

T.C.
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

BİR EKSANTRİK PRESS GÖVDESİNİN ANSYS İLE ANALİZİ

BİTİRME PROJESİ

Ozan ARSLAN

Projeyi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Zeki KIRAL

Ocak 2009
İZMİR

TEZ SINAV SONUÇ FORMU

Bu çalışma ... / ... / günü toplanan jürimiz tarafından BİTİRME PROJESİ olarak kabul edilmiştir.

Yarıyıl içi başarı notu 100 (yüz) tam not üzerinden(.....) dir.

Başkan

Üye

Üye

Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığına,

..... numaralı jürimiz tarafından ... / ... / günü saat te yapılan sınavda 100 (yüz) tam not üzerinden almıştır.

Başkan

Üye

Üye

ONAY

TEŐEKKÜRLER

Eksantrik pres tasarımı, modellenmesi ve analizi konusunda hazırlamıő olduğum bitirme tezinde bana yardım eden ve ANSYS ve Solid Works programlarının kullanılmasında desteğini esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Zeki KIRAL'a teőekkür ederim.

Teknik kaynak bulmamda yardımcı olup beni yönlendiren Yrd. Doç. Dr. Binnur GÖREN KIRAL'a teőekkür ederim.

Ozan ARSLAN

ÖZET

Bu çalışmada günümüzde pek çok alanda kullanılan elektrik motorundan alınan tahrik ile oluşturulan dönme hareketini mekanik enerjiye çevirerek fazla derin olmayan çekmeler, seri imalat, kesme, delme, ütüleme, açınım kesme işlemleri yapan eksantrik presin tasarlanması amaçlanmıştır.

Çalışmanın ilk aşamasında 80 tonluk pres gövdesinin ANSYS programı yardımı ile yekpare olarak montajlı halinin üç boyutlu modellenmesi yapılmıştır.

İkinci aşamada, üç boyutlu sonlu eleman modelinin statik yükler altında ANSYS programı ile statik analizi yapılmıştır.

Üçüncü aşamada , üç boyutlu sonlu eleman modelinin ANSYS programı yardımı ile doğal frekans analizi yapılmıştır.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İçindekiler.....	5
Şekil Listesi.....	6
Tablo Listesi.....	7

Bölüm Bir

GİRİŞ

1. GİRİŞ.....	10
1.1 MEKANİK PRESLER.....	10
1.1.1 Çalışma Sistemleri.....	10
1.1.2 Gövde Yapılarına Göre Mekanik Presler.....	11
1.1.2.1 Açık Gövdeli Presler.....	11
1.1.2.2 Düz Kenarlı Presler.....	12

Bölüm İki

PRES GRUPLARININ PROJELENDİRİLMESİ

2.	PRES GRUPLARININ PROJELENDİRİLMESİ.....	13
2.1	PRES ANA ELEMANLARI.....	13
2.1.1	Gövde Grubu.....	13
2.1.2	Krank ve Angrenaj Grubu.....	14
2.1.3	Dişli Çarklar.....	15
2.1.4	Biyel Grubu.....	15
2.1.5	Başlık Grubu.....	15
2.1.6	Volan Grubu.....	16
2.2	PRES YARDIMCI ELEMANLARI.....	16
2.2.1	Mekanik Sigorta.....	16
2.2.2	Plaka.....	17
2.2.3	Biyel Vida Küresi Alt ve Üst Parçaları.....	17

Bölüm Üç

PRES MAKİNESİ ANALİZLERİ İÇİN GEREKLİ HESAPLAMALAR

3.	PRES MAKİNESİ ANALİZLERİ İÇİN GEREKLİ HESAPLAMALAR.....	19
3.1	Pres Gövdesine Gelen Kuvvet Dağılımı.....	19
3.1.1	Statik Analiz.....	20
3.1.2	Doğal Frekans Analizi.....	21

Bölüm Dört

PRES GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

4.	PRES GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ.....	22
4.1	Pres Gövdesinin Statik Analizi.....	22
4.1.1	Analiz İçin Malzeme Seçimi.....	23
4.1.1.1	SOLID92 3-D 10-Node Tetrahedral Katı Yapı.....	23
4.1.2	Mesh Etme.....	24
4.1.3	Eksantrik mil yataklarında oluşan tepki kuvvetleri sebebi ile oluşan gerilme yer değiştirmeleri.....	26
4.2	Pres Gövdesinin Gövdenin Doğal Frekansı.....	30
4.2.1	Mod I tipi.....	30
4.2.2	Mod II tipi.....	31
4.2.3	Mod III tipi.....	32

Bölüm Beş

SONUÇ VE YORUMLAR

5. Sonuç ve Yorumlar.....34

Bölüm Altı

KAYNAKLAR

6. Kaynaklar.....35

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
ŞEKİL 2.1 PRES YAN VE ARKA GÖRÜNÜŞÜ	13
ŞEKİL 2.2 EKSANTRİK MİL.....	14
ŞEKİL 2.3 BİYEL VİDA KÜRESİ ÜST YATAĞI	17
ŞEKİL 2.4 BİYEL VİDA KÜRESİ ALT YATAĞI.....	18
ŞEKİL 3.1 PRES GÖVDESİNDE KUVVET DAĞILIMI.....	19
ŞEKİL 4.1 PRES MAKİNESİ MODELİ.....	23
ŞEKİL 4.2 SOLID92 3-D 10-NODE TETRAHEDRAL KATI YAPI.....	24
ŞEKİL 4.3 PRES MODELİNİN MESH İLE KÜÇÜK PARÇACIKLARA BÖLÜNMESİ SONRASI GÖRÜNÜMÜ.....	25
ŞEKİL 4.4 PRESİN VON MİSES GERİLMELERİ İLE GÖRÜNÜŞÜ.....	26
ŞEKİL 4.5 PRESİN VON MİSES GERİLMELERİ İLE GÖRÜNÜŞÜ.....	27
ŞEKİL 4.6 PRESİN VON MİSES GERİLMELERİ İLE GÖRÜNÜŞÜ.....	28
ŞEKİL 4.6 PRES GÖVDESİNDE TEPKİ KUVVETİ NEDENİYLE Y EKSENİ BOYUNCA OLUŞAN YER DEĞİŞTİRMELER.....	29
ŞEKİL 4.8 X DOĞRULTUSUNDA EĞİLME EĞİLİMİ GÖSTEREN I NOLU DURUM (ÖN GÖRÜNÜŞ, FREKANS DEĞERİ 1.362 HZ).....	30
ŞEKİL 4.9 Z AÇILMA EĞİLİMİ GÖSTEREN II NOLU DURUM (SOL YAN GÖRÜNÜŞ, FREKANS DEĞERİ 3.098).....	31
ŞEKİL 4.10 Y EKSENİ ETRAFINDA BURULMA EĞİLİMİ GÖSTEREN III NOLU DURUM (ÜST GÖRÜNÜŞ, FREKAN DEĞERİ 3,294 HZ).....	32
ŞEKİL 4.11 STRAİN GÖRÜNÜM.....	33

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1. GİRİŞ

Presler, elektrik motorundan alınan dönme hareketini mekanik enerjiye çeviren ve bu enerjiyi kullanan makinelerdir.

Presler tahrik sistemlerine göre iki gruba ayrılır:

1. Mekanik Presler
2. Hidrolik Presler

1.1 MEKANİK PRESLER

1.1.1. Çalışma Sistemi

Elektrik motoru ile elde edilen dönme hareketi kayışlar vasıtası ile volana aktarılır. Bunun sebebi elektrik motorunun devir sayısının yüksek olmasıdır.(900 d/d). Preslerin dakikadaki vuruş sayısı çok düşük olması gerekiyor (20 vuruş gibi). Bu yüzden motorun devir sayısı aktarma organlarına düşürülerek aktarılır.

Volana bağlı olan mili üzerinde kavrama ve fren grubu vardır. Kavrama ve fren grubu pnömatik veya hidrolik kumanda ile çalışır. Volan motordan aldığı dönme hareketi ile sürekli döner, fakat volan mili dönmez. Biz parça basmak istediğimiz zaman kavrama kumandasını devreye sokarız (pedal ile) ve volan mili dönmeye başlar. Volan milindeki dönme hareketi dişliler vasıtası ile devir sayısı küçülerek krank (Eksantrik mile) aktarılır. Eksantrik milin görevi dairesel hareketi doğrusal harekete dönüşmektedir. Presin krank miline biyel kolu dediğimiz kolları bağlı bulunan hareketli kafaya (koç, slayt) krank milinin

eksen kaçıklığı kadar doğrusal hareket yaptırılır. Biz buna presin kursu (strok) diyoruz. Küçük tonajlı preslerde bu strok ayarlanabilir yapılıdır. Büyük tonajlı preslerde strok sabit yapılıdır.

1.1 Gövde Yapılarına Göre Mekanik Presler

Preslerde gövde malzemesi dökme demirdir. Presin çalışması sırasında, pres gövdesi kendisine etki eden kuvvetler nedeniyle şekil değişimine uğrar. Pres gövdesinde meydana gelen bu şekil değişimi, gerek preste imal edilen parçanın kalitesine gerekse kalıp ömrü üzerine ters yönde etki eder. Bu nedenle çalışma sırasında, pres gövdesindeki şekil değişiminin minimum olması için presler mümkün mertebe esneme yapmayacak şekilde imal edilir. Bunun için pres imalatında malzeme tasarrufu gözetmeksizin, çalışma sırasında gövdeye gelecek kuvvetlerin, gövdenin mukavemet edebileceği değerden çok daha düşük olmasına dikkat edilir.

Gövde Yapılarına Göre Presler

1. Açık Gövdeli Presler (C Tipi)
2. Düz Kenarlı Presler

olarak sınıflandırılabilir (H Tipi)

1.1.2.1 Açık Gövdeli Presler

Bu presler tek etilidir. Avantajı, daha düşük fiyatı olması, çalışma ve aktarılmasındaki kolaylıktır. Bu tiplere kalıpların kolayca önden ve yandan bağlanabilmesinin yanı sıra malzeme sürülmesinin kolaylığı vardır. Basılan parçalar kalıp altına yanlara yada arkaya atılabilir. Bu presin bir dezavantajı yük altında gövde yapısı sebebiyle açısız yer değiştirmeye uğraması ve hizalama (alt ve üst tablalardaki paralelliğin bozulması) bozukluklarına sebep vermesidir. Bunun neticesinde zımba ve kalıpların aşınması sorunu ortaya çıkar.

1.1.2.2 Düz Kenarlı Presler

Bu preslerde hizalamaya sağlayacak en iyi koşullar mevcuttur. Yük altında gövde esnemesi düz ve yere diktir. Esneme kalıp ile aynı doğrultuda olduğundan kalıba da zararı yoktur. Büyük düz kenarlı presler küçüklere oranla daha yavaş vuruş yaparlar, nedeni derin çekmeli parçalarda şekillendirme problemi olması, darbeden ötürü pres ve kalıp ömürlerinin azalmasını önlemektir. Bir presin tonaj ve kapasitesi, en büyük kuvveti harcayarak basabileceği parçaya göre belirlenir. Preslerin yükleme çalışma ve kapasitesini bir diğer presle mukayese edebilmek için o presin öncelikle hangi şartlar ve parçalar için imal edildiğini öğrenmek gereklidir. Ayrıca preslerin ihtiyaca uygunluğunun ilk kontrolü pres tahrik sisteminin kapasitesidir. Bu krank ve eksantriğin bağlantılarından başlar ve diğer elemanlara doğru geriye gider. Pres kursu en dar kalıpta bile parçayı basabilecek ve açıldığında rahatça parçayı alabilecek yükseklikte seçilmelidir.

BÖLÜM İKİ

PRES GRUPLARININ PROJELENDİRİLMESİ

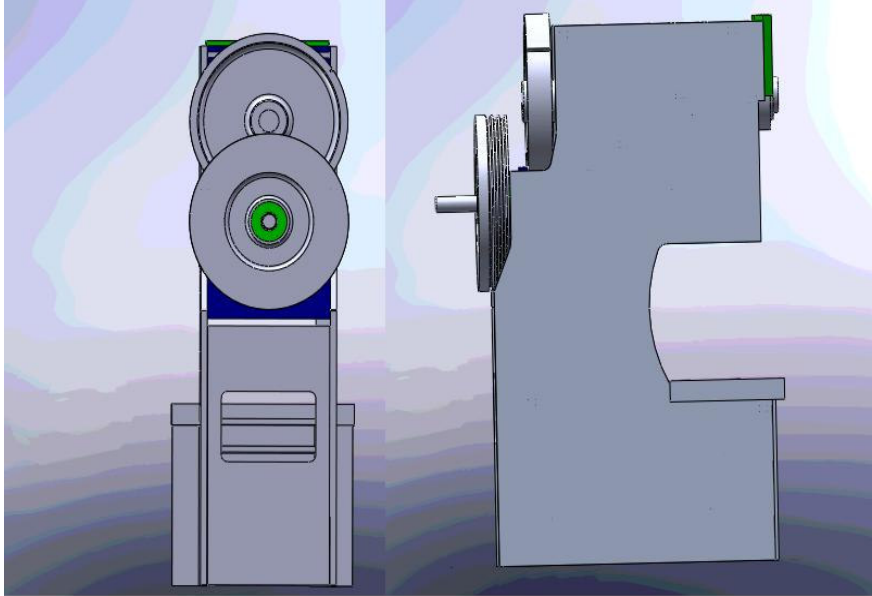
2. PRES GRUPLARININ PROJELENDİRİLMESİ

2.1 Pres Ana Elemanları

Bu bölümde presi oluşturan ve projelendirme aşamasında ilk sıralarda gelen elemanlara değinilecektir

2.1.1 Gövde Grubu

C pres tipi seçilmiştir.



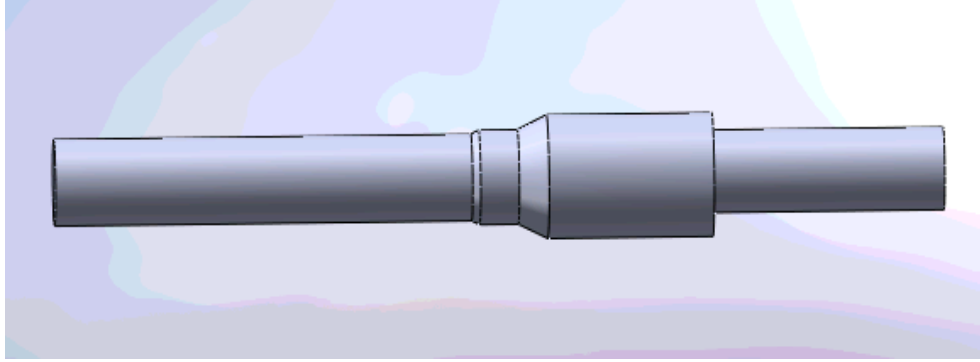
Şekil 2.1 Pres yan ve arka görünüşü

2.1.2 Krank ve Angrenaj Grubu

Preslerde, pres boylarına oranla fazla güç gerektiği durumlarda angrenaj mili ile bir dişli sistemi oluşturulur ve krankın uyguladığı moment tahvil oranında katılır. Fazladan güç istendiği durumlarda yapılması gereken volanın ebatlarının büyütülmesidir. Ancak pres gövdesine kıyasla çok büyük bir volan hem dengesizliğe hemde tasarım açısından sakıncalara yol açmaktadır. Bu nedenle angrenaj uygulaması yaygın olarak kullanılmaktadır.

Angrenaj milinin ilettiği moment bizim için referans teşkil edecek fiziksel büyüklüktür. Öncelikle angrenaj miliyle büyüklüğü katlanacak olan momente esas ihtiyacı olan krank milini incelememiz gerekecektir.

Krank mili aşağıdaki şekilde de görüleceği gibi dönüşlerde eksantriklik yapacak şekilde tasarlanan bir mildir ve biyelle birlikte bir mekanizma haline gelip dairesel hareketi öteleme hareketine çevirir. Krank mili dinamiği detaylı olarak incelendiğinde maksimum gücün alt ölü noktaya varmadan 30° içinde maksimum güç kullanacak şekilde yapılacaktır.



Şekil 2.2 Eksantrik Mil

Krank mili tasarımında öncelik pres stroğuna bağlı olarak eksantrikliğe verilir. Preslerin stroğu tasarım sürecinde ayarlanabilir veya sabit olarak belirlenir. Elimizdeki örneğin tasarımında strok 0 – 100 mm olarak değişmektedir. Krank mili eksantrikliği ve eksantrik yatak eksantrikliği eşit olarak 25 mm seçilmiştir.

Angrenaj milinin sahip olması gereken döndürme momentine çevrim oranı da etki eder. Ayrıca dişli çiftlerinin çalışma verimi de döndürme momentine etkide bulunur.

Preste kullanılan redüksyon oranı çalışma şeklini etkiler. Yapılacak işe ve çalışma şekline göre bir redüksyon oranı seçmek gerekir. Örneğin sıvama işleminde başlık hızının kontrollü olması gerekir, bu nedenle redüksyon oranı uygulanacaksa bu oran nispeten büyük seçilerek sac parçada bir yer değiştirme olmaması sağlanır. Analizini yapmış olduğumuz presin redüksyon oranı 5 olarak seçilmiştir.

2.1.3 Dişli Çarklar

Angrenaj sisteminde bir pinyon ve bir de büyük olmak üzere 2 adet dişli çark kullanılmaktadır. Bütün gücün aktarıldığı nokta olması nedeniyle son derece hassas şekilde projelendirmesi gerekmektedir.

2.1.4 Biyel Grubu

Krank biyel mekanizmasını oluşturan elemanlardan biyel, krankın yaptığı eksantrik hareketi doğrusal harekete çeviren parçadır. Bütün baskı gücünü üzerinde toplayacak şekilde çalışır. Bir ucu krankın eksantrik kısmına bağlı diğer ucu doğrusal hareket yapacak şekilde kızaklandığı için açısız hareketleri tolere edecek bir dizayna sahip olmalıdır. Bu nedenle biyel mekanizması içinde yer alan biyel vidasının ucu küresel olarak tasarlanmıştır.

Biyel kolu tam gücü krank alt ölü noktaya gelmeden kalan 30° içinde yapacağından düşey eksenle çakışmayıp açılı bir şekilde pozisyonlanacaktır. Bu nedenle baskı kuvvetinden daha yüksek küre ucu sayesinde uç tarafı serbest şekilde salınım yapacak ve son derece kaygan bir yatakta çalıştığından biyel vidası hiçbir zaman sabit kalmayacaktır. Bu nedenle kuvvetin yatay bileşeninin biyel vidasını eğmeğe çalışması söz konusu olmamaktadır.

2.1.5 Başlık Grubu

Başlık preste kalıbın bağlanacağı ve doğrusal hareketi elde edileceği son elemandır.

Başlığın altta kalan ve kalıbın bağlandığı yüzeyin baskısı kuvvetlerine karşı dayanıklı olması gerekir. Genelde küçük tonajlarda (150 ton aşığı) kullanılan başlıklar dökme demirden imal edilir.

Eksantrik preslerde başlıkların kızak sayıları hassasiyet açısından önemlidir. Kızak sayısı olarak 4, 8 kızak kullanılan presler vardır. C tipi preslerde ve özellikle aşırı hassas

konstrüksiyonlarda istenmediği takdirde 4 kızak tercih edilir. Kızakların aşınmaları tolere edecek şekilde ya bronzla takviye edilir yada dökme demirdeki grafitin yağlama özelliğinden faydalanılarak bronz kullanılmaz.

2.1.6 Volan Grubu

Eksantrik preste iş yapmak için gerekli olan enerji elektrikmotorundan alınır. Fakat iş çevirimlerinde sürekli olarak motorun durup tekrar çalışması ve yeterli enerjiyi tek başına sağlayabilmesi için yüksek maliyetli bir motora ihtiyaç vardır. Bunun yanında presin elektrik tüketimi konusunda oldukça yüksek meblağlar elde edilir.

Bu tip makinelerde bir enerji düzensizliği olmaması ve gerektiğinde yüksek güçlerin karşılanabilmesi için enerji depolayan akülere ihtiyaç vardır. İşte mekanik anlamda bu akülere volan denmektedir ve eksantrik preste baş rol bu elemanıdır.

Volanın geometrisi itibariyle sürekli dönüp bir enerji depolayacağından dairesel formda olması kaçınılmazdır. Dönme hareketinden kaynaklanan açısal hız ve kütesinden kaynaklanan ataletle dönme kinetik enerjisini depolar. Depolanan bu enerji preste iş yapmak amacıyla kullanılır. Preste iş yapılmadığı anlarda dönmesine devam ederek bir enerji sürekliliği meydana getirir.

2.2 Presin Yardımcı Elemanları

2.2.1 Mekanik Sigorta

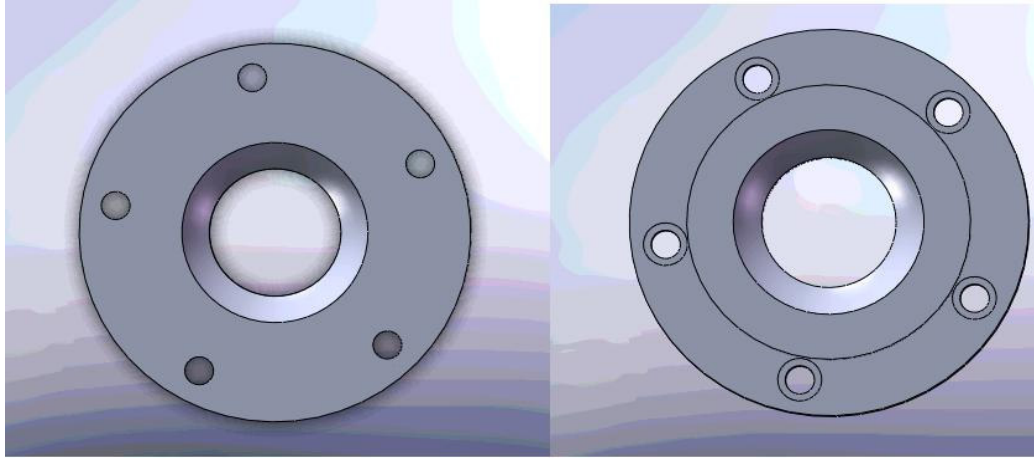
Eksantrik preslerde alt ölü noktaya yaklaşırken 30° içinde maksimum güç verilir. Eğer kalıp bağlamada bir yanlışlık yapılırsa ya da iş parçası kalınlığı kalıbın kapanmasına engel oluyorsa ve kesme kuvveti yeterli olmayacak kalınlıktaysa bir sıkışma söz konusu olabilmektedir. Pes bu durumda alt ölü noktaya gelmesine rağmen kesme işlemini tamamlayamayacağından muazzam bir kuvvetle sıkışma olacaktır. Buna sanayide “bindirme” denmektedir. Bu durumda presi olası sıkışmalardan korumak ve aşırı yüklenmelerde kesilmek üzere bir sigorta ilave edilir. Bu sigorta, kesilme anında çökerek presin sıkışmasını da önlemelidir.

2.2.2 Plaka

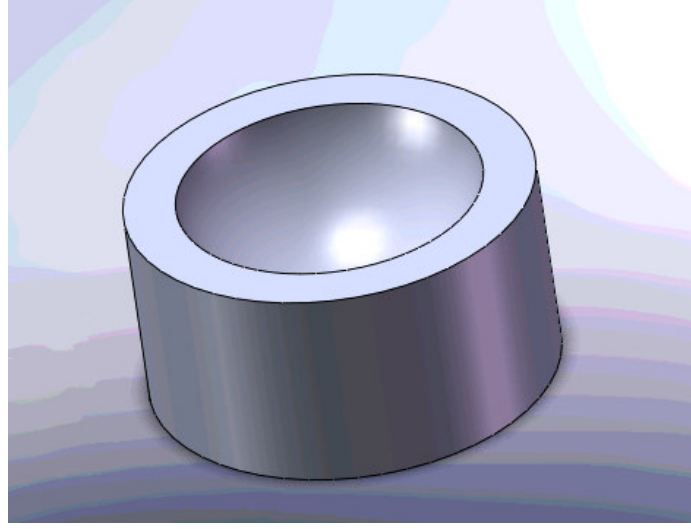
Preste dişi kalıbın (alt kısım) bağlanacağı plaka presin bütün kuvvetine maruz kalmaktadır. Bu nedenle emniyet sınırları içinde minimum şekilde şekil değiştirmesine izin verilir. Plaka baskı altındayken orta eksene göre eğilmeye çalışacaktır.

2.2.3 Biye Vida Küresi Alt ve Üst Parçaları

Pres başlığına krank milinden aldığı eksantrik hareketi doğrusal olarak ileten biyel vidası, alttan ve üstten küresel yataklarla yataklanmıştır. Küresel yataklanmanın nedeni ise açısal salınımlara izin verilmesidir. Aksi takdirde zaten mekanizma çalışmayacaktır. Biyel vidası ile yatağı arasındaki en ufak gereksiz boşluklar makinenin verimsiz çalışmasına, yüksek seslerle ve makine ömründe azalmalara neden olur. Bu nedenle biyel vidasının küresi ince işlenmiş bir çelik yatakla takviye yataklanır. Asıl önemli olan kürenin altında kalan yataktır. Çünkü bası kuvveti direkt olarak burada sönmülenir. Küre üstünde kalan yatak ise sadece başlık ve kalıp ağırlıyla bir basıya maruz kalacaktır, başlığın ve kalıbın ağırlığını karşılayıp biyel kolundan düşmelerini engelleyecek formda bir yapıya sahip olmalıdır.



Şekil 2.3 Biyel vida küresi üst yatağı



Şekil 2.4 Biyel vida küresi alt yatağı

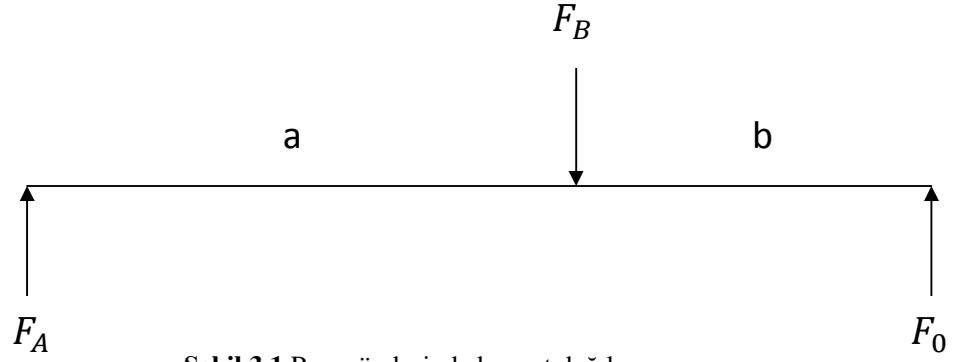
Küre alt yatağı ezilmeye zorlanır. Küre üst parçada geometrisi itibarı ile biyel vida küresini bu dişler karşılamaktadır.

BÖLÜM 3

PRES MAKİNESİ ANALİZLERİ İÇİN GEREKLİ HESAPLAMALAR

3. PRES MAKİNESİ ANALİZLERİ İÇİN GEREKLİ HESAPLAMALAR

3.1 PRES GÖVDESİNE GELEN KUVVET DAĞILIMI



Şekil 3.1 Pres gövdesinde kuvvet dağılımı

“a” uzunluğu 350 mm ve “b” uzunluğu ise 532 mm dir.

80 tonluk yük F_0 noktasından sisteme uygulanmaktadır. Bu nokta biyel kolunun krank milinin eksantrik bölgesi ile temas ettiği noktayı temsilen bu bölgedeki iki yatağın orta noktası olarak kabul edilmiştir.

Eksantrik milin presin arka kesimine düşen yataklama bölgesinde oluşan tepki kuvveti F_A olarak temsil edilmiştir.

Eksantikliğe geçiş bölgesindeki yataklamada oluşan tepki kuvveti F_B olarak gösterilmiştir.

3.1.1 STATİK ANALİZ

Bu kısımda yapılan moment hesabı ile ;

$$\sum M_o = 0 , F_A * (a + b) + F_B * b = 0$$

Ve statik denge koşulu ile ;

$$\sum F = 0 , F_A + F_0 - F_B = 0$$

Elde bulunan veriler ışığında ;

$$F_A = 526\,315,789 \text{ N}$$

$$F_B = 1\,326\,315 \text{ N bulunur.}$$

$$\text{Arka yatağın alanı ; } A_A = 50\,579 \text{ mm}^2$$

$$\text{Orta yatağın alanı ; } A_B = 106\,814 \text{ mm}^2$$

$$\text{Alt plakanın alanı ; } A_{plaka} = 441\,702 \text{ mm}^2$$

Üzerlerine düşen basınç değerleri $P = \frac{F}{A}$, formülü yardımı ile ;

$$\text{Arka yatağa düşen basınç ; } P_A = 10,405 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Orta yatağa düşen basınç; } P_B = 12,41 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Alt plakaya düşen basınç; } P_{plaka} = 1.81 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

3.1.2 DOĞAL FREKANS ANALİZİ

Doğal frekans analizinde ilk üç doğal frekans hesaplanmıştır. Bu değerler $f_1 = 1.361 \text{ Hz}$, $f_2 = 3.098 \text{ Hz}$, $f_3 = 3.2937 \text{ Hz}$ olup ANSYS programı ile elde edilen değerlerdir.

BÖLÜM 4

PRES GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

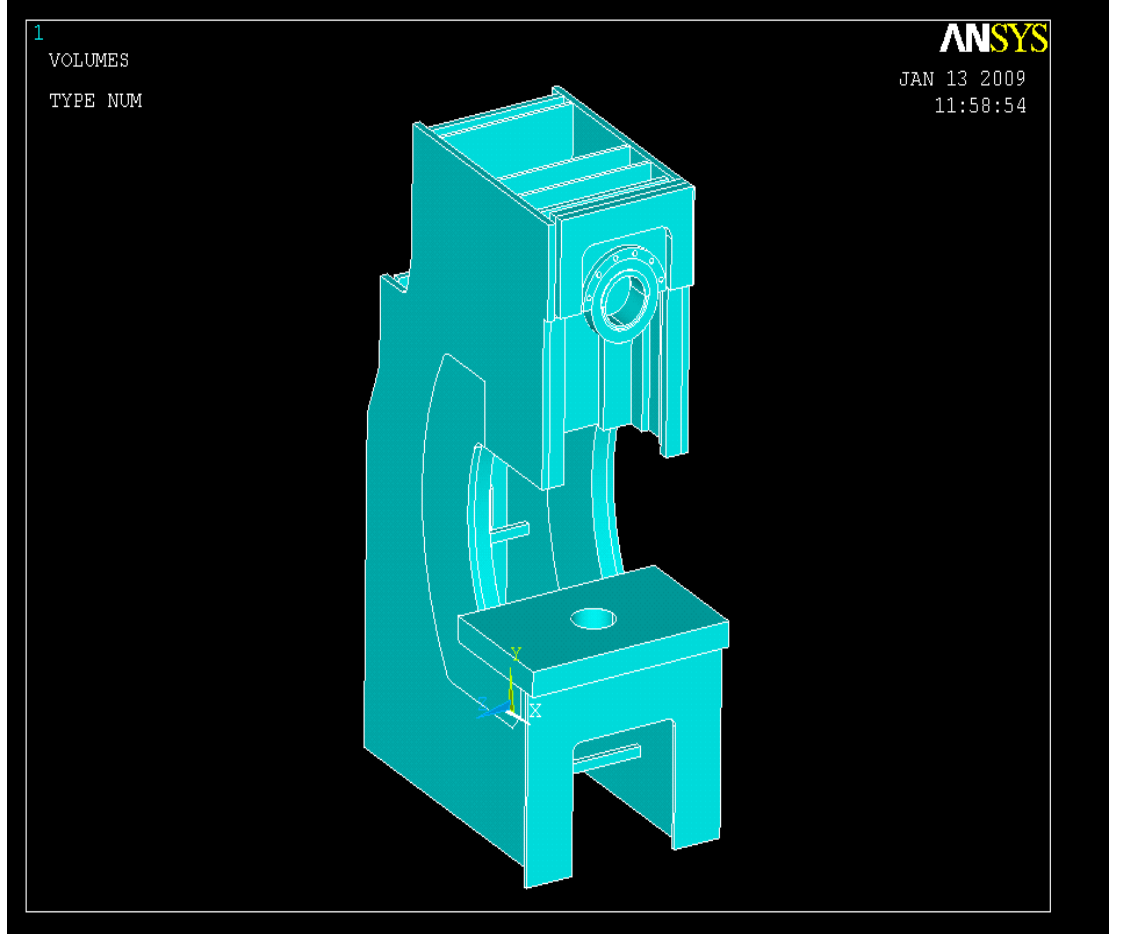
4. PRES PARÇALARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Bilgisayar teknolojisindeki ve CAD/CAM/CAE sistemindeki hızlı ilerlemeler sayesinde karmaşık mühendislik problemleri artık eskisine göre daha kolay modellenmektedir. İlk prototipin üretiminden önce parçalar veya birkaç alternatif bilgisayar ortamında test edilebilmektedir. Bu sayılan gelişmeler sayesinde, temel teoriler, modelleme teknikleri ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak problemleri çok daha hızlı çözmek mümkün olabilmektedir. Bu şekilde yapılan analizde çok karmaşık ve büyük bir geometrik şekil, sonlu elemanlar olarak adlandırılan çok basit bir metodla küçük elemanlara bölünmektedir. Bu sonlu elemanların malzeme özellikleri ve davranışsal özellikleri tanımlanır ve eleman köşelerinde bu özellikler bilinmeyen değer gibi ifade edilir. Örneğin bir elemanın analizinde eleman çok küçük boyutlarda olan sonlu elemanlara bölünür, daha sonra yüklemeleri ve sınır şartlarını içeren denklem oluşturulur ve bu denklemlerin çözülmesiyle asıl istenen elemanın yük altındaki davranış şekli yaklaşık olarak elde edilmiş olur.

4.1 Pres Gövdesinin Statik Analizi

Pres ana gövdesi kaynaklı imalat yöntemiyle oluşturulmuştur. Gövdeye ve gövdeye kaynaklı birleştirilen önemli parçaların momentlerden ve kuvvetlerden nasıl etkilendiğini anlamamız için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır.

Bu kısımda pres makinesi ANSYS programı ile modellenip analizleri yapılmıştır.



Şekil 4.1 Pres makinesi modeli

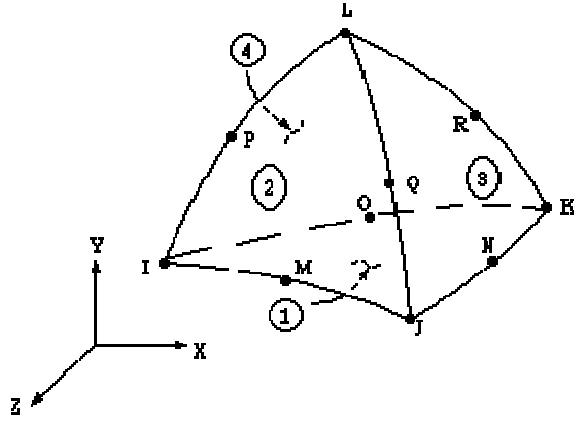
4.1.1 Analiz İçin Malzeme Seçimi

4.1.1.1 SOLID92 3-D 10-Node Tetrahedral Katı Yapı

Modelleme sürecinde malzeme yapısı olarak SOLID92 3-D 10 node tetrahedral yapı malzemesi seçildi.

Solid92 quadratic öteleme davranış gösterir ve düzgün olmayan meshlenme işlemlerinde etkilidir (Çeşitli CAD/CAM sistemlerinde olduğu gibi).

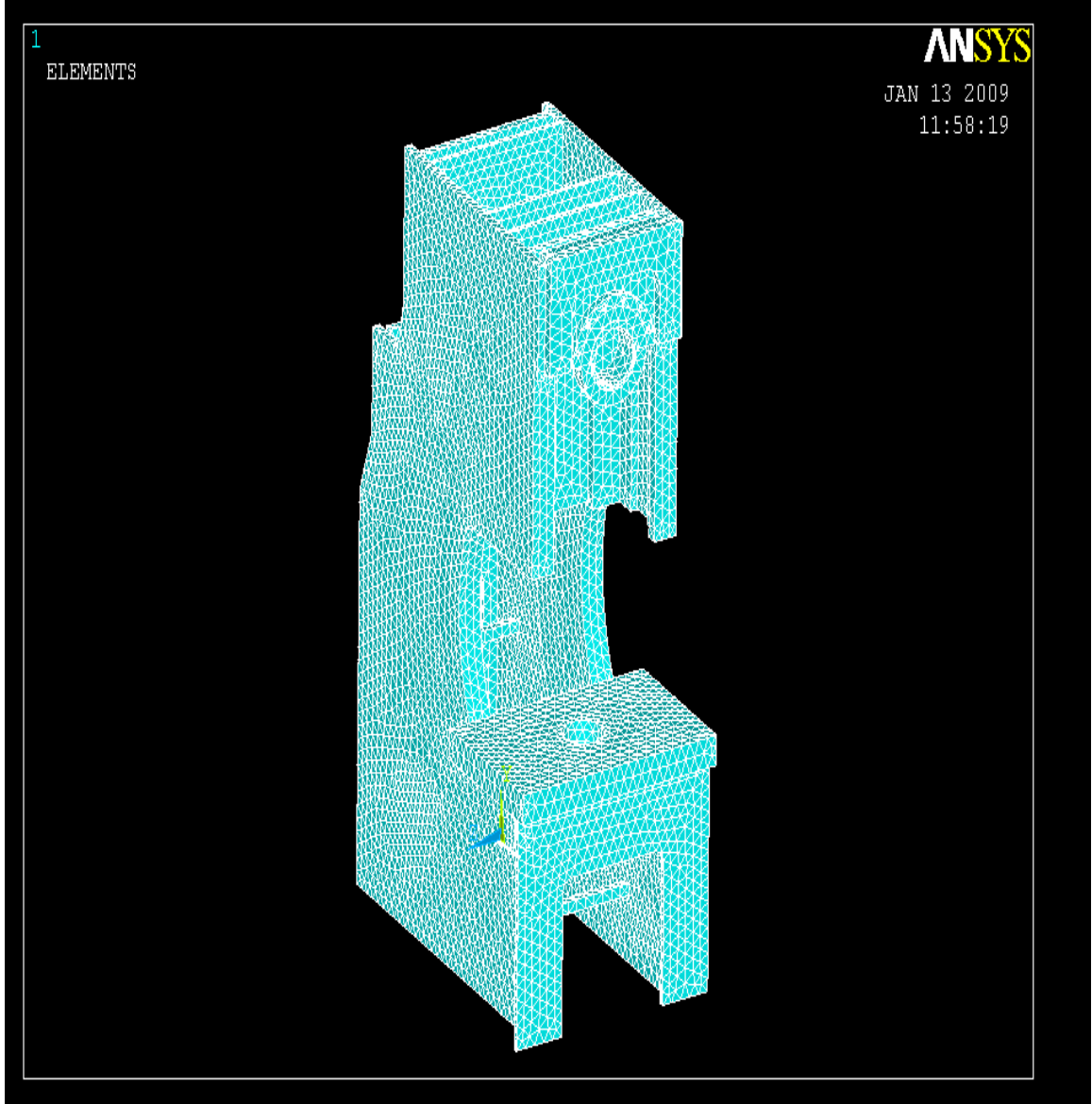
On node olarak tanımlanan eleman her parçasında üç serbestlik derecesine sahiptir : x, y, ve z yönlerinde noktasal ötelemeye sahiptir. Eleman ayrıca plastisiteye, sürtünmeye, şişmeye, gerilme sertliğine, yüksek yönelime, ve yüksek germe kapasitesine sahiptir.



Şekil 4.2 SOLID92 3-D 10-Node Tetrahedral Katı Yapı

4.1.2 Mesh Etme

Bu yöntem ile elimizdeki yapı çok küçük parçalara ayrılabilir. Bu sayede temel ilkeleri daha kolay bir şekilde uygulayabileceğimiz çok fazla sayıda küçük parçacıklar elimizde bulunmuş oluruz. Gelişen bilgisayar teknolojisi ile bu işlem çok kısa süreler içerisinde tamamlanılır.



Şekil 4.3 Pres modelinin mesh ile küçük parçacıklara bölünmesi sonrası görünümü

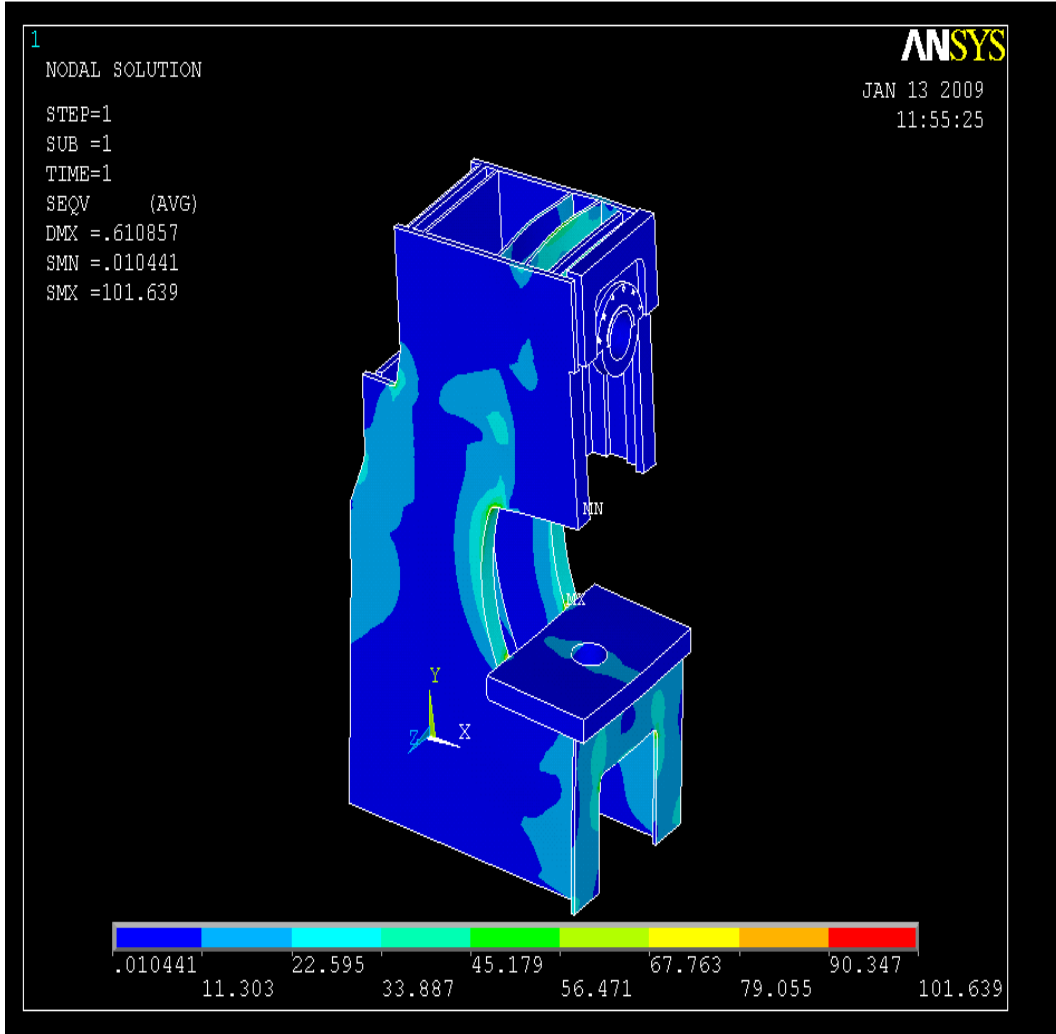
İşlemde kullanılan mesh boyutu : 40 mm

Düğüm sayısı : 117 400

Eleman Sayısı : 62 576 dır.

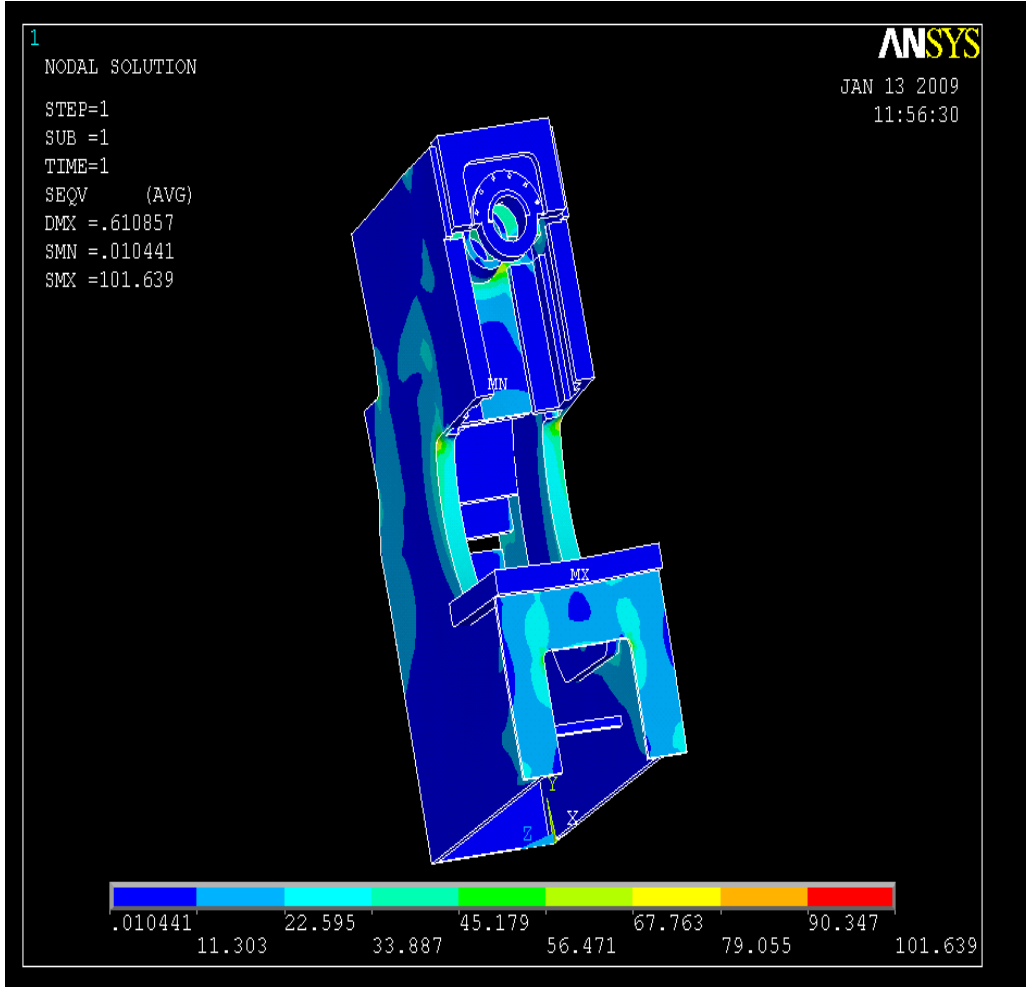
4.1.3 Eksantrik mil yataklarında oluşan tepki kuvvetleri sebebi ile oluşan gerilme yer değiştirmeleri

Bu kısımda eksantrik presin vuruşu esnasında oluşan tepki kuvvetleri sonucu meydana gelen gerilme ve yer değiştirme analizleri yapılacaktır.

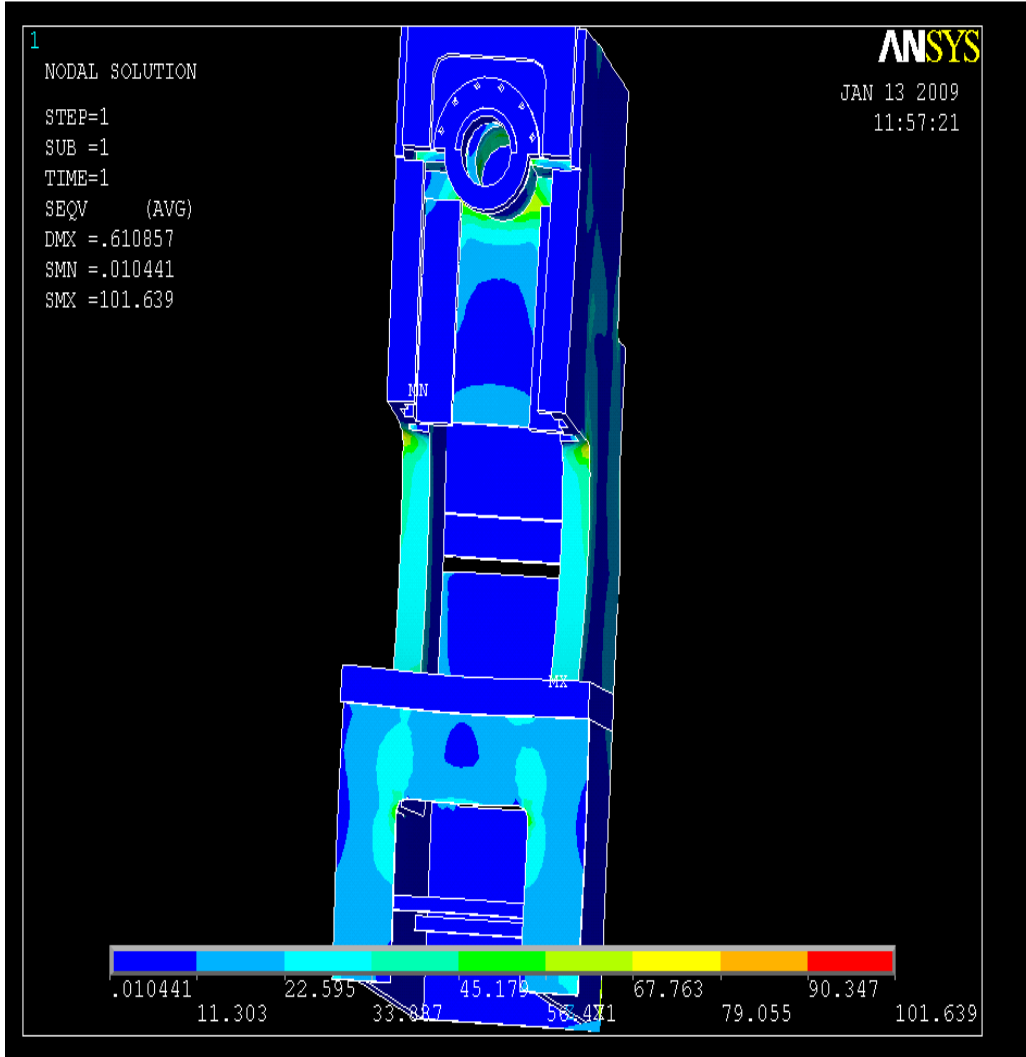


şekil 4.4 Presin von mises gerilmeleri ile görünüşü

Parça mesh edildikten sonra yukarıda belirttiğimiz yük altında gövde analiz edilmiştir. Analiz sonucu gövdede oluşan Von Mises gerilmelerinin dağılımı şekil 4.4 , şekil 4.5 , şekil 4.6 da gösterilmiştir.

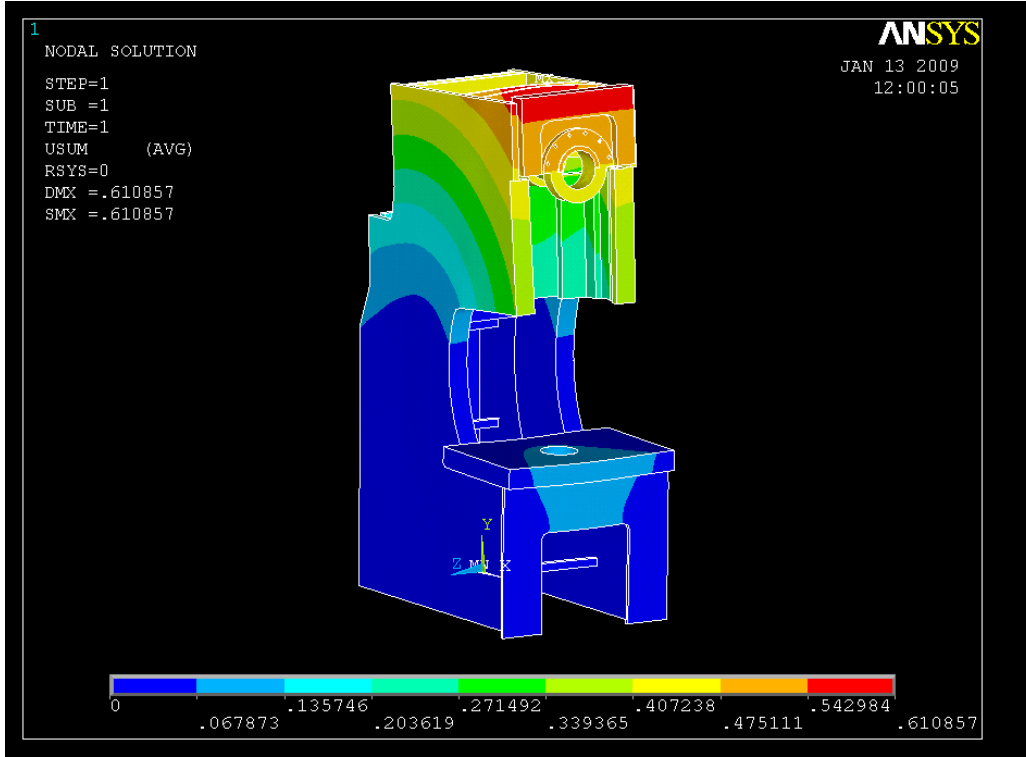


Şekil 4.5 Presin von mises gerilmeleri ile görünüşü



Şekil 4.6 Presin von mises gerilmeleri ile görünüşü

Analiz sonucunda Y eksenine doğru (düşey doğrultuda) oluşan yer değiştirmelerin dağılımı ve büyüklüğü aşağıdaki Şekil 4.7 daki gibidir.

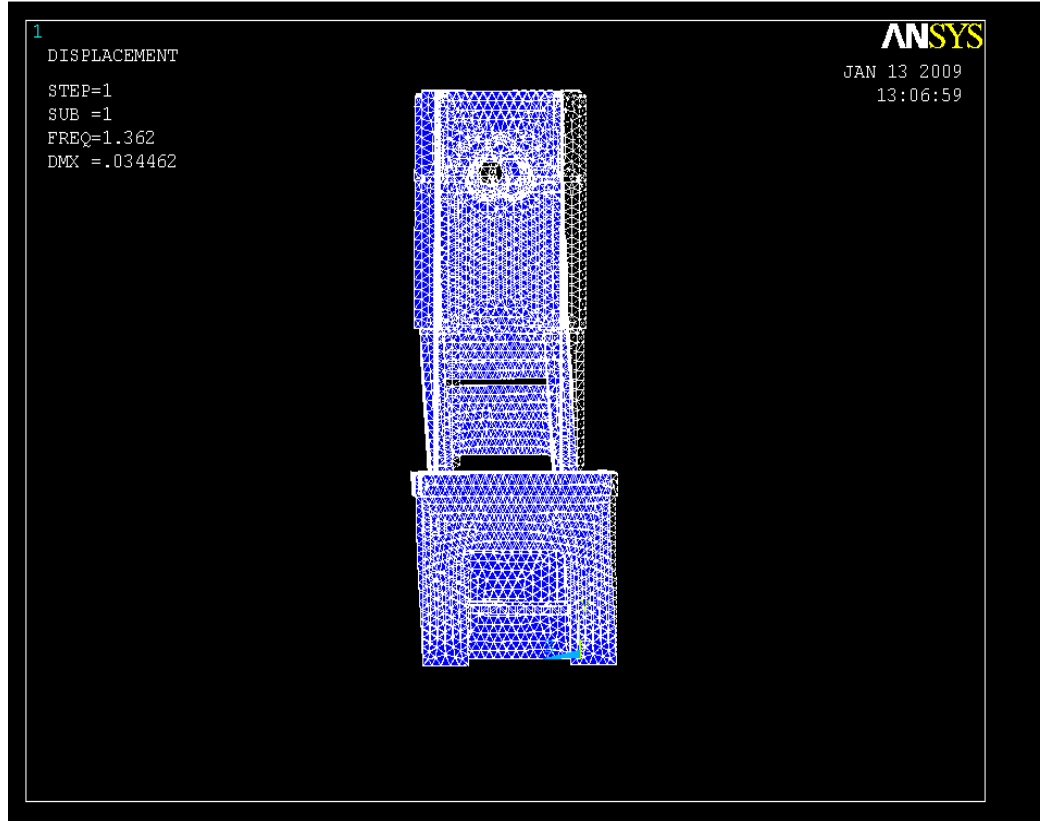


Şekil 4.7 Pres gövdesinde tepki kuvveti nedeniyle Y eksenine boyunca oluşan yer değiştirmeler

4.2 Pres Gövdesinin Doğal Frekans Analizi

Doğal frekans analizi için 3 farklı durum incelenmiştir.

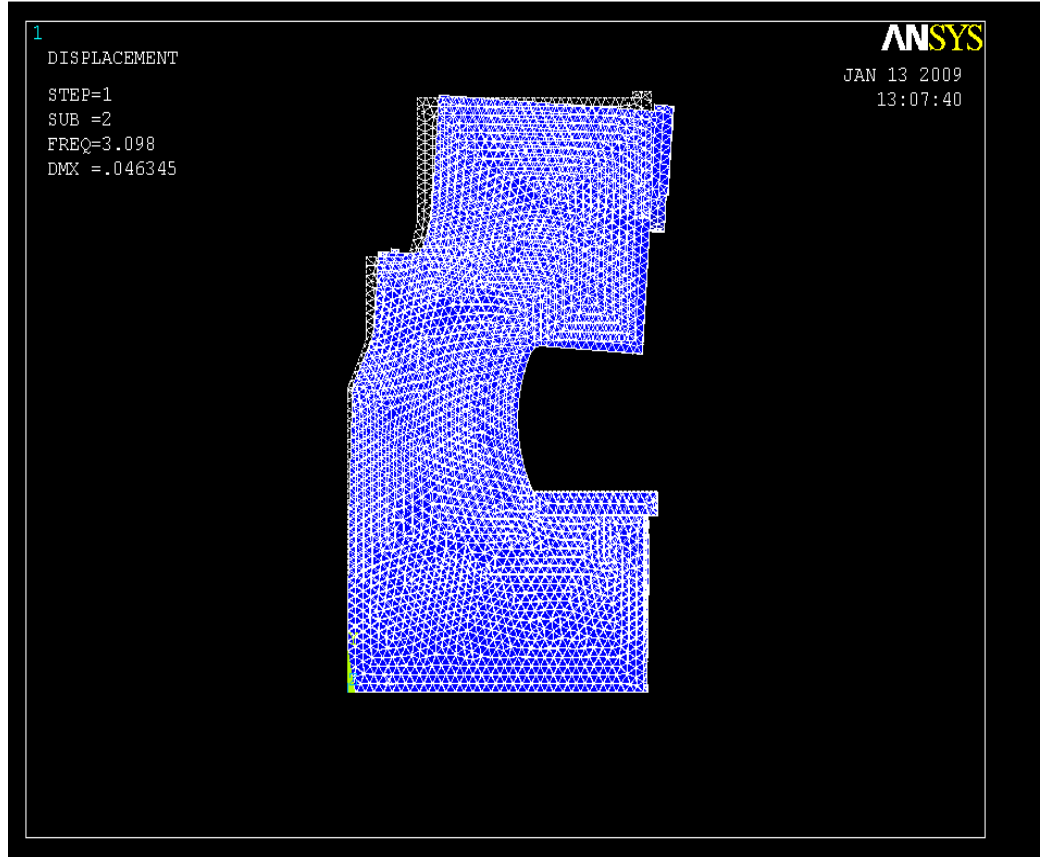
4.2.1 Mod I tipi



şekil 4.8 X doğrultusunda eğilme eğilimi gösteren I nolu durum (n grniş, frekans değeri 1.362 Hz)

Birinci doğal frekans 1.362 hertz olup titreşim hareketi X doğrultusundadır.

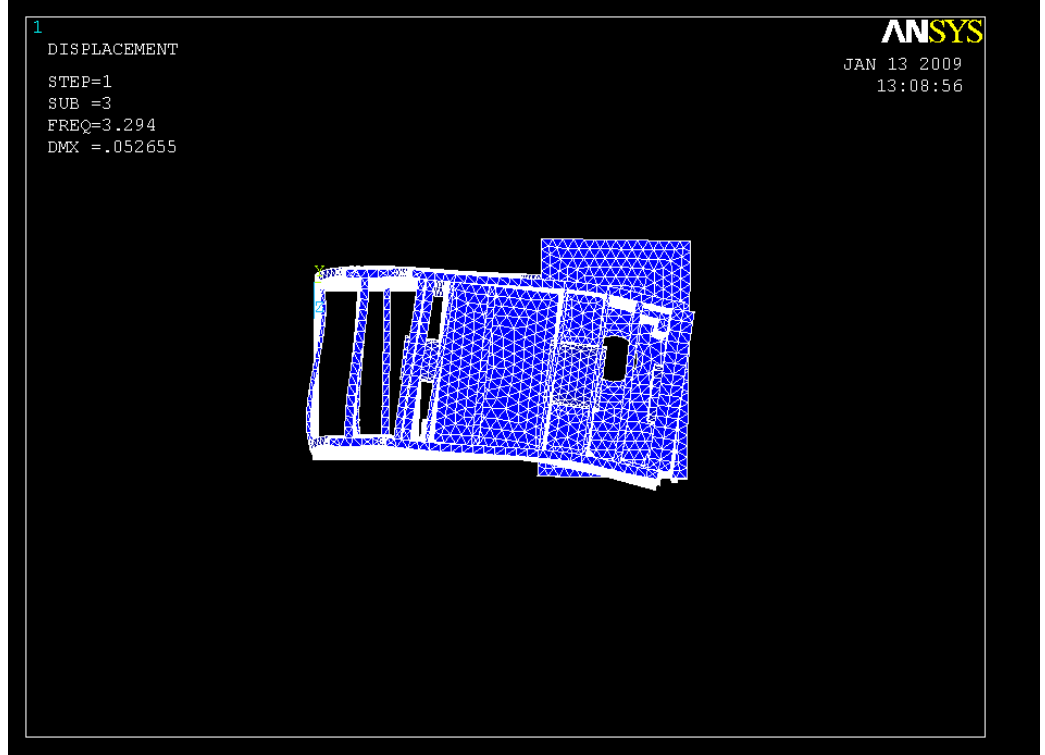
4.2.2 Mod II tipi



Şekil 4.9 Z açılma eğilimi gösteren II nolu durum (sol yan görünüş, frekans değeri 3.098)

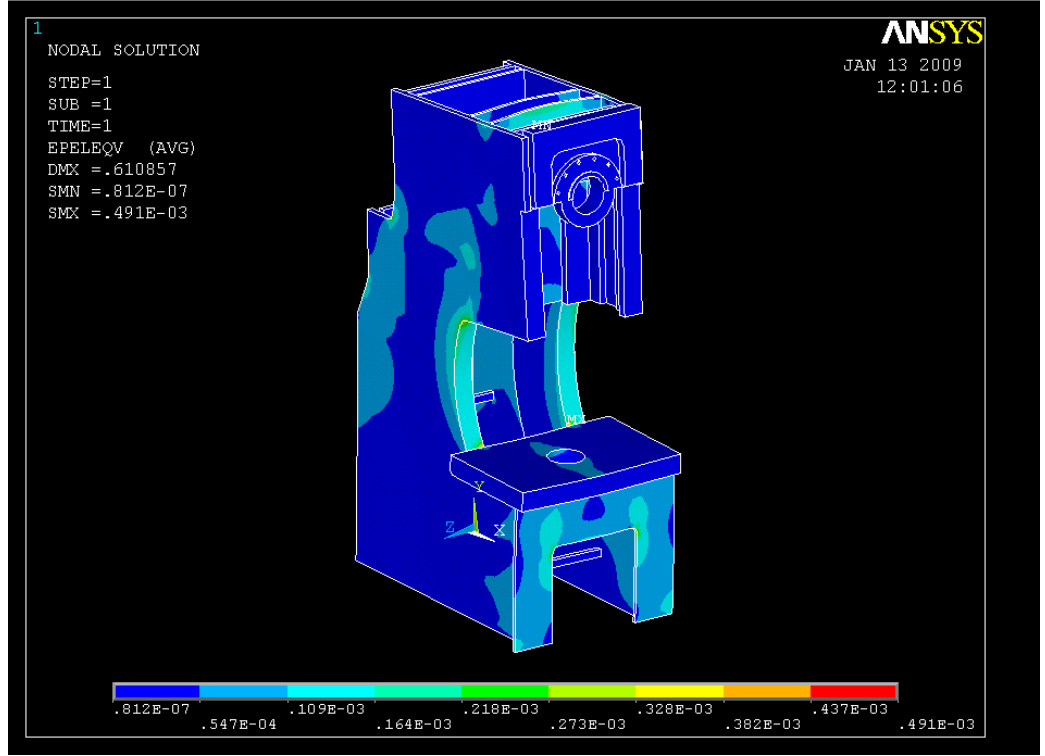
Birinci doğal frekans 3.098 hertz olup titreşim hareketi Z doğrultusundadır.

4.2.3 Mod III tipi



Şekil 4.10 Y ekseninde burulma eğilimi gösteren III nolu durum (üst görünüş, frekan değeri 3,294 Hz)

Birinci doğal frekans 3.294 hertz olup titreşim hareketi Y ekseninde gerçekleşmektedir.



Şekil 4.11 Pres strain dağılımı

BÖLÜM BEŞ

SONUÇ VE YORUMLAR

5. Sonuç ve Yorumlar

Sonlu elemanlar analizleri, eksantrik pres tasarımında herhangi bir değişikliğe gerek kalmayacak şekilde uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

Yapılan statik gerilme, şekil değiştirme ve doğal frekans analizlerinin maksimum değerlerinin pres gövdesindeki farklı bölgelerinde ortaya çıktığı görülmüştür. Buna karşın, elde edilen sonuçlar makul ölçülerde olduğundan presin çalışmasına engel teşkil etmezler.

Bu çalışmada da görüldüğü gibi bilgisayar teknolojisi ve CAD sistemlerindeki ilerlemeler sayesinde bir çok karmaşık problem kolayca çözülebilmektedir.

BÖLÜM ALTI

KAYNAKLAR

6. Kaynaklar

- [1] ANSYS *Theory Reference* web sayfası
http://mechanika.fsid.cvut.cz/old/pme/examples/ansys55/html/elem_55/chapter4/ES4-92.htm
14/01/09
- [2] Ansys web sayfası <http://ansys.net/> 03/01/09
- [3] Eksantrik Pres Tasarımı Uğur BAYAZIDOĞLU