

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MEKANİK SAC ŞEKİLLENDİRME PRES TASARIMINDA SİSTEMATİK
KONSTRÜKSİYON VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMLERİNİN
KULLANIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ahmet FINDIK**

**Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Programı: KONSTRÜKSİYON**

HAZİRAN 2004

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MEKANİK SAC ŞEKİLLENDİRME PRES TASARIMINDA SİSTEMATİK
KONSTRÜKSİYON VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMLERİNİN
KULLANIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Ahmet FINDIK

(503001202)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 Nisan 2004

Tezin Savunulduğu Tarih : 24 Mayıs 2004

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Haydar LİVATYALI

Diğer Jüri Üyeleri Doç. Dr. Erdem İmrak (İ.T.Ü.)

Yrd. Doç. Dr. Muzaffer Erten (İ.T.Ü.)

HAZİRAN 2004

ÖNSÖZ

Teknolojinin hızlı ve sürekli ilerlediği günümüzde rekabet etkisini her zamankinden daha çok göstermektedir. Pazarda yarışabilmek ve hayatta kalabilmek için şirketler bu hızlı değişime ayak uydurmak zorundadır. Asıl amacı kar olan bu şirketler bunu ancak iyi yetişmiş insan kaynağı ve kullandıkları teknoloji ile gerçekleştirmektedir.

Burada önemli bir kavram ortaya çıkmaktadır. Ürettiği ürünün bilgisine sahip olan kurumlar pazarda bir adım önde olacak, diğerleri sürekli ona bağımlı kalacaktır. Bir şeyin altını çizmek istiyorum. Teknoloji üretmekle teknolojiyi kullanmak kavramlarının bir birine karıştırıldığı kanısındayım.

Teknolojinin üretilebilmesi söz konusu olduğunda tasarım kavramı ortaya çıkmaktadır. Tasarım çok kapsamlı bir faaliyettir. Ürünün üretilmesinden pazarlanması, satılmasına kadar bir çok aşamayı kapsar. Tasarım merkezde olmak üzere diğer faaliyetler onun etrafında şekillenir. Günümüzde ileri ülkeler tasarıma büyük önem vermekte, tasarladıkları ürünleri işçiliğin ucuz olduğu ülkelere yaptırmaktadırlar.

Ülkemizde bundan sonra yapılacak gerek akademik gerekse sanayi çalışmalarının bu doğrultuda şekillenmesini umuyorum. Tez çalışmamın her aşamasında bilgi birikimi ve tecrübesiyle bana yardımcı olan ve yol gösteren hocam Yrd. Doç. Dr. Haydar LİVATYALI'ya ve bana her zaman destek olan aileme ve dostlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

04.06.2004

Ahmet FINDIK

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1 GİRİŞ	1
1.1 Tez çalışmasının Arka Planı	1
1.2 Amaç	2
1.3 Tezin İçeriği	2
2 PRES TASARIMININ TEMELLERİ	4
2.1 Pres Tipleri ve Konstrüksiyonu	4
2.1.1 Pres Çerçevesi	5
2.1.2 Koç Hareketi	7
2.1.3 Derin çekme presleri için tahrik sistemleri	10
2.1.4 Çekme yastıkları	13
2.2 Mekanik presler	16
2.2.1 Karakteristik datanın belirlenmesi	16
2.2.2 Tahrik sistemleri	20
2.2.3 Tahrik motoru ve volan	25
2.2.4 Kavrama ve fren	26
2.2.5 Boylamasına veya enlemesine tahrik mili	28
2.2.6 Pres üst gövdesinin montajı	29
2.2.7 Koç ve pot masası	30
2.2.8 Pnömatik sistem	34
2.2.9 Hidrolik sistem	34
2.2.10 Yağlama	35
3 SİSTEMATİK KONSTRÜKSİYON VE ÖRNEK BİR PRES TASARIMI	36
3.1 Sistematik konstrüksiyon	36
3.1.1 Tasarım kavramının önemi	36
3.1.2 Tasarım işleminin aşamaları	36
3.2 Örnek bir pres tasarımı	40
3.2.1 Görevin Belirlenmesi	40
3.2.2 Karar Nedenleri	42
3.2.3 Presin Kavramsal Tasarımı	49
3.2.4 Mukavemet ve Boyutlandırma Hesapları	52
3.2.5 Pres imalatı ve uygulama konuları	52

4 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİNİN PRES GÖVDESİ TASARIMDA KULLANIMI	59
4.1 Pres tasarımında sonlu elemanlar yönteminin önemi	59
4.2 Amaç ve yaklaşım	60
4.2.1 Amaç	60
4.2.2 Yaklaşım	60
4.3 Cıvata flanş bağlantılarında ön gerilme kuvveti	61
4.3.1 Ön gerilme üçgeni	62
4.3.2 Yaylanma rijitlikleri	63
4.3.3 Yaylanma rijitliklerinin hesabı	66
4.3.4 Uzar cıvata	68
4.4 ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı	70
4.5 Proje Aşamaları	70
4.5.1 Simulasyon 1	71
4.5.2 Simulasyon 2	75
4.5.3 Simulasyon 3	76
5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER	78
KAYNAKLAR	81
EKLER	82
ÖZGEÇMİŞ	108

KISALTMALAR

AÖN: Alt Ölü Nokta

ÜÖN: Üst Ölü Nokta

FEM: Finite Element Method

SEY: Sonlu Elemanlar Yöntemi

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Tasarım işleminin aşamaları	37
Tablo 3.2 Mekanik ve hidrolik preslerin karşılaştırılması	42
Tablo 3.3 İstekler listesi	47
Tablo 3.4 Alt fonksiyonlar ve anlamı	49
Tablo 4.1 Pres çerçevesini oluşturan plakaların kalınlık ve boyutları	72
Tablo 4.2 Analiz sonuçlarının karşılaştırılması	77

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 250 tonluk dairesel kesitli parçalar için kesme presi	5
Şekil 2.2 Düz kenarlı bir pres çerçevesinin tasarımı.....	6
Şekil 2.3 Alttan tahrikli mafsal bağlantılı pres.....	7
Şekil 2.4 Bir, iki ve üç noktalı preslerde koça etki eden biyel kolu kuvvetleri	7
Şekil 2.5 Hidrolik bir preste koç tasarımı	8
Şekil 2.6 Çeşitli kayıt tipleri.....	9
Şekil 2.7 Rulmanlı kayıt sistemi	9
Şekil 2.8 Sıcak şekil verme uygulamaları için koç-kayıt sistemi.....	10
Şekil 2.9 Çift etkili üstten tahrikli bir presin çalışma prensibi.....	10
Şekil 2.10: Çift etkili mekanik pres	11
Şekil 2.11 Çekme yastıklı tek-etkili mekanik pres.....	12
Şekil 2.12 Çekme yastıklı tek-etkili presin çalışma prensibi	12
Şekil 2.13 Bir hidrolik çekme yastığının tasarımı.....	13
Şekil 2.14 Bir hidrolik çekme yastığında pot kuvvetinin ilerlemesi [1]	14
Şekil 2.15 Bir pnömatik çekme yastığının pot masası kuvvetinin darbe hızına bağlı olarak ilerlemesi [1]	15
Şekil 2.16 Sabit bir iş için kuvvet-strok arasındaki ilişkiyi gösteren kuvvet-strok diyagramı	17
Şekil 2.17 Eksantrik bir presin krank açısına bağlı müsaade edilebilir presleme kuvveti.....	19
Şekil 2.18 Yerdeğiştirme-zaman diyagramı: Bir eksantrik, bir menteşe-mafsal ve bir bağ-tahrikli presin koç hareketinin karşılaştırılması.....	20
Şekil 2.19 Çift-etkili bir derin çekme presinde sekiz-bağ mekanizmalı tahrik sistemine sahip koç	21
Şekil 2.20: Mekanik soğuk dövme presi için koç hız eğrisi	23
Şekil 2.21 Değiştirilmiş menteşe-mafsal tahrik sistemi	24
Şekil 2.22 Menteşe-mafsal mekanizmalı tahrik sistemi üst gövdeye yerleştirilmiş mekanik bir pres.....	25
Şekil 2.23 Tek-diskli kavrama-fren sistemi	27
Şekil 2.24 Üniversal bir preste kullanılan komple bir tahrik sistemi	28
Şekil 2.25 Mil (solda) ve basınç noktası (sağda)	30
Şekil 2.26 Karşı dengeleme sistemi	31
Şekil 2.27 Körük silindirli koç yastığı	32
Şekil 2.28 Eksantrik bir preste sürekli strok ayarı	33
Şekil 2.29 Blok hidrolik sistem.....	35
Şekil 3.1 Saç Şekillendirme Presi Karar Ağacı.....	41
Şekil 3.2 Yürür tabla tipleri.....	44
Şekil 3.3 Pres sistem şeması	51
Şekil 3.4 Eksantrik preste kuvvet ilişkileri	52
Şekil 3.5 Presin üç boyutlu modeli	53
Şekil 3.6 Alt gövdenin alt plakasının montaj için markalanması.....	54
Şekil 3.7 Alt gövdede puntalama işleminin yapılması.....	54
Şekil 3.9 Alt gövdenin kaynak fikstürü üzerindeki konumu.....	55

Şekil 3.10 Alt gövdenin fikstürde farklı pozisyonlarda konumlandırılması.....	56
Şekil 3.11 Hava tankları.....	57
Şekil 3.12 Pres temel resmi.....	58
Şekil 3.13 Presin oturacağı beton ayaklar.....	58
Şekil 4.1 Pres çerçevesinin FEM optimizasyonu: Eksantrik yük altında gerilme dağılımı	59
Şekil 4.2 Cıvata bağlantısında şekil değiştirme a.Montaja hazır b.Ön gerilme ile sıkılmış c. işletme kuvveti uygulanmış	61
Şekil 4.3 Cıvata bağlantısında kuvvet-şekil değiştirme a.Cıvata, uzayan parçalar b.Flanş (conta), kısalan parçalar c.ön gerilme üçgeni.....	62
Şekil 4.4 Yaylanma rijitliklerinin oranının etkisi a. $C_D/C_Z=1$ b. $C_D/C_Z=4$	65
Şekil 4.5 C_Z ve C_D nin F_Z kuvvete etkisi a. C_D sabit , b. C_Z ve C_D değişken , c. $F_{ön}$ değişken	66
Şekil 4.6 Yaylanma rijitliğinin hesabı a. cıvatanın b. uzar cıvatanın.....	68
Şekil 4.7 Uzar Cıvatalar	69
Şekil 4.8 Rijit ve uzar cıvataların aynı darbe kuvvetinde depo edilebilecekleri iş	69
Şekil 4.9 Belirli darbe işinde rijit cıvata ile uzar cıvatada kuvvet durumu.....	69
Şekil 4.9 Tasarlanan çerçevenin dörtte bir modeli ve sınır şartları ile yükler.....	72
Şekil 4.10 Gerdirmе çubuğunda oluşan yer-değıştirmeler.....	73
Şekil 4.11 Çerçeveде ön gerilme etkisinde oluşan kısalma	74
Şekil 4.12 3750 kN luk kuvvet altında ön gerilme üçgeni.....	75
Şekil 4.13 Ön gerilmeli sistemin işletme kuvveti etkisinde yer-değıştirmesi.....	76
Şekil 4.14 Farklı kalınlıkta plakalar kullanılarak elde edilen ön gerilme üçgeni.....	77

MEKANİK SAC ŞEKİLLENDİRME PRES TASARIMINDA SİSTEMATİK KONSTRÜKSİYON VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMLERİNİN KULLANIMI

ÖZET

Bu yüksek lisans tez çalışmasında özellikle otomotiv sanayiinde kullanılan sac şekillendirme preslerinden mekanik presler üzerine literatür ve piyasa araştırması yapılarak bu alandaki son yenilikler incelendi. 500 ton kapasiteli büyük ve yürür tablalı bir eksantrik pres sistematik konstrüksiyon adımlarına uygun olarak tasarlandı. Presin 3B modeli CATIA ve AutoCAD programları kullanılarak oluşturuldu. İmalat planı ve maliyet analizleri yapıldı, her bir parça ve alt montaj grubu için imalat teknik resimleri hazırlandı.

Pres imalatı aşamasında karşılaşılan zorluklar ve bunları gidermek için kullanılan yöntemler, yapılan çalışmalar ve alınan sonuçlar anlatıldı. Pres parçalarının temininden başlayarak, kaynaklı konstrüksiyon ve bunun için gerekli kaynak fiktürleri, pres parçalarının ısıt işlemleri ve tahribatlı kaynak muayenesi, presin yerine montajı ve pres temeli projesi ve inşaatı dahil pres imalatının bütün aşamaları açıklandı.

Son olarak, pres gövde tasarımında çerçevenin elastik deformasyon limiti ve yükünün aşılmasını sağlamak için pres çerçevesi analitik hesaplar ve sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla optimize edildi. Presin çok parçalı ve bir gerdirme çubuğu ile bağlanmış olmasından dolayı analizlerde cıvata-flanş bağlantıları model olarak alındı. Önce cıvata-flanş bağlantılarında önemli parametreler belirlendi, sonra bu parametreler çerçeve-gerdirme çubuğu bağlantısında kullanılarak analizler gerçekleştirildi. Böylelikle pratikte kullanılan gerdirme çubuğu esneme değerinin fiziksel anlamı ve etkisi açıklanmış oldu.

SYSTEMATIC CONCEPTUAL DESIGN AND USING FINITE ELEMENT METHOD IN DESIGN OF THE MECHANICAL METAL FORMING PRESSES

SUMMARY

In this study, the latest developments on mechanical presses used for sheet metal forming particularly in the automotive industry were investigated. An eccentric press with a nominal press force of 500 tons and with large sizes moving bolster was designed according to the systematic conceptual design steps. 3D model of the press was made using the commercial programs CATIA and Autocad. Manufacturing plan and cost analysis were conducted and detailed engineering drawings for manufacturing were prepared.

In terms of press manufacturing, difficulties faced during manufacturing stage and methods and work done to overcome those problems and the results were discussed. Starting with the acquisition of the pres parts, welded frame construction, welding fixture, destructive inspection of welded parts and overall assembly were explained.

Finally, to avoid excessive the load and elastic deformation of the pres frame, pres frame was optimized by using analytical calculations and the finite element method (FEM). Due to the fact that the press consists of several parts and these parts are mounted by use of tie rods, bolt-flange connection model were used in analysis. Significant parameters in bolt-flange connections were explained and analysis were carried out by using these parameters.

1 GİRİŞ

1.1 Tez çalışmasının Arka Planı

Özellikle otomotiv ve beyaz eşya sektörlerinde kullanılan sac şekillendirme presleri çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Bunlar çalışma prensibi, tahrik kaynağı, hareket şekli, imal usulü ve kapasite olarak adlandırılabilir.

Son yıllarda bu listeye otomasyon sistemi türü de eklenmiştir. Kalıbın prese yerleştirilmesi ve ayarlanması, presin saca beslenmesi gibi işlemler üretimde önemli süreler almaktadır. Bu süreleri en aza indirmek ve sonuçta birim zamanda daha fazla ürün elde etmek için otomasyon önemli bir rol oynamaktadır. Otomasyon teknolojisi sadece bu süreleri düşürmekle kalmayıp, operatör hatalarını da önemli ölçüde azaltarak yapılan işin kalitesini artırmaktadır.

Tüm bu gelişmeler maliyeti düşürmek ve kârlılığını arttırmak için yapılmaktadır. Ancak, orta ve uzun vadede müşteri memnuniyeti önemli olduğu için, müşteri ihtiyaçları ve beklentileri göz önünde bulundurulmalıdır. Tüketici bilinci ve rekabetin her geçen gün daha fazla arttığı düşünülürse müşteri istekleri daha tasarım aşamasında üreticiyi yönlendiren en önemli faktörler olmalıdır. Müşteriye en kısa sürede kaliteli ürünü en ekonomik şartlarda sunmak için bir sistem dahilinde çalışmak imalatçı açısından bir zorunluluk haline gelmiştir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında mekanik sac şekillendirme preslerine konstrüksiyon sistemi açısından yaklaşmıştır. Bunun için pres tasarımının temelleri ve konstrüksiyon sistemi anlatılmış ve örnek bir pres bu esaslara göre tasarlanmıştır. Bu çalışma otomotiv sanayiinde faaliyet gösteren bir firmanın, mekanik bir sac şekillendirme presine ihtiyaç duymasından doğmuştur. Presin orta büyüklükte yerli bir firmanın kendi imkanları dahilinde imal edilmesi halinde ithal edilme durumuna kıyasla, maliyetin en kaba hesaplarla yarı yarıya düştüğü görülmüştür.

1.2 Amaç

Bu tez çalışmasının amaçları aşağıda sıralanmıştır:

- Yapılacak literatür çalışmaları ile mekanik sac şekillendirme preslerini daha yakından tanıyarak bunların tasarımında dikkat edilen hususları ve bu alanda en son yapılan gelişmeleri incelemek,
- Eksantrik bir sac şekillendirme presini sistematik konstrüksiyon adımlarını kullanarak tasarlamak,
- Pres gövdesi tasarımında bilgisayarlı sonlu elemanlar yöntemini bir örnek model üzerinde uygulamak.

1.3 Tezin İçeriği

Bu tez çalışmasının içeriği kısaca mekanik sac şekillendirme preslerinin tasarımı ve çalışma prensipleri ile ilgili literatür araştırması, sistematik konstrüksiyon adımları ve bunların pres tasarımında uygulanması ile bilgisayarlı sonlu elemanlar yönteminin pres tasarımında kullanımı olarak özetlenebilir.

Bölüm 2’de pres tasarımının temelleri açıklanmıştır. Pres tiplerinden bahsedilmiş, pres çerçevesi ve koç gibi presin ana gövdesini oluşturan elemanlar tanıtılmıştır. Pres tasarımında kullanılan tahrik sistemleri anlatılmıştır. Volan, fren ve kavrama ile dişliler gibi mekanizmayı oluşturan bileşenler hakkında bilgi verilmiştir. Koç ve strok ayarının nasıl yapıldığı açıklanmıştır. Son olarak pres tasarımında pnömatik ve hidrolik sistemlerin kullanımı ve yağlama sistemleri hakkında kısa açıklamalar yapılmıştır.

Bölüm 3’te sistematik konstrüksiyon adımları anlatılmış bu adımlar ışığında 500 tonluk eksantrik bir presin tasarımı adım adım anlatılmıştır.

Bölüm 4’te ise sonlu elemanlar yönteminin pres tasarımında kullanımı anlatılmıştır. Bu kapsamda önce sonlu elemanlar yönteminin önemi hakkında kısa bir açıklama yapılmış ve bu çalışmada analiz için kullanılan ANSYS programı kısaca tanıtılmıştır. Daha sonra analizin amaçları ve yaklaşım belirlenmiş, cıvata flanş bağlantılarında kullanılan ön gerilme teorisi açıklanarak pres çerçevesi ve gerdirme çubuğu

başlantısında üç ayrı yöntemle simulasyonlar gerçekleştirilmiştir. Son olarak analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

Bölüm 5’te tüm tez çalışması boyunca elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş, bu çalışmada çeşitli nedenlerden dolayı yapılamamış ancak bundan sonra bu alanda yapılacak çalışmalar için öneriler sunulmuştur.

2 PRES TASARIMININ TEMELLERİ

2.1 Pres Tipleri ve Konstrüksiyonu

Bir presin fonksiyonu, bir veya daha fazla kuvveti veya hareketi, bir iş parçasını kesme veya form verme amacıyla bir takım veya kalıba iletmeektir. Pres tasarımı kullanılan imal usulünün özel bilgisini gerektirir. İstenilen uygulamaya bağılı olarak, pres ya özel bir işlemleri veya tamamen genel amaçlı bir kullanımı gerçekleştirme için tasarlanır.

Bir özel imalat hattında, ekonomik açıdan bakıldığında, parçanın nitelikleri istenen kaliteyi sağlamanın yanında en önemli meseledir. Maksimum derin çekme hızı gibi malzeme ile ilişkili etkiler, iş parçasının taşımaya uygunluğu gibi iş parçası ile ilgili etkiler ile işlemin ergonomikliği ve iş güvenliği gibi hallerin hepsi düşünölmelidir.

Aksine, bir genel imalat hattının amacı esnekliği sağlamak ve geniş bir parça spektrumuna sahip daha büyük bir kalıp çeşitliliğine imkan tanımadır.

Kalıp değıştirme, bakım ve deneme gibi işlemler için gerekli zamanları minimuma indirmek ve verimsizliği azaltmak amacıyla mümkün olan maksimum çalışma süresinin sağlanması bir presin tasarımında belirleyici bir faktördür. Üstelik bütün preslerden mümkün olan en uzun takım ve kalıp ömrünü temin etmesi beklenir. Bu yüzden koçun yataklama hassasiyeti önem kazanır.

Kullanılan imalat tekniğine göre, presler aşağıdaki alt kategorilere ayrılır :

- Saç metal şekillendirme presleri
- Kesme presleri
- Dövme presleri
- Ekstrüzyon presleri
- Yüksek basınçla form verme presleri
- Apkant presler ve giyotinler

2.1.1 Pres Çerçevesi

Pres çerçevesinin fonksiyonu, kuvvetleri sönümlemek, hassas bir koç yataklaması sağlamak, tahrik sistemini ve diğer yardımcı üniteleri desteklemektir. Çerçevenin yapısal tasarımı aşağıdakilere bağlıdır :

- Presleme kuvveti (gerekli rijitliği belirler),
- Çalışma alanının büyüklüğünü etkileyen kalıp boyutları,
- Pres çerçevesinin şeklini belirleyen iş alanına yaklaşılabirlik,
- Yataklama hassasiyetinin derecesi (Bu hem çerçevenin şeklini hem de rijitliğini etkiler).

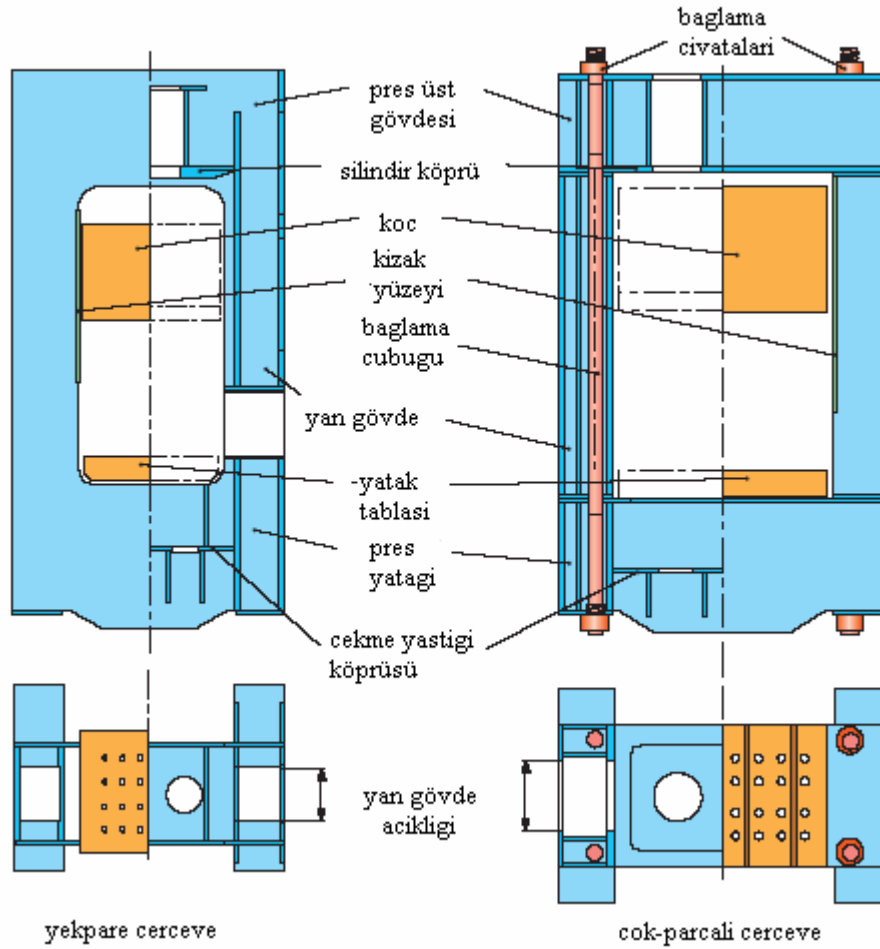
250 tona kadar düşük presleme kuvvetine sahip presler, daha çok C-tipi pres şeklinde tasarlanır (Şekil 2.1). Bu konstrüksiyon özellikle çalışma alanına kolay erişilebilmesiyle karakterize edilir. Özellikle kesme uygulamalarında, kalıp ömrünün ve parça hassasiyetinin azalmasına yol açan, çerçevenin asimetric sapması, bu tip preslerin en önemli dezavantajıdır.



Şekil 2.1 250 tonluk dairesel kesitli parçalar için kesme presi

400 tonun üzerindeki nominal presleme kuvvetlerine sahip presler ise düz kenarlı presler (Şekil 2.2) olarak bilinir. Bu pres tipinde alt ve üst gövde ile iki yan gövde çerçeveyi oluşturur. Uygulama alanı, progresif veya transfer kalıpları kullanılarak

üretileen küçük parçalardan, çeşitli parça boyutları için tasarlanan tekil kalıplara kadar geniş bir aralığa sahiptir. Progresif takımlar kullanıldığında parçalar, saç şeritle kendiliğinden taşınır. Tersine, tekil kalıplar kullanıldığında ise prese ek bir kavrama tertibatı entegre edilir. Bir transfer sistemi kullanılarak, otomasyon yapıldığında bu tip hatlar transfer presleri olarak bilinir.

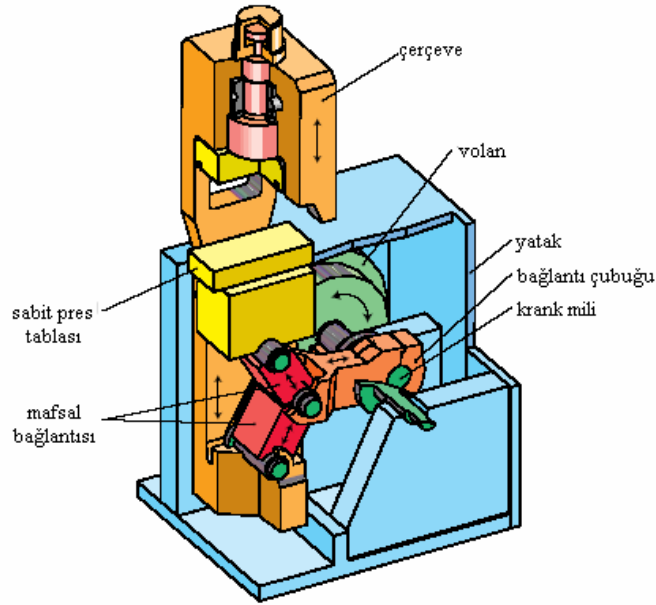


Şekil 2.2 Düz kenarlı bir pres çerçevesinin tasarımı

Alt gövdenin üzerinde alt kalıbı tutmak ve merkezleme için kullanılan bir tabla (*bolster plate*) vardır (Şekil 2.2). Basit sökümeye izin vermek, T-kanallarını değiştirmek ve yeni pres ihtiyaçlarına imkan tanımak için bu tabla ve koç yerine cıvata kullanılarak bağlanır.

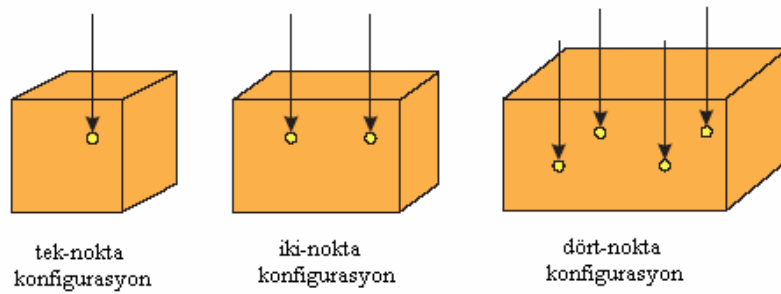
2.1.2 Koç Hareketi

Pres çerçevesi, pres üzerine etkiyen tüm kuvvetleri sönümler ve üst kalıpla birlikte koca yataklık eder. Pres üst gövdesindeki bir tahrik sistemiyle düşey yönde hareket ettirilen koç, kalıba, form verme veya kesme kuvveti iletir. Bu tip üstten tahrikli preslerin yanında, tahrik sistemi alt gövdeye yerleştirilmiş preslerde mevcuttur. Bu tip alttan tahrikli pres, özellikle madeni para basma işlemi için kullanılır (Şekil 2.3).



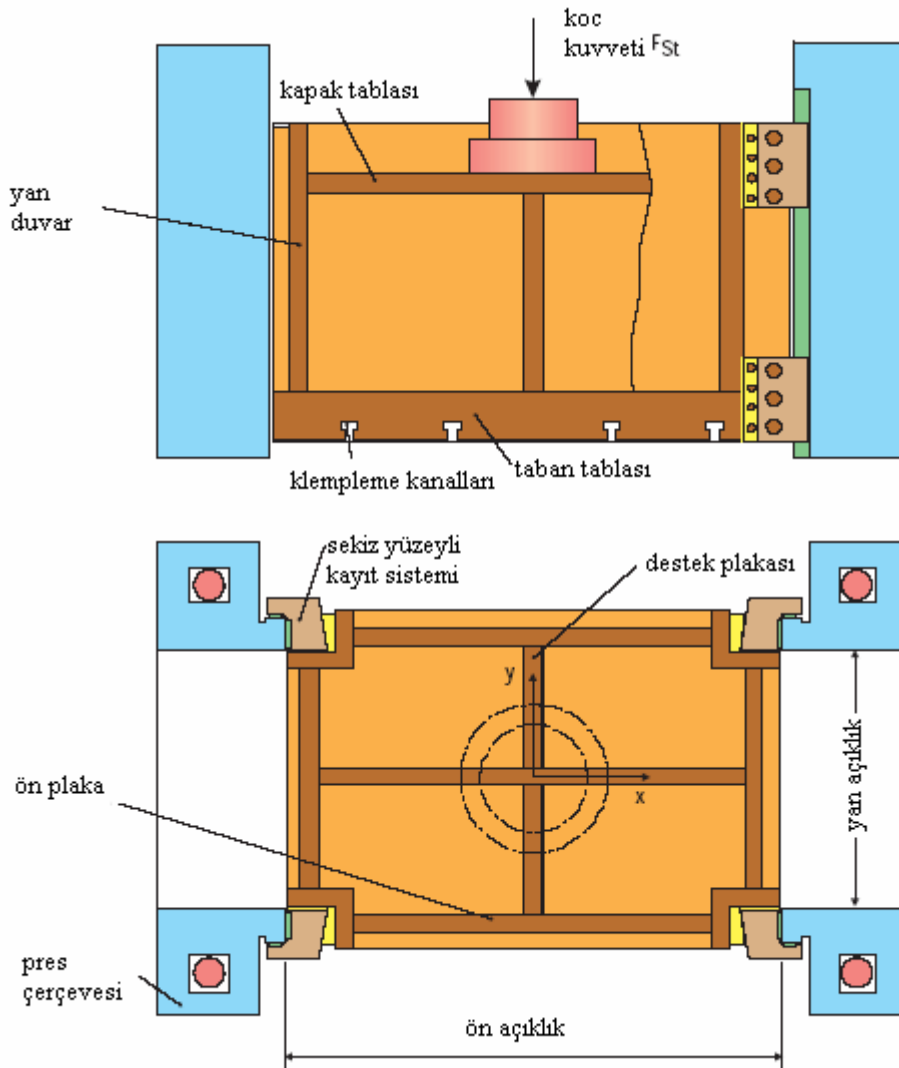
Şekil 2.3 Altan tahrikli mafsallı bağlantılı pres

Mekanik preslerde, kuvvet koça biyel kollarıyla (Şekil 2.11) iletir. Hidrolik preslerde bu transfer, hidrolik silindirin pistonlarıyla sağlanır. Kuvvet iletim elemanlarının sayısına bağlı olarak bir, iki veya dört biyel kollu koç konfigürasyonları mevcuttur. (Şekil 2.4) Koça kalıp tarafından eksantrik bir kuvvet uygulandığında çok noktalı konfigürasyon eğme momentine karşı daha iyidir.



Şekil 2.4 Bir, iki ve üç noktalı preslerde koça etki eden biyel kolu kuvvetleri

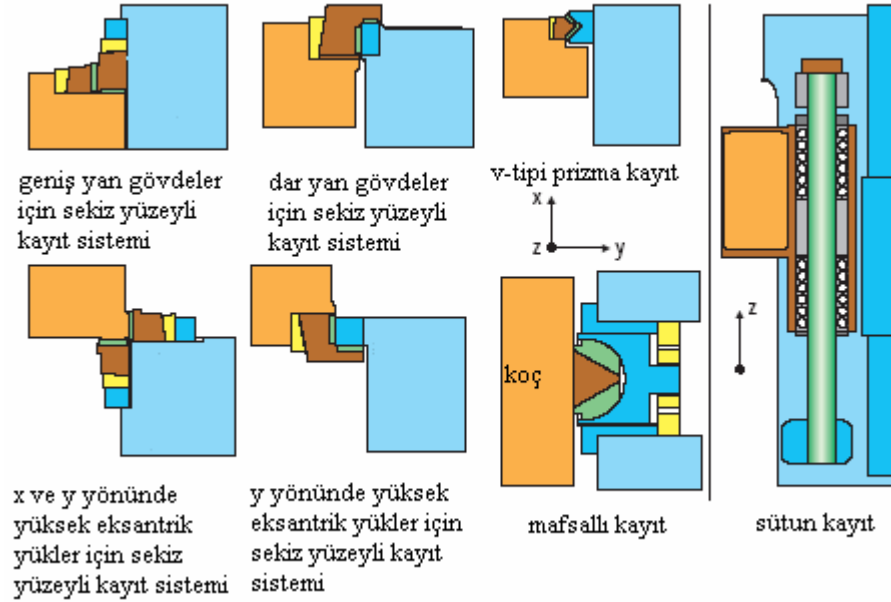
Genellikle kaynaklı bir kutu şeklindeki koç, pres çerçevesinde yataklanır (Şekil 2.5). Eksantrik yükleme durumunda koç, destek kuvvetleri sağlar. Şekil 2.6 da en çok kullanılan kayıt tipleri görülmektedir. Kararlı bir koç-kayıt sistemine sahip çok noktalı bir pres, koçun minimum eğilmesiyle sonuçlanan uzun bir kalıp ömrü ve iyi bir parça kalitesi sağlamak için en iyi şartları sunar. İki veya dört biyel kollu geniş ölçekli presler için, kayıtlar uzun yataklama boyutlarına ve çerçevenin büyük, dikey uzamasına sahiptirler. Bu yeniden ayarlanabilme özelliği gerektirir. Kayıt toleransı 0.1 mm' yi aşmamalıdır [1].



Şekil 2.5 Hidrolik bir preste koç tasarımı

Standart derin çekme presleri, kolaylıkla ayarlanabilir ve değiştirilebilir 45 derecelik bronz kayıtlarla donatılır. Kesme ve transfer preslerinde sekiz yüzeyli kayıt sistemi ve değiştirilebilir bronz kayıtlar modernidir. Güvenilir bir merkezi yağlama sistemi,

optimum yataklamayı sağlamak için esastır. Bronz kayıtlar yerine plastik kayıtlar da kullanılır.



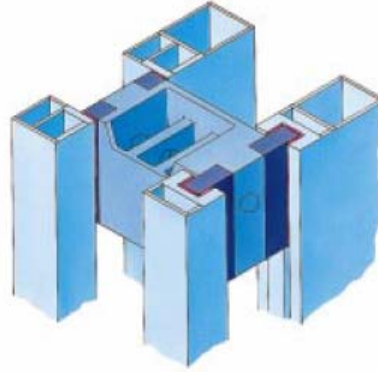
Şekil 2.6 Çeşitli kayıt tipleri

Günümüzde, üniversal presler çoğunlukla rulmanlarla kayıtlanırlar (Şekil 2.7). Bu kayıtlama sistemi, rulmanlar içine yerleştirilmiş yuvarlanma elemanlarıyla kayıt toleransından bağımsız olarak ön-gerilmeli tasarlanmıştır. Yuvarlanma elemanları yan gövde üzerindeki serleştirilmiş kayıt raylarında yağ veya gresten bağımsız olarak yağlanırlar.



Şekil 2.7 Rulmanlı kayıt sistemi

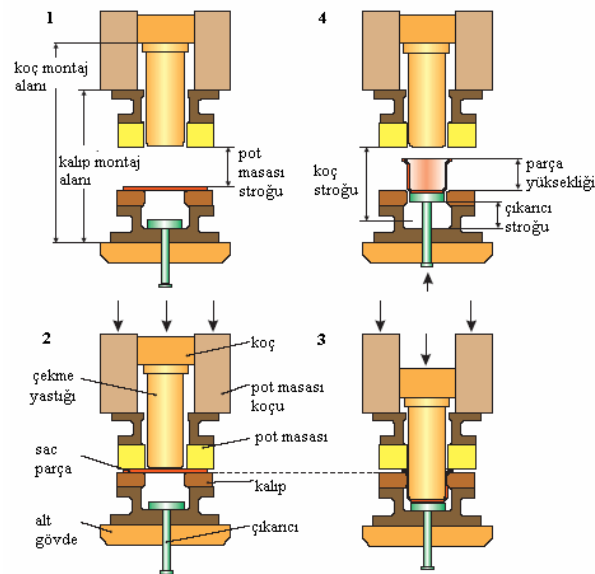
Kayıtlama oranı, kayıt boyunun koç boyuna oranı, geniş ölçekli preslerde bir yükseklik sınırlamasıyla 1:3 e düşürülebilir. Eksantrik pres kuvvetleri, bu durumda kayıtlarla kısmen sönümlenirler. Sıcak şekil verme uygulamaları için, sıcaklık yüzünden koçun genleşmesi, kayıt seçiminde mutlaka dikkate alınmalıdır. Böyle bir durumda artık gerilmeler yaratmaksızın koçun tek yönde genleşmesine izin veren kayıtlama sistemleri kullanılır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 Sıcak şekil verme uygulamaları için koç-kayıtlama sistemi

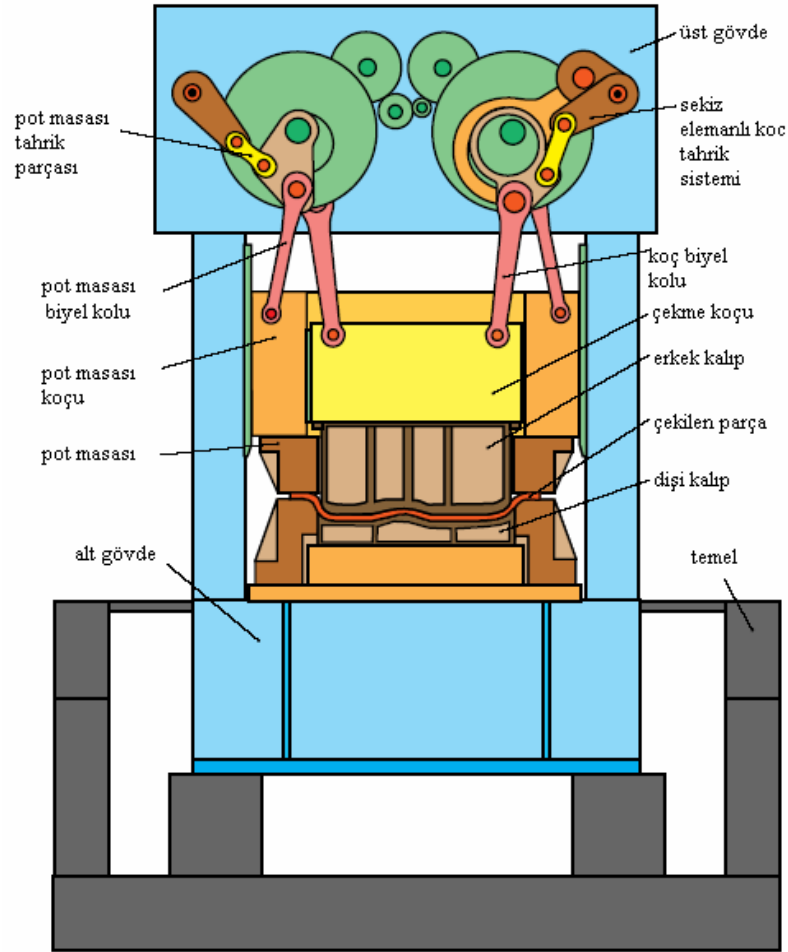
2.1.3 Derin çekme presleri için tahrik sistemleri

Tek ve çift etkili presler, sac şekil verme için kullanılırlar. Çift etkili pres, çekme koçunun yanında ayrı bir pot masası koçuna da sahiptir (Şekil 2.9 ve Şekil 2.10). Her iki koç ta yukarıdan tahrik edilir.



Şekil 2.9 Çift etkili üstten tahrikli bir presin çalışma prensibi

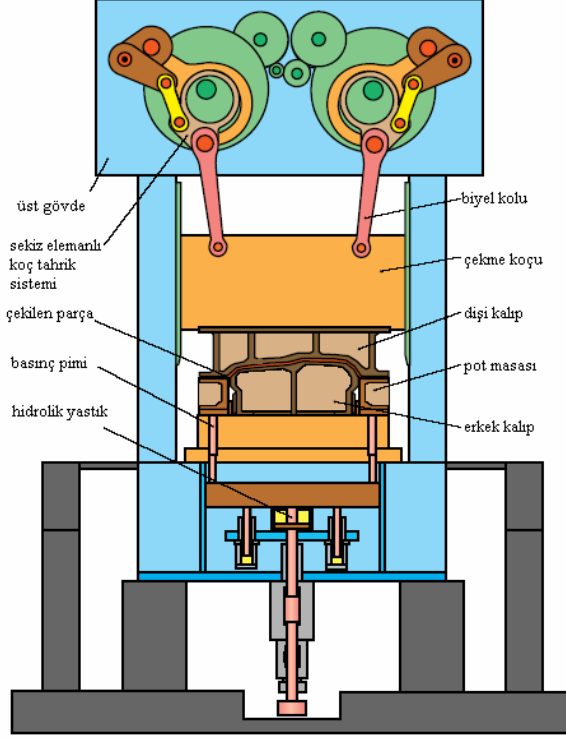
Form verme işleminden sonra, bir sonraki kesme ve form verme işlemi için parça aşağıdan yukarı döndürülmelidir. Bu, çift etkili preslerde yüksek maliyetli döndürme aygıtları gerektirir. Bir parçayı ters yönde şekillendirmenin avantajları vardır. Bu durumda parça çıkarıcı, bir koç yastığı vasıtasıyla daha basit olur. Bir çekme yastığı veya azot silindirleri ile çalışmak bir başka alternatiftir. Üstelik alt kalıp ile parçalar kendi iç şekillerinin yardımıyla konumlandırıldığından, bir sonraki istasyon için merkezleme de önceden gerçekleştirilmiş olur. Hassas yüzeyli parçalar, örneğin otomobil gövde panelleri ile çalışıldığında, parça prese yerleştirilirken ve kalıpta merkezlenirken hasar olasılığı yüksektir. Eğer parça önceden döndürülmüşse, sonraki istasyonda kesme bıçağını alt seviyeye kurmak ta mümkündür.



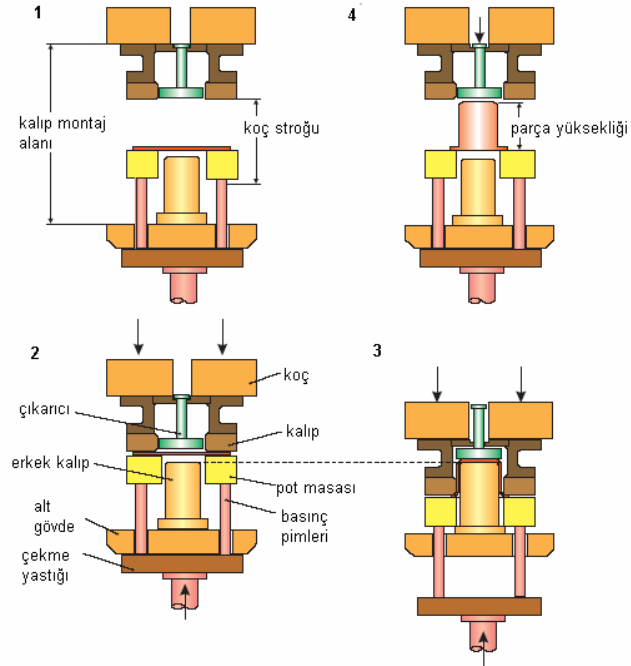
Şekil 2.10: Çift etkili mekanik pres

Tek etkili çekme preslerinde, çift etkilinin tersine, pot masası kuvveti bir çekme yastığı ile alttan iletilir (Şekil 2.11 ve Şekil 2.12). Koç, çekme yastığını aşağı ittiğinden, form verme ve pot kuvvetlerinin her ikisi de koç tarafından uygulanır.

Çekme işleminden sonra parça döndürülmeksizin bir sonraki istasyon için kolaylıkla konumlandırılabilir. Mümkün olduğunca büyük bir esneklik elde etmek için, çift etkili presler bir çekme yastığıyla beraber tasarlanabilir.



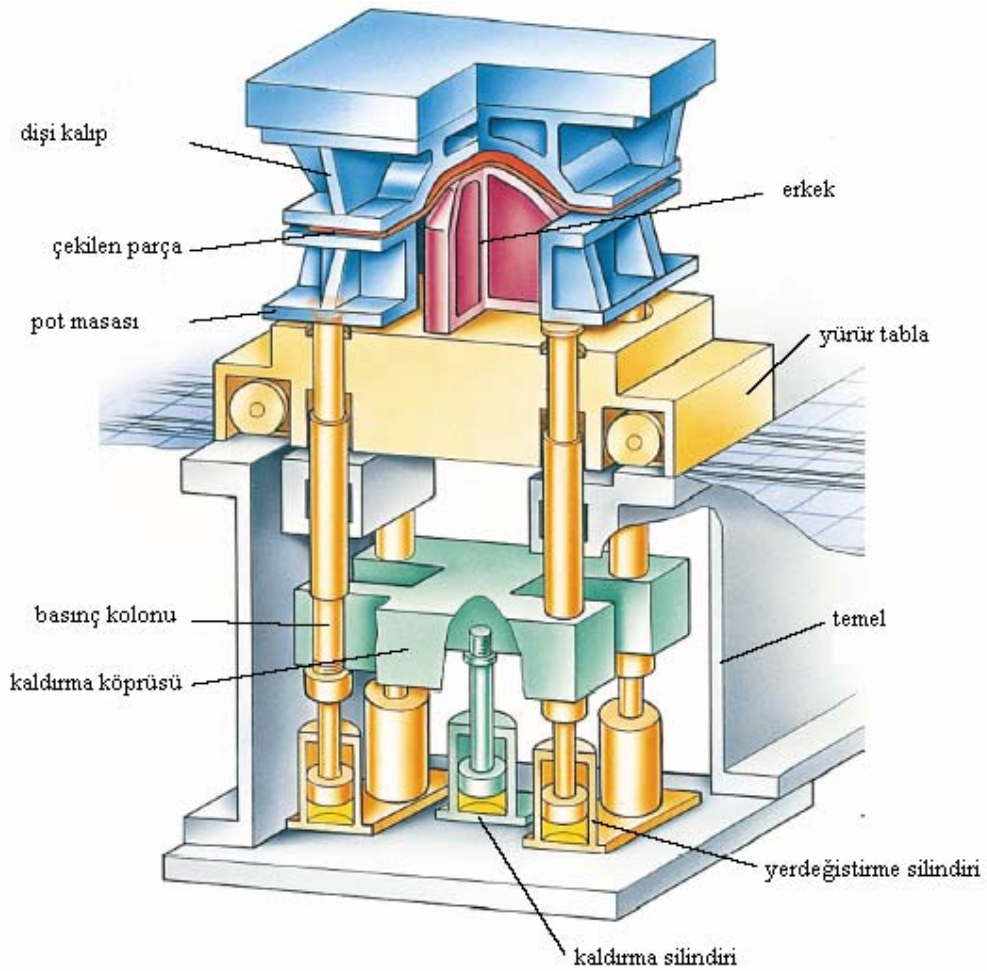
Şekil 2.11 Çekme yastıklı tek-etkili mekanik pres



Şekil 2.12 Çekme yastıklı tek-etkili presin çalışma prensibi

2.1.4 Çekme yastıkları

Çekme yastığının fonksiyonu, mekanik ve hidrolik preslerde derin çekme işlemi esnasında parçayı tutmaktır. Yastık böylece kırışıklık oluşumunu önler ve koçun geri dönüşü esnasında çıkarıcı ile parçayı taşıma seviyesine çıkarır. Modern çekme yastıkları ya pnömatik yada hidrolik ile hareket ettirilir. İkisi arasında en büyük fark, hidrolik çekme yastık kuvvetinin daha fazla olmasıdır. Yastık kuvveti, koçun aşağı hareketi sırasında pot masasının köşelerine basan basınç kolonları ve kaldırma köprüsünün altındaki hidrolik silindirler ile başlatılır (Şekil 2.13).

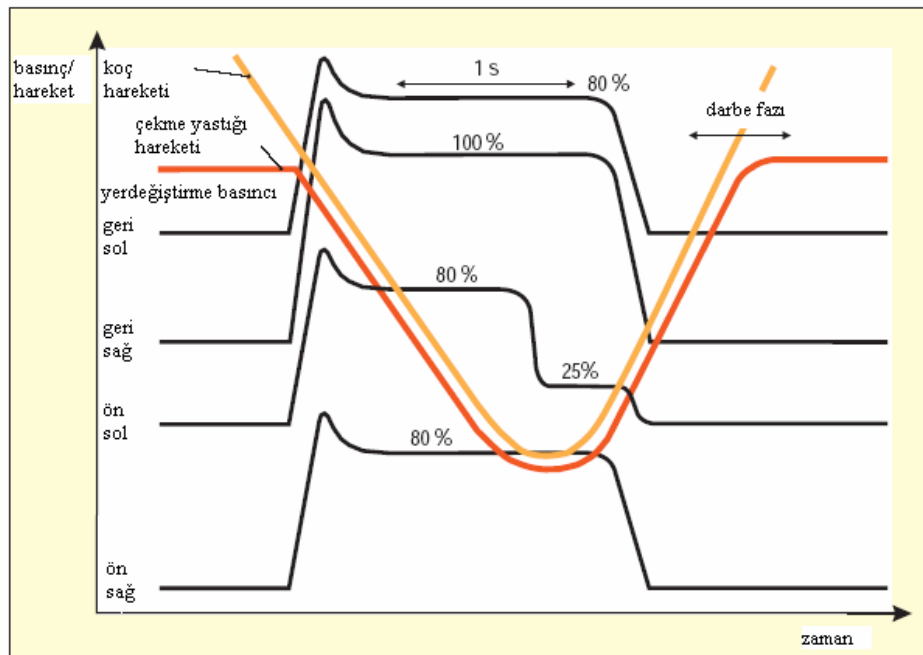


Şekil 2.13 Bir hidrolik çekme yastığının tasarımı

Koç alt ölü noktaya ulaştığında çekme yastığı, üst noktaya ya kontrolsüz, koçun geri dönüşüyle eş zamanlı, veya kontrollü, kaldırma köprüsünün merkezine etkiyen kaldırma silindiri ile belirli bir duraksama periyodundan sonra, olarak geri

döndürülür. Darbe sönümleme, oransal valf teknolojisiyle çekme yastığının üst noktaya titreşimsiz ulaşmasını sağlayarak elde edilir.

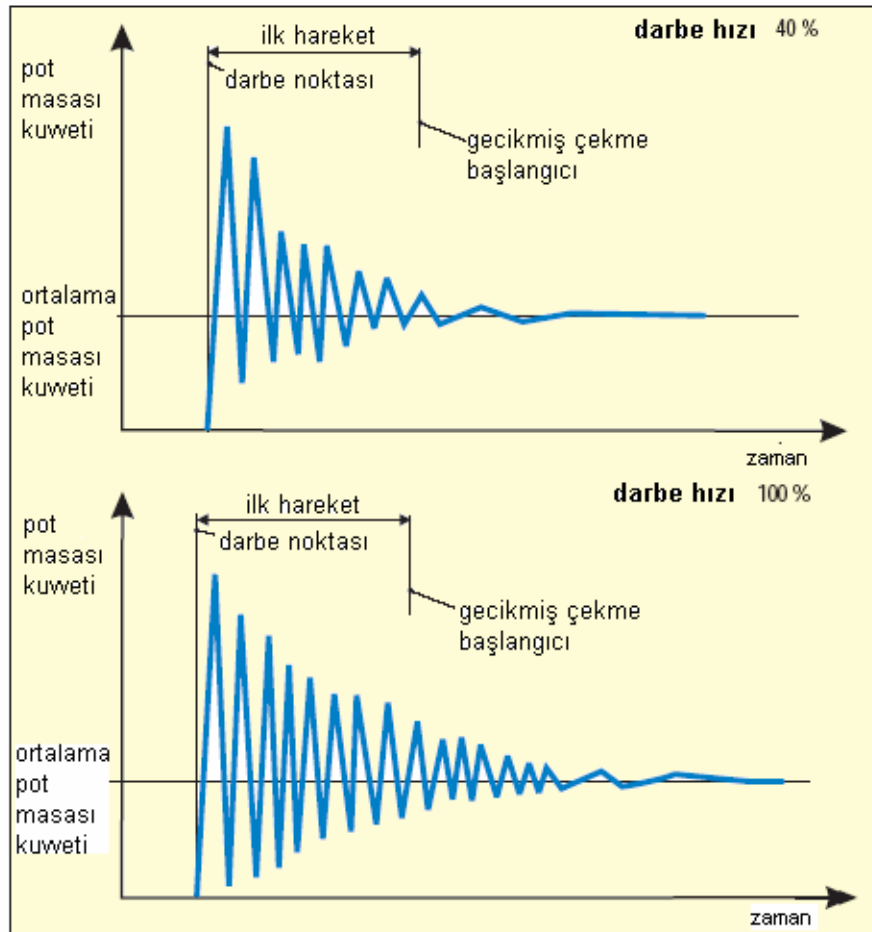
Çekme yastığı kuvveti, çekme işlemi sırasında zamana ve yörüngeye bağlı olarak kontrol edilebilir. Sadece pot kuvvetini azaltmak veya artırmak değil, aynı zamanda hidrolik silindirlerin basınç seviyelerini birbirinden bağımsız olarak değiştirmekte mümkündür. Sonuç olarak pot basıncı, kalıbın dört köşesinde bütün çekme işlemi boyunca kontrol edilebilir. Pot masasının kontrolü, belirli bir kuvvet zaman profilini takip eder (Şekil 2.14).



Şekil 2.14 Bir hidrolik çekme yastığında pot kuvvetinin ilerlemesi [1]

Bu da, kalıpçı ve makine operatörüne çekme işleminin optimizasyonu ve kalıp yükleme zamanının azaltılması için imkan sağlar. Örneğin, form verme işlemi, pot kuvveti kısaca kaldırılarak başlatılır veya malzeme akışı, pot masasının belirli alanlarında basınç azaltılarak kolaylaştırılabilir. Parça kalitesini geliştirmek, kalıp ömrünü artırmak ve gürültüyü azaltmak için, çekme yastığına ön-hız verilebilir. Bu, koç parça ile temas etmeden önce, çekme yastığının harekette olduğu anlamına gelir. Bu, kontrolsüz bir çekme yastığı ile karşılaştırıldığında, koç ile pot masası arasındaki izafi hızı düşürür. Düşürülen pot masası darbesi ile parça kalitesi bozulmadan pres strok sayısı artırılabilir. Ayrıca gürültü seviyesi 8 dB e kadar düşürülebilir.

Hidrolik çekme yastığının önemli bir özelliği, pnömatik çekme yastığının tersine, pot kuvveti koçun darbesiyle anında tam olarak oluşmaz. Ancak silindirlerdeki yağ seviyesinin değişmesi ve piston hareketinin başlamasıyla oluşur. Bu, şekil 2.15 de gösterildiği gibi, çoğunlukla koç darbesiyle oluşan titreşimlerden kaçınılmasına imkan verir. Titreşim ve gürültünün negatif etkisi önlenmiş olur. Bu olay, yüksek strok hızlarıyla büyük sac parçalar üretildiğinde özellikle önemlidir. Pnömatik çekme yastığının izafi olarak büyük bir ilk hareketi ile %40 lık bir koç darbe hızında, çekme işlemini etkileyen titreşimden büyük ölçüde sakınmak mümkündür (Şekil 2.15, üst). Ancak yüksek darbe hızlarında sabit bir pot masası kuvveti elde etmek son derece zordur (Şekil 2.15, alt). Bu nedenle hidrolik çekme yastığı çok daha uygundur. Basınç, piston hareketinin başlamasına kadar oluşmayacağı için, maksimum darbe hızlarında bile pot kuvveti sadece küçük pikler gösterecek ve hızlıca kaybolacaktır.



Şekil 2.15 Bir pnömatik çekme yastığının pot masası kuvvetinin darbe hızına bağlı olarak ilerlemesi [1]

2.2 Mekanik presler

2.2.1 Karakteristik datanın belirlenmesi

Aşağıdaki paragraflarda mekanik preslerin kuvvet, iş ve gücüyle ilgili temel ilkelerden söz edilecektir. 75 kg lık bir ağırlık bir krene iple asılırsa, ipe yaklaşık 750 N luk bir kuvvet etkir. Kuvvet arttırılmadığı müddetçe iş kuvvet ile yolun çarpımı olduğundan hiçbir iş elde edilmez.

$$W = F \times h$$

Şimdi bu ağırlık 1 m yukarı çekilirse yapılan iş:

$$W = 750 \text{ N} \times 1 \text{ m} = 750 \text{ Nm.}$$

Aynı iş 1m aşağı bırakıldığında da elde edilir. Ancak sonuçta kuvvetin şiddeti işi oluşturan mesafeye bağlıdır.

$$F = W / h$$

Bir ağırlığı 1 m yukarı kaldırmak için 750 Nm lik bir kuvvet harcanırsa, 1 m aşağı indirmek için de aynı kuvvet harcanacaktır. Farklı bir durum, ağırlık, mesafenin yarısını serbest düşüşle aldığıda ortaya çıkar ve 750 Nm lik iş mesafenin son yarım metresinde harcanır. Kuvvet:

$$F = 750 \text{ Nm} / 0.5 \text{ m} = 1500 \text{ N}$$

İş mesafenin sadece yarısında harcandığından, kuvvet iki katına çıktı. İş mesafenin onda birinde yapıldığıdaysa, kuvvet on katına çıkar.

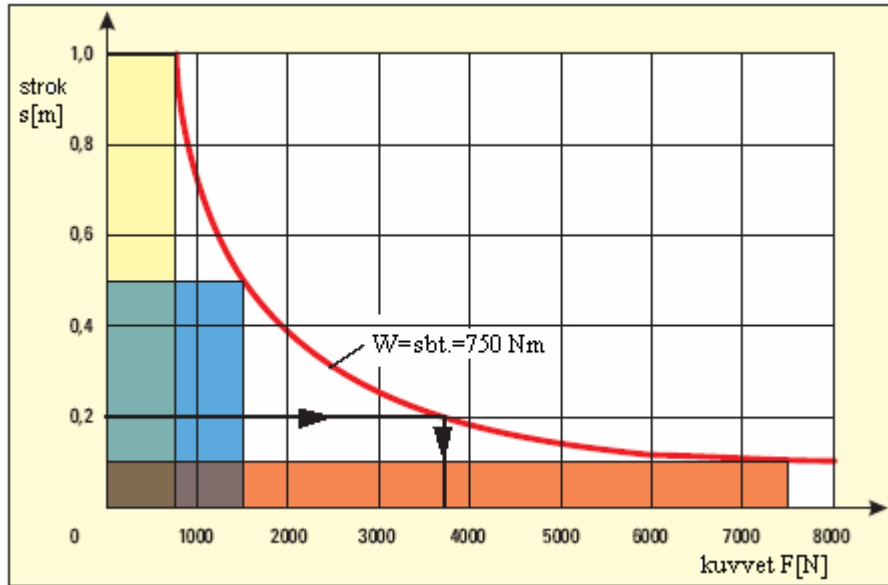
$$F = 750 \text{ Nm} / 0.1 \text{ m} = 7500 \text{ N}$$

Şekil 2.16 da her üç durum için kuvvet-mesafe diyagramı verilmiştir. Sonuçlar, kuvvet mesafe çarpının oluşturduğu üç dikdörtgen alanıdır. Bir eğri, 750 Nm lik işi sağlamak şartıyla, dikdörtgenlerin köşelerinden geçirilirse, uygulanan kuvvetin şiddetini doğrudan okumak mümkündür. Örneğin, 0.2 m lik bir form verme mesafesi için 3750 N luk bir kuvvet uygulanır (Şekil 2.16).

Özetle:

- Kuvvet ve iş sadece üçüncü bir değişkenle, örneğin mesafe, birbirine bağlı olabilen iki terimdir,
- Bir kuvvet belirli bir mesafede uygulandığında iş elde edilir,
- Belirli bir miktarda iş yapıldığında, gerekli kuvvetin şiddetini mesafe belirler.

Burada ağırlık örneği ile tanımlanan ilişkiler, genellikle pres konstrüksiyonunda uygulanır. Bir dövme presinde dövme çekicinin belirli bir ağırlığı vardır ve belirli bir potansiyel enerji kazandırmak için yukarı kaldırılır. Depoladığı enerjiyi kalıba iletmek için darbe anındaki kuvvetin şiddeti, deformasyonu oluşturan yer-değiştirme miktarına bağlıdır. Yer-değiştirme çok küçük ise bu kuvvet çok büyük olabilir, hatta prese zarar verebilir. Diğer taraftan, deformasyonu oluşturan yer-değiştirmelerin büyük olduğu durumlarda potansiyel enerji yetersiz olabilir ve dövme işleminin tekrarlanması gerekebilir.



Şekil 2.16 Sabit bir iş için kuvvet-strok arasındaki ilişkiyi gösteren kuvvet-strok diyagramı

Burada dövme örneğinde anlatılan bu ilkeler, mekanik preslere de uygulanır. Bu kez enerji, kaldırılan ağırlığın yerine, volanın dönen kütlelerinde depolanır. Ancak, çekişte depolanan tüm enerji harcandığı halde, volandaki enerji sadece bir strok sırasındaki kısmi enerjidir. Böylece volanı tahrik eden elektrik motoru aşırı yüklenmez ve büyük güç kapasitesine sahip olması gerekmez. Sürekli çalışma da, %15-20 lik bir volan

yavaşlaması, müsaade edilir en büyük hız düşüştür. Ancak bu, pres bileşenlerine etkiyen kuvvet ve gerilmeler üzerinde gözlenmez.

Bu olay aşağıdaki örnekle daha iyi açıklanabilir (Şekil 2.17). Pres parametreleri:

- Pres kuvveti: $F_{NO}=1000$ kN, alt ölü noktadan(AÖN) 30° önce
- Sürekli çalışmada strok başına kullanılabilir enerji: $W_N=5600$ Nm
- Sürekli strok hızı: $n=55/\text{dak}$

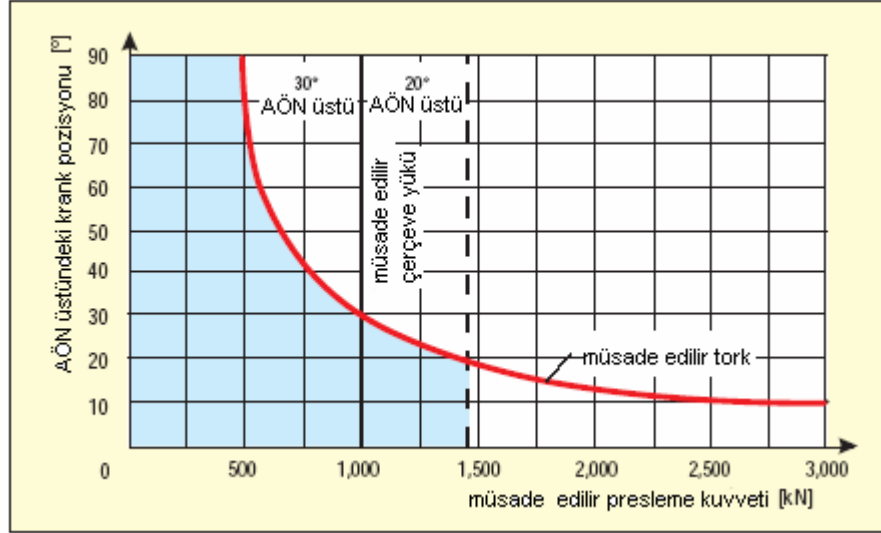
Sürekli çalışmada, %20 lik bir yavaşlama varsayılarak, kullanılabilir enerjinin, volanda mevcut toplam enerjinin %36 sı olduğu bulunur. Buna göre volanda depolanan enerji

$$W=W_N/0.36=5600 \text{ Nm}/0.36=15600 \text{ Nm dir.}$$

Bir mekanik preste verilen nominal yük F_{NO} ; krank mili, biyel kolu ve koç gibi hareketli elemanlar ile çerçevenin dayanım hesaplarına bağlıdır. Nominal yük, preste müsaade edilir maksimum kuvvettir. Bu sınır, maksimum gerilme seviyesi ile belirlenir. Bir çok durumda, çerçevedeki gerilme, mümkün olan maksimum rijitliği elde etmek için düşük tutulur. Tahrik mili, kavrama gibi güç ileten bileşenler, nominal pres kuvvetine uyan torklar ile alt ölü noktadan 30° önceki noktaya göre tasarlanırlar. Nominal yükte bu noktaya göre belirlenir. Bu yüzden AÖN dan önceki 90° ila 30° arasındaki noktalarda, hareketli parçaların aşırı yüklenmesini önlemek için, bunlar daha küçük gerilmelere maruz bırakılmalıdırlar. Kuvvet-krank açısı eğrisi, Şekil 2.17, AÖN ile AÖN dan 30° önceki noktalar arasında 1000 kN luk bir nominal yüke maruz bırakılan, örnekteki presi göstermektedir. AÖN dan 90° önceki noktada, sadece $F_{NO}/2=500$ kN luk bir koç yüküne müsaade edilir.

Burada belirtilen parametrelere sahip bir pres, $F=1000$ kN luk sabit bir kuvvetin $h=5.6$ mm lik bir strok boyunca uygulandığı bir işlemde kullanılırsa, form verme sırasında kullanılan enerji:

$$W = F.h = 1000 \text{ kN}.5,6 \text{ mm} = 5600 \text{ Nm dir.}$$



Şekil 2.17 Eksantrik bir presin krank açısına bağlı müsaade edilebilir presleme kuvveti

Burada pres, kuvvet ve enerjisinin üst sınırına kadar kullanılıyor. Eğer aynı kuvvet, sadece $h=3$ mm lik bir strok boyunca uygulansaydı, harcanan enerji miktarı:

$$W = F \cdot h = 1000 \text{ kN} \cdot 3 \text{ mm} = 3000 \text{ Nm olacaktır.}$$

Mevcut enerjinin tümü kullanılmadığı halde, pres kuvvetinin tamamı kullanıldı. 5600 Nm lik volan enerjisinin $h=3$ mm lik bir strok boyunca uygulanması ise hiç istenmeyen bir durumdur. Bu durumda efektif koç kuvveti:

$$F = W_N / h = 5600 \text{ Nm} / 3 \text{ mm} = 1867 \text{ kN olacaktır.}$$

Müsaade edilen maksimum pres kuvveti sadece 1000 kN olduğundan, bu durumda pres ciddi oranda aşırı yüklemeye maruz kalır. Volan yavaşlaması hala normal sınırlar içinde olmasına ve aşırı yüklenmeye dair bir işaret göstermemesine rağmen, pres kuvvetine maruz pres çerçevesi, koç, biyel kolları v.b. tüm elemanlar hasarlanabilir. Form verme işlemi küçük stroklarda büyük kuvvetler kullanılarak yapıldığında, örneğin kesme ve madeni para basma işlemi, ciddi bir aşırı yükleme ile çok sık karşılaşılır. Böyle bir aşırı yüklemenin tespit edilememesi ise büyük bir tehlikedir. Bu nedenle, presi korumak için aşırı yükleme emniyet aygıtları mutlaka kullanılmalıdır.

Aşırı yüklemenin bir başka formu, volandan çok fazla enerji çekildiğinde ortaya çıkar. Böyle bir aşırı yükleme, son derece yüksek pres kuvvetlerinde deformasyon

esnasındaki yer-değiştirmenin çok küçük olduğu durumlarda ortaya çıkar. Ancak enerji büyük bir strok boyunca uygulanırsa, bu tip bir aşırı yüklenme çok daha az tehlikelidir. Örneğin yukarıda tanımlanan pres, h=100 mm lik çalışma stroğu sonunda durdurulursa, W=15600 Nm lik bütün volan enerjisi kullanılır. Uygulanan pres kuvveti:

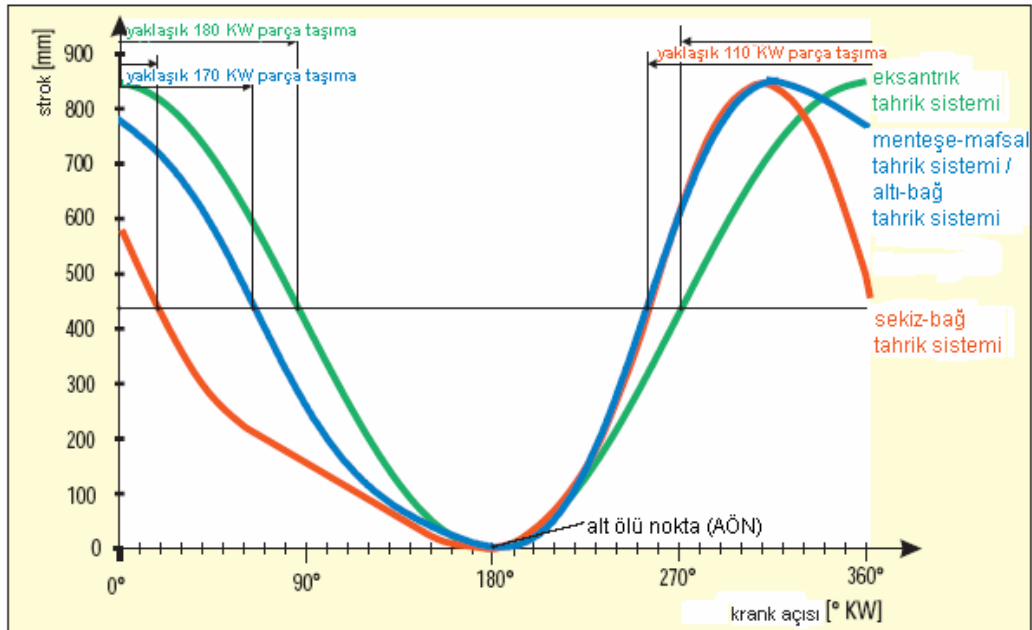
$$F=W/h=15600 \text{ Nm} / 100 \text{ mm} =156 \text{ kN olur.}$$

Volan durdurulduğu halde pres, hiçbir şekilde aşırı yüklenmez. Bu durumda, sadece tahrik motoru, çok büyük bir yavaşlamadan ötürü zorlanır. 1000 kN luk pres kuvveti yeterinden büyük olmasına rağmen, daha büyük volan enerjisine sahip bir pres kullanılması gerekir. Bu tip aşırı yüklemeler, derin çekme, açık ve kapalı ekstrüzyon gibi deformasyonun büyük bir strok boyunca gerçekleştiği hallerde daha sık oluşur.

2.2.2 Tahrik sistemleri

2.2.2.1 Eksantrik veya kranklı tahrik sistemleri

Uzun zamandır eksantrik veya krank tahrik sistemleri, mekanik preslerde kullanılan tek tahrik tipi idi. Bir eksantrik presin sinüzoidal koç yer değiştirmesi Şekil 2.18 de görülmektedir.



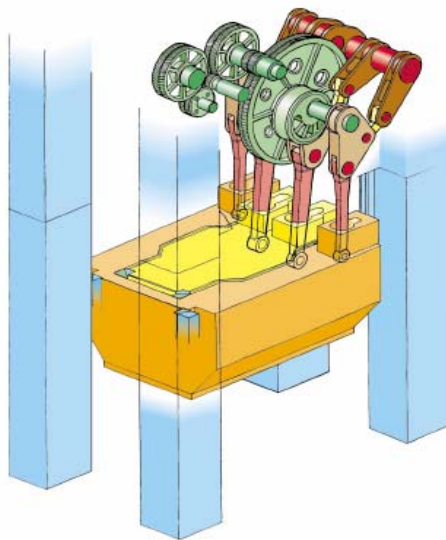
Şekil 2.18 Yerdeğiştirme-zaman diyagramı: Bir eksantrik, bir menteşe-mafsallı ve bir bağ-tahrikli presin koç hareketinin karşılaştırılması

Form verme işlemi esnasında kalıp kapanırken, yüksek darbe hızı ve koç hızının azalması , bu tip preslerin yüksek strok hızlarında derin çekme için kullanımını en sık engelleyen faktörlerdir.

Ancak 500 ton kapasiteye kadarki preslerde, örneğin kesme preslerinde, eksantrik veya kranklı tahrik, hala en verimli tahrik sistemidir. Bu, özellikle, eksantrik tahrik sisteminin parça taşıma ve işlem için gerekli zamanlar arasında iyi bir uyum gösterdiği yerlerde, otomasyon sistemleri kullanıldığında doğrudur. En son çıkan transfer preslerinde bile, çekme istasyonundan sonraki işlem istasyonunda kullanılan eksantrik tahrik sistemleri, sistemi kolaylaştırmak için gerekenlere sahiptir. 1300 mm ye kadarki strok uzunlukları, 3000 mm çapında eksantrik dişliler kullanılarak elde edilir. Eksantrik dişliler, en yüksek kalite standartlarına göre, sünek demirden imal edilirler.

2.2.2.2 Bağ-mekanizmalı tahrik sistemi

Gelişen ekonomik ihtiyaçlarla, daha yüksek strok hızlarına olan ihtiyaç artıyor. Krank veya eksantrik tahrik sistemler kullanıldığında, bu koç hızının artmasını gerektirir. Ancak, derin çekme yapıldığında teknik nedenlerden dolayı,deformasyon sırasında koç hızı 0,4 ila 0,5 m/s' yi aşmamalıdır. Bağ-mekanizmalı tahrik sistemi, bu tip mekanik preslerde tasarlanabilir ve koç hızı, çekme esnasında eksantrik tahrikle kıyaslandığında yarı yarıya veya üçte bir azaltılabilir. (Şekil 2.18)



Şekil 2.19 Çift-etkili bir derin çekme presinde sekiz-bağ mekanizmalı tahrik sistemine sahip koç

Örneğin çift etkili derin çekme presinde koç, özel tasarlanmış bir bağ-mekanizmalı tahrik sistemi kullanılarak hareket ettirilir (Şekil 2.19 ve Şekil 2.10).

Bu kinematik özellik, derin çekme işlemi için ideal şartlar sunar. Koç, çekme işleminin başından itibaren yüksek pres kuvvetlerinin oluşumuna müsaade ederek, parçaya yumuşakça vurur ve parçaya düşük, nerdeyse sabit bir hızda form verir. Üstelik, bu sistem, koç hareketinin çeşitli safhaları arasında yumuşak geçişleri gerçekleştirir. Deformasyon esnasında bağlar, bir pozisyona uzatılır. Böylece kavrama torku, dişli yükü, dişli kütlelerindeki yavaşlama ve hızlanmalar, karşılaştırılabilir bir eksantrik prestekinden % 20 ila %30 daha küçük olur. Örneğin tek-etkili preslerde darbedeki azalma, kalıpların, çekme yastığının ve presin ömrünü arttırır.

Bu, imalatla birçok önemli fayda sağlar: Aynı nominal pres kuvveti ve koç stroğu için, kuvvet-yer değiştirme eğrisi deformasyon esnasında daha dik olduğundan, bağ tahrikli bir pres strok bakımından daha erken yüklenebilir. Bu yüzden bağ-mekanizmalı preste, eksantrik bir prestekinden daha iyi bir kuvvet-yerdeğiştirme eğrisi vardır (Şekil 2.17).

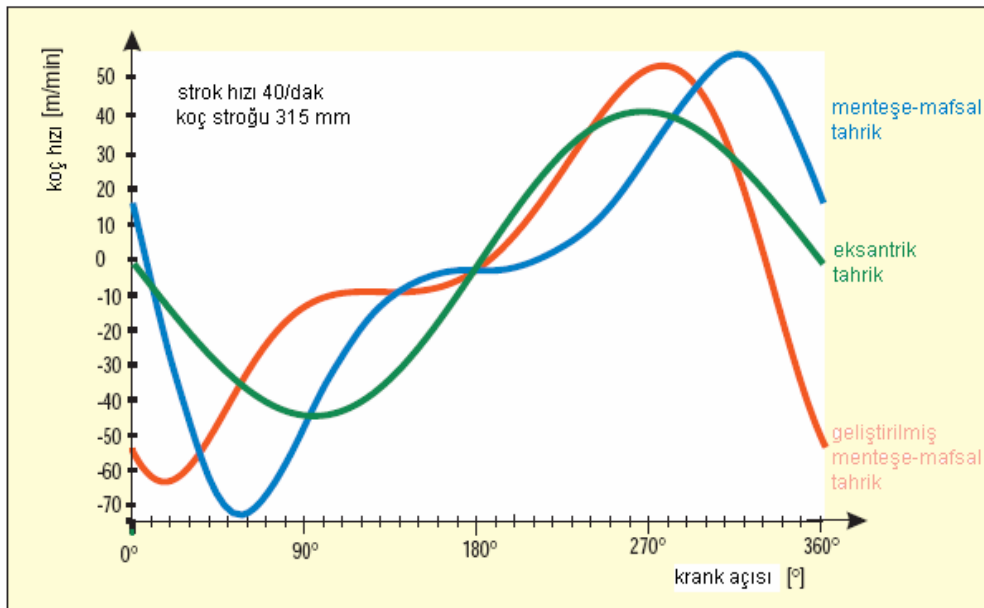
Darbe hızı artmaksızın, strok hızında ve dolayısıyla çıkan parça sayısında fark edilebilir bir artış elde etmek mümkündür. Gelişmiş çekme şartları sayesinde, daha yüksek ürün kalitesi elde edilir, hatta düşük kaliteli bir sac metal bile tatmin edici sonuçlarla kullanılabilir. Ayrıca, bu sistem, hem kalıp ve çekme yastığı hem de kavrama ve fren üzerindeki gerilmeleri azaltır. Üstelik, gürültü, daha düşük bir koç darbe hızının sonucu olarak azalır ve çark dişlileri daha gürültüsüz çalışır.

Geniş panelli transfer preslerinde altı veya sekiz elemanlı bağ-mekanizmalı tahrik sisteminin kullanımı, çoğunlukla, deformasyon şartları, parça iletim hareketi ve pres yapısının bütünüyle belirlenir. Sonuç olarak, üç eksenli transfer sistemli transfer preslerinde, altı elemanlı bir bağ-mekanizmalı tahrik sistemi, optimum pres geometrisi ve imalat maliyetleri arasında mümkün olan en iyi uyumu sağladığından, sıklıkla kullanılır. Transfer preslerinde, kalıbın transfer hareketlerini optimize etmek için ya sekiz elemanlı bir bağ-mekanizmalı tahrik sistemi veya eksantrik ile bağ-mekanizmalı tahriklerin bir kombinasyonu kullanılır.

Bağ-mekanizması elemanları, sünek demirden; pimleri, kontak yüzeyleri sertleştirilmiş çelikten ve rulman burçları, yüksek gerilme direncine sahip demir dışı alaşımlardan imal edilirler. Güvenilir bir yağ dağıtım ve yağlama sistemi, bu rulmanların güvenli bir şekilde çalışmasını garanti eder.

2.2.2.3 Menteşe-mafsal mekanizmalı tahrik sistemi

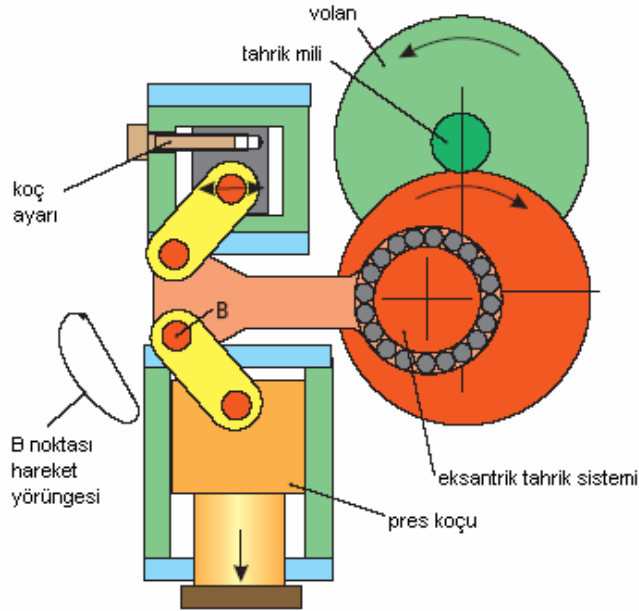
Bu tasarım ilkesi, esasen madeni para basma işinde kullanılır. Menteşe-mafsal mekanizmalı tahrik sistemi, menteşe-mafsalı çalıştıran bir eksantrik veya krank mekanizmasını içerir. Şekil 2.3 alttan tahrikli bir preste kullanılan bu kavramı gösteriyor. Sabitlenmiş mafsal ve yatak tablası tam bir ünite oluşturur. Alt mafsal pres çerçevesini hareket ettirir. Bir koç gibi davranır ve üst kalıbı yukarı aşağı hareket ettirir. 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 momentiyile 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 (Şekil 2.20). Her iki tasarım özelliği, madeni para basma işlemi veya yatay preslerde dövme ve ekstrüzyon işlemleri için önemli bir avantajdır.



Şekil 2.20: Mekanik soğuk dövme presi için koç hız eğrisi

Bir mafsalsal daha eklenerek, kinematik özellikler ve koç stroğuna karşılık gelen hız değiştirilebilir. Menteşe-mafsalsal mekanizması veya değiştirilmiş menteşe-mafsalsal mekanizmalı tahrik sistemleri, ya presin üst (Şekil 2.22) yada alt bölgesinde olabilirler. Özellikle dövme, ekstrüzyon ve madeni para basma işlemleri için değiştirilmiş tahrik sistemi yaygındır. Şekil 2.21, bu özelliğe göre tasarlanmış bir presin çalışma prensibini gösteriyor. Değiştirilmiş menteşe-mafsalsal mekanizmasının sabit noktası, pres üst gövdesine yerleştirilir. Üst mafsalsal bu sabit nokta etrafında dönerken alt mafsalsal eğri bir yörüngede hareket eder. Bu, eksantrik tahrik sisteminin büyük ölçüde simetrik olan strok-zaman eğrisiyle kıyaslandığında, koçun zaman karakteristiğine karşılık gelen stroğunda bir değişiklik olmasına neden olur (Şekil 2.18). Bu eğri, mafsalların yerlerinin değiştirilmesiyle veya mümkünse ilave bir mafsalsalın entegre edilmesiyle değiştirilebilir.

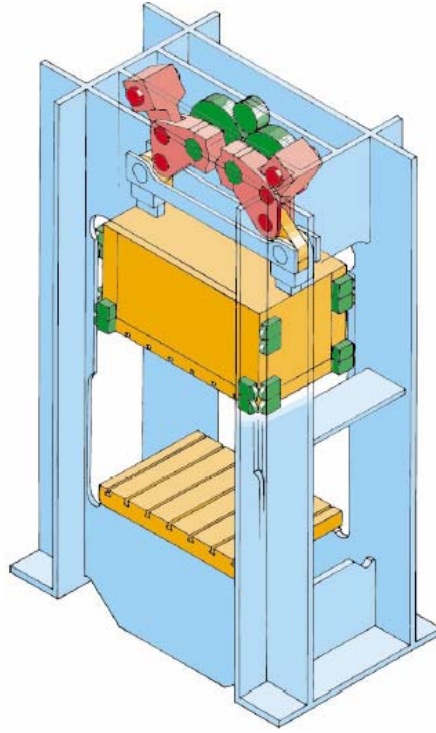
Kural olarak, deformasyon sırasında koç hızının azaltılması (veya koçun darbe ve presleme hızında azalma) arzu edilir. Bu prensipten yola çıkılarak, deformasyon için mevcut koç yer-değiştirmesi, karşılaştırılabilir bir tahrik torku ile eksantrik prestekinden üç veya dört kat daha büyük olabilir. Bu dövme ve ekstrüzyon işleminde önemli bir avantajı temsil eder.



Şekil 2.21 Değiştirilmiş menteşe-mafsalsal tahrik sistemi

Çift etkili derin çekme preslerinde bazen kullanılan pot masasını tahrik etme özel bir durumdur (Şekil 2.19 ve Şekil 2.10). Derin çekme fazı sırasında pot masasının

gerekli duraksaması bu tip preste, bir çift menteşe-mafsal mekanizmasının eksantrik veya bağ-mekanizmalı tahrik sistemiyle entegre edilmesi sonucu elde edilir.



Şekil 2.22 Menteşe-mafsal mekanizmalı tahrik sistemi üst gövdeye yerleştirilmiş mekanik bir pres

Pot masasının duraksaması, maksimum 0,5 mm lik bir hareketle 90 ila 130 derece arasındaki bir krank açısını temsil eder. Ancak, bu hareket derin çekme işlemini etkilemez. Koç ve pot masası tahrik sistemleri ile dişliler, pres üst gövdesine monte edilir.

2.2.3 Tahrik motoru ve volan

Geniş ölçekli preslerde, büyük bir strok hızı oluşturmak için, ana tahrik sistemi, doğru akım motorları tarafından hareket ettirilir. Frekans kontrollü üç faz motorlar, özellikle yüksek güvenlik gerektiren yerlerde iyi bir alternatiftir. Kuvvet, koç yer-değiştirmesi ve koç hızı, ana motor tarafından sağlanır. Periyodik olarak oluşan yük pikleri, enerji depolayan volan tarafından sönümlenir. Yüksek elastik, doğru akım tahrik sistemi, her pres stroğunda %20 lik volan yavaşlamasını kompanse edebilir ve volanın hızlanmasıyla bir sonraki strok için tüketilen enerjiyi karşılar.

Yararlı enerji, kurma işlemi sırasında düşürülmüş bir strok hızıyla, örneğin dakikada 5 strok, mevcut olmalıdır. Bu durumda, %50 lik bir hız düşüşü kabul edilebilir. Enerji dengesini oluşturmada önemli bir kriter, kısa bir çalışma süresi sağlamaktır. Geniş-panelli bir presi, minimum üretim hızından maksimum üretim hızında çalışma yük altında genellikle bir dakikadan daha az bir zaman alır. Gerekli yararlı enerji ve %20 lik müsaade edilir bir volan yavaşlaması yüzünden, volan genellikle en büyük enerji tüketim şartları altında çalışacak şekilde tasarlanır. Burada yüksek bir volan hızı yararlı olmasına rağmen, kavrama, fren ve volan tarafından kabul edilebilir bir hıza sınırlanır.

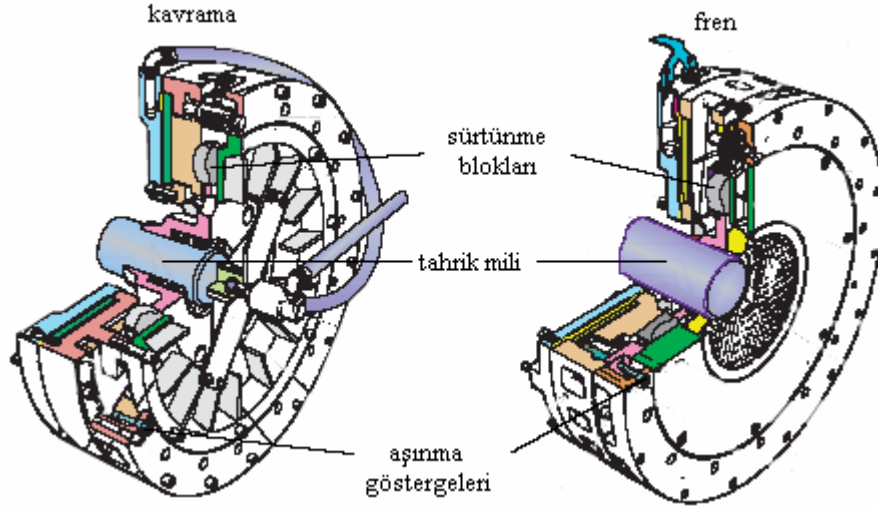
Transfer preslerinde, 2500 mm çap ve 25 ton ağırlığa kadar volanlar kullanılabilir. Bu tip volanlar için, büyük miktarlarda yağ ve sıcaklığın sürekli izlenmesi gerekir. Volan, düz veya V-kayışı ile ana motor tarafından tahrik edilir. Ana tahrik sistemi kapatıldığında, volan, motorun ters frenlemesi ve ek bir pnömatik fren ile maksimum 30 s içinde durdurulur.

2.2.4 Kavrama ve fren

Mekanik preslerin karakterlerinden biri, motor ve volan torkunu dişli miline iletmek için kullanılan **kavrama** ile koç, üst kalıp ve dişlileri yavaşlatmak için kullanılan **frendir**. Özellikle tek-strok modunda çalışıldığında doğrusal ve rotasyonel hareketteki kütleler, her stroktan sonra son derece kısa süreler ile duraksatılmalıdır. Bu süreler, büyük ölçekli presler için 200 ila 300 ms, universal presler için 100 ila 150 ms dir. Buna mukabil kavrama devreye girdikten sonra aynı kütleler sıfırdan çalışma hızına çıkarılmalıdır.

Güvenlik nedenlerinden ötürü frenleme, yay gücü ile mekanik olarak üretilir. Kavrama torku, nominal pres kuvveti ve gerekli çalışma mesafesi, genellikle alt ölü noktadan 13 ila 25 mm yukarıda, ile hesaplanır.

Pnömatik tek-disk kavrama ve fren kombinasyonları, minimum dönen kütlelerle on yıldır başarılı bir şekilde kullanılmaktadır (Şekil 2.24).

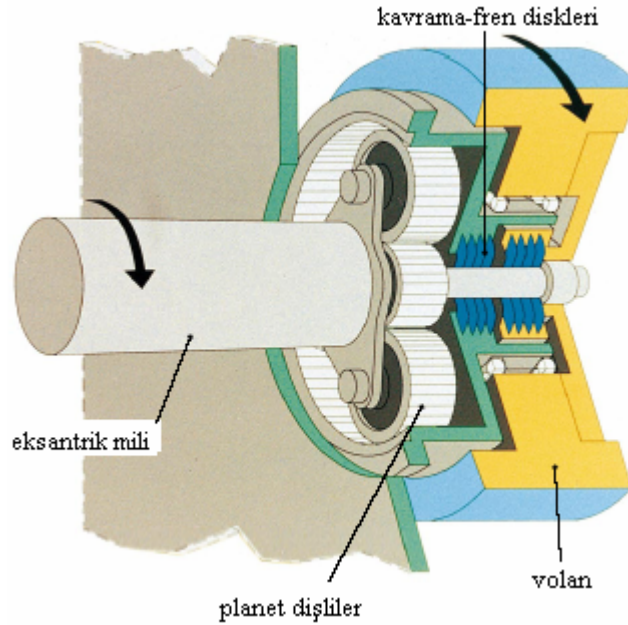


Şekil 2.23 Tek-diskli kavrama-fren sistemi

Emniyet valfleri ve darbe aygıtlarıyla birlikte, pnömatik kontrol sistemlerinin maliyetleri uygundur ve genellikle ihtiyaçlarla uyumludur. Ancak pnömatik sistemlerin problemlerinden biri, tek-strok preslerin sınırlı anahtarlama frekansı ile aşınmaların kavrama ve frende oluşturduğu hasarlardır. Bu engelleri ortadan kaldırmak için, son yıllarda artan oranlarda hidrolik sistemler kullanılıyor. Soğutma sistemlerinin yardımıyla, bunlar birim zamanda çok daha yüksek anahtarlama yüklerine izin verir ve pratikte aşınmaya dayanıklıdır. Tek-strok preslerde, anahtarlama frekansı 30/dak ya kadar olan ayrı üniteler, daha efektif kontrole izin vermek ve kavrama-fren grubunun aşırı veya düşük ateşlenmesinden sakınmak için kullanılmaktadır. Geniş panelli transfer presleri iletim torku 500.000 Nm seviyelerinde ve 20 taneye kadar sürtünme yüzeyine sahip sinterlenmiş disklerden oluşan kavrama-fren kombinasyonlarını kullanırlar.

Daha küçük mekanik preslerde kullanılan tahrik sistemi, komple bir üniteye volan, kavrama-fren ve planet dişli içerir. Böyle bir sistem, son derece düşük bir atalet momenti ve küçük frenleme açıları ile özellikle yüksek seviyelerde bir verim, uzun servis ömrü ve düşük bakım maliyetleri sağlar (Şekil 2.24). Elektrik motoru, eksantrik milini, bir volan, hidrolik veya pnömatik olarak tahrik edilen bir kavrama-fren kombinasyonu ve yüksek performanslı bir planet dişli grubu vasıtasıyla tahrik eder. Bu, genellikle universal presler için gerekli dişli azaltma ihtiyacını ortadan kaldırır. Hidrolik kavrama-fren kombinasyonu kullanan bütünleşik tahrik sistemleri,

asınmış partiküller üretmediği ve son derece düşük gürültü seviyelerinde çalıştığı için özellikle çevre dostudur.



Şekil 2.24 Üniversal bir preste kullanılan komple bir tahrik sistemi

2.2.5 Boylamasına veya enlemesine tahrik mili

Mekanik bir presin tasarımı, tahrik milleri ve akslarının tertibi ve koç üzerindeki biyel kollarının sayısı ile belirlenir (Şekil 2.4). Boylamasına veya enlemesine tahrik mili terimi, tahrik millerinin presin önüne, operatörün durduğu yer, göre konumuyla tanımlanır.

Boylamasına tahrik mili, tek etkili, bir veya iki biyel kollu preslerde, eksantrik tahrik sistemleriyle kullanılır. Bunlar genellikle kesme presleri ve 800 tona kadar düşük kuvvetlerdeki üniversal preslerdir. Bu klasik tahrik tertibi, iki ila altı biyel kolunun boyuna yerleştirildiği uzun ve dar transfer preslerinde kullanılır.

Biyel kolları, sürekli bir tahrik mili ile tahrik edilir. Transfer presleri 100 ila 3500 ton arasındaki nominal presleme kuvvetleriyle tasarlanır. Dört parçalı yan gövdeye ve üç adet koça sahip olabilirler.

Biyel kolları, pres üst gövdesindeki eğme gerilmelerini minimize etmek amacıyla tertip edilir. Daha basit üretim ve montaj için, büyük ölçekli transfer preslerinde,

boylamasına tahrik mili, enine tahrik mili sistemi ile değiştirilir. 150 tondan 1600 tona kadarki kuvvet aralığında tasarlanan tek-nokta tahrikli menteşe-mafsal mekanizmalı presler, bir başka özel konstrüksiyonu temsil eder.

Enine tahrik milli pres, bir-, iki- veya dört-biyel koluna ve 160 ila 2000 ton arasındaki presleme kuvvetlerine sahip olacak şekilde tasarlanır. Bu tasarım, daha büyük yatak derinliğine, daha uzun bir stroğa ve de bir mafsal sisteminin kullanılmasına imkan verir. Çift etkili derin çekme presleri yalnızca bu konfigürasyonda mevcuttur (Şekil 2.19).

1800 – 4500 ton arasında üç-eksen transferli geniş-panelli presler, enine tahrik milli sistemler üzerine kurulmuştur. Pres kuvvetlerinin dağılımına müsaade etmek için, genellikle dörtten fazla biyel kolu ile pres üst gövdesine yerleştirilen dişli üniteleri gereklidir. Böylece dişli tahrik sistemleri basitleştirilir ve geliştirilir.

Bu alandaki en son gelişme transfer presleridir. Bunlar araba yan saclarının üretiminde, 5000 x 2600 mm boyutlarındaki kalıplar için kullanılır. Beş aşamalı konfigürasyonda, beş enine tahrik mili ünitesi, bir pres hattına benzer bir makine oluşturmak için birleştirilir ve tüm tahrik milleri kavramalarla bağlanır.

2.2.6 Pres üst gövdesinin montajı

Biyel kolları, bağlar, dişliler ve ana tahrik sistemi, üst gövdenin boyutunu ve kapasitesini belirler. Kaynaklı bileşenlerin ağırlığı 150 tona kadar çıkabilir. Geniş ölçekteki parçalar için boyut sınırlaması, yaklaşık 6000x3600x12000 mm dir. Genişlik, yükseklik ve ağırlığın saptanması, karayolunun sunduğu taşıma imkanları ile tır kasalarının kapasitesine bağlıdır. Su yoluyla taşıma, bu tür bileşenlerin taşınmasında daha az zorluk çıkarır.

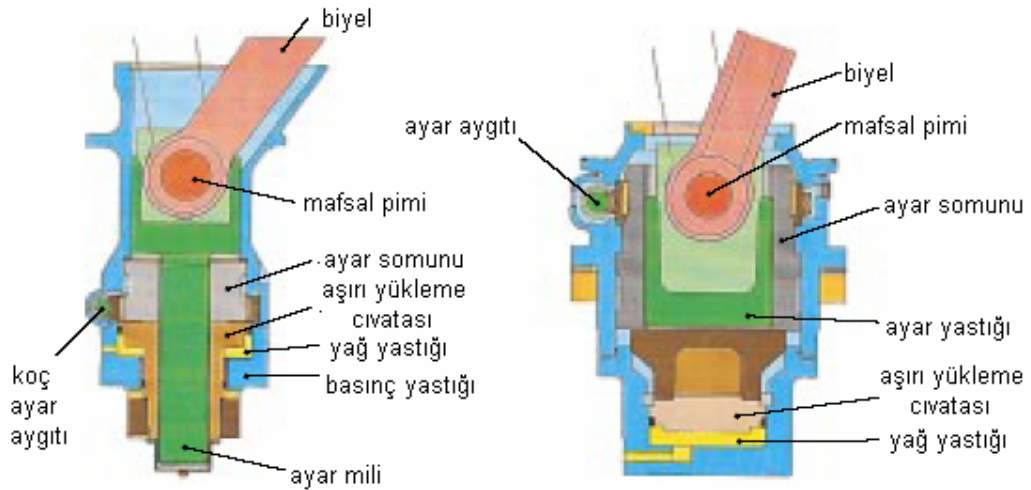
Büyük kaynaklı montajların gerilme giderme tavlama ve delik merkezlerinde işleme ve taşlama yapılabilmesi için, pres uzunluğu maksimum 12 m ile sınırlıdır. Taşıma problemi geniş panelli pres tasarımında en büyük rolü oynar ve planlama aşamasından itibaren düşünülmesi gerekir.

2.2.7 Koç ve pot masası

Presin tahrik sistemi tarafından üretilen dönme hareketi, uygun bir hız ve kuvvet kullanılarak koç ve pot masasının doğrusal hareketine çevrilir. En önemli fonksiyonel birimler, özellikle geniş panelli preslerde, koç ayarını ve bir aşırı yükleme emniyet aygıtını içeren basınç noktalarıdır.

2.2.7.1 Koç ayarı

Tek preslerde presw kapalı yüksekliğini çeşitli kalıp yüksekliklerine ayarlamak için ana milde 600 mm ye kadar koç ayarına imkan veren basınç noktaları kullanılır (Şekil 2.25). Üniversal ve transfer preslerde 150 mm lik koç ayar mesafeleri yeterlidir. Bu durumda düşük yükseklikli basınç noktaları yararlı olabilir. Fren motorları ve sonsuz vidalar kullanılarak 60 mm/dak lık hızlar elde edilebilir.



Şekil 2.25 Mil (solda) ve basınç noktası (sağda)

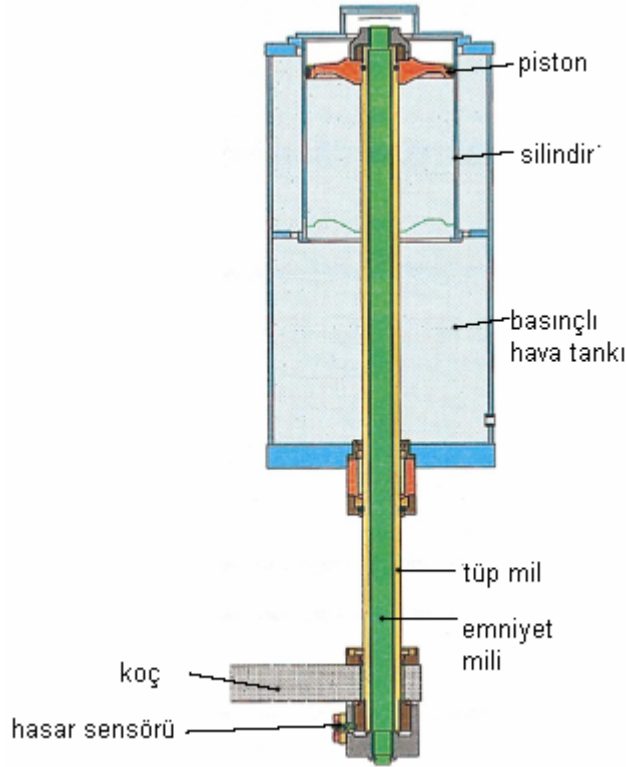
2.2.7.2 Aşırı yükleme emniyet aygıtları

Nominal pres kuvveti, koç üzerindeki aşırı yükleme emniyet sistemi tarafından sınırlanır. Nominal pres kuvveti aşıldığında, basınç noktasıyla bütünleşik bir hidrolik yastık üzerine uygulanan basınç, bir aşırı yükleme yer-değiştirmesine müsaade ederek hızla serbest kalır.

Çift etkili preslerde kullanılan pot masası için, aşırı yükleme emniyet fonksiyonu, pot masası ayar kuvveti fonksiyonu ile birleştirilir. Aşırı yükleme emniyet fonksiyonu sadece pot masasının dört basınç noktası yaklaşık 3 mm lik değeri aştığında aktif olur. Basınçlı hava ayarı değiştirilerek pot masası kuvveti kalıp ihtiyacına göre %40 ila %100 arasındaki bir aralıkta dört basınç noktasında ayarlanabilir.

Karşı denge sistemi

Koç ağırlığı karşı denge sistemi ile sönümlenir. Böylece mafsallar, biyel kolları, koç ve üst kalıp gibi tüm hareketli parçaların ağırlığı pnömatik silindirler ile dengelenir (Şekil 2.26). Sonuç olarak tahrik sistemi yerçekiminden büyük ölçüde bağımsız olur. Koç ayarına etkiyen gerilmeler ortadan kalkar, yerçekiminin neden olduğu koçun aşağı hareketine ek bir önlem alınmış olur. Pnömatik ağırlık dengelemesi, düşük gürültü seviyesini, titreşimsiz işlemi, motorun düzgün yüklenmesini ve kısa frenleme mesafelerini garanti eder.



Şekil 2.26 Karşı dengeleme sistemi

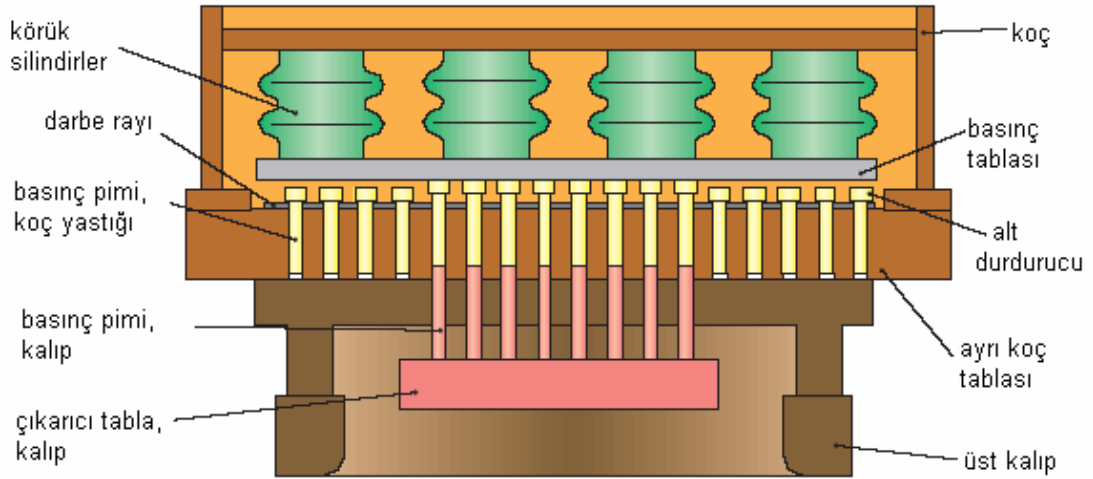
200 tona kadar karşı-dengeleme ağırlıkları için 10 barda hava basıncı ve 900 mm çapa kadar silindirler gereklidir. Silindirlerin presteki yerleşimleri pres tipine ve

emniyet faktörüne bağlıdır. Çoğunlukla emniyet tedbiri olarak çift pistonlu silindirler kullanılır (Şekil 2.26). Sistem üst gövde ile bütünleşik ise böyle bir ek emniyet tedbirine ihtiyaç kalmaz.

Her kalıp değişimi ile birlikte ağırlık dengeleme sistemi, yeni kalıp ağırlığına göre otomatik olarak ayarlanmalıdır. Tek preslerde bu özel ağırlık ve kontrol fonksiyonlarıyla sağlanır. Transfer preslerinde kullanılan program-kontrollü otomatik sistemler, kalıp değişimi esnasındaki süreleri minimuma indirmek için programı gerekli basınç değerine ayarlarlar.

2.2.7.3 Koç yastığı

Bazı pres kullanıcıları üst kalıp için çıkarıcı olarak koç yastıklarını kullanmayı tercih ederler. Böyle durumlarda gerekli çıkarıcı kuvvetini tedarik etmek için pnömatrik körük silindirler kullanılır (Şekil 2.27). Burada çıkarıcı stroğu %30 luk basınç artışıyla 100 ila 200 mm arasında olabilir. Körük silindirler, kuvveti kalıp ve yastığın basınç pimlerine ileten bir çıkarıcı tabla üzerine etkiler.

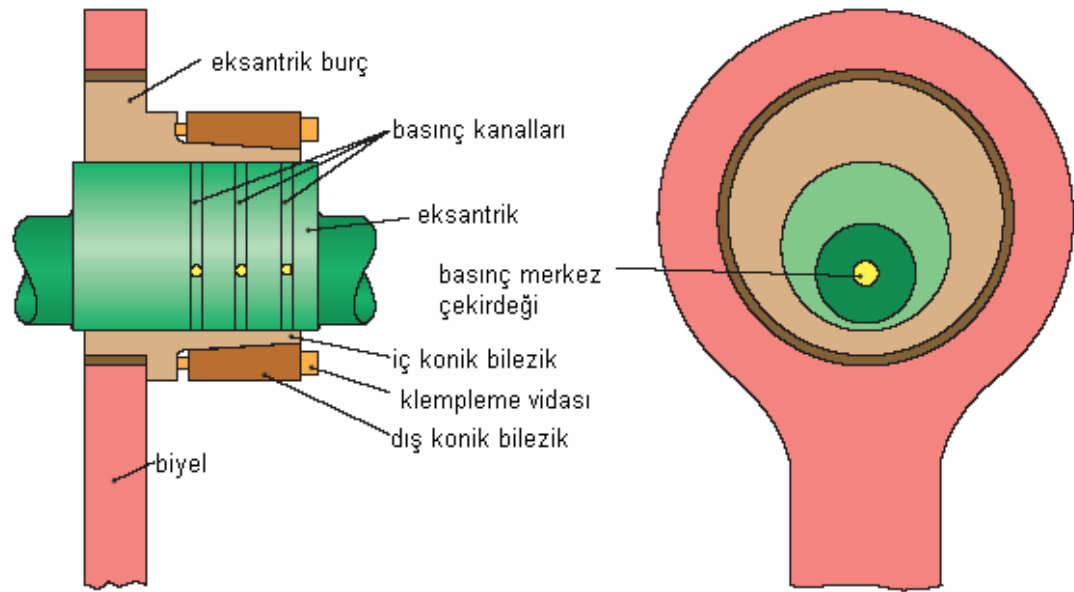


Şekil 2.27 Körük silindirli koç yastığı

Koçun üst stroğu esnasında, çıkarıcı tabla ve basınç pimleri en alt konumlarına körük silindir kuvvetiyle döndürülür. Sert darbeden kaynaklanan gürültüyü azaltmak için darbe elemanları kullanılır

2.2.7.4 Strok ayarı

Bugün, küçük mekanik preslerin stroğu, form verilen parçanın ihtiyacına göre, iki etkileşimli eksantriğin yardımıyla sürekli olarak motor gücüyle ayarlanabilir (Şekil 2.28). Örneğin strok, derin çekme işlemi sırasında, gerekli parça yüksekliğine uygun bir şekilde ayarlanabilir ve parça, çekme işleminin tamamlanmasıyla hiçbir zorluk çıkarmadan kaldırılabilir.



Şekil 2.28 Eksantrik bir preste sürekli strok ayarı

Eksantrik mili ile burçları arasındaki elastik klemp bağlantıları, hidrolikle serbest bırakılır. Bu, bir yağ yastığı içinde herhangi bir yönde kayma hareketi kullanarak dönebilmesi için burcun klemplemeye karşı genişlemesini gerektirir. Yağ kaçaklarını önlemek için özel sızdırmazlar kullanılır. Eksantriklerin birbirine göre konumu, eksantrisitenin toplamı gerekli stroğa ulaşıncaya kadar kalıbın özel ihtiyacına göre kontrol odasından değiştirilebilir. Eksantrik kabuklar arasındaki pozitif bağlantı, boşaltma kanallarından yağın uzaklaştırılarak basıncın kaybolması ile elde edilir. Her kalıp için gerekli strok bir kalıp kayıt veri bankasında saklanabilir. Bu bilgi tekrar elde edilebilir ve koç stroğunun otomatik ayarı için kullanılabilir.

2.2.8 Pnömatik sistem

Mekanik preslerin en büyük pnömatik fonksiyonları, kavrama, fren, volan, koç karşı dengeleme ve çekme yastıklarıdır. Büyük hacimlerde hava için basınçlı hava tanklarına ve boşaltma (dranj) sistemlerine ihtiyaç vardır. Yüksek-basınç ağları ve kompresörler 16 bara kadar basınç üretmesine rağmen, maksimum pnömatik basınç genellikle 6 bardır.

Bu yardımcı ünitelerin mühendisliği, yürürlükteki standartlar ve yasal ihtiyaçlarla belirlenir. Galvanizli gaz hatlarında çapları 1 ila 6" arasında olan borular kullanılır. Daha küçük hatlarda çelik borular kullanılır.

2.2.9 Hidrolik sistem

Hidroliğin mekanik pres konstrüksiyonunda kullanımı minimum düzeydedir. Bu tip preslerde hidrolik mühendisliğinin kullanımı, hidrolik aşırı yükleme emniyeti, yürür tabla yukarı hareketi ve hidrolik klempleme sistemleri ile sınırlıdır. Bütün bu sistemler genellikle merkezi bir hidrolik üniteden beslenir. Ayrıca pres etrafındaki çeşitli klempe ve kilitleme aygıtları da hidrolik tahriklidir.

Mekanik preslerde en önemli olay, koç tahrik sistemini kavrama ve frenleme fonksiyonu, hidrolik ile yapılır. Kavrama ve fren, bir soğutma sistemine sahip merkezi bir üniteden beslenir. Hidroliğin kullanımı daha yüksek anahtarlama frekanslarına izin verir. Ayrıca gürültü ve hava kirliliği açısından daha çevre dostudur.

Tek etkili derin çekme preslerinde hidroliğin kullanımının artması, pot masasının kullanımı dolayısı ile .çekme yastığına olan ihtiyaç ile ilgilidir. Çok noktalı çekme yastığında basıncın kontrol edilebilmesi, sadece kompleks bir servo hidrolik sistemin kullanılması ile mümkündür. Bu, pompa gücü yaklaşık 150 kW ve yağ akış hızı 1000 l/dak olan ayrı bir güç ünitesi gerektirir. Kontrol, 300 bar basınca kadar ISO ve DIN normlarına uygun oransal valfler kullanılarak sağlanır.

2.2.10 Yağlama

Mekanik preslerde yağlama noktalarını beslemek için kullanılan karmaşık yağlama sistemleri valf blokları kullanılarak önemli ölçüde basitleştirilir (Şekil 2.29). Burada en yaygın kullanılan sistem paralel-anahtarlı kademeli dağıtıcılardır. Gerekli yağ miktarı hacim kontrol elemanları, bölücüler ve benzer ekipmanlarla belirlenir. Yağın akışı dağıtıcı bloklardan gözlenir. Optimum işletme şartlarını sağlamak için, bir kontrol sistemi, yağlayıcının sıcaklığını dar bir aralıkta, yardımcı ısıtma ve soğutma fonksiyonlarını kullanarak ayarlar.



Şekil 2.29 Blok hidrolik sistem

Maksimum işletme emniyetini sağlamak için, pompa ve filtre gibi devreyi besleyen üniteler, yedeğiyle birlikte ikili set halinde devreye bağlanır. Böylece pompalardan biri arızalansa dahi üretimi kesmeye gerek kalmaz, diğer pompa otomatik olarak devreye girer. Arızalı sistemin bakımı veya değiştirilmesi üretimin duraksamasına neden olmadığı için net çalışma saati artar. İkincil bir devrede yağın filtrelenmesi ile hem yağın kalitesi emniyet altına alınır hem de ömrü artırılır.

Daha küçük preslerde, özellikle alttan tahrikli preslerde, dişli pompalı merkezi yağlama sistemleri kullanılır. 20 ana yağlama noktasına kadar, sabit miktarda yağ sürekli diş kademeleri ile beslenir.

3 SİSTEMATİK KONSTRÜKSİYON VE ÖRNEK BİR PRES TASARIMI

3.1 Sistematik konstrüksiyon

Yeni tasarım prosedürleri geliştirmenin birçok nedeni vardır. Bunlardan biri modern ürünlerin karmaşıklığının artmasıdır. Yeni talepler artmakta, yeni malzeme ve aygıtlar yapılmakta, dolayısıyla tasarımcı yeni problemlerle yüzleşmektedir. Bugün tasarlanan makine ve ürünlerin birçoğu geçmişte hiç var olmadığından tasarımcının bu görevleri yerine getirmek için tecrübesi yeterli olmayabilir. Bu yüzden yeni bir sistematik yaklaşıma ihtiyaç duyulur [5].

Tasarımla ilgili bir çok kitap ve makale problem çözümüne metodik yaklaşım tipleri sunar. Bunların bazıları basit, bazıları karmaşıktır. Ancak hepsi aynı mesajı taşır. Tasarımcının işi tasarım işleminin her fazında mevcut tüm alternatifleri oluşturmak ve hangisinin en uygun olduğuna karar vermektir [6].

3.1.1 Tasarım kavramının önemi

Mühendislik tasarımı, temel bir ihtiyacın tanımlanması ve anlaşılması ile bu ihtiyacı gerçekleştirecek bir sistemin yaratılmasıdır. Temel bir ihtiyacı gerçekleştirmek için bir sistemin oluşturulmasında mühendis veya tasarımcı iki beceriden yararlanır: iletişim ve karar verme. İletişim bilginin alınması ve iletilmesini ifade ederken karar verme bilginin aksiyona dönüştürülmesiyle ilgilidir. Bu dönüşüm hareketi basit veya karmaşık olabilir ve tasarım işleminin her seviyesinde ve her aşamasında oluşur [6].

3.1.2 Tasarım işleminin aşamaları

Tasarım işlemi aşağıdaki adımları kapsar [8]:

- İhtiyacın belirlenmesi,
- Problemin tanımlanması,

- Bilgi toplanması,
- Kavramsal tasarım,
- Değerlendirme,
- Tasarımın iletişimi

Bir başka yaklaşım Tablo 3.1 de verilmiştir [5].

Tablo 3.1 Tasarım işleminin aşamaları

Tasarım işlemindeki aşamalar	Bu aşamayla ilişkili yöntem	Amaç
Amaçların açıklanması	Amaçlar ağacı	Tasarım amaçları ve alt-amaçlar ile onlara arasındaki ilişkileri açıklamak.
Fonksiyonların belirlenmesi	Fonksiyon analizi	Yeni tasarımın sistem sınırlarını ve gerekli fonksiyonları belirlemek.
İhtiyaçların düzenlenmesi	Performans spesifikasyonu	Tasarım çözümü için gerekli performansın doğru bir spesifikasyonunu yapmak.
Alternatiflerin üretilmesi	Morfolojik şema	Ürün için alternatif çözümler üretmek ve bu yüzden yeni potansiyel çözümler araştırmak.
Alternatiflerin değerlendirilmesi	Ağırlıklı amaçlar	Alternatif tasarım önerilerini performans bazında karşılaştırmak.
Detayları geliştirme	Değer mühendisliği	Ürüne değer kazandırmak ve bu değeri artırmak.

3.1.2.1 İhtiyacın belirlenmesi

İhtiyaçlar işletme ve bakım personelinin girdilerinden veya satış ve pazarlama temsilcilerinin vasıtasıyla müşterilerden gelir. Diğer ihtiyaçlar dış danışmanlar, satın alma acentaları ve hükümet veya ticari kurumlar ile genel halk davranış ve kararlarından oluşur [8].

Herhangi bir şeyi yapmadan önce, tasarlanacak ürünle ilgili olası müşteri isteklerini belirlemeliyiz. Hiç kimsenin istemediği bir tasarım yapmak tasarım karşıtı bir aktivitedir. Müşteri ihtiyaçlarının yalnız bir kısmını gerçekleştiren bir tasarım yapmaksa nerdeyse kötüdür [6].

İhtiyaçlar daima mevcut durumla ilgili memnuniyetsizliklerden doğar. Bunlar maliyeti azaltmak, performans ve güvenilirliği artırmak veya sadece müşterilerin sıkılmasından dolayı değiştirmekten kaynaklanabilir [8].

3.1.2.2 Problemin tanımlanması

Tasarım işleminde belki de en kritik adım problemin tanımlanmasıdır. Gerçek problem her zaman ilk bakışta görüldüğü gibi değildir. Bu adım final tasarımı yaratmak için harcanan toplam zamanın küçük bir parçasını gerektirdiğinden, önemi sıklıkla göz ardı edilir. Problemin tanımı elde edilmek istenen tasarımın ne olacağını mümkün olduğu kadar spesifik açıklayabilmelidir. Hedefleri, amaçları, özel teknik terimlerin tanımlarını, tasarımdaki sınırları, tasarımı değerlendirmek için kullanılacak kriterleri içermelidir [8] .

Hedef ve amaçların yazılması, nelerin dahil nelerin hariç olduğu sorularını ortaya çıkarır. Bu sorulara bir yaklaşım yolu Ira ve Marthann Wilson tarafından önerilmiştir. Hedef ve amaçlar için dört kategori önermişlerdir [4]:

- zorunluluklar
- zorunlu olmayan ihtiyaçlar
- istekler
- istenmeyen şeyler

3.1.2.3 Bilgi derlenmesi

Tanımladığınız problem daha önce hiç bilmediğiniz teknik bir alanda olabilir ve konu hakkında bir referansa da sahip olmayabilirsiniz. Başka bir durum da önceki işlerden derlenmiş bir dağ dolusu rapor önünüzde olabilir [8] .

Her durumda, ilk iş ihtiyaç duyulan bilgi parçalarını tanımlamak ve o bilgiyi bulmak veya geliştirmektir [8].

Devlet destekli araştırma geliştirme (Ar-Ge) faaliyetlerinden yayınlanan teknik raporlar, firma raporları, ticari dergiler, patentler, kataloglar, el kitapları ve malzeme ve ekipman tedarikçileri tarafından yayınlanan literatür önemli bilgi kaynaklarıdır [8].

3.1.2.4 Kavramsal tasarım

Kavramsal tasarım adımı, ihtiyacı karşılayan tasarımdaki elemanları, mekanizmaları, işlemleri ve konfigürasyonları belirlemektir. Bu adım çoğunlukla bir model fomulasyonu gerektirir. Bunun iki genel tipi vardır: analitik ve deneysel. Analitik modeller fiziksel prensipler üzerine kurulur [8].

Kavramsal tasarım adımının en önemli yönü sentezdir. Sentez kavramı oluşturan elemanların toplanması ve onların uygun sırada düzenlenmesi, uygun bir yöntemle boyutlandırılması ve ölçülmesi işlemidir. Sentez yaratıcı bir işlemdir ve her özgün tasarımda vardır [8].

3.1.2.5 Değerlendirme

Değerlendirme adımı tasarımın analizini gerektirir. Analitik bir model kullanılarak tasarımın performansı detaylı hesaplamalarla, çoğunlukla bilgisayar hesaplarıyla, bu adımda bulunur. Diğer durumlarda deneysel bir modelin veya bir prototipin test edilmesi gerekebilir [8].

Tasarımın her aşamasında özellikle tamamlamaya yakın önemli bir faaliyet kontroldür. Genellikle iki tip kontrol yapılabilir. Matematik ve mühendislik kontrolleri. Matematik kontroller analitik modelde kullanılan aritmetik ve denklemlerle ilgilidir. Her iki kontrolle daha tasarım bitmeden olası hatalar tespit edilerek önlenme fırsatı yakalanır [8].

3.1.2.6 Tasarımın iletişimi

Tasarımın amacının müşteri ihtiyaçlarını karşılamak olduğu daima akılda tutulmalıdır. İletişim yazılı raporların yanında genellikle sesli olarak yürütülür. Detaylı mühendislik çizimleri ve bilgisayar programları gibi araçlar, müşteriye aktarılabilen önemli iletişim araçlarıdır. İletişim sadece proje sonunda değil proje boyunca proje yönetimi ile müşteri arasında sürekli bir sesli ve yazılı diyalogdur [8] .

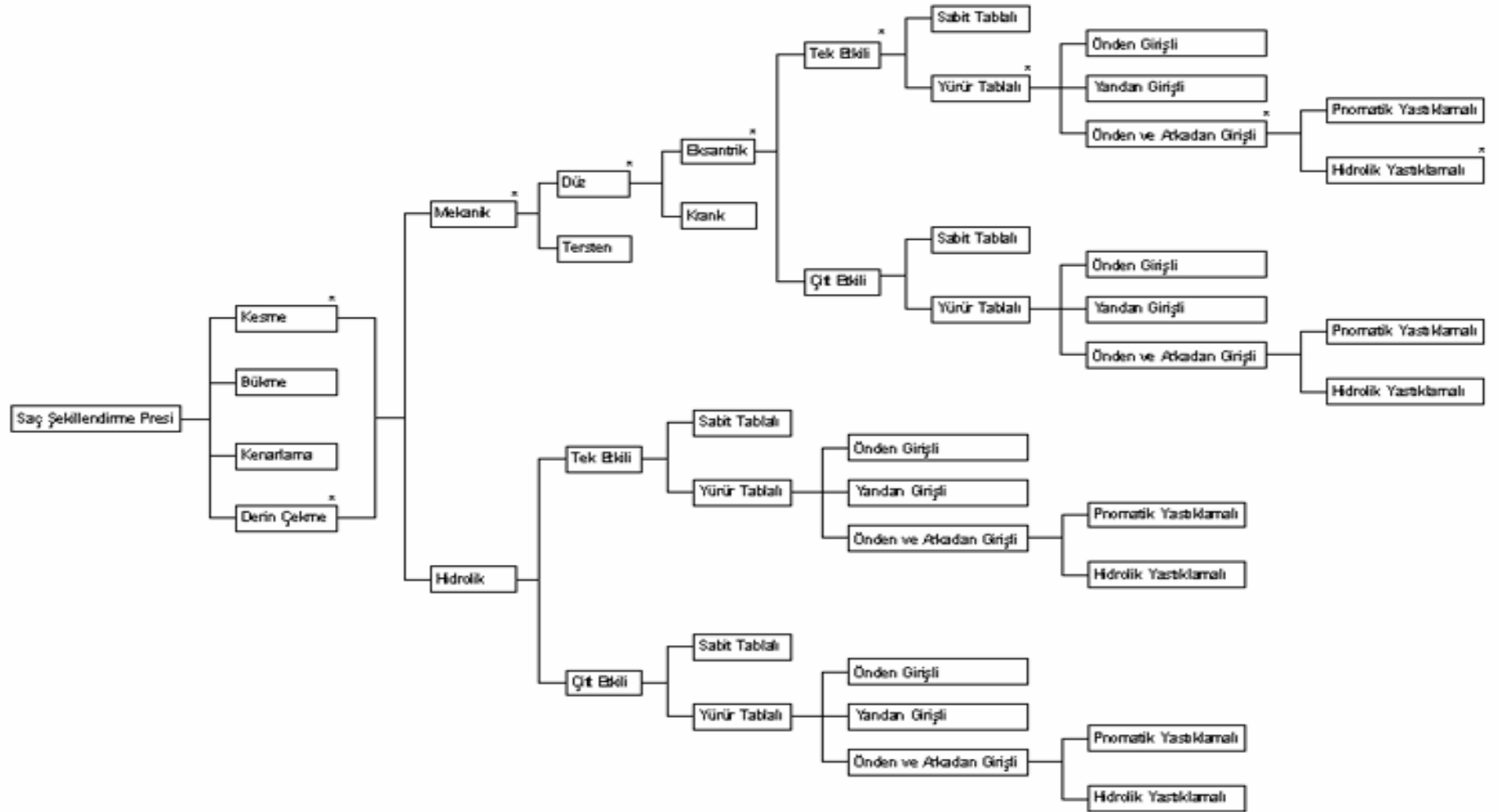
3.2 Örnek bir pres tasarımı

3.2.1 Görevin Belirlenmesi

Yüksek tonajlı sac şekillendirme preslerinin işleyişini ve iç yapısını anlamak için örnek bir müşteri isteği belirlendi ve bu istekler listelendi. Müşteri isteklerinin belirlendiği bu listeye ön istekler listesi denir. Ön istekler listesinde pres makinesinden beklenen temel fonksiyonlar yer almaktadır. Bunlar :

- 500 ton baskı kuvveti
- 2000 x 3500 tabla boyutu
- Derin çekme ve kesme yapabilme kabiliyeti
- İki eksenli yürür tablalı
- Dakikada 6 parça işleyebilme
- Sökülebilir gövde
- Güvenlik tertibatı
- Maliyet sınırı 600.000 €

Bu fonksiyonları gerçekleştirebilecek presi tasarlamak için ilk önce sac şekillendirme presleri hakkında literatür araştırması gerçekleştirildi. Pres makinelerinin varyasyonları ve preslerde kullanılan alternatif sistemler belirlendi. Son olarak bu varyasyonların işlevlerinin, beklenenlere uygunluğu muhakeme edilerek uygun sistemler seçildi. Bu işlemlerin ayrıntıları karar ağacı şeması ve karar nedenlerinde belirtilmiştir.



Şekil 3.1 Saç Şekillendirme Presi Karar Ağacı

3.2.2 Karar Nedenleri

Ön istekler listesinde belirtildiği gibi müşteri isteği doğrultusunda saç şekillendirme yapacak bir prese ihtiyaç olduğu bilinmektedir. Saç şekillendirme preslerinin kesme, bükme, kenarlama ve derin çekme yapan tiplerinin olduğu bilinmektedir. Verilen siparişe göre bu presin kesme ve derin çekme yapabilmesi gerekmektedir. Yapılan araştırmalar sonucu bu işlemi yapabilen mekanik ve hidrolik olmak üzere 2 tip presin olduğu tespit edilmiştir. Bu iki tip presin tipik özellikleri Tablo 3.2 de karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.2 Mekanik ve hidrolik preslerin karşılaştırılması

Pres tipi	Mekanik Presler	Hidrolik Presler
Kuvvet	Kuvvet hareket boyunca değişkendir	Kuvvet hareket boyunca sabit iletilir
Strok	Strok sabittir	Strok uzunluğu kolayca ayarlanıp kontrol edilebilir
Hız	Hız motorun karakteriyle sınırlıdır	Geniş bir hız aralığına sahiptir
Yükleme durumu	Aşırı yüklenebilir (aşırı yükleme güvenliği alınmazsa preste hasar oluşabilir)	Aşırı yüklenemezler
Döngü süresi	Kısa (Büyük partiler için uygundur)	Uzun
Koç hızı	Büyük (özellikle yüksek darbe gerektiğinde bu işe yarar)	Küçük

Tablodakilere ek olarak, mekanik pres, hidrolik prese göre yaklaşık 2.5 kat daha düşük güçte bir motorla aynı işi yapabilir. Ön istekler listesindeki müşteri istekleri doğrultusunda presten beklenen performansın mekanik presle sağlanabileceği kararlaştırılmıştır. Kararda önemli etkenler, döngü süresi, enerji tasarrufu, bakım kolaylığı ve maliyeti ve konuyla ilgili tecrübeler olmuştur.

Mekanik preslerde koç grubu alt gövdede veya üst gövdede bulunabilir. Koçun, presin alt kısmında olması özel bir durumdur ve yaygın bir biçim değildir. Bu biçimde tersten presleme işlemi, konu hakkında kaynak birikimi olmaması ve tecrübeler doğrultusunda seçilmemiştir. Bunun yerine genelde kullanılan ve hakkında yeterli bilgiye ulaşılabilen koçu üst kısımda bulunan düz presler tercih edilir.

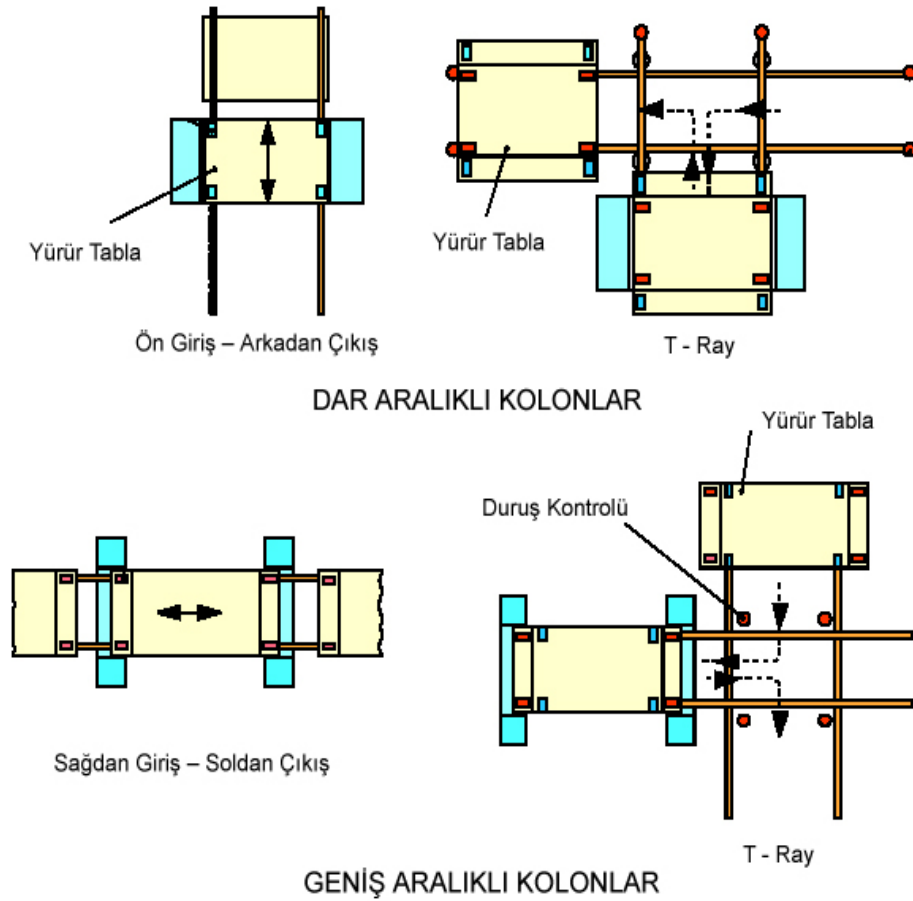
Düz preslerde eksantrik veya krank olmak üzere iki tip mekanizma bulunabilir. Pres işleminde koçun alt ölü noktada sıkışma sorunlarının yaşandığı bilinmektedir. Eksantrik sistemlerde bu sorunu çözmek için koç sistemine yan denge silindirleri eklenir. Bu silindirler koçu üst gövdeye bağlar. Krank mekanizmasında ise denge silindirlerine gerek kalmadan bu sorun kendiliğinden çözülür. Yapılacak preste detaylı olarak bilinen eksantrik mekanizma kullanılacaktır.

Eksantrik preslerde koçun hareketi eksantrik mekanizması tarafından sağlanır. Bu sistemde iki tip pres mevcuttur. Bunlar tek etkili ve çift etkili preslerdir. Çift etkili preslerde pot kızağı ve pot çemberi koç tarafındadır. Koç ve pot çemberi birbirinden bağımsız hareket edebilir. Koçun hareketi mekaniktir. Pot çemberi ise hareketi hidrolik yolla veya mekanik yolla sağlayabilir. Hidrolik hareketli pot çemberi için üst gövdede ayrıca bir hidrolik sisteme ihtiyaç vardır. Mekanikte ise pot çemberi volana biyellerle koçun biyelerinden bağımsız olarak eksantrik biçimde bağlanır. Çift etkili preslerde önce pot çemberi saç levhayı sıkıştırır. Ardından ikinci etki olarak koç bağımsız hareketine başlar ve derin çekme işlemini gerçekleştirir.

Tek etkili preslerde pot çemberinin ayrıca bağımsız bir hareketi yoktur. Pot çemberi mekanik yay veya gazlı yayla presin tablası vasıtasıyla alt gövdeye veya pot kızağı vasıtasıyla üst gövdeye bağlanabilir. Bu sistemlerde yastıklama sistemi bulunmaz. Üst baskı grubunun saç levha ile ilk temasından itibaren koçun derin çekme yapma süresince sıkıştırma kuvveti giderek artacak şekilde sıkışır. Diğer bir tek etkili sistemde ise pot çemberi alt gövdede bulunan yastıklama sistemine bağlanır. Bu şekilde sıkıştırma kuvveti daha kararlı şekilde elde edilir. Daha güvenli bir yapı sağlanır. Ayrıca diğer sistemlerdeki yay sistemlerinde oluşabilecek kusurlardan da sakınılmış olunur. Yapılacak preste tek etkili ve yastıklamalı sistem kullanılacaktır.

Büyük preslerde kullanılan kalıpların ağırlıkları oldukça fazla olduğundan otomatik bir kalıp yükleme sistemine ihtiyaç duyulmaktadır. 15 kg a kadar olan kalıplar kolaylıkla manuel olarak değiştirilebilirken, 800 kg a kadar olan kalıplar özel olarak tasarlanmış robot kollarla taşınabilirler. Yapılacak tasarım için kullanılacak kalıplar bu ağırlıklardan çok daha fazla olduğundan sabit tabla yetersiz kalmaktadır. Bugüne kadar geliştirilmiş olan sistemler içerisinde en kullanışlı olan yürür tabla sistemi tasarım için uygun olanıdır.

Yürür tablalar pres gövdesi içerisine hazırlanmış olan ray düzenleriyle girer ve sabitlenirler. Bu ray düzenlerinin giriş ve çıkış doğrultuları kalıp değiştirme sürelerinde ve presin kapladığı alanda önemli rol oynar (Şekil 3.2). Yandan girişli preslerde gerdirmе çubuklarının aralarındaki mesafe çok fazla olduğundan mukavemet açısından sakınca teşkil etmektedir. Önden giriş ve çıkışta da iki yöntem vardır. Bunlar önden giriş arkadan çıkış veya önden giriş ve çıkış şeklindedir. Önden giriş ve çıkışlı olan T-ray dediğimiz sistemde pres az mekan kaplamasına rağmen kalıp değiştirme süresi önden giriş - arkadan çıkışa göre biraz daha uzundur. Yapılacak olan preste kalıp değiştirme süresinin en az olması istendiği için önden giriş - arkadan çıkış seçilmiştir.



Şekil 3.2 Yürür tabla tipleri

Fonksiyonu, mekanik ve hidrolik preslerde derin çekme işlemi sırasında işlenen plakayı tutmak ve böylece kırışıklık oluşumlarını engellemek, ayrıca kızıağın geri dönüş hareketi esnasında da parçayı taşıma seviyesine getirmektir.

Modern çekme yastıkları pnömatik veya hidrolik olabilmektedirler. Aralarındaki en temel fark, hidrolik yastıklamanın güç olarak çok daha üst seviyelere çıkabilmesi olarak gösterilmektedir. Yastıklama kuvveti, kızıağın aşağıya doğru olan hareketi sırasında, kaldırma köprüleri ve sıkıştırma sütunları yolu ile kalıp üzerindeki parça tutucuların köşe alanlarına kadar, örnek olarak 4 hidrolik silindir tarafından başlatılabilir. Kızak orta ölü noktaya ulaştığında çekme yastığı, ya kontrolsüz olarak, kızıağın hareketiyle ya da kontrollü olarak zorunlu bir duraklama periyodundan sonra kaldırma köprüsünün ortasında hareket eden kaldırma silindiri yoluyla üstteki pozisyonuna geri döner. Oransal valf teknolojisi optimizasyonları ile darbe sönümleme sağlanmış ve yastığın üst bitiş pozisyonuna titreşimsiz ulaşabilmesi mümkün kılınmıştır.

Buradaki kazanç, çekme işlemi boyunca yastık kuvvetinin yola ve zamana bağlı olarak kontrol edilebilmesidir. Tüm pot kuvvetini, azaltmak ve arttırmak dışında, 4 silindirin basınç seviyelerini birbirinden bağımsız olarak ayarlamak yoluyla değiştirmek mümkündür. Pot çemberinin hassas kontrolü zaman profiline karşı tavsiye edilen kuvvetleri takip eder. Bu durum, kalıpcı ve makina operatörüne çekme işlemi için optimizasyon yapma olanağı sağladığı gibi kalıp hareket zamanını da azaltmış olur. Örnek olarak gerdirmeli sıvama işlemi kısaca pot çemberi kuvveti yükseltilerek veya malzemenin akışı pot çemberinin değişik alanlarındaki basınç azaltılarak kontrol altına alınıp kolaylaştırılabilir. Parça kalitesini geliştirmek, çıkan ve kullanılan malzemenin ömrünü arttırmak, ve gürültüyü azaltmak için yastığa ön ivmelendirme yapılabilir.

Pnömatik yastıklamanın avantajları;

- Basit derin çekme işlemleri için kolay kullanım,
- Pota yastık tarafından aşırı yük gelmesini engeller,
- Bitmiş parçaları üst pozisyonlara kararlı kaldırma
- Düşük kalıp değiştirme zamanı
- Ön ivmelenme ile hareketlenen yastık elemanlarınca azaltılmış pot darbesi
- Bitmiş parçanın yukarıda durmasıyla parçayı kolay çıkarabilme
- Çekme stroku boyunca üniform ütüleme kuvveti

Hidrolik yastıklamanın avantajları;

- Azaltılabilir yastıklama hızı
- Optimize edilmiş otomatik işlem (transfer presleri)
- Optimize edilmiş dönüş stroku (zıt yüklenmesiz)
- Derin çekmede çökme olmaz, böylece büyük potlarda geri yaylanma oluşmaz.
- Kesin tutuş (accurate blankholding) için ayrı ayrı süspansiyon nokta kontrolü, özellikle asimetrik tabakalar için.

Sonuç olarak hidrolik sistemler pnömatik sistemlere göre daha hassas çalışmalarda kullanılabilir ve daha güçlüdür. Yapılacak olan pres tasarımında hidrolik silindir kullanmak daha uygundur.

Bu kararlar doğrultusunda sac şekillendirme presi için istekler listesi oluşturuldu (Tablo 3.3).

Tablo 3.3 İstekler listesi

Kullanıcı	Mekanik Pres İçin İstekler Listesi		Düzenleme Tarihi 07/04/2003
Değişiklikler	İ A	İstekler	Sorumlu
		Tabla <u>Geometri</u> Genişlik: 2000 mm Uzunluk : 3500 mm Yükseklik : 200 mm <u>Kinematik</u> Hareket tipi : 2 eksenli Hareket miktarı : 2500 mm <u>Malzeme</u> İyi darbe dayanımı İyi akma dayanımı İyi tokluk <u>Ergonomi</u> A Tablanın tamamı pres dışına çıkabilmeli Baskı Grubu <u>Kinematik</u> İ Strok miktarı : 500 mm İ Yastıklama stroğu : 300 mm İ Döngü süresi : 7.5 saniye İ Eksantrik mekanik pres İ Tek etkili pres A Yastıklama tipi : Hidrolik ve pnömatik A Kavrama tipi : Pnömatik A Yan denge silindirleri tipi : Pnömatik <u>Kuvvetler</u> İ Baskı tonajı : 500 ton A Yastıklama tonajı : 100 ton A Yan denge silindirleri tonajı : 50 ton <u>Enerji</u> A Elektrik, pnömatik ve hidrolik	

A : Arzu

İ : İstek

Kullanıcı	Mekanik Pres İçin İstekler Listesi		Düzenleme Tarihi 07/04/2003
Değişiklikler	İ A	İstekler	Sorumlu
	İ A A İ İ İ	Gövde <u>Kuvvetler</u> Baskı tonajı : 500 ton Yastıklama tonajı : 100 ton Kalıp ağırlığı : 30 ton <u>Ergonomi</u> Sökülebilir konstrüksiyon <u>Güvenlik</u> Operatör güvenliği Mekanizmanın güvenliği	
A : Arzu İ : İstek			

3.2.3 Presin Kavramsal Tasarımı

Kavramsal tasarım bölümünde presimizin girdi ve çıktıları kararlaştırılarak bunların blok diyagramlarında gösterimi ve presin fonksiyon ve alt fonksiyonlarının belirlenmesi yapılacaktır. Bunların belirlenmesinde temel unsur olarak istekler listesi kabul edilecektir.

GİRDİLER VE ÇIKTILAR :

Girdiler : 1) Sac levha

2) Enerji (Elektrik, hidrolik, pnömatik)

3) Komut sinyali

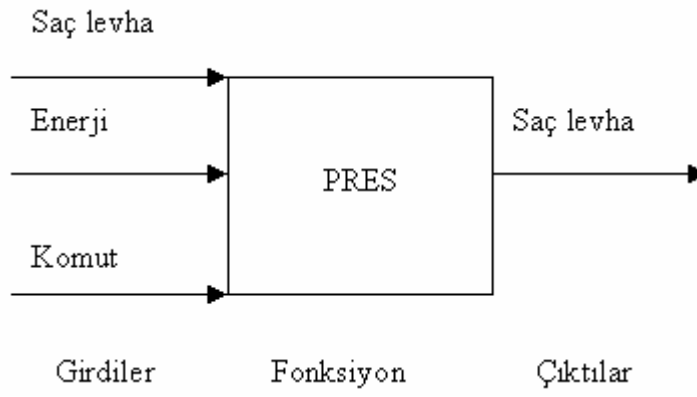
Çıktılar : 1) Preslenmiş sac levha

ALT FONKSİYONLAR

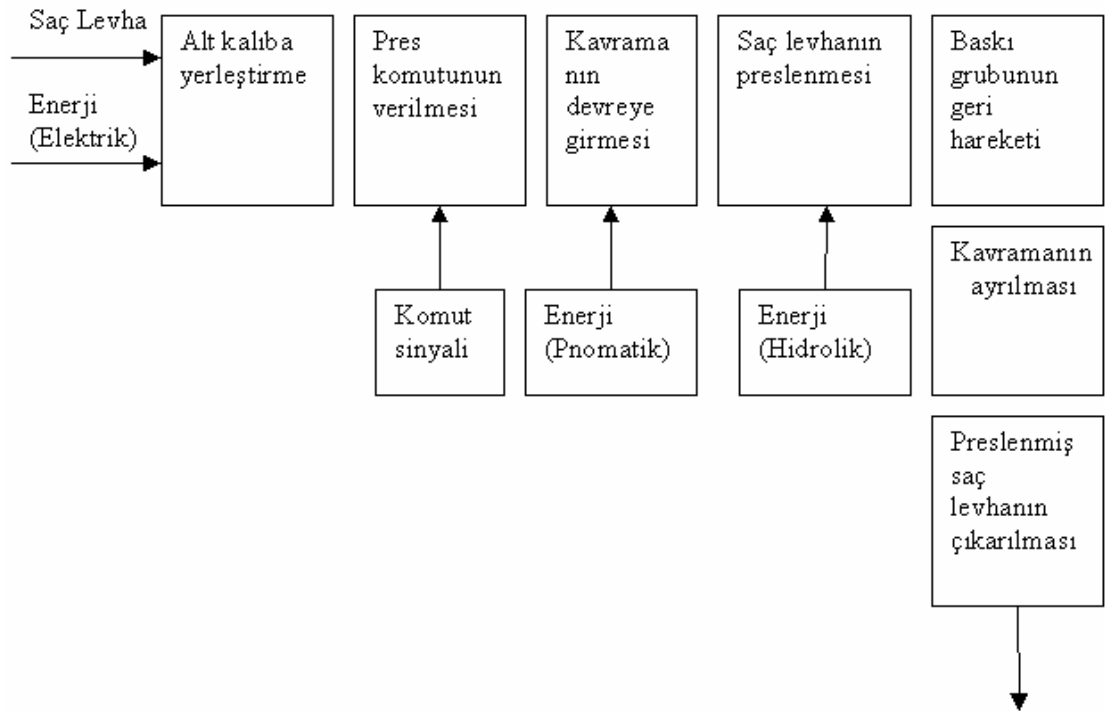
Tablo 3.4 Alt fonksiyonlar ve anlamı

Önemli Alt Fonksiyonlar	Fonksiyonların elde edilmesinin anlamı
Sac levhanın alt kalıba yerleştirilmesi	Presin hazırlanması
Pres komutunun verilmesi	Pres işleminin başlaması
Kavramanın devreye girmesi	Baskı grubunun harekete başlaması
Sac levhanın preslenmesi	Pres işleminin gerçekleşmesi
Baskı grubunun geri hareketi	Başlangıç pozisyonuna dönüş
Kavramanın ayrılması	Pres işleminin bitmesi
Preslenmiş sac levhanın çıkarılması	Pres döngüsünün tamamlanması

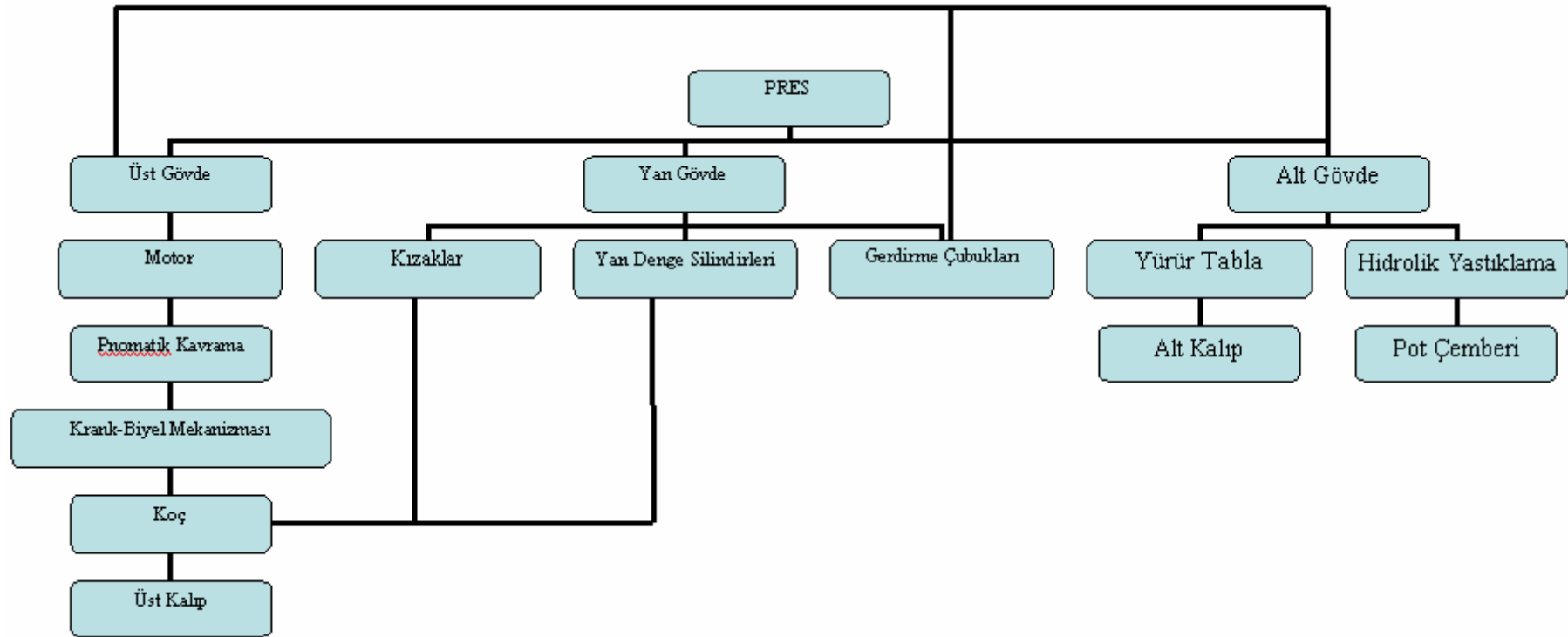
BLOK DİYAGRAMI



FONKSİYON ANALİZİ



PRES SİSTEM ŞEMASI



Şekil 3.3 Pres sistem şeması

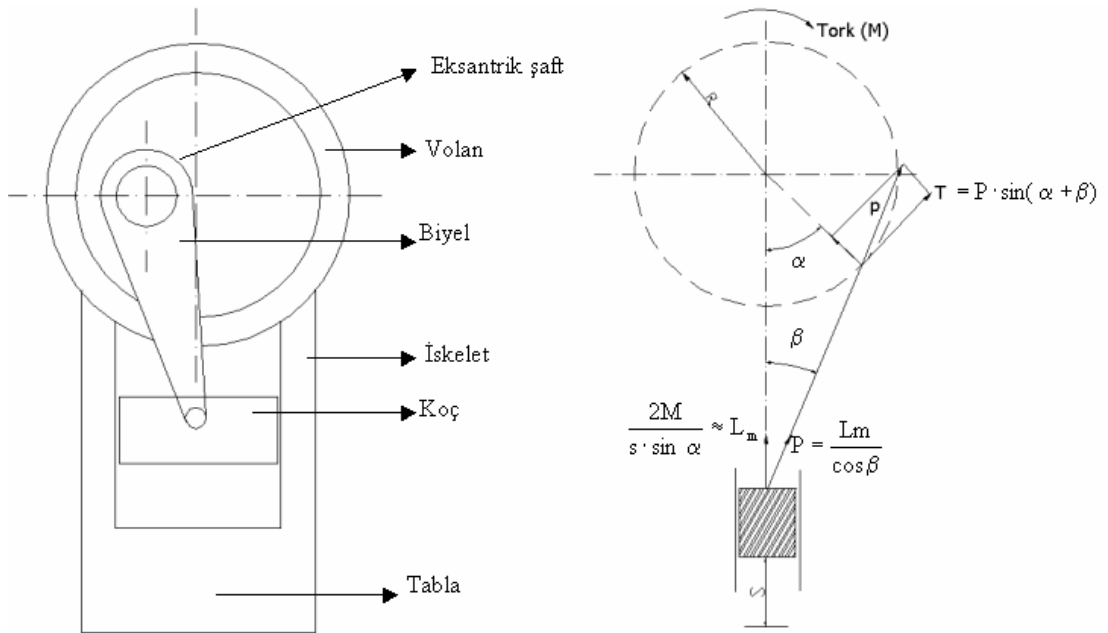
3.2.4 Mukavemet ve Boyutlandırma Hesapları

Hesaplar, koç alt ölü noktadan 1/4 ya da 1/8 in. yukarıda iken yapılmaktadır. Bu nokta da β çok küçük bir değer olduğu için ihmal edilebilmektedir [11].

$$1/4 \text{ in} = h = r(1 - \cos \alpha) = \frac{s}{2} = (1 - \cos \alpha)$$

$$W = \frac{2\pi n}{60}, \quad s = 2r, \quad L_m = \frac{2M}{S \sin \alpha}$$

Volanın baştaki hızı ile işlem sonrası hızı arasındaki fark %10 ile %20 arasında olmaktadır. Hesap %20ye göre yapılacaktır. Şekil 3.4 te hesaplarda kullanılacak kuvvet ilişkileri gösterilmiştir.



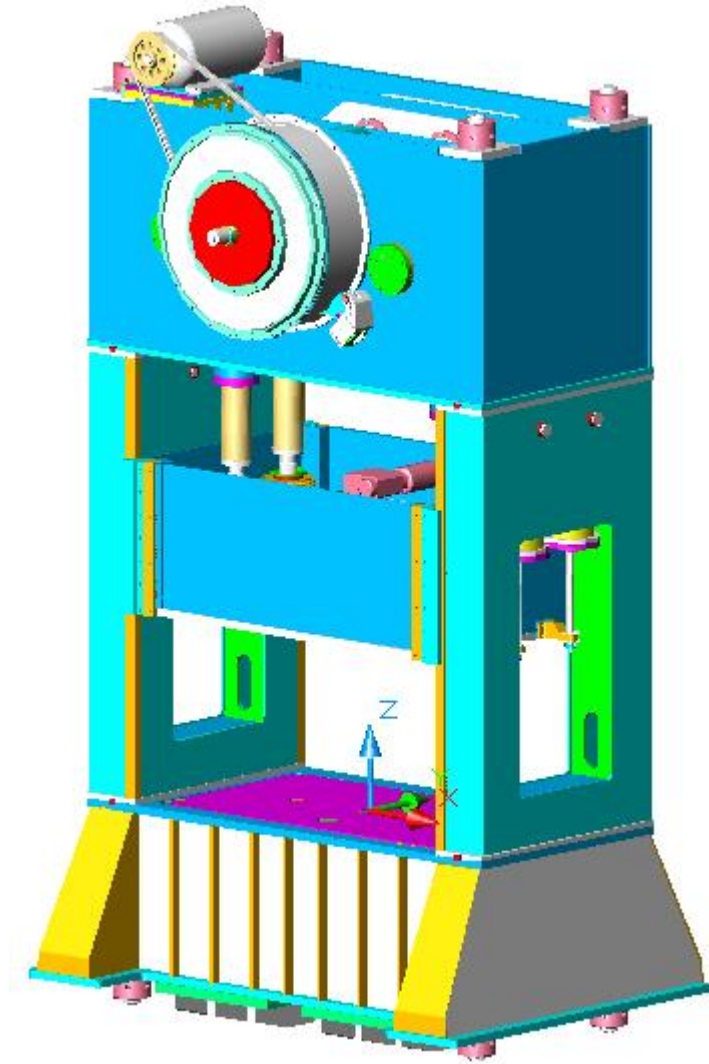
Şekil 3.4 Eksantrik preste kuvvet ilişkileri

Tüm hesaplar Ek 1 ile Ek9 arasında verilmiştir.

3.2.5 Pres imalatı ve uygulama konuları

İlerleyen bölümlerde 500 tonluk mekanik presin imalat aşamaları anlatıldı. Şekil 3.5 de görüldüğü gibi presin üç boyutlu modeli Catia programında tamamlandıktan sonra imalat resimleri hazırlandı. Presin montaj resimleri Ek12 de verildi. Pres, şekil

verme ve kesme işlemini gerçekleştirecek mekanizma ve bu mekanizmayı taşıyan çerçeveden oluşmaktadır.



Şekil 3.5 Presin üç boyutlu modeli

Çerçeveyi oluşturan kısımlar; alt, üst ve yan gövdeler ile koçtur. Bu gövdelerin her biri ayrı ayrı hazırlanarak gerdirmе çubuğu ile yerine monte edilmesi düşünüldü. Her gövdeyi oluşturacak parçaların sipariş listesi hazırlanarak sac plakalar temin edildi. Her parça imalat resmine uygun olarak ve kaynaklı montajdan sonra montaj resminde işlenecek kısımlarında pay bırakılacak şekilde bir borverk veya freze tezgahında işlendi. Daha sonra örneğin alt gövde için alt plaka düzgün bir zemine yerleştirilerek alt tabla üzerine kaynakla monte edilecek plakalar için markalama yapıldı (Şekil 3.6). Bu işlem, montaj işleminin daha hassas ve hatasız gerçekleştirilmesi için yapılmıştır.



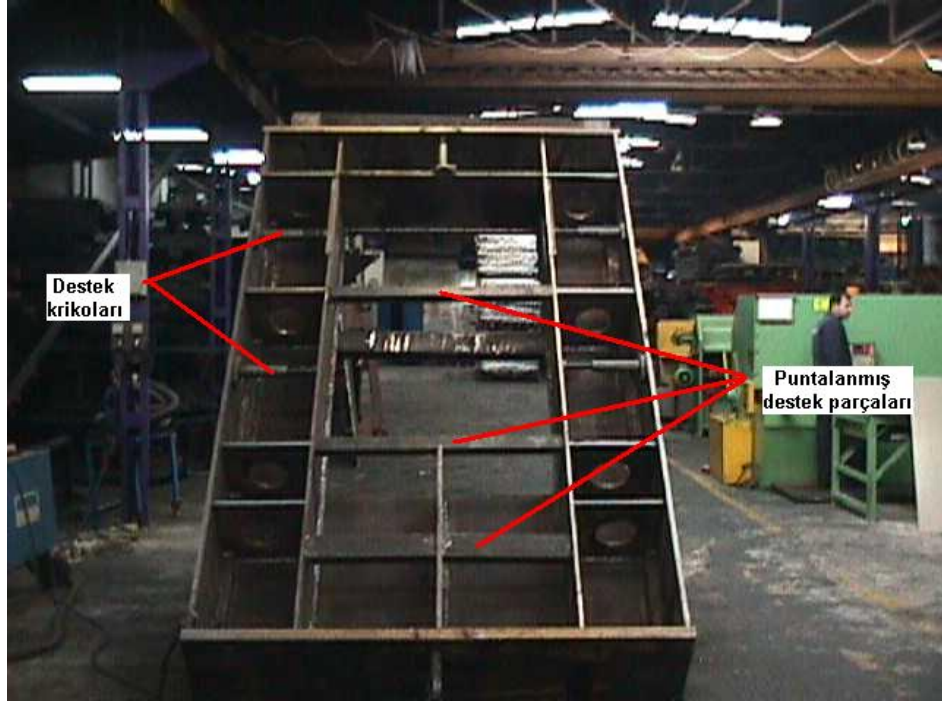
Şekil 3.6 Alt gövdenin alt plakasının montaj için markalanması

Markalanan kısımlara plakalar vinç yardımıyla yerleştirilerek kaynakla puntalandı. Kaynak işleminde ısı dolayısıyla oluşabilecek çekmelerin önlenmesi için tüm parçalar puntalanmadan kaynak yapılmadı (Şekil 3.7).



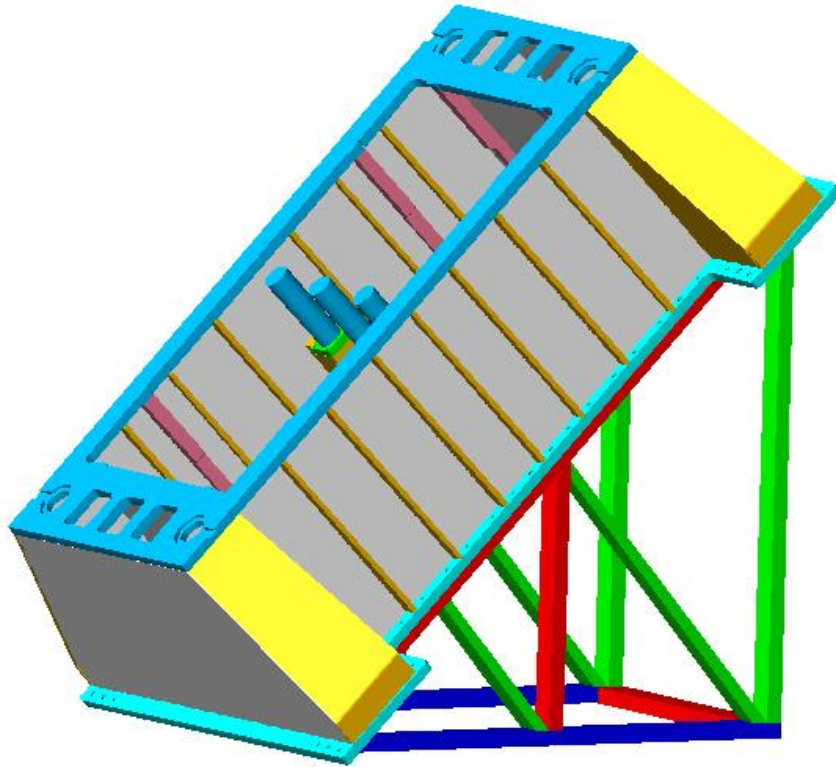
Şekil 3.7 Alt gövdede puntalama işleminin yapılması

Ayrıca, yine aynı nedenden ötürü çekmeye karşı zayıf olabilecek bölgelere sonradan sökülebilecek şekilde destek parçaları kaynatıldı. Bu parçalar tüm kaynak işlemi sonlandıktan sonra taşlanarak söküldü (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Yan gövdede ısııl genişlemeye karşı konan destek parçaları

Kaynak banyosunun, köşe kaynağındaki her iki parçaya eşit dağılımı için bir fikstür tasarlandı (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 Alt gövdenin kaynak fikstürü üzerindeki konumu

Kaynak üç pasoda gerçekleştirildi. İkinci ve üçüncü pasoların yerçekiminden dolayı alt tablaya doğru kaydığı gözlemlendiğinden böyle bir fikstür tasarımına ihtiyaç duyuldu. Fikstür, kaynak yapılacak bölgenin zeminle 45^0 açısı yapması prensibine uygun olarak tasarlanmıştır.

Kaynak yapılırken karşılaşılan en büyük zorluk, kaynağı yapılan gövdenin her defasında çevrilmesi olmuştur (Şekil 3.10). Çevrilen gövdelerin ağırlıklarının 10 ila 30 ton arasında değiştiği düşünüldüğünde, her bir gövdenin döndürülerek fikstür üzerine yerleştirilmesinin nasıl büyük bir sıkıntı oluşturduğu daha iyi anlaşılacaktır. Son olarak, tüm parçaların kaynağında gaz altı kaynağı kullanıldı.



Şekil 3.10 Alt gövdenin fikstürde farklı pozisyonlarda konumlandırılması

Kaynak işlemi biten gövde paslanmaya karşı boyandı. Kaynak nedeniyle oluşabilecek çatlakların tespiti için bir hasarlı muayene yöntemi olan titreşimle muayene yapıldı. Bu işlem için gövde kauçuk ayaklar üzerine oturtularak, bir motor her defasında gövdenin belirli kısımlarına bağlanarak titreşime maruz bırakıldı. Rezonansa sokulan gövdenin bir sonraki rezonansa aynı frekansta ulaşip ulaşmadığı gözlenerek, çatlağın olup olmadığı araştırıldı. Titreşimle, ayrıca kayna sonucu oluşan artık gerilmelerin de bir miktarda olsa giderildiği düşünülmektedir. Ancak bu işlem için tavlama fırınlarında gerilme giderme işlemi uygulanmalıdır. Buradaki en büyük sıkıntı ise yaklaşık 4.5 m' ye varan gövde boyutlarıdır.

Muayene işlemi de bittikten sonra gövde, son işlem için borverk tezgahına alındı. Merkezleme işlemi pres eksen takımı ile borverk eksen takımı kesişecek şekilde yapıldıktan sonra tüm fazla kısımlar montaj resmine uygun olarak işlendi. Alt ve yan

gövdede kayıt yüzeyleri işlenirken, bu yüzeylerin presin şekil verme hassasiyetini en çok etkileyen yüzeyler olduğu düşünülerek daha çok dikkat edildi. Frezeleme işlemi tamamlanan gövde montajı yapılacak bölgede montaj sırası için beklemeye alındı.

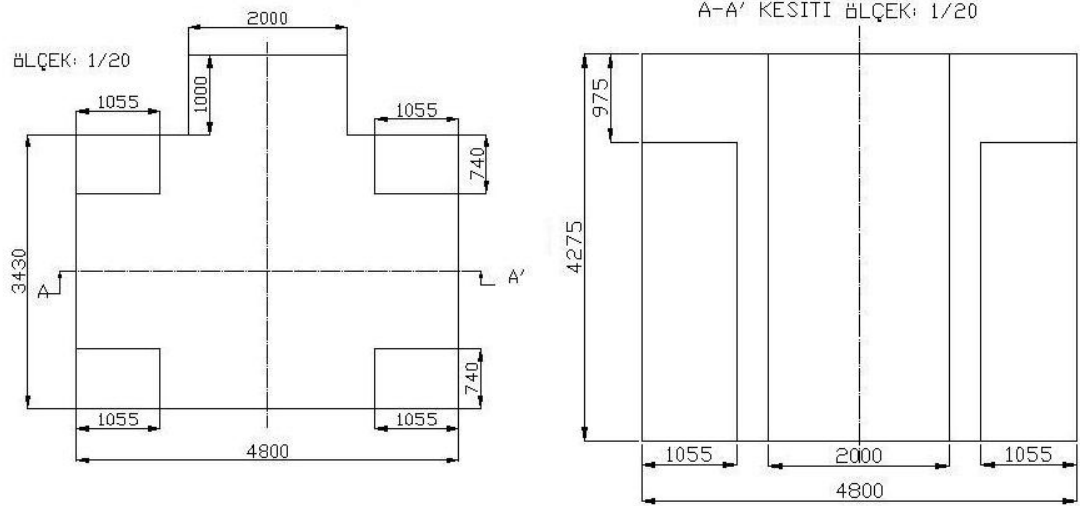
Mekanizmaya gelince, mekanizmayı oluşturan parçalardan kavrama-fren, rulman ve motor gibi standart olanlar kataloglardan seçilerek sipariş edildi. Eksantrik dişliler gibi standart olmayanlar için imalat resimleri hazırlanarak, döküm yöntemiyle imal edilecekler içinse döküm modeli yapılması planlandı.

Karşı dengeleme silindirlerinin ve pnömatik kavramanın basınçlı hava ihtiyacını karşılamak için 2 m yüksekliğinde 1 m çapında üç adet hava tankı gerekli hava miktarı hesaplanarak imal edildi (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Hava tankları

Presin monte edileceği temelin inşası için bir inşaat mühendisine projesi çizdirildi (Şekil 3.12).



Şekil 3.12 Pres temel resmi

Titreşim sönümleyici olarak kauçuk takozlar dört beton ayak üzerine beton döküleceği sırada yerleştirildi (Şekil 3.13). Hem presin hemde temeldeki presin oturacağı yüzeylerin üzerinde bulunan bağlantı cıvatalarının karşılaması için bir master yapıldı. Pres temele alt gövdenin altında bulunan dört köşesindeki yüzeylerden oturduğundan, bu yüzeyler üzerinden master ile alınan ölçüler temele taşınarak cıvata delikleri açıldı.



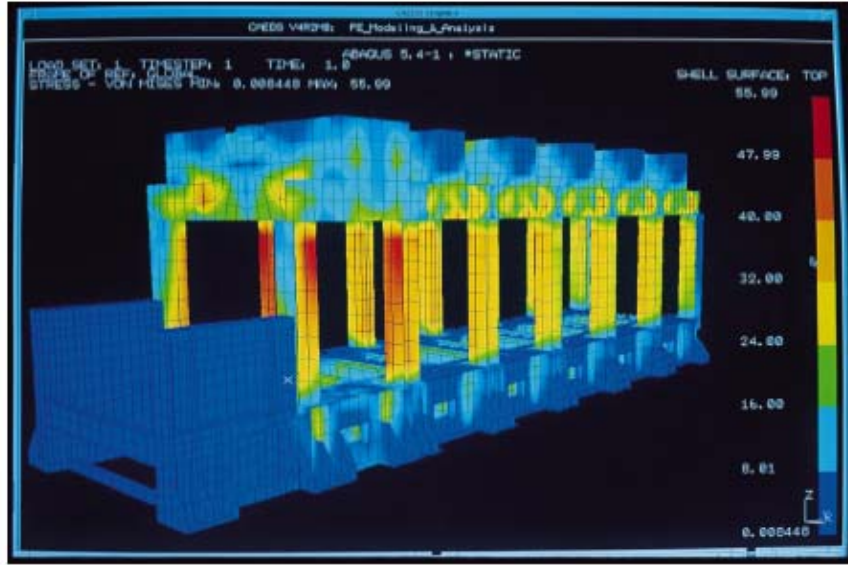
Şekil 3.13 Presin oturacağı beton ayaklar

4 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİNİN PRES GÖVDESİ TASARIMDA KULLANIMI

4.1 Pres tasarımında sonlu elemanlar yönteminin önemi

Başlangıçta pres çerçeveleri kır dökme demirden imal edildi. Kaynak teknolojisi alanında yapılan ilerlemeler, yüksek tasarım esnekliğine imkan tanıyarak, kalın metal plakaların güvenle birleştirilmesini sağladı. Böylece özel ihtiyaçlar için kaynaklı çerçeveye sahip presler hassas bir şekilde tasarlandı.

Kaynaklı ve döküm bileşenlerin bir arada olduğu tasarımlar da mümkündür. Küçük düz kenarlı presler, kaynaklı yekpare çerçeve tipi kullanılarak inşa edilir. Büyük presler ise, işleme ve taşımayı kolaylaştırmak için çok parçalı olarak tasarlanırlar. Pres bileşenleri, presin toplam yüksekliğine sahip gergi çubukları kullanılarak, belirli bir ön gerilme kuvveti ile montaj edilirler (Sekil 2.2). Hem tahrik elemanları ve yardımcı üniteler tarafından gerilmeye maruz kaldığından hem de pres koçunun yataklama hassasiyetini sağlamak için, çerçevenin dikkatli konfigürasyonu esastır.



Sekil 4.1 Pres çerçevesinin FEM optimizasyonu: Eksantrik yük altında gerilme dağılımı

Çerçevenin elastik deformasyon limiti ve yükünün aşılmasına dikkat edilmelidir. Bu karmaşık tasarım gereçlerini sağlamak için pres çerçevesi sonlu elemanlar yöntemi (Şekil 4.1) yardımıyla optimize edilir. Bu da eksantrik yükler altında gerilmelerin tasvirini ve hesaplanmasını gerektirir.

Doğru malzeme dağılımı; yan, alt ve üst gövdeler arasındaki geçişlerin yumuşak olması sağlanarak, müsaade edilebilen maksimum gerilme seviyelerini aşmaktan sakınmak mümkündür. Sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan bileşenlerin bir başka faydası, rijitlik sağlamada ihtiyaç duyulmayan fazla malzemeden tasarruf edebilmektir.

4.2 Amaç ve yaklaşım

4.2.1 Amaç

Yüksek tonajlı, özellikle otomobil tavan, kapı ve kaput saclarının şekillendirilmesinde kullanılan presler, hem parça boyutlarının büyük olmasından hem de yüksek presleme kuvveti ve strok ihtiyacından dolayı büyük ebatlara sahiptirler. Bu tip pres çerçevelerinin imalatında döküm yöntemini kullanmak oldukça güçtür. O yüzden belirli kalınlıkta sac plakaların kaynak ile birleştirilmesi ile pres çerçevesini oluşturan elemanların her biri ayrı ayrı imal edilirler ve daha sonra presin kullanılacağı yerde ön gerilme kuvveti ile gerdirme çubuğu kullanılarak monte edilirler. Bu ön gerilme kuvveti gerdirme çubuğunun ısıtılması ile elde edilir. Bu çalışmada amaç ön gerilme kuvvetinin sonlu elemanlar analizi ile incelenmesi olacaktır.

4.2.2 Yaklaşım

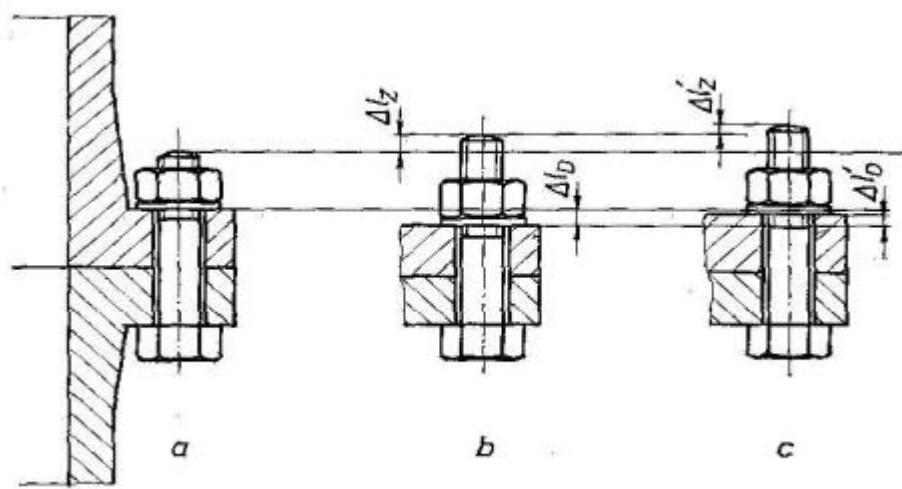
Gerdirme çubuğu ile presin bağlanması için uygulanan ön gerilme kuvvetinin belirlenmesinde hem işletme kuvveti (presleme) kuvveti hem de yaylanma rijitlikleri rol oynar. Sanayide bu kuvvet tecrübelerine dayanarak cıvataya %0.07 oranında uzama veren kuvvet olarak seçilir.

Bir başka yaklaşım cıvata kalitesine ve işletme şartlarına bağlı olarak $F_{i\bar{s}}$ in 2...5 katı olarak seçilir [2]

- Bu analizi gerçekleştirmek için ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanılacaktır.
- Gergi çubuğu ve gövdenin basitleştirilmiş bir modeli oluşturularak, sistem bazı kabuller ve sınır şartları dahilinde analiz edilecektir.
- Gergi çubuğu-çerçeve sisteminin modellenmesinde cıvata-flanş bağlantı prensiplerinden yararlanılacaktır.

4.3 Cıvata flanş bağlantılarında ön gerilme kuvveti

Belirli bir ön gerilme ile sıkılmış cıvataya işletme sırasında da genellikle sıfırla maksimum bir değer arasında değişen işletme kuvvetleri etkir. Şekil 4.2 de basitleştirilmiş bir flanş bağlantısı gösterilmiştir. Parçalardaki şekil değiştirmelerin bulunmasında ve hesap formüllerinin çıkarılmasında yalnız cıvata ve flanşların uzama ve kısılması göz önüne alınacak, flanşın eğilmesi gibi diğer şekil değiştirmeler ihmal edilecektir.



Şekil 4.2 Cıvata bağlantısında şekil değiştirme a. Montaja hazır b. Ön gerilme ile sıkılmış c. işletme kuvveti uygulanmış

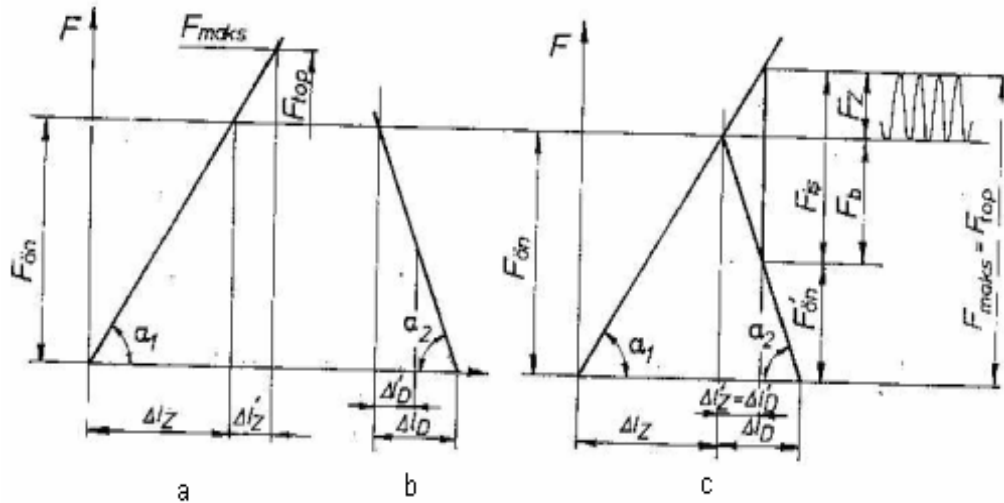
Şekil 4.2 a da bağlantının, cıvata ve somun yerine takılmış, elle sıkılarak boşluğu alınmış, fakat henüz ön gerilme verilmemiş haldeki durumu görülmektedir. Cıvatanın

sıkılması ile $F_{\text{ön}}$ ön gerilme kuvveti etkisinde cıvatada Δl_z kadar bir uzama, flanşlarda ise Δl_D kadar bir kısılma olacaktır, Şekil 4.2 b. Bağlantıya $F_{\text{iş}}$ işletme kuvveti (nominal kuvvet) etkidiği zaman cıvatadaki zorlanma artacak ve cıvata

ek olarak $\Delta l'_Z$ kadar daha uzayacak, buna karşılık flanşlardaki kuvvet azalacağından flanşlar $\Delta l'_D$ kadar bir genişleme yapacaklardır, Şekil 4.2 c. Bu anda cıvataya etkiyen kuvvet F_{maks} değerine çıkacak, flanşa etkiyen $F_{ön}$ kuvveti ise $F'_{ön}$ değerine düşmüş olacaktır. Flanşlar ancak cıvatanın uzama miktarı $\Delta l'_Z$ mesafesi kadar genişleyebileceğinden $\Delta l'_Z = \Delta l'_D$ dır.

4.3.1 Ön gerilme üçgeni

Cıvata bağlantısına etkiyen kuvvetleri ve bağlantıdaki şekil değişmelerini bir gerilme (kuvvet) - uzama diyagramında göstermek mümkündür. Bağlantıda kalıcı bir şekil değiştirme istenmediği için gerilmeler elastik bölgede kalacak, dolayısıyla Hooke kanununa göre uzamalar kuvvetle orantılı olarak artarak doğrusal bir değişim gösterecektir, Şekil 4.3 deki flanş bağlantısı için bu durum Şekil 4.3 a ve b deki diyagramlarda gösterilmiştir. Her iki diyagramın müşterek tarafları olduğundan bunları birlikte çizmek mümkündür. Böylece Şekil 4.3 c de gösterilen ve *Ön gerilme üçgeni* adı verilen diyagram elde edilir.



Şekil 4.3 Cıvata bağlantısında kuvvet-şekil değiştirme
a.Cıvata, uzayan parçalar b.Flanş (conta), kısalan parçalar c.ön gerilme üçgeni

Ön gerilme üçgeninden kolaylıkla görüldüğü gibi bağlantıya işletme kuvveti F_{is} etkidiği zaman cıvata kuvveti F_{top} değerine çıkmakta, işletme kuvveti kalktığı, sıfır olduğu zaman tekrar $F_{ön}$ değerine inmektedir. Cıvatayı ek olarak zorlayan kuvvet F_z dir. Buna karşılık flanşlardaki kuvvet, F_{is} etkisinde azalarak $F'_{ön}$ değerine inmekte, F_{is} sıfır olduğu zamanda tekrar $F_{ön}$ e çıkmaktadır. Flanşlara etkiyen $F'_{ön}$

kuvvetine kalan ön gerilme adı verilir. Cıvataya etkiyen F_{top} kuvveti $F_{ön}+F_{iş}$ değil $F_{iş} + F'_{ön}$ e eşittir.

Ön gerilme üçgeninden F_{top} , F_Z , $F'_{ön}$... kuvvetleri ve diğer büyüklükler, bağlantının elastik özelliklerine (yaylanma rijitlikleri) ve $F_{ön}$, $F_{iş}$ kuvvetine bağlı olarak hesaplanabilir. Ön gerilme üçgeninin çizimi için örnek alınmış olan flanş bağlantısına ait Şekil 4.3 deki ön gerilme üçgeninden elde edilen sonuçlar bütün cıvata bağlantılarına uygulanabilir. Bu nedenle genellikle cıvata yerine çekmeye çalışan (Z indisli), flanş, yerine de basmaya çalışan (D indisli) terimler kullanılacaktır.

4.3.2 Yaylanma rijitlikleri

Şekil 4.3 deki diyagramlar cıvatanın ve basmaya zorlanan kısımların yay karakteristiğidir. Doğruların

$$\operatorname{tg}\alpha_1=C_Z=\frac{F_{ön}}{\Delta l_Z} \quad , \quad \operatorname{tg}\alpha_2=C_D=\frac{F_{ön}}{\Delta l_D}$$

eğimleri cıvata ve basmaya çalışan kısımların birim uzamalarına karşılık olan kuvveti, diğer bir deyimle *yaylanma rijitliklerini* gösterir.

Ön gerilme üçgeninden görüldüğü gibi, Şekil 4.3 c,

$$F_{iş}=F_Z+F_b \quad (1)$$

$$\Delta l'_Z=\Delta l'_D \quad (2)$$

dür. Yaylanma rijitlikleri kullanılarak

$$C_Z=\frac{F_Z}{\Delta l'_Z} \quad , \quad F_Z=\Delta l'_Z C_Z \quad (3)$$

$$C_D=\frac{F_b}{\Delta l'_D} \quad , \quad F_b=\Delta l'_D C_D \quad (4)$$

yazılabilir. Buradan

$$F_{i\dot{s}} = F_Z + F_b = \Delta l'_Z C_Z + \Delta l'_D C_D$$

$$F_{i\dot{s}} = \Delta l'_Z (C_Z + C_D) \quad (5)$$

elde edilir. (3) ve (5) taraf tarafa bölünürse

$$\frac{F_Z}{F_{i\dot{s}}} = \frac{C_Z}{C_Z + C_D}$$

$$F_Z = F_{i\dot{s}} \frac{C_Z}{C_Z + C_D} = F_{i\dot{s}} \frac{1}{1 + \frac{C_D}{C_Z}} \quad (6)$$

ve benzer şekilde

$$F_b = F_{i\dot{s}} \frac{C_D}{C_Z + C_D} = F_{i\dot{s}} \frac{1}{\frac{C_Z}{C_D} + 1} \quad (7)$$

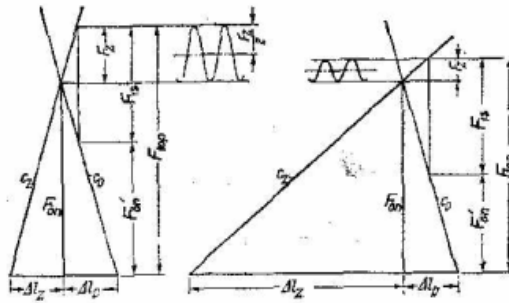
elde edilir. (6) bağıntısına göre F_{is} kuvvetinin etkisinde cıvataadaki ek F_Z kuvveti, $F_{i\dot{s}}$ le orantılı ve yalnız parçaların yaylanma rijitliklerinin oranına bağlıdır.

$F'_{\text{ön}}$ kalan ön gerilme değeri ise

$$F'_{\text{ön}} = F_{\text{ön}} - F_b$$

$$F'_{\text{ön}} = F_{\text{ön}} - F_{i\dot{s}} \frac{1}{\frac{C_D}{C_Z} + 1} \quad (8)$$

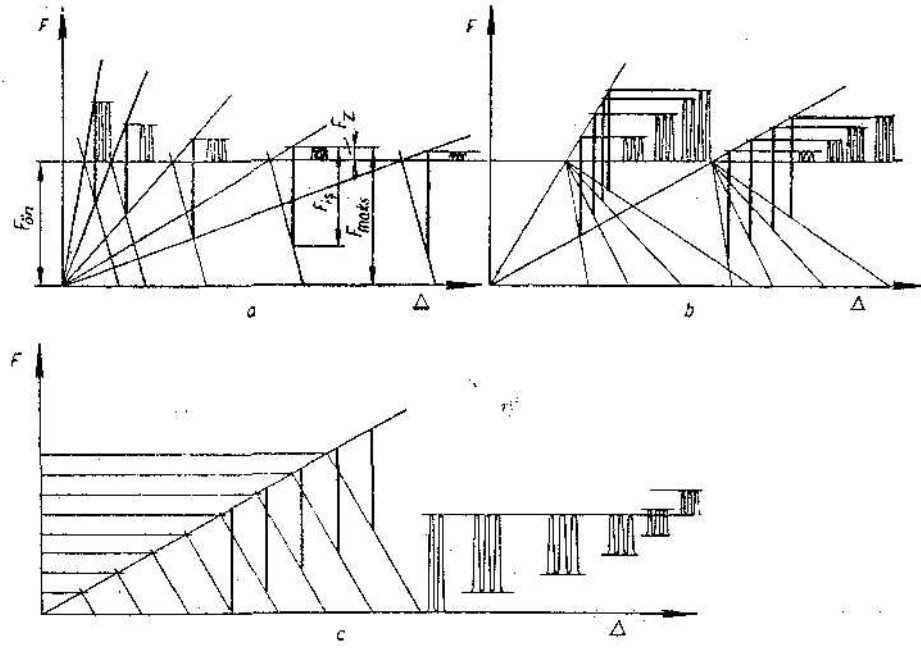
bağıntısı ile hesaplanabilir.



Şekil 4.4 Yaylanma rijitliklerinin oranının etkisi a. $C_D/C_Z=1$ b. $C_D/C_Z=4$

Dinamik zorlanma dolayısıyla, sürekli mukavemet bakımından cıvataya gelen ek F_z kuvvetini mümkün olduğu kadar küçük olması uygun olur. Ön gerilme üçgeni ve çıkarılmış olan bağıntılardan görüleceği gibi F_z yalnız paçaların yaylanma rijitliklerine bağlıdır. Şekil 4.4 de bir karşılaştırma yapmak amacıyla $F_{\text{ön}}$ kuvveti ve sıkıştırılan parçaların C_D değeri sabit kalmak üzere $C_D/C_Z=1/1$ ve $C_D/C_Z=4/1$ oranları için ön gerilme üçgenleri çizilmiştir. Soldaki şekilde daha rijit, sert, sağdaki ise daha esnek bir cıvata söz konusudur. Görüldüğü gibi soldaki bağlantıda $F_z=0,5 F_{i\text{ş}}$, sağdaki ise yalnız $0,2 F_{i\text{ş}}$ (% 60 daha az) dir. Bu sonuca göre dinamik yüke maruz ön gerilmeli sistemlerde cıvataların esnek (uzar cıvata), conta ve sıkılan parçaların ise rijit (sert) olması gerekir. Ön gerilmeli sistemlerde bu nedenle, normal cıvata yerine daha elastik olan uzar cıvatalar kullanılır.

Yaylanma rijitliklerinin etkisini daha iyi gösterebilmek için C_Z veya C_D nin sabit tutulması halinde F_z nin nasıl değişeceği Şekil 4.5 de gösterilmiştir. Ön gerilmeli sistemlerde $F'_{\text{ön}}$ kalan ön gerilme değeri de büyük önem taşır. Bağlantının gevşememesi, sızdırmazlığın sağlanması, sıkma bağlantılarda ise parçaların birbiri üzerinde kaymaması için $F'_{\text{ön}}$ çok küçük olmamalı ve hiç bir zaman da sıfıra düşmemelidir. Şekil 4.3 b deki durum cıvatanın zorlanması bakımından uygun olmakla beraber $F'_{\text{ön}}$ bakımından iyi değildir. Yeteri kadar büyük bir kalan ön gerilme, $F_{\text{ön}}$ gerilmeyi arttırmakla sağlanır. Yalnız bu takdirde F_{top} toplam kuvvet te arttığından mukavemet yönünden yüksek kaliteli çelikten yapılmış uzar cıvata kullanılması gerekir. Büyük ön gerilme, yalnız sızdırmazlık değil aynı zamanda cıvata bağlantısının *oturmasını* sağlar.



Şekil 4.5 C_Z ve C_D nin F_Z kuvvete etkisi
a. C_D sabit , b. C_Z ve C_D değişken , c. $F_{ön}$ değişken

Oturma deyimi vida dişleri ve diğer bütün temas yüzeylerindeki pürüzlerin plastik deforme olup düzelmesini ifade eder. Yüksek Ön gerilme ile oturma işi daha montaj kademesinde olacağından, işletme sırasındaki dinamik yüklerin etkisinde pürüzlerin ezilip bir gevşeme olması ve ön gerilmenin azalması büyük ölçüde önlenmiş olur.

$F_{ön}$ ön gerilme değeri işletme kuvvetine göre seçilir. $F_{ön}/F_{ış}$ oranı en az 2,5 olmalı, bağlantıda conta vs. varsa ve temas yüzeylerinin pürüzlülüğü fazla ise bu oran 3, 5, flanş ve motor kafası gibi sızdırmazlığın çok Önemli olduğu bağlantılarda da 3...5 arasında seçilmelidir.

4.3.3 Yaylanma rijitliklerinin hesabı

Ön gerilme üçgeninden cıvata bağlantısına etkiyen kuvvetlerin analizini yapabilmek için parçaların yaylanma rijitliklerinin de bilinmesi gerekir. Cıvataların veya uzayan parçaların yaylanma rijitlikleri kolay ve hassas bir şekilde hesap edilebilir. Hooke kanununa göre

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

dir. Şekil 4.6 a daki cıvatanın kesit alanı A , uzunluğu- l_z ve malzemenin elastiklik modülü E_Z ise

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_z}, \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

değerleri yardımı ile $\varepsilon = \sigma/E$ ifadesinden yaylanma rijitliği

$$\frac{\Delta l}{l_z} = \frac{F}{AE_Z}$$

$$C_Z = \frac{F}{\Delta l} = \frac{AE_Z}{l_z} = \text{tg}\alpha_1$$

bulunur. Bu bağıntı esnek bir cıvata için A kesit alanının küçük ve l_z cıvatanın uzamaya çalışan kısmının uzun olması gerektiğini gösterir. Bu şartlar *Uzar cıvatalarla* sağlanır, Şekil 4.6 b.

Cıvatanın Δl toplam uzaması her bir ayrı parçanın uzamaları toplamına eşit olacağına göre

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 = \frac{F}{E_Z} \frac{l_1}{A_1} + \frac{F}{E_Z} \frac{l_2}{A_2}$$

yazılabilir. Buradan

$$\frac{1}{C_Z} = \frac{\Delta l}{F} = \frac{l_1}{E_Z A_1} + \frac{l_2}{E_Z A_2}$$

ve genel olarak

$$\frac{1}{C_Z} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \dots$$

sonucu elde edilir. Şekil 4.6 b deki uzar cıvata için benzer şekilde

$$\frac{1}{C_Z} = \frac{1}{E_Z} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \dots \right)$$

bağıntısı ile yaylanma rijitliği hesap edilir.



Şekil 4.6 Yaylanma rijitliğinin hesabı
a. cıvatanın b. uzar cıvatanın

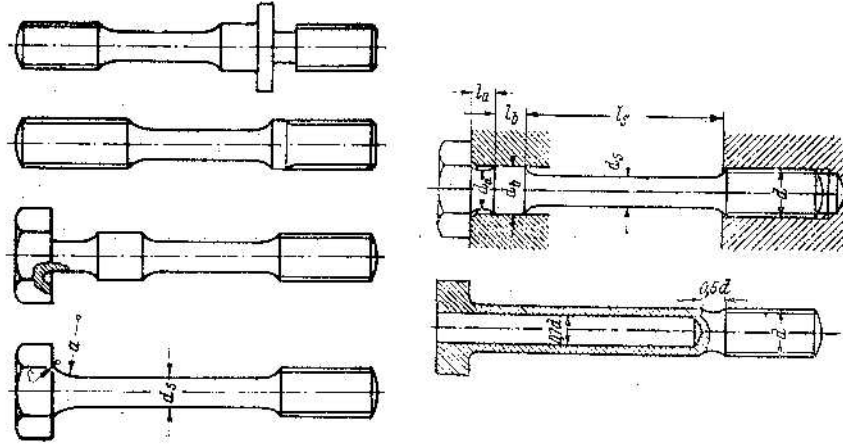
Sıkılan parçaların yaylanma rijitliğinin hesabı oldukça zordur. Zira bir çok hallerde, sıkılan parçada ön gerilme etkisinde elastik deforme olan malzeme bölgesini ve gerilme dağılımını tam olarak tesbit imkânı yoktur. Yalnız içi boş silindirik bir parçada yaylanma rijitliği hassas olarak hesaplanabilir.

Sıkılan parçaların yaylanma rijitliğinin deneysel olarak tayini en doğru yoldur. Monte edilmiş ve belirli ön gerilme verilmiş sisteme kademeli olarak işletme kuvveti etki ettirilir ve uzamalar ölçülür. Bu ölçmelerle $F_{i\dot{s}} = (C_Z + C_D)\Delta l'$ bağıntısına göre $(C_Z + C_D)$ nin toplamı bulunmuş olur. Cıvatanın hesaplanan veya deneyle bulunan C_Z yaylanma rijitliği ile $C_D = (C_Z + C_D) - C_Z$ den C_D elde edilir.

4.3.4 Uzar cıvata

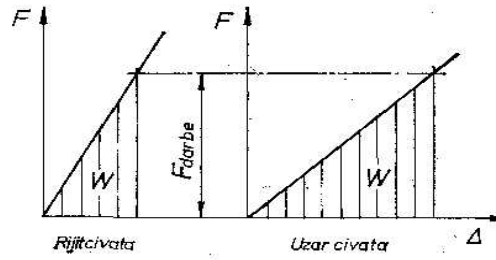
Cıvataya etkiyen değişken gerilme genliğinin ($F_z/2$) küçük olması için yaylanma rijitliği küçük cıvata kullanılması gerekir. Bu ise $C_Z = AE_z/L_z$ bağıntısına göre kesitin küçük, uzunluğun ise büyük tutulması ile sağlanır. Yüksek kalitede çelikten yapılan cıvata kullanılarak kesit küçültülebilir. Ancak vida çapını, özellikle çentik etkisi nedeniyle belirli bir değerin altına indirmek mümkün olmaz. Bu takdirde, Şekil 4.7 deki örneklerde görüldüğü gibi cıvatanın şaft kısmı dış dibinden daha küçük (0,6. ..0,8 d) olmak üzere torna edilerek inceltilir.

Bu kısımların yüzey işçiliği çok temiz yapıldığı, birçok halde taşlandığı, vidalı kısımlara uygun yarıçapla geçiş yapıldığı için çentik etkisi minimuma indirilmiş olur. Uygulamada kırılmalar genel olarak vida açılmış kısımlarda vuku bulmakta, ince olmasına rağmen şaft kısmından kırılmaya pek ender rastlanmaktadır. Şekil 4.7 deki örneklerde görüldüğü gibi uzar cıvataların boyları da arttırılmıştır. Konstrüksiyonlar da uzar cıvataların montajı için uygun çözüm düşünülmelidir.



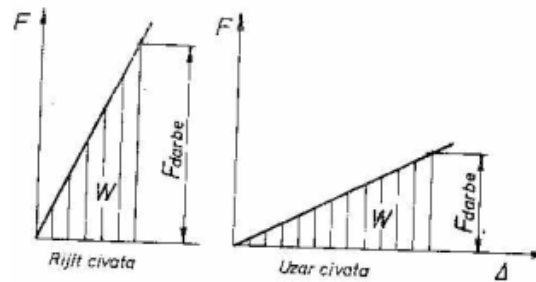
Şekil 4.7 Uzar Cıvatalar

Uzar cıvatalar darbe kuvvetlerinin karşılanmasında bir yay gibi etkiyerek bağlantının aşırı zorlanmasını önlerler. Şekil 4.8 de aynı darbe kuvveti için rijit bir cıvata ile uzar cıvatanın alabilecekleri darbe işi gösterilmiştir. Uzar cıvata daha büyük olan deformasyonu nedeniyle daha fazla darbe işi alabilir.



Şekil 4.8 Rijit ve uzar cıvataların aynı darbe kuvvetinde depo edilebilecekleri iş

Belirli bir darbe işinin alınmasında ise, uzar cıvatanın dolayısıyla konstrüksiyonun maruz kalacağı kuvvet, uzar cıvatanın büyük olan deformasyonu nedeniyle cıvataya göre daha küçük olacaktır (Şekil 4.9)



Şekil 4.9 Belirli darbe işinde rijit cıvata ile uzar cıvatada kuvvet durumu

4.4 ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı

Bu çalışmamızda analizleri gerçekleştirmek için ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanıldı. Bu yazılım mühendisler için aşağıdaki amaçlar için yardımcı olur:

- Yapıların, ürünlerin, bileşenlerin veya sistemlerin CAD modellerini oluşturur veya transfer eder,
- İşletme yüklerini veya diğer tasarım performans şartlarını uygular,
- Gerilme, genleme ve sıcaklık dağılımları ve elektromanyetik alanlar gibi fiziksel cevapları inceler,
- Üretim maliyetlerini azaltmak için tasarımı geliştirme aşamasında optimize eder,
- İstenmeyen sonuçlar doğurabilecek (örneğin biomedikal uygulamalar) durumlarda prototip testleri yapar.

ANSYS programı kullanıcılara, program fonksiyonlarına, komutlara, bilgi ve referans materyallerine kolay ve etkileşimli erişebilme imkanı sunan, çok amaçlı bir grafik kullanıcı ara yüzüne sahiptir. Sezgisel bir menü sistemi, kullanıcıların ANSYS programında gezinti yapmasına yardım eder. Kullanıcılar verileri fare, klavye veya her ikisi ile girebilirler.

4.5 Proje Aşamaları

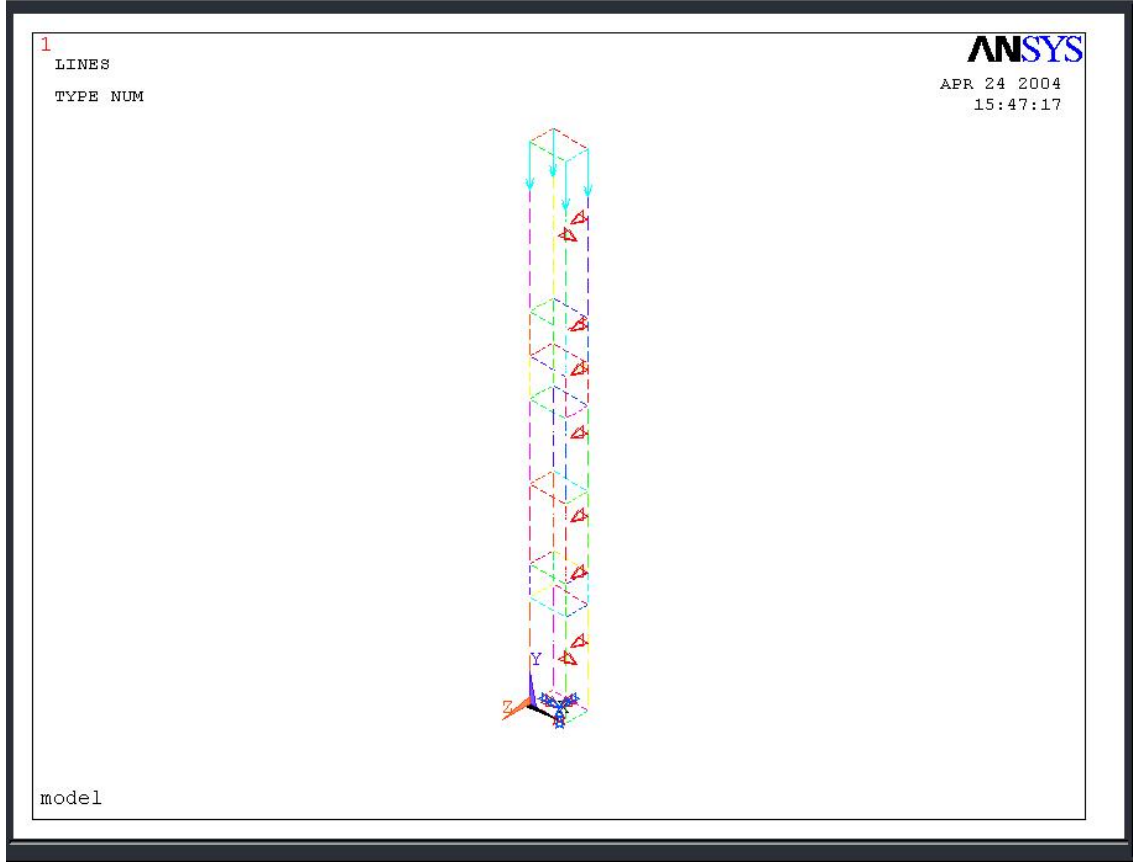
Bu çalışmada üç ayrı simulasyon yapıldı. Önce son şekillendirme safhasında belirlenen ve çerçeveyi oluşturan sac plakaların mevcut kalınlıkları ile çerçevenin yaylanma rijitliği gerdirmeye çubuğu ve çerçeve ayrı ayrı modellenerek belirlendi. Daha sonra sistemin birlikte, ön gerilme ve presleme kuvveti etkisindeki davranışı incelendi. Son olarak sac kalınlıkları değiştirilerek sac kalınlığının çerçevenin yaylanma rijitliğine etkisi incelendi. Tüm simulasyonlar için aşağıdaki aşamalar uygulandı.

- Çerçevenin dörtte biri ANSYS programında modellendi.
- Modellemede çerçeve için Area gerdirmeye çubuğu için Line komutları kullanıldı.
- Mesh için mapped mesh kullanıldı.

- Hesaplar için gerekli bilgisayar hafızasını azaltmak için meshleme sayısı olarak 4 kullanıldı.
- Çerçeve kabuk (shell) eleman ile gerdirme çubuğu çubuk (beam) eleman ile modellendi.
- Presin alt yüzeyden zemine monte edildiği düşünülerek en alt yüzeyde tüm serbestlik dereceleri sıfır olarak kabul edildi.
- Presin dörtte biri modelleneceği için modellenen kısma girmeyen yüzeyler sınır şartı olarak hesaplara yansıtıldı.
- Presleme kuvveti olarak 1250 kN kullanıldı.
- Ön gerilme kuvveti olarak presleme kuvvetinin 3 katına tekabül eden 3750 kN kullanıldı.

4.5.1 Simulasyon 1

İlk olarak tasarımda belirlediğimiz kalınlıkları kullanarak çerçeveye gerdirme çubuğundan bağımsız olarak 3750 kN luk bir kuvvet uygulanacaktır. Şekil 4.9 da da görüldüğü gibi presin sadece dörtte biri modellendiğinden üst ve alt gövdenin iki yan gövdenin ise tek yüzeyine sınır şartı olarak x ve z eksenlerindeki serbestlik dereceleri sıfır alınmıştır. En alt yüzey zemine oturduğundan bu kısımda tüm serbestlik dereceleri sabit alınmıştır.



Şekil 4.9 Tasarlanan çerçevenin dörtte bir modeli ve sınır şartları ile yükler

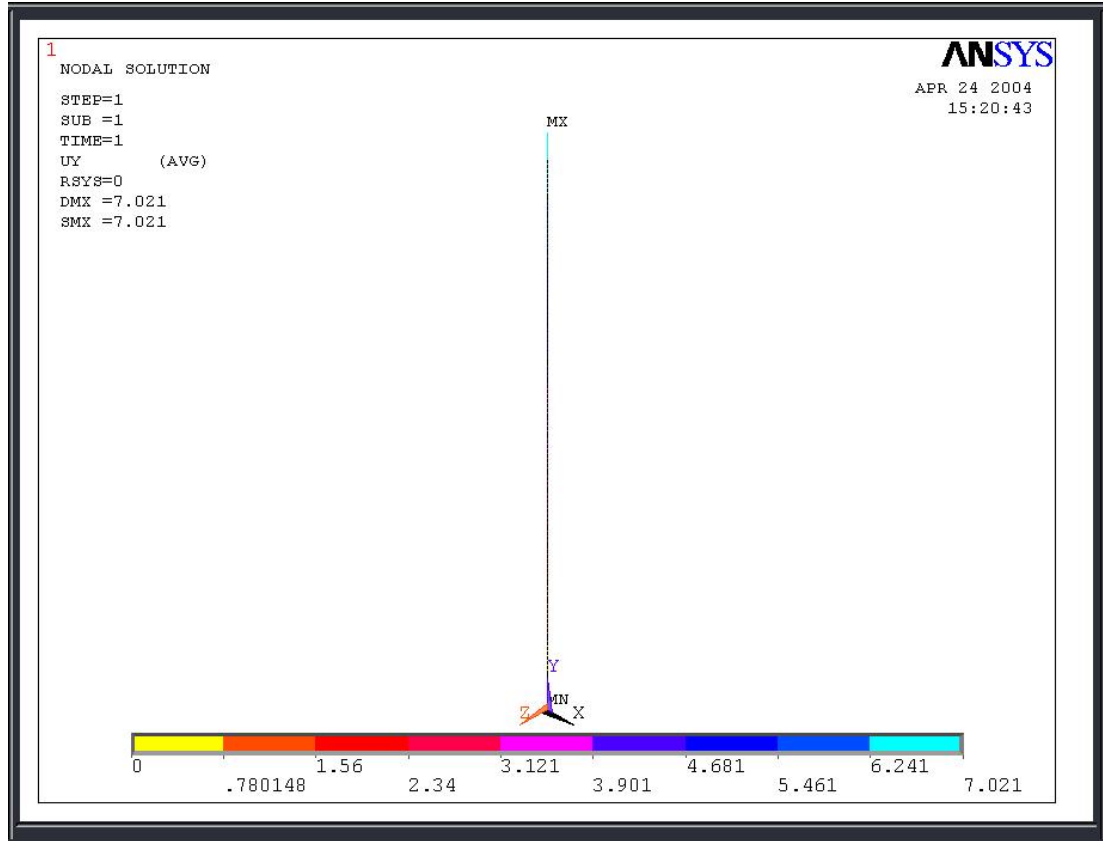
Malzeme özellikleri olan elastiklik modülü $E=210000 \text{ N/mm}^2$ poisson oranı $\nu=0.33$ olarak alınmıştır. Tablo 4.1 de çerçeveyi oluşturan plakaların kalınlıkları ve boyutları verilmiştir.

Tablo 4.1 Pres çerçevesini oluşturan plakaların kalınlık ve boyutları

Gövdeler	Plakalar	Kalınlık (mm)	Uzunluk (mm)	Genişlik (mm)
Alt Gövde	Alt plaka	60	503	325
	Ön ve arka plaka	30	1230	503
	Yan plakalar	30	1230	325
	Üst plaka	60	503	325
Yan Gövde	Alt plaka	45	503	325
	Ön ve arka plaka	15	3575	503
	Yan plakalar	15	3575	325
	Üst plaka	45	503	325
Üst Gövde	Alt plaka	50	503	325
	Ön ve arka plaka	25	2000	503
	Yan plakalar	25	2000	325
	Üst plaka	50	503	325

Aynı işlemler gerdirme çubuğu için de yapılmıştır. Gerdirme çubuğunun boyu 6945 mm çapı ise 150 mm olarak alınmıştır. Malzeme özellikleri çerçevedeki gibi tanımlanmış olup ön gerilme kuvveti 3750 kN alınmıştır.

Çubuk için yapılan analiz neticesinde, çubukta 7.021mm lik bir uzama elde edilmiştir (Şekil 4.10).



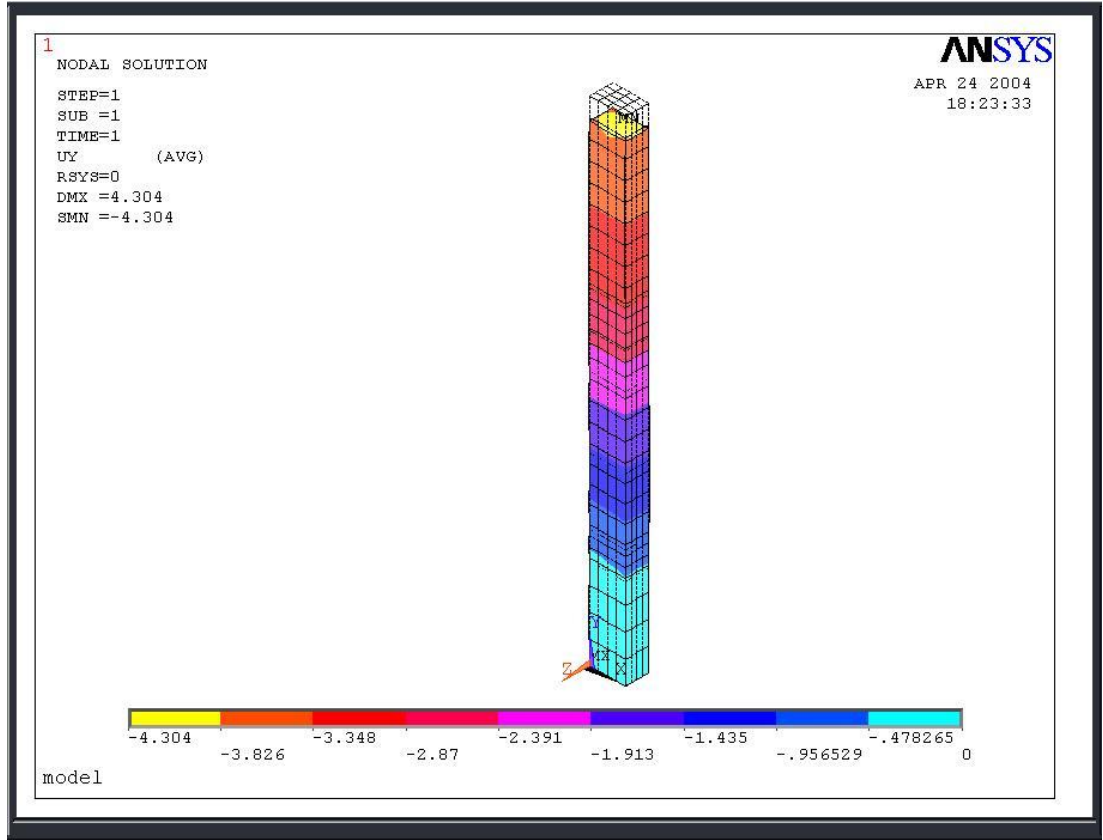
Şekil 4.10 Gerdirme çubuğunda oluşan yer-değiştirmeler

Aynı şekilde çerçevede yapılan analiz neticesinde 4.304 mm lik bir kısalma gözlenmiştir (Şekil 4.11).

Bu değerler kullanılarak gerdirme çubuğu ve çerçeve için yaylanma rijitlikleri aşağıda hesaplanmıştır.

$$C_Z = \frac{F_{\text{ön}}}{\Delta l_Z} = \frac{3750}{7.021} = 534 \text{ kN/mm} \text{ ve } C_D = \frac{F_{\text{ön}}}{\Delta l_D} = \frac{3750}{4.304} = 871 \text{ kN/mm}$$

Görüldüğü gibi çerçeve çubuktan 1.63 kat daha rijittir.



Şekil 4.11 Çerçeve de ön gerilme etkisinde oluşan kısalma

Kuvvetlerin analizini yaparsak

$$F_Z = F_{i\dot{s}} \frac{C_Z}{C_Z + C_D} = 1250 \frac{534}{534 + 871} = 475 \text{ kN}$$

$$F_b = F_{i\dot{s}} - F_Z = 1250 - 475 = 775 \text{ kN}$$

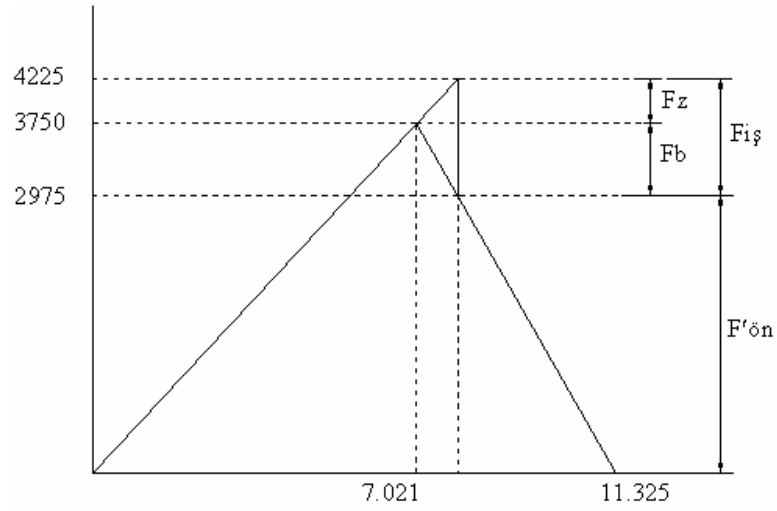
$$F'_{\text{ön}} = F_{\text{ön}} - F_b = 3750 - 775 = 2975 \text{ kN}$$

olarak bulunur.

İşletme kuvveti etkisinde ön gerilmeli sistemin yer-değiştirmesi hesaplanırsa aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta l'_Z = \frac{F_{i\dot{s}}}{C_Z + C_D} = \frac{1250}{534 + 871} = 0.89 \text{ mm}$$

elde edilen veriler şekil 4.12 de ön gerilme üçgeninde gösterilmiştir.



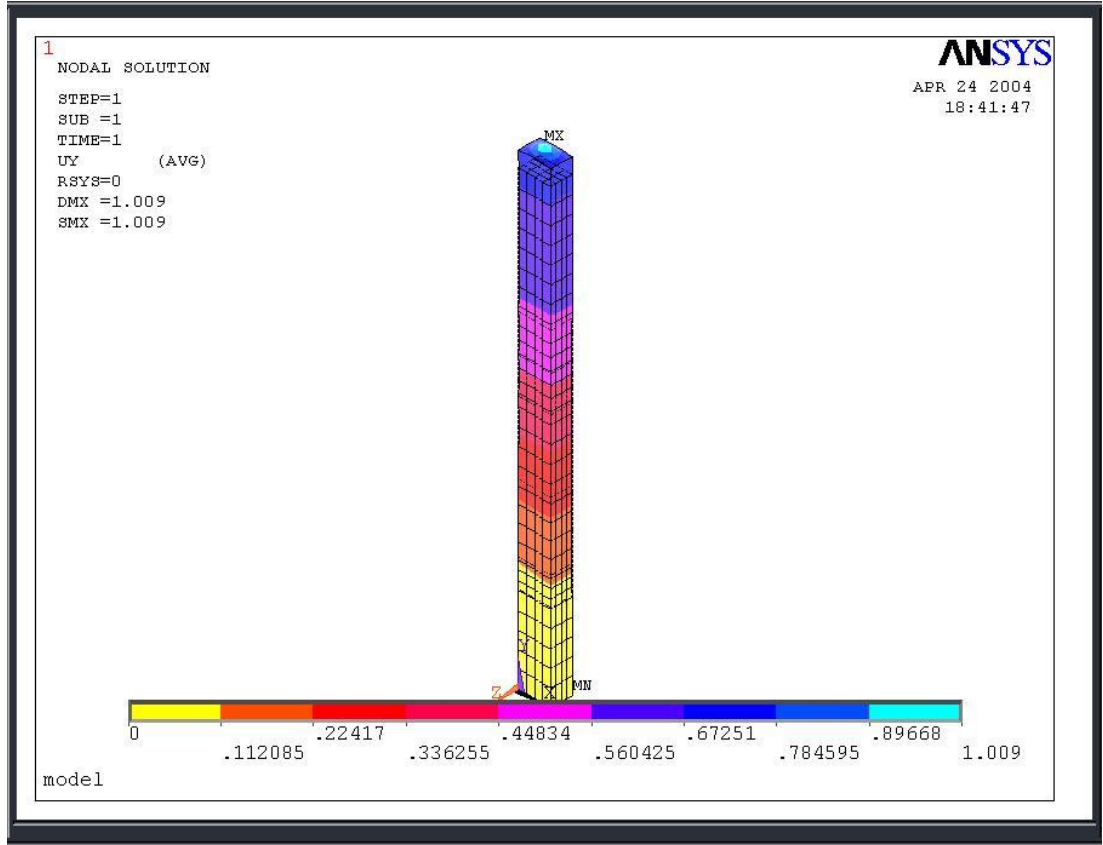
Şekil 4.12 3750 kN luk kuvvet altında ön gerilme üçgeni

4.5.2 Simulasyon 2

İlk simulasyonda sistem ikiye ayrılmıştı. Çözümü basitleştirmek için çerçeve ve gerdirme çubuğu ayrı ayrı modellenerek ön gerilme kuvveti altındaki davranışları incelenmişti. Ön gerilme kuvveti altında oluşan yer değiştirmeler kullanılarak gerdirme çubuğunun ve çerçevenin yaylanma rijitlikleri bulunmuştu. Kuvvetler analiz edilerek kalan ön gerilme $F'_{ön}$ nün yeterince büyük F_z in ise küçük olduğu görülmüştü.

Bu bölümde gerdirme çubuğu - kolon sistemi beraber modellenerek işletme kuvveti altındaki davranışı incelenmiştir. Gerdirme çubuğu çerçeveye alt ve üst noktadan bağlanmış ve 3750 kN luk bir ön gerilme kuvveti verilmiştir. Malzeme özellikleri ve plaka boyutları simulasyon 1 deki ile aynıdır. Daha sonra sistem 1250 kN luk presleme kuvvetine maruz bırakılmıştır. Oluşan yer-değiştirmeler Şekil 4.13 te verilmiştir.

Şekil 4.13 te de görüldüğü gibi maksimum yer-değiştirme 0.897 ila 1.009 arasındadır. Simulasyon 1 de sistemin ayrı ayrı analiz edilerek elde edilen sonuçlardan analitik yolla ulaşılan değer bu sınırlar arasındadır.



Şekil 4.13 Ön gerilmeli sistemin işletme kuvveti etkisinde yer-değiştirmesi

4.5.3 Simulasyon 3

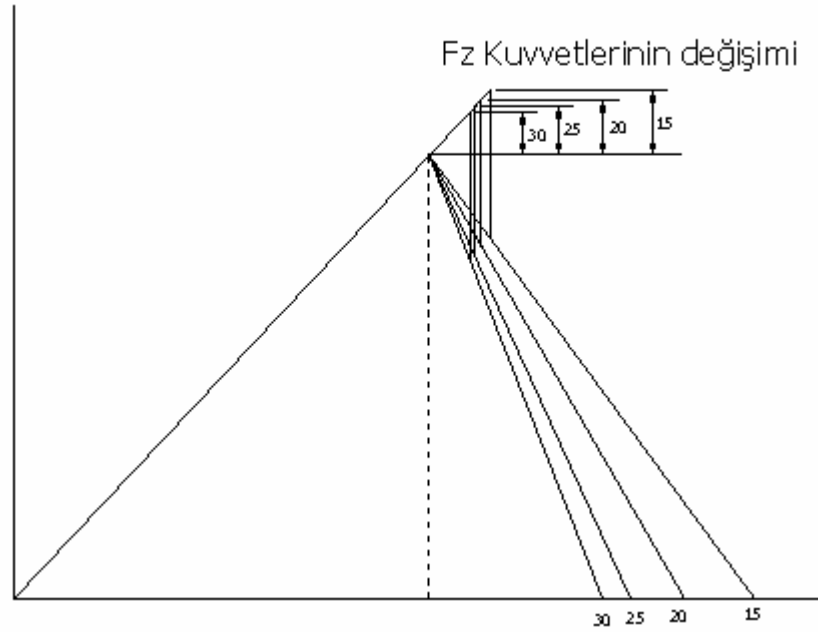
Bu kez plaka kalınlıkları ile çerçevenin yaylanma rijitliğinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Yatay yani xz düzlemindeki plaka kalınlıkları tasarım değerlerinde bırakılarak xy ve yz düzlemlerindeki tüm plaka kalınlıkları değiştirildi. Çerçeve sırasıyla 15, 20, 25 ve 30 mm kalınlıkta plakalarla modellendi. Elde edilen sonuçlar tasarım değerleri ile karşılaştırıldı.

Analizler neticesinde bulunan sonuçlar Ek10 ve Ek 11 de verilmiştir. Ayrıca değerler ve bu değerlerle hesaplanan yaylanma rijitlikleri Tablo 4.2 de verilmiştir. Tablodan da görüldüğü gibi plakaların kalınlıkları ile birlikte çerçevenin yaylanma rijitliği de artmaktadır. Ancak kalınlıkların artması ile sistemin ağırlığı artmakta ve maliyetlerde artmaktadır. Elde edilen sonuçlar dikkatle incelendiğinde tasarım boyutları ile elde edilen yaylanma rijitliği tüm plakaların 20 mm olması ile elde edilen değere çok yakındır. Üstelik sistem 25 mm kalınlıkla elde edilen zorlanmalara maruzdur.

Tablo 4.2 Analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Kalınlık (mm)	Tasarım kalınlıkları	15	20	25	30
Maksimum yerdeğiştirme (mm)	-4.304	-5.491	-4.227	-3.458	-2.934
Y ekseninde maksimum gerilme (N/mm ²)	-280.4	-315.5	-289.3	-280.3	-275.1
Von mises kriterine göre gerilme (N/mm ²)	313.5	330.7	322.9	313.5	302.3
Maksimum birim şekil değişimi (10 ⁻³)	0.935	0.993	0.965	0.935	0.900
Yaylanma rijitlikleri (kN/mm)	871	683	887	1084	1278
Cıvataya gelen ek kuvvet F _Z (kN)	475	548	470	413	368

Sonuç olarak daha hafif bir sistemin rijitliği ve daha ağır bir sistemin dayanımı tasarım verileri ile sağlanmıştır. Yaylanma rijitlikleri kullanılarak çizilen ön gerilme üçgeni Şekil 4.14 te görülmektedir.



Şekil 4.14 Farklı kalınlıkta plakalar kullanılarak elde edilen ön gerilme üçgeni

5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Özellikle otomotiv ve beyaz eşya sanayiinde sac şekillendirme işlemi gün geçtikçe daha büyük bir öneme sahip olmaktadır. Bu konuda gerek akademik gerekse pratik çalışmalar yapılmaktadır. Şekillendirilen parçanın malzemesinden imalat yöntemine değin bir dizi çalışma halen sürmektedir. Zamanın, rekabetin ve maliyetlerin önemli olduğu bu alanda yapılan çalışmalar şu şekilde özetlenebilir:

- Şekillendirilen parçanın malzemesi, örneğin yüksek dayanımlı hafif alaşımlar
- Sıcaklığın şekillendirme üzerine etkileri, örneğin soğuk, sıcak, yarı-sıcak şekillendirme uygulamaları
- Şekillendirme yöntemleri, örneğin çekme, sıvama, bükme, kesme
- Kalıp teknolojisi,
- Pres teknolojisi ve otomasyonu,
- Bilgisayar destekli tasarım, imalat ve analiz yöntemleri

Bu yüksek lisans tez çalışmasında yukarıda sayılan faaliyetlerden ikisi üzerine yoğunlaşmıştır. Bunlar pres teknojsi ve sonlu elemanlar analizidir. Pres tasarımı üzerine literatür çalışması yapılmış ve bu çalışmalar ışığında örnek bir pres tasarımı sistematik konstrüksiyon çerçevesinde gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmalar esnasında ülkemizde yüksek tonajlı pres imalatçısının çok az sayıda olduğu görülmüştür. Yüksek tonajlı presler, 400 ton ve üzerinde presleme kuvvetine sahip presler, büyük boyutlarından dolayı çok parçalı yapılmakta ve gerdirmе çubuğu ile belirli bir ön gerilme kuvveti ile monte edilmektedirler. Dolayısıyla burada ön gerilme kuvvetinin tayini hem sistemin dayanımı ve ömrü açısından hem de presin şekillendirme hassasiyeti açısından büyük önem taşımaktadır. Ancak bu kuvvetin nasıl belirleneceği bilgisinin yeterli olmayışı pres imalatçılarını endişelendirmektedir. Pres imalatı sanayide ticari bir konu olması dolayısı ile bu tür bilgiler bir sır gibi saklanmaktadır. Ancak tecrübeler ışığında bu kuvvetin belirlenmesinde bazı yaklaşımlar mevcuttur. Bunlar:

- Gerdirme çubuğunun ısıtılarak %0,07 oranında uzatılmasına tekabül eden kuvvet
- Cıvata kalitesine ve işletme şartlarına bağlı olarak işletme kuvvetinin 2 ila 5 katı olarak seçilen kuvvettir.

Bu çalışmada bu ön gerilme kuvvetinin belirlenmesinde cıvata-flanş bağlantılarından faydalanılarak bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve bazı kabuller dahilinde bilgisayarlı analiz yöntemi ile sistemin yaylanma rijitlikleri belirlenmiştir. Sac plakaların kalınlıkları değiştirilerek kalınlığın pres çerçevesinin rijitliğine ne tür bir etki yaptığı incelenmiştir. Bundan iki amaç umulmuştur:

- Presin aşırı yüklenmesinden dolayı oluşabilecek hasarlara karşın belirli bir esnekliğinin olması gerekmektedir.
- Presin imalatında dayanıma ve rijitliğe etkisi olmayan malzemeden hem maliyet hem de ağırlık açısından tasarruf edilmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmalar ANSYS programı ile gerçekleştirilmiştir. Analizlerde katı model yerine iki boyutlu elemanlarla modelleme yoluna gidilmiştir. Özellikle kabuk ve çubuk elemanlar kullanılan modellerde sistemin xz ve yz eksenlerinde simetrik olmasından yararlanılarak dörtte biri modellenmiştir. Bunun gerçekleştirilmesi için bazı kabuller sınır şartları olarak belirlenmiştir. Sistemin basitleştirilerek gerekli bilgisayar hesaplarının ve hafızasının azalması amaçlanmıştır. Analizler yeterli bilgi ve tecrübenin olmayışından dolayı presin çalışma şekli dinamik olmasına karşılık statik şartlarda gerçekleştirilmiştir. Tüm kabullerin elde edilen sonuçların hassasiyetini olumsuz yönde etkileyeceği unutulmamalıdır.

Bu çalışmada gerçekleştirilemeyen ama bundan sonra bu alanda yapılacak araştırmalar için aşağıdaki uygulamaların yapılması önerilebilir.

- Çok parçalı, gerdirme çubuğu ile ön gerilmeli bağlanmış yüksek tonajlı bir preste gerdirme çubuğu ve çerçeve üzerine strain gauge ler yerleştirilerek yer-değiştirmelerin ölçülmesi ve bu yer değiştirmelerden faydalanılarak çerçevenin yaylanma rijitliğinin belirlenmesi, analiz sonuçlarının gerçeğe ne kadar yakınsadığının bilinmesi açısından önemli bir deneysel çalışma olacaktır.

- Bir diğ er çalışma sistemin davranışının dinamik yükleme koşulları altında incelenmesidir. Bunun için Visual Nastran ve benzeri programlarda simulasyonlar gerçekleştirilebilir.
- Gövdenin dinamik yükleme şartları altındaki gerilme seviyelerinin belirlenmesi, aşırı yüklemeye karşı alınacak kestirimci bakım faaliyetlerinin presin hangi kısımlarında daha önemli olduğunun saptanması açısından bir başka çalışma olabilir.
- Pres otomasyonu hazırlık sürelerinin azaltılması açısından büyük önem arz etmektedir. Bu s relerin azaltılarak üretime dönüştürülmesi firmaların karını ve rekabet gücünü büyük oranda artırmaktadır. Otomasyon faaliyetleri kalıbın prese yerleştirilmesi için yürür tabla, hassas bir şekilde ayarlanması için klemp sistemleri, sacın prese beslenmesi için otomatik yükleyici kollar ve çıkan parçaların istiflenmesi için yürüyen bant ve konveyör sistemleri uygulamaları olarak sayılabilir. Bunların iyileştirilerek s relerin kısılması seri üretimde büyük kazançlar sağlayacağından bu konuda yeni tasarımlar gerçekleştirilebilir.

Bu  alışma, sac şekillendirme presleri, sistematik konstrüksiyon ve  n gerilme teorisi ile ilgili literatürden derlenmiş ve çalışma kapsamında gerçekleştirilmiş analizler ve sonuçlarını içermektedir. Bu bilgiler ilerde gerçekleştirilecek çalışmalarda yol gösterme ve karşılaştırma amaçlı olarak kullanıldığında faydalı olacak niteliktedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Schuler GmbH**, 1998. Metal Forming Hanbook, Springer-Verlag, Heidelberg.
- [2] **Gediktaş, M.**, 1976. Bağlama Elemanları konstrüksiyon ve Hesap, Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, İstanbul.
- [3] **Dagli, C. and Kusiak, A.**, 1994. Intelligent Systems in Design and Manufacturing, ASME PRESS , New York.
- [4] **Wilson I.G. and Wilson M.E.**, 1970. From Idea to Working Model, Wiley-Interscience, New York
- [5] **Cross, N.**, 1989. Engineering Design Methods, John .wılay and Sons Ltd. SUK.
- [6] **Starkey, C.V.**, 1992. Engineering Design Decisions, Edward Arnold , UK.
- [7] **Dym, C.L. and Little, P.**, 2000. Engineering Design, A Project–Based Introduction, John Wiley and Sons, inc., USA.
- [8] **Dieter, G.**, 1983. Engineering Design, A Materials and Processing Apporoach, McGraw-Hill, Japan.
- [9] **Savcı, M.**, 1975. Makine Elemanları Problemleri, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul.
- [10] **İleri, H.**, 1973. Makine Elemanları Hesabı, Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu.
- [11] **Altan, T., Gegel, H.**, 1983. Metal Forming: Fundamentals and Applications, American Society for Metals

EKLER

Ek1 Volan hesabı

$$S=0.5\text{m}, R=\frac{S}{2}=0.25\text{ m}$$

$$L_m = 500\text{ton} = 500.000\text{kg} \cdot 9,81\frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4.905.000\text{N}$$

$$\frac{1}{4}\text{in} = 0.00635\text{m} = h = r(1 - \cos \alpha) = 0.25(1 - \cos \alpha)$$

$$\cos \alpha = 0,9746 \Rightarrow \alpha = 12,94^\circ$$

$$L_m = \frac{2M}{s \cdot \sin \alpha} \Rightarrow 4.905.000 = \frac{2M}{0.5 \cdot 0,224}, M = 274680\text{Nm}$$

Pnömatik kavramada %6 lık kayıp olduğunu kabul edersek;

$$M_g = M \cdot 1,06 = 291160,8\text{ Nm}$$

Motor için öngörülen devir: $n_m = 1500\text{ d/d}$

$$\text{Volanın normal devri : } n_{v0}=500\text{ d/d}, \quad W_{v0}=52,36\text{ s}^{-1}$$

$$\text{Volanın işlem sonrası devri: } n_{v1} = 500 \cdot 0,80 = 400\text{d/d}, \quad W_{v1}=41,89\text{ s}^{-1}$$

(Hesaplarda işlem sırasında %20 lik yavaşlama göz önünde bulundurulmuştur)

$$\text{Sistemdeki iki krank milinin devirleri : } n_{k1} = n_{k2} = n_k = 17\text{ d/d}, \quad W_k = 1,78\text{ s}^{-1}$$

$$\text{Sistemin başlangıçtaki enerjisi : } E_0 = \frac{1}{2} I_v \cdot W_{v0}^2$$

$$\text{Sistemin işlem sonundaki enerjisi : } E_1 = \frac{1}{2} I_v \cdot W_{v1}^2$$

$$\text{Harcanan enerji : } E_H = E_0 - E_1 = \frac{1}{2} I_v (W_{v0}^2 - W_{v1}^2) \quad (1)$$

olduğunu belirtmiştir. O halde harcanan enerji;

$$E_H = M_g \cdot \frac{\pi}{6} = 152451,4 \text{ Nm}$$

(1) no'lu denklemden

$$152451,4 = \frac{1}{2} I_v (52,36^2 - 41,89^2)$$

$$I_v = 309 \text{ kgm}^2$$

Tasarımda $I_v = 351 \text{ kgm}^2$ olan volan kullanıldı.

Ek2 Motor gücü hesabı

Motorun bir döngüde volana kazandırması gereken enerji :

$$E_H = 152451,4 \text{ Nm}$$

$$\text{Döngü süresi: } t_d = 7,5 \text{ sn}$$

$$\text{İşlem süresi : } t_i = 3,5 \text{ sn}$$

$$\text{Bekleme süresi: } t_b = t_d - t_i = 4 \text{ sn}$$

$$\text{Motor için gereken güç} = P_m = \frac{E_H}{t_b} = \frac{152451,4}{4} = 38112,85 \text{ W}$$

$$38112,85 \cdot 0,00164 = 51,1 \text{ Hp}$$

Tasarımda 40 kW gücünde motor kullanıldı.

Ek 3 Kayış-kasnak Hesabı

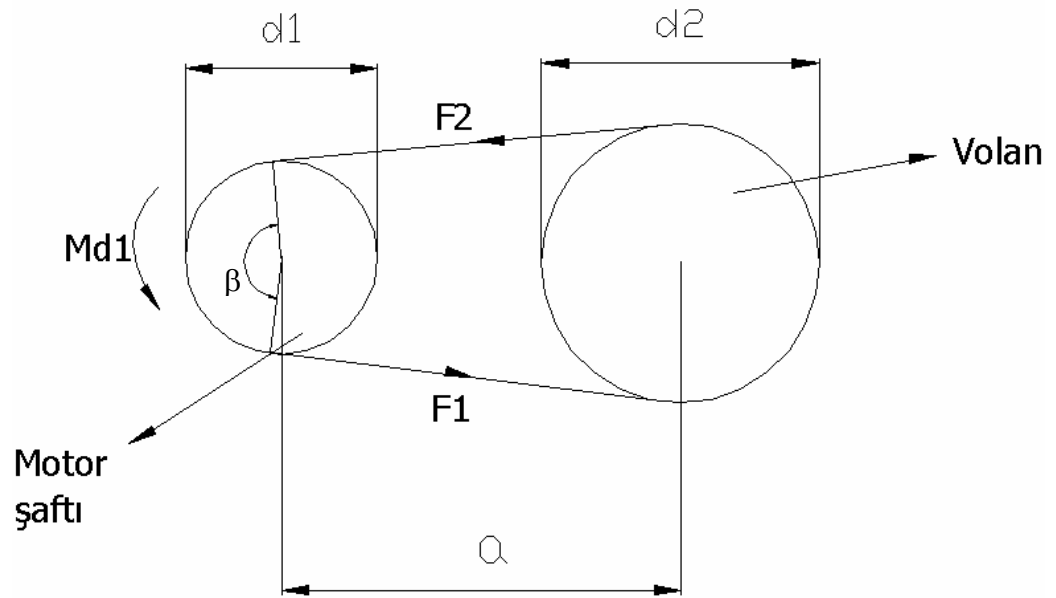
İletilen güç : $P = 40 \text{ kW}$

$$n_{\text{motor}} = 1500 \text{ d/d}$$

$$n_{\text{volan}} = 500 \text{ d/d}$$

$$d_{\text{volan}} = 1250 \text{ mm}$$

$$d_{\text{motor}} = 1250 \cdot \frac{500}{1500} \cong 417 \text{ mm}$$



Kayış tipi : SPA ($P_1^* = 11,2 \text{ kW}$)

İlgili Faktörler : Çalışma faktörü : $K_0 = 1,1$

Sarılma açısı faktörü : $K_B = 0,91$

Uzunluk faktörü : $K_L = 1,02$

Kasnak faktörü : $K_K = 1$

$$i_{12} = \frac{1500}{500} = 3$$

$$a = (d_{\text{volan}} + d_{\text{motor}}) = 1333,6 \text{ mm}$$

$$L = 2a + (d_{\text{volan}} + d_{\text{motor}}) \cdot \frac{1}{2} + (d_{\text{volan}} - d_{\text{motor}})^2 \cdot \frac{1}{2} = 3464 \text{ mm}$$

$$z = \frac{P \cdot K_0}{P_1 \cdot K_B \cdot K_L \cdot K_K} = 4,23 \Rightarrow z = 5 \text{ seçilir. (} z = \text{ kayış sayısı)}$$

Ek4 Kavrama seçimi

Volana gelen moment :

$$M_v = M_g \cdot n_K / n_{v1} = 291160,8 \cdot 17/400 = 12374,3 \text{ Nm} \Rightarrow$$

ORTLINGHAUS kavrama kataloğundan

$M_{\text{clutch}} = 14500 \text{ Nm}$ olan 0-406-910-76-100 no lu havalı kavrama/fren seçildi.

Burulma hesabı :

Volan mili malzemesi : Ck22, $\tau_{\text{Dinamik}} = 170 \text{ Mpa}$, $s = 2$ seçilirse

$\tau_{\text{em}} = 85 \text{ MPa}$ olmaktadır.

$$\tau_{\text{em}} \geq \frac{16M}{\pi \cdot d^3}$$
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12374,3}{\pi \cdot 85 \cdot 10^6}},$$

$d \geq 90,5 \text{ mm}$ çıkar. En dar kesit $d = 120 \text{ mm}$ seçilmiştir.

Rulman seçimi :

$$M_{\text{volan}} = 1550 \text{ kg} = 1550 \cdot 9,81 = 15206 \text{ N}$$

$F_{e2} = M_{\text{volan}} \cdot k$, $k = 2$ alınırsa

$$F_{e2T} = 30412 \text{ N} \Rightarrow 2 \text{ adet rulman kullanılacağı için } F_{e\text{ş}} = F_{e\text{ş}T} / 2 = 15206 \text{ N}$$

$$n_{v0} = 500 \text{ d/d}$$

20 yıl garanti için $L_h = 175200 \text{ saat}$

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = 5256 \text{ için } \frac{c}{F_{e\text{ş}}} \cong 17,5 \quad C = 266105 \text{ N}$$

SKF rulman kataloğundan 7228BCB çift sıra bilyalı, eğik rulman seçildi.

Ek5 Eksantrik Mili

Eksantrik mili başına düşen moment : $M_{eks} = M/2 = 145580,4 \text{ Nm}$

Eksantrik mili malzemesi : GS60, malzemenin burulma etkisindeki yorulma dayanımı için

$$\tau_D = 140 \text{ Mpa}$$

$$\tau_D \geq \frac{16M_{eks}}{\pi d^3} \Rightarrow d \geq 0,174 \text{ m}$$

$d = 180 \text{ mm}$ seçildi.

Eksantrik mili civataların hesabı

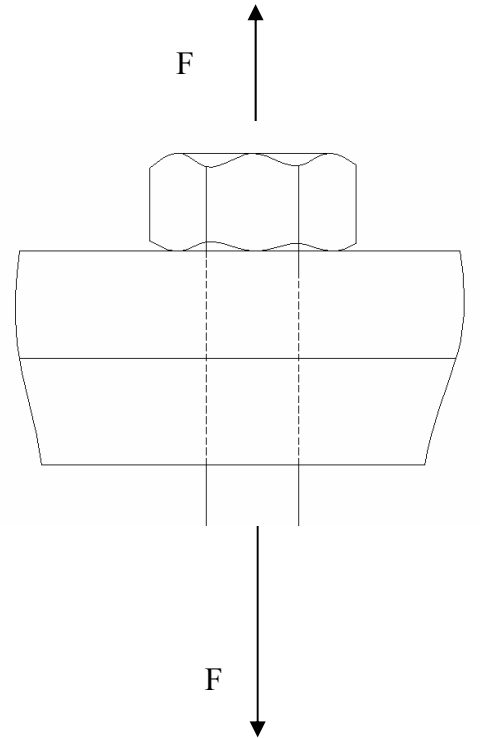
Eksantrik milleri konstrüksiyonda 3 sıra halinde 10 ar civata ile sabitlenmiştir.

Emniyet açısından tek sıra oldukları kabul edilirse;

$$F = \frac{4.905.000 \text{ N}}{10} = 490500 \text{ N}$$

Civata için:

d_1 : diş dibi çapı
d_2 : ortalama çap
h : hatve
z : diş sayısı



Çekme Kontrolü

Civatanın malzeme kalitesi 8.8

$$\sigma_{ak} = 8.8 = 64 \text{ daN} / \text{mm}^2 = 640 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ak} \geq \frac{F_{civ}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{civ}}{\pi \cdot \sigma_{AK}}} \Rightarrow d_1 \geq 31,24 \text{ mm}$$

$d_1 = 36,154 \text{ mm}$ olan M42 cıvata seçildi.

$$d_2 = 39,077 \text{ mm}$$

$$h = 4,5 \text{ mm}$$

Vida dişinin eğilme kontrolü

z : diş sayısı

t : dişin taşıma derinliği $= \cos 30 \cdot h$

$$t = \cos 30 \cdot 4,5 = 3,897 \text{ mm}$$

$$z \geq \frac{F}{n \cdot d_2 + \sigma_{AK}}$$

$$z \geq 1,6 \Rightarrow z = 2 \text{ alınır.}$$

Ek6 Gerdirme Çubuklarının hesabı

$$L_M = 4.905.000 \text{ N}$$

Bu kuvvet gerdirme çubuklarına çekme kuvveti olarak etkir. 4 adet gerdirme çubuğuna

eşit dağıldığı kabul edilirse;

$$F_g = \frac{L_M}{4} = 1.226.250 \text{ N}$$

Gerdirme çubuğu malzemesi : 1040 imalat çeliği, (sıcak haddelenmiş)

$$\begin{array}{l} \text{Malzeme için} \quad \sigma_{ak} = 414 \text{ Mpa} \\ \sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{3} = 138 \text{ Mpa} \end{array}$$

$$\sigma_{em} \geq \frac{F_g}{A_g} = \frac{1.226.250}{\pi \frac{d^2}{4}}, \quad d \geq 0,107 \text{ m} \Rightarrow d = 120 \text{ mm seçildi.}$$

Ek7 Yastıklamanın hesabı :

Yastıklamanın 80 tonu hidrolik silindir kuvveti(ütüleme kuvveti) ile karşılanmaktadır. Ayrıca 300 mm lik yastıklama stroğu sonunda 10 tondan 30 tona ulaşabilen 4 adet pnömatik silindir ile de sönümleme kuvveti sağlanmaktadır. Bu silindirler alt gövdeye önden flanş bağlantısı ile monte edilmişlerdir.

Hidrolik yastıklama

$$F = 80 \text{ ton} = 80.000\text{kg}$$

$$P = 100 \text{ bar} = 100 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$P = 100 \text{ bar} = 100 \text{ kg/cm}^2$$

$$F=P.A$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 800\text{cm}^2$$

$$D \approx 32\text{cm} = 320\text{mm}$$

CELKA A.Ş. firmasının yetkililerinden 300mm stroklu 80 ton kuvveti sağlayacak ve 100 bar da çalışabilecek hidrolik silindirin ölçüleri talep edildi.

Buna göre silindir borusu için;

Malzeme	St52
D _{iç}	320mm
D _{dış}	360mm

Mil için;

Malzeme	Ck45
D	200mm

Pnömatik yastıklama

4 adet pnömatik silindir kullanılması tasarlanmıştır. Buna göre 450mm x A 'lık toplam hacimde, ilk 150mm de 3 bar basınç bulunmaktayken, 300mm lik strok sonunda basıncın 9 bar'a yükseldiği kabul edilmiştir. ($P_1V_1 = P_2V_2$)

$$F_{\min} = 10 \text{ ton,}$$

$$F_{\max} = 30 \text{ ton}$$

$$P_{\min} = 3 \text{ bar}$$

$$P_{\max} = 9 \text{ bar}$$

$$\text{Silindir başına kuvvet} = F_s = \frac{F_{\min}}{4} = 2,5 \text{ ton}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad d \approx 320 \text{ mm}$$

CELKA A.Ş. firmasının yetkililerinden uygun silindir ölçüleri talep edilmiştir.

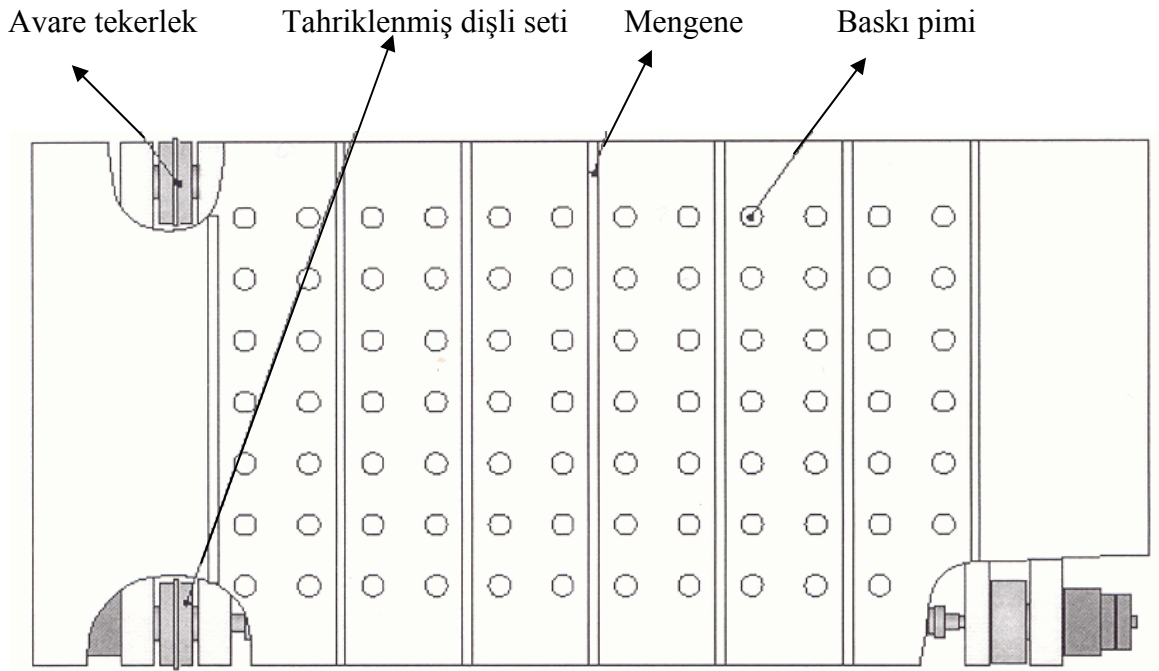
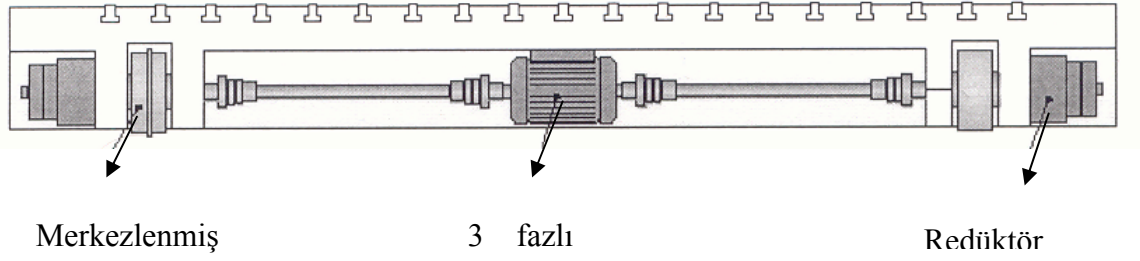
Buna göre silindir borusu için;

Malzeme	St52
D _{iç}	320mm
D _{dış}	330mm

Mil için;

Malzeme	Ck45
D	50mm

Ek8 Yürür Tablanın Hesabı



Kalıp ağırlığı = 30 ton = 30000kg

$$F_N \approx 30000N$$

Sürtünme Kuvveti : F_s

$$F_s = \mu \cdot F_n , \text{ çelik/çelik için } \mu=0,025$$

$$F_s = 0,025 \cdot 300000 = 7500N$$

$$M = F_s \cdot d_t$$

Tekerlek çapı hesabı:

Tekerlek malzemesi : GGG50 , $\sigma_{ak}=350$ Mpa , s = 3 seçilirse

$$P_{em} = \sigma_{ak}/s = 350/3 = 110 \text{ Mpa}$$

$$P = \frac{F_p}{b_t \cdot d_t \cdot k_1 \cdot k_2} \leq P_{em}$$

$$F_R = F_N/4 = 300.000/4 = 75.000 \text{ N}$$

F_R = Radyal Kuvvet (tekerlek kuvveti)

b_t = tekerlek genişliği

k_1 = dönme ile ilgili katsayısı

k_2 = toplam işlem zamanıyla ilgili katsayı

Tablolardan $k_1 = 1,0$; $k_2 = 1,1$

Konstrüksiyon ile orantılı seçimler $b_t = 30$ mm, $d_t = 100$ mm

$$P = \frac{75000}{0,03 \cdot 0,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1} = 22,7 \text{ MPa} \leq P_{em} \Rightarrow \text{seçimler güvenlidir.}$$

$$M = F_s \cdot d_1 = 7500 \cdot 0,1 = 750 \text{ Nm}$$

$$\text{Gerekli devir sayısı : } V = 4 \text{ m/dk seçilirse } n = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{4}{2 \cdot \pi \cdot 0,05} \cong 12,7 \text{ d/d}$$

$n = 13$ d/d seçildi.

Güç hesabı :

$$P = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{750 \cdot 13}{9550} = 1,02 \text{ kW}$$

Yılmaz redüktör kataloğundan :

EV 125-100 L/4a motor seçildi.

Tip : EV 125-100 L/4a

Güç : $P = 2,2$ kW

Çıkış devri : $n = 17$ d/d

Çıkış torku : $M = 810$ Nm

Çıkış gücü : $P_2 = 1,43$ kW

Ağırlık : $W = 79,5$ kg

Burulma hesabı :

Şaft çapı : $d = 40\text{mm}$ alınırsa,

$$\tau = \frac{16M}{\pi \cdot d^3} = \frac{16.750}{\pi \cdot (0,04)^3} \cong 60\text{MPa}$$

şaft malzemesi : St50, $\tau_b = 140\text{ Mpa}$ $\Rightarrow \tau_b > \tau \Rightarrow$ şaft emniyetlidir.

Kama hesabı :

$d = 45\text{ mm}$ için kama

$$b \times h = 14 \times 9\text{mm}$$

$$t_1 = 5,5\text{mm}$$

$$t_2 = 2,9\text{mm}$$

boyutları

Yüzey basınç kontrolü:

$$F_t = \frac{2M}{d}$$

$$P = \frac{2M}{t_2 \cdot l \cdot d} \leq P_{em}$$

$$t_2 \approx \frac{h}{2} \Rightarrow P = \frac{4M}{h \cdot l \cdot d} \leq P_{em}$$

Kama malzemesi St50 için $\sigma_{ak} = 290\text{Mpa}$

$$P_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{s}, s = 2 \Rightarrow P_{em} = \frac{290}{2} = 145\text{MPa}$$

$$P = \frac{4.450}{0,009 \cdot 1,045} \leq 145 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$l \geq 51,1\text{mm} \Rightarrow l = 56\text{ mm}$ seçildi.

Kesme kontrolü :

$$\tau = \frac{F_t}{b.l} = \frac{2M}{b.l.d} \leq \tau_{em} = 140\text{MPa}$$

$$l \geq \frac{2M}{b.d.\tau_{em}} = 17\text{mm}$$

$l = 56\text{ mm}$ emniyetlidir.

Tekerlek kaması hesabı :

$D = 40\text{mm}$, kama boyutları

$$b \times h = 12 \times 8\text{mm}$$

$$t_1 = 4,9\text{mm}$$

$$t_2 = 2,6\text{mm}$$

Yüzey basıncı kontrolü :

$$P = \frac{F_t}{t_2.l} = \frac{2M}{t_2.l.d} \leq P_{em}$$

$$t_2 \cong \frac{h}{2} \Rightarrow P = \frac{4M}{h.l.d} \leq P_{em}$$

$$P = \frac{4.750}{0,008.10,04} \leq P_{em} = 145\text{MPa}$$

$$l \geq 64,7\text{mm} \Rightarrow l = 70\text{mm}$$

seçilmiştir.

Kesme kontrolü

$$\tau = \frac{F_t}{b.l} = \frac{2M}{b.l.d} \leq \tau_{em} = 140\text{MPa}$$

$$l \geq \frac{2M}{b.d.\tau_{em}} = 22,3\text{mm}$$

$l = 10\text{mm}$ emniyetlidir.

Rulman Seçimi Hesabı :

Yürür tabla $3 \cdot 10^5$ N ile yüklenecektir. Sistem statik olarak algılanmalıdır, dinamik yük söz konusu değildir. Hız $n < 33$ d/d dır. Yüksek yüklenmeden dolayı 8 adet silindirik rulman kullanılmaktadır.

P_0 = Statik eşdeğer yük

X_0 = Statik radyal yük katsayısı

Y_0 = Statik eksenel yük katsayısı

F_r = radyal yük

F_a = eksenel yük

$$P_0 = X_0.F_r + Y_0.F_a \Rightarrow F_a = 0$$

$$F_r = \frac{F_N}{8} = \frac{3 \cdot 10^4}{8} = 37500 \text{ N}$$

$$P_0 = F_r = 37,5 \text{ kN}$$

S_0 = statik emniyet katsayısı = 0,5 (titreşimli yükleme için)

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \Rightarrow C_0 = S_0.P_0 = 0,5.37,5 = 18,75 \text{ kN}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

ORS-STEYR Rulmanları kataloğundan NUP2 08 tipi silindirik rulman seçilmiştir.

NUP2 08											
d	D	B	E	F	J	r	r ₁	C _{mod}	C _{0mod}	C _{iso}	C _{0iso}
Mm						Yük faktörü		kN			
40	80	18	70	50	54,2	2	2	43,8	40,5	38,8	24,3

Ek9 Yan denge silindirlerinin hesabı

500 tonluk baskı kuvvetinin 1/10 'u alınarak 50 tonluk kuvvete karşı 2 adet pnömatik silindir kullanılmıştır.

$$F_{\text{top}} = 50 \text{ ton}$$

$$P = 5 \text{ bar}$$

$$F = \frac{F_{\text{top}}}{2} = 25 \text{ ton}$$

$$A = \frac{F}{P} = \frac{25000 \text{ kg}}{5 \text{ bar}} = 5000 \text{ cm}^2$$

$$\text{Boru iç çapı } d_{\text{iç}} = 800 \text{ mm}$$

$$\text{Mil çapı } d_{\text{mil}} = 60 \text{ mm kullanılmıştır.}$$

Silindirin mil tarafından hava girişi olacağından ;

$$A = \frac{(d_{\text{Biç}}^2 - d_{\text{m}}^2) \cdot \pi}{4} = \frac{((80 \text{ cm})^2 - (6 \text{ cm})^2) \cdot \pi}{4} \approx 5000 \text{ cm}^2$$

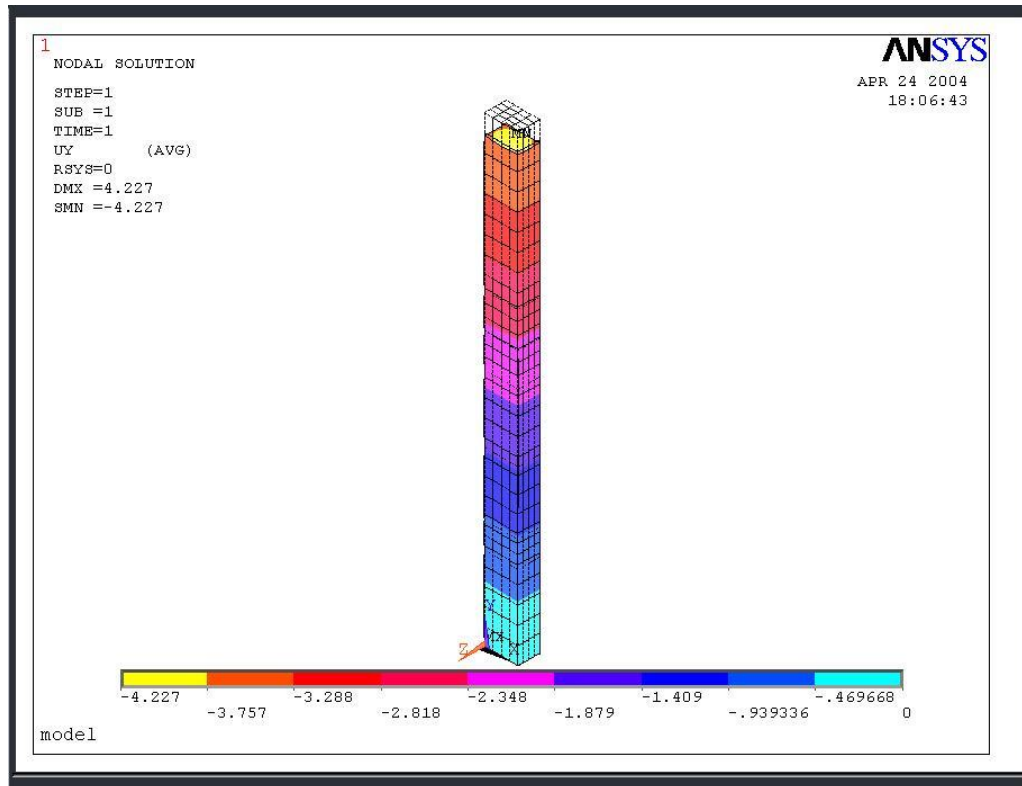
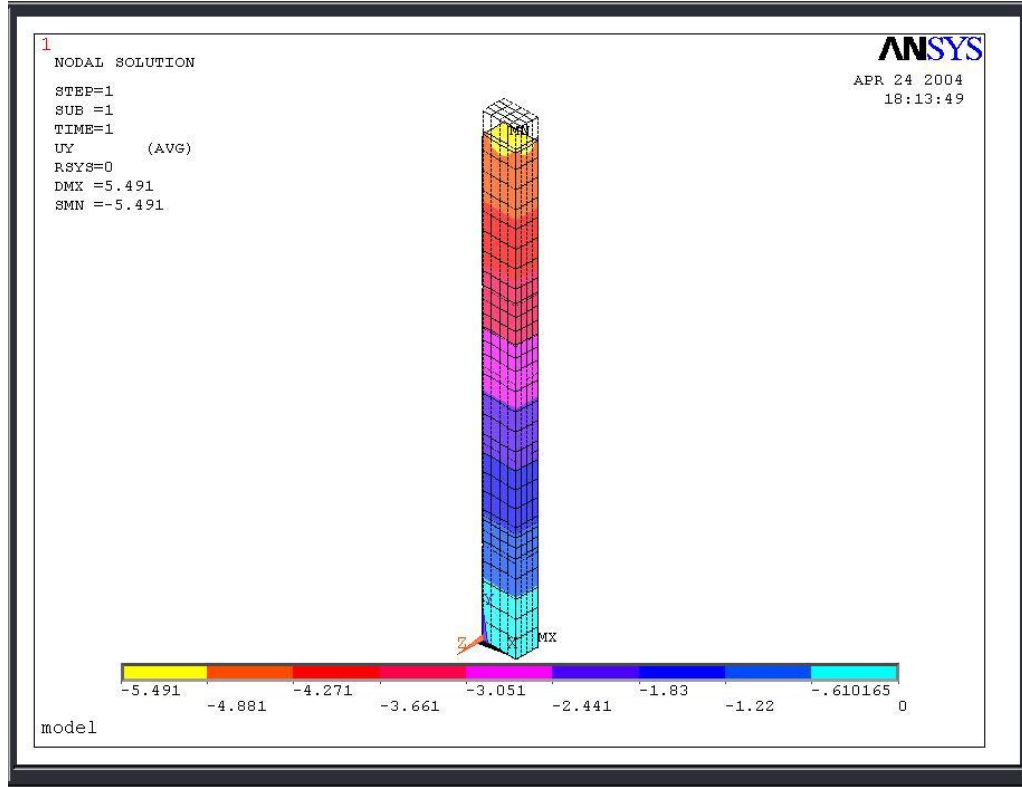
CELKA A.Ş. firmasından uygun çap ve kalınlıklarda silindir ve borular talep edilecektir. Buna göre;

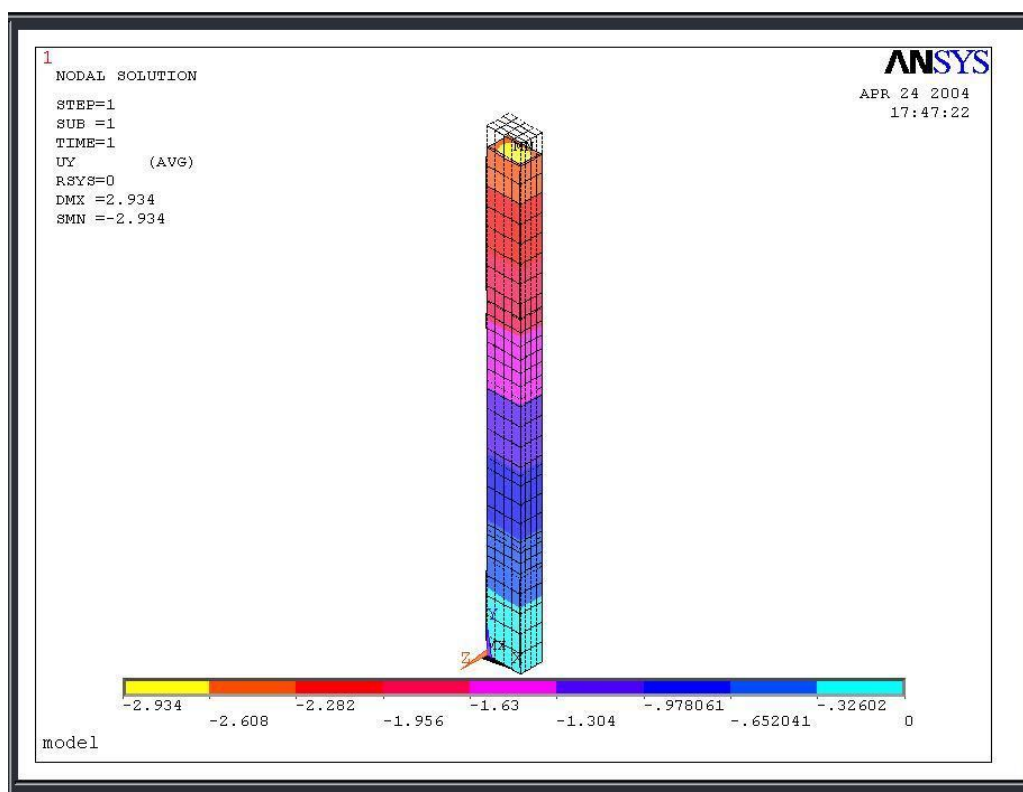
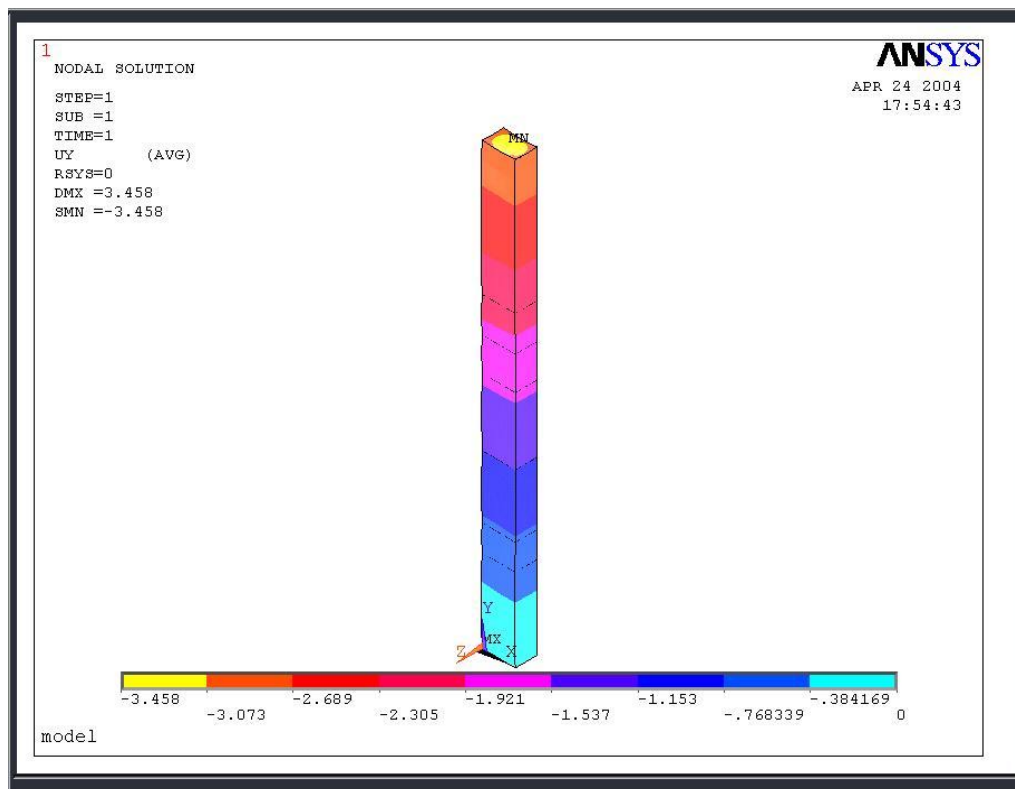
$$\text{Borular için : } \left. \begin{array}{l} d_{\text{iç}} = 800 \text{ mm} \\ d_{\text{dış}} = 820 \text{ mm} \end{array} \right\} \text{malzeme : St52}$$

$$\text{Miller için : } d = 60 \text{ mm, malzeme : Ck45}$$

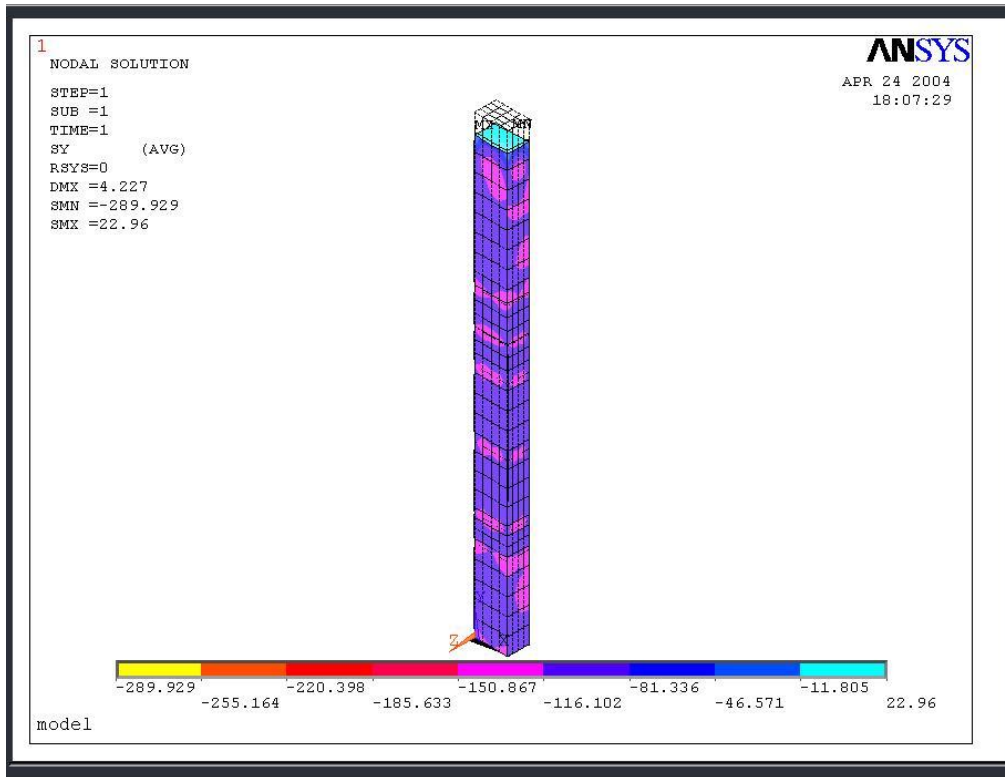
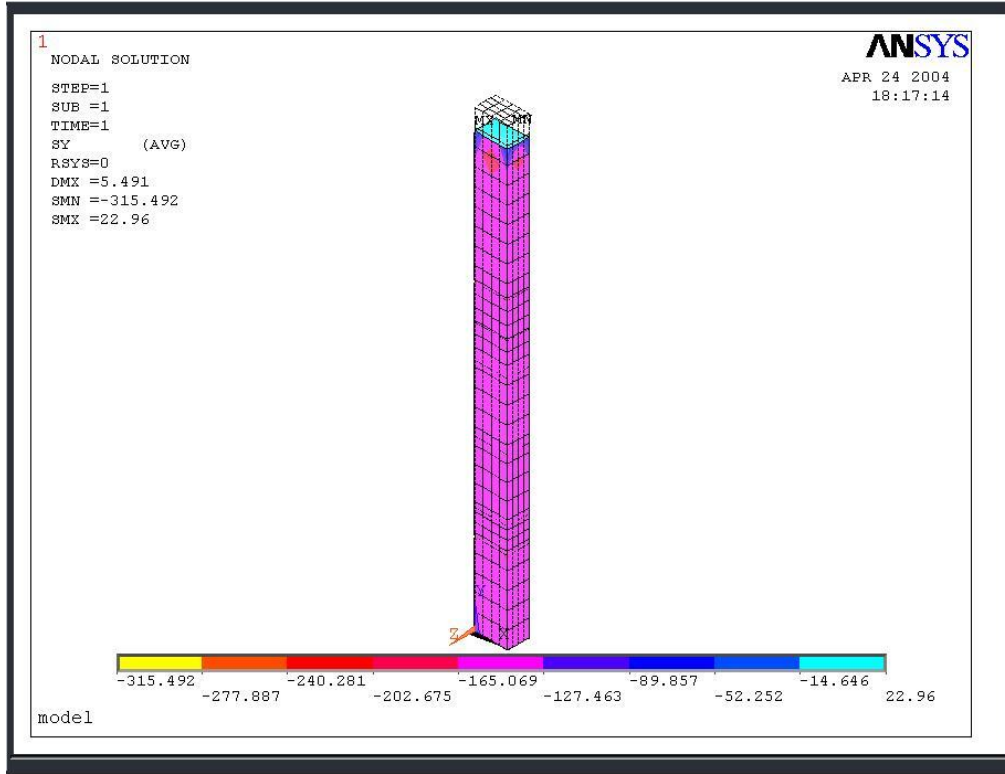
$$\text{Strok : } 520 \text{ mm}$$

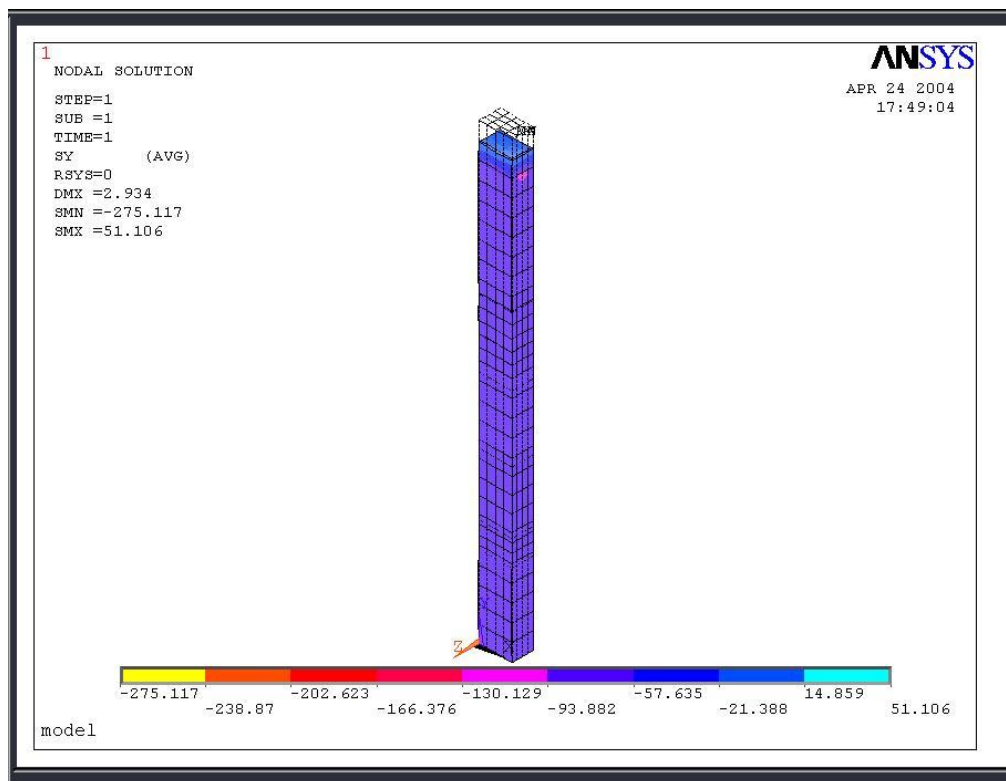
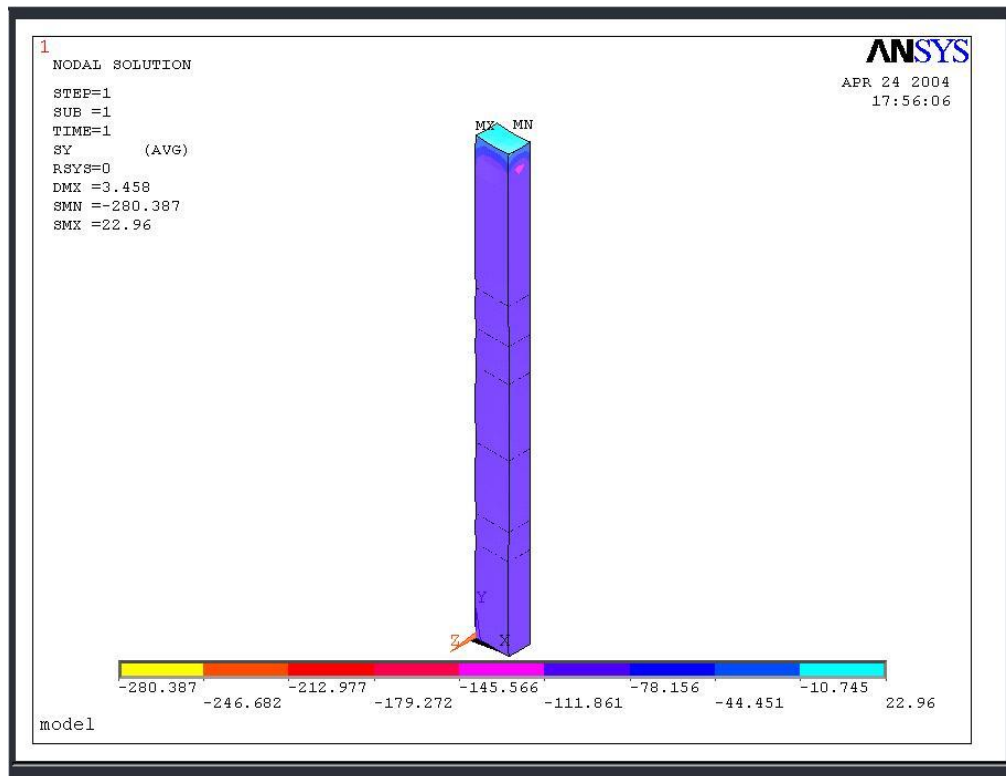
Ek10 Plaka kalınlıkları 15, 20, 25 ve 30 mm olan çerçevelerin 3750 kN luk kuvvet altında yer-değiştirmeleri (sırasıyla verilmiştir).



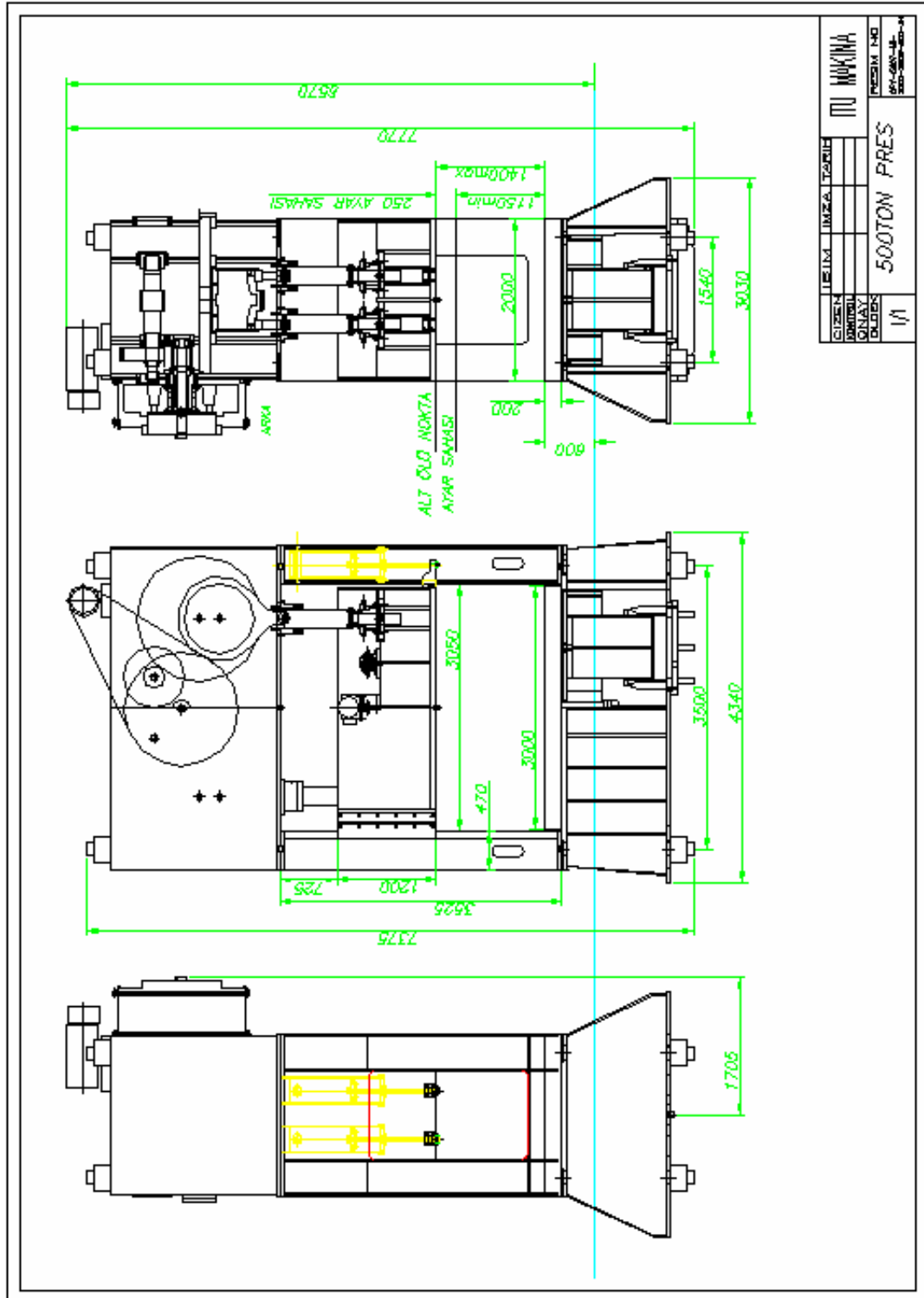


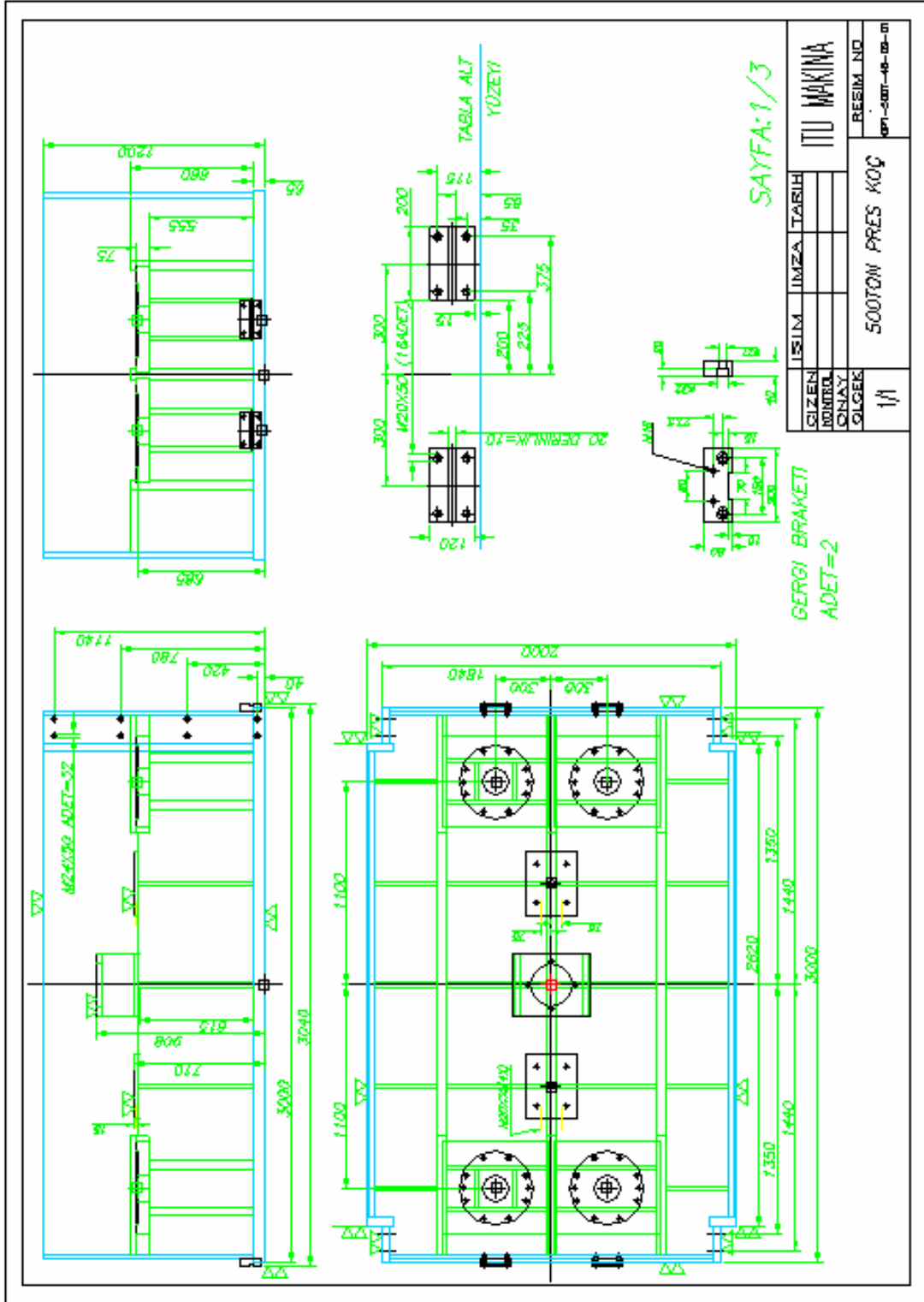
Ek11 Plaka kalınlıkları 15, 20, 25 ve 30 mm olan çerçevelerde 3750 kN luk kuvvet altında y ekseninde oluşan gerilmeler (sırasıyla verilmiştir).

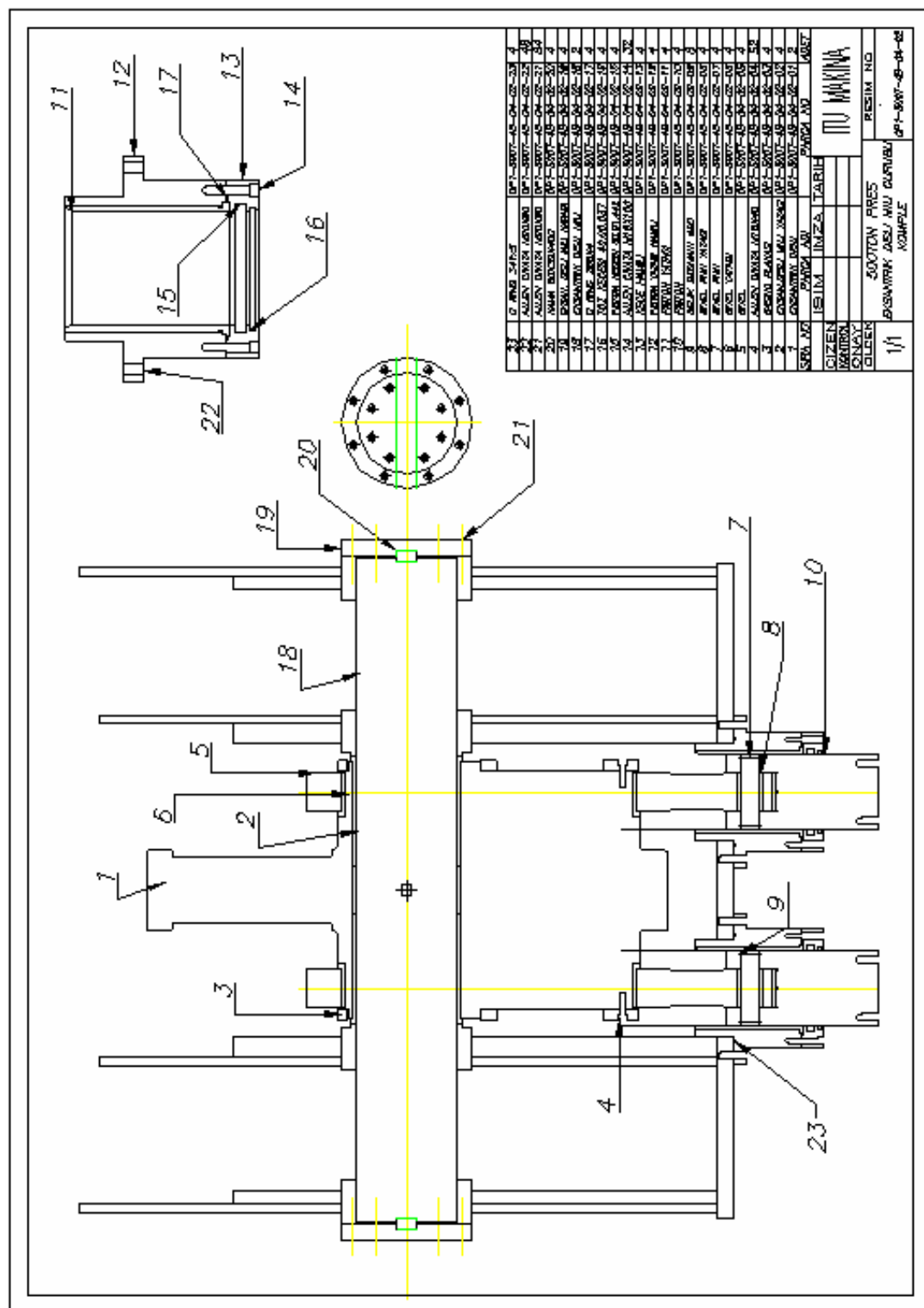




Ek12 Presin Montaj Resimleri







1	0. RING SIFAT	DP1-8007-05-04-05-25	1
2	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
3	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
4	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
5	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
6	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
7	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
8	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
9	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
10	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
11	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
12	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
13	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
14	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
15	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
16	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
17	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
18	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
19	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
20	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
21	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
22	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1
23	ALUN DUNAS ALUMIN	DP1-8007-05-04-05-25	1

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet FINDIK, 10.03.1978 tarihinde Eskişehir’de doğdu. 1995’de lise öğrenimini Tüpraş 50. Yıl Lisesi’nde birincilikle tamamladıktan sonra Haziran 2000’de İstanbul Teknik Üniversitesi’nden Makina Mühendisi unvanı ile mezun oldu. Halen İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği -Konstrüksiyon Programı’nda yüksek lisans tez çalışmasına devam etmektedir. 2003-2004 eğitim ve öğretim yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Malzemesi ve İmalat Teknolojisi Ana Bilim Dalında araştırma görevlisi olarak çalıştı. Halen ERDEMİR (Ereğli Demir Çelik Fabrikaları TAŞ) 2.Soğuk Haddehane Müdürlüğü’nde Mekanik Bakım Mühendisi olarak çalışmaktadır.