



**KONİK KIRICI MANTO GRUBU KUVVET ANALİZİ VE SONLU
ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ**

Selim SETKAYA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

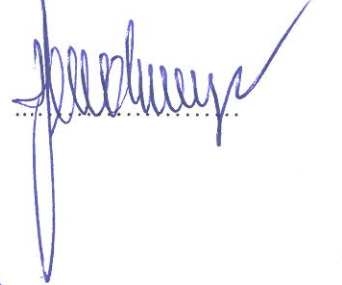
TEMMUZ 2019

Selim SETKAYA tarafından hazırlanan “KONİK KIRICI MANTO GRUBU KUVVET ANALİZİ VE SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nihat GEMALMAYAN

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Başkan: Prof. Dr. Bedri TUÇ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Başkent Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Üye: Prof. Dr. Mustafa YURDAKUL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Tez Savunma Tarihi: 19/07/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu çalışmanın Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Selim SETKAYA

19/07/2019

KONİK KIRICI MANTO GRUBU KUVVET ANALİZİ VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Selim SETKAYA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

ÖZET

Konik kırıcılar özellikle aşındırıcı ve sert kayaçların kırılması amacıyla kullanılan makinelerdir. Bu makineler kırma eleme tesislerinde uzun süre çalıştırılırlar ve bu süre boyunca makine elemanları ağır yüklere 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.

Bilim Kodu : 91433
Anahtar Kelimeler : Konik kırıcı, kırma kuvveti, sonlu elemanlar analizi
Sayfa Adedi : 83
Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Nihat GEMALMAYAN

CONE CRUSHER MANTLE GROUP FORCE ANALYSIS AND INVESTIGATION
WITH FINITE ELEMENT METHOD

(M. Sc. Thesis)

Selim SETKAYA

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

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.

Science Code	: 91433
Key Words	: Cone crusher, crushing force, finite element analysis
Page Number	: 83
Supervisor	: Dr. Lecturer Nihat GEMALMAYAN

TEŞEKKÜR

Öncelikle çalışmalarım boyunca değerli yardım ve önerileriyle bana destek olan danışmanım sayın Dr. Öğr. Üyesi Nihat GEMALMAYAN'a teşekkür ederim. Tez çalışması sırasında teknik bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım "TEK-EL MAKİNA" firmasına, çalışmanın analiz bölümünde bilgi ve birikiminden yararlandığım "HİDROMEK" Analiz Mühendisi çalışanlarından değerli arkadaşım Sinem KAÇAR'a, son olarak hayatımın her anında benden desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. KONİK KIRICININ TARİHÇESİ, TANIMI VE ÇEŞİTLERİ.....	3
2.1. Konik Kırıcının Kısa Tarihçesi	3
2.2. Kırmanın Tanımı	3
2.3. Kırıcı Çeşitleri	5
2.3.1. Çeneli kırıcı	5
2.3.2. Konik kırıcı	6
2.3.3. Jiratör kırıcı	7
2.3.4. Merdaneli kırıcı	9
2.3.5. Çekiçli kırıcı.....	10
2.3.6. Darbeli kırıcı	11
2.4. Kırma Tesisleri	12
2.4.1. Açık kırma devresi ve kapalı kırma devresi arasındaki farklar.....	12
2.4.2. Kırma taş üretimi.....	13
2.4.3. Maden cevherinin kırılması.....	15

	Sayfa
3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	17
4. TEMEL KIRMA PRENSİPLERİ.....	31
4.1. Sıkıştırma ile Kırma.....	32
4.1.1. Tek parçacık kırılması (TPK).....	33
4.1.2. Parçacıklar arası kırılma (PAK).....	36
4.2. Darbe ile Kırma	37
5. KONİK KIRICI.....	39
5.1. Konik Kırıcı Çalışma Prensibi.....	39
5.2. Konik Kırıcı Yapısı.....	42
5.3. Kırma İşlemine Etkileyen Parametreler	44
5.3.1. Minimum ayar açıklığı (CSS)	44
5.3.2. Eksantrik hız.....	45
5.3.3. Eksantrik mesafe	45
5.3.4. Astar parçalar	45
5.3.5. Dar kesit seviyesi	45
5.3.6. Güç.....	46
5.3.7. Hidrolik basınç	47
5.4. Besleme Koşulları.....	47
5.5. Konik Kırıcı Tasarım Parametreleri Matrisi.....	48
6. KIRMA KUVVETİ	51
6.1. Hidrolik Silindirlerin ve Akümülatörlerin Çalışma Prensibi.....	53
6.2. Hidrolik Sistem.....	54
6.3. Kırma Kuvveti Hesabı.....	55

	Sayfa
7. YAPISAL TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ VE SONLU ELEMENLAR ANALİZİ	63
7.1. Kırıcı Oda Geometrisi.....	63
7.2. Kırıcı Manto Grubu Analizi	66
7.3. Soket Analizi	71
7.4. Ana Mil Analizi	75
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	79
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	83

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan malzemelerin kimyasal bileşimleri.....	17
Çizelge 3.2. Numunelerin akma ve çekme dayanımı değerleri	17
Çizelge 3.3. Kırma odası yarı dolu ve tam dolu çalışma şeklinin kırma prosesine etkileri	19
Çizelge 3.4. DEM simülasyon parametreleri	21
Çizelge 3.5. Konik kırıcının kırma kuvveti değerleri	29
Çizelge 6.1. TKL3000SE ana komponentleri	52
Çizelge 6.2. Kırma kuvveti hesaplama parametreleri	56
Çizelge 6.3. 1° açı için hidrolik silindir parametreleri	60
Çizelge 6.4. 2° açı için hidrolik silindir parametreleri	60
Çizelge 6.5. 3° açı için hidrolik silindir parametreleri	60
Çizelge 6.6. 4° açı için hidrolik silindir parametreleri	61
Çizelge 6.7. 5° açı için hidrolik silindir parametreleri	61
Çizelge 6.8. Toplam kuvvet, toplam moment ve kırma kuvvetleri.....	61
Çizelge 6.9. Maksimum kırma kuvveti parametreleri.....	62
Çizelge 7.1. Metso ve TKL3000SE konik kırıcılarının bazı parametreleri	63
Çizelge 7.2. Soket malzemesinin mekanik özellikleri	73
Çizelge 7.3. Soket için 4140 çeliğinin mekanik özellikleri	74
Çizelge 7.4. Ana mil için 4140 çeliğinin mekanik özellikleri	76

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Boyut küçültme oranı	5
Şekil 2.2. Çeneli kırıcı	6
Şekil 2.3. Konik kırıcı.....	7
Şekil 2.4. Jiratör kırıcı.....	8
Şekil 2.5. Jiratör kırıcı ve konik kırıcı	8
Şekil 2.6. Jiratör kırıcı mantosu ve konik kırıcı mantosu	9
Şekil 2.7. Merdaneli kırıcı	10
Şekil 2.8. Dişli merdaneli kırıcı	10
Şekil 2.9. Çekiçli kırıcı	11
Şekil 2.10. Darbeli kırıcı kesit görüntüsü	12
Şekil 2.11. Açık kırma devresi ve kapalı kırma devresi	13
Şekil 2.12. Örnek bir kırma eleme tesis şeması	15
Şekil 2.13. Nikel açısından zengin bir cevherin kırılma aşamaları.....	16
Şekil 3.1. Üç temel kırma odası geometrisi ve dar kesit seviyeleri	18
Şekil 3.2. TPK ve PAK şematik gösterimi	18
Şekil 3.3. Kritik kırılma kuvveti ve parça boyutu grafiği	20
Şekil 3.4. Kritik kırılma kuvveti ve parça kütlesi grafiği	20
Şekil 3.5. Bir sıkıştırma işleminin aşamaları	23
Şekil 3.6. Mantoda oluşan tepki kuvvetleri	24
Şekil 3.7. Yatak deplasman haritası	25
Şekil 3.8. Yatak gerilme haritası.....	25
Şekil 3.9. Gerinim analizi	26
Şekil 3.10. Gerilme analizi.....	26

Şekil	Sayfa
Şekil 3.11. Hidrolik şema.....	27
Şekil 3.12. Kırılmayan parçanın sistemden atılması.....	28
Şekil 3.13. Kırılmayan parçanın kırıcı odasındaki yeri ve kuvvet doğrultusu.....	29
Şekil 4.1. Taneye uygulanan kuvvetler.....	32
Şekil 4.2. İki düzlem arasındaki tek parçacık kırılması için temas noktası durumları ...	34
Şekil 4.3. Tek parçacık kırılmasının farklı aşamalarının şematik gösterimi.....	35
Şekil 4.4. TPK ve PAK arasındaki temel farklar	36
Şekil 4.5. Darbe ile kırma yöntemi	37
Şekil 5.1. Oynar milli konik kırıcı kesiti ve sabit milli konik kırıcı kesiti	39
Şekil 5.2. Mantonun konkava göre hareket durumu	40
Şekil 5.3. Konik kırıcı ve jirator kırıcı çalışma şekli	41
Şekil 5.4. Kırma odasında sabit bir nokta için manto ve konkav arasındaki mesafenin zamanla değişimi	41
Şekil 5.5. Hydrocone ve Symons tipi konik kırıcıların dikey kesit görüntüsü	43
Şekil 5.6. Manto ve konkavın yatay kesit görüntüsü	44
Şekil 5.7. Dar kesit seviyesinin kırıcı odası dikey kesitindeki yeri	46
Şekil 5.8. Konik kırıcı besleme durumu DEM simülasyonu	47
Şekil 5.9. Tek kademeli bir konik kırıcının proses kontrol şeması.....	50
Şekil 6.1. TKL3000SE ana komponentleri	51
Şekil 6.2. Normal çalışma durumu ve boşaltma durumu hidrolik şemaları.....	55
Şekil 6.3. Kırılmayan parçanın kırma odasındaki yeri ve kırma kuvveti bileşenleri....	56
Şekil 6.4. Hidrolik silindirlerin O_1 moment noktasına mesafeleri.....	58
Şekil 6.5. Kırılmayan parçanın geçişi sırasında hidrolik silindirlerin strokları	58
Şekil 6.6. Toplam kuvvet, toplam moment ve kırma kuvvetleri	62
Şekil 7.1. TKL3000SE ve Metso besleme açıklıkları ve min. çıkış ayar açıklıkları	64

Şekil	Sayfa
Şekil 7.2. Kırıcı odası yatay en küçük kesit alanı	64
Şekil 7.3. TKL3000SE dar kesit seviyesinin kırma odasındaki yeri	65
Şekil 7.4. Metso kırıcı grubu dar kesit seviyesinin kırma odasındaki yeri	65
Şekil 7.5. Kırıcı manto grubu kesit görüntüsü	66
Şekil 7.6. Mantonun detay ve kesit 3D görüntüsü	67
Şekil 7.7. Konkavın detay ve kesit 3D görüntüsü.....	67
Şekil 7.8. Konkavın montaj görüntüsü ve mantonun montaj görüntüsü.....	68
Şekil 7.9. Kırıcı manto grubu mesh örgü yapısı	69
Şekil 7.10. Manto ve konkavın Von Mises Gerilmesi 0-160 MPa	69
Şekil 7.11. Manto detay gerilme haritası 0-160 MPa	70
Şekil 7.12. Mantonun deformasyon haritası	70
Şekil 7.13. İki parça halinde üretilen soket parçası ve konik kırıcıdaki yeri	71
Şekil 7.14. İki parçadan oluşan soketin ve tek parça halinde üretilen soketin katı modelleri	72
Şekil 7.15. Soket parçasına uygulanan kuvvetler	73
Şekil 7.16. İki parçadan oluşan soketin gerilme haritası – Von Mises gerilmeleri	74
Şekil 7.17. İki parçadan oluşan soketin deplasman haritası.....	74
Şekil 7.18. Tek parça soketin gerilme haritası – Von Mises gerilmeleri.....	75
Şekil 7.19. TKL3000SE ana mil mesh yapısı ve ana mile uygulanan kuvvet.....	77
Şekil 7.20. Milin gerilme haritası – Von Mises ve deplasman haritası	78

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Sıkıştırma kırılmasına maruz kalan bir amfibolit parçası	35
Resim 6.1. TKL3000SE konik kırıcı hidrolik silindirleri ve akümülatörleri.....	53
Resim 7.1. TKL3000SE konik kırıcı ana mili	76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
b	Malzeme yüksekliği, mm
D	Silindir piston çapı, mm
d	Silindir rod çapı, mm
D_{çember}	Ayar çemberi çapı, mm
D_{rod}	Silindir rodları arasındaki mesafe, mm
E	Elastisite modülü, Gpa
F_i	Herhangi bir silindirdeki kuvvet, kN
F_{kırma}	Maksimum kırma kuvveti, kN
F_s	Hidrolik silindir kırma kuvveti, kN
F_{top}	Hidrolik silindirlerin toplam kuvveti, kN
h	Silindir stroğu, mm
M_{top}	Toplam moment, kNm
N_s	Silindir sayısı
P_i	Herhangi bir akümülatördeki basınç, MPa
P_{max}	Akümlatör maksimum basıncı, MPa
P_{rod}	Silindir rod tarafı çalışma basıncı, MPa
P_s	Hidrolik silindir rod basıncı, MPa
R_{dik}	O noktası-kırılamayan parça arası dik mesafe, mm
R_{yat}	O noktası-kırılamayan parça arası yatay mesafe, mm
s	Strok, mm
V_a	Akümlatör teorik hacmi, L
V_l	Silindirden akümülatöre giden yağ, L
V_{l,i}	Herhangi bir silindirdeki hacim değişikliği, L
V_{r,l}	Akümlatör yedek hacim, L
α	Manto açısı, derece
β	Üst gövde-alt gövde arasındaki maksimum açı, derece
θ	Maksimum salınım açısı, derece

Simgeler**Açıklamalar (devam)** **ρ** Yoğunluk, kg/m³ **ϵ**

Sıkıştırma oranı

Kısaltmalar**Açıklamalar****BKO**

Boyut küçültme oranı

BM

Beslenen malzeme

BPM

Bağlanmış parça modeli

BS

Basınç sivici

CSS

Minimum ayar açıklığı

ÇV

Çek valf

DEM

Ayrık elemanlar metodu

EV

Emniyet valfi

MTP

Mekanik tasarım parametreleri

OÇP

Operasyonel çıktı parametreleri

OKP

Operasyonel kontrol parametreleri

OSS

Maksimum ayar açıklığı

PAK

Parçacıklar arası kırılma

TPK

Tek parçacık kırılması

YOKP

Yarı operasyonel kontrol parametreleri

YKV

Yön kontrol valfi

1. GİRİŞ

Kırma, boyut küçültme işleminin ilk aşamasıdır. Malzemenin içerdiği farklı minerallerin birini diğerinden ayırmak, prosese uygun boyut ya da yüzey alanı veya kullanım amacına uygun boyut sağlamak amacı ile yapılmaktadır. Kırma işlemi için kullanılan makineler, kırıcı olarak adlandırılır. Bu tezde kırıcı makine çeşitlerinden biri olan konik kırıcıların manto grubu 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 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.

Ülkemizde, kentleşmenin ve sanayinin gelişmesi ile ortaya çıkan çeşitli ihtiyaçların giderilmesi için yürütülen inşaat faaliyetleri ve madenciliğin gelişmesi ile kırma-eleme tesisleri ve kırıcı makinelerinin kullanımı önem kazanmıştır. Kırma eleme tesisleri, maden sektöründe üretilen cevherlerin işlenmesi ve inşaat sektöründe kırma taş üretimi (asfalt, beton, yol malzemesi vs.) için kullanılan tesislerdir.

Her yıl büyük miktarlarda malzeme konik kırıcılarda kırılmaktadır. Buna rağmen, ülkemizde bir konik kırıcının çalışma prensibine ve tasarım kriterlerine dair detaylı bilgi sınırlıdır. Bu tezde bu eksikliğin kapatılması amaçlanmıştır. Manto ve konkavın oluşturduğu kırma odası tasarım parametreleri ve sıkıştırma gerilmesine maruz kalan parçaların kırılma modları incelenmiştir. 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. Kırma verimliliğinde önemli gelişmeler sağlamak için her daim artan bilgi birikimine ihtiyaç olduğu unutulmamalıdır.

2. KONİK KIRICININ TARİHÇESİ, TANIMI VE ÇEŞİTLERİ

2.1. Konik Kırıcının Kısa Tarihçesi

İlk konik kırıcı, 1878'de ABD'de geliştirildi. Ancak, birçok kişi bugün bilinen konik kırıcının orijinal tasarımının eski Sovyetler Birliği yaylı tip konik kırıcının bir kopyası olduğuna inanmaktadır. Bu söylentilere rağmen, konik kırıcı, Amerika Birleşik Devletleri'nde, yaylı konik kırıcının tasarımcısı ve mucidi olduğuna inanılan Milwaukee Symons kardeşler tarafından 1920'lerde ortaya çıkarıldı. 19. yüzyılın sonlarında ABD, konik kırıcıyı daha sık kullanmaya başladı. Uzun yıllar süren sürekli gelişim ve araştırmadan sonra, yaylı konik kırıcı en verimli kırma makinelerinden biri haline geldi [1].

İlk hidrolik konik kırıcı, 1948'de geliştirildi. Bu konik kırıcı, yayları kullanmak yerine kırma boşluğunu hidrolik olarak açarak kırma haznesine girmiş olan yabancı malzemeleri sisteme zarar vermeden geçirebilmekteydi. Takip eden yıllar boyunca, konik kırıcılar verimlilik, özellikler, teknolojiler, enerji tüketimi, bakım maliyetleri bakımından önemli ölçüde gelişti [1].

Günümüzde, her çeşit kırıcının belirli bir uygulama ve malzeme yelpazesi için en uygun olduğu farklı tipte konik kırıcı bulunmaktadır. Bu tip kırıcıların önemi, etkinliği ve düşük işletme maliyetleri nedeniyle önemli ölçüde artmıştır. Konik kırıcı, güvenilir ve verimli bir kırma işlemi sağlarken sert, orta sert ve birçok farklı malzeme türünü sıkıştırıp kırabilmektedir [1].

2.2. Kırmanın Tanımı

Yerüstünde veya yeraltında bulunan değerli mineraller çeşitli maden işletme metotlarıyla üretilerek yan kayaçlar (değersiz) ile birlikte tüvenan (doğal su kaynaklarından çıkarılmış ve yıkanmamış olduğu gibi kullanılan kum çakıl karışımı malzemesi) malzeme olarak elde edilmektedirler. Kullanılacak yere veya uygulanacak cevher zenginleştirme metoduna bağlı olarak tüvenan cevherin tane boyutunun küçültülmesi gerekir. Bu amaca dayanarak yapılan boyut küçültme işlemlerine ufalama denilmektedir. Ufalama, öğütme ve kırma işlemlerinin hepsine verilen genel bir tanımdır [2].

Kırma işlemi, ufalama işleminin ilk aşamasını temsil eder. Malzemenin tek kademede küçük boyutlara kırılması teknik olarak mümkün değildir. Patlayıcılar veya kazıcı makinalar aracılığıyla ana kayalardan koparılan cevher parçaları çok büyük boyutlarda taneler içermektedir. Bu sebeple cevherin belirlenen tane boyutuna küçültülmesi birkaç aşamada kırma ve öğütmeyle mümkün olmaktadır [2].

Ufalama işleminin yapılmasındaki amaç:

- Cevher içerisindeki mineralleri serbest duruma getirmek
- Cevher hazırlama metotlarına uygun boyutta malzeme elde etmek
- Cevher malzemelerinin yüzey alanını arttırmak
- Tüketim amaçlı kullanılacak ise belirli boyutta uygun malzeme hazırlamak (kum, çakıl v.b)

Kırma makinaları birincil, ikincil ve üçüncül kırıcılar şeklinde sınıflandırılabilir. Birincil kırıcılar olarak genellikle jirator kırıcılar ve çeneli kırıcılar kullanılmaktadır. İkincil kırıcılar ise, merdaneli kırıcı, çekiçli kırıcı, darbeli kırıcı ve bu çalışmada incelenecek olan konik kırıcılar verilebilir. Kırma genellikle tane boyutu 2000 mm – 5 mm arasında olan tanelere uygulanmaktadır. 200 mm – 10 mm arasında olan kırmaya iri kırma, 100 mm – 5 mm arasında olan kırmaya ince kırma denir [2].

Boyut küçültme oranı

Kırma işleminde, kırılacak malzeme boyutunun, kırma işlemi sonundaki malzeme boyutuna oranına boyut küçültme oranı denilmektedir. Bu oran farklı tipteki kırıcılar için farklı değerlere sahiptir. Kırıcı tipi seçerken hesaba katılması gereken en önemli faktörlerden olan boyut küçültme oranı, ufalanan malzemenin tane büyüklüğüne ve kırıcı özelliklerine göre değişmektedir. Örnek olarak çeneli kırıcının BKO'su ortalama 5:1 iken (Şekil 2.1) jirator kırıcının 8:1'dir [2].



Şekil 2.1. Boyut küçültme oranı [2]

2.3. Kırıcı Çeşitleri

Kırma işlemi için kullanılan makinalar özellikle ürün özellikleri, makine maliyeti ve enerji tüketimi gibi tasarım özellikleri bakımından çeşitli şekil, yapı ve boyutta kullanılmaktadırlar. Kırıcıları yapı özelliklerine göre 6 tipte sınıflandırmak mümkündür.

2.3.1. Çeneli kırıcı

Kırma, çene olarak adlandırılan parçalar arasında gerçekleştiğinden, bu kırıcılara çeneli kırıcı denmektedir. Bu çenelerden biri sabit, diğeri hareketlidir. Kırma işlemi, hareketli çenenin eksantrik mil aracılığıyla tahrik edilmesiyle yapılmaktadır. Çeneli kırıcılar birincil (primer) kırıcılardır. Yüksek kapasitelerde çalışmaya uygun değildir. Fakat büyük parçaların kırılması gerekliliğinin önemli olduğu durumlarda kullanılır. Çeneli kırıcıların anma ölçüsü giriş ağız açıklığı ile tanımlanır. Örnek olarak 120'lik çeneli kırıcı demek giriş ağız açısı mesafesi 120 mm olan çeneli kırıcı anlamına gelir. Kırıcıya verilecek en büyük tane boyutu, kırıcı ağız açıklığının %85'i kadar olmalıdır. Boyut küçültme oranı 5 – 10 arasındadır. Örnek bir çeneli kırıcı Şekil 2.2'de gösterilmiştir [2].

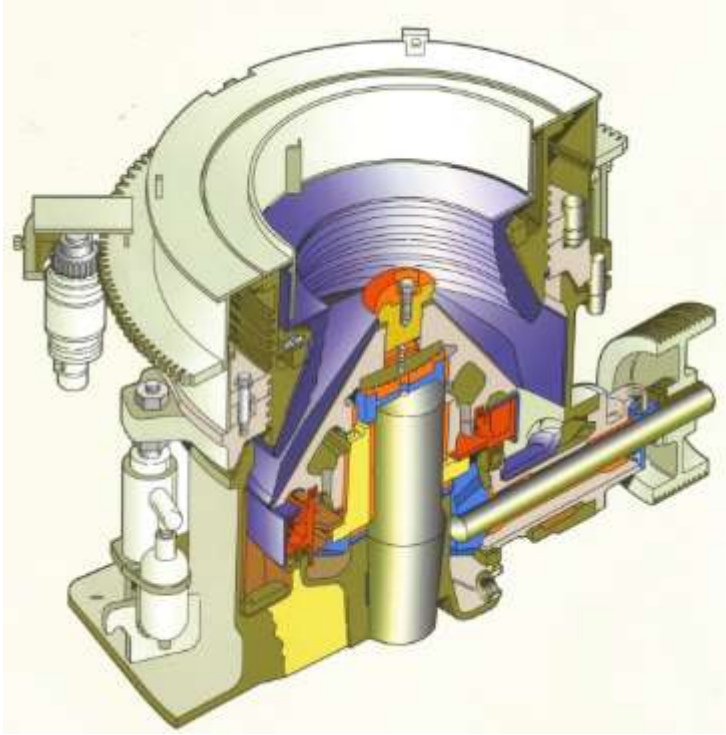


Şekil 2.2. Çeneli kırıcı

2.3.2. Konik kırıcı

Sekonder ve tersiyer kırıcı olarak kullanılmaktadır. Konik kırıcılar malzemeyi sıkıştırarak kırıdıkları için düşük toz ve aşınma oranları sunmaktadır. Kırma işlemi makinanın iki konik yüzeyi arasında yapıldığından konik kırıcı denilmektedir. Bu konik yüzeylerden biri sabit diğeri eksantrik döner bir yatağa bağlıdır. Kırılacak malzemeler aşağı doğru akarken eksantrik olarak dönen yüzey, parçaları sabit yüzeye sıkıştırarak kırma işlemini gerçekleştirir. Kırma aralığı daire halkası biçimindedir ve sürekli bir kırma işlemini mümkün kılarlar. İri ve küçük boyutta malzemelerle yüksek kapasitede çalışabilir. Bazalt, andezit ve granit gibi sert ve aşındırıcı malzemeleri kırabilirler. Yumuşak, killi ve plastik özellik gösteren malzemeleri kırmaya uygun değildir. Boyut küçültme oranları 2 – 5 arasındadır [2].

Genel olarak sabit milli ve oynar milli tip olarak 2 çeşidi mevcuttur. Sabit milli konik kırıcılardaki konik kafa daha dik olduğu için malzemenin kolay boşalması engellenmiştir. Dolayısıyla malzeme kırıcı bölgede daha uzun süre ufalandığı için daha ince malzeme elde edilmektedir. Şekil 2.3’de sabit milli bir konik kırıcı gösterilmiştir [2].



Şekil 2.3. Konik kırıcı

2.3.3. Jiratör kırıcı

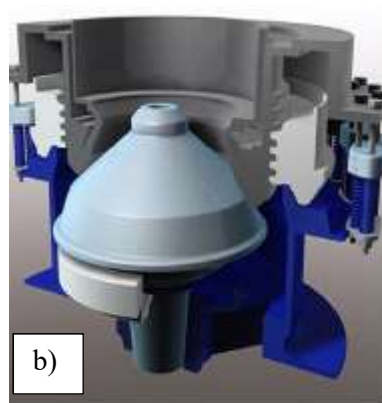
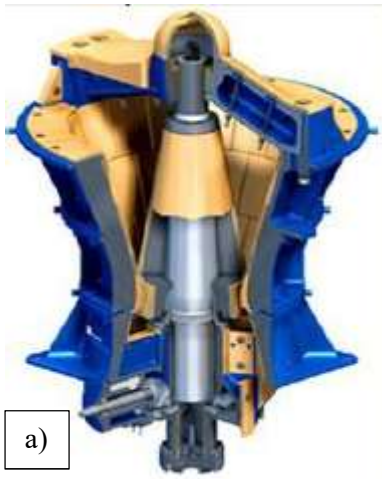
Bu kırıcılar çeneli kırıcılardan daha fazla kapasitede çalışmaktadır. Jiratör kırıcı sisteminde dikey bir milin üst kısmına konik şekilde bir parça monte edilir ve şaftın üst kısmı sabitlenir. Alt kısmı ise eksantrik olarak döndürülmektedir. Kırma, hareketli konik parça ile sabit yan duvar arasında eksantrik hareketle oluşan sıkıştırma kuvveti ile yapılır. Şekil 2.4’de jiratör bir kırıcı gösterilmiştir. Kırma işlemini sürekli yapabilmesi ve eğimli bir kırma yüzeyine sahip olduklarından verimlilikleri yüksektir. Kırılacak malzeme bakımından geniş bir boyut aralığı ve yüksek kapasiteye sahiptir. Boyut küçültme oranı 3 – 10 arasındadır [2].



Şekil 2.4. Jiratör kırıcı

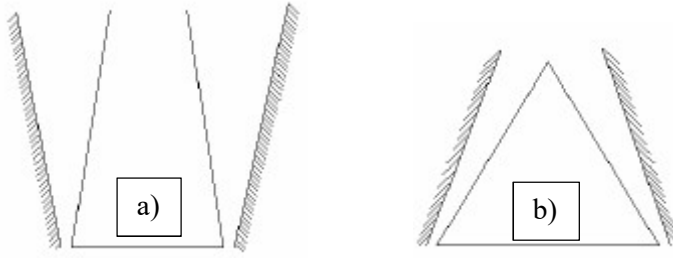
Jiratör kırıcı ve konik kırıcı arasındaki farklar

- En temel fark, jiratör kırıcıda besleme ağız açıklığının daha geniş olmasıdır. Gövde aşağıdan yukarıya doğru genişlemektedir. Konik kırıcıda ise gövde yukarıdan aşağıya doğru genişlemektedir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Jiratör kırıcı (a) ve konik kırıcı (b) [2]

- Konik kırıcıda, kırıcı manto daha yayvan biçimdedir (Şekil 2.6).

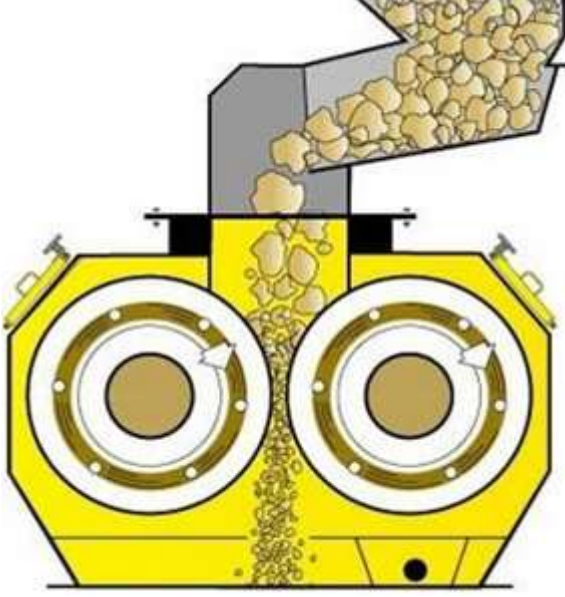


Şekil 2.6. Jiratör kırıcı mantosu (a) ve konik kırıcı mantosu [2]

- Konik kırıcının devri, jiratör kırıcıdan fazladır. Jiratör kırıcılar genelde 500 dev/dk'nın altındaki hızlarda çalışırken, konik kırıcılar 1500 dev/dk'lık hızlarda çalıştırılabilir [2].
- Konik kırıcıda, gövde çevresi boyunca gergi yayları veya hidrolik silindirler bulunur. Bunlar, kırıcının zarar görmesini engeller. Kırılmayacak sertlikte bir parçanın kırıcıya girmesi durumunda yaylar gerilir ve üst gövdeye esneklik verir. Aynı şekilde hidrolik silindirler üst mantoyu yukarı doğru kaldırarak parçanın düşmesini sağlar [2].

2.3.4. Merdaneli kırıcı

Zıt yönlerde dönen iki silindirden oluşur. Parçalar bu iki silindir arasında sıkıştırma kuvvetinin etkisi ile kırılır. Farklı çalışma şekillerine sahip birçok çeşidi vardır. Günümüzde en çok tercih edilen tipi silindirlerden birinin sabit diğerinin ise kayabilen yataklar üzerinde dönme hareketi yaptığı çeşididir. Hareketli olan merdane yaylar vasıtasıyla gerektiğinde esneme hareketi yapar. Böylece merdaneler arasına kırılmayan bir parça girdiğinde merdanenin hasar görmesi engellenir. Her iki merdanenin de yaylı olduğu tiplerde vardır. Yayların sertliği normal kırma sırasında esnemeye izin vermeyecek şekilde seçilmiştir. Merdaneler arası uzaklıkta ayarlanabilmektedir. Modern merdaneli kırıcılar (Şekil 2.7) iki merdane millinden ayrı ayrı tahrikle çalışır. Silindirler birbirine zıt yönde ayrı motor tahriği ile döner. Boyut küçültme oranı genellikle 2 – 5 arasındadır [3].



Şekil 2.7. Merdaneli kırıcı

Silindir yüzeylerinde diş olması durumunda, dişli kırıcı adını almaktadır. Şekil 2.8’de dişli kırıcılar gösterilmiştir. Dişli kırıcılar genellikle kömür ve fosfat gibi iri malzemelerin çok ufalanmadan belli bir boyutun altına indirilmesi için kullanılır.

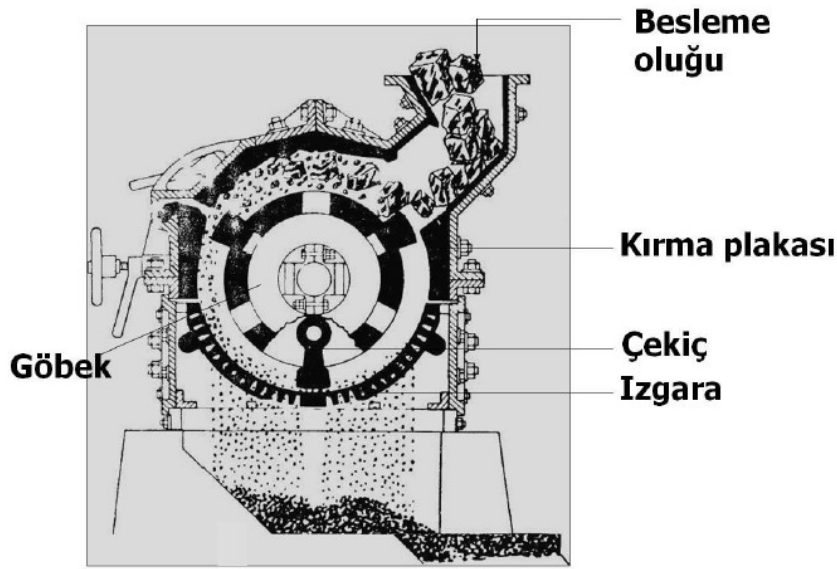


Şekil 2.8. Dişli merdaneli kırıcı [2]

2.3.5. Çekiçli kırıcı

Hızlı biçimde dönen ve çekiç adı verilen metal makine parçalarının cevher tanelerine çarpmasıyla kırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Şekil 2.9’da çekiçli bir kırıcı kesiti gösterilmiştir. Çekiçlerin hızla dönmesi ile taneler küçültülmektedir. Kırmanın kontrollü bir şekilde yapılabilmesi için kırıcının alt tarafında delikli ızgara veya elek bulunmaktadır. Bu

kırıcıların en büyük dezavantajı, sert ve aşındırıcı malzemelerin kırılmasına uygun olmamasıdır. Fakat nemli malzemelerin kırılmasında kullanılabilir. Çekiçli kırıcıların çok geniş kullanım alanı vardır. Linyit, kaya tuzu, taş kömürü gibi ıslak gevrek malzemeler için kullanılırlar. Ayrıca tanelerin düzgün şekilli olması ve mikro çatlaklı olması gerekiyorsa çekiçli kırıcılar çok uygundur. Uygulandığı tane boyutları genellikle 25 – 1 cm arasındadır. Boyut küçültme oranı genellikle 20 – 40 arasındadır [2].

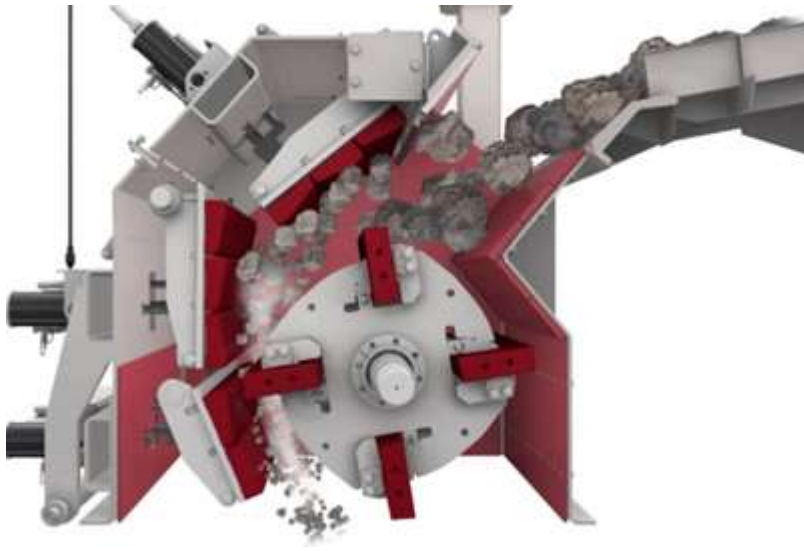


Şekil 2.9. Çekiçli kırıcı [2]

2.3.6. Darbeli kırıcı

Merkezi bir rotor ile döndürülen paletler malzemeyi karşılarında bulunan astarlara çarpırtmak suretiyle kırma işlemini gerçekleştirir. Şekil 2.10'da örnek bir darbeli kırıcı gösterilmiştir. Malzeme kapasitesi yüksek kırıcılardır. Hem birincil (primer) hem de ikincil (sekonder) kırıcı olarak kullanılabilirler. Kırılacak malzemenin yumuşak veya orta sertlikte ve az aşındırıcı özellikte olması gerekir. Kömür, kireçtaşı, kil, asbest ve bazı demir cevherlerinin kırılmasında tercih edilir. Malzeme baskı kuvveti yerine darbe kuvveti etkisiyle kırılır. Baskı kuvveti ile kırmada, parçalarda oluşan iç gerilmeler daha sonra çatlamalara neden olur. Fakat darbeli kırmada bu söz konusu değildir. Bu yüzden kırılan parçalar kübik yapıdadır. Bu kübik yapı aşınmaya dayanıklı olduğu için karayollarında sıkça kullanılır [2].

Yapılan araştırmalar, kübik malzemenin karayollarında %50 daha fazla aşınmaya dayanıklı olduğunu ve betonda da dayanımı arttırdığını ortaya koymuştur. Kırılmış taşlar, ortalama aynı kübik yapıdadır ve üzerinde gerilimli, zayıf noktalar bulunmamaktadır. Kübik malzeme, köşeli ve yüzeyi przly olduğundan bağlayıcı özelliği daha iyidir. Darbeli kırıcıda genellikle, yüksek küçültme oranı elde etmek için rotor hızını arttırmak yerine elek üzerinde kalan malzemeyi, kırıcıya geri dönüş yaptırmak tercih edilmektedir. Böylece üründe aşırı toz malzeme çıkması ve kırıcı ünitelerin fazla aşınması nlenmiş olur [4].



şekil 2.10. Darbeli kırıcı kesit görüntüsü

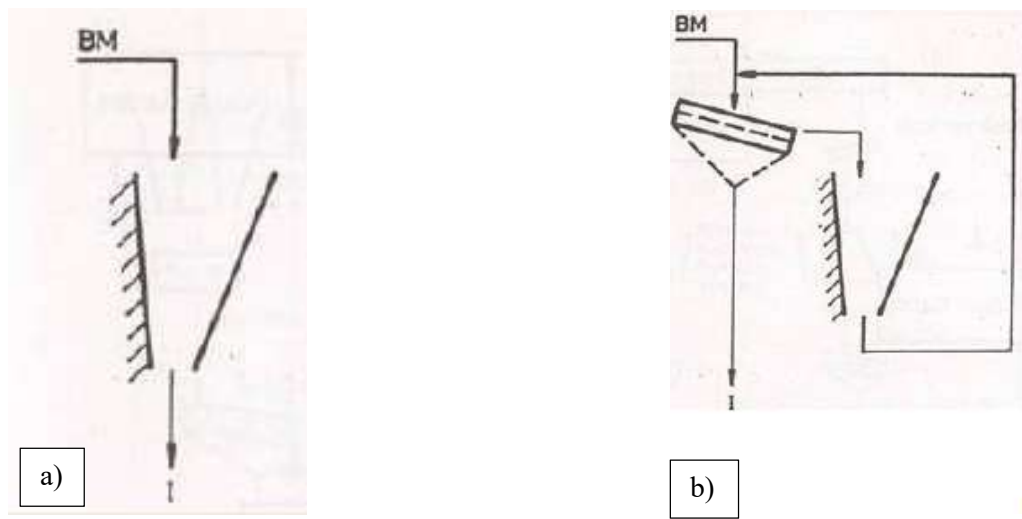
2.4. Kırma Tesisleri

Kırıcılar, kırma tesislerinde açık devre ya da kapalı devre şeklinde çalıştırılabilirler. Kapalı devre olarak çalışan devrelerde genellikle bir elek bulunur.

2.4.1. Açık kırma devresi ve kapalı kırma devresi arasındaki farklar

Kırma işlemi, malzemenin kırıcıdan tek seferde geçmesiyle tamamlanıyorsa, buna açık kırma devresi denir (şekil 2.11.a). Bu kırma devresinin dezavantajı, besleme malzemesinin kırıcının çıkış açıklığından ince olan taraflarının da kırıcıya girmiş olması ve kırıcı kapasitesinin gereksiz yere arttırılmış olmasının yanı sıra söz konusu irilikteki malzemenin daha da ince hale gelmesi olabilir. Bunun bir sakınca teşkil etmesi durumunda kırıcının bir elek ile beraber çalışması sağlanabilir [2].

Kırılmış malzeme, tane boyutu kontrolü için, kırıcının bir elek ile birlikte çalışması durumuna ise kapalı kırma devresi denir (Şekil 2.11.b). Bu durumda kırıcıdan önce, kırıcının çıkış aralığıyla aynı boyutta aralıkları olan bir elek konur. Böylece kırıcının kapasitesi arttırılmış olur. Kırıcıdan geçen malzeme bir eleme işlemine tabi tutulduktan sonra elek üstü (iri malzeme) tekrar kırıcıya geri beslenerek kırmaya tabi tutulur. Bu devre tipinde beslenen yüke ek olarak birde devreden yük söz konusudur. Kırma ebadı ile elek ebadı arasındaki ilişki devreden yük miktarını etkiler. Genel olarak kırıcı tesislerinde birincil kırıcılar açık devre, ikincil ve üçüncül kırıcılar kapalı devre olarak çalıştırılır [2].



Şekil 2.11. Açık kırma devresi (a) ve kapalı kırma devresi (b) [2]

2.4.2. Kırma taş üretimi

Agrega üreticileri, ürün kalitesini ve kapasitesini arttırırken aynı zamanda üretim maliyetlerini de düşürmek isterler. Bu yüzden kırıcılar agrega üretimi için büyük bir öneme sahiptir. Son yıllarda bakım maliyetlerini en aza indirmeye arzusu nedeniyle, karayolları ve demiryollarındaki kalite gereksinimleri arttırıldı. Bununla birlikte, kırma taş ve asfalt agregalarının hazırlanmasında artan gereksinimlere yol açmıştır. Artık taş ocağı işletmecilerinin hem kaliteyi hem de büyük üretim miktarlarını aynı anda karşılaması gerekmektedir [5].

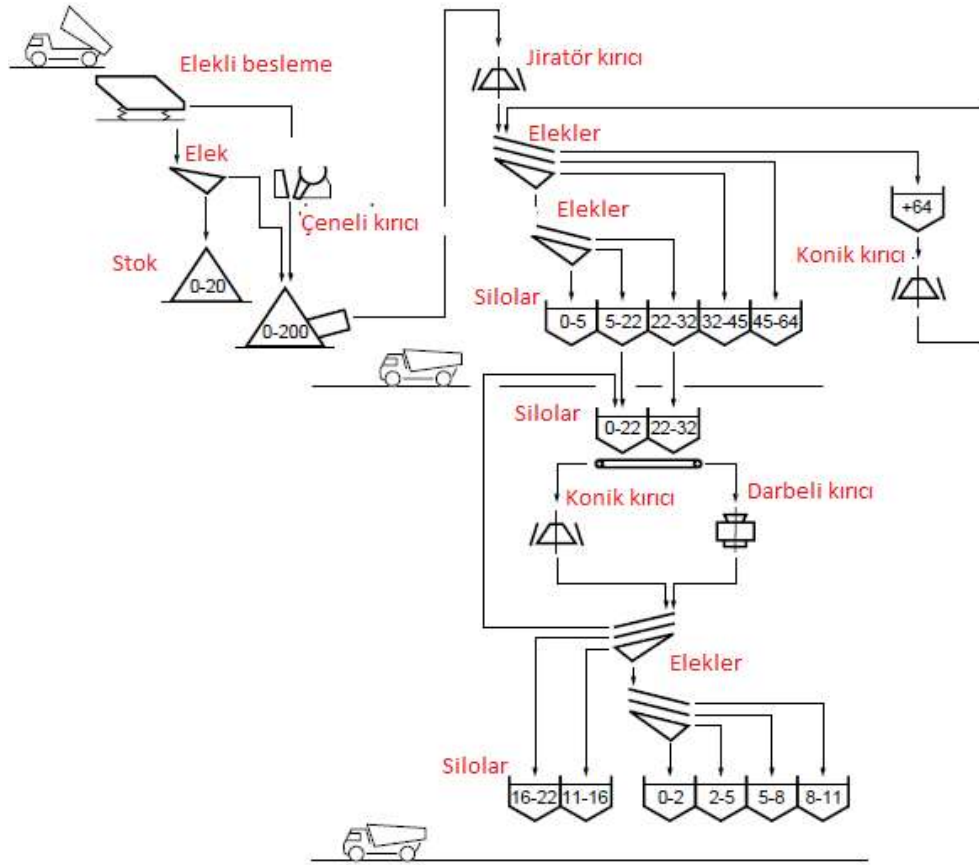
Kırma taş üretimi delme, patlatma, kırma ve eleme işlemlerini içermektedir. Kırma, en önemli üretim aşaması olarak kabul edilir. Çünkü son ürün kırıcılardan çıkmaktadır. Kırılmış kaya malzemeleri, ardışık iki ana adımda üretilir. Bunlar patlatma ve kırmadır. Bunun için

ham madde kayalardır. Patlatmanın amacı öncelikle malzemeyi çevreleyen kayaktan kurtarmak ve daha sonra eleme boyutunu azaltmaktır. Patlatmadan sonra, kaya malzemesi genellikle yakınında bulunan bir kırma tesisine taşınır. Kırma tesislerinin ne zaman ve ne amaçla yapıldığına bağlı olarak çok farklı yerleşimleri vardır. Kaya malzemesinin özellikleri, ürün tipi ve kapasite talebi ile birlikte kırıcı ve kırma tesisi yerleşimini etkileyen faktörlerdir [5].

Bir kırma tesisinin örneği Şekil 2.12’de gösterilmiştir. İlk adımda besleyici ve öğütücü, prosesin önemli bir kalite parametresini teşkil eder. Toprak, kil ve saf maden kayadan yüksek kalitede ayrılması gerekir. Aksi takdirde kaya kütlesindeki zayıf bölgelerden kaynaklanan saf maden istenmeyen atıklarla birlikte çeşitli proses aşamalarından geçer. Zayıf malzemenin nihai ürüne eklenmesine izin verilirse, ürün kalitesinde önemli bir azalma görülür [5].

Günümüzde, talep edilen ürün boyutlarının tek bir adımda gerçekleştirilebileceği bir teknoloji mevcut değildir. Sonuç olarak, kırma bir dizi ardışık işlem adımı olarak gerçekleştirilir. Tekrarlanan boyut küçültme her aşamada kalite ve dayanıklılığı kademeli olarak artırır. İnce kırma, son aşama olarak boyut küçültme, yüksek mukavemete ve iyi bir parçacık şekline, yani iyi bir kübikliğe sahip ürün elde edilmesini sağlar [5].

Birincil kırıcı genellikle kumlanmış kaya malzemesi ile beslenen bir çeneli kırıcıdır. Patlatılmış malzemenin iriliği büyük ölçüde değişebileceğinden, birincil kırıcının büyük bir giriş açıklığına sahip olması gerekir. İkincil kırıcılar genellikle konik veya jirator kırıcılardır. Tersiyer ve son kırıcılar çoğunlukla konik kırıcılardır. Çok yüksek kübikliğin gerekli olduğu durumlarda son kırıcı alternatif olarak bir darbeli kırıcı olabilir [5].



Şekil 2.12. Örnek bir kırma eleme tesis şeması [5]

2.4.3. Maden cevherinin kırılması

Madencilik endüstrisinde kırma ilk mekanik aşamadır. Temel amaç ekonomik değeri olmayan madenlerden değerli madenleri ayırmaktır. Kırma sürecindeki en önemli durum ürün boyutu dağılımının dolaylı bir ölçüsü olan boyut küçültme oranıdır.

Nikel açısından zengin bir cevherin parçalanması için boyut küçültme tesisinin bir planı Şekil 2.13’de gösterilmektedir. Tesis, üç adet kırma aşamasından ve bir adet tekli öğütme aşamasından oluşmaktadır. Kırma tesisi sadece bir ürün için geçerlidir. Bu ürün daha sonra öğütme aşamasına beslenir. Öğütme işleminden sonra malzeme bir konsantrasyon tesisine beslenir [5].

Birincil kırıcı normalde kapasite ihtiyacına bağlı olarak bir döner veya bir çeneli kırıcıdır. Jirator kırıcılar, çeneli kırıcılara göre önemli ölçüde daha yüksek verime sahiptir. Jirator kırıcıların, madencilik endüstrisi tarafından birincil kırıcı olarak yaygın kullanılmasının

3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Ecem Çıkıt tarafından, 2015 yılında yapılan çalışmada [6], yüksek manganlı çeliklerin mekanik özellikleri ve aşınma davranışları incelenmiştir. Deneylerde kullandığı iki farklı mangan çeliğinin kimyasal bileşimi Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan malzemelerin kimyasal bileşimleri [6]

Numune numarası	Kimyasal bileşim elementleri %						
	C	Cr	Si	Mn	P	S	Mo
1	1,16	0,37	0,34	11,6	0,034	0,007	-
2	1,34	1,8	0,37	17	0,044	0,02	-

2. numunede belirgin olarak Mn miktarı artırılmıştır. Numunelere aynı koşullarda aşınma testi, çekme ve akma gerilmesi testleri uygulanmıştır. Çapı 10 mm ve uzunluğu 50 mm olan çekme numuneleri çekme cihazına bağlanmış ve numuneler kırılincaya kadar kuvvet uygulanmıştır. Çekme hızı 2 mm/dk ‘dır. Çekme testi sonucunda numunelerin akma ve çekme dayanımı kaydedilmiştir.

Aşınma testi sonucunda 1. numunenin 2. numuneye göre yaklaşık 10 kat daha fazla aşındığı gösterilmiştir. Çekme dayanımları ise Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

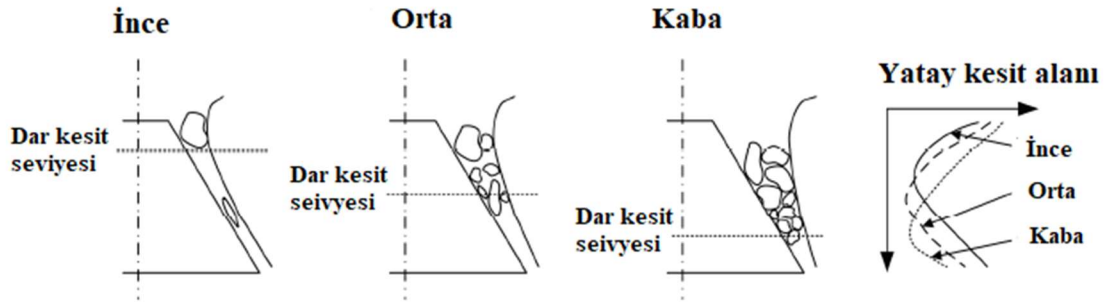
Çizelge 3.2. Numunelerin akma ve çekme dayanımı değerleri [6]

Numune no	Çekme dayanımı (MPa)	Akma dayanımı (MPa)
1	405,3	278,9
2	605,3	394,7

Yapılan testlerin sonucunda 2. numunenin 1. numuneden daha iyi aşınma direnci daha yüksek akma ve çekme dayanımına sahip olduğu gösterilmiştir [6].

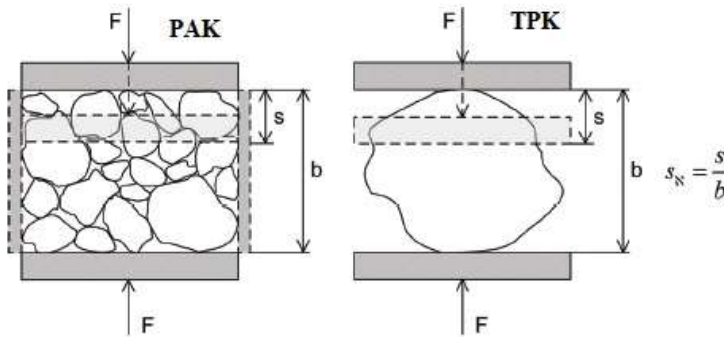
Elisabeth Lee tarafından, 2012 yılında yapılan çalışmada [7], kırma odası geometrisinin kırılma modlarını nasıl değiştirdiğini incelemiştir. Kaba, orta ve ince olmak üzere üç temel kırma odası geometrisi için karşılaştırmalar yapmıştır. Üç kırma odasında da farklı doyma seviyelerinin kırılma modlarına etkisini ortaya koymuştur. İnce kırma oda geometrisine

sahip kırıcılarda nispeten iri parçaların kırma odasının üst bölgelerinde tek parçacık kırılması ile kırıldığını, kaba ve orta kırma geometrisine sahip kırıcılarda ise bu kırılmanın üst bölgeler ile dar kesit seviyesi arasındaki bölgede olduğunu göstermiştir. Dar kesit seviyesi kırma oda geometrisine bağlı olarak farklı seviyelerde olabilir. Şekil 3.1’de gösterildiği gibi farklı oda geometrisine sahip kırıcıların dar kesit seviyeleri birbirinden farklıdır. Her üç kırma odasında da dar kesit seviyesine kadar yatay kesit alanı azalırken, dar kesit seviyesinden sonra yatay kesit alanı artmaktadır.



Şekil 3.1. Üç temel kırma odası geometrisi ve dar kesit seviyeleri [7]

Bir konik kırıcıda sıkıştırmaya maruz kalan bir parçacık ya tek parçacık kırılması (TPK) ile ya da parçacıklar arası kırılma (PAK) modu ile kırılır. Kırılma şekli genellikle, parçacığın sıkıştırma sırasında maruz kaldığı gerilme durumuna bağlıdır. Daha spesifik belirtmek gerekirse parçacıklar arası kırılma dar kesit seviyesinin üstünde, tek parçacık kırılması ise dar kesit seviyesinin altında gerçekleşir. PAK ve TPK arasındaki fark Şekil 3.2’de gösterilmiştir. [7]



Şekil 3.2. TPK ve PAK şematik gösterimi [7]

Viilo ve diğerleri (2011) konik kırıcı dar kesit seviyesi ile ilgili Metso firmasında bugüne kadar yaptığı çalışmalar sonucunda kırma odasının tam dolu kapasitede çalıştığı zaman birçok kalite ve işletme parametrelerinde iyileşmeler olduğunu gözlemlemiştir. Çizelge 3.3’de kırma odasının yarı dolu ve tam dolu çalışma şeklinin kırma prosesine artıları ve eksileri karşılaştırılmıştır [8].

Çizelge 3.3. Kırma odası yarı dolu ve tam dolu çalışma şeklinin kırma prosesine etkileri [8]

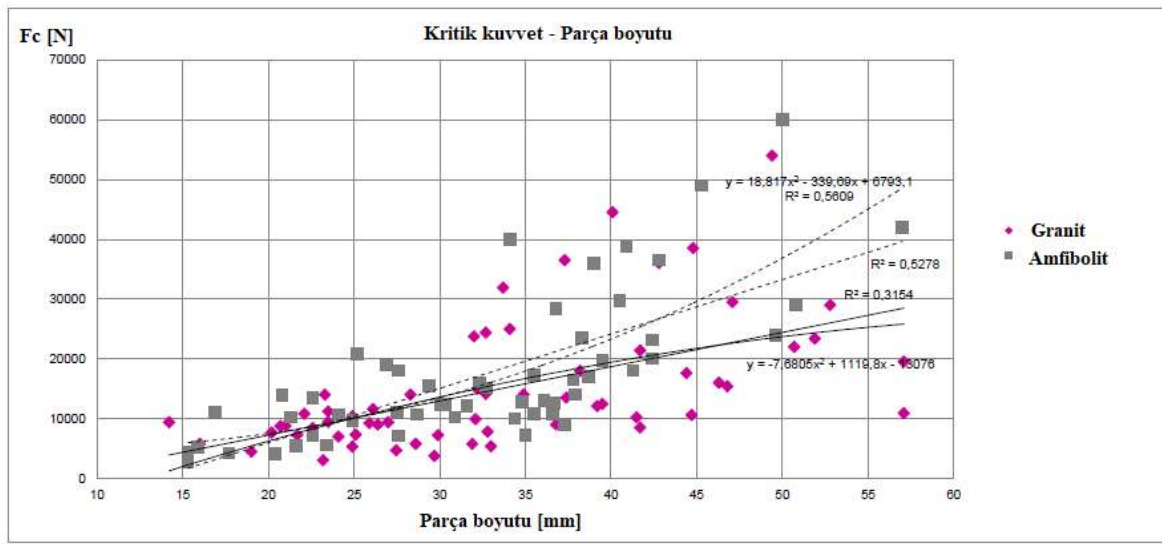
	Kırma odası doluluk oranı	
	Yarı dolu	Tam dolu
CSS 'den büyük parça miktarı	artar	azalır
Güç ihtiyacı/kW	azalır	artar
Kapasite/tph	azalır	artar
Nominal güç ihtiyacı/kWh/ton	artar	azalır
Ürün şekil kalitesi	azalır	artar
Aşınma parçası tüketimi/g/ton	artar	azalır
Şasede oluşan kırma yükleri	artar	azalır

Kırma odasındaki kaya parçaları parçacıklar arası kırılma modunda ve kırma odası tam dolu şekilde çalışırsa tüm kırma prosesi düşünüldüğünde maliyet, servis ve kalite yönünden en verimli durumda olmaktadır [8].

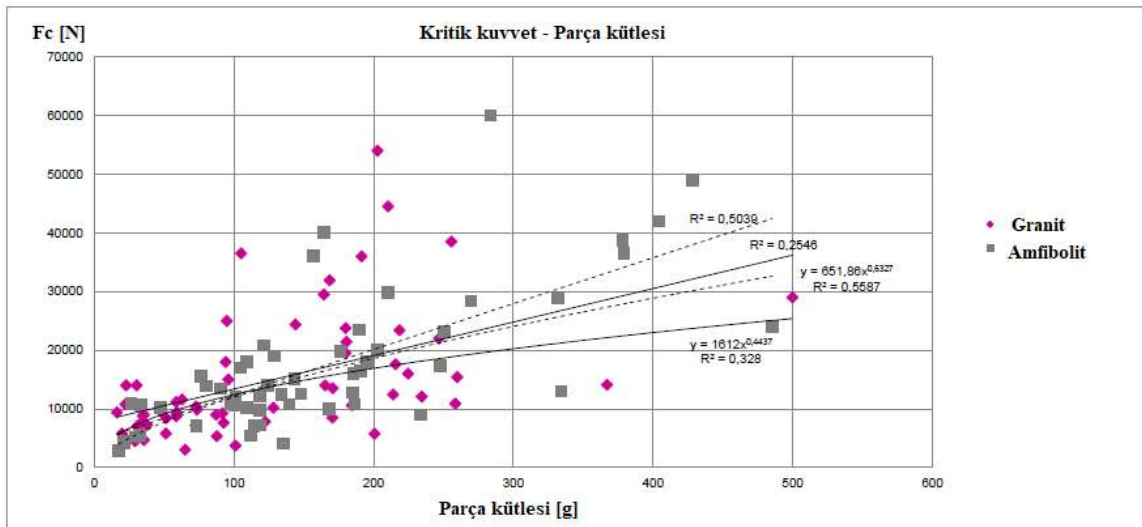
Johannes Quist [9], bir kırılma modeli geliştirmek için numune olarak hazırlanan granit ve amfibolit kaya parçalarını tek parçacık kırılması testine tabi tutmuştur. Her bir testte parçaları tartıp hidrolik sıkıştırma test ünitesinde parçalara kuvvet uygulamıştır. Parçalar, genelde kırılmalarına yetecek derecede, %10 oranında sıkıştırmaya maruz bırakılmıştır. Kırılma testinden önce tüm parçalar, parçanın mukavemeti ve kütlesi arasındaki ilişkiyi ortaya koymak için tartılmıştır. Hidrolik sıkıştırma ünitesinden test datalarını toplama amaçlı LABVIEW yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım, her bir parçayı sıkıştıran iki plaka arasındaki mesafeyi, parçaya uygulanan yük 50 N olduğunda otomatik olarak kaydetmektedir. Bu da parça büyüklüğü hakkında bilgi vermiş oluyor. Daha sonra iki plaka parça kırılincaya kadar sıkıştırma işlemine devam etmektedir. Kuvvet – deplasman eğrisinden ana kırılmanın olduğu kritik kuvvet değeri kaydedilmektedir. Kritik kuvvet değerleri, parça boyutuna göre Şekil 3.3’de, parça kütlesine göre Şekil 3.4’de gösterilmiştir. Her iki grafikten görüldüğü

üzere parçaların mukavemeti oldukça dağınık bir durum sergilemiştir. Bu durumun oluşmasına neden olan bazı potansiyel durumlar aşağıda listelenmiştir.

- Parçaların rastgele dizilimi
- Farklı parça şekillerinden kaynaklı farklı yükleme şartlarının oluşması. Dolayısıyla kaya parçası içerisinde tamamen farklı stres alanlarının oluşması
- Manuel hidrolik pompadan dolayı sıkıştırma hareketindeki varyasyon
- Sıkıştırma teçhizatındaki dayanıklılık varyasyonu



Şekil 3.3. Kritik kırılma kuvveti ve parça boyutu grafiği [9]



Şekil 3.4. Kritik kırılma kuvveti ve parça kütlesi grafiği [9]

Tüm kaya parçalarının yaklaşık mukavemetleri hesaplanırken Eş. 4.1 kullanılmıştır. Ortalama mukavemet 13,29 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu da yaklaşık olarak 8000 N'a karşılık gelmektedir [9].

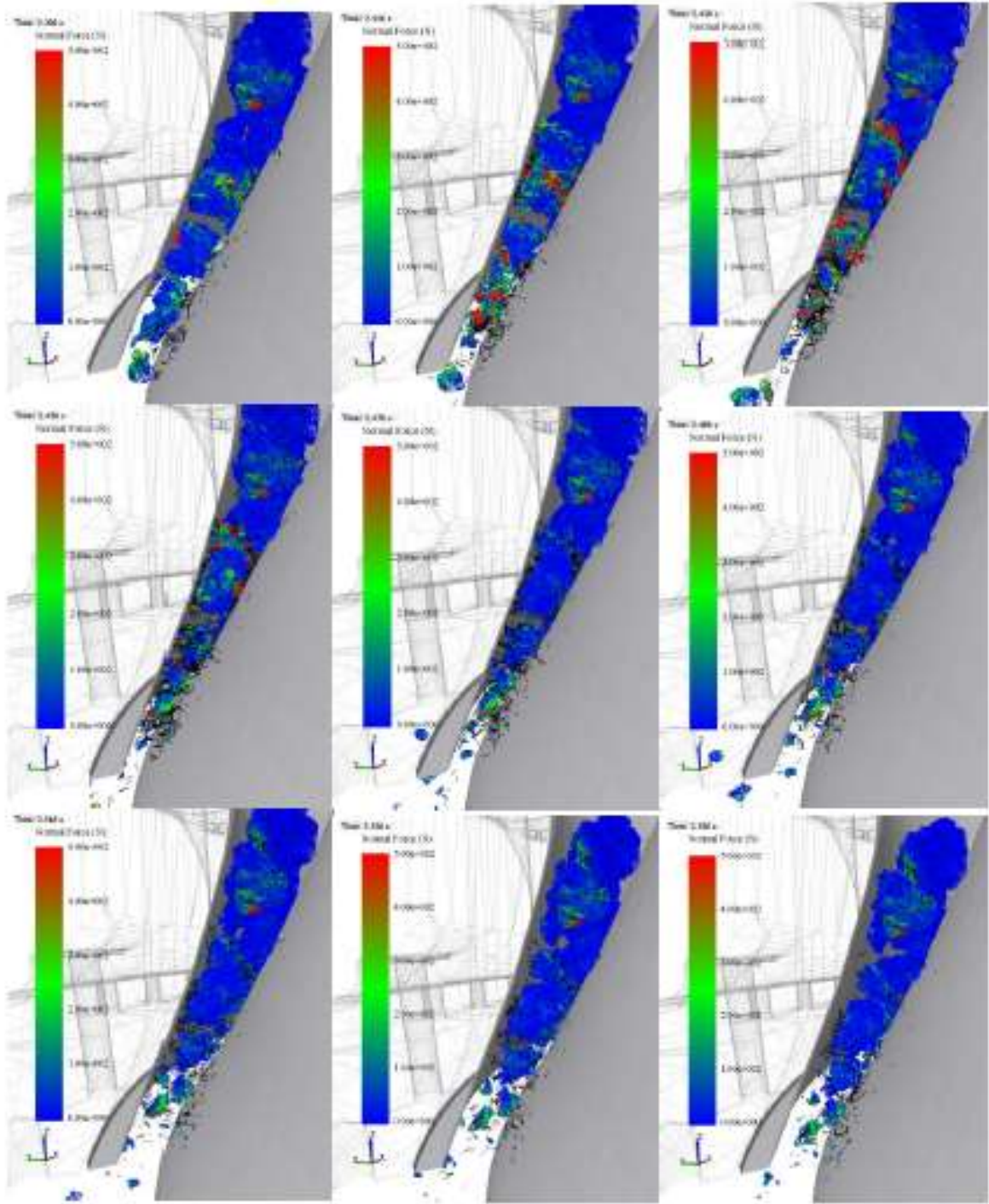
Johannes Quist [9], ayırık elemanlar metodunu kullanarak belirlediği kırıcı modeli ve parametrelerde kırma işlemini simüle etmiştir. Çizelge 3.4'te belirlediği parametreler listelenmiştir.

Çizelge 3.4. DEM simülasyon parametreleri [9]

Parametre	Değeri	Birim	
DEM Malzeme Parametreleri			
	Kaya	Çelik	
Katı yoğunluğu	2630	7800	[Kg/m³]
Kesme sertliği	5,571e8	7e10	[Pa]
Poisson oranı	0,35	0.3	[-]
	Kaya-kaya	Çelik-çelik	
Statik sürtünme katsayısı	0,5	0,7	[-]
Yuvarlanma sürtünme katsayısı	0,001	0,001	[-]
BPM Parametreleri			
Normal sertlik	1670		[GN/m³]
Kesme sertliği	667		[GN/m³]
Normal kritik sertlik	36		[MPa]
Kritik kesme sertliği	24		[MPa]
Bağ disk radyusu	6,4		[mm]
Makine			
Kırıcı modeli	Svedala H6000		[-]
Kırıcı odası tipi	CHX		[-]
Eksantrik mesafe	48		[mm]
Eksantrik hız	5		[Hz]
Minimum ayar açıklığı	34,50		[mm]
Simule edilen bölüm	¼		[-]
Astar geometrisi	3D tarama ve modelleme		[-]

Manto dönerken parçalara uygulanan kuvvetin en yüksek olduğu açısal konumlar genellikle manto ve konkav arasındaki mesafenin en az olduğu durumlarda gözlemlenmiştir. Kırıcının sadece bir bölümü simüle edildiğinden, parçacık yatağında aynı anda sadece bir bütün maksimum basınç gözlemlenmiştir. Tüm kırıcı simüle edilseydi, maksimum basınçların manto hareketini takip eden kırıcı etrafında nasıl hareket ettiğini görmek mümkün olabilirdi.

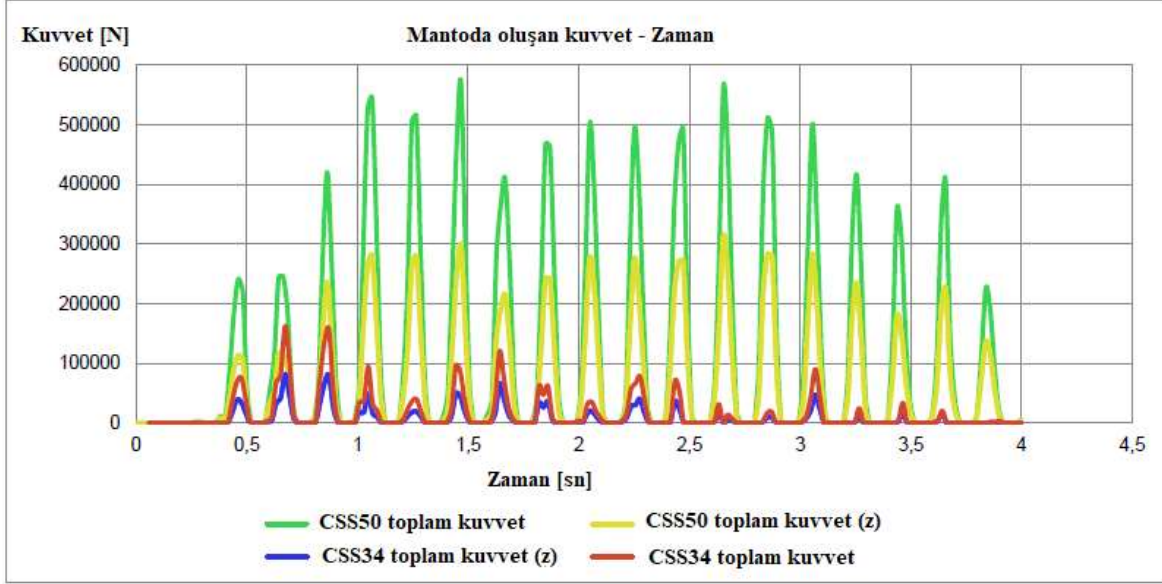
Şekil 3.5'te bir dizi sıkıştırma olayı gösterilmektedir. İlk resimde parçacıklar kırılmaya başlamaktadır. Üçüncü resimde manto CSS durumuna gelmiştir ve çok sayıda kırık bağ siyah vektör olarak görüntülenmektedir. Sonraki resimlerde manto dönmeye devam etmekte ve son resimde parçacıklar yerçekimi etkisi ile serbestçe düşmektedir.



Şekil 3.5. Bir sıkıştırma işleminin aşamaları [9]

Simülasyon sırasında sıkıştırma basıncına maruz kalan parçaların manto üzerinde oluşturduğu kuvvetler Şekil 3.6’da gösterilmiştir. CSS 34 ve CSS 50 için manto üzerinde oluşan toplam kuvvetler ve z-bileşeni yönünde oluşan kuvvetler ayrı ayrı gösterilmiştir. İki simülasyon arasında büyük kuvvet farklılıkları gözlemlenmiştir. Nedeni, CSS 34 için yapılan simülasyonda beslenen malzemenin eksikliğidir. CSS 50 simülasyonu

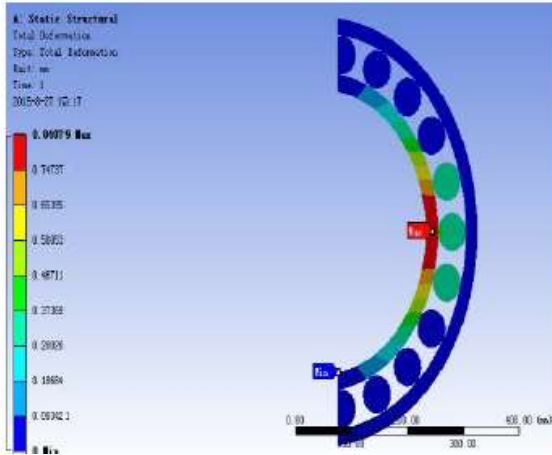
incelendiğinde, parçacıklar ile manto arasındaki kuvvetin önemli bir kısmının z-bileşeni yönünde olduğu görülmektedir.



Şekil 3.6. Mantoda oluşan tepki kuvvetleri [9]

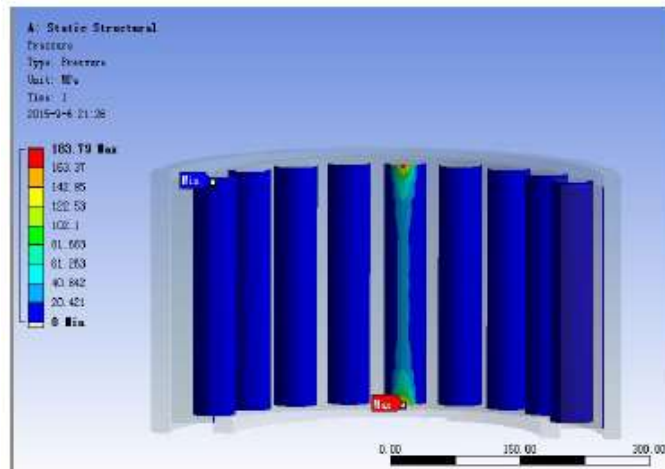
Zhang ve diğerleri, 2015 yılında yapılan çalışmada [10], konik kırıcı ana milinin yatakladığı silindirik rulman yatağının kuvvet analizini gerçekleştirmişlerdir. Buldukları kuvveti sonlu elemanlar analizinde kullanarak yatak için kritik gerilme değerlerini incelemişlerdir. Silindirik rulmanlı yatağa etkiyen en büyük radyal kuvvet 5150 kN olarak bulunmuştur. Bu kuvvet yatağın iç yüzeyine verilip, sonlu elemanlar yöntemi ile çözdürülmüştür.

Şekil 3.7’de analiz sonucu olarak yatağın deplasman haritası gösterilmiştir. Maksimum deplasman kuvvetin uygulandığı iç yüzeyde 0,84079 mm olarak bulunmuştur.



Şekil 3.7. Yatak deplasman haritası [10]

Şekil 3.8’de silindirik rulmanlı yatağın maksimum gerilme durumu gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler yatağın iç yüzeyinin en üst en alt noktalarında 183,79 MPa, orta bölgesinde ise 20,421 MPa olarak bulunmuştur. Yatağın üst ve alt kısımları en büyük temas alanına, orta kısmı ise en az temas alanına sahip olduğu için ortaya doğru basınç azalmıştır.

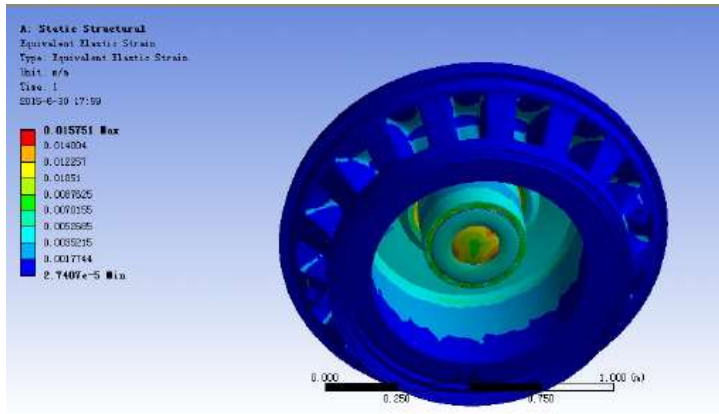


Şekil 3.8. Yatak gerilme haritası [10]

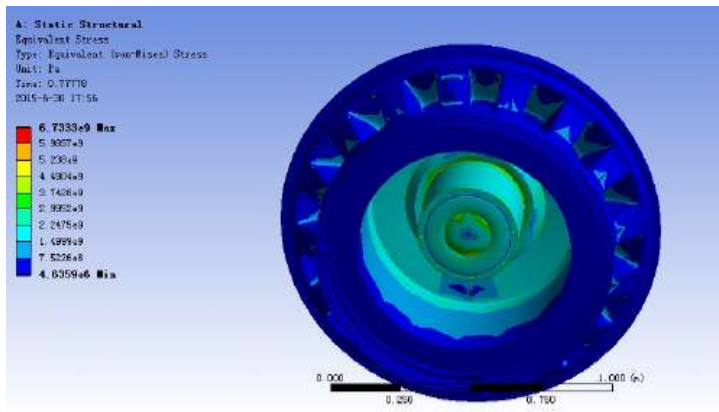
Yan ve diğerleri, 2015 yılında yaptıkları çalışmada [11], hidrolik bir konik kırıcı mantosunun sonlu elemanlar analizi ile gerilme ve gerinim değerlerini hesaplamışlardır. Manto malzemesi olarak ZGMn13 kullanılmıştır. Kırıcı mantonun tasarımından dolayı malzeme aşağı doğru indikçe artan sıkıştırma kuvveti etkisiyle boyutları küçülür. En büyük sıkıştırma kuvveti minimum ayar açıklığında meydana gelir. Bu yüzden uygulanacak kuvveti hesaplarken dikey yönde oluşan birim kuvvetin eksantriklik ile doğru orantılı fakat kırma boşluğunun genişliği ile de ters orantılı olduğunu ortaya koymuşlardır.

Manto, çevresi boyunca konik olarak dönme hareketi yaptığından eksantrik kovanın çalışma alanı -45° ile 45° arasındadır. 0° konumunda en büyük gerilme meydana gelir. Kırma kuvveti -45° ile 45° konumlarında yaklaşık 0 MPa'dır. Bu yüzden, mantonun çevresel kırma kuvvetini azalan bir parabol olarak kabul etmişlerdir.

Manto üzerine uygulanan kırma kuvvetini 300 MPa olarak hesaplanmıştır. Oluşan gerinim ve gerilme haritası sırasıyla Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Gerinim analizi [11]



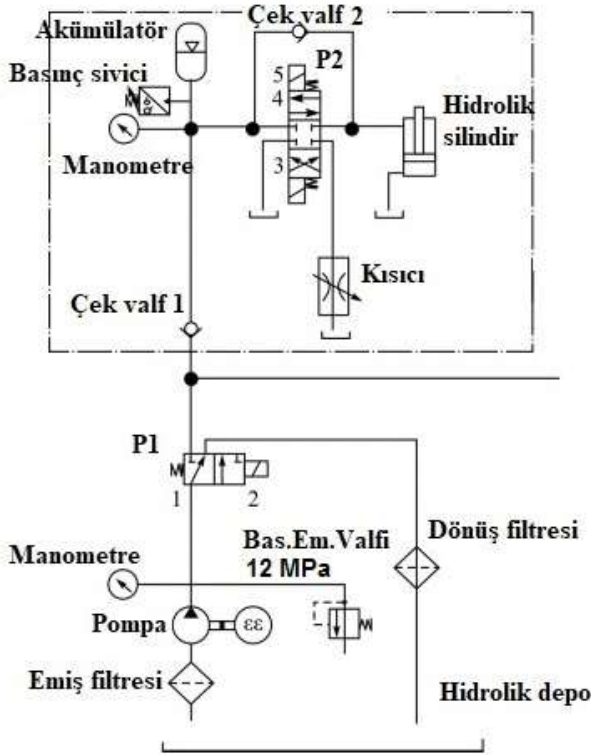
Şekil 3.10. Gerilme analizi [11]

Şekil 3.9'da mantonun maksimum gerinim değeri 0,015751 mm bulunmuştur. Gerinim yoğunluğunun en fazla olduğu yer ise mantonun dış yüzeyi olduğu tespit edilmiştir. Şekil 3.10'da ise manto üzerinde oluşan maksimum gerilme değeri $6,73333 \cdot 10^9$ Pa olarak bulunmuştur.

Kalianov ve diğerleri, 2017'de yaptıkları çalışmada [12], kırıcı odasına giren kırılmayan bir parçanın manto üzerinde oluşturduğu maksimum kuvveti belirlemişlerdir. Parça, kırıcı

odasından geçerken sistemde kullanılan hidrolik silindirlerde ve akümülatörlerde oluşturduğu basınçlar belirlenmiş. Parçanın kırıcı odasındaki konumu da göz önüne alınarak manto üzerinde oluşan maksimum kırma kuvveti hesaplanmıştır. Sistemin örnek bir hidrolik şeması Şekil 3.11’de gösterilmiştir.

Sistemi çalışma basıncına getirmek için: P_1 yön kontrol valfi 2 konumuna getirilir. Böylece pompanın bastığı hidrolik yağ akümülatörlerin içine dolarak çalışma basıncına yükseltilir. Çalışma basıncına ulaşıldığında, basınç emniyet valfi uyarılır ve P_1 yön kontrol valfi 1 konumuna gelir. Bu durumda hidrolik yağ depoya yönlendirilmiş olur.



Şekil 3.11. Hidrolik şema [12]

Kırılamayan parçanın sistemden atılması: Eksantrik hareket sonucu, manto parçayı kırmaya çalışır fakat parçanın dayanımı sistem basıncının yarattığı kuvvetten daha fazla olduğu için konkavı yukarı yöne hareket ettirmeye zorlar. Silindirlerin rod tarafındaki bir miktar hidrolik yağ P_2 yön kontrol valfi 5 konumunda iken akümülatörlere dolar. Sistem emniyeti için P_2 yön kontrol valfinin arıza durumu halinde yağ geçişi çek valf 2 üzerinden gerçekleştirilir. Akümülatörlere dolan hidrolik yağ basıncın artmasına neden olur. Akümülatörün girişindeki basınç sivici P_2 yön kontrol valfine sinyal göndererek 4 konumuna geçmesini sağlar. Parça

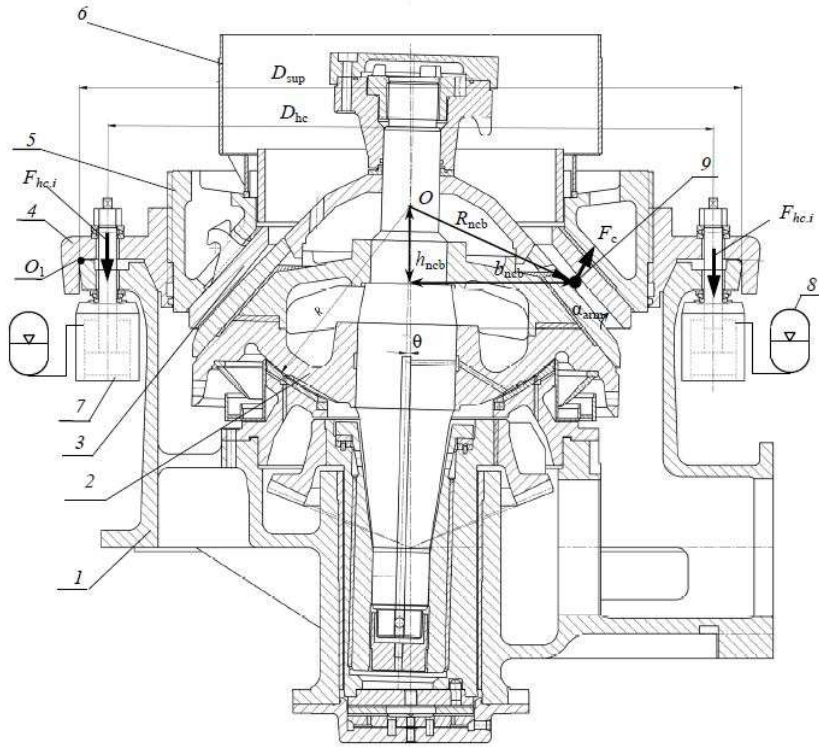
sistemden çıktıktan sonra üst gövdenin çalışma pozisyonuna geçmesi için P_2 yön kontrol valfi tekrar 5 konumuna geçer. Parçanın, kırıcı odasından geçişi Şekil 3.12’de gösterilmiştir [12].



Şekil 3.12. Kırılacak parçanın sistemden atılması

Üst gövdenin boşaltma (unloading) durumu: Kırılacak parçanın sistemden çıkmaması durumunda akümülatördeki artan basınç belirli bir süre sonra tekrar sistem basıncına düşmeyeceği için üst gövdenin boşaltma durumuna (unloading) geçmesine neden olur. Kontrol ünitesi, P_2 yön kontrol valfine sinyal göndererek 3 konumuna geçmesini sağlar. Böylece akümülatörlerde biriken yağ ve silindirlerin rod tarafları tanka açılmış olur. Aynı zamanda pompa silindirlerin piston taraflarına yağ göndererek üst gövdeyi tamamen kaldırır. Sistemdeki kısıcıcı akümülatörlerin boşaltılması sırasında yağ debisini kısarak deponun köpüklenmesini engeller [12].

Hidrolik parametreler belirlendikten sonra geometrik parametreler hesaplanmıştır. Şekil 3.13’de parçanın, kırıcı odasındaki yeri ve kuvvet yönü gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Kırılamayan parçanın kırıcı odasındaki yeri ve kuvvet doğrultusu [12]

Sonuç olarak, kırma kuvvetini etkileyen geometrik parametreler ve hidrolik parametreler sunulmuştur. Manto üzerindeki toplam kırma kuvveti ve toplam kırma momenti hesaplanmıştır. Çizelge 3.5’de bu değerler verilmiştir.

Çizelge 3.5. Konik kırıcının kırma kuvveti değerleri [12]

Parametre	Değeri
Hidrolik silindirlerin oluşturduğu toplam kuvvet, kN	2775.5
Toplam moment, kNm	5032.2
Toplam momenti oluşturan kuvvet kolu uzunluğu, mm	1810
Kırılamayan parçaya etkiyen toplam kuvvet, kN	7235

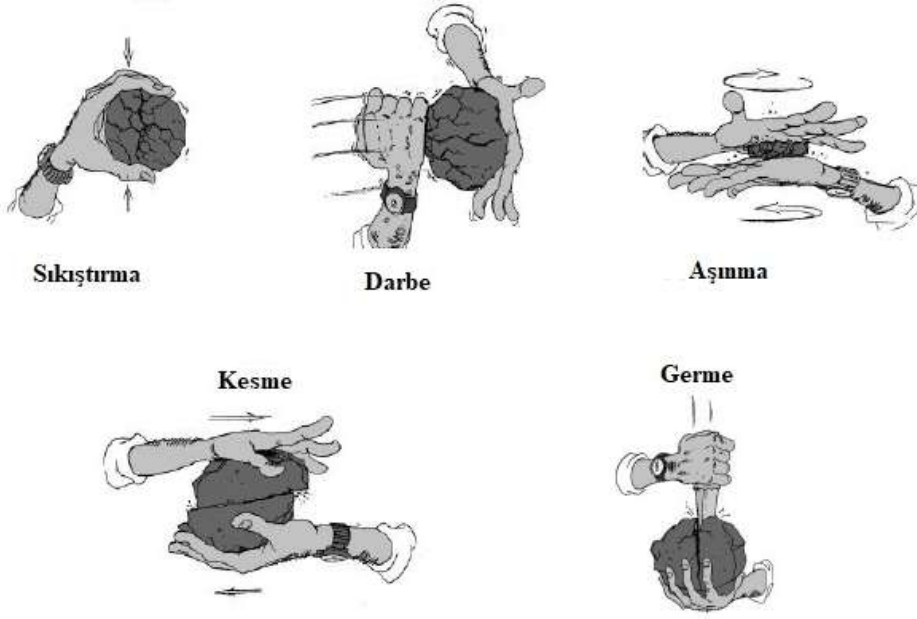
4. TEMEL KIRMA PRENSİPLERİ

Endüstride iki temel kırma prensibi vardır. Bunlar sıkıştırma ile kırma ve darbe ile kırma metotlarıdır. Tüm önemli mineraller ve kaya malzemeleri kristaldir. Kristalli bir yapıda, atomlar düzenli üç boyutlu bir yapıda sıralanır. Bir kaya malzemesinin boyutunu azaltmak için, her bir parçacığın daha küçük parçacıklara ayrılması gerekir. Belirli bir malzeme hacmi için, parçacık sayısı arttıkça toplam yüzey alanı artar. Toplam yüzey alanının artışı, enerji tüketen bir süreçtir [5].

Sıkıştırma sırasında enerji, potansiyel enerjiden kristal örgü içinde depolanan elastik enerjiye dönüştürülür. Kristalin bir yerindeki stres seviyesi kritik bir değere ulaştığında, atomlar arası bağlar kırılır ve çatlak yayılır. Oluşan gerilmenin yoğunluğu, malzemelerin mekanik özelliklerine bağlıdır. Fakat en önemlisi, normalde matriste var olan çatlak veya kusurların bulunmasıdır. Bu çatlaklar ve kusurlar, stres yoğunluğunu artıran zemin hazırlayacak ve bu bölgelerden çatlaklar yayılacaktır. Bir çatlak yayıldığında, yeni bir yüzey oluşturulacaktır. Serbest bir yüzeydeki bir atomun, matris içindeki bir atomla karşılaştırıldığında daha yüksek bir potansiyeli olduğu için, serbest bir yüzeyin yaratılması enerji tüketen bir süreç olacaktır. Elastik olarak depolanmış enerjinin bir kısmı, çatlak ilerledikçe yüzey enerjisine dönüşür. Elastik enerjinin geri kalanı kristalin gevşemesiyle ayrışır. Bu davranış gevrek kırılma olarak bilinir. Tersine, örneğin çelik gibi sert ve sünek bir malzeme, elastik enerjiyi plastik akış mekanizmasıyla rahatlatılabilir. Enerji daha sonra malzemenin şeklini bozmak için tüketilir [5].

Kırıcı çeşitlerine göre gerilmeler

Kırma esnasında kırıcılar tasarım özelliklerine göre sıkıştırma (baskı), darbe, kesme ve çarpma kuvvetlerine maruz kalırlar. Bu kırılma biçimleri Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Her kırıcı çeşidi kendi karakteristik kırma şekline sahip olsa dahi bazen birkaç cins kuvvet bir arada aynı kırıcıda meydana gelebilir.



Şekil 4.1. Taneye uygulanan kuvvetler [4]

Darbe etkisiyle kırma yatay ve dikey milli kırıcılarda ve çekiçli kırıcılarda görülmektedir. Çarpmada ise yüksek hızda hareket eden taneler sabit bir makine elemanına çarpması halinde söz konusudur. Kesme kuvveti nispeten küçük baskı kuvvetlerine ek genellikle daha büyük ters yönlü kesme kuvvetleri ile oluşur. Sıkıştırma yoluyla kırmaya birçok makinede rastlanır. Biri sabit diğeri hareketli iki yüzey arasında basınca maruz kalırlar. Sıkıştırma kuvveti etkisi ile kırma işlemi yapan kırıcılara örnek olarak çeneli, jirator ve konik kırıcılar verilebilir.

4.1. Sıkıştırma ile Kırma

Sıkıştırarak kıran kırıcılarda kaya malzemesi iki yüzey arasındaki sıkıştırılma ile kırılır. Malzemenin sıkıştırılmasıyla parçacıklar arasındaki temas kuvvetleri kaya parçacıkları içinde bir stres alanına neden olur. Bazı yerlerdeki stres alanı kritik değeri aştığında çatlaklar oluşur. Çatlaklar yayıldığında veya gevrek kırılma ile birbirine bağlandığında, daha küçük parçalar oluşan makroskopik bir kırılma elde edilir [5].

Çeneli, jirator, konik ve merdaneli kırıcılar, boyut küçültme için sıkıştırma kuvvetini kullanan kırıcıların örnekleridir. Merdaneli kırıcılar ve diğer kırıcı tipleri arasında önemli bir fark vardır. Merdaneli kırıcıda malzeme sadece bir kez sıkıştırılırken, örneğin bir konik kırıcıda boyut küçültme tekrarlayan bir işlemdir.

4.1.1. Tek parçacık kırılması (TPK)

Sıkıştırma kuvvetine maruz kalan düzensiz şekilli bir parçacığın iç gerilmelerinin durumunu analitik olarak hesaplamak mümkün değildir. Bu nedenle, parçacıkların gerilime dayalı ölçümleri sadece düzenli şekilli parçacıklar için geçerlidir [13]. Hiramatsu ve Oka [14], düzensiz ve küresel şekilli parçacıklar için gerilme mukavemetini incelediler. Düzensiz şekilli bir kaya parçası için gerilme mukavemetinin Eş. 4.1’de verilen formül ile hesaplanabileceğini gösterdiler.

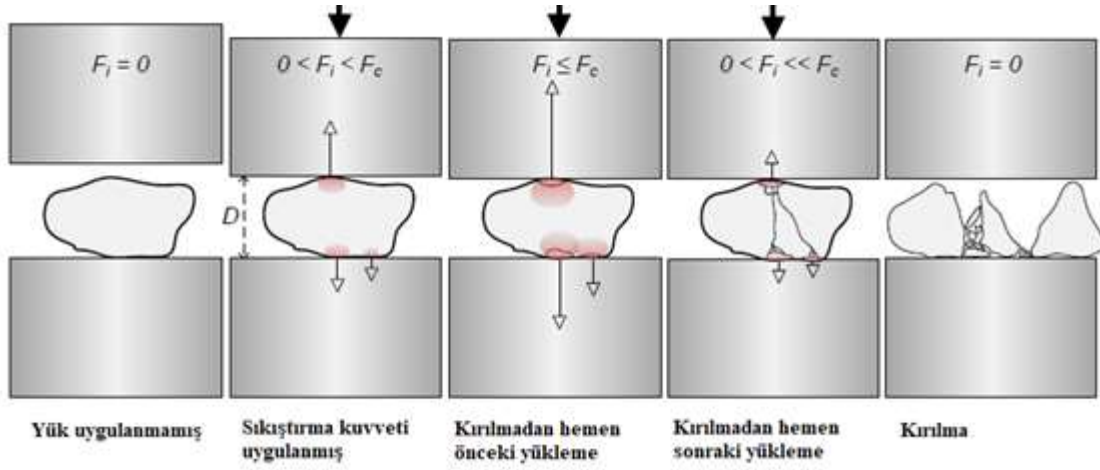
$$\sigma_p = \frac{2.8F_c}{\pi D^2} \quad (4.1)$$

Bu formül, sıkıştırmaya maruz kalan küre şeklindeki bir parçanın stres durumunun daha karmaşık bir ifadesinden türetilmiştir. Denklemin payı yükleme koşulu, geometrik özellikler ve poisson oranı gibi faktörlere bağlı kritik kuvvet olarak tanımlanır. Payda, yükleme noktaları arasındaki mesafenin (D) olduğu alanı tanımlamaktadır. Şekil 4.2’deki sıkıştırma kuvveti testleri yapılırken hem kritik kuvveti hem de yükleme noktaları arasındaki mesafeyi belirlemek için Eş. 4.1 kullanılmıştır [9].

Tip	Düzlem A	Düzlem B	
I.	1-nokta	1-nokta	
II.	2-nokta çizgi	1-nokta	
III.	2-nokta çizgi	2-nokta çizgi	
IV.	3-nokta düzlem	1-nokta	
V.	3-nokta düzlem	2-nokta çizgi	
VI.	3-nokta düzlem	3-nokta düzlem	

Şekil 4.2. İki düzlem arasındaki tek parçacık kırılması için temas noktası durumları [9]

Düzensiz şekilli bir kaya parçacığı, belirli temas noktalarında yükleme yapan iki paralel yüzey arasında sıkıştırılmıştır (Şekil 4.3 ve Resim 4.1). Temas noktalarının sayısı, parçacığın şekline ve yönüne bağlı olarak değişir. Teorik olarak Şekil 4.2’de gösterildiği gibi kırma sırasında bir dizi temas düzeni oluşturulmuştur. Kırma esnasında bazı temas düzenleri, diğerlerinden daha sık gözlemlenebilir. Örnek olarak, parçacığın her bir plaka için sadece bir pozisyonda temas ettiği tip I. yukarıda tarif edildiği gibi küresel bir parçacık için geçerlidir. Düzensiz şekilli bir kaya parçacığının sadece iki temas noktasına sahip olması muhtemel değildir. Deneyler sırasında, tip IV ve V'nin daha yaygın temas noktası düzenleri olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, iki yüzey arasındaki bir parçacığı sıkıştırırken temas eden yerlerin genellikle daha keskin olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle, sıkıştırmanın başlangıç aşamasındaki gerilmeler kaya malzemesinin gevrek yapısından dolayı bölgesel ufalanma şeklinde olması yüksek ihtimaldir. Bu sıkıştırma temas alanını artırır ve yapıda oluşacak stres durumunu ve dolayısıyla kırılma özelliklerini etkiler. Ayrıca, istatistiksel olarak oluşma ihtimali düşük olan tip VI temas düzeninin ortaya çıkmasının nedeni budur [9].



Şekil 4.3. Tek parçacık kırılmasının farklı aşamalarının şematik gösterimi [9]



Resim 4.1. Sıkıştırma kırılmasına maruz kalan bir amfibolit parçası [9]

4.1.2. Parçacıklar arası kırılma (PAK)

Sıkıştırma sırasında oluşan kuvvetler parçacıktan parçacığa aktarılarak bir kuvvet ağı oluşturur. Bu kırılma modu, parçacıklar arası kırılma modu olarak tanımlanabilir. Kırılma odasındaki malzemelerin yığın şeklindeki yapısını aşağıdaki parametreler etkiler.

- Tane boyutu ve şekli
- İç sürtünme
- Yüzey sürtünmesi
- Katı yoğunluğu

Kaya parçacıkları bir kaba konulduğunda, kaptaki durumları statik bir hal alana kadar hareket eder. Daha sonra parçacıklar kırılmaya başlayana kadar elastik olarak sıkıştırılır. Küçük parçacıkların, büyük parçacıklara göre daha az temas noktası vardır. Bu yüzden, büyük parçacıklar daha yüksek bölgesel maksimum strese sahiptir. Büyük parçalar küçük parçalar ile çevrelenir ve dolayısıyla çok sayıda temas noktası oluşur. Sıkıştırma kuvveti arttıkça, büyük parçacıklar da çatlak yayılmasına neden olacak kadar yüksek gerilimlere maruz kalır [9].

TPK ve PAK arasındaki farklar

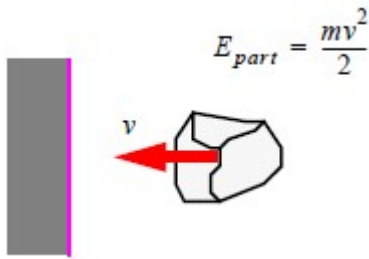
Bir konik kırıcıda parçacıklar kırılırken hem TPK hem de PAK ile kırılabilirler. TPK ve PAK ile kırılan parça miktarları kırma odası tasarımına, eksantrik hıza, CSS 'ye ve eksantrik mesafeye bağlıdır. Bu iki kırılma şeklinin farkları Şekil 4.4'de gösterilmiştir.

	TPK	PAK
		
Parça miktarı	Az	Çok
Parça şekli	Yassı	Kübik
Kırma kuvveti	Düşük	Yüksek

Şekil 4.4. TPK ve PAK arasındaki temel farklar [15]

4.2. Darbe ile Kırma

Yaygın olarak kullanılan bir diğer prensip darbe kırılmasıdır. Darbe kırılması, enerji kontrollü bir kırılma şeklidir. Enerji, parçacıklara rotorun dönme hızına yakın bir hızda parçacıkları hızlandıran bir rotor vasıtasıyla iletilir. Parçacıklar daha sonra kırılmanın meydana geldiği bir duvara çarptırılır (Şekil 4.5). Elde edilen boyut küçültme miktarı, parçacıklara iletilen enerji miktarıyla kontrol edilir. Kinetik enerji, parçacık hızına bağlıdır. Bu nedenle boyut küçültme, rotorun hızı ile kontrol edilebilir [5].

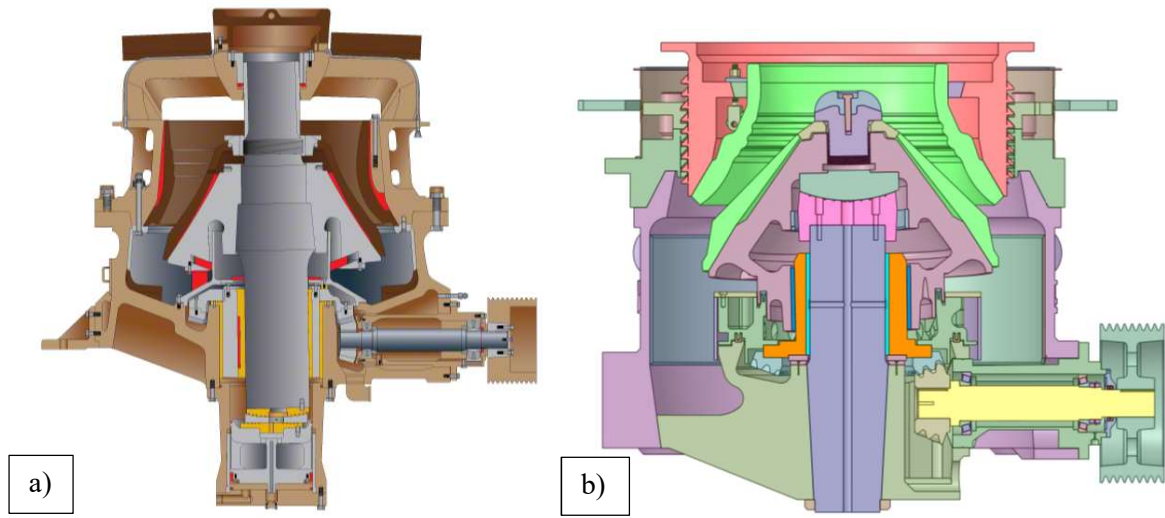


Şekil 4.5. Darbe ile kırma yöntemi [5]

Enerji kontrollü kırma kullanan kırma makineleri darbeli kırıcılar olarak adlandırılır. Bu tip kırıcıların iyi bir parçacık şekline, yani yüksek kübikliğe sahip bir ürün ürettikleri bilinmektedir. Enerji seviyesine bağlı olarak kırıcı öncelikli olarak parça şeklini ayarlayabilir veya önemli ölçüde boyut küçültmek için kullanılabilir. Darbeli kırıcıların bir dezavantajı, önemli miktarda ince parça üretmesidir. Bu özellik, kullanılan ufalama prensibinin doğrudan bir sonucudur [5].

5. KONİK KIRICI

Genel olarak oynar milli (hydrocone) ve sabit milli (symons) olmak üzere iki ana tip konik kırıcı vardır. Oynar milli konik kırıcılarda (Şekil 5.1.a) ana milin alt uzantısı ve milin taşınma şekillerine göre uzun veya kısa milli, köprüden asmalı veya alttan dayama yataklı olabilir. Dayama yatağa ek olarak hidrolik kaldırma düzeneği de bulunabilir. Sabit milli konik kırıcıların (Şekil 5.1.b) özelliği ana milin sabit oluşu ve bu sabit mil etrafında eksantrik bir salgı yapışıdır. Salgının genliği, mantonun çevresel olarak her yerinde aynıdır [4].



Şekil 5.1. Oynar milli konik kırıcı kesiti (a) ve sabit milli konik kırıcı kesiti (b)

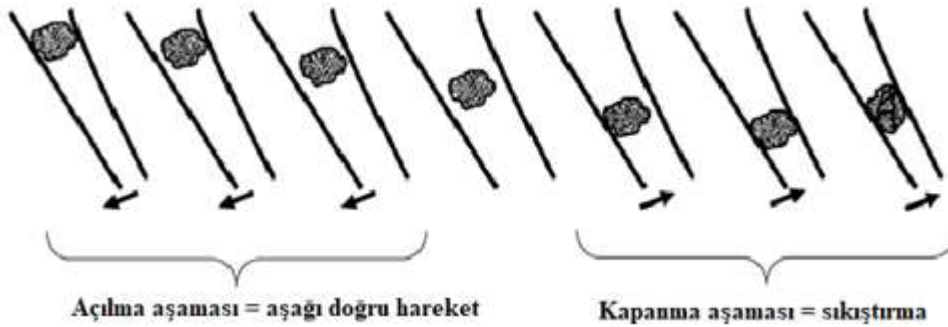
5.1. Konik Kırıcı Çalışma Prensibi

Konik ve jirator kırıcılar arasında önemli bir fark yoktur. Her iki tipte de kırma işlemi Şekil 5.3'de gösterildiği gibi ana mil ekseninin eksantrik bir dönme hareketi yapması ile elde edilir. Parçacıklar, manto ve konkav arasında sıkıştırılır. Parçacıkların kırılması hem tek parçacık hem de parçacıklar arası olabilir. Manto ve konkav sürekli olarak aşınmaya maruz kaldıklarından düzenli olarak değiştirilmelidir [5].

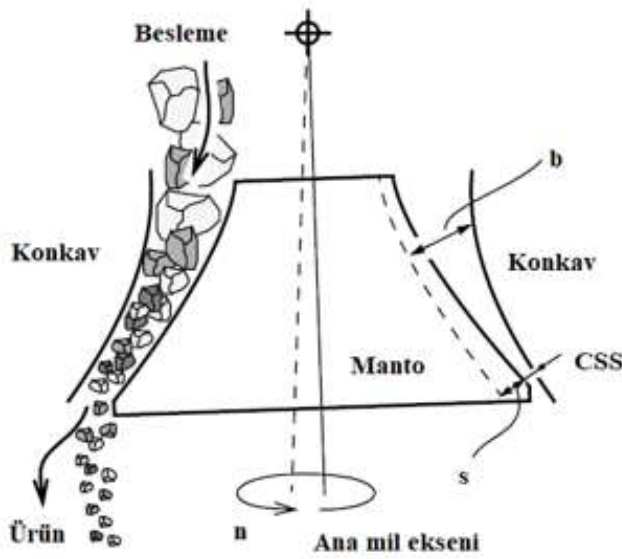
Kırma sürekli olarak gerçekleşir ve büyük ölçüde parçacıklar arasıdır. Parçacıklar arası kırılma, aşınma ve servis ömrü açısından istenir. Parçacıklar arası kırılmada ayrıca üretilen parçacıkların en iyi şeklini aldığı düşünülmektedir. Parçacıklar arası kırılmanın elde edilmesi için, beslenen malzeme kapasitesinin yeterli seviyede olması gerekir. Dolma yoğunluğu, kırıcı girişinin beslenen malzemeye dolduğu anlamına gelir. Beslenen malzemeler daha

sonra yerçekiminin etkisi ile kırıcıdan geçer. Kırıcıdan çıkan ürünün özellikleri, yani boyut dağılımı ve kalite parametreleri, kırıcı ve kaya malzemesi arasındaki etkileşimin bir sonucudur. Buna karşılık, etkileşim kırıcı oda geometrisi, kırıcı dinamiği ve kaya malzemesi özelliklerine de bağlıdır. Konkav, manto, eksantriklik miktarı ve pivot noktasının yeri, birlikte konik kırıcının oda geometrisini oluşturur [5].

Kırıcının dikey bir kesiti ele alındığında, manto periyodik olarak hareket eder. Sabit konkava göre açılma ve kapanma hareketi yaparak çalışır. Kapanma sırasında araya giren kaya malzemesi sıkıştırma gerilmesine maruz kalır. Açılma sırasında malzeme kırıcı odasından aşağı doğru hareket eder (Şekil 5.2). Parçalar yer çekiminin etkisiyle hareket eder ve mantonun hareketiyle yönlendirilirler. 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 [5].



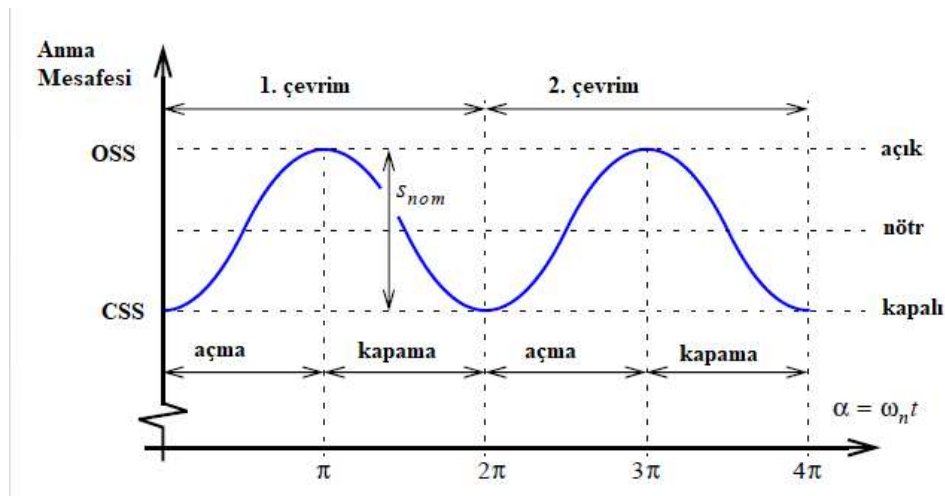
Şekil 5.2. Mantonun konkava göre hareket durumu [15]



Şekil 5.3. Konik kırıcı ve jirator kırıcı çalışma şekli [5]

Kırma odasının bir yerinde sabit bir noktada, manto ve konkav arasındaki mesafe, Şekil 5.4’de gösterildiği gibi, açık ve kapalı pozisyon arasında değişir. Hareket, eksantrik açının (α) döngüsel bir fonksiyonu ile tarif edilebilir. Eksantrik açı, eksantrikliğin konumuna ve dolayısıyla ana milin konumuna karşılık gelir.

Manto ve konkav arasındaki kırma odasının çıkışındaki mesafe, manto kapalı pozisyondayken minimum ayar açılığı (CSS), manto açık pozisyondayken ise maksimum ayar açılığı (OSS) olarak adlandırılır [5].



Şekil 5.4. Kırma odasında sabit bir nokta için manto ve konkav arasındaki mesafenin zamanla değişimi [5]

Konik kırıcılarda malzemenin kırılması geleneksel olarak tek parçacık kırılmasına dayanmaktadır. Son on yılda, üreticiler daha yüksek derecelerde parçacıklar arası kırılmaya maruz bırakılan tasarımlar yapmaktadır. Yüksek derecelerde parçacıklar arası kırılma, verimliliği ve ürün şeklini geliştirmektedir [5].

5.2. Konik Kırıcı Yapısı

Hydrocone ve Symons tipi konik kırıcıların temel farklılıkları, ana mil tasarımı ve sistemde oluşan yüklere göre farklı yatak tasarımlarıdır (Şekil 5.5). Her iki kırıcı tipi de çeşitli avantaj ve dezavantajlara sahiptir.

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 minimum ayar açıklığının 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 [9].

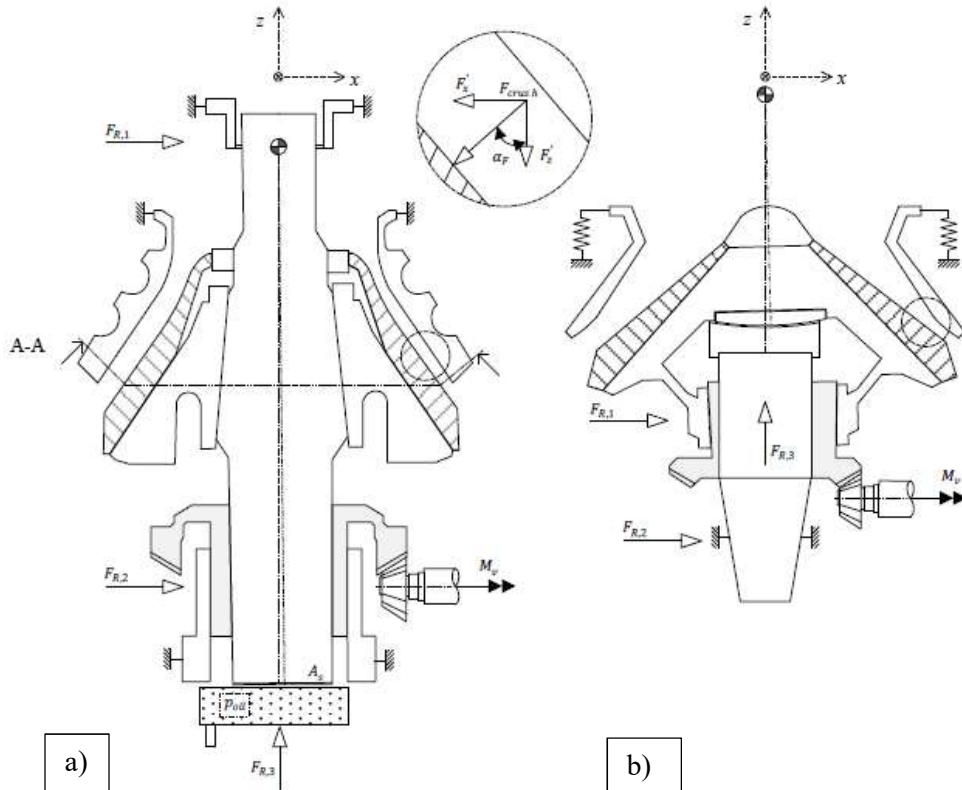
Symons tipi konik kırıcılarda manto, kaymalı yatak ile daha kısa bir ana milin üzerine sabitlenir. Minimum ayar açıklığı, manto yerine konkavın sabitlendiği üst gövdeyi dinamik bir dişli sistemiyle yukarı ve aşağı hareket ettirerek değişir. Konkavın hareketi çalışma esnasında ayarlanabilir. Bu ayar, küçük bir dişliye bağlı hidrolik motorun daha büyük bir dişliye bağlı üst gövdeyi tahrik ederek döndürmesiyle gerçekleştirilir. Sabit mil tasarımında bir avantaj da pivot noktasının daha paralel bir manto hareketi sağlayan kırıcı üzerinde dikey bir pozisyonda konumlandırılabilmesidir. Pivot noktası, düz eksenel yatağın yarıçapı tarafından belirlenir. Şekil 5.6 mantonun eksantrik pozisyonunu açıklayan manto ve konkavın yatay kesitini ve kırıcının strok, eksantrik mesafe ve eksantrik hareketi ile nasıl ilişkili olduğunu göstermektedir [9].

Konik kırıcılarda mühendislik bilgisinin temeli, deneysel çalışmalar, saha çalışmaları ve analitik modellere dayanmaktadır. Kırıcı üreticileri genellikle performans verisini tahmin etmek için test verilerine dayanan farklı regresyon modelleri kullanırlar. Bu modeller her tip kırıcı için farklıdır ve normal olarak kaya tipi ve mukavemet gibi uygulamaya özgü özellikleri ayarlamak için bir takım düzeltme faktörleri kullanılır. Bu modeller kısmen

mekanik prensiplere dayalı olduğundan, yeni kırıcılar tasarlamak yerine kırıcı tesis şemaları tasarlamak için daha uygundur [9].

Hidrostatik basıncın sadeleştirilmiş ifadesi, kırma kuvveti ve hareket açısı ile ilişkisi Eş. 5.1'de gösterilmiştir. Kırma kuvveti, kaya parçaları arasındaki her bir etkileşimin ve sıkıştırma kuvveti yaratan mantonun oluşturduğu toplam kuvvetlerin temsilidir. Kırıcı odası homojen özellikleri olan malzemeyle eşit olarak beslendiğinde, basınç nispeten sabit olur. Bununla birlikte, eğer bir pozisyonda veya bir açısal bölüm üzerinde basınçta bir sapma meydana gelirse, mantodaki tepki kuvveti de değişir. Bu tepki kuvveti varyasyonu anlık yağ basıncı sinyalleri ile gözlemlenebilir. Başka bir deyişle, basınç sinyalinin şekli, manto üzerindeki mevcut tepki kuvvetine ilişkin bilgi verir [9].

$$P_{yağ} = \frac{F_{R,3}}{A_s} = \frac{F'_z}{A_s} = \frac{\cos \alpha F}{A_s} F_{kırma} \quad (5.1)$$



Şekil 5.5. Hydrocone (a) ve Symons (b) tipi konik kırıcıların dikey kesit görüntüsü [9]

5.3.2. Eksantrik hız

Kırıcı mantonun eksantrik hızı arttırıldığında malzemeler daha fazla sayıda sıkıştırma olayına maruz kalır. Sonuç olarak bu da her bir sıkıştırma olayının daha düşük bir sıkıştırma oranında gerçekleşeceği anlamına gelir. Deneysel olarak daha düşük bir sıkıştırma oranının daha iyi bir parçacık şekline yol açtığı gösterilmiştir [4].

Bununla birlikte, sıkıştırma sayısını arttırmak parçacıkların kırma bölgesinden daha yavaş aşağı doğru hareket etmesine neden olur. Sonuç olarak, yüksek hız, parçacık şekil kalitesinde ve daha ince bir ürün elde edilmesinde artışa neden olurken, çıkan ürün kapasitesinde azalma ile sonuçlanır. Eksantrik hız normalde kayış boyutları değiştirilmeden çalışma sırasında değiştirilemez ve bu nedenle bir MTP / YOKP parametresidir. Ancak frekans değiştirilerek eksantrik hız, çalışma sırasında ayarlanabilir ve bu nedenle bir OKP parametresine dönüştürülebilir. Bu, performansı optimize etmek için hızın çalışma esnasında kontrol edilebilmesini sağlar [9].

5.3.3. Eksantrik mesafe

Eksantrik mesafe, pivot noktaları etrafında sinüzoidal rotasyonların genliğini kontrol eder. Bu eksantrik hareket, bir eksantrik kovan kullanılarak elde edilir. Bu mesafe, bakım sırasında ayarlanabilir ve bir YOKP parametresi olarak tanımlanır [9].

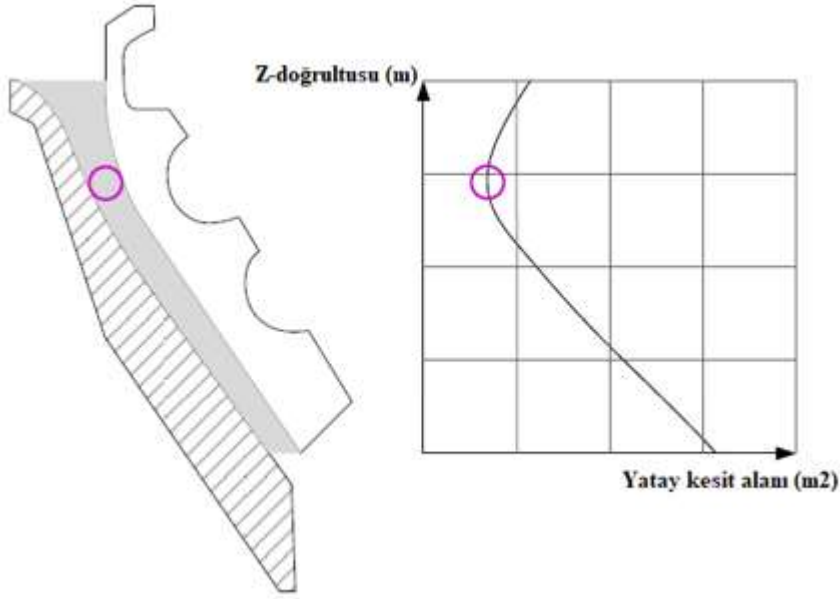
5.3.4. Astar parçalar

Mevcut tüm konik kırıcı modelleri, ince ve kaba ürün veren çeşitli profillerde değişen bir dizi astar tasarımının seçimiyle birlikte gelir. Profil seçimi, esas olarak besleme boyutu dağılımı ve istenen ürün boyutu dağılımına dayanmaktadır. Astarların yüzeyleri kullanıldıkça aşınır ve kaya tipinin aşındırıcılığına bağlı olarak belirli periyotlarda değiştirilir [9].

5.3.5. Dar kesit seviyesi

Dar kesit seviyesi, çalışma sırasında ölçülmesi mümkün olmayan dolaylı bir değişkendir. Kırma odasında parçacık akışını sınırlayan seviyeyi ifade eder. Tüm $A_{c,z}$ değerleri (Bkz. Şekil 5.6) için manto ve konkav arasındaki xy (yatay kesit) kesit alanını göz önüne alırsak

Şekil 5.7’de gösterildiği gibi dar bir bölüm vardır. Bu dar seviyenin altında boşluk azalır ancak yarıçap arttığı için aslında kesit alanı artar. Bu, parçacıkların kırılması için daha fazla alan anlamına gelir. Sonuç olarak gözlemler, dar kesit seviyesinin, kırılma tipinin parçacıklar arası kırılmadan tek parçacık kırılmasına geçiş bölgesi olduğunu göstermektedir. Dar kesit seviyesi, astar tasarımının geometrik özelliklerinin yanı sıra eksantrik hız, CSS ve eksantrik mesafenin bir fonksiyonudur [9].



Şekil 5.7. Dar kesit seviyesinin kırıcı odası dikey kesitindeki yeri [9]

5.3.6. Güç

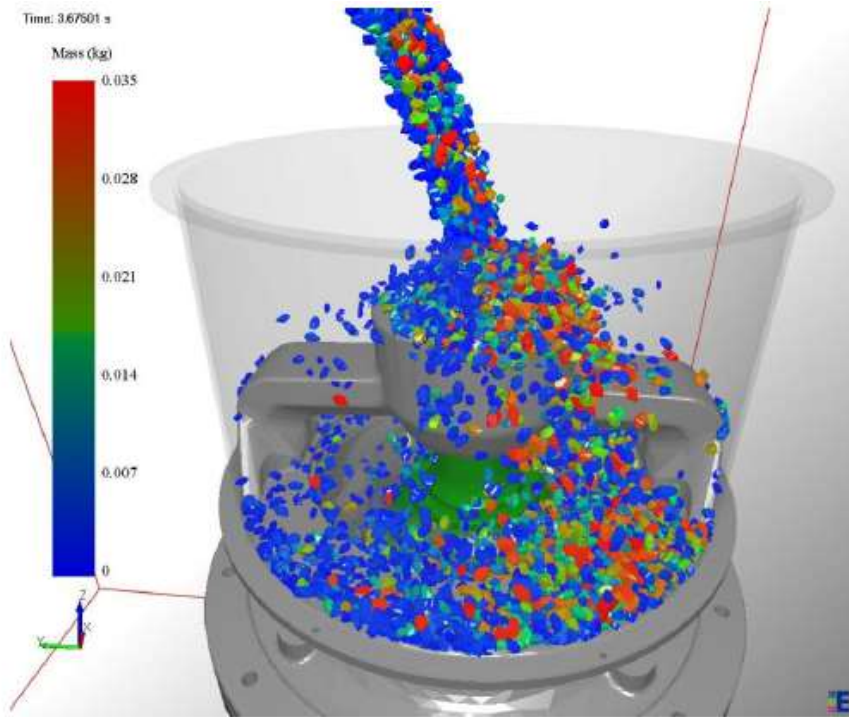
Kırıcının nasıl çalıştırıldığına ve kırma odasına ne kadar malzeme verildiğine bağlı olarak her saniye kaya parçalarını kırmak için belirli bir miktar enerji harcanır. Elektrik motoru her zaman set edilen hızı korumaya çalışır. Manto ve ana mil üzerindeki yüke bağlı olarak daha fazla veya daha az akım çeker. Her bir kaya parçasını kırmak için gereken toplam kırma kuvvetinden ve tüm parçacık ve manto arasındaki etkileşimlerinden kaynaklanan toplam tork, motorun yenmesi gereken dirençlerin toplamı olacaktır. (Mekanik kayıplarda eklenecektir). Güç, bir OÇP parametresidir ve genellikle optimum performans kapasitesine bağlı olarak, kırıcının ne kadar iş yaptığını görmek için kullanılır [9].

5.3.7. Hidrolik basınç

Modern kırıcıların çoğu, basınç ölçüm göstergeleri kullanılarak izlenebildiği hidrostatik yataklarla donatılmıştır. Basınç verileri ayrıca kırma işlemi ile ilgili bilgiler de verir. Yüksek genlik, mantonun her bir çevresel pozisyonunda farklı miktarlarda kırma işi gerçekleştirdiğini gösterir. Bunun nedenleri, kırma odasının yanlış hizalanmış beslenmesi veya homojen olmayan besleme koşulları olabilir. Eğer kırıcı odası yeterli seviyede malzeme içermiyorsa (dar kesit seviyesine ulaşmamışsa), manto bu pozisyona geldiğinde basınç düşer. Homojen olmayan besleme durumunda boyut dağılımı manto çevresi boyunca farklı olur. Dolayısıyla farklı tepki kuvvetlerinin oluşması kaçınılmazdır [9].

5.4. Besleme Koşulları

Kırıcının doğru şekilde beslenmesi en önemli işletme faktörlerinden biridir. Genelde titreşimli besleyiciler veya bantlı konveyörler, kırıcı besleme odasına malzeme beslemek için kullanılır. Birçok durumda doğru besleme koşullarının sağlanması için bu besleme koşulları yeterli değildir.



Şekil 5.8. Konik kırıcı besleme durumu DEM simülasyonu [9]

Konik kırıcıların genellikle doğru şekilde beslenmemesinin iki farklı nedeni vardır. Birincisi yanlış hizalanmış beslemedir. Yanlış hizalanmış besleme, malzemenin manto çevresi etrafında eşit olarak dağılmadığı anlamına gelir. Dolayısıyla mantonun çevresinde farklı miktarlarda kaya malzemesi olur. Tam dolu besleme durumunda çalışırken, yanlış hizalanmış beslemenin etkisi daha azdır. İkincisi segregasyon, parçacık boyutu dağılımının manto çevresi etrafındaki tüm pozisyonlarda farklı olacağı anlamına gelir. Bir bant konveyörü besleyici olarak kullanıldığında, malzeme bant üzerinde çok hızlı bir şekilde ayrışabilir. Bu segregasyon kırıcıya yayılır ve malzeme akışı Şekil 5.8'deki konik kırıcıda kullanılan örümcek başlığına çarptığında daha da büyür. Örümcek başlığı, kaba parçacıkların kırıcıya tekrar girmesini ve ince parçacıkların da kaba parçacıklardan ayrılarak kırılmasına neden olan bir bölücü olarak görev yapar [9].

Bu sorunların işletme sırasındaki etkileri, kırıcının etkin bir şekilde manto çevresinin tüm pozisyonlarında farklı bir kırıcı etkisiyle çalışacak olmasıdır. Daha önce belirtildiği gibi bu durum, mantonun bir turunda hidrolik basıncın sürekli değişeceği anlamına gelir. Sonuç olarak, yanlış besleme koşulları makine parçalarında yorulma şeklinde oluşacak ana mil deformasyonuna, gövde yapısındaki çatlaklara, eşit olmayan astar aşınmasına, kötü performansa ve makinenin dengesiz bir durumda çalıştırılmasından dolayı diğer birçok probleme yol açabilir [9].

5.5. Konik Kırıcı Tasarım Parametreleri Matrisi

Bir konik kırıcıda meydana gelen boyut küçültme işlemi, doğası gereği karmaşık bir olaydır. Giriş ve çıkış parametreleri arasında doğrudan bir ilişki yoktur. Bir konik kırıcı için performans modeli ortaya konmamış ise o kırıcının performansını tahmin etme olasılığı çok zordur.

Kırıcıyla ilgili parametreler kırıcıdan bağımsız ve kırıcıya bağlı parametreler olarak ikiye ayrılabilir. Kırıcıdan bağımsız parametreler eksantrik hız, minimum ayar açıklığı, strok ve kırma odası tasarımıdır. Mukavemet ve aşınma direnci gibi doğal malzeme özellikleri de bağımsız parametreler olarak kabul edilir. Kırılacak malzemelerin besleme koşulu, şekli ve mukavemeti de bağımsız parametreler olarak değerlendirilir. Kırıcıya bağlı parametreler kırıcının çıkış özellikleri ile ilgili parametrelerdir. Kırıcı ile ilgili parametreler kapasite, güç gereksinimi ve hidrolik basınçtır (dikey yükten kaynaklanan). Ürünü karakterize eden

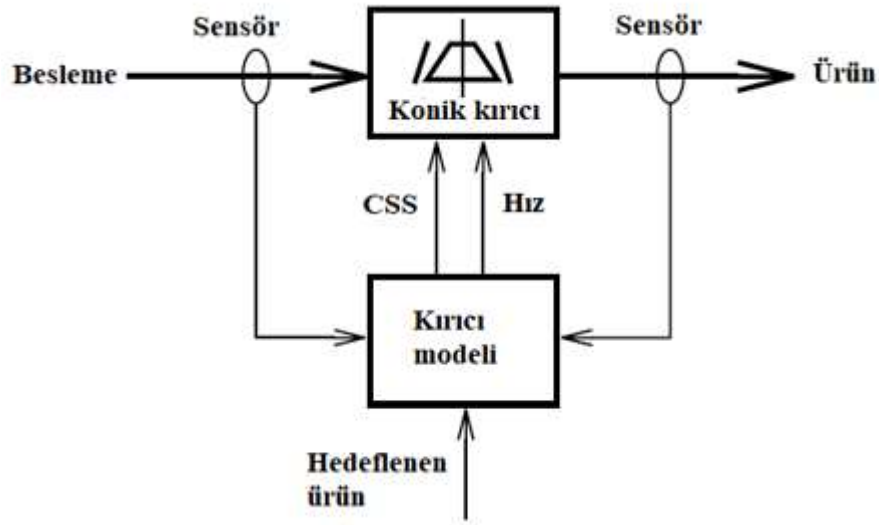
bağımlı parametreler ürün boyutu, şekli ve mukavemetidir. Kırıcıya bağlı parametreler, o ya da bu şekilde en az bir bağımsız parametreye bağlıdır.

Bağımsız girdi parametreleri ile kırma sonucu ortaya çıkan parametreler arasındaki ilişkiyi göstermenin bir yolu, aşağıdaki gibi bir matris formüle etmektir. Bu matris, Eş. 5.2’de gösterildiği gibi çıkış parametrelerini girdi ile ilişkilendirir [5].

$$\begin{bmatrix} \text{Kapasite} \\ \text{Güç} \\ \text{Hidrolik basınç} \\ \text{Ürün boyutu} \\ \text{Ürün şekli} \\ \text{Ürün mukavemeti} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & X & X & X & 0 & 0 & X & 0 & 0 \\ X & X & X & X & X & X & X & X & X \\ X & X & X & X & X & X & X & X & X \\ X & X & X & X & X & X & X & X & X \\ X & X & X & X & 0 & 0 & X & X & X \\ X & X & X & X & X & X & 0 & 0 & X \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{Hız} \\ \text{CSS} \\ \text{Strok} \\ \text{Kırıcı oda tasarımı} \\ \text{Malzeme mukavemeti} \\ \text{Aşınma direnci} \\ \text{Besleme boyutu} \\ \text{Besleme şekli} \\ \text{Besleme mukavemeti} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

Matristeki X, iki parametre arasındaki ilişkiyi simgeler. Eğer kare matris veya köşegen matris olsaydı, kırma işleminin analiz edilmesi kolay olurdu. Çünkü bu durumda bir giriş parametresi sadece tek bir çıkış parametresini etkilerdi. Örneğin, hız kapasiteyi etkileyen tek parametre olurdu. Konik kırıcıların giriş ve çıkış parametreleri birbirleri ile oldukça karmaşık bir yapı içerisindedir. Eş. 5.2.’de görüldüğü gibi ürün boyut dağılımı tüm bağımsız parametrelerden etkilenmektedir [5].

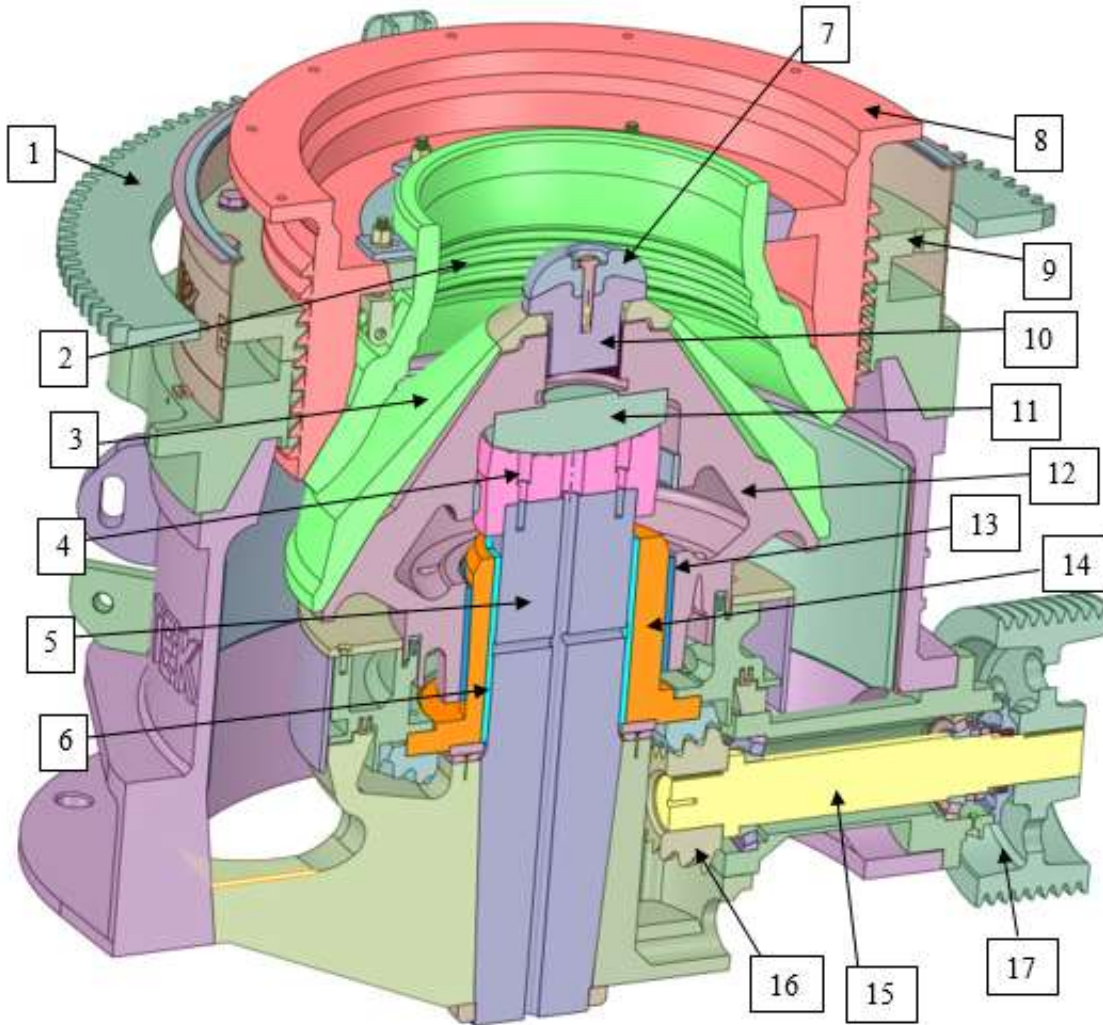
Kaya malzemelerindeki çeşitlilikler, örneğin mineral türü, tane büyüklüğü, çatlakların dağılımı gibi parametrelerden dolayı sıklıkla kalite sorunları ortaya çıkmaktadır. Yüksek ürün kalitesini korumak için proses kontrolü gerekir. Kapalı çevrim proses kontrolü için önerilen bir sistem Şekil 5.9’da gösterilmektedir. Kapalı çevrim işlem kontrolünün yapılabilmesi için hem sensörlerin hem de kırıcı modellerin geliştirilmesi gerekmektedir. Sensör olmaksızın, sistem açık çevrim tipinde olacaktır ve dolayısıyla sistem besleme varyasyonlarına ve kırıcı odasının aşınmasına karşı bir önlem geliştiremeyecektir [5].



Şekil 5.9. Tek kademeli bir konik kırıcının proses kontrol şeması [5]

6. KIRMA KUVVETİ

Bu bölümde, TEK-EL firmasının ürettiği TKL3000SE konik kırıcısındaki hidrolik silindirler ve bunlara bağlı hidrolik akümülatörlerin, kırıcı odasına giren kırılmayan parçalara karşı sistemi nasıl koruduğu anlatılmıştır. Kırılmayan parça geçişi sırasında üst gövdenin alt gövdeye göre yaptığı açılar esas alınarak manto üzerinde oluşan maksimum kırma kuvvetleri hesaplanmıştır. Bu açı ve kuvvetler baz alınarak açı kuvvet grafiği verilmiştir. TKL3000SE symons tipi bir konik kırıcıdır. Bu tip kırıcının özelliği, eksantrik kovanın geçtiği ana milin sabit oluşu ve eksantrik kovanın bu sabit mil etrafında eksantrik bir dönme hareketi yapmasıdır. Şekil 6.1’de konik kırıcının ana komponentleri numaralandırılmıştır. Çizelge 6.1’de de ana kompanentleri isimlendirilmiştir.



Şekil 6.1. TKL3000SE ana komponentleri

Çizelge 6.1. TKL3000SE ana komponentleri

1-CSS ayar dişlisi	7-Dağıtım plakası	13-Kafa burcu
2-Konkav	8-Çanak	14-Eksantrik kovan
3-Manto	9-Ayar çemberi	15-Dişli mili
4-Soket	10-Kilitleme cıvatası	16-Ayna mahruti dişlileri
5-Ana mil	11-Kafa çanağı	17-Tahrik volanı
6-Eksantrik burç	12-Kafa	

Bu bölümde 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 önce sistemin çalışma prensibinin anlaşılması önemlidir.

Makine gövde çevresinde bulunan hidrolik silindirler sayesinde, beslenen malzemenin içine karışabilecek kırılmayan metal parçalara karşı korunmaktadır. Üst gövdeyi alt gövdeye doğru çeken bu silindirler kırıcı odasına kırılmayan bir parça girdiğinde makine elemanlarının zarar görmeden kırıcı odasından çıkmasını sağlar. Hidrolik silindirler ve akümülatörler Resim 6.1’de gösterilmiştir.



Resim 6.1. TKL3000SE konik kırıcı hidrolik silindirleri ve akümülatörleri

6.1. Hidrolik Silindirlerin ve Akümülatörlerin Çalışma Prensibi

Üst gövdeye bağlı olan konkav hidrolik silindirlerin rod tarafındaki basınç sayesinde alt gövdeye doğru çekilir. Her silindir kendi akümülatörüne bağlıdır. Akümülatörlere set edilen gaz basıncı, hidrolik pompa devre dışı iken hidrolik silindirlerdeki sistem basıncını kontrol eder.

Sisteme giren kırılmayan parçanın boyutları, boşaltma anındaki minimum ayar açıklığından büyük, boşaltma anındaki maksimum ayar açıklığından küçük ise kırıcı durdurulmadan bu parça sistemden atılır. Parça, kırıcının hangi tarafında ise o taraftaki silindir rodlarının yukarı doğru hareket etmesiyle sistemden atılır. Bu durumda silindir rodları parçanın yerine göre oransal olarak hareket eder. Konkavın yukarı hareketi sırasında, silindirlerin rod tarafından belirli miktar hidrolik yağ akümülatörlere dolar. Kırılmayan parça sistemden çıktığında,

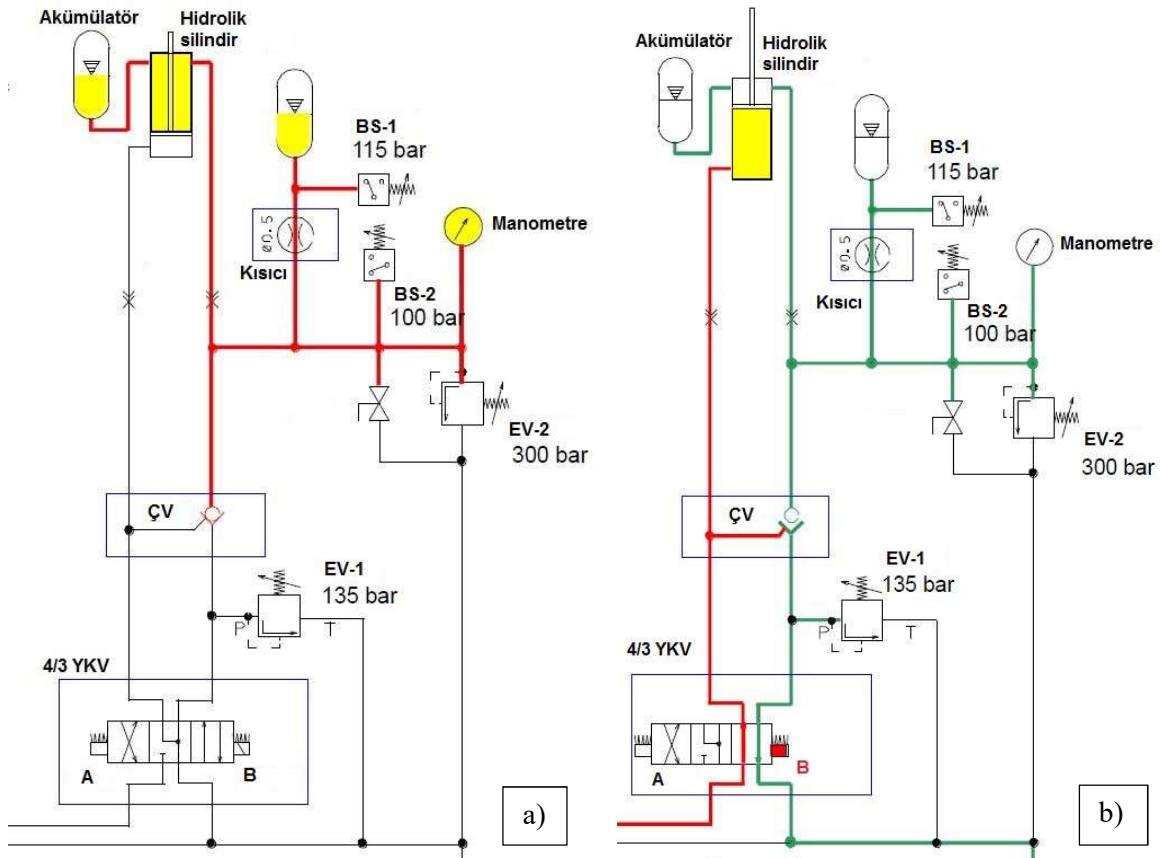
akümülatörlerde biriken fazla basınç tekrar silindirlerin rod tarafına gider ve sistem normal çalışma pozisyonuna getirilmiş olur.

6.2. Hidrolik Sistem

Büyük boyutlardaki kırılmayan parçalar makineye girdiğinde, sistemin aşırı yüklenmesi durumunda ya da sistem gücünün kesilmesi durumunda konik kırıcı çalışmayı durdurur. Dolayısıyla, kırıcı odası beslenen malzemelerle birikmiş olur. Bu gibi durumlarda, kırıcı odasını boşaltmak için üst gövde belli bir yüksekliğe kadar kaldırılır. Daha sonra hidrolik silindirlerin rod tarafları basınçlandırılarak üst gövde çalışma pozisyonuna getirilir.

Sistem normal çalışma durumunda iken (Şekil 6.2.a) 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 kısııcı konulmuştur. Böylece pompanın kısa zamanlarda 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.

Sistem boşaltma durumunda iken (Şekil 6.2.b) 4/3 yön kontrol valfinin B selenoidi aktif durumdadır. Böylece hidrolik pompa sistemdeki kırılmayan parçanın geçişi için silindirin piston tarafını basınçlandırır. Pilot uyarılı çek valf, silindirin rod tarafındaki yağın geçişi için serbest hale gelir. Emniyet valfi-2 (EV-2), akümülatörlerin herhangi bir arızası durumunda sistemi korumak amaçlıdır.



Şekil 6.2. Normal çalışma durumu (a) ve boşaltma durumu (b) hidrolik şemaları

6.3. Kırma Kuvveti Hesabı

Şekil 6.3'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 basınç değeri tarafından belirlenir. Hidrolik akümülatörler, hidrolik silindirlerin rod taraflarına bağlıdır. Üst gövdeyi alt gövdeye basan gerekli basınç silindirlerin rod taraflarından sağlanır. Sisteme kırılmayan 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 kırılmayan parçanın boyutlarına ve kırıcı odasındaki yerine göre değişir.

Kırma kuvveti kırılmayan parça büyüklüğünden bağımsız olarak her bir derece açı için aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır. Her bir açı değerine karşılık gelen kırma kuvveti grafiği verilmiştir. Bu eğriye göre kırma kuvvetinin denklemi de belirlenmiştir.

Kırma kuvveti manto yüzeyine dik olarak etkir. Bu kuvvetin yatay bileşeni ana mile, dikey bileşeni ise hidrolik silindirlere etki eder. Eş. 6.1 ve 6.2’de verilmiştir.

$$F_{kır,yatay} = F_{kırma} \cdot \cos \alpha \quad (6.1)$$

$$F_{kırma,dikey} = F_{kırma} \cdot \sin \alpha \quad (6.2)$$

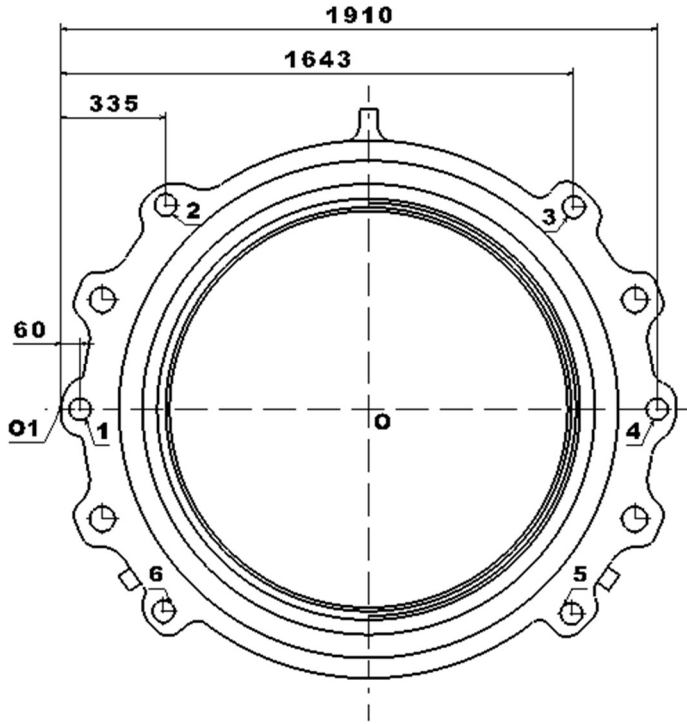
Bir hidrolik silindirdeki kırma kuvveti ise Eş. 6.3 ile hesaplanır.

$$F_s = F_{kırma,dikey} / N_s \quad (6.3)$$

Silindire etki eden kırma kuvvetinin silindirin rod tarafında oluşturacağı basınç Eş. 6.4’de verilmiştir.

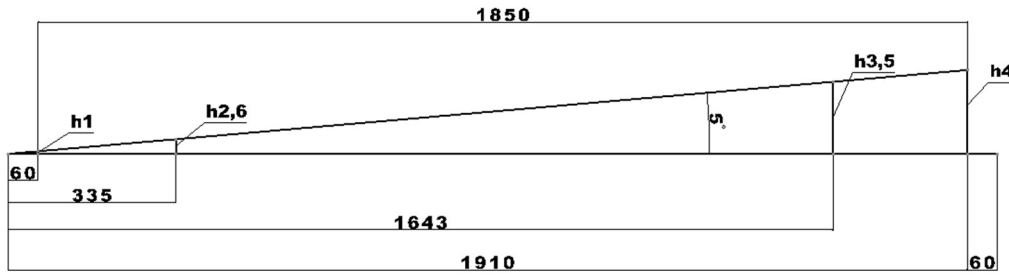
$$P_s = 4F_s / \pi(D^2 - d^2) \quad (6.4)$$

Sistemdeki kırılmayan parçanın kırıcı odasındaki konumu göz önüne alındığında O₁ noktası üst gövdenin alt gövdeye göre dönme noktası olarak kabul edilir. O₁ noktasının hidrolik silindirlere olan mesafeleri Şekil 6.4’de gösterilmiştir. Bu mesafeler her açı değeri için aynı kalmaktadır.



Şekil 6.4. Hidrolik silindirlerin O_1 moment noktasına mesafeleri

Belirlenen eğim açılarındaki hidrolik silindirler Şekil 6.5’de gösterildiği gibi hareket edecektir. Silindir rodları h_1 , $h_{2,6}$, $h_{3,5}$ ve h_4 kadar yukarı yönde hareket edecektir.



Şekil 6.5. Kırılmayan parçanın geçişi sırasında hidrolik silindirlerin strokları

Silindirlerden akümülatörlere giden yağ miktarı Eş. 6.5 ile hesaplanır. Eşitlikteki h_4 silindirlerin her bir açındaki maksimum stroğu olacaktır. Çünkü kırılmayan parçanın kırıcı odasında 4. Silindir eksen hizasında olduğu varsayılmıştır.

$$V_l = V_{r,l} + \frac{h_4 \pi (D^2 - d^2)}{4} \quad (6.5)$$

Sistemde kullanılacak akümülatörün teorik hacmi Eş. 6.6 ile hesaplanır.

$$V_a = V_l / \left(1 - \frac{P_{rod}}{P_{max}}\right) \quad (6.6)$$

Akümülatördeki yağ hacmi değişikliğinden dolayı akümülatör basıncı Eş. 6.7 ile hesaplanır. Burada $V_{l,i}$, i hidrolik silindirindeki hacim değişiklidir. Eş. 6.8’de verilmiştir.

$$P_i = P_{rod} \frac{(V_a - V_{r,l})}{V_a - (V_{r,l} + V_{l,i})} \quad (6.7)$$

$$V_{l,i} = h_i \pi (D^2 - d^2) / 4 \quad (6.8)$$

Her i silindirindeki kuvvet Eş. 6.9 ile hesaplanır.

$$F_i = P_i \pi (D^2 - d^2) / 4 \quad (6.9)$$

Hidrolik silindirlerin ayar çemberine uyguladığı toplam kuvvet Eş. 6.10’da verilmiştir.

$$F_{top} = \sum_{i=1}^{N_i} F_i \quad (6.10)$$

O₁ noktasına göre toplam moment miktarı Eş. 6.11’e göre hesaplanır.

$$M_{top} = \sum_{i=1}^{N_i} F_i R_i \quad (6.11)$$

Kırılmayan parçanın kırıcı odasındaki konumuna göre manto yüzeyinde oluşan kırma kuvveti Eş. 6.12 ile hesaplanır.

$$F_{kırma} = M_{top} / \cos \alpha R_{yat} \quad (6.12)$$

Sistemde kullanılacak akümülatörlerin hacmi üst gövde ve alt gövde arasında oluşabilecek maksimum açığa göre yani 5° açığa göre Eş. 6.5 ve 6.6 kullanılarak 4 L olarak tespit edilmiştir. Çizelge 6.3, 6.4, 6.5, 6.6 ve 6.7’de her bir derece açı için hidrolik silindirlerin hesaplanan parametreleri verilmiştir. 2. ile 6. silindir, 3. ile 5. silindirlerin basınç, kuvvet ve moment değerleri konumlarından dolayı birbirine eşittir.

Çizelge 6.3. 1° ‘lik açı için hidrolik silindir parametreleri

Parametre	Hidrolik Silindirler			
	1	2,6	3,5	4
V_{li} (L)	0,01	0,06	0,32	0,37
P_i (MPa)	11,5	11,6	12,5	12,7
F_i (kN)	130,4	132,1	141,8	143,8
M_i (kNm)	7,8	44,2	232,9	274,6

Çizelge 6.4. 2° ‘lik açı için hidrolik silindir parametreleri

Parametre	Hidrolik Silindirler			
	1	2,6	3,5	4
V_{li} (L)	0,02	0,13	0,64	0,75
P_i (MPa)	11,5	11,9	13,8	14,3
F_i (kN)	130,7	134,5	156	161,6
M_i (kNm)	7,8	45	256,3	308,6

Çizelge 6.5. 3° ‘lik açı için hidrolik silindir parametreleri

Parametre	Hidrolik Silindirler			
	1	2,6	3,5	4
V_{li} (L)	0,03	0,19	0,97	1,13
P_i (MPa)	11,6	12,1	15,4	16,3
F_i (kN)	131	136,7	173,9	184,2
M_i (kNm)	7,8	45,8	258,7	351,8

Çizelge 6.6. 4° 'lık açı için hidrolik silindir parametreleri

Parametre	Hidrolik Silindirler			
	1	2,6	3,5	4
$V_{l,i}$ (L)	0,04	0,26	1,29	1,51
P_i (MPa)	11,6	12,3	17,3	18,9
F_i (kN)	131,4	139,4	195,7	214,3
M_i (kNm)	7,9	46,7	321,5	409,3

Çizelge 6.7. 5° 'lık açı için hidrolik silindir parametreleri

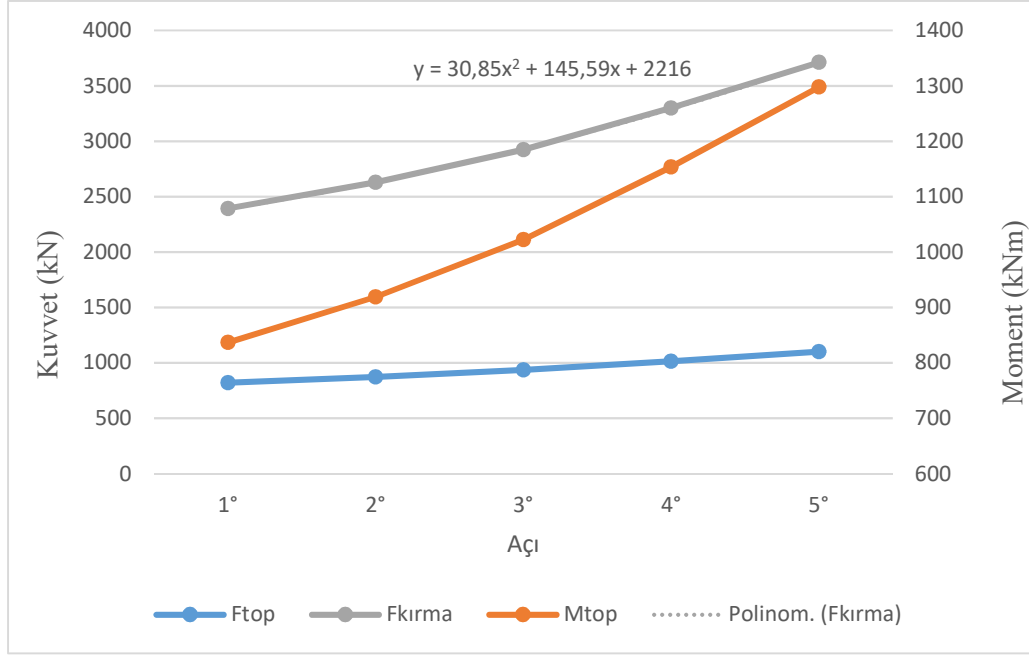
Parametre	Hidrolik Silindirler			
	1	2,6	3,5	4
$V_{l,i}$ (L)	0,05	0,3	1,6	1,8
P_i (MPa)	11,65	12,47	19,71	21,64
F_i (kN)	131	141	222	244
M_i (kNm)	7,86	94,47	729,5	466

Hidrolik silindirlerin üst gövdeye uygulamış olduğu toplam kuvvet, toplam moment ve manto üzerinde oluşan nihai kırma kuvvetleri Çizelge 6.8’de verilmiştir.

Çizelge 6.8. Toplam kuvvet, toplam moment ve kırma kuvvetleri

	1°	2°	3°	4°	5°
F_{top} (kN)	822	873,3	936,4	1015,9	1101
M_{top} (kNm)	836,9	919,2	1022,6	1153,6	1297,8
$F_{kırma}$ (kN)	2393,9	2629,3	2925,3	3300	3712

Şekil 6.6’da manto üzerinde oluşan kırma kuvvetleri, hidrolik silindirlerin toplam kuvvetleri ve toplam momentleri grafik olarak gösterilmiştir. Kırma kuvvetinin herhangi bir açıdaki değerini belirlemek amaçlı kırma kuvveti eğrisinin denklemi de verilmiştir.



Şekil 6.6. Toplam kuvvet, toplam moment ve kırma kuvvetleri

5° açı için Çizelge 6.9’da manto üzerinde oluşan maksimum kırma kuvveti bileşenlerinin değerleri verilmiştir.

Çizelge 6.9. Maksimum kırma kuvveti parametreleri

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 kullanılmıştır.

7. YAPISAL TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Konik kırıcılar uzun süreler boyunca büyük yüklere ve aşınmalara maruz kaldıkları için bu makinalardan beklenen en önemli özelliklerden biri yüksek dayanım dolayısıyla uzun çalışma ömrüdür. Parçalar Creo yazılımı kullanılarak üç boyutlu olarak modellendikten sonra sonlu elemanlar analiz modelini elde etmek için MSC Marc Mentat yazılımına aktarıldı. Yükleme oluşturduğu gerilmelerin etkisi altında statik olarak deformasyon ve gerilme analizleri yapıldı. Astar parçaların servis ömrünü etkileyen en önemli unsurlardan birisi de kırma oda geometrisidir. Kırma oda geometrisi, parçaların sıkıştırma yüklerini ve kırılma biçimlerini direkt olarak etkileyen önemli bir parametredir. Bunun için Metso firmasının ve TKL3000SE konik kırıcısının kaba kırma için kullandıkları astarlar kırma oda geometrileri bakımından karşılaştırıldı.

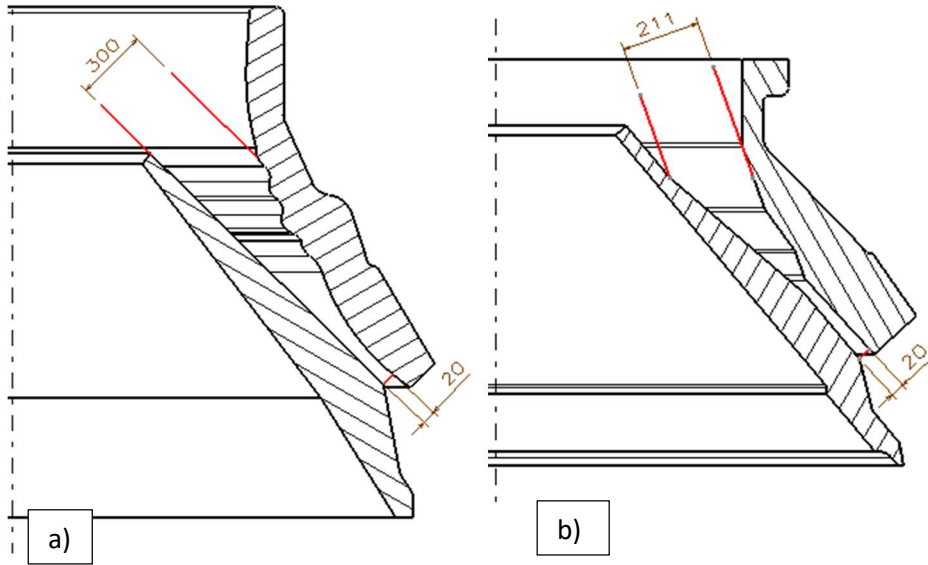
7.1. Kırıcı Oda Geometrisi

Kırıcı manto grubu sonlu elemanlar analizine geçmeden önce TKL3000SE konik kırıcısının ve bu kırıcıya eş büyüklükteki Metso firmasının konik kırıcısının kırma odası geometrisi dar kesit seviyesi (choke feed), besleme açıklığı ve minimum çıkış açıklığı bakımından karşılaştırılmıştır. Her iki manto ve konkav çifti için de kaba kırma için kullanılan astarlar referans alınmıştır. Çizelge 7.1’de iki kırıcının bazı parametreleri verilmiştir.

Çizelge 7.1. Metso ve TKL3000SE konik kırıcılarının bazı parametreleri

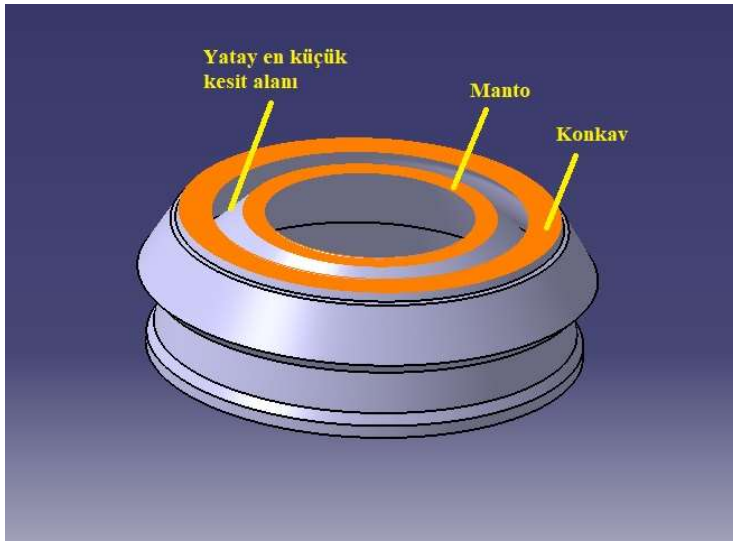
Parametre	Metso	TKL3000SE
Kırıcı toplam ağırlık (kg)	15810	20000
Motor gücü (kW)	200	200
Minimum çıkış ayar açıklığı (mm)	20	20
Maksimum besleme açıklığı (mm)	211	300

Besleme açıklıkları ve minimum çıkış ayar açıklıkları Şekil 7.1.a ve Şekil 7.1.b’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1. TKL3000SE (a) ve Metso (b) besleme açıklıkları ve min. çıkış ayar açıklıkları

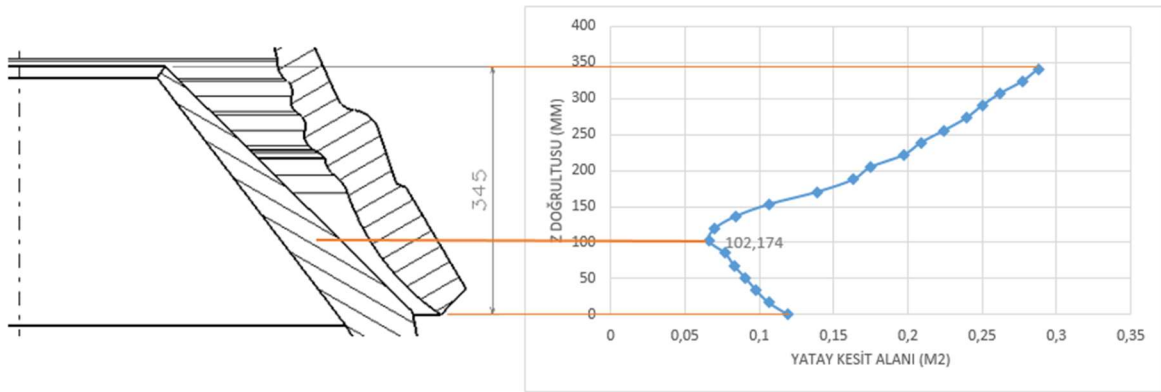
Dar kesit seviyesi, kırma odası yatay kesit alanının en küçük olduğu seviye olarak tanımlanır. Şekil 7.2’de konik kırıcı yatay kesit alanı gösterilmektedir. Manto ve konkavın turuncu ile gösterilen dairelerin arasında kalan alandır.



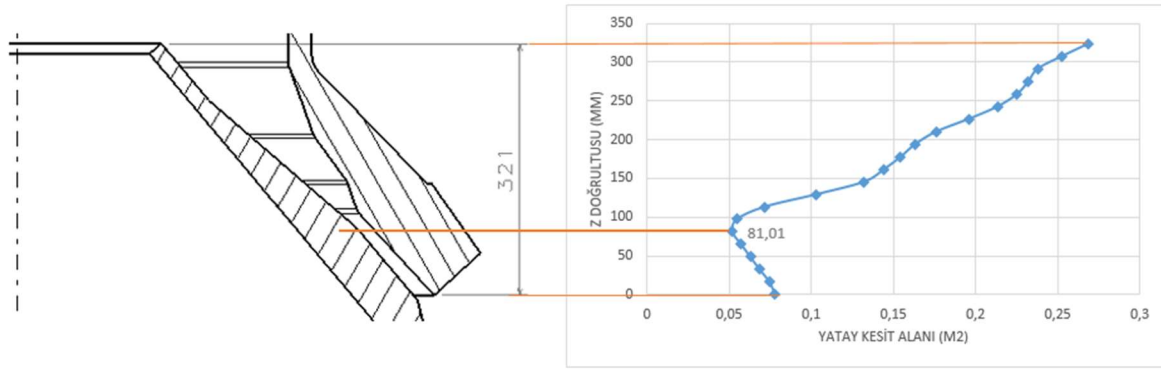
Şekil 7.2. Kırıcı odası yatay en küçük kesit alanı

Bir konik kırıcıda parçalar ya tek parçacık kırılması ya da parçacıklar arası kırılma olarak tanımlanan iki farklı kırma modu ile kırılırlar. Dar kesit seviyesinin kırıcı odasındaki yeri kırmanın hangi modda gerçekleştiği hakkında bilgi verir. Parçacıklar arası kırma genelde dar kesit seviyesinin üstündeki bölgede, tek parçacık kırılması ise genelde dar kesit seviyesinin

altındaki bölgede gerçekleşmektedir. Dar kesit seviyesi, kırıcı odasının tam dolu bir şekilde çalışması için gerekli bir tasarım parametresidir. Konik kırıcılarda dar kesit kırıcı odasının her daim dolu kalmasını sağladığı için her zaman istenen bir özelliktir. Çünkü dar kesit seviyesi tekrarlı kırmayı ve kırma verimliliğini artırır. Bunların yanı sıra işletme maliyetini düşürüp, son ürün şeklini de iyileştirmektedir. Şekil 7.3’de TKL3000SE konik kırıcısının, Şekil 7.4’de Metso konik kırıcısının dar kesit seviyeleri verilmiştir.



Şekil 7.3. TKL3000SE dar kesit seviyesinin kırma odasındaki yeri



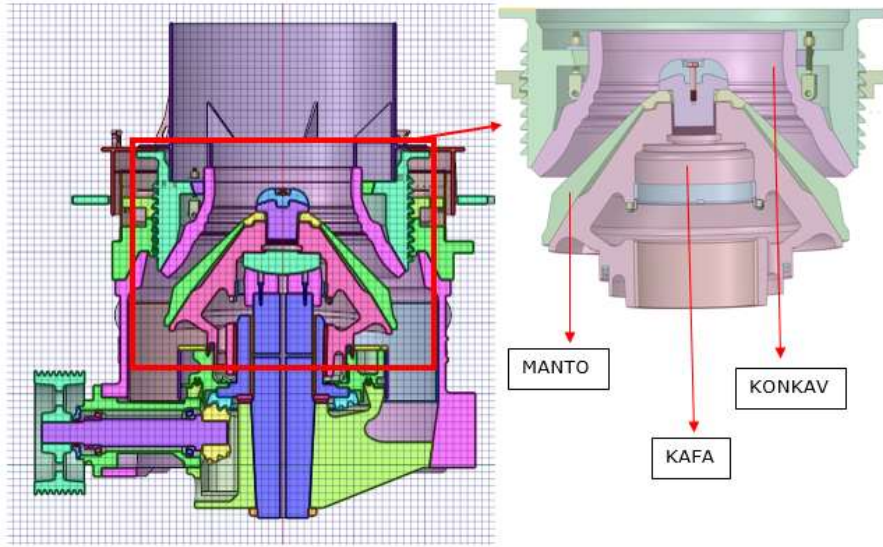
Şekil 7.4. Metso kırıcı grubu dar kesit seviyesinin kırma odasındaki yeri

TKL3000SE ‘de dar kesit seviyesi çıkış ağzından 102,1 mm, Metso ‘nun ise 81 mm +Z yönünde olduğu tespit edilmiştir. Grafiklerden görüldüğü üzere kırma odası girişinden dar kesit seviyesine kadar yatay kesit alanı azalmakta, dar kesit seviyesinden sonra artmaktadır. İki kırma odası için de dar kesit seviyesinin kırma odası çıkışına yakın olduğu söylenebilir. Dar kesit seviyelerine bakıldığında TKL3000SE kırıcısında %70,4 oranında, Metso kırıcısında ise %74,8 oranında parçacıklar arası kırılma işleminin gerçekleşeceği söylenebilir. Parçacıklar arası kırılma, bir parçacığın diğer parçacıklar arasındaki etkileşimle

gerilip kırılmasına dayanır. Parçacıklar arası kırılma şekli manto ve konkav parçalarının aşınma dayanımı ve servis ömrü açısından istenen bir kırılma şeklidir. Aynı zamanda ürün şekil kalitesine de olumlu katkı sağlamaktadır.

7.2. Kırıcı Manto Grubu Analizi

Konik kırıcının en kritik parçalarından biri kaya parçalarının sıkıştırılarak kırıldığı konkav ve manto grubudur. Bu iki parçanın arasında kalan bölgeye kırıcı odası denir. Kırma işleminden kaynaklanan aşınmaları minimuma indirmek ve kafa parçasını koruma amaçlı manto ve konkav dediğimiz astar görevi gören parçalar kullanılır (Şekil 7.5). Bu astar malzeme, yüksek sıkıştırma kuvvetlerine ve aşınmaya maruz kalacağı için manganezli çelik alaşımından imal edilmiştir. Bu tip çeliklerin üretilme amacı yüksek mukavemet, yüksek sertlik ve yüksek aşınma direnci sağlamalarıdır.

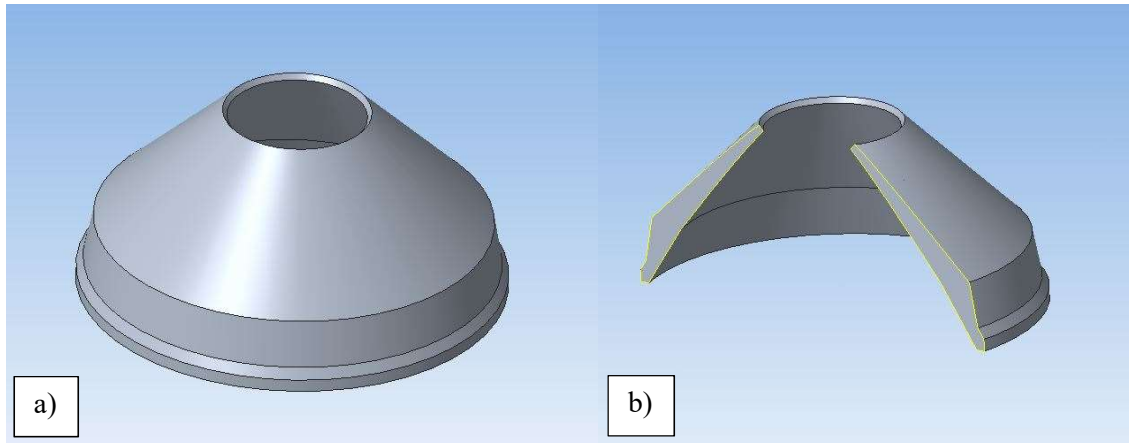


Şekil 7.5. Kırıcı manto grubu kesit görüntüsü

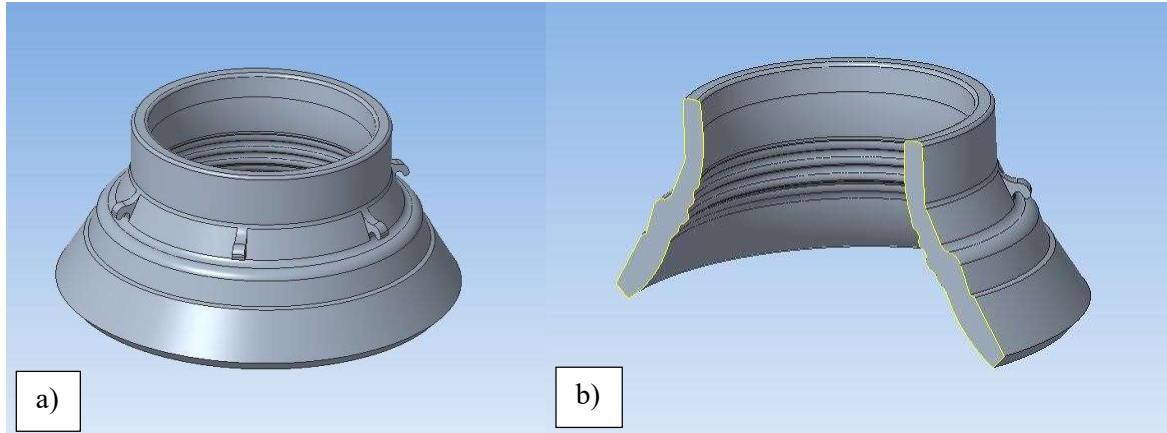
Bu çalışmada manto ve konkav malzemesi olarak %12-14 Mn çeliği yerine %16-18 Mn çelik alaşımı kullanılmıştır. Eğer alaşımdaki Mn yüzdesi %14 'ün üzerine çıkarılırsa, malzemenin sünekliği azalır, buna karşılık sertliği artar. Yüksek oranlı manganez daha iyi kırılma mukavemeti ve sertlik sağlar. Akma ve çekme gerilmesini arttırdığı da bilinmektedir. Aynı zamanda uzun servis ömrü için ideal bir seçimdir. %16-18 Mn çelik alaşımı için akma gerilmesi 380 MPa, çekme gerilmesi 900 MPa'dır [16].

Mantonun ve konkavın statik sonlu elemanlar analizinin ilk adımı, %16-18 Mn çelik alaşımının, elastik modülü $E = 210 \text{ GPa}$, poisson oranının 0,3, yoğunluğunun $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ alınarak malzeme niteliğinin eklenmesidir.

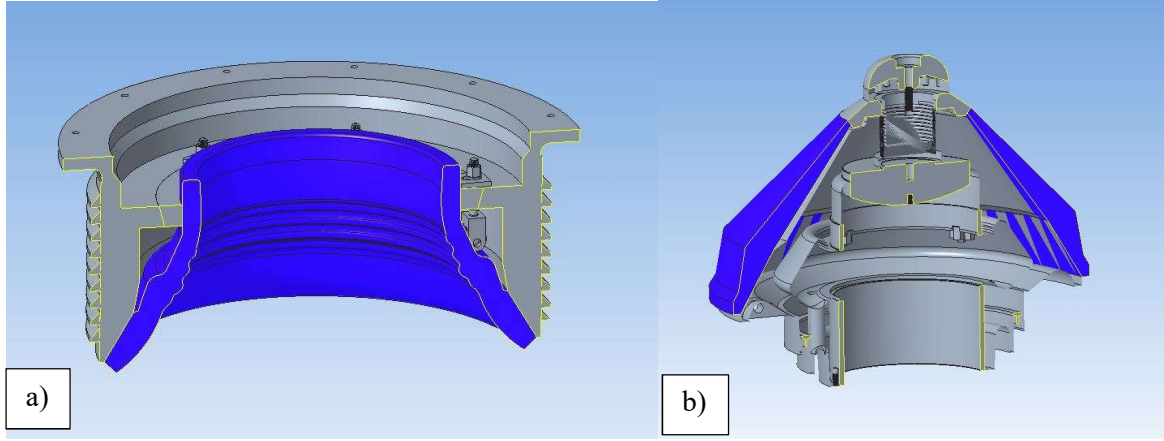
Mantonun detay görüntüsü ve kesit görüntüsü Şekil 7.6'da, konkavın detay görüntüsü ve kesit görüntüsü Şekil 7.7'de, konkavın ve mantonun montaj görüntüsü Şekil 7.8'de gösterilmiştir.



Şekil 7.6. Mantonun detay (a) ve kesit (b) 3D görüntüsü



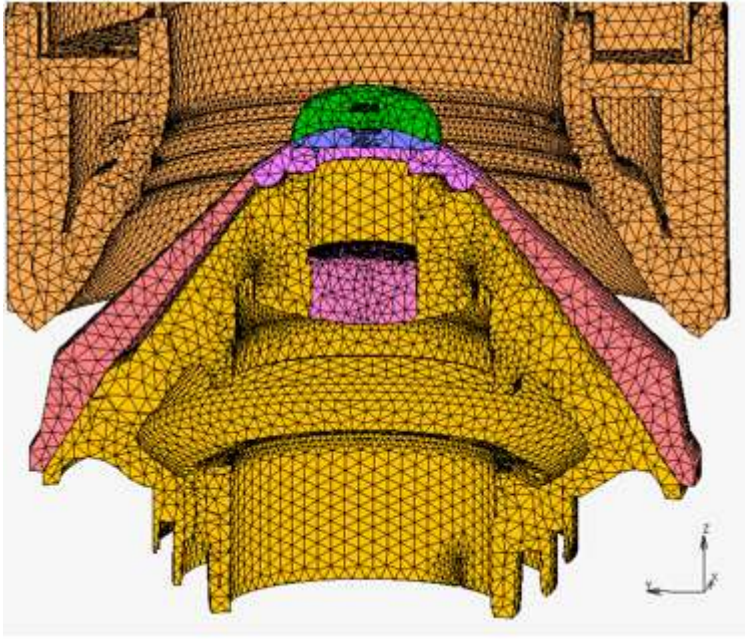
Şekil 7.7. Konkavın detay (a) ve kesit (b) 3D görüntüsü



Şekil 7.8. Konkavın montaj görüntüsü (a) ve mantonun montaj görüntüsü (b)

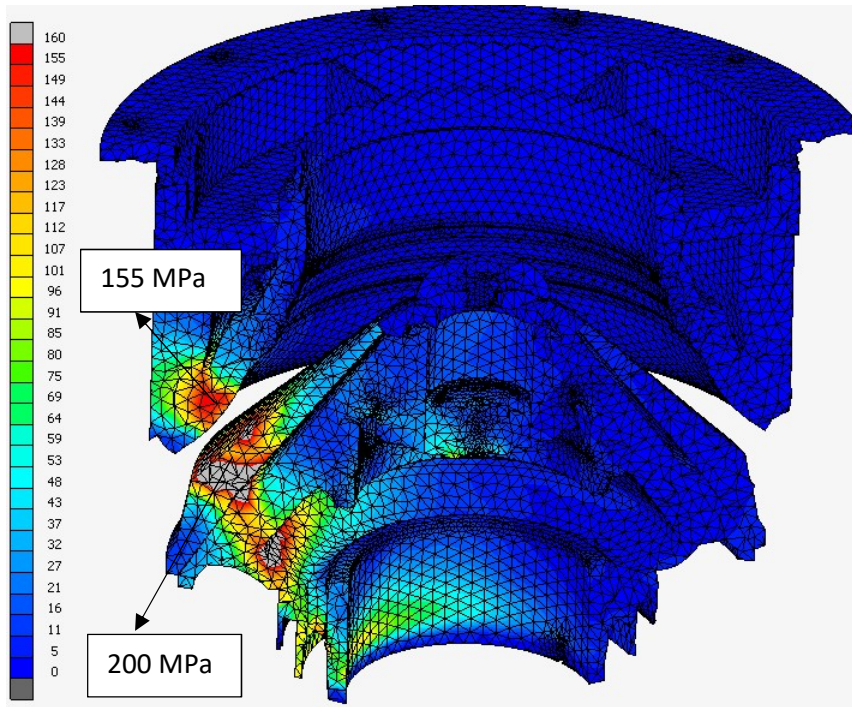
Konik kırıcı çalışırken manto üzerinde oluşan kuvvetleri tespit etmek çok zordur. Çünkü bu kuvvetler birçok değişkene bağlı olarak anlık değişkenlik gösterir. Kırılacak malzemenin cinsi, parça boyut dağılımı, besleme koşulu, strok, hız gibi parametrelerin hepsi bir etkindir. Bu çalışmada manto üzerine 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 eksenel yönde bir kısıtlama yapmaz. Bu yüzden statik analiz yapılırken parçalara düşey yönünde kısıt verilmiştir. Ayrıca manto ve kafa arasına temas (contact) ilişkisi verilmiştir. Analizde mesh örgü olarak tetra 4 eleman tipinde 486064 eleman kullanılmıştır. Şekil 7.9’da mesh yapısı gösterilmiştir.



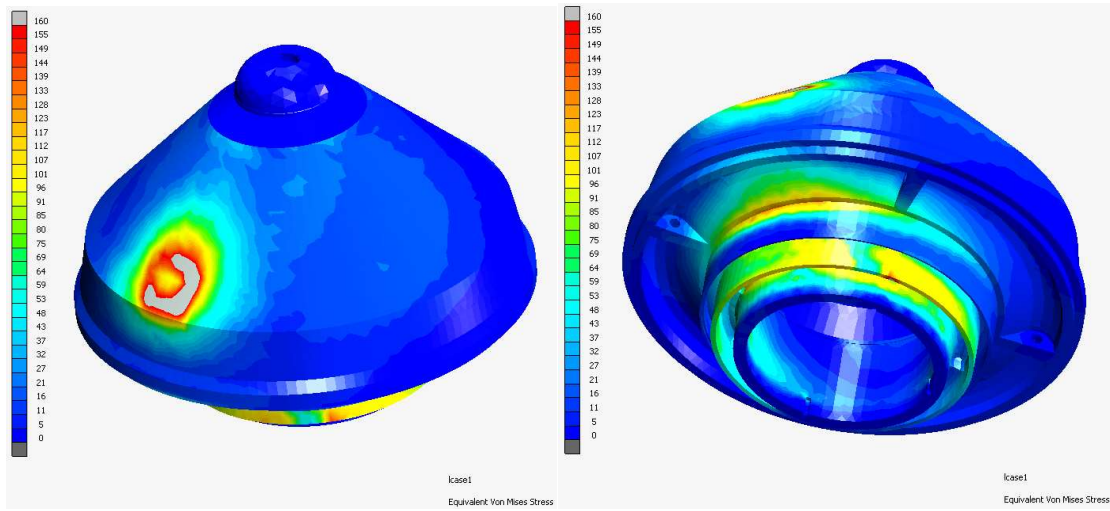
Şekil 7.9. Kırıcı manto grubu mesh örgü yapısı

Kırılamayan parçanın olduğu bölgede sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Düşey ve yatay yükler bölgesel olarak uygulanmıştır. Yük uygulandığı zaman manto üzerinde okunan maksimum gerilme değerleri Şekil 7.10’da gösterilmiştir.



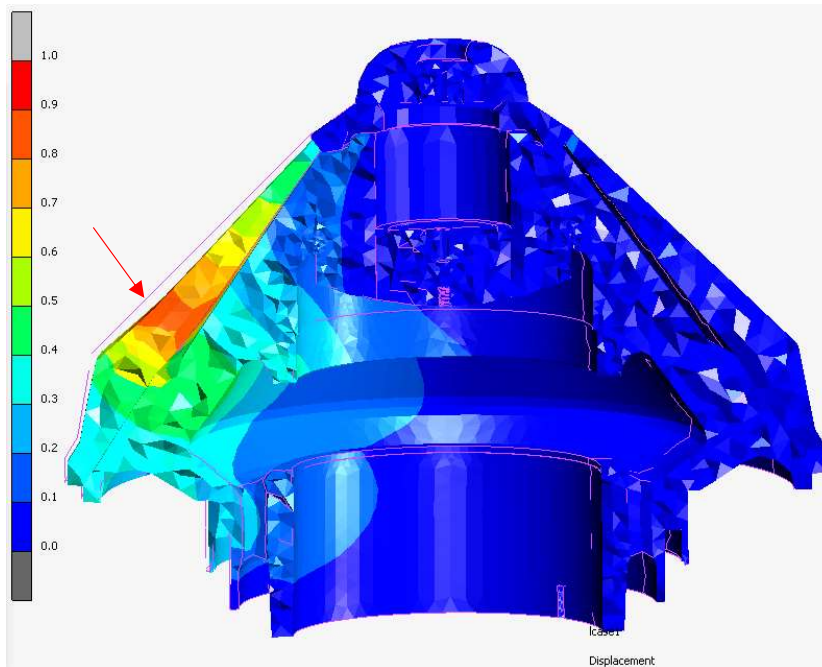
Şekil 7.10. Manto ve konkavın Von Mises Gerilmesi 0-160 MPa

Mantonun detay gerilme haritası Şekil 7.11’de verilmiştir.



Şekil 7.11. Manto detay gerilme haritası 0-160 MPa

Mantonun deformasyon haritası Şekil 7.12’de gösterilmiştir. Mantonun üst yüzeyinde basma, arka yüzeyinde ise çekme gerilmesi oluşmaktadır. Üst yüzeyinde oluşan maksimum deplasman 0,94 mm olarak bulunmuştur.



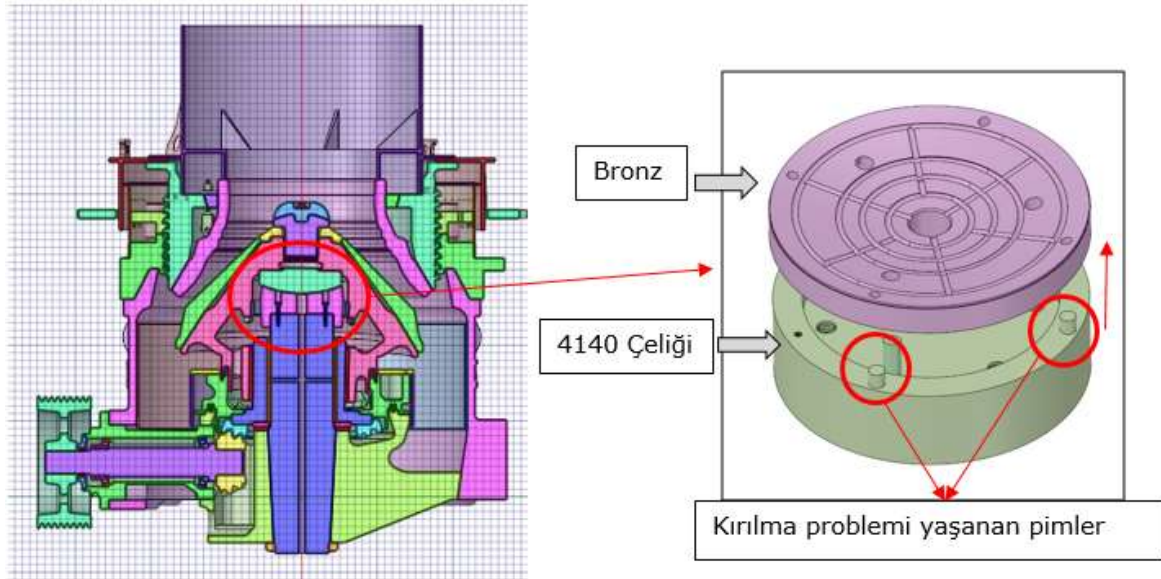
Şekil 7.12. Mantonun deformasyon haritası

Yapılan statik analiz sonucuna göre en büyük gerilme değeri mantonun dış yüzeyinde oluşan 200 MPa’lık basınçtır. Bu değer manto malzemesinin akma dayanımından yeterince

küçüktür. Aynı zamanda bu gerilme değeri manto ve konkavın %16-18 Mn çeliği değişikliğinden dolayı daha güvenli tarafta kalmaktadır.

7.3. Soket Analizi

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 bükely bir çanak, kafa konisinde ise dış bükely bir çanak şeklindedir. Eksantrik dönme hareketinin yol açtığı şekilden dolayı bu iki parça yüzeyleri çanak şeklindedir. Soketi oluşturan iki parça birbirine Şekil 7.13’de gösterilen pimler vasıtasıyla bağlanmaktaydı. Kırmanın etkisiyle zamanla bu pimlerde kırılmalar yaşanmaktaydı. 4 adet 20 mm çapında 4140 malzeme pim kullanılmaktaydı.

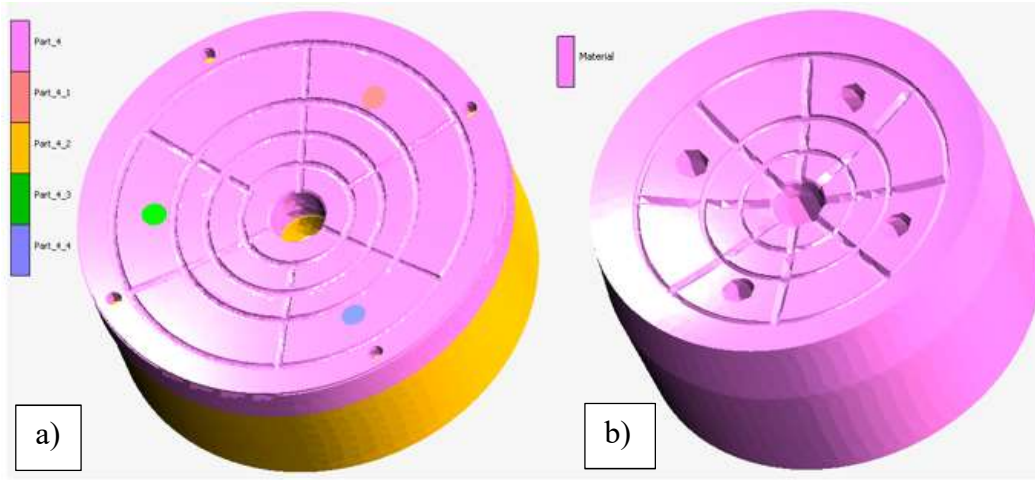


Şekil 7.13. İki parça halinde üretilen soket parçası ve konik kırıcıdaki yeri

Kırılma problemi yaşanan ve iki parçadan oluşan sokette iyileştirme için sonlu elemanlar analizi 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 7.14’de görülmektedir.

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.



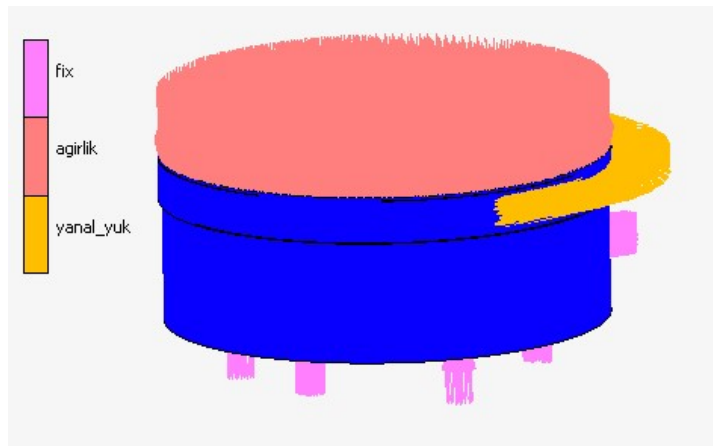
Şekil 7.14. İki parçadan oluşan soketin (a) ve tek parça halinde üretilen soketin (b) katı Modelleri

Malzemelerin mekanik özellikleri ve sınır şartları Çizelge 7.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 7.2. Soket malzemesinin mekanik özellikleri

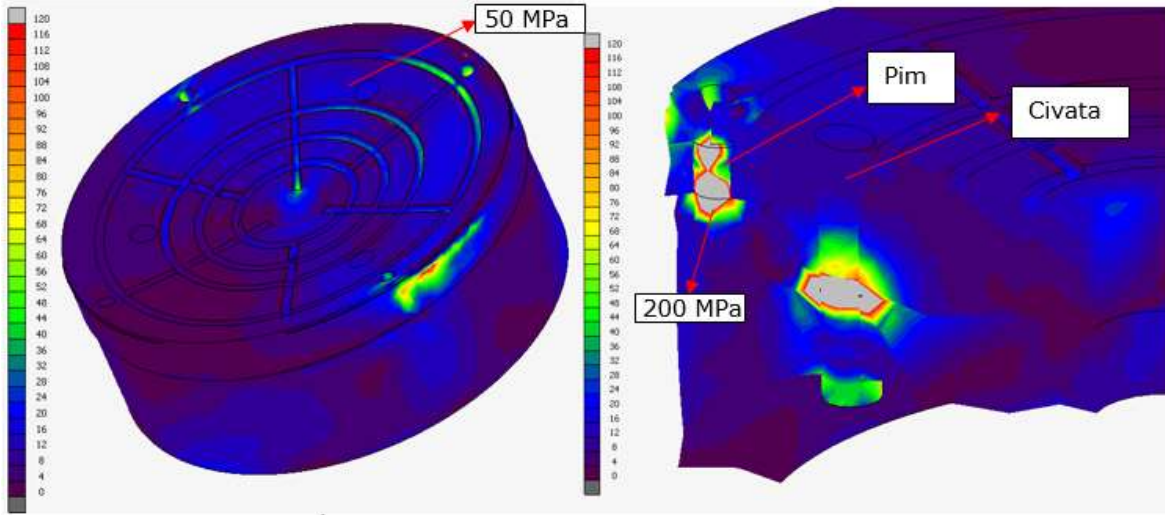
Malzeme Özellikleri	Elastisite Modülü	Poisson Oranı	Yoğunluk
	Bronz – 103 GPa Çelik – 210 GPa	0,3	7,85e-9
Sınır şartları	Soket, ana mile bağlandığı yerden sabitlenmiş olup üst kısmından (yağlama kanallarının olduğu) yük uygulanmıştır. Ek olarak yanıl yük uygulanmıştır.		
Geometrik Özellikler	Model kabuk ve katı elemanlarla oluşturulmuştur.		

Sokete uygulanan kuvvetler Şekil 7.15’de gösterilmiştir.

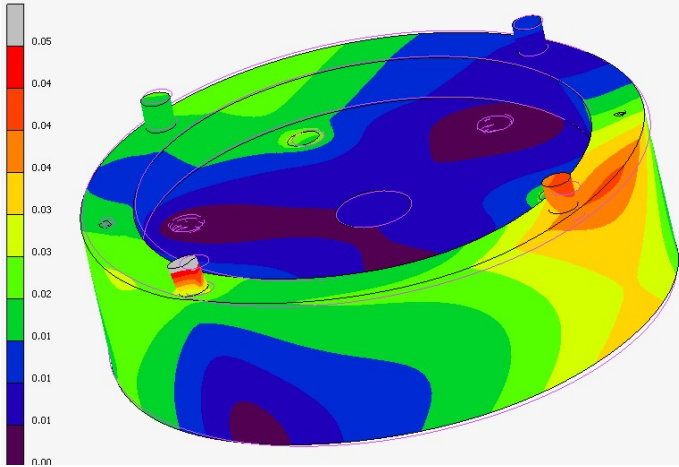


Şekil 7.15. Soket parçasına uygulanan kuvvetler

Uygulanan yüklerden sonra iki parçadan oluşan soketteki gerilme haritası ve gerilme değerleri Şekil 7.16’da gösterilmiştir. Şekil 7.17’de ise yanıl yüklerden kaynaklı deplasman haritası gösterilmiştir.



Şekil 7.16. İki parçadan oluşan soketin gerilme haritası – Von Mises gerilmeleri



Şekil 7.17. İki parçadan oluşan soketin deplasman haritası

Pim 4140 çeliğinden üretilmiştir. Pim malzemesine ait mekanik özellikler Çizelge 7.3’de verilmiştir.

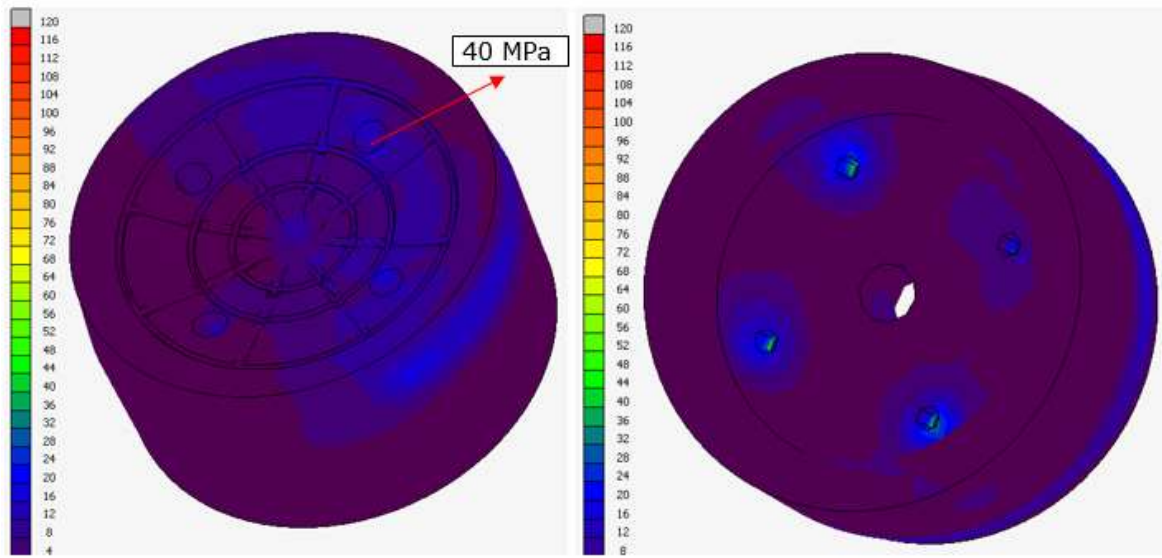
Çizelge 7.3. Soket için 4140 çeliğinin mekanik özellikleri [17]

Çekme gerilmesi	655 MPa
Akma gerilmesi	415 MPa

Malzemenin akma dayanımı 415 MPa, 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 soket tasarımı iyileştirilerek tek parça halinde tasarlanmış ve daha dayanıklı bir yapı elde edilmiştir. Tek parça tasarımda pim gibi dezavantaj yaratacak tasarımdan kaçınılmıştır.

Aynı sınır şartlar altında tek parça soketin analiz sonucu Şekil 7.18’de görülmektedir. Yapı üzerinde görülen maksimum Von Mises Gerilmesi 40 MPa’dır.



Şekil 7.18. Tek parça soketin gerilme haritası – Von Mises gerilmeleri

7.4. Ana Mil Analizi

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. Milin en üst kısmına ise kafa çanağına yataklama yapan soket parçası bağlanır. Milin merkezinden boydan boya geçen yağlama kanalı vardır. Bu kanal vasıtası ile eksantrik burç, kafa burcu, eksantrik kovan ve soketin yağlanması gerçekleştirilir. Miller Resim 7.1’de gösterilmiştir. 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.

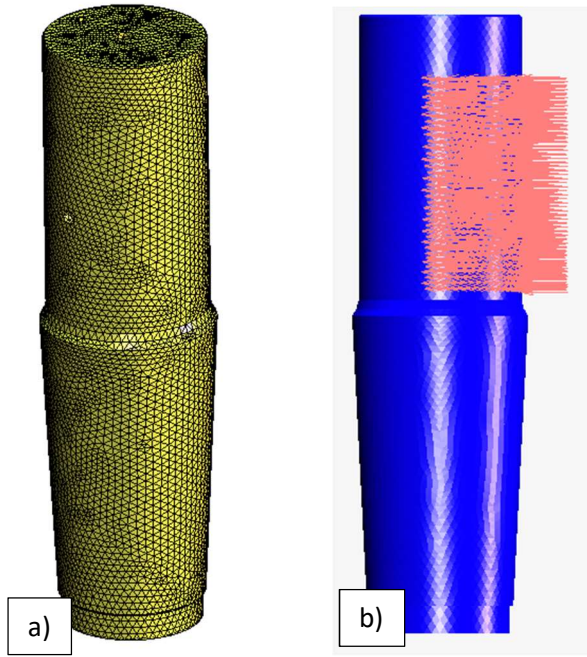


Resim 7.1. TKL3000SE konik kırıcı ana mili

Analizde mesh örgü olarak tetra 4 eleman tipinde 95756 eleman kullanılmıştır. Şekil 7.19.a’da mesh yapısı gösterilmiştir. 4140 dövme çelik malzemenin, elastik modülü $E = 210$ GPa, poisson oranı 0,3, yoğunluğu $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ alınmıştır. Kırılamayan parça geçişi esnasında mile gelen radyal kuvvet 2531 kN olarak bulunmuştur. Bu kuvvet milin 1/2 ‘lik kısmına eksantrik burç boyunca uygulanmıştır. Şekil 7.19.b’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 Çizelge 7.4’de verilmiştir.

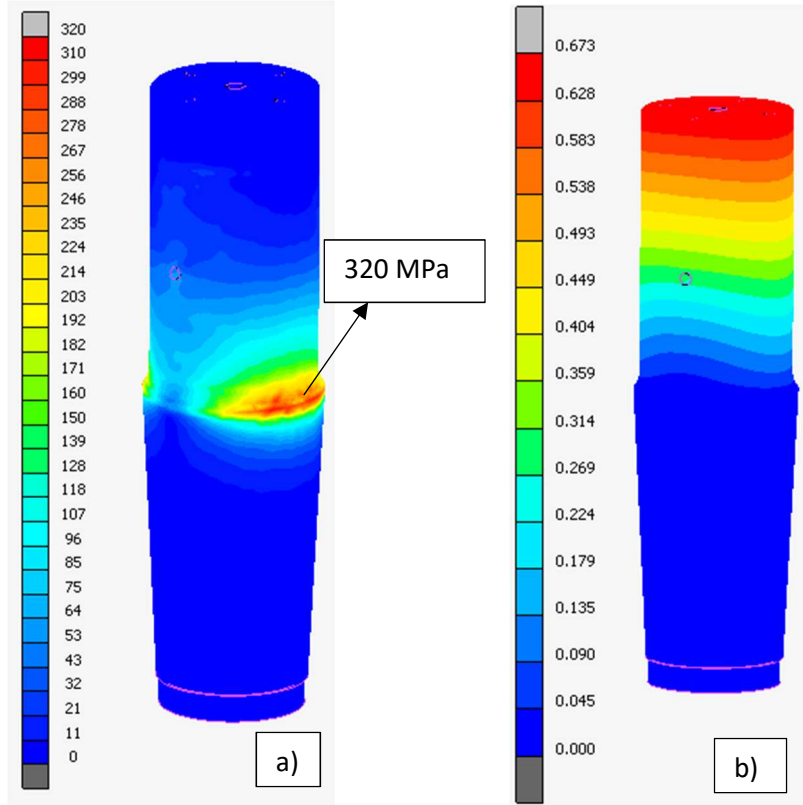
Çizelge 7.4. Ana mil için 4140 çeliğinin mekanik özellikleri [18]

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



Şekil 7.19. TKL3000SE ana mil mesh yapısı (a) ve ana mile uygulanan kuvvet (b)

Verilen kuvvet gereği mil düz silindirik çap kısmından eğilmeye zorlanmaktadır. Milin soket 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 7.20.a'da milin gerilme haritası, Şekil 7.20.b'de ise deplasman haritası verilmiştir.



Şekil 7.20. Milin gerilme haritası – Von Mises (a) ve deplasman haritası (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.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Ülkemizde konik kırıcılar ile ilgili sınırlı bir bilgi kaynağı olması nedeniyle ilk olarak, bu makineler ile ilgili teorik bilgiler aktarılmıştır. Konik kırıcıların çeşitleri, çalışma prensibi, kırma eleme tesislerindeki yeri ve uzun ömürlü kullanımı için dikkat edilmesi gereken bazı bilgilere yer verilmiştir.

Konik kırıcılar özellikle aşındırıcı ve sert kayaçların kırılması amacıyla kullanılan makinelerdir. Dolayısıyla, bu makinelerin dayanıklı ve uzun ömürlü olması çok önemlidir. 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.

Konik kırıcılarda kırma kuvveti birçok değişkene bağlı olarak değişebilmektedir. Bu çalışmada maksimum kırma kuvveti belirlenirken kırıcının geometrik parametrelerinden ve hidrolik özelliklerinden yola çıkılmıştır. Kırıcı odasına giren sert kırılmayan 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 [12], 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 parçalardır. 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. Bu astar

parçalarının değiştirilme sıklığı da makinenin çalışma süresine, kırılacak ürün çeşidine, ürün boyut dağılımlarına ve besleme koşullarına göre değişmektedir.

Soketin ilk tasarımında ana mile bağlanan alt kısmı 4140 çelik malzeme, üst yatak görevi gören kısmı bronz malzemeden yapılmıştı. Bu iki parça birbirine 4 adet 20 mm çapında pim ile bu yapı da cıvatalarla ana mile bağlanmaktaydı. 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. Tek parça tasarımda pim gibi dezavantaj yaratacak tasarımdan kaçınılmıştır ve aynı şartlar altında yapı üzerinde okunan maksimum gerilme 40 MPa'a düşürülmüştür.

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.

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

1. İnternet: Mellott Company history of the cone crusher. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.mellottcompany.com/news/history-cone-crusher+&date=2019-07-26>, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.
2. İnternet: Kırma ve öğütme. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.academia.edu/35490543/Kırma_ve_öğütme_işlemleri_kırıcılar_değirmenler+&date=2019-07-26, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.
3. Uzuntaş, M. (2007). *Kırıcı tipinin tane şekli üzerine etkisinin görüntü analiz yöntemiyle incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
4. İnternet: Kırma eleme ve taşıma makinaları seminer notları. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/6a8931e07dcc66b_ek.pdf?tipi=2&turu=X&sube=2,+&date=2019-07-26, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.
5. Evertsson, C. M. (2015). *Cone crusher performance*, Doctorol Dissertation, Chalmers University of Technology, Sweden.
6. Çıkıt E. (2015). *Kırıcı ve öğütücülerde kullanılan demir esaslı malzemelerin yapı, mekanik özellikler ve aşınma davranışlarının incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
7. Lee, E. (2012). *Optimization of compressive crushing*, Doctorol Dissertation, Chalmers University of Technology, Sweden.
8. İnternet: Crushing and screening handbook. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fnew.mapexusa.com/wp-content/uploads/2017/12/Metso-Crushing-and-Screening-Handbook-FifthEdition-lowres-03_2011.pdf+&date=2019-07-26, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.
9. Quist, J. (2012). *Cone crusher modelling and simulation*, Master of Science Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden.
10. Zhang, Z., Chen, S. and Yang, Y. (2015). Cone crusher in the cylindrical roller bearing contact analysis. *Atlantis Press*, 30(3), 1657-1661.
11. Yan, C., Zhongping, H. and Jun, C. (2015). RC type cone broken motor structure statics analysis and study of cone. *Atlantis Press*, 30(3), 1651-1656.
12. Kalkanov, A.E., Lagunova, Yu.A. and Shestakov, V.S. (2017). Calculation of parametres of hydraulic cone crusher. *Geology Oil & Gas Engineering & Mining*, 16(1), 73-81.
13. Salman, A.D., Ghadiri, M. and Hounslow, M.J. (Editors). (2007). Breakage of single particles in handbook of powder technology, Elsevier Science, 3-68.

14. Hiramatsu, Y. and Y. Oka. (1966). Determination of the tensile strength of rock by a compression test of an irregular test piece. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts*, 3(2), 89-90.
15. İnternet: Quarry academy principles of mechanical crushing. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.911metallurgist.com/blog/wp-content/uploads/2016/01/Principles-of-Mechanical-Crushing-2.pdf+&date=2019-07-26>, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.
16. Alyaz, S. (2003). *Effect of heat treatment and chemical composition on microstructure and mechanical properties of hadfield steels*, Master of Science Thesis, Middle East Technical University, Metallurgical and Materials Engineering Department, Ankara.
17. İnternet: AZO material AISI 4140 alloy steel. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.azom.com/article.aspx?ArticleID=6769+&date=2019-07-26>, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.
18. İnternet: Astm steel BS EN 42crmo4 alloy steel. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.astmsteel.com/product/42crmo4-alloy-steel/+&date=2019-07-26>, Son Erişim Tarihi: 26.07.2019.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SETKAYA, Selim
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 28.03.1989, Ankara
Medeni hali : Bekâr
e-mail : selimsetkaya@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Selçuk Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2012

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2019-Halen	FNSS Savunma Sistemleri A.Ş	Tasarım Mühendisi
2014-2019	Hidromek A.Ş.	Tasarım Mühendisi
2013-2014	Küçükpazarlı Havacılık	Tasarım Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Setkaya, S. ve Gemalmayan N. (2019). Konik kırıcı tasarımı ve sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulanması. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 5(1), 65-76.

Hobiler

Basketbol, Kayak, Seyahat, Müzik



GAZİ GELECEKTİR..