

DİZEL OTOMOBİL POMPA MİLİNİN YORULMA KIRILMASI ANALİZİ

Mustafa YAŞAR

Karabük Üniv. Karabük Teknik Eğitim Fakültesi, Karabük, Türkiye

ÖZET

Hasara uğrayan bir metalik malzemenin gösterdiği kırık yüzey karakteristikleri, malzemenin çalıştığı ortam koşulları ile direkt olarak bağlantılıdır. Bu yüzden karakteristik özellikler kırılma sebebinin analizinde ipuçlarını vermede büyük rol oynar. Yapılan bu araştırmada Dizel otomobil pompalarında kullanılan 9SMnPb36 malzeme standardındaki millerin yorulma kırılması davranışları incelenmiştir. Kırılma nedenleri ANSYS/Workbench kullanılarak teorik modeli oluşturularak araştırılmış ve yorulma davranışlarının değişik şartlar altındaki teorik ve deneysel analizleri yapılmıştır. Yorulmanın etkisiyle oluşabilecek çatlama meyilli bölgeler tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yorulma Kırılması, Yorulma analizi, Pompa milleri

FATIGUE FAILURE ANALYSIS OF DIESEL AUTOMOBILE PUMP AXLE

ABSTRACT

Fracture surface characteristic of damaged materials are related with environment conditions where they works. Therefore characteristic features play on important role to analyze the fractures. In this work fatigue fracture behavior of 95MnPb36 materials, used as diesel automobile pump axle, were examined. Reasons for fracture were investigated by using ANSYS/Workbench. Theoretical and experimental analyses were also carried out under different conditions in order to determine fatigue behavior of material. Crack regions which could occur due to fatigue were determined.

Keywords: Fatigue fractures, Fatigue analysis, pump axle

1. Giriş

Metalik malzemeler ilk kullanılmaya başlandığı devirlerde, malzeme üzerinde belirli aralıklarla değişen gerilme etkisi o kadar düşüktü ki malzemenin ömrü üzerinde yapılan hesaplamalarda göz ardı edilebilirdi. Bu sebeple ilk dizaynırlar malzemenin mekanik özellikleri üzerinde bütün

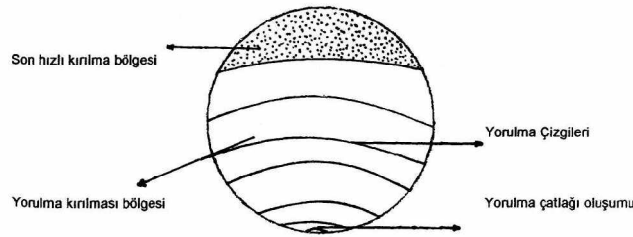
uygulamalarında marjinal güvenlik faktörünü kullanarak statik durum şartlarını takip ettiler. Geçen yüzyılın ortalarında bazı araştırmacılar aynı gerilme aralığı içerisinde değişken olan yüklemenin statik olana nazaran, potansiyel olarak daha tehlikeli olduğunu keşfettiler. 1843 yılında, daha sonraki yıllarda mekanik üzerinde meşhur bir araştırmacı olacak olan Rankine [1], yorulma kırılmalarını diğer kırılmalardan ayırt edici karakteristik özellikleri üzerine tanımlamalar yaptı ve malzemelerin dizaynındaki keskin kesit değişimi tehlikesi konusunda dikkat çekti. Fairbairn [1], gerçekleştirdiği birçok test ile metallerin yorulma koşulları ile ilgili yeni gelişmeler sağladı. Son olarak Wöhler yayınladığı bir kitap ile malzemelerin gerilme yoğunluğunda artışa sebep olan form değişikliklerinin de değişken zorlama kadar önemli olduğu konusunda dikkat çekti. Bununla beraber, buharlı makine ve mekanik ulaşım araçlarındaki gelişmeler ve 19-20. yüzyıllardaki geniş kullanımı, bu metalik malzemelerin daha kompleks ve değişken yükler altında çalışma koşullarını doğurdu. Metalik malzemelerin düşük nominal gerilmelerde fakat sürekli değişken yükler altında da hasara uğrayabileceği keşfedildi. Kırılmalar genellikle metalik malzemenin keskin kesit değişikliği gösterdiği bölgelerde yoğunluk kazanmaktaydı. Her bir kırılma tipi hemen hemen kişisel parmak izi gibi kendine has karakteristik özellikler taşımaktadır. Bu sebeple metalik malzemenin özelliklerini tanımlamak, kırılma sebeplerini analiz etmek ve benzeri kırılmalar ile karşılaştırmak, her malzeme için ayrı ve özel bir çalışma sistemi ile gerçekleştirilebilir[2,3].

Endüstriyel açıdan gelişmekte olan ülkelerde mekanik ekipmanların kullanımı ile birlikte metal kırılmaları daha sık gündem almaktadır. Bu sebeple kırılma türlerinin tanımlanması konusundaki gelişmeler hasar analizi başlığı altında esas teşkil etmektedir. Mekanizmlenmekteki önemli gelişmeler, yorulma kırılmasına sebep olan parametrelerin açıkça anlaşılabilmesi ihtiyacına bir gösterge teşkil eder[4,5].

2. METAL YORULMASI TANIMI VE TEORİSİ

Malzemenin tekrarlı gerilmeler veya birim şekil değiştirmeler sonucu kırılmasına yorulma adı verilir.

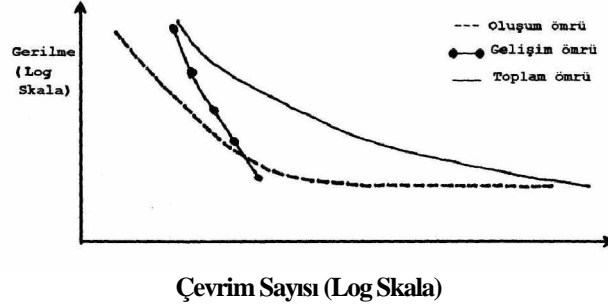
Gevrek türde kırılmalarda en çok rastlanan ve geniş bir gerilme genliğinde görülen kırılma tiplerinden biri "yorulma kırılması" olarak bilinir. Çatlağın oluşumu ve gelişimi gözlemsel olarak düz ve parlak yüzey karakteri gösterir ve dereceli çatlak büyümesi aşaması olarak adlandırılır. Kaba kristal görünümlü görüntü veren bölge ise hızlı ve son kırılma bölgesidir ve ani kırılma aşaması olarak adlandırılır [6]. Şekil 1’de kırık yüzeyin düzgün ve mat görünümlü bölgesinde farklı genlikteki değişken yüklerin etkisiyle oluşan duraklama çizgileri gözlemsel olarak tespit edilebilir. Yorulma kırılmasının başka bir özelliği de makro çapta plastik deformasyon göstermesidir. Bu sebeple gevrek kırılma ile benzerlik gösterirler.



Şekil 1: Yorulma kırılmasının genel görünüşü [6]

2.1. Yorulma Çatlağının Oluşumu

Metal yorulması konusunda ilk çalışmaların yapıldığı zamanlarda yorulma çatlağı oluşumunun, çatlağın ilerlemesi aşamasına nazaran, yorulma ömrünün tayini açısından daha önemli olduğu düşünülmekteydi [7,8]. Son on yıl içerisinde çatlağın formasyonu ve gelişimi konusunda dikkate değer teknik eserler verilmiştir. Şekil 2'de Wöhler eğrisinin çatlak oluşumu ve çatlak gelişimi şeklinde ikiye ayrılmış şematik çizimi görülmektedir. Gerilme genliğinin artması ile yorulma ömrüne karşılık gelen çevrim sayısındaki düşüş, yorulma çatlağının hem oluşum hem de gelişim safhalarında açıkça görülmektedir.



Şekil 2: Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrileri [8]

Sonuç olarak (S-N) tipindeki diyagramlar, metalik malzemelerin servis ortamı içerisinde güvenli çalışabileceği koşulların sağlanmasında ve yorulma ömrü tahminlerinin yapılmasında önemli rol oynarlar. Özellikle test numunelerinden farklı olarak malzemelerin kendi özelliklerinden kaynaklanan yüzey hataları ve kristal yapıdaki bazı düzensizliklerin, parçanın toplam yorulma ömrü içerisinde yorulma çatlağının oluşum sürecini azaltabileceği ve hatta elimine edebileceği söylenebilir. Yorulma çatlağının metal yüzeyi üzerinde bölgesel olarak oluşumunu şu nedenlere bağlayabiliriz:

- Çentik etkisi sebebi ile pratikte genellikle mühendislik malzemelerinde, keskin açılı kesitler veren çentik veya kanal gibi bölgesel şekil değişimi görülen noktalarda gerilme yoğunluğunda artış görülür.
- Yüzeydeki kristaller iç bölgelere nazaran daha az desteklidir. Bu yüzden yüzeyde kayma ihtimali daha fazladır.
- Atmosferik reaksiyonlar etkilidir.

Bir kristalin mühendislik malzemesi, tekrarlı yüklerin etkisinde kaldığı zaman yüzeyinde belirti bölgesel kayma olayı görülebilir. Kayma, kristal kafesin içerisinde olur ve atomların birbirine paralel düzlemler üzerinde yer değiştirmesi ile gerçekleşir. Kayma bantlarının hareketi ile yüzeyde çıkıntı ve çöküntülerin oluşumu ile son bulur[9-13].

d. Gerilme yoğunluğu (çentik) etkisi: Yorulma çatlakları çoğunlukla gerilme arttırıcıların sebebi ile, gerilme yoğunluğunun fazla olduğu bölgelerde başlangıç gösterirler. Gerilmeyi arttırıcı etki, keskin kesit değişimi veya gerilme dağılımını etkileyen başka aktörlerden kaynaklanmış olabilir. Gerilme arttırıcılar malzemenin yorulma ömrünü kısaltır. Mekanik (çukurlar, kanallar, çentikler, kenarlar, yivler) veya metalürjik porazite, inklüzyon, segregasyon) olabilirler. Her türlü oluşan süreksizlik (discontinuities) bölgesel gerilme seviyesinde artışa neden olur. Gerilme yoğunluğundaki artış yorulma çatlağının oluşumu ve gelişimi üzerinde şu etkileri gösterir [14]:

- (1) Çok orijinli çatlak oluşumu ihtimali artar,
- (2) Kıyı çizgileri (yorulma çizgileri) çatlağın orijinine göre konveks hale gelir,
- (3) Çevresel eğme koşullarında, kıyı çizgileri son kırılma yüzeyini tamamıyla

çevreleyebilir,

(4) Birleşik gerilme durumunda çatlakın gelişme yönünü etkileyebilir.

Statik yükleme koşullarında, gerilmedeki artışı hesaplayabilmek için gerilme yoğunluk, faktörü (k) ifade edilmiştir, "k" değeri geometrisi iyi tanımlanmış bir parçanın maksimum gerilmesini nominal gerilmeye oranı şeklindedir. Matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir:

$$\sigma_{\max} = k \cdot (F_n / A_{\text{net}}) \quad (1)$$

$$\tau_{\max} = k \cdot T_p \cdot (d/2) / J_{\min} \quad (2)$$

$$\sigma_{\max} = k \cdot (M_v \cdot C) / I_{\text{net}} \quad (3)$$

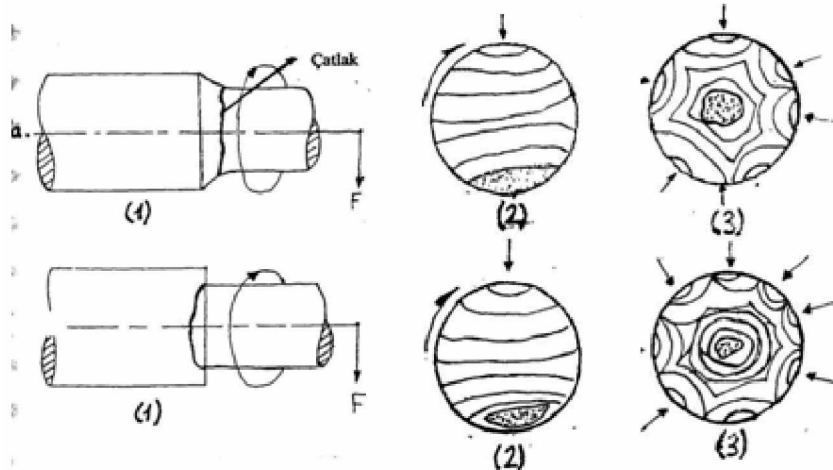
A_{net} net alan; I_{net} kesit atalet moment; J_{\min} , minimum kutup atalet moment; "k" ise gerilme yoğunluğu faktörüdür.

2.2. Yorulma yüzeyinin görünümü

Makroskobik inceleme: Yorulma kırılmasına uğramış metalik malzemeler genellikle çok az plastik deformasyon gösterirler. Statik kırılmalarda süneklik ve tokluk, deformasyonu belirleyen önemli iki kriterdir. Malzemenin tokluğunun artması ile tolerans alanı içinde kalan çatlak uzunluğu artar. Yorulma yüzeyi mekanik parçaların kırılma karakteristiğini ve çevrimsel işlem safhalarını gösteren kıyı çizgileri adı verilen izler içerir. Yorulma kırığı yüzeyleri karşılıklı olarak sürtünmenin sonucunda düz ve oldukça pürüzsüz bir görünüm alır [14].

2.3. Çevresel Eğme Zorlaması

Yorulma kırılmasına uğrayan metalik malzemelerin çoğunluğu eğme gerilmesi altındaki alan dönen shaftlardır. Çevresel eğme yüklerinin en önemli özelliği, maksimum eğme momentinin olduğu bölgede shaftın bir çevrimi ile maksimum ve minimum yüklerin shaftın çevresel yüzeyi üzerine eşit yayılmasıdır. Mesela uygun yapılmamış ayarlama veya merkezleme işlemi, aşırı sıkılmış bir bijon, aşırı yükleme ve gerilim arttırıcı etkisi veren bir makine yanlış saplamalara sebep olabilir. Çevresel eğme gerilmesi ile oluşan yorulma çizgileri karakteristiktir ve kolay tanınır. Fakat önemli olan, çevresel eğme etkisindeki parçaların kırılma yüzeyleri arasındaki farkı gözlemlemektir.



Şekil 3: Çevresel eğme zorlaması ile oluşan yorulma yüzeyleri [1]

Burulma gerilmesi etkisiyle oluşan yorulma çatlakının gösterdiği temel kırılma karakteristiği, eğme veya aksenal yüklemeninkinden farklı değildir. Hepsi aynı dalgalı izler, sürtünmeden parlamış yüzeyler ve hatta kafes içerisinde benzer deformasyon aşamaları gösterirler. Numune içerisinde enlemesine yerleşmiş gerilme arttırıcıların varlığı eğme ve aksenal gerilme koşullarında karşılaştırmalı olarak zararsız olmasına rağmen, burmada numune yüzeyinde

çevresel gerilme arttırıcıların olması kadar önemlidir. Çünkü malzeme içerisinde inklüzyonlar burmalı yorulma kırılmasına sebep olmak için hemen hemen rotasyonun eksenine paralel olarak hareket ederler.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada dizel otomobil motorlarının mazot pompalarında kullanılan mazot pompa milinin kırılması ele alınmıştır. Otomobil mazot pompalarında çok yaygın olarak kullanılan bu miller sürekli çalışmaları sonucunda ani kırılmalara uğramaktadır. Bu çalışmada bu ani kırılmaların nedenleri araştırılmıştır. Şekil 4’de bu mazot pompa milinin resmi görülmektedir. Bu millerin işlenebilirliği kolay olması için içerisine belli oranda kurşun ilave edilir. Daha sonra ısıl işlem uygulanarak mekaniksel özellikleri iyileştirilir.

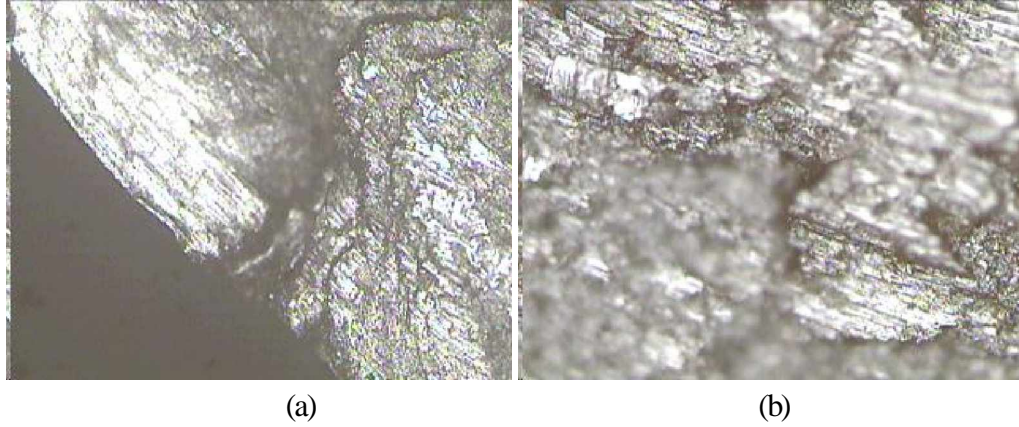


Şekil 4: Dizel motor pompa milinin kırılmış komple hali

Şekil 5’da kırık yüzeylerin karşılıklı resimleri görülmektedir. Resimler incelendiğinde kırılma sebebi kesin yorulmadır denilemez. Fakat kırılma şekli olarak ani bir çentik etkisiyle başlayan kırılma tipine benzemektedir. Bu çalışmada asıl amaç kırılma nedenlerine yorulmanın etkisini teorik olarak incelemek olduğundan bu malzemedeki kırılmanın nedeni çok detaylı olarak araştırılmamıştır. Şekil 6’da çatlak başlangıç yerinin optik mikroskop ile çekilmiş görüntüleri görülmektedir.



Şekil 5: Kırık yüzey resimleri



Şekil 6: Kırık yüzeyin çatlak başlangıç noktasının Optik mikroskop ile a) 5x ve b) 20x olarak çekilmiş görüntüleri.

3.1. Dizel Otomobil Pompa Milinin mekaniksel özellikleri

Bu çalışmada ele alınan otomotiv parçasının kimyasal özelliklerini ve malzeme standart'ını belirlemek amacıyla spektral analiz yapılmıştır. Bu işlem sonucunda 9 SMnPb 36 (AISI 12L14) standartlarında piyasada kurşunlu otomat çeliği olarak bilinen bir alaşıma sahip olduğu tespit edilmiştir. Kurşunlu otomat çeliğinin mekaniksel özellikleri çizelge 1'de verilmiştir[]. Aynı çeliğe ait spektral analiz sonuçları Çizelge 2'de verilmiştir.

Çizelge 1: Kurşunlu Otomat Çeliğinin Mekanik Özellikleri.

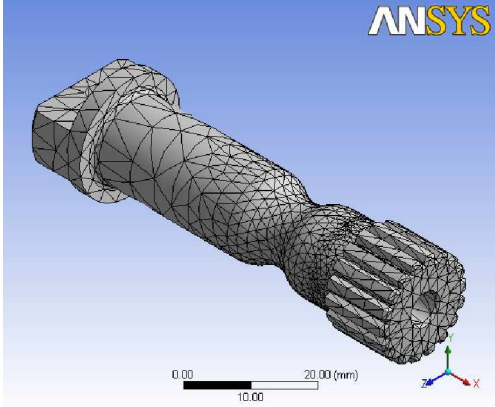
Malzeme No	Türkiye TSE	Çekme Dayanımı Rm N/Mm ²	Çap Mm	Akma Dayanımı Re N/Mm ²	Kesme Dayanımı $\sigma_A=Rm*0.5$ N/Mm ²	Eğilme Dayanımı $\sigma_E=Rm*0.85$ N/Mm ²	Bsd Hb
1.0737	9SMnPb36, 11SMnPb37	560-800	1-10	440	280-400	476-680	174
		540-780	11-16	430	270-390	459-663	174
		490-740	17-40	390	245-370	417-629	163
		430-680	41-63	315	215-340	366-578	159

Çizelge 2: Kurşunlu Otomat Çeliğinin Spektral Analiz Sonuçları

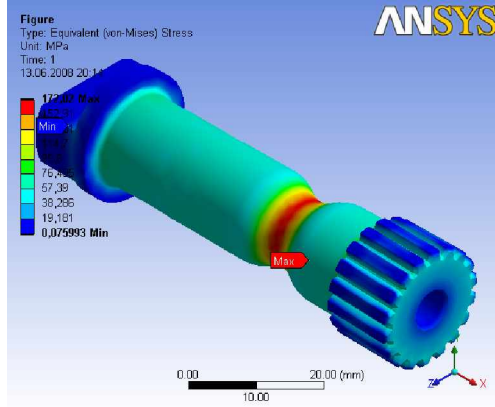
Cu	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al	Co
0.105	0.018	1.42	0.060	>0.420	0.052	0.005	0.061	<0.001	<0.010	0.098
Nb	Ti	V	W	Pb	Sn	Fe				
<0.002	<0.001	0.003	<0.010	>0.120	0.011	97.201				

3.2. Parçanın Modellenmesi ve Statik Analizi

Parça Solidworks 2005 kullanılarak katı olarak modellenmiş ve buradan IGS formatında Analiz programına aktarılmıştır. Analiz programında ağ(mesh) örülmüştür. Parça üzerinde 16435 adet element ve 24917 adet düğüm noktası oluşturulmuştur. Parçanın Elastikiyet Modülü 205000 MPa ve Poisson oranı 0.29 alınmıştır. Şekil 7'de modellenmiş ve ağ örülmüş parça görülmektedir.



Şekil 7: pompa milinin modellenmesi



Şekil 8: Teorik Modelleme sonucunda oluşan Von-Misses gerilmesi.

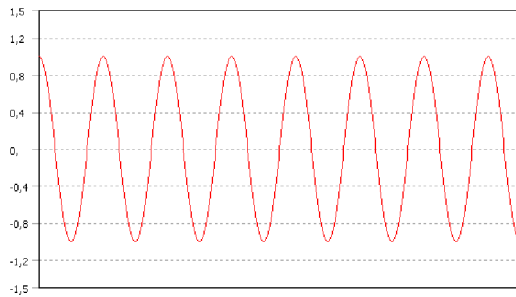
Model standartlara uygun olarak sol kenardan sabitlenmiş ve sağ ucundan 21486 Nmm'lik tork uygulanmıştır. Bu kuvvet 100 BG deki bir dizel motorunda tam yükte bu mile gelen tork baz alınmıştır. Şekil 8'de kuvvetlerin uygulanması ve milin bir taraftan tam sabitlenmesi sonucu mile uygulanan statik kuvvetin etkisiyle milde yaklaşık olarak 172 MPa'lık bir Von Misses gerilmesi meydana gelmiştir. Gerilme en fazla milin en ince bölgesinde oluşmaktadır. Akma dayanımına göre kıyaslandığında Emniyet katsayısı 1.45 olarak hesaplanmıştır. Bu da malzemede yorulmadan önce etkili bir statik gerilmenin var olduğunu göstermiştir.

3.3. Yorulma Analizi
Tek gerilme durumu için analiz hesaplamalarındaki Statik gerilmenin aksine, tek noktaya zamanla değişen kuvvet uygulandığında yorulma deformasyonu meydana gelir. Yorulma yükleri 4 sınıfa ayrılır. Ansys workbench bunlardan 3 ünü desteklemektedir. Bu çalışmada mile 2 türlü yorulma yükü uygulanmıştır.

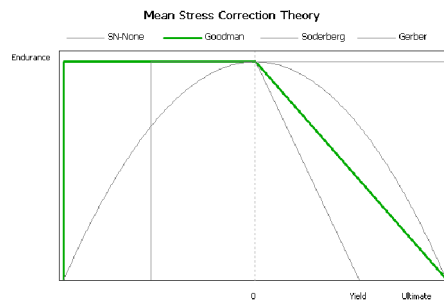
1.si tam değişken sabit yüklü uygulamaya, 2.si sabit olmayan değişken yüklü daha önceden kayıt edilmiş verilerin ölçeklerini değiştirerek uygulanması.

3.3.1. Tam Değişken Sabit Frekanslı Yük

Bu yükleme tipinde uygulanan yük sinusoidal bir eğri şeklinde pozitif ve negatif yönde sabit olarak değişir. Yükün oranı zamana bağlı olarak değişir. Şekil 9'da tam değişken sabit frekanslı bir yük uygulama tipi görülmektedir.



Şekil 9: Tam Değişken Sabit Frekanslı Yük



Şekil 10: Gerilim Düzeltme Teorisi[15]

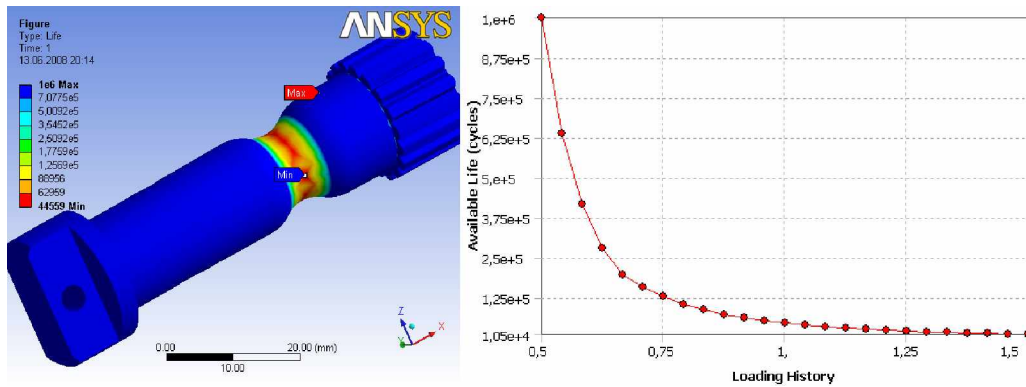
Öncelikli olarak Yorulma analizi yaparken ilk karar verilecek; uygulanacak yüke göre gerilme ömrü (Stress life) analizimi yoksa Gerilme ömrü (Strain life) analizimi yapılacaktır. Eğer gerilme ömrüne göre hesap yapılacaksa bundan sonraki adım gerilim ömrü için hangi gerilim düzeltme teorisinin uygulanacağıdır.

Gerilme ömrü için, eğer deneysel veriler elde var ise bu değerler kullanılır. Fakat deneysel veriler yoksa bir kaç tane ampirik teori kullanılabilir. Yapılan yorulma analizi sonucunda elde edilecek güvenlik katsayısı çeşitli metotlara göre değişir. Bu metotlardan bilinenleri Goodman, Gerber ve Soderberg'dir. Bu analiz için Goodman metodu seçilmiştir. Bu metotların formüllerinde Goodman ve Gerber çekme mukavemeti (σ_u) kullanırken, Soderberg ise akma mukavemeti (σ_y) kullanır. Aşağıda çekme gerilmeleri için bu üç yöntemin formülleri verilmiştir. Formüllerde yer alan “n” sayısı güvenlik katsayısını vermektedir.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \text{ (Goodman)} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = \frac{1}{n} \text{ (Gerber)} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_y}{S_y} = \frac{1}{n} \text{ (Soderberg)}$$

Şekil 10'da Goodman yönteminin güvenlik eğrisi verilmiştir. Verilen bu eğrinin altında kalan alan güvenli bölgeler olarak tanımlanır. Bu çizgilerden uzaklaştıkça güvenlik katsayısı artacaktır[16].

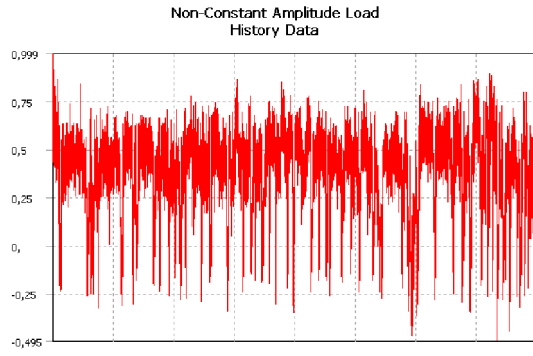
Ansys/Workbench de yapılan hesaplar sonucunda mil 44559 dakika sonra kırılma riski taşımaktadır. Şekil 11'de görülen Devir- Ömür grafiği de bu milin ne kadar riskli bir durum içerdiğini göstermektedir. Mil daha statik yük altında bile deforme riski içerdiği şekilden açıkça görülmektedir.



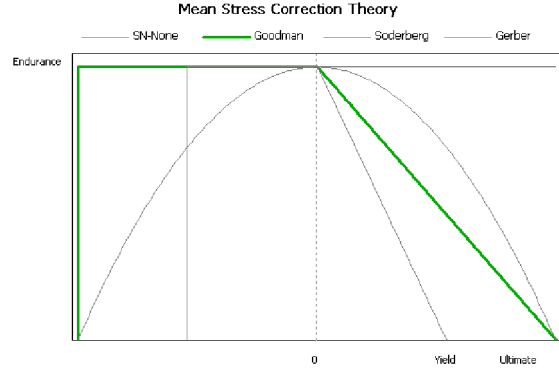
Şekil 11: Tam Değişken Sabit Frekanslı Yük altında mil de meydana gelen yorulma-ömrü ve devir- ömür grafiği.

3.3.2. Sabit Olmayan Değişken Frekanslı Yük

Uygulanan yük sabit bir frekans olmayıp zamana bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu veriler daha önceden bir strain-gouge le ölçülüp kayıt edilmiş verilerdir. Bunların belli oranlarda ölçekleri alınarak sonuç elde edilmektedir. Şekil 12'de değişken yüke ait bir grafik görülmektedir.

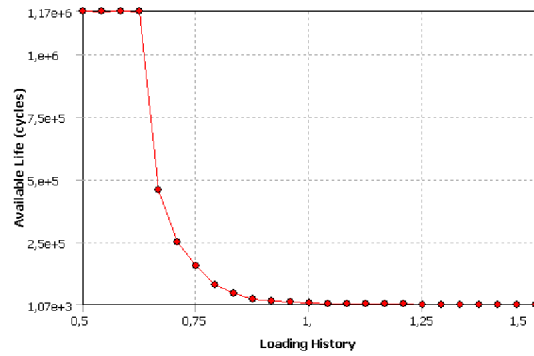
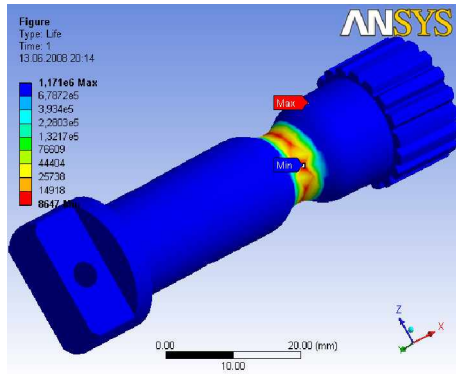


Şekil 12: Sabit olmayan değişken yük grafiği



Şekil 13: Gerilim Düzeltme Teorisi[15]

Ansys/Workbench de yapılan hesaplar sonucunda mil 8647 dakika sonra kırılma riski taşımaktadır. Devir- Ömür grafiğinde bu milin ne kadar riskli bir durum içerdiğini göstermektedir. Mil daha statik yük altında bile deforme riski içerdiği şekil 14'dan açıkça görülmektedir.



Şekil 14: Sabit olmayan değişken frekanslı yük altında milde meydana gelen yorulma ömrü ve devir- ömür grafiği

6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada yapılan modelleme ve malzeme üzerinde yapılan incelemeler sonucunda,

- 1- Bu çalışmada kullanılan malzemenin spektral analiz sonuçlarına göre bir kurşunlu otomat çeliği olduğu anlaşılmıştır.
- 2- Milde kullanılan malzemenin mukavemet özellikleri yetersiz olup, mil için kullanılan malzemenin yorulma dayanımı daha yüksek bir çelik seçilmelidir.
- 3- Teorik model için iki ayrı model kullanılmıştır. Bu modellerin her ikisinin sonucunu göre de bu malzemenin bu şartlarda kullanımı uygun değildir.
- 4- Tasarım ve modelleme çalışmaları yeniden yapılmalıdır.
- 5- Tam değişken yük altında yaklaşık 44559 dakika çalışabilirken değişken yük altında yaklaşık bu değerin 1/10 kadar süre ancak çalışabilmektedir.
- 6- Statik yük altında malzemenin emniyet katsayısı yaklaşık 1,5 olarak tespit edilmiştir.

KAYNAKÇA

1. HUTCHINGS, F.R. & UNTERVEISER, P.M. “Failure Analysis”, The British Engine Technical Reports, **American Society for Metals**, 1981
2. CASE, J. & CHILVER, A.H. “Strength of Materials and Structures”, 2. Edition, Printed in GB, **Pitman Press**, 1971.
3. THORNTON, P.A. & COLANGELO, V.J. “Fundamentals of Engineering Materials”, **Prentice- Hall**, New Jersey, Printed in U.S.A., 1985.
4. FARAG, M. M. “Selection of Materials and Manufacturing Processes for Engineering Design”, **Prentice Hall International (UK) Ltd.**, University Press, Cambridge, 1989.
5. RAZMJOO, G.R. A “Fracture Mechanics Approach to Fatigue Crack Propagation Under Variable Amplitude Loading”, Manchester, UMIST, **Ph.D.Thesis**, 1990.
6. SMITH, W.F. “Principles of Materials Science and Engineering”, **International Edition, Chong Moh Offset Printing Ltd.** , Singapore, 1986
7. LIN, M. H. “Experimental and Theoretical Study of Fatigue Crack Initiation in Metals”, Northwestern University, **Ph.D.Thesis**, 1983.
8. HORNG, Jain “Long Fatigue Crack Propagation of HY 80, HY 130 and 1018 Steels”, Northwester University, **Ph.D.Thesis**, 1983.
9. MILLER, K.J. & LOS RIOS, E.R. “The Behaviour of Short Fatigue Crack”, **Fatigue of Engineering Materials Ltd.**, (Stage 1, Slip Bands), 1986.
10. NISHIDA, S. I. “Failure Analysis in Engineering Applications”, First Published in GB, **Butterworth - Heinemann Ltd.**, 1992.
11. VIGILANCE “The use of the Scanning Electron Microscope in Failure Analysis”, **Vol 4, No 7**, Summer 1987.
12. VIGILANCE “The Analysis of Fracture Characteristics by Scanning Electron Microscopy”, **Vol 3, No 13**, 1980.
13. LEE, S. G. “Estimation Fatigue Crack Initiation and Propagation Life of Cast Steel Under Variable Loading History”, The University of IOWA, **Ph.D.Thesis**, 1982.
14. COLENGALO, V.J. & HEISER, F.A.”Analysis of Metallurgical Failures”, 2. Edition, **John Wiley & Sons.**, Inc., 1987.
15. Raymond Browell, Al Hancq “Calculating and Displaying Fatigue Results”, **ANSYS, Inc.** March 29, 2006
16. Hancq, D.A., Walters, A.J., Beuth, J.L., “Development of an Object-Oriented Fatigue Tool”, **Engineering with Computers**, Vol 16, 2000, pp. 131-144. This paper gives details on both the underlying structure and engineering aspects of the fatigue tool