



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**Mekanik Pres Eksantrik Sisteminin Dinamik
Analizler İle Optimum Tasarımı**

Abdullah ÖZKAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Aralık-2020
KONYA
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Abdullah ÖZKAN tarafından hazırlanan “Mekanik Pres Eksantrik Sisteminin Dinamik Analizler İle Optimum Tasarımı” adlı tez çalışması 29/12/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof.Dr. Faruk ÜNSAÇAR

Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Mustafa TINKIR

Üye

Doç.Dr. Murat DİLMEÇ

İmza

.....

.....

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/.../20.. gün ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. S. Savaş DURDURAN
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Abdullah ÖZKAN

Tarih:29/12/2020

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mekanik Pres Eksantrik Sisteminin Dinamik Analizler İle Optimum Tasarımı

Abdullah ÖZKAN

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr.Öğr.Üyesi Mustafa TINKIR

2020, 80 Sayfa

Jüri

**Danışman Dr.Öğr.Üyesi Mustafa TINKIR
Prof.Dr. Faruk ÜNSAÇAR
Doç.Dr. Murat DİLMEÇ**

Bu çalışmada, krank biyel mekanizması yerine eklem mafsallı mekanizma kullanarak genişletilmiş metal imalatında kullanılan eksantrik presin çekme ve kesme işlem kalitesini artırmak, verimliliğini yükseltmek ve aynı kuvveti elde edecek şekilde güç gereksinimini düşürmek için optimize edilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada öncelikle, genişletilmiş metal malzemenin şekillendirilmesi için gerekli kuvvet hesaplamaları yapılmıştır. Daha sonra krank biyel mekanizması yerine tasarlanan eklem mafsallı mekanizmanın dinamik hesaplamaları ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Son olarak da presin sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal analizleri yapılmıştır.

Çalışma sonunda, krank biyel mekanizmasına göre eklem mafsallı eksantrik presin tork gereksinimi % 23.6 azaltılmış ve düşük hızda şekillendirme yapmasına imkan sağlanmıştır. Ayrıca ideal genişletilmiş metal şekillendirme deplasmanına ulaşılmıştır. Özet olarak bu tez kapsamında; daha az tork gereksinimi, daha kaliteli sac işleme operasyonu ve daha az proses süresi hedeflenerek yeni bir eklem mafsallı mekanizmalı presin tasarımı ve üretimi için çok önemli teknik bulgular elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Eklem mafsallı mekanizması, eksantrik pres, kinematik optimizasyon, mekanik simülasyon.

ABSTRACT

MS THESIS

Optimum Design of Mechanic Press Eccentric System Via Dynamics Analysis

Abdullah ÖZKAN

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL
ENGINEERING**

Advisor: Asst.Prof.Dr. Mustafa TINKIR

2020, 80 Pages

Jury

Advisor Asst.Prof.Dr. Mustafa TINKIR

Prof.Dr. Faruk ÜNSAÇAR

Assoc.Prof.Dr. Murat DİLMEÇ

In this study, it is aimed to optimize the eccentric press used in expanded metal manufacturing by using knuckle joint mechanism instead of crank mechanism to increase the quality of drawing and cutting process, to increase its efficiency and to reduce the power requirement to obtain the same force. First of all, the force calculations required for forming the expanded metal material were made. Then, dynamic calculations and optimization of the knuckle joint mechanism designed instead of the crank connecting rod mechanism were performed. Finally, the structural analysis of the press was realized using the finite element method.

At the end of the study, the torque requirement of the eccentric press with knuckle joint was reduced by 23.6% compared to the crank mechanism, and it was enabled to form at low speed. In addition, the ideal expanded metal forming displacement has been achieved. In summary, within the scope of this thesis; very important technical findings were obtained for the design and production of a new joint-joint mechanism press by targeting less torque requirement, higher quality sheet metal processing operation and less process time.

Keywords: Eccentric press, kinematic optimization, knuckle joint mechanism, mechanical simulation.

ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında hiçbir yardımım esirgemeyen, her türlü problemimi titizlikle ele alan, değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKİR'a, yardımlarını esirgemeyen Öğr.Gör. Haşmet Çağrı Sezgen'e, Ahmet Saygın Öğülmüş'e, Emine Kocabaş'a, MVD Makina A.Ş.'ye ve bana büyük emekleri geçen, beni yetiştirip bu konuma ulaşmamı sağlayan annem Gülay Özkan'a, babam Mustafa ÖZKAN'a, ablam Zehra Çubukcu'ya ve eniştem Ahmet Çubukcu'ya sonsuz teşekkür ederim.

Abdullah ÖZKAN
KONYA-2020



İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Yayın ve Tez Araştırması	4
2.2. Patent Araştırması	12
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	14
3.1. Bağ Uzunlu ve Eklem Mafsallı Mekanizmalar.....	14
3.1.1. Eklem mafsallı mekanizmanın tasarım parametreleri	17
3.1.2. Mekanizmanın kinematik analizi.....	18
3.2. Sonlu Elemanlar Analizi	24
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	30
4.1. Geniştirilmiş Metal İmalat İşlemi İçin Gerekli Kuvvetin Hesaplanması	31
4.1.1. Malzemenin sayısal modelinin oluşturulması.....	32
4.1.2. Geniştirilmiş metalin sonlu elemanlar analizi	33
4.2. Pres Mekanizmasının Analizleri	36
4.2.1. Eklem mafsallı mekanizmanın pres boyutlarına göre uyarlanması	38
4.2.2. Krank biyel mekanizmanın analizleri	50
4.2.3. Optimize edilmiş tasarımın karşılaştırılması	53
4.3. Presin İş Yapma Potansiyelinin Hesaplanması.....	55
4.3.1. Angrenaj Mili.....	58
4.3.2. Motor Gücü ve Volan Hesabı	58
4.3.3. Motor gücü hesabı	61
4.4. Pres Bileşenlerinin Yapısal Analizi	62
4.4.1. Gövdenin Statik Analizi.....	63
4.4.2. Krank Mili Statik Analizi	67
4.4.3. Pres mekanizması statik analizi	70
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	76
5.1. Sonuçlar	76
5.2. Öneriler	77
6. KAYNAKLAR	78
EKLER	80
ÖZGEÇMİŞ	82

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

k	:Yay sabiti
A	:Temas yüzeyi
L	:Uzunluk
F	:Kuvvet
u, x	:Yer değiştirme
E	:Elastikiyet Modülü
R_x, R_y, R_z	:Eksenlerdeki dönme serbestlik derecesi
T_x, T_y, T_z	:Eksenlerdeki ötelenme serbestlik derecesi
G	:Kayma Modülü
ν	:Büzülme Katsayısı
W_e	:Eksenel direnç momenti (I/e)
I	:Eksenel atalet momenti
E	:Tarafsız eksene olan uzaklık
I_p	:Polar atalet momenti
M_b	:Burulma momenti
λ	:narinlik derecesi
i	:atalet yarı çapı
K_f	:Çok yönlü etki katsayısı
K_t	:Gerilme yığılma katsayısı
R	:Gerilme oranı
P	:Basınç
W_o	:Kütle ağırlığı
σ_m	:Ortalama genlik değeri
q	:Çentik katsayısı
M	:Kütle matrisi
K	:Rijitlik matrisi

ξ_n	:Sönüm oranı
$e(t)$:Konum hatası
b	:Sönüm sabiti
\dot{X}	:Hız
\ddot{X}	:İvme

Kısaltmalar

FEA	:Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
CAE	:Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
CAD	:Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
DOF	:Degree of Freedom (serbestlik derecesi)
S_{SU}	:Kesme kopma dayanımı
S_{SY}	:Kesme akma dayanımı
S_U	:Kopma Dayanımı
S_Y	:Akma dayanımı

1. GİRİŞ

Pres makineleri hemen hemen her imalat sektöründe uzun yıllardır kullanılan temel makinelerdir. Mekanik biliminin uygulama alanlarından olan metal şekillendirme makineleri ve presler, endüstrinin birçok kolunda yüksek kaliteli ve seri üretim yapılmasına olanak sağlamaktadır. Yeni malzemeler, ürünler ve yeni imalat süreçleri de presler için yeni uygulama alanlarının ortaya çıkmasına yol açmaktadır. Preslerde hidroliğin kullanımı ile büyük bir güç sağlanmakla birlikte, etkili ve yüksek miktarda üretim aynı zamanda insan ve makine için de emniyet sağlanmıştır. Uzun yıllar süren geliştirme adımları sayesinde günümüzde preslerin yüksek verimlilikleri, hassasiyeti elde edebilmek için hidrolikle beraber mekanik versiyonları hem servo motor hem asenkron motor ile kontrol edilenleri üretilmektedir. En yaygın kullanılan pres mekanizma türleri eksantrik krank biyel, eklem mafsallı (knuckle joint) mekanizma ve bağ mekanizmalı (link drive) tahrik sistemleridir. Krank biyel bunların içerisinde en yaygın ve basit olan mekanizmadır, eklem mafsallı mekanizma ve bağ mekanizmalı tahrik sistemi ise birbirine benzer sistemlerdir. Mentşe mafsallı mekanizma sistemi daha çok düşük stroklu çalışma durumlarında ve bağ uzuvlu mekanizma ise yüksek stroklu durumlarda tercih edilmektedir. Eksantrik pres mekanizmalarında verimliliğin artması, tork ihtiyacı ve süreçlerin azalması eklem mafsallı ve bağ mekanizmalı tahrik sistemi tasarımlarında hedeflenmiştir.

Ağır sanayide, metal şekillendirme sektöründe büyük güç gereksinimi duyulmaktadır, buna bağlı olarak krank biyel mekanizmasına sahip preslerle istenilen gücün sağlanamaması, yüksek tork gereksiniminin olması ve istenilen değişken hızların elde edilememesi gibi sebeplerden dolayı hidrolik sistemler popüler olmuşlardır. Büyük basınçların gerektirdiği (500 –2000 ton) preslerden en küçük kapasite ile çalışan preslerin hepsine de hidrolik sistemler uygulanabilir. Hız kontrolünün istenildiği gibi yapılabilmesi, sistemin basit ve kontrol edilmesinin çok kolay olması, çok büyük güçler üretebilir olması ve uzaktan kumanda edilebilmesi hidrolik sistemlerin pres tezgahlarında kullanılmasını sağlamıştır. Çelik endüstrisinde, sıcak metal işçiliklerinde, otomobil endüstrisinde kullanılan yüksek sıcaklıkta ve büyük yükler altında büyük fayda sağlayan hidrolik sistemler her çeşit presleme işlemlerinde kullanılmaktadır. Önceleri basma, bükme, şişirme, çekme, kıvrırma ve plastik pres sanayinde hidrolik presler kullanılmıştır. Darbeli olarak çalışmanın gerektiği kesme kalıplarında da hidrolik preslerin kullanılması ve mekanik preslerden daha iyi sonuçlar vermesi hidrolik sistemlerin pres sanayisinin

hemen her dalında kullanılır hale gelmesini sağlamıştır. (Tinkir and Çağrı SEZGEN 2017).

Pres kullanımında verimliliğe en büyük etki, işleme kalitesiyle beraber ayarlanabilir hız ve ayarlanabilir koç stroğunun olmasıdır. Mekanik preslerde bu parametrelerin gerekliliğe göre ayarlanabilmesi çok uzuvlu mekanizmalar ile mümkün kılınabilmektedir.

Pres sanayinde kullanılan otomasyon sistemlerinin, robotların servo sistemlerle çalışması özellikle presle birlikte otomasyon sistemlerinin hidrolik gerektirmeyen sistemlerin sanayideki önemini iyice arttırmıştır. Otomotiv ve makine imalat endüstrisinde bu durum açıkça görülmektedir. İşlerin üzerindeki işlem sıralarına göre tasarlanan üretim sistemlerinin de günümüzde pahalı ve uzun süreli üretim sistemi olması bütün işlemlerin aynı anda veya bir grup işlemin aynı anda yapıldığı üretim sistemlerini gerektirmiştir. Böyle üretim sistemleri de hidrolik gerektirmeyen, bakım masrafları düşük olan sistemlerle ve robotlar sayesinde yapılmaktadır.

Bugün pres sanayisinin her kolunda mekanik presler kullanılmaktadır. Özellikle son zamanlarda üretilen endüstri 4.0 uyumlu opsiyonlarla pres kalıplarının dahi otomatik olarak değiştirilmesi ve takılıp sökülmesi, bir kişi ile pres atölyesinin çalıştırılmasını ortaya çıkarmıştır. Bu da elektrik enerjisi ile çalışan mekanik sistemlerin pres sanayisindeki yerini ve önemini göstermektedir.

Çalışma ilkeleri farklı olmakla birlikte preslerde gövde konstrüksiyonları benzerlik göstermektedir.

Ülkemizde pres imalatı yapan kuruluşlar göz önüne alınarak bir değerlendirme yapıldığında aşağıdaki veriler elde edilmiştir:

- a) İmalatçıların çoğunun atölye tipi imalat yaptığı görülmektedir.
- b) Sistematik bir imalat tekniğinden yoksun atölyeler ilkel ve bilinçsiz alt ve üst yapıya sahiptir.
- c) İmalathanelerdeki tezgahların hassasiyeti ve kapasiteleri sınırlıdır. Dolayısıyla imal edilen preslerin toleranslarıyla güçleri istenen değerlere erişememektedir.
- d) Üretilen pres sayısı gelişen piyasadaki açığı kapatamadığından, alıcıya ne sunulursa sunulsun, alıcı presin kalitesi hakkında bir bilgiye sahip olmadan kabul etmektedir.
- e) Pres projelerinin genellikle tasarımı yapılmamakta, presler daha önce yapılmış bazı modellerle benzetilerek, tersine mühendislik yoluyla imal edilmektedir.

f) Herhangi bir işletme sorununun çıkmadığı savunulan yerlerde ise çok küçük güç ve kapasite ile çalışmakta, dolayısıyla gereksiz bir ölü yatırım ve enerji savurganlığı söz konusu olmaktadır. İmalatçı bu alanda gerekli mühendislik hizmetini ve yatırımını genellikle lüks ve gereksiz görmektedir.

Bu ana eksikliklerin doğurduğu problemler ülke genelinde önem kazanmaktadır. Bu problemler şu şekildedir:

1) Pres gövdelerinde veya elemanlarında zaman zaman çatlama, kırılma ve plastik şekil değiştirme görülmektedir. Bu da preslerin iş yapmasını engellemekte, kalıpların bozulmasına ya da kırılmasına yol açmakta veya verimini ve kapasitesini düşürmektedir.

2) Preslerin güçleri, kapasiteleri ve ömürleri konusunda deneyime dayandığı savunulan birtakım değerler verilmekte, fakat bu değerler gerçekleşmemektedir.

3) Preslerin yapacağı işe göre; metallerde kesme, plastik şekillendirme, derin çekme gibi işlemler farklı mekanik özelliklerden dolayı farklı sonuçlar doğurmaktadır. Yapılacak olan işleme göre pres sistemi tasarlanmamakta ve farklı işlemler için aynı tip sistemler kullanılmaktadır.

Bütün bunların ışığında bu eksiklikler göz önüne alınarak preslerle ilgili sorunların çözümüne yardımcı olmak amacıyla geniş bir piyasa ve literatür araştırması yapılmış, teknik bilgi yardımı yapılabilmesi için imalatçılarla ilişki kurulmuştur. Bu ilişki sonucunda mühendislik hizmetinin henüz bu sanayi dalına girmediği ve hesap yapmak için hiçbir gerçekçi yöntem veya formül kullanılmadığı görülmüştür.

Bu çalışmada, MVD Makine A.Ş. imalatı olan 200 ton kapasiteli genişletilmiş metal prestren faydalanılmış olup, çalışmanın yapısal analizi, optimizasyonu ve kinematik analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Çalışmada tasarlanmış olan eklem mafsallı pres eksantrik sisteminin kinematik analizleri ve yapısal sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar Solidworks CAD ve Ansys Workbench sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılmıştır. Yapısal analiz ve kinematik analiz grafiklerinde elde edilen sonuçlarına göre; endüstriyel 200 ton'luk H tipi eksantrik pres için %23.6 tork gereksiniminin azalması ile üretim sürecinde artış ve metal işleme kalitesinde uygunluk sağlanmıştır.

Sonuç olarak bu tez kapsamında; süreçlerde daha verimli, daha düşük tork gereksinimine ihtiyaç duyan ve metal şekillendirme mekaniğine daha uygun bir eksantrik pres tasarımı, imalatı için oldukça önemli teknik bulgular elde edilmiştir.

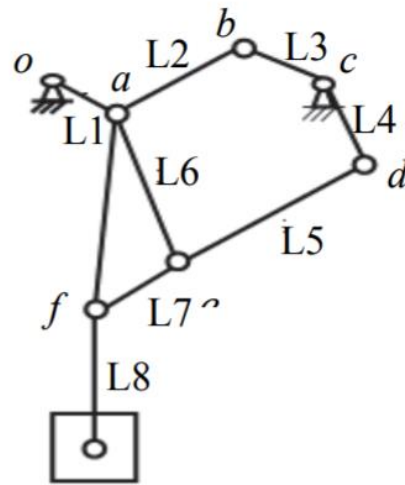
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Yayın ve Tez Araştırması

Wang ve arkadaşları (2017), mekanik pres temelli bağ uzuvlu mekanizmanın rijit ve rijit-esnek yapıda modellemesini yaparak yer değiştirmeler, hızlar ve ivmelenmeler arasındaki farkları incelemişlerdir. Bu inceleme sonucunda kullanılan malzemenin elastikiyet özelliğinin ne kadar deformasyona yol açtığını görebilmekte, hız ve ivme farklarını da kıyaslamaktadırlar. Sonlu elemanlar analizleri için ANSYS programından, dinamik analizleri için ADAMS programından faydalanmışlardır.



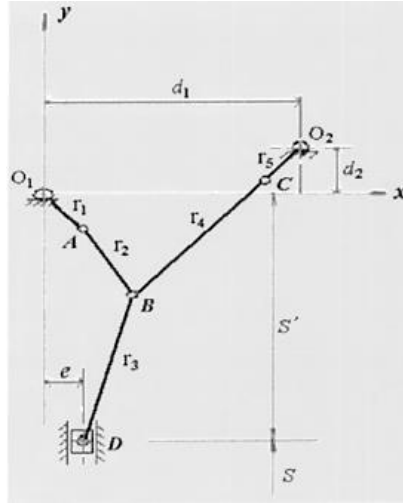
(a)



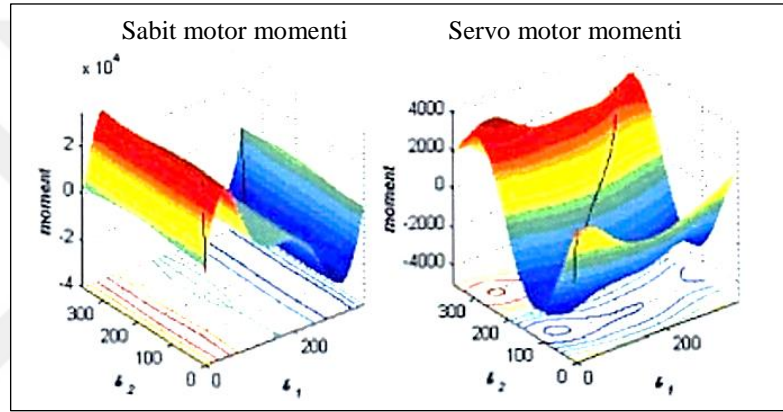
(b)

Şekil 2.1. Link uzvlu pres mekanizması (a) Çoklu bağ uzuvlu mekanizma sonlu elemanlar analiz modeli (b) Çoklu bağ uzuvlu mekanizma kinematik analiz modeli(Wang et al. 2017)

R.Du ve W.Z.Guo (2003), hareketi ayarlanabilir bir mekanik pres tasarımı amaçlayarak iki serbestlik derecesine sahip, yedi uzuvlu bağ mekanizması üzerine çalışmışlardır. Bu mekanizmayı bir yüksek hızlı motor ve küçük servo motorla tahrik etmişlerdir. Yapılan simülasyon çalışmalarına göre iki sistem arasında mekanik avantajlar olarak; tork, güç karşılaştırmaları yapılmıştır. Hidrolik pres yerine çok uzuvlu mekanizma sayesinde hidrolik pres gibi hareket eğrisi elde edebilmiş, enerji verimliliği sağlanmıştır.

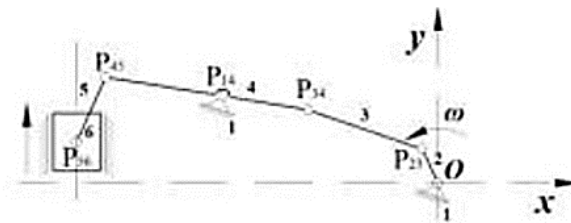


Şekil 2.2. Link uzunlu mekanizma kinematik şeması(Guo 2003)

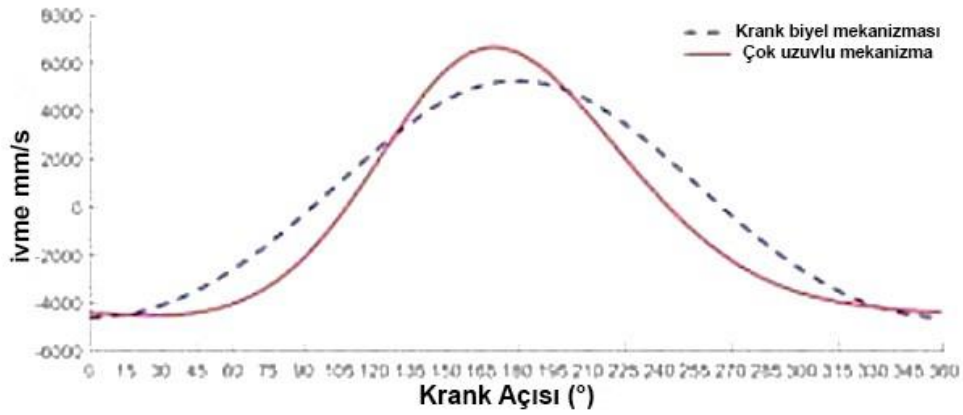


Şekil 2.3 Çalışmada elde edilen sabit hızlı ve servo kontrollü motor moment gereksinimleri karşılaştırması(Guo 2003)

Xinjian Lu (2006), minyatür tip 50kN servo pres için çoklu bağ mekanizma kinematik analizi yaparak incelemiş, krank-biyel mekanizması ile karşılaştırmalar yapmıştır. Tasarım ve parametre çalışmalarını Solidworks üzerinde gerçekleştirilmiş olup, kinematik analiz ve yer değiştirme, hız, ivmelenme grafikleri Matlab yazılımıyla elde etmiştir. Sonuç olarak elde edilen karşılaştırma sonuçlarında, çok bağlı mekanizmanın krank biyel mekanizmasına göre daha hızlı geri dönüş sağladığı, daha yüksek ivmelenmeye imkan verdiği, daha yüksek hızlara ulaşabildiği saptanmıştır.

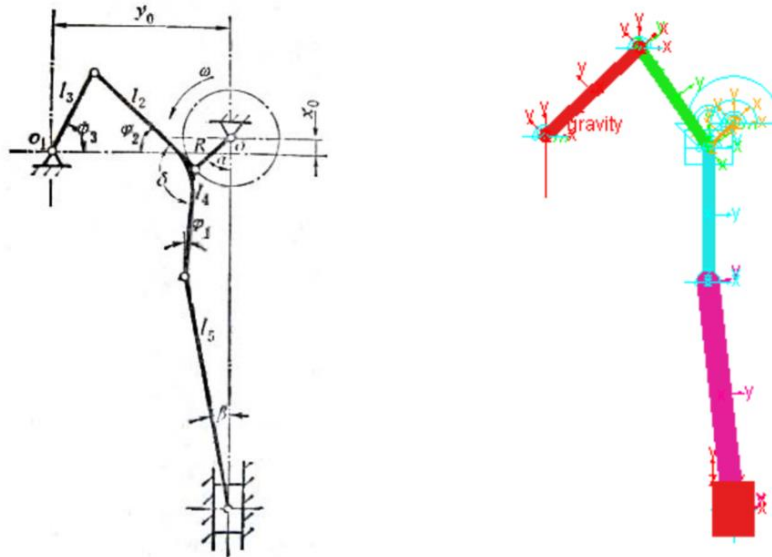


Şekil 2.4 Çoklu bağ uzunlu pres kinematik şeması (Lu 2006)



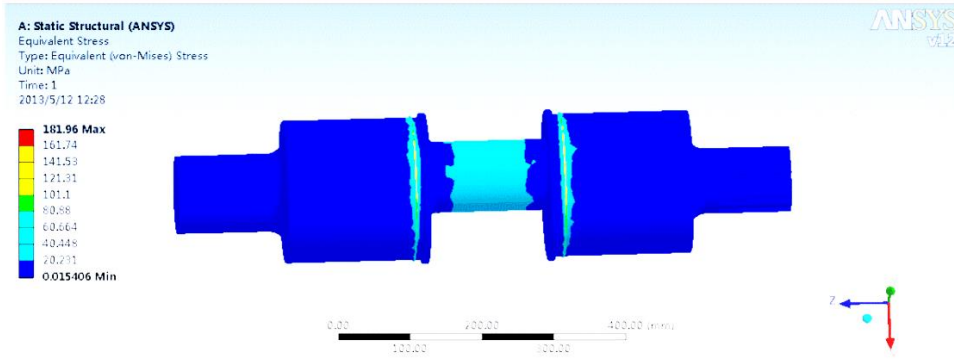
Şekil 2.5 Çoklu bağ uzuvlu pres ivme-zaman grafiği (Lu 2006)

HE Ya-yin (2011), üç boyutlu tasarım ve bilgisayar destekli analiz yazılımlarını kullanarak pres mekanizmasının tasarım iyileştirmesini yaparak simülasyon ve teorik çalışmalarında sonuçları karşılaştırmayı hedeflemiştir. Karşılaştırma sonuçlarına göre yapılan tasarım iyileştirmesinin daha yüksek hızlara çıkabildiği ve sac kesme işleminde kalitenin arttığını saptamıştır. Kinematik analiz simülasyonu için dinamik analiz yazılımı olan Adams kullanılmıştır.



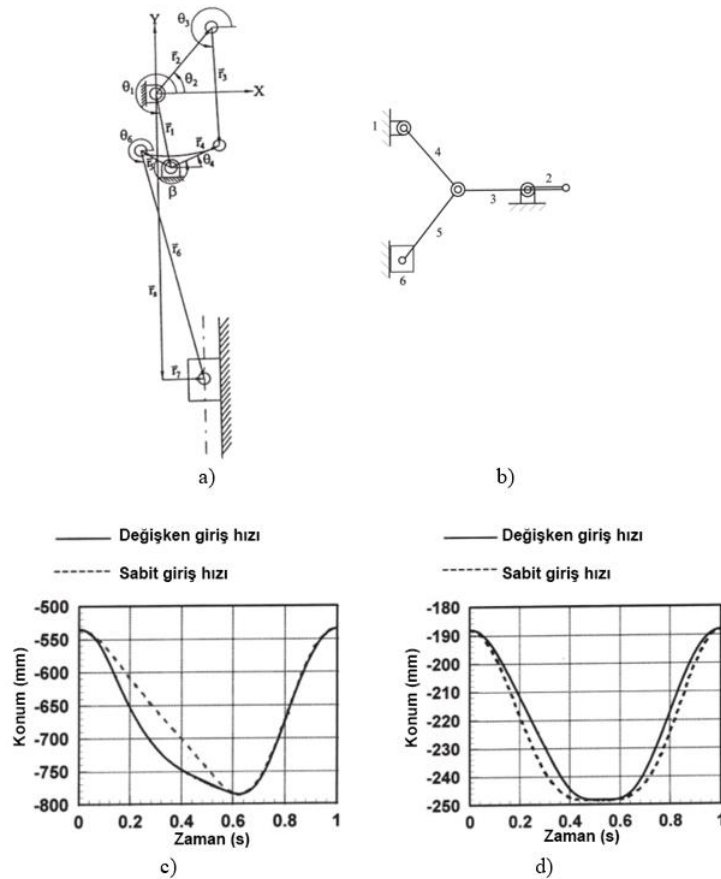
Şekil 2.6 Çalışmada yapılan pres mekanizması kinematik analiz modeli (He 2011)

Maohua ve Arkadaşları (2014), çift krank biyel mekanizmalı eksantrik mil tasarımı yapmışlardır ve tasarımı Ansys sonlu elemanlar yazılımı ile statik yapısal dayanım analizine tabi tutmuşlardır. Sonuç olarak belirledikleri sınır koşullarına en uygun eksantrik mil tasarımı yapmışlardır.



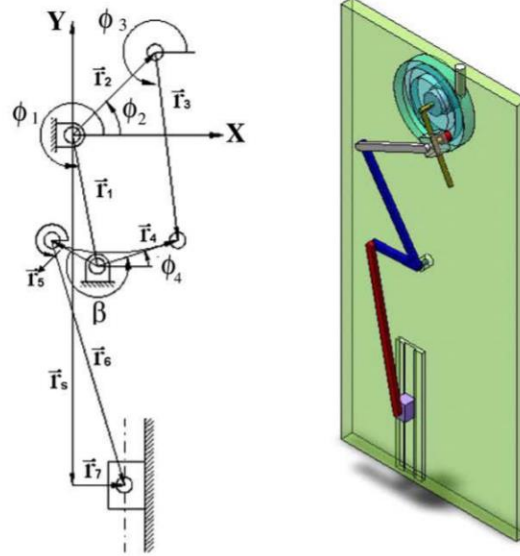
Şekil 2.7 Çalışma sonucu elde edilen tasarımın sonlu elemanlar analizi, statik yapısal analiz von-Mises gerilme sonucu (Maohua and Dengsong 2014)

Hong-Sen ve Wei-Ren (2000), çok uzuvlu mekanizma ve menteşe mafsallı bir preste servo motor kullanarak metal şekillendirme için ideal şekillendirme eğrisini servo motor kontrollü ile elde ederek verimlilik artışını incelemişlerdir. Çok mekanizmalı ve menteşe mafsallı preslerde dinamik sınır koşullarını Matlab yazılımında motor kontrolü uygulayarak konum, hız ve ivme verilerini elde etmiş, bunları karşılaştırmışlardır.

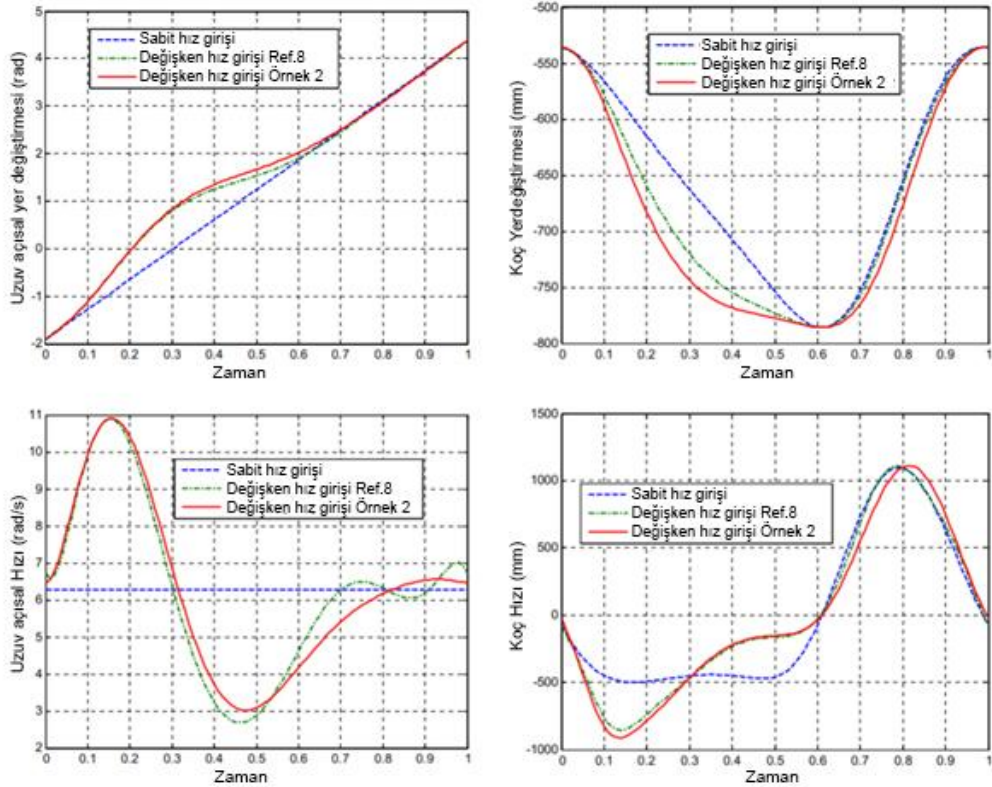


Şekil 2.8 Bağ uzuvlu ve eklem mafsallı preste servo motor kontrollü ile verimlilik artırma çalışmaları a)Bağ uzuv mekanizması b)Eklem mafsallı mekanizması c) Bağ uzuv mekanizmasında değişken hız girişiyle konum grafiği değişikliği d) Eklem mafsallı mekanizmasında değişken hız girişiyle konum grafiği değişikliği (Yan and Chen 2000)

Ren-Chung Soong (2010), tek serbestlik dereceli mekanik presin hareket karakteristiğini ayarlanabilir bağ uzunluvu mekanizma dizaynı ile optimize etmiştir. Presin orijinal tasarımına üçlü bağ mekanizması adapte edilmektedir. Hareket dinamiğinde farklı iki varyasyon denemektedir. Birincisi; servo motora değişken hız verileri girişi, ikincisi; servo motora sabit hız verileri girişi. İstedığı konum ve hız grafiklerini elde etmiş ve karşılaştırmıştır.

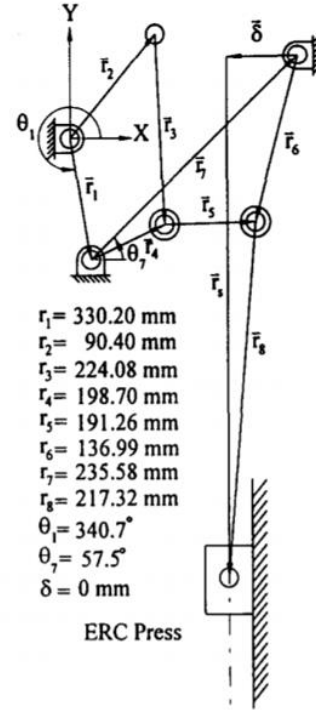
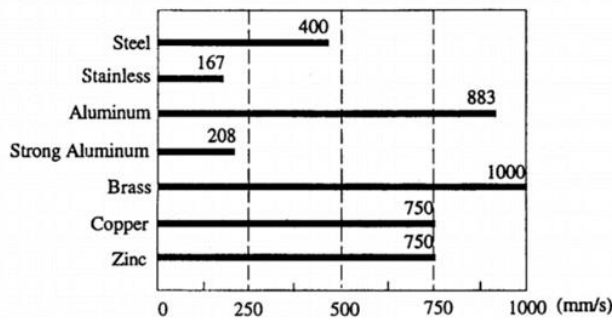


Şekil 2.9 Ayarlanabilir bağ uzunluvu mekanizma kinematik şeması (Theory and 2010 n.d.)



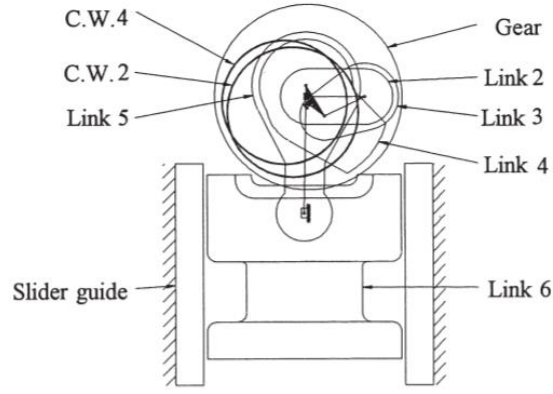
Şekil 2.10 Ayarlanabilir bağ uzunluvu mekanizma kinematik analiz grafikleri (Soong 2010)

Choi ve arkadaşları(2004), artırılmış lagrange metoduyla bağ mekanizması uzuvları için optimum uzunlukları çıkararak en fazla kuvvet verimliliğini elde etmek istemişlerdir. Çalışma içerisinde yaptıkları araştırmaya göre malzemelerin kesme hızı sınırlarını da tablo halinde çıkarmışlardır ve sonucunda da tasarlanan bağ uzuv mekanizmasında elde edilen uzuv boyları verilmiştir. Tasarlanan uzuv boyları ile güç ve hız parametrelerinde %20 iyileştirme sağlanmıştır.



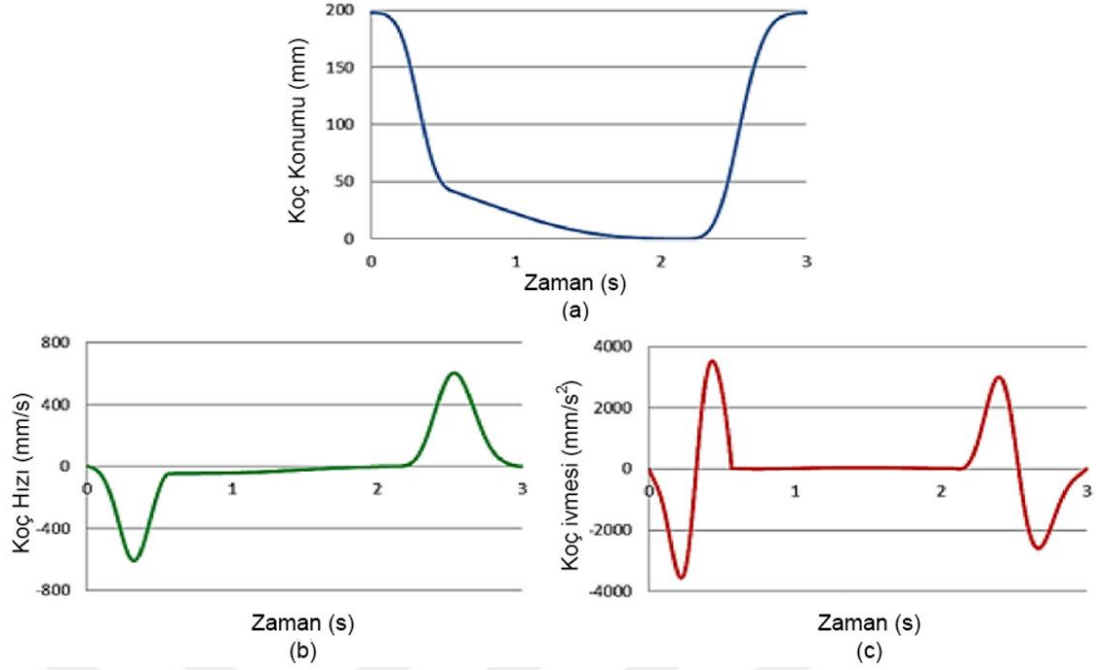
Şekil 2.11 Bağ uzuvlu mekanizma tasarımı a)Malzemeler için maksimum çekme şekillendirme hızları b) bağ mekanizması tasarımı (Choi et al. 2004)

S.-T. CHIOU ve Arkadaşları (1997), mekanik preslerde hassas kesim için optimum dengeli bağ uzuvlu mekanizma tasarlamayı amaç edinmişlerdir. Sistemde moment ve kuvvet tutarsızlığını dengelemek için tasarım optimizasyonu yapmak hedeflenmiştir. Çalışmaya göre, bağ uzuvlarının ağırlık eksenini, dönme eksenlerinin ortasında olması gerekmektedir. Bunun için bağ uzuvların karşıt eksenine “karşıt kütle” olarak ağırlıklar eklemiştir.



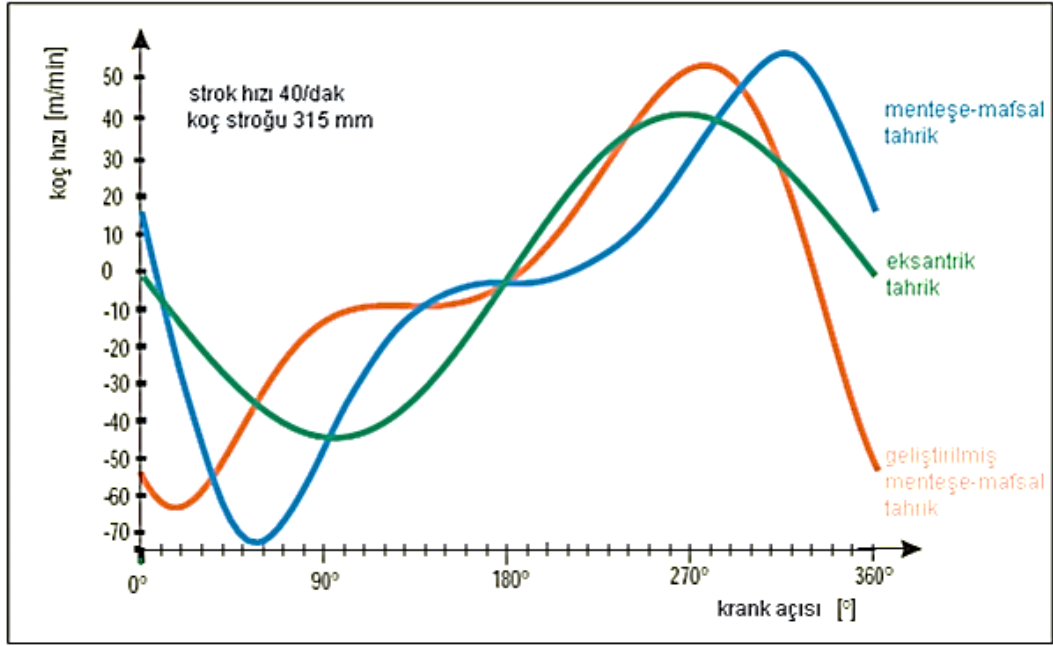
Şekil 2.12 Dengeyi sağlayabilen karşıt kütleler barındıran bağ uzuv mekanizma tasarımları(Chiou 1997)

Halicioğlu R. ve arkadaşları (2017), daha verimli pres tasarımında sac malzeme yüzey kalitesini ve çalışma hızı verimliliğinin artırılmasını hedef almışlardır. Bir metal şekillendirme uygulaması yapılarak 50 ton kapasiteli bir servo pres prototipi gösterilmiştir. Koç hareketi, farklı vaka çalışmaları sunarak birkaç istenen profile sahip olacak şekilde programlanmıştır. Sac metal şekillendirmeye örnek olarak burada bir özel tasarlanmış hareket bulunmaktadır. Yumuşak hareket olarak adlandırılan hareket, malzeme şekillendirme için Cr-Ni çelik alaşımli sac üzerine deneysel olarak uygulanmıştır. Deneysel sonuçlarına dayalı simülasyonlardan kinematik ve dinamik analizler verilmiştir. Dakikada 20 stroklu (spm) yumuşak şahmerdan hareketi ve sabit motor hızları (5 spm, 10 spm ve 20 spm gibi) ram hareketleri deneysel olarak karşılaştırılır. Karşılaştırma sonucunda; yumuşak hareket, malzeme üzerinde daha yüksek kalınlık ve daha iyi yüzey kalitesi ile daha yüksek hız sağlanmasına imkan tanımıştır. Servo kontrolünde yumuşak hareket profilinde elde edilen grafikler şekil 2.13'te verilmiştir. Yumuşak hareket için strok pozisyon hatası $\pm 0,025$ mm olarak bulunmuştur.



Şekil 2.13 Sac şekillendirmede iyileştirmeye yönelik yumuşak hareket profilinin uygulanması için prese uygulanan servo kontrolü sonucu elde edilen grafikler (Halıcıoğlu, Canan Dulger, and Tolga Bozdana 2017)

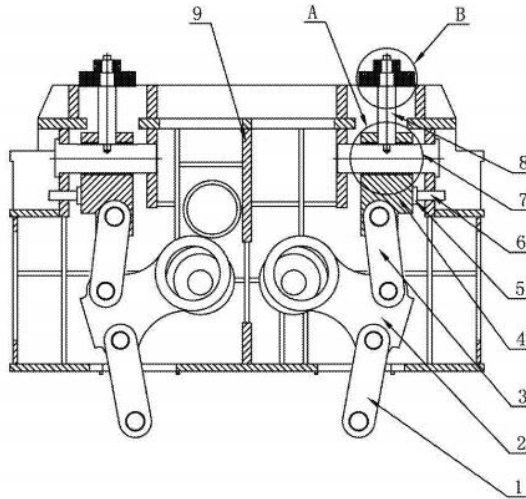
A.FINDIK yüksek lisans tezinde (2004) mekanik presler üzerine incelemeler yaparak menteşe mafsalı mekanizma için şu çıkarımlarda bulunmuştur: Menteşe-mafsal mekanizmalı tahrik sistemi, menteşe-mafsalı çalıştıran bir eksantrik veya krank mekanizmasını içerir. Optimum kuvvet akışı ve kuvvet iletimi elemanları tarafından sağlanan uygun konfigürasyon imkanları sayesinde, çok küçük sapmayla yüksek rijitlikte bir tasarım elde edilir. Menteşe-mafsal mekanizması izafi olarak küçük bir biyel kolu kuvveti ile önemli derecede büyük bir pres kuvveti yaratır. Böylece aynı tahrik momentiyle eksantrik prese kıyasla yaklaşık 3 ila 4 kat daha büyük bir presleme kuvvetine ulaşmak mümkündür. Üstelik alt ölü noktanın 30 ila 40° üzerindeki bölgede koç hızı hissedilir derecede daha düşüktür. Her iki tasarım özelliği, madeni para basma işlemi veya yatay preslerde dövme ve ekstrüzyon işlemleri için önemli bir avantajdır.



Şekil 2.14 Farklı mekanizma tiplerinin koç hızı grafikleri (Fındık 2004)

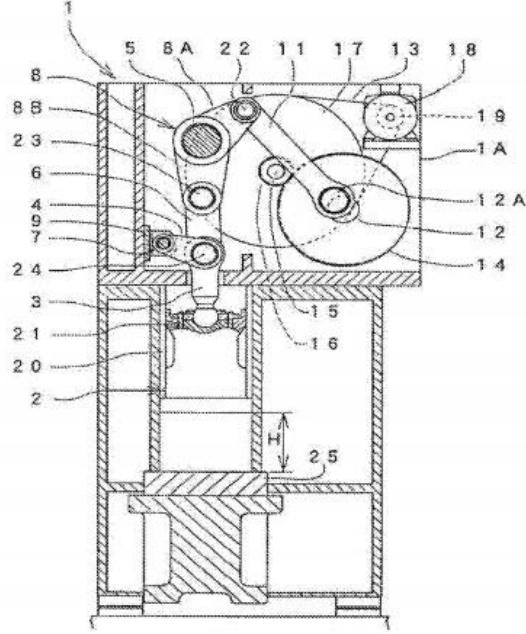
2.2. Patent Araştırması

WANG WEI ve arkadaşları (2017), ikili bağ uzuvları mekanizmasını kullanarak bir damgalama presi tasarlamışlardır, bu presin patente konu olan özelliklerinden bir tanesi de üst bağ uzvunun ayarlanabilir uzunluğu sayesinde strok ayarı yapılabilir olmasıdır. (CN106956463 Stroke adjusting and locking mechanism of multi-link press)



Şekil 2.15 Çift eklem mafsallı pres mekanizması patent resmi

SU YUNG DAE (2013), mekanik pres için bağ uzuvlu ve menteşe mafsal mekanizmaları kullanmıştır. Uyguladığı presin çalışma koşullarına göre en az malzeme ve ağırlıkla hem en fazla dayanımı elde etmiş hem de düşük eylemsizlik momentleri sayesinde enerji kazanımı sağlamıştır. (KR101362394 Driving device of knuckle press)



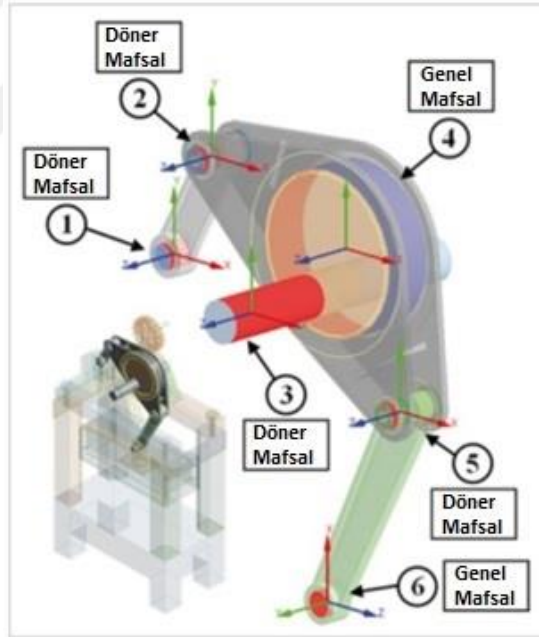
Şekil 2.16 Eklem mafsallı pres mekanizması patent resmi

3. MATERYAL VE YÖNTEM

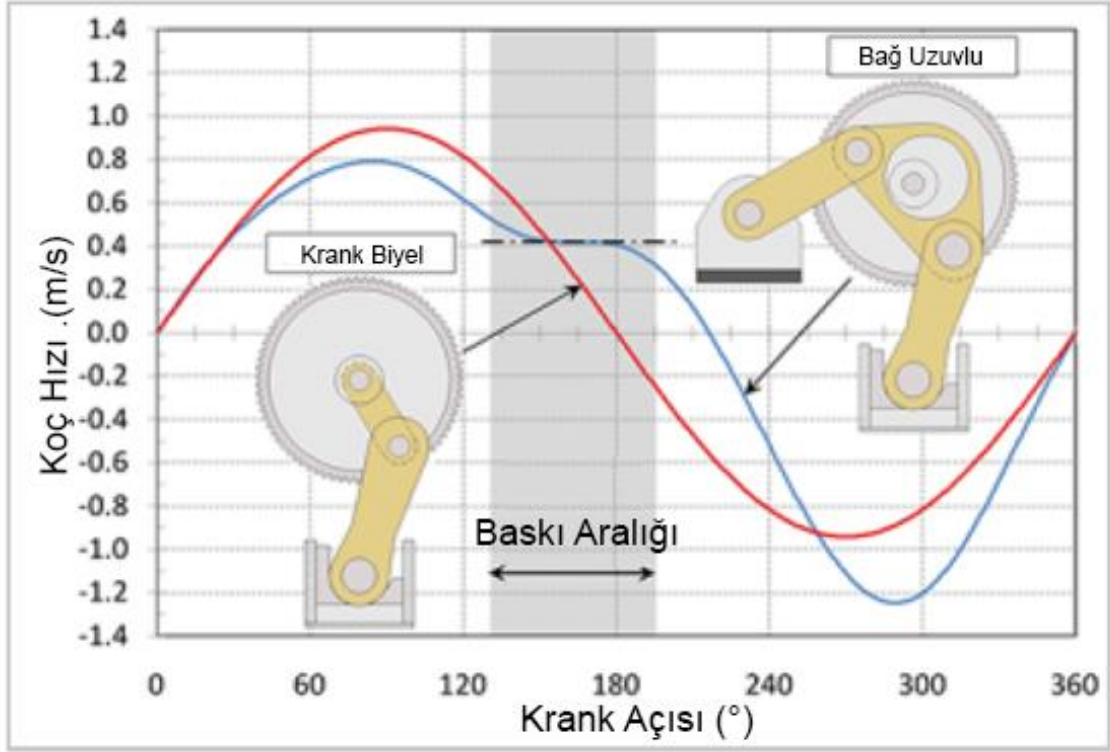
Metal işleme sektöründe seri imalat için verimliliğin yüksek olması önem arz etmesiyle beraber yüksek enerji gereksiniminden de kaçınılmaktadır. Geleneksel krank biyel eksantrik pres sistemlerinin koç hareketi sinüs eğrisine benzer bir harekettir. Bağ mekanizmalı tahrik sisteminde ise koç alt ölü bölgeye yaklaştığında yavaşlar ve alt ölü bölgeden uzaklaşırken hızlanır. Bu durum hem presleme anı haricinde hız artışı sağlayarak verim artırmaktadır hem de metal sac plaka kesim mekaniğinde istenen kesim hızı ve hareketini sağlamaktadır.

3.1. Bağ Uzuvlu ve Eklem Mafsallı Mekanizmalar

Bağ mekanizmalı tahrik sistemi bağlantısı şekli Şekil 3.1’de verilmektedir. Örnek koç hareketinin her iki sistemde farklılığı Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Bağ tahrik mekanizma sistemi



Şekil 3.2 Krank biyel ve bağ tahrik mekanizması karşılaştırması, baskı aralığında hızın sabit kaldığının gösterilmesi

Bağ uzuvlarının kullanımında mafsallardan dolayı sürtünme gibi kayıplar olabilecektir fakat bu kayıplar %10 değerinin çok altında kalmaktadır.(Fındık 2004) (Şekil 3.1'de bahsedilen bağlantı şekli gösterilmektedir.) Bu yüzden, bağ tahrik mekanizma sistemi presleme kuvveti kazanımını aşağıdaki denklemden oranlanabilir.

$$P = \text{Güç}$$

$$T = \text{Tork}$$

$$w = \text{Açısal Hız}$$

$$F = \text{Kuvvet (Yük)}$$

$$v = \text{Çizgisel Hız (Koç Hızı)}$$

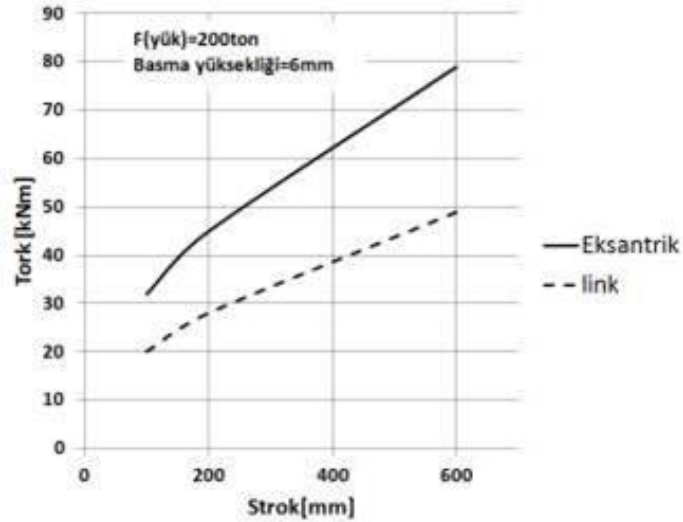
$$P_{\text{giriş}} = T \cdot w \quad (3.1)$$

$$P_{\text{çıkış}} = F \cdot v \quad (3.2)$$

$$T = \frac{F}{w} v \quad (3.3)$$

Denklem 3.1-3.3'de görülebileceği üzere sabit açısal hız için değişken hız değerleri tork gereksinimini de değiştirmektedir veya sabit tork değeri için kuvvet değerini de değiştirmektedir. Bu durum hem bağ uzunluğu hem de menteşe mafsallı mekanizmalarda sağlanabilmektedir. Sabit tork ve açısal hız değerlerinin olduğunu

düşünülürse hızın azaldığı noktalarda kuvvet artacaktır. Sabit yük altında açısal hızın azaldığı noktalarda tork artacak, arttığı noktalarda azalacaktır. Bu nedenle koçun iş yaptığı alt bölgelerde bağ uzuvlu ve menteşe mafsalı sistemlerinin eksantrik krank biyel preslere göre daha düşük tork gereksinimi olur.



Şekil 3.3 Strok miktarına göre link ve eksantrik hareketlerinde tork (T) değişimi (Bias Makine, 2016)

Sektörde yapılmış bir çalışmaya göre bağ uzuvlu mekanizma sistemi kullanılmasıyla elde edilen tork kazanımı Şekil 3.3'te verilmiştir. Bağ tahrik mekanizma genel karakteristiği, koçun iş yaptığı bölgelerde yavaşlamasıdır, bu sayede Tork gereksinimi düşmektedir. 6mm basma yüksekliğinde 200 Ton yük ile, strok mesafesine göre Tork değişimi görülmektedir, link drive sisteminde 200mm strokta 30kNm Tork değeri var iken, 600mm strokta 50kNm değeri elde edilmektedir. İki durumda da 6mm basma yüksekliği ve 200 Ton yük uygulanmaktadır.

Bağ uzuvlu mekanizma hareketi yapan preslerin kinematikleri, uzuv boyları ve gövde mafsal noktalarına göre değiştiği için iki mekanizma arasındaki tork ihtiyaç oranı değişebilir. Ancak uygulamadaki duruma göre bu oran 1.5-5.0 arasında olabilmektedir.

Menteşe mafsal mekanizma sistemi ve pres eksantrik mil tasarımı için literatür araştırması yapılmış olup, MVD Makina San. A.Ş. firması bünyesinde üretilen genişletilmiş metal presinin tasarımı üzerinde çalışılmıştır. 5mm SS304 malzemenin genişletilmiş metalin şekillendirilmesi ve kesilmesi için gerekli veriler hesaplanacak ve bu değerlere göre tasarım sınır koşulları yapılandırılacaktır.

Tasarım aşamasında üç boyutlu tasarım yazılımı olan Solidworks ile çalışılırken buna paralel olarak Tasarım etüdü eklentisi ile uzuvlar üzerinde parametrik olarak

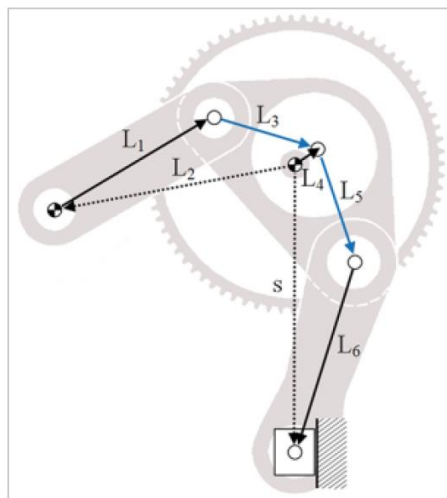
çalışılacaktır. Solidworks ile bağ uzunlarının uzunlukları farklı ölçülerde parametrik olarak çalışılacak, istenen açısal ve çizgisel hız eğrileri alınmaya çalışılacaktır. Bu değerler üretim süreci verimliliği konusunda etken rol oynamaktadır, preslemeden sonra hızlı geri dönüş ve tork ihtiyacında indirgeme sağlanması grafikte elde edilen verilere dayanmaktadır. Ardından Ansys yazılımı sonlu elemanlar tekniğiyle statik yapısal ve katı dinamiği analizleri yapılarak, geri beslemeli olarak optimum tasarım elde edilecektir. Statik yapısal analizlerde gerilme analizleri ile malzeme emniyeti sağlanacaktır, dinamik analizlerle çalışma koşulları altında mekanizmanın kinematik etkileri sonuç çıktısı olarak alınacaktır. Menteşe mafsallı mekanizma ve krank biyel eksantrik mekanizma arasında yapılan karşılaştırmalar sonrasında en uygun model baz alınarak istenen eğriyi sağlamak için optimum tasarım çalışması yapılacaktır. Elde edilen tasarımlarla kinematik analizler, yapısal analizler ve simülasyonlarla beraber sonuçlar tez çıktısı olacaktır.

Mekanizmanın boyutlarının değiştirilmesiyle farklı hız eğrileri elde edilebilir. Formül 3.3'teki bağıntıya göre de farklı tork eğrileri elde edilebilir, istenilen mil açısında istenilen tork seviyeleri elde edilebilir.

3.1.1. Eklem mafsallı mekanizmanın tasarım parametreleri

Bağ mekanizmalı tahrik sisteminin tasarımında elde edilmek istenen değerlere göre parametrik şekilde çalışılmalıdır. Hareket denklemlerini analitik olarak elde edebilmek için kinematik şeması çıkarılır. Şekil 3.4'te gösterilen L_1, L_3, L_4, L_5, L_6 vektörel olarak mekanizmanın hareketli elemanlarını temsil eder, L_2 ise link bağlantısının mil merkezinden uzaklığını temsil eder. S, koçun konumunu gösterir.

$$L_4 + L_5 + L_6 - s = 0 \quad (3.4)$$



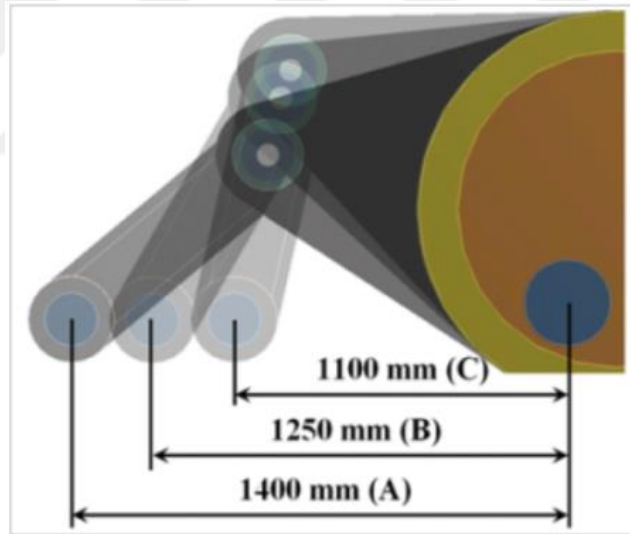
Şekil 3.4 Bağ uzunlu mekanizma örnek kinematik şeması

$$L=L.\cos(\varphi) \quad (3.5)$$

Her vektör, denklem 3.5'te gösterilen biçiminde ifade edilebilir. Burada L uzunluktur ve φ açıdır. 4. Vektörün açısına göre koçun konumunun bu şekilde ifade edilmesi mümkün olur. Daha sonra, zamana bağlı olarak hız (v), ivme (a) türetilmektedir. Analitik yaklaşım sayesinde kinematik analiz; aşağıdaki üç denklemin çıkarılmasını sağlar.

Burada sonuçların tamamen uzuv boyutlarına bağlı olduğu görülmektedir ve buna bağlı olarak uzuv boyları da parametrik olarak ölçülandırılmalıdır. Bu yüzden Solidworks ve Ansys gibi yazılımlarla parametrik çalışarak istenilen verimliliği sağlayacak bir tasarım ortaya çıkarılabilecektir.

Literatürde yapılan çalışmalarda olduğu gibi farklı bağ uzunluklarına göre tasarımların parametrik etüdü yapılacaktır, belirlenen uzuv uzunluğu sınırlarında ve aralıklarda uzunlukların hepsi denenerek istenen hız-krank mil açısı grafikleri elde edilerek simülasyonları yapılacaktır. Şekil 6'da bir örneği verilmiştir.(Yossifon, and, and 1993 n.d.)



Şekil 3.5 Tasarım simülasyonları ile optimizasyonu yapılacak uzuvların farklı parametrelerde gösterilmesi

3.1.2. Mekanizmanın kinematik analizi

Mekanizmaların kinematik analiz ile konum, hız ve ivme özellikleri elde edilmektedir. Kinematik özellikler olarak cisimlerin ve noktaların yer değişimi, noktaların hız ve ivmeleri, cisimlerin açısal hız ve ivmeleri ele alınmaktadır. (Söylemez 2000)

Hareketi incelerken kullanılan kavramlar aşağıdaki gibidir:

Konum: Bir rijit uzvun veya uzuv üzerinde verilen bir referans noktaya göre yerinin belirlenmesidir.

Yörünge: Bir noktanın hareketi esnasında zaman içinde aldığı konumların referans düzleme iz düşümüdür.

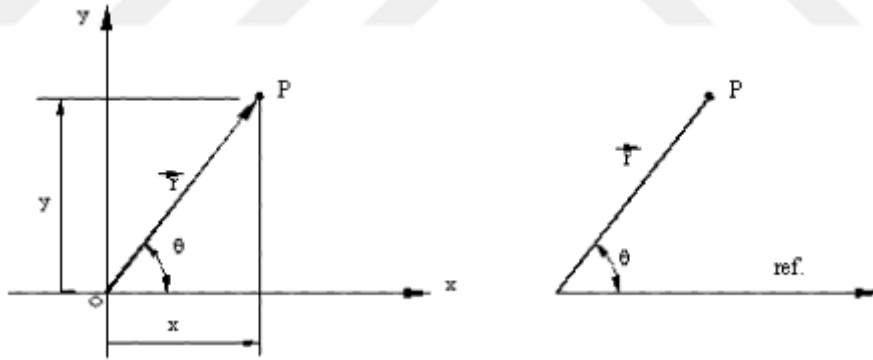
Yer Değiştirme: Bir rijit uzvun veya uzuv üzerindeki bir noktanın konumun referans ekseninde konumunun değişmesidir.

Hız: Bir uzvun veya uzuv üzerindeki bir noktanın zamana göre konumunun değişmesidir.

İvme: Hızın zamana göre değişmesidir.

3.1.1.1. Mekanizmalarda konum analizi

Her hangi bir cismin veya noktanın konumu mutlaka bir referans sistemine göre belirlenir. Örneğin bir noktayı üzerinde bulunduğu rijit cisme bağlı bir referans sistemine göre belirlendiğinde sabit boyutlar noktanın konumunu belirler. Buna karşın hareket eden veya duran bir başka uzvun üzerinde bulunan bir referans sistemine göre aynı noktanın konumu, farklı değişken değerlerle belirlenir. Referans sistemine göre konumu belirlemek için farklı parametreler kullanılabilir.(Anon n.d.; Söylemez 2000)



Şekil 3.6 Bir noktanın koordinat sisteminde yerinin gösterimi

Şekil 3.6'da gösterilmiş olan P noktasının konumu O merkezli referans sistemine göre OP uzaklığı ile OP doğrusunun her hangi bir sabit referans doğrusu ile yaptığı açı ile belirlenebilir. Bu iki değer, bilindiği gibi şiddet ve yön içerdiği için bir vektörel büyüklüğü gösterir. Öyle ise bir noktanın konumu $OP = r$ konum vektörü ile belirlidir. Konum vektörünün OP uzunluğu ve yön açısı ile belirlenmesi kutupsal gösterimdir. İstenildiğinde bir dik koordinat eksen takımı kullanılarak OP vektörü dik yönde iki bileşenin değeri ile de gösterilebilir. Bu durumda:

$$\vec{r} = \hat{i}x + \hat{j}y \quad (3.6)$$

bu denklemde i ve j , x ve y yönünde birim vektörlerdir (şiddeti bir birim olan vektör). x ve y değerleri OP doğrusunun bu yönlerde iz düşümleridir.

Kutupsal eksen kullanıldığında ise:

$$\vec{r} = r \angle \theta \quad (3.7)$$

bu denklemde r , OP uzunluğu, θ ise referans doğrusuna göre OP nin yaptığı açıdır. Açı daima saat yelkovanına ters yönde (SYT) pozitif olacak şekilde ölçülecek, eksi açı değerleri saat yelkovanı (SY) yönünde bir açıyı gösterecektir. Genellikle açının ölçüldüğü referans doğru, pozitif x eksen yönü alınır. Çünkü bu şekilde kutupsal gösterimden dik eksen takımı gösterimine kolayca geçilebilir. İleride göreceğimiz gibi, mekanizma analizi sırasında bu dönüşüm her an gerekli olabilir.

x, y ve r, θ arasında dönüşümler:

$$x = r \cos \theta \quad (3.8)$$

$$y = r \sin \theta \quad (3.9)$$

$$r = \sqrt{(x^2 + y^2)} \quad (3.10)$$

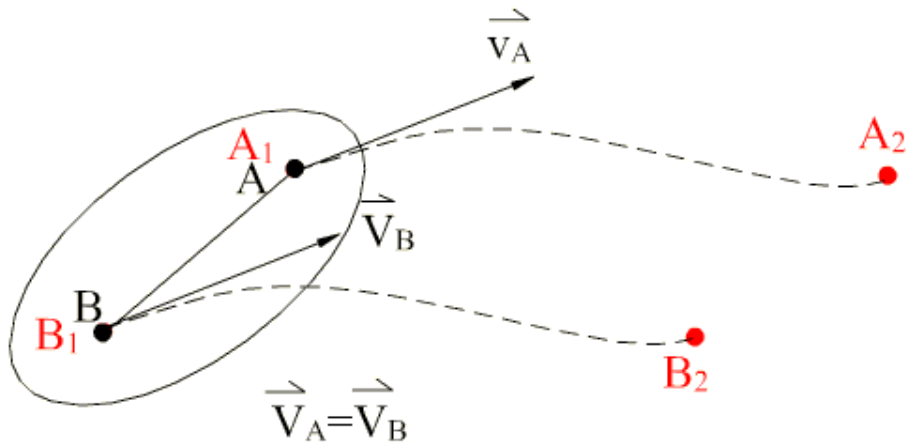
$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{y}{x}\right) \quad (3.11)$$

denklemleri kullanılarak sağlanabilir.

3.1.1.2. Mekanizmalarda hız ve ivme analizi

Mekanizmaların kinematik analizinde hareketi düzlemde üç değişik tipte ayrılabilir:

Öteleme hareketi durumunda:



Şekil 3.7 Öteleme hareketi yapan bir cisim (Anon n.d.; Söylemez 2000)

Bir cisim öteleme yapıyor ise, cismin üzerinde her nokta birbirlerine paralel yörüngeler çizecektir ve cisim üzerinde bulunan bir doğru, daima ilk konumuna paralel olacak şekilde hareket edecektir. Bu durumda A, B gibi her hangi iki nokta göz önüne alındığında, birinci konumdan ikinci konuma belirli bir yer değişim olduğunda eşitlik 3.12'deki gibidir ve B noktasının konum vektörü eşitlik 3.13'teki gibi yazılabilir.

$$r_{A_1B_1} = r_{A_2B_2} = A_1B_1 = A_2B_2 \quad (3.12)$$

$$r_B = r_A + r_{AB} \quad (3.13)$$

Eşitlik 3.13'ün zamana göre türevi, noktanın hızını verecektir.

$$\frac{dr_B}{dt} = \frac{dr_A}{dt} + \frac{dr_{AB}}{dt} \quad (3.14)$$

Eşitlik 3.14'te r_{AB} vektörünün şiddetinin ve açısal yönünün değişmemesinden dolayı ikinci terim sifıra eşit olacaktır, A ve B noktalarının hızları eşit çıkacaktır.

$$\frac{dr_B}{dt} = \frac{dr_A}{dt} \text{ veya } V_A = V_B \quad (3.15)$$

Noktaların ivmesini hesaplariken de aynı değerlendirme ikinci türev için yapıldığında ivmelerin de birbirine eşit olacağı görülür.

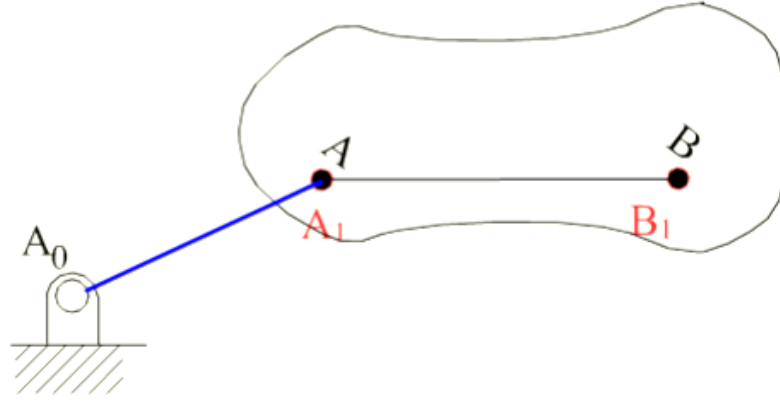
$$\frac{d^2r_B}{dt^2} = \frac{d^2r_A}{dt^2} \text{ veya } a_A = a_B \quad (3.16)$$

Öteleme yapan cisimlerde cisim üzerinde bulunan her noktanın yer değişim, hızı ve ivmesi birbirlerine eşittir.

Sabit bir eksen etrafında dönme hareketi durumunda:

Düzlemsel bir hareket için sabit eksen düzleme dik ve düzlemi A_0 noktasında kesen bir eksendir (bu noktaya düzlemsel hareket için dönme merkezi denir). Bu durumda rijit cisim üzerinde bulunan her nokta aynı merkezli daire yayları üzerinde hareket edecektir. Şekilde cisim belirli bir yer değişim yapmış olarak iki ayrı konumda görülmektedir (Anon n.d.).

$$\Delta AA_0A' = \Delta BB_0B' = \Delta\phi \quad (3.17)$$



Şekil 3.8 Dönme hareketi yapan bir cisim (Anon n.d.; Söylemez 2000)

Her nokta A_0 merkezli bir daire yayı üzerinde hareket edeceğinden o noktanın yer değişim miktarı, o noktanın A_0 merkezinden uzaklığı ile (radyan olarak ölçülen) açısal yer değişim miktarı çarpımına eşittir.

$$\Delta r_A = r_A \Delta \phi \text{ ve } \Delta r_B = r_B \Delta \phi \quad (3.18)$$

Eşitlik 3.18 belirli bir zaman aralığında düşünülürse, yani Δt aralığında eşitlendiği zaman eşitlik 3.19 ortaya çıkar.

$$\frac{\Delta r_A}{\Delta t} = r_A \frac{\Delta \phi}{\Delta t} \text{ ve } \frac{\Delta r_B}{\Delta t} = r_B \frac{\Delta \phi}{\Delta t} \quad (3.19)$$

Eşitlik 3.19'da Δt limitte sıfıra gittiği düşünülerek eşitlik 3.20 ortaya çıkar.

$$V_A = r_A \frac{\Delta \phi}{\Delta t} \text{ ve } V_B = r_B \frac{\Delta \phi}{\Delta t} \quad (3.20)$$

Eşitlik 3.20'de V_A ve V_B , A ve B noktalarının hız vektörlerinin şiddetidir ve $\frac{\Delta \phi}{\Delta t} = \omega$ cismin açısal hızıdır. Hız vektörlerinin yönü mutlaka o noktayı merkeze bağlayan doğruya dik olacaktır. Vektörel olarak hız vektörü, ω ve r_A vektör olarak yazılıp vektörel çarpım yapılarak eşitlik 3.21'deki ifade elde edilir. (Söylemez 2000)

$$V_A = r_A \cdot \omega \quad (3.21)$$

3.1.1.3. Mekanizmalarda kuvvet analizi

Mekanizmaların dinamik analizlerini yaparken farklı yöntemlerden faydalanabiliriz. Bunlardan yaygın olarak kullanılanları; Newton'un 2. yasası, dinamik denge, enerji ve Lagrange yöntemleridir.

Lagrange yönteminde incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Ayrıca sanal iş ilkesi ile dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilen genel kuvvetler hareket denkleminin türetilmesi için kullanılır (Kıral 2009)

Sisteme ait Lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerji farkına eşittir.

$$L = E_K - E_P \quad (3.21)$$

Kinetik enerji-potansiyel enerji farkı aşağıdaki Lagrange denkleminde yazılarak ele alınan sisteme ait hareket denkleminin elde edilebilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (3.22)$$

Lagrange ifadesi açılır ise Lagrange denkleminin aşağıdaki formda elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial E_P}{\partial \dot{q}_i} \right) \right) - \left(\frac{\partial E_K}{\partial q_i} \right) + \left(\frac{\partial E_P}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (3.22)$$

Burada q_i bir sistemin i . genel koordinatını, Q_i ise bu koordinata etki eden kuvvetlerin toplamını (Genel Kuvvet) ifade eder. Genel kuvvet ifadesi sanal iş ile elde edilir.

Mühendislik sistemlerinde genel olarak potansiyel enerjinin genel koordinat hızı ve kinetik enerjinin de genel koordinat ile ilişkisi olmadığından Lagrange denklemindeki bu terimler sıfır alınarak, mekanik sistemler için Lagrange denkleminin aşağıdaki gibi elde edilir.(Kıral 2009)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) + \left(\frac{\partial E_P}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (3.23)$$

Eşitlik 3.23, öteleme yapan sistemler için bir kuvvet, dönme yapan sistemler için ise bir moment dengesidir.

Genel kuvveti elde etmek için dış zorlamaların ve sönümleyici kuvvetlerin genel koordinatlar üzerindeki sanal işleri dikkate alınır. Genel koordinatlarda zamandan bağımsız olarak küçük değişimler dikkate alınarak (δ) bu kuvvetlerin yaptığı iş eşitlik 3.24'te ifade edilmektedir.

$$\delta W = F(t) \delta q_i - c q \delta q_i \quad (3.24)$$

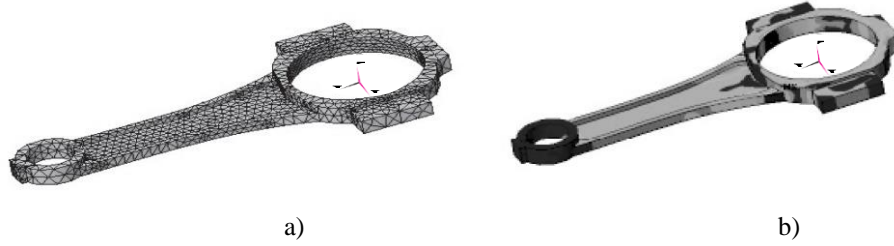
Genel olarak sanal iş ifadesi $\delta W = Q_i \delta q_i$ yazılarak ilgili genel koordinata ait genel kuvvet ifadesi oluşturulmuş olur.

Mekanizmaların hem daha hızlı çözümlenebilmesi hem de daha az hata elde ederek tasarlanabilmesi için tasarım yazılımlarıyla çalışma gereksinimi doğmaktadır. Solidworks yazılımında tasarım etüdü eklentisi, Ansys sonlu elemanlar yazılımında ise katı cisimler dinamiği ve yapısal analizler ile tasarım üzerinde simülasyonlar yapılabilmektedir. Bu araçların kullanımı kinematik analiz sonuçlarının mekanizmanın dinamik analiz girdilerine entegre edilebilmesine de olanak sağlamaktadır.

3.2. Sonlu Elemanlar Analizi

Kolon, kiriş, mil gibi basit makine parçaları temel mekanik metotları ile kolaylıkla hesaplanabilir. Fakat gerçek makine parçaları nadiren bu kadar basit hesaplanabilir ve tasarımcıların yaptıkları sayısal ve deneysel çözümlenmelerde daha az etkili olmaktadır. Bilgisayarların nümerik tekniklerde çok kullanışlı olduğu birçok mühendislik uygulaması vardır. Mekanik tasarımda bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design/CAD) olarak adlandırılan yazılımlar ağırlıklı olarak kullanılır. Analiz yöntemlerinden sonlu elemanlar analizi (Finite Element Analysis/FEA) bu CAD yazılımları ile tam bir bütün halindedir. Bu matematiksel teori ve uygulama metotları oldukça geniştir. Aynı zamanda ticari olarak ANSYS, NASTRAN, Algor gibi birçok FEA yazılım paketi bulunmaktadır. Statik ve dinamik, lineer ve lineer olmayan, gerilim ve yer değiştirme analizleri; serbest ve zorlanmış titreşimler; ısı transferi, gerilim ve yer değiştirme analizleri ile birlikte yürütülebilen elastik kararsızlık, burkulma, akustik; elektrostatik ve manyetik, ısı

transferi ile kombine çalışabilen akışkanlar dinamiği; boru içi analizler ve çoklu disiplinler gibi birçok FEA'nin uygulama alanı vardır (Sezgen, 2016).



Şekil 3.9 Ansys Sonlu Elemanlar Yazılımı Kullanılarak Elde Edilen Krank Kolu Modeli.
(a) Meshli Model, (b) Gerilim Dağılımları. (Sezgen, 2016)

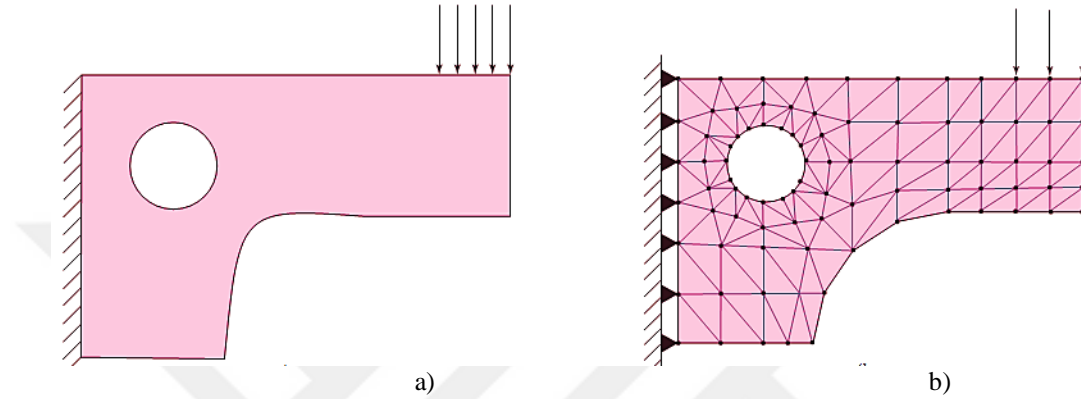
Gerçek bir makine elemanının süreklilik gösteren bir elastik yapısı vardır. FEA yapıyı doğru tanımlanmış, küçük ve sonlu elastik alt-yapılara (elemanlara) böler. Her bir eleman sürekli elastik davranış bozulmadan, malzemenin mekanik ve geometrik özellikleri korunarak polinom fonksiyonları ve matris işlemleri ile tanımlanır. Yükler (yer çekimi, dinamik, ısı) elemanlara, eleman yüzeyinden veya eleman düğümünden uygulanabilir. Elemanlardaki düğümler, elemanları birbirine bağlayan, elastik özellikleri oluşturan, sınır koşullarını içeren, kuvvetleri (bağlantı yada gövde) taşıyan eleman yapısının en temel ve en küçük birimidir. Düğümlerin (node) serbestlik derecesi (DOF) (degrees of freedom) vardır. Bir düğümde var olan açısallık ve ötelenme hareketleri yani serbestlik derecesi birbirinde bağımsızdır. Bir yapıdaki her bir eleman lokal olarak matris formunda tanımlanır, daha sonra ortak düğümler boyunca toplu sistem matrisi oluşturulur. Uygulanan yükler ve sınır şartları ile serbestlik derecelerindeki bilinmeyen yer değiştirme sonuçları matris işlemleri ile belirlenir. Bu işlemler tamamlandıktan sonra, yer değiştirme sonuçları ile temel elastisite hesapları yapılarak gerilme ve gerinim sonuçlarını elde etmek çok kolaydır.

Yapısal mekanikte kullanılan modern sonlu elemanlar metodu 1940'lardan beri kullanılmaktadır. En büyük sıçramasını bilgisayar destekli olarak kullanılmaya başlandığında sağlamıştır. Daha detaylı ve ayrıntılı geometrileri daha hassas mesh modelleri ile tanımlamak mümkün olmuştur. Sonlu elemanlar metodu sürekli sistemleri sayısal tekniklerle belirli alanlara böldüğü için beraberinde kaçınılmaz bazı hataları da getirmiştir. Bu hatalar şu şekildedir:

Hesaba dayalı hatalar, gerçekte sayılar sonsuza giderken, bilgisayar ortamında tanımlamaya göre sonludur. Meydana gelen bu hatalar kullanılan sayısal integrasyon

formüllerinden kaynaklanır. Piyasadaki birçok sonlu elemanlar yazılımı bu hataları minimuma indirmeye çalışmaktadır ve kullanıcılar genelde mesh hataları ile ilgilenmektedir.

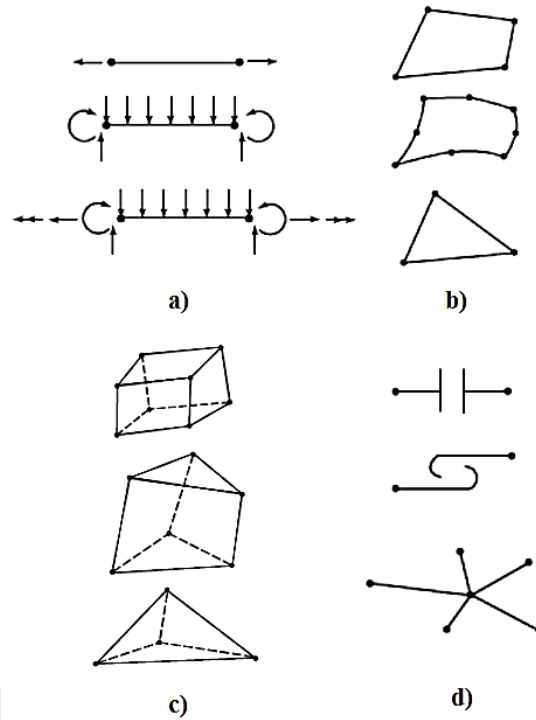
Ayrıklaştırma hataları, bir geometrideki devamlı yapı için sonlu elemanlara ayırma işlemi için birçok varyasyon vardır. Gerçekte sonsuz olan yapı sonlu elemanlara bölününce beraberinde çeşitli hataları da meydana getirmektedir.



Şekil 3.10 Yapısal Problem: (a) İdeal Model, (b) Sonlu Elemanlar Modeli. (Shigley et al. 1989)

Şekil 3.10'de verilen geometride üç düğümlü, düzlemsel gerilime maruz, üçgen şeklinde elemanlar kullanılmıştır. Bu eleman türü iki temel kusura sebep olmaktadır. Bu eleman deformasyondan sonrada düz kalan kenarlara sahiptir. Sorunlardan ilki, geometrinin eğimli yapısından kaynaklanır. Şekilde görüldüğü üzere, büyük eğimli bölgenin matematiksel modeli oldukça zayıfken deliğin modeli buna nazaran daha iyidir. Bir diğer sorun ilkinde kıyasla çok daha mühimdir. İdeal modelde çeşitli bölgelerde gerinim değerleri sürekli ve hızlı değişmektedir. Sonlu elemanlar modelinde gerinim, elemanların merkezinden elde edilerek ortalama bir yaklaşım yapar. Kısaca bu modelde sonuç yaklaşımı oldukça zayıftır. Bu sonuçları daha doğru bir yaklaşım yapmak için mesh yoğunluğu artırılmalı veya sekiz düğümlü dörtgen eleman kullanılmalıdır. Çünkü bu eleman eğimli kenarları tanımlarken çok daha iyi bir interpolasyon fonksiyonu kullanılır.

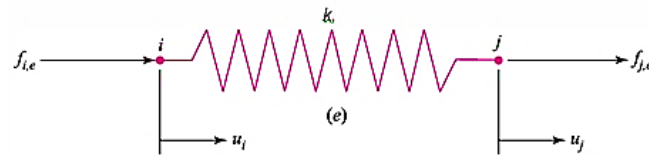
Sonlu elemanlarda destekler ve kuvvetler düğümler aracılığıyla tanımlanır. Şekilde sol tarafta sabit geometri düğümler üzerinden aktarılmıştır. Sağ tarafta uygulanan yük sadece üç düğümden uygulanmıştır.



Şekil 3.11 a) Tek Eksenli Elemanlar, b) Yüzey Elemanlar, c) Katı Elemanlar, d) Özel Amaçlı Elemanlar (Sezgen, 2016).

Sonlu eleman ile çözüm metodu, doğrusal kafes kiriş elemanı kullanılarak, tek-boyutlu çok basit bir problem üzerinde açıklanacaktır. Bir kafes kiriş elemanı, sabit kesit alanı A , uzunluğu l ve elastisite modülü E olan, gerilme veya sıkıştırma etkisinde, yüklü bir çubuktur. Temel kafes kiriş elemanı iki düğüme sahiptir. Tek-boyutlu bir problem için, her bir düğüm, sadece bir adet serbestlik derecesine sahip olacaktır. Bir kafes kiriş elemanı, eşitlik 3.25'te verilen bir yay oranıyla, basit doğrusal bir yay olarak modellenebilir.

$$k = \frac{AE}{L} \quad (3.25)$$



Şekil 3.12 Basit Yay Elemanı (Sezgen, 2016).

Şekil 3.12'de i ve j düğümleriyle gösterilen, yay oranı k_e olan bir yay elemanı (e) dikkate alınmıştır. Bunun üzerine, sayının neye karşılık geldiği karmaşasını engellemek için, düğümler ve elemanlar, parantezler içinde numaralandırılacaktır. Sağa yönelmiş tüm

f kuvvetleri ve u yer değişimlerinin pozitif olduğunu kabul ederek, her bir düğümdeki kuvvetler aşağıdaki gibi yazılabilir.

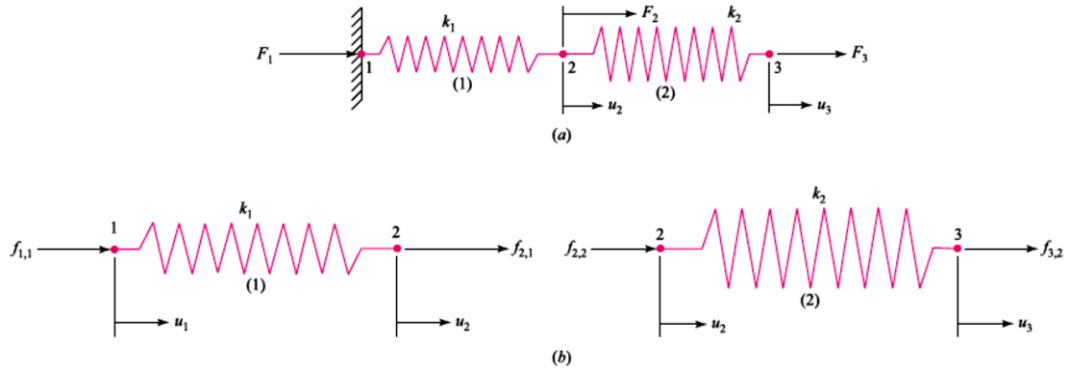
$$f_{i,e} = k_e(u_i - u_j) = k_e u_i - k_e u_j \quad (3.26)$$

$$f_{j,e} = k_e(u_j - u_i) = -k_e u_i + k_e u_j \quad (3.27)$$

İki eşitlik, aşağıdaki gibi, matris şeklinde ifade edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (3.28)$$

Sonraki aşamada, Şekil 3.13'de gösterilen iki-yaylı sistem dikkate alınarak, elemanlarla düğümler numaralandırılır ve her bir düğümdeki toplam dış kuvvetler, F_1 , F_2 ve F_3 şeklinde etiketlenir. Eğer, ayrı serbest-cisim diyagramları çizilecek ise, iç kuvvetler, Şekil 3.13b' de ki gibi ortaya konulur.



Şekil 3.13 İki Elemanlı Yay Sistemi: a) Sistem Modeli, b) Ayrık Serbest Cisim Diyagramları. (Sezgen, 2016).

Her bir yay için (3.28) denklemini kullanarak,

$$\text{Eleman 1} \quad \begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (3.29)$$

$$\text{Eleman 2} \quad \begin{Bmatrix} f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.30)$$

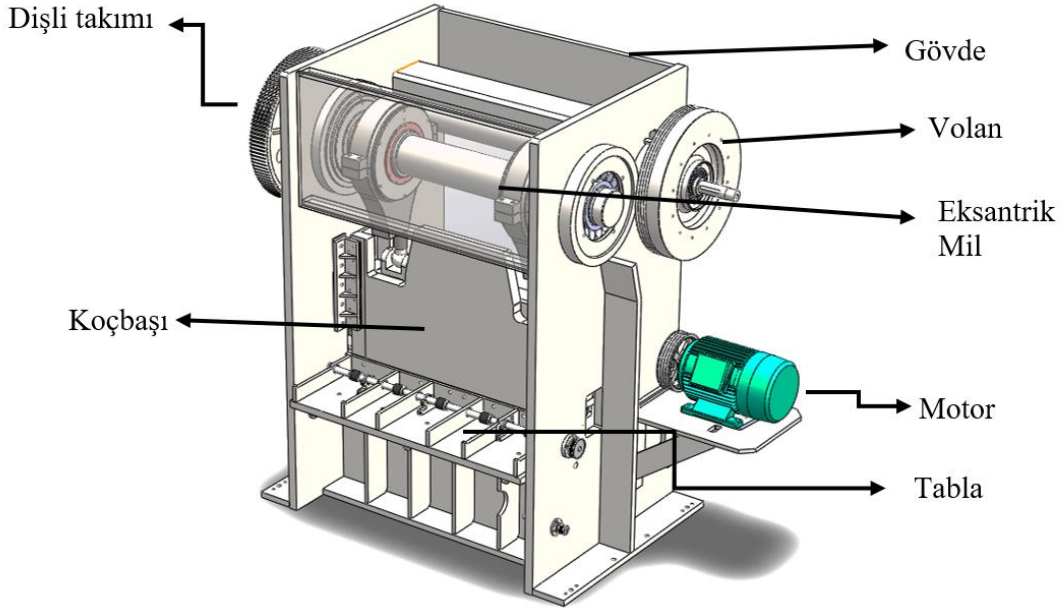
bulunur. Her bir düğümdeki toplam kuvvet $F_1 = f_{1,1}$, $F_2 = f_{2,1} + f_{2,2}$ ve $F_3 = f_{3,2}$ şeklindedir. İki matrisi dış kuvvetler cinsinden birleştirilerek eşitlik 3.31 elde edilir.

$$\begin{pmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} + f_{2,2} \\ f_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} \quad (3.31)$$

Bir düğümün yer değiştirilmesi biliniyor ise, düğümdeki kuvvet bilinmeyendir. Örneğin, Şekil 3.13a' da duvardaki 1 düğümünün yer değiştirilmesi sıfırdır, bu nedenle F_1 bilinmeyen tepki kuvvetidir (bu noktaya kadar sistemin bir statik çözümü uygulanmamıştır). Eğer bir düğümün yer değiştirme değerini bilmiyoruz ise, bu durumda kuvveti biliyoruz demektir. Örneğin, Şekil 3.13a'da, 2 ve 3 düğümlerinde yer değiştirmeler bilinmeyendir ve F_2 ve F_3 kuvvetleri belirtilmelidir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Çalışma konusu 200 ton yük kapasiteli genişletilmiş metal presinin CAD modeli Şekil 4.1’de verilmiştir. Genel olarak 7 ana bileşenden oluşan metal şekillendirme presinin bileşenleri; dişli takımı, gövde, koç başı, motor sistemi, volan sistemi, tabla, eksantrik mil sistemi olarak ayrılabilir.

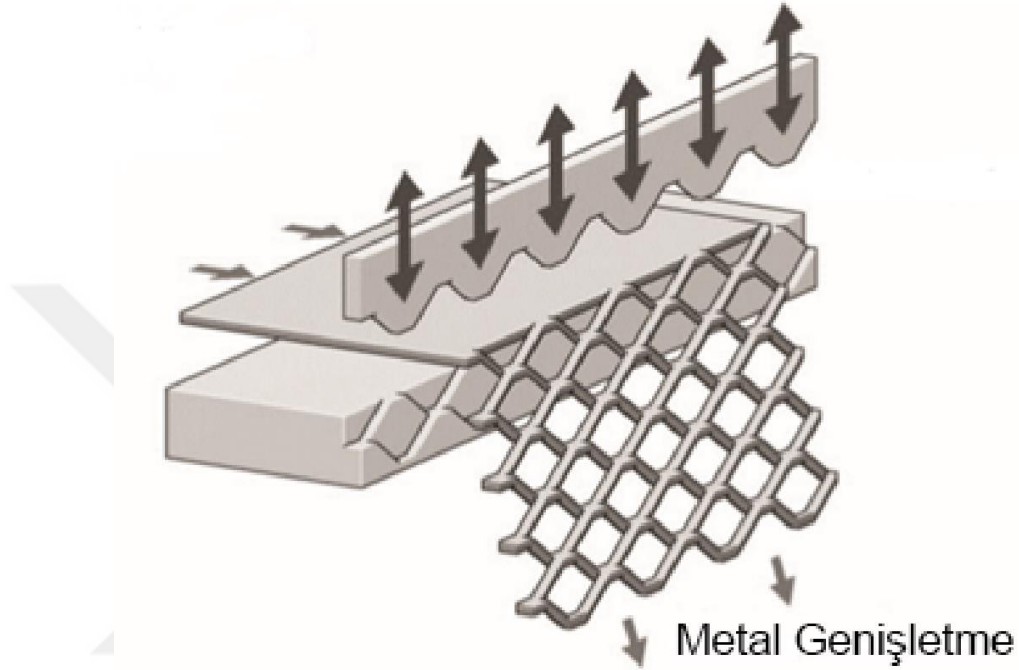


Şekil 4.1 Endüstriyel 200 Ton Yük Kapasiteli Mekanik Pres CAD Modeli.

Genişletilmiş metal plakaları endüstrinin bazı alanlarında kullanıma ihtiyaç duyulmaktadır. Fritöz ızgaralar, dekoratif vitrinler, mimari uygulamalar, endüstriyel seperatörler, araç yağ filtreleri kullanım alanlarından bazılarıdır. Kullanımındaki amaç, estetik olmasının yanında fire vermeden ve talaş üretmeden metali 3 kat uzunluğuna kadar genişletebilmesidir. Şekil 4.2’de genişletilmiş metal sacın görünümü ve işleniş biçimi verilmiştir. Genişletilmiş metal presi kalıp formundan dolayı koç başının tek seferlik hareketinde hem kesme hem de şekillendirme işlemi yapmaktadır. Koç tablaya bağlanan kalıp sayesinde tek harekette hem kesme hem şekillendirme işlemi yapmaktadır. Bu işlem için hesaplamalar yapılarak gerekli kuvvet bulunmuş, doğrusal olmayan analizlerle hesaplanan değerin doğruluğu kontrol edilmiştir. Genişletilmiş metal sac malzemesinin mekanik özellikleri çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Çalışmada kullanılan malzemenin özellikleri (Wang et al. 2020)

Özellik	Değer
Kalite	304 (1.4301)x5CrNi18-10
Elastisite Modülü	210 GPa
Akma dayanımı	210 MPa (min)
Kopma dayanımı	515-720 MPa
Kesme dayanımı/Kesit Alanı	945 kN
Sertlik,Rockwell (HB)	200

**Şekil 4.2** Genişletilmiş metal sacı imalat prosesi (Smith-López, ..., and 2015 n.d.)

4.1. Genişletilmiş Metal İmalat İşlemi İçin Gerekli Kuvvetin Hesaplanması

Genişletilmiş metal presinde maksimum 5mm kalınlıkta, 1500mm uzunlukta sac şekillendirilmesi planlanmıştır. Malzemenin kesme dayanımı değeri literatürde kabul gören doğruya göre eşitlik 4.1’de görüldüğü şekilde hesaplanmıştır. (Moon et al. 2009)

$$V_n = 0.6F_y \cdot A_w \quad (4.1)$$

Burada, V_n , F_y , A_w sırasıyla; nominal kesme dayanımı, malzemenin akma dayanımı ve kesit alanıdır.

Farklı malzemeler için kesme dayanımı için literatürde belirlenen değerler çizelge 4.2’de verilmiştir. Çizelgede görülen değerlere göre çelik malzemenin kesme

dayanımının hesabında akma dayanımının yaklaşık 0.58 katı – Kopma dayanımının 0.75 katı kullanılmaktadır.

Çizelge 4.2. Kesme dayanımı ve çekme dayanımı arasındaki ilişki

Malzeme	Kesme	Akma
Çelik	$S_{SU} \approx 0,75x S_U$	$S_{SY} \approx 0,58x S_Y$
Yumuşak demir	$S_{SU} \approx 0,90x S_U$	$S_{SY} \approx 0,75x S_Y$
Dövülebilir demir	$S_{SU} \approx 1x S_U$	-
İşlenmiş demir	$S_{SU} \approx 0,83x S_U$	-
Dökme demir	$S_{SU} \approx 1,3x S_U$	-
Bakır ve alaşımları	$S_{SU} \approx 0,65x S_U$	-
Alüminyum ve alaşımları	$S_{SU} \approx 0,65x S_U$	$S_{SY} \approx 0,55x S_Y$

S_{SU} : Kesme kopma dayanımı, S_{SY} : Kesme akma dayanımı, S_U : Çekme Kopma Dayanımı, S_Y : Çekme akma dayanımı

4.1.1. Malzemenin sayısal modelinin oluşturulması

Genişletilmiş metalin kesilmesi işlemi doğrusal bir fonksiyon olmadığından daha yakınsak bir hesaplama için sonlu elemanlar yöntemi kullanılacaktır. Kesme ve şekillendirme analizi olduğu için malzeme doğrusal olmayan şekilde analiz edilecektir. Doğrusal olmayan malzeme modelleri arasında en çok kullanılan model Johnson Cook malzeme modelidir. Yapılan çalışmalarda gerçeğe yakın simülasyonlar Johnson Cook modeli ile hesaplanabilmektedir (Wang et al. 2020). Johnson Cook malzeme modeli, yüksek gerinim deformasyonunda kullanılan bir malzeme modelidir ve model formülasyonu eşitlik 4.2’te verilmiştir. Malzeme modelinin Ansys sonlu elemanlar yazılımına modellenmesi ise şekil 4.3-4.4’te gösterilmiştir.

$$\sigma = (A + B \cdot \varepsilon^n) \cdot \left[1 + C \cdot \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right] \cdot \left[1 - \left[\frac{T + T_r}{T_m - T_r} \right]^m \right] \quad (4.3)$$

Burada; σ , ε , $\dot{\varepsilon}$, ve T sırasıyla Von Mises eşdeğer gerilme,

$$P = \begin{cases} \rho_0 C^2 \mu \left[1 + \left(1 - \frac{\gamma}{2} \right) \mu - \frac{\alpha \mu^2}{2} \right] + (\gamma + \alpha \mu) E_0; & \mu > 0 \\ \rho_0 C^2 \mu + (\gamma + \alpha \mu) E_0; & \mu \leq 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

Burada; P , ρ_0 , γ ve E_0 sırasıyla basınç, başlangıç yoğunluğu, Mie-Grüneisen’s sabiti ve birim kütle başına metal başlangıç iç enerjisidir. Bu çalışmada kullanılan malzemeye özgü parametreler çizelge 4.3’te verilmiştir.

Çizelge 4.3. SS304 malzemesinin sayısal modellenmesinde kullanılan parametreler (Wang et al. 2020)

Parameter	Malzeme özelliği	Birim	Değer
A	Akma dayanımı	MPa	110
B	Sertleşme katsayısı	MPa	1500
C	Gerinim oran sabiti	Dimensionless	0.014
C0	Ses hızı	m/s	4570
Cp	Spesifik ısı kapasitesi	J/(kg K)	423
G	Kesme modülü	GPa	85.5
m	Yumuşama çarpanı	Dimensionless	1
n	Gerinim sertleşme katsayısı	Dimensionless	0.36
s	Doğrusal Rankine-Hugoniot's kanunu eğimi	Dimensionless	1.49
Tr	Referans sıcaklık	K	293
Tm	Erime sıcaklığı	K	1673
γ	Mie-Grüneisen katsayısı	Dimensionless	1.93
ϵ_0	Referans gerinim oranı	s^{-1}	1
ρ_0	Başlangıç yoğunluğu	kg/m^3	7900

Çizelge 4.3'te alınan değerler Ansys sonlu elemanlar yazılımı malzeme kütüphanesine Johnson cook malzeme modeli olarak Şekil 4.3'te görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

The screenshot shows the Ansys Engineering Data interface. The main table lists material properties for SS 304. The Johnson Cook Strength properties are detailed in the following table:

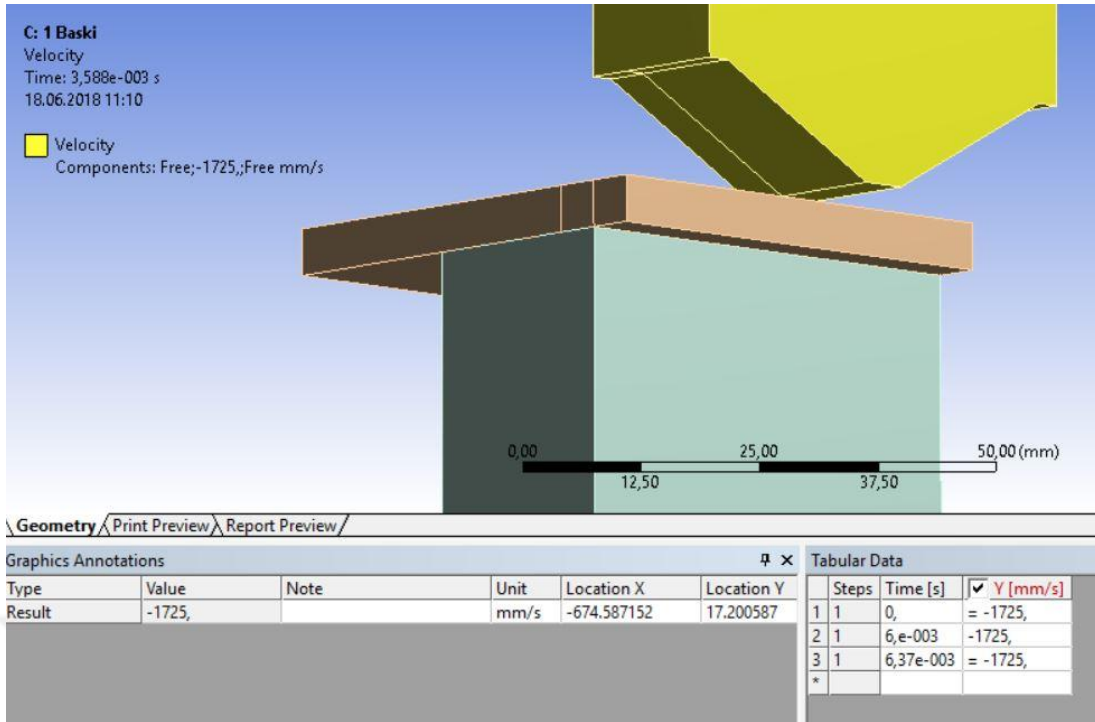
Property	Value	Unit
Initial Yield Stress	110	MPa
Hardening Constant	1500	MPa
Hardening Exponent	0,36	
Strain Rate Constant	0,014	
Thermal Softening Exponent	1	
Melting Temperature	1673	K
Reference Strain Rate (sec)	1	
Shear Modulus	85500	MPa
Grüneisen Coefficient	1,93	
Parameter C1	4569	$m s^{-1}$
Parameter S1	1,49	
Parameter Quadratic S2	0	$s m^{-1}$

Şekil 4.3 Johnson Cook Doğrusal Olmayan Malzeme Modeli Ansys Ekranı

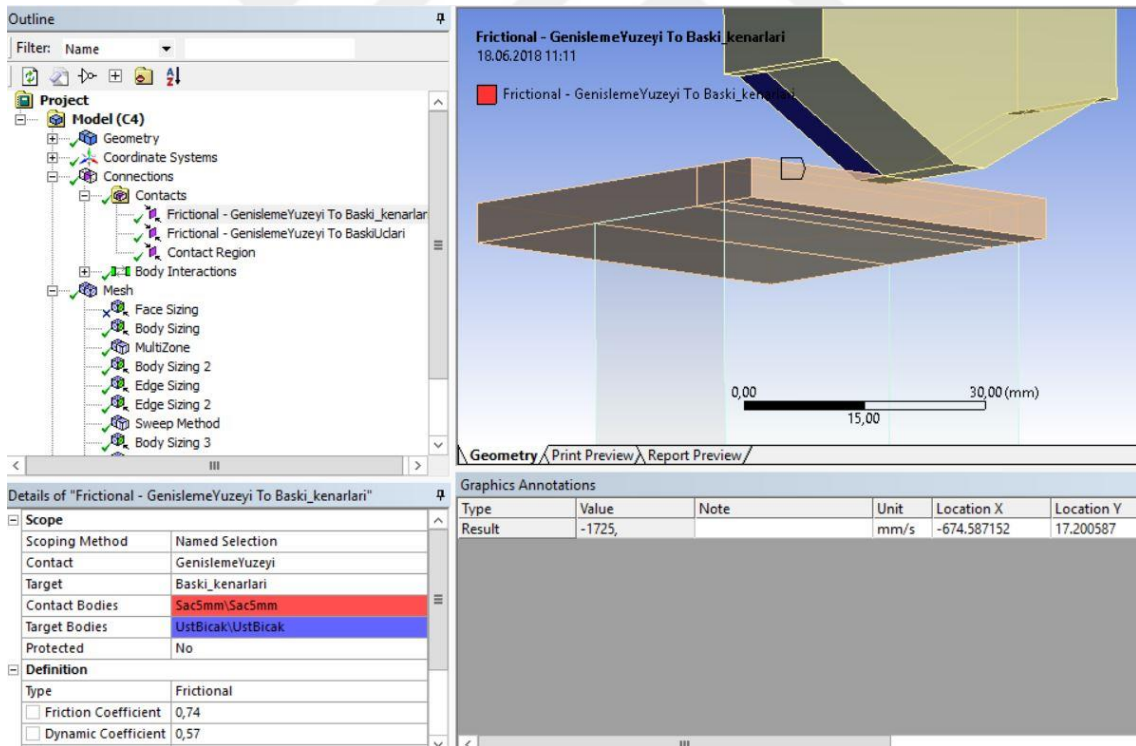
4.1.2. Genişletilmiş metalin sonlu elemanlar analizi

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken kesme kalıbının bir baklası modellenerek hesaplama yapılmıştır. 1500mm kalıbın üzerinde 32 adet bakla vardır, çözümün ardından elde edilen tepki kuvveti 32 ile çarpılarak sonuç çıktı elde edilmiştir.

Genişletilmiş metal kesme işlemi senaryosu açık analiz (explicit) modülünde tanımlanarak analiz modeli şekil 4.4 ve şekil 4.5'te görüldüğü gibi oluşturulmuştur.



Şekil 4.4 Genişletilmiş metal kesme analizi yüklem koşulu



Şekil 4.5 Genişletilmiş metal kesme analizi sürtünme koşulu

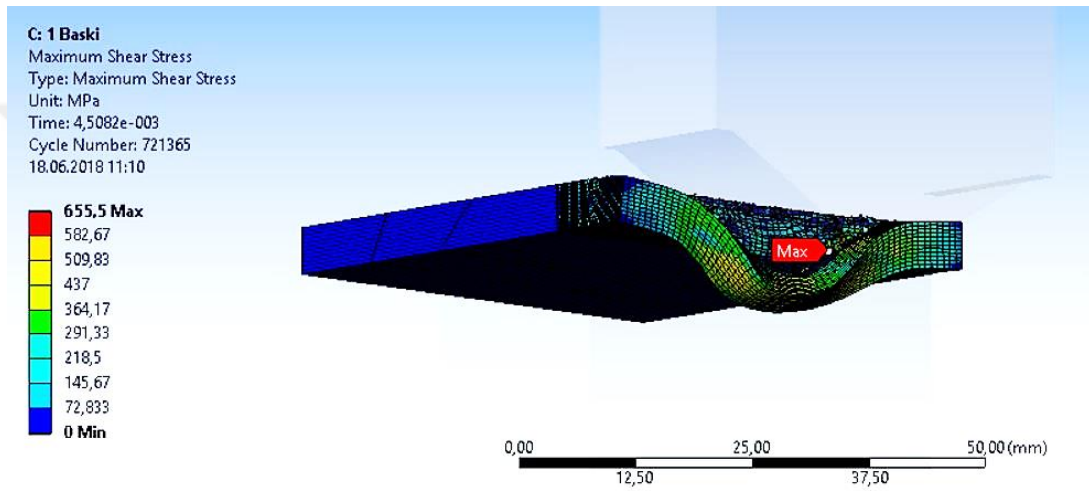
Makinenin çalışma devrine göre koç tablasının ilerleme hızı ve genişletilmiş metalin bir seferdeki işlenme süresi girilerek analiz modeli oluşturulmuştur.

Presin çalışma devri 150 dev/dk olarak alınmıştır.

$$v = \frac{2\pi}{60} \cdot r \cdot N \quad (4.5)$$

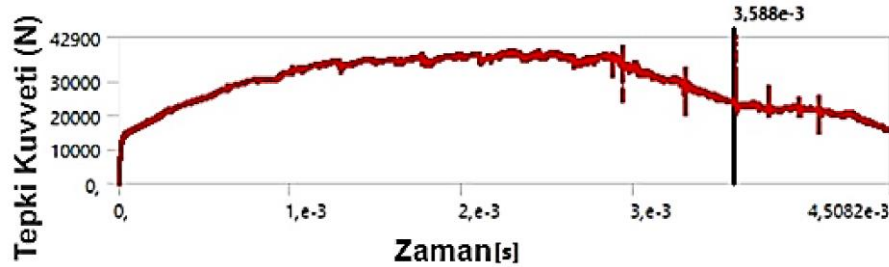
Eşitlik 4.5'te, r ve N sırasıyla eksantrik mil yarıçapını(110mm) ve çalışma devrini tanımlamaktadır.

Sonlu elemanlar analizinin çözdürülmesi sonucu şekil 4.6'da verilen kesme gerilmesi görünümü incelenmiştir.



Şekil 4.6 En yüksek kesme gerilmesi 655MPa

Gerilme değeri dışında başka bir analiz çıktısı olarak da kuvvet tepki grafiği alınmıştır. Şekil 4.7'de verilen kuvvet tepki grafiğinden malzemenin işlenmesi esnasında uygulanan kuvvete en fazla ne kadar tepki olduğunu, koç tablaya gelen yük analiz edilmiştir.



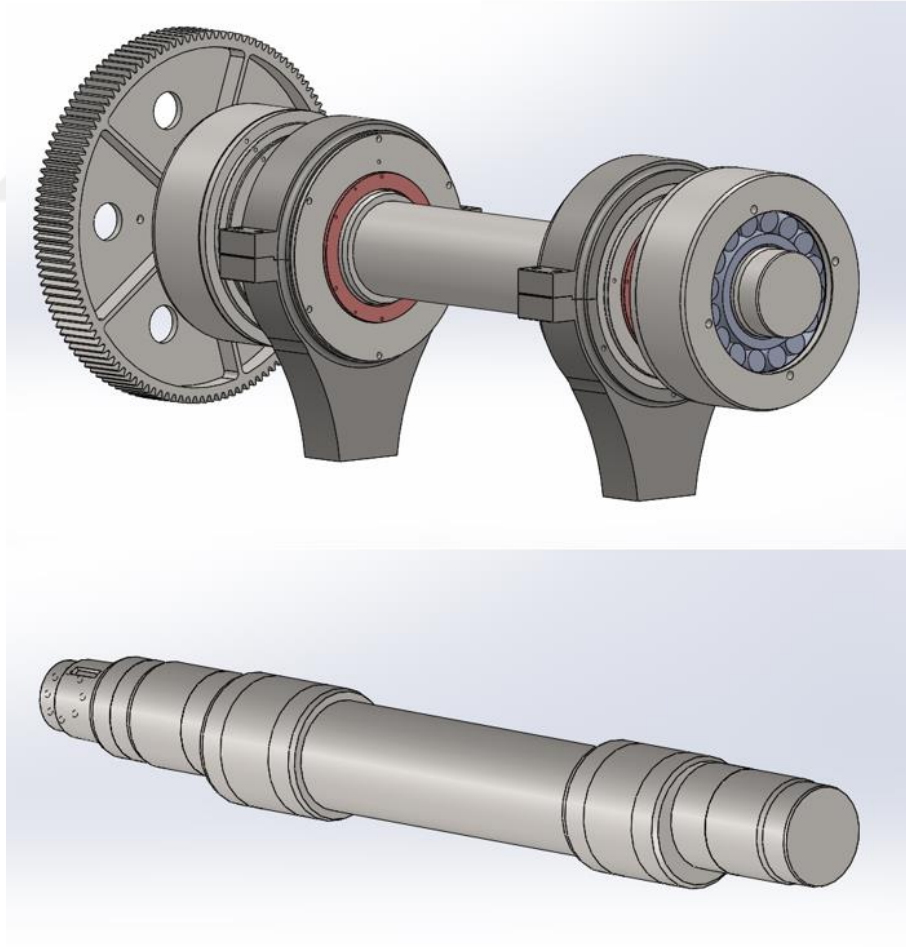
Şekil 4.7 Kalıptaki(bıçaktaki) en yüksek kuvvet tepkisi 42900N(4373kg)

Kalıpta 1500mm uzunluğundaki sacı işleyebilmek için 32 diş kullanılmaktadır, dolayısıyla sacı kesebilmek için en az $32 \times 4373 = 140$ Ton kuvvet gerekli olmaktadır.

Hesaplanan bu kuvvet sacın kesilmesi için net gerekli kuvvettir, bunun üzerine sürtünmeler ve aktarma organlarından gelecek olan mekanik kayıplar da eklenerek motordan iletilmesi gereken kuvvet ve tork hesaplanmalıdır.

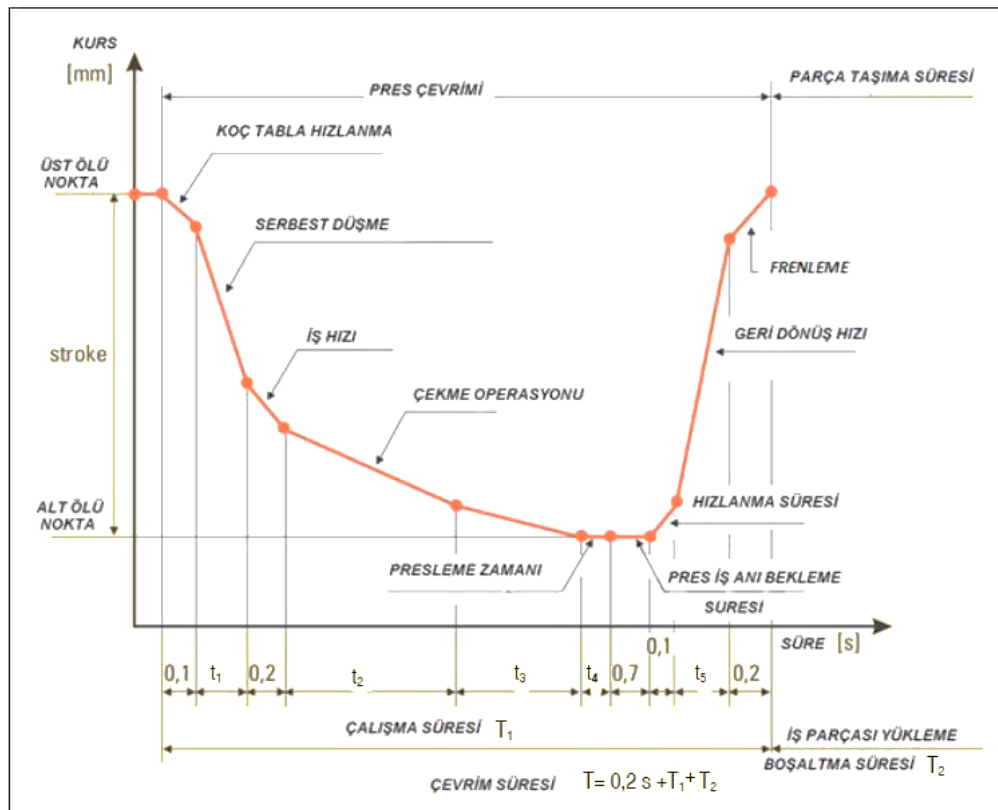
4.2. Pres Mekanizmasının Analizleri

Genişletilmiş metal presin eksantrik mil krank biyel mekanizması ile kullanıldığı haliyle şekil 4.7’de verilmiştir. Bu çalışmada krank-biyel mekanizması yerine istenen metal şekillendirme eğrisini elde edebilecek bir mekanizma tasarlanmak amaçlanmıştır ve bu doğrultuda eklem mafsallı pres mekanizması tasarlanmıştır. Mevcut makinede tasarlanmış olan krank-biyel mekanizması ile çalışma kapsamında tasarlanmış olan eklem mafsallı mekanizma kinematik hesaplamaları yapılmış ve karşılaştırmalı grafikleri çalışmanın devamında verilmiştir. Krank miline gelen enerjinin sonucunda biyel kollarının hareketi aktarımı vasıtasıyla koç tablasının hareketi gözlemlenmiştir.



Şekil 4.8 Eksantrik krank-biyel pres mekanizması ve krank mili

Metal şekillendirme işleminde koç tablasının hız-zaman eğrisi önem arz etmektedir. Bu duruma mukabil olarak da koç tablasına çeşitli kontrol sistemleri entegre edilmektedir. Günümüzde en sık kullanılan sistem, servo motor ile istenen konum-zaman ve hız-zaman eğrilerinin tanımlanmasını sağlamaktır. Fakat servo motor ile yüksek güç sağlanması ve kontrolü yüksek güçlerde motorların kullanılması anlamına gelmektedir, bu da maliyeti direkt olarak artıran bir durumdur. Bu soruna mekanik olarak çözüm getirmek hem düşük maliyetle sorunu ortadan kaldıracaktır hem de yapılacak işleme göre kuvvet gereksinimini azaltacaktır. Şekil 4.8’de ideal metal şekillendirme eğrisi verilmiştir, bu eğride metalin şekillendirilmesi esnasında düşük hız değişimlerinin olması veya hızın sabit tutulması gerektiği vurgulanmaktadır.

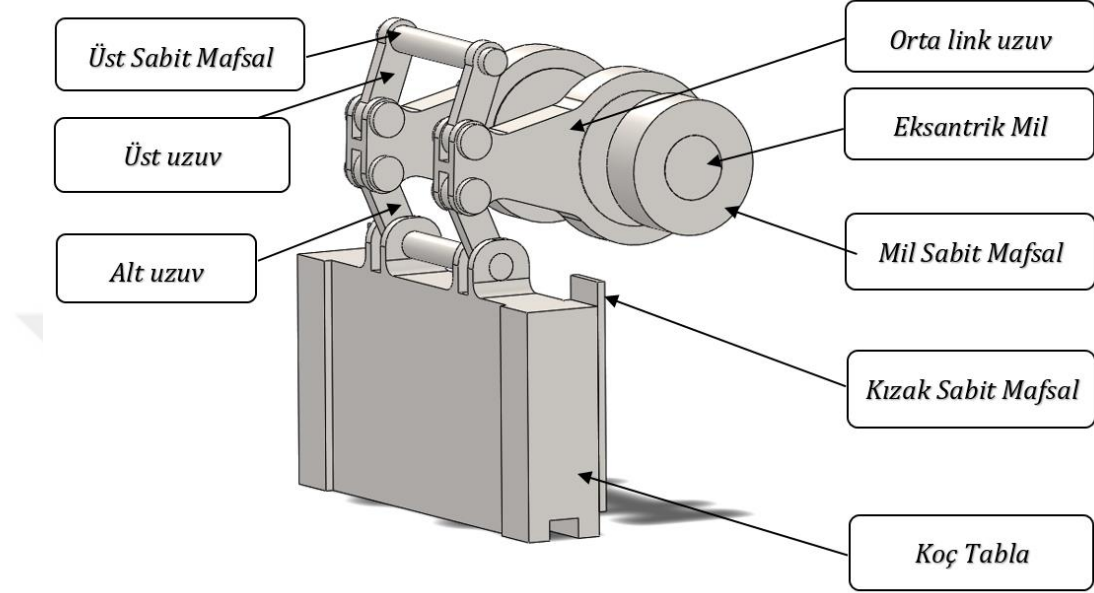


Şekil 4.9 Optimize edilmiş presleme için koç tabla strok-zaman grafiği (Köseler, Yüksel, and Topçu 2014)

Eksantrik krank biyel mekanizmasında elde edilemeyen bu optimum eğri, geliştirilmiş eklem mafsal pres mekanizması ile elde edilebilmektedir. Altı uzuvdan oluşan mekanizmanın her uzvunun boyutsal olarak değişmesi, grafikte farklılığa yol açmaktadır. Bunun nasıl bir etki gösterdiği kinematik çözümler sonucu elde edilen grafikler ve yorumlarıyla ortaya konulmuştur.

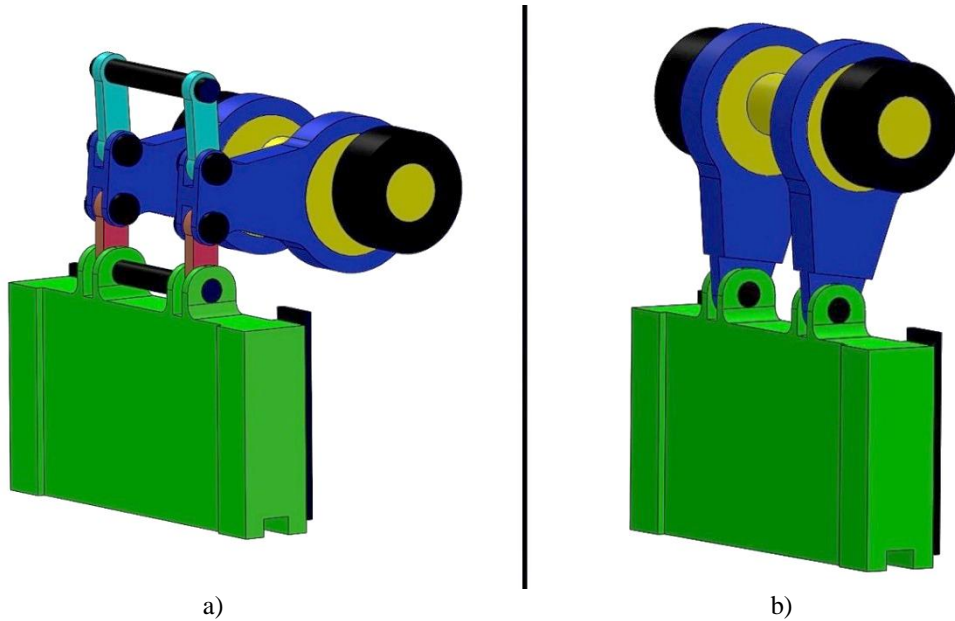
4.2.1. Eklem mafsallı mekanizmanın pres boyutlarına göre uyarlanması

Analizlerde kullanılacak olan pres üç boyutlu modeli Şekil 4.10'de verilmiştir. Kullanılan presin stroğu 50mm olarak belirlenmiştir, bu yüzden çizgisel konum maksimum 50mm olarak baz alınacaktır. Uzunlukları belirlenen stroğu ve uzun boyu sınırlarını aşmayacak şekilde parametrik olarak optimize edilmiştir.



Şekil 4.10 Eklem mafsallı mekanizmanın prese uyarlanmış ön tasarımı

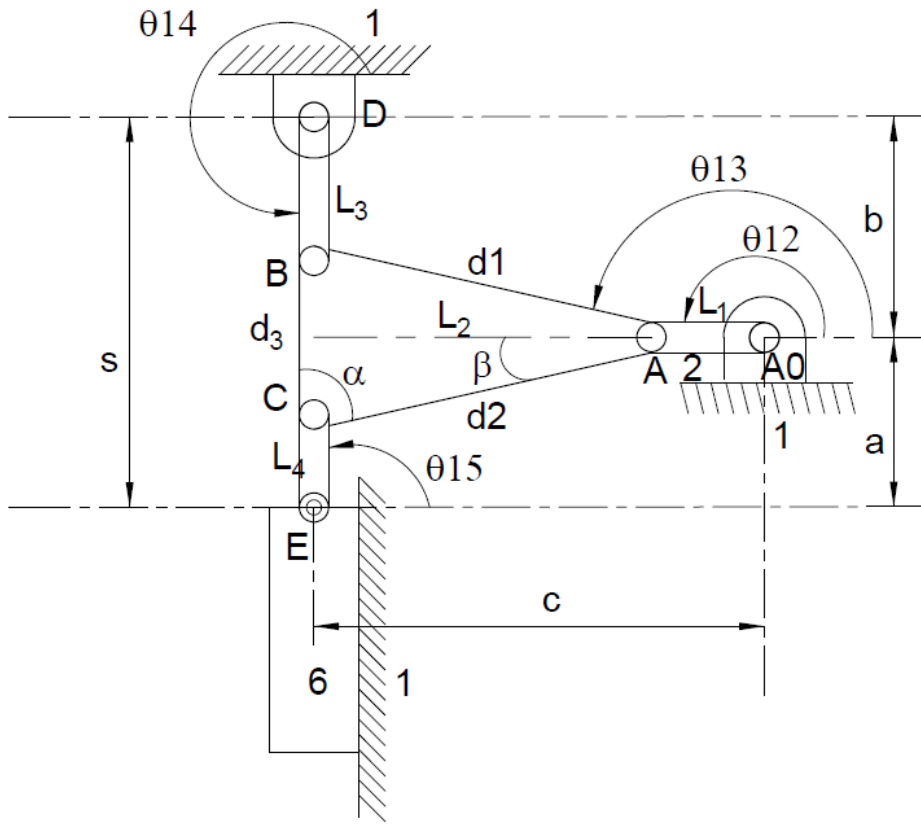
Eklem mafsallı pres mekanizması ile mevcut makinede kullanılan eksantrik krank biyel pres mekanizmasının farklılıkları Şekil 4.11'de gözlemlenmektedir.



Şekil 4.11 a)Eklem mafsallı pres mekanizması görünümü b)Eksantrik krank biyel pres mekanizması görünümü

4.2.1.1. Eklem mafsallı mekanizmanın kinematik analizi

Eklem mafsallı mekanizmanın kinematik hesaplamaları ile uzuvların veya mafsalların istenen andaki pozisyon, hız veya ivme değerleri çıkarılabilmektedir. Çalışma kapsamında eklem mafsallı mekanizmasının farklı uzuv uzunluklarının koç tabla konum-zaman ve hız-zaman grafiklerini nasıl etkilediği üzerine çıkarımlar yapılmıştır. Analitik hesaplama yöntemi ile çözülen mekanizma kinematik şeması Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12 Eklem mafsallı pres mekanizması kinematik şeması

Eksantrik milin dönme eksenini A_0 noktası $X_{A_0} = 0$, $Y_{A_0} = 0$ olarak orijin alınmaktadır.

A noktasının pozisyon denklemi:

$$A_x = l_2 \cdot \cos \theta_{12} \quad (4.6)$$

$$A_y = l_2 \cdot \sin \theta_{12} \quad (4.7)$$

B noktasının pozisyon denklemi:

l_2 uzvundan dolayı 2 bilinmeyen olması sebebiyle 2 döngü oluşturularak 2 denklem çıkarılmıştır.

Döngü-1

$$B_x = l_3 \cdot \cos \theta_{14} + D_x \quad (4.8)$$

$$B_y = l_3 \cdot \sin \theta_{14} + D_y \quad (4.9)$$

Döngü-2

$$B_x = d_1 \cdot \cos \theta_{13} + l_2 \cdot \cos(\theta_{12}) \quad (4.10)$$

$$B_y = d_1 \cdot \sin \theta_{13} + l_2 \cdot \sin(\theta_{12}) \quad (4.11)$$

C noktasının pozisyon denklemi:

$$C_x = d_2 \cdot \cos(\theta_{13} + \beta) - l_2 \cdot \cos(\theta_{12}) \quad (4.12)$$

$$C_y = d_2 \cdot \sin(\theta_{13} + \beta) - l_2 \cdot \sin(\theta_{12}) \quad (4.13)$$

E noktasının pozisyon denklemi:

$$E_x = -c \quad (4.14)$$

$$l_4 = \sqrt{(E_x - C_x)^2 - (E_y - C_y)^2}$$

$$l_4^2 = (E_x - C_x)^2 + (E_y - C_y)^2 \quad (4.15)$$

$$l_4^2 = E_x^2 + C_x^2 - 2 \cdot E_x \cdot C_x + E_y^2 + C_y^2 - 2 \cdot E_y \cdot C_y$$

$$l_4^2 - m - C_x^2 - 2 \cdot m \cdot C_x - C_y^2 = E_y^2 - 2 \cdot E_y \cdot C_y$$

$$l_4^2 - m - C_x^2 - 2 \cdot m \cdot C_x - C_y^2 = K_1$$

$$E_y^2 - 2 \cdot E_y \cdot C_y - K_1 = 0$$

$$E_y = \frac{2 \cdot C_y \cdot \sqrt{4 \cdot C_y^2 + 4 \cdot K_1}}{2} \quad (4.16)$$

E_x Değeri, tek serbestlik dereceli sistem Y yönünde hareketli olduğu için sabittir.

E_y Değeri, eşitlik 4.15'ten çekilerek eşitlik 4.16 ile hesaplanır.

Koç tablası uzvu E noktasına bağlı olduğu için hesaplanan pozisyon-zaman grafikleri E_y değeri üzerinden grafik edilecektir. E_y noktasının anlık değeri koç tablasının hareket eğrisini vermektedir.

$\theta_{12}, \theta_{13}, \theta_{14}, \dot{\theta}_{12}, \dot{\theta}_{13}, \dot{\theta}_{14}, \ddot{\theta}_{12}, \ddot{\theta}_{13}, \ddot{\theta}_{14}$ Değerleri sırasıyla; l_2 krank açısıl konumu, l_3 uzvunun açısıl konumu, l_4 uzvunun açısıl konumu, l_2 uzvunun krank açısıl hızını, l_3 uzvunun açısıl hızını, l_4 uzvunun açısıl hızını, l_2 uzvunun krank açısıl ivmesini, l_3 uzvunun açısıl ivmesini, l_4 uzvunun açısıl ivmesini vermektedir.

$$\theta_{12} = \cos^{-1}\left(\frac{A_x}{l_2}\right) \quad (4.17)$$

$$\theta_{13} = \cos^{-1}\left(\frac{B_x - l_2 \cdot \cos(\theta_{12})}{d_1}\right) \quad (4.18)$$

$$\theta_{14} = \cos^{-1}\left(\frac{B_x - D_x}{l_3}\right) \quad (4.19)$$

Bu açısal konum denklemlerinin türevleri alındığında açısal hız denklemleri elde edilmiştir.

$$\dot{\theta}_{12} = \frac{-1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_x}{l_2}\right)^2}} \quad (4.20)$$

$$\dot{\theta}_{13} = \frac{-1}{\sqrt{1 - \left(\frac{B_x - l_2 \cdot \cos(\theta_{12})}{d_1}\right)^2}} \quad (4.21)$$

$$\dot{\theta}_{14} = \frac{-1}{\sqrt{1 - \left(\frac{B_x - D_x}{l_3}\right)^2}} \quad (4.22)$$

Bu açısal hız denklemlerinin türevleri alındığında açısal ivme denklemleri elde edilmiştir.

$$\ddot{\theta}_{12} = \frac{3 \cdot A_x}{(l_2^4 - 2 \cdot A_x^2 \cdot l_2^2 - A_x^4) \cdot \sqrt{-\left(\frac{A_x}{l_2}\right)^2 + 1}} \quad (4.23)$$

$$\ddot{\theta}_{13} = \frac{-4 \cdot \sin(\theta_{12})}{(B_x \cdot d_1 \cdot l_2^2 \cdot \cos(\theta_{12})) \cdot \sqrt{\frac{B_x^4 \cdot l_2^2 \cdot \cos(\theta_{12})^2}{d_1^2}}} \quad (4.24)$$

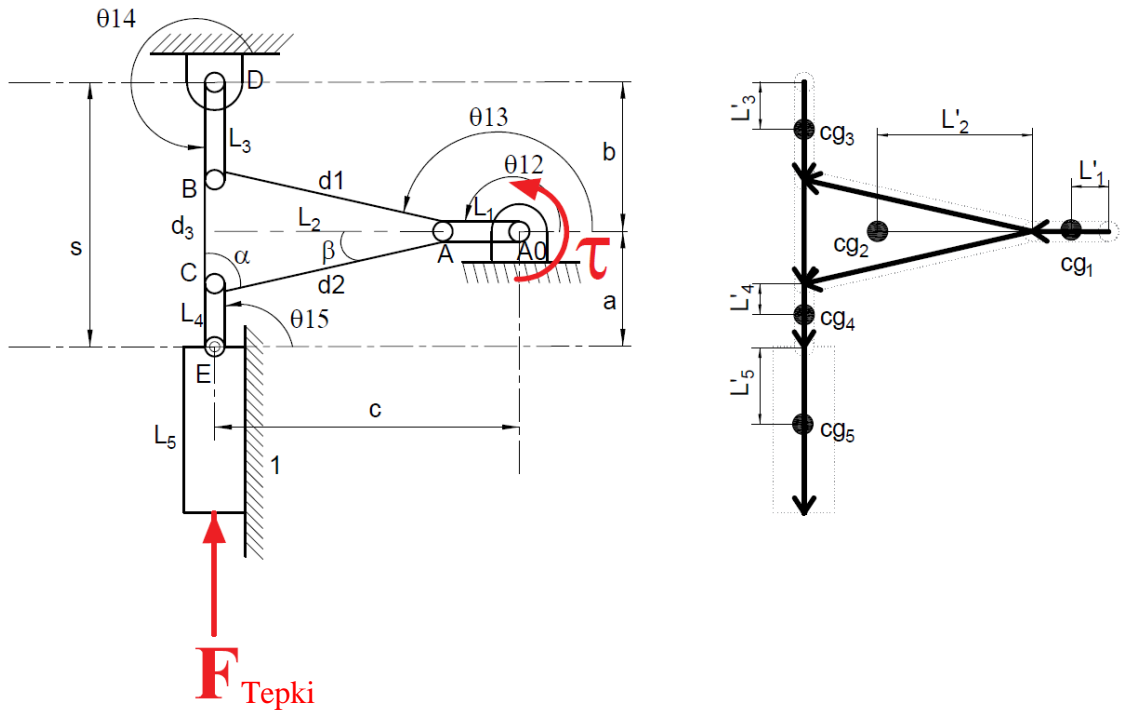
$$\ddot{\theta}_{14} = \frac{2 \cdot l_3^4 + (11 \cdot D_x^2 - 22 \cdot B_x \cdot D_x + 11 \cdot B_x^2) \cdot l_3^2 + 2 \cdot D_x^4 - 8 \cdot B_x \cdot D_x^3 + 12 \cdot B_x^2 \cdot D_x^2 - 8 \cdot B_x^3 \cdot D_x + 2 \cdot B_x^4}{l_3 \cdot (l_3 + (B_x - D_x))^3 \cdot (l_3 + (D_x - B_x))^3 \cdot \sqrt{-\frac{(D_x - B_x)^2}{l_3^2} + 1}} \quad (4.25)$$

4.2.1.2. Eklem mafsallı mekanizmanın dinamik analizi

Sisteme ait genel kuvvetler, Lagrange Euler eşitliği ile sistemin genelleştirilmiş koordinatları, sistemin potansiyel enerjisi ve kinetik enerjisi kullanılarak iç kuvvetlerden bağımsız bir şekilde elde edilmiştir, bu da hesaplama kolaylığı sağlamıştır. Eşitlik 4.26'daki; L, Lagrange fonksiyonu olup, sistemin toplam kinetik enerjisi ve potansiyel enerjisi arasındaki farkı belirtir. q_i , genelleştirilmiş koordinatlar Q_i , genelleştirilmiş kuvvetlerdir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (4.26)$$

Genelleştirilmiş koordinatlar; dönme için açı, öteleme için deplasman değerlerinden oluşmaktadır. Sistemdeki $\theta_{12}, \theta_{13}, \theta_{14}, \theta_{15}$ ve s genelleştirilmiş koordinat olarak belirlenmiştir. Sistemin eşitlik 4.28'deki Lagrange fonksiyonu; T ; sistemin toplam kinetik enerjisini, V ; sistemin toplam potansiyel enerjisidir. Şekil 4.11'de mekanizmanın kuvvet analiz şeması verilmiştir.



Şekil 4.13 Eklem mafsallı pres mekanizması kuvvet analiz şeması

$$q_i = (\theta_{12}, \theta_{13}, \theta_{14}, \theta_{15}, s) \quad (4.27)$$

$$L = T - V \quad (4.28)$$

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 \quad (4.29)$$

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 \quad (4.30)$$

$$\omega_i = \dot{\theta}_i$$

$$v_i = \omega_i \cdot r$$

$$T = \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot v_2^2 + \frac{1}{2} I_2 \omega_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \omega_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \cdot v_4^2 + \frac{1}{2} I_4 \omega_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \cdot v_5^2 \quad (4.31)$$

$$V = m_1 \cdot g \cdot y_{gc_1} + m_2 \cdot g \cdot y_{gc_2} + m_3 \cdot g \cdot y_{gc_3} + m_4 \cdot g \cdot y_{gc_4} + m_5 \cdot g \cdot y_{gc_5} \quad (4.32)$$

$$L = T - V = \frac{I_4 \cdot \omega_4^2 + I_3 \cdot \omega_3^2 + I_2 \cdot \omega_2^2 + I_1 \cdot \omega_1^2 + m_5 \cdot v_5^2 + m_4 \cdot v_2^2}{2} - (m_5 \cdot y_{gc5} + m_4 \cdot y_{gc4} + m_3 \cdot y_{gc3} + m_2 \cdot y_{gc2} + m_1 \cdot y_{gc1}) \cdot g \quad (4.33)$$

Eşitlik 4.33'teki Lagrange fonksiyonu hesaplanmıştır.

Eşitlik 4.17 – 4.25 'deki genelleştirilmiş koordinatlar eşitlik 4.33'teki Lagrange fonksiyonu, 4.36'daki Lagrange Euler eşitliğinde yerine koyulduğunda eşitlik 4.36 ile genel kuvvetlerin yapmış olduğu sanal iş elde edilir. Sanal iş ilkesi ile dış kuvvetlerin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilen genel kuvvetler hareket denkleminin türetilmesi için kullanılır. (Kıral 2009)

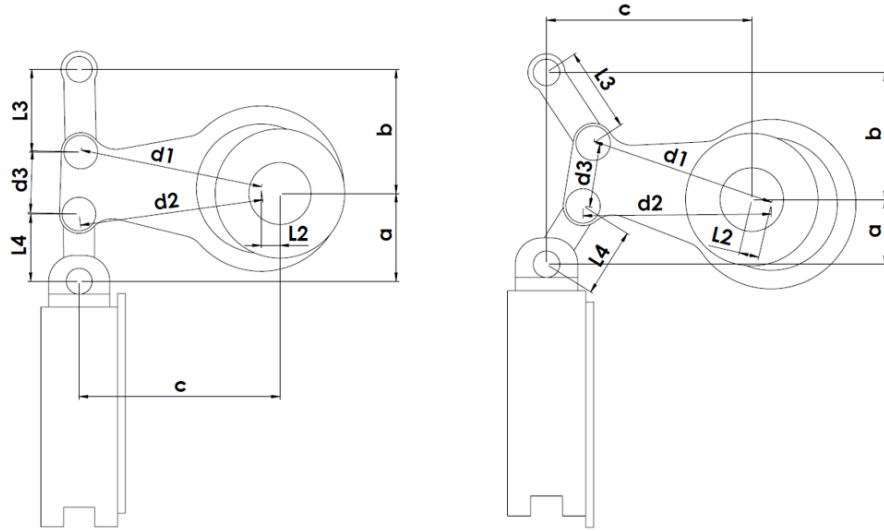
$$\delta W = F \cdot \delta x \quad (4.34)$$

$$\delta W = \tau \cdot \delta \theta_{12} + F \cdot \delta s \quad (4.35)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = Q_i = \delta W \quad (4.36)$$

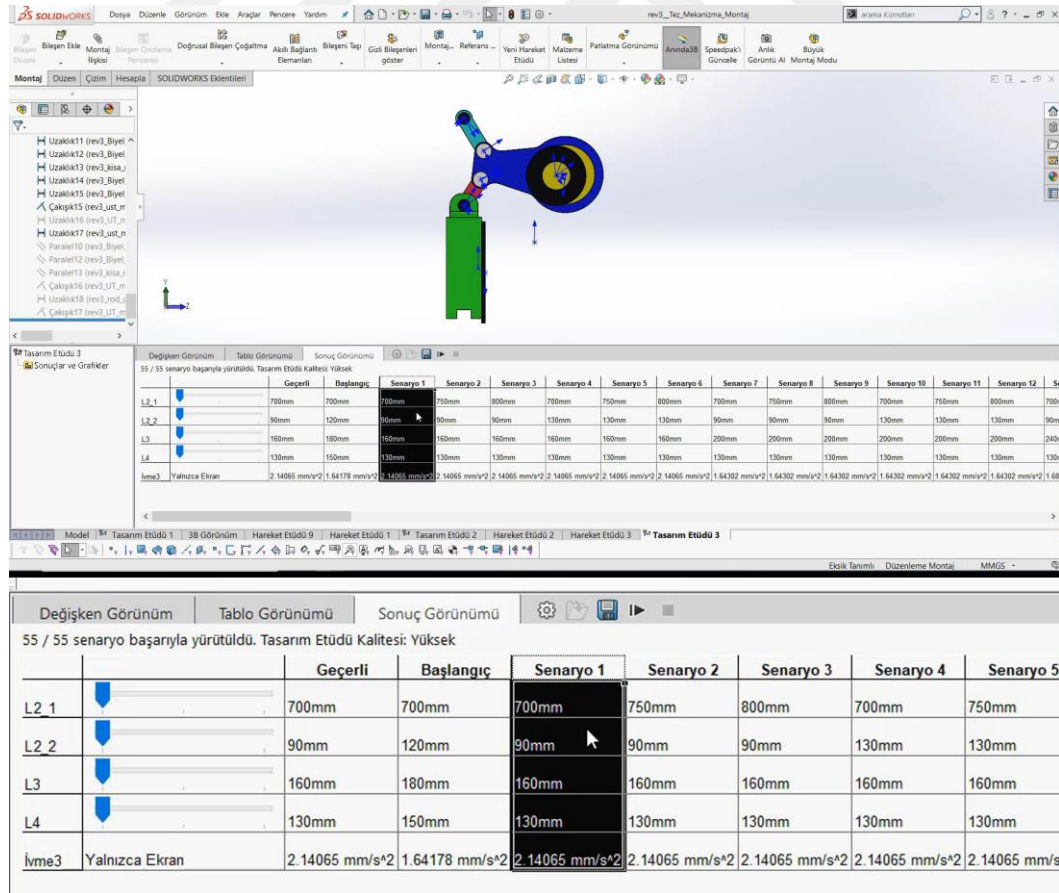
4.2.1.3. Eklem mafsallı mekanizmanın optimizasyonu

Kinematik modelin uzuvları presin stroğunu, hızını, ivmesini ve hareket eğrisini belirlemek için farklı boyutlarda tasarlanabilmektedir. Mekanizma uzuvlarını değişken parametreler olarak atanıp isimlendirilmesi şekil 4.14'te verilmiştir. Uzunlukların bu karakteristik özellikleri hangi yönde etkilediğinin karşılaştırması ve yorumlaması yapılmıştır. Şekil 4.15'de görülen Solidworks Motion ekranından bir kare ile bir çok uzuv parametre senaryosu görülmektedir. Çıkarılan kinematik şemasından türetilen analitik denklemler doğrultusunda çalıştırılan kinematik analiz senaryoları bir çok uzuv parametresini hızlı bir şekilde çözerek verileri gözlemlemeye imkan tanımaktadır.



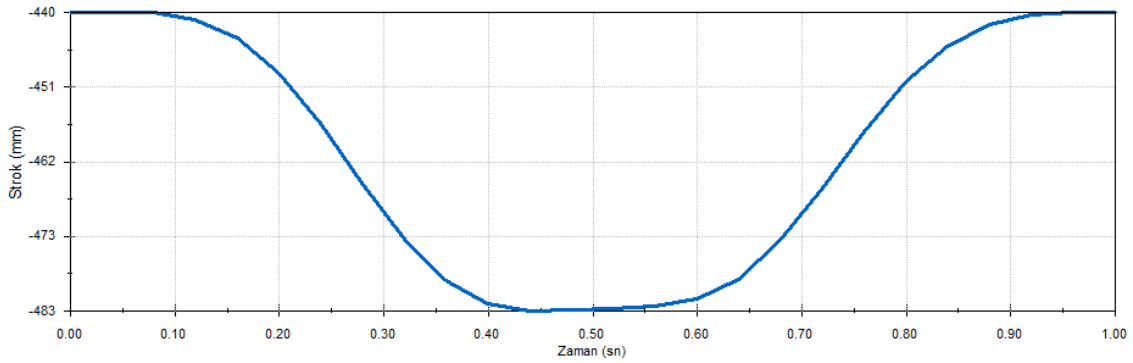
Şekil 4.14 Eklem mafsallı mekanizmalı presin değişken olarak belirlenen uzuv uzunluklarının gösterimi

Şekil 4.14'te verilen mekanizma şemasında değişken uzuv uzunluklarının pres tasarım kısıtları sebebi ile belirli sınırları bulunmaktadır. l_2 , d_1 , d_2 , l_3 , l_4 , uzuvlarının uzunluklarının alt ve üst limitleri imalat kısıtlarına göre belirlendikten sonra Solidworks Motion programında 55 senaryo türetilmiştir.



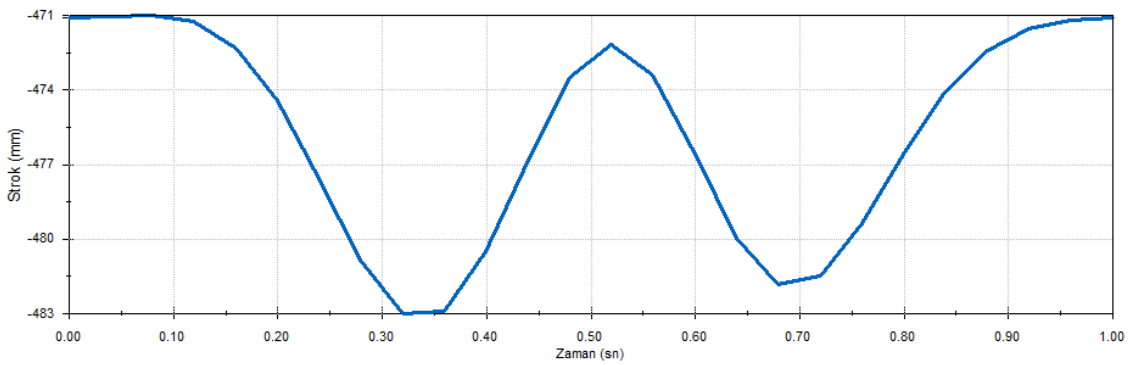
Şekil 4.15 Solidworks Motion programı ile farklı uzuv uzunluklarının kinematik analizi için oluşturulmuş senaryolar ve eklem mafsallı mekanizmasının CAD görünümü

Eklem mafsallı mekanizmanın farklı uzunlarında boyutlarının değişmesiyle, koç tabla konum-zaman grafiği çıktıklarına bakarak çıkarımlar yapılmıştır. Şekil 4.15'te verilen grafikte uzuv uzunlukları $l_2=60\text{mm}$, $d_1=d_2=700\text{mm}$, $l_3=l_4=300\text{mm}$ olduğu takdirde koç tablası aşağıdaki konum-zaman grafiğini vermektedir.



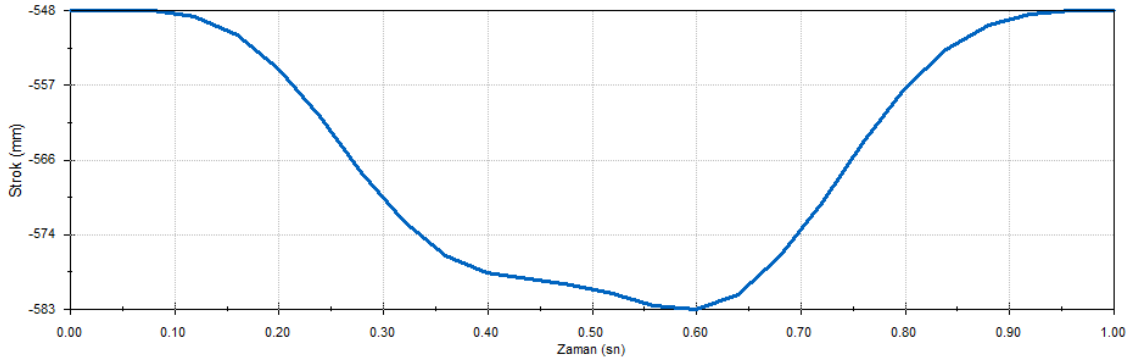
Şekil 4.16 $l_2=60\text{mm}$, $d_1=d_2=700\text{mm}$, $l_3=l_4=300\text{mm}$ olduğu takdirde koç tablası konum-zaman grafiği

Elde edilen konum-zaman grafiğinde alt ölü noktaya yaklaşırken koç tablanın yavaşladığı gözlemlenmemektedir. Kıyaslamaların yapıldığı optimum eğriye göre; alt ölü noktaya yaklaştıkça koç tabla stroğu kısa sürede tamamlamıştır, bu durum istenen eğriyi vermemektedir. Şekil 4.16'da verilen grafikte uzuv uzunlukları $l_2=60\text{mm}$, $d_1=d_2=650\text{mm}$, $l_3=l_4=300\text{mm}$ olduğu takdirde koç tablası aşağıdaki konum-zaman grafiğini vermektedir.



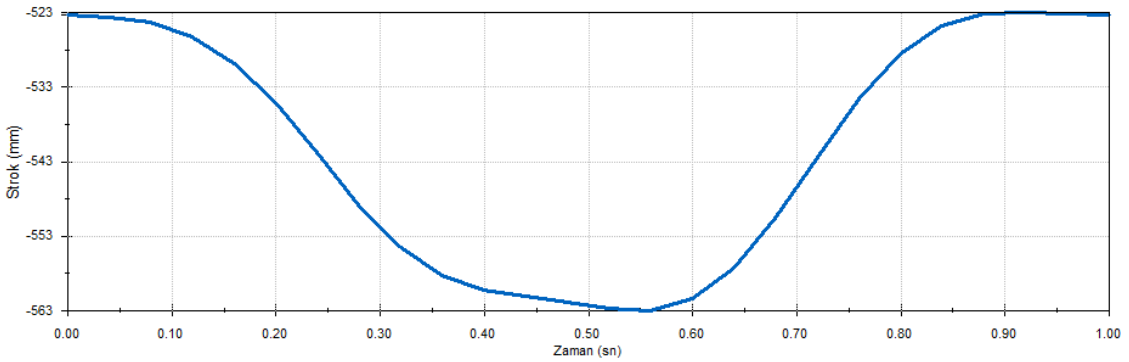
Şekil 4.17 $l_2=60\text{mm}$, $d_1=d_2=650\text{mm}$, $l_3=l_4=300\text{mm}$ olduğu takdirde koç tablası konum-zaman grafiği

Şekil 4.17'de elde edilen konum-zaman grafiğinde, d_1 ve d_2 uzvunun uzunluğunun azalmasıyla, krank milinin 360° lik hareketinde koç tablanın 2 kere alt ölü noktaya yaklaştığı gözlemlenmiştir. İstenen grafik bu değildir, bu sebeple 3. uzuv, koç tablasının alt ölü noktada beklemede kalacağı şekilde sabit değerde olduğu senaryoların gözlemlenmesi gerektiği çıkarımı yapılmıştır.



Şekil 4.18 $l_2=60\text{mm}$, $d_1=d_2=700\text{mm}$, $l_3=400\text{mm}$, $l_4=300\text{mm}$ olduğu takdirde koç tablası konum-zaman grafiği

Şekil 4.18'de elde edilen konum-zaman grafiğinde, koç tablanın alt ölü noktaya yaklaşırken yavaşladığı, geri dönüş eğrisinin eğiminin daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum istenen eğriye çok yakındır.



Şekil 4.19 $l_2=60\text{mm}$, $d_1=d_2=700\text{mm}$, $l_3=400\text{mm}$, $l_4=200\text{mm}$ olduğu takdirde koç tablası konum-zaman grafiği

l_4 uzvunun boyutunun kısalması ile bu eğriyi veren uzuv uzunlukları optimize edilerek istenen eğriye en yakın konum-zaman grafiği elde edilmiştir.

Eklem mafsalsal mekanizması ile tasarlanan presin kinematik analizlerinde hangi uzuv uzunluklarının konum-zaman grafiğini nasıl etkilediği bu çalışma kapsamında gözlemlenmiştir. Menteşe mafsalsal mekanizmasında, imalat kısıtlamasından dolayı eksantrik uzuv olan l_2 sabit tutulduğunda l_3 ve l_4 hareketli uzuvlarının boyutlarının değişmesiyle literatürde geçen en uygun metal plastik şekillendirme eğrisinin nasıl elde edilebileceği üzerine çalışılmıştır. Belirlenen 50mm çalışma stroğuna göre elde edilen uzuvlar arası oranlar grafiklerden elde edilebilecektir.

Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de verilen grafiklerin karşılaştırılmasıyla yapılan gözleme göre, $d_1=d_2$ uzunluğunun azalıp-artması koç tablanın alt ölü noktaya ulaştıktan sonraki hareketi etkilemektedir. $d_1=d_2$ Ölçüsünün artması, bağlı bulunduğu uzvun eklem hareketi sınırını aşmasına neden olmaktadır, bu durumda alt ölü noktada istenmeyen bir pozisyon oluşmaktadır, elde edilmek istenen grafik eğrisinden uzaklaşmaktadır. Bu eğriyi yakalamak için hesaplanan $d_1=d_2$ uzunluğunun değeri l_2 ’ye göre 11.67 kat olmalıdır.

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’da verilen grafiklerin karşılaştırılmasıyla yapılan gözleme göre, l_3 uzunluğunun azalıp-artması koç tablanın alt ölü noktaya yaklaşırken hızını etkilemektedir. l_3 ölçüsünün artması, pozisyon-zaman grafiğinde koç tablanın alt ölü noktaya yaklaşması esnasında hızının düşmesine neden olmuştur, elde edilmek istenen grafik eğrisine yaklaşmaktadır. Bu eğriyi yakalamak için hesaplanan l_3 uzunluğunun değeri $d_1=d_2$ ’ye göre 0.571 kat olmalıdır.

Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’de verilen grafiklerin karşılaştırılmasıyla yapılan gözleme göre, l_4 uzunluğunun azalıp-artması koç tablanın alt ölü noktaya yaklaşırken hızının sabit kalmasını ve geri dönüş eğrisinin eğimini etkilemektedir. l_4 ölçüsünün azalması, pozisyon-zaman grafiğinde koç tablanın alt ölü noktaya yaklaşması esnasında hızının sabit kalmasına neden olmuştur, bununla beraber alt ölü noktadan daha kısa sürede üst ölü noktaya ulaşmasını sağlamıştır, elde edilmek istenen grafik eğrisine yaklaşmaktadır. Bu eğriyi yakalamak için hesaplanan l_4 uzunluğunun değeri l_3 ’e göre 0.5 kat olmalıdır.

İterasyonlarla yapılan optimize sonucu belirlenen kriterleri elde etmeye imkan veren en iyi uzuv uzunlukları tespit edilmiştir.

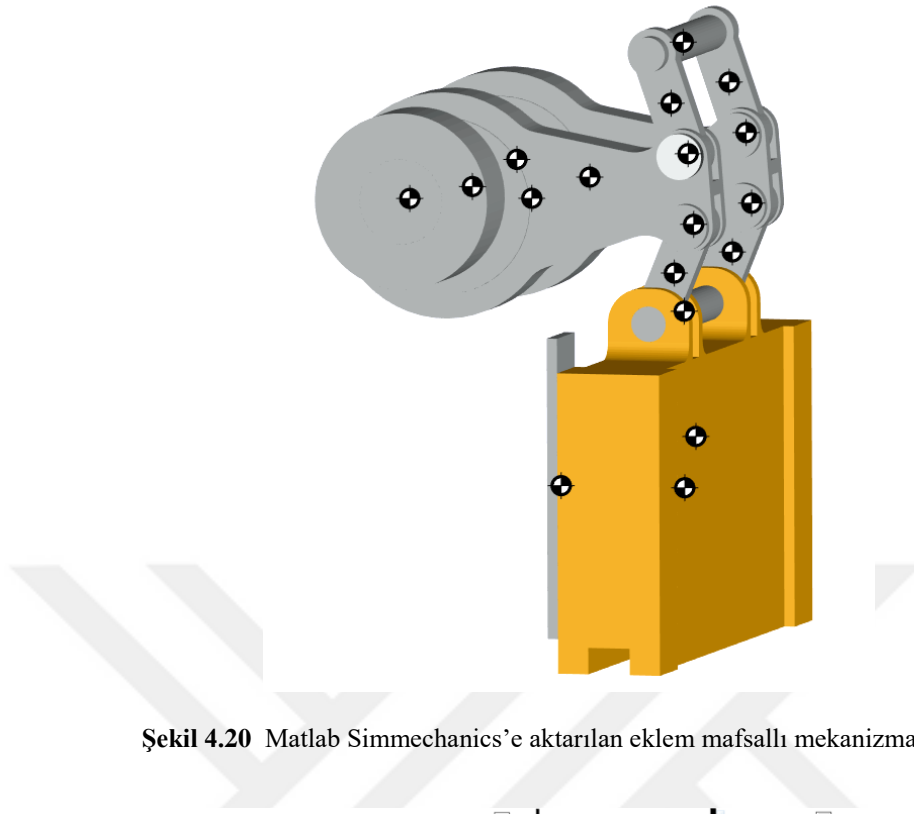
$$l_2 = 75mm$$

$$d_1 = d_2 = 710mm$$

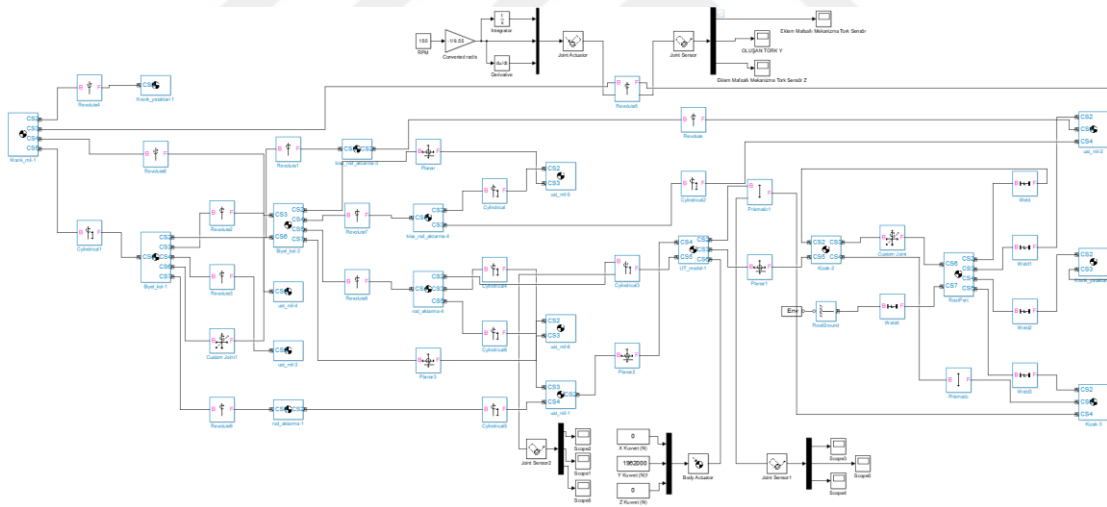
$$l_3 = 320mm$$

$$l_4 = 260mm$$

Optimize edilmiş ölçülerle tasarlanmış eklem mafsallı pres mekanizması Matlab Simmechanics yazılımına atalet değerleriyle beraber aktarılarak analizleri yapılmış, grafikleri elde edilmiştir. Şekil 4.20’de Matlab Simmechanics’e aktarılan mekanizma modeli ve şekil 4.21’de simmechanics blok modeli verilmiştir.

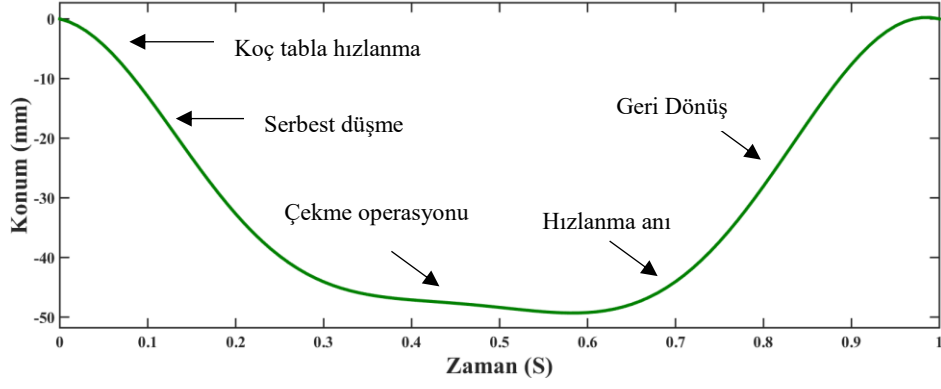


Şekil 4.20 Matlab Simmechanics'e aktarılan eklem mafsallı mekanizma modeli

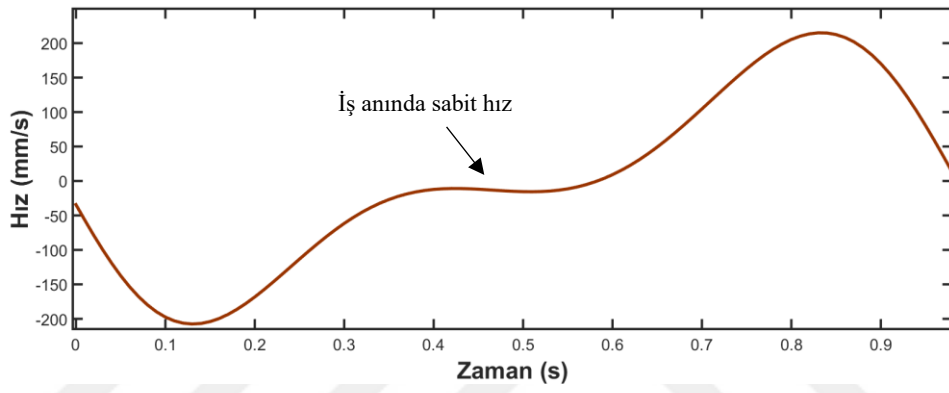


Şekil 4.21 Matlab Simmechanics blok modeli (Ek-2'de verilmiştir)

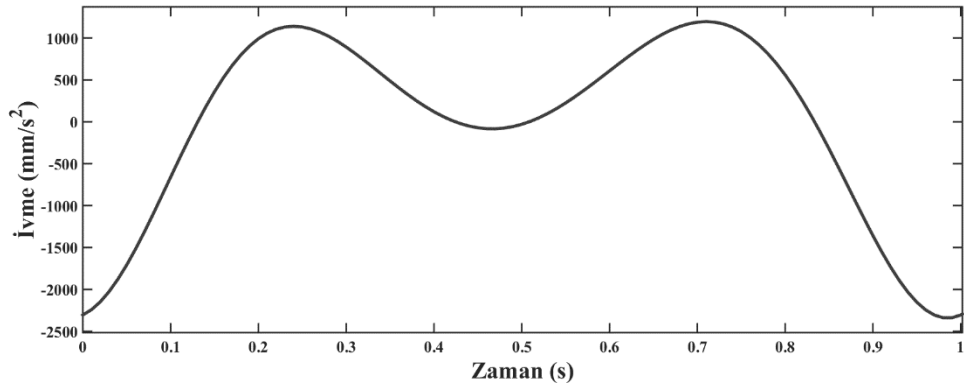
Elde edilen Matlab simmechanics modelinden alınan optimize edilen eklem mafsallı konum-zaman, hız-zaman, ivme-zaman ve kuvvet-zaman grafikleri şekil 4.22-4.25'te verilmiştir.



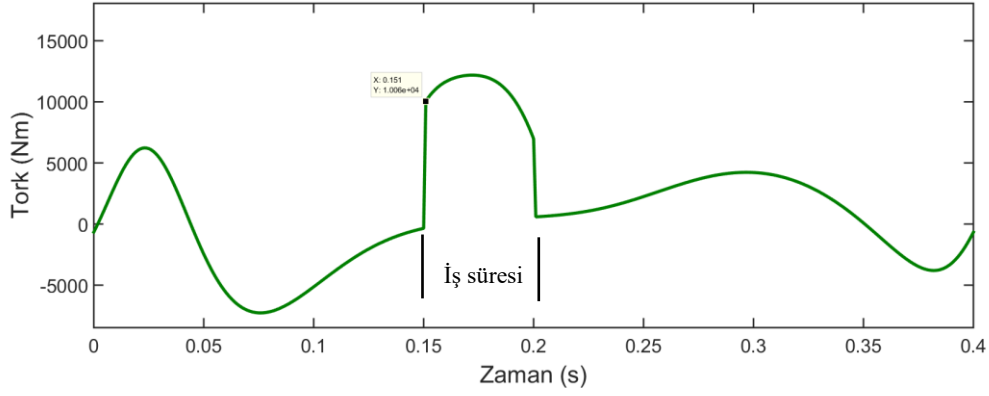
Şekil 4.22 Optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizması koç konum-zaman grafiği



Şekil 4.23 Optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizması koç hız-zaman grafiği



Şekil 4.24 Optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizması koç ivme-zaman grafiği

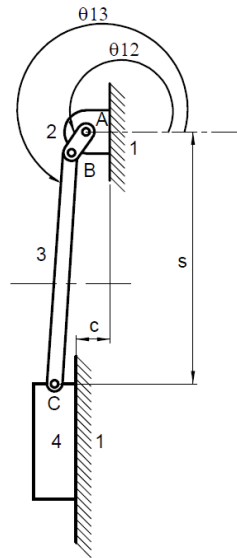


Şekil 4.25 Optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizması koç tork-zaman grafiği(10060Nm)

Optimize edilen boyutlara göre kinematik ve kinetik analizleri yapılan eklem mafsallı pres mekanizmasının grafikleri istenene oldukça yakın durumdadır. Makede kullanılan mevcut mekanizma analizleri ile karşılaştırmaları yapılarak ilerleyen basamaklarda yorumlanmıştır.

4.2.2. Krank biyel mekanizmanın analizleri

Genişletilmiş metal presinde mevcut durumda kullanılan mekanizma krank biyel mekanizmasıdır. Sürekli aynı hızlanma ve ivmelenme değerlerinde çalışmasından dolayı üretim verimliliğinin düşük olmasıyla beraber, yüksek tork gereksinimi ve uygun olmayan sac şekillendirme işlemine sebep olmaktadır. Mevcut durumda kullanılan krank biyel mekanizmasının kinematik şeması şekil 4.26'da verilmiştir.



Şekil 4.26 Eksantrik krank biyel mekanizmasının kinematik şeması

Eksantrik krank biyel mekanizmasının kinematik hesaplamaları ile uzuvların veya mafsalların istenen andaki pozisyon, hız veya ivme değerleri çıkarılabilmektedir. Çalışmada ele alınan preste mevcut durumda kullanılan eksantrik krank biyel mekanizmasının şematik gösterimi şekil 4.26'da verilmiştir. Burada l_2 , l_3 , θ_{12} , θ_{13} c, s ifadeleri sırasıyla krank uzunluğunu, biyel uzunluğunu, krank açısını, biyel açısını, eksantrik kaçıklığını ve koç tabla pozisyonunu ifade etmektedir. Mevcut makinede presin çalışma stroğu 50mm'dir, bundan dolayı krank uzunluğu 25mm'dir. Mentеше mafsal mekanizmasında da aynı strok mesafesi değeri kullanılacaktır.

Eksantrik krank biyel mekanizması kinematik denklemi skaler olarak gösterilirse;

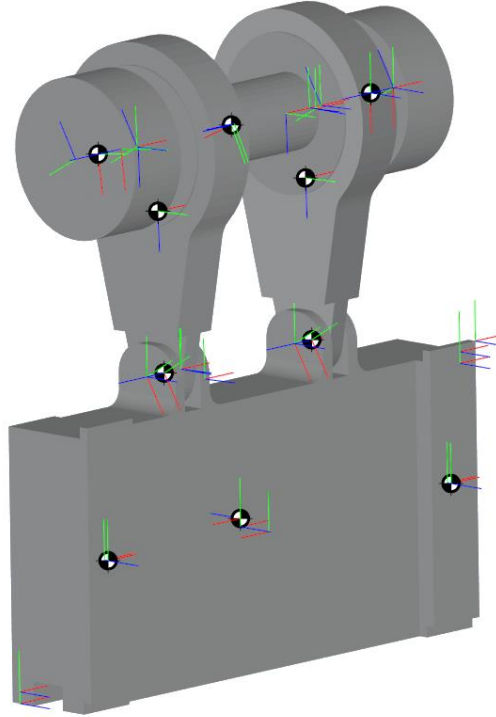
$$B_x = l_2 \cdot \cos \theta_{12} \quad (4.37)$$

$$B_y = l_2 \cdot \sin \theta_{12} \quad (4.38)$$

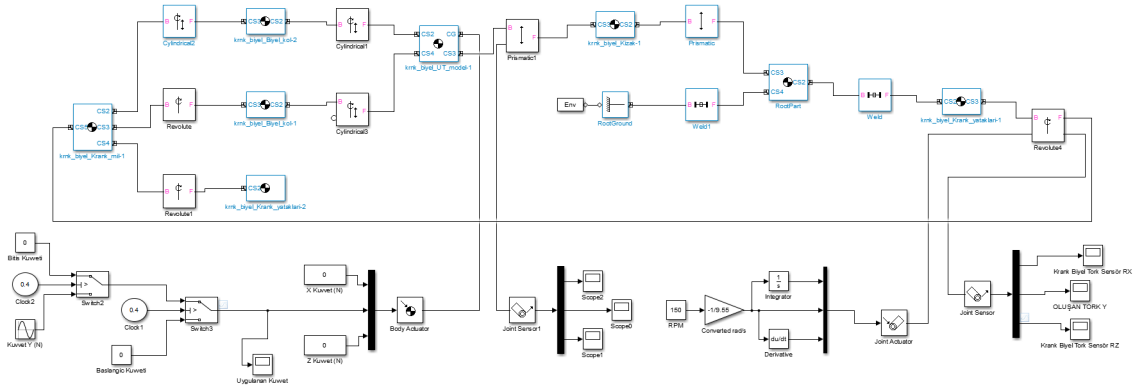
$$\sin \theta_{13} = \frac{(d - l_2 \cdot \sin \theta_{12})}{l_3} \quad (4.39)$$

$$C_y = s = l_2 \cdot \sin \theta_{12} + l_3 \cdot \sin \theta_{13} \quad (4.40)$$

Krank biyel mekanizmasının belirli boyutlarına göre Matlab Simmechanics yazılımına atalet değerleriyle beraber aktarılarak analizleri yapılmış, grafikleri elde edilmiştir. Şekil 4.27'de Matlab Simmechanics'e aktarılan mekanizma modeli ve şekil 4.28'de simmechanics blok modeli verilmiştir.

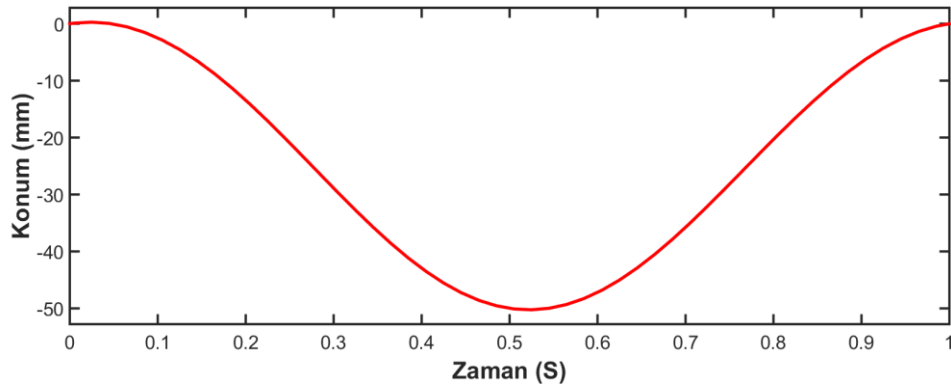


Şekil 4.27 Matlab Simmechanics'e aktarılan krank biyel mekanizma modeli

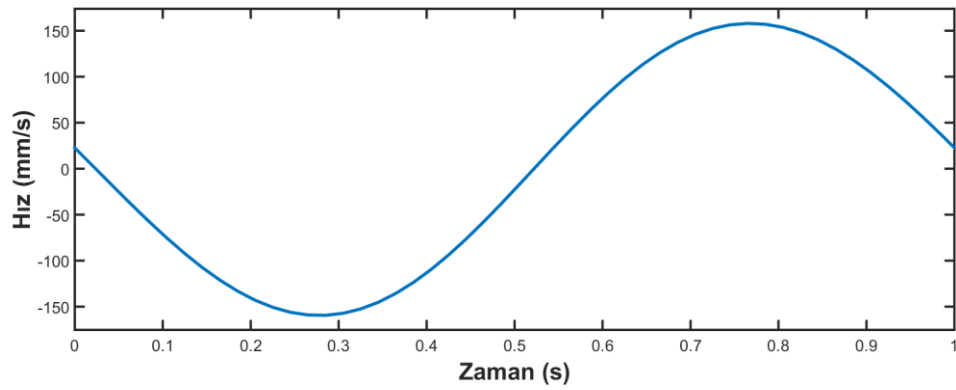


Şekil 4.28 Matlab Simmechanics blok modeli (Ek-1'de verilmiştir)

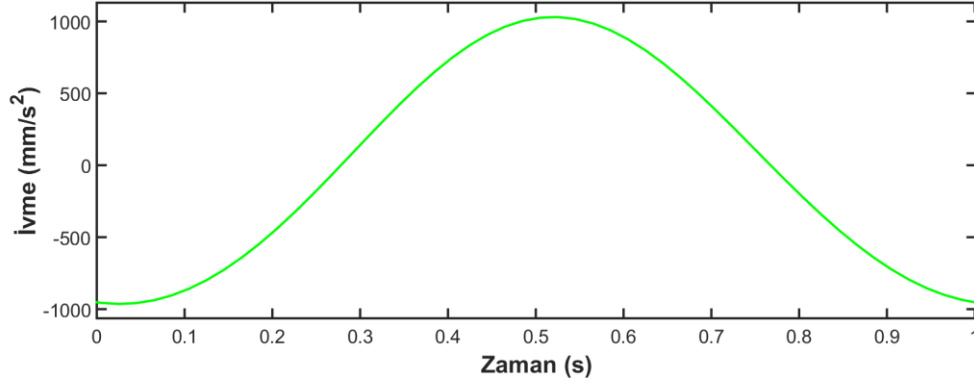
Elde edilen Matlab simmechanics modelinden alınan krank biyel mekanizması konum-zaman, hız-zaman, ivme-zaman ve kuvvet-zaman grafikleri şekil 4.29-4.32'de verilmiştir.



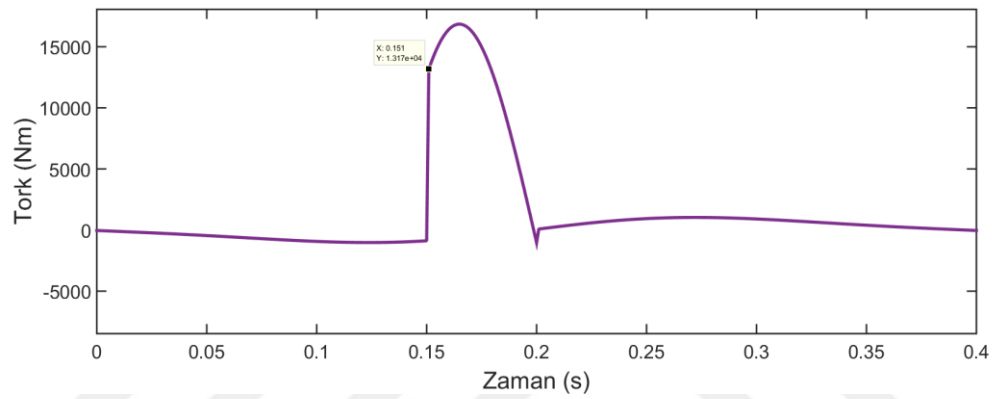
Şekil 4.29 Eksantrik krank biyel pres mekanizması koç konum-zaman grafiği



Şekil 4.30 Eksantrik krank biyel pres mekanizması koç hız-zaman grafiği



Şekil 4.31 Eksantrik krank biyel pres mekanizması koç ivme-zaman grafiği

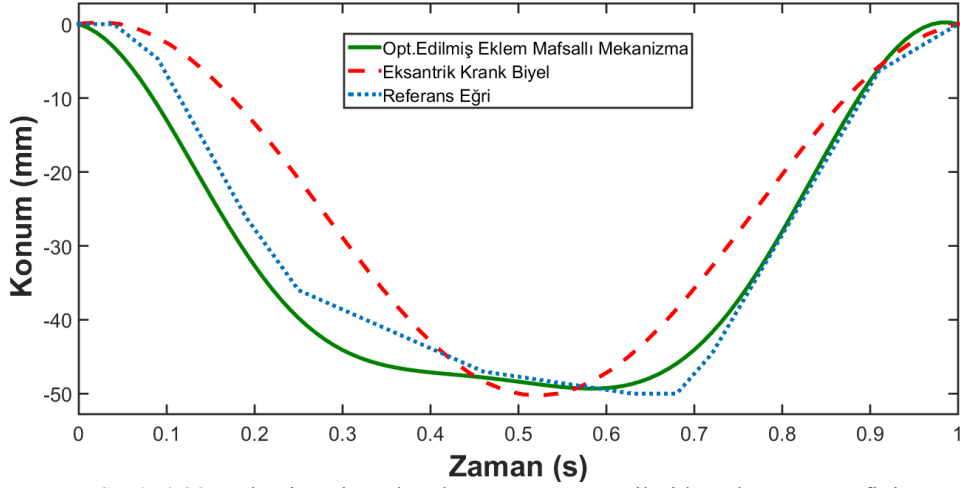


Şekil 4.32 Eksantrik krank biyel pres mekanizması koç tork-zaman grafiği(13170Nm)

Genişletilmiş metal presinde mevcut tasarımın boyutlarına göre kinematik ve kinetik analizleri yapılmıştır ve aynı kuvvet altında tork gereksiniminin optimize edilen mekanizmaya göre yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Farklılıkların rahat bir şekilde anlaşılabilmesi için çalışmanın devamında karşılaştırmalı grafikler verilmiştir.

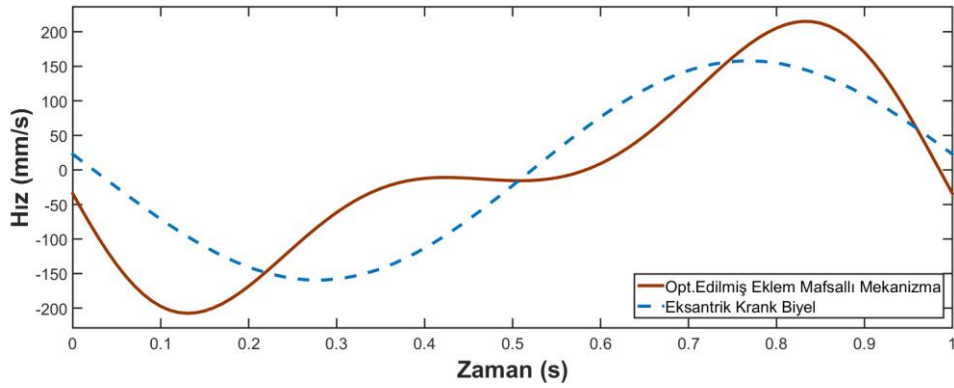
4.2.3. Optimize edilmiş tasarımın karşılaştırılması

Genişletilmiş metal presinin işlediği çelik veya demir alaşımla sac plakaların kalitesinin artırılması amacıyla pres mekanizmasının optimize edilmesi amaçlanmaktadır. Optimizasyon parametrelerinden bir tanesi, pres mekanizmasının konum-zaman grafiğinde elde edilmek istenen eğriyi yapabilecek şekilde makinenin çalışmasını sağlamak iken, bir diğeri hız zaman grafiğinde presleme anında hızın sabit kalmasını sağlamak ve bir başka parametre de tork-zaman grafiğinde ise daha düşük tork gereksinimi ile aynı kuvveti elde edebilmektir. Şekil 4.33-4.36'da verilen karşılaştırma grafiklerinde bu noktalara dikkat edilmesi gerekmektedir.

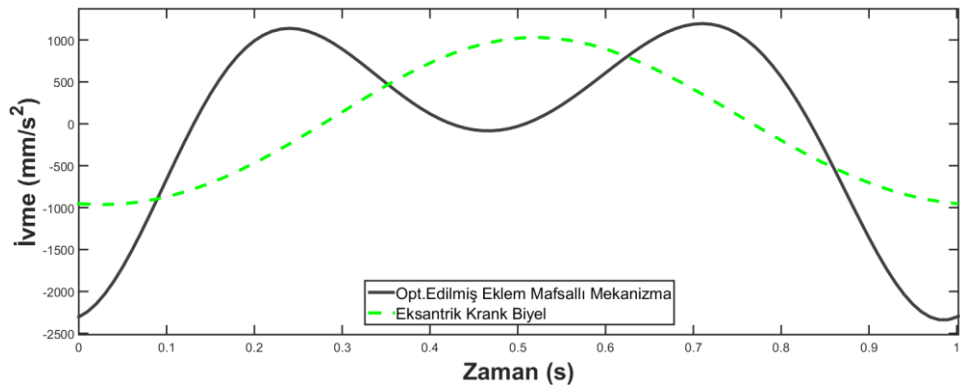


Şekil 4.33 Mekanizmaların konum-zaman eğrileri karşılaştırma grafiği

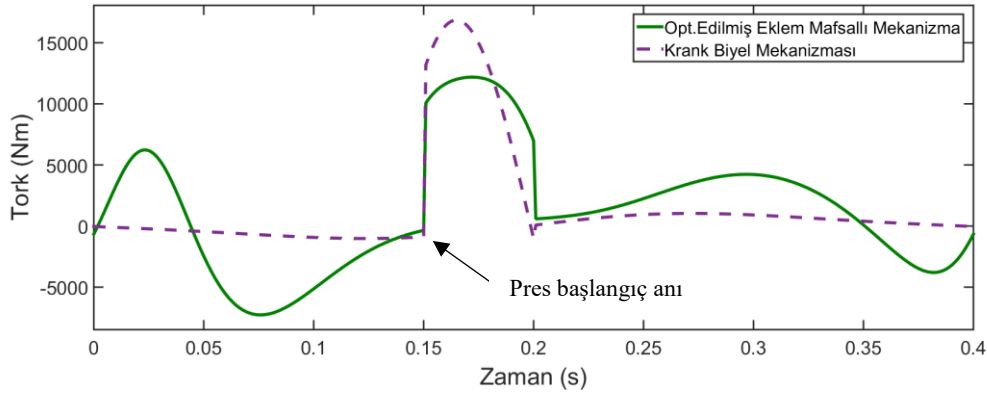
Şekil 4.33'te mekanizmaların konum-zaman grafikleri ve şekil 4.9'da verilen ideal sac şekillendirme eğrisi yer almaktadır. Optimize edilen eklem mafsallı mekanizmasında amaçlardan birisi de bu servo pres ile sağlanan referans eğrisine mekanik tasarımla olabildiğince yaklaşmaktır.



Şekil 4.34 Mekanizmaların hız-zaman eğrileri karşılaştırma grafiği



Şekil 4.35 Mekanizmaların ivme-zaman eğrileri karşılaştırma grafiği



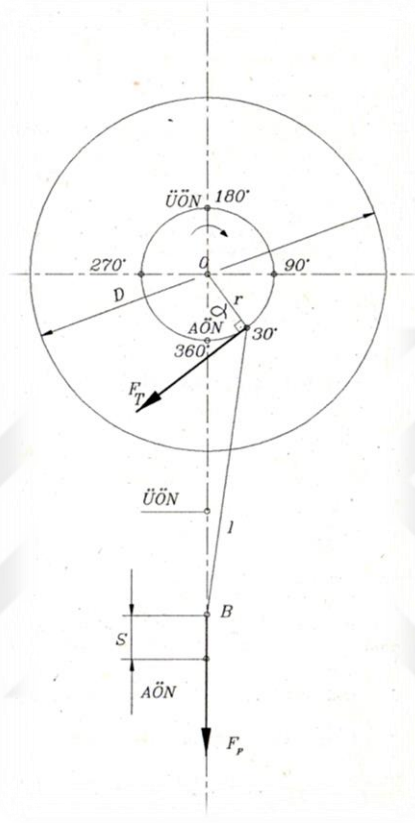
Şekil 4.36 Mekanizmaların koç tork-zaman eğrileri karşılaştırma grafiği (Kesme anında krank biyel mekanizmasında 13170Nm, eklem mafsallı mekanizmada ise 10060Nm)

Genişletilmiş metal presi tasarımında mevcut olan krank biyel mekanizmasıyla daha verimli ve istenen koşullarda çalışmasını sağlayacak olan optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizmasının kinematik ve dinamik karşılaştırmaları yapılmıştır, yapılan analizlerin grafikleri şekil 4.33-4.36'da gösterilmiştir. Konum zaman eğrisinde şekil 4.9'da gösterilen ideal metal şekillendirme eğrisi yakalamak amaçlanmıştır. Bu eğrinin amacı, presin boş strok alanındaki hareketinin hızlı, şekillendirme anının olabildiğince yavaş olmasını sağlamaktır. Bu sayede pres devri yükseltile dahi sac plakanın şekillendirilmesi anında istenen yavaş çalışma koşulu elde edilmiş olacaktır. Hız-zaman grafiğinde ise şekillendirme anında presin aynı hızda ilerlemesi önem arz etmektedir, değişken hızlarda bir şekillendirme işlemi parça üzerinde çatlak veya yırtıklara sebebiyet vermektedir. Bu duruma binaen yine presin boş strok alanında ivmelenerek hızlanması sağlanırken şekillendirme esnasında sabit hızla iş yapmasına imkan verilmiştir. Düşük hız değerinin bir diğer avantajı ise hızın düştüğü anda yüksek tork kazanımının sağlanmasıdır. Mekanizmaların tork-zaman grafiklerindeki değerleri de karşılaştırıldığı zaman eklem mafsallı mekanizma tasarımı krank biyel mekanizmasına oranla aynı kuvveti elde etmek için %23.6 daha düşük tork gereksinimi çıkmıştır.

4.3. Presin İş Yapma Potansiyelinin Hesaplanması

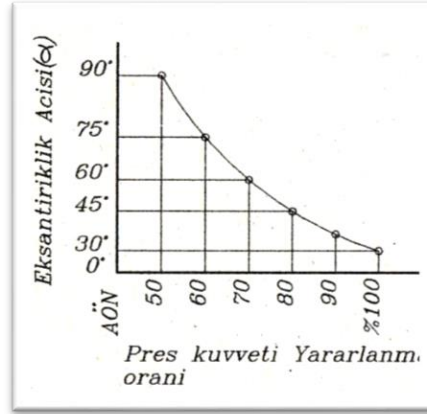
Mekanik presin iş yapma potansiyelini hesaplamak için giriş torku ve çalışma devrinden aktarma elemanlarının etkisi ele alınarak krank miline kadar gelen enerji hesaplanmalıdır.

Krank mili malzemesi olarak genelde 4140 ıslah çeliği kullanılır ve sertleştirme, tavlama işlemleri uygulanmalıdır. Koç tablanın bağlı olduğu mekanizma olup motordan kayışlar vasıtasıyla gelen döndürme momenti önce volana, volanda toplanan enerji bağlı bulunduğu angrenaj mili vasıtasıyla krank miline dişliler ile iletilmektedir. Krank mili de biyel kolu ve koç tablası ile birlikte presleme işlemi yapılmaktadır.



Şekil 4.37 Eksantrik Preslerde AÖN'ya 30° Kala Kuvvetler (Fındık 2004)

Krank-Biyel mekanizmasının fiziksel özelliklerinden dolayı mildeki gerekli moment sürekli olarak değişmektedir. Mil üzerindeki moment, $M = F_T \cdot r$ formülü ile hesaplanır. F_T kuvvetinin Şekil 4.37'de gösterilen B noktasına transformasyonu, r/l oranı ihmal edilerek, $F_T = F_p \cdot \sin \alpha$ olur. Eksantrik presler, literatürde alt ölü noktaya $\alpha = 30^\circ$ kala iş yapmaya başladığı varsayılır. Bunun nedeni bu açıda pres enerjisinden daha verimli yararlanmaktır. (Shigley et al. 1989)



Şekil 4.38 Açı-Kuvvet Yararlanma Grafiği (Fındık 2004)

$$F_T = F_P \cdot \sin \alpha \quad (4.41)$$

$F_P = 200000 \text{ kg} = 1962000 \text{ N} \rightarrow \alpha = 30^\circ$ olarak işlem yapıldığında

$$F_T = 200000 \cdot \sin 30$$

$F_T = 100000 \text{ kg} = 981000 \text{ N}$ kuvvet oluşur .

Krank mili malzemesi olarak 4140 ıslah çeliği kullanılmıştır. Bu malzemenin dayalı yükte $\tau_{em} = 30 \text{ kg/mm}^2$ (300MPa) olarak alınmıştır.

Krank mili biyel kolu bağlantısından kesme kuvvetlerine, eğilme ve burulma zorlanmalarına maruz kalmaktadır. Bu durumda eğilme ve burulmaya göre emniyetli olabilmesi için gerekli çap tayini yapacak olursak ;

Burulmaya göre ;

$$\tau_b = \frac{M_{krank,dönd}}{W_b} < \tau_{em} \quad (4.42)$$

$$M_{krank,dönd} = F_T \cdot \frac{d_{krank}}{2}$$

$$W_b = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\frac{F_T \cdot d/2}{\frac{\pi d^3}{16}} < 30 \quad \rightarrow \quad \frac{100000 \cdot d/2}{\frac{\pi d^3}{16}} < 30 \quad \rightarrow \quad d > 46.07 \text{ mm}$$

Eğilmeye göre kontrol ;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F_T \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} < 50 \rightarrow \frac{25000 \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} < 50 \rightarrow d > 50.47 \text{ mm}$$

Bu duruma göre çap 50.47 mm den büyük olmalıdır. Çap belirlenmeden önce 50 mm için kesme kuvvetlerine karşı da kontrol etmek gerekmektedir.

Biyel bağlantısında oluşan kesmeye göre kontrol:

$$\text{Çap } 60 \text{ mm iken; } \tau = \frac{F}{A} = \frac{981000}{2826} = 347 \text{ MPa Kesme gerilmesi oluşmaktadır.}$$

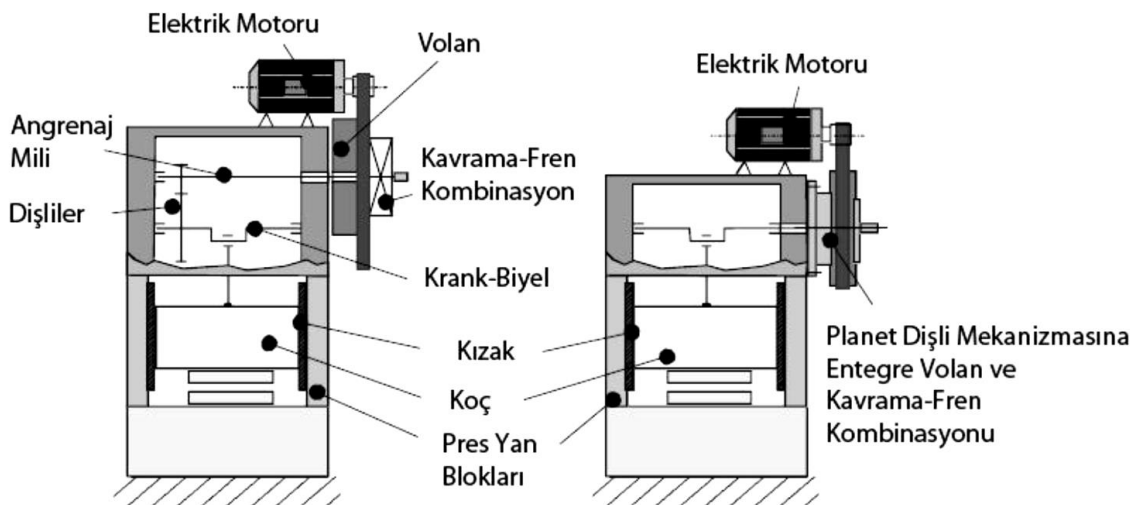
CK45 malzemesinin akma dayanımı çizelge 4.8'de 580 MPa olarak verilmiştir. Kesme kuvveti altında akma dayanımı ise çizelge 4.2'de verilen formülasyona göre 336.4 MPa 'dır. Buna göre emniyet katsayısının 1.5 olması için belirlenen en küçük çapta kesme gerilmesi 224 MPa olmalıdır.

$$\text{Çap } 75 \text{ mm iken; } \tau = \frac{F}{A} = \frac{981000}{4415} = 222 \text{ MPa Kesme gerilmesi oluşmaktadır.}$$

4.3.1. Angrenaj Mili

Angrenaj mili volana bağlı olup pres çeşidine göre yapısı farklılık gösterir. C tipi eksantrik preslerde bir ucu volana ve diğer ucu ise kranka bağlı olarak çalışır. H tipi eksantrik preslerde ise genellikle krankın üzerinde bir dişli çark ve angrenaj üzerinde de bir dişli çark bulunur ve sistemin devrinin ayarlanmasında kullanılır. Malzeme olarak 4140 malzeme kullanılır ve yüzey sertleştirme işlemi yapıldıktan sonra taşlama yapılmalıdır.

4.3.2 Motor Gücü ve Volan Hesabı



Şekil 4.39 Eksantrik Pres Elemanlarının Şematik Görünümü (Fındık 2004)

Motor gücü volan kullanılmadığı takdirde çok büyük değerlere çıkmaktadır. Yüksek enerji gerekliliğinin önüne geçilebilmek için volan mekanizması geliştirilmiştir. Motor volanı döndürür ve volanda biriktirilen yüksek enerji krankı döndürerek presleme işlemi sağlanmaktadır.

Motor gücü, presleme kuvvetiyle devri düşen volanı tekrar nominal değerine getirerek volanda tekrar enerji biriktirmeye çalışmaktadır. Motorun, volanı nominal devrine getirebilecek büyüklükte olması yeterlidir.

Presleme yapılmadığı anda volan boşta döner, angrenaj miline genelde çift kama bağlantısıyla bağlıdır ve önünde pnömatik kavrama vardır. Pnömatik kavrama çalışınca volandaki hareket angrenaj miline iletilir, oradan da kranka iletilerek hareket sağlanmış olur. Volan hesabı için parametreler:

- Pres kuvveti 200 ton $F_{pm} = 1962000 \text{ N}$
- Döngü süresi: $t_d = 0.4 \text{ s}$
- İşlem süresi : $t_i = 0,05 \text{ s}$
- Eksantrik mili eksantrikliği $r = 25 \text{ mm}$
- Motor devri $n_{motor} = 1450 \text{ dev/dk}$
- Motor kasnağı $d_{kasnak} = 250 \text{ mm}$
- Krank ağırlığı $M_{krank} = 750 \text{ kg}$

Verilen bu değerlere göre motor gücü hesaplanırken; makinenin tüm mekanik, fiziki özellikleri ve tüm çalışma şartları belirlenmelidir. Makinede yapılan işin büyüklüğü W_i hesaplanmalıdır. Bu hesaplanan değer makinenin yapabileceği en büyük iş olarak tanımlanmalıdır. Preslerde iş periyodik şekilde yapıldığından iş zamanı t_i tespit edilmelidir.

Presin yapabileceği maksimum iş:

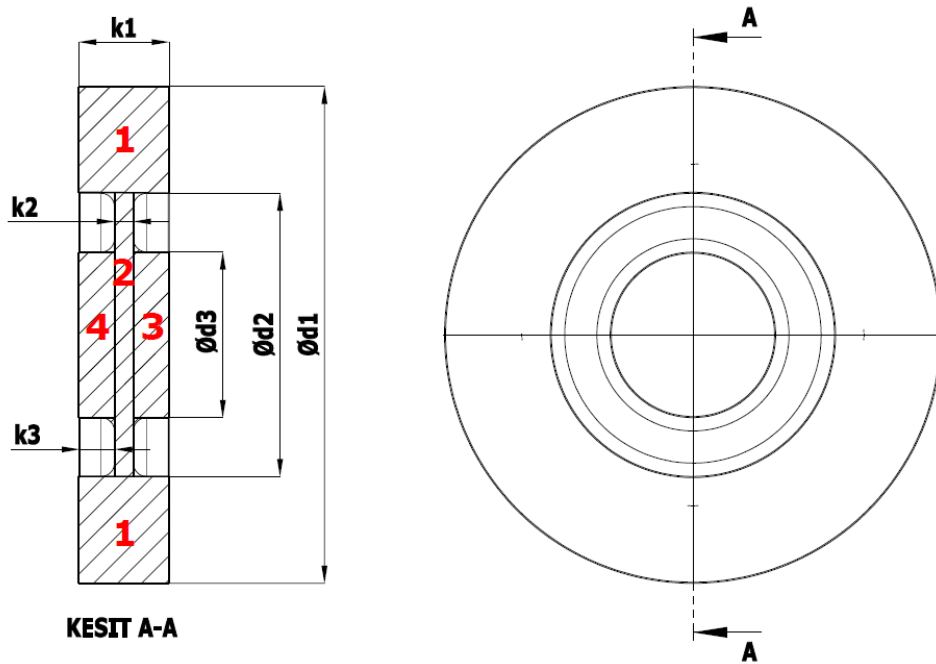
$$W_{max} = F_T \cdot s = F_T \cdot (r - r \cdot \cos \alpha) = 1962000 \cdot (0.025 - 0.025 \cdot \cos 30) \quad (4.43)$$

$$W_{max} = 6571 \text{ Nm}$$

Volan malzemesi olarak dövme malzeme tercih edilir ancak genelde 4140 ıslah çeliği kullanımı yaygındır. Ayrıca kalıntı gerilimden dolayı daha sonralarda geometrik çarpılma olmaması için tavlama işlemi de gerektirilebilir.

Volanın kullanımının makineye olan faydalarının başında güç gereksinimini düşürmekle beraber sürekli güç tüketimini azaltmak gelmektedir. Bir diğer faydası ise, volan kullanılmadığı durumda, makine milindeki burulma titreşimleri milin erken yorulmasına neden olacaktır. Ayrıca gürültü ve titreşimler yüksek düzeyde olacaktır, bunların yanı sıra gerek işe göre makine ve gerekse çevredeki makineler üzerinde iş güvenliği ve hassasiyeti bozucu etkiler oluşturacaktır. Volan kullanımı sayesinde hem mil sürekli burulma yükü altında kalmamaktadır hem de etrafta çalışan makineler sürekli yüksek güç kaynaklı titreşim ve gürültüden çoğunlukla arındırılmış olacaktırlar. O halde Volan kullanmanın başlıca faydaları, düşük güç gereksinimi ve düşük titreşimli düzgün çalışma imkanı şeklinde sıralanabilir.

Volan diskin ataleti ve makinenin çalışma koşulları gerekli enerjiyi sağlaması gerekmektedir. Şekil 4.40'ta volan diskin bir kesit resmi ve boyutlandırmasında kullanılan ölçülendirmeler verilmiştir.



Şekil 4.40 Volan Boyutları ve kütle atalet hesabı için bölge ayrımları

Çizelge 4.4. Volan boyutları ve kütle atalet değerleri

Durum	$\varnothing d_1$	$\varnothing d_2$	$\varnothing d_3$	k_1	k_2	k_3	Özgül ağırlık (kg/dm^3)	Volan devri (dev/dk)
Volan boşta dönerken	930	540	310	170	35	67.5	7.86	397.5
Volan iş yapma devrinde dönerken	930	540	310	170	35	67.5	7.86	318

Volanın iş yapma anında devri, boşta dönme devrinin %80'ine düştüğü kabul görülmüştür (Fındık 2004).

Çizelge 4.4'te hesaplanan kütleler ve boyut değerleriyle beraber volan kütle ataleti eşitlik 4.44 ve 4.45 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\text{Silindirik bölgeler için kütle ataleti } I = \frac{1}{2}mr^2 \quad (4.44)$$

$$\text{Dairesel bölgeler için kütle ataleti } I = mr^2 \quad (4.45)$$

Çizelge 4.5. Volan boyutlarına ve kütlelerine göre kütle atalet momenti

Değer	$I_1(kg.m^2)$	$I_2(kg.m^2)$	$I_3(kg.m^2)$	$I_4(kg.m^2)$
Kütle atalet momenti	43.12	2.30	0.48	0.48

Çizelge 4.5'te hesaplanan kütle atalet momentleri eşitlik 4.46'da yerine koyularak volan kinetik enerjisi elde edilir. Volanın iki durumu için de hesaplanan kinetik enerji değerleri çizelge 4.6'da verilmiştir.

$$KE_{Volan} = \frac{1}{2}m\omega^2 \quad (4.46)$$

Çizelge 4.6. Volan toplam kinetik enerjisi

Değer	Kinetik Enerji (Nm)
Volan boşta dönerken	40193
Volan iş yapma devrinde dönerken	25713
İş yapmak için kullanılan net enerji	14480

4.3.3. Motor gücü hesabı

Motor gücü sistemi nominal devire 330 dereceye getirecek kadar güçlü olmalıdır.(Şekil 4.37'de verilen açıklama dahilinde)

Motorun bir döngüde volana kazandırması gereken enerji çizelge 4.6'da hesaplanmıştır :

$$E_H = 14480 \text{ Nm}$$

$$\text{Döngü süresi: } t_d = 0.4 \text{ s}$$

$$\text{İşlem süresi : } t_i = 0,05 \text{ s}$$

$$\text{Bekleme süresi: } t_b = t_d - t_i = 0.35 \text{ s}$$

$$P_{motor} = \frac{E_H}{t_b} = \frac{14480}{0.35} = 41371.42 \text{ W} \quad (4.47)$$

Eksantrik krank biyel pres mekanizması analizinde şekil 4.32’de belirlenen 13170Nm tork gereksinimine göre P_{motor} hesaplanırsa eşitlik 4.48’de sonucu bulunan değer elde edilir.

$$P_{motor} = \frac{E_H}{t_b} = \frac{13170}{0.35} = 37628.57 W \quad (4.48)$$

Optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizması analizinde şekil 4.25’te belirlenen 10060Nm tork gereksinimine göre P_{motor} hesaplanırsa eşitlik 4.49’da sonucu bulunan değer elde edilir.

$$P_{motor} = \frac{E_H}{t_b} = \frac{10060}{0.35} = 28742.85 W \quad (4.49)$$

Eşitlik 4.48 ve 4.49’da hesaplanan motor gücü değerlerine göre eksantrik krank biyel pres mekanizması ile gereken kuvveti elde etmek için 37.7 kW motor gerekirken optimize edilmiş eklem mafsallı pres mekanizması ile 28.8kW motor aynı işi yapabilmektedir.

4.4. Pres Bileşenlerinin Yapısal Analizi

Genişletilmiş metal presinin sacı kesme ve genişletme işlemi yapabilmesi için uygulanan güce karşılık pres yapısının da dayanımlı olması gerekmektedir. Gerekli dayanımın sağlandığının hesaplamaları ve kontrolü Ansys sonlu elemanlar yazılımı ile yapılmıştır. Sınır şartları belli olan yapının genel özellikleri çizelge 4.7’de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Analiz Çalışmalarında Kullanılan Presin Özellikleri.

Teknik Özellikler		Kullanılan Malzemeler	
Kapasite (ton)	200	Gövde	St37
Kalıp Ölçüsü	1500x5mm	Koçbaşı	St37
Strok (mm)	50	Biyel malzemesi	GG20
İşlenen Sac genişliği (mm)	1500	Krank Mili	CK45
Gövde Ağırlığı (ton)	8.005		
Toplam Ağırlık (ton)	14.855		

Sonlu elemanlar yöntemi ile incelerken tüm montajı tek seferde incelemek doğruluk hassasiyetini düşürmektedir. Bu nedenle statik analiz çalışmasında gövde, krank mili, koç tabla ayrı ayrı hesaplanmıştır. Çizelge 4.8’de pres parçalarında kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.8. Pres Parçalarında Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri.

St37	Akma Dayanımı (Mpa)	Çekme Dayanımı (Mpa)	Gerinim (%)
	235	370	20
	Young Modülü (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
	210x10 ³	0.3	7850
GG20	Akma Dayanımı (Mpa)	Çekme Dayanımı (Mpa)	Gerinim (%)
	275	415	12
	Young Modülü (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
	190x10 ³	0.27	7300
CK45	Akma Dayanımı (Mpa)	Çekme Dayanımı (Mpa)	Gerinim (%)
	580	750	16
	Young Modülü (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
	210x10 ³	0.28	7800

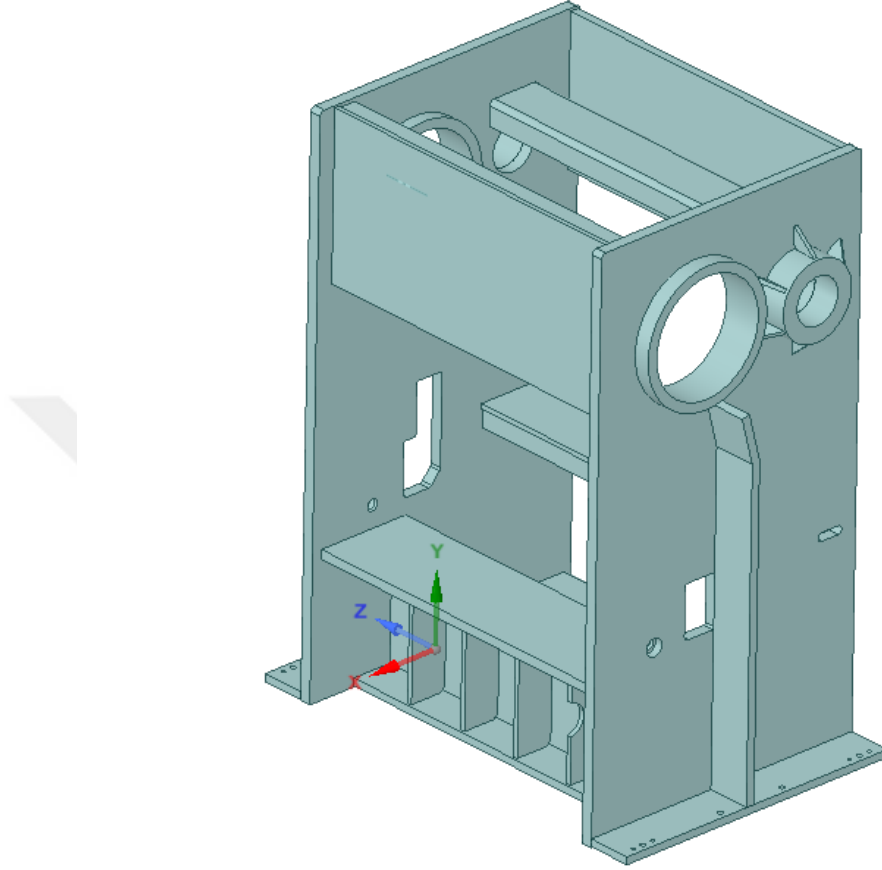
4.4.1. Gövdenin Statik Analizi

Solidworks programında CAD modeli oluşturulan pres gövdesinin analiz için uygun şekil sadeleştirmeleri yapılmıştır. Sadeleştirilmiş model Şekil 4.41’de verilmiştir. Bu modelde şasi üzerinde cıvata montaj delikleri için açılmış metrik dişler ihmal edilerek cıvata deliklerinden direkt yere sabitlenmiştir. Bu aşamadan sonra geometriyi statik olarak inceleyebilmek için parçalar matematiksel modele (mesh modeli) çevrilmiştir. Statik analiz çalışmasında mesh metodu olarak Hex Dominant kullanılmış ve dörtgen eleman mesh geometrisi seçilmiştir. Fakat bazı bölgelerde uygun geçişi sağlayabilmek için dörtgen ve üçgen elemanlardan faydalanılmıştır. Mesh yapısında kullanılan eleman boyutları aşağıdaki gibi seçilmiştir.

- Maksimum tet eleman boyutu 50mm.
- Maksimum yüz boyutu 20mm.
- Minimum eleman boyutu 5mm.
- Büyüme oranı 1,60
- Normal eğim açısı 30 derece

Bu ölçülere göre bir elemanın bir kenarının temel ölçüsü 20mm.’dir. Fakat uyduramadığı bölgelerde 1,60 oranında küçülerek en az 5mm ölçüsüne kadar küçülebilir.

Şekil 4.41-4.45'te görüldüğü gibi birbirine uygun, yakın boyutlu ve parça yüzleri birbiri üzerine çakışan matematiksel modeller elde edilmiştir.



Şekil 4.41 Sonlu elemanlar analizi için sadeleştirilmiş pres gövdesi modeli

Şekil 4.41'de verilen pres gövdesinde tüm elemanların montajlanacağı kısımlar bulunmaktadır. Taban plakalarında bulunan cıvata deliklerinden yere sabitlenen pres, en geniş çaplı deliklerden krank milinin yataklanmasıyla baskı anındaki kuvvete direnç göstermektedir. Yan duvarların burkulmaya sebebiyet vermemesi için atalet artırma amacıyla ek federler yapılmıştır. Presleme anında flambajı olabildiğince azaltabilmesi için de alt tablanın altına feder yapıları yerleştirilmiştir.

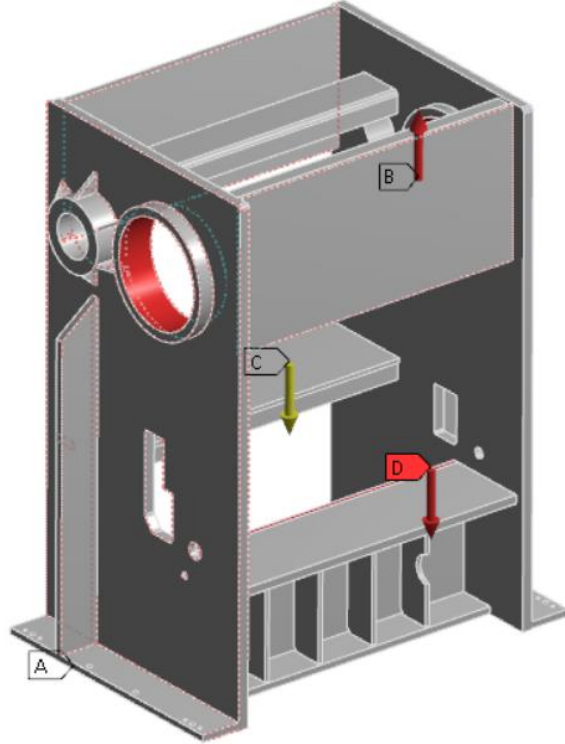
Şekil 4.2'de pres gövdesine gelen yüklerin görünümü analiz sınır koşulları modeliyle gösterilmiştir. 200Ton (1962000 N) preslemeye tepki yönünde, alt tablaya presleme yönünde 200Ton yükleme koşulu tanımlanmıştır.

A: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

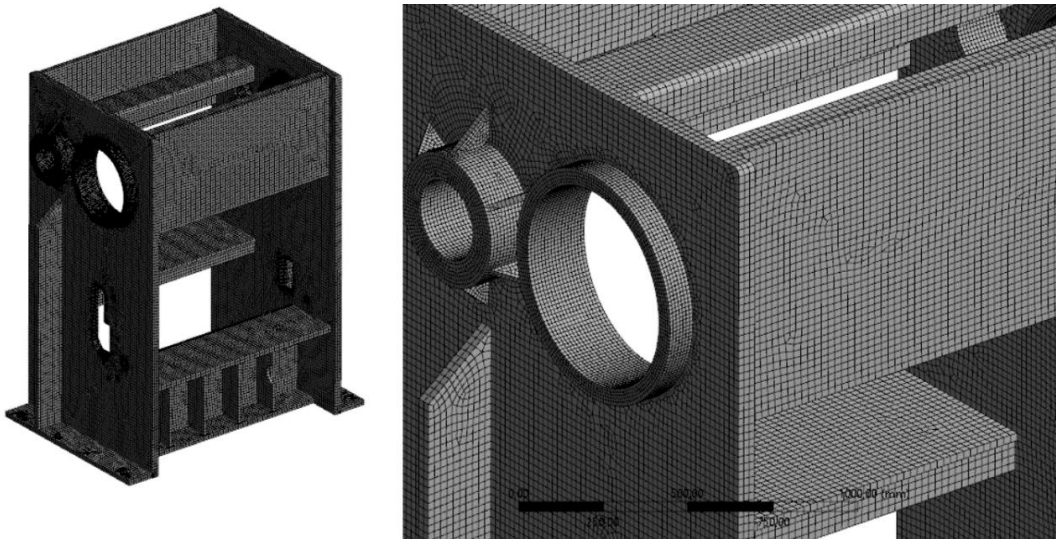
- A** Fixed Support
- B** Force: 1,962e+006 N
- C** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- D** Force 2: 1,962e+006 N



Şekil 4.42 Pres gövdesi sonlu elemanlar modeli sınır şartları

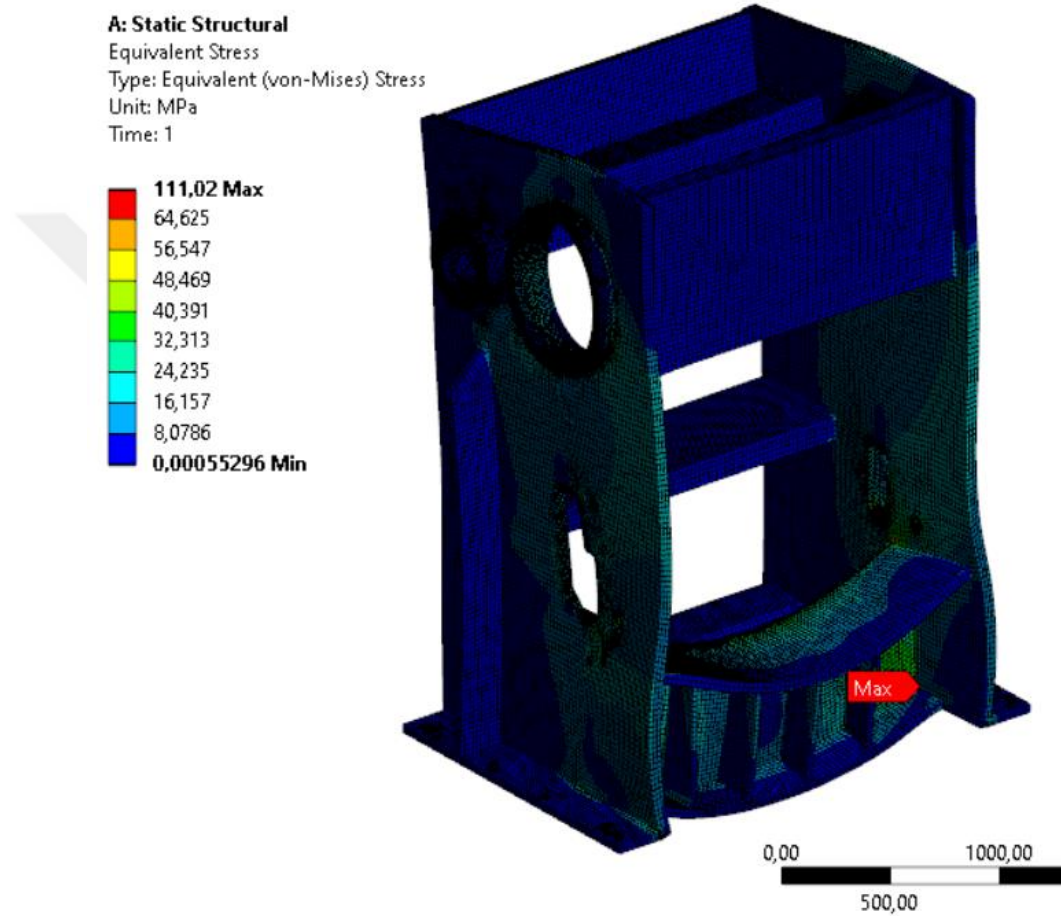
Şekil 4.43'te verilen pres gövdesi mesh modelinde kullanılan eleman boyutları aşağıdaki gibi seçilmiştir.

- Maksimum tet eleman boyutu 30mm.
- Maksimum yüz boyutu 15mm.
- Minimum eleman boyutu 10mm.
- Büyüme oranı 1,2
- Normal eğim açısı 30 derece



Şekil 4.43 Pres gövdesi sonlu elemanlar modeli sınır şartları

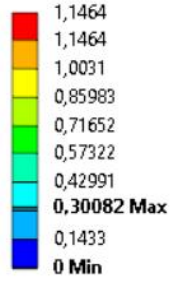
Pres gövdesi üzerinde bütün aktarma ve güç ünitelerini bulundurmaktadır. Bu bileşenlere gelen tüm yüklerin tepkisini de karşılamak için tasarlanmıştır. Pres gövdesinin elastik deformasyona uğramaması ve sac işleme anında yüksek flambaj değerlerine ulaşmaması istenmektedir. Şekil 4.44'te görülen gerilme dağılımında alt tablanın gövdeye bağlantı noktasında en fazla 111MPa gerilme olduğu gözlemlenmiştir. ST37 (s235) yapı çeliği kullanılan gövde malzemesinin akma gerilmesi 235MPa olduğu için pres gövdesi tasarımı en kritik noktada 2.11 emniyet katsayısına sahiptir.



Şekil 4.44 Pres gövdesi sonlu elemanlar modeli von-Mises gerilme dağılımı

Pres gövdesinin en yüksek deformasyon değeri ise şekil 4.45'te deformasyon dağılımı şeklinde gösterilmiştir. 200 Ton yük altında 1.14mm elastik deformasyon olması yüksek tonajlı pres sistemi için belirlenen toleransın içindedir. Yüksek hassasiyette ve düşük toleranslarda imalat yapılması gerektiğinde pres gövdesi dayanımının artırılması gerekebilir.

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1

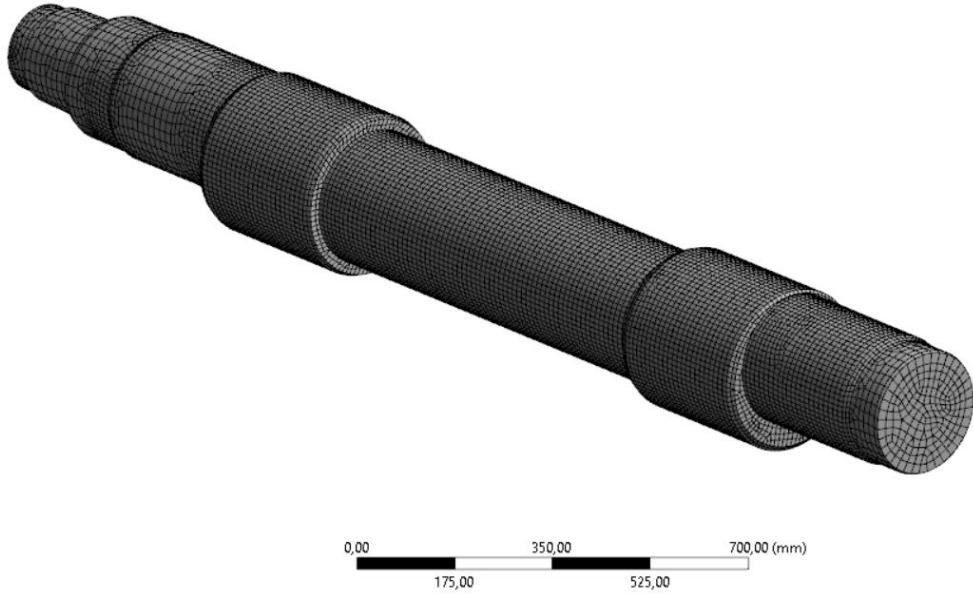


Şekil 4.45 Pres gövdesi sonlu elemanlar modeli deformasyon dağılımı

4.4.2. Krank Mili Statik Analizi

Eksantrik mil, 4140 malzemedan işlenmektedir, iki tarafından gövdeye masuralı rulmanlarla yataklanmaktadır. Üzerinde bulunan eksantrik kaçıklık ile enerjiyi yine rulmanlarla mafsallanan biyel kolları vasıtasıyla koçbaşına aktarmaktadır. 200Ton kuvvet uygulandığı anda eksantrik milin gerilme ve yer değiştirme analizleri gerçekleştirilmiş ve incelenmiştir. Mesh yapısında kullanılan eleman boyutları aşağıdaki gibi seçilmiştir. Krank milinin mesh modeli şekil 4.46’da verilmiştir.

- Maksimum tet eleman boyutu 10mm.
- Maksimum yüz boyutu 15mm.
- Minimum eleman boyutu 5mm.
- Büyüme oranı 1,2
- Normal eğim açısı 30 derece

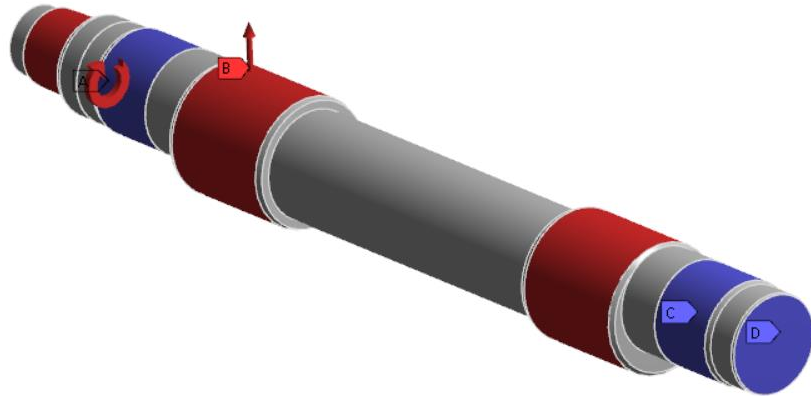


Şekil 4.46 Krank milinin sonlu elemanlar mesh modeli

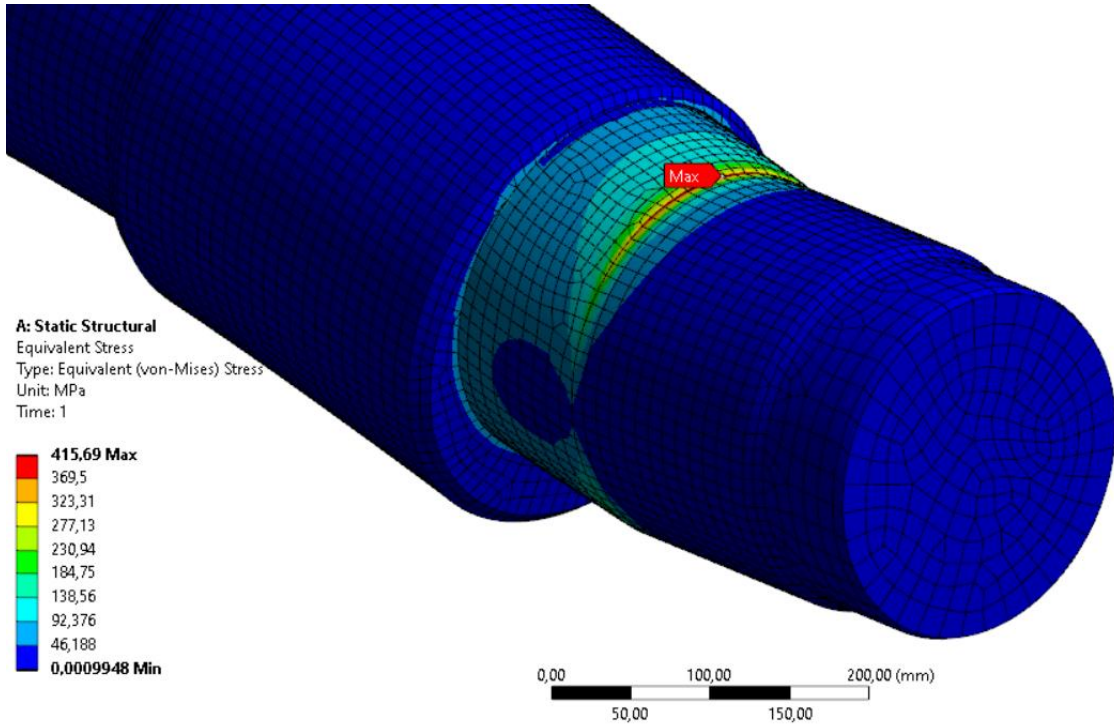
Krank milinin sınır koşulları en yüksek kuvvet anındaki ve en yüksek tork uygulanabileceği andaki değerler baz alınarak uygulanmıştır. 200 Ton (1962000 N) preslemeye tepki yönünde kuvvet ve şekil 4.36’da görülen 13170 Nm tork altındaki gerilme dağılımı şekil 4.48’de verilmiştir.

A: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s

- A** Moment: 1,317e+007 N·mm
- B** Force: 1,962e+006 N
- C** Cylindrical Support: 0, mm
- D** Frictionless Support

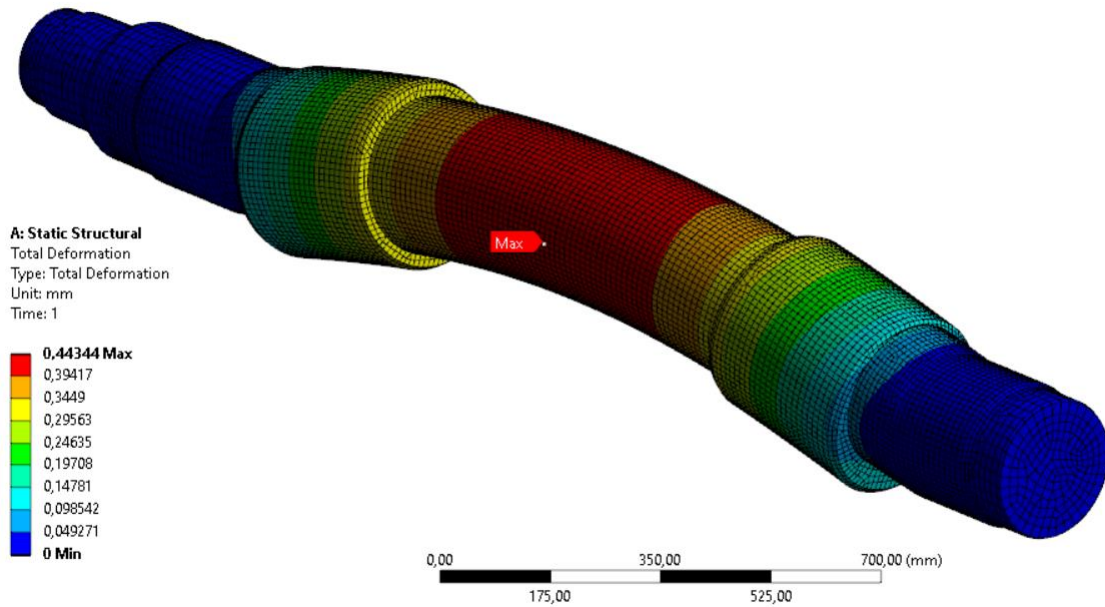


Şekil 4.47 Krank milinin sonlu elemanlar modeli sınır koşulları



Şekil 4.48 Krank milinin yük altında gerilme dağılımı, en yüksek gerilmesi 415MPa

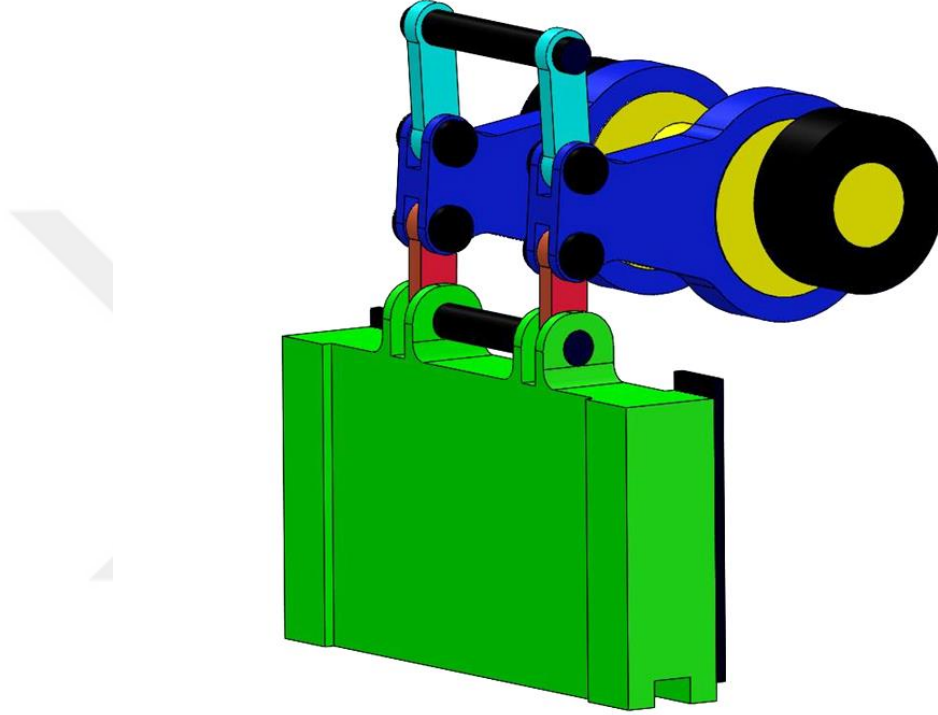
Şekil 4.48’de gerilme dağılımı verilen krank milinin kritik noktada gerilme değeri 415MPa olarak gözlemlenmektedir. Bu değer CK45 malzemesinin 580 MPa akma dayanımına göre 1.4 kat emniyetlidir. Presleme anında krank milinin en yüksek deformasyon değeri ise Şekil 4.49’da 0.44mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 4.49 Krank milinin yük altında deformasyon dağılımı, en fazla deformasyon değeri 0,44mm

4.4.3. Pres mekanizması statik analizi

Bu bölümde koçbaşının statik analizi anlatılmıştır. Dayanım açısından zayıf bölgeler ve gereğinden fazla dayanımlı bölgeler belirlenmiştir. Sonlu eleman çözümü için yine Ansys Workbench sonlu elemanlar yazılımından faydalanılmıştır. Koçbaşının katı modeli şekil 4.50’de verilmiştir.



Şekil 4.50 Eklem mafsals mekanizması sonlu elemanlar analizi için sadeleştirilmiş CAD modeli

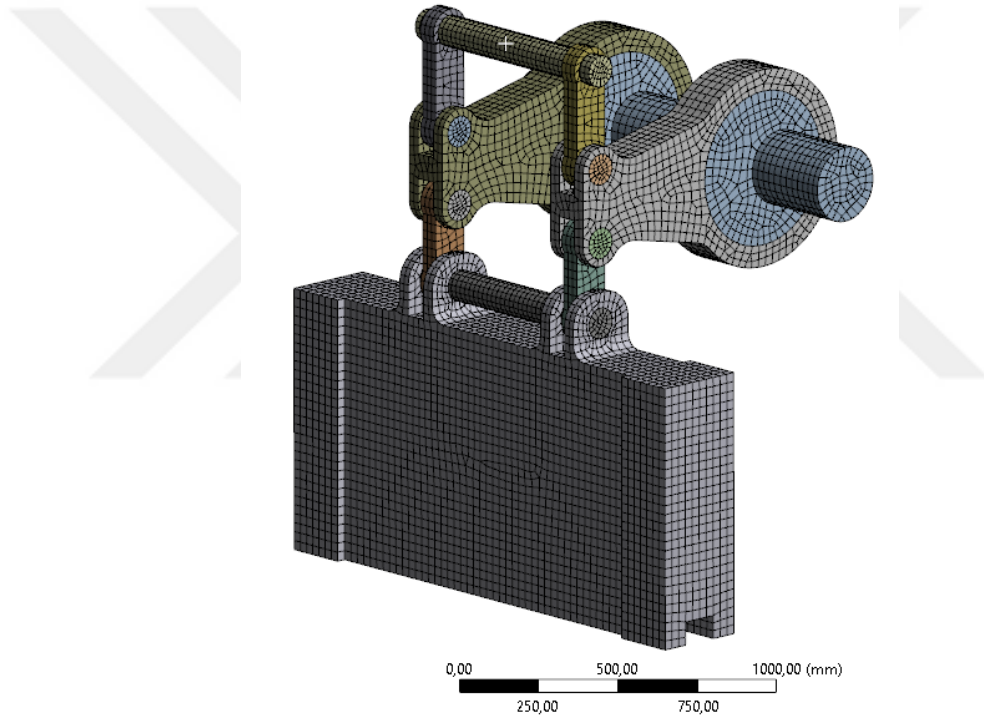
Koçbaşı presin dayanım açısından en dayanımlı parçasıdır. Tahrikini krank milinden alan koçbaşı, tabla üzerine yerleştirilen parçayı istenilen miktarda sıkıştırarak baskı yaratmakta ve kesme-çekme işlemi için gerekli kuvveti iletmektedir. Bu elemanda deformasyonun olabildiğince düşük olması istenmektedir. Gerilme grafiği şekil 4.53’de verilmiştir. Deformasyon grafiği şekil 4.55’te verilmiştir. Bu durum sıkıştırılan malzemenin homojen sıkışmasına ve istenilen toleransta olmasına engel teşkil etmektedir.

Solidworks programında CAD modeli oluşturulmuş koçbaşının montaj parçaları arasında birbirine dokunan kısımlara mesh geometrilerini birbirine çakıştırmak için ayrı ayrı yüzler çizilmiştir. Mesh metodu olarak hex dominant tip ağ yapısı kullanılmıştır. Bu metotta dörtgen elemanlar homojen bir şekilde kullanılmıştır.

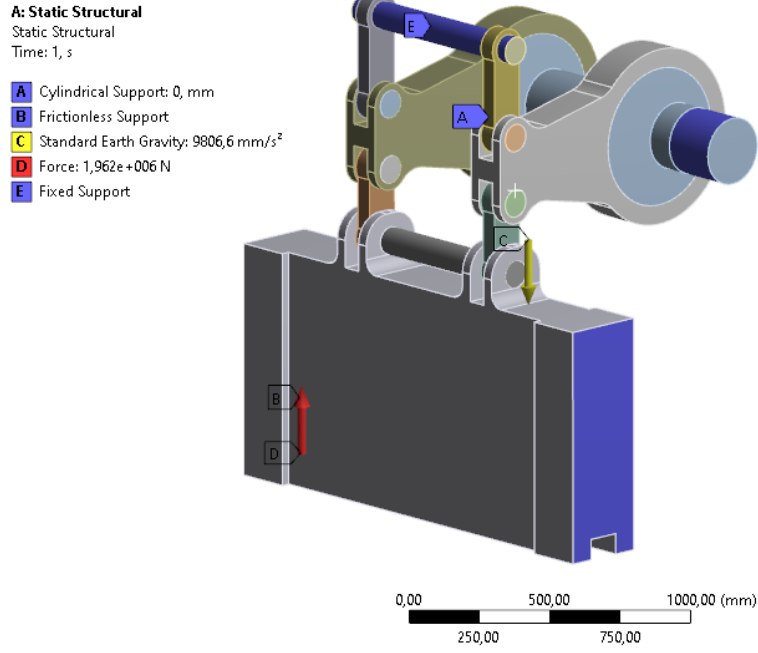
- Maksimum tet eleman boyutu 30mm.

- Maksimum yüz boyutu 20mm.
- Minimum eleman boyutu 15mm.
- Büyüme oranı 1,2
- Normal eğim açısı 30 derece

Bu ölçülere göre bir elemanın bir kenarının temel ölçüsü 15mm.'dir. Büyüme oranı tanımlanmış olmasına rağmen en düşük ve en yüksek boyutlar eşit olduğu için büyüme oranı değeri geçersiz durumdadır. Koçbaşının mesh modeli şekil 4.51'de ve yükleme sınır koşulları şekil 4.52'de verilmiştir.

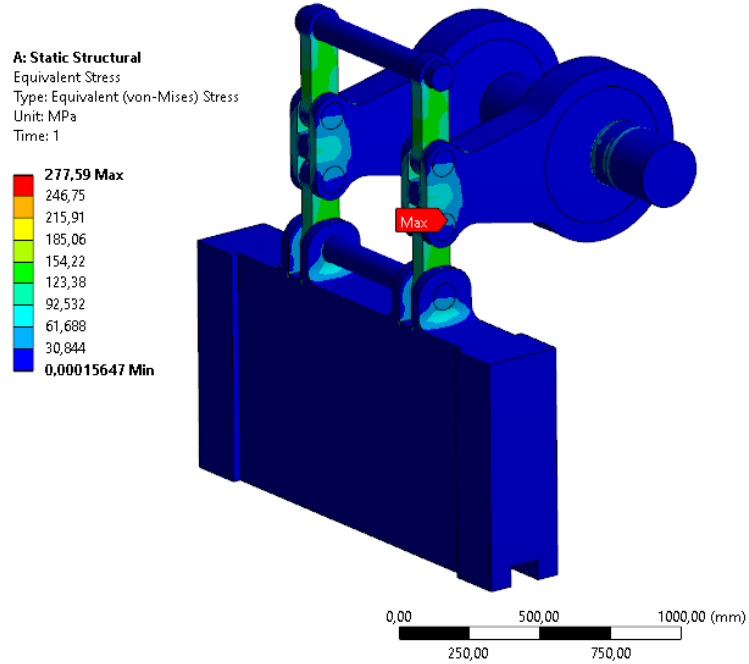


Şekil 4.51 Koçbaşı sonlu elemanlar analizi için mesh modeli



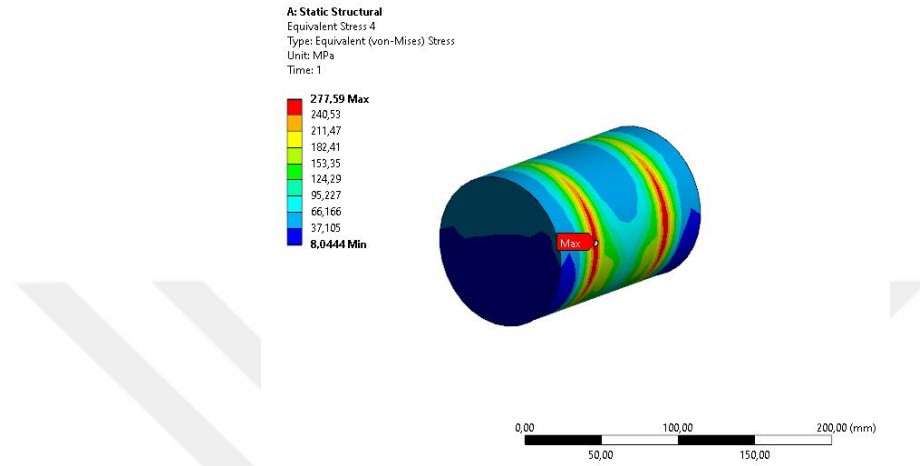
Şekil 4.52 Eklem mafsallı pres mekanizması sonlu elemanlar analizi için uygulanmış yük koşulları

Şekil 4.52’de prese maruz kalacağı en yüksek yük koşulları uygulanmıştır. 200 Ton kuvvet için 1962000 N yük kuvvet yönünde tanımlanmıştır, bununla beraber ataletten kaynaklanan kuvvetlerin de etkisini göz ardı etmemek için yer çekimi uygulanmıştır.

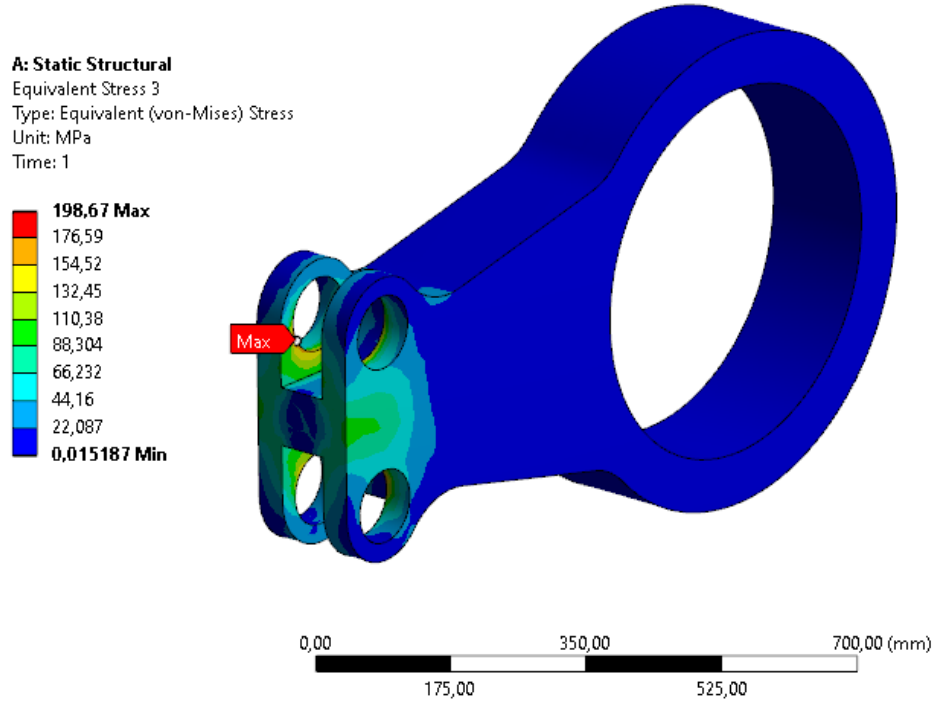


Şekil 4.53 Eklem mafsallı pres mekanizma analizi gerilme dağılımı

Mekanizmanın genel olarak gerilme değerleri atanan malzemelere göre emniyetli seviyededir. Fakat “Max” ibaresiyle gösterilen bölgede pim üzerinde gerilme değeri istenen değerden yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Pim üzerindeki gerilme şekil 4.54’te verilmiştir. Pimin malzemesi CK45 çeliği olduğundan akma dayanımı 580MPa’dır. En yüksek gerilme değeri 277MPa olduğuna göre en düşük emniyet katsayısı 2.09’dur.

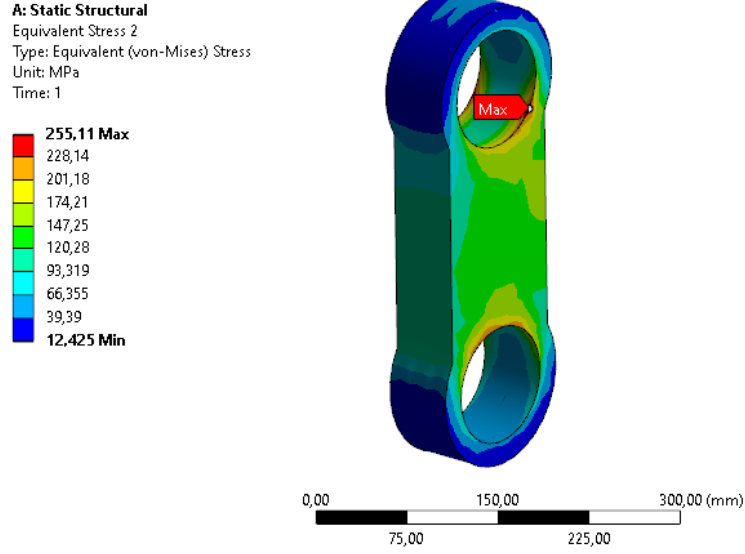


Şekil 4.54 Pres mekanizması pim bağlantısında gerilme dağılımı



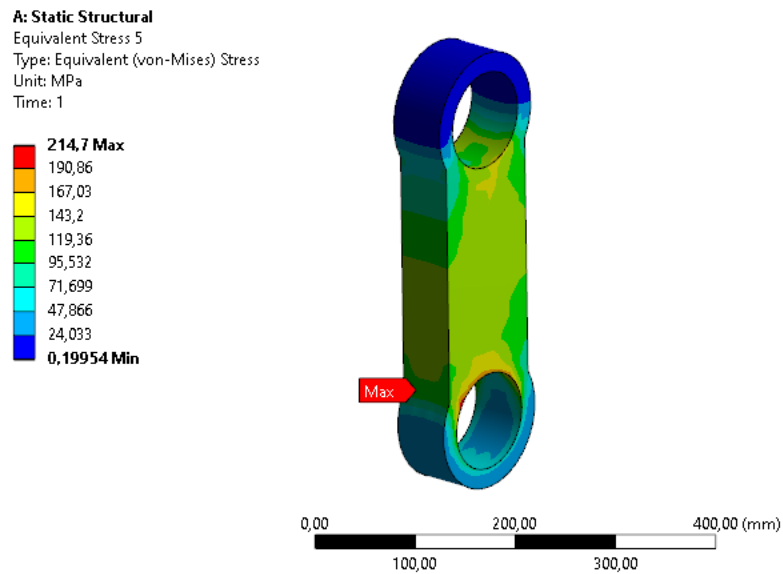
Şekil 4.55 Eklem mafsallı pres mekanizması biyel kolu gerilme dağılımı

Şekil 4.55’te görülen en yüksek değer pim bağlantı deliği etrafında gerilme yığılmasından kaynaklanmaktadır. Biyel kolu malzemesi döküm GG20 olmasından dolayı akma gerilmesi yaklaşık 275MPa değerindedir ve en yüksek gerilme ile oranladığında emniyet katsayısı yaklaşık 1.4 çıkmaktadır.

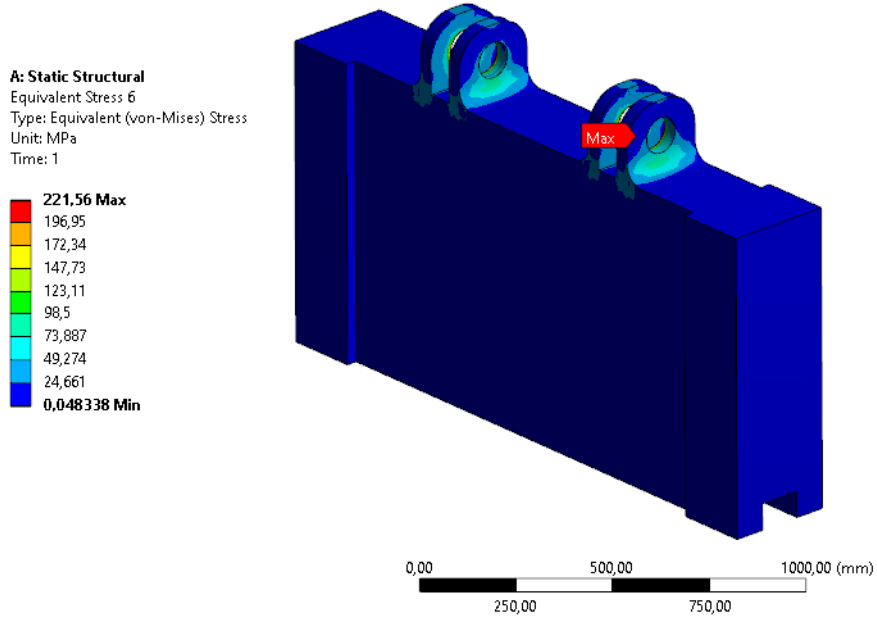


Şekil 4.56 Eklem mafsallı pres mekanizması dördüncü uzun (l_4) gerilme dağılımı

Biyel mekanizmasını sabit uzva döner mafsal ile bağlanmasını sağlayan üçüncü uzun (l_3) gerilme grafiği şekil 4.57’de verilmiştir. Uygulanan yük koşulları altında pim deliği etrafında 214MPa gerilme olduğu gözlemlenmiştir. Biyel kolu uzvunu koç tablaya bağlayan dördüncü uzuvda (l_4) ise en yüksek gerilmenin pim deliği etrafında 214 MPa olduğu gözlemlenmiştir. Bu bileşenlerin CK45 çelik malzemedен işlenmesi durumunda 580 MPa akma dayanımına göre üçüncü uzuvda 2.69 kat emniyet, dördüncü uzuvda ise 2.71 kat emniyet katsayısı hesaplanmıştır.

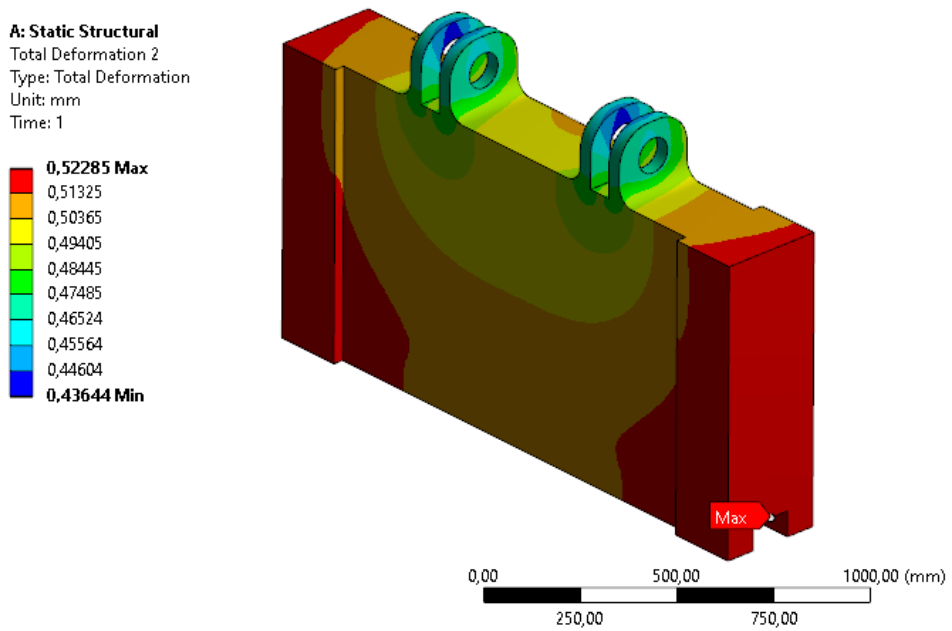


Şekil 4.57 Eklem mafsallı pres mekanizması üçüncü uzun (l_3) gerilme dağılımı



Şekil 4.58 Eklem mafsallı pres mekanizması koçbaşı gerilme dağılımı

Koç tablasının gerilme grafiği şekil 4.58’de, deformasyon dağılımı ise şekil 4.59’da verilmiştir. Koç tablasına döner mafsalla bağlanan dördüncü uzuv bağlantı piminin yataklama deliğinde en yüksek gerilmeler gözlemlenmiştir. Bu gerilmelerin yığılma olduğu tespit edilmiştir, keskin köşelerde birikim gösteren gerilmeler, köşelere radyus uygulanmasıyla yığılan gerilmelere engel olunabilmektedir.



Şekil 4.59 Eklem mafsallı pres mekanizması koçbaşı deformasyon dağılımı

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Pres makineleri hemen hemen her imalat sektöründe uzun yıllardır kullanılan temel makinelerdir. Mekanik biliminin uygulama alanlarından olan metal şekillendirme makineleri ve presler, endüstrinin birçok kolunda yüksek kaliteli ve seri üretim yapılmasına olanak sağlamaktadır. Yeni malzemeler, ürünler ve yeni imalat süreçleri de presler için yeni uygulama alanlarının ortaya çıkmasına yol açmaktadır. Preslerde hidroliğin kullanımı ile büyük bir güç sağlanmakla birlikte, etkili ve yüksek miktarda üretim aynı zamanda insan ve makine için de emniyet sağlanmıştır. Uzun yıllar süren geliştirme adımları sayesinde günümüzde preslerin yüksek verimlilikleri, hassasiyeti elde edebilmek için hidrolikle beraber mekanik versiyonları hem servo motor hem asenkron motor ile kontrol edilenleri üretilmektedir. En yaygın kullanılan pres mekanizma türleri eksantrik krank biyel, eklem mafsallı (knuckle joint) mekanizma ve bağ mekanizmalı (link drive) tahrik sistemleridir. Krank biyel bunların içerisinde en yaygın ve basit olan mekanizmadır, eklem mafsallı mekanizma ve bağ mekanizmalı tahrik sistemi ise birbirine benzer sistemlerdir. Menteşe mafsallı mekanizma sistemi daha çok düşük stroklu çalışma durumlarında ve bağ uzunluğunda mekanizma ise yüksek stroklu durumlarda tercih edilmektedir. Eksantrik pres mekanizmalarında verimliliğin artması, tork ihtiyacı ve süreçlerin azalması eklem mafsallı ve bağ mekanizmalı tahrik sistemi tasarımlarında hedeflenmiştir.

Bu çalışmada, krank biyel mekanizması yerine eklem mafsallı mekanizma kullanarak genişletilmiş metal imalatında kullanılan eksantrik presin çekme ve kesme işlem kalitesini artırmak, verimliliğini yükseltmek ve aynı kuvveti elde edecek şekilde güç gereksinimini düşürmek için optimize edilmesi amaçlanmıştır. Çalışmanın yapısal analizi, optimizasyonu ve kinematik analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Çalışma sonunda;

- H tipi eksantrik presin aynı aktarma bileşenleri kullanılarak, presleme mekanizması optimizasyonu ile %23.6 tork gereksiniminin azalması sağlanmıştır.
- Tasarımda optimize edilen uzuv uzunluklarıyla değişken hız grafiğinin elde edilmesi sağlanmış, üretim sürecinde artış elde edilmiştir.

- Çelik malzemelerde kesme ve derin çekme işlemleri için en uygun konum zaman grafiği literatürde araştırılarak elde edilmiş, tasarım optimizasyonu sonucu bu eğrinin metal işleme prosesine uygulanması sağlanarak, metal işleme kalitesinde uygunluk elde edilmiştir.
- Mekanik preste mevcut mekanizma ile çalışma kapsamında optimize edilen mekanizma dinamik analizlerle karşılaştırılarak yapılan iyileştirmeler grafiklerle sunulmuştur.
- Optimize edilen pres mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal analizleri yapılarak, uygulanan sınır koşulları altında dayanımları yorumlanmıştır.

Sonuç olarak bu tez kapsamında; süreçlerde daha verimli daha düşük tork gereksinimine ihtiyaç duyan ve metal şekillendirme mekaniğine daha uygun bir eksantrik pres tasarımı, imalatı için oldukça önemli teknik bulgular elde edilmiştir.

5.2 Öneriler

Çalışmada yapılan optimizasyon ve iyileştirme çalışmaları benzer makinelerin güç gereksinimini düşürmek için veya farklı sac şekillendirme profillerine uygun şekilde uzuv uzunlukları değiştirilerek uyarlanabilir niteliktedir. Ayrıca çalışmada kullanılan mekanizma optimizasyon teknikleri ve hesaplamaları benzer mekanik sistemlerin iyileştirme çalışmalarında, matematiksel modellenmesinde literatüre katkı sağlayacaktır.

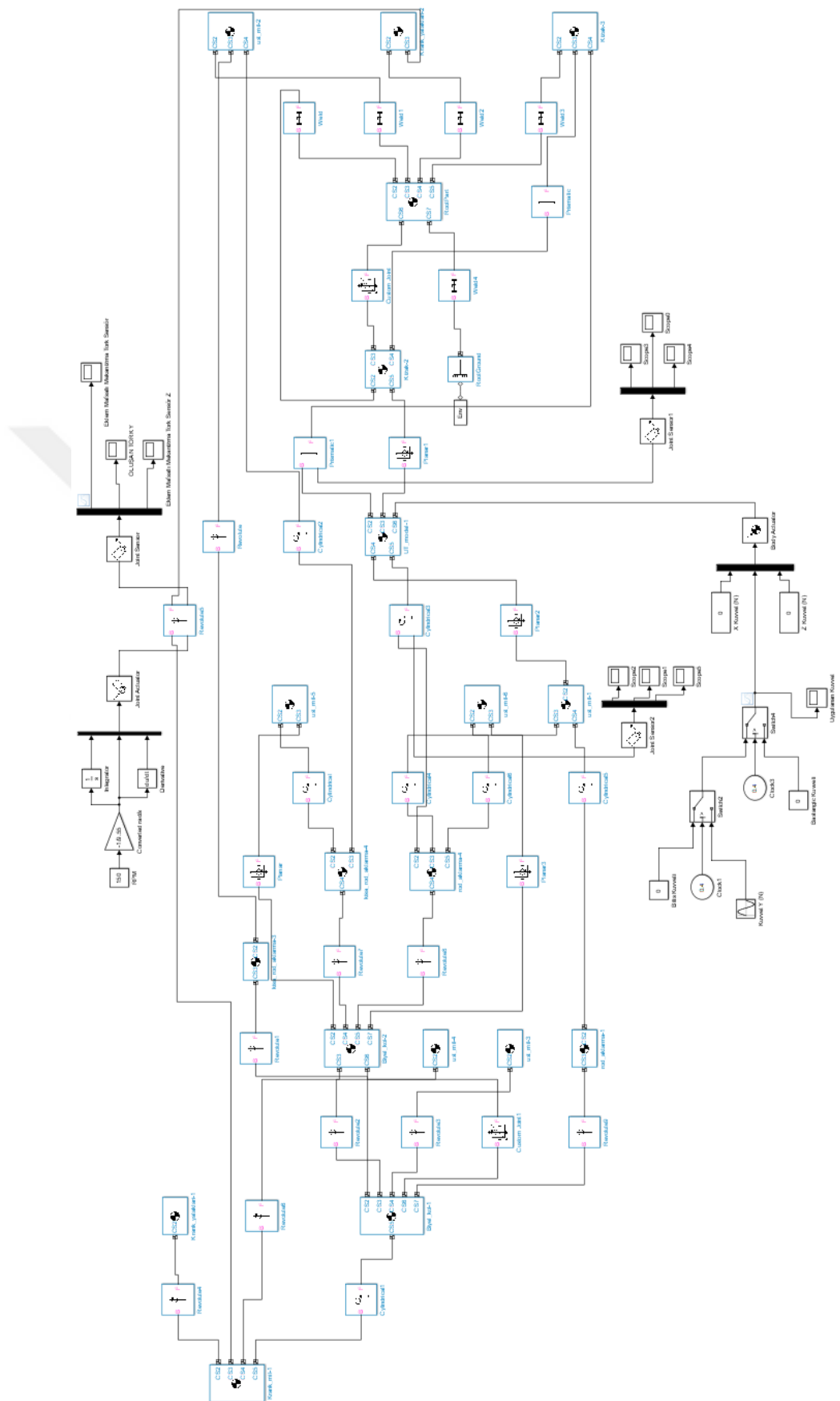
6. KAYNAKLAR

- Anon. n.d. “Mekanizmalarda Hız ve İvme Analizi.” Retrieved November 30, 2020a (https://ocw.metu.edu.tr/pluginfile.php/1842/mod_resource/content/12/ch4/4-1-1.htm).
- Anon. n.d. “Mekanizmalarda Konum Analizi.” Retrieved November 30, 2020b (https://ocw.metu.edu.tr/pluginfile.php/1842/mod_resource/content/12/ch3/3-1.htm).
- Chiou, S. T. 1997. “Optimum Balancing Design of Four-Bar Linkages with Adding Disk Counterweights.” *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers (TAIWAN)* 18:43–54.
- Choi, H. J., D. H. Jang, B. D. Ko, and B. B. Hwang. 2004. “A Study on the Optimization of a Mechanical Press Drive.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 218(2):189–96.
- Fındık, Ahmet. 2004. “Mekanik Sac Şekillendirme Pres Tasarımında Sistemik Konstrüksiyon ve Sonlu Elemanlar Yöntemlerinin Kullanımı.”
- Guo, W. Z. 2003. “R. Du The Design of a New Metal Forming Press With Controllable Mechanism.” *Asmedigitalcollection.Asme.Org*. doi: 10.1115/1.1587748.
- Halıcıoğlu, Recep, & L. Canan Dulger, and & A. Tolga Bozdana. 2017. “Modeling, Design, and Implementation of a Servo Press for Metal-Forming Application.” *Springer* 91(5–8):2689–2700. doi: 10.1007/s00170-016-9947-8.
- He, Ya-yin. 2011. “Kinematic Analysis of Drawing Press Working Mechanisms Based on Virtual Prototyping Technology.” Pp. 422–25 in *2011 3rd International Conference on Computer Research and Development*. Vol. 4. IEEE.
- Kıral, Zeki. 2009. “Numerical Investigation of the Dynamic Response of Symmetric Laminated Composite Beams to Harmonic Excitations.” *Advanced Composites Letters* 18(5):096369350901800503.
- Köseler, S., İ. Yüksel, and E. E. Topçu. 2014. “Üç Etkili Yüksek Hızlı Bir Hidrolik Presin Tasarımı ve Analizi.” *Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi* 689–99.
- Lu, Xinjian. 2006. “Paper Title (UKinematics Analysis of Multi-Link Mechanism for Miniature Servo Press Based on Matlabse Style: Paper Title).” *Matec-Conferences.Org*. doi: 10.1051/mateconf/201820702006.
- Maohua, Xiao, and Xiao Dengsong. 2014. “The Design of the Drive System of the Crank Underdrive Quick Presses.” *Key Engineering Materials* 584.
- Moon, Jiho, Jongwon Yi, Byung H. Choi, and Hak-Eun Lee. 2009. “Shear Strength and Design of Trapezoidally Corrugated Steel Webs.” *Journal of Constructional Steel Research* 65(5):1198–1205.
- Shigley, Joseph Edward, Charles R. Mischke, Richard Gordon Budynas, Xiangfeng Liu, and Zhi Gao. 1989. *Mechanical Engineering Design*. Vol. 10. McGraw-hill New York.
- Smith-López, DJ, ... CA Graciano-Gallego-Revista Facultad, and undefined 2015. n.d. “An Empirical Method for the Estimation of Yield Strength on Bonds and Strands of Expanded Metal Meshes.” *SciELO.Org.Co*.
- Soong, Ren-Chung. 2010. “A New Design Method for Single DOF Mechanical Presses with Variable Speeds and Length-Adjustable Driving Links.” *Mechanism and Machine Theory* 45(3):496–510.
- Söylemez, Eres. 2000. *Mekanizma Tekniği*. Prestij ajans matbaacılık.
- Theory, RC Soong-Mechanism and Machine, and undefined 2010. n.d. “A New Design Method for Single DOF Mechanical Presses with Variable Speeds and Length-

- Adjustable Driving Links.” *Elsevier*.
- Tinkir, Mustafa, and Haşmet Çağrı SEZGEN. 2017. *HİDROLİK SİLİNDİRİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE LİNEER STATİK ANALİZİ*. Vol. 6.
- Wang, Shu-Sheng, Jing-Lin Yao, Xin-Guo Zhang, and Xiang Zheng. 2017. “Kinematic Analysis of Multi-Link Mechanical Press Based on Rigid-Flexible Coupling Model.” Pp. 95–101 in. World Scientific Pub Co Pte Lt.
- Wang, Xiao, Xiaojun Wang, Feng Li, Jiaxin Lu, and Huixia Liu. 2020. “Interface Kinematics of Laser Impact Welding of Ni and SS304 Based on Jet Indentation Mechanism.” *Metallurgical and Materials Transactions A* 1–12.
- Yan, Hong-Sen, and Wei-Ren Chen. 2000. “On the Output Motion Characteristics of Variable Input Speed Servo-Controlled Slider-Crank Mechanisms.” *Mechanism and Machine Theory* 35(4):541–61.
- Yossifon, S., R. Shivpuri-International Journal of Machine Tools and, and undefined 1993. n.d. “Optimization of a Double Knuckle Linkage Drive with Contrast Mechanical Advantage for Mechanical Presses.” *Elsevier*.



EK-2 Eklem mafsallı pres mekanizması Matlab Simmechanics modeli



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Abdullah ÖZKAN
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmir 06.12.1991
Telefon : +905533539511
Faks : -
e-mail : abduallahozkan.212@gmail.com



EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Meram Endüstri Meslek Lisesi, Konya	2010
Üniversite	: KTO Karatay Üniversitesi, Konya	2016
Yüksek Lisans	: Necmettin Erbakan Üniversitesi, Konya	-
Doktora	: -	-

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2020	KTO Karatay Üniversitesi	Lisansüstü Bursiyer
2017-2020	MVD Makina San. A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2016-2017	Kentpar Otomotiv	Ar-Ge Mühendisi
2015	Ford Otosan	Stajyer
2014	Tümosan	Stajyer

UZMANLIK ALANI

- Makine bileşenleri ve yeni tasarımların sonlu elemanlar analizi
- Makine tasarımı ve mekanizmaların iyileştirilmesi, revizyonları
- Yeni Ürün Tasarımı
- Ar-Ge Projeleri
- Kauçuk malzemelerin mekanik davranışlarının testleri, analizleri
- Doğal frekans ölçümleri, titreşim ölçümleri vb. endüstriyel dinamik ölçümler
- Test sistemi tasarımı ve iyileştirmeleri

YABANCI DİLLER

- İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

Yazılım Bilgisi:

Mühendislik Hesaplamaları Yazılımları: Matlab, Simulink, Simmechanics, DeweSoftX, (Hepsi iyi derecede)

CAD/CAM Yazılımları: Solidworks, Autocad, Mastercam (Hepsi iyi derecede)

Analiz Yazılımları: Solidworks Simulation, Solidworks Motion, Solidworks Flow Simulation, Ansys(Tüm mekanik araçları), Abaqus, LS-Dyna (Hepsi iyi derecede)

Office Yazılımları: Microsoft Word, Excel, Powerpoint, Sharepoint, Access, (Hepsi iyi derecede)

Çalıştığı Projeler:

TÜBİTAK 1501, 3 Eksenli, İleri Teknolojili Yüksek Hızlı Fiber Lazer Sac Kesim Makinesi Tasarımı, Nümerik Hesaplamaları Ve Prototip İmalatı

Ar-Ge Merkezi Projesi, PROJE YÜRÜTÜCÜSÜ, Abkant Pres Otomatik Ön Destek Tasarımı Ve Prototip İmalatı

Ar-Ge Merkezi Projesi, PROJE YÜRÜTÜCÜSÜ, Ergonomik Ve Düşük Maliyetli,yüksek Hızlı 1,5x3m Fiber Lazer Kesim Makinesi Tasarımı, Nümerik Analizleri, Prototip İmalatı ve Deneysel Testlerle Doğrulanması

TÜBİTAK 1507, 40 Ton Servo Vidalı Pres Tasarımı, Nümerik Analizleri ve Deneysel Testleri

Ekonomi Bakanlığı-Endüstriyel Tasarım ve Ürün Geliştirme Projesi, ARAŞTIRMACI, Endüstri 4.0 Uyumlu

Yüksek Hızlı 135 Ton 3100mm Robosenkro Servo Abkant Pres Tasarımı, Optimizasyonu Ve Testlerle Doğrulanması

Ar-Ge Merkezi Projesi, 5 Eksenli Plazma Kesim Makinesi Tasarımı ve Nümerik Analizlerle Doğrulanması

KOSGEB-Krank Kasnaklarının rezonans frekanslarının belirlenmesi ve Yorulma Test Düzenegi

KOSGEB-40Ton,135Ton,175Ton,220Ton Abkant Preslerin Tasarım İyileştirilmesi ve Testlerle Doğrulanması

Lazer Kesim Tezgahlarında Kullanılmak Üzere Otonom Sac Yükleme , Boşaltma, Görüntü İşleme İle Ürün Gruplandırma Sistemi Tasarımı, Nümerik Analizi ve Prototip İmalatı

Hobiler: Enstrüman çalmak, müzik faaliyetleri, Endüstriyel tasarım, grafik tasarımı, tiyatro, sinema, tarih.

YAYINLAR

Endüstriyel Fiber Lazer Makinesinde Köprü Tasarımı ve Optimizasyonu,06/07/2018,Eskişehir. UMTIK uluslararası makine imalat kongresi,Kongrede sunuldu ve bildiri kitabında yayınlandı.