



HAVA HARP OKULU KOMUTANLIĞI



HAVACILIK VE UZAY TEKNOLOJİLERİ ENSTİTÜSÜ YÜKSEK LİSANS TEZİ

BASINÇLI KAPLARIN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

FATİH MESTAN
HAVA SAVUNMA ÜSTEĞMEN

YEŞİLYURT - İSTANBUL
TEMMUZ – 2010

HAVA HARP OKULU
HAVACILIK ve UZAY TEKNOLOJİLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BASINÇLI KAPLARIN
DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Fatih MESTAN
Hava Savunma Üsteğmen

HAVACILIK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

İSTANBUL
Temmuz 2010

Her hakkı saklıdır.

Hv.Doç.Dr.Müh.Yb. Abdurrahman HACIOĞLU ve Doç.Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN danışmanlığında Hv.Svn.Ütğm. Fatih MESTAN tarafından hazırlanan bu çalışma 20 / 07 / 2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Havacılık Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : Hv.Doç.Dr.Müh.Yb. Abdurrahman HACIOĞLU *İmza* :

Eş Danışman : Doç.Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN *İmza* :

Üye : Hv.Dr.Müh.Yb. Ali BAŞARAN *İmza* :

Üye : Hv.Dr.Müh.Bnb. Volkan PEHLİVANOĞLU *İmza* :

Üye : Yrdc.Doç.Dr. Şenol ATAĞLU *İmza* :

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Sefer KURNAZ
Hava Mühendis Albay
Enstitü Müdürü

YAZARIN NOTU

Bu tez çalışmasında belirtilen görüş ve yorumlar yazara aittir. Türk Silahlı Kuvvetlerinin ya da diğer kamu kuruluşlarının görüşlerini yansıtmaz. Ayrıca bu tez çalışması bilimsel ahlak ve etik değerlere uygun olarak yazılmış olup yararlanılan tüm eserler kaynaklarda gösterilmiştir.

Öğrencinin İmzası :

Adı Soyadı : Fatih MESTAN

Tarih : 20.07.2010

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BASINÇLI KAPLARIN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Fatih MESTAN
Hv.Svn.Ütğm.

Hava Harp Okulu
Havacılık ve Uzay Teknolojileri Enstitüsü
Havacılık Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Hv.Doç.Dr.Müh.Yb. Abdurrahman HACIOĞLU

Eş Danışman: Doç.Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN

Bu çalışmada, günümüzde birçok alanda kullanılan, sıcaklık ve basınç değişiklikleri altında farklı performans sergileyen basınçlı kaplar incelenmiştir. Basınçlı kaplar özellikle üretildiği malzeme cinsine bağlı olarak fiziksel farklılıklardan dolayı değişiklik göstermektedir. Malzeme özellikleri sıcaklığa bağlı olan yapıların farklı yükler altındaki davranışlarının analizi yapılırken, iç basınç etkisi altındaki basınçlı kaplara, hidrostatik basınç testleri uygulanarak deneysel sonuçlar irdelenmiştir. Basınçlı kaplar, insan sağlığını ve güvenliğini etkileyecek potansiyel tehlikeler içerdikleri için kullanım sırasında doğabilecek sorunlar önceden belirlenip çözümlenmelidir. Bunun için, basınçlı kap tasarımında dikkatli ve ayrıntılı bir analiz yapılmalı ve sistem üzerinde etkili olabilecek tüm yükler doğru olarak belirlenip hesaplamalara dahil edilmelidir. Bu nedenle ekstenel olarak simetrik yüklemeye maruz silindirik bir basınçlı kabın teorik yaklaşım çözümü ile SOLIDWORKS programından Von Mises gerilme analizi sonucu elde edilen yerdeğiştirme ve gerilmeler kıyaslanmıştır. Analizi gerçekleştirirken sonlu elemanlar yöntemini kullanan “COSMOSXpress Analysis Wizard” bilgisayar programı kullanılmıştır.

2010, ...84... sayfa

ANAHTAR KELİMELER : Basınçlı Kaplar, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Gerilme Analizi.

ABSTRACT

Master of Science Thesis

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS OF PRESSURE VESSELS

Fatih MESTAN
1'st Lt.

Air Force Academy
Aeronautics and Space Technologies Institutes

Supervisor: Assoc.Prof.Dr.Lieutenant Colonel Abdurrahman HACIOĞLU

Co-Supervisor: Assoc.Prof.Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN

In this study, which is used today in many areas, temperatures and pressure changes under the pressure vessels were investigated in different performances. Produced pressure vessels, especially because of physical differences, depending on the type of material varies. While analyzing behavior of the temperature dependent material properties of the structure under different loads, experimental results was examined by applying hydrostatic pressure tests to the pressure vessels under the influence of internal pressure. Because pressure vessels include potential hazards which affect human health and safety, possible problems should be found and resolved beforehand. For that reason pressure vessel design and a detailed analysis must be done carefully and correctly and all loads could be effective on the system must be determined and included in the calculations. Therefore, subjected to axially symmetric loading of a cylindrical pressure vessel with the solution of theoretical approaches and displacements and stresses which was obtained from SOLIDWORKS Von Mises stress analysis program are compared. While performing analysis, "COSMOSXpress Analysis Wizard" program which uses the the finite element method is used.

2010, ...84... pages

Key Words: Pressure Vessels, Finite Element Method, Stress Analysis.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Öncelikli olarak uzaktan eş zamanlı yüksek lisans eğitimi kapsamında tez faaliyeti sırasında bilimsel katkıları ile bana yardımcı olan, ayrıca eğitimim süresince çalışmamın başlangıcından bitimine kadar göstermiş olduğu desteğinden dolayı tez danışmanım Hv.Doç.Dr.Müh.Yb. Abdurrahman HACIOĞLU (Hava Harp Okulu Havacılık Mühendisliği Ana Bilim Dalı Başkanı)'na, tez çalışmalarım esnasında araştırma olanağı sağlayan ve çalışmamın her safhasında bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, yakın ilgi ve önerileri ile beni yönlendiren eş danışman hocam Sayın Prof. Dr. Süleyman Halit Türkmen (İstanbul Teknik Üniversitesi)'e en içten teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Ayrıca yapmış olduğum deneysel çalışmalardaki büyük yardımlarından dolayı Balıkesir Uğur Kazan firmasının çalışanlarına ve özellikle firma yetkilisi Sayın Arif AKOVA'ya, son olarakta her konuda beni destekleyen, sonsuz sevgi ve ilgisini esirgemeyen sevgili aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Fatih MESTAN
İstanbul, Temmuz 2010

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. BASINÇLI KAPLARIN HAVACILIKTA KULLANIM ALANLARI.....	3
2.1. Uçaklarda Yaygın Olarak Kullanılan Malzemeler.....	3
2.2. Havacılık Endüstrisinde Kompozit Malzemelerin Kullanımı ve Sağladığı Katkıları.....	4
2.3. Kompozit Malzemelerin Avantajları.....	7
3. GENEL BİLGİLER.....	9
3.1. Basınç.....	10
3.1.1. Çalışma Basıncı.....	10
3.1.2. Olağan Tasarım Basıncı.....	10
3.1.3. Büyük Kaplar İçin En Küçük Tasarım Basıncı.....	11
3.1.4. Yüksek Basınçlı Kaplar İçin Tasarım Basıncı.....	11
3.1.5. Boşluk.....	11
3.1.6. Hidrostatik Deney Basıncı.....	11
3.1.7. İzin Verilen En Büyük Çalışma Basıncı.....	12
3.2. Sıcaklık.....	12
3.2.1. Olağan Tasarım Sıcaklığı.....	12
3.2.2. Yüksek Sıcaklık.....	13
3.2.3. Soğuk Dış Yüzey Tasarımı.....	13
3.3. En Küçük Et Kalınlığı.....	13
3.4. Rüzgar.....	13
3.5. Statik veya Dinamik Yükleme.....	14
3.6. Ağırlık.....	14
3.7. Kaynak Faktörü.....	14
3.7.1. Kazan Ve Basınçlı Kaplarda Kaynak Bağlantısı.....	14
3.7.2. Kaynağa Elverişli Malzemeler.....	15
3.7.3. Kaynak Bağlantılarının Fayda Ve Sakıncaları.....	16
3.8. Malzeme ve Yenim.....	17
3.8.1. Malzeme.....	17
3.8.2. Yenim.....	20
4. KAZAN VE BASINÇLI KAPLARIN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ	21
4.1. İç Basınç Altındaki Basınçlı Kapların Tasarımı.....	21
4.1.1. İç Çapa Göre Et Kalınlığı ve Basınç Hesabı.....	21
4.1.1.1. Silindirik Gövdeler.....	24
4.1.1.2. Küresel ve Yarıküresel Başlıklar.....	24
4.1.1.3. Elipsoidal Başlıklar.....	25
4.1.1.4. Koni ve Konik Kısımlar.....	25
4.1.1.5. Torisferik Başlıklar.....	26

4.2.	İç Basınç Etkisi Altında Çemberler Ve İnce Duvarlı Basınç Kapları.....	27
4.2.1.	Çemberler.....	28
4.2.2.	Silindirler.....	29
4.2.3.	Küre.....	32
4.3.	Birleşik Yüklemeye Maruz Kalan Yapıların Tasarımı.....	33
4.3.1.	Maksimum Normal Gerilme Teorisi.....	33
4.3.2.	Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi.....	33
4.3.3.	Huber-Von Mises-Hencky (Maksimum Biçim Değişirme Enerji) Teorisi.....	34
4.4.	Eksenel Olarak Simetrik Yüklemeye Maruz Silindirik Yapılar.....	35
5.	BİR BASINÇLI KAP TASARIMI UYGULAMASI.....	41
5.1.	Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	41
5.1.1.	Giriş.....	41
5.1.2.	Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi.....	43
5.1.3.	Sonlu Elemanlar Yönteminin Yararları ve Diğer Metotlardan Üstünlükleri.....	43
5.1.4.	Sonlu Eleman Tipleri.....	44
5.1.5.	Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar.....	45
5.2.	Sonlu Elemanlar Yöntemini Kullanarak Solidworks İle Gerilme Analizi...	46
5.3.	Silindirik Bir Basınçlı Kabın Sayısal Olarak Analizi.....	49
6.	DENEYSEL OLARAK YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	53
7.	SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	59
7.1.	Sonuçların Analiz Edilmesi.....	59
7.1.1.	8 Bar Basınç Uygulayarak Yapılan Analiz Sonuçları.....	60
7.1.2.	10 Bar Basınç Uygulayarak Yapılan Analiz Sonuçları.....	64
7.1.3.	12 Bar Basınç Uygulayarak Yapılan Analiz Sonuçları.....	68
7.2.	Değerlendirme.....	73
	KAYNAKLAR	74
	EKLER.....	76
	ÖZGEÇMİŞ.....	84

SİMGELER DİZİNİ

ASME	American Society Of Mechanical Engineers,
A_w	Kaynak kesit alanı,
C	Yenim payı,
D	Çap,
D_a	Dış çap,
D_i	İç çap,
E	Elastisite modülü (Young modülü), kaynak verim katsayısı,
f_1, f_2	Erimedeki verimlilik,
F	Kesit alanı, kuvvet,
F_e	Boyuna kuvvet (eksenel yönde),
F_r	Radyal veya enine kuvvet,
h	Kabuk kalınlığı,
HR_w	İletilen ısı enerjisinin hızı,
I	Akım,
L	Uzunluk,
M	Moment,
N	Normal kuvvet,
p, q	Basınç, birim uzunluğa gelen kuvvet,
P	Tasarım basıncı veya izin verilen en büyük çalışma basıncı,
R	Tepki kuvveti, tekil kuvvet, yarıçap,
s	Sac kalınlığı,
s_0	Korozyon payı,
S	Malzemenin izin verilen gerilim değeri,
SEY	Sonlu elemanlar yöntemi,
t	Et kalınlığı, zaman,
U_m	Metali eritmek için gerekli birim enerji,
V	Kap hacmi, rüzgar hızı, voltaj, kesik kuvvetler,
β	Boyutun geometrik bir parametresi,
v	Elektrod ilerleme hızı, çemberin dönme hızı,
ν	Poisson oranı,
ω	Açısal hız,
ρ	Yoğunluk,
ε	Birim uzama (uzama oranı),
σ	Normal gerilme,
σ_e, σ_r	Çekme mukavemeti,
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Asal gerilmeler,
$\sigma_\theta, \sigma_\phi$	Meridiyensel ve halka gerilmesi,
$\sigma_{güv}$	Güvenlik gerilmesi,
ξ_C, ξ_S	Silindir ve kürenin radyal değişimleri.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil No	Şekil	Sayfa
Şekil 1.1	Sonlu Elemanlar Yönteminin Tasarım Aşamasındaki Yeri	2
Şekil 3.1	En İyi Basıncılı Kap Boyutları	10
Şekil 3.2	Kazan Kaynak Dikişlerinin Dağılımı	15
Şekil 4.1	P İç Basıncına Maruz Silindirik Bir Kap	22
Şekil 4.2	Silindirik Gövde	24
Şekil 4.3	Yarıküresel Başlık	24
Şekil 4.4	Elipsoidal Başlık	25
Şekil 4.5	Geçiş Bombe Yarıçapı Olmadan Konik Bir Basıncılı Kap	25
Şekil 4.6	Torisferik Başlık	26
Şekil 4.7	İnce Kabuklu Bir Basıncılı Kap	27
Şekil 4.8	İç Basınç Etkisi Altındaki Çember	28
Şekil 4.9	İç Basınç Etkisi Altında Dairesel Silindirler	29
Şekil 4.10	Birim Uzunlukta Silindirik Bir Kesit	30
Şekil 4.11	Kapalı Silindirlerde Boyuna Gerilmeler	31
Şekil 4.12	Silindirde Meydana Gelen Gerilmeler	31
Şekil 4.13	Sabit Bir İç Basınç Etkisi Altındaki Küre	32
Şekil 4.14	Kürede Meydana Gelen Gerilmeler	32
Şekil 4.15	Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi	34
Şekil 4.16	Von Mises-Maksimum Biçim Değiştirme Enerjisi Teorisi	35
Şekil 4.17	Eksenel Olarak Simetrik Yüklemeğe Maruz Silindirik Yapılar	35
Şekil 4.18	Yarımküre Şeklinde İçten Basınca Maruz Silindirik Basınç Tankı	37
Şekil 4.19	İçten Basınca Maruz Toroid Şeklindeki Kabuk Yapılar	38
Şekil 5.1	Eksenel Olarak Simetrik Yüklemeğe Maruz Silindirik Bir Basıncılı Kap	49
Şekil 5.2	Eksenel Olarak Simetrik Basıncılı Kabı Etkileyen Parametreler	50
Şekil 6.1	Kompresör Tankı	53
Şekil 6.2	Ark Kaynak	55
Şekil 6.3	Tozaltı Ark Kaynağı	57
Şekil 6.4	Tozaltı Ark Kaynağı Kullanım Alanları	57
Şekil 7.1	İç Basınç Altındaki Basıncılı Kaplar	59
Şekil 7.2	8 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın İç Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler	60
Şekil 7.3	8 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın Dış Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler	61
Şekil 7.4	8 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Yerdeğiştirmeler	62
Şekil 7.5	8 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Değişiklikler	63
Şekil 7.6	10 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın İç Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler	64
Şekil 7.7	10 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın Dış Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler	65
Şekil 7.8	10 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Yerdeğiştirmeler	66
Şekil 7.9	10 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Değişiklikler	67
Şekil 7.10	12 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın İç Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler	68
Şekil 7.11	12 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın Dış Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler	69
Şekil 7.12	12 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Yerdeğiştirmeler	70
Şekil 7.13	12 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Değişiklikler	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge No	Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1	Standartlara Göre Gövde Cidar Kalınlık Formülü	1
Çizelge 3.1	Flanş Deney Basınçları	12
Çizelge 3.2	Çeşitli Malzemeler İçin Esneklik Modülü Değerleri	18
Çizelge 3.3	Karbon ve Düşük Alaşımli Çeliklerin Uygulanma Yerleri	18
Çizelge 3.4	Karbon ve Düşük Alaşımli Çelikler İçin İzin Verilen Gerilim Değerleri	19
Çizelge 3.5	Isıl Genleşme Katsayısı Değerleri	19
Çizelge 4.1	Kazan Saclarının Mukavemet Değerleri	21
Çizelge 4.2	Kaynak Dikişli Kazan ve Depolar İçin Emniyet Katsayısı	22
Çizelge 4.3	“M” Katsayısı Değerleri	26
Çizelge 5.1	Malzemenin Genel Özellikleri	48
Çizelge 6.1	Hava Tankı	54
Çizelge 7.1	8 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Gerilme Dağılımları	61
Çizelge 7.2	8 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Yerdeğiştirme Dağılımları	62
Çizelge 7.3	8 Bar Basınç Altında Optimize Edildiğinde Elde Edilen Sonuçlar	63
Çizelge 7.4	10 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Gerilme Dağılımları	65
Çizelge 7.5	10 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Yerdeğiştirme Dağılımları	66
Çizelge 7.6	10 Bar Basınç Altında Optimize Edildiğinde Elde Edilen Sonuçlar	67
Çizelge 7.7	12 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Gerilme Dağılımları	69
Çizelge 7.8	12 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Yerdeğiştirme Dağılımları	70
Çizelge 7.9	12 Bar Basınç Altında Optimize Edildiğinde Elde Edilen Sonuçlar	72
Çizelge 7.10	Farklı Yöntemlerle Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	72

1. GİRİŞ

Basıncılı kaplar yüksek sızdırmazlık özelliği gereken tank ve depolardır. (TSE)'ye göre, "Basıncılı kap, 0.490×10^5 Pa \cong 0.5 Atü ve daha yüksek basıncılı sıvı ve gazların üretiminde, taşınmasında ya da depolanmasında kullanılan küre, silindir biçimli küre, silindir ya da koni biçimli hacimlerin birleştirilmesinden oluşan atmosfere kapalı kaplardır." Başka bir deyişle, içten ve dıştan basınca zorlanan kap olarak tanımlanabilir.

Basıncılı kaplar, insan sağlığını ve güvenliğini etkileyecek potansiyel tehlikeler içerdikleri için kullanım sırasında doğabilecek sorunlar önceden belirlenip çözülmelidir. Bunun için, basıncılı kap tasarımında dikkatli ve ayrıntılı bir analiz yapılmalı ve sistem üzerinde etkili olabilecek tüm yükler doğru olarak belirlenip hesaplamalara dahil edilmelidir.

Endüstrinin değişik alanlarında kullanılan basıncılı kapların tasarımında değişik tasarım kuralları uygulanmakta, bu da basıncılı kapların gerek imalatı gerekse montajı aşamasında zorluklar doğurmaktadır. Bu kurallar arasındaki temel fark, kullanılan malzeme için öngörülen tasarım gerilmelerinden doğmaktadır. Tasarım bir ülkede yapılıp, bir başka ülkede imal edilen ve diğer bir ülkede de montajı yapılan bir basıncılı kabın, hangi tasarım kuralına göre kabul edileceği konusunda sorunlar çıkmaktadır. Bu sorunun ortadan kalkması, ancak bir tek tasarım kuralının varlığı ile mümkündür.

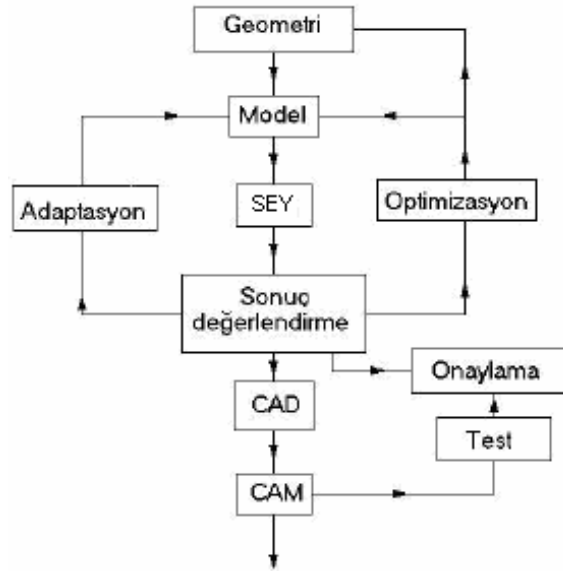
Günümüzde ASME (American Society Of Mechanical Engineers), AD Merkblätter başta olmak üzere, Avrupa, ABD ve Rusya gibi endüstrisi gelişmiş ülkelerde 19 değişik tasarım standardı uygulanmaktadır. 2002'de yürürlüğe giren EN 13445 standardı da basıncılı tank dizayn ve imalatında yaygınlaşarak kullanılmaya başlanmıştır. Aşağıda yer alan tabloda farklı standartlarda et kalınlığının hesaplanması irdelenmiştir.

Çizelge 1.1 Standartlara Göre Gövde Cidar Kalınlık Formülü

	EN 13445	AD Merk.	ASME VI
Gövde Cidar Kalınlığı	$e = \frac{P \cdot D_i}{4 f \cdot z - P}$	$s = \frac{D_a \cdot P}{40 \frac{K}{S} \cdot v + p}$	$t_r = \frac{P_d \cdot R}{2 S_m E_1 + 0.8 P_d}$

Mühendislik problemlerinin tatminkar olarak çözülmesinde sayısal metotlar kullanılmaktadır. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak geliştirilen paket programlar sayısal metotların etkin kullanımını sağlamaktadır. Sonlu elemanlar metodu modellemede sağladığı esneklikler ve yazılımların metodun tatbikinde sağladığı kolaylıklar nedeniyle tercih edilmektedir.

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) mühendislikte malzemelerin veya sistemlerin dış etkenlere (kuvvet, ısı, elektrik, vb.) karşı davranışlarının analizinde kullanılan nümerik bir metottür. SEY yapısal statik hesaplamalarda rijitlik matrisi $\{K\}$ ile deformasyonlar matrisinin $\{u\}$ kuvvetler matrisine $\{F\}$ eşitlenmesi ile kurulan matematik modelin nümerik çözümünü içerir. SEY’i kullanan çok sayıda bilgisayar programı mevcuttur; ALGOR™, COSMOS/M™, NASTRAN™, ADINA™ ve ANSYS™ bunlara örnek olarak verilebilir. SEY’nin kullanılması her türlü mühendislik alanında yaygınlaşmaktadır. SEY geçmişte tasarımın onaylanmasında kullanılmasına rağmen günümüzde tasarım aşamasının bir ögesi haline gelmiştir.



Şekil 1.1 SEY'nin Tasarım Aşamasındaki Yeri

Malzeme özellikleri sıcaklığa bağlı olan yapıların farklı yükler altındaki davranışlarının analizi yapılırken giriş kısmına müteakiben ikinci bölümde basınçlı kapların havacılıkta kullanım alanlarına değinilmiş olup üçüncü bölümde basınçlı kap tasarım koşulları hakkında genel bir bilgi verilmiştir. Daha sonra dördüncü bölümde mukavemet hesaplarıyla devam edilmiştir. Özellikle silindirik ve simetrik basınçlı kaplar üzerinde durulmuştur. Beşinci bölümde ise sonlu elemanlar yöntemini kullanan SOLIDWORKS programının çalışma sistemini anlayabilmek için SEY hakkında genel bir bilgi verilmiştir. Ayrıca aksenal olarak simetrik yüklemeye maruz silindirik bir basınçlı kabın teorik yaklaşım çözümü ile SOLIDWORKS programından Von Mises gerilme analizi sonucu elde edilen yerdeğiştirme ve gerilmeler kıyaslanmıştır. Analizi gerçekleştirirken sonlu elemanlar yöntemini kullanan **“COSMOSXpress Analysis Wizard”** bilgisayar programı kullanılmıştır. Altıncı bölümde iç basınç etkisi altındaki basınçlı kaplara, hidrostatik basınç testleri uygulanarak deneysel sonuçlar irdelenmiştir. Sanayide yapılan bu deneysel çalışmalar analiz esnasında bize yol gösterici olmuştur. Son bölümde elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak genel bir değerlendirme yapılmıştır.

2. BASINÇLI KAPLARIN HAVACILIKTA KULLANIM ALANLARI

Uçak hidrolik sistemlerinde de basınç ve sıcaklık değişimi söz konusudur (F-16 uçakları için $3000\text{PSI} \approx 20.7\text{N/mm}^2$). Bununla birlikte uçağın gövdesinin içindeki ve dışındaki basınç değişimi, nozzledaki yüksek sıcaklıklarda meydana gelen değişimler (yanma odasında yaklaşık $2000\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye varan sıcaklıklarda), katı yakıtlı bir füzenin ateşlenmesinden sonraki hareketinin incelenmesi bu çalışmada yapılan basınçlı kap örneklerinin havacılıktaki uygulama alanlarıdır.

Ayrıca kullandığımız akaryakıt tankları, yangın söndürme tüpleri, jet pilotlarının kullandığı oksijen tüpleri basınçlı kaplara birer örnek teşkil etmektedir. Yapılan bu çalışmayla ayrıca jet pilotlarının uçuşta yüksek irtifalarda kullandığı gaz maskelerinin oksijen tüplerinin doldurulması esnasında kullanılan oksijen, nitrojen tanklarının hidrostatik basınç testlerinin uygulanmasında, kontrollerin yapılmasında daha gerçekçi ve daha bilimsel sonuçlara yaklaşabiliriz. Bu konu detaylı olarak incelenmesi gereken ve oldukça önem arzeden bir alandır.

F-16 uçağında 8000 feete kadar dış basınç neyse kokpit iç basıncı da aynıdır. 8000-23100 feet arası F-16 kabinindeki iç basınç sabit 8000 feet irtifadaki basıncı veriyor. Bu irtifanın üzerinde yaklaşık 5 PSI düşük basınçta oksijen veriyor. Kabin basıncı 28000 ile 32000 feet irtifaları arasında ve üzerinde oksijen tüpü gaz maskesine %100 oksijen veriyor. F-16 uçağında 10000 feete kadar gaz maskesi takılması zorunlu değil fakat bu irtifadan sonra gaz maskesi takılması zorunludur. Oksijen tüpünün içinde 5 litre sıvı oksijen mevcuttur. Basınç kontrolü yapıldığında 50-120 PSI arası normal değer olarak kabul edilmektedir ve minimum 42 PSI ve 0.5 litre sıvı oksijen olması gerekmektedir. Uçakta bir adet oksijen tüpü mevcuttur. İrtifasına göre kullanım miktarı değişir. 20000 feet irtifadaki uçuş için ortalama 2.5 saat yetecek kapasitededir. Uçak çift kişilikse yani F-16D uçağıysa bu süre otomatik olarak yarıya düşer.

2.1. Uçaklarda Yaygın Olarak Kullanılan Malzemeler

Çoğuz (2006) "Plak yapılar, uçak yapılarında yoğun bir şekilde kullanım alanı bulmaktadır. Uçağın yapısında bulunan bazı panellerin yanı sıra roket kontrol yüzeyleri ve diğer aksesuar parçaları plak yapılara örnek verilebilir. Gemilerin bazı kaplamaları, uzay araçlarının ve otomobillerin çeşitli bileşenleri plak yapılar için birer örnek oluşturmaktadır. Atmosferde oluşan türbülanslar, nükleer patlamalar, sonik patlamalar, şok dalgaları, yakıt patlamaları v.b. olaylar civarında bulunan yapılar üzerinde basınç kuvvetleri oluşturarak dış uyarımları ortaya çıkarabilir. Uçak yapıları, gerek civarında oluşan patlamalar etkisiyle gerekse ses hızının aşılmasında oluşan güçlü şok dalgaları nedeniyle anlık basınç yüklerine ve dolayısıyla zamana bağlı dış uyarımlara maruz kalabilmektedirler. Dolayısıyla hava-uzay araçlarının tasarımında zamana bağlı dış uyarımlar altındaki plak ve kabuk yapıların dinamik cevabı incelenmesi gereken bir

konudur. Uçak ve uzay yapılarında ağırlık çok önemli bir parametre olduğundan genellikle ince katmanlı kompozit plaklar tercih edilmektedir” şeklinde ifade etmiştir.

Uçak yapısı, düşük ağırlık ihtiyacı nedeniyle düşük emniyet payları ile dizayn edilmeleri ve buna ilaveten sahip oldukları dinamik fonksiyon dolayısıyla yorulma yükleri ile insan ve doğadan gelen hasarlara sürekli maruz kalır. Uçak endüstrisinde günümüzde en önemli konu malzemenin doğru olarak seçilip bir bütün yapı içerisinde değerlendirilmesidir. Bu açıdan bakıldığında uçak endüstrisinde yaygın olarak kullanılan malzemeleri incelemek gerekmektedir. Uçak malzemelerini öncelikle, metal esaslı ve kompozit malzemeler olarak iki grupta incelemek mümkündür. Paslanmaz çelikler, nikel alaşımları, titanyum alaşımları, alüminyum alaşımları ve magnezyum alaşımları yaygın olarak kullanılan metal esaslı uçak malzemeleridir. Kompozit malzemeler; metalik, organik veya inorganik esaslı yapı bileşenlerinin kombinasyonundan oluşur. Kullanılan matris malzemesine göre seramik, polimer ve metal esaslı olmak üzere üç grupta incelenen kompozit malzemeler, yüksek rijitlik ve mukavemetlerinin yanında bazı uygulamalarda mükemmel yorulma ömürleri, yüksek korozyon ve erozyon dirençleri nedeniyle birçok endüstri kolunda, konvansiyonel malzemelere tercih edilmeye başlamışlardır.

Son 30 yılda reçine ve fiber teknolojisinde büyük gelişmeler sağlanarak geliştirilen kompozit malzemelerde, konvansiyonel malzemelerin elastisite modüllerine ulaşılmıştır. Bu nedenle kompozit malzemeler; kaplamalar, takviye parçalarının kontrol yüzeyleri ve flaplarda kullanım alanları bulmuşlardır. Uçaklar; genellikle gövde ağırlık kontrolü, uzun hizmet ömrü, sistem dizaynının ana hatları ve maliyet karakterlerinin yani sıra belirli mesafe, seyir sürati, irtifa gibi performans gereksinimlerini karşılayacak şekilde dizayn edilirler. Diğer tüm koşulların eşit olduğu durumda ağırlığı en az tutan dizayn kriteri en uygun dizayn olacaktır. Buna göre uygun özelliklere sahip hafif malzemeler en iyi özellikleri sağlayacaktır.

2.2. Havacılık Endüstrisinde Kompozit Malzemelerin Kullanımı ve Sağladığı Katkılar

Kompozit malzemelerin uçaklarda kullanılması, II. Dünya Savaşı öncesine uzanır. O yıllarda kontrol kablosu yuvaları, bağlantılar gibi ikincil yapılarda, katkı plastik malzemeler kullanılmıştır. Ancak ederlerinin fazla olması yüzünden, o yıllarda bu malzemeler uçaklarda yaygın olarak kullanılamamıştır. 1980’lerde ise kompozit kullanımı bir anda çığ gibi arttı. Uzayda da roket borusunda, füze sistemlerinde, uydularda ve hatta uzay mekiğinde kompozit yapılar kullanılmıştır. 1979’lu yıllarda 10.440 ton olan kompozit malzeme kullanımı, 2000’li yıllarda 20.000 ton civarında görülmektedir.

Kompozit malzemelerin uçaklarda ilk kullanımına neden, klasik uçak malzemeleriyle aynı performansı göstermelerine rağmen, daha hafif olmalarıydı, yani ağırlık kazancı

hesaplanmıştı. Günümüzde hafifliğin yanı sıra çok sert, yüksek dayanımlı, yüksek ısıl kararlılığa sahiplik, dirençli olunması v.b. Çok stn mekanik, fiziksel, ısıl özellikler nedeniyle kompozitler tercih ediliyor. Ayrıca ağırlık azalınca, daha verimli yakıt kullanımı ve daha fazla yük taşınması sağlanıyor.

Yakın gelecekte uçaklar yüksek oranda kompozit malzemeden üretilecektir. O zaman ağırlık tasarrufunun tüm avantajları anlaşılacaktır çünkü uçakların her parçası bir diğer parça ile etkileşim içindedir. Bu yüzden bir parçadaki ağırlık azalımı tüm uçakta ağırlık azalımına sebep olacaktır. Bir uçağın uçuş boyunca harcadığı yakıtın %55'i kalkış, iniş ve manevralarıyla, %45'i ise düz uçuşta harcanır. Kompozit malzeme kullanımıyla günümüzde varılabilen %20-30'luk ağırlık kazancı, harcanan yakıtta %50'lere varılabilen bir azalma getirecektir. Bu sayede yk iki katına kadar arttırılabilir ya da uçağın uçuş menzili iki katına çıkartılabilir ve çalışma etkinliği arttırılabilir. Bu avantajlarıyla kompozit malzemeler günümüzde yoğun oranda kanat flaplarında, asansörlerde, dmenlerde, spoilerlerde (hız kesici ve akış dengeleyici kanatlar) ve iniş takımlarının kapaklarında kullanılmaktadır.

Uçak endüstrisinde kullanılan kompozitlerde matris görevi yapan polimer esaslı reçineler; epoksi reçineler, polyester reçineleri, polyamidler (nalyonlar) olarak sınıflandırılabilir.

Düşük ve yüksek sıcaklıklarda sertleşebilmesi, yüksek aşınma direnci, çeşitli yüzeylere iyi yapışabilme ve yüksek kimyasal direnç özelliklerinden dolayı epoksi reçineler; uzay ve havacılık endüstrisinde kullanılan kompozit malzemelerinin üretilmesini, çeşitli takviyelere (karbon, cam, bor) matris malzemesi olarak seçilmesini sağlamaktadır.

Karbon fiberlerin özellikle son yıllarda yavaş yavaş cam fiberlerin yerini aldığı görülmektedir. Reçine matrislerde ise en geniş uygulanma alanına epoksiler sahiptir.

Dayanım ve süneklilik karakteristiklerinin yanında, sıcaklığın azalmasıyla metalik malzemelerin fiziksel özelikleri de değişir, özgül ısı, ısı iletme kabiliyeti ve ısıl genleşme $-273\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar, asimtotik sıfır değerine doğru azalır. Düşük sıcaklıklarda malzemelerin kullanımında birinci planda, süneklilik ve gevrek kırılma güvenliği belirlendiğinden dolayı, bu amaçla daha çok soğukta sünek kalabilen çelikler ve demir olmayan sünek metaller gibi metalik malzemeler ile darbeye dayanıklı ve takviyeli plastikler kullanılır. Özellikle son yıllarda büyük gelişme gösteren ince taneli yüksek dayanımlı mikro alaşımlı çelikler, kalitelerine de bağlı olarak $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa kadar kullanılabilir.

Metalik malzemelerde, düşün sıcaklıkla birlikte dayanım yükselir, yani çekme dayanımı ve akma sınırı artar. Ancak, bu durumda sertliğin, sürekli titreşim dayanımının ve

elastiklik modülünün artacağına dikkat edilmelidir. Dayanım karakteristiklerindeki değişimin büyüklüğü malzemenin kafes yapısına bağlıdır.

İşletme koşullarında malzeme karakteristiği için, sıcaklığın azalmasıyla süneklilikte dikkate değer önemli miktarda azalma olması büyük önem taşır. Sünekliliğin ifade edilmesinde önemli bir kavram olan tokluk teriminden, malzemenin çatlak genişletme enerjisine absorpsiyonla karşı koyması ve böylece şekil değiştirme yapmadan meydana gelen gevrek kırılma olayına mani olma kabiliyeti anlaşılır.

Düşük sıcaklığa (soğuğa) dayanıklı konstrüksiyon malzemelerinin kullanımları genellikle -40 ile -200 °C arasındadır. Bu tip malzemelerin başlıca kullanım alanları; çelik yapı konstrüksiyonları, ekstrem iklimik koşullarda çalışan işletme tesisleri ve gemilerde, sıvı hava, tabii (LPG - Liquefied Petroleum Gas ve LNG - Liquefied Natural Gas) ve sentetik hidrokarbonlar, amonyak ve asal gazların üretim, transport ve depolama tanklarında, hava ve uzay taşıtlarında kullanılır.

Titreşim zorlamalarında malzeme tahribatına sebep olan özel bir durum da yorulmadır. Burada periyodik şekil değiştirme, nispeten düşük frekanslarda meydana gelir. Bu tarz zorlamalar, örneğin kuvvet santrallerinde tesisin çalışmaya başlaması ve durdurulmasında, kazanlarda, türbinlerde, boru donanımları ve benzeri parçalarda meydana gelir ve ritmik olarak birkaç dakika ile birkaç gün arasında süre ile gerçekleşebilir. Pratikte ve deneyimlere dayalı sonuçlarda, düşük periyodlu zorlamaların, yüksek frekanslarda ulaşılabilen yük değişimlerinde görülen kırılmaya yakın değerler verdiğini göstermektedir. Zaman etkisi ve bununla bağıntılı sürünme olayları, malzemedeki ömrü kısaltır.

Kimya endüstrisinde çok kullanılan reaktif veya çözeltilerin depolanmasında kullanılan depoların yapımıdır. Depolarda beklenen özelliklere gelince; aktif malzemeye karşı dirençli, basınca, darbeye vb. dayanıklı olmalıdır. Dolayısıyla yüksek mukavemetli ve dayanıklı olmalıdır. Akla ilk gelen paslanmaz çeliktir. Fakat sonuçta ağır, pahalı, yapımı zor bir malzeme ile bu işi gerçekleştirmiş oluruz. Bunun yerine kimyasal korozyondan korunmak için daha dirençli adı bir paslanmaz bir çelikten bir ince depo, dışına da yüksek mukavemeti sağlamak için plastik veya çelik bir kaplama uygun bir yolla birleştirilerek bu durumda kompozit bir malzeme üretilir.

Mühendislikte en çok kullanılan temel ilke; düşük maliyet istenen yerlerde ilk önce klasik malzemeler sağlamıyorsa kompozit malzeme dizaynına gidilir mantığıdır.

2.3. Kompozit Malzemelerin Avantajları

Uçakların ana elemanlarını oluşturan kanat, gövde kuyruk yüzeyleri ile öteki kısımların yapısında kullanılan malzemelerden istenen nitelikler şu şekilde belirtilebilir.

a) Gelişmiş dayanım ve rijitlik: Yüksek mukavemet; malzemenin kırılmadan ve deforme olmadan yüksek gerilmelere dayanabilmesi. Kompozitlerin çekme ve eğilme mukavemeti birçok metalik malzemeye göre çok daha yüksektir. Ayrıca kalıplama özelliklerinden dolayı kompozitlere istenen yönde ve bölgede gerekli mukavemet verilebilir. Böylece malzemenin tasarruf yapılarak, daha hafif ve ucuz ürünler elde edilir. Rijitlik ise malzemenin yük altında şeklinin çok değişmemesi uçak yapılarına gerekli bir niteliklerdir. Kompozit malzemeler çok büyük rijitlik/yoğunluk oranına sahiptirler. Kompozit malzemeler çeliğin rijitliğini 1/5 ağırlıkta ve alüminyumun rijitliğini 1/2 ağırlıkta sağlarlar (Nash 1979). Kompozit malzemeler çelikle aynı dayanım ve rijitlikte yapıldığında %70 hafif olur. Yine bazı gelişmiş kompozitler ise uçaklarda temel malzeme olan alüminyumdan 3 kat daha dayanıklı olup %60 daha hafiftirler. Bunlara ek olarak, kompozit malzemeler dayanım rijitlik ve istenilen tüm yönlerde diğer dizayn parametrelerini sağlayacak şekilde üretilebilirler.

b) Kolay şekillendirilme: Büyük ve kompleks parçalar tek işlemle bir parça halinde kalıplanabilir. Bu da malzeme ve işçilikten kazanç sağlar.

c) Hafiflik: Bu terim, malzemenin dayanabileceği gerilmelerin yoğunluğa oranı olarak tarif edilmektedir.

d) Ucuzluk: Uçak yapımında kullanılacak malzemenin yalnız birim fiyatının düşük olması yeterli olmayıp, bu malzemelere şekil verme ve birleştirme işlemlerinin de mümkün olduğu kadar ekonomik düzeyde tutulabilmesi gerekmektedir. Ayrıca uçakların yapı elemanlarında kullanılacak kompozitlerin maliyetinin hesaplanması; yalnızca malzemenin maliyeti esasına dayandırılmamalıdır. Maliyet hesabı yapılırken direkt işletme giderleri ve yatırımın geri dönüşü gibi iki önemli faktöründe göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

e) Dış etkenlere dayanıklılık: Malzemenin korozyona ve değişik hava koşullarına dayanıklı olması istenir. Demir ve alüminyum hava veya suyun varlığında paslanırlar ve özel kaplama gerektirirler. Kompozitlerin dış yüzeyleri plastik olduğundan korozyon ve kimyasal dayanımları oldukça iyidir.

f) Yüksek sıcaklıklara dayanıklılık: Özellikle yüksek hızlarda uçan uçakların yüzeylerinde oluşan ısınma etkisi ile sıcaklığın artması malzemenin mukavemetini azaltmaktadır. Isı iletim katsayısı düşük malzemelerden oluşabilen kompozitlerin ısıya

dayanıklılık özelliği, yüksek ısı altında kullanılabilmesine olanak sağlamaktadır. Bazı özel katkı maddeleri ile kompozitlerin ısıya dayanımı artırılabilir.

g) Titreşim sönümlendirme: Kompozit malzemelerde süneklik nedeniyle doğal bir titreşim sönümlenme ve şok yutabilme özelliği vardır.

h) Bakım kolaylığı: Genellikle atmosferik etkilere açık olan uçak yapısının minimum bakım masrafı ile niteliklerini koruması işletme ekonomisi bakımından önem taşımaktadır.

Sayılan bu niteliklerin hepsini tam olarak yerine getiren tek bir malzeme bulunamadığı için, uçak tipine ve elemanın özelliğine bağlı olarak günümüze kadar birçok malzeme kullanılmıştır. Fakat bugün değişik özelliklere sahip malzemelerin kombinasyonu olan kompozit malzemeler ön plana çıkmıştır. Yukarıda belirtilen tüm bu avantajlar yeni uçak ve uzay araçlarında kompozit malzemelerin her gün artan oranda kullanılmasını sağlar.

3. GENEL BİLGİLER

Bir basınçlı kap tasarımı yapılacağı zaman işletme sıcaklığı ve basıncı, kap boyutları, malzeme özellikleri, başlık türü, yenim payı, iç parçalar, boru bağlantı ağız boyutları ve basınç sınıfı, iklim koşulları (rüzgar, deprem ve zemin özelliği) gibi tasarım koşullarının öncelikle belirlenmesi gerekir.

Bu tasarım kriterlerinden başka yerleşim, temel koşullar vb. diğer etkenler de göz önüne alınmalıdır. Ayrıca tasarıma ekonomik yönden yaklaşmak gerekir. Bütün bunların üstünde tasarım mühendisi kap ölçülerini standart malzemeler kullanacak şekilde belirlemelidir.

Basınçlı kap boyutlarının belirlenmesi için kaba olarak; $3.5 - 5 \text{ Kg/cm}^2$ iç basınç altındaki düşük basınçlı tanklarda 3:1 veya 4:1 oranları, 7 Kg/cm^2 'nin üzerindeki basınçlarda ise 4:1 - 6:1 arası oranlar, en ekonomik uzunluk/çap oranları olarak seçilirler (Uztuğ 1987).

En az malzeme kullanarak istenilen kapasitede basınçlı kap yapmak için uzunluk/çap oranını doğru olarak belirlemek gerekir. En iyi uzunluk/çap oranı ayrıntılı yöntem olarak aşağıdaki gibi bulunur.

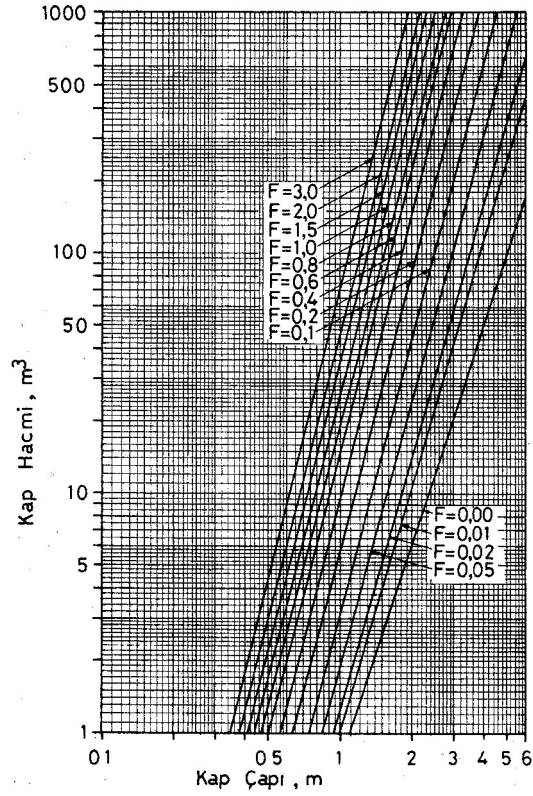
$$F = \frac{4P}{10CSE}$$

Bu hesaplamalarda iç basıncın 70 Kg/cm^2 'yi geçmediği ve elipsoidal başlıklar kullanıldığı varsayılmıştır.

Şekil 3.1'de sol tarafta sıralanan kap hacmi değerinden yatay olarak sağa doğru giderek bağıntıdan bulunan "F" değeri ile kesiştiği noktadan aşağı inilir ve basınçlı kap çapı "D" bulunur. "D" çapı bulunduktan sonra uzunluk aşağıdaki bağıntıdan bulunur.

$$\text{Kap uzunluğu} = \frac{4V}{\pi D^2}$$

Bir basınçlı kaba etkileyen tüm kuvvetlere içsel veya dışsal tasarım yükü denir. Tasarıma geçilmeden önce, kabın çalışma şartlarında ki gerçek tasarım yükünün belirlenmesi gerekir. Yükler belirlendikten sonra, bu yüklerin sisteme olan etkileri incelenmelidir. Bu incelemeler yapılırken geliştirilmiş standartlar, deneysel sonuçlar ve teorik yaklaşımlar göz önünde bulundurulur.



Şekil 3.1. En İyi Basınçlı Kap Boyutları (Uztuğ 1987)

Bir basınçlı kaba etkiyen ve tasarım sırasında göz önünde bulundurulması gereken tasarım koşulları şunlardır:

3.1. Basınç

3.1.1. Çalışma Basıncı

Basınçlı kabın olağan çalışma koşullarında etkilendiği basınçtır.

3.1.2. Olağan Tasarım Basıncı

Basınçlı kap tasarımında kullanılan temel parametrelerden biridir. Yalnız iç basınç altında çalışan basınçlı kapların tasarımında tasarım basıncı yalnız iç basınç, yalnız dış basınç altında çalışan basınçlı kapların tasarımında tasarım basıncı yalnız dış basınç, hem iç hem de dış basınç altında çalışan basınçlı kapların tasarımında ise tasarım basıncı bu iki basınç değerinin farkına eşittir. Büyük olmayan ve yüksek basınçta

çalışmayan basınçlı kaplarda en büyük çalışma basıncının % 10 veya 2.1 Kg/cm^2 (hangisi daha büyük ise) fazlası tasarım basıncı olarak kullanılmalıdır. En küçük tasarım basıncı 3.5 Kg/cm^2 'den az olamaz.

3.1.3. Büyük Kaplar İçin En Küçük Tasarım Basıncı

Büyük boyutlardaki basınçlı kaplarda, düşük basınçlardaki çalışma koşulunda, en az 3.5 Kg/cm^2 tasarım basıncı yerine, ilk 2 Kg/cm^2 'lik değer, tasarım basıncı olarak kullanılabilir.

3.1.4. Yüksek Basınçlı Kaplar İçin Tasarım Basıncı

Çalışma basıncı 70 Kg/cm^2 'den büyük olan kaplarda, tasarım basıncı olarak, en büyük çalışma basıncının 7 Kg/cm^2 veya % 5 fazlası (hangisi büyük ise) alınır. Bu tür tasarımlarda ayar basıncının % 95'inde sızdırmazlık sağlayacak emniyet vanası seçimine çok dikkat edilmelidir.

3.1.5. Boşluk

Herhangi bir boşluk koşulunda çalışan kaplar, tam boşluğa göre tasarlanmalıdır. Olağan koşullarda boşlukta çalışmayan fakat denetleme sisteminin veya ısı kaynağının hatası nedenleriyle boşluk koşulu altında kalabilen kaplar ya tam boşluk koşuluna göre tasarlanmalı ya da bu kaplara boşluk kırıcı ekipman konulmalıdır. Boşluk koşulu için tasarım yapılırken, uygun bir iç basınç altındaki kapların çoğunluğunda gövdeye pekiştirme halkası eklenmesi ile sorun çözülür. Bununla birlikte bazı kaplarda gövde et kalınlığının da artması gerekebilir. Sıvı düzeyi tam dolu çalışan kaplarda ani boşaltma olması veya diğer koşullarda (akışın durması, ani soğuma vb.) boşluk oluşabiliyorsa, tasarım boşluk koşulunu da göz önüne alarak yapılmalıdır.

3.1.6. Hidrostatik Deney Basıncı

Genel bir tanımlama olarak, hidrostatik deney basıncı, izin verilen en büyük çalışma basıncının veya tasarım basıncının 1.5 katı olarak öngörülür. İzin verilen en büyük çalışma basıncı hesaplanıyorsa tasarım basıncı kullanılır. Tasarım sıcaklığındaki basınçlı kap malzemesinin dayanım değeri, deney sıcaklığındaki değerden daha az ise, hidrostatik deney basıncı da bununla orantılı olarak artırılmalıdır.

Bu durumda hidrostatik deney basıncı aşağıdaki bağıntıdan bulunur.

$1,5 \times \text{İzin Ver. Enbüyük Çal. Basıncı veya Tasarım Basıncı} \times \frac{\text{Deney Sıcaklığındaki Mal. Dayanımı} "S"}{\text{Tasarım Sıcaklığındaki Mal. Dayanımı} "S"}$

En büyük çalışma basınçları, flanşlarla sınırlanan kaplar aşağıda belirtilen basınçlarda denenmelidirler.

Çizelge 3.1 Flanş Deney Basınçları (Uztuğ 1987)

ASA SINIFI FLANŞLAR								
Basınç Sınıfı	150LB	300LB	400LB	600LB	900LB	1500LB	2500LB	
Hidrostatik Deney Basıncı (psi)	425	1100	1450	2175	3250	5400	9000	
DIN SINIFI FLANŞLAR								
Basınç Sınıfı	NP 6	NP 10	NP 16	NP 25	NP 40	NP 64	NP 100	NP 160
Hidrostatik Deney Basıncı (Atm.)	9	15	24	38	60	96	150	240

3.1.7. İzin Verilen En Büyük Çalışma Basıncı

Yenime uğramış (yenim payı yok varsayılarak), tasarım sıcaklığı altında, olağan çalışma koşullarında ve iç basınca ek olarak rüzgar, dış basınç, hidrostatik basınç vb. gibi ek yükler altında izin verilen en büyük çalışma basıncı genellikle flanş, boru bağlantı ağzı vb. gibi küçük elemanlar yerine gövde veya başlık kısımları göz önüne alınarak belirlenir. İzin verilen en büyük çalışma basıncı belirlenen koşullar altındaki basınçlı kabın en zayıf elemanı için izin verilen iç basınçtır.

3.2. Sıcaklık

3.2.1. Olağan Tasarım Sıcaklığı

Tasarım sıcaklığı, direkt bir tasarım yükü olmayıp daha çok çevre şartlarının sisteme etkilerinin analizinde dikkate alınması gereken bir özelliktir. Yüksek sıcaklıklarda çalışan basınçlı kaplarda sıcaklık farkı, basınç kabı üzerinde sıcaklık gradyanına neden olur. Bu ise ısıl gerilmelerin oluşmasına sebep olur. Isıl gerilmeleri daha uygun tasarım malzemeleri (termal genleşmesi düşük) seçerek minimize etmek mümkündür. Ancak her durumda termal gerilmeler hesaplanarak toplam gerilmelere ilave edilir. Tasarım sıcaklığı olarak, olağan çalışma sıcaklığının 30 °C fazlası alınmalıdır. Basınçlı kaba gelen akışkanın herhangi bir hata nedeniyle çok daha sıcak gelme olasılığı varsa bu durum da göz önüne alınmalıdır.

3.2.2. Yüksek Sıcaklık

Yüksek basınç ve sıcaklıkta çalışan reaktörlerde (her sıcaklık aralığı için malzeme dayanımının hızlı olarak düştüğü durumlarda) tepkime sonunda beklenen en büyük çalışma sıcaklığına göre tasarım yapılmalıdır. Bu uygulama tepkimeler endotermik ise genellikle tutucudur. Tasarım sıcaklığının geçilmesini önlemek için sıcaklık kontrol cihazlarına özellikle dikkat edilmelidir.

Sıcaklık genellikle mukavemetleri azaltıcı yönde etkili olduğundan yorulma mukavemetinin de azalması doğaldır. Yaklaşık 200 °C'e kadar sıcaklığın bir etkisi yoktur; ancak daha yükselirse, yorulma mukavemeti azalır. Cr, Ni, Mo-çelikleri 400 °C'e kadar değişmezler. Metastabil iç yapıya sahip alaşımlar, yüksek sıcaklıkta ayrışma yolu ile iç yapı değişimine uğrarlar. Bu ayrışma olayı yorulma mukavemetine etki eder.

3.2.3. Soğuk Dış Yüzey Tasarımı

Sıcaklığın çok yüksek olduğu durumlarda ve bazı koşullardaki yüksek basınçlı kaplarda, kullanılan malzemedeki alaşım miktarını ve et kalınlığını azaltmak amacıyla kapların iç yüzeylerine ısı yalıtımı yapılabilir. Bu durumda gövde dış yüzey sıcaklığı yaklaşık 150 °C olacak şekilde tasarım yapılır.

3.3. En Küçük Et Kalınlığı

Kabul edilebilecek en küçük et kalınlıkları; 1.6 mm yenim payı içinde olmak üzere karbon çeliği için 6.4 mm ve paslanmaz çelik için 4.75 mm olarak önerilir (Uztuğ 1987). Ayrıca EXCEL formatında farklı standartlara göre tablolar oluşturularak basınçlı kabın, istenilen malzemenin özelliklerine göre kabul edilebilir minimum et kalınlıklarının kolayca hesaplanması sağlanabilmektedir.

3.4. Rüzgar

Rüzgar, farklı hızlarda gerçekleşen çok türbülanslı bir akıştır. Yönü yatay (yeryüzüne paralel) olarak kabul edilir. Rüzgar hızı, V , yer yüzeyi sürtünmesinden etkilenir ve yükseklerle çittikçe artar.

3.5. Statik veya Dinamik Yükleme

Eğer sistem üzerinde, sahip olduğu yüklerin dışında, statik veya dinamik yüklemelerde varsa bu yüklerde toplam tasarım yüküne ilave edilmelidir. Özellikle, basınçlı kapların bir yerden bir yere taşınması sırasında, sarsıntılardan dolayı (kısa veya uzun süreli, statik veya dinamik) yüklemelerin olacağı unutulmamalıdır.

3.6. Ağırlık

Ağırlık (Ölü yükler); Geren ve Tunç (1999)'a göre basınç kabının ve bağlantı elemanlarının ağırlıklarından kaynaklanır. Basınç tankına hiçbir bağlantı yapılmadan ve herhangi bir yükleme yapılmadan alınan yük değerine boş ölü yük değeri denir. Eğer basınç kabı yükleme altında (operasyon sırasında) ise bu tür yük değerine operasyonel ölü yük değeri denir.

3.7. Kaynak Faktörü

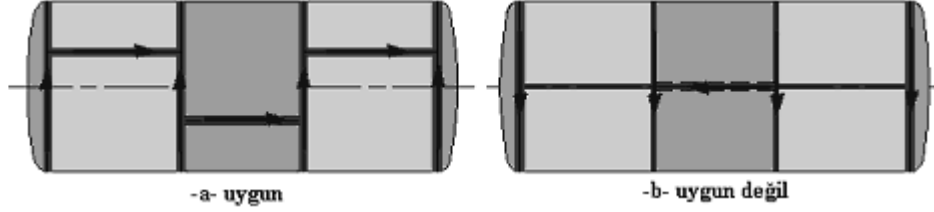
Kaynak dikişindeki müsaade edilen hesaplama basıncının ne kadarının kullanılacağı bir faktörle dikkate alınır ve "Kaynak Faktörü" olarak isimlendirilir.

3.7.1. Kazan Ve Basınçlı Kaplarda Kaynak Bağlantısı

Kaynak; çelik konstrüksiyon, kazan, depo, gemi inşaatı ve makine endüstrisinde parça, eleman imalatında kullanılmaktadır. Köprü, bina, vinç, uçak vb.'de çelik sac, çeşitli profiller ve boruların bağlantılarında kaynak çok kullanılır. Gaz, hava, su, sıcak su depolarında ve buhar kazanlarında kaynak bağlantıları tercih edilir. Makine imalatında, özellikle az sayıda yapılacak elemanlarda kaynak bağlantısı daha elverişli ve ekonomiktir.

Kazan ve basınçlı kaplarda kaynak dikişlerinden mutlak sızdırmazlığın yanı sıra yüksek emniyette istenir. Bu tip bağlantılarda yalnız alın kaynağı kullanılmalıdır. Ancak bazı özel hallerde köşe kaynağı kullanılmasına müsaade edilebilir. Bağlantılarda köşe kaynağı kullanılması halinde çift taraflı köşe kaynağı tercih edilmelidir. Kaynak dikişleri tahribatsız muayene metodları ile kontrol edilmeli, kazan ve basınçlı kaplar işletmeye alınmadan önce basınç ve sızdırmazlık testine tabii tutulmalı, kaynak dikişlerinde hiçbir dikiş hatasının olmamasına dikkat edilmelidir.

Basıncılı kapların yapımında, uçlarda sac kullanılması ve tam kenarlarda köşe kaynağı yapılması eğilme zorlanmalarından dolayı uygun bir konstrüksiyon değildir. Konstrüksiyonun şekildeki gibi uygulanması daha doğrudur.



Şekil 3.2 Kazan Kaynak Dikişlerinin Dağılımı

Kazan ve basınçlı kapların imalinde standart boydaki sac levhalar kaynak edilerek birleştirilir. Bu gibi durumlarda aynı noktaya birkaç dikişin gelmesini önlemek için uzunlamasına kaynak dikişleri kaydırılmalıdır.

3.7.2. Kaynağa Elverişli Malzemeler

Kaynak edilecek malzemelerin kaynağa uygun özelliklere sahip olması mukavemete etki eder. Bazı önemli malzemelerin kaynak yapılabilme bakımından özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

a) Karbonlu Çelikler: Bu çeliklerin kaynak olabilme kabiliyeti karbon ve alaşım miktarına bağlıdır. Yaklaşık olarak karbon miktarı % 0.3 olan çelikler kolayca kaynak edilebilir. Karbon ve (veya) alaşım miktarı arttıkça, kaynak olabilme kabiliyeti azalır. Silisyum, mangan, fosfor ve kükürt malzemenin kaynak olabilme özelliğini düşürür. Bakır, nikel, krom, molibden, ve vanadyumun kaynak yönünden bir zararı yoktur.

b) Kır Dökme Demir: Tamir zorunluluğu olduğu hallerde kır dökme demir kaynak edilir. İnce cidarlı parçalarda gaz ergitme, kalın cidarlı parçalarda ark kaynağı kullanılmaktadır. Büyük parçaların kaynağında kaynaktan önce parçaların düzgün bir şekilde ön ısıtmaya tabii tutulması uygun olur.

c) Temper Döküm: Karbonu alınmış beyaz temper döküm kaynak edilir.

d) Demir Olmayan Malzemeler: Saf alüminyum ve ısıl işlem yapılabilen alaşımların büyük bir kısmı, bütün kaynak metodları ile kaynak edilebilir. Magnezyum miktarının %5'ten fazla olması halinde kaynak işlemi zorlaşır. Bakır kolay kaynak edilebilir. Prinç,

bronz, kızıl döküm tecrübeli bir kaynakçı tarafından tatmin edici bir şekilde kaynak edilebilir.

e) **Suni Malzemeler (Plastikler):** Termoplastik malzemeler, özellikle PVC sıcak hava akımında kolayca kaynak edilebilir.

3.7.3. Kaynak Bağlantılarının Fayda Ve Sakıncaları

Öncelikli olarak kaynak bağlantılarının faydalarına değinecek olursak; çeşitli çelik konstrüksiyonlarda kaynak bağlantıları perçin bağlantılarına göre daha ucuz ve yaklaşık olarak %15....20 kadar daha hafiftir. Bağlantısı yapılan parçalar üzerine perçin ve civata bağlantılarında olduğu gibi delikler açılmadığından malzemede zayıflama söz konusu değildir. Kaynak bağlantılarının temizlenmesi ve korozyona karşı mukavemeti perçin ve civata bağlantılarına göre daha uygundur. Kaynak bağlantıları, perçin ve civata bağlantılarındaki gibi çıkıntılar bulunmadığından görünüş bakımından daha iyidir. Kaynak konstrüksiyonları, döküm konstrüksiyonlarına göre, özellikle büyük dişli çarklar, kayış kasnakları, dişli kutuları ve benzerlerinde %50 oranında daha hafiftir. Kaynak aparat ve makineleri kolaylıkla taşınabildiğinden büyük imalatların yerinde yapılmasına olanak sağlar ve böylece nakliye masraflarından tasarruf edilir.

Belirtilen bu faydalı taraflarının yanı sıra işlem yapılırken sakıncaları da göz ardı edilmemelidir. Kısaca sakıncalı taraflarına değinecek olursak; kaynak ancak aynı cins malzemelerin bağlantısında kullanılır. Kaynak bağlantılarındaki yüksek sıcaklıklar nedeniyle tehlikeli ısıl gerilmeler ve bunun sonucu deformasyonlar meydana gelebilmektedir. Kaynağın kalitesi, dolayısıyla konstrüksiyonun mukavemeti büyük ölçüde malzemeye, kaynak metoduna ve personele bağlıdır. Kaynak kalitesinin kontrolü özel ve pahalı ölçme metodları gerektirir. Kaynak dikişlerindeki iç gerilmelere, zorlanma sonucu oluşan dış gerilmelerin eklenmesiyle çok eksenli gerilme hali, bunun sonucunda da aniden meydana gelen gevrek kırılma olabilir.

Sonuç olarak kaynak yapılacak tank ve depolar için kullanılacak saclar St 37, St 50 çeliğinden imal edilebilir. Buhar kazanları, basınçlı kaplar ve borular için çelik saclar kullanılmaktadır. 30 kg/cm^2 basınca kadar kazanlarda HI-HIV olarak gösterilen çelikler kullanılır. Daha yüksek basınçlarda çalışan kazanlarda ise 17 Mn 4, 19 Mn 5 gibi alaşımlı çelikler kullanılır.

3.8. Malzeme ve Yenim

3.8.1. Malzeme

Malzeme seçiminde birinci planda maliyet unsurları düşünülür ayrıca hammadde temini, malzemenin üretimi, işlenebilirliği, kaynak kabiliyeti de göz önüne alınır. Malzeme seçimi esnasında; malzeme özellikleri, korozyon faktörü, işletme sıcaklığı ve basıncı, çekme mukavemeti, akma gerilmesi, emniyet katsayısı, aşınma katsayısı, hidrojen etkisi, kırılma analizi, ticari inceleme faktörlerinin göz önüne alınması gerekir. Basıncılı kap imalinde en yaygın olarak kullanılan malzeme karbonlu çeliklerdir. Bunun yanında bazı özel hallerde demir dışı malzemeler (Ni, Al, v.b.), ostenitik çelikler ve ferritik çeliklerde kullanılmaktadır.

Korozyonun ya da erozyonun karbon çeliğinin direncini aşacağı tahmin ediliyorsa ya da karbon çeliğinin ürünü kirletme olasılığı varsa, basıncılı kap bu koşullara dayanıklı metal ve metal dışı malzemelerle kaplanır. Ancak sıcaklığın ve basıncın yüksek olması halinde kabın tümünü, dayanımı yüksek olan alaşımlı çeliklerden yapmak hem zorunlu hem de ucuz olabilir.

Başlıca metalsel kaplama malzemeleri; ferritik alaşımlar, nikel, kurşun. Metal dışı kaplama malzemeleri ise ısı yalıtım malzemeleri, sığağa dayanıklı malzemeler, kauçuk, cam ve plastiklerdir. Basıncılı kaplarda kullanılacak malzemenin seçiminde işletme sıcaklığı, basıncı ve kap içinde depolanacak akışkanın özellikleri göz önüne alınmalıdır. Karbon çeliğinin kullanımı 425 °C sıcaklık ile sınırlandırılmıştır. Bu değeri geçen sıcaklıklarda basıncılı kabın (karbon çeliğinden yapılmış) uzun süre kullanılması önerilmez.

Akışkanın, kullanılacak metal üzerindeki yenim etkisi mutlaka incelenmelidir. Yenim etkisi çok olan bir akışkanın depolanması durumunda karbon çeliği ana gövde içine yenime dirençli ve yüksek alaşımlı kaplama metali konulabilir. Aşağıda verilen tablolarda yaygın olarak kullanılan karbon çeliği ve düşük alaşımlı çeliklerin kullanma yerleri, sıcaklıklara göre izin verilen en büyük gerilim (Çekme koşulu için) değerleri, ısıl genleşme katsayıları ve çeliklerin sıcaklığa göre esneklik modülü değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.2 Çeşitli Malzemeler İçin Esneklik Modülü Değerleri (Uztuğ 1987)

SICAKLIK, °C	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
MALZEME	E S N E K L İ K M O D Ü L Ü , E , (Kg/mm ²)x10 ³															
Karbon Çeliği (Karbon miktarı %0,30 veya daha az), %3,5 Ni	19,6	19,5	19,2	19,0	18,7	18,2	17,7	16,9	14,9	12,2	10,5	8,9				
Karbon Çeliği (Karbon miktarı % 0,30'dan fazla)	21,0	20,7	20,3	19,9	19,4	18,8	18,2	17,3	16,0	14,5	12,6	10,2	7,8			
C-Mo ve Düşük Kromlu (%3 Cr) Çelikler	21,0	20,7	20,4	20,1	19,8	19,3	18,9	18,4	17,7	16,9	15,7	13,9	10,9			
Orta Kromlu (%5-9 Cr) Çelikler	19,3	19,0	18,8	18,6	18,4	18,0	17,6	17,2	16,8	16,4	15,9	15,3	14,6	13,8	12,9	
Östenitik Paslanmaz Çelikler(TP304, 310,316,321,347)	19,9	19,4	19,0	18,7	18,5	18,0	17,6	17,2	16,7	16,3	15,9	15,4	15,0	14,6	13,8	12,9
Düz Kromlu Çelikler(%12,17,27 Cr)	20,5	20,2	19,9	19,5	19,1	18,4	17,7	16,8	15,6	14,3	12,6	10,7	8,5			

Çizelge 3.3 Karbon ve Düşük Alaşımli Çeliklerin Uygulanma Yerleri (Uztuğ 1987)

ŞEKİL	ANMA ALAŞIMI	ŞARTNAME NO.		ÇEKME DAY., (kg /mm ²)	AKMA DAY., (kg /mm ²)	UYGULAMA YERİ	NOTLAR
		ASTM	DIN *				
Levha	C	SA-283-C	St 37-2	38,67	21,09	Yapı çeliği.Bazı sınırlamalarla (Bak Not 1) basınçlı kaplarda kullanılabilir.	1
	C	SA-285-C	H II	38,67	21,09	Sabit servislerdeki kazanlar ve diğer basınçlı kaplar	2,6
	C-Si	SA-515-55	H II	38,67	21,09	Orta ve yüksek sıcaklık servislerinde	3
	C-Si	SA-515-60	H III	42,19	22,50	"	3
	C-Si	SA-515-65	H IV	45,70	24,61	"	3
	C-Si	SA-515-70	19Mn5	49,22	26,72	"	3
	C-Si	SA-516-55	Ast 41	38,67	21,09	Orta ve düşük sıcaklıktaki servislerde	3,8
	C-Si	SA-516-60	Ast 45	42,19	22,50	"	3,8
	C-Si-Mn	SA-516-65	Ast 45	45,70	24,61	"	3,8
C-Si-Mn	SA-516-70	Ast 52	49,22	26,72	"	3,8	
Flanş ve Fitting	C-Mn-Si	SA-105-B	19Mn5	49,22	25,31	Yüksek sıcaklıktaki servislerde	2,3
	C-Si	SA-181-I	RSt 42-2	42,19	21,09	Genel servislerde	2,3
	C-Mn	LF1	-	42,19	21,09	Düşük sıcaklıktaki servislerde	-
	C-Mn-Si	SA-350-LF2	-	49,22	25,31		
Cıvata SaplamaBoru Somun	C-Mn	SA-53-B	St 45	42,19	24,61	Genel servislerde	2,3,4,7
	C-Mn	SA-106-B	St 45,8	42,19	24,61	Yüksek sıcaklık servislerinde	3
Cıvata SaplamaBoru Somun	%1Cr-%1/2Mo	SA-193-B7	42CrMo4	87,89	73,82	Yüksek sıcaklık servislerinde	-
		SA-194-2H	C 45	38,67	-	Yüksek sıcaklıktaki somunlar	-
		SA-307-B	5D	38,67	-	Genel kullanım için cıvata	5

* Tablo'da belirtilen dayanım değerleri ASTM'e uygun malzemeler için verilmiştir.

Çizelge 3.4 Karbon ve Düşük Alaşımli Çelikler İçin İzin Verilen Gerilim Değerleri (Uztuğ 1987)

MALZEME		METAL SICAKLIĞI, °C								
ASTM No	DIN Karşıtı	-20	375	400	425	450	475	500	525	550
		340	* İZİN VERİLEN GERİLİM DEĞERLERİ, Kg/mm ²							
SA-283-C	St 37-2	8,93	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-285-C	H II	9,70	9,28	8,50	7,28	6,12	4,92	-	-	-
SA-515-55	H II	9,70	9,28	8,50	7,28	6,12	4,92	3,73	2,74	2,11
SA-515-60	H III	10,55	9,98	9,14	7,73	6,40	5,00	3,73	2,74	2,11
SA-515-65	H IV	11,46	10,76	9,77	8,16	6,61	5,06	3,73	2,74	2,11
SA-515-70	19Mn5	12,30	11,60	10,41	8,58	6,89	5,20	3,73	2,74	2,11
SA-516-55	ASt 41	9,70	9,28	8,50	7,28	6,12	4,92	3,73	2,74	2,11
SA-516-60	ASt 45	10,55	9,98	9,14	7,73	6,40	5,00	3,73	2,74	2,11
SA-516-65	ASt 45	11,46	10,76	9,77	8,16	6,61	5,06	3,73	2,74	2,11
SA-516-70	ASt 52	12,30	11,60	10,41	8,58	6,89	5,20	3,73	2,74	2,11
SA-105	17Mn4	12,30	11,60	10,41	8,58	6,89	5,20	3,73	2,74	2,11
SA-181-I	RSt42-2	10,55	9,98	9,07	7,73	6,33	5,00	3,73	2,74	2,11
SA-53-B	St 45	10,55	9,98	9,14	7,73	6,40	5,00	3,73	-	-
SA-106-B	St 45.8	10,55	9,98	9,14	7,73	6,40	5,00	3,73	2,74	2,11

* Tabloda belirtilen gerilim değerleri ASTM'e uygun malzemeler içindir.

Çizelge 3.5 Isıl Genleşme Katsayısı Değerleri (Uztuğ 1987)

MALZEME	SICAKLIK(°C)																
	ISIL GENLEŞME KATSAYISI, mm/m (Her °C için)x10 ⁻³ , (20 °C ile aşağıdaki sıcaklık arası)																
	-100	-50	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Karbon Çeliği, C-Mo, Düşük Kromlu (%3 Cr) Çelikler	-10,3	-10,6	11,3	11,5	11,9	12,2	12,6	12,8	13,1	13,5	14,0	14,2	14,4	14,6	14,8	14,9	15,1
%5Cr-Mo ile %9Cr-Mo Çelikler	-10,1	-10,4	10,8	11,0	11,2	11,3	11,7	12,1	12,2	12,4	12,6	12,8	13,0	13,1	13,3	13,5	13,7
%12,17,27 Cr Çelikler	-9,4	-9,5	9,9	10,1	10,3	10,4	10,8	11,0	11,2	11,3	11,5	11,7	11,9	12,1	12,2	12,4	12,4
Östenitik Paslanmaz Çelikler (%18Cr-%8Ni)	-16,0	-16,2	16,6	16,7	17,1	17,3	17,5	17,6	17,8	18,0	18,2	18,4	18,5	18,7	18,9	19,1	19,1

Basıncı gaz kapları konusunda, değişik malzemeler ile çok sayıda alternatif çözüm bulunmaktadır. (Örneğin çelik, alüminyum, cam elyaf takviyeli plastikler gibi) İstenen yüksek emniyet faktöründen dolayı bu tür basınçlı kapların ağırlıkları genel olarak çok farklıdır.

Kompozit malzemedan yapılan kaplar aynı büyüklükteki bütünü ile çelik olan kaplara göre çok daha hafif olmaktadır. Örneğin cam elyafla kaplanmış alüminyum gövde gibi. Bu kombinasyon alüminyum ve cam elyafın optimum malzeme özelliklerinin kullanılmasına imkan vermektedir.

3.8.2. Yenim

İstenen ömrü boyunca basınçlı kapların ve parçalarının yenim, erozyon ve mekanik aşınma nedenleriyle incelmeye karşılaşmaları durumunda, malzeme et kalınlığı, tasarım bağıntıları sonucunda bulunan et kalınlığından daha fazla olmalıdır.

“ASME Boiler and Pressure Vessel Code” içerisinde buhar, su veya basınçlı hava servislerinde kullanılan ve en küçük kalınlıkları 6 *mm*’den az olan kaplar için yenim payı, hesaplanan levha kalınlığının 1/6’sından az olamayacağını belirten bir kural bulunmaktadır.

Diğer kaplar için yenim hızı tasarımcı tarafından tahmin edilmelidir. Yenim etkisi bilinmez ise, yenim payı tasarımcının deneyimine göre saptanır. Genellikle kaplar ve borular için senede 0.15 *mm* yenim hızı yeterlidir (Uztuğ 1987).

Basınçlı kabın istenen ömrünün saptanması ekonomik bir sorudur. Büyük kaplar genellikle daha uzun (15-20) yıl küçük kaplar ise daha kısa (8-10) yıl çalışma ömrüne göre tasarlanırlar. Basınçlı kabın çeşitli bölümlerine değişik yenim etkisi oluyorsa kabın her tarafında aynı yenim payını hesaplanan kalınlığa eklemek gerekmez.

Yenim hızını ölçmek için çeşitli yöntemler mevcuttur. Bunlardan en yaygın olanı yenim problemleri ve ultrasonik kalınlık ölçme cihazlarının kullanılmasıdır.

Yenim etkisindeki kaplarda boşaltma deliği bulunmalıdır. İç yenim erozyon veya mekanik aşınmayla karşılaşan bütün basınçlı kaplarda adam giriş veya kontrol deliği olmalıdır. Yenimi önlemek amacıyla, yenime dirençli malzemeler kap malzemesinin bütünü olarak değil yalnızca iç kaplama olarak kullanılır. Mekanik aşınmayla karşılaşan kaplarda, kabın bu bölümü, kaynakla veya cıvata ile bağlanmış çarpma plakaları ile korunmalıdır. Yenim olan kaplarda, iç parçalar kap gövdesine sürekli kaynak edilmeli ve boşluklar ile dar ceplere izin verilmemelidir.

4. KAZAN VE BASINÇLI KAPLARIN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

4.1. İç Basınç Altındaki Basınçlı Kapların Tasarımı

4.1.1. İç Çapa Göre Et Kalınlığı ve Basınç Hesabı

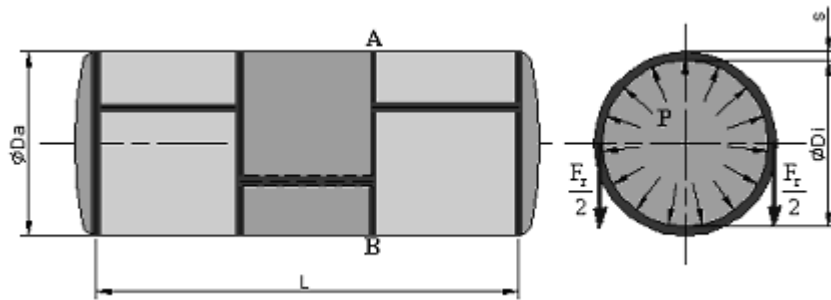
Kazan cidarları basıncın yanısıra korozyonada maruz olup zamanla oluşan oksitlenme dolayısıyla malzemede meydana gelen incelmelerin mukavemet hesaplarında dikkate alınması gerekir. Yüksek sıcaklığa maruz kazanlarda emniyet gerilmeleri malzemenin ısı mukavemet değerlerine göre tayin edilmelidir. Kazan saclarının değişik sıcaklıklardaki mukavemet değerleri Çizelge 4.1'de, kazan ve depolar için alınabilecek emniyet katsayıları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Kazan Saclarının Mukavemet Değerleri

Çelik Cinsi	Çekme Mukavemeti $\left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$	Akma Sınırı.....°C'de									
		20									
		Sac Kalınlığı (mm.)			200	250	300	350	400	450	500
		≤16	>16≤40	>40≤60							
HI	35....45	23	22	21	18	17	14	12	10	8	-
HII	41....50	26	25	24	21	19	16	14	12	10	-
HIII	44....53	28	27	26	23	21	18	16	14	12	-
HIV	47....56	29	28	27	24	22	19	17	15	13	-
17 Mn 4	47....56	29	28	28	25	23	21	18	16	14	-
19 Mn 5	52....62	33	32	32	27	25	23	21	18	16	-
15 Mo 3	44....53	28	27	27	25	23	20	18	17	16	14
13 CrMo 44	44....56	31	30	30	28	26	24	22	21	20	18

Çizelge 4.2 Kaynak Dikişli Kazan ve Depolar İçin Emniyet Katsayısı

Kazan ve Depo Aksamı ve Malzemesi		Emniyet Katsayısı (S)
Malzeme lerin Akma gerilmeleri için	Silindirik ve Konik Gövde, Düz Kapak:	
	Alaşımli ve alaşımsız çelik, dikişsiz ve alın kaynaklı gövde	1.5.....1.8
	Çelik döküm	2.....2.5
	Bombeli Kapak:	
	Kopma uzaması \geq %16 çelik	1.5.....1.8
	Çelik döküm	2.....2.5
	Borular:	
	Çelik içten basınçlı	1.5.....1.8
	Çelik dıştan basınçlı	1.8.....2.2
Malzeme lerin Kopma gerilmeleri için	Silindirik ve Konik Gövde:	
	Dökme demir Islah edilmemiş	7.....9
	Dökme demir Islah edilmiş	7.....8
	Aluminyum ve alaşımları, bakır, dökme bronz	4.....4.5
	Her Cins Parçalar:	
	Aluminyum ve alaşımları, bakır, dökme bronz	3.5.....4
	Borular:	
	Demir olmayan madenler, içten basınçlı	3.5.....4
	Demir olmayan madenler, dıştan basınçlı	4.2.....4.8



Şekil 4.1 P İç Basıncına Maruz Silindirik Bir Kap

Şekil 4.1’de bir kazan veya basınçlı kabın ana şekli gösterilmiştir. Bu şekildeki kazan veya kabın sac kalınlığının bulunması mukavemet hesaplarının temelidir. Hesaplarda kazan formülü $\frac{D_a}{D_i} \leq 1.2$ olmak şartıyla kullanılır. Burada; D_a ; dış kazan çapı ve D_i ise iç çapıdır.

Şekildeki basınçlı kaptaki P basıncı nedeniyle meydana gelen boyuna kuvvet (eksenel yönde);

$$F_e = \frac{\pi \cdot D^2}{4} P \quad (4.1)$$

radyal veya enine kuvvet ise;

$$F_r = P \cdot D \cdot L \quad (4.2)$$

dir. F_e kuvvetinden dolayı AB kesitinde meydana gelen çekme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{F_e}{\pi \cdot D \cdot s} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot P}{4 \cdot D \cdot \pi \cdot s} = \frac{P \cdot D}{4 \cdot s} \quad (4.3)$$

bağıntısı ile, F_r kuvvetinden dolayı CD kesitinde meydana gelen çekme gerilmesi;

$$\sigma_r = \frac{F_r}{2 \cdot L \cdot s} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot s} \quad (4.4)$$

bağıntısı ile verilir.

Bu iki bağıntıdan basınçlı kaptaki meydana gelen radyal gerilmelerin, boyuna gerilmelerin iki katı olduğu görülür. Buna göre sac kalınlığı için hesaplarda radyal gerilme bağıntısının kullanılması gerekir. Bu bağıntı ‘s’ sac kalınlığına göre düzenlenirse;

$$s = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma_{em}} \quad (4.5)$$

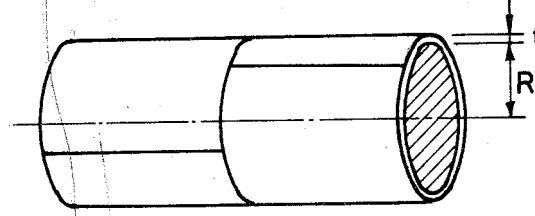
ifadesi elde edilir. Bu ifadede D yerine D_a veya D_i konulması sonucu, bulunacak değerlerdeki fark ancak $+P$ veya $-P$ kadar olacaktır. İşletme sıcaklıkları da dikkate alınır sac kalınlığını veren bağıntı,

$$t \leq 120^\circ C \quad \text{için} \quad s = \frac{D_a \cdot P}{2 \cdot \sigma_{em} \cdot \varphi} + s_0 \quad (4.6)$$

$$t \geq 120^\circ C \quad \text{için} \quad s = \frac{D_a \cdot P}{2 \cdot \sigma_{em} \cdot \varphi + P} + s_0 = \frac{D_a \cdot P}{2 \cdot \sigma_{em} \cdot \varphi - P} + s_0 \quad (4.7)$$

şeklinde yazılır. Burada, s_0 ; korozyon payı olup kazan içindeki akışkana ve ortama göre değeri 0.1....0.3 cm. arasında seçilir. ϕ ; kaynak dikiş faktörü olup 0.8.....0.9 arasında seçilir.

4.1.1.1. Silindirik Gövdeler



Şekil 4.2 Silindirik Gövde

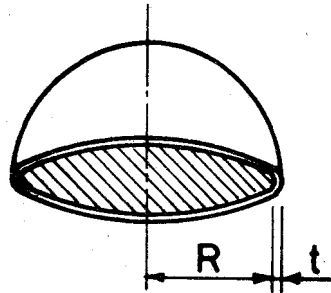
$$t = \frac{PR}{100SE - 0.6P} + \text{Yenim payı} \quad (4.8)$$

Denklem 4.8 kalınlığında gövde için levha kullanılır.

$$P = \frac{100SEt}{R + 0.6t} \quad (4.9)$$

Et kalınlığı iç yarıçapın yarısını geçerse veya P değeri $38.5 SE$ değerini geçerse, "ASME Boiler and Pressure Vessel Code" UA2 kısmında verilen bağıntılar kullanılmalıdır (Uztuğ 1987).

4.1.1.2. Küresel ve Yarıküresel Başlıklar



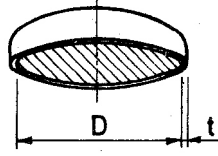
Şekil 4.3 Yarıküresel Başlık

$$t = \frac{PR}{200SE - 0.2P} \quad (4.10)$$

$$P = \frac{200SEt}{R + 0.2t} \quad (4.11)$$

Ayrıca flanşlı olmayan başlıklarda kaynak verimi olarak, başlığın gövdeye bağlantısındaki verim (başlıktaki kaynakların veriminden az ise) kullanılmalıdır. Et kalınlığı $0.356R$ 'yi veya P değeri $66.5SE$ değerini geçerse ASME Kod'un UA3 kısmında verilen bağıntılar kullanılmalıdır (Uztuğ 1987).

4.1.1.3. Elipsoidal Başlıklar



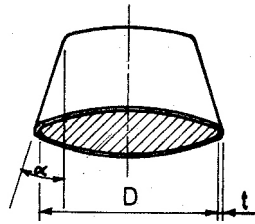
Şekil 4.4 Elipsoidal Başlık

$$t = \frac{PD}{200SE - 0.2P} \quad (4.12)$$

$$P = \frac{200SEt}{D + 0.2t} \quad (4.13)$$

Büyük ve küçük eksen oranları 2:1'den değişik olan elipsoidal başlıklar için ASME Kod'un UA4 (c) kısmına bakılmalıdır (Uztuğ 1987).

4.1.1.4. Koni ve Konik Kısımlar



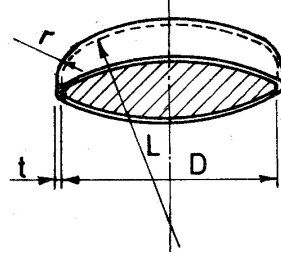
Şekil 4.5 Geçiş Bombe Yarıçapı Olmadan Konik Bir Basınçlı Kap

$$t = \frac{PD}{200 \cos \alpha (SE - 0.006P)} \quad (4.14)$$

$$P = \frac{200SEt \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha} \quad (4.15)$$

α açısı 30° 'den büyük olmayacaktır.

4.1.1.5. Torisferik Başlıklar



Şekil 4.6 Torisferik Başlık

$$L/r = 16 \frac{2}{3} \text{ ise,}$$

$$t = \frac{0.885PL}{100SE - 0.1P} \quad (4.16)$$

$$P = \frac{100SEt}{0.885L + 0.1t} \quad (4.17)$$

$$L/r < 16 \frac{2}{3} \text{ ise,}$$

$$t = \frac{PLM}{200SE - 0.2P} \quad (4.18)$$

$$P = \frac{200SEt}{ML + 0.2t} \quad (4.19)$$

Çizelge 4.3 “M” Katsayısı Değerleri (Uztuğ 1987)

L/r	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50
M	1,00	1,03	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,18	1,20	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,36	1,39
L/r	7,00	7,50	8,00	8,50	9,00	9,50	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	16 $\frac{2}{3}$	*
M	1,41	1,44	1,46	1,48	1,50	1,52	1,54	1,56	1,58	1,60	1,62	1,65	1,69	1,72	1,75	1,77	

* izin verilen enbüyük oran: $L = D + 2t$ 'dir.

L/r oranı $16\frac{2}{3}$ 'ten büyük ise (ASME Kod dışı yapı),

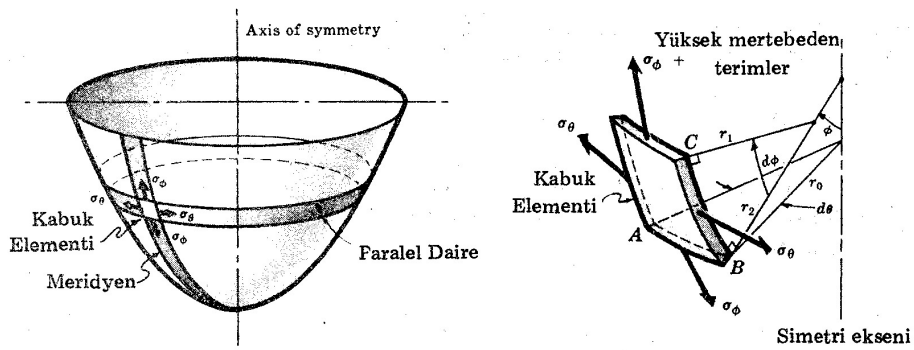
M değeri, $M = \frac{1}{4}(3 + \sqrt{L/r})$ bağıntısından hesaplanabilir (Uztuğ 1987).

4.2. İç Basınç Etkisi Altında Çemberler Ve İnce Duvarlı Basınç Kapları

İnce cidarlı basınç kapları, düzlem gerilme analizinin önemli bir uygulama alanını teşkil eder. Bu kapların cidarlarının eğilme mukavemeti küçük olduğundan, bir cidar parçasına tesir eden iç kuvvetlerin kap yüzeyine teğet olarak tesir ettiği kabul edilebilir. Sıvı depolama tank ve kapları, su boruları, kazanlar, denizaltı tekneleri ve bazı uçak üniteleri ince duvarlı basınç kaplarının uygulama alanlarıdır.

Düzgün yayılı normal gerilmelerin bir başka uygulaması sıvı veya gaz basınçlarının ince kabuklu silindirik, küresel, konik veya toroid biçimindeki ince duvarlı basınç kaplarının yaklaşık analizinde rastlanır.

Gerilmelerin içyüzüne değinecek olursak Şekil 4.7'de gösterilen dönel kabuk, bir düzlem eğrinin (meridiyen), eğrinin düzlemindeki bir eksen etrafında döndürülmesiyle oluşmuştur. Meridiyenin eğrilik yarıçapı r_1 ile gösterilmiş olup meridiyen boyunca değişir. Bu eğrilik yarıçapı kabuğa dik olarak Şekil 4.7'nin B ve C noktalarından geçen iki çizgi ile tanımlanır. Bir diğer parametre, r_2 , kabuk yüzeyinin meridiyene dik doğrultudaki eğrilik yarıçapını gösterir. Bu eğrilik yarıçapı Şekil 4.7'nin A ve B noktalarından geçen dikeylerle tanımlanır. Her ne kadar r_1 'in merkezi orada olmasa bile r_2 'nin eğrilik merkezi kabuğun simetri ekseninde olmalıdır. Kabuğun eğik yüzeyine normal olarak etkiyen p iç basıncı Şekil 4.7'de gösterildiği gibi meridiyensel gerilmeler, σ_θ , ile halka gerilmelerini, σ_ϕ , oluşturur. Bu gerilmeler birbirine diktir ve kabuk duvarının düzlemi içinde etkirler.



Şekil 4.7 İnce Kabuklu Bir Basınçlı Kap (Nash 1979)

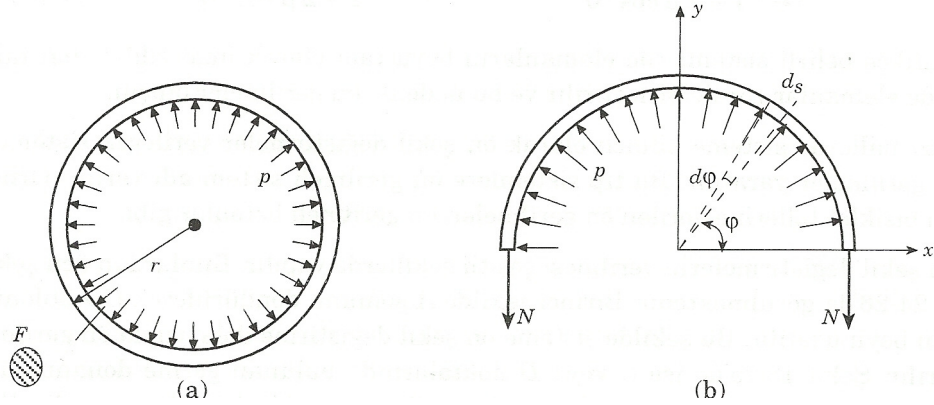
$$\frac{\sigma_{\phi}}{r_1} + \frac{\sigma_{\theta}}{r_2} = \frac{p}{h} \quad (4.20)$$

Burada h kabuk kalınlığını gösterir. Denklem (4.20)'nin çıkarılmasında σ_{ϕ} ve σ_{θ} gerilmelerinin duvar kalınlığı boyunca eşit yayılı olduğu varsayılmıştır.

Bu elemanların kalınlıkları ince olduklarından gerilmelerin eleman kalınlığı boyunca sabit olduğu kabul edilerek moment etkileri ihmal edilecektir. Duvar kalınlığının eğrilik yarıçapının her birine oranı yaklaşık %10'u geçmemelidir. Ayrıca kabukta herhangi bir düzgünlük olmamalıdır. Malzemenin çalışma gerilmesinin çok aşağılarında bir gerilme ile bile burkulma veya stabilitesizlik yenilgisi olabilir.

4.2.1. Çemberler

İç basınç etkisi altında Şekil 4.9'da görülen çemberi göz önüne aldığımızda yarıçapı R olan çember düzgün yayılı iç basınç p 'nin etkisindedir. Çembere etki eden p basıncının boyutu $[K/L]$ 'dir. Çemberdeki kesit tesirlerinden kesme kuvveti simetriden dolayı sıfırdır (Bakioğlu 2007). Çemberin dik kesit boyutları yarıçap R 'ye göre küçük olduğundan çember kesitlerinin aldığı moment etkisi küçük olur ve ihmal edilebilir. Normal kuvvet ise Şekil 4.9'dan,



Şekil 4.8 İç Basınç Etkisi Altındaki Çember (Bakioğlu 2007)

$$2N = \int_0^{\pi} p \sin \varphi ds = \int_0^{\pi} pR \sin \varphi d\varphi \rightarrow N = pR \quad (4.21)$$

bulunur. Kesitte oluşacak gerilme ve birim uzama (4.22)'de ifade edilmiştir.

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{pR}{F} \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{pR}{EF} \quad (4.22)$$

Diğer taraftan ΔR yarıçap artmasını bulmak için çemberin yeni uzunluğundan ilk uzunluğunu çıkartıp ilk uzunluğu bölerek ε bulunur. Daha sonra bu değer (4.22)'de bulunan ε değerine eşitlenir.

$$\varepsilon = \frac{2\pi(R + \Delta R) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{\Delta R}{R} = \frac{\rho R}{EF} \rightarrow \Delta R = \frac{\rho R^2}{EF} \quad (4.23)$$

Çember ağırlık merkezinden geçen ve düzlemine dik eksen etrafında sabit ω açısal hızı ile dönsün. Bu durumda çembere eylemsizlik kuvvetleri etkiyecektir. Çemberin kesiti F , yoğunluğu ρ olsun. Çemberin birim uzunluğuna gelen kuvvet $p = 1.F\rho R\omega^2$ 'dir. Çembere gelen bu yayılı kuvvet nedeniyle çemberde oluşan gerilme (4.22) bağlantısı kullanılarak,

$$\sigma = \frac{pR}{F} = \rho R^2 \omega^2 = \rho v^2 \quad (4.24)$$

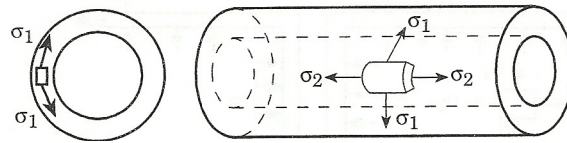
şeklinde bulunur. Burada; v çemberin dönme hızıdır. Çemberin güvenlik ile dönebileceği hız ve çemberin yarıçap artımı, (4.23) bağıntısı kullanılarak aşağıda verilen şekilde bulunur.

$$\sigma_{güv} = \rho v_{güv}^2 \rightarrow v_{güv} = \sqrt{\sigma_{güv} / \rho} \quad (4.25)$$

$$\Delta R = \frac{\rho R^2}{EF} = \frac{\rho R^3 \omega^2}{E} = \frac{\rho R v^2}{E} \quad (4.26)$$

4.2.2. Silindirler

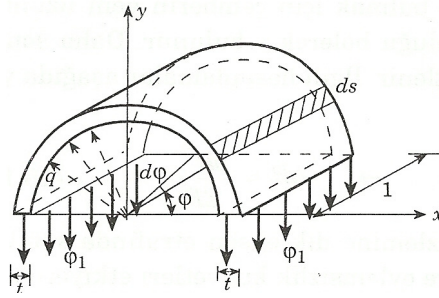
İç basınç etkisi altındaki dairesel bir silindirin kalınlığı t , ortalama yarıçapı R ile olsun. Ortalama yarıçap iç ve dış yarıçapların ortalamasıdır. Silindir ince kalınlıklı olduğundan $t/R < 0,1$ 'dir (Bakioğlu 2007).



Şekil 4.9 İç Basınç Etkisi Altında Dairesel Silindirler (Bakioğlu 2007)

Şekil 4.9'da görülen silindir üzerinde alınan elemanda simetriden dolayı kayma gerilmeleri bulunmayacak ve σ_1 ile gösterilen gerilmeye enine gerilme, σ_2 ile gösterilen gerilmeye ise boyuna gerilme adı verilecektir. Silindirin iki ucu açık ise su ve

gaz borularında olduğu gibi, σ_2 boyuna gerilmeleri sıfırdır. Kazan gibi iki ucu kapalı silindirlerde σ_2 boyuna gerilmeler mevcuttur. Şekil 4.9'da görülen eleman silindirin iç yüzeyinden alındığında bu eleman üzerinde üçüncü doğrultuda etkiyen σ_3 gerilmesi iç basınca eşittir. Bu gerilme ince kalınlıklı silindirlerde diğer gerilmelere göre küçük olduğundan ihmal edilir. Burada önemli nokta bu gerilmenin değeri sıfır veya $-p$ olan üçüncü gerilme olarak mukavemet hipotezlerinde göz önüne alınmasıdır. Eleman silindirin dış yüzeyinde alındığında $\sigma_3 = 0$. İki ucu açık silindirlerde enine gerilmeyi hesaplamak için silindirden Şekil 4.10'da görülen birim uzunlukta bir eleman çıkartarak inceleyelim.



Şekil 4.10 Birim Uzunlukta Silindirik Bir Kesit (Bakioğlu 2007)

Şekilde σ_1 enine gerilmeler ve iç basınç kuvveti görülmektedir. $dF = ds \cdot 1 = R \cdot d\varphi$ alınarak denklem (4.27) bulunur.

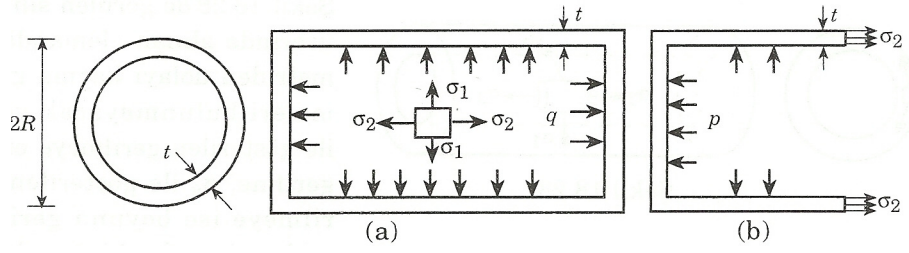
$$2\sigma_1 t_1 = \int_0^\pi q dF \sin \varphi = \int_0^\pi q \sin \varphi R d\varphi = 2qR \rightarrow \sigma_1 = \frac{qR}{t} \quad (4.27)$$

$\varepsilon = \sigma/E = qR/(Et)$ olup ε değeri aynı zamanda daire çevresinin yeni boyutu ile ilk boyunun farkının ilk boyuna oranı şeklinde ifade edildiğinde ΔR yarıçap artımı aşağıda verilen şekilde bulunur.

$$\varepsilon = \frac{2\pi(R + \Delta R) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{\Delta R}{R} = \frac{qR}{Et} \rightarrow \Delta R = \frac{qR^2}{Et} \quad (4.28)$$

Kapalı silindirlerde σ_2 boyuna gerilme Şekil 4.11 (b)'den aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\sigma_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot t \cdot R = \pi R^2 q \rightarrow \sigma_2 = \frac{qR}{2t} \quad (4.29)$$



Şekil 4.11 Kapalı Silindirlerde Boyuna Gerilmeler (Bakioğlu 2007)

Kazan kalınlığının hesaplamasında gerilmeler üç eksenli gerilme hali olarak göz önüne alındığında $\sigma_1 = qR/t, \sigma_2 = qR/(2t), \sigma_3 = 0$ dır; Şekil 4.12 (a). En büyük kayma gerilmesi hipotezine göre

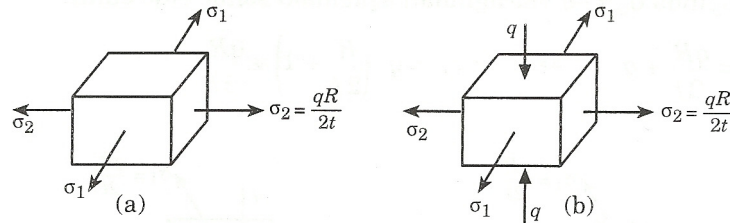
$$\sigma_{güv} = \frac{qR}{t} - 0 \rightarrow t = \frac{qR}{\sigma_{güv}} \quad (4.30)$$

bulunur. Şayet üçüncü gerilme olarak Şekil 4.12 (b)'de görüldüğü gibi $\sigma_3 = 0$ yerine $\sigma_3 = -q$ alınsaydı en büyük kayma gerilmesi hipotezine göre,

$$\sigma_{güv} = \frac{qR}{t} + q = 0 \rightarrow \sigma_{güv} = q \left(\frac{R}{t} + 1 \right) \cong \frac{qR}{t} \quad (4.31)$$

aynı sonuç elde edilecekti. Denklem (4.31)'de R/t 'nin yanında 1 ihmal edilir. Kazan çapının artımının hesaplanması denklem (4.32)'de ifade edilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_2) = \frac{1}{E} \left(\frac{qR}{t} - \nu \frac{qR}{2t} \right) \rightarrow \Delta R = \frac{qR^2}{Et} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \quad (4.32)$$

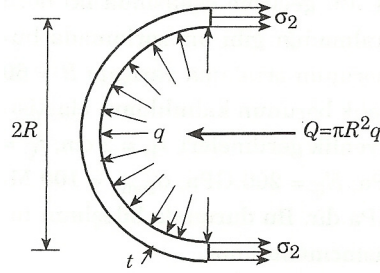


Şekil 4.12 Silindirde Meydana Gelen Gerilmeler (Bakioğlu 2007)

4.2.3. Küre

Bakioğlu (2007)'ye göre sabit q iç basınç etkisi altında bir kürede merkezi simetri bulunduğu bir eleman üzerinde birbirine dik iki doğrultudaki gerilmeler eşit olacaktır. Bu gerilmelerin değeri Şekil 4.14'ten iç basıncın bileşkesinin $Q = \pi R^2 q$ olduğu göz önüne alınarak denklem (4.33)'teki gibi bulunur.

$$\sigma_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot t \cdot R = Q = \pi \cdot R^2 \cdot q \rightarrow \sigma_2 = \sigma_1 = \frac{qR}{2t} \quad (4.33)$$



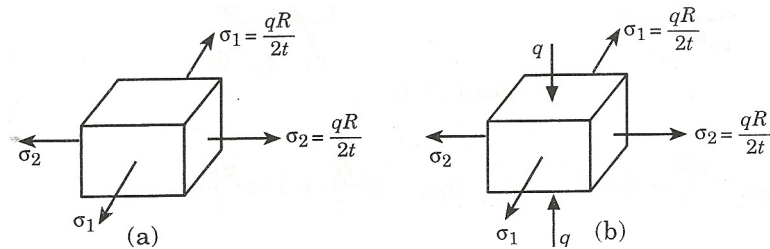
Şekil 4.13 Sabit Bir İç Basınç Etkisi Altındaki Küre (Bakioğlu 2007)

En büyük kayma gerilmesi hipotezine göre, göz önüne alınan eleman kürenin dış yüzeyinde bulunursa $\sigma_3 = 0$ olacağına

$$\sigma_{güv} = \frac{qR}{2t} - 0 \rightarrow t = \frac{qR}{2\sigma_{güv}} \quad (4.34)$$

bulunur Şekil 4.14 (a). Şekil 4.14 (b)'de görüldüğü gibi eleman kürenin iç yüzeyinde alındığında $\sigma_3 = -q$ olacağından aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$\sigma_{güv} = \frac{qR}{2t} + q \rightarrow \sigma_{güv} = q \left(\frac{R}{2t} + 1 \right) \cong \frac{qR}{2t} \quad (4.35)$$



Şekil 4.14 Kürede Meydana Gelen Gerilmeler (Bakioğlu 2007)

İncelenen çember, silindir ve küre gibi elemanlarda iç basıncın ters yönde dış basınç olarak etkimesi halinde kesitlerde oluşan çekme gerilmelerinin basınç olacağı ve bu elemanlarda olabilecek burkulma olayını da göz önüne almak gerekmektedir.

4.3. Birleşik Yükleme Maruz Kalan Yapıların Tasarımı

Karışık yüklere dayanacak bir elemanın dizaynı biraz daha karışık olup malzemelerin deneysel bulunan mekanik özellikleriyle bağıntılanması gerekir. Bu özellikler olabilecek her türlü yükleme karışımlarına göre bulunamayacağından mekanik karakteristikler genellikle basit çekme, basma ve kayma gerilmeleri ile saptanır. Bundan sonraki problem karışık yüklemelere çalışan elastik cismin dayanımı ile, basit yükleme koşulları altında saptanan dayanım karakteristikleri arasında nasıl bir bağlantı kurulabileceğidir. Çeşitli karışık yüklemelere dayanım ile malzemenin basit mekanik özellikleri arasındaki bağıntılara dayanım teorileri denir. En çok kullanılan üç tanesini inceleyecek olursak, bunlardan biri gevrek malzemeler, diğer ikisi de sünek malzemelerin dizaynlarında kullanılır.

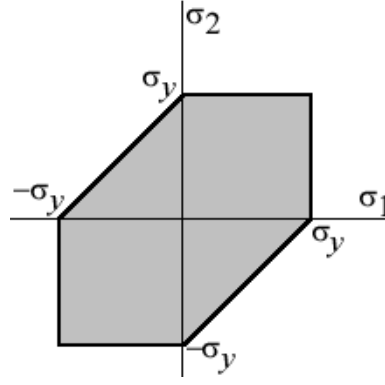
4.3.1. Maksimum Normal Gerilme Teorisi

Bu teoriye göre iki veya üç eksenli gerilmelere çalışan malzeme, bu malzemedeki en büyük normal gerilme, aynı malzemenin basit çekme deneyinde dayanabildiği normal gerilmeye ulaşıncaya kadar dayanır. Dayanımın sınırı malzemenin akma ve kopmasıdır (hangisi daha evvel olursa). Bu teori gevrek malzeme deneyleri sonuçlarıyla iyi uyum göstermektedir.

4.3.2. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi

Statik hasarda kayma gerilmesi statik yük altında esnek malzemelerin hasar analizini yapan Von Mises kriterine bağlı olarak gelişmiştir. Bu kritere göre eğer, bir parçacıktaki kayma gerilmesi akma sınırını herhangi bir noktadan geçiyorsa hasar meydana gelir. Aşağıdaki şekilde maksimum kayma gerilmesi grafiği görülmektedir.

$$|\sigma_1| \leq \sigma_y, \quad |\sigma_2| \leq \sigma_y, \quad |\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_y$$



Şekil 4.15 Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi

Bu teoriye göre iki veya üç eksenli gerilmeye çalışan malzeme, bu malzemedeki en büyük kayma gerilmesi, aynı malzemenin basit çekme veya basma deneyinde dayanabildiği kayma gerilmesine ulaşınca kadar dayanır. Bu teori sünek malzemeler için geniş çapta kullanılır.

4.3.3. Huber-Von Mises-Hencky (Maksimum Biçim Değişirme Enerjisi) Teorisi

Mikroskobik akma teorisinin kafes yapısı içindeki malzeme atomlarının bağlı kaymasından ileri geldiği anlaşılmıştır. Bu kaymanın sebebi kesme gerilmesi ve parça şeklinin distorsiyonudur. Parçada birikmiş olan distorsiyon kaynaklı enerji kesme gerilmesinin varlığının büyüklüğünün bir göstergesidir. Bu teoriye göre $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ asal gerilmelerine çalışan bir elementte akma

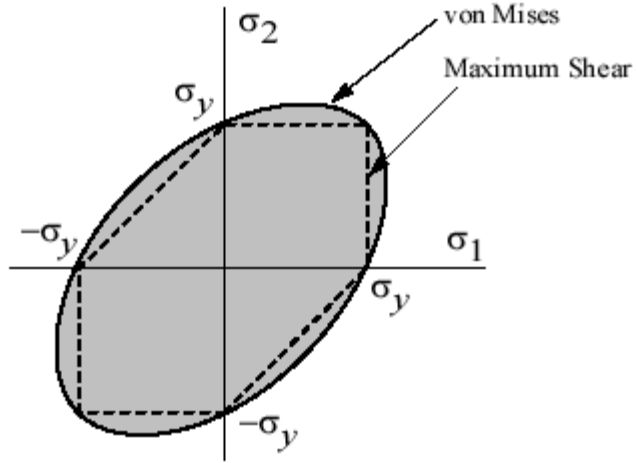
$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 = 2(\sigma_y)^2 \quad (4.36)$$

olunca başlar. Burada σ_y malzemenin akma noktasıdır. Bu teori sünek malzeme deneyleriyle bulunan sonuçlara son derece uymaktadır.

İki boyutlu gerilme durumu için, $\sigma_3 = 0$ ise;

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_y^2 \quad (4.37)$$

İki boyutlu distorsiyon enerji eşitliği bir elipsi tarif ederki aşağıdaki şekilde bu görülmektedir. Elipsin sınırladığı iç bölge statik olarak çift eksenel etkiyen yüklerin akmaya karşı güvenli oldukları alandır. Ne varki Von Mises sınırları malzeme için daha geniş emniyet sınırları belirlemektedir. Bu aşağıdaki şekilde açıkça görülmektedir (Çuhadar 2005).



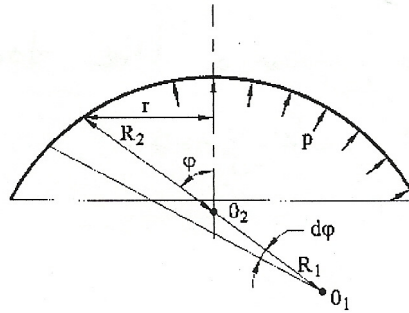
Şekil 4.16 Von Mises-Maksimum Biçim Değişirme Enerjisi Teorisi

4.4. Eksenel Olarak Simetrik Yüklemeye Maruz Silindirik Yapılar

Basınç tankları yaygın olarak iç basınca (sıkıştırılmış sıvı veya gaz) direnç oluşturmak için kullanılırlar ve genellikle metallerden ya da kompozit malzemelerden yapılırlar. Bu tarz yapılarda tankların kendi ağırlıklarına bağlı oluşan gerilmeler içsel basınç kaynaklı gerilmelere oranla daha önemsiz yani göz ardı edilebilen düzeydedir.

İçten çevreleyen bir basınç tankıyla devrin eksenini dik açıyla kesen rastgele şekilli bir meridyeni kıyasladığımızda öncelikle eksenel olarak simetrik içsel basınca bağlı yapısı ince ve esnek bir yüzey (membran) ile bu gerilme kuvvetlerini belirlememiz gerekmektedir. Burada uygulanan yük bileşenleri,

$$p_1 = 0, p_2 = 0 \text{ ve } p_3 = -p \text{ dir.}$$



Şekil 4.17 Eksenel Olarak Simetrik Yüklemeye Maruz Silindirik Yapılar (Ventsel ve Krauthammer 2001)

$$N_1 = -\frac{1}{r \sin \varphi} \int_0^\varphi r R_1 (p_1 \sin \bar{\varphi} + p_3 \cos \bar{\varphi}) d\bar{\varphi} \quad (4.38)$$

$\varphi_0 = 0$ için $r = R_2 \sin \varphi$ ve $dr = ds \cos \varphi = R_1 d\varphi \cos \varphi$ olduğuna göre, (4.38)'de yerine koyduğumuzda meridyenel kuvvet için aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$N_1 = \frac{1}{R_2 \sin^2 \varphi} \int_{r_0=0}^{r_0} p \bar{r} d\bar{r} = \frac{pr^2}{2R_2 \sin^2 \varphi} \quad (4.39)$$

Ya da $r = R_2 \sin \varphi$ değişikliğinden yola çıkarak bu ifadeyi her tür meridyen şekli için geçerli olan şu şekilde basitleştirebiliriz.

$$N_1 = \frac{pR_2}{2} \quad (4.40)$$

$$N_2 = -R_2 \left(p_3 + \frac{N_1}{R_1} \right) \quad (4.41)$$

Denklem (4.41) kullanarak N_2 'yi şu şekilde belirleyebiliriz.

$$N_2 = pR_2 \left(1 - \frac{R_2}{2R_1} \right) \quad (4.42)$$

Şekil 4.18'de gösterildiği gibi silindirik basınç tankını yarımküre şeklindeki başlıklarla p basınç altında değerlendirdiğimizde, $R_1 = R_2 = R$ olmak üzere küresel başlık için,

$$N_1 = N_2 = \frac{pR}{2} \quad (4.43)$$

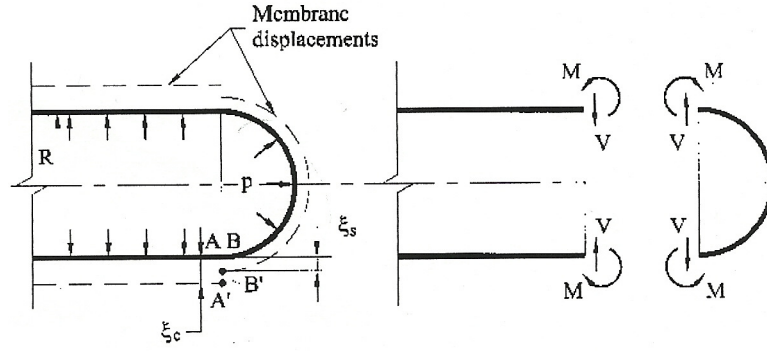
elde ediyoruz. Silindir için,

$$N_2 = pR \quad (4.44)$$

N_1 ise denklem (4.43)'te belirtildiği gibidir. İki komşu noktalar A ve B 'nin silindir ve kürenin bağlantı noktalarında radyal değişimlerine bakacak olursak,

$$\xi_c = R\epsilon_2^{(c)} = \frac{R}{Et_c} (N_2^{(c)} - \nu N_1^{(c)}) = \frac{pR^2}{2Et_c} (2 - \nu) \quad (4.45)$$

$$\xi_s = R\epsilon_2^{(s)} = \frac{R}{Et_s} (N_2^{(s)} - \nu N_1^{(s)}) = \frac{pR^2}{2Et_s} (1 - \nu) \quad (4.46)$$



Şekil 4.18 Yarımküre Şeklinde İçten Basınca Maruz Silindirik Basınç Tankı (Ventsel ve Krauthammer 2001)

Şekil 4.18’de silindir ve kürenin belirtilen yarıçapsal noktalarda sırayla yarıçapsal değişikliklerinin olduğu ξ_c ve ξ_s denklemleri (4.45) ve (4.46)’da belirtilmiştir.

Ventsel ve Krauthammer (2001)’ye göre silindirin yarıçapsal yer değişikliği küreninkinden daha büyüktür. Bu nedenle yarıçapsal değişikliklerin iki kabuk yapının bağlantı noktasındaki (birleşimindeki) uyumunu sağlamak için kesik kuvvetler V , eğim momentlerinin M şekilde görüldüğü gibi bu bağlantıda uygulanması gerekir. Başlık olarak yarıküresel kabuk yapıların yerine yüzeysel küresel kabuk yapılar olursa durum çok daha karmaşık hal alır. Bu durumda küredeki yarıçapsal yapısı ince ve esnek bir yüzey (membran) ile bu gerilme kuvveti N_1 silindirle bağlantı noktasındaki uç yük olarak silindir tarafından sınırlandırılmalıdır. Sonuç olarak iki kabuk yapının yer değişikliği daha büyüktür ve yarıçapsal yapısı ince ve esnek bir yüzey (membran) ile bu gerilme kuvveti N_1 ’e direnç oluşturmak için bağlantıda desteğe ihtiyaç vardır.

Basınç tankları için aynı zamanda bu toroidal kabuk yapılar da kullanılmaktadır. Bir toroid kapalı bir eğrinin rotasyonuyla oluşmaktadır. Şekil 4.19’da içsel basınç p ’ye maruz kalmış dairesel bölümün toroid şeklindeki kabuk yapıları gösterir. Yapısı ince ve esnek bir yüzey (membran) ile bu gerilme kuvveti N_1 şekilde gösterilen kabuk yapılar kürenin kesilmiş kısmının denge koşulundan bulunabilir (Ventsel ve Krauthammer 2001).

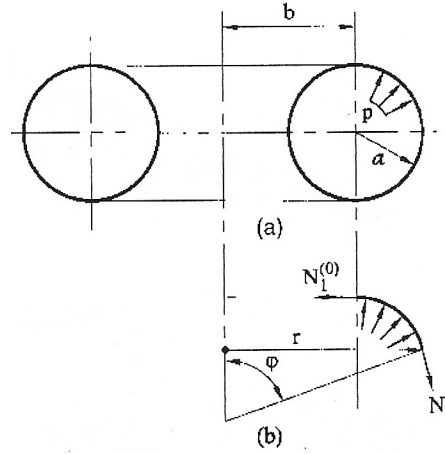
$$N_1(2\pi r)\sin\varphi = p\pi(r^2 - b^2) \quad (4.47)$$

$$N_1 = \frac{p r^2 - b^2}{2 r \sin\varphi} \quad (4.48)$$

$r = b + a \sin\varphi$ hesaba katarak N_1 ’i

$$N_1 = \frac{pa}{2} \frac{2b + a \sin \varphi}{b + a \sin \varphi} \quad (4.49)$$

olarak tanımlıyoruz.



Şekil 4.19 İçten Basınca Maruz Toroid Şeklindeki Kabuk Yapılar (Ventsel ve Krauthammer 2001)

Denklem (4.41)'den N_2 çevresel gerilme kuvveti bulunabilir.

$R_1 = a, R_2 = a + \frac{b}{\sin \varphi}$ ve $p_3 = -p$ ile yerine koyalım. Bu şekilde denklem (4.50)'yi elde ediyoruz.

$$N_2 = -\left(p_3 R_2 + N_1 \frac{R_2}{R_1} \right) = pR_2 - N_1 \frac{R_2}{R_1} = \frac{1}{2} pa \quad (4.50)$$

Ayrıca makina parçaları üzerine uygulanan yükten dolayı doğan gerilmelerin analizi problemlerinin çözümünde, **strain-gauge** çok önemlidir. Meydana gelen gerilmeler statik veya dinamik olabilir. Gerilmeyi ölçen elemanlara strain-gauge adı verilir. Günümüzde yaygın bir şekilde pek çok gerilme analizinde rahatça kullanılmaktadır. Daha önceki yıllarda maliyet açısından pek uygun olmayan strain-gauge kullanımı günümüzde oldukça ucuz ve kolaydır. Mühendisliğin gerilme analizinde en önemli problemlerinden birisi, bir ölçü aleti kullanarak parça üzerinde doğacak gerilmeleri ölçebilmektir. Bu yüzden de yakın zamana kadar pek çok gerilme problemi emniyet katsayıları esas alınarak çözülmüştür. Bugün strain-gauge kullanılarak bu problemin üstesinden gelinmektedir (Ay 1988).

Gerilmeyi tanımlamak için; P basıncına maruz kalmış bir kompresör tankının uzunluğu L , çapı D olsun. Kesiti A ile belirtilsin. Kompresör tankına basınç uygulanır ve elastik sınırı aşamazsa;

$$\varepsilon = \frac{P/A}{E} = \frac{\sigma}{E} \quad (4.51)$$

ifadesiyle aksenal gerilme doğar. Birim aksenal gerilme ise;

$$\varepsilon_L = \frac{\Delta L}{L} \quad (4.52)$$

olur. Aynı şekilde çapsal yönde de birim gerilme doğar ve

$$\varepsilon_D = \frac{\Delta D}{D} \quad (4.53)$$

olur. Çap yönündeki birim gerilmenin, eksen yönündeki birim gerilmeye oranına **poisson oranı** denir.

$$\mu = -\frac{\varepsilon_D}{\varepsilon_L} = -\frac{\Delta D/D}{\Delta L/L} \quad (4.54)$$

Pek çok metal için poisson oranı 0.3 civarındadır. Çelik için $\nu = 0.2$ 'dir. Poisson oranına bağlı olarak,

$$L \geq \frac{3}{\beta} = \frac{3}{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}} \sqrt{Rh} \approx 2.3\sqrt{Rh} \text{ yani } L \geq 2.3\sqrt{Rh} \quad (4.55)$$

eşitsizliğinden elde edilen sonuca göre uzun yani yarı sonsuz ya da kısa bir kap olduğu anlaşılır. β boyutun geometrik bir parametresi olup (4.57) denkleminde bağlı olarak (4.56) denkleminde elde edilir.

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{Eh}{4R^2D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu)^2}{R^2h^2}} \quad (4.56)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (4.57)$$

M_1 ve M_2 momentlerini elde etmek için (4.58) ve (4.59) denklemleri kullanılır.

$$M_{1\max} = \frac{P}{2\beta^2} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (4.58)$$

$$M_{2\max} = \nu M_{1\max} \quad (4.59)$$

Daha önceden de belirtildiği gibi aksenal kuvvetler $N_1 = \frac{pR}{2}$ ve $N_2 = pR(1 - (1 - \nu/2))$ şeklinde ifade edilmektedir. Aksenal kuvvetlere bağlı olarak σ_1 ve σ_2 gerilmelerini yazacak olursak,

$$\sigma_1 = \frac{6M_1}{h^2} + \frac{N_1}{h} \quad (4.60)$$

$$\sigma_2 = \frac{6M_2}{h^2} + \frac{N_2}{h} \quad (4.61)$$

Tek boyutlu gerilme durumunu incelerken σ_1 gerilmesini bulmamız yeterli olacaktır.

Robert Hooke tarafından ortaya konan ve **Hooke yasası** adı ile anılan yasaya göre; bazı cisimlerde belirli bir sınıra kadar şekil değiştirmeler ile gerilmeler orantılıdır. Hooke yasası tek aksenli gerilme halinde

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} \quad (4.62)$$

şeklinde yazılabilir. Tek aksenli gerilme halinde cismin boyu gerilme vektörü doğrultusunda artarken buna dik doğrultuda kısalmaya veya tersi olur. Bu durum matematiksel olarak

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = -\nu\varepsilon_1 = -\nu\frac{\sigma_1}{E} \quad (4.63)$$

şeklinde ifade edilir. Burada ε_1 gerilme doğrultusundaki birim uzama, ε_2 ve ε_3 ise ε_1 e dik doğrultudaki birim uzamalardır. ν ise malzemeye bağlı bir sabit olup Poisson oranıdır. E değeri, yani birim gerilmenin birim gerilmeye oranı, malzemenin çekmedeki elastiklik modülü veya bazen denildiği gibi Young Modülü'dür. Birim gerilme boyutsuz olduğundan (iki uzunluğun oranı olduğu için) E 'nin gerilme birimi ile aynı birimde olacağı bellidir. Genel mühendislik malzemelerinin bir çoğu için basmadaki elastiklik modülü, çekmedekine çok yakındır.

5. BİR BASINÇLI KAP TASARIMI UYGULAMASI

5.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

5.1.1. Giriş

Tabiatta karşılaşılan her hadise fizik kanunları yardımıyla ve matematik diliyle anlaşılmaya çalışılır. Bu olayların biyolojik, jeolojik veya mekanik olması durumu değiştirmez. Her olay kendine ait büyüklükler yardımıyla cebirsel, diferansiyel veya integral denklemler yardımıyla büyük oranda ifade edilebilir. Pratikte karşılaşılan problemler ne kadar karmaşık olursa olsun tarihin her devrinde o devrin ihtiyaçlarına cevap verecek derecede modellenmeye çalışılmış ve her devirde alınan örnekler yardımıyla insanoğlunun kullanımına arz edilmiştir. Günümüzde karmaşık problem denince gen yapısı anlaşılmaktadır. Halbuki mekanik, termal ve/veya aerodinamik yüklere maruz, değişik şekilli delikler bulunan bir kanaldaki basınç dağılımını belirlemek, deniz suyundaki kirlilik oranını belirlemek veya atmosferdeki çeşitli hareketleri, bir hortum veya kasırganın oluşum mekanizmasını anlamak ve önceden belirlemek üzere havanın modelini oluşturmak gibi daha bir çok karmaşık problem bulunmaktadır. Problemin en azından bir kısmının anlaşılması bile pratik bir çok yararlar sağlamaktadır. Burada, önceden yapılan çözümlerinin sonradan yanlışlığının anlaşılması bile pratik sonuçlar açısından fazla bir önemi bulunmamaktadır.

İnsanlar çevresinde meydana gelen olayları ya da karşılaştıkları problemleri çoğu zaman kolayca kavrayıp doğrudan çözemezler. Bu yüzden karmaşık bir problem, bilinen veya kavranması daha kolay alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır bir hale getirilir. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problemin çözümü yapılabilir. Örneğin; gerilme analizi üzerinde çalışan mühendisler, gerilme problemini basit kiriş, plak, silindir, küre gibi geometrisi bilinen şekillerle sınırlarlar. Bu elde edilen sonuçlar çoğu kez problemin yaklaşık çözümüdür ve bazen doğrudan bazen de bir katsayı ile düzeltilerek kullanılır. Mühendislik uygulamalarında problemlerin karmaşıklığı sebebiyle genellikle problemlerin tam çözümü imkansız kabul edilerek yaklaşık çözüm tercih edilir.

Sonlu elemanlar yöntemi; bir nümerik teknik olup, özellikle katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi problemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılan çok gelişmiş bir tekniktir. Sonlu elemanlar yönteminde modeller sonsuz sayıda elementlere bölünür. Bu elementler belli noktalardan birbirleriyle bağlanır, buna düğüm (node) denir. Katı modellerde her bir elementteki yer değiştirmeler doğrudan düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerle ilişkilidir. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ise elementlerin gerilmeleriyle ilişkilidir. SEY bu düğümlerdeki yer değiştirmeleri çözmeye çalışır. Böylece gerilme yaklaşık olarak uygulanan yüke eşit bulunur. Bu düğüm noktaları mutlaka belli noktalardan hareketsiz bir şekilde sabitlenmelidir.

Sürekli bir ortamda alan değişkenleri (gerilme, yer değiştirme, basınç, sıcaklık vs.) sonsuz sayıda farklı değere sahiptir. Eğer sürekli bir ortamın belirli bir bölgesinin de aynı şekilde sürekli ortam özelliği gösterdiği biliniyorsa, bu alt bölgede alan değişkenlerinin değişimi sonlu sayıda bilinmeyen olan bir fonksiyon ile tanımlanabilir. Bilinmeyen sayısının az ya da çok olmasına göre seçilen fonksiyon lineer ya da yüksek mertebeden olabilir. Sürekli ortamın alt bölgeleri de aynı karakteristik özellikleri gösteren bölgeler olduğundan, bu bölgelere ait alan denklemleri birleştirildiğinde bütün sistemi ifade eden denklemler elde edilir. Denklem takımının çözümü ile sürekli ortamdaki alan değişkenleri sayısal olarak elde edilir.

Sonlu elemanlar metodunun kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok makina elemanının (motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum dizaynının gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir.

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan bir çok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve etkin sayısal yöntemlerden biridir. Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akışı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük, alanın almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyan pratikte özel bir önem içerir. Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonuç olarak sonlu elemanlar metodu mühendislik problemlerine yaklaşık çözüm sağlayan sayısal bir tekniktir. Problemin fiziksel davranışını, geometrisini ve sınır şartlarını doğru temsil eden bir modeli tesis etmekle analizde analitik çözüme tatminkar yaklaşım sağlanabilir. Sonlu elemanlar metodunun etkin kullanımı, uygulayıcıların yapılan hesapların bilimsel esaslarını bilmeleri yanında fiziksel senaryoyu bilgisayar ortamına doğru olarak aktarmalarına da bağlıdır. Paket programı yeni kullanmaya başlayan araştırmacıların öncelikle basit analitik ifade ile temsil edilen problemleri modellemeleri yerinde olacaktır. Bu şekilde karmaşık geometri ve sınır şartlı problemleri incelemek kolaylaşacaktır.

5.1.2. Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telaffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleştirilmiştir (Argyis 1964). İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup Grafton ve Strome (1963), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher 1969). Araştırmacılar 1960'lı yılların başlarında non-linear problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-linear problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanısıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri 1966, Koenig ve Davids 1969). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir. Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer bir çok alana uygulanmaktadır. Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibariyle sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır (Yaşar 2004).

5.1.3. Sonlu Elemanlar Yönteminin Yararları ve Diğer Metotlardan Üstünlükleri

Matematik modelleme işleminin, modelin varyasyonel problem olarak ifade edilmesinden sonraki aşaması, bilgisayarda çözümlenmesi hedeflenen ayrık modelin oluşturulmasıdır. Günümüzde, diferansiyel denklemlerle ilgili matematik modellerin ayrık benzeşiklerinin oluşturulması ve elde edilen ayrık problemin bilgisayarda çözümlenmesi açısından en kapsamlı ve evrensel yöntem, sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemin klasik sonlu farklar yönteminden başlıca farkı, bunun sınır değer problemini değil, varyasyonel problemi temel almasıdır. Bu nedenle SEY, bilimsel ve teknolojik problemlerin sayısal çözümlenmesinde en çok kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. SEY'in boyutlarının büyüklüğünü göstermek için, bunun hem matematiksel analiz, hem diferansiyel denklemler, hem sayısal yöntemler, hem bilgisayar bilimleri hem de ayrıca çeşitli mühendislik bilimleri dallarıyla iç içe olduğunu söylemek yeterlidir. Sonlu eleman metodunu diğer metotlara üstün kılan başlıca hususlar şunlardır:

a) Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.

b) Çok bağlantılı bölgeler (yani bir veya çok delikli cisimler) veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.

c) Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.

d) Sebep sonuç ilişkisine ait problemler, genel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.

e) Sınır şartları kolayca uygulanır.

f) Sonlu eleman metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkin bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel metotlardan daha hassas sonuç verir.

5.1.4. Sonlu Eleman Tipleri

Sonlu elemanlar metodunun temel prensibi öncelikle bir elemana ait sistemin özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp daha sonra tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir. Topcu ve Taşgetiren (1998) “Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk adım eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun gelecek elemanlar seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etme oranında, elde edilecek neticeler gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır” şeklinde ifade etmektedir. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan elemanlar boyutlarına göre dört kısma ayrılabilir:

a) **Tek boyutlu elemanlar:** Bu elemanlar tek boyutlu olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılır.

b) **İki boyutlu elemanlar:** İki boyutlu (düzlem) problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz ve daha fazla düğüm ihtiva eden çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. Üçgen eleman, çözüm bölgesini aslına uygun olarak temsil etmesi bakımından kullanışlı bir eleman tipidir. İki

üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman, problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanışlılığı olan bir elemandır. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir. Dörtgen eleman çoğu zaman özel hal olan dikdörtgen eleman şeklinde kullanılır.

c) Dönel elemanlar: Eksenal simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapmasıyla oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenal simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözmeye olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.

d) Üç boyutlu elemanlar: Bu grupta temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgenler prizması veya daha genel olarak altı yüzeyle elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir. Doğru element tipini seçmek analiz işleminin çok önemli bir parçasıdır. Bu adım için kullanıcının yeterince SEY hakkında bilgi sahibi olması gerekir. Çözümü istenen cismin geometrisi, analizin tipi (mukavemet, ısı transferi, manyetik analiz tipi) ve sınırları eleman seçimini etkiler.

5.1.5. Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

Bu yöntemde yapı "sonlu" boyutta çok sayıda "elemana" bölünerek analizler gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle metoda sonlu elemanlar metodu denmektedir.

Çözümü istenilen problemin geometrisi kullanılan sonlu elemanlar yöntemine dayalı paket program içinde veya bir CAD ortamında oluşturulabilir. Modelin başka CAD ortamında oluşturulması durumunda IGES, SAT, VDA gibi dönüştürücü formatlar kullanılarak sonlu elemanlar programına transfer edilerek analizi yapılacak problemi programa aktarabiliriz.

Malzeme özellikleri, malzemenin elastikiyet modülü veya özgül ağırlık gibi geometriden bağımsız fiziksel özelliklerdir. Örneğin katı yapısal problemler için, elastikiyet modülünü, poisson oranını yada malzemenin yoğunluğunu tanımlamak gerekir.

Sonlu elemanlar metodunu kullanarak yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar metodunun belkemiğini oluşturur. Termal, yapısal, mekanik, akışkan ve elektromagnetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi vazgeçilmez bir adımdır. Ağ oluşturma işlemi düğüm noktalarının ve elemanların koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar.

Klasik sonlu elemanlar analizinde sonuçların doğruluğu çoğunlukla eleman sayısına bağlıdır. Eleman sayısı arttıkça sonuçlar daha gerçeğe yakın çıkar. Gerilme değişimlerinin yüksek olduğu bölgelerde eleman sayısı artırılarak elde edilen sonucun hassasiyeti de arttırılır. Bu çözüm yöntemi, h-adaptivity metodu olarak tanımlanabilir. İkinci bir yöntem ise bu elemanların sayısını arttırmak yerine elemanların polinom derecesini arttırmaktır. Polinom derecesi arttıkça elde edilen modelin doğruluğu da artar. Sonuçlar kullanıcı tarafından tayin edilen tolerans içine girene kadar polinom derecesi artar. Bu tür elemanlar p elemanı olarak tanımlanır.

5.2. Sonlu Elemanlar Yöntemini Kullanarak Solidworks İle Gerilme Analizi

Sonlu elemanlar metodunda genellikle karşılaşılan problemler kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen fiziksel problemlerdir. Örneğin elastik cisim mekaniğinde aranan sonuç cismin yaptığı yer değiştirmedir. Bu da gerilme ve yer değiştirmeler arasında kurulan ikinci dereceden bir kısmi diferansiyel denklemin çözümü ile elde edilir. Bu denklemler basit geometriler ve yükleme durumları için kesin sonuçlar elde edilecek şekilde çözülebilsen de karmaşık problemlerde yaklaşık çözümlerin elde edilmesi kaçınılmaz hale gelir. Yaklaşık çözümlene yöntemleri de genellikle potansiyel enerji ve varyasyonel yöntemleri kullanır.

Deneysel olarak çalışılan kompresör tankının SOLIDWORKS 2008 programı kullanılarak katı modelleme ile çizimi yapılmıştır. 8,10 ve 12 bar gibi farklı basınçlar uygulandığında kompresör tankında meydana gelen gerilmeleri ve bunların sonucunda oluşabilecek patlama esnasında hava tankının zayıf görüldüğü noktalar tespit edilmiştir. Kompresör tankı için uygulanan işlemler havacılıkta kullanılan hava tankı, akaryakıt tankı, oksijen ve nitrojen tankları içinde geçerlidir.

Solidworkste part, assembly ve drawing olmak üzere üç bölüm vardır. Bunlara kısa değinecek olursak;

1) Part bölümü: Part bölümünde parçalar 3 boyutlu katı model şeklinde oluşturulur. Oluşturulurken çalışma düzlemi seçilir ve sketch açılır.

2) Assembly bölümü: Tek part dosyasının yada çoklu part dosyalarının bir arada toplandığı montaj dosyasıdır. Part dosyalarını assembly içine atar üniteleri komple montaj yaparız.

3) Drawing bölümü: Assembly veya part dosyalarını **drawing** kısmına attığımızda detay çıkarırız. Yani 3 görünüş çıkarma, yandan bakış, üstten bakış, soldan sağdan bakış çıkarma, kesit alma, ölçülendirme işlemini gerçekleştirilir.

Öncelikli olarak basınçlı kaplar için başlık olarak genelde kullanılan az derin bombe özelliğine göre seçim yapılmıştır. Az derin bombeğe ait hesaplamalar ve sınırlamalar EK-6'da yer almaktadır.

Çizime başlarken sol taraftaki araç çubuklarından **“Front Plane”** tıklayarak **“Line”** iconunu seçerek çizime başlıyoruz. Az derin bombede hesaplanan ölçülere göre çizimi gerçekleştiriyoruz.

“Extruded Boss/Base” iconunun içinde **“Revolved Boss/Base”** komutu seçilerek döndüreceğimiz yüzey seçilir. Tabi bu arada parçanın merkezi seçilmelidir. Şu an bombe çizimimiz hazır hale geldi.

Burada dikkat edilmesi gereken husus eğer gövdeyi ayrı bir parça olarak çizdiğimizde bize analiz yapma imkanı sağlamamaktadır. Analiz yapabilmemiz için bu bombe üzerinde gövdeyi oluşturmamız gerekmektedir.

Gövdeyi oluşturmak içinde işlem yapabilmek için bombenin alın yüzeyini seçiyoruz. Araç çubuklarında **“Circle”** tıklayarak çıkan merkez noktasını seçip daireyi çiziyoruz ve gövdeyi oluşturuyoruz.

Şimdide araç çubuklarından **“Offset Entities”** ile gövdenin et kalınlığını verelim. Et kalınlığı 3 mm olarak seçilmiştir. Daha sonra çizdiğimiz daireyi seçerek et kalınlığını tanımlamış oluyoruz. Yapılan çizim sonucunda et kalınlığını dışarı olarak gösterdiğinde **“Reverse”** seçeneğini tıklayarak et kalınlığını içe almış oluyoruz.

“Extruded Boss/Base” komutuyla uzunluğunu girerek, gövdeyi oluşturarak istediğimiz çizime ulaşmış oluyoruz. Daha sonra yaptığımız bu çizimi SOLIDWORKS programında kaydederek analiz işlemlerinde kullanıyoruz.

Malzemeler üzerinde zamanla değişmeyen yükleme ve sabit sınır şartları sonucunda oluşan statik gerilmelerin, yer değiştirmelerin, birim uzamaların vb. incelenmesi statik analiz olarak tanımlanır. Analiz gerçekleştirebilmek için **“COSMOSXpress Analysis Wizard”** iconunu tıklayarak malzeme çeşitleri belirlenmelidir. Çelik malzemeler üzerine çalıştığımızdan biz burada **“Plain Carbon Steel”** seçerek işlemimize devam ediyoruz. Öncelikli olarak sabit yüzeyi seçerek işlemimize devam ediyoruz ve daha sonra basınca maruz kalacak yüzeyleri seçiyoruz. Analiz yapacağımız basınç değerini girerek, farklı basınç değerleri içinde işlemlerimizi yineleyerek sonuca ulaşıyoruz.

Analize başlamadan önce ilk başta malzemenin özelliğini tanımlıyoruz. Malzemelerden Steel olarak AISI 304, AISI 1020, Alloy Steel, Cast Alloy Steel, Cast Carbon Steel, Cast Stainless Steel, Chrome Stainless Steel, Galvanized Steel, Plain Carbon Steel ve Wrought Stainless Steel seçilebilir. Bunun yanında malzeme olarak Iron, Aluminum Alloys, Other Alloys, Copper and its Alloys, Plastics, Other Metals, Generic Glass Fibers, Carbon Fibers, Silicons, Woods, Other Non-metals seçeneklerinden birini seçebiliriz. Yapılan bu çalışmada malzeme olarak “**Plain Carbon Steel**” tanımlanmıştır. Malzemenin genel özellikleri aşağıdaki tablolarda belirtildiği gibidir. Nümerik çözümde 50782 düğüm ve 25424 eleman kullanılmış olup ve “**Solid Mesh**” yapılmıştır.

Çizelge 5.1 Malzemenin Genel Özellikleri

Material Name:	[SW]Plain Carbon Steel
Description:	
Material Source:	Used SolidWorks material
Material Library Name:	SolidWorks Materials
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic

Material	Mass	Volume
[SW]Plain Carbon Steel	15.1797 kg	0.00194611 m ³

Property Name	Value	Units
Elastic modulus	2.1e+011	N/m ²
Poisson's ratio	0.28	NA
Mass density	7800	kg/m ³
Yield strength	2.2059e+008	N/m ²

Mesh Type	Solid Mesh
Mesher Used	Standard
Automatic Transition	Off
Smooth Surface	On
Jacobian Check	4 Points
Element Size	12.488 mm
Tolerance	0.62438 mm
Quality	High
Number of elements	25424
Number of nodes	50782
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:00:09
Computer name	FATIH-PC

Daha sonra analiz yaparken kompresör tankının basınca mı yoksa kuvvete mi maruz kalacağını belirliyoruz. Öncelikli olarak sabit yüzeyi seçiyoruz ve ilerleyerek basınca maruz kalacak yüzeyleri seçiyoruz. İlk olarak kompresör tankının 8 bar yani $8 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ basınca dayanıklı olup olmadığını bilgisayar ortamında test etmek için analizi başlatıyoruz. 1.27913 emniyet katsayısına ulaşmış oluyoruz. “**Show me**” seçeneğini tıklayarak analiz sonucunu ve kompresör tankında meydana gelen değişiklikleri, zayıf olan noktaları yani mukavemeti düşük olan yerleri rahatlıkla görebiliyoruz. Bu sayı 1’den aşağı düştüğü takdirde malzemenin saç kalınlığını arttırmamız gerekmektedir.

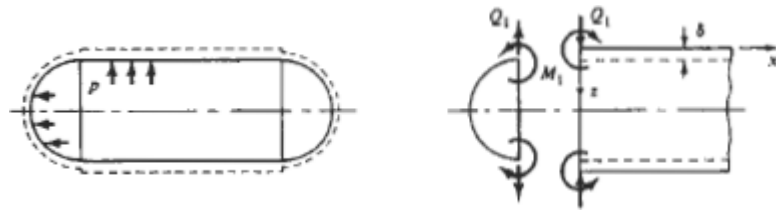
Optimize edildiğinde emniyet katsayısını 1 olarak değil de daha fazlalaştırarak işlem sonucunda nerelerde deforme olabileceğini rahatlıkla öngörebiliriz.

“**Results**” seçeneğinden “**Show me the stres distribution in the model**” tıklayarak 600 kat abartılmış şekilde modelin gerilme dağılımını görebiliyoruz. Yine aynı şekilde “**Show me the displacement distribution in the model**” seçeneğini tıklayarak basınçlı kapta meydana gelen yerdeğiştirme dağılımlarını ve “**Show me the deformed shape of the model**” seçeneğiyle de basınçlı kabın deforme uğramış şeklini açık olarak görebilmekteyiz. Eğer istersek bunları hareketli video olarakta izleyebiliriz.

8 bar için yapılan analiz uygulamasını 10 ve 12 bar basınçlarda da uygulanarak elde edilen sonuçlar, sonuçlar ve değerlendirme bölümünde detaylı olarak verilecektir.

5.3. Silindirik Bir Basınçlı Kapın Sayısal Olarak Analizi

Öncelikli olarak incelediğimiz aksel olarak simetrik yüklemeye maruz silindirik bir basınçlı kabın uzun veya kısa bir kap olduğunu tespit edelim.



Şekil 5.1 Aksel Olarak Simetrik Yüklemeye Maruz Silindirik Bir Basınçlı Kap

Şekil 5.1’deki $L = 600\text{mm} = 0.6\text{m}$ uzunluğa, 300mm iç çapa, $h = 3\text{mm} = 0.003\text{m}$ cidar kalınlığına sahip silindirik bir kap 8, 10 ve 12 bar iç basınca maruzdur. Poisson oranı $\nu = 0.28$ olmak üzere,

$\beta L \geq 3$ veya

$$L \geq \frac{3}{\beta} = \frac{3}{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}} \sqrt{Rh} \approx 2.3\sqrt{Rh} \text{ yani } L \geq 2.3\sqrt{Rh} \text{ eşitsizliğinden öncelikli olarak}$$

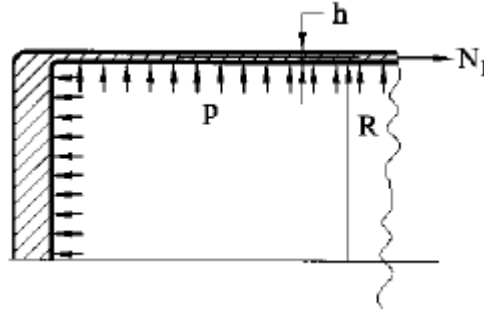
boyutun geometrik bir parametresi olan β 'yi elde edecek olursak;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{Eh}{4R^2D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu)^2}{R^2h^2}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-(0.28)^2)}{(0.3)^2(0.003)^2}} = 42.9828(1/m)$$

$$L \geq \frac{3}{\beta} \Rightarrow 0.6 \geq \frac{3}{42.9828}$$

$0.6 \geq 0.0698$ eşitsizliğini sağladığından çalıştığımız basınçlı kap uzun bir kap statüsüne girmektedir.

Şimdi de Von Mises kriterlerine göre malzemenin akma gerilmesini tespit edecek olursak;



Şekil 5.2 Aksenal Olarak Simetrik Basınçlı Kabı Etkileyen Parametreler

Burada yarıçap olarak ifade ettiğimiz R 'yi kullanarak elde ettiğimiz sonucu iki ile çarparakta β 'yi bulabiliriz. Ya da yukarıda yapıldığı gibi simetrik olduğundan dolayı R değilde direkt $2R$ boyunca irdelemek gerekmektedir.

$$M_{1\max} = \frac{p}{2\beta^2} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \text{ denleminden}$$

$$M_{1\max} = 2.3274 \times 10^{-4} p(Nm/m),$$

$$N_1 = \frac{pR}{2} \text{ denkleminde de}$$

$N_1 = 0.15p(N/m)$ bulunur. M_1 ve N_1 değerlerine bağlı olarak σ_1 değerini hesaplayacak olursak;

$$\sigma_1 = \frac{6M_1}{h^2} + \frac{N_1}{h} = \frac{6 \times (2,3274 \times 10^{-4})p}{(0.003)^2} + \frac{0,15p}{0.003} \text{ ifadesinden}$$

$$\sigma_1 = 205.16p(N/m^2) \text{ elde edilir.}$$

$8bar \approx 8 \times 10^5 N/m^2$ basınç uygulandığında;

$$\sigma_1 = 205.16p = 205.16 \times (8 \times 10^5 N/m^2) = 1.64128 \times 10^8 N/m^2 ,$$

$10bar \approx 1 \times 10^6 N/m^2$ basınç uygulandığında;

$$\sigma_1 = 205.16p = 205.16 \times (1 \times 10^6 N/m^2) = 2.0516 \times 10^8 N/m^2 ,$$

$12bar \approx 12 \times 10^5 N/m^2$ basınç uygulandığında;

$$\sigma_1 = 205.16p = 205.16 \times (12 \times 10^5 N/m^2) = 2.46192 \times 10^8 N/m^2 \text{ bulunur.}$$

$$M_{2max} = \nu M_{1max} = 0.28 \times 2.3274 \times 10^{-4} p = 0.651672 \times 10^{-4} p(Nm/m)$$

$$N_2 = pR(1 - (1 - \nu/2)) = 0.042p(N/m)$$

M_2 ve N_2 değerlerine bağlı olarak σ_2 değerini hesaplayacak olursak;

$$\sigma_2 = \frac{6M_2}{h^2} + \frac{N_2}{h} = \frac{6 \times (0.651672 \times 10^{-4})p}{(0.003)^2} + \frac{0.042p}{0.003} \text{ ifadesinden}$$

$$\sigma_2 = 57.4448p N/m^2 \text{ elde edilir.}$$

$8bar \approx 8 \times 10^5 N/m^2$ basınç uygulandığında;

$$\sigma_2 = 57.4448p = 57.4448 \times (8 \times 10^5 N/m^2) = 0.45956 \times 10^8 N/m^2 ,$$

$10bar \approx 1 \times 10^6 N/m^2$ basınç uygulandığında;

$$\sigma_2 = 57.4448p = 57.4448 \times (1 \times 10^6 N/m^2) = 0.57445 \times 10^8 N/m^2 ,$$

$12bar \approx 12 \times 10^5 N/m^2$ basınç uygulandığında;

$$\sigma_2 = 57.4448p = 57.4448 \times (12 \times 10^5 N/m^2) = 0.68934 \times 10^8 N/m^2 \text{ bulunur.}$$

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 = 2(\sigma_y)^2$$

8bar $\approx 8 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ basınç uygulandığında;

$$\left((1.64128 \times 10^8) - (0.45956 \times 10^8) \right)^2 + \left((0.45956 \times 10^8) - 0 \right)^2 + \left((1.64128 \times 10^8) - 0 \right)^2 = 2(\sigma_y)^2$$
$$\sigma_y = 1.466 \times 10^8 \text{ N/m}^2,$$

10bar $\approx 1 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ basınç uygulandığında;

$$\left((2.0516 \times 10^8) - (0.57445 \times 10^8) \right)^2 + \left((0.57445 \times 10^8) - 0 \right)^2 + \left((2.0516 \times 10^8) - 0 \right)^2 = 2(\sigma_y)^2$$
$$\sigma_y = 1.833 \times 10^8 \text{ N/m}^2,$$

12bar $\approx 12 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ basınç uygulandığında;

$$\left((2.46192 \times 10^8) - (0.68934 \times 10^8) \right)^2 + \left((0.68934 \times 10^8) - 0 \right)^2 + \left((2.46192 \times 10^8) - 0 \right)^2 = 2(\sigma_y)^2$$
$$\sigma_y = 2.199 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

elde edilir.

6. DENEYSEL OLARAK YAPILAN ÇALIŞMALAR

Basınç testi, dizayn basıncından daha yüksek basınçta yapılır. Bu yüksek basınç güvenlik sınırını sağlar. Test esnasında tank ekipmanlarının gerilim seviyesi işlem esnasındakinden daha yüksektir. Başarılı basınç testi, kabın işletme için uygun olduğunu gösterir. Basıncı kapların hidrolik basınç deneyleri, en yüksek çalışma basıncının 1.5 katı ile yapılmıştır.

Yapılan tüm bu çalışmalarda test alanı olarak sanayideki Uğur Kazan firmasının atölyeleri kullanılmıştır. Kontrol ve deney sonucu kullanılması sakıncalı görülen, güvenlikle çalışmayı sağlayacak teçhizatı eksik olan ve bağlantı parçaları uygun bir şekilde bağlanmamış bulunan basınçlı kaplar, eksikleri tamamlanıncaya ve arızalar giderilinceye kadar kullanılmamaktadır.

Uğur Kazan firmasında yapılan deneysel çalışmalarda kompresör tankına 8 bar bir basınç uyguladığımızda hava tankının başlık kısmında yani yarım sıvama bombe bölgesinde çeki gerilmesi meydana gelmektedir. Yani bu bölge torisferik başlık olduğundan dolayı boyutlarında çok büyük bir değişiklik meydana gelmemektedir. Fakat genleşmeden dolayı bu bölge çekiye zorlanmaktadır. Kompresör tankının basınç dayanımı sınırları zorlanmamış olup normal uygulanabilir değerlerde test edilmiştir. Ayrıca bombenin imalatı sırasında sıvama işlemi yapıldığı için et kalınlıklarında farklılıklar meydana gelebilir. Yalnız yapılan çalışmada silindir gövde üzerinde düz başlık olsaydı içten basınca maruz kalınmasıyla çevre uzunluğundaki ve çapındaki değişimin çok daha büyük ölçüde olduğunu görebilirdik. Torisferik başlığa göre daha belirgin bir değişim söz konusu olduğundan bunu rahatlıkla kumpas aracılığıyla ölçebilirdik.



(a)



(b)



(c)

Şekil 6.1 Kompresör Tankı

Şekil 6.1’de yer alan fotoğraflar çalışma yapılan kompresör tankına aittir. Tank imalat malzemelerinin, çalışacağı prosese uygun olmaları gerekmektedir. Bu malzeme seçimi, ilgili teknik normlara göre belirlenir. Genel tank imalat malzemeleri, St sac, paslanmaz çelik sac (AISI 304,316,v.b.), metal malzemeler, PVC, PP, PE, PVDF termoplastik

malzemelerdir. Tank imalatındaki kaynaklar; metal malzemeler için elektrot ve gazaltı mig/tig, termoplastik malzemeler için sıcak hava kaynağı, eksruder kaynağı ve füzyon/alın kaynağı uygulanmaktadır. Genellikle, termoplastik tankların köşelerinde kaynak işlemi uygulanmayıp tank köşeleri bükme işlemine tabi tutulmaktadır. Metal malzeme kaynakları penetrant testi ile, termoplastik kaynaklar yüksek voltaj kıvılcım testi ile % 100 sızdırmazlık kontrolüne tabi tutulurlar. Tanklar, çalışacağı proses gereklerinde ilgili ekipman ve sistemlerle donatılırlar. Bunları kısaca belirtecek olursak ısıtıcılar, katot hareket düzenekleri, anot/katot baraları, korozif gaz havalandırma sistemleri, hava karıştırma düzenekleri, filtrasyon düzenekleri, giriş/çıkış vanaları v.b. ilgili prosesin gerektirdiği diğer enstrümanlardır.

Çizelge 6.1 Hava Tankı

HACİM (lt)	ÇALIŞMA BASINCI (bar)	ÇAP (mm)	GÖVDE BOYU (mm)	GÖVDE (mm)	BOMBE (mm)
50	8	300	600	3	3
100	8	380	700	3	3
130	8	380	1000	3	3
200	8	450	1200	3	4
300	8	500	1400	3	4
500	8	640	1400	4	4
500	10	640	1400	4	5
1000	10	850	1500	5	6
2000	8	1200	1500	6	6
2000	10	1200	1500	8	8
3000	10	1200	2250	8	8
4000	10	1400	2250	8	8
5000	10	1400	3000	8	8

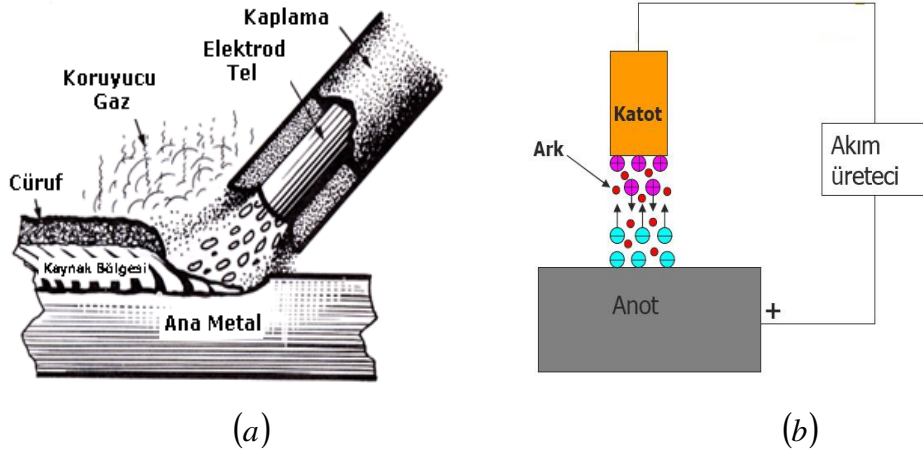
Hava tankları genel üretim ölçüleri Çizelge 6.1’de bulunmaktadır. İstenilen her ölçüde hava tankı yapılmaktadır. Yukarıdaki tabloya istinaden 300 mm çapında, 600 mm gövde boyunda ve 3 mm et kalınlığına sahip 50 lt hacim kapasiteli bir hava tankına çalışma basıncının 1.5 katı olan 12 bar basınç uyguladığımızda yaklaşık olarak 1.8 mm çevresinde uzama olduğu görülmüştür. Burada kumpas kullanılarak ölçüm yapılmış olup en yakın sonuca yakınsaması sağlanmıştır. Yapılan ölçümde hava tankının eski olmasına bağlı olarak yenim payından dolayı ve zamanla korozyona uğradığını düşünerek et kalınlığının 3 mm’den daha az olduğu değerlendirilmektedir. Bu nedenle kumpasla yapılan ölçümde SOLIDWORKS programına göre daha fazla uzama olduğunu görüyoruz.

Yine sanayide Uğur Kazan firmasında, günümüzde kullanılan bazı basınçlı kapların yapılan hidrostatik basınç testleri birebir uygulanarak sonuçları EK’te sunulmuştur. Testlerini uyguladığımız basınçlı kaplar sırasıyla silindirik akaryakıt tankı, gömlekli

boyler yani sıcak su kazanı, katı yakıtlı buhar kazanı, üç geçişli doğalgaz yakıtlı kazan ve katı yakıtlı kat kaloriferi kazanıdır.

Öncelikli olarak 1500 lt kapasiteli, 500 kg ağırlığında, 1 bar işletme basıncı ve 1.15 bar dizayn basıncına sahip silindirik akaryakıt tankına 5 °C test ortamı sıcaklığında, 15 dakika süreyle 2 bar test basıncı uyguladığımızda manometre ile yapılan ölçüm sonucunda test esnasında sızıntı ve şekil değişimi olmadığını ve ürünün istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. Silindirik akaryakıt tankına ait hidrostatik basınç testi formu EK-1'dedir.

Silindirik akaryakıt tanklarına ait genel üretim ölçüleri ve sınırlamalar aşağıdaki EK-7'de yer almaktadır. İstenilen her ölçüde silindirik akaryakıt tankı yapılmaktadır. Silindirik akaryakıt tankında ark kaynağı kullanılmıştır. Burada kullanılan ark kaynağına birazcık değinecek olursak kaynak için gerekli ısı, elektrik enerjisi kullanılarak oluşturulur.



Şekil 6.2 Ark Kaynak

Harcanabilir veya kalıcı elektrodlar kullanılır. Elektrodun ucu ile iş parçası arasında ark oluşturulur. Oluşan ark ile 30000 °C civarında sıcaklık değerlerine ulaşılır. Arkın oluşabilmesi için elektrot ile parça arasındaki boşlukta elektron ve iyonların oluşması gerekir. Elektrik arkı, bir devre içindeki boşlukta, elektrik akımının boşalmasıdır. Ark içerisindeki elektronlar ve iyonlar yük taşıyıcı olarak görev yaparlar. Elektronlar anoda ve iyonlarda katoda doğru hareket ederler. Devam etmesi için plazma adı verilen ısıl olarak iyonize edilmiş gazın varlığı gereklidir.

Arkın oluşabilmesi için elektrot parçaya değdirilip kısa bir mesafe uzaklaştırılır. Oluşan ark içindeki sıcaklıklar 5500 °C civarındadır. Elektrodun ucunda, elektrod, ana parça ve ilave metal (kullanılmışsa) karışımı sıvı hale geçecektir. İlave metal, bazı durumlarda

kaynak dikişinin hacmini ve mukavemetini artırmak için kullanılır. Elektrod ilerletildikçe, erimiş metal katılaşır.

Bütün ark kaynağı proseslerinde, oluşan güç akım ile voltajın çarpımıdır. Bu güç ısı enerjisine dönüşürken kayıplar meydana gelir. Isı transferi ve sıçramalar sonucu metali eritmede kullanılan ısı enerjisi azalır. Kayıplar, verimlilik (f_1) ile tanımlanır. Ortalama değer olarak 0.9 kabul edilebilir. Erimedeki verimlilik, (f_2) olarak tanımlanır. Bu durumda, kaynak sırasında ortama giren ısı enerjisi denklem (6.1)'de belirtilmiştir.

$$HR_w = f_1 f_2 IV = U_m A_w v \quad (6.1)$$

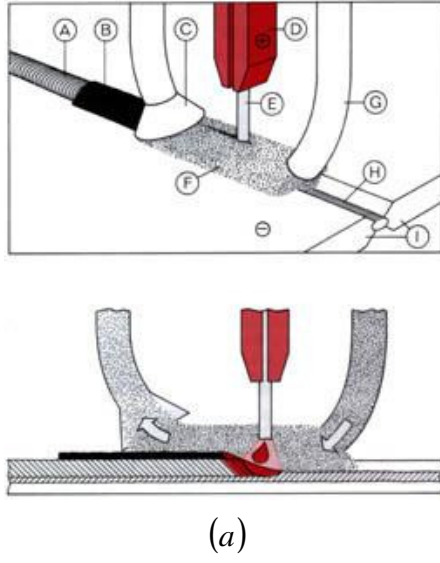
Tabi tüm bu çalışmalar yapılmadan önce ürünün test öncesi kontrolleri gözden geçirilmiştir. Bunlara değinecek olursak tüm bağlantılar, kör tapa ve flanşların bağlandığını, tüm çapakların kırılıp temizlendiğini, kaynaklarda eksiklik olup olmadığını, tankın gövdesinde boya olup olmadığı ve kaynakların kolayca görülebilirliği hususlarında uygunluk sağlandığı takdirde ve uygun olmayan durumlarda tespit edilen hatayı gidermeden test işlemine başlanmamıştır.

Daha sonra 300 lt kapasiteli ve 145 kg ağırlığında 3 bar işletme basıncı ve 3.5 bar dizayn basıncına sahip sıcak su kazanına 15 °C test ortamı sıcaklığında, 15 dakika test süresinde 4.5 bar test basıncı uyguladığımızda manometre ile yapılan ölçün sonucunda test esnasında sızıntı ve şekil değişimi olmadığından ürünün ikinci bir teste gerek kalmadan istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. Sıcak su kazanına ait hidrostatik basınç testi formu EK-2'dedir.

Çift cidarlı sıcak su hazırlayıcısı kazanına ait genel üretim ölçüleri ve sınırlamalar aşağıda EK-8'de yer almaktadır. İstenilen her ölçüde sıcak su kazanı yapılmaktadır.

Yine ağırlığı 840 kg , su hacmi 270 lt , maksimum çalışma sıcaklığı 90 °C , tasarım basıncı 3.5 bar ve maksimum işletme basıncı 3 bar olan katı yakıtlı kat kaloriferi kazanına 13 °C 'de 15 dakika süreyle 4.5 bar hidrostatik deney basıncı uygulandığında şekil değişimi olmamasına rağmen test esnasında sızıntı meydana gelmiştir. Ekteki hidrostatik basınç testi formunda görüldüğü gibi katı yakıtlı kat kaloriferinin "2. Bölge"sinde meydana gelen sızıntı sonucu kaynak yapılarak onarım yapılmıştır. Daha sonra tekrar ikinci bir teste tabi tutularak istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. Katı yakıtlı kat kaloriferi kazanına ait hidrostatik basınç testi formu EK-3'tedir.

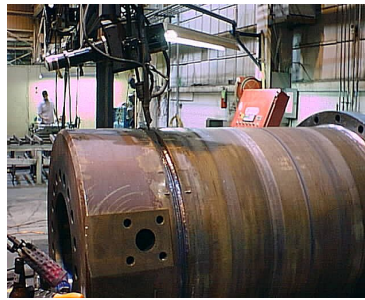
Katı yakıtlı kat kaloriferi kazanında, üç geçişli doğalgaz yakıtlı kazanda ve katı yakıtlı buhar kazanında tozaltı ark kaynağı kullanılmıştır. Burada kullanılan kaynak çeşidine de kısaca belirtecek olursak;



Şekil 6.3 Tozaltı Ark Kaynağı

tozaltı kaynağı prosesinde, harcanan ve sürekli beslenen bir tel ile ark oluşturulur. Kaynak bölgesinin atmosferin etkilerinden korunması ise flaks taneleri ile gerçekleştirilir. Flaks, arkın biraz ilerisinde bir kovanın kaynak bölgesine serilir. Ark, flaks battaniyesinin altında oluşur. Böylece, flaks hem atmosferden korur, hem de ark ile oluşan sıçramalara ve kıvılcımların yayılmasına engel olur. Flaksın arka en yakın kısmı erir, erimiş metalle karışır, yabancı maddeleri bünyesine katarak kaynak dikişinin üstünde katılaşır ve cam benzeri cüruf yapısını oluşturur. Cüruf ve erimeyen flaks taneleri kaynak bölgesi için atmosferden güvenli bir koruma ve ısı yalıtımı sağlarlar. Bunun sonucunda, soğuma yavaşlar ve özellikle tokluk ve süneklik bakımından yüksek kalitede bir kaynak dikişi elde edilir. Kullanılmayan flaks taneleri, arkın geçişinden sonra emilerek toplanır. Cüruf ise, genellikle manuel olarak sökülür.

Tozaltı kaynağın kullanım alanları; çelik yapısal parçaların inşası, ağır makine parçaları, büyük çaplı borular, tanklar ve basınç kazanlarıdır.



(a)

(b)

(c)

Şekil 6.4 Tozaltı Ark Kaynağı Kullanım Alanları

25 mm ve üstü kalınlıklardaki parçalar kaynak edilebilir. Pozisyon gereği yatay durum muhafaza edilerek yerçekimi etkisi kullanılacaktır. Düşük karbonlu, düşük alaşım ve paslanmaz çelikler için uygundur. Yüksek alaşım çelikleri, takım çelikleri ve demir-dışı alaşımların çoğunun kaynağı için uygun değildir.

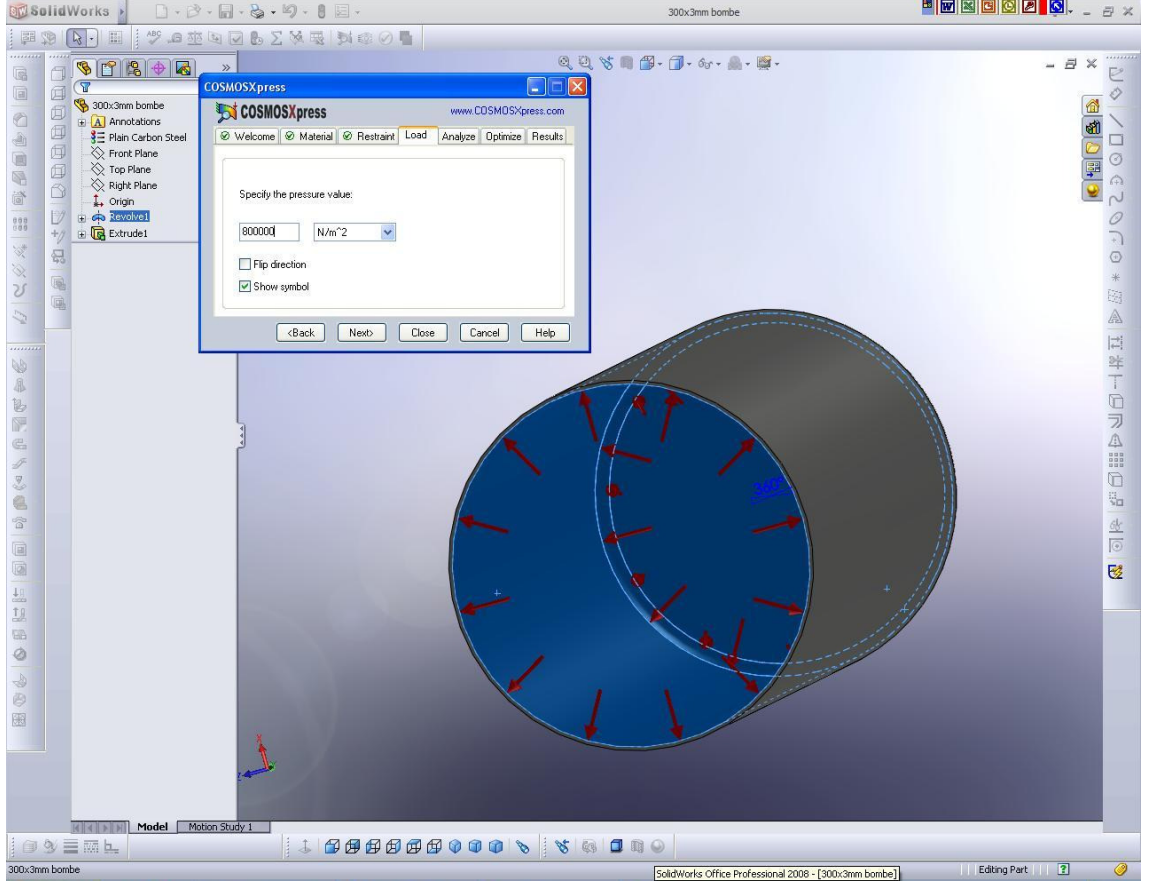
Daha sonra ağırlığı 1000 kg , ısı gücü 350 kw , maksimum çalışma sıcaklığı 90 °C , dizayn basıncı 3.5 bar ve çalışma basıncı 3 bar olan üç geçişli doğalgaz yakıtlı kazana 15 °C 'de 15 dakika süreyle 4.5 bar hidrostatik deney basıncı uygulandığında manometre ile yapılan ölçüm sonucunda test esnasında sızıntı ve şekil değişimi olmadığını ve ürünün istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. Üç geçişli doğalgaz yakıtlı kazana ait hidrostatik basınç testi formu EK-4'tedir.

Son olarak buhar kazanına değinecek olursak; buhar kazanı, yakıtların yakılmasıyla oluşturulan ısıdan yararlanılarak istenilen sıcaklık, basınç ve miktarda buhar elde etmeye yarayan kapalı bir kaptır. Elde edilen buharın enerjisi ısıtmada, sanayide pişirme, kurutma gibi işlerde veya sahip olduğu potansiyel enerji buhar makineleri veya buhar türbinlerinde mekanik enerjiye döndürülerek kullanılır. 5600 kg ağırlığında, maksimum çalışma sıcaklığı 175 °C , dizayn basıncı 8.4 bar ve çalışma basıncı 8 bar olan katı yakıtlı buhar kazanına 15 °C 'de 30 dakika süreyle 12 bar hidrostatik deney basıncı uygulandığında manometre ile yapılan ölçüm sonucunda ürünün istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. Katı yakıtlı buhar kazanına ait hidrostatik basınç testi formu EK-5'tedir.

İç basınç etkisi altındaki basınçlı kaplara, hidrostatik basınç testleri uygulanarak deneysel sonuçlar irdelenmiştir. Sanayide yapılan bu deneysel çalışmalar analiz esnasında bize yol gösterici olmuştur. Daha sonra yapılan bu deneysel çalışmalar ile sonlu elemanlar yöntemini kullanarak SOLIDWORKS programı ile elde edilen sonuçlarla kıyaslanacaktır.

7. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

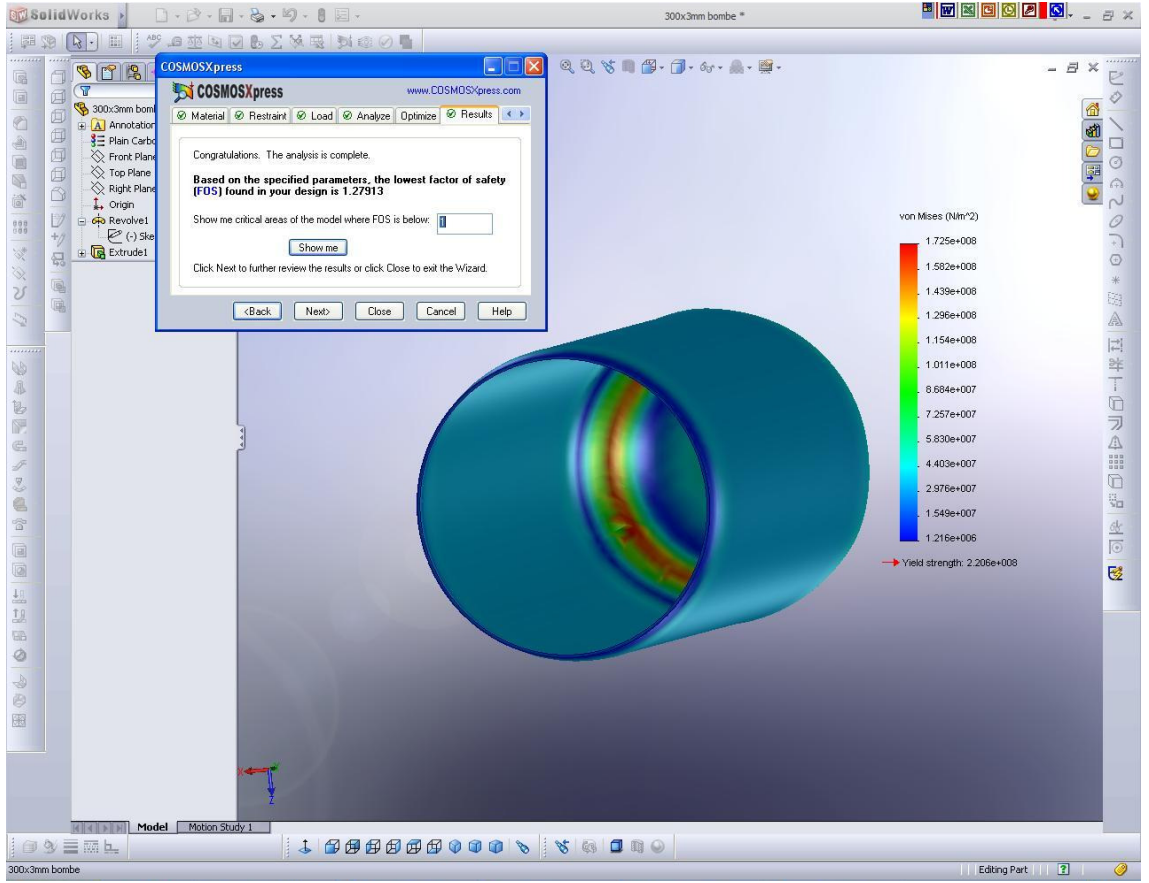
7.1. Sonuçların Analiz Edilmesi



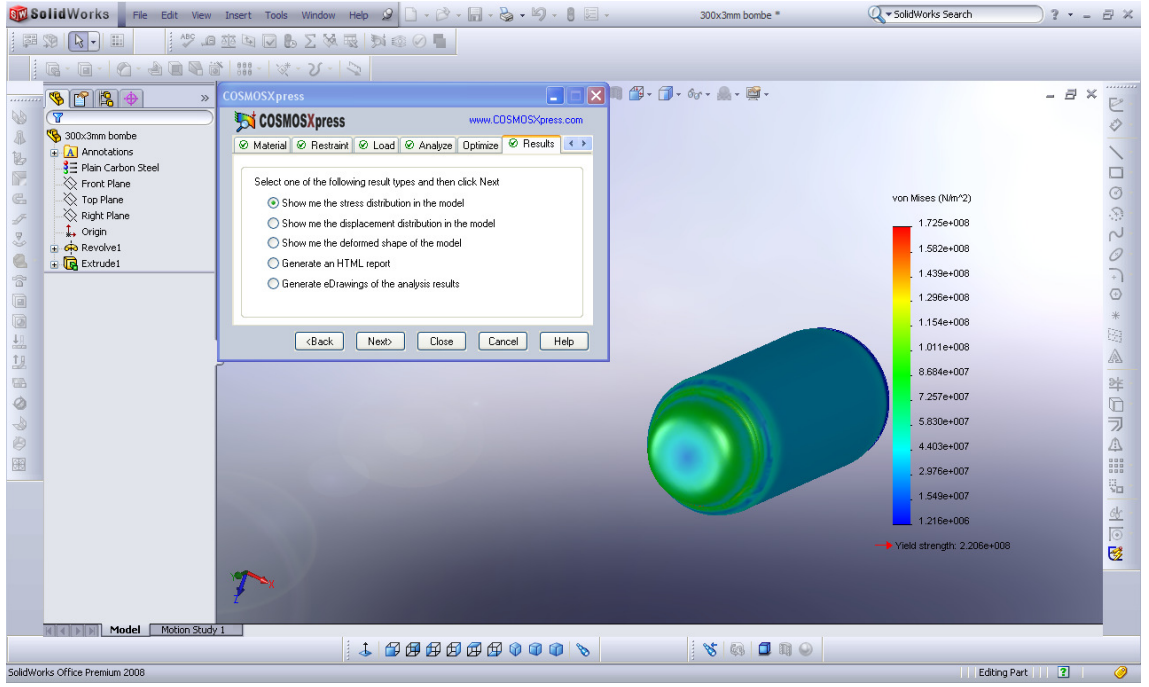
Şekil 7.1 İç Basınç Altındaki Basınçlı Kaplar

Yukarıdaki Şekil 7.1’de içten basınca maruz kalmış bir basınçlı kabın basınç dağılımları gösterilmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere basınçlı kabın köşelerinde daha çok gerilme oluşacak, özellikle bu bölgeler kaynak yapıldığından dolayı yüksek basınçlarda daha kısa sürede deforme olacaktır.

7.1.1. 8 Bar Basınç Uygulayarak Yapılan Analiz Sonuçları



Şekil 7.2 8 Bar Basınç Altında Basınçlı Kabın İç Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler

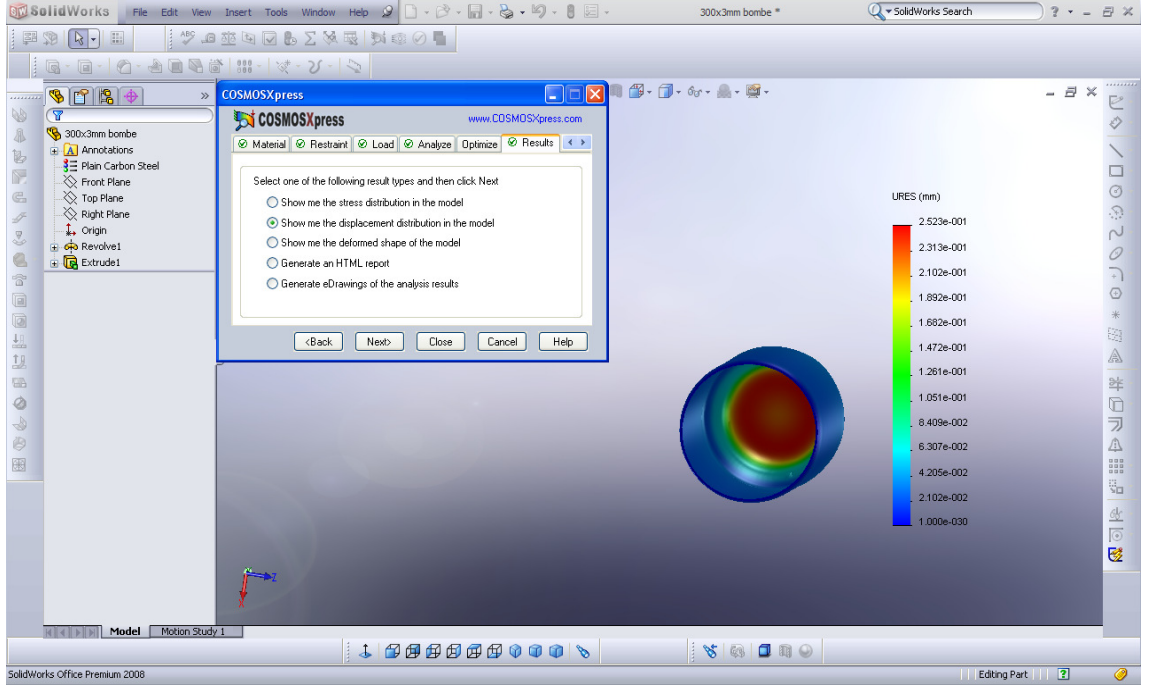


Şekil 7.3 8 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın Dış Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler

Çizelge 7.1 8 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Gerilme Dağılımları

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot1	VON: von Mises Stress	1.21591e+006 N/m ²	(6.00694 mm, 36.3766 mm, 101.128 mm)	1.72456e+008 N/m ²	(-119.487 mm, 22.7789 mm, 68.9859 mm)

8 bar basınç altında kompresör tankının Von Mises gerilme analizi sonucunda minimum ve maksimum gerilme dağılımları Çizelge 7.1’de gösterildiği gibidir.

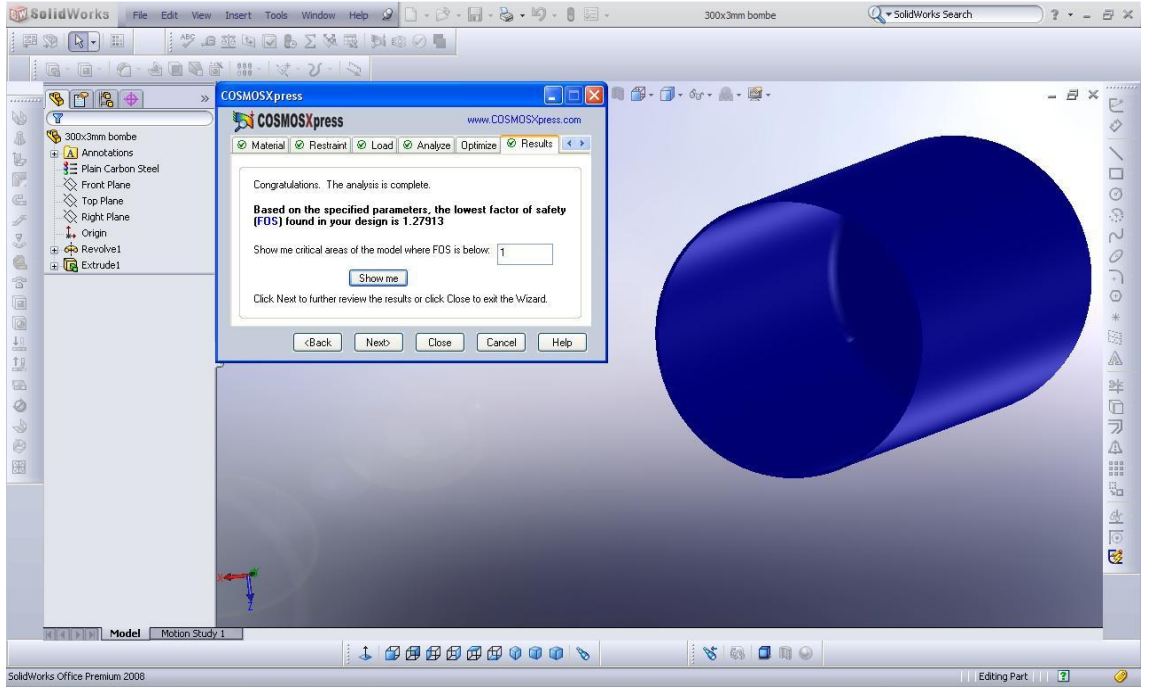


Şekil 7.4 8 Bar Basınç Altında Basınçlı Kapta Meydana Gelen Yerdeğiştirmeler

Çizelge 7.2 8 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Yerdeğiştirme Dağılımları

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot2	URES: Resultant Displacement	0 mm	(-129.904 mm, -600 mm, 75 mm)	0.252281 mm	(-56.9745 mm, 44.6473 mm, 40.0013 mm)

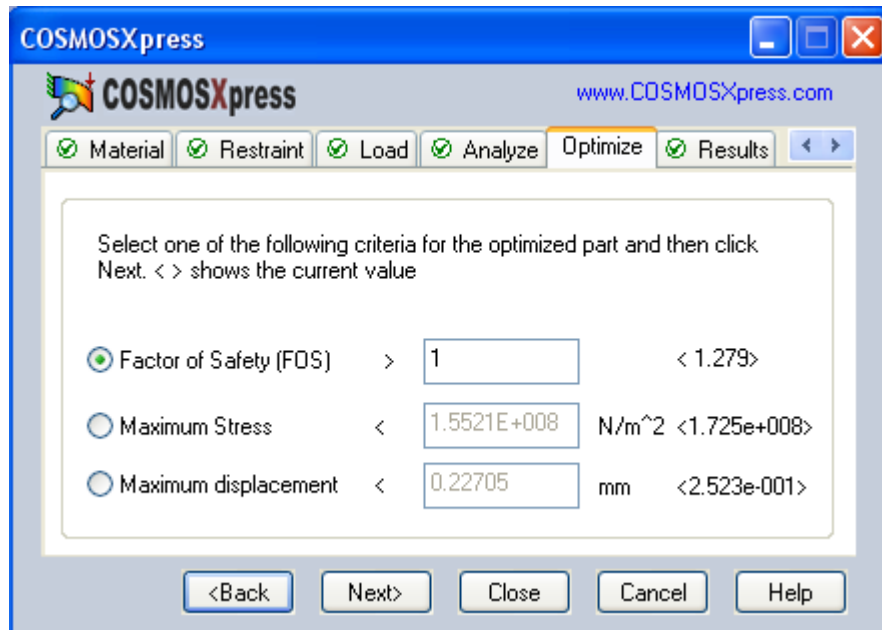
8 bar basınç altında kompresör tankının Von Mises gerilme analizi sonucunda minimum ve maksimum yerdeğiştirme dağılımları Çizelge 7.2’de gösterildiği gibidir.



Şekil 7.5 8 Bar Basınç Altında Basıncılı Kapta Meydana Gelen Değişiklikler

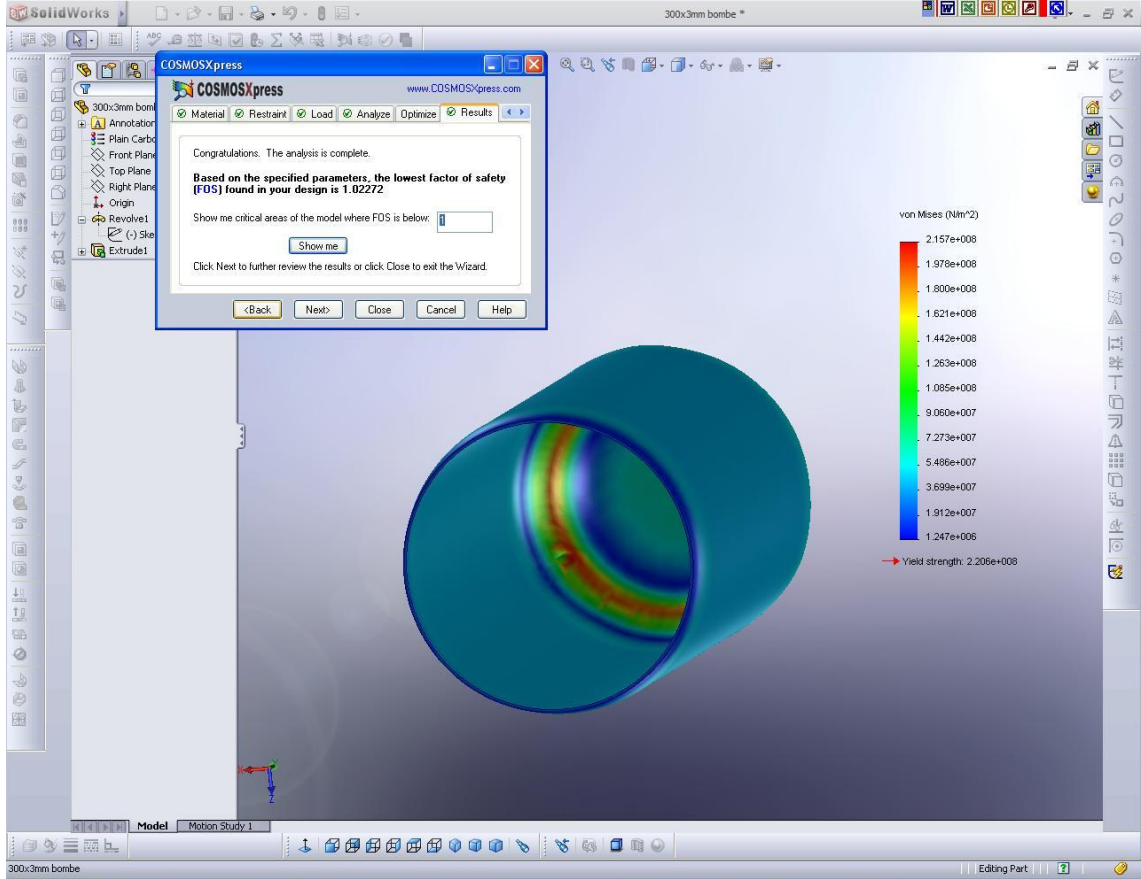
Basıncılı kaba 8 bar basınç uygulandığında teorik olarak sızıntı ve şekil değişimi olmadığı ve ürünün istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. 8 bar basınç uygulandığında emniyet katsayısına bağlı olarak görülüyor ki; analizi yapılan basıncılı kap yaklaşık olarak $(1.27913 \times 8 \text{ bar olmak üzere})$ 10.233 bar basınca kadar dayanıklıdır.

Çizelge 7.3 8 Bar Basınç Altında Optimize Edildiğinde Elde Edilen Sonuçlar

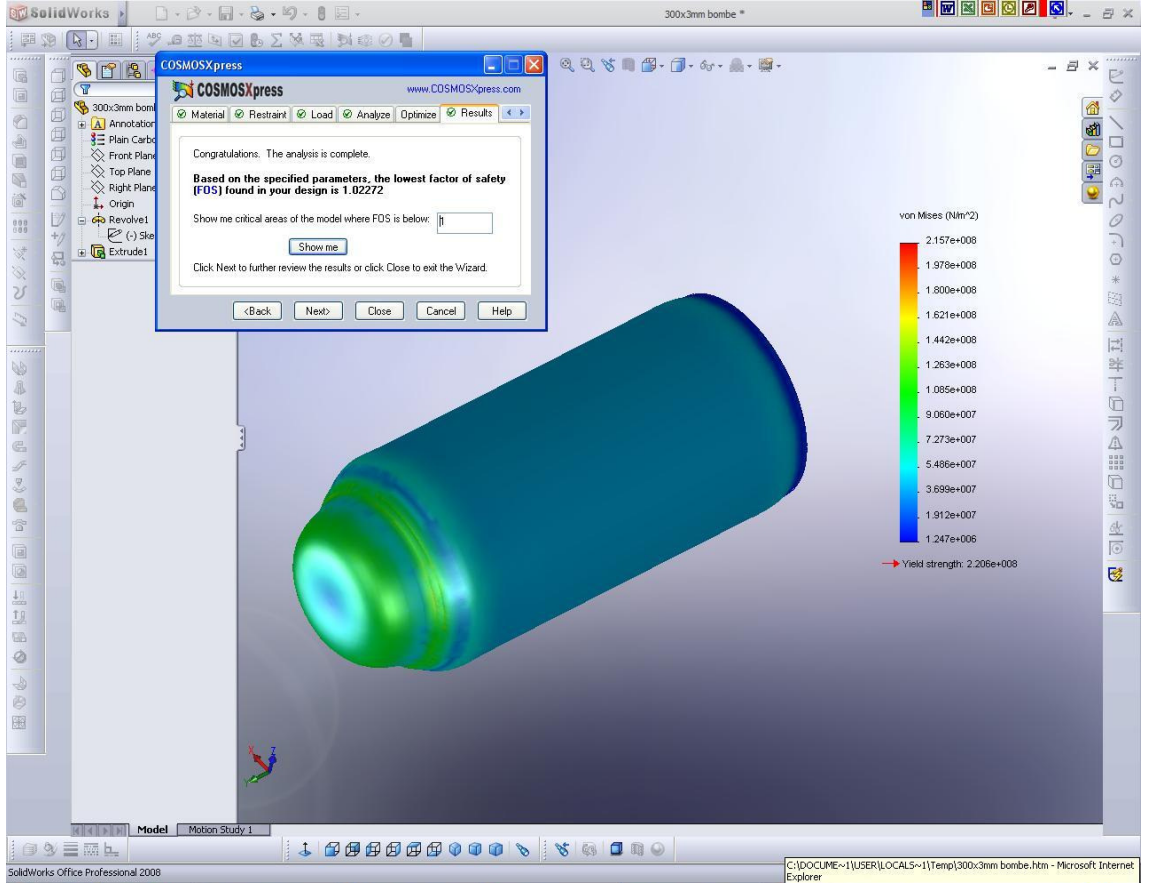


8 bar basınç uygulanarak yapılan analiz optimize edildiğinde güvenlik faktörü katsayısı, maksimum gerilme ve maksimum yerdeğiştirme Çizelge 7.3’de belirtildiği gibidir.

7.1.2. 10 Bar Basınç Uygulayarak Yapılan Analiz Sonuçları



Şekil 7.6 10 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabın İç Kısımında Meydana Gelen Gerilmeler

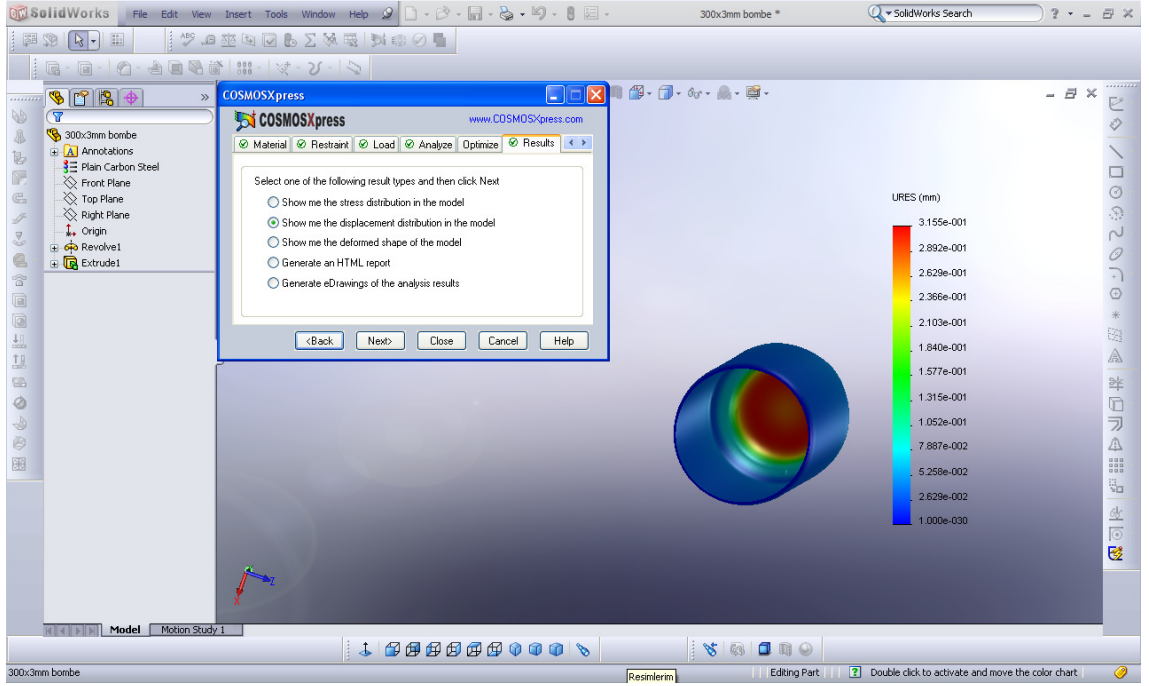


Şekil 7.7 10 Bar Basınç Altında Basınçlı Kabın Dış Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler

Çizelge 7.4 10 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Gerilme Dağılımları

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot1	VON: von Mises Stress	1.24678e+006 N/m ²	(-90.5826 mm, 36.3766 mm, -45.3616 mm)	2.15694e+008 N/m ²	(-119.487 mm, 22.7789 mm, 68.9859 mm)

10 bar basınç altında kompresör tankının Von Mises gerilme analizi sonucunda minimum ve maksimum gerilme dağılımları Çizelge 7.4'te gösterildiği gibidir.

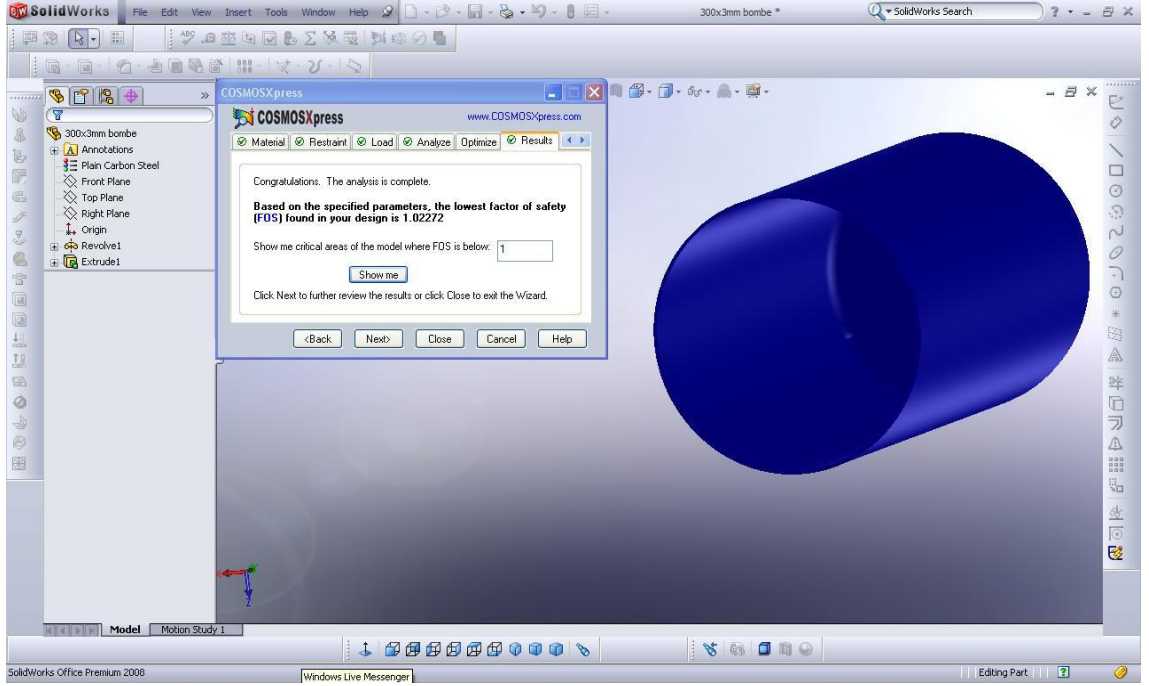


Şekil 7.8 10 Bar Basınç Altında Basıncılı Kaptaki Meydana Gelen Yerdeğiştirmeler

Çizelge 7.5 10 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Yerdeğiştirme Dağılımları

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot2	URES: Resultant Displacement	0 mm	(-129.904 mm, -600 mm, 75 mm)	0.3155 mm	(-56.9745 mm, 44.6473 mm, 40.0013 mm)

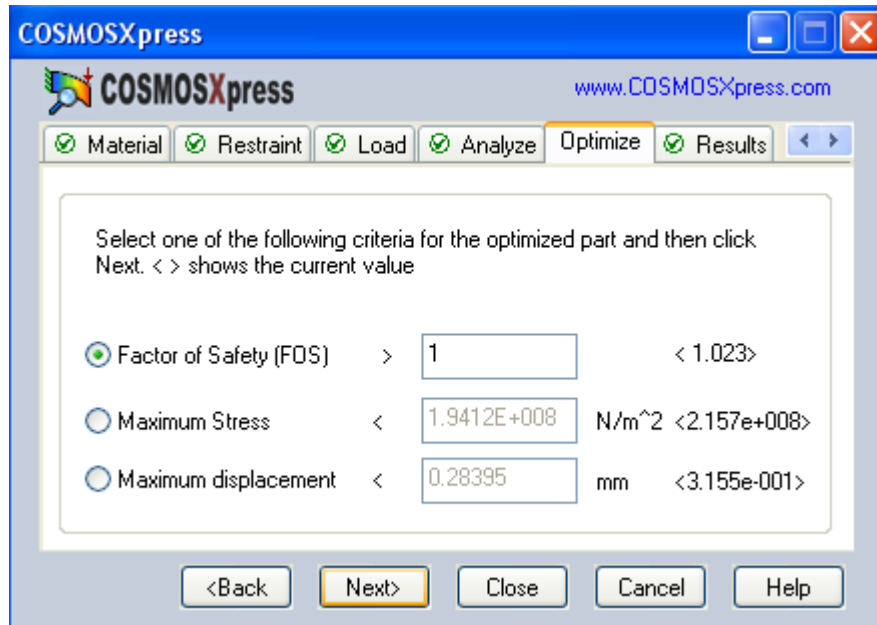
10 bar basınç altında kompresör tankının Von Mises gerilme analizi sonucunda minimum ve maksimum yerdeğiştirme dağılımları Çizelge 7.5'te gösterildiği gibidir.



Şekil 7.9 10 Bar Basınç Altında Basıncı Kapta Meydana Gelen Değişiklikler

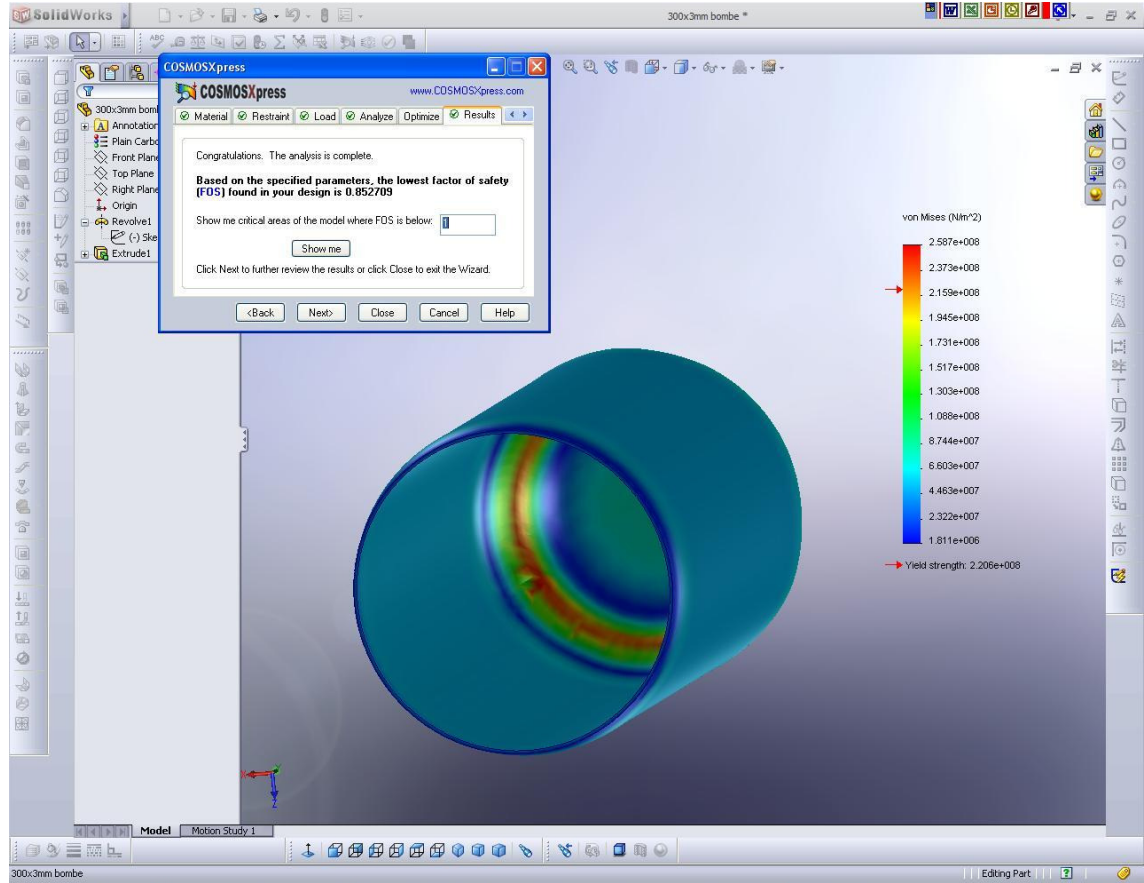
Basıncı kaba 10 bar basınç uygulandığında teorik olarak sızıntı ve şekil değişimi olmadığı ve ürünün istenilen basınç değerlerinde testi geçtiği görülmüştür. Emniyet katsayısı değeri $1.02272 \geq 1$ olduğundan herhangi bir emniyetsizlik söz konusu değildir. Ancak bu değer 1'in altına düştüğü takdirde basınçlı kapta sızıntı meydana gelir.

Çizelge 7.6 10 Bar Basınç Altında Optimize Edildiğinde Elde Edilen Sonuçlar

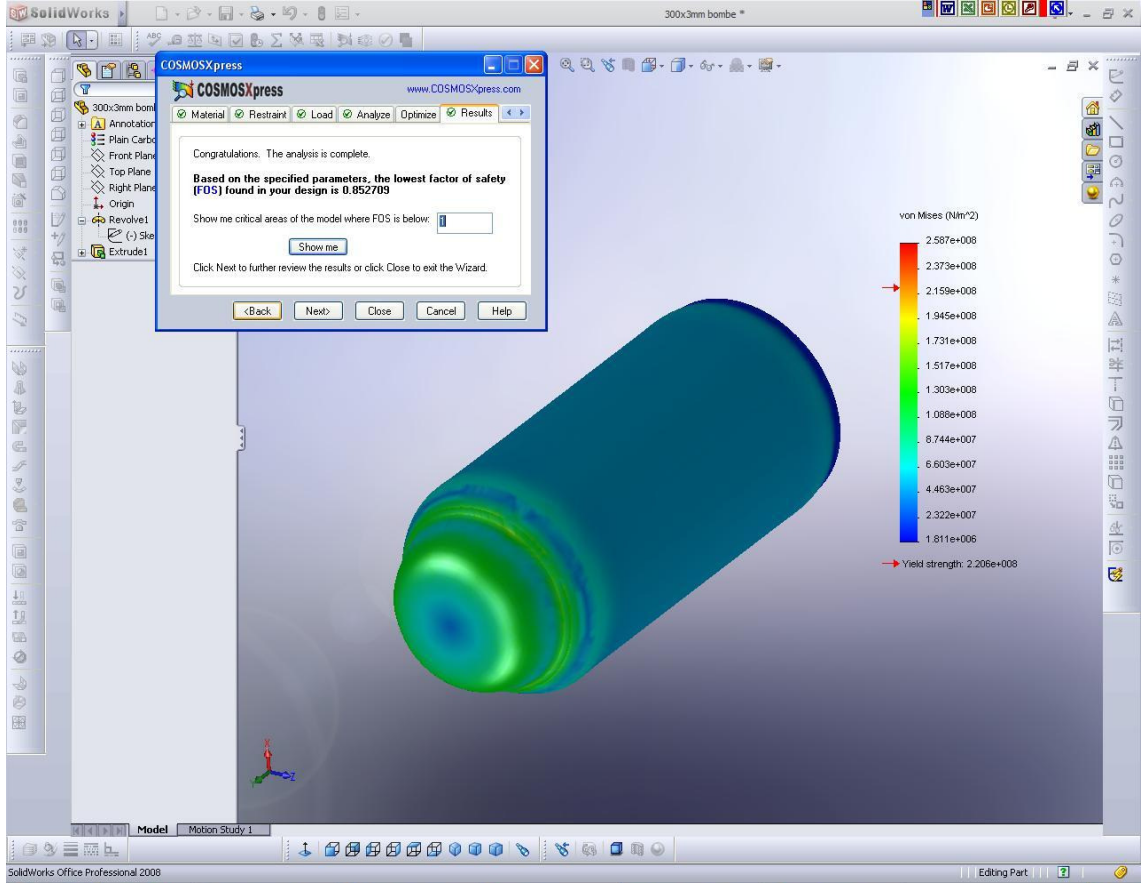


10 bar basınç uygulanarak yapılan analiz optimize edildiğinde güvenlik faktörü katsayısı, maksimum gerilme ve maksimum yerdeğiştirme Çizelge 7.6'da belirtildiği gibidir.

7.1.3. 12 Bar Basınç Uygulayarak Yapılan Analiz Sonuçları



Şekil 7.10 12 Bar Basınç Altında Basıncılı Kabin İç Kısımında Meydana Gelen Gerilmeler

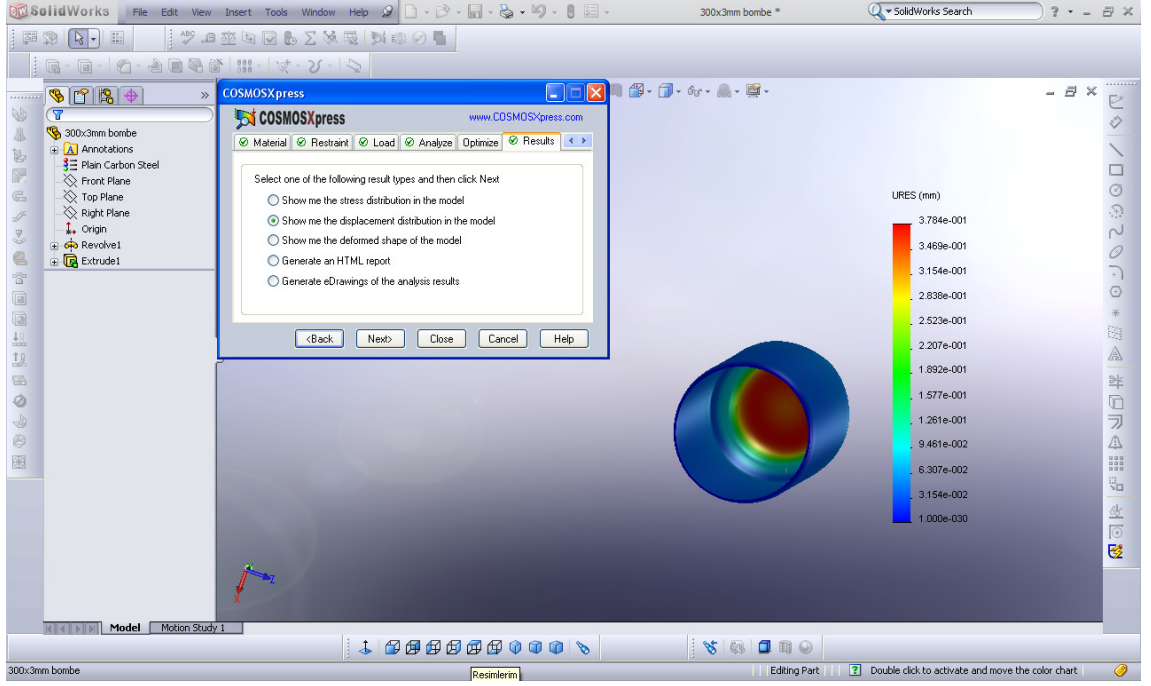


Şekil 7.11 12 Bar Basınç Altında Basınçlı Kabın Dış Kısmında Meydana Gelen Gerilmeler

Çizelge 7.7 12 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Gerilme Dağılımları

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot1	VON: von Mises Stress	1.81114e+006 N/m ²	(6.00694 mm, 36.3766 mm, 101.128 mm)	2.58698e+008 N/m ²	(-119.487 mm, 22.7789 mm, 68.9859 mm)

12 bar basınç altında kompresör tankının Von Mises gerilme analizi sonucunda minimum ve maksimum gerilme dağılımları tabloda gösterildiği gibidir. Dikkat edilecek olursa 8,10 ve 12 bar basınç uygulandığında gerilme dağılımlarının minimum ve maksimum olduğu noktalar aynıdır. Uygulanan basınç miktarı arttıkça minimum ve maksimum gerilme dağılımları da artış göstermektedir.



Şekil 7.12 12 Bar Basınç Altında Basınçlı Kapta Meydana Gelen Yerdeğiştirmeler

Çizelge 7.8 12 Bar Basınç Altında Kompresör Tankının Yerdeğiştirme Dağılımları

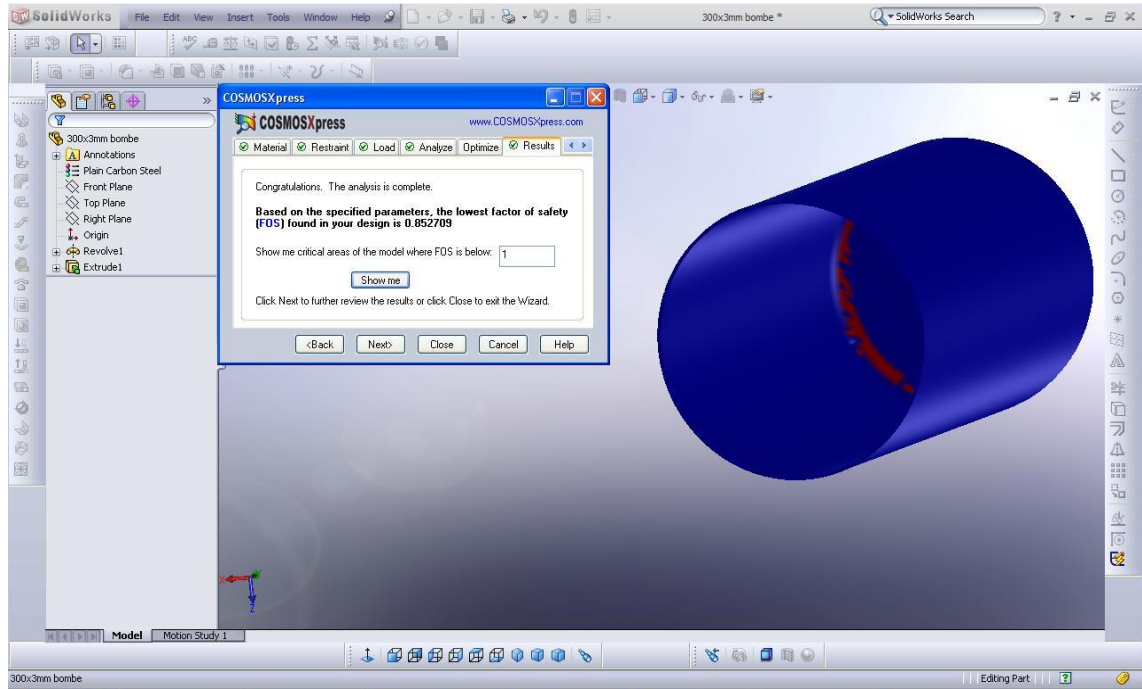
Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot2	URES: Resultant Displacement	0 mm	(-129.904 mm, -600 mm, 75 mm)	0.37842 mm	(-56.9745 mm, 44.6473 mm, 40.0013 mm)

12 bar basınç altında kompresör tankının Von Mises gerilme analizi sonucunda minimum ve maksimum yerdeğiştirme dağılımları tabloda gösterildiği gibidir. Dikkat edilecek olursa 8,10 ve 12 bar basınç uygulandığında gerilme analizi sonucunda meydana gelen yerdeğiştirmesi dağılımlarının minimum ve maksimum olduğu noktalar aynıdır. 8 barda 0.252281 mm , 10 bar basınç uygulandığında 0.3155 mm olan maksimum yerdeğiştirme miktarı 12 bar basınç uygulandığında 0.37842 mm ile lineer bir şekilde daha da artarak devam etmektedir. Yani uygulanan basınçla yerdeğiştirme miktarı doğrusal olarak değişmektedir.

Deneysel çalışmada hava tankına uygulanan 12 bar basınç neticesinde çevresinde 1.8 mm uzama meydana geldiği görülmüştür. SOLIDWORKS programı ile yapılan analizde açık olan kapağı da ilave edersek, simetrik olduğundan dolayı elde ettiğimiz 0.37842 mm 'yi iki ile çarpalım. Sonuçta yaklaşık olarak 0.756 mm uzama olduğunu görüyoruz. Deneysel ve bilgisayar ortamındaki yapılan bu çalışmalar arasındaki farkında malzemenin yenim payından ve kumpasla yapılan ölçüm esnasında yeterli

hassasiyetin sağlanmadığından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Ayrıca bombenin kalınlığı 3 mm olarak programda gözükyor fakat basınç uygulandığında normal şartlarda kalınlık azalmaktadır. Yani iç basınç etkisi altındaki kompresör hava tankının cidarlarında zamanla incelmeler meydana gelmektedir.

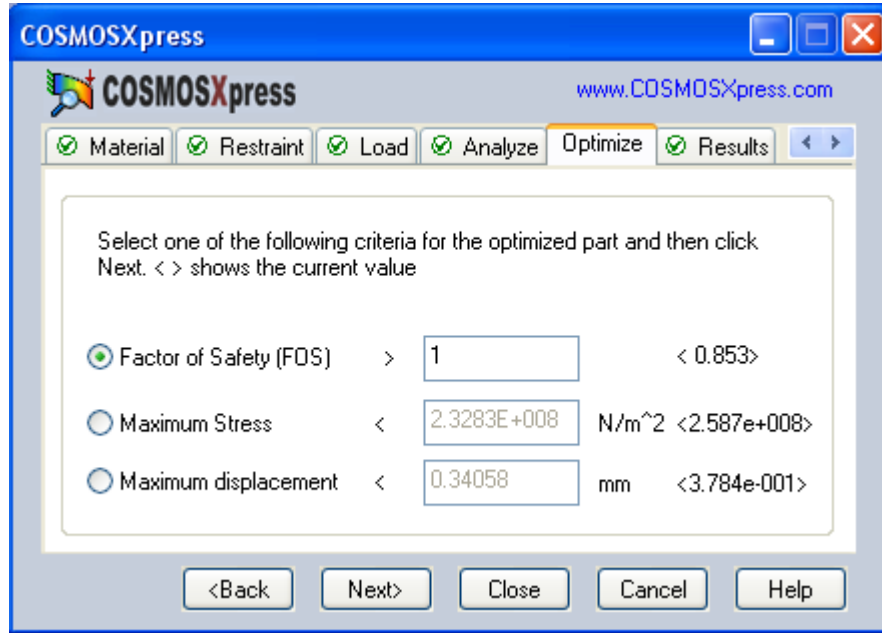
$\sigma = E\varepsilon$ Hooke yasasını kullanarak, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{l_1 - l_2}{l_1}$ den minimum ve maksimum yer değiştirmelere yani birim uzamalara bağlı olarak σ_{\min} ve σ_{\max} değerlerini analitik olarak hesaplayabiliriz.



Şekil 7.13 12 Bar Basınç Altında Basınçlı Kaptaki Meydana Gelen Değişiklikler

Emniyet katsayısı değeri $0.852709 \leq 1$ olmasından dolayı basınçlı kabın kırmızı görünen bölgelerde sızıntı oluşturduğu ve bu bölgelerde et kalınlığının yetersiz gelmesinden dolayı artırılması gerektiği söz konusudur. Silindirik basınçlı kapların yapımında, uçlarda sac kullanılması ve tam kenarlarda köşe kaynağı yapılması eğilme zorlanmalarından dolayı uygun bir konstrüksiyon değildir. Ayrıca basınçlı kabın birleşim yerlerinde meydana gelen bu kopmalar kaynak yapılarakta emniyetli hale getirilebilir.

Çizelge 7.9 12 Bar Basınç Altında Optimize Edildiğinde Elde Edilen Sonuçlar



12 bar basınç uygulanarak yapılan analiz optimize edildiğinde güvenlik faktörü katsayısı, maksimum gerilme ve maksimum yerdeğiştirme Çizelge 7.9'da belirtildiği gibidir.

Son olarak sonlu elemanlar yöntemini kullanarak Solidworks paket programı ile elde ettiğimiz gerilme analizi sonuçlarıyla aksel olarak simetrik yüklemeye maruz silindirik bir basınçlı kabın teorik olarak hesaplanmasıyla elde edilen sonuçları kıyaslayalım.

Çizelge 7.10 Farklı Yöntemlerle Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

Basınç (N/m^2)	Sonlu Elemanlar Yöntemi	Teorik Yaklaşım
	$\sigma_y (N/m^2)$	
8×10^5	1.5521×10^8	1.466×10^8
10×10^5	1.9412×10^8	1.833×10^8
12×10^5	2.3283×10^8	2.199×10^8

$\frac{\sigma_y}{P_0}$ bağıntısına göre sonlu elemanlar yöntemi için 194, teorik yaklaşım için yaklaşık 183 değeri elde edilir. Buradan da anlaşılacağı üzere farklı basınç yükleri altında meydana gelen gerilmeler lineerdir. Aksel olarak simetrik yüklemeye maruz silindirik

yapılarda gerilme analizlerinde hata oranı % 5'e kadar kabul edilebilir ve elde edilen sonuçlarda belirtilen limit içerisinde dir.

7.2. Değerlendirme

Günümüz rekabet ortamı, firmaların ürünlerini veya hizmetlerini kaliteli ve ucuz olarak müşteriye arz etmelerini gerektirmektedir. İmalat sanayinde seri üretim tekniklerinin geliştirilmesiyle başlayan ilerlemeler, son 30 yılda meydana gelen inanılmaz teknolojik gelişimlerle devam etmektedir. Hızla gelişen teknoloji sayesinde yeni ürün tasarım teknikleri gelişmiş ve kolaylaşmıştır. Tasarımcının kafasında canlanan başlangıç tasarımı, bilgisayar ortamında şekillendirilerek, bilgisayar destekli tezgahlar tarafından üretilebilmektedir. Katı modellemesi tamamlanmış bir ürünün analiz ve optimizasyon işlemleri üretime başlamadan önce dijital ortamda yapılabilmektedir. Bu işlemler firmaların yeni ürünlere geçişlerinde minimum maliyet ve zaman kaybı ile tasarım yapmalarına olanak sağlamaktadır. En çok karşılaşılan durum, ürünlerin dayanım ve performansından ödün vermeden malzeme ağırlıklarının en aza indirilmesidir. Minimum ağırlığa sahip ürün düşük maliyetli olur. Bu doğrultuda yeni ürün geliştirme aşamasında, hem hafif, hem de dayanıklı olması istenen ürünler için tasarım optimizasyonu uygulanır.

Yapılan bu çalışmada basınçlı kapların havacılıkta kullanım alanları belirtilmiş olup en azından yapılan periyodik kontrollerde (hidrostatik basınç testi) daha dikkatli ve emniyetli bir şekilde çalışması gerektiği ayrıca olumsuz sonuçların önlenmesi sağlanacaktır.

Sanayide basınçlı kap imalatında kullanılan malzeme ile havacılık kapsamında kullanılan malzemelerin farklı olmasından dolayı ve minimum ağırlıkta bir basınçlı kap imal etmek açısından yapılan bu çalışma ileriki çalışmalara ışık tutacaktır. Basınçlı kaplar mukavemet ve maliyet hesabı da yapılarak en uygun malzemeden yapılmaya çalışılmaktadır. Balıkesir Makina Mühendisleri Odası'ndan alınan verilere göre günümüzde sanayide siyah sac, paslanmaz sac kullanılmaktadır. Sabit basınç ve sıcaklık altında maliyeti en düşük sac malzemedir. Paslanmaz sacın maliyeti daha fazladır. Havacılıkta genellikle maliyet hesaplamasından daha çok malzemenin mukavemeti ön plandadır.

İleriki çalışmalarda arkadaşlarım basınçlı kapların havacılıktaki kullanım alanlarına yoğunlaşarak ve bunları TAI aracılığıyla deneysel çalışmalarla da destekleyerek başarılı sonuçlar elde edecekleri düşünülmektedir. Deneysel çalışmalar ile bilgisayar ortamındaki yapılan bu analizler arasındaki farkında kumpasla yapılan ölçüm esnasında hassasiyetten kaynaklandığını düşünüyorum. Bu nedenle yapılan ölçümlerde strain-gauge kullanılarak ölçümlere daha gerçekçi yaklaşılması ve daha spesifik sonuçların elde edilmesi mümkündür.

KAYNAKLAR

- Abrate, S. Transient Response of Beams, Plates, and Shells to Impulsive Loads, Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition-IMECE2007, Seattle, Washington, USA.
- Ay, İ. 1988. Strain Gauge ve Uygulamaları. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa.
- Bakioğlu, M. 2007. Statik Mukavemet. Beta Basım A.Ş., 368-373, İstanbul.
- Belevi, M. ve İnançer, G. 2008. Darbe ve Ortam Şartlarının Kompozit Malzemelerin Mekanik Özelliklerine Etkileri. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, (4); 19-31.
- Chandrasekharappa, G. and Srirangarajan, H.R. 1987. Nonlinear Response of Elastic Plates to Pulse Excitations, Computers&Structures 27; 373-378.
- Chandrasekharappa, G. and Srirangarajan, H.R. 1988. Parametric Study of Nonlinear Static and Dynamic Response of Composite Rectangular Plates, Mechanics Research Communications 15 (3); 177-188.
- Çoğuz, B. A. 2006. Katmanlı Kompozit Plakların Anlık Basınç Yüğü Altında Dinamik Davranışlarının Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çuhadar, B. 2005. İçten Basınca Maruz Kapların Dizaynı, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Fakültesi, İzmir.
- Geren, N. ve Tunç, T. 1999. Basınçlı Kap Tasarım Kodları ve Çatlak Analizi. Mühendis ve Makine Dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası Aylık Yayın Organı, 40 (479); 15-22.
- Horgan, C. O. and Chan A. M. 1999. The Pressurized Hollow Cylinder or Disk Problem Forfunctionally Graded Isotropic Linearly Elastic Materials. Elasticity, 55(1); 43-59.
- Jabbari, M. Bahtui, A. and Eslami MR. 2006. Axisymmetric Mechanical and Thermal Stresses in Thick Long FGM Cylinders. Therm Stresses, 29(7); 643-663.
- Kaneko, T. Sato, K. Ujihashi, S. and Yomoda, H. 2007. Finite Element Failure Analysis of Carbon Fibre-Reinforced Plastic Cylinders Under Transverse Impact Loading. Thin-Walled Structures, Japan.
- Nash, W. A. 1979. Cisimlerin Mukavemeti. Güven Kitabevi Yayınları, 390, Ankara.
- Qadir, M. and Redekop, D. 2008. SCF Analysis of A Pressurized Vessel-Nozzle Intersection with Wall Thinning Damage, Canada.


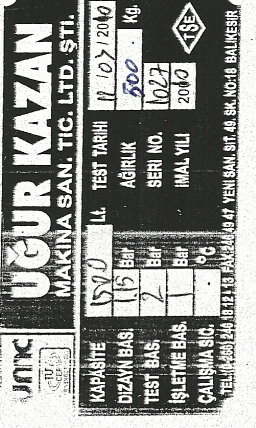
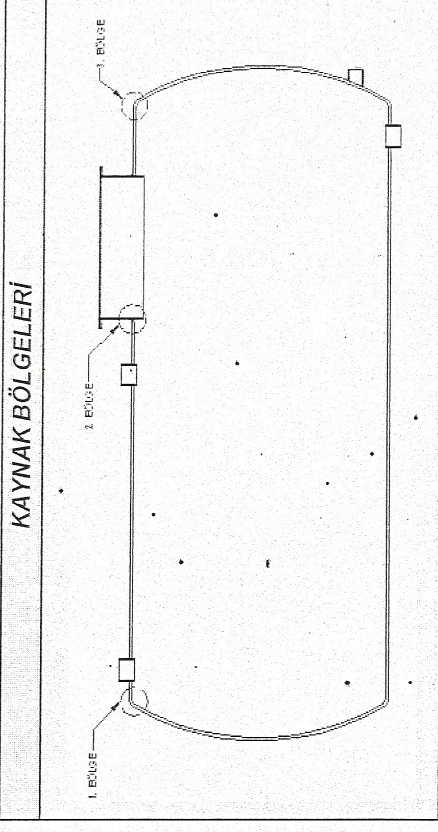



- Robert, M. J. 1999. Mechanics of Composite Materials. Taylor and Francis, USA.
- Szillard, R. 2004. Theories Applications Plate Analysis: Classical, Numerical and Engineering Methods. John Wiley & Sons, Inc., 1039, United States.
- Takahashi, K. Ando, K. Hisasune, M. and Hasegawa, K. 2007. Failure Behavior of Carbon Steel Pipe With Local Wall Thinning Near Orifice. Nucl Eng Des, 237; 335-341.
- Topcu, M. ve Taşgetiren, S. 1998. Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Ders Kitapları Yayın No: 007, 299, Denizli.
- TSE Standardı, TS 3362/Nisan 1979, Ankara.
- Tutuncu, N. and Temel B. 2009. A Novel Approach to Stress Analysis of Pressurized FGM Cylinders, Disks and Spheres, Adana.
- Türkel, V. Oğur, A. ve ANIK, S. 2008. Küresel Tankların Dizayn ve İmalatının Bilgisayar Yardımıyla İncelenmesi. Mühendis ve Makine Dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası Aylık Yayın Organı, 49 (579); 3-11.
- Ugural, A. C. 1999. Stresses In Plates and Shells, 523, New Jersey.
- Uztuğ, H. E. 1987. Basınçlı Kaplar El Kitabı. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, 210, Ankara.
- Ventsel, E. and Krauthammer, T. 2001. Thin Plates and Shells. Marcel Dekker, Ins., 658, Pennsylvania.
- Yaşar, C. 2004. Plastik Üzerine Kaplamalı Kompozit Malzemelerde Gerilme Analizi, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Fakültesi, İzmir.

www.ugurkazan.com


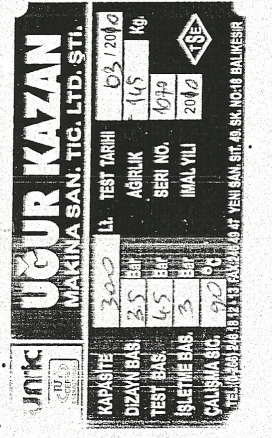
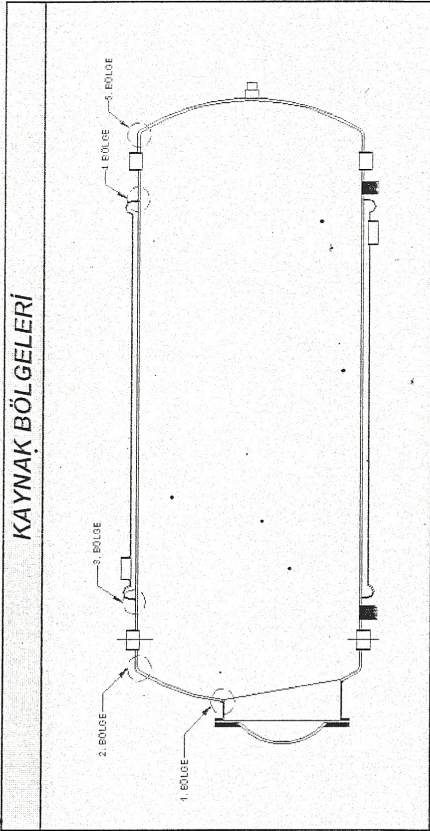

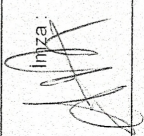

www.cengiz-makina.com

EKLER

EK-1 Silindirik Akaryakıt Tankı Hidrostatik Basınç Testi Formu

	<p>UĞUR KAZAN MAKİNA SANAYİ</p> <p>HİDROSTATİK BASINÇ TESTİ FORMU</p>	SERİ NO : 1027 TEST TARİHİ : 12.03.2010																			
<p>ÜRÜN BİLGİSİ</p> 	<p>TEST ÖNCESİ KONTROL</p> <p>* Teste başlamadan önce kontrol ediniz.</p> <p>1- Tüm bağlantılar, kör tapa ve flanş bağlandı mı? <input checked="" type="checkbox"/> UYUŞ</p> <p>2- Tüm çapaklar kırılıp temizlendi mi? <input checked="" type="checkbox"/> UYUŞ</p> <p>3- Kaynaklarda eksik var mı? <input checked="" type="checkbox"/> UYUŞ</p> <p>4- Tankın gövdesinde boya var mı? <input checked="" type="checkbox"/> UYUŞ</p> <p>5- Kaynaklar kolayca görülebiliyor mu? <input checked="" type="checkbox"/> UYUŞ</p> <p>* U : Uygun * UD : Uygun Değil</p> <p>Not: Uygun olmayan bir durum tespit ettiğinizde hatayı gidermeden teste başlamayınız.</p>	<p>TEST VERİLERİ</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Testin Yapıldığı Yer</td> <td>Test Alanı</td> </tr> <tr> <td>Test Ortamı Sıcaklığı</td> <td>5 °C</td> </tr> <tr> <td>Test Basıncı</td> <td>2. Altı</td> </tr> <tr> <td>Test Süresi</td> <td>15 Dk.</td> </tr> <tr> <td>Ölçüm Cihazı</td> <td>Manometre</td> </tr> <tr> <td>Ölçüm Cihazı Kalibras. No</td> <td>03.0010</td> </tr> <tr> <td>Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.</td> <td>15.05.09</td> </tr> </table>	Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı	Test Ortamı Sıcaklığı	5 °C	Test Basıncı	2. Altı	Test Süresi	15 Dk.	Ölçüm Cihazı	Manometre	Ölçüm Cihazı Kalibras. No	03.0010	Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	15.05.09	<p>KAYNAK BİLGİLERİ</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Kaynağı Yapan</td> <td>E. Kılıçdemir</td> </tr> <tr> <td>Kaynak Yöntemleri</td> <td>E. A. K.</td> </tr> </table>	Kaynağı Yapan	E. Kılıçdemir	Kaynak Yöntemleri	E. A. K.
Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı																				
Test Ortamı Sıcaklığı	5 °C																				
Test Basıncı	2. Altı																				
Test Süresi	15 Dk.																				
Ölçüm Cihazı	Manometre																				
Ölçüm Cihazı Kalibras. No	03.0010																				
Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	15.05.09																				
Kaynağı Yapan	E. Kılıçdemir																				
Kaynak Yöntemleri	E. A. K.																				
<p>TEST SONUÇLARI</p> <p>* Test Esnasındaki Olumsuzlukları Belirtiniz.</p> <p>Test esnasında sızıntı oldu mu? (Evet ise Bölgeleri İşaretleyiniz) <input checked="" type="checkbox"/> E/H</p> <p>Test esnasında şekil değişimi oldu mu? <input checked="" type="checkbox"/> H</p> <p>Sızıntı ve/veya şekil değişimi olan yerlerde onarım yapıldı mı? <input checked="" type="checkbox"/> H</p> <p>Ürün 2. defa teste girdi mi? <input checked="" type="checkbox"/> H</p> <p>2. testte sızıntı ve/veya şekil değişimi oldu mu? <input checked="" type="checkbox"/> H</p> <p>Ürün istenilen basınç değerlerinde testi geçti mi? <input checked="" type="checkbox"/> E</p> <p>* E : Evet * H : Hayır</p>	<p>KAYNAK BÖLGELERİ</p> 	<p>KONTROL EDEN :</p> <p>Adı Soyadı: Emrah DOĞRU İmza:  Tarih: 12.03.2010</p>	<p>ONAYLAYAN :</p> <p>Adı Soyadı: Arif AKOVA İmza:  Tarih: <input type="text"/></p>																		
<p>TESTİ YAPAN :</p> <p>Adı Soyadı: Mehmet BODUR İmza:  Tarih: <input type="text"/></p>	<p>Sonuç :</p> <p><input type="text"/></p>																				

EK-2 Sıcak Su Kazanı (Gömleklili Boyler) Hidrostatik Basınç Testi Formu

	UĞUR KAZAN MAKİNA SANAYİ	SERİ NO : 1070 TEST TARİHİ : 19.03.2010														
HİDROSTATİK BASINÇ TESTİ FORMU																
ÜRÜN BİLGİSİ 	TEST ÖNCESİ KONTROL * Teste başlamadan önce kontrol ediniz. 1- Tüm bağlantılar, kör tapa ve flanş bağlandı mı? <input checked="" type="checkbox"/> U/JUD 2- Tüm çapaklar kırılıp temizlendi mi? <input checked="" type="checkbox"/> U 3- Kaynaklarda eksik var mı? <input checked="" type="checkbox"/> U 4- Boyler gövdesinde boya var mı? <input checked="" type="checkbox"/> U 5- Kaynaklar kolayca görülebiliyor mu? <input checked="" type="checkbox"/> U * U: Uygun * UD: Uygun Değil Not: Uygun olmayan bir durum tespit ettiğinizde hatayı gidermeden teste başlamayınız.	TEST VERİLERİ <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Testin Yapıldığı Yer</td><td>Test Alanı</td></tr> <tr><td>Test Ortamı Sıcaklığı</td><td>15 °C</td></tr> <tr><td>Test Basıncı</td><td>(4.7) Altı</td></tr> <tr><td>Test Süresi</td><td>15 Dk.</td></tr> <tr><td>Ölçüm Cihazı</td><td>Manometre</td></tr> <tr><td>Ölçüm Cihazı Kalibras. No</td><td>33059</td></tr> <tr><td>Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.</td><td>03.2010</td></tr> </table> KAYNAK BİLGİLERİ Kaynağı Yapan : F. Kurtulmuş Kaynak Yöntemleri : FAY	Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı	Test Ortamı Sıcaklığı	15 °C	Test Basıncı	(4.7) Altı	Test Süresi	15 Dk.	Ölçüm Cihazı	Manometre	Ölçüm Cihazı Kalibras. No	33059	Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	03.2010
Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı															
Test Ortamı Sıcaklığı	15 °C															
Test Basıncı	(4.7) Altı															
Test Süresi	15 Dk.															
Ölçüm Cihazı	Manometre															
Ölçüm Cihazı Kalibras. No	33059															
Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	03.2010															
TEST SONUÇLARI * Test Esnasındaki Olumsuzlukları Belirtiniz. Test esnasında sızıntı oldu mu? (Evet ise Bölgeleri İşaretleyiniz) Test esnasında şekil değişimi oldu mu? Sızıntı ve/veya şekil değişimi olan yerlerde onarım yapıldı mı? Ürün 2. defa teste girdi mi? 2. testte sızıntı ve/veya şekil değişimi oldu mu? Ürünün istenilen basınç değerlerinde testi geçti mi? * E: Evet * H: Hayır	KAYNAK BÖLGELERİ 															
SONUÇ :	KONTROL EDEN : Adı Soyadı: Emrah DOĞRU İmza:  Tarih: 19.03.2010	ONAYLAYAN : Adı Soyadı: Arif AKOVA İmza:  Tarih:														
TESTİ YAPAN : Adı Soyadı: Mehmet BODUR İmza:  Tarih:																

EK-3 Katı Yakıtlı Kat Kaloriferi Kazanı Hidrostatik Basınç Testi Formu

UĞUR KAZAN MAKİNA SANAYİ

HİDROSTATİK BASINÇ TESTİ FORMU

SERİ NO : 5439
TEST TARİHİ : 20.04/2010

TEST VERİLERİ	
Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı
Test Ortamı Sıcaklığı	13 °C
Test Basıncı	4,5 Atü
Test Süresi	15 Dk.
Ölçüm Cihazı	Manometre
Ölçüm Cihazı Kalibras. No	BS059
Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	01.03.2010

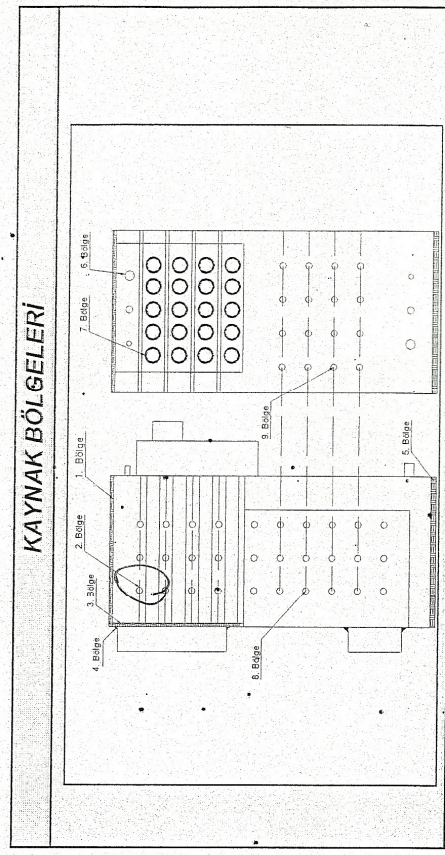
TEST ÖNCESİ KONTROL	
* Teste başlamadan önce kontrol ediniz.	U/UD
1- Tüm bağlantılar, kör tapa ve flanş bağlandı mı?	<input checked="" type="checkbox"/>
2- Tüm çapaklar kırılıp temizlendi mi?	<input checked="" type="checkbox"/>
3- Kaynaklarda eksik var mı?	<input checked="" type="checkbox"/>
4- Kazan gövdesinde boya var mı?	<input checked="" type="checkbox"/>
5- Kaynaklar kolayca görülebiliyor mu?	<input checked="" type="checkbox"/>
* U: Uygun	
* UD: Uygun Değil	

Not: Uygun olmayan bir durum tespit ettiğinizde hatayı gidermeden teste başlamayınız.

ÜRÜN BİLGİSİ	
YARATILAN YER	EMİS
ANMA YERİ	EMİS
ANMA YERİ NO	100.000
MAX. İST. BAS.	35 bar
AGIRLIK	800 kg
KAZAN TİPİ	EMİS
KAZAN SERİSİ	EMİS
MAX. ÇAL. SICAK.	90 °C
ÜD. DEN. BAS.	4,5 bar
ÜD. DEN. TAR.	24.07.10

* Çiğnem montajı, devreye alınması ve gerekliliklerde otaşımı için ECA yerliktir ve yalıtımına başlanmalıdır.

KAYNAK BİLGİLERİ	
Kaynağı	Yapan
Kaynak Yöntemleri	Emis




TEST SONUÇLARI	
* Test Esnasındaki Olunusuzlukları Belirtiliniz.	E/H
Test esnasında sızıntı oldu mu? (Evet ise Bölgeleri İşaretleyiniz)	<input checked="" type="checkbox"/>
Test esnasında şekil değişimi oldu mu?	<input checked="" type="checkbox"/>
Sızıntı ve/veya şekil değişimi olan yerlerde ortamı yapıldı mı?	<input checked="" type="checkbox"/>
Ürün 2. defa teste girdi mi?	<input checked="" type="checkbox"/>
2. testte sızıntı ve/veya şekil değişimi oldu mu?	<input checked="" type="checkbox"/>
Ürün istenilen basınç değerlerinde testi geçti mi?	<input checked="" type="checkbox"/>
* E: Evet	
* H: Hayır	

Sonuç :

<p>TESTİ YAPAN : Adı Soyadı: Mehmet BODUR İmza: </p>	<p>KONTROL EDEN : Adı Soyadı: Emrah DOĞRU İmza: </p>
<p>TESTİ YAPAN : Adı Soyadı: Arif AKOVA İmza: </p>	<p>ONAYLAYAN : Adı Soyadı: Arif AKOVA İmza: </p>
Tarih: 20.04.2010	Tarih: 20.04.2010

EK-4 Üç Geçişli Doğalgaz Yakıtlı Kazanın Hidrostatik Basınç Testi Formu




UĞUR KAZAN MAKİNA SANAYİ

SERİ NO : 5444

TEST TARİHİ : 30.04/2010

HİDROSTATİK BASINÇ TESTİ FORMU



emtas

UMS MAKİNA SANAYİ A.Ş.

www.emtas.com.tr

Kapasite : 330 MW

Design Pres : 100 Bar

Test Pres : 54,64 Bar

Working Pres : 04,240 Bar

Test Pres : 05,300 Bar

TS 3013

CE 1016

UMS MAKİNA SANAYİ A.Ş. adına UĞUR KAZAN MAKİNA SANAYİ A.Ş.'nin sorumluluğunda hazırlanmıştır.

TEST ÖNCESİ KONTROL		TEST VERİLERİ	
* Teste başlamadan önce kontrol ediniz.	Uyup	Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı
1- Tüm bağlantılar, kör tapa ve flanş bağlandı mı?	<input checked="" type="checkbox"/>	Test Ortamı Sıcaklığı	17 °C
2- Tüm çapaklar kırılıp temizlendi mi?	<input checked="" type="checkbox"/>	Test Basıncı	45 Atü
3- Kaynaklarda eksik var mı?	<input checked="" type="checkbox"/>	Test Süresi	15 Dk.
4- Kazan gövdesinde boya var mı?	<input checked="" type="checkbox"/>	Ölçüm Cihazı	Manometre
5- Kaynaklar kolayca görülebilir mi?	<input checked="" type="checkbox"/>	Ölçüm Cihazı Kalibras. No	BS059
* U: Uygun		Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	01.03.2010
* UD: Uygun Değil		Resim No:	PGYK 3G.300.PR01
Not: Uygun olmayan bir durum tespit ettiğinizde hatayı gidirmeden teste başlanmayınız.		KAYNAK BİLGİLERİ	
Test Alanı : Uğur Kazan Mak. San. Tic. Ltd. Şti. Yeni Sanayi Sitesi 49. Sk. No : 18 BALKESİR		Kaynağı: Yapan	F. Kaya
		Kaynak Yöntemleri	F. Alt - G. Alt

TEST SONUÇLARI

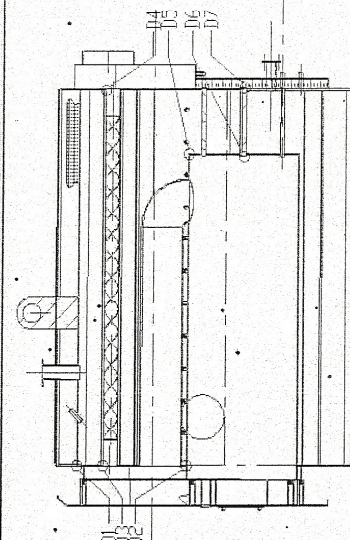
* Test Esnasındaki Olumsuzlukları Belirtiniz.

Soru	E/H
Test esnasında sızıntı oldu mu? (Evet ise Bölgeleri İşaretleiniz)	H
Test esnasında şekil değişimi oldu mu?	H
Sızıntı veya şekil değişimi olan yerlerde onarım yapıldı mı?	H
Ürün 2. defa teste girdi mi?	H
2. testte sızıntı veya şekil değişimi oldu mu?	E
Ürün istenilen basınç değerlerinde testi geçti mi?	E

* E : Evet
* H : Hayır


Sonuç :

KAYNAK BÖLGELERİ



TESTİ YAPAN :


Adı Soyadı: Mustafa DEMİRASLAN

İmza: 

Tarih: 30.04.2010

KONTROL EDEN :


Adı Soyadı: Emrah DOĞRU

İmza: 

Tarih: 30.04.2010


ONAYLAYAN :

Adı Soyadı: Arif AKOVA

İmza: 

Tarih:

EK-5 Katı Yakıtlı Buhar Kazanı Hidrostatik Basınç Testi Formu



UĞUR KAZAN MAKİNA SANAYİ

SERİ NO : 1052
TEST TARİHİ : 09/04/2010

HİDROSTATİK BASINÇ TESTİ FORMU

ÜRÜN BİLGİSİ

KAPASİTE Capacity	140 m ³
DESAYİN B.A.S. Design Pres.	2 bar
TEST B.A.S. Test Pres.	12 bar
ÇALIŞMA B.A.S. Working Pres.	8 bar
ÇALIŞMA HIZI Working Speed	175 b
KAZAN İSİ Boiler Type	S13B4
SİMANETİ NO Serial No	72 487

UĞUR KAZAN MAKİNA SAN. TİC. LTD. ŞTİ.
Yeni Şişli Şişli 49. Sk. No:18 Beşiktaş / TÜRKİYE
Telefon: 0212 250 00 00 - 0212 250 00 01

TEST ÖNCESİ KONTROL

* Teste başlamadan önce kontrol ediniz.

1- Tüm bağlantılar, kör tapa ve flanş bağlandı mı? U

2- Tüm çapaklar kırılıp temizlendi mi? U

3- Kaynaklarda eksik var mı? U

4- Kazan gövdesinde boya var mı? U

5- Kaynaklar kolayca görülebiliyor mu? U

* U: Uygun
* UD: Uygun Değil

Not: Uygun olmayan bir durum tespit ettiğinizde hatayı gidermeden teste başlamayınız.

TEST VERİLERİ

Testin Yapıldığı Yer	Test Alanı
Test Ortamı Sıcaklığı	15 °C
Test Basıncı	12 Atü
Test Süresi	30 Dk.
Ölçüm Cihazı	Manometre
Ölçüm Cihazı Kalibras. No	BS060
Ölçüm Cihazı Kalibras. Tar.	01.03.2010

KAYNAK BİLGİLERİ

Kaynağı Yapan	M. SANKIŞ - E. KUTLU
Kaynak Yöntemleri	FA1 - G0041


TEST SONUÇLARI

* Test Esnasındaki Okunsuzlukları Belirtiniz.


Test Esnasında sızıntı oldu mu ? (Evet ise Bölgeleri İşaretleyiniz)	E/H
Test esnasında şekil değişimi oldu mu ?	H
Sızıntı ve/veya şekil değişimi olan yerlerde onarım yapıldı mı ?	H
Ürün 2. defa teste girdi mi ?	H
2. testte sızıntı ve/veya şekil değişimi oldu mu ?	H
Ürün istenilen basınç-değerlerinde testi geçti mi ?	E

* E : Evet
* H : Hayır

Sonuç :

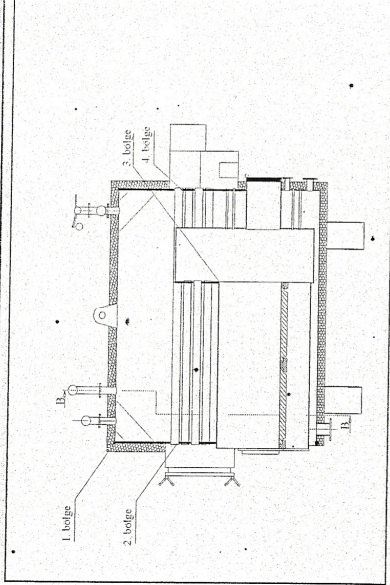
TESTİ YAPAN :
Adı Soyadı: Mehmet BODUR
İmza: 

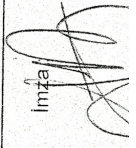
TARİH :

KONTROL EDEN :
Adı Soyadı: Emrah DOĞRU
İmza: 

TARİH : 09/04/10

KAYNAK BÖLGELERİ

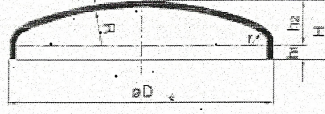


ONAYLAYAN :
Adı Soyadı: Arif AKOVA
İmza: 

TARİH :

EK-6 Az Derin Bombeli Başlık İçin Hesaplamalar ve Kısıtlamalar

AZ DERİN BOMBE / Flat Dished Head



- R (mm) = 1,2 D
 r (mm) = 0,05 D
 $h1$ (mm) \geq 3,5t
 $h2$ (mm) = 0,15 D
 H (mm) = $h1+h2$
 Dp (mm) = 1,065 D+17, $h1$ (Pul Çapı/Disk Diameter)
 V (mm³) = 0,06D³t ($h1=0$)
 m (kg) = 2 Dp²t(Dp Birimi/Unit m)

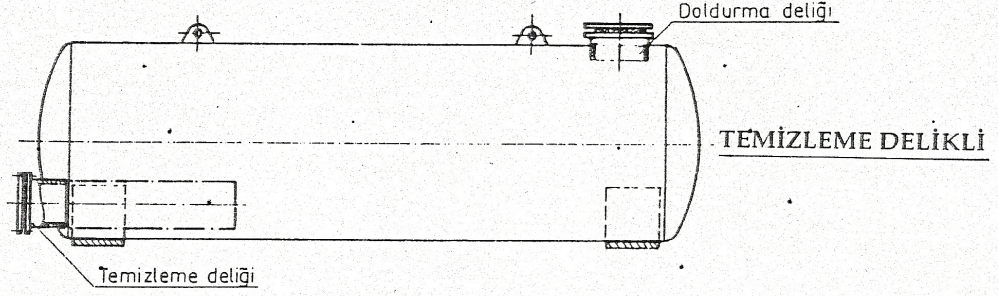
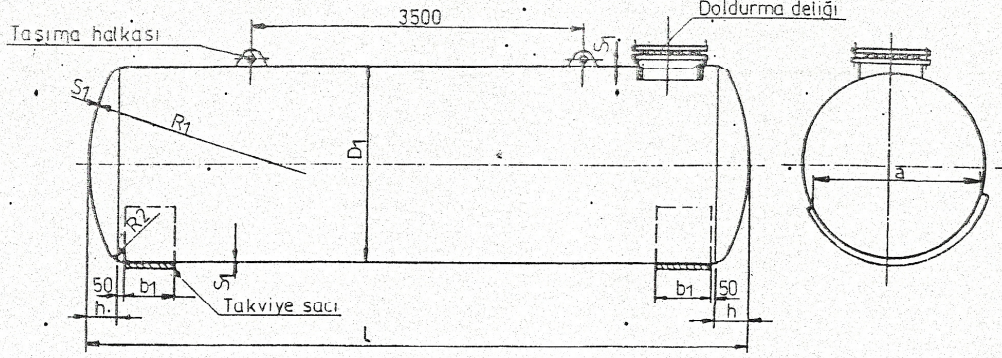


D	T	Dp	h2	V	m
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(dm ³)	(kg/mm)
200	3-12	250	20	1,20	0,61
250	3-12	290	20	1,40	0,71
300	3-12	360	45	1,6	0,86
350	3-12	410	52,5	2,6	1,12
400	3-15	465	60	3,9	1,42
450	3-15	520	67,5	5,5	1,76
500	3-15	575	75	7,6	2,13
550	3-15	625	82,5	10,1	2,54
600	3-15	680	90	13,1	2,98
650	3-15	735	97,5	16,7	3,46
700	3-15	785	105	20,8	3,97
750	3-15	840	112,5	25,6	4,52
800	3-15	890	120	31,1	5,11
850	3-15	945	127,5	37,3	5,73
900	3-15	990	135	44,3	6,39
950	3-15	1050	142,5	52	7,08
1000	3-15	1105	150	60,7	7,81
1050	3-20	1160	157,5	70,3	8,57
1100	3-20	1210	165	80,8	9,37
1150	3-20	1265	172,5	92,3	10,2
1200	3-20	1320	180	104,9	11,08
1250	3-20	1370	187,5	118,6	11,98
1300	3-20	1425	195	133,4	12,92
1350	3-20	1480	202,5	149,3	13,90
1400	4-20	1530	210	166,6	14,91
1450	4-20	1585	217,5	183	16
1500	4-20	1640	225	204,9	17,05
1550	4-20	1690	232,5	223	18
1600	4-20	1745	240	248,6	19,32
1650	4-20	1800	247,5	269	20
1700	4-20	1850	255	298,2	21,74
1750	4-20	1900	262,5	321	23
1800	4-20	1955	270	354	24,30
1850	4-20	2010	277,5	379	25,6
1900	4-20	2060	285	416,3	27,00
1950	4-20	2115	292,5	444	28,3
2000	5-20	2170	300	485,6	29,85
2050	5-25	2210	307,5	516	31,2
2100	5-25	2265	315	562,1	32,83
2150	5-25	2320	322,5	596	34,4
2200	5-25	2375	330	646,3	35,96
2250	5-25	2430	337,5	683	37,7
2300	5-25	2480	345	738,5	39,23
2400	5-25	2585	360	839,1	42,65
2500	5-25	2690	375	948,4	46,21
2600	6-25	2800	390	1066,9	49,91
2700	6-25	2905	405	1194,8	53,75
2800	6-25	3010	420	1332,5	57,73
2900	6-25	3120	435	1480,4	61,86
3000	6-25	3225	450	1638,9	66,13
3100	6-25	3330	465	1808,3	70,54
3200	6-25	3440	480	1989	75,09
3300	6-25	3545	495	2181,4	79,79
3400	6-25	3650	510	2385,8	84,63
3500	6-25	3760	525	2602,5	89,61
3600	8-25	3865	540	2832	94,74
3700	8-25	3970	555	3074,6	100
3800	8-25	4080	570	3330,7	105,41
3900	8-25	4180	585	3600,7	110,96
4000	8-25	4290	600	3884,8	116,66

EK-7 Silindirik Akaryakıt Tanklarına Ait Genel Üretim Ölçüleri ve Sınırlamalar

SİLİNDİRİK AKARYAKIT TANKLARI

TEMİZLEME DELİKSİZ

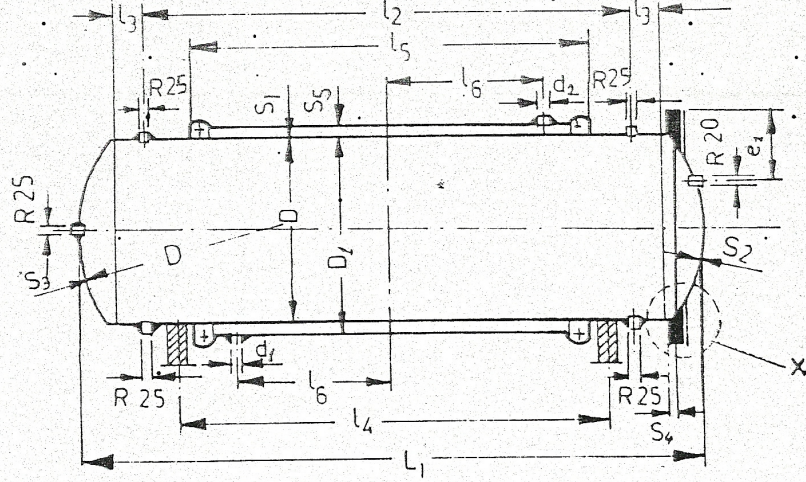


Hacim m ³ (min)	5	7	10	(13)	16	20	25	30	40	50	60	80	100		
Dış çap D ₁	1600				2000				2500			2900			
Toplam uzunluk l (max.)	2820	3740	5350	6960	8570	6960	8540	10120	8800	10800	12800	12750	15950		
Baş kısım yüksekliği h≈	260				320				400			450			
Sac kalınlığı S (min.)	5				6				7			9			
Doldurma deliği iç çapı	500				600										
Taşıma halkası adedi	1			2											
Oturma uzunluğu a ₁	1200				1800				2200			2600			
Takviye sacı genişliği b	350			525		600			950			1350			
Ağırlık kg≈	Biçim A		740	930	1250	1550	1850	2400	2850	3400	4400	5300	6300	9500	11500
	Biçim B		790	980	1300	1600	1900	2450	2900	3450	4450	5350	6350	9550	11600

- Ölçüler mm olarak verilmiştir.

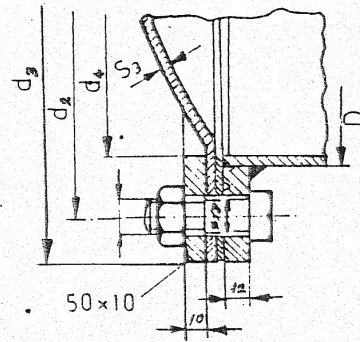
EK-8 Çift Cidarlı Sıcak Su Hazırlayıcısı Kazanına Ait Genel Üretim Ölçüleri ve Sınırlamalar

ÇİFT CİDARLI SICAK SU HAZIRLAYICI



Kazan İç Hacmi litre	Kazan Boyutları										Isıtma Ceketİ					Ağırlık ≈ kg		
	D	e ₁	e ₂	L ₁	l ₁	l ₂	l ₃	Mesnet Aralığı l ₄	S ₁ min.	S ₂ min.	S ₃ min.	D ₁	d ₁	l ₅	l ₆		S ₅ min.	Isıtma Yüzeyi m ²
150	350	70	100	1660	1610	1330	115	1195	4	4	5	400	R40	1110	450	2	1,20	99
200	400	75	115	1715	1660	1370	115	1230	4	4,5	6	450	R40	1150	470	2,5	1,45	125
300	450	80	135	2000	1935	1640	113	1490	4	4,5	6	500	R50	1410	595	2,5	2,0	159
500	600	100	200	1930	1850	1520	119	1360	6	6,5	8,5	650	R50	1280	530	3	2,4	285

X - Detayı



Kazan İç Hacmi litre	d ₂	d ₃	Çivata Sayısı
150	395	440	24
200	445	490	28
300	495	540	32
500	665	710	32

- Ölçüler mm olarak verilmiştir.

ÖZGEÇMİŞ

1982 yılında Aydın'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Karşıyaka / İZMİR'de tamamladı. 1996 yılında kazandığı Maltepe Askeri Lisesi'nde 4 yıl eğitim aldıktan sonra, 2000 yılında Hava Harp Okulu'nda Havacılık Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimine başladı. 2004 yılında Teğmen olarak 2'nci Ana Jet Üs Uçuş Eğitim Merkezi Komutanlığı Çiğli / İZMİR'e atandı.

Kasım 2004 – Ağustos 2006 yılları arasında, Hava Teknik Okullar Komutanlığı Gaziemir / İZMİR'de Kursiyer Subay, Ağustos 2006 – Haziran 2009 tarihleri arasında 9'uncu Ana Jet Üs Uçaksavar Tabur Oerlikon Batarya Komutanlığı BALIKESİR'de Takım Komutanı olarak, Haziran 2009 tarihinden itibaren de aynı birlikte Rapier Batarya Komutanı olarak görevine devam etmektedir. Eylül 2008 – Ağustos 2010 tarihleri arasında Hava Harp Okulu Havacılık ve Uzay Teknolojileri Enstitüsü Havacılık Mühendisliği Ana Bilim Dalında Uzaktan Eşzamanlı Yüksek Lisans eğitimi kapsamında öğrenimini tamamladı.

İyi derecede İngilizce bilmektedir.