

HIZLANDIRILMIŞ YORULMA TESTLERİ İLE MOTOR BRAKETLERİNİN ANALİZ METODOLOJİSİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Ezgi Eryılmaz* , Yeliz Pekbey ,Özgün Küçük***

* HEXAGON STUDIO, KOCAELİ

** Ege Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İZMİR

ÖZET

Bu çalışmada otomotiv sektöründe faaliyet gösteren kuruluş Hexagon Studio (Heksagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş.)'nin tasarladığı 18m Euro VI ticari aracının motor braketlerinin hızlandırılmış yorulma test düzeneğinin tasarımı, test düzeneğinin bilgisayar ortamında analizi ve analiz sonuçlarıyla test sonuçlarının karşılaştırılması yapılacaktır.

Çalışmada, aracın dinamik etkilere maruz kalan parçalarından biri olan motor braketlerinin tasarımlarının dayanım açısından doğrulanması için bir metodoloji oluşturulması hedeflenmiştir. Bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli, daha önceden elde edilen yol verileri yardımıyla doğrulanacaktır. Prototip test aracın, belirlenen yol şartlarında topladığı ölçüm dataları, bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli ile korelasyonu sağlanarak, tüm aracın test prosedürü oluşturularak motor braketlerinin yorulma karakteristiği belirlenecektir. Test düzeneği ile yorulma karakteristiği belirlenen parçanın ömürlerini tayin edecek olan iki eksendeki kuvvet ve çevrim sayısı belirlenecek ve bu test düzeneği sonlu elemanlar yöntemi ile simüle edilecektir. Böylece, test sonuçları ile analiz çıktılarının karşılaştırılması yapılabilecektir.

Anahtar kelimeler: Motor Braketi, Yorulma Ömrü, Sonlu Elemanlar Analizi

WITH THE ACCELERATED FATIGUE TESTING DEVELOPMENT OF ANALYSIS METHODOLOGY FOR ENGINE BRACKETS

ABSTRACT

In this project; designing accelerated life test system of 18m Euro VI commercial vehicle which was produced in Hexagon Studio, will be done these analysis of this test system on a computer (simulation) and doing comparing studies both test results and analysis results.

This study is aimed; create a faster methodology to define design of engine brackets, one of the parts of vehicle which is exposed to dynamic effects, in terms of strength. In this context; improving test and virtual engineering abilities and coordination of this subject with each other will be provided. Vehicle and road model will be verified with using road data which was taken in earlier tests. In the second part; engine brackets fatigue behavior will be defined with using this data, verified models and finite element model.

Firstly in this study; to define behaviors of engine brackets with the road forces; correlation of prototype of test systems measure data and vehicle and road models which will design on computer. Secondary; we will define fatigue behaviors of the engine brackets with creating test procedure.

In test system we will define the both force and cycle and test system will be simulating with finite element method. And then comparison study with test results and analysis inputs will be done.

Keywords: Engine Brackets, Fatigue Life, Dynamic Analysis, Finite Element Analysis

1. GİRİŞ

Günlük yaşamımızda kullandığımız çeşitli malzemelerden yapılmış parçaların veya teknolojik uygulamalarda kullanılan sistemlerin titizlikle yapılan tasarım ve uygun malzeme seçiminde kullanılan malzemelerin özelliklerinin iyi bilinmesine rağmen yine de servise sunulması veya servis süresince fonksiyonlarını yitirip beklenen performansı sağlayamadıkları durumlarla karşılaşmaktadır. Yorulma, hasar mekanizmalarından en önemlilerinden biri olup, seçilecek bir malzemede, yorulma karakteristiğinin belirlenmesi malzeme seçiminde önemli bir rol oynamaktadır [1].

Dinamik yükler altında çalışan makine elemanlarının maruz kaldığı gerilmeler, malzemenin akma dayanımının altındaki bir değerde olsa bile belirli çevrim sayılarından sonra yüzeyde çatlama ve devamında malzeme yüzeyinde parça ayrılması şeklinde parçayı hasara uğrattır. Bu olaya yorulma denir. Yorulma, gizlice ve hiç uyarı vermeden ortaya çıktığından felaketle sonuçlanabilir. Yorulma mekanizmasının anlaşılması konusunda pek çok çalışma yapılmakta olup, bu çalışmalar sayesinde yorulmaya ait pek çok bilgi elde edilmiştir. Yine bu çalışmalar sayesinde yorulmanın nasıl yavaşlatılmasına veya tamamen önlenmesine yönelik pek çok çalışmada gerçekleştirilmiştir [1,3].

Yorulma kelimesinin kullanılma sebebi bu gibi kırılmaların uzun bir gerilme ve gerinim döngüsünden sonra ortaya çıkmasıdır. Yorulma hasarları daima oluşmaktadır. Yorulma hasarını anlamak için, yorulmanın nasıl oluştuğu, yorulmayı önceden nasıl tahmin ederiz, yorulmaya karşı tasarım nasıl yapılır gibi sorulara cevap aranır [4].

Yorulma hasarına karşı emniyetli bir tasarım, yani o ürünün tekrarlı yükler altında dayanımının belirlenebilmesi için hem analiz hem de deney sonuçları kullanılmalıdır. Yorulmaya göre tasarım için birçok yaklaşım yöntemi mevcut olup, bu yaklaşımlar karmaşık ve pahalı olabilir. Ayrıca bilgisayar teknolojisinde meydana gelen gelişmeler, yorulma problemlerinin modellenmesinde önemli adımlar kaydedilmiştir [4].

Bu çalışmada otomotiv sektöründe faaliyet gösteren kuruluş Hexagon Studio (Heksagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş.)'nin tasarladığı 18m Euro VI ticari aracının motor braketlerinin hızlandırılmış yorulma test düzeneğinin tasarımı, test düzeneğinin bilgisayar ortamında analizi ve analiz sonuçlarıyla test sonuçlarının karşılaştırması yapılacaktır. Dinamik benzetim ve sonlu eleman analiz yöntemleri, dijital prototipleme kabiliyeti ile daha az deney ile yorulmaya karşı emniyetli tasarıma ulaşılmaya çalışılacaktır. Yorulma mukavemeti yani yorulma karakteristiği bilgisayar simülasyonunda incelenecek ve optimum tasarım elde edilmeye çalışılacaktır. Uygulama kapsamındaki parçaların daha kısa sürede ömür test çalışmaları tamamlanacaktır.

2. YÖNTEM

Bu çalışmada, motor braketlerinin ömürlerini belirlemek için prototip test aracın, belirlenen yol şartlarında topladığı ölçüm dataları ve bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli ile korelasyonu sağlanacaktır. Bunun için ilk olarak, teste tabi tutulacak gövde karkas yapısının sonlu elemanlar modeli oluşturulacak, daha sonra, yol testinden aracın düzensiz yolda bulunması durumunda alınan verileri simüle eden test düzeneği oluşturularak yorulma testleri gerçekleştirilecektir.

2.1 Euro6 Motor Yuvasının Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellenmesi

Bu çalışmada, teste tabi tutulacak gövde karkas yapısının sonlu elemanlar modeli ticari paket programı olan Hypermesh programı kullanılarak yapılmıştır. Model kurulurken müşteri firmanın deneyimlerinden yararlanılarak aşağıda belirtilen kriterler göz önüne alınmıştır. Kaynak bağlantılarında rijit elemanlar kullanılmıştır.

Element size: 5mm

Element type: QUAD4

Required Element Criteria;

Warpage > 10 <20 -- <5% & Warpage > 20 < 0%

Aspect > 5 <10 -- <5% & Aspect > 10 < 0%

Quads Min angle < 45 >35 -- <5% Min Angle <35 -- < 0%

Quads Max angle >135 <150 --<5 Max angle >150 < 0%

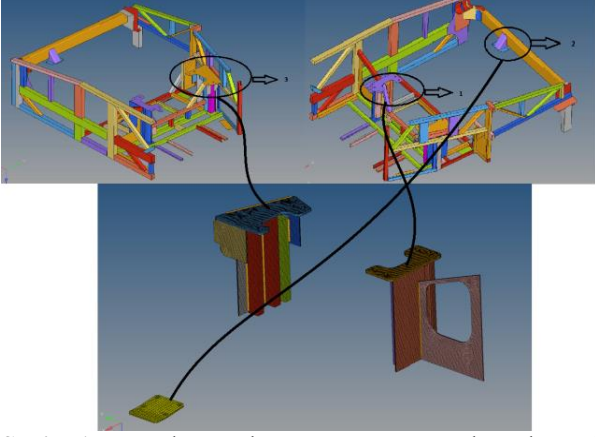
Trias Min angle < 20 >15 -- <5% Min Angle <15 -- < 0%

Trias Max angle >120 <135 --<5 Max angle >135 < 0%

Jacobian < 0.7 5% -- < 0.5 < 0 %

Kurulan modelin (Şekil 1) kontrolü sağlanırken tüm bu değerler içerisinde en çok jacobian ve aspect faktörleri önemli kriter olarak belirlenmiştir. Aspects Ratio; tetrahedral eleman için en kısa uzunluğu en uzun olan uzunluğa olan oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu oran, 1'e ne kadar yakınsa o kadar iyi bir mesh var demektir. Fakat geometrinin karmaşıklığı nedeni ile bu tip bir eleman elde etmek zordur. Bu nedenle bu değeri yapısal bir analizde 5'in altında tutarak kaliteli bir mesh yapısı elde edilmiştir [3,8].

Kullanılan elemanların her birinin kenarları polinom özelliği aldığı için, elemanlar deformasyona uğradığında ya da mesh oluşturulurken iç içe geçmelere neden olur. Bu iç içe geçmelerin kontrolü ve olabilmeye ihtimali jacobian ile yapılır. Kontrolü yapan araçlar ise jacobian pointlerdir. Bu faktörün en az belirtilen aralıkta olması gerekmektedir [3,8].

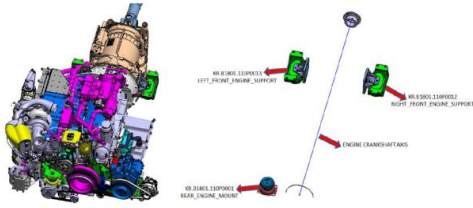


Şekil 1. Gövde Karkas Yapısının Sonlu Elemanlar Modeli (Mount1 (1), Mount2 (2), Mount3 (3))

Şekil 1, gövde karkas yapısının sonlu elemanlar modelini göstermektedir. Burada gösterilen Mount 1, Mount 2 ve Mount 3 motor ve ekipmanlarının bağlandığı braketlerdir. Yoldan gelen kuvvetler ve motorun odasının atıl kuvvetleri bu braketler tarafından karşılanmaktadır.

2.2. Motor Braketleri İçin Test Prosedürünün Hazırlanması Ve Testlerin Yapılması

Bu çalışmada, iki eksenli test düzeneğinde, yapısal analizi yapılan modelin hassas noktaları belirlenerek hazırlanmış test prosedürleri göz önünde bulundurularak yorulma testleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. Motorun Araç İçindeki Yerleşimi ve Bağlandıkları Braketler



Şekil 3. Yorulma Test Düzeneği

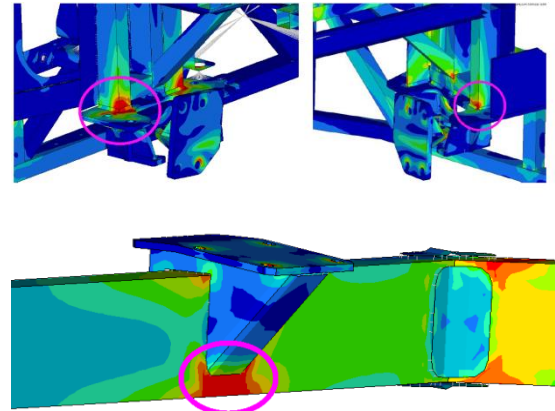
Yorulma test düzeneğinde yol testin alınan datalardan yola çıkarak hazırlanan test prosedürleri sisteme girilerek pistonların belirtilen yüklemeleri sabit frekansta (0,5 Hz)

yüklemesi ile gerçekleşmiştir. Test düzeneği Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 4. Strainuagelerin Yerleştirildiği Bölgeler

Strainuageler CAE analizleri göz önünde bulundurularak belirlenmiş Şekil 4'te belirtilen bölgelere yerleştirilmiştir.



Şekil 5. Strainuagelerin Yerleştirildiği Bölgeler

Düzlem gerilme halinde bir noktada gerilme analizi yapabilmek için (Asal gerilmeler ve doğrultuların bulunması v.s.) o noktada en az üç doğrultuda birim uzamanın (ϵ) ölçülmesi gerekmektedir. Test esnasında 135°'lik rozet tipi strainuageler kullanılmıştır. Üç doğrultuda yapılan ölçümler asal gerilmeleri tanımlanmıştır.

$$\epsilon_{\theta} = \epsilon_x \cos^2 \theta + \epsilon_y \sin^2 \theta + 2 \gamma_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad (1)$$

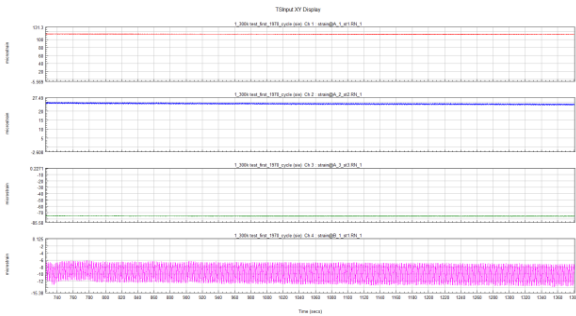
(1) nolu denklem kullanılırken θ açısı, 135°'lik rozet tipi strainuageler'in kullanımına bağlı olarak sırasıyla 45°, 90° ve 135° olarak alınmıştır [2].

Bu çalışmada, motor braketlerinin ömürlerini belirlemek için prototip test aracını, belirlenen yol şartlarında topladığı ölçüm dataları ve bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli ile korelasyonu sağlanacaktır. Statik burulma dayanımı torku 13000 Nm olarak belirlenmiştir. Maksimum tork ve 1g yerçekimi yükleme koşulu, dikey yüklemelerin aracın düz ve engebesiz yolda aldığı yerçekimi ivmesini belirtmek üzere; bu koşulda her bir braket için, Tablo 1’de görülen yükleme değerleri kullanılmıştır. Tablo 1’de gösterilen $\pm Z$ doğrultuları, Şekil 3’de gösterilmiştir [5,6].

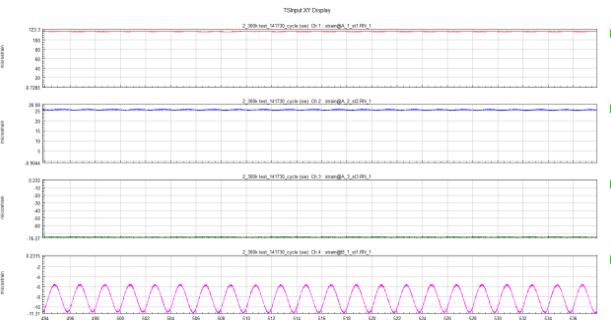
Tablo 1. Yorulma Testi Yükleme Koşulları

(+)1g	$\pm Z$ Direction
Uni-directional	Mount 1 [6716 N (compression)] - [6755 N (compression)],
Tes	Mount 2 [4553 N (compression)] - [21170 N (compression)],
0,5 Hz, B50-300000 cycle	Mount 3 [5583 N (compression)] - [-11080 N (tension)]

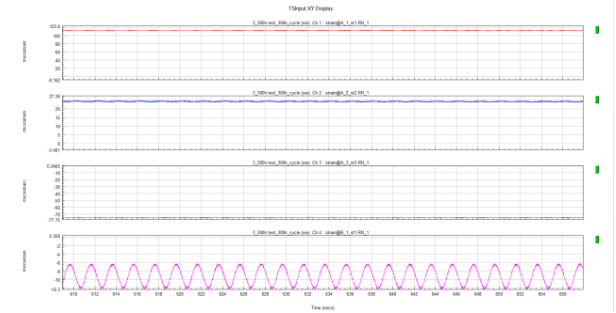
Çelik malzemeden üretilmiş gövde karkasının akma dayanımının altındaki değerlerde gerçekleştirilen testlerde yorulma ömrü güvenlik katsayısı 1,66 olarak belirlenmiştir. Testler sonucunda stranguagelerden okunan strain değerleri örnek olarak 1g bump koşulunda 300000 çevrim ve A bölgesi için Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8’de gösterilmektedir. Bu grafiklerin ilk 3 tanesi, şekilde de belirtildiği gibi A bölgesinden alınan 3 açındaki şekil değiştirme değerlerini vermektedir.



Şekil 6. 300000 Çevrimde 1g Yerçekimi ve Maksimum Tork Yükleme Koşulunda A Bölgesi (A1,A2,A3) İlk Çevrim Şekil Değiştirme Değerleri



Şekil 7. 300000 Çevrimde 1g Yerçekimi ve Maksimum Tork Yükleme Koşulunda A Bölgesi (A1,A2,A3) 150000 çevrimi Şekil Değiştirme Değerleri



Şekil 8. 300000 Çevrimde 1g Yerçekimi ve Maksimum Tork Yükleme Koşulunda A Bölgesi (A1,A2,A3) Son çevrim Şekil Değiştirme Değerleri

Söz konusu grafiklerdeki sinüzoidal eğrilerden elde edilen maksimum ve minimum strain değerleri (1) numaralı denklem kullanılarak analizlerde elde edilen strain değerleri ile karşılaştırılabilecek hale getirilmiştir.

Testler sonucunda fiktür üzerindeki kaynak ya da diğer yapısal elemanlarda gözle görülür bir deformasyon gözlenmemiştir.

3. SONLU ELEMENLAR ANALİZLERİ

18m Euro VI aracında kullanılacak motor takozu bağlantı braketlerini sonlu eleman modeli oluşturularak, 1718 kg’lık motor+şanzıman ağırlığına, 14048 Nm’lik saat yönünün tersine 1g yerçekimi ve Maksimum Tork yükleme durumu uygulanarak statik analizler yapılmıştır [7,8].

Motor takozu bağlantı braketlerinin bağlanacağı gövde rijit kabul edilerek sınır şartları oluşturulmuştur. Şekil 9, motor takozu bağlantı braketlerinin 1g yerçekimi ve Maksimum Tork yükleme durumuna göre hazırlanmış sonlu eleman modeli ve sınır şartlarını göstermektedir.

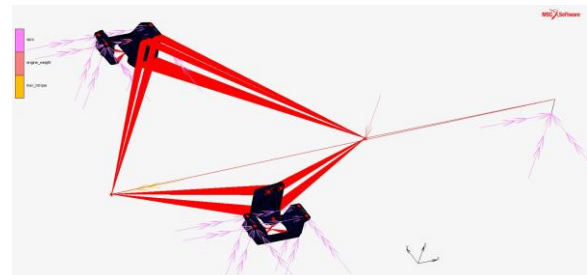
Motor bağlantı braketlerinde kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Weldox :

E=210 GPa, $\mu=0.3$, $\rho=7.9 \times 10^{-9}$ ton/mm³
Akma Gerilmesi: 700 MPa

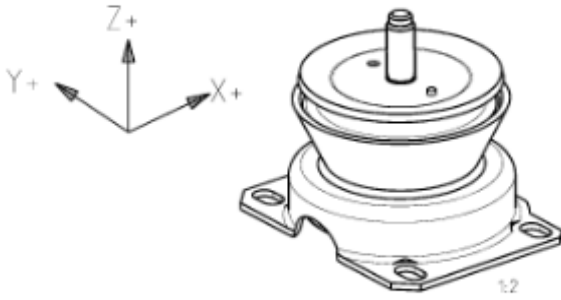
GEKA SG 2 (Kaynak Bağlantısı) :

E=210 GPa, $\mu=0.3$, $\rho=7.9 \times 10^{-9}$ ton/mm³
Akma Gerilmesi: 420 MPa

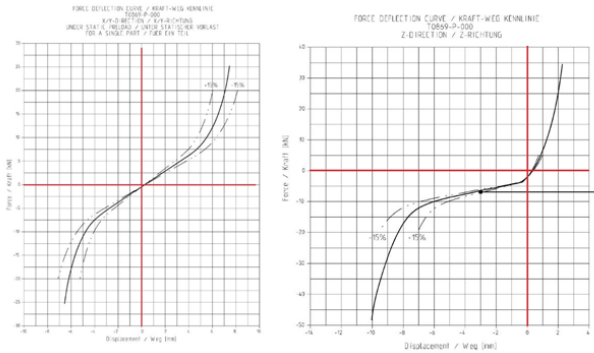


Şekil 9. Motor Takozu Bağlantı Braketlerinin Sonlu Eleman Modeli ve 1g Yerçekimi ve Maksimum Tork Yükleme Durumuna Göre Hazırlanmış Sınır Şartları

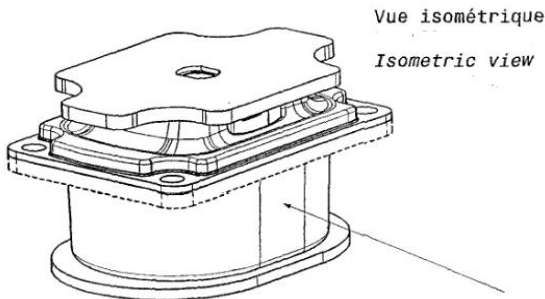
Sistemde kullanılan motor takozları; kauçuğun sönüm karakteristiğini daha doğru simüle edilebilmek için Şekil 4 ve 6'daki kuvvet - deplasman eğrileri kullanılarak 6 serbestlik dereceli nonlinear yay olarak modellenmiştir. Üretici firma tarafından dönme dirençlik bilgileri sağlanmadığı için dönme dirençlikleri üç ekseninde de 10000 N/rad olarak alınmıştır. Şekil 10 ve Şekil 11, sırasıyla, motorun önünde yer alan takozun izometrik görünüşünü ve dirençlik eğrilerini göstermektedir. Şekil 12 ve Şekil 14 ise, şanzımanın yanında yer alan takozun dirençlik eğrileri ve izometrik görünüşü yer almaktadır.



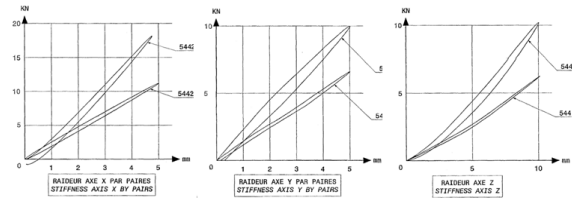
Şekil 10. Motorun Önünde Yer Alan Takozun İzometrik Görünüşü



Şekil 11. Motorun Önünde Yer Alan Takozun Dirençlik Eğrileri



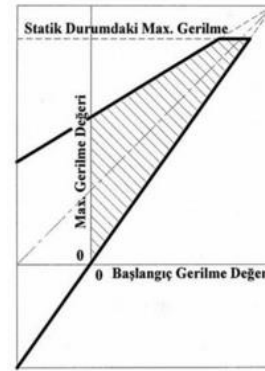
Şekil 12. Şanzımanın Yanlarında Yer Alan Takozun İzometrik Görünüşü



Şekil 13. Şanzımanın Yanlarında Yer Alan Takozların Dirençlik Eğrileri

Hazırlanan model nCODE programında araç alt komponentlerinin yorulma hesabında tercih edilen Goodman yöntemi kullanılarak yorulma analizi yapılmıştır [7,8].

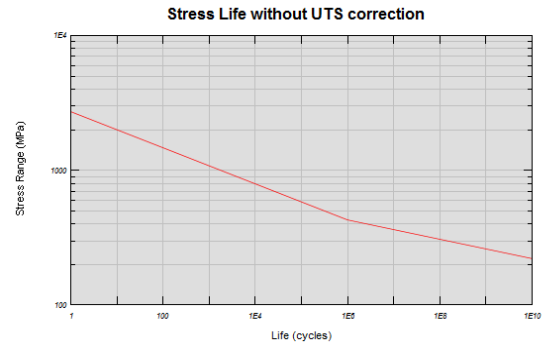
Goodman yaklaşımında bir malzemeye herhangi bir σ_{ort} gerilme uygulandığında ne kadar bir gerilme genliği uygulanabileceğini hesaplamak için kullanılır. Değişken gerilme genliği sıfır ise (malzeme tamamıyla statik zorlanır) malzemeyi kıran gerilme çekme dayanımı değeri olur. Akma sınırı hasar kabul edilir ve dayanım bölgesinin bir kısmı atıldığı için daha emniyetli bir hesap yapılmış olur (Şekil 14) [7,8].



$$\frac{\sigma_{Alternating}}{S_{Endurance_Limit}} + \frac{\sigma_{Mean}}{S_{Ultimate_Strength}} = 1$$

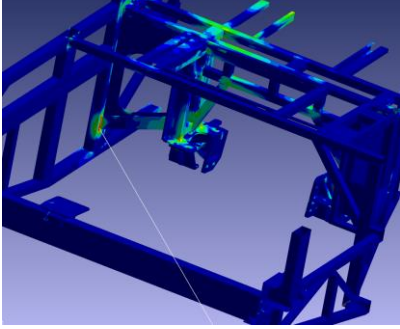
Şekil 14. Goodman diyagramı ve formülü

Tüm modelin malzeme karakteristiği S420 çeliği ($\sigma_{akma} = 420\text{MPa}$ / $\sigma_{kopma} = 600\text{MPa}$) ile tanımlanmış olup, S-N eğrisi Şekil 15'da verilmiştir.



Şekil 15. S420 Çeliği S-N Eğrisi

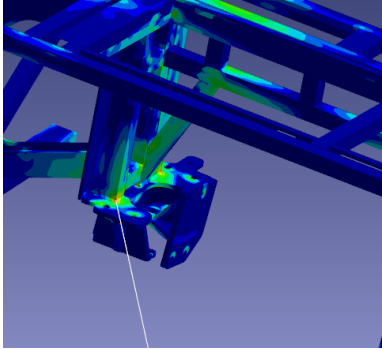
1g ve maksimum tork koşullarında yapılan analizlerde de Goodman yaklaşımı kullanılmıştır.



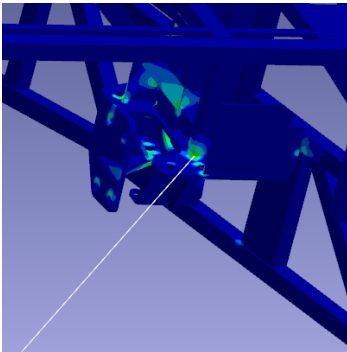
Şekil 16. 1g Yerçekimi ve Maksimum Tork Koşullarının Beraber Uygulandığı Analiz Sonucu İlk Yorulma Çatlağının Oluştuğu Bölge

Şekil 16, yerçekimi ve maksimum tork koşullarının beraber uygulandığı analiz sonucu ilk yorulma çatlağının oluştuğu bölgeyi göstermektedir. Maksimum tork ve yerçekimi koşullarının beraber uygulandığı analiz sonucunda ağırlık belirlenen sınır şartlarına bağlı olarak burulmanın fazla olmasından dolayı ilk çatlak motor takozlarında değil profil birleşim yerleşim yerlerinde 133.000 çevrim sonucunda meydana gelmiştir.

Motor takozlarında oluşan yorulma çatlakları ise Mount 3'de $4,5 \times 10^6$ çevrim sonucunda, Mount 1'de ise $1,16 \times 10^{11}$ çevrim sonucunda oluşmuştur. Mount 2'nin ömrü ise sonsuz kabul edilmiştir. Şekil 17 ve Şekil 18 sırasıyla, Mount 1 ve Mount 3'de yorulma analiz sonuçlarını göstermektedir.



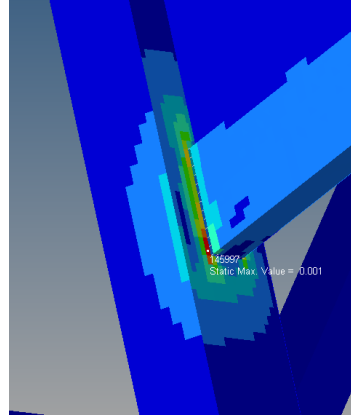
Şekil 17. Mount 3 Yorulma Analizi Sonucu



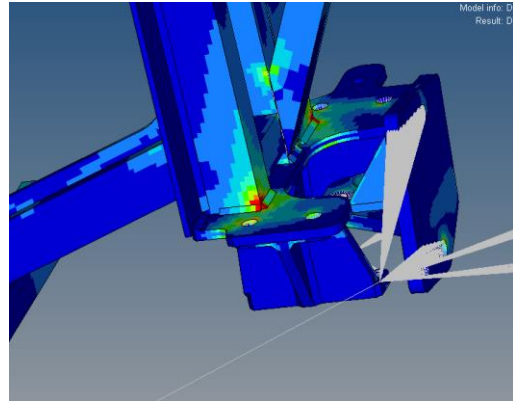
Şekil 18. Mount 1 Yorulma Analizi Sonucu

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Analizler sonucu elde edilen ilk çevrim strain değerleri ile strainingelerden alınan ve (1) numaralı denklem ile ortalama değeri hesaplanan şekil değiştirme (strain) değerleri karşılaştırılmış ve yaklaşık %10 sapma ile doğrulanmıştır.



Şekil 19. Yerçekimi ve Maksimum Tork Kuvvetinin Beraber Uygulandığı Koşulda Yorulma Çatlağının İlk Başladığı Bölgede İlk Çevrimde Strain değerinin Maksimum olduğu Bölge



Şekil 20. Yerçekimi ve Maksimum Tork Kuvvetinin Beraber Uygulandığı Koşulda İlk Çevrimde Strain Değerlerinin Yüksek olduğu Braket Bölgesi (Mount 3)

Analizler sonucunda elde edilen çevrim değerleri göz önünde bulduğunda araç alt komponentlerinde olması istenen sonsuz ömrün motor bağlantı braketlerinde sağlandığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

1. Özsoy S., Çelik M., Kadioğlu F. S.,(2008), “An accelerated Life Test Approach for Aerospace Structural Components”, Engineering Failure Analysis, Vol.15, Issue.7
2. Kuntay A., İpek G., Güngör S., “Hızlandırılmış Ömür Test Prosedürü Geliştirilmesi”, http://ex-en.com.tr/imgup/Hizlandirilmis_Omur_Testi_Oteko_n.PDF.

3. Özdemir N. Ö.,(2009), “**Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yorulma Mekanığı ve Uygulamaları**”, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Lisans Tezi, Trabzon.
4. Şener A. Ş.,(2010), “**Araç Parçaları Yorulma Ömürlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Belirlenmesi**”, Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED), Cilt.2, No.3
5. El-Ratal W., Bennebach M.,(2014), “**Fatigue Life Modelling and Accelerated Tests For Components Under Variable Amplitude Loads.**”, Journal of ASTM International, Vol.1, No.8
6. Bishop N., Lack L.W., Li T., Kerr S. C., “**Analytical Fatigue Life Assessment Vibration Induced Fatigue Damage**”, <https://web.mscsoftware.com/support/library/conf/wuc95/p01895.pdf>
7. Lee Y., Pan J., Hathaway R., Barkey M.,(2005), “**Fatigue Testing and Analysis**” Elsevier Butterworth-Heinemann.
8. Bishop N. W. M., Sherratt F.,(2000), “**Finite Element Based Fatigue Calculation**”, NAFEMS, 22-44.