



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



TEK ETKİLİ H TİPİ HİDROLİK PRES
GÖVDELERİNİN PARAMETRİK TASARIMI

SEMİH AVCI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık-2019
KONYA

Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Semih AVCI tarafından hazırlanan “Tek Etkili H Tipi Hidrolik Pres Gövdelerinin Parametrik Tasarımı ” adlı tez çalışması 13/12/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof.Dr. Hüseyin Selçuk HALKACI

Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ

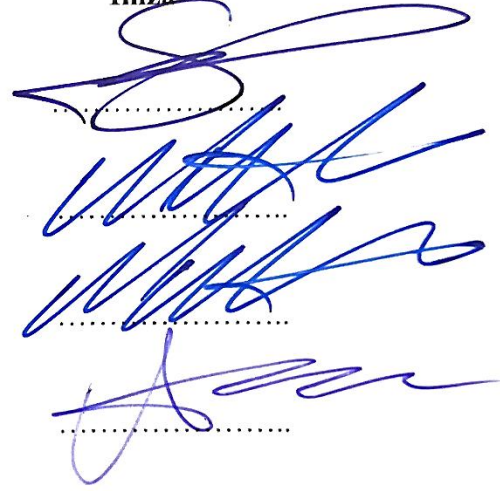
Üye

Dr.Öğr.Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ

Üye

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
FBE Müdür V.


Bu tez çalışması TÜBİTAK tarafından 5140028 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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



Semih AVCI

Tarih: 13.12.2019

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEK ETKİLİ H TİPİ HİDROLİK PRES GÖVDELERİNİN PARAMETRİK TASARIMI

Semih AVCI

**Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ

2019, 69 Sayfa

Jüri

**Prof.Dr. Hüseyin Selçuk HALKACI
Doç. Dr. Murat DİLMEÇ
Dr. Öğr. Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ**

Bu tez çalışmasında parametrik tasarım yöntemiyle pres gövdelerinin optimum boyutları belirlenmiştir. Öncelikle tek etkili bir H tipi hidrolik pres gövdesinin lineer statik Sonlu Elemanlar Analizleri (SEA) Solidworks Simülasyon paketi ile yapılmıştır. SEA yapılırken pres gövdesini oluşturan elemanların kalınlık ve yükseklikleri deneme ve yanılma ile değiştirilerek yaklaşık 3 kat emniyetli olacak şekilde gövde boyutları belirlenmiştir. Sonrasında belirlenmiş boyutlarla pres gövdesi imal edilmiştir. Simülasyonların doğruluk derecesini ortaya konulması için pres gövdesine çeşitli noktalarda uzama teli yapıştırılmış ve farklı yüklemelerde meydana gelen gerilmeler belirlenmiştir. SEA'den aynı noktalarda meydana gelen gerilme değerleri alınmış ve bu değerler ile ölçüm sonuçları karşılaştırılarak Solidworks Simülasyon yazılımında lineer statik SEA'nın %90 doğrulukla deneysel sonuçları doğru tahmin ettiği görülmüştür. Böylece daha sonra yapılacak pres tasarımlarında SEA'nın güvenle kullanılabileceği belirlenmiştir. Simülasyonların güvenilirliği belirlendikten sonra Solidworks yazılımının tasarım etüdü kullanılarak gerilme, yer değiştirme ve kütlelerin belirli sınırlar altında kalması durumu için parça boyutlarının optimum değerleri parametrik tasarım yapılarak tekrar belirlenmiştir. Sonuçta, deneme ve yanılma ile yapılan analizlere ve imal edilen gövdeye göre pres gövdesinde 5020 kg değerinde % 17.5 oranında bir hafifleme sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik pres, optimizasyon, parametrik tasarım, sonlu elemanlar analizi.

ABSTRACT

MS THESIS

**PARAMETRIC DESIGN OF SINGLE-ACTING H-TYPE HYDRAULIC PRESS
FRAME**

Semih AVCI

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of in Mechanical Engineering**

Advisor: Dr.Öğr. Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ

2019, 69 Pages

Jury

Prof.Dr. Hüseyin Selçuk HALKACI

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Dr. Öğr. Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ

In this thesis, optimum dimensions of press bodies were determined by parametric design method. First, linear static Finite Element Analysis(FEA) of a single-acting H-type hydraulic press body was done with Solidworks simulation package. According to the results of the analysis, the Press body was manufactured with the dimensions determined, then the results of the measurements made with elongation wire were compared with the stress values obtained from the analyses. Sea was found to accurately predict experimental results with 90% accuracy. Thus, it was determined that sea can be used safely in later press designs. During SEA construction, the thickness and heights of the elements that make up the Press body were changed by trial and error and the dimensions were determined to be about 3 times safe. Then, using the Solidworks software design study, the optimum values of the part sizes were determined again by a parametric design in order to ensure that stress, displacement and mass remain below certain limits. As a result , analysis by trial and error and the manufactured body according to the preliminary design of the Press body 5020 kg and 17% according to a reduction was provided.

Keywords: Hydraulic press, optimization,parametric design, finite element analysis

ÖNSÖZ

Presler sanayide üretim hattının en önemli makineleridir. Başlıca eksantrik ve hidrolik olmak üzere çeşitleri bulunan presler şekil verme teknolojisinde kullanılır. Günümüzde hidrolik presler, maliyet bakımından eksantrik preslere göre daha pahalıdır. Bu durum hidrolik preslerin kaliteden ödün vermeden daha uygun maliyette imal edilebilmelerini önemli bir amaç haline gelmiştir. Hidrolik presler pres gövdesi, hidrolik ünite ve elektronik ünitelerden oluşmaktadır. Genellikle preslerde maliyetin azaltılmasına ilk önce pres gövdesinden başlanmaktadır. Bu durum ise pres gövdelerinin en hafif ama en mukavemetli olmasını gerektirmektedir. Pres gövdesinin tasarımlarını değiştirmek için genellikle tecrübi verilere güvenilmiştir. Bu durum yeterli seviyede maliyeti azaltmamıştır. Maliyetleri azaltıp mukavemeti korumak için sonlu elemanlar analizleri kullanılmaya başlanmış ama bu analizlerin de güvenilirliği hep sorgulanmıştır.

Bu çalışmada SEA'nın güvenilirliği ve doğruluk oranı deneysel testlerle kıyaslanarak ortaya konulmuştur. Aynı zamanda optimum gövdeye ulaşabilmek için parametrik tasarım yapılmış, bu tasarım sonucunda ise pres gövdesi günler alan tekrarlı analiz ve farklı montajlardan saatler içerisinde bitebilecek tek bir analiz ve montaj dosyası haline getirilmiştir. Bu durum hem tasarımcıya zaman kazandırmış hem de parametrik tasarım kendi analizlerini çözerken başka işini yapabilmesi için ona zaman kazandırmıştır. 1250 ton tek etkili hidrolik pres parametrik tasarım sayesinde üretildiği halinden daha hafif bir duruma getirilerek maliyeti azaltılmıştır.

Çalışmada bilimsel katkılarıyla beni yönlendiren başta danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Mevlüt TÜRKÖZ'e, ayrıca bu çalışmada destekleri olan Prof. Dr. Hüseyin Selçuk HALKACI, Doç. Dr. Murat DİLMEÇ, Öğr. Gör. Mehmet HALKACI, Arş. Gör. Musa DEMİRCİ'ye ve Elmalı Makina şirketine teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma süresince her zaman yanımda olan sevgili eşim Alime AVCI'ya, anneme, babama ve kardeşime çok teşekkür ederim.

Semih AVCI
KONYA-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM	15
3.1. Hidrolik Presin Ön Tasarımı	15
3.2. Sayısal Çalışmalar	17
3.2.1. Ön tasarımı yapılan pres gövdesinin lineer statik SEA yapılması .	17
3.2.2. Analiz sonuçlarına göre son tasarımın yapılması.....	25
3.2.3. Geometrik modellemeye kaynak bölgesinin dahil edilmesi.....	29
3.3. SE Analizlerinin Doğrulanması	32
3.3.1. Uzama teli uygulaması	32
3.3.2. SE analizinde gerilme sonuçlarının alınması	38
3.4. Parametrik Tasarım	40
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	48
4.1. Geometrik Modellemede Farklı Yaklaşımların Sonuçlarının Karşılaştırılması	48
4.2. Geometrik Modellemeye Kaynak Bölgesinin Dâhil Edilmesiyle Analizde Oluşturduğu Etki.....	49

4.3. SE Analizlerinin Doğrulanması	49
4.4. Parametrik Tasarımla Optimizasyon Sonuçları	52
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	60
5.1 Sonuçlar	60
5.2 Öneriler	61
KAYNAKLAR	62
EKLER.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	68

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

σ	:	N/mm ²	Gerilme
$\bar{\sigma}$:	N/mm ²	Eş değer gerilme
σ_a	:	N/mm ²	Aksiyal yöndeki gerilme
σ_r	:	N/mm ²	Radyal yöndeki gerilme
$\sigma_{\text{basınç}}$:	N/mm ²	Akış yönündeki gerilme
σ_{akma}	:	N/mm ²	Akma gerilmesi
σ_{emniyet}	:	N/mm ²	Emniyetli akma gerilmesi
σ_{max}	:	N/mm ²	Maksimum gerilme
P	:	MPa	Basınç
r	:	mm	Yarıçap
t	:	mm	Cidar kalınlığı
s	:	---	Emniyet katsayısı

Kısaltmalar

BŞD	:	Birim Şekil Değiştirme
3B	:	3 Boyutlu
SE	:	Sonlu Elemanlar
SEA	:	Sonlu Elemanlar Analizi
CAD	:	Computer-Aided Design
CAE	:	Computer-Aided Engineering
FEA	:	Finite Element Analysis

1. GİRİŞ

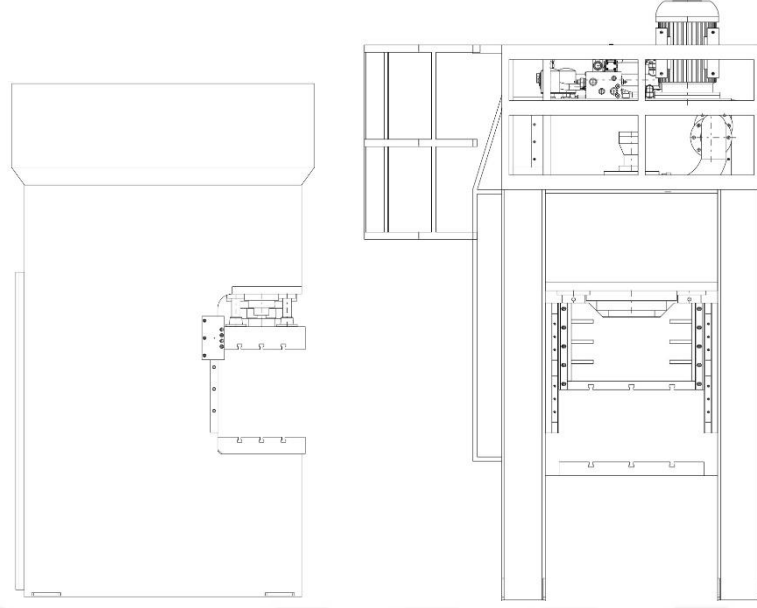
Presler genel olarak belirli bir alana kuvvet uygulamak için kullanılan makinelerdir. Bu makinelerin kullanım amacına göre sac şekillendirme presleri, kesim-büküm presleri, dövme-ekstrüzyon presleri, enjeksiyon presleri, doğrultma presleri vb. gibi çeşitli tipleri mevcuttur (Şekil 1.1). Tahrik sistemine göre presler hidrolik ve mekanik presler olarak ikiye ayrılmaktadır. Gövde tipine göre ise C tipi ve H tipi presler bulunmaktadır (Şekil 1.2).



Şekil 1.1. Kullanım amacına göre pres çeşitleri



Şekil 1.2. Tahrik sistemine göre pres çeşitleri



Şekil 1.3. Gövde tipine göre pres çeşitleri

Hidrolik presler elektrik motorundan aldığı güç ile yağın basınçlandırılmasıyla gerekli kuvveti elde ederler. Bu basınç silindirlere pompa ile belirli bir debi ile gönderilerek hareket sağlanır. Genellikle hidrolik presler yüksek tonajlı olup bu kuvvetleri taşıya bilmesi için H tipi konstrüksiyon kullanılır. Hidrolik preslerde bir tank sistemi ile gerekli hızlar ayarlanabilmektedir. Bu sistemde hız için önemli olan yağ debisidir. Hidrolik preslerin en önemli parçası silindir grubudur. Silindirler oluşan basınca dayanıklı cidar kalınlığında üretilmelidir. Hidrolik pres tasarımında dikkate alınması gereken konular

- Presin baskı kuvveti: Gövde tasarımını ve hidrolik silindir grubu tasarımını etkilemektedir,
- Çalışma stroku: Hidrolik silindirlerin stroklarını ve pres boyunu etkilemektedir,
- Presleme hızı: Motor gücünü, pompa debisi seçimini ve valf grubu çalışmasını etkilemektedir,
- Tabla boyutları: Presin çalışma alanıdır olup presin toplam ağırlığını etkiler
- Müşteri özel talepleri: presin yerden yüksekliği presin bir sistem içinde çalışacağı durumlarıdır.

Preslerin tasarımı genellikle tecrübi veriler, gelen arıza bildirimleri, müşteri taleplerinin dikkate alınması gibi veriler ile ilerlemektedir. Ama pres tasarımında SE

analizlerini, gerekli matematiksel hesaplamaları, uygun malzeme seçimi, hafif ama mukavemetli tasarımlar gibi yaklaşımların profesyonel mühendislik uygulamaları için dikkate alınması gerekmektedir.

Günümüzde pres teknolojileri sanayinin birçok alanında kullanılmaktadır. Bu alanlar, genel olarak otomotiv, beyaz eşya, makine, elektronik, savunma, gemi imalatı, demir çelik sektörü gibi özetlemek mümkündür. Bahsedilen sektörlerde kullanılan preslerin her biri belirli bir amaca yönelik olarak kullanılmaktadır. Örneğin otomotiv sektöründe sac parçaların şekillendirilmesinde mekanik ve hidrolik presler kullanılmaktadır. Diğer kullanım amaçları ise kesme ve dilimleme işleri, çapak alma, kalibre etme, yüzey düzleştirme, ütüleme, profil büküm, derin çekme, tekrar form verme, kanal çökertme, damgalama, katlama, şişirme, hidromekanik derin çekme, dövme, serbest ekstrüzyon, hassas delme, bükme, kenar kıvrırma, gerdirerek sıvama, çentik çökertme, kabartmadır. Buna ek olarak farklı şekillendirme işlemleri için farklı özelliklere sahip özel presler de pres teknolojisinin bir parçasıdır. Bu kadar farklı uygulama sahası olan preslerin maliyetinde ürün geliştirme çalışmaları önemli bir yer tutmaktadır. Bu nedenle ürün geliştirme sürelerinin azaltılması ve tasarım etkinliğinin iyileştirilmesi daha kaliteli ürünleri daha uygun maliyette sunmak açısından önemlidir. Bu durum pres üreticilerini pres tasarımı konusunda daha sistematik çalışmalara yönlendirmektedir. Geleneksel pres tasarımında pres boyutlandırılması tecrübi verilere dayandırılarak yapılmakta iken daha sistematik pres tasarımı uygulamalarında Sonlu Elemanlar Analizleri (SEA) ile maksimum gerilme ve sehim değerleri tahminleri kullanılmaktadır. Ürün tasarımı konusunda daha yenilikçi bir yaklaşım boyut optimizasyonu yoluyla çalışma yükleri altındaki yapılarda eleman kalınlıkları, giriş kesit özellikleri ve malzeme özelliklerinin optimize edilmesidir. Bu yöntemde optimum boyutlar SEA'da deneme yanılma yoluyla değil belirli bir tasarım kriterini sağlayacak şekilde optimizasyon yazılımı tarafından belirlenmektedir.

Uygulaması gereken kuvvetleri taşımak preslerin gövdelerinden istenen başlıca özelliktir. Parametrik tasarım, tasarım girdilerinin belirli değişkenler üzerinden ürüne yansımaları, ürün başarısı için gerçekleştirilecek iterasyonlar ile parametrenin optimum seviyesinin bulunmasını sağlar. Parametrik tasarım yöntemiyle, belirli kuvvetleri taşıyabilecek pres gövdesinin optimum boyutları SE analizlerinden yararlanılarak çok daha efektif bir şekilde bulunabilir. Böylece istenilen kuvveti taşıyabilecek en hafif ve en uygun maliyetli pres gövdeleri üretilebilecektir.

Parametrik tasarımda önemli olan değişken olacak ölçüleri en iyi şekilde belirleyebilmektir. Kimi zaman bu ölçüler ağırlığı hafifletirken kimi zamanda daha mukavemetli ürünler elde etmemize fayda sağlar. Parametrik tasarım bize zaman kazandırırken üründe hedeflerimize en iyi şekilde ulaşmamızı da sağlamaktadır.

Parametrik tasarımda 3 farklı yaklaşım vardır. Bunlar yapısal, sayısal ve bilgi tabanlı yaklaşımlardır. Yapısal yaklaşım sadece geometrik modelleme ile ilgilendir. Geometrik parametrelerin değişimleri üzerine olan bir yaklaşım türüdür. Bu yaklaşım prototip tasarımlarında daha çok kullanılır.

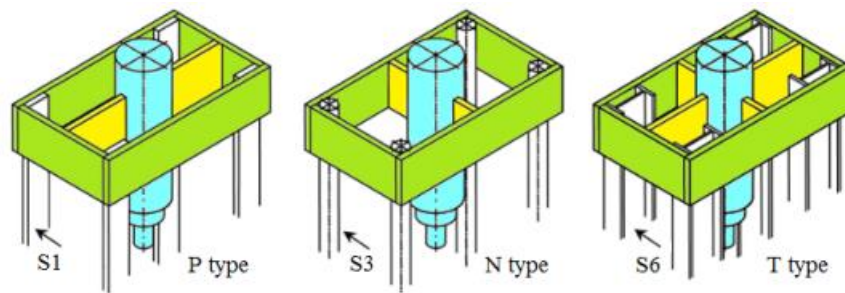
Sayısal yaklaşım geometrinin bir düzen içinde birbirine denklemlerle bağlı olduğu durumlarda ki yaklaşım şeklidir. Bu yaklaşım düzenli bir konstrüksiyon sunar. Bu yaklaşım ön tasarımı tamamlanan konstrüksiyonlarda değişime uğraması istenen sınırlı bölgelerde denklemler yardımıyla oluşan bir parametrik tasarımdır.

Bilgi tabanlı yaklaşım değişkenleri belli ve sınırlandırmaları yapılan bir kural tabanlı yaklaşım türüdür. Yani bu yaklaşım da belirlenmiş bir hedef ve bu hedefe ulaşmak için bilinen sınırlar vardır. Bu çalışmamızda da bilgi tabanlı parametrik tasarım yaklaşımıyla analizler yapılmıştır.

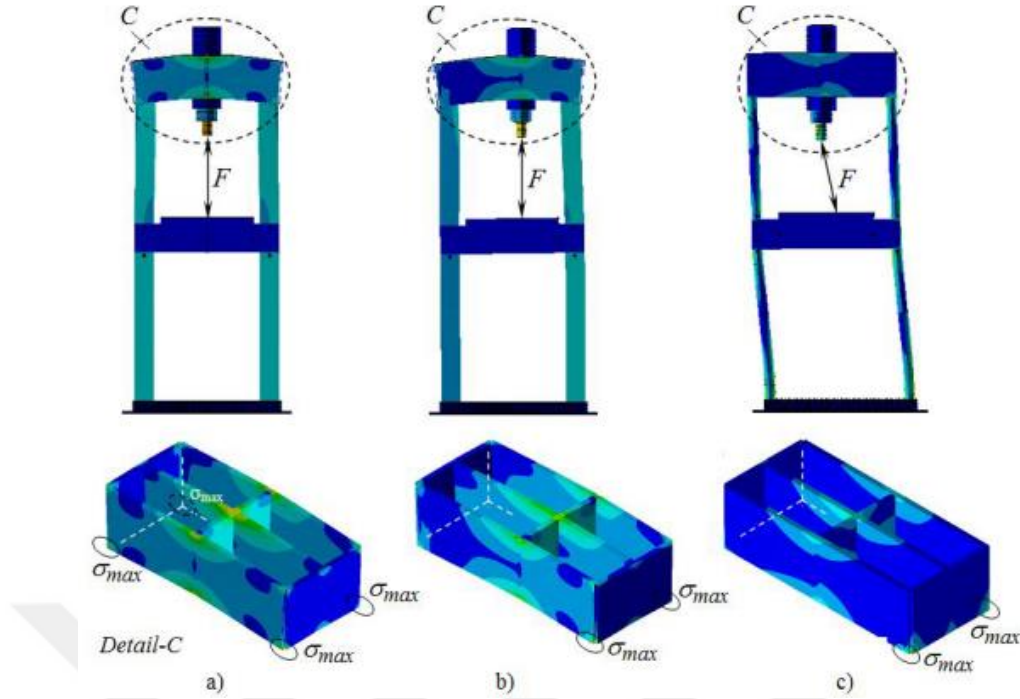
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Hidrolik preslerin tasarımları 1900'lü yılların ikinci yarısından itibaren çeşitlenmeye başlamıştır. Literatür incelendiğinde hidrolik presler üzerine pek çok tasarım farklılıkları ve dolayısıyla bunlarla ilgili patentler bulunmaktadır. Bu çalışmada tek etkili H tipi hidrolik presin sonlu elemanlar analizinin uzama teli ölçümleri ile doğrulaması yapıp, pres parametrik olarak tasarlanmıştır. Bu nedenle kaynak araştırmasında parametrik tasarım ve sonlu elemanlar analizleri üzerine yoğunlaşmıştır.

Aydın ve Kişioğlu (2013) yaptıkları çalışmada, hidrolik pres makinesinin parçalarına uygulanan çok eksenli yükler altındaki davranışını modellemişlerdir. Presin hidrolik silindir köprüsünü 3 şekilde tasarlayıp hangi tasarımın daha sağlıklı kuvvet aktarımı yaptığını hesaplamışlardır. Metot olarak; hem analitik yöntemler hem de bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlardır. Sonlu elemanlar çözümünü hafifletmek için, kabuk elemanlar (Şekil 2.1) kullanmışlardır. Farklı yüklemeler ve farklı tasarım değişkenleri ile yapılan optimizasyon çalışmaları sonucu en uygun geometrik modeli elde etmişlerdir (Şekil 2.2). Tasarımlar incelendiğinde P tipi köprü için Şekil 2.2'deki gibi a durumu oluşacağını ve gerilmenin tablada simetrik olarak yayılacağı görülmüştür. N tipi tasarımda b durumundaki gibi ise bir eksantrik kuvvet oluşturacağını ve silindirin merkezden kayma yapacağı hesaplanmıştır. T tipi tasarımda ise c durumunda gövdedeki çarpılma daha belirginleşmiştir. Bu nedenle en uygun gövde tasarımının a durumundaki gibi P tipi olması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

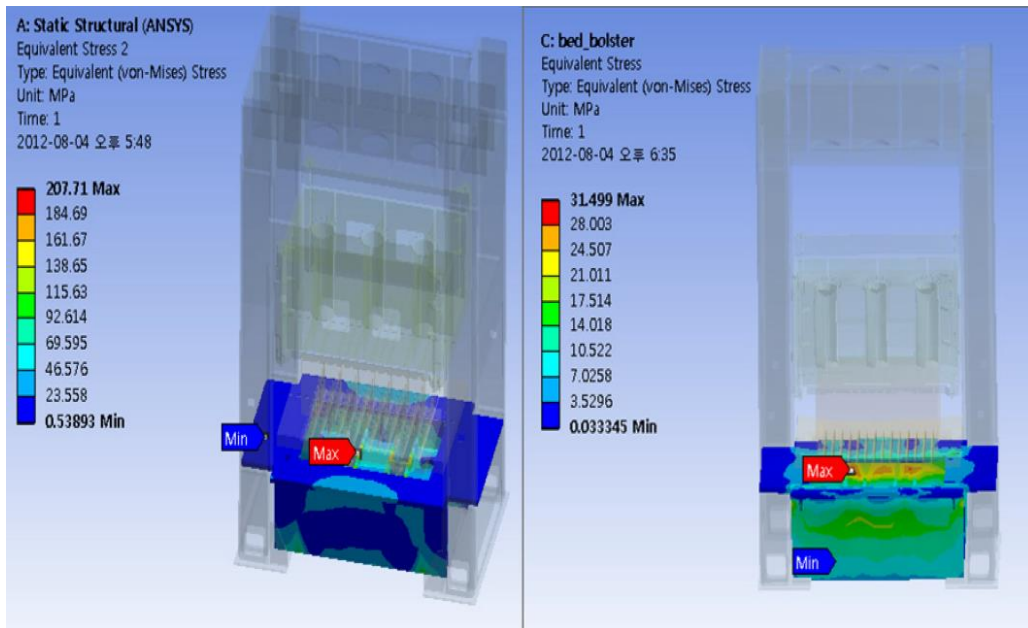


Şekil 2.1. Hidrolik presin dizaynı

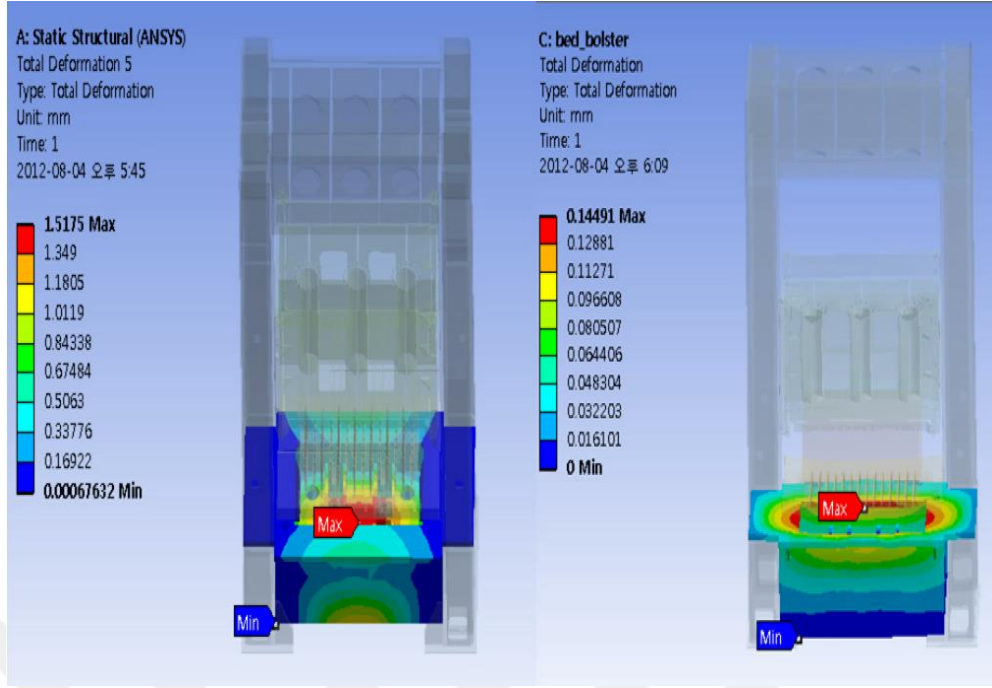


Şekil 2.2. Farklı yüklemeler altında hidrolik pres gerilme dağılımı a) P tipi, b) N tipi, c) T tipi

Choi ve ark. (2013) çalışmalarında, 800 tonluk sıcak dövme presinin hassas bölümleri olan gövde, koçbaşı ve yatak parçalarının yapısal analizini ve optimizasyonu yapmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda, farklı bir yatak tasarımı ile Şekil 2.3'de görüldüğü gibi gerilme değerini yaklaşık %95 ve Şekil 2.4'da görüldüğü gibi yer değiştirme değerini de %90 oranında düşürmüşlerdir.



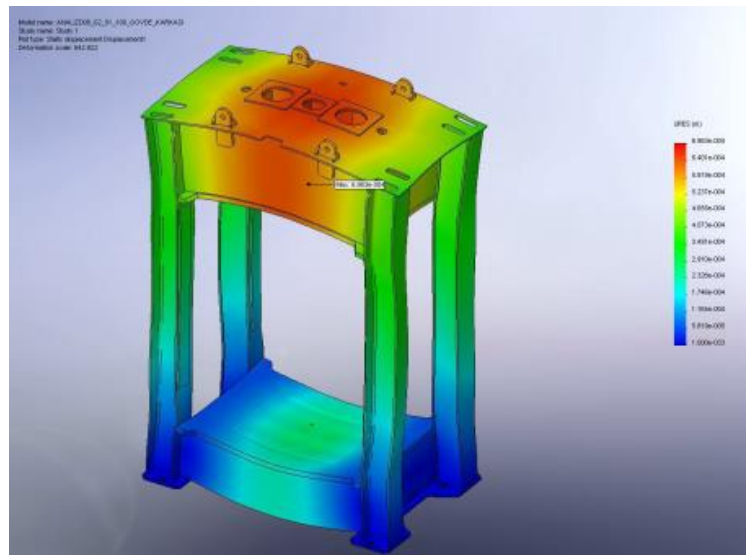
Şekil 2.3. Gerilme değerleri



Şekil 2.4. Yer değiştirme değerleri

Wei (2013) alt ve üst gövdesi kolonla bağlı bir hidrolik presin yapısal analizini incelemiş ve ağırlık azaltma için gerekli olan kalınlık ve boyutsal değişikliği yapmıştır. Üst gövdenin istenilen yapısal özelliği yüksek rijitlik ve hafifliktir. Üst gövdede hedeflenen sınır gerilme değeri 160 MPa iken 154 MPa olarak elde edilmiştir. Yine hedeflenen sınır BŞD değeri 0,2 mm/m iken 0,203 mm/m. olarak ölçmüştür. Bu birim şekil değiştirme değeri ile istenilen rijitlik elde edilemediği için bu bölgede et kalınlığı artırılmıştır.

Köseler, 2014'te yaptığı üç etkili, yüksek hızlı hidrolik presin tasarımı ve analizi konulu yüksek lisans tezinde gövdenin statik analizi, analitik hesaplamaları ve maliyeti gibi konuları detaylı olarak incelemiş ve pres tasarımını yapmıştır. Analizlerde gövde ve hareketli tabla ayrı ayrı incelenmiştir. Gövde analizinde presin tabanı sabit tutulmuş ve sabit tablaya gelen kuvvet, etki alanı belirlenerek uygulanmıştır. Bunun sonucunda presin emniyet katsayısı ve yer değiştirme sonuçları verilmiştir. Sonucunda emniyet katsayısı en az 2 olan ve 0,6 mm yer değiştirmeye maruz kalan (Şekil 2.5) pres tasarlanmıştır.



Şekil 2.5. Pres gövdesinin yer değiştirme analizi

Ravi (2014) yaptığı çalışmada 10 ton C tipi presin SE analizleri ile presin emniyet durumunu incelemiştir. Seçilen emniyet katsayısına göre optimizasyon yaparak Çizelge 2.1’de görülen sonuçlarla yeni bir gövde elde etmiştir.

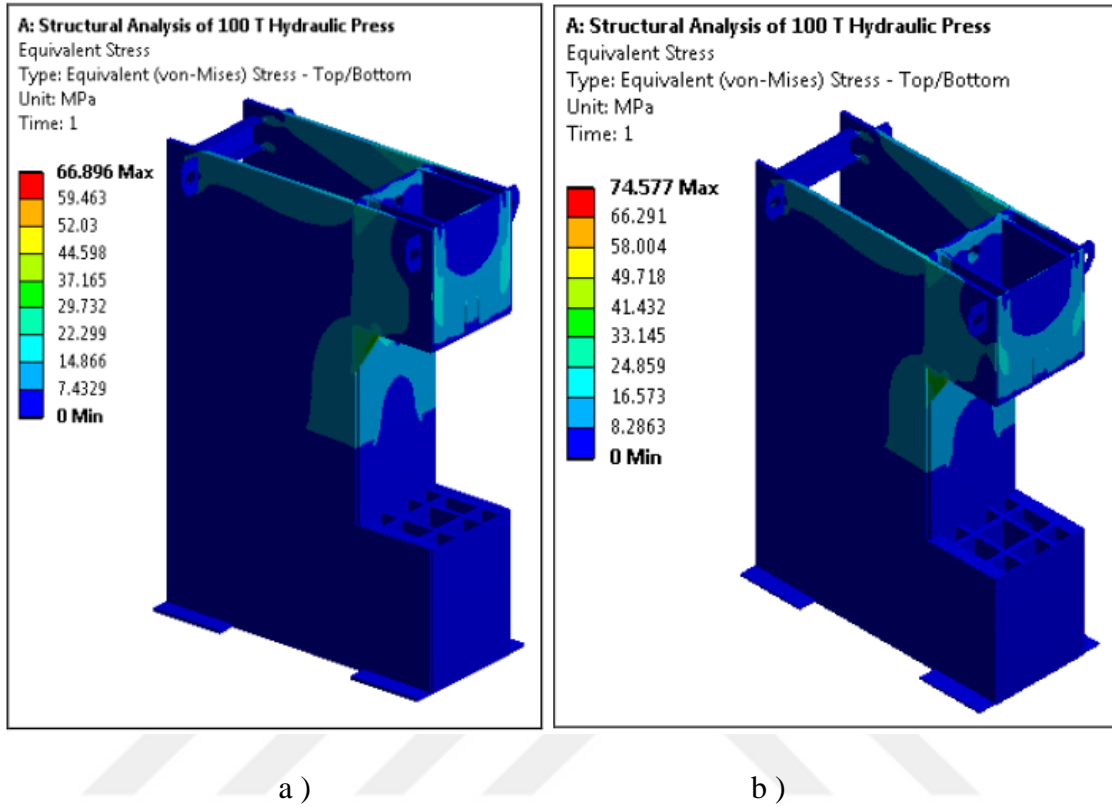
Çizelge 2.1. Ön tasarım ve optimizasyon karşılaştırması

Değişkenler	Ön tasarım	Optimizasyon
Yatak Kalınlığı	100 mm	70
Gövde Kalınlığı	25 mm	18
Ağırlık	1.92 ton	1.66 ton
Maksimum Gerilme	56.68 MPa	56.42
Maksimum Yer Değiştirme	1.533 mm	1.647

Han ve ark (2014) çalışmasında dövme presinin alt köprüsünün yer değişimini incelemişlerdir. Bu değişimi incelerken kalibrasyonu yapılmış ve rijitliği test edilebilen bir lazer cihazı kullanılmıştır. Lazer cihazından alınan sonuçları SE analizlerinden alınan sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Lazer ile ölçümde maksimum yer değiştirme 0,4362 mm iken simülasyon verileri 0,457 mm olarak çıkmıştır. Bu çalışma ile simülasyonun yer değişim ölçüm doğruluğu gerçekte test edilmiştir. Aradaki fark sadece 0,0208 mm olup bu değer simülasyonun ne kadar yakın sonuçlar verdiğini ortaya koymuştur.

Haptaki ve Gülhane (2015) C tipi 100 ton hidrolik presin SE analizlerini yapmışlardır. Sonuçlara göre parametrik tasarım yaparak malzeme kalınlığını azaltmışlardır. Presin 2060x1400 mm boyutlarındaki yan duvar kalınlığını 25 mm’den 22 mm’ye düşürmüşlerdir. Böylece daha hafif ve az maliyetli bir pres ortaya çıkmıştır.

Malzeme olarak St 44 yapı çeliği kullanmışlardır. Kalınlığın düşürülmesi gerilme sonuçlarına artışa neden olsa da bu artış çok fazla olmadığından (Şekil 2.6), %12 oranında malzeme tasarrufu sağlayan son tasarım dikkate alınmıştır.



Şekil 2.6. a) Ön tasarım gerilme sonuçları b) Parametrik tasarım gerilme sonuçları

Sezgen (2016) çalışmasında endüstriyel 300 ton kapasiteli H tipi bir hidrolik presin yapısal analizi, topolojik optimizasyonu ve konum kontrolü için MATLAB/Sim hydraulic programında kontrolcü geliştirmiştir. İlk aşamada presin statik, burkulma, yorulma analizleri ve topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar ANSYS Workbench sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılmıştır. İkinci aşamada oransal-türevsel (PD) kontrolcü geliştirilerek koçun konum geri besleme sinyaline göre yön denetim valfinin sürgüsü kontrol edilmiştir. Mekanik kısmın tasarımı Solidworks programında katı modelin çizilmesiyle elde edilmiş ve koçun hareket denklemleri katı model MATLAB/Si mechanics programına aktarıldıktan sonra bu yazılım ile elde edilmiştir. Yapısal analiz ve topolojik optimizasyon sonuçlarına göre; endüstriyel 300 ton'luk H tipi hidrolik pres %2.5 mukavemet artımı ile %28.3 hafifletilmiştir (Çizelge 2.2 ve Çizelge 2.3).

Çizelge 2.2. Kalınlık optimizasyon değişimi

Parça Adı	Optimizasyondan Önce	Optimizasyondan Sonra
Ön Duvar	40 mm	30 mm
Yan Dış Duvar	15 mm	7.5 mm
Yan İç Duvar	15 mm	10 mm
Üst Feder	40 mm	30 mm
Üst Kısa Feder	40 mm X 300 mm	50 mm X 500 mm
Üst Silindir Platinesi	60 mm	60 mm
Alt Feder	40 mm	30 mm
Tabla	150 mm	100 mm

Çizelge 2.3. Mukavemet verileri değişimi

ÖNCESİ		SONRASI	
Gövde Maksimum Von Misses Gerilmei	150 Mpa	Gövde Maksimum Von Misses Gerilmei	143 Mpa
Gövde Minimum Emniyet Katsayısı	1,67	Gövde Minimum Emniyet Katsayısı	1,74
Gövde Ağırlığı (ton)	8,442	Gövde Ağırlığı (ton)	6,048
Toplam Ağırlık (ton)	12,160	Toplam Ağırlık (ton)	9,8

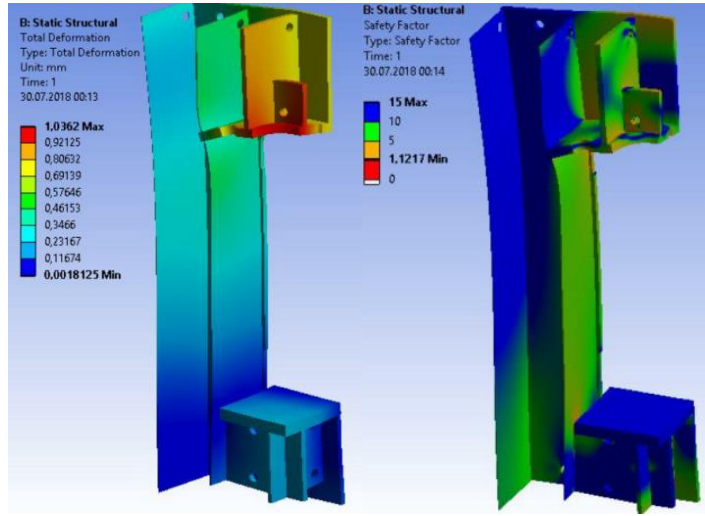
Dilmeç ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada, sonlu elemanlar analizi kullanılarak 300 ton kapasiteli H tipi pres gövdesinin nümerik kalınlık optimizasyonu yapılmıştır. Böylece pres gövdesini oluşturan plakaların kalınlıkları azaltılmış ve malzeme tasarrufu sağlanmıştır (Çizelge 2.4 ve Çizelge 2.5). Şekil 2.7 incelendiğinde optimizasyon sonrası yer değiştirme 0,89 mm olan yer değiştirme 1,03 mm değerlerine çıkmıştır. Yapılan optimizasyon sonucunda %23 lük bir hafifleme sağlandığı görülmüştür.

Çizelge 2.4. Optimizasyon öncesi ve sonrası presin statik davranışı

Optimizasyondan önce		Optimizasyondan sonra	
Gövde maksimum Von Mises gerilmesi	185 MPa	Gövde maksimum Von Mises gerilmesi	195 MPa
Gövde minimum emniyet katsayısı	1,27	Gövde minimum emniyet katsayısı	1,21
Gövde ağırlığı	8280 kg	Gövde ağırlığı	6296 kg

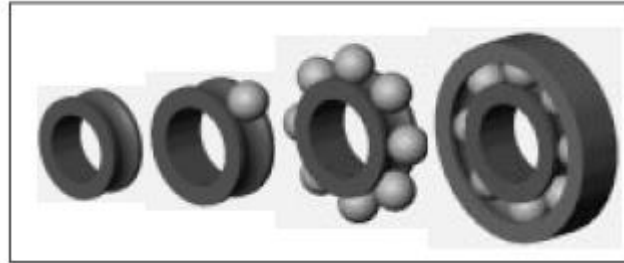
Çizelge 2.5. Optimizasyon sonuçları

Parça	Optimizasyondan önce	Optimizasyondan sonra
Üst uzun feder	40 mm	40 mm
Üst kısa feder	40 mm	40 mm
Gövde	40 mm	35 mm
Üst silindir plakası	60 mm	60 mm
Yan iç duvar	15 mm	10 mm
Yan dış duvar	15 mm	5 mm
Alt uzun feder	40 mm	40 mm
Alt kısa feder	40 mm	30 mm
Tabla	150 mm	80 mm



Şekil 2.7. Pres gövdesinin yer değiştirme ve güvenlik katsayısı sonuçları

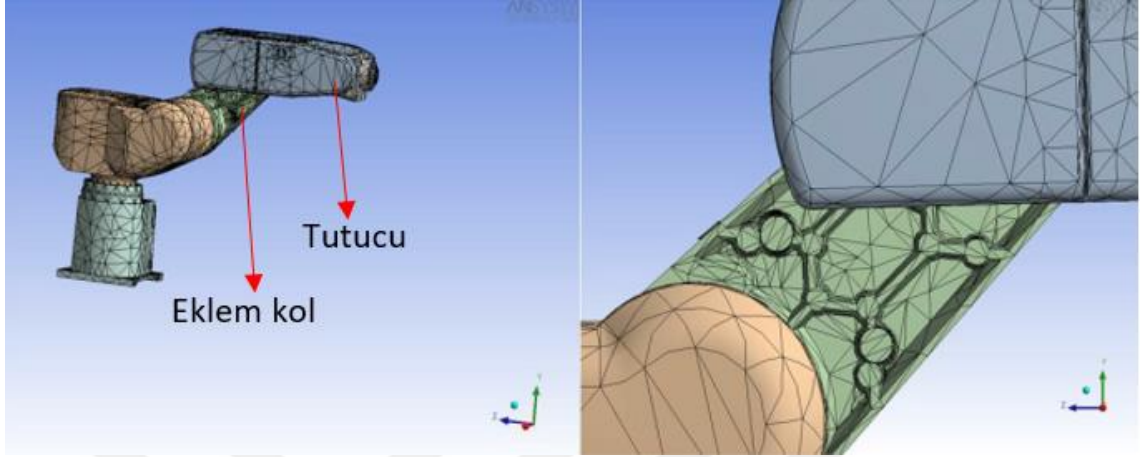
Halkacı ve Yiğit (2004) parametrik tasarım üzerine yaptıkları çalışmada, rulmanlı yatakların parametrik tasarımı üzerine Solidworks yazılımında bir alt program yapmışlardır. Bu program ile bir tek katı model oluşturularak sabit rulmanlı yatakların yüzlerce çeşidini modellemek mümkün olmuştur. Programda, yatağa gelen kuvvetler, devir sayısı, rulman ömrü gibi veriler girildiği zaman, uygun sabit bilyeli yatağı tablolardan seçerek, bu yatağın ölçülerine uygun olarak Şekil 2.8.'deki aşamalardan geçilerek katı model oluşturulabilmektedir. Bu çalışmada parametrik tasarım felsefesi üzerinde durularak kısıtlılık kavramına açıklık getirilmeye çalışılmıştır. Excel sayfasına yerleştirilen sabit rulmanlı yatak tabloları kullanılarak, Excel VBA programı aracılığı ile rulmanlı yatak boyutları elde edilmiştir. Bu boyutlar Solidworks 2001 plus programına tasarım tablosu aracılığı ile aktararak rulmanlı yatağa ait katı model oluşturulmuştur.



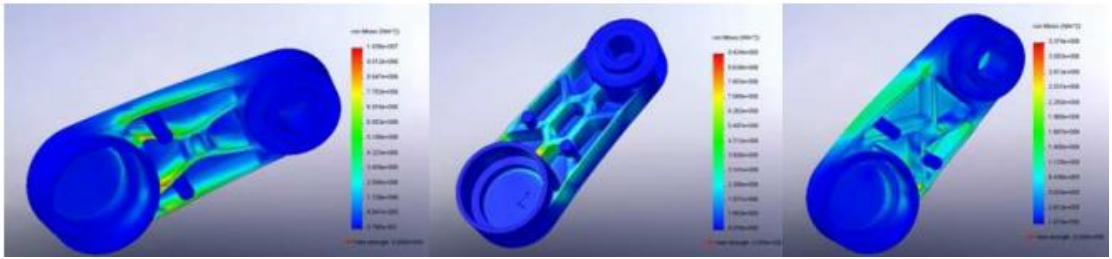
Şekil 2.8. Sabit rulmanlı yatak katı model oluşturma aşaması

Ghiorghe (2010) yaptığı çalışmada robot kolu için optimizasyon tasarımı uygulamıştır. Çalışmasında robot başlığı ve ana gövdesini birbirine bağlayan eklem kol için topoloji optimizasyonu yapılmıştır (Şekil 2.9).

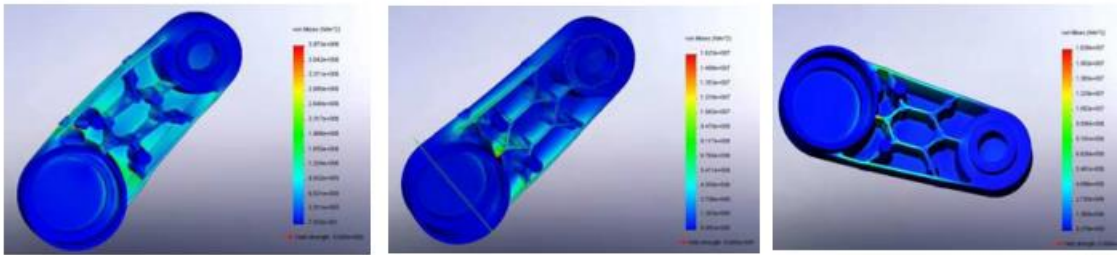
SE analizleri tutucudan uygulanan 490 N kuvvet etkisi altında ve 50 °C derecelik bir ortam sıcaklığında yapılmıştır. Malzeme olarak alüminyum 7079 malzemesi seçilmiştir (Şekil 2.10). Koldaki kaburga şekillerinin değiştirilmesi ile Şekil 2.11’te gerilmenin her noktada da dengeli bir şekilde dağılması sağlanmıştır.



Şekil 2.9. Robot ve eklem kol modeli



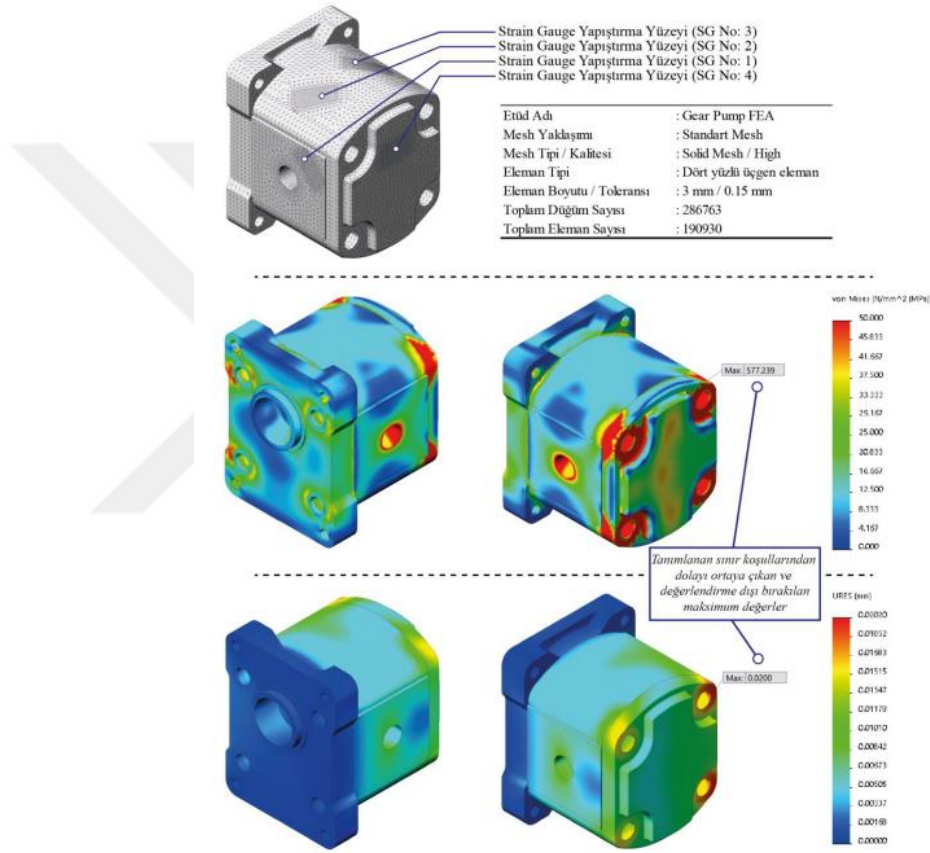
Şekil 2.10. Optimizasyon öncesi gerilme dağılımı



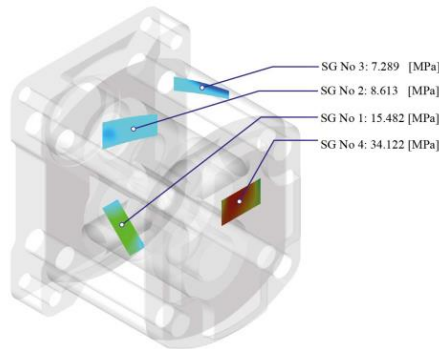
Şekil 2.11. Optimizasyon sonrası oluşan sonuçlar

Çınar (2014) düz dişli pompa gövdesinin parametrik tasarımı ve boyut optimizasyonu konusunda yaptığı doktora çalışmasında farklı debilere ve çıkış basınçlarına sahip pompa tasarımlarının yapılması ve iyileştirilmesi süreçlerinde kullanılmak üzere CAD, CAE ve yapısal (boyut) optimizasyon tekniklerini içeren bir uygulama algoritması geliştirilmiş ve örnek bir pompa üzerinde uygulamıştır. SEA Şekil 2.12’de görüldüğü gibi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 2.13’de görüldüğü

gibi belirli noktalardan uzama telleri yardımıyla yapılan gerilme ölçümü sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçta % 13,54 – 20,54 hata oranı ile değerlerin kabul edilebilir ölçüde örtüştüğü (gerilme değerlerindeki mutlak farklılıkta göze alınarak) görülmüştür. Ayrıca yapılan sonlu elemanlar analizinde, pompa gövdesi içerisindeki basınç yüzeyleri deformasyon açısından incelenmiş dişli çalışma bölgesindeki deformasyonların 0,0101 mm olduğu tespit edilmiştir. Pompa çalışma şartları açısından bu değer limit değer olduğu ve bu nedenle gövdenin optimum geometriye sahip olduğu ve kurulan modelin doğruluğu kanıtlanmıştır.



Şekil 2.12. Pompa üzerindeki maksimum gerilme değerleri ve deformasyon değerleri



Şekil 2.13. Pompa üzerindeki uzama teli verileri

Literatürde pres gövdelerinin SEA'den elde edilen gerilme ve sehim değerlerinin dikkate alınması suretiyle daha hafif olarak tasarlanması için birçok çalışma yapıldığı görülmüştür. Bu çalışmalarda presin gövde ağırlığı %12 ila %30'a varan oranda azaldığı durumlar olmuştur. Ancak bu çalışmalarda SEA'nin güvenilirlik derecesini belirlemek için deneysel ölçümlerle SEA sonuçlarının karşılaştırıldığı bir araştırmaya rastlanmamıştır. Bir diğer grup çalışmada çeşitli geometrilerin parametrik tasarım ve optimizasyon sonucunda iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu çalışmalardan birinde tasarımı yapılan gövde üzerine yapılandırılan uzama telleri ile analizlerden elde edilen gerilme değerleri deneysel sonuçlarla kıyaslanarak en fazla %20 sapma ile analizlerin doğru tahminde bulunduğu görülmüştür.

Yapılan bu tez çalışmasında 1250 ton kapama kuvveti altında bir pres gövdesinin en uygun şekilde tasarımı Solidworks Simulation ile yapılan ön SEA ile gerçekleştirilmiştir. Literatürdeki pres gövdesi optimizasyonu çalışmalarından farklı olarak bu tez çalışmasında imal edilmiş pres gövdesinde çeşitli bölgelerden uzama teli ile ölçülen gerilme değerleri ile SEA yazılımı doğrulanmıştır. SEA'nin %90 oranında doğru sonuçlar verdiği bulunmuştur. Sonrasında parametrik tasarımla gövdede değişken olarak belirlenmiş bazı eleman boyutlarının, belirli kısıtlar altında hedef gerilme ve kütle değerleri altında kalacak şekilde optimum boyutları belirlenmiştir. Bu şekilde SEA'de deneme ve yanılma yoluyla optimum olarak belirlenmiş tasarım sonucu imal edilmiş pres gövdesinde %17.5 oranında daha hafifleme yapılmasının mümkün olduğu görülmüştür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Hidrolik Presin Ön Tasarımı

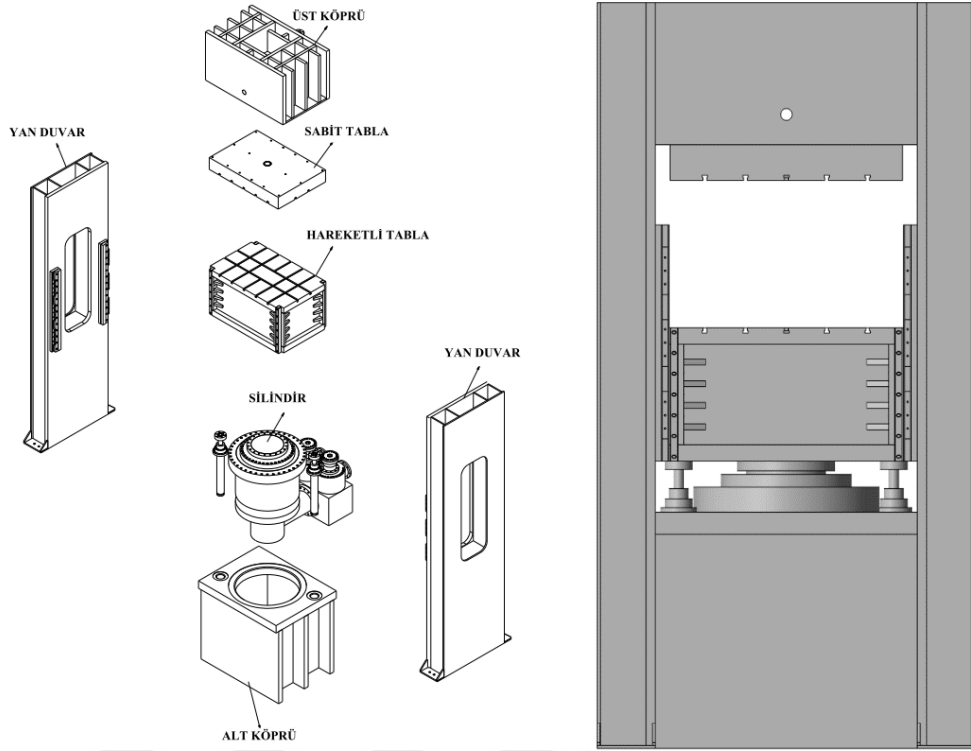
Hidrolik preslerde ilk olarak preste yapılacak iş dikkate alınarak gerekli tonajın belirlenmesiyle gövde tasarımına başlanır. Böylece alt veya üst köprüye yerleştirilecek hidrolik silindirlerin sayısı ve boyutları belirlenir. Hidrolik silindirlerin yerleştirildiği köprünün derinlik ölçüsü hidrolik silindirin flanş boyutlarına göre belirlenirken, genişlik ölçüsünde sabit tabla boyutları dikkate alınır. Sabit tabla boyutunun belirlenmesi ya preste üretilen ürün boyutlarına yani kalıp boyutlarına göre yada, pres tonajını sağlayacak silindirlerin sığabileceği minimum boyuta göre belirlenmektedir. Uygulamada genel olarak kalıbın, en azından sabit tablanın 2/3'ünü kaplamasına dikkat edilir. Gövde tasarımında ayrıca hareketli tabla (koç) stroğu ve masa-koç mesafesi değerleri de etkilidir. Bu çalışmada tasarımı yapılan H tipi pres gövdesinde dikkate alınan tasarım parametreleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Çalışmada sabit tabla boyutları 1250 ton kuvveti oluşturacak hidrolik silindir sığabileceği minimum boyutlara göre belirlenmiştir.

Çizelge 3.1. Tasarım parametreleri

Adı	Değerleri
Pres tonajı	1250 ton
Hareketli tabla (koç) stroğu (mm)	700
Masa-koç mesafesi (mm)	1000
Sabit tabla boyutları (mm)	1600x1100

Genel olarak pres sektöründe pres gövdesi platine malzemedan kaynaklı konstrüksiyon yöntemiyle üretilmektedir. Bazı gövdeler ise kum kalıba döküm yöntemiyle üretilmektedir. Bu çalışmada pres gövdesi kaynaklı konstrüksiyon yöntemiyle imal edilecek şekilde tasarlanmıştır. Buna göre pres gövdesini meydana getiren bileşenler olan alt köprü, üst köprü, yan duvarlar ve hareketli tabla (Şekil 3.1) belirli kalınlıktaki platine malzemedan kesilerek gaz altı kaynak yöntemi ile birleştirilerek monoblok gövde yapılmıştır. Alt köprü, üst köprü, yan duvarlar ve hareketli tablanın tasarımında St37 malzeme kullanılmıştır. Platine kalınlıklarına ve boyuna pres tonajına göre tecrübi değerlerle karar verilmiş, SE analizleri sonrasında bu değerler

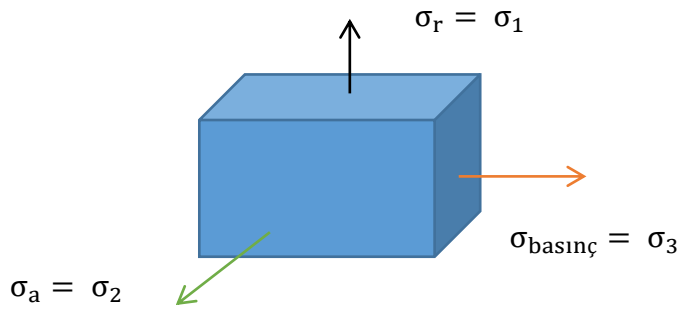
güncellenmiştir. Pres gövdesinin ön tasarımında kullanılan platine kalınlıkları ve boyutları Ek-1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Tek etkili H tipi hidrolik pres parçaları

Silindir Hesabı

Uçları kapalı silindirik bir borunun içerisinde basınç uygulanması neticesinde cidardan kübik bir eleman çıkarttığımızda elemanda oluşan gerilmeler aşağıdaki gibi olur.



Burada σ_a silindirin eksenine doğrultusunda oluşan gerilme olup; P basınç, r silindir iç yarıçapı, t ise silindir cidar kalınlığı olmak üzere, değeri $\sigma_a = \frac{P \cdot r}{2t}$ dir. σ_r de silindirin radyal doğrultusundaki gerilme olmak üzere değeri $\sigma_r = \frac{P \cdot r}{t}$ dir. Elemanın 3. doğrultusundaki gerilme ise iç basınca eşit olacak bir gerilme olur ($\sigma_{basınç}$).

Malzeme olarak 1.0503 çeliği tercih edilip emniyet katsayısı $s=5$ alınıp minimum cidar kalınlığı hesaplanırsa:

$$\sigma_{emniyet} = \frac{\sigma_{akma}}{s} = \frac{580}{5} = 116 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

Eşdeğer gerilme $\bar{\sigma}$:

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2]} \quad (3.2)$$

Elemandaki asal gerilmeler $\sigma_1 = \sigma_r = 2\sigma$, $\sigma_2 = \sigma_a = \sigma$ ve $\sigma_3 = \sigma_{basinç} = 25 \text{ MPa}$ olmak üzere eşdeğer gerilme yerine malzemenin emniyetli akma sınırı alınır:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma} &= \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma - 25)^2 + (25 - 2\sigma)^2 + (\sigma)^2]} \\ \bar{\sigma} &= \sqrt{\frac{1}{2}[\sigma^2 - 50\sigma + 625 + 4\sigma^2 - 100\sigma + 625 + \sigma^2]} \\ 116 &= \sqrt{3\sigma^2 - 75\sigma + 625} \\ 3\sigma^2 - 75 - 12831 &= 0 \\ \sigma^2 - 25\sigma - 4277 &= 0 \text{ eşitliği çözüldüğünde} \\ \sigma_a &= \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\sigma_a = \frac{25 \pm \sqrt{(-25)^2 - 4(-4277)}}{2} = \frac{25 + 133}{2} = 79 \text{ MPa}$$

Bulunur. $\sigma_1 = \sigma_a$ olduğu için bu durumda

$$\sigma_a = \frac{P.r}{2t} \rightarrow 79 = \frac{40 \times 385}{2t} \quad (3.4)$$

$t=96 \text{ mm}$ bulunur. Pres üretici firmanın tercihi ile silindir tasarımı cidar kalınlığı 140 mm olarak imal edilmiştir ki kalınlığı çok fazla emniyetli olduğu görülmüştür.

3.2. Sayısal Çalışmalar

3.2.1. Ön tasarımı yapılan pres gövdesinin lineer statik SEA yapılması

Bu çalışmada, parametrik tasarımı yapılacak pres gövdesinin, lineer statik SE analizleri yapılarak öncelikle başlangıç tasarımındaki belirlenen boyutların uygunluğu kontrol edilmiştir. Bu aşamada SE analizlerinin doğruluğu bilinmemekte olup, analizler yaklaşık bir kabul ile yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda elde edilen boyutlarla pres

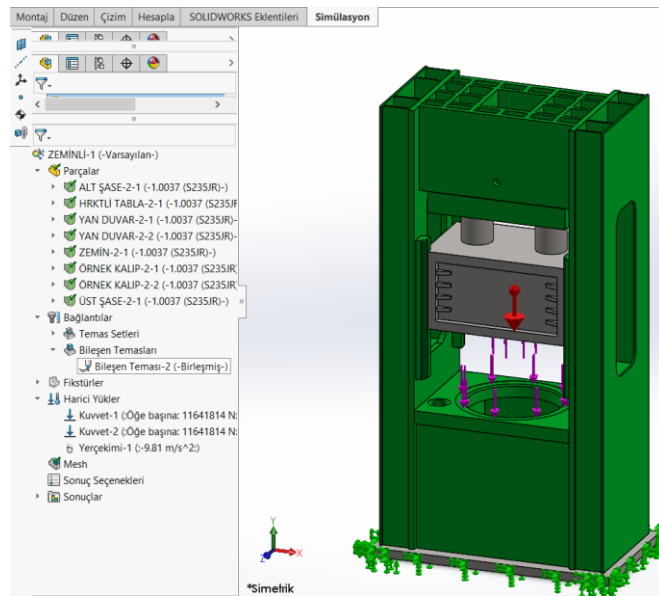
gövdesi imal edilmiştir. SE analizlerinin doğruluğu, imal edilen gövde üzerinde ölçülen gerilmelerle, SE analizlerinden hesaplanan gerilmelerin karşılaştırılmasıyla ortaya konulmuştur.

SE analizleri Solidworks Simulation yazılımında yapılmıştır. Analizler yapılırken aşağıdaki sıra takip edilmiştir:

- Analizi yapılacak parçanın çizimi (geometrik modellemenin yapılması)
- Malzeme özelliklerinin belirlenmesi
- Sınır şartlarının belirlenmesi ve temas şartları gibi diğer etkenlerin belirtilmesi
- Modele ağ örme (mesh)
- Çözüm
- Sonuç değerlendirme

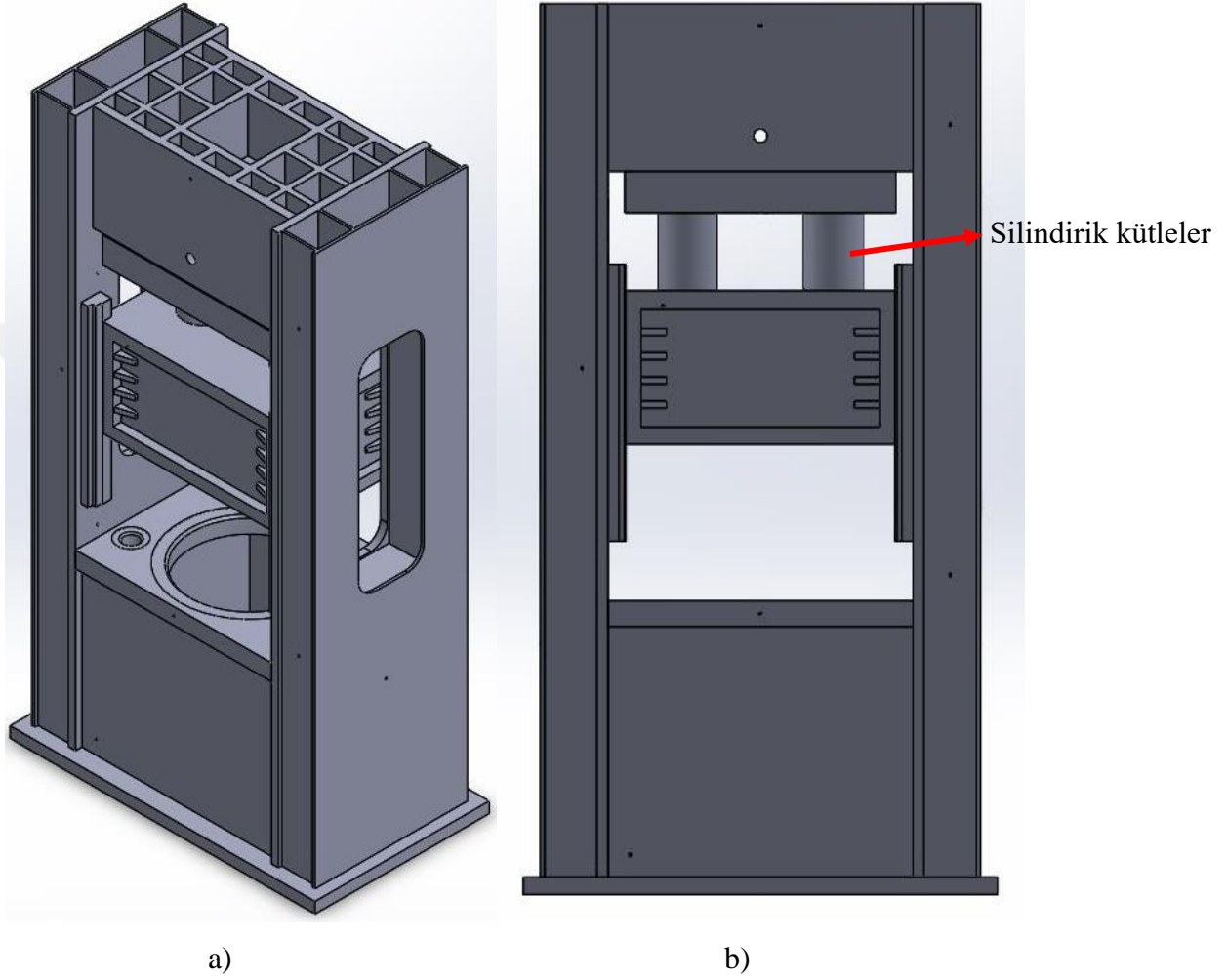
Geometrik Modelleme

Geometrik modellemede ön tasarımdaki boyutlara uygun olarak Şekil 3.1’de görülen pres bileşenleri hidrolik silindir grubu hariç olmak üzere tek bir parça olarak modellenmiş, sonra Solidworks ’ün montaj bölümünde montaj tanımlamaları yapılmıştır. Parçaların birbiriyle olan temas tanımlamaları Şekil 3.2’de görüldüğü gibi “Bağlantılar” bölümünde “bileşen temasları” altında “birleşmiş” olarak kabul edilmiştir. Geometrik modellemede bir diğer seçenek tüm gövdenin tek bir parça olarak modellenmesidir. Bu çalışmada iki modelleme yaklaşımı arasındaki fark ortaya konulmuştur.



Şekil 3.2. Pres gövdesinin parçalı olarak modellenmesinde temas tanımları

Gövde 3B olarak modellenmiştir (Şekil 3.3). Hidrolik silindirler modele dâhil edilmeyip, silindirlerin uyguladığı kuvvetler sınır şart olarak tanımlanmıştır. Presin zemin üzerindeki duruşunu modellemek için de zemin ayrıca montajda belirtilmiştir. Hareketli tabladan sabit tablaya kuvvet aktarımını sağlayabilmek için kalıp görevini yapan silindirik kütleler geometrik modele eklenmiştir.



Şekil 3.3. a) Pres gövdesi 3B modeli b) Kuvvet aktarımı için silindirik kütleler

Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

Pres gövdelerinin imalatında genellikle St37 veya St52 genel yapı çelikleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada pres gövdesinin tüm bileşenlerinin malzemesinin St37 çelik malzeme olmasına karar verilmiştir. Preste kullanılan örnek bir ölçü ve kalınlığa ait malzeme sertifikası Şekil 3.4’de verilmiştir. SolidWorks yazılımında malzeme kütüphanesinden st37(S235JR) seçilmiştir (Şekil 3.5). Esasen çalışmada lineer statik SE analizleri yapıldığı ve bu analizlerde malzemenin elastiklik modülü ve poisson oranı

önemli olduğundan, sonuçta elde edilen gerilme ve Birim Şekil Değişimi (BŞD) değerleri açısından hangi çelik malzemenin kullanıldığıнын bir önemi bulunmamaktadır.

TEST SERTİFİKASI
EN 10204 : 2004 TYPE 2.2

CE
1783

TARİH : 11.01.2017
SERTİFİKA NO : 70037201
SAYFA NO : 1

ÇIKARILMIŞ SERMAYE : 3.500.000.000 TL
ÜRETİM YERİ : ERDEMİR

MÜŞTERİ ADI : BEÇKİLER METAL SANAYİ VE TİC.A.Ş.
SİPARİŞ NO : 78107709701
EBAF, mm : 14.0 x 1500 x 3000
STANDART ve KALİTESİ : EN 10025-2-2004 S235JR (ERDEMİR 4237)
ÜRÜN TİPİ ve AÇIKLAMASI : ERGOK KEVİRLERİ KEŞİMLİMEYİ SÜLÜSÜDAN LEVHA

ÜRÜN BİLGİLERİ				MEKANİK ÖZELLİKLER										KİMYASAL BİLEŞİM, POTA ANALİZİ %																
ETİKET NO	AĞIRLIK (kg)	DÖKÜM NO	ROBİN veya LEVHA NO	DİLİN veya LEVHA ADET	CEKME YER.	AKMA N/MM2	CEKME N/MM2	% UZ. AS	KAT LAMA	Ağ veya BH DEG.	A/C veya n DEG.	SERT LİK	DARBE TESTİ, Joule			YÜK. SIC. ASMA N/MM2		C %		MN %	P %	S %	SI %	AL %	CU %	CR %	NI %	MO %	CEQ %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
0326679477	06400	16220777	2165022250000	13	BE	265.8	401.1	37										0.131	0.509	0.011	0.013	0.046	0.040	0.028	0.035	0.001	0.227			

ERDEMİR ÇELİK VE ÇELİK FABRİKALARI T.A.Ş. BU MALZEMENİN BAZI ÖZELLİKLERİ METRODÜLE TALEPİNE OLARAK VE EN 10015-2-2004 S235JR (ERDEMİR 4237) KATEGORİSİNE UYGUN OLARAK TEST EDİLDİĞİNİ TAAHHÜT EDİLMİŞTİR.

ÖZEL YERLEŞTİRME LABORATUVARI YÖNETİCİSİ

HAZIRLAYAN SÖZLÜK LİSANSI KALİTE METALURJİ MÜDÜRÜ

NOT : B | Baştan O | Ortadan S | Sondan E | Başta A | Boyuna Bu test raporu, DIN EN 10204 bölüm 2'ye göre, uygun bir veri (işleme sistemi tarafından kalibrasyonu ve limitler dışında geçerlidir).

HERSİS Net (İstanbul Merkez) 0932-0006-4260-0020 Ticaret Sicil No (İstanbul Şube) 50659 Ticaret Sicil No (Ereğli Şube) 1574/272
Herfak (İstanbul) Başbakanlık Mah. Aralık Sok. No:6 PK:34746 Alibeyköy-İstanbul
www.erdemir.com.tr

ERDEMİR

Şekil 3.4. Malzeme test sertifikası

Malzeme

Özellikler Tablolar ve Eğriler Görünüm Çapraz Çizgi Deseni Özel Uygulama

Malzeme özellikleri

Varsayılan arşivdeki malzemeler düzenlenemez. Düzenlemek için malzemeyi önce özel bir arşive kopyalamalısınız.

Model Tipi: İzotropik Doğrusal Elastik Ana

Birimler: SI - N/mm² (MPa)

Kategori: DIN Çelik (Yapı)

Ad: 1.0037 (S235JR)

Varsayılan hata kriteri: Maks. von Mises Gerilimi

Tanım: St37-2

Kaynak: Tensile and Yield Strength for 3<t<=16mm

Sürdürülebilirlik: Tanımlı

Özellik	Değer	Birimler
Elastikyet Modülü	210000.0031	N/mm ²
Poisson Oranı	0.28	Yok
Yırtılma Modülü	79000	N/mm ²
Kütle Yoğunluğu	7800	kg/m ³
Gerilme Mukavemeti	360	N/mm ²
Sıkıştırma Mukavemeti		N/mm ²
Akma mukavemeti	235	N/mm ²
Termal Genişleme Katsayısı	1.1e-005	/K
Termal İletkenlik	14	W/(m·K)

SOLIDWORKS Malzeme Web Portalı'nı kullanarak daha fazla malzemeye erişmek için [buraya](#) tıklayın

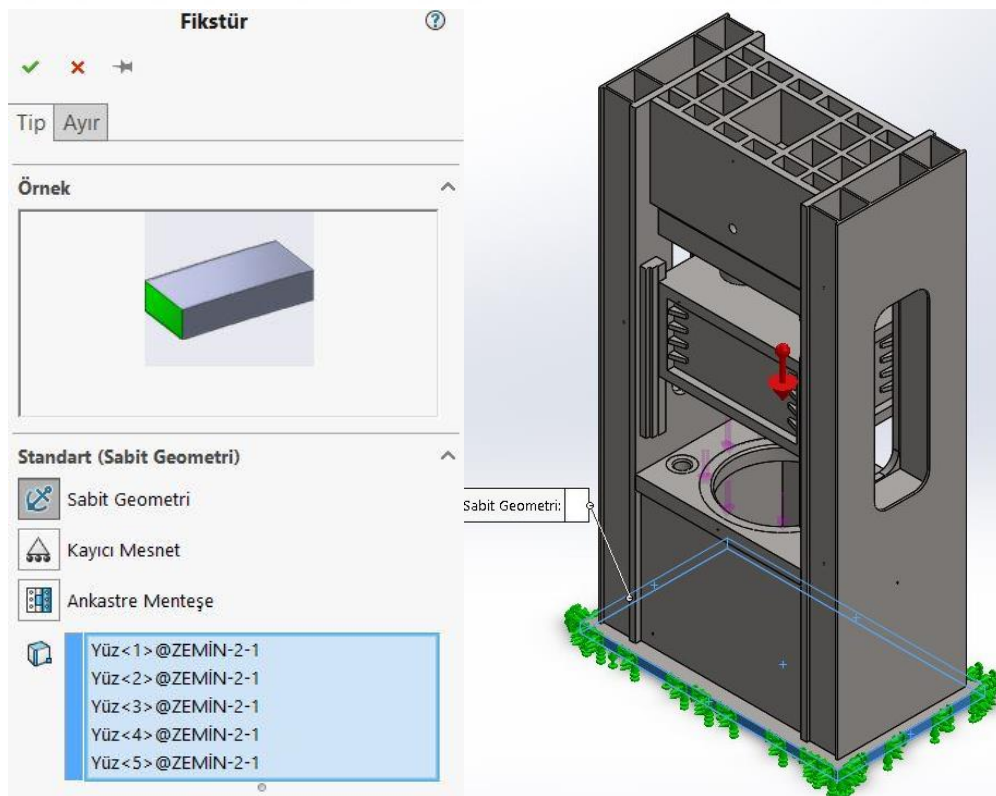
Aç... Uygula Kapat Kaydet Konfig... Yardım

Şekil 3.5. Malzeme seçimi

Sınır ve temas şartları şartlarının belirlenmesi

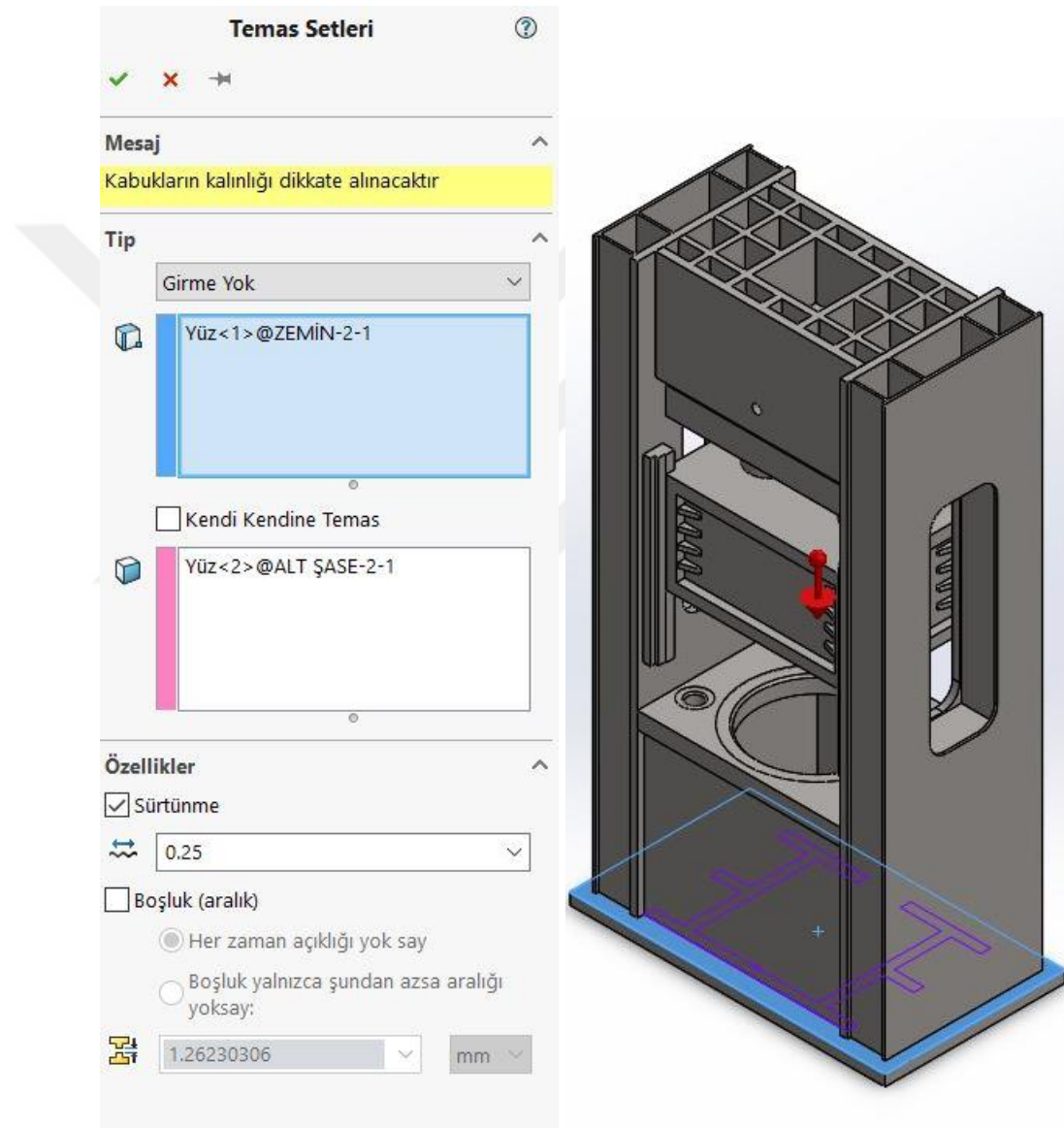
Gövdenin statik olarak dengede olması için uygun sınır şartları tanımlanmalıdır. Ayrıca birbirleriyle temas eden parçaların, temas şekilleri (birbirine kaynaklı olma ya da birbiri üzerinden kayma durumları) de “Bağlantı” tanımlamaları ile belirlenmelidir. Gövdenin ayrı ayrı parçalarla modellendiği durumlarda, gerçekte bu parçalar birbirleriyle kaynaklı olarak bağlandığı için “Bağlantılar” bölümünde “Bileşen teması” ile parçaların birbirleriyle birleşmiş durumda olduğu tanımlanmıştır. Gövdenin tek bir parça olarak modellendiği durumda ise böyle bir tanımlamaya gerek yoktur.

İlk sınır şart, zeminin hareketsiz bir şekilde durması için zemin olarak modellenen parçanın tüm yüzeylerinde tüm doğrultulardaki hareketler “Fikstür” tanımlarında “Sabit geometri” seçeneği ile sınırlandırılmıştır (Şekil 3.6). Sınır şartın bu şekilde tanımlanması yerine zemin modellenmeden pres tabanına direkt olarak “sabit geometri” sınır şartı verildiğinde alt köprü ve yan duvar alt bölümlerinde hesaplanan gerilmelerin gerçekçi olmadığı bulunmuştur. Pres gövdesi ile zemin arasında temas, “Bağlantılar” bölümünde tanımlanmıştır. Bu seçenek altında Şekil 3.7’te görüldüğü gibi “Temas seti” bölümünde temas tipi “Girme yok” olarak seçilerek kuru durum olan 0.25 değerinde sürtünme katsayısı verilmiştir.



Şekil 3.6. Sınır şartlarının tanıtılması

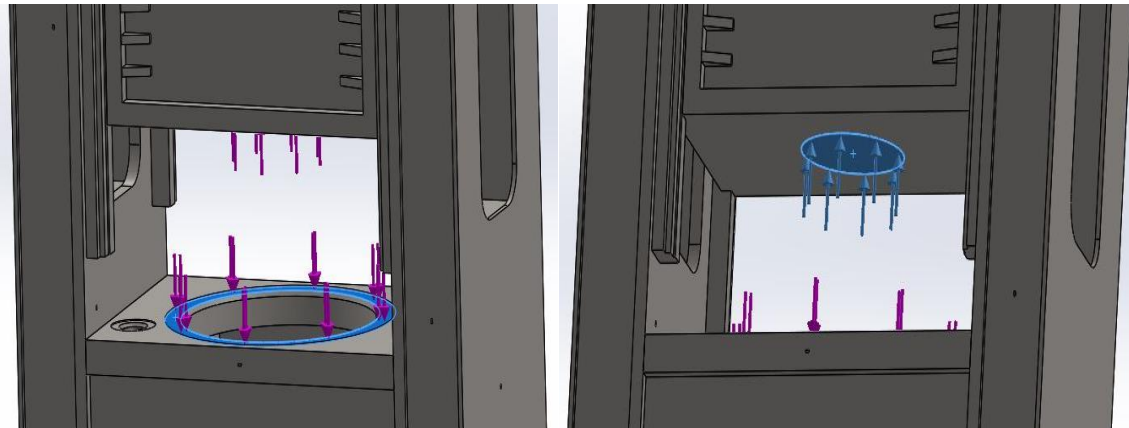
Hareketli tabla, gövdedeki kızaklar üzerinde düşey doğrultuda serbest hareket edebildiği için, hareketli tablanın ve kızakların arasında temas, “Bağlantılar” altında yine “Temas seti” bölümünde temas tipi için “Girme yok” seçilerek tanımlanmıştır. Yüzeyler arasındaki sürtünme, yüzeyler yağlandığı için pratikte yağlama durumlarını temsil eden 0.05 sürtünme katsayısı ile modellenmiştir. Benzer şekilde hareketli tabla ve sabit tabla arasına yerleştirilen silindirik parçalar arasındaki temas da girme yok seçeneği ile 0.25 sürtünme katsayısı ile tanımlanmıştır.



Şekil 3.7. Temas yüzeyi

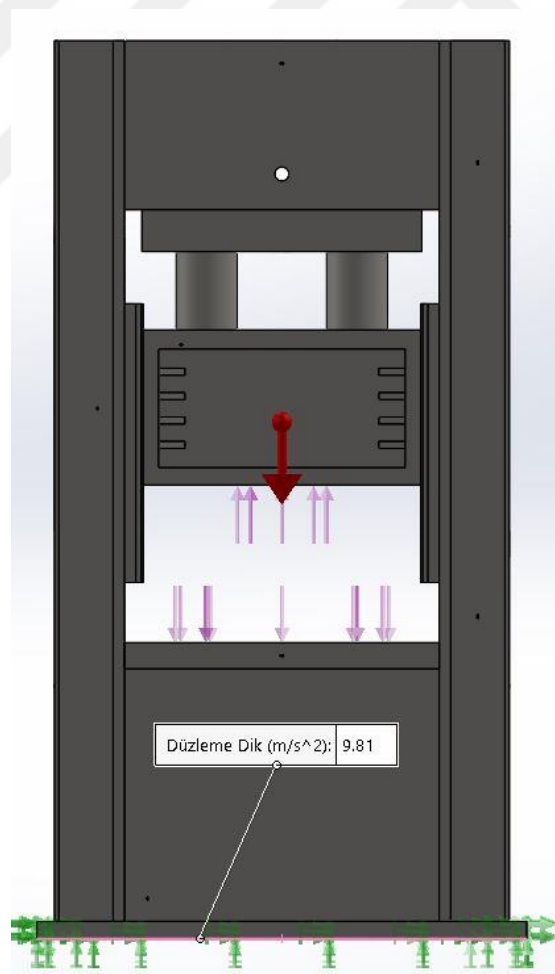
Gövde maksimum 12500 kN kuvvete maruz kalacak şekilde tasarlanmıştır. Bu kuvvet Şekil 3.8’de görüldüğü gibi hidrolik silindirden hareketli tablanın alt tarafına uygulandığı için, hidrolik silindir milinin hareketli tablaya temas ettiği bölgesine

uygulanmıştır. Bu kuvvetin tepkisi olarak da hidrolik silindirin flanş kısmının alt köprüye temas ettiği bölgeye, aynı değerde bir kuvvet uygulanmıştır (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Kuvvet bölgeleri

Son olarak sürtünme kuvvetlerinin oluşabilmesi için “Harici yükler” kısmında zeminin alt kısmı seçilerek yerçekimi ve yönü tanımlanmıştır (Şekil 3.9).

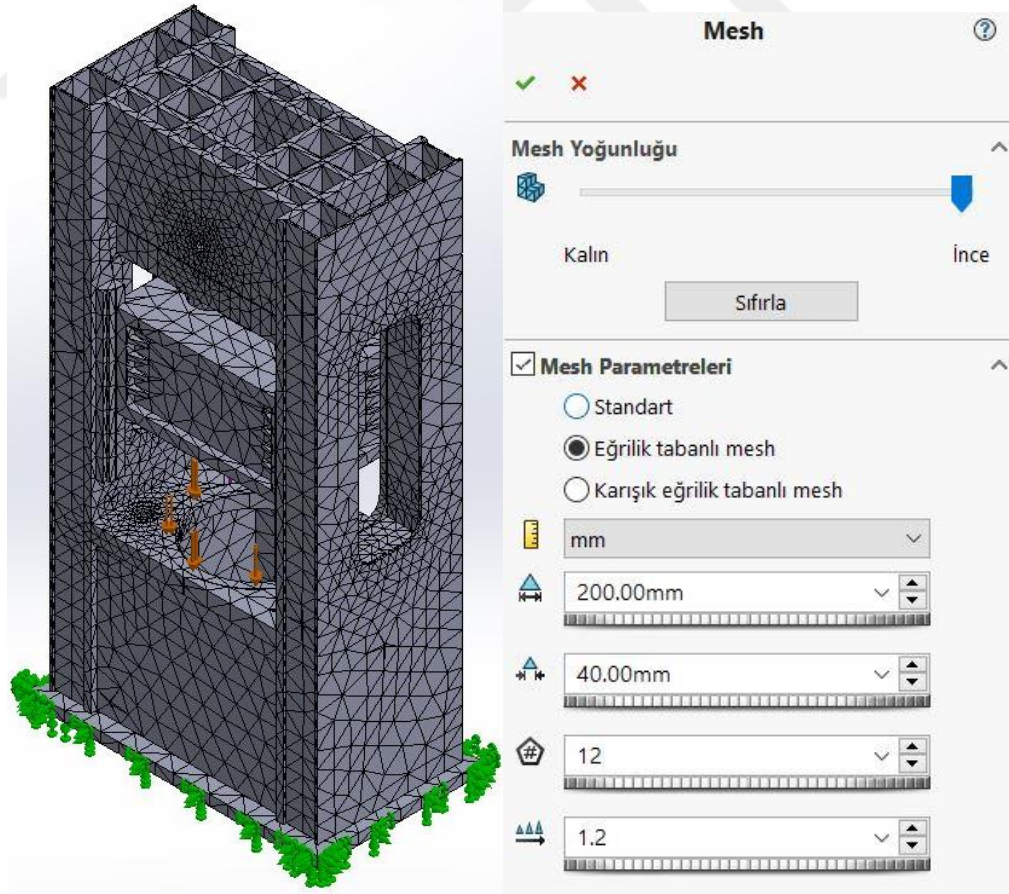


Şekil 3.9. Yer çekimi

Modele ağ örme (mesh)

SE analizlerinden gerçekçi sonuçlar alabilmek için kaliteli bir sonlu elemanlar ağının oluşturulması önemlidir. Ağ örmeye ilk işlem geometri temizlenmesidir. Bu işlemde geometride analiz sonuçlarına etki etmeyecek bağlantı delikleri, çok küçük radyüsler ve pahlar gibi detaylar, geometriden kaldırılmıştır. SolidWorks otomatik mesh işlemi yapmakta ve sabit eleman tipi olarak 4 yüzlü üçgen (tetragonal) elemanlar kullanılmaktadır. Ağ örme işleminde maksimum ve minimum eleman boyutu, eğrisel kenarlardaki eleman sayısı ve farklı eleman boyutlarına geçişte geçiş katsayısını seçmek mümkündür. Bu çalışmada “Mesh oluştur” altında “Eğrilik tabanlı mesh” seçeneğinde görüldüğü gibi maksimum eleman boyutu için 200 mm, minimum eleman boyutu için 40 mm, eğrisel yüzeylerde minimum 12 eleman ve geçiş katsayısı için de 1.2 değeri kullanılmıştır (Şekil 3.10). Bu parametrelerle mesh işlemi 43046 eleman ile yapılmıştır. Mesh detayları Şekil 3.11’de verilmiştir.

SolidWorks’de sadece 3B elemanlar kullanılmakta ve eleman tipi olarak da tek seçenek olarak tetragonal eleman tipi bulunmaktadır.



Şekil 3.10. Mesh bilgisi

Mesh tipi	Katı Mesh
Kullanılan Meshleyici	Eğrilik tabanlı mesh
Jakoben noktalar	4 nokta
Maks. Eleman Boyutu	200 mm
Min. Eleman Boyutu	40 mm
Mesh kalitesi	Yüksek
Toplam düğüm	78232
Toplam eleman	43046
Maksimum En Boy Oranı	58.931
En Boy Oranı < 3 olan elemanların yüzdesi	57.9
En Boy Oranı < 10 olan elemanların yüzdesi	4.4
Şekli bozulmuş elemanların (Jakoben) %	0
Uyumsuz meshli başarısız parçaları yeniden mesh edin	Kapalı
Mesh tamamlama süresi (sa.dk.sn)	00:00:07

Şekil 3.11. Mesh detayları

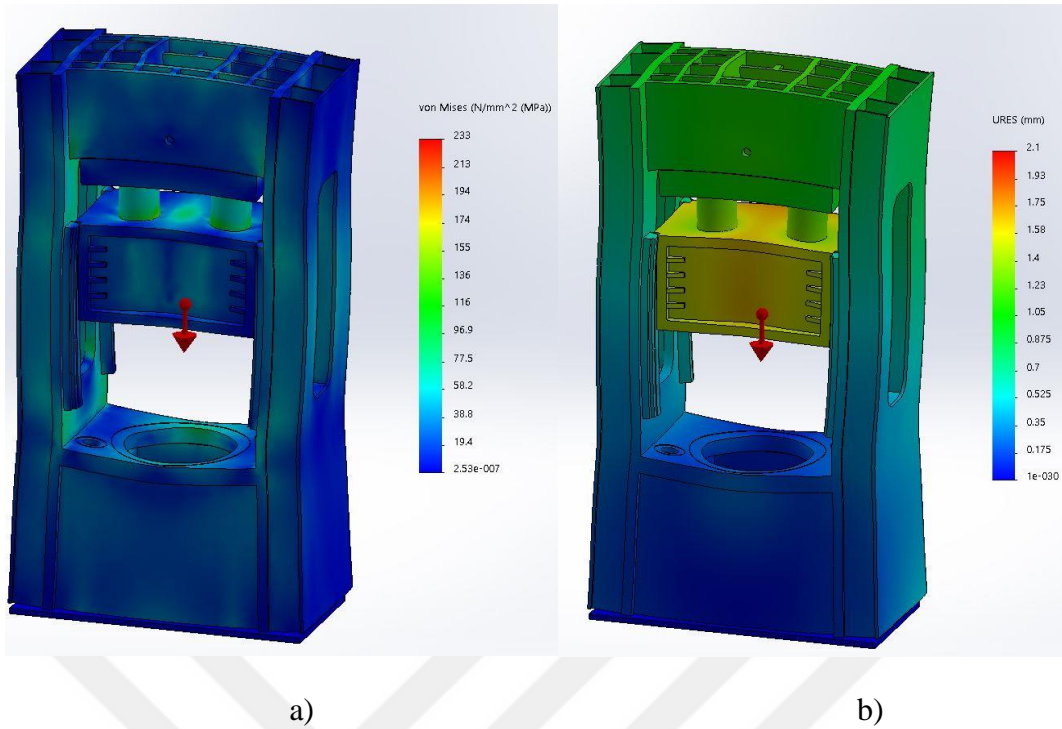
Çözüm ve Sonuç değerlendirme

Sonlu eleman modelleme adımları tamamlandıktan sonra analizler koşturularak çözümler alınmıştır. Çözümde 8 çekirdekli, 2.5 Ghz hızında ve 16 GB Ram kapasitesinde bilgisayar kullanılmıştır. Tek bir analiz ortalama olarak 30 dakika sürmüştür. Sonuç olarak Von-mises gerilme dağılımı, yer değiştirme ve Birim Şekil Değiştirme grafiklerine ulaşılmıştır. Bu değerler incelenmeden önce presin kuvvet altında aldığı şekil yorumlanarak analizin doğruluğuna ve değerlerin incelenmesine karar verilmiştir. Presin olduğu yerde dönmesi, deplasmanın veya gerilmelerin belirli bölgede yoğunlaşması gibi durumlarla karşılaşıldığı olmuştur. Bu durumlarda analiz modellemede yapılmış olan hatalar giderilerek tekrar çalıştırılmıştır.

Sonuçların incelenmesinde öncelikle Von-mises gerilme dağılımı malzemenin akma mukavemeti ile karşılaştırılarak yapının ne kadar emniyetli olduğu gözlemlenmiştir. Minimum 2.5 kat akmaya karşı emniyet değeri elde edilmek istenmiş olup bu değer kapsamında gerilmelerin incelenmesinde kesit kırpma ve izo-kırpma seçenekleri kullanılmıştır. Kesit kırpma seçeneği ile yapının iç bölgelerindeki gerilmeler, izo-kırpma ile de gerilme değeri seçilen bir değer üzerinde kalan elemanlar görülmüştür.

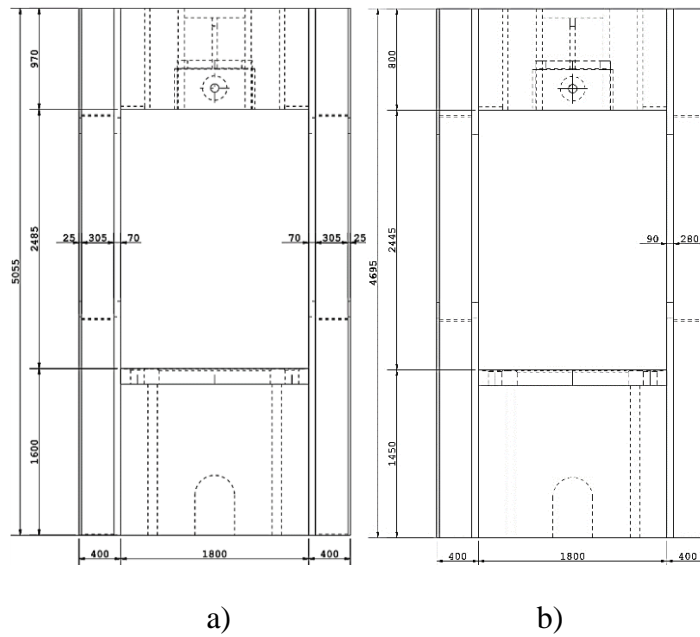
3.2.2. Analiz sonuçlarına göre son tasarımın yapılması

Analizler sonucunda elde edilen gerilme ve yer değiştirme (sehim) sonuçları Şekil 3.12'de verilmiştir.



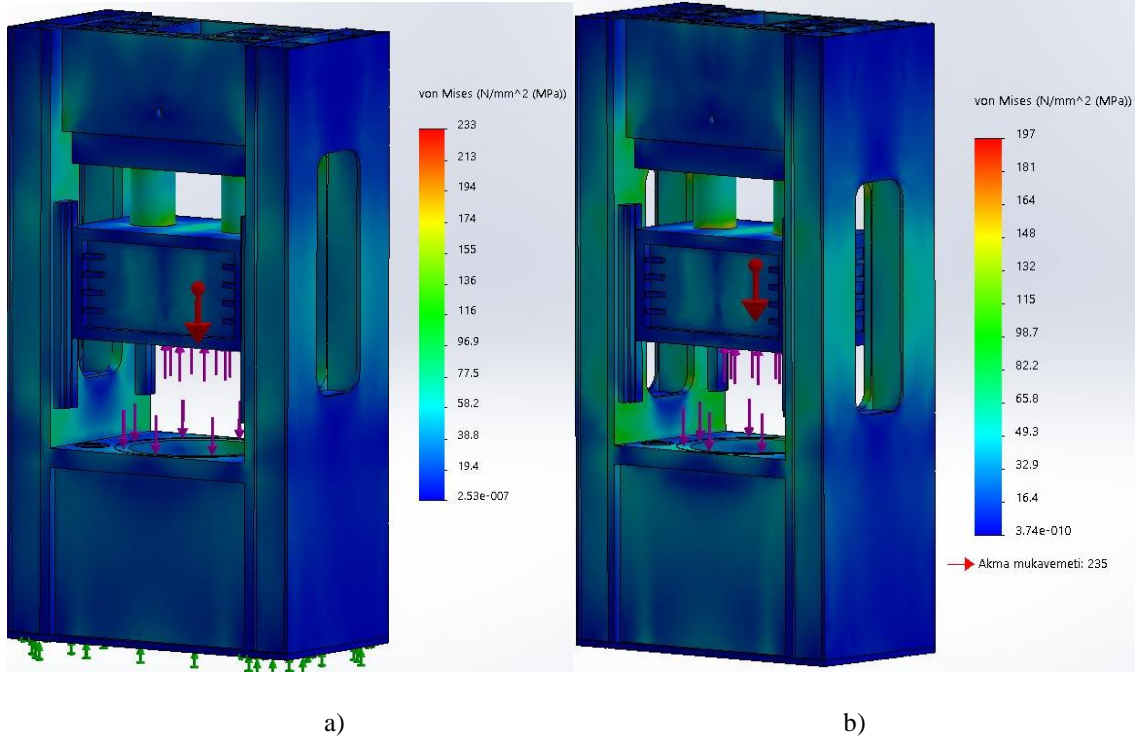
Şekil 3.12. Ön tasarım analizi a) gerilme b) yer değişim sonuçları

Bu değerler ışığında ön tasarımda mukavemetin yetersiz olduğu kısımlarda öncelikle parça boyları sonrasında kalınlıkları artırılarak, gerilme emniyetinin çok olduğu kısımlarda da kalınlıkta azaltma yoluyla son tasarıma ulaşılmıştır. Örnek olarak yan duvar iç platina (Şekil 3.13) kalınlıkları ön tasarımda 90 mm iken analiz sonuçlarına göre 70 mm ye düşürülmüştür.

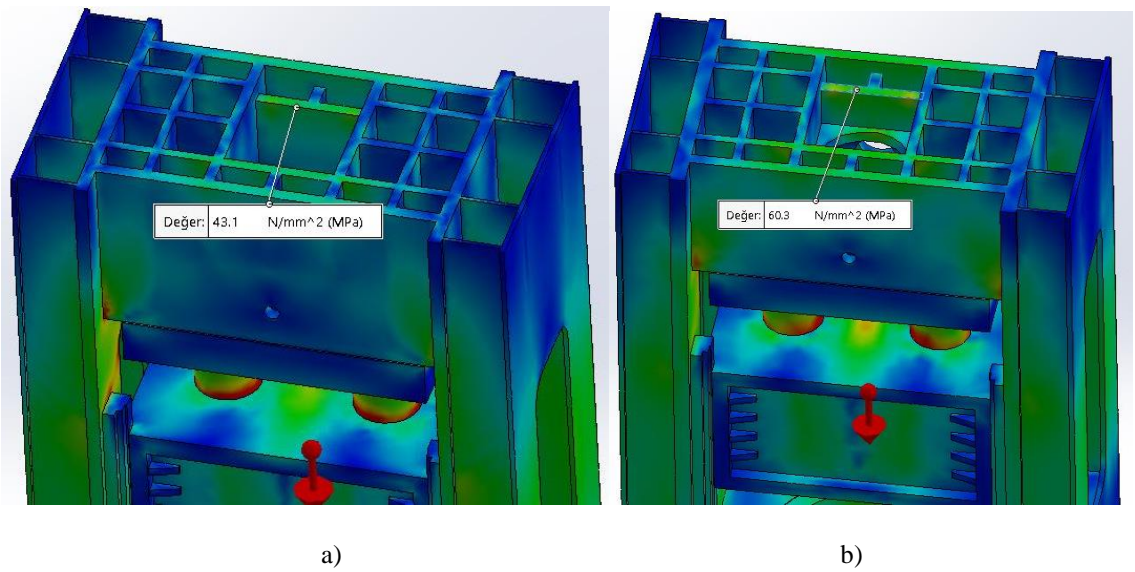


Şekil 3.13. Gövde ölçüleri a) Ön tasarım b) Son tasarım

Ön tasarımın analiz sonuçları incelendiğinde maksimum gerilme 233 MPa olarak hesaplanmıştır (Şekil 3.14.a). Ön tasarımda tecrübi olarak pres ölçülerini değiştirerek son tasarım elde edilmiş bu değişimler sonucunda maksimum kuvvet 197 MPa değerine düşürülmüştür (Şekil 3.14.b). Daha emniyetli olan son tasarım tecrübi değişikliklerle 950 kg hafifletilebilmiştir. Üst köprü yüksekliği ön tasarımda 800 mm iken gerilme değerinin Şekil 3.15'te olduğu gibi 60 MPa olduğu görülmüş, son tasarımda boy 970 mm çıkartılarak gerilme 40 MPa değerine düşürülmüştür.

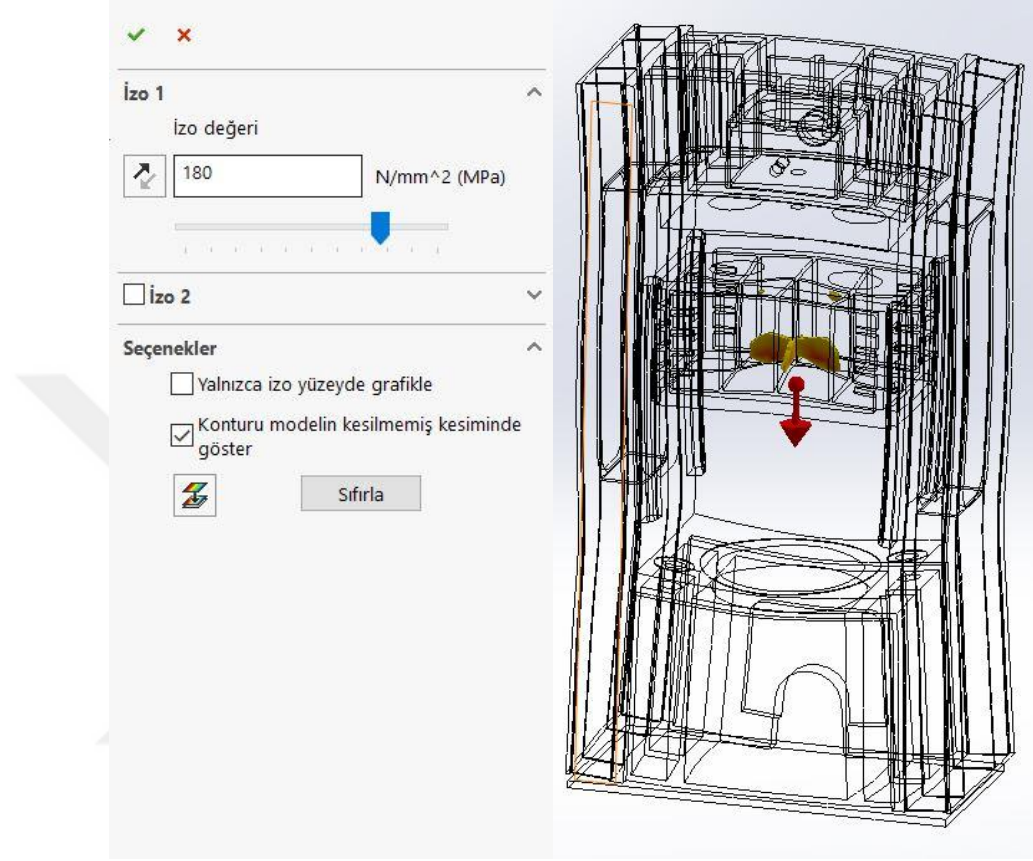


Şekil 3.14. Von-Misses maksimum gerilme a) ön tasarım b) son tasarım

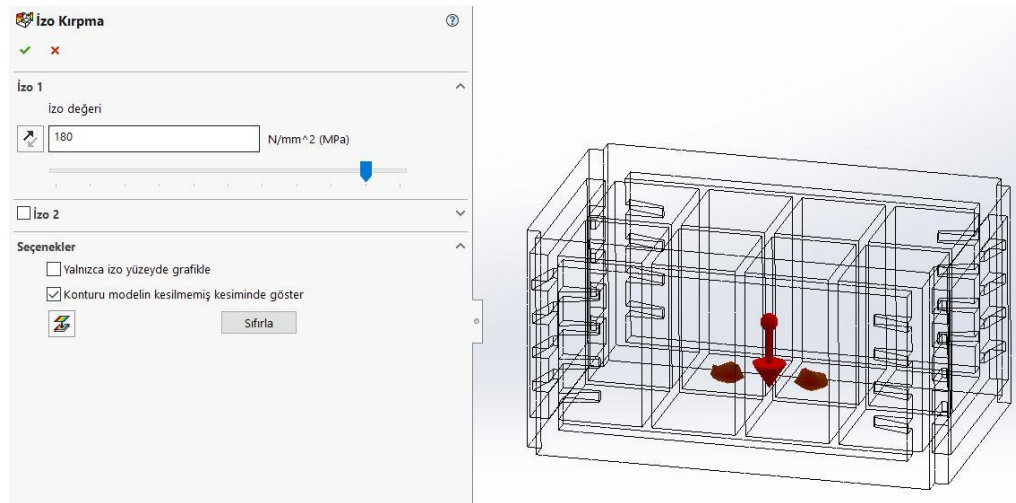


Şekil 3.15. Üst şase noktasal gerilme a) ön tasarım b) son tasarım

Tasarımda gerilmenin maksimum olduğu kimi bölgelerde de malzeme kalınlıkları artırılmıştır. Örnek olarak hareketli tablanın iç plakaları 30 mm iken gerilme değeri 180 MPa üzerinde olduğu bölgeler Şekil 3.16'te görüldüğü gibi emniyet katsayısını azaltmaktadır. Bu nedenle iç plaka kalınlıkları 40 mm değerine artırılmıştır (Şekil 3.17).



Şekil 3.16. Hareketli tablada iç plakaların kalınlığı 30 mm iken 180 MPa üzerinde gerilme oluşan bölgeler

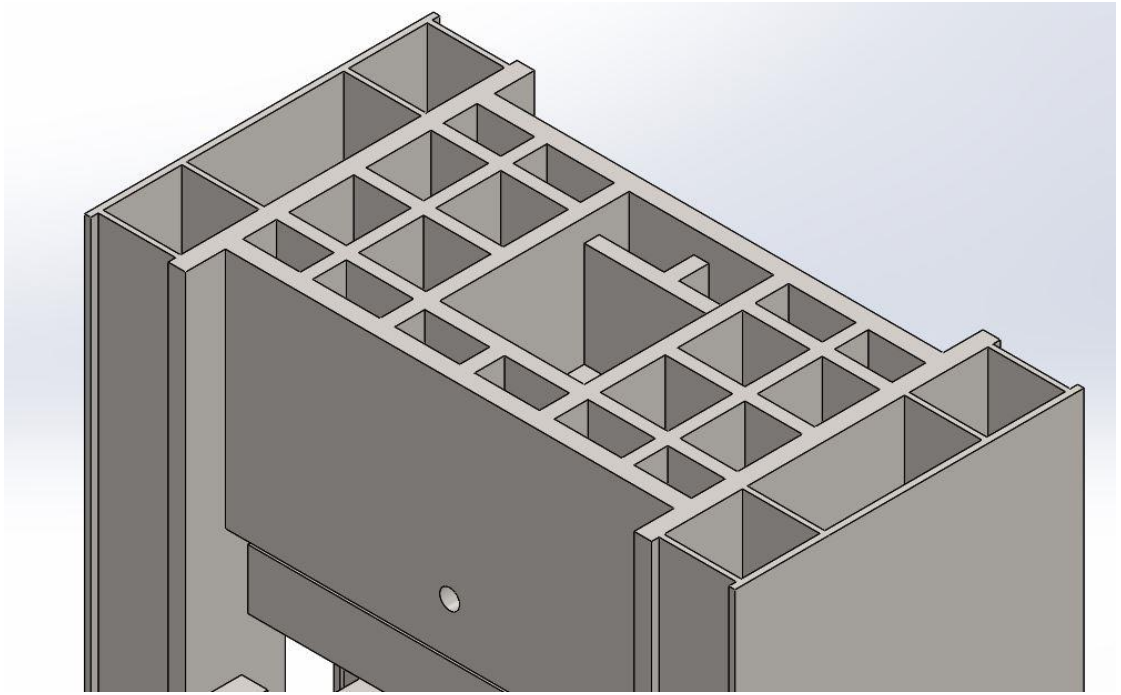


Şekil 3.17. Hareketli tablada iç plakaların kalınlığı 40 mm iken 180 MPa üzerinde gerilme oluşan bölgeler

Belirtilen şekilde boyutsal düzenleme yapılan bölge sayısı 30'u bulmuştur. Böylece pres gövdesinin son tasarımı Ek-2'deki gibi elde edilmiştir.

3.2.3. Geometrik modellemeye kaynak bölgesinin dahil edilmesi

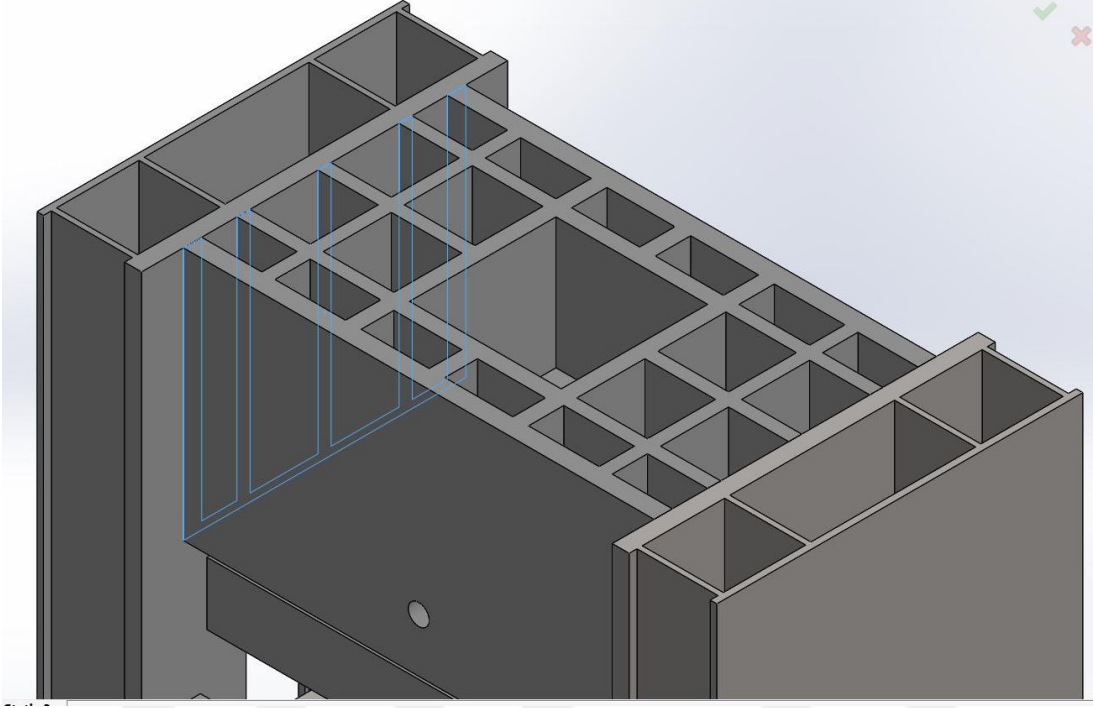
Bölüm 3.2.1'de belirtildiği gibi pres gövdesinde kaynak bölgeleri Şekil 3.18'de görüldüğü gibi ihmal edilerek geometrik modelleme yapılmıştır. Bu modelleme tarzında parçaların sadece temas eden yüzeylerinin birbiriyle kaynamış ya da birleşmiş olduğu kabul edilmektedir. Bu durumda örnek olarak Şekil 3.19'de görüldüğü gibi yan duvarla üst köprünün ara yüzeylerinde kuvvetler iletilmektedir. Gerçekte gövdenin kaynaklı



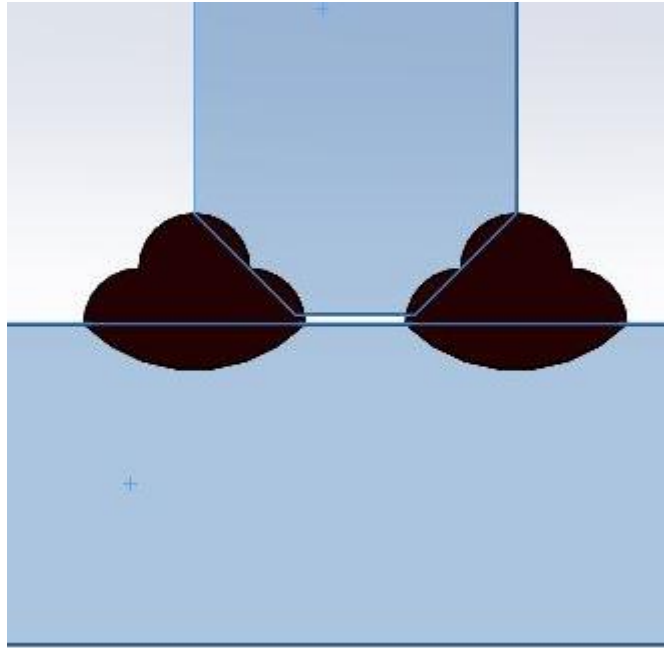
Şekil 3.18. Pres gövdesinin kaynaklı olarak modellenmesi

konstrüksiyonunda 35 mm'yi bulan kaynak kalınlıkları mevcuttur. Bu durumda kuvvet iletimi Şekil 3.20'da görüldüğü gibi sadece temas eden yüzeylerde değil kaynak bölgesi ve malzeme içerisinde kaynağın nüfuz ettiği ara yüzeyde gerçekleşmektedir. Kaynak bölgesinin malzeme içerisine ne kadar nüfuz ettiğini belirlemek için 35 mm kalınlığındaki St-37 malzemeye, uygulamada olduğu gibi 11 mm kaynak ağzı açılmış ve iki parça 24 mm kalınlığında iç köşe kaynağı ile birbirine kaynaklanmıştır. Sonra malzemelerin kesiti alınarak kaynak bölgesinin makroskobik muayenesi yapılmıştır. Şekil 3.21'de görüldüğü gibi kaynağın her iki taraftan malzeme kalınlığının %30'u kadar içeriye nüfuz ettiği belirlenmiştir. Bu durumda malzemenin orta bölgesinde karşı parça ile birleşmemiş malzeme kalınlığının %40'ı kadar bir bölge kalmaktadır. Bunun yanında kaynak banyosu

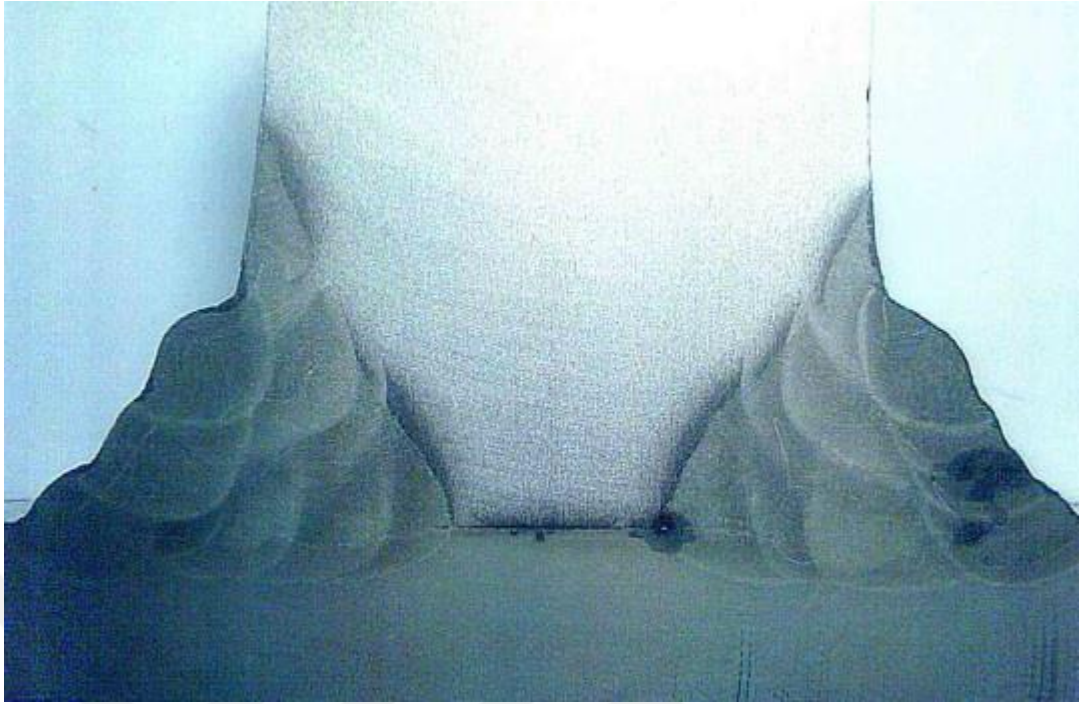
iki parçanın birleşme ara yüzey bölgesini artırmaktadır. Bu durumun sonuçlara olan etkisinin araştırılması için pres gövdesine kaynak bölgeleri de dahil edilerek modelleme Şekil 3.22’de görüldüğü gibi yapılmış ve her iki modelleme durumunun sonuçları birbiriyle karşılaştırılmıştır.



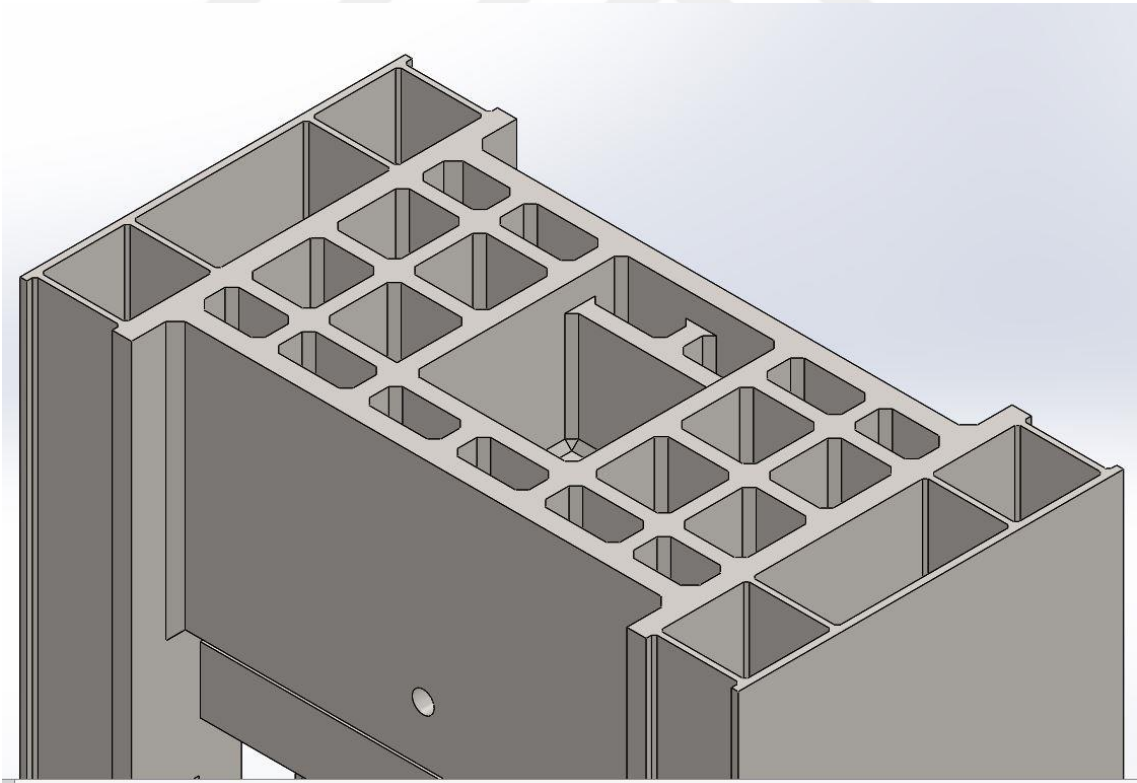
Şekil 3.19. Kuvvet iletiminin gerçekleştiği ara yüzeyler



Şekil 3.20. Kaynak bölgesi



Şekil 3.21. Makroskobik kaynak bölgesi görüntüsü



Şekil 3.22. Pres gövdesinin kaynaklı olarak modellenmesi

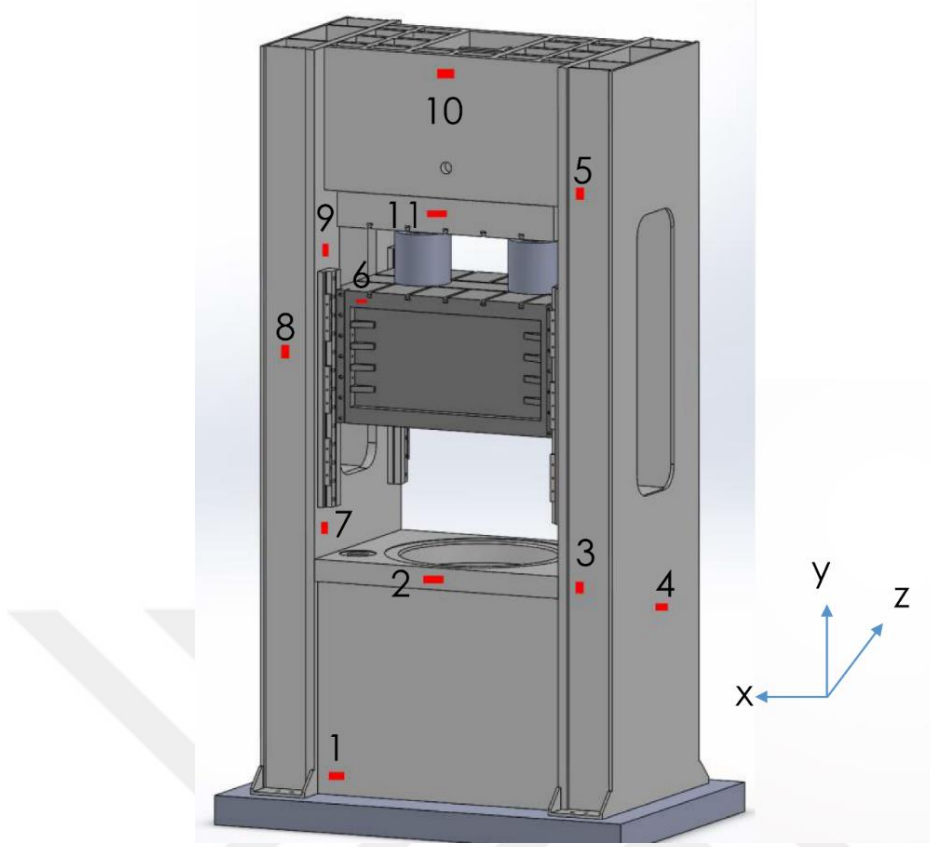
3.3. SE Analizlerinin Doğrulanması

Son tasarıma uygun olarak hidrolik pres Elmalı Makina Firmasında üretilmiştir. Analizlerden elde edilen gerilme değerleri ile gerçek gerilme değerleri karşılaştırılarak SE analizlerinin doğruluk derecesi ortaya konulmuştur. Gerçek gerilme değeri pres gövdesi üzerine yapıştırılan uzama teli (strain-gauge) kullanılarak ölçülmüştür.

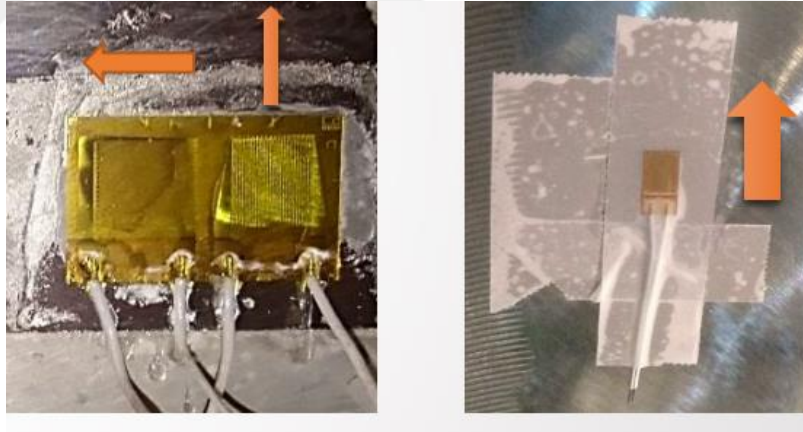
3.3.1. Uzama teli uygulaması

Pres gövdesinde uzama teli yapıştırılan noktalar son tasarımdaki analiz sonuçlarında en yüksek gerilme ve sehim gösteren bölgeler dikkate alınarak seçilmiştir. Ayrıca bu noktaların birbirine çok yakın olmamasına da dikkat edilmiştir. Pres gövdesinde Şekil 3.23'de görülen toplam 11 bölgeye, x, y ve z doğrultularında BŞD ölçekli şekilde uzama telleri yapıştırılmıştır. Uzama telleri çeyrek köprü 350 ohm olmak üzere seçilmiş olup bazı bölgeler de tek eksenli, bazı bölgelerde de çift eksenli uzama teli kullanılmıştır (Şekil 3.24). Ölçüm yapılan doğrultular ve Tek/çift eksenli uzama teli yapıştırılan bölgeler aşağıdaki gibidir:

- 1-4-7-9-10 numaralı uzama telleri çift eksenli
 - 1 ve 10 numaralı uzama telleri x-y ekseninde
 - 4-7-9 numaralı uzama telleri y-z ekseninde
- 2-3-5-6-8-11 numaralı uzama telleri tek eksenli
 - 2-6-11 numaralı uzama telleri x ekseninde
 - 3-5-8 numaralı uzama telleri y ekseninde



Şekil 3.23. Uzama teli yapıştırılan bölgeler



a)

b)

Şekil 3.24. a) Çift eksenli uzama teli, b) tek eksenli uzama teli

Uzama teli bağlanırken aşağıdaki adımlar izlenmiştir:

1. Uzama teli bağlanacak yüzeyler ince zımpara ile zımparalanır ve yüzey düzgün pürüzsüz hale getirilir.
2. Zımparalanan yüzeyler alkol ile silinerek temizlenir.
3. Conditoner asit ile yüzey gazlı bezle zımpara artıklarından arındırılır.

4. Ölçüm yüzeyi markalanır.
5. Conditoner asit tekrar yüzeye pamukla bastırılarak uygulanır.
6. Neutralizer ince çubuklu pamukla ve gazlı bezle silinerek iyice uygulanır.
7. Her bir kimyasal aşamada artık bırakmadan iyice kurulanmalıdır.
8. Uzama teli yapıştırıcı ve katalizör kullanarak yüzeye sabitlenir ve işlem tamamlanır.

Daha sonra uzama telinin elektronik bağlantıları yapılmıştır. Bu kapsamda lehimle yöntemiyle uzama tellerinin kablolama işlemleri yapılmıştır. Kablolama işleminde topraklama yapılan bölgede zımparalanarak temizlenmiş ve bantla yapıştırılmıştır. Titreşimden doğabilecek ölçüm hatalarını engellemek için uzama teli üzerine şeffaf bant ve kablo sabitleme uygulaması da yapılmıştır. Tek ve çift eksen uzama teli yapıştırma uygulaması Şekil 3.25' de verilmiştir. BŞD ölçümü için hazırlanmış pres Şekil 3.26'de görülmektedir.



a)

b)

Şekil 3.25. Uzama teli yapıştırma uygulaması a) Tek eksen, b) Çift eksen

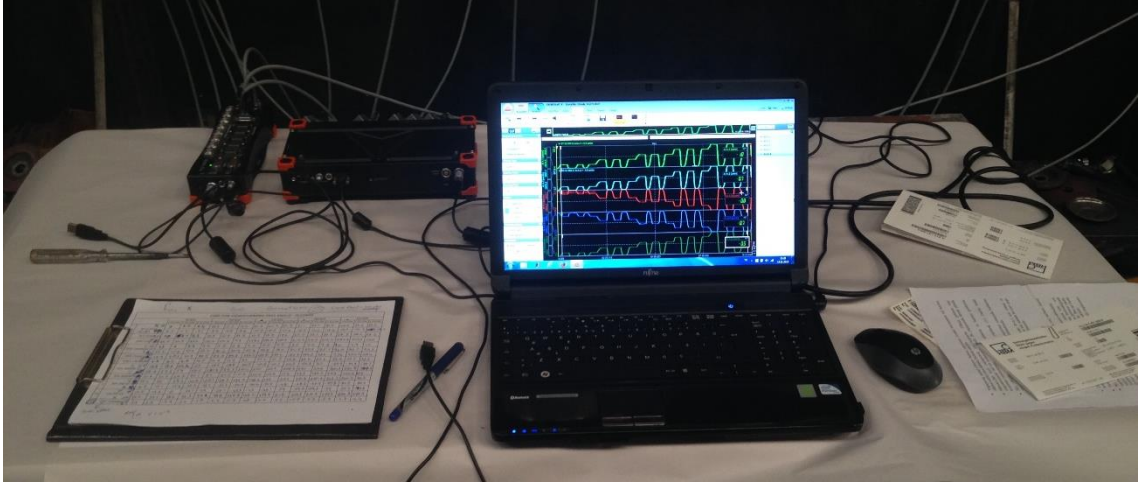


Şekil 3.26. BŞD ölçümü için hazırlanmış pres

Uzama telleri bağlanan hidrolik preste yardımcı bir hidrolik ünite ile sadece ana hidrolik silindire basınç uygulanarak test yapılmıştır. Testler 3 tekrarlı uygulanarak ölçümlerin tekrarlanabilirliği kontrol edilmiştir. 3 tekrarlı yapılan deneyler 50, 100, 150, 200 ve 250 bar hidrolik basınç değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Uzama tellerindeki direnç değişimleri indükator yardımıyla ölçülmüş ve bilgisayar bağlantısı sayesinde kaydedilmiştir. Kayıt işlemi için Devesoft X2 SP1 yazılımı kullanılmıştır. Yapılan indükator bağlantısı ve bilgisayar ölçümleri Şekil 3.27 ve Şekil 3.28’de görülmektedir.



Şekil 3.27. İndükatör bağlantısı



Şekil 3.28. Birim şekil değıştirme ölçümü

Birim Şekil Değıştirme (BŞD) ölçümlerinin analizden elde edilen gerilme değeri ile karşılaştırılabilmesi için BŞD değeri gerilme değerlerine dönüştürülmüştür. Uzama teli gerinim ölçüm değeri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ölçülen BŞD (10^{-6}) değerleri

NO	50 BAR			100 BAR			150 BAR			200 BAR			250 BAR			EKSEN
	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	
1	7	6,6	6,4	13,3	13,3	13,4	22,7	22,7	22,7	31,1	31,1	31,3	40,6	39,5	39,9	X
	-5,3	-5,2	-5,1	-7,9	-7,7	-7,4	-10,7	-10,5	-10,4	-13,5	-13,4	-13,4	-16,6	-16,3	-16,1	Y
2	7	6,9	7,3	12,5	13,5	13,8	17,5	18,9	18,6	27,5	27,2	27,1	28,3	28,2	27,2	X
3	44,5	44,7	43,6	100,6	100,7	99	157,1	156,6	157,5	212,2	214,6	213,2	271,7	269,3	270	Y
4	1,3	1	1,3	2,6	2,7	2,8	5,2	5,5	5,5	7,5	7,6	7,8	10	9,9	10	Z
	15,2	15,6	15,6	35,6	36,2	35,9	55,7	55,8	56,2	74,5	75,3	75,1	94,6	94,1	94,3	Y
5	39,9	40,3	40,9	88,5	89,8	89,7	137,2	137,7	139,2	183,7	186,3	186	234	232,6	234	Y
6	6,6	6,2	6,1	14,3	14,4	14,2	21	21,2	21,3	27,8	27,6	27,6	33,9	33,5	33,7	X
7	-15,5	-13,2	-13,2	-29	-28,5	-28,8	-44,5	-44,3	-44,1	-60,3	-59,7	-60	-77,9	-77,8	-78,1	Z
	58,6	59,3	59	130,5	130,9	129,3	200,4	200	201	268,3	270	269	340,3	336,8	337,5	Y
8	30,8	30,3	29,7	70,1	70	70,5	111,6	110,5	110,9	154	153	152,2	195	196,6	197	Y
9	55,6	55	54,3	126,8	127,1	128,3	199,6	198,6	199	272	271,8	270,7	343,3	346,3	347	Y
	-14,7	-15,1	-15,4	-33,2	-33,2	-33,3	-50,9	-50,4	-50,5	-68	-68,3	-67,9	-85,8	-86,5	-86,6	Z
10	-12,5	-12,8	-13	-29,1	-29	-27,1	-43,3	-43	-43,1	-59	-59,6	-59,3	-75	-75,9	-75,8	Y
	40,2	39,2	38,6	96,3	97,6	98,8	156,8	157,2	157,7	217	217,3	216,5	273,5	276,7	277,5	X
11	-5,5	-6,6	-6,9	-5,6	-6,7	-6,7	-5,7	-6,5	-6,6	-5,2	-5,7	-5,7	-3,9	-4,7	-4,4	X

Uzama teli gerinim değerleri gerilme hesabı:

Hooke Kanunu'na göre;

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.5)$$

Elastisite modülü çelik için 210.000 MPa olup Eşitlik 3.5'de yerine konularak ölçüm yapılan noktalarda ki gerilme değeri hesaplanmıştır. Örnek olarak 2 numaralı uzama teli için x eksenini gerilme değerlerini hesaplırsak;

BŞD sonuçları milyonda bir olarak ölçüldüğünden 2 numaralı uzama telinin birinci ölçümü için;

$$\sigma = 210.000 \times 28,3 \cdot 10^{-6} = 5,943 \text{ MPa olarak hesaplanır.}$$

Diğer değerler Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Hesaplanmış gerilme değerleri (MPa)

NO	50 BAR			100 BAR			150 BAR			200 BAR			250 BAR			EKSEN
	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	1.ÖLÇÜM	2.ÖLÇÜM	3.ÖLÇÜM	
1	1,47	1,386	1,344	2,793	2,793	2,814	4,767	4,767	4,767	6,531	6,531	6,573	8,526	8,295	8,379	X
	-1,113	-1,092	-1,071	-1,659	-1,617	-1,554	-2,247	-2,205	-2,184	-2,835	-2,814	-2,814	-3,486	-3,423	-3,381	Y
2	1,47	1,449	1,533	2,625	2,835	2,898	3,675	3,969	3,906	5,775	5,712	5,691	5,943	5,922	5,712	X
3	9,345	9,387	9,156	21,126	21,147	20,79	32,991	32,886	33,075	44,562	45,066	44,772	57,057	56,553	56,7	Y
4	0,273	0,21	0,273	0,546	0,567	0,588	1,092	1,155	1,155	1,575	1,596	1,638	2,1	2,079	2,1	Z
	3,192	3,276	3,276	7,476	7,602	7,539	11,697	11,718	11,802	15,645	15,813	15,771	19,866	19,761	19,803	Y
5	8,379	8,463	8,589	18,585	18,858	18,837	28,812	28,917	29,232	38,577	39,123	39,06	49,14	48,846	49,14	Y
6	1,386	1,302	1,281	3,003	3,024	2,982	4,41	4,452	4,473	5,838	5,796	5,796	7,119	7,035	7,077	X
7	-3,255	-2,772	-2,772	-6,09	-5,985	-6,048	-9,345	-9,303	-9,261	-12,663	-12,537	-12,6	-16,359	-16,338	-16,401	Z
	12,306	12,453	12,39	27,405	27,489	27,153	42,084	42	42,21	56,343	56,7	56,49	71,463	70,728	70,875	Y
8	6,468	6,363	6,237	14,721	14,7	14,805	23,436	23,205	23,289	32,34	32,13	31,962	40,95	41,286	41,37	Y
9	11,676	11,55	11,403	26,628	26,691	26,943	41,916	41,706	41,79	57,12	57,078	56,847	72,093	72,723	72,87	Y
	-3,087	-3,171	-3,234	-6,972	-6,972	-6,993	-10,689	-10,584	-10,605	-14,28	-14,343	-14,259	-18,018	-18,165	-18,186	Z
10	-2,625	-2,688	-2,73	-6,111	-6,09	-5,691	-9,093	-9,03	-9,051	-12,39	-12,516	-12,453	-15,75	-15,939	-15,918	Y
	8,442	8,232	8,106	20,223	20,496	20,748	32,928	33,012	33,117	45,57	45,633	45,465	57,435	58,107	58,275	X
11	-1,155	-1,386	-1,449	-1,176	-1,407	-1,407	-1,197	-1,365	-1,386	-1,092	-1,197	-1,197	-0,819	-0,987	-0,924	X

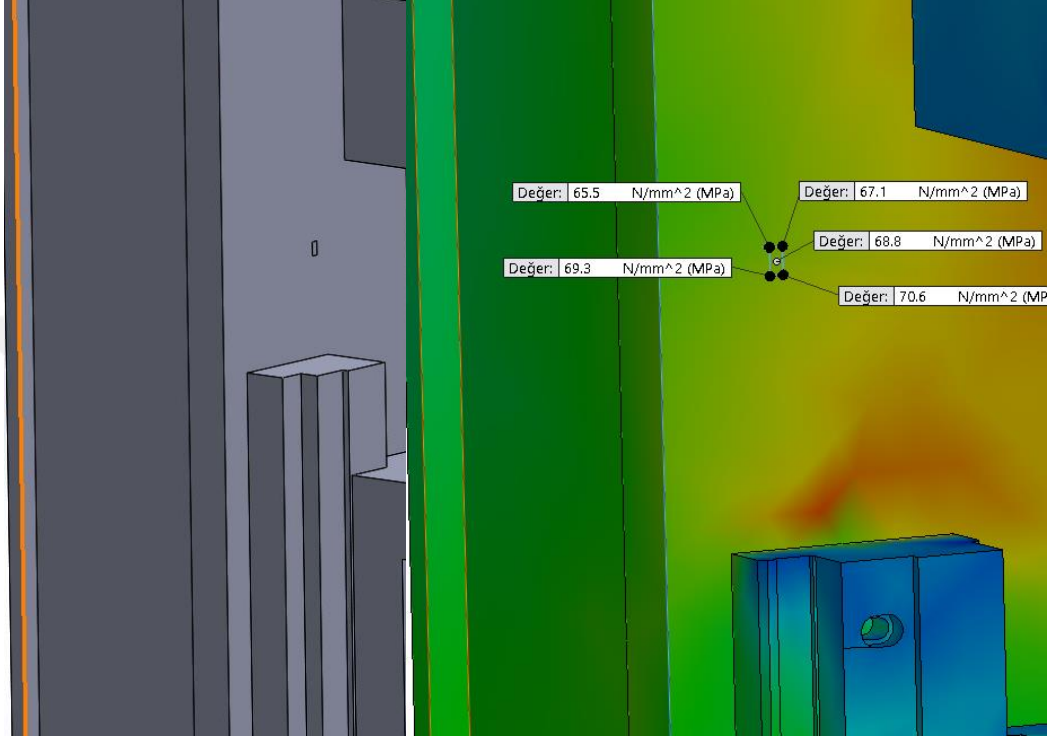
Gerilme değerlerinde standart sapma hesaplandığında %70 güvenilirlik için ortalama olarak 0,11 MPa ve en fazla 0,44 MPa, %95 güvenilirlikte ortalama olarak 0,22 MPa ve en fazla 0,88 MPa değerleri bulunmuştur. Buradan ölçümlerin tekrarlanabilirliğinin oldukça yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Pres gövdesinde maksimum gerilme 250 bar basınç altında 9 numaralı uzama telinin yapıştırıldığı iç duvarın kızak bölgesinde düşey doğrultuda ortalama %95 güvenilirlikle $71 \pm 0,76$ MPa değerinde elde edilmiştir.

3.3.2. SE analizinde gerilme sonuçlarının alınması

SE analiz sonuçlarının uzama teli bölgelerindeki değerlerini alabilmek için 2 yöntem denenmiştir.

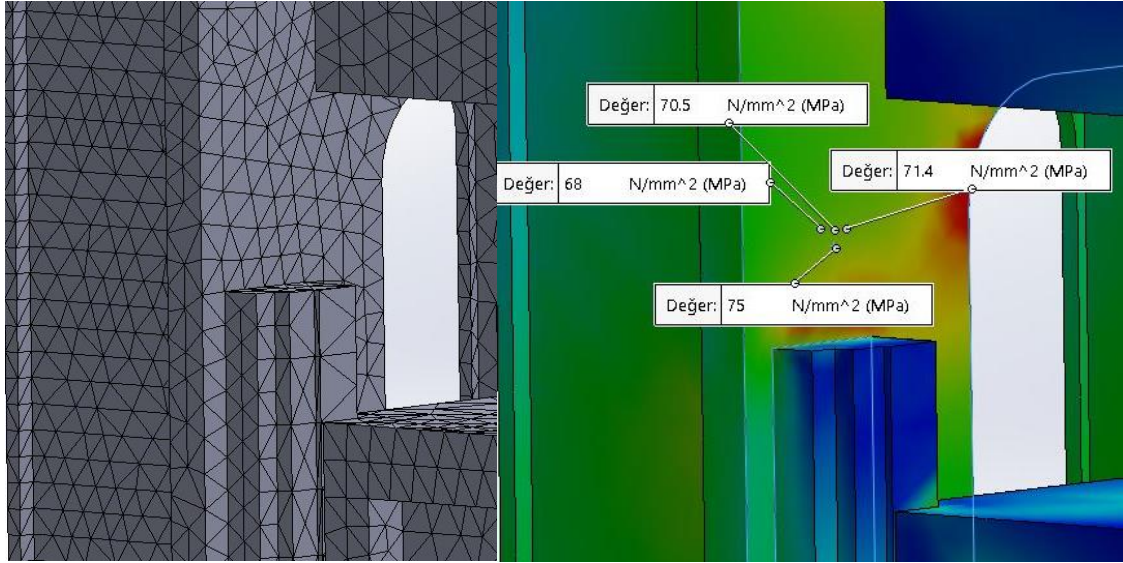
- Uzama teli bölgelerini yüzey ayrımı olarak belirtip o bölgelerdeki ölçüm alınmıştır (Şekil 3.29). Yüzey ayrımı sayesinde bölge içerisinde 5 noktaya kadar ölçüm alınabilmektedir. Beş noktanın ortalaması ile orta noktanın gerilme değeri birbirine çok yakın çıktığı için bu yöntemde gerilme değerleri ortadaki noktanın değeri alınarak bulunmuştur. Örnek olarak Şekil 3.29'deki gerilme sonuçlarında uzama teli bölgesindeki gerilme

değeri 68.8 MPa olarak alınmıştır. Bu yöntemde ağ örme (mesh) işleminde kaba elemanlar kullanılırsa uzama teli bölgesindeki noktalarda sonuçlar birinden uzak çıkmaktadır. Bu nedenle analiz süresini makul seviyede tutacak en ince eleman boyutu seçilmiştir. Yapılan denemeler sonucunda en uygun değerin 150x30 mm olduğu bulunmuştur.



Şekil 3.29. Uzama teli yüzey ayrımı ve sonuç alma

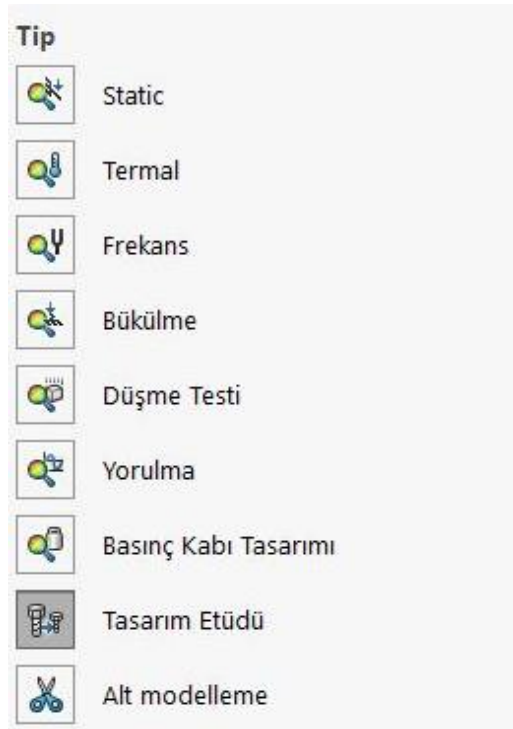
- Diğer yöntemde uzama teli yüzeylerinde ağ örme kontrolü yaparak, uzama teli ebatlarında küçük elemanlar (50 mm) kullanılması sağlanmıştır (Şekil 3.30). Bu durum eleman sayısının artmasına neden olacağından çözüm süresi de artmaktadır. Bu yöntemin en büyük zorluğu ölçüm yapılırken uzama teli bölgesine denk gelen doğru elemanları işaretleyebilmektir. Bu nedenle uzama teli bölgesindeki 4 düğüm noktası belirlenmiş ve bu değerlerin ortalaması alınmıştır. Bu durumda önceki yöntemde 68.8 MPa olarak bulunan değer Şekil 3.30’te görülen değerlerin ortalaması alınarak 71.2 MPa çıkmıştır. Bu bölgedeki deneysel olarak ölçülen gerilme değeri de 72.5 MPa’dır. Bu nedenle ikinci yöntemle elde edilen gerilme değerleri daha güvenilirdir. Tez çalışmasında gerilme değerleri bu yöntem kullanılarak analiz programından alınmıştır.



Şekil 3.30. Uzama teli boyutlu ağ örme

3.4. Parametrik Tasarım

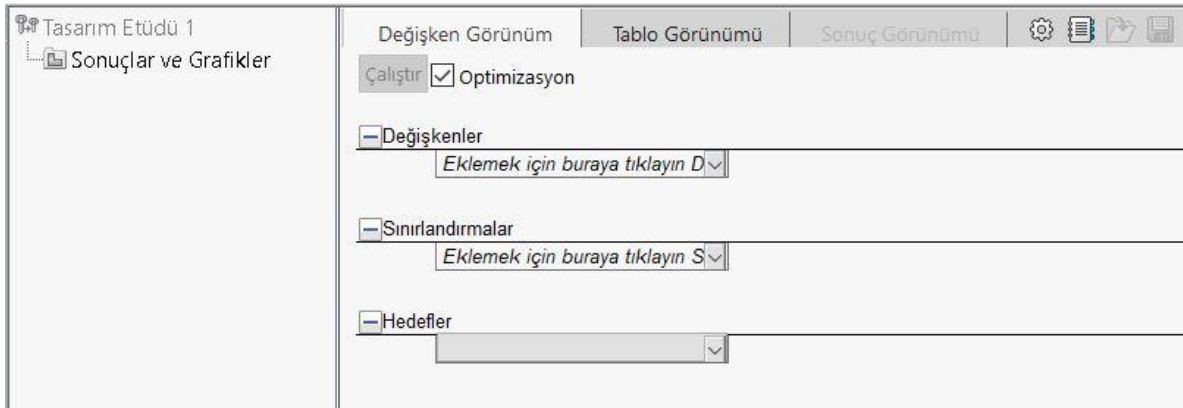
Parametrik tasarım için Solidworks programında 'Tasarım Etüdü' Modu kullanılmıştır (Şekil 3.31). Tasarım etüdü sınırlandırmaları ihlal etmeden model boyutlandırmasını değiştirerek bir amaç doğrultusunda tasarımı optimize etmeye yarar. Yapılan sınırlandırmalar ile senaryolar hesaplanarak çok sayıda analiz yapılır ve bunu sonuca optimum ölçüler hedefimize göre belirlenmiş olur.



Şekil 3.31. Tasarım etüdü

Tasarım etüdü 3 birimde oluşur (Şekil 3.32). Bunlar

- Değişkenler
- Sınırlandırmalar
- Hedefler



Şekil 3.32. Tasarım etüdü birimleri

Tasarım etüdü modunda öncelikli olarak değişkenler biriminde hangi bölgelerin parametrik tasarıma girmesine karar verilmesi gerekmektedir. Yapılan tecrübi analiz ve pres tasarımları, sac maliyeti, malzeme bulunabilirliği faktörleri göz önüne alınarak. Presto gövde olarak dikkat edilmesi gereken 4 bölge vardır.

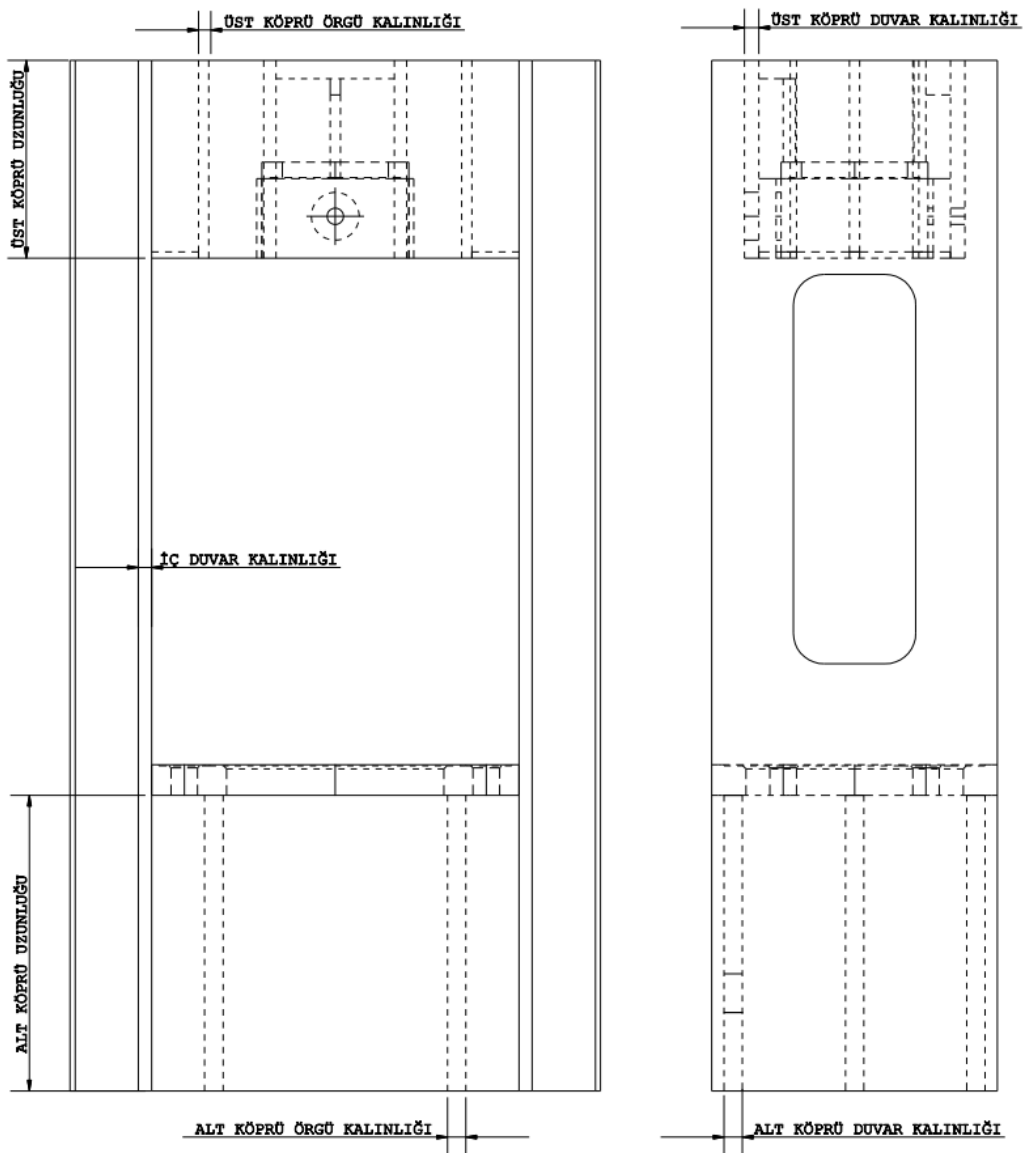
Bu bölgeler:

- Alt köprü yüksekliği ve örgü kalınlıkları
- İç duvar kalınlığı
- Üst köprü uzunluğu ve kalınlıkları
- Hareketli tabla kalınlıkları

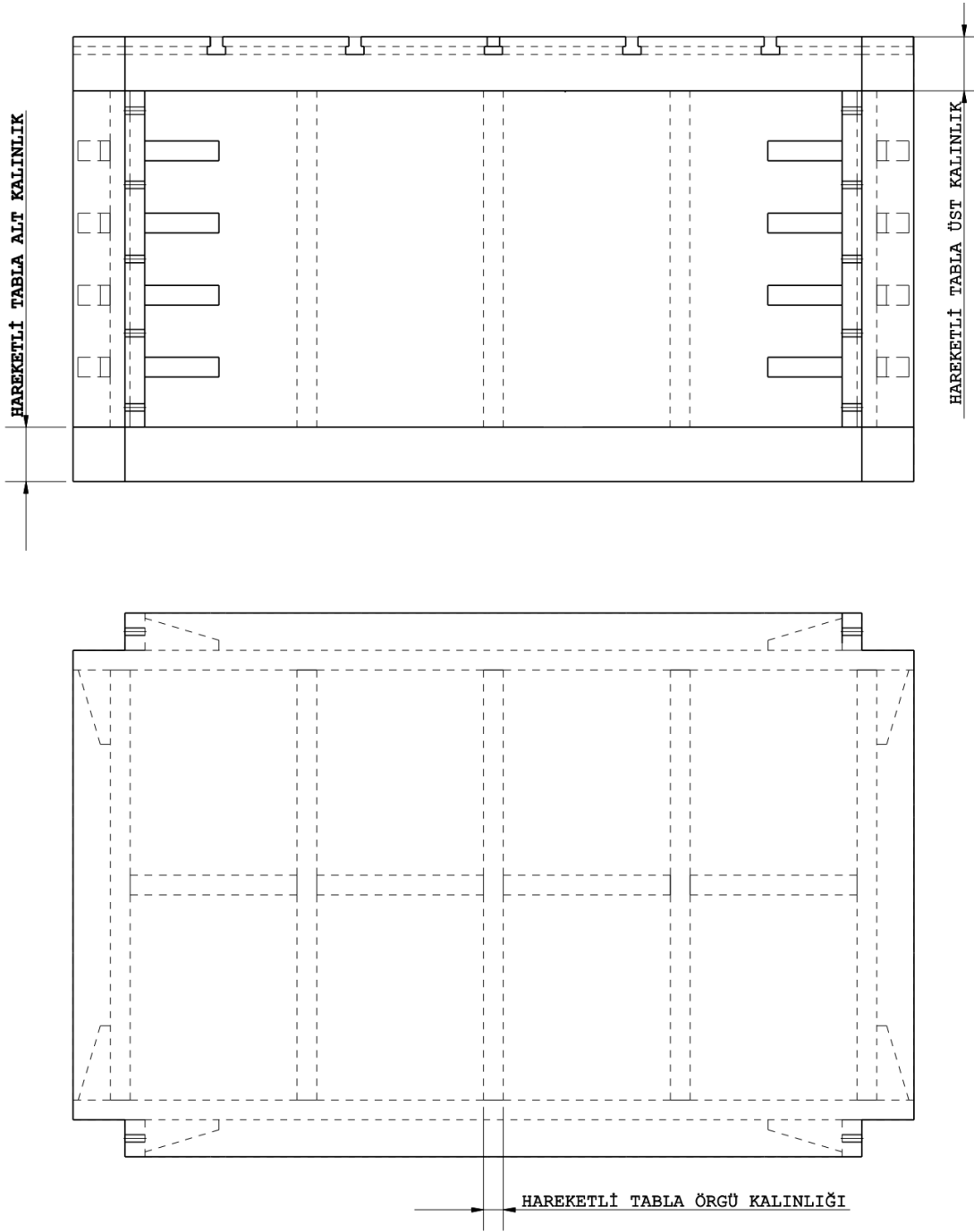
Bu bölgeler incelendiğinde preste en az Şekil 3.33'de görülen 13 noktada parametrik tasarıma ihtiyaç duyulmuştur. Bu noktaların pres gövdesi ve hareketli tabla üzerindeki yerleri Şekil 3.34 ve Şekil 3.35'de görülmektedir. Bu noktaların kategori altında ölçüleri değişken olarak tanımlanmıştır. Kategori altında parçaların malzemesi, global değişken gibi parametreler de belirlenebilir. Değişkenlerin var olan değerlerinin yanında minimum ve maksimum değerleri ile adım aralıklarının da belirtilmesi gerekmektedir.

Ad	Kategori	Değer
alt köprü duvar kalınlığı	Model Ölçümlendirme	70
alt köprü örgü kalınlığı	Model Ölçümlendirme	70
alt köprü örgü kalınlığı-2	Model Ölçümlendirme	70
alt köprü yüksekliği	Model Ölçümlendirme	1400
iç duvar kalınlığı	Model Ölçümlendirme	60
üst köprü duvar kalınlığı	Model Ölçümlendirme	50
üst köprü uzunluğu	Model Ölçümlendirme	820
üst köprü örgü kalınlığı	Model Ölçümlendirme	30
üst köprü örgü kalınlığı-2	Model Ölçümlendirme	30
üst köprü örgü kalınlığı-3	Model Ölçümlendirme	40
hareketli tabla üst kalınlığı	Model Ölçümlendirme	110
hareketli tabla alt kalınlığı	Model Ölçümlendirme	110
hareketli tabla örgü kalınlığı	Model Ölçümlendirme	60

Şekil 3.33. Tasarım etüdü değişkenler

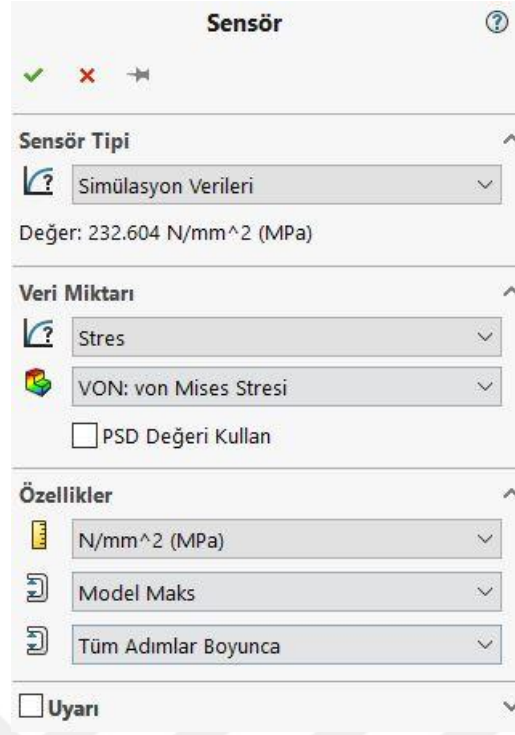


Şekil 3.34. Gövde Değişkenleri



Şekil 3.35. Hareketli tabla değişkenleri

Değişkenlerin belirlenmesinin ardından sınırlandırmalar ve hedefler belirlenmiştir. Sınırlandırma seçeneğinden sensör ekle bölümü seçilip çeşitli sensör tiplerinden simülasyon verileri seçilmiştir (Şekil 3.36). Seçilen sensörün gerilme sınırı olarak 80 N/mm^2 ile 150 N/mm^2 arasında olması gerektiği belirtilmiştir.



Sensör

✓ ✗ ⚙

Sensör Tipi

Simülasyon Verileri

Değer: 232.604 N/mm² (MPa)

Veri Miktarı

Stres

VON: von Mises Stresi

PSD Değeri Kullan

Özellikler

N/mm² (MPa)

Model Maks

Tüm Adımlar Boyunca

Uyarı

Şekil 3.36. Sensör belirlenmesi

Hedef olarak ise toplam gövde ağırlığı 27.500 kg dan düşük ve yer değiştirme en fazla 1,5 mm olsun diye belirlenmiştir. Bu sınırlandırmalar ve hedefler doğrultusunda yaklaşık 3888 adet senaryo hesaplanmıştır (Şekil 3.37). Bu senaryolar ışığında hesaplamalar çok uzun olacağından dolayı program, senaryo sayısının düşürülmesini istemiştir. Bu nedenle senaryo sayısını azaltmak için

- İç duvar
- Alt köprü
- Üst köprü
- Hareketli tabla

ayrı simülasyonlarda optimize edilmiş böylece bir simülasyondaki değişken ve senaryo sayısı azaltılmıştır. Örnek olarak iç duvara uygulanan parametrik tasarım aşağıda anlatılmıştır.

Değişken Görünüm	Tablo Görünümü	Sonuç Görünümü			
<input checked="" type="checkbox"/> Çalıştır	<input checked="" type="checkbox"/> Optimizasyon	Toplam aktif senaryo: 3888			
Değişkenler					
alt köprü duvar kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 70mm	Maks: 80mm	Adım: 10mm	
alt köprü yüksekliği	Adımlı Aralık	Min: 1300mm	Maks: 1400mm	Adım: 50mm	
alt köprü örgü kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 70mm	Maks: 80mm	Adım: 10mm	
alt köprü örgü kalınlığı-2	Adımlı Aralık	Min: 70mm	Maks: 80mm	Adım: 10mm	
iç duvar kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 50mm	Maks: 70mm	Adım: 10mm	
üst köprü duvar kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 50mm	Maks: 60mm	Adım: 10mm	
üst köprü uzunluğu	Adımlı Aralık	Min: 670mm	Maks: 920mm	Adım: 50mm	
üst köprü örgü kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 30mm	Maks: 40mm	Adım: 10mm	
üst köprü örgü kalınlığı-2	Adımlı Aralık	Min: 30mm	Maks: 40mm	Adım: 10mm	
hareketli tabla üst kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 110mm	Maks: 120mm	Adım: 10mm	
hareketli tabla alt kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 110mm	Maks: 120mm	Adım: 10mm	
hareketli tabla örgü kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 50mm	Maks: 80mm	Adım: 10mm	
Sınırlandırmalar					
Stres2	arasında	Min: 80 N/mm ²	Maks: 150 N/mm ²	PARAMETRİK TASAR	
Ekleme için buraya tıklayın Sınırlandırmalar					
Hedefler					
Yer değiştirme1	Simge Durumuna Küçült	Ağırlık: 1.50	PARAMETRİK TASAR		
Kütle4	Simge Durumuna Küçült	Ağırlık: 275000000.00			

Şekil 3.37. Toplam senaryo sayısı

İç duvar parametrik tasarımında sadece iç duvar kalınlığı parametresi bulunmaktadır. Bu nedenle Şekil 3.38’de görüldüğü gibi değişken olarak iç duvar kalınlığı 50 mm’den 80 mm’ye kadar 10 mm adım aralığında belirlenmiştir. Sınırlar, gövde üzerindeki gerilmelerin 80 ile 150 N/mm² arasında olması durumu için ayarlanmıştır. 80 N/mm² alt sınırın verilmesinin amacı gerilmelerin belirli seviyelerin üzerinde tutulmasını sağlayarak gövde ağırlığını azaltmaktır. Hedef olarak kütle için gövdenin 27.500 kg’dan daha hafif olması, yer değiştirmenin ise en fazla 1,5 mm olması istenmiştir. 1.5 mm yer değiştirme değeri, genel tasarım uygulamasında 1 m yükseklikte 0.3 mm yer değiştirme sınırı göz önünde bulundurularak yaklaşık 5 m yüksekliğindeki pres için elde edilmiştir.

Değişken Görünüm	Tablo Görünümü	Sonuç Görünümü			
<input checked="" type="checkbox"/> Çalıştır	<input checked="" type="checkbox"/> Optimizasyon	Toplam aktif senaryo: 4			
Değişkenler					
iç duvar kalınlığı	Adımlı Aralık	Min: 50mm	Maks: 80mm	Adım: 10mm	
Ekleme için buraya tıklayın Değişkenler					
Sınırlandırmalar					
Stres2	arasında	Min: 80 N/mm ²	Maks: 150 N/mm ²	PARAMETRİK TASAR	
Ekleme için buraya tıklayın Sınırlandırmalar					
Hedefler					
Yer değiştirme1	Küçült	Ağırlık: 1.50	PARAMETRİK TASAR		
Kütle4	Küçült	Ağırlık: 275000000.00			

Şekil 3.38. İç duvar tasarım etüdü ağacı

Alt köprü parametrik tasarımında bulunan değişkenler Şekil 3.39'da görülmektedir. 4 adet değişken için toplam 24 adet senaryo hesaplanmıştır. Değişkenler adım aralıklı seçilmiş ve belirlenen adımlar 50 mm ve 10 mm'dir. Kalınlık optimizasyonu için 10mm de bir kalınlık sac olduğundan en uygun adım 10 mm olmasına karşın uzunluk için en uygun adım ise 50 mm dir. Çünkü uzunluk ölçüsü daha az aralıkta verirse daha çok senaryo üreteceğinden çözüm uzayacaktır. Ayrıca 50 mm adım aralığında bulunan optimum uygun değerler seçilerek tekrar analiz yapılabileceğinden ilk önce daha geniş aralık seçmek zaman tasarrufu sağlamıştır. Sınırlandırma olarak gövde üzerindeki gerilmelerin 80 ile 150 N/mm² arasında olması durumu için ayarlanmıştır. 80 N/mm² alt sınırın verilmesinin amacı gerilmelerin belirli seviyelerin üzerinde tutulmasını sağlayarak gövde ağırlığını azaltmaktır. Hedef olarak kütle için gövdenin 27.500 kg'dan daha hafif olması, yer değiştirmenin ise en fazla 1,5 mm olması istenmiştir.

Değişken Görünüm		Tablo Görünümü		Sonuç Görünümü		Çalıştır		Optimizasyon		Toplam aktif senaryo: 24	
Değişkenler											
alt köprü yüksekliği	Adımlı Aralık	Min:	1300mm	Maks:	1400mm	Adım:	50mm				
alt köprü duvar kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	70mm	Maks:	80mm	Adım:	10mm				
alt köprü örgü kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	70mm	Maks:	80mm	Adım:	10mm				
alt köprü örgü kalınlığı-2	Adımlı Aralık	Min:	70mm	Maks:	80mm	Adım:	10mm				
Ekleme için buraya tıklayın Değişkenler											
Sınırlandırmalar											
Stres2	arasında	Min:	80 N/mm ²	Maks:	150 N/mm ²	PARAMETRİK TASAR					
Ekleme için buraya tıklayın Sınırlandırmalar											
Hedefler											
Kütle3	Simge Durumuna Küçült	Ağırlık:	27500000.00								
Yer değiştirme1	Simge Durumuna Küçült	Ağırlık:	1.50	PARAMETRİK TASAR							

Şekil 3.39. Alt köprü tasarım etüdü ağacı

Üst köprü parametrik tasarımında bulunan değişkenler Şekil 3.40'de görülmektedir. 5 adet değişken için toplam 96 adet senaryo hesaplanmıştır. Değişkenler adım aralıklı seçilmiş ve belirlenen adımlar 50 mm ve 10 mm'dir. Kalınlık optimizasyonu için 10mm uzunluk optimizasyonu için 50 mm adım aralığı verilmiştir. Sınırlandırma olarak gövde üzerindeki gerilmelerin 80 ile 150 N/mm² arasında olması, hedef olarak kütle için gövdenin 27.500 kg'dan daha hafif ve yer değiştirmenin ise en fazla 1,5 mm olması istenmiştir. Bu şekilde gövde bölgeleri için de simülasyonlar yapılmış ve en optimum gövdeye ulaşılmıştır.

Değişken Görünüm		Tablo Görünümü		Sonuç Görünümü		Toplam aktif senaryo: 96	
<input checked="" type="checkbox"/>	Çalıştır	<input checked="" type="checkbox"/>	Optimizasyon				
Değişkenler							
üst köprü duvar kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	50mm	Maks:	60mm	Adım:	10mm
üst köprü uzunluğu	Adımlı Aralık	Min:	670mm	Maks:	920mm	Adım:	50mm
üst köprü örgü kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	30mm	Maks:	40mm	Adım:	10mm
üst köprü örgü kalınlığı-2	Adımlı Aralık	Min:	30mm	Maks:	40mm	Adım:	10mm
üst köprü örgü kalınlığı-3	Adımlı Aralık	Min:	40mm	Maks:	50mm	Adım:	10mm
Ekleme için buraya tıklayın Değişkenler							
Sınırlandırmalar							
Stres2	arasında	Min:	80 N/mm ²	Maks:	150 N/mm ²	PARAMETRİK TASAR	
Ekleme için buraya tıklayın Sınırlandırmalar							
Hedefler							
Yer değiştirme1	Küçült	Ağırlık:	1.50	PARAMETRİ			
Kütle4	Küçült	Ağırlık:	275000000				

Şekil 3.40. Üst köprü tasarım etüdü ağacı

Hareketli tabla parametrik tasarımında bulunan değişkenler Şekil 3.41’de görülmektedir. 3 adet değişken için toplam 18 adet senaryo hesaplanmıştır. Değişkenler adım aralıklı seçilmiştir ve 10 mm’dir. Hareketli tabla ebatlarında parametrik tasarıma sadece kalınlıklar alınabilmiştir. Çünkü hareketli tabla örgü uzunluğu değiştirilemezdir. Hareketli tabla örgü uzunluğu artırılmasıyla toplam pres boyu artacağından hedeflenen ağırlık azaltmasına ulaşmak mümkün olmayacaktır. Hareketli tabla örgü uzunluğunu kısaltmak ise, son tasarım hareketli tabla analiz verilerine göre 180 N/mm² gerilme 2.3 mm yer değiştirme değerlerini artıracığından tercih edilmemiştir. . Sınırlandırmalar hareketli tabla üzerindeki gerilmelerin 80 ile 150 N/mm² arasında olması, hedef olarak kütle için gövdenin 6.000 kg’dan daha hafif ve yer değiştirmenin ise en fazla 1,5 mm olması istenmiştir. Böylece hareketli tabla için en optimum ebatlara ulaşılmıştır.

Değişken Görünüm		Tablo Görünümü		Sonuç Görünümü		Toplam aktif senaryo: 16	
<input checked="" type="checkbox"/>	Çalıştır	<input checked="" type="checkbox"/>	Optimizasyon				
Değişkenler							
hareketli tabla üst kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	110mm	Maks:	120mm	Adım:	10mm
hareketli tabla alt kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	110mm	Maks:	120mm	Adım:	10mm
hareketli tabla örgü kalınlığı	Adımlı Aralık	Min:	50mm	Maks:	80mm	Adım:	10mm
Ekleme için buraya tıklayın Değişkenler							
Sınırlandırmalar							
Stres3	arasında	Min:	80 N/mm ²	Maks:	150 N/mm ²	PARAMETRİK TASAR	
Ekleme için buraya tıklayın Sınırlandırmalar							
Hedefler							
Kütle6	Küçült	Ağırlık:	6000000.00				
Yer değiştirme3	Küçült	Ağırlık:	1.50	PARAMETRİ			

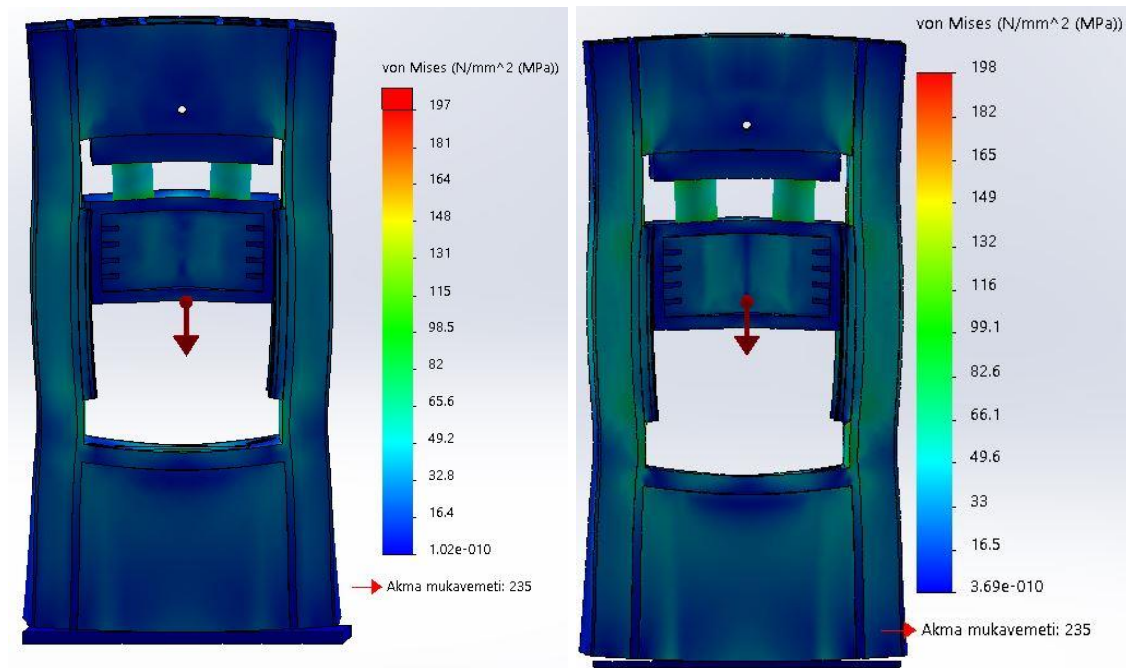
Şekil 3.41. Hareketli tabla tasarım ağacı

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Hidrolik presin ön tasarımı yapıldıktan sonra gerçekleştirilen SE analizlerinden elde edilen sonuçlarla son tasarım yapılmıştır. Son tasarımda gövdede oluşan maksimum Von-Mises gerilmelerinin yaklaşık 3 kat güvenli olmasına dikkat edilmiştir. Ön tasarımın SE analiz sonuçları kullanılarak son tasarıma nasıl ulaşıldığı Materyal ve Yöntem Bölümünde anlatıldığı için, bu analiz sonuçları Bölüm 3.2.2. Analiz sonuçlarına göre son tasarımın yapılması başlığı altında verilmiştir.

4.1. Geometrik Modellemede Farklı Yaklaşımların Sonuçlarının Karşılaştırılması

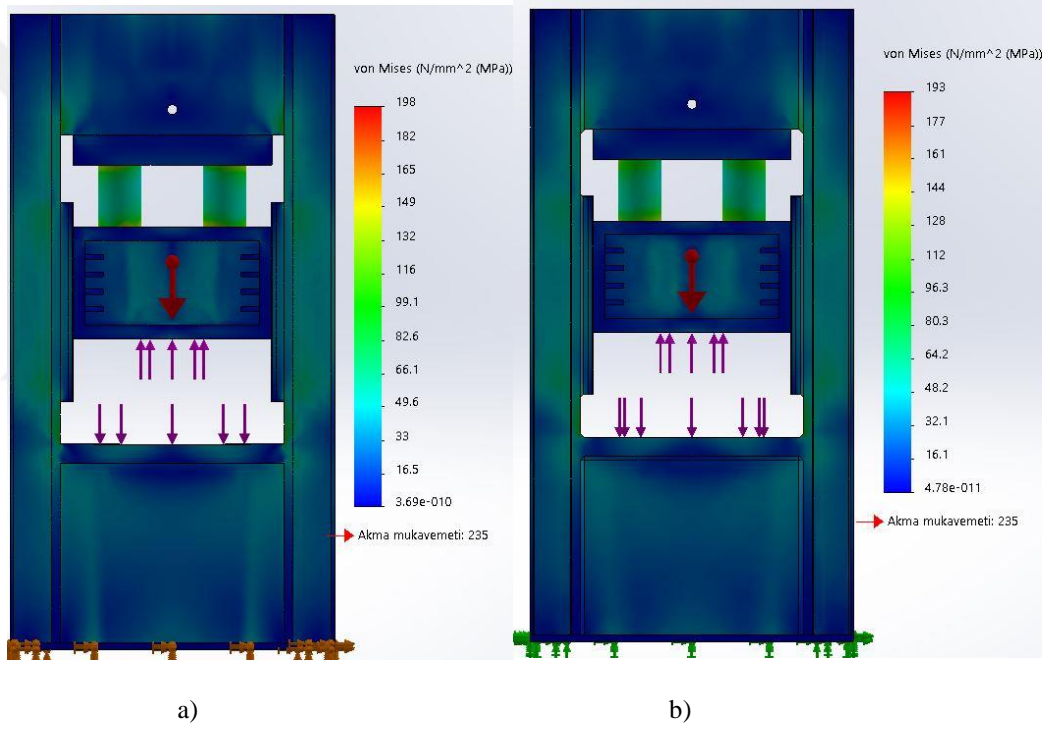
Pres gövdesinin Şekil 3.1’de görülen yan duvarlar, alt ve üst köprü olarak 4 ana bileşenin tek parça olarak modellendikten sonra montaj olarak parçaların temas tanımında birleşmiş olarak kabul etmekle, tek parça olarak modellemenin farkı, oluşan maksimum von-Mises gerilmelerinin Şekil 4.1’de görüldüğü gibi karşılaştırılmasıyla ortaya konulmuştur. Sonuçlarda görüldüğü gibi maksimum gerilmeler neredeyse eşit çıkmıştır. Bu nedenle gövdenin tek bir parça şeklinde yekpare olarak modellenmesi ile parçalı olarak modellenmesi arasında fark olmadığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 4.1. Parçalı gövde ve yekpare gövde modelleme yaklaşımının karşılaştırılması

4.2. Geometrik Modellemeye Kaynak Bölgesinin Dâhil Edilmesiyle Analizde Oluşturduğu Etki

Şekil 4.2a’da son tasarımın gerilme sonuçları verilmiştir. Maksimum gerilme 198 MPa olarak hesaplanmıştır. Geometrik modele kaynak bölgesi dahil edilmesi sonucu yapılan analizlerde gerilme sonuçları Şekil 4.2b’de görüldüğü üzere 193 MPa olarak hesaplanmıştır. Böylece aynı analiz şartlarında iki durum değerlendirildiğinde kaynak bölgesi dahil edilmesinin sadece 5 MPa bir farklılık oluşturduğu görülmektedir. Sonuçta kaynak bölgesinin ihmal edilmesinin analizlere etkisinin çok fazla olmadığı tespit edilmiştir. Bu nedenle modelleme ve analiz süresini oldukça uzatan kaynak bölgesi modellemesinin yapılması gerekmediğine karar verilmiştir.



Şekil 4.2. Son tasarıma ait von-Mises eş değer gerilme sonuçları

a) Kaynak bölgesiz modelleme b) Kaynak bölgeli modelleme

4.3. SE Analizlerinin Doğrulanması

Ek-2’de verilen son tasarıma ait teknik resimlere uygun şekilde imalatı yapılan preste gerilme ölçümleri yapılarak analiz sonuçları doğrulanmıştır. Pres gövdesinde gerilme ölçümü yapılan bölgeler için uzama teli ölçümlerindeki 3 tekrarlı durumun ortalaması Çizelge 4.1’de verilmiştir. Yine ölçümü yapılan bölgeler için SEA’dan elde edilen gerilme sonuçları da Çizelge 4.2’de verilmiştir. Çizelgelerde gerilmelerin

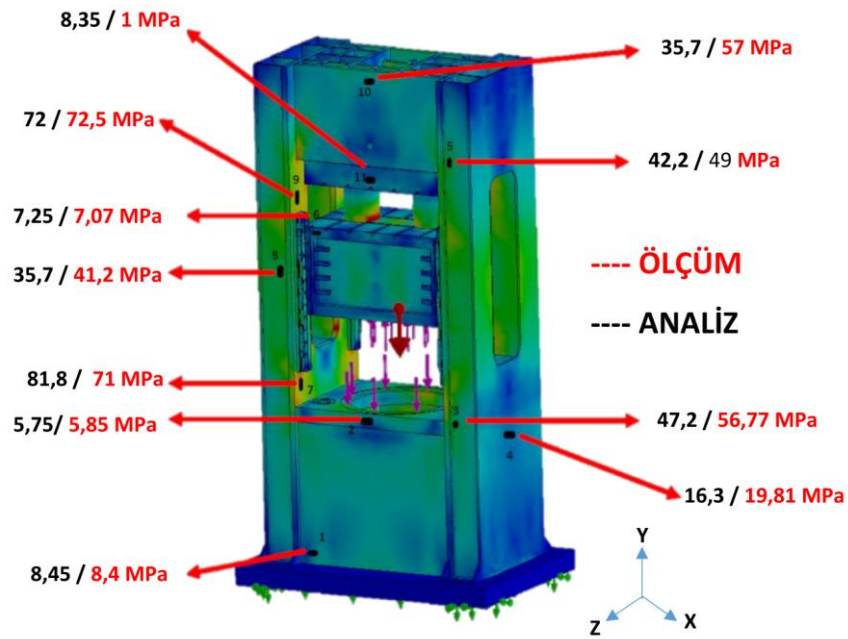
doğrultusu da belirtilmiş olup pres gövdesi üzerinde hangi bölgeleri gösterdiği Şekil 4.3’de görülmektedir. Şekil 4.3’deki sonuçlar ana hidrolik silindire 250 bar basınç uygulanması neticesinde elde edilmiştir. Bu basınçta deneysel ve analiz sonuçları Çizelge 4.3’teki gibi karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.1. Deneysel gerilme ölçümlerinin ortalama sonuçları

ÖLÇÜM BÖLGESİ NUMARASI	50 BAR	100 BAR	150 BAR	200 BAR	250 BAR	YÖN
1	1,4	2,8	4,767	6,545	8,4	X
	-1,092	-1,61	-2,212	-2,821	-3,43	Y
2	1,484	2,786	3,85	5,726	5,859	X
3	9,296	21,021	32,984	44,8	56,77	Y
4	0,252	0,567	1,134	1,603	2,093	Z
	3,248	7,539	11,739	15,743	19,81	Y
5	8,477	18,76	28,987	38,92	49,042	Y
6	1,323	3,003	4,445	5,81	7,077	X
7	-2,933	-6,041	-9,303	-12,6	-16,366	Z
	12,383	27,349	42,098	56,511	71,022	Y
8	6,356	14,742	23,31	32,144	41,202	Y
9	11,543	26,754	41,804	57,015	72,562	Y
	-3,164	-6,979	-10,626	-14,294	-18,123	Z
10	-2,681	-5,964	-9,058	-12,453	-15,869	Y
	8,26	20,489	33,019	45,556	57,939	X
11	-1,33	-1,33	-1,316	-1,162	-0,91	X

Çizelge 4.2. SEA gerilme sonuçları

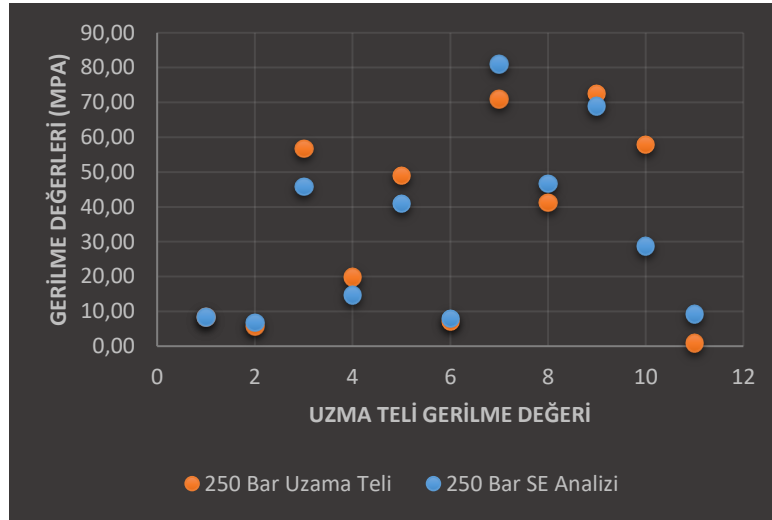
ÖLÇÜM BÖLGESİ NUMARASI	50 BAR	100 BAR	150 BAR	200 BAR	250 BAR	YÖN
1	1,65	3,44	4,89	6,68	8,45	X
	-0,423	-0,9	-1,3	-1,79	-1,4	Y
2	1,4	2,5	3,89	5,32	5,75	X
3	8,47	17,8	27,2	36,6	47,2	Y
4	0,682	1,44	2,19	2,94	4,5	Z
	2,83	5,81	8,83	11,8	16,3	Y
5	7,66	15,5	24,7	33,2	42,2	Y
6	1,58	3,17	4,75	6,34	7,25	X
7	-1,08	-2,26	-3,45	-4,64	-9	Z
	15	31,9	48,6	65,4	81,8	Y
8	8,75	18,2	27,7	37,2	39,5	Y
9	12,9	26,9	40,9	55	72	Y
	-0,42	-0,88	-1,36	-1,83	-4	Z
10	-0,1	-0,28	-0,42	-0,56	-2	Y
	5,45	10	17	20,8	35,7	X
11	-1,8	-3,64	-5,5	-7,39	-8,35	X



Şekil 4.3. Ölçüm bölgeleri ve karşılaştırılması

Çizelge 4.3. 250 barda simülasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırması

NO	UZAMA TELİ	ANALİZ	FARK	ORTALAMA FARK
1	8,40	8,45	0,05	6,42
	-3,43	-1,4	2,03	
2	5,86	5,75	0,11	
3	56,77	47,2	9,57	
4	2,09	4,5	2,41	
	19,81	16,3	3,51	
5	49,04	42,2	6,84	
6	7,08	7,25	0,17	
7	-16,37	-9	7,37	
	71,02	81,8	10,78	
8	41,20	39,5	1,70	
9	72,56	72	0,56	
	-18,12	-4	14,12	
10	-15,87	-2	13,87	
	57,94	35,7	22,24	
11	-0,91	-8,35	7,44	




Şekil 4.4. 250 bar'da simülasyon ve deneysel sonuçlarının grafiksel olarak karşılaştırılması

Ölçüm yapılan 11 bölgede 10. bölge hariç deney ve analiz sonuçları birbiriyle büyük bir uyum içerisinde çıkmıştır. Analiz ve deney sonuçları 250 bar deney için arasındaki ortalama fark 7,8 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer gövdede ölçülen maksimum gerilmeye oranlanırsa ~%10 civarında bir hata ile SE analizlerinin yapıldığı, yani simülasyonların %90 oranda doğru sonuçlar verdiği bulunur. Buradan pres gövdelerinin SE analizlerinde Solidworks simülasyon paketinin güvenle kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

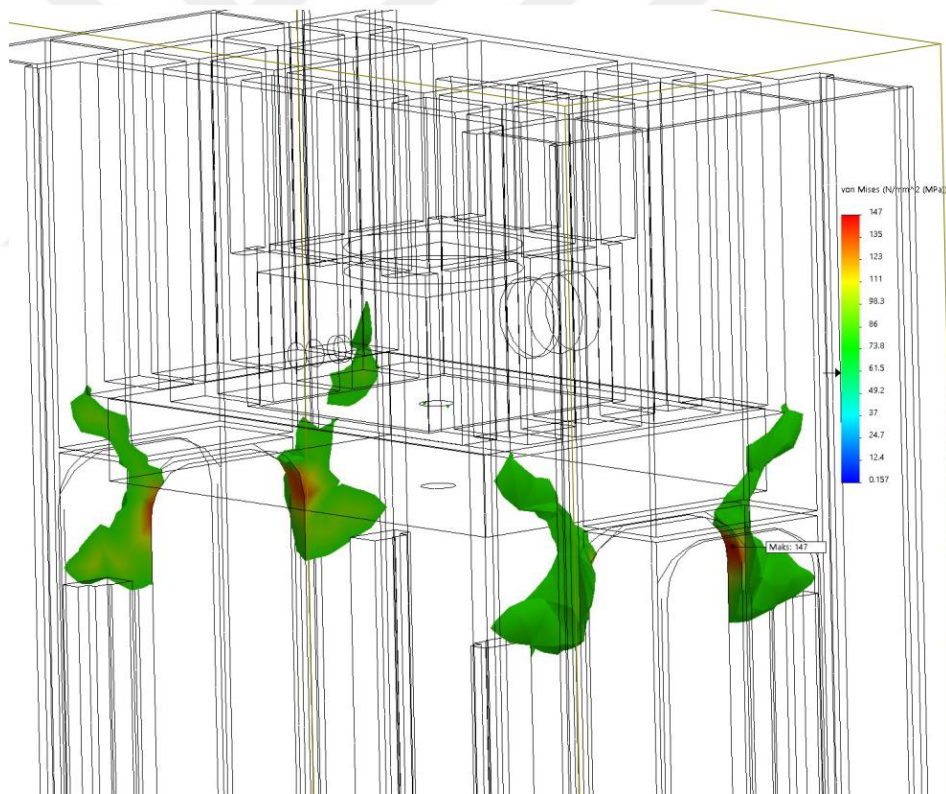
4.4. Parametrik Tasarımla Optimizasyon Sonuçları

İç duvar için optimizasyon sonuçları Şekil 4.5'te görüldüğü üzere 6 senaryodan oluşmuştur. Belirlenen sınırlar ve hedefler doğrultusunda iç duvar kalınlığı için en optimum sonuç olarak 60 mm elde edilmiştir. 60 mm kalınlıkta maksimum gerilme 147.38 N/mm^2 olarak hesaplanmıştır. Kütle 27.452 kg ve yer değiştirme de 1,4 mm de hesaplanmıştır. Deneme ve yanılma ile yapılan ön analiz sonucunda da 70 mm kalınlık uygun olarak bulunmuştur. Bu nedenle parametrik tasarım sayesinde iç duvar parçasında hafifleme sağlanabilmiştir. 60 mm olarak belirlenen iç duvar kalınlığında 147 MPa gerilmenin gövde üzerinde ne kadar genişlikteki bir bölgede yayıldığı Şekil 4.6'te görüldüğü gibi eş kırma fonksiyonu ile incelendiğinde maksimum gerilmenin Şekil 4.7'te görüldüğü gibi sadece yüzeydeki elemanlarda dar bir bölgede oluştuğu görülmektedir. Bu nedenle 60 mm iç duvar kalınlığının güvenle kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır. 60 mm kalınlık için yer değiştirme incelendiğinde sınır değer olan 1.5 mm'den az olduğu

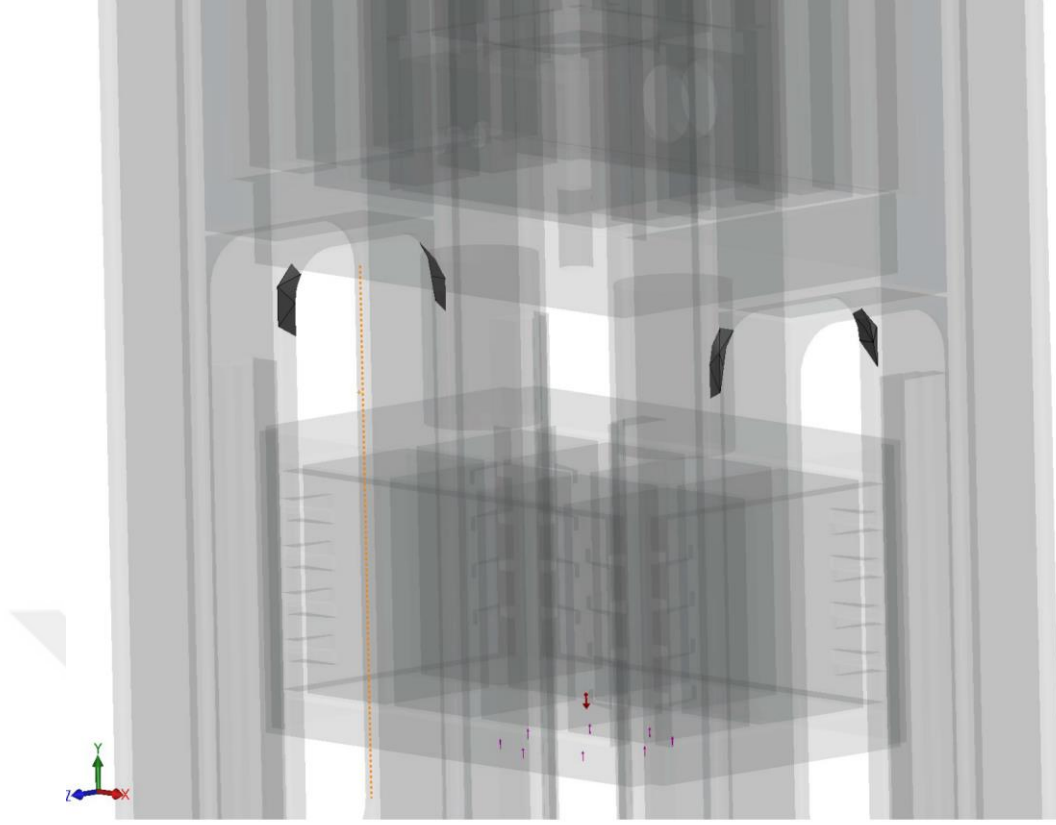
için 1,4 mm değeri uygundur. İç duvar kalınlığı 70 mm iken gövde ağırlığı 28.553 kg iken parametrik tasarım sonucu 60 mm optimum kalınlık değeri ile gövde ağırlığı 27.452 kg'a düşmektedir. Böylece parametrik tasarım yapılarak gövde ağırlığının 1101 kg daha azaltılmasının mümkün olabileceği belirlenmiştir.

Değişken Görünüm		Tablo Görünümü		Sonuç Görünümü					
6 / 6 senaryo başarıyla yürütüldü. Tasarım Etüdü Kalitesi: Yüksek									
		Geçerli	Başlangıç	Optimum (2)	Senaryo 1	Senaryo 2	Senaryo 3	Senaryo 4	
iç duvar kalınlığı		70mm	70mm	60mm	50mm	60mm	70mm	80mm	
Stres2	(80 N/mm ² ~ 150 N/mm ²)	132.22 N/mm ²	132.22 N/mm ²	147.38 N/mm ²	166.18 N/mm ²	147.38 N/mm ²	132.17 N/mm ²	119.99 N/mm ²	
Yer değiştirme1	Simge Durumuna Küçült	1.3317mm	1.3317mm	1.40297mm	1.50338mm	1.40297mm	1.33168mm	1.28265mm	
Kütle4	Simge Durumuna Küçült	2.83553e+007 g	2.83553e+007 g	2.74252e+007 g	2.64951e+007 g	2.74252e+007 g	2.83553e+007 g	2.92854e+007 g	

Şekil 4.5. İç duvar kalınlığı optimizasyon sonucu



Şekil 4.6. Eş kırma ile 60 mm iç duvar kalınlığı için maksimum gerilme bölgesi



Şekil 4.7. 60 mm iç duvar kalınlığı için maksimum 147 MPa gerilme sadece yüzeydeki elemanlarda oluşmuştur

Alt köprü optimizasyon sonuçları Şekil 4.8’de verilmiştir. Toplamda 26 adet senaryo başarıyla yürütülmüştür. Optimum sonuç olarak Optimum (3) sütununda verilen ve 3. Senaryoda elde edilen gerilme için 143.8 N/mm^2 , kütle için 25.839 kg , yer değiştirme içinse 1.52 mm değerleri elde edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde hedeflerden kütle, iç duvar kalınlığı optimizasyonundaki 27.452 kg kütle ağırlığından 1.613 kg daha hafifletilmiştir. Yer değiştirme hedefi ise 1.5 mm den $0,02 \text{ mm}$ daha fazlası optimum olarak seçilmiştir. Halbuki 24. Senaryo gibi olasılıklar incelendiğinde istenilen iki hedefe de uymasına rağmen optimum olarak kütleye öncelik verildiği gözlemlenmiştir. Yer değiştirmenin hedefler içinde olmasının nedeni budur. Eğer yer değiştirme sınırlandırmalar içinde alınmış olsaydı $1,5 \text{ mm}$ ’yi geçen ölçüler asla optimum değerlendirme içine alınmayacaktı. Ama hedefler arasına konulduğu zaman sonuçta da görüldüğü üzere yazılım bir algoritma ile en uygununu seçmektedir. Pres tasarımında da ilk öncelik gerilme değerlerinde olduğu için bu değer sınırlar biriminde seçilir. Yer değiştirme değerinde daha esnek davranılabilmektedir.

Değişken Görünümü	Tablo Görünümü	Sonuç Görünümü					
26 / 26 senaryo başarıyla yürütüldü. Tasarım Etüdü Kalitesi: Yüksek							
		Geçerli	Başlangıç	Optimum (3)	Senaryo 1	Senaryo 2	Senaryo 3
alt köprü yüksekliği		1450mm	1450mm	1400mm	1300mm	1350mm	1400mm
alt köprü duvar kalınlığı		90mm	90mm	70mm	70mm	70mm	70mm
alt köprü örgü kalınlığı		90mm	90mm	70mm	70mm	70mm	70mm
alt köprü örgü kalınlığı-2		90mm	90mm	70mm	70mm	70mm	70mm
Stres2	(80 N/mm ² ~ 150 N/mm ²)	147.62 N/mm ²	147.62 N/mm ²	143.8 N/mm ²	162.55 N/mm ²	155.3 N/mm ²	143.8 N/mm ²
Kütle3	Simge Durumuna Küçült	2.74252e+007 g	2.74252e+007 g	2.58394e+007 g	2.52645e+007 g	2.55519e+007 g	2.58394e+007 g
Yer değiştirme1	Simge Durumuna Küçült	1.40394mm	1.40394mm	1.52257mm	1.66403mm	1.55193mm	1.52257mm

Senaryo 15	Senaryo 16	Senaryo 17	Senaryo 18	Senaryo 19	Senaryo 20	Senaryo 21	Senaryo 22	Senaryo 23	Senaryo 24
1400mm	1300mm	1350mm	1400mm	1300mm	1350mm	1400mm	1300mm	1350mm	1400mm
70mm	80mm	80mm	80mm	70mm	70mm	70mm	80mm	80mm	80mm
70mm	70mm	70mm	70mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm
80mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm	80mm
143.81 N/mm ²	155.9 N/mm ²	138.5 N/mm ²	143.82 N/mm ²	161.44 N/mm ²	151.58 N/mm ²	143.64 N/mm ²	155.02 N/mm ²	137.35 N/mm ²	143.83 N/mm ²
2.59027e+007 g	2.56441e+007 g	2.59468e+007 g	2.62494e+007 g	2.55342e+007 g	2.5832e+007 g	2.61298e+007 g	2.5851e+007 g	2.61616e+007 g	2.64722e+007 g
1.51077mm	1.55734mm	1.51331mm	1.48767mm	1.58305mm	1.56717mm	1.50378mm	1.62427mm	1.54108mm	1.46488mm

Şekil 4.8. Alt köprü optimizasyon sonucu

Üst köprü optimizasyon sonuçları Şekil 4.9'de verilmiştir. Toplamda 98 adet senaryo başarıyla yürütülmüştür. Optimum sonuç olarak gerilme 149.64 N/mm^2 , kütle 23.533 kg , yer değiştirme ise 1.69 mm olarak hesaplanmıştır. Kütle hedefi, alt köprü optimizasyonundaki 25.839 kg kütle ağırlığından 2.306 kg daha hafifletilmiştir. Yer değiştirme hedefi ise 1.5 mm den $0,19 \text{ mm}$ daha fazlası optimum olarak seçilmiştir. Halbuki 96. Senaryo gibi olasılıklar incelendiğinde istenilen iki hedefe de çok yakın olmasına rağmen optimum olarak kütleye öncelik verildiği gözlemlenmiştir.

Değişken Görünüm	Tablo Görünümü	Sonuç Görünümü			
98 / 98 senaryo başarıyla yürütüldü. Tasarım Etüdü Kalitesi: Yüksek					
		Geçerli	Başlangıç	Optimum (7)	
üst köprü duvar kalınlığı		50mm	70mm	50mm	
üst köprü uzunluğu		820mm	970mm	820mm	
üst köprü örgü kalınlığı		30mm	50mm	30mm	
üst köprü örgü kalınlığı-2		30mm	50mm	30mm	
üst köprü örgü kalınlığı-3		40mm	60mm	40mm	
Stres2	(80 N/mm ² ~ 150 N/mm ²)	149.64 N/mm ²	143.79 N/mm ²	149.64 N/mm ²	
Yer değiştirme1	Simge Durumuna Küçült	1.69565mm	1.5227mm	1.69565mm	
Kütle4	Simge Durumuna Küçült	2.35336e+007 g	2.58394e+007 g	2.35336e+007 g	

Senaryo 1	Senaryo 2	Senaryo 3	Senaryo 4	Senaryo 5	Senaryo 6	Senaryo 7	Senaryo 8	Senaryo 9	Senaryo 10	Senaryo 11
50mm	60mm	50mm	60mm	50mm	60mm	50mm	60mm	50mm	60mm	50mm
670mm	670mm	720mm	720mm	770mm	770mm	820mm	820mm	870mm	870mm	920mm
30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm
30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm	30mm
40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm
160.41 N/mm ²	158.34 N/mm ²	156.73 N/mm ²	154.35 N/mm ²	152.98 N/mm ²	151.57 N/mm ²	149.64 N/mm ²	147.34 N/mm ²	147.61 N/mm ²	146.72 N/mm ²	144.04 N/mm ²
1.81916mm	1.76696mm	1.74623mm	1.71777mm	1.73639mm	1.70731mm	1.69565mm	1.65101mm	1.65215mm	1.62026mm	1.63906mm
2.2642e+007 g	2.2814e+007 g	2.29392e+007 g	2.31237e+007 g	2.32364e+007 g	2.34335e+007 g	2.35336e+007 g	2.37432e+007 g	2.38307e+007 g	2.40529e+007 g	2.41279e+007 g
Senaryo 87	Senaryo 88	Senaryo 89	Senaryo 90	Senaryo 91	Senaryo 92	Senaryo 93	Senaryo 94	Senaryo 95	Senaryo 96	
50mm	60mm	50mm	60mm	50mm	60mm	50mm	60mm	50mm	60mm	
720mm	720mm	770mm	770mm	820mm	820mm	870mm	870mm	920mm	920mm	
40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	
40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	
50mm	50mm	50mm	50mm	50mm	50mm	50mm	50mm	50mm	50mm	
156.77 N/mm ²	156.83 N/mm ²	153.18 N/mm ²	152.1 N/mm ²	151.6 N/mm ²	152 N/mm ²	148.19 N/mm ²	147.32 N/mm ²	147.43 N/mm ²	147.32 N/mm ²	
1.70738mm	1.68447mm	1.68319mm	1.65553mm	1.62862mm	1.60742mm	1.60503mm	1.59041mm	1.59941mm	1.58314mm	
2.32593e+007 g	2.34406e+007 g	2.35876e+007 g	2.37811e+007 g	2.39159e+007 g	2.41216e+007 g	2.42442e+007 g	2.44622e+007 g	2.45725e+007 g	2.48027e+007 g	

Şekil 4.9. Üst köprü optimizasyon sonucu

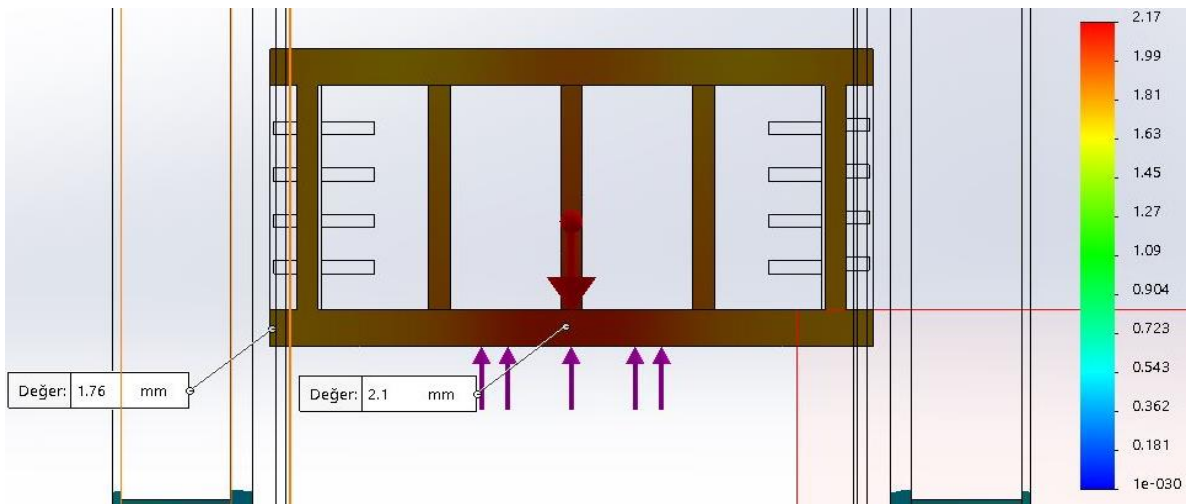
Hareketli tabla optimizasyon sonuçları Şekil 4.9’de verilmiştir. Toplamda 18 adet senaryo başarıyla yürütülmüştür. Optimum sonuç olarak gerilme 138.99 N/mm^2 , kütle 6187 kg, yer değiştirme ise 2.17 mm olarak hesaplanmıştır. Bu değerler “Hedefler” altında kütle için belirlenen 6000 kg ve yer değiştirme için belirlenen 1.5 mm değerinin üzerinde çıkmıştır Buna rağmen yazılım kendi oluşturduğu algoritma ile sınır gerilme değerlerine uyanlar içinden optimumunu seçmiştir. Bu seçim incelendiğinde kütle hedefine çok yakındır. 2.17 mm hedeften uzak olduğu için hareketli tabla sehim ölçümü yapılmıştır. Şekil 4.11 incelendiğinde hareketli tabla merkezinde 2.1 mm uç noktasında ise 1.76

mm'dir. Sehim bunların farkının alınmasıyla 0,34 mm olarak hesaplanmıştır. Bu değer DIN 55 189 standardında belirtilen sehim değerlerinin altında olduğu için yazılım tarafından belirlenen optimum değerin uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Değişken Görünüm		Tablo Görünümü		Sonuç Görünümü			
18 / 18 senaryo başarıyla yürütüldü. Tasarım Etüdü Kalitesi: Yüksek							
		Geçerli	Başlangıç	Optimum (5)	Senaryo 7	Senaryo 8	
hareketli tabla üst kalınlığı		110mm	110mm	110mm	110mm	120mm	
hareketli tabla alt kalınlığı		110mm	110mm	110mm	120mm	120mm	
hareketli tabla örgü kalınlığı		40mm	40mm	60mm	60mm	60mm	
Stres3	(80 N/mm ² ~ 150 N/mm ²)	195.09 N/mm ²	195.09 N/mm ²	138.99 N/mm ²	136.25 N/mm ²	133.87 N/mm ²	
Kütle6	Simge Durumuna Küçült	5.31812e+006 g	5.31812e+006 g	6.18797e+006 g	6.33255e+006 g	6.47712e+006 g	
Yer değiştirme3	Simge Durumuna Küçült	2.33511mm	2.33511mm	2.17012mm	2.16016mm	2.15364mm	

Senaryo 9	Senaryo 10	Senaryo 11	Senaryo 12	Senaryo 13	Senaryo 14	Senaryo 15	Senaryo 16
110mm	120mm	110mm	120mm	110mm	120mm	110mm	120mm
110mm	110mm	120mm	120mm	110mm	110mm	120mm	120mm
70mm	70mm	70mm	70mm	80mm	80mm	80mm	80mm
123.94 N/mm ²	129.82 N/mm ²	125.72 N/mm ²	125.43 N/mm ²	114.69 N/mm ²	115.72 N/mm ²	110.87 N/mm ²	111.91 N/mm ²
6.59903e+006 g	6.74361e+006 g	6.74361e+006 g	6.88818e+006 g	6.99418e+006 g	7.13875e+006 g	7.13875e+006 g	7.28333e+006 g
2.1185mm	2.11639mm	2.11255mm	2.10768mm	2.08056mm	2.07611mm	2.07292mm	2.06852mm

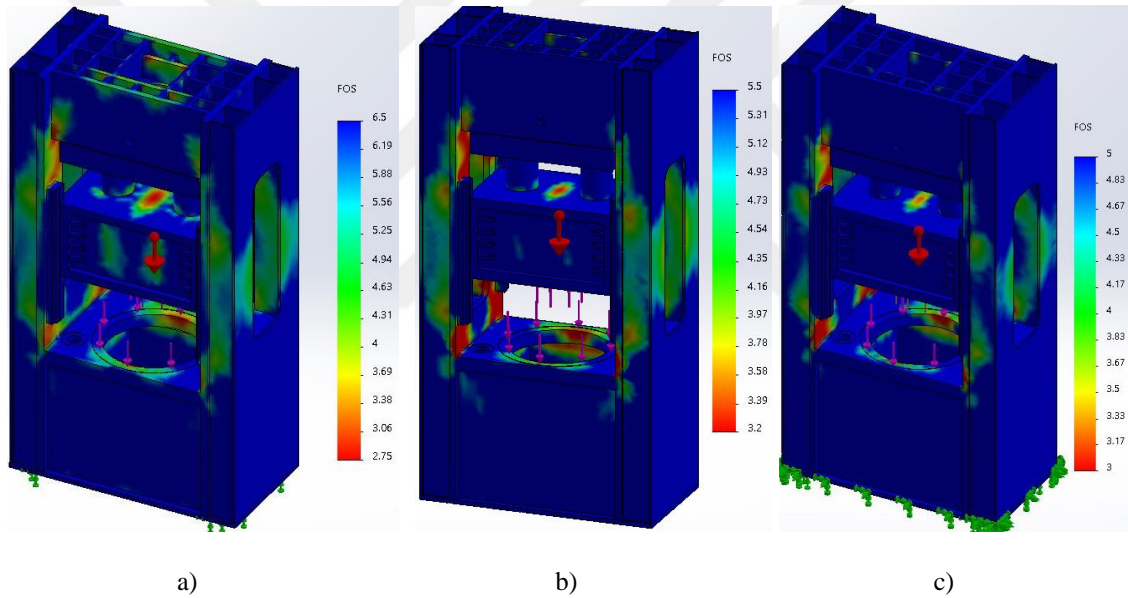
Şekil 4.10. Hareketli tabla optimizasyon sonucu



Şekil 4.11. Hareketli tabla sehim incelenmesi

Parametrik tasarım sonucunda pres gövdesindeki değişiklikler Çizelge 4.4'te verilmiştir. Çizelgede tecrübi olarak SEA olamadan yapılan ön tasarım, SEA ile deneme yanılma yoluyla yapılan son tasarım ve parametrik tasarım sonuçları görülmektedir. Parametrik tasarım ile presin emniyet sınırları içerisinde daha fazla kuvvet taşıyacak en

hafif konstrüksiyona sahip olması sağlanmıştır. Tecrübi olarak SEA'sız yapılan ön tasarıma göre SEA destekli tasarımda $29785-28553=1232$ kg yani %4 civarında ağırlık tasarrufu sağlanmıştır. SEA destekli yapılan son tasarıma göre ise parametrik tasarımla 5002 kg değerinde %17.5 oranında daha ağırlık kazancı sağlanabilmiştir. Parametrik tasarım analizlerinde toplamda 148 adet farklı simülasyon yazılım tarafından denenmiş olup sonuçlar analiz edilerek optimum noktalar yine yazılım tarafından verilmiştir. Parametrik tasarım olmadan SEA'larda deneme ve yanılma sayısının çok fazla artırılması ile de elde edilen son ağırlık kazancına ulaşılması mümkün olabilirdi. Ancak bu durum deneme ve yanılma ile sonuçların analizine harcanan zamanı çok fazla artıracığı için tercih edilen bir yaklaşım değildir. Bu nedenle yapılan çalışma ile parametrik tasarımın, pres gövdesi tasarımında kısa zaman içerisinde optimum noktayı yakalamada en etkili yöntem olduğu ortaya konulmuştur.



Şekil 4.12. Tasarımların güvenlik katsayısı karşılaştırılması

a) Ön tasarım b) Son tasarım c) Parametrik tasarım

Ön tasarımda eş kırılma ile ölçülen maksimum gerilmeler 85,4 MPa değerinden parametrik tasarım ile 78,3 MPa değerlerine indirilmiştir. Böylece ön tasarımda 2,75 olan güvenlik katsayısı son tasarım ile 3,2 değerine çıkarılmıştır. Yapılan üç tasarımın emniyet katsayıları Şekil 4.12'de verilmiştir. Parametrik tasarım ile en az 3 emniyet katsayısı şartına uygun hale getirilen tasarımın optimum ölçülerine ulaşılmıştır. Parametrik tasarım ile çok fazla emniyetli olan bölgeler, belirlenen sınırlamalar ve istenen hedefler doğrultusunda optimum emniyet katsayısına indirilmiştir.

Çizelge 4.4 Tasarım Karşılaştırmaları

DEĞİŞKENLER	TECRÜBİ ÖN TASARIM	SEA DESTEKLİ SON TASARIM	PARAMETRİK TASARIM
İç duvar kalınlığı	90	70	60
Alt köprü yüksekliği	1450	1600	1400
Alt köprü duvar kalınlığı	120	90	70
Alt köprü örgü kalınlığı	120	90	70
Alt köprü örgü kalınlığı-2	120	90	70
Üst köprü duvar kalınlığı	70	70	60
Üst köprü uzunluğu	800	970	820
Üst köprü örgü kalınlığı	50	50	30
Üst köprü örgü kalınlığı-2	50	50	30
Üst köprü örgü kalınlığı-3	60	60	40
Hareketli tabla üst kalınlığı	90	110	110
Hareketli tabla alt kalınlığı	90	110	110
Hareketli tabla örgü kalınlığı	40	40	60
Pres Gövde ağırlığı	29.485 kg	28.553 kg	23.533 kg
Maksimum gerilme	119.2 N/mm ²	133.22 N/mm ²	149.64 N/mm ²
Maksimum esneme	1,29 mm	1.33 mm	1.69 mm

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasında tek etkili 1250 ton hidrolik presin Solidworks programında parametrik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Öncelikle tecrübi olarak ön tasarımı yapılan pres gövdesi, SEA ile incelenmiş ve son tasarım yapılarak pres gövdesi üretilmiştir. SEA'nın doğrulanması için üretilen pres gövdesinde, 11 farklı bölgede, beş farklı yükleme şartında oluşan gerilmeler uzama telleri ile ölçülmüş ve SEA sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçta Solidworks simülasyon paketi ile yapılan SEA doğrulanmıştır. Son olarak pres gövdesi Solidworks tasarım etüdü aracı ile parametrik olarak analiz edilmiş ve gövdede oluşan gerilmelerin belirlenen sınırlar içerisinde, yer değiştirme ve kütlenin de kabul edilebilir değerlerde kalması durumunda optimum son gövde tasarımı elde edilmiştir.

Bu çalışmalardan elde edilen sonuçlar:

1. Pres gövdelerinin SE analizlerinde Solidworks simülasyon paketinin %90 güvenle kullanılabileceği ortaya konmuştur.
2. Uzama teli ile yapılan gerilme ölçümlerinde tekrarlanabilirlik %95 güvenilirlikte 0,22 MPa olarak bulunmuştur.
3. Tecrübi olarak yapılan ön tasarıma göre SEA destekli olarak yapılan tasarımda 950 kg ağırlığında %3'e denk gelen bir hafifletme yapılabilmektedir.
4. SEA destekli olarak yapılan ve üretimi gerçekleştirilen son tasarımda, parametrik tasarımla 5020 kg ağırlığında %17.5'e denk gelen bir hafifletme yapılmasının mümkün olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Buradan SEA'ların deneme ve yanılma ile gerçekleştirilmesi yerine parametrik tasarımla sistematik olarak yapılmasının çok daha etkili olduğu anlaşılmaktadır.
5. Analiz sonuçları incelenirken gerilmeler elemanların köşe noktalarında yığılarak gerçek değerlerden çok fazla sonuçlar çıkmasına sebep olabilmektedir. Solidworks'de gerilme sıcak noktası olarak tanımlanan bu duruma karşın eş kırpma özelliği ile belirli gerilmelerin üzerinde kalan bölgelerin incelenmesi gerekmektedir. Tecrübi olarak, eş kırpma ile gösterilen maksimum gerilme bölgesinin en azından parça kalınlığının

yarısına kadar yayılması durumunda, o değerin maksimum gerilme değeri olarak kabul edilmesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

6. Solidworks yazılımında tasarım etüdü ile optimizasyon yapılırken “Sınırlar” altında belirtilen performans kriterleri öncelikli sağlanmaktadır. “Hedefler” altında ki performans kriterlerine uymayan bir durum ile karşılaşılsa bile sınırlara uyan durumlar için hedeflere en yakın değerler optimum olarak seçilmektedir.
7. “Hedefler” altında kütle kriteri varsa öncelikli olarak bu kriterin sağlandığı sonuçlar, optimum olarak alınmaktadır.
8. Gerçeęe yakın pres analiz sonucu alabilmek için preslerin gövdesinin altındaki zemini tanımlayıp zeminle gövde arasındaki sürtünme katsayıları ile analiz yapılmalıdır. Pres alt bölgesi sabit tutulup yapılan analizler hatalı olmaktadır.
9. Deneme yanılma ile yapılan analizlerde her deneme için ayrı bir montaj dosyası oluşturmak gerekirken tasarım etüdü ile tek bir montaj kullanılarak yüzlerce farklı durumun analizi yapılabilmektedir. Böylece geliştirme süresi kısaltılarak daha etkin tasarımlar yapılabilmektedir.

5.2 Öneriler

Bu çalışmanın devamında özellikle sonlu elemanlar analizleri konusunda aşağıdaki çalışmalar yapılabilir.

1. SE analizlerinde elemanların köşelerinde görülen gerçekçi olmayan maksimum gerilme değerlerinin (gerilme sıcak noktaları) hata miktarı, bu bölgelerde uzama teli ile yapılacak ölçümlerle ortaya konabilir.
2. SEA’ların doğruluğu yer değiştirme sonuçları için de araştırılabilir.
3. Parametrik tasarımla 5 ton kadar hafifletilen pres gövdesi imal edilerek çalışma şartlarındaki performansı gözlemlenebilir.
4. Parametrik tasarımda hedefler de yer alan “yer değiştirme” değişkeni sınırlar içine alınıp iki paralel noktada sensör eklenip sehim incelemesi yapılarak gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

Aydin, M., & Kisioglu, Y. 2013. Hydraulic press design under different loading conditions using finite element analysis. *Engineering Science & Technology, an International Journal*, 16(3).

Çınar, R., 2014, Dış Düz Dişli Pompa Gövdesinin Parametrik Tasarımı Ve Boyut Optimizasyonu, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 41-53

Choi, B. K., Lee, J. H., Lee, J. M., Ha, J. M., Gu, D. S., & Kim, W. C., 2013, Structural Analysis of 800Ton Hot Stamping Press, *Journal of the Korea Society For Power System Engineering*, 17(1), 97-103

Ghiorghe A., 2010, Optimization Design For The Structure Of An Rrr Type Industrial Robot, *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, Vol. 72, Iss. 4,

Dilmeç, M., Turhan, N. O., Elmas, M. M. F., 2019, H Tipi Hidrolik Pres Gövdesinin Yapısal Analizi ve Optimizasyonu, *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 7, 34-45

Halkacı, S., Yiğit, O., 2004, Parametrik tasarım ve solidworks cad programı ile bir uygulama, *Mühendis ve Makine*, Cilt:45, Sayı: 537

Han, W. J., Bi, D. S., Li, S., Guan, Y. B., & Yang, G. (2014). Lower Beam of the Heavy Isothermal Forging Hydraulic Press Co Mpare between Rigidity Test and Simulated Result. In *Applied Mechanics and Materials*

Hatapakki, A. B., & Gulhane, U. D., 2015, Design Optimization of C Frame of Hydraulic Press Machine, *Asian Journal of Convergence in Technology*, No.:2350-1146, I.F-2.71

Köseler, S., 2014, Üç etkili yüksek hızlı bir hidrolik presin tasarımı ve analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 53-56

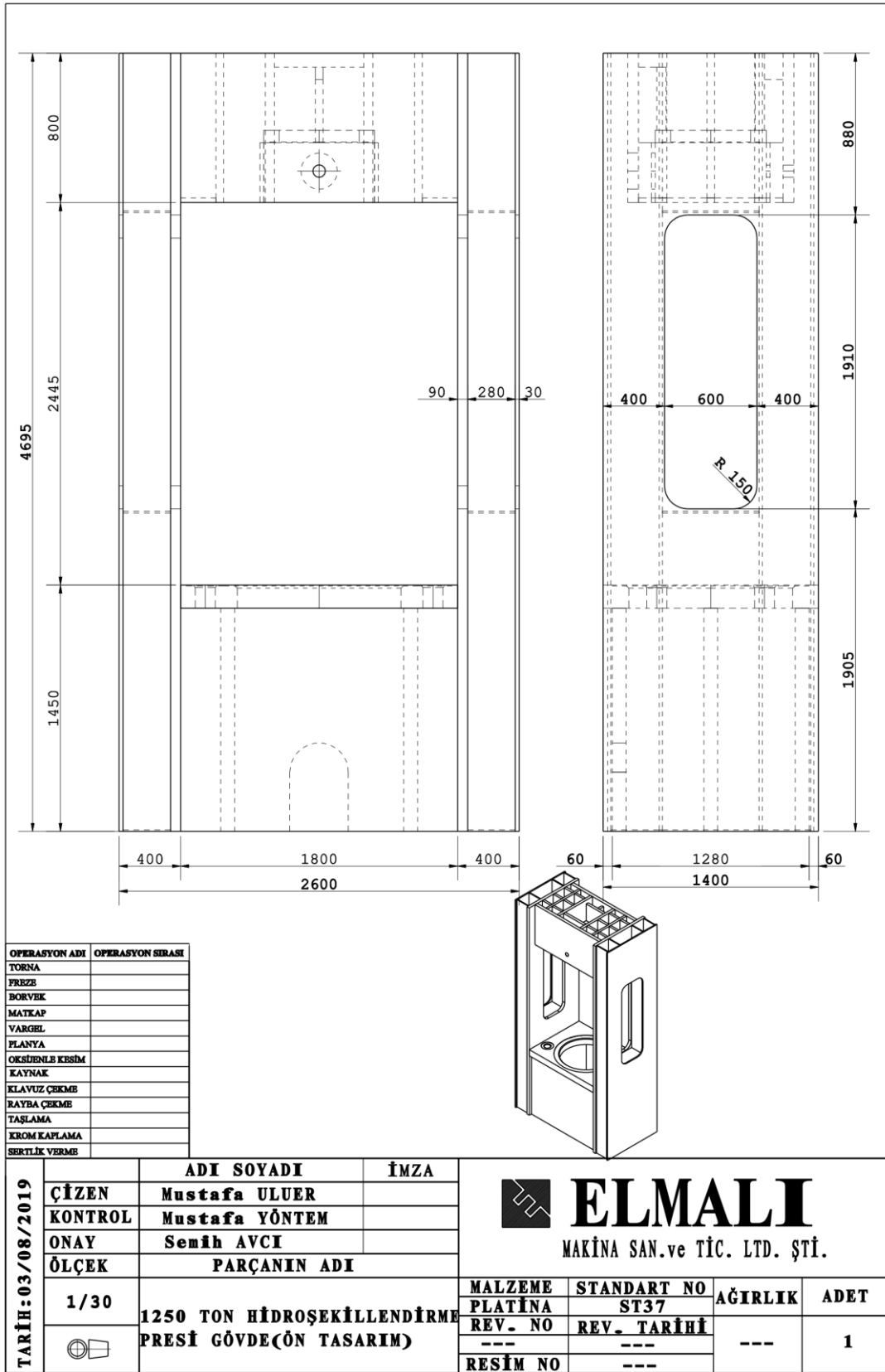
Ravi, D. 2014, Computer Aided Design and Analysis of Power Press. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 20(10), 1239-1246.

Sezgen, H. Ç., 2016, H tipi hidrolik presi topolojik optimizasyonu ve konum kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 32-81

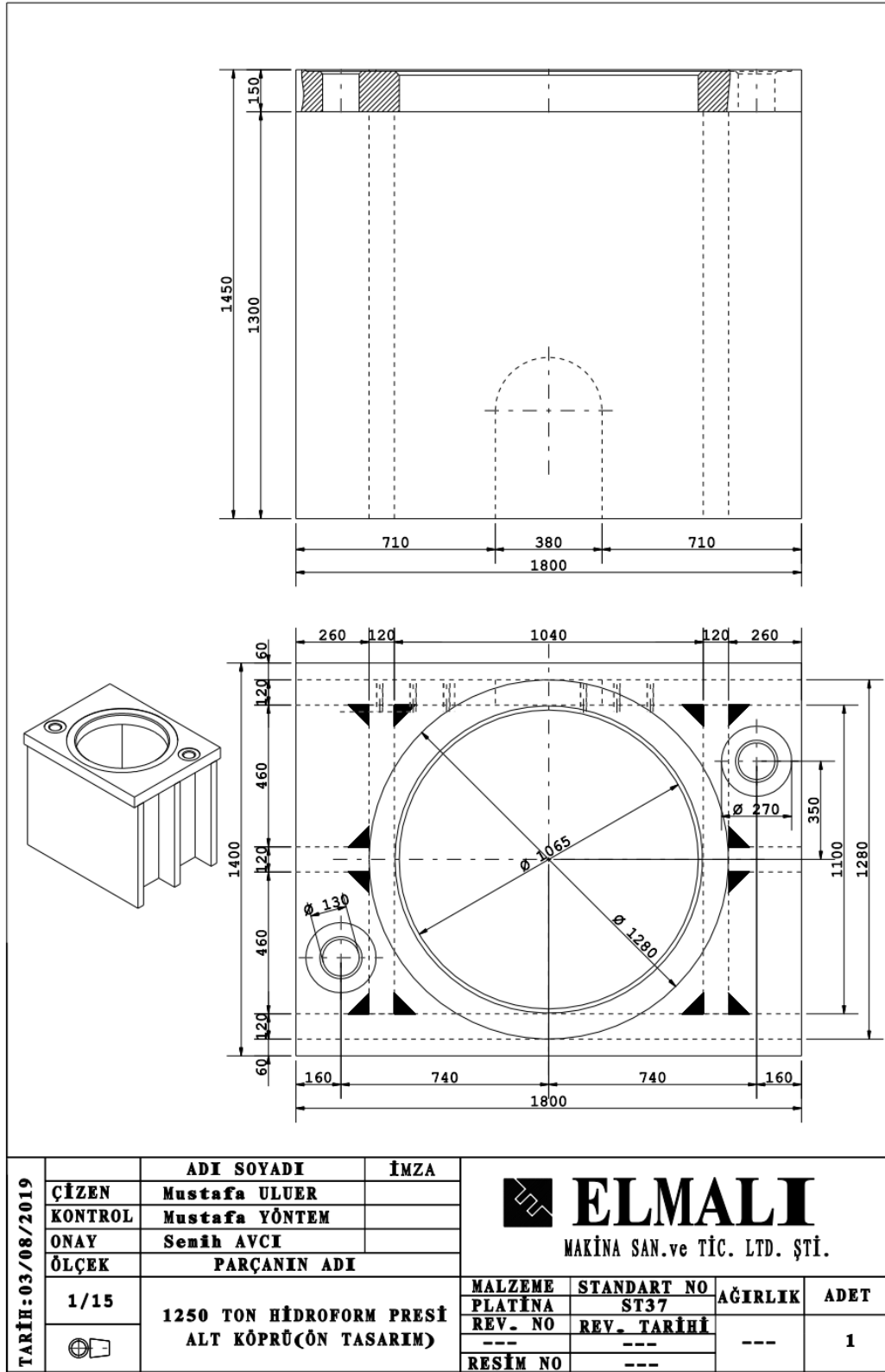
Wei, W., 2013, Structural optimization for upper beam of isothermal hydraulic press, In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 423, pp. 1936-1939), Trans Tech Publications.

EKLER

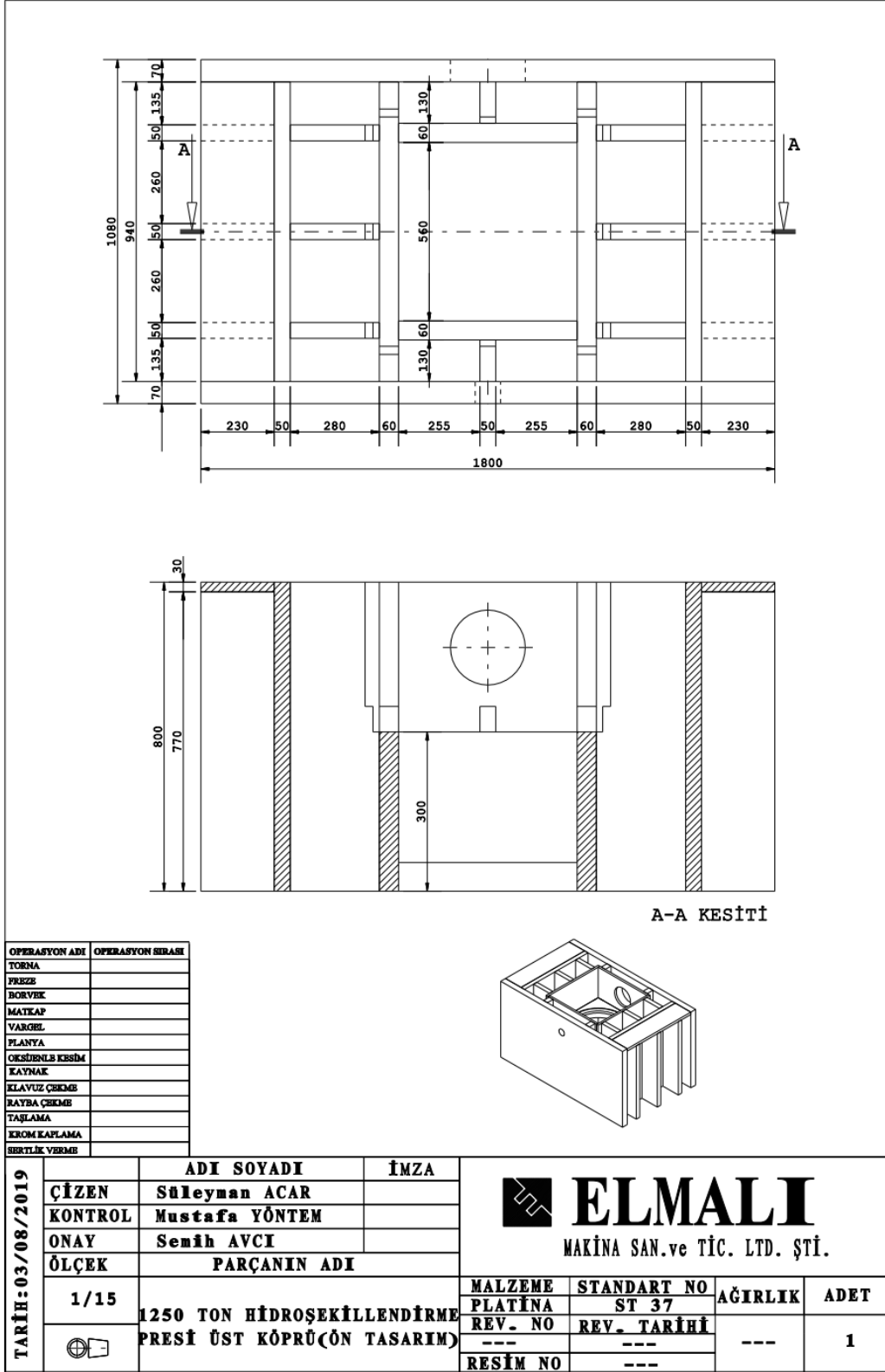
EK-1 Pres Ön Tasarımı,



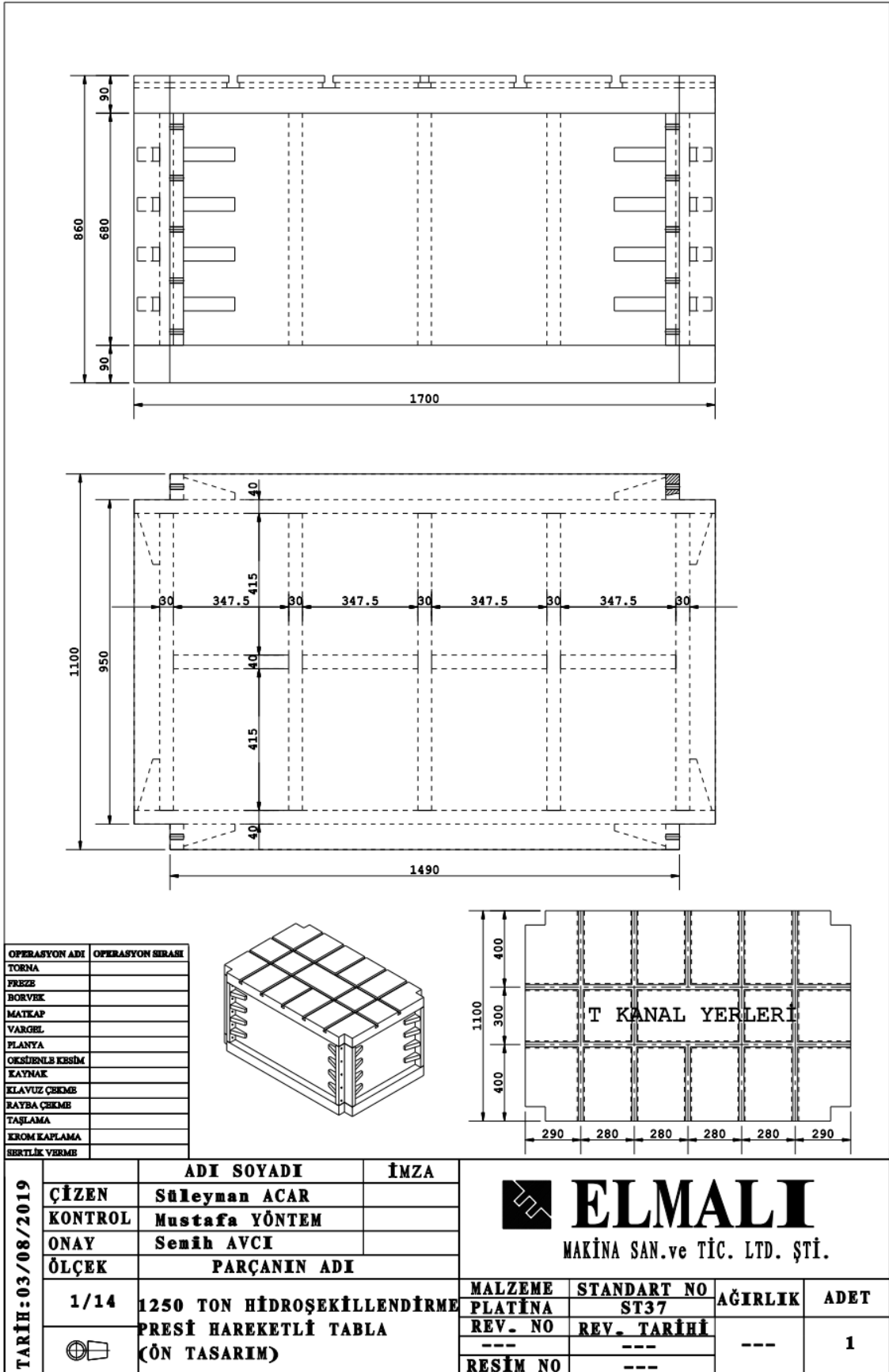
Şekil Ek 1. 1. Presin gövdesi



Şekil Ek 1. 2. Pres Alt Köprü Ön Tasarımı

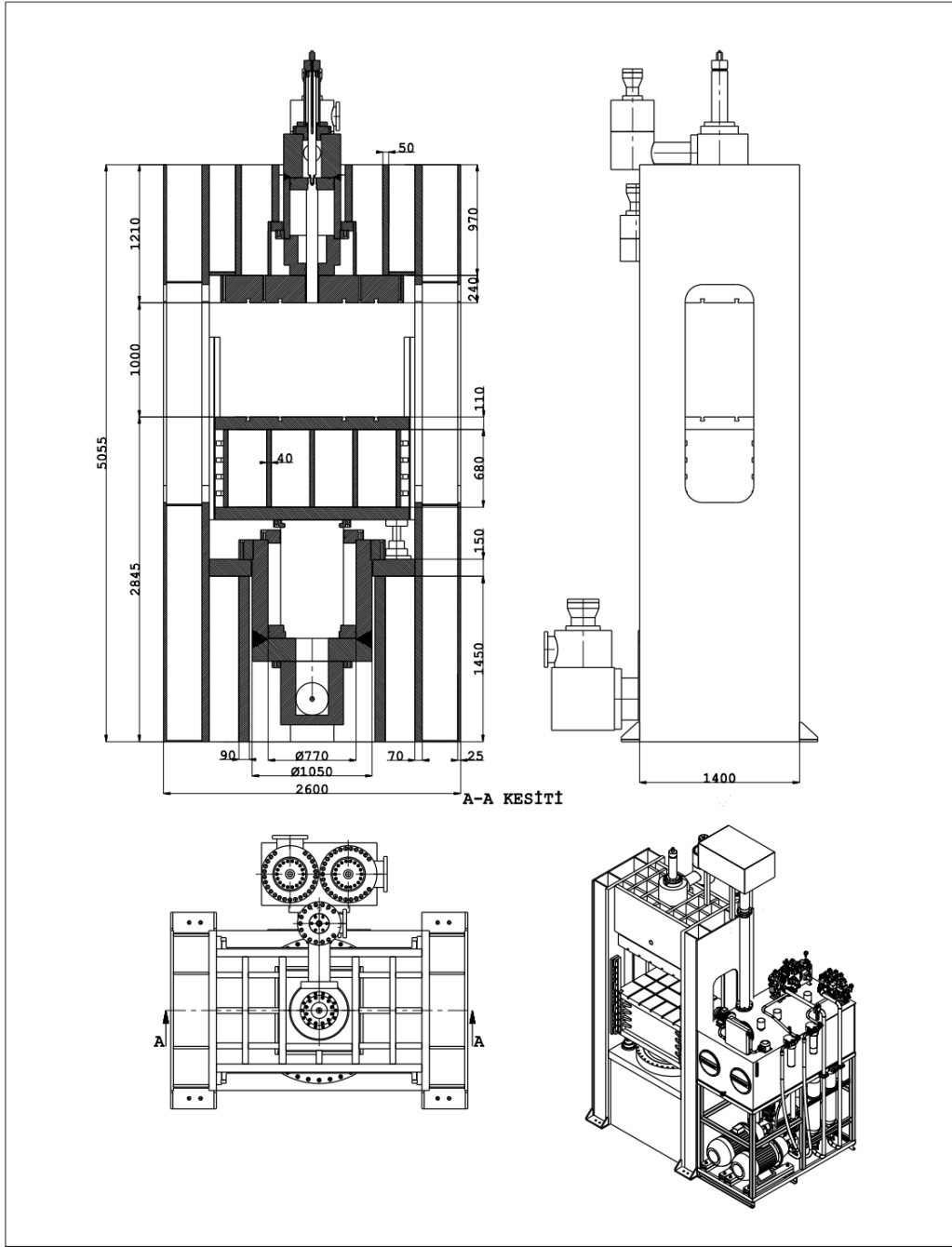


Şekil Ek 1. 3. Pres Üst Köprü Ön Tasarımı



Şekil Ek 1. 4. Hareketli Tabla Ön Tasarımı

EK-2 İmalatı Yapılan Son Tasarım



TARİH: 02/08/2019	ADI SOYADI	İMZA	 ELMALI MAKİNA SAN.ve TİC. LTD. ŞTİ.		
	ÇİZEN	Süleyman ACAR			
	KONTROL	Mustafa YÖNTEM			
	ONAY	Semih AVCI			
	ÖLÇEK	PARÇANIN ADI		MALZEME	STANDART NO
-/-	1250 TON HİDROŞEKİLLENDİRME PRESİ		---	---	1
			REVİZYON NO	REVİZYON TARİHİ	
			---	---	
			RESİM NO	---	

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Semih AVCI
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Fatih / 11.12.1988
Telefon : 05052911114
Faks : -
e-mail : semih.avci@yandex.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Mehmet Akif Ersoy Lisesi (Y.D.A.L.), Selçuklu, KONYA	2007
Üniversite	: Süleyman Demirel Ünivesitesi, Merkez, ISPARTA	2011

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2011-2012	Önder Metal Sac Şekillendirme	Plazma Kesim
2012-2012	Yıldız Pul Otomotiv	Üretim Planlama
2012-2013	Efor Makine-Soma Termik Santral	Şantiye Mühendisi
2013-2014	Selçuk Üniversitesi (112M913 Nolu Tübitak Projesi)	Bursiyer
2014-2015	Türkav Ar-Ge Ltd Şti-(2130096 Nolu Tübitak Bireysel Girişimcilik Proje)	Girişimci-Proje Yürütücüsü
2015-...	Elmalı Makina San. Tic. Ltd. Şti.	Hidrolik Bölüm Sorumlusu

UZMANLIK ALANI

Sonlu Elemanlar Analizi, Sac Şekillendirme, Makine Tasarımı, Ar-Ge Projeleri Periyodik kontrol uzmanlığı, Kaynak koordinasyon uzmanı

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

Türköz M.,Avcı S.,Dilmeç M.,Öztürk E.,Halkacı M.,Halkacı H. S. , Yayın Yeri:2017 8th International Conference On Mechanical And Aerospace Engineering (Icmae) Design of Sheet Hydroforming Press Body (Yüksek Lisans Tezinden Çıkarılmıştır.)

Koyun, T. ve Avcı, S., 2015, "Yalıtımlı Bir Kabinde Farklı Akışkanlar İçin Bağlı Nemin Sıcaklığa Göre Değişimin Deneysel Olarak İncelenmesi", Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, Cilt: 27, Sayı: 2, ISSN: 1308-9072.

S.B. Akay, E.F. Şükür, M. Türköz, S. Halkacı, M. Koç and S. Avcı 2014 Determination of Proper Loading Profiles for Hydro-Mechanical Deep Drawing Process Using EFA

Koyun, T. ve Avcı S., 2013, "Yeni Tasarlanan Bir Isı Değiştirgeci İle Konvansiyonel Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel Olarak Karşılaştırılması", Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi.

