

**TOPLU TAŞIMA OTOBÜSLERİ İÇİN MOTOR BEŞİĞİ
TASARIMI ve ANALİZİ**

Sinem YAY



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TOPLU TAŞIMA OTOBÜSLERİ İÇİN MOTOR BEŞİĞİ
TASARIMI ve ANALİZİ**

Sinem YAY

Orcid: 0000-0001-7019-8698

Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT
(Danışman)

Orcid: 0000-0002-5686-0195

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Sinem YAY tarafından hazırlanan “Toplu Taşıma Otobüsleri İçin Motor Beşiği Tasarımı ve Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel Şefkat

Orcid: 0000-0002-5686-0195

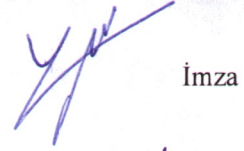
Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel Şefkat

Orcid: 0000-0002-5686-0195

 İmza

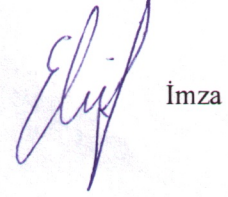
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Celalettin Yüce

Orcid: 0000-0003-1387-907x

 İmza

Üye : Doç. Dr. Elif Erzan Topçu

Orcid: 0000-0002-6115-3110

 İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Akşel EREN
Enstitü Müdürü

..!././...



U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

16/09/2019

Sinem YAY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TOPLU TAŞIMA OTOBÜSLERİ İÇİN MOTOR BEŞİĞİ TASARIMI VE ANALİZİ

Sinem YAY

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT

Günümüzde yaşanan göçler, doğum oranındaki artışlar, ortalama ömrün artışı gibi nedenlerden dolayı nüfus hızla artmaktadır. Hızlı nüfus artışı, yerleşim alanlarının ve ulaşım ağlarının hızla genişlemesine neden olup toplu taşıma araçlarının kullanımını da giderek arttırmıştır. Toplu taşıma araçları kullanımının artmasıyla, bu araçlarda uygulanan yeni teknolojiler ve mühendislik yaklaşımları (sürücü ve yolcu ergonomisi, kalite, gürültü ve titreşim seviyeleri, vs.) üretici firmalar tarafından önem kazanmakta, bu alanlarda yapılan Ar-Ge çalışmaları ile firmalar arası rekabet artmaktadır. Bu çalışmada, BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından tasarlanan motor beşiğinin analitik çözümü, sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla statik analizi, modal analizi, dinamik analizini içeren sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir. Sistemin basit bir matematiksel modeli kurularak MATLAB çözümleri elde edilmiştir. Motor beşiği üzerinde deneysel testler yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları test verileriyle karşılaştırılmış ve yapının bu yükler altında mukavim olduğu doğrulanmıştır. Bu benzetim modeli ve çözümler, NX yazılımı içerisinde NASTRAN çözücüsü ile oluşturulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Motor Beşiği, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Statik Analiz, Modal Analiz, Dinamik Analiz

2019, 78 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

THE DESIGN AND ANALYSIS OF THE CRADLE FOR PUBLIC BUS

Sinem YAY

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT

Population is growing dramatically because of reasons such as migration, increase of birth, increase of life expectancy. Rapid population growth cause settlements and transportation networks to expand and use of public transport vehicles increased. After the public transportation became more popular, new technology and engineering solution (ergonomics of driver and passenger, quality, noise and vibration levels etc.) that apply on these car are getting more important for manufacturers which challenge each other with research and development activities. In this study, several numerical analysis were applied on engine cradle which designed by BMC including analytical solution of engine cradle, static analysis by using finite elements method, modal analysis, dynamic analysis. MATLAB solution was obtained by preparing simple mathematical model. Experimental testing was implemented on engine cradle. Obtained analysis results were compared with test data and verified that structure is durable under the load. This simulation model and solutions was created with NASTRAN Solver in NX Software.

Key words: Cradle, Finite Element Method, Static Analysis, Modal Analysis, Dynamic Analysis

2019, 78 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam sürecinde, değerli fikir ve görüşleriyle beni aydınlatan, bana yön veren, sabırla bu süreci yöneten değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca konu ve kaynak açısından bana yardımda bulunan, deneysel ve sayısal çalışmalarımı yapabilmem için bana imkân sağlayan BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. başta olmak üzere bu tezin hazırlanmasına olanak sağlayan ve hiçbir konuda desteğini esirgemeyen sayın gövde tasarım müdürüm Erkan GÜNGÖR'e ve sayın ekip liderim Bahattin AKKAYA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın başlangıcından sonuca ulaşmasında kadar hiçbir konuda desteğini esirgemeyen, her daim beni motive eden, bana güven ve cesaret veren, zaman ayırıp sabır gösteren canım dostum Funda ÖZİL'e, BMC ailesinde bulunduğum süre zarfında, her türlü teknik bilgisini, tecrübesini ve manevi desteğini esirgemeyen Ezgi Zeynep SARIKAYA'ya, Onur ÇELİK'e ve Veysel ÖZDEMİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmayı, tüm zorlukları benimle göğüsleyen hayatımın her anında maddi ve manevi bana destek olan yüreği sevgi dolu biricik aileme adıyorum.

Sinem YAY

13/07/2019

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
1 GİRİŞ	1
1.1 Motor Beşiği Nedir?.....	2
1.2 Motor Beşiği Montajı Nasıl Yapılır?	5
2 KAYNAK ARAŞTIRMASI	11
3 MATERYAL VE YÖNTEM	17
3.1 Titreşim	17
3.1.1 Titreşimin Sınıflandırılması	20
3.1.2 Titreşimin Temel Kavramları.....	22
3.1.3 Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları	24
3.1.4 Titreşim Analizi.....	26
3.2 Analitik Çözüm	27
3.3 Sayısal Çözümler.....	30
3.3.1 Motor Beşiği Statik Analizi.....	31
3.3.2 Motor Beşiği Modal Analizi	36
3.3.3 Motor Beşiği Dinamik Analizi.....	39
3.3.4 İyileştirilmiş Motor Beşiği Dinamik Analizi	42
3.4 Test	45
4 BULGULAR.....	46
4.1 Analitik Çözüm Bulguları	46
4.2 Statik Analiz Bulguları.....	48
4.3 Modal Analiz Bulguları.....	51
4.4 Dinamik Analiz Bulguları	54
4.5 İyileştirilmiş Dinamik Analiz.....	65
5 TARTIŞMA ve SONUÇ	67
KAYNAKLAR	68
EKLER.....	69
ÖZGEÇMİŞ	70

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	İvme (m/s^2)
b_1	Sol Ön ve Arka Takozların Eş Değer Sönüm Katsayısı (Ns/m)
b_2	Sağ Ön ve Arka Takozların Eş Değer Sönüm Katsayısı (Ns/m)
CG	Ağırlık Merkezi (m)
E_p	Potansiyel Enerji
E_k	Kinetik Enerji
F	Kuvvet (N)
G	Yer Çekimi İvmesi (m/s^2)
J	Kütle Atalet Momenti ($kg \cdot m^2$)
k_1	Sol Ön ve Arka Takozların Eş Değer Yay Katsayısı (N/m)
k_2	Sağ Ön ve Arka Takozların Eş Değer Yay Katsayısı (N/m)
L_1	Motor ve Şanzıman Ağırlık Merkezinin Sola Mesafesi (m)
L_2	Motor ve Şanzıman Ağırlık Merkezinin Sağa Mesafesi (m)
M	Motor Beşiği Kütle (kg.)
T	Zaman (s)
X_1	Sol Ön ve Arka Takozların Z Ekseninde Yer Değiştirmesi (m)
X_2	Sağ Ön ve Arka Takozların Z Ekseninde Yer Değiştirmesi (m)
X_G, y_1	Motor ve Şanzıman Yer Değiştirmesi (m)
\dot{X}_g, y_2	Motor ve Şanzıman Hızı (m/s^2)
W_n	Sistemin Doğal Frekansı (Hz)
σ_{ak}	Akma Mukavemeti (MPa)
$\sigma_{nominal}$	Nominal Gerilme Mukavemeti (MPa)
λ	Periyod (rad)
θ, y_3	Motor Beşiğinin Z Ekseninde Ağırlık Merkezine Göre Dönme Açısı(rad)
$\dot{\theta}, y_4$	Açısal Hızı (rad/s)

Kısaltmalar Açıklama

B	Boyut
FFT	Transfer Fonksiyonu
FRF	Frekans Cevap Sinyali
rpm	Dakikadaki Dönüş/Devir Sayısı Birimi (dev/dak)
S	Emniyet Katsayısı
Sin	Sinüs

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Türkiye nüfus miktarı artış grafiği	1
Şekil 1.2. Motor ve şanzımanın şasiye bağlandığı durumdaki ağırlık merkezi dağılımı ..3	
Şekil 1.3. Güç paketinin şasi üzerine montajı	4
Şekil 1.4. Motor ile gövde karkası (a) ve motor ile motor beşiği (b) montajı	5
Şekil 1.5. Motor beşiği ile gövde karkası montajı	6
Şekil 1.6. Tasarlanan motor beşiği montajına ait görsel	6
Şekil 1.7. Motor beşiği bağlantı bölgeleri	7
Şekil 1.8. Motor beşiği şasi montaj bölgeleri	7
Şekil 1.9. Motor ve motor beşiği bağlantısı	8
Şekil 1.10. Motor ve şanzımanın şasi üzerine montajı	9
Şekil 1.11. Güç paketinin motor beşiği yardımıyla şasiye montajı	10
Şekil 2.1. Motor montajı yapılmış olan motor beşiğinin üst görünüşü	12
Şekil 2.2. Motor montajı yapılmış olan motor beşiğinin sol yan görünüşü	12
Şekil 2.3. Motor beşiğinin perspektif görünüşü	13
Şekil 2.4. Alt çerçeve montajı yapılmış motorlu araç şasisi perspektif görünüşü	14
Şekil 2.5. Alt çerçeve montajının üst görünüşü	14
Şekil 2.6. Motor beşiği perspektif görünüşü	16
Şekil 2.7. Merkezi kısmın perspektif görünüşü	16
Şekil 2.8. Rijit kısmın perspektif görünüşü	16
Şekil 3.1. Salınım hareketi örnekleri	17
Şekil 3.2. Kütle yay sisteminin denge konumu etrafındaki hareketi	19
Şekil 3.3. Basit sarkaç enerji değişimi	19
Şekil 3.4. Lineer ve lineer olmayan yay katayısı eğrileri	21
Şekil 3.5. Deterministik (a) ve rastgele (b) titreşim eğrileri	21
Şekil 3.6. Tek serbestlik dereceli (a) ve çok serbestlik dereceli (b) sistemler	22
Şekil 3.7. Genlik ve periyod gösterimi	24
Şekil 3.8. Yay karakteristikleri ve hesaplamaları	25
Şekil 3.9. Atalet elemanları ve hesaplamaları	25
Şekil 3.10. Sönüm elemanları ve hesaplamaları	26
Şekil 3.11. Kütle, yay ve sönüm elemanlarından oluşturulan matematiksel model	28
Şekil 3.12. Ağırlık merkezi etrafında dönme hareketi sonucu oluşan yer değiştirme	28
Şekil 3.13. Ağırlık merkezi etrafında dönme hareketi sonucu oluşan yer değiştirme	28
Şekil 3.14. Motor beşiği statik analizine dahil edilen geometriler	31
Şekil 3.15. Motor beşiği statik analizine dahil edilen 3B sayısal ağlar	32
Şekil 3.16. Motor beşiği statik analizine dahil edilen 1B sayısal ağlar	32
Şekil 3.17. Motor beşiği statik analizine dahil edilen 0B sayısal ağlar	33
Şekil 3.18. Şanzıman, motor ve klima kompresörü ağırlık merkezi noktaları	34
Şekil 3.19. Şanzıman, motor ve klima kompresörü bağlantı bölgeleri	35
Şekil 3.20. Motor beşiği statik analizi sınır koşulları	35
Şekil 3.21. Motor beşiği statik analizi yüklemeleri	36
Şekil 3.22. Motor beşiği dinamik analizine dahil edilen geometriler	37
Şekil 3.23. Motor beşiği dinamik analizine dahil edilen 3B sayısal ağlar	38
Şekil 3.24. Motor beşiği dinamik analizine dahil edilen 1B sayısal ağlar	38
Şekil 3.25. Motor beşiği dinamik analizi sınır koşulları	39
Şekil 3.26. Sonuçlarda kullanılan eksen takımı	40
Şekil 3.27. X ekseninde motor titreşim verileri	40

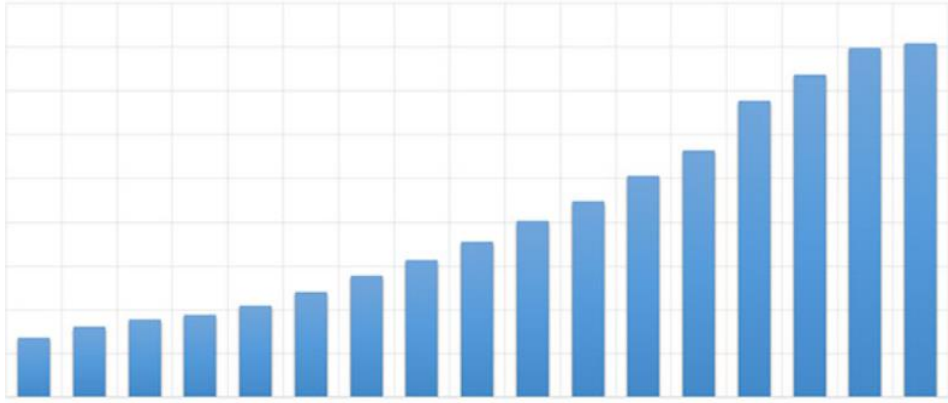
Şekil 3.28. Y ekseninde motor titreşim verileri	41
Şekil 3.29. Z ekseninde motor titreşim verileri.....	41
Şekil 3.30. Motor beşiği dinamik analizi yüklemeleri	42
Şekil 3.31. İyileştirilmiş motor beşiği statik analizine dahil edilen geometriler.....	43
Şekil 3.32. İyileştirilmiş motor beşiği statik analizine dahil edilen 3B sayısal ağlar.....	43
Şekil 3.33. İyileştirilmiş motor beşiği statik analizine dahil edilen 1B sayısal ağlar.....	43
Şekil 3.34. İyileştirilmiş motor beşiği dinamik analizi sınır koşulları	44
Şekil 3.35. İyileştirilmiş motor beşiği dinamik analizi yüklemeleri	44
Şekil 3.36. Motor Beşiği Test Ölçümleri	45
Şekil 4.1. Matematik model çözümü ile elde edilen yer değiştirme – zaman grafiği	46
Şekil 4.2. Matematik model çözümü ile elde edilen hız – zaman grafiği	47
Şekil 4.3. Matematik model çözümü ile elde edilen açısal yer değiştirme – zaman grafiği	47
Şekil 4.4. Matematik model çözümü ile elde edilen açısal hız – zaman grafiği	48
Şekil 4.5. Motor beşiği statik analizi deplasman sonucu	49
Şekil 4.6. Motor beşiği statik analizi eşdeğer gerilme sonucu	50
Şekil 4.7. Braket parçası max. eşdeğer gerilme sonucu	50
Şekil 4.8. Braket parçası max eşdeğer gerilme sonucu ve max. gerilme düğüm noktası grafiği	51
Şekil 4.9. Motor beşiği genel görünüşü- sac elemanının esdeğer maksimum gerilme dağılımı	55
Şekil 4.10. Taşıyıcı braket elemanının eşdeğer gerilme dağılımı	56
Şekil 4.11. Kutu profil elemanı eşdeğer gerilme dağılımı	57
Şekil 4.12. Kutu profil eşdeğer gerilme dağılımı	58
Şekil 4.13. Bağlantı bölgesi sac elemanı eşdeğer gerilme dağılımı	59
Şekil 4.14. Taşıyıcı braket elemanı eşdeğer gerilme dağılımı	60
Şekil 4.15. Destek sacı eşdeğer gerilme dağılımı	61
Şekil 4.16. Sönümleyici eleman bağlantı braketi eşdeğer gerilme dağılımı	62
Şekil 4.17. Destek sacı elemanı eşdeğer gerilme dağılımı	63
Şekil 4.18. Kutu profil elemanı eşdeğer gerilme dağılımı	64
Şekil 4.19. Motor beşiği genel görünüşü- esdeğer maksimum gerilme dağılımı	65
Şekil 4.20. Detay parça genel görünüşü- esdeğer maksimum gerilme dağılımı	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Kullanılan malzemeler ve özellikleri	31
Çizelge 3.2. Ağırlık merkezi koordinatları	34
Çizelge 3.3. Kullanılan malzemeler ve özellikleri	42
Çizelge 4.1. Motor beşiği modal analiz sonucu doğal frekans değerleri	52
Çizelge 4.2. Motor beşiği test sonucu doğal frekans değerleri	53

1 GİRİŞ

Günümüzde yaşanan göçler, doğum oranındaki artışlar, ortalama yaşam süresinin uzaması gibi durumlardan dolayı nüfus hızla artmaktadır. Yıllara göre nüfus artışı ile ilgili görsel Şekil 1.1' de verilmiştir. Hızlı nüfus artışı, yerleşim alanlarının ve ulaşım ağlarının hızla genişlemesine neden olup toplu taşıma araçlarının kullanımını da giderek arttırmıştır. Toplu taşıma araçları kullanımının artmasıyla, bu araçlarda uygulanan yeni teknolojiler ve mühendislik yaklaşımları (sürücü ve yolcu ergonomisi, kalite, gürültü ve titreşim seviyeleri, vs.) üretici firmalar tarafından önem kazanmakta, bu alanlarda yapılan Ar-Ge çalışmaları ile firmalar arası rekabet artmaktadır.



Şekil 1.1. Türkiye nüfus miktarı artış grafiği

(<http://www.cografyabilimi.gen.tr/turkiyede-nufusun-yillara-gore-degisimi/>)

Üretici firmaların rekabetçi olabilmesi için, düşük maliyetli, kaliteli üretim yapması, servis desteği sağlayabilmesi, aynı zamanda servis desteği aşamasında hızlı çözümler üretebilmesi gerekmektedir. Şehir içi toplu taşıma araçlarının seri üretimini hızlandırmak, servis desteği aşamasında bekleme süresini azaltmak amacıyla BMC tarafından motor beşiği (cradle) olarak adlandırılan yeni bir tasarım çalışılmıştır.

Bu tez çalışmasında, 3B modelleme programı yardımıyla tasarlanan motor beşiğinin, analitik çözümüne, sayısal çözümüne, deneysel çözümüne ve elde edilen çözümler çerçevesinde yorumlarına yer verilmiştir. Analitik çözüm, matematik modelini

içermekte; sayısal çözüm, sonlu elemanlar yöntemi yardımı ile elde edilen statik, modal ve dinamik analiz çözümlerini; deneysel çözüm ise test verilerini içermektedir.

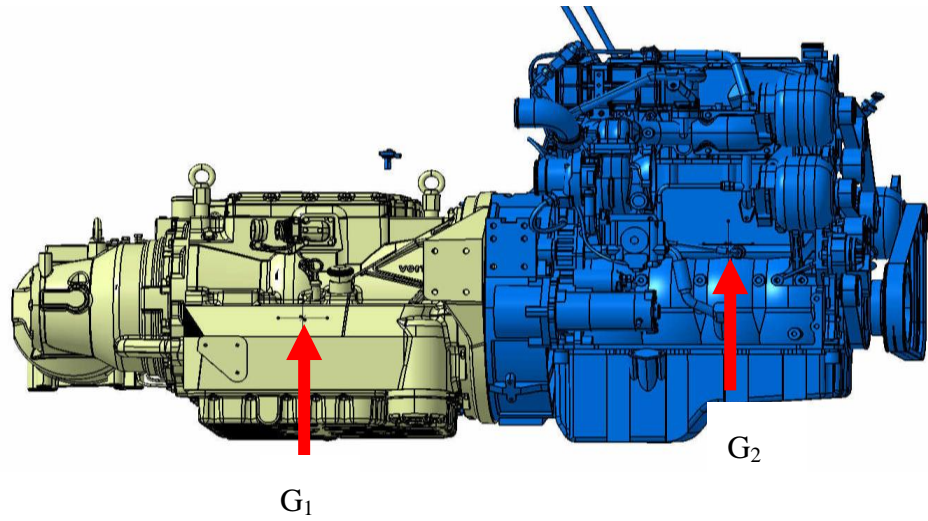
1.1 Motor Beşiği Nedir?

Günümüzde askeri ve ticari araçlarda, motor ve motor ile ilişkili alt parçalar (şanzıman, klima kompresörü, alternatör, bu parçaların bağlantılarını sağlayan alt sistemler yani güç paketi) araç şasisine ayrı ayrı montajlanmaktadır. Bu çalışmada ise güç paketinin tek bir yapı yardımıyla araç şasisine montajlandığı durum incelenmiştir. Bu yapı, içten yanmalı veya hibrid motorların güç paketlerinin araca tek seferde montaj edilmesini sağlayan bir konstrüksiyondur ve motor beşiği olarak adlandırılmaktadır. İki durum arasındaki farklar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Güç paketi içerisindeki parçaların aracın şasisine ayrı ayrı montajlanması durumunda,

- İlgili her parçanın şasiye montajının yapılabilmesi için, her parçaya özel tasarlanmış aparatlara ve braketlere ihtiyaç duyulmaktadır. Üretilen bu aparatlar ve braketler maliyeti arttırmaktadır. Bir örnek ile açıklanırsa, araçların üretim hattı incelendiğinde, benzinli ve dizel araçlar aynı hatta üretilmemektedir. Çünkü araç şasileri, motor için kullanılan parçalar ve montaj kompleleri birbirinden farklıdır. Farklı olan her parça, kullanılan aparatları da etkilemektedir.
- Motor bölgesinde kullanılan parça ya da montaj kompleksinde tasarım değişikliği yapıldığında ya da parçalardan birinin konumunda değişiklik yapıldığında bu aparatların ve braketlerin tasarımlarının, değişiklik yapılan parçanın şasi üzerindeki yerinin ayrı ayrı gözden geçirilmesi gerekmektedir. Bu durum, oluşan üretim maliyeti yanında bir de mühendislik maliyeti oluşturmaktadır.
- Her bir parçanın şasiye tek tek montajlanması için gereken işlem süresi, işçilik maliyetinde de artışa neden olmaktadır. İşçilik sürelerindeki artış, günlük üretilmesi gereken araç sayısını da düşürmektedir.

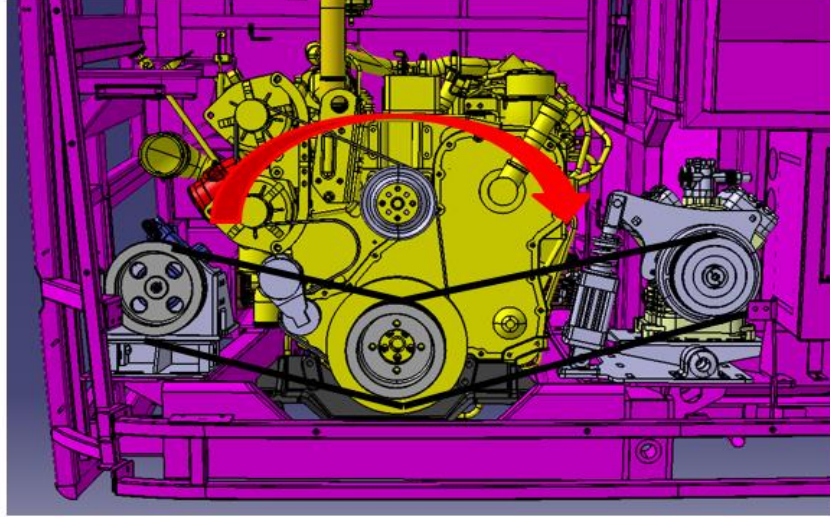
- Güç paketi parçaları, çalışma esnasında titreşim oluşturan parçalardır. Bu titreşimi önlemek için her bir parçaya özel titreşim takozları seçilmeli ya da tasarlanmalıdır. Bu durumda mühendislik ve malzeme maliyeti artmaktadır.
- Motor ve şanzıman şasi üzerine montaj edildikten sonra araç üzerinde aynı doğrultuda konumlanmaktadır. Bu durum ağırlık merkezinin asimetrik bir dağılım göstermesine neden olmaktadır. Şekil 1.2’de gösterildiği gibi ağırlık merkezlerinde oluşan farklılıklar, şaft açısında bozulmalara, ses, titreşim ve güç kayıplarına neden olmaktadır.



Şekil 1.2. Motor ve şanzımanın şasiye bağlandığı durumdaki ağırlık merkezi dağılımı

- Klima kompresörü, ek alternatör, direksiyon pompası veya fan pompası gibi yardımcı sistemler şasi üzerine mekanik bağlantılar ile yapılmakta olup motordan kayış kasnak ve gergi sistemleri yardımıyla güç çekerek beslenmektedirler. İlgili görsel Şekil 1.3’de verilmiştir. Çalışma esnasında, motor krank eksenine etrafında dönmekte, alt sistemlerle bağlantıyı sağlayan kayış kasnak sistemlerinde zamanla boşluk veya aşırı gerilmeler oluşmaktadır. Oluşan bu boşluk yaylı veya pnömatik gergiler ile kayış üzerine basarak giderilmeye çalışılmaktadır. Bu tarz değişimler gövde üzerine özellikle kayış kasnak sisteminden güç çekildiği durumlarda titreşimin aktarılmasına sebep olmakta, kimi zaman pnömatik gergilerde anlık aşırı yükleme sebebiyle, şaft açısında

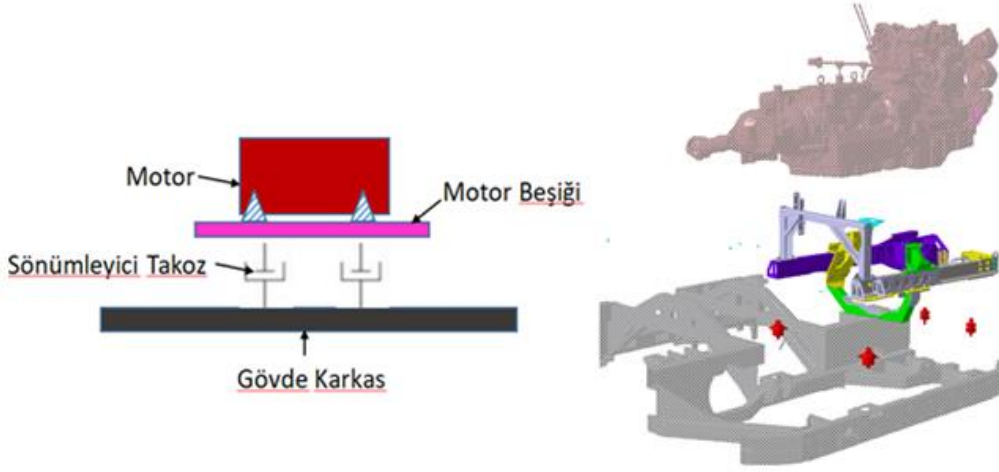
oluşan bozulma sonucunda aktarma sisteminde titreşim ve ilave yükler oluşturmaktadır.



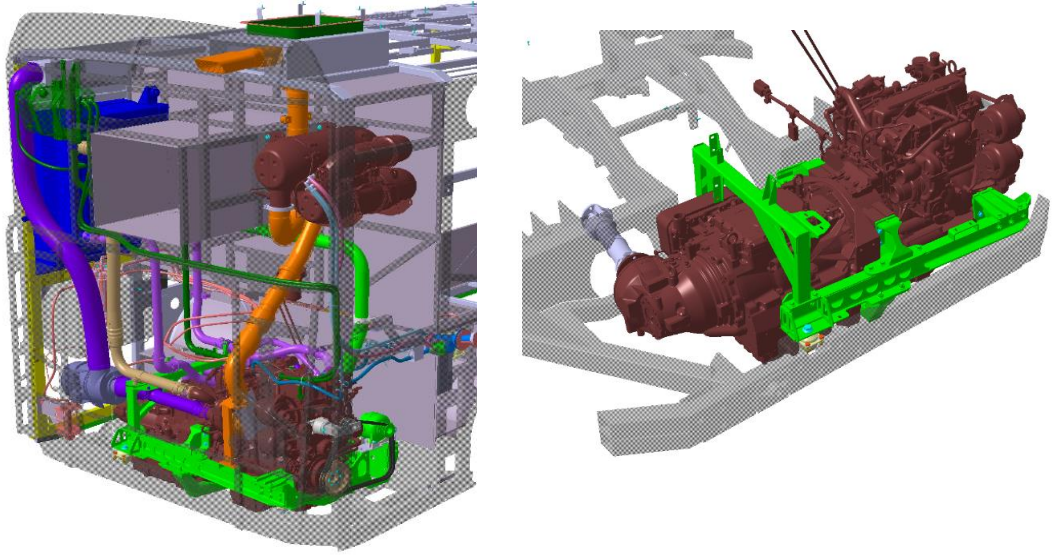
Şekil 1.3. Güç paketinin şasi üzerine montajı

Güç paketi içerisindeki parçaların motor beşiği üzerine montajlanması durumunda,

- Bu parçaların montajının kolaylıkla yapılabileceği motor beşiği olarak adlandırılan yapı, tek tip bir yapı olarak tasarlanmıştır. Böylelikle aparat ve braket maliyetleri azaltılmıştır.
- Güç paketinin motor beşiği üzerine montajı, araç içerisinde dar alanlar yerine araç dışında yapıldığından, montaj süresinden kazanç sağlanmaktadır. Montajı tamamlanan motor beşiği, tek seferde araç şasisine entegre edilebilmektedir. Parça tamirati gerektiğinde de motor beşiği de - montaj işlemi kısa sürede ve hızlı bir şekilde yapılabilmektedir.
- Motor, şasi üzerine montaj edilmeden önce motor beşiği üzerinde iken çalıştırılarak eksikler ya da uygunsuzluklar önceden tespit edilebilmektedir.
- Titreşim sönümleyici elemanlara gelen yükler önceden ölçülerek istenilen bölgeye istenilen oranda yük dağıtılabilmektedir.
- Çalışan personel daha geniş bir alanda çalıştığından ergonomik şartları iyileştirilmiştir.

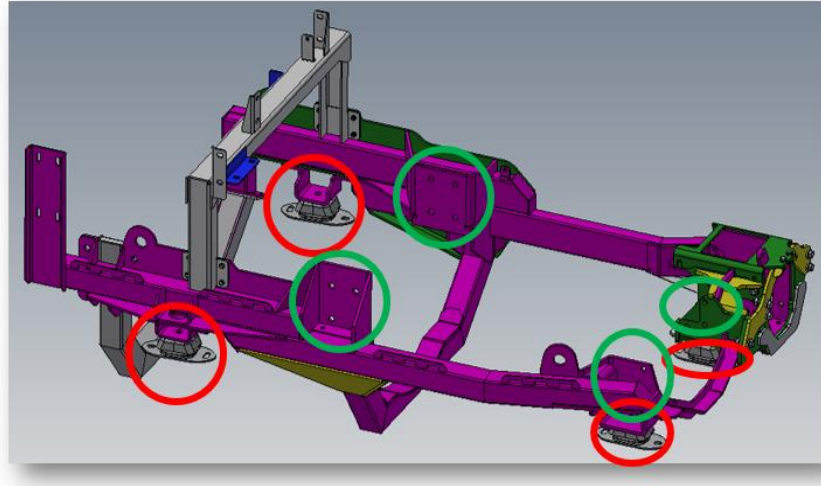


Şekil 1.5. Motor beşiği ile gövde karkası montajı



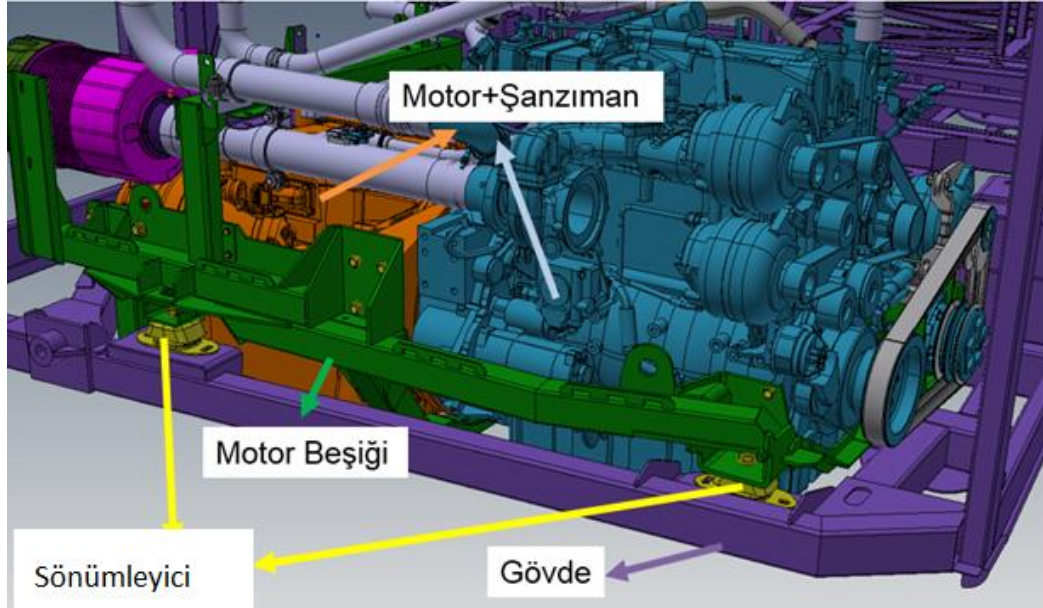
Şekil 1.6. Tasarlanan motor beşiği montajına ait görsel

Motor beşiği tasarımında, motor - motor beşiği bağlantısının sağlanması için iki farklı bağlantı bölgesi, şanzıman - motor beşiği bağlantısının sağlanması için de iki farklı bağlantı bölgesi kullanılmıştır. Motor, şanzıman ve motor beşiği arasındaki bağlantılar mekanik bağlantıdır. Motor beşiği kompleksi, dört farklı bağlantı bölgesinden esnek takozlar ile araç şasisine montajlanmaktadır. Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'de detaylı görsel bulunmaktadır.



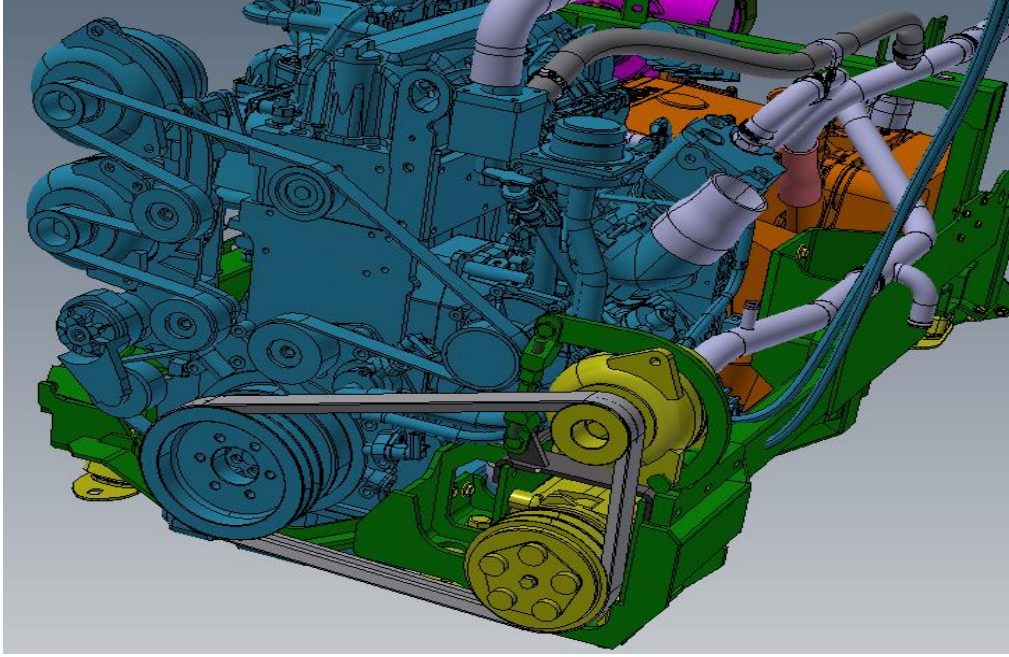
- → Motor beşiği gövde bağlantı lokasyonu (Sönümlenme takozu bölgeleri)
- → Motor ve motor beşiği gövde bağlantı lokasyonu (Rijit mekanik bağlantı)

Şekil 1.7. Motor beşiği bağlantı bölgeleri



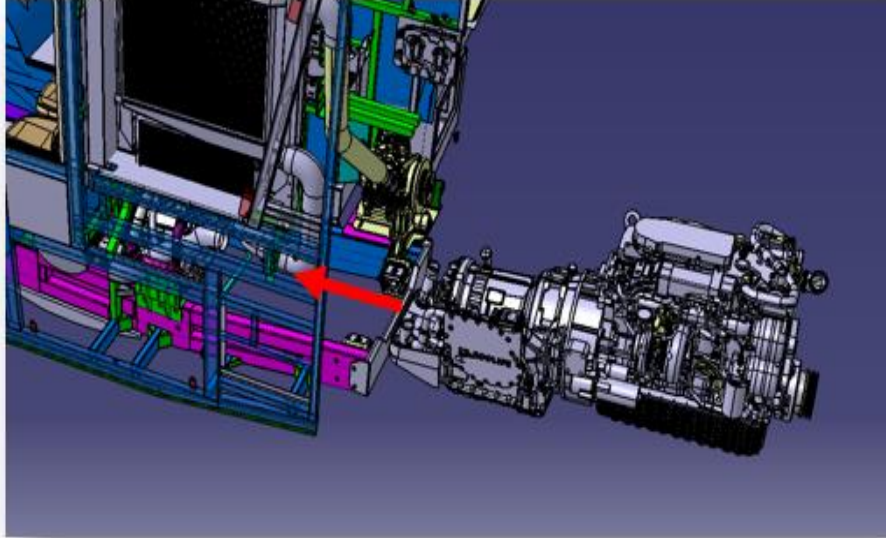
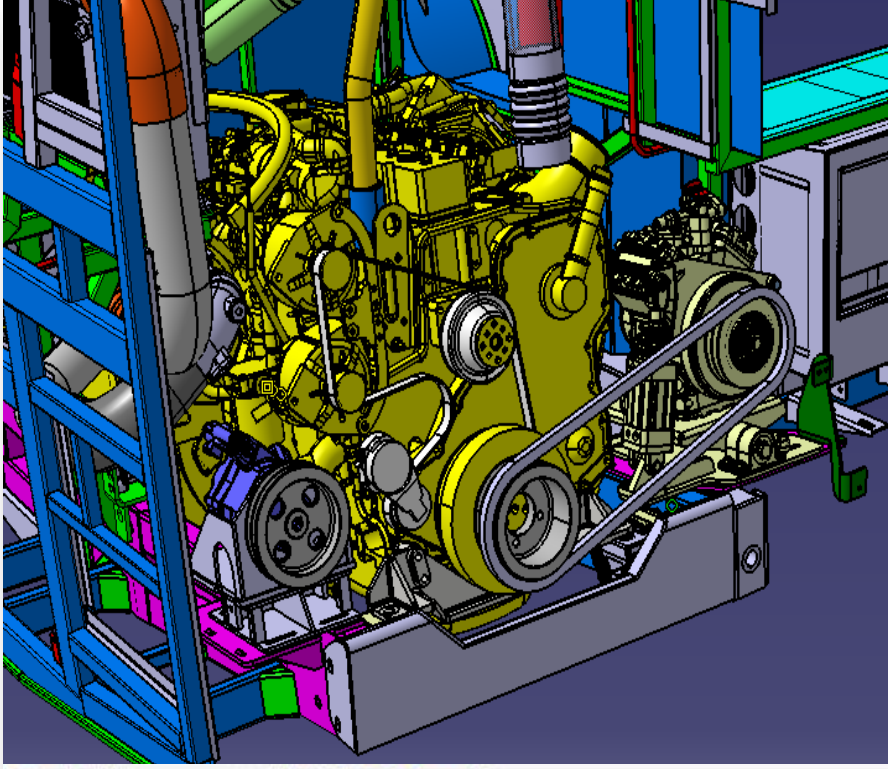
Şekil 1.8. Motor beşiği şasi montaj bölgeleri

Tasarlanan motor beşiğinde, güç paketi motor beşiğine rijit bağlı olduğundan motorun yüke bağlı olarak herhangi bir dönme momenti göstermesi durumunda bütün alt sistemler motorla beraber döndüğünden kayış kasnak sisteminde ilave yükler meydana gelmemektedir. İlgili görsel Şekil 1.9' da verilmiştir.

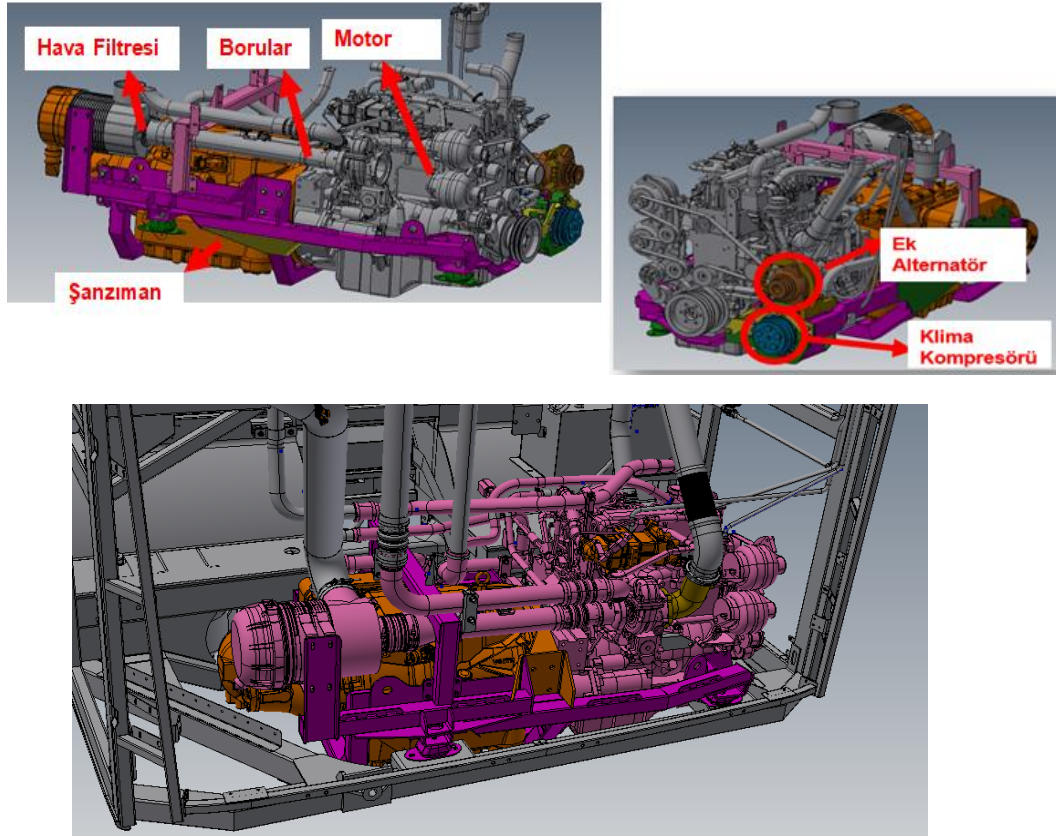


Şekil 1.9. Motor ve motor beşiği bağlantısı

Motor ve şanzımanın, g¼n¼m¼zde olduğu gibi direk şasiye bağlantısı ve motor beşiği yardımıyla şasiye bağlantısı ile ilgili g¼rseller Şekil 1.10 ve Şekil 1.11’de bulunmaktadır.



Şekil 1.10. Motor ve şanzımanın şasi üzerine montajı

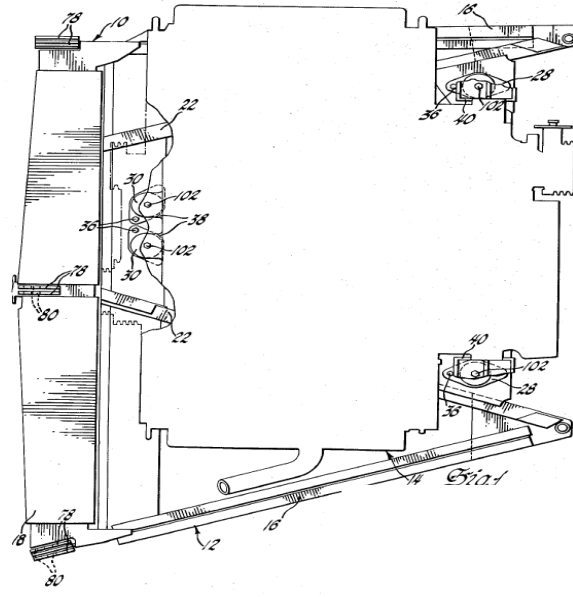


Şekil 1.11. Güç paketinin motor beşiği yardımıyla şasiye montajı

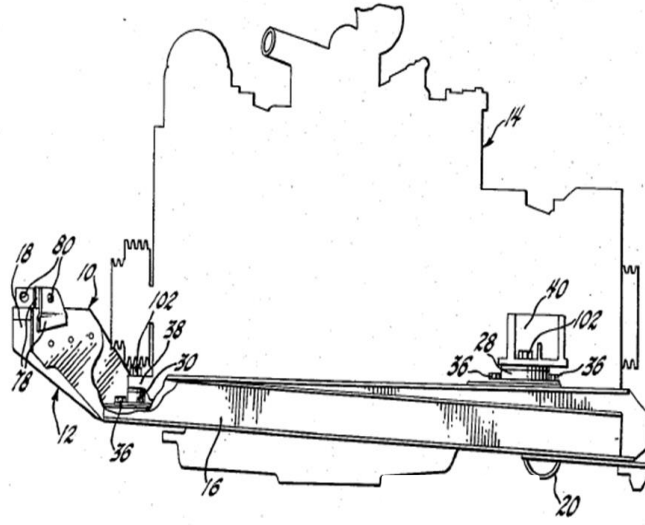
2 KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, motorlu taşıtlarda motor titreşimlerinin azaltılması, motor montaj ve de - montaj işlemlerinin pratik bir şekilde yapılması amacıyla geçmiş yıllarda yapılan bazı uygulamalar incelenmiştir. Yapılan araştırmalar sonucunda, bu uygulamaların 1950 yıllarına kadar uzandığı tespit edilmiştir. (Strong 1958).

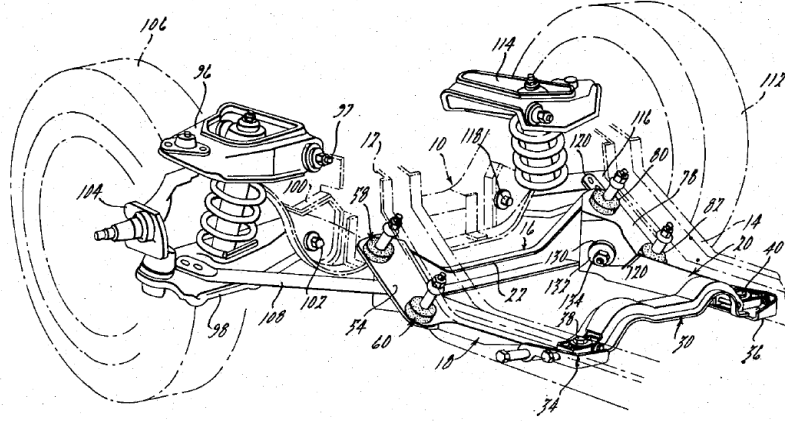
Strong tarafından 1958 yılında yapılan bir çalışma, motorlu taşıtlarda kullanılan motor takozları ile ilgilidir. Motor titreşimlerinin şasiye iletilmesini önlemek için motorun montajında esnek bağlantı elemanlarının kullanılması yaygın bir yöntemdir. Ancak bu yöntem, özel yolcu araçları ve küçük ticari araçlarda yaygın olarak kullanılabilirken, motoru büyük ve arıza riski fazla olan büyük geniş araçlar ve otobüslerde uygulanamamaktadır. Bu tip araçlarda, motorun hızla gövdeden çıkarılabilmesi ve hızla tamir edilebilmesi için yeni bir ekipmana ihtiyaç duyulmaktadır. Aksi takdirde bu tip araçlar uzun süre kullanım dışı kalacaktır. Bu sebeple, motor beşiği olarak adlandırılan, motorun esnek bir şekilde üzerine montajlanabildiği yapısal eleman tasarlanmıştır. İlgili görsel Şekil 2.1, Şekil 2.2 ve Şekil 2.3' de verilmiştir.



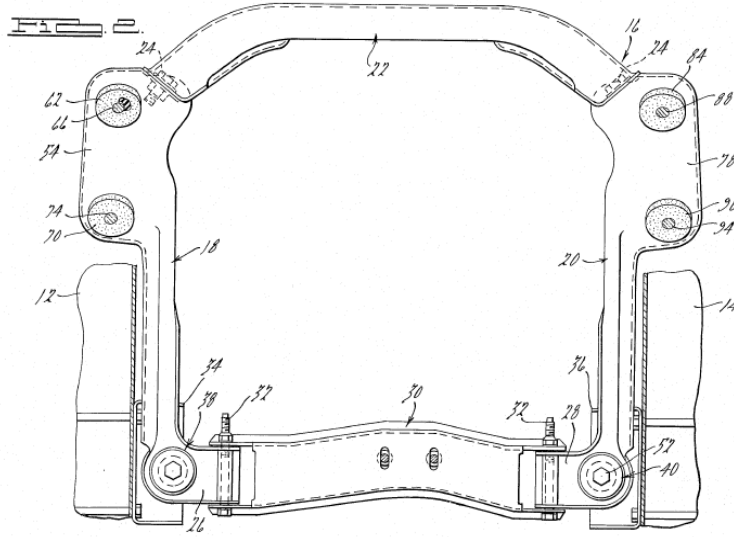
Şekil 2.1. Motor montajı yapılmış olan motor beşiğinin üst görünüşü



Şekil 2.2. Motor montajı yapılmış olan motor beşiğinin sol yan görünüşü



Şekil 2.4. Alt çerçeve montajı yapılmış motorlu araç şasisi perspektif görünüşü



Şekil 2.5. Alt çerçeve montajının üst görünüşü

Beckman'ın (2000) bir buluşu olarak yayınlanan çalışma, araçların şasi ve gövdesi ile ilgilidir. Bu buluş, şasi aksamı ve araç gövdesi ile kullanılacak olup motor ve bağlantı yapılarını birleştirmek için geliştirilen bir yapıdır. Şasi aksamı iki grupta incelenebilmektedir.

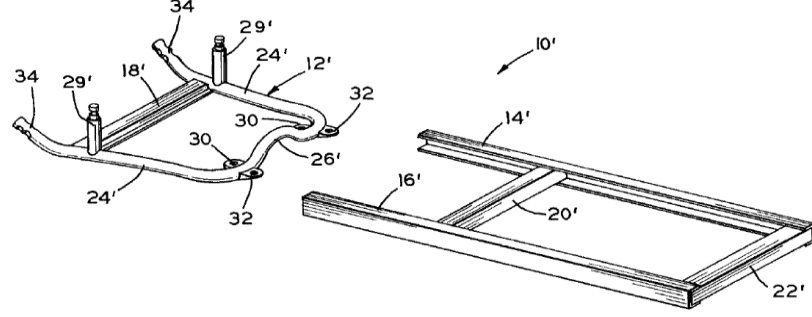
Şasiden Taşıyıcılı (Ayrık Şasi) Taşıt: Bu sistemde şasi ve gövde birbirinden ayrı olarak imal edilmiştir. Şasi kısmı gövdeye göre daha mukavemetli (dayanımlı) olan U profilden imal edilmiş ve daha sonra her iki kısım kaynaklı olarak birleştirilmiştir. Çevresel ve X çerçeve şeklinde üretilen bu şase tiplerinde ağırlıkta oldukça fazladır. Bu tip şasi, üretim maliyetini ve yakıt sarfiyatını artırdığı gibi kazalardaki yaralanma ve ölüm olasılıklarını da arttırmaktadır. Bunun sebebi, ağırlık ve çarpma kuvvetinin etkisiyle oluşan darbe enerjisinin olduğu gibi yolculara aktarılmasındandır. Günümüzde üretilen bu tip şasilerde sac kalınlıkları azaltılmaktadır. Kamyon ve tır gibi ağır vasıtalarda bu tip şasi kullanılmaktadır.

Gövdeden Taşıyıcılı (Birleşik Şasi) Taşıt: Gövdeden taşıyıcılı sistemde, gövde ile şasi kısmı tek parça hâindedir, her bir parça çelik profil veya çelik sacdan üretilmiştir. Elektrik kaynağı aracılığı ile profiller gövdeye kaynatılmıştır. Uzay kafes sistemine göre tasarlanan bu yapılar diğerlerine göre daha hafif ve dayanımlıdır. Kaza esnasında meydana gelen şok enerjisi tüm gövdeye yayılır. Avrupa taşıt normlarına göre üretilen taşıt gövdeleri üzerindeki zayıf noktalar çelik barlar (çelik boru) aracılığıyla güçlendirilecek ve kaza hâlinde taşıt içerisindeki yolcuların kafasını çarpabileceği her yere hava yastığı yerleştirilecektir. Araç şasisi belirli bir ağırlık ve yapıda üretilecektir. (Millî Eğitim Bakanlığı 2011).

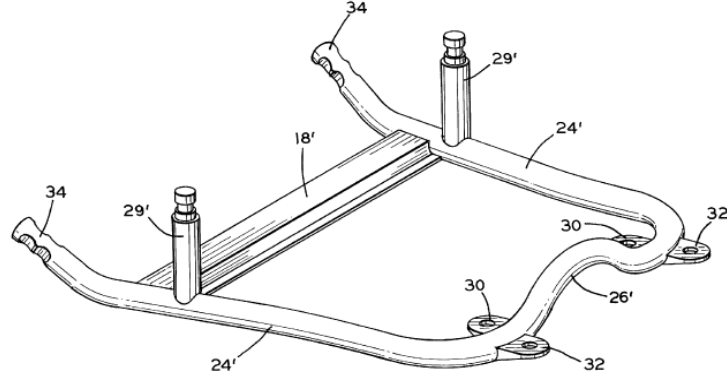
Otomobil, kamyon, kamyonet gibi yaygın olarak kullanılan tüm arazi araçları, gövde ve ayrık şasi aksamı içerir. Bu yapıların yapısal bileşenlerinin birbirinden ayrı ve bağımsız olduğu gözlenebilir. Şasi kısmı, esnek bir süspansiyon sistemi ile araç tekerlekleri üzerinde esnek bir şekilde desteklenir. Gövde kısmının ve aracın diğer bileşenlerinin montaj edilebileceği bir platform görevi görür.

Her iki gövde ve şasi düzeneğinde de aracın motorunu desteklemek için özel bir yapı sağlanması gerekmektedir. Genellikle motor beşiği olarak adlandırılan bu motor destek yapısı bu tasarımda iki bölümden oluşmakta olup bu bölümlerden biri merkezi kısım diğeri ise U şekilli rijit yapıdır. Motor montaj bölgeleri ve karoseri montaj bölgeleri taşıt üzerinde farklı yerlerde oluşturulur. Motor montaj bölgesi, motorun motor beşiğine bağlantısını kolaylaştırmak için tasarlanmıştır. Gövde montaj bölümleri ise motor

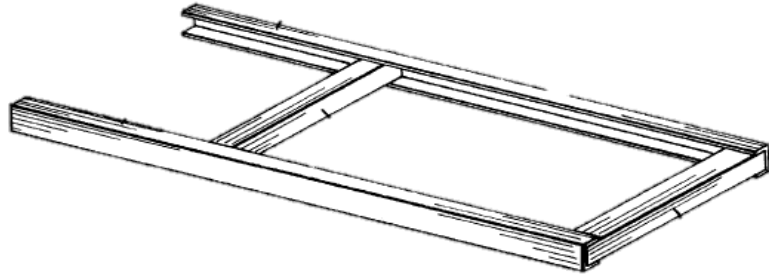
beşiğinin gövde ve şasi aksamına bağlantısını kolaylaştırmak için tasarlanmıştır. İlgili görseller Şekil 2.6, Şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de verilmiştir.



Şekil 2.6. Motor beşiği perspektif görünüşü



Şekil 2.7. Merkezi kısmın perspektif görünüşü



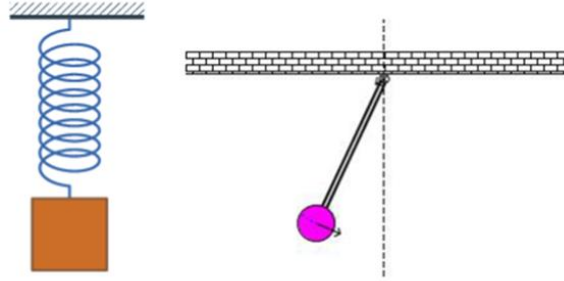
Şekil 2.8. Rijit kısmın perspektif görünüşü

3 MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışma kapsamında kullanılan materyal, motor beşiğidir. Kullanılan yöntemler ise analitik çözüm, sayısal çözüm ve test çalışmalarıdır. Yöntemler daha detaylı incelenirse, analitik çözümler içerisinde yapının dinamik davranışını tanımlayan denklemler ve bu denklemlerin MATLAB yazılımı ile çözümlerine yer verilmiştir. Sayısal çözümler içerisinde sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla motor beşiğinin statik, modal ve dinamik analizlerine yer verilmiştir. Sayısal çözümler, SIEMENS NX10.0 yazılımı içerisinde NX NASTRAN çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. Test çalışmaları ise, prototip motor beşiği üzerinde yapılmış olup test verileri DEWESOFT yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Yöntemler incelenmeden önce, dinamiğin alt kollarından biri olan titreşim ile ilgili genel birkaç bilgi verilmiştir.

3.1 Titreşim

Titreşim, bir denge konumu etrafında yapılan salınım hareketi veya belirli bir zaman aralığında periyodik olarak tekrar eden hareket olarak tanımlanmaktadır. İlgili görsel Şekil 3. 1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Salınım hareketi örnekleri

Dinamiğin alt kollarından birisi olan titreşim, salınım hareketi ve salınım hareketine etki eden kuvvetler ile ilgilenir. Birçok mühendislik alanında titreşim konusu ile sıklıkla karşılaşmaktadır. Bu alanda yapılan çalışmalar ise genelde titreşim seviyelerinin azaltılmasına yöneliktir. Titreşimin temelde aşağıda belirtildiği gibi iki farklı nedeni vardır. Bunlar,

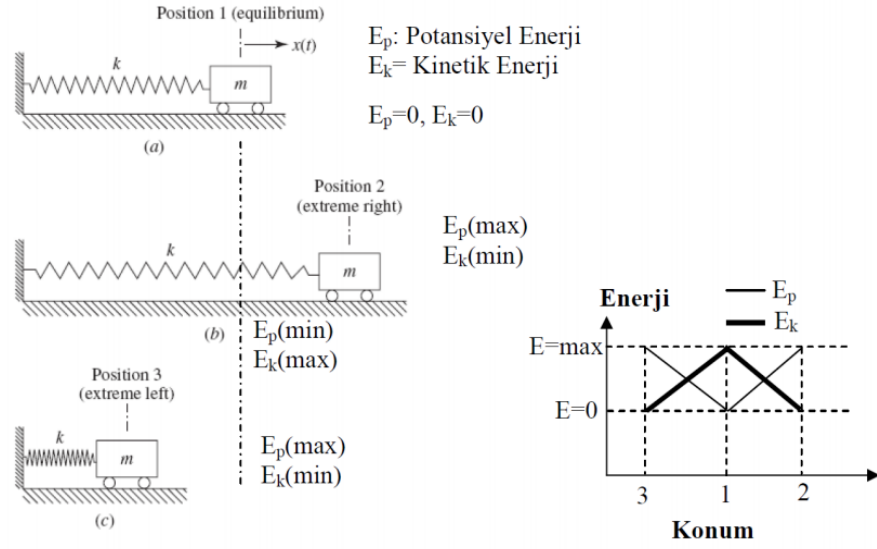
- Dış kuvvetler
- Sistemin dış kuvvetlere cevap verme isteğidir.

Dış Kuvvetler:

- Sistemin bağılı olduğu temelden gelen kuvvet
- Dönen sistemlerde dengelenmemiş kütleler,
- Motorlarda gidip-gelen kütleler,
- Darbe, deprem, vb. (<https://docplayer.biz.tr/60272845-Mekanik-titresimler-ders-notlari.html>, 2015).

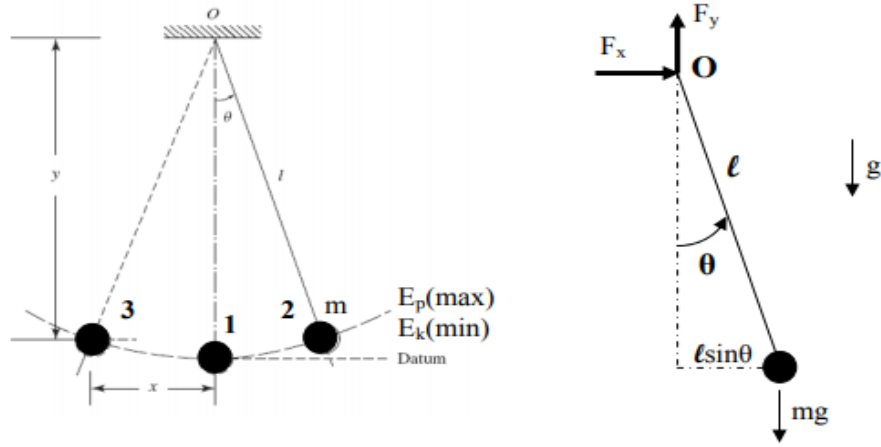
Titreşim, potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise potansiyel enerjiye dönüşümü ile oluşmaktadır. Bu nedenle titreşim yapan sistemler potansiyel enerji ve kinetik enerji depolayan elemanlara sahip olmalıdır. Potansiyel enerji depolayan elemanlar yay veya elastik elemanlar, kinetik enerji depolayan elemanlar ise kütle veya atalet elemanlarıdır. Elastik elemanlar potansiyel enerji depolar ve bu enerjiyi atalet elemanına kinetik enerji olarak geri verir. (Kıral, Z.,http://kisi.deu.edu.tr/zeki.kiral/Mekanik_Titresimler_Ders_Notlar%C4%B1_Zeki_K%C4%B1ral.pdf)

Şekil 3.2.'de bir kütle yay sisteminin denge konumu etrafındaki hareketi görülmektedir. Şekil 3.2.a'da yay ile zemine bağlanmış kütle, denge konumunda görülmektedir. Kütle, verilen ilk yer değiştirme ile Şekil 3.2.b'de görüldüğü gibi, 2 konumuna getirilmiştir. 2 konumunda maksimum uzama halinde bulunan yayda depolanan potansiyel enerjinin en yüksek düzeyde olduğu, bu konumda kütle hızının sıfır olduğu ve dolayısıyla kinetik enerjinin sıfır olduğu bilinmektedir. Kütle, 2 konumundan serbest bırakıldığında 1 konumuna doğru artan bir hızla hareket eder. 1 konumuna geldiğinde ise tekrar eski boyuna ulaşır ve depoladığı potansiyel enerjiyi tamamen m kütlelerine aktarmıştır. Bu konumda enerjinin korunumu prensibine göre kütle hızının kinetik enerjisi dolayısıyla hızı en büyük değerine ulaşır.



Şekil 3.2. Kütleye yay sisteminin denge konumu etrafındaki hareketi

Şekil 3.3'de gösterilen basit sarkaç ile yukarıda verilen yay-kütleye sistemindeki enerji değişimi benzerdir.



Şekil 3.3. Basit sarkaç enerji değişimi

- Katı bir yapı elastik bir şekilde deforme edilip aniden bırakılırsa denge konumuna gelene kadar salınır. Bu periyodik harekete serbest titreşim adı verilir. (Şekerci 2013). Serbest titreşim esnasında potansiyel ve kinetik enerji arasında bir değişim vardır. Eğer sistem korunumlu ise sistemin potansiyel ve kinetik enerjisinin toplamı sabittir ve zamana göre değişimi sıfırdır. Bu durumda sistem teorik olarak sonsuza dek titreşir. Pratikte ise titreşim yapan sistemlerde

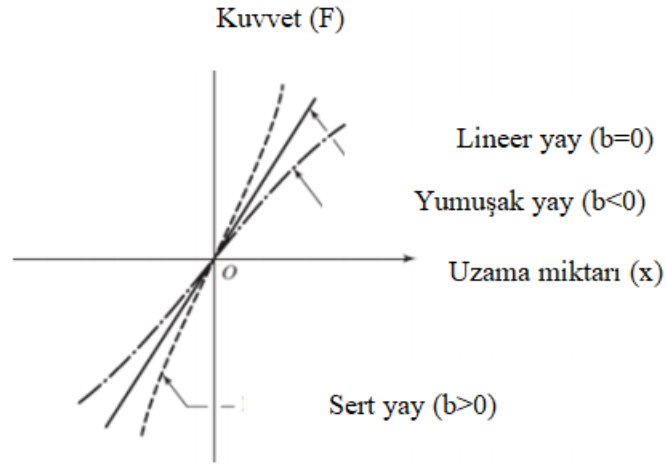
sönüm veya sürtünme (örneğin hava direnci) mevcuttur, bu etkiler hareket sırasında sistemin enerjisini kaybetmesine sebep olur. Sönüm etkisi, sistemin toplam enerjisinin sürekli olarak azalmasına hatta sıfırlanarak hareketinin sonlanmasına neden olur. Bu şekilde başlangıç girdilerine geçici zorlama, ortaya çıkan harekete ise geçici hareket denilmektedir. Eğer sistem belirli bir genlikteki cevapta tutulmak isteniyor ise sürekli bir dış kaynak ile uyarılmalıdır. Bu duruma ise zorlanmış titreşim adı verilir. Bu durumdaki sistemin cevabına kalıcı hareket adı verilir. (İtik, M., Mekanik Titreşimler, <https://docplayer.biz.tr/60272800-Mekanik-titresimler-doc-dr-mehmet-itik.html>)

3.1.1 Titreşimin Sınıflandırılması

Sönümsüz ve sönümlü titreşimler: Eğer sistemde sönüm, sürtünme veya benzeri dirençler sebebi ile enerji kaybına neden olacak bir etki yok ise titreşim sönümsüz titreşimdir. Yani hareketin genliğinde bir azalma olmamaktadır. Eğer sistemde sönüm mevcut ise bu sistem sönümlü titreşim olarak adlandırılır. Titreşim problemleri incelenirken sönüm ihmal edilerek çözüm sadeleştirilebilir fakat sönüm etkileri özellikle rezonans durumunda oldukça önemlidir.

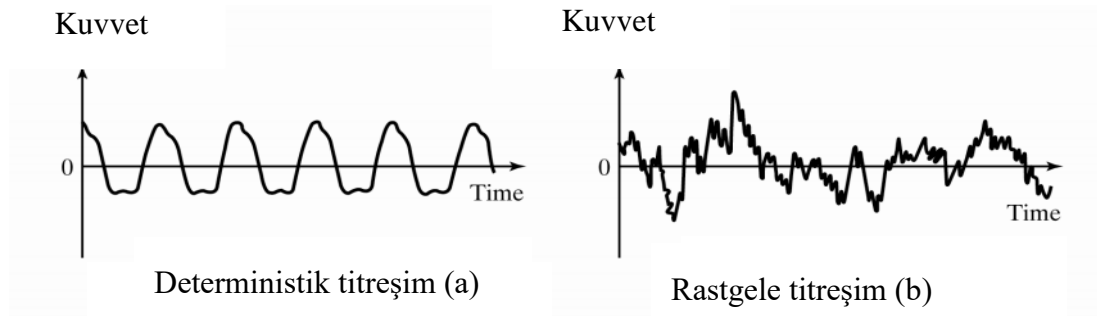
Serbest ve zorlanmış titreşimler: Eğer sistem ilk şartlar neticesinde titreşiyor ise ($t > 0$ için sisteme etki eden dış zorlama yok) sistem titreşimlerine serbest titreşim adı verilir. Eğer sistem dış zorlama etkisi ile titreşiyor ise oluşan titreşimlere zorlanmış titreşim adı verilir.

Doğrusal ve doğrusal olmayan titreşimler: Titreşim yapan sistem ve tüm bileşenleri doğrusal davranış gösteriyorsa oluşan titreşimler doğrusal titreşimdir. Fakat sistem elemanlarından herhangi biri doğrusal olmayan davranışa sahip ise oluşan titreşimlere doğrusal olmayan titreşim adı verilir. İlgili görsel, Şekil 3. 4'de verilmiştir. (Kıral,Z., http://kisi.deu.edu.tr/zeki.kiral/Mekanik_Titresimler_Ders_Notlar%C4%B1_Zeki_K%C4%B1ral.pdf)



Şekil 3.4. Linear ve linear olmayan yay katayısı eğrileri

Deterministik ve gelişigüzel (rastgele) titreşim: Titreşen bir sistem üzerindeki zorlama etkisinin (kuvvet veya hareket) büyüklüğü herhangi bir zamanda biliniyorsa deterministik titreşimdir. Millerde dönme dengesizliğinden kaynaklanan titreşim deterministik titreşimin bir örneğidir. Eğer zorlama etkisi önceden tahmin edilemiyorsa gelişigüzel titreşim adı verilir. Bu durumda sistemin hareketi ve zorlayıcı kuvvet etkisi istatistiksel olarak analiz edilir. Rüzgar etkisi, yol profili, deprem gibi etkilerden kaynaklanan titreşim ise gelişigüzel titreşim örneğidir. İlgili görseli Şekil 3. 5’de verilmiştir. (İtik, M., Mekanik Titreşimler, [https://docplayer .biz.tr/60272800-Mekanik-titresimler-doc-dr-mehmet-itik.html](https://docplayer.biz.tr/60272800-Mekanik-titresimler-doc-dr-mehmet-itik.html))

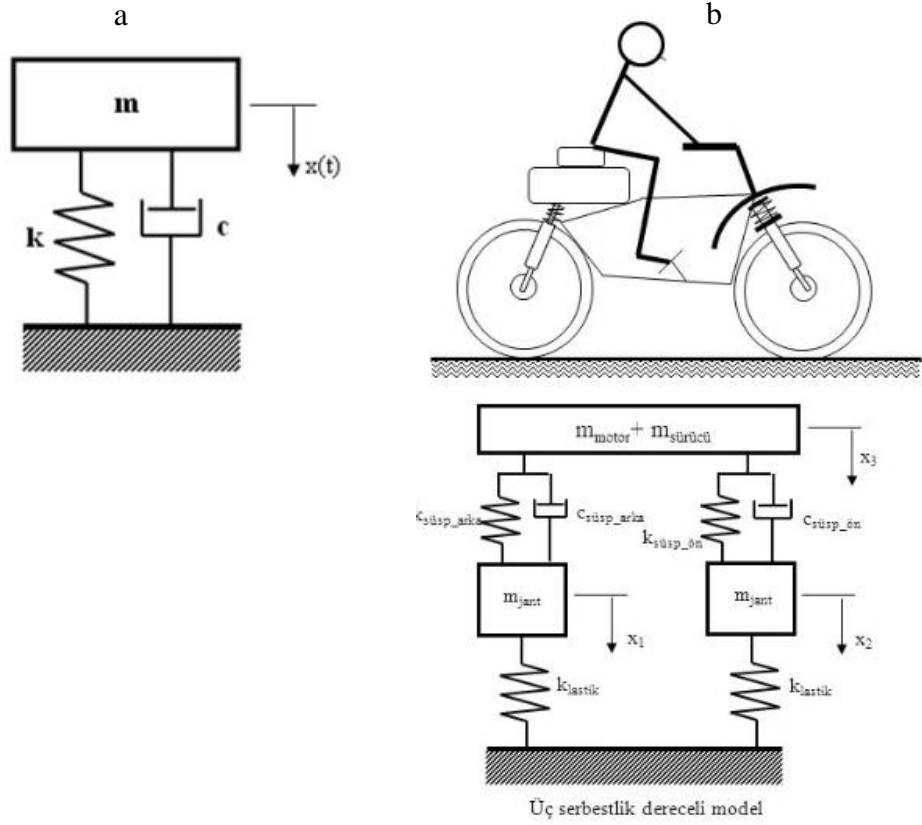


Şekil 3.5. Deterministik (a) ve rastgele (b) titreşim eğrileri

3.1.2 Titreşimin Temel Kavramları

Titreşim hareketinin başlamasıyla ortaya çıkan birkaç kavram vardır. Bu kavramlar aşağıda tanımlanmıştır.

Serbestlik derecesi: Bir sistemin serbestlik derecesi, sisteme ait her parçanın herhangi bir t anındaki konumlarını tanımlayabilmek için gerekli olan minimum bağımsız koordinat sayısıdır. İlgili görsel Şekil 3.6' da verilmiştir. (İtik, M., Mekanik Titreşimler, <https://docplayer.biz.tr/60272800-Mekanik-titresimler-doc-dr-mehmet-itik.html>)



Şekil 3.6. Tek serbestlik dereceli (a) ve çok serbestlik dereceli (b) sistemler

Sınırlı sayıda serbestlik derecesi ile ifade edilebilen sistemlere ayırık (kümeli) sistemler adı verilir. Adi türevli diferansiyel denklemler ile modellenirler. Kiriş, levha, çubuk, tel gibi sürekli (yayıllı) sistemler ise sonsuz sayıda serbestlik derecesine sahiptirler. Örneğin kirişin üzerinde sonsuz sayıda noktasal kütle belirlenebilir. Bu noktaların

koordinatlarını belirleyebilmek için sonsuz sayıda serbestlik derecesi gerekmektedir. Kısmi türevli diferansiyel denklemler ile modellenirler.

Doğal frekans: Her yapının serbestlik derecesi kadar doğal frekansı vardır. Tek serbestlik dereceli olarak kabul edilen bir yapının tek bir doğal frekansı varken, çubuk gibi yayılı kütle veya sonsuz sayıda serbestliğe sahip yapıların sonsuz sayıda doğal frekansı vardır. (Sarıgül, A. S., Bir Çubuğun Modal Analizi. <http://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.pdf>) Bir cismin sadece esnekliğine ve kütesine bağlı olan ve cismin o frekansta uyarılırsa yüksek genlikle ve sürekli titreşeceği frekansa doğal frekans denir. (Çağlayan, İ. 2009).

Sönüm: Hareket sırasında enerji kaybına neden olan malzeme özelliğidir. Sönüm, sistemin doğal frekansı üzerinde de etkilidir. Küçük sönüm değerleri için, “sönümlü doğal frekans” “doğal frekansa” eşit kabul edilebilir. (Sarıgül, A. S., Bir Çubuğun Modal Analizi. <http://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.pdf>)

Rezonans: Dinamik bir kuvvet etkisi altında, dış kuvvet etkisi altında, titreşen bir yapının doğal frekansı ile zorlama frekansının eşit olması durumudur. Bu durumda yapının titreşim genliği artma eğilimine girer. Bu genlik artışı sistemin düzgün çalışmasını engellediği gibi, onun hasara uğramasına da neden olur. Bir cismin doğal frekansıyla çakışan bir frekansta uyarılması veya bir milin kritik hızında döndürülmesi sonucunda ortaya çıkan fiziksel olaya rezonans denir. (Çağlayan, İ. 2009).

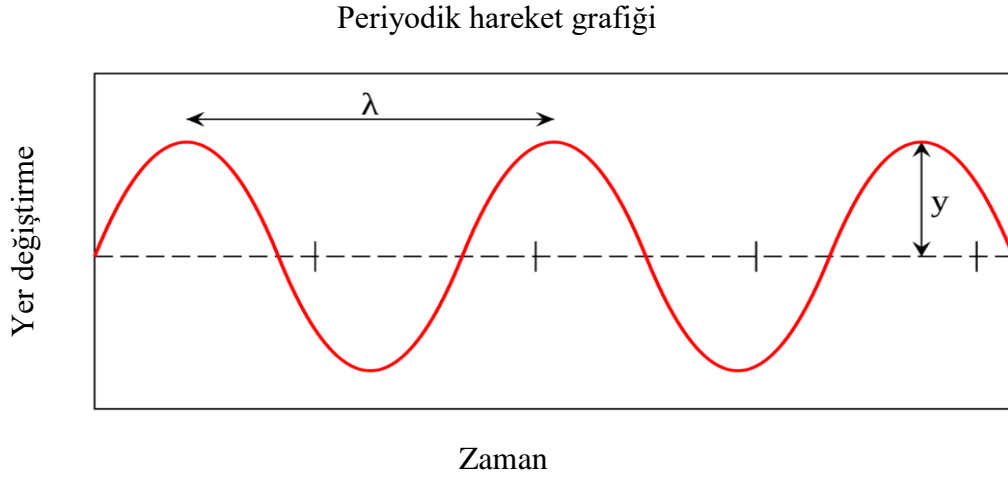
Kritik Hız: Dönmekte olan bir mil aynı zamanda bir kiriştir ve yataklandırmasına bağlı olarak belirli bir doğal frekansa sahiptir. Bu milin kiriş olarak sahip olduğu doğal frekansla çakışan mil devrine “Kritik Hız” denir. (Korkut,S.,2017. Doğal Frekans ve Rezonans. <http://www.serdarkorkut.com/2017/05/11/dogal-frekans-ve-rezonans/>)

Titreşim biçimi (Mod şekli): Bir yapının doğal frekansında titreşirken aldığı şekildir. (Sarıgül, A. S., Bir Çubuğun Modal Analizi. <http://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.Pdf>)

Genlik: Periyodik hareketteki maksimum düzeye genlik denir. Şekil 3.7’ de “y” ile gösterilen uzunluk genlik değeridir. (<https://tazemuhendis.net/2019/02/frekans-ve-genlik-nedir-nelere-baglidir.html>)

Periyod: Bir tam turun atılması için gerekli zamandır. Şekil 3.7' de λ ile gösterilen uzunluk periyod değeridir.

Frekans: Birim zamanda gerçekleşen tur sayısıdır. Birim (Hz) veya rad/s dir.



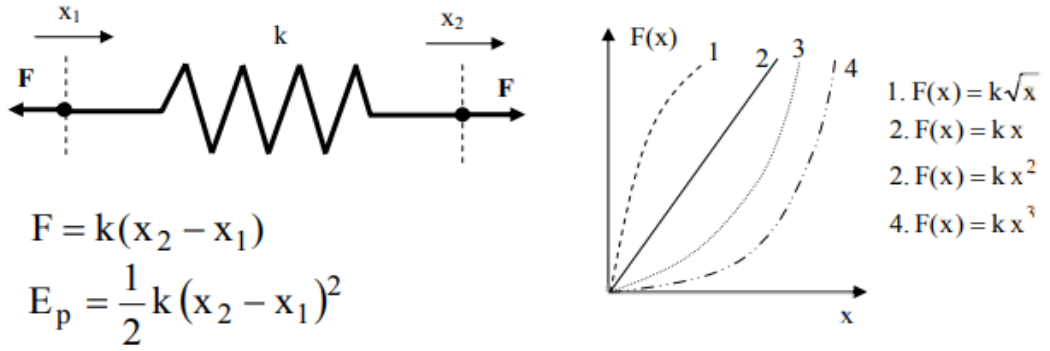
Şekil 3.7. Genlik ve periyod gösterimi

(<https://tazemuhendis.net/2019/02/frekans-ve-genlik-nedir-nelere-baglidir.html>)

3.1.3 Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları

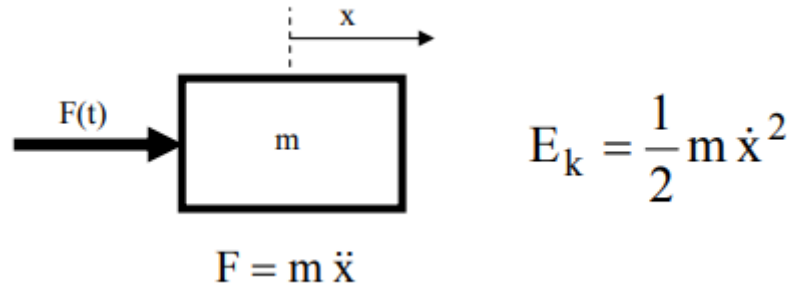
Titreşimli sistemlerde potansiyel enerji depolayan elemanlar, kinetik enerji depolayan elemanlar ve sönümlü sistemlerde enerji yutan elemanlar bulunmaktadır. Bu elemanlar aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.

Elastik elemanlar (yaylar): Bu elemanlar titreşim sistemlerindeki kütleleri birbirine bağlayan ve kütlelerin bağlı hareketlerini sağlayan elemanlardır. Yaylar lineer ve nonlinear karakteristiğe sahip olabilirler. Lineer karakteristiğe sahip yaylar “Hooke” yasına uygun davranırlar ve yayda oluşan elastik kuvvet yaydaki Şekil değişimi ile orantılıdır. Fakat titreşim genliklerinin yüksek olduğu zaman veya metal olmayan malzemeler kullanıldığında lineer davranışa sahip olmayabilirler. Şekil 3.8’ de bazı yay karakteristikleri gösterilmiştir.



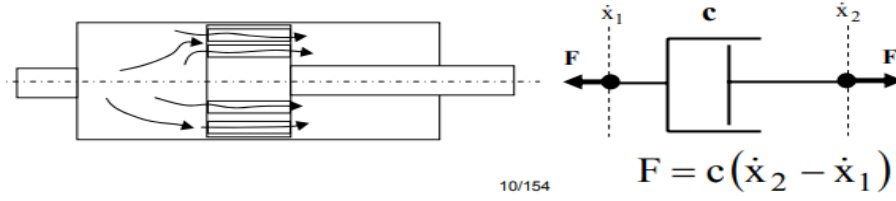
Şekil 3.8. Yay karakteristikleri ve hesaplamaları

Atalet elemanları: Atalet elemanları kinetik enerji depolayan elemanlardır. Atalet elemanları öteleme ve dönme hareketlerini ayrı ayrı yapabilecekleri gibi, hem öteleme hem de dönme hareketini birlikte gerçekleştirilebilirler. Atalet elemanlarına ait eleman denklemleri Şekil 3.9’ da verilmiştir.



Şekil 3.9. Atalet elemanları ve hesaplamaları

Sönüm elemanları: Sönümlü sistemlerde enerji yutumunu sağlayan elemanlardır. Amortisör tipi elemanlar akışkan sürtünmesi ile enerji kaybını sağlarlar ve titreşim genliklerini exponansiyel olarak azaltırlar. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür. Eleman denklemleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.10. Sönüm elemanları ve hesaplamaları

3.1.4 Titreşim Analizi

Titreşim analizi, dış zorlama etkisi altında sistem cevabının belirlenmesidir. Elde edilen bu cevap, zamana bağlı olarak uygulanan zorlamalara ve sistem parametrelerine (kütle, yay ve sönüm) bağlıdır. Titreşim analizi, matematik modelleme, hareket denklemlerinin oluşturulması, hareket denklemlerinin çözümü ve sistem cevabının yorumlanması aşamalarını içerir. Matematik modelin amacı, hareket denklemlerini oluşturabilmek için sisteme ait tüm önemli karakteristik özellikleri sunmaktır. Matematik model, sistem özelliklerine göre lineer veya lineer olmayan biçimde olabilir. Eğer sisteme ait matematik model lineer ise süperpozisyon prensibi uygulanabilir. Lineer sistemlerde $f_1(t)$ ve $f_2(t)$ şeklindeki bağımsız girdilere verilen cevap sırasıyla $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ ise,

$$f(t) = f_1(t) + f_2(t) \quad (3.1)$$

şeklindeki bir girdiye karşılık sistem cevabı aşağıdaki gibidir.

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) \quad (3.2)$$

Matematik model oluşturulduktan sonra, dinamik prensipler, hareket denklemini oluşturmak amacı ile kullanılır. Bu amaçla, tüm dış zorlamaları, reaksiyon kuvvetlerini ve atalet kuvvetlerini içerecek şekilde kütlelere ait Serbest Cisim Diyagramları oluşturulur. Hareket denklemleri ise aşağıda belirtilen yöntemler ile oluşturulabilir.

- D’alembert prensibi,
- Newton’un 2. yasası,
- Lagrange Yöntemi,
- Hamilton prensibi.

Çözömlenen hareket denklemlerinden sisteme ait yer değiştirme,hız veya ivme cevapları elde edilir. (Kıral, Z., http://kisi.deu.edu.tr/zeki.kiral/Mekanik_Titresimler_Ders_Notlar%C4%B1_Zeki_K%C4%B1ral.pdf)

3.2 Analitik Çözüm

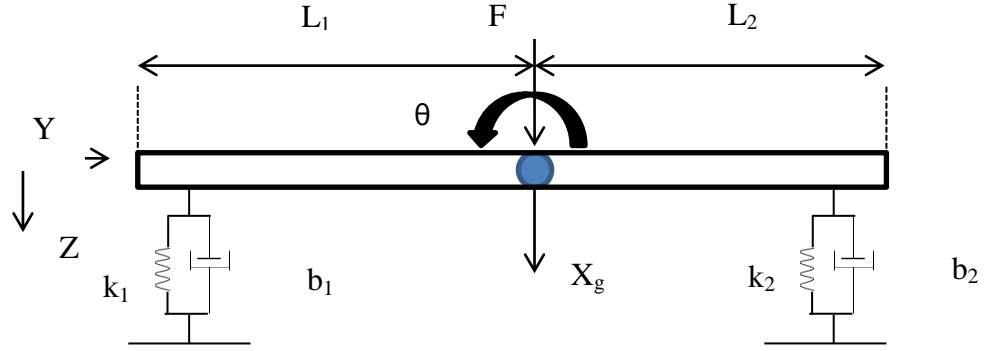
Mühendislik sistemleri ile ilgili titreşim analizlerini gerçekleştirebilmek için öncelikle sistemin serbestlik derecelerine ve matematik modele ihtiyaç vardır. Bu bölümde de yapının matematik modeli oluşturulmuş, elde edilen denklemler MATLAB programı yardımıyla çözümlenmiştir.

Hazırlanan matematik model, motor beşiği kütlesi, motor ve şanzıman kütlesi, motor beşiği ile şasi arasındaki bağlantıyı sağlayan takozları içermektedir. Sönüm ve yay etkisi takozlar ile sağlanmaktadır.

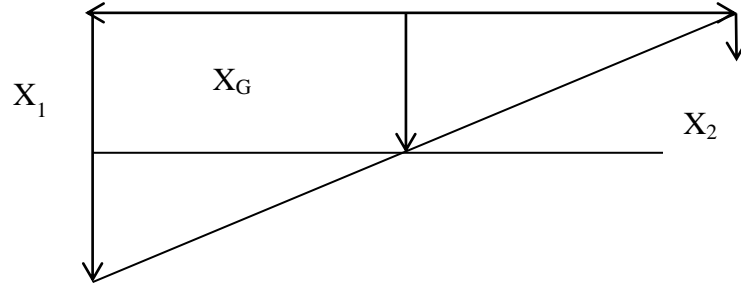
Motor beşiği yapısı oldukça kompleks bir yapıdır. Böyle bir yapının matematik modelinin oluşturulması oldukça zor olacağından yapıda bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar,

- Motor ve şanzımanın motor beşiğine rijit bağlanması sebebiyle bu elemanların ağırlık merkezlerinin tek bir noktadan alınması,
- Takozların yay ve sönüm karakteristiklerinin lineer bir davranış gösterdiği kabulüdür.

Motor ve şanzıman bileşke ağırlık merkezi X_g ile belirtilmiştir. Tasarlanan yapı, Z eksenini boyunca titreşim hareketi (aşağı yukarı), X eksenini etrafında dönme yapmaktadır. Oluşturulan matematik model ve eksen takımı Şekil 3.11, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’de verilmiştir. Denklemler ise “Newton’un 2. Yasası” yöntemi ile yazılmıştır.



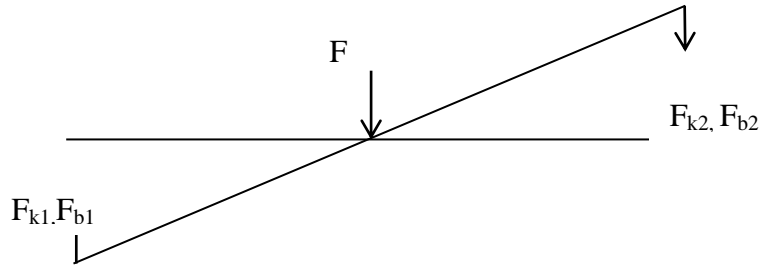
Şekil 3.11. Kütle, yay ve sönüm elemanlarından oluşturulan matematiksel model



Şekil 3.12. Ağırlık merkezi etrafında dönme hareketi sonucu oluşan yer değiştirme

$$X_1 = X_g + L_1 \sin \theta = X_g + L_1 \theta \quad (3.3)$$

$$X_2 = X_g - L_2 \sin \theta = X_g - L_2 \theta \quad (3.4)$$



Şekil 3.13. Ağırlık merkezi etrafında dönme hareketi sonucu oluşan yer değiştirme

$$+ \downarrow \Sigma F = ma$$

$$m * \ddot{X}_g = F + k_2(X_g - L_2\theta) + b_2(\dot{X}_g - L_2\dot{\theta}) - k_1(X_g + L_1\theta) - b_1(\dot{X}_g + L_1\dot{\theta})$$

$$\mathbf{m * \ddot{X}_g = F + (k_2 - k_1)X_g + (b_2 - b_1)\dot{X}_g + (-k_2L_2 - k_1L_1)\theta + (-b_2L_2 - b_1L_1)\dot{\theta}}$$

(3.5)

$$\curvearrowright \Sigma M = J\ddot{\theta}$$

+

$$J\ddot{\theta} = F_{b_1}L_1 + F_{k_1}L_1 + F_{b_2}L_2 + F_{k_2}L_2$$

$$J\ddot{\theta} = b_1(\dot{X}_g + L_1\dot{\theta})L_1 + k_1(X_g + L_1\theta)L_1 + b_2(\dot{X}_g - L_2\dot{\theta})L_2 + k_2(X_g - L_2\theta)L_2$$

$$J\ddot{\theta} = (b_1L_1^2 - b_2L_2^2)\dot{\theta} + (k_1L_1^2 - k_2L_2^2)\theta + (b_1L_1 + b_2L_2)\dot{X}_g + (k_1L_1 + k_2L_2)X_g$$

$$(b_1L_1 + b_2L_2)\dot{X}_g + (k_1L_1 + k_2L_2)X_g = J\ddot{\theta} + (b_2L_2^2 - b_1L_1^2)\dot{\theta} + (k_2L_2^2 - k_1L_1^2)\theta$$

$$\ddot{X}_g = \frac{1}{m}F - \frac{(b_1-b_2)}{m}\dot{X}_g - \frac{(k_1-k_2)}{m}X_g - \frac{(b_1L_1+b_2L_2)}{m}\dot{\theta} - \frac{(k_1L_1+k_2L_2)}{m}\theta \quad (3.6)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{(b_1L_1+b_2L_2)}{J}\dot{X}_g + \frac{(k_1L_1+k_2L_2)}{J}X_g - \frac{(b_2L_2^2-b_1L_1^2)}{J}\dot{\theta} - \frac{(k_2L_2^2-k_1L_1^2)}{J}\theta \quad (3.7)$$

Elde edilen denklemler birinci mertebeden diferansiyel denklem takımına indirgenmiştir.

$$y_1 = X_g \quad \dot{y}_1 = y_2$$

$$y_2 = \dot{X}_g \quad \dot{y}_2 = \frac{1}{m}F - \frac{b_1-b_2}{m}y_2 - \frac{k_1-k_2}{m}y_1 - \frac{(b_1L_1+b_2L_2)}{m}y_4 - \frac{(k_1L_1+k_2L_2)}{m}y_3$$

$$y_3 = \theta \quad \dot{y}_3 = y_4$$

$$y_4 = \dot{\theta}$$

$$\dot{y}_4 = \frac{(b_1L_1+b_2L_2)}{J}y_2 + \frac{(k_1L_1+k_2L_2)}{J}y_1 - \frac{(b_2L_2^2-b_1L_1^2)}{J}y_4 - \frac{(k_2L_2^2-k_1L_1^2)}{J}y_3$$

Oluşturulan bu matematik modele göre denklemler yukarıdaki gibi elde edilmiştir. Burada, sisteme bir periyodluk kuvvet uygulanmıştır. Sistemin yer değiştirmesi, hızı, açısal yer değiştirmesi ve açısal hızı başlangıç değerleri ise $t=0$ anında sıfır kabul edilmiştir. Elde edilen denklemler, MATLAB ortamında aşağıdaki gibi çözülmüştür.

```
function dydt=sinem(t,y)
m=911;
J=241.97;
b1=444800;b2=1144000;
k1=2224000; k2=5720000;
L1=954*1e-3;L2=752*1e-3;
F= 0.1*sin(2*pi*t);
dy1=y(2);
dy2=1/m*F-((b1-b2)/m)*y(2)-((k1-k2)/m)*y(1)-((b1*L1+b2*L2)/m)*y(4)-
((k1*L1+k2*L2)/m)*y(3);
dy3=y(4);
dy4=((b1*L1+b2*L2)/J)*y(2)+((k1*L1+k2*L2)/J)*y(1)-((b2*L2^2- b1*L1^2)/J)*y(4)-
((k2*L2^2- k1*L1^2)/J)*y(3);
dydt=[dy1;dy2;dy3;dy4];
[t,y]=ode23 (@sinem,[0 2],[0 0 0 0]);
```

3.3 Sayısal Çözümler

Bu kısım, sayısal çözümler kapsamında statik, modal ve dinamik analizler için oluşturulan simülasyon modeli ile ilgili bilgileri (simülasyon modelinde kullanılan malzeme ve özellikleri, simülasyon modeline dahil edilen geometrileri, sayısal ağları, sınır koşullarını ve yüklemeleri) içermektedir. “Motor Beşiği Statik Analizi”, “Motor Beşiği Modal Analizi” ve “Motor Beşiği Dinamik Analizi” başlığı altında üç farklı analiz yapılmıştır.

3.3.1 Motor Beşiği Statik Analizi

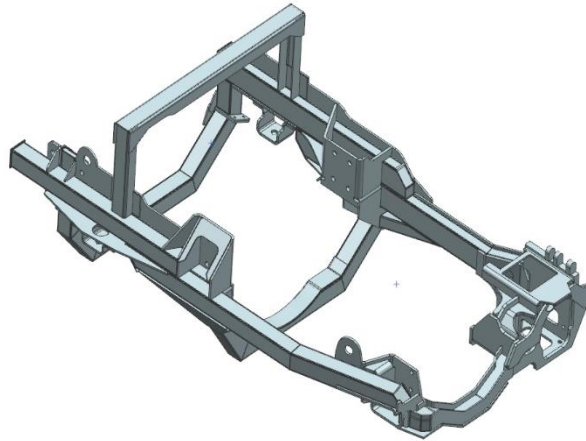
Statik analiz, şiddeti, doğrultusu, yönü ve uygulama noktası değişmeyen, zamandan bağımsız, sabit yük ya da kuvvetlerle yapılan analizlerdir. (Karagöz, M. 2010).

“Motor Beşiği Statik Analizi”, motor, şanzıman ve klima kompresörünün motor beşiği üzerine statik olarak yüklendiği durumda, motor beşiğinin mukavim olacağı statik yapısal analizler ile doğrulanmasını içermektedir. Hazırlanan simülasyon modeli ve çözümler, kullanılan malzemeler ve özellikleri Çizelge 3.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.1. Kullanılan malzemeler ve özellikleri

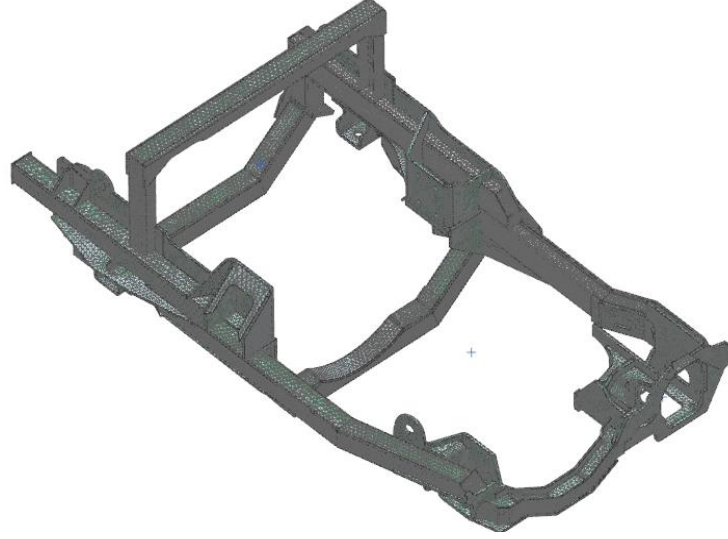
Malzeme	Yoğunluk [g/cm ³]	Akma Sınırı [MPa]	Kopma Sınırı [MPa]	Poisson Oranı	Elastisite Modülü (MPa)
S355MC	7,80	350	550	0,30	231 000
S420MC	7,80	420	620	0,24	200 000

Simülasyon modeline metal parçalar, motor, şanzıman, klima kompresörü geometrileri dahil edilmiştir. Detaylı görsel, Şekil 3.14’de verilmiştir.

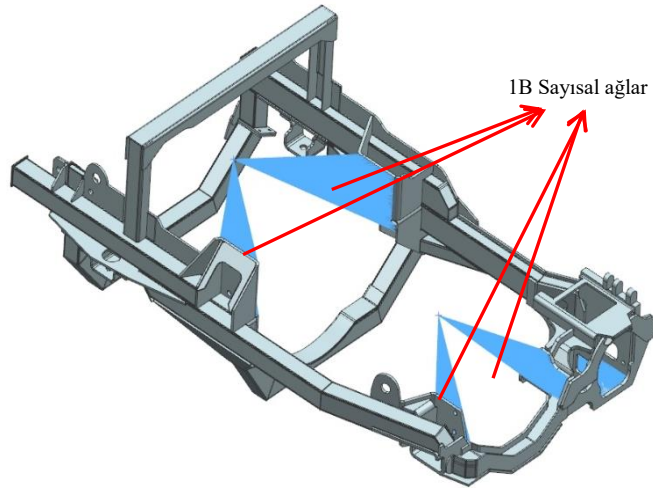


Şekil 3.14. Motor beşiği statik analizine dahil edilen geometriler

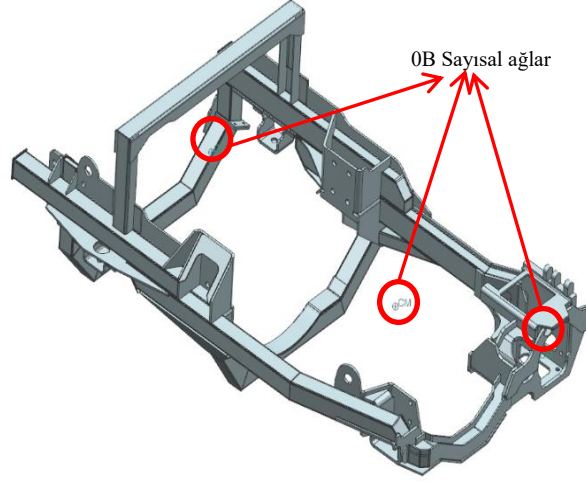
Simülasyon modeline dahil edilen bu metal parçalar 3 boyutlu (3B) eleman olarak; bağlantı elemanları 1 boyutlu (1B) eleman olarak; motor, şanzıman, klima kompresörü 0 boyutlu (0B) eleman olarak (temsili olarak) sayısal ağa dahil edilmiştir. Sayısal ağlar ise Şekil 3.15, 3.16, 3.17' de verilmiştir.



Şekil 3.15. Motor beşiği statik analizine dahil edilen 3B sayısal ağlar



Şekil 3.16. Motor beşiği statik analizine dahil edilen 1B sayısal ağlar



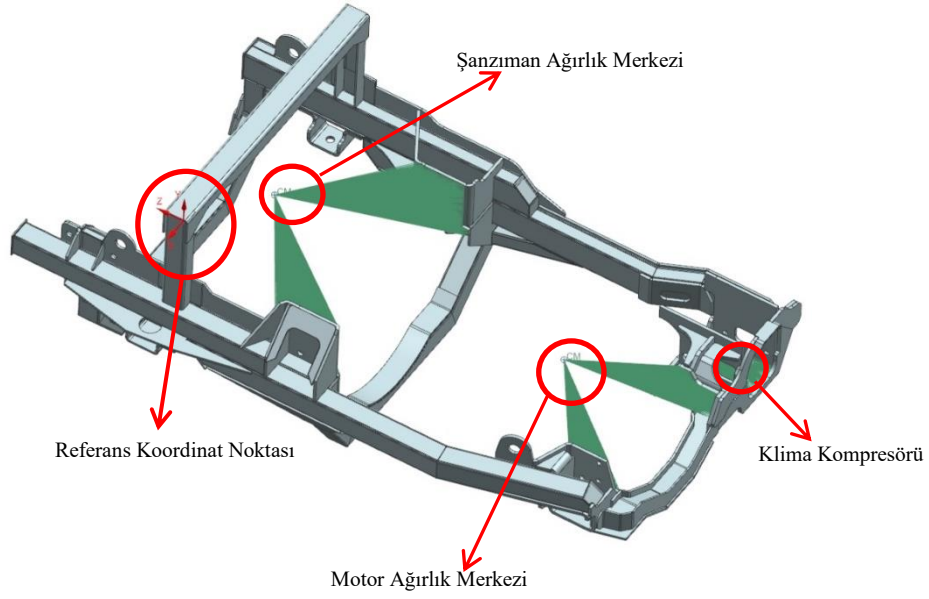
Şekil 3.17. Motor beşiği statik analizine dahil edilen 0B sayısal ağılar

0B Motor elemanının koordinatları belirlenirken, motor beşiği üzerinde referans kabul edilen nokta dikkate alınarak, bu noktaya göre motor ağırlık merkezi koordinatları (CG) belirlenmiş olup kütle 450 kilogram olarak tanımlanmıştır. (motor, şanzıman, klima kompresörü ağırlık merkezi koordinatları Çizelge 3.2’de, ilgili görsel ise Şekil 3.18’de belirtilmiştir. Motor, şanzıman ve klima kompresörü bağlantı bölgeleri Şekil 3.19’da belirtilmiştir.)

0B Şanzıman elemanının koordinatları belirlenirken, motor beşiği üzerinde referans kabul edilen nokta dikkate alınarak, bu noktaya göre şanzıman ağırlık merkezi koordinatları belirlenmiş olup kütle 352 kg olarak tanımlanmıştır.

0B Klima kompresörü elemanının koordinatları belirlenirken, motor beşiği üzerinde referans kabul edilen nokta dikkate alınarak, bu noktaya göre klima kompresörü ağırlık merkezi koordinatları belirlenmiş olup kütle 16 kg olarak tanımlanmıştır.

Analiz modelinde toplam 188 747 eleman, 372 532 düğüm noktası bulunmaktadır.

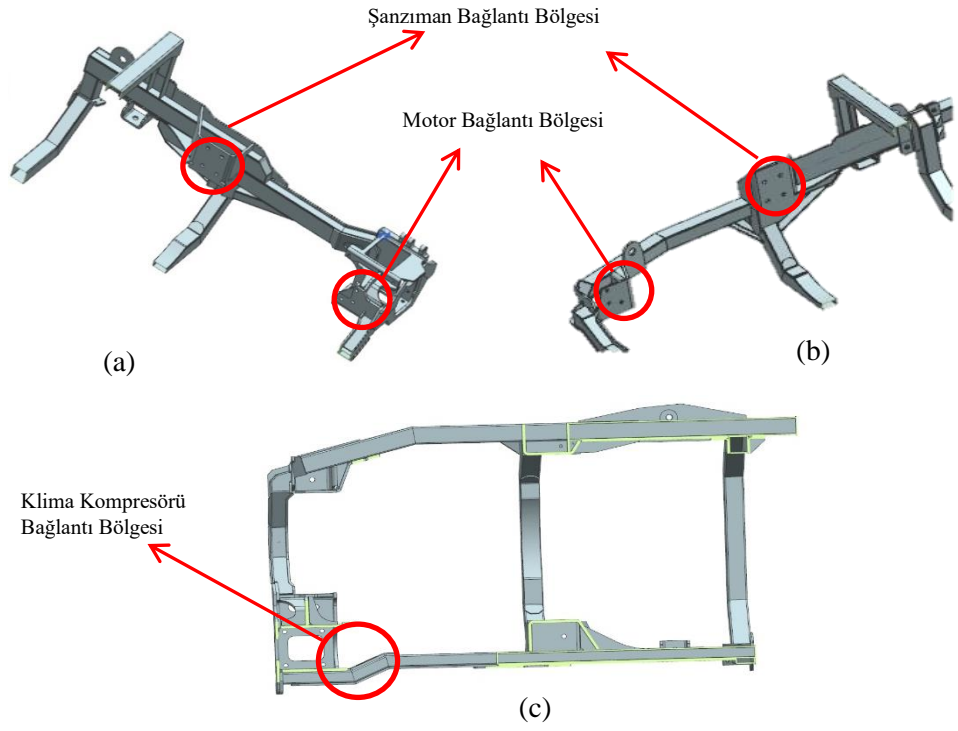


Şekil 3.18. Şanzıman, motor ve klima kompresörü ağırlık merkezi noktaları

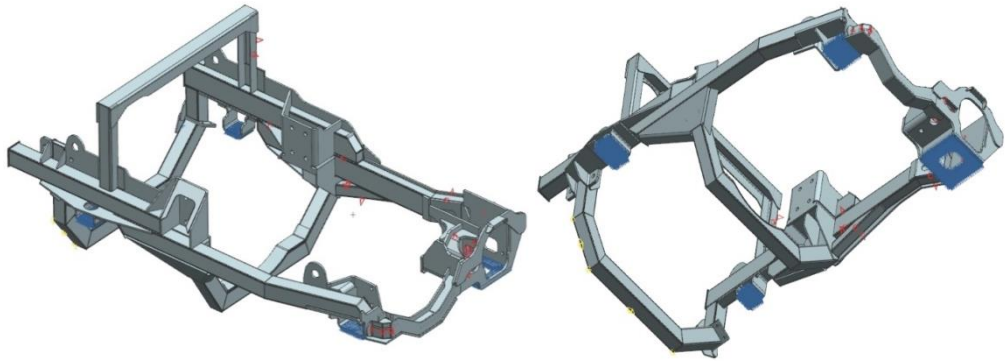
Çizelge 3.2. Ağırlık merkezi koordinatları

Ekipman	Ağırlık Merkezi Koordinatları [mm]		
	CG X	CG Y	CG Z
Motor	-291,526	104,088	-891,198
Şanzıman	-368,375	87,439	-31,063
Klima Kompresörü	-710,818	-146,131	-1128,456

Simülasyon modeli, motor beşiğinin araç şasisine montaj edildiği dört bölgeden tüm serbestlik dereceli kısıtlanarak (fixed constraint) sınırlandırılmıştır. İlgili görsel Şekil 3.20'de gösterilmiştir.

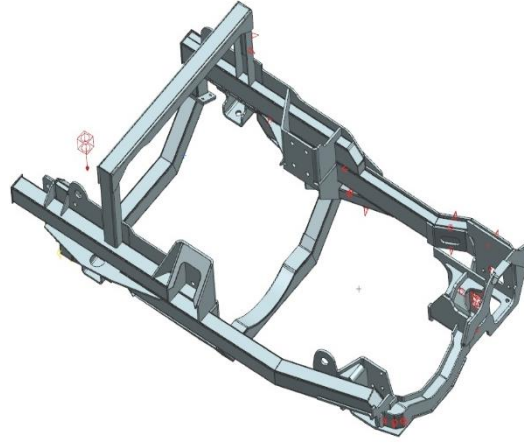


Şekil 3.19. Şanzıman, motor ve klima kompresörü bağlantı bölgeleri



Şekil 3.20. Motor beşiği statik analizi sınır koşulları

Simülasyon modelinde uygulanan yükleme, 2g' lik yerçekimi ivmesidir. İlgili görsel Şekil 3.21'de bulunmaktadır.

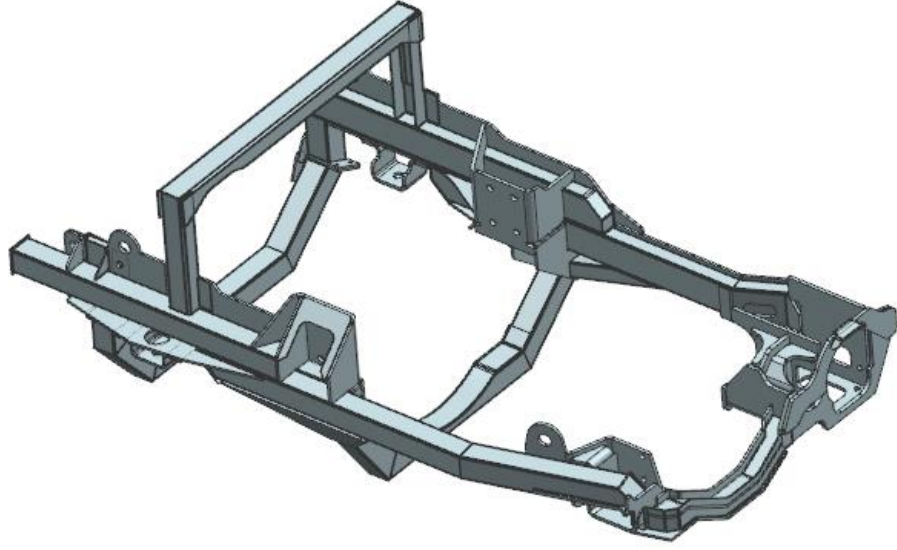


Şekil 3.21. Motor beşiği statik analizi yüklemeleri

3.3.2 Motor Beşiği Modal Analizi

“Motor Beşiği Modal Analizi”, motor beşiği yapısının, hiçbir dış etkiye maruz kalmadan, kendi kütlesi etkisiyle titreşmesi sonucu oluşan davranışın incelendiği analizdir. “Motor Beşiği Modal Analizi”, sistemin titreşim karakteristiği konusunda bilgi vermektedir. Titreşim karakteristiği, yapının mod şekilleri ve doğal frekansı olarak tanımlanmaktadır (Yalnızca, O., Özelgin.İ., Aksoy. 2014). Aynı zamanda modal analiz yapıda rezonans oluşabilecek bölgeler hakkında bilgi vermekte ve dinamik analizlere alt yapı oluşturmaktadır.

Simülasyon modeline, metal parçalar ve motor beşiği ile araç şasisi arasında kullanılan sönümleyici elemanlar dahil edilmiştir. İlgili görsel, Şekil 3.22’de verilmiştir.

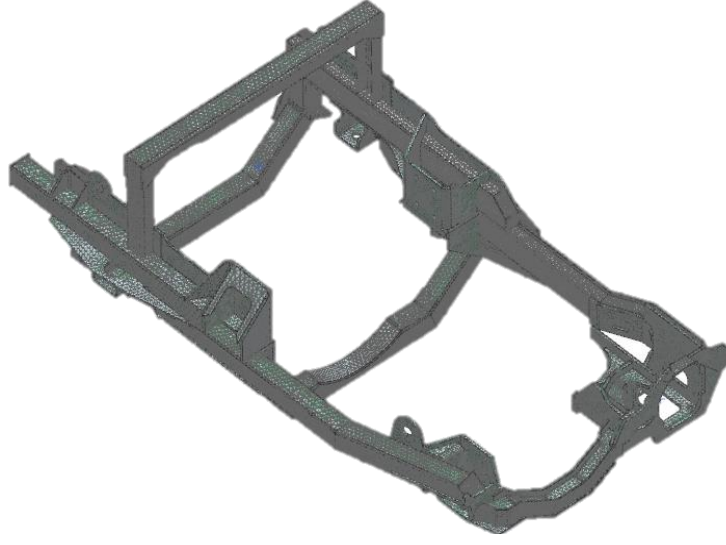


Şekil 3.22. Motor beşığı dinamik analizine dahil edilen geometriler

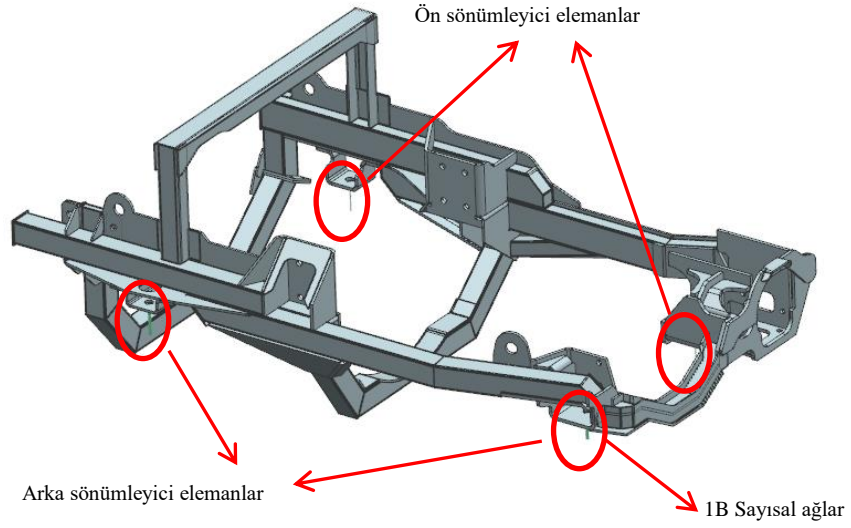
Simülasyon modeline dahil edilen bu metal parçalar 3 boyutlu (3B) eleman olarak; sönümleyici elemanlar 1 boyutlu (1B) eleman olarak sayısal ağa dahil edilmiştir. Simülasyon modeline dahil edilen sayısal ağlar, Şekil 3.23 ve 3.24’de verilmiştir. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri “Motor Beşığı Statik Analizi” ile aynı olup Çizelge 3.1 ile verilmiştir.

Ön ve arka sol sönümleyici elemanların yay katsayısı (k_1), 1112 N/mm sönüm katsayısı ise %20 alınmıştır. Ön ve arka sağ sönümleyici elemanların yay katsayısı (k_2), 2860 N/mm sönüm katsayısı ise %20 alınmıştır. Kullanılan takozların yay katsayıları ile ilgili bilgileri içeren teknik doküman Ek -1 de belirtilmiştir.

Analiz modelinde toplam 188 751 eleman, 372 539 düğüm noktası bulunmaktadır.



Şekil 3.23. Motor beşiği dinamik analizine dahil edilen 3B sayısal ağlar



Şekil 3.24. Motor beşiği dinamik analizine dahil edilen 1B sayısal ağlar

Modal analizler, herhangi bir dış etki olmadan serbest bir davranış altında çözümlenmektedir. Bu nedenle, sistemde herhangi bir sınır koşulu ve yükleme koşulu yoktur.

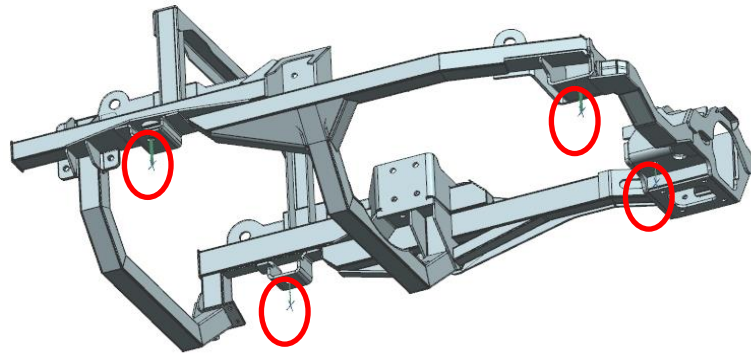
3.3.3 Motor Beşiği Dinamik Analizi

Bir sisteme etkiyen yükler, aniden ya da zamana bağılı olarak değişiyorsa böyle sistemlere dinamik sistem denir. Dinamik sistemlerin analizinde dinamik denge ve zamana bağılı deformasyon göz önünde bulundurulmalıdır. Böyle analizlere dinamik analiz denir. Dinamik yükleme sonucu oluşan titreşimler birçok makine, yapı ve dinamik sistem için tehlikelidir. Bu titreşimler yalnızca oluşturdukları istenmeyen hareketten dolayı değil ses, yorulmaya sebebiyet veren dinamik gerilme, aşınma ve bunun yanı sıra performansta ve enerjide kayba neden oluşturduğu için de kontrol altında tutulmalıdır. Bunun için dinamik yüklere maruz kalan sistemlerin titreşim analizi yapılmalıdır. (Şekerci 2013).

“Motor Beşiği Dinamik Analizi”, motor beşiği yapısının motor titreşimlerine karşı mukavim olacağıının dinamik analizler ile doğrulanmasını içermektedir.

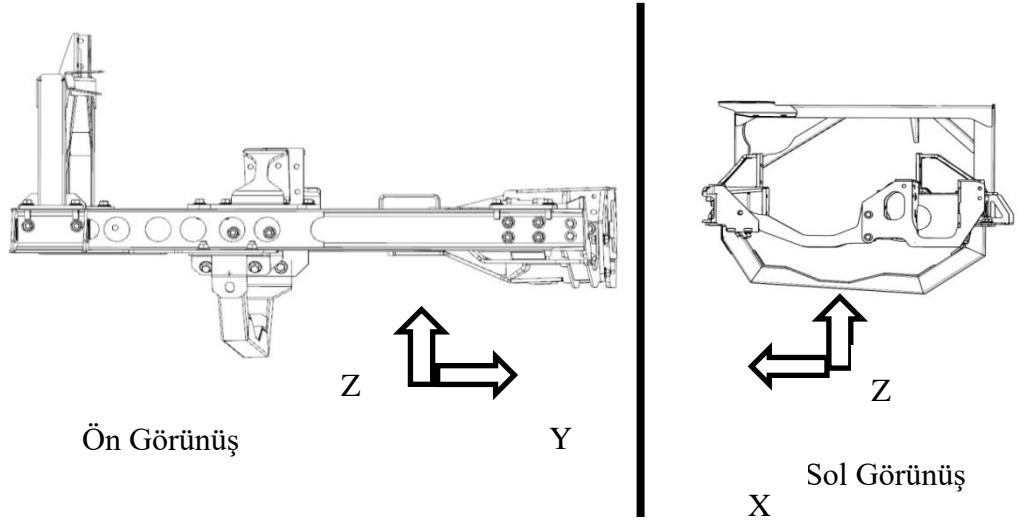
Bu analiz modelinde simülasyon modeline dahil edilen geometriler ve sayısal ağlar motor beşiği modal analizi ile aynıdır. İlgili görseller “3.3.2. Motor Beşiği Modal Analizi Simülasyon Modeline Dahil Edilen Geometriler ve Sayısal Ağlar” başlığı altında belirtilmiştir. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri “Motor Beşiği Statik Analizi” ile aynı olup Çizelge 3.1 ile verilmiştir.

Simülasyon modeli, sönümleyici elemanların altından tüm serbestlik dereceli kısıtlanarak sınırlandırılmıştır. İlgili görsel Şekil 3.25’de gösterilmiştir.



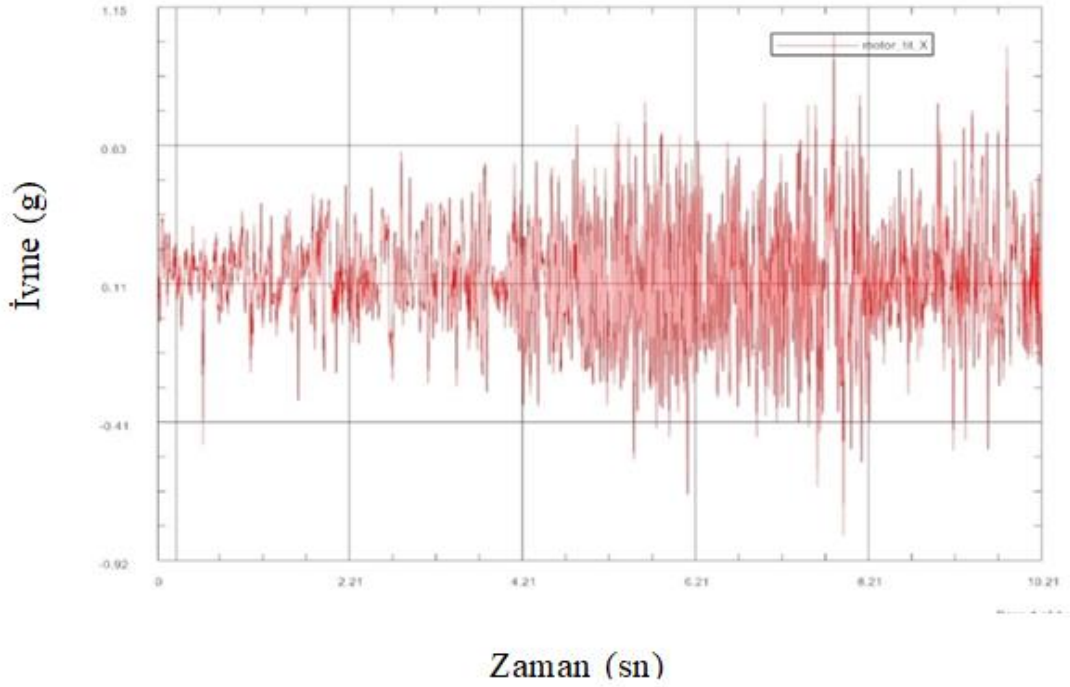
Şekil 3.25. Motor beşiği dinamik analizi sınır koşulları

Simülasyon modeline uygulanan yükleme, motor titreşimidir. Uygulama noktası ise, motor ve şanzıman elemanının bileşke ağırlık merkezidir. Analizlerde ve sonuçlarda kullanılan eksen takımı Şekil 3.26'da verilmiştir.

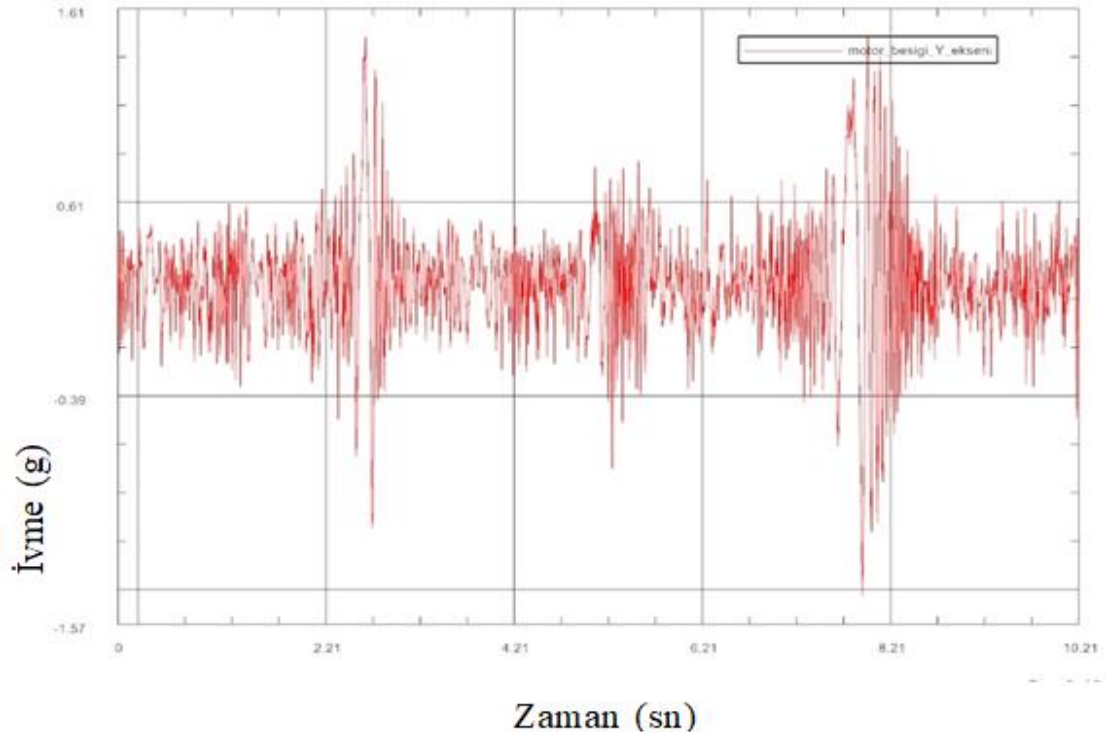


Şekil 3.26. Sonuçlarda kullanılan eksen takımı

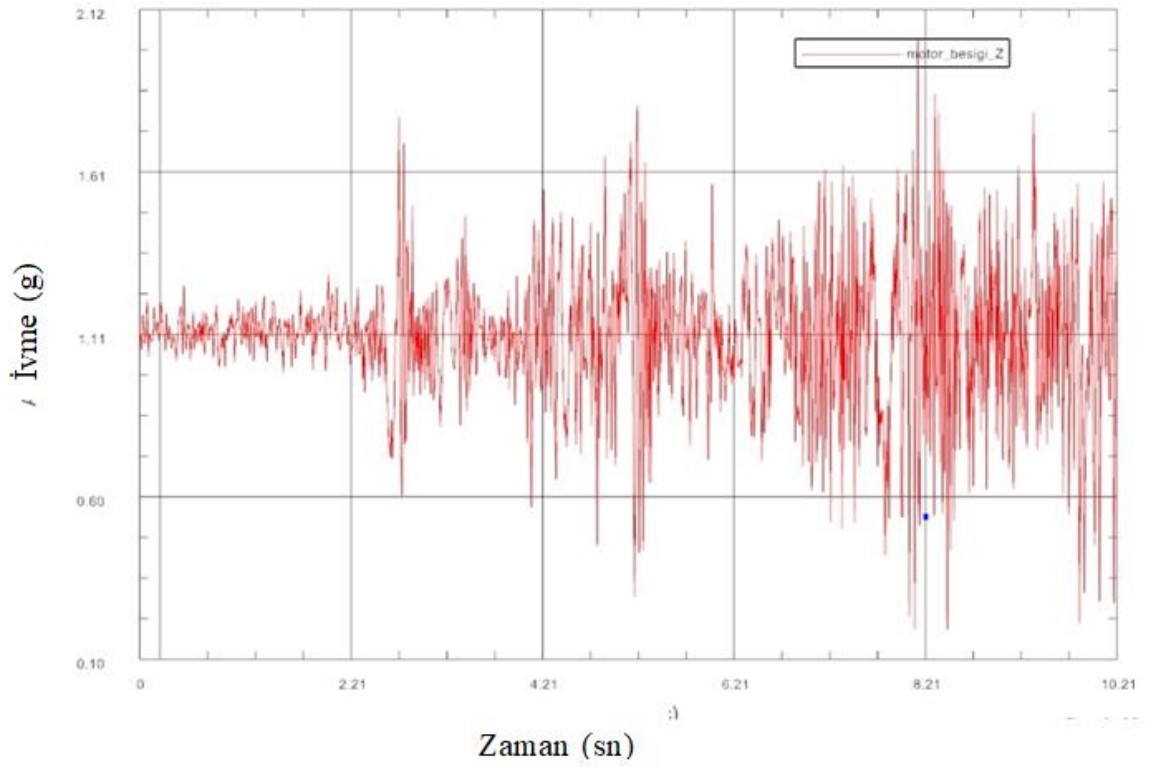
750-2500 dev/dk aralığında çalışan motorun eksenler bazında titreşim verileri ve uygulama noktaları ile ilgili görseller Şekil 3.27, 3.28, 3.29 ve 3.30'da verilmiştir.



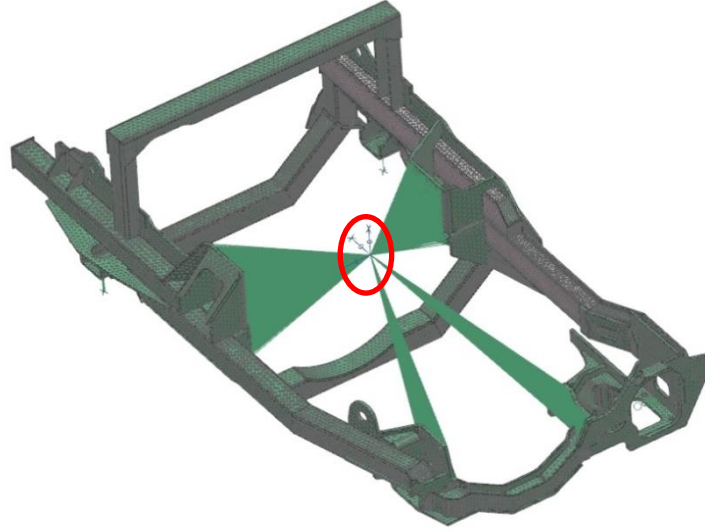
Şekil 3.27. X ekseninde motor titreşim verileri



Şekil 3.28. Y ekseninde motor titreşim verileri



Şekil 3.29. Z ekseninde motor titreşim verileri



Şekil 3.30. Motor beşiği dinamik analizi yüklemeleri

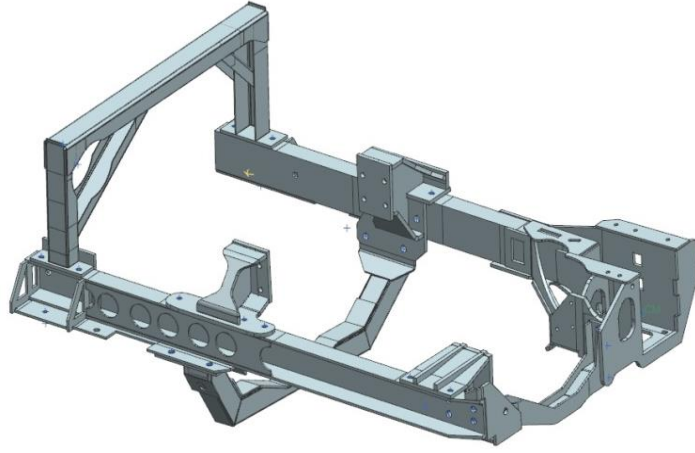
3.3.4 İyileştirilmiş Motor Beşiği Dinamik Analizi

“İyileştirilmiş Motor Beşiği Dinamik Analizi”, tasarımsal iyileştirme yapılan motor beşiği yapısının motor titreşimlerine karşı mukavim olacağına dinamik analizler ile doğrulanmasını içermektedir. Tasarımsal iyileştirme, kaynaklı yapı yerine mekanik bağlantılı yapıyı kapsamaktadır. Hazırlanan simülasyon modeli ve çözümler, NASTRAN çözücüsü ile oluşturulmuştur. İyileştirilmiş motor beşiği dinamik analizinde kullanılan malzemeler değiştirilmiş olup aşağıdaki çizelgede malzeme özellikleri belirtilmiştir.

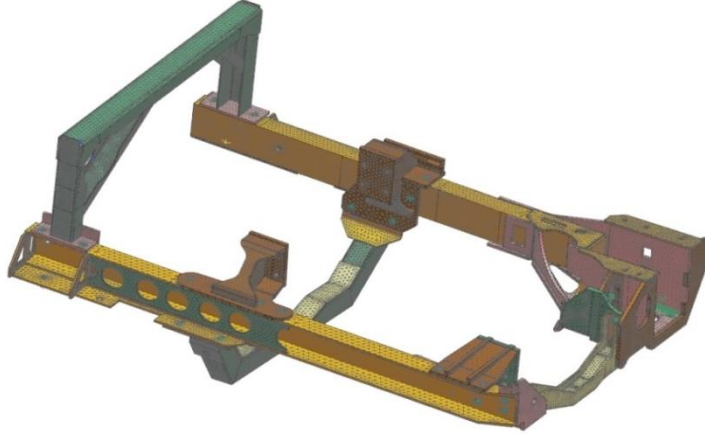
Çizelge 3.3. Kullanılan malzemeler ve özellikleri

Malzeme	Yoğunluk [g/cm ³]	Akma Sınırı [MPa]	Kopma Sınırı [MPa]	Poisson Oranı	Elastisite Modülü (MPa)
S355MC	7,80	350	550	0,30	231 000
S460MC	7,80	460	620	0,24	200 000

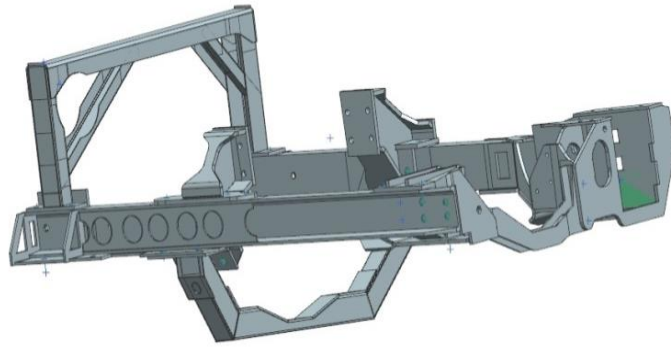
İyileştirilmiş motor beşiği dinamik analizinde, simülasyon modeline dahil edilen geometriler ve sayısal ağlar Şekil 3.31, Şekil 3.32 ve Şekil 3.33’ de belirtilmiştir.



Şekil 3.31. İyileştirilmiş motor beşiği statik analizine dahil edilen geometriler

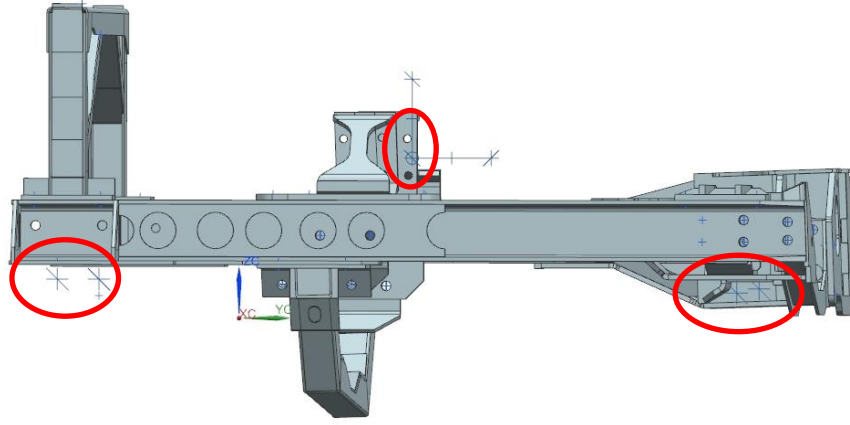


Şekil 3.32. İyileştirilmiş motor beşiği statik analizine dahil edilen 3B sayısal ağlar



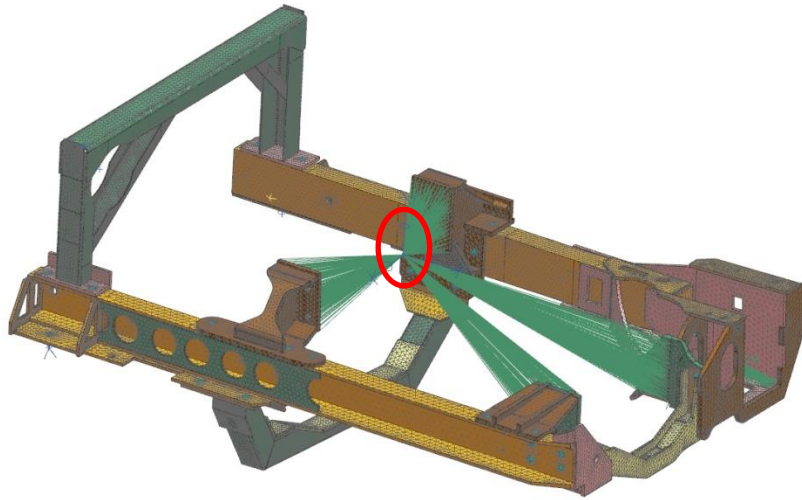
Şekil 3.33. İyileştirilmiş motor beşiği statik analizine dahil edilen 1B sayısal ağlar

Simülasyon modeli, sönümleyici elemanların altından tüm serbestlik dereceli kısıtlanarak sınırlandırılmıştır. İlgili görsel Şekil 3.34’de gösterilmiştir.



Şekil 3.34. İyileştirilmiş motor beşiği dinamik analizi sınır koşulları

Simülasyon modeline uygulanan yükleme, motor titreşimidir. Uygulama noktası ise, motor ve şanzıman elemanının bileşke ağırlık merkezidir. 750-2500 dev/dk aralığında çalışan motorun eksenler bazında titreşim verileri ile ilgili görseller “3.3.3. Motor Beşiği Dinamik Analizi Sınır Koşulları” bölümde belirtilmiştir. Yükleme noktası ile ilgili görsel ise Şekil 3.25’de verilmiştir.



Şekil 3.35. İyileştirilmiş motor beşiği dinamik analizi yüklemeleri

3.4 Test

Bu bölümde motor beşiği doğal frekanslarının deneysel yöntemlerle tespit edilmesi amaçlanmıştır. Motor beşiği, Şekil 3.36’ da verildiği gibi yapı çeliği halatlar ile serbest – serbest sınır şartlarını sağlayacak şekilde asılmıştır. Daha sonra motor beşiği üzerinde çekicinin vurulacağı bölgeler belirlenmiş ve ivmeölçerler bağlanmıştır. Çekiç testi sonucunda toplanan veriler bir bilgisayar programı yardımıyla Fourier dönüşümü (FFT – Fast Fourier Transform) kullanılarak zaman-cevap sinyali (etki sinyali), frekans-cevap sinyaline (tepki sinyaline – FRF -Frequency Response Function) dönüştürülür. Ölçüm cihazının ekranında ilk frekans tepki fonksiyonu elde edilmiştir. Bir sonraki vuruş için yapının kararlı duruma gelmesi yani titreşimin sonlanması için belirli bir süre beklenmiştir. Yapı üzerinde belirlenen noktalarda ivmeölçer gezdirilerek ölçümler tekrarlanmıştır. (Ucun, İ., Çolakoğlu, M. 2014) Frekans tepki fonksiyonları kullanılarak yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenir.



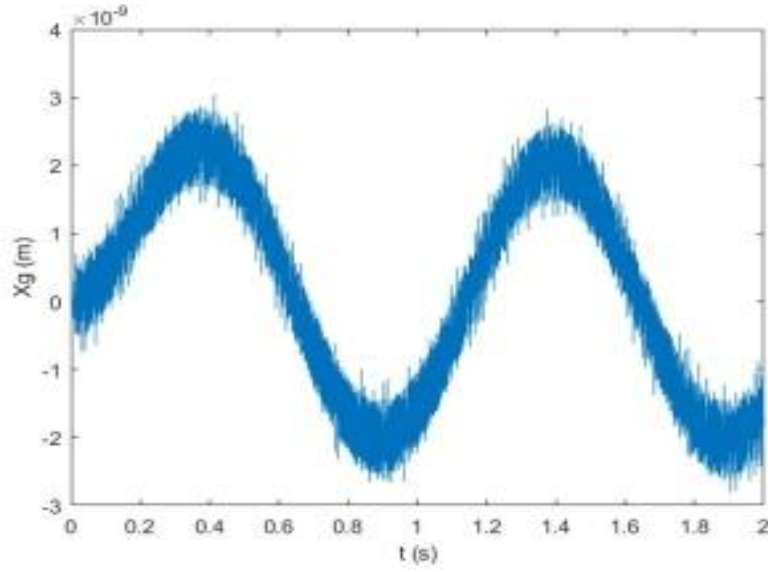
Şekil 3.36. Motor Beşiği Test Ölçümleri

4 BULGULAR

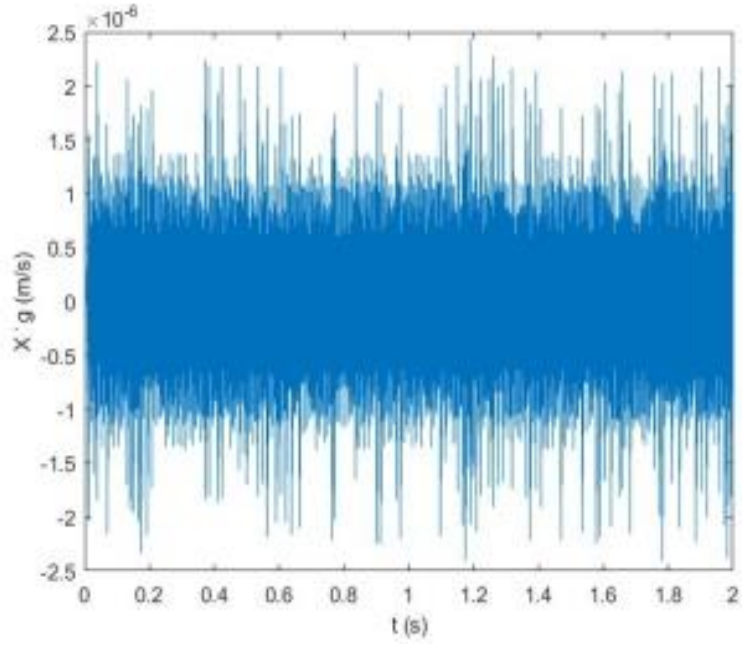
Bu kısımda, analitik ve sayısal çözümlerden elde edilen bulguların görsellerine ve bu görsellere ait yorumlara yer verilmiştir.

4.1 Analitik Çözüm Bulguları

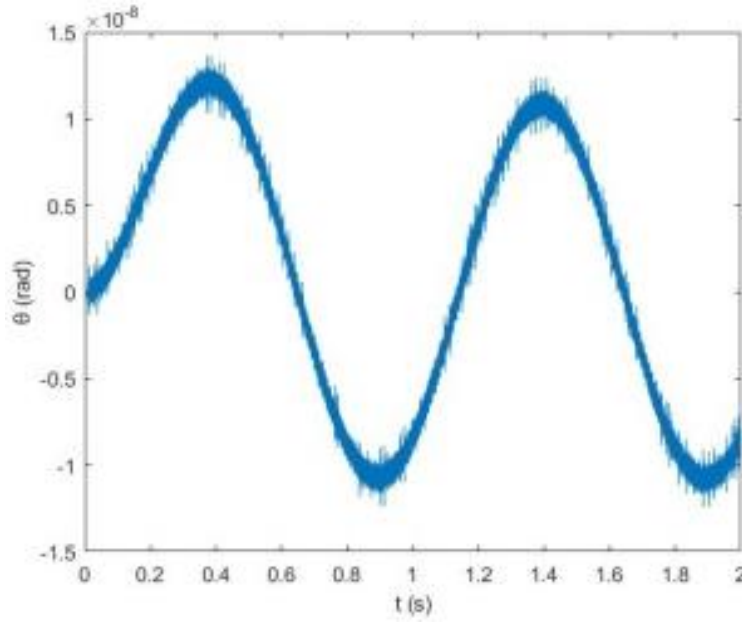
Bu bölümde, analitik çözüm kısmında oluşturulmuş olan denklemlerin çözülmesiyle elde edilen grafiklere yer verilmiştir. Bu grafikler, 2 saniyelik süre aralığında, zamana bağlı olarak sistemin yer değiştirmesi, hızı, açısal yer değiştirmesi, açısal hızı değerlerini içermektedir. İlgili görseller, Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4' de verilmiştir. Elde edilen yer değişime ve hız değerleri oldukça küçük değerler olup sistemin aşırı sönümlü olduğunu yansıtmaktadır.



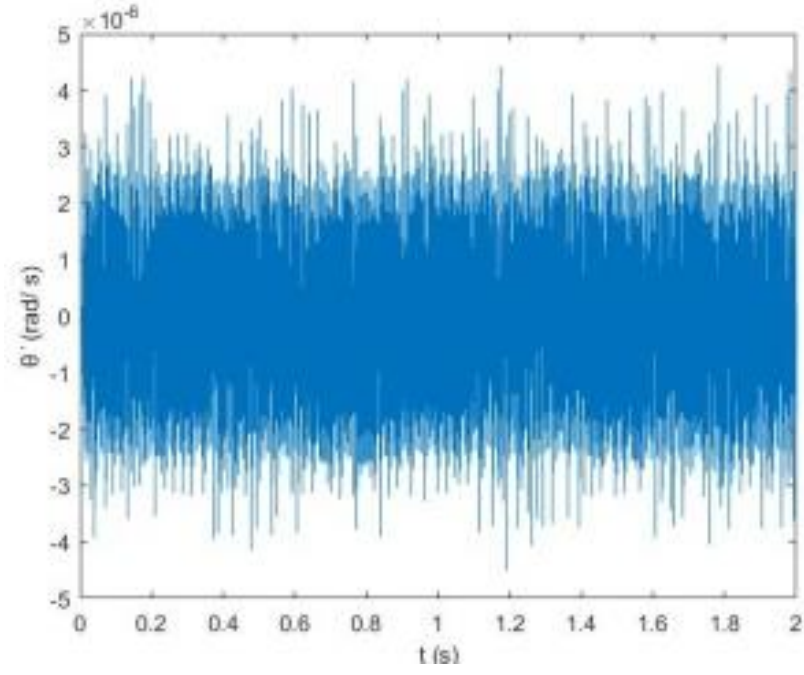
Şekil 4.1. Matematik model çözümü ile elde edilen yer değiştirme – zaman grafiği



Şekil 4.2. Matematik model çözümü ile elde edilen hız – zaman grafiği



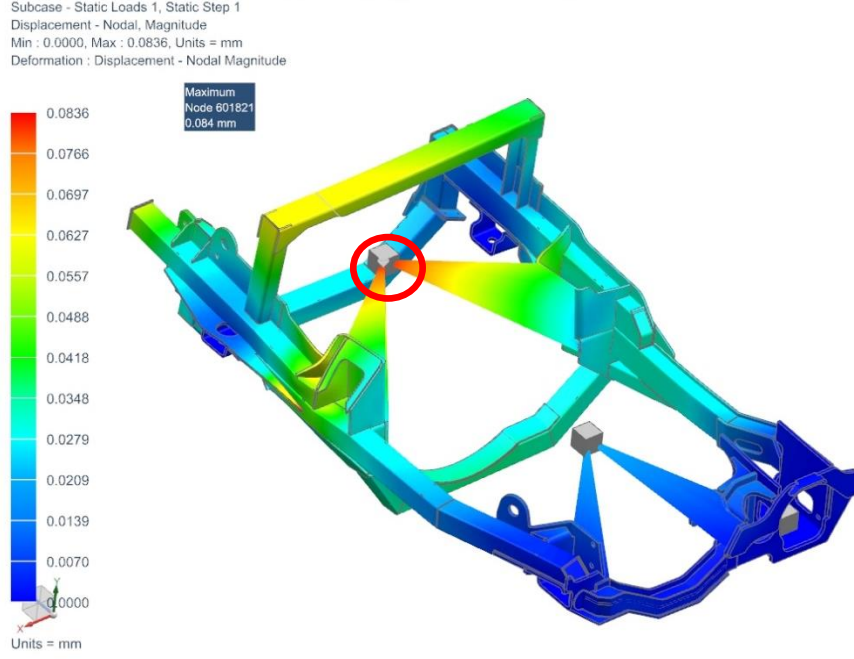
Şekil 4.3. Matematik model çözümü ile elde edilen açısal yer değiştirme – zaman grafiği



Şekil 4.4. Matematik model çözümü ile elde edilen açısal hız – zaman grafiği

4.2 Statik Analiz Bulguları

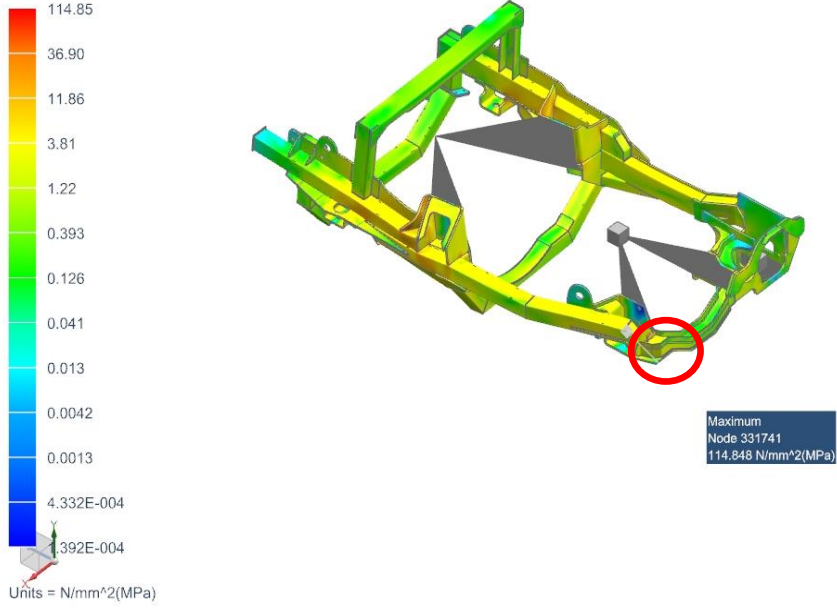
Bu bölümde, statik analiz çözümüne ait görsellere yer verilmiştir. “Motor Beşiği Statik Analizi”nde deplasman sonuçları incelendiğinde, model içerisinde maksimum deplasman 0.084 mm olup şanzıman üzerinde görülmektedir. İlgili görsel Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Motor beşiği statik analizi deplasman sonucu

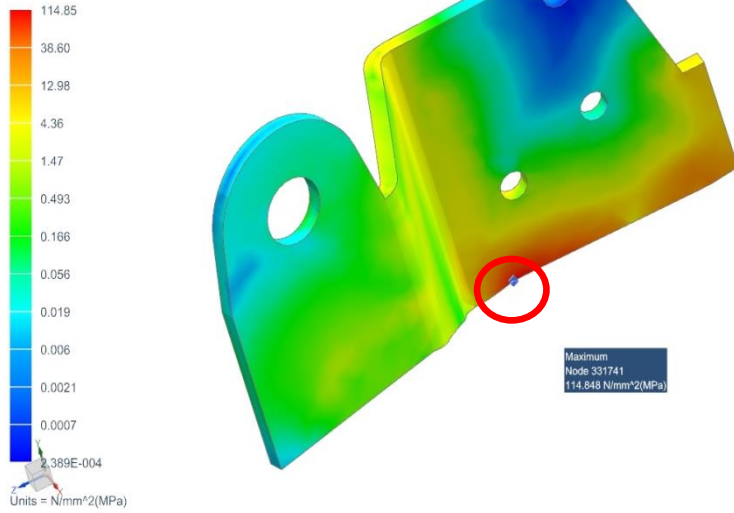
“Motor Beşiği Statik Analizi” maksimum eşdeğer gerilme sonuçları incelendiğinde, 2g yükleme altında, “Von Misses Kriteri” ile elde edilen maksimum eşdeğer gerilme 114,85 MPa ile motorun bağlandığı braket üzerinde olduğu görülmektedir. İlgili görsel Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de verilmiştir. Şekil 4.8’de bu elemanın kesit görünüşü incelendiğinde, gerilmenin nüfuz ettiği bölgenin lokal bir alanda olduğu anlaşılmaktadır. Maksimum gerilmenin iki eleman komşuluğundaki gerilmeleri incelendiğinde bu değerlerde ciddi bir düşüş olduğu görülmektedir. Bu düşüş gerçeğe uygun değildir. Bu sebeple elde edilen maksimum gerilmenin (114,85 MPa) bir tekillik göstergesi olduğu değerlendirilmiştir.

Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 1.392E-004, Max : 114.85, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

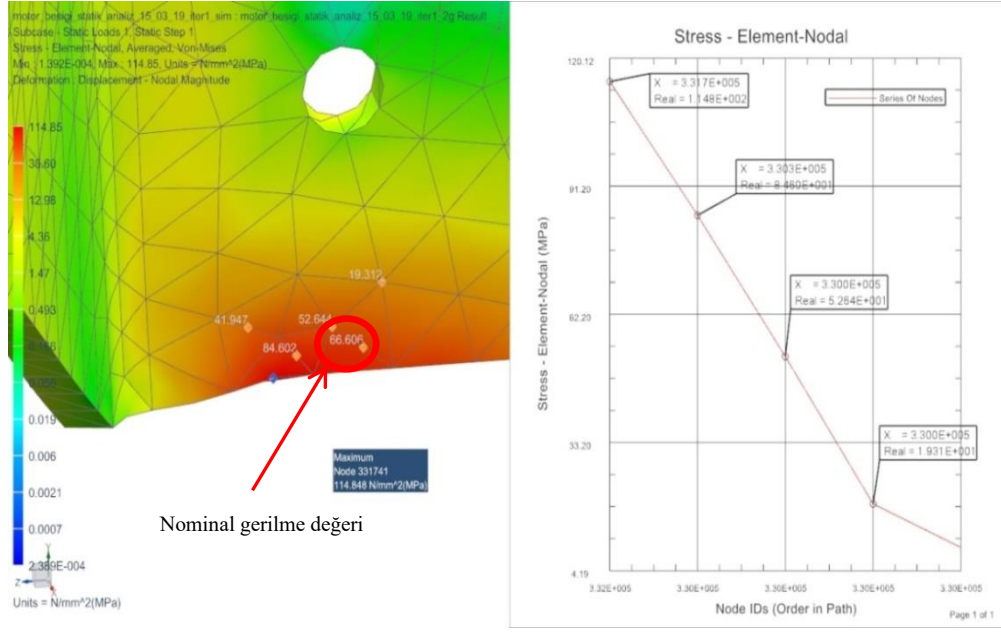


Şekil 4.6. Motor beşiği statik analizi eşdeğer gerilme sonucu

Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 1.392E-004, Max : 114.85, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Şekil 4.7. Braket parçası max. eşdeğer gerilme sonucu



Şekil 4.8. Braket parçası max eşdeğer gerilme sonucu ve max. gerilme düğüm noktası grafiği

Hesaplamaya dahil edilmesi gereken nominal gerilme, tekil noktanın iki eleman komşuluğunda bulunan gerilme değerlerinden en büyüğü seçilerek, 66 MPa alınmıştır.

$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{66} = 5,3 \quad (4.1)$$

Tasarlanan motor beşiğinin sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla statik analizi incelendiğinde, sistem içerisinde maksimum kütleyle sahip olan yapı motor elemanı olduğundan maksimum eşdeğer gerilmenin motor bağlantı braketi üzerinde görülmesi beklenen bir durumdur. Motor beşiği elemanlarının içerisinde maksimum eşdeğer gerilme bu eleman üzerinde görülmüş olup bu gerilme değeri akma mukavemetinin oldukça altında olup, 5,3 kat emniyetli olduğu görülmüştür. Hesaplanan emniyet katsayısı bu elemanın mukavim olduğu göstermektedir. Bu durum motor beşiği yapısının 2 g yükleme altında mukavim olduğunu göstermektedir.

4.3 Modal Analiz Bulguları

Kütle, doğal titreşim altında farklı eksenlerde farklı oranlarda titreşim hareketi yapmaktadır. Sistemin hangi ekseninde hangi oranda titreşim hareketi yaptığı kütle katılım oranı ile tespit edilmektedir. Modal analizlerde dikkat edilmesi gereken

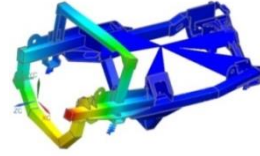
noktaların başında kütle katılım oranı gelmektedir. Teknik olarak yeterli mod sayısını belirlemek için kütle katılım oranının %80'in üzerinde olması beklenmektedir. Oluşturulan analiz modelinde bu oran, 90 mod için yaklaşık %85'e karşılık gelmektedir. İlk 5 mod sayıları ve bu modlarda yapının davranışları Çizelge 4.1'deki görsellerde verilmiş olup yapıda eğilme ve burulma gözlenmektedir.

Çizelge 4.1. Motor beşiği modal analiz sonucu doğal frekans değerleri

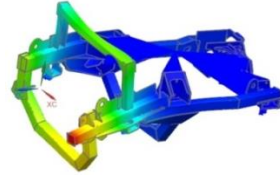
Mod Değeri (W)

Mod şekli

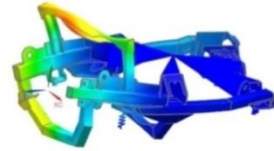
98,7 Hz



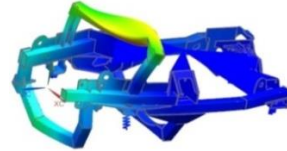
109,4 Hz



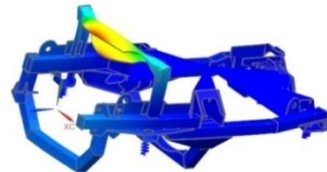
151,1 Hz



170,5 Hz



182,8 Hz



Motor çalışma devri, 750 -2500 dev/dak aralığındadır. Yani motor, 12,5 – 41,6 Hz. frekansı aralığında çalışmaktadır. Görülüyor ki yapıda rezonans olayı meydana gelmemektedir. Ayrıca, testler ile modal analiz çözümünden elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmış olup Çizelge 4.2 ile verilmiştir.

Çizelge 4.2. Motor beşiği test sonucu doğal frekans değerleri

<i>Mod Sayısı</i>	<i>Mod Değeri</i>	<i>% Hata Payı</i>
1	94 Hz.	%4,8
2	108 Hz	%1,4
3	157 Hz	%3,9
4	178 Hz	%4,4
5	191 Hz	%4,5

Bilgisayar destekli modal analiz sonuçlarından elde edilen doğal frekans değerleri ile gerçek test sonuçlarından elde edilen doğal frekans değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Yaklaşık %5 oranındaki bu farklılığın birkaç sebebi vardır. Bunlar,

- Simülasyon modeli içerisinde oluşturulan sayısal ağların kalitesi,
- Gerçek hayatta kaynak sonrasında malzeme özelliklerinde değişiklikler,
- Test sırasında yapının ve ortamın teste ne kadar uygun olduğu ile ilgilidir.

4.4 Dinamik Analiz Bulguları

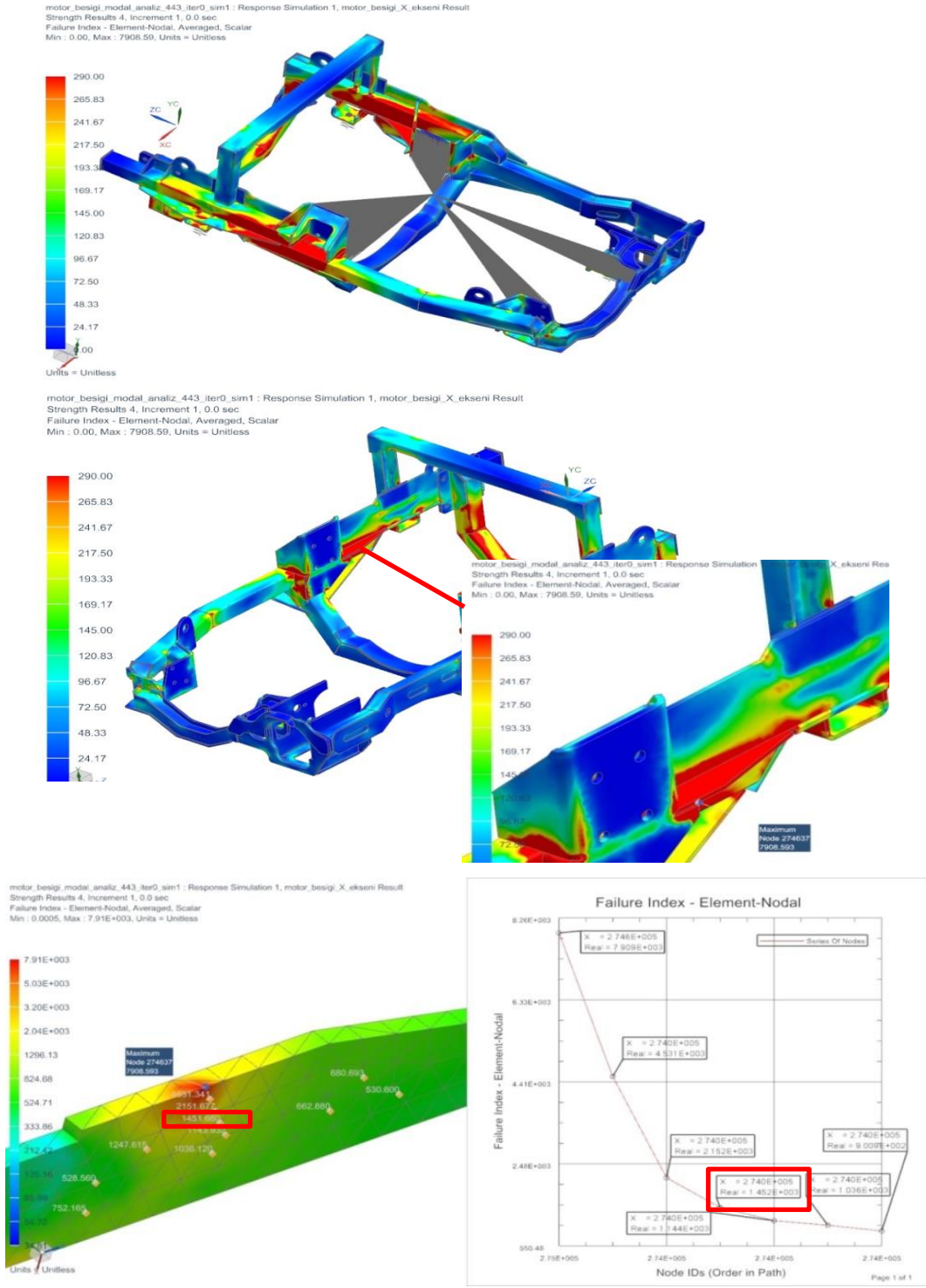
Bu bölümde, dinamik analiz çözümlerini içeren eşdeğer gerilme değerleri görselleri bulunmaktadır. Motor titreşim değerleri X,Y ve Z eksenlerine göre farklılık gösterdiğinden dinamik analizlerde tüm eksenlere göre tekrarlanmıştır. Elde edilen çözümlerin her biri ayrı ayrı incelenmiş olup en riskli sonuçların X ekseninde olduğu görülmüştür. Bu nedenle sadece X ekseninden alınan görsellere yer verilmiştir.

Simülasyon modelindeki en düşük akma mukavemetine sahip malzeme S355MC'dir. Eşdeğer gerilme sonuçları incelenirken, dağılımın daha rahat anlaşılabilmesi için bu malzemenin emniyetli akma sınırı tepe değeri olarak verilmiş, bu değer üzerinde kalan bölgeler (tepe değeri sınırlı gösterimlerde "kırmızı" renk ile temsil edilmiştir) haricen detaylı olarak incelenmiştir.

Bu anlamda yer verilen görsellerde, sonuçlar genel dağılımları kapsamak ile birlikte tüm parçalar için görseller münferiden verilmemiş, yalnızca kritik değer bölgeleri için verilmiştir.

Şekil 4.9' da belirtilen maksimum eşdeğer gerilme, şanzıman kompleksinin bağlandığı bölgede bulunan 6 mm. kalınlığındaki sac üzerinde görülmüş olup 7908 MPa' dır. Bu elemanın kesit görünüşü incelendiğinde, elde edilen maksimum gerilmenin sac elemanının iç yüzeylerine de nüfuz ettiği görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilme değerinin üç eleman komşuluğundaki değer olan 1452 MPa alınmıştır. Hesaplamalara göre sac parça mukavim değildir.

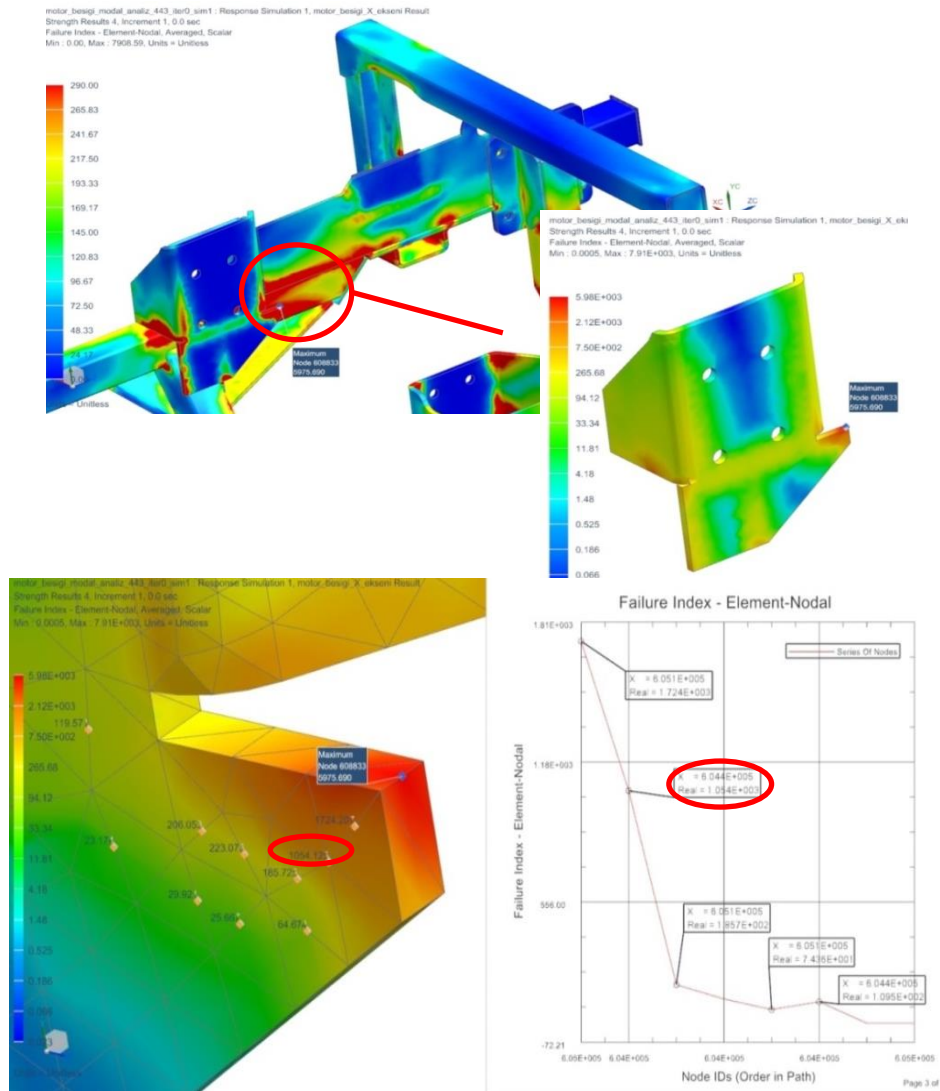
$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{1452} = 0,24 \quad (4.2)$$



Şekil 4.9. Motor beşiği genel görünüşü- sac elemanın esdeğer maksimum gerilme dağılımı

Şekil 4.10'da belirtilen şanzıman bağlantısının yapıldığı taşıyıcı braket elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme, 5975 MPa'dır. Bu elemanın kesit görünüşü incelendiğinde, elde edilen maksimum gerilmenin sac elemanının iç yüzeylerine de nüfuz ettiği görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilme değerinin üç eleman komşuluğunda bulunan değer olan 1054 MPa alınmıştır. Hesaplamalara göre taşıyıcı braket mukavim değildir.

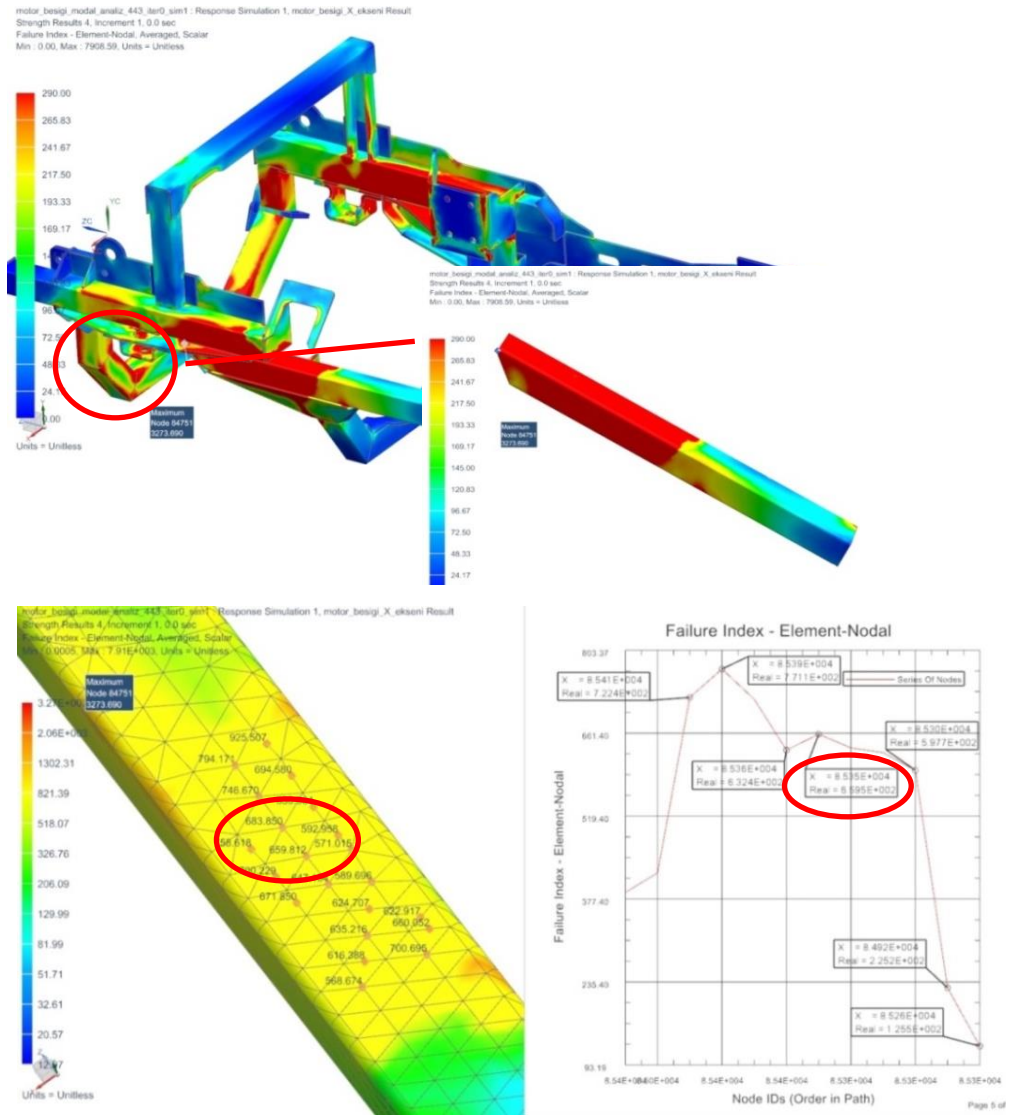
$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{1054} = 0,33 \quad (4.3)$$



Şekil 4.10. Taşıyıcı braket elemanının eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.11’ de gösterilen kutu profil elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme, 3273 MPa’dır. İlgili görsel detaylıca incelendiğinde, gerilme, kutu profil üzerinde bölgesel olarak dağılmaktadır. Bu bölgede ağırlıklı olarak 600 MPa mertebelerinde gerilme görülmektedir. Bu sebeple hesaplamaaya dahil edilmesi gereken nominal gerilme, bölgede bulunan maksimum eşdeğer gerilme değeri olan 659 MPa alınmıştır. Kutu profil mukavim değildir.

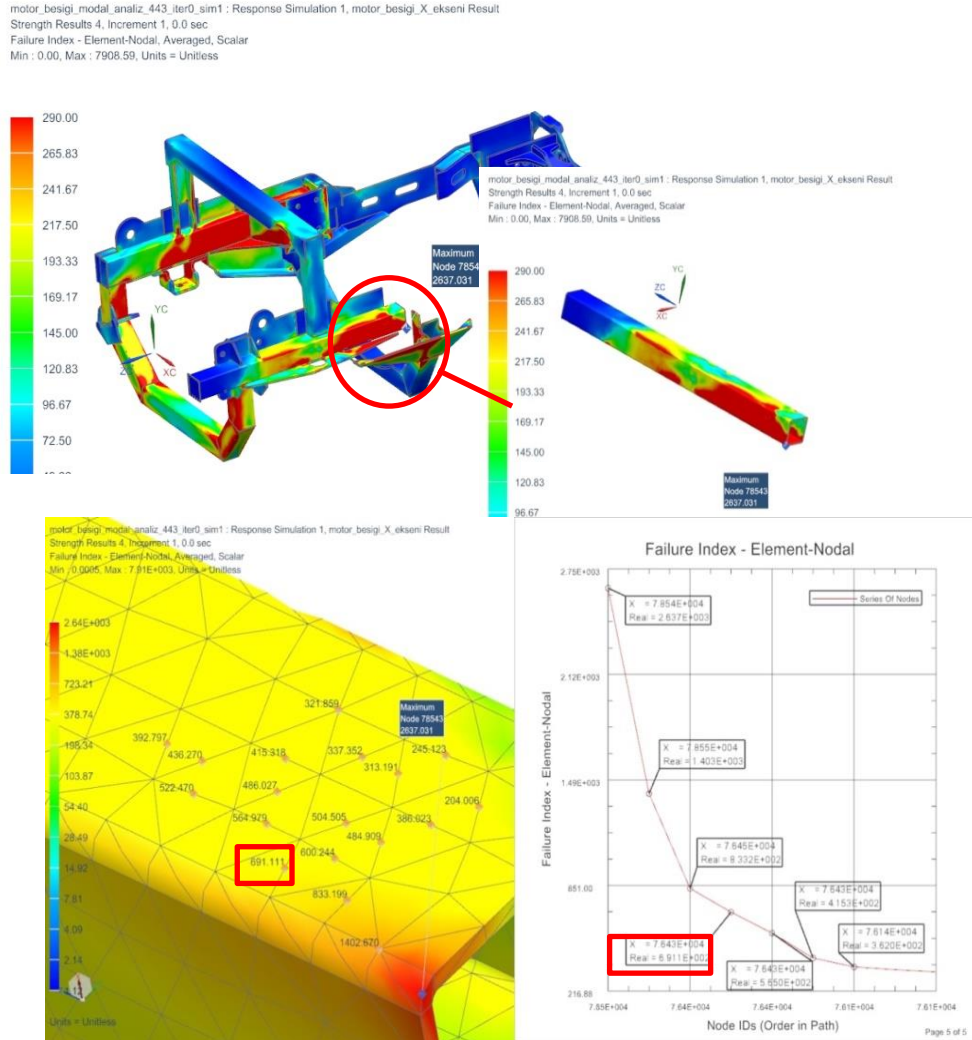
$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{420}{659} = 0,63 \quad (4.4)$$



Şekil 4.11. Kutu profil elemanı eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.12’ de gösterilen kutu profil elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme, 2637 MPa’dır. İlgili görsel detaylıca incelendiğinde, gerilme, kutu profil üzerine bölgesel olarak dağılmaktadır. Bu bölgede ağırlıklı olarak 600 MPa mertebelerinde gerilme görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilmenin görüldüğü bölgenin üç eleman komşuluğu bölgesinde bulunan maksimum eşdeğer gerilme değeri olan 691 MPa alınmıştır. Kutu profil mukavim değildir.

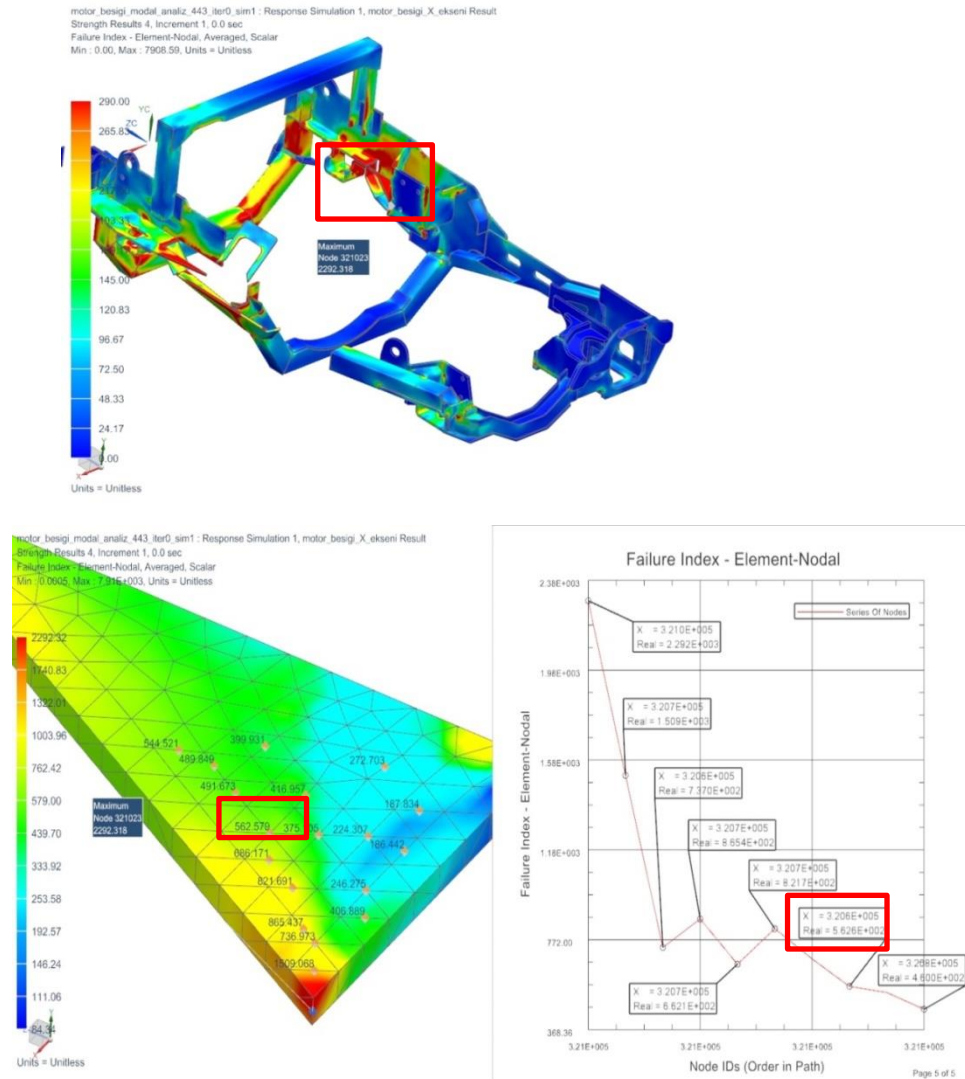
$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{420}{691} = 0,60 \quad (4.5)$$



Şekil 4.12. Kutu profil eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.13' de gösterilen 6 mm kalınlığındaki sac parça üzerinde görülen maksimum eşdeğer gerilme 2292 MPa'dır. Kesit görünüşü daha detaylı incelendiğinde, maksimum gerilmenin sac elemanının iç yüzeylerine de nüfuz ettiği görülmektedir. Bu bölgede ağırlıklı olarak 400 MPa mertebelerinde gerilme görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme değeri, bölgede bulunan maksimum eşdeğer gerilme değeri olan 562 MPa alınmıştır. Sac parça mukavim değildir.

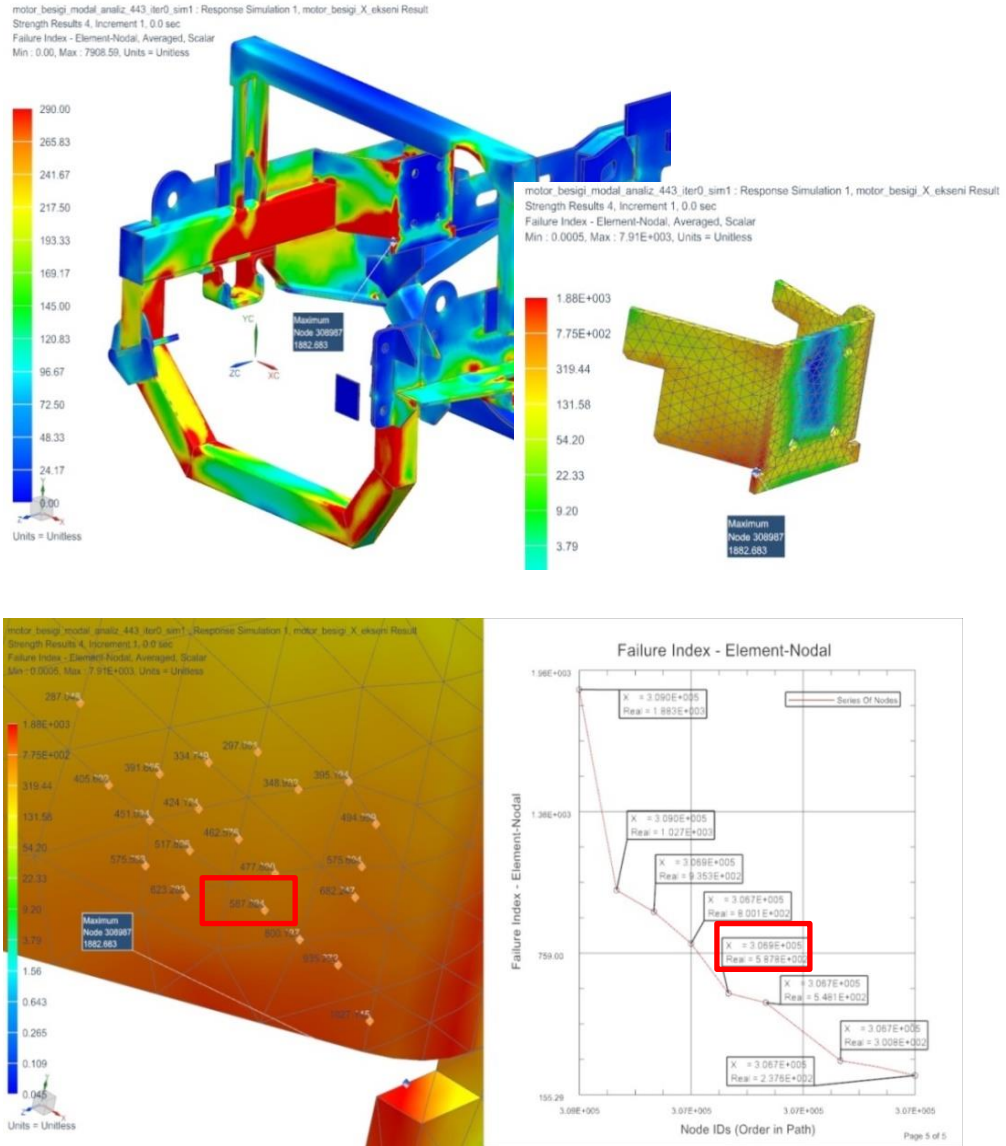
$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{562} = 0,62 \quad (4.6)$$



Şekil 4.13. Bağlantı bölgesi sac elemanı eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.14’ de belirtilen şanzıman bağlantısının yapıldığı bir diğer taşıyıcı braket elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme, 1882 MPa’dır. Maksimum eşdeğer gerilmenin 3 eleman komşuluğundaki gerilmeleri incelendiğinde, taşıyıcı braket üzerine bölgesel olarak yayılmaktadır. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilme değerinin dört eleman komşuluğunda bulunan değer olan 588 MPa alınmıştır. Hesaplamalara göre taşıyıcı braket mukavim değildir.

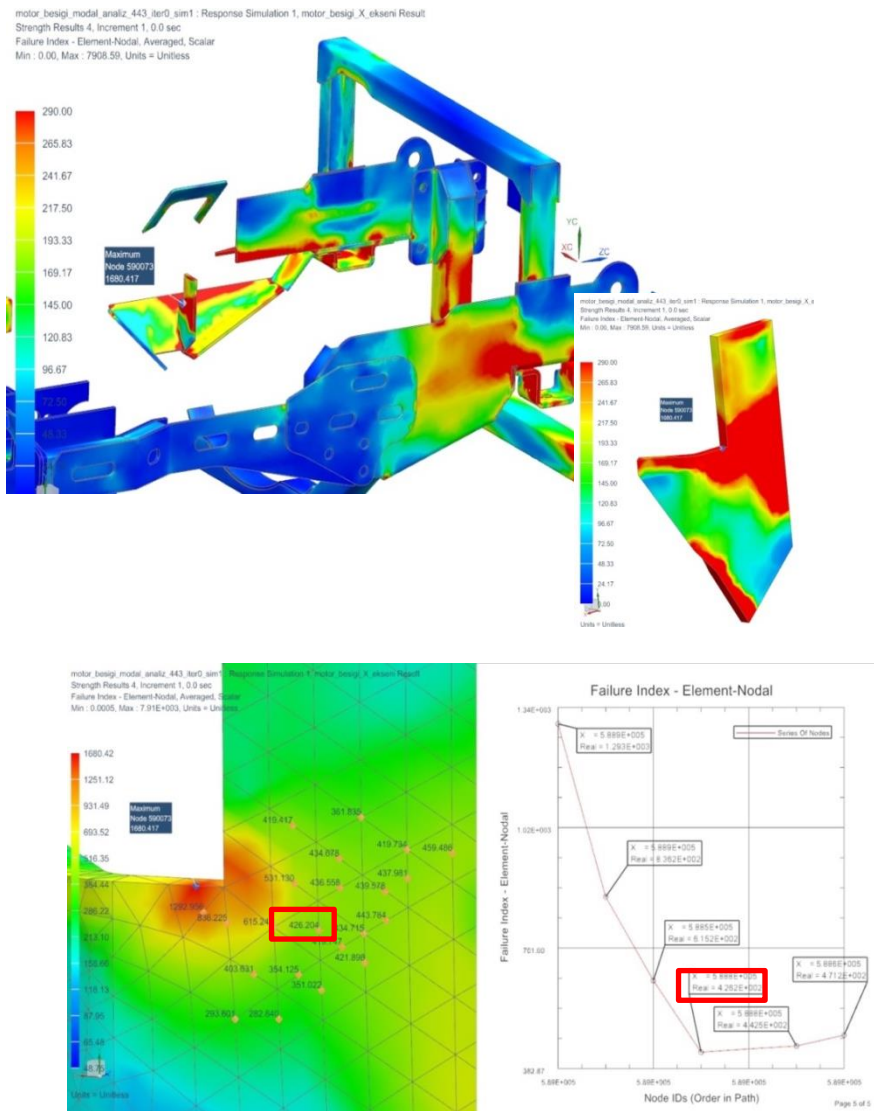
$$s = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{588} = 0,59 \quad (4.7)$$



Şekil 4.14. Taşıyıcı braket elemanı eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.15’de gösterilen şanzıman kompleksinin bağlandığı 3 mm. kalınlığındaki sac parçasında görülen maksimum eşdeğer gerilme değeri 1680 MPa’dır. Kesit görünüşü incelendiğinde, gerilmenin sac elemanının iç yüzeylerine de nüfuz ettiği görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilme değerinin dört eleman komşuluğunda bulunan değer olan 426 MPa alınmıştır. Hesaplamalara göre sac parça mukavim değildir.

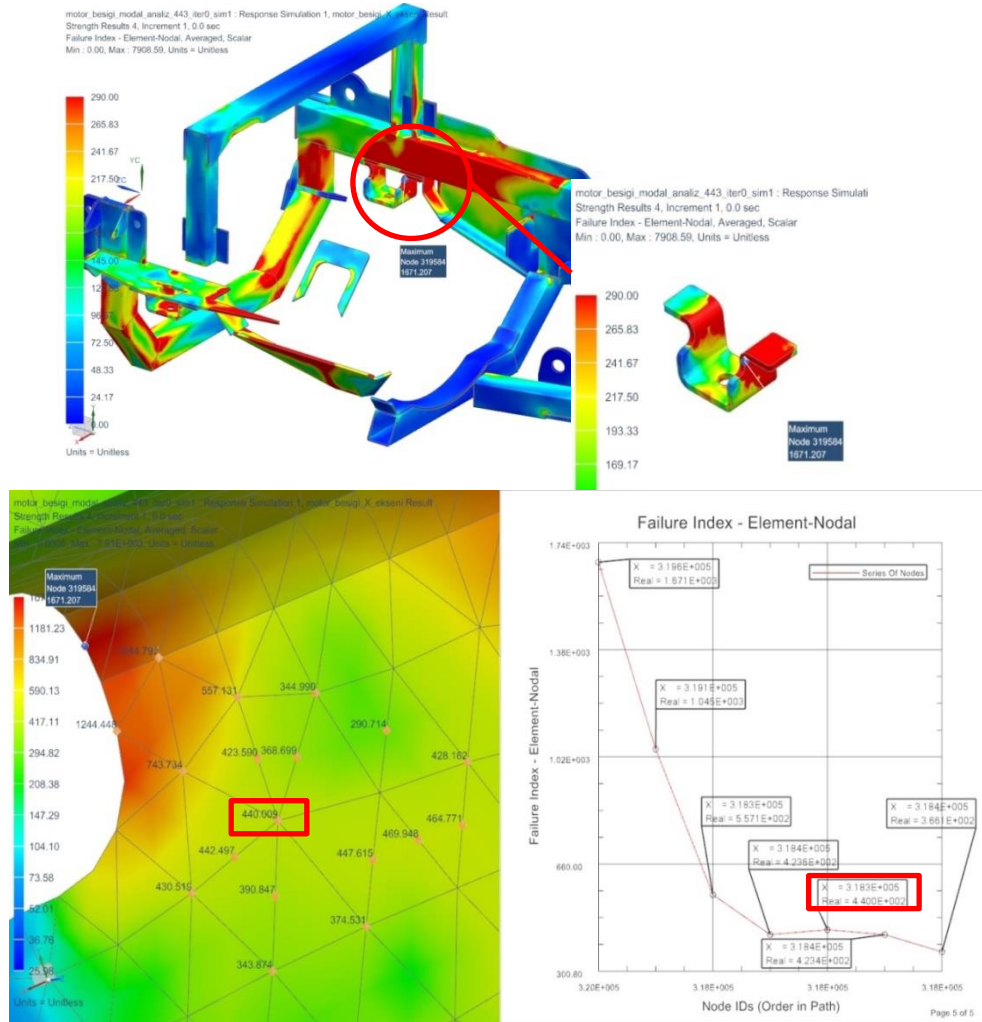
$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} \frac{350 [MPa]}{426 [MPa]} = 0,82 \quad (4.8)$$



Şekil 4.15. Destek sacı eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.16’ da gösterilen sönümleyici eleman bağlantı braketini üzerinde elde edilen maksimum gerilme 1671 MPa’dır ve elde edilen maksimum gerilmenin bu elemanın iç yüzeylerine de nüfuz ettiği görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme değeri, maksimum gerilme değerinin üç eleman komşuluğunda bulunan 440 MPa’dır. Hesaplamalara göre sönümleyici eleman bağlantı braketini parçası mukavim değildir.

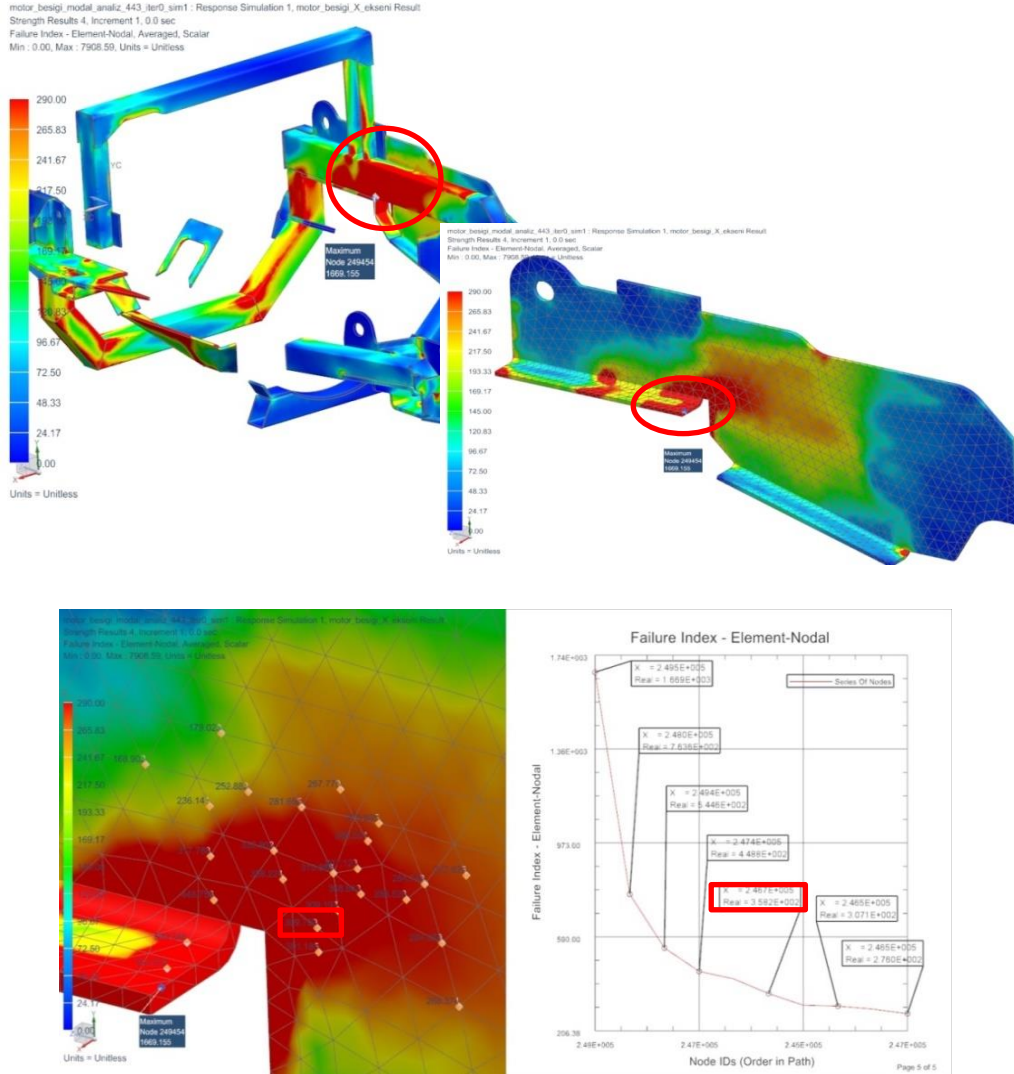
$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{440} = 0,79 \quad (4.9)$$



Şekil 4.16. Sönümleyici eleman bağlantı braketini eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.17' de gösterilen 6 mm kalınlığında destek sacı elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme, 1669 MPa'dır. İlgili görsel detaylıca incelendiğinde, gerilme, sac yüzeyinde bölgesel olarak dağılmaktadır. Bu bölgede ağırlıklı olarak 300 MPa mertebelerinde gerilme görülmektedir. Bu sebeple hesaplamaaya dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilmenin görüldüğü bölgenin üç eleman komşuluğu bölgesinde bulunan maksimum eşdeğer gerilme değeri olan 358 MPa alınmıştır. Destek sacı kritik parça olup güçlendirilmesi gerekmektedir.

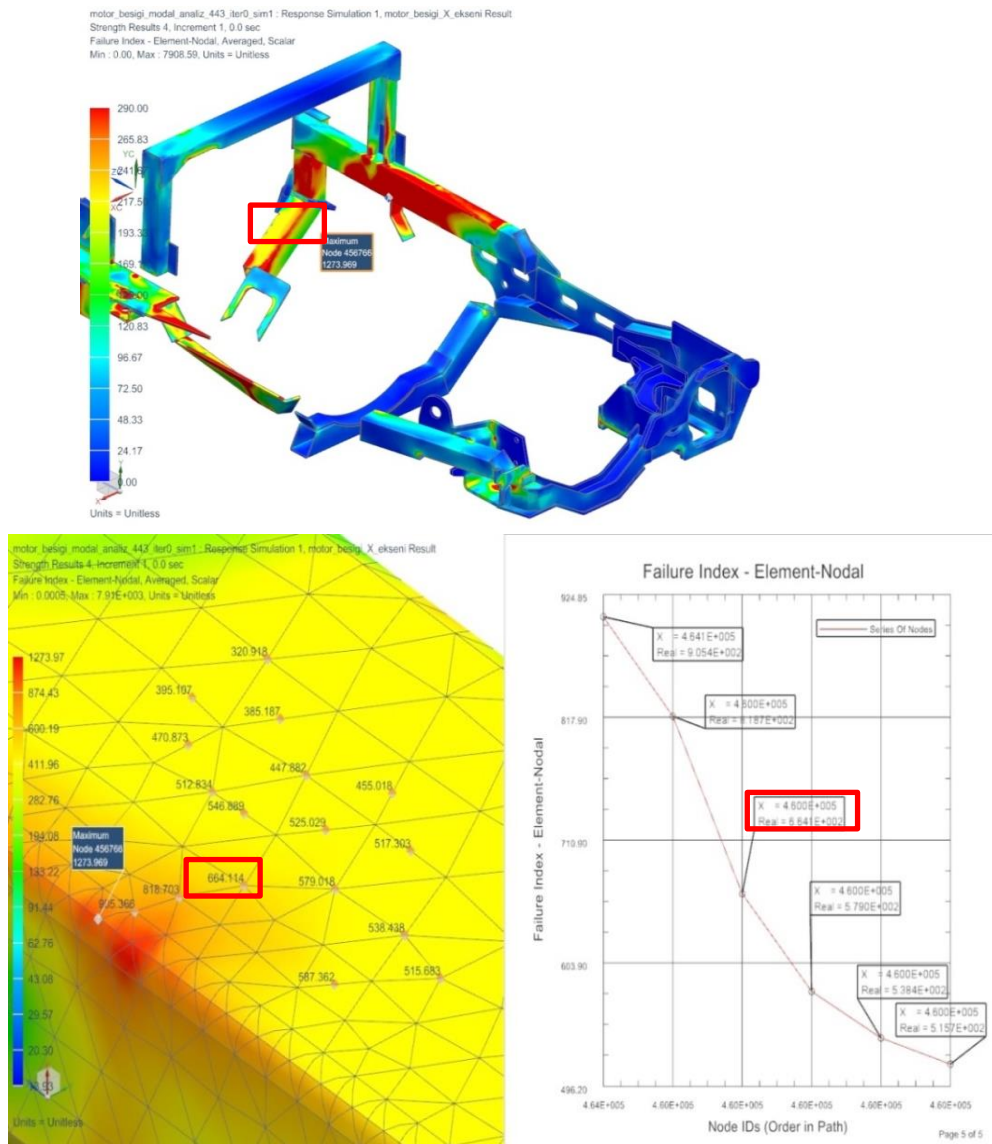
$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{350}{358} = 0,97 \quad (4.10)$$



Şekil 4.17. Destek sacı elemanı eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.18’ de gösterilen kutu profil elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme değeri, 1273 MPa’dır. İlgili görsel detaylıca incelendiğinde, gerilme, kutu profil üzerine bölgesel olarak dağılmaktadır. Hesaplamaya dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilmenin görüldüğü bölgenin üç eleman komşuluğu bölgesinde bulunan maksimum eşdeğer gerilme değeri olan 664 MPa alınmıştır. Kutu profil mukavim değildir.

$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{420}{664} = 0,63 \quad (4.11)$$



Şekil 4.18. Kutu profil elemanı eşdeğer gerilme dağılımı

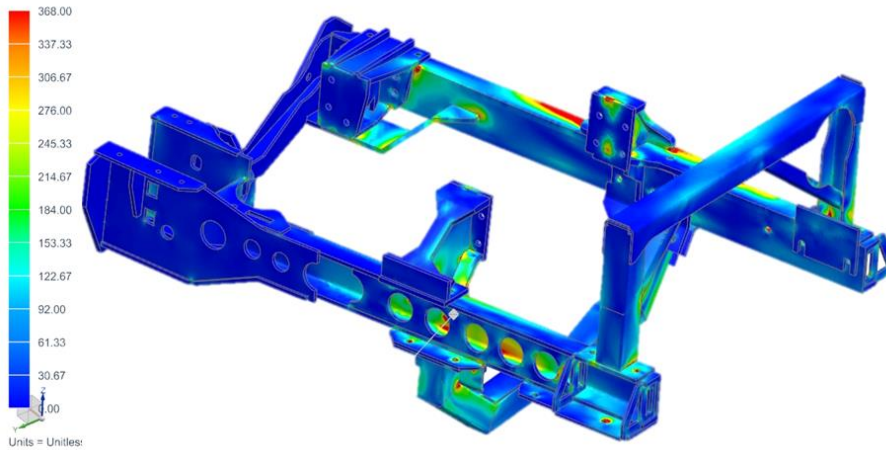
“Motor Beşiği Dinamik Analizleri” incelendiğinde, yapı üzerinde elde edilen maksimum gerilme değerlerinin titreşim bölgelerine yakın olan yerlerde görülmesi beklenen bir durumdur. Fakat yapı genel itibari ile değerlendirildiğinde motor titreşimi altında kırılacaktır.

4.5 İyileştirilmiş Dinamik Analiz

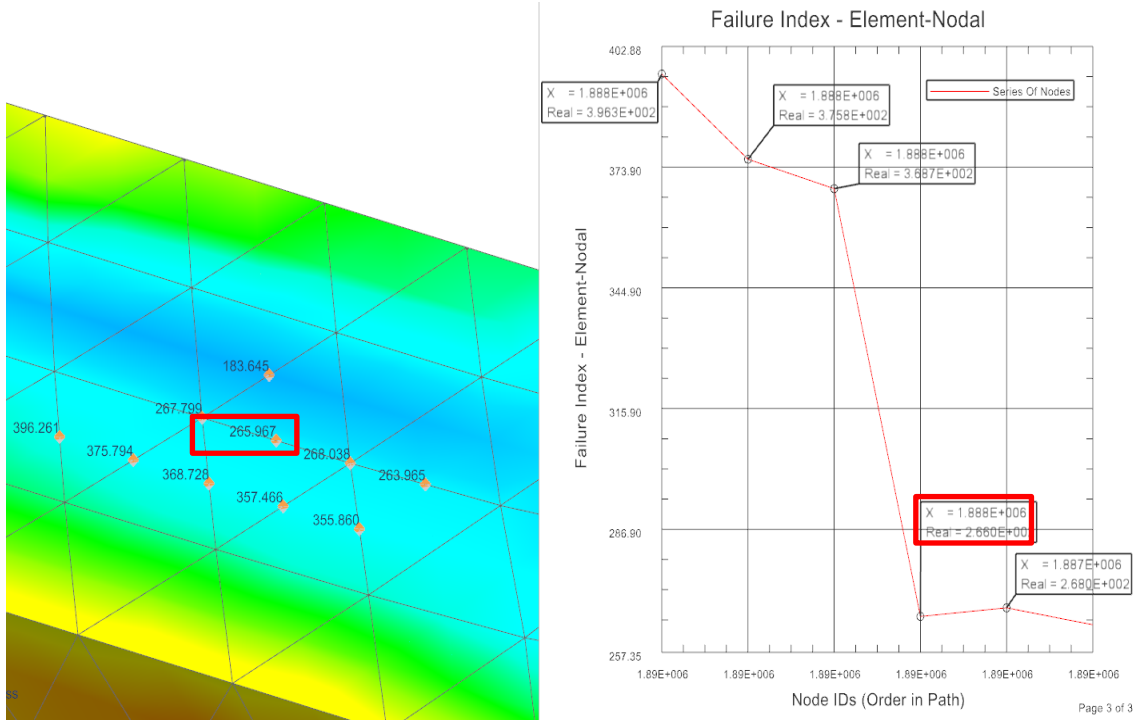
Bu bölümde, tasarım değişikliği ve malzeme değişikliği yapılmış modelin dinamik analiz çözümlerini içeren eşdeğer gerilme değerleri görseli bulunmaktadır. Dinamik analiz kısmında olduğu gibi yapının mukavemeti açısından en riskli eksen olan X eksen sonuçlarından alınan görsele yer verilmiştir.

Güncel malzemelere göre simülasyon modelindeki en düşük akma mukavemetine sahip malzeme S460MC'dir. Eşdeğer gerilme sonuçları incelenirken, dağılımın daha rahat anlaşılabilmesi için bu malzemenin emniyetli akma sınırı tepe değeri olarak verilmiş, bu değer üzerinde kalan bölgeler (tepe değeri sınırlı gösterimlerde “kırmızı” renk ile temsil edilmiştir) haricen detaylı olarak incelenmiştir.

Bu anlamda, sonuçlar genel dağılımları kapsamak ile birlikte tüm parçalar için yalnızca kritik değer bölgeleri incelenmiştir. Yapının mukavim olduğu anlaşılmıştır. Genel dağılımı içeren görsel Şekil 4.19' da verilmiştir.



Şekil 4.19. Motor beşiği genel görünüşü- esdeğer maksimum gerilme dağılımı



Şekil 4.20. Detay parça genel görünüşü- esdeğer maksimum gerilme dağılımı

Şekil 4.20’de belirtilen profil elemanı üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme, 396 MPa’dır. Bu elemanın kesit görünüşü incelendiğinde, elde edilen maksimum gerilmenin elemanın iç yüzeylerine nüfuz etmediği görülmektedir. Bu sebeple hesaplama dahil edilmesi gereken nominal gerilme, maksimum eşdeğer gerilme değerinin üç eleman komşuluğunda bulunan değer olan 266 MPa alınmıştır. Hesaplamalara göre, profil mukavimdir.

$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{nominal}} = \frac{460}{266} = 1,73 \quad (4.12)$$

Tasarımsal iyileştirme yapılan motor beşiği yapısının motor titreşimlerine karşı mukavim olduğu dinamik analizler ile doğrulanmıştır.

5 TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada, BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından tasarlanan motor beşiğinin analitik yöntemler yardımıyla sistemin davranışı incelenmiş, matematik modeli oluşturulmuş, MATLAB yardımıyla sistemin davranışı incelenmiştir. Bu tez kapsamında matematik model, bazı kabullerin yapıldığı basitleştirilmiş bir modeldir. Bir başka çalışmada bu konu daha da geliştirilerek detaylı bir şekilde ele alınabilir.

Bir sonraki aşamada sonlu elemanlar yöntemi ve NASTRAN çözücüsü yardımıyla statik analizi, modal analizi, dinamik analizi gerçekleştirilmiş elde edilen analiz çözümleri incelenmiştir. Yapının statik analizler kapsamında mukavim olduğu görülmüştür. Dinamik analiz incelendiğinde ise ilk yapının yeterli mukavemette olmadığı görülmüştür. Bu durumun tasarım değişikliği ile çözülebileceği düşünülmüş ve yeni bir tasarıma gidilmiştir. Yapısal analizler yeni tasarıma göre tekrarlanmıştır. Güncel yapının dinamik analiz çözümleri incelendiğinde yapının mukavim olduğu görülmüştür.

Motor beşiği prototipi üzerinde deneysel testleri yapılmıştır. Testlerden elde edilen doğal frekans değerleri ile modal analizden elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucu, bu değerlerin birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Modal analizde elde edilen sonuçların, %5 oranında hata ile test sonuçlarını karşıladığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2015.** Mekanik Titreşimler Ders Notları. <https://docplayer.biz.tr/60272845-Mekanik-titresimler-ders-notlari.html> - (Erişim Tarihi: 15.04.2019).
- Anonim, 2017.** Türkiye’de Nüfusun Yıllara Göre Değişimi. <http://www.cografyabilimi.gen.tr/turkiyede-nufusun-yillara-gore-degisimi/> - (Erişim Tarihi:10.01.2018)
- Beckman, J. A., 2000.** Vehicle Frame Assembly. U.S. Patent, No: 6, 120, 059.
- Çağlayan, İ. 2009.** Rezonans Makinelerin Ve Yapıların Gizli Düşmanı. *Mühendis ve Makina*,50 (598):55-60.
- İtik, M.,** Mekanik Titreşimler, <https://docplayer.biz.tr/60272800-Mekanik-titresimler-doc-dr-mehmet-itik.html> - (Erişim Tarihi:16.04.2019)
- Karagöz, M. 2010.** Mobil Vinç Robot Kabinin Tasarımı Ve Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, SÜ, Makine Eğitimi Otomotiv Anabilim Dalı, Konya.
- Kennedy, J. H., Negstad, R. D., 1975.** Chassis Construction For A Motor Vehicle. U.S. Patent, No: 3, 913, 696.
- Kıral, Z.,** MAK 4041 Mekanik Titreşimler Ders Notları. İzmir, http://kisi.deu.edu.tr/zeki.kiral/Mekanik_Titresimler_Ders_Notlar%C4%B1_Zeki_K%C4%B1ral.pdf - (Erişim Tarihi:15.04.2019).
- Korkut,S.,2017.** Doğal Frekans ve Rezonans. <http://www.serdarkorkut.com/2017/05/11/dogal-frekans-ve-rezonans/> - (Erişim Tarihi: 25.04.2019).
- Millî Eğitim Bakanlığı,** Motorlu Araçlar Teknolojisi, Gövde ve Tasarım, Ankara, 2011.
- Sarıgül, A. S.,** Bir Çubuğun Modal Analizi. İzmir, <http://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.pdf> - (Erişim Tarihi: 20.04.2019).
- Strong, W. P., 1958.** Engine Mounting Means For Motor Vehicles. U.S. Patent, No: 2, 852, 085.
- Şekerci, H.U. 2013.** Bir Hava Aracı Komponentinin Dinamik Karakteristiklerinin Teorik Ve Deneysel Modal Analiz Metoduyla Belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ucun, İ., Çolakoğlu, M. 2014.** Değişik Kesitli Profil Malzemelerdeki Doğal Titreşim Frekanslarının Ölçülmesi Ve Hesaplanması. *Teknoloji*, 7 (3):435-444.
- Yalnızca, O., Özelgin.İ., Aksoy. 2014.** Esnek Volan Modal Analizi. *Mühendis ve Makina*,55 (656):31-41.

EKLER

EK 1 Kullanılan takozların teknik özellikleri

CONICAL MOUNTS

Page 66 of 124

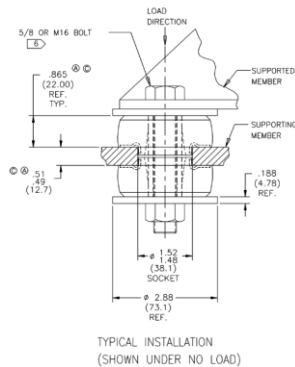
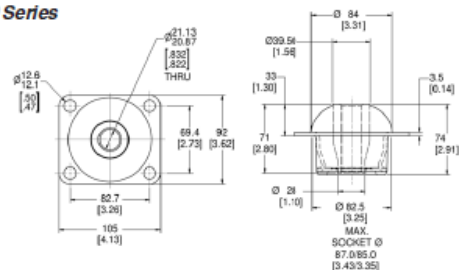
Specifications and Dimensions

Part Number	Durometer Shore A	Rated Axial Static Load kN (lb)	Rated Axial Static Deflection kN (lb)	Axial Static Stiffness N/mm (lb/in)	Axial Dynamic Stiffness \odot N/mm (lb/in)	Radial R1 Static Stiffness N/mm (lb/in)	Radial R2 Static Stiffness N/mm (lb/in)	Recommended Bolt Information*			
								Size		Grade or Class	
								English	Metric	SAE J429	SAE J1199
J-21100-9	35	1.67 (375)	5.0 (0.20)	210 (1200)	215 (1230)	800 (4570)	800 (4570)	3/4	M20	**	**
J-21100-1	40	2.4 (540)	5.0 (0.20)	310 (1770)	340 (1945)	1200 (6855)	1200 (6855)	3/4	M20	**	**
J-21100-5	50	3.9 (890)	5.0 (0.20)	500 (2960)	600 (3430)	2000 (11420)	2000 (11420)	3/4	M20	**	**
J-21100-10	55	4.6 (1040)	5.0 (0.20)	590 (3370)	725 (4140)	2400 (13700)	2400 (13700)	3/4	M20	**	**
J-21100-11	60	5.3 (1200)	5.0 (0.20)	690 (3950)	850 (4855)	2800 (16000)	2800 (16000)	3/4	M20	**	**
J-21102-1	40	1.3 (300)	5.0 (0.20)	190 (1085)	210 (1200)	960 (5485)	960 (5485)	3/4	M20	**	**
J-21103-1	40	1.1 (250)	5.0 (0.20)	150 (860)	160 (915)	850 (4855)	400 (2285)	3/4	M20	**	**
J-21104-1	40	0.82 (185)	5.0 (0.20)	110 (630)	120 (685)	600 (3430)	300 (1720)	3/4	M20	**	**
J-21159-3	46	5.3 (1200)	7.6 (0.30)	688 (3812)	823 (4700) \odot	2270 (12970)	2270 (12970)	7/8	M20	8	10.9
J-21159-4	58	8.9 (2000)	7.6 (0.30)	983 (5613)	2030 (11600) \odot	3877 (22140)	3877 (22140)	7/8	M20	8	10.9
J-21159-6	45	5.16 (1160)	7.6 (0.30)	645 (3680)	790 (4470)	2150 (12300)	2150 (12300)	7/8	M20	8	10.9
J-21159-7	50	6.23 (1400)	7.6 (0.30)	740 (4230)	990 (5655)	2845 (16100)	2845 (16100)	7/8	M20	8	10.9
J-21159-8	55	7.43 (1670)	7.6 (0.30)	845 (4822)	1345 (7685)	3170 (18110)	3170 (18110)	7/8	M20	8	10.9
J-21159-9	66	11.39 (2560)	7.6 (0.30)	1195 (6820)	3545 (20250)	4965 (28300)	4965 (28300)	7/8	M20	8	10.9
J-21212-1 \odot	61	1.05 (240)	3.6 (0.14)	207 (1180)	254 (1450)	462 (2640)	462 (2640)	3/8	M10	2	5.8
J-21212-3	58	0.90 (180)	3.6 (0.14)	182 (1040)	222 (1270)	387 (2210)	387 (2210)	3/8	M10	2	5.8

* For tightening torque information, refer to Tightening Torque Charts section.
 ** Tightening torque 3/4 bolt = 320 lb-ft, M20 bolt = 430 N-m dry.

\odot Data at Axial Rated Static Load, with input +0.3 mm (0.01 in) at 5.0 Hz.
 \odot Data at Axial Load and Dynamic Axial Motion of +0.5 mm.
 \odot Other parts available in this series, contact LORD.

Figure 1 – J-21100 Series



NOTES: (UNLESS OTHERWISE SPECIFIED)

- MATERIAL:
 SPACER – STEEL
 MOUNTING, BONDED:
 PLATE – STEEL
 ELASTOMER – NATURAL RUBBER
- LORD IDENTIFICATION EMBOSSED ON SURFACE "X".
- SURFACES MARKED "T" MAY HAVE TIGHT SKIN OF ELASTOMER.
 SURFACES MARKED "O" TO BE FREE OF ELASTOMER.
- SURFACES MARKED "O" TO BE FREE OF ADHESIVE OVERSPRAY.
 SURFACES MARKED "T" MAY HAVE ADHESIVE OVERSPRAY.
- RATED LOAD: 500 LBS (2,224 N), AXIAL STATIC LOAD AT 0.08 IN. (2.0 mm) DEFLECTION.
- USE 5/8 IN., GRADE 8 BOLT OR M16, CLASS 10.9 BOLT.
- PART COLOR CODED WITH "WHITE" AND "YELLOW" DOTS ON SURFACE "X".

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sinem YAY
Doğum Yeri ve Tarihi : Eskişehir, 1991
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Eskişehir Atatürk Lisesi, 2009
Lisans : Balıkesir Üniversitesi, 2013
Yüksek Lisans :Uludağ Üniversitesi, 2019

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Coşkunöz Savunma ve Havacılık A.Ş., 2013-2017
BMC Otomotiv San. Tic. A.Ş., 2017- Devam

İletişim (e-posta) : snm_yay@windowlive.com

Yayınları :