

## BİR AMBULANSA AİT DİREKSİYON ÇOLAK KOLUNUN HASAR ANALİZİ

Ali GÖKŞENLİ<sup>a</sup> ve Barlas İ. ERYÜREK<sup>a</sup>

<sup>a</sup> İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi, Gümüşsuyu Kampüsü, İstanbul, Türkiye

### ÖZET

Çalışmada bir ambulansa ait direksiyon çolak kolunda oluşan hasar incelenmiştir. Hasar çolak kolunun direksiyon mafsalına bağlandığı göbek bölgesinden kırılması sonucu oluşmuştur. İlk aşamada hasarlı çolak kolu ve hasar bölgesi incelenmiştir. Kırılma yüzeyi analiz edilmiş ve hasarın yorulma sonucu oluştuğu tespit edilmiştir. Fraktografik analiz sonucu yorulma çatlaklarının direksiyon mafsalının çolak kolu muylusuna dayandığı bölgeden başladığı ve yarım ay kama yuvasında son bulduğu tespit edilmiştir. Kimyasal-mekanik özelliklerin incelenmesi ve mikroyapının analizi sonucu malzeme tipi tespit edilmiştir. Direksiyon mafsalına gelen kuvvet ve momentler tespit edilmiş, gerilme analizi ve yorulma emniyet katsayısı tespit edilmiştir. Hasar oluşumunu tespit etmek amacıyla montaj aşamaları incelenmiştir. Gerçekleştirilen sayısal analizler ve fraktografik analizlerin ışığı altında hasarın malzeme veya tasarım kusurundan dolayı oluşmadığı, hasarın direksiyon mafsal göbek geometrisinin hatalı olmasından dolayı bir üretim hatası sonucu oluştuğu kanaatine varılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Direksiyon çolak kolu, hasar analizi, çevresel çatlak, yorulma emniyet katsayısı, üretim hatası

### FAILURE ANALYSIS OF A STEERING ARM AT AN AMBULANCE

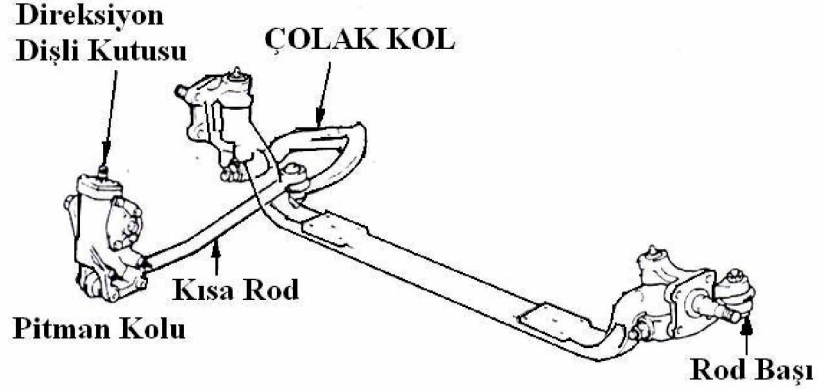
#### ABSTRACT

In this paper the failure of an ambulance steering arm has been analysed. Failure occurred due to the failure of the steering arm. Steering arm failed at region where it has been combined with the steering knuckle. First fractured steering arm is investigated. Fracture surface has been analysed and concluded that failure has occurred because of fatigue. Fractographic studies indicated that fatigue crack started at the region where steering knuckle is leaned to the steering arm and finished at half-moon dike core. After chemical-mechanical and microstructural analysis, material type has been determined. Forces and torques acting on the steering arm is defined, stress analyses and fatigue safety factor is calculated. To determine cause of failure, steps of assembly is investigated. After calculations and fractographical analyses it has been concluded that failure has not been occurred because of faulty material or design. Failure has been constituted because of defective manufacturing of the steering core and its therefore a manufacturing fault.

**Keywords:** Steering arm, Failure analysis, Environmental crack, Fatigue safety factor, Faulty manufacturing.

## 1. GİRİŞ

İncelenen direksiyon çolak kolu 2001 model bir ambulansa aittir. Verilen bilgilere göre araçta bir yıl içerisinde iki adet çolak kolu kırılmış ve son kırılan çolak kolun kullanım ömrü altı aydır. Çolak kolun vazifesi, direksiyonun çevrilmesiyle harekete geçen kısa veya uzun rodların hareketini direksiyon mafsalıyla ön tekerleklere aktarmaktır (şekil 1) [1]. Direksiyon mafsalı ön tekerleklere uygulanan yüke destek olmakta ve tekerleklerin dönme eksenini gibi görev yapmaktadır.



Şekil 1. Çolak kolunun ön direksiyon sistemindeki konumu [1].

## 2. İNCELEME

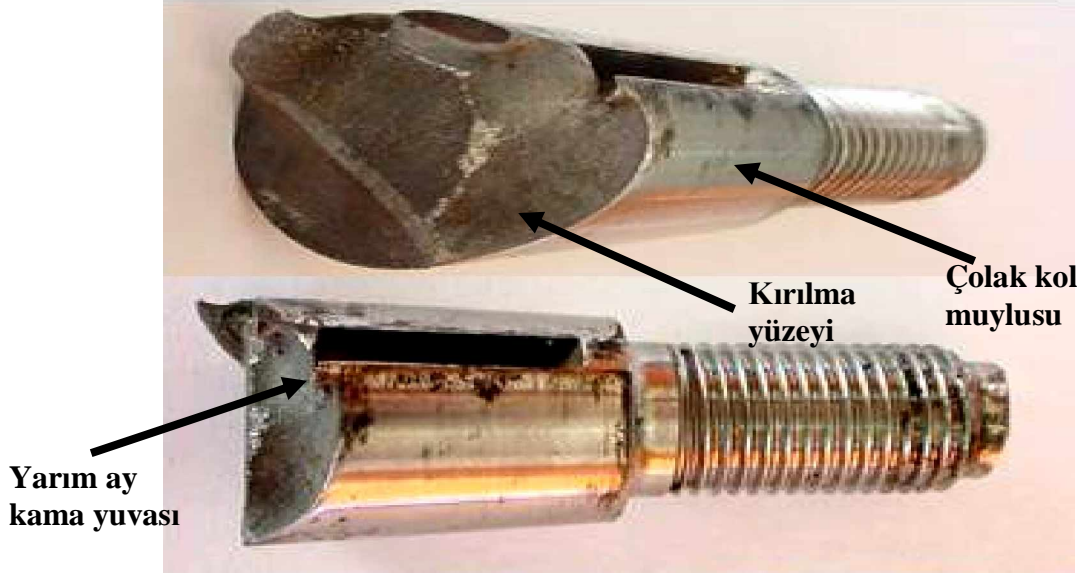
### 2.1 Hasarlı Çolak Kolunun İncelenmesi

Hasarlı çolak kolu üzerinde gerçekleştirilen ilk incelemelerde hasarın çolak kolunun direksiyon mafsalına bağlandığı göbek bölgesinden kırılması ile gerçekleştiği tespit edilmiştir (şekil 2).



Şekil 2. Hasarlı çolak kolu.

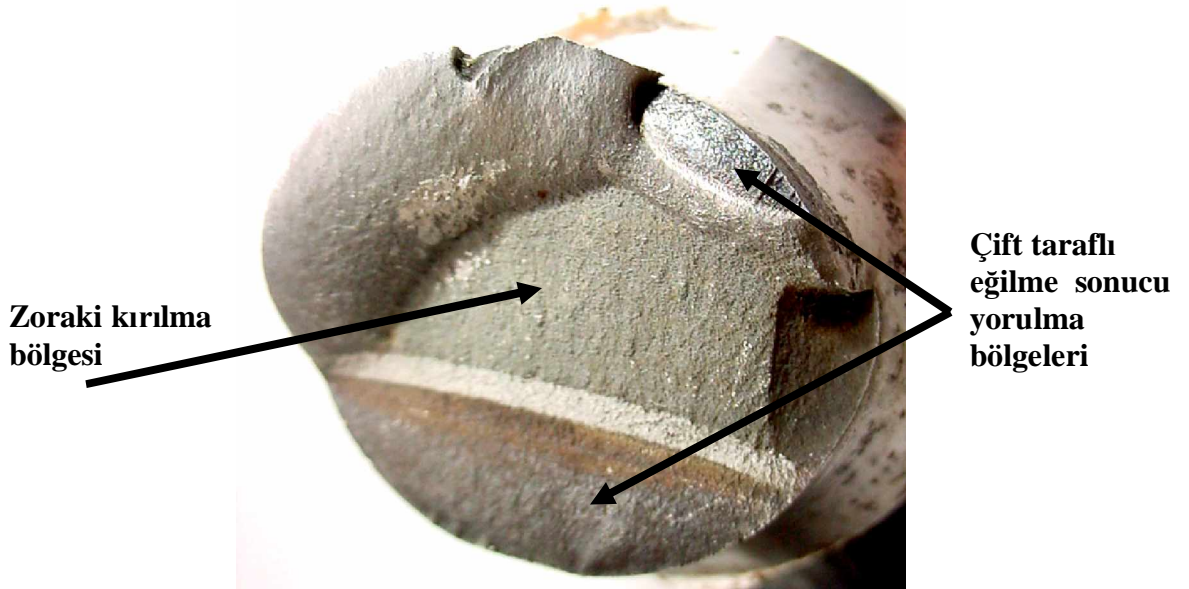
Hasara neden olan kırılma bölgesinin çolak kolu muylusunun direksiyon mafsalına dayandığı faturadan başladığı ve çolak kol muylusu üzerinde bulunan yarım ay kama yuvasında son bulduğu tespit edilmiştir (şekil 3).



Şekil 3. Hasarlı çolak kolundaki kırılma bölgesi.

## 2.2 Kırık Yüzeyin İncelenmesi

Kırık yüzeylerin makroskopik etüdü sonucu kırık yüzeyin zoraki kırılma bölgesi ve yorulma çatlak ilerleme bölgesi olmak üzere iki farklı bölgeden oluştuğu ve her iki bölgenin birbirinden belirgin olarak ayrıldığı tespit edilmiştir. Kırılma yüzeyinin etüdü sonucu kırılmanın zıt yönlü eğilme gerilmelerinin etkisi altında oluştuğu tespit edilmiştir. Zoraki kırılma bölgesi, kırılmanın eğilme ve burulma gerilmelerinin birlikte etkisiyle oluştuğunu göstermektedir (şekil 4).

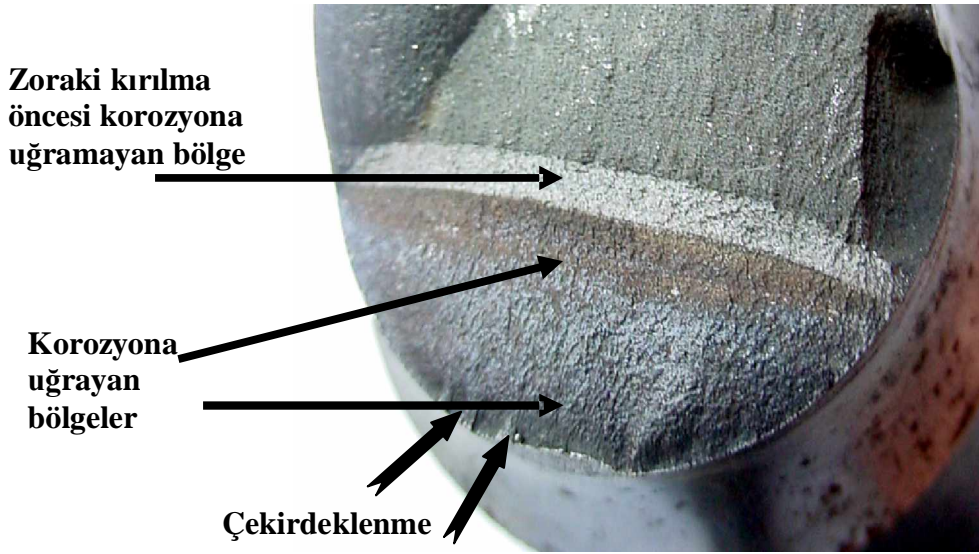


Şekil 4. Zıt yönlü eğilme ve burulma sonucu oluşan kırılma yüzeyi

Çatlak, direksiyon mafsalının çolak kol muylusuna dayandığı ve çevresel çatlığa neden olduğu karşılıklı iki bölgeden başlamıştır. Çekirdeklenmenin başladığı bu bölgeler maksimum eğilme gerilmesinin de oluştuğu bölgelerdir.

Çatlak ilerleme bölgesinin yüzeyinde belirgin olarak yorulma izlerine rastlanmıştır. Yorulma çatlak ilerleme bölgesindeki yoğun paslanma ambulansın hizmet dışı olduğu devrelerde çatlak

yüzeylerinin korozyona uğradığını göstermektedir. Zoraki kırılmadan hemen önceki çatlak ilerleme bölgesi herhangi bir korozyon ürünü içermemektedir (şekil 5).



Şekil 5 Kırılma yüzeyinin görüntüsü.

Zoraki kırılmanın ambulansın bir çukura girmesi sonucu oluşan darbeden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu darbe nedeniyle parçanın yorulma ömründen daha erken hasara uğradığı düşünülmektedir.

### 2.3 Malzemenin Özellikleri

Çolak kolun malzemesinin tespit edilmesi için mikroyapı incelenmiş ve kimyasal analiz uygulanmıştır (çizelge 1).

Çizelge 1. Çolak kolun kimyasal bileşimleri.

Element	Yüzde (%)	Element	Yüzde (%)	Element	Yüzde (%)
C	0,23	P	0,019	Cr	0,47
Mn	0,55	S	0,025	Ni	1,78
Si	0,23	Sn	0,011	Mo	0,25

Çolak kolu üzerinde gerçekleştirilen sertlik ölçümü sonucu 334 Brinell Sertlik Değeri (BSD) tespit edilmiştir. Malzemenin çekme dayanımının tahmin edilmesi için;

$$\sigma_c = 3,45 \cdot BSD \quad (1)$$

ifadesi kullanılmıştır [2]. (1) no.lu denkleme göre malzemenin çekme dayanımı 1152 MPa'dır. Bu değer ve çeliğin kimyasal analizi ve mikroskopik fotoğraflarının incelenmesi sonucu çolak kol malzemesinin AISI 4320 H olduğu tahmin edilmiştir. Malzemenin yorulma dayanımı ( $\sigma_y$ );

$$\sigma_y = 0,5 \cdot \sigma_c = 576MPa \quad (2)$$

olarak alınmıştır. Çekme dayanımı ve sertlik değerleri literatürde bu çelik için verilen değerlere uygun düşmektedir (çizelge 2) [3].

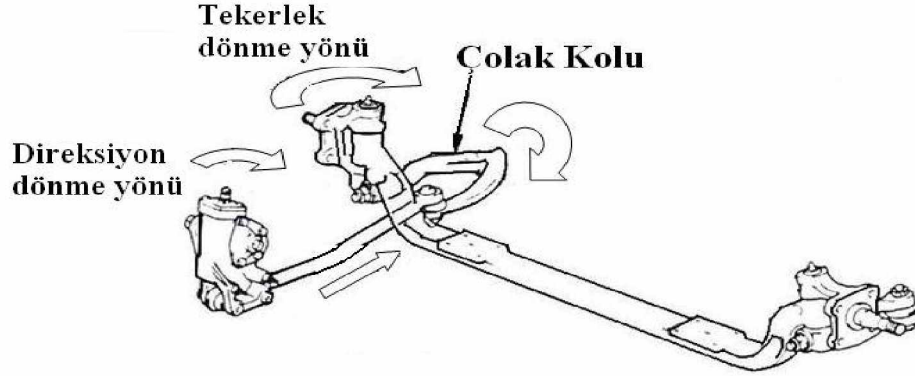
**Çizelge 2.** Çolak kolunun mekanik özellikleri.

	<i>Akma Dayanımı (MPa)</i>	<i>Çekme Dayanımı (MPa)</i>	<i>Sertlik (BSD)</i>
Tespit Edilen	-	1152	334
Olması Gereken	$\geq 972$	$\geq 1150$	$\geq 331$

### 3. YORULMA HESAPLARI

#### 3.1 Gerilme Analizi

Çolak koluna etki eden kuvvetleri tespit etmek amacıyla direksiyon sistemi incelenmiştir. Şekil 6 da da görüldüğü gibi sürücünün direksiyonu çevirmesi sonucu hareket, direksiyon dişli kutusu, pitman kolu, kısa rod üzerinden çolak koluna oradan da direksiyon mafsalı ve tekerleklere aktarılmaktadır (şekil 6).



**Şekil 6.** Ön direksiyon sisteminde hareket iletimi.

Çolak kolu aldığı hareketi direksiyon mafsalına ileterek ön tekerlerin dönmelerini sağlamaktadır. Çolak kolu doğrusal hareketi dairesel harekete çevirirken eğilme momentine maruz kalmaktadır. Bu moment, tekerleklerin dönmesi esnasında dönme eksenine zıt yönde, zemine etkiyen sürtünme kuvvetinin tekerlek-zemin temas yüzeyinin çarpımından oluşmaktadır. Meydana gelen bu moment için genel anlamda geçerli bir formül bulunmamaktadır. Çeşitli araştırmacılar bizi değişik sonuçlara yönlendirmektedir [4]. Aşağıdaki yaklaşım için çıkış noktası söz konusu momentin seyir halindeki momentinin iki katı mertebelerinde olacağı yaklaşımıdır. Tekerlek moment ( $M_T$ ) için [5], direksiyon sisteminin hatasız, toe-in ve kamber açılarının sıfır, taşıtın simetrik olması kabulleri, merkezkaç kuvvet etkisinin (dolayısıyla geri çevirme momentinin, iç ve dış tekerlekler arasında yük farkının) ihmal edilmesiyle aşağıdaki bağıntı verilmiştir. Başlangıç değerleri olarak parametrelerimiz yapısal kastre  $n_K=0,025$  (m) ve tekerlek sapma dairesi yarıçapına  $r_0=0,035$  (m) değerlerini vererek;

$$M_T = 5,14 G (-0,00105 r + 0,03325) \quad (2)$$

elde edilmektedir. Taşıt ağırlığı (G) 1330 kg ve tekerlek yarıçapı (r) 0,31 m olmak üzere (2) no.lu denklemin yardımıyla tekerlek momentini 225 Nm olarak hesaplanmıştır. Meydana gelen bu moment hasarlı kesit alanında eğilme gerilmesine neden olacaktır. Eğilmeden dolayı oluşan normal gerilme ( $\sigma_e$ ) değeri, darbe faktörünün ( $\phi$ ) de göz önüne alınmasıyla

$$\sigma_e = \frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot d^3} \cdot \rho = \frac{32 \cdot 225000}{\pi \cdot 24^3} \cdot 1,2 = 199 N / mm^2 \quad (3)$$



şeklinde hesaplanmıştır. Çolak kol kesit alanı 24 mm olup, darbe faktörü  $\phi=1,2$  [6] olarak kabul edilmiştir. Çolak kolun hasara uğradığı bölge analiz edildiğinde, kuvvet akış çizgilerini bozacak ve süreksizliğe neden olacak çentik etkisi oluşturabilecek herhangi bir konstrüktif etmen bulunmamıştır. Bu sebepten dolayı yorulma çentik faktörü ( $K_f$ ) bir olarak alınmıştır. Ancak hasar analizin ilerki aşamalarında gerçekleştirilen tetkikler sonucu direksiyon mafsal göbeğinin dayandığı çolak kol yüzeyinde çevresel çatlak tespit edilmiştir. Bu çatlak güçlü çentik etkisi oluşturmaktadır. Bu sebepten dolayı hesaplarda bir olarak kabul edilen ( $K_f=1$ ) aslında birden büyük olmaktadır ( $K_f>1$ ).

### 3.1 Yorulma Hesabı

Gerilme değerlerinin tespitinden sonra çolak kolun mevcut şartlarda yorulmaya karşı emniyet katsayısının yeterli olup olmadığı analiz edilmiştir. Boyut etki katsayısı ( $D = 24$  mm  $\phi$  için )  $k_{CAP} = 0,88$  olarak tespit edilmiştir [7]. Gerçekleştirilen analiz sonucu parça yüzeyinin hassas işlendiği belirlenmiş ve yüzey kalite faktörü  $k_Y = 0,85$  olarak belirlenmiştir [7]. Bu iki etkinin göz önüne alınmasıyla birlikte malzemenin yorulma dayanımı;

$$\sigma_y = 576 \cdot 0,88 \cdot 0,85 = 430MPa \quad (4)$$

olarak tespit edilmiştir. Taşıtın seyri esnasında çolak kolu tam değişken eğilme zorlanmalarına maruz kalmaktadır. Bu sebepten dolayı ortalama gerilme sıfır değerini almakta ve gerilme oranı ( $R$ ) da eksi bir olmaktadır ( $R=-1$ ). Ortalama gerilme değeri sıfır ( $\sigma_{Ort} = 0$ ) olduğu için ortalama gerilmenin yorulma dayanımına etkisi bulunmamaktadır.

Yorulma emniyet katsayısı ( $v$ ) bu durumda:

$$v = \frac{430}{199} = 2,1 \quad (5)$$

değerini almaktadır.

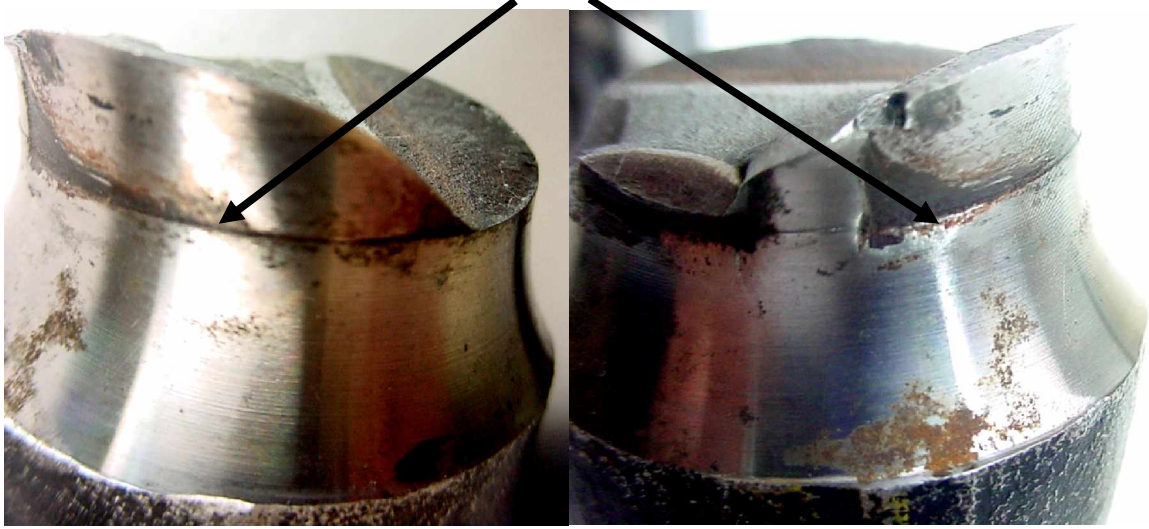
## 4. HASAR OLUŞUMUNUN ARAŞTIRILMASI

Yorulma analizleri sonucu malzemenin yorulma genliğinin yorulma dayanımının altında olduğu ve yorulma emniyet katsayısının 2,1 değerini aldığı görülmüştür. Şimdiye kadar gerçekleştirilen analizlerde çolak kolun malzeme, tasarım veya kullanım hatalarından dolayı oluşmadığı tespit edilmiştir. Ancak dikkat çeken nokta, bir yıl gibi kısa bir sürede iki adet çolak kolun hasara uğramasıdır. Bu sebepten dolayı hasarlı çolak kolu ayrıntılı olarak analiz edilmiştir. Çolak kolu üzerinde gerçekleştirilen incelemede direksiyon mafsal göbek kenarının çolak koluna dayandığı bölge üzerinde çevresel çatlak tespit edilmiştir (şekil 7).

Bu çatlağın direksiyon mafsal göbek kenarının çolak kola temas etmesi sonucu oluştuğu kanaatine varılmıştır. Bunun üzerine aynı tip üç adet farklı taşıtın direksiyon mafsal göbek geometrik ölçüleri ölçülmüş ve hasarlı çolak kolun takıldığı göbek (şekil 8) ile karşılaştırılmıştır. Ölçümlerde esas alınan parametreler direksiyon mafsal göbek giriş-çıkış çapları, direksiyon mafsal göbek iç yüzeyin eğimi, iç yüzeye açılmış kama yuvasının derinliği ve çolak kol muylusunun eğimidir (çizelge 3).

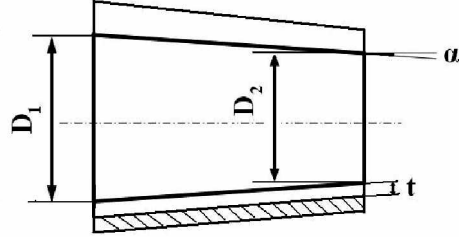
Çizelge 3 den de görüldüğü gibi hasarlı çolak kolun takıldığı direksiyon mafsal göbeğinin boyutları diğer üç numuneden farklıdır. Hasarlı mafsal göbeğinin giriş-çıkış çapları daha büyük olmakla beraber önemli bir faktör olarak da eğim açısı daha küçüktür.

### Çevresel Çatlak

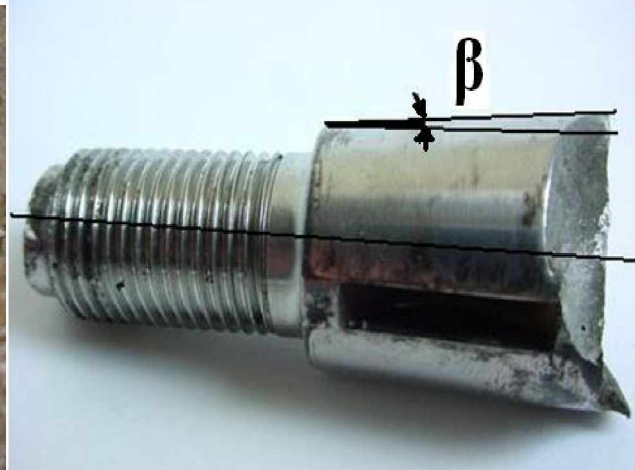
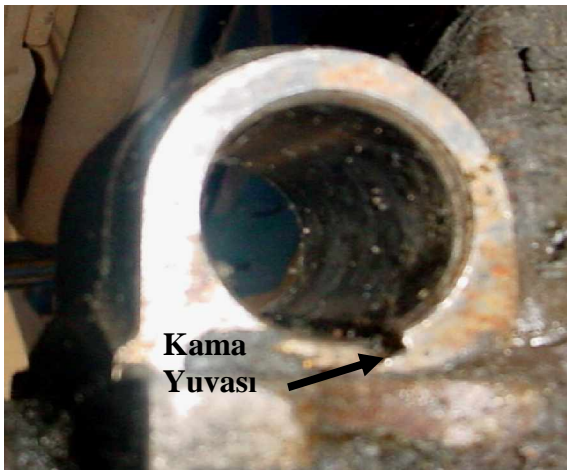


Şekil 7. Hasarlı çolak kolunda oluşmuş olan çevresel çatlak.

Çizelge 3. Direksiyon mafsals göbeğinin boyutları.

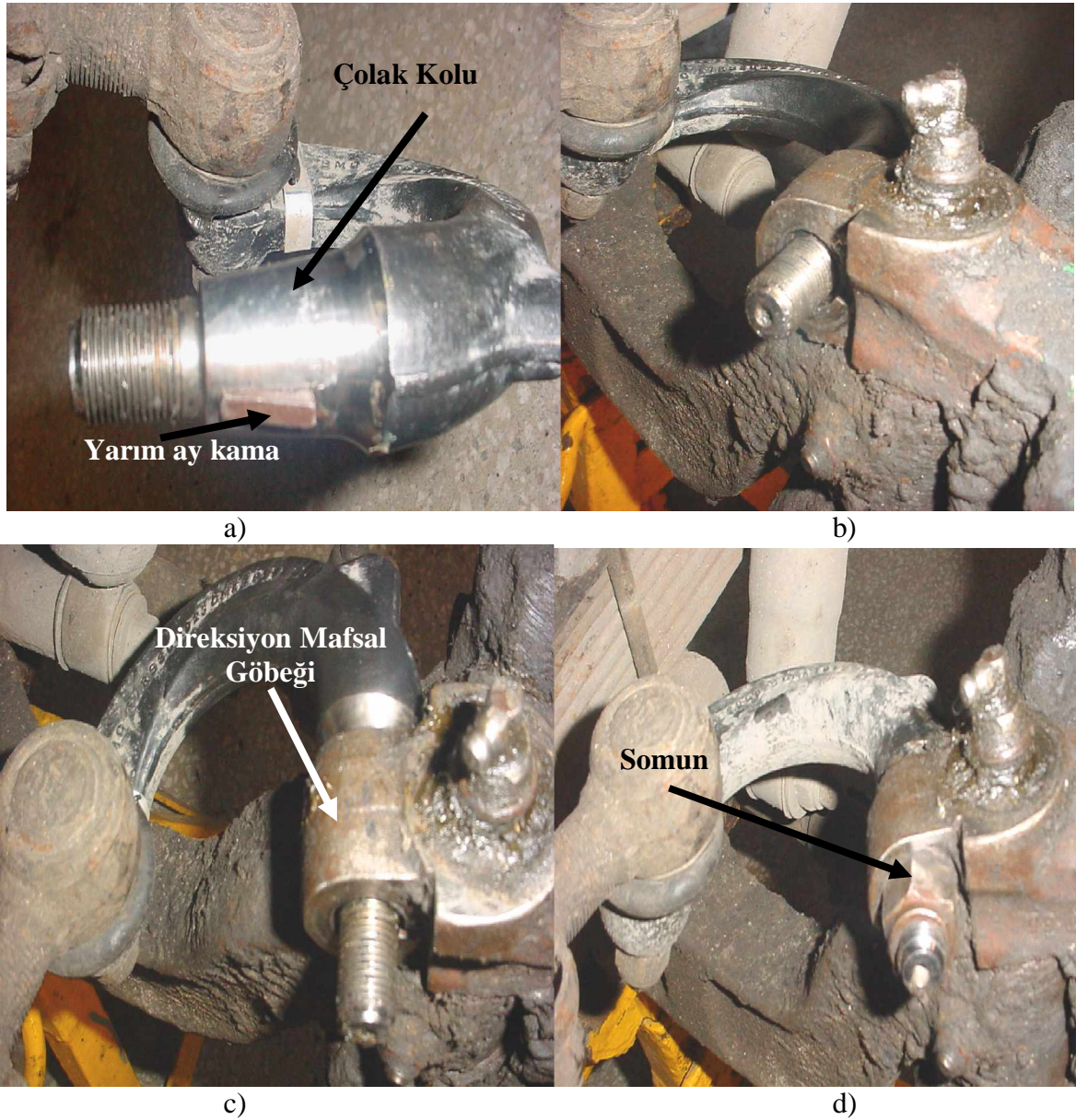


Numune	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	Göbek Eğimi (α) (Derece)	Kama yuva derinliği (t)
Hasarlı	23,2	20,7	2,19	2,8
1	22,7	15,4	5,92	2,7
2	22,4	14,8	6,16	2,8
3	22,6	15,1	6,08	2,6
Çolak kol muylusunun eğimi (β)			6,23	



Şekil 8. Hasarlı çolak kolunun (b) monte edildiği direksiyon mafsals göbeği (a)

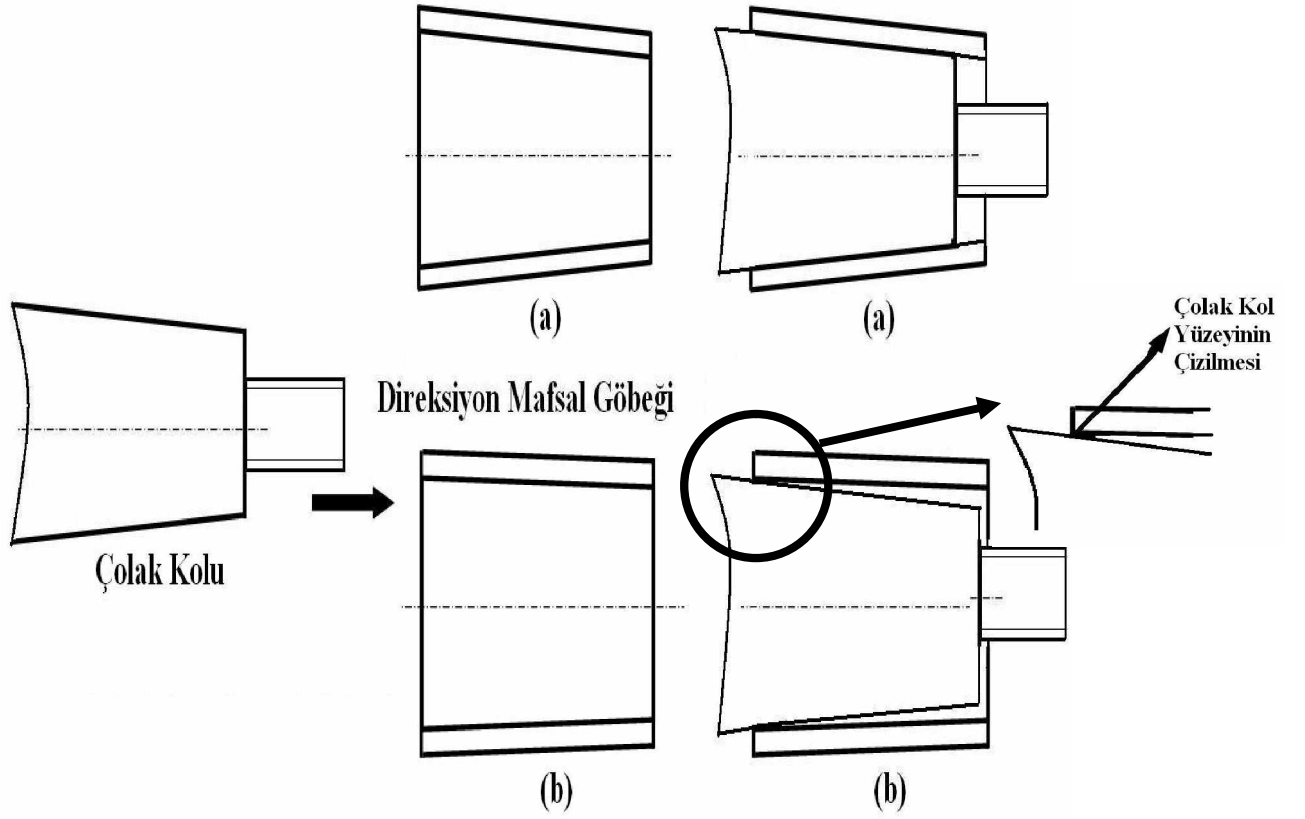
Hasarlı araçtaki direksiyon mafsal göbek boyutlarının farklı olmasının mahsurunu incelemek amacıyla çolak kolun direksiyon mafsalına montaj aşamaları incelenmiştir. Montaj esnasında çolak kolu direksiyon mafsal göbeğinin içinden geçirilmektedir. Daha sonra çolak kolun ucunda bulunan vida yuvasına somun takılarak sıkılmakta ve mafsal göbeği çolak kolu üzerinde ilerlemektedir. Bu esnada çolak kolu üzerinde bulunan yarım ay kama yardımıyla ön gerilme oluşturularak mafsal göbeği çolak kol üzerine tıpkı konik geçme şeklinde tırmanarak kuvvet bağı oluşturmaktadır (şekil 9).



**Şekil 9.** Direksiyon mafsalı ve çolak kol montaj aşamaları:a) Çolak kolu ve yarım ay kama, b,c) Çolak kolun direksiyon mafsal göbeğine geçirilmesi, d) Somunun takılarak sıkılması

Ancak hasarlı çolak kol muylusunun eğimi direksiyon mafsal göbeğinin iç yüzey eğiminden büyük olduğu için somunun sıkılması esnasında mafsal göbeği çolak kol üzerinde hareket ederken mafsal göbeğinin büyük çaplı olan kenarı çolak kol yüzeyine temas ettikten sonra muylunun yüzeyinden içeriye doğru girerek kısmi olarak yüzeyi "Kazımaktadır" (şekil 10). Bu durumda mafsal göbek kenarı muylu üzerinde çevresel çatlak oluşturmaktadır.



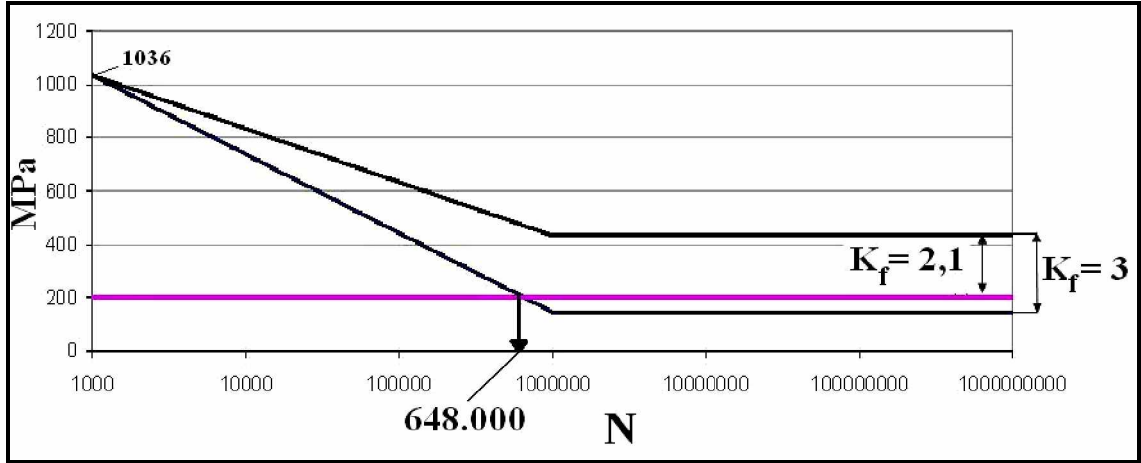


(a) Olması gereken (b) Hasarlı  
Şekil 10. Direksiyon mafsali göbeği-çolak kol muylu bağlantıları.

Meydana gelen bu çevresel çatlak kuvvetli çentik etkisi göstermektedir. Nitekim hasar, çatlağın olduğu bu yüzeyde meydana gelmiştir. Önceki sayısal yorulma analizlerde herhangi bir konstrüktif süreksizlik bulunmadığı için yorulma çentik faktörü ( $K_f = 1$ ) olarak kabul edilmiştir. Ancak tespit edilen bu çevresel çatlak nedeniyle ( $K_f > 1$ ) olmaktadır. Çatlağın oluşturduğu yorulma çentik faktörü hakkında kesin bir değer tespit etmek oldukça güçtür. Ancak (5) no.lu denklem yardımıyla malzemenin yorulma sonucu hasara uğrayabilmesi için, yorulma çentik faktör  $K_f$  değerinin,

$$K_f > 2,1 \quad (6)$$

olması gerektiği görülmektedir. Çatlakların, özellikle keskin açılmış mikro çatlakların oluşturduğu çentik faktörlerinin çoğunlukla üç ve üzeri değerler aldığı düşünülürse [8], analizin doğru yapıldığı, hasarın çevresel çatlağın neden olduğu çentik etkisinden dolayı olduğu kanaatine varılmıştır (şekil 11).



Şekil 11 Çevresel çatlakın gerilme yığılmasına etkisi ( $K_f=3$  kabul edilmiştir).

## 5. SONUÇ VE TARTIŞMALAR

Çalışmada bir ambulansa ait direksiyon çolak kolunda oluşan hasar incelenmiştir. Hasar çolak kolunun direksiyon mafsalına bağlandığı göbek bölgesinden kırılması sonucu oluşmuştur. Hasarlı çolak kolu, hasar bölgesi ve kırılma yüzeyi analiz edilmiş ve hasarın zıt yönlü eğilme ve burulma gerilmelerinin etkisiyle oluştuğu tespit edilmiştir. Direksiyon mafsalına gelen kuvvet ve momentler yardımıyla, gerilme analizi ve yorulma emniyet katsayısı tespit edilmiştir. Sayısal, fraktografik analizler ve montaj aşamaların ışığı altında hasarın malzeme veya tasarım kusurundan dolayı oluşmadığı, direksiyon mafsal göbek geometrisinin hatalı olmasından dolayı bir üretim hatası sonucu oluştuğu kanaatine varılmıştır.

Şekil 11 de görüldüğü gibi yorulma çentik faktör ( $K_f = 3$ ) olduğu zaman çolak kolu 648.000 çevrim sonrası hasara uğramalıdır. Çolak kolun servis ömrünün altı ay olduğu bildirilmiştir. Ambulansın günde altı saat çalıştığı ve şehir içi yoğun manevra hareketlerinden dolayı dakikada üç direksiyon hareketi gerçekleştirdiği durumda çolak kolun hasara uğraması için 302 gün (10 ay) süreye ihtiyacı vardır. Bu süre altı aydan daha uzundur. Ancak kırılma yüzeyinin incelenmesi sonucu kırılmanın eğilme ve burulma gerilmelerinin birlikte etkimesi sonucu oluştuğu tespit edilmiştir. Zoraki kırılmanın ambulansın bir çukura girmesi sonucu oluşan darbeden kaynaklandığı ve bu darbe nedeniyle parçanın yorulma ömründen daha erken hasara uğradığı düşünülmektedir.

## KAYNAKLAR

1. Bastow, D., **Car suspension and handling**, Warrendale PA, SAE International, 2004.
2. Eryurek İ. B., **Hasar Analizi**, Birsan Yayınevi, İstanbul, 117, 1993.
3. Wright, R., **Computer-Aided materials selection during structural design**, National Academy Pres, 1995.
4. Granger, R., **Vehicle Design and Use Parameters Affecting the Steering Torque Required During Parking Manoeuvres**, Cranfield University, School of Mechanical Engineering, M.Sc Thesis, August 1995.
5. Erzi I., **Cadde ve Ray Taşıtların Dinamiği**, İ.T.Ü. Basım, İstanbul, 1996.
6. Demirkol M., **Mekanik Metalurji**, İ.T.Ü. Matbaası, İstanbul, 19, 1993
7. Brooks C. and Choudhury A., **Metallurgical Failure Analysis**, Mc Graw- Hill, New York, 232, 1993.
8. Ellyin, F., **Fatigue damage, crack growth and life prediction**, Chapman & Hall, London, 1997.