



EKSKAVATOR KOL VE KEPÇE BAĞLANTI PİMİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YORULARAK KIRILMASININ İNCELENMESİ

Mehmet Alper DEMİRAL¹, Erol TÜRKEŞ²

¹Seyitömer Linyitleri İşletmesi Müessese Müdürlüğü Dozer Bakım Atölyesi Posta Kutusu 14 43001
Kütahya,demiralper26@hotmail.com

²Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Merkez Kampüsü 43270 Kütahya,
eturkes@dpu.edu.tr

Geliş Tarihi:28.02.2011

Kabul Tarihi:14.11.2011

ÖZET

Bu çalışmada, Kütahya Seyit Ömer Linyit İşletmelerinde kullanılan Hitachi EX1200 model 5m³ kapasiteli ekskavatorlerin kepçe-kol bağlantısını sağlayan pimlerinin zamanla darbeli yükler altında yorulmaya bağlı olarak aynı yerlerinden kırıldıkları dikkat çektiğinden ekskavatorün kepçe ve kol bağlantı piminin yorulma dayanımı incelenmiştir. SAE 8620 sementasyon çeliğinden imal edilmiş olan pimler için üç boyutlu sonlu elemanlar modeli geliştirilmiştir. Bu model ile ekskavator kepçe ve kol bağlantı pimi üzerinde istenilen düğümlerde eşdeğer Von Misses gerilme dağılımı hesaplanmıştır. Ekskavator kepeçesinin sabit büyüklükte çevrimsel yüklerle maruz kaldığı varsayılarak pimin yorulma kırılması incelenmiştir. Test ve analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, pimin yorulma ömrünün artırılması için tasarım önerilerinde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Ekskavator, Sonlu Elemanlar, Yorulma kırılması

STUDY OF A FATIGUE FRACTURE ON EXCAVATOR ARM AND BUCKET CONNECTING PIN BY USING FINITE ELEMENT METHOD

ABSTRACT

In this study, Hitachi EX1200 model which is used in Kutahya Seyit Omer Lignite Enterprises with a capacity of 5m³ excavators bucket-arm connecting pins over time due to fatigue under shock loads of the same parts of the excavator's bucket and arm link pin is pulled out fatigue strength are investigated. Three-dimensional finite element model is developed for the pins which are made of case hardening steel SAE 8620. With this model the desired locations on the excavator bucket and the arm connecting pin equivalent Von Misses stress distribution were calculated. Excavator bucket of fixed size cyclic loads are exposed to the assumption that fatigue failure of the pin. Design enhancement solution were proposed to increase the fatigue life of the pin.

Keywords: Excavator, Pin, Finite Element, Fatigue Fracture

1.GİRİŞ

Bilindiği gibi dinamik ve tekrarlı yükler altında çalışan makinelerde gerilme yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde çatlak oluşumu ve ilerlemesi yorulma problemlerinin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Yorulma, yükleme ve boşaltmanın periyodik olarak çok sayıda tekrarı sonucunda cisim içinde oluşan karmaşık termik ve mekanik olaylar nedeniyle, cisimde çözülme, yıpranma ve ayrışmalar meydana getiren bir olgudur. Yorulma kopmasına uğrayan parçalara örnek olarak miller, bağlantı çubukları ve dişliler gibi hareketli parçalar gösterilebilir. Makinelerdeki hasarların yaklaşık % 80'nin yorulma kopmalarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yorulma olayı, çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi ve kırılma şeklindeki üç aşamada gerçekleşir. Yorulma olayında malzemede önemli bir plastik şekil değişimi olmadığından ve önceden bir uyarı verilmediğinden elastik limitin altındaki gerilmelerde malzemenin ani olarak kırılması durumu itibarıyla oldukça tehlikeli durumlar oluşturabilmektedir [1]. İş makineleri, uzun süreli ve çevrimsel yüklemeler altında kullanılan



Şekil 2. Kepçe-Kol bağlantı piminin kırılma kesiti.

Sistem içerisinde maksimum kuvvetlerin ortaya çıkması için keçe kazma kuvveti ve kol kazma kuvveti analizleri yapılmalıdır. Yapılan hesaplar sonunda sistem içerisinde maksimum kuvvetlerin ortaya çıkması için keçe kazma kuvveti analizi yapılmalıdır. Keçe ve kol bağlantı pimine gelen en büyük kuvvet $\lambda=60^\circ$, $\varphi=40^\circ$, $\mu=30^\circ$ konumlarında meydana gelmektedir [1]. Bundan dolayı, keçe kazma kuvvetine göre kuvvet analizi hesaplarının bu değer için yapılması gerekir. Böyle bir sistemde öncelikle keçe- kol bağlantı pimine gelen kuvveti bulabilmek için Şekil 1'deki 13 nolu parçanın Şekil 3'deki gibi serbest cisim diyagramını ve Şekil 4'deki gibi keçe serbest cisim diyagramını elde etmemiz gerekir. Makine teknik kılavuzundan elde edilen bilgilerden keçe kazma kuvveti $F_C=440\text{ kN}$, kol kazma kuvveti $F_B=422\text{ kN}$, toprak malzemesine göre toprak yoğunluğundan ve keçenin hacmine göre dolu keçe ağırlığı $W_K=44,047\text{ kN}$, keçenin kazarken oluşan kuvvet keçenin en ucundaki kazma dişi üzerinde oluşur. Bu kuvvetin pim merkezine (R) olan uzaklığı $|RF_C|=2300\text{ mm}$, keçenin ara link kolu piminin merkezine keçe-kol bağlantı piminin merkezine olan uzaklığı $|RF_{12}|=690\text{ mm}$ dir [5]. Aynı zamanda keçe-kol bağlantı pimine gelen en büyük kuvvetin (F_{pimmax}) meydana geldiği konumlar $\lambda=60^\circ$, $\varphi=40^\circ$, $\mu=30^\circ$ konumlarıdır ve bu pozisyonlara karşılık gelen keçe kazma kuvvetinin normal doğrultu ile yaptığı açı $\alpha=-17^\circ$ keçenin ara link kolu pim merkezine gelen (F_{12}) kuvvetinin normal doğrultu ile yapmış olduğu açı $\beta=41^\circ$,

A_o A açısının başlangıç değeri olup $A_o=95^\circ$ dir, A (F_{12}) kuvvetinin düşey eksenle yaptığı açıdır [1],

$$A_n = A_o + \lambda_n + \mu_n = 95^\circ + 60^\circ + 30^\circ = 185^\circ$$

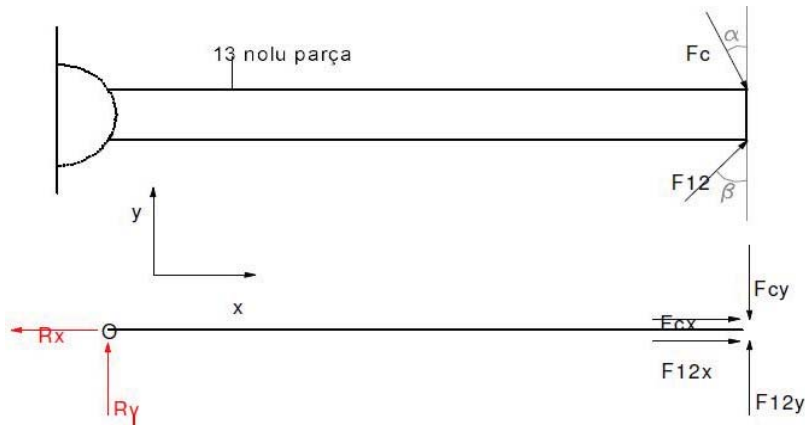
B_o B açısının başlangıç değeri olup $B_o=58^\circ$ dir, B kazma kuvvetlerinin düşey eksenle yaptığı açıdır,

$$B_n = B_o - \lambda_n - \varphi_n - \mu_n = 58^\circ - 60^\circ - 40^\circ - 30^\circ = -72^\circ$$

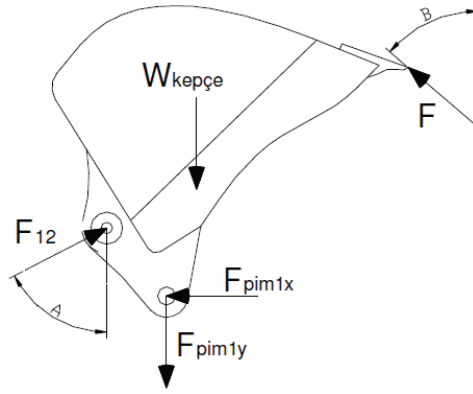
Keçe ağırlığının pim merkezine uzaklığı $R_1 W_{keçe}$ dir.

$$R_1 W_{keçe} = 1350 \cos(98 - \lambda_n - \varphi_n - \mu_n) = 1350 \cos(98^\circ - 60^\circ - 40^\circ - 30^\circ) = 1350 \cos(-32^\circ)$$

$$R_1 W_{keçe} = 1145\text{ mm}$$



Şekil 3. 13 nolu parçasının serbest cisim diyagramı



Şekil 4. Kepçe için serbest cisim diyagramı

$$F_{12} = \frac{F_c \cdot \cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{440 \cdot \cos(-17)}{\cos 41} \Rightarrow F_{12} = 557.5 \text{ kN}$$

$$F_{13} = F_c \cdot \sin \alpha + F_{12} \cdot \sin \beta = 440 \sin(-17) + 557.5 \sin(41) \Rightarrow F_{13} = 237.1 \text{ kN}$$

A° : F₁₂ kuvvetinin düşey eksenle yaptığı açı

B° : Kazma kuvvetinin (F_c) düşey eksenle yaptığı açı

$$\sum M_I = 0 \Rightarrow F_C |R_I F_C| = F_{12} \cdot |R_I F_{12}| + W_{kepçe} \cdot |R_I W_{kepçe}|$$

$$F_C \cdot 2300 = 557,5 \cdot 690 + 44,047 \cdot 1145 \quad F_C = 189 \text{ kN}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{12} \cdot \sin A - F_C \sin B = F_{pim1x}$$

$$F_{pim1x} = 557,5 \cdot \sin 185 - 189 \sin(-72) \quad F_{pim1x} = 131,2 \text{ kN} \quad F_{pim1x} / 2 = 65600 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{12} \cdot \cos A + F_C \cos B - W_{kepçe} = F_{pim1y}$$

$$F_{pim1y} = 557,5 \cdot \cos 185 + 189 \cos(-72) - 44 \quad F_{pim1y} = -541 \text{ kN} \quad F_{pim1y} / 2 = 270500 \text{ N}$$

$$F_{pim1} = \sqrt{(F_{pim1x})^2 + (F_{pim1y})^2} = \sqrt{(131,2)^2 + (-541)^2} = 556,7 \text{ kN} \quad F_{pim1} / 2 = 278350 \text{ N}$$

3.1 Pim Hesabı ve Pimde oluşan zorlanmalar

Pimler çalışma koşullarından dolayı eğilmeye ve yüzey basıncına maruz kalırlar (Şekil 5). Uygulamadaki pim bazı mekanik değerleri Çizelge 1’ de verilen SAE 8620 sementasyon çeliğinden imal edilmiştir [7]. SAE 8620 alaşım çelikleri seçerek östenize sıcaklıkları belirlenmiş ve su verilerek sertleştirme işlemi yapılarak 55-60 HRC sertliğindedir.

Çizelge 1

Malzeme	Elastik Modülü	Poison Oran	Kopma Gerilmesi	Akma Gerilmesi
SAE8620	2,05.10 ¹¹ N/m ²	0,29	11,57. 10 ⁸ N/m ²	8,33.10 ⁸ N/m ²

Bu uygulamada kol burcunun uzunluğu a=140mm, kepçe burcunun uzunluğu b=140mm ve burçlar presle sıkı geçmedir. Pim hareketli olup çapı d=Ø160mm dir. Pim sağ ve sol yüzeylerinden mesnetlenmiştir.

Yüzey basıncı;

$$p_1 = \frac{F \max}{2b_1d} \leq p_{em} \quad p_2 = \frac{F \max}{2ad} \leq p_{em} \quad p_1 = p_2 = \frac{556700}{2 \cdot 140 \cdot 160} = 12,4 \text{ N/mm}^2$$

Eğilme Momenti;

$$M_e = \frac{F}{2} \left(\frac{a+b_l}{2} \right) \quad M_e = \frac{556700}{2} \left(\frac{140+140}{2} \right) = 38969000 \text{ Nmm}$$

Eğilme Gerilmesi; $K_\zeta \Rightarrow$ Çentik faktörü : 2,1 [8]

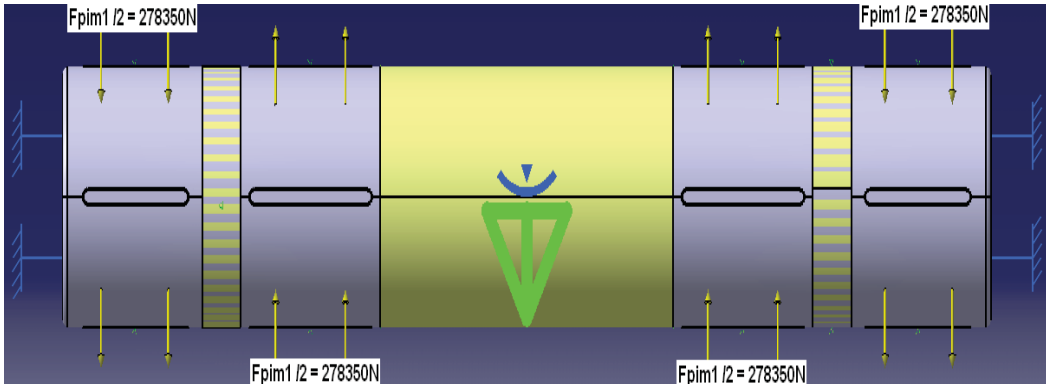
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{M_e}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \quad \sigma_{max} = K_\zeta \cdot \sigma_{max} = 2,1 \cdot 97 = 203,7 \text{ N/mm}^2$$

Kayma Gerilmesi; $K_\zeta \Rightarrow$ Çentik faktörü : 2,1 [8]

$$\tau_D = \frac{F_{pim1}/2}{\pi d^2/4} = \frac{556700/2}{\pi 160^2/4} = 13,81 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_{max} = K_\zeta \cdot \tau_D = 2,1 \cdot 13,81 = 29 \text{ N/mm}^2$$

4. NÜMERİKSEL KIRILMA-STATİK ANALİZİ

Yorulma analizi bize parçanın ömrünü ve kırılma yeri olmak üzere iki sonuç verir. Ekskavatör piminin kırılmasına yağlama ve diğer birçok etkenden meydana geleceğinden parça ömrünün hesaplanması doğru bir sonuç ortaya koymayacaktır. Ayrıca pimin yorulma ömründen çok pimin modeli konusu alındığından statik analizle kırılmanın nerede olduğu rahatlıkla görülebilecektir. Nümeriksel statik dayanımı analizinin yapılmasına CatiaV5R19 programı ile model oluşturulmasıyla başlanmıştır. Daha sonra bu model boyutlarını kullanıcının belirleyeceği sonlu sayıdaki elemana bölünmüştür.

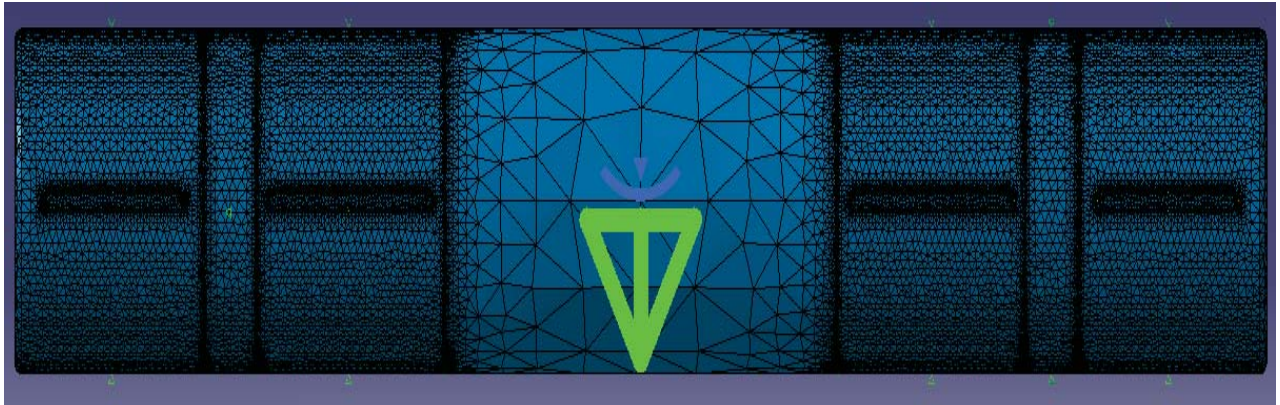


Şekil 5-Pimdeki sınır şartları

Oluşturulan model üzerinde pim sağ ve sol yüzeylerden mesnetlenmiş olup ve parça modeli üzerindeki burçların pim üzerine geçtiği konumlara kuvvetler uygulanmıştır. Bu bölümde malzemenin teknik özellikleri, uygulanacak sınırlamalar ve kuvvetler verilmiştir (Şekil 5). Buradaki sonuçlar yorumlanarak modelde değişikliğe gidilir ve emniyetli sınırları içinde kalması sağlanır.

4.1 Meshlenme

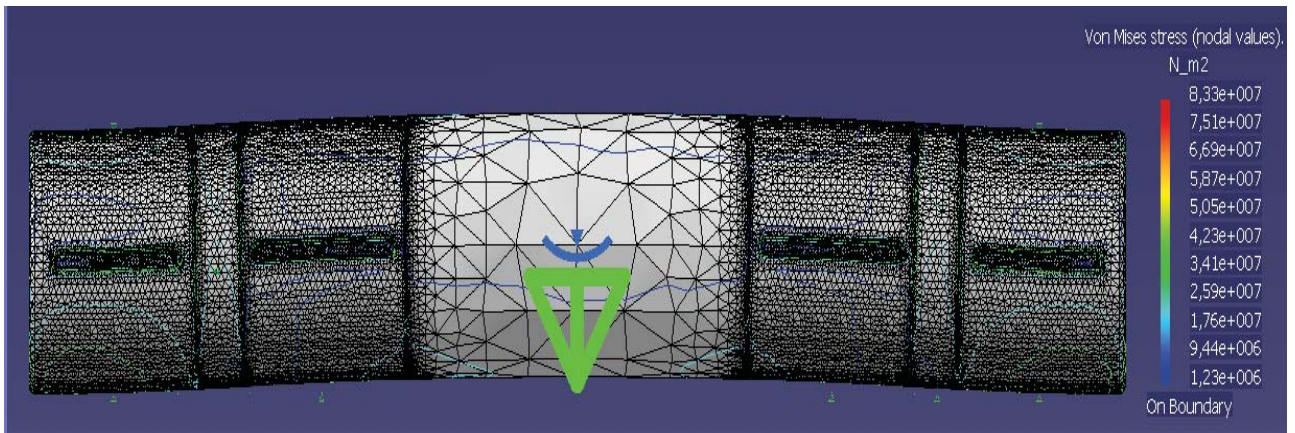
Analiz işleminin aşamalarından biride yapının küçük elemanlara bölündüğü ve nod adı verilen düğüm elemanların özelliklerinin toplandığı varsayılan meshing aşamasıdır (şekil 6). Buna göre taşıyıcı kol 930mm uzunluğunda 590893 adet katı elemana bölünmüştür. Mesh işlemi sonucunda 122935 adet düğümden meydana gelmiştir. Meshlenme aşamasında katı, 4 düğümlü lineer, tetrahedral eleman tipi kullanılmıştır.



Şekil 6. Pimdeki meshlenmiş yüzeyler

4.2 Eşdeğer (Von Misses) Gerilme

Kepçe ve kol bağlantı pimi üzerinde istenilen düğümlerde eşdeğer Von Misses gerilme dağılımı hesaplanmıştır (Şekil 7). Dolayısıyla öncelikle statik analizi yapılır. Statik analizler sonucunda en büyük gerilmeler kanallarda çıkmıştır.

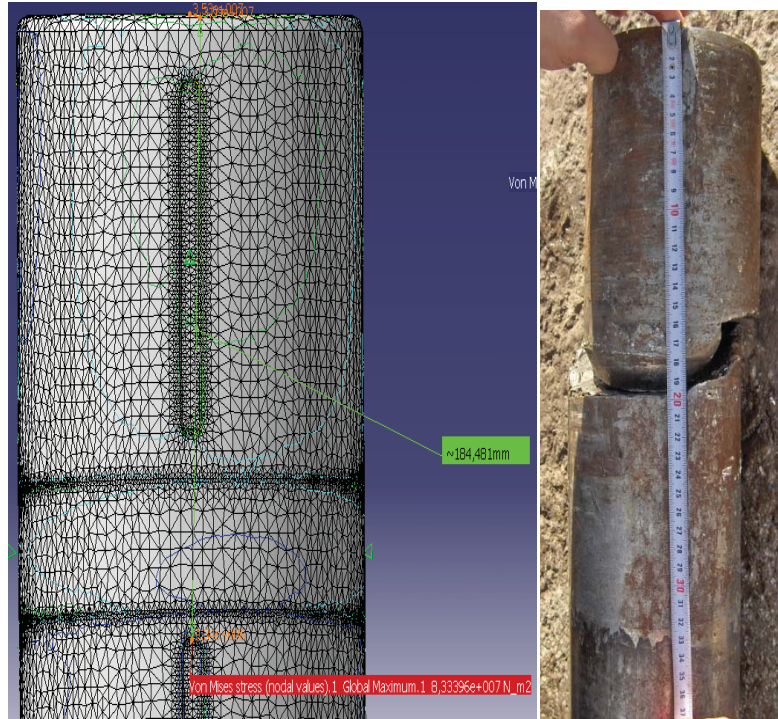


Şekil 7. Kanallı Pim üzerindeki Eşdeğer Gerilmeler

Yapılan analizler durağan (statik) yük uygulamaları altındaki davranımları yansıtır. Yorulma adını verdiğimiz olgu çevrimsel yük uygulamaları altında çeliğin bir davranım biçimidir. Yorulmaya yol açan çevrimsel gerilmeler (ya da gerilimler) çoğunlukla akma gerilmeleri altında, fakat her durumda çekme gerilimi altındadırlar. Yorulma kırılmasına uğramış çeliklerin kırık yüzeyleri incelendiğinde: Yorulma kırılması gösteren kırık yüzeyin belirli bir bölgesi, yinelenen yük uygulaması sonucu düzgünleşmiştir, geri kalan bölgelerin pürüzlü görünümünden ayırt edilebilir duruma gelmiştir (Şekil 2). Bu düzgün görünümlü bölgeler yakından incelendiğinde deniz kabuklarının yüzeyini ya da küçük dalgalardan etkilenmiş kıyı kumsallarının düzenli çizgилiliğini anımsatır. Yorulma sırasında açılan yüzey düzgün görünümlü bölgedir. Geri kalan bölüm yükü kaldıramaz duruma gelince, çelik kopar. İşte bu son kopan bölgenin kopuk yüzey üzerindeki görünümü kaba ve pütürlüdür. Bu son kopma, çoğunlukla sünek kırılma özelliği gösterir. Yorulma gösteren bölgenin diğer bölgeye oranı çeliğin dayanç düzeyine uygulanan yükün uygulama hızına ve çelik parçanın biçimine göre değişir. Dönen millerin yorulma kırılmasına uğrayan yüzeyleri genellikle 2/3 oranında düzgün bölge içerirler [9].

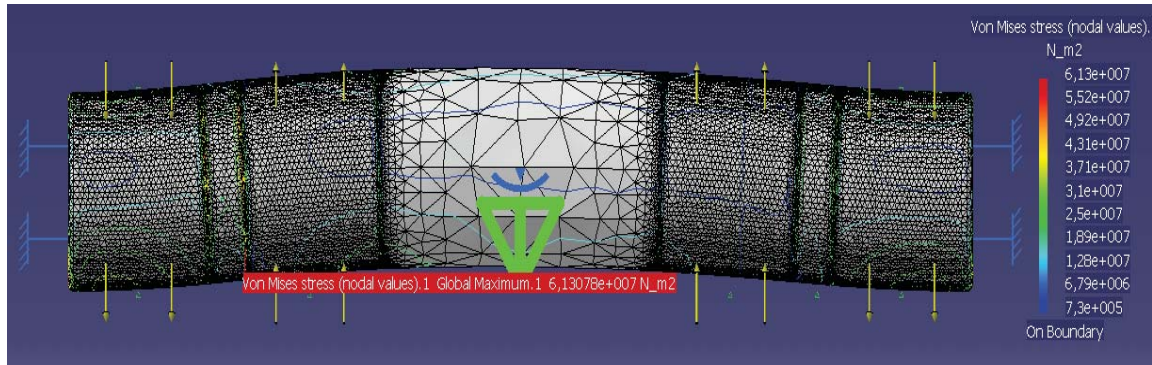
5.SONUÇLAR

Yorulma kırılması çeliğin içyapısı içindeki en yüksek gerilim düğümlerinden başlar. Analiz programında yapılan çözümlemede en yüksek gerilme 184 mm uzaklıktaki çentiğin başlama noktasında meydana gelmektedir. Makineden çıkan pim kırılma mesafesi yaklaşık 180 mm uzaklıkta çentiğin başlangıç noktasında meydana gelir (Şekil 8).



Şekil 8. Pim kırılmasının meydana geldiği uzaklık

Yeni bir tasarımla yağlama kanallarını kaldırarak düz bir pim tasarımı yapılarak aynı koşullar altında analizi tekrar yapılır. Analiz sonucunda pim üzerindeki en yüksek gerilme üçte bir değerinde düşer ve yorulma ömrü artar (Şekil 9). Pim üzerindeki kanallar burca taşınarak yağlama görevini meydana getirir. Pim üzerindeki kanallar yağlamanın daha sağlıklı yapılması için açılmışken çentik etkisi yaptığı göz önüne alınmamıştır. Yağlama kanalları pimin ömrünün daha kısa olmasına ve yorularak kırılmasına yol açar.



Şekil 9. Düz pim üzerindeki Eşdeğer Gerilmeler

İşletmemizde bulunan Hitachi 1200 ekskavatörün kol bağlantı pimi kanallı pimdir (Şekil 7) ve Komatsu PC1100 ekskavatörün kol bağlantı pimi ise düz pimdir (Şekil 9). Her iki makinede aynı sahada çalışma koşulları baz alındığında kepeç-kol bağlantı piminin yorularak kırılması çalışma saatlerine bakıldığında; Hitachi 1200 ekskavatör 11000 çalışma saatinde pim yorulmaya uğrayarak kırılmakta iken Komatsu PC1100 ekskavatör 18000 çalışma saatinde pim yorulmaya uğrayarak kırılmaktadır. Ayrıca düz pim imalatı hem kolay hem de maliyet yönünden düşüktür.

6. KAYNAKLAR

- [1] Oyman, Ö.V., “Ekskavatör Kollarının Tasarımı”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 82s, 2005.
- [2] Dağ, S., Fıçıcı, F., Geniş, K., “İş Makinelerinde Kırılma ve Yorulma Problemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi”, Mühendis ve Makine, Cilt: 48, Sayı: 571, 3-5s, 2007.
- [3] Shigley, J., Mischke, C.R., Budynas, R.G., “Mechanical Engineering Design” McGraw Hill, Singapore, 2004, 325-327 s.
- [4] Sanford, R. J., 2003, “Principles of Fracture Mechanics” Prentice Hall, New Jersey, 51-115s.
- [5] Hitachi Ex1200-5c Kullanıcı El Kitabı ve Teknik ve Katoloğu.
- [6] Uğuz, A., 1996, “Kırılma Mekaniğine Giriş”, Uludağ Üniversitesi Basım Evi, 160s.
- [7] Mekanik Özellikler www.efunda.com
- [8] Babalık F.C., Ocak 2008, “Makine elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri”, Umud Kitabevi, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 70s
- [9] Prof. Dr. Tekin E., 1992, “Mühendisler için Çelik Seçimi”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, yayın no : 119, Ankara, 47s