

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BASINÇLI KAP KONSTRÜKSİYONLARINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ VE TASARIMI**

İSMAİL SANCAKLI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. C. OKTAY AZELOĞLU**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BASINÇLI KAP KONSTRÜKSİYONLARINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ VE TASARIMI

İsmail SANCAKLI tarafından hazırlanan tez çalışması 11.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. C. Oktay AZELOĞU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. C. Oktay AZELOĞU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. C. Erdem İMRAK
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç Dr. Ahmet SAĞIRLI
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Basınçlı kaplar, endüstride ve çeşitli enerji santrallerinde kullanılan önemli proses elemanlarıdır. Hatalı tasarımdan ve imalattan kaynaklı kazan ve basınçlı kap patlamaları, zaman zaman çeşitli ülkelerde insanların ölümüne neden olduğundan bu ülkelerdeki mühendisler ve teknik elemanlar tarafından bu konuya ait standartlar geliştirilmiştir. Bu standartlarda basınçlı kapların ve kazanların tasarım kuralları, imalat ve malzeme bilgileri, test ve muayene bilgileri gibi içerikler tanımlanmıştır. Bu çalışmada ABD ve Avrupa ülkelerinde çeşitli kurumlar tarafından yayınlanmış ve dünyada yaygın kullanılan dört önemli basınçlı kap standardına göre iç basınç altında çalışan basınçlı kapların endüstride en çok kullanılan bileşenlerinin tasarım kuralları verilmiş, bu kurallara göre örnek bir tasarım uygulaması yapılmış ve sonuçlar konstrüksiyon tekniği açısından karşılaştırılmıştır. Bu çalışmanın bu alanda çalışan araştırmacılara ve mühendislere yardımcı olacağı düşünülmektedir.

Bu çalışmada, hayatımı paylaştığım ve bana her konuda destek olan eşim Rabia Kübra SANCAKLI'ya, özellikle eğitim hayatımda beni destekleyen ve beni yetiştiren aileme, beni yönlendiren ve her konuda yardımcı olan danışman hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. C. Oktay AZELOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık, 2017

İsmail SANCAKLI

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Orijinal Katkı.....	4
BÖLÜM 2	
BASINÇLI KAPLAR	6
2.1 Basınçlı Kapların Sınıflandırılması	7
2.2 Basınçlı Kapların Kısımları	10
2.3 Basınçlı Kapların İmalatında Kullanılan Malzemeler	14
BÖLÜM 3	
BASINÇLI KAPLARIN TASARIMINDA KULLANILAN STANDARTLAR VE KODLAR.....	15
2.2 ASME Kazan ve Basınçlı Kap Kodu	16
2.3 EN 13445: Alevle Temas Etmeyen Basınçlı Kaplar	18
2.4 AD 2000: Basınçlı Kaplar İçin Teknik Kurallar Kodu	19
BÖLÜM 4	
BASINÇLI KAPLARIN KODLARA GÖRE HESAPLAMA KURALLARI.....	22

4.1	ASME 8-1'e Göre Basıncılı Kap Kuralları	23
4.1.1	İç Basıncı Altındaki Gövde Hesapları.....	26
4.1.1.1	Silindirik Gövde Hesapları.....	26
4.1.1.2	Küresel Gövde Hesapları.....	27
4.1.2	İç Basıncı Altındaki Başlık Hesapları	27
4.1.2.1	Eliptik Başlık Hesapları	28
4.1.2.2	Torisferik Başlık Hesapları.....	29
4.1.2.3	Yarı Küresel Başlık Hesapları.....	29
4.1.3	Nozul Hesapları	30
4.2	ASME 8-2'ye Göre Basıncılı Kap Kuralları	35
4.2.1	İç Basıncı Altındaki Gövde Hesapları.....	37
4.2.1.1	Silindirik Gövde Hesapları.....	37
4.2.1.2	Küresel Gövde Hesapları.....	37
4.2.2	İç Basıncı Altındaki Başlık Hesapları	38
4.2.2.1	Eliptik Başlık Hesapları	38
4.2.2.2	Torisferik Başlık Hesapları.....	41
4.2.2.3	Yarı Küresel Başlık Hesapları.....	41
4.2.3	Nozul Hesapları	42
4.3	EN 13445'e Göre Basıncılı Kap Kuralları	477
4.3.1	İç Basıncı Altındaki Gövde Hesapları.....	49
4.3.1.1	Silindirik Gövde Hesapları.....	49
4.3.1.2	Küresel Gövde Hesapları.....	50
4.3.2	İç Basıncı Altındaki Başlık Hesapları	50
4.3.2.1	Eliptik Başlık Hesapları	50
4.3.2.2	Torisferik Başlık Hesapları.....	51
4.3.2.3	Yarı Küresel Başlık Hesapları.....	52
4.3.3	Nozul Hesapları	522
4.4	AD 2000'e Göre Basıncılı Kap Kuralları	55
4.4.1	İç Basıncı Altındaki Gövde Hesapları.....	55
4.4.1.1	Silindirik Gövde Hesapları.....	55
4.4.1.2	Küresel Gövde Hesapları.....	56
4.4.2	İç Basıncı Altındaki Başlık Hesapları	56
4.4.2.1	Eliptik Başlık Hesapları	56
4.4.2.2	Torisferik Başlık Hesapları.....	57
4.4.2.3	Yarı Küresel Başlık Hesapları.....	59
4.4.3	Nozul Hesapları	59
BÖLÜM 5		
UYGULAMA		62
BÖLÜM 6		
SONUÇ VE ÖNERİLER		79
KAYNAKLAR.....		81
ÖZGEÇMİŞ.....		83

SİMGE LİSTESİ

A	Nozul hesaplarında kesit alanları
$C1$	Düzeltilme katsayısı
$c1$	Negatif kalınlık toleransı
$C2$	Düzeltilme katsayısı
$c2$	Yenim payı
$C3$	Düzeltilme katsayısı
D, D_i	İç çap
d, d_i	Açıklık çapı
D_o, D_e	Dış çap
E, z, v	Kaynak katsayısı
E_t	Malzemenin en yüksek tasarım sıcaklığındaki elastiklik modülü
F	Düzeltilme faktörü
fr	Gerilme oranı
G	Basınç oranı
h, h_i	Başlık derinliği
K	İzin verilebilir en yüksek gerilme (AD 2000)
K, k	Eliptik başlıklarda silindirik iç çapın başlık derinliğine oranı
L	Eliptik ve torisferik başlıklar için küresel yarıçap
L	Takviye sınırı
P, p	İç tasarım basıncı
P_a	İzin verilebilir en yüksek iç basınç değeri
P_{ac}	Başlıklarda küresel yarıçapta sürünmeye göre izin verilebilir iç basınç değeri
P_{ak}	Başlıklarda küçük yarıçaptaki burkulmaya göre izin verilebilir iç basınç değeri
P_{ck}	Başlıklarda küçük yarıçapta burkulmaya neden olacak iç basınç değeri
P_{eth}	Başlıklarda küçük yarıçapta elastik burkulmaya sebep olacak iç basınç değeri
P_y	Başlıklardaki maksimum gerilmeyi malzeme akma gerilmesine eşitleyen iç basınç değeri
r	Boyun yarıçapı
R	İç yarıçap
R_p	Dayanım değeri
R_{th}	Geometrik sabit
S	Güvenlik katsayısı
S, f	İzin verilebilir en yüksek gerilme

t, e, s	Et kalınlıkları
β	Geometrik hesap faktörü
β_{th}	Geometrik sabit
σ_H	Eksenel gerilme
σ_L	Eksenel gerilme
Φ_{th}	Geometrik sabit

KISALTMA LİSTESİ

AD	Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter
ASCE	American Society of Civil Engineering
ASME	American Society of Mechanical Engineering
BS	British Standard
EN	European Norm
LNG	Likit Doğalgaz
LPG	Likit Petrol Gazı
TS	Türk Standardı
TSE	Türk Standartları Enstiüsü

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa	
Şekil 2. 1	Küresel ve silindirik basınçlı kaplar	6
Şekil 2. 2	Basınçlı kapların sınıflandırılması	7
Şekil 2. 3	Kap cidarındaki asal gerilmeler	8
Şekil 2. 4	İç basınç altındaki ince cidarlı silindirik kap	9
Şekil 2. 5	İç basınç altındaki ince cidarlı küresel kap	9
Şekil 2. 6	Silindirik bir basınçlı kabın kısımları	10
Şekil 2. 7	Küresel bir kabın kısımları	10
Şekil 2. 8	Yarı küresel, torisferik, eliptik ve düz başlıklar	11
Şekil 2. 9	Nozul ve flanş	12
Şekil 2. 10	Flanş tipleri	12
Şekil 2. 11	Gövde flanşı	12
Şekil 2. 12	Kaldırma mapası	13
Şekil 2. 13	Ayak, eyer ve etek destek elemanları	13
Şekil 2. 14	Pekiştirme halkaları	14
Şekil 3. 1	Ayakkabı fabrikasında kazanın patlamış hali	16
Şekil 3. 2	Almanya’da basınçlı ekipman kurallarının oluşturulması	21
Şekil 4. 1	ASME 8-1’e göre kaynak kategorileri	24
Şekil 4. 2	ASME 8-1’e başlık tipleri ve geometrik ölçüleri	28
Şekil 4. 3	ASME 8-1’e göre nozul alan hesapları	31
Şekil 4. 4	F değerinin grafiği	35
Şekil 4. 5	ASME 8-2 nozul açıklık hesapları	43
Şekil 4. 6	β katsayısı	51
Şekil 4. 7	Gövdedeki radyal nozulların açıklık alan hesapları gösterimi	54
Şekil 4. 8	β faktör grafiği	57
Şekil 4. 9	β faktör grafiği	58
Şekil 4. 10	AD 2000’e göre nozul alan hesapları	60
Şekil 5. 1	Sırasıyla yarı küresel, eliptik, torisferik başlıklı silindirik basınçlı kaplar ve küresel basınçlı kap	63
Şekil 5. 2	Başlıkların ölçüleri	63
Şekil 5. 3	ASME 8-1 için minimum kalınlıklar	66
Şekil 5. 4	ASME 8-1 için ağırlıklar	67
Şekil 5. 5	ASME 8-2 için minimum kalınlıklar	68
Şekil 5. 6	ASME 8-2 için ağırlıklar	68
Şekil 5. 7	EN 13445 için minimum kalınlıklar	69

Şekil 5. 8	EN 13445 için ağırlıklar	70
Şekil 5. 9	AD 2000 için minimum kalınlıklar	70
Şekil 5. 10	AD 2000 için minimum kalınlıklar	71
Şekil 5. 11	Silindirik gövde için minimum kalınlıklar	72
Şekil 5. 12	Silindirik gövde için ağırlıklar	72
Şekil 5. 13	Yarı küresel başlık için minimum kalınlıklar	73
Şekil 5. 14	Yarı küresel başlık için ağırlıklar	73
Şekil 5. 15	Eliptik başlık için minimum kalınlıklar	74
Şekil 5. 16	Eliptik başlık için ağırlıklar	75
Şekil 5. 17	Torisferik başlık için minimum kalınlıklar	75
Şekil 5. 18	Torisferik başlık için ağırlıklar	76
Şekil 5. 19	ASME 8-1 için toplam ağırlıklar	77
Şekil 5. 20	ASME 8-2 için toplam ağırlıklar	77
Şekil 5. 21	EN 13445 için toplam ağırlıklar	78
Şekil 5. 22	AD 2000 için toplam ağırlıklar	78

ÇİZELGE LİSTESİ

		Sayfa
Çizelge 4. 1	ASME 8-1 için bazı malzemelerin izin verilebilir gerilme değerleri	23
Çizelge 4. 2	ASME 8-1'e göre kaynak tipi tanımları	24
Çizelge 4. 3	ASME 8-1'e göre kaynak katsayısının belirlenmesi	26
Çizelge 4. 4	Nozulların çaplarına göre minimum kalınlık değerleri	30
Çizelge 4. 5	ASME 8-2 için bazı malzemelerin izin verilebilir gerilme değerleri	36
Çizelge 4. 6	ASME 8-2'ye göre bazı kaynak katsayıları	37
Çizelge 4. 7	Nozulların çaplarına göre minimum kalınlık değerleri	42
Çizelge 4. 8	EN 13445 kaynak katsayıları	48
Çizelge 4. 9	EN 13445 tahribatsız muayene oranları	49
Çizelge 4. 10	AD2000'e göre bazı malzemelerin güvenlik katsayıları	55
Çizelge 5. 1	Eliptik ve torisferik başlıkların ölçüleri	64
Çizelge 5. 2	ASME 8-1 Sonuçlar	65
Çizelge 5. 3	ASME 8-2 Sonuçlar	65
Çizelge 5. 4	EN 13445 Sonuçlar	65
Çizelge 5. 5	AD 2000 Sonuçlar	66

**BASINÇLI KAP KONSTRÜKSİYONLARINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ VE TASARIMI**

İsmail SANCAKLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç.Dr C. Oktay AZELOĞLU

Basınçlı kaplar evlerde, endüstride, enerji santrallerinde yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Basınç altında akışkanların taşınmasını, depolanmasını ve prosese aktarılmasını sağladıkları için potansiyel olarak tehlikeler içerirler. Bunun için dünyada başta gelişmiş ülkelerde olmak üzere basınçlı kapların tasarımı için kodlar ve standartlar geliştirilmiştir. Bu çalışmada öncelikle basınçlı kaplar hakkında temel bilgiler verilmiş ve basınçlı kap kodlarının birbiriyle karşılaştırılmasını içeren önceki çalışmalar anlatılmıştır. Ardından dünya çapında en çok kullanılan ASME Kısım 8 Bölüm 1, ASME Kısım 8 Bölüm 2, EN 13445 ve AD 2000 kodlarına göre basınçlı kapların temel tasarım kuralları verilmiştir. Daha sonra örnek bir uygulama ile belli tasarım şartlarına ve geometrik özelliklerine sahip bir hava tankının 4 koda göre hesapları yapılmış, üç farklı başlık tipine göre (eliptik, torisferik ve yarı küresel) minimum et kalınlıkları bulunmuş ve bu kalınlıklara göre ağırlıkları hesaplanmıştır. Böylece bu alanda çalışan mühendislere ve araştırmacılara basınçlı kap tasarımı için uygun kod seçimi ve istenilen özelliklerde en düşük maliyetli kabın tasarımı konusunda fayda sağlanması amaçlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Basınçlı kap tasarımı, ASME VIII-1, ASME VIII-2, EN 13445, AD2000

**INVESTIGATION AND DESIGN OF THE PARAMETERS AFFECTING
PRESSURE VESSEL CONSTRUCTIONS**

İsmail SANCAKLI

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assist. Prof. Dr. C. Oktay AZELOĞLU

Pressure vessels are used extensively in houses, industrial buildings, power plants. They contain potentially dangerous substances as they allow the transport, storage and transfer of fluids under pressure. For this, codes and standards have been developed in the world for the design of pressure vessels, especially in developed countries. In this thesis, firstly basic information about pressure vessels is given and previous works including comparison of pressure vessel codes are explained. Then the basic design rules for pressure vessels according to ASME Section 8 Division 1, ASME Section 8 Division 2, EN 13445 and AD 2000 codes are given, which are the most used in the world. After that, an air tank with specific design conditions and geometrical properties was calculated according to 4 codes by using a sample application and minimum wall thicknesses were determined according to three different head types (elliptical, torispherical and hemispherical) and their weights were calculated according to these thicknesses. Thus, it is aimed to select the appropriate code for the design of the pressure vessel for engineers and researchers working in this area and to benefit from the design of the lowest cost vessel in the desired features.

Keywords: Pressure vessel design, ASME VIII-1, ASME VIII-2, EN 13445, AD2000

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

BÖLÜM 1

GİRİŞ

İçerisinde akışkan taşıyan, depolayan ya da barındıran her türlü kaplar, tanklar ve boru hatları basınçlı kap olarak adlandırılır. Bir basınçlı kap iç tarafında ve dış tarafında basınç farkı bulunan kap olarak tanımlanır. Bazı özel durumlar hariç genellikle iç tarafındaki basınç dış tarafındaki basınçtan fazladır [1]. TSE'ye göre "Basınçlı kap, 0.490×10^5 Pa (=0.5 atü) ve daha yüksek basınçlı sıvı ve gazların üretiminde, taşınmasında ya da depolanmasında kullanılan küre, silindir biçimli veya küre, silindir ya da koni biçimli hacimlerin birleştirilmesinden oluşan atmosfere kapalı kaplardır" [2].

Basınçlı kaplardan ve genel anlamda basınçlı ekipmanlardan son yıllarda her zamankinden daha fazla fayda sağlanmaktadır. Evlerde kullanılan brülörlerden otomobillerdeki LPG tanklarına, evleri ısıtmak ve havalandırmak amacıyla birlikte endüstriyel uygulamalarda da kullanılan kazan ve ısı değiştiricilerinden depolama, taşıma ve ithalat/ihracat tesislerinde kullanılan kazan ve ısı değiştiricilerine kadar bu ekipmanlar yaşadığımız çağda oldukça önemli bir yere sahiptir. Bu da şu gerçeği kanıtlamaktadır ki, özellikle enerjiye bağımlılık göz önüne alındığında, basınçlı ekipmanlardaki gelişmeler olmasaydı içinde bulunduğumuz çağ şu anki halinden tamamıyla farklı olacaktı [3].

Basınçlı kaplar, insan sağlığını ve güvenliğini etkileyecek potansiyel tehlikeler içerdikleri için kullanım sırasında doğabilecek sorunlar önceden belirlenip çözülmelidir. Bunun için, basınçlı kap tasarımında dikkatli ve ayrıntılı bir analiz yapılmalı ve sistem üzerinde etkili olabilecek tüm yükler doğru olarak belirlenip hesaplamalara dahil edilmelidir [4].

Tüm gelişmiş ve sanayileşmiş ülkelerde basınçlı kapların tasarımı ve imalatı ulusal standartlara ve kodlara göre yapılmaktadır. Çoğu ülkede bu yasal bir zorunluluktur. Bu standart ve kodların temel amacı, basınçlı kapların tasarımının, konstrüksiyonunun, imalatının, gözetiminin ve testinin yapılması için yol göstermek ve sahip oldukları potansiyel tehlikelerden dolayı basınçlı kapların güvenli bir şekilde hizmet vermesini sağlamaktır.

1.1 Literatür Özeti

Basınçlı kap standartlarının karşılaştırılması konusunda literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır.

Anık vd. yapmış oldukları çalışmada silindirik LPG tanklarını beş farklı tasarım koduna göre hazırladıkları bilgisayar programı yardımıyla incelemişlerdir. Bu kodlar ASME Section VIII Division 1 (Buradan itibaren ASME 8-1 olarak kısaltılacaktır), ASME Section 8 Division 2 (Buradan itibaren ASME 8-2 olarak kısaltılacaktır), AD-Merkblätter (1977), Türk Loydu (1984), TSE 3362 (1979) kodlarıdır. Bu kodların temel tasarım kurallarını verip silindirik bir LPG tankının artan basınca göre cidar kalınlıklarının değişimini göstermişlerdir [5].

Sayılgan tarafından yapılan çalışmada basınçlı kapların tanımları yapılmış, TSE, Türk Loydu Cilt B Kısım 4 (1992), AD-Merkblätter (1983), ASME 8-1 (1989), TRD (1981) standartları açıklanmış ve genel tasarım kuralları verilmiş, verilen basınçlı kap, kazan standartlarına göre örnek kalınlık hesapları yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır [6].

Türkel yapmış olduğu doktora tezinde hazırladığı bilgisayar programıyla küresel LPG tanklarının, ASME 8-1 (1995), EN 13445 (2002), AD-Merkblätter (1998) standartlarına göre tasarımını ve imalatını incelemiştir. Standartların küresel tank tasarımı için gereken bütün kurallarını açıklamış ve sonuçları karşılaştırmıştır [7].

Geren ve Tunç, yaptıkları çalışmada bir basınçlı kabın tasarımının nasıl yapılması gerektiğini irdelemişlerdir. ASME 8-1 ve TSE 3362 standartlarına göre iç basınca maruz ve dış basınca maruz, ince ve kalın cidarlı basınçlı kapların gövde tasarım kuralları verilmiştir. Ayrıca Stoomwezen, AD Merkblatt, CODAP, ASME 8-1 ve ASME 8-2

standartlarına göre gövde kalınlık ve gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Bunların yanında basınçlı kaplarda çatlak analizi konusunda bilgiler verilmiştir [4].

Avrupa Komisyonu tarafından yapılan bir çalışmada, ASME 8-1, ASME 8-2 (2004) ve EN 13445'in (2002) ekonomik ve ekonomik olmayan açılardan karşılaştırması yapılmıştır. Bu aılar kod tasarım gereklilikleri, malzeme özellikleri, imalat ve bunların toplam maliyete etkisidir. Çalışmanın amacı uygun basınçlı kap kodunun seçiminde etkili olan kodlar arasındaki temel farklılıklar hakkında bir bakış açısı oluşturmaktır [8].

Preiss ve Zeman yapmış oldukları çalışmada, 9 farklı kabın ASME 8-1, ASME 8-2 ve EN 13445'e göre genel olarak karşılaştırmasını yapmışlardır [9].

Kalnins vd. tarafından yapılan bir çalışmada ASME ve EN 13445 kodlarına göre kaynaklı birleşim noktalarının tasarım ömürlerinin belirlenmesi için yorulma hesapları yapılmış ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. [8]'deki çalışmanın sonuçlarını, kaynaklı bağlantılarda dayanım azalma faktörünü de hesaba katarak tekrar değerlendirmişlerdir [10].

Sancaklı ve Azeloğlu yapmış oldukları çalışmada ASME 8-2 (2015) ve EN 13445 (2002) standartlarına göre i basınç altındaki gövde, başlık, nozul ve açıklıkların temel tasarım kurallarını açıklamış, bir hava tankının bahsi geçen standartlara göre tasarımını yapmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır [11].

Bu tezde 4 kodun (ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445 ve AD 2000) aynı anda tasarım hesapları verilmiş ve bir uygulama üzerinde konstrüksiyon tekniği açısından karşılaştırması yapılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin ana amacı başta enerji sektörü olmak üzere basınçlı kapların bulunduğu her alanda tasarım mühendislerine ve araştırmacılara, uluslararası standartlar ile ilgili bilgi vermek ve basınçlı kapların bu standartlara göre tasarım kurallarının ana hatlarını göstermek ve 4 kodun bir hava tankı uygulamasıyla karşılaştırmasını yapmaktır. Her bir standart kendi içinde oldukça farklı detaylara sahip olduğundan tasarımcı mühendis veya araştırmacı, karşılaştığı problemle ilgili olarak en doğru czm yine ilgili standardın kendisinde bulacaktır.

Tezde tasarım kuralları verilen dört kod ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445 ve AD 2000 dünya çapında en çok kullanılan uluslararası standartların kodlarından. Tezin diğer bir amacı bu standartlara göre iç basınç altındaki silindirik, küresel kesitli ve değişik tipte (Eliptik, torisferik, yarı küresel) başlıklara sahip basınçlı kapların temel tasarım parametrelerini vermek ve tasarım açısından incelemesini yapmaktır. Ayrıca sürekli gelişen basınçlı kap tasarım ve imalat teknolojilerine göre sürekli güncellenen ASME başta olmak üzere diğer standartların güncel versiyonlarıyla ilgili Türkçe literatürüne yeni bir kaynak kazandırmak ve enerji sektörü başta olmak üzere diğer sektörlerde de çalışan tasarım mühendislerine basınçlı kapların tasarım kuralları ile ilgili bir perspektif kazandırmaktır.

1.3 Orijinal Katkı

Basınçlı kaplar evlerde, endüstride ve enerji santrallerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Potansiyel tehlike içerdiklerinden dolayı standartlara ve kodlara göre tasarım ve imalat kuralları bulunmaktadır. Bu nedenle bu standartlara göre çalışmalar son yıllarda oldukça artmıştır. Bu tezin literatüre sunduğu orijinal katkılar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Türkçe literatürde bundan önce yapılan çalışmalarda kullanılan basınçlı kap kod ve standartların versiyonları eskidir. Basınçlı kap tasarım ve imalat teknolojisi geliştikçe ve malzemelerin çeşitliliği arttıkça bu kod ve standartlarda güncellenmektedir. Bu tezde ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445 ve AD 2000 standartlarının daha güncel versiyonları kullanılmıştır.
- Yukarıda yer alan dört standarda göre temel tasarım kuralları verilmiş, hem silindirik, hem küresel kesitli basınçlı kapların ve bileşenlerinin tasarımı anlatılmıştır.
- Temel tasarım kuralları verilen standartlara göre bir hava tankının değişik basınçlarda et kalınlıkları ve ağırlıklar hesaplanmış, hesap sonuçları hem tablolar hem de grafikler halinde verilmiştir. Bu da tasarımcılara ve araştırmacılara konstrüksiyon tekniği açısından standart seçimi konusunda geniş bir perspektif sağlayacaktır.

- Türkçe literatürde ASME 8-2 kodu ile alakalı bu boyutta bir çalışmayla karşılaşılmamıştır. Tasarım kurallarının verilmesi ve diğer kodlarla karşılaştırmasıyla, bu anlamda da önemli bir katkı sağlayacaktır.

BÖLÜM 2

BASINÇLI KAPLAR

Basınçlı kaplar içinde veya dışında basınç farkı bulunan yüksek sızdırmazlık sağlayan kaplardır. Bazı özel durumlar hariç iç tarafındaki basınç dış tarafındaki basınçtan fazladır. Yüksek basınçlı olmaları durumunda yüksek sıcaklığa da maruz kalırlar. Basınçlı kaplar enerji santralleri başta olmak üzere yüksek basınçta akışkan depolamak, aktarmak gibi görevleriyle kimya, petrol, petrokimya ve nükleer endüstrilerinde kullanılmaktadır [1].

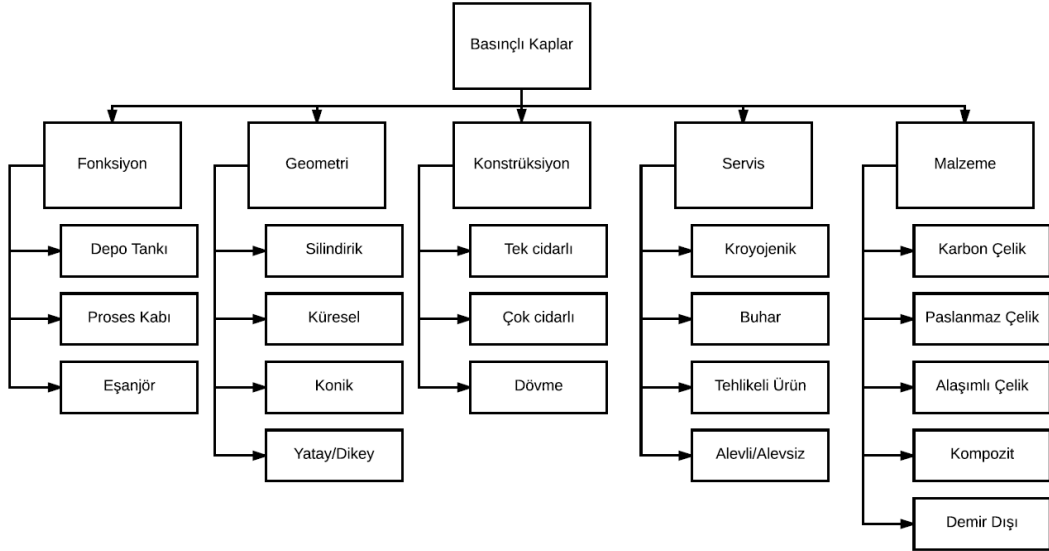
Basınçlı kaplar günümüzde yaygın olarak kaynaklı birleştirme yöntemiyle imal edilmektedir. Perçinli birleştirme yöntemiyle imal edilmeleri eski bir imalat yöntemidir. Bu yöntemde sac levhaların uçları ek bir parça ile perçinlenir. Sızdırmazlığın sağlanması için perçin başlarına ve levha uçlarına özel dolgu malzemeleri sürülür. Yüksek sıcaklık durumlarında bu uygulama sızdırmazlığı sağlama konusunda yetersiz kaldığı zaman ek olarak ince bir kaynak dikişi çekilir. Bunların dışında nispeten ince cidarlı silindirlerin iç içe geçirilmesiyle de imal edilebilirler [5].



Şekil 2. 1 Küresel ve silindirik basınçlı kaplar

2.1 Basıncılı Kapların Sınıflandırılması

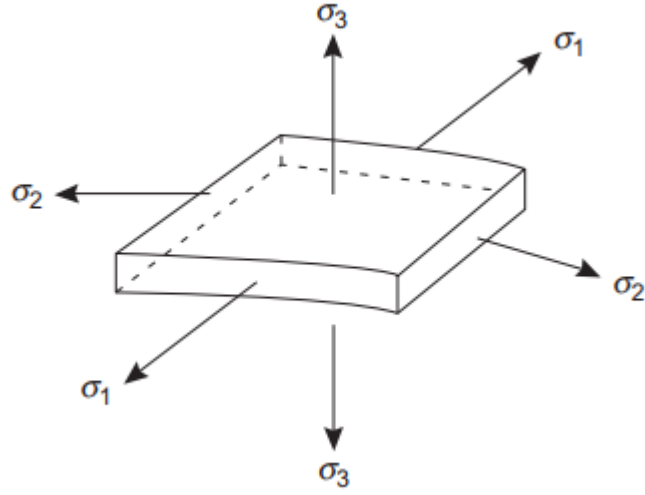
Basıncılı kaplar fonksiyonlarına, geometrilerine, konstrüksiyonlarına, çalışma ortamına ve malzemelerine göre sınıflandırılabilir. Bu sınıflandırmalar genel anlamıyla Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2. 2 Basıncılı kapların sınıflandırılması

Bu sınıflandırmaların dışında basıncılı kaplar, tasarım ve analiz bakımından, çap ve kalınlık oranlarına göre ince cidarlı basıncılı kaplar ve kalın cidarlı basıncılı kaplar olmak üzere sınıflandırılabilirler. Cidar kalınlıklarının çaplarına oranı 1:10’dan küçük basıncılı kaplar ince cidarlı, 1:10’dan büyük basıncılı kaplar ise kalın cidarlıdır. Kalın cidarlı basıncılı kaplar diğerlerine göre daha yüksek basınç ihtiva ederler [12].

Şekil 2.3’te bir basıncılı kabın sonlu bir elemanına etki eden asal gerilmeler gösterilmiştir. Bu şekilde σ_1 eksenel gerilmeyi, σ_2 çevresel gerilmeyi, σ_3 ise radyal gerilmeyi ifade eder. İnce cidarlı basıncılı kaplarda σ_3 radyal gerilmesi diğer gerilmelere göre oldukça küçüktür ve ihmal edilebilir. Eksenel gerilmeler σ_1 ve çevresel gerilmeler σ_2 ise cidar kalınlığı boyunca sabit kabul edilebilir. Kalın cidarlı kaplarda ise radyal gerilmeler σ_3 oldukça büyüktür ve ihmal edilemezler. Ayrıca çevresel gerilmeler σ_2 kalınlık boyunca değişkenlik gösterirler. Kimya ve benzeri endüstrilerde kullanılan basıncılı kapların çok büyük bir kısmı ince cidarlıdır [12].



Şekil 2. 3 Kap cidarındaki asal gerilmeler

İnce cidarlı kaplarda iç basınç altında oluşan bu çevresel ve eksenel gerilmeleri yayan en ideal şekiller küre, silindir gibi yuvarlatılmış yüzeylerdir. Bu nedenle basınçlı kapların gövdesini oluşturan kısımlar silindirik ya da küresel formda üretilirler. Şekil 2.4'te silindirik formdaki kapların iç basınç altındaki çevresel gerilme σ_H ve eksenel gerilme σ_L gösterilmiştir. Bu gerilmeler için kuvvet dengesi yazılırsa (2.1) ve (2.2) elde edilir.

$$\pi d t \sigma_L = \pi \frac{d^2}{4} p \quad (2.1)$$

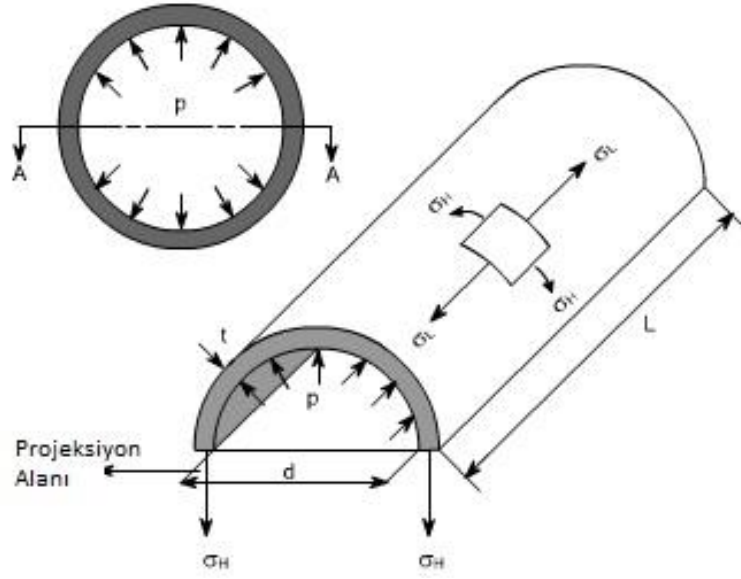
$$2 t L \sigma_H = d L p \quad (2.2)$$

(2.1) ve (2.2) düzenlenirse eksenel gerilme σ_L ve çevresel gerilme σ_H için (2.3) ve (2.4) elde edilir.

$$\sigma_L = \frac{p d}{4 t} \quad (2.3)$$

$$\sigma_H = \frac{p d}{2 t} \quad (2.4)$$

Bu eşitliklerde p iç basınç değerini, d iç çap değerini, t cidar kalınlığını, σ_H çevresel gerilmeyi, σ_L eksenel gerilmeyi ifade eder. Görüldüğü üzere çevresel gerilmeler, eksenel gerilmelerden daha büyük oldukları için iç basınç altındaki ince cidarlı silindirik kap hesaplamaları, çevresel gerilmelere göre yapılır.



Şekil 2. 4 İç basınç altındaki ince cidarlı silindirik kap

İç basınç altındaki ince cidarlı küresel kapların şematik gösterimi Şekil 2.5'te verilmiştir.

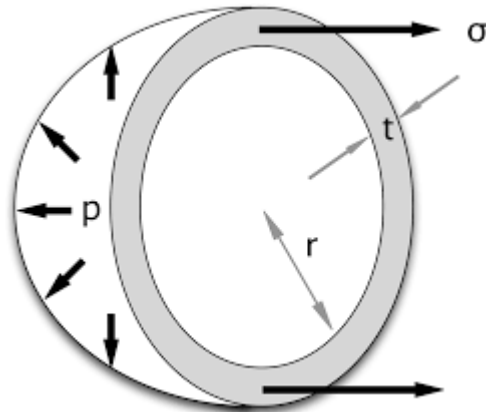
Bu kaplar için kuvvet dengesi yazılırsa (2.5) elde edilir.

$$\sigma \pi d t = \frac{\pi d^2}{4} p \quad (2.5)$$

İfade düzenlenirse, gerilme değeri (σ) için (2.6) elde edilir.

$$\sigma = \frac{p d}{4 t} \quad (2.6)$$

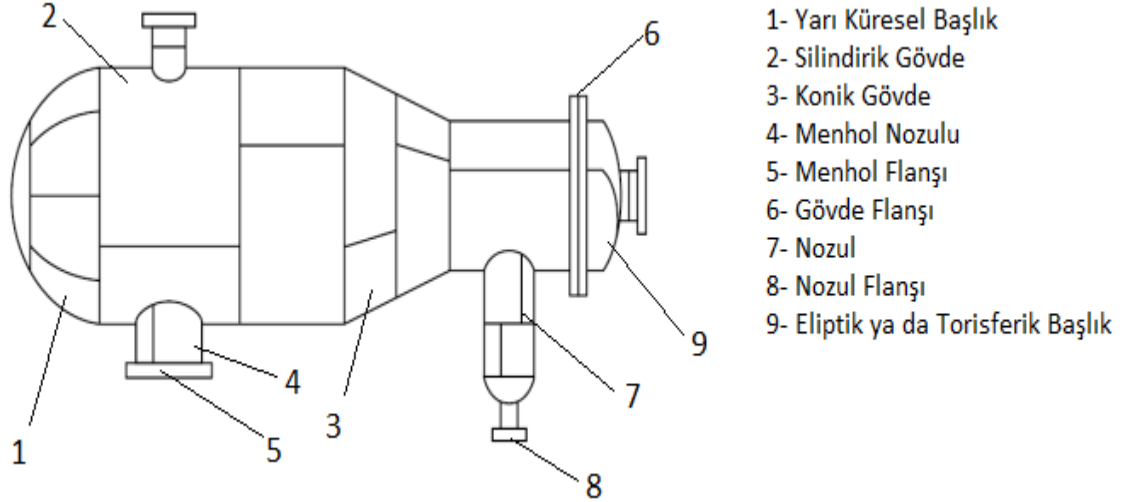
Bu eşitlikte p iç basınç değerini, d iç çapı, t cidar kalınlığını, σ ise gerilme değerini ifade eder.



Şekil 2. 5 İç basınç altındaki ince cidarlı küresel kap

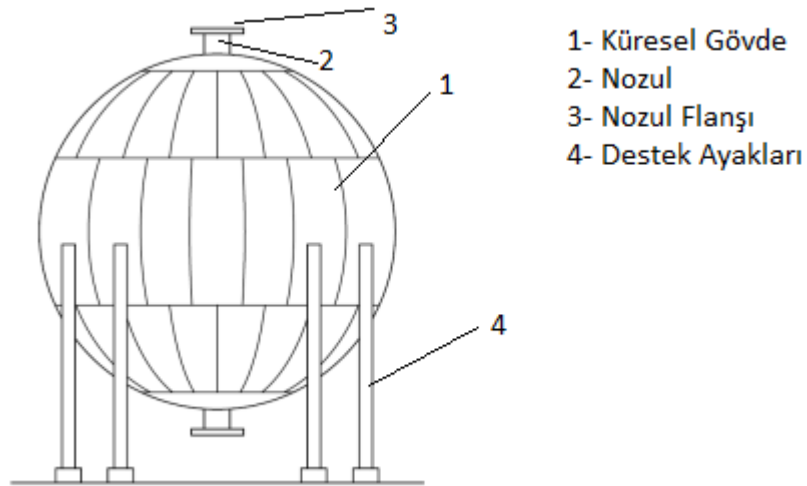
2.2 Basınçlı Kapların Kısımları

Basınçlı kaplar belli başlı kısımlardan oluşurlar. Her bir kısmın, kabın çalışma şartlarında sızdırmazlığını sağlama, diğer ekipmanla bağlantı kurma, kabın taşınması ve kontrolü gibi belli başlı görevleri vardır. Bu kısımlar şekil 2.6 ve 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2. 6 Silindirik bir basınçlı kabın kısımları [1]

Şekil 2.6’da yatay silindirik bir basınçlı kabın belli başlı kısımları verilmiştir. Bunlara ek olarak kabın taşınmasını sağlayacak kaldırma mapaları ve kabın bulunduğu konumda güvenli bir şekilde durmasını sağlayacak destek ayakları da bulunmalıdır.



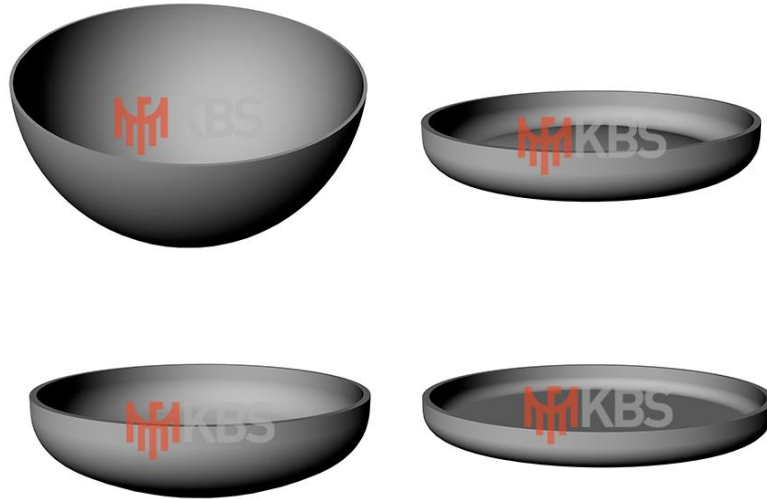
Şekil 2. 7 Küresel bir kabın kısımları [1]

Şekil 2.7’de küresel bir kap görülmektedir. Daha yüksek basıncı daha az et kalınlığı ile taşıyabildikleri için tercih edilirler.

Basıncılı kapların temel kısımları ve işlevleri sırasıyla aşağıda verilmiştir.

Gövde: Gövde, basıncılı kapların temel ve en büyük kısmıdır. Silindirik, küresel, konik kesitlerde olur. Şekil 2.6’da silindirik ve konik kesitli gövde, şekil 2.7’de küresel gövde gösterilmiştir.

Başlık: Başlıklar, sanayide basıncılı ya da basınçsız, ince veya kalın cidarlı, silindirik, metal kapların (LPG, LNG, Akaryakıt, Gıda, Otoklavlar, reaktörler vb. sektörlerin) taban ve tavanlarını kapamada kullanılan parçaların genel adıdır. Radyal yüzeylerin hidrolik basıncı daha iyi taşıması (yayması) ve kaynak dikişinin kritik kesite denk gelmesinin bu usulle engellenebilmesi avantajlarından bir tanesidir[13]. Şekil 2.8’de bazı başlık tipleri gösterilmiştir.



Şekil 2. 8 Yarı küresel, torisferik, eliptik ve düz başlıklar [13]

Düz başlıklar basınç taşıma açısından diğer başlıklara göre daha yetersizdir. Bu nedenle kullanımı çok yaygın değildir.

Nozul ve Nozul Flanşları: Nozullar ve nozul flanşları, gövde ya da başlık üzerine kaynatılırlar. Proses gereği açılan açıklıkların kapatılması amacıyla kullanılırlar. Nozullar genellikle dikişsiz silindirik borulardan yapılırlar. Borulara da diğer ekipmanlara cıvatalı bağlantıyı sağlayan flanşlar monte edilir. Şekil 2.9’da tipik bir nozul ve flanş görülmektedir.



Şekil 2. 9 Nozul ve flaş

Flaşlar nozullara kaynatılırlar. Birleşim şekillerine göre çeşitli tiplerde flaşlar vardır. En çok kullanılan tipler kaynak boyunlu ve kayar tip (slip on) flaşlardır. Şekil 2.10'da bazı flaş tipleri görülmektedir.



Şekil 2. 10 Flaş tipleri

Gövde Flaşı: Gövde flaşları direk olarak silindirik ya da konik gövde üzerine montajı yapılan elemanlardır. Başlıkların ve gövdelerin birbirine bağlanmasını cıvatalar yoluyla yapmak için kullanılırlar. Böylece istenildiği takdirde sökülebilirler. Şekil 2.11'de bir basınçlı kap üzerinde bir gövde flaşı görünmektedir.



Şekil 2. 11 Gövde flaşı

Kaldırma Mapası: Kaldırma mapaları imalatı yapılan basınçlı kapların ya da kısımlarının saha ya da fabrika içinde taşınmasını sağlamak amacıyla kullanılırlar. Şekil 2.12’de kaldırma mapaları görülmektedir.



Şekil 2. 12 Kaldırma mapası

Destek Elemanları: Basınçlı kapların prosesle ilgili bulunduğu konumda sabit kalması ve deprem, rüzgar ve diğer yüklemelere karşı dayanabilmesi için konumuna göre ayak, etek, eyer gibi destek elemanları kullanılır. Şekil 2.13’te bazı destek elemanları görülmektedir.



Şekil 2. 13 Ayak, eyer ve etek destek elemanları

Pekiştirme Halkaları: Dış basınca maruz kalan basınçlı kapların gövdelerinin çökmemesi için kaba monte edilen destek elemanlarıdır. Kabın iç ya da dış tarafından sarılabilirler. Şekil 2.14’te pekiştirme halkaları görünmektedir.



Şekil 2. 14 Pekiştirme halkaları

Basıncılı kaplar için standartlara göre uygulanan hesap kuralları yalnızca basıncılı kaplar içindir. Yani nükleer reaktörler, pistonlu silindirler, pompalar, türbinler vb. ekipmanlara uygulanamazlar. Bunlar için ekipmana özgü hesaplama kuralları ve standartları vardır.

2.3 Basıncılı Kapların İmalatında Kullanılan Malzemeler

Basıncılı kap imalinde en yaygın olarak kullanılan malzeme karbonlu çeliklerdir. Bunun yanında bazı özel hallerde demir dışı malzemeler (Ni, Al, v.b.), austenitik çelikler ve ferritik çelikler de 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 metalik kaplama malzemeleri; ferritik alaşımlar, nikel, kurşun, metal dışı kaplama malzemeleri ise; donatılı beton, ısı yalıtım malzemeleri, sıcağa dayanıklı malzemeler, kauçuk, cam ve plastiklerdir [5].

BÖLÜM 3

BASINÇLI KAPLARIN TASARIMINDA KULLANILAN STANDARTLAR VE KODLAR

Basınçlı kaplar, içinde ve/veya dışında yüksek basınç ihtiva ettikleri için uygun şekilde tasarlanmalı ve imal edilmelidir. Uygun olmayan tasarım ve imalatlar potansiyel tehlike taşımaktadır. Bu da can ve mal kayıplarına sebep olmaktadır. Bunlara engel olmak için dünyada basınçlı kapların konstrüksiyonu için çeşitli standartlar bulunmaktadır. Bu standartlarda basınçlı kapların tasarımı, imalatı ve gözetimine dair kurallar tanımlanmıştır.

Günümüzde yaygın olarak ASME 8-1, AD 2000, EN 13445 olmak üzere Avrupa, ABD ve Rusya gibi endüstrisi gelişmiş ülkelerde birçok tasarım kuralı uygulanmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıda sıralanmıştır [7].

- TSE: Basınçlı Tank Kuralları (TS 1203, TS 13222-1, TS 736, TS 377, TS 497, TS 12952)
- Türk Loydu: TL Cilt B Kısım 4- Makine Kuralları Bölüm 14- Basınçlı Kaplar
- Almanya: AD 2000
- Almanya: TRG Technische Regeln Druckgase
- ABD: ASME Boiler and Pressure Vessel Code
- İngiltere: PD 5500
- İtalya: Italian Pressure Vessel Code ANCC
- Avusturalya: AS 1210, Unfired Pressure Vessel and Class 1H
- Hindistan: IS 2825, Code for Unfired Pressure Vessel

- İsveç: Swedish Pressure Vessel Codes
- Japonya: Japanese Pressure Vessel Code
- Japonya: Japanese Standards for Pressure Vessel Construction
- Japonya: Japanese High Pressure Gas Control Law
- Finlandiya: SFS Standards
- Rusya: Regeln für Entwurf und Betriebssicherheit von Druckbehältern
- Kanada: CSA Standards
- Fransa: CODAP
- Hollanda: Regeis Voor Toestellen
- Belçika: Reglement General Pour la Protection Travail (RGPT)
- Avrupa: EN 13445

Bu tezde dünyada en fazla kullanılan kodlardan olan 4 koda göre (ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445 ve AD 2000) tasarım kuralları incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.

2.2 ASME Kazan ve Basınçlı Kap Kodu

10 Mart 1905 yılında Brockton, Massachusetss'teki (ABD) bir ayakkabı fabrikasındaki kazan patlamış 58 kişi ölmüş, 150 kişi yaralanmıştı. Ayrıca olayda çeyrek milyon dolarlık zarar ortaya çıkmıştı.



Şekil 3. 1 Ayakkabı fabrikasında kazanın patlamış hali

1905'ten önce kazan patlamaları ya “Şeytanın işi” ya da “Tanrı’nın Kararı” olarak görülüyordu. Ancak bu kazadan sonra Massachusetts’te yaşayan insanlar buhar kazanları için, insanların güvenliğini en yüksek noktaya çıkaracak konstrüksiyon kuralları oluşturmaya karar verdi. Birçok tartışma ve karardan sonra 1907’de ilk buhar kazanı kodu oluşturuldu. Diğer eyaletlerde de kazan ve basınçlı kap patlamalarından doğru tasarım, konstrüksiyon ve denetleme ile kurtulunabileceği fark edildi. Fakat bir süre sonra üreticilerin ve tasarımcıların eyaletten eyalete değişen basınçlı kap ve kazan kodlarının tek bir koda indirgenmesi gerektiğini söylemesiyle ASME konsülü ve üreticiler ortak bir görüşme yaptılar. Sayısız görüşmelerden sonra 1914’te ASME “Kazanların Konstrüksiyon Kuralları ve Maksimum İzin Verilen Çalışma Basınçları” kodunu yayınladı ve 1915 baharında resmi olarak devreye soktu. Böylece ASME Kazan ve Basınçlı Kap Kodu’nun temelleri atılmış oldu [20]. Günümüzde bu kod aşağıdaki bölümlerden oluşmaktadır:

- Kısım 1: Güç Kazanlarının Konstrüksiyon Kuralları
- Kısım 2: Malzemeler
 - Bölüm A: Ferritik Malzeme Özellikleri
 - Bölüm B: Ferritik Olmayan Malzemelerin Özellikleri
 - Bölüm C: Kaynak Rot, Elektrot ve Doldurucu Metallerin Özellikleri
 - Bölüm D: Özellikler (Metrik Birimli)
- Kısım 3: Nükleer Tesis Bileşenlerinin Konstrüksiyon Kuralları
- Kısım 4: Isıtma Kazanlarının Konstrüksiyon Kuralları
- Kısım 5: Tahribatsız Muayene
- Kısım 6: Isıtma Kazanları İçin Önerilen Bakım ve İşletme Kuralları
- Kısım 7: Güç Kazanlarının Bakımı için Öneriler
- Kısım 8: Basınçlı Kapların Konstrüksiyon Kuralları
 - Bölüm 1
 - Bölüm 2: Alternatif Kurallar

➤ Bölüm 3: Yüksek Basıncılı Kapların Alternatif Kuralları

- Kısım 9: Kaynak, Lehim ve Yapışma Yeterlilikleri
- Kısım 10: Fiberle Güçlendirilmiş Plastik Basıncılı Kaplar
- Kısım 11: Nükleer Güç Santrali Bileşenlerinin Hizmet İçi Denetlemesi
- Kısım 12: Transport Tanklarının Konstrüksiyon Kuralları ve Devamlı Servisi

Yukarıdaki açıklamada “Section” ifadesi “Kısım”, “Division” ve “Part” ifadeleri “Bölüm” olarak çevrilmiştir.

2.3 EN 13445: Alevle Temas Etmeyen Basıncılı Kaplar

EN 13445 kodu ilk olarak 2002 yılında Avrupa Birliği ülkelerinde, ulusal olarak kullanılan basıncılı kap tasarım, konstrüksiyon kodlarının ve standartlarının yerini almıştır. EN 13445 "Alev içermeyen Basıncılı Kaplar " Avrupa Standardı, uzmanlar arasında 10 yıllık bir görüşme sonrasında ortaya çıkmıştır. Bu kodun 3. bölümü tasarım kurallarını içermektedir. Dr. Fernando Lidonnici (Milano, İtalya) liderliğindeki bir grup önde gelen Avrupalı uzman tarafından hazırlanan 3. bölüm, Avrupa teknik yaklaşmasının önemli bir ilerlemesini temsil etmektedir. EN 13445'in Mayıs 2002'deki ilk sayısının kabul edilmesi, gelişme ve iyileştirme için kesintisiz bir işlemin ilk adımıydı.

Bu yeni standart tüm Avrupa'nın uzmanlığının katkılarından yararlanmaktadır. Bu nedenle modern konularda yenilikçi fikirler ve çözümler sunmaktadır. Tasarım, basıncılı ekipman endüstrisinin geleceği ve rekabet gücü açısından stratejik önem taşımaktadır. Optimum tasarım, aşağıdaki gibi önemli avantajlar sağlar:

- Kalınlık azaltma
- Hasar kontrolü
- Emniyet artışı
- Ciddi bakım maliyeti düşürme [21].

Basıncılı Ekipman Direktifi (PED) ile uyumludur. Toplamda 10 kısımdan oluşmaktadır fakat 7. ve 9. kısımlar genellikle teknik raporlardan oluşmaktadır. Diğer kısımları şu şekildedir:

- EN 13445-1 Genel
- EN 13445-2: Malzemeler
- EN 13445-3: Tasarım
- EN 13445-4: İmalat
- EN 13445-5: Denetleme ve Test
- EN 13445-6: Küresel Grafitli Dökme Demirden Üretilmiş Basıncı Parçaların ve Basıncı Kapların Tasarım ve İmalat Gereklilikleri
- EN 13445-8: Basıncı Kapların Alüminyum ve Alüminyum Alaşımları İçin Ek Gereklilikler
- EN 13445-10: Basıncı Kapların Nikel ve Nikel Alaşımları İçin Ek Gereklilikler

2.4 AD 2000: Basıncı Kaplar İçin Teknik Kurallar Kodu

Almanya’da teknik kuralların tarihi, Avrupa’nın her yerinde tesisleri olan kişiler tarafından sigorta şirketleri ve özel gözetim kuruluşların kurulmasıyla 19. yüzyılın ikinci yarısına kadar geri gitmektedir ve buhar kazanları ve basıncı kapların güvenliği hakkında başlamıştır. 1871 yılında Bismarck yönetimi tarafından “Gewerbeordnung für das deutsche Reich” denilen “Almanya için endüstriyel kanun” yayınlandı. Hemen sonrasında buhar kazanları için kesin güvenlik yönergeleri çıktı. Bu yönergelerin son versiyonundaki 24. paragrafta, “Hükümet, tesisler işletmeye alınmadan önce ve sonrasında periyodik olarak gözetiminin yapılması gerektiği konusunda uygun kararlar yayınlamaya yetkilidir.” denilmiştir. Bu kararlar şu konuları kapsamaktadır:

- Buhar kazanı tesisleri
- Basıncı ve sıkıştırılmış gazların dolumu için tesisler ve basıncı, sıkıştırılmış gazlar için basıncı kaplar
- Yanıcı olmayan, koroziye ya da zehirli gaz, buhar ve sıvılar için iç basınç altındaki boru hatları
- Asetilen kalsiyum karbid için depo tesisleri

- Yanıcı olmayan sıvıların depolanması, dolumu ve taşınması için tesisler

Bu endüstriyel kanunun 24c paragrafına göre gözetimler Almanya’da eyalet yönetimleri tarafından resmi olarak yetkilendirilen ve teknik gözetim otoriteleriyle (11 teknik gözetim kurumu, 2 ulusal gözetim kurumu ve büyük kimyasal tesislere bağlı bazı gözetim kurumları) bütünleşik olan bağımsız uzmanlar tarafından uygulanmalıdır. Daha sonra kazaların önlenmesi adına basınçlı kaplar için “UUV, Unfallverhütungsvorschriften” yönetmeliği yayınlanmıştır. Daha sonra AD 2000’nin temelleri atılmıştır[14]. Bu adımların şematik görünümü Şekil 3.2’de verilmiştir.

AD 2000 Almanya’da basınçlı ekipmanların tasarımı ve üretimi için geliştirilmiş bir standarttır. İçeriği ve kısımları şöyledir:

A: Ekipmanlar, Kurulum ve İşaretleme

B: Tasarım

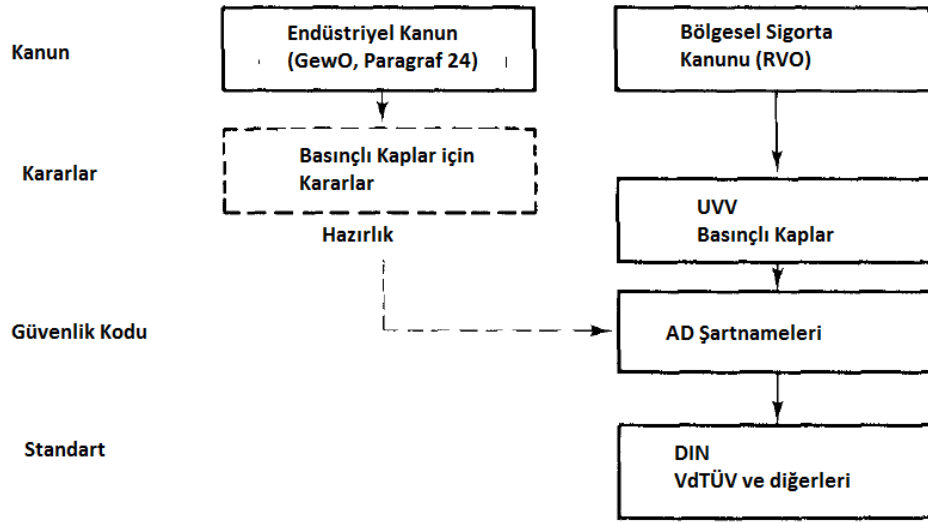
G: Temeller

HP: İmalat ve Test

N: Metalik Olmayan Malzemeler

S: Özel Durumlar

W: Malzemeler



Şekil 3. 2 Almanya’da basınçlı ekipman kurallarının oluşturulması

BASINÇLI KAPLARIN KODLARA GÖRE HESAPLAMA KURALLARI

Aşağıda ASME 8-1 [15], ASME 8-2 [16], EN 13445 [17] ve AD 2000 [18] kodlarına göre basınçlı kapların tasarım kuralları verilmiştir. Kurallar yalnızca iç basınç altındaki basınçlı kapların tasarımını kapsamaktadır. Dış basınç konusu ya da kodun açıkladığı diğer bütün kurallar için ilgili koda bakılmalıdır.

Standartlara göre bir basınçlı kabın tasarımının yapılması için genel olarak bilinmesi gerekenler aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır.

- Tasarım basıncı ya da izin verilebilir en yüksek çalışma basıncı
- En yüksek ve en düşük Tasarım sıcaklıkları
- Kullanılacak malzemeler ve malzemelerin dayanım değerleri
- Korozyon durumu
- Kaynak katsayısı ve kaynaklı bağlantıların tasarım faktörü
- Basınçlı kabın diğer yükleme durumları

Basınçlı kapların tasarımında dikkate alınması gereken yükleme durumları vardır. Bunlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir:

- İç veya dış basınç
- Kap ve ürünün ağırlığı
- Kaba eklenmiş ekipman, borulama, izolasyondan kaynaklı statik reaksiyonlar
- Kab içerisine eklenmiş bileşenler, kap destekleri, eyer, etek ve ayaklar

- Basınç ya da termal değişkenlerden kaynaklı dinamik reaksiyonlar ve yük tekrarları
- Rüzgâr basıncı ve sismik yükler
- Akışkan şokundan kaynaklı darbe reaksiyonları
- Sıcaklık gradyanları ve termal genleşme farkları
- Tutuşmadan kaynaklı anormal basınçlar

Bu tez çalışmasında, uygulamada en çok karşımıza çıkan iç basınç altındaki basınçlı kapların tasarım kuralları ele alınmıştır. Kap ve ürünün ağırlığı ve ürün ağırlığından kaynaklı statik basıncın, iç tasarım basıncına eklendiği varsayılmıştır. Diğer yükleme durumları için (örneğin rüzgâr basıncı ve sismik yükler) bu yüklemelere özgü başka standartlar ve kodlar vardır.

Bunların dışında mekanik hesapları yapılacak olan basınçlı kabın çapı, yüksekliği, kullanılacak başlık tipi, nozul boyutları ve konumları gibi değişkenler de belirlenmelidir.

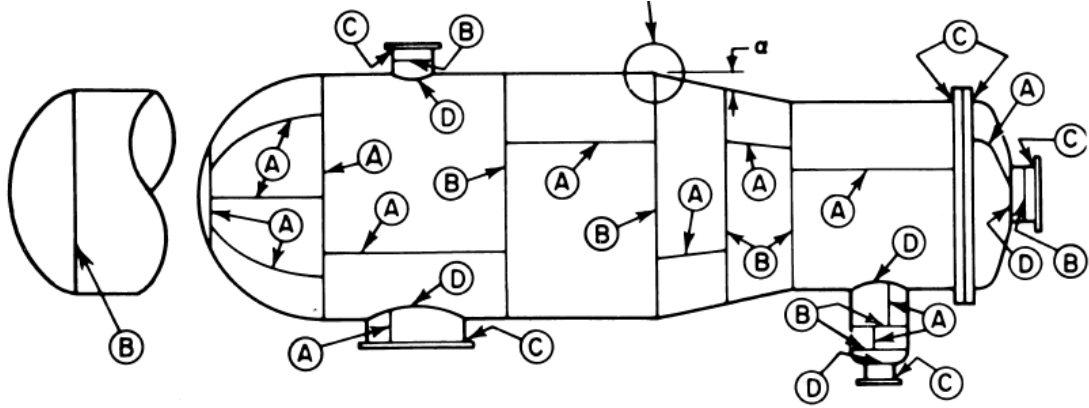
4.1 ASME 8-1'e Göre Basınçlı Kap Kuralları

ASME 8-1'e göre bir basınçlı kabın tasarım hesapları yapılırken tasarım şartları ve yükleme durumları belirlenmelidir. Malzemelerin tasarım sıcaklığındaki izin verilebilir gerilme değerleri için ASME Section 2 Part D [19] (Buradan itibaren ASME-2D olarak kısaltılacaktır) standardına bakılır. Çizelge 4.1'de ASME 8-1'e göre basınçlı kap tasarımına uygun olarak tanımlanmış bazı malzemelerin sıcaklıklara göre izin verilebilir en yüksek gerilme değerleri verilmiştir.

Çizelge 4. 1 ASME 8-1 için bazı malzemelerin izin verilebilir gerilme değerleri [19]

Malzeme	Maksimum izin verilebilir gerilme değeri (MPa)								
	-30/40 °C	65 °C	100 °C	125 °C	150 °C	200 °C	250	300 °C	325 °C
SA-516 Gr70	138	138	138	138	138	138	138	136	132
SA-106 Gr B	118	118	118	118	118	118	118	118	118
SA-105	138	138	138	138	138	138	136	129	125
EN 10028-2 P355GH t< 60 mm	146	146	146	146	146	146	146	146	146

ASME 8-1'e göre kaynak katsayısı hesabı için kodda öncelikle kaynakların bulundukları yerlere göre kategorileri belirlenmiştir. Şekil 4.1'de bu kaynak kategorileri gösterilmektedir.



Şekil 4. 1 ASME 8-1'e göre kaynak kategorileri

Kaynak kategorilerinden sonra seçilen kaynak tipi ve tanımları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4. 2 ASME 8-1'e göre kaynak tipi tanımları

Kaynak Tipi	Açıklama	Kısıtlamalar
1	Çift taraflı ya da hem iç hem de dış kaynak yüzeyinde aynı kaynak kalitesini sağlayan alın kaynaklarıdır. Kaynak altı halkası varsa kaynak bittikten sonra çıkarılmalıdır.	Yoktur
2a	Tek taraflı, kaynak altı halkası kullanılarak yapılan alın kaynağı	Yoktur
2b	Tek taraflı, kaynak altı halkası kullanılarak yapılan alın kaynağı	Bir plaka uzantısının olduğu çevresel kaynaklardır.
3	Tek taraflı, kaynak altı halkası kullanılmadan yapılan alın kaynağı	Sadece 16 mm kalınlığını ve 600 mm dış çapı geçmeyen çevresel alın kaynaklarıdır
4	Çift taraflı tam bindirme köşe kaynağı	a- Boyuna kaynaklar 10 mm kalınlığı geçmemelidir. b- Çevresel kaynaklar 16 mm kalınlığını geçmemelidir

Çizelge 4. 2 ASME 8-1'e göre kaynak tipi tanımları (devamı)

5	Tek taraflı tam bindirme köşe kaynağı ve tapa kaynağı	a- 13 mm kalınlığını geçmeyen gövdeler ve 600 mm dış çapı geçmeyen çevresel kaynaklardır. b- 16 mm'den daha kalın olmayan gövdeler ile tapa kaynak merkezi ile levha kenarı arasındaki uzaklık tapa delik çapının 1.5 katından az olmayan çevresel kaynaklardır.
6	Tapa kaynağı olmadan tek taraflı tam bindirme kaynağı	a- 16 mm kalınlığı geçmeyen gövde ile başlıkların bağlantısında gövde içinden yapılan köşe kaynağıdır. b- Her iki taraftan basınç altındaki başlıkların 600 mm iç çaptan büyük ve 6 mm'den kalın olmayan gövdeler ile bağlantısında sadece başlık flanşına yapılan dıştan köşe kaynağıdır.
7	Köşe birleştirmeleri, tam penetrasyon, parçalı penetrasyon ve/veya köşe kaynakları	Koddaki Figure UW 13.2 ve Figure UW 16.1'deki şekillerle sınırlıdır.
8	Açılı birleştirmeler	B ve C kategorisi kaynaklar için kodun U-2(g) maddesine uygun olmalıdır.

Kaynak tiplerine ve kaynak kategorileri belirlendikten sonra radyografik muayene oranlarına göre kaynak katsayıları Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4. 3 ASME 8-1'e göre kaynak katsayısının belirlenmesi

Kaynak Tipi	Kaynak Kategorisi	Tam Radyografi	Spot Radyografi	Radyografi yok
1	A,B,C,D	1.00	0.85	0.70
2a	A,B,C,D	0.90	0.80	0.65
2b	A,B,C	0.90	0.80	0.65
3	A,B,C	-	-	0.60
4a	A	-	-	0.55
4b	B,C	-	-	0.55
5a	B	-	-	0.50
5b	C	-	-	0.50
6	A,B	-	-	0.45
7	C,D	-	-	-
8	B,C,D	-	-	-

4.1.1 İç Basınç Altındaki Gövde Hesapları

4.1.1.1 Silindirik Gövde Hesapları

İç basınç altındaki silindirik gövdelerde minimum et kalınlığı hesabı için aşağıdaki formüller kullanılır. Çevresel gerilmelere göre minimum et kalınlığı hesabı için (4.1) şartı sağlanmalıdır:

$$P < 0.385SE \quad (4.1)$$

Bu şart sağlandıktan sonra (4.2) denklemi uygulanır.

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (4.2)$$

Eksenel gerilmelere göre minimum et kalınlığı hesabı için (4.3) eşitsizliği sağlanmalıdır:

$$P < 1.25SE \quad (4.3)$$

Bu şart sağlandıktan sonra aşağıdaki (4.4) denklemi uygulanır.

$$t_2 = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad (4.4)$$

Bu hesaplara göre silindirik gövdeler için minimum et kalınlığı, (4.2) ve (4.4) denklemleri sonucunda bulunan et kalınlıklarının en büyüğüdür.

$$t = \max[t_1, t_2] \quad (4.5)$$

Verilen ifadelerde P iç tasarım basıncı (MPa), R gövde iç yarıçapı (mm), S malzemenin tasarım sıcaklığındaki izin verilebilir gerilme değeri (MPa), E kaynak katsayısı, t gerekli minimum et kalınlığıdır (mm).

4.1.1.2 Küresel Gövde Hesapları

Küresel gövdelerde minimum kalınlık hesabı için (4.6) şartı sağlanmalıdır.

$$P < 0.665SE \quad (4.6)$$

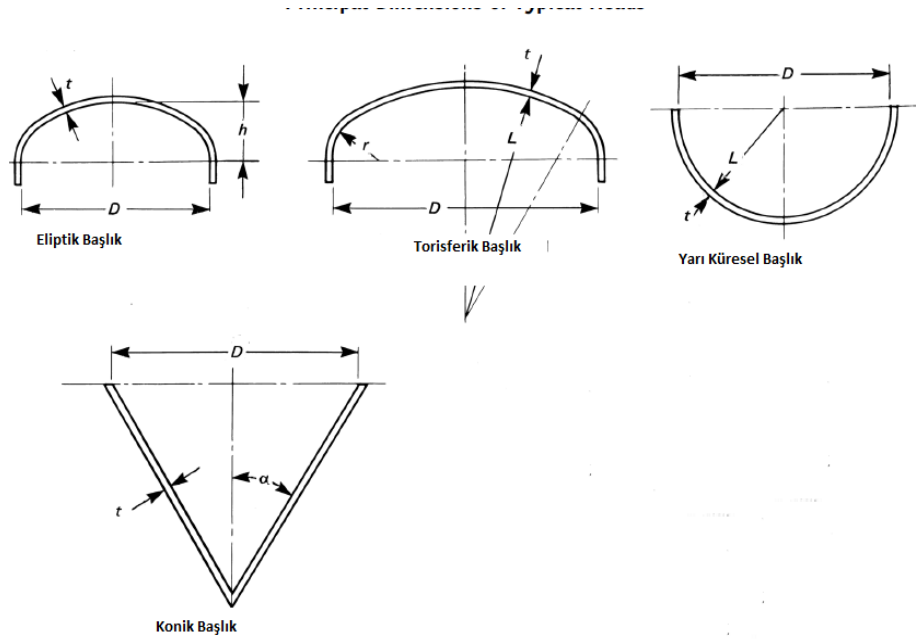
Bu şart sağlandıktan sonra (4.7) denklemi uygulanır.

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad (4.7)$$

Formüllerde kullanılan P değeri iç tasarım basıncını (MPa), R değeri gövdenin iç yarıçap uzunluğunu (mm), S değeri tasarım sıcaklığında gövde malzemesinin izin verilebilir en yüksek gerilme değerini (MPa), E değeri kaynak katsayısını ifade etmektedir.

4.1.2 İç Basınç Altındaki Başlık Hesapları

ASME Kısım 8-1'e göre iç basınç altındaki başlıkların geometrik ölçüleri ve tipleri Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4. 2 ASME 8-1'e başlık tipleri ve geometrik ölçüleri

4.1.2.1 Eliptik Başlık Hesapları

İç basınç altındaki eliptik başlıklarda minimum et kalınlığını bulmak için öncelikle belirli geometrik ifadelerin kontrolü yapılır. Eliptik başlıklar 2:1 formda olmalıdır. Bunun için (4.8) denklemi sağlanmalıdır.

$$h = 0.25D \quad (4.8)$$

Daha sonra minimum kalınlık hesabı için (4.9) şartı sağlanmalıdır.

$$t_s / L \geq 0.002 \quad (4.9)$$

Bu şart sağlandıktan sonra (4.10) denklemi uygulanır.

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad (4.10)$$

Verilen denklem ve eşitsizliklerde t minimum gerekli et kalınlığını (mm), P iç tasarım basıncını (MPa), D başlık çapı (mm), S tasarım sıcaklığında malzemenin izin verilen en yüksek gerilme değeri (MPa), h orta noktadaki başlık derinliği (mm), t_s belirlenmiş başlık kalınlığı (mm), L başlığın taç yarıçapını (mm) ifade eder. Eliptik başlıkların silindirik kısımlarının minimum et kalınlığı da (4.2) denklemiyle bulunur.

4.1.2.2 Torisferik Başlık Hesapları

İç basınç altındaki torisferik başlıklarda minimum et kalınlığını bulmak için öncelikle belirli geometrik ifadelerin kontrolü yapılır. Toriferik başlıkların geometrik ölçüleri (4.11) ve (4.12) eşitliğini sağlamalıdır.

$$r = 0.06L \quad (4.11)$$

$$L = D_o \quad (4.12)$$

(4.11) ve (4.12) sağlandıktan sonra (4.13) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$t_s / L \geq 0.002 \quad (4.13)$$

Geometrik ifadeler sağlandıktan sonra aşağıdaki (4.14) denklemi uygulanır.

$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} \quad (4.14)$$

Bu ifadelerde t minimum gerekli et kalınlığını (mm), r boyun yarıçapını (mm), L taç yarıçapını (mm), D_o başlığın etek kısmının dış çapını (mm), P iç tasarım basıncını (MPa), S tasarım sıcaklığında malzemenin izin verilen maksimum gerilme değerini (MPa), E kaynak katsayısını göstermektedir. Torisferik başlıkların silindirik kısımlarının minimum et kalınlığı da (4.2) denklemiyle bulunur.

Çekme gerilmesi 485 MPa değerini aşan malzemelerden yapılan torisferik başlıklarda maksimum izin verilebilir gerilme değeri oda sıcaklığında 138 MPa kabul edilip daha yüksek sıcaklıklarda uygun oranda azaltılarak bulunmalı ve kullanılmalıdır.

4.1.2.3 Yarı Küresel Başlık Hesapları

İç basınç altındaki yarı küresel başlıkların minimum kalınlık hesabında öncelikle (4.15) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$P < 0.665SE \quad (4.15)$$

Daha sonra (4.16) denklemi kullanılarak minimum gerekli et kalınlığı bulunur.

$$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P} \quad (4.16)$$

Bu ifadelerde t minimum gerekli et kalınlığını (mm), L başlığın iç yarıçapını (mm), P iç tasarım basıncını (MPa), S tasarım sıcaklığında malzemenin izin verilen maksimum gerilme değerini (MPa), E kaynak katsayısını göstermektedir.

4.1.3 Nozul Hesapları

İç basınç altındaki basınçlı kapların nozullarının gövde et kalınlığı hesapları aşağıdaki gibi yapılır. Öncelikle nozul eğer bir gözetleme ya da erişim amaçlı kullanılıyorsa (4.2) denklemi kullanılarak iç çap uzunluğu ve kalınlığı belli nozulun minimum et kalınlığı bulunur. Bulunan değer nozulun gerçek et kalınlığından küçük olmalıdır.

Gözetleme ya da erişim dışındaki nozullar için öncelikle t_b değeri bulunur.

$$t_b = \min[t_{b3}, \max(t_{b1}, t_{b2})] \quad (4.17)$$

Bu ifadede;

t_{b1} = İç basınç altında, nozulun bulunduğu yerin minimum et kalınlığıdır. Kaynak katsayısı 1 varsayılır ve varsa korozyon payı da eklenir.

t_{b2} = Dış basınç altında, nozulun bulunduğu yerin minimum et kalınlığıdır. Kaynak katsayısı 1 varsayılır ve varsa korozyon payı da eklenir.

t_{b3} = Çizelge 4.4'te verilen kalınlık değerleridir.

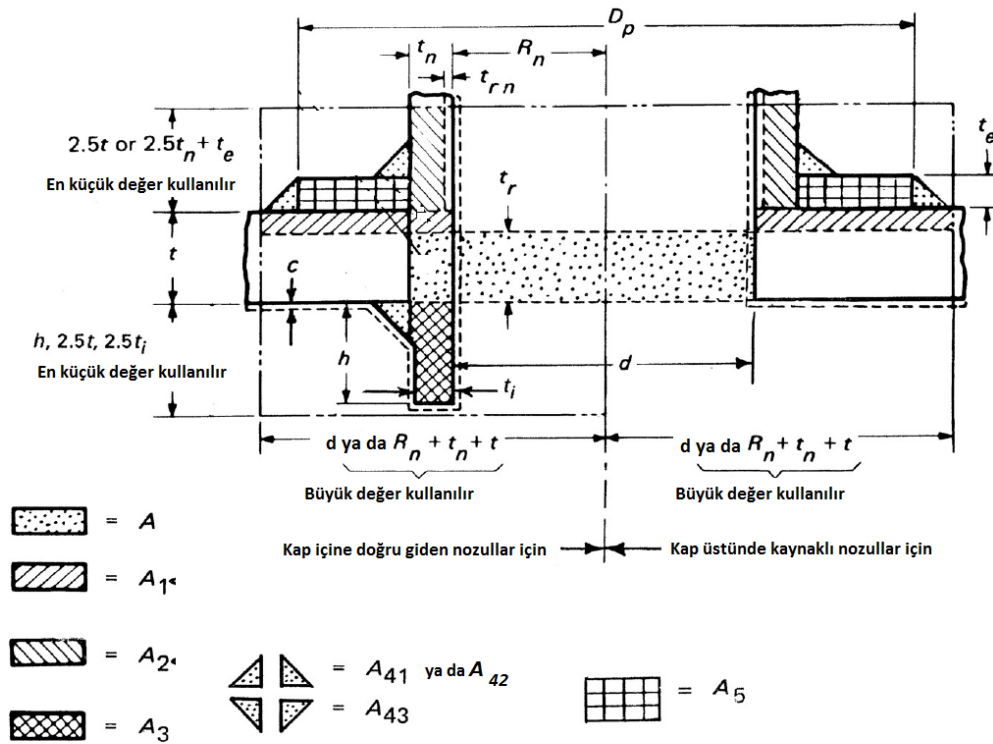
Çizelge 4. 4 Nozulların çaplarına göre minimum kalınlık değerleri

Nominal Boyut	Min. Kalınlık (mm)	Nominal Boyut	Min. Kalınlık
DN 6	1.51	DN 65	4.52
DN 8	1.96	DN 80	4.80
DN 10	2.02	DN 90	5.02
DN 15	2.42	DN 100	5.27
DN 20	2.51	DN 125	5.73
DN 25	2.96	DN 150	6.22
DN 32	3.12	DN 200	7.16
DN 40	3.22	DN 250	8.11
DN 50	3.42	≥DN 300	8.34

Daha sonra t_a değeri bulunur. Bu değeri bulmak için yine (4.2) denklemi kullanılarak iç çapı belli nozulun minimum et kalınlığı hesaplanır. Son olarak minimum et kalınlığı (4.19) eşitliği ile belirlenir.

$$t = \max(t_a, t_b) \quad (4.19)$$

Nozul gerekli et kalınlığı bulunduktan sonra açıklık hesapları yapılır. Bunun için alan yaklaşımı uygulanır. Nozul için kaybedilen alanın, nozul ve diğer elemanlarla takviyesi kontrol edilir. Şekil 4.3'te bu yaklaşımda hesaplanması gereken alanlar görülmektedir.



Şekil 4. 3 ASME 8-1'e göre nozul alan hesapları

Şekil 4.3'teki A değeri takviye edilmesi gereken alanı, A_1 değeri gövde ya da başlıkta kullanılabilir alanı, A_2 değeri nozulun dış kısmında kullanılabilir alanı, A_3 değeri içe doğru giden nozullar için kullanılabilir alanı, A_{41} değeri nozulun dış kısmındaki kaynağında kullanılabilir alanı, A_{42} değeri takviye plakası bulunan durumlarda takviye plakasının kaba kaynağındaki kullanılabilir alanı, A_{43} değeri nozulun iç kısmındaki kaynağında kullanılabilir alanı, A_5 değeri takviye plakasından dolayı kazanılan takviye alanını ifade eder.

Takviye plakasının olmadığı durum için alanlar için hesaplar sırasıyla şu şekilde yapılır. Önce (4.20) denklemi kullanılarak A alanı bulunur.

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1}) \quad (4.20)$$

Bu eşitlikte d , açıklık çapı, t_r kabın minimum gerekli et kalınlığı ($E=1$ alınır), t_n nozulun nominal et kalınlığı, F düzeltme faktörü (Şekil 4.4), f_{r1} ise nozul malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranını ifade eder.

A_1 alanı hesabında (4.21)'deki eşitliklerin sonuçlarından daha büyük olan değer kullanılır.

$$\begin{aligned} A_1 &= d(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1}) \\ A_1 &= 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1}) \end{aligned} \quad (4.21)$$

Bu eşitlikte d , açıklık çapı, t gövde için seçilen nominal kalınlık, t_r kabın minimum gerekli et kalınlığı ($E=1$ alınır), t_n nozulun nominal et kalınlığı, F düzeltme faktörü (Şekil 4.4), f_{r1} ise nozul malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranını ifade eder. Eğer nozul gövdenin üstüne kaynatıldıysa f_{r1} değeri 1 alınır.

E_1 ise açıklık dikişsiz bir konumda ise ya da B kategorisi alın kaynağı kullanıldıysa 1.0; açıklık elektrik rezistans kaynağı içindeyse 0.85 alınır.

A_2 alanı hesabında aşağıdaki (4.22)'nin sonuçlarından küçük olan değer kullanılır.

$$\begin{aligned} A_2 &= 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \\ A_2 &= 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t_n \end{aligned} \quad (4.22)$$

A_3 alanı hesabında (4.23) denklemlerinin sonuçlarındaki en küçük değer kullanılır.

$$\begin{aligned} A_3 &= 5 t t_i f_{r2} \\ A_3 &= 5 t_i t_i f_{r2} \\ A_3 &= 2 h t_i f_{r2} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Bu eşitliklerde t_n nozulun nominal et kalınlığı, t_{rn} nozulun minimum gerekli et kalınlığı, t gövde için seçilen nominal kalınlık, f_{r2} nozul malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranı, t_i nozulun

gövde içindeki kısmının et kalınlığı, h ise nozulun gövde iç yüzeyinden gövde içine doğru uzantısının uzunluğudur.

A_{41} ve A_{43} alanları (4.24) ve (4.25) denklemleri kullanılarak hesaplanır.

$$A_{41} = l_1^2 f_{r2} \quad (4.24)$$

$$A_{43} = l_2^2 f_{r2} \quad (4.25)$$

Bu eşitliklerde l_1 ve l_2 sırasıyla nozulun dış tarafındaki ve iç tarafındaki köşe kaynaklarının ayak uzunluğunu, f_{r2} nozul malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranını ifade eder.

Takviye plakası olmadığı durumlarda açıklığın uygun şekilde takviye edildiğinin kontrolü için (4.26) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} > A \quad (4.26)$$

Yukarıdaki eşitsizliğin sağlanmadığı durumlarda açıklığın uygun şekilde takviye edilmesi için ya takviye plakası eklenmeli ve/veya kalınlıklar artırılmalıdır.

Takviye plakası konulduğu durumlarda da A , A_1 ve A_3 alanları (4.20), (4.21) ve (4.23) kullanılarak bulunur. A_2 alanı için (4.27) eşitliklerinin sonuçlarından daha küçük olanı kullanılır.

$$\begin{aligned} A_2 &= 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \\ A_2 &= 2(t_n - t_{rn})(2.5t_n + t_e) f_{r2} \end{aligned} \quad (4.27)$$

Bu eşitliklerde t_n nozulun nominal et kalınlığı, t_{rn} nozulun minimum gerekli et kalınlığı, t gövde için seçilen nominal kalınlık, f_{r2} nozul malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranı, t_e takviye plakasının et kalınlığıdır.

A_{41} , A_{42} ve A_{43} alanları (4.28), (4.29) ve (4.30) eşitlikleriyle hesaplanır.

$$A_{41} = l_1^2 f_{r3} \quad (4.28)$$

$$A_{42} = l_2^2 f_{r4} \quad (4.29)$$

$$A_{43} = l_3^2 f_{r2} \quad (4.30)$$

Bu eşitliklerde l_1 , l_2 ve l_3 sırasıyla nozulun takviye plakasına köşe kaynağının, takviye plakasının gövdeye köşe kaynağının ve nozulun iç tarafındaki köşe kaynağının ayak uzunluğunu, f_{r2} nozul malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranını, f_{r3} nozul malzemesinin ve takviye plakası malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerlerinin en küçüğünün gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranını, f_{r4} ise takviye plakasının izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranını ifade eder.

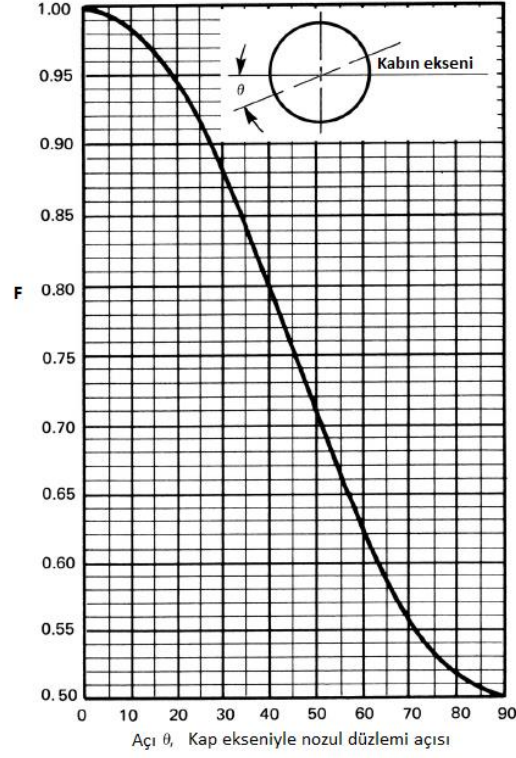
A_5 alanı da (4.31) denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4} \quad (4.31)$$

Bu eşitlikte D_p takviye plakasının dış çapı, d açıklık çapı, t_n nozul için nominal kalınlık, t_e takviye plakasının nominal kalınlığı, f_{r4} ise takviye plakasının malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerinin gövde malzemesinin izin verilen en yüksek gerilme değerine oranıdır.

Son olarak takviye plakası bulunan durumlarda takviyenin uygun olduğunun belirlenmesi için (4.32) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 > A \quad (4.32)$$



Şekil 4. 4 F değerinin grafiği

4.2 ASME 8-2'ye Göre Basıncılı Kap Kuralları

ASME 8-2'ye göre bir basınçlı kabın tasarım hesapları yapılırken tasarım şartları ve yükleme durumları belirlenmelidir. Yükleme durumları kodda şu şekilde tanımlanmıştır:

- P, iç ya da dış tasarım basıncı
- Ps, akışkan ya da servis maddesinin statik basıncı
- D, ilgilenilen kısımlarda kabın, içeriğinin ve bileşenlerinin ölü ağırlıklıdır Bunlar;
 - Kabın ve içindekilerle beraber desteklerin ağırlıkları (Örneğin etek, kulak, eyer, ayak) ya da diğer bileşenlerin ağırlıkları (platformlar, merdivenler gibi)
 - Kabın işletme ve test şartlarındaki içeriğinin ağırlığı
 - Refrakter malzemeler ve izolasyonlar
 - Motor, diğer makineler, diğer kaplar ve borulama gibi bağlı ekipmanlardan kaynaklı statik reaksiyonlar

➤ Taşıma yükleri (Kabin taşınma durumundaki dinamik yüklere eşdeğer statik yükler)

- L, canlı yükler, sıvı akışı, durağan ya da zamana bağlı etkiler, dalga etkiye durumundaki yükler
- E, deprem yükleri (Özel tanım için ASCE 7 incelenmelidir.)
- W, rüzgar yükleri
- S, kar yükleri
- F, tutuşmadan kaynaklı yükler

Malzemelerin tasarım sıcaklığındaki izin verilebilir gerilme değerleri için ASME-2D [19] standardına bakılır. Çizelge 4.5'te ASME 8-2'ye göre basınçlı kap tasarımına uygun olarak tanımlanmış bazı malzemelerin sıcaklıklara göre izin verilebilir en yüksek gerilme değerleri verilmiştir.

Çizelge 4. 5 ASME 8-2 için bazı malzemelerin izin verilebilir gerilme değerleri

Malzeme	Maksimum izin verilebilir gerilme değeri (MPa)								
	-30/40 °C	65 °C	100 °C	125 °C	150 °C	200 °C	250 °C	300 °C	325 °C
SA-516-70	175	164	159	157	154	152	150	147	144
SA-106 Gr	161	151	147	144	142	140	138	135	132
SA-105	165	156	151	148	146	144	142	139	136
EN 10028-2 P355GH	213	213	213	212	209	206	203	199	195

ASME 8-2'ye göre kaynak katsayıları kaynak kategorisine, kaynak tipine, malzemeye ve tahribatsız muayene oranına göre belirlenir. Kaynak katsayısı ile ilgili olarak Çizelge 4.6'da örnek değerler verilmiştir.

Çizelge 4. 6 ASME 8-2'ye göre bazı kaynak katsayıları

Muayene Grubu				1a
Kaynak Katsayısı				1.0
İzin verilen Malzemeler				Bütün Malzemeler
Kaynak kategorisi	Tip	Açıklama	Tah. mu. tipi	Tah. Mu. oranı
A	1	Doğrusal alın kaynakları	RT ya da UT	%100
			MT ya da PT	%10
B	1	Gövdedeki çevresel alın kaynakları	RT ya da UT	%100
			MT ya da PT	%10

4.2.1 İç Basınç Altındaki Gövde Hesapları

4.2.1.1 Silindirik Gövde Hesapları

ASME 8-2 kodu için iç basınç altındaki silindirik gövde minimum et kalınlığı (4.33) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (4.33)$$

Bu eşitlikte D gövde iç çapı (mm), P iç tasarım basıncı (MPa), S gövde malzemesinin tasarım sıcaklığında en yüksek izin verilebilir gerilme değeri (MPa), E ise kaynak katsayısıdır.

4.2.1.2 Küresel Gövde Hesapları

ASME 8-2 kodu için iç basınç altındaki küresel gövde minimum et kalınlığı (4.34) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{0.5P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (4.34)$$

Bu eşitlikte D gövde iç çapı (mm), P iç tasarım basıncı (MPa), S gövde malzemesinin tasarım sıcaklığında en yüksek izin verilebilir gerilme değeri (MPa), E ise kaynak katsayısıdır.

4.2.2 İç Basınç Altındaki Başlık Hesapları

ASME 8-2'de kullanılan başlıkların geometrik ölçüleri de ASME 8-1'de tanımlandığı gibidir. Şekil 4.2'de başlık tipleri gösterilmiştir.

4.2.2.1 Eliptik Başlık Hesapları

Varsayılan bir kalınlık değeri kullanılarak maksimum izin verilen basınç değeri bulunur. Bulunan basınç değeri iç tasarım basıncına eşit ya da büyük olana kadar kalınlık iterasyonu yapılır. Öncelikle (4.35), (4.36) ve (4.37) denklemleri uygulanır ve hesaplarda gerekli geometrik ölçüler bulunur.

$$k = \frac{D}{2h} \quad (4.35)$$

$$L = D(0.44k + 0.02) \quad (4.36)$$

$$r = D \left(\frac{0.5}{k} - 0.08 \right) \quad (4.37)$$

Bu eşitliklerde k eliptik başlığın majör ekseninin minör eksenine oranı, L başlığın küresel yarıçapı, r boyun yarıçapı, D ise başlığın iç çapıdır.

Bu hesaplardan sonra (4.38), (4.39) ve (4.40) eşitsizliklerinin kontrolü yapılır. Bu oranlar sağlanmıyorsa ASME 8-2 Bölüm 5'e göre tasarım yapılmalıdır.

$$1.7 \leq k \leq 2.2 \quad (4.38)$$

$$\frac{r}{D} \geq 0.06 \quad (4.39)$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000 \quad (4.40)$$

Bahsedilen oranların kontrolü sağlandıktan sonra (4.41), (4.42) denklemleri kullanılarak θ_{th} ve ϕ_{th} geometrik katsayılar bulunur.

$$\beta_{th} = \arccos \left[\frac{0.5D - r}{L - r} \right] \quad (4.41)$$

$$\phi_{th} = \frac{\sqrt{Lt}}{r} \quad (4.42)$$

β_{th} ve ϕ_{th} katsayıları bulunduğundan sonra bu katsayıların birbirleriyle karşılaştırması yapılır. (4.43) ve (4.44) kullanılarak R_{th} geometrik katsayısı bulunur.

Eğer $\Phi_{th} < \beta_{th}$ ise;

$$R_{th} = \frac{0.5D - r}{\cos[\beta_{th} - \phi_{th}]} + r \quad (4.43)$$

Eğer $\Phi_{th} \geq \beta_{th}$ ise;

$$R_{th} = 0.5D \quad (4.44)$$

Sonra başlık boyun yarıçapı (r) ve başlık çapının (D) birbirine oranı kontrol edilerek $C1$ ve $C2$ katsayıları bulunur.

Eğer $r/D \leq 0.08$ ise;

$$C1 = 9.31 \left(\frac{r}{D} \right) - 0.086 \quad (4.45)$$

$$C2 = 1.25 \quad (4.46)$$

Eğer $r/D > 0.08$ ise;

$$C1 = 0.692 \left(\frac{r}{D} \right) + 0.605 \quad (4.47)$$

$$C2 = 1.46 - 2.6 \left(\frac{r}{D} \right) \quad (4.48)$$

Sonra başlığın boyun bölgesinde elastik burkulmaya neden olması beklenen iç basınç değeri P_{eth} hesaplanır. İfadede E_T malzemenin en yüksek tasarım sıcaklığındaki elastiklik modülü (MPa), t gövdenin et kalınlığı (mm), r ise başlık boyun yarıçapıdır (mm).

$$P_{eth} = \frac{C1 E_T t^2}{C2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2} - r \right)} \quad (4.49)$$

Başığın boyun bölgesindeki maksimum gerilme değerini malzemenin akma değerine eşitleyecek olan iç basınç değeri P_y hesaplanır.

$$P_y = \frac{C3t}{C2R_{th}\left(\frac{R_{th}}{2r} - 1\right)} \quad (4.50)$$

(4.50) denklemindeki C3 katsayısının belirlenmesi için belirli koşullara dikkat edilmelidir. Eğer tasarım sıcaklığındaki maksimum izin verilebilir gerilme değeri zamandan bağımsız özelliklerdeyse o zaman C3 katsayısı malzemenin tasarım sıcaklığındaki akma değerindedir. Maksimum izin verilebilir gerilme, akma gerilmesinin %90'ıdır kriteri temel alınıyorsa, C3 katsayısı, tasarım sıcaklığındaki maksimum izin verilebilir gerilme değerinin 1.1 katı olarak alınır. Eğer maksimum izin verilebilir gerilme, akma gerilmesinin %67'sidir kriteri temel alınıyorsa, C3 katsayısı, tasarım sıcaklığındaki maksimum izin verilebilir gerilme değerinin 1.5 katı olarak alınır.

Sonra başlığın boyun bölgesinde burkulma hatasına sebep olabilecek iç basınç değeri P_{ck} hesaplanır. Bunun için öncelikle G katsayısı (4.51) denklemi kullanılarak belirlenir.

$$G = \frac{P_{eth}}{P_y} \quad (4.51)$$

G katsayısının değerine göre P_{ck} değeri (4.52) ve (4.53) denklemleri kullanılarak bulunur.

Eğer $G \leq 1.0$ ise;

$$P_{ck} = 0.6P_{eth} \quad (4.52)$$

Eğer $G > 1.0$ ise;

$$P_{ck} = \left(\frac{0.77508G - 0.20354G^2 + 0.019274G^3}{1 + 0.19014G - 0.089534G^2 + 0.0093965G^3} \right) P_y \quad (4.53)$$

Başığın boyun bölgesinde burkulma hatasına sebep olmayacak izin verilebilir basınç değeri P_{ak} hesaplanır.

$$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1.5} \quad (4.54)$$

Başığın taç bölgesinde sürünmeye sebep olmayacak izin verilebilir basınç değeri P_{ac} hesaplanır.

$$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0.5} \quad (4.55)$$

Bu ifadede S değeri malzemenin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeri, E kaynak katsayısı, L başlığın küresel yarıçapı, t ise nominal kalınlığıdır.

Son olarak (4.56) eşitliğinden maksimum izin verilebilir iç basınç değeri P_a hesaplanır.

$$P_a = \min[P_{ak}, P_{ac}] \quad (4.56)$$

Eğer hesaplanan bu basınç değeri gerçek basınç değerinden az ise daha büyük et kalınlığı değeri ile bu hesaplamalar tekrar edilir. Hesaplanan bu basınç değerinin gerçek basınç değerine eşit ya da ondan büyük olması durumunda iterasyona son verilir.

4.2.2.2 Torisferik Başlık Hesapları

Varsayılan bir kalınlık değeri kullanılarak maksimum izin verilen basınç değeri bulunur. Bulunan basınç değeri iç tasarım basıncına eşit ya da büyük olana kadar kalınlık iterasyonu yapılır. (4.57), (4.58) ve (4.59) eşitsizliklerindeki geometrik oranlar sağlandıktan sonra eliptik başlık hesap adımları uygulanır.

$$0.7 \leq (L / D) \leq 1.0 \quad (4.57)$$

$$\frac{r}{D} \geq 0.06 \quad (4.58)$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000 \quad (4.59)$$

Bu eşitsizliklerde L değeri küresel yarı çapı, D başlık iç çapını, t ise başlığın nominal kalınlığını ifade eder.

4.2.2.3 Yarı Küresel Başlık Hesapları

ASME 8-2 kodu için yarı küresel başlık minimum et kalınlığı (4.60) denklemi kullanılarak bulunur.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{0.5P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (4.60)$$

Bu eşitlikte D başlık iç çapı (mm), P iç tasarım basıncı (MPa), S başlık malzemesinin tasarım sıcaklığında en yüksek izin verilebilir gerilme değeri (MPa), E ise kaynak katsayısıdır.

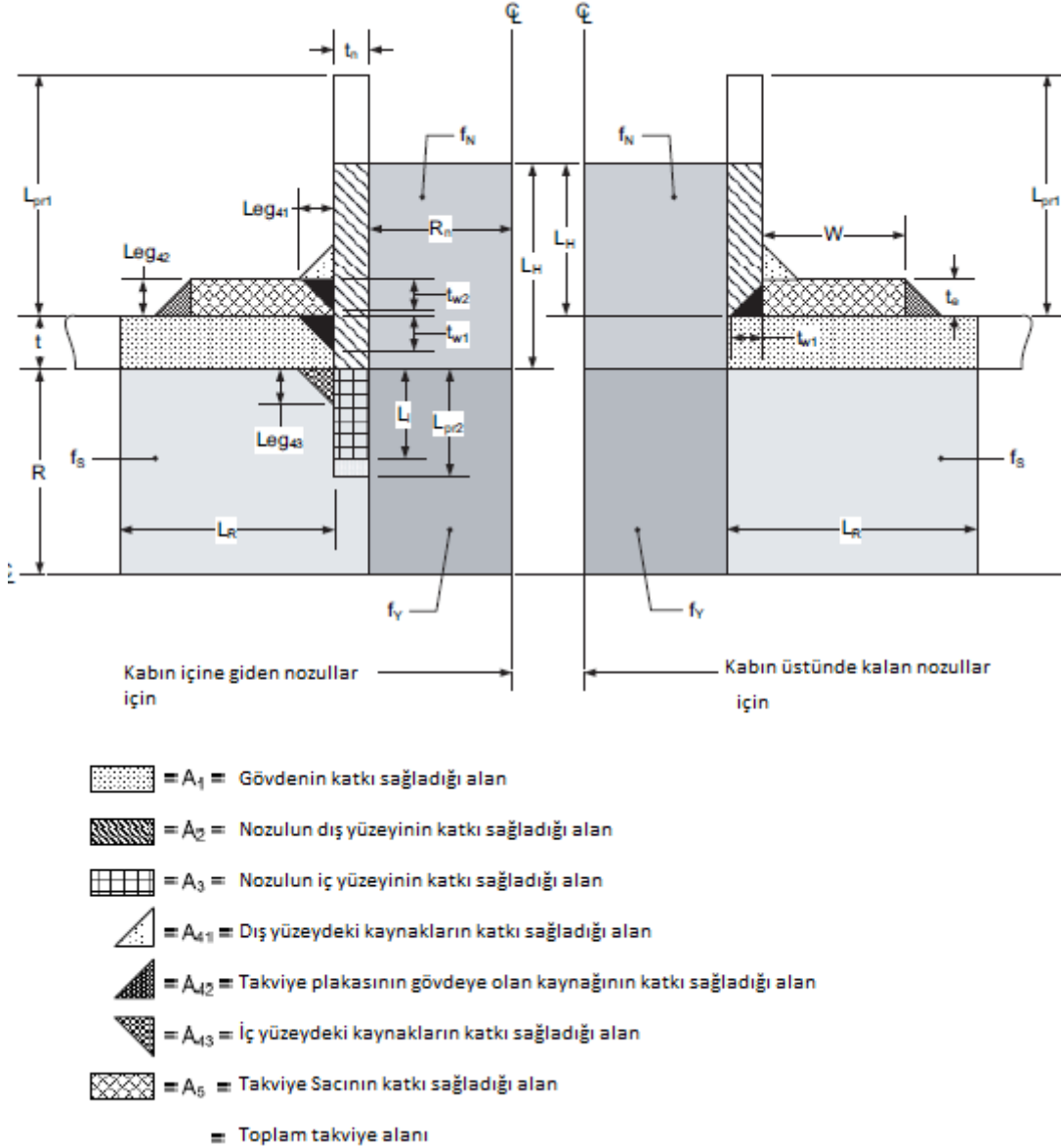
4.2.3 Nozul Hesapları

ASME 8-2'de içeriden sıfırlanmış, gövdeye dik doğrultudaki nozulların hesapları aşağıdaki formüllerle yapılır. Yalnızca iç basınca maruz kalan takviye plakalı ve kap iç yüzeyine sıfırlanıp kaynatılan nozulların et kalınlığı hesapları silindirik gövde et kalınlığı hesabı formülü (4.33) kullanılarak yapılır. Bulunan et kalınlığı, gövdenin et kalınlığının ya da Çizelge 4.7 'de verilen kalınlık değerinin daha azından küçük olamaz. Varsa korozyon payları da bu hesaba eklenmelidir.

Çizelge 4. 7 Nozulların çaplarına göre minimum kalınlık değerleri

Nominal Boyut	Minimum Kalınlık
DN 6	1.51
DN 8	1.96
DN 10	2.02
DN 15	2.42
DN 20	2.51
DN 25	2.96
DN 32	3.12
DN 40	3.22
DN 50	3.42
DN 65	4.52
DN 80	4.80
DN 90	5.02
DN 100	5.27
DN 125	5.73
DN 150	6.22
DN 200	7.16
DN 250	8.11
≥ DN 300	8.34

Nozulların birleşim yerlerindeki açıklıkların hesapları da adım adım yapılır. Şekil 4.5'te ASME 8-2 için gövdeye dik doğrultuda olan değişken kalınlığa sahip olmayan nozulların alan hesabı mantığı verilmiştir.



Şekil 4. 5 ASME 8-2 nozul açıklık hesapları

Öncelikle efektif gövde iç yarıçapı (R_{eff}) bulunur:

$$R_{eff} = 0.5Di \quad (4.61)$$

Di , silindirik gövdenin iç çapıdır.

Bütünleşik olarak takviye edilmiş nozullar için, gövde kalınlığı boyunca takviye sınırı (L_R) hesaplanır:

$$L_R = \min \left[\sqrt{R_{eff} t}, 2R_n \right] \quad (4.62)$$

Burada t gövdenin nominal kalınlığı, R_n ise nozzle iç yarıçapıdır.

Takviye sacı bulunan nozullar için gövde kalınlığı boyunca takviye sınırı (L_R) (4.66) kullanılarak hesaplanır:

$$L_{R1} = \sqrt{R_{eff} t} + W \quad (4.63)$$

$$L_{R2} = \sqrt{(R_{eff} + t)(t + t_e)} \quad (4.64)$$

$$L_{R3} = 2R_n \quad (4.65)$$

$$L_R = \min[L_{R1}, L_{R2}, L_{R3}] \quad (4.66)$$

Burada W takviye plakası genişliği, t gövde nominal et kalınlığı, t_e takviye plakası et kalınlığıdır.

Nozulların gövdeden dışına doğru olan takviye sınırı (L_H) hesaplanır:

$$L_{H1} = \min[1.5t, t_e] + \sqrt{R_n + tn} \quad (4.67)$$

$$L_{H2} = L_{pr1} \quad (4.68)$$

$$L_{H3} = 8(t + t_e) \quad (4.69)$$

$$L_H = \min[L_{H1}, L_{H2}, L_{H3}] + t \quad (4.70)$$

Burada L_{pr1} nozulun kabın dış yüzeyinden yukarı doğru projeksiyon uzunluğudur.

Nozul açıklığında toplam kullanılabilir alan hesapları yapılır. Bunun için (4.71), (4.72) (4.73) ve (4.74) eşitlikleri kullanılarak sırasıyla nozul malzeme faktörü f_m , takviye plakası malzeme faktörü f_{rp} , nozul açıklığının yakınındaki basınçtan kaynaklı gerilmeyi bulmak için hesaplarda kullanılan efektif kalınlık t_{eff} ve lineer olmayan geometrik parametre λ hesaplanır:

$$f_m = \min \left[\frac{S_n}{S}, 1 \right] \quad (4.71)$$

$$f_{rp} = \min \left[\frac{S_p}{S}, 1 \right] \quad (4.72)$$

$$t_{eff} = t + \left(\frac{A_5 f_{rp}}{L_R} \right) \quad (4.73)$$

Burada A_5 alanı takviye plakasının katkı sağladığı alandır. Bu alanı bulmak için (4.89), (4.90) ve (4.91) eşitlikleri kullanılarak bulunur. Sonra (4.74) eşitliği kullanılarak lineer olmayan geometrik parametre hesaplanır.

$$\lambda = \min \left[\left\{ \frac{2R_n + tn}{\sqrt{(Di + t_{eff})t_{eff}}} \right\}, 12 \right] \quad (4.74)$$

S_n nozul malzemesinin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeri, S kap malzemesinin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeri, S_n takviye plakasının malzemesinin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeridir.

Toplam kullanılabilir alan hesapları sırasıyla şu şekilde yapılır. Önce kabın kullanılabilir alanı A_1 , ve nozzle dış kısmının kullanılabilir alanı hesaplanır.

$$A_1 = (tL_R) \cdot \max \left[\left(\frac{\lambda}{5} \right)^{0.85}, 1 \right] \quad (4.75)$$

Burada t nominal gövde kalınlığı, L_R takviye sacı bulunan nozullar için gövde kalınlığı boyunca takviyedir. Nozulun dış taraftaki projeksiyonunun katkı sağladığı alanın A_2 hesabı da (4.76) denklemi kullanılarak yapılır:

$$A_2 = tnL_H \quad (4.76)$$

Diğer alanların hesapları sırasıyla (4.85-4.91) eşitlikleri kullanılarak yapılır:

$$A_3 = tnL_I \quad (4.85)$$

$$A_{41} = 0.5L_{41}^2 \quad (4.86)$$

$$A_{42} = 0.5L_{42}^2 \quad (4.87)$$

$$A_{43} = 0.5L_{43}^2 \quad (4.88)$$

$$A_{5a} = Wt_e \quad (4.89)$$

$$A_{5b} = L_R t_e \quad (4.90)$$

$$A_5 = \min[A_{5a}, A_{5b}] \quad (4.91)$$

Burada A_3 alanı nozulun kap içerisine uzayan kısmının katkı sağladığı alan, A_{41} nozulun kabın dışındaki köşe kaynağının katkı sağladığı alan, A_{42} takviye plakasının gövdeye kaynağının katkı sağladığı alan, A_{43} nozulun kabın içindeki köşe kaynağının katkı sağladığı alan, A_5 ise takviye plakasının katkı sağladığı alandır. L_{41} , L_{42} ve L_{43} ise bahsedilen köşe kaynaklarının kaynak ayak uzunluğudur.

Uygulanabilir kuvvetler belirlenir:

$$f_N = PR_{xn} L_H \quad (4.92)$$

$$f_s = PR_{xs} (L_R + tn) \quad (4.93)$$

$$f_Y = PR_{xs} R_{nc} \quad (4.94)$$

Burada f_N iç basınçtan kaynaklı olarak kabın dışındaki nozul kısmında oluşan kuvvet, f_s iç basınçtan kaynaklı gövdede oluşan kuvvet, f_Y ise iç basınçtan kaynaklı süreksizlik kuvvetidir.

Uygulanabilir kuvvet formüllerindeki R_{xn} kuvvet hesabındaki nozul yarıçapı ve R_{xs} kuvvet hesaplarındaki gövde yarıçapı değişkenlerinin hesapları (4.95) ve (4.96) kullanılarak yapılır.

$$R_{xn} = \frac{tn}{\ln \left[1 + \frac{tn}{R_n} \right]} \quad (4.95)$$

$$R_{xs} = \frac{t_{eff}}{\ln \left[1 + \frac{t_{eff}}{R_{eff}} \right]} \quad (4.96)$$

Nozul birleşimindeki ortalama lokal birincil membran gerilme (σ_{avg}) ve genel birincil membrane gerilme (σ_{circ}) belirlenir:

$$\sigma_{avg} = \frac{(f_N + f_s + f_Y)}{A_T} \quad (4.97)$$

$$\sigma_{circ} = \frac{PR_{XS}}{t_{eff}} \quad (4.98)$$

(4.97)'de verilen A_T değeri (4.99) ile hesaplanır:

$$A_T = A_1 + f_{rn}(A_2 + A_3) + A_{41} + A_{42} + A_{43} + f_{rp}A_5 \quad (4.99)$$

Nozul birleşimindeki maksimum lokal birincil membran gerilme belirlenir:

$$P_L = \max \left[\left(2\sigma_{avg} - \sigma_{circ} \right), \sigma_{circ} \right] \quad (4.100)$$

(4.101) eşitsizliğinin kontrolü yapılır.

$$P_L \leq 1.5SE \quad (4.101)$$

Nozul birleşimindeki maksimum izin verilebilir çalışma basıncı (4.102), (4.103) ve (4.104) kullanılarak belirlenir:

$$P_{max1} = \frac{1.5SE}{\frac{2A_p}{A_T} - \frac{R_{XS}}{t_{eff}}} \quad (4.102)$$

$$P_{max2} = S \left(\frac{t}{R_{XS}} \right) \quad (4.103)$$

$$P_{max} = \min[P_{max1}, P_{max2}] \quad (4.104)$$

$$A_p = \frac{f_N + f_S + f_Y}{P} \quad (4.105)$$

4.3 EN 13445'e Göre Basıncı Kap Kuralları

EN 13445'e göre basınçlı kap tasarımı yapılırken göz önüne alınması gereken yükler kodda şu şekilde tanımlanmıştır:

- İç ve/veya dış tasarım basıncı
- İşletme şartlarında kap içerisindeki akışkanın oluşturduğu statik basınç
- Kap ağırlığı
- İşletme şartlarında kabın içerisindekilerin maksimum ağırlığı

- Test şartlarında kabın içerisindeki suyun ağırlığı
- Rüzgar, kar ya da buz yükü
- Deprem yükü
- Taşınma ya da kurulum sırasındaki yüklemeler de dahil olmak üzere, destek ya da reaksiyonlardan kaynaklı yükler
- Destek braketleri, pekiştirme halkaları, kolonlar, eyerler vb kısımlardan kaynaklı gerilmeler
- Kap içeriğinden ya da su çekişi etkisinden kaynaklı şok yükler
- Çalışma basıncının merkezinin kabın doğal eksenine göre simetrik olmamasından kaynaklı eğilme momentleri
- Zamana bağlı şartlarda da olmak üzere sıcaklık farklarından ya da termal genleşme katsayılarının farklarından kaynaklı gerilmeler
- Basınç sıcaklık ya da kaba etkiyen dış yüklerin değişiminden kaynaklı gerilmeler
- Stabil olmayan akışkanların içeriğinin değişmesinden kaynaklı gerilmeler

Kaynak katsayıları da test grubuna göre Çizelge 4.8'deki gibi belirlenir.

Çizelge 4. 8 EN 13445 kaynak katsayıları

z	1	0.85	0.7
Test grubu	1, 2	3	4

Test gruplarına göre tahribatsız muayene oranları Çizelge 4.9'da verilmiştir.

Malzemelerin (cıvatalar dışında) çalışma şartlarındaki maksimum izin verilen nominal gerilme değerleri (f_d) çelikler (östenitik olmayan) için şu şekilde hesaplanır:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0.2/T}}{1.5}; \frac{R_{m/20}}{2.4}\right) \quad (4.105)$$

Burada $R_{p0.2/T}$, tasarım sıcaklığındaki dayanım değeri, $R_{m/20}$ 20 °C'deki çekme dayanımıdır.

Çizelge 4. 9 EN 13445 tahribatsız muayene oranları [7]

Kaynak Tipi			Test	Test Grubu						
				1a	1b	2a	2b	3a	3b	4
				Ana malzeme						
				1'den 10'a	1.1 1.2 8.1	8.2 9.1 9.2 9.3 10	1.1 1.2 8.1	8.2 9.1 9.2 9.3 10	1.1 1.2 8.1	1.1 8.1
Tam penetrasyonlu alın kaynağı	1	Boyuna birleştirme	RT/UT MT/PT	% 100 %10	% 100 %10	%(100-10) %10	%(100-10) %10	%25 %10	%10 %10	0 0
	2a	Çevresel birleştirme	RT/UT MT/PT	% 100 %10	% 25 %10	%(100-10) %10	%(25-10) %10	%10 %10	%10 %10	0 0
	2b	Destek parçası ile çevresel birl.	RT/UT MT/PT	NA NA	% 100 %10	NA NA	%25 %10	NA NA	%25 %10	0 0
	2c	Çevresel geçme birleştirme	RT/UT MT/PT	NA NA	% 100 %10	NA NA	%25 %10	NA NA	%25 %10	0 0
	3a	Çev. birl. Nozul di>150mm ya da e>16mm	RT/UT MT/PT	% 100 %10	% 25 %10	%(100-10) %10	%(25-10) %10	%10 %10	%10 %10	0 0
	3b	Çev. birl. Nozul di>150mm ya da e>16mm destek parçası ile	RT/UT MT/PT	NA NA	% 100 %10	NA NA	%25 %10	NA NA	NA NA	0 0
	4	Çev. birl. Nozul di≤150mm ya da e≤16mm	RT/UT MT/PT	% 0 %100	% 0 %10	0 %(100-10)	%0 %10	0 %10	%0 %10	0 0
	5	Tüm küre/ yarı küre üst kaynakları	RT/UT MT/PT	% 100 %10	% 100 %10	%(100-10) %10	%(100-10) %10	%25 %10	%10 %10	0 0
	6	Açısı ≤30° Konik ve silindir tankların birl.	RT/UT MT/PT	% 100 %10	% 25 %10	%(100-10) %10	%(25-10) %10	%10 %10	%10 %10	0 0
	7	Açısı >30° Konik ve silindir tankların birl.	RT/UT MT/PT	% 100 %10	% 100 %10	%(100-25) %10	%(100-25) %10	%25 %10	%10 %10	%10 0
	8a	Tankın üste birl. genel uygulaması	RT/UT MT/PT	NA NA	NA NA	NA NA	NA NA	NA NA	NA NA	0 0
	8b	Tankın körüğe e≤8	RT/UT MT/PT	% 100 %0	% 100 %0	% 100 %0	%25 %0	%25 %0	%10 %0	0 0

4.3.1 İç Basınç Altındaki Gövde Hesapları

4.3.1.1 Silindirik Gövde Hesapları

EN 13445 koduna göre iç basınca maruz silindirik gövdelerin iç çapına göre minimum et kalınlığı (4.106) denklemi ile bulunur:

$$e = \frac{PD_i}{2fz - P} \quad (4.106)$$

Burada e minimum et kalınlığı, P iç tasarım basıncı (MPa), D_i iç çap (mm), f malzemenin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeri (MPa), z kaynak katsayısıdır.

4.3.1.2 Küresel Gövde Hesapları

EN 13445 koduna göre iç basınca maruz küresel gövdelerin iç çapa göre minimum et kalınlığı (4.107) denklemiyle bulunur:

$$e = \frac{PD_i}{4fz - P} \quad (4.107)$$

Burada e minimum et kalınlığı, P iç tasarım basıncı (MPa), D_i iç çap (mm), f malzemenin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeri (MPa), z kaynak katsayısıdır.

4.3.2 İç Basıncı Altındaki Başlık Hesapları

4.3.2.1 Eliptik Başlık Hesapları

EN 13445 koduna göre iç basınca maruz eliptik başlıkların minimum et kalınlığı için öncelikle (4.108) denklemi kullanılarak geometrik katsayı bulunur:

$$K = D_i / (2h_i) \quad (4.108)$$

Bulunan K değeri ile (4.109)'daki eşitsizlik sağlanmalıdır:

$$1.7 < K < 2.2 \quad (4.109)$$

Sonra başlık boyun yarıçapı ve taç yarıçapı sırasıyla (4.110) ve (4.111) denklemleri ile hesaplanır:

$$r = D_i ((0.5 / K) - 0.08) \quad (4.110)$$

$$R = D_i (0.44K + 0.02) \quad (4.111)$$

İç basınca maruz eliptik başlıklarda minimum et kalınlığı hesabı (4.112), (4.113) ve (4.114) denklemleri uygulanır. Bulunan değerlerin en büyüğü minimum et kalınlığıdır.

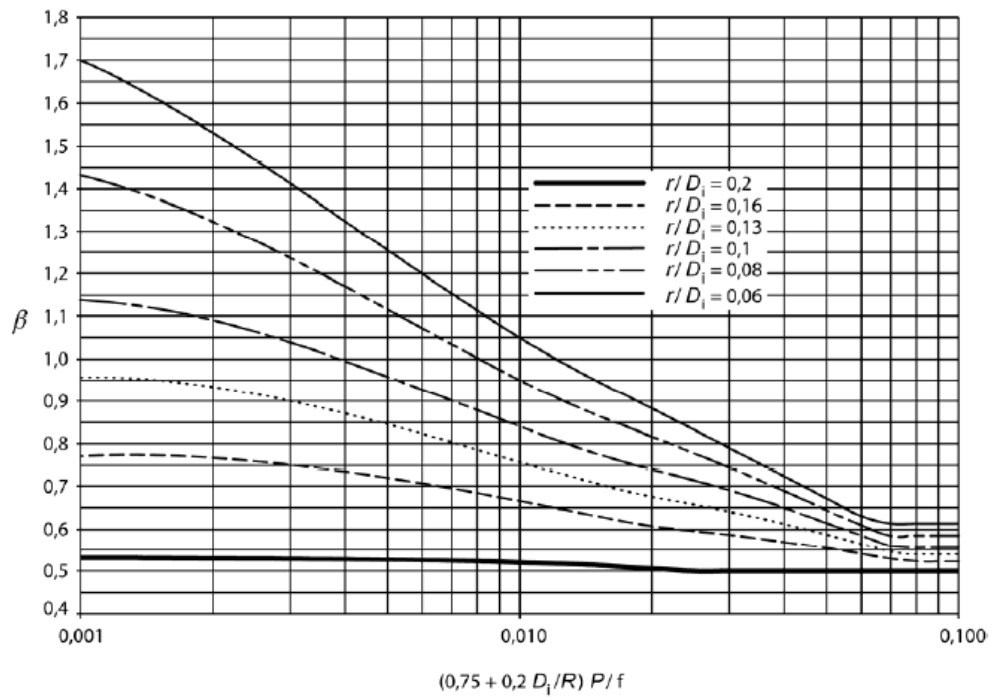
$$e_s = \frac{PR}{2fz - 0.5P} \quad (4.112)$$

$$e_y = \frac{\beta P(0.75R + 0.2D_i)}{f} \quad (4.113)$$

$$e_b = (0.75R + 0.2D_i) \left[\frac{P}{111f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0.825} \right]^{\left(\frac{1}{1.5} \right)} \quad (4.114)$$

Formüllerdeki β katsayısı Şekil 4.6'daki grafikten okunur. Yine formüllerde geçen f_b değeri için (4.115) denklemi uygulanır:

$$f_b = \frac{R_{p0.2/T}}{1.5} \quad (4.115)$$



Şekil 4. 6 β katsayısı

4.3.2.2 Torisferik Başlık Hesapları

Sırasıyla (4.116), (4.117), (4.118), (4.119), (4.120), (4.212) eşitsizliklerindeki şartlar sağlandıktan sonra eliptik başlık hesap adımları uygulanır.

$$r \leq 0.2D_i \quad (4.116)$$

$$r \geq 0.06D_i \quad (4.117)$$

$$r \geq 2e \quad (4.118)$$

$$e \leq 0.08D_e \quad (4.119)$$

$$e_a \leq 0.01D_e \quad (4.120)$$

$$R \leq D_e \quad (4.121)$$

4.3.2.3 Yarı Küresel Başlık Hesapları

EN 13445 koduna göre iç basınca maruz yarı küresel başlıkların minimum et kalınlığı (4.122) denklemi ile bulunur:

$$e = \frac{PD_i}{4fz - P} \quad (4.122)$$

Burada e minimum et kalınlığı, P iç tasarım basıncı (MPa), D_i iç çap (mm), f malzemenin tasarım sıcaklığındaki izin verilen en yüksek gerilme değeri (MPa), z kaynak katsayısıdır.

4.3.3 Nozul Hesapları

EN 13445'e göre iç basınca maruz gövde nozullarının minimum et kalınlığı (4.106) kullanılarak bulunur.

Nozul açıklık hesaplarında yine alan hesabı yaklaşımı uygulanır. Öncelikle açıklığın izole olup olmadığı kontrol edilir. Bunun için (4.123) eşitsizliği sağlanmalıdır:

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2} \quad (4.123)$$

Burada L_b iki nozulun merkezleri arasındaki mesafe, a_1 ve a_2 ise sırasıyla ilk ve ikinci nozulun merkezlerinden dış yüzeylerine olan uzunluk, l_{so1} ve l_{so2} ise iki nozulun sırasıyla bulundukları yerdeki gövdenin takviye hesaplarına katkı sağladığı uzunluklardır.

Eşitsizlikteki l_{so1} ve l_{so2} değerleri (4.124) ve (4.125) denklemleri ile hesaplanır:

$$l_{so} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s})e_{c,s}} \quad (4.124)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} \quad (4.125)$$

Burada D_e gövdenin dış çapı, $e_{a,s}$ gövdenin varsayılan analiz kalınlığı, r_{is} gövdenin nozul bölgesindeki eğrilik yarıçapı, $e_{c,s}$ gövdenin takviye hesapları için varsayılan kalınlığıdır.

Daha sonra genel takviye kuralı denklemi uygulanır:

$$(Af_s + Af_w)(f_s - 0.5P) + Af_p(f_{op} - 0.5P) + Af_b(f_{ob} - 0.5P) \geq P(Ap_s + Ap_b + 0.5Ap_\varphi) \quad (4.126)$$

Denklemden verilen alanlar Şekil 4.7’de verilmiştir. (4.126) denklemindeki f_{ob} ve f_{op} değerleri (4.127) ve (4.128) eşitlikleri ile bulunur:

$$f_{ob} = \min(f_s, f_b) \quad (4.127)$$

$$f_{op} = \min(f_s, f_p) \quad (4.128)$$

Burada f_s gövde malzemesinin, f_b nozul malzemesinin, f_p ise takviye plakası malzemesinin nominal tasarım gerilmesidir.

Daha sonra Şekil 4.7’de verilen uzunluk ve alanların hesapları aşağıdaki denklemlerle yapılabilir.

$$l_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_b)e_b} \quad (4.129)$$

$$l'_{bi} = \min(l_{bi}, 0.5l_{bo}) \quad (4.130)$$

$$Af_b = e_b(l'_b + l'_{bi} + e'_s) \quad (4.131)$$

$$Af_s = l'_s e_{c,s} \quad (4.132)$$

$$l'_b = \min(l_{bo}, l_b) \quad (4.133)$$

$$l'_s = \min(l_{so}, l_s) \quad (4.134)$$

$$Ap_b = 0.5d_{ib}(l'_b + e_{a,s}) \quad (4.135)$$

Eğer takviye plakası da kullanılırsa (4.136), (4.137), (4.138) ve (4.139) uygulanır:

$$Ap_p = 0 \quad (4.136)$$

$$Af_p = e_p l'_p \quad (4.137)$$

$$l'_p = \min(l_{so}, l_p) \quad (4.138)$$

$$e_p = \min(e_{a,p}, e_{c,s}) \quad (4.139)$$

Takviye plakasının kalınlığı (4.140)’taki eşitsizliği sağlamalıdır:

4.4 AD 2000'e Göre Basıncılı Kap Kuralları

AD 2000'e göre yükleme durumları daha önceki başlıklarda verilenlerle benzerlik gösterir. Bunun dışında hesaplardaki güvenlik katsayıları malzemelere göre Çizelge 4.10'dan bulunur.

Çizelge 4. 10 AD2000'e göre bazı malzemelerin güvenlik katsayıları

Malzeme ve tip	Tasarım sıcaklığındaki malzeme güvenlik katsayısı S	Test basıncındaki malzeme güvenlik katsayısı S'
1-Hadde çelikleri	1.5	1.05
2-Dökme çelikler	2	1.4

Kaynak katsayıları, aşağıdaki gibi belirlenir.

- Kaynak dikişi olmadığı durumlar için v=1
- Kaynak dikişi durumlarında v=0.85
- Kaynak dikişlerinde özel örnek üzerinde önceden yapılan deneyler olumlu sonuç verdiğinde v=1 alınabilir.

4.4.1 İç Basıncı Altındaki Gövde Hesapları

4.4.1.1 Silindirik Gövde Hesapları

AD 2000'e göre iç basınca maruz silindirik gövde için minimum et kalınlığı bulunurken öncelikle (4.144) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$\frac{D_a}{D_i} \leq 1.2 \quad (4.144)$$

Daha sonra (4.145) denklemi uygulanır.

$$s = \frac{D_a p}{20 \frac{K}{S} v + p} + c_1 + c_2 \quad (4.145)$$

Burada D_a dış çap (mm), p iç tasarım basıncı (bar), K malzemenin tasarım sıcaklığındaki akma dayanımı(MPa), S güvenlik katsayısı, v kaynak katsayısıdır.

Minimum gövde et kalınlığı silindirik ve küresel gövdeler için 2 mm'dir. Eğer gövdeler alüminyum ve alaşımlarından yapılıyorsa minimum gövde et kalınlığı 3 mm olarak alınır.

4.4.1.2 Küresel Gövde Hesapları

AD 2000'e göre iç basınca maruz küresel gövde için minimum et kalınlığı (4.146)'daki formülle bulunur.

$$s = \frac{D_a p}{40 \frac{K}{S} v + p} + c_1 + c_2 \quad (4.146)$$

Burada D_a dış çap (mm), p iç tasarım basıncı (bar), K malzemenin tasarım sıcaklığındaki akma dayanımı(MPa), S güvenlik katsayısı, v kaynak katsayısıdır.

4.4.2 İç Basınç Altındaki Başlık Hesapları

4.4.2.1 Eliptik Başlık Hesapları

AD 2000'e göre iç basınca maruz eliptik başlıklar için öncelikle gerekli geometrik değerler bulunur.

$$R = 0.8D_a \quad (4.147)$$

$$r = 0.154D_a \quad (4.148)$$

$$h_2 = 0.255D_a - 0.635s_e \quad (4.149)$$

Burada R küresel yarıçap, r boyun yarıçapını, D_a dış çapı, s_e ise et kalınlığını ifade eder.

Bu geometrik değerler bulunduktan sonra (4.150) şartı sağlanmalıdır.

$$0.001 \leq \frac{s_e - c_1 + c_2}{D_a} \leq 0.1 \quad (4.150)$$

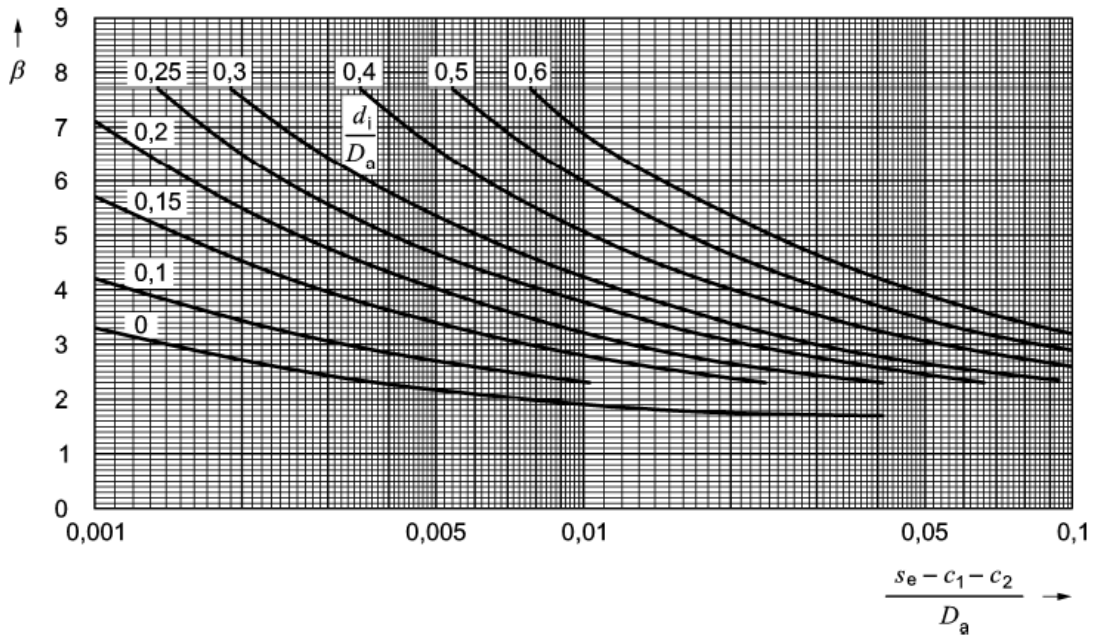
Sonra taç yarıçapı ile küresel yarıçapın birleştiği yerdeki minimum et kalınlığını bulmak için (4.51) denklemi uygulanır.

$$s = \frac{D_a p \beta}{40 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2 \quad (4.151)$$

Burada D_a dış çap (mm), p iç tasarım basıncı (bar), K malzemenin tasarım sıcaklığındaki akma dayanımı(MPa), S güvenlik katsayısı, v kaynak katsayısıdır.

Küresel yarıçapın bulunduğu bölgedeki minimum et kalınlığının bulunması için (4.146) denklemi uygulanır. Minimum et kalınlığı olarak bulunan et kalınlıklarının en büyüğü alınır. Bu hesaplar üzerinde açıklık bulunmayan eliptik başlıklar için geçerlidir.

(4.151) denkleminde yer alan β faktörü Şekil 4.8'den bulunur.



Şekil 4. 8 β faktör grafiği

4.4.2.2 Torisferik Başlık Hesapları

AD 2000'e göre iç basınca maruz torisferik başlıklar için gerekli geometrik değerler bulunur.

$$R = D_a \quad (4.152)$$

$$r = 0.1D_a \quad (4.153)$$

$$h_2 = 0.1935D_a - 0.455s_e \quad (4.154)$$

Burada R küresel yarıçap, r boyun yarıçapını, D_a dış çapı, s_e ise et kalınlığını ifade eder.

Bu geometrik değerler bulunduktan sonra (4.155) şartı sağlanmalıdır.

$$0.001 \leq \frac{s_e - c_1 + c_2}{D_a} \leq 0.1 \quad (4.155)$$

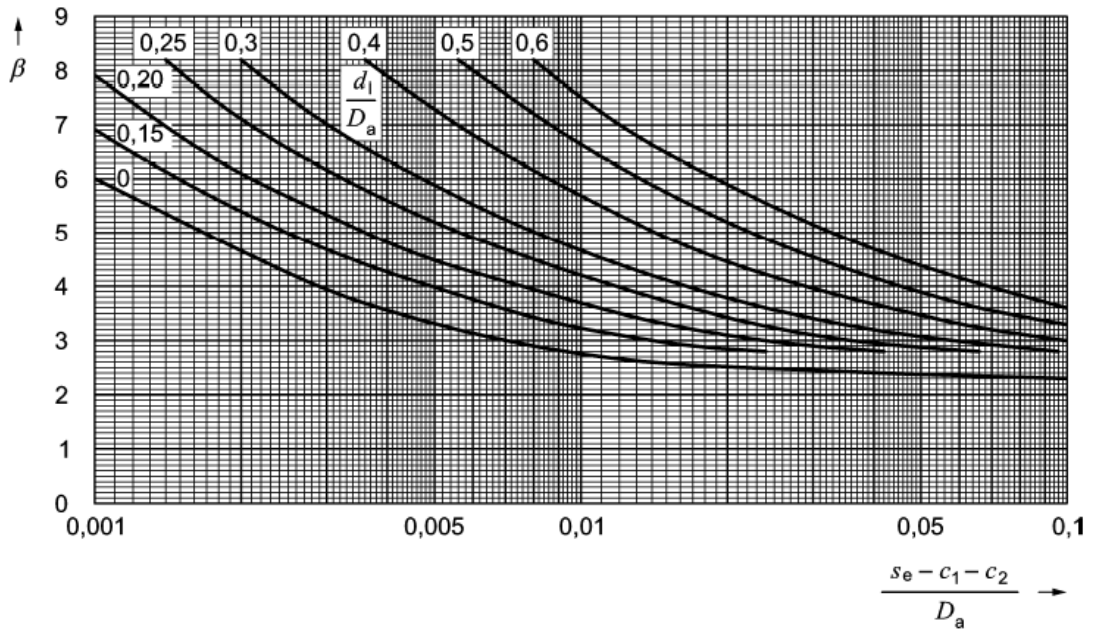
Sonra taç yarıçapı ile küresel yarıçapın birleştiği yerdeki minimum et kalınlığını bulmak için (4.51) denklemi uygulanır.

$$s = \frac{D_a p \beta}{40 \frac{K}{S} \nu} + c_1 + c_2 \quad (4.156)$$

Burada D_a dış çap (mm), p iç tasarım basıncı (bar), K malzemenin tasarım sıcaklığındaki akma dayanımı(MPa), S güvenlik katsayısı, ν kaynak katsayısıdır.

Küresel yarıçapın bulunduğu bölgedeki minimum et kalınlığının bulunması için (4.146) denklemi uygulanır. Minimum et kalınlığı olarak bulunan et kalınlıklarının en büyüğü alınır. Bu hesaplar üzerinde açıklık bulunmayan torisferik başlıklar için geçerlidir.

Denklemden yer alan β faktörü Şekil 4.9'dan bulunur.



Şekil 4. 9 β faktör grafiği

4.4.2.3 Yarı Küresel Başlık Hesapları

AD 2000'e göre yarı küresel başlıkların minimum et kalınlığı hesabı için (4.146) ve (4.157) eşitliği kullanılır. Daha büyük çıkan kalınlık, minimum et kalınlığıdır. β faktörü 1.1 alınır.

$$s = \frac{D_a p \beta}{40 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2 \quad (4.157)$$

Burada D_a dış çap (mm), p iç tasarım basıncı (bar), K malzemenin tasarım sıcaklığındaki akma dayanımı(MPa), S güvenlik katsayısı, v kaynak katsayısıdır.

4.4.3 Nozul Hesapları

AD 2000'e göre iç basınca maruz gövdeye dik konumdaki içten sıfırlanmış nozullar için minimum et kalınlığı (4.144) eşitsizliği sağlandıktan sonar (4.145) denklemi kullanılarak bulunur.

Açıklık hesaplarında diğer kodlarda olduğu gibi açıklıkla kaybedilen alanine takviye edilmesi yaklaşımı yatmaktadır. Bu takviye 3 farklı şekilde yapılabilir:

- Gövde kalınlığının artırılması
- Takviye plakası eklenmesi
- Nozul kalınlığının artırılması

Takviye için bu 3 yöntemin birkaçı aynı anda da uygulanabilir. Gerekli takviye hesaplarının yapılması için (4.157) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$0.002 \leq \frac{S_e - c_1 - c_2}{D_a} \leq 0.1 \quad (4.157)$$

Bunun dışında (4.158) eşitsizliği ortaya çıkıyorsa (4.159) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$\frac{S_e - c_1 - c_2}{D_a} > 0.1 \quad (4.158)$$

$$\frac{D_a}{D_i} \leq 1.7 \quad (4.159)$$

Bununla birlikte $s_a \leq 80$ mm durumunda (4.160) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$\frac{D_a}{D_i} \leq 2.0 \quad (4.160)$$

(4.161) eşitsizliğinin çıkması durumunda (4.162) eşitsizliğinin sağlanması gerekmektedir.

$$0.002 > \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \quad (4.161)$$

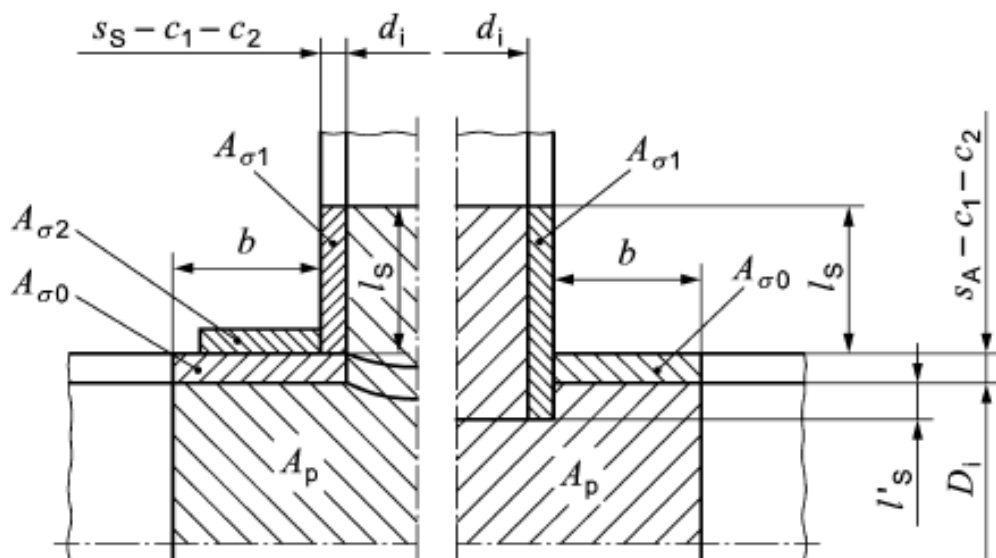
$$\frac{d_i}{D_a} \leq \frac{1}{3} \quad (4.162)$$

Bu eşitsizliklerde s_e gerçek et kalınlığı (mm), c_1 tolerans (mm), c_2 korozyon payı (mm), D_a dış çap (mm), D_i iç çap (mm), d_i açıklık çapı (mm) anlamına gelmektedir.

Takviye hesaplarında genel olarak (4.163) eşitsizliği sağlanmalıdır.

$$\frac{p}{10} \left(\frac{A_p}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \frac{K}{S} \quad (4.163)$$

(4.163) denkleminde p iç tasarım basıncını (bar), K tasarım sıcaklığındaki tasarım mukavemet değerini (MPa), S emniyet katsayısını ifade etmektedir. A_p ve A_σ alanları ise Şekil 4.10'da görülmektedir.



Şekil 4. 10 AD 2000'e göre nozul alan hesapları

A_σ alanını bulmak için (4.164) eşitliği uygulanır.

$$A_\sigma = A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1} + A_{\sigma 2} \quad (4.164)$$

Alan hesapları için Şekil 4.10'da ifade edilen b ve l_s değeri (4.165) ve (4.166) denklemleri kullanılarak bulunur.

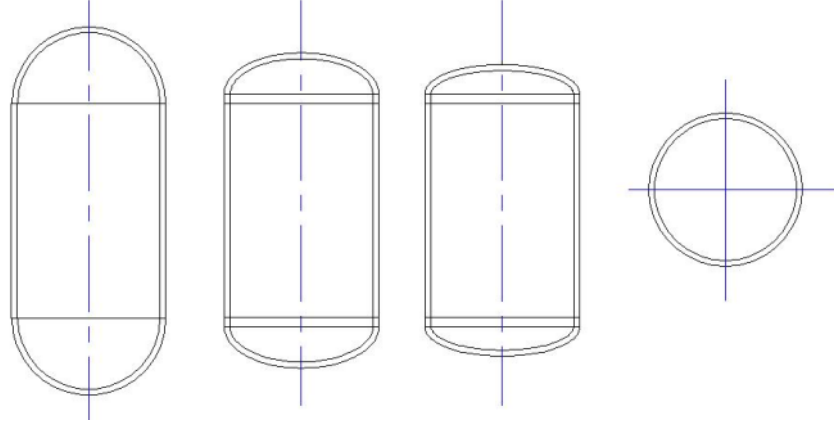
$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 - c_2) \cdot (s_A - c_1 - c_2)} \quad (4.165)$$

$$l_s = 1.25 \sqrt{(D_i + s_S - c_1 - c_2) \cdot (s_S - c_1 - c_2)} \quad (4.166)$$

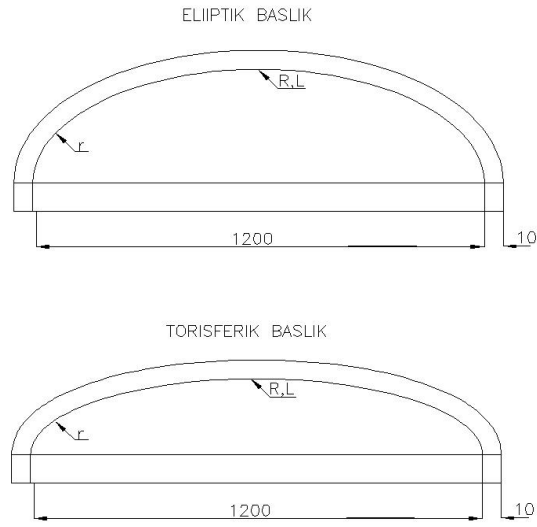
BÖLÜM 5

UYGULAMA

Bu bölümde tasarım esasları verilen 4 koda göre silindirik gövdeye, yarı küresel, eliptik ve torisferik başlıklara sahip 3 farklı basınçlı kabın 0,8-2,0 MPa arasındaki basınçlara göre gerekli minimum et kalınlıkları ve toplam ağırlıkları bulunmuş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Hem gövde hem başlık malzemesi olarak 1.0473 P355GH (EN 10028-2) sac malzeme seçilmiştir. Piyasada yaygın kullanılan bir malzemedir. Bütün basınçlı kapların iç çapları 1200 mm ve varsayılan et kalınlıkları 10 mm, korozyon payı 0 mm, gövde boyu 1800 mm'dir. Eliptik ve torisferik başlıkların silindirik kısımlarının uzunlukları 35 mm'dir. En yüksek tasarım sıcaklığı 100 °C, en düşük 0 °C'dir. Çıkan minimum gerekli et kalınlığı sonuçları kodların şart koştuğu en düşük kalınlıklardan küçük ise şart koşulan minimum kalınlık kabul edilmiştir. Ayrıca gövde ve başlıklarda hiçbir açıklık olmadığı varsayılmıştır. Tankların genel görünüşleri ve başlıkların geometrik ölçüleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Bunun dışında yarı küresel başlıkların hesapları küresel gövdeli basınçlı kaplarda da kullanılabilir. Örnek bir küresel gövdeli kap kesiti de Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5. 1 Sırasıyla yarı küresel, eliptik, torisferik başlıklı silindirik basınçlı kaplar ve küresel basınçlı kap



Şekil 5. 2 Başlıkların ölçüleri

Aşağıdaki tabloda da yukarıdaki şekilde verilmiş başlıkların ölçüleri yer almaktadır. Kodlardaki geometrik sınırlamalardan dolayı aynı başlık tipinde bazı ölçüler değişebilmektedir. Kodları kendi arasında doğru değerlendirmek için bu sınırlara uyulmuştur.

Çizelge 5. 1 Eliptik ve torisferik başlıkların ölçüleri

	ASME 8-1	ASME 8-2	EN 13445	AD 2000
Eliptik Başlıklar	r= 204	r= 204	r= 204	r= 188
	R= 1080	R= 1080	R= 1080	R= 976
Torisferik Başlıklar	r= 73.2	r= 72	r=122	r= 122
	L= 1220	L= 1200	R=1220	R=1220

4 farklı kod ile (ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445, AD 2000) 3 farklı senaryo için (Yarı küresel, eliptik, torisferik başlıklı) tasarımı yapılan basınçlı kaba ait temel parametreler verilmiştir. Verilen minimum kalınlıklar, gerçekte hesaplanan minimum kalınlıkların virgülden sonraki ilk basamağının bir üst sayıya yuvarlanmasıyla bulunmuştur. Örneğin hesaplanan minimum kalınlık değeri “3,12 mm” çıktığı zaman bu değer yukarıda “3,2 mm” olarak gösterilmiştir. Bunun amacı özel üretim saclar kullanılarak bu kodlara göre yapılacak konstrüksiyonların ortaya çıkacak gerçek ağırlıklarını bulmaktır. Bulunan sonuçlar Çizelge 5.2 ile Çizelge 5.5 arasında verilmiştir. Burada “ t_{min} ” sütunları minimum gerekli et kalınlığını, “ W_s ” sütunu silindirik gövdelerin minimum et kalınlığına göre ortaya çıkan ağırlığını, “ W_b ” sütunları başlıkların minimum et kalınlığına göre ortaya çıkan ağırlıklarını, “ W_{top} ” sütunları ise bir silindirik gövde ve iki başlığın oluşturduğu tam kapalı bir basınçlı kabın toplam ağırlığını göstermektedir.

Çizelge 5. 2 ASME 8-1 Sonuçlar

	<i>P</i> (MPa)	<i>SİLİNDİRİK GÖVDE</i>		<i>YARI KÜRESEL BAŞLIK</i>			<i>ELİPTİK BAŞLIK</i>			<i>TORİSFERİK BAŞLIK</i>		
		<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_s</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)
ASME 8-1	0,8	3,3	176,3	1,7	30,2	236,7	3,3	48,2	272,7	6,3	73,6	323,5
	1	4,2	224,5	2,1	37,3	299,1	4,2	61,5	347,5	7,9	92,7	409,9
	1,2	5	267,5	2,5	44,5	356,5	5	73,3	414,1	9,4	110,6	488,7
	1,4	5,8	310,5	2,9	51,6	413,7	5,8	85,1	480,7	11	129,9	570,3
	1,6	6,7	358,9	3,3	58,8	476,5	6,6	96,9	552,7	12,6	149,3	657,5
	1,8	7,5	402,0	3,8	67,8	537,6	7,5	110,3	622,6	14,2	168,8	739,6
	2	8,3	445,2	4,2	74,9	595,0	8,3	122,3	689,8	15,7	187,2	819,6

Çizelge 5. 3 ASME 8-2 Sonuçlar

	<i>P</i> (MPa)	<i>SİLİNDİRİK GÖVDE</i>		<i>YARI KÜRESEL BAŞLIK</i>			<i>ELİPTİK BAŞLIK</i>			<i>TORİSFERİK BAŞLIK</i>		
		<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_s</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)
ASME 8-2	0,8	2,3	122,8	1,6	28,4	179,6	2,3	33,6	190,0	4,5	52,4	227,6
	1	2,9	154,9	1,6	28,4	211,7	2,9	42,3	239,5	5,6	65,4	285,7
	1,2	3,4	181,6	1,7	30,2	242,0	3,4	49,7	281,0	6,7	78,4	338,4
	1,4	4	213,8	2	35,6	285,0	4	58,5	330,8	7,7	90,3	394,4
	1,6	4,6	246,0	2,3	40,9	327,8	4,6	67,4	380,8	8,8	103,4	452,8
	1,8	5,1	272,8	2,6	46,3	365,4	5,1	74,7	422,2	9,9	116,6	506,0
	2	5,7	305,1	2,9	51,6	408,3	5,7	83,6	472,3	11	129,9	564,9

Çizelge 5. 4 EN 13445 Sonuçlar

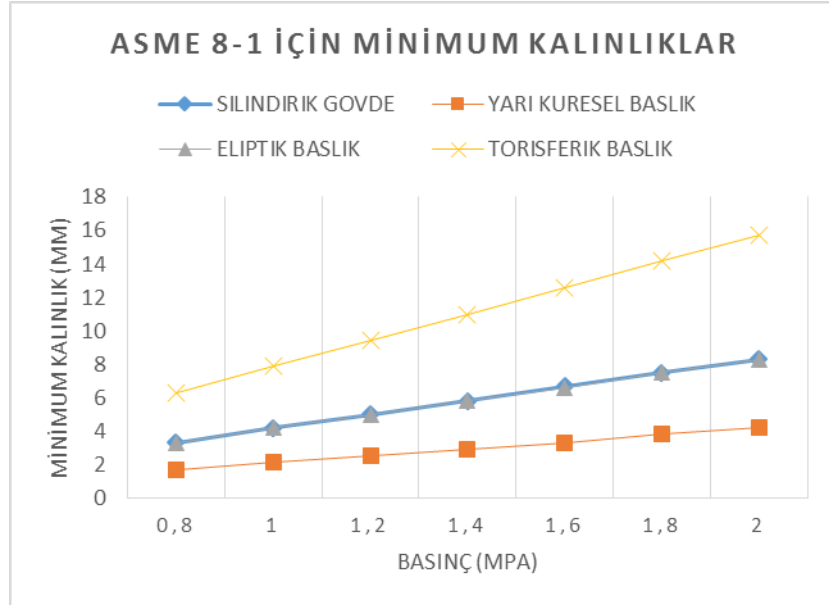
	<i>P</i> (MPa)	<i>SİLİNDİRİK GÖVDE</i>		<i>YARI KÜRESEL BAŞLIK</i>			<i>ELİPTİK BAŞLIK</i>			<i>TORİSFERİK BAŞLIK</i>		
		<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_s</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)	<i>t_{min}</i> (mm)	<i>W_b</i> (kg)	<i>W_{top}</i> (kg)
EN 13445	0,8	2,60	138,8	1,5	26,4	191,6	2,9	41,9	222,6	4,4	53,7	246,2
	1	3,20	170,9	1,8	31,7	234,3	3,4	49,2	269,3	5,3	64,8	300,5
	1,2	3,70	197,7	2	35,2	268,1	4	57,9	313,5	6,2	75,9	349,5
	1,4	4,30	229,9	2,3	40,5	310,9	4,6	66,6	363,1	7	85,8	401,5
	1,6	4,90	262,1	2,6	45,8	353,7	5,2	75,4	412,9	7,8	95,8	453,7
	1,8	5,40	288,9	2,9	51,1	391,1	5,8	84,2	457,3	8,6	105,8	500,5
	2	6,00	321,2	3,2	56,4	434,0	6,4	93	507,2	9,3	114,6	550,4

Çizelge 5. 5 AD 2000 Sonuçlar

	P (MPa)	SİLİNDİRİK GÖVDE		YARI KÜRESEL BAŞLIK			ELİPTİK BAŞLIK			TORİSFERİK BAŞLIK		
		t _{min} (mm)	W _s (kg)	t _{min} (mm)	W _b (kg)	W _{top} (kg)	t _{min} (mm)	W _b (kg)	W _{top} (kg)	t _{min} (mm)	W _b (kg)	W _{top} (kg)
AD 2000	0,8	2,60	138,8	2,00	35,2	209,2	3,20	42,5	223,8	4,50	54,9	248,6
	1	3,10	165,6	2,00	35,2	236,0	3,80	50,5	266,6	5,30	64,8	295,2
	1,2	3,70	197,7	2,20	38,7	275,1	4,30	57,2	312,1	6,00	73,4	344,5
	1,4	4,30	229,9	2,50	44	317,9	4,90	65,2	360,3	6,80	83,4	396,7
	1,6	4,80	256,7	2,80	49,3	355,3	5,40	72	400,7	7,50	92,1	440,9
	1,8	5,40	288,9	3,10	54,6	398,1	5,90	78,7	446,3	8,20	100,8	490,5
	2	5,90	315,8	3,40	59,9	435,6	6,40	85,5	486,8	8,90	109,6	535,0

Elde edilen sonuçlar değerlendirmeyi kolaylaştırmak için grafikler halinde de verilmiştir.

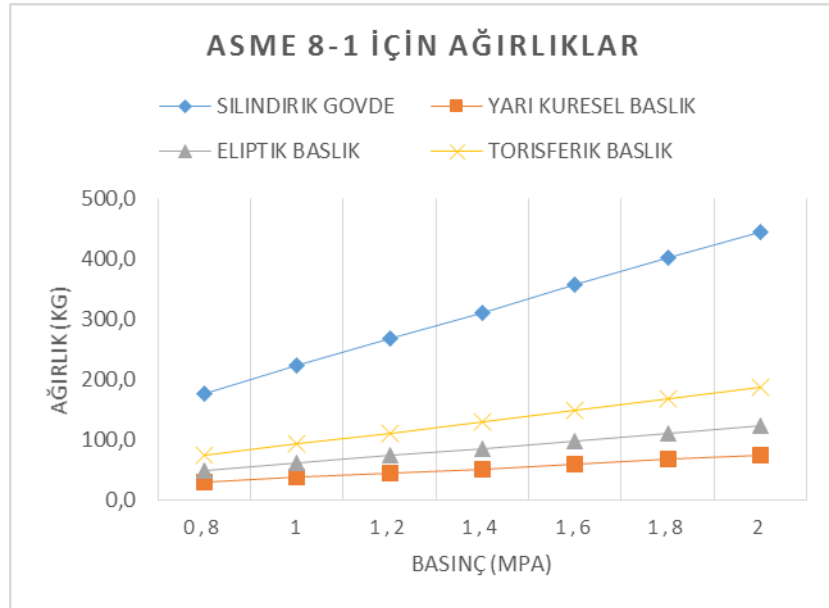
ASME 8-1'e göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan minimum kalınlıklar Şekil 5.3'te verilmiştir.



Şekil 5. 3 ASME 8-1 için minimum kalınlıklar

Şekil 5.3'teki grafikte görüldüğü gibi ASME 8-1'e göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde en düşük et kalınlığı yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. En fazla et kalınlığı ise torisferik başlıkta elde edilmiştir. Eliptik başlık ve silindirik gövde için et kalınlıkları birbirine çok yakındır.

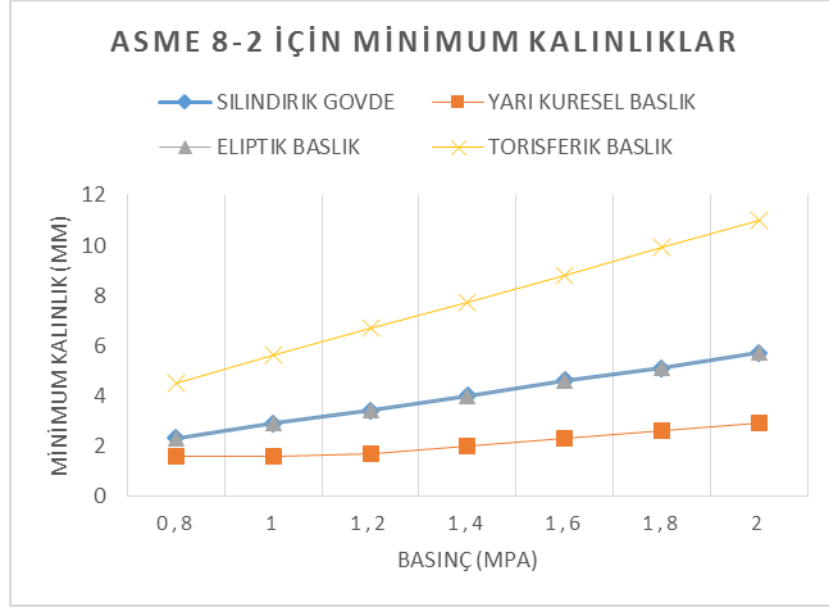
ASME 8-1'e göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan ağırlıklar Şekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5. 4 ASME 8-1 için ağırlıklar

Şekil 5.4'teki grafikte görüldüğü gibi ASME 8-1'e göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum ağırlıklar yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. Başlık bazında en fazla ağırlık torisferik başlık tipinde elde edilmiştir. Eliptik başlıklar ise diğer iki başlık tipinin arasında ağırlık değerlerine sahiptir. Silindirik gövdeler ise çok daha ağırdır.

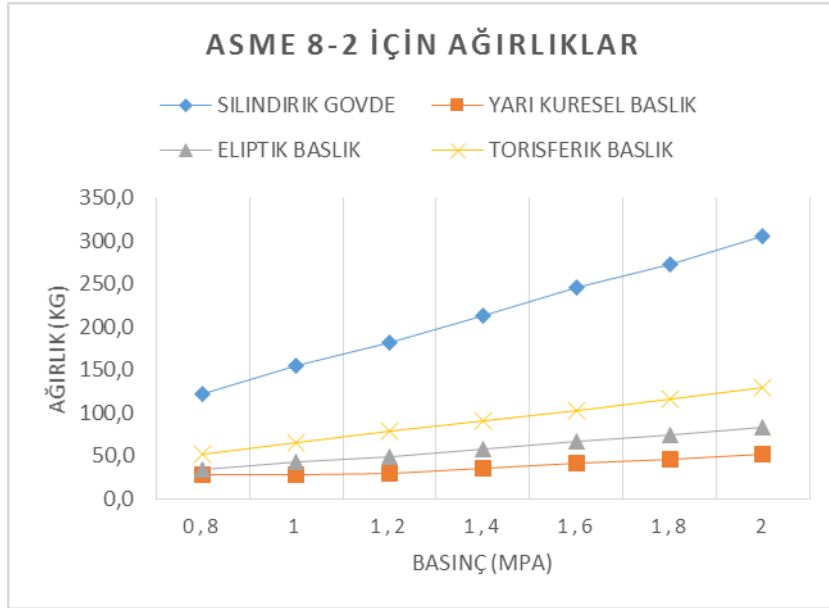
ASME 8-2'ye göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan minimum kalınlıklar Şekil 5.5'te verilmiştir.



Şekil 5. 5 ASME 8-2 için minimum kalınlıklar

Şekil 5.5'teki grafikte görüldüğü gibi ASME 8-2'ye göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum et kalınlığı yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. En fazla et kalınlığı ise torisferik başlıkta elde edilmiştir. Eliptik başlık ve silindirik gövde için et kalınlıkları birbirine çok yakındır.

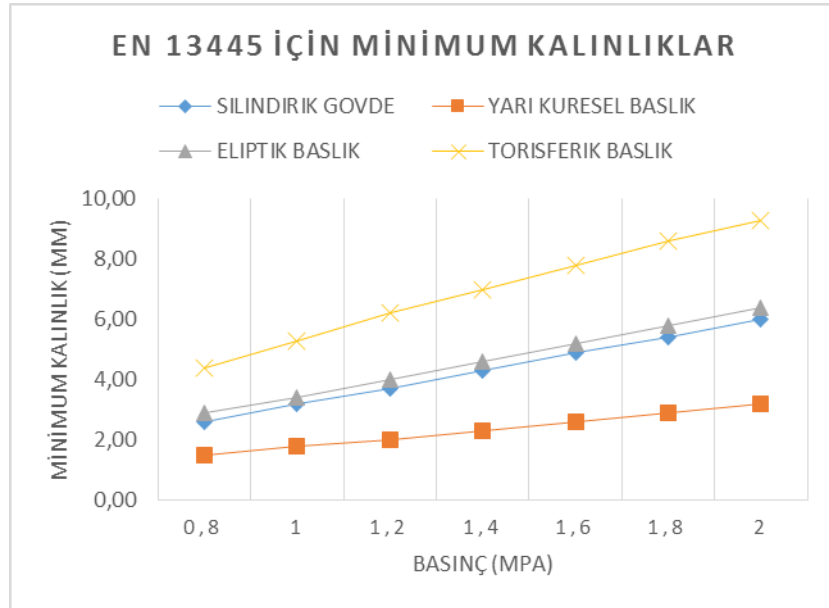
ASME 8-2'ye göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan ağırlıklar Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5. 6 ASME 8-2 için ağırlıklar

Şekil 5.6'daki grafikte görüldüğü gibi ASME 8-2'ye göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum ağırlıklar yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. En fazla ağırlık torisferik başlıklarda, en az ağırlık yarı küresel başlıklarda, bu iki başlık tipinin arasındaki değerler ise eliptik başlıklarda ortaya çıkmıştır. Silindirik gövdeler çok daha ağırdır.

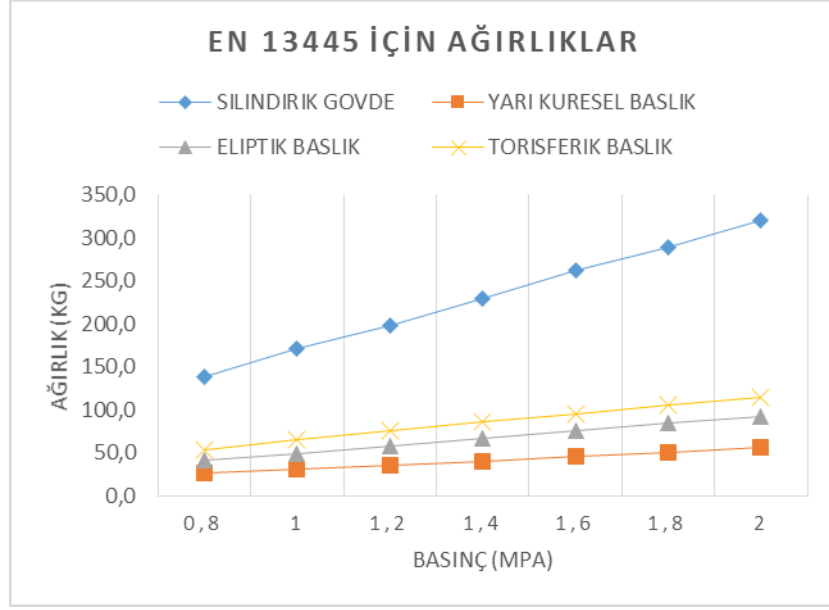
EN 13445'e göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan minimum kalınlıklar Şekil 5.7'de verilmiştir.



Şekil 5. 7 EN 13445 için minimum kalınlıklar

Şekil 5.7'deki grafikte görüldüğü gibi EN 13445'e göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum et kalınlığı yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. En fazla et kalınlığı ise torisferik başlıkta elde edilmiştir. Eliptik başlık ve silindirik gövde için et kalınlıkları birbirine çok yakındır. Ancak bu yakınlık ASME kodlarına göre daha azdır.

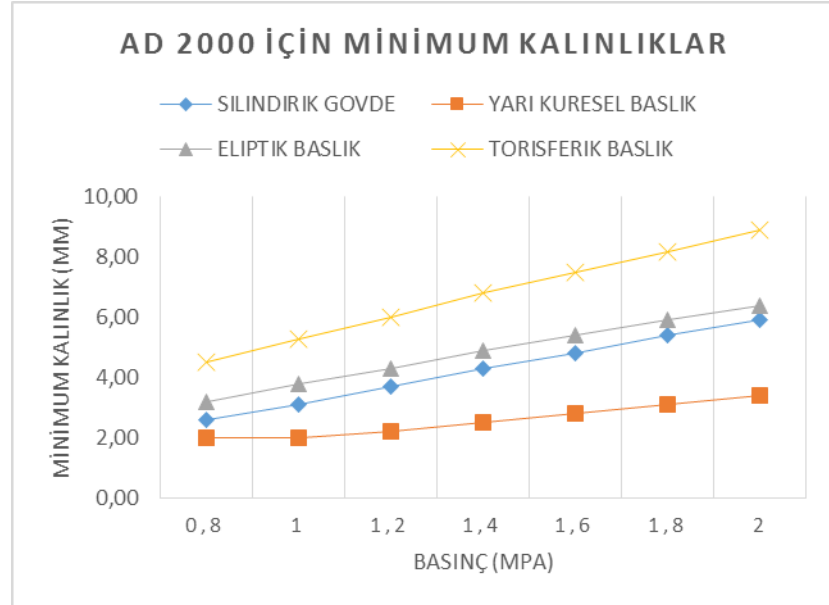
EN 13445'e göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan ağırlıklar Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5. 8 EN 13445 için ağırlıklar

Şekil 5.8'deki grafikte görüldüğü gibi EN 13445'e göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum ağırlıklar yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. Eliptik ve torisferik başlıkların ise yaklaşık olarak aynı değerler elde edilmiştir. Silindirik gövdeler ise çok daha ağırdır.

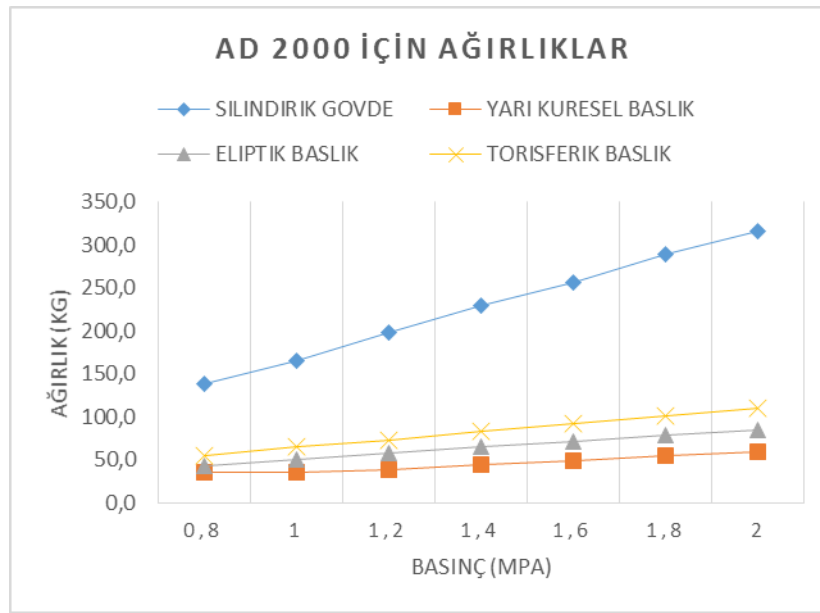
AD 2000'e göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan minimum kalınlıklar Şekil 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5. 9 AD 2000 için minimum kalınlıklar

Şekil 5.9'daki grafikte görüldüğü gibi AD 2000'e göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum et kalınlığı yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. En fazla et kalınlığı ise torisferik başlıkta elde edilmiştir. Eliptik başlık ve silindirik gövde için et kalınlıkları birbirine çok yakındır. Ancak bu yakınlık EN 13445 ve ASME kodlarına göre daha fazladır.

AD 2000'e göre silindirik gövde, yarı küresel başlık, eliptik başlık ve torisferik başlık için belirlenen basınç aralığında hesaplanan ağırlıklar Şekil 5.10'da verilmiştir.

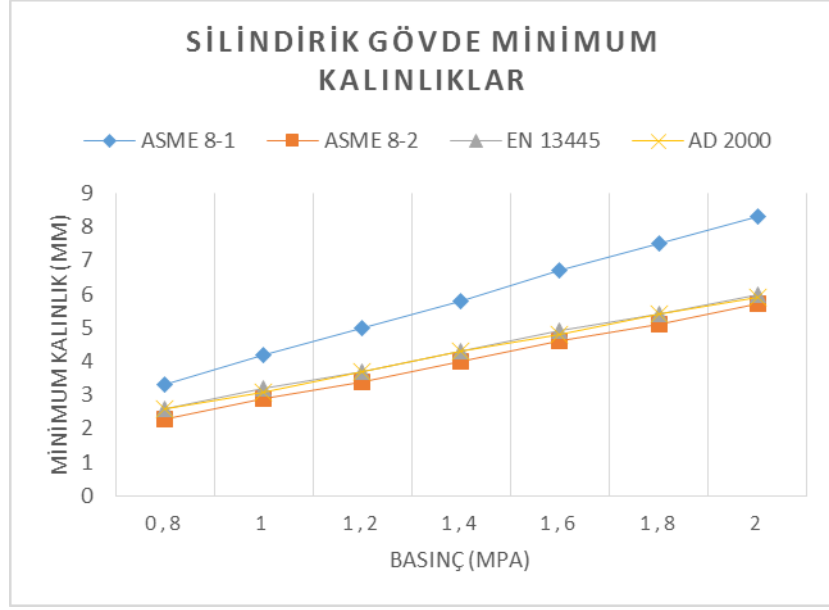


Şekil 5. 10 AD 2000 için ağırlıklar

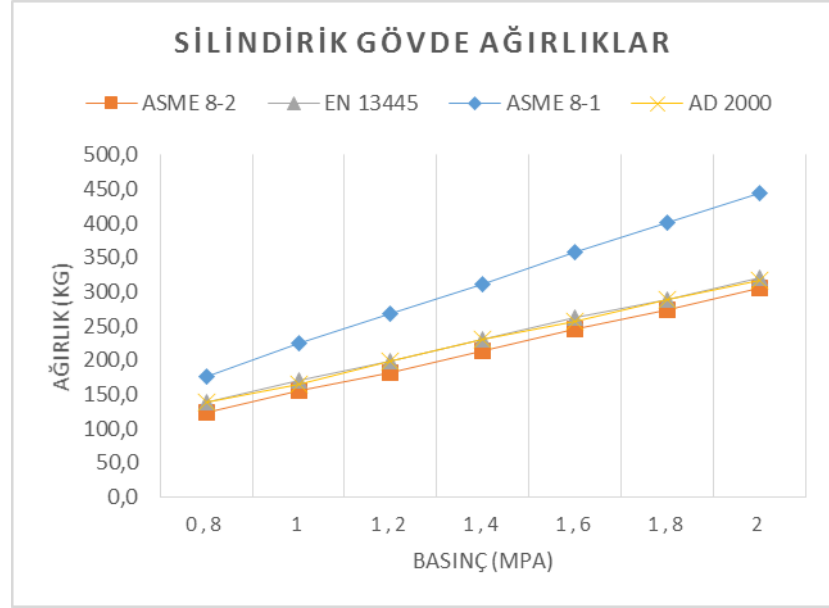
Şekil 5.10'daki grafikte görüldüğü gibi AD 2000'e göre hesabı yapılan 3 başlık tipinde minimum ağırlıklar yarı küresel başlıkta elde edilmiştir. Eliptik ve torisferik başlıkların ise yaklaşık olarak aynı değerler elde edilmiştir. Silindirik gövdeler ise çok daha ağırdır.

Buraya kadar olan kısımda ayrı ayrı 4 kodun 3 farklı başlık tipi ve silindirik gövde için minimum et kalınlıkları ve ağırlıkları verilmiştir. Bundan sonraki kısımda bileşenler bazında 4 koda göre minimum et kalınlıkları ve ağırlıkları karşılaştırılmıştır.

Silindirik gövde için kodlara göre minimum kalınlıklar ve ağırlıklar sırasıyla Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de verilmiştir.



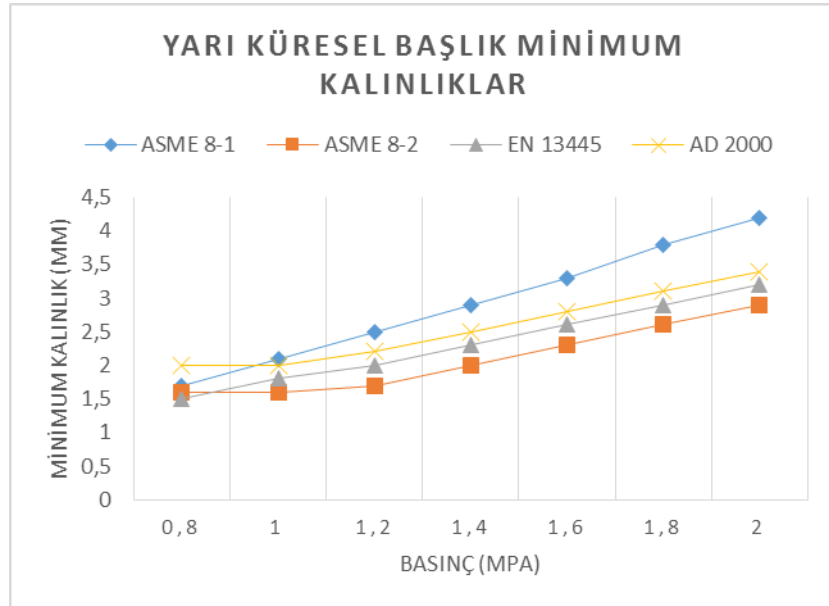
Şekil 5. 11 Silindirik gövde için minimum kalınlıklar



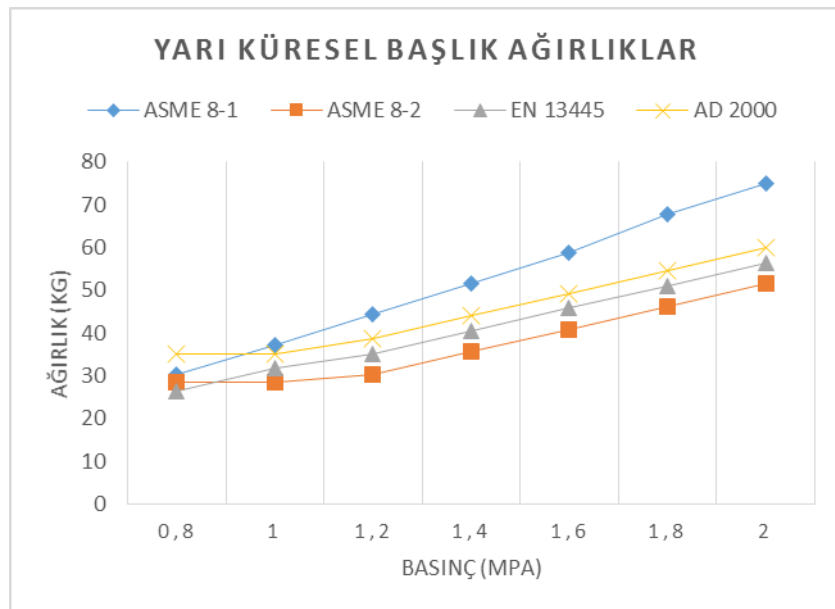
Şekil 5. 12 Silindirik gövde için ağırlıklar

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'deki grafikler incelendiğinde silindirik gövde için artan basınca göre en fazla et kalınlığı ve ağırlık ASME 8-1'de çıkmıştır. Diğer kodlara göre birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir. Yine de ASME 8-2'nin kalınlık ve ağırlık bakımından en düşük sonuçları verdiği söylenebilir.

Yarı küresel başlık için kodlara göre minimum kalınlıklar ve ağırlıklar sırasıyla Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te verilmiştir.



Şekil 5. 13 Yarı küresel başlık için minimum kalınlıklar

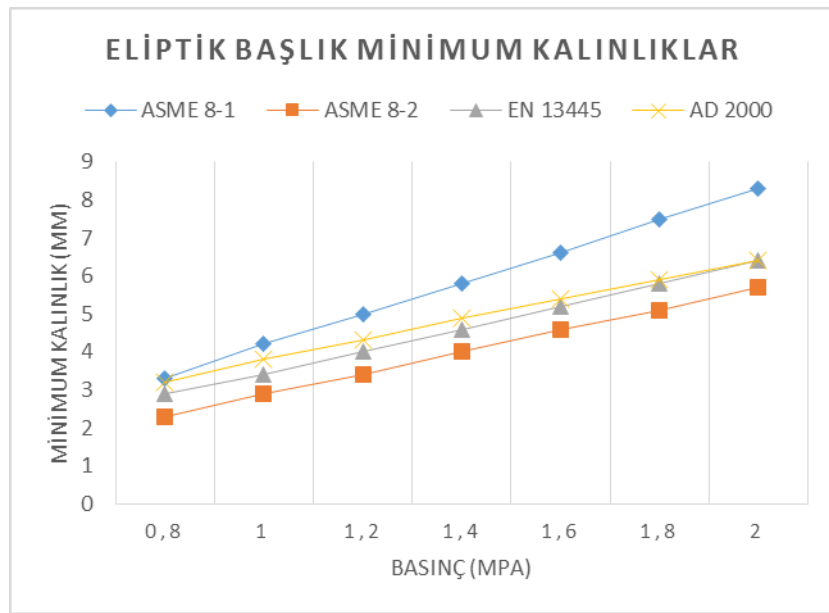


Şekil 5. 14 Yarı küresel başlık için ağırlıklar

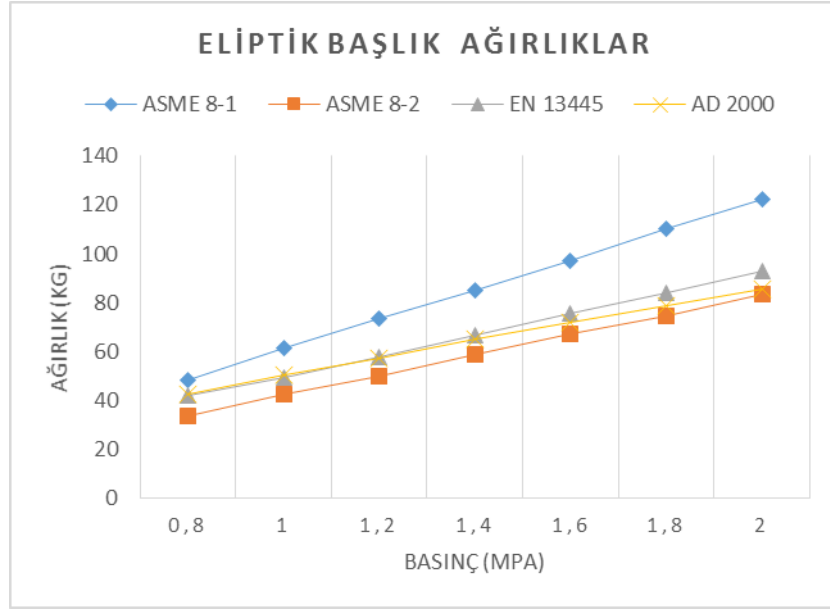
Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'teki grafikler incelendiğinde silindirik gövde için artan basınca göre en fazla et kalınlığı ve ağırlık ASME 8-1'de çıkmıştır. AD 2000'de 2 mm, ASME 8-

2'de 1.5 mm minimum et kalınlığı şartı olduğu ve bu kodlara göre 0.8 MPa ve 1 MPa basınçlarda minimum et kalınlıklarından daha düşük sonuçlar çıktığı için bu değerkler kullanılmıştır. Diğer kodlara göre ASME 8-2 nispeten daha düşük kalınlık ve ağırlık değerkleri vermiştir. AD 2000 kodu ise ASME 8-2 ve EN 13445'e göre daha büyük et kalınlıkları ve ağırlıklar vermiştir.

Eliptik başlık için kodlara göre minimum kalınlıklar ve ağırlıklar sırasıyla şekil 5.15 ve şekil 5.16'da verilmiştir.



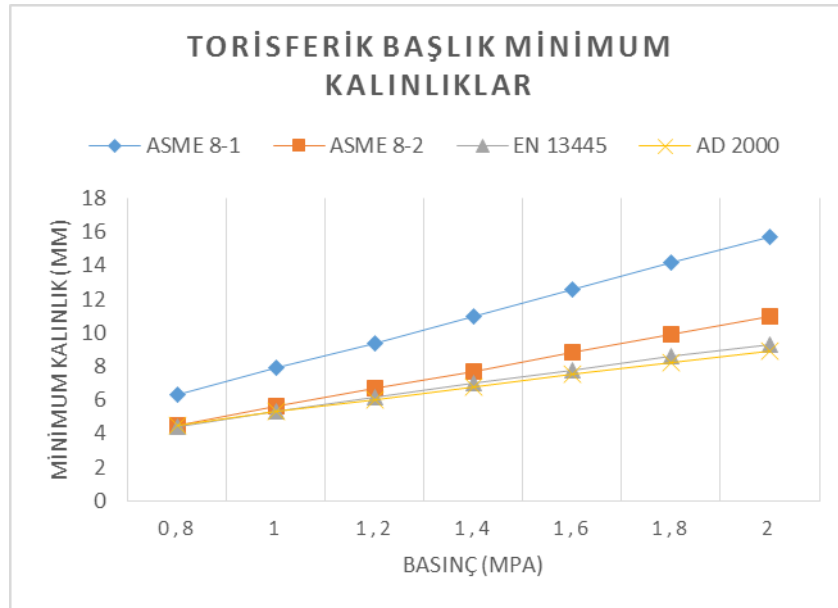
şekil 5. 15 Eliptik başlık için minimum kalınlıklar



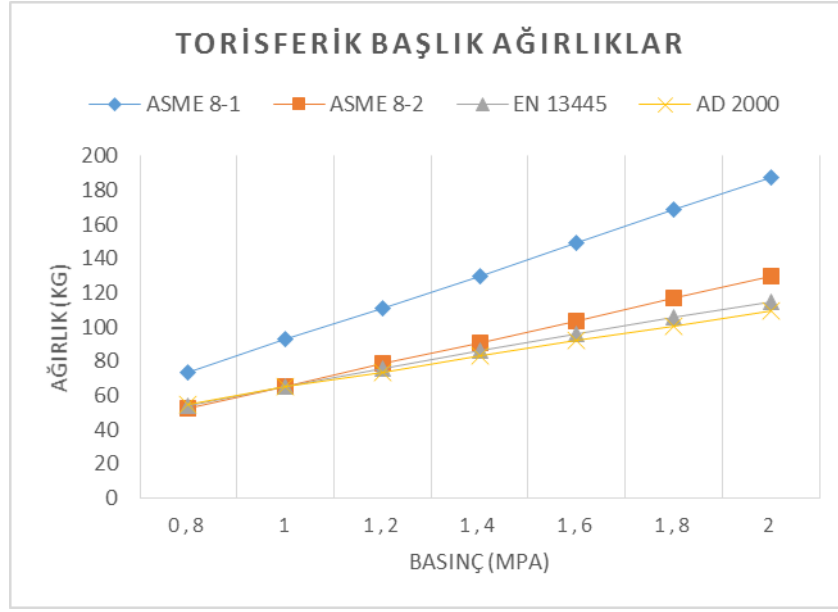
Şekil 5. 16 Eliptik başlık için ağırlıklar

Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'daki grafikler incelendiğinde silindirik gövde için artan basınca göre en fazla et kalınlığı ve ağırlık ASME 8-1'de çıkmıştır. Diğer kodlara göre birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir. Nispeten en düşük et kalınlığı ve ağırlıklar ASME 8-2 kodunda çıkmıştır.

Torisferik başlık için kodlara göre minimum kalınlıklar ve ağırlıklar sırasıyla Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'de verilmiştir.



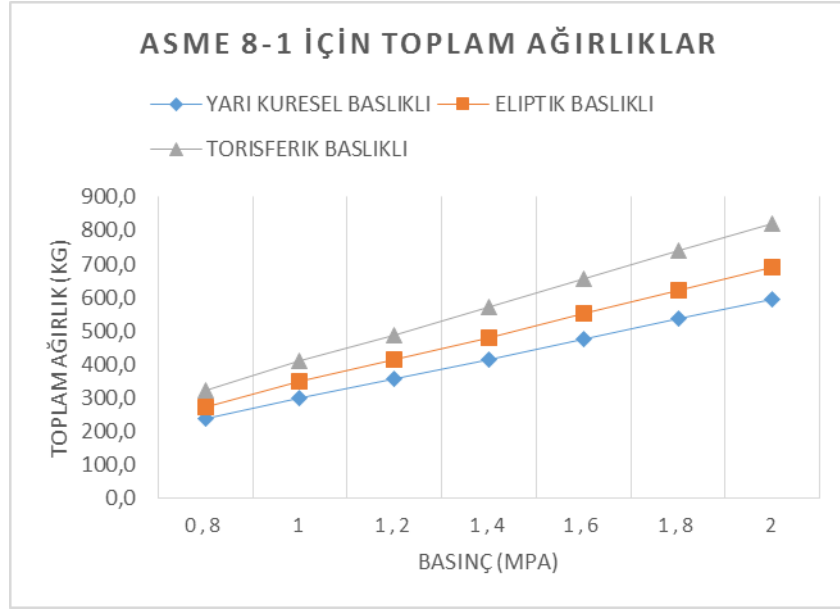
Şekil 5. 17 Torisferik başlık için minimum kalınlıklar



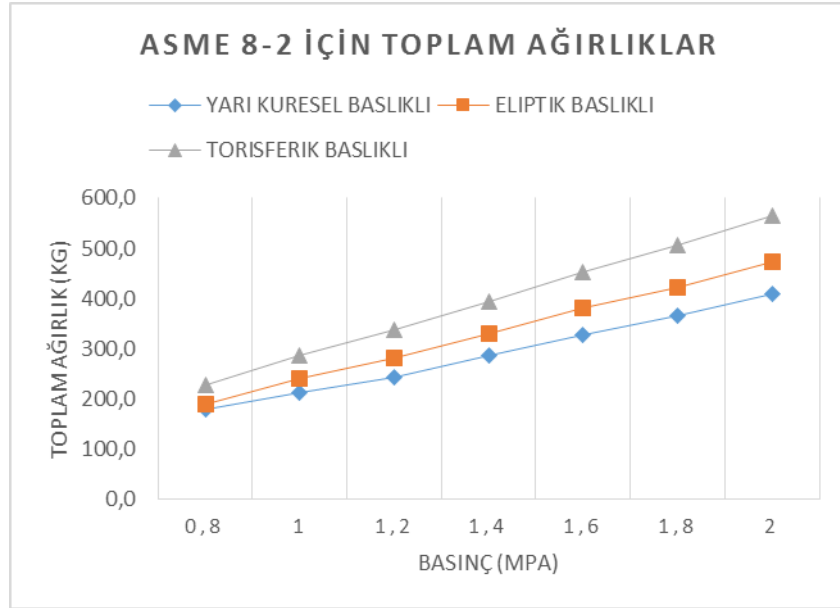
Şekil 5. 18 Torisferik başlık için ağırlıklar

Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'deki grafikler incelendiğinde silindirik gövde için artan basınca göre en fazla et kalınlığı ve ağırlık ASME 8-1'de çıkmıştır. ASME 8-2'de de AD 2000 ve EN 13445'e göre daha büyük değerler elde edilmiştir. AD2000 ve EN13445'e göre de birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir. En düşük minimum et kalınlığı ve ağırlıklar ise AD 2000'e göre elde edilmiştir.

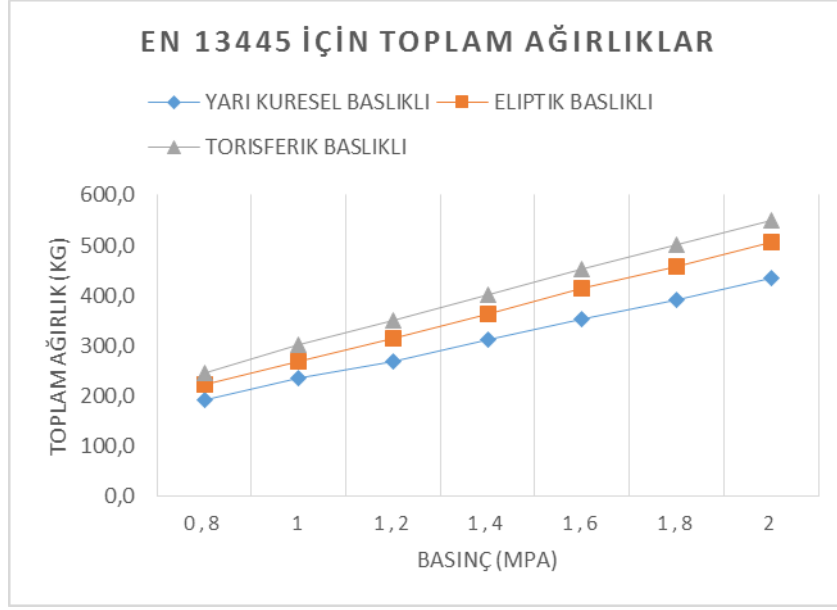
Bir silindirik gövde ve 2 adet başlığa sahip hava tanklarının toplam ağırlıklarının 3 farklı başlık tipine göre her kod için karşılaştırılması amacıyla Şekil 5.19 ile Şekil 5.22 arasındaki grafikler verilmiştir.



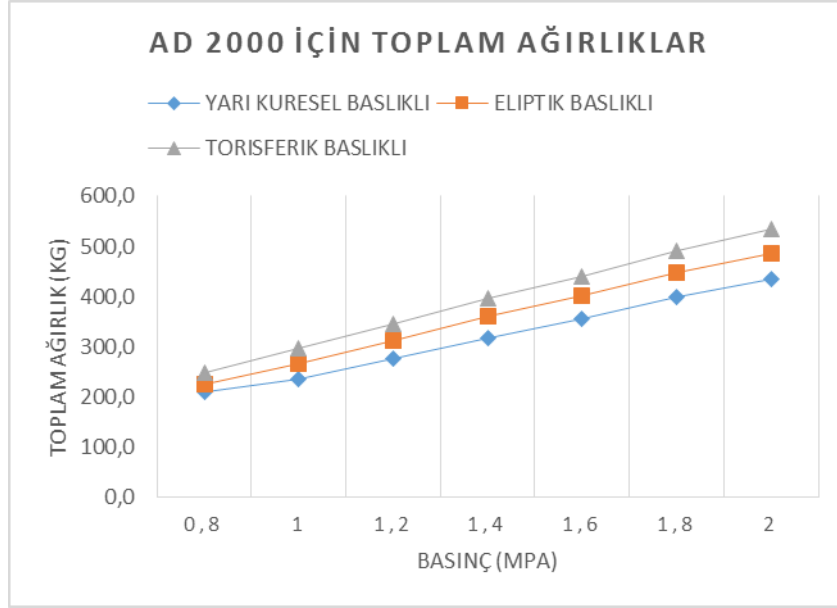
Şekil 5. 19 ASME 8-1 için toplam ağırlıklar



Şekil 5. 20 ASME 8-2 için toplam ağırlıklar



Şekil 5. 21 EN 13445 için toplam ağırlıklar



Şekil 5. 22 AD 2000 için toplam ağırlıklar

Şekil 5.19 ile Şekil 5.22 arasındaki grafikler incelendiğinde 4 koda göre de en ağır hava tanklarının torisferik başlıklı, en hafif hava tanklarının ise yarı küresel başlıklı olduğu görülmektedir. Yani kod ne olursa olsun konstrüksiyon tekniği açısından hafiflik istendiği zaman yarı küresel başlık tipi seçilmelidir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada öncelikle basınçlı kapların tanıtılması ve sınıflandırılması yapılmış, basınçlı kapların temel kısımları anlatılmıştır. Sonra basınçlı kapların tasarımında kullanılan standartlar ve kodlar hakkında bilgiler verilmiş ve 4 koda göre (ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445 ve AD 2000) basınçlı kapların temel bileşenlerinin tasarım kuralları en genel hatlarıyla gösterilmiştir. Ardından tasarım şartları ve geometrik özellikleri belirlenen bir basınçlı kabın 4 farklı koda göre (ASME 8-1, ASME 8-2, EN 13445, AD 2000) ve 3 farklı başlık tipinde (Yarı küresel, eliptik, torisferik) tasarım hesapları yapılmış ve minimum et kalınlıkları ile ağırlıklar hesaplanmıştır. Sonuçlar hem çizelgeler hem de grafikler halinde verilmiş ve değerlendirilmiştir. Buna göre sonuçları tek tek standartlar bazında incelediğimizde aşağıdaki gibi maddeler halinde sıralamak mümkündür.

- ASME 8-1'e göre yapılan hesaplarda başlık bazında en yüksek et kalınlıkları torisferik başlıklarda çıkmıştır. Torisferik başlıklara göre daha düşük et kalınlıkları eliptik başlıklarda, en düşük et kalınlıkları ise yarı küresel başlıklarda çıkmıştır. Silindirik gövdelerin et kalınlıkları da eliptik başlık et kalınlıklarıyla çok yakın değerlerde çıkmıştır. Bu durumda en yüksek ağırlığa sahip başlıklar torisferik, en düşük ağırlığa sahip başlıklar ise yarı küresel başlıklardır.
- ASME 8-2'ye göre yapılan hesaplarda başlık bazında en yüksek et kalınlıkları torisferik başlıklarda çıkmıştır. En düşük et kalınlıkları yine yarı küresel başlıklarda, bu iki başlıklara göre nispeten ortalama et kalınlıkları da eliptik başlıklarda ortaya çıkmıştır. Yine ağırlık açısından en ağır başlık tipi torisferik, en hafif başlık tipi de yarı küresel başlıklardır.

- EN 13445'e göre yapılan hesaplarda başlık bazında en yüksek et kalınlıkları torisferik başlıklarda, en düşük et kalınlıkları da yarı küresel başlıklarda çıkmıştır. Bununla birlikte en ağır başlık tipi torisferik, en hafif başlık tipide yarı küresel başlıklardır.
- AD 2000'e göre elde edilen sonuçlarda da en fazla et kalınlıkları torisferik başlıklarda, en düşük et kalınlıkları da yarı küresel başlıklarda çıkmıştır. Bu kalınlıklarla bağlantılı olarak en ağır başlıklar torisferik, en hafif başlıklar da eliptik başlıklardır.
- Bahsi geçen 4 koda göre en ağır kısımlar tahmin edilebileceği üzere silindirik gövdelerdir.

Çalışmanın sonuçlarını standartları birbiriyle kıyaslayacak şekilde değerlendirdiğimizde ise aşağıdaki gibi maddeler halinde özetlemek mümkündür..

- Silindirik gövde, eliptik ve yarı küresel başlıklar için minimum et kalınlıkları en yüksek ASME 8-1 kodunda çıkmıştır. Diğer 3 koda göre değerler birbirine yakındır.
- Yalnızca torisferik başlık tipi için yapılan hesaplamalarda ASME 8-2 koduna göre çıkan değerler EN 13445 ve AD 2000 kodlarına göre çıkan değerlerden daha fazladır. Torisferik başlıklar için de yine en yüksek et kalınlıkları ASME 8-1'e göre çıkmıştır. Gövdelerin ve başlıkların ağırlıkları da kodlara göre minimum et kalınlıklarıyla aynı oranda değişmektedir.
- Bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre konstrüksiyon tekniği açısından en hafif basınçlı kabın yapılması istendiğinde ASME 8-2 koduna göre küresel gövdeli ya da yarı küresel başlıklı olması önerilmektedir. Yine EN 13445 koduna göre de tasarım yapılabilir. En yüksek et kalınlıklarıyla en yüksek ağırlıkları çıkaran ASME 8-1 koduna göre tasarım ise diğer kodlara göre en son sırada önerilmektedir.

Yukarıdaki sonuçların, değerlendirme ve önerilerin bu alanda çalışan mühendislere ve araştırmacılara tasarım açısından faydalı olacağı söylenebilir.

Gelecek çalışmalarda bahsi geçen 4 koda göre malzeme özelliklerinin, darbe test gerekliliklerinin, ısıtma işlem ve kaynak sonrası ısıtma işlem ve en düşük basınç test gerekliliklerinin karşılaştırılması yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Chattopadhyay, S., (2004). Pressure Vessels Design and Practice, CRC Press, Boca Raton.
- [2] TS 3362, (1979). Basınçlı Kaplar Hesaplama Kuralları, TSE, 1. Baskı, Ankara.
- [3] Kandaz, M., (2006). Computer Aided Design and Structural Analysis of Pressure Vessels, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [4] Geren, N. ve Tunç, T., (1999). “Basınçlı Kap Tasarım Kodları ve Çatlak Analizi”, Mühendis ve Makina, 40 (479):15-22.
- [5] Anık, S. Ceyhan, V. ve Vural, M., (1993). “Silindirik Lpg Tanklarının Değişik Standartlara Göre Bilgisayar Yardımıyla Tasarımı”, 4. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, 10 Şubat 1993, Yalova.
- [6] Sayılğan, U., (1993). “Basınçlı Kapların Tanımı, Tasarımı, Standartları”, Basınçlı Kaplar Tasarım ve İmalatı Semineri, 10 Şubat 1993, İstanbul.
- [7] Türkel, V., (2004). Küresel Lpg Tanklarının Tasarımının ve İmalatının Bilgisayar Yardımıyla İncelenmesi, Doktora Tezi, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [8] European Commission Enterprise Directorate-General, Comparative Study on Pressure Equipment Standards,
<http://ec.europa.eu/DocsRoom/documents/10903/attachments/1/translations/en/renditions/pdf>, 25 Ağustos 2017.
- [9] Preiss, R. ve Zeman, J., (2004). “Comparative Study EN 13445/ASME Section VIII Div. 1 and 2”, ASME PVP Conference, 25-29 July 2004, San Diego.
- [10] Kalnins, A., Rana, M. ve Karcher, G., G., (2006). “Design Fatigue Life Comparison of ASME Section VIII and EN 13445 Vessels with Welded Joints”, ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, 23-27 July 2006, Vancouver.
- [11] Sancaklı, İ. Ve Azeloğlu, C., O., (2017). “Basınçlı Kapların ASME Section VIII Division 2 ve EN 13445 Kodlarına Göre Tasarımı ve Karşılaştırılması”, International Conference on Advanced Engineering Technologies, 21-23 Eylül 2017, Bayburt.

- [12] Towler, G. ve Sinnott, R., (2013). Chemical Engineering Design, Second Edition Elsevier, Oxford.
- [13] Kartal Bombe Sanayi, Bombe, <http://www.kartalbombe.com.tr/bombe.html>, 25 Ağustos 2017.
- [14] Gerlach, H.D., (1979). "The German Pressure Vessel Code-Philosophy and Safety Aspects", International Journal of Pressure Vessel and Piping, 0308:283-302
- [15] ASME Section VIII Division 1, (2015). Rules for Construction of Pressure Vessels, ASME, Latest Edition 2015, New York.
- [16] ASME Section VIII Division 2, (2015). Rules for Construction of Pressure Vessels, Alternative Rules, ASME, Latest Edition 2015, New York.
- [17] CEN EN 13445-3, (2014). Unfired Pressure Vessels-Design, European Committee for Standardization, 2014 Edition, Europa
- [18] AD 2000, (2000). Technical Rules for Pressure Vessels, Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, Germany
- [19] ASME Section 2 Part D, (2015). Materials Properties (Metric), ASME, Latest Edition 2015, New York.
- [20] Ball, B.E. ve Carter, W.J., (2002). CASTI Guidebook to ASME Section VIII Div. 1 Pressure Vessels, Third Edition, CASTI Publishing Inc, Canada
- [21] Baylac, G. ve Koplewicz, D., (2004). EN 13445 "Unfired pressure vessels" Background to the rules in Part 3 Design, First Edition, Union de Normalisation de la Mecanique, Courbevoie.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :İsmail SANCAKLI
Doğum Tarihi ve Yeri :23.08.1991 İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :issancakli@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Sakarya Üniversitesi	2013
Lise	Fen Bilimleri	Rıfat Canayakın Lisesi	2009

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-Halen	Alp Gözetim Den. Müh. Dan. Ltd Şti.	Tasarım Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Sancaklı İ., Azeloğlu C.O., (2017) “ Basıncılı Kapların ASME Section VIII Division 2 ve EN 13445’e Göre Tasarımı ve Karşılaştırması” 2017 International Conference on Advanced Engineering Technologies, 21-23 Eylül 2017, Bayburt