

MOTOR BEŞİĞİ MODAL ANALİZİ ve TEST VERİLERİ İLE KORELASYONU

Sinem YAY ŞAWIŞ *
Gürsel ŞEFKAT **

Alınma: 02.10.2024 ; düzeltme: 02.12.2024 ; kabul: 27.12.2024

Öz: Günümüzde nüfus artışı, yerleşim alanları ve ulaşım ağlarının hızla genişlemesi, trafik yoğunluğu, çevre dostu davranışların benimsenmesi gibi etmenler toplu taşıma araçlarının kullanımlarını arttırmıştır. Artan talepler ile otomotiv firmaları gerek rekabeti arttırmak gerekse kullanıcı memnuniyetini sağlamak adına yeni teknolojileri devreye alarak üretimlerini gerçekleştirmektedir. Bu kapsamda, firmalarda Ar-Ge çalışmaları yapılırken yakıt tüketimi, gürültü- titreşim seviyeleri, arıza bakım onarım sürelerinin azaltılması, sürücü ve yolcu ergonomisi, kullanım kolaylığı, kalite gibi konular kritik öneme sahip hale gelmiştir. Bu ihtiyaçlar doğrultusunda, BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından güç paketi olarak adlandırılan şanzıman, motor gibi parçaları içeren, bu parçaların arızası ya da bu parçaların montajlandığı yapıda arıza meydana gelmesi durumunda aracın onarım süresini kısaltacak, bekleme süresinde oluşacak kayıpları önleyecek mekanik bağlantılı bir yapı tasarlanmıştır. Bu yapı; motor, şanzıman ve diğer detay aksesuarları taşıyacak bir yapı olup “motor beşiği” olarak adlandırılmıştır.

Bu çalışma, tasarlanan motor beşiğinin sonlu elemanlar yöntemi (NX yazılımı içerisinde NASTRAN çözücüsü) kullanılarak elde edilen modal analiz teorik sonuçları ile numune üzerinden çekiç test verilerini içeren deneysel modal analizlerin korelasyonunu incelemektedir. Bu çalışma sonucunda, teorik ve deneysel sonuçlar arasında %4 farklılık olduğu görülmüş, motor çalışma frekans aralığı ile motor beşiğinin doğal frekans aralığı çakışmadığı dolayısıyla motor beşiğinde rezonans durumu yaşanmayacağı anlaşılmaktadır.

Anahtar Kelimeler: BMC, Motor beşiği, Sonlu elemanlar yöntemi, Modal analiz, Deneysel test

Modal Analysis of The Cradle and Correlation of Analysis Results with Experimental Data

Abstract: Factors such as population growth, urban expansion, increased traffic density, and the demand for eco-friendly solutions have boosted public vehicle use. Automotive companies respond by introducing new technologies to stay competitive and meet user needs. Key focus areas in R&D now include fuel efficiency, noise and vibration control, reduced maintenance time, enhanced driver-passenger ergonomics, and overall quality. Addressing these demands, BMC has developed an innovative "engine cradle" structure, which integrates components like the engine and transmission. This design aims to minimize repair time and reduce downtime due to failures.

This study examines the correlation between theoretical modal analysis of the engine cradle, conducted using the finite element method (via the NASTRAN solver in NX software), and experimental modal analysis through hammer test data. Results show only a 4% discrepancy between theoretical and experimental findings. It was concluded that as long as the natural frequency range of the engine cradle and the engine's operating frequency range do not overlap, resonance is avoided, ensuring reliable performance.

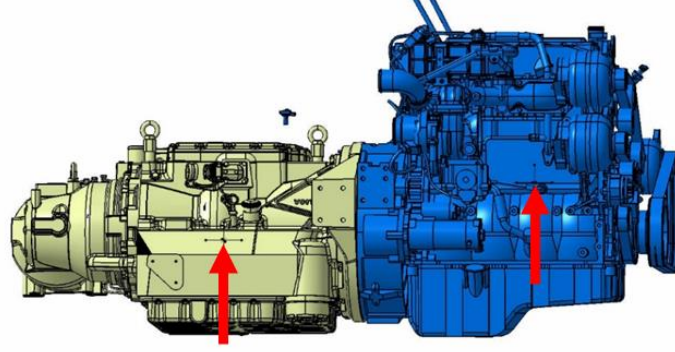
Keywords: BMC, Cradle, Finite elements method, Modal analysis, Experimental test

* BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. Kemalpaşa Caddesi No: 288 Pınarbaşı, 35060 İzmir

** Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle Kampüsü, 16059 Bursa
İletişim Yazarı: Sinem YAY ŞAWIŞ (sinem.yay@bmc.com.tr)

1. GİRİŞ

Günümüzde askeri ve ticari araçlarda, motor ve motor ile bağlantılı parçalar (şanzıman, klima kompresörü, alternatör, bu parçaların bağlantılarını sağlayan alt sistemler) araç şasisine bağlantı braketleri vasıtasıyla ayrı ayrı montajlanmaktadır. Montaj sonrasında motor ve şanzıman, araç üzerinde aynı doğrultuda konumlanmaktadır. Bu koşulda ise ağırlık merkezi Şekil 1’de gösterildiği gibi asimetrik bir dağılım göstermektedir.



Şekil 1:

Motor ve şanzımanın şasiye bağlandığı durumdaki ağırlık merkezi dağılımı

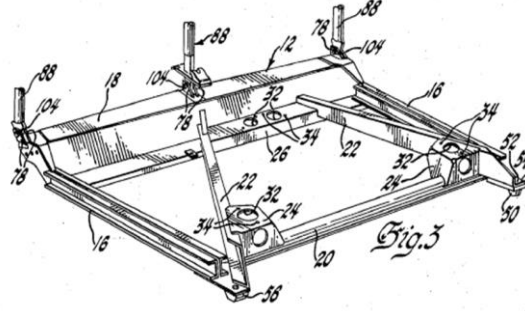
Bu bileşenlerin ağırlık merkezleri arasında oluşan büyük farklılıklar; şaft açısında sapmalara, motorda ses, titreşim ve güç kayıplarına neden olmaktadır. Bu kayıpları minimuma indirmek ve montaj kolaylığı sağlamak için BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından bir yapı tasarlanmıştır. Bu yapı, içten yanmalı motorların güç paketlerinin araca tek seferde montaj edilmesini sağlayan konstrüksiyon yapısıdır ve motor beşiğı olarak adlandırılmaktadır.

Eski yapı ile motor beşiğı kıyaslanacak olursa;

- Önceki yapıda motor ve şanzımanın ağırlık merkezi asimetrik dağılım göstermekteydi, bu durum şaft açısında sapmalara, motorda ses, titreşim ve güç kayıplarına sebep olmaktaydı.
- Eski yapıda arka şasi kısmında birçok detay komponent aynı alan içerisine montaj edilmekte, alan kısıtı sebebiyle montaj zorluğu oluşmakta idi. Bu durum işlem süresini de işçilik maliyetini de arttırmakta idi.
- Eski yapıda titreşim oluşturacak birçok detay komponent aynı taşıyıcı (şasi) üzerine montajlanmakta idi. Böylece bütün komponentlerin titreşimi tek bir yapıya etki etmekte, birçok farklı sönümleyici elemana ihtiyaç duyulmakta bu da mühendislik ve malzeme maliyetini arttırmakta idi.

Motor beşiğı ile bu problemlerin önüne geçilmiştir.

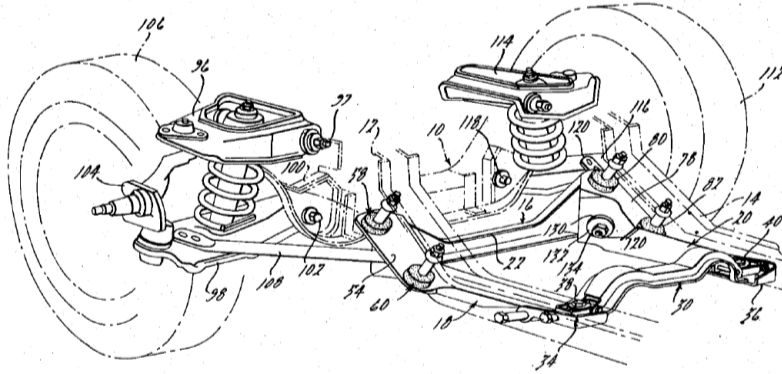
Strong (1958) yapmış olduğu bir çalışmada, motorlu taşıtlarda kullanılan motor takozları üzerinde durmuştur. Motordan gelen titreşimlerin şasiye iletilmesini önlemek için motorun montajında motor takozları kullanılması yaygın bir yöntemdir. Ancak bu yöntem, özel yolcu araçları ve küçük ticari araçlarda yaygın olarak kullanılabilirken, motoru büyük ve arıza riski fazla olan geniş araçlar ve otobüslerde uygulanamamaktadır. Bu tip araçlarda, motorun hızlı bir şekilde gövdeden çıkarılabilmesi ve onarılabilmesi için yeni bir ekipmana ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple bu çalışmada motor beşiğı olarak adlandırılan, motorun esnek bir şekilde üzerine montajlanabildiği tek parçalı yapısal eleman tasarlanmıştır. Şekil 2’de bu çalışmaya ait görsel verilmiştir.



Şekil 2:

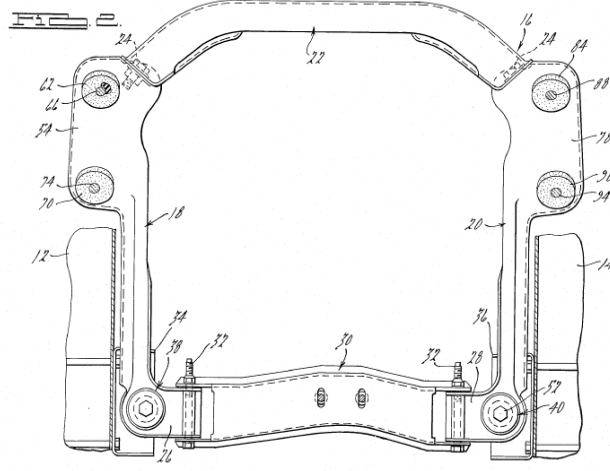
1958 yılında çalışılan motor beşiğinin perspektif görünüşü

Diğer bir çalışmada, Kennedy ve arkadaşları (1975) araç şasisi üzerinde 4 adet takoz ile desteklenen kutu şeklinde bir alt çerçeve çalışması yapmıştır. Alt çerçeve detaylı incelendiğinde, bu yapı araç şasisine ön süspansiyon bölgesinden dört adet takoz yardımıyla bağlanmaktadır. Aracın üst karkasına ise iki adet esnek bağlantı elemanı ile bağlanmaktadır. Böylelikle ön süspansiyon bölgesinde oluşan gürültü ve titreşim, taşıt gövdesine varmadan önce alt çerçevenin bağlandığı bölgede bulunan takozlar yardımıyla izole edilir. İkinci olarak ise alt çerçeveyi araç üst karkasına bağlayan esnek bağlantılarla izole edilir. Bu buluşa uygun şasiye sahip bir motorlu taşıtın araç yolcu bölmesinde düşük seviyede gürültü ve titreşim verileri elde edildiği gösterilmiştir. Bu durumun nedeni, çift izolasyon sisteminden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3:

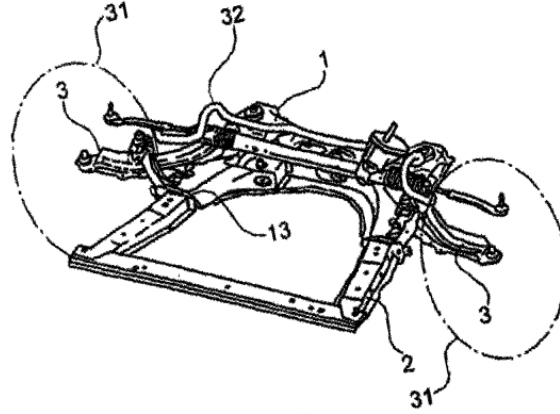
Alt çerçeve montajı yapılmış motorlu araç şasisi perspektif görünüşü



Şekil 4:

Alt çerçeve montajının üst görünüşü

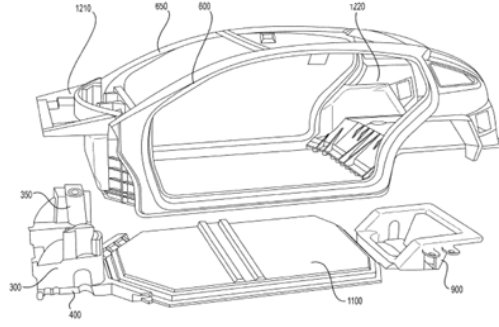
Chabrol ve arkadaşlarının (2008) yapmış olduğu çalışma ise darbe direnci arttırılmış bir motor beşiğini içermektedir. Bu motor beşiğı, karkasın dikey bir duvarına monte edilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Dikey montaj, taşıtın herhangi bir darbe alması durumunda dayanma yüzeyi oluşturabilmesi için düşünülmüştür. Ayrıca kıvrırma sacdan imal edilmesi planlanmış olup daha hafif bir yapı elde edilmesi amaçlanmıştır. İlgili görsel Şekil 5 ile verilmiştir.



Şekil 5:

Darbe direnci arttırılmış bir motor beşiğine ait perspektif görünüş

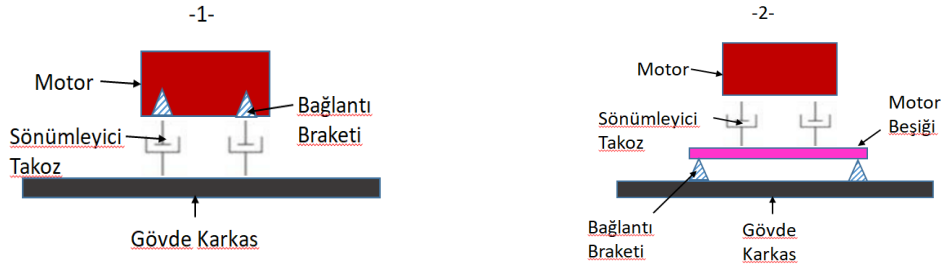
Pinsonneault ve arkadaşları (2024) tarafından yapılan başka bir çalışmada modüler bir karkas üzerinde durulmuştur. Bu karkas, birçok aynı segment araçta ortak kullanılabilecek yapıya sahiptir. Bu yapı, elektrikli araçlar ve hibrit araçlar için batarya ve elektrik motorunu, içten yanmalı motora sahip araçlar için ise içten yanmalı motor ve diğer gerekli bileşenleri taşıyabilecek, aracın alt şasisine montajlanacak alüminyum dökümden elde edilecek bir yapıdır. Şekil 6'da bu çalışmaya ait görsel verilmiştir.



Şekil 6:
Modüler karkas perspektif görünüşü

Bu yapının ortak kullanılabilir olması dolayısıyla malzeme maliyeti azaltılmış, montaj süreleri ve işçilik maliyetleri azaltılmıştır.

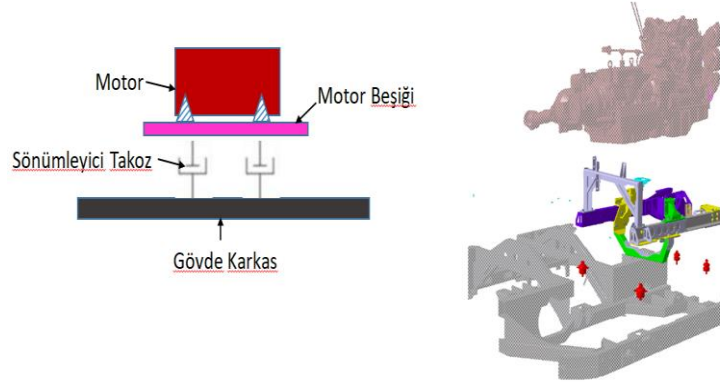
Günümüzde motor bağlantıları ve motor beşiği uygulamalarında farklı çözümler uygulanmaktadır. Geleneksel uygulamalarda, motor ile gövde karkası veya motor ile motor beşiği arasına Şekil 7 ile gösterildiği gibi sönümleyici elemanlar kullanılarak montaj yapılır.



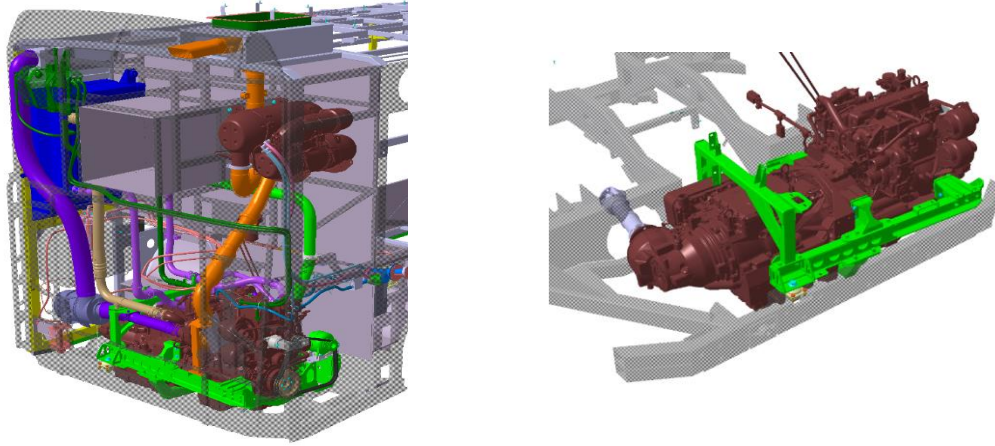
Şekil 7:
Motor ile gövde karkası (sol görsel) ve motor ile motor beşiği (sağ görsel) montajı

Bu çalışmaya konu olan motor beşiğinde ise motor bağlantıları için farklı bir sistem uygulanması amaçlanmıştır. Bu uygulamada motor ile motor beşiği rijit bağlanmış, motor beşiği ile gövde arasına ise sönümleyici eleman kullanılmıştır. Motor beşiği tasarımında, motor ile motor beşiği bağlantısının sağlanması için iki, şanzıman ile motor beşiği bağlantısının sağlanması için de iki bağlantı bölgesi kullanılmıştır. Motor, şanzıman ve motor beşiği arasındaki bağlantılar mekanik bağlanmaktadır. Motor beşiği ise dört farklı bağlantı bölgesinden esnek takozlar ile araç şasisine montajlanmaktadır. Takoz seçiminde, motor, şanzıman ve diğer parçaların kütle dağılımları, ağırlık merkezleri, takozların sönüm katsayısı, shore değeri gibi kriterler etkili olmaktadır.

Bu sisteme ait görseller Şekil 8 ve Şekil 9'da kullanılan sönümleyici elemanlara ait bilgiler de Şekil 10 ile gösterilmiştir.



Şekil 8:
Motor beşıği ile gövde karkası montajı



Şekil 9:
Bmc Otomotiv Sanayi Ticaret A.Ş. tarafından tasarlanan motor beşığine ait görseller

CONICAL MOUNTS

Page 66 of 124

Specifications and Dimensions

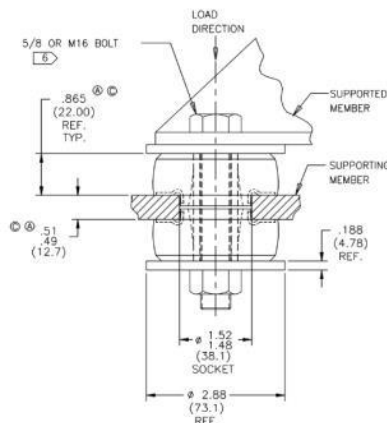
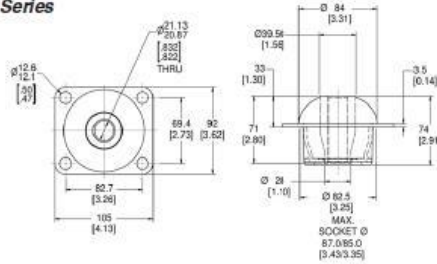
Part Number	Durometer Shore A	Rated Axial Static Load kN (lb)	Rated Axial Static Deflection kN (lb)	Axial Static Stiffness N/mm (lb/in)	Axial Dynamic Stiffness $\odot$ N/mm (lb/in)	Radial R1 Static Stiffness N/mm (lb/in)	Radial R2 Static Stiffness N/mm (lb/in)	Recommended Bolt Information*			
								Size	Grade or Class	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-21100-4	45	2.7 (607)	5.0 (0.20)	400 (2285)	470 (2690)	1600 (9140)	1600 (9140)	3/4	M20	**	**
J-21100-5	50	3.9 (880)	5.0 (0.20)	500 (2860)	600 (3430)	2000 (11420)	2000 (11420)	3/4	M20	**	**
J-21100-10	55	5.0 (1120)	5.0 (0.20)	690 (3950)	720 (4100)	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)	180 (915)	850 (4855)	400 (2285)	3/4	M20	**	**
J-21104-1	40	0.82 (185)	5.0 (0.20)	110 (630)	120 (685)	800 (3430)	300 (1720)	3/4	M20	**	**
J-21159-3	46	5.3 (1200)	7.6 (0.30)	688 (3812)	623 (4700) $\odot$	2270 (12970)	2270 (12970)	7/8	M20	B	10.9
J-21159-4	58	8.9 (2000)	7.6 (0.30)	983 (5613)	2030 (11600) $\odot$	3677 (22140)	3677 (22140)	7/8	M20	B	10.9
J-21159-6	45	5.16 (1160)	7.6 (0.30)	645 (3680)	780 (4470)	2150 (12300)	2150 (12300)	7/8	M20	B	10.9
J-21159-7	50	6.23 (1400)	7.6 (0.30)	740 (4230)	990 (5655)	2645 (15100)	2645 (15100)	7/8	M20	B	10.9
J-21159-8	55	7.43 (1670)	7.6 (0.30)	845 (4822)	1345 (7685)	3170 (18110)	3170 (18110)	7/8	M20	B	10.9
J-21159-9	66	11.39 (2560)	7.6 (0.30)	1195 (6820)	3545 (20250)	4965 (28300)	4965 (28300)	7/8	M20	B	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	0.80 (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

TYPICAL INSTALLATION
(SHOWN UNDER NO LOAD)

NOTES: (UNLESS OTHERWISE SPECIFIED)

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

Şekil 10:

Kullanılan takozlara ait teknik bilgiler

Bu çalışma, BMC Otomotiv Sanayi Ticaret A.Ş. tarafından tasarlanan motor beşiğinin “Sonlu Elemanlar Yöntemi” yardımıyla modal analiz sonuçları ile deneysel test verileri sonuçlarının kıyaslanmasını kapsamaktadır. Bu iki verinin birbiri ile kıyaslanarak korelasyonun uyumlu olması; yapının doğru bir davranış gösterdiğinin, analiz modelinin doğru kurulduğunun, modelin dinamik analiz çalışmaları için hazır olduğunun göstermektedir.

Modal analiz, dinamik yükler altında çalışacak kritik yapılar için önem arz etmektedir. Çünkü modal analiz sonuçları yapının doğal frekansları, mod şekilleri, rezonans durumu ile ilgili bilgi verir.

2. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölüm, modal analiz ve deneysel yöntem kısmında kullanılan malzemelerin özellikleri, simülasyon modeline dahil edilen geometrileri, sayısal ağları, deneysel yöntemin içeriği ile ilgili bilgileri içermektedir.

2.1. Kullanılan Malzeme ve Özellikleri

Motor beşiğinde kullanılan malzemeler ve bu malzemelere ait mekanik özellikler Tablo 1’de belirtilmiştir.

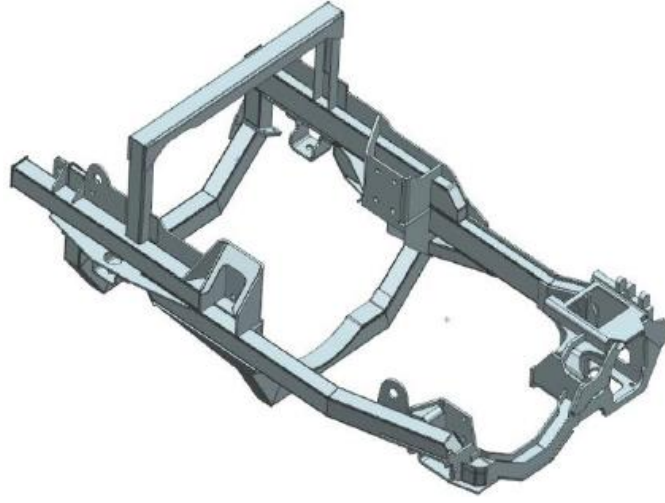
Tablo 1. Kullanılan malzeme ve özellikleri <(http://www.matweb.com)> <(Budynas ve diğ., 2011)>

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

2.2. Simülasyon Modeline Dahil Edilen Geometriler ve Sayısal Ağlar

Simülasyon modeline motor beşiğini oluşturan metal parçalar ve motor beşiğı ile araç şasisi arasında kullanılan sönümleyici elemanlar dahil edilmiştir. Simülasyon modeline dahil edilen geometriler Şekil 11’de verilmiş olup metal parçalar 3 boyutlu (3B) eleman olarak; bağlantı elemanları ve sönümleyici elemanlar tek boyutlu (1B) eleman olarak sayısal ağı dahil edilmiştir. İlgili görseller Şekil 12’de verilmiştir.

Analiz modelinde toplam 188.747 eleman, 372.532 düğüm noktası bulunmaktadır.

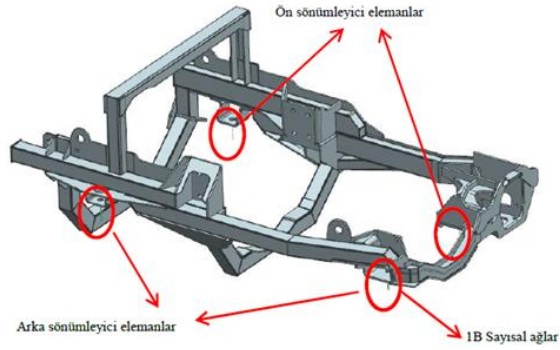


(a)



(b)

Şekil 11:
Simülasyon modeline dahil edilen a) geometriler b) sayısal ağlar



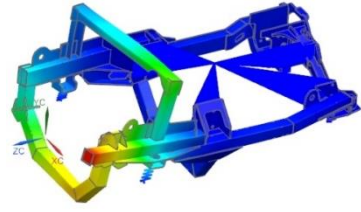
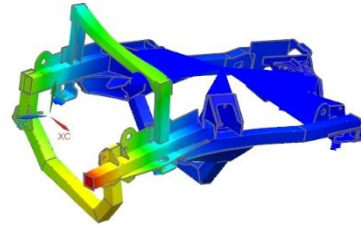
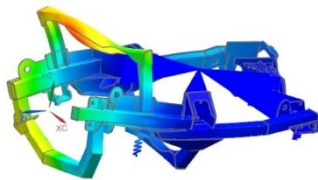
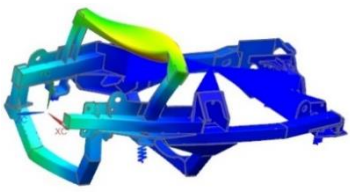
Şekil 12:
Simülasyon modeline dahil edilen 1B sayısal ağlar

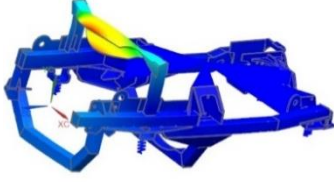
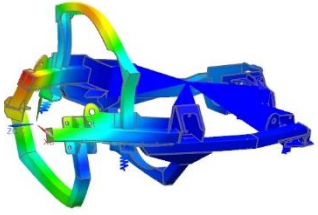
2.3. Modal Analiz Çalışması

Motor beşıği analiz modelinin sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla herhangi bir dış etkiye maruz kalmadan çözümlenmesi ile elde edilen davranış incelenmiştir. Bu davranış, yapının mod şekilleri, doğal frekansı ve sönüm oranlarını içermekte olup modal analiz yardımıyla tespit edilmektedir. Titreşim karakteristiği içerisinde doğal frekansının tespit edilmesi oldukça önemli bir konudur. Şöyle ki; motor beşıği, motor ve şanzımandan gelen titreşim kuvvetleri (dış kuvvetler) ile tahrik edildiği zaman üzerinde zorlanmış titreşimler meydana gelmektedir. Bu tahrik, belirli salınım frekanslarında meydana geldiğinde, yapı tahrik frekansında titreşime zorlanır. Eğer tahrik frekansı sistemin doğal frekansı ile aynı değere eşit ise, sistem rezonansa girer. Rezonans durumunda sistemde kritik öneme sahip büyük salınımlar meydana gelebilir. Bu salınımlar sebebiyle, parçada çatlaklar, kırılmalar, kaynak yırtılmaları, gürültüler, dinamik yorulmalar gözlenebilir. Bu sebeple yapıların doğal frekanslarının hesaplanması titreşim çalışmalarının en önemli aşamasıdır. (Baldan, 2018)

Oluşturulan bu simülasyon modeline ait çözümler, NASTRAN çözücüsü ile oluşturulmuştur. Elde edilen mod sayısı, mod değerleri ve davranış şekilleri Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Modal analiz sonuçlarına göre mod sayıları ve yapının davranışı

<i>Mod sayısı</i>	<i>Mod değeri (Hz)</i>	<i>Mod şekli</i>
1	98,7	
2	109,4	
3	151,1	
4	170,5	

5	182,8	
6	192,7	

2.4. Deneysel Test Yöntemi Çalışması

Bu bölümde motor beşiğine ait doğal frekansların deneysel yöntemlerle tespit edilmesi amaçlanmıştır. Bu deney, yapının hareketinin kısıtlanmayacağı, serbest hareket edebileceği şekilde çelik halatlar yardımıyla asılması ile gerçekleştirilmiştir. Motor beşiğine farklı noktalardan çekiç vurularak titreşimler elde edilmiştir. Titreşim verilerinin toplanabilmesi için çekiç vurulacak bölgeler önceden tespit edilerek bu bölgelere ivmeölçerler bağlanmıştır. Yapıya belirlenen noktadan bir kez vurulduktan sonra titreşim elektrik sinyaline dönüştürülerek ampermetreye gönderilmiştir. Ampermetrenin düzenlediği sinyal ses kartı vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Bir bilgisayar programı yardımıyla Fourier dönüşümü kullanılarak zaman-cevap sinyali (FFT-etki sinyali) , frekans-cevap sinyaline (FRF- tepki sinyali) dönüştürülmüştür. Zaman cevabından sistemde net olarak kaç mod olduğunu anlamak pek mümkün değilken, FRF kullanılarak sistemde kaç mod olduğuna neredeyse kesin bir cevap bulunabilmektedir. (https://www.uml.edu/docs/feb98_tcm18-189810.pdf)

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. Deneysel test yönteminde kaliteli çıktılar elde etmek için öncelikle yapının doğru tahrik edilmesi gerekmektedir. Sonrasında elde edilen büyüklüklerin doğruluğuna (kuvvet girişi ve sistemin cevabı), sinyal işleme test tipinin doğru kullanımına dikkat edilmesi gerekmektedir. (Korkmaz, 2023)

İvmeölçerler yardımıyla farklı noktalardan toplanan veriler, sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerini açığa çıkarmıştır. Deneysel test yöntemi ile elde edilen veriler modal analiz çözümlerinden elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Frekans tepki fonksiyonları kullanılarak yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenmiştir. deneysel test yöntemi ile ilgili görsel Şekil 13’de verilmiştir. Test yönteminden elde edilen veriler Tablo 3’de verilmiştir.



Şekil 13:
Test görüntüsü

Tablo 3. Deneysel test yöntemi ile elde edilen doğal frekanslar

Mod sayısı	Doğal frekans değeri (Hz)
1. Mod	94
2. Mod	108
3. Mod	157
4. Mod	177
5. Mod	190
6. Mod	201

3. SONUÇ

Bu bölümde modal analizden elde edilen doğal frekans değerleri ile deneysel test sonuçlarından elde edilen doğal frekans değerleri kıyaslanmıştır. Elde edilen veriler arasında ortalama %4 lük bir farklılık saptanmıştır. Bu farklılık, deneysel test ortamından da teorik analiz modelindeki kabullerden de kaynaklanabilmektedir. Şöyle ki; kullanılan ivmeölçerlerin hassasiyeti, kullanılan elektronik sistemlerinin kalifikasyonu, motor beşiğinin mesnetlendiği bölgelerdeki hassasiyet, test ortamının uygunluğu gibi maddeler testlerden elde edilecek sonuçları etkileyebilmektedir. Ayrıca, modal analiz sürecinde hazırlanan modelin mesh hassasiyeti, çözümleme esnasındaki teorik yakınsamalar, kütle katılım oranındaki hassasiyette modal analizden elde edilen sonuçları etkilemektedir.

Sonuç olarak iki farklı uygulamadan elde edilen verilerde korelasyon sağlanmış olup analiz modelinin doğruluğu ve analiz modelinin dinamik analiz çalışmaları için hazır olduğu ispatlanmıştır. Ayrıca motor çalışma frekansı ortalama 12,5 – 41,6 Hz. frekansı aralığında olduğu düşünülürse, yapıda rezonans olayı meydana gelmediği görülmektedir. Elde edilen veriler Tablo 4’verilmiştir.

Tablo 4. Modal analiz ve deneysel test verilerinin kıyaslanması

	Doğal Frekans Değerleri [Hz]		
Mod Sayısı	Teorik	Deneysel	% fark
1	98,7	94	4,76
2	109,4	108	1,27
3	151,1	157	3,90
4	170,5	177	3,70
5	182,8	190	3,78
6	192,7	201	4,12

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar, bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

YAZAR KATKISI

Sinem Yay Şawış tasarım ve analiz süreci, görselleştirme, araştırma, yazma ve düzenleme kısmında; Gürsel Şefkat yazma, inceleme ve düzenleme, araştırma, biçimsel analiz kısımlarında katkı sağlamışlardır.

KAYNAKLAR

1. Baldan, E. (2018). Otomotiv fan kanadının dinamik karakteristiğinin deneysel ve teorik modal analiz metotları ile incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze.
2. Budynas, R.G., Nisbett J.K. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design*, McGraw Hill, New York.
3. Chabrol T., Zonghetti R., Roulin F. (2005). Darbe direnci artırılmış motor beşiği ilgili beşik kabuğu ve motorlu taşıt. Türk Patent, No:2008 04991
4. Croccolo D., De Agostinis M., Vincenzi N. (2011). Structural analysis of an articulated urban Bus chassis via FEM: a methodology applied to a case study. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*. 57(2011)11, 799-809. doi:10.5545/sv-jme.2011.077
5. <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=648af5b12a944dadaf96e488bd182fa1&cck=1>, Erişim Tarihi: 10.02.2019, Konu: malzeme mekanik özellikleri
6. Karagöz M. ve Tuncay B., (2020). An engine mount design and vibration analysis. *International Journal of Automotive Science and Technology*. 4(3), 164-170.
7. Kennedy, J. H. And Negstad, R. D. (1975). Chassis construction for a motor vehicle. *U.S. Patent*, No: 3,913,696

8. Korkmaz, B. Ş. (2023). Modal test ve sonlu elemanlar metodu ile bir biyelin titreşim analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, A.K.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon.
9. Pinsonneault, J. P. and Castriota, J. (2024). Modular motor vehicle and assembly methods. *U.S. Patent*, No: 12,139,004
10. Strong, W. P. (1958), Engine mounting means for motor vehicles. *U.S. Patent*, No:2,852,085
11. https://www.uml.edu/docs/feb98_tcm18-189810.pdf (Erişim Tarihi: 27.09.2024), *Konu: what is the modal analysis?*
12. Yay, S. (2019), Toplu taşıma otobüsleri için motor beşığı tasarımı ve analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.