



Zırhlı Araçlarda Güç Paketi Taşıyıcı Yapının Bilgisayar Destekli Yapısal Analizi

Design and Analysis of Power Pack Carrier Structure in Armoured Military Vehicles

Semih İnyurt ¹, Neslihan Özsoy ^{2*}

¹ BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. Sakarya 1.Ana Bakım Fabrikalar Müdürlüğü, Arifiye, Sakarya, Türkiye

² Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Serdivan, Sakarya, Türkiye

Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: nerken@sakarya.edu.tr

Geliş Tarihi / Received: 23.08.2021

Kabul Tarihi / Accepted: 18.10.2021

Atıf şekli/How to cite: İNYURT, S., ÖZSOY, N. (2022). Zırhlı Araçlarda Güç Paketi Taşıyıcı Yapının Bilgisayar Destekli Yapısal Analizi. DEUFMD, 24(71), 541-551.

Araştırma Makalesi/Research Article

DOI:10.21205/deufmd.2022247118

Öz

Askeri araç üreticileri personel güvenliğini artırmak, araç üzeri sistem ve alt sistem parça dayanımını iyileştirmek ve binek araçlara göre çok daha yüksek olan test maliyetlerini düşürmek için tasarım ve tasarım doğrulama süreçlerine ziyadesiyle önem vermektedir. Askeri araçlarda güç paketinin gövde üzerinde takozlar vasıtasıyla taşınması için güç paketi taşıyıcı yapılar kullanılmaktadır. Kaynaklı ya da döküm üretim yöntemi ile üretilmesi planlanan güç paketi taşıyıcı yapının bu üretim yöntemlerine göre tasarımları gerçekleştirilmiştir. Güç paketi taşıyıcı yapı askeri bir aracın çalışma koşulları ve görev profilleri kapsamında maruz kaldığı yüklere göre farklı senaryolar için analizler gerçekleştirilmiştir. Çarpma ve çukura girme senaryoları kapsamında statik analizler, motorun tahrik frekansları altında sistemin rezonansa girip girmeyeceğini belirlemek için de modal analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre iki üretim yönteminin de güvenli olduğu değerlendirilmiş olup maliyet, ağırlık ve güvenilirlik göz önünde bulundurularak döküm taşıyıcı yapının tasarımının iyileştirilmesine karar verilmiştir. Yapılan tasarım değişiklikleri ile taşıyıcı yapının ağırlığı düşürülmüş ve 8 kg hafifletme sağlanmıştır. İyileştirilmiş nihai taşıyıcı yapıda gerçekleştirilen statik analizler neticesinde diğer yapıların aksine en yüksek gerilme çukura girme senaryosunda meydana gelmiş ve yapının 1,67 emniyet katsayısına sahip olacağı değerlendirilmiştir. Modal analizler kapsamında ise taşıyıcı yapı frekansının motor tahrik frekans aralığı dışında olduğu için rezonansa girmeyeceği ve güvenli olacağı sonucu çıkarılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Güç Paketi Taşıyıcı Yapı, Askeri Araçlar, Tasarım ve Analiz

Abstract

Military vehicle manufacturers attach great importance to design and design verification processes to increase personnel safety, improve vehicle system and subsystem component strength, and reduce test costs that are much higher than passenger vehicles. In military vehicles, power pack carrier structures carry the power pack on the body with engine mounts. The power pack carrier structure, which is planned to be produced by welded or casting production method, has been designed according to these production methods. Analyses were carried out for different scenarios according to the loads exposed to a power pack carrier structure within the scope of a military vehicle's

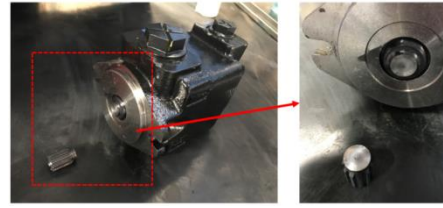
operating conditions and mission profiles. Static analyses were carried out within the scope of crash and bump scenarios and modal analyses to determine whether the system would resonate under the drive frequency of the engine. According to the results of the analyses, both production methods were considered safe. It was decided to improve the design of the cast carrier structure, taking into account the cost, weight, and reliability. As a result of the design changes, the weight of the carrier structure has been reduced and 8 kg of lightening has been achieved. The static analyses performed on the improved final carrier structure showed that the highest stress occurred in the bump scenario, unlike other structures. It was evaluated that the structure has a safety of 1,67. According to the modal analysis, since the carrier structure frequency is out of the engine drive frequencies, it is concluded that the system will not resonate and will be safe.

Keywords: Power Pack Carrier Structure, Military Vehicles, Design and Analysis

1. Giriş

Otomotiv endüstrisinde yaşanan rekabet, müşterilerin ihtiyaçları ve talepleri doğrultusunda her geçen gün artmakta ve üreticileri daha kaliteli ürün üretmeye zorlamaktadır. Bu nedenle üreticiler müşteri taleplerini karşılayabilmek ve daha iyi ürünler ortaya çıkarabilmek için kendilerini sürekli geliştirmektedir. Daha iyi ürün ve hizmet sağlayabilmek için ihtiyaç duyulan mühendislik hesaplamalarının artışı ürünlerin güvenilirliğini ve servis ömrünü artırmıştır.

Araçlarda meydana gelen hasarlar kullanıcı hatasından kaynaklanabileceği gibi, aracın kullanımı esnasında da meydana gelebilir. Gerek araç gövdesi, gerekse alt sistem ve alt sistem parçaları yalnızca tekil yüklerle maruz kalmayıp, tekrarlı yüklerle de maruz kalırlar. Aracın kullanımı esnasında yoldan gelen yüklerle ek olarak motor ve aktarma organlarından gelen yükler yapısal parçaları, alt sistem ve alt sistem parçalarını deformasyona uğratarak bu parçalarda hasara sebep olabilir. Hasara uğrayan parçaların tespit edilmesi, özellikle askeri araçlarda can kaybını önlemek için kritik önem arz etmektedir. Askeri araçlarda mayın etkisi ve isabet alma gibi durumlar göz önünde bulundurulduğunda özellikle bağlantı elemanlarında ve taşıyıcı yapılarda statik hasar görülür. Statik hasar, parçanın akma ya da kopma mukavemetinin üzerinde bir yüke maruz kalması neticesinde meydana gelir. Statik hasarlar dış etmenler kaynaklı olabileceği gibi, parçanın montajlanması esnasında bağlantı elemanlarının olması gereken değerden yüksek değerlere torklanması neticesinde de görülebilir. Şekil 1'de aşırı yüke maruz kalma sonucu deformasyona uğramış bir pompa şaftı görülmektedir.



Şekil 1. Statik hasara uğramış pompa şaftı

Statik hasarlara ek olarak, görev yaptığı koşullar göz önüne alındığında askeri araçlar daha çok dinamik hasarlara maruz kalırlar. Özellikle arazi koşullarında askeri araçların tekerleklerine ya da paletlerine gelen yol yüklerine ek olarak sürekli bir titreşim kaynağı olarak kabul edilen motor ve aktarma organları kaynaklı yükler araç üzerindeki parçalarda deformasyona sebep olur. Bu deformasyonların aracın kullanım ömrü boyunca etkimesi parçalarda hasar meydana getirebilir.

Statik yorulma dışında araç üzerindeki parçalarda görülen bir diğer yorulma ise titreşim yorulmasıdır. Araç üzerine bağlantı elemanları ya da braketler vasıtasıyla montajlanmış soğutma paketi, filtreler, sis havanları, yakıt tankları gibi sistem ve parçaların taşıyıcı yapılarında görülen yorulma türüdür. Statik hasarın tam tersine, araç üzerine etkiyen yüklerin frekansı ile hasara uğrayan sistemlerin doğal frekanslarının birbirine çok yakın olması, parçaların ve dolayısıyla sistemlerin titreşim altında hasara uğramasına neden olur. Şekil 2'de belirli bir çevrimde titreşim etkisi altında hasara uğramış bir bağlantı elemanı görülmektedir.



Şekil 2. Dinamik hasara uğramış bir bağlantı elemanı

Literatürde bu çalışmada incelenecek güç paketi taşıyıcı yapının maruz kaldığı yol, motor ve aktarma organları yükleri altında yorulma hasarına uğramış parçaların incelendiği bir çok çalışma gerçekleştirildiği görülmüştür. Araştırmacılar genellikle hasara sebep olabilecek statik yüklerin ve titreşim kaynaklarının anlaşılması üzerine çalışmış, bunu da yaptıkları statik ve modal analizler yardımıyla doğrulamaya çalışmışlardır.

Mahure ve ark. üç tekerlekli bir aracın ön çamurluğunun malzeme miktarını azaltarak üretim maliyetlerini düşürmek için yaptıkları çalışmada tasarım değişikliğine giderek parçanın çalışma koşullarında maruz kaldığı yüklere ve titreşime göre sonlu elemanlar yöntemini kullanarak statik analizlerini gerçekleştirmişlerdir [1]. Alam yaptığı çalışmada kompozit malzemeden yapılmış bir kardan shaftın klasik çelik malzemeden yapılmış kardan shaftlara kıyasla yapısal ve titreşim etkisi altındaki davranışını incelemiştir. Geleneksel malzeme çeliği SM45C ve HM karbon epoksi, HS karbon epoksi, E-glass epoksi olarak bilinen üç farklı kompozit malzeme kardan shaftının performansını ve tasarımı optimize etmek için kullanmıştır. Tahrik mili CREO 3.0 cad yazılımı kullanılarak modellenmiş ve sonlu elemanlar analizi ANSYS 14.0 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucunda toplam deformasyonu, eşdeğer Von-Misses gerilmeleri, maksimum kesme gerilmesi, doğal frekansı ve mod şekilleri belirlenmiştir. Çalışma sonunda kompozit malzemelerin tek parçalı hafif kardan shaftlarında kullanılabilmesi ve HS karbon epoksi malzemenin diğer kompozit malzemelere kıyasla kardan shaft uygulamasına daha uygun olduğu sonucuna varmıştır [2]. Chimento ve ark. şaşi üzerine monte edilen Engine Control Module (ECM) dinamik karakteristiğini belirlemek için serbest ve

rastgele titreşim analiz sonuçlarını sunmuşlardır. İlk olarak doğal frekansları belirlemek için çekiç darbe deneyi ile serbest titreşim çalışmaları yapılmıştır. İlk üç doğal mod 48Hz, 210Hz ve 315Hz'de gözlenmiştir. Sonlu elemanlar modal analizi, FE modal analiz sonuçlarının sertlik değişikliğinden dolayı ön gerilim etkileriyle veya bunlar olmadan doğrudan değiştiğini gösteren deneysel modlar ile karşılaştırılmak için de gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, ön gerilme etkilerinin dahil edilmesinin sonlu elemanlar analizi neticesinde elde edilen doğal frekansların deneysel tahminlere yakın olan 57Hz, 205Hz ve 333Hz değerlerine yakın olarak tahmin edilmesini sağlayacağını göstermiştir. Ayrıca deney ve sonlu elemanlar analizi sonuçlarını karşılaştırmak için rastgele titreşim çalışması yapılmıştır [3]. Avitabile yaptığı çalışmada basit bir plakayı ele alarak bir yapının nasıl titreştiğini ve teorik olarak açıklanmakta zorlanılan yapısal dinamik problemlerin matematiksel ifadeler kullanılmadan nasıl çözülebileceğini tanımlamıştır. Ayrıca uyumluluk, Frequency Response Function (FRF), FFT gibi modal analizde kullanılan terimleri açıklayarak yapmış olduğu sarsıcı test ve darbe testi neticesinde elde ettiği değerleri de veri toplama detayları ile incelemiştir [4]. Pandiyanayagam ve ark. çeşitli yaklaşımlarla rastgele titreşim yorulması metodolojisini bir giriş örneği üzerinden incelemiştir. Oluşturdukları modelin modal yanıtı sürekli sistemlerin titreşimi teorisi ile elde edilmiş ve aynı model sonlu elemanlar yöntemiyle ve deneylerle de incelenmiştir. Parçanın modal frekansları, mod şekilleri ve dinamik özellikleri belirlenerek sonuçlar detaylı bir şekilde karşılaştırılmış ve farklı yöntemlerle alınan bu sonuçlar iyi bir korelasyon göstermiştir. Öte yandan dinamik analizlerde sönümleme oranının çok önemli olduğuna işaret ederek üç bant tekniğine göre yorulma ömrü tahmini yapmıştır [5]. Masashi ve ark. motorsiklet egzoz sistemi için yorulma ömrü tahmini yaptıkları bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada yorulma ömrünü tahmin edebilmek için motordan kaynaklı titreşimlerin analiz edilmesini ve egzoz sisteminin titreşim özelliklerinin modellenmesini sağlayarak kaynaklı bağlantılarda meydana gelen yorulma hasarını incelemiştir. İzdedikleri yöntemi doğrulamak için de egzoz susturucusunun bir bileşeni üzerinde yaptıkları titreşim testi ile nümerik sonuçlarını karşılaştırarak iyi bir

korelasyon elde etmişlerdir [6]. Rahman ve ark. serbest pistonlu bir motorun silindir bloğu üzerine gelen yüklerin neden olduğu yorulma hasarını incelemişler ve silindir bloğu için en uygun malzeme ve ömür çıkarımını yapmışlardır. Bu çalışmayı yaparken zaman alanında yapılan yoğun bir geçici dinamik analize göre çözümü basitleştireceği düşüncesiyle frekans alanına dayalı bir sonlu eleman analizi gerçekleştirmişlerdir [7]. Brown ve ark. deneysel olarak ölçülen frekans tepkisinden veya birim uyarı cevabından yola çıkarak frekans, sönümlenme ve mod şekli gibi modal parametreleri belirlemek için kullanılabilen parametre tahmin teknikleri üzerine çalışmış ve bunları tek serbestlik dereceli yaklaşımlar ve çok serbestlik dereceli yaklaşımlar üzere ikiye ayırmışlardır [8]. Kandreegula ve ark. kardan mili montaj braketinin sonlu elemanlar yöntemine göre incelenmesi ve doğrulamasına yönelik bir araştırma yapmışlardır. Kardan mili montaj braketinin performansının kesin tahmini için üç adımda modal analiz, statik analiz ve dinamik analizlerle simülasyonlar gerçekleştirdiler. Finite Element Method (FEM) model yapısı Altair Hypermesh ve MSC Nastran ile çalışmışlardır. Parçanın davranışı modal karakteristiğe bağlı olduğundan doğal frekanslar ve mod şekilleri öncelikle modal analizle belirlenir. Statik analizler frenleme, viraj alma ve yükleme esnasında elde edilen gerilime göre yapılmıştır. Dinamik analiz koşullarını raporlamak için zamanla değişen yükler uygulanır [9]. Abdullah ve ark. otomotiv alt süspansiyon kolunun dinamik karakteristiğini deneysel ve sayısal olarak incelemek amacıyla araştırmalarını yürütmüşlerdir. Statik sonlu elemanlar analiziyle tahmin edilen gerinim datalarıyla deneysel yöntemlerle elde edilmiş yol gerilim datalarını karşılaştırmışlar ve bir titreşim yorulma analizinin en önemli kısımlarından birinin transfer fonksiyonlarının hesaplanması olduğu çıkarımını yapmışlardır. Yaptıkları titreşim analizinin en kritik titreşim modunda kullanmak üzere spesifik bir rezonans olarak belirlemek adına parçanın FRF'sini çıkarmışlar ve ömür tahmininde bulunmuşlardır. Analiz sonuçlarında birinci mod 1172Hz'de en kritik mod olarak bulunmuştur. Yapılan çalışmada alt süspansiyon kolunun gerinim dağılımının sonlu eleman modeli kullanılarak güvenli bir şekilde tahmin edildiğini kanıtladıklarını belirtmişlerdir. Ek olarak sonlu elemanlar analiz

modellemesini doğrulamak ve avantajlarının en üst düzeye çıkarılmasını sağlamak için deneysel çalışmalar yapılması gerektiğini belirtmişlerdir [10].

Bu çalışma, zırhlı askeri bir aracın motor, şanzıman ve diferansiyel kutusunu taşıyan güç grubu taşıyıcı yapı elemanının tasarımını ve maruz kaldığı yüklerin etkisi altındaki incelenmesini kapsamaktadır. Kaynaklı imalat ve döküm yöntemiyle üretilmesi planlanan güç paketi taşıyıcı yapının uygunluğu farklı yükleme durumları altında karşılaştırılacaktır.

2. Tasarım ve Yöntem

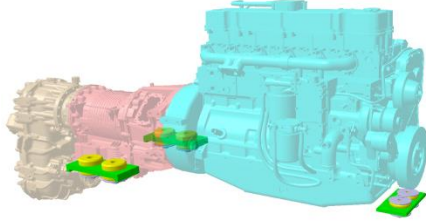
Askeri araçların güç paketleri her aracın yapısal tasarımına göre farklı kapsam ve konfigürasyonda olabilir. Kompartıman bölgesindeki hacme göre yerleşimi yapılan güç paketleri kompakt tasarımlar olup, aracın hareket yönüne göre ön tarafında olabileceği gibi, arka tarafında da konumlanabilir. Genellikle paletli askeri araçlarda görülen bu farklılık güç paketinin araç gövdesine yerleşimini ve araç içerisindeki diğer alt sistemlerin konumlarını önemli ölçüde etkilemektedir. Tekerlekli askeri araçlarda ise güç paketi binek araçlarda olduğu gibi aracın burun bölgesindeki güç paketi kompartımanında yer alır.

Güç paketinin araç içine yerleştirilmesi otomotiv alanındaki en önemli konulardan biridir. Başlarda motor ve aktarma organları güçlü civatalar yardımıyla şasiye bağlanmakta ve bu, motor ve aktarma organlarının şasinin bir parçasıymış gibi davranmasına sebep olmaktadır. Günümüzde bu tip bağlantı tipi bazı yarış araçlarında görüldüğü gibi binek araçlarda ve özellikle arazi şartlarından kaynaklı çok farklı yüklere maruz kalan askeri araçlarda sebep olduğu mukavemet ve NVH sorunları nedeniyle artık tercih edilmemektedir. Yapılan çalışmalar ve karşılaşılan problemler neticesinde bu bağlantılarda rijit montajlardan kaçınılarak kauçuk rondela ve helezon yay ara parçaların kullanıldığı yarı esnek montajlara geçildi. Bu çözümler dayanıklılık açısından faydalı olsa da NVH problemlerinin çözülmesinde beklenen iyileşme sağlanamamıştır [8]. Nitekim otomobil üreticileri titreşim izolasyonu için kauçuğun özelliğinden faydalanarak rijit bağlantı anlayışını büyük oranda terk etmişlerdir. Daha sonraki yapılan çalışmalarda ise takozları yükün merkezinde olacak şekilde konumlayıp tork dönme eksenini ile elastik takoz eksenini

hizalayarak NVH sorunlarını çözmeye çalışmışlardır.

Güç paketinin araç üzerindeki konumunu ve yerleşimini belirleyen temel faktör motordur. Motorun güç paketi kompartımanına aracın hareket doğrultusunda ya da enlemesine yerleştirilmesi motor bağlantısını, dolayısıyla da güç paketinin yerleşimini doğrudan etkiler. Motorun konumu belirlendikten sonra şanzıman ve diğer güç aktarma organlarının konumları da belirlenmiş olur. Bağlantı konumları belirlendikten sonra güç paketi ağırlığını taşımak ve motordan ve yoldan gelen titreşimlerin araç gövdesine iletilmesini engellemek için uygun takozlar vasıtasıyla titreşim yalıtımı sağlanmaktadır.

Bu çalışmada incelenen güç paketi, konsept aracın yapısı gereği araç üzerine üç noktadan bağlanacak şekilde çalışılmıştır. Şekil 3'te görüleceği gibi güç paketi motorun ön kısmında krank kasnağının altından ve şanzımanın sağ ve sol yanından takozlar üzerine taşıyıcı yapı vasıtasıyla bağlanmaktadır.



Şekil 3. Güç paketi takozlarının yerleşimi

Titreşimin önlenmesi için takozlar kadar takozların bağlı olduğu braketler ya da taşıyıcı yapılar da sistemin performansı açısından kritik önem arz etmektedir. Takozlar ve braketlerden oluşan klasik motor askı sistemlerinin aksine askeri araçlarda güç paketi takozlarının bağlantıları çok daha farklı ve kompakt yapılarla sağlanmaktadır.

Titreşim sönümlemenin yanısıra güç paketinin araç gövdesine girme ve çıkma senaryolarında tek bir bileşen gibi davranmasını sağlıyor oluşu, düzenli bakım faaliyetleri esnasında sağladığı erişim ve bir yerden başka bir noktaya taşınma kolaylığını, güç paketinin hazırlanması esnasında sağladığı rahat montaj kabiliyeti gibi avantajlar askeri araç üreticilerini güç paketi taşıyıcı yapılar tasarlamaya sevk etmiştir. Titreşim, ağırlık, maliyet, güç paketi hacmi,

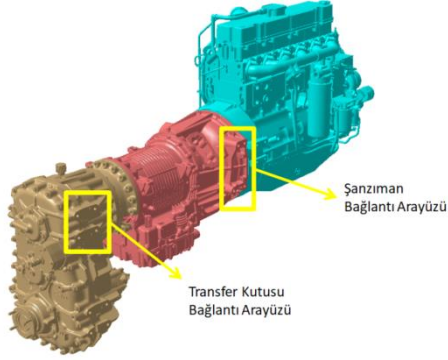
üretilebilirlik ve sürüş konforu gibi temel parametreler güç paketi taşıyıcı yapının tasarımına yön veren tasarım girdileridir. Güç paketi taşıyıcı yapıların tasarımı esnasında sistemin doğal frekansıyla güç paketi tahrik frekanslarının üst üste gelmemesine dikkat edilmelidir. Her ne kadar taşıyıcı yapının doğal frekansından bağımsız olarak güç paketi titreşimleri uygun yay katsayısı ve sönüm özelliklerine sahip, kullanım ömrü boyunca güvenilirliği sağlayacak takozların tasarlanmasıyla giderilebilecek olsa da bu çözüm maliyet açısından çok uygun değildir. Bu yüzden detay tasarım esnasında genellikle belirli aralıktaki titreşim genliğini ve frekansını sönümleyebilen raf ürünü takozlar kullanılır. Tahrik frekansları ve sistem frekanslarının çakışmaması, bir başka deyişle sistemin rezonansa girmemesi adına seçilen takozların sönüm kabiliyetleri göz önünde bulundurularak taşıyıcı yapının tasarım hedefi belirlenir. Güç paketi kompartımanındaki hacimsel kısıtlamalar, taşıyıcı yapının ağırlığının araç ağırlığına etkisi, montaj yapılabilirlik ve üretilebilirlik gibi girdiler taşıyıcı yapının kompakt bir tasarım halini almasına sebep olur. Bu doğrultuda sistem gereksinimleri göz önünde bulundurularak kaynaklı ve döküm üretim yöntemi ile üretilecek iki tip taşıyıcı yapı konsepti belirlenmiştir.

2.1. Kaynaklı yapı tasarımı

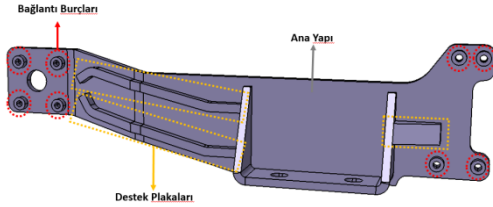
Üretim kolaylığı, tedarik edilebilirlik ve malzeme davranışının sektörde iyi bilinmesi nedeniyle kaynaklı taşıyıcı yapının malzemesi St52 olarak belirlenmiştir. Malzeme belirlendikten sonra kaynaklı üretim için uygun, kaynağı yapacak personelin rahat çalışabileceği taşıyıcı yapı tasarımı CATIA V5 ortamında üç boyutlu olarak modellenmiştir. Kaynaklı taşıyıcı yapı Şekil 4'te gösterilen şanzıman ve transfer kutusu üzerindeki bağlantı arayüzlerine civatalar vasıtasıyla montajlanmaktadır.

Bağlantı noktalarının da belirlenmesi ile taşıyıcı yapının yapısal formu genel hatlarıyla belirlenmiş olur. Form verilmiş büyük boyutlu plakaların mukavemetinin düz plakalara göre daha yüksek olduğu bilindiği için ana plakanın formulu yapıda olması avantaj sağlayacaktır. Ana plaka üzerine civata bağlantılarının yapılacağı burçlar yerleştirilir ve yapının istenen mukavemete sahip olması için destek plakaları eklenir. Şekil 5'te kaynaklı taşıyıcı yapının üç

boyutlu modeli gösterilmektedir. Kaynaklı taşıyıcı yapının ağırlığı 48 kg'dır.



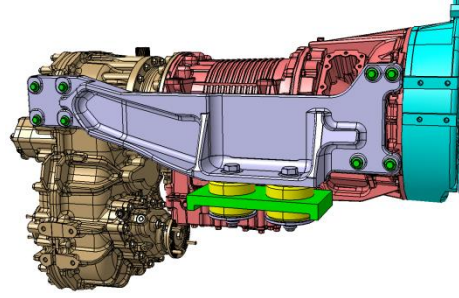
Şekil 4. Taşıyıcı yapı bağlantı arayüzleri



Şekil 5. Kaynaklı güç paketi taşıyıcı yapı

2.2 Döküm yapı tasarımı

Döküm yöntemi ile üretilecek taşıyıcı yapının üretim ve tasarım sürecinin karmaşıklığı kaynaklı yapıya nazaran daha fazladır. Döküm kalıbın hazırlanması, hazırlanan taşıyıcı yapı modelinin kalıptan çıkmaya uygunluğu, döküm hataları ve üretim süreleri ele alındığında zor bir süreç olarak görünse de nihai ürünün tek parça olması avantaj sağlamaktadır. Döküm yöntemi ile üretilecek taşıyıcı yapının malzemesi GGG50 olarak belirlenmiştir. Kaynaklı yapı malzeme belirleme sürecinde olduğu gibi döküm yöntemi malzemesi belirlenirken de bulunabilirlik, üretici kabiliyetleri ve maliyetler göz önünde bulundurulmuştur. Döküm taşıyıcı yapı bağlantıları da şanzıman ve transfer kutusu bağlantı arayüz noktaları kullanılarak yapılmış, karşılaştırmanın sağlıklı olması adına kaynaklı yapı formunu korumaya özen gösterilmiştir. Şekil 6'da döküm taşıyıcı yapı modelinin araç üzerindeki montajlı hali gösterilmektedir. Tasarlanan döküm taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 46 kg'dır.



Şekil 6. Döküm güç paketi taşıyıcı yapının araç üzerindeki görünümü

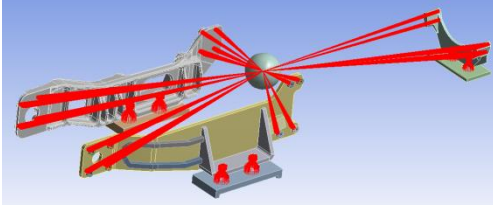
3. Analizler

Endüstrinin her sektöründe olduğu gibi askeri araç geliştirme süreçlerinde de test ve doğrulama maliyetlerini düşürmek, yapılan çalışmayı doğrulamak ve nihai tasarıma ulaşmak adına bilgisayar destekli mühendislik (CAE) uygulamalarından faydalanılmaktadır. Bilgisayar destekli mühendislikte temel amaç gerçek duruma en yakın şekilde modellenen parçaların çalışma koşulları altında nasıl davranacağı bilgisayar ortamında tespit ederek dayanım sorunlarını ortadan kaldırmaktır.

Bu bölümde kaynaklı ve döküm yöntemine göre tasarlanan güç paketi taşıyıcı yapının sonlu elemanlar yöntemi ile sırasıyla statik ve modal analizleri yapılmıştır. Bu analizler yapılırken "ANSYS" yazılımı kullanılmıştır. ANSYS statik, dinamik, akışkan ve ısı transferi analizlerinde tercih edilen, dünya çapında kabul görmüş bir programdır.

Bu çalışma kapsamında yapılacak analizler için hazırlanan model kullanılan program vasıtasıyla mesh atılarak 961034 adet orta kaliteli tetrahedral sonlu elemana ayrılmış ve bu elemanların denklemlerinin çözüleceği 1427412 adet düğüm noktası oluşmuştur. Analizler gerçekleştirilirken bu çalışmada incelenen taşıyıcı yapıya ek olarak diğer taşıyıcı yapılara da aynı şekilde mesh atarak karşılaştırma yapabilmek için analiz modeline dahil edilmiştir.

Analizler gerçekleştirilirken güç paketi daha önce belirtildiği gibi üç noktadan, her bir taşıyıcı yapıyı iki takoz üzerine konumlandırarak şekilde gövde üzerine yerleştirilmiştir. Toplam ağırlığı 1478 kg olan güç paketi tek bir kütle halinde güç paketi ağırlık merkezine nokta kütle olarak tanımlanmıştır. Nokta kütlelerin bağlantı arayüzleri ile olan ilişkisi Şekil 7'de gösterilmektedir.



Şekil 7. Nokta kütle ve bağlantı arayüzleri ilişkisi

3.1 Taşıyıcı Yapının Statik Analizi

Sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra taşıyıcı yapının statik olarak incelenmesi için maruz kalacağı yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Genel otomotiv uygulamalarında statik yükleme senaryoları için yapısal dayanım incelenirken tanımlanan standart yükler Tablo 1'de gösterilmektedir.

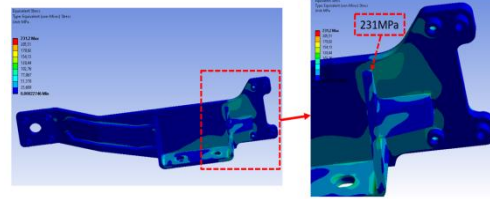
Tablo 1. Yapısal dayanımda bazı standart yükler [11]

Standart Yükleme Durumu - Yapısal Dayanım	İvme [G] [m/s ²]		
	x	y	Z
Dikey Tümsek	0.00	0.00	3.00
Yatay Tümsek	2.00	0.00	1.00
Yanal Tümsek	0.00	2.50	1.00
Frenleme & Viraj	0.75	0.75	1.00

Askeri araçlarda güç paketi standart uygulamalarda olduğundan çok daha farklı ve fazla yüklerle maruz kaldığı için yükleme koşulları olarak tanımlanması gereken ivme değerlerinin standart uygulamalardan fazla olması doğaldır. Literatürde askeri araçların güç paketlerine gelen yüklerle ilgili doğrudan bir bilgi olmadığı için bu çalışmada daha önceki çalışmalarda en kritik iki senaryo olarak değerlendirilen çarpma ve çukura girme senaryolarından elde edilen ivme değerleri referans alınacaktır.

Kaynaklı taşıyıcı yapının statik analiz sonuçları incelendiğinde kaynak bölgelerinde ve bağlantı noktalarındaki gerilmelerin yapının geri kalanına göre bölgesel olarak yüksek çıktığı görülmüştür. Ana yapı ile destek plakalarının kaynak bölgesindeki gerilmelerinin yüksek olması her ne kadar beklense de bu etkinin minimum seviyede olması istenir. Bu doğrultuda

kaynak zafiyetini azaltmak için kaynak boyu ve tipi değiştirilebilir. Kaynaklı taşıyıcı yapının statik analizlerinde en yüksek gerilme çarpma senaryosunda açığa çıkmıştır. Çarpma senaryosunda inceleme kapsamındaki yapının gerilme dağılımı ise Şekil 8'de gösterilmektedir. Kaynaklı taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme 231 MPa'dır.

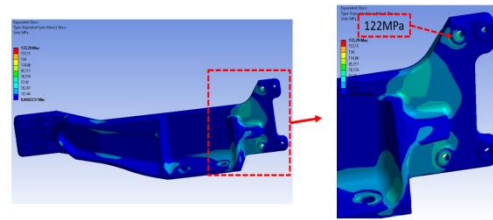


Şekil 8. Kaynaklı taşıyıcı yapının çarpma senaryosundaki gerilme dağılımı

Çukura girme senaryosunda inceleme kapsamındaki kaynaklı taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme ise 222MPa'dır. St52 malzemenin akma dayanımının 355MPa olduğu bilgisinden yola çıkarak kaynaklı taşıyıcı yapı çarpma ve çukura girme senaryoları için sırasıyla 1,53 ve 1,59 emniyet katsayısına sahiptir.

Döküm taşıyıcı yapının statik analiz sonuçlarında ise gerilmelerin beklenildiği gibi bağlantı bölgelerinde yoğunlaştığı görülmüştür. Yapının formlu olduğu bölgelerde gerilme yığılmalarını önlemek adına geniş radyusler kullanılarak keskin dönüşlerden kaçınılmıştır.

Döküm taşıyıcı yapının statik analizlerinde de en yüksek gerilme çarpma senaryosunda açığa çıkmıştır. Çarpma senaryosunda inceleme kapsamındaki döküm taşıyıcı yapının gerilme dağılımı ise Şekil 9'da gösterilmektedir. Döküm taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme 122MPa'dır.



Şekil 9. Döküm taşıyıcı yapının çarpma senaryosundaki gerilme dağılımı

Çukura girme senaryosunda inceleme kapsamındaki döküm taşıyıcı yapıda açığa çıkan

en yüksek gerilme 118 MPa'dır. GGG50 malzemenin akma dayanımının 320MPa olduğu bilgisinden yola çıkarak döküm taşıyıcı yapı çarpma ve çukura girme senaryoları için sırasıyla 2,62 ve 2,71 emniyet katsayısına sahiptir. Yapılan statik analiz sonuçlarına göre iki üretim yöntemine göre tasarımı yapılan taşıyıcı yapıların emniyetli olacağı değerlendirilmektedir.

3.2 Taşıyıcı Yapının Modal Analizi

Taşıyıcı yapının NVH analizleri gerçekleştirilirken güç paketinde temel titreşim kaynağı olan motorun tahrik frekansları referans alınmıştır. Bu çalışmada ele alınan dört zamanlı ve 6 silindirli motorun rölanti devri 700rpm, maksimum devri ise 2100 rpm'dir. Motor tahrik frekansı ise Denklem 1'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$f = \frac{\text{Motor Devri}}{60} \times \frac{\text{Silindir Sayısı}}{2} \quad (1)$$

Denklem 1'den yola çıkarak motor tahrik frekansını 35 - 105 Hz aralığında olduğu hesaplanır. Sonlu elemanlar modelinde yapılan hatalar ve analiz kabulleri göz önünde bulundurulduğunda güvenli alanda kalmak için elde edilen tahrik frekansı aralığının 1,18 emniyet katsayısıyla genişletilmesi doğru olacaktır. Bu doğrultuda motor tahrik frekans aralığı 29 - 124 Hz olarak güncellenir.

Kaynaklı taşıyıcı yapının modal analizinde ANSYS Workbench ortamında oluşturulan sonlu elemanlar modeli ile bütün taşıyıcı yapılarda oluşan doğal frekanslar incelenmiş olup bu frekansların motor tahrik frekans aralığının dışında olması hedeflenmiştir.

Tablo 2'de modal analiz sonucu kaynaklı yapının varlığında elde edilen güç paketi taşıyıcı yapının frekans ve deformasyon değerleri gösterilmektedir. Doğal frekans değişimini göstermek adına incelenen 20 moddan sadece 6 mod tabloya yansıtılmıştır. İlk altı mod güç paketinin x,y,z eksenleri doğrultusunda ve bu eksenlerin etrafında dönme neticesinde oluşan takozlar üzerindeki rijit gövde modlarıdır. Bu modlardaki frekans değeri sifıra yakın olduğu için tabloda gösterilmemiştir. Aracın gövde yapısından bağımsız olarak gerçekleştirilen bu analizde yedinci moddan itibaren kaynaklı yapının varlığında bütün taşıyıcı yapının ve ona bağlı bileşenlerin lokal modları oluşmaktadır.

Tablo 2. Kaynaklı taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]
7	188,1	8,46
8	217,6	7,52
9	319,3	15,64
10	390,1	12,84
11	528,3	12,23
12	607,6	9,39

Döküm yapının modal analizi de kaynaklı yapının modal analizinde olduğu gibi aynı yöntemler izlenerek gerçekleştirilmiştir. Tablo 3'te modal analiz sonucu döküm yapının varlığında elde edilen güç paketi taşıyıcı yapının frekans ve deformasyon değerleri gösterilmektedir. Doğal frekans değişimini göstermek adına incelenen 20 moddan sadece 6 mod tabloya yansıtılmış, kaynaklı yapıda analizinde olduğu gibi yedinci moddan itibaren döküm taşıyıcı yapının varlığında bütün taşıyıcı yapının lokal modları oluşmaktadır.

Tablo 3. Döküm taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]
7	222,58	7,58
8	289,11	8,36
9	363,67	12,31
10	408,13	12,41
11	637,09	9,13
12	655,17	13,19

Yapılan modal analiz sonucuna göre iki üretim yöntemine göre tasarımı yapılan taşıyıcı yapıların motor tahrik frekans aralığı dışında kaldığı, bu frekanslarda yapının rezonansa girmeyeceği ve titreşim açısından güvenli olacağı değerlendirilmektedir.

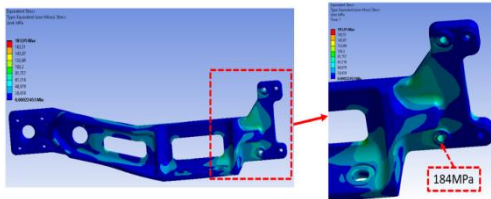
3.3 Nihai Taşıyıcı Yapının İncelenmesi

Kaynaklı taşıyıcı yapı ve döküm taşıyıcı yapının statik ve modal analizleri sonuçlarına göre döküm taşıyıcı yapının hem statik yüklemelerde daha iyi dayanıma sahip olduğu, hem de kaynaklı yapıya göre motor tahrik frekanslarından daha yüksek frekanslarda tahrik edildiği görülmüştür. Bu nedenle döküm taşıyıcı yapının tasarımı iyileştirilerek döküm üretim yöntemi ile üretilecek nihai bir taşıyıcı yapı tasarımına gidilmiştir. Bu iyileştirmedeki temel motivasyon mukavemet ve titreşim açısından uygun olmakla kalmayıp, daha hafif ve maliyet etkin, güvenilir bir taşıyıcı yapı elde etmektir.

Bu doğrultuda öncelikle döküm yapının ağırlığını azaltmak amacıyla statik yüklemelerde düşük olduğu, yapının mukavemetine olumsuz etki etmeyecek bölgelerde boşaltmalar yapılmıştır. Ek olarak bağlantı noktaları sabit kalacak şekilde arayüzler küçültülerek hem ağırlık kazanılmış, hem de döküm sonrası işleme süresi azaltılarak maliyet etkinliği sağlanmıştır. Döküm taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 46 kg iken yeni tasarım nihai taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 38 kg'dır. Tasarım iyileştirme kapsamında 8 kg hafifletme sağlanmıştır.

Nihai taşıyıcı yapının statik analiz sonuçlarında da gerilmelerin bir önceki döküm yapı tasarımında olduğu gibi bağlantı bölgelerinde yoğunlaştığı görülmüştür. Yeni tasarımda yapılan boşaltmalar fazla yük taşınması muhtemel formülü bölgelerinden uzak tutulmuş, keskin radyuslerden kaçınılmıştır.

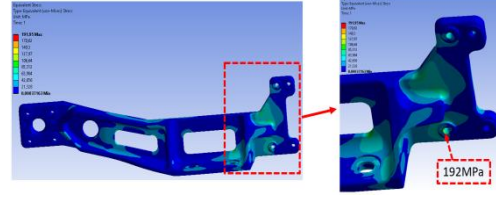
Çarpma senaryosunda inceleme kapsamındaki nihai taşıyıcı yapının gerilme dağılımı ise Şekil 10'da gösterilmektedir. İyileştirilmiş nihai taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme yaklaşık 184MPa'dır.



Şekil 10. Nihai taşıyıcı yapının çarpma senaryosundaki gerilme dağılımı

Çukura girme senaryosunda inceleme kapsamındaki nihai taşıyıcı yapıda açığa çıkan en

yüksek gerilme Şekil 11'de görüleceği üzere 192MPa'dır.



Şekil 11. Nihai taşıyıcı yapının çukura girme senaryosundaki gerilme dağılımı

GGG50 malzemenin akma dayanımının 320MPa olduğu bilgisinden yola çıkarak yeni tasarım nihai taşıyıcı yapı çarpma ve çukura girme senaryoları için sırasıyla 1,74 ve 1,67 emniyet katsayısına sahiptir. Statik analiz sonuçlarına göre yeni tasarım güç paketi nihai taşıyıcı yapının yapısal dayanım açısından emniyetli olacağı değerlendirilmektedir.

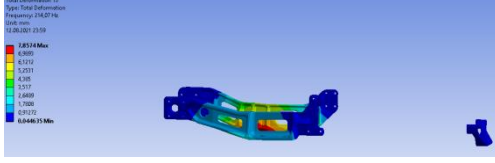
Nihai taşıyıcı yapının varlığında elde edilen güç paketi taşıyıcı yapının frekans ve deformasyon değerleri Tablo 4'te gösterilmiştir. Doğal frekans değişimini göstermek adına incelenen 20 moddan sadece 6 mod tabloya yansıtılmış, diğer yapıların analizinde olduğu gibi yedinci moddan itibaren bütün taşıyıcı yapının lokal modları oluşmaktadır. İlk 6 moddaki frekans değerleri sifıra yakın olduğu için gösterilmemiştir.

Tablo 4. Nihai taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]
7	214,07	7,86
8	294,87	9,95
9	355,99	17,99
10	389,97	12,81
11	603,5	8,54
12	620,86	10,13

Yapılan modal analiz sonucuna göre sistemin motor tahrik frekans aralığı olan 29 - 124 Hz aralığının dışında kaldığı, bu frekanslarda yapının rezonansa girmeyeceği ve titreşim açısından güvenli olacağı değerlendirilmektedir.

Şekil 12'de bütün taşıyıcı yapının yedinci moddaki mod şekli ve deformasyonu gösterilmiştir.



Şekil 12. Nihai taşıyıcı yapının yedinci doğal frekanstaki mod şekli ve deformasyonu

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada konsept tasarım aşamasında olan zırhlı askeri bir aracın güç paketi taşıyıcı yapısının tasarımı ve incelenmesi anlatılmıştır. Bunun için literatürde geniş bir tarama yapılmış, daha önce bu kapsamda yapılan benzer çalışmalarda araştırmacıların izlediği yöntemler belirlenerek tasarım ve analizler gerçekleştirilmiştir.

Kaynaklı ya da döküm üretim yöntemiyle üretilmesi planlanan taşıyıcı yapının belirlenen sınır koşullarıyla güvenilirliğini değerlendirebilmek adına ilk olarak statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda aracın çarpma ve çukura girme senaryolarında statik yüklemelere maruz kalacak, St52 malzemeden üretilmesi planlanan ve yaklaşık 48kg ağırlığındaki kaynaklı taşıyıcı yapıda maksimum 231MPa gerilme meydana gelmiştir. Kaynaklı taşıyıcı yapının yapısal dayanım açısından 1,53 emniyet katsayısına sahip olduğu ve güvenli olacağı değerlendirilmiştir. Aynı sınır koşulları ile GGG50 malzemeden üretilmesi planlanan döküm taşıyıcı yapının statik analizleri gerçekleştirilmiş, yaklaşık 46kg ağırlığındaki yapıda maksimum 122MPa gerilme meydana gelmiştir. Döküm taşıyıcı yapının 2,62 emniyet katsayısına sahip olduğu ve kaynaklı taşıyıcı yapıya göre daha güvenli olacağı değerlendirilmiştir.

Statik analizlerin ardından motordan gelen titreşimlerin etkisinin değerlendirilmesi adına modal analizler gerçekleştirilmiştir. Modal analizlerin gerçekleştirilmesindeki temel amaç güç paketi tahrik frekansları ile taşıyıcı yapının frekanslarının üst üste gelip rezonans oluşup oluşmayacağını incelenmesidir.

Her iki yapının da yapının analizler neticesinde sistem performansını karşıladığı görülmüştür. Bu yüzden tasarım iyileştirilmesi yapılacak yapıya karar vermek için yapının maliyet, ağırlık ve güvenilirlik kriterleri göz önünde bulundurulmuştur. Her ne kadar ilk ürün elde etme süreci döküm üretim yöntemine göre daha hızlı olsa da kaynaklı yapılar güvenilirlik açısından risklidir. Kaynak operasyonunun uygunluğu, kaynağı yapan kişinin tecrübeli olup olmayışı ve kaynak sonrası kaplama operasyonu düşünüldüğünde yapının kullanım ömründen daha kısa sürede hasara uğraması muhtemel riskler arasındadır. Döküm taşıyıcı yapının kalıp maliyetleri ve ilk ürün elde etme süreci dolayısıyla kaynaklı yapıya göre dezavantajlı gibi görünse de seri üretimde hata olasılığının sıfıra yakın olması ve birim maliyetler hesaba katılarak döküm üretim yönteminin bu yapı için uygun yöntem olduğu değerlendirilmiştir.

Döküm üretim yöntemi ile üretilecek güç paketi taşıyıcı yapıda tasarım iyileştirmeleri yapılarak ağırlığı 38 kg'a düşürülmüş ve 8 kg hafifletme sağlanmıştır. İyileştirilmiş tasarım nihai taşıyıcı yapının da statik ve modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan statik analizler sonucu diğer yapıların aksine en yüksek gerilmeler çukura girme senaryosunda ve güç paketi ağırlık merkezine yakın bağlantı noktalarında meydana gelmiştir. İlk tasarım döküm taşıyıcı yapıda çukura girme senaryosunda görülen en yüksek gerilme 118 MPa iken, nihai taşıyıcı yapıda bu değer yaklaşık %63 artmış ve 192 MPa'lık bir gerilme meydana gelmiştir. GGG50 malzemenin akma dayanımının 320MPa olduğu bilgisiyle sistemin 1,67 emniyet katsayısına sahip olduğu ve emniyetli olacağı değerlendirilmiştir.

Modal analizler kapsamında taşıyıcı yapıların doğal frekansları 20 modda incelenmiş ve yedinci moddan itibaren bütün taşıyıcı yapıların sistem lokal modlarının oluşturduğu görülmüştür. Kaynaklı taşıyıcı yapı için yedinci doğal frekans değeri 188Hz, ilk tasarım döküm taşıyıcı için 222 Hz'dir. Yedinci moddan itibaren de doğal frekans değerleri artmaktadır. İyileştirilmiş tasarım nihai taşıyıcı yapıda 214 Hz olan yedinci doğal frekans, motor tahrik frekans aralığının dışında olduğu için de sistemin rezonansa girmeyeceği ve güvenli olacağı sonucuna varılmıştır.

Teşekkür

Bu tez çalışmasının yürütülmesinde edinilen bilgi ve deneyimi sağlayan BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına teşekkürü borç biliriz. Bu çalışmada BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına ait herhangi bir ticari ürün bilgisi kullanılmamıştır.

Kaynakça

- [1] Mahure, A.G. 2016. Design and Analysis of Front Fender of Three Wheeler Vehicle. International Journal of Advanced Innovative Technology in Engineering, Volume 1, Issue 6.
- [2] Alan, S., Uniyal, A., Bajaj, A. 2016. Evaluation of Structural and Vibrational Characteristic of Composite Drive Shaft for Automobile Using FEM. International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, 5(4), 702-714. DOI:10.5281/zenodo.50381
- [3] Chimento, J., Kumar, D., ve Kumar, A. 2018. FEM Simulation Methodology for Accurately Capturing the Experimental Vibration Response of ECM Assembly on a Commercial Vehicle. SAE Technical Paper 2018-01-0467. DOI: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0467>
- [4] Avitabile, P. 2001. Experimental Modal Analysis, A Simple Non-Mathematical Presentation. University of Massachusetts Lowell.
- [5] Pandiyanayanam, G. 2011. Experimental ve Modeling Studies Towards Random Vibration. SAE International, 260118.
- [6] Michiue, M. 2011. Prediction of Vibration Fatigue Life for Motorcycle Systems. SAE 20119642 / SAE 2012-28-0015.
- [7] Rahman, M. M. 2009. Finite Element Based Vibration Fatigue Analysis for a New Free Piston Engine. The Arabian Journal for Science and Engineering, Volume 34, Number 1B.
- [8] Brown, D. L., Allemang, R. J., Zimmerman, R., ve Mergeay, M. 1979. Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis. SAE Technical Paper 790221. DOI: <https://doi.org/10.4271/790221>
- [9] Kandreegula, S., Rohilla, K., Sukumar, N., ve Kamal, K. 2017. Simulation and Validation of Propeller Shaft Mounting Brackets for Heavy Duty Commercial Vehicles. SAE Technical Paper 2017-28-1947. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-28-1947>
- [10] Abdullah, S., Kadhim, N., A., Ariffin, A., K. ve Hoseini, M. 2011. Dynamic Analysis of an Automobile Lower Suspension Arm Using Experiment and Numerical Technique. New Trends and Developments in Automotive System Engineering, Marcello Chiaberge, IntechOpen. DOI:10.5772/13408
- [11] Heißing, B. ve Ersoy, M. 2010. Chasis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. Springer Science & Business Media, 611s.