

# Konik Kırıcı Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Doğrulanması

Selim SETKAYA<sup>\*,a</sup>, Nihat GEMALMAYAN

<sup>a,\*</sup> Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, ANKARA 06570, TÜRKİYE

<sup>b</sup> Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, ANKARA 06570, TÜRKİYE

## MAKALE BİLGİSİ

Alınma: 03.03.2019  
Kabul: 09.04.2019

### **Anahtar Kelimeler:**

Konik kırıcı tasarımı,  
kırma kuvveti, sonlu  
elemanlar analizi

### **\*Sorumlu Yazar:**

e-posta:  
[selimsetkaya@gmail.com](mailto:selimsetkaya@gmail.com)

## ÖZET

Konik kırıcılar özellikle aşındırıcı ve sert kayaların kırılması amacıyla kullanılan makinelerdir. Bu makineler kırma eleme tesislerinde uzun süre çalıştırılırlar ve bu süre boyunca makine elemanları ağır yüklerle maruz kalır. Bu yüzden konik kırıcıların tasarım parametrelerinin incelenmesi ve bu tasarım çıktılarının üretime aktarılması ile konik kırıcıların veriminin artırılması amaçlanmıştır. Bazı kritik parçaların malzeme seçimleri, tasarım iyileştirmeleri, kırma kuvvetinin hesaplanması ve bunların sonlu elemanlar analizi ile doğrulanması işlemleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, ülkemizde önemi gün geçtikçe artan konik kırıcıların çalışma prensipleri hakkında bilgiler aktarılmakta ve ülkemizdeki konik kırıcı üreticileri açısından farkındalık yaratılması hedeflenmektedir.

<https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2019.01.07>

# Cone Crusher Design and Verification with Finite Element Method

## ARTICLE INFO

Received: 03.03.2019  
Accepted: 09.04.2019

### **Keywords:**

Cone crusher design,  
crushing force, finite  
element analysis

### **\*Corresponding**

#### **Authors**

e-mail:  
[selimsetkaya@gmail.com](mailto:selimsetkaya@gmail.com)

## ABSTRACT

Cone crushers are mainly used for crushing of abrasive and hard rocks. These machines are operated in crushing and screening plants for a long time and during this time the machine elements are exposed to heavy loads. Therefore, it is aimed to investigate the design parameters of cone crushers and to increase the efficiency of cone crushers by transferring these design outputs to production. Material selection of some critical parts, design improvements, calculation of crushing force and their verification by finite element analysis were performed. In this study, information is given about the working principles of cone crushers which are increasing in importance in our country and it is aimed to raise awareness about cone crusher producers in our country.

<https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2019.01.07>

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kırma, boyut küçültme işleminin ilk aşamasıdır. Malzemenin içerdiği farklı minerallerin birini diğerinden ayırmak veya kullanım amacına uygun boyut sağlamak amacıyla yapılmaktadır. Kırma işlemi için kullanılan makineler kırıcı olarak adlandırılır. Bu çalışmada kırıcı makine çeşitlerinden biri olan konik kırıcı incelenmiştir. Konik kırıcılar çoğu endüstri tarafından ikincil veya tersiyer kırıcı olarak kullanılmaktadır. Konik Kırıcılar özellikle dere taşı, bazalt ve granit gibi

kayaçları kırmakta kullanılmaktadır. Ayrıca demir, krom, magnezit ve bakır madenlerindeki sert ve aşındırıcı malzemelerin de kırılmasında kullanılmaktadır. Konik kırıcılar, düşük enerji tüketimi, güvenilirlik, verimli çalışma ve yüksek boyut küçültme oranı gibi özelliklerinden dolayı diğer kırıcılara göre üstünlük sağlar. Birçok endüstride kullanılmasına rağmen, en çok inşaat ve madencilikte kullanılmaktadır. İnşaat ve madencilik endüstrilerinin hızla gelişmesiyle,

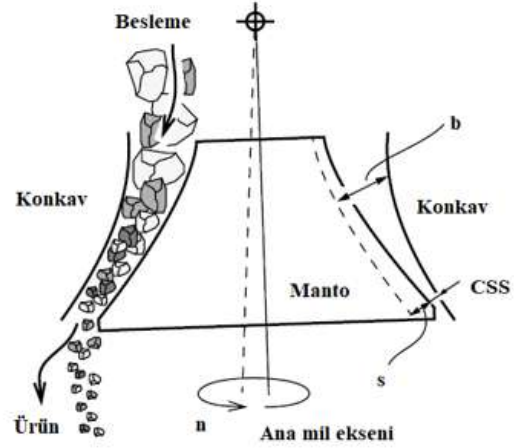
konik kırıcı vazgeçilmez bir kırma aracı olmak için sürekli olarak geliştirilmektedir.

Her yıl büyük miktarlarda malzeme konik kırıcılarda kırılmaktadır. Buna rağmen, ülkemizde bir konik kırıcının çalışma prensibine ve tasarım kriterlerine dair detaylı bilgi sınırlıdır. Bu çalışmada bu eksikliğin kapatılması amaçlanmıştır. Bunun için daha uzun servis ömrü ve daha verimli bir konik kırıcı üretimi için bazı yapısal parçaların malzeme seçimleri ve tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Maksimum kırma kuvveti belirlendikten sonra bazı kritik parçaların sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Zhang ve diğerleri [1] yaptıkları çalışmada konik kırıcı ana milinin yatakladığı silindirik rulman yatağının kuvvet analizini gerçekleştirmişlerdir. Buldukları kuvveti sonlu elemanlar analizinde kullanarak yatak için kritik gerilme değerlerini incelemiştir. Bir başka çalışmada ise Yan ve diğerleri [2] hidrolik bir konik kırıcı mantosunun sonlu elemanlar analizi ile gerilme ve gerinim değerlerini hesaplamışlardır. Bu çalışmada ise manto üzerinde oluşan maksimum kuvvet, konik kırıcının hem geometrik hem de hidrolik parametreleri göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Daha sonra manto, konkav ve ana milde oluşan gerilme ve gerinim değerleri incelenmiştir. Ayrıca soket parçasının tasarımı iyileştirilerek analizi gerçekleştirilmiştir. Böylece daha uzun ömürlü çalışması sağlanmıştır.

## 2. KONİK KIRICI (CONE CRUSHER)

Konik kırıcının dikey bir kesiti ele alındığında, manto periyodik olarak hareket edecektir. Sabit konkava göre açılma ve kapanma hareketi yaparak çalışır. Kapanma sırasında araya giren kaya malzemesi sıkıştırma kuvvetine maruz kalır. Açılma sırasında malzeme kırıcı odasından aşağı doğru hareket eder (Şekil 1). Parçalar, yer çekiminin etkisiyle hareket ederler. Parçalar kırıcıdan geçerken dairesel osilasyon nedeniyle birkaç kez tekrarlanan sıkıştırmaya maruz kalırlar. Her sıkıştırma sırasında malzeme kısmen kırılır.

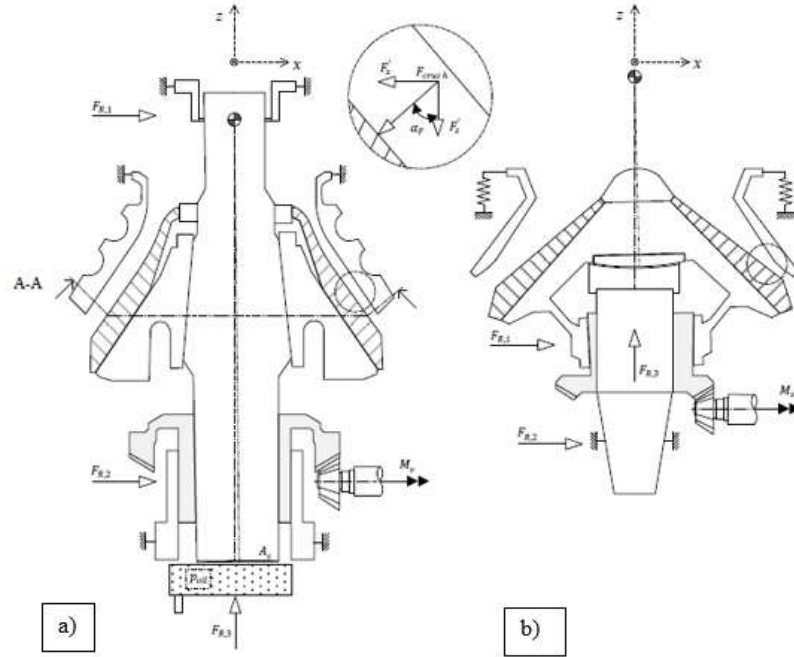
Aşağı doğru akış ve kırıcı odasının tekrarlanan sıkıştırma etkisi nedeniyle malzeme kademeli olarak hareket eder. Manto ve konkav arasındaki kırma odasının çıkışındaki mesafe, manto kapalı pozisyondayken minimum ayar açıklığı (CSS), manto açık pozisyondayken ise maksimum ayar açıklığı (OSS) olarak adlandırılır [3].



Şekil 1. Konik kırıcı çalışma şekli [3] (working principle of cone crusher)

Hydrocone ve Symons tipi konik kırıcıların temel farklılıkları, ana mil tasarımı ve sistemde oluşan yüklere göre farklı yatak tasarımlarıdır (Şekil 2). Her iki kırıcı tipi de çeşitli avantaj ve dezavantajlara sahiptir [4].

Hydrocone tipi konik kırıcılarda ana mil, üstten ve alttan kaymalı yataklar ve bir hidrolik piston ile desteklenir. Bu tasarımın avantajı, mil dikey konumunun hidrolik olarak ayarlanabilmesidir. Bu da CSS'nin çalışma esnasında ayarlanmasını sağlar. Ayrıca, makine içine giren sert metal parçaların sisteme zarar vermeden geçebilmesini sağlayan basınç emniyet valfleri vardır. Bu valfler, sert metal makine içinden geçene kadar ana mili hızlıca aşağı doğru çekerek makine parçalarının ciddi hasar görmesini engeller [4].



Şekil 2. Hydrocone (a) ve Symons (b) tipi konik kırıcıların dikey kesitleri [4] (Vertical sections of Hydrocone (a) and Symons (b) type cone crushers)

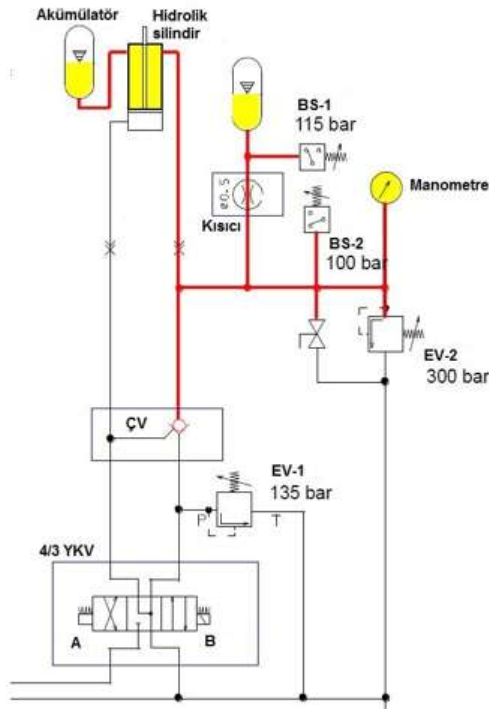
### 3. KIRMA KUVVETİ (CRUSHING FORCE)

TKL3000SE konik kırıcısının kuvvet hesabına geçmeden önce sistemde kullanılan hidrolik silindirler ve bu silindirlere bağlı hidrolik akümülatörlerin çalışma prensipleri ve sistemin hidrolik şeması sunulmuştur. Hidrolik sistem, kırma kuvvetinin değeri için önemli bir rol oynadığından sistemin çalışma prensibinin anlaşılması önemlidir. Makine gövde çevresinde bulunan hidrolik silindirler sayesinde beslenen malzemenin içine karışabilecek kırılmayacak metal parçalara karşı korunmaktadır. Üst gövdeyi alt gövdeye doğru çeken bu silindirler makineye metal bir parça girdiğinde aşırı yükü algılar ve makine elemanlarının zarar görmemesi için metal parça makineden çıkana kadar silindirleri serbest bırakır. Parça, kırıcının hangi tarafında ise o taraftaki silindirlerin yukarı doğru hareket etmesiyle sistemden atılır. Bu durumda silindir rodları parçanın yerine göre oransal olarak eder. Konkavın yukarı hareketi sırasında, silindirlerin rod tarafından belirli miktar hidrolik yağ akümülatörlere dolar. Kırılmayacak parça sistemden çıktığında, akümülatörlerde biriken fazla basınç tekrar silindirlere gönderilir ve sistem normal çalışma pozisyonuna gelmiş olur.

#### 3.1 Hidrolik Sistem (Hydraulic System)

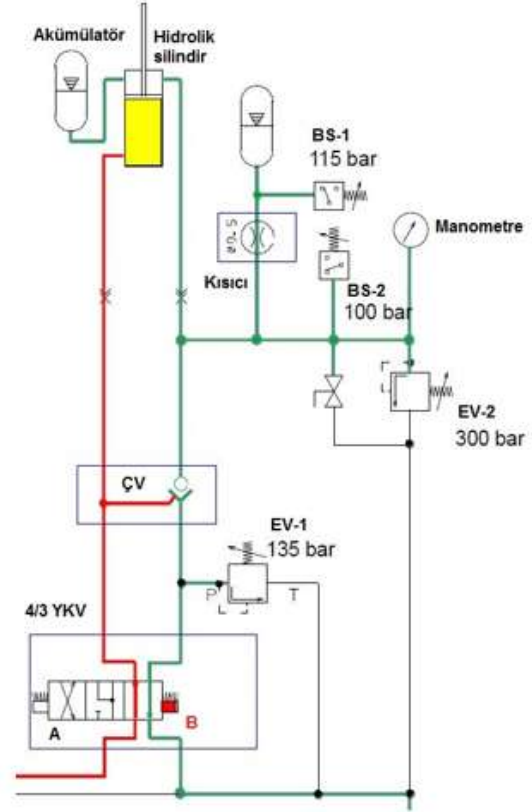
Sistem normal çalışma durumunda iken (Şekil 3) maksimum basınç, emniyet valfi-1 (EV-1) ile 135 barda kontrol edilir. Basınç sivici-1 (BS-1)

sayesinde hidrolik pompa kontrol edilir. Akümülatördeki basınç 115 barı geçtiğinde hidrolik pompa çalışmayı durdurur, 110 barın altına düştüğünde hidrolik pompa tekrar çalışmaya başlar. Bu sayede normal çalışma durumu 115-110 bar aralığında sabit tutulur. Akümülatörlerin yarattığı hızlı basınç değişimlerini engellemek için akümülatör çıkışına kısıcı konulmuştur. Böylece pompanın kısa zamanda devreye girip çıkması önlenmiştir. Kırıcı ilk çalışma anında 4/3 yön kontrol valfinin (4/3 YKV) A selenoidi aktif edilir. Böylece hidrolik pompa, silindirleri sistem basıncına getirir. Normal çalışma durumunda sistemdeki pilot uyarılı çek valf (ÇV) sayesinde silindirdeki basınç korunmuş olur. Akümülatördeki basınç doğru olduğu sürece pompa çalışmaz.



Şekil 3. Normal çalışma durumu (Normal working condition)

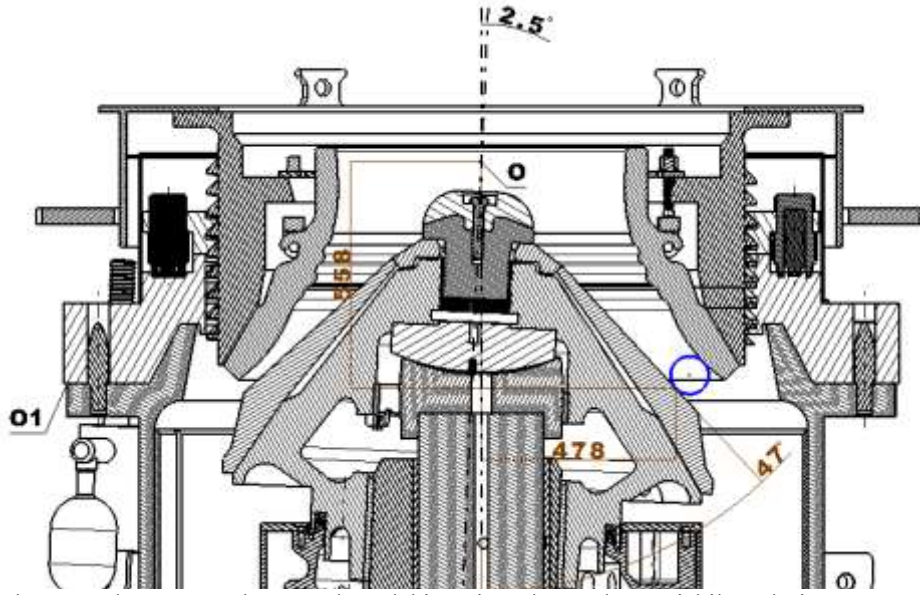
Sistem boşaltma durumunda iken (Şekil 4) 4/3 yön kontrol valfinin B selenoidi aktif durumdadır. Böylece hidrolik pompa sistemdeki kırılmayacak parçanın geçişi için silindirin piston tarafını basınçlandırır. Pilot uyarılı çek valf, silindirdir rod tarafındaki yağın geçişi için serbest hale gelir. Emmiyet valfi-2 (EV-2), akümülatörlerin herhangi bir arızası durumunda sistemi korumak amaçlıdır.



Şekil 4. Boşaltma durumu (Unloading condition)

### 3.2. Kırma Kuvveti Hesabı (Calculation of Crushing Force)

Şekil 5'de konik kırıcının dikey bir kesiti gösterilmiştir. Kesitin sol tarafında manto minimum ayar açıklığında, sağ tarafında ise maksimum ayar açıklığındadır. Kırma kuvveti, hidrolik silindirlerin boyutları ve hidrolik akümülatörlerdeki çalışma basıncı tarafından belirlenir. Hidrolik akümülatörler, hidrolik silindirlerin rod taraflarına bağlıdır. Üst gövdeyi alt gövdeye basan gerekli basınç silindirlerin rod taraflarından sağlanır. Sisteme kırılmayacak bir parça girdiğinde konkavın bağlı olduğu üst gövde  $O_1$  noktası merkez olmak üzere, bu noktadan silindirler vasıtasıyla yukarı kaldırılır. Bu esnada silindirin rod tarafındaki belli bir miktar hidrolik yağ, akümülatörlere doğru gider. Silindirlerin stroğu, sisteme giren kırılmayacak parçanın kırıcı odasındaki yerine göre değişir [5]. Tablo 1.'de kırma kuvveti hesaplanırken kullanılan parametreler verilmiştir.



Şekil 5. Kırılmayacak parçanın kırma odasındaki yeri ve kırma kuvveti bileşenleri (The position of the non-crushing part in the crushing chamber and crushing force components)

Tablo 1. Kırma kuvveti parametreleri (Crushing force parameters)

Parametre	Birimi	Değeri
Maksimum salınım açısı ( $\theta$ )	derece	2,5
Silindir sayısı ( $N_s$ )		6
Silindir rodları arasındaki mesafe ( $D_{rod}$ )	mm	1850
Ayar çemberi çapı ( $D_{çember}$ )	mm	1970
O noktası ile kırılmayacak parça arasındaki dikey mesafe ( $R_{dik}$ )	mm	558
O noktası ile kırılmayacak parça arasındaki yatay mesafe ( $R_{yat}$ )	mm	478
Manto açısı ( $\alpha$ )	derece	47
Silindir rod tarafı çalışma basıncı ( $P_{rod}$ )	MPa	11,5
Akümülatör maksimum basıncı ( $P_{max}$ )	MPa	30
Silindir rod çapı ( $d$ )	mm	90
Silindir piston çapı ( $D$ )	mm	150
Akümülatör yedek hacim ( $V_{t,l}$ )	L	0,16
Bir silindirin maksimum stroğunda üst gövde ve alt gövde arasındaki açı ( $\beta$ )	derece	5

Kırma kuvveti manto yüzeyine dik olarak etkir. Bu kuvvetin yatay bileşeni ana mile, dikey bileşeni ise hidrolik silindirlere etki eder. (1) ve (2) numaralı formüllerde verilmiştir.

$$F_{kırma,yatay} = F_{kırma} \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

$$F_{kırma,dikey} = F_{kırma} \cdot \sin \alpha \quad (2)$$

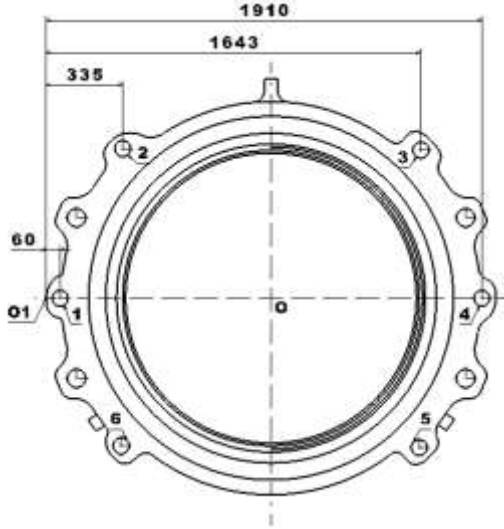
Bir hidrolik silindirdeki kırma kuvveti ise (3) numaralı formül ile hesaplanır.

$$F_s = F_{kırma,dikey} / N_s \quad (3)$$

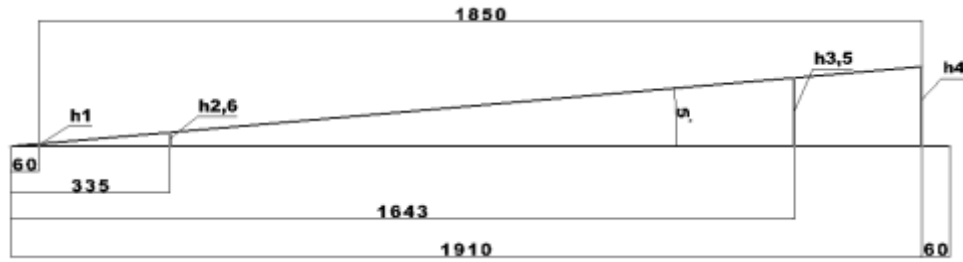
Silindire etki eden kırma kuvvetinin silindirin rod tarafında oluşturacağı basınç formül (4) ile verilmiştir.

$$P_s = 4F_s / \pi(D^2 - d^2) \quad (4)$$

Sistemdeki kırılmayacak parçanın kırıcı odasındaki konumu göz önüne alındığında  $O_1$  noktası üst gövdenin alt gövdeye göre dönme noktası olarak kabul edilir.  $O_1$  noktasının hidrolik silindirlere olan mesafeleri Şekil 6'da gösterilmiştir.  $R_1$  60 mm,  $R_{2,6}$  335 mm,  $R_{3,5}$  1643 mm ve  $R_4$  1910 mm olarak tespit edilmiştir.



Şekil 6. Hidrolik silindirlerin  $O_1$  noktasına mesafeleri (Distance of hydraulic cylinders to the point  $O_1$ )



Şekil 7. Kırılmayacak parçanın geçisi esnasında hidrolik silindirlerin strokları (Strokes of hydraulic cylinders during the passing of the non-crushing part)

Silindirlere akümülatörlere giden yağ miktarı formül (5) ile hesaplanır. Eşitlikteki  $h_4$  silindirin maksimum stroğudur.

$$V_l = V_{r,l} + \frac{h_4 \pi (D^2 - d^2)}{4} \quad (5)$$

Sistemde kullanılacak akümülatörün teorik hacmi formül (6) ile hesaplanır.

$$V_a = \frac{V_l}{\left(1 - \frac{P_{rod}}{P_{max}}\right)} \quad (6)$$

Akümülatördeki hacim değişikliğinden dolayı akümülatör basıncı formül (7) ile hesaplanır. Burada  $V_{l,i}$ ,  $i$  hidrolik silindirindeki hacim değişiklidir. Formül (8) ile verilmiştir.

Üst gövdenin  $5^\circ$  eğim açısında hidrolik silindirler Şekil 7'de gösterildiği gibi hareket edecektir. Rod tarafları,  $h_1$  5,2 mm,  $h_{2,6}$  29,3 mm,  $h_{3,5}$  143,7 mm ve  $h_4$  167,1 mm yukarı hareket edecektir.

$$P_i = P_{rod} \frac{(V_a - V_{r,l})}{V_a - (V_{r,l} + V_{l,i})} \quad (7)$$

$$V_{l,i} = \frac{h_i \pi (D^2 - d^2)}{4} \quad (8)$$

Her  $i$  silindirindeki kuvvet formül (9) ile hesaplanır.

$$F_i = P_i \pi (D^2 - d^2) / 4 \quad (9)$$

Hidrolik silindirlerin ayar çemberine uyguladığı toplam kuvvet formül (10)'da verilmiştir.

$$F_{top} = \sum_{i=1}^{N_i} F_i \quad (10)$$

$O_1$  noktasına göre toplam moment miktarı formül (11)'e göre hesaplanır.

$$M_{top} = \sum_{i=1}^{N_i} F_i R_i \quad (11)$$

Kırılmayacak parçanın kırıcı odasındaki konumuna göre manto yüzeyinde oluşan kırma kuvveti formül (12) ile hesaplanır.

$$F_{kırma} = \frac{M_{top}}{\cos\alpha R_{yat}} \quad (12)$$

Sistemde kullanılacak akümülatörlerin hacmi formül (5) ve (6) kullanılarak 4 L olarak tespit edilmiştir. Tablo 2'de hidrolik silindir hesaplamaları, Tablo 3'de de kırma kuvveti hesaplanmıştır.

Tablo 2. Hidrolik silindir parametreleri (*Hydraulic cylinder parameters*)

Parametre	Hidrolik Silindirler			
	1	2,6	3,5	4
$V_{l,i}$ (L)	0,05	0,3	1,6	1,8
$P_i$ (MPa)	11,65	12,47	19,71	21,64
$F_i$ (kN)	131	141	222	244
$M_i$ (kNm)	7,86	94,47	729,5	466

Tablo 3. Kırma kuvveti parametreleri (*Crushing force parameters*)

Kırma kuvveti parametreleri	
Hidrolik silindirlerin ayar çemberine uyguladığı toplam kuvvet (kN)	1101
$O_1$ noktasına göre toplam moment (kNm)	1297,8
Manto üzerinde oluşan kırma kuvveti (kN)	3712
kırma kuvveti düşey bileşeni (kN)	2715
kırma kuvveti yatay bileşeni (kN)	2531

Kırma kuvvetinin dikey bileşeni hidrolik silindirlerin tepki kuvvetini temsil eder. Yatay bileşen ise ana mile etkiyen kuvveti temsil etmektedir. Yatay bileşen kuvveti ana milin sonlu elemanlar analizinde kullanılacaktır.

#### 4. YAPISAL TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ (*STRUCTURAL DESIGN CHANGES AND FINITE ELEMENT ANALYSIS*)

##### 4.1. Manto Analizi (*Mantle Analysis*)

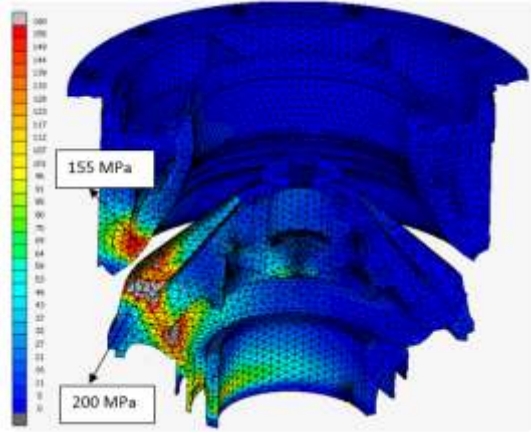
Bu çalışmada manto ve konkav için %16-18 Mn çelik alaşımı seçilmiştir. Eğer alaşımdaki Mn yüzdesi %14 'ün üzerine çıkarılırsa, malzemenin sünekliği azalır, buna karşılık sertliği artar. Yüksek oranlı manganez daha iyi kırılma mukavemeti ve sertlik sağlar. Aynı zamanda uzun servis ömrü için ideal bir seçimdir. Manto ve konkav için akma gerilmesi 380 MPa, çekme gerilmesi 900 MPa'dır [6].

Konik kırıcı çalışırken manto üzerinde oluşan kuvvetleri tespit etmek çok zordur. Çünkü bu kuvvetler birçok değişkene bağlı olarak anlık değişkenlik gösterir. Kırılacak malzemenin cinsi, parça boyut dağılımı, besleme koşulu, strok, hız

gibi parametrelerin hepsi bir etkindir. Bu çalışmada manto üzerine uygulanacak maksimum kırma kuvveti düşey yönde 2715 kN, yatay yönde 2531 kN olarak belirlenmiştir.

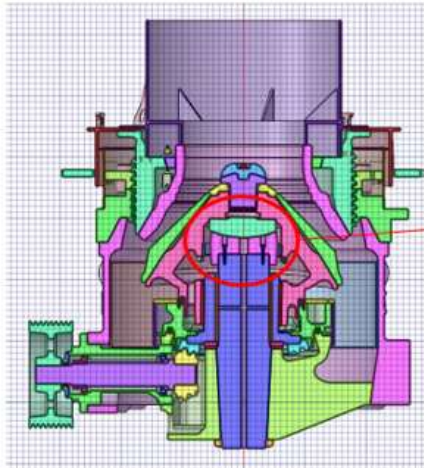
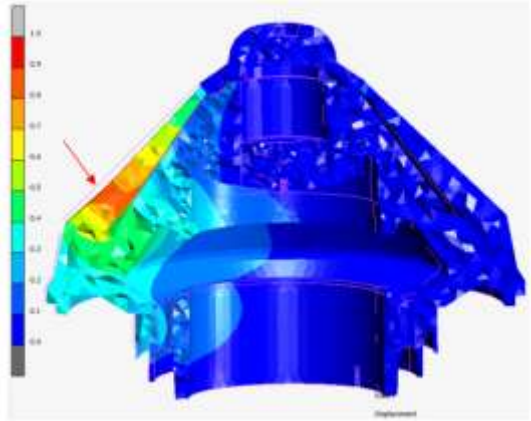
Malzemelerin kırılma anında, manto ve kafanın hareketini radyal olarak kısıtlayan parça eksantrik kovandır. Fakat eksantrik kovan eksenal yönde bir kısıtlama yapmaz. Bu yüzden statik analiz yapılırken parçalara düşey yönünde kısıt verilmiştir. Ayrıca manto ve kafa arasına temas (contact) ilişkisi verilmiştir.

Kırılmayacak parçanın olduğu bölgede sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Düşey ve yatay yükler bölgesel olarak uygulanmıştır. Yük uygulandığı zaman manto üzerinde okunan maksimum gerilme değerleri Şekil 8'de gösterilmiştir.



Şekil 8. Manto ve konkavın Von Mises Gerilmesi 0-160 MPa (*Von Mises Stress of mantle and concave 0-160 MPa*)

Mantonun deformasyon haritası Şekil 9'da gösterilmiştir. Mantonun üst yüzeyinde basma, arka yüzeyinde ise çekme gerilmesi oluşmaktadır. Üst yüzeyinde oluşan maksimum deplasman 0,94 mm olarak bulunmuştur.



Şekil 10. İki parça halinde üretilen soket parçası ve konik kırıcıdaki yeri (*Double piece socket and location in the cone crusher*)

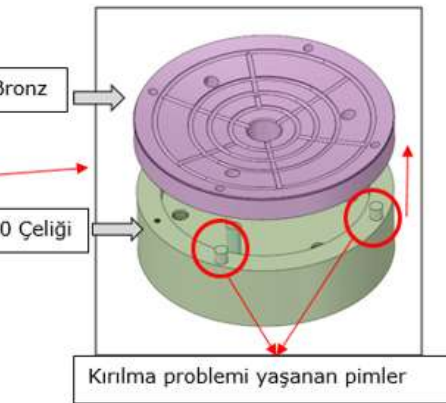
Kırılma problemi yaşanan ve iki parçadan oluşan sokette iyileştirme için sonlu elemanlar analizi

Şekil 9. Mantonun deformasyon haritası (*Strain distribution of the mantle*)

Yapılan statik analiz sonucuna göre en büyük sıkıştırma basıncı mantonun dış yüzeyinde oluşan 200 MPa'lık basınçtır. Bu değer manto malzemesinin akma dayanımından yeterince küçüktür. Bu da bize malzeme seçiminizin doğru olduğunu göstermektedir.

#### 4.2. Soket Analizi (*Socket Analysis*)

Ana milin üst kısmına sabitlenen ve iki farklı parçadan oluşan soket olarak tabir edilen parça, eksantrik olarak dönen kafa ve mantoya yataklık yapar. Bu yataklama soket ve kafa konisi arasındaki yağlama kanalları ile gerçekleştirilir. Yağlamanın olduğu bu iki yüzey sokette iç bükey bir çanak, kafa konisinde ise dış bükey bir çanak şeklindedir. Eksantrik dönme hareketinin yol açtığı şekilden dolayı bu iki parça yüzeyleri çanak şeklindedir. Soketi oluşturan iki parça birbirine Şekil 10'da gösterilen pimler vasıtasıyla bağlanmaktaydı. Kırmanın etkisiyle zamanla bu pimlerde kırılmalar yaşanmaktaydı. 4 adet 20 mm çapında 4140 malzeme pim kullanılmaktaydı.



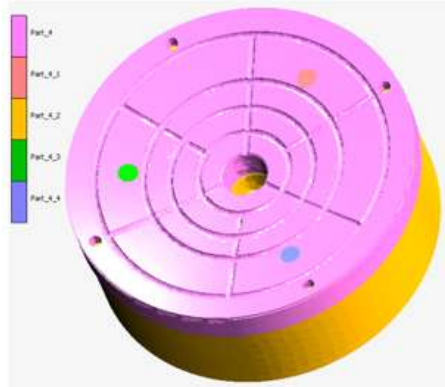
yapılmıştır. Problemin giderilmesi için soketin tek parçadan imal edilmesi düşünülmüş olup



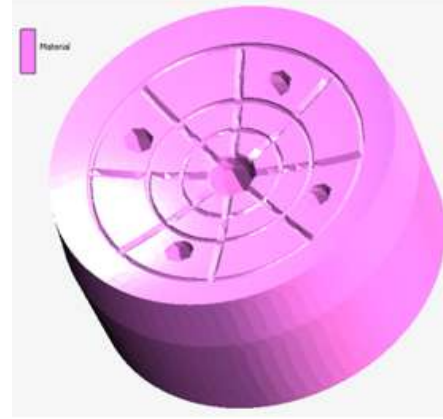
kullanılacak malzeme 4140 çeliği olarak belirlenmiştir. Tek parça halinde üretilen soket ve kırılma problemi yaşanan iki parçadan oluşan soketin analizleri karşılaştırmalı olarak yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizi yapılırken daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için katı (solid) elemanlar kullanılmıştır. İki parça sokette, cıvatalar ve pimler modellenmiş ve kontaklı analiz yapılmıştır. Katı eleman modelleri Şekil 11 ve Şekil 12’de gösterilmiştir.

Analizi yapılan sokete gelen yükler tam olarak bilinmemektedir. Bu yüzden uygulanan yükler tahmini olarak (birim yük), kırılan parçadan referans alarak uygulanmıştır. Soket, konumu gereği konik kırıcıda manto ve kafa parçalarını taşımakta ve buna ek olarak parçalanacak taşların ağırlığı da eklenmektedir. Bu parçaların ve kırılacak kaya parçalarının ağırlıkları göz önünde bulundurularak uygulanacak basma yükü yaklaşık olarak 5 tondur. Bu da yaklaşık olarak 49 kN demektir. Soket parçasına gelen diğer yük ise, eksantrik hareketten kaynaklanan ve çevresel olarak etkiyen yanal yüklerdir. Bu yükler daha kritik olup, pimleri ve cıvataları kesmeye zorlamaktadır. Pimde kırılma problemi yaşanmasının nedeni olarak bu kuvvetin etkisinin daha fazla olduğu öngörülmüştür. Yanal kuvvet olarak 50 kN uygulanmıştır.

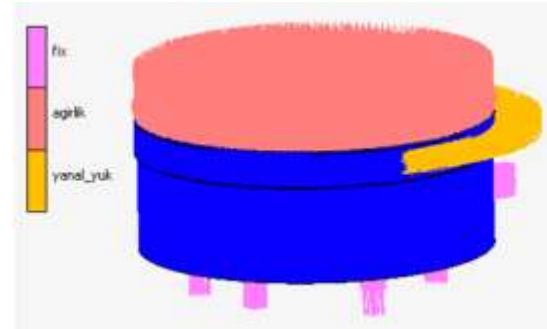


Şekil 11. Çift parça soket (Double piece socket)



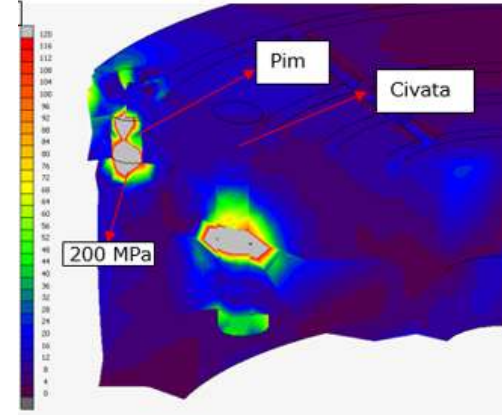
Şekil 12. Tek parça soket (One piece socket)

Sokete uygulanan kuvvetler Şekil 13’de gösterilmiştir.

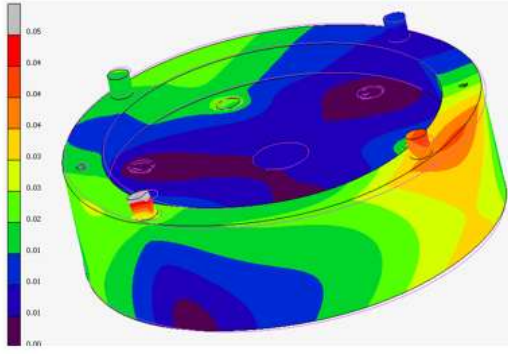


Şekil 13. Uygulanan kuvvetler (Applied forces)

Uygulanan yüklerden sonra iki parçadan oluşan soketteki gerilme haritası ve gerilme değerleri Şekil 14’de gösterilmiştir. Şekil 15’de ise yanal yüklerden kaynaklı deplasman haritası gösterilmiştir.



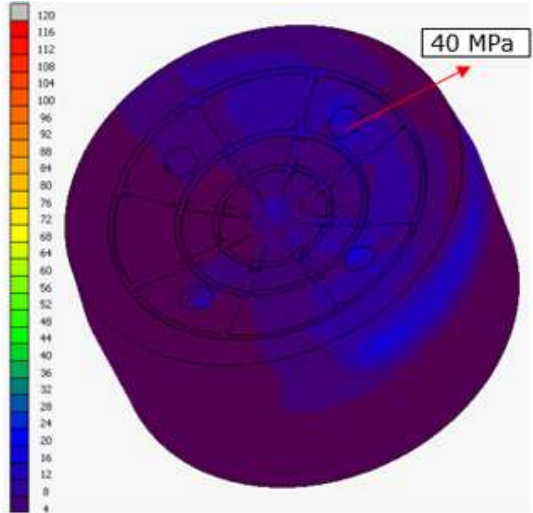
Şekil 14. Çift parça soketin Von Mises Gerilmesi (Von Mises Stress of double piece socket)



Şekil 15. Çift parça socketin deformasyon haritası  
(Strain distribution of the double piece socket)

Pim 4140 çeliğinden üretilmiştir. Malzemenin çekme gerilmesi 655 MPa, akma gerilmesi 415 MPa [7], pim üzerinde görülen gerilme değeri ise 200 MPa'dır. Bu değer akma dayanımı altında kalmaktadır. Fakat bu gerilme değeri değerlendirilirken yoğun titreşime maruz kalması, üretim esnasında oluşan boşluklu pim yapısı ve gerilme yığılması yaratacak tasarım gibi faktörler yapının yorulma ömrüne etki etmektedir. Parça üzerinde okunan bu gerilme değerinin oldukça yüksek olduğu prototip çalışma sırasında yaşanan problemler ile tespit edilmiştir. Bu yüzden, iki parçalı socket tasarımı iyileştirilerek tek parça halinde tasarlanmıştır ve daha dayanıklı bir yapı elde edilmiştir.

Aynı sınır şartlar altında tek parça socketin analiz sonucu Şekil 16'da görülmektedir. Yapı üzerinde görülen maksimum Von Mises Gerilmesi 40 MPa'dır.



Şekil 16. Tek parça socketin Von Mises Gerilmesi  
(Von Mises Stress of one piece socket)

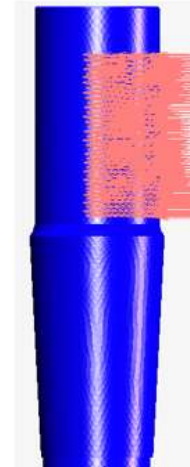
#### 4.3. Ana Mil Analizi (Main Shaft Analysis)

Ana mil TKL3000SE kırıcısında sabittir. Kırma esnasında hiçbir hareket yapmaz. Ana milin alt kısmı konik şekilde olup kırıcının alt gövdesine sıkı şekilde geçmektedir. Orta kısmında milin tamamen silindirik olan kısmına eksantrik kovan geçer. Ana mil kırma işleminden doğacak kuvvet ve şoklara dayanıklı olmalıdır. Mil malzemesi olarak 4140 çeliği belirlenmiştir. Tamamen silindirik olan eksantrik kovanın geçtiği bölgenin çapı 300 mm'dir.

Kırılmayacak parça geçişi esnasında mile gelen radyal kuvvet 2531 kN olarak bulunmuştu. Bu kuvvet milin 1/2'lik kısmına eksantrik burç boyunca uygulanmıştır. Şekil 17'de radyal kuvvetin uygulandığı bölge gösterilmiştir. Kırıcının alt gövdesine sabitlenen konik bölge analiz sırasında sabitlenmiştir. Eksantrik burç boyunca milin 1/2'lik kısmına da radyal yük uygulanmıştır. 4140 çeliğinin akma ve çekme gerilmesi Tablo 4'de verilmiştir.

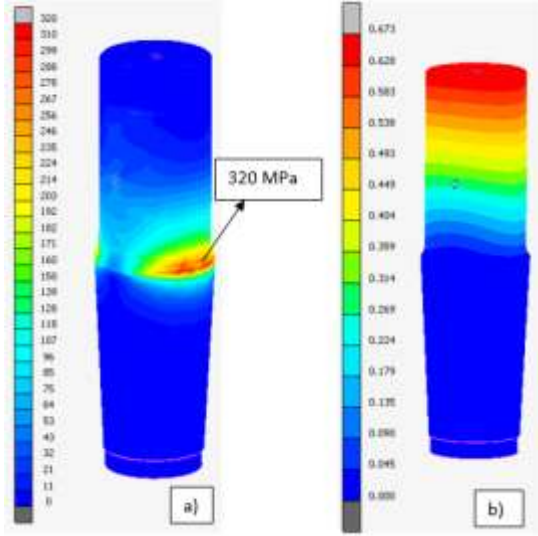
Tablo 4. 4140 çeliğinin mekanik özellikleri [8]  
(Mechanical properties of 4140 steel)

Çekme gerilmesi (çap>95mm)	800-950 MPa
Akma gerilmesi (çap>95 mm)	Min.550 MPa



Şekil 17. Uygulanan kuvvet (Applied force)

Verilen kuvvet gereği mil düz silindirik çap kısmından eğilmeye zorlanmaktadır. Milin socket parçasının bağlandığı en üst kısmı herhangi bir yere sabitlenmemiştir. Bu yüzden milin düz silindirik kısmının yarısı çekme gerilmesine, diğer yarısı basma gerilmesine maruz kalmıştır. Yapılan analiz sonucunda Şekil 18'de milin gerilme haritası, Şekil 19'da ise deplasman haritası verilmiştir.



Şekil 18. Milin gerilme haritası – Von Mises (a) ve deplasman haritası (b) (Von Mises Stress distribution (a) and strain distribution (b))

Parçanın minimum akma sınırı 550 MPa 'dır. Analiz sonucunda mil çapının daraldığı bölgede maksimum 320 MPa değerinde bir gerilme okunmuştur. Bu değer malzemenin akma sınırından düşüktür. Akma sınırı malzemenin plastik deformasyona başlangıç noktasıdır. Bu yüzden yorulma dayanımı göz önüne alındığı zaman en önemli ve dikkat edilmesi gereken unsur malzemenin akma dayanımıdır. Yorulma ömrünü etkileyen üretim metodları ve diğer parametreler ihmal edildiğinde, milin kabaca 1,7 kat güvenli olduğu gösterilmiştir. Milin en üst noktasında maksimum deplasmanı da 0,673 mm olarak bulunmuştur.

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

TEK-EL firmasının üretmiş olduğu TKL3000SE konik kırıcısının bazı kritik parçalarında tasarım değişiklikleri ve malzeme seçimleri yapılmıştır. Bu parçaların sonlu elemanlar analizinde kullanılmak üzere manto üzerinde oluşan maksimum kırma kuvveti belirlenmiştir. Bu kuvvet referans alınarak manto, konkav, soket ve ana milin sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

Kırıcı odasına giren sert kırılmayacak bir parçanın geçişi esnasında manto üzerinde meydana gelen toplam kuvvet hesaplanmıştır. Manto üzerinde oluşan maksimum kırma kuvveti 3712 kN olarak bulunmuştur. Silindir sayısı daha fazla olan daha büyük boyutlara sahip başka bir konik kırıcıda yapılan çalışmada, bu kuvvet 7235 kN bulunmuştur. Bu fark, esas olarak makinede kullanılan silindir sayısı, silindir boyutları, geometrik farklılıklar ve

hidrolik basınçların farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Konik kırıcıların en kritik parçaları kırılma işleminin gerçekleştiği manto ve konkav olarak adlandırılan astar parçalarıdır. Bu parçalar, %16-18 manganezli çelikten üretildikleri için yüksek aşınma direnci ve yüksek mukavemete sahiptirler. Dolayısıyla kırma işleminde sürekli tekrarlanan sıkıştırma basınçlarına ve aşınmalara karşı iyi performans gösterirler. Yapılan çalışmalar sonucunda manto üzerinde oluşabilecek maksimum kuvvet bölgesel olarak uygulandığında manto üzerinde 200 MPa, konkav üzerinde 155 MPa değerinde gerilmeler oluşmuştur. Malzemenin akma sınırı göz önüne alındığında neredeyse 2 kat emniyetli olduğu görülmektedir. Konik kırıcıların çalışma süreleri düşünüldüğünde, bu tip bir maksimum kuvvete maruz kalma süreleri de ihmal edilebilecek kadar azdır.

Kırıcının çalışması esnasında soket kompleksi çok sert darbelere maruz kaldığından pimlerde zamanla ciddi hasarlar tespit edildi. İki parçalı soket tasarımında, tahmin edilen yüklerin pimlerde meydana getirdiği gerilme değeri 200 MPa olarak bulunmuştur. Bu değer akma dayanımı altında kalmaktadır. Fakat bu gerilme değeri değerlendirilirken yoğun titreşime maruz kalması, üretim esnasında oluşan boşluklu pim yapısı ve gerilme yığılması yaratacak tasarım gibi faktörler yapının yorulma ömrüne olumsuz yönde etki etmektedir. Bu yüzden, iki parçalı soket tasarımı iyileştirilerek tek parça halinde tasarlanmış ve daha dayanıklı bir yapı elde edilmiştir.

Kırıcı çalışırken ana mil çevresi boyunca sürekli eğilme gerilmesine maruz kalmaktadır. Eğilme gerilmesini yaratan yük, kırma kuvveti yatay bileşeninin değeri olarak alınmıştır. Bu yükte milin çevresel olarak yarısına eksantrik kovanın yüksekliği boyunca bölgesel olarak uygulanmıştır. Analiz sonucunda minimum 550 MPa akma gerilmesine sahip 300 mm çapındaki ana milin çap daralması olan bölgesinde 320 MPa değerinde gerilme oluşmuştur. Bu maksimum gerilme değeri de milin en az 1.7 emniyet katsayısına sahip olduğunu göstermiştir.

Bu çalışma, hidrolik bir konik kırıcının mantosu üzerinde oluşan maksimum kuvvetin nasıl hesaplanacağına dair yol göstermektedir. Bu çalışmada kullanılan hesaplama yöntemlerinden faydalanılarak başka bir konik kırıcı kuvvet analizi yapılabilir. Ülkemizde konik kırıcılar ile ilgili teknik kaynakların çok sınırlı olması da bu tezin literatüre

katkısındaki önemini arttırmıştır. Daha sonraki çalışmalarda ana mil ile eksantrik kovan arasında silindirik rulmanlı veya konik rulmanlı yatak kullanılarak bu çalışmadaki standart kaymalı yatak ile karşılaştırma yapılması planlanmaktadır. Eksantrik hız, kullanılacak yağ miktarı ve dolayısıyla soğutma yükü ihtiyacı, sürtünme, oluşabilecek maksimum gerilmeler ve parça ömürlerine etkileri gibi faktörlerin değerlendirilmesi planlanmaktadır.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Z. Zhang, S. Chen and Y. Yang, "Cone crusher in the cylindrical roller bearing contact analysis," *Advances in Engineering Research: 5th International Conference on Civil Engineering and Transportation, ICCET 2015, November, 2015*, Atlantis Press, 2015. pp. 1657-1661.
- [2] C. Yan, H. Zhongping and C. Jun, "RC type cone broken motor structure statics analysis and study of cone," *Advances in Engineering Research: 5th International Conference on Civil Engineering and Transportation, ICCET 2015, November, 2015*, Atlantis Press, 2015. pp. 1651-1656.
- [3] C. M. Evertsson, "Cone crusher performance," Ph.D. dissertation, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 2015.
- [4] J. Quist, "Cone crusher modelling and simulation," M.Sc. dissertation, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 2012.
- [5] A. E. Kalianov, Yu. A. Lagunova and V. S. Shestakov, "Calculation of parametres of hydraulic cone crusher," *Bulletin of PNRPU, Geology Oil & Gas Engineering & Mining*, vol. 16, pp. 73-81, March 2017. Doi: 10.15593/2224-9923/2017.1.8
- [6] S. Alyaz, "Effect of heat treatment and chemical composition on microstructure and mechanical properties of hadfield steels," M.Sc. dissertation, Middle East Technical University, Metallurgical and Metarials Engineering Department, Ankara, 2003.
- [7] AZO Materials, "AISI 4140 Alloy Steel," 2012. [Online]. Available: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6769>. [Accessed: Jan. 21, 2019].
- [8] Astm Steel, "4140 Steel Mechanical Properties," 2012. [Online]. Available: <https://www.astmsteel.com/product/42crmo4-alloy-steel/>. [Accessed: Jan. 21, 2019].

## ÖZGEÇMİŞ

### Selim SETKAYA

1989 yılında Ankara'da doğmuştur. 2012 yılında Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. 2014-2018 yılları arasında Hidromek A.Ş.'de tasarım mühendisi olarak çalışmıştır. Halen, FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.'de tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır.

### Nihat GEMALMAYAN

1977 yılında İTÜ Sakarya Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 1978 yılında Gazi Üniversitesi Üretim Yönetimi Bölümü'nde yüksek lisans, 1984 yılında ise yine Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde doktora derecesini aldı. 1988-1996 yılları arasında Kanada'daki çeşitli mühendislik kuruluşlarında makine mühendisi olarak çeşitli görevlerde çalışmıştır. 1996 yılından beri Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Dr. Öğr. Üyesi olarak çalışmasını sürdürmektedir.