



Vinç Kancalarının Kırılma Mekanîği Yaklaşımı ile Yorulma Dayanımlarının İncelenmesi

Ali SARI¹, Ömer Faruk NEMUTLU^{2*}, Bilal BALUN³

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, İnşaat Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

² Bingöl Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Bingöl, Türkiye

³ Bingöl Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Mimarlık Bölümü, Bingöl, Türkiye

Ali SARI ORCID No: 0000-0002-6888-1276

Ömer Faruk NEMUTLU ORCID No: 0000-0001-7841-3911

Bilal BALUN ORCID No: 0000-0003-0906-4484

*Sorumlu yazar: ofnemutlu@bingol.edu.tr

(Alınış: 01.02.2021, Kabul: 01.05.2021, Online Yayınlanma: 25.06.2021)

Anahtar Kelimeler
 Vinç
 Kancası,
 Kırılma
 Mekanîği,
 Yorulma
 Analizi

Öz: Bu çalışmada, endüstride birçok alanda kullanılan farklı malzeme özelliklerine sahip 2 ton taşıma kapasiteli karbon ve alaşım vinç kancalarının kırılma mekanîği yaklaşımı ile çatlak ilerleme ve yorulma ömrünü belirlemek için çeşitli analizler yapılmıştır. Karbon ve alaşım kancaların farklı çatlak kalınlıkları için gerilme yoğunluğu faktörü elde edilmiştir. Karbon ve alaşım kancalar için farklı çalışma yüklerinde çatlak derinliği-döngü sayıları eğrileri çıkarılmıştır. Ayrıca alaşım kancalar için, eksantrik yükleme durumu için yorulma ömrü incelenmiştir. Alaşım kancalarda sabit ve değişken genlikli yükleme senaryoları için yorulma ömürleri yorumlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda; uygulanan yük arttıkça yorulma ömrünün azaldığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca alaşım kancalar için yapılan eksantrik yükleme durumlarında kancada göçmenin meydana geldiği bölgenin farklılık gösterdiği tespit edilmiştir. Sabit ve değişken genlikli yükleme senaryolarında, gerçeğe daha yakın bir modelleme olan değişken genlikli yükleme durumunun yorulma ömrünü olumlu yönde etkilediği ve elde edilen gerilme yoğunluk faktörleri incelendiğinde çatlak derinliği arttıkça, çatlak ucundaki gerilme yoğunluğu faktörünün arttığı görülmektedir. Kırılma mekanîği ile gerilme-çevrim sayısı (S-N) eğrilerinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yorulma ömrü için kırılma mekanîği analizlerinden elde edilen sonuçlar genel anlamda S-N eğrilerinden okunan ömür değerlerinden daha düşük çıktığı ve bu nedenle, kırılma mekanîği yaklaşımının, S-N eğrilerinden daha konservatif ömür tahmini sağladığı tespit edilmiştir.

Evaluation of Fatigue Strength of Crane Hooks with Fracture Mechanics Approach

Keywords
 Crane Hook,
 Fracture
 Mechanic,
 Fatigue
 Analysis

Abstract: In this study, various analyzes have been made to determine crack propagation and fatigue life with fracture mechanics approach for 2 ton carrying capacity carbon and alloy crane hooks belonging to different material properties used in many areas of industry. Stress density factors were obtained for different crack thicknesses of carbon and alloy hooks. For carbon and alloy hooks, crack depth versus cycle number curves under different loadings are derived. In addition, for alloy hooks, fatigue life was investigated for eccentric loading. Fatigue lives are interpreted for fixed and variable amplitude loading scenarios in alloy hooks. As a result of the analysis, it was concluded that as the applied load increased, the fatigue life decreased. Besides, it has been determined that the region where the collapse occurs differ in the eccentric loading conditions for alloy hooks. In constant and variable amplitude loading scenarios, it is seen that the variable amplitude loading, which is a more realistic modeling, positively affects the fatigue life and when the obtained stress density factors are examined, the stress density factor at the crack tip increases as the crack depth increases. The results obtained from the fracture mechanics and stress-number of cycles (S-N) curves were compared, and it was found that the results obtained from the fracture mechanics analysis for the fatigue life were generally lower than the life values read from the S-N curves, and therefore, the fracture mechanics approach provided a more conservative life estimate than the S-N curves.

1. GİRİŞ

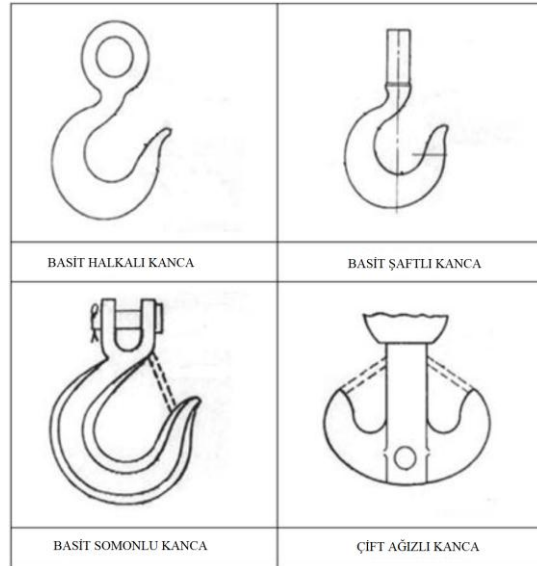
Vinç kancaları, şantiyelerde ve endüstrilerde ağır yükleri kaldırmak için kullanılan önemli bileşenlerdir ve üzerine aldıkları tekrarlı yükler ile hasara yol açabilecek istenmeyen gerilmelerin birikmesi nedeniyle her zaman erken göçme sorunuyla karşı karşıyadırlar. Ağır malzemeleri kaldırmak ve taşımak için kullanılan bir vinç; tel hatlatlar/zincirler ve kasnaklarla donatılmış bir makinedir. Vinçler çoğunlukla nakliye, inşaat ve imalat sanayinde kullanılmaktadır. Gezer vinç, mobil vinç, kule vinci, teleskopik vinç, portal vinç, güverte vinci, pergel vinç, yükleyici vinç yaygın olarak kullanılan vinçlerden bazılarıdır. Bir vinç kancası, temelde bir kaldırma zincirinin halkasını veya bir kelepçe socketinin pimini takmak için tasarlanmış kaldırma tertibatıdır. Vinç kancası kaynaklı kötü kazalar, endüstriyel felaketlerin ana nedenlerinden biridir [1-3].

Vinçler sürekli olarak tekrarlı bir şekilde yükleme ve boşaltma işlemine maruz kalırlar. Bu tekrarlı yük durumu, vinç kancasında yorulma meydana getirir. Vinç kancasında oluşan çatlakların ilerlemesi kancanın göçmesine ve böylelikle önemli kazalara neden olabilir. Çekme gerilmesi, eğilme gerilmesi, kanca kesitinin aşınmaya bağlı olarak zayıflaması, plastik şekil değişimlerinin aşırı yükleme kaynaklı meydana gelmesi, ısıl yükleme uygulanması, kancaların hasara uğramasında rol oynar. Bu nedenlerden ötürü vinç kancalarının en iyi performansı kusursuz olarak sunabilmesi için uygun tasarımın yapılıp üretilmesi gerekmektedir. Vinç kancalarının tasarımında yapılan yanlışlıklar geri dönüşü olmayan büyük kazalara sebebiyet verebilir [4]. Vinç kancasının örnek bir gösterimi Şekil 1’de verilmiştir.



Şekil 1. Vinç kancası genel görünümü

Kancalar genel olarak şekilleri üzerinden adlandırılırlar. Kaldırma makinelerinde 3 sınıfa ayrılan kancalar sırasıyla basit kancalar, çift ağızlı kancalar ve lamelli kancalardır [5-7]. Çeşitli kanca tiplerine ait örnekler Şekil 2’de verilmiştir. Kancalar üretimi sırasında serbest ya da kalıpta dövülerek, DIN 15400 standartlarına uyumlu olmalıdırlar. DIN 15400 standartlarına uyumlu malzemelerden üretilen kancalarda kullanılan çelikler ise DIN 17102 ve DIN17103 standartlarına uymalıdır.



Şekil 2. Kanca tipleri

Bu alanda literatürde yerli ve yabancı birçok çalışma yapılmıştır. Genel olarak çalışmalar çatlak ilerlemesi, farklı kesitlerdeki kanca tiplerinin davranışları, gerilme-çevrim sayısı (S-N) eğrileriyle yorulma analizleri ve kancaların yükleme altındaki davranışlarının karşılaştırılması üzerinedir [8-15].

Das vd. [1] 40 ton kapasiteli bir vinç kancasının göçme analizini yaptıkları çalışmada, kancanın bulunduğu ortam kaynaklı ısıl gerilmelere maruz kalması nedeniyle alt bölgelerinde gerilme yoğunluklarının oluştuğu gözlenmiştir. Kishore vd. [16] çalışmalarında, sahadaki gözlemlerin perspektifini, metalürjik incelemeyi ve sonlu eleman analizini içeren çok disiplinli bir yaklaşım kullanarak 24 tonluk vinç kancasındaki bir göçme analizini sunmaktadır. Çentik nedeniyle dişli kök kısmındaki gerilme konsantrasyonu farklı boyutlardaki çentikler için tahmin edilebildiği belirtilmiş ve çentik boyutu ile gerilme konsantrasyonunun eğilimi açıklanmıştır. Yazarlar ayrıca gelecekte benzer hataların meydana gelmesini önlemek için önerilerde bulunmuştur.

Nishioka vd. [17] yapmış oldukları çalışmada deniz yapılarında kullanılan vinç kancalarının yorulma ve dayanım testlerini gerçekleştirmişlerdir. Statik ve yorulma testleri sonucunda kanca mukavemetlerinin ve yorulma ömrünün çap değişimine duyarlı olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Uddanwadiker [18], çalışmasında büyük öneme sahip olan elemanlardan biri olan vinç kancalarını bir CAD yazılımı üzerinde modellemiş, daha sonrasında 3 boyutlu modelini kullanarak gerilme konsantrasyonu modeli elde etmiştir. Daha sonrasında dağınık ışık polariskop düzeneği ile test edilerek, kanca üzerindeki gerilim yoğunluğu olan alanlar tahmin edilerek kancaların kullanım ömrünü uzatmak ve hasar oranlarını azaltmak için vinç kancalarının şeklinin nasıl değiştirilebileceği üzerine çalışmıştır.

Singh ve Rohilla [19], yapmış oldukları çalışmada; sonlu eleman yazılımı üzerinden gerilme analizini trapez kesitli farklı boyutlara sahip kancalar için

gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları bu çalışmanın esas amacı kanca ağırlıklarını azaltmak ve ekonomik açıdan dengeleme yapmaktır. Bu nedenle çalışmada toplam yer değiştirme, Von-Mises gerilmesi bazında 30 ton yüklemeye kapasitesi için kancalar incelenmiştir. Daha sonrasında en uygun kanca numuneleri için yorulma analizleri de gerçekleştirilmiştir.

Kim vd. [20] çalışmalarında ise kancalara takılan zincir taşıyıcı elemanlarının farklı kurulum durumlarına göre gerilme dağılımını ve hasar analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu vaka analizi sonuçları, bir operatör zincirin kurulumunu düzgün bir şekilde gerçekleştirdiğinde benzer olaylardan kaynaklanan kayıpların azaltılabileceğini açıkça göstermiştir.

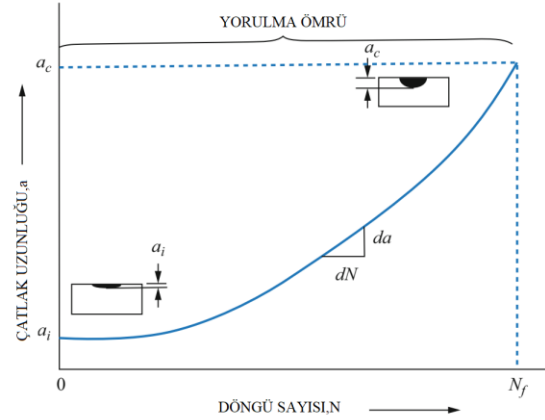
Bu çalışmanın başlangıcını ve alt yapısını oluşturan çalışmada ise Sarı ve Nemutlu [15], farklı malzemelerden yapılmış ve farklı statik yük kapasitesindeki kancaların yorulma dayanımlarını, S-N eğrileri kullanarak karşılaştırmıştır. Çalışmanın sonucunda; karbon kancaların alaşım kancalara göre daha yüksek çekme yük kapasitesine sahip olduğu, yorulma ömrüne kancaların büyüklüğünün etki etmediği ve karbon kancaların alaşım kancalara göre daha uzun yorulma ömrüne sahip olduğu gözlenmiştir.

Çatlak oluşumu ve ilerlemesi gibi yorulma problemleri, gerilme yoğunluğuna sebep olan tekrarlı yükler altında çalışan vinç kancalarında ortaya çıkmaktadır. Kancalar genel olarak çevrimsel yüklemelere maruz kalan ve uzun süreli kullanılan ekipmanlardır. Bu nedenle kancaların davranışının kırılma mekaniği yaklaşımıyla incelenmesi daha doğru olmaktadır. Kancanın tekrarlı yüklerle maruz kaldıktan sonra gövde ve uç bölgesinde meydana gelen gerilme yoğunlukları çatlak oluşumuna ve çatlakların ilerlemesiyle elemanın tamamen veya kısmen göçmesine neden olmaktadır [21]. Kancalarda görülen en önemli göçme şekilleri kancanın gövde ve şaft bölgesinde meydana gelmektedir [15].

Kırılma mekaniği yaklaşımı, çatlak yayılma ömrünü tahmin etmek ve çatlakın inceleme aralığını belirlemek için kullanılır. Bu yaklaşım, Şekil 3'te görüldüğü gibi yorulma ömrünü belirlemeye olanak tanır. Kırılma mekaniğine dayalı hizmet ömürleri ile olasılıksal yorulma analizine dayalı tasarım ömrü arasında dikkat edilmesi gereken önemli bir fark, birincisinin kırılma öncesi çatlak büyüme döngüsünü vermesi ikincisinin ise tüm yaşam döngülerini kapsamaktadır.

Bu çalışma, 'Vinç Kancalarının Farklı Malzeme Özellikleri ve Yükleme Kapasitelerine Göre Yorulma Dayanımlarının İncelenmesi' isimli çalışmanın devamı niteliğindedir [15]. Önceki çalışmada alaşım ve karbon kancaların S-N eğrileri kullanılarak yüklemeye kapasitesi ve malzeme özelliğine göre yorulma ömürlerinin belirlenmesi amaçlanmış, yükleme testleri ve çevrimsel yükler altında yorulma testleri yapılmıştır. Bu çalışmada ise, önceki çalışmada analiz sonuçları verilen 2 ton alaşım ve 2 ton karbon kanca için farklı çalışma yükleri altında çatlak derinliği-döngü sayısı ilişkileri, 2 ton alaşım kanca için dış merkezliğin döngü sayısına etkisi

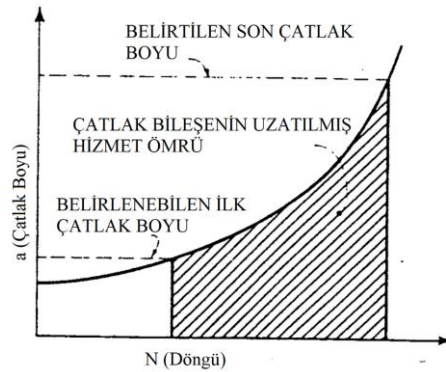
ve sabit genlikli yükleme ile farklı genliğe sahip yüklemelerin döngü sayısına etkisi kırılma mekaniği yaklaşımıyla incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, S-N eğrisi ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçlar gerekçeleriyle irdelenmiştir.



Şekil 3. Çatlak boyu ile döngü sayısının şematik gösterimi [22]

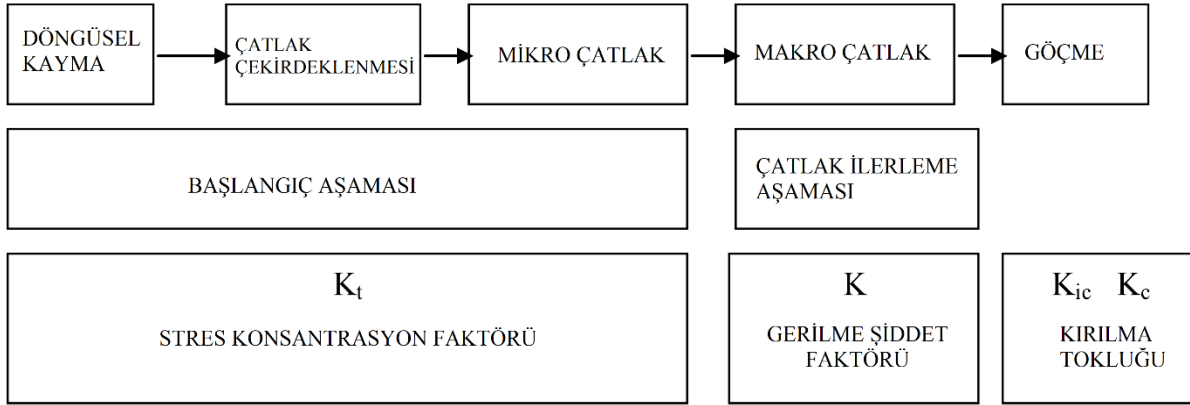
1.1. Yorulmada Çatlak İlerlemesi

Yorulma ömrünün çoğu, bir çatlakın ilerlemesiyle karşılanabilir. Kırılma mekaniği ilkelerini kullanarak, bir çatlak belirli bir boyuta veya nihai hasara kadar büyümek için harcanan döngü sayısını tahmin etmek mümkündür. Böylece, malzeme büyüme hızı özelliklerini bilmek ve düzenli denetimler yapmak suretiyle, çatlakmış bir eleman, uzun bir kullanım ömrü boyunca hizmette tutulabilir. Bu kavram şematik olarak Şekil 4'te [23] gösterilmiştir.



Şekil 4. Çatlakmış bir elemanın uzatılmış hizmet ömrü

Yorulma çatlak büyüme tahmin modelleri, metalik yapılarda hasar toleransı konseptlerini desteklemek için geliştirilmiş kırılma mekaniğine dayalı modellerdir. Sabit ve değişken genlikli yükleme altında yorulma ömrü ve yorulma çatlak büyüme tahmini üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmadaki analiz, bölüm 2.3'te kısaca açıklanan sabit genlik yükleme modellerine dayanmaktadır. 1950'lerde birçok araştırmacı, malzemenin yorulma ömründe mikro çatlakları ne kadar erken gözlemleyebildiklerini kaydetti. O zamandan beri, döngüsel yükleme altındaki yorulma ömrünün iki aşamadan oluştuğu anlaşılmıştır. Bunlar, bir çatlak başlatma aşaması ve ardından göçmeye kadar bir çatlak büyüme aşamasıdır. Bu durum, Şekil 5 [24] 'te şematik olarak temsil edilmektedir.



Şekil 5. Yorulma ömrü fazları ve ilgili faktörler [24]

Çatlak başlatma süresi, yüksek döngü yorulması altında, yani yorulma sınırının hemen üzerindeki gerilme genlikleri altında, yorulma ömrünün büyük bir yüzdesini kapsayabilir. Bununla birlikte, daha büyük gerilme genlikleri için, çatlak büyüme periyodu, yorulma ömrünün önemli bir kısmı olabilir. Bu noktada soru, başlangıç döneminden çatlak büyüme dönemine geçişin nasıl tanımlanacağıdır. 1960'ların başında, çatlak büyüme hızı da/dN ve gerilme yoğunluğu faktörü aralığı ΔK arasındaki korelasyon için gerilme yoğunluğu faktörü tanımlanmıştır. Bu konuyla ilgili ilk makale Paris, Gomez ve Anderson tarafından yayınlandı [25]. Makalede, Irwin [26] tarafından önerildiği gibi bir çatlak ucunun etrafındaki gerilme alanının analizinden K değeri belirlenmiştir. Paris vd'nin [25] çatlak büyüme testlerinin sonuçları, $\log(da/dN)$ ve $\log(K)$ arasında doğrusal bir ilişki gösteren bir çift logaritmik ölçekte gerilme yoğunluğunun bir fonksiyonu olarak da/dN cinsinden ifade edilmiştir. Daha sonra gerçekleştirilen çatlak büyüme testleri, ünlü Paris denklemi (Denklem 1) eğilimi göstermiştir:

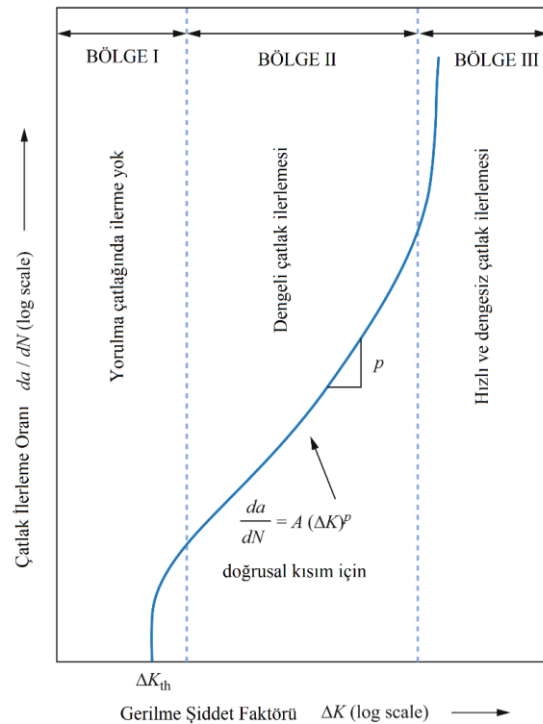
$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (1)$$

Burada C ve m deneysel olarak elde edilen katsayılarıdır. Yorulma çatlak büyüme analizi için ortak yaklaşım, deneysel verileri, yorulma çatlak büyüme yasası veya modeli olarak adlandırılan denklem 1 formunun diferansiyel bir denklemi ile tanımlamaktır. Çatlak uzunluğuna karşı döngü sayısını ($a-N$ eğrisi) elde etmek için, çatlak büyüme modelini tanımlayan diferansiyel denklem sayısal olarak entegre edilebilir ve çatlak başlangıçtan son boyuta doğru büyümesi için gereken döngü sayısını tahmin etmek için kullanılabilir.

1.2. Yorulma Çatlak Hızı İlerlemesi

Tipik bir yorulma çatlak ilerleme hızı eğrisi, sigmoidal (S-şekilli) bir eğridir ve Şekil 6'da gösterildiği gibi da/dN 'ye karşı ΔK 'yi çizer. Eğri, üç bölge ile tanımlanır. Çatlak büyüme oranı eğrisinin I bölgesi, bir yorulma çatlak büyüme oranı eğrisinin I bölgesi, bir yorulma çatlak büyüme oranı da/dN , tipik olarak 10^{-6} mm/döngü veya test verilerinden daha küçüktür. Bu bölge son derece hassastır ve büyük ölçüde, sonlu eleman, uygulanan yükün ortalama gerilimi, çalışma sıcaklığı ve çalışma

ortamı gibi malzemenin mikro yapısal özelliklerinden etkilenir. Bu bölgenin en önemli özelliği, yorulma çatlaklarının yayılmaması gereken bir yorulma çatlak büyüme eşliğinin varlığıdır ve Şekil 6'da ΔK_{th} sembolü ile temsil edilir. Bölge II, ara çatlak yayılma bölgesini temsil eder. Kararlı çatlak büyümesine karşılık gelir. Mikro yapının, ortalama gerilmenin, sünekliğin, ortamın ve kalınlığın etkisi küçüktür. Bu bölgede eğrinin eğimi yaklaşık olarak doğrusaldır ve kabaca 10^{-6} ila 10^{-3} mm/döngü arasındadır. Bu nedenle, doğrusal elastik kırılma mekaniği kavramlarının kullanımı kabul edilebilir. Bölge III, kırılma öncesi hızlı ve kararsız çatlak büyümesi nedeniyle çok yüksek oranlarda ($da/dN > 10^3$ mm/döngü) yorulma çatlak büyümesini temsil eder. Bu bölgede yorulma yayılma analizi çok karmaşıktır. Pek çok pratik mühendislik durumunda bu bölge, toplam çatlak yayılma ömrünü önemli ölçüde etkilemediği için genellikle ihmal edilmektedir [22].

Şekil 6. Tipik da/dN - ΔK Eğrisi [18]

1.3. Sabit ve Değişken Genlikli Yükleme Durumları

Kancalar için yorulma çatlağı büyüme analizleri, sabit genlikli yüklemeye altında gerçekleştirilir. Literatürde çok sayıda sabit genlik yüklemeye modeli mevcuttur [22, 27]. Daha önce belirtildiği gibi, Paris Yasası (Denklem 1) en yaygın kabul gören uyumdur. Malzeme sabitleri, C ve m, yayınlanmış literatürde verilmiştir. Üssün değerleri, m genellikle 2 ile 4 arasındadır. Seçilen parametreler, önceki makalede oluşturulan S-N eğrileriyle karşılaştırıldığında doğru sonuçlar vermiştir [15]. Çatlak büyüme parametreleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Alaşım ve karbon kancalar için çatlak ilerleme parametreleri

	m	C
Alaşım	2,5	$5,02 \times 10^{-11}$
Karbon	3,5	$8,20 \times 10^{-13}$

Paris Yasasında bazı sınırlamalar vardır. Birincisi, yalnızca Bölge II'deki verileri tanımlayabilir. İkincisi, Paris Yasası gerilme oranının etkisini dikkate almaz ve kullanılan malzemeye bağlıdır. Çeşitli gerilme oranlarında test edilen çelikler için, birbirine paralel bir düz çizgi kümesi üretilir. Bu durum, m'nin (eğrinin eğimi) değerinin tüm gerilme oranları için aynı olduğu, ancak C'nin (eğrinin y kesişme noktası) değerinin belirli bir gerilme oranına özgü olduğu anlamına gelir. Bu nedenle, kullanılan yorulma çatlak ilerleme hızı verilerinin ilgili gerilim oranı için olduğundan emin olunmalıdır.

Değişken genlikli yüklemeye senaryosunda, farklı büyüklükteki gerilmeler meydana gelir ve belirli bir diziye bağlı olarak çatlak büyüme oranını etkiler. Yorulma çatlağı büyüme oranı üzerinde önemli bir etkiye sahip olan üç yük dizisi, gerilme aşırı yük (çatlak geciktirme), sıkıştırıcı düşük yük (çatlak hızlandırma) ve gerilme aşırı yüklemesi ve ardından sıkıştırıcı düşük yüklerdir (çatlak gecikmesinde azalma). Bu etkileşimler büyük ölçüde yüklemeye sırasına bağlı olduğundan, değişken genlikli yüklemeye, sabit genlikli yüklemeye daha karmaşık bir durumdur.

En basit ifadeyle değişken genlikli yüklemeye türü, sabit bir genlikte yüksek tepe yüklerinin ortaya çıkmasıdır. Pik yük gerilme olduğunda, aşırı yüklenmenin hemen ardından çatlak büyümesi normal büyüme oranından daha yavaştır. Bu durum, orijinal büyüme oranına geri dönene kadar birkaç döngü boyunca devam eder. Çoklu ve tek bir aşırı yük için bu davranış Şekil 7'de gösterilmektedir.

Şekillerin fiziksel yorumu, bir gerilme aşırı yükünün, aşırı yüklenmeden öncesine kıyasla çatlak ucunun yakınında daha büyük bir artık basınç alanı oluşturduğudur. Bu durum, nispeten daha küçük yüklerin uygulanması sırasında çatlak ucunun kapalı kalmasına yardımcı olarak çatlak büyümesini geciktirir. Çatlak, aşırı yükün artık gerilme alanı boyunca ilerlemesine ve geri yüklenmesine kadar devam eder. Bir sıkıştırıcı düşük yük değişikken genlikli yüklemeye serpiştirildiğinde, düşük yükü takip eden çatlak büyüme oranı, Şekil 7'de 'd' eğrisi ile gösterildiği gibi sabit genlikli yükün hızından daha büyük olacaktır. Kancalar, nominal taşıma kapasitesine kadar iş yükleri altında çalışır. Bu nedenle, alaşım kancaları için kullanılan sabit genlikli yüklemeye modeli, ihtiyatlı bir yaklaşım sağlar.

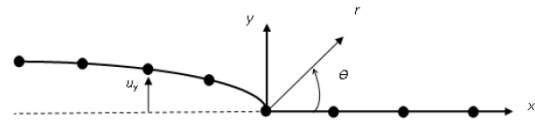
1.4. Hesaplamalı Kırılma Mekanikliği

Sayısal modelleme kırılma analizinin vazgeçilmez bir parçasıdır, çünkü nispeten az sayıda problem kapalı formda analitik çözümlere sahiptir. Katı cisimler mekanikindeki problemlere, sonlu fark, sonlu eleman ve sınır integral denklem yöntemleri dâhil olmak üzere çeşitli sayısal teknikler uygulanmıştır. Çatlak gövdelerin analizlerinin büyük çoğunluğunda sonlu elemanlar kullanılır.

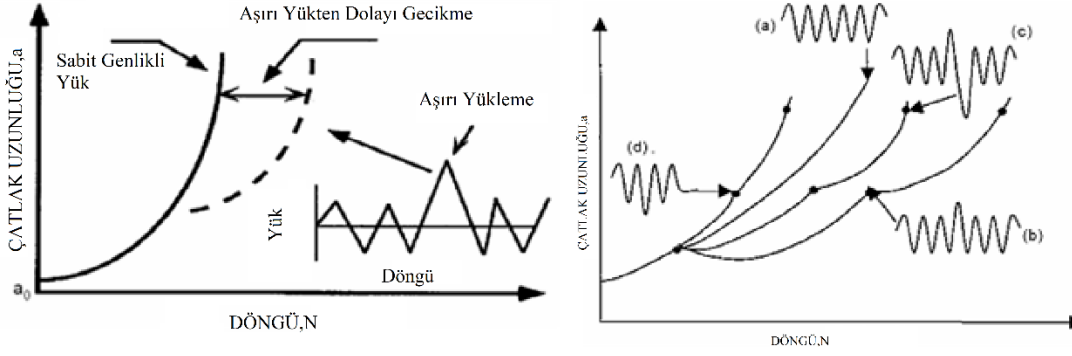
Bu çalışmalarda analizlerde, hesaplamalı kırılma mekaniklerinin geleneksel yöntemlerden biri olan gerilme ve yer değiştirme eşleştirme yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde, gerilme yoğunluğu faktörü, çatlak ucunun önündeki gerilmelerden veya çatlak ucunun arkasındaki yer değiştirmelerden tahmin edilebilir. Şekil 8, çatlak ucunda varsayılan yerel koordinat sistemini göstermektedir.

Gerilme yoğunluğu faktörü, düzlem gerilim yüklemesi için aşağıdaki ekstrapolasyon yöntemi ile tahmin edilebilir (Denklem 2) [27].

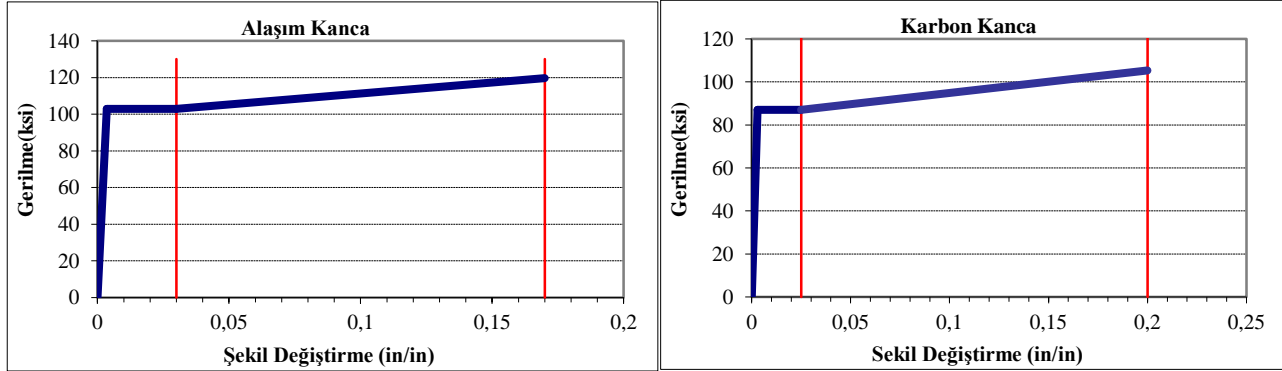
$$K_1 = \lim_{r \rightarrow 0} \left[\frac{E_{uy}}{4} \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \right] \quad (\theta = \pi) \quad (2)$$



Şekil 7. Bir sonlu eleman modelindeki çatlak ucundaki gerilme-şekil değiştirme için lokal koordinat sistemi



Şekil 8. Aşırı yüklemeyi takip eden sabit genlikli yük nedeniyle azalan ilerleme oranı; (a) sabit genlikli yüklenme, (b) tekli aşırı yük, (c) çekme-basınç aşırı yüklemesi, (d) tekli düşük yüklenmenin çatlak ilerlemesindeki geçici etkisi [24]



Şekil 9. Alaşım ve karbon kancalar için gerilme-şekil değişimi eğrileri

Bu çalışmada gerilme yoğunluğu faktörünü belirlemek için denklem 2 kullanılmıştır. 2 tonluk bir alaşımlı kanca için sonlu eleman modelleri, 0,025" ile 0,70" arasında değişen farklı çatlak derinlikleri ile oluşturulmuştur. Kırılan her model, çalışma yükünün 0,5 ile 3,0 katı arasında değişen yüklerle yüklenmiştir. LS-DYNA yazılımı, sonlu eleman analizi için kullanılır. Çatlak açıklığındaki değişiklik ve çatlak ucu ile ilgilenilen düğüm arasındaki mesafe yazılım kullanılarak analiz edilir.

1.5. Sonlu Eleman Modeli

Kırılma mekaniği analizleri için ilk adımda, alaşımın ve karbon kancaların malzeme özellikleri doğrulanmaktadır. Bir karbon ve bir alaşımlı kancanın sonlu eleman modelleri, LS-DYNA yazılımında bir çekme testine tabi tutulur. Kanca ucunda aynı miktarda sapma elde etmek için akma dayanımı ve nihai çekme dayanımı değerleri değiştirilir.

Sonlu elemanlar modelinin malzeme özellikleri, davranışları test ile eşleşene kadar üretici verilerine göre ayarlanmıştır. Şekil 9, yukarıda gösterilen karşılaştırılabilir sonuçları üreten sonlu eleman modeli için girdi gerilme-şekil değişimi eğrisini gösterir. Malzemenin akma dayanımının 709,5 MPa (102,9 ksi), nihai gerilme dayanımının 825,3 MPa (119,7 ksi) ve nihai toplam uzamanın %17 olduğu tahmin edilmektedir. Karbon kancaları için geliştirilen sonlu eleman modelinin malzeme özellikleri deneysel sonuçlara uyacak şekilde ayarlanmıştır. Elde edilen gerilme-şekil değişimi eğrisi Şekil 9'da gösterilmektedir. Karbon kancalarının akma dayanımı 600,52 MPa (87,1 ksi),

gerilme mukavemeti ise 726,01 MPa (105,3 ksi) olarak tahmin edilmiştir. LS-DYNA modelinden elde edilen sonuçlar Şekil 10'da gösterilmektedir. Şekil 10, testten önce ve sonra 2TAK modelini göstermektedir.



Şekil 10. Statik testten önce ve sonra 2TAK modeli

Bu çalışmada alaşım ve karbon kancaları arasında dış merkezlik etkisi ve farklı genlikli yüklemeler açısından bir karşılaştırma yapılmamıştır. Kanca elemanların sabit genlikli ve farklı genlikli yüklemelere karşı hassasiyetleri ve kanca elemanlarının farklı dış merkezlik verilmesi durumundaki davranışları incelenmiştir. Bu nedenle sadece alaşım kanca üzerinde dış merkezlik etkisi ve genlik etkisi üzerine testler gerçekleştirilmiş olup, karbon kancaları üzerinde bu testler uygulanmamıştır.

2. MATERYAL VE METOT

Çalışmada örnek numune olarak 2 ton kapasiteye sahip alaşım kancaları ve 2 ton kapasiteye sahip karbon kancaları kullanılmıştır. Alaşım kanca olarak, ASTM'de tanımlanan B124 standardına uyan alaşım çelik karbon kancaları kullanılmıştır. Çalışma içerisinde kullanılan karbon kanca, 2TKK (2 ton kapasiteli karbon kanca)

olarak, alaşım kanca ise 2TAK (2 ton kapasiteli alaşım kanca) şeklinde isimlendirilmiştir. Sarı ve Nemutlu'nun [15] çalışmasındaki analizler sonucunda elde edilen nihai yük testleri ve yorulma testi sonuçları bu çalışma içerisinde de kullanılmıştır. Bu çalışmada uygulanan farklı miktardaki yük oranları çalışma yükünün yüzdesi cinsinden tanımlanmıştır. Çalışma yükü, numuneye uygulanan maksimum yük ile minimum uygulanan yükün farkının kanca kapasitesine oranı şeklinde verilebilir.

Analizlerde dikkate alınan kırılma tokluğu ortalamaları -20°C'de verilmiştir. Bunun nedeni düşük sıcaklıklarda içyapısındaki gerilmelerin yüksek olması ve çevre sıcaklığının düşüklüğünden kaynaklı kırılma tokluğu değerlerinin düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Yani verilen sıcaklıklarda kırılma tokluğu ortalamalarının verilmesinin sebebi en elverişsiz durumu dikkate almaktır.

Yapılan analizlerde kullanılan numunelerin sonlu eleman olarak modellenmesi LS-DYNA isimli sonlu eleman programında yapılmıştır. LS-DYNA, büyük yapısal deformasyonların olduğu, kısa süre içinde gerçekleşen olayların simülasyonları için kullanılan genel amaçlı bir sonlu eleman yazılımıdır. Bu yazılım, kapsamlı malzeme modelleri, kompleks temas koşulu tanımlama özellikleri ve çözüm algoritmaları ile otomotiv, savunma, havacılık başta olmak üzere pek çok sektörde kullanılan bir ürün geliştirme aracı olmuştur.

Kırılma mekaniği yaklaşımıyla yapılan analizler ve verilerin elde edilmesi (gerilme yoğunluğu faktörü, çatlak gelişimi, kritik çatlak boyu, kırılma tokluğu vb.)

Tablo 2. Yorulma Numunelerinin Çalışma Yükleri

Çalışma Yükü(ton)	Güvenlik Katsayısı	1*ÇY(lbs)	1*ÇY(lbs)	1*ÇY(lbs)	1*ÇY(lbs)	Ultimate Tasarım Yükü(lbs)
2TKK	5	4409	6614	8818	13228	22046
2TAK	4,5	4409	6614	8818	13228	19481

3. BULGULAR

Bu bölümde çalışmadaki süreçler aşamalı olarak verilmiş olup analiz sonuçları değerlendirilip yorumlanmıştır.

3.1. 2 Ton Alaşım Kanca Gövdesinde Çatlak İlerleme Analizi

Gerilme yoğunluğu faktörünün çatlak boyutuna göre davranışını araştırmak için, LS-DYNA programında 0,001" ve 0,025" kalınlıklarına sahip iki çatlak, Şekil 11'de gösterildiği gibi modellenmiştir. Daha sonra LS-DYNA'dan elde edilen sonuçlar analiz edilmiştir.

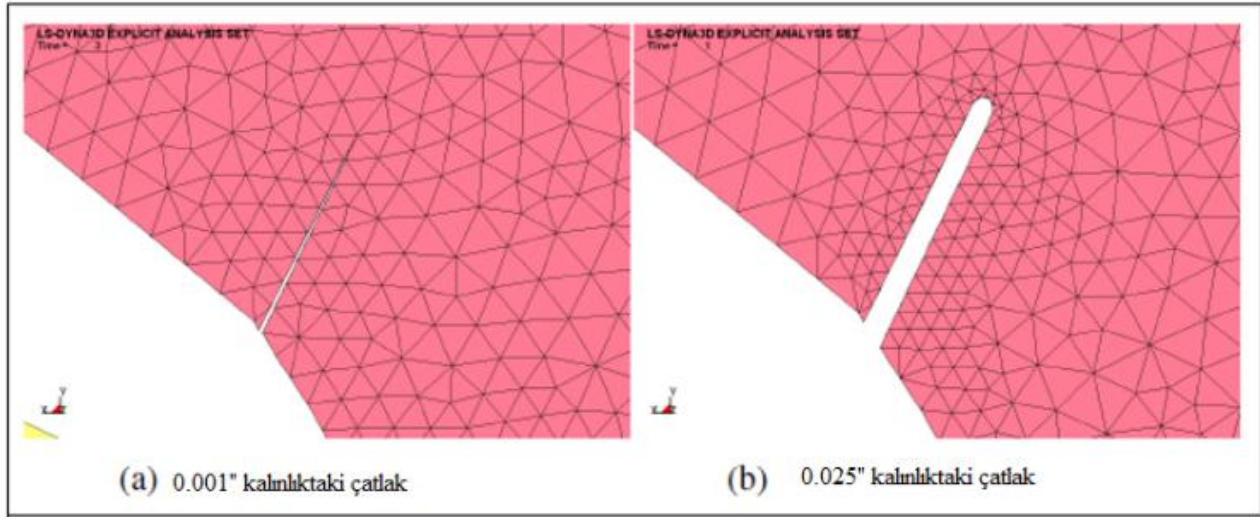
aşamasında ise NASGRO yazılımı ve içerisinde ayrı bir modül olarak bütünleşik çalışan NASFLA kullanılmıştır. NASGRO, yapılar ve mekanik bileşenlerde kırılma ve yorulma çatlak büyümesini (FCG) analiz etmek için kullanılan bir bilgisayar programı paketidir. NASGRO, günümüzde dünyada uçak, uzay aracı, rotorlu uçak, gaz türbini motorları, basınçlı kaplar ve diğer yapısal bileşenler için birçok uygulama dahil olmak üzere en yaygın kullanılan kırılma mekaniği ve çatlak ilerlemesi yazılımıdır. NASGRO'nun en önemli eklentilerinden biri olan NASFLA'nın kapsamlı yetenekleri, onu diğer birçok kırılma mekaniği kodundan ayırır. NASFLA modülü, birçok farklı türde; gerilme yoğunluk faktörü hesaplaması, yorulma çatlak ilerlemesi, başlangıç çatlak boyu, yükleme spektrumları, döngü sayısı gibi kırılma mekaniği değerlendirmesini gerçekleştirmek için kullanılabilir.

Yapılan yorulma testlerinde farklı tiplerde kancalar yüklemelere maruz bırakılmıştır. Toplam 47 test yapılmış olup kancaların çalışma yükleri olarak 2 ton, 3 ton, 15 ton ve 25 ton olarak belirlenmiştir. Testlerde uygulanan farklı miktardaki yükler çalışma yüklerinin yüzdesi olarak dikkate alınmıştır. Yüzde cinsinden çalışma yüklerinin (ÇY) nasıl dikkate alındığı aşağıdaki denklem 3'te verilmiştir.

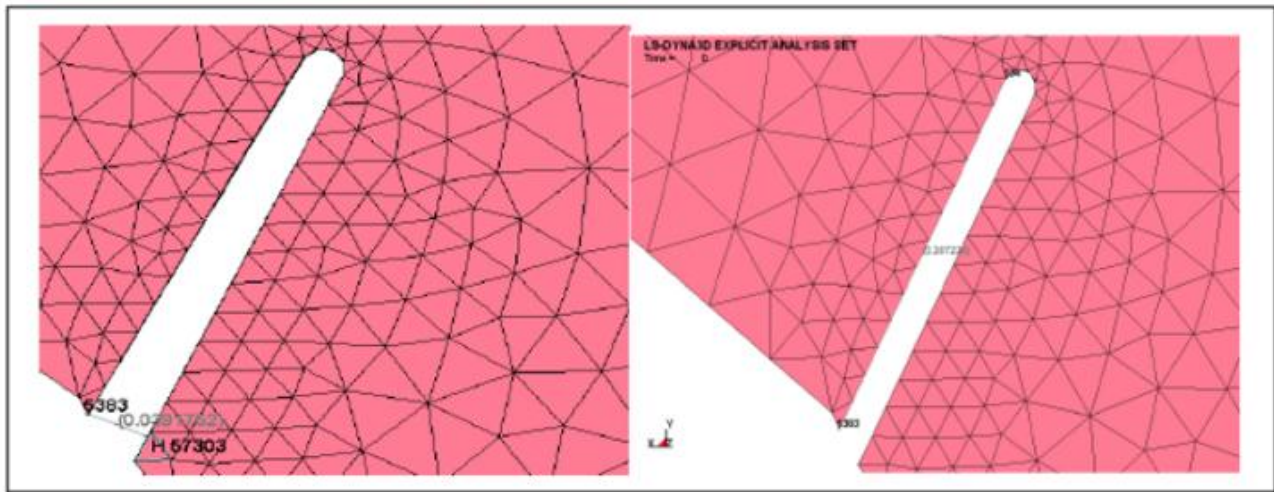
$$\%ÇY = \frac{\text{Maksimum uygulanan Yük} - \text{Minimum Uygulanan Yük}}{\text{Kanca Kapasitesi}} \times 100 \quad (3)$$

Tablo 2, farklı tipteki kancalar için çalışma ve test yüklerini vermektedir. Bu çalışma yüklerine göre yapılan testlerde kancalar tipik olarak göçmeye ulaşana kadar döngü uygulanmıştır.

1,0*çalışma yükü için LS-DYNA programından alınan çıktı kullanılarak hesaplanan gerilme yoğunluğu faktörüne göre çatlak kalınlığına karar verilmiştir. Görünüşe göre 0,001" ve 0,025" çatlaklar aynı gerilme yoğunluğu faktörünü sağlamaktadır. Sonlu eleman analizlerimizde 0,025" çatlak boyutu kullanılmıştır. Gerilme yoğunluğu hesaplamaları, çatlak boyunca çatlak açıklığındaki değişikliği ölçerek başlar. Daha sonra, çatlak ucundan ilgilenilen düğüme düğüm mesafesi (r) ölçülür. Bu işlemin bir örneği Şekil 12'de gösterilmektedir. Her çatlak derinliği için tüm veriler doldurulduktan sonra, denklem 2 kullanılabilir.



Şekil 11. İki farklı kalınlıktaki çatlak gösterimi



Şekil 12. Gerilme yoğunluğu hesaplamaları için verilerin elde edilmesi

Değişen düğüm mesafesi ile gerilme yoğunluğu faktörünün davranışını gösteren analizlere bakıldığı zaman mesafe (r) sıfıra giderken, gerilme yoğunluğu faktörünün sabit bir değere yaklaştığı ve bu değeri asimptotik olarak takip ettiği görülmektedir. Bu sınırlayıcı değer, denklem 2'de açıklandığı gibi gerilme yoğunluğu faktörü olarak kullanılır. Çalışma yükünün artmasının, artan gerilme yoğunluğu faktörüne neden olduğu görülmüştür.

0,025", 0,05", 0,10", 0,15", 0,20", 0,25", 0,30", 0,40", 0,50", 0,60" ve 0,70" çatlak derinliklerine sahip tüm çatlaklar için aynı analizler gerçekleştirilmiştir. Ortaya

çıkan gerilme yoğunluğu faktörü değerleri, çatlak derinliği ve gerilme yoğunluğu faktörü arasında bir polinom denklemi elde etmek için yükleme miktarına göre gruplandırılmıştır. Regresyon analizlerinde R^2 değerlerinin 1'e çok yakın değerler aldığı görülmüştür. Aşağıdaki tablolar, alaşım kancalar için bu yaklaşımı göstermektedir. Tablo 3, 0,5*çalışma yükü altındaki alaşım kancaları için belirtilen çatlak derinlikleri için hesaplanan gerilme yoğunluğu faktörünü (K_I) listelemektedir. Elde edilen sonuçlarda, çatlak derinliği arttıkça çatlak ucundaki gerilme yoğunluğu faktörünün arttığı tespit edilmiştir.

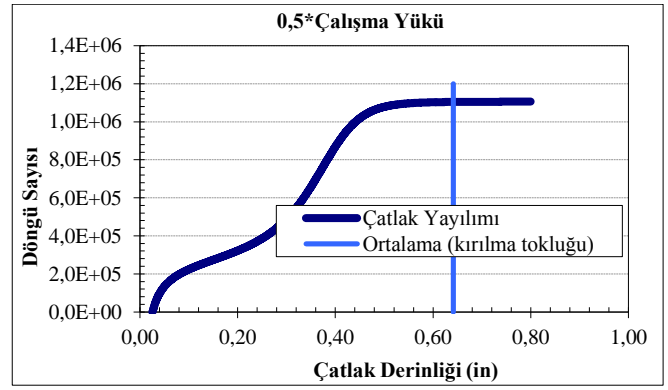
Tablo 3. 0,5*çalışma yükü için gerilme yoğunluğu faktörü ve a değerleri

	0,5 ÇY											
a (m)	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0760	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178	
K_I (MPa*m ^{0.5})	4,55	15,45	18,18	20,91	22,73	25,45	28,18	45,45	82,73	176,36	300,00	

Çatlak derinliği ile gerilme yoğunluğu faktörü arasındaki ilişkiyi tanımlayan denklem elde edildikten sonra ömür hesaplamaları Paris Yasası kullanılarak yapılabilir.

Yorulma yük döngülerinin sayısını tahmin etmek için sayısal entegrasyon uygulanır. Şekil 13, 0,025" (0,635 mm) başlangıç çatlak derinliğine sahip bir alaşım

kancanın yorulma ömrü döngülerini göstermektedir. 0,70" (18 mm) nihai çatlak derinliğine veya kırılmaya ulaşmak için 0,5*çalışma yükü altında yaklaşık 1,11 milyon döngü gerekeceği şekilden okunabilir. Alaşımli kancalar için kırılma tokluğunun ortalaması 92,02 MPa√m (83,65 ksi√in) olarak bulunmuştur ve 0,5*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,64" (16,3 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, aşağıdaki bölümlerdeki çatlak büyüme analizleri, oda sıcaklığı için sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, kırılma tokluğu, oda sıcaklığındaki ortalama eğriler, daha derin bir çatlak boyutuna karşılık gelecektir.



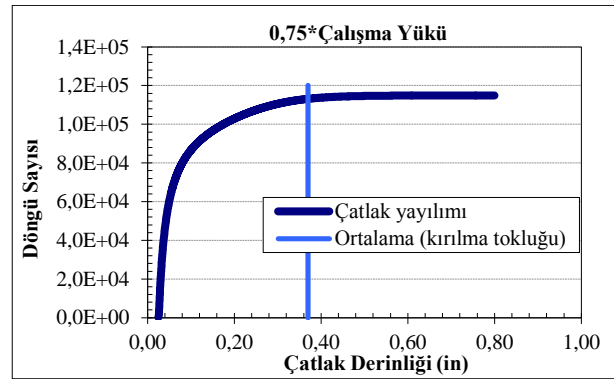
Şekil 13. 0,5*ÇY için çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 4, 0,75*çalışma yükü altındaki alaşımli kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir.

Tablo 4. 0,75*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

		0,75 ÇY										
a (m)		0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0760	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K _I (MPa*m ^{0.5})		7,27	22,73	27,27	32,73	34,55	39,09	42,73	67,27	110,91	221,82	408,18

Şekil 14, 0,75*çalışma yükü koşulunun altındaki 2 tonluk alaşımli kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. NASGRO veri tabanındaki parametreler kullanılarak, başlangıç çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir kancanın yorulma ömrü 116.000 döngü olarak tahmin edilmektedir. Alaşım kancalar için -20°C'de (-4°F) kırılma tokluğunun ortalaması 92,015 MPa√m (83,65 ksi√in) olarak bulunmuştur ve 0,75*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,37" (9,4 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



Şekil 14. 0,75*ÇY için çatlak derinliği-döngü sayısı

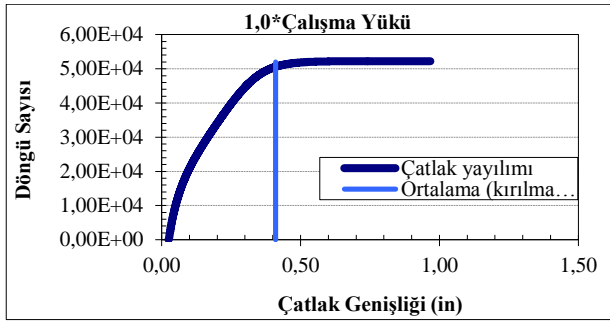
Tablo 5, 1,0*çalışma yükü altındaki alaşımli kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir.

Tablo 5. 1,0*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

		1,0 ÇY										
a (m)		0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0760	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K _I (MPa*m ^{0.5})		24,55	30,00	37,27	44,55	45,45	51,82	55,45	7,27	150,00	288,18	492,73

Şekil 15, 1,0*çalışma yükü koşulu altında 2 tonluk alaşımli kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. NASGRO'daki parametreler kullanılarak, başlangıç çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir kancanın yorulma ömrü 52.300 döngü olarak tahmin edilmektedir. Alaşımli kancalar için kırılma tokluğunun ortalaması -20°C'de (-4°F) 92,015

MPa√m (83,65 ksi√in) olarak bulunmuştur ve 1,0*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,413" (10,5 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



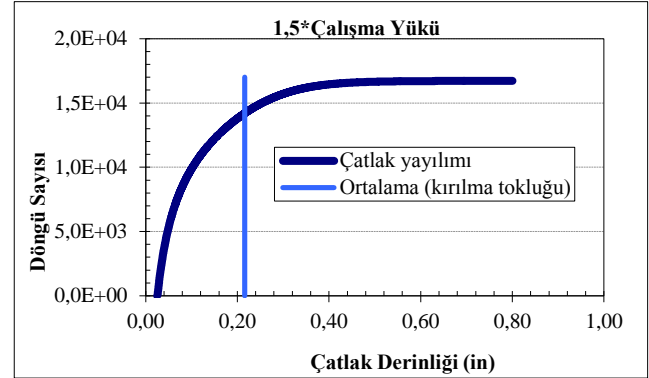
Şekil 15. 1,0*ÇY için çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 6, 1,5*çalışma yükü altındaki alaşımlı kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir.

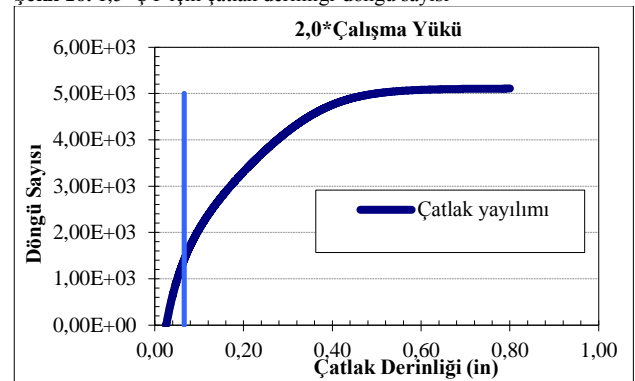
Şekil 16, 1,5*çalışma yükü koşulu altında 2 tonluk alaşımlı kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. NASGRO veri tabanındaki parametreler kullanılarak, başlangıç çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $1,67 \times 10^4$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Alaşımlı kancalar için kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $92,02 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($83,65 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 1,5*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,22" (5,5 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.

Tablo 7, 2,0*çalışma yükü altındaki alaşımlı kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 17, 2,0*çalışma yükü koşulundaki 2 tonluk alaşımlı kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir alaşım kancanın yorulma ömrü, hasara kadar 5,11 döngü olarak tahmin

edilmektedir. Alaşımlı kancaların kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $92,015 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($83,65 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 2,0*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,07" (1,68 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



Şekil 16. 1,5*ÇY için çatlak derinliği-döngü sayısı



Şekil 17. 2,0*ÇY için çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 6. 1,5*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

1,5 ÇY											
a (m)	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0760	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 (MPa*m ^{0,5})	17,27	49,09	60,00	74,55	66,36	75,45	84,55	127,27	213,64	404,55	662,73

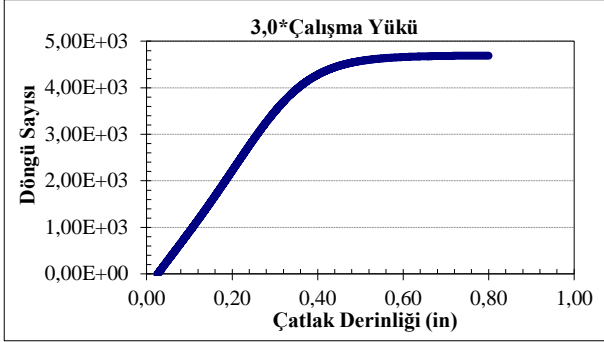
Tablo 7. 2,0*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

2,0 ÇY											
a (m)	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0760	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 (MPa*m ^{0,5})	29,09	85,45	110,00	163,64	87,27	98,18	109,09	166,36	281,82	501,82	797,27

Tablo 8. 3,0*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

3,0 ÇY											
a (m)	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0760	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 (MPa*m ^{0,5})	132,73	84,50	100,91	116,36	127,27	143,64	157,27	245,45	392,73	684,50	1054,55

Tablo 8, 3,0*çalışma yükü altındaki alaşımlı kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 18, 3,0*çalışma yükü koşulunda 2 tonluk alaşımlı kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025” (0,635 mm) olan bir alaşım kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $4,69 \times 10^3$ döngü olarak tahmin edilmektedir. 3,0*çalışma yükü altında, gerilme yoğunluğu faktörü, minimum çatlak boyutunda bile kırılma tokluğu değerinden daha yüksektir.



Şekil 18. 3,0*ÇY için çatlak derinliği-döngü sayısı

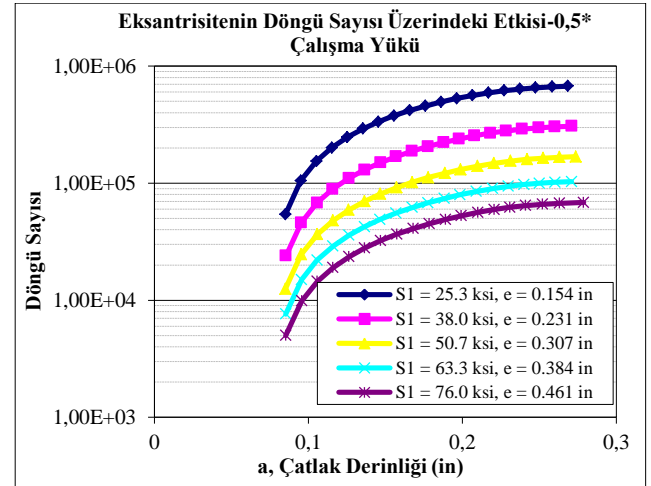
3.2. 2 Ton Alaşım Kanca için Dış Merkezlik Etkisi

Sarı ve Nemutlu'nun yapmış oldukları çalışmada [15] yorulma testi deneyleri sırasında, 2 tonluk alaşım kancalarından üçü ve 3 tonluk alaşım kancalarından da üçü şaft bölgelerinde yetersiz olduğu görülmüştür. Bu tür bir göçme çalışmanın bu bölümünde incelenmektedir. Kancanın şaft kısmı silindriktir ve yorulma testleri sırasında ilk dişte kopma gözlenmiştir. Sonlu eleman yaklaşımı kullanmak yerine NASGRO yazılımı şaft geometrisinin tanımlanmasına olanak verdiği için kullanılmıştır. NASFLA modülü, NASGRO'da yerleşiktir ve farklı türlerde kırılma mekaniği değerlendirmelerini gerçekleştirmek için kullanılır. Malzeme tipi AISI 4340 alaşımlı çelik olarak seçilmiş ve ilgili parametreler yerleşik veri tabanından elde edilmiştir. Şaft üzerine etki eden gerilmeler iki katlıdır: uygulanan yüke bağlı bir gerilme (S0) ve uygulanan yüke bağlı bir eğilme gerilmesi (S1) ve gövdenin merkezi eksenine göre bir dış merkezlik etkisi göz önüne alınmıştır. Analizlerde uç bölge göçmelerinde dış merkezliğin önemli rol oynadığı görülmektedir. Şekil 19, dış merkezlik kavramını göstermektedir.



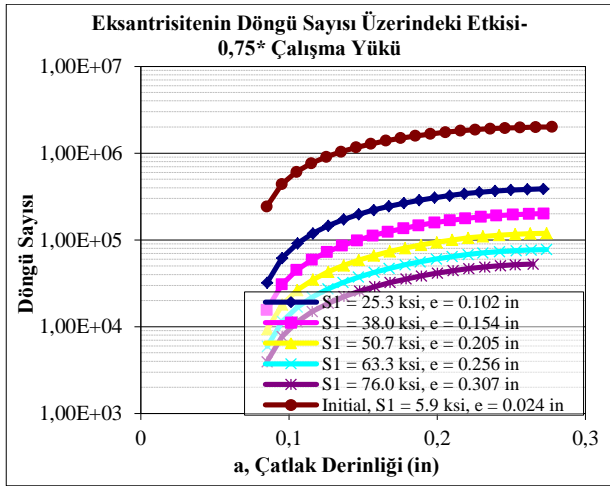
Şekil 19. Eksantrisite gösterimi

Başlangıçta yük, 0,024” eksantrikliğe sahip bir simit üzerinden uygulanır. Bu dış merkezlik miktarı, kancanın şaft kısmında 1,0*çalışma yükü (4410 lbs) için 6,2 ksi'lik bir burulma gerilmesi ile sonuçlanmıştır. Bu koşul altında, NASFLA modülünün sonucu, şaftın $7,02 \times 10^5$ çevrime kadar göçme meydana gelmeyeceğini göstermektedir. Ancak bu senaryo için kanca gövdesi, bölüm 3.1'de sunulan çatlak büyüme analizine göre 5×10^4 döngüden sonra başarısız olacaktır. 0,75*çalışma yükü için benzer şekilde, şaft kısmının yorulma ömrü yaklaşık 2 milyon döngü olarak hesaplanırken, kanca gövdesinde bir göçme, çatlak büyüme analizine göre $1,16 \times 10^5$ döngüden sonra gözlemlenecektir. Bununla birlikte, yorulma testleri sırasında, daha düşük çevrim sayısında şaftta göçme meydana gelmiştir. Bu durum ile uç bölge göçmesi için eksantrikliğin etkilerinin araştırılması sağlandı. NASFLA modülünde, farklı dış merkezlikler nedeniyle farklı bükülme gerilme seviyelerinde çalıştırılır ve yaşam döngülerinin sayısı hesaplanır. Şekil 20, 0,5*çalışma yükü altında bir alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki eksantrikliğin etkisini göstermektedir. Başlangıçtaki dış merkezlik 0,024” tür ve bu durumda 0,075” derinliğe sahip bir çatlak büyümeyecektir. Bu nedenle şekilde gösterilmemiştir. Bununla birlikte, artan eksantrikliğin yorulma ömrünü önemli ölçüde azalttığı gözlenmiştir.



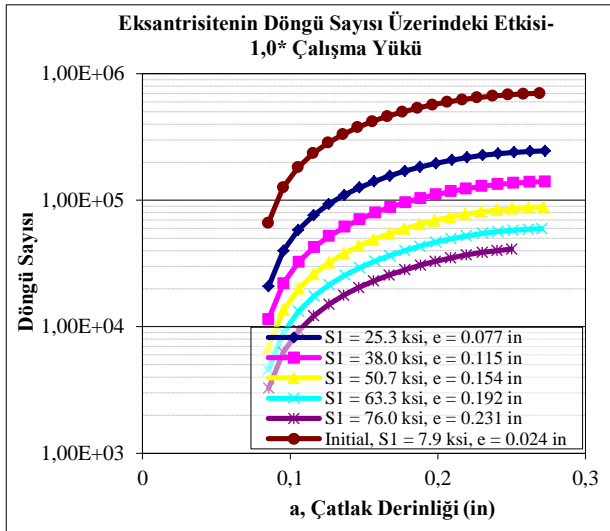
Şekil 20. 0,5 ÇY altında alaşım kancada döngü sayısına eksantrisitenin etkisi

Şekil 21, 0,75*çalışma yükü altında bir alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki eksantrikliğin etkisini göstermektedir. Bu başlangıç yükleme koşulu ve 0,024 inçlik başlangıç eksantrikliği ile yorulma ömrü yaklaşık 2 milyon döngü olarak hesaplanır. Yükleme sırasında Dış Merkezlik arttığında, bileşenin yorulma ömrü azalacak ve şaftta daha erken bir göçme gözlemlenecektir. Kancanın yorulma ömrü, 0,75*çalışma yükü altında 0,3” dış Merkezlilik için yaklaşık $5,3 \times 10^4$ döngü olarak hesaplanmıştır.



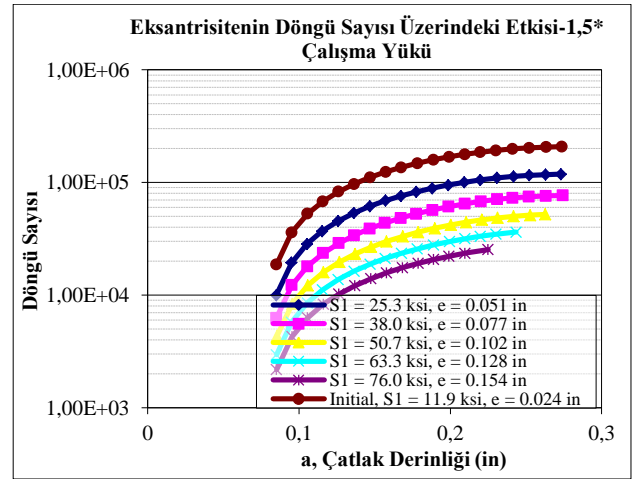
Şekil 21. 0,75 ÇY altında alaşım kancada döngü sayısına eksantrisitenin etkisi

Şekil 22, 1,0*çalışma yükü altında bir alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki eksantrikliğin etkisini göstermektedir. Bu yükleme senaryosundaki ilk dış merkezlilik, yaklaşık $7,02 \times 10^5$ döngüde shaft göçmesine yol açacaktır. Eksantrikliğin artmasının etkisi yorulma ömrü üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir ve dış merkezlilik 0,23'' olduğunda yaşam döngüsü sayısı $4,1 \times 10^4$ devire düşmektedir.



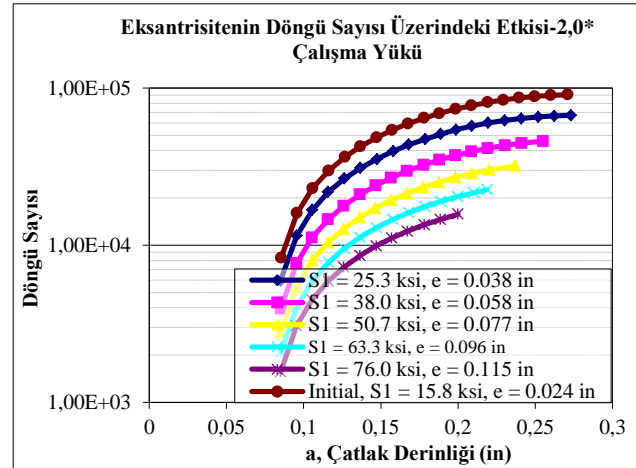
Şekil 22. 1,0 ÇY altında alaşım kancada döngü sayısına eksantrisitenin etkisi

Şekil 23, 1,5*çalışma yükü altında bir alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki eksantrikliğin etkisini göstermektedir. Bu yükleme senaryosu altındaki ilk dış merkezlilik, yaklaşık $2,08 \times 10^5$ döngüde bir shaft göçmesine yol açacaktır. Dış merkezliğin artması yorulma ömrü üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir ve kullanım ömrü sayısı, dış merkezlilik 0,15'' olduğunda $2,5 \times 10^4$ devire düşmektedir.



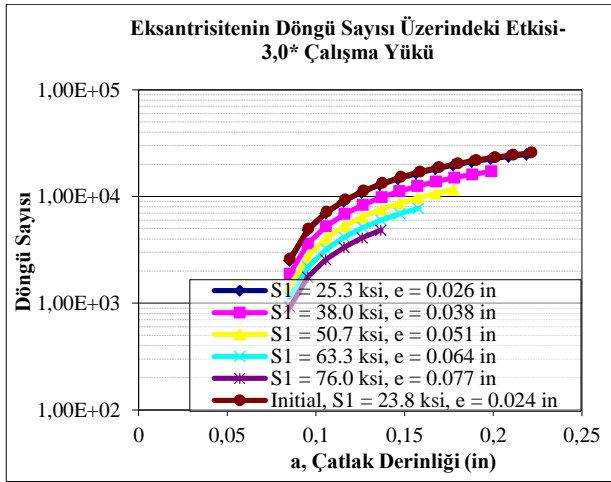
Şekil 23. 1,5 ÇY altında alaşım kancada döngü sayısına eksantrisitenin etkisi

Şekil 24, 2,0*çalışma yükü altında bir alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki eksantrikliğin etkisini göstermektedir. Bu yükleme senaryosundaki ilk dış merkezlilik, yaklaşık $9,0 \times 10^4$ döngüde shaft göçmesine yol açacaktır. Dış merkezliğin artmasının etkisi yorulma ömrü üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir ve yaşam döngüsü sayısı, dış merkezlilik 0,12'' olduğunda $1,58 \times 10^4$ çevrime düşmektedir.



Şekil 24. 2,0 ÇY altında alaşım kancada döngü sayısına eksantrisitenin etkisi

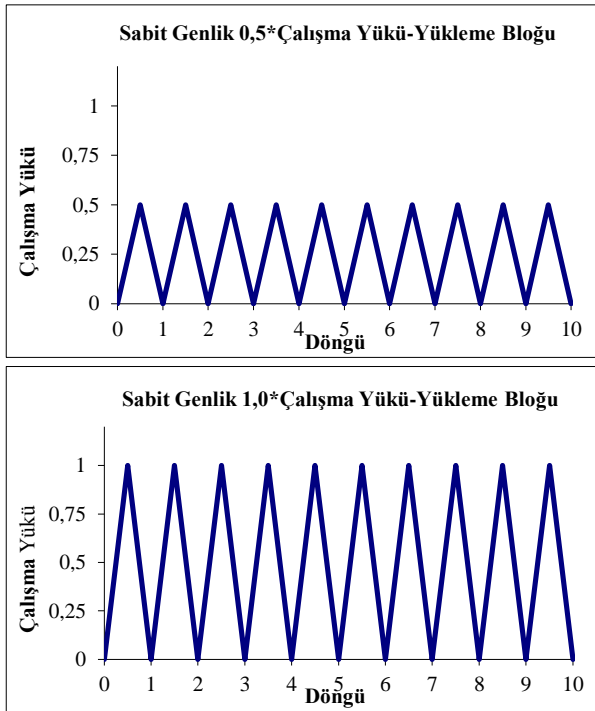
Şekil 25, 3,0*çalışma yükü altında bir alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki eksantrikliğin etkisini göstermektedir. Bu yükleme senaryosundaki ilk dış merkezlilik, yaklaşık $2,58 \times 10^4$ döngüde bir shaft göçmesine yol açacaktır. Dış merkezliğin artması yorulma ömrü üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir ve yaşam döngüsü sayısı, dış merkezlilik 0,08'' olduğunda 4,800 çevrime düşmektedir. Yukarıdaki şekillere ve bölüm 3.1'deki sonuçlara göre normal yükleme koşullarında shaft yerine kanca gövdesinde göçme meydana gelecektir. Bununla birlikte, normal koşullardan sapmalar bir dış merkezlilik etkisi yaratır. Dış merkezli yükleme, kancanın shaft kısmına etki eden gerilme miktarını artırır. Bu durum, kanca gövdesinde bir göçmeden önce shaftta bir hasara yol açacaktır.



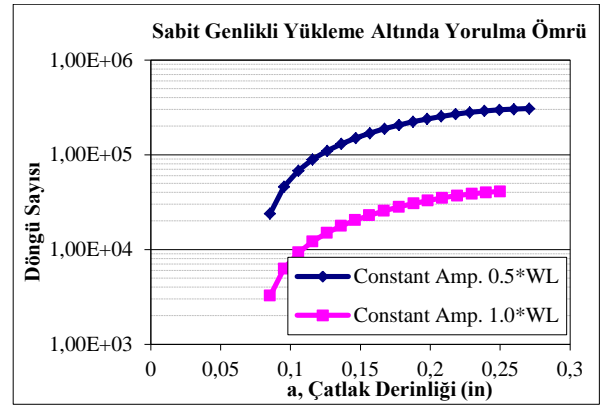
Şekil 25. 3,0 ÇY altında alaşım kancada döngü sayısına eksantrisenin etkisi

3.3. 2 Tonluk Alaşım Kancanın Farklı Genliğe Sahip Yüklemelere Hassasiyeti

Sabit genlikli yükleme, bir eleman için nadir bir durumdur. Bu nedenle, yüklemelerin çoğu değişken büyüklüklere sahiptir. Aşağıdaki şekiller, geciktirme etkilerini ihmal ederek, değişken genlikli yüklemenin alaşım kancanın yorulma ömrü üzerindeki etkisini göstermektedir. Sabit genlikli yükleme çevrimi Şekil 26'da verilmiştir. Bu yükleme koşulları altında ortaya çıkan yorulma ömürleri Şekil 27'de gösterilmektedir. Her iki sabit genlik için bölüm 3.2'deki shaft hesaplamalarından 0,231" uzunluğunda keyfi bir dış merkezlik değeri kullanılmıştır.



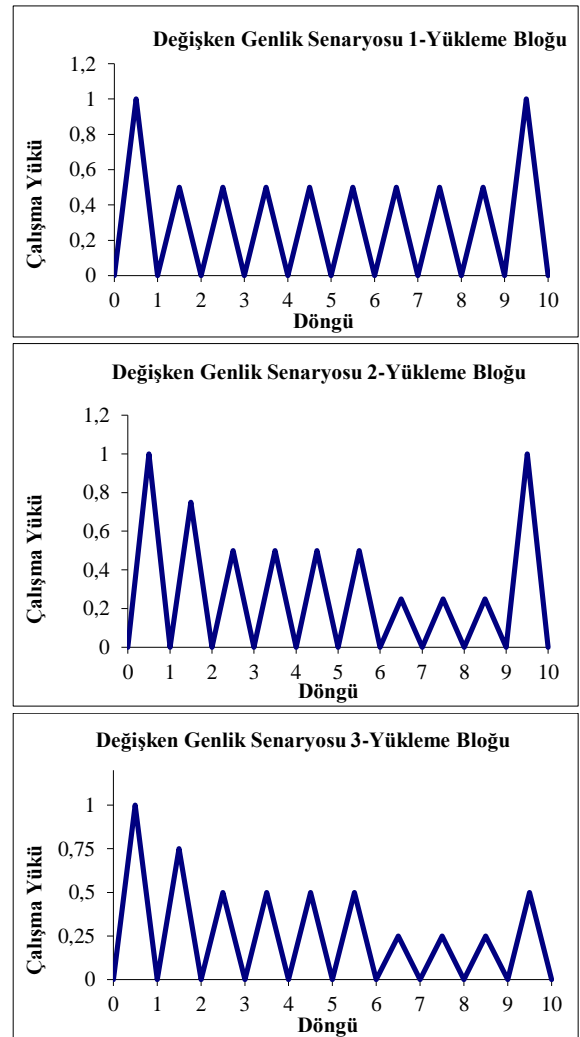
Şekil 26. 0,5 ÇY ve 1,0 ÇY için sabit genlikli yükleme hali



Şekil 27. Sabit genlikli yükleme altında yorulma ömrü

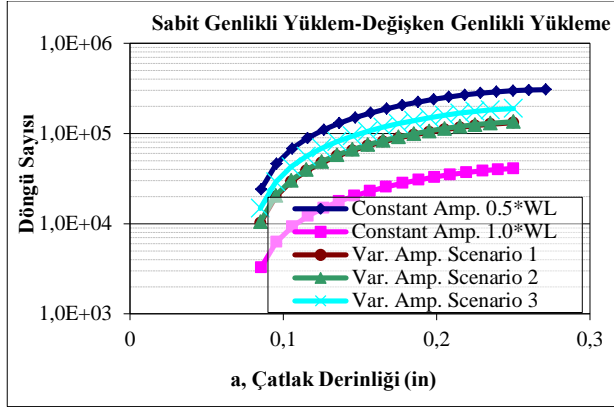
Yük değişiminin etkilerini araştırmak için, uygulanan yük blokları, değişken genlikli yükleme senaryoları oluşturmak üzere değiştirilmiştir. Şekil 28'de üç farklı yükleme senaryosu gösterilmektedir.

Yük değişiminin etkilerini araştırmak için, uygulanan yük blokları, değişken genlikli yükleme senaryoları oluşturmak üzere değiştirilmiştir. Şekil 28'de üç farklı yükleme senaryosu gösterilmektedir.



Şekil 28. Değişken genlik durumu için oluşturulan 3 senaryo yükleme hali

Yük değişiminin yorulma ömrü üzerindeki etkisi Şekil 29'da gösterilmektedir. Şaftın yorulma ömrü, iki sabit genlik yüklem senaryosu arasında değişmektedir.



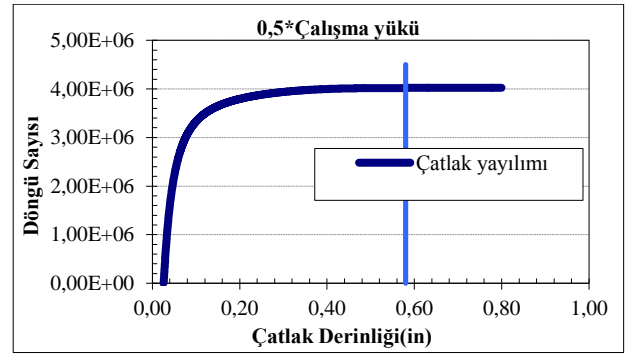
Şekil 29. Sabit ve Değişken genlikli yüklem senaryolarının yorulma ömrüne etkisi

Sabit genlikli yüklem ile değişken genlikli yüklem senaryoları karşılaştırıldığı zaman, gerçek uygulamaya daha yakın olan değişken genlikli yüklem durumu, bazı kısımlarında daha büyük yükler almasına rağmen yorulma ömrü açısından çalışma yükünün 1,0 olduğu sabit genlikli yüklem durumuna göre daha olumlu yönde bir yorulma ömrüne sahip olduğu görülmektedir. Değişken genlikli durumda büyük yük durumları sırasında meydana gelen çatlaklar, yeni çatlak oluşturmak için gerekli olan enerjinin meydana gelmesini geciktirmesi nedeniyle elemanın yorulma ömrünü uzatmaktadır.

3.4. 2 Ton Karbon Kanca Gövdesinde Çatlak İlerleme Analizi

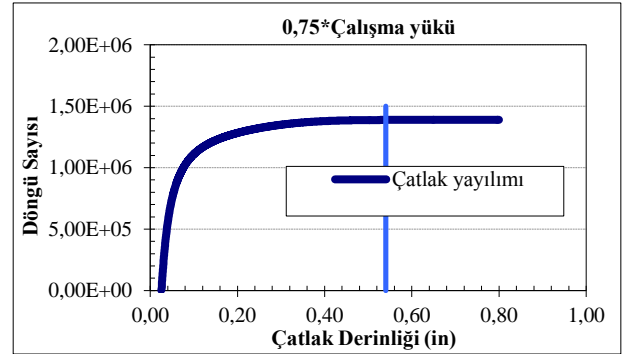
Alaşım kancalarının yorulma ömrünü araştırmak için uygulanan yöntem karbon kancalara da uygulanmıştır. Çatlak bir karbon kanca numunesi, LS-DYNA'da yapılan analizlerde 0,5*çalışma yükünden 3,0*çalışma yüküne kadar yüklere maruz kalır. Çıktı, bölüm 3.1'e benzer şekilde işlenmiştir. Analizlerin sonuçları aşağıdaki tablo ve şekillerde gösterilmektedir. Tablo 9, 0,5*çalışma yükü altındaki karbon kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörüne yönelik verileri listelemektedir.

Şekil 30, 0,5*çalışma yükü koşulunun altındaki 2 tonluk karbon kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. Başlangıç çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $4,02 \times 10^6$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Karbon kancaların kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $94,27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($85,7 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 0,5*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,58" (14,8 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



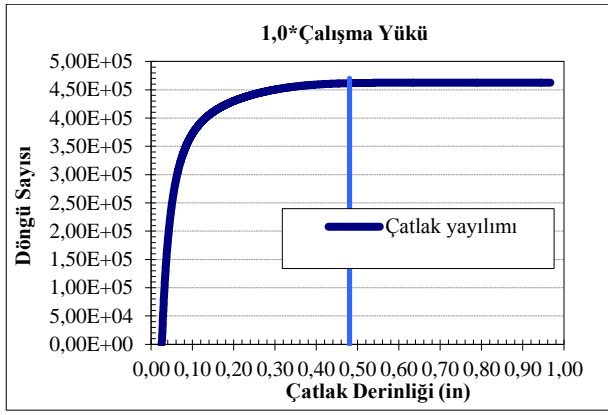
Şekil 30. 0,5*ÇY için karbon kancanın çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 10, 0,75*çalışma yükü altındaki karbon kancaları için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 31, 0,75 * çalışma yükü koşulunun altındaki 2 tonluk karbon kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $1,39 \times 10^6$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Karbon kancaların kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $94,27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($85,7 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 0,75*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,54" (13,8 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



Şekil 31. 0,75*ÇY için karbon kancanın çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 11, 1,0*çalışma yükü altındaki karbon kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 32, 1,0*çalışma yükü koşulu altında 2 tonluk karbon kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir karbon kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $4,63 \times 10^5$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Karbon kancaların kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $94,27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($85,7 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve çatlak derinliği 0,48" (12,2 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



Şekil 32. 1,0*ÇY için karbon kancanın çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 12, 1,5*çalışma yükü altındaki karbon kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 33, 1,5*çalışma yükü koşulunun altındaki 2 tonluk karbon kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir karbon kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $1,07 \times 10^5$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Aşamalı kancaların kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $94,27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($85,7 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 1,5*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,4" (10,1 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.

Tablo 9. 0,5*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

0,5 ÇY													
a (m)	0,0001	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0076	0,0089	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}^{0,5}$)	0,16	14,91	19,91	26,51	30,56	36,84	40,66	46,91	55,86	60,76	88,17	136,66	484,55

Tablo 10. 0,75*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

0,75 ÇY													
a (m)	0,0001	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0076	0,0089	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}^{0,5}$)	0,21	20,11	26,76	36,02	41,65	49,31	55,26	63,75	75,96	80,72	116,46	178,84	610,91

Tablo 11. 1,0*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

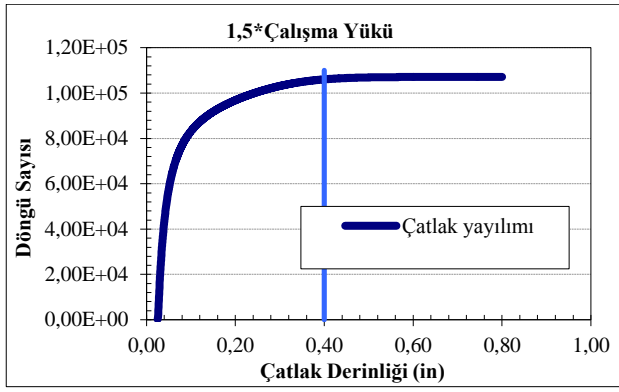
1,0 ÇY													
a (m)	0,0001	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0076	0,0089	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}^{0,5}$)	0,29	28,08	37,41	49,51	57,49	68,78	75,51	87,17	103,95	110,01	158,00	250,77	806,18

Tablo 12. 1,5*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

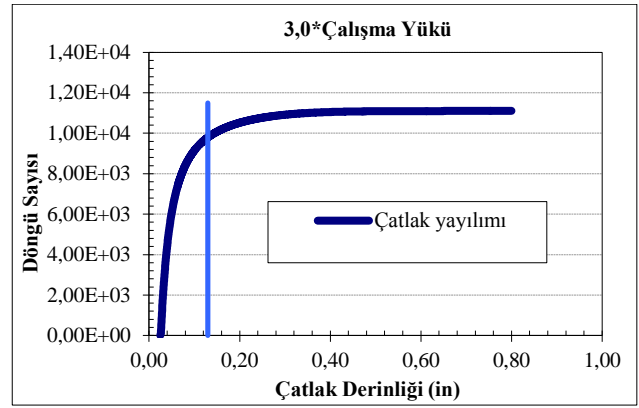
1,5 ÇY													
a (m)	0,0001	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0076	0,0089	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K_1 ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}^{0,5}$)	0,42	40,76	54,15	71,53	83,01	99,27	108,66	126,11	149,26	157,26	225,10	359,33	1070,00

Tablo 13, 2,0*çalışma yükü altındaki karbon kancalar için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 34, 2,0*çalışma yükü koşulunun altındaki 2 tonluk karbon kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $4,33 \times 10^4$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Karbon kancaların kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $94,27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($85,7 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 2,0*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,26" (6,6 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.

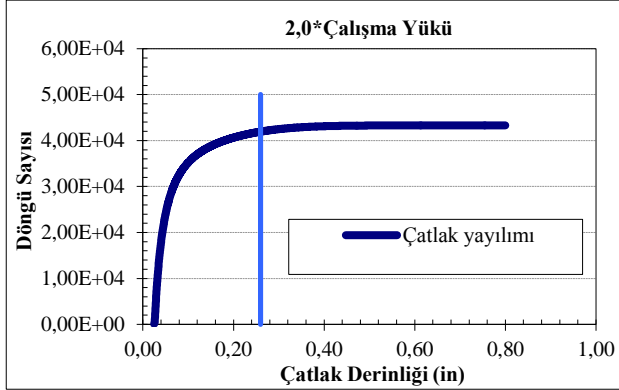
Tablo 14, 3,0*çalışma yükü altındaki karbon kancaları için çatlak derinliğine karşı gerilme yoğunluğu faktörü verilerini listelemektedir. Şekil 35, 3,0*çalışma yükü koşulunda 2 tonluk karbon kancalar için yorulma ömrü döngülerinin sayısını göstermektedir. İlk çatlak derinliği 0,025" (0,635 mm) olan bir karbon kancanın yorulma ömrü, hasara kadar $1,11 \times 10^4$ döngü olarak tahmin edilmektedir. Karbon kancalar için kırılma tokluğunun ortalaması -20°C 'de (-4°F) $94,27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ($85,7 \text{ ksi}\sqrt{\text{in}}$) olarak bulunmuştur ve 3,0*çalışma yükü altında çatlak derinliği 0,13" (3,3 mm) olduğunda gerilme yoğunluğuna karşılık gelir. Bununla birlikte, oda sıcaklığında ortalama kırılma tokluğu eğrisi, daha büyük bir çatlak derinliğine karşılık gelecektir.



Şekil 33. 1,5*ÇY için karbon kancanın çatlak derinliği-döngü sayısı



Şekil 35. 3,0*ÇY için karbon kancanın çatlak derinliği-döngü sayısı



Şekil 34. 2,0*ÇY için karbon kancanın çatlak derinliği-döngü sayısı

Tablo 15, çatlak büyüme analizlerinin (Crack Growth Analyses) sonuçlarının, alaşım ve karbon kancaları için oluşturulan S-N eğrilerinden elde edilen sonuçlarla bir araya getirilmiş halidir. 0,5*çalışma yükünün altındaki alaşım kancaları için çatlak büyüme analizlerinin sonucu, S-N eğrisi değerinden %1 daha yüksektir. Alaşım kancaları için diğer sonuçlar, derlenen alaşım S-N eğrisinin ortalamasının altına düşmektedir. Karbon kancalarına gelince, 0,5*çalışma yükü, 0,75*çalışma yükü ve 1,0*çalışma yükü için çatlak büyüme analizlerinin sonuçları, derlenmiş karbon S-N eğrisinden okunan ortalama standart sapma (stdv) ve ortalama 2*stdv değerleri arasında yer aldığı görülmektedir. Yükleme koşullarının geri kalanı için sonuçların ortalama 2*stdv eğrilerinin altında olduğu görülmektedir.

Tablo 13. 2,0*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

2,0 ÇY													
a (m)	0,0001	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0076	0,0089	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K _I (MPa*m ^{0,5})	0,54	53,02	70,39	92,81	108,40	128,83	140,63	163,64	192,45	203,25	300,06	450,13	1350,00

Tablo 14. 3,0*çalışma yükü için gerilme yoğunluk faktörü ve a değerleri

3,0 ÇY													
a (m)	0,0001	0,0006	0,0013	0,0025	0,0038	0,0051	0,0064	0,0076	0,0089	0,0102	0,0127	0,0152	0,0178
K _I (MPa*m ^{0,5})	0,78	76,53	101,56	133,86	158,14	185,80	188,84	241,78	280,86	298,31	420,59	628,02	1820,91

Tablo 15. Karbon ve alaşım kanca sonuçlarına göre yorulma ömürleri sonuçları

Yükleme	Alaşım S-N Eğrisi				Çatlak Gelişimi Analizi
	Ortalama	Ort.-StSp	Ort.-2*StSp	Ort.-3*StSp	
0,5*ÇY	1,10E+06	7,50E+05	5,00E+05	3,40E+05	1,11E+06
0,75*ÇY	3,40E+05	2,30E+05	1,80E+05	1,00E+05	1,16E+05
1,0*ÇY	1,50E+05	9,00E+04	6,20E+04	4,30E+04	5,23E+04
1,5*ÇY	6,00E+04	3,80E+04	2,70E+04	1,70E+04	1,67E+04
2,0*ÇY	1,70E+04	1,30E+04	9,00E+03	5,40E+03	5,11E+03
3,0*ÇY	5,10E+03	3,50E+03	2,50E+03	1,70E+03	4,69E+03
Yükleme	Karbon S-N Eğrisi				Çatlak Gelişimi Analizi
	Ortalama	Ort.-StSp	Ort.-2*StSp	Ort.-3*StSp	

0,5*ÇY	1,80E+07	7,20E+06	3,70E+06	1,90E+06	4,02E+06
0,75*ÇY	4,70E+06	2,40E+06	1,30E+06	6,00E+05	1,39E+06
1,0*ÇY	1,80E+06	9,00E+05	4,50E+05	2,20E+05	4,63E+05
1,5*ÇY	5,00E+05	3,10E+05	1,80E+05	1,20E+05	1,07E+05
2,0*ÇY	2,20E+05	1,30E+05	5,60E+04	2,80E+04	4,33E+04
3,0*ÇY	6,50E+04	3,30E+04	1,80E+04	8,50E+03	1,11E+04

4. SONUÇ

Bu çalışmada, endüstride birçok alanda farklı malzeme özelliklerine sahip 2 ton taşıma kapasiteli karbon ve alaşım kancaların kırılma mekaniği yaklaşımı ile çatlak ilerleme analizleri yapılmış ve yorulma ömürleri belirlenmiştir. Karbon ve alaşım kancalarının çatlak büyüme oranını hesaplamak için kırılma mekaniği yaklaşımı kullanılmıştır. Karbon ve alaşım kanca gövdelerinin sonlu elemanlar modellemesi yoluyla çatlak büyüme analizleri gerçekleştirilmiştir. Karbon ve alaşım kancaların farklı çatlak kalınlıkları için gerilme yoğunluk faktörleri elde edilmiştir. Karbon ve alaşım kancalar için farklı çalışma yüklerinde çatlak derinliği-döngü sayıları eğrileri çıkarılmış ve ayrıca alaşım kancalar için, uygulanan yükte meydana gelen eksantrik yükleme durumu için yorulma ömrü incelenmiştir. Alaşım kancalarda sabit ve değişken genlikli yükleme senaryoları için yorulma ömürleri incelenmiştir. Bu çalışma neticesinde elde edilen önemli sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- Karbon ve alaşım kancalara uygulanan çalışma yükü arttıkça her iki kanca tipi için hasara erişinceye kadar oluşan döngü sayısı azalmaktadır. Döngü sayısındaki azalma, çalışma yükünün artması ile yorulma ömrünün azaldığını göstermektedir.
- Alaşım kancalarda, eksantrisite etkisinin kanca üzerinde göçmenin meydana geldiği bölgeyi değiştirdiği ortaya çıkmıştır. Normal bir yükleme durumunda kancalarda önce gövde bölgesinde göçme meydana gelirken, eksantrik yük uygulandığı durumda, kancanın şaft bölgesinde gerilme yoğunluğu artması nedeniyle gövde bölgesinden önce bir göçme meydana geldiği görülmüştür. Analiz, normal koşullar altında kanca gövdesinin şaft kısımdan önce başarısız olacağını göstermiştir. Bununla birlikte, uygulanan yükün şaft eksenine göre eksantrikliği yükleme sırasında artarsa, kanca gövdesinde bir göçme oluşmadan önce şaft göçmeleri gözlemlenecektir sonucu elde edilmiştir.
- Alaşım kancalar üzerinde yapılan değişken genlikli yükleme senaryolarının yorulma ömrüne olumlu bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Sabit genlikli yükleme ile değişken genlikli yükleme senaryoları karşılaştırıldığı zaman, gerçek uygulamaya daha yakın olan değişken genlikli yükleme durumu, bazı kısımlarında daha büyük yükler almasına rağmen yorulma ömrü açısından çalışma yükünün 1,0 olduğu sabit genlikli yükleme durumuna göre daha olumlu yönde bir yorulma ömrüne sahip olduğu gözlenmiştir.

- Çalışma içerisinde alaşım ve karbon kancalar için, gerilme yoğunluk faktörleri de kullanılan numuneler için belirlenmiştir. Alaşım ve karbon kancalar için belirtilen çatlak derinlikleri için hesaplanan gerilme yoğunluğu faktörleri çalışma içerisinde tablolar halinde verilmiştir. Sonuçlardan, çatlak derinliği arttıkça, çatlak ucundaki gerilme yoğunluğu faktörünün arttığı çıkarılmaktadır.
- Çalışmada kullanılan kırılma mekaniği ile S-N eğrilerinden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında genel olarak, yorulma ömrü için kırılma mekaniği analizlerinden elde edilen sonuçlar, 0,5*çalışma yükü altındaki alaşım kancaları için bir istisna dışında, S-N eğrilerinden okunan ömür değerlerinden daha düşük çıkmaktadır. Bu nedenle, kırılma mekaniği yaklaşımı, S-N eğrilerinden daha konservatif ömür tahmini sağlamaktadır.
- Bu çalışmadan elde edilen sonuçların, endüstride ve bu alandaki araştırmacılar için önemli sonuçlar içermesi nedeniyle yazarlar tarafından gelecekteki çalışmalara öncü ve yardımcı olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Das S, Mukhopadhyay G, and Bhattacharyya S. Failure analysis of a 40 ton crane hook at a Hot Strip Mill. MATEC Web Conf. 2018; 1-10.
- [2] ASM International. Fatigue fracture of a 1020 steel crane hook-Asm failure analysis case histories: Material handling equipment, 2019.
- [3] Lu S, Su J, Liao S, Su J, Wang B, Yu L, Jiang Y, Wen S. Finite element analysis on Fatigue failure prediction of a rear axle housing of Vehicle based on Cosmos. Applied Mechanics and Materials. 2012;121-126;843-848.
- [4] Sundriyal R. Stress analysis of crane hook with different cross sections using ANSYS. Int. J. Sci. Res. 2017;6(8);1363-1368.
- [5] Kökçü İ. Kule vinci tasarımı ve analizi. Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. 2015.
- [6] Nazlıoğlu A. İnşaat sektöründe kullanılan kule vinçler ile yapılan çalışmalarda karşılaşılan risklerin tespiti ve korunma yolları,” Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı, 2014.
- [7] Gerdemeli İ. Yük tutma elemanları. Transport Tekniğinde İleri Konular, 1-25.
- [8] Sonsino C.M. Course of SN-curves especially in the high-cycle fatigue regime with regard to component design and safety. Int. J. Fatigue. 2007;29;2246-2258.
- [9] Qin YX, Xie WT, Ren HP, Li X. Crane hook stress analysis upon boundary interpolated reproducing

- kernel particle method. *Eng. Anal. Bound. Elem.* 2016;63;74-81.
- [10] Torres Y, Gallardo JM, Domínguez J, Jiménez FJE. Brittle fracture of a crane hook. *Eng. Fail. Anal.* 2010;17(1);38-47.
- [11] Vinodh S, Ravikumar R. Application of probabilistic finite element analysis for crane hook design. *J. Eng. Des. Technol.* 2012;10(2);25-275.
- [12] Bergaley A, Purohit A. Structural analysis of crane hook using finite element method. *Int. J. Sci. Mod. Eng.* 2013;1(10);3-7.
- [13] Desai N, Zeytinoglu N. Design and optimization of the geometric properties of a crane hook. *World J. Eng. Technol.* 2016;4;391-397.
- [14] Sahu S, Dewangan R, Patnaik M, Yadav N. Study of crane hook having trapezoidal section by finite element method & design of experiments. *Int. J. Mod. Eng. Res.* 2012;2(4);2779-2781.
- [15] Sari A, Nemutlu ÖF. Vinç kancalarının farklı malzeme özellikleri ve yükleme kapasitelerine göre yorulma dayanımlarının incelenmesi. 2020;9(2);190-200.
- [16] Kishore K, Gujre VS, Choudhary S, Gujre AS, Vishwakarma M, Thirumurgan T, Choudhury M, Adhikary M, Kumar A. Failure analysis of a 24 T crane hook using multi-disciplinary approach. *Eng. Fail. Anal.* 2020;115.
- [17] Nishioka T, Lee H-Y, Won Y-J, Fujimoto T. Strength Evaluation of Marine Crane Hooks by Static-load and Fatigue Experiments. *Journal of the JIME.* 2010;45; 91-96.
- [18] Uddanwadiker R. Stress Analysis of Crane Hook and Validation by Photo-Elasticity. *Engineering.* 2011;3;935-941.
- [19] Singh A, Rohilla V. Optimization and Fatigue Analysis of A Crane Hook Using Finite Element Method. *International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH).* 2015;4(4);31-43.
- [20] Kim T-G, Lee S-B, Lee H-C. A Case Study on Engineering Failure Analysis of Link Chain. *Safety and Health at Work.* 2010;1:43-50.
- [21] Dağ S, Fıçıcı F, Geniş K. İş makinelerinde kırılma ve yorulma problemlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi. 2007;58(571);3-5.
- [22] Bhaduri A. *Fatigue.* Springer Series in Materials Science. 2018.
- [23] Bannantine JA, Comer JJ, Handrock JL. *Fundamentals of metal fatigue analysis.* Prentice Hall. 1990.
- [24] Beden SM, Abdullah S, Ariffin AK. Review of fatigue crack propagation models for metallic components. *European Journal of Scientific Research.* 2009;28(3);364-397.
- [25] Paris PC, Gomez MP, Anderson WE. A rational analytic theory of fatigue. *The Trend in Engineering.* 1961;13;9-14.
- [26] Irwin GR. Analysis of stresses and strain near the end of a crack traversing a plate. *J. Appl. Mech.* 1967;24;361-364.
- [27] Anderson TL. *Fracture mechanics fundamentals and applications.* Taylor and Francis. 2005.