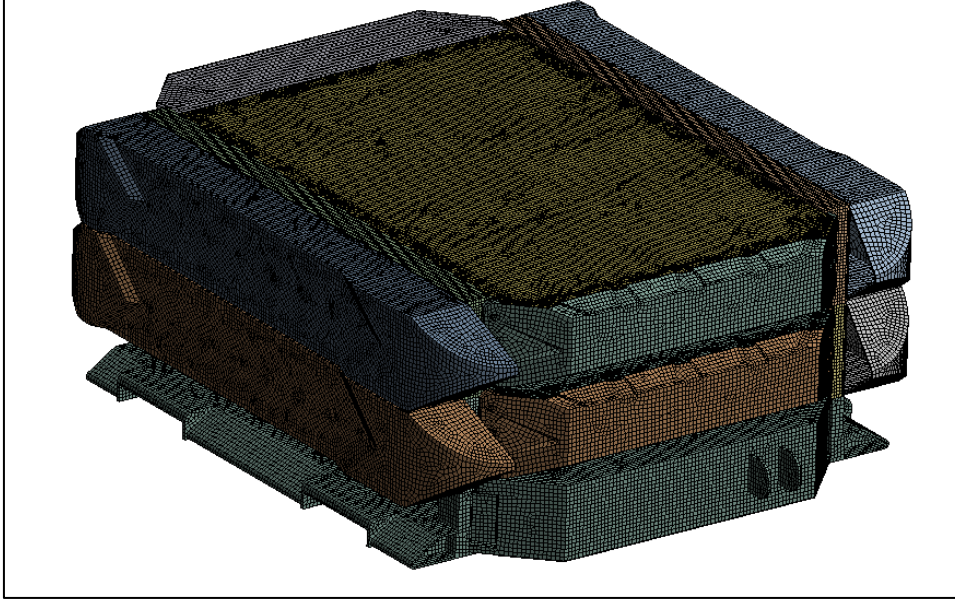
5.3.1. Analize hazırlık ve analiz koşturması

MEMB kutusunun MIL-STD-810G Tablo 514.6C-VI. Kategori – 4 titreşim profiline uygunluğunu doğrulamak için ANSYS Workbench 2019 R1 üzerinde modal analiz ve titreşim analizleri yapılmıştır. Bunun için ilk önce ürünün katı modeli ANSYS Space Claim yazılımında kaliteli ağ yapısı oluşturmak için Şekil 5.3.’deki gibi sadeleştirilmiştir. Sadeleştirme sırasında sac metal yapılarda yüzey gövde yapıları kullanılmıştır.



Şekil 5.3. Ağ yapısı için sadeleşmiş geometri

Ağ yapısı 8 nodlu 3 boyutlu prizmatik elemanlar kullanılarak 2,447,938 adet düğüm noktası ve 617,133 eleman ile katılar üzerinde oluşturulmuştur. Ağ yapısı Şekil 5.4.'de gösterilmektedir. Ağ yapısı oluşturulurken yüzey ağ örme ve gövde boyutlandırma teknikleri kullanılmıştır.



Şekil 5.4. Örülmüş ağ yapısı

Diğer parçaların malzeme özellikleri AA 6061 T6 olarak Çizelge 5.1.'deki gibi girdi olarak tanımlanmıştır. Alüminyum alaşım 6061 T6 malzemesinin S-N eğrileri verileri Çizelge 5.2.'deki gibi girdi olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 5.1. AA 6061 T6'nın malzeme özellikleri

Yoğunluk	2,77 g/cm ³
Elastisite Modülü	71 GPa
Poission Oranı	0,33
Akma Dayanımı	276 MPa
Sonsuz Ömür Dayanımı	97 MPa

Çizelge 5.2. AA 6061 T6'nın S-N eğrileri verileri

Alternatif Stres MPa	Döngüler	R-Ratio
275,8	1700,	-1,
241,3	5000,	-1,
206,8	34000	-1,
172,4	1,4e+005	-1,
137,9	8,e+005	-1,
117,2	2,4e+006	-1,
89,63	5,5e+007	-1,
82,74	1,e+008	-1,
170,6	50000	-0,5
139,6	3,5e+005	-0,5
108,6	3,7e+006	-0,5
87,91	1,4e+007	-0,5
77,57	5,e+007	-0,5
72,39	1,e+008	-0,5
144,8	50000	0,
120,7	1,9e+005	0,
103,4	1,3e+006	0,
93,08	4,4e+006	0,
86,18	1,2e+007	0,
72,39	1,e+008	0,
74,12	3,e+005	0,5
70,67	1,5e+006	0,5
66,36	1,2e+007	0,5
62,05	1,e+008	0,5

Pinler ve aralayıcı parçalar AISI 310 paslanmaz çelik malzemesi tanımlanmıştır (Çizelge 5.3.).

Çizelge 5.3. AISI 310 Paslanmaz çelik malzeme özellikleri

AISI 310 Paslanmaz Çelik	
Yoğunluk	7,75 g/cm ³
Elastisite Modülü	193 GPa
Poisson Oranı	0,31
Hacimsel Modül	1,693e5 MPa
Kayma Modülü	73664 MPa
Basma Akma Dayanımı	207 MPa
Çekme Akma Dayanımı	207 MPa

Sınır şartlar oluşturulmuştur. Montaj düzenine göre ilgili eklemlere sabit eklem, kayar eklem, ayrılıksız kontakt tanımlamaları yapılmıştır. Zemine bağlantıları modellenmiştir. İlk olarak modal analiz yapılmıştır. Sonrasında platform montajına göre eksenleri belirlenerek Mil-Std-810g Tablo 514.6C-VI. Kategori – 4 titreşim profili (Çizelge 5.4.) [45] tanımlanmıştır. Titreşim yükleri altında yapısal analiz koşturulmuştur.

Çizelge 5.4. Mil-Std-810g Tablo 514.6C-VI. Kategori – 4 titreşim profili

X Yönünde	X Yönünde	Y Yönünde	Y Yönünde	Z Yönünde	Z Yönünde
Frekans [Hz]	G İvmesi [G ² /Hz]	Frekans [Hz]	G İvmesi [G ² /Hz]	Frekans [Hz]	G İvmesi [G ² /Hz]
5	4,41E-02	5	9,98E-02	5	0,1759
7	3,90E-02	7	7,99E-02	8	0,512
8	5,76E-02	9	0,1115	93,808	0,18383
9	4,30E-02	10	5,77E-02	11	6,60E-02
10	2,93E-02	14	2,94E-02	12	5,85E-02
13	2,21E-02	15	6,51E-02	13	3,48E-02
15	5,58E-02	16	6,46E-02	15	0,1441

Çizelge 5.4. (devam) Mil-Std-810g Tablo 514.6C-VI. Kategori – 4 titreşim profili

16	5,85E-02	17	4,36E-02	16	0,1237
18	1,60E-02	18	3,93E-02	17,889	5,46E-02
20	9,90E-03	19	6,22E-02	20	2,41E-02
23	4,52E-02	21,354	2.49E+01	23	5,36E-02
25	1,10E-02	24	1,00E-02	24,454	2.58E+02
35	3,60E-03	37	4,50E-03	26	1,24E-02
37	9,80E-03	38	6,50E-03	27	1,18E-02
40	4,00E-03	44	3,30E-03	30	3,31E-02
41	4,40E-03	55	2,40E-03	31,937	1.69E+02
45	2,30E-03	57	4,20E-03	34	8,60E-03
47	4,70E-03	59	1,90E-03	39	3,47E-02
50	1,60E-03	76	1,20E-03	40,951	1.59E+02
54	1,70E-03	79	2,10E-03	43	7,30E-03
64	1,00E-03	83	1,00E-03	45	1,41E-02
69	3,00E-03	114	6,00E-04	49	8,40E-03
77	7,00E-04	135	1,70E-03	52	8,90E-03
85	1,50E-03	142	1,00E-03	57	4,50E-03
90	1,20E-03	158	1,80E-03	67	1,60E-02
97	1,50E-03	185	1,00E-03	73,212	7.69E+01
104	3,60E-03	191	7,00E-04	80	3,70E-03
114	4,00E-03	206	8,00E-04	90	7,70E-03
122	1,50E-03	273	3,50E-03	93	5,30E-03
132	1,30E-03	300	1,60E-03	98	6,50E-03
206	3,30E-03	364	7,40E-03	99	6,30E-03

Çizelge 5.4. (devam) Mil-Std-810g Tablo 514.6C-VI. Kategori – 4 titreşim profili

247	2,26E-02	374	2,20E-03	111	4,60E-03
257	4,10E-03	395	5,10E-03	123	6,90E-03
264	5,40E-03	444,41	2.47E+01	128	5,50E-03
276	4,00E-03	500	1,20E-03	164	3,10E-03
303	7,30E-03			172	3,50E-03
332	9,20E-03			215	1,33E-02
353	1,72E-02			264	5,60E-03
382	7,10E-03			276	9,60E-03
428	1,57E-02			292	3,20E-03
500	1,60E-03			348	4,40E-03
				417	3,10E-03
				456,62	1.57E+01
				500	8,00E-04

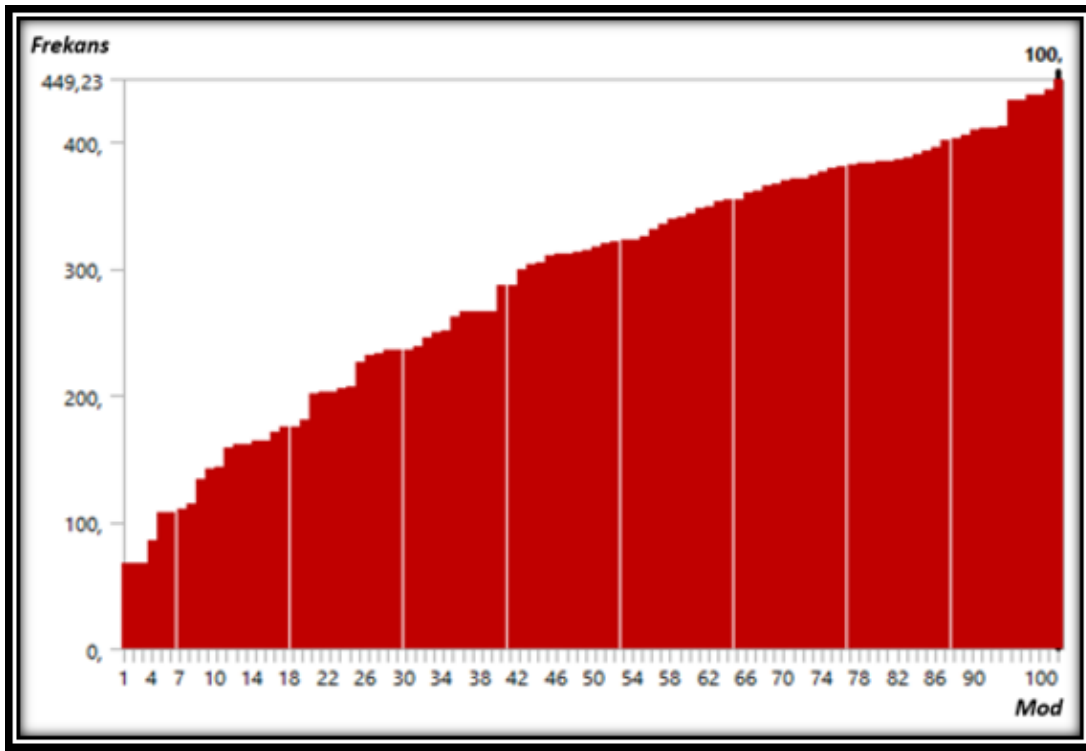
5.3.2. Sonuçlar

Modal analiz sonrasında 100 adet mod şekli elde edilmiştir. Çubuk grafik (Şekil 5.5.), hesaplanan her moddaki frekansı göstermektedir.

Tahrik dataları maksimum 500 Hz noktasına ulaşmaktadır ve tahrik giderek düşmektedir. Modal analiz sonuç tablosu incelendiğinde 450 Hz 'e kadar mod şekilleri elde edilmiştir. Her bir mod şeklinin görüldüğü frekans değerindeki kütle katılım oranları belirlenmiştir. Kütle katılım oranı yüzdelik bir değerdir ve o frekansta hareket etmeye yatkın kütlenin toplam kütleyle olan oranını vermektedir ve birimsizdir. Çizelge 5.5.'de kütle katılım oranların en yüksek olduğu mod şekilleri incelenmiş, bu mod şekillerin oluştuğu frekanslar değerlerindeki eşdeğer gerilme sonuçları elde edilmiştir.

Çizelge 5.5. Kütle katılımının en fazla olduğu mod şekilleri

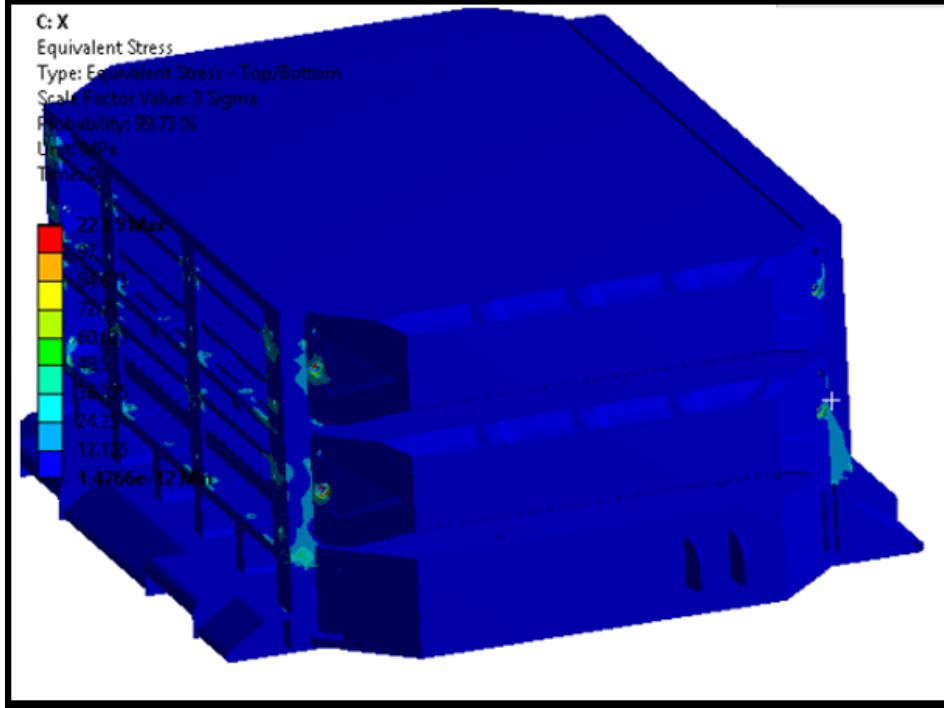
Mod	Frekans [Hz]	X Yönündeki kütle katılım oranı	Y Yönündeki kütle katılım oranı	Z Yönündeki kütle katılım oranı	Rotasyonel X Yönündeki kütle katılım oranı	Rotasyonel Y Yönündeki kütle katılım oranı	Rotasyonel Z Yönündeki kütle katılım oranı
8	114,78	0,41297	0,11852	9,99E-04	7,39E-02	3,41E-02	3,78E-02
11	143,15	0,1066	0,52617	1,24E-02	0,33246	3,33E-04	0,50344
21	201,69	6,45E-04	2,69E-02	0,41734	3,09E-03	0,35612	2,30E-02
46	309,85	0,10248	1,70E-04	2,49E-05	1,03E-04	1,37E-03	1,55E-04



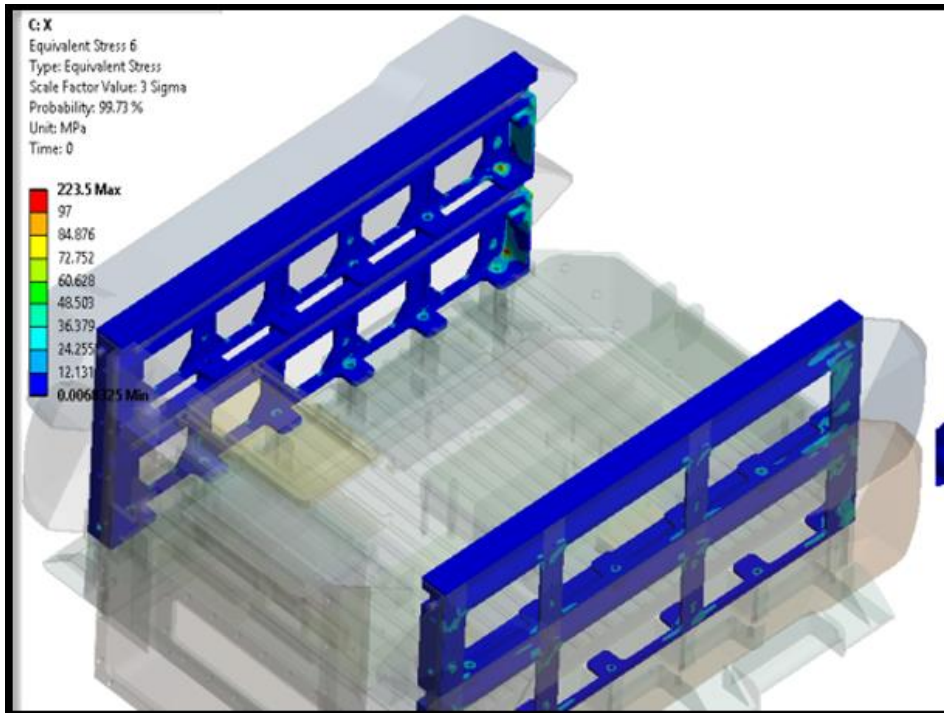
Şekil 5.5. Modlarda hesaplanan frekans değerleri grafiği

Şekil 5.6.'da parçalar üzerindeki stres dağılımı gösterilmektedir. Şekil 5.7.'de parça özelinde stres dağılımı gösterilmektedir. Maksimum gerilme değeri aşağıda belirtilen delik dibinde elde edilmiştir (Şekil 5.8.). İlgili delik yüzeyi geometrik olarak problemli olduğu için, sonlu elemanlar ile sağlıklı bir şekilde temsil edilememiş ve eleman kalitesine bağlı

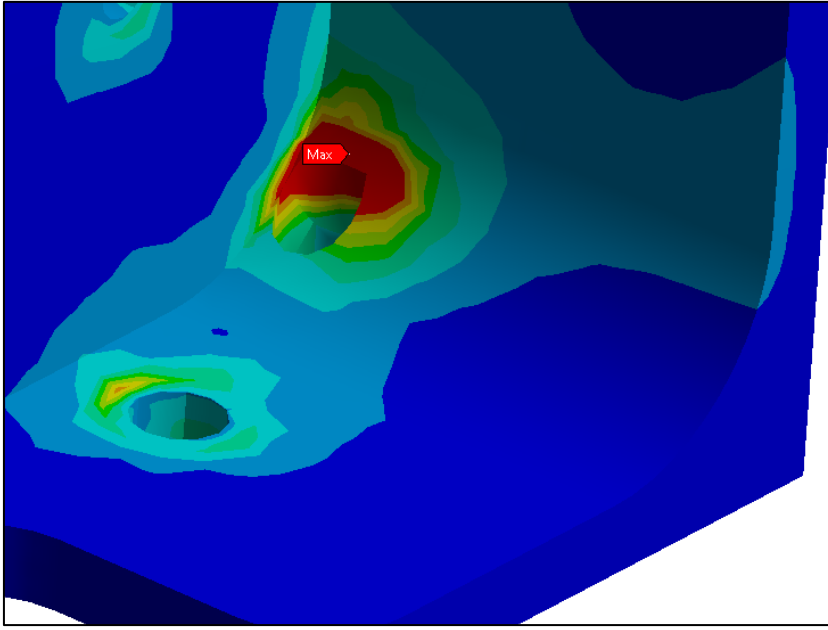
olarak oluşan tekillik olgusu sebebiyle yüksek gerilme değeri hesaplanmıştır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen gerilme değeri 97 MPa malzemenin akma dayanımının altında olduğundan sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



Şekil 5.6. X yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler

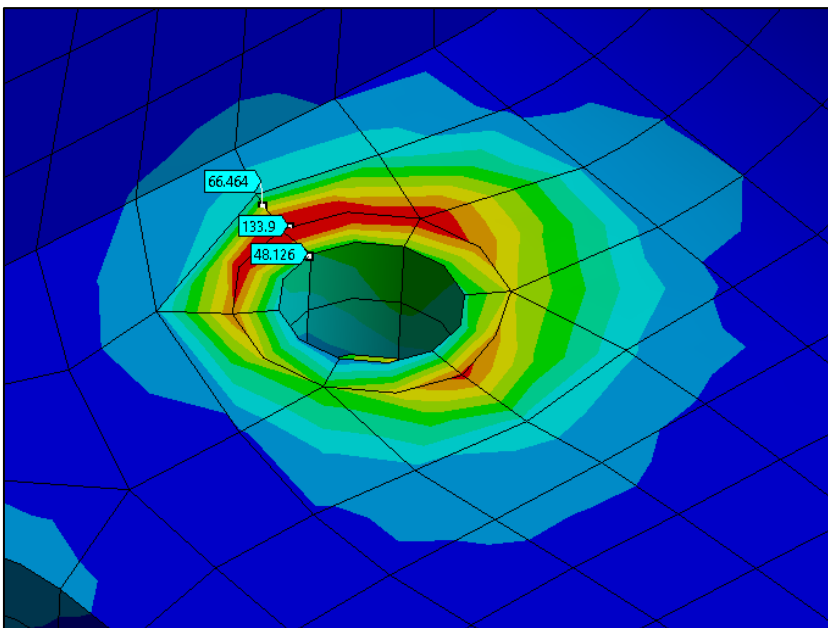


Şekil 5.7. Parça özelinde X yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler

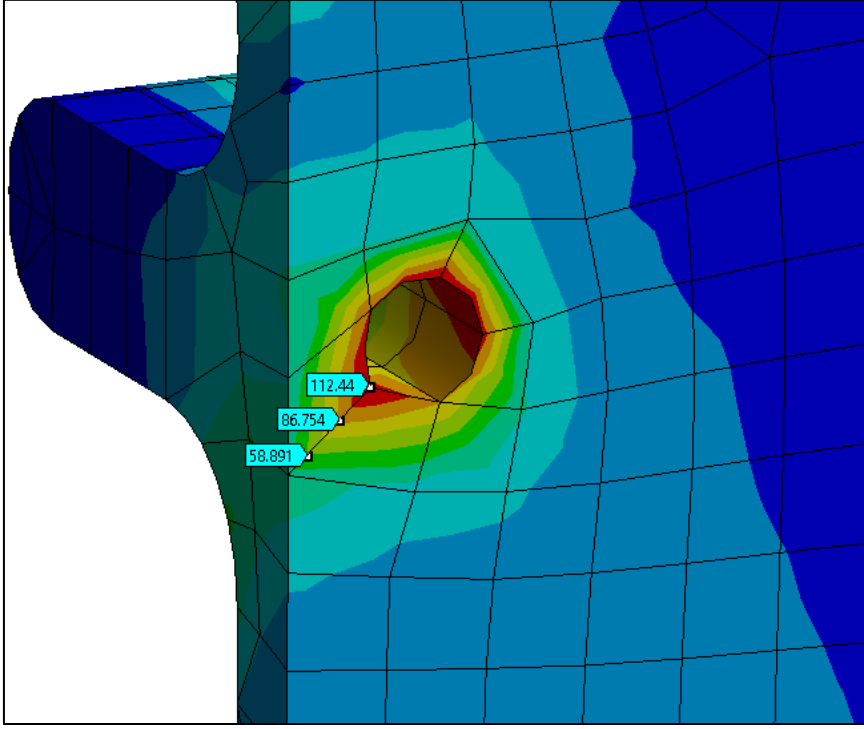


Şekil 5.8. X yönünde tahrik sonucu maksimum eşdeğer gerilmeler

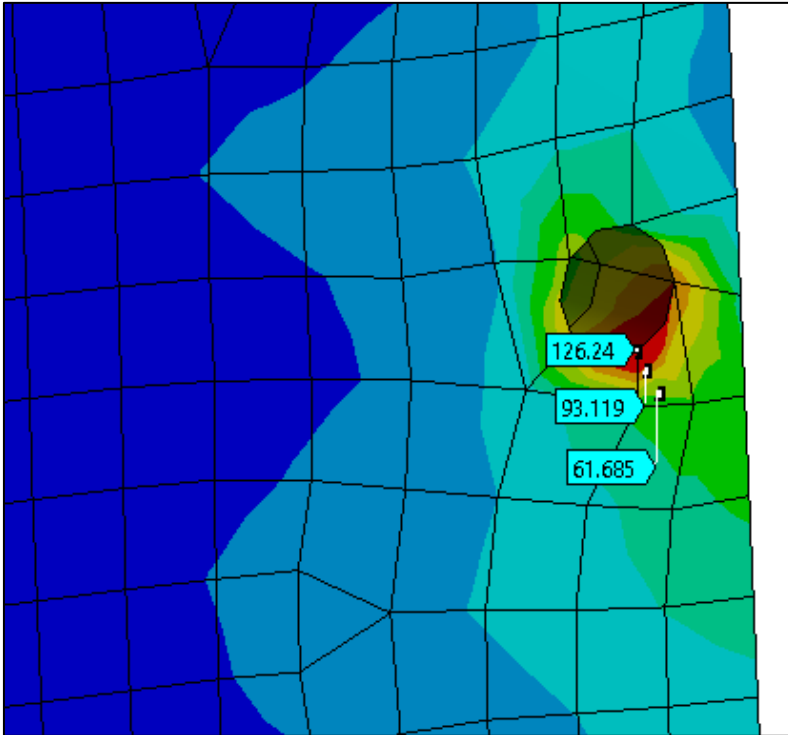
Şekil 5.9., Şekil 5.10. ve Şekil 5.11.'de belirtilen bölgelerde, pul temsili için kullanılan yüzeylerin bitiminde ve sabit eklem tanımlanan bağlantı bölgelerinde sonsuz ömür limitinin üzerinde gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen gerilme değerleri 66 MPa, 86 MPa ve 93 MPa değerleri malzemenin akma dayanımından az olduğu için sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



Şekil 5.9. X yönünde tahrik sonucu pul yüzeyi eşdeğer gerilmeler



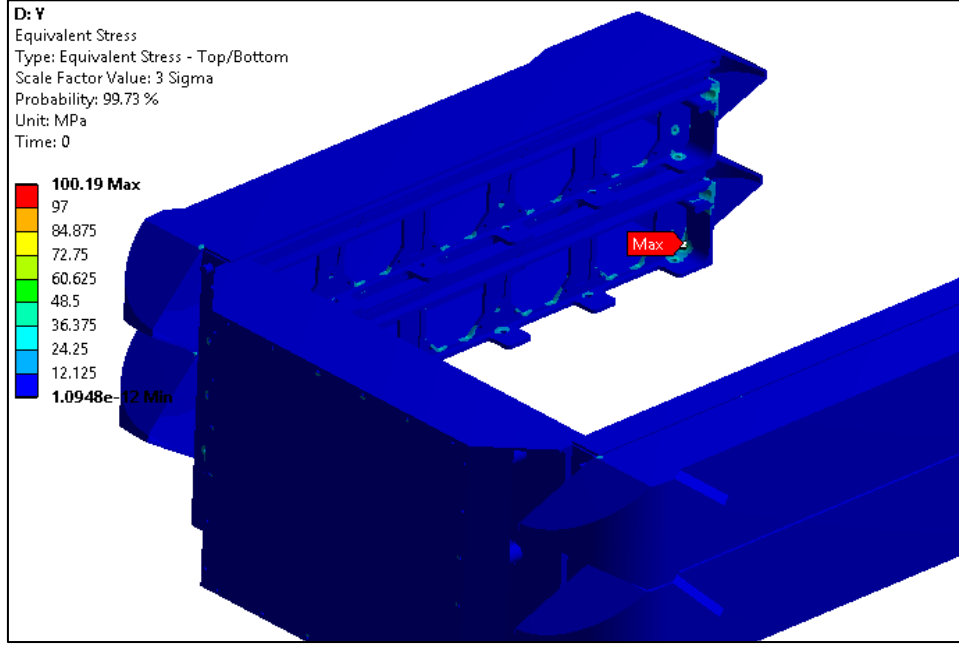
Şekil 5.10. X yönünde tahrik sonucu bağlantı bölgesi eşdeğer gerilmeler



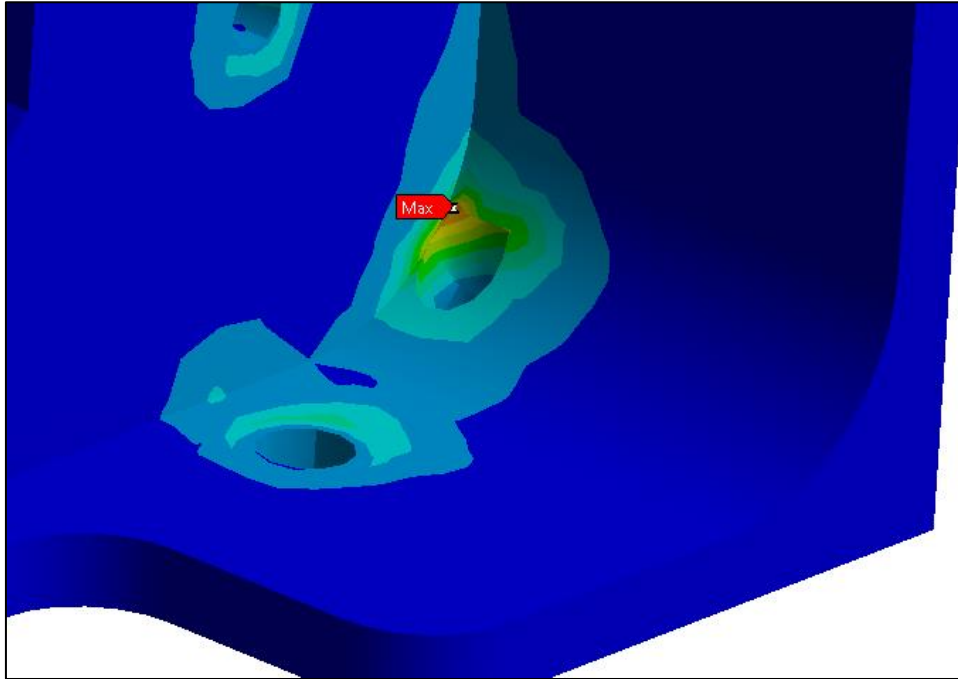
Şekil 5.11. X yönünde tahrik sonucu bağlantı bölgesi eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

Şekil 5.12.'de Y yönünde tahrik sonucunda eş değer gerilimli sonuçların görüntüsü verilmiştir. Şekil 5.13.'de okunan maksimum gerilme değeri aşağıdaki gösterilen delik

dibinde hesaplanmıştır. İlgili delik yüzeyinde elde edilen gerilme değeri 100 MPa, malzemenin akma dayanımı altında olduğundan sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



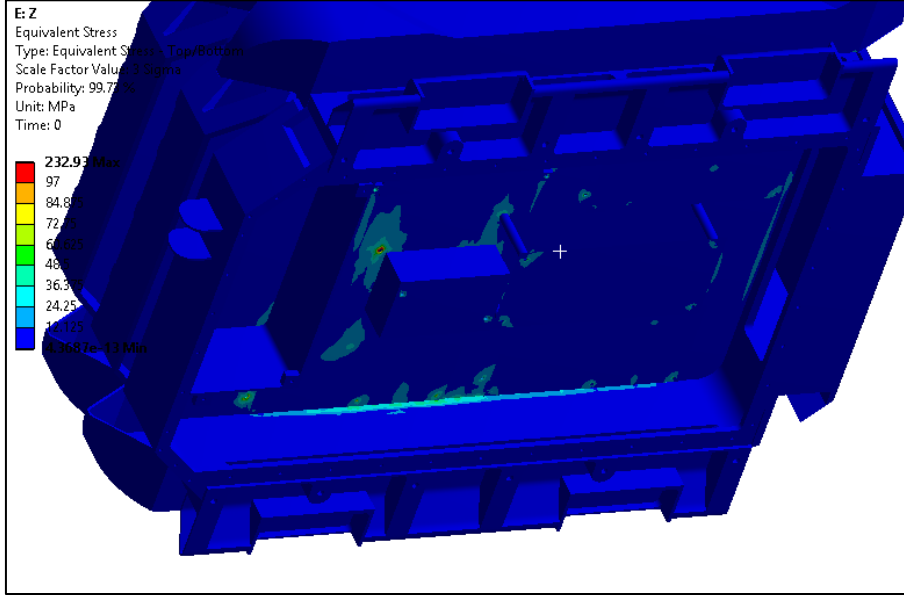
Şekil 5.12. Y yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler



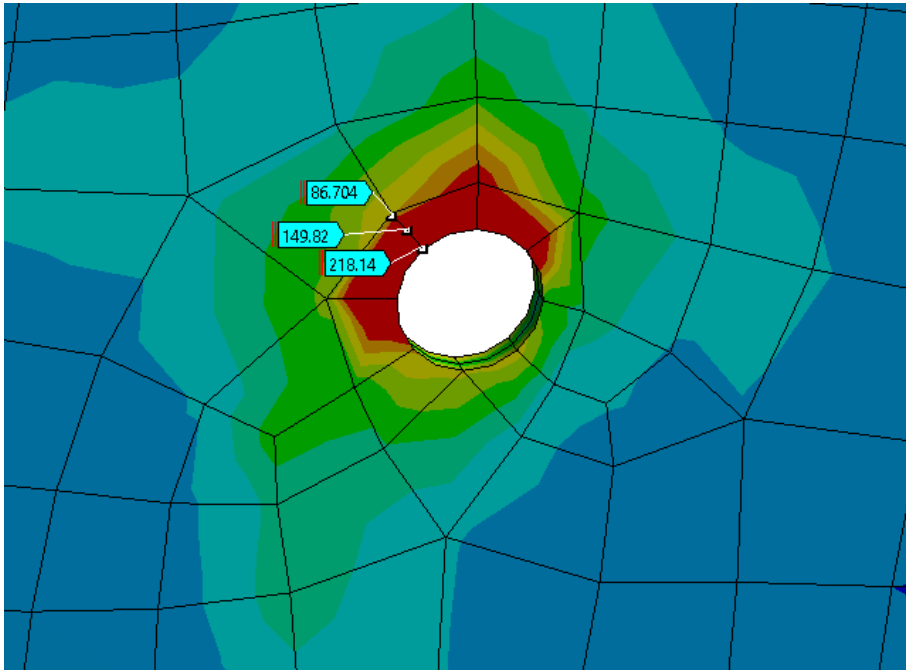
Şekil 5.13. Y yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

Şekil 5.14.'de belirtilen bölgelerde, sabit eklem tanımlanan yüzey veya eleman üzerlerinde yüksek gerilmeler elde edilmiştir. Şekil 5.15.'de belirtildiği üzere bir eleman ötelenerek

elde edilen gerilme değeri 86 Mpa, malzemenin akma dayanımının, dolayısıyla da sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



Şekil 5.14. Z yönünde tahrik sonucu eşdeğer gerilmeler



Şekil 5.15. Z yönünde tahrik sonucu maksimum eşdeğer gerilmeler

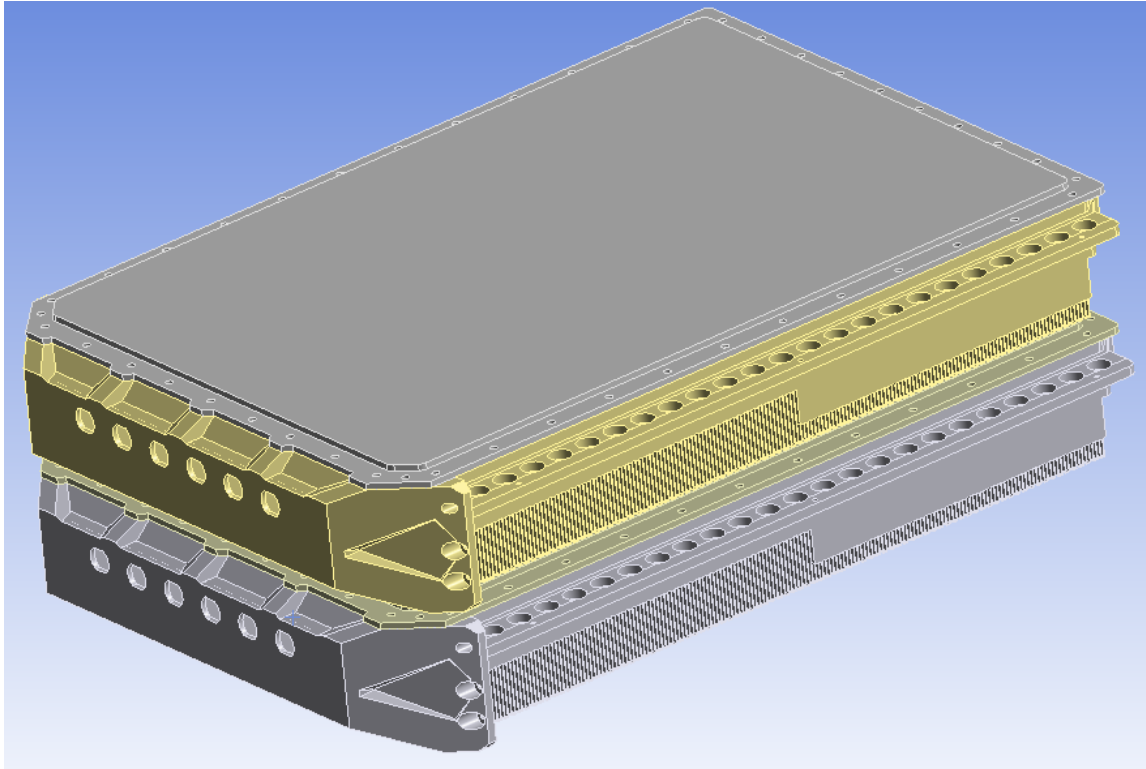
3 eksen de elde edilen analiz sonuçları değerlendirildiğinde Modüler Elektromekanik Birimin Mil-Std-810g Çevresel Mühendislik Hususları Ve Laboratuvar Testleri Tablo

514.6C-VI. Kategori – 4 – Kompozit Tekerlekli Araç Titreşimine Maruz Kalma’da tanımlanan çevresel koşulları gereksinimlerine uygunluğu doğrulanmıştır

5.4. Hacimsel ve Kütlesel Optimizasyon Çalışmaları

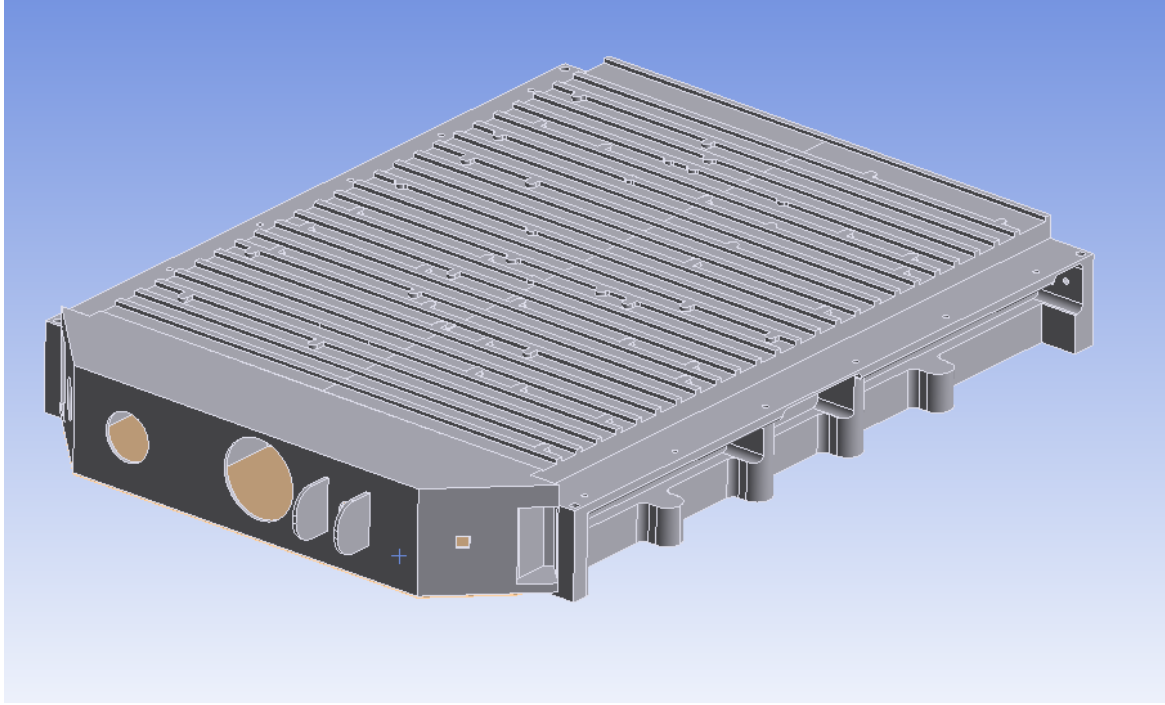
MEMB ile denk aynı görevleri yerine getiren fakat modüler olmayan ürünler, hacimsel ve kütlesel olarak MEMB’e göre daha avantajlı durumdadır. MEMB’in tercih edilebilir olması bakımından, bu handikapı ortadan kaldırmak gerekmektedir. Bu sebeple MEMB’in hacimsel ve kütlesel olarak diğer muadil ürünler ile aynı seviyeye gelmesi için çalışmalar yapılmıştır. MEMB üzerinde taşınabilirlik, kullanım ve işlevsellik olarak bir kayıp yaşamadan boyutsal iyileştirmeler, malzeme ve parça değişiklikleri, üretim yöntemi değişiklikleri, hafifletme çalışmaları yapılmıştır. MEMB mekaniği %26 oranda hafifletilmiş, hacimsel olarak da %18 küçültülmüştür. Yan koruma parçaları gereksinim ihtiyacından çıkmış olmasına rağmen, sonuçları daha güvenli elde etmek için analizlerde model üzerinde montajlı olarak kullanılmaya devam edilmiştir.

Çekmecelerin fin yapısı, ısıl performansı etkilenmeyecek şekilde inceltilmiştir (Şekil 5.16.).



Şekil 5.16. İyileştirilmiş finli çekmeceler

Zemin kat gövdesi, tutamak bölgeleri birbirine doğru yaklaştırılarak eni % 18 daraltılmıştır. Uygun bir tutamak tasarımı yapılmıştır (Şekil 5.17.).



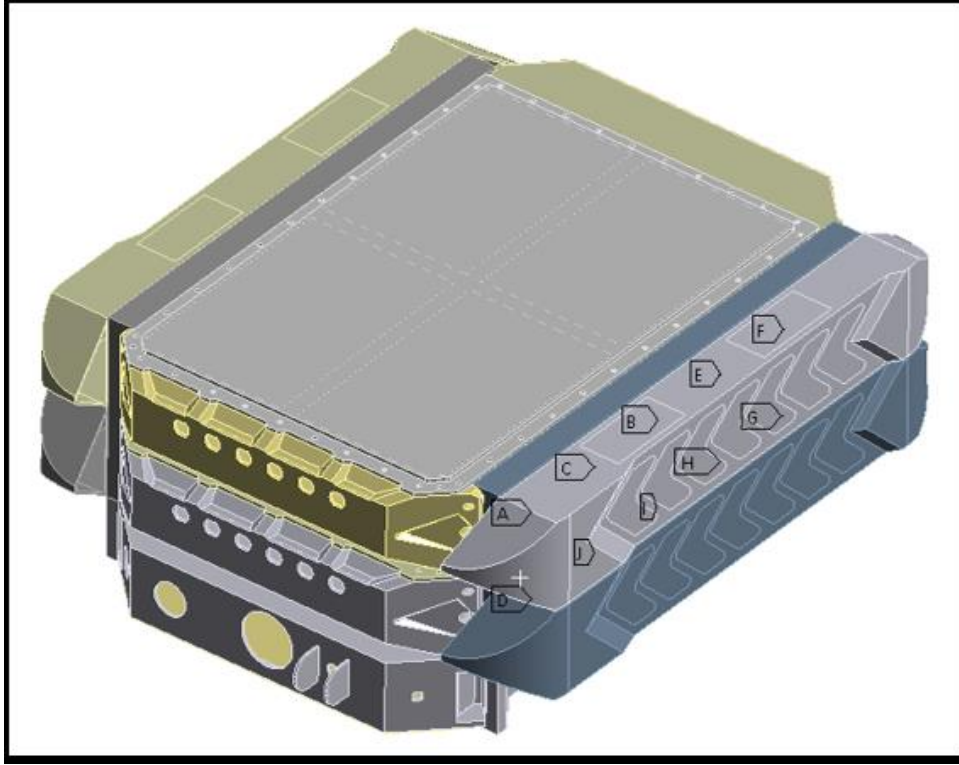
Şekil 5.17. Zemin kat gövdesi

5.5. Kompozit İki Tekerlekli Treyler Titreşimine Dayanımının Doğrulanması

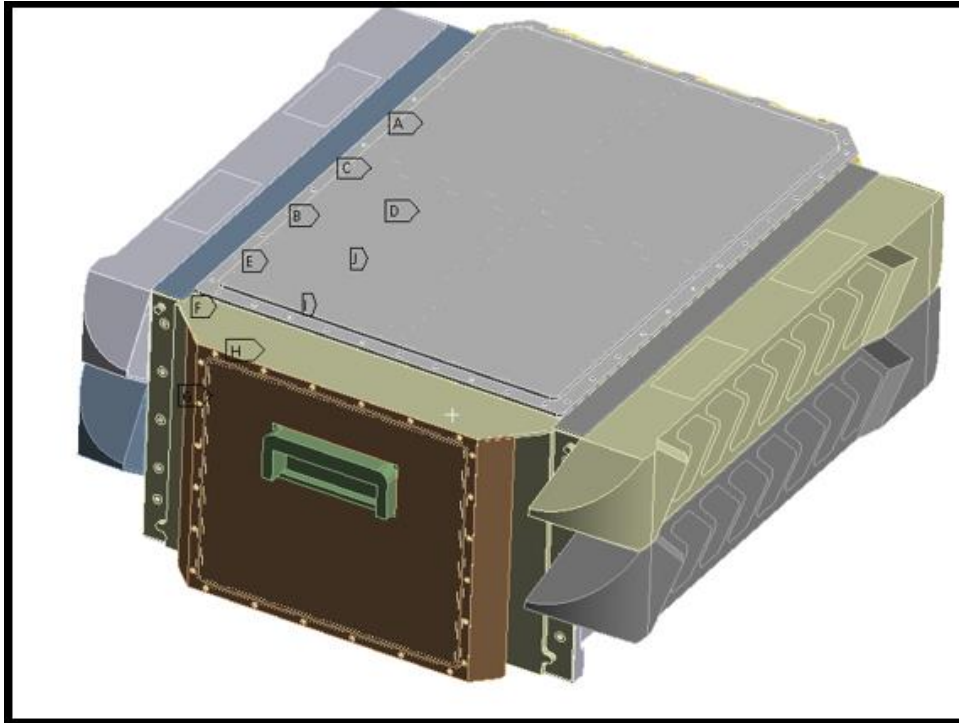
MEMB mekaniğinin, iki adet kompozit tekerlekli treyler üzerinde maruz kalınan titreşim yükünün standartı olan Mil-Std-810g Tablo 514.6C-IV. Kategori – 4 titreşim profiline karşı dayanıklı olduğunu doğrulamak için ANSYS Mechanical programında modal analiz ve titreşim analizleri yapılmıştır.

5.5.1. Analize hazırlık

ANSYS Mechanical programında modal analiz ve titreşim analizi yapmadan önce analize hazırlık için programa katı model tanıtılması gerekmektedir. Bunun için ilk önce ürünün katı modeli ANSYS Space Claim yazılımında kaliteli ağ yapısı oluşturmak için Şekil 5.18. ve Şekil 5.19.'daki gibi sadeleştirilmiştir. Sadeleştirme sırasında sac metal yapılarda yüzey gövde yapıları kullanılmıştır.

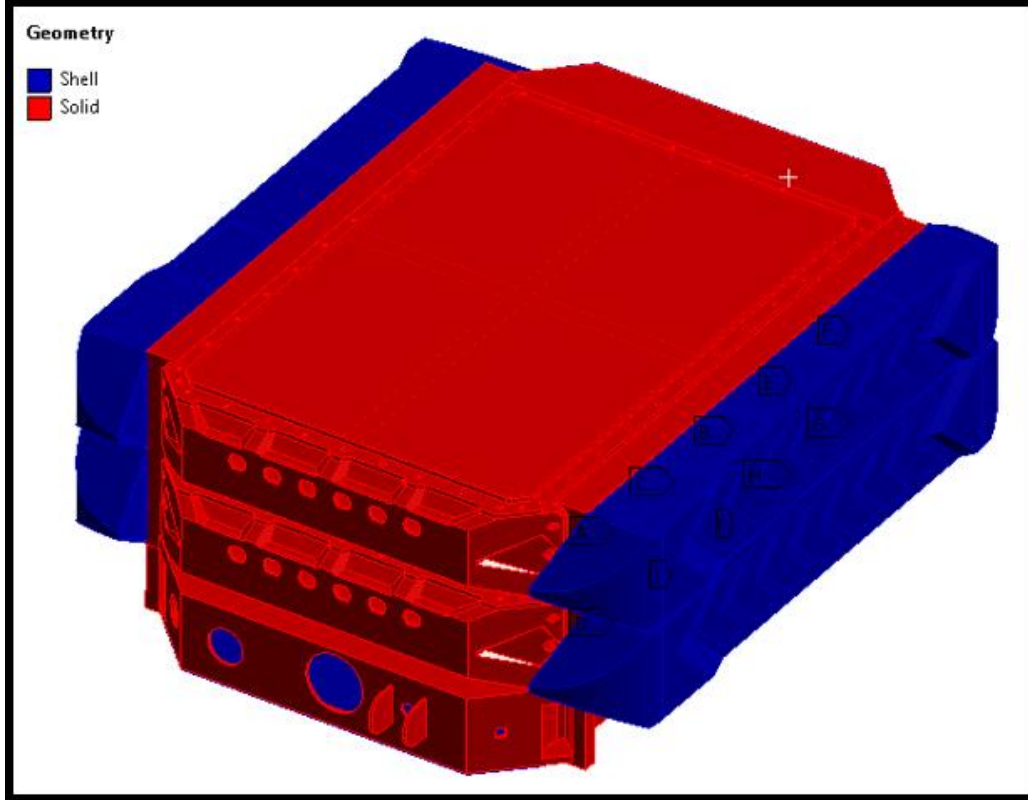


Şekil 5.18. Sadeleşmiş model ön görünüşü

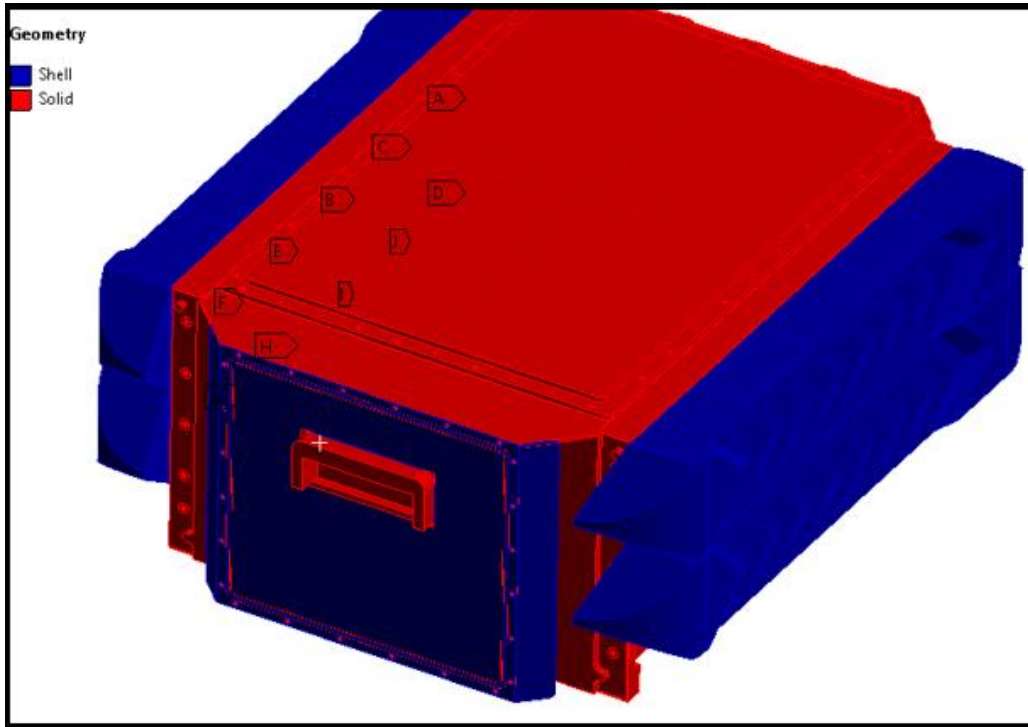


Şekil 5.19. Sadeleşmiş model arka görünüşü

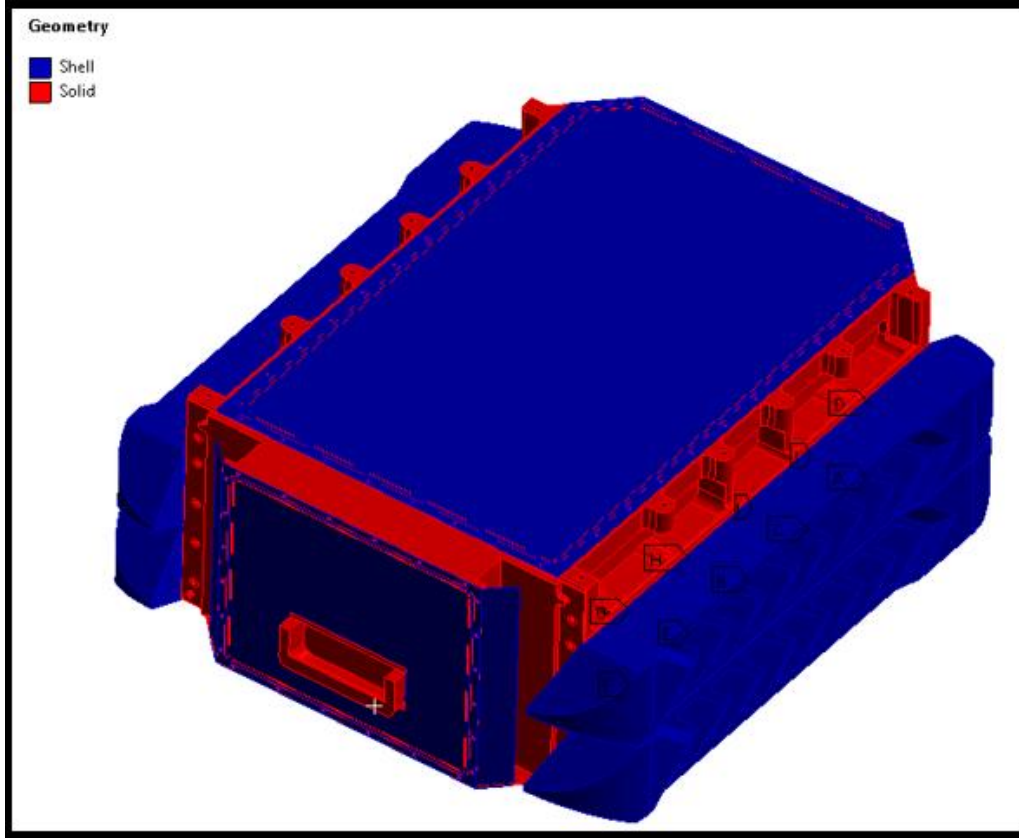
Sadeleştirme işlemi yapılırken gerekli görülen parçalarda kabuk ve katı gövde tanımlamaları yapılmıştır. Detayları Şekil 5.20., 5.21. ve 5.22.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.20. Kabuk ve katı gövdelerin ön görünüşü

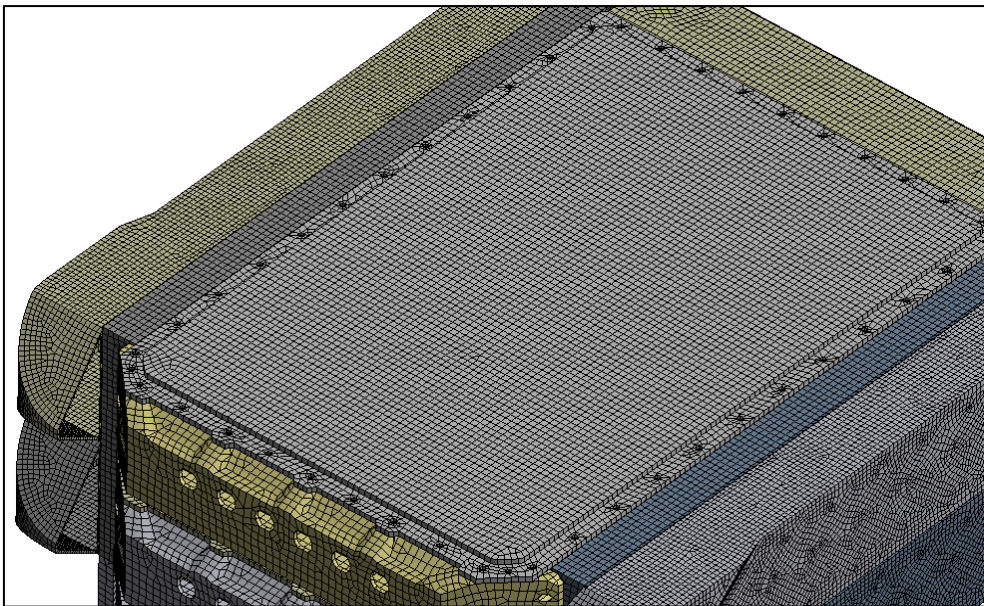


Şekil 5.21. Kabuk ve katı gövdelerin arka görünüşü

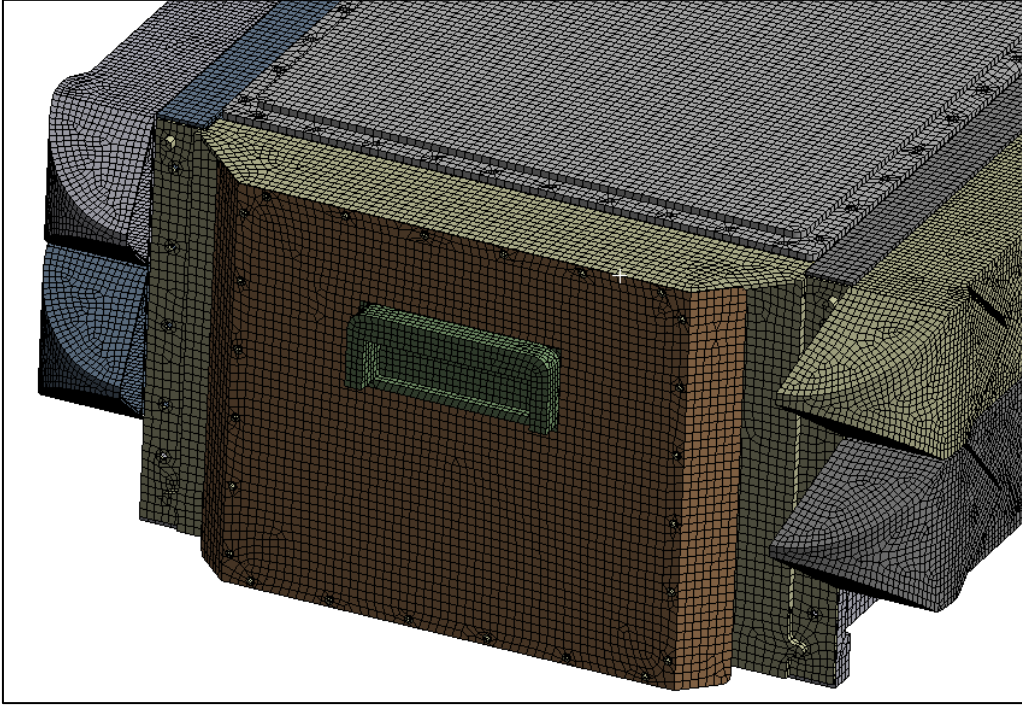


Şekil 5.22. Kabuk ve katı gövdelerin alt görünüşü

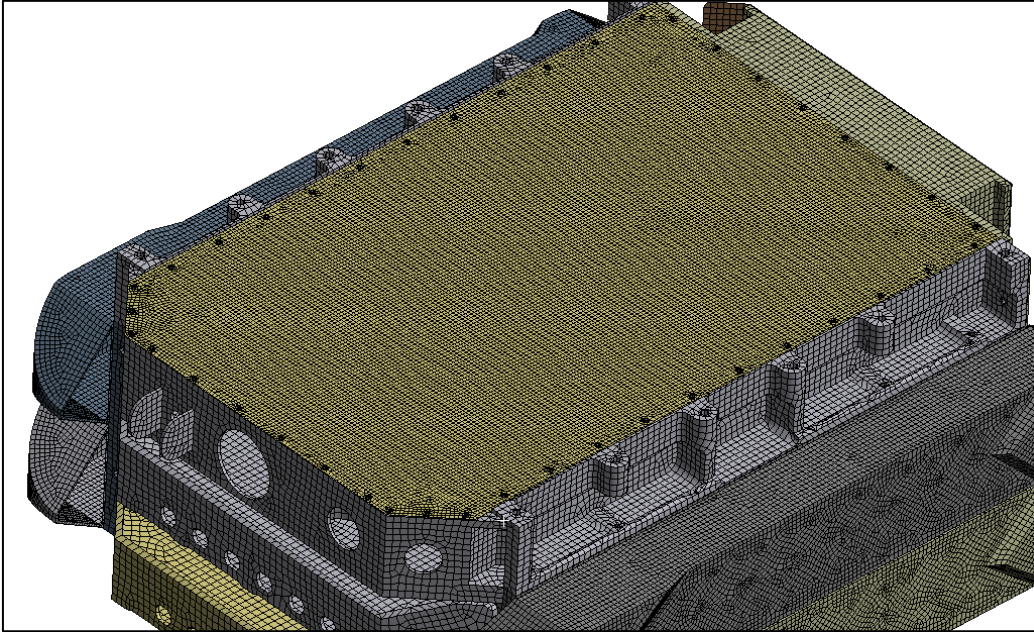
Ağ yapısı 2,325,578 adet düğüm noktası ve 616,985 eleman ile katılar üzerinde oluşturulmuştur (Şekil 5.23., Şekil 5.24. ve Şekil 5.25.). Ağ yapısı oluşturulurken yüzey ağ örme ve gövde boyutlandırma teknikleri kullanılmıştır.



Şekil 5.23. Örülmüş ağ yapısının ön görünüşü

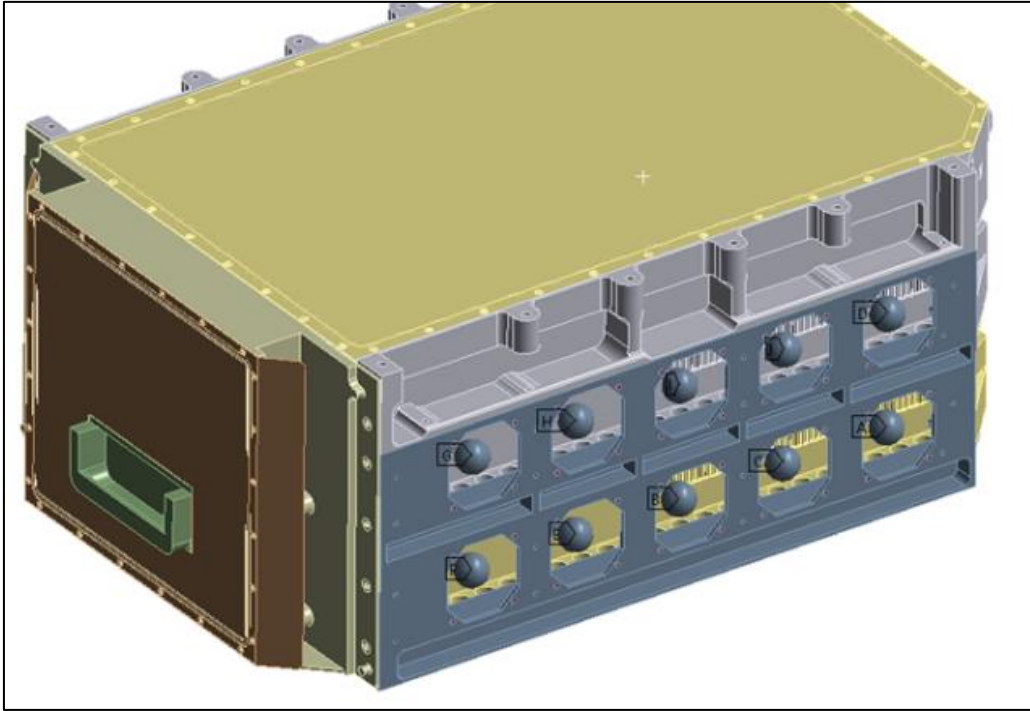


Şekil 5.24. Örülmüş ağ yapısının arka görünüşü



Şekil 5.25. Örülmüş ağ yapısının alt görünüşü

MEMB içine monte edilen pimler ve aralayıcılar dışındaki tüm parçalara Alüminyum alaşım 6061 T6 malzemesi tanımlanmıştır. Malzeme özellikleri AA 6061 T6 olarak Çizelge 5.1.'deki gibi tanımlanmıştır. Alüminyum alaşım 6061 T6 malzemesinin S-N eğrileri verileri Çizelge 5.2.'deki gibi girdi olarak tanımlanmıştır. MEMB üzerinde montajlanan fanlar noktasal kütle olarak modellenmiştir. (Şekil 5.26. ve Çizelge 5.6.)

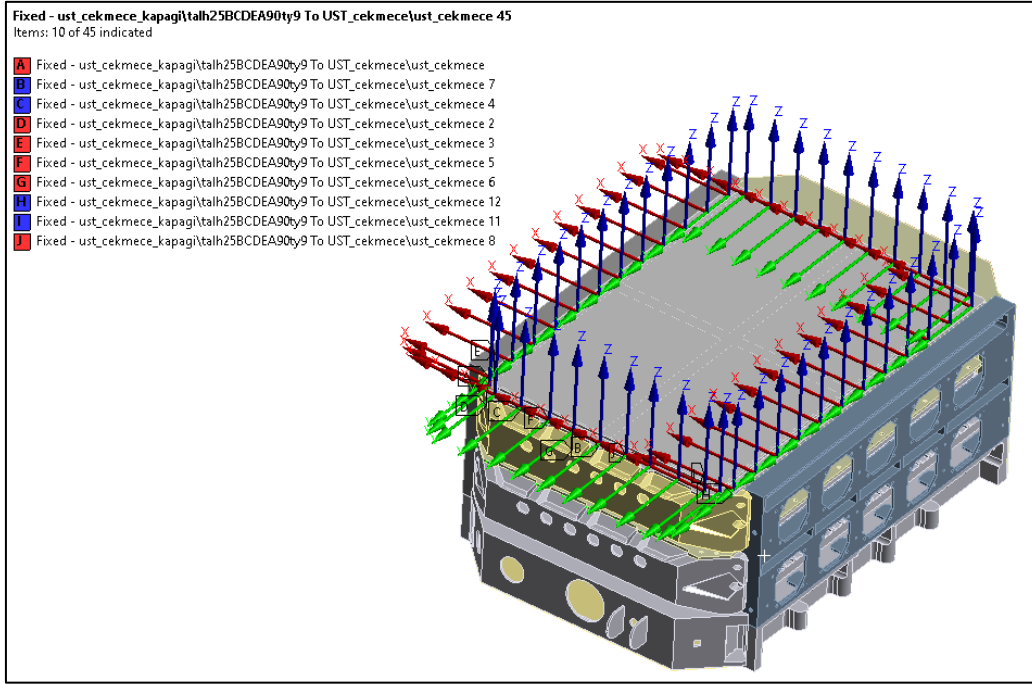


Şekil 5.26. Noktasal kütle modelleri

Çizelge 5.6. Noktasal kütle modeli özellikleri

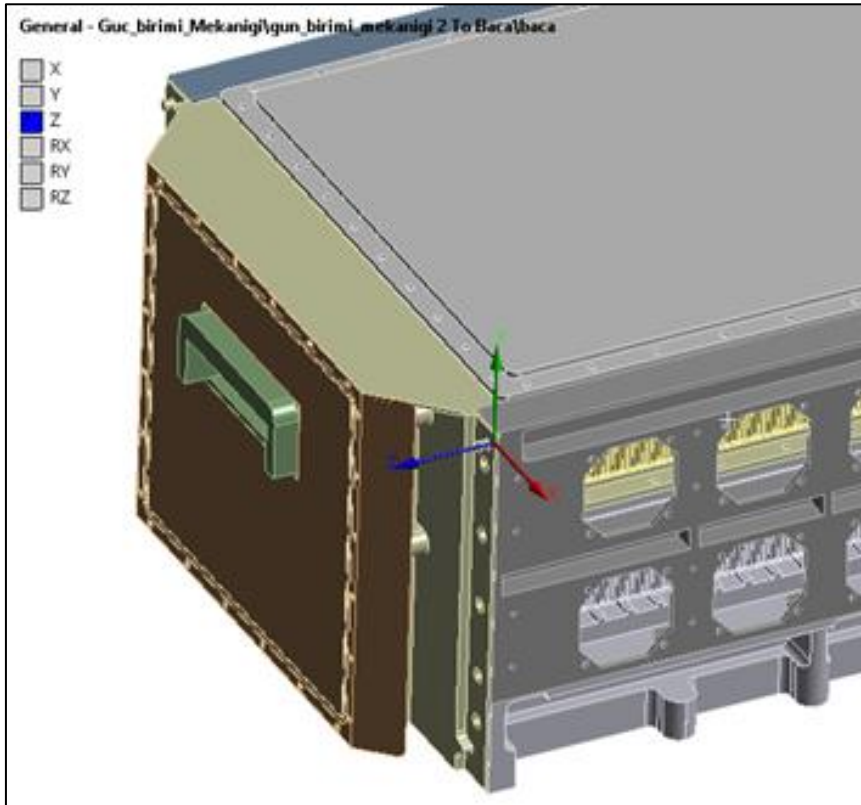
Fanın noktasal kütle olarak özellikleri	
Kütle	0,11 kg
X yönünde kütle atalet momenti	12,8 kg x mm ²
Y yönünde kütle atalet momenti	7,5 kg x mm ²
Z yönünde kütle atalet momenti	7,3 kg x mm ²
Davranış tipi	Deforme olabilir

MEMB montajında kullanılan tüm vida bağlantıları sabit eklem (Şekil 5.27.) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.27. Sabit eklemler

MEMB montajında kullanılan pimlerde (Şekil 5.28.), pim eksenine boyunca serbestlik çizgisel olarak serbestlik, radyal olarak 2 ekseninde de sabitlik (Çizelge 5.7.) tanımlanmıştır.

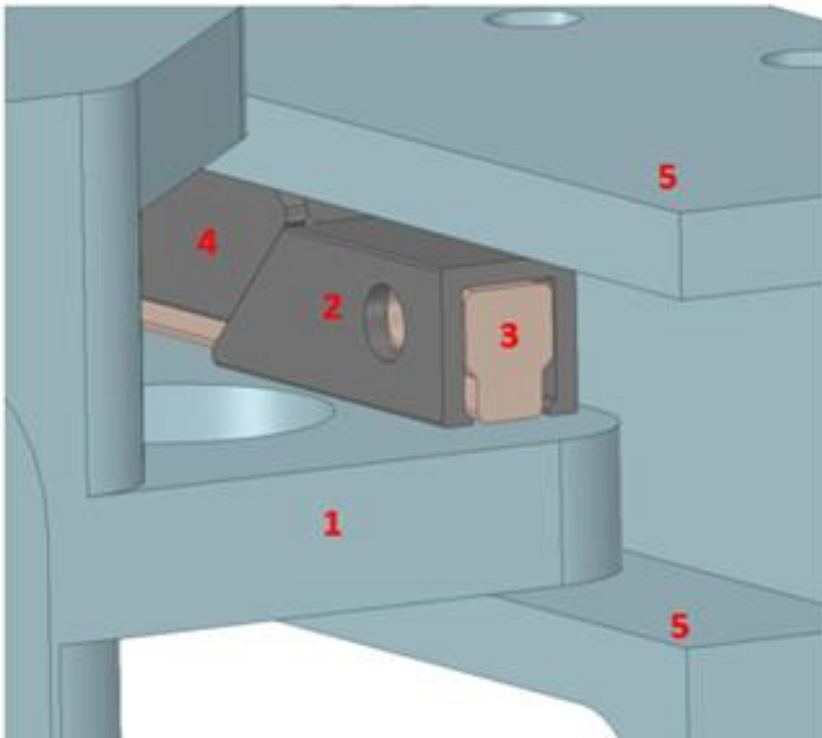


Şekil 5.28. Pim bağlantısı modeli

Çizelge 5.7. Pim bağlantısı özellikleri

Pim bağlantısı özellikleri	
Kütle	0,11 kg
X yönünde doğrusal hareketi	Sabit
Y yönünde doğrusal hareketi	Sabit
Z yönünde doğrusal hareketi	Serbest
Dönüş hareketleri	Tüm yönlerde sabit

Çekmecelerin montajında kullanılan sıkıştırma elemanları iç parçaları ANSYS üzerinde “ayrılmaz kontakt” olarak modellenmiştir. Şekil 5.29.’de 2 ve 3 numaralı parçalar ile 1 numaralı parça arasında “ayrılmaz kontakt” tanımlanmıştır. 4 numaralı parçalar ile 3 numaralı parçanın yan yüzeyleri arasında “ayrılmaz kontakt” tanımlanmıştır. 2 numaralı parçalar ile 3 numaralı parçanın yan yüzeyleri arasında “ayrılmaz kontakt” tanımlanmıştır. 4 ile 5 numaralı parçalar arasında “ayrılmaz kontakt” tanımlanmıştır. 2 ile 4 numaralı parçalar arasında “ayrılmaz kontakt” tanımlanmıştır. 1 ile 5 numaralı parçalar arasında “ayrılmaz kontakt” tanımlanmıştır.



Şekil 5.29. Sıkıştırma parçası kontaktları

Sınır şartlar oluşturulmuştur. Montaj düzenine göre ilgili eklemlere sabit eklem, kayar eklem, ayrılıksız kontakt tanımlamaları yapılmıştır. Zemine bağlantıları modellenmiştir. Sonrasında platform montajına göre eksenleri belirlenerek Mil-Std-810g Tablo 514.6C-IV. Kategori – 4 askeri standartından gelen titreşim profili (Çizelge 5.8.) [46] yük olarak tanımlanmıştır. Burada titreşimin belirli frekans değerlerinde ivme değeri gösterilmektedir. Titreşim yükleri altında yapısal analiz koşturulmuştur.

Çizelge 5.8. Mil-Std-810g Tablo 514.6C-IV. Kategori – 4 titreşim profili

X Yönünde	X Yönünde	Y Yönünde	Y Yönünde	Z Yönünde	Z Yönünde
Frekans [Hz]	G İvmesi [G ² /Hz]	Frekans [Hz]	G İvmesi [G ² /Hz]	Frekans [Hz]	G İvmesi [G ² /Hz]
5	0.2252	5	0.0736	5	0.0521
8	0.5508	6	0.0438	7	0.1046
10	0.0509	7	0.0761	8	0.1495
13	0.0253	13	0.013	13	0.014
15	0.0735	15	0.0335	16	0.0303
17	0.0301	16	0.0137	18	0.02
18	0.0319	21	0.0102	19	0.0342
19	0.0402	23	0.0268	20	0.016
20	0.0366	25	0.009	23	0.0378
43	0.1004	28	0.009	27	0.0079
50	0.0308	30	0.0137	30	0.0208
102	0.074	34	0.0055	32	0.01
109	0.1924	37	0.0081	33	0.0267
117	0.0319	46	0.0039	35	0.0065
138	0.0869	51	0.0068	51	0.004
150	0.0286	55	0.0042	53	0.0081
190	0.0605	106	0.0033	56	0.0035
263	0.0613	108	0.0045	59	0.0066
332	0.0097	111	0.0033	63	0.0037
360	0.0253	148	0.003	65	0.0127
452	0.0053	163	0.0054	73	0.0026
500	0.0045	175	0.0023	93	0.0117
rms = 4.43 g		235	0.0013	109	0.1635

Çizelge 5.8. (devam) Mil-Std-810g Tablo 514.6C-IV. Kategori – 4 titreşim profili

X Yönünde	X Yönünde	Y Yönünde	Y Yönünde	Z Yönünde	Z Yönünde
Frekans [Hz]	G İvmesi [G^2/Hz]	Frekans [Hz]	G İvmesi [G^2/Hz]	Frekans [Hz]	G İvmesi [G^2/Hz]
		262	0.0028	120	0.018
		265	0.0025	132	0.032
		317	0.0016	138	0.0738
		326	0.0057	153	0.0236
		343	0.0009	158	0.0549
		384	0.0018	164	0.0261
		410	0.0008	185	0.0577
		462	0.002	257	0.0062
		500	0.0007	280	0.0032
		rms = 1.30 g		304	0.0068
				323	0.0045
				343	0.0193
				386	0.0014
				444	0.0054
				476	0.0018
				490	0.0046
				500	0.0014
				rms = 2.86 g	

5.5.2. Analiz koşturması

Kütle katılım oranları belirlemek amacı ile modal analiz yapılmıştır. Psd analizlerinde kullanılan tahrik dataları maksimum 500 Hz noktasına ulaşmaktadır ve tahrik giderek düşmektedir. Modal analiz sonuç tablosu incelendiğinde 535 Hz 'e kadar mod şekilleri elde edilmiştir. Her bir mod şeklinin görüldüğü frekans değerindeki kütle katılım oranları belirlenmiştir (Çizelge 5.9.). Kütle katılım oranı yüzdelik bir değerdir ve o frekansta hareket etmeye yatkın kütlenin toplam kütleyle olan oranını vermektedir ve birimsizdir. Kütle katılım oranı %5'in üzerinde olan doğal frekanslar ele alınmıştır.

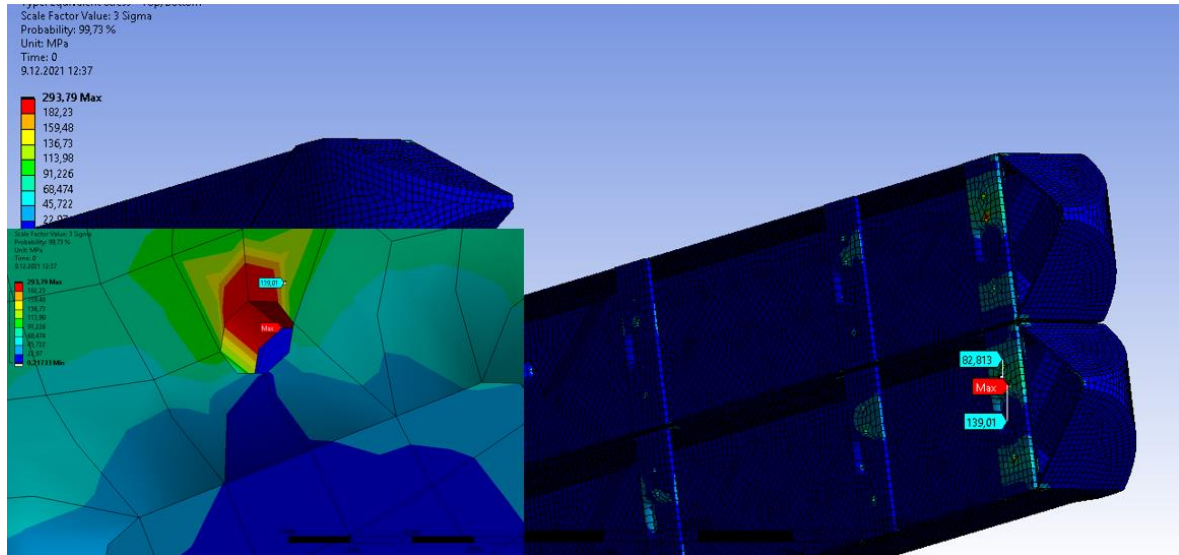
Çizelge 5.9. Mod şekilleri

Mod	Frekans [Hz]	X Yönündeki kütle katılım oranı	Y Yönündeki kütle katılım oranı	Z Yönündeki kütle katılım oranı	Rotasyonel X Yönündeki kütle katılım oranı	Rotasyonel Y Yönündeki kütle katılım oranı	Rotasyonel Z Yönündeki kütle katılım oranı
1	91.11	2.22E-05	1.87E-06	5.73E-02	8.83E-05	4.98E-02	3.33E-07
2	106.61	4.67E-09	8.66E-08	1.57E-02	8.76E-05	1.38E-02	8.22E-08
3	115.04	0.48096	2.66E-05	3.95E-05	3.07E-05	4.06E-02	1.41E-02
4	116.53	1.32E-04	1.39E-04	1.91E-02	4.29E-04	1.77E-02	7.63E-05
5	116.76	2.42E-04	1.61E-05	5.42E-03	7.44E-05	5.43E-03	5.86E-07
6	124.89	8.30E-05	5.36E-05	3.71E-03	2.49E-03	3.47E-03	7.16E-05
7	137.17	6.41E-06	4.27E-02	4.38E-05	2.50E-02	2.90E-05	3.71E-02
8	148.96	3.22E-06	1.07E-04	8.18E-03	9.92E-03	7.16E-03	1.14E-04
9	156.36	8.15E-05	0.62904	4.91E-03	0.44911	4.00E-03	0.53859
10	158.42	2.12E-08	2.93E-04	1.38E-05	3.60E-03	1.15E-05	2.51E-04
22	240.39	3.73E-04	2.37E-03	4.69E-05	1.08E-03	4.16E-06	1.92E-03
23	241.02	6.12E-05	1.82E-05	0.21909	5.05E-04	0.22768	4.53E-04
24	242.85	3.27E-05	4.90E-04	4.40E-04	9.72E-06	4.24E-04	4.13E-04
25	246.83	1.41E-03	1.94E-06	4.30E-05	1.62E-05	1.16E-04	1.46E-05
26	247.04	1.79E-06	8.13E-07	2.15E-03	7.78E-06	1.86E-03	1.78E-06
27	249.35	2.31E-05	3.52E-03	5.18E-02	2.07E-06	4.57E-02	6.02E-03
28	250.05	6.88E-04	4.86E-05	1.31E-03	1.18E-04	3.11E-03	2.17E-05
37	279.26	3.47E-04	3.26E-05	2.09E-04	2.37E-04	2.64E-04	1.31E-06
38	293.04	6.86E-03	3.59E-03	0.149	4.18E-03	9.38E-02	5.31E-03
39	296.31	1.37E-03	3.73E-04	5.37E-04	1.83E-03	2.79E-04	8.54E-04
51	347.16	2.75E-05	7.38E-03	9.04E-03	4.19E-03	1.15E-02	1.86E-03
52	353.49	9.50E-02	7.37E-04	1.53E-03	1.46E-03	1.19E-02	2.76E-04
53	356.56	4.34E-05	1.47E-04	4.69E-05	4.18E-05	4.68E-05	4.82E-06
77	413.47	2.39E-08	3.05E-06	3.29E-05	5.42E-05	1.24E-06	1.98E-05
78	420.34	5.34E-02	5.93E-05	5.11E-05	4.80E-03	4.06E-04	2.23E-02
79	431.93	7.14E-04	2.31E-04	8.23E-05	1.19E-02	1.70E-04	1.01E-03
88	466.30	6.75E-05	1.53E-06	2.78E-06	4.48E-04	2.34E-06	3.75E-05
89	470.51	8.10E-05	3.46E-04	7.11E-04	0.18566	8.40E-04	2.46E-04
90	481.89	1.02E-04	6.25E-05	4.63E-04	8.22E-03	9.96E-04	2.71E-04
150	535.79	1.48E-06	2.57E-05	8.35E-06	4.97E-07	1.15E-05	2.74E-05
Toplam Kütle Katılım Oranı[%]	78.46%	76.46%	71.72%	76.44%	70.90%	75.17%	

İşaretlenmiş kütle katılım oranlardaki frekanslarda oluşan eşdeğer gerilmelere bakılmıştır. X,Y ve Z eksenlerinde oluşan eşdeğer gerilmeleri incelenmiştir.

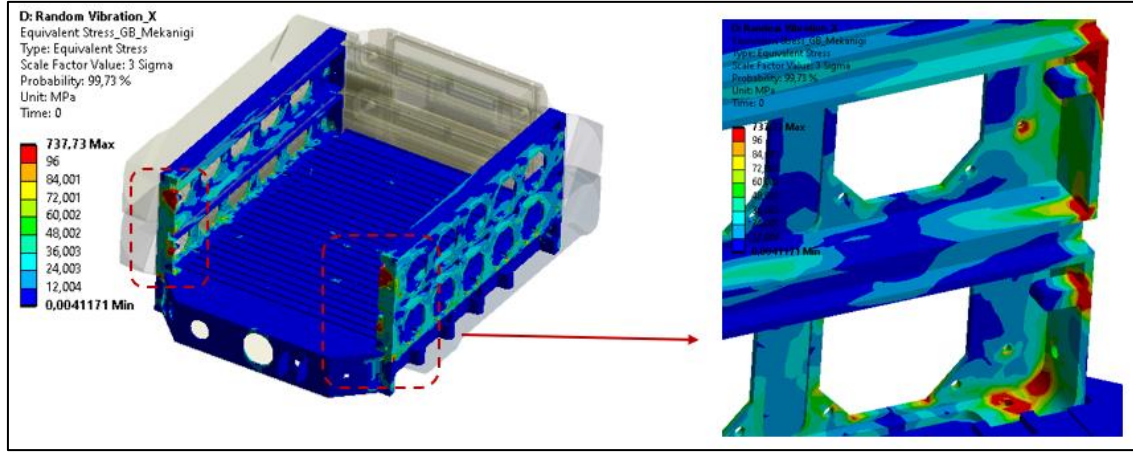
5.5.3. Rastsal titreşim sonuçları x yönünde inceleme

Yan koruma parçalarında sabit eklem tanımlanan bağlantı bölgelerinde sonsuz ömür limitinin üzerinde gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen gerilme değerleri 139 MPa ve 82 MPa olup, akma dayanımının altında böylece sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır (Şekil 5.30.).

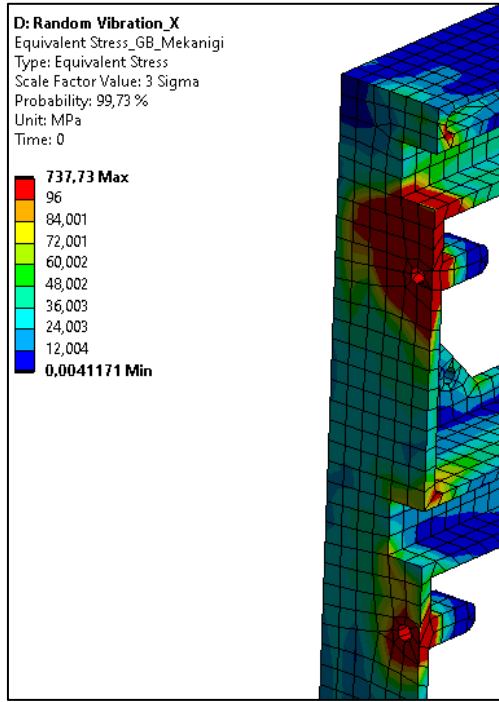


Şekil 5.30. Yan koruma parçaları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Çekmece raflarında sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 737 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.31. ve Şekil 5.32.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Çekmece rafları bağlantıları” olarak adlandırılan bu bölgede iyileştirme yapılması gerekmektedir. İlerleyen bölümlerde iyileştirme çalışmaları anlatılacaktır.

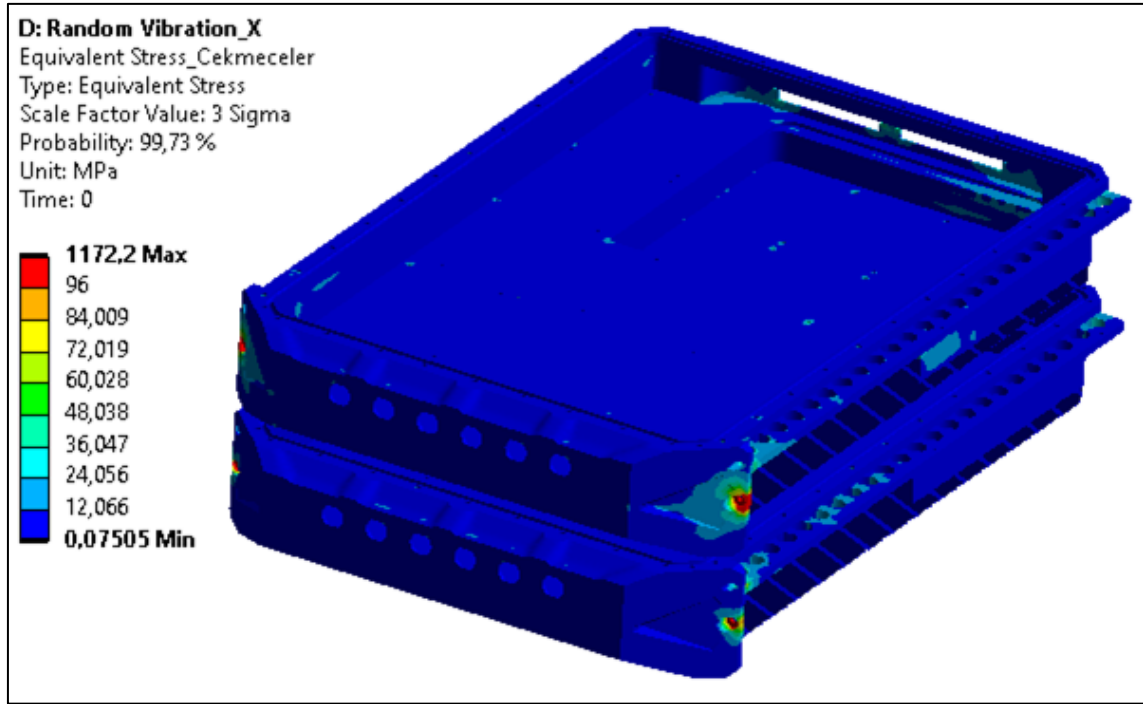


Şekil 5.31. Çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

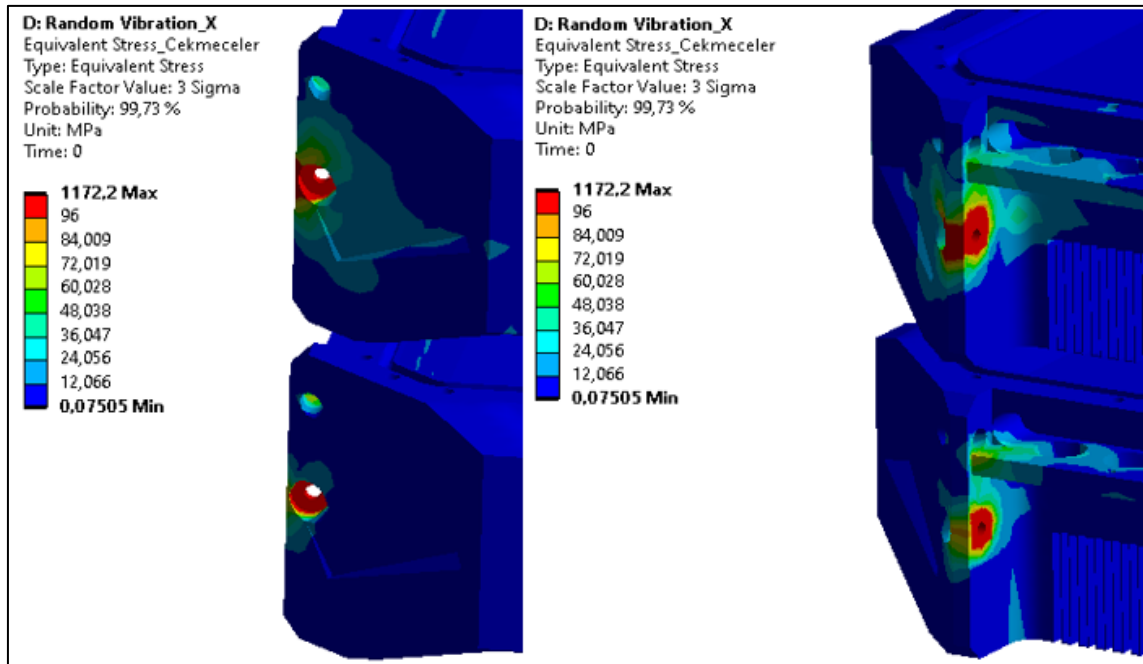


Şekil 5.32. Çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

Sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 1172 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.33. ve Şekil 5.34.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Çekmece bağlantıları” olarak adlandırılan bu bölgede iyileştirme yapılması gerekmektedir. İlerleyen bölümlerde iyileştirme çalışmaları anlatılacaktır.

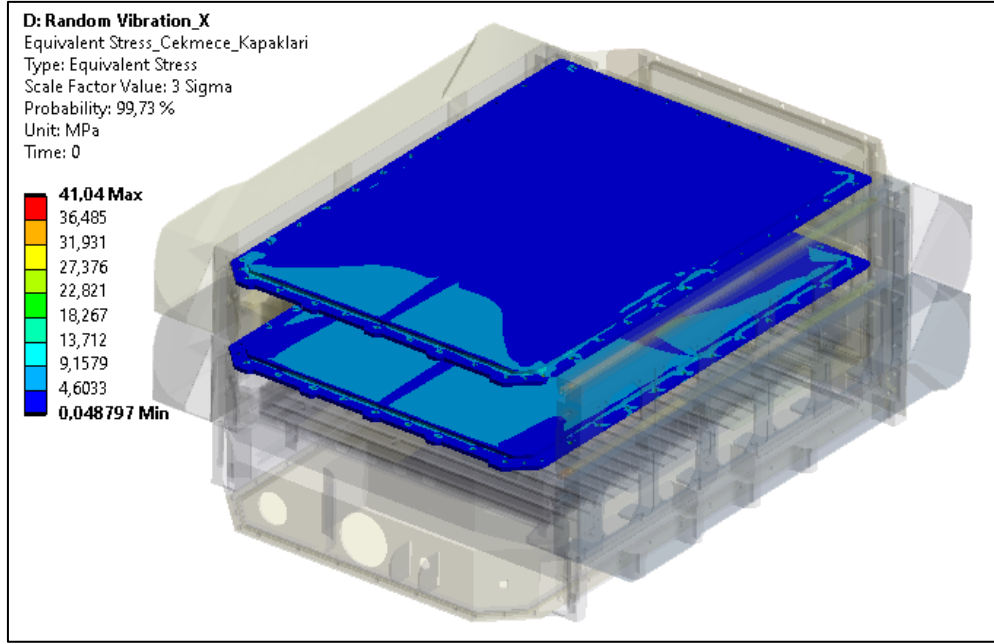


Şekil 5.33. Çekmece bağlantıları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler



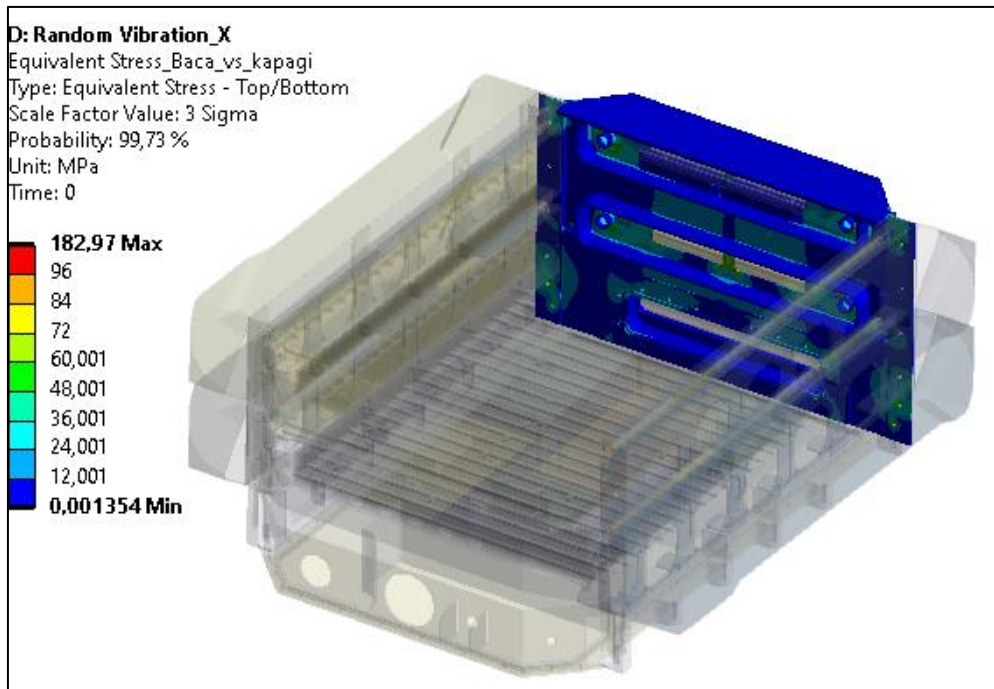
Şekil 5.34. Çekmece bağlantıları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

Çekmece kapaklarında sonsuz ömür limiti altında 41 MPa'lık gerilme akma dayanımının altında hesaplanmıştır (Şekil 5.35.).

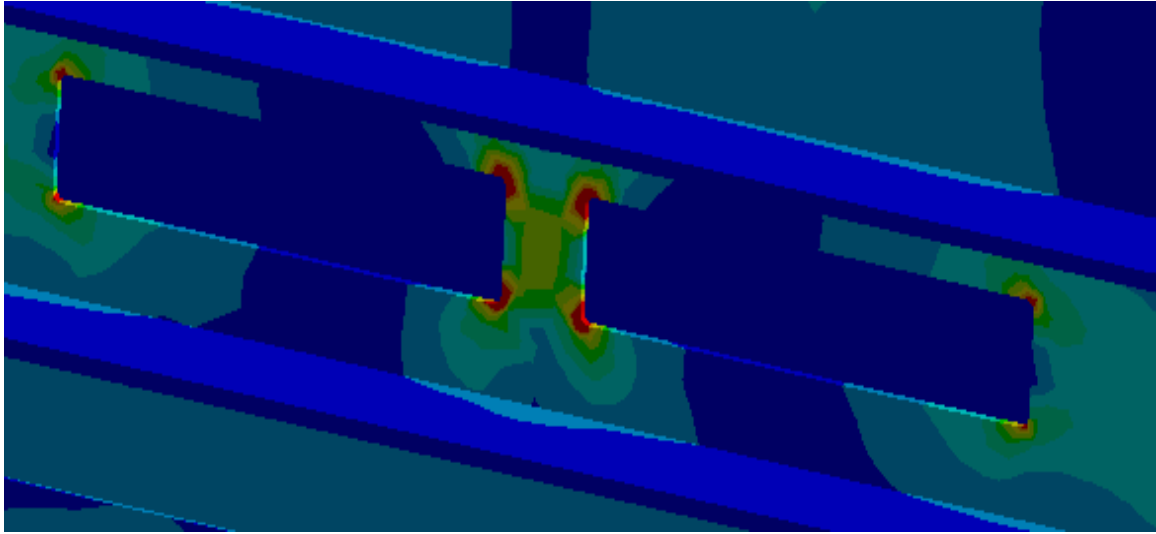


Şekil 5.35. Çekmece kapakları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Arka Gövde parçasında köşe bölgelerde sonsuz ömür limitinin üzerinde lokal gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen akma dayanımının altındaki 182 MPa'lık gerilme değeri sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır (Şekil 5.36. ve Şekil 5.37.).

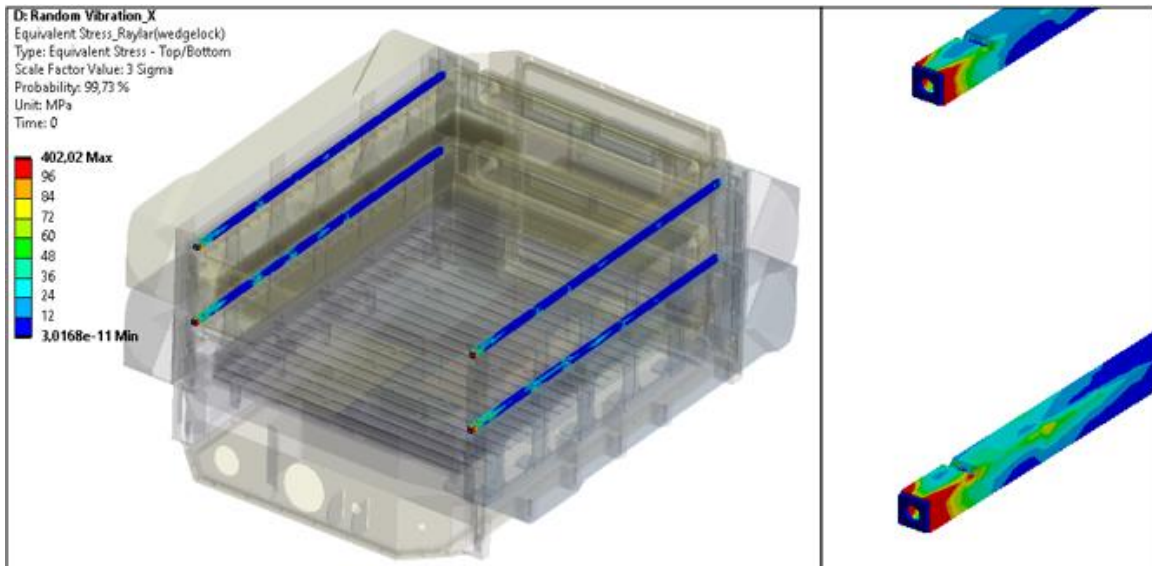


Şekil 5.36. Arka gövde x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler



Şekil 5.37. Arka gövde x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

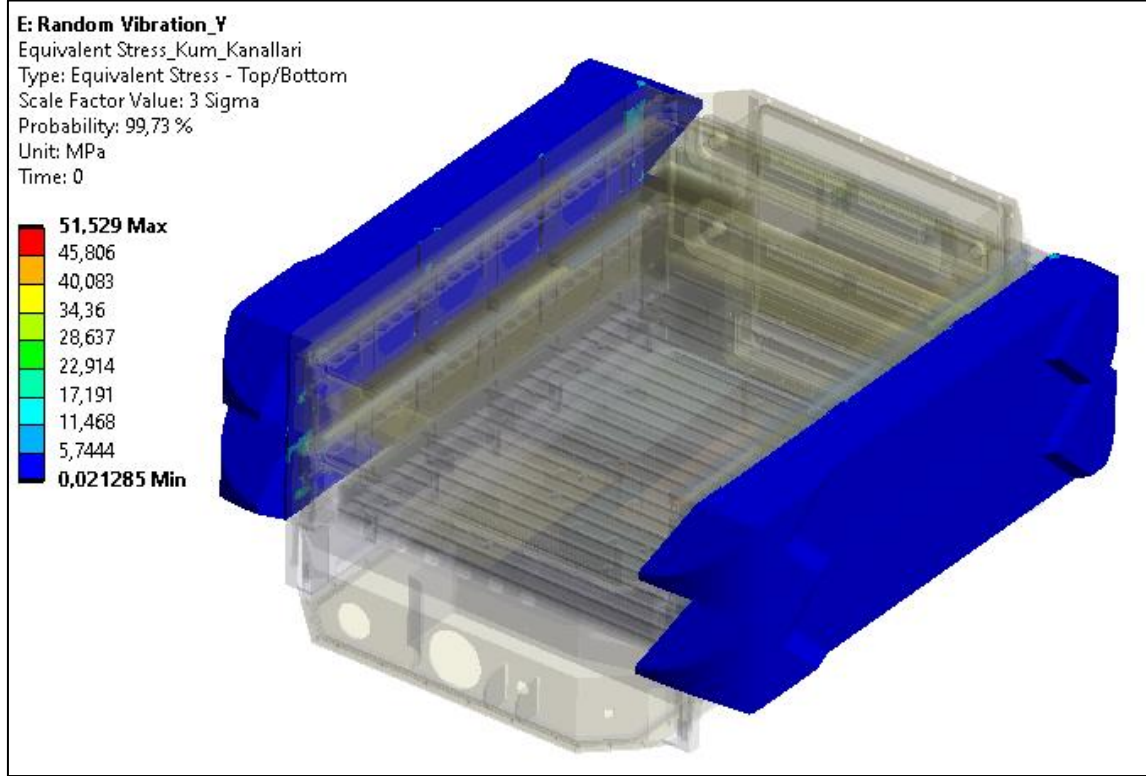
Sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 1172 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır. Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir (Şekil 5.38.). “Çekmece sıkıştırma elemanları” olarak adlandırılan bu parçada iyileştirme yapılması gerekmektedir. İlerleyen bölümlerde iyileştirme çalışmaları anlatılacaktır.



Şekil 5.38. Çekmece sıkıştırma elemanları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri

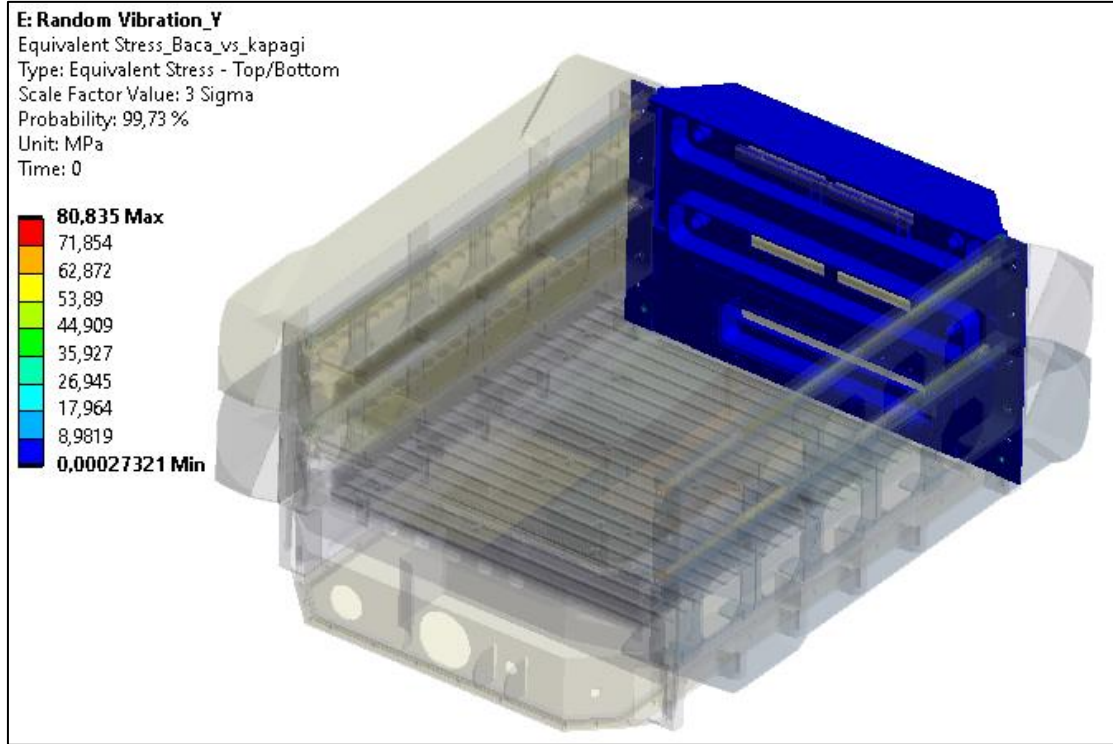
5.5.4. Rastsal titreşim sonuçları y yönünde inceleme

Yan koruma parçalarında sonsuz ömür limiti altında 51 MPa olan gerilme akma dayanımının altında olarak hesaplanmıştır (Şekil 5.39.).



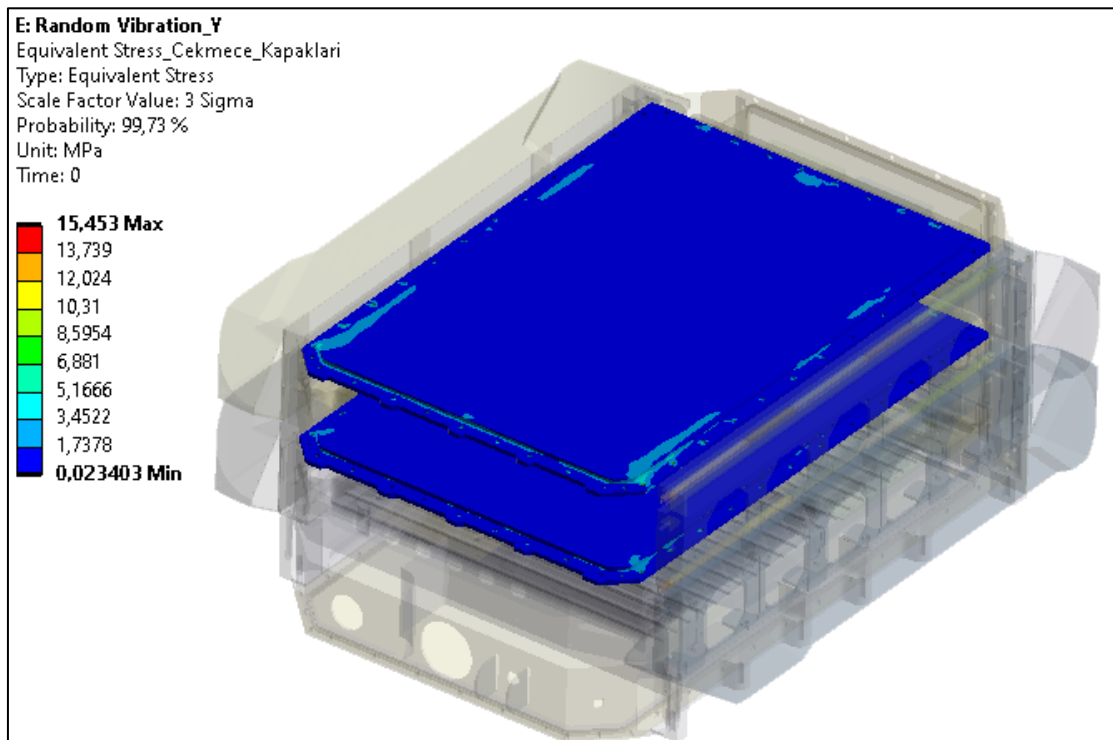
Şekil 5.39. Yan koruma parçalarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Arka gövde parçasında sonsuz ömür limiti altında ve akma dayanımının altında 80 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.40.).



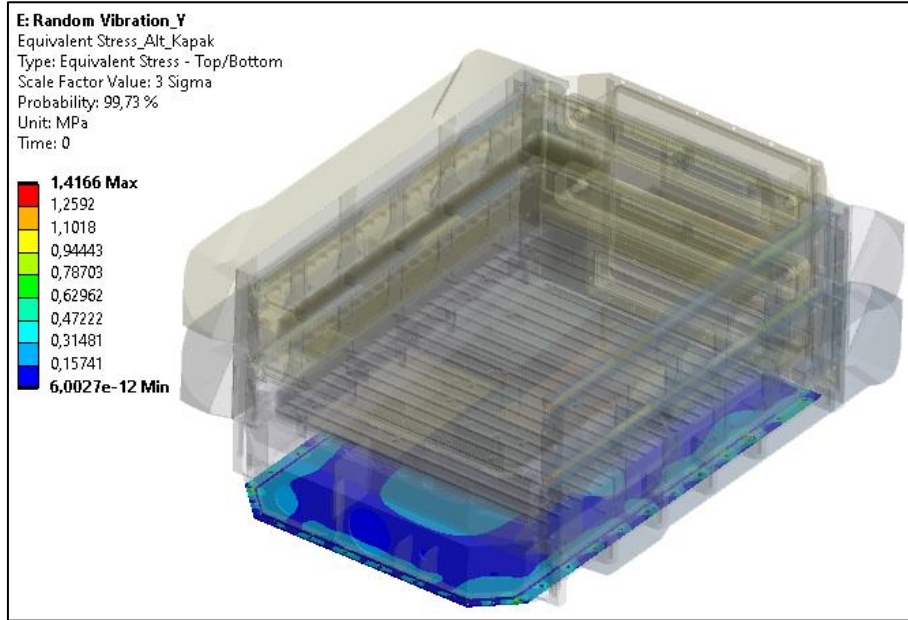
Şekil 5.40. Arka gövde parçasında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Çekmece kapaklarında sonsuz ömür limiti altında ve akma dayanımının altında 15 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.41.).



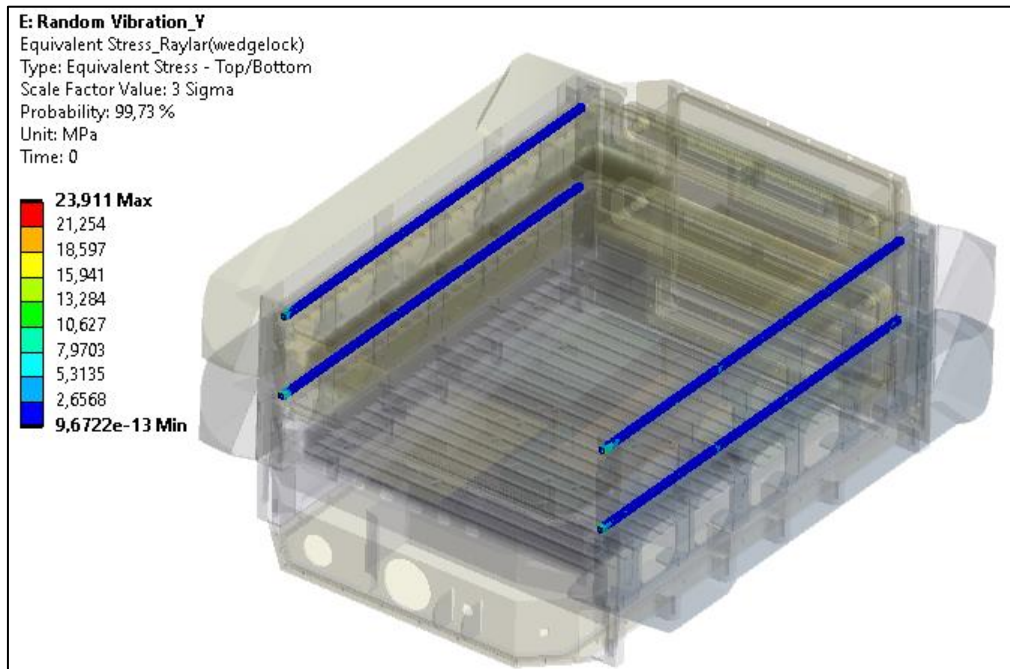
Şekil 5.41. Çekmece kapaklarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Alt gövde kapağında sonsuz ömür limiti altında ve akma dayanımının altında 1,4 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.42.).



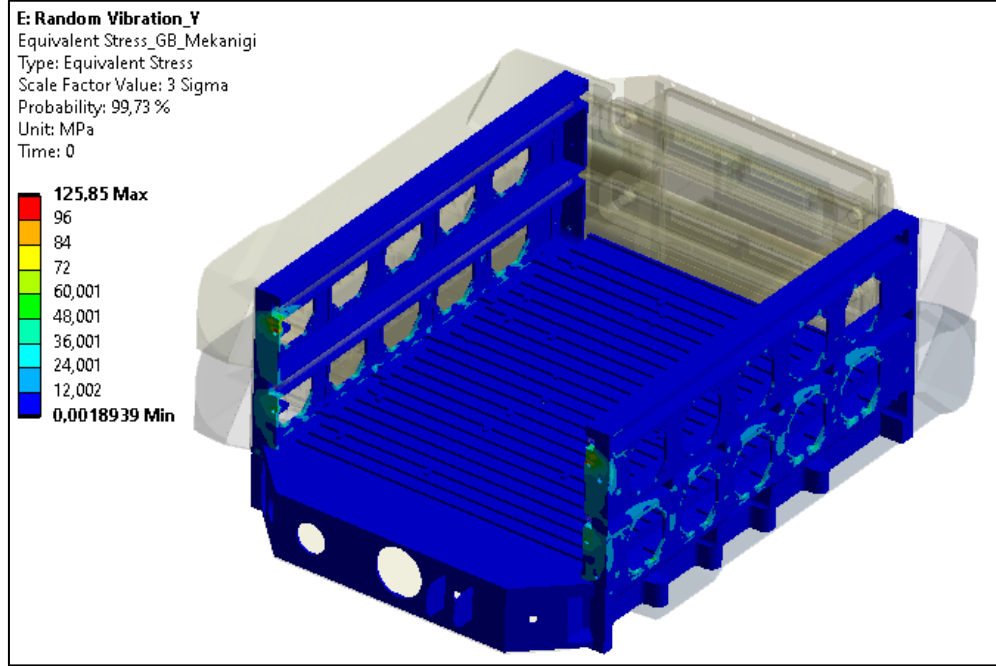
Şekil 5.42. Alt gövde kapağında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Çekmece sıkıştırma elemanlarında sonsuz ömür limiti altında 23 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.43.).

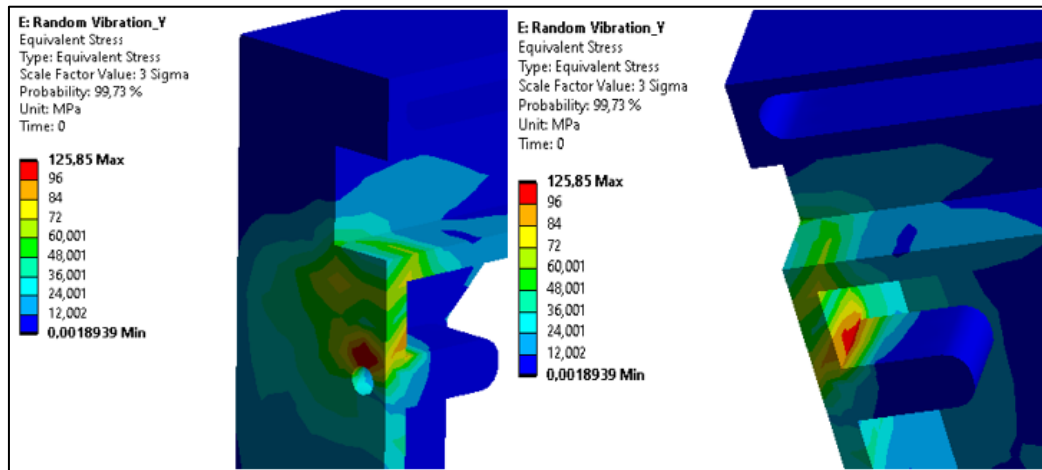


Şekil 5.43. Çekmece sıkıştırma elemanlarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Çekmece raflarında sabit eklem bağlantı bölgelerinde sonsuz ömür limitinin üzerinde lokal gerilme değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.44. ve Şekil 5.45.). Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen 96 MPa'lık gerilme değerleri akma dayanımının ve sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



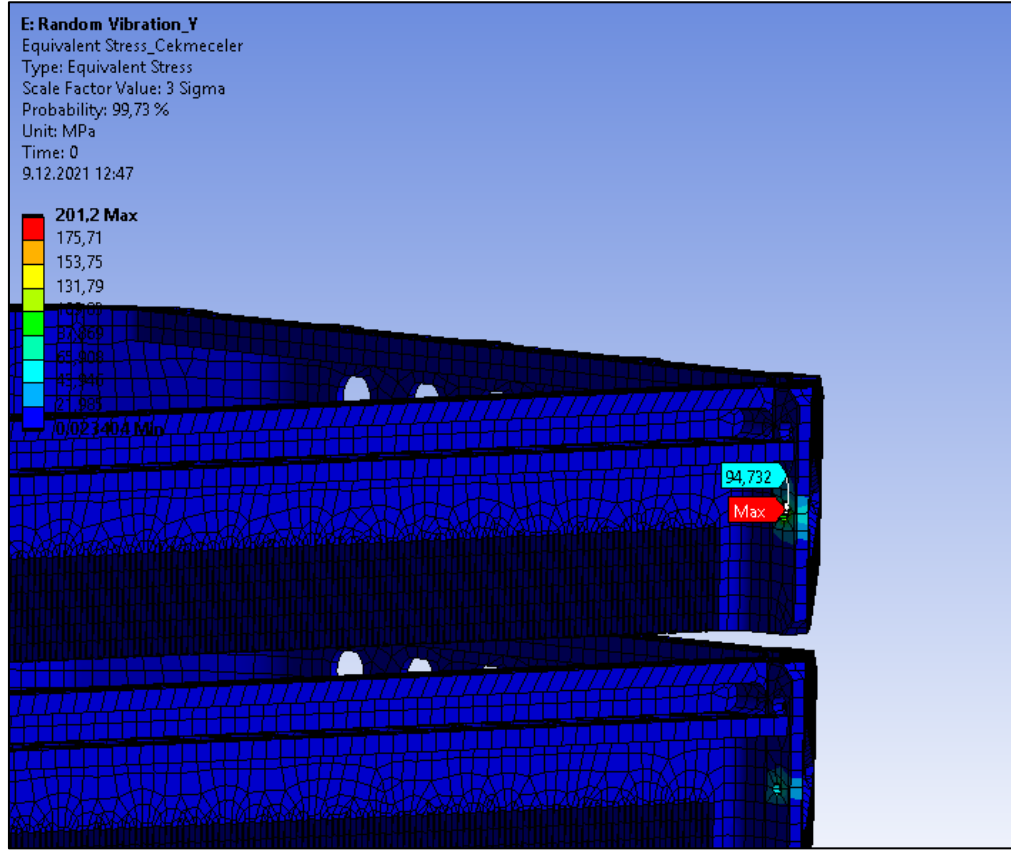
Şekil 5.44. Çekmece raflarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler



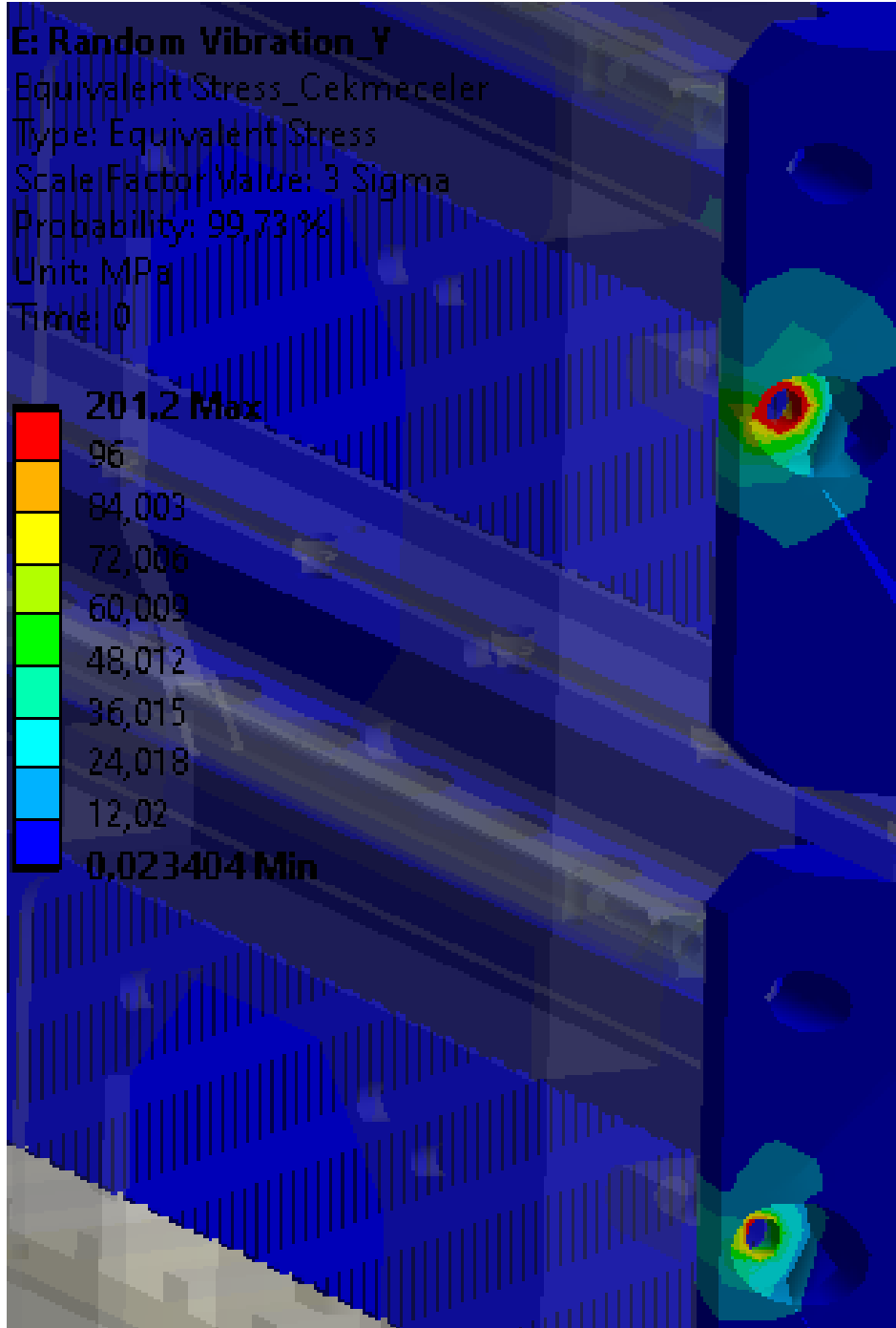
Şekil 5.45. Çekmece raflarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

ekmece bağlantılarında sabit eklem bağlantı bölgelerinde sonsuz ömür limitinin üzerinde lokal gerilme değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.46. ve Şekil 5.47.). Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde

edilen 94 MPa'lık gerilme değeri akma dayanımının ve sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



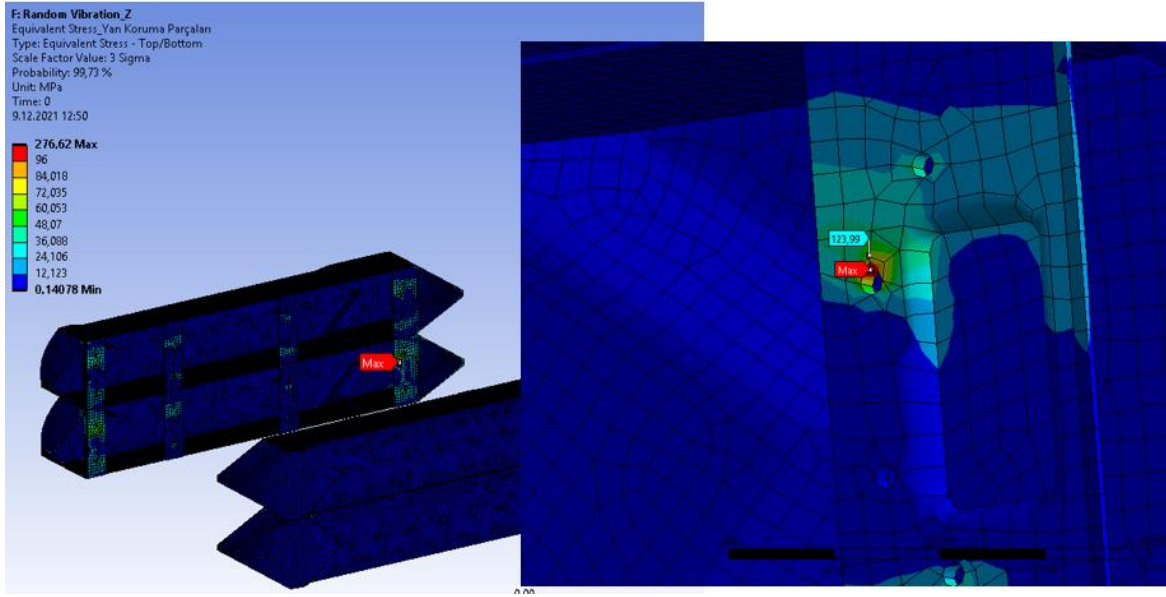
Şekil 5.46. Çekmece bağlantılarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler



Şekil 5.47. Çekmece bağlantılarında y yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler yakın görüntüsü

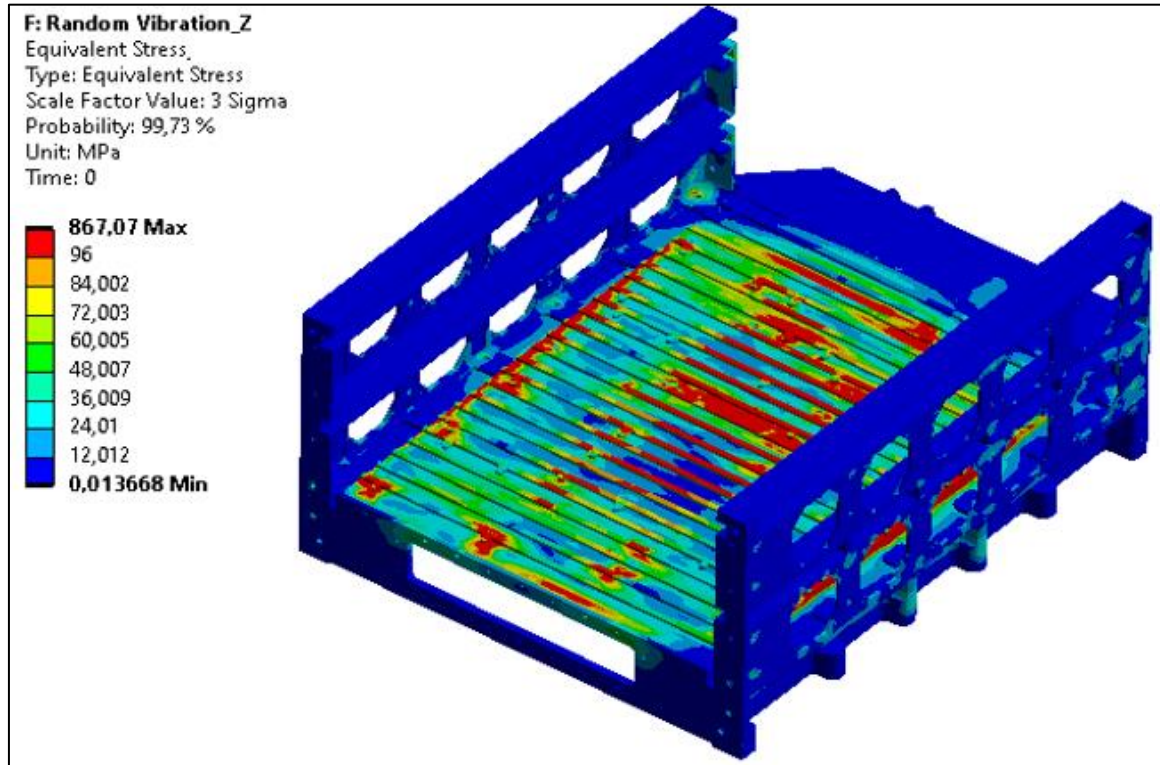
5.5.5. Rastsal titreşim sonuçları z yönünde inceleme

Yan koruma parçalarında sabit eklem bağlantı bölgelerinde sonsuz ömür limitinin üzerinde lokal gerilme değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.48.). Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen 123 MPa'lık gerilme değeri sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.

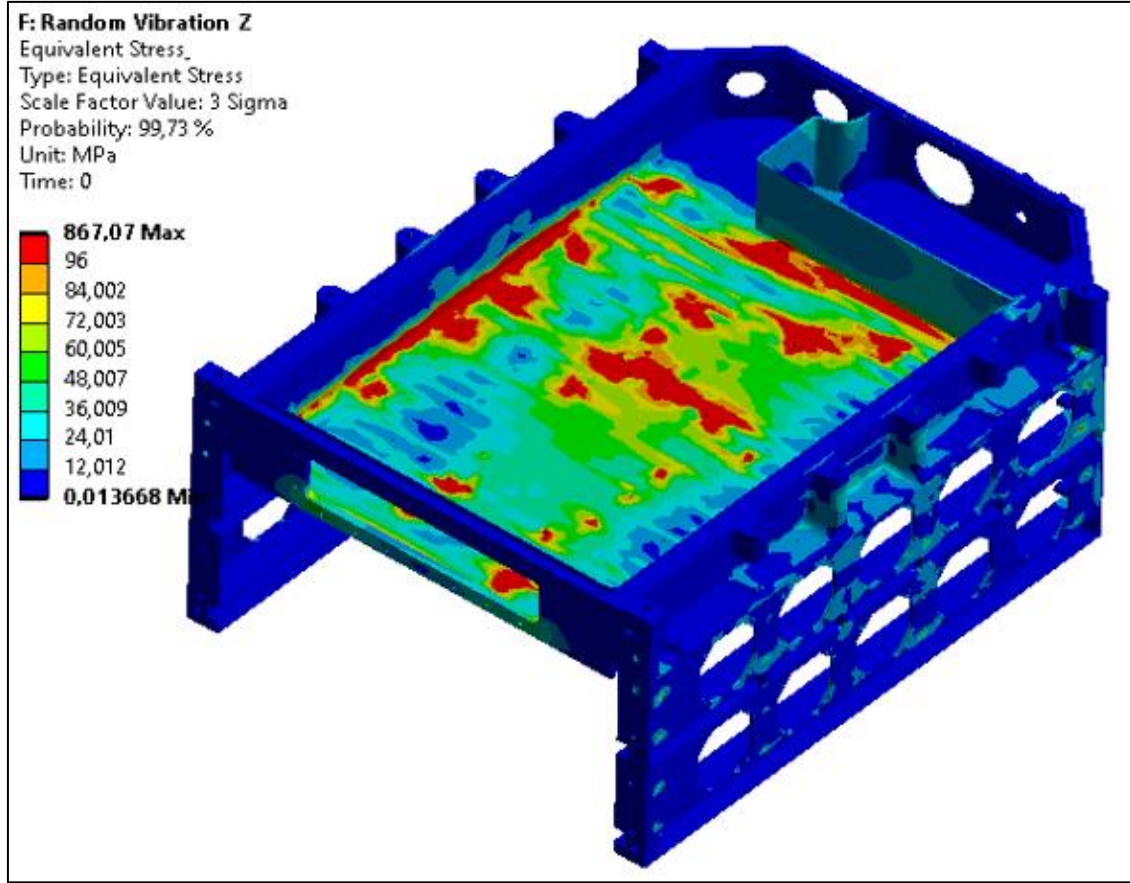


Şekil 5.48. Yan koruma parçalarında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 867 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.49. ve Şekil 5.50.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Alt gövde tavanı” olarak adlandırılan bu parçada iyileştirme yapılması gerekmektedir. İlerleyen bölümlerde iyileştirme çalışmaları anlatılacaktır.

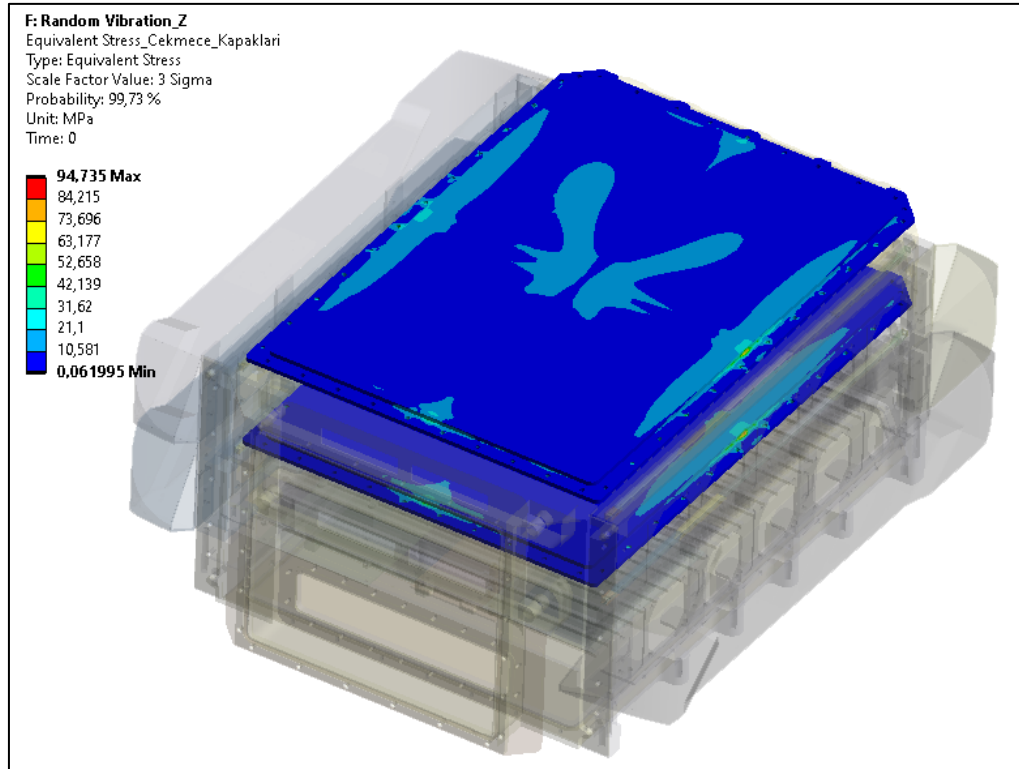


Şekil 5.49. Alt gövde kat tavanı z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri üst görünüş



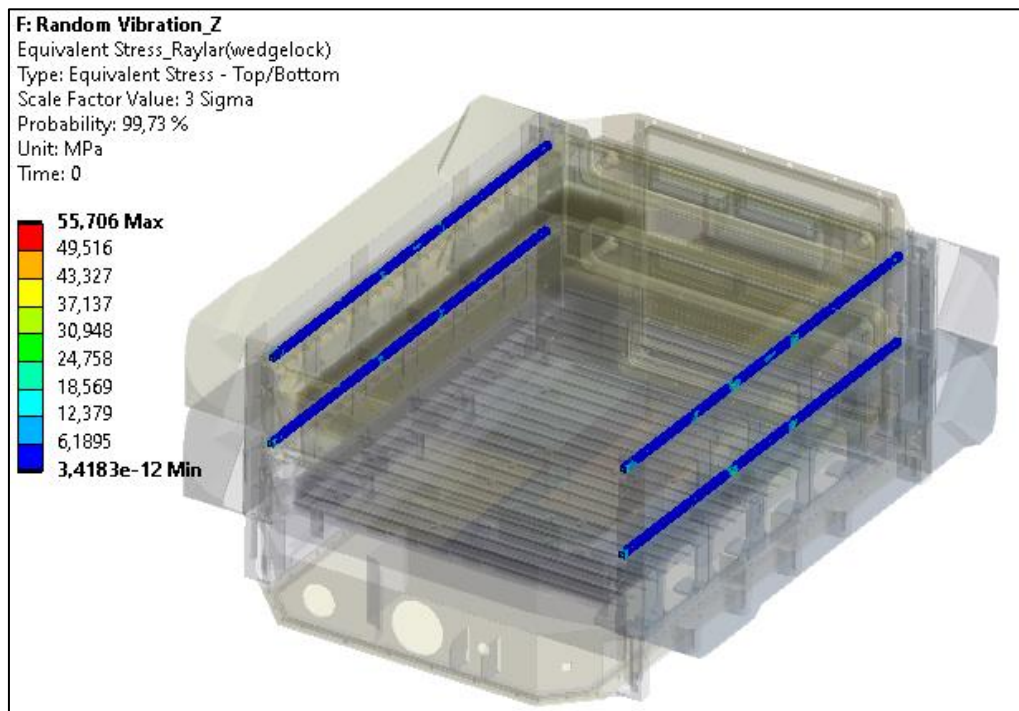
Şekil 5.50. Alt gövde tavanı z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri alt görünüş

Çekmece kapaklarında sonsuz ömür limitinin akma dayanımının altında 94 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.51.).



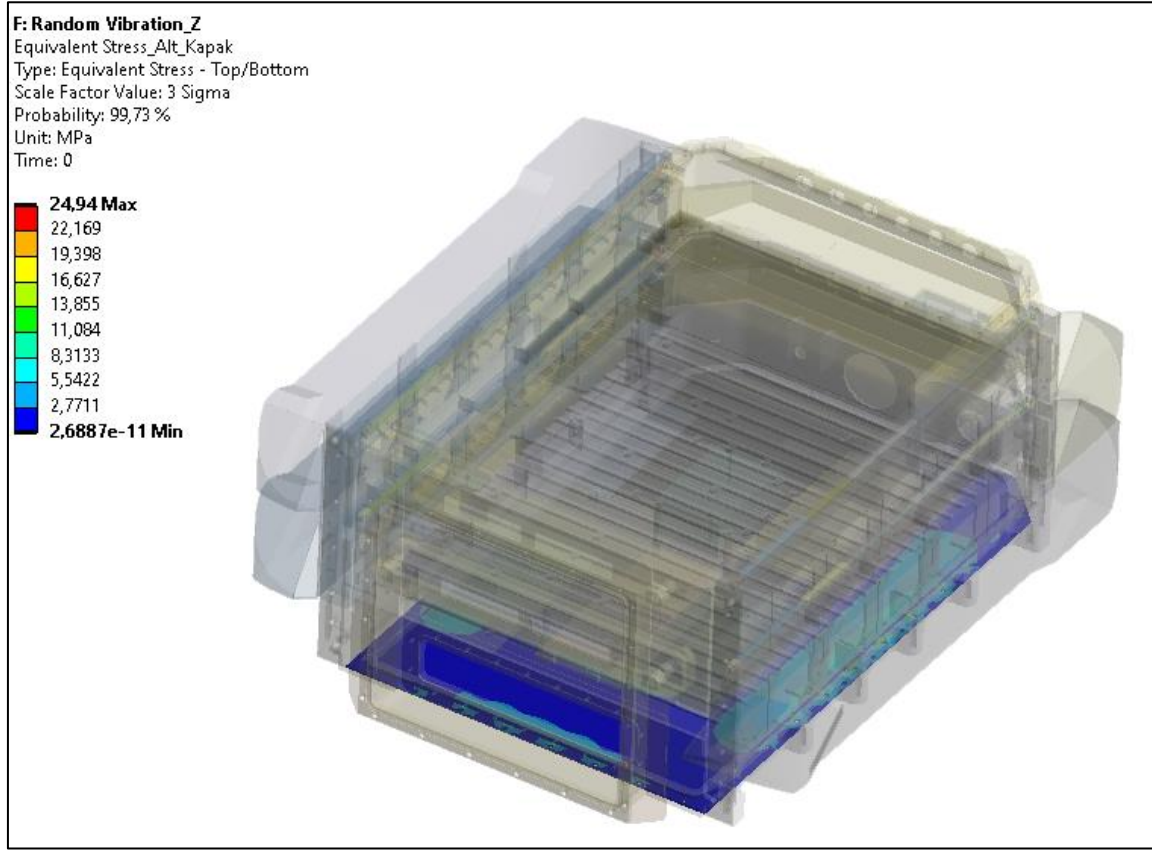
Şekil 5.51. Çekmece kapaklarında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Çekmece sıkıştırma elemanlarında sonsuz ömür limiti ve akma dayanımı altında 55 MPa'lık akma dayanımının altında gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.52.).



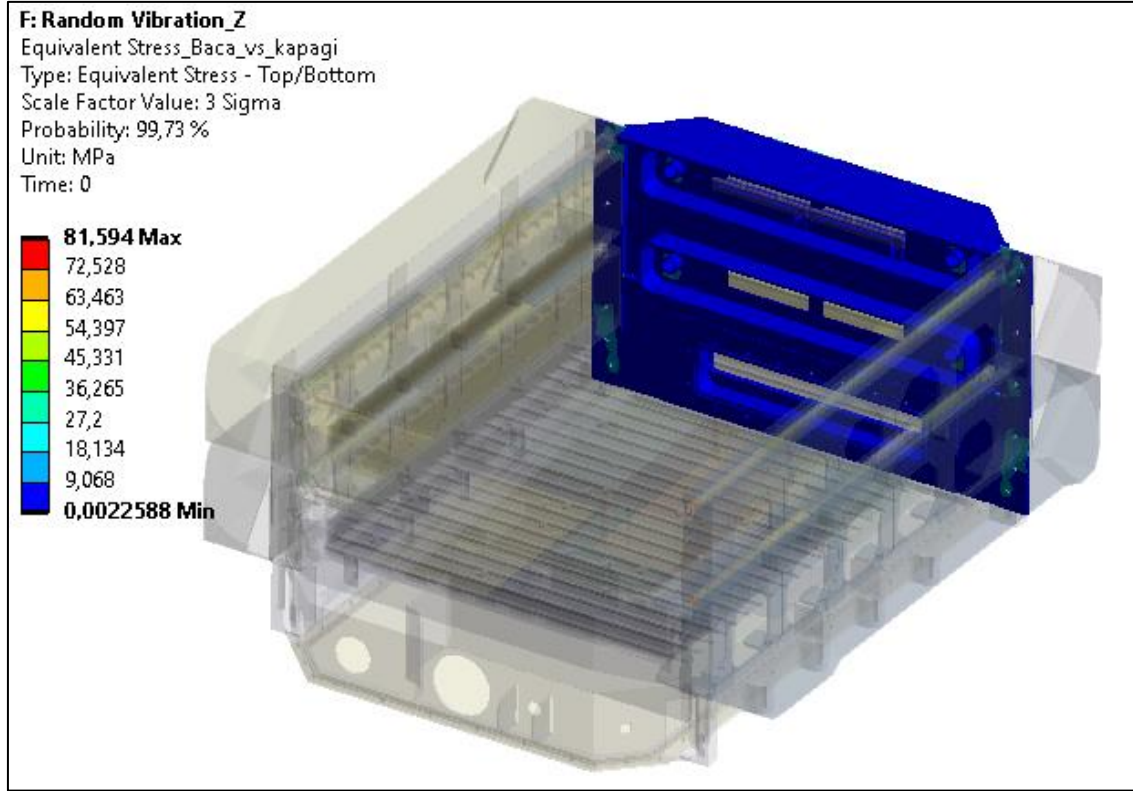
Şekil 5.52. Çekmece sıkıştırma elemanlarında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Alt gövde kapağında sonsuz ömür limiti ve akma dayanımı altında 24 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.53.).



Şekil 5.53. Alt gövde kapağında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

Arka gövde parçasında sonsuz ömür limiti ve akma dayanımı altında 81 MPa'lık gerilme hesaplanmıştır (Şekil 5.54.).



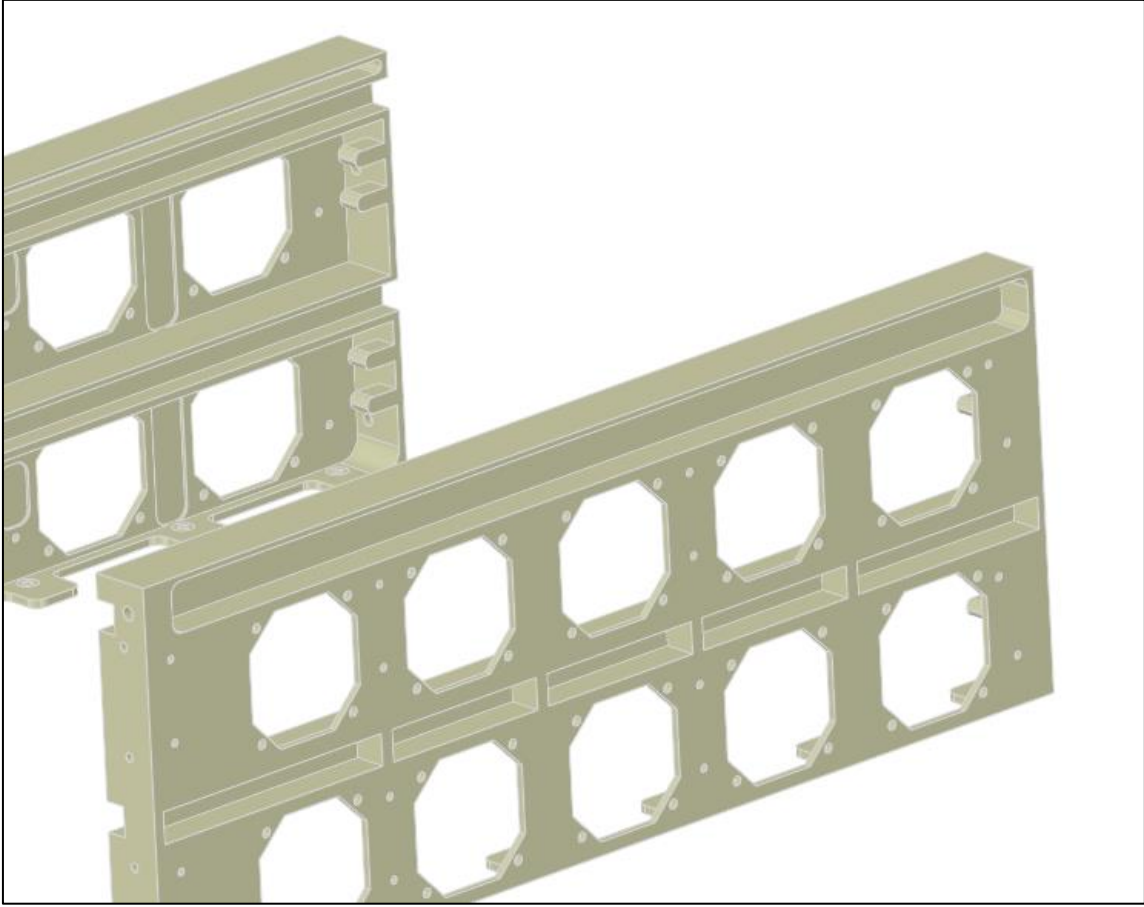
Şekil 5.54. Arka gövde parçasında z yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeler

5.6. Problemlili Bölgelemlerini İyileştirilmesi – 1. Aşama

Bir önceki bölümde tespit edilen problemlili bölgelemlerini dayanımını artırmak amacıyla mekanik iyileştirmeler yapılmıştır. Bu iyileştirmeler sonrası aynı model kurgusu ile çözüm yapılmıştır.

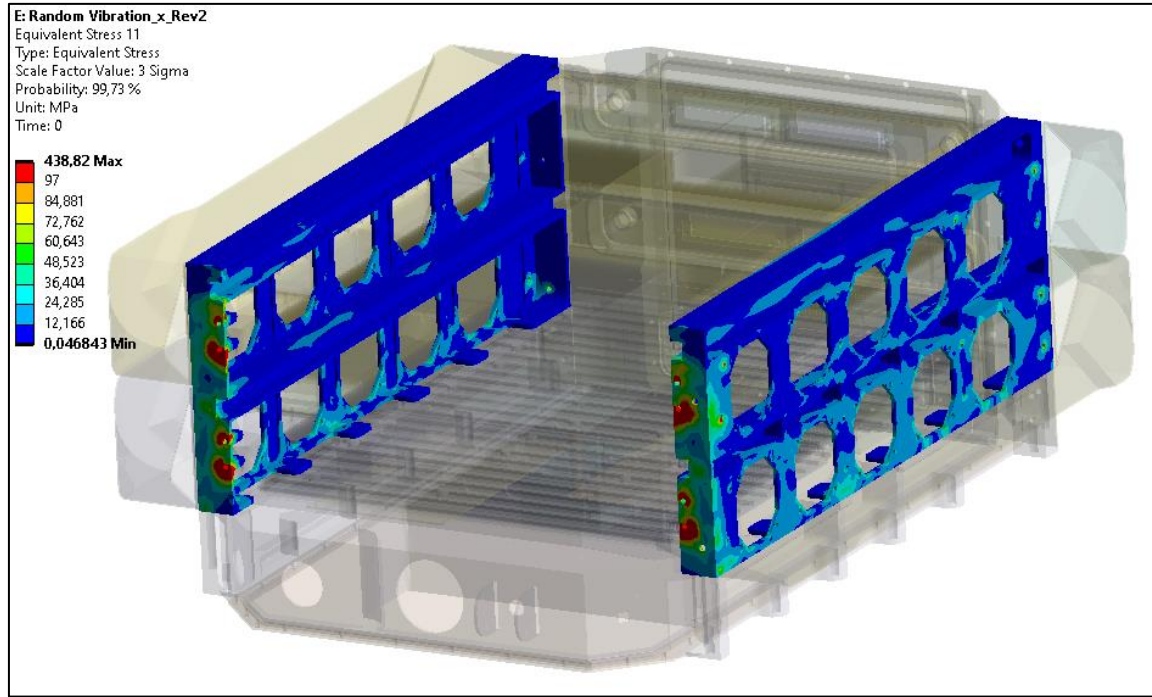
5.6.1. Çekmece rafları bağlantıları, çekmece bağlantıları bölgelemleri ve çekmece sıkıştırma elemanlarında iyileştirmeler ve sonuçları

X yönünde yüklenme durumunda çekmecelerin sürüldüğü ve bağlandığı dikmelerde, çekmecelerin tutturulduğı deliklerde sonsuz ömür limiti üzerinde yayılı gerilmeler görülmüştür. Burada dayanımı artırmak için çekmece bağlantı vida delikleri sayısı 2 katına çıkarılmıştır (Şekil 5.55.). Bu yeni delikler de diğlerleri gibi sabit eklem olarak modellenmiştir.

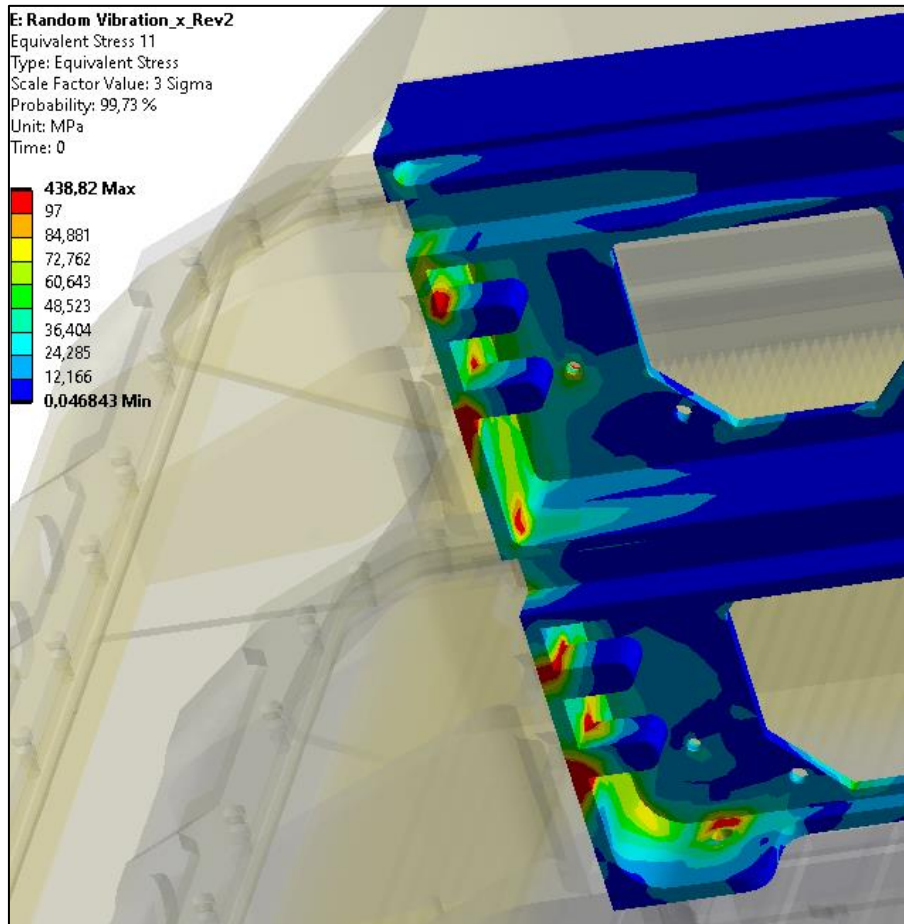


Şekil 5.55. Çekmece rafları 1. aşama iyileştirme görüntüsü

X yönünde yüklenme durumunda sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 438 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.56. Şekil 5.57.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Çekmece rafları bağlantıları” olarak adlandırılan bu bölgede ek bir iyileştirme yapılması gerekmektedir.

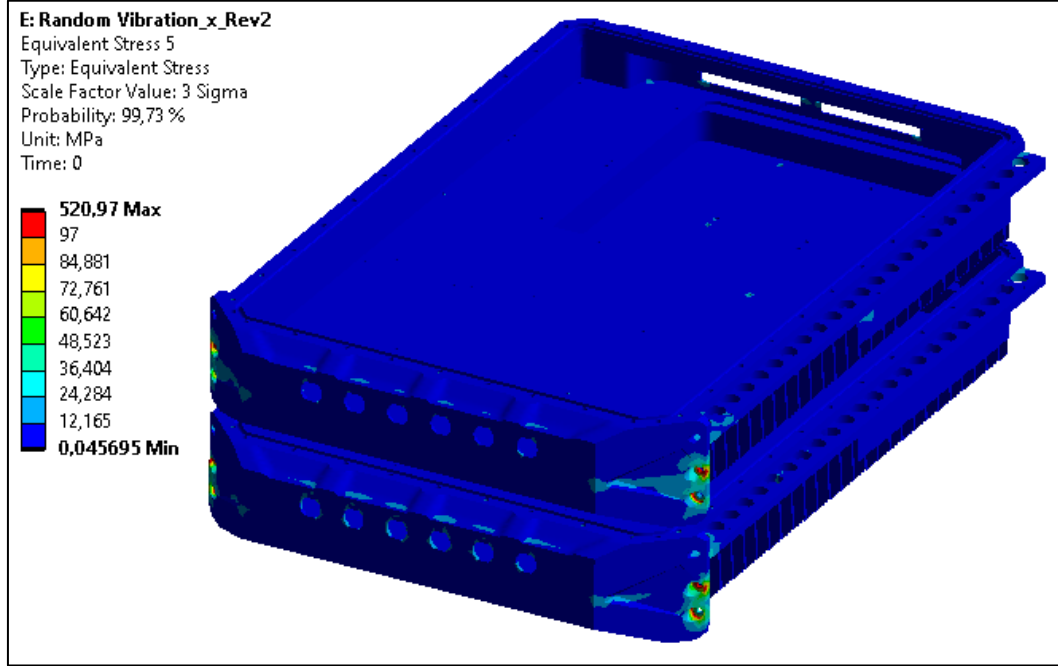


Şekil 5.56. 1. iyileştirme sonucu çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri

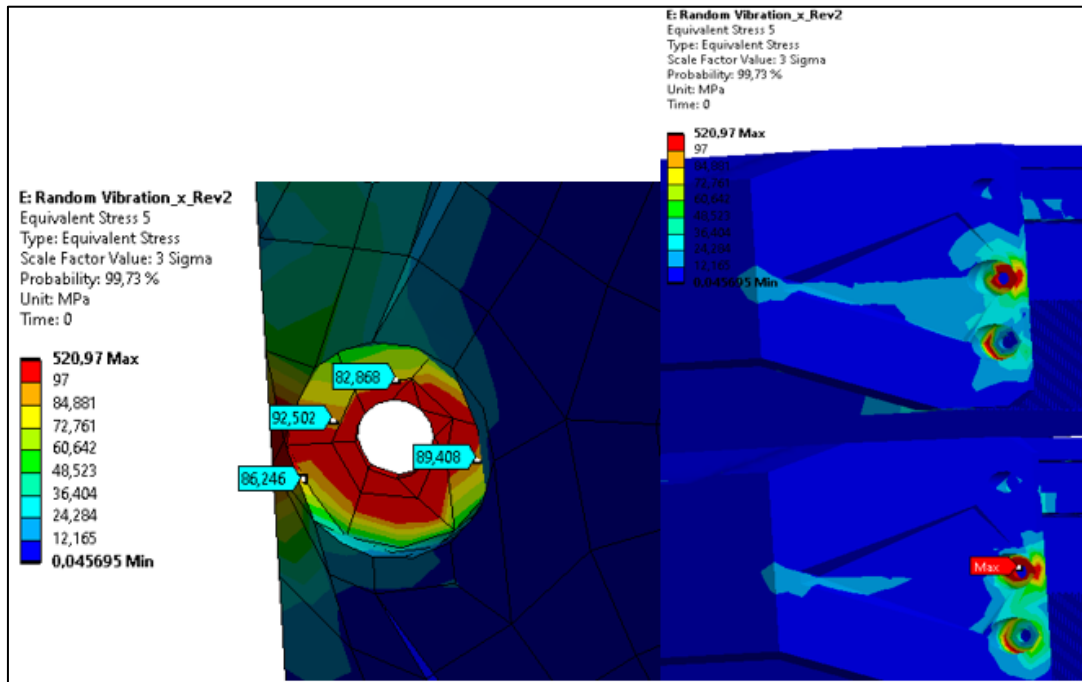


Şekil 5.57. 1. iyileştirme sonucu çekmece rafları x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri yakın görüntüsü

X yönünde yüklenme durumunda sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 520 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.58. Şekil 5.59.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Çekmece bağlantıları” olarak adlandırılan bu bölgede ek bir iyileştirme yapılması gerekmektedir.

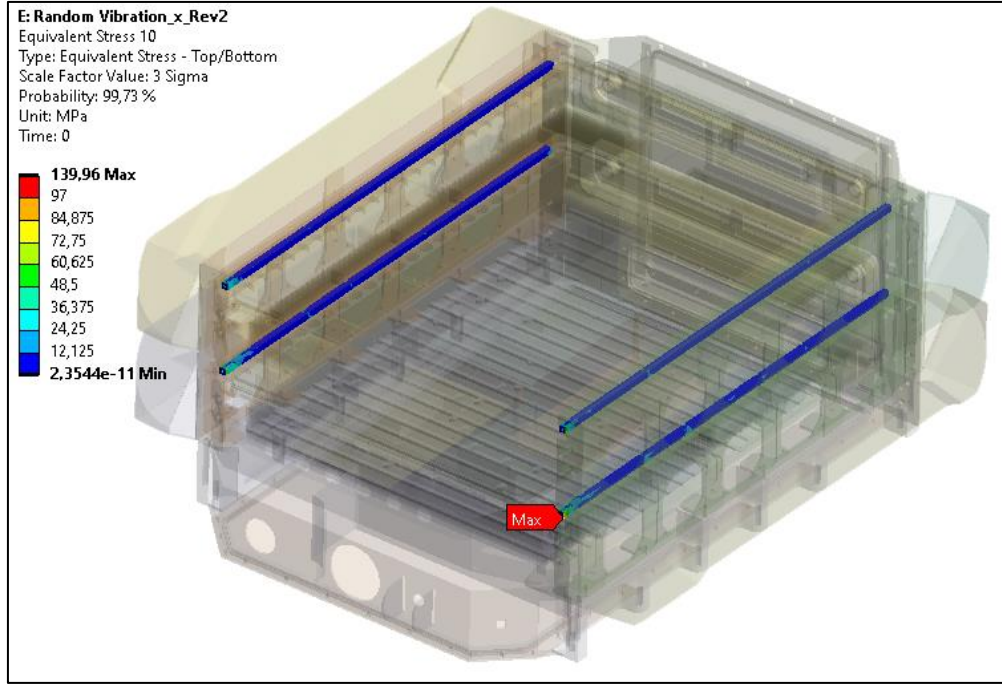


Şekil 5.58. 1. iyileştirme sonucu çekmecenin x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri

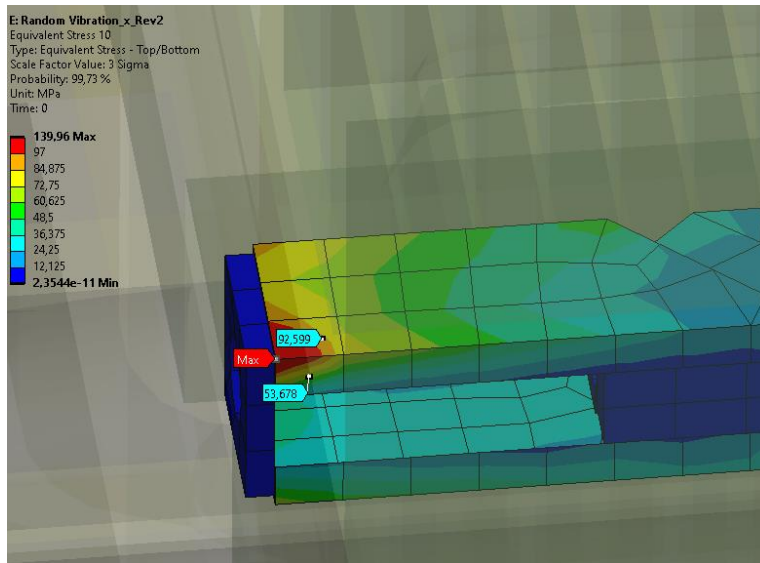


Şekil 5.59. 1. iyileştirme sonucu çekmecenin x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri yakın görüntüsü

X yönünde yüklenme durumunda çekmece sıkıştırma elemanları bölgelerinde sonsuz ömür limitinin üzerinde lokal gerilme değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.60. Şekil 5.61.). Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen akma dayanımının altındaki 92 MPa'lık gerilme değeri sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



Şekil 5.60. 1. iyileştirme sonucu çekmece sıkıştırma elemanlarının x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri



Şekil 5.61. 1. iyileştirme sonrası çekmece sıkıştırma elemanlarının x yönünde kuvvette eşdeğer gerilmeleri yakın görüntüsü

5.6.2. Zemin kat tavanı bölgesi iyileştirmeler ve sonuçları

Zemin kat gövdesi malzemesi AL 2024 T3 olarak değiştirilmiştir. Malzeme bilgileri Çizelge 5.10.'da verilmiştir. AL 2024 T3 malzemesi S-N eğrisi verileri Çizelge 5.11.'de verilmiştir. Bu veriler ilgili katı modele girdi olarak tanımlanmıştır.

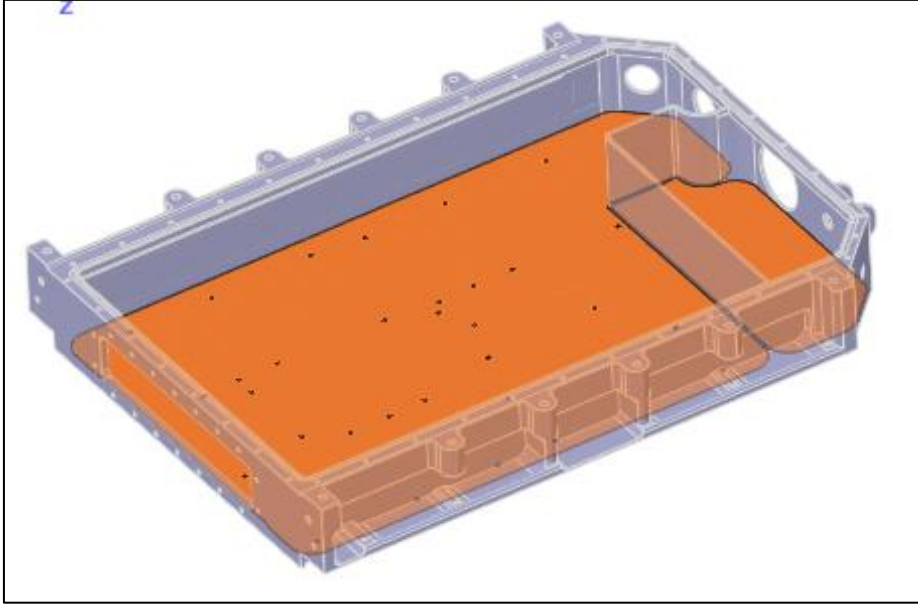
Çizelge 5.10. AL 2024 T3 Malzeme bilgileri

AL 2024 T3 malzeme bilgileri	
Yoğunluk	2,77 g/cm ³
Elastisite Modülü	71 GPa
Poisson Oranı	0,33
Hacimsel Modül	69608 MPa
Kayma Modülü	26692 MPa
Basma Akma Dayanımı	280 MPa
Çekme Akma Dayanımı	280 MPa

Çizelge 5.11. AL 2024 T3 T6'nın S-N eğrileri verileri

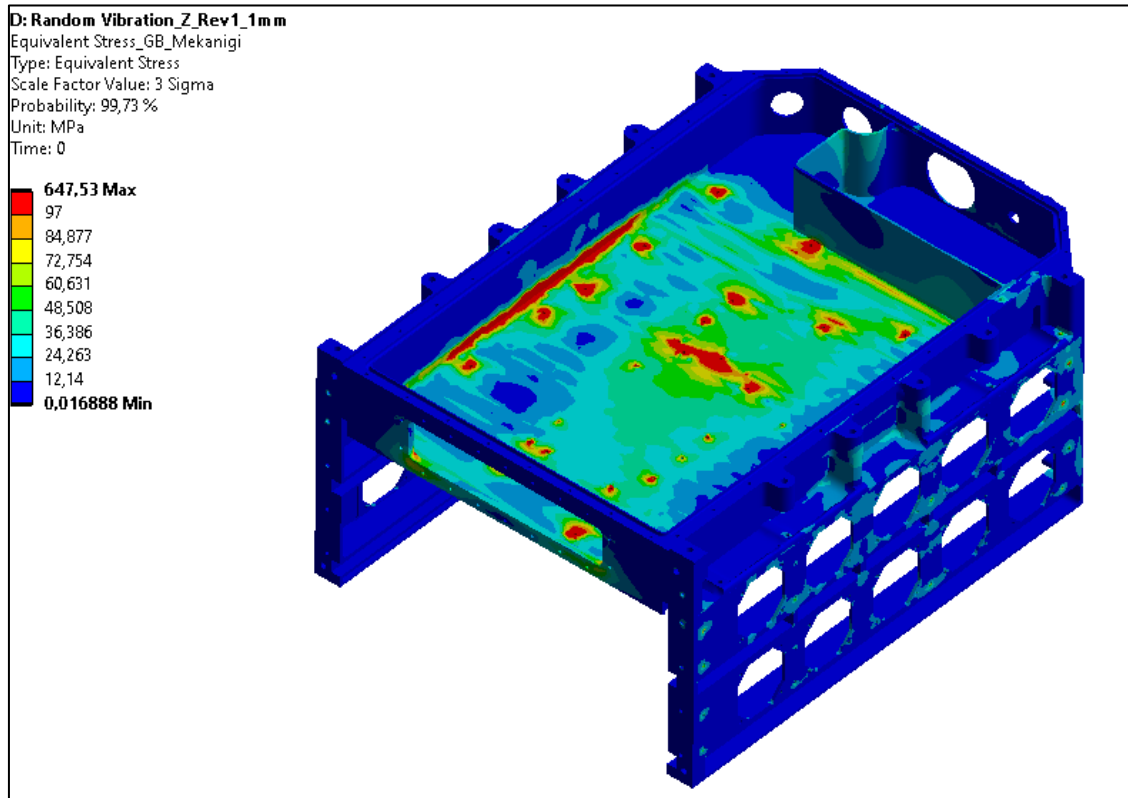
Alternatif Stres MPa	Döngüler	R-Ratio
355	10000	-1,
231	1e+05	-1,
162	1e+06	-1,
138	5e+08	-1,

İşaretli yüzeylerden –Z yönünde parametrik Şekil 5.62.'da 1, 1.5 ve 2 mm olarak kalınlık artırılmıştır (kalınlık artırımı yapılırken delik dibi yüzeyleri de dahil edilmiştir.).

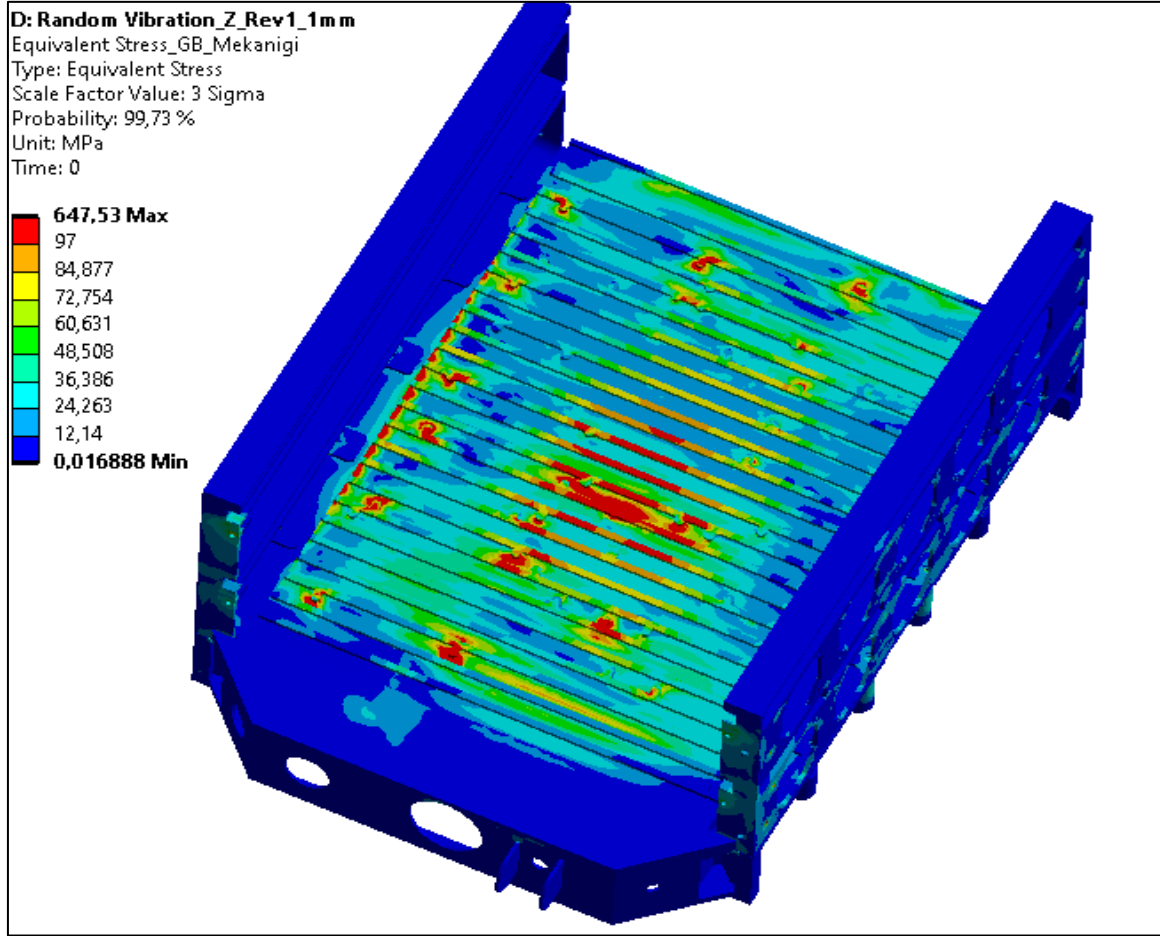


Şekil 5.62. Alt Gövde Tavanı Bölgesi kalınlaştırma yüzeyi

1 mm kalınlaştırma durumu: Z yönünde yüklenme durumunda sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 647 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.63. ve Şekil 5.64.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir.

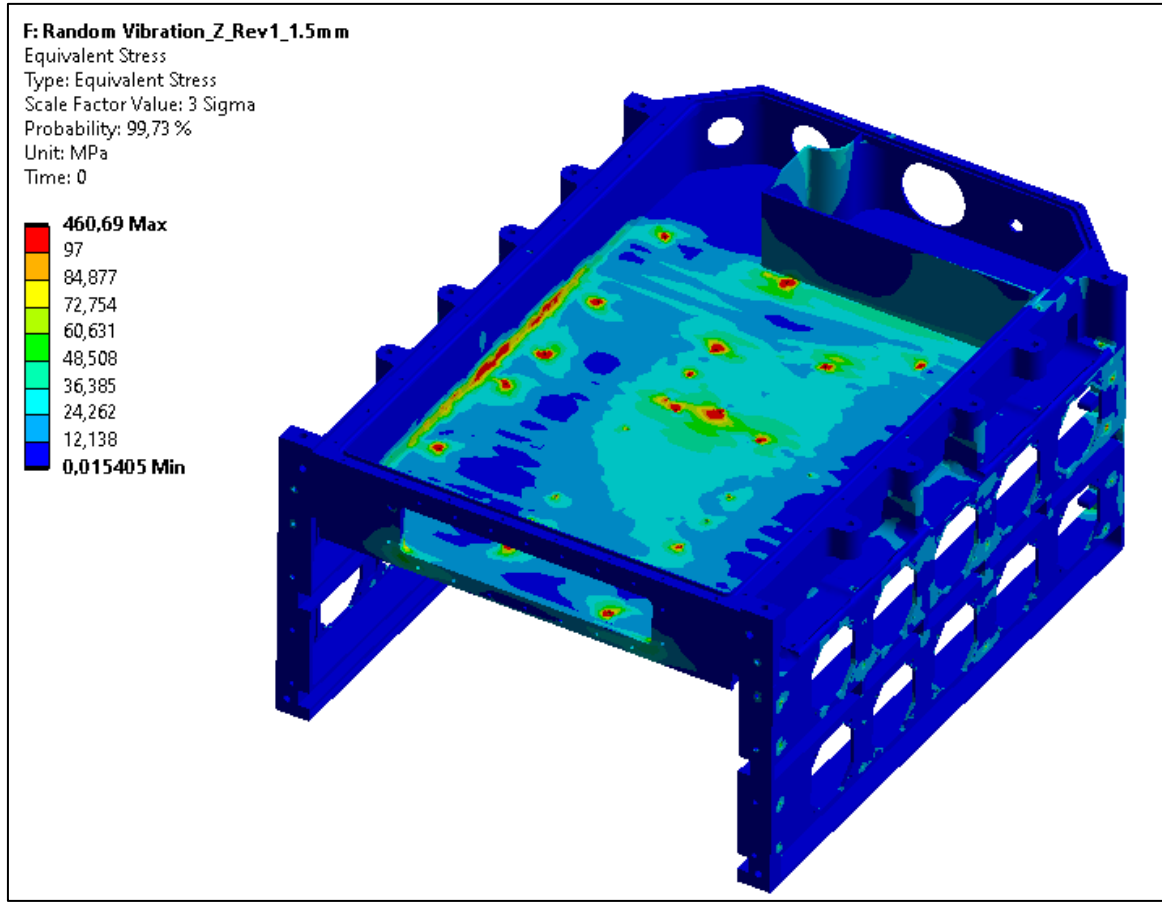


Şekil 5.63. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1 mm kalınlaştırma durumu alt görüntü

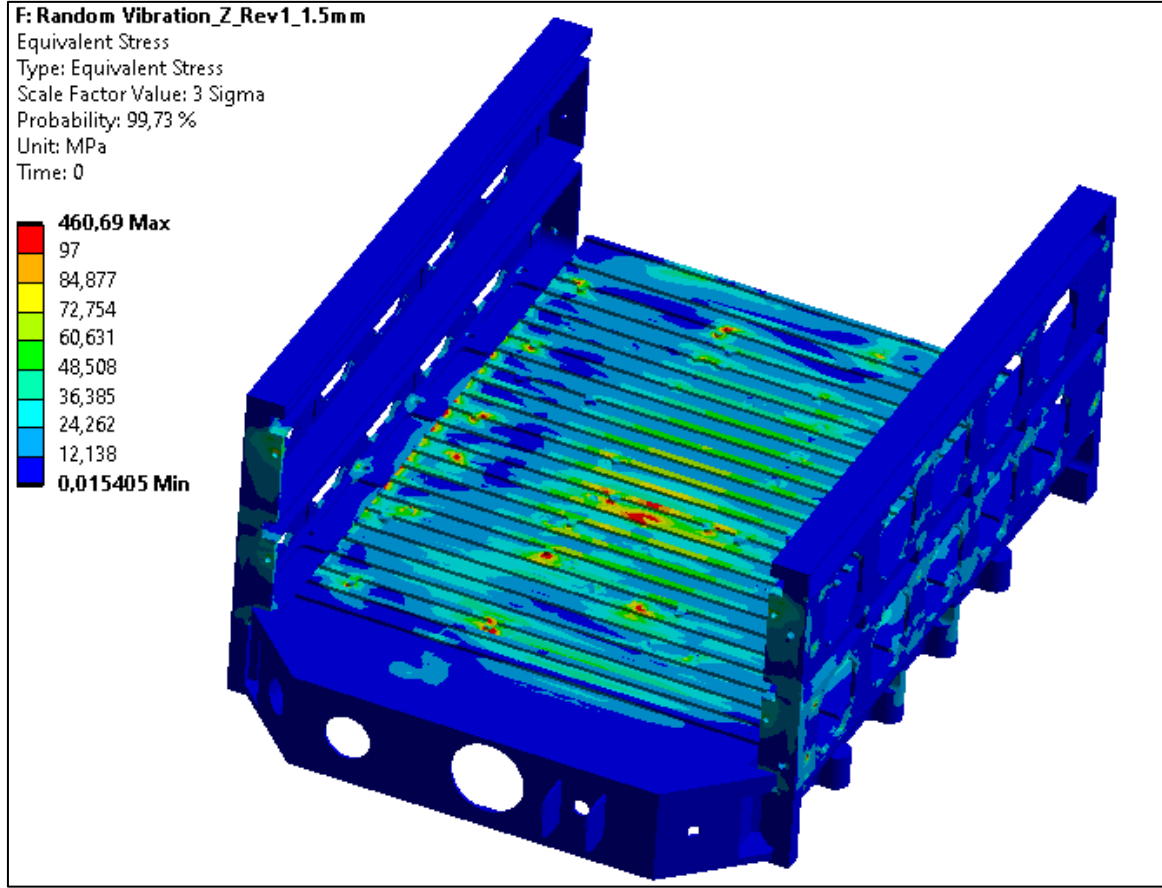


Şekil 5.64. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1 mm kalınlaştırma durumu üst görüntü

1.5 mm kalınlaştırma durumu: Z yönünde yüklenme durumunda sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 460 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.65. ve Şekil 5.66.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir.

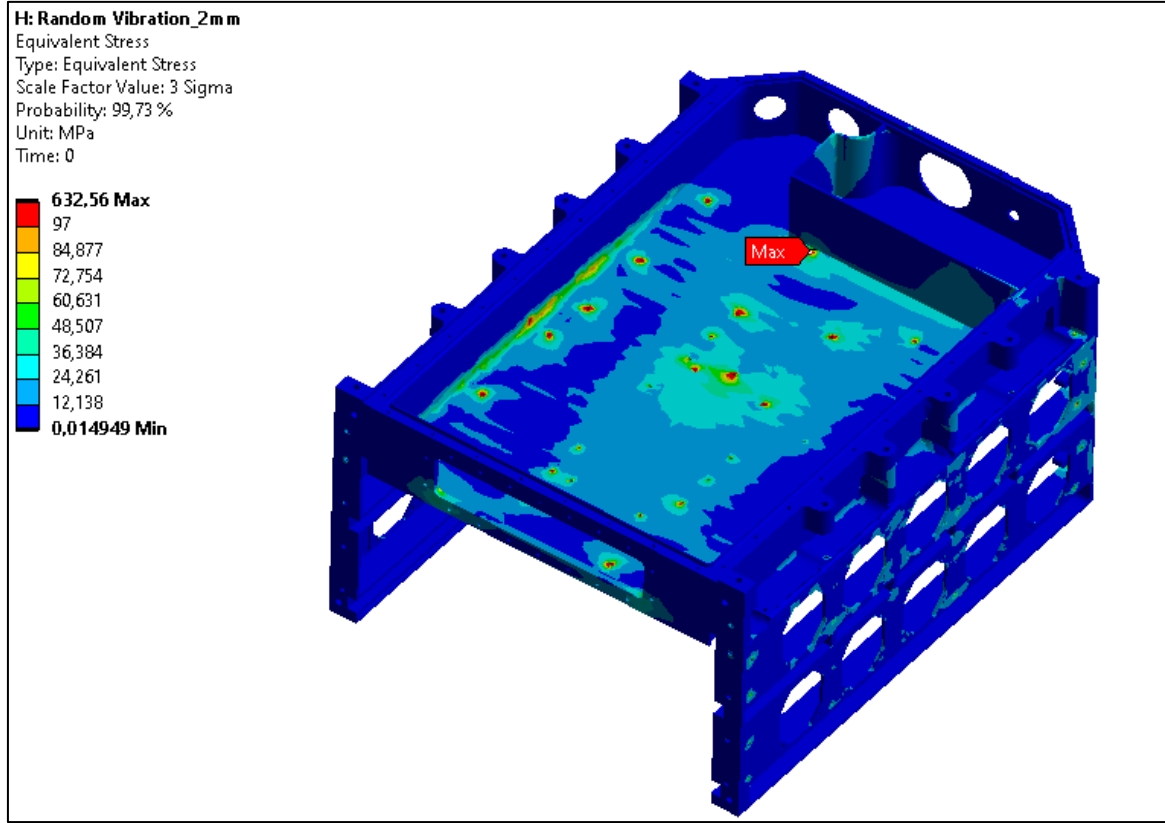


Şekil 5.65. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1.5 mm kalınlaştırma durumu alt görüntü

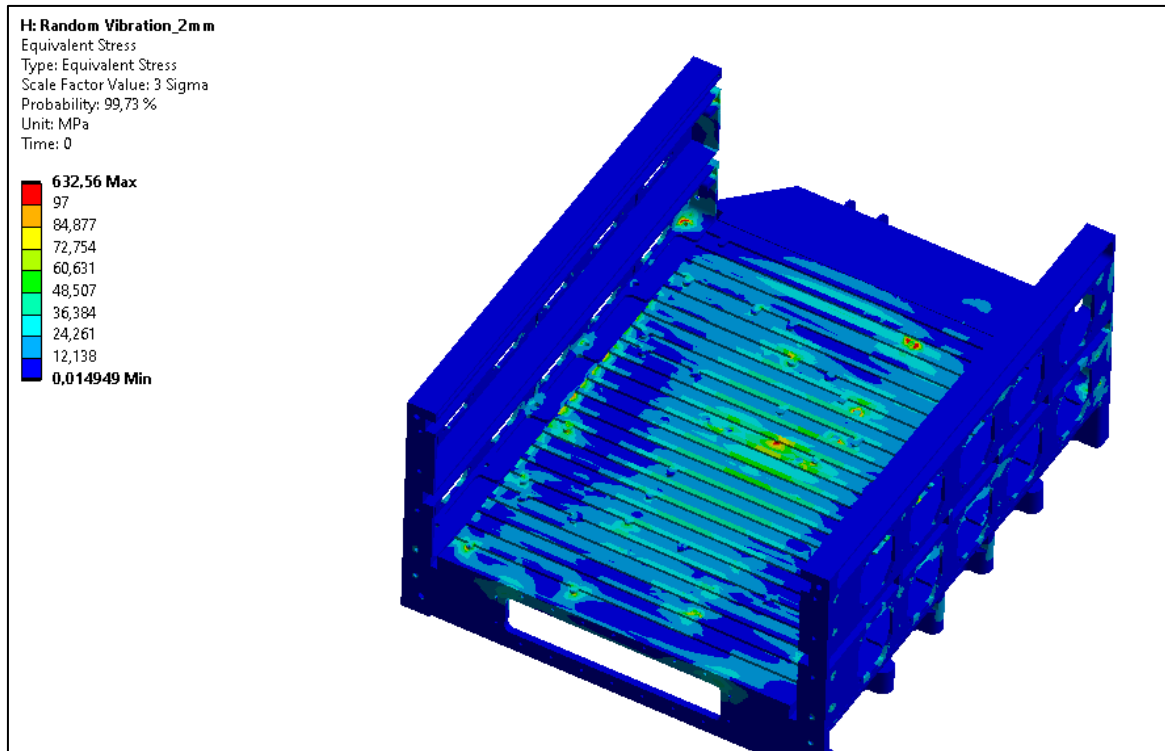


Şekil 5.66. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 1.5 mm kalınlaştırma durumu üst görüntü

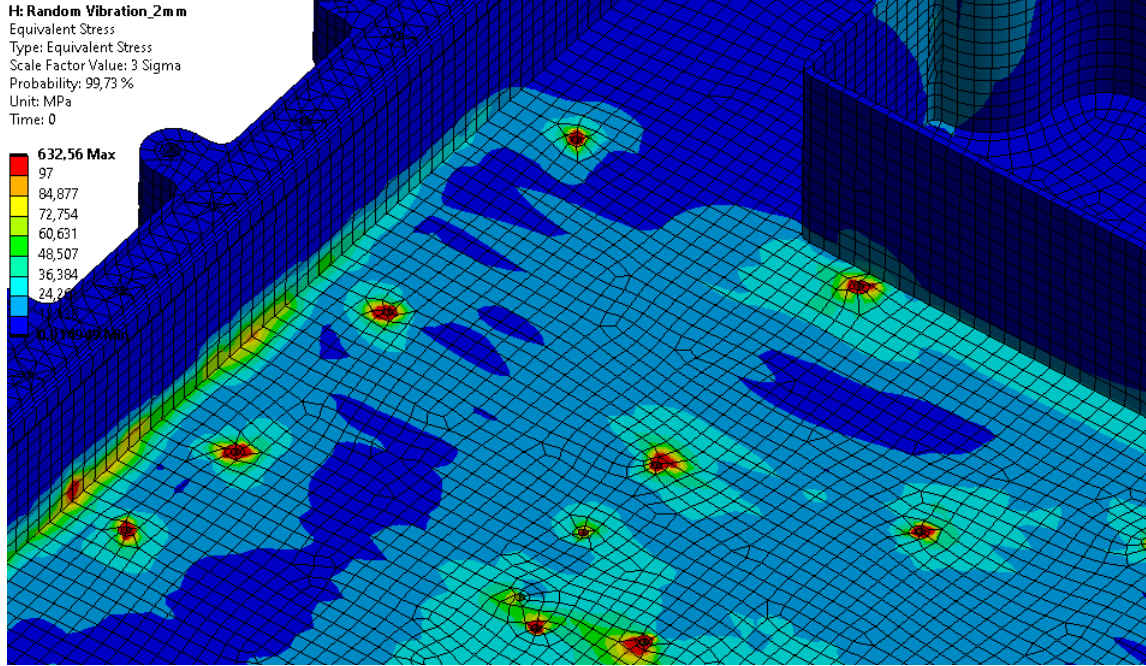
2 mm kalınlaştırma durumu: Z yönünde yüklenme durumunda zemin kat tavanı bölgesinde sonsuz ömür limitinin üzerinde lokal gerilme değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.67., Şekil 5.68. ve Şekil 5.69.). Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen ve malzemenin akma dayanımının altında olan 97 MPa'lık gerilme değeri sonsuz ömür limitinin altında kalmaktadır.



Şekil 5.67. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 2 mm kalınlaştırma durumu alt görüntü



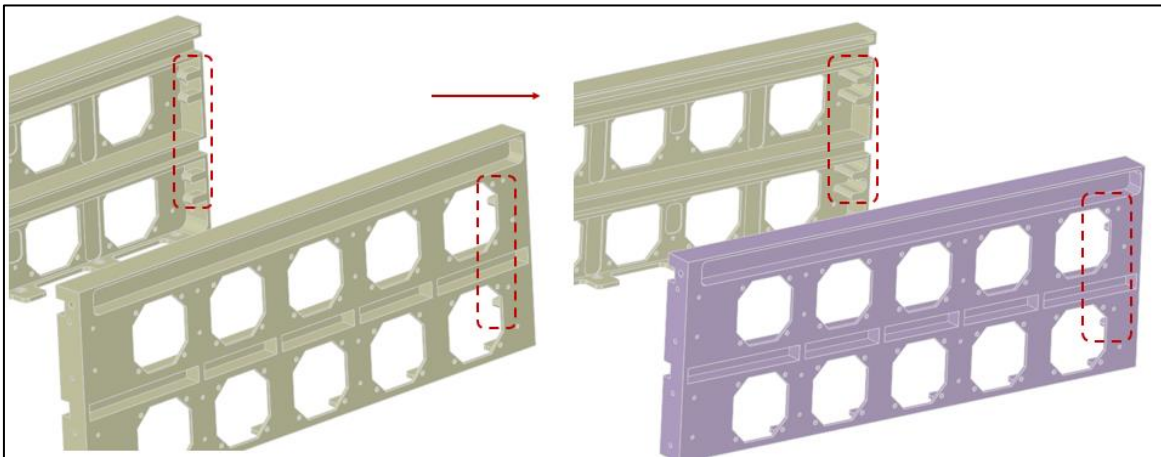
Şekil 5.68. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 2 mm kalınlaştırma durumu üst görüntü



Şekil 5.69. Alt Gövde Tavanı Bölgesi 2 mm kalınlaştırma durumu yakın görüntü

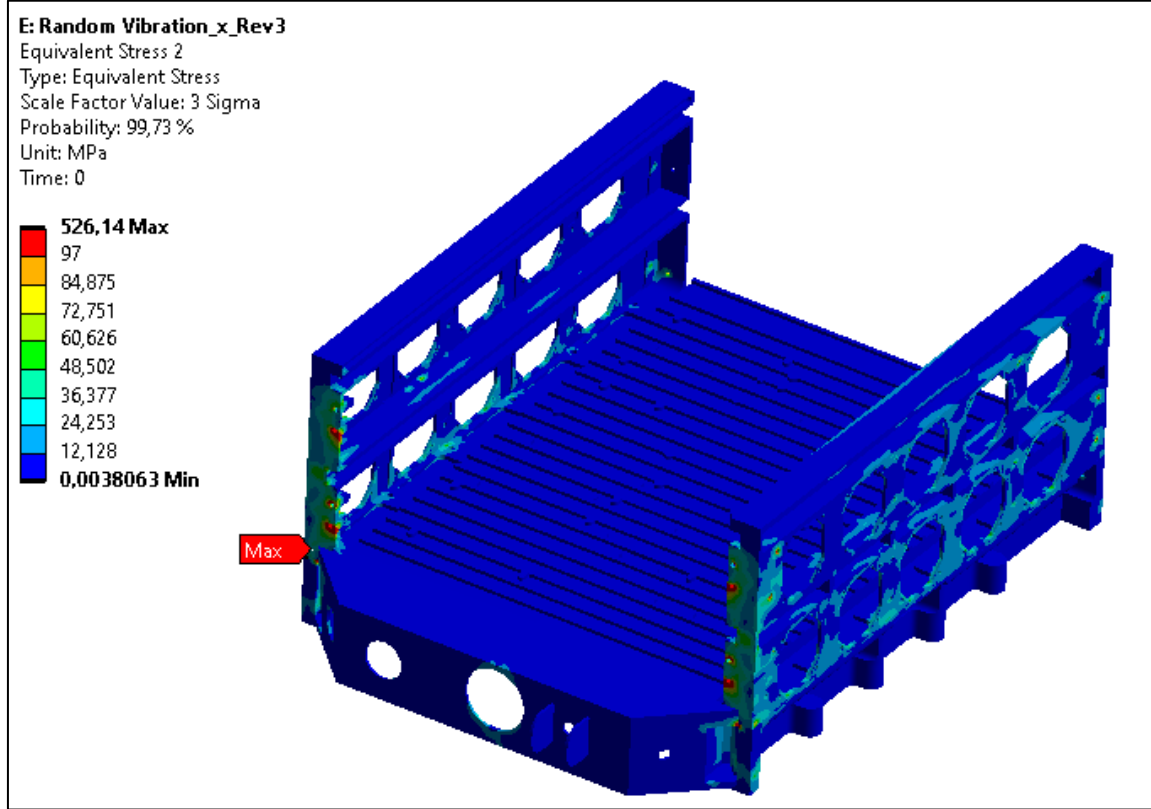
5.7. Problemlili Bölgelerin İyileştirilmesi – 2. Aşama

Çekmece rafları bağlantıları ve çekmece bağlantıları bölgelerinde iyileştirmeler yapılmıştır. Bir önceki bölümde tespit edilen problemlili bölgelerin dayanımını artırmak amacıyla mekanik iyileştirmeler yapılmıştır (Şekil 5.70.). Çekmece raflarındaki hasarlı bölgenin et kalınlığı artırılmış ve yan duvarla birleştirilmiştir. Bu iyileştirmeler sonrası aynı model kurgusu ile çözüm yapılmıştır.

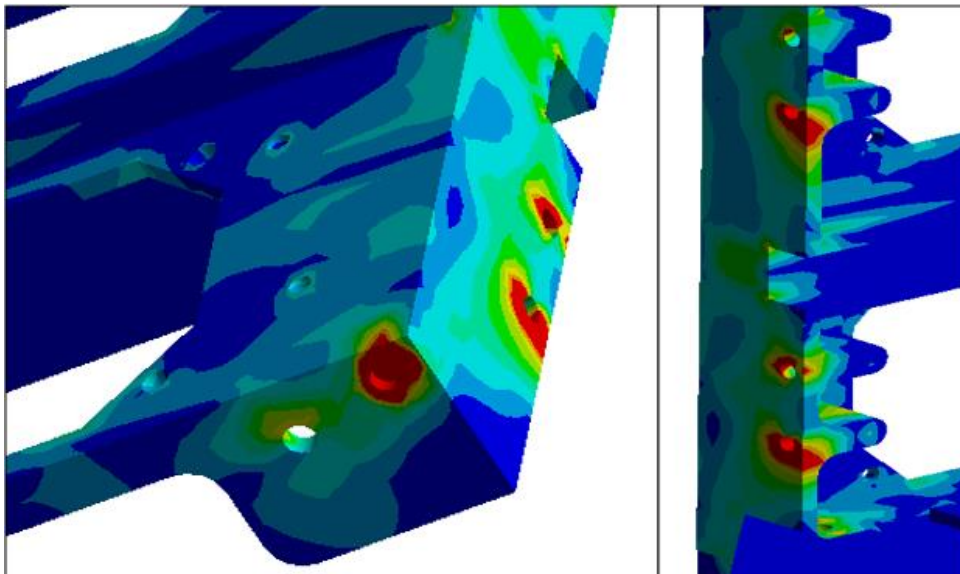


Şekil 5.70. Çekmece rafları 2. aşama iyileştirmeler

X yönünde yüklenme durumunda sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 526 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.71. ve Şekil 5.72.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Çekmece rafları bağlantıları” olarak adlandırılan bu bölgede farklı bir çözüm yaklaşımı denenmelidir.

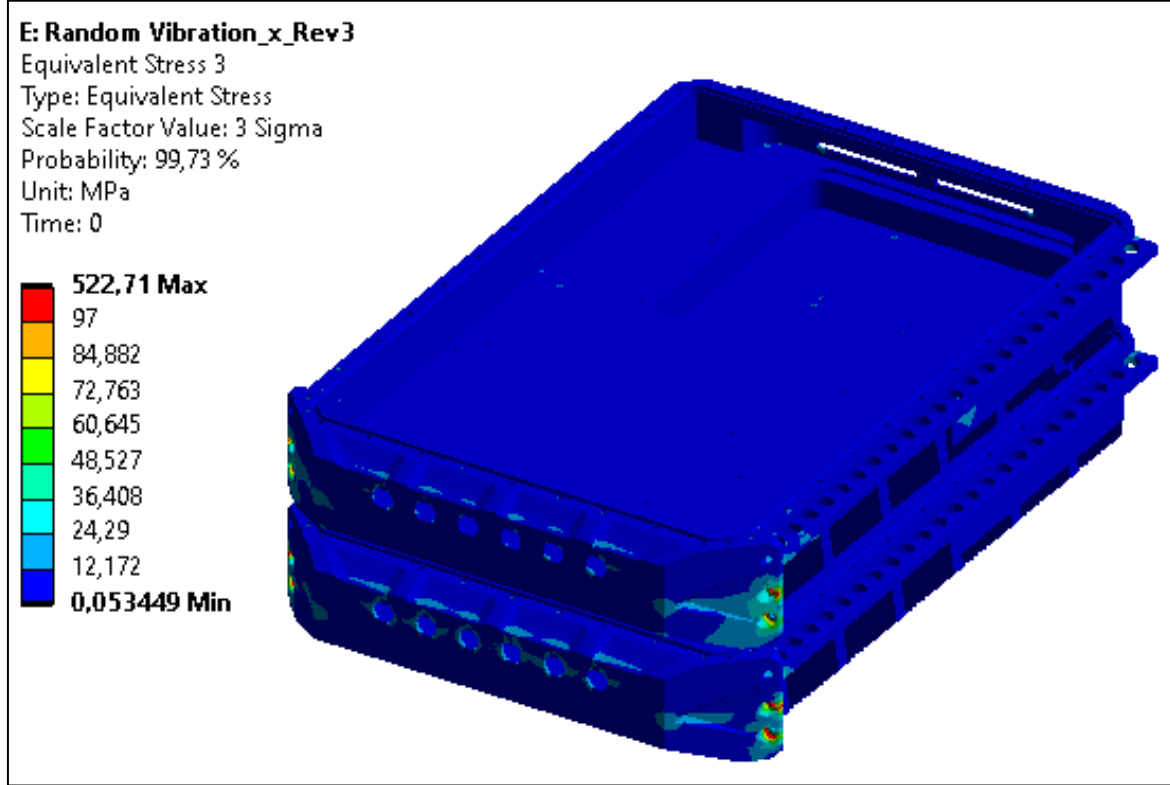


Şekil 5.71. 2. iyileştirme sonucu çekmece rafları eşdeğer gerilmeleri

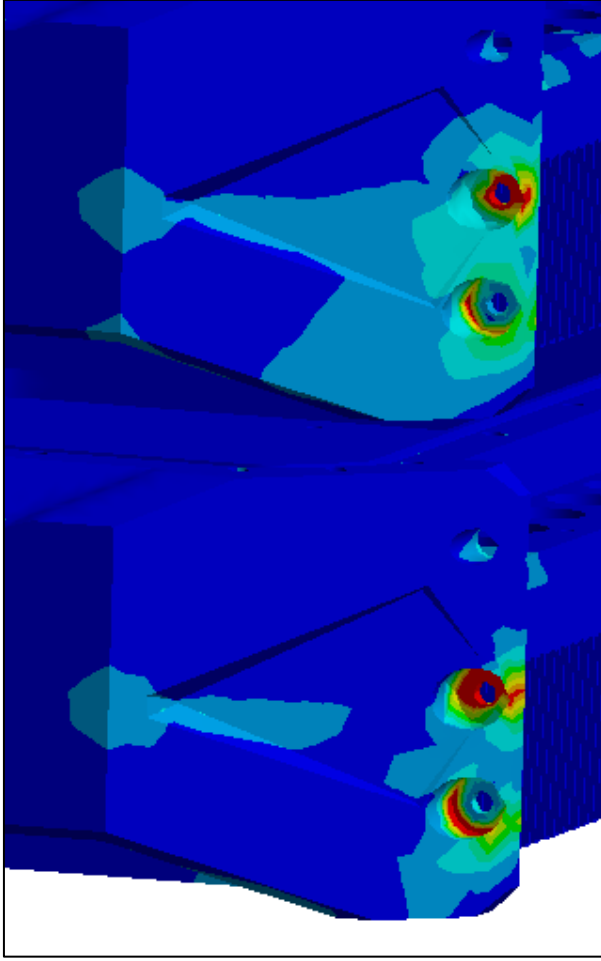


Şekil 5.72. 2. iyileştirme sonucu çekmece rafları eşdeğer gerilmeleri yakın görüntü

X yönünde yüklenme durumunda sonsuz ömür limiti üzerinde maksimum 522 MPa olan yayılı gerilmeler hesaplanmıştır (Şekil 5.73 ve Şekil 5.74.). Bu sonuçlar dayanım bakımından uygun değildir. “Çekmece bağlantıları” olarak adlandırılan bu bölgede farklı bir çözüm yaklaşımı denenmelidir.



Şekil 5.73. 2. iyileştirme sonucu çekmece eşdeğer gerilmeleri



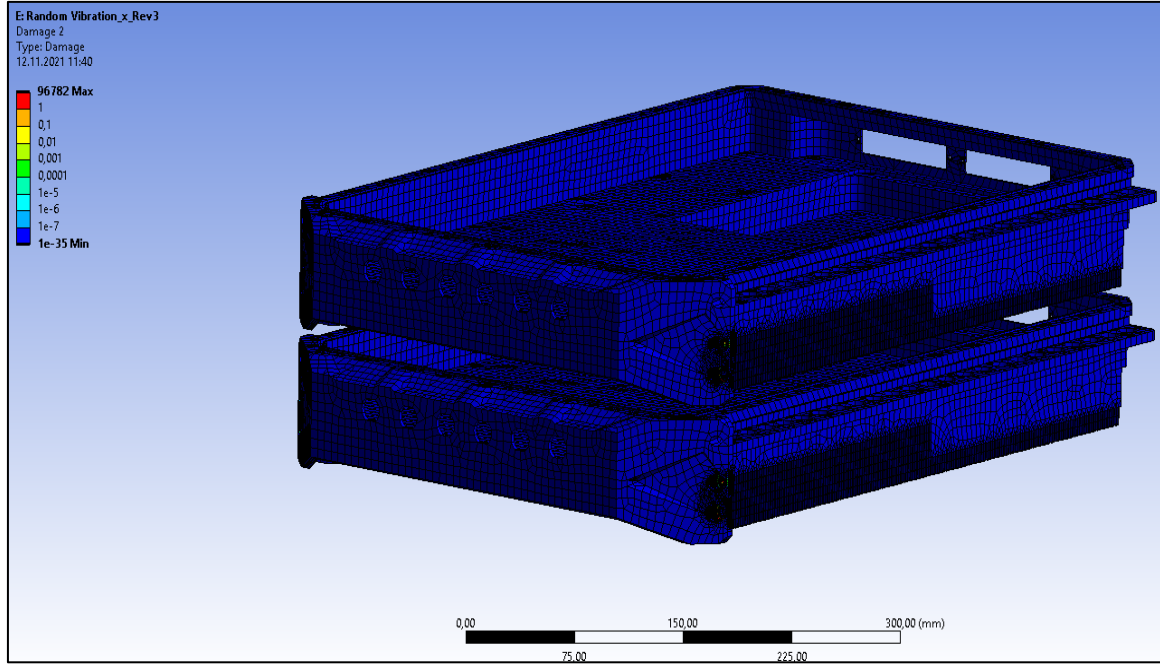
Şekil 5.74. 2. iyileştirme sonucu çekmece eşdeğer gerilmeleri yakın görüntü

5.8. Problemlili Bölgelerin İyileştirilmesi – 3. Aşama

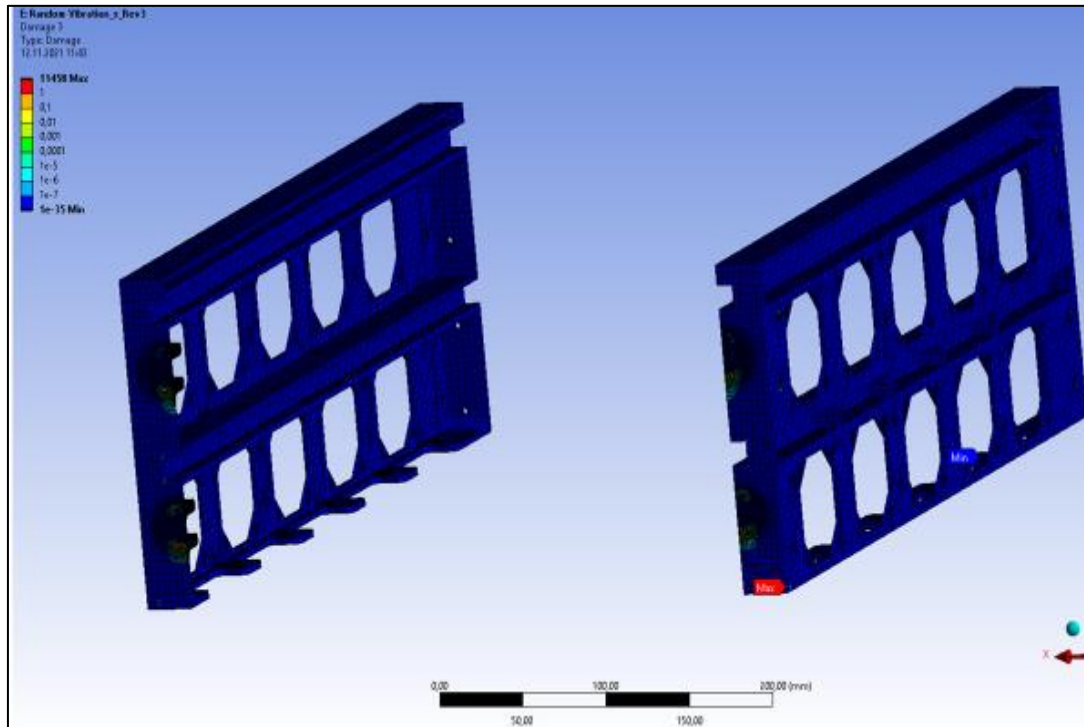
Eşdeğer gerilme analizinin yanı sıra hasar hesaplamaları yapılmıştır. Hasar hesabı yapılırken AL 6061 S-N grafiği kullanılmıştır (Çizelge 5.2.), titreşim süresi 2 saat olarak referans alınmıştır.

Sonuçlar incelenirken, hasar hesabı yapılarak, yapının hasar alıp almadığı incelenmiştir.

Bu düzenlemelere ek olarak, incelenmek istenilen bölgelerden daha sağlıklı sonuç alabilmek için o bölgelerin ağ modeli yapısının kalitesi artırılmıştır (Şekil 5.75. ve Şekil 5.76.).

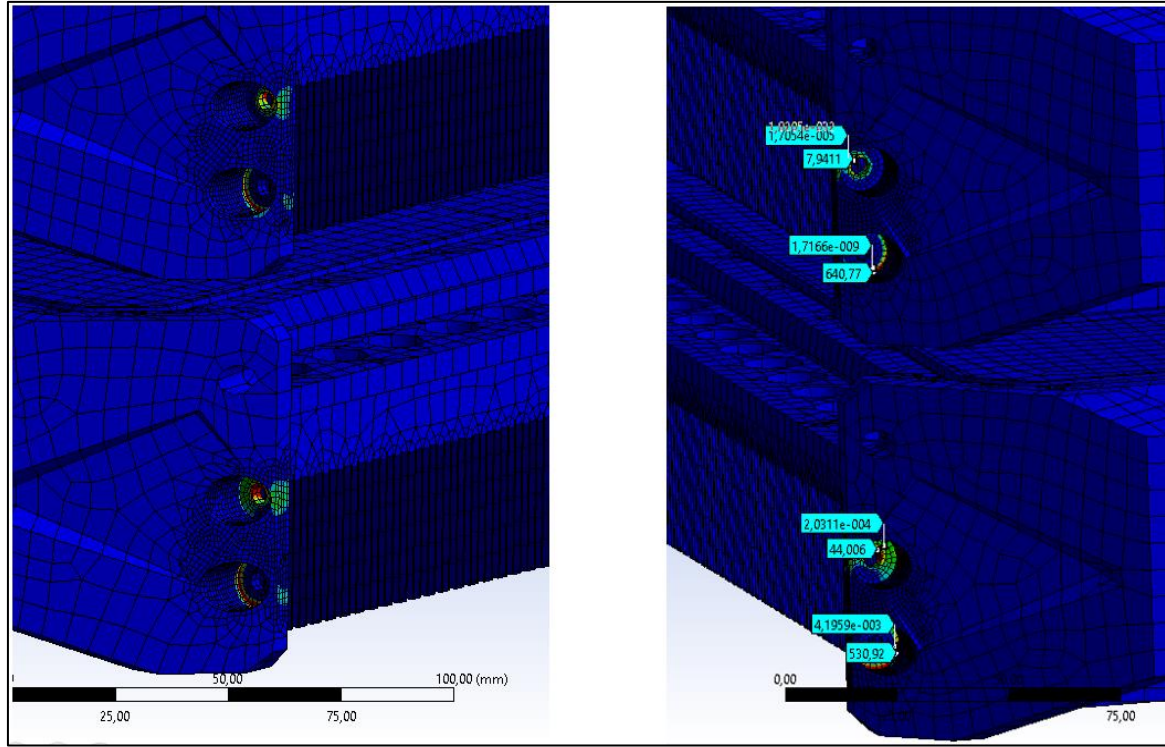


Şekil 5.75. Çekmeceler: Hasarlı bölge yoğun ağ yapılı modeli

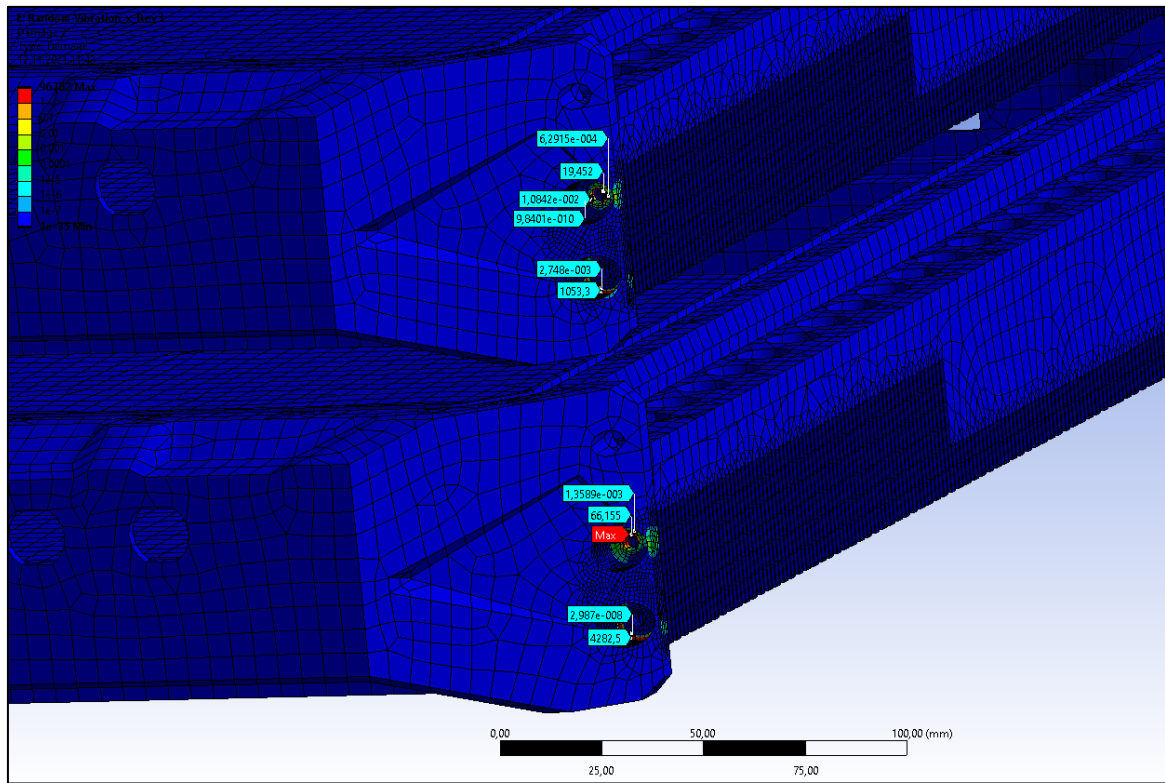


Şekil 5.76. Çekmece Rafları: Hasarlı bölge yoğun ağ yapılı modeli

X yönünde yüklenme durumunda Çekmece bağlantıları bölgelerinde limitin üzerinde lokal hasar verileri hesaplanmıştır. Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen hasar değerleri 1'in altında kalmaktadır (Şekil 5.77. ve Şekil 5.78.).

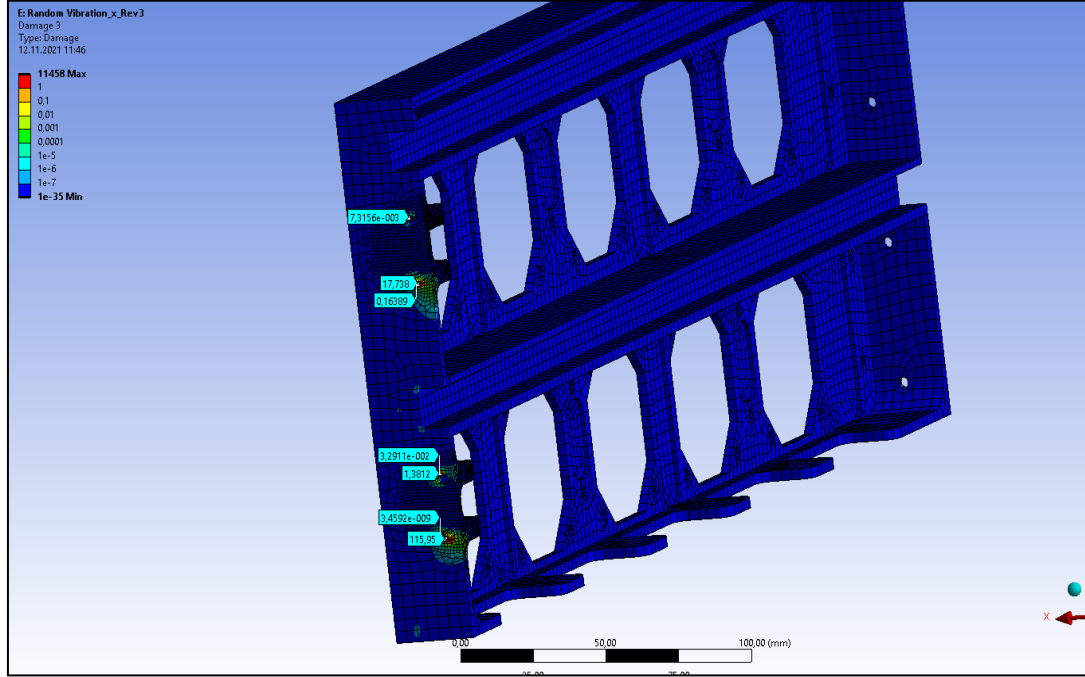


Şekil 5.77. 3. iyileştirme sonucu çekmece hasar sonuçları

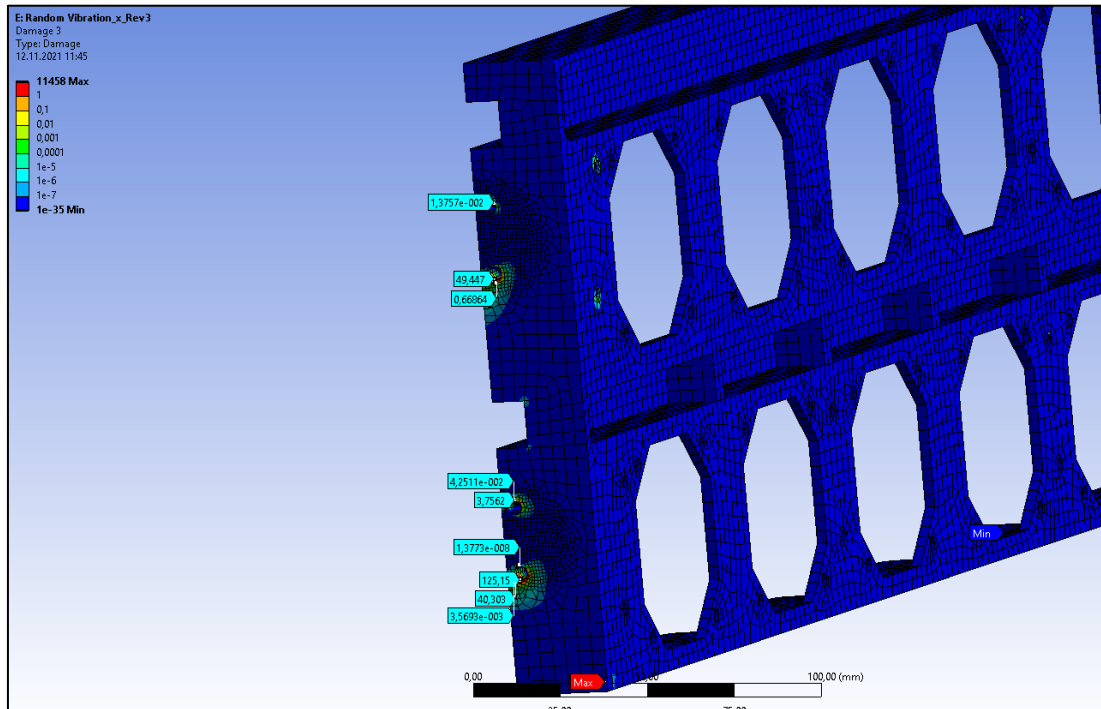


Şekil 5.78. 3. iyileştirme sonucu çekmece hasar sonuçları yakın görüntü

X yönünde yüklenme durumunda Çekmece rafları bağlantıları bölgelerinde limitin üzerinde lokal hasar verileri hesaplanmıştır. Bahsedilen gerilme dağılımı sınırlı bir bölgede kalmaktadır. Tekillik dolayısıyla bir eleman ötelenerek elde edilen hasar değerleri 1'in altında kalmaktadır (Şekil 5.79. ve Şekil 5.80.).



Şekil 5.79. 3. iyileştirme sonucu çekmece rafları hasar sonuçları



Şekil 5.80. 3. iyileştirme sonucu çekmece rafları hasar sonuçları yakın görüntü

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Modüler Elektromekanik Birim bölüm 5.2.'de elde edilen sonuçlarda eşdeğer gerilmeler malzemenin akma dayanımıyla karşılaştırılmıştır. Tekillik görülen yerlerde ağ yapısı üzerinde 1'er eleman öteleme yapılarak tekillik kaynaklı okunan yüksek stresler giderilmiştir. Malzemenin akma dayanımının altında sonuçlar gözlemlenmiştir. Bu karşılaştırma sonucunda MEMB'in mukavim olduğu gözlemlenmiştir. Böylece MIL-STD-810G standartında tanımlanan kompozit tekerlekli araç titreşim profiline dayanımı doğrulanmıştır.

MEMB ürünü muadillerine göre tercih edilebilir olması amacıyla hafifletilmiş ve boyutsal olarak iyileştirilmesi Bölüm 5.3.'de yapılmıştır. MEMB mekaniği %26 oranda hafifletilmiş, hacimsel olarak da %18 küçültülmüştür.

Sonrasında Bölüm 5.4'de elde edilen sonuçlarda eşdeğer gerilmeler malzemenin akma dayanımıyla karşılaştırılmıştır. Tekillik görülen yerlerde ağ yapısı üzerinde 1'er eleman öteleme yapılarak tekillik kaynaklı okunan yüksek stresler giderilmiştir. Malzemenin akma dayanımının altında sonuçlar gözlemlenmiştir. Bu karşılaştırma sonucunda birçok bölgenin dayanımlı olduğu doğrulanmıştır. Titreşim kuvvetine mukavim olmayan bölgelerde mekanik tasarımsal iyileştirmeler yapılmış, eşdeğer gerilme karşılaştırması ve hasar analizi çalışmasıyla bu güçlendirilmiş bölgelerin de mukavim olduğu doğrulanmıştır. İyileştirme ihtiyacı olan bölgelerin ilk ve son durumları Çizelge 6.1.'de gösterilmiştir. Böylece MIL-STD-810G standartında tanımlanan 2 adet kompozit tekerlekli römork titreşim profillerine karşı mukavim olduğu doğrulanmıştır.

Tasarım doğrulaması yazılımsal olarak tamamlanmıştır. Bundan sonraki aşama olarak birim üretildikten sonra çevre koşulları test laboratuvarında standarttaki bu testlere gerçek olarak tabi tutulmalı ve fiziksel olarak da doğrulanmalıdır.

Bu çalışma üretim sonrasındaki çevre koşulları testlerinde çıkabilecek sorunları, mekaniğin alabileceği hasarları daha önceden farketmek ve bu olası hasarlara önlem almak için yapılmıştır. Çalışma sonunda istenilen veriler elde edilmiş, MEMB mekaniğinin çevre koşulları testleri öncesinde analiz ve doğrulamaları istenilen şekilde tamamlanmıştır.

Çizelge 6.1. İyileştirmeler sonrası gerilim ve hasar değerleri

	Parça Adı	Şekil numarası	İyileştirme öncesi gerilme değeri [MPa]	1.İyileştirme sonrası gerilme değeri [MPa]	2.İyileştirme sonrası gerilme değeri [MPa]	3.İyileştirme sonrası hasar değeri	Malzeme akma dayanımı [MPa]	Hasar Sınır Değeri
X yönünde rastsal titreşim	Yan Koruma Parçaları	5.32.	140				276	
	Çekmece Rafları	5.33.	737	438	526	0.66	276	1
	Çekmece Bağlantıları	5.36.	1172	520	522	0,0108	276	1
	Çekmece Kapakları	5.37.	41				276	
	Arka Gövde	5.38.	182				276	
	Çekmece Sıkıştırma Elemanları	5.40.	402	139			276	
Y yönünde rastsal titreşim	Yan Koruma Parçaları	5.41.	51				276	
	Çekmece Rafları	5.46.	125				276	
	Çekmece Bağlantıları	5.48.	94				276	
	Çekmece Kapakları	5.43.	15				276	
	Arka Gövde	5.42.	80				276	
	Çekmece Sıkıştırma Elemanları	5.45.	23				276	
Z yönünde rastsal titreşim	Yan Koruma Parçaları	5.50.	124				276	
	Çekmece Kapakları	5.53.	94				276	
	Arka Gövde	5.56.	81				276	
	Çekmece Sıkıştırma Elemanları	5.54.	55				276	
				1.İyileştirme sonrası gerilme değeri [MPa]	2.İyileştirme sonrası gerilme değeri [MPa]	3.İyileştirme sonrası gerilme değeri [MPa]	Malzeme akma dayanımı [MPa]	
	Zemin Kat Gövdesi	5.51.	867	647	460	120	280	

KAYNAKLAR

1. Dimarogonas, A. D. (1990). The origins of vibration theory. *Journal of Sound and Vibration*, 140(2), 185-187.
2. Dimarogonas, A. D. (1992). *A brief history of rotor dynamics*. Rotordynamics Conference, London, 1-3.
3. İnternet: Aktürk, N. Mekanik Titreşimler (1993). Titreşim ve Gürültü Kontrolü. URL: <https://docplayer.biz.tr/43288939-Mekanik-titresimler-nizami-akturk.html>, Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
4. Lalanne C. (2009). *Sinusoidal Vibration*. (Second Edition), London: ISTE Ltd, 345-350.
5. Paez, T. L. (2011). *Random Vibration–History and Overview*. Rotating Machinery, Structural Health Monitoring, Shock and Vibration, New York, 105-124.
6. Lewis, P. R., Gagg, C. (2004). Aesthetics versus function: the fall of the Dee bridge, 1847. *Interdisciplinary science reviews*, 29(2), 177-191.
7. Lewis, P. M. R., Reynolds, K. (2002). Forensic engineering: a reappraisal of the Tay Bridge disaster. *Interdisciplinary Science Reviews*, 27(4), 287-298.
8. Olson, D. W., Wolf, S. F., Hook, J. M. (2015). The tacoma narrows bridge collapse. *Physics today*, 68(11), 64-65.
9. Inman, D. J., Singh, R. C. (1994). *Engineering vibration*. (Fourth Edition). Harlow: Pearson Education Limited, 14.
10. Pala Y. (Editörler). (2016). *Mechanical vibrations*, Ankara: Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmanlık Tic.Ltd. Şti, 13.
11. Francis, S. T., Morse, I. E. and Hinkle, R. T. (1978). *Mechanical vibrations: theory and applications*. (Second Edition). Boston: Allyn & Bacon Inc., 24-26.
12. Francis, S. T., Morse, I. E. and Hinkle, R. T. (1978). *Mechanical vibrations: theory and applications*. (Second Edition). Boston: Allyn & Bacon Inc., 142.
13. İnternet: Agarwal, Free vibration of multiple degrees of freedom. Cipec.URL: https://www.brainkart.com/article/Free-vibration-of-multiple-degrees-of-freedom_4985/ , Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
14. Inman, D. J., Singh, R. C. (1994). *Engineering vibration*. (Fourth Edition). Harlow: Pearson Education Limited, 17-18.
15. Kelly, S. G. (2012). *Mechanical vibrations: theory and applications*. Stamford: Cengage learning, 56-61.

16. Kelly, S. G. (2012). *Mechanical vibrations: theory and applications*. Stamford: Cengage learning, 76.
17. Inman, D. J., Singh, R. C. (1994). *Engineering vibration*. (Fourth Edition). Harlow: Pearson Education Limited, 33-34.
18. İnternet: Zeki Kırıl. Mekanik Titreşimler Ders Notları. 9 Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü. URL: https://mustafaeroglu.sakarya.edu.tr/sites/mustafaeroglu.sakarya.edu.tr/file/Mekanik_Titreşimler_Ders_Notlari_Zeki_Kiral.pdf , Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
19. Fu, Z. F. and He, J. (2001). *Modal analysis*. Oxford: Reed Educational and Professional Publishing Ltd, 16.
20. Chandravanshi, M. L., Mukhopadhyay, A. K. (2013). *Modal Analysis of Structural Vibration*. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Diego, 1.
21. Ramsey, K. (1983). Experimental modal analysis, structural modifications and FEM analysis on a desktop computer. *SOUND AND VIBRATION*, 17(2), 19-27.
22. Richardson, M. H. (1997). Is it a mode shape, or an operating deflection shape?. *Sound and Vibration*, 31(1), 54-67.
23. Ovalı, İ., Esen, C. (2017). *Ansys Workbench*. (4. Baskı). İstanbul: Kodlab Yayın Dağıtım Yazılım Ltd. Şti., 497.
24. Inman, D. J., Singh, R. C. (1994). *Engineering vibration*. (Fourth Edition). Harlow: Pearson Education Limited, 630-631.
25. Öçalan, T., Solmaz, H. (2021). *Modüler Elektromekanik Birim Mekaniğinin Mil-Std-810g Tablo 514.6C-VI Kategori-4 Standardına Uygunluğunun Doğrulanması*. International Symposium on Automotive Science and Technology, Ankara, 1-10.
26. İnternet: Random Vibration-An Overview by Barry Controls, Hopkington, MA URL: <https://hutchinsonai.com/wp-content/uploads/2020/01/RANDVIB.pdf> Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
27. Blevins, R. D., Plunkett, R. (1980). Formulas for natural frequency and mode shape. *Journal of Applied Mechanics*, 47(2), 461-462.
28. Crandall, S. H., Mark, W. D. (1963). *Random vibration in mechanical systems*. London: Academic Press Inc., 7-8.
29. İnternet: Karmaşık Yükler Altında Yorulma Ömrü Nasıl Hesaplanır? URL:<https://www.serdarkorkut.com/2018/09/29/karmasik-yukler-altinda-yorulma-omru-nasil-hesaplanir/> Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
30. Akbaba, Ö. M. (2021). *Experimental And Theoretical Fatigue Analysis Of Avionic Unit Mounting Brackets Integrated On An Unmanned Aerial Vehicle Under Random Vibration Environment*, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

31. İnternet:SINGULARITIES
URL:https://www.physicsoftheuniverse.com/topics_blackholes_singularities.html Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
32. United States Department of Defense. (2008). MIL-STD-810G, Department of Defense Test Method Standard: Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, *US DoD*. Washington, PART ONE-1, PART ONE-2.
33. United States Department of Defense. (2008). MIL-STD-810G, Department of Defense Test Method Standard: Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, *US DoD*. Washington, 514.6C-9.
34. İnternet: MIL-STD-810: Vibration Testing Category 4 – Truck/Trailer – Secured Cargo URL:<https://www.desolutions.com/blog/2016/06/mil-std-810-vibration-testing-category-4-trucktrailer-secured-cargo/> Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
35. United States Department of Defense. (2008). MIL-STD-810G, Department of Defense Test Method Standard: Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, *US DoD*. Washington, 514.6C-5.
36. İnternet: Fatigue Analysis of a Missile Shaker Table Mounting Bracket, Neil Bishop and Andy Woodward URL:<http://www.caefatigue.com/wp-content/uploads/Fatigue-Analysis-of-a-BAe-Missile-Shaker-Table-Bracket.pdf> Son Erişim Tarihi:18.02.2022.
37. Doğrar, T. (2020). *Experimental and Numerical Vibration Analysis of The Gun Control Unit Column with Isolator*, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
38. Razvan, C., Iulian, L. (2012). A Car Component Subjected to Multiple Sources of Random Vibrations. *Romanian Journal of Acoustics & Vibration*, 9(2), 117-122.
39. Khan, A., Sarkar, D., Ahmar, R. and Patel, H. (2011). *Random vibration analysis and fatigue life evaluation of auxiliary heater bracket*. SIMULIA Customer Conference, Providence, 1.
40. G. Durga Prasad, K. Lalit Narayana, K. Manoj and B.V. Subramanyam. (2015). Random vibration analysis of aerospace vehicle structure. *IPASJ International Journal of Mechanical Engineering*, 3(2), 1-6.
41. Navuri, K., Eswara Kumar, A., Beulah Mani, P., Krishna, B. S. (2016). Random Vibration Analysis Of Mechanical Hardware Of Flight Data Recorder. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(18), 11043-11048.
42. Tao-fei, C. (2009). *Random Vibration Analysis of Mounting Rack for Helicopter-Borne Equipment*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Visakhapatnam, 21.
43. Aytekin, B. (2008). *Vibration analysis of pcbs and electronic components*, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

44. U. Çakıcı, U. G., Başlamışlı, S. Ç., Solmaz, S., Yılmaz, K. B., Yıldırım, B. (2019). Jant İçi Elektrik Motorunun Kritik Parçalarının Yorulma Analizi. *Engineer and the Machinery Magazine*, 60(695).
45. United States Department of Defense. (2008). MIL-STD-810G, Department of Defense Test Method Standard: Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, *US DoD*. Washington, 514.6C-11.
46. United States Department of Defense. (2008). MIL-STD-810G, Department of Defense Test Method Standard: Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, *US DoD*. Washington, 514.6C-7.



GAZİ GELECEKTİR..