

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DIŞ BASINCA MARUZ TAKVİYELİ SİLİNDİRİK KABUKLARIN YAPISAL
STABİLİTESİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bülent FIRAT

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DIŞ BASINCA MARUZ TAKVİYELİ SİLİNDİRİK KABUKLARIN YAPISAL
STABİLİTESİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Bülent FIRAT
(508121003)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508121003 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Bülent FIRAT**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**DIŞ BASINCA MARUZ TAKVİYELİ SİLİNDİRİK KABUKLARIN YAPISAL STABİLİTESİNİN İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet ERGİN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İsmail BAYER

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Aralık 2014**

Savunma Tarihi : **19 Ocak 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasını hazırlamamda katkılarından dolayı danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN'a, özellikle deneysel çalışmamdaki özverili katkılarından dolayı İTÜ Güneş Teknesi ve Denizaltı Takımı'ndan arkadaşlarım Y.Müh. Münir Cansın ÖZDEN'e, Müh. Sinan BURUNSUZ'a ve Müh. Ersin DEMİR'e, deneyler için gerekli modellerin imal edilmesinde önemli katkısı bulunan ve ölçümler için basınç sensörünü benimle paylaşan arkadaşım Müh. Haluk ÇOBAN'a, tıbbi ameliyatlarda kullandığı el pompasını deneylerimde kullanmak üzere benimle paylaşmış olan Dr. Şahin ARIKAN' a teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca bu çalışma için gereken maddi kaynak konusunda destekleyerek gerekli mal ve hizmetlerin satın alınmasında destek olan İstanbul Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederim.

Aralık 2014

Bülent Fırat

(Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOLLER.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması	1
2. TAKVİYELİ SİLİNDİRİK KABUKLAR.....	7
2.1 Denizaltı Mukavim Tekneleri	7
2.2 Takviyeli Silindirlerde Gerilme Analizi	7
2.3 Takviyeli Silindirlerde Yapısal Stabilité Analizi	13
2.3.1 Simetrik burkulma	13
2.3.1.1 Elastik aksenal simetrik burkulma basıncının teorik gelişimi.....	14
2.3.1.2 Plastik aksenal simetrik burkulma basıncının teorik gelişimi	14
2.3.2 Asimetrik burkulma	16
2.3.2.1 Plastik burkulma denklemleri.....	17
2.3.2.2 Elastik asimetrik burkulma denklemleri	19
2.3.2.3 Minimum burkulma basıncının bulunması	19
2.3.2.4 İnelastik burkulma basıncı	20
2.3.3 Genel kararsızlık.....	22
3. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	27
3.1 Deneysel Çalışma Örnekleri	27
3.2 Kurulan Deney Sistemi.....	30
3.3 Deney Yapılan Modeller.....	32
3.4 Çekme Testi	33
3.5 Deney Sonuçları	34
4. SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ (ABAQUS)	37
4.1 Lineer Burkulma Analizi	37
4.2 Nonlinear Burkulma Analizi.....	38
4.3 Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı Yoğunluğu Çalışması	39
4.4 Sonlu Elemanlar Modellerine Ait Sınır Koşulları ve Yükleme Koşulları.....	43
5. DENEYSEL, ANALİTİK VE SAYISAL YÖNTEMLERLE BULUNAN SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI.....	45
5.1 Kalınlığı 1.5 mm Olan Modeller İçin Analitik ve Sayısal Hesaplamalar	45
5.2 Deney İçin İmal Edilen Modellere Göre Güncellenen Sonuçların Karşılaştırılması	48
6. SONUÇLAR.....	51
KAYNAKLAR.....	53
EKLER.....	55
ÖZGEÇMİŞ	89

KISALTMALAR

DTMB : David Taylor Model Basin

LPF : Load Proportionality Factor (Yük Orantılık Sabiti)

SEA : Sonlu Elemanlar Analizi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Genel karasızlık modu için örnek bir hesaplama sonucu.	24
Çizelge 3.1 : Deney için tasarlanan modellerin özellikleri.	33
Çizelge 3.2 : Deney sonuçlarına göre burkulma basınçları	34
Çizelge 4.1 : Yakınsaklık analizi sonuçları.	43
Çizelge 5.1 : Modeller için analitik ve sayısal sonuçlar.	46
Çizelge 5.2 : İmalat sonrası ölçülen silindir sacı kalınlıkları.	48
Çizelge 5.3 : Analitik, sayısal ve deneysel sonuçlar.	49

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bir denizaltıya ait mukavim tekne	7
Şekil 2.2 : Örnek bir takviyeli silindire ait görsel	8
Şekil 2.3 : Takviyeli silindirik kabuk	9
Şekil 2.4 : Simetrik burkulma modunu gösteren görseller	13
Şekil 2.5 : Asimetrik burkulma modunu gösteren görseller	17
Şekil 2.6 : Genel Kararsızlık burkulma modunu gösteren görseller	23
Şekil 3.1 : Küçük ölçekli örnek bir takviyeli silindirik model.....	27
Şekil 3.2 : Portsmouth Askeri Tersanesinde inşa edilen deney düzeneği.....	28
Şekil 3.3 : Tam ölçekle yapılabilen bir deney düzeneği	29
Şekil 3.4 : Basınçlı denizaltı yüzer havuzu	30
Şekil 3.5 : Kurulan deney sistemi ve örnek takviyeli silindirik model.....	30
Şekil 3.6 : Deney düzeneği ve bileşenleri (1)	31
Şekil 3.7 : Deney düzeneği ve bileşenleri (2)	31
Şekil 3.8 : El pompası ve basınç sensörü	32
Şekil 3.9 : Deney yapılan modellerin boyutlarının gösterimi	32
Şekil 3.10 : Deney için imal edilen modeller	33
Şekil 3.11 : Çekme testi numuneleri (a) St-42 malzeme (b) St-44 malzeme	34
Şekil 3.12 : Deney sonrası burkulmuş modeller	34
Şekil 3.13 : Model-21 için burkulma sonrasına ait bir resim.....	35
Şekil 3.14 : Sac kalınlığı ölçüm numuneleri ve ölçüm yapılan kumpas.....	35
Şekil 4.1 : Arc-Length yönteminin grafiksel gösterimi	38
Şekil 4.2 : Ağ yapısının çözüme etkisini gösteren bir örnek	39
Şekil 4.3 : Eleman büyüklüğünün burkulma yüküne etkisi	40
Şekil 4.4 : Eleman büyüklüğünün hesaplama süresine etkisi	41
Şekil 4.5 : Farklı eleman boyutları için ağ yapıları	42
Şekil 4.6 : Sonlu elemanlar modeli sınır koşulları ve yükleme durumu	44
Şekil 5.1 : Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	47
Şekil 5.2 : Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	48
Şekil 5.3 : Analitik, sayısal ve deneysel sonuçlar	49
Şekil A.1 : Çekme testi raporu	56
Şekil A.2 : Kimyasal analiz raporu (ST-44)	57
Şekil A.3 : Kimyasal analiz raporu (ST-42)	58
Şekil B.1 : Model-5'e ait deney sonucu	59
Şekil B.2 : Model-8'e ait deney sonucu	59
Şekil B.3 : Model-10'a ait deney sonucu	60
Şekil B.4 : Model-12'ye ait deney sonucu	60
Şekil B.5 : Model-21'e ait deney sonucu	61
Şekil C.1 : Model-1 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	62
Şekil C.2 : Model-2 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	63

Şekil C.3 : Model-3 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	64
Şekil C.4 : Model-4 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	65
Şekil C.5 : Model-5 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	66
Şekil C.6 : Model-6 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	67
Şekil C.7 : Model-7 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	68
Şekil C.8 : Model-8 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	69
Şekil C.9 : Model-9 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	70
Şekil C.10 : Model-10 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	71
Şekil C.11 : Model-11 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	72
Şekil C.12 : Model-12 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	73
Şekil C.13 : Model-13 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	74
Şekil C.14 : Model-14 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	75
Şekil C.15 : Model-15 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	76
Şekil C.16 : Model-16 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	77
Şekil C.17 : Model-17 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	78
Şekil C.18 : Model-18 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	79

Şekil C.19 : Model-19 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	80
Şekil C.20 : Model-20 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	81
Şekil C.21 : Model-21 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	82
Şekil C.22 : Model-5 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	83
Şekil C.23 : Model-8 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	84
Şekil C.24 : Model-10 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	85
Şekil C.25 : Model-12 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	86
Şekil C.26 : Model-21 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği	87

SEMBOLLER

p	: Hidrostatik dış basınç
D	: Silindir kabuğun eğilme rijitliği
h	: Silindir kabuğun kalınlığı
w	: Kabuğun radyal yönde yer değiştirmesi
R	: Silindir kabuğun ortasının yarıçapı
μ	: Poisson oranı
b	: Takviye kalınlığı
R_{cg}	: Takviye kesit alanının silindir merkezine uzaklığı
A_f	: Takviye kesit alanı
b	: Flenç genişliği
h_w	: Kemere yüksekliği
E_t	: Tanjant modülü
E_s	: Sekant modülü
L_{eff}	: Efektik kabuk uzunluğu
L	: Kemere arası mesafe (veb kalınlığı hariç)
L_f	: Kemere aralığı
E	: Elastisite modülü

DIŞ BASINCA MARUZ TAKVİYELİ SİLİNDİRİK KABUKLARIN YAPISAL STABİLİTESİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada dış basınca maruz takviyeli silindirik kabukların yapısal stabilitesi farklı yöntemler kullanılarak incelenmiştir. Dış basınca maruz takviyeli kabukların incelenmesinin seçilmiş olmasının nedeni, bu tür yapıların denizaltı mukavim tekne geometrisi olarak yaygın biçimde kullanılıyor olmasındandır. Bu tür yapılar maruz kaldıkları bu yükün belli bir değere ulaşması durumunda yapısal stabilitelelerini kaybederek burkulmak suretiyle çökerler. Denizaltılar için yapının çöktüğü bu basınca çökme basıncı denilmektedir ve bir denizaltı mukavim teknesi tasarımı açısından bu hesabın yapılması önem arz etmektedir. Bu hesaba nihai mukavemet hesabı denilmekte ve hesap sonucunda takviyeli silindirin taşıyabileceği maksimum yük belirlenmektedir. Bu hesabın yapılabilmesi için çeşitli yöntemler mevcuttur. Bu tezde kullanılmış olan yöntemler denizaltıların klaslanması konusunda hizmet veren kuruluşların da günümüzde kullanmakta oldukları analitik çözümler, sayısal bir yöntem olan sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel yöntemlerdir.

Bu çalışmada ilgili yöntemler boyutları değişken yirmi bir adet takviyeli silindirik kabuk üzerinde uygulanmıştır. Yirmi adet model oluşturulurken yalnızca takviyeler arası mesafe değiştirilmiştir. Bir model ise farklı malzeme kullanıldığı için ayrı olarak değerlendirilmekte yalnızca deney sonuçları verilirken sonuçları sunulmaktadır. Bu yirmi bir model için hem analitik hem de sayısal çözümler yapılmış ve grafiklerle sonuçları sunulmuştur. Bu modellerden beş tanesi ise imal edilmiş ve hazırlanan deney düzeneği vasıtasıyla deneysel olarak da kritik burkulma basınçları tespit edilmiş ve sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ve analitik yöntemlerle birlikte sunulurken farklılıkların gerekçeleri belirtilmiştir.

Takviyeli silindirik modellere dış basınç uygulayabilmek için ilk olarak basınçlı bir tank tasarlanmıştır. Bu deney tankı su ile doldurularak imal edilen modeller bu tankın içine yerleştirilmekte ve tankın içindeki su el pompası yardımıyla basınçlandırılarak deney tankı ile model arasındaki suyun basıncının yükselmesi sağlanmaktadır. Basınç arttıkça bir basınç sensörü vasıtasıyla tanktaki basınç ölçülmekte ve anlık olarak bilgisayara kaydedilmektedir. Kritik basınca ulaşıldığında ise silindirik sac burkulmakta ve tankın içindeki suyun basıncı düşmektedir. Basınç anlık olarak bilgisayara kaydedildiği için kritik burkulma basıncı hassas olarak bulunabilmektedir.

Yapılan analiz nihai mukavemet analizi olduğu için kullanılan malzeme özelliklerinin bilinmesi çok büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple seçilen malzemelerin sunulan minimum özellikleriyle yetinilmemiş ve çekme testi yapılarak kullanılan malzemenin özellikleri tam olarak tespit edilmiştir. Bu teste ilişkin rapor tezde ek olarak verilmektedir. Yapılan bu çekme testinin sonuçları analitik ve sayısal hesaplarda kullanılmıştır.

Dış basınca maruz takviyeli silindirik kabukların burkulması asimetrik burkulma, simetrik burkulma ve genel kararsızlık olmak üzere üç temel modda

gerçekleşmektedir ve bu modlara ilişkin çeşitli analitik çözümler mevcuttur. Bu çalışmadaki modellerin kritik burkulma yükünün hesaplanmasında yukarıda sözü edilen modlar için Reynolds T.E., Lurchick M.E. ve Bryant A.R.'e ait olan çözümler kullanılmış ve bu çözümlerin dayandığı prensipler tezde anlatılmıştır.

Sayısal hesap yöntemi olarak sonlu elemanlar yöntemi seçilmiş ve bu yöntemin uygulanması amacıyla da ABAQUS paket programı kullanılmıştır. ABAQUS programı kullanılarak lineer burkulma analizi ve nonlinear burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Lineer burkulma analizi neticesinde bir yapının elastik burkulma basıncı tespit edilir. Fakat lineer burkulma analizi neticesinde elde edilen değer daima gerçek yapının taşıyacağı yükün üzerindedir. Bu sebeple nonlinear etkilerin ve geometrik kusurların da çözüme eklenerek nonlinear burkulma analizi yapılması gereklidir. Bu tezdeki sonlu elemanlar analizlerinde her model için önce lineer burkulma analizi yapılmış, ardından lineer burkulma analizi sonucu elde edilen mod şekilleri ölçeklenerek geometrik kusurlu modeller türetilmiş ve bu modeller nonlinear analizde kullanılmıştır.

Tezde kullanılan modellerin silindir sacı kalınlığı 1.5 mm olarak tasarlanmış ve yirmi bir adet model için burkulma basınçları bu kalınlık değerine göre analitik ve sayısal olarak çözülmüştür. Tezin karşılaştırma kısmında bu duruma ilişkin sonuçlar sunulmuştur. Diğer taraftan deney yapılan beş adet model için de 1.5 mm sac kalınlığı olması istenmesine rağmen imalat zorluklarından dolayı bu kadar küçük kalınlıkların söz konusu olduğu modellerde bu değer yakalanamamıştır. Deney sonrası modeller kesilerek imalat sonrası sac kalınlıkları ölçülmüş ve her bir model için ölçülen sac kalınlıklarına göre analizler güncellenmiştir.

Sonuç olarak deney yapılan veya yapılmayan bütün modellerin burkulma modu asimetrik burkulma olarak analitik çözümlerden tahmin edilmiş ve deney yapılan modellerde de bu sonuç doğrulanmıştır. 1.5 mm sac kalınlığı kullanılan modellerde analitik ve sayısal sonuçlarda çok iyi bir uyum olduğu görülmüştür. Deney yapılan modellerde ise, iki adet modelde sonuçlar hesaplarla beklenen sonuçlarla mükemmel uyum gösterirken diğer üç adet modelde deney sonuçları beklenen burkulma yüklerinin altında kalmıştır. Yapısal stabilite problemleri imalat hatalarından ve malzeme hatalarından çok etkilenebilmektedir. Bu sebeple tezde kullanılmış olan asimetrik burkulma formülasyonunu kullanan Germanisher Lloyd klas kuruluşu bu analitik çözümü azaltma faktörüyle çarparak kullanmaktadır. Tez için imal edilen modellerin deney sonuçları da her model için Germanisher Lloyd'un nihai asimetrik burkulma basıncı formülasyonunun üstünde kalmıştır.

AN INVESTIGATION ON STRUCTURAL STABILITY OF RING STIFFENED CYLINDRICAL SHELLS SUBJECTED TO EXTERNAL PRESSURE LOAD

SUMMARY

In this thesis, structural stability of ring stiffened cylindrical shells subjected to external pressure is investigated by using different methods. The reason why buckling of ring stiffened cylindrical shells under external pressure is chosen to study is that these type of structures are widely used as main structural component of submarine pressure hulls. Submarine pressure hulls generally consist of some basic structures. These are ring stiffened cylindrical and conical shells and unstiffened domes. In this study, only cylindrical shells are investigated. Ring stiffened cylindrical shells under external pressure cannot maintain their structural stability and collapse when the external pressure reaches to critical buckling pressure of the structure. The pressure that causes a submarine pressure hull to collapse is called as collapse pressure and it is a very important calculation for a submarine pressure hull design. This calculation is an ultimate strength calculation and one can find the limit load capacity of the ring stiffened cylindrical shells by applying this calculation and also several methods are available to perform this calculation. Analytical methods which some of the classification societies serving about classification of submarines, numerical methods (finite element method) and experimental methods are the methods used in this thesis.

These methods were applied to twenty one small-scale ring stiffened cylindrical pressure hull models. Twenty of these models were generated with same material and only one parameter, distance between adjacent stiffeners, was changed when producing models. Twenty first model was produced with different material so its results were presented with discrete graphics. Both analytical and numerical methods were applied to determine the collapse pressures of 20 models and their results were presented graphically. Five models (model numbers: 5, 8, 10, 12, 21) were also manufactured with lathe and critical buckling pressures of these 5 models were determined experimentally by using a pressure chamber and their experimental results were compared with the results obtained by using analytical and numerical methods. In addition, divergences between the results were explained.

Ring stiffeners in submarine pressure hulls are usually connected to cylindrical shells with a welding process. However, if very small-scale models are used, it is very difficult to satisfy enough similarity between small-scale and full-scale model. In addition, manufacturing welded very small-scale models is another challenge because welding includes heating process that can seriously affect shells in small thickness. Small-scale models were produced without a welding process for above

reasons. They were manufactured by using a lathe machine. Firstly, thick drawn steel pipes are bought and their thickness is reduced with lathe machine. Therefore it was possible to have ring stiffened cylindrical shell models without using a welding machine.

First of all, a pressure chamber was designed and manufactured in order to apply uniform external pressure to the models produced as ring stiffened cylindrical shells. Manufactured models are put in the pressure chamber that is already filled with water and the water inside pressure chamber is pressured gradually with a hand pump. While pressure in the tank is increasing, it is measured with a pressure sensor and it is recorded instantly to a computer. When reaching the critical pressure of the ring stiffened cylinder, the model buckles and pressure in the pressure chamber decreases simultaneously. The critical buckling pressure belonging to any model can be determined sensitively from the records on the computer.

Ultimate strength problems require knowing the material properties in detail because of its considerable effects to the results. Therefore, tensile tests for the materials used to manufacture the models are performed. Reports of these tensile tests can be found in the annex of the thesis. Results of these tests are used in the analytical and numerical calculations.

Ring stiffened cylindrical shells subjected to external pressure can buckle with three basic buckling modes. These buckling modes are asymmetric buckling, symmetric buckling and general instability and there are several analytical methods to calculate buckling pressure related to above buckling modes. Formulations belonging to Reynolds T.E., Lurchick M.E. and Bryant A.R. are used in order to determine critical buckling pressures belonging to above buckling modes respectively for the models generated in this thesis. Main principles of the above solutions are explained in this study. Buckling mode of ring stiffened cylindrical shell is said to be the minimum buckling pressure determined with above solutions.

Finite element method was chosen as a numerical method to solve the problem numerically and ABAQUS packaged software was used in order to realize the analysis. Linear buckling analysis and nonlinear buckling analysis are performed with ABAQUS software. Elastic buckling load of a structure is determined by performing a linear buckling analysis (eigenvalue buckling analysis) but the load determined with this analysis is always higher than the load capacity of the real structure. Therefore, a nonlinear buckling analysis including nonlinear effects and initial shape imperfections that may appear in the manufacturing processes should be performed. Firstly, linear buckling analysis for all the models in this thesis performed and deformations obtained from these analyses are scaled in order to have a new imperfect geometry. Those geometries are used in the nonlinear buckling analysis. Modified Riks Method (Arc-Length Method) is used as a nonlinear solution technique. It is an iterative solution technique in order to investigate post-buckling behavior of unstable structures. Because finite element method is a numerical method which solves the problem with defined number of finite elements, it is necessary to determine right element size for reliable analysis. When decreasing element size, solution comes closer to real value. In buckling analysis, buckling load decreases through the actual value if element size decreases. On the other hand, decreasing element size increases computational time. Nonlinear buckling analysis is a time consuming analysis so it requires optimizing finite element size. In this study,

optimization of element size was done by running a linear buckling analysis with model-5 and effects of element size to solutions and solution time were presented graphically. Solution time increases dramatically below 5 mm element size according to the graphics. Also, 5 mm element size was thought to be small enough to have a sensitive solution and this element size was used in all finite element analysis of all the models. One edge of ring stiffened model was closed with a 20 mm thick circular plate and displacements and rotations at the other edge of cylinder is assumed to be zero. Then, uniform external pressure is applied to all the surfaces including circular plate. Megapascal was used as a pressure unit in the finite element analysis so buckling pressure units of results of finite element analysis is also MPa but when comparing it was converted to another pressure unit called bar.

It is possible to determine critical buckling pressure of ring stiffened cylindrical shells subjected to external pressure with experimental methods by using small-scale models. When producing a small-scale model, it is necessary to scale all dimensions with the same scale factor determined. Therefore, all the flaws in full-scale model should be similar in small-scale model. When a small-scale model satisfies all the requirements so that it can be similar to related full-scale model, critical buckling pressures of small-scale model is equal to critical buckling pressures of full-scale model.

Thickness of the cylindrical shells of the models is wanted to be 1.5 millimeters and the buckling pressures of twenty one piece of models are calculated according to this thickness value. The results of this situation are presented in the comparison part of the thesis. On the other hand, models used in the experiments were wanted to have above thickness value (1.5 mm) but it was not possible to manufacture the models with the same and exact thickness value. Thus, pieces of shells were cut from the models to measure the real thickness values. The analytical and numerical results are updated according to measured thickness values.

As a result, buckling mode of the models that are manufactured or not was estimated to be asymmetric buckling of shell between ring stiffeners from the analytical calculations and it was validated with the experimental results. It was observed that there is a very good consistency between analytical and numerical results. On the other hand, when analyzing the results of five model which were tested experimentally, it was observed that experimental buckling pressure of model-10 and model-12 have a very good agreement with the analytical and numerical calculations and experimental buckling pressures of model-5, model-8 and model-21 were remained under expected buckling pressures. Structural stability problems are considerably affected by initial geometric imperfections and defects in material. Therefore, Germanisher Lloyd presents the asymmetric buckling pressure formulation used in this study by multiplying with a reduction factor and all the experimental results of this study were higher than the final formulation of Germanisher Lloyd. Therefore, it can be said that dimensions of shells of the models used in this thesis are considered having enough thickness to meet the requirements of Germanisher Lloyd.

1. GİRİŞ

Kabuk yapılar ağırlıklarına oranla oldukça etkin bir mukavemet elemanı olmaları sebebiyle mühendislik yapılarında sıkça tercih edilirler. Bu yapıların kiriş elemanlarla desteklenmesi ile yapısal etkinlikleri çok daha fazla artırılabilir. Bu çalışmada ele alınan konu ise enine halka şeklinde takviyelerle desteklenmiş silindirik kabuk yapıların türdeş dış basınç altında yapısal stabilite problemi. Çalışmada bu geometrinin seçilmiş olmasının nedeni ise takviyeli silindirik kabukların denizaltı mukavim teknelerinin ana yapısal elemanı olarak yaygın biçimde kullanılıyor olmalarıdır.

Basma yüküne maruz kalan yapıların en önemli yapısal sorunlarının başında burkulma olayı yer almaktadır. Denizaltı mukavim tekneleri de dış basınca maruz kaldıklarında, üzerlerine etkiyen basınç belli bir değere ulaştığı zaman stabiliteyi kaybederek burkulurlar. Bu çalışmada takviyeli silindirik kabukların yapısal stabilitesi farklı metotlar kullanılarak incelenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmanın amacı, dış basınca maruz takviyeli silindirik kabukların burkulma yükünün farklı yöntemler kullanılarak hesaplanması ve sonuçların karşılaştırılmasıdır. Bu yöntemler, analitik çözüm yöntemleri, sayısal bir yöntem olan sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel yöntemlerdir.

1.2 Literatür Araştırması

Bu bölümde dış basınca maruz silindirik kabukların burkulmasına ait yapılan çalışmaların tarihsel gelişimi yer almaktadır.

Dış basınca maruz takviyesiz silindirlerin burkulması ile ilgili 1858 yılında Fairbairn tarafından bir dizi deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir [1]. 1888 yılında Bryan uzun ve takviyesiz silindirik kabukların burkulmasıyla ilgili bir analitik çözüm ortaya koymuştur [2]. 1905 yılında Carman yaptığı deneylerle silindirik kabukların

burkulma yükünün silindirin boyunun belli bir değerin üzerinde olması halinde sabit olduğunu öne sürmüştür. Bu uzunluğa kritik uzunluk adını veren Carman kritik uzunluğun altındaki uzunluklarda burkulma basıncının arttığını belirtmiştir [3]. 1913 yılında Southwell geometrik olarak mükemmel silindirik kabuklar için elastik burkulma üzerine çalışmalar yayınlamıştır. Southwell ilk defa silindirik kabuklara halka şeklinde takviye uygulamış ve bu takviyelerin burkulma üzerine etkilerini incelemiştir. Southwell halka takviyeler arası mesafenin belli bir değerin üzerinde olması durumunda, bu takviyelerin burkulmaya bir etkisinin olmadığı sonucuna varmıştır [4]. Southwell'in ortaya koyduğu bu çalışmadaki silindirik kabuk boyu yani takviyeler arası mesafe Carman'ın daha önce önermiş olduğu kritik uzunluk tanımıyla örtüşmektedir. Ayrıca Southwell'in çalışmaları ilk defa silindirik kabuk çevresi boyunca loblar halinde burkulma formunun analitik olarak ifade edilmesini de kapsamaktadır.

İnce elastik silindirik kabuklara ait tanımlanmış sınır koşullarıyla yapılan ilk burkulma analizi von Mises tarafından 1914 yılında ortaya konulmuştur [5]. Von Mises'in ilk çalışmaları, yalnızca radyal basınç etkisi altındaki sonlu uzunlukta silindirik kabukların burkulması üzerineydi . 1929 yılında çalışmasını eksenel yükü de ekleyerek genişleten von Mises böylece hidrostatik basıncı daha iyi modellemiş oldu. Von Mises'in çalışması kabuk üzerinde herhangi bir noktada birbirine dik yönde üç yer değiştirme değerini temsil eden üç adet lineerleştirilmiş kısmi diferansiyel denkleme dayanmaktadır. Bu denklemler, eksenel ve çevresel yönde yer değiştirmelerin harmonik fonksiyonların çarpımı şeklinde kabul edilmesiyle oluşturulmuştur [6].

Örnek olarak von Mises radyal burkulma yer değiştirmesini aşağıdaki gibi kabul etmektedir.

$$w : C \sin n\theta \sin \frac{m\pi x}{L} \quad (1.1)$$

C: genlik sabiti,

θ : çevresel koordinat,

x : eksenel koordinat,

L: silindir uzunluğu,

n , m : sırasıyla çevresel ve eksenel yönlerde burkulma moduna ait yarım dalga sayısı

von Mises benzer şekilde diğer yönler için de kabul ettiği yer değiştirmeleri kullanarak oluşturduğu diferansiyel denklemi çözmüş ve L uzunluğunda, R yarıçapında ve et kalınlığı h olan silindirik kabuk için burkulma basıncını şu şekilde elde etmiştir.

$$p = \frac{Eh}{R} \left[\frac{1}{n^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2} \right] \left\{ \frac{\left(\frac{\pi R}{L} \right)^4}{\left(n^2 + \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right)^2} + \frac{\left(\frac{h}{R} \right)^2}{12(1-\mu^2)} \left[n^2 + \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right]^2 \right\} \quad (1.2)$$

Burada E ve μ sırasıyla malzemenin elastisite modülü ve Poisson oranıdır. Von Mises'in formülüne göre burkulma basıncı silindirin çevresi boyunca oluşacak burkulma dalgası sayısına (n) bağlıdır. Bu formülü kullanmak için n değerine 2 den başlayarak tamsayılar sırasıyla yazılarak burkulma basınçları elde edilir ve silindirin burkulma basıncı bu elde edilen basınçların en küçüğü olacaktır.

1934 yılında Widenburg ve Trilling ise çalışmalarında von Mises'in formülünden farklı olarak minimum burkulma basıncını (n) değerine bağlı olmaksızın ifade etmişlerdir. Buna göre D.F. Widenburg ve C.Trilling burkulma dalga sayısına bağlı olmayan bu formülü şu şekilde ifade etmişlerdir [7] :

$$p = \frac{2.42E}{(1-\mu^2)^{3/4}} \left[\frac{\left(\frac{h}{2R} \right)^{5/2}}{\left(\frac{L}{2R} \right) - 0.45 \left(\frac{h}{2R} \right)^{1/2}} \right] \quad (1.3)$$

Yukarıda art arda sunulan iki çözüme ait sonuçlar karşılaştırıldığında elde edilen burkulma basınçları arasındaki farkın %3.5'tan fazla olmadığı ortaya çıkmaktadır. Buna ek olarak bir sacın bükülüp boyuna dikişli olarak üretilmesiyle oluşturulan silindirik yapılar için yapılan deneylerde bu formüllerin yüksek sonuç verdiği ortaya konulmuştur.

Von Mises'in formülü uçlarından basit mesnetli takviyesiz silindirik kabuk için geçerlidir. 1954 yılında Nash aynı yöntemi kullanarak ankastre mesnetli silindir için yaptığı analizlerde basit mesnetle bulunan sonuçlara göre %40'a kadar daha yüksek elastik burkulma basınçlarının söz konusu olduğunu ortaya koymuştur [8].

Takviyesiz silindirik kabukların burkulmasına ilişkin bir diğer konu ise başlangıç kusurlarının burkulma basıncına etkisinin araştırılmasıdır. Bu konuda 1956 yılında Donnell geometrik kusurları da dikkate alarak çalışmalar sunmuştur [9]. Aynı konuda diğer bir çalışma ise 1957 yılında Galletly ve Bart tarafından yapılmıştır [10]. Yaptıkları deneysel çalışmada Holt tarafından başlangıç kusurların belirlenmesi için önerilmiş olan yöntemi kullanmışlar ve deneysel çalışma ile oldukça yakın bir sonuç elde etmişlerdir.

Dış basınca maruz ve takviyelerle destekli silindirik kabukların burkulma modları incelendiği zaman üç temel burkulma modu ile karşılaşılmaktadır. Bu modlar simetrik burkulma, asimetrik burkulma ve genel kararsızlık olarak isimlendirilmektedir.

Takviyeler arası kabukta simetrik burkulma modu için yapılan deneysel çalışmalar göstermektedir ki, bu burkulma modunda silindirik kabuk akardeon gibi katlanmaktadır. Bu modda burkulma silindirin tüm çevresi boyunca devam edebilir veya sadece belirli bir kısmında görülebilir. Simetrik burkulma durumunu incelemek için silindirik kabukta deforme olmuş yapı için çevresel ve aksenal normal gerilmeleri incelemek gerekir. İki eksenli gerilme durumunda silindirik kabuğun dış yüzeyi için Huber-von Mises-Hencky kriteri uygulandığında simetrik burkulma basıncı için şu ifade elde edilir.

$$p = \frac{\sigma_y h / R}{(A - B)^{1/2}} \quad (1.4)$$

$$A = \frac{3}{4} + a^2 \left[F_2^2 + F_2 F_4 (1 - 2\mu) \right] \sqrt{\frac{0.91}{1 - \mu^2} + F_4^2 (1 - \mu + \mu^2)} \left(\frac{0.91}{1 - \mu^2} \right) \quad (1.5)$$

$$B = \frac{3}{2} + a \left[F_2 + \mu F_4 \right] \sqrt{\frac{0.91}{1 - \mu^2}} \quad (1.6)$$

σ_y : Akma mukavemeti

Eğer akmanın kabuğun tüm kalınlığını kapsadığını varsayarsak denklem şu hali alır:

$$p = \frac{\sigma_y h / R}{\left(\frac{3}{4} + a^2 F_2^2 - \frac{3}{2} a F_2 \right)^{1/2}} \quad (1.7)$$

F_i değerleri [11] numaralı kaynaktan bulunabilir. Simetrik burkulma basıncının tespiti için bir diğer alternatif yöntem de 1959 yılında Lunchick tarafından ortaya konulmuştur [12]. Lunchick'in çözümü modellerin geometrik özelliklerinin belirli aralıkları için deneysel çalışmalarla uyumlu sonuçlar vermiştir. Bu tezdeki simetrik burkulma basıncı hesaplarında da Lunchick'in çözümü kullanılmıştır. Tezin ikinci kısmında Lunchick'e ait olan bu çözüm sunulmaktadır ve daha sonra yapılan sonlu elemanlar hesapları ve deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlarla karşılaştırmada bu formülasyon kullanılmaktadır.

Takviyeler arası kabukta asimetrik burkulma modunda silindirik kabuk çevresi boyunca çöküntüler meydana gelir. 1962 yılında Reynolds elastik takviyelerin etkilerini de içerecek şekilde asimetrik burkulma modu için ayrıntılı bir çözüm sunmuştur [13]. Eğilme, burulma ve eksenel deformasyon enerjileri bu çözümde dikkate alınmıştır. Reynolds yaptığı deneysel çalışmalarda düz sacların bükülüp kaynatılması, takviyelerle güçlendirilmesi ve ardında gerilmelerinin ısı ile giderilmesiyle oluşturulan modeller için burkulma basıncının lineerleştirilmiş küçük yer değiştirme teorisinin oldukça altında kaldığını ortaya koymuştur. Reynolds, deneysel çalışmalarla teorik sonuçların farklılığını oluşturulan modelin yükleme öncesi mükemmel silindirik kabuğa göre var olan geometrik kusurlarına, kaynak etkisine ve silindirik kabuğun büküm işleminin yapıda oluşturduğu zayıflatma etkisine bağlamıştır. Bu tezini doğrulamak için takviyelerle kabuğun bütün olduğu tornada üretilen, yani kaynak ve büküm işlemlerinin olmadığı modellerle deneyleri tekrar etmiş ve kaynaklı modellere göre çökme basıncının %40'a kadar daha yüksek olduğunu tespit etmiştir. Deney sırasında kullandığı "strain gauge"ler vasıtasıyla burkulma gerçekleşmeden önce akmanın meydana gelmediğini ortaya koymuştur. Bu deneylerde tipik asimetrik burkulma davranışının olduğunu ancak silindirik kabuk üzerindeki çöküntülerin silindirin çevresi boyunca devam etmediği sonucu elde edilmiştir. "Strain gauge"lerden elde edilen veriler malzemenin davranışının elastik olduğunu bu nedenle çökmenin plastik bölgeden etkilenmediğini göstermiştir.

Eğer takviyeler kabuğa göre nispeten zayıf ise yani takviyelerin atalet momenti yetersiz ise kemereler çökme esnasında kabukla birlikte hareket eder ve genel kararsızlık adı verilen çökme modu gerçekleşir. Bu modda burkulma genellikle elastik olarak başlar ancak son durumda plastik bölgeyi de kapsar. Genel kararsızlık durumu yapının hemen hemen rijit kabul edilebilecek derin kemere veya perde gibi

yapıları arasındaki sac ve normal kemerenin çökmesi şeklinde meydana gelir. Genel kararsızlık ile ilgili ilk analiz 1929 yılında Tokugawa tarafından yapılmıştır [14]. Bu çalışmada Tokugawa silindirik kabuk ve takviyeler için ayrı ayrı burkulma basınçları elde etmiş ve bunların süperpozisyonu ile takviyeli silindir için burkulma basıncı elde etmeye çalışmıştır. Bunun sonucu olarak takviyeler ve silindir arasındaki etkileşimi ise ihmal etmiştir. 1954 yılında Bryant hemen hemen aynı sonucu oldukça farklı bir yöntemle elde etmiştir [15]. Bu çalışmaya göre genel kararsızlık burkulma basıncı şu şekildedir:

$$p = \frac{Eh}{R} \left[\frac{\lambda^4}{\left(n^2 - 1 + \frac{\lambda^2}{2} \right)} \right] + (n^2 - 1) \frac{EI_e}{R^3 L_f} \quad (1.8)$$

Burada;

λ : pR/L_b dir.

L_b : art arda gelen iki takviye flençleri arasında kalan kabuk uzunluğu,

L_f : art arda iki takviye kesit alanı merkezleri arası mesafe,

I_e : takviye kesit alanı ve efektif kesit alanının toplam atalet momenti,

n : çevresel yönde oluşacak olan çöküntü sayısı,

E : elastisite modülü,

h : kabuk sac kalınlığı,

R : silindir yarıçapı,

kritik basınç bu ifadeyi minimum yapan n değeri ile tespit edilir.

Bu tezde genel kararsızlık modu için hesaplar Bryant'a ait olan üstteki denklem kullanılarak hesaplanmıştır.

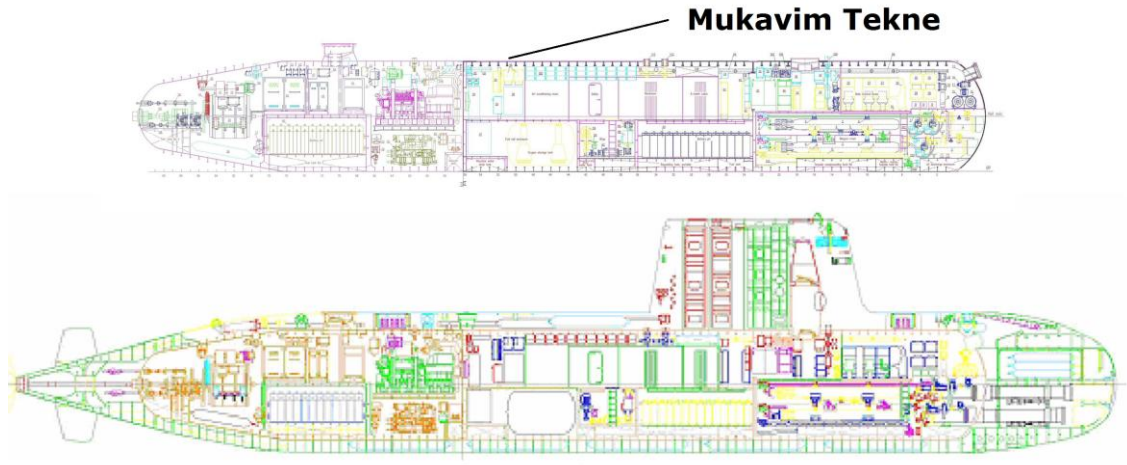
Dış basınca maruz silindirler için kompozit malzeme kullanılması da günümüzde incelenen bir konudur. 2012 yılında Smith ve diğerleri farklı boyutlarda kompozit silindirler üzerine hem deneysel hem de sayısal ve teorik çalışmalar gerçekleştirmiştir [16].

2014 Ghazijahani ve diğerleri yaygın olarak kullanılan enine takviyelerin yerine boyuna takviyeli modeller üzerine deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Deneylerinde dış basınç uygulamak yerine modellere içten vakum uygulamayı tercih etmişlerdir [17].

2. TAKVİYELİ SİLİNDİRİK KABUKLAR

2.1 Denizaltı Mukavim Tekneleri

Denizaltılarda hidrostatik basıncı karşılayan yapıya mukavim tekne ismi verilir. Aşağıdaki şekilde örnek bir denizaltıya ait mukavim tekne gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Bir denizaltıya ait mukavim tekne.

Denizaltı mukavim tekneleri takviyeli silindirik kabuk şeklinde tasarlanırlar. Bu takviyeler silindirik saca içten veya dıştan bağlanmış olabilir. Tek bir denizaltı mukavim teknesi farklı çaplarda silindirik yapılardan oluşmuş olabilir. Farklı çaptaki silindirlerin birbirine bağlanması konik yapılarla sağlanır. Denizaltı mukavim teknesi baş ve kıcı ise genellikle bombe yapılarla sağlanır. Bu tezin içeriği ise denizaltıların mukavim teknelerinin büyük bir kısmını oluşturan enine halka şeklinde takviyelerle desteklenmiş silindirik yapılar üzerinedir.

2.2 Takviyeli Silindirlerde Gerilme Analizi

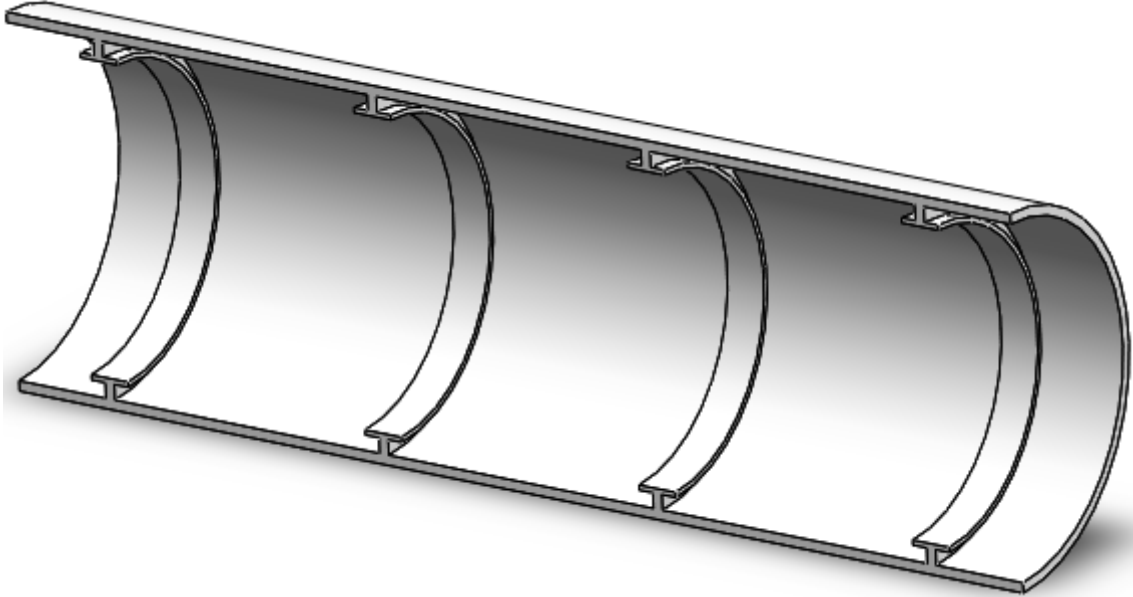
Dıştan etkiyen hidrostatik basınca maruz takviyeli silindirik kabuktaki gerilmelerin bulunmasına ilişkin çalışmalar tarihsel sıraya göre Von Sanden & Gunther, Viberto ve son olarak John & Pulos tarafından gerçekleştirilmiştir [18]. John & Pulos a ait çalışma günümüzde geçerliliğini sürdüren en etkin çalışmadır. Takviyeli silindirik

kabuklarda gerilmelerin bulunması, aksenal simetrik burkulma ve asimetrik burkulma öncesi deformasyon ve gerilmelerin bilinmesi gerektiğinden gerekli ve temel bir problemdir.

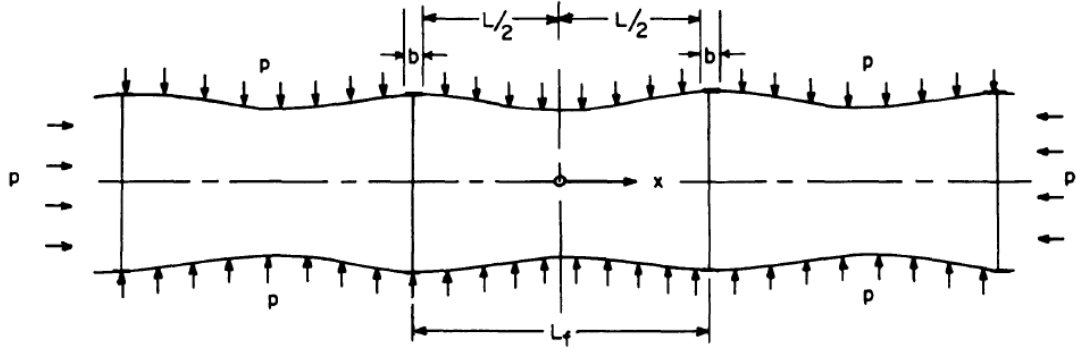
Dış basınca maruz silindirik kabuklara ait gerilme durumu incelenirken yapılan kabuller şunlardır:

1. Kabukta oluşacak yer değiştirmeler küçüktür,
2. Silindirik kabuk geometrik olarak mükemmeldir,
3. Kabukta başlangıçta artık gerilme bulunmamaktadır,
4. Malzeme lineer elastik malzemedir,
5. Basınç silindirik kabuğa her noktada aynı şiddette etki etmektedir.

Bu koşullar altında kabukta radyal yer değiştirmeler kabuk kalınlığından fazla olduğu durumda analizden elde edilen sonuçlar gerçekçi değildir . Şekil 2.2’de takviyeli silindirik kabuk için 3 boyutlu resim görülmektedir.



Şekil 2.2 : Örnek bir takviyeli silindire ait görsel.



Şekil 2.3 : Takviyeli silindirik kabuk.

Şekil 2.3'te görüldüğü gibi takviyeli silindirik kabuğa basınç hem radyal hem de aksenal yönde etki etmektedir.

Hidrostatik basınç altında sonlu uzunlukta ince cidarlı dairesel silindirik kabuğa ait diferansiyel denklem, silindirik kabuktan diferansiyel bir eleman çıkartılıp buna ait denge denklemlerinin yazılmasıyla oluşturulur. İlgili diferansiyel denklem şu şekildedir:

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{pR}{2} \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{Eh}{R^2} w = -p(1 - \mu/2) \quad (2.1)$$

Bu denklemde $\frac{pR}{2} \frac{d^2 w}{dx^2}$ terimi kolon-kiriş etkisini temsil etmekte olup denklemin çözümünü basınca göre nonlineer yapmaktadır.

Bu denklemin çözümü şu şekildedir :

$$w(x) = A \sinh \lambda_1 x + B \cosh \lambda_1 x + C \sinh \lambda_3 x + F \cosh \lambda_3 x - \frac{pR^2}{Eh} (1 - \mu/2) \quad (2.2)$$

$$\lambda_1; \lambda_3 = \sqrt{2} \frac{\theta}{L} \left\{ -\left(\frac{p}{p^*} \right) \pm \left[\left(\frac{p}{p^*} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} \right\} \quad (2.3)$$

$$\theta = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)} \frac{L}{\sqrt{Rh}} \quad (2.4)$$

$$p^* = \frac{2E \left(\frac{h}{R} \right)^2}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} \quad (2.5)$$

p^* : uniform aksenal basınç altındaki takviyesiz silindirik kabuk için aksenal simetrik burkulma için kritik basınç.

Çözümdeki A, B, C ve F katsayıları şu koşullar altında çözülür:

- Şekilde görüldüğü üzere kabuktaki yer değiştirmeler, orijin noktasının x-aksenine göre sağında ve solunda simetriktir. Bu sebeple çözüm ifadesinde x yerine yazılacak herhangi bir değer ve onun simetriği (negatifi) olan değer aynı sonucu vermelidir. Bunun mümkün olabilmesi yalnızca A=C=0 olması durumunda gerçekleşebilir.
- Takviyelerin kabuk ile birleştiği noktada ($x=L/2$) eğim sıfır olmalıdır ($dw/dx=0$).
- Takviyeler ve kabuk için $x=L/2$ düzleminde yer değiştirmeler eşitlenerek şu ifade elde edilir.

$$\frac{E}{R^2}(A_{eff} + bh)w = 2D \frac{d^3w}{dx^3} - pR \frac{dw}{dx} - pb \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \quad (2.6)$$

Buradaki A_{eff} ifadesi takviyenin efektif kesit alanıdır ve takviyenin kabuğa içten veya dıştan kaynaklanmış olmasına göre şu şekilde hesaplanır:

İçten takviye için:

$$A_{eff} = A_f \left(\frac{R}{R_{cg}} \right) \quad (2.7)$$

Dıştan takviye için:

$$A_{eff} = A_f \left(\frac{R}{R_{cg}} \right)^2 \quad (2.8)$$

Takviyeli silindirik kabukta gerilmelerin bulunması için öncelikle hesap yapılan basınç için yukarıdaki denklem kullanılarak yer değiştirmelerin bulunması gerekir. Daha sonra elastisite teorisi denklemleri ile yer değiştirme ifadelerinden gerilme ifadelerine geçiş yapılır.

Kabuktaki gerilmeler membran gerilme ve eğilme gerilmesi olarak iki ayrı bileşen olarak ele alınır. Membran gerilme kabuk kalınlığı boyunca sabittir. Eğilme gerilmesi ise kabuğun eğilme yönüne göre kalınlık boyunca farklıdır. Kabuk

kalınlığının orta düzleminde sıfır olan eğilme gerilmesi bu düzlemin dışında basma veya çekme gerilmesi olarak ortaya çıkar. Kabuğun herhangi bir noktasındaki toplam gerilme, yönleri de dikkate alınarak eğilme gerilmesi ve membran gerilmenin toplanmasıyla elde edilir. Hesaplarda çekme gerilmeleri pozitif, basma gerilmeleri ise negatif alınır.

Takviyeli silindirik kabuk için iki takviyenin ortasında kalan düzlemde ve takviye ile kabuğun birleştiği düzlemde gerilmeler hesap edilir. Eksenel ve çevresel yönlerde ayrı ayrı eğilme ve membran gerilmeleri hesap edilip toplandıktan sonra bu iki yöndeki gerilmeler kullanılarak von-Mises Hencky kriteri kullanılarak eşdeğer gerilmeler hesap edilir.

İki takviyenin ortasında kalan düzlemde (x=0 düzlemi) kabuk gerilmeleri:

Eksenel yönde toplam gerilme:

$$\sigma_{x_i^o m} = \frac{\sigma_u}{2} \pm \sigma_{x_{bm}} \quad (2.9)$$

Çevresel yönde toplam gerilme:

$$\sigma_{\phi_i^o m} = \sigma_u - (\sigma_u - \sigma_{\phi M_f}) F_2 \pm \mu \sigma_{x_{bm}} \quad (2.10)$$

Takviye ile kabuğun birleştiği düzlemde (x=L/2 düzlemi) kabuk gerilmeleri:

Eksenel yönde toplam gerilme:

$$\sigma_{x_i^o f} = \frac{\sigma_u}{2} \pm (\sigma_u - \sigma_{\phi M_f}) \sqrt{\frac{0.91}{1-\mu^2}} F_3 \quad (2.11)$$

Çevresel yönde toplam gerilme:

$$\sigma_{\phi_i^o f} = \sigma_u - (\sigma_u - \sigma_{\phi M_f}) \pm \mu (\sigma_u - \sigma_{\phi M_f}) \sqrt{\frac{0.91}{1-\mu^2}} F_3 \quad (2.12)$$

Bu denklemlerde kullanılan indisler şu şekilde tanımlanır:

ϕ ve x: Çevresel ve eksenel yönleri,

i ve o: Kabuğun içini ve dışını,

f ve m: Takviye ile kabuğun birleştiği düzlemi ve iki takviyenin ortasında kalan düzlemi,

M ve b: Membran gerilmeyi ve eğilme gerilmesini ifade eder.

$$\sigma_u = \frac{-pR}{h} \quad (2.13)$$

$$\sigma_{x_{bm}} = \sqrt{\frac{0.91}{1-\mu^2}} \left[\frac{\left(1-\frac{\mu}{2}\right)\alpha}{\alpha + \beta + (1-\beta)F_1} \right] F_4 \quad (2.14)$$

$$\sigma_{\phi_{Mf}} = \sigma_u - \sigma_u \left[\frac{\left(1-\frac{\mu}{2}\right)\alpha}{\alpha + \beta + (1-\beta)F_1} \right] \quad (2.15)$$

$$\alpha = \frac{A_{eff}}{L_f h} \quad (2.16)$$

$$\beta = \frac{b}{L_f} \quad (2.17)$$

$$F_1 = \left(\frac{4}{\theta}\right) \left[\cosh^2 \eta_1 \theta - \cos^2 \eta_2 \theta \right] / J \quad (2.18)$$

$$F_2 = \left[\frac{\cosh \eta_1 \theta \sin \eta_2 \theta}{\eta_2} + \frac{\sinh \eta_1 \theta \cos \eta_2 \theta}{\eta_1} \right] / J \quad (2.19)$$

$$F_3 = \sqrt{\frac{3}{0.91}} \left[-\frac{\cosh \eta_1 \theta \sinh \eta_2 \theta}{\eta_1} + \frac{\cos \eta_1 \theta \sin \eta_2 \theta}{\eta_2} \right] / J \quad (2.20)$$

$$F_4 = \sqrt{\frac{3}{0.91}} \left[\frac{\cosh \eta_1 \theta \sin \eta_2 \theta}{\eta_2} - \frac{\sinh \eta_1 \theta \cos \eta_2 \theta}{\eta_1} \right] / J \quad (2.21)$$

$$J = \left[\frac{\cosh \eta_1 \theta \sinh \eta_1 \theta}{\eta_1} + \frac{\cos \eta_2 \theta \sin \eta_2 \theta}{\eta_2} \right] \quad (2.22)$$

$$\eta_1 = \frac{1}{2} \sqrt{1-\Upsilon} \quad (2.23)$$

$$\eta_2 = \frac{1}{2} \sqrt{1+\Upsilon} \quad (2.24)$$

$$\Upsilon = \frac{p}{2E} \sqrt{3(1-\mu^2)} \left(\frac{R}{h}\right)^2 \quad (2.25)$$

$$\theta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)} \frac{L}{\sqrt{Rh}} \quad (2.26)$$

2.3 Takviyeli Silindirlerde Yapısal Stabilite Analizi

Dış basınca maruz takviyeli silindirlerde üç temel burkulma modu bulunmaktadır. Bunlar takviyeler arasındaki kabuğun simetrik burkulması, asimetrik burkulması ve takviyelerle sacın birlikte çöktüğü genel kararsızlık burkulma modudur. Bu bölümde bu modlara ait, tezin deneysel ve sayısal çözümlerinde karşılaştırma amacıyla kullanılmış analitik çözümler yer almaktadır. Bu tezde yapılan hesaplarda kullanılan formülasyonlar ve ait oldukları yazarlar şu şekildedir :

Simetrik burkulma : Lunchick M.E.

Asimetrik burkulma : Reynolds T.E.

Genel kararsızlık : Bryant A.R.

2.3.1 Simetrik burkulma

Takviyeler arası kabuklarda simetrik burkulma problemi kabuğun nispeten kalın ve takviyelerin birbirine yakın olduğu durumda ortaya çıkar. Şekil 2.4'te simetrik burkulma moduna ait görseller yer almaktadır. Bu bölümde tezde sonuçları kullanılan formülasyonu sunmuş olan Lunchick'e ait olan çalışmanın temel prensipleri yer almaktadır.



Şekil 2.4 : Simetrik burkulma modunu gösteren görseller.

Sıkıştırılmaz malzemeler için Poisson oranının maksimum değeri 0.5 tir. Lurchick'in çözümde ise Poisson oranı elastik değerinden, olabileceği maksimum değer olan 0.5'e kadar değişken kabul edilmektedir. Eksenel simetrik burkulma için plastik bölgede diferansiyel denklemleri elde edilir ve bu denklemlerden plastik eksenel simetrik burkulma basıncı tespit edilir. Analizde malzeme pekleşmesi de hesaba katılmıştır.

2.3.1.1 Elastik eksenel simetrik burkulma basıncının teorik gelişi

Silindirik kabuklar için plastik bölgede gerçekleşen eksenel simetrik burkulma hadisesini daha iyi anlayabilmek için ilk olarak eksenel simetrik elastik burkulma basıncının incelenmesi gerekir.

Diferansiyel denklem :

$$\frac{d^7 w}{dx^7} + 6(1 - \mu^2) \frac{pR}{Eh^3} \frac{d^5 w}{dx^5} + \frac{12}{R^2 h^2} (1 - \mu^2) \frac{d^3 w}{dx^3} = 0 \quad (2.27)$$

Çözüm önerisi :

$$w = w_m \sin \frac{n\pi x}{L} \quad (2.28)$$

Eğer $\alpha L < \pi$ ise bu silindirler kısa silindir olarak adlandırılır. Kısa silindirler için n değeri 1'dir. Buna göre elastik burkulma basıncı denklemi şu şekildedir:

$$P_{cr}^{el} = \frac{2}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} E \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[\left(\frac{\alpha L}{\pi} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\pi}{\alpha L} \right)^2 \right] \quad (2.29)$$

2.3.1.2 Plastik eksenel simetrik burkulma basıncının teorik gelişi

Düz plaklara ait plastik bölge için denge denklemleri Stowell tarafından sunulmuş ve bu denklemleri Gerrard dairesel silindirik kabuklara uygulamıştır [19]. Bu denklemler malzeme sıkıştırılmaz kabul edilerek ve Poisson oranı 0.5 kabul edilerek türetilmiştir. Lurchick tarafından yapılan çalışmada ise Poisson oranı elastik malzeme için var olan değerinden plastik üst sınırı olan 0.5'e kadar değişecek şekilde bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Plastik eksenel simetrik burkulma basıncının elde edilebilmesi için çözülecek denklem şu şekildedir :

$$A_1 \frac{d^4 w}{dx^4} + 6(1-\mu^2) \frac{pR}{E_s h^3} \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{12}{R^2 h^2} \left[A_2 - \mu \frac{A_{12}^2}{A_1} \right] w = 0 \quad (2.30)$$

Bu denklem de elastik aksenal simetrik burkulma basıncının hesaplanmasına benzer şekilde aynı çözüm önerisi ile çözülür. (2.28) numaralı çözüm önerisi ile (2.30) numaralı denklem çözülürse burkulma dalgası sayısına (n) bağlı şu denklem elde edilir:

$$P_{cr}^i = \frac{2}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} E_s \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[\left(\frac{\alpha L}{n\pi} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{n\pi}{\alpha L} \right)^2 \right] \quad (2.31)$$

$$C = \sqrt{\frac{A_1 A_2 - \mu^2 A_{12}^2}{1-\mu^2}} \quad (2.32)$$

$$\alpha_p = \sqrt[4]{\frac{3 \left(\frac{A_2}{A_1} - \mu^2 \frac{A_{12}^2}{A_1^2} \right)}{R^2 h^2}} \quad (2.33)$$

$\alpha_p L < \pi$ ise silindir kısa silindir olarak adlandırılır ve n=1 alınarak şu forma dönüşür.

$$P_{cr}^i = \frac{2}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} E_s \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[\left(\frac{\alpha L}{\pi} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\pi}{\alpha_p L} \right)^2 \right] \quad (2.34)$$

Silindir boyu olan L, takviyeli silindirlere için takviyeler arası mesafe olarak alınır. Yukarıda geçen formüle ait parametreler şu şekilde hesaplanır:

$$C = \sqrt{\frac{A_1 A_2 - \mu^2 A_{12}^2}{1-\mu^2}} \quad (2.35)$$

$$\alpha_p = \sqrt[4]{\frac{3 \left(\frac{A_2}{A_1} - \mu^2 \frac{A_{12}^2}{A_1^2} \right)}{R^2 h^2}} \quad (2.36)$$

$$\mu = \frac{1}{2} - \left(\frac{1}{2} - \mu_e \right) \frac{E_s}{E} \quad (2.37)$$

$$A_1 = 1 - \frac{\left(1 - \frac{E_t}{E_s} \right)}{4(1-\mu^2) K^2 H} \left[(2-\mu) - (1-2\mu)k \right]^2 \quad (2.38)$$

$$A_2 = 1 - \frac{\left(1 - \frac{E_t}{E_s}\right)}{4(1 - \mu^2)K^2H} \left[(1 - 2\mu) - (2 - \mu)k \right]^2 \quad (2.39)$$

$$A_{12} = 1 + \frac{\left(1 - \frac{E_t}{E_s}\right)}{4\mu(1 - \mu^2)K^2H} \left[(2 - \mu) - (1 - 2\mu)k \right] \left[(1 - 2\mu) - (2 - \mu)k \right] \quad (2.40)$$

$$H = 1 + \frac{\left(1 - \frac{E_t}{E_s}\right)}{4(1 - \mu^2)K^2} \left\{ \left[(2 - \mu) - (1 - 2\mu)k \right]^2 - 3(1 - \mu^2) \right\} \quad (2.41)$$

$$k = \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \quad (2.42)$$

$$K^2 = 1 - k + k^2 \quad (2.43)$$

Plastik burkulma basıncı formülünün kullanılabilmesi için bir takım kabuller yapılması gerekmektedir. Formülde bulunan tanjant ve sekant esneklik modülleri esasında silindir kabuk uzunluğu ve et kalınlığı boyunca farklı değer almasına rağmen hesaplamalarda sabit kabul edilir. Verilen burkulma formülünden sonsuz sayıda burkulma basıncı hesaplamak mümkündür, ancak bunlardan sadece bir tanesi gerçek çözümdür ve bu çözüm hem burkulma denklemini hem de burkulma öncesi denge denklemini sağlar.

Pulos ve Salerno tarafından elastik bölge için verilmiş olan gerilme formülasyonu kullanılarak gerilmenin uygulanan basınçla nasıl değiştiği hesaplanır.

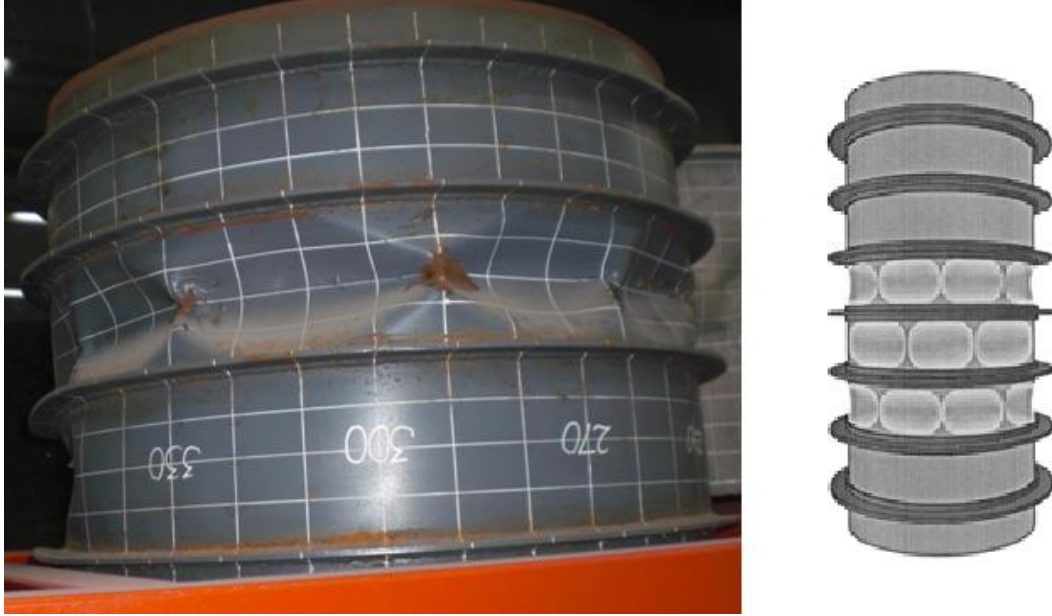
Germanisher Lloyd kuruluşu, yukarıda sözü edilen simetrik burkulma formülasyonunu kullanırken kritik simetrik burkulma basıncı P_{cr}^i 'yi aşağıdaki azaltma faktörüyle çarpılmış olarak sunmaktadır.

$$\text{Azaltma faktörü } r : 1 - 0.25e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{P_{cr}^e}{P_{cr}^i} - 1\right)}$$

2.3.2 Asimetrik burkulma

DeneySEL çalışmalar göstermiştir ki hidrostatik basınç altındaki takviyeli silindirik kabukların takviyeler arası kabuk burkulması, sıklıkla malzemenin akmasının

ardından gerçekleşmeye başlar. Bu da gösteriyor ki inelastik kabuk burkulması basınçlı kap tasarımının önemli bir konusudur. Asimetrik burkulma modunda silindirik kabuk çevresi boyunca belli sayıda loblar oluşur. Şekil 2.5'te asimetrik burkulma modunu gösteren görseller yer almaktadır.



Şekil 2.5 : Asimetrik burkulma modunu gösteren görseller.

2.3.2.1 Plastik burkulma denklemleri

Hidrostatik basınç yükü altında bütünüyle plastik malzeme için burkulma denklemi aşağıda diferansiyel denklem ((2.44) denklemi) şeklinde verilmiştir [13].

Burada ;

x ve s = eksenel ve çevresel koordinatlar

u, v ve w = eksenel, çevresel ve radyal yer değiştirmeler,

E_t ve E_s = sekant ve tanjant esneklik katsayıları,

R, h, μ = silindir yarıçapı, kabuk kalınlığı, Poisson oranı,

$$D = \text{Eğilme rijitliği} = \frac{E_s h^3}{12(1 - \mu^2)},$$

N_x ve N_s = eksenel ve çevresel yönde birim uzunluk için kuvvetler,

p = hidrostatik basınçtır.

$$D \left\{ \frac{E_t}{E_s} \nabla^8 w + \left(1 - \frac{E_t}{E_s} \right) \left[\nabla^4 \left(\frac{3}{2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial s^2} \right) + \frac{3}{4} \left(\frac{E_s}{E_t} - 1 \right) \left(\frac{3}{4} \frac{\partial^8 w}{\partial x^8} + \frac{\partial^8 w}{\partial x^6 \partial s^2} \right) \right] \right\} + \frac{E_s h}{R^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + N_x \left[\nabla^4 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{E_s}{E_t} - 1 \right) \frac{\partial^6 w}{\partial x^6} \right] + N_s \left[\nabla^4 \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{E_s}{E_t} - 1 \right) \frac{\partial^6 w}{\partial x^4 \partial s^2} \right] = 0 \quad (2.44)$$

Burada $\nabla^4 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial s^2} \right)^2$ dir.

Bu denkleme ait çözüm önerisi şu formdadır:

$$w = A \sin ks \sin \lambda z \quad (2.45)$$

$$k = \frac{n}{R} \quad (2.46)$$

$$\lambda = \frac{m\pi}{L} \quad (2.47)$$

m ve n sırasıyla aksel yönde ve çevresel yönde burkulma dalgası sayısı ve L silindirik kabuk boyudur.

Önerilen çözüm (2.44) diferansiyel denkleme yazılırsa şu eşitlik elde edilir.

$$D \left\{ \frac{E_t}{E_s} (k^2 + \lambda^2)^4 + \left(1 - \frac{E_t}{E_s} \right) \lambda^2 \left[(k^2 + \lambda^2)^4 \left(\frac{3\lambda^2}{2} + k^2 \right) + \frac{3\lambda^2}{4} \left(\frac{E_s}{E_t} - 1 \right) \left(\frac{3\lambda^2}{4} + k^2 \right) \right] \right\} \quad (2.48)$$

$$+ \frac{E_s h}{R^2} \lambda^4 - \frac{pR}{2} \left\{ (k^2 + \lambda^2)^2 \lambda^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{E_s}{E_t} - 1 \right) \lambda^6 + \frac{2N_s}{pR} k^2 \left[(k^2 + \lambda^2)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{E_s}{E_t} - 1 \right) \lambda^4 \right] \right\} = 0$$

İfadeyi sadeleştirmek için ϕ , f_p ve C parametreleri tanımlanır ve plastik burkulma basıncı elde edilecek şekilde düzenlenirse ifade şu hale gelir;

$$p_p = \frac{2f_p D \lambda^2 \frac{E_s}{E_t} \left\{ 1 + C \phi \left[1 + \frac{\phi}{2} + 3 \frac{C \phi^2}{4} \left(1 - \frac{\phi}{4} \right) \right] \right\} + 2 \frac{E_s h f_p D \phi^4}{R^2 \lambda^2}}{R \phi \left[1 - \phi (1 - f_p) \right] \left[1 + 3 \frac{C \phi^2}{4} \right]} \quad (2.49)$$

$$\phi = \frac{\lambda^2}{\lambda^2 + k^2} = \frac{1}{\left(1 + \frac{n^2 L^2}{m^2 \pi^2 R^2} \right)} \quad (2.50)$$

$$f_p = \frac{pR}{N_s} = \frac{\sigma_x}{\sigma_s} \quad (2.51)$$

$$C = \left(\frac{E_s}{E_t} \right) - 1 \quad (2.52)$$

2.3.2.2 Elastik asimetrik burkulma denklemleri

Elastik burkulma basıncını bulmak için plastik burkulma denklemlerindeki $\frac{E_s}{E_t}$ ifadesinin 1 alınması gerekir. Daha sonra aynı çözüm önerisi kullanılarak elastik

asimetrik burkulma basıncı şu şekilde elde edilir.

$$p_e = 2f_e \frac{Eh}{R\phi} \left[\frac{\frac{h^2 \lambda^2}{12(1-\mu_e^2)} + \frac{\phi^4}{R^2 \lambda^2}}{1-\phi(1-f_e)} \right] \quad (2.53)$$

f_e : elastik gerilme oranı

2.3.2.3 Minimum burkulma basıncının bulunması

Plastik burkulma basıncı, silindir üzerinde aksel yönde ve çevresi yönünde oluşacak burkulma dalgası sayısına bağlıdır. Plastik burkulma basıncını minimum yapan ϕ parametresi bulunur. Bu parametre de zaten n/m oranına bağlıdır.

$\frac{\partial p_p}{\partial \phi} = 0$ işlemi yapılarak plastik burkulma basıncını minimum yapan ϕ parametresi

bulunduktan sonra plastik burkulma basıncı denkleminde yerine yazılırsa minimum plastik burkulma basıncını veren ifade şu şekilde elde edilir.

$$p_p = \frac{8m^2 \pi^2 f_p}{9\phi_p} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left(\frac{\sqrt{Rh}}{L} \right)^2 \left[\frac{1 + \frac{C\phi_p}{4} \left(3 + \phi_p + \frac{3C\phi_p^2}{4} \right)}{3 - 2\phi_p(1-f_p) + \frac{3C\phi_p^2}{4}} \right] \quad (2.54)$$

Minimum plastik burkulmayı veren üstteki ifade incelendiğinde plastik burkulma basıncının silindirin ekseni yönünde oluşacak burkulma dalgası sayısının karesi (m^2) ile doğru orantılı olduğu görülür. Dolayısıyla minimum basıncı verecek olan ve tamsayı olması gereken m sayısı 1 değerini almalıdır.

Aynı yöntem elastik burkulma basıncının minimum yapılması için de gerçekleştirilebilir. Bu işlemlerden sonra elde edilecek elastik burkulma basıncı denkleminin şu şekildedir:

$$p_e = \frac{2m^2 \pi^2 E f_e}{3(1 - \mu_e^2) \phi_e} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left(\frac{\sqrt{Rh}}{L} \right)^2 \left[\frac{1}{3 - 2\phi_e (1 - f_e)} \right] \quad (2.55)$$

Elastik burkulma basıncı denkleminde de, ifadenin minimum değeri için yine aynı sebeple m değerinin 1 olması gerekir. f_e ifadesi ise daha önce tanımlandığı gibi aksenal ve çevresel yöndeki gerilmelerin birbirine oranı olduğundan elastik durumda takviyesiz silindir için bu gerilmeler hatırlanırsa bu oranın $\frac{1}{2}$ olduğu görülür.

Yukarıdaki formüllerde elastik ve plastik burkulma basınçları kısmen kolay formda denilebilir ancak formüllerde bulunan ϕ parametresi kolay elde edilebilen formda değildir. Bu parametre için yaklaşık bir formül elde etmek mümkündür. Farklı durumlar için $\phi - \sqrt{Rh}/L$ grafikleri hazırlanarak ϕ parametresi için daha kullanışlı bir formül elde etmek mümkündür. Buna ilişkin analiz ve grafik [13] kaynağında mevcuttur. Buna göre ϕ şu formülle basitleştirilmiş olur.

$$\phi = 1.23 \frac{\sqrt{Rh}}{L} \quad (2.56)$$

ϕ parametresinin basitleştirilmiş haliyle plastik burkulma basıncı formülünün güncellenmesiyle aşağıdaki plastik burkulma basıncı formülü elde edilir.

$$p_p = \frac{8\pi^2 E_t f_p}{9\phi} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left(\frac{\sqrt{Rh}}{L} \right)^2 \left[\frac{1 + \frac{3C\phi}{4}}{3 - 2\phi(1 - f_p)} \right] \quad (2.57)$$

2.3.2.4 İnelastik burkulma basıncı

(2.55) ve (2.57) numaralı formüller elastik ve tümüyle plastik bölge için önerilen çözümlerdir. Bunun yanında elastik bölge ile plastik bölge arasında kalan bölgeyi de kapsayacak bir formüle ihtiyaç vardır. Bu durum için Poisson oranının sabit değil değişken olarak tanımlanması icap eder. Gerrard ve Wildhorn Poisson oranının E_s ve E' 'ye bağlı olarak ifade edilebileceğini ortaya koymuşlardır [20].

$$\mu = \frac{1}{2} - \frac{E_s}{E} \left(\frac{1}{2} - \mu_e \right) \quad (2.58)$$

Bu formüle göre μ , $\frac{E_s}{E}=0$ olduğunda 0.5 ve $\frac{E_s}{E}=1$ olduğunda μ_e 'ye eşit olmaktadır. (2.57) numaralı formül Poisson oranının 0.5 alınmasıyla elde edilmiştir, açık hali şu şekildedir:

$$P_p = \frac{2\pi^2 E_t f_p}{3\phi(1-0.5^2)} \left(\frac{h}{R}\right)^2 \left(\frac{\sqrt{Rh}}{L}\right)^2 \left[\frac{1 + \frac{3C\phi}{4}}{3 - 2\phi(1-f_p)} \right] \quad (2.59)$$

İnelastik burkulma basıncı denklemi (2.59) numaralı formülde 0.5 ifadesi yerine (2.58) numaralı formülle belirtilmiş olan değişken Poisson oranı yazılarak elde edilir. Aynı zamanda f_p terimi de Poisson oranına bağlı olduğu için f terimiyle değiştirilmelidir. İnelastik burkulma basıncı :

$$P_c = \frac{2\pi^2 E_t f}{3\phi(1-\mu^2)} \left(\frac{h}{R}\right)^2 \left(\frac{\sqrt{Rh}}{L}\right)^2 \left[\frac{1 + \frac{3C\phi}{4} \left(\frac{E_s}{E} - 1\right)}{3 - 2\phi(1-f)} \right] \quad (2.60)$$

Bulunan bu inelastik burkulma basıncı esasında elastik ve plastik burkulma basıncı formüllerini de kapsamaktadır. $\frac{E_s}{E}=1$ olduğunda elastik burkulma basıncı formülüne ve $\frac{E_s}{E}=0$ olduğunda plastik burkulma basıncı formülüne dönüşür. Gerilme oranı (f) Poisson oranının bir fonksiyonu olmasına rağmen silindir geometrisine bağlı olarak sabit kabul edildiğinde yapılacak hata ihmal edilebilecek mertebededir.

İnelastik burkulma basıncını (p_c), elastik burkulma basıncı (p_e) cinsinden yazmak mümkündür:

$$P_c = P_e \left(\frac{1-\mu_e^2}{1-\mu^2}\right) \left[\frac{E_t}{E} \left(1 - \frac{3\phi}{4}\right) + \frac{3\phi}{4} \frac{E_s}{E} \right] \quad (2.61)$$

$$\phi = 1.23 \frac{\sqrt{Rh}}{L} \quad (2.62)$$

$$f_e = \frac{0.5}{1 - \frac{\left(1 - \frac{\mu_e}{2}\right) \frac{A_f}{Lh} \left(\beta_e' - \frac{1}{2}\beta_e\right)}{\frac{1}{2}\beta_e \left(\frac{A_f + bh}{Lh}\right) + 1}} \quad (2.63)$$

$$\beta_e = \theta_e \left(\frac{\sinh \theta_e + \sin \theta_e}{\cosh \theta_e - \cos \theta_e} \right) \quad (2.64)$$

$$\beta'_e = \frac{\theta_e}{2} \left(\frac{\sinh \frac{\theta_e}{2} + \sin \frac{\theta_e}{2}}{\cosh \frac{\theta_e}{2} - \cos \frac{\theta_e}{2}} \right) \quad (2.65)$$

$$\theta_e = \left[3(1 - \mu_e^2) \right]^{1/2} \frac{L}{\sqrt{Rh}} \quad (2.66)$$

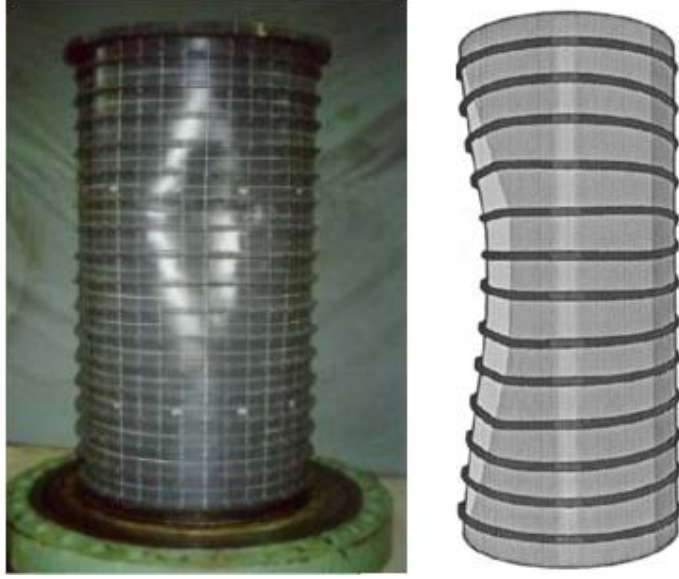
Asimetrik burkulma basıncı değerini bulmak için sekant ve tanjant esneklik katsayılarının uygulanan basınca karşılık elde edilmesi gerekir. Bir bilgisayar uygulaması hazırlanarak küçük bir değerden başlanarak basınç artırılır ve her basınç artışına karşılık sekant ve tanjant esneklik katsayıları hesaplanarak asimetrik burkulma basıncına yazılır ve uygulanan basınç (2.61) numaralı formülden elde edilen basınca eşit olduğu zaman bulunan değer asimetrik burkulma basıncıdır.

Germanisher Lloyd kuruluğu, yukarıda sözü edilen asimetrik burkulma formülasyonunu kullanırken inelastik burkulma basıncı P_c 'yi aşğıdaki azaltma faktörüyle çarpılmış olarak sunmaktadır. Esasında kritik burkulma basıncı olarak azaltma faktörüyle çarpılmamış olarak kullanmak gerekmekte fakat sonuçlar sunulurken bu duruma da ek olarak yer verilmiştir.

$$\text{Azaltma faktörü } r : 1 - 0.25e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{P_e - 1}{P_c} \right)}$$

2.3.3 Genel kararsızlık

Daha önce incelenen asimetrik ve simetrik burkulma durumları, kabuğu destekleyen takviyelerin rijitliğinin yeterli olduğu kabulüne dayanmaktadır. Öte yandan takviyelerin rijit olmadığı kabulü de kullanılarak çözüm yapılması gerekmektedir. Eğer takviyeler kabuğa nispeten zayıf ve takviyeli silindirin boyu uzun ise genel kararsızlık olarak adlandırılan, kabuk ve takviyelerin birlikte çöktüğü bir başka stabilite problemi ortaya çıkabilir. Şekil 2.6'da bu problemi gösteren görseller yer almaktadır.



Şekil 2.6 : Genel Kararsızlık burkulma modunu gösteren görseller.

Bu problem ilk olarak 1929 yılında Togukawa tarafından dikkate alınmıştır. Togukawa problemi rijitliklerin ayrılması yöntemiyle çözme yoluna gitmiştir. 1954 yılında ise Bryant neredeyse Tokugawa ile aynı sonucu farklı bir yöntemle bulmuştur. Bryant'ın kullandığı yöntem ise kabuk ve takviyelerin elastik potansiyel enerjilerinin kullanılması üzerinedir.

Bu tezde genel kararsızlık basıncı olarak kullanılacak olan formülasyon da bu formülasyondur.

$$p = \frac{Eh}{R} \left[\frac{\lambda^4}{\left(n^2 - 1 + \frac{\lambda^2}{2}\right)(n^2 + \lambda^2)^2} \right] + (n^2 - 1) \frac{EI_e}{R^3 L_f} \quad (2.67)$$

$$\lambda = \frac{\pi R}{L_b} \quad (2.68)$$

$$p_{cr} = p_s \left(\frac{L_b}{R}, \frac{h}{R}, n \right) + p_f \left(\frac{I_e}{L_f R^3}, n \right) \quad (2.69)$$

p_{cr} : Toplam genel kararsızlık basıncı

p_s : Kabuk bileşeni

p_f : Takviye bileşeni

Farklı n sayıları için kabuk ve takviye bileşenleri ayrı ayrı elde edildikten sonra, her n değeri için bu değerler toplanır. Bulunan bu toplam basınç değerlerinin en küçüğü

yapının genel kararsızlık basıncıdır ve bu basınca karşılık gelen n ise yapıda oluşacak çöküntü sayısıdır.

Aşağıdaki çizelgede bu durum için örnek bir hesap sunulmuştur.

Çizelge 2.1 : Genel kararsızlık modu için örnek bir hesaplama sonucu.

	n=2	n=3	n=4	n=5
P_s	35,533	5,467	2,293	1,507
P_f	3,850	11,100	21,000	33,000
P_{total}	36,383	16,567	23,293	34,507

Örnek problemde burkulma dalgası sayısı arttıkça kabuk bileşeni için basınç azalırken, takviye bileşeni için basınç artmaktadır. Toplam basıncın en küçük olduğu durum ise n=3 iken gerçekleşir. Bu durumda yapının genel kararsızlık basıncı 16.567 psi olarak belirlenirken de burkulma dalgası sayısı ise 3 olarak öngörülmüş olur.

Formülde bulunan I_e ifadesi takviyenin ve silindirik kabuktaki taşınmayan boy kadar sacın toplam atalet momentidir. DTMB pratik bir uygulama olarak taşınmayan boy kadar olan sac uzunluğu yerine efektif uzunluk ifadesini kullanmaktadır. Tokugawa'nın önermiş olduğu denklem Bryant'ın önerdiği formüle oldukça benzemekle birlikte ilave terimler bulundurmaktadır. Ancak bu terimler pratik kullanımda fazla önem arz etmemektedir. Rijitliklerin ayrılması prensibi düşünüldüğünde formüldeki ilk terim kabuk terimi ikincisi ise takviye terimidir. Eşitlik ayrıca takviyenin içten veya dıştan olmasına göre yazılmamış olup takviyenin kesit alanının merkezinin kabuğun orta düzleminde olduğu kabulüne dayanmaktadır.

Takviyeli silindirik kabuklarda genel kararsızlık problemi için bir diğer çalışma da Kendrick tarafından yapılmıştır. Kendrick yapının toplam şekil değiştirme enerjisini ve yapı üzerindeki basıncın yaptığı işi toplayarak toplam potansiyel enerji ifadesini elde ettikten sonra bu ifadeyi minimum yapan sonucun burkulma basıncı olduğunu belirtmiştir [21].

$$V_T = U_e + U_b + \sum_{r=1}^N F_e + \sum_{r=1}^N F_b + W \quad (2.70)$$

U_e ve U_b sırasıyla kabuğun uzama ve eğilme şekil değiştirme enerjileridir.

F_e ve F_b sırasıyla takviyenin uzama ve eğilme şekil değiştirme enerjileridir. N ise takviye sayısını göstermektedir.

W dış basıncın kabuk üzerinde yapmış olduğu işi ifade etmektedir.

Yapılan çalışmalara göre en iyi sonuç veren ifadeler şu şekildedir:

$$u = A_1 \cos n\theta \cos \frac{\pi x}{L_b} \quad (2.71)$$

$$v = B_1 \sin n\theta \sin \frac{\pi x}{L_b} + B_2 \sin n\theta \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L_f} \right) \quad (2.72)$$

$$w = C_1 \cos n\theta \sin \frac{\pi x}{L_b} + C_2 \sin n\theta \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L_f} \right) \quad (2.73)$$

U_e , U_b , F_e , F_b ve W ifadeleri u , v ve w yer değiştirmeleri cinsinden yazılır ve V_T 'nin A_1 , B_1 , B_2 , C_1 ve C_2 katsayılarına göre türevi alınıp sıfıra eşitlenerek çözüm matrisi oluşturulur.

$$\frac{\partial V_T}{\partial A_1} = \frac{\partial V_T}{\partial B_1} = \frac{\partial V_T}{\partial B_2} = \frac{\partial V_T}{\partial C_1} = \frac{\partial V_T}{\partial C_2} = 0 \quad (2.74)$$

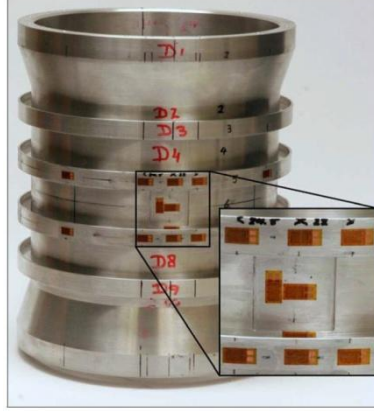
Genel kararsızlık basıncını elde edebilmek için en az beş değişkene ihtiyaç vardır. Bunlar kabuk kalınlığı, silindir çapı, silindir uzunluğu, takviyeler arası mesafe ve takviye boyutlarıdır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde üretilen beş adet takviyeli silindirik model üzerinde yapılan deneysel çalışma anlatılmıştır. İlk olarak geçmişte yapılan çeşitli çalışmalardan örnekler verilmiş ve model ile gerçek yapı arasındaki benzerlik ortaya konulmuştur. Daha sonra bu tez için imal edilmiş olan modeller ve bu modellerin test edildiği sistem tanıtılmış ve deney sonuçları paylaşılmıştır.

3.1 Deneysel Çalışma Örnekleri

DTMB’de küçük ölçekli mukavim tekne modellerinin deneyleri gerçekleştirilebilmektedir. Deneyleri gerçekleştirmek için 0.25 metreden 4 metreye kadar çeşitli çaplarda deney sistemleri DTMB’de bulunmaktadır. [22]. Şekil 3.1’de küçük ölçekli örnek bir model gösterilmiştir.

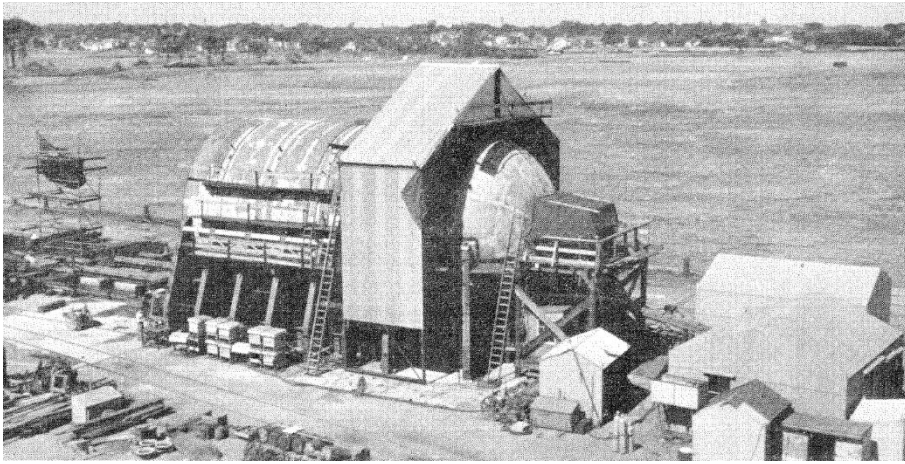


Şekil 3.1 : Küçük ölçekli örnek bir takviyeli silindirik model.

Küçük ölçekli modelin çökme basıncı ile tam ölçekli modelin çökme basıncı modeller arasında benzerlik sağlandığı zaman aynıdır. Bu benzerliğin tam olarak sağlanabilmesi için tam ölçek ve küçük ölçekli modelin geometrik olarak benzer olması başka deyişle küçük ölçekli modelin tüm ölçülerinin tam ölçekli modelde aynı oranda olması gerekmektedir. Bunun yanı sıra üretim sırasında oluşacak bütün hataların da benzerliğinin sağlanması gerekmektedir. Bu hatalar silindirik kabukta üretim kaynaklı oluşan dairesel ovalik ve kaynak işlemi sırasında oluşacak artık

gerilmeler gibi hatalardır. Ayrıca küçük ölçekli model ve tam ölçekli model üretimi sırasında kullanılan malzemenin de aynı olması gerekmektedir. Yukarıda bahsedilen ölçeklemede yaşanabilecek problemler sonuçların yorumlanmasında kuşku oluşturur. Bunun araştırılması amacıyla ve küçük ölçeğin tam ölçeğe uygunluğunu görmek için 1940 yılında Bureau of Ships, Portsmouth Askeri Tersanesinde 30 ft (9.14 m) çapında bir basınç tankı inşa etmeye karar verdi. Boyu 75 ft (22.86 m) olan bu basınçlı tank 1953 yılında bitirilmiştir. Bu tank silindirik kısım ve silindirin uçlarında bulunan bombe kısımlarından oluşmaktadır. Bombenin ortasında ise aşağıdaki resimlerde de görüldüğü gibi bir boşluk bulunmakta ve bu noktadan model ile tank birbirine bağlanmaktadır [22].

(a)



(b)

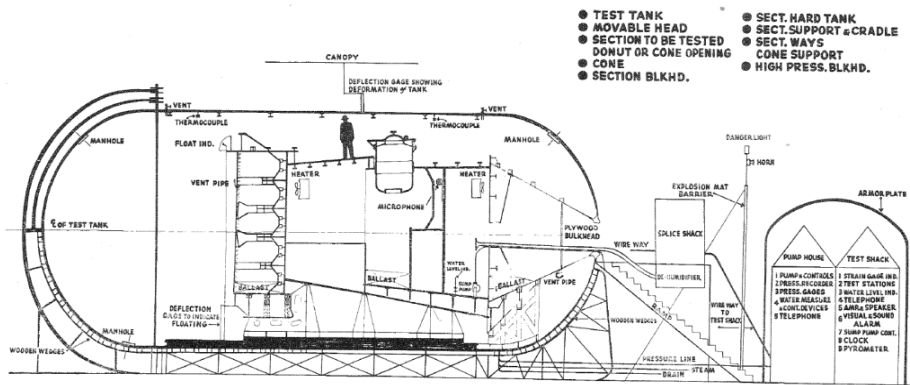


Fig. 37 Schematic showing arrangements of model in 30-ft-diam test tank

Şekil 3.2 : Portsmouth Askeri Tersanesinde inşa edilen deney düzeneği

(a) dışardan görünümü (b) teknik resmi.

Bu tankta yapılan deneyler DTMB’de yapılan küçük ölçekli modellerle uyumlu sonuçlar vermiştir.

Çok büyük olmayan denizaltılarda mukavim tekne blokları 1:1 ölçekle de teste tabi tutulabilir. Aşağıdaki resimde Kiel’de bulunan bir basınç tankı ve bu tankta test edilmiş olan 1:1 ölçekli mini denizaltı gözükmektedir.



Fig. 28 – Pressure tank at Kiel with submersible hanging above

Şekil 3.3 : Tam ölçekle yapılabilen bir deney düzeneği.

Basınç tankında basınç kademeli olarak modelin çökme basıncına ulaşılan kadar artırılır ve buna paralel olarak yapıda oluşan deformasyonlar ölçülür. Büyük veya tam ölçekli modeller üretim toleranslarını dikkate alarak sacın bükülüp takviyelere kaynaklanması şeklinde oluşturulurken küçük ölçekli modeller torna tezgâhlarında üretilir.

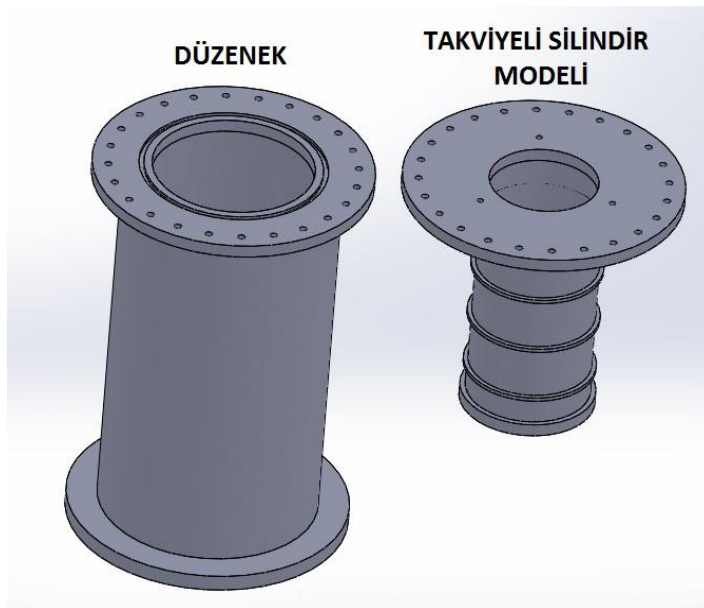
Tam ölçekli modellerin basınç testlerinin çökme basıncına yakın seviyelerde yapılması mümkün değildir ancak tam ölçekli mukavim tekneler dizayn derinliğinin üzerinde test basıncına tabi tutulurlar. Test basıncı malzemenin elastik bölgesindedir. Tam ölçekli modellerin basınç testleri genellikle denizde test derinliğine inmek suretiyle gerçekleştirilir. Bu testlerde sızdırmazlık kontrolü yapılmış olur. Denizde yapılan testlere ek olarak Kiel’de bulunan basınçlı yüzer havuz bu testleri tersanede yapabilmeyi mümkün kılmaktadır. Bu havuzun avantajı eğer sızdırmazlık sorunu söz konusu olursa denizde yapılan testlere göre çok daha hızlı bir şekilde basınç düşürülebildiği için daha güvenli bir test ortamı oluşturabiliyor olmasıdır. Aşağıdaki resimlerde Kiel’de bulunan bu test sistemine ait görseller mevcuttur.



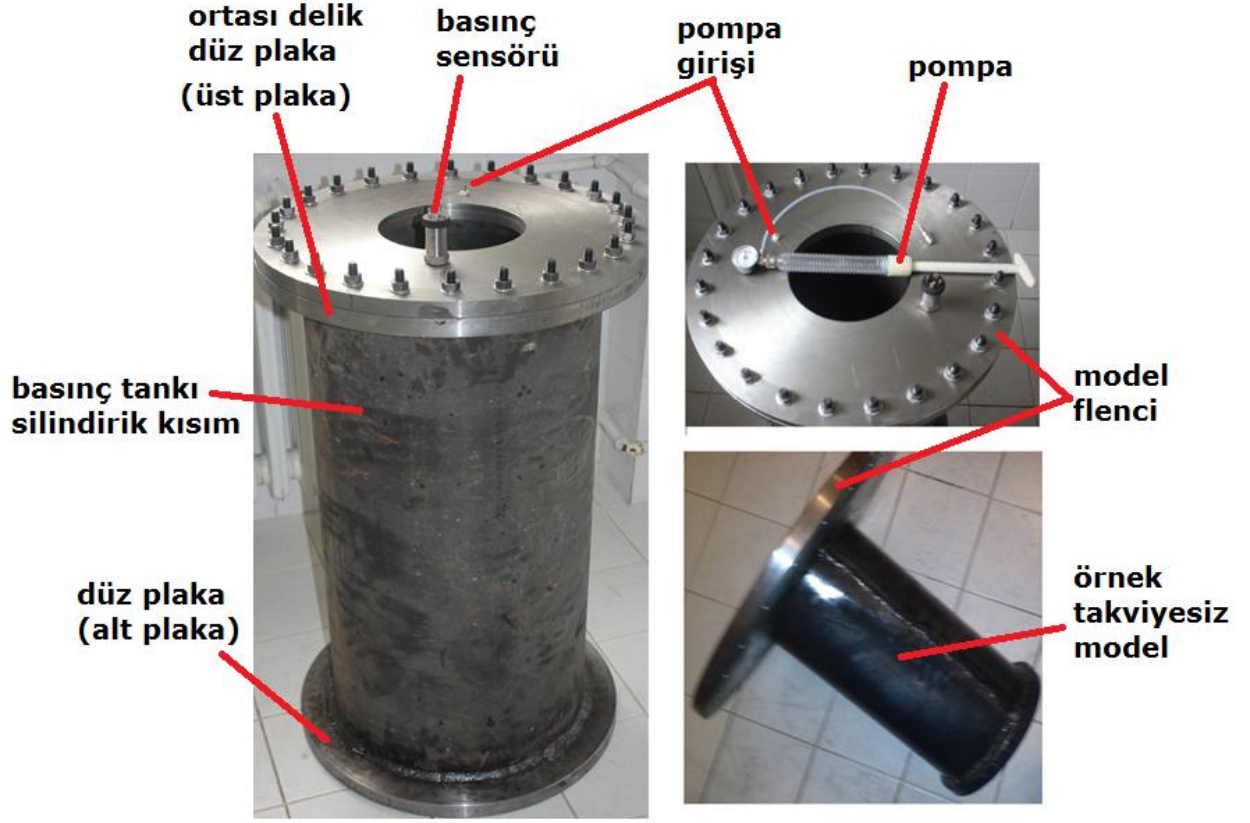
Şekil 3.4 : Basınçlı denizaltı yüzer havuzu.

3.2 Kurulan Deney Sistemi

Takviyeli silindirik kabuk olarak tasarlanan ölçekli denizaltı mukavim teknesi modellerinin dış basınç altında test edilmesi için bir basınç tankı tasarlanmıştır. Bu basınç tankının en önemli özelliği içinde testi yapılacak olan modellerin çökme basıncını karşılayacak mukavemete sahip olmasıdır. Basınç tankının boyutlandırılması sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmıştır. İç basınca maruz kalacak bu basınç tankı takviyesiz silindirik kısım ve bu silindirin uçlarına kaynatılmış düz plaklardan oluşmaktadır. Basınçlı kap tasarımında silindir gövdenin uçlarının bombelerle kapatılması, düz saclarla kapatılmasından daha avantajlı olmasına rağmen bu tasarımda bombe kullanılmamıştır. Bu sebeple düz sac kısımların et kalınlığı silindirik gövdenin et kalınlığından bir hayli fazla olması gerekmiştir. Şekil 3.5'te kurulan deney sistemine ait çizimler gösterilmiş Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de ise üretilen bu deney düzeneği bileşenleriyle birlikte tanıtılmıştır.



Şekil 3.5 : Kurulan deney sistemi ve örnek takviyeli silindirik model.



Şekil 3.6 : Deney düzeneği ve bileşenleri (1).

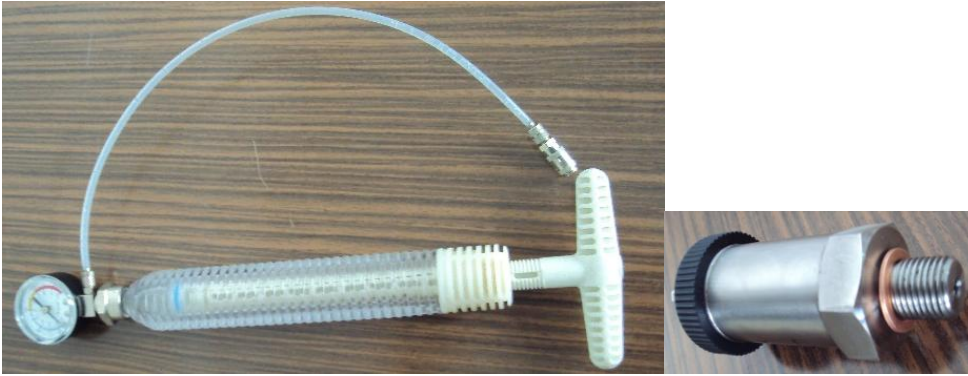


Şekil 3.7 : Deney düzeneği ve bileşenleri (2).

Basınç tankı ve kullanılan diğer ekipmanların özellikleri şu şekildedir:

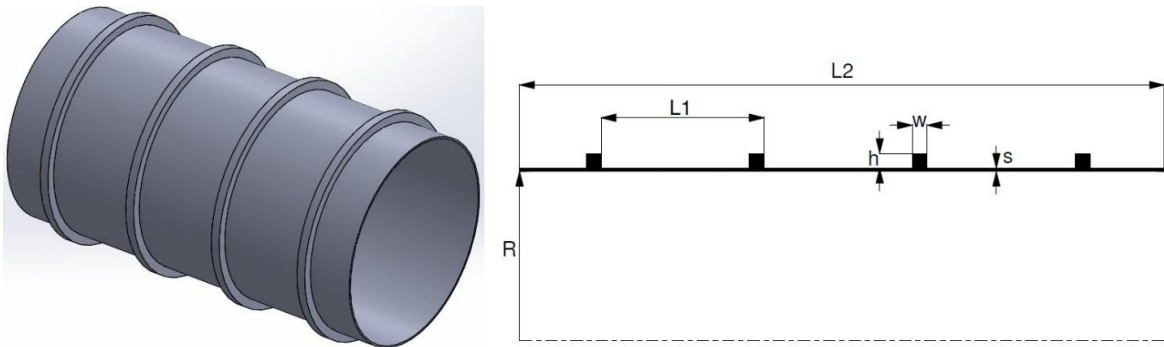
- * Basınç tankı silindirik kısım : Çap = 400 mm, Et kalınlığı = 10 mm.
- * Basınç tankı alt plaka : Çap = 520 mm, Et kalınlığı = 30 mm.
- * Basınç tankı üst plaka : Dış çap = 520 mm, İç çap = 300 mm, Et kalınlığı = 30 mm.
- * Oring : Dış Çap = 340 mm, Kalınlık = 10 mm.
- * El Pompası : Maksimum basınç : 100 Bar
- * Basınç Sensörü : Maksimum Basınç : 600 Bar

Şekil 3.8’de deneylerde kullanılan el pompası ve basınç sensörü yer almaktadır.



Şekil 3.8 : El pompası ve basınç sensörü.

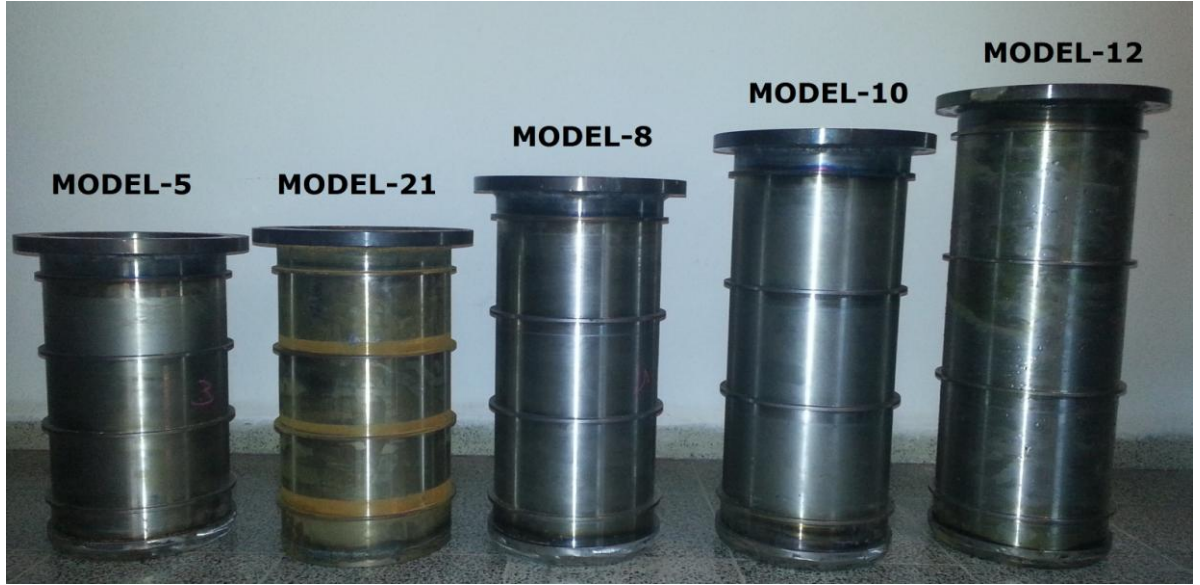
3.3 Deney Yapılan Modeller



Şekil 3.9 : Deney yapılan modellerin boyutlarının gösterimi.

Çizelge 3.1 : Deney için tasarlanan modellerin özellikleri.

Model No	R (mm)	s (mm)	L1 (mm)	h (mm)	w (mm)	Malzeme
5	111.75	1.5	100	9	5	St 44
8	111.75	1.5	130	9	5	St 44
10	111.75	1.5	150	9	5	St 44
12	111.75	1.5	170	9	5	St 44
21	113.00	1.5	100	7	3	St 42



Şekil 3.10 : Deney için imal edilen modeller.

Çizelge 3.1’de verilen model ölçüleri imal edilmek istenen ölçülerdir. Bu ölçülerin hangi kalınlığı temsil ettiği şekil 3.9’da gösterilmiştir. Bu ölçülerden sac kalınlığı ölçüsü (s) imal edilmek istenen bütün modellerde 1.5 mm kalınlığında imal edilememiştir. Tezin sonraki kısımlarında bu ölçünün her bir model için kaç olduğu ölçülerek belirtilmiştir.

3.4 Çekme Testi

Deneyde kullanılan malzemelerin mekanik özelliklerinin tam olarak bilinebilmesi amacıyla model imalatında kullanılan malzemelerden çekme testi numuneleri hazırlanarak çekme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.11’de örnek alınan test parçaları görülmektedir.



Şekil 3.11 : Çekme testi numuneleri (a) St-42 malzeme (b) St-44 malzeme.

3.5 Deney Sonuçları



Şekil 3.12 : Deney sonrası burkulmuş modeller.

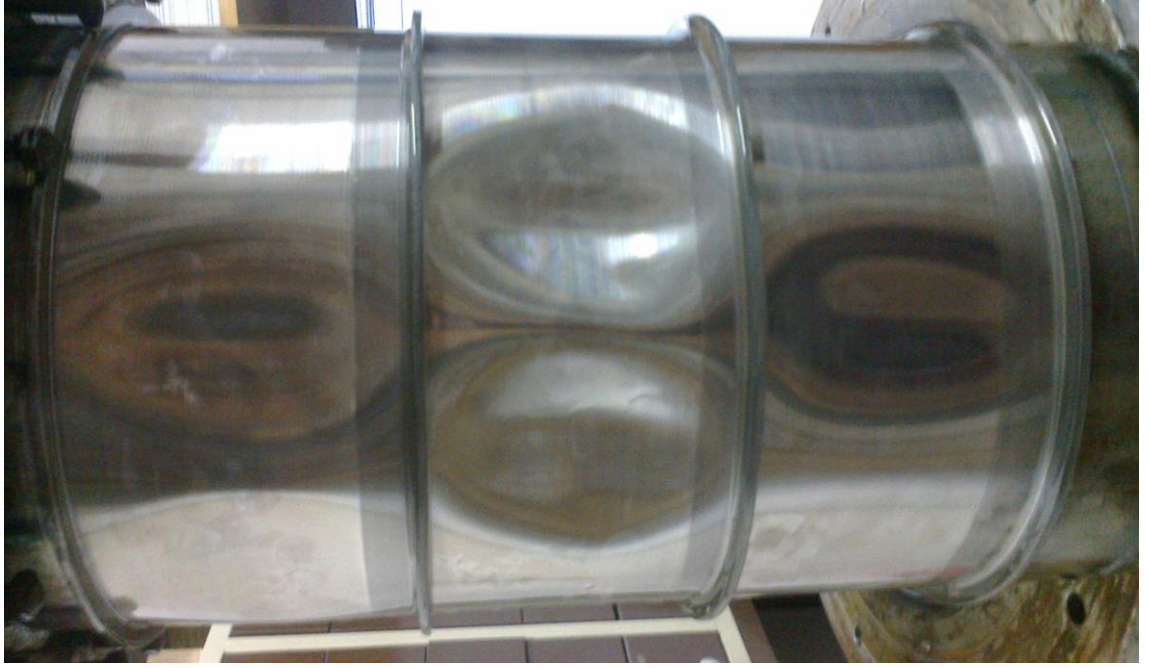
Şekil 3.12’de deney yapılan modellerin burkulma sonrası çekilen resimleri sunulmuştur. Deney sonucuna göre bütün modeller hesaplarla tahmin edildiği gibi asimetrik burkulma moduyla burkulmuştur. Çizelge 3.2’de her bir modelin deney sonucu elde edilen burkulma basıncı gösterilmiştir.

Çizelge 3.2 : Deney sonuçlarına göre burkulma basınçları.

Model Numarası	Burkulma Basıncı (Bar)
5	43.20
8	41.30
10	32.60
12	33.90
21	39.60

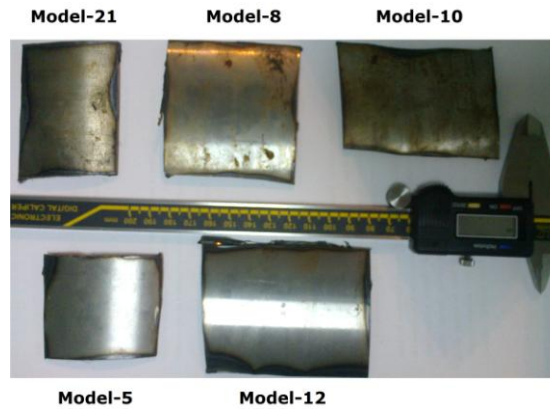
Ek B’de deneyler sırasında modellerin dış yüzeyinde bulunan basıncı gösteren grafikler sunulmuştur. Grafiklerde de görülen ani basınç düşüştü, yapının burkulduğu anı göstermektedir.

Şekil 3.13’te Model-21’in burkulma sonrası görünümü gösterilmiştir.



Şekil 3.13 : Model-21 için burkulma sonrasına ait bir resim.

Şekil 3.14’te ise her bir modelden kalınlık ölçümü yapmak amacıyla, deneylerden sonra modellerden kesilmiş parçalar ve ölçüm yapılan kumpas gösterilmiştir. İmalat öncesi silindir sacı kalınlığı her model için 1.5 mm olması istense de imalat sonrası bunun elde edilemediği ölçümlerden anlaşılmıştır. Ölçüm sonuçları tezin beşinci bölümünde verilmiştir. Bu ölçümlere göre modellerin kalınlıkları güncellenerek hesaplarda yeni değerler kullanılmış ve deney sonuçları bu değerlerle kıyaslanmıştır.



Şekil 3.14 : Sac kalınlığı ölçüm numuneleri ve ölçüm yapılan kumpas.

4. SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ (ABAQUS)

Çalışmanın bu bölümünde çalışmada kullanılan sonlu elemanlar analiz tiplerine ait teorik altyapı sunulduktan sonra çalışmada kullanılan modellere ait sonlu elemanlar modellerinin özellikleri aktarılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinin çözümlerine ilişkin görseller EK-C'de sunulmuştur. EK-C'de her modele ait lineer burkulma, nonlinear burkulma analizlerine ait görseller ve nonlinear burkulma analizi sonucu modellerin nihai mukavemetini gösteren grafikler yer almaktadır.

4.1 Lineer Burkulma Analizi

Lineer elastik burkulma analizi ile ideal lineer elastik bir yapının teorik elastik burkulma yükü belirlenebilir. Lineer elastik burkulma analizi iki aşamadan oluşur. Birinci aşamada yapıya yük uygulanarak lineer statik analiz gerçekleştirilir. İkinci aşamada ise özdeğer problemi çözümlenerek yapının lineer elastik burkulma yükü tespit edilir. Lineer burkulma analizi için özdeğer problemine ait denklem aşağıdaki şekildedir[23].

$$[K]\{\phi_i\} + \lambda_i [S]\{\phi_i\} = 0 \quad (4.1)$$

Denklemden $[K]$ yapısal katılık matrisini, $[S]$ gerilme katılık matrisini, $\{\phi_i\}$ özvektörleri ve λ_i özdeğerleri göstermektedir. i indisi kadar özdeğer ve özvektör hesaplanabilir. Bulunan özdeğerler yapının kritik burkulma yüklerini ve bulunan özvektörler yapının burkulma modunu göstermektedir. hesaplanan en küçük burkulma yükü yapıya ait teorik elastik burkulma yüküdür.

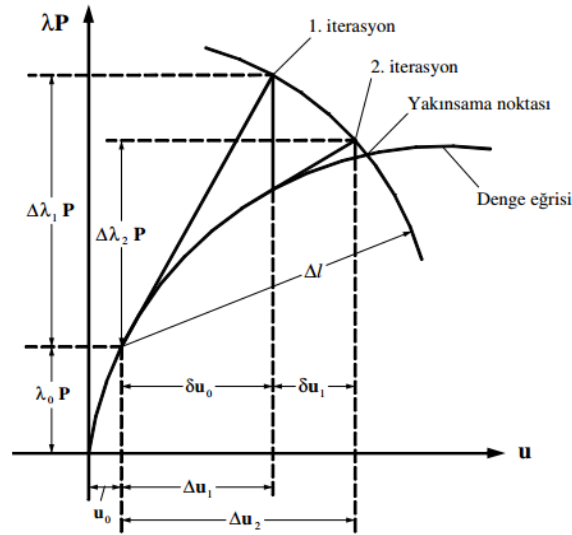
Burkulma analizi sonucu elde edilen yer değiştirme değerleri gerçek değerler değil normalize edilmiş değerlerdir. Yer değiştirme değerleri, en büyük yer değiştirme değeri kullanılan birime göre 1.0 olacak şekilde normalize edilir.

Lineer burkulma analizinde imalat kusurları ve lineer olmayan etkiler çözüme dahil edilmez.

Abaqus programında linner burkulma analizi yapılırken hangi çözücünün kullanılacağı ve kaç burkulma modunun bulunacağı seçilir. Lineer burkulma analizi nonlinear analize göre çok hızlı çözülebildiği için oluşturulan ağ yapısının yakınsama çalışmasının lineer burkulma analiziyle yapılması uygundur. Bu çalışmada da yakınsama analizi lineer burkulma analizi ile yapılmış ve sonlu eleman modelinin eleman büyüklüğü bu şekilde tespit edilmiştir.

4.2 Nonlinear Burkulma Analizi

Lineer burkulma analizi ile ideal bir yapının elastik kritik burkulma yükü tespit edilir. Gerçek yapıların burkulma yükü ise genellikle bu değerin altında kalır. Bu sebeple hesaplamaların daha gerçekçi olabilmesi için burkulma analizinin, malzeme plastisitesini ve yapıda imalat sonrası oluşmuş geometrik kusurları da içerecek şekilde genişletilmesi gerekir. Bu tezde kullanılan nonlinear çözüm yöntemi olarak iteratif bir yöntem olan modifiye edilmiş Riks yöntemi (Arc-length method) kullanılmıştır [24]. Şekil 4.1’de Arc-length methodunun grafiksel gösterimi mevcuttur.



Şekil 4.1 : Arc-Length yönteminin grafiksel gösterimi.

Bu metotta yük seviyesi parametresi λ , denge denklemlerine ilave bir değişken olarak girer.

$$\mathbf{R}(\mathbf{u}, \lambda) = \mathbf{F}(\mathbf{u}) - \lambda \mathbf{P} = 0 \quad (4.2)$$

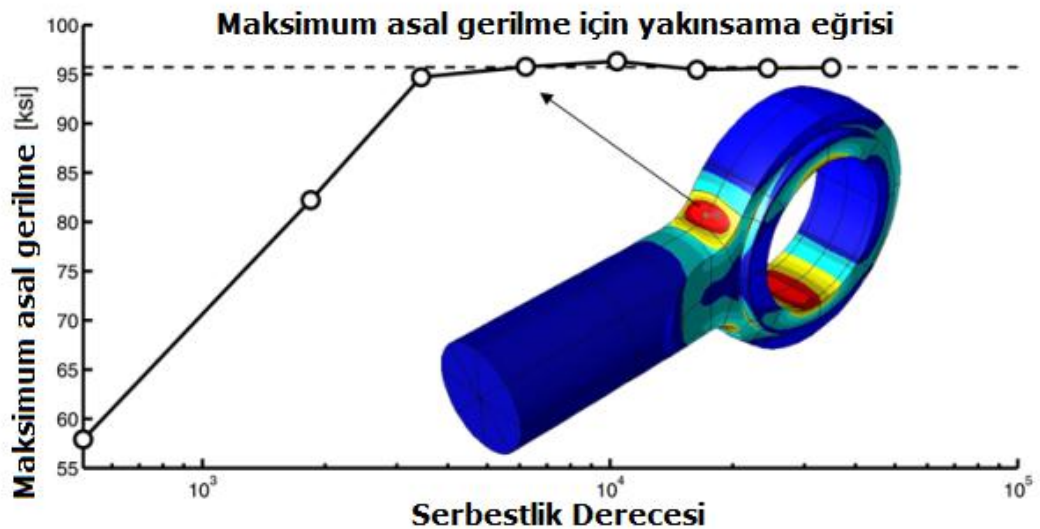
Arc-length metodunun amacı (4.2) denklemi ile l sabit yay boyu arasındaki kesişimi bulmaktır. Ψ yük ölçeklendirme parametresini göstermek üzere, l sabit yay boyu diferansiyel olarak şu şekildedir [25]:

$$l = \int \sqrt{d\mathbf{u}^T d\mathbf{u} + d\lambda^2 \Psi^2 \mathbf{P}^T \mathbf{P}} \quad (4.3)$$

Bu tezde nonlinear burkulma analizi gerçekleştirilirken bütün modeller için aynı geometrik kusur tanımlaması kullanılmış ve malzeme özellikleri de çekme testinden elde edilen değerlerden girilmiştir.

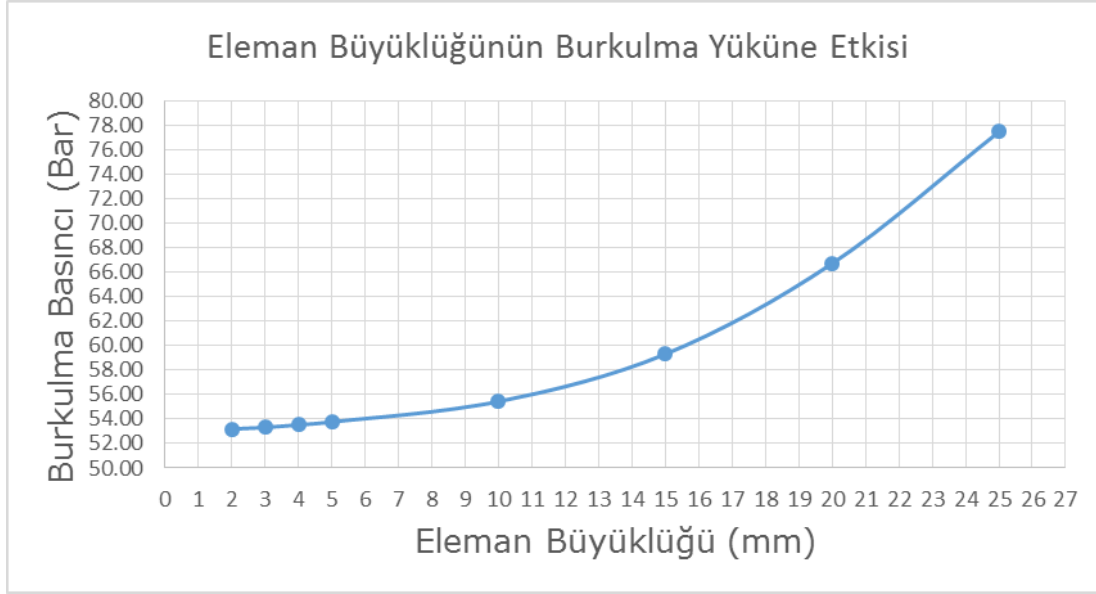
4.3 Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı Yoğunluğu Çalışması

Sonlu elemanlar analizinde ağ yapısı yoğunluğu doğru çözüm elde edilmesi açısından önemli bir konudur. Ağ yapısı oluşturulurken eleman boyutunun küçültülmesi daha doğru sonuca yaklaşmayı sağlasa da çözüm yapılan bilgisayarın hesaplama süresini artırmaktadır. Bu sebeple herhangi bir model için sonlu elemanlar analizin yapıldığı zaman, çözümün doğruluğunun araştırılması için sonlu elemanlar ağ yapısının yoğunluğunun incelenmesi gerekir. Bu sebeple eleman büyüklüğü çözüm için yeterli hassasiyeti sağlayacak en büyük eleman büyüklüğü olarak seçilmelidir. Sonlu elemanlar analizinde eleman büyüklüğü farklı analiz tipleri için farklı yakınsama durumlarını ortaya çıkartır. Örnek vermek gerekirse lineer statik analiz için eleman büyüklüğü azaldıkça çözümde elde edilen gerilme değerleri artmaktadır. Bu durum Şekil 4.2’de görülebilir.



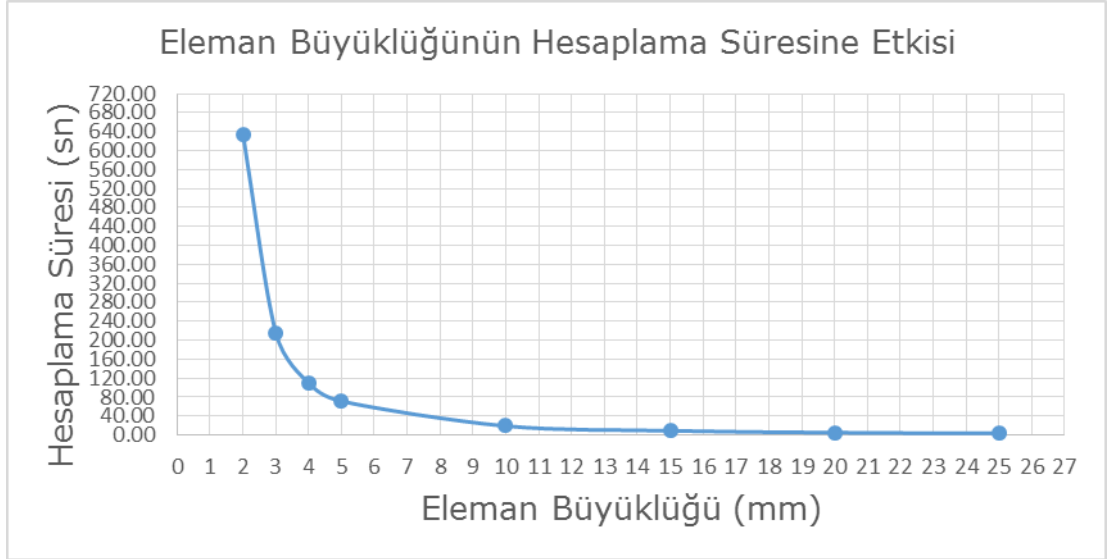
Şekil 4.2 : Ağ yapısının çözüme etkisini gösteren bir örnek.

Bu tezde kullanılan modeller için ise ağ yapısının hassasiyetinin araştırılması Model-5 üzerinde farklı eleman boyutlarıyla lineer burkulma analizi yapılarak belirlenmiştir. Lineer burkulma analizinin sonucunda her eleman büyüklüğü için 1. modun sonuçları elde edilmiş ve yakınsama analizi için bu değerler veri olarak kullanılmıştır. Yapılan yakınsaklık analizi neticesine göre eleman boyutu azaldıkça burkulma yükü azalmakta ve gerçek değerine yaklaşmaktadır. Şekil 4.3'te eleman büyüklüğünün burkulma yüküne etkisini gösteren grafik yer almaktadır.



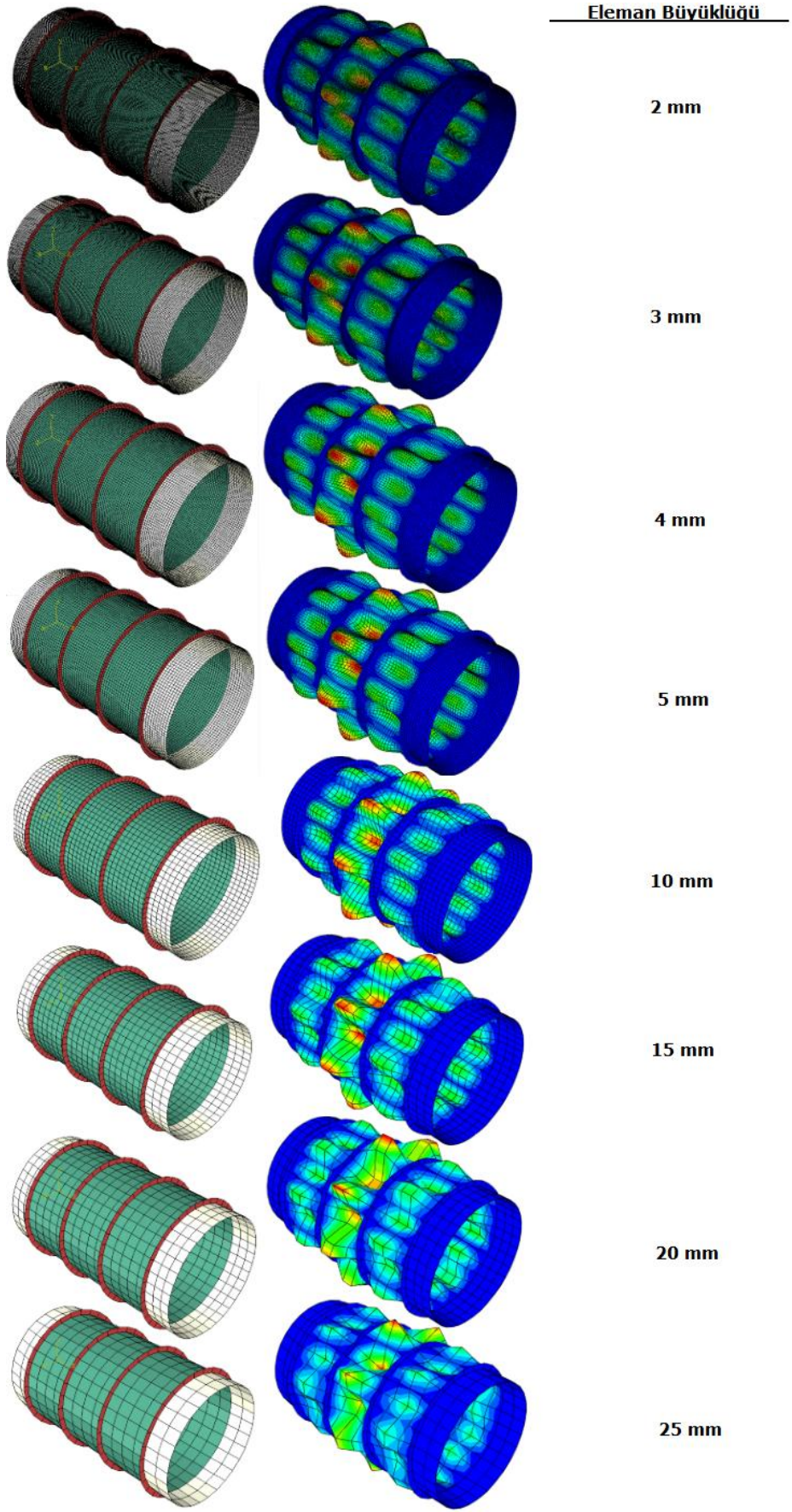
Şekil 4.3 : Eleman büyüklüğünün burkulma yüküne etkisi.

Şekil 4.4'te ise sonlu eleman ağı oluşturulan elemanların büyüklüğünün hesaplama süresine etkisi görülmektedir. Hesaplama süreleri analiz yapılan sonlu elemanlar paket programı verilerinden alınmıştır. Bu analizler mümkün olduğu kadar eşit koşullarda gerçekleştirilmiş ve eleman büyüklüğünün çözüm süresine etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Eleman büyüklüğünün hesaplama süresine etkisi.

Şekil 4.5'te yakınsaklık analizinin gerçekleştirildiği modele ait farklı eleman büyüklüğündeki sonlu eleman yapısına ilişkin görseller sunulmuştur.



Şekil 4.5 : Farklı eleman boyutları için ağ yapıları.

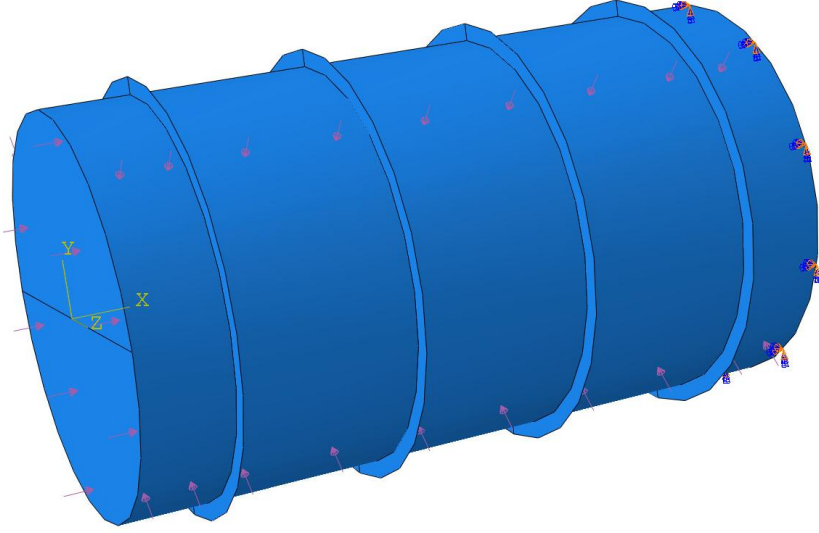
Çizelge 4.1 : Yakınsaklık analizi sonuçları.

Eleman Büyüküğü (mm)	Burkulma Basıncı (Bar)	% Değişim	Hesaplama Süresi (sn)
2	53.19	Referans değer	634.00
3	53.32	0.24%	216.10
4	53.53	0.39%	110.00
5	53.77	0.45%	71.50
10	55.44	3.01%	19.20
15	59.31	6.53%	9.10
20	66.71	11.09%	5.10

Çizelge 4.1’de daha önce grafiksel olarak gösterilmiş olan eleman büyüüğüünün sonuçlara etkisi çizelge olarak verilmiştir. Çizelgede eleman büyüüğüünün 2 mm olduğu durumdaki burkulma basıncı referans alınarak, diğer eleman büyüükleri için bulunan burkulma basınçlarının bu değere göre ne kadar farklı olduğu yüzde olarak verilmiştir. Yakınsaklık analizinden sonra yapılan değerlendirmeye göre hem hesaplama süresindeki artış hem de çözümdeki hassasiyet dikkate alınarak eleman büyüüğüünün 5 mm olması kararlaştırılmıştır. Bu eleman büyüüğüü tezde yer alan diğer modeller için de aynı şekilde kullanılmıştır.

4.4 Sonlu Elemanlar Modellerine Ait Sınır Koşulları ve Yükleme Koşulları

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan takviyeli silindirlerin boyutları tezde daha önceki bölümlerde verildiği gibidir. Silindiririn bir ucundaki yer değistirmeler ve dönmeler Şekil 4.6’da görüldüğü gibi sıfır kabul edilmiştir. Diğer ucu ise deneyde de kullanıldığı gibi 20 mm sac ile kapatılmıştır. Daha sonra ise basınç yükü modelin bütün dış yüzeylerine uygulanmıştır.



Şekil 4.6 : Sonlu elemanlar modeli sınır koşulları ve yükleme durumu.

Modeldeki bütün yapılar kabuk elemanlar ile modellenmiştir. Sonlu elemanlar analizlerinde elde edilen basınç değerlerinin birimi MPa'dır. EK-C'de gösterilen değerler bu birim cinsindedir. Fakat sonuçların karşılaştırıldığı bölümlerde basınç birimi olarak *bar* kullanılmıştır.

5. DENEYSEL, ANALİTİK VE SAYISAL YÖNTEMLERLE BULUNAN SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde daha önceki bölümlerde yapılmış olan hesaplar ve bulunan sonuçların bir arada tablo ve grafiklerle sunulması amaçlanmıştır. Bölüm iki kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısımda, çalışmada ele alınan 20 adet 1.5 mm kalınlıklı modellere ait sayısal ve analitik yöntemlere ait sonuçlar sunulurken, ikinci kısımda bu sonuçlara deney sonuçları da eklenmektedir. Deney sonuçlarının ikinci kısımda eklenmiş olmasının nedeni, çok küçük kalınlıklarla çalışıldığından hesabı yapılan modeller için sonuçların deney için imal edilen modellerin kalınlıklarına göre güncellenmesi ihtiyacının ortaya çıkmış olmasıdır.

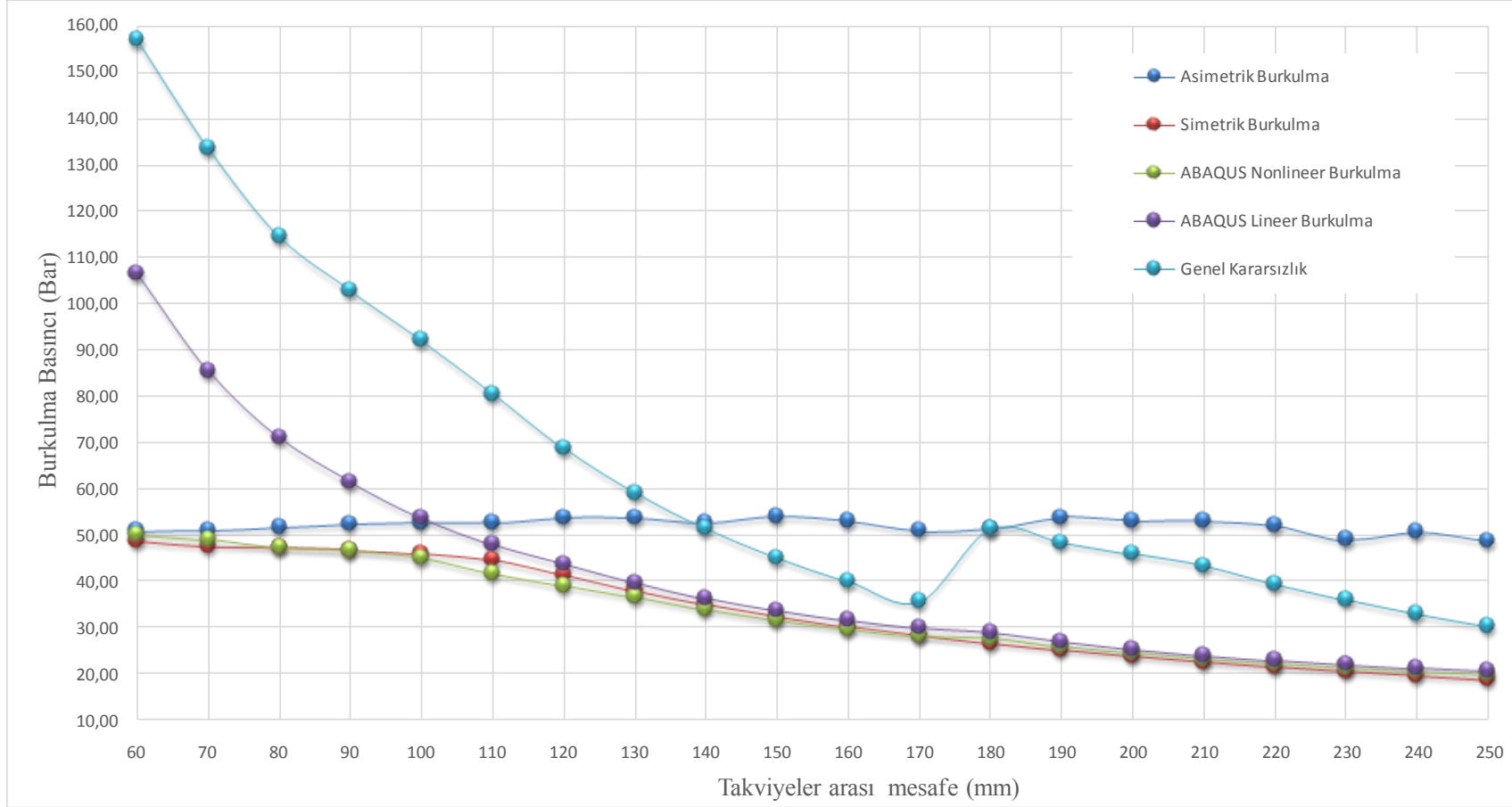
5.1 Kalınlığı 1.5 mm Olan Modeller İçin Analitik ve Sayısal Hesaplamalar

Çizelge 5.1’de sac kalınlığı 1.5 mm olan ve takviyeler arası mesafeleri farklı 20 adet model için hesaplanan analitik ve sayısal sonuçlar yer almaktadır.

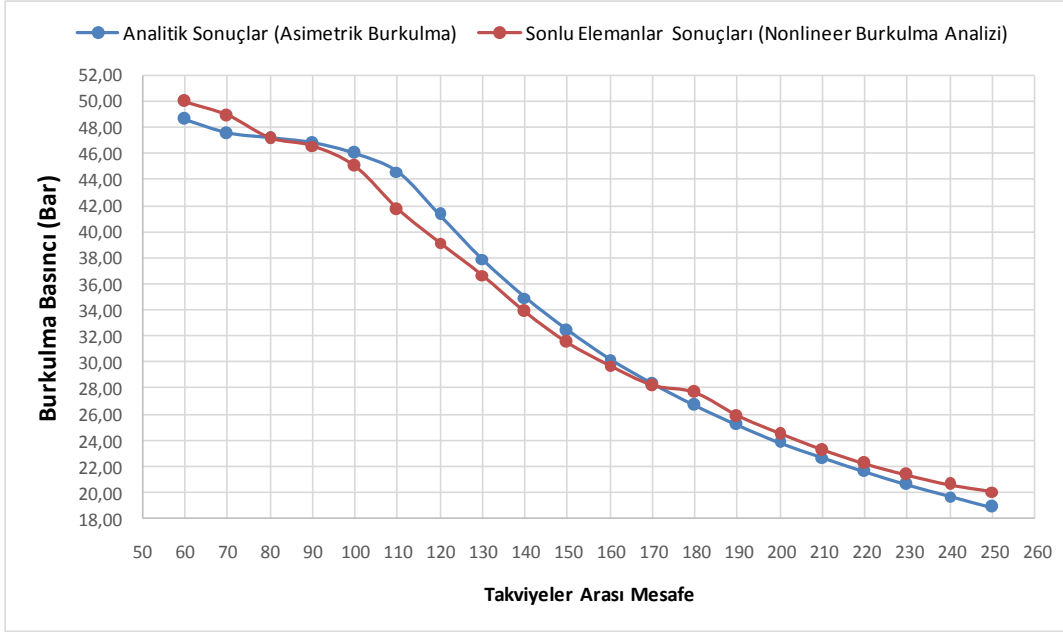
Şekil 5.1’de ise bu sonuçların grafiksel gösterimi yer almaktadır. Grafikler incelendiğinde analitik çözümler arasında en küçük sonucu veren çözümün asimetrik burkulma formülasyonu olduğu gözükmektedir. Böylece analitik çözümlere göre yapının burkulma modu asimetrik burkulma olarak tespit edilmiştir. Bu sebeple simetrik burkulma ve genel karasızlık sonuçlarının karşılaştırmalarda herhangi bir anlamı yoktur. Sayısal çözümlerde ise nonlinear burkulma analizi ile lineer burkulma analizi sonuçları takviyeler arası mesafe arttıkça yani yapı narinleştikçe birbirine yaklaşmaktadır. Analitik çözümle kıyaslanacak olan sayısal çözüm nonlinear burkulma analizidir. Grafikten karşılaştırmanın anlamsız olduğu çözümler çıkartılarak Şekil 5.2’de 20 adet model için analitik ve sayısal çözüm sonuçları sunulmuştur.

Çizelge 5.1 : Modeller için analitik ve sayısal sonuçlar.

Model No	ANALİTİK SONUÇLAR (Bar)			SAYISAL SONUÇLAR (Bar)	
	Asimetrik Burkulma	Simetrik Burkulma	Genel Kararsızlık	ABAQUS Lineer Burkulma	ABAQUS Nonlineer Burkulma
1	48,66	50,87	157,18	106,49	50,04
2	47,58	50,87	133,72	85,44	48,95
3	47,21	51,62	114,43	70,93	47,20
4	46,84	52,39	102,75	61,54	46,60
5	46,07	52,84	92,04	53,77	45,06
6	44,61	52,79	80,52	47,96	41,74
7	41,36	53,84	68,62	43,75	39,15
8	37,91	53,62	59,09	39,71	36,69
9	34,96	52,65	51,38	36,26	33,86
10	32,43	53,88	45,11	33,59	31,55
11	30,24	53,12	39,96	31,51	29,73
12	28,34	51,08	35,70	29,86	28,22
13	26,66	51,49	51,26	28,93	27,70
14	25,18	53,61	48,43	27,00	25,86
15	23,85	53,17	45,89	25,41	24,50
16	22,66	53,13	43,38	24,08	23,25
17	21,58	52,16	39,43	22,97	22,20
18	20,60	49,00	35,98	22,04	21,35
19	19,70	50,60	32,96	21,25	20,60
20	18,88	48,60	30,31	20,57	20,06
21	41,63	46,45	36,45	52,44	41,23



Şekil 5.1 : Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.



Şekil 5.2 : Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 5.2 incelendiğinde analitik çözümler ile sayısal çözümlerin oldukça yüksek bir uyum içinde olduğu görülmektedir.

5.2 Deney İçin İmal Edilen Modellere Göre Güncellenen Sonuçların Karşılaştırılması

Tezde beş adet model için deney yapılmıştır ve bu beş modele ait imalat sonrası ölçülen silindir sacı kalınlıkları çizelge 5.2'de verilmiştir. Analitik ve sayısal sonuçlar bu beş model için imalat sonrası ölçülen kalınlıklara göre güncellenmiştir.

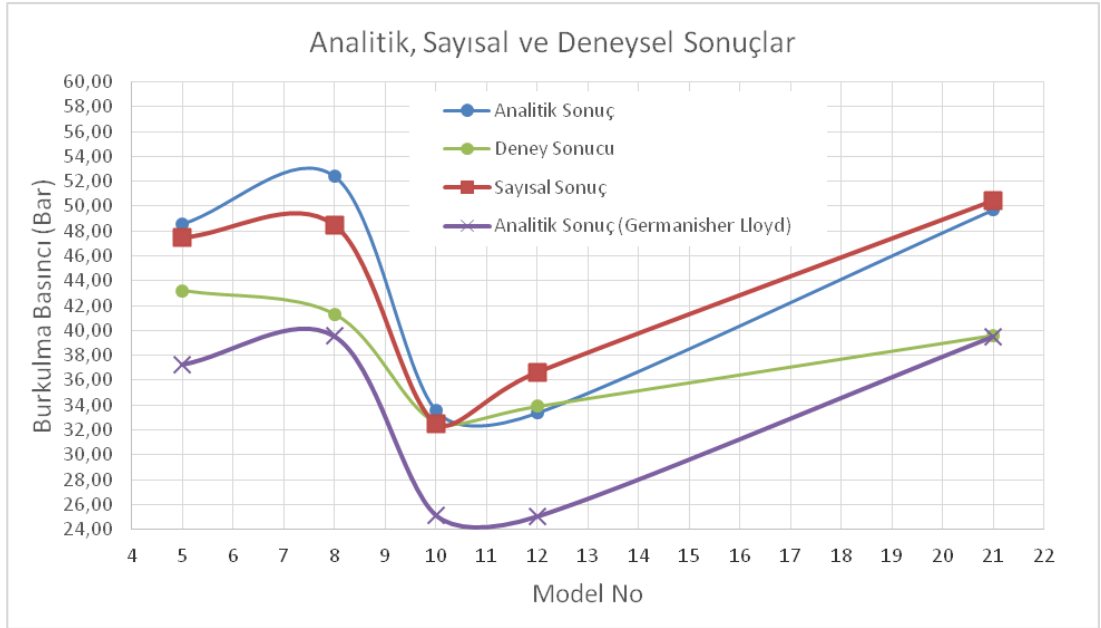
Çizelge 5.2 : İmalat sonrası ölçülen silindir sacı kalınlıkları.

Model Numarası	İmal edilmek istenen sac kalınlığı (mm)	İmalat sonrası ölçülen sac kalınlığı (mm)	Burkulma Basıncı (Bar)
5	1.5	1.56	0.06 mm kalın
8	1.5	1.73	0.23 mm kalın
10	1.5	1.52	0.02 mm kalın
12	1.5	1.68	0.18 mm kalın
21	1.5	1.73	0.23 mm kalın

Çizelge 5.3 : Analitik, sayısal ve deneysel sonuçlar.

Model Numarası	Analitik Sonuç (Bar)	Azaltma Faktörü (Germanisher Lloyd)	Analitik Sonuç (Bar) (Germanisher Lloyd)	Sayısal Sonuç (Bar)	Deney Sonucu (Bar)
5	48,60	0,77	37,25	47,45	43,20
8	52,41	0,75	39,55	48,48	41,30
10	33,54	0,75	25,15	32,50	32,60
12	33,36	0,75	25,02	36,60	33,90
21	49,74	0,79	39,52	50,44	39,60

Çizelge 5.3'te bu beş modele ait analitik, sayısal ve deneysel sonuçlar sunulmuştur. Analitik çözüm olarak tezde detaylı olarak çözümü verilen yöntem kullanılmıştır ve bu yöntem halen Germanisher Lloyd kuruluşu tarafından da denizaltıların klaslanması konusunda kullanılmaya devam etmektedir. Bu kuruluş bu formülasyonu kullanırken son olarak, ikinci bölümde de verilmiş olan azaltma faktörüyle çarpılarak kullanmakta böylece daha güvenli bir sonuç elde etmeyi amaçlamaktadır. Sonuçlar karşılaştırılırken bu sonuç da grafik ve çizelgelerde yer almaktadır.



Şekil 5.3 : Analitik, sayısal ve deneysel sonuçlar.

Şekil 5.3 incelendiğinde bütün sonuçların grafikleri benzer formda olmakla birlikte analitik ve sayısal sonuçlar her durumda çok yakın olarak bulunmuştur. Model-10 ve Model-12 için deney sonuçları hesaplanan sonuçlara çok yakın çıkarken diğer modellerde ise kritik burkulma basıncı hesaplanan analitik ve sayısal sonuçların altında kalmıştır. Bunun nedeni olarak imalat kusurlarının bu modellerde çok daha

yüksek olduğu sonucuna varılmaktadır. Ayrıca her durumda deney sonuçları Germanisher Lloyd kuruluşunun verdiği sonuçların üzerinde kalmıştır. Bu sebeple imal edilen bütün modellerin bu kuruluşun kriterlerine göre güvenli bir boyutlandırmaya sahip olduğu sonucuna ulaşılır.

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada dış basınca maruz takviyeli silindirik kabukların yapısal stabilitesi çeşitli yöntemler kullanılarak incelenmiş ve sonuçlar sunulmuştur. Dış basınca maruz takviyeli silindirik kabuklar üzerindeki basınç belli bir değere ulaştığında yapı stabilitesini kaybederek burkulur. İlgili yapı denizaltıların mukavim teknesi olarak yaygın biçimde kullanılır. Denizaltıların nominal dalma derinliğinin çok üstünde gerçekleşen bu hadisenin ne zaman ortaya çıkacağıın öngörülmesi önemli bir mühendislik problemidir. Bu problemi çözmek için farklı analiz yöntemleri mevcuttur. Bu çalışmada da çeşitli yöntemler kullanılarak, oluşturulan modeller üzerinden çözümler yapılmıştır. Bu yöntemler analitik yöntemler, sayısal bir yöntem olan sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel yöntemlerdir.

Tezde ele alınan problem nihai mukavemet problemi olduğu için kullanılan malzemelerin çeşitli kaynaklarda sunulan minimum özellikleriyle yetinilmemiş ve kullanılan malzemeler çekme testine tabi tutulmuştur. Analitik ve sayısal çözümlerde bu testin çıktıları kullanılmıştır.

Analitik yöntem olarak kullanılan yöntemler arasında sonuçları en düşük burkulma basıncını veren Reynolds'a ait olan asimetric burkulma formülasyonudur. Bu sonuca göre analitik olarak bütün modellerin asimetric burkulma adı verilen, silindir sacının silindir çevresi boyunca çöküntüler oluşturmasını öngören modda burkulması tahmin edilmiştir.

Eşit sac kalınlıklı yirmi model için yapılan analitik ve sayısal çözümler birbirine oldukça yakın bulunmuştur.

Deney yapılan beş modelin ise başlangıçta eşit kalınlıkta olması planlanmışsa da bu durum imalat zorluklarından dolayı sağlanamamıştır. Bu sebeple imalat sonrası oluşan yeni sac kalınlıkları ölçülerek bu modeller için analitik ve sayısal çözümler güncellenmiştir. Deney sonuçları ile diğer çözümler karşılaştırıldığında iki modelin sonuçlarının her üç yöntem için çok yakın çıktığı saptanırken, diğer üç modelde ise kritik burkulma basıncı hesaplanan analitik ve sayısal sonuçların altında kalmıştır. Bunun nedeni olarak imalat kusurlarının bu modellerde çok daha yüksek olduğu sonucuna varılmaktadır.

Germanisher Lloyd klas kuruluşu da bu tezde kullanılan asimetrik burkulma formülasyonunu kullanırken, bu formülasyonda çıkan sonucu bir azaltma faktörü ile çarparak kullanmaktadır. Deney yapılan her model için deney sonuçları Germanisher Lloyd kuruluşunun verdiği sonuçların üzerinde kalmıştır. Bu sebeple imal edilen bütün modellerin bu kuruluşun kriterlerine göre güvenli bir boyutlandırmaya sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] **Fairbairn, W.** (1858). On the Resistance of Tubes to Collapse, *Philosophical Transactions*, Vol. **148**, pp. 389-413.
- [2] **Bryan, G.H.** (1888) Application of the Energy Test to the Collapse of a Thin Long Pipe under External Pressure, *Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, Vol. **6**, pp. 287-292.
- [3] **Carman, A.P.** (1905). Resistance of Tubes to Collapse, *Physical Review*, Vol.**21**, pp. 381-387.
- [4] **Southwell, R.V.** (1913). On the Collapse of Tubes by External Pressure I, *Phil. Magazine*, pp. 687-698.
- [5] **von Mises, R.** (1914). Critical external pressure of cylindrical tubes, *Zeitschrift Vereiniger Deutscher Ingenieur*, Vol. **58**, pp. 750-755.
- [6] **von Mises, R.** (1929).The critical external pressure for cylindrical tubes, *Festschrift zum 70 Geburtstag von Prof. Dr. A. Stodola, Zurich*, pp. 418-430.
- [7] **Windenburg, D.E, and Trilling, G.** (1934). Collapse by Instability of Thin Cylindrical Shells under External Pressure, *Transactions of the A.S.M.E.*, Vol. 56, No. 11.
- [8] **Nash, W.A.** (1954). Buckling of Thin Cylindrical Shells Subject to Hydrostatic Pressure, *Journal of the Aeronautical Sciences*, Vol. **21**,No. 5, pp. 354-355.
- [9] **Donnell, L.H.** (1956). Effect of Imperfections on Buckling of Thin Cylinders Under External Pressure, *Journal of Applied Mechanics*, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* Vol. **23**, pp. 569-575.
- [10] **Galletly, G.D. and Bart, R.** (1956). Effects of Boundary Conditions and Initial Out-of-Roundness on the Strength of Thin-Walled Cylinders Subject to External Hydrostatic Pressure," *Proceedings of the First U.S. National Congress on Applied Mechanics*.
- [11] **Krenzke, M., and Short, R.D.,** (1959) "Graphical Method for Determining Maximum Stresses in a Ring-Stiffened Cylinder Under External Hydrostatic Pressure," *David Taylor Model Basin, Department of the Navy, Washington, D.C.*
- [12] **Lunchick, M.E.** (1961). Plastic Axisymmetric Buckling of Ring-Stiffened Cylindrical Shells Fabricated from Strain hardening Materials and Subjected to External Hydrostatic Pressure. *DTMB-Report No. 1393*.
- [13] **Reynolds T.E.** (1962).Inelastic Lobar Buckling of Cylindrical Shells Under External Hydrostatic Pressure, *DTMB-Report No. 1392*.





- [14] **Tokugawa, T.**(1929). Model Experiments on the Elastic Stability of Closed and Cross Stiffened Cylinders under Uniform External Pressure," Proceedings of the Worm Engineering Congress, Tokyo, Volume **29**, pp. 249-279.
- [15] **Bryant, A.R.** (1954). Hydrostatic Pressure Buckling of a Ring-Stiffened Tube, Naval Constructon Research Establishment, Dunfermline, İskoçya.
- [16] **Ghazijahani T.G., Jiao H. ve Holloway. D.** (2014). An experimental study on externally pressurized stiffened and thickened cylindrical shells. Thin-Walled Structures.
- [17] **Smith P. T., Ross C.T. F., and Little A. P. F.** (2012). Formulation of Design Charts for Composite Submarine Pressure Hulls. Journal of Ship Production and Design
- [18] **Pulos J.C. and Salerno V.L.**(1961). Axisymmetric Elastic Deformations and Stresses in a Ring-Stiffened, Perfectly Circular Cylindrical Shell under External Hydrostatic Pressure.
- [19] **Gerard, G.** (1956). Compressive and Torsional Buckling of Thin-Wall Cylinders in Yield Region, National Advisory Committee for Aeronautics Technical Note **3726**.
- [20] **Gerard, G. and Wildhorn, S.** (1952).A Study of Poisson's Ratio in the Yield Region, National Advisory Committee for Aeronautics Technical Note **2561**.
- [21] **Kendrick, S.** (1953) . The Buckling under External Pressure of Circular Cylindrical Shells with Evenly-Spaced Equal-Strength Circular Ring-Frames -- Part III," Naval Construction Research Establishment, Dumfermline, İskoçya
- [22] **Arentzen, E.S. and Mandel, P.** (1960). Naval Architecture Aspects of Submarine Design. SNAME.
- [23] **MacKay J.R.** (2007). Structural Analysis and Design of Pressure Hulls: the State of the Art and Future Trends. Technical Memorandum DRDC Atlantic TM 2007-188. Canada.
- [24] **Dassault Systemes Simulia Corp.** (2010). Abaqus 6.10, Theory Manual. USA.
- [25] **Polat C. ve Calayır Y.** (2007). Lineer Olmayan Yapı Sistemlerinin Analizi İçin Yay-Boyu Metodu. Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi. Elazığ.

EKLER

EK A: Çekme Testi Raporu

EK B: Deney Sonuçları

EK C: Sonlu Elemanlar Sonuçları

GÜRDESAN DEMİR HAZIRLAMA VE TİC. A.Ş.		TEST RAPORU (TEST REPORT)					Ref. No. (Ref. Nr.)			
		DOSB 2.Kısım D-4016 Sk. N0:1 Gebze / KOCAELİ Tel : 0262 724 85 46 e-posta: info@gurdesan.com.tr					AB.14.529			
Müşteri (Customer)							Tarih/Date			
Test Objesi (Test Object)							03/12/14			
Parça No Piece No.	Döküm No Cast No	Özellikler Properties	Kesit Alanı (mm ²) Cross Sectional Area	Akma (N/mm ²) Yield Point Rp _{0,2}	Kopma (N/mm ²) Tensile Strength R _m	% Uzama Elongation A _s	%Daralma Reduction of Area			
1		6MM	144	312	416	22				
2		8MM	152	350	508	30				
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										
Parça No Piece No.	Döküm No Cast No	Özellikler Properties +20 °c	Çentik Darbe Testi (Joule) V Impact Energy Test MIN 27 JOULE				Eğme Testi Bend Test 6XT			Sertlik Testi Hardness Test
			I	II	III	Ortalama Average	Kök Root Bend	Yüz Face Bend	Yan Side Bend	
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										
Açıklama : Explanation										
Test Yeri : Test Place				KLASS:						
Yetkili Adı : Name Of Authority				NAME:		BULENT FIRAT				
Yetkili İmzası : Signature of Authority				Yetkili İmzası : Signature of Authority						

Şekil A.1 : Çekme testi raporu.

Program: Fe-01-F
Comment: Orientation -F
Single spark(s)

118829/05

03.12.2014 17:31:18

Elements: Concentration

GURDESAN:
Cast No:

Musteri: BULENT FIRAT
Malzeme: 8mm

Rapor No: 000
Is No:

No	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	Cu	Co	Ti
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
1	0.232	0.233	0.56	0.017	0.0062	0.047	0.032	<0.0020	0.015	0.0084	0.014	<0.0010
No	Nb	V	W	Pb	Mg	B	Sn	Zn	As	Bi	Ca	Ce
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
1	<0.0040	<0.0010	<0.010	<0.0030	<0.0010	0.0024	0.018	<0.0020	0.019	<0.0020	0.0033	<0.0030
No	Zr	La	Fe									
	%	%	%									
1	<0.0015	<0.0010	98.8									



Şekil A.2 : Kimyasal analiz raporu (ST-44).

Program: Fe-01-F
Comment: Orientation -F
Single spark(s)

118829/05

03.12.2014 17:30:02

Elements: Concentration

GURDESAN:
Cast No:

Musteri: BULENT FIRAT
Malzeme: 6mm

Rapor No: 000
Is No:

No	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	Cu	Co	Ti
1	0.254	0.231	0.465	0.017	0.0095	0.143	0.134	0.023	0.015	0.098	0.028	<0.0010

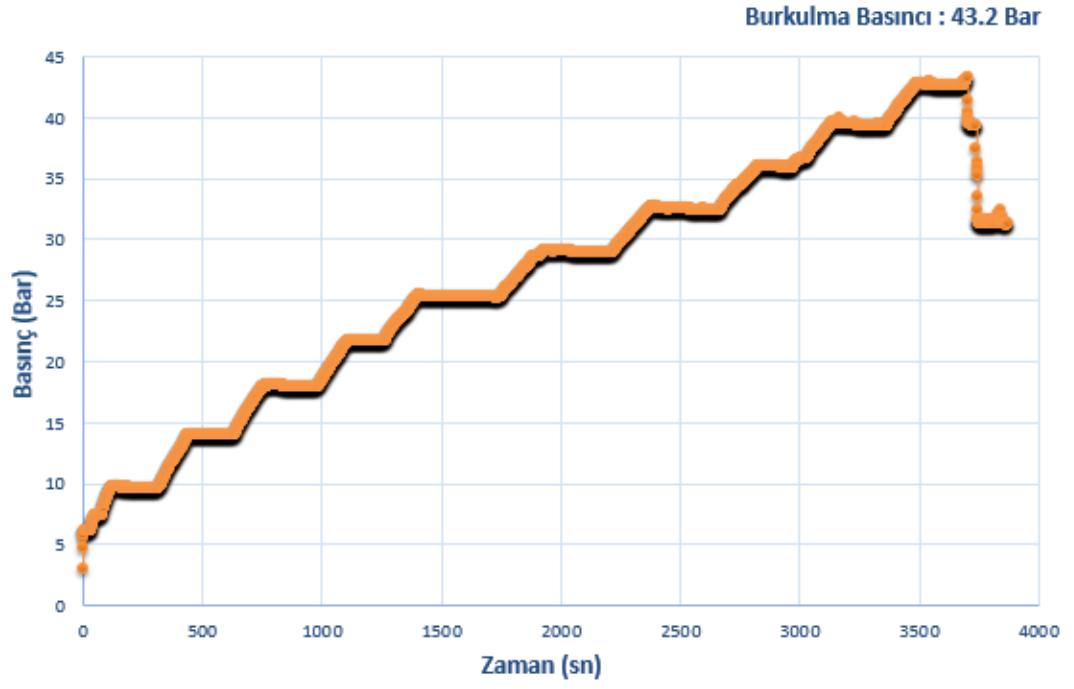
No	Nb	V	W	Pb	Mg	B	Sn	Zn	As	Bi	Ca	Ce
1	<0.0040	0.0029	<0.010	<0.0030	<0.0010	0.0023	0.019	<0.0020	0.020	<0.0020	0.0042	<0.0030

No	Zr	La	Fe
1	<0.0015	<0.0010	98.5

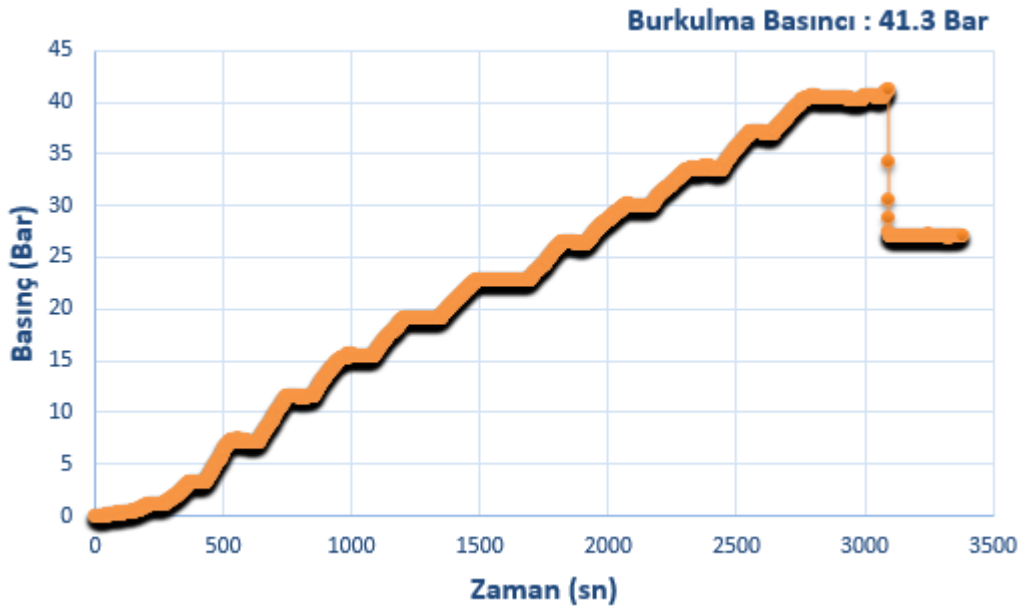


Şekil A.3 : Kimyasal analiz raporu (ST-42).

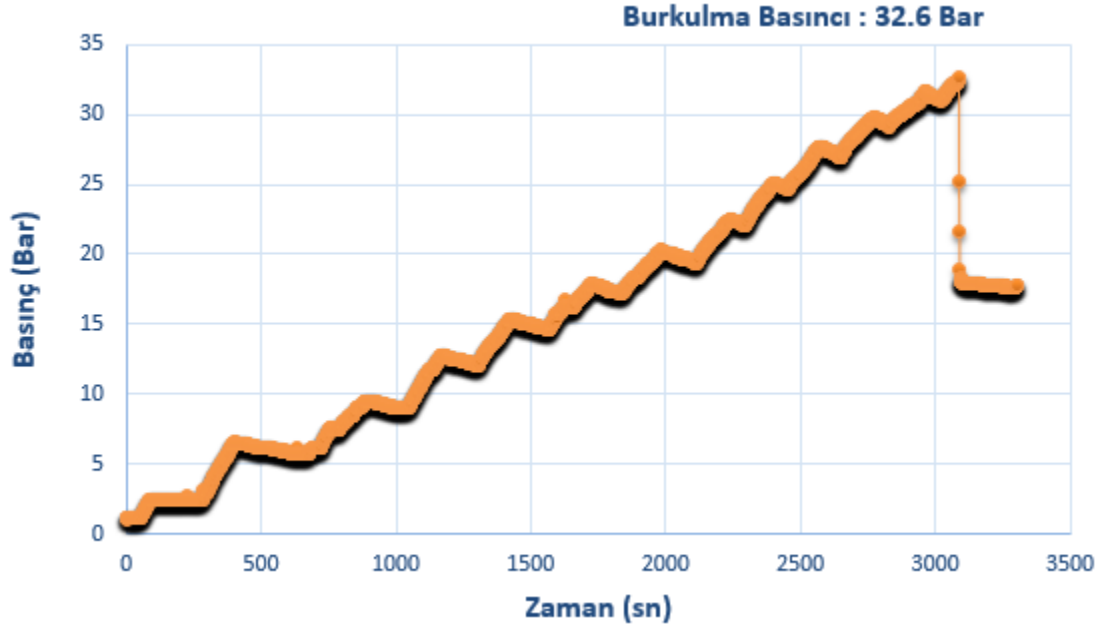
EK B



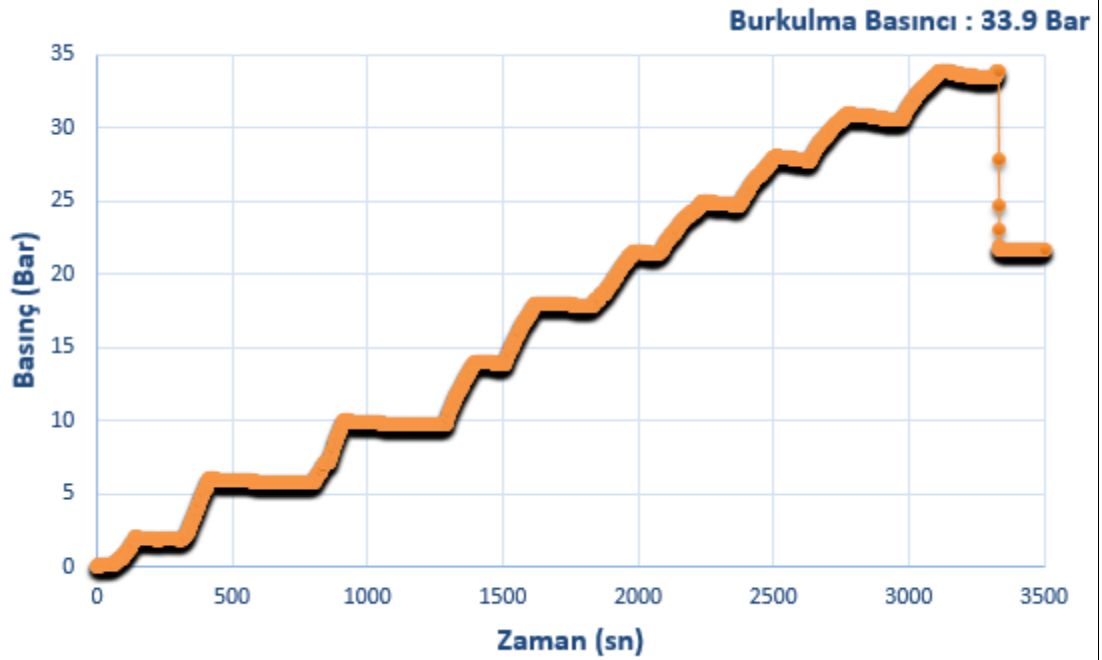
Şekil B.1 : Model-5'e ait deney sonucu.



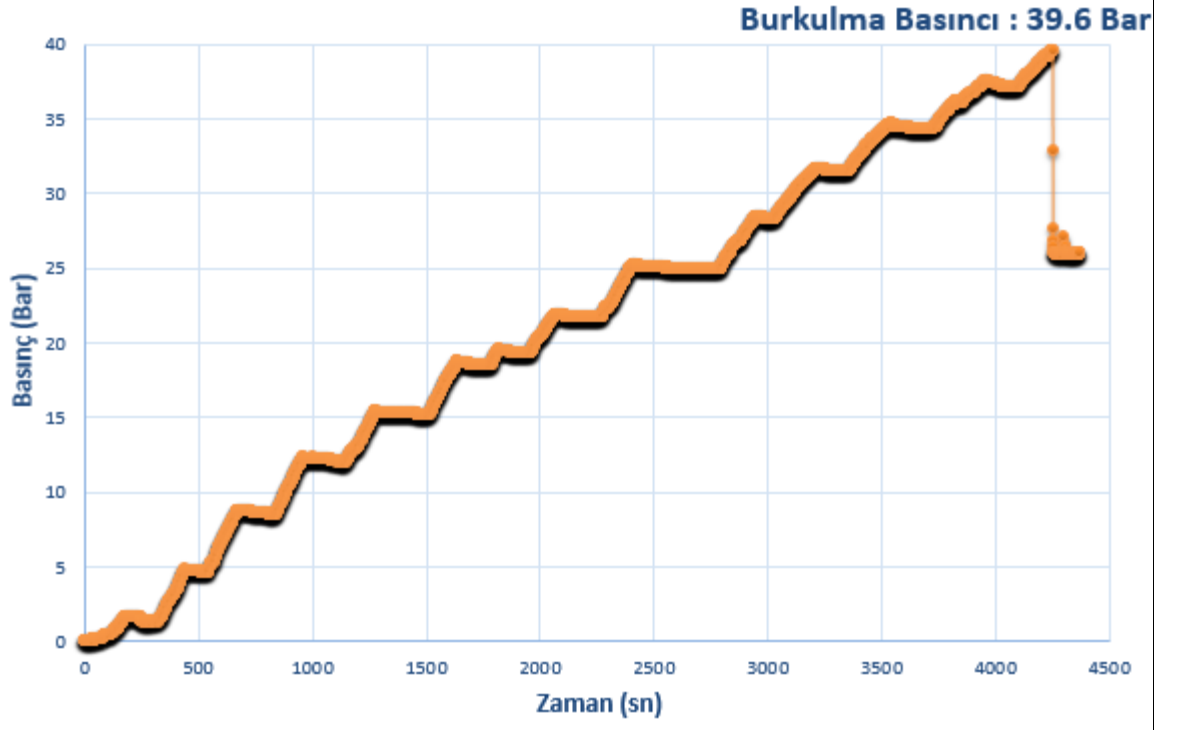
Şekil B.2 : Model-8'e ait deney sonucu.



Şekil B.3 : Model-10'a ait deney sonucu.



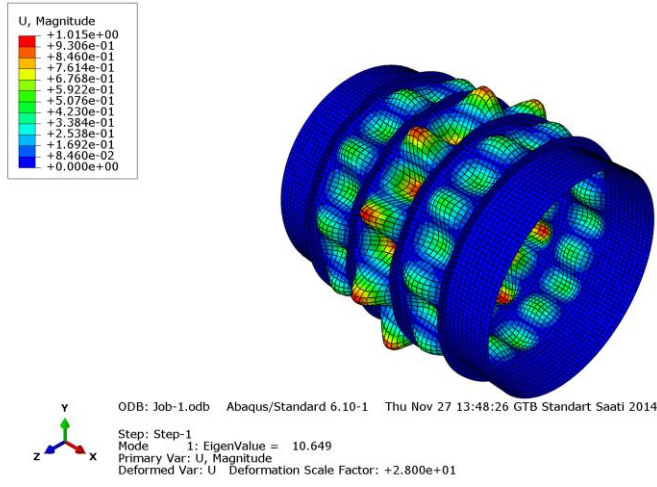
Şekil B.4 : Model-12'ye ait deney sonucu.



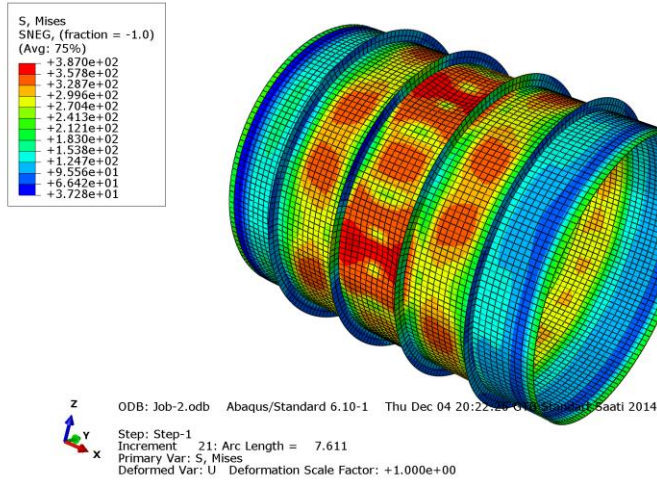
Şekil B.5 : Model-21'e ait deney sonucu.

EK C

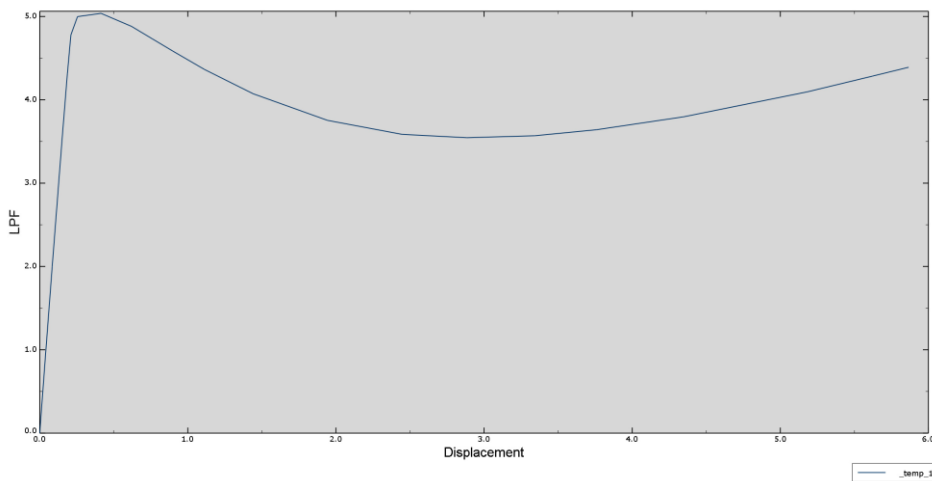
(a)



(b)

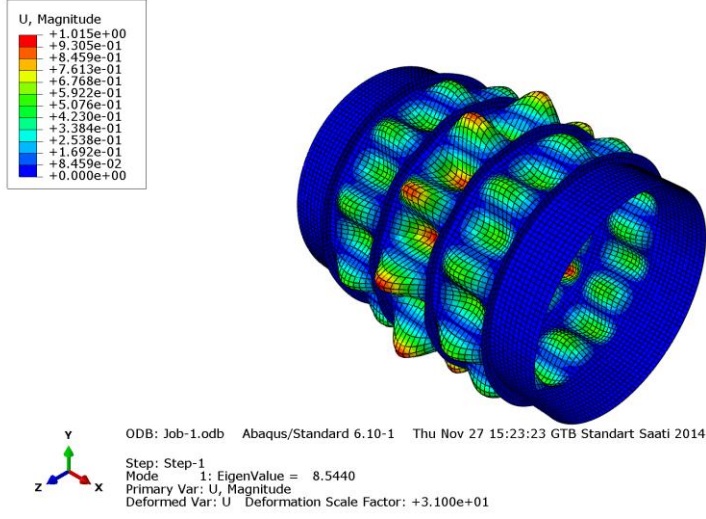


(c)

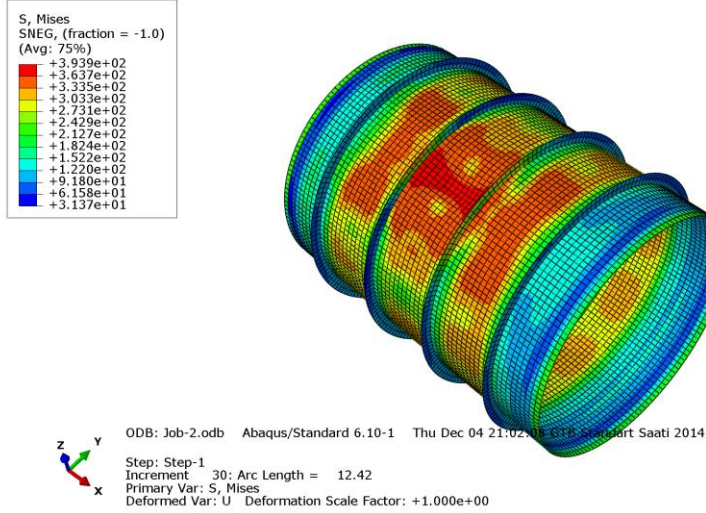


Şekil C.1 : Model-1 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

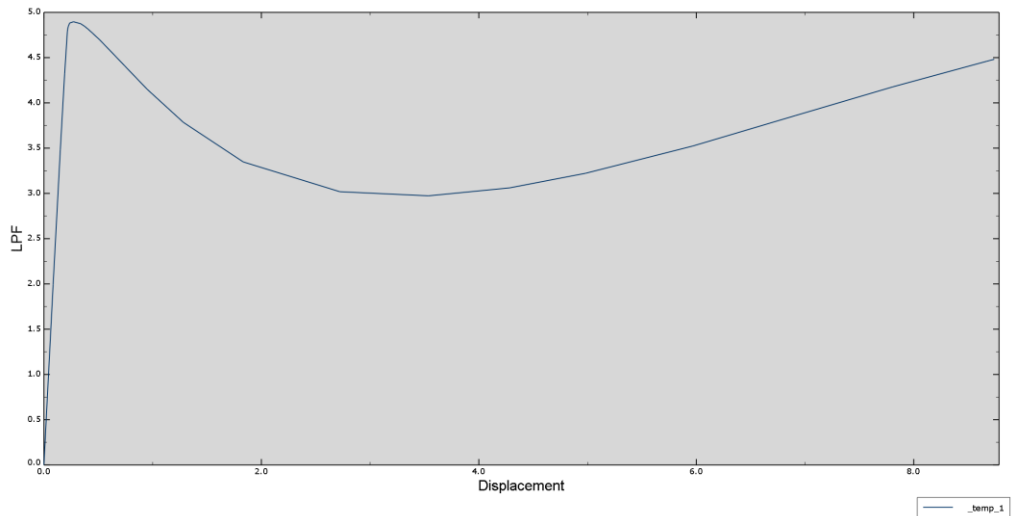
(a)



(b)

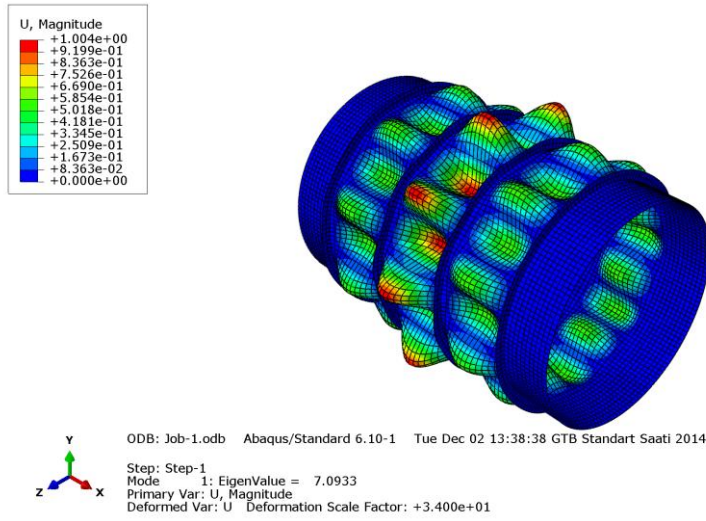


(c)

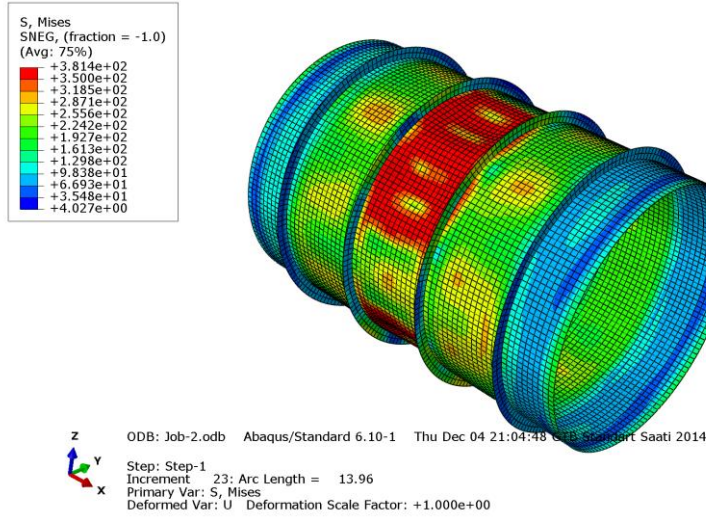


Şekil C.2 : Model-2 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

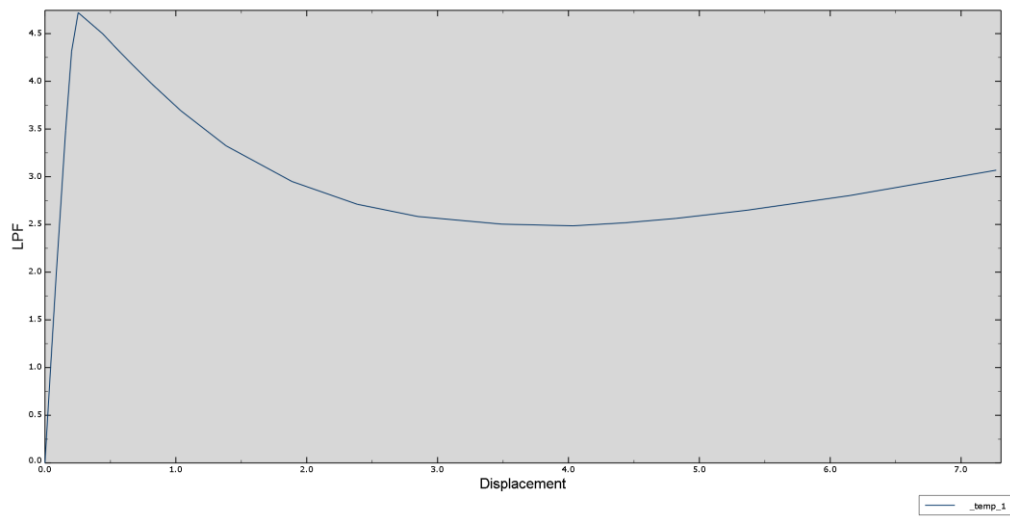
(a)



(b)

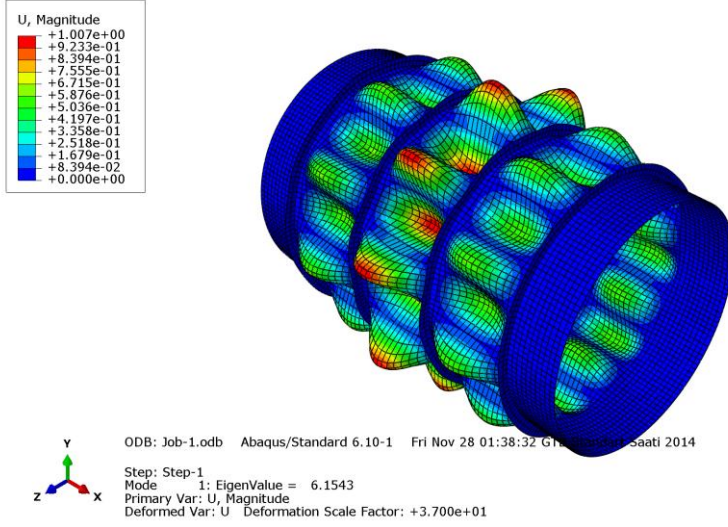


(c)

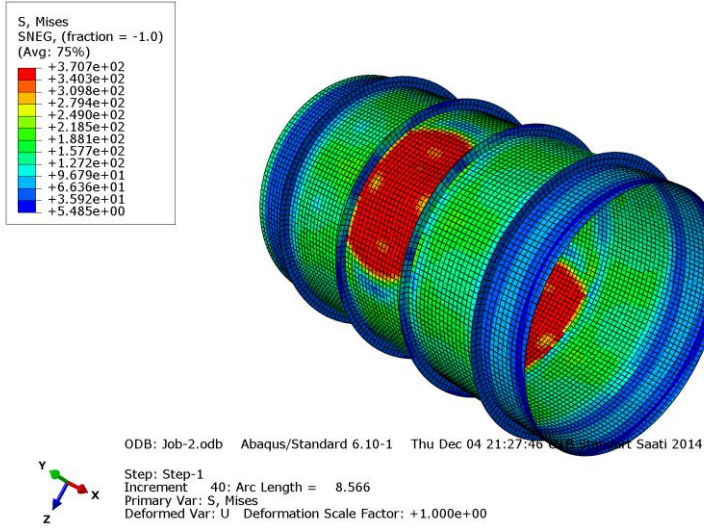


Şekil C.3 : Model-3 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

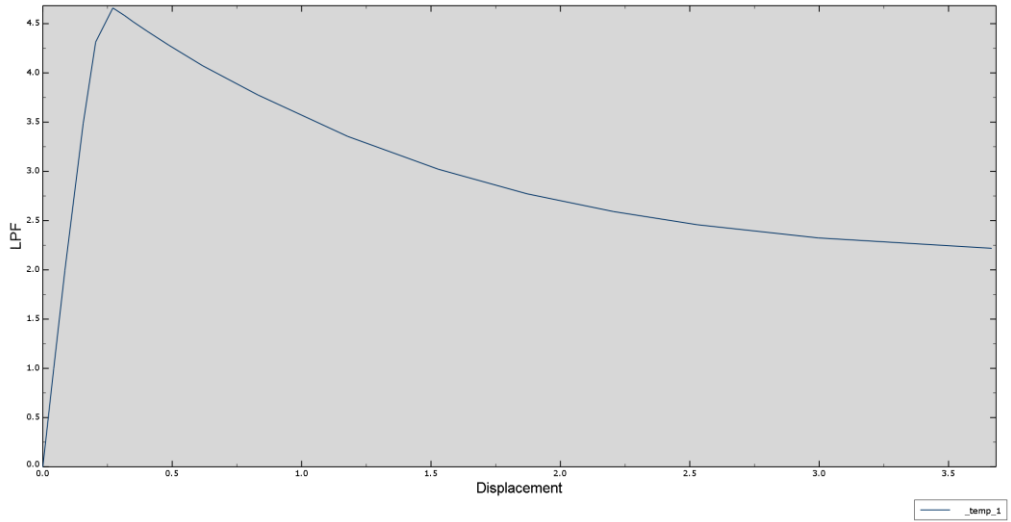
(a)



(b)

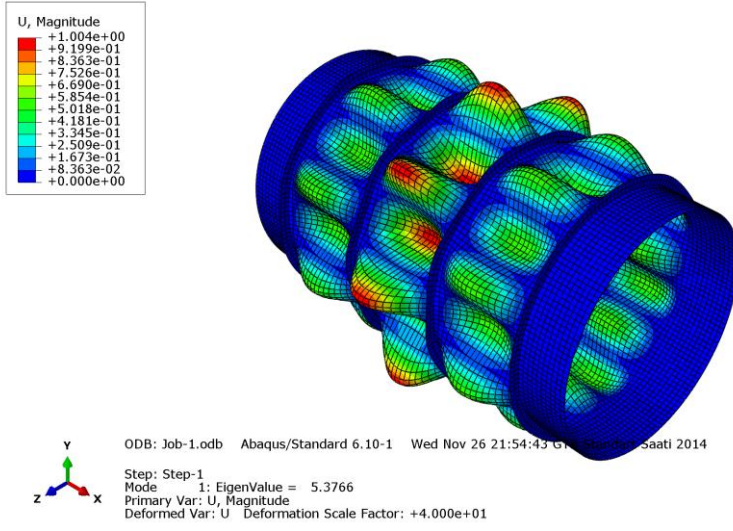


(c)

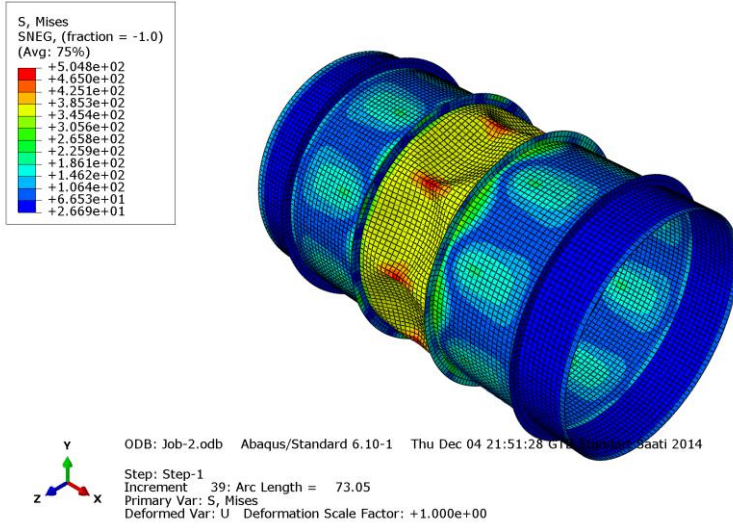


Şekil C.4 : Model-4 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

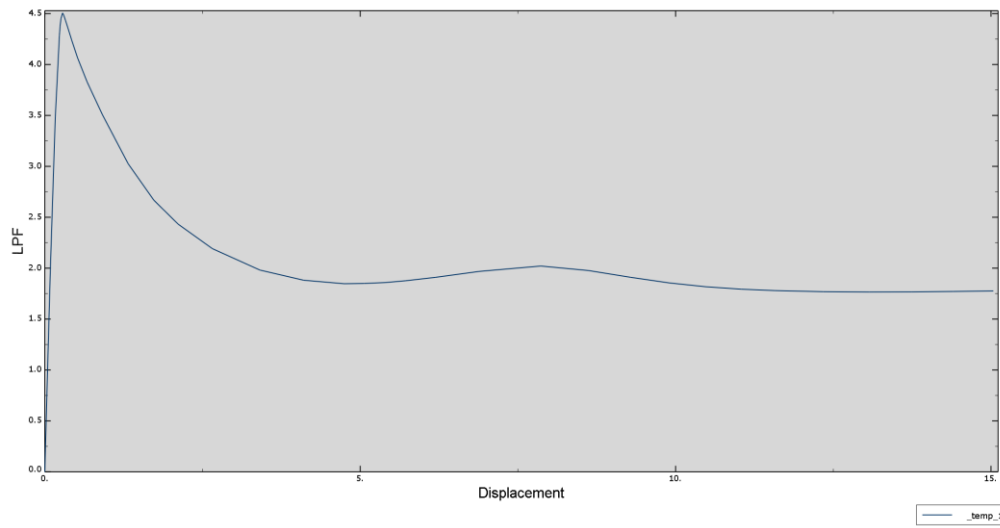
(a)



(b)

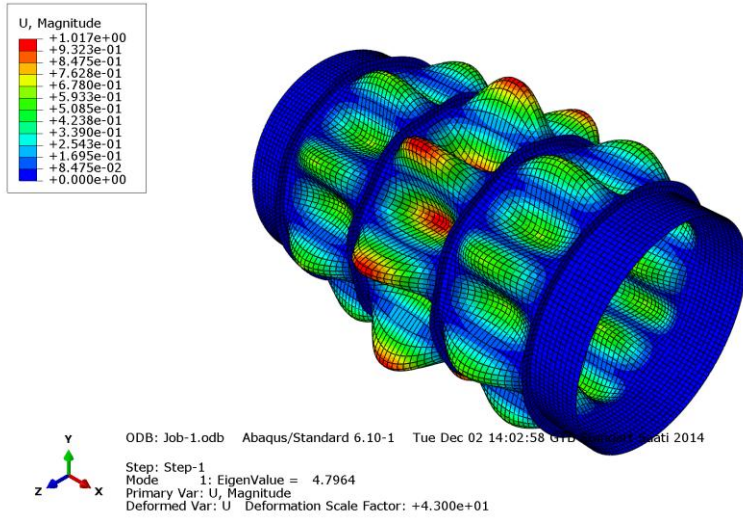


(c)

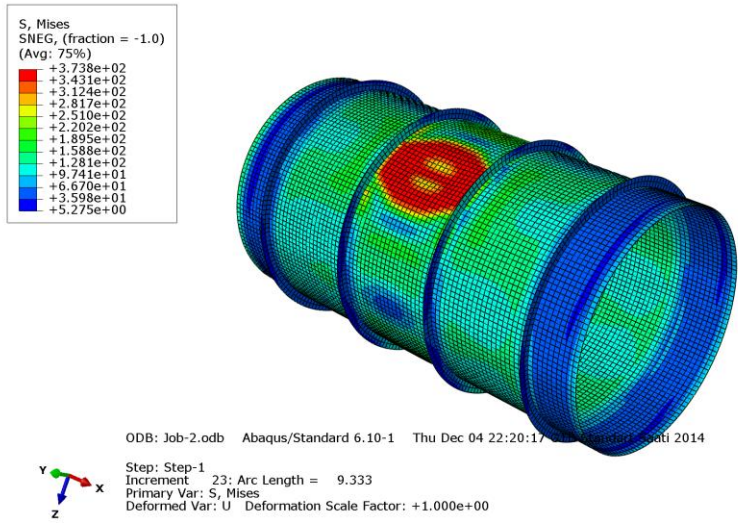


Şekil C.5 : Model-5 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

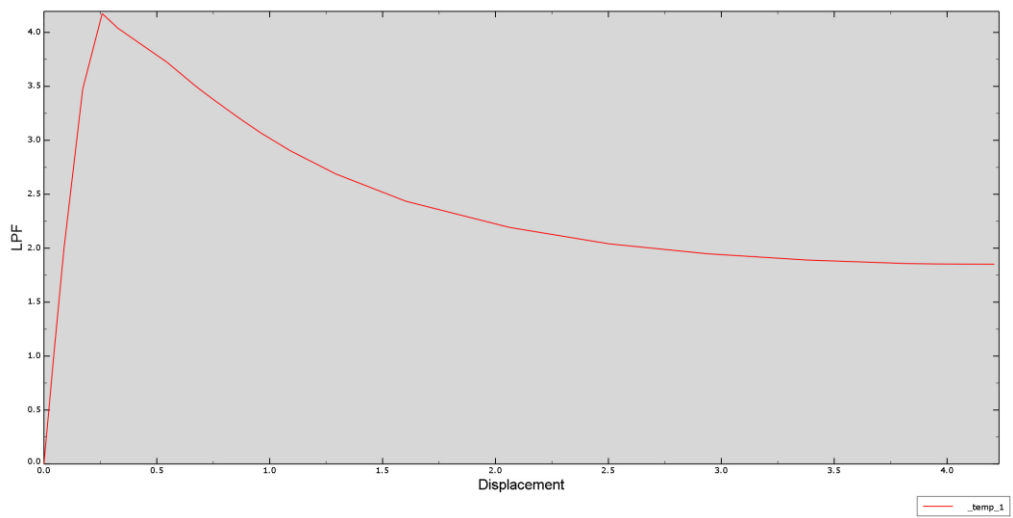
(a)



(b)

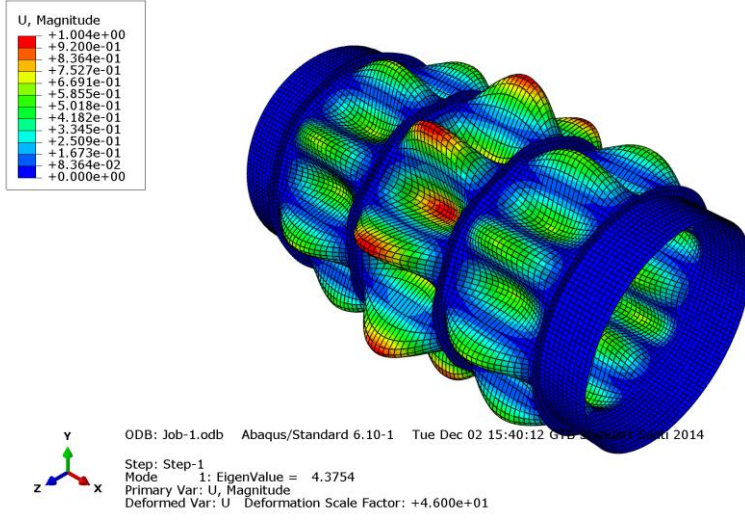


(c)

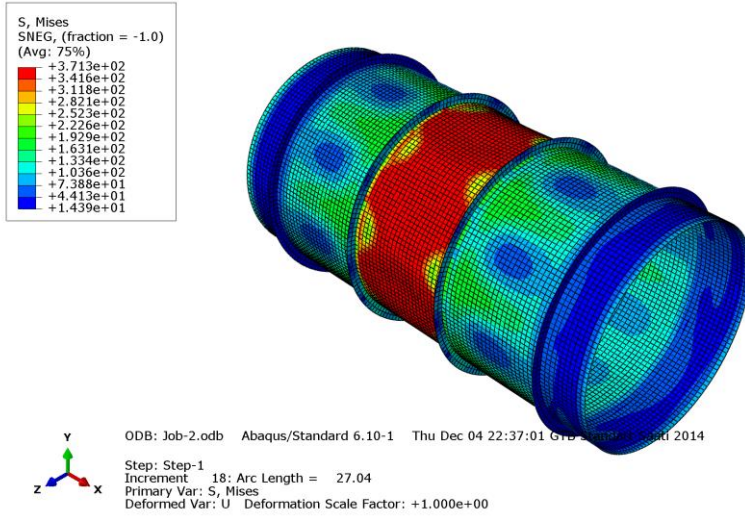


Şekil C.6 : Model-6 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

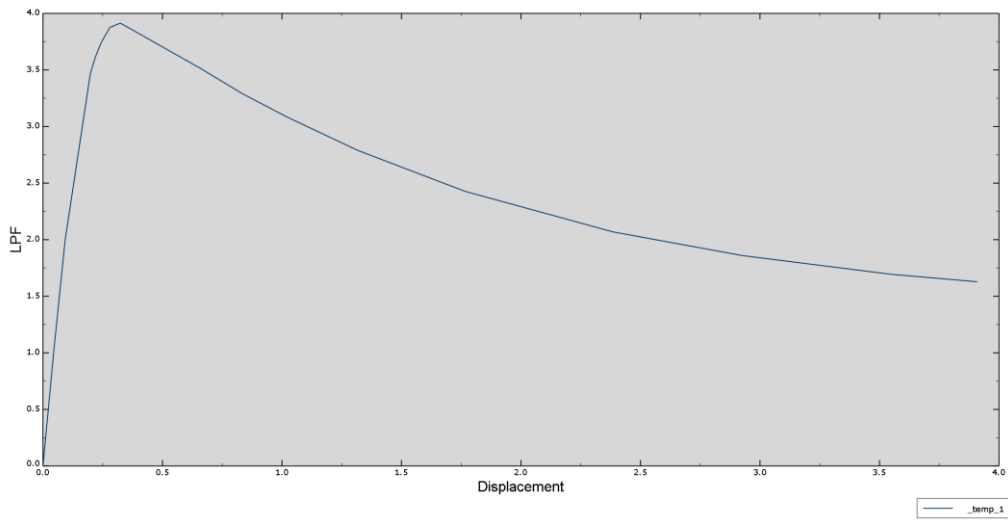
(a)



(b)

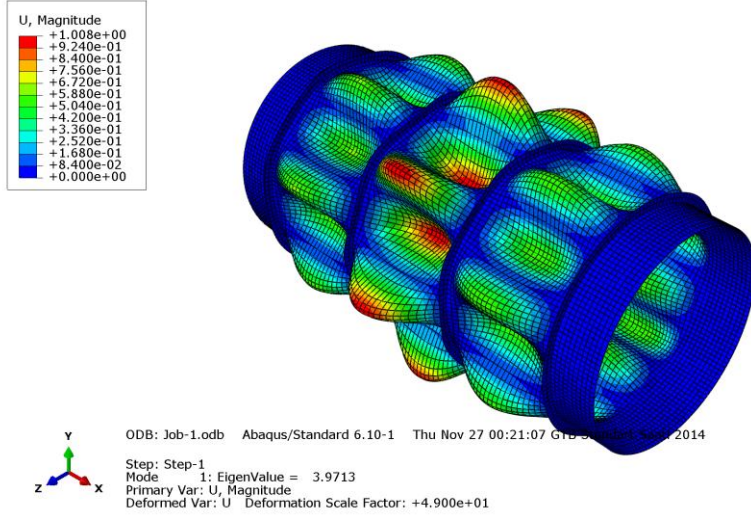


(c)

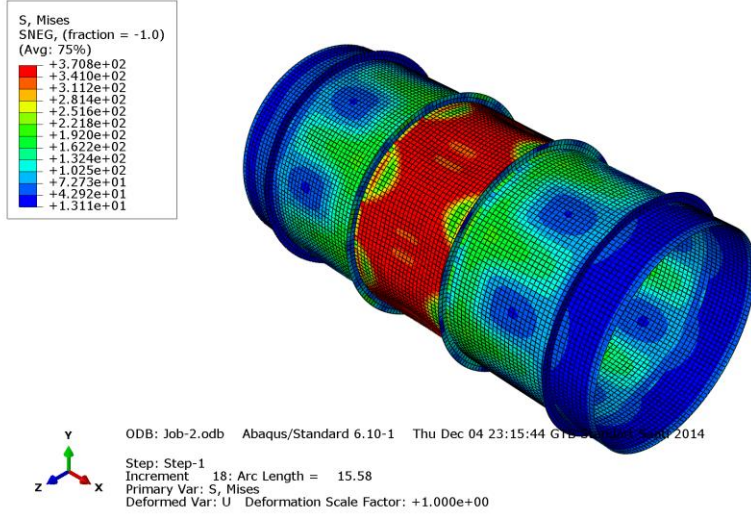


Şekil C.7 : Model-7 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

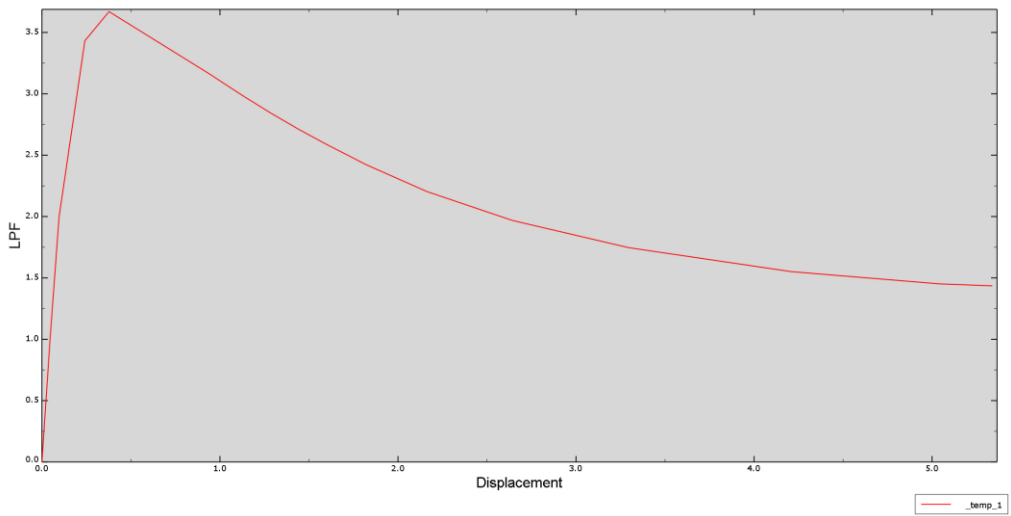
(a)



(b)

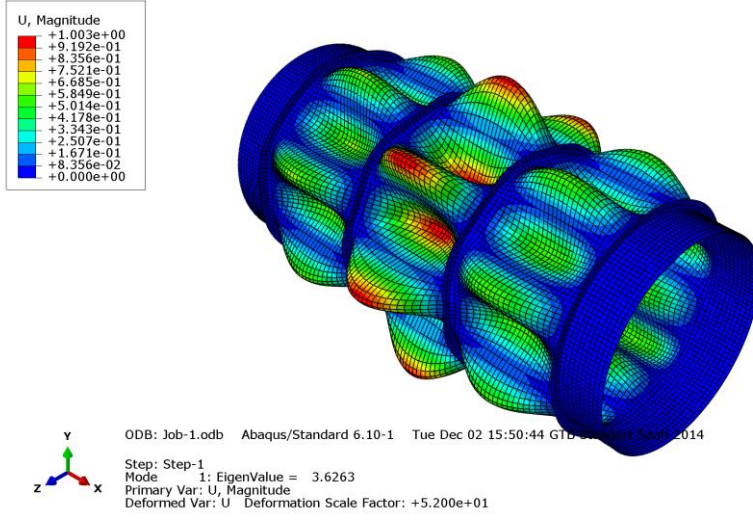


(c)

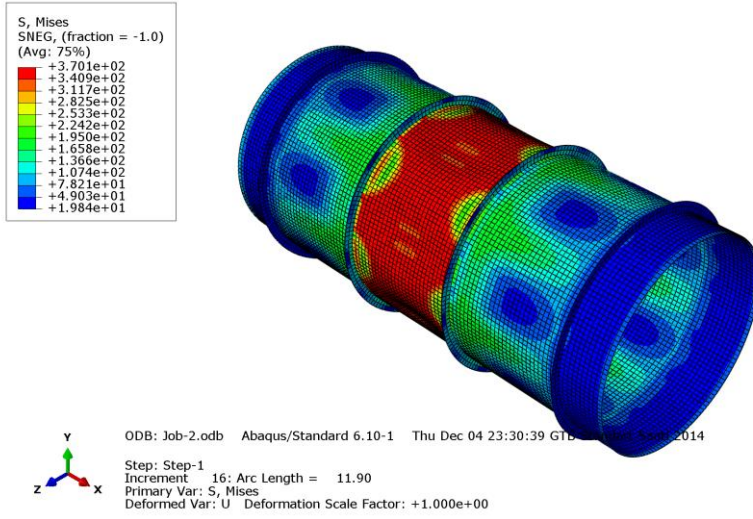


Şekil C.8 : Model-8 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

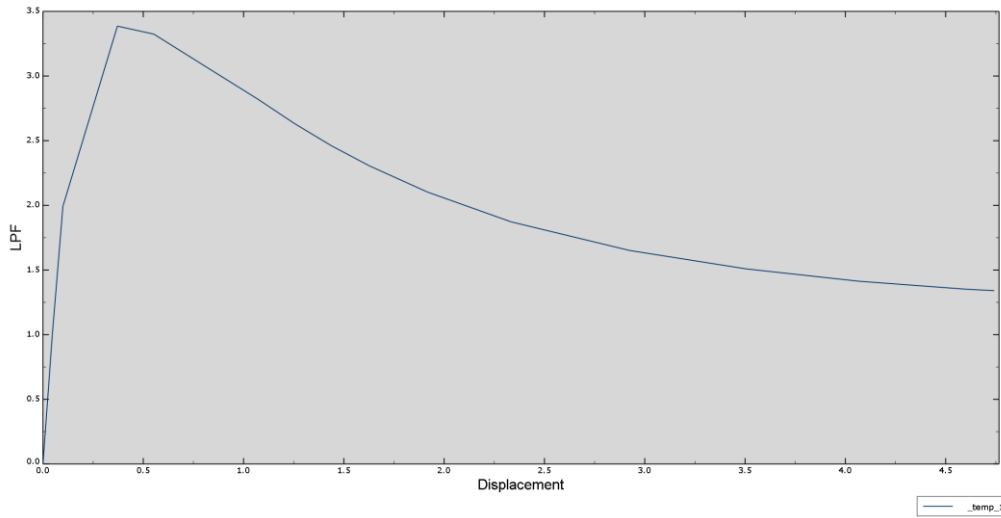
(a)



(b)

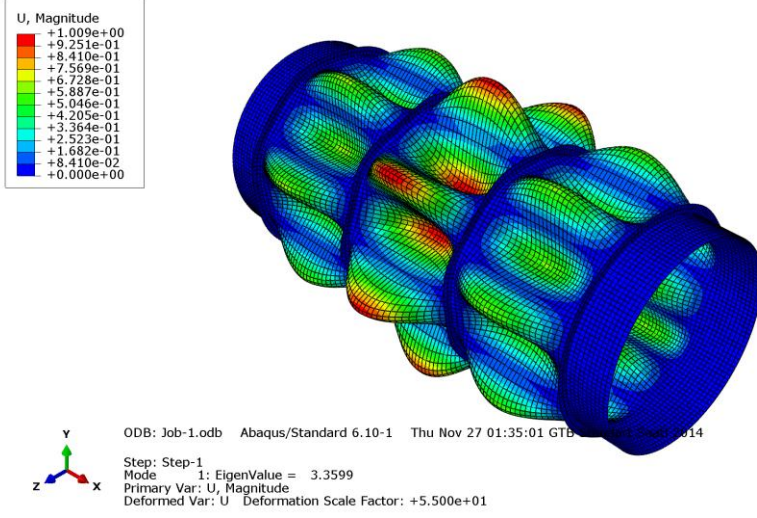


(c)

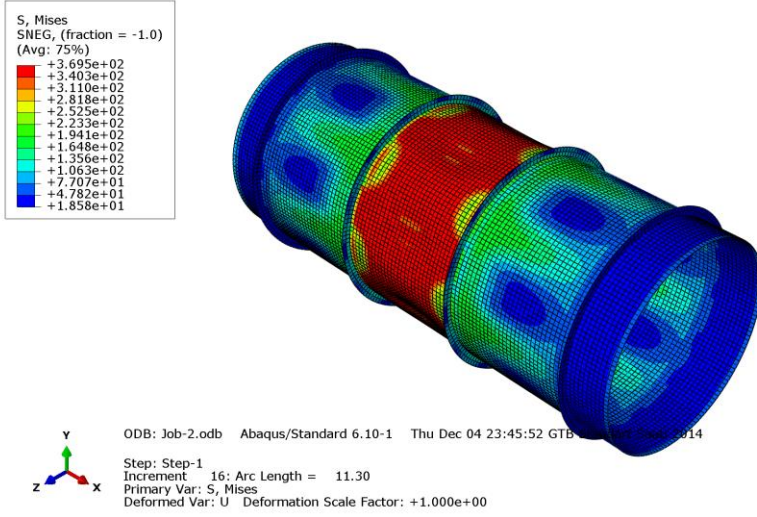


Şekil C.9 : Model-9 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

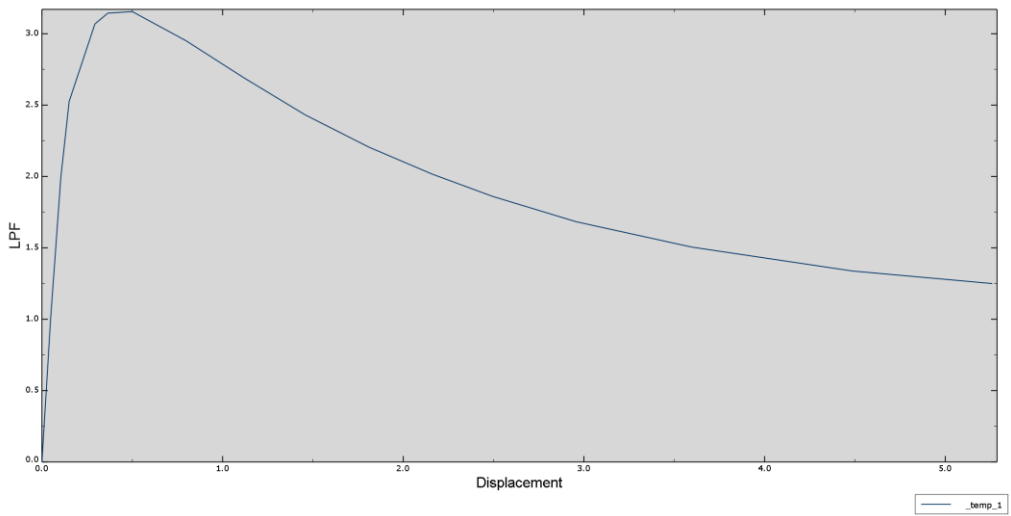
(a)



(b)

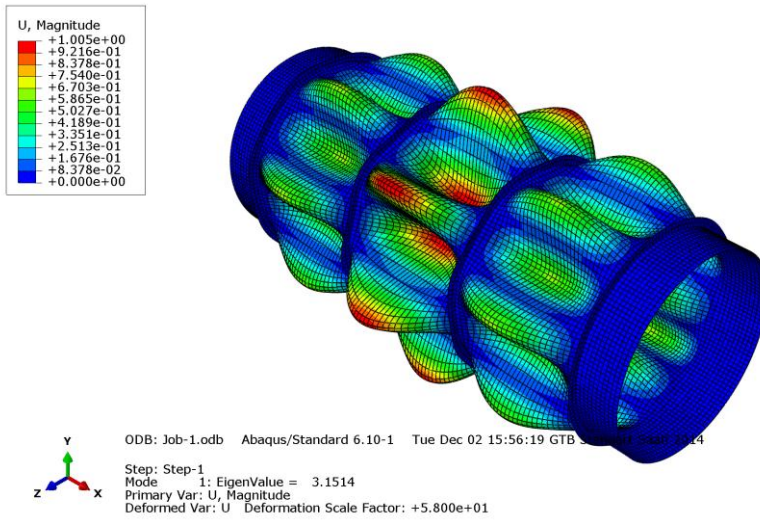


(c)

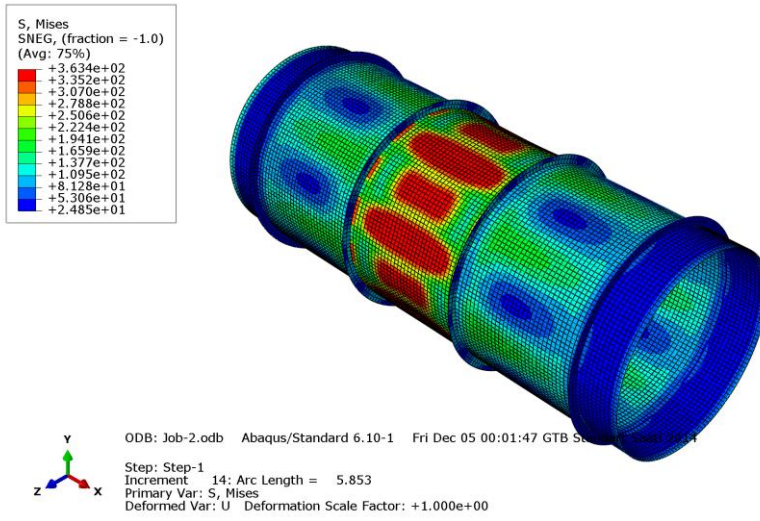


Şekil C.10 : Model-10 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LDF-deplasman grafiği.

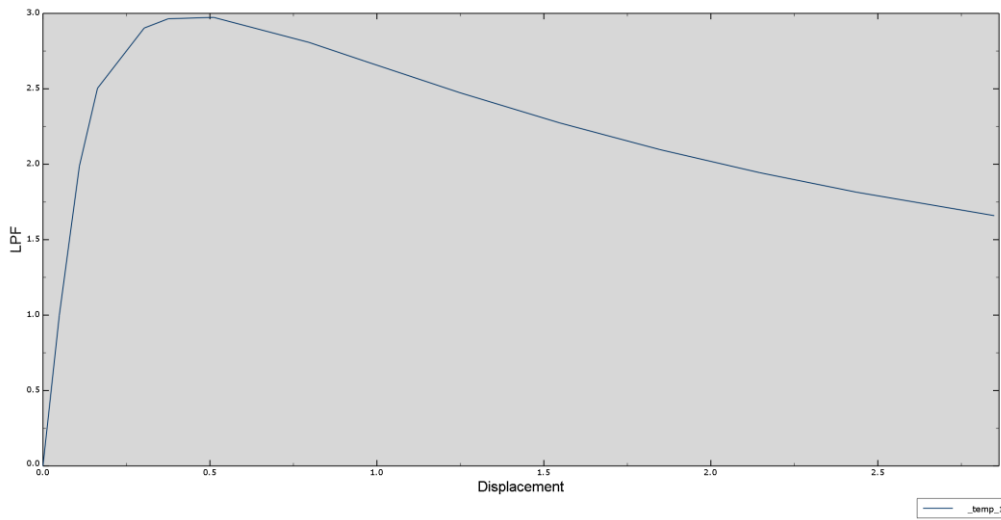
(a)



(b)

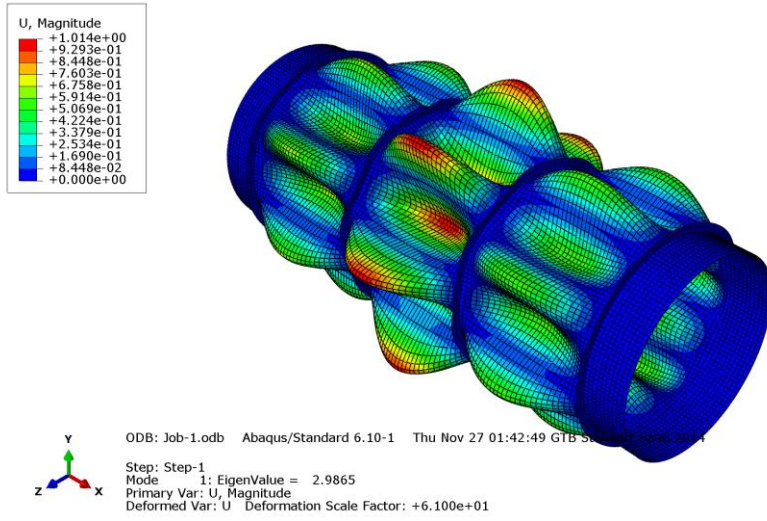


(c)

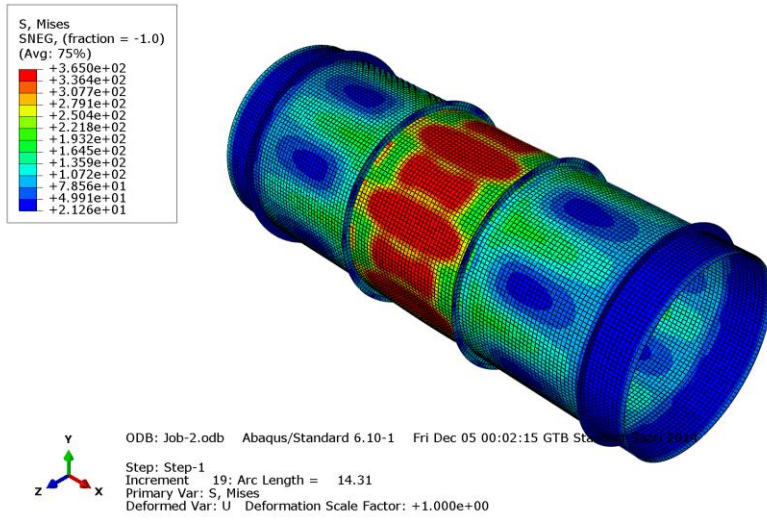


Şekil C.11 : Model-11 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

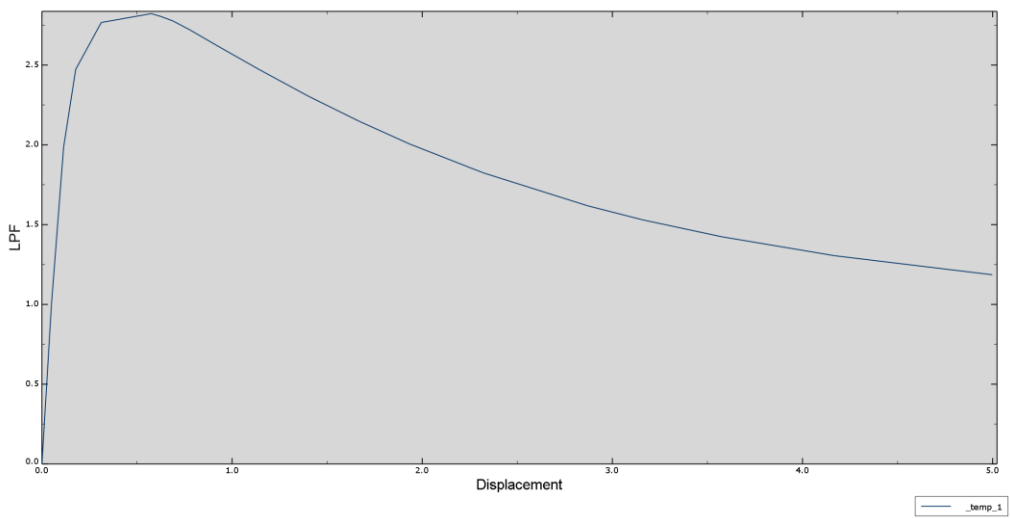
(a)



(b)

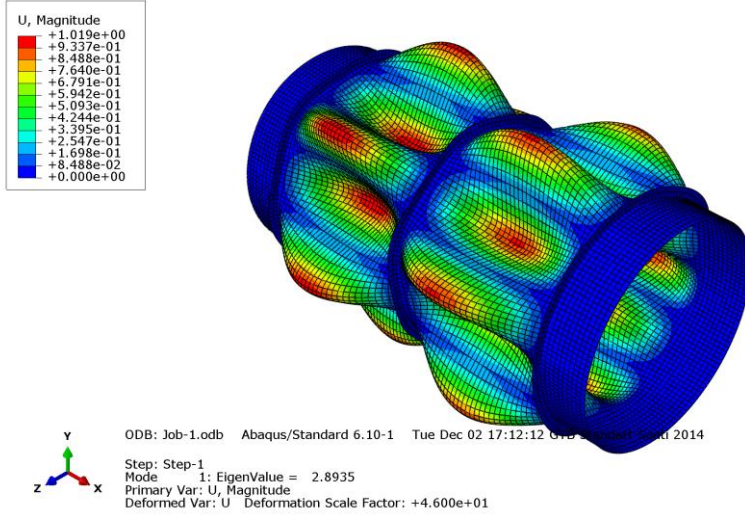


(c)

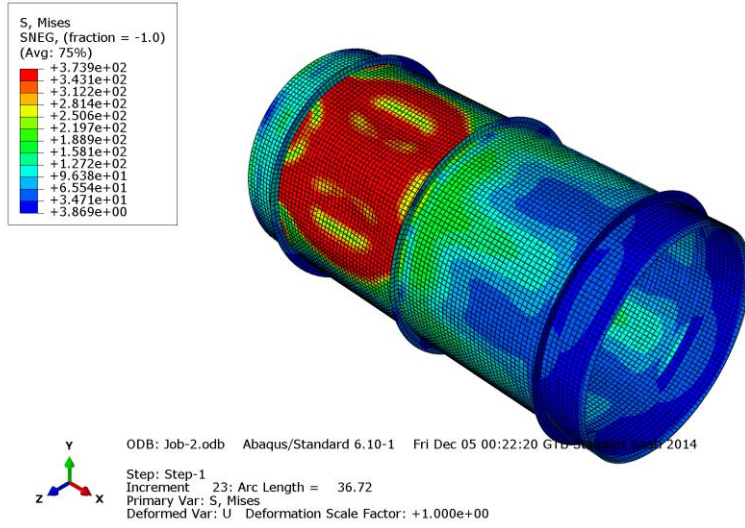


Şekil C.12 : Model-12 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

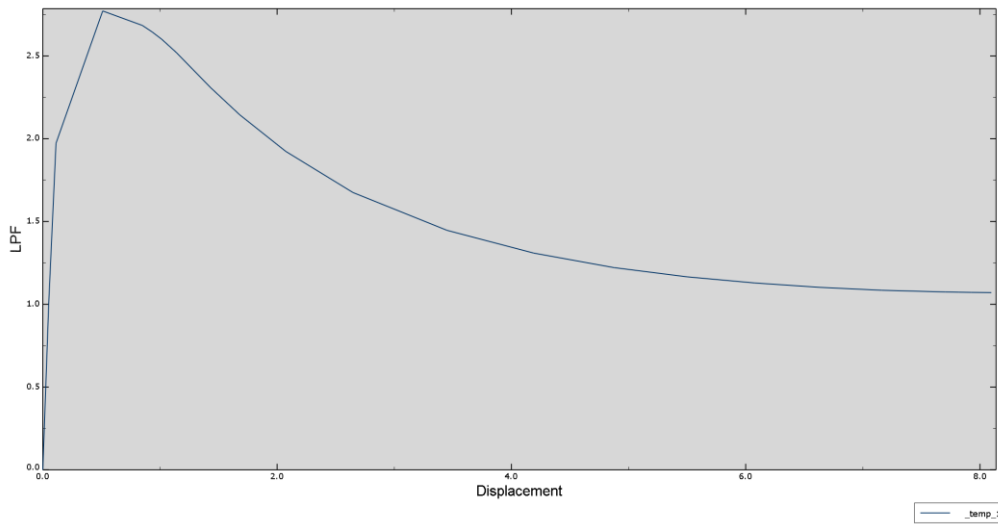
(a)



(b)

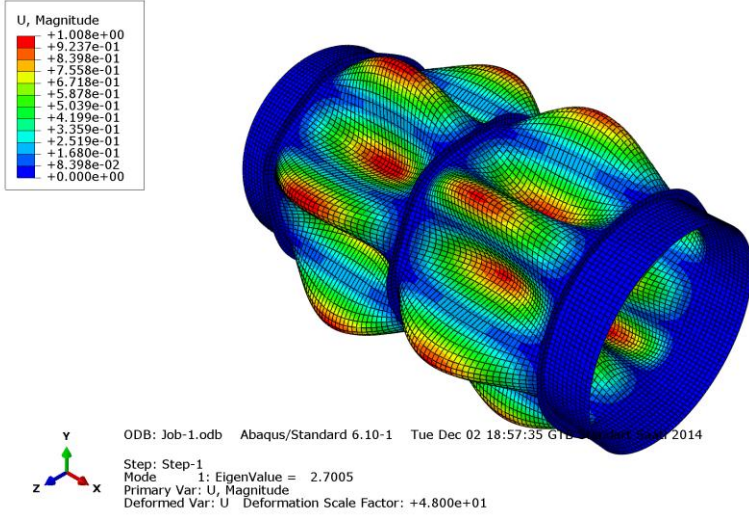


(c)

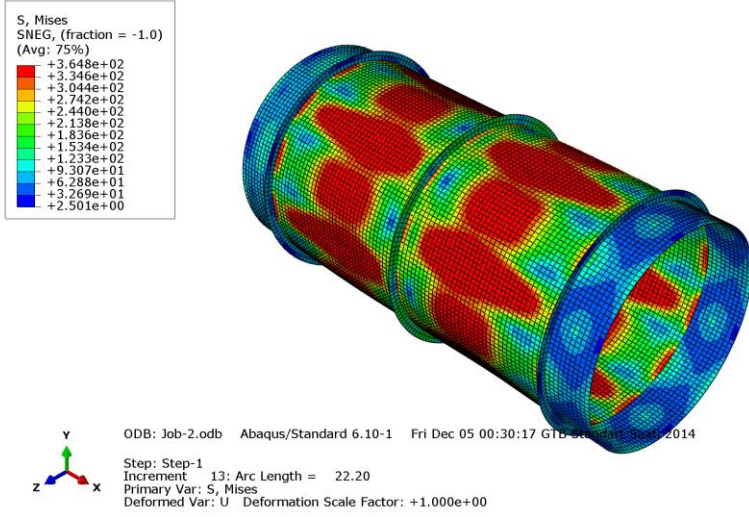


Şekil C.13 : Model-13 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

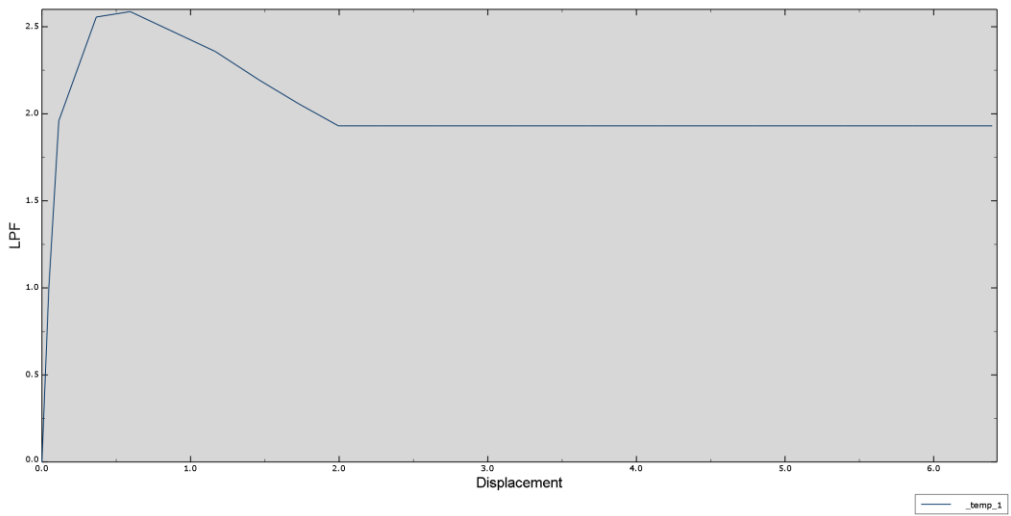
(a)



(b)

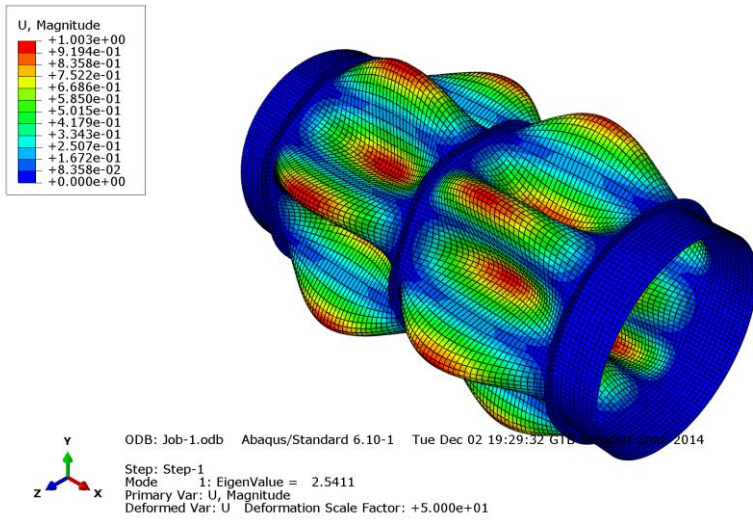


(c)

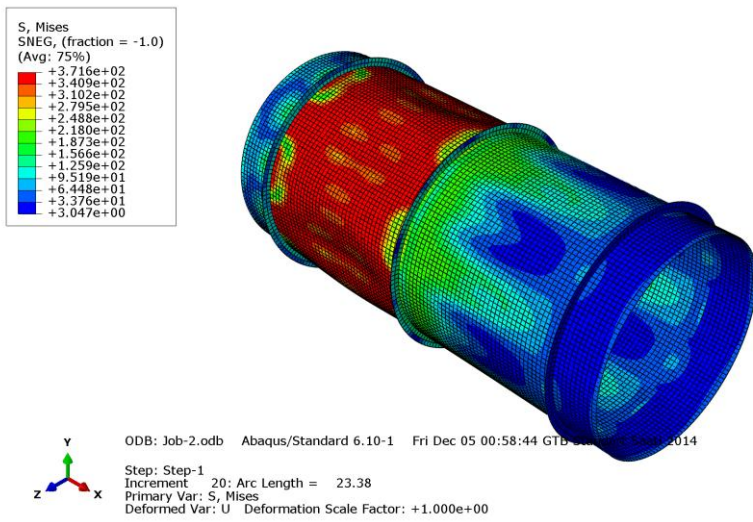


Şekil C.14 : Model-14 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

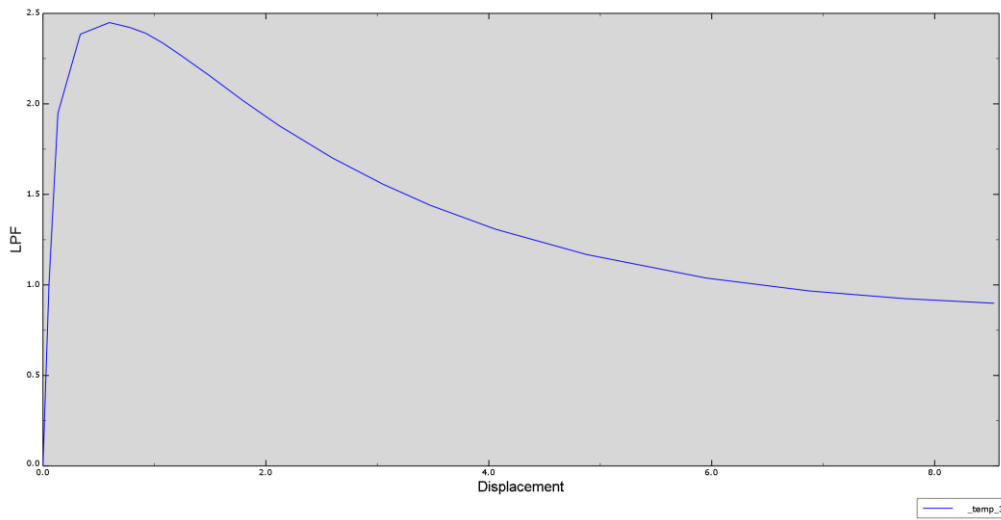
(a)



(b)

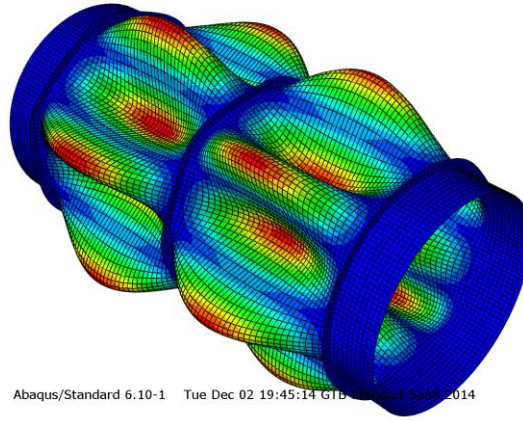
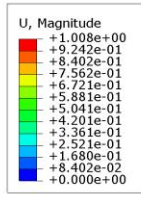


(c)



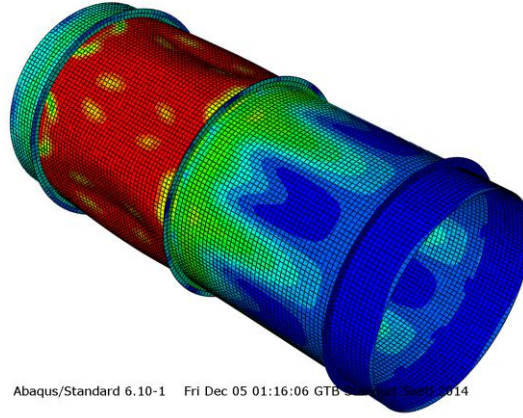
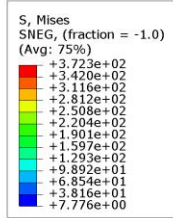
Şekil C.15 : Model-15 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

(a)



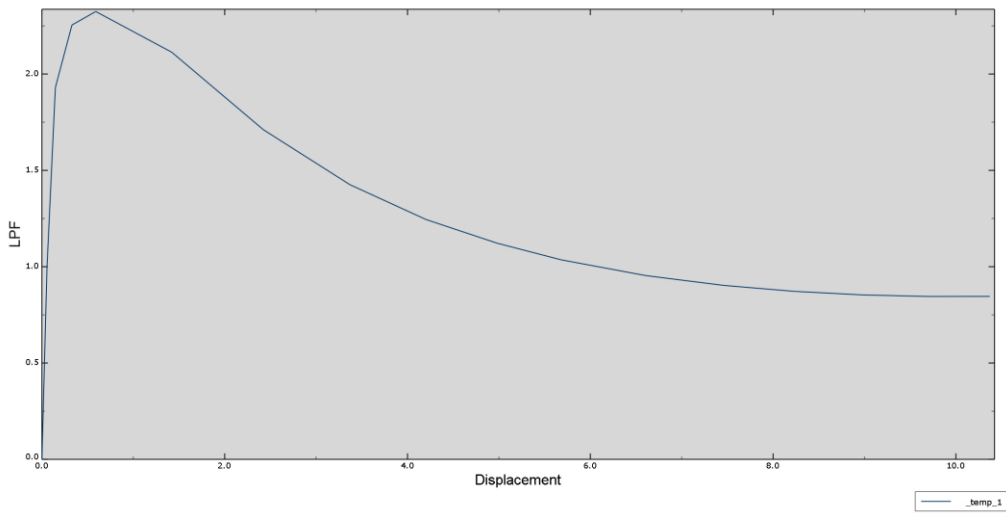
ODB: Job-1.odb Abaqus/Standard 6.10-1 Tue Dec 02 19:45:14 GTB 05/12/2014
Step: Step-1
Mode 1: EigenValue = 2.4086
Primary Var: U, Magnitude
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +5.200e+01

(b)



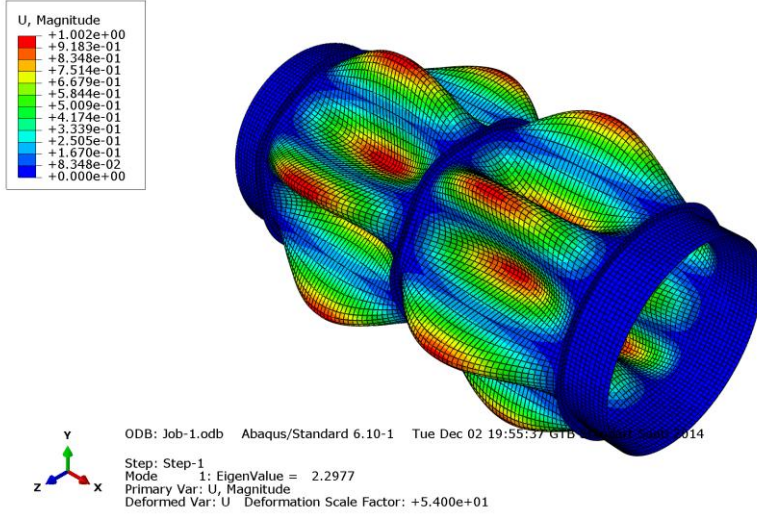
ODB: Job-2.odb Abaqus/Standard 6.10-1 Fri Dec 05 01:16:06 GTB 05/12/2014
Step: Step-1
Increment 16: Arc Length = 56.38
Primary Var: S, Mises
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +1.000e+00

(c)

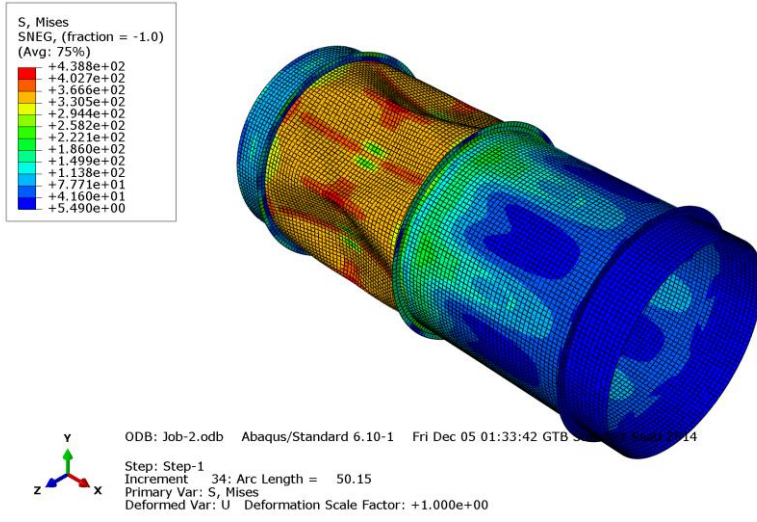


Şekil C.16 : Model-16 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

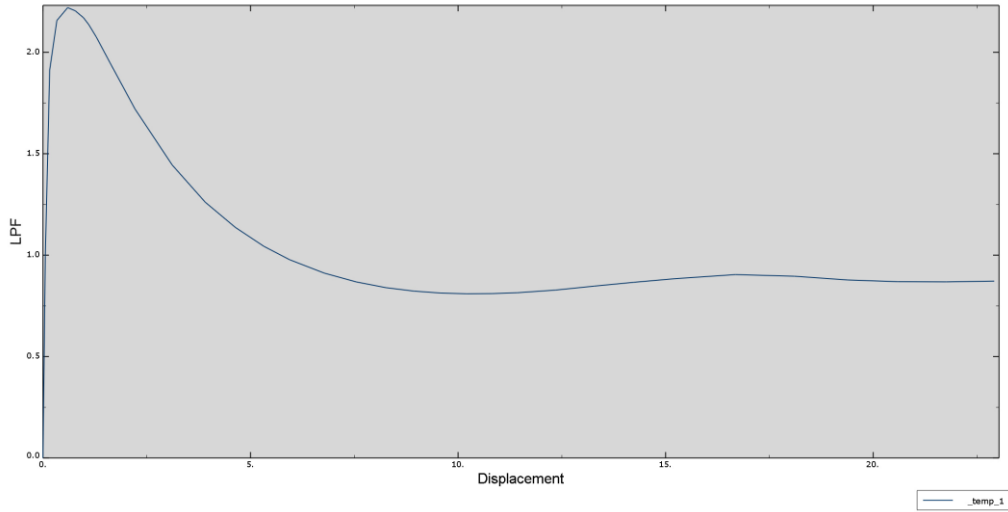
(a)



(b)

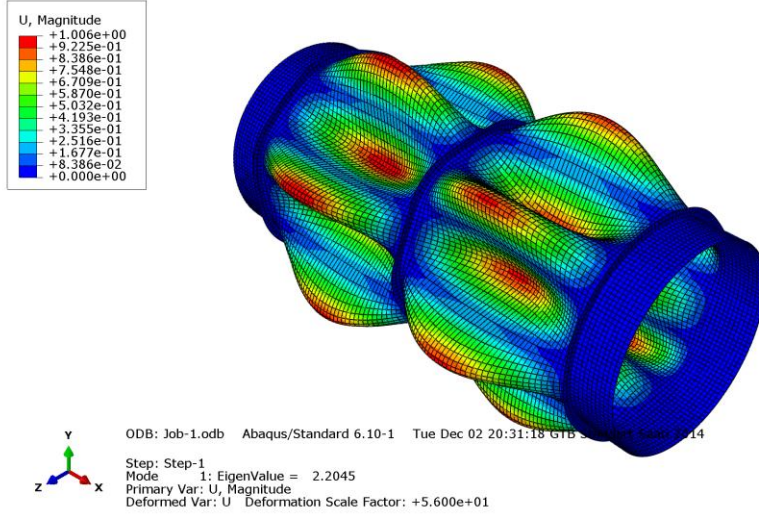


(c)

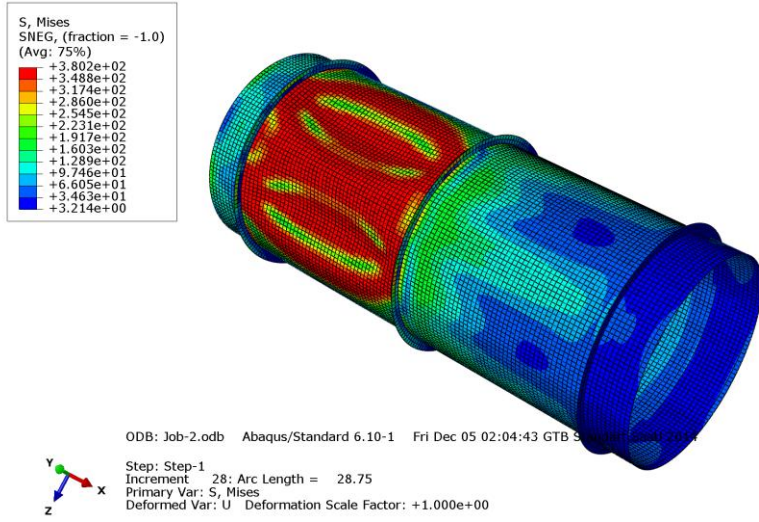


Şekil C.17 : Model-17 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

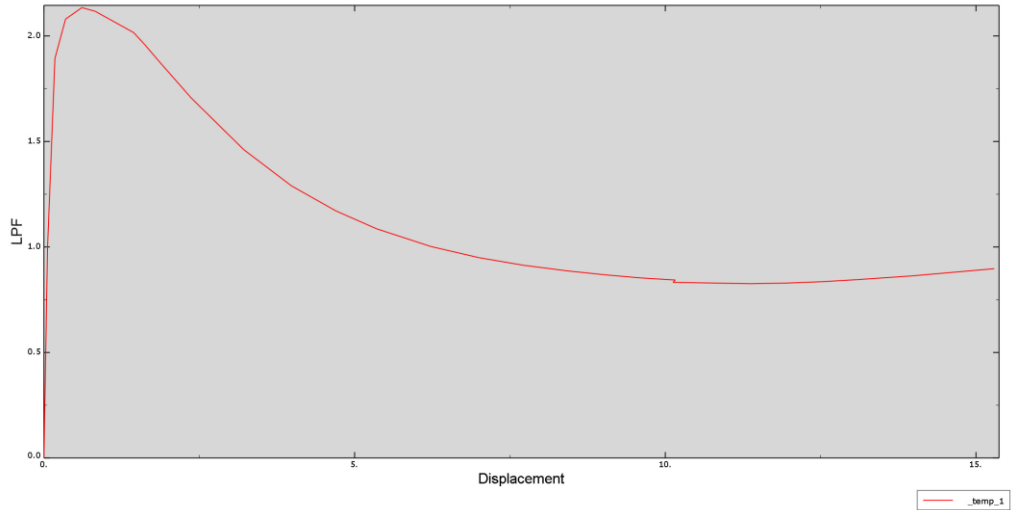
(a)



(b)

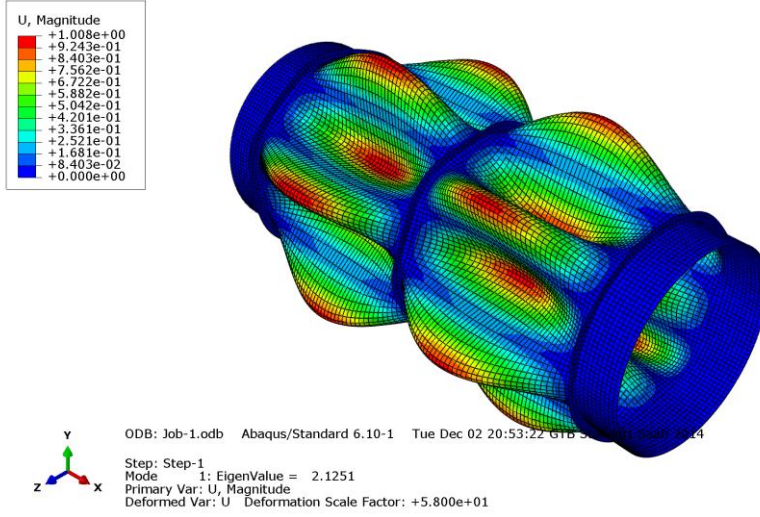


(c)

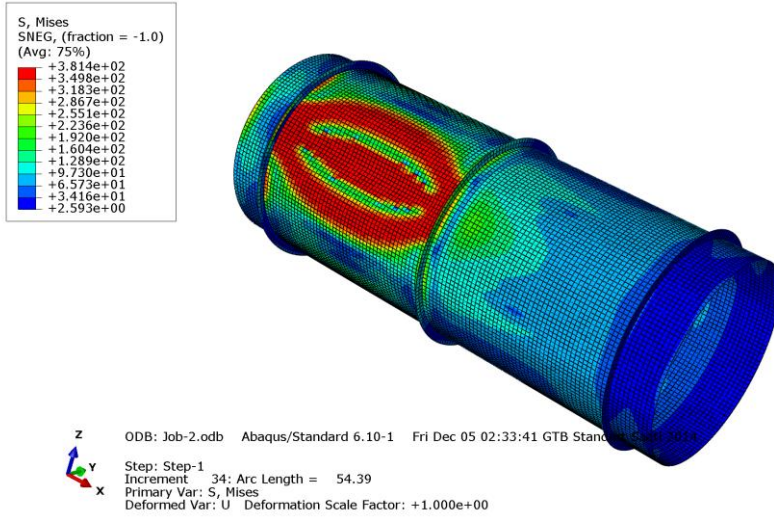


Şekil C.18 : Model-18 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

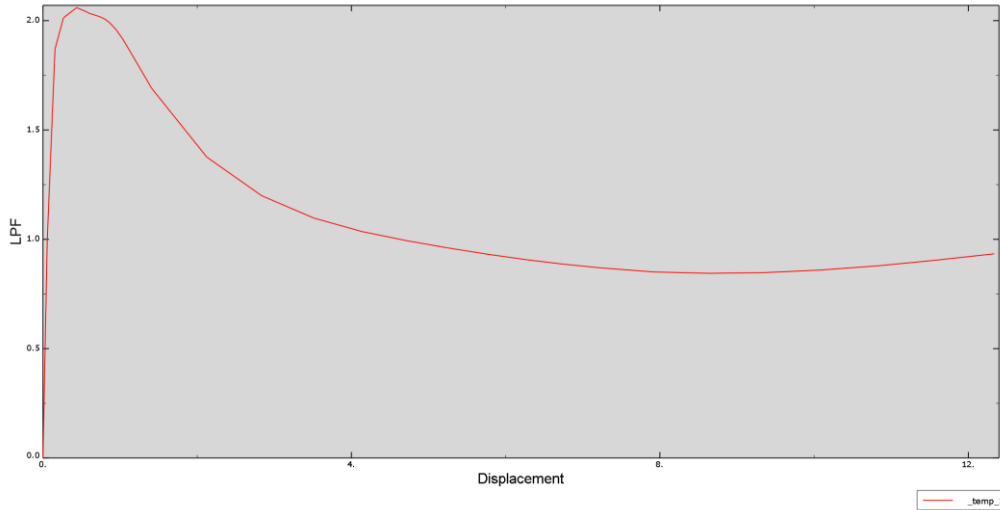
(a)



(b)

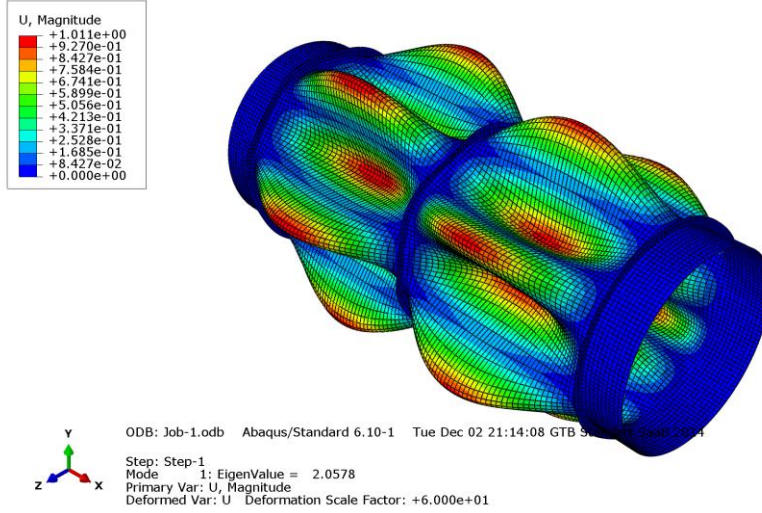


(c)

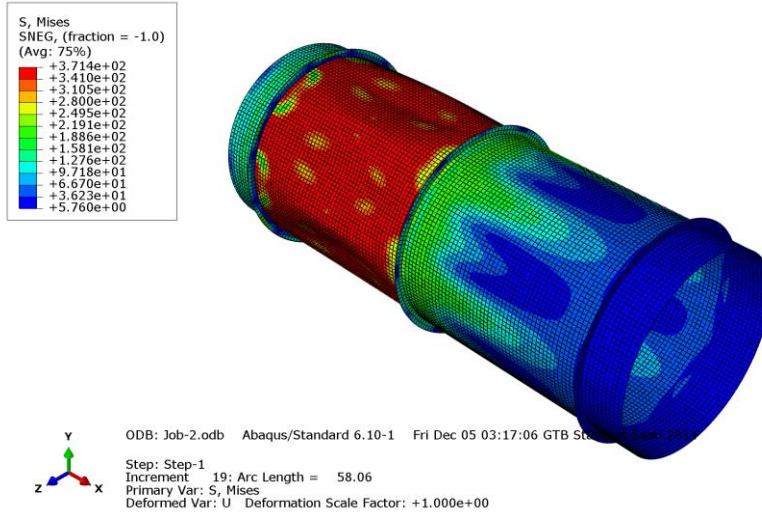


Şekil C.19 : Model-19 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

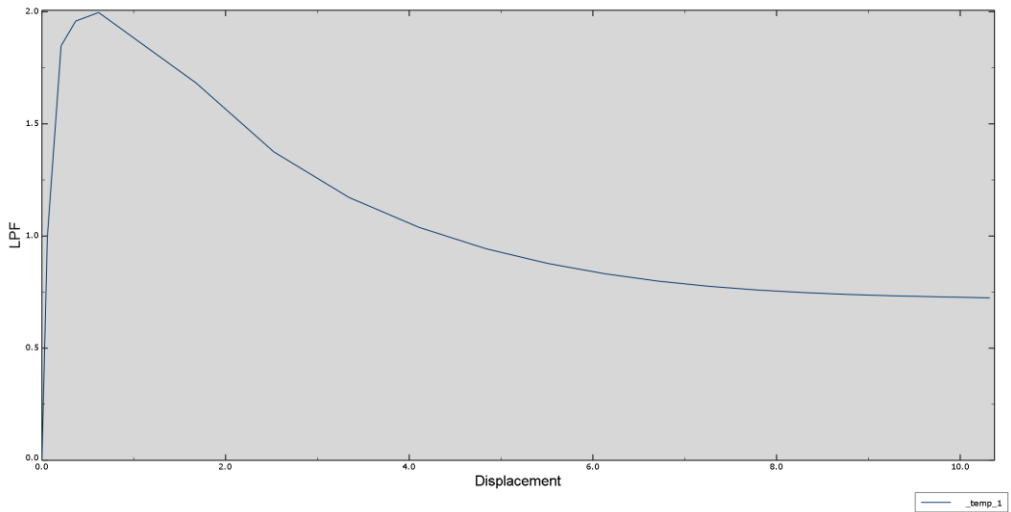
(a)



(b)

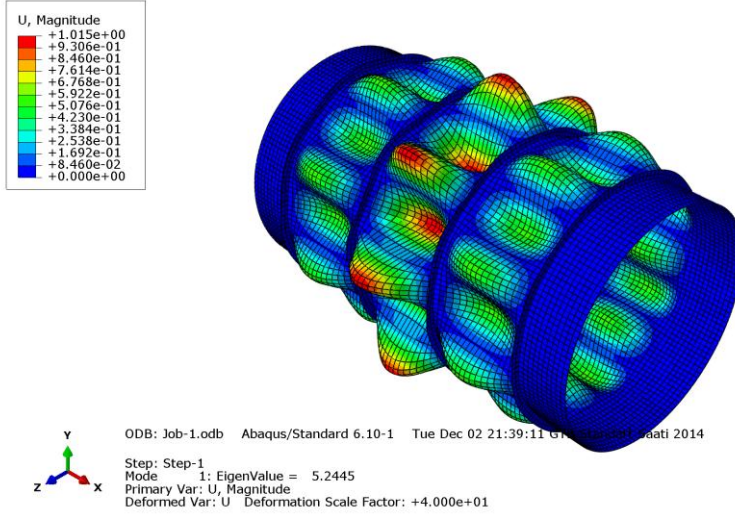


(c)

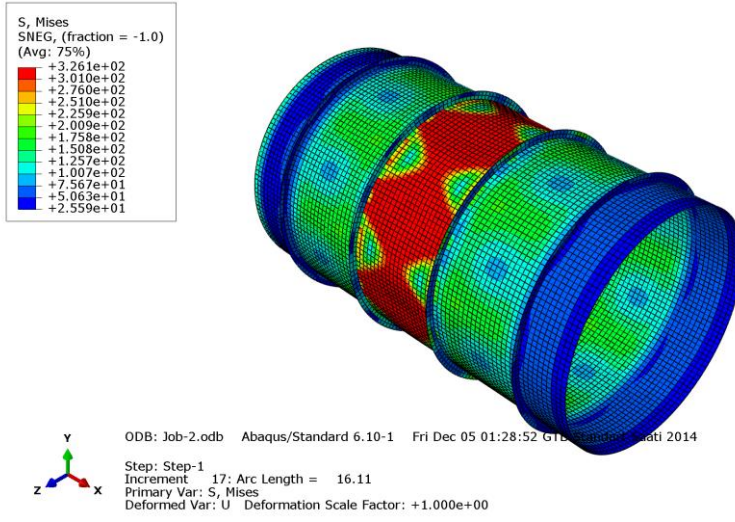


Şekil C.20 : Model-20 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

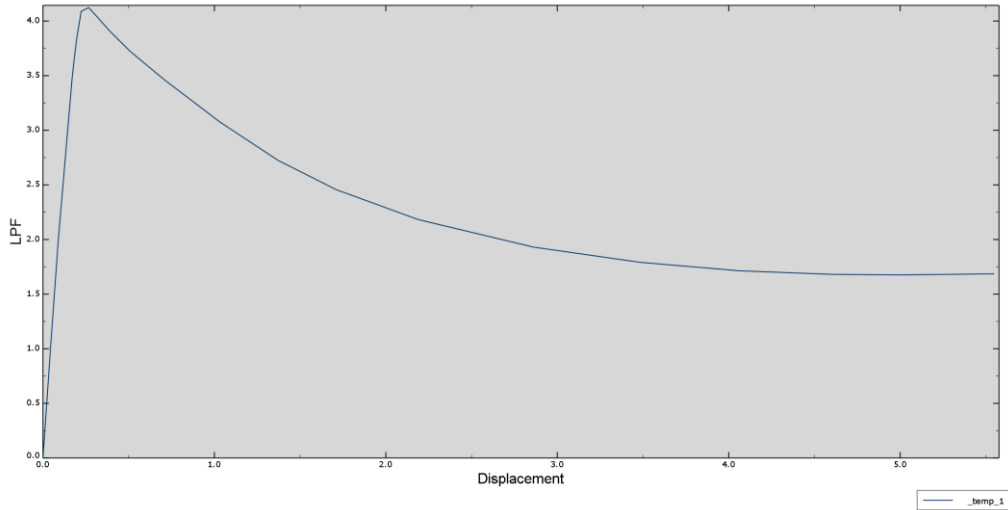
(a)



(b)

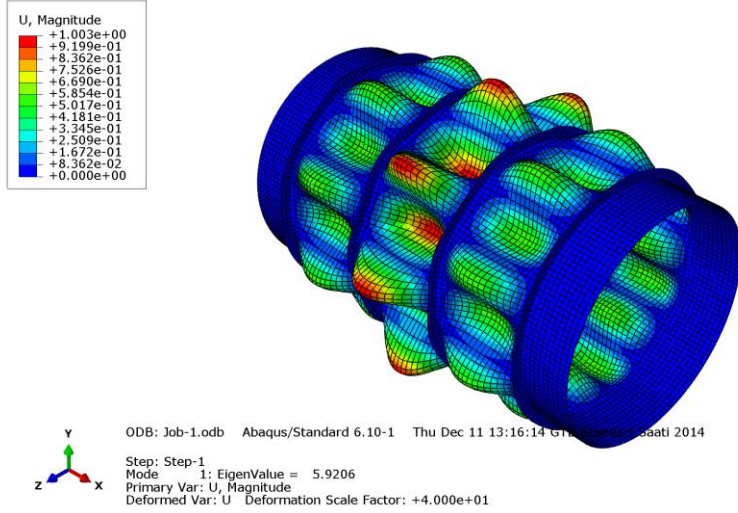


(c)

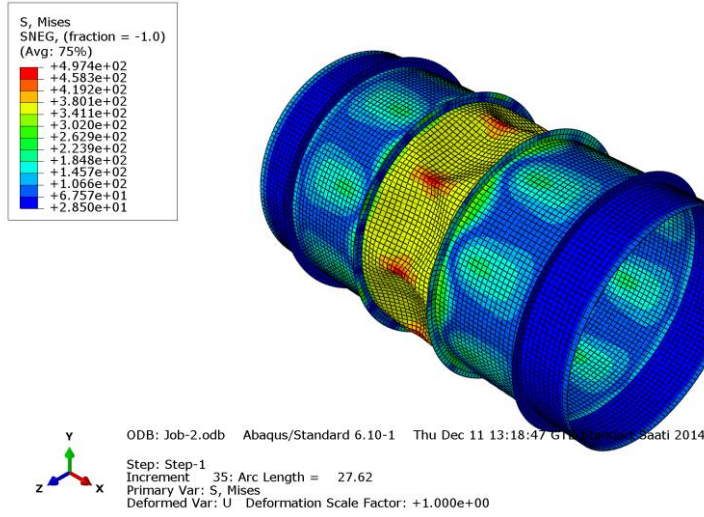


Şekil C.21 : Model-21 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

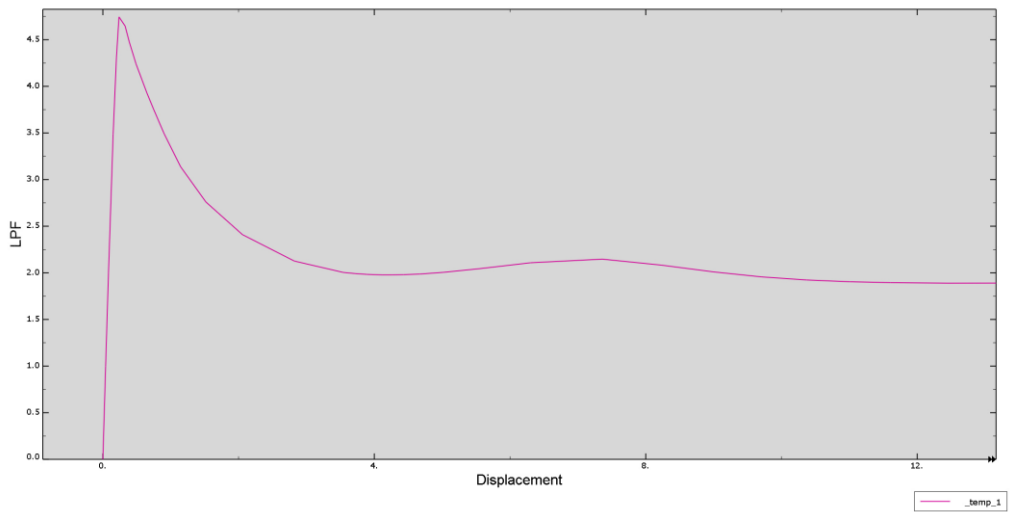
(a)



(b)

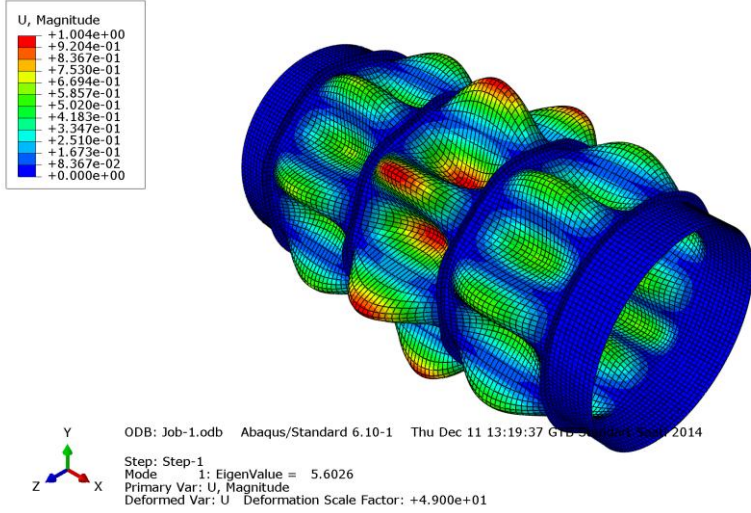


(c)

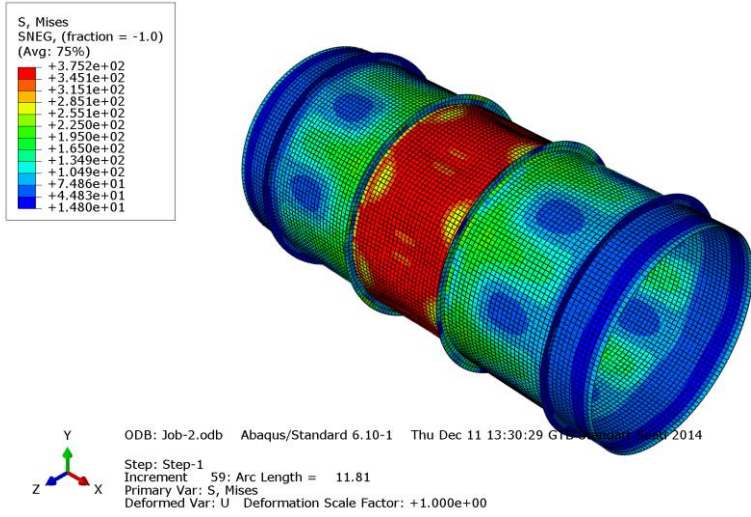


Şekil C.22 : Deney yapılan Model-5 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

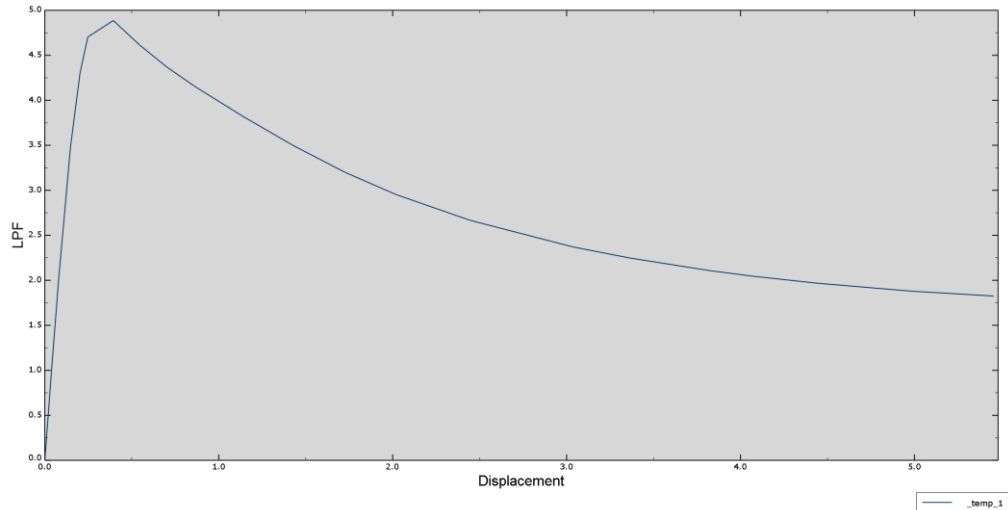
(a)



(b)

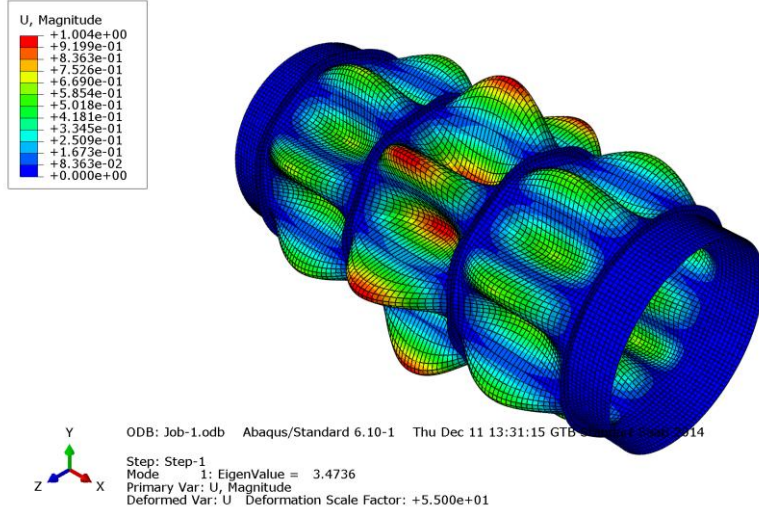


(c)

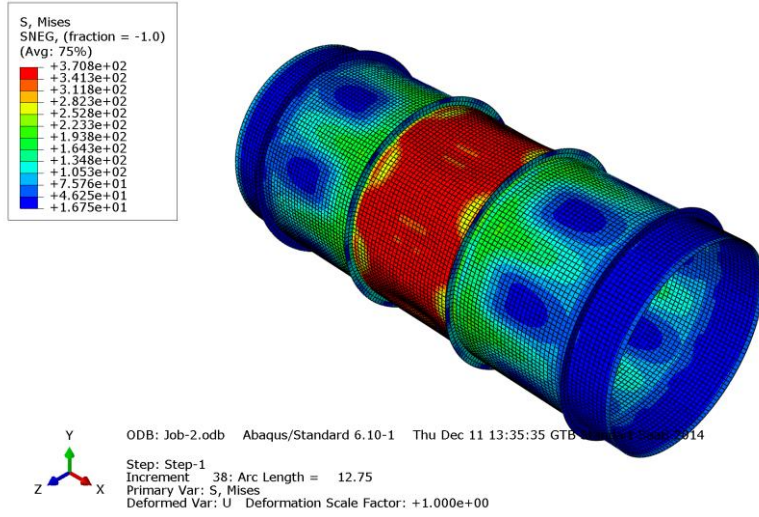


Şekil C.23 : Deney yapılan Model-8 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

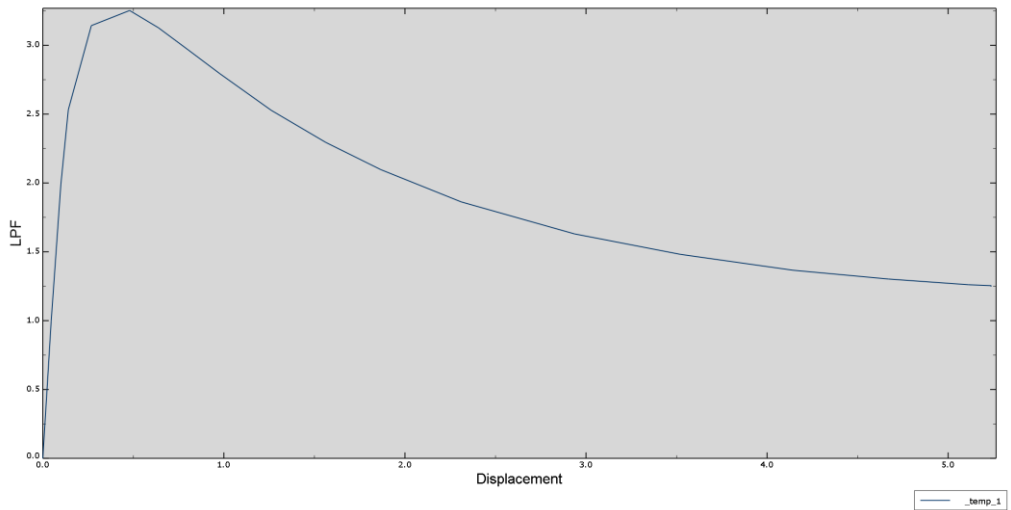
(a)



(b)

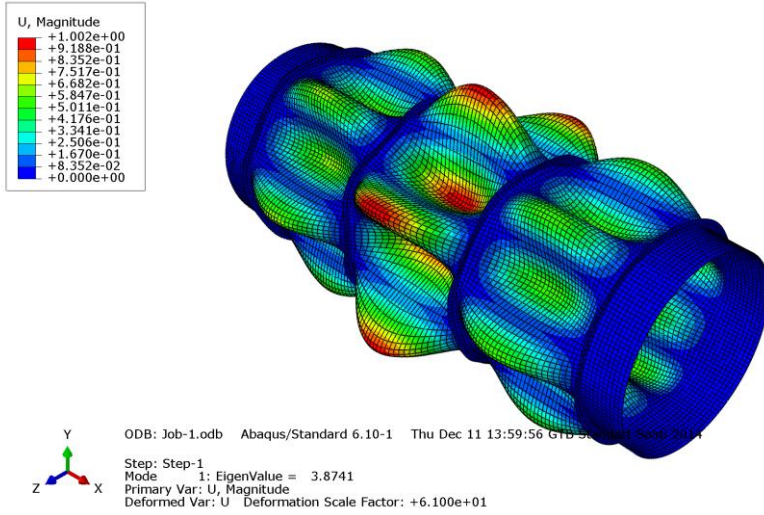


(c)

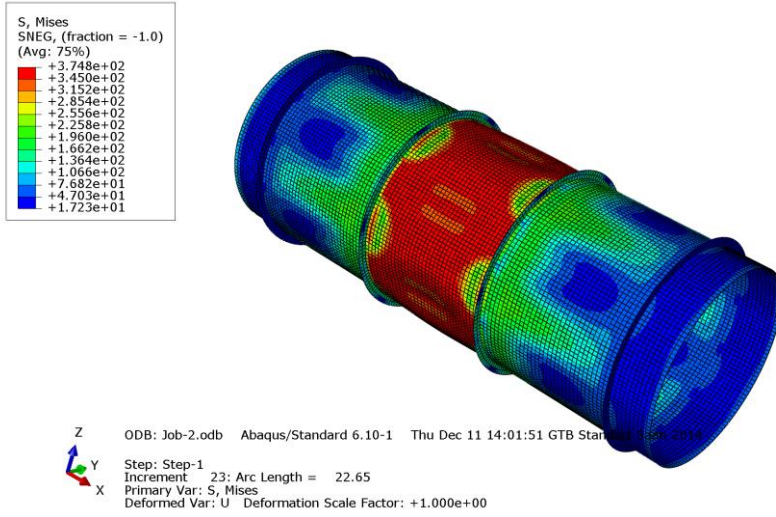


Şekil C.24 : Deney yapılan Model-10 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

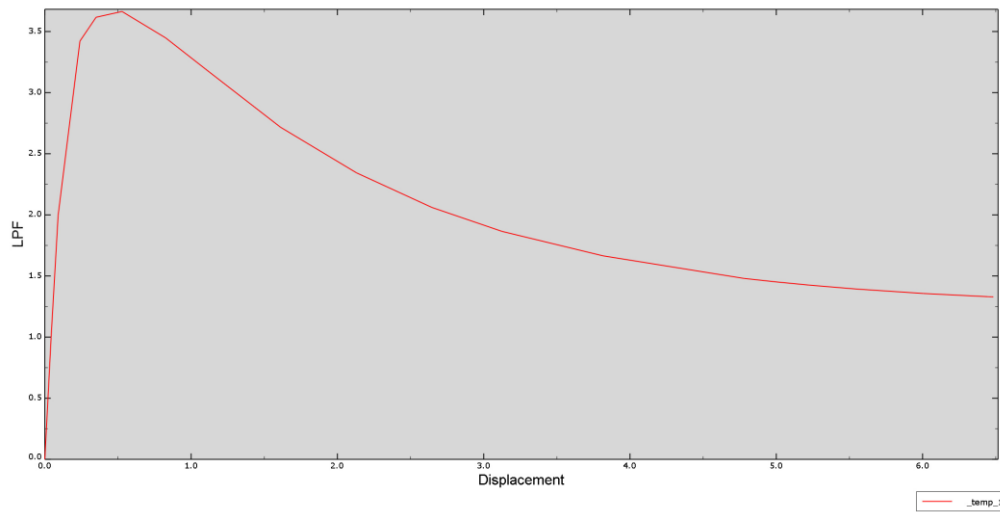
(a)



(b)

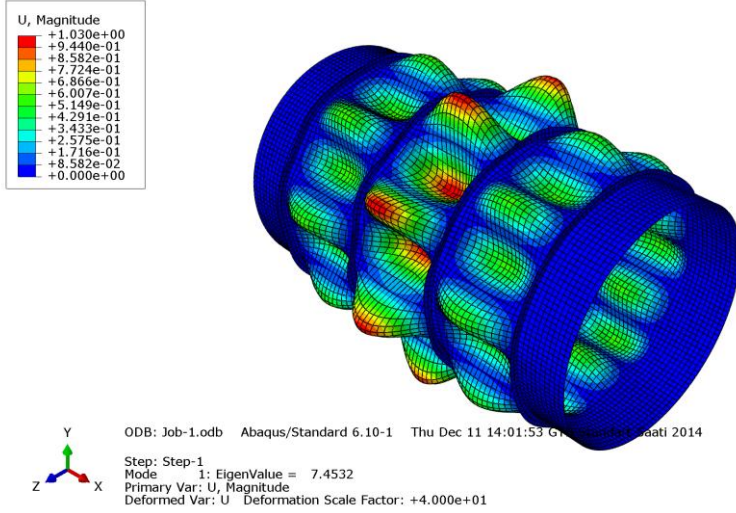


(c)

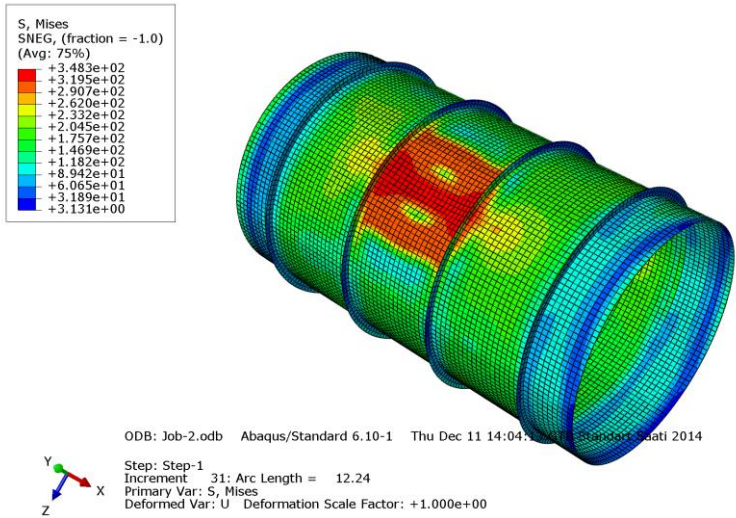


Şekil C.25 : Deney yapılan Model-12 için (a) Linear burkulma görseli (b) Nonlinear burkulma görseli (c) Nonlinear burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

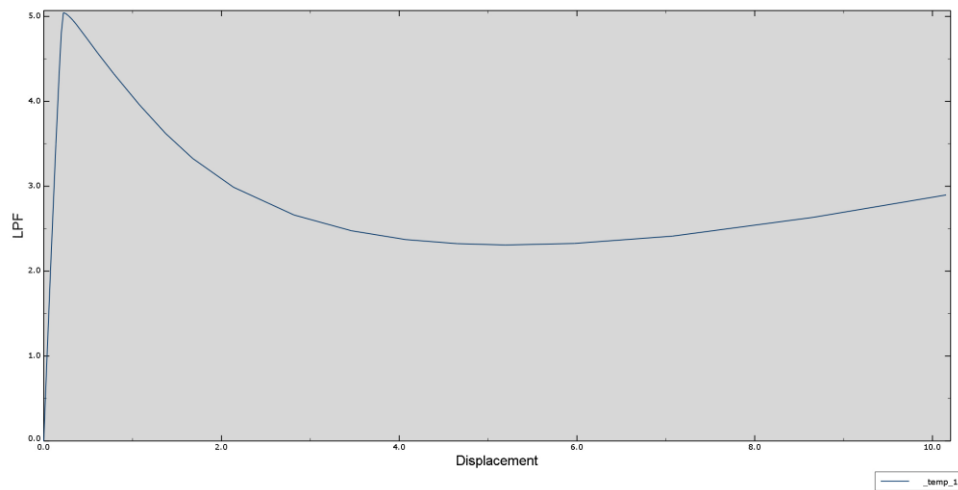
(a)



(b)



(c)



Şekil C.26 : Deney yapılan Model-21 için (a) Lineer burkulma görseli (b) Nonlineer burkulma görseli (c) Nonlineer burkulma analizi sonucu elde edilen LPF-deplasman grafiği.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Bülent FIRAT

Doğum Yeri ve Tarihi: AMASRA - 1989

Adres: İTÜ Ayazağa Kampüsü, İTÜ Lojmanları D2 Blok
Daire 102 Sarıyer/İstanbul

E-Posta: firatb@itu.edu.tr

Lisans: İTÜ Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği