



Kardan Şaftı Mukavemet ve Yorulma Ömür Analizi Örnek Uygulaması: 4x2 Ticari Araç Kardan Şaftı

Strength and Fatigue Life Analysis Study of Cardan Shaft A Case Study: 4x2 Commercial Vehicle Cardan Shaft

Can Çivi¹ , Necati Tahralı¹ 

¹Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü. 45140 Manisa, TÜRKİYE

Başvuru/Received: 15/10/2020

Kabul / Accepted: 28/01/2021

Çevrimiçi Basım / Published Online: 29/01/2021

Son Versiyon/Final Version: 18/06/2021

Öz

Kardan şaftı, mekanik gücü ve torku iki komponent arasında iletmek için kullanılan, dinamik gerilmeler altında zorlanan kritik bir aktarma organıdır. Yorulma, kardan şaftlarının en temel hasar mekanizmalarından biridir. Bu sebeple yorulma ömrü hesapları, kardan şaftı tasarımlarında çok büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada, endüstriyel olarak hali hazırda üretimi gerçekleştirilen bir taşıt kardan şaftının seçilen dört farklı kritik elemanın mukavemet ve ömür analizleri Gerilme-Ömür (S-N) diyagramı ve yorulma faktörlerinin bir arada hesabıyla gerçekleştirilmiştir. Şaftın seçilen kritik elemanlarının dinamik kuvvet altındaki emniyet katsayısı ve ömür değerleri analitik olarak hesaplanmıştır. Ayrıca yapılan hesaplamalar, deneysel yorulma analizi ve hasar verileri ile karşılaştırılıp değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler

“Güvenilirlik, ömür analizi, kardan şaftı, dinamik gerilme”

Abstract

A cardan shaft is a critical drivetrain that is forced under dynamic stresses to transmit mechanical power and torque between two components. Fatigue is one of the main damage mechanisms of cardan shafts. For this reason, fatigue life calculations are of great importance in cardan shaft designs. In this study, the strength and life analyze of four different critical elements of a vehicle cardan shaft, which is currently manufactured industrially, were performed using the Stress-Life (S-N) diagram and fatigue factors. The safety coefficient and lifetime values of the selected critical elements of the shaft under dynamic force have been calculated analytically. Also, the calculations made were compared with experimental fatigue analysis and damage data and evaluated.

Key Words

“Reliability, life analysis, cardan shaft, dynamic stress”

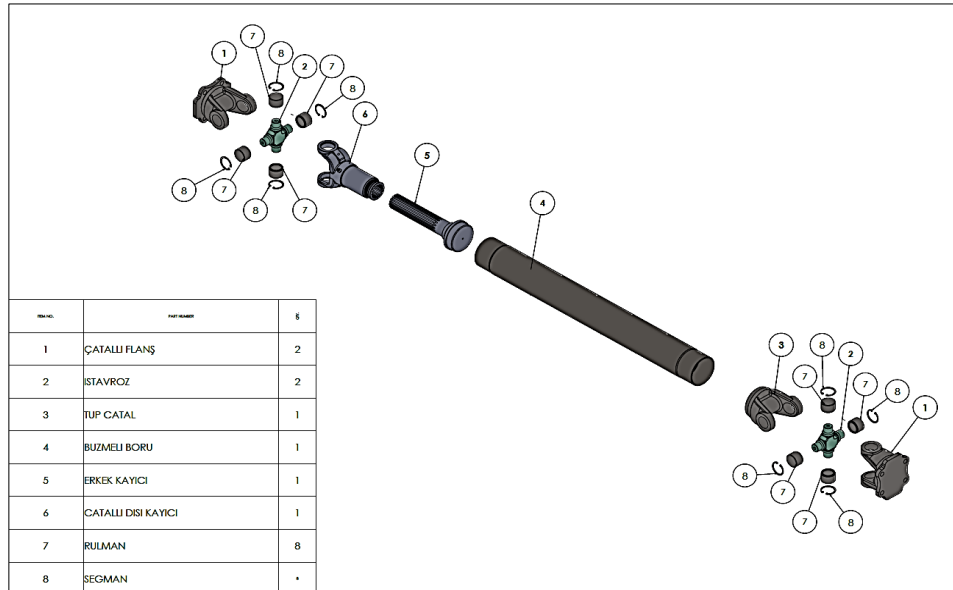
1. Giriş

Kardan şaftı gücü ve dönme hareketini motordan tekerleklere ileten dönen bir elemandır. Kardan şaftında vites kutusu ile diferansiyel arasındaki sürekli değişen açılarda ve dinamik gerilmeler altında çalışma zorunluluğu bulunmaktadır (Elanchezhian, Vijaya Ramnath, Sripada Raghavendra, Muralidharan, & Rekha, 2018; Hu, Zhang, & Tan, 2020). Kardan şaftları universal mafsal bağlantıları ile farklı düzlem ve eksenlerde bulunan miller arasında hareket iletimine olanak sağlarken, mil eksenlerinin belirli sınırlar içerisinde yer değiştirmesinden etkilenmeden çalışmaya devam edebilir (Hummel & Chassapis, 2000). Kardan şaftları, bu açısal sapmaları karşılayabilmek için birbirine yakın yerleştirilmiş, 90° açıyla yönlendirilmiş istavroz denilen mafsallar içeren bir çift menteşeden oluşan ve bu sayede güç ileten milin herhangi bir yönde açı yapmasına izin veren, bir makine elemanıdır. Bu durum kardan şaftında giriş tahrik mili sabit bir hızda döndüğünde bile, çıkış tahrik milinin değişken bir hızda dönmesine ve bu sebeple değişken yüklere beraber aynı zamanda aşınmaya neden olur (Vesali, Rezvani, & Kashfi, 2012). Tahrik edilen şaftın hızındaki değişim, eklem konfigürasyonuna bağlıdır. Böyle bir konfigürasyon üç değişkenle belirtilebilir. Kardan şaftları, yüksek dinamik burulma ve kayma gerilmelerine maruz bırakan torku ve gücü iletmek için kullanılır (Nadeem, Giridhara, & Rangavittal, 2018). Dinamik gerilmeler altında çalışan makine parçalarında meydana gelen temel hasar mekanizması yorulma hasarıdır (Santecchia et al., 2016). Yorulma, kardan şaftları için de en temel hasar mekanizmalarından biridir (Göksenli & Eryürek, 2009). Kardan şaftlarında özellikle istavroz adı verilen elemanlarda ve bu elemanların üzerinde olan rulmanlarda yorulma hasarı meydana gelmektedir. Bununla beraber dinamik gerilmeler altında çalıştığı için şaftın tüm elemanlarında yorulma hasarı söz konusu olabilmektedir (Palma et al., 2017). Yorulma hasarı çok az plastik şekil değişimi içerdiğinden ve ani kırılmalara yol açtığından tasarımlar için önemli risk oluşturan bir hasar mekanizmasıdır (Guo, Mao, Liu, & Liang, 2019). Wöhler yorulma ile ilgili spesifik araştırmalar yapan ilk bilim adamı olarak bilinmektedir ve araştırmalarında demiryolu araçlarındaki şaftlarda meydana gelen kırılmaları incelemiştir. Yorulma anlamındaki temel literatür bu çalışmalar ile ortaya çıkmıştır. Bu çalışmalarda ortaya koyulan temel olgular günümüzde de yapılan çalışmaların temelini oluşturmaktadır. (Köhler, Jenne, Pötter, & Zenner, 2017; Marczewska et al., 2006). Malzemelerin ve makine parçalarının yorulma davranışları yorulma ömür (S-N) eğrileri ile belirlenmektedir (Toasa Caiza & Ummerhofer, 2018). Logaritmik ölçekte çizilen bu eğrilere çeşitli ömür faktörlerinin de dahil edilmesi ile makine parçalarının logaritmik ömür denklemleri elde edilebilmektedir ve çeşitli makine parçalarında bu denklemlerin ömür tespitinde başarılı şekilde kullanıldığı belirlenmiştir (M. Bayraktar & Tahralı, 2009; Meral Bayraktar, Guclu, & Tahralı, 2014; Meral Bayraktar, Tahralı, & Guclu, 2010; Dikmen, Bayraktar, & Guclu, 2012; Tahralı, Atik, & Çivi, 2017). Kardan şaftı ile ilgili literatürde bulunan güncel çalışmalar incelendiğinde, genellikle çalışmaların şaftın kompozit malzemelerden üretilerek araç ağırlıklarının azaltılması amacıyla yoğunlaştığı görülmektedir (Badie, Mahdi, & Hamouda, 2011; Henry, Bakis, & Smith, 2015; kishore, Keerthi, & kumar, 2016). Kardan şaftlarının ömür ve mukavemet analizleri ile ilgili hem ticari gizlilik hem de karmaşık hesap bağıntıları sebebiyle sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır (Bayrakceken, Tasgetiren, & Yavuz, 2007; Palma et al., 2017; Sener, 2016). Bu çalışma kapsamında, hali hazırda üretimi mevcut olan ve bir ticari araçta kullanılan kardan şaftı belirlenmiş, şaftın seçilen kritik elemanlarının mukavemet, ömür ve güvenilirlik analizi hesapları yorulma ömür (S-N) diyagramı ve Soderberg denklemleri vasıtası ile gerçekleştirilmiştir.

2. Materyal ve Metot

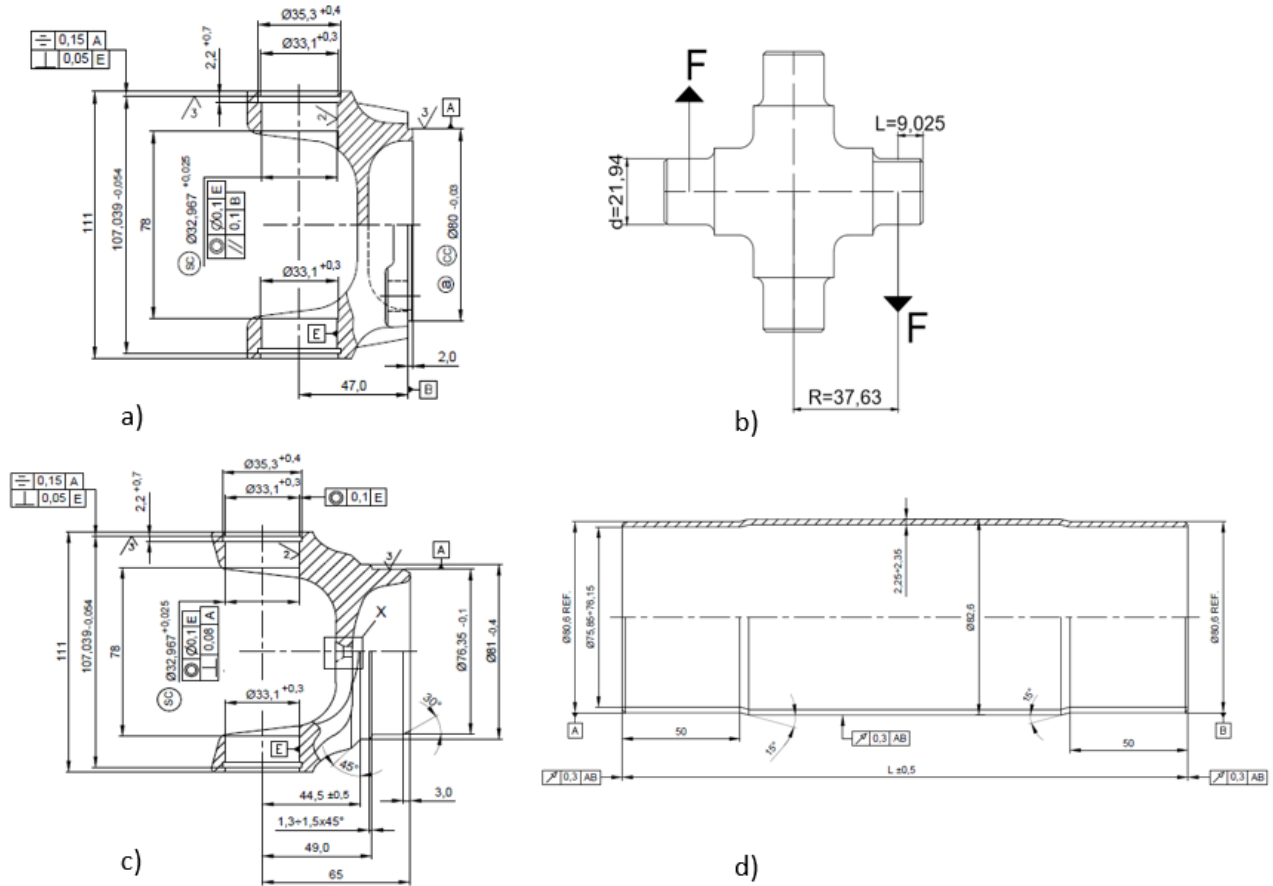
2.1. Materyal

Çalışmada, arkadan itişli 4x2 ticari bir midibüste kullanılan kardan şaftı temel alınmıştır. Ticari gizlilik dolayısıyla araç marka ve şaftın üretici detayları, verileri paylaşan firmanın talebi üzerine gizli tutulmuştur. Analiz yapılan şaftın 3D çizimi şematik olarak Şekil 1'de görülmektedir. Çalışmada, şaftın statik ve dinamik laboratuvar testi hasar verileri başlangıç olarak temel alınmıştır. Destek sağlayan şaft üretici kuruluşun statik burulma deneyinde ve burulmalı yorulma test deneylerinde elde ettiği verilerden, hasara uğraması muhtemel olan kritik şaft unsurlarının tespitinde yararlanılmıştır. Şaftta hesap gerçekleştirilecek kritik elemanların tespitinde yararlanılan bir diğer husus aynı kuruluşun gerçek saha hasar verileri olmuştur. Bunlarla beraber hesaplanan elemanların seçiminde son faktör; çok sayıda parçadan oluşan şaft elemanları içerisinde tasarım iyileştirilmesi yapılabilecek veya tasarımına doğrudan müdahale edilebilecek olan unsurlardır. Saha verilerinin elde edilmesinde, üretici firmanın istatistikî verilerinden ve raporlamalarından ile firmaya yapılan müşteri geri bildirimlerinden yararlanılmıştır. Tüm bu süzme işlemlerinden sonra seçilen elemanlar Şekil 1'de ilk 4 maddede ifade edilen çatallı flanş, istavroz, tüp çatal ve büzmelî boru olarak adlandırılacak olan elemanlardır. İstavroz bu elemanların içerisinde test ve veriler doğrultusunda en kritik elemandır.



Şekil 1. Analiz yapılan kardana shaftı

Hesaplaması gerçekleştirilen elemanların resimleri Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. Mukavemet ve ömür hesapları gerçekleştirilen elemanlar a) Çatallı flanş, b) İstavroz, c) Tüp çatal, d) Büzmeli boru
Analitik hesaplarda kullanılan aracın verileri Tablo 1’de yer almaktadır.

Tablo 1. Araç Verileri

Azami Motor Gücü	140 kW
Optimum Motor Devri	2600 rpm
Vites Kutusu Kademe Verimi	%96,5

Aracın vites çevrim oranları Tablo 2’de yer almaktadır.

Tablo 2. Vites Çevrim Oranları

Vites	1	2	3	4	5	6
Çevrim Oranı	6,369	3,767	2	1,355	1	0,782

Tablo 1 ve Tablo 2 vasıtasıyla elde edilen ve kardan şaftına etki eden maksimum moment değerini oluşturan moment değerleri Tablo 3’te verilmektedir.

Tablo 3. Kardan Şaftına Etkiyen Maksimum Burulma Momenti Değerleri

1. Vites	$M_{b(1)} = 3049,888$ [Nm]
2. Vites	$M_{b(2)} = 1803,882$ [Nm]
3. Vites	$M_{b(3)} = 957,729$ [Nm]
4. Vites	$M_{b(4)} = 648,861$ [Nm]
5. Vites	$M_{b(5)} = 478,864$ [Nm]
6. Vites	$M_{b(6)} = 388,053$ [Nm]

2.2. Metot

Makine parçalarının mukavemet hesaplarında genel olarak ilgili standartlar ile beraber Soderberg, Goodman, Gerber, ASME-eliptik ve akma denklemleri kullanılmaktadır (Shigley, 2011). Bu çalışmada, hesaplamalarda malzeme ve hesap unsurları göz önüne alınarak Soderberg denklemleri seçilmiştir. Kullanılan temel denklem (1) de görülmektedir. Denklemde σ_m ortalama gerilme, σ_a gerilme genliği, σ_y akma gerilmesini ve S emniyet katsayısını ifade etmektedir.

$$\sigma_m + \frac{(\sigma_y)}{(\sigma_e')} \cdot \sigma_a = \frac{(\sigma_y)}{S} \quad (1)$$

Denklemde σ_e' ifadesi ilgili elemanın sürekli mukavemet sınırını ifade eder. Bu değer, yorulma faktörlerinin malzemenin sürekli mukavemet sınırına etki ettirilmesiyle belirlenir (Akkurt, 2012; Shigley, 2011). Makine parçalarının sürekli mukavemet değeri hesaplarında malzeme (K_m), boyut (K_b), yüzey (K_a) sıcaklık (K_d) yükleme faktörü (K_c), güvenilirlik faktörü (K_r) ve korozyonu da içeren diğer faktörler (K_e) gibi yorulma faktörlerinin etki ettirilmesi bir zorunluluktur (Shigley, 2011). Bu faktörler ile hesaplarda kullanılan sürekli mukavemet sınırı ve σ_e' ile ifade edilmektedir.

$$\sigma_e' = \frac{K_m \cdot K_b \cdot K_a \cdot K_d \cdot K_c \cdot K_r \cdot K_e}{K_f} \cdot \sigma_e = K \cdot \sigma_e \quad (2)$$

Sonuç olarak yorulma faktörlerinin etkisi ile (2) eşitliği elde edilir. Mukavemet hesaplarında (1) ve (2) eşitliği temel alınmıştır. Hesaplarda elemanın üzerine gelen gerilme türü ve elemanın kesitine göre gerilme değerleri tespit edilerek (S) emniyet katsayıları bileşik gerilmeye göre belirlenmiştir. Hesaplarda gerekli sürekli mukavemet değeri eldesi için (Niemann, G. & H., Höhn, 1975) kaynağı kullanılmıştır. Yorulma faktörlerinin seçiminde bu faktörü içeren tabloların yer aldığı kaynaklardan yararlanılmıştır (Akkurt, 2012; Shigley, 2011). Her bir elemanın malzemeleri ve hesap faktörleri Tablo 4-7’de verilmiştir. Yorulma faktörlerin çarpımı olan K değeri ortalama olarak üç eleman için de 0,59 olarak belirlenmiştir.

Tablo 4. Çatallı Flanş Hesap Bilgileri

Malzeme	C45
σ_y	430 N/mm ²
σ_u	735 N/mm ²

Tablo 5. İstavroz Hesap Bilgileri.

Malzeme	AISI 5120 (20MnCr5)
σ_y	540 N/mm ²
σ_u	1000 N/mm ²
α_{12} (Mafsal açısı)	20°
$i_{(12)_{\max}} = \cos\alpha_{12}$ (maksimum iletim oranı)	0.939
$i_{(12)_{\min}} = 1/\cos\alpha_{12}$ (minimum iletim oranı)	1.064

Tablo 6. Tüp Çatal Hesap Bilgileri.

Malzeme	AISI 1330 (30Mn5)
σ_y	490 N/mm ²
σ_u	870 N/mm ²

Tablo 7. Büzmeli Boru Hesap Bilgileri.

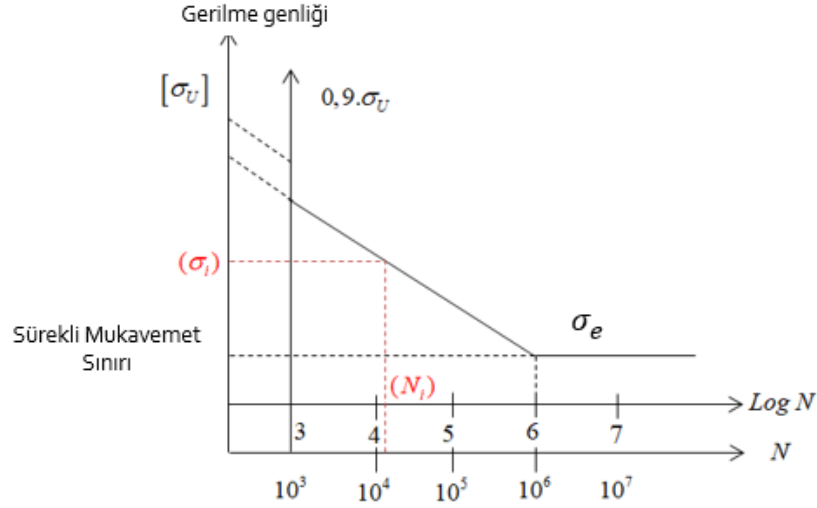
Malzeme	Ck45
σ_y	500 N/mm ²
σ_u	700 N/mm ²

Elemanlar ayrı ayrı değerlendirildiğinde, çatallı flanşın mukavemet hesabında; meydana gelen kulak dibi çatlakları ve vida bağlantı bölgelerinde meydana gelen hasar nedeniyle kritik parça olarak hesap bağıntısında bu kısımlar ele alınmıştır. Bu kısımlarda eğilme ve kayma gerilmesinin oluşturduğu bileşke gerilme esaslı hesaplar gerçekleştirilmiştir. Bileşik gerilme hesabı Von-Misses bağıntısı ile yapılmıştır (3). Şaft malzemesi ye yükleme faktörleri için en uygun yöntemin Von-Misses bağıntısı olduğu ilgili literatürden görülmüştür (Shigley, 2011; Sines & Ohgi, 2016). Kardan mili üzerinde en yüksek gerilmelerin olduğu parça istavrozdur. Hasarlar da genel olarak bu eleman üzerinde oluşur (Tanik, Parlaktaş, Tanik, & Kadioğlu, 2015). İstavroz hesabında da eğilme ve kesme gerilmelerine göre bileşik gerilme hesabı uygulanarak çözüm gerçekleştirilmiştir. Üçüncü kritik parça olan tüp çatalda özellikle kulakların iç yüzeylerinde ve kulakların diplerinde hasar olduğu bilinmektedir. Bu sebeple bu eleman için de kritik noktaların eğilme ve kesmeye göre bileşke momenti hesabı gerçekleştirilmiştir. Son incelenen parça olan büzmeli boru kısmında ise mukavemet hesabında, yalnız burulma gerilmesi göz önüne alınmıştır. Bu parçada da kritik kesit için mukavemet hesabı gerçekleştirilmiştir. Tüm mukavemet hesapları titreşimli (dalgalı) genel değişken gerilme göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir.

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2} \quad (3)$$

Mukavemet analizinde emniyet kat sayıları (S) hesaplanmıştır. Maksimum dinamik gerilmeler, maksimum momentin eğilme ve burulma kesit mukavemet momentine bölünmesi ile elde edilmiş, eğilme ve burulma bileşke gerilmeleri Denklem (3)'ten Von Misses bağıntısından bileşke olarak hesaplanıp, ilgili elemanın akma mukavemet değeri ile kıyaslanarak emniyet kat sayıları tespit edilmiştir.

Mukavemet hesaplarının yanı sıra kardan şaftı gibi dinamik gerilme altında çalışan makine parçalarının ömür değerlendirmelerin gerçekleştirilmesi bir zorunluluktur (Zahavi & Torbilo, 1996). Tekrarlı gerilmeler altında çalışan bu tür makine elemanlarında akma gerilmelerin altında meydana gelen yorulma hasarları sonucu meydana gelecek kırılmanın zamanının tahmini büyük önem taşır (Khurmi & Gupta, 2005; Zahavi & Torbilo, 1996). Bu ömür değerlendirmeleri bir çok farklı yöntemle gerçekleştirilebilmektedir. Bununla beraber yorulma faktörleri de göz önüne alınmak suretiyle Wöhler diyagramlarından elde edilen ömür denklemleri ile gerçekleştirilen hesaplar basit ve gerçekçi sonuçlar ortaya koymuştur (Meral Bayraktar et al., 2014, 2010; Dikmen et al., 2012). Bu çalışmada da ömür analizleri benzer yaklaşımla gerçekleştirilmiştir. Denklemlerinde kullanılan diyagram Şekil 3'de gösterilmiştir. Diyagramda Log N belirli gerilme altında elde edilen gerilme çevrim sayısını logaritmik olarak ifade etmektedir. $1 \leq N \leq 10^3$ çevrim aralığı düşük çevrimli yorulma bölgesi (statik bölge) olarak adlandırılırken, $N \geq 10^3$ bölgesi süreli mukavemet bölgesini ifade eder. 10^6 veya 10^7 çevrim değeri demir esaslı malzemeler için sürekli mukavemet sınırını ifade eder (Shigley, 2011).



Şekil 3. Ömür hesaplarında kullanılan S-N diyagramı (Meral Bayraktar et al., 2014).

Şekil 3’deki diyagram vasıtası ile ömür değerleri Denklem (4)’ teki gibi elde edilebilir. Burada σ_u : Maksimum çekme dayanımı,

σ_e : sürekli mukavemet sınırı, σ_i : gerilme genliği ve Log Ni: bu gerilme genliğinde elde edilen logaritmik ömür değerini ifade etmektedir.

$$\log N = 3 + 3 \left[\frac{0,9.\sigma_u - \sigma_i}{0,9.\sigma_u - \sigma_e} \right] \quad (4)$$

Denklem (4), laboratuvar deney numunelerinin yorulma değerlendirmeleri için kullanılırken, bu çalışmada kullanılan kardan şaftı gibi gerçek makine parçalarında malzeme, (Km), boyut (Kb), yüzey (Ka) sıcaklık (Kd) yükleme faktörü (Kc), güvenilirlik faktörü (Kr) ve korozyonu da içeren diğer faktörler (Ke) gibi yorulma faktörlerinin de hesaplara dahil edilerek gerilme genlik değeri düzenlenirse;

$$\sigma'_i = \frac{K_f}{K_m.K_b.K_a.K_d.K_c.K_r.K_e} \cdot \sigma_i \quad (5)$$

Denklemleri elde edilir. Denklem (4) denklem (5) ile birleştirilirse

$$\log N = 3 + 3 \left[\frac{0,9.\sigma_u - \sigma'_i}{0,9.\sigma_u - \sigma_e} \right] \quad (6)$$

Denklemleri edile edilir. Bu denklem makine parçalarının ömür değerlendirilmelerinde kullanılabilir. Çalışma kapsamında ömür analizi gerçekleştirilen kardan şaftının ömür denklemi Denklem (6) temel alınarak elde edilmiştir. Yukarıda belirtilen ömür faktörleri makine elemanları literatüründeki kaynaklardan (Akkurt, 2012; Shigley, 2011) elde edilmiştir. Ancak bu denklemler tekil dinamik gerilmeler altında yapılan hesaplamalar için geçerlidir. Araştırma konusu kardan şaftı gibi farklı dinamik yüklere farklı süreler altında maruz makine parçalarının mukavemet ve ömür hesaplarında birikimli hasar teorileri kullanılmaktadır (Fatemi & Yang, 1998). Farklı gerilme seviyelerinden dolayı yorulma hasarının birikimi problemi bu tür parçalarda ortaya çıkar (Lemaitre, 1996). İlk kümülatif hasar teorisi, A. Palmgren tarafından 1920’de İsveç’te rulmanların ömrünü tahmin etmek için uygulanmıştır (Meral Bayraktar et al., 2014). Palmgren-Miner doğrusal hasar kuralı, dinamik gerilim genliği döngülerinin toplanması sırasında bileşenin yorulma ömrünü tahmin eder. (Kauzlarich, 1989). Palmgren-Miner Kuralından sonra birçok hasar modeli geliştirilmesine rağmen, Palmgren-Miner, sunduğu basit çözümden dolayı bazı eksikliklerine rağmen tasarımda hala yaygın olarak kullanılmaktadır (Fatemi & Yang, 1998). K farklı gerilme aralıklarını, n_i σ_i gerilmesi altındaki geçirilen ömür. σ_i , N_i ömrüne karşılık gelen gerilmeyi, N_i ise sabit bir gerilme altında meydana gelebilecek ömür değerini çevrim olarak ifade etmek üzere Palmgren-Miner denklemi (7) ‘de belirtilmiştir. Denklemde. c_i orantı faktörüdür. ($c_i.N_{eq}=n_i$), N_{eq} eşdeğer ömür değeri σ_{eq} ise eşdeğer gerilme değeridir (Meral Bayraktar et al., 2014; SAATÇI & TAHRALI, 2003b, 2003a).

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = K \quad (7)$$

Denklemden K sabiti ($0,7 \leq K \leq 2,2$) aralığındadır $K \cong 1$ ne çelik parçalar için $K=1$ değeri yaklaşık olarak kullanılabilir. Bu durumda denklem aşağıdaki formu alır.

$$\sum_{i=1}^k \frac{c_i}{N_i} = \frac{c_1}{N_1} + \frac{c_2}{N_2} + \frac{c_3}{N_3} + \dots + \frac{c_i}{N_i} = \frac{1}{N_{eq}} \quad (8)$$

$$\sum_{i=1}^k \frac{c_i}{\sigma_i} = \frac{c_1}{\sigma_1} + \frac{c_2}{\sigma_2} + \frac{c_3}{\sigma_3} + \dots + \frac{c_i}{\sigma_i} = \frac{1}{\sigma_{eq}} \quad (9)$$

Palmgren-Miner denklemleri kullanılarak, farklı gerilme seviyelerinde çalışan makine parçalarının eşdeğer ömür veya eşdeğer gerilme saptamaları gerçekleştirilebilir. Bu çalışmada da bu denklemlerden yararlanılmıştır.

Sonuç olarak çalışmada ömür verileri, vites kullanım oranları da göz önünde bulundurularak her vitesine ait maksimum gerilmelerin, Denklem (9)'da yerine koyulmasıyla maksimum bileşke gerilmeler elde edilerek gerçekleştirilmiştir. Bileşke gerilme nihai olarak Denklem (6)'da yerine koyularak ömür değerleri çevrim olarak elde edilmiştir. Denklem (9)'deki; eşdeğer gerilme hesapları için vites kullanım oranları istatistiki olarak elde edilmiştir. İlgili katsayılar Tablo 8'de yer almaktadır.

Tablo 8. Vites Kullanım Oranlarına Göre c Katsayıları

Vites	Kullanım Yüzdesi (%)	c_i
1	1	0,01
2	5	0,05
3	10	0,1
4	18	0,18
5	26	0,26
6	40	0,4

Bu vasıta ile ömür hesapları büzmeli boru haricinde eşdeğer gerilmeye göre, büzmeli boruda ise tekil burulma gerilmesine göre her bir eleman için ayrı ayrı elde edilmiştir. Elde edilen bulgular izleyen bölümde yer almaktadır.

3. Bulgular ve Tartışma

Çalışma kapsamında verilen ilgili denklemler kullanılarak gerçekleştirilen mukavemet analizi ile ömür analizi değerleri Tablo 9 ve 10'da görülmektedir.

Tablo 9. Mukavemet Analizi Sonuçları

Parça	Bileşke Gerilme (N/mm^2) (σ_{eq})	Emniyet Katsayısı (S)
Flanşlı Çatal	52,87	7,27
İstavroz	465,33	1,16
Tüp Çatal	52,467	7,57
Büzmeli Boru	128,496	2,24

Tablo 9'dan görülmektedir ki, mukavemet hesaplarında şaftın tüm elemanları maksimum bileşke gerilmeler altında 1 değerinin üzerinde emniyet katsayısına sahiptir. Hesaplamalar 1. Viteste en yüksek bileşke gerilme durumu altında gerçekleştirildiği için emniyet katsayısı nispeten düşük olarak tespit edilmekle birlikte vites çalışma yüzdelerine bakıldığında kardan şaftının ömrünün %1'lik kısmında bu gerilme altında çalışmasından dolayı 1'den büyük emniyet katsayısı kabul edilebilir düzeydedir. Bununla beraber emniyet katsayısı ve güvenilirlik, malzeme veya geometri değişimi ya da ısıl işlem yoluyla artırılabilir.

Salt mukavemet hesapları dinamik gerilmeler altında zorlanan ve yorulma temelli hasara uğrayan makine parçaları için yeterli hesaplar değildir (Tahralı et al., 2017). Bu çalışmada ek olarak bileşke gerilmeler altındaki ömür değerlerinin hesaplamaları, vites kullanım yüzdeleri dikkate alınarak hesaplanmıştır ve sonuçlar Tablo 10'da görülmektedir.

Tablo 10. Ömür Analizi Sonuçları

Parça	Bileşke Ömür (çevrim) (N_{eq})
Flanşlı Çatal	1,06.10 ¹⁹
İstavroz	6,01.10 ¹³
Tüp Çatal	2,25.10 ²⁰
Büzmeli Boru	3,73.10 ¹³

Mukavemet ve ömür analizi sonuçları birlikte değerlendirildiğinde, emniyet katsayısı yüksek olduğu görülen flanşlı çatal ve tüp çatalın, seçilen elemanların içerisinde üreticinin saha verilerinde en az hasar meydana gelen elemanlar olduğu teyit edilmiştir. Üretici, servis ömrü olarak katalog bilgisinde kardan şaftına ortalama 800000 km (10^{9,23} çevrim) garanti vermektedir. Bu çalışma kapsamında ömür analizlerinde en zayıf olarak tespit edilen elemanlar olan istavroz ve büzmeli boru kısımlarında dahi bu değerler çok üzerinde ömür değerleri tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda, normal çalışma şartlarında katalog ömrü olarak verilen değerlerin ilgili kritik parçalar temelinde sağlandığı belirlenmiştir. Aynı şekilde üreticinin verilerine göre istavroz kısmında kullanım esnasında hasarlar meydana geldiği görülmüştür ve bu kısımda elde edilen düşük emniyet katsayısı hesabı, kullanım alanında öngörülemez yüksek bir moment veya bir dış etki olması durumunda elemanda hasar görülebileceğini göstermektedir. Bu da istavrozda yapılacak bir iyileştirmenin olumlu etki oluşturabileceğini göstermiştir. Boru kısmında ise saha verileri yorulma hasar bulgusunu göstermezken, üretilen şaftların test edildiği laboratuvar ölçekli statik burulma deneylerinde bazı numunelerde boru kısmında hasar meydana geldiği görülmüştür. Bu da yine tespit edilen emniyet katsayısı değerlerinin ekstra yüklemeler için artırılabilir yorumuna ulaştırmıştır. Literatürde yapılan benzer çalışmalar irdelendiğinde, çalışmaların bir kısmında kardan şaftının yalnız boru kısmıyla ilgili ömür ve mukavemet analizlerinin gerçekleştirildiği görülmektedir (Abu Talib, Ali, Badie, Azida Che Lah, & Golestaneh, 2010; Elanchezian et al., 2018; Sener, 2016). Ancak gerçekleştirilen bu çalışmayla beraber sadece boru kısmı hesaplarının yeterli olmadığı görülmüştür. Öbür taraftan kardan şaftının saha hasar verileri ve literatürdeki bazı çalışmalar incelendiğinde şaftın hasara uğrayan istavroz, istavroz rulmanı ve çatal gibi kritik başka kısımlarının da olduğu görülmektedir (Bayrakceken et al., 2007; Palma et al., 2017; Vesali et al., 2012). Sistemin kinematik özelliğinden dolayı moment iletimi esnasında sistem eğişken zorlanmalara maruz kalmaktadır. Bu sebeple istavrozun yuvarlanmalı yatak bileziğinde ve muylu kısmında yüzey yorulma hasarları oluşabilmektedir. Buradaki yatakların tıpkı diğer makine elemanlarında kullanılan yataklarda olduğu gibi belirli ömür değerleri bulunmaktadır (Uçar, 1999). Literatürdeki başka bir çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ile kardan şaftı üzerindeki kritik gerilme noktalarının tespit edilerek ve yüzey pürüzlülüğü, sertlik gibi etkilerin de dahil edilerek elde edilen gerilmelerin küçük ölçekli laboratuvar test numunesi vasıtasıyla geleneksel yorulma test makinesinde simüle edilmesi sonucunda Wöhler eğrisi tabanlı yaklaşımın oluşturulması üzerine yapılan çalışmadır (Palma et al., 2017). İlgili çalışmada yorulma analizlerinde Wöhler tabanlı yaklaşım kullanılabilirliği gösterilmiştir ancak şaftın tümünün gerçek ortamda yorulma analizi verileri ya da gerçek saha verileri kullanılmamıştır. Bir diğer çalışmada prototip olarak üretilen yeni ve özgün tasarımlı çelik saç bir kardan mafsallının yorulma analizleri eğilme açılarının değiştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir (Tanik et al., 2015). Yine literatürde sahada hasara uğramış kardan şaftlarının hasar mekanizmalarının incelendiği çalışmalar bulunmaktadır (Pantazopoulos, Sampani, & Tsagaridis, 2007).

Bu makale kapsamında gerçekleştirilen çalışmada ise sonlu elemanlar analizi yerine deneysel verilerle de doğrulanan analitik hesaplar sabit açı kabulü ile gerçekleştirilmiş ve bu analitik hesaplar literatürdeki bahsedilen çalışmalarda olduğu gibi gerçek saha verileri ile kıyaslanmıştır. Saha verileri, ticari gizlilik dolayısıyla bu makalede tam olarak yansıtılamamakla birlikte, sahadaki hasar yüzdeleri, analitik hesabı gerçekleştirilen elemanların hesap sonucu elde edilen kritiklik sıralaması ile uymaktadır. Ayrıca ömür analizinde maksimum gerilmeler yerine eşdeğer gerilme kullanılması doğru yorulma ömür değerlerinin elde edilmesini sağlamıştır. Sonuçlar ele alındığında, korozif olmayan atmosfer şartlarındaki normal kullanım verileri, elde edilen ömür çevrim değerlerinin tasarım için fazlasıyla uygun olduğunu, meydana gelen hasarların ancak ekstra yüklemeler veya darbeler vasıtasıyla oluşabileceğini göstermiştir. Saha verileri ve firmanın laboratuvarında gerçekleştirdiği yorulma testlerinde, istavroz ve istavroz rulmanı, kardan şaftının hasara uğrayan en temel kısımlarıdır. İstavroz rulmanı tedarikçiden hazır alındığı, elemanın ömür analizleri dinamik deneylerle gerçekleştirdiği ve tasarım iyileştirmesi mümkün olmadığı için bu çalışma kapsamında analiz edilmemiştir. Ayrıca çalışmada hem emniyet katsayısı hem ömür değerlerinde tüp çatal ve çatalı flanş adı verilen elemanların gereğinden çok yüksek değerlere sahip olduğu görülmüştür. Bir elemanda hasarın en zayıf unsurda meydana geleceği bilindiği için bu elemanlardaki yüksek emniyet katsayılarının diğer elemanlarda oluşabilecek hasarlara herhangi bir etkisi yoktur. Dolayısıyla bu elemanlar için tasarım koşulları hem maliyeti hem ataletleri azaltacak şekilde iyileştirilebilir.

4. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada, tasarım hesaplarında gerçekleştirilecek mukavemet ve ömür analizleri ile laboratuvar testleri ve saha hasar verilerine yakın değerlerin elde edilebileceği görülmüştür. Bu vesile hem büyük riskler taşıyan kardan şaftı hasarlarının önüne geçilebileceği hem de kardan şaftını tahribata uğratan, uzun süreler alan ve maddi kayıplara yol açan yorulma test sayılarının azaltılabileceği görülmüştür. Ayrıca yapılan hesaplamalar ile kardan şaftı tasarımlarında malzeme ve dolayısıyla ağırlık kazancı sağlanabileceği, bunun yanı sıra üretim prosesini kolaylaştıracak geometrik değişikliklere gidilebileceği görülmüştür. Ayrıca kritik elemanların tespitiyle bu elemanlara uygulanacak malzeme iyileştirmeleri, ısıl işlemler veya geometrik iyileştirmeler vasıtasıyla üretim maliyetleri azaltılabilir ya da mukavemet ve ömür iyileştirmelerine gidilebilir. Sonuç olarak laboratuvar testleri ve saha geri bildirimleri birlikte değerlendirildiğinde tasarımların iyileştirilmesi hususunda ömür ve mukavemet analizlerinin çok büyük öneme sahip olabileceği görülmüştür. Çalışmada incelenen kritik parçalarda katalog ömürlerinden çok daha yüksek ömürlerin yüksek güvenilirlikte elde edildiği görülmüştür. Öneri olarak bu çalışmayı takip eden çalışmalarda, kardan şaftının tüm elemanlarının yorulma analizleri detaylı olarak gerçekleştirilebilir. Böylece her bir parça, yakın ömür değerlerinde tasarlanarak, uygulanacak stratejiye göre üretim maliyeti düşüşü veya güvenilirlikli tasarım eldesi mümkün olabilir.

Referanslar

- Abu Talib, A. R., Ali, A., Badie, M. A., Azida Che Lah, N., & Golestaneh, A. F. (2010). Developing a hybrid, carbon/glass fiber reinforced, epoxy composite automotive drive shaft. *Materials and Design*, 31(1), 514–521. doi:10.1016/j.matdes.2009.06.015
- Akkurt, M. (2012). *Makine Elemanları Teorik Esasları ve Hesap Yöntemleri Cilt 1-4*. İstanbul: Seçkin Yayınevi.
- Badie, M. A., Mahdi, E., & Hamouda, A. M. S. (2011). An investigation into hybrid carbon/glass fiber reinforced epoxy composite automotive drive shaft. *Materials and Design*, 32(3), 1485–1500. doi:10.1016/j.matdes.2010.08.042
- Bayrakceken, H., Tasgetiren, S., & Yavuz, I. (2007). Two cases of failure in the power transmission system on vehicles: A universal joint yoke and a drive shaft. *Engineering Failure Analysis*, 14(4), 716–724. doi:10.1016/j.engfailanal.2006.03.003
- Bayraktar, M., & Tahralı, N. (2009). Design of rail vehicle axles related to failure and life. *5th International Advanced Technologies Symposium*, (May).
- Bayraktar, Meral, Guclu, R., & Tahralı, N. (2014). A New Approach for Reliability Life Prediction of Rail Vehicle Axle by Considering Vibration Measurement. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014, 1–12. doi:10.1155/2014/506403
- Bayraktar, Meral, Tahralı, N., & Guclu, R. (2010). Reliability and fatigue life evaluation of railway axles. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24(3), 671–679. doi:10.1007/s12206-009-1219-1
- Dikmen, F., Bayraktar, M., & Guclu, R. (2012). Railway axle analyses: Fatigue damage and life analysis of rail vehicle axle. *Strojnicki Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 58(9), 545–552. doi:10.5545/sv-jme.2011.206
- Elanchezhian, C., Vijaya Ramnath, B., Sripada Raghavendra, K. N., Muralidharan, M., & Rekha, G. (2018). Design and Comparison of the Strength and Efficiency of Drive Shaft made of Steel and Composite Materials. *Materials Today: Proceedings*, 5(1), 1000–1007. doi:10.1016/j.matpr.2017.11.176
- Fatemi, A., & Yang, L. (1998). Cumulative fatigue damage and life prediction theories: A survey of the state of the art for homogeneous materials. *International Journal of Fatigue*, 20(1), 9–34. doi:10.1016/S0142-1123(97)00081-9
- Göksenli, A., & Eryürek, I. B. (2009). Failure analysis of an elevator drive shaft. *Engineering Failure Analysis*, 16(4), 1011–1019. doi:10.1016/j.engfailanal.2008.05.014
- Guo, H., Mao, K., Liu, Y., & Liang, G. (2019). Experimental study on fatigue performance of Q460 and Q690 steel bolted connections. *Thin-Walled Structures*, 138(5), 243–251. doi:10.1016/j.tws.2019.02.011
- Henry, T. C., Bakis, C. E., & Smith, E. C. (2015). Viscoelastic characterization and self-heating behavior of laminated fiber composite driveshafts. *Materials and Design*, 66(PA), 346–355. doi:10.1016/j.matdes.2014.10.083
- Hu, Y., Zhang, B., & Tan, A. C. (2020). Acceleration signal with DTCWPT and novel optimize SNR index for diagnosis of misaligned cardan shaft in high-speed train. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 140(111), 106723. doi:10.1016/j.ymssp.2020.106723
- Hummel, S. R., & Chassapis, C. (2000). Configuration design and optimization of universal joints with manufacturing tolerances. *Mechanism and Machine Theory*, 35(3), 463–476. doi:10.1016/S0094-114X(98)00092-5
- Kauzlarich, J. J. (1989). The Palmgren-Miner rule derived. *Tribology Series*, 14(C), 175–179. doi:10.1016/S0167-8922(08)70192-5

- Khurmi, R. ., & Gupta, J. K. (2005). *A textbook of machine design*. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.
- Kishore, M., Keerthi, J., & kumar, V. (2016). Design and Analysis of Drive Shaft of an Automobile. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 38(6), 291–296. doi:10.14445/22315381/ijett-v38p253
- Köhler, M., Jenne, S., Pötter, K., & Zenner, H. (2017). *Load Assumption for Fatigue Design of Structures and Components*. Springer. doi:10.1007/978-3-642-55248-9
- Lemaitre, J. (1996). *A Course on Damage Mechanics*. Springer.
- Marczewska, I., Bednarek, T., Marczewski, A., Sosnowski, W., Jakubczak, H., & Rojek, J. (2006). Practical fatigue analysis of hydraulic cylinders and some design recommendations. *International Journal of Fatigue*, 28(12), 1739–1751. doi:10.1016/j.ijfatigue.2006.01.003
- Nadeem, S. K. S., Giridhara, G., & Rangavittal, H. K. (2018). A Review on the design and analysis of composite drive shaft. *Materials Today: Proceedings*, 5(1), 2738–2741. doi:10.1016/j.matpr.2018.01.058
- Niemann, G., W., & H., Höhn, B.-R. (1975). *Mashinenelemente Band 1*. Springer-Verlag.
- Palma, P., Tiussi, G., Donadon, A., Raffaglio, Y., Luca, A. De, Leitner, M., Benasciutti, D. (2017). Fatigue Assessment of Universal Cardan Joint Based on Laboratory Specimen Tests, (July), 396–408. doi:10.5151/1983-4764-26870
- Pantazopoulos, G., Sampani, A., & Tsagaridis, E. (2007). Torsional failure of a knuckle joint of a universal steel coupling system during operation - A case study. *Engineering Failure Analysis*, 14(1), 73–84. doi:10.1016/j.engfailanal.2005.12.005
- SAATÇI, G. E., & TAHRALI, N. (2003a). Birikimli hasar teorileri ve hareket iletim elemanına uygulanması. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 1(2), 21–30.
- SAATÇI, G. E., & TAHRALI, N. (2003b). Birikimli Hasar Teorileri ve Yorulma Catlagina Gore Omur Degerlendirmeleri. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 1(2), 33–39. Retrieved from <http://www.hho.edu.tr/hutendergi/2003Temmuz/07.pdf>
- Santecchia, E., Hamouda, A. M. S., Musharavati, F., Zalnezhad, E., Cabibbo, M., El Mehtedi, M., & Spigarelli, S. (2016). A Review on Fatigue Life Prediction Methods for Metals. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2016, 1–26. doi:10.1155/2016/9573524
- Sener, A. S. (2016). Driving Shaft Fatigue Life Determination According to Turkish Mission Profiles. *International Journal of Engineering Technologies, IJET*, 2(1), 14. doi:10.19072/ijet.13966
- Shigley, J. E. (2011). *Shigley's mechanical engineering design Ninth Edition*. McGraw-Hill. Tata McGraw-Hill Education.
- Sines, G., & Ohgi, G. (2016). Fatigue Criteria Under Combined Stresses or Strains, 103(April 1981).
- Tahralı, N., Atik, E., & Çivi, C. (2017). *Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlik (Reliability) ve Ömür Hesapları*. Ankara: Seçkin Yayınevi.
- Tanik, Ç. M., Parlaktaş, V., Tanik, E., & Kadioğlu, S. (2015). Steel compliant Cardan universal joint. *Mechanism and Machine Theory*, 92, 171–183. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2015.05.009
- Toasa Caiza, P. D., & Ummenhofer, T. (2018). A probabilistic Stüssi function for modelling the S-N curves and its application on specimens made of steel S355J2+N. *International Journal of Fatigue*, 117(July), 121–134. doi:10.1016/j.ijfatigue.2018.07.041
- Uçar, M. (1999). Kardan Kaplinlerinde Hasara Etki Eden Faktörler Ve Alınması Gereken Tedbirler. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 5(2), 1033–1039.
- Vesali, F., Rezvani, M. A., & Kashfi, M. (2012). Dynamics of universal joints, its failures and some propositions for practically improving its performance and life expectancy. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(8), 2439–2449. doi:10.1007/s12206-012-0622-1
- Zahavi, E., & Torbilo, V. (1996). *Fatigue design: life expectancy of machine parts*. CRC Press.