



**KAZICI YÜKLEYİCİ MAKİNELER İÇİN KAZICI KEPÇE İLE ÇALIŞAN
HİDROLİK BİR ÇENE TASARIMI VE DENENMESİ**

Yusuf Ziya DEMİR

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

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2019

Yusuf Ziya DEMİR tarafından hazırlanan “KAZICI YÜKLEYİCİ MAKİNELER İÇİN KAZICI KEPÇE İLE ÇALIŞAN HİDROLİK BİR ÇENE TASARIMI VE DENENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Yusuf USTA

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Başkan: Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

Mekatronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

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

.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Selim TÜRKBAS

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Tez Savunma Tarihi: 24/07/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin 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.

Yusuf Ziya DEMİR

24/07/2019

KAZICI YÜKLEYİCİ MAKİNALAR İÇİN KAZICI KEPÇE İLE ÇALIŞAN HİDROLİK BİR ÇENE TASARIMI VE DENENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Yusuf Ziya DEMİR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

ÖZET

Günümüzde birçok farklı inşaat işlerinin tamamlanabilmesi için kazıcı yükleyici makinelere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu makineler önünde farklı yükleme işleri için yükleyici mekanizma grubu, arkasında ise farklı kazı işleri için kazıcı mekanizma grubu bulundurmaktadır. Yapılacak iş grubuna göre de farklı tip yükleyici ve kazıcı ataşmanları bulunmaktadır. Bu çalışmada kazıcı yükleyici makinelerin kazıcı tarafında kullanılan ve malzemelerin kavranarak yer değiştirilmesi ilkesine göre çalışan bir hidrolik çene mekanizması tasarlanmış ve prototip imalatı yapılmıştır. Bu tasarım ile makine üzerinde tahribata gerek olmayarak montaj edilebilen, amaca ve malzemeye göre ucu değiştirilebilen, ucun ters montajı yapılarak ripper ataşmanı olarak da kullanılabilen mekanizma geliştirilmiştir. Tasarımı tamamlanan ataşmanın analizleri gerçekleştirilmiş, yapılan prototip üzerinde testler uygulanmış, böylece tasarım doğrulaması yapılarak uyumu incelenmiştir.

Bilim Kodu : 91419

Anahtar Kelimeler : Kazıcı yükleyici makineler, kazıcı kepçeler, hidrolik çene tasarımı, çene tasarımı

Sayfa Adedi : 79

Danışman : Prof. Dr. Yusuf USTA

HYDRAULIC THUMB DESIGN WORKING WITH BACKHOE BUCKET FOR BACKHOE LOADERS AND TESTING

(M. Sc. Thesis)

Yusuf Ziya DEMİR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

ABSTRACT

Nowadays, backhoe loaders are needed to complete many different construction works. These machines have loader mechanism on the front side for different loading works beside; they have backhoe mechanism for different excavation works on the backside. According to the working group, there are different types of loader and backhoe attachments. In this study, a hydraulic backhoe thumb mechanism is designed and a prototype is produced, which is used for backhoe side of the backhoe loaders and works by gripping the materials, which is subjected to move. With the design, the thumb can be assembled on the machine without any destruction on the machine body; its toe can be replaced to the intended usage and material and can also be used as a ripper attachment by reverse assembly of the toe. The analysis, production and testing of the attachment is carried out and the compatibility of the design with the analysis as well as the tests are examined.

Science Code : 91419

Key Words : Backhoe loaders, backhoe buckets, hydraulic backhoe thumb design,
jaw design

Page Number : 79

Supervisor : Prof. Dr. Yusuf USTA

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamda değerli yardım ve desteği ile bana rehber olan danışmanım Sayın Prof. Dr. Yusuf USTA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmamda bana vermiş oldukları cihaz, malzeme, teknik destek gibi birçok imkânlardan dolayı HİDROMEK A.Ş. firmasına ve bu çatı altında beraber çalışmaktan keyif aldığım, fikir ve görüşleri ile bana destek olan danışmanlarımız Sayın Ömer ERDEN ve Sayın Prof. Dr. Eres SÖYLEMEZ başta olmak üzere, yöneticilerim Sayın Ferhan FIÇICI ve Sayın Fatma ÖZ'e, Sayın Atacan Cemal TAŞKIRAN başta olmak üzere tüm Kazıcı Yükleyici ve Yükleyici Mühendislik Müdürlüğü birimindeki çalışma arkadaşlarım ile Sayın Sinem KAÇAR başta olmak üzere tüm Test ve Analiz birimindeki çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Beni bu günlere getiren, hayatım boyunca dua ve desteğini esirgemeyen annem Ayten DEMİR, babam İlhan DEMİR ve kız kardeşlerim Betül ve B. Büşra DEMİR'e en derin teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, bu süre zarfında beni sabır ve anlayışla destekleyen, her zaman yanımda olan sevgili eşim Songül DEMİR'e çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR.....	3
2.1. Kazııcı Yükleyici Makineler	3
2.2. Mekanik Çeneler	5
2.3. Hidrolik Çeneler.....	7
2.4. İlgili Patentler.....	10
2.4.1. CN105256851A numaralı patent incelemesi	10
2.4.2. CN203383252U numaralı patent incelemesi	11
2.4.3. JP2003213718A numaralı patent incelemesi.....	12
2.4.4. US5544435A numaralı patent incelemesi.....	14
2.4.5. US6742291B2 numaralı patent incelemesi.....	15
2.4.6. US20090229433A1 numaralı patent incelemesi.....	16
2.4.7. US20120151808A1 numaralı patent incelemesi.....	18
3. TASARIM.....	21
3.1. Mekanizma Noktalarının Belirlenmesi	21
3.2. Kuvvet Hesabı	26

	Sayfa
3.3. Silindir Hesabı ve Tasarımı.....	28
3.3.1. Piston çapı hesabı.....	30
3.3.2. Mil çapı hesabı.....	30
3.3.3. Silindir borusu hesabı.....	34
3.3.4. Mil tarafı sızdırmazlık elemanlarının seçimi	35
3.3.5. Piston tarafı sızdırmazlık elemanlarının seçimi	37
3.3.6. Hidrolik çene silindiri kompleksi.....	38
3.4. Hidrolik Çene Bağlantı Elemanı Tasarımı	40
3.5. Çene Tasarımı	42
3.5.1. Ana gövde tasarımı	42
3.5.2. Uç tasarımı	43
3.5.3. Çene kompleksi cıvata hesabı	45
4. ANALİZ	57
5. PROTOTİP ÜRETİM VE MONTAJ	63
6. TEST.....	69
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	73
KAYNAKLAR	75
ÖZGEÇMİŞ.....	79

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Hidrolik çene silindir montajı ürün ağacı	39
Çizelge 3.2. Malzeme özellikleri	41
Çizelge 3.3. Bazı malzemeden cisimler arasında yaklaşık statik sürtünme katsayısı(μ_s)	49
Çizelge 3.4. Bazı cıvataların diş üstü, bölüm dairesi ve diş dibi çap değerleri	50
Çizelge 3.5. Hesaplamalara sabit ve değişken parametreler.....	50
Çizelge 3.6. Hesaplamalara ait kuvvet ve gerilmeler	51
Çizelge 3.7. Çene kompleksi unsur ve işlevleri	54
Çizelge 4.1. Silindir stroğuna göre çene ucundaki Q kuvvetindeki değişiklik.....	59

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Yükleyici mekanizma grubu ile çalışan ataşmanlar	4
Şekil 2.2. Kazıcı mekanizma grubu ile çalışan ataşmanlar.....	4
Şekil 2.3. Kaynaklı tip mekanik çeneler	7
Şekil 2.4. Hidrolik tip çeneler	8
Şekil 2.5. CN105256851A numaralı patent	10
Şekil 2.6. CN203383252U numaralı patent.....	11
Şekil 2.7. JP2003213718A numaralı patent.....	13
Şekil 2.8. US5544435A numaralı patent	14
Şekil 2.9. US6742291B2 numaralı patent.....	15
Şekil 2.10. US20090229433A1 numaralı patent	17
Şekil 2.11. US20120151808A1 numaralı patent	18
Şekil 3.1. Makine bom ve armının kapalı olduğu pozisyon (yürüyüş pozisyonu)	22
Şekil 3.2. Hidrolik çenenin açık pozisyonu	23
Şekil 3.3. Hidrolik çenenin kapalı pozisyonu	24
Şekil 3.4. C noktasının belirlenmesi	26
Şekil 3.5. Makine kaldırma kapasitesine göre çene kapasitesinin belirlenmesi	27
Şekil 3.6. Silindir kuvvetinin belirlenmesi	29
Şekil 3.7. Flambaj hesabı.....	31
Şekil 3.8. C sabitinin belirlenmesi	32
Şekil 3.9. Mil sızdırmazlık elemanları yuva ölçülendirmesi	36
Şekil 3.10. Mil sızdırmazlık elemanları dizilimi silindir kesiti	37
Şekil 3.11. Piston sızdırmazlık elemanları yuva ölçülendirmesi	37
Şekil 3.12. Piston sızdırmazlık elemanları dizilimi silindir kesiti	38
Şekil 3.13. Hidrolik çene silindir kesiti	39
Şekil 3.14. Bağlantı elemanının hesaplanan sınırlar ile mukayesesi	40

Şekil	Sayfa
Şekil 3.15. Aşınmaya dayanıklı sac ile “U” büküm denemesi	41
Şekil 3.16. Bağlantı elemanı tasarımı	41
Şekil 3.17. Çene tasarımının iki parça olarak yapılması.....	42
Şekil 3.18. Ana gövde tasarımı	43
Şekil 3.19. Uç tasarımı.....	43
Şekil 3.20. Çene tasarımının hesaplanan sınırlar ile mukayesesi	44
Şekil 3.21. Çene kompleksi montajı	45
Şekil 3.22. Cıvata hesabı için serbest cisim diyagramı.....	46
Şekil 3.23. Kuvvetlerin ve harekete göre birbirine bağımlı açıların tayini.....	46
Şekil 3.24. Cıvatalara etki eden kuvvetleri bulmak için uç parçanın serbest cisim diyagramı.....	48
Şekil 3.25. Çene kompleksinin iki farklı amaç için kullanımı.....	52
Şekil 3.26. Ucun yönünün değiştirilmesi	53
Şekil 3.27. Dönüş cıvatası.....	53
Şekil 3.28. Kazıcı kepçe ile çalışan hidrolik çene komple montajı	54
Şekil 3.29. Hidrolik Çene Silindiri Hidrolik Hattı.....	55
Şekil 4.1. Analiz için hazırlanan taslak	58
Şekil 4.2. Kuvvet analizi taslağı	58
Şekil 4.3. Hidrolik çene silindiri en kapalı pozisyondayken çene üzerindeki gerilme haritası (Kapalı konum) (Von Mises)	60
Şekil 4.4. Hidrolik çene silindiri 241 mm açık pozisyondayken çene üzerindeki gerilme haritası (Orta konum) (Von Mises)	60
Şekil 4.5. Hidrolik çene silindiri en açık pozisyondayken çene üzerindeki gerilme haritası (Açık konum) (Von Mises)	61

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Ataşmanların kazıcı yükleyici makinelerde kullanımı	5
Resim 2.2. Montajlı uygulanan mekanik tip bir çene	6
Resim 2.3. Kazıcı kepçe ile çalışan çenelerin kullanım alanları.....	9
Resim 5.1. Bağlantı elemanı parçaları ve kaynak çatımı.....	63
Resim 5.2. Ana gövde parçaları ve kaynak çatımı.....	63
Resim 5.3. Çene ucu kaynak çatımı.....	64
Resim 5.4. Silindir borusu, bağlantı sacı ve nipellerin kaynaktan sonra honlanmış ve işlenmiş montaja hazır hali	64
Resim 5.5. Silindir borusu kaynaklı kompleksinde kapak montajı için işleme prosesi görüntüsü	65
Resim 5.6. Silindir mil ve başlık kompleksinde kapak ve piston montajı.....	65
Resim 5.7. Silindir kompleksi.....	65
Resim 5.8. Hidrolik çene ataşmanın makine üzerine montajı	66
Resim 5.9. Hidrolik çene ataşmanın makine üzerine montajı	67
Resim 6.1. Gerilme bantlarının hidrolik çene ataşmanı üzerindeki yerleri	70
Resim 6.2. Hidrolik çenenin açık, orta ve kapalı konumu.....	70

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A	Alan, mm ²
a	Makine devirici kol boyu, mm
b	Kuvvet kol boyu, mm
C	Flambaj sabiti
c₁	Cıvata mesafesi, mm
D	Çap, mm
d	Çene bağlantı noktası boyu, mm
d₁	Cıvata mesafesi, mm
e	Çene boyu, mm
E	Malzemenin Elastisite modülü, MPa
F₁	Çene ucuna uygulanan kuvvet, N
F_c	Cıvatalara uygulanan kuvvet, N
F_{c1}	C sırası bir cıvataya uygulanan kuvvet, N
F_d	Cıvatalara uygulanan kuvvet, N
F_{d1}	D sırası bir cıvataya uygulanan kuvvet, N
F_g	Tepki kuvveti, N
F_{kritik}	Kritik kuvvet, N
F_{sıl}	Silindir kuvveti, N
F_{uygun}	Uygun kuvvet, N
K	Atalet yarıçapı, mm
L	Yatak genişliği, mm
L_{ef}	Silindir mil tarafı boyu, mm
n	Cıvata sayısı, adet
N	Ön gerilme kuvveti, N
P	Çalışma basıncı, MPa
P_{em}	Emniyetli basınç, MPa
Q	Etki kuvveti, N

Simgeler**Açıklamalar**

s	Emniyet katsayısı
s₁	Silindir stroku, mm
s₂	Silindir bağlantı noktaları arası mesafe, mm
t	Et kalınlığı, mm
W₁	Kaldırma kuvveti, N
W₂	Kaldırma kuvveti, N
α	Kuvvet açısı, derece
β	Kuvvet açısı, derece
γ	Kuvvet açısı, derece
ΔD	Çap değişimi, mm
θ	Kuvvet açısı, derece
μ	Poisson oranı
μ_s	Sürtünme katsayısı
σ	Gerilim, MPa
σ_{akma}	Malzemenin akma mukavemeti, MPa
$\sigma_{çekme}$	Malzemenin çekme mukavemeti, MPa
ϕ	Kuvvet açısı, derece

Kısaltmalar**Açıklamalar**

HRC	Rockwell sertlik değeri
------------	-------------------------

1. GİRİŞ

Kazıcı yükleyici iş makineleri günümüzde inşaat işlerinin birçoğunu yapma kabiliyetini bünyesinde bulunduran ve sektörde en yaygın kullanılan iş makinelerinden biridir. Bu makineler genel olarak kabin, şasi, güç aktarma elemanları, soğutma grubu elemanları, elektrik sistemleri ve hidrolik sistemler ile beraber ön tarafta yükleyici mekanizma grubu ve arka tarafta kazıcı mekanizma grubunun yer aldığı kazma ve yükleme işlerinde kullanılan iş makineleridir [1]. Mekanizma gruplarının hareketi hidrolik sistem vasıtasıyla gerçekleşir. Yükleyici mekanizma grubu ile farklı ataşmanlar kullanılarak yığılı olan ya da kazı sonucunda ortaya çıkan malzemelerin araca yüklenmesinde veya kısa mesafede başka bir yere taşınmasında, yüzey tesviye işlemlerinde, malzeme küreme gibi birçok işlemlerde kullanılabilir. Kazıcı mekanizma grubuna uygun ataşmanlar kullanılarak da kanal ve diğer kazma işlemleri, sert zeminlerin kırılma ve yumuşatılmasında, araç yer değiştirmeden malzemelerin tutulup yer değiştirilmesi ya da malzemelerin yerleştirilmesi gibi farklı birçok iş gerçekleştirilebilir [2]. Bu işleri gerçekleştirmek amacıyla yükleyici kepçeler, forklift çataları, tomruk yükleyici vs. gibi ataşmanlar yükleyici mekanizma grubu ile çalışırken, kazıcı kepçeler, polip, burgu, kırıcı vs. ataşmanlar ise kazıcı mekanizma grubu ile çalışır. Bu ataşmanlar genel kullanım amaçlı olup diğer ataşmanlara oranla daha sık tercih edilirler [3].

Günümüzde özellikle işe uygun ataşman kullanma anlayışı gelişmiş olup daha özel ataşmanların tasarım ihtiyacı doğmaktadır. Bu özel ataşmanlardan biri de kazıcı kepçe ile çalışan çene ataşmanıdır. Çene ataşmanının mekanik ve hidrolik olmak üzere iki tipi mevcuttur. Mekanik çene ataşmanı makineye takılarak sabit pozisyonda iken sadece kepçenin hareketinden yararlanılarak malzemelerin tutulmasına yaramaktadır. Sabit çene ataşmanı düşük maliyetli olmasına rağmen kepçe ile beraber hareket ederek çalışmadığı için verimli değildir. Bu çalışma hidrolik tip çene ataşmanını kapsamaktadır.

Bu çalışmada kaya yerleşimi, yıkım, arazi temizleme, orman çalışmaları, tomruk yüklemeleri, hurdacılık vs. gibi çalışma alanı oldukça geniş olan hidrolik çene ataşmanının tasarımı, tasarım hesapları, analizleri, üretimi ve testlerine dair tüm aşamalar işlenmiştir. Bu başlıklar altında rakip firmalar, ilgili patentler ve farklı ataşman üreticileri incelenerek piyasadaki bu tip ataşmanların avantaj ve dezavantajları araştırılmıştır. Buna göre farklı ve birçok avantajı bünyesinde bulunduran tasarım kriterleri belirlenmiştir. Mekanizma noktaları belirlenerek çenenin hareket yolu, açılma ve kapanma açıları vs. gibi bilgilerini

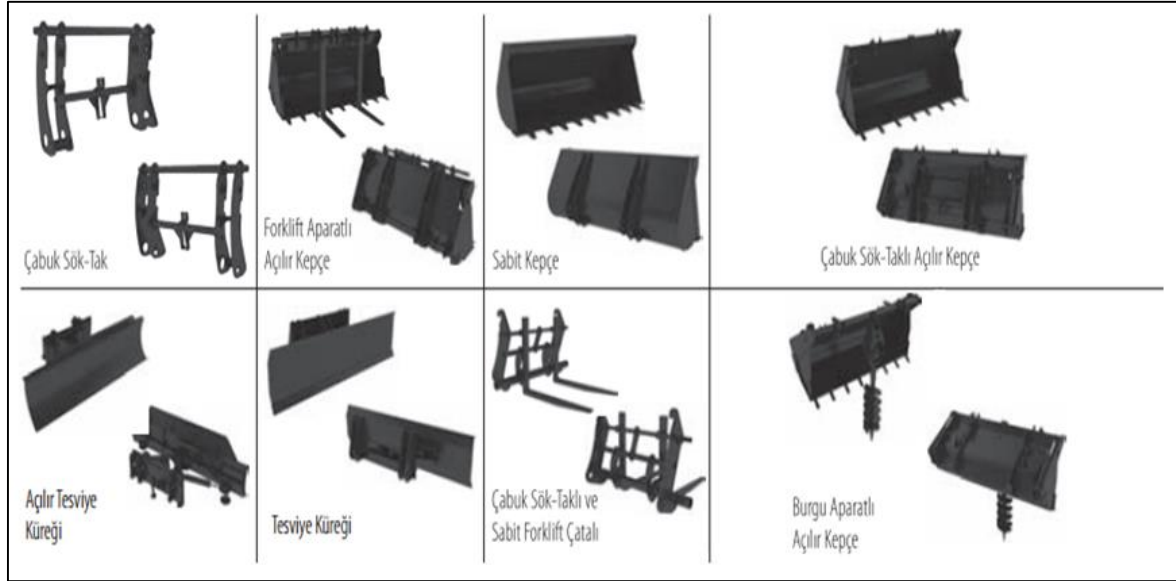
içeren kinematik iskeleti oluşturulmuştur. Makinenin kaldırma kapasitesinden yola çıkılarak ataşmanın kapasitesi belirlenmiştir. Daha sonra belirlenen bu kinematiği ve kapasiteyi sağlayacak olan silindir hesapları ve tasarımı yapılmıştır. Kuvvet hesapları yapılarak piyasada oldukça geniş kullanım alanı bulunan SAE S355J2C+N ve aşınmaya dayanıklı saclar gibi ataşmana ait komponentlerin malzeme seçimi yapılmıştır. Ana gövde oluşturulup kinematik analizlerinin sonucunda hedeflenen sonuçlara ulaşan ataşmanın sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Analizden elde edilen sonuçlara göre tasarım düzeltilerek üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretim sırasında iyileştirme notları alınıp son olarak ataşman tasarım hesapları ve analiz koşullarına en yakın olacak şekilde test edilerek tasarım, analiz ve test sonuçları karşılaştırılmıştır.

2. LİTERATÜR

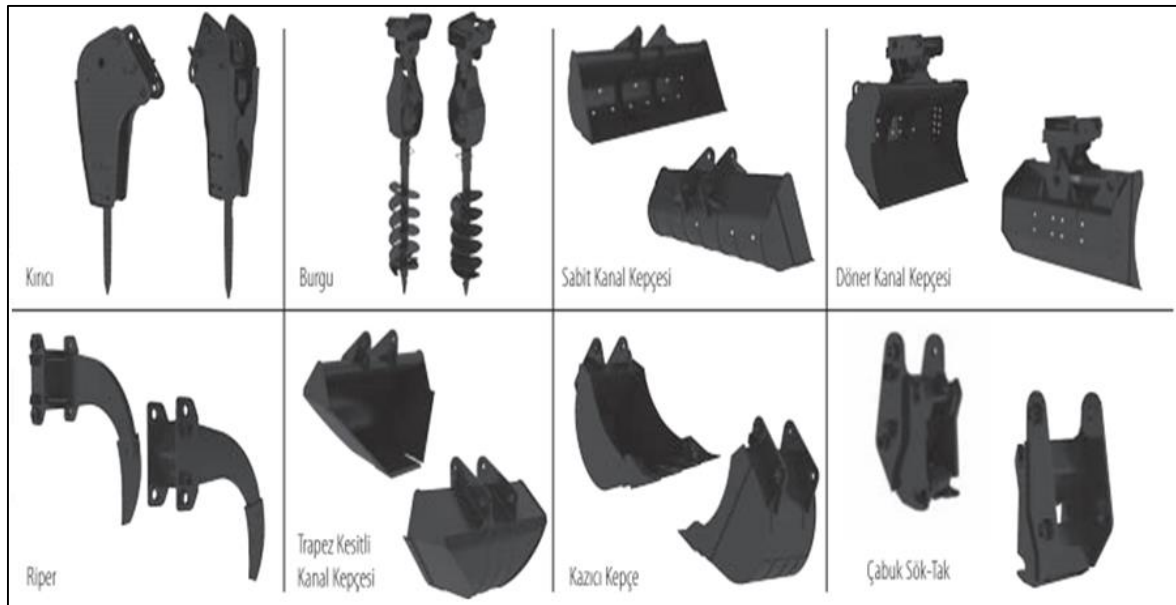
Bu bölümde, tasarımı yapılacak olan hidrolik çenenin montajlanacağı kazıcı yükleyici makinelere dair kısa bir bilgi verilmiştir. Konu ile ilgili ataşmana dair piyasadaki ürünler incelenmiştir. Bu ürünlerde daha çok operatörün çalışma koşullarına göre kısa ve uzun vadede alınan tedbirlerin neler olduğuna dikkat edilmiştir. Farklı makaleler incelenerek ataşmanın sektördeki önemi ve kullanım alanlarına dair bilgiler edinilmiştir. Ataşmana ait alınan patentler araştırılarak hidrolik çenenin avantaj ve dezavantajları ortaya koyulmuştur. Bu ataşman ile ilgili teknik ve mekanik sınırların neler olduğu, son yeniliklere dair bilgiler bu patentler paylaşılarak verilmeye çalışılmıştır.

2.1. Kazıcı Yükleyici Makineler

Kazıcı yükleyici makineler önde yükleyici arkada ise kazıcı mekanizma grubunun bulunduğu inşaat işlerinin birçoğunu yapma kabiliyetini bünyesinde bulunduran iş makineleri sektöründe en yaygın kullanılan iş makinelerinden biridir. Bu makineler genel olarak tüm yapıyı taşıyan bir şasi, önde yükleyici mekanizma grubu, arkada kazıcı mekanizma grubu, güç aktarma elemanları, elektrik ve hidrolik sistemler ile birlikte kabinden meydana gelmektedirler. Yükleyici ve kazıcı mekanizma grubunun hareketi, hidrolik sistem ile gerçekleşir. Yükleyici kısmı, malzemeyi, bir yerden alıp kısa mesafede başka bir yere yüklemek için kullanılır. Uzun mesafede yük taşımak için uygun değildir. Kazıcı kısmı, hendek kazıları, kanal kazıları, yapı temelleri, kazıp yükleme işlemleri ve kırıcı aparatı vs. gibi ataşmanların da montajlanarak ekstra birçok işlemleri yapabilmektedir. Bu makineler hem farklı boyutları hem de bünyesinde bulundurduğu yükleyici-kazıcı mekanizma grupları sayesinde çok farklı kullanım alanlarında birçok farklı işi yapabilmektedir [1]. Bu makinelerin kullanım alanlarını bu kadar geniş tutan, çok farklı işleri yapabilme kabiliyeti kazandıran en önemli özelliği ise yükleyici ve mekanizma grubunda kullanılan ataşmanların çeşitliliğidir. Ataşmanlar belirli bir iş için özel olarak tasarlanmış elemanlardır. Bu işleri gerçekleştirmek amacıyla yükleyici kepçeler, forklift çatalları, tomruk yükleyici vs. gibi ataşmanlar yükleyici mekanizma grubu ile çalışırken (Şekil 2.1), kazıcı kepçeler, polip, burgu, kırıcı vs. ataşmanlar ise kazıcı mekanizma grubu ile çalışır (Şekil 2.2). Bu ataşmanlar genel kullanım amaçlı olup diğer ataşmanlara oranla daha sık tercih edilirler [4].



Şekil 2.1. Yükleyici mekanizma grubu ile çalışan ataşmanlar [5]



Şekil 2.2. Kazıcı mekanizma grubu ile çalışan ataşmanlar [5]

Tüm ataşmanlar Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de gösterildiği kadar değildir. Günümüzde insan gücü ile çok daha uzun sürelerde yapılan işler bu makinelerde kullanılan ataşmanlar ile çok daha kısa sürede tamamlanabilmektedir. Hatta artık zaman olgusunun daha çok maliyet ve daha çok iş gücü anlamına geldiği özellikle bu iş makineleri sektöründe, artık genel kullanım amaçlı bir ataşmanın bile yapabileceği bir işi, tamamen o iş için tasarlanmış özel ataşmanlar ile daha verimli ve kısa sürede tamamlamak hedeflenmektedir. Bu da her işe özel ataşman gereksinimini ortaya çıkarmaktadır.

Günümüzde rekabetin arttığı, zaman ile yarışıldığı, iş bitirme sürelerinin yakıt tüketimi, işletim giderleri, makine bakım giderleri ile doğru orantılı olduğu iş makineleri sektöründe özel ataşman kullanımının gelişmesi, geniş kullanım alanı olan kazıcı kepçe ile kullanılan çene ataşmanlarının da gelişmesinde büyük rol oynamıştır. Bu ataşmanlar malzemelerin tutulup yer değiştirilmesi, malzemelerin kavranması gereken iş tanımları için özel olarak tasarlanmış ataşmanlardır. Resim 2.1’de bunlara birkaç örnek görüntü sunulmaktadır.



Resim 2.1. Ataşmanların kazıcı yükleyici makinelerde kullanımı [6]

2.2. Mekanik Çeneler

Mekanik çeneler herhangi bir hidrolik tertibat olmaksızın kazıcı kepçeler ile çalışabilen ataşmanlardır. Genelde ilgili komponente kaynatılarak ya da montajlanarak iş makinelerine malzemeleri tutabilme özelliği kazandırır. Kaynaksız, montaj edilebilen yapıda (bolt-on type) mekanik çeneler sürekli malzemelerin tutulup yer değiştirmesi ilkesine göre çalışmayan makinelerde daha çok tercih edilmektedir. Operatör kazı yapacağı zaman çeneyi söküp, malzeme yerleştireceği zaman da ataşmanı takarak kullanmaktadır. Bu tip mekanik bir çene Resim 2.2’de görülmektedir.

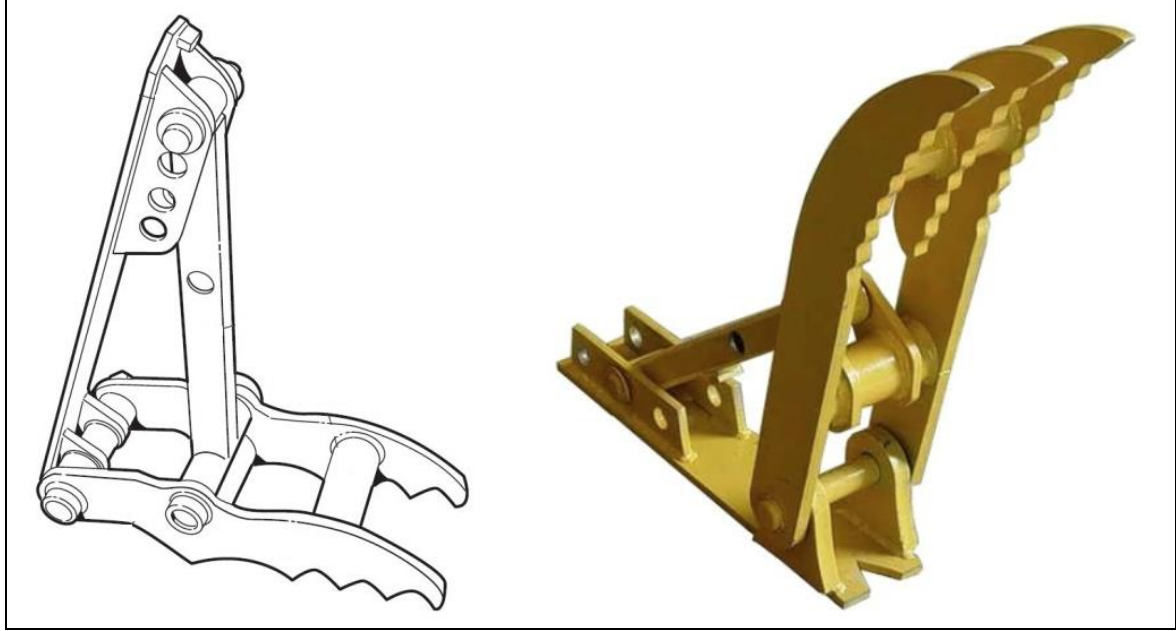


Resim 2.2. Montajlı uygulanan mekanik tip bir çene [7]

Bu tip çeneler bağlantı yapıldıktan sonra çalıştıkça bağlantı elemanlarında meydana gelen gevşemeler ile kaymakta ve makine üzerindeki pozisyonları değişebilmektedir. Özellikle malzeme tutma ve sıkıştırma esnasında yaşanabilen bu tip durumlar malzemenin uygun bir şekilde tutulamamasına ve mevcut işin uygun yapılamamasına neden olmaktadır. Bu tip çenelerde sık yaşanan bu problem çenenin en büyük dezavantajıdır. Bunun yanı sıra maliyetinin çok düşük olması ve makineye böyle bir özellik kazandırmak için, makineye ait komponentlerde kaynak, tahribat vs. gibi işlemlerin yapılmıyor olması en büyük avantajlarıdır. Kullanım esnasında malzemenin boyutuna göre çenenin konumunu ayarlayabilmek için farklı bağlantı noktaları bulunmaktadır. Operatör bu bağlantı noktalarını manuel değiştirerek farklı malzemelere göre çalışabilmektedir.

Diğer tip çeneler ise kaynaklı tip (weld-on type) mekanik çenelerdir. Şekil 2.3’de görülmektedir. Bu tip çeneler genelde sürekli malzemelerin tutulup yer değiştirmesi ilkesine göre çalışan makinelerde kullanılmaktadır. İş makinesinin devirici koluna (arm) kaynatılan bağlantı kulağı sayesinde çene makinenin bir parçası olur ve çene üzerindeki farklı bağlantı noktaları da kullanılarak farklı boyuttaki malzemelerin yer değiştirilmesi amacıyla kullanılır. Makineye kaynaklı olduğu için diğer tip mekanik çenelerde yaşanan pozisyon kayması sorunu bu çenelerde yoktur. Daha rijit ve stabil çalışırlar. Fakat makine üzerinde kaynak işlemi uygulandığı için makinenin ana komponentlerinden biri üzerinde yüksek ısı girdisi ve tahribat olur. Eğer kaynak işçiliği de düzgün değilse en ufak bir çentikte makine

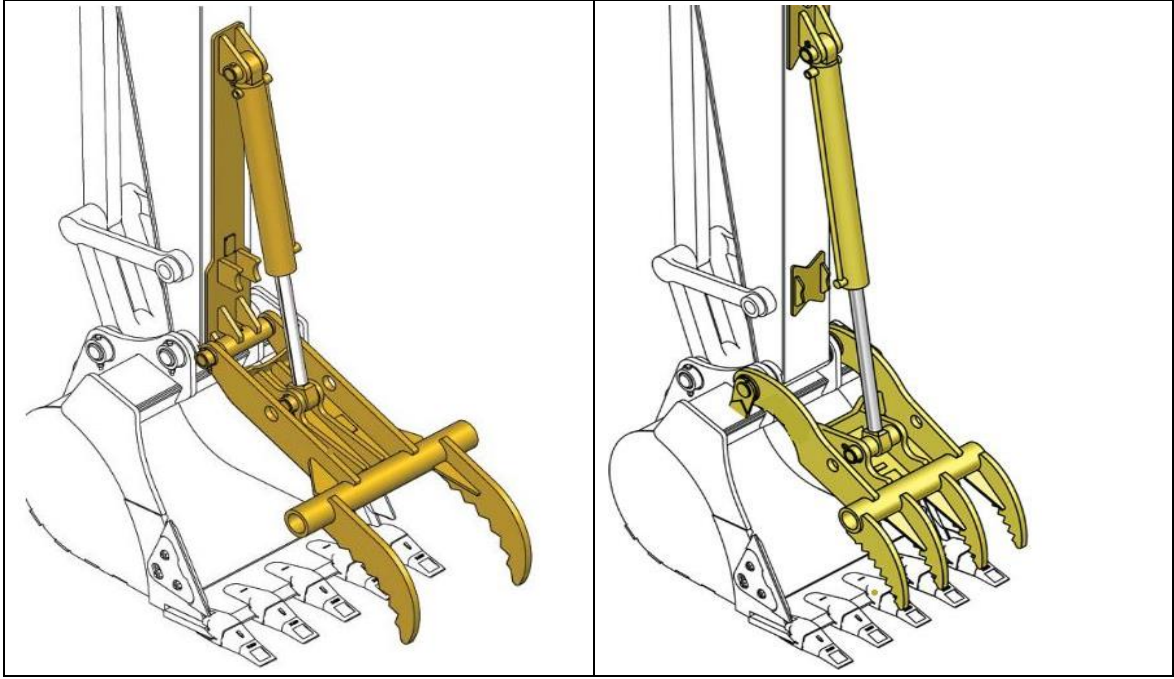
komponentinde uzun vadede çatlak ve daha sonrasında kırılmalar yaşanma riski bulunmaktadır.



Şekil 2.3. Kaynaklı tip mekanik çeneler [8]

2.3. Hidrolik Çeneler

Hidrolik çeneler makine üzerine kurulan hidrolik sistemden tahrik alarak bünyesinde bulundurduğu silindire hareket verir ve çenenin açılıp kapanması sağlanır. Bu tip çenelere örnekler Şekil 2.4’de görülmektedir. Böylece operatör kabinden çıkmaksızın kapasitesinin mümkün olduğu farklı boyutlardaki her türlü malzemeyi rahatça kavrayabilmektedir. Hem kazıcı kepçenin hem de hidrolik çenenin ayrı ve birbirinden bağımsız iki farklı silindir ile çalışmaları malzemelerin kavranabilmesinde operatöre büyük bir kolaylık sağlar. Operatör kazıcı kepçeyi sabit pozisyonda tutarak sadece hidrolik çenenin hareketi ile çalışabilir ya da hem kazıcı kepçe hem de hidrolik çenenin ikisini birden hareket ettirerek çalışabilir. Bu tip çenenin de hareket edebildiği çalışma tarzı diğer çene tiplerine kıyasla işi daha kısa sürede bitirmeye olanak sağlar.



Şekil 2.4. Hidrolik tip çeneler [9]

Hidrolik çenelerin kullanılabilmesi için makine üzerinde buna uygun bir hidrolik tesisatın bulunması ya da çene ile birlikte gerekli olan bu hidrolik tesisatın makine üzerine kurulması gerekmektedir. Genel olarak makinedeki uygun bir noktadan basınç ve diğer bir noktadan da tank hattı olmak üzere iki hat makineye takılan hidrolik çenedeki silindire beslenir. Böylece hidrolik çene silindirine hareket verilmiş olur.

Hidrolik tip çenelerin en büyük dezavantajı tüm bu hidrolik tesisat ve hidrolik silindirin sisteme getirdiği maliyettir. Bununla birlikte bakım gerektirmeyen, sadece yağlama periyotlarında silindirin her iki uç yataklarının yağlanması yeterli olması nedeniyle ilk yatırım maliyeti dışında makineye ek bir maliyet getirmemektedir. Mekanik tip çeneler ilk yatırım maliyeti yönünden kıyaslandığında hidrolik tip çeneler dezavantajlıdır. Ancak her iş makinesinde olmamakla birlikte kazıcı mekanizma grubu üzerinde burgu, makas vs. gibi ataşmanların çalışmasını sağlayacak hidrolik tesisat bulunuyorsa hidrolik çene ataşmanını da çalıştırabilmek için bu hat kullanılabilir. Dolayısıyla eğer makine üzerinde böyle bir hidrolik tesisat varsa mekanik tip çeneler ile hidrolik tip çeneler arasındaki maliyet farkı ciddi miktarda azalacaktır.

Hidrolik tip çenelerin en büyük avantajı ise verimliliğidir. Operatör hidrolik çeneye de verdiği hareket ile malzemeleri kolayca kavrayabilecek ve çok daha kısa bir süre içerisinde mevcut

işini bitirebilecektir. Bu tip çenelerin, malzemelerin kavranması esnasında manevra kabiliyeti çok yüksektir. Böylece kaya yerleşimi, yıkım, arazi temizleme, orman çalışmaları, tomruk yükleme, hurdacılık vs. gibi geniş kullanım alanlarında daha kısa sürede iş tamamlama ve buna bağlı olarak düşük makine yakıt tüketimi, düşük işçilik ücretleri ve işletim giderleri, uzun vadede daha seyrek makine bakım giderleri gibi ciddi avantajlar sağlayacaktır. Bazı kullanım alanları Resim 2.3’de gösterilmiştir.



Resim 2.3. Kazıcı kepçe ile çalışan çenelerin kullanım alanları [10,11]

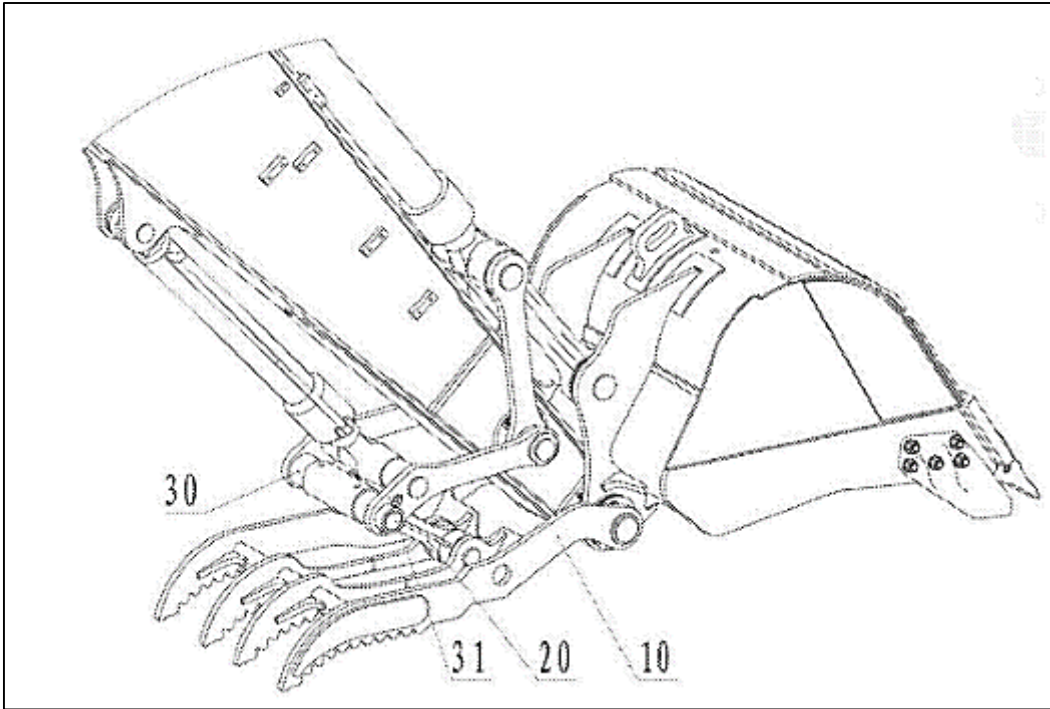
Hidrolik çeneler ve mekanik çenelerin ortak noktaları ise makineye hem kaynaklı hem de montajlı bir şekilde uygulanabiliyor olmalarıdır. Her iki tip çenenin kaynaklı bir şekilde makineye uygulanabilmesi mümkündür. Bunun yanı sıra mekanik tip çenelerin montajlı tipleri ciddi dezavantajlar içerdiği gibi hidrolik tip çenelerin montajlı bir şekilde makineye uygulanması da çok zordur. Her iki tip çene de genel olarak kaynaklı bir şekilde makineye uygulanmaktadır ve bu durum da daha önce belirtildiği gibi makine üzerinde ciddi riskler oluşturmaktadır.

2.4. İlgili Patentler

Kazıcı kepçeler ile çalışan mekanik ve hidrolik tip çeneler ile yapılan tüm bu araştırmaların yanı sıra konu ile ilgili patentler incelenmiştir. Böylece bu alan ile ilgili yenilikler, ataşman ile ilgili sorunlar ve dezavantajlara farklı yaklaşım ve çözüm önerileri ortaya koyulmuştur. Ayrıca bu çalışmada tasarımı yapılacak olan hidrolik tip çenenin tasarım kriterlerinin oluşturulmasına katkı sağlamıştır.

2.4.1. CN105256851A numaralı patent incelemesi

Bu patent, hidrolik çene ile silindir arasında bulunan ayrı bir mekanizma kolu sayesinde çenenin hareket kapasitesini artırarak daha fazla çene dönme açısının elde edilmesi ile ilgilidir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. CN105256851A numaralı patent [12]

Avantajlar

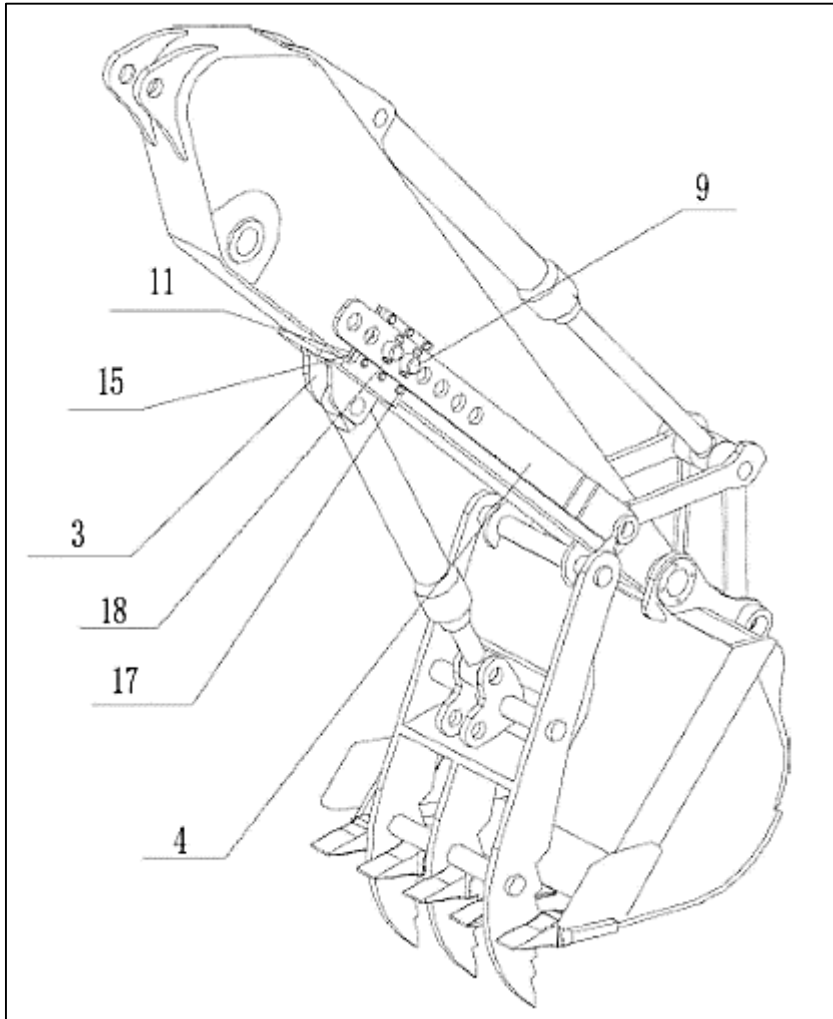
- Farklı bağlantı yapısı ve silindir ile itici bağlantısının farklı noktalarda çalışması ile çenenin daha fazla açma kapama açısına sahip olması,

Dezavantajlar

- Hidrolik silindirin makine komponentine kaynaklı montajlanması,
- Bağlantı noktalarının nispeten fazla olması ile ayrıyeten maliyet yükü,
- Çenenin tek parça olması, ileride yaşanabilecek çene uçlarının kırılması ya da hasar görmesi durumunda gövdenin tamamen değişmesi gerekecek ve farklı malzemeler için farklı tip uç kullanımına uygun olmaması.

2.4.2. CN203383252U numaralı patent incelemesi

Bu patent, makine kolu üzerine kaynatılan ve hidrolik silindirin bağlantı konumunu değiştirmesine olanak sağlayan bir yapı ile ilgilidir (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. CN203383252U numaralı patent [13]

Avantajlar

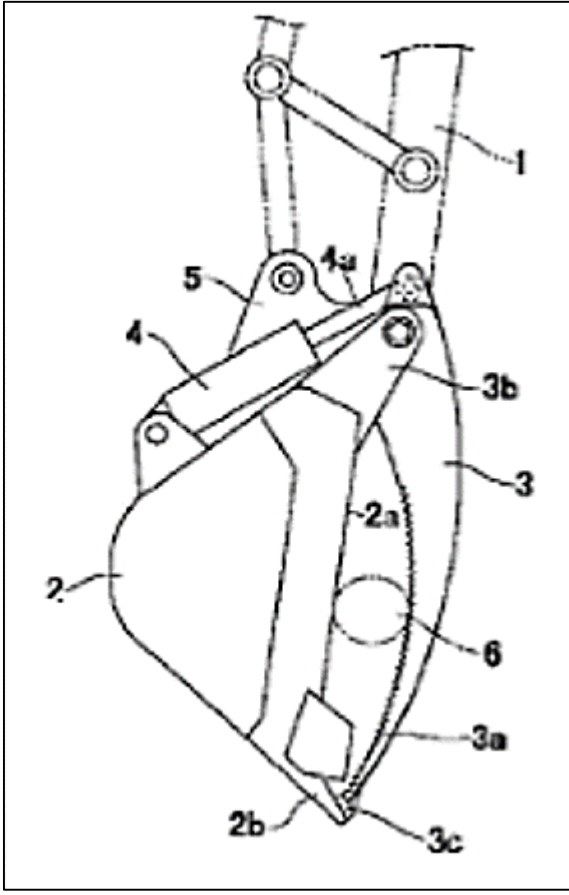
- Silindirin montajı için makine üzerinde kaynaklı ya da farklı tip tahribata ihtiyaç duyulmaması,
- Silindirin makine üzerindeki piston tarafı bağlantı noktasının değiştirilebiliyor olması,
- Farklı bağlantı noktaları kullanılarak çenenin toplam açma kapama açısının değiştirilebiliyor olması,
- Silindirin çene üzerindeki mil tarafı bağlantı noktasının da iki farklı alternatifinin olması. Böylece silindirin piston tarafı bağlantı noktası değişiyorken mil tarafında da ayrıca farklı bağlantı noktası kullanılarak mevcut arkalık bağlantı noktasında dahi çene açma kapama açısının değiştirilebiliyor olması.

Dezavantajlar

- Silindir montajının makine üzerinde kaynaktan bağımsız bir şekilde montajlanabilmesi başarılabilmişken, çenenin bağlantı noktası için makine üzerine kaynaklı bağlantı noktalarının eklenmesi. Böylece makine, çenenin montajı için kaynak gerekliliğinden kurtarılamamıştır.
- Çenenin tek parça olması, ileride yaşanabilecek çene uçlarının kırılması ya da hasar görmesi durumunda gövdenin tamamen değişmesi gerekecek ve farklı malzemeler için farklı tip uç kullanımına uygun olmaması.

2.4.3. JP2003213718A numaralı patent incelemesi

Bu patent, hidrolik çenenin makine üzerinde değil de kepçe üzerinde konumlandırılması ile ilgilidir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. JP2003213718A numaralı patent [14]

Avantajlar

- Hidrolik çene ataşmanını tamamen makineden bağımsız kılarak kazıcı kepçe üzerinde konumlandırılmıştır. Böylece makine üzerinde yapılması gereken işlemler ortadan kalkmıştır.

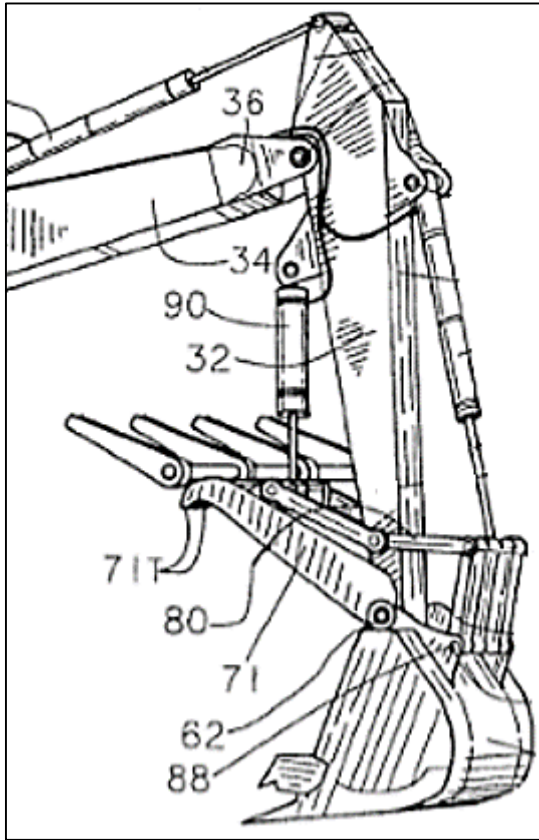
Dezavantajlar

- Hidrolik çene ataşmanı tamamen kazıcı kepçeye bağımlı hale getirilerek, müşterinin sonradan böyle bir ataşmanı istemesi durumunda kazıcı kepçe ile birlikte tedarik etmek zorunda kalması.
- Operatörün hidrolik çene ataşmanı ile işi bittikten sonra üzerindeki kepçe ile kazı vs. gibi işlemleri uygun bir şekilde yapabilmesi için silindir, çene vs. tüm bağlantıları ayrı ayrı sökmesi gerekecek.

- Çene tipi tek tip malzeme kavranabilmesi için tasarlanmış. Bu tip çene ile genelde yuvarlak kesitli, tomruk vs. gibi malzemelerin kavranması uygundur.
- Silindir kazıcı kepçe üzerinde konumlandırıldığı için buraya kadar kurulması gereken hidrolik tesisatlar malzeme ile çalışma alanına çok yakın kalacaktır. Bu da çalışma esnasında hidrolik hortumların malzeme ya da bir cisme teması ile zarar görmesine yol açabilir.

2.4.4. US5544435A numaralı patent incelemesi

Bu patent, hidrolik çenenin zemin temizleme işleri için tırmık şeklinde tasarımı ile çeneye ayrıca kaynatılan parçalar ile çenenin ters yönde hareketi ile de iş yaptırabilmesi ile ilgili bir patenttir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. US5544435A numaralı patent [15]

Avantajlar

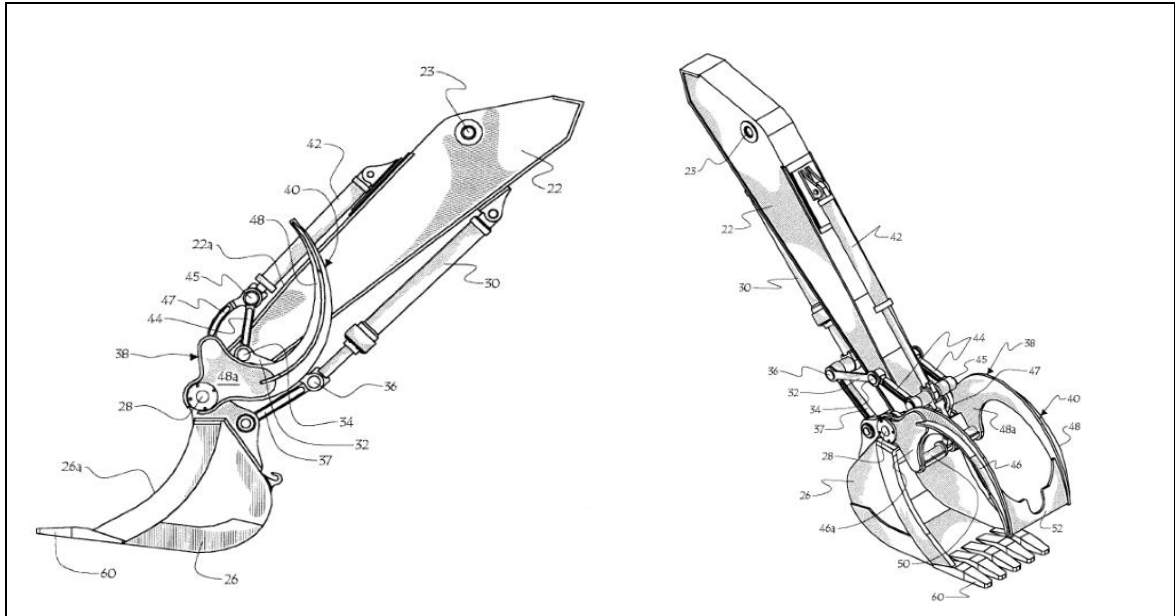
- Bu patentte yan yana dizilmiş 71T numaralı parçalar ile çenenin malzeme kavrama görevinin yanı sıra silindirin çekme kuvveti ile ripper ataşmanı gibi kullanılarak malzemeleri yerinden sökebilme kabiliyeti kazandırılmıştır.

Dezavantajlar

- Çene tipi tek tip malzeme kavranabilmesi için tasarlanmış. Bu tip çene ile genelde hurdaların kavranması uygundur.
- Çene kaynaklı bir şekilde makineye uygulanmaktadır.
- Özellikle üzerine patent alınan 71T numaralı parça silindirin çekme yönünde malzeme sökme işlemlerinde kullanılabilirken, silindirin itme yönünde malzemelerin uygun bir şekilde kavranmasını engelleyebilir.

2.4.5. US6742291B2 numaralı patent incelemesi

Bu patent, hidrolik çenenin kullanılmadığı zaman sökülme ihtiyacı duymadan kazıcı kepçenin çalışmasına engel olmayacak şekilde konumlandırılması ile ilgili bir patenttir (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. US6742291B2 numaralı patent [16]

Avantajlar

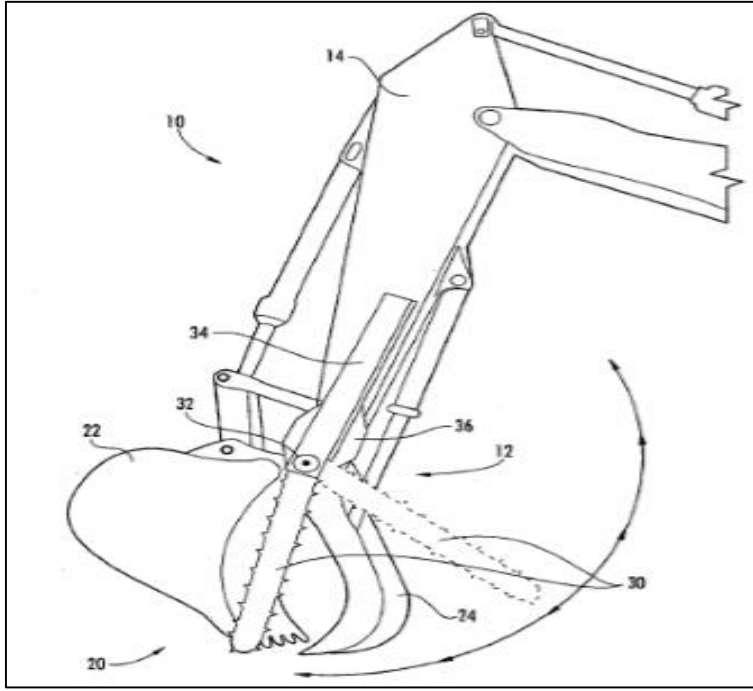
- Farklı bağlantı şekli ve noktalarıyla kazıcı kepçeden daha geniş bir yapıya sahip olmak suretiyle tamamen kapanabilme özelliği kazandırılmıştır. Böylece hidrolik çene ataşmanına ihtiyaç duyulmayıp sadece kazıcı kepçe ile çalışılacağı zaman çenenin tamamen kapatılıp sökülmeye ihtiyaç duymayacak ve kazıcı kepçenin çalışmasına engel olmayacak şekilde çalışma imkanı sunmaktadır.

Dezavantajlar

- Burada hidrolik çene ataşmanı silindirin piston tarafı bağlantı noktasının montajı için makinenin koluna kaynaklı bir şekilde uygulama yapılırken, çene de kazıcı kepçenin makineye bağlantı noktası ile beraber çalıştığı için kazıcı kepçeye bağımlı durumda tasarlanmıştır. Bu da fabrika çıkışı bu ataşmanı makine üzerinde tedarik eden müşterinin dışında, özellikle sonradan makineye uygulanması ciddi bir maliyet gerektirecektir. Makine üzerine kurulumu için buna özel kazıcı kepçe ve makineye sonradan kaynaklı bağlantı noktaları gerekeceğinden çok daha maliyetli ve daha uzun iş süreleri gerekecektir.
- Çene tipi tek tip malzeme kavranabilmesi için tasarlanmış. Bu tip çene ile genelde yuvarlak kesitli, tomruk vs. gibi malzemelerin kavranması uygundur.

2.4.6. US20090229433A1 numaralı patent incelemesi

Bu patent, hidrolik çene ile birlikte çalışan kesici bir takımın yapıya entegre edilmesi ile ilgilidir Patente dair şematik resim Şekil 2.10'da görülmektedir.



Şekil 2.10. US20090229433A1 numaralı patent [17]

Avantajlar

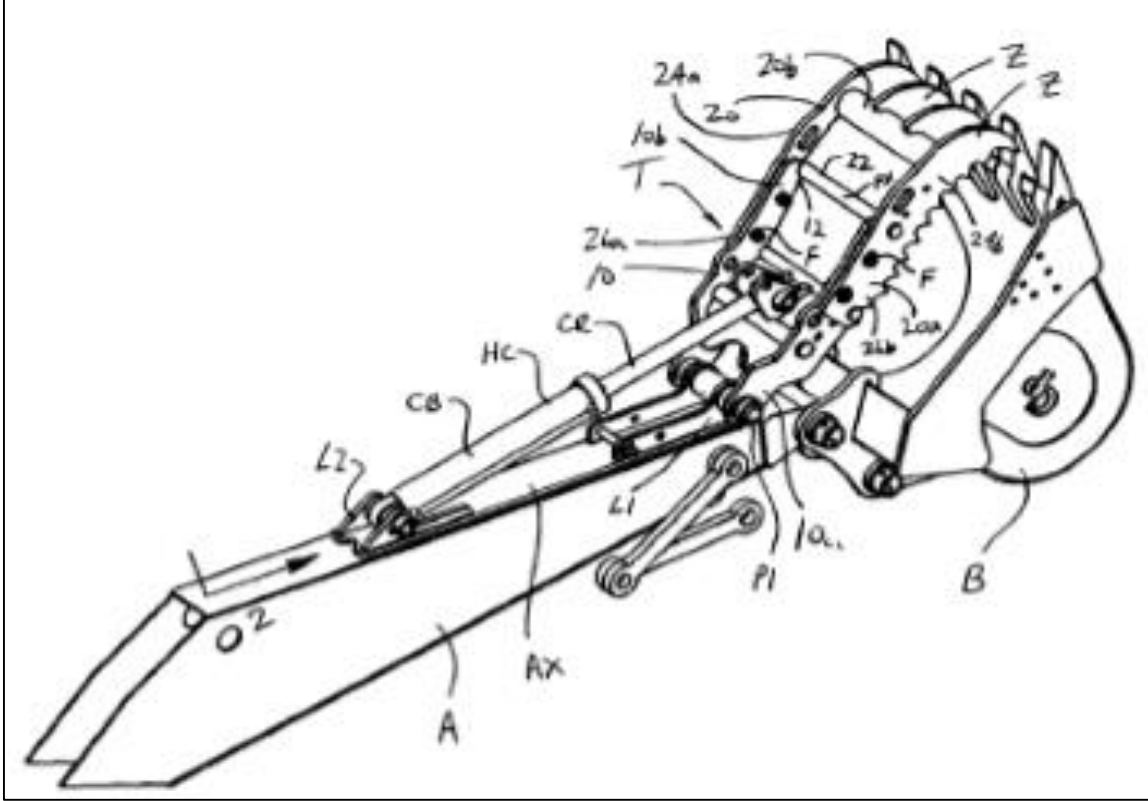
- Hidrolik çene ataşmanına ek bir özellik kazandırılarak, kavranan tomruk vs. gibi malzemelerin kazıcı kepçe ile çene arasında sıkıştırılarak tomruğun parçalanması amaçlanmıştır.

Dezavantajlar

- Bu ek parça hidrolik çene ataşmanı ile birlikte ekstra olarak kullanılmakta ve sadece tek tip malzemenin kavranması için kullanılabilmektedir. Bu tarz çeneye ek ekstra yapılarla çeneye kazandırılan farklı özelliklerden ziyade, çenede zaten kullanılması gereken bir parçanın tasarımında değişiklik yaparak ikinci bir işi daha yapabiliyor duruma gelmesi daha çok tercih edilmektedir. Böylece tek bir parçada iki farklı iş yapılırken maliyet de ciddi anlamda düşmektedir.

2.4.7. US20120151808A1 numaralı patent incelemesi

Bu patent, hidrolik çene ucunun kavranacak malzemeye göre değiştirilebileceği bir yapı ile ilgilidir (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. US20120151808A1 numaralı patent [18]

Avantajlar

- Çene iki farklı ve birbirine montajlı şekilde çalışarak farklı malzeme tipleri ve boyutlarına göre uygun bir şekilde çalışabilmesi amaçlanmıştır.

Dezavantajlar

- Hem çene bağlantı noktası hem de silindir bağlantı noktası makineye kaynaklı bir şekilde uygulanmıştır. Bu şekilde makine kolunda boylu boyunca bir kaynak gerekecek. Bu da hem makine kolunda ciddi ısı girdisinden dolayı kontrol edilemeyen çarpılmalar meydana getirecektir. Ayrıca kaynak kalitesi, kaynak başlama ve bitiş noktaları uygun bir şekilde

yapılmazsa makine kolunda uzun vadede çatlamlar ve kırılmalar meydana gelebilecektir.

2.5. İlgili Standartlar

Özellikle kazıcı kepçe ile çalışan hidrolik çenelerin tasarım kriterleri ile ilgili bir standart bulunmamaktadır. Bu çalışmada ise tasarımı yapılacak olan hidrolik çene, kullanım şekli ve amacı itibari ile nesne taşıma uygulamalarında kullanılmaktadır. İş makinelerinde çene, polip, kanca vs. gibi ataşmanlar malzemelerin kavranıp yer değiştirme ilkesine göre çalıştığı için DIN EN 474-4 standardı 5.5.3.3. kazıcı tarafı nesne taşıma uygulamalarına (Object Handling Application) uymak zorundadır.

Bu standart genel olarak makine kaldırma ağırlığı, makine hidroliği kaldırma kapasitesi ve ilgili ataşmanla birlikte nesne taşıma uygulamalarında gerekecek güvenlik gereksinimlerini kapsamaktadır. Hidrolik çene ataşmanı ile nesne taşıma uygulamaları yapıldığı için makine üzerinde istenen güvenlik gereksinimleri bulunmalıdır. Bu zorunlu güvenlik gereksinimleri ise makine maksimum kaldırma kapasitesi 1000 kg veya daha fazla veya devrilme momenti 40000 Nm'ye eşit veya daha fazla olan makinelerde:

- 1- Deklare edilen kaldırma ağırlığı veya devrilme yükünün aşıldığı durumlarda sesli ya da görsel bir ikaz cihazının operatörü uyarması gerekir. Bu uyarı cihazı nesne taşıma uygulamaları dışındaki kullanımlarda devre dışı bırakılabilir olmalıdır. Bu cihazın aktive edildiği de operatöre açık bir şekilde belirtilmelidir. Aktif/deaktif işlemlerini sağlayan tuşun konumu ise operatörün konfor bölgesi içerisinde olmalıdır. Nesne taşıma işlemi esnasında kontrol cihazının(tuşun) yanında ikaz cihazının aktive olduğunu belirten bir uyarıcı işaret olmalıdır [19].
- 2- Ayrıca kazıcı mekanizma grubunda bulunan kaldırıcı (bom) ve devirici (arm) silindir üzerlerinde hortum patlama valfleri olmalıdır. Devirici silindir üzerindeki kontrol cihazı armın makineden uzaklaşıp yükselmesini sağlayan basınç tarafına konumlandırılmalıdır [19].

Tüm bu güvenlik gereksinimleri Hidromek marka kazıcı yükleyici makinelerinde farklı ataşmanlar ile yapılan nesne taşıma uygulamaları olduğu için makine üzerinde ilgili ataşmanla birlikte verilebilmektedir. Tasarımı yapılacak olan hidrolik çene ataşmanı

kaldırma kapasitesi makinenin kaldırma kapasitesi ve devrilme yükü hesaplarının üstünde yapılmayacağı için makine bu ataşman ile birlikte kullanıldığında DIN EN 474-4 standardına uygun bir şekilde çalışacaktır.

3. TASARIM

Tüm bu literatür araştırmalarının ışığında nasıl bir kazıcı kepçe ile çalışan hidrolik çene tasarımı yapılacağına ve ataşmanın tasarım kriterlerine karar verilmiştir. Buna göre;

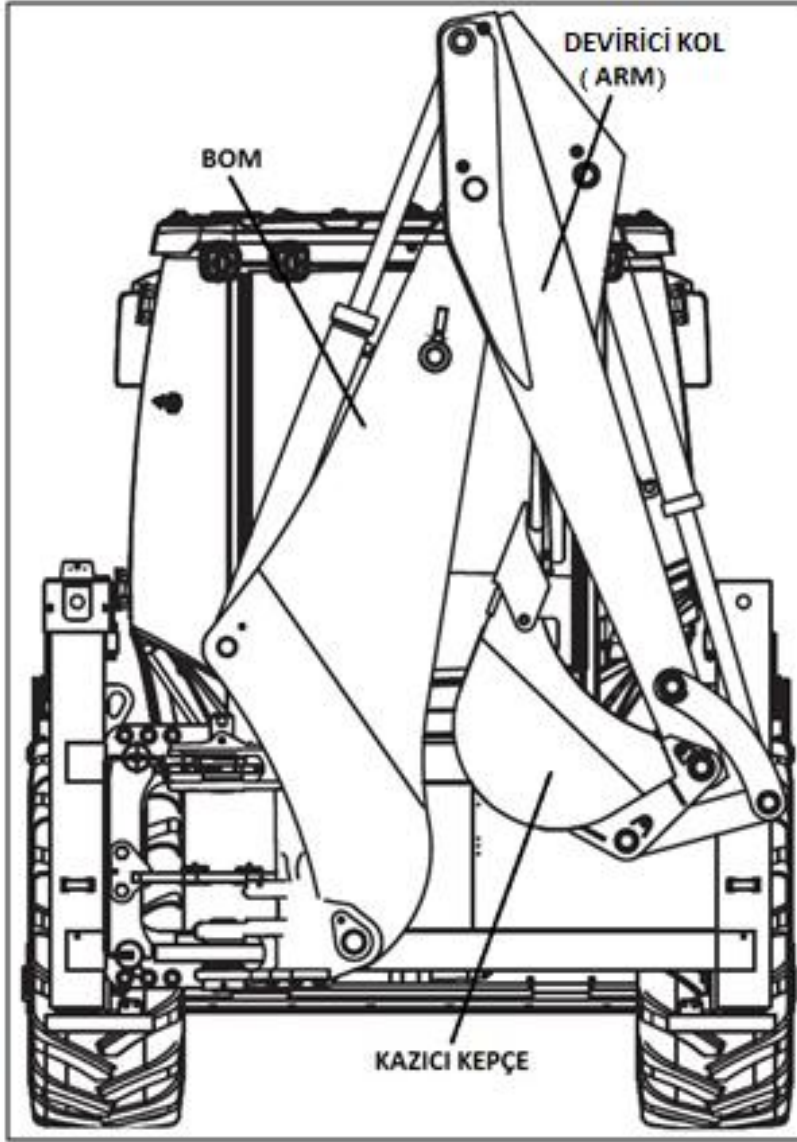
- Hidrolik çene, iş makinesine herhangi bir tahribat (kaynak, kesme vs.) uygulanmaksızın montajlanabilmeli. Buna göre, ataşmanın hidrolik silindirinin bağlantı noktası için makineye kaynak işlemi uygulanmamalı, operatör fabrika çıkışı değil de daha sonra böyle bir ataşman istediğinde kit şeklinde gönderilip direkt uygulanabilmeli. Bunun için hidrolik silindirin makineden bağımsız montajlandığı çene modeli seçilmiştir. Böylece hidrolik çene hem standart devirici kol (uzamaz tip) (Şekil 3.1) hem de teleskobik devirici kol (uzar tip) (Şekil 3.1) ile uyumlu çalışabilecek, armın bu çene ile çalışırken uzama özelliğinden taviz verilmeyecektir.
- Farklı tip ve boyutlardaki malzemeler ile çalışabilmesi için yekpare gövde tasarımı değil de, amaca yönelik değiştirilebilir uç tasarımı seçilmiştir.
- Birçok patentte görülmüştür ki, hidrolik çene ataşmanına malzeme kavrama kabiliyetinin yanı sıra ek başka özellikler de kazandırılmıştır. Tasarımı yapılacak olan bu hidrolik çene ataşmanında da tek tip ucun farklı montajı ile hem çene hem ripper ataşmanı olarak kullanılabilmesi hedeflenmiştir.

Bu bölümde belirlenen tasarım kriterlerine göre, önce hidrolik çene ataşmasının mekanizma noktaları belirlenerek bu noktalar ile mekanizmaya hareketini verecek olan hidrolik silindirin hesapları ve tasarımı, çene gövdesi için malzeme seçimi ve tasarımı, bağlantı bölgelerinde kullanılacak pimlerin malzeme seçimi ve hesapları ile ataşmanın tasarımına dair tüm çalışmalar yapılmıştır.

3.1. Mekanizma Noktalarının Belirlenmesi

Mekanizma noktaları belirlenirken çenenin hareketini kısıtlayacak olan ve makinenin kazıcı mekanizma grubu ile maksimum yükü kaldırabileceği pozisyon dikkate alınmıştır. Bu pozisyon, hacim kısıtı olarak makineye ait kaldırıcı kol (bom) ve devirici kol (arm) uzuvlarının birbirine doğru kapalı olduğu pozisyon iken, kaldırma ağırlığı kısıtı olarak da bom ve armın makineye en yakın olduğu yürüyüş pozisyonudur. Makinenin bu pozisyonu

Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Bu pozisyonda dahi hidrolik çene sorunsuz bir şekilde açılıp kapanabilmeli, malzemeyi kavrayabilmelidir [20].



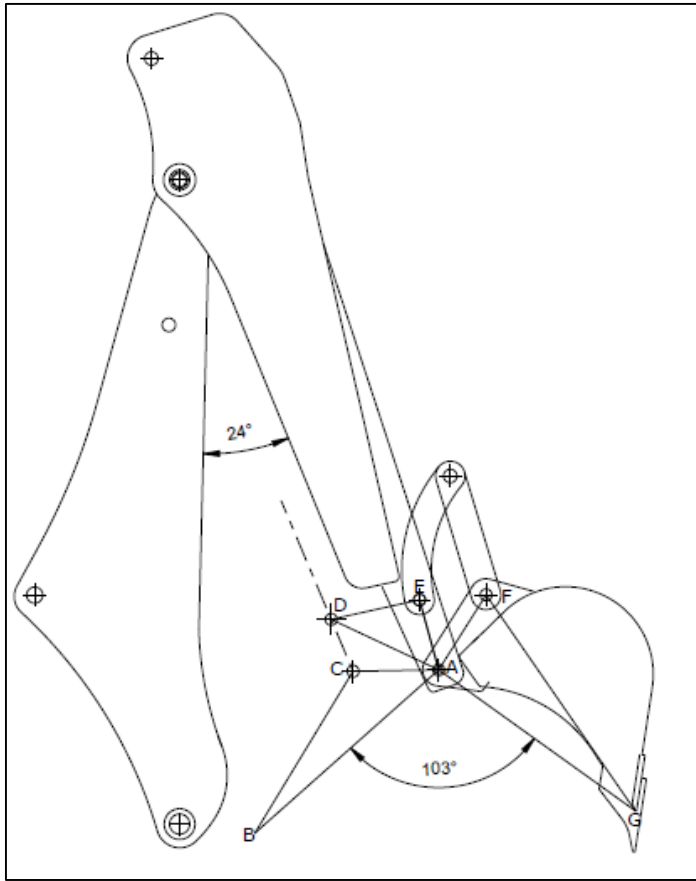
Şekil 3.1. Makine bom ve armının kapalı olduğu pozisyon (yürüyüş pozisyonu)

Makine bileşenlerinin hareketi ile hidrolik çene için çalışma alanını en dar tutan pozisyonun belirlenmesi ile çenenin maksimum ve minimum çalışma alanları belirlenmiştir. Böylece çenenin maksimum açılma açısı tayin edilmiştir. Burada çenenin açılma açısı hedef olarak 90°'nin üzeridir.

Hidrolik çenenin makineye montajından sonra makine yürüyüş pozisyonunda iken kazıcı kepçe Şekil 3.1’de görüldüğü gibi kapanamayacaktır. Devirici kol ile kazıcı kepçe arasında hidrolik çene olacağından kazıcı kepçe, hidrolik çene üzerindeki stopere temas ettikten sonra

daha fazla kapanamayacak ve çenesiz duruma göre nispeten daha açık kalacaktır. Fakat hidrolik çene, makine yürüyüş pozisyonunda kepçenin uygun pozisyon alması ile makine üzerindeki hiçbir aksama temas etmeden çalışabilecektir.

Çenenin açılma açısının yanı sıra makineden bağımsız olarak çalışabilmesi için seçilen silindir bağlantı şeklinin dezavantajı olarak, silindir de çenenin hareketine bağımlı olarak makine üzerinde bir yay boyunca hareket edecektir. Silindirin hareketi için de kısıtlayıcı pozisyon armın tam kapalı olduğu pozisyonudur. Tüm bu kısıtlara göre ataşmanın ilk mekanizma noktaları ortaya çıkarılmıştır. Buna göre iki boyutlu çalışma ile oluşan çenenin açık pozisyonu Şekil 3.2’de, çenenin kapalı pozisyonu ise Şekil 3.3’de gösterilmiştir.



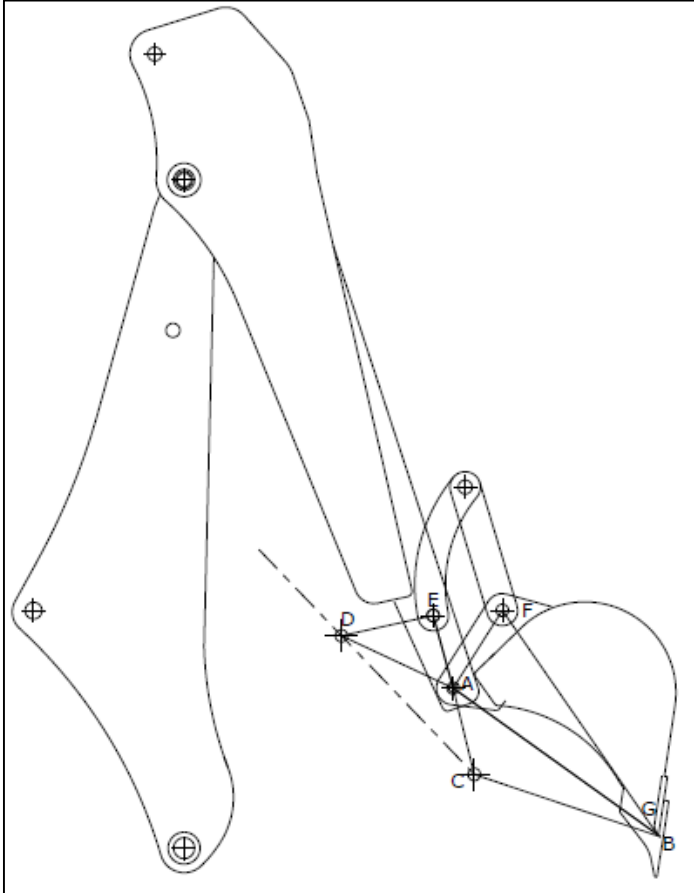
Şekil 3.2. Hidrolik çenenin açık pozisyonu

Burada:

- ABC üçgeni hidrolik çene,
- ADE üçgeni hidrolik çene bağlantı elemanı,
- AFG üçgeni ise kazıcı kepçeyi temsil etmektedir.

Ayrıca:

- A noktası, hem kazıcı kepçenin hem de hidrolik çenenin dönme noktasıdır. Burada makine üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmaksızın hidrolik çene bağlantısı bu bölgeye uygun tasarlanacaktır.
- B noktası, hidrolik çenenin uç kısmını temsil etmektedir.
- C noktası, hidrolik çene üzerinde bulunan silindir bağlantı noktasını temsil etmektedir.
- D noktası, hidrolik silindiri makineden bağımsız hale getirerek teleskobik armlı makinelerde de kullanılmasını sağlamak amacı ile A ve E noktası ile makineye montaj D noktası ile de silindirin bağlantısını oluşturmak hedeflenmiştir.
- E noktası, silindir bağlantı noktası D'nin taşındığı yapının A noktası ile beraber makineye bağlandığı noktadır. Böylece iki noktadan bağlantı yapılarak ADE yapısının kendi içinde dönmesi engellenmiştir.
- DC doğrusu silindirin doğrusudur.



Şekil 3.3. Hidrolik çenenin kapalı pozisyonu

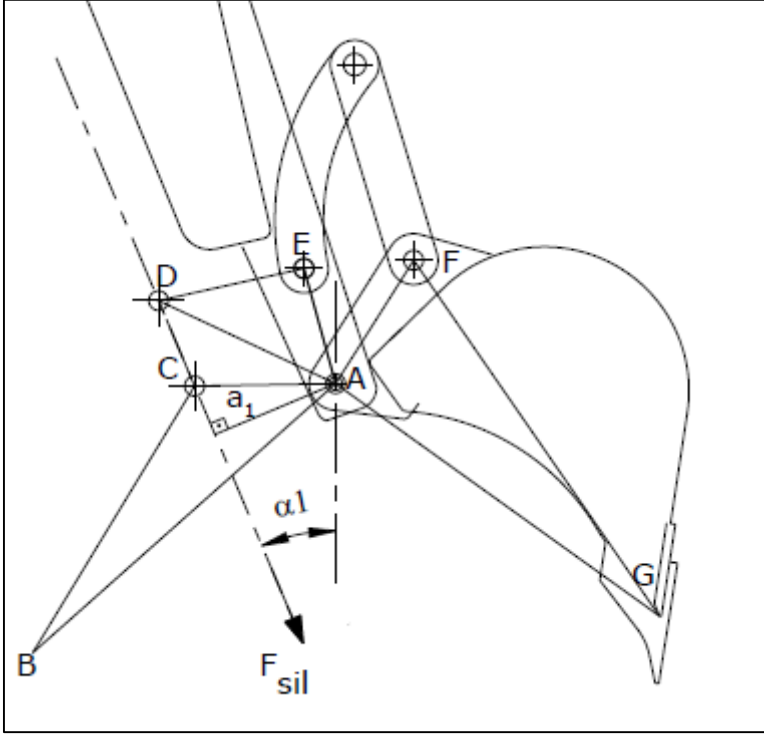
Şekil 3.3’de görüldüğü üzere sadece çenenin hareketi ile kepçe en uzak noktada (tam açık pozisyonda) iken, çene 103° hareket edip tamamen kapanabilmiştir. Kapanırken en uzak pozisyondaki kazıcı kepçeyi yakalayarak malzemeyi kavrayabilmesi, açılırken de boma temas etmeden emniyetli şekilde maksimum açılması hedeflenmiştir. Çenenin 103° hareketi ile birlikte D ve C noktalarına bağlı olan silindir de hareket etmektedir. Silindirin bu hareketi bu tip bağlantı seçiminin dezavantajını oluşturmaktadır. Fakat avantajının yanında bu dezavantaj kabul edilmiş olup, arm tamamen kapalı pozisyonda iken bom ve arm arasındaki 24° ’lik açıda sorunsuz bir şekilde hareket etmesi sağlanmıştır.

Burada bir diğer önemli nokta ise hidrolik çene açık iken kapanması için silindirden gelen kuvvet esnasında ilk hareketin zorlanmadan gerçekleşmesidir. Bunun için Şekil 3.4’de gösterilen α_1 açısı ve a_1 moment kolu mevcut pozisyonda olabildiğince büyük tutulmuştur. Her iki değer için de C noktasının pozisyonu önemli olup Şekil 3.2’de gösterildiği gibi bu nokta ne kadar çok aşağıda olursa CD doğrusunun yönü değişeceği için silindirin makineye çarpma riski ortaya çıkacak ve silindir C noktasına bağlandığı için bu nokta ne kadar aşağıda ise silindir mili o kadar çalışma bölgesine yakın kalacaktır. C noktası ne kadar DA doğru eksenine yakın ise α_1 açısı azalacak ve DC silindir eksenini dönme noktası olan A noktasına o kadar yakın geçecektir. Böylece ilk hareket o kadar zor olup moment kolu da azaldığı için çenenin açılması için silindirden gelen kuvvetten o kadar az faydalanılacaktır. α_1 açısının çok fazla azalması ile mekanizma kilitlenme durumu ortaya çıkacaktır. Bu tasarımda:

$$a_1 = 300mm$$

$$\alpha_1 = 23^\circ$$

olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.4. C noktasının belirlenmesi

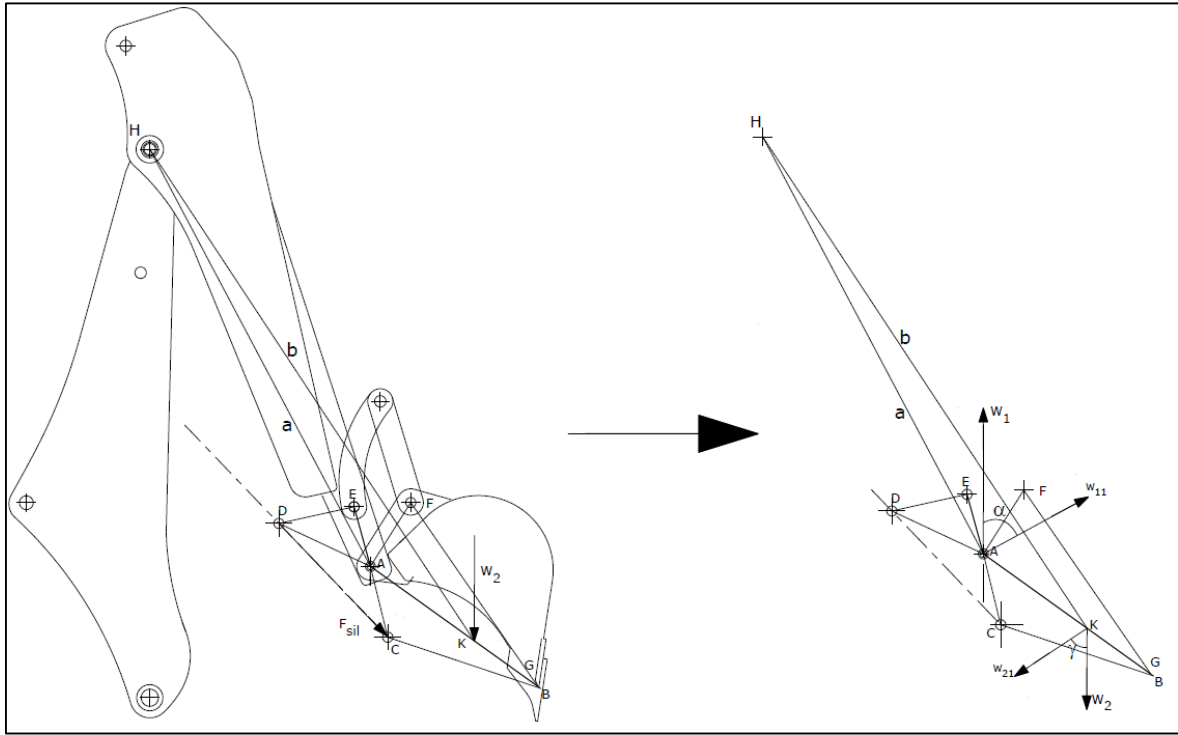
3.2. Kuvvet Hesabı

Mekanizma noktaları belirlendikten sonra hidrolik çenenin kaldırma kapasitesi ve kuvvet hesapları yapılmıştır. Bunun için tasarımı yapılacak olan hidrolik çenenin uygulanacağı kazıcı yükleyici makinenin maksimum yükü kaldırabildiği pozisyonda, çenenin de bu yükü taşıyabilmesi hedeflenmiştir. Makinenin maksimum ağırlığı kaldırabildiği pozisyonda çenenin de bu ağırlığı kaldırabilmesi, diğer bütün pozisyonlarda ağırlık maksimum değer in üstüne çıkamayacağı için çene rahat bir şekilde çalışacaktır. Böylece makine daha yüksek bir ağırlığı kaldırabiliyorken çenenin kaldırma kapasitesinin daha az olmasından dolayı düşük ağırlıklarda çalışması gerekmeyecek, makinenin kaldırma kapasitesinden taviz verilmeyecek ve verimlilik artacaktır.

Kazıcı yükleyici makinelerde kazıcı mekanizma grubunda ağırlık kaldırma işlemi sadece kolun hareketi ile kaldırma, sadece bomun hareketi ile kaldırma ve son olarak her iki uzvun da hareketi ile kaldırma olmak üzere üç farklı şekilde yapılabilir. Kaldırma kapasitesi hesaplarında sadece kol ya da sadece bom ile yapılan kaldırma hareketi kullanılmaktadır. Hidromek marka kazıcı yükleyici makinelerde kazıcı mekanizma grubunda bu her iki kaldırma tipi için de maksimum kaldırma kapasiteleri incelenmiştir. Sadece kolun hareketi

ile kaldırma tipinde, kol ve bom tamamen kapalı pozisyonda moment kolu en düşük uzunlukta olduğu için makine en yüksek ağırlığı bu pozisyonda kaldırabilmektedir (Şekil 3.5.) [21].

Yükün maksimum geleceği pozisyonun seçiminden sonra bu pozisyonda Hidromek marka kazıcı yükleyici makinelerin kazıcı mekanizma grubu maksimum arm kaldırma kapasitesinden yola çıkılarak, makine bu maksimum ağırlığı hidrolik çene ile birlikte taşıdığına hidrolik çeneye gelen ağırlık hesaplanmıştır. Maksimum kuvveti arm kaldırma pozisyonunda kaldırabildiği için sadece arm dönü noktası (H noktası) hareket ederek kaldırma sağlanacaktır. A noktasında kaldırma kapasitesi makine katalog değeri 2800 kg olarak verilmektedir. Buna göre kazıcı kepçe içerisindeki malzeme hidrolik çene ile kavrandığında K noktasından çene üzerine kuvvet uygulanmaktadır. Bu pozisyon Şekil 3.5'de gösterilmiştir. K noktasına uygulanan kuvvet hesaplanmıştır.



Şekil 3.5. Makine kaldırma kapasitesine göre çene kapasitesinin belirlenmesi

Burada:

HA uzunluğu; $a = 2062 \text{ mm}$

HK uzunluğu; $b = 2574 \text{ mm}$

$$\alpha = 62^\circ$$

$$\gamma = 56^\circ$$

$$W_1 = 2800 \text{ Kg} = 27468 \text{ N}$$

$$W_{11} = W_1 \cos \alpha = 1314,52 \text{ Kg} = 12895,44 \text{ N}$$

$$W_{21} = W_2 \cos \gamma$$

Dönme noktası olan H noktasına göre moment alındığında:

$$\sum M_H = 0$$

$$W_{11}a = W_{21}b$$

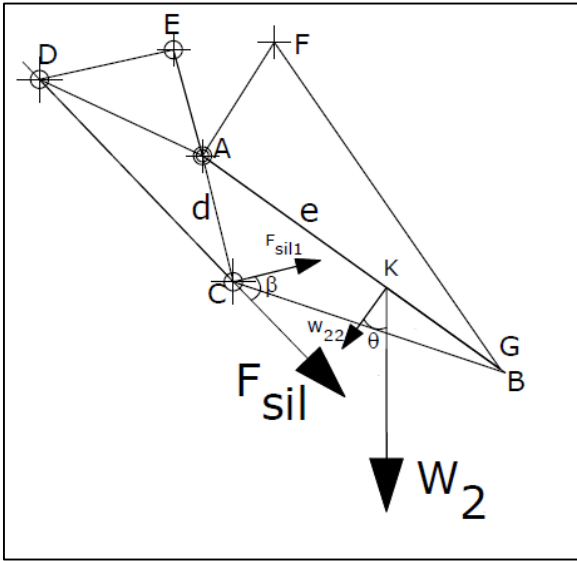
$$W_{21} = 1053 \text{ Kg} = 10330,38 \text{ N}$$

$$W_2 = 1883 \text{ Kg} = 18472,23 \text{ N}$$

Hidrolik çene üzerine 18472,23 N kuvvet geleceği görülmüştür.

3.3. Silindir Hesabı ve Tasarımı

Hidrolik çene kapalı iken kazıcı kepçe içerisinde kepçenin malzeme alabilen alanın ortasından (K noktası) çeneye uygulanan kuvvet en kötü şartlar temel alındığında 18472,23 N olarak hesaplanmıştır. Buradan yola çıkarak bu kuvvete karşı hidrolik çeneye hareket veren silindirin üretmesi gereken kuvvet hesaplanacaktır (Şekil 3.6) [22].



Şekil 3.6. Silindir kuvvetinin belirlenmesi

Burada:

AC uzunluğu; $d = 319 \text{ mm}$

AK uzunluğu; $e = 556 \text{ mm}$

$\beta = 51,3^\circ$

$\theta = 35,8^\circ$

$W_2 = 1883 \text{ Kg} = 18472,23 \text{ N}$

Dönme noktası olan A noktasına göre moment alındığında:

$$\sum M_A = 0$$

$$W_{22}e = F_{\text{sil}1}d$$

$W_2 = 1883 \text{ Kg} = 18472,23 \text{ N}$

$$W_{22} = W_2 \cos \theta = 1527,23 \text{ Kg} = 14982,15 \text{ N}$$

$$F_{sil1} = 26113,04 \text{ N}$$

$$F_{sil} = F_{sil1} / \cos \beta$$

$$F_{sil} = 41764,64 \text{ N}$$

3.3.1. Piston çapı hesabı

Hidrolik çene için gerekli olan silindir kuvveti 41764,64 N olarak hesaplanmıştır. Hidromek marka kazıcı yükleyici makinelerin hidrolik çalışma basıncı 230 bar'dır. Buradan yola çıkarak gerekli olan silindir piston çapı hesabı için [22]:

$$P = 230 \text{ bar} = 23 \text{ MPa}$$

$$F = 41764,64 \text{ N}$$

$$F = PA_{piston}$$

$$A_{piston} = 1815,85 \text{ mm}^2$$

$$A_{piston} = \pi r_{piston}^2$$

$$r_{piston} = 24,04 \text{ mm}$$

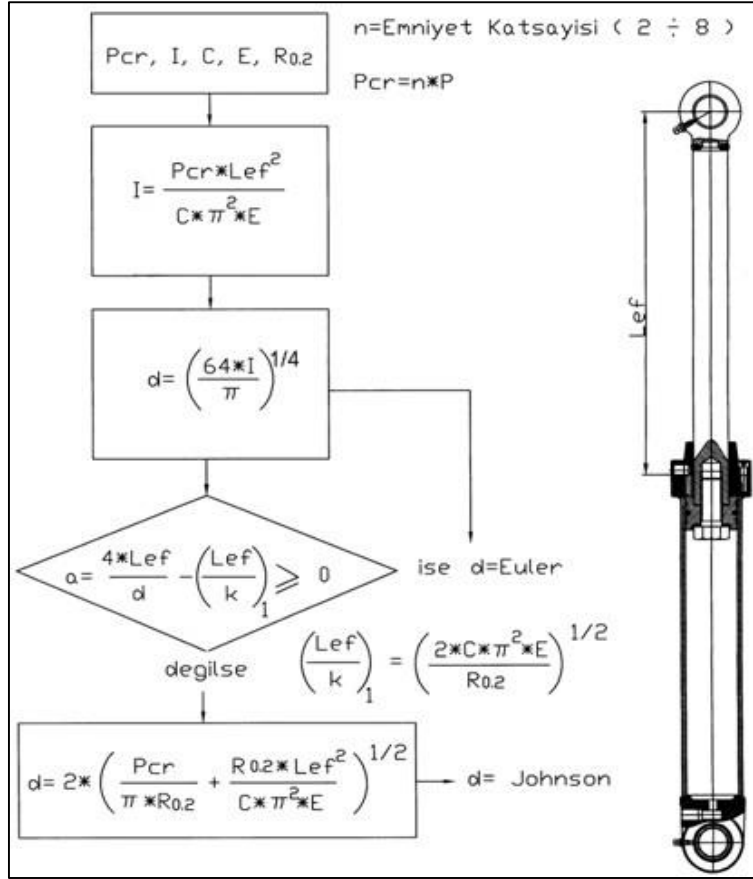
$$D_{piston} = 48,08 \text{ mm}$$

Gerekli kuvveti oluşturması için piston çapı Ø48,08 mm olarak hesaplanmıştır. İmalat kolaylığı ve emniyetli bölgede kalınması açısından piston çapı Ø50 mm tasarlanacaktır.

3.3.2. Mil çapı hesabı

Silindirin itme kuvvetini oluşturacak olan piston alanının tayininden sonra çekme kuvvetini belirleyen mil çapı flambaj hesapları yapılarak Ø30 mm olarak hesaplanmıştır. Mil çapları ayrıca Ø20 ve Ø25 için hesaplanmış fakat flambaj için uygun olmadığı için, emniyetli olan

Ø30 mm mil çapı tasarımı yapılmıştır. Şekil 3.7’de flambaj hesabı ile ilgili izlenecek yollar gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Flambaj hesabı

Flambaj hesabı için şu ana kadar belirlenen silindir boyutları [23]:

Silindirin açık boyu: $s_1 = 1190 \text{ mm}$

Silindirin kapalı boyu: $s_2 = 708 \text{ mm}$

$L_{ef} = 646 \text{ mm}$

$D_{\text{piston}} = \text{Ø}50 \text{ mm}$

$D_{\text{mil}} = \text{Ø}30 \text{ mm}$

$A_{\text{piston}} = \pi r_{\text{piston}}^2 = 1963,49 \text{ mm}^2$

$$A_{mil} = \pi r_{mil}^2 = 706,85 \text{ mm}^2$$

Mil malzemesi olarak 20MnV6, C1050 ve Ck45 olmak üzere üç alternatif belirlenmiş olup bu üç malzemenin akma mukavemetleri sırasıyla:

$$\sigma_{20MnV6} = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{C1050} = 340 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ck45} = 310 \text{ MPa}$$

Tüm bu alternatif malzemeler arasında akma mukavemeti en düşük Ck45 malzeme seçilerek hesap yapılmıştır. Ayrıca elastisite modülü $E = 210000 \text{ MPa}$ alınmıştır.

Flambaj hesabının yapılabilmesi için C sabiti Şekil 3.8’de d sütununda gösterildiği gibi 1 alınmıştır.

Buckled shape of column is shown by dashed line.	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code	 Rotation fixed and translation fixed  Rotation free and translation fixed  Rotation fixed and translation free  Rotation free and translation free					

Şekil 3.8. C sabitinin belirlenmesi [24]

Atalet yarıçapının hesabı için:

$$\text{Atalet yarıçapı} = K = \sqrt{(r_{\text{mil}}^2 / 2) + (L_{\text{ef}}^2 / 2)}$$

$$K = 186,78 \text{ mm}$$

$$L_{\text{ef}}/K \text{ (Gerçek)} = 3,45$$

$$L_{\text{ef}}/K \text{ (Kritik)} = \sqrt{(2\pi^2 CE) / \sigma_{Ck45}}$$

$$L_{\text{ef}}/K \text{ (Kritik)} = 115,63$$

$L_{\text{ef}}/K \text{ (Kritik)} > L_{\text{ef}}/K \text{ (Gerçek)}$ olduğu için F_{kritik} hesabında Johnson formülü kullanılacaktır.

$$F_{\text{kritik,johnson}} = [\sigma_{Ck45} - \frac{[\frac{\sigma_{Ck45} L_{\text{ef}}}{2\pi K}]^2}{CE}] A_{\text{mil}}$$

$$F_{\text{kritik,johnson}} = 219025,48 \text{ N}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = s = 3$$

$$F_{\text{uygun}} = \frac{F_{\text{kritik}}}{s}$$

$$F_{\text{uygun}} = 73008,49 \text{ N}$$

$$\text{Makine çalışma basıncı} = 23 \text{ MPa}$$

$$F = P A_{\text{piston}}$$

$$F = 45160,27 \text{ N}$$

$$\frac{F_{\text{uygun}}}{F} > 1 \text{ olması gerekmektedir.}$$

$$\frac{F_{uygun}}{F} = 1,6 > 1 \text{ olduğu için } \varnothing 50 \text{ mm piston çapı için } \varnothing 30 \text{ mm mil çapı uygundur.}$$

3.3.3. Silindir borusu hesabı

Tüm bu hesaplar ile birlikte 230 bar basınçta çalışacak olan hidrolik çene silindirinin silindir boru seçimi için dış çap hesabı yapılmıştır. Bunun için: TS EN 10305-1 E355 dikişsiz soğuk çekilmiş boru seçilmiş olup bu malzemenin mekanik özellikleri:

$$\sigma_{akma} = 355 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{çekme} = 580 \text{ MPa}$$

$$\% \text{ Uzama} = \%15 \text{ (min)}$$

Hesaplanan piston çapı aynı zamanda silindir borusu iç çapını verdiği için boru et kalınlığı olarak 5 mm seçilerek dış çap $\varnothing 60$ mm silindir in ilgili çalışma şartlarında et kalınlığının uygunluğu için Clavarino Denklemi kullanılarak aşağıdaki gibi hesap yapılmıştır [25].

$$D_{iç} = \varnothing 50 \text{ mm}$$

$$D_{dış} = \varnothing 60 \text{ mm}$$

$$P = 230 \text{ bar} = 23 \text{ MPa}$$

$$\text{Poisson katsayısı} = \mu = 0,3$$

$$\Delta D = \frac{PD_{dış}}{E} \left[\frac{D_{dış}^2 + D_{iç}^2}{D_{dış}^2 - D_{iç}^2} - \mu \right]$$

$$\Delta D = 0,03$$

Burada ΔD , hesaplamalardaki basınç ve çalışma şartlarında silindir borusunun iç çapındaki değişim miktarıdır. Silindire uygulanan basınçtan dolayı iç çap ΔD kadar büyümektedir. Bu büyüme piston ile silindir borusu arasındaki gap boşluğunu da artırmaktadır. Bu değer in uygunluğu için:

Boru et kalınlığı = $t = 5 \text{ mm}$

$$\text{Hesap katsayısı} = a = \left[\frac{2t}{D_{iç}} + 1 \right]^2$$

$$a = 1,44$$

$$P_{em} = \frac{10\sigma_{akma}(a - 1)}{a + \mu a + 1 - 2\mu}$$

$$P_{em} = 687,5 \text{ bar} = 68,75 \text{ MPa}$$

$$\text{Emniyet katsayısı } s = \frac{P_{em}}{P}$$

$$s = 2,99$$

Burada emniyet katsayısının minimum 2 olması hedeflenmektedir. Seçilen Ø60 mm silindir borusu dış çapı için hesaplanan et kalınlığı emniyet katsayısı 2,99 olduğundan bu çap değeri uygun görülmüştür.

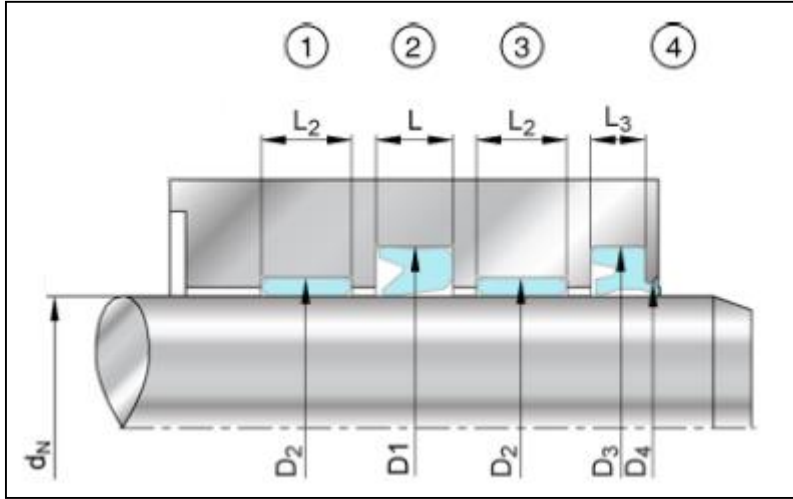
Böylece hidrolik çene silindirine dair tüm tasarım ölçüleri hesaplanmış olup bundan sonra mil ve piston sızdırmazlık elemanları seçilerek, bu keçelere göre yuva ölçüleri ile beraber piston, ön kapak vs. silindir bileşenlerinin tasarımı yapılmıştır.

3.3.4. Mil tarafı sızdırmazlık elemanlarının seçimi

Ø30 mm mil çapı için Şekil 3.9'daki gibi bir sızdırmazlık elemanları seçimi tasarlanmıştır. Sızdırmazlık elemanlarının seçimi için çalışma koşulları olarak:

Sıcaklık : -25°C - 100°C

Çalışma basıncı 0 MPa – 230 MPa



Şekil 3.9. Mil sızdırmazlık elemanları yuva ölçülendirmesi

$$d_N = \varnothing 30 \text{ mm } (f8/h9)$$

1 ve 3 numaralı yataklama bantları için:

$$\text{Yuva çapı } D_2 = \varnothing 35 \text{ mm } (H8)$$

$$\text{Yuva genişliği } L_2 = 9,7 \text{ mm } (+0,2/0)$$

2 numaralı mil keçesi için:

$$\text{Yuva çapı } D_1 = \varnothing 40 \text{ mm } (H10)$$

$$\text{Yuva genişliği } L = 7,5 \text{ mm } (+0,25/0)$$

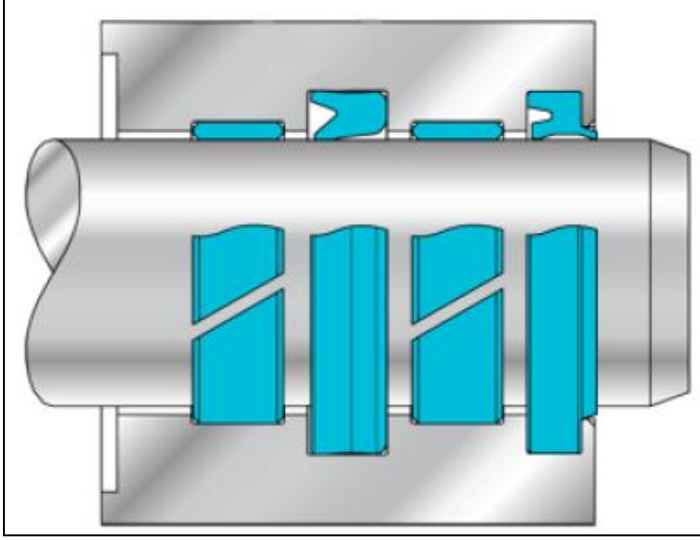
4 numaralı toz keçesi için:

$$\text{Yuva çapı } D_3 = \varnothing 38,6 \text{ mm } (H9)$$

$$\text{Yuva genişliği } L_3 = 5,3 \text{ mm } (+0,1/0)$$

$$\text{Fatura çapı } D_4 = \varnothing 33 \text{ mm } (H11)$$

Bu mil tarafı sızdırmazlık elemanlarına göre tasarlanan silindir ön kapak kesiti Şekil 3.10’da gösterilmiştir.



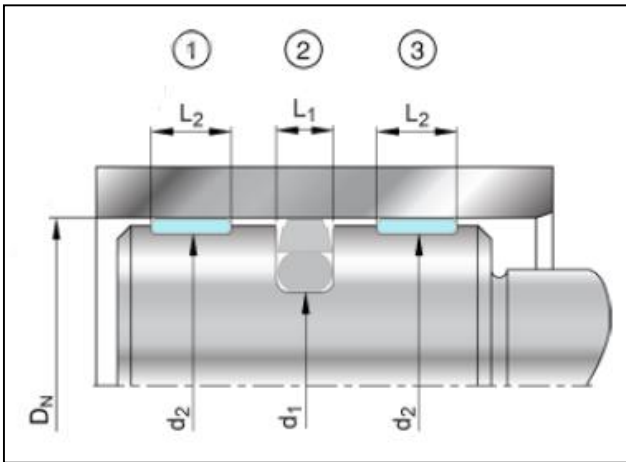
Şekil 3.10. Mil sızdırmazlık elemanları dizilimi silindir kesiti

3.3.5. Piston tarafı sızdırmazlık elemanlarının seçimi

Ø50 mm piston çapı için Şekil 3.11’deki gibi bir sızdırmazlık elemanları seçimi tasarlanmıştır. Sızdırmazlık elemanlarının seçimi için çalışma koşulları olarak:

Sıcaklık : -25°C - 100°C

Çalışma basıncı 0 MPa – 230 MPa



Şekil 3.11. Piston sızdırmazlık elemanları yuva ölçülendirmesi

$$D_N = \varnothing 50 \text{ mm } (H9)$$

1 ve 3 numaralı yataklama bantları için:

$$\text{Yuva çapı } d_2 = \varnothing 45 \text{ mm } (h8)$$

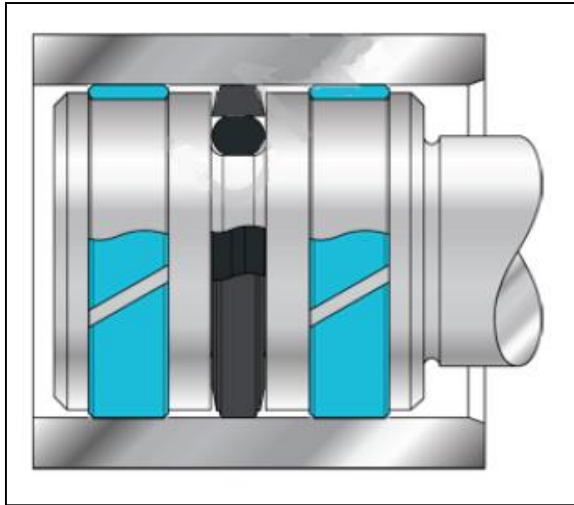
$$\text{Yuva genişliği } L_2 = 9,7 \text{ mm } (+0,2/0)$$

2 numaralı piston keçesi için:

$$\text{Yuva çapı } d_1 = \varnothing 34,5 \text{ mm } (h9)$$

$$\text{Yuva genişliği } L_1 = 6,3 \text{ mm } (+0,2/0)$$

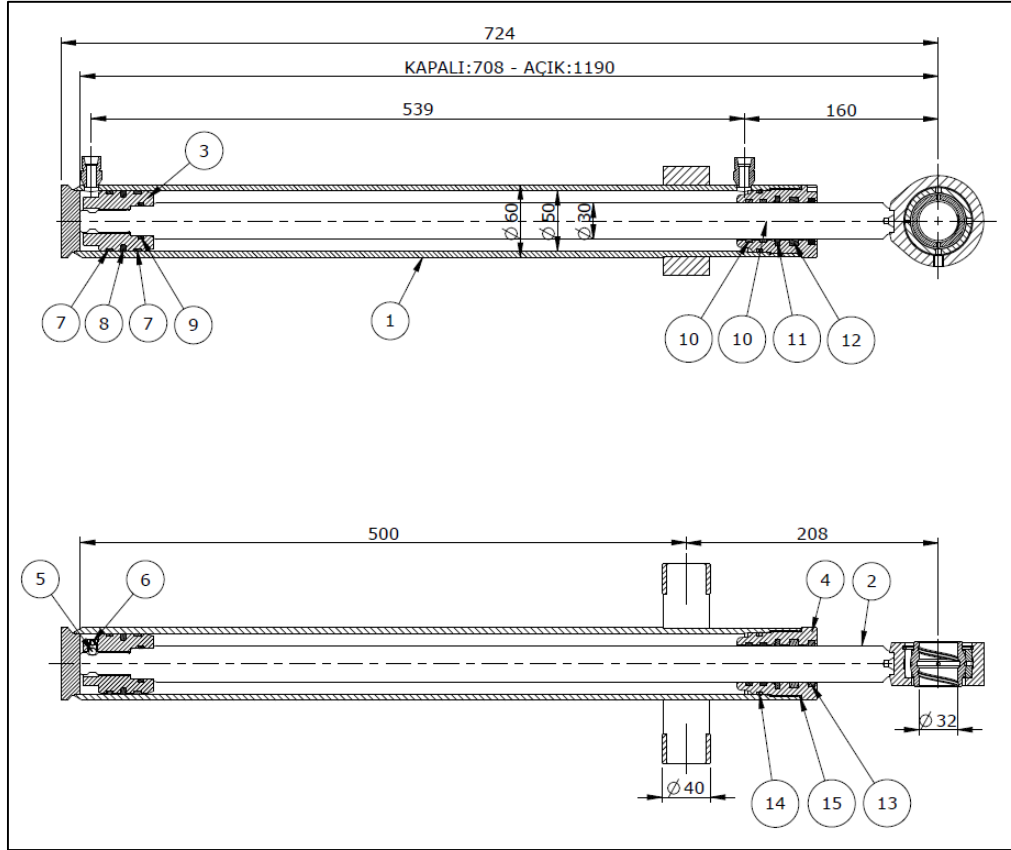
$$\text{O-ring ölçüsü} = 32,69 \times 5,33$$



Şekil 3.12. Piston sızdırmazlık elemanları dizilimi silindir kesiti

3.3.6. Hidrolik çene silindiri kompleksi

Hidrolik silindir ile ilgili tüm bu işlemler ile birlikte silindirin genel ölçüleri Şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Hidrolik çene silindir kesiti

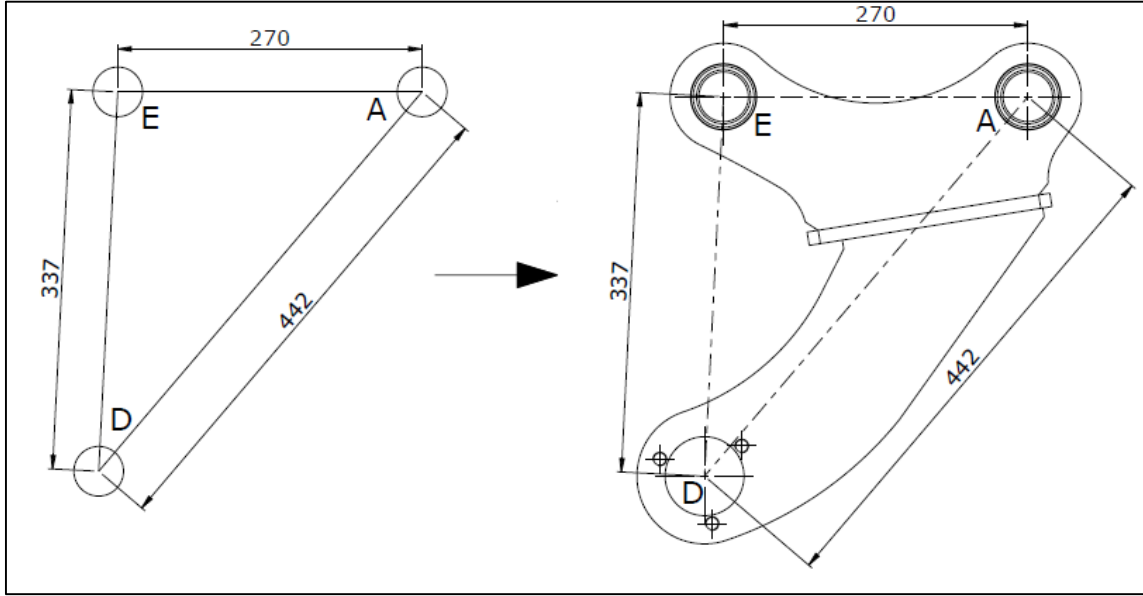
Silindir kompleksini oluşturan elemanlar kullanım adetleri ile birlikte Çizelge 3.1’de gösterilmiştir. Silindir yağsız halde yaklaşık 12,1 kg ağırlığında tasarlanmıştır.

Çizelge 3.1. Hidrolik çene silindir montajı ürün ağacı

Poz	Parça Adı	Malzeme	Miktar	Birim	Ağırlık (KG)
1	SİLİNDİR BORUSU KOMPLESİ	KAYNAKLI	1	ADET	6,25
2	PİSTON MİLİ KOMPLESİ	KAYNAKLI	1	ADET	4,432
3	PİSTON	C40,Ø55	1	ADET	0,569
4	SİLİNDİR ÖN KAPAK	AISI 1144	1	ADET	0,635
5	BİLYE, DIN5401,Ø6	STANDART	1	ADET	0,001
6	CIVATA, ISO4029, M8X8, 10.9	STANDART	1	ADET	0,002
7	YATAKLAMA BANDI,Ø50X 5,6X2,5	STANDART	2	ADET	0,002
8	KEÇE, PİSTON, Ø39X Ø50X4,2	STANDART	1	ADET	0,003
9	O-RİNG, HMKN10-02; 25X3 NBR90	STANDART	1	ADET	0,001
10	YATAKLAMA BANDI, Ø30X 5,5X2,5	STANDART	2	ADET	0,001
11	KEÇE, MİL, Ø30X Ø40,7X4,2	STANDART	1	ADET	0,002
12	KEÇE, MİL, Ø30X Ø40X8X7,3	STANDART	1	ADET	0,004
13	KEÇE, TOZ, Ø30X Ø40X8X7,3	STANDART	1	ADET	0,002
14	O-RİNG, Ø 45,25x3,53mm	STANDART	1	ADET	0,002
15	O-RİNG, Ø 52X2mm	STANDART	1	ADET	0,002

3.4. Hidrolik Çene Bağlantı Elemanı Tasarımı

Bağlantı elemanı, hidrolik çene ataşmanının uygulanacağı makine üzerinde herhangi bir tahribat oluşturmamak için çene ile makine arasında bağlantı görevi yapacak olan elemandır. A ve E noktaları makine üzerine bağlanırken, D noktası hidrolik silindir bağlantı noktasıdır.

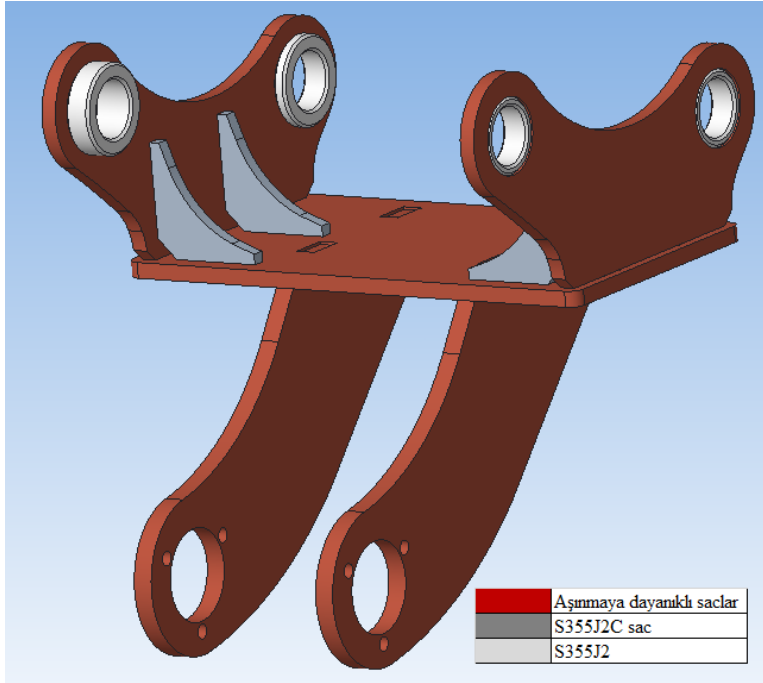


Şekil 3.14. Bağlantı elemanının hesaplanan sınırlar ile mukayesesi

Bağlantı elemanı, SAE S355J2C+N saclar, aşınmaya dayanıklı saclar ve S355J2 dolu malzemeler kullanılarak tasarlanmıştır. Burada E ve A noktasını bünyesinde taşıyan sacın yekpare “U” bükümü şeklinde tasarlanması düşünülmüştür. Fakat bu bölge, analizlerden okunan yüksek gerilme değerleri sonucu mekanik özellikleri daha yüksek olan aşınmaya dayanıklı saclar ile tasarlanmıştır. Aşınmaya dayanıklı saclar daha sert oldukları için “U” büküme elverişli değildir. Aşınmaya dayanıklı sac malzemedan “U” büküm deneme sonucunda büküm ekseninden çatlayarak başarısız olmuştur (Şekil 3.15). Dolayısıyla burada toplam üç sacın birbirine kaynatılması ile “U” kesit oluşturulmuştur (Şekil 3.16). Aşınma kaygısı değil de mekanik özelliklerin daha üstün olmasından dolayı aşınmaya dayanıklı saclar bu bölgede tercih sebebidir. Çizelge 3.2’de görüldüğü üzere, aşınmaya dayanıklı sacların sahip olduğu sertlik değeri bu sacları büküme elverişsiz kılarken (özellikle 90° ve daha dar bükümlerde), S355J2C+N sacların büküme elverişli olduğu görülmektedir. Kaynaklanabilirlik özellikleri ise yaklaşık olarak aynıdır.



Şekil 3.15. Aşınmaya dayanıklı sac ile “U” büküm denemesi



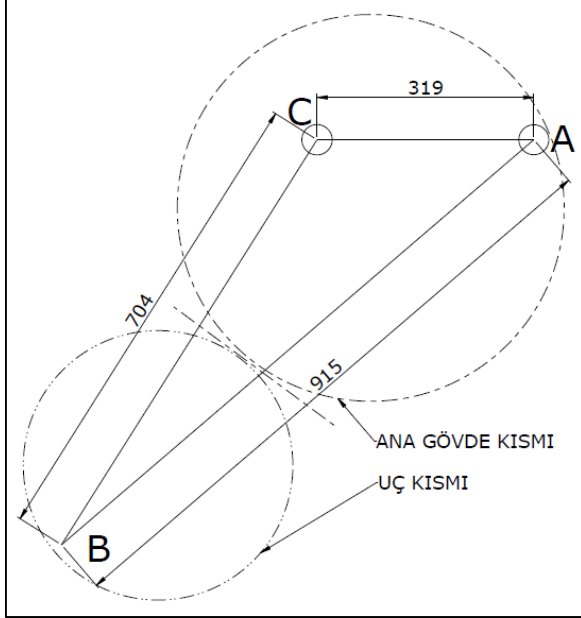
Şekil 3.16. Bağlantı elemanı tasarımı

Çizelge 3.2. Malzeme özellikleri

Malzeme / Özellikler	Sertlik (HB)	Akma Mukavemeti (MPa)	Kalınlık (mm)
S355J2C+N Saclar	146-187	355	<16
Aşınmaya Dayanıklı Saclar	425-475	1250	3,2-80

3.5. Çene Tasarımı

Hidrolik çene tasarımı, uçların deforme oldukça ve farklı malzemeler ile çalışılabilmesi adına değiştirilebilmesi için ana gövde ve uç olmak üzere iki parça halinde tasarlanmıştır.

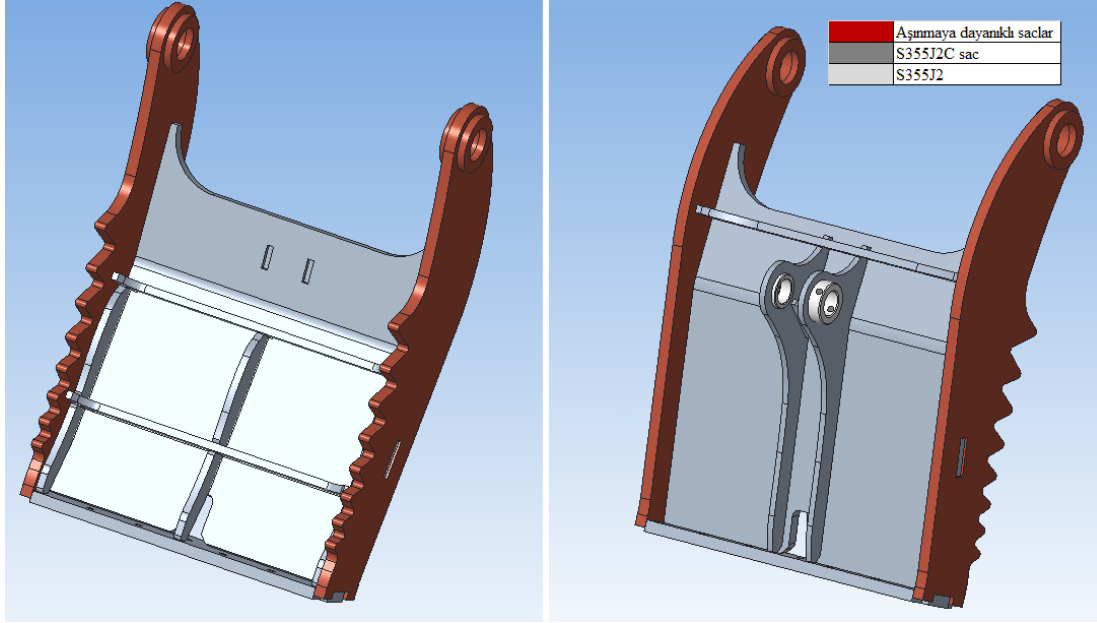


Şekil 3.17. Çene tasarımının iki parça olarak yapılması

3.5.1. Ana gövde tasarımı

Ana gövde, en başta belirlenen mekanizma noktalarına uyacak şekilde boyutlandırılarak üç boyutlu olarak tasarlanmıştır. Malzeme seçimi; gövdenin ana yapısı S355J2C+N sac, aşınmaya müsait bölgeler aşınmaya dirençli sac ve dönme noktası S355J2 dolu malzeme olarak üretimi planlanmıştır.

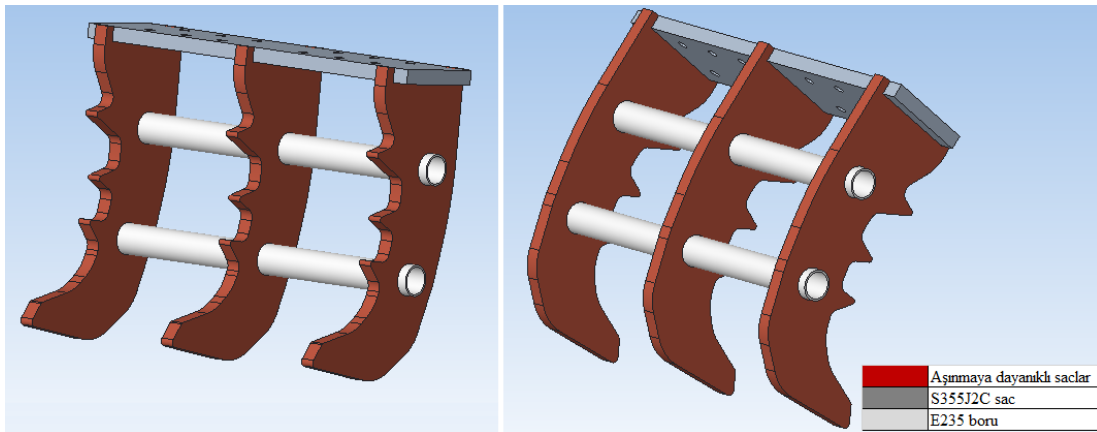
Ana gövde üzerinde malzemenin kavranması esnasında malzeme ile sürekli temas halinde çalışacak olan parçalar aşınmaya dayanıklı saclar ve malzemelerin kolay kavranması amacıyla kesim formunun dişli formda üretilmesi öngörülmüştür (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. Ana gövde tasarımı

3.5.2. Uç tasarımı

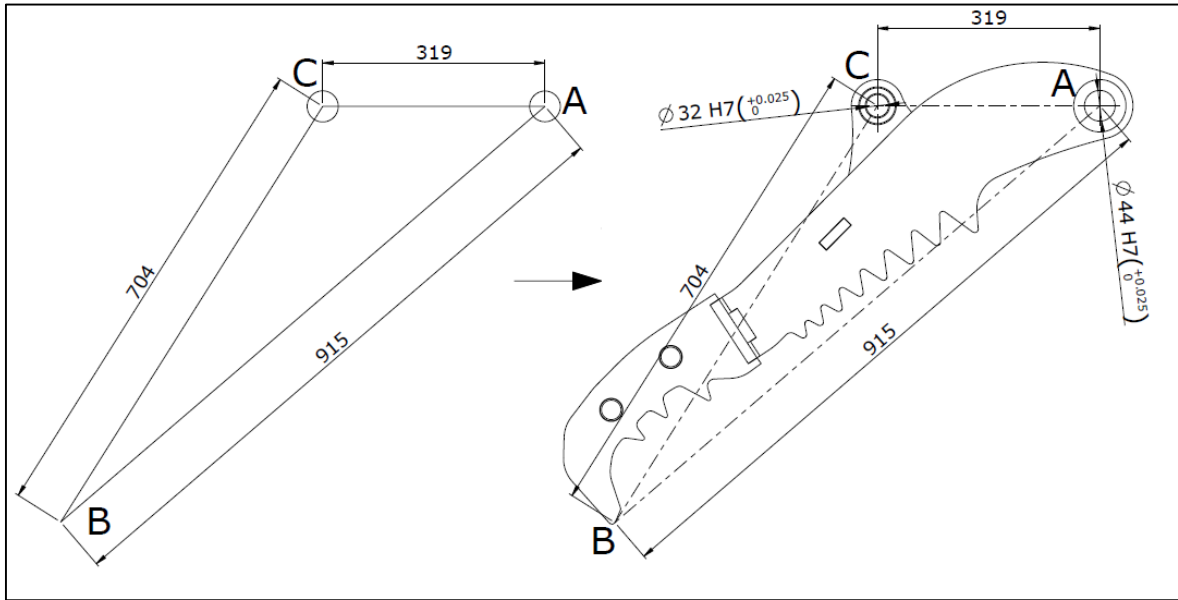
Ana gövdeye cıvatalı bağlantılar ile montajlanarak ana gövde ile birlikte çeneyi oluşturmaktadırlar. Uçun montajlı tasarlanması ile birlikte tek tip malzemelerin taşınmasında değil de malzemeye göre uç değiştirilerek tüm malzemelerin taşınabilmesinde kullanılabilir. Çalışma şartlarında uç sürekli malzemeler ile temas halinde olacağından ve özellikle ripper ataşmanı olarak kullanımda malzemenin yerinden sökülmesinde kullanılacağından uçun genel yapısı aşınmaya dayanıklı saclar ile tasarlanmış ve bu saclar birbirleri ile EN 10305-3-E235 boru ile birbirleri arasında bağlanmıştır (Şekil 3.19) [26].



Şekil 3.19. Uç tasarımı

Uç tasarımında, ana gövde ile montajlandığında düzgün bir form izleyerek çeneyi oluşturması, yine sac kesim formuna verilen dış yapısı ile malzemenin kavranabilmesi ve uç kısmının hem malzemeyi kavrayabilmesi hem de çeneye ters montajlandığında ripper ataşmanı olarak da çalışabilmesi için farklı bir kesim formuna sahip olması göz önünde bulundurulmuştur.

Ana gövde ve uç tasarımı ile birlikte çene yapısı ortaya çıkmıştır. Burada bağlantı noktalarının ve sınır noktalarının Bölüm 3.1’de belirlenen mekanizma noktalarının ve sınırlarının içerisinde kalmasına dikkat edilmiştir (Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Çene tasarımının hesaplanan sınırlar ile mukayesesi

Ayrıca Şekil 3.20’de gösterildiği gibi A çene dönme noktası ve C hidrolik silindir bağlantı noktası olduğu için delik çaplarında:

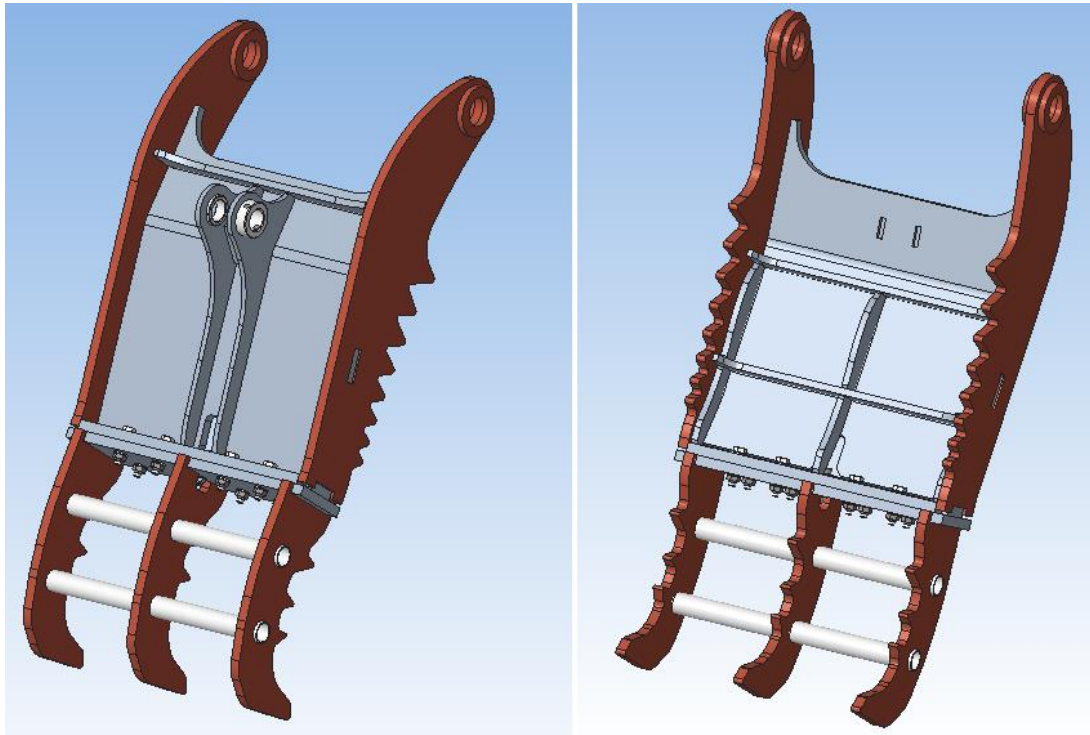
A noktası için: Makine kazıcı kepçe bağlantı noktasına bağlandığından Ø44 mm ölçüsüne döner geçme toleransı olarak H7 sınıfı tolerans verilerek +0,025 mm ile -0 mm ölçü aralığında işleme prosesi tanımlanmıştır.

C noktası için: Bu nokta çene üzerinde olumsuz moment kuvveti oluşturmaması adına olabildiğince AB doğrusuna yakın çalışılmış olup, işleme tezgahın burada çap işleme işlemi sırasında çene yan saclarına yakın kalmasından dolayı kesici uca zarar verme riskinden kaçınmak için C noktasında Ø32 mm çapında H7 tolerans sınıfında +0,025 mm ile -0 mm

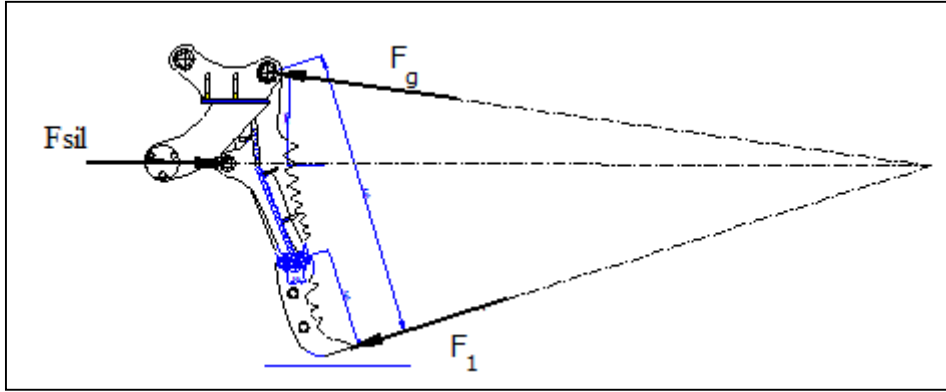
ölçü aralığında C40 malzemeden iki adet burç ayrıca tasarlanmıştır. Bu burçlar üretim sırasında eş eksenelliği sağlanarak saclar üzerine kaynağı yapılacak şekilde tasarlanmıştır.

3.5.3. Çene kompleksi cıvata hesabı

Çene kompleksinin montajlı hali Şekil 3.21’de görülmektedir. İlk olarak çene ile ucu birleştiren cıvata hesabı için bu bölgede serbest cisim diyagramı Şekil 3.22’deki gibi çizilmiştir. Çeneye etki eden 3 kuvvet vardır (ağırlık ihmal edilebilir). F_s silindir kuvveti $F_s=PA$ olarak daha önce hesaplanmıştı. Cisim kola bağlı olduğundan F_g etki-tepki kuvveti ve F_1 , çenenin uygulayabileceği maksimum kuvvet altında statik dengede olacaktır. F_1 çeneye dik olacak şekilde alınmıştır. Bu üç kuvvet altında dengede olduğunda cisme etki eden kuvvetler toplamı sıfır olmalı ve kuvvetler bir noktada kesişmelidir.



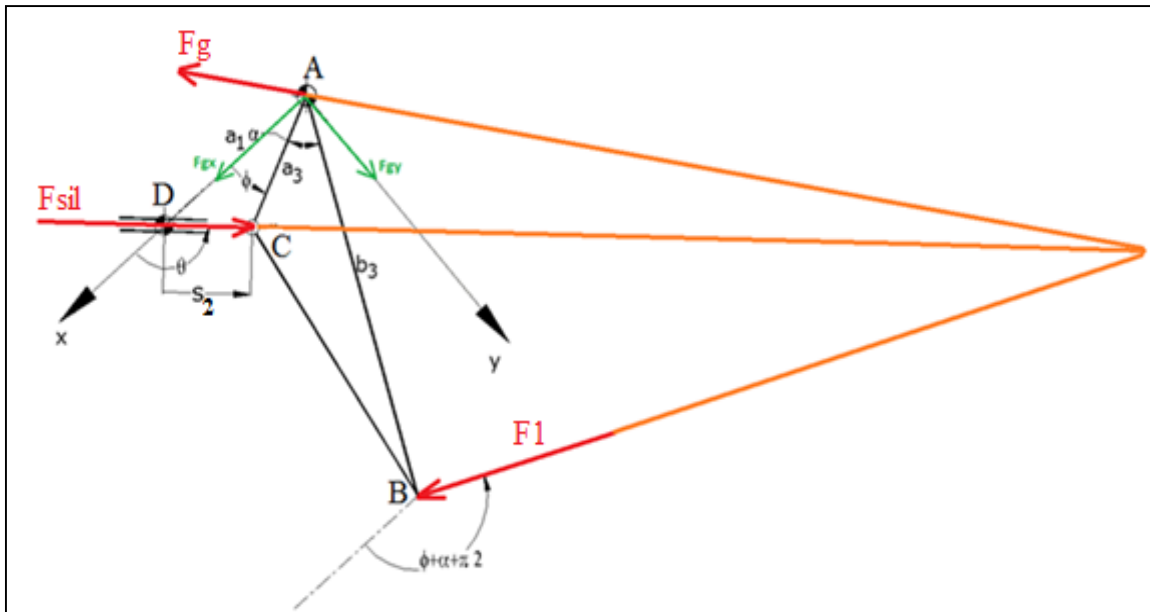
Şekil 3.21. Çene kompleksi montajı



Şekil 3.22. Cıvata hesabı için serbest cisim diyagramı

$$F_{sil} + F_g + F_1 = 0$$

Ayrıca Şekil 3.23'teki gibi konum analizi yapılarak gerekli açılar ve boyutlar bulunmuştur.



Şekil 3.23. Kuvvetlerin ve harekete göre birbirine bağımlı açılarının tayini

a_1 , a_3 , b_3 bilinen boyutlar, s ise pistonun konumudur. θ ve ϕ açıları cosinus teoremi kullanılarak bulunmuştur:

$$\phi = \cos^{-1} \left[\frac{a_1^2 + a_3^2 - s_2^2}{2a_1 a_3} \right]$$

$$\theta = \pi - \cos^{-1} \left[\frac{a_1^2 - a_3^2 + s_2^2}{2a_1 s_2} \right]$$

ϕ ve θ açıları bulunduktan sonra statik denge durumuna göre:

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum M = 0$$

Denklemleri yazılırsa:

$$F_{sil} \cos \theta - F_1 \cos \left(\alpha + \phi + \frac{\pi}{2} \right) + F_{gx} = 0$$

$$F_{sil} \sin \theta - F_1 \sin \left(\alpha + \phi + \frac{\pi}{2} \right) + F_{gy} = 0$$

Sadeleştirilirse:

$$F_{sil} \cos \theta + F_1 \sin(\alpha + \phi) + F_{gx} = 0 \quad (3.1)$$

$$F_{sil} \sin \theta - F_1 \cos(\alpha + \phi) + F_{gy} = 0 \quad (3.2)$$

Ve moment denklemi yazılırsa:

$$F_{sil} a_3 \sin(\theta - \phi) - F_1 b_3 = 0 \quad (3.3)$$

3.3 numaralı denklem F_1 için çözülürse:

$$F_1 = F_{sil} \frac{a_3}{b_3} \sin(\theta - \phi) \quad (3.4)$$

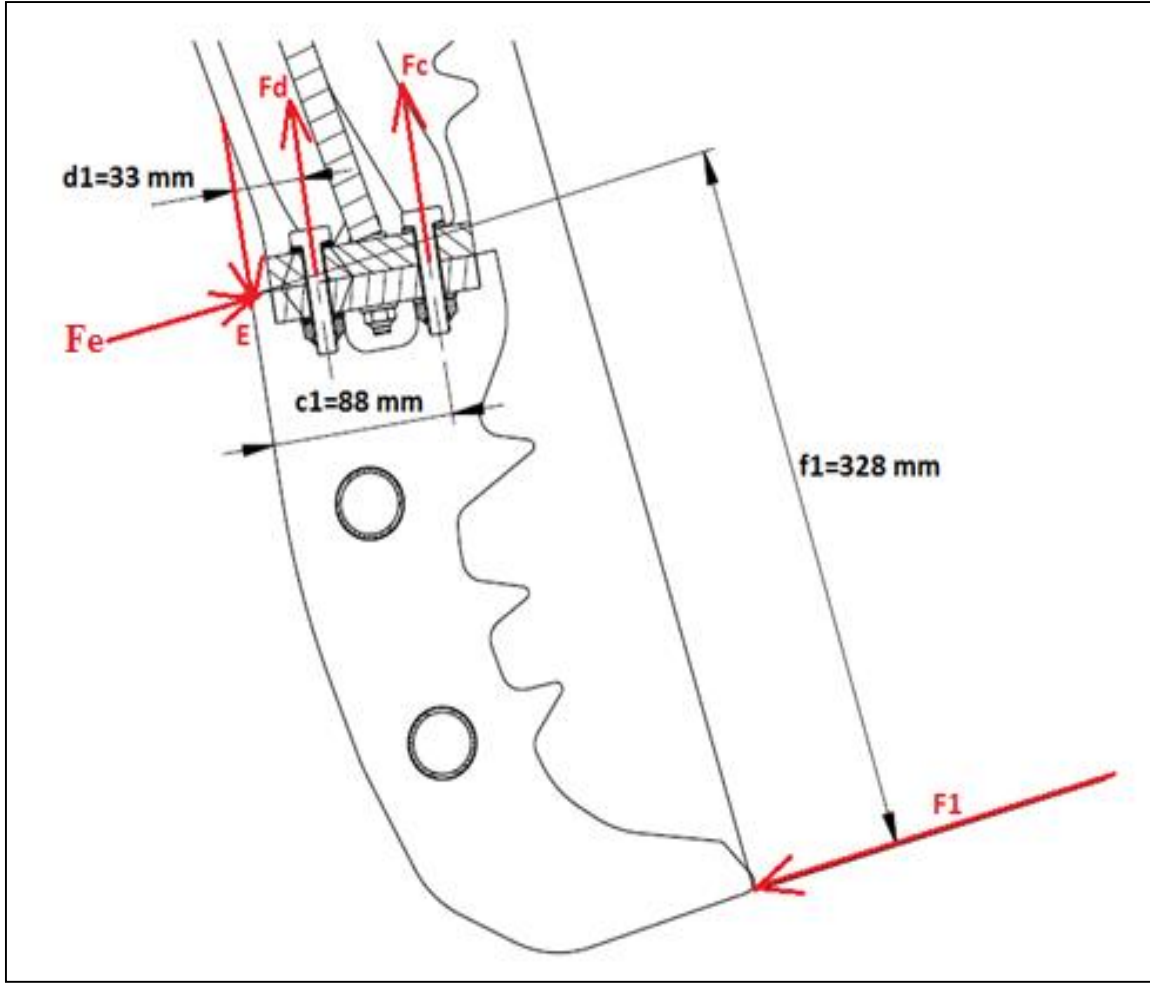
3.1 ve 3.2 numaralı denklemlerden:

$$F_{gx} = -F_{sil} \cos \theta - F_1 \cos \left(\alpha + \phi + \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.5)$$

$$F_{gy} = -F_{sil} \sin \theta - F_1 \sin \left(\alpha + \phi + \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.6)$$

$$F_g = \sqrt{F_{gx}^2 + F_{gy}^2}$$

Bu şekilde çeneye etki eden kuvvetler hesaplanmıştır (F_1 , F_g , F_{sil}). Cıvatalara etki eden kuvvetleri bulmak için uç parçanın serbest cisim diyagramı Şekil 3.24'teki gibi çizilmiştir.



Şekil 3.24. Cıvatalara etki eden kuvvetleri bulmak için uç parçanın serbest cisim diyagramı

Etki eden F_1 kuvvetini dengede tutma sırasında bu uç parça saat yelkovanı yönünde E noktası etrafında dönmeye ve temas yüzeyinden sağdan sola doğru kaymaya çalışacaktır. Dönme sırasında cismin dengede durması için:

$$F_c c_1 + F_d d_1 = F_1 f_1$$

C ve D cıvata kuvvetleri birbirlerine tam eşit değildir. Aynı malzemeden yapıldıkları düşünülür ve parça yüzeyinin düz kalacağı varsayılarak her iki cıvata sırasında sehim:

$$\frac{\delta_D}{d_1} = \frac{\delta_C}{c_1}$$

Bu iki sırada cıvatalar aynı boyutta ve özellikte ise (Elastisite modülü, E, alan A ve uzunluk L aynı)

$$\frac{F_D}{d_1} = \frac{F_C}{c_1}$$

Moment denge denklemi ve bu denklem kullanılarak cıvata sıralarına gelen toplam F_C ve F_D çekme kuvvetleri hesaplanmıştır. (Her bir cıvataya gelen kuvvet bu sayının cıvata sayısına bölünmesi ile elde edilmiştir (F_{C1}, F_{D1})).

Cıvataların kesmeye çalışması istenmez. Bu durumda cıvatalara ön gerilim verilmeli ve kesme yerine sürtünme kuvveti ile bu kuvvet taşınmalıdır. Bu durumda her bir cıvataya N kadar bir ön gerilim kuvveti verilir ise oluşacak olan sürtünme kuvveti (cıvata sayısı n kabul edilmiştir):

$$\mu_s n N = F_1$$

μ_s sürtünme katsayısı Çizelge 3.3'teki gibi iki çelik yüzey arasındaki statik sürtünme katsayısı olan 0,6 alınmıştır [27]. Buradan N ön gerilme kuvveti de bulunduğundan sonra C ve D sıralarına dizilmiş dörder adet cıvatada, bir cıvataya gelen maksimum kuvvet (F_{C1} veya F_{D1}) ile ön gerilme kuvvetinin toplamı, kullanılacak olan cıvatanın kesit alanına bölünerek gerilme bulunmuştur. Bu gerilme emniyet katsayısı 3 alınarak cıvatanın akma mukavemetinden daha düşük olması beklenmiştir.

Çizelge 3.3. Bazı malzemeler arasında yaklaşık statik sürtünme katsayısı (μ_s)

Çelik – çelik	0,6~0,8
Beton – lastik	0,6~0,9
Asfalt – lastik	0,7~1,1
Çelik – teflon	0,01~0,04
Alüminyum – alüminyum	1,1~1,7

$$\sigma = \frac{F_{C1} + N}{A}$$

Cıvata kesit alanı belirlenirken Çizelge 3.4'te belirtilen cıvata diş dibi çapı esas alınmıştır. Burada cıvata için yapılan hesaplara uyduğu için altı köşe başlı DIN 933 M12x50-10.9 cıvata kullanılmıştır. Bu cıvata için:

$$\sigma_{akma} = 900 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{çekme} = 1000 \text{ MPa}$$

Çizelge 3.4. Bazı cıvataların diş üstü, bölüm dairesi ve diş dibi çap değerleri

Cıvatalar	Minimum (mm)		
	Major Dia	Pitch Dia	Minor Dia
M8X1,25	7,76	7,042	6,272
M10X1,5	9,732	8,862	7,938
M12X1,75	11,701	10,679	9,601
M14X2	13,682	12,503	11,271
M16X2	15,682	14,503	13,271
M20X2,5	19,623	18,164	16,624

Son olarak yukarıda anlatılan tüm hesaplamalara ait sonuçlar Çizelge 3.5 ve Çizelge 3.6'da gösterilmiştir.

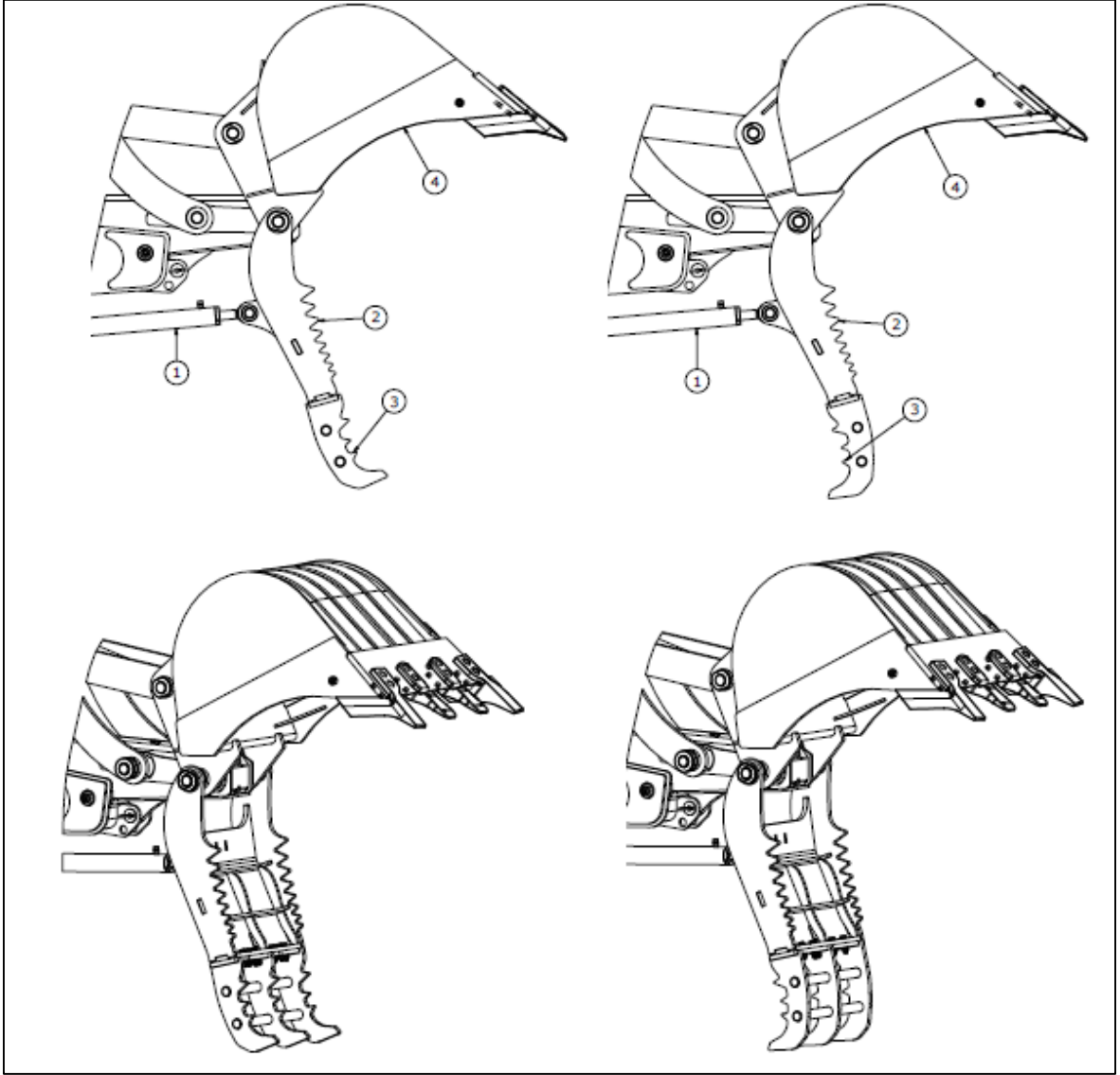
Çizelge 3.5. Hesaplamalara sabit ve değişken parametreler

Sabit Parametreler			Değişken Parametreler		
a1 (mm)	442		s ₂ (min 208, max 690) (mm)	208	
a3 (mm)	319		C sırasındaki cıvata sayısı	4	
b3 (mm)	915		D sırasındaki cıvata sayısı	4	
c3 (mm)	704		Açılar	Derece	Radyan
Dpiston (mm)	50		φ	25,81	0,45
Dmil (mm)	30		θ	138,10	2,41
Basınç(MPa)	23				
c1 (mm)	88				
d1 (mm)	33				
f1 (mm)	328				
Açılar	Derece	Radyan			
α	41	0,72			

Çizelge 3.6. Hesaplamalara ait kuvvet ve gerilmeler

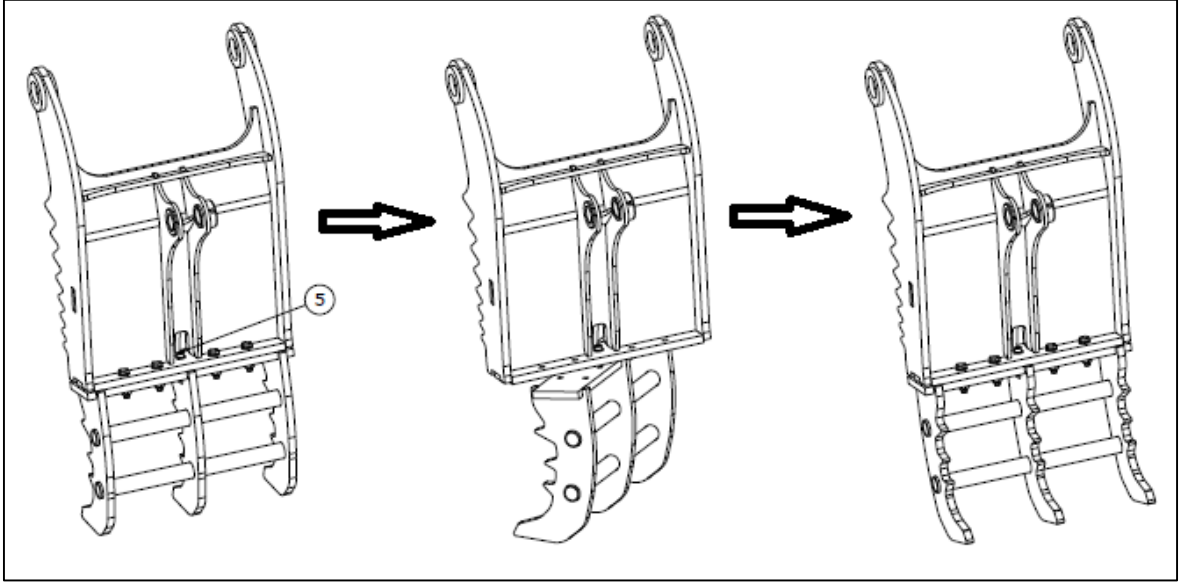
Kuvvetler		Cıvata	M12X1,75
F_{sil} (N)	45160,39	Cıvata Alanı (mm ²)	72,40
F_1 (N)	14567,71		
F_{Gx} (N)	20224,72	$E=F_1$ (N)	
F_{Gy} (N)	-24421,06	$F_1=\mu n$ (N)	
F_G (N)	31708,48	N (N)	24279,51
		N_1 (N)	3034,94
F_c (N)	47603,57	N_1+F_{c1} (N)	14935,83
F_d (N)	17851,34	σ (MPa)	206,30
		s	3,00
F_{c1} (N)	11900,89	σ_{em} (MPa)	618,91
F_{d1} (N)	4462,83		
Gerilmeler		Çelik-Çelik μ	0,6-0,8
σ_{c1} (MPa)	164,38	Kabul edilen	0,6
σ_{d1} (MPa)	61,64		

Çene kompleksinde uç ile ana gövdenin birbirine montajı, ucun 180° döndürülerek ripper atışmanı olarak da kullanılabilmesi konusunda 2019/02575 numaralı patent başvurusu yapılmıştır. Çene kompleksinin iki farklı şekilde kullanılabilmesi Şekil 3.25'te gösterilmiştir.

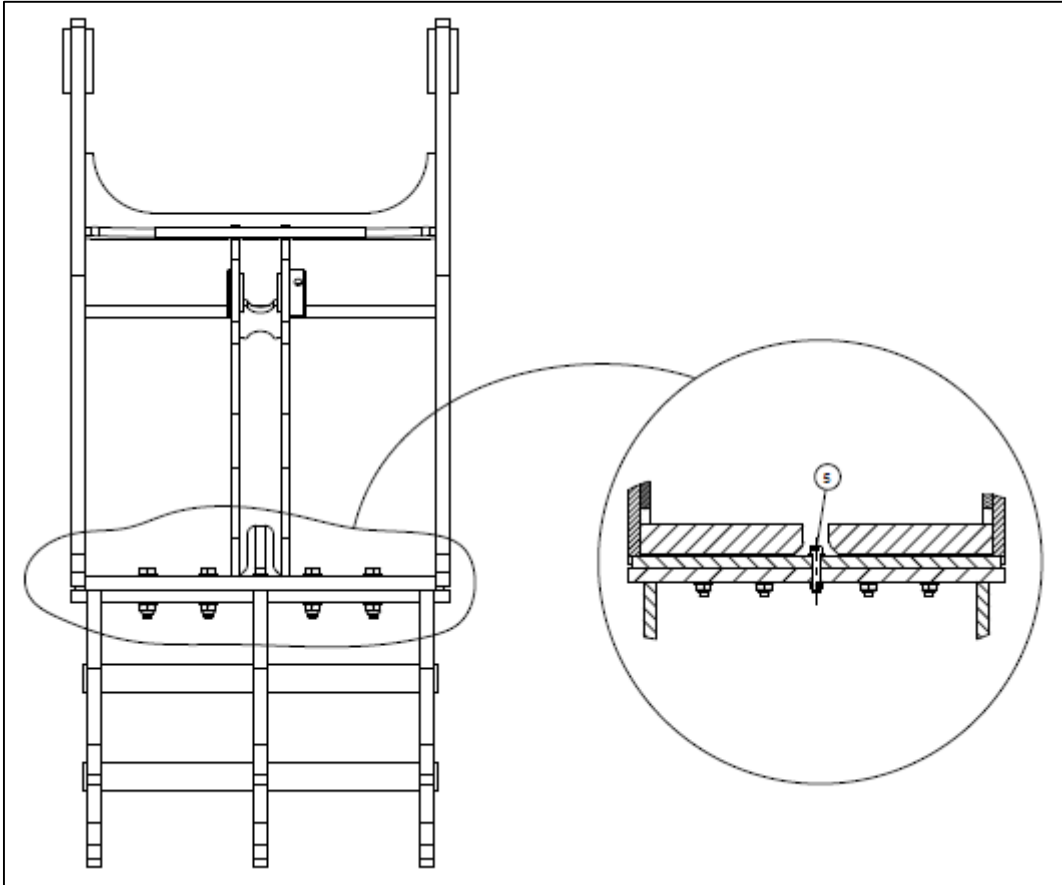


Şekil 3.25. Çene kompleksinin iki farklı amaç için kullanımı

Çene ucunun yönü değiştirilirken yaklaşık 16 kg ağırlığındaki uç ortada montajlı bir adet cıvata sayesinde tamamen ana gövdeden ayrılmayarak dönebilmektedir. Böylece sahada ucun yönü değiştirilmesi gerektiğinde ana montaj cıvataları söküldükten sonra ucun ağırlığını operatörün taşımaması ve çok daha kolay yön değiştirebilmesi hedeflenmiştir. Operatör sadece bağlantı cıvatalarını sökecek, fakat ucun dönmesi için tutulmasını sağlayan ortadaki cıvatayı sökmeyecektir. Ucun yönü değiştirildiğindeki süreç Şekil 3.26 ve 3.27’de gösterilmiştir. Ayrıca bu şekillerde belirtilen unsurların işlevleri ise Çizelge 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.26. Ucun yönünün değiştirilmesi

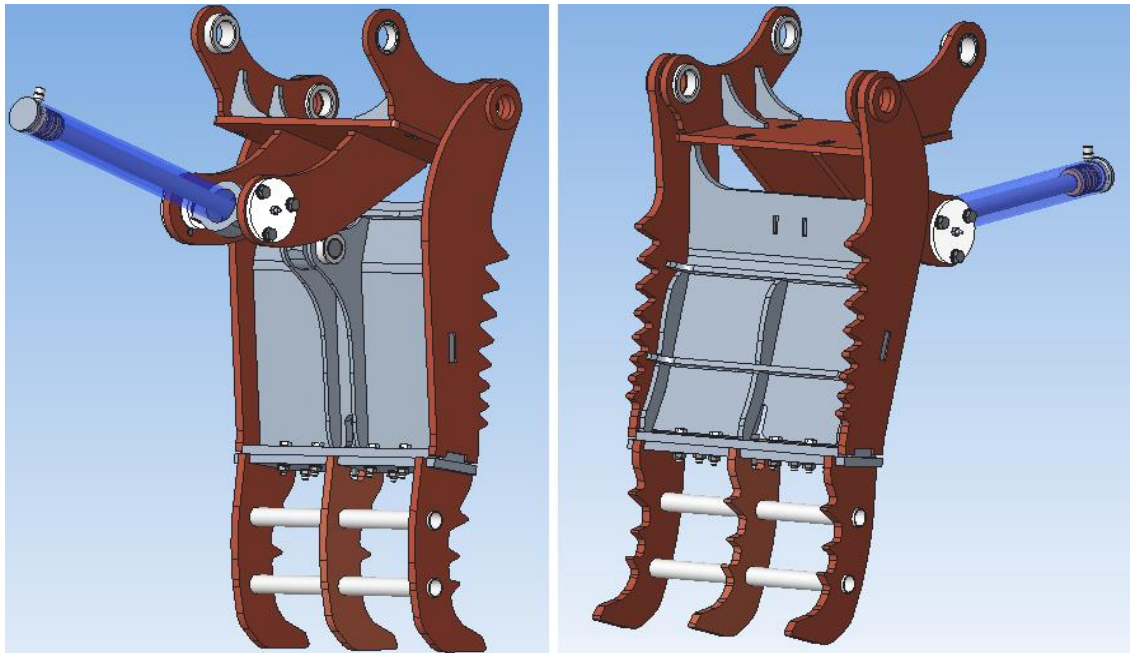


Şekil 3.27. Dönüş civatası

Çizelge 3.7. Çene kompleksi unsur ve işlevleri

Unsur No	Unsur Adı	Unsurun İşlevi
1	Hidrolik Silindir	Hidrolik çeneye stroku boyunca hareket kabiliyetini verir.
2	Çene, Ana Gövde	Malzemelerin tutulması için çenenin ana gövdesini oluşturur.
3	Çene, Uç	Çene ataşmanı olarak kullanıldığında aşınma veya zarar görme durumlarında değiştirilebilir. Bu buluşta ortadaki cıvata sayesinde, diğer cıvatalar sökülerek gövdeden tamamen ayrılmadan 180° döndürülerek ters montajlanıp ripper ataşmanı olarak kullanmaya izin verir.
4	Kazıcı Kepçe	Çene ile birlikte çalışarak malzemelerin kavranmasını sağlar
5	Cıvata, DIN912,M8x45,10.9	Bu cıvata sayesinde çene ucu ana gövdeden tamamen ayrılmadan dönebilir. Bu sayede diğer cıvatalar söküldüğünde yaklaşık 20 kg olan çene ucu gövdeden tamamen ayrılmaz ve operatöre yük olmaz. Operatör sadece diğer cıvataları söktükten sonra 180° döndürür ve diğer cıvataları montajlar. Böylece ripper ataşmanı olarak malzeme sökme işlemlerinde ataşmanı kullanabilir.

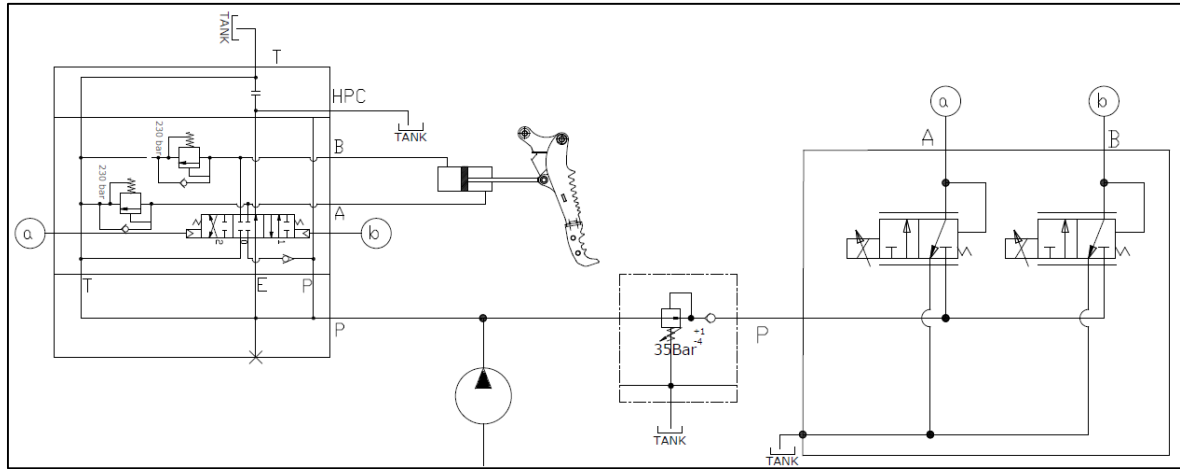
Tüm bu aşamalardan sonra hidrolik çene silindiri, bağlantı elemanı ve çene kompleksi montajı Şekil 3.28'deki gibi olacaktır.



Şekil 3.28. Kazıcı kepçe ile çalışan hidrolik çene komple montajı

3.6. Hidrolik Hat Tasarımı

Hidrolik çeneye hareketini veren hidrolik silindirin makine üzerindeki hidrolik tesisata ek olarak Şekil 3.29'daki gibi hidrolik tesisatı oluşturulmuştur. Deneme yapılan Hidromek 102B marka kazıcı yükleyicide iki adet dişli pompa bulunmaktadır. Bu ataşman kullanılırken tek hidrolik pompa kullanımı uygun görülmüştür. Böylece debiyi azaltıp çok hızlı çalışmayarak hassas işlerin yapılabilmesi için daha yavaş hareketler elde edilmiştir. Ataşmanın hidrolik sisteminin mevcut makinenin teleskobik arm sistemine seri bağlanması uygun görülmüştür. Böylece operatör kontrol kolunu oransal olarak kullanarak teleskobik arm ve hidrolik çene ataşmanını aynı anda kullanabilir duruma gelecektir. Şekil 3.29'da sağ taraftaki oransal kontrol valfi makine kontrol kolu üzerine yerleştirilen bir oransal kontrol anahtarı ile kontrol edilmiştir. Bu oransal kontrol valfi debinin operatörün hareketine göre ayarlanmasını sağlayarak şekilde sol taraftaki yön kontrol valfini kontrol etmiştir. Yön kontrol valfi ise hidrolik çene silindirin açma ve kapama yönlerine yağ gitmesini sağlamıştır.



Şekil 3.29. Hidrolik Çene Silindiri Hidrolik Hattı

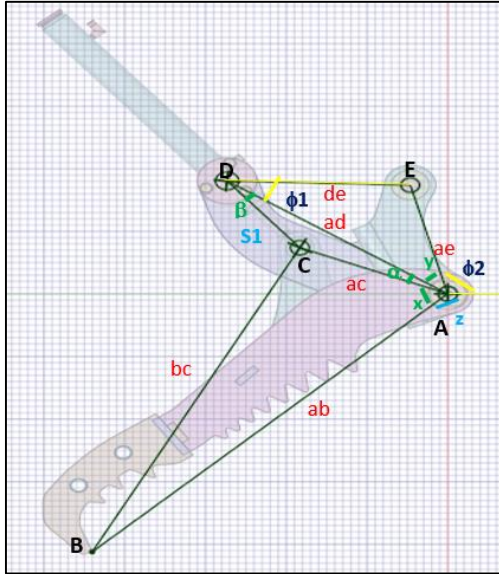
4. ANALİZ

Hidrolik çeneye ait tüm parçaların mukavemet hesaplamaları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak MSC Marc Mentat yazılımı vasıtası ile gerçekleştirilmiştir. Hidrolik silindir üretiminde her bir parçanın ayrı ayrı malzeme özellikleri silindir tasarımı bölümünde verilmiştir. Hidrolik çenenin yükleme şartı belirlenerek çene üzerine gelen yükler tespit edilmiştir. Bağlantı elemanı ve çenenin üretiminde ise genel olarak S355J2C+N sac, aşınmaya dayanıklı saclar, S355J2C kaynaklı burçlar ve E235 boru kullanılmıştır. Analiz bilgileri ise aşağıdaki gibidir:

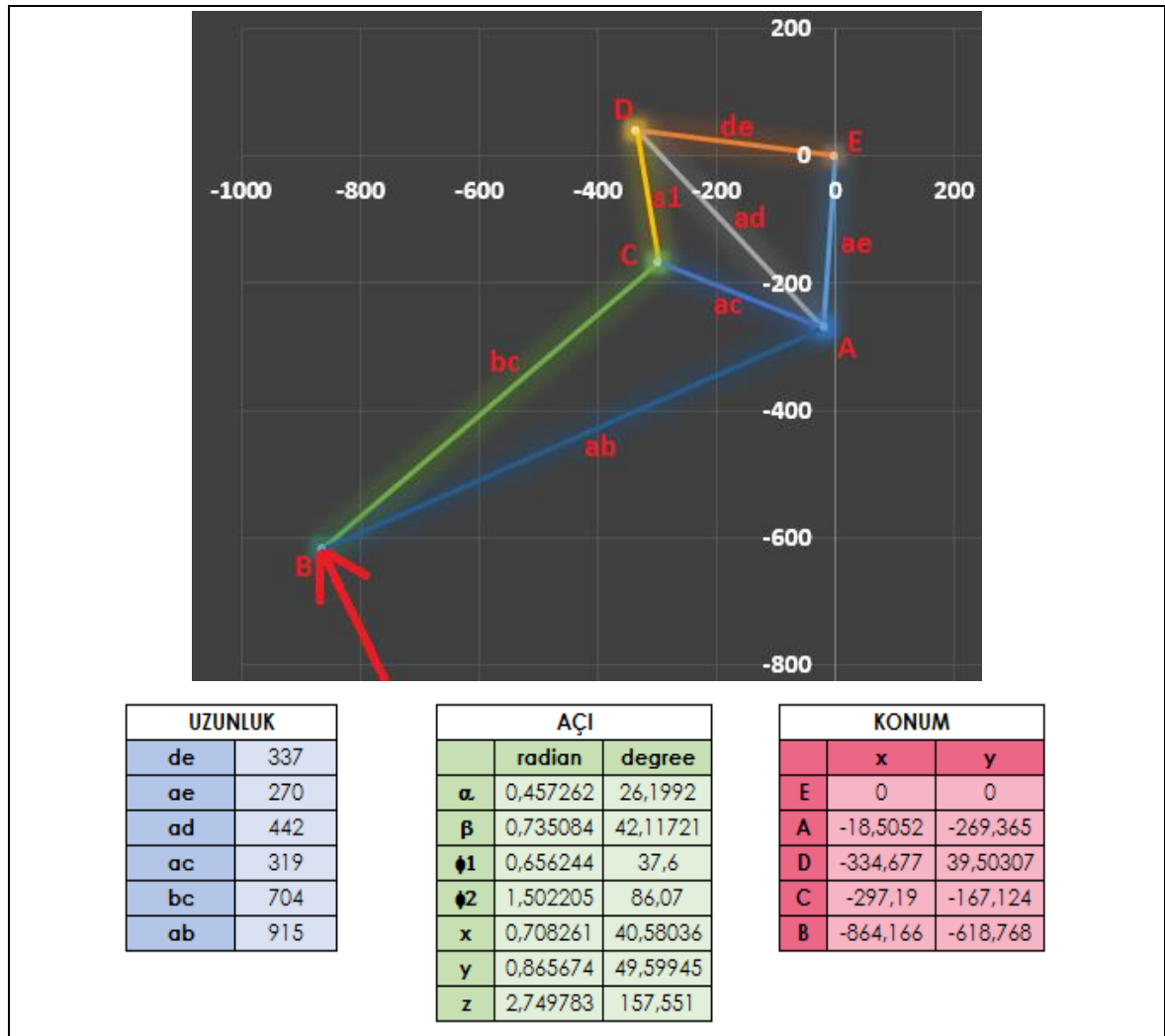
- Elastisite Modülü: 210000 MPa
- Poisson Oranı: 0,3
- Yoğunluk: 7,85 gr/cm³
- Çalışma basıncı: 230 bar
- Sınır Şartları: Ataşmanın makine kolu ile bağlantı noktasında tüm noktalardan sabitlenmiş, sadece rotasyon açık bırakılmıştır.
- Geometrik özellikler: Kabuk elemanlarla modellenmiştir.
- Eleman Tipi: quad4
- Eleman Sayısı: 20160
- Eleman Büyüklüğü: 9-10 mm

Analiz sonucunda hesaplanan gerilme değerleri kullanılan malzemelerin akma gerilmesinden küçük olduğu için yapılan tasarımın emniyetli olduğu belirlenmiştir.

Çeneye gelen yükün tespiti için öncelikle kuvvet analizi yapılmıştır. Kuvvet analizi ile çene ucunda meydana gelen maksimum koparma kuvveti 230 bar için hesaplanmıştır. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gözüktüğü gibi kuvvet sürekli olarak çene ucundan (B noktasından) dönme noktasına göre (A noktası) sürekli dik olarak uygulanmıştır.



Şekil 4.1. Analiz için hazırlanan taslak



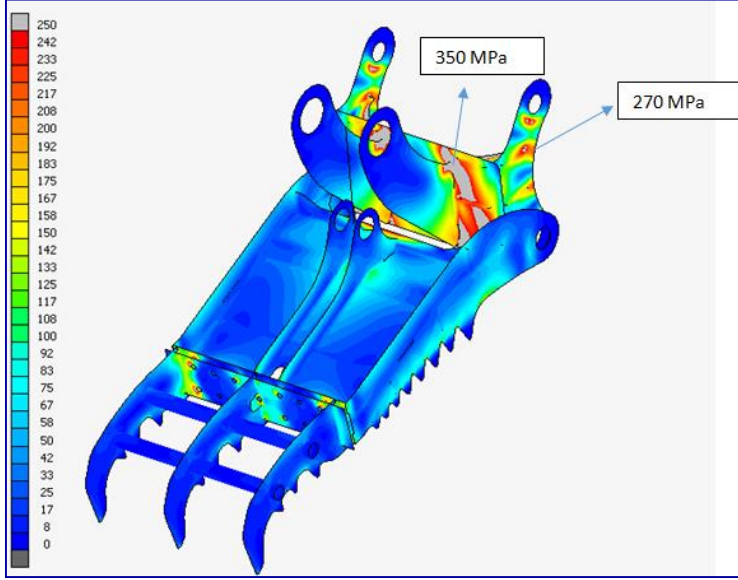
Şekil 4.2. Kuvvet analizi taslağı

Burada s_1 , D ve C noktasında bağlantısı yapılan hidrolik silindirin hareket ile birlikte sürekli değişen stroğunu temsil etmektedir. s_1 boyu minimum 208 mm, maksimum 690 mm olmaktadır. Bu 482 mm'lik değişkenlik boyunca çene tam kapalı pozisyondan açılma hareketi yapmaktadır. Bu hareket boyunca B noktasında Q kuvvetinin ab doğrultusuna sürekli dik olarak etki ettiği düşünülmüştür. Silindir stroğuna göre bu kuvvetin değişimi Çizelge 4.1'de verilmiştir.

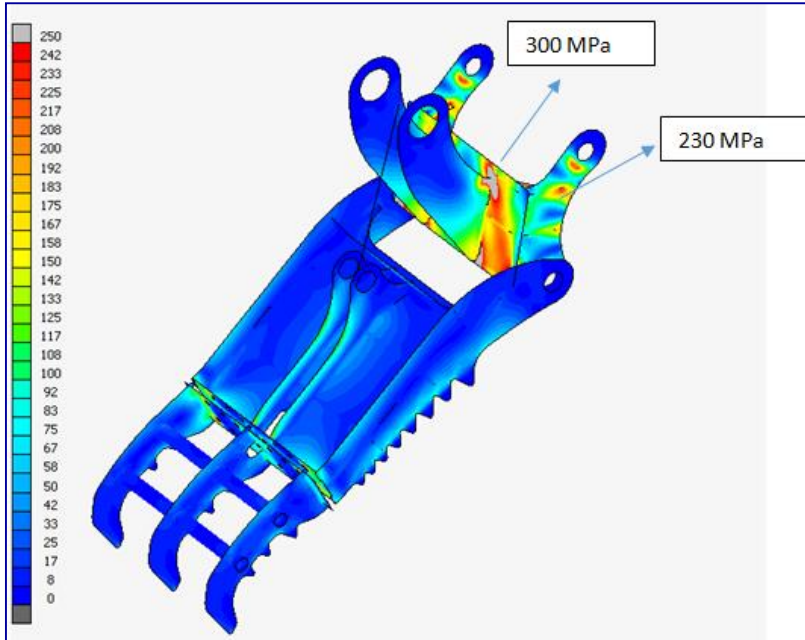
Çizelge 4.1. Silindir stroğuna göre çene ucundaki Q kuvvetindeki değişiklik

	s_1	Q (kN)	Q (°)	Q_x (kN)	Q_y (kN)
1	210	15.815	67.5	6.038	14.617
2	230	15.659	63.7	6.925	14.045
3	250	15.487	60	7.730	13.419
4	270	15.310	56.4	8.469	12.754
5	290	15.137	52.8	9.150	12.058
6	310	14.969	49.2	9.779	11.333
7	330	14.808	45.6	10.358	10.583
8	350	14.655	42	10.890	9.806
9	370	14.509	38.3	11.376	9.004
10	390	14.369	34.6	11.815	8.177
11	410	14.236	30.9	12.207	7.324
12	430	14.108	27.1	12.550	6.445
13	450	13.986	23.3	12.841	5.540
14	470	13.868	19.4	13.079	4.609
15	490	13.753	15.3	13.260	3.651
16	510	13.643	11.2	13.379	2.666
17	530	13.534	7	13.433	1.655
18	550	13.428	2.6	13.414	0.616
19	570	13.323	-1.9	13.316	-0.449
20	590	13.219	-6.6	13.129	-1.541
21	610	13.113	-11.7	12.840	-2.660
22	630	13.004	-17	12.435	-3.804
23	650	12.890	-22.6	11.893	-4.972
24	670	12.768	-28.8	11.182	-6.163
25	690	12.629	-35.7	10.256	-7.370

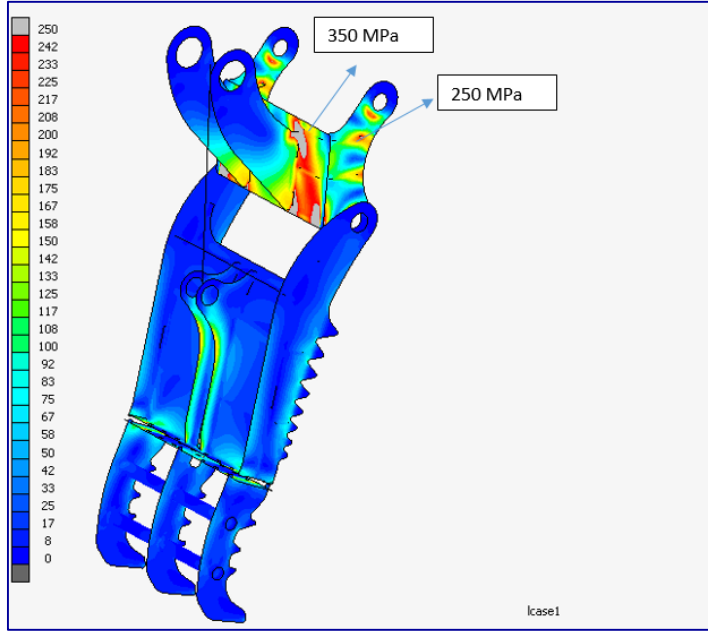
Bu şartlar kullanılarak analiz tamamlanmıştır. Analizde hidrolik çene silindirinin en kapalı olduğu anda, orta konumda ve en açık pozisyonunda iken analiz sonucu bulunan gerilme haritası Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.3. Hidrolik çene silindiri en kapalı pozisyondayken çene üzerindeki gerilme haritası (Kapalı konum) (Von Mises)



Şekil 4.4. Hidrolik çene silindiri 241 mm açık pozisyondayken çene üzerindeki gerilme haritası (Orta konum) (Von Mises)



Şekil 4.5. Hidrolik çene silindiri en açık pozisyondayken çene üzerindeki gerilme haritası (Açık konum) (Von Mises)

Böylece 230 bar çalışma basıncında uç ile dönme eksenindeki doğrultuya sürekli dik olacak şekilde koparma kuvveti uygulanmıştır. Hidrolik çene silindiri en kapalı konumdan en açık konuma gelene kadar gerilmeler incelenmiştir. Özellikle hidrolik çene silindiri en kapalı pozisyonda iken gerilmelerin en yüksek olduğu görülmüştür. Bu ataşmanın kullanımında bu pozisyon sürekli kullanılmamaktadır. Operatör genellikle kazıcı kepçeyi en kapalı pozisyonda değil de belli bir miktar kepçe silindirini açarak kazıcı kepçeyi çeneye yaklaştırır ve çene ile malzemeleri yakalar. Fakat en kritik değerler bu pozisyonda alındığı için bu duruma göre önlemler alınmıştır. Bu önlemler arasında özellikle bağlantı elemanında kullanılan saclarda aşınma riski olmamasına rağmen akma mukavemeti değerinin yüksek olmasından dolayı aşınmaya dayanıklı akma mukavemeti 1250 MPa olan saclar kullanılmıştır.

5. PROTOTİP ÜRETİM VE MONTAJ

Tasarımı yapılan tüm parçaların teknik resimleri çizilerek üretime teslim edilmiştir. Farklı kalınlıklardaki S355J2C+N sac plakalar ile aşınmaya dayanıklı sac plakalar lazer kesim yöntemi ile ilgili parça kesim formlarına göre kesilmiştir. Hidrolik çene üzerinde bulunan burçlar S355 dolu malzemelerden işlenerek üretilmiştir. Çene ucunda bulunan boru ise E235 borudan üretilmiştir. Üretilen tüm parçaların Resim 5.1-5.3'te gösterildiği gibi önce kaynak çatımları yapılmış, daha sonra da kaynak prosesi tamamlanmıştır. Kaynağı tamamlanan parçalardan ana gövde kompleksi çap ve yüzey işleme işlemlerine tabi tutularak son haline getirilmiştir. Parçalar temizlenip ilk montaj denemesi için montaja hazırlanmıştır.



Resim 5.1. Bağlantı elemanı parçaları ve kaynak çatımı



Resim 5.2. Ana gövde parçaları ve kaynak çatımı

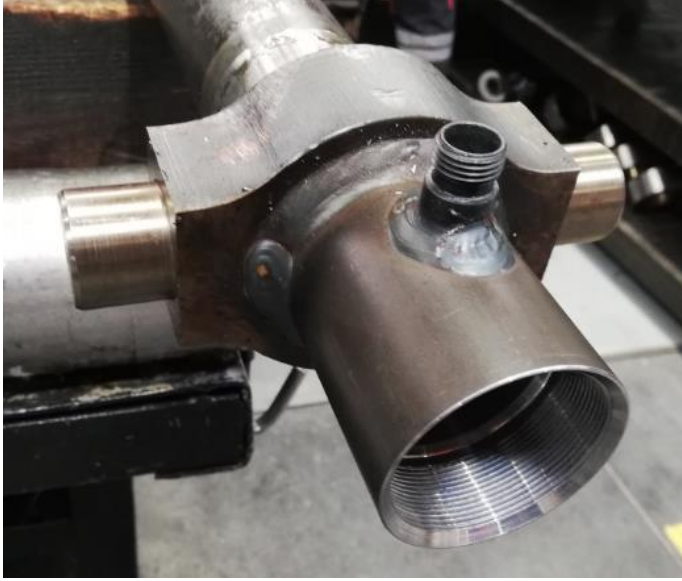


Resim 5.3. Çene ucu kaynak çatımı

Ayrıca silindirhane bölümünde silindire ait tüm parçalar üretilerek silindirin toplanması için parçalar hazır hale getirilmiştir. E355 Ø60x5 dikişsiz honlama paylı boru ile silindirin bağlantı noktasını oluşturan S355J2C+N sac ve kaynak nipelleri birbirleri ile kaynatıldıktan sonra honlama işlemi uygulanmıştır. Bu uygulama ile et kalınlığı nispeten düşük olan bir boru üzerine hamut parçasının kaynatılması ile özellikle kaynak bölgesinde silindir iç çapında dalgalanmalar olacağı için kaynak prosesinden sonra honlama yapılmıştır. Böylece kaynaktan sonra silindir iç çapında piston ve sızdırmazlık elemanlarının çalışması için uygun yüzey oluşmuştur. Honlama işleminden sonra silindir iç çap ve yüzey işlemleri gerçekleştirilmiştir. Honlama ve işleme prosesleri bitmiş silindir borusu kaynaklı kompleksi Resim 5.4 ve Resim 5.5'te gösterilmiştir.



Resim 5.4. Silindir borusu, bağlantı sacı ve nipellerin kaynaktan sonra honlanmış ve işlenmiş montaja hazır hali



Resim 5.5. Silindir borusu kaynaklı kompleksinde kapak montajı için işleme prosesi görüntüsü

Mil ve mil başlığı üretildikten sonra birbirleri ile kaynatılarak montaja hazır hale getirilmiştir. Piston ve ön kapak üzerlerine sızdırmazlık elemanları montajlanmıştır. Mil ve başlık kompleksi üzerine önce ön kapak montajlandıktan sonra piston mil üzerindeki işlenen kılavuz üzerine sıkılmıştır. Piston ayrıca çelik bilye ve setskur ile mil üzerinde emniyete alınmıştır (Resim 5.6).



Resim 5.6. Silindir mil ve başlık kompleksinde kapak ve piston montajı

Tüm bu işlemlerden sonra toplanan silindir kompleksi Resim 5.7’de gösterilmiştir.



Resim 5.7. Silindir kompleksi

Bağlantı braketleri ve çene kompleksinin makineye montajı için SAE 4140 malzemeden üretilmiş ve 8 µm mangan-fosfat kaplanmış, 2 mm derinliğinde 57 HRC sertliğe sahip 1 adet Ø44x479 mm ve 1 adet Ø44x407 mm pim üretilmiştir. Ayrıca hidrolik silindir mil başlığının çene kompleksine bağlantısının yapılabilmesi için yine aynı malzemeden 1 adet Ø32x91 mm pim üretilmiştir. Silindirin bağlantı braketine montajı için silindir üzerine montajlanmak amacıyla ise 55 HRC sertliğinde 2 adet 16MnCr5 Ø32x4 sert burç ile bu bölgede bağlantı braketleri üzerinde yataklık yapacak 2 adet Ø40x5 16MnCr5 sert burç ve ISO 2081 Fe/Zn8/B galvaniz kaplanmış C1040 malzemeden yatak üretilmiştir. Tüm bunlar ile birlikte parçalar makine üzerine montajlanarak hidrolik tesisat bağlantıları yapılmıştır. yapılan bağlantı ve makine üzerindeki görünüm Resim 5.8 ve 5.9’da verilmiştir.



Resim 5.8. Hidrolik çene ataşmanın makine üzerine montajı



Resim 5.9. Hidrolik çene ataşmanın makine üzerine montajı

6. TEST

Hidrolik çene atışmanı üzerinde üç doğrultuda ölçüm yapan birim uzama elemanlarının olduğu rozet ilgili bölgelere yapıştırılarak testi yapılmıştır. Çok eksenli gerilme durumu olduğundan klasik tip basit birim uzama bantları yerine rozet tipi gerilme bandı kullanılmıştır. Kullanılan rozet tipi gerilme bandı ile ilgili bilgiler aşağıda özetlenmiştir [28].

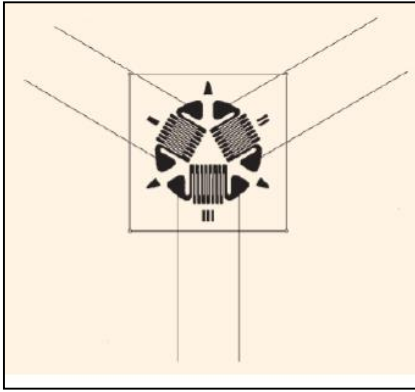
Marka: HBM

Tip: 10/120RY11

Gauge faktörü: $1,96 \pm \%1$

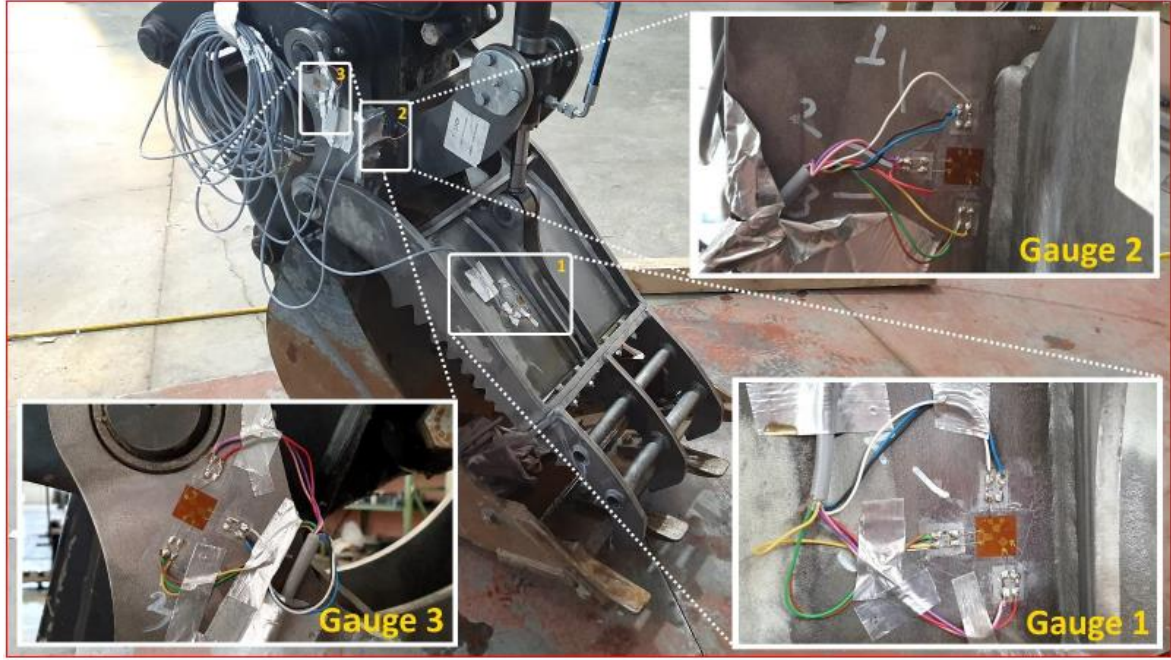
Gauge faktör sıcaklık katsayısı: $104 \pm \%10^{-6}/^{\circ}\text{C}$

Kullanılan gerilme bandının şekli Şekil 6.1’de verilmiştir.



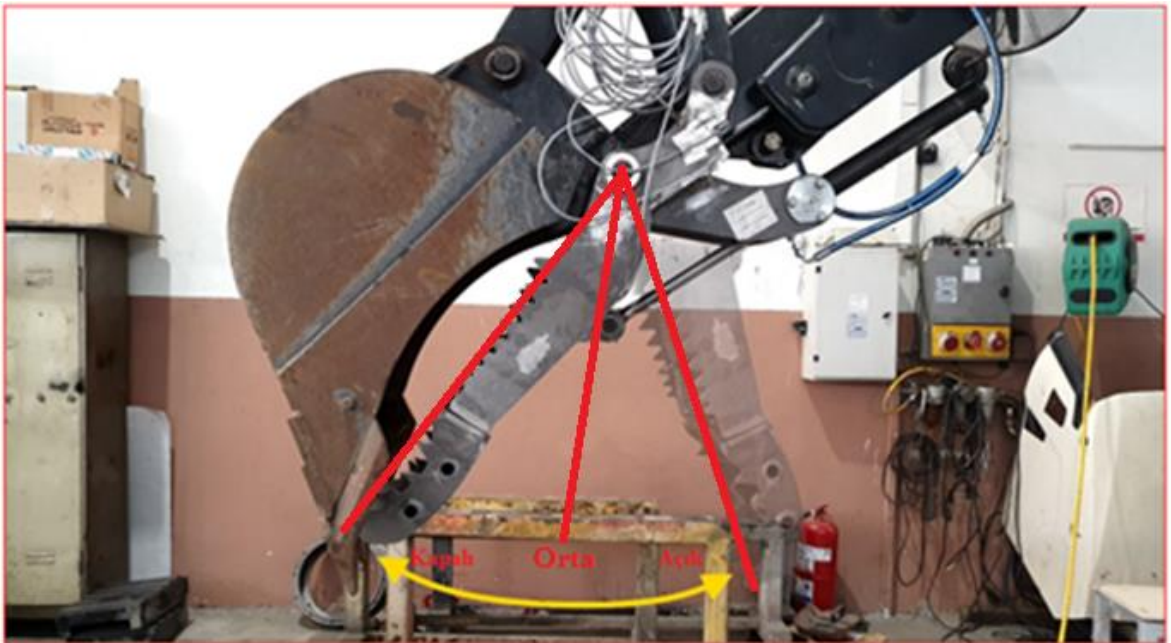
Şekil 6.1. Ölçümde kullanılan gerilme bandının şekli [28]

Hidrolik çene atışmanı üzerinde yapılan analizlerde görülen kritik kesit olarak düşünülen iki farklı yüksek gerilme bölgesi ile bir adet de yine farklı bölgede olmak üzere düşük gerilme bölgesine rozet bağlantısı yapılmıştır. Bu bölgeler Resim 6.1’de gösterilmiştir.



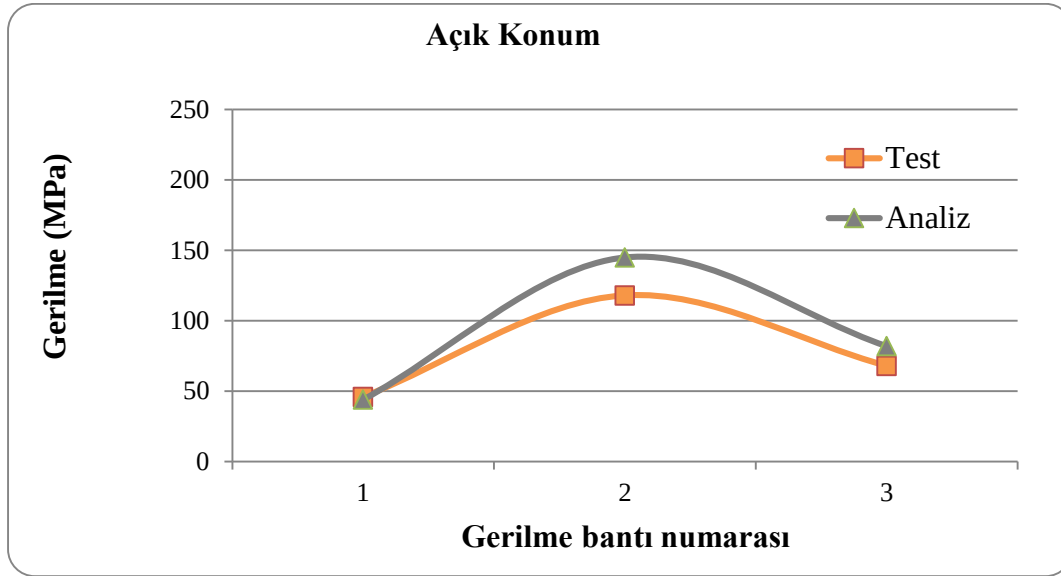
Resim 6.1. Gerilme bantlarının hidrolik çene ataşmanı üzerindeki yerleri

Gerilme bantları yapıştırılan ataşman sonlu elemanlar yöntemi ile analiz koşullarındaki gibi çenenin en açık (silindir tam kapalı strokta), orta (silindir orta strokta) ve en kapalı (silindir tam açık strokta) konumda olduğu durumda uç kısmından çeneye yaklaşık 90° olacak şekilde araya cisim yerleştirilerek kazıcı kepçe sabit olacak şekilde çene hidrolik silindirin açma kuvveti ile zorlanmıştır. Çenenin konumları Resim 6.2’de gösterilmiştir.

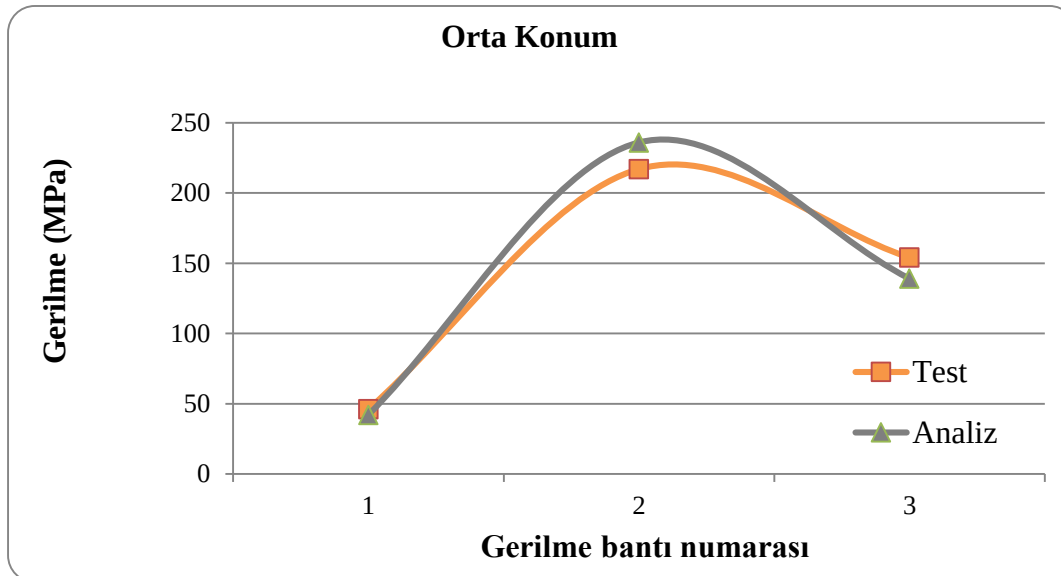


Resim 6.2. Hidrolik çenenin açık, orta ve kapalı konumu

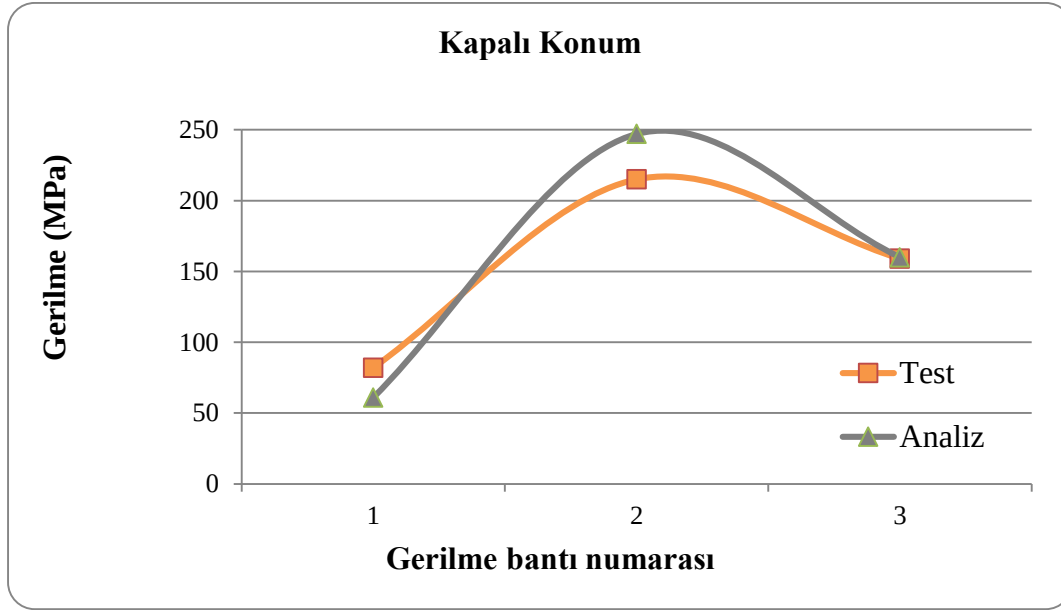
Bu işlemler yapılırken silindirde oluşan basıncın kontrolü, üzerine montajlanan basınç portları sayesinde takip edilmiştir. Silindir çalışma basıncı 220-230 bar arasında ölçülmüştür. Ayrıca her üç bölgede oluşan gerilmeler kaydedilmiştir. Çenenin farklı pozisyonlardaki analiz ve test değerlerinin kıyas tabloları Şekil 6.2, 6.3 ve 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Hidrolik çenenin açık konumda analiz ve test değerlerinin kıyaslanması



Şekil 6.3. Hidrolik çenenin orta konumda analiz ve test değerlerinin kıyaslanması



Şekil 6.4. Hidrolik çenenin kapalı konumda analiz ve test değerlerinin kıyaslanması

En kapalı pozisyonda analiz sürecinde 1, 2 ve 3 numaralı gerilme bantları üzerinde sırasıyla 61, 247, 160 MPa gerilme okunurken, test sonuçlarında ise sırasıyla 82, 215, 159 MPa gerilme değerleri okunmuştur. Çenenin orta pozisyonunda analiz sürecinde 1, 2 ve 3 numaralı gerilme bantları üzerinde sırasıyla 42, 236, 139 MPa gerilme okunurken, test sonuçlarında ise sırasıyla 46, 217, 154 MPa gerilme değerleri okunmuştur. Son olarak en açık pozisyonda analiz sürecinde 1, 2 ve 3 numaralı gerilme bantları üzerinde sırasıyla 44, 145, 82 MPa gerilme okunurken, test sonuçlarında ise sırasıyla 46, 118, 68 MPa gerilme değerleri okunmuştur. Analiz ve test değerleri arasındaki %10-%15 gibi farklılıklar olması ise kabul edilmiştir.

Tüm test gerilme ölçüm değerleri ile sonlu elemanlar analiz değerleri arasında ortalama %11,74 hata oranı olmuştur. Bu hatanın olası nedenlerinden bazıları:

- Hidrolik çene üretim toleransları
- Testte analiz koşullarının birebir gerçekleştirilememiş olması
- Test sırasında silindir çalışma basıncının sabit 230 barda olmaması
- Özellikle kapalı konum olmak üzere test sırasında analizdeki gibi kuvvet tam olarak çene ucundan çeneye dik olacak şekilde verilememesi
- Parçalara rozet yapıştırılmasında oluşabilecek hatalar
- Sonlu elemanlar analizindeki modelleme hataları

şeklinde ifade edilebilir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kazıcı yükleyici iş makineleri için hidrolik tahrikli çene ataşman tasarımı, sonlu elemanlar analizi ve gerilim ölçüm testi gerçekleştirilmiştir. Önce makine üzerinde hidrolik çene ataşmanı yokken makinenin kazıcı kaldırma kapasitesinin maksimum olduğu noktadaki kaldırma ağırlığı hidrolik çene makineye montajlandıktan sonra da çene ile bu ağırlığı kaldırabilecek şekilde tasarım hesapları yapılmıştır. Hidrolik çenenin makine ana komponentlerinde herhangi bir deformasyon gerçekleştirilmeksizin, direkt montajlanabilir olması ve çene ucunun tamamen gövdeden ayrılmaksızın 180° döndürülerek malzeme tutma işlevinin dışında malzeme sökme işlevi de kazanması ile farklılık yaratılmıştır.

Ataşmanın gerçek çalışma koşullarında çok nadir karşılaşılabilecek çenenin en uç noktasından gövdeye dik doğrultuda kuvvetin uygulanması ile tasarım hesapları ve sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapılmıştır. Bu yükleme şartı çene üzerine gelebilecek maksimum kuvvetleri oluşturduğu için seçilmiştir. Hidrolik çene silindirin tüm strok değerlerinde bu yükleme şartı korunmuştur. Genel olarak da hidrolik çenenin tam kapalı, orta ve tam açık pozisyonlarında üzerindeki gerilmeler incelenmiştir.

Test sırasında en yüksek gerilim değeri 217 MPa ile çene orta konumda iken bağlantı braketi üzerindeki silindir bağlantı uzuvlarının kaynak bölgesine yakın olan bölgede okunmuştur. Bu durum analizlerde görüldüğü için aşınma bölgesi olmamasına rağmen bağlantı braketi akma mukavemeti yaklaşık 1000 MPa olan aşınmaya dayanıklı saclardan üretilmesi kararı isabetli olmuştur. Böylece analizden önce SAE S355J2C+N malzemeden tasarlanan bağlantı braketi analizden sonra malzemesi değiştirilerek okunan gerilme değerlerine dayanımı sağlanmıştır.

Analizlerde bu üç pozisyonda görülen maksimum gerilme değerlerine göre iki nokta ve bir de çenede farklı bölgede bir nokta alınacak şekilde üretilen çene üzerine gerilme bandı yapııştırılmıştır. Hidrolik silindirin çalışma basınç değeri de kontrol altına alınarak bu üç bölgede oluşan gerilme değerleri kaydedilmiştir. Analiz ve test değerleri karşılaştırılmıştır. Test şartlarının tam olarak analiz şartlarını oluşturamaması göz önüne alındığında genel olarak ilgili bölgelerde analiz ve test değerleri uyum sağlamıştır. Genele bakıldığında da analiz değerlerinin test değerleri üzerinde çıkması ile güvenli bölgede kalınmıştır. Sonuç olarak üretilen çenenin malzeme akma mukavemetinin altında değerler ölçüldüğü ve tasarım

ile analizlerde öngörülen değerlerin üstünde bir sonuçla karşılaşılmadığı için tasarım testi başarı ile tamamlamıştır.

Bu tasarımdan farklı olarak operatörlerin de üzerinde ortak görüş bildirdiği hidrolik çene makine üzerine montajlı iken de kazıcı kepçeyi tam anlamı ile kazı işlerinde kullanabilir bir tasarım üzerinde çalışma yapılabilir.

Bu tezde yapılan çalışmalardan faydalanılarak hidrolik silindir tahrikli farklı bir ataşman tasarlanabilir.

KAYNAKLAR

1. Kılıç, B., Balkan, T., Söylemez, E. (2008). *Kazıcı-yükleyici iş makinasının hidrolik ve mekanik sistemlerinin dinamik analizi*. V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, İzmir, 1-3.
2. Akpınar, M.V. (2010). *İş makineleri ders notları*. Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 1-2.
3. Söylemez, E. (2010). *Mekanizma tekniği makine teorisi-1, Bölüm 1*. İstanbul: Birsan Yayınevi, 1-39.
4. İnternet: JCB. (2018). 3CX backhoe loader. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.jcb.com%2Fen-us%2Fproducts%2Fbackhoe-loaders%2F3cx-new-us+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 24.10.2018.
5. İnternet: hidromek (2018). *Kazıcı yükleyiciler*. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.hidromek.com.tr%2F1%2Fu%2Fkazici-yukleyiciler+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 11.10.2018.
6. İnternet: JCB. (2018). 3CX backhoe loader. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.jcb.com%2Fen-us%2Fproducts%2Fbackhoe-loaders%2F3cx-new-us+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 24.10.2018.
7. İnternet: Extreme Metal Products. (2018). *Backhoe thumb- bolt-on*. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fextrememetalproducts.com%2Fi-13354328-backhoe-thumb-bolt-on.html+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 01.11.2018.
8. İnternet: Broken Tractor. (2018). *Mechanical thumb (Mini Size) -- PV4200*. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.brokentractor.com%2Fp%2Fmechanical-thumb-mini-size-pv4200-pv4200%2F+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 06.11.2018.
9. İnternet: Spanish Alibaba. (2019). *Excavadora pin-on hidráulico pulgar*. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fspanish.alibaba.com%2Fproduct-detail%2Fexcavator-pin-on-hydraulic-thumb-257822000.html+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
10. İnternet: Everything Attachments. (2019). *Amulet POWERBRUTE Hydraulic Excavator Thumb for 5-6 Ton Excavators*. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.everythingattachments.com%2Famulet-POWERBRUTE-Hydraulic-Excavator-Thumb-p%2Fam-5-6-ton-powerbrute.htm&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.
11. İnternet: Draco Equipment. (2019). *THUMBS, RAKE, RIPPER*. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fdracoequipment.com%2Famulet%2520Thumbs%2520Menu%2520Page.html+&date=2019-03-13>, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.

12. İnternet: Excavator hydraulic type thumb clamp mechanism and excavator work device, CN105256851A numaralı patent, 2016. URL: <https://patents.google.com/patent/CN105256851A/en>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
13. İnternet: Ekskavatöre montaj edilebilen başparmak ataşmanı, CN203383252U numaralı patent, 2014. URL: <https://patents.google.com/patent/CN203383252U/en>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
14. İnternet: Kepçeye bağlantılı çene tasarımı, JP2003213718A numaralı patent, 2003. URL: <https://patents.google.com/patent/JP2003213718A/en?q=JP2003213718A>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
15. İnternet: Brush rake, US5544435A numaralı patent, 1996. URL: <https://patents.google.com/patent/US5544435A/en>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
16. İnternet: Thumb for scooping tool arm, US6742291B2 numaralı patent, 2004. URL: <https://patents.google.com/patent/US6742291B2/en>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
17. İnternet: Cutting tool and construction equipment therefore, US20090229433A1 numaralı patent, 2009. URL: <https://patents.google.com/patent/US20090229433>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
18. İnternet: Thumb with detachable body US20120151808A1 numaralı patent, 2012. URL: <https://patents.google.com/patent/US8695239B2/en>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
19. İnternet: Earth-Moving Machinery-Safety, Requirements for Backhoe Loaders, DIN EN 474-4, 5.5.3.3. Object Handling Application, 2006. URL: <http://www.liftingandhandling.ie/sites/default/files/earth%20Moving%20Machinery.pdf>, Son Erişim Tarihi: 11.03.2019.
20. Söylemez, E. (2010). *Mekanizma tekniği makine teorisi-1, (Bölüm 2)*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 57-77.
21. Yener, M. (2005). *Design of a computer interface for automatic finite element analysis of an excavator boom*. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara, 11-18.
22. Arslan, M., Serer, M. (2003). *Hidrolik silindir tasarım ve imalatında kullanılan toleranslar ve formüller*. 3. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, İzmir.
23. Valansi, A. (2008). *Hidrolik kreyn tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 18-87.
24. İnternet: Yıldız Teknik Üniversitesi. (2019). *Basınç Çubukları*. YTÜ İnşaat Müh. Böl. Çelik Yapılar I Ders Notları. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A-%2F%2Fwww.yildiz.edu.tr%2F%7Edevrimo%2FDevrim_Ozhendekci_Celik1_Ders-Notu-6.pdf&date=2019-03-13, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.
25. İnternet: Sumit, S. Dharmarao, Design and Analysis of Thick Pressure Vessels. URL: https://www.academia.edu/7664794/Design_and_Analysis_of_Thick_Pressure_Vessels, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.

26. İnternet: Çelik borular, Hassas uygulamalar için, Teknik teslim şartları, Bölüm 3, Kaynaklı soğuk çekilmiş borular, TS EN 10305-3, 2012. URL: <http://goktasmetal.com/wp-content/uploads/2016/01/TS%20EN%2010305-3.pdf>, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.
27. İnternet: Cerit, M. Makine mühendisliği statik ders notları, Sakarya Üniversitesi. URL: <https://docplayer.biz.tr/52202270-Doc-dr-muhammet-cerit-ogretim-uyesi-makine-muhendisligi-bolumu-mekanik-ana-bilim-dali-elektronik-posta.html>, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.
28. İnternet: Köse, H.T. (2014). Kazıcı yükleyici iş makinesi ön aks tasarımı ve tasarımın deneysel doğrulanması, Ankara. URL: <https://docplayer.biz.tr/45438513-Kazici-yukleyici-is-makinesi-on-aks-tasarimi-ve-tasarimin-deneysel-dogrulanmasi-haydar-taylan-kose-yuksek-lisans-tezi-makina-muhendisligi.html>, Son Erişim Tarihi: 10.03.2019.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DEMİR, Yusuf Ziya
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 04.09.1990, Elazığ
Medeni hali : Evli
e-mail : yusufziyademir48@hotmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	S.D.Ü / Makine Mühendisliği	2012
Lise	Dalaman Anadolu Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2014-Halen	Hidromek A.Ş.	Uzman Tasarım Mühendisi
2013-2014	İlci Holding A.Ş.	Makine İkmal Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Demir, Y.Z., Usta, Y. (Baskıda). Kazıcı yükleyici makineler için kazıcı kepçe ile çalışan hidrolik bir çene tasarımı ve denenmesi. *Muş Alparslan Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 7(1), 621-635.

Hobiler

Spor yapmak, kitap okumak



GAZİ GELECEKTİR...