



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

**Ottimizzazione della progettazione
meccanico-strutturale di serbatoio in
pressione mediante normative di settore,
procedure analitiche e modellazione agli
elementi finiti**

**Optimization of the mechanical-structural design of a pressure vessel
through technical standards, analytical and numeric methods**

Candidato:
Francesco D'Orazio

Relatore:
Prof. Pierpaolo Belardinelli

Correlatore:
Ing. Samuele Gasperoni

Anno Accademico 2021-2022



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

**Ottimizzazione della progettazione
meccanico-strutturale di serbatoio in
pressione mediante normative di settore,
procedure analitiche e modellazione agli
elementi finiti**

**Optimization of the mechanical-structural design of a pressure vessel
through technical standards, analytical and numeric methods**

Candidato:
Francesco D'Orazio

Relatore:
Prof. Pierpaolo Belardinelli

Correlatore:
Ing. Samuele Gasperoni

Anno Accademico 2021-2022

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

Ringraziamenti

Vorrei dedicare questo spazio a coloro che mi hanno aiutato nella realizzazione di questa tesi di laurea e alle persone che mi hanno permesso di arrivare fino a questo traguardo.

A Pierpaolo Belardinelli, che è stato molto di più che un relatore, ma un mentore. Sempre disponibile per ogni tipo di necessità, dalle domande per la tesi ai consigli per il mio futuro. Una di quelle persone che si spera di incontrare nel proprio percorso universitario.

Al mio tutor Samuele, che si è reso sempre disponibile ad aiutarmi a condurre le ricerche. Lo ringrazio soprattutto per avermi dato la possibilità di mettermi in gioco anche su argomenti diversi, permettendomi di avere una conoscenza anche più pratica dell'argomento. Ringrazio Robert e Pietro che mi hanno permesso di realizzare questo tirocinio presso "Universal Pack SRL".

Ai miei genitori Marco e Daniela, le due colonne portanti della mia vita, che mi hanno permesso di vivere sempre nelle condizioni migliori e di sognare qualsiasi cosa per il mio futuro. Vi ringrazio perchè avete sempre creduto nelle mie capacità, anche se solo con il tempo sono riuscito a dimostrarlo. Grazie per tutti gli insegnamenti che mi avete fornito, devo a voi il mio futuro.

A mia sorella Alessandra, che riesce sempre con le giuste parole a farmi affrontare le difficoltà. Vederti raggiungere certi traguardi mi ha spronato ad arrivare a questo risultato.

Ai miei nonni, i miei più grandi insegnanti e sostenitori. Mi date la forza di continuare e mi motivate, siete speciali. Grazie per essere orgogliosi di me.

Ai miei amici di università, una vera e propria squadra imbattibile. Grazie per questi anni passati assieme.

Ai miei amici di sempre, con cui ho condiviso i momenti migliori e spero di condividere tanti altri. Scelte diverse nella nostra vita ci hanno sempre fatto ritrovare, condividere con voi questo risultato è ancora più bello.

A Valeria, senza di te forse oggi non sarei qui. Tu mi hai fatto capire il mio valore e grazie a te ho veramente iniziato a studiare. Nei momenti di difficoltà una tua parola vale più di libro intero, sei sempre pronta a ricordarmi dove sono arrivato e a dirmi che non devo avere paura di nulla. Come spesso ripeti "insieme riusciamo a fare qualsiasi cosa" e guardandoci indietro la parola "insieme" è sicuramente la più adatta a descrivere il nostro percorso.

Ancona, Luglio 2022

Francesco D'Orazio

Sommario

La progettazione di serbatoi in pressione in campo industriale è regolata da normative e codici nazionali ed internazionali; questi spesso sono in contrapposizione e si allontanano dallo scopo di ottimizzazione del componente.

Questa tesi ha come obiettivo principale la progettazione di un serbatoio ad utilizzo industriale, che coniughi alle principali normative di settore uno studio approfondito sulla resistenza del componente. A questo proposito la domanda di ricerca è: *"fino a che punto i codici di progettazione possono essere seguiti senza evitare criticità nel componente?"*.

Per rispondere a questa domanda si è reso necessario una analisi agli elementi finiti ed uno studio analitico, i cui risultati costituiscono un termine di confronto con i risultati delle normative per capire se queste tralascino o sottostimano alcuni aspetti del serbatoio.

I codici di progettazione analizzati sono i tre principali (ASME BPVC SECTION VIII DIV I e DIV II, UNI EN-13445), e si è effettuato un confronto tra di essi in modo da identificare il più adatto al serbatoio in questione.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Obiettivi e motivazioni della tesi	2
1.2	Fasi	2
1.3	Descrizione serbatoio	3
2	Stato dell'Arte	9
2.1	Analisi della normativa di settore	9
2.1.1	ASME BPVC	9
2.1.2	UNI EN-13445	10
2.2	Analisi della letteratura tecnica	11
3	Metodi	13
3.1	Studio Analitico	13
3.1.1	Fasciame Cilindrico	19
3.1.2	Fondelli	20
3.2	Analisi FEM	23
3.2.1	1° Modello: Corpo centrale, Coperchio, O-Ring	24
3.2.2	2° Modello: Corpo Unico	26
3.3	Normativa	27
3.3.1	UNI EN-13445	27
3.3.2	ASME BPVC	35
4	Risultati	45
4.1	Risultati Metodo Analitico	45
4.1.1	Fasciame Cilindrico	45
4.1.2	Fondelli	46
4.2	Risultati Analisi FEM	47
4.2.1	Ottenimento dei Risultati	47
4.2.2	Confronto risultati analitici	52
4.3	Resistenza serbatoio	52
4.4	Risultati Normative	53
5	Confronto finale e Conclusione	59
5.1	Fasciame Cilindrico	60
5.2	Fondello torosferico	61
5.2.1	Calotta	61

Indice

5.2.2	Raccordo	61
5.3	Conclusione	62
6	Appendice	63

Elenco delle figure

1.1	Diagramma esplicativo delle tre strade seguite per il dimensionamento del serbatoio	3
1.2	Serbatoio completo di: Camicia di coibentazione in verde, Bocchello di ingresso, Foro di uscita, Valvole di regolazione, Valvola di sicurezza, Spry-ball, Sonda	4
1.3	Sezione	5
1.4	Esploso Serbatoio: (1):Valvola di sicurezza; (2):Coperchio; (3):Sonda; (4):Camicia di coibentazione; (5):Corpo centrale; (6):Spry-ball	6
1.5	Design fondello (Inoxfondi)	7
1.6	Dimensioni fondello	7
3.1	Curva Piana (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)	14
3.2	Figure tratte dal Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA	15
3.3	Sistema di Riferimento (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)	16
3.4	Raggi di curvatura rilevanti (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)	17
3.5	Elementino (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)	18
3.6	Viste laterali elementino, soggetto a a forze per unità di lunghezza (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)	19
3.7	Fasciame Cilindrico	20
3.8	Sfera	21
3.9	Rappresentazione carichi tratta dall’articolo [1] (a) Tutti i carichi sono applicati; (b) solo pressione interna; (c) solo forze di bordo; (d) solo momento di bordo	22
3.10	1°Modello: Serbatoio diviso tra corpo centrale, coperchio e O-Ring.	24
3.11	2°Modello: Serbatoio come corpo unico(si noti come nella sottofigura <i>b</i> le flange sono unite).	26
3.12	fig:Tabella fornita dalla UNI EN 13445-2 per classificare il materiale in un determinato gruppo,per il quale si associano parametri caratteristici	29

Elenco delle figure

3.13	Tensione ammissibile per il dimensionamento del serbatoio in questione, realizzato in AISI 316L, cioè con $A > 35\%$	30
3.14	Nomenclatura usata nella norma UNi EN-13445 per il dimensionamento del fondo toroidale	31
3.15	rappresentazione delle grandezze per il Fondo toroidale	32
3.16	Tabella per il calcolo del coefficiente β	33
3.17	Tabella per individuare il testing group	34
3.18	Valore di z in funzione del testing group	34
3.19	Nomenclatura usata nella Division I per le formule utili al dimensionamento della testa toroidale	36
3.20	Nomenclatura usata nella Division I per le formule utili al dimensionamento del fasciame cilindrico	36
3.21	Tabella per applicazione dell'efficienza delle saldature	38
3.22	Tabella esplicativa sulle categorie di saldature	39
3.23	Tabella fornita dalla DIV I per la scelta del fattore E	40
3.24	Tabella per scelta del Joint Efficiency	41
3.25	Fondello toroidale, nel caso di spessore costante e nel caso di spessore diverso tra calotta e ginocchio	42
4.1	Confronto tra 1° e 2° Modello: è verificata la similitudine tra i due casi, si hanno le stesse tensioni nei punti considerati	49
4.2	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 2,5mm	51
6.1	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 35mm	64
6.2	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 30mm	65
6.3	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 25mm	66
6.4	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 20mm	67
6.5	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 15mm	68
6.6	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 10mm	69
6.7	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 7,5mm	70
6.8	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 5mm	71
6.9	Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 2,5mm	72

Elenco delle tabelle

1.1	Dimensioni Serbatoio	5
4.1	Tensioni Fasciame cilindrico	45
4.2	Tensioni equivalenti Fasciame cilindrico: σ_{eq}	46
4.3	Coefficiente di sicurezza	46
4.4	Tensioni sulla Calotta del Fondello	46
4.5	Coefficiente di sicurezza Sfera	46
4.6	Tensioni calcolate analiticamente	47
4.7	Tensioni calcolate analiticamente per $D = 996mm$	47
4.8	Confronto 1° e 2° modello	50
4.9	Verifica risultati analitici	52
4.10	Tabella che mette in evidenza la criticità del serbatoio sulla zona di raccordo	52
4.11	Tabella che mette in evidenza la criticità del serbatoio sulla zona di raccordo per spessore di 5 mm	53
4.12	Tensioni ammissibili	53
4.13	Joint Efficiency	54
4.14	Spessore Fasciame Cilindrico UNI EN-13445	54
4.15	Spessore Fasciame Cilindrico ASME SEC VIII DIV I	55
4.16	Spessore Fasciame Cilindrico ASME SEC VIII DIV I	55
4.17	Confronto spessori Fasciame Cilindrico richiesto dalle Normative	55
4.18	Confronto spessori Fasciame Cilindrico richiesto dalle Normative	56
4.19	Confronto spessori Fondello richiesto dalle Normative	56
4.20	Confronto Pressioni limite Fondello	56
4.21	Confronto Coefficienti di sicurezza del Fondello	56
5.1	Conversione risultati analitici	59
5.2	Conversione risultati analisi FEM	59
5.3	Confronto Coefficienti di sicurezza richiesto dalle Normative sul Fondello	60
5.4	Confronto Coefficienti di sicurezza richiesto dalle Normative sul Fondello	60
5.5	Confronto spessori sul fasciame cilindrico	60
5.6	Confronto spessori sulla Calotta	61
5.7	Confronto spessori sull Raccordo	61

Capitolo 1

Introduzione

Lo stoccaggio ed il trasporto di liquidi è un problema che ha sempre caratterizzato la ricerca tecnologica dell'essere umano. In tempi antichi questo veniva fatto per motivi essenziali quali la conserva ed il trasporto di acqua; con il progresso tecnologico le necessità sono cambiate e queste hanno permesso l'evoluzione di sistemi di stoccaggio e di trasporto sempre più complessi e funzionali. Questi sono così tanto radicati nella storia dell'essere umano, da essere uno dei primi temi di unificazione e normazione sviluppato dalla società moderna. La necessità di una normativa che descrivesse i criteri di dimensionamento di questi componenti è affiorata insieme ai primi incidenti verificatisi nelle industrie, in particolare erano le esplosioni dei componenti in pressione, uno dei maggiori rischi all'interno degli impianti industriali. Infatti due grossi incidenti nei primi anni del 900 provocarono la morte di quasi 100 persone nello stato del Massachussets, provocando la richiesta di un codice unificato per il dimensionamento di apparecchi in pressione: il "Boiler and Pressure Vessel Code", noto come BPVC, fornito dalla "American Society of Mechanical Engineers"(ASME). Questo fù pubblicato nel 1914 ed era composto da 114 pagine, ad oggi conta circa 92000 copie e un totale di 16000 pagine contenute in 28 volumi ed è considerato probabilmente il codice di dimensionamento di apparecchi in pressione più diffuso, nonchè il primo mai realizzato. Tuttavia, si allontana dalla necessità di efficienza ed efficacia , in quanto gli obiettivi alla base di questo codice, sono l'impiego massiccio di materiale, la riduzione al minimo dei calcoli e l'utilizzo di coefficienti di sicurezza elevati per minimizzare i controlli non distruttivi sull'apparecchio in pressione. Sicuramente questo rende il dimensionamento particolarmente veloce e semplice, ma non cerca la miglior soluzione possibile.

A risolvere questo problema, si sono sviluppati negli anni altri metodi di progettazione, che avessero alla base lo scopo di dimensionare apparecchi in pressione più economici, meno pesanti e anche più sicuri di quelli dimensionati attraverso la Divisione I della Sezione VIII del codice BPVC. Uno di questi metodi è la norma armonizzata UNI EN-13445, pubblicata dal comitato europeo di normazione (CEN) per la prima volta nell'edizione del 2002. La stessa ASME, conscia del fatto che la Divisione I sia piuttosto antiquata e poco sicura, rinnovò il codice BPVC con metodi di dimensionamento alternativi:quali la Divisione II e Divisione III.

1.1 Obiettivi e motivazioni della tesi

Ad oggi perciò si dispone di vari metodi per il dimensionamento di apparecchi in pressione, tutti con l'obiettivo di garantire la sicurezza del componente, ma con diversi percorsi per arrivarci. Risulta però piuttosto complesso capire a priori le differenze tra di essi, e quali sono i casi in cui sia conveniente utilizzarne uno piuttosto che l'altro. A questo scopo la tesi in questione si propone di mettere a confronto tre di questi metodi di progettazione:

- ASME BPVC Sezione VIII Divisione I
- ASME BPVC Sezione VIII Divisione II
- UNI EN-13445

Questo studio, in quanto di applicazione pratica, è stato eseguito su un serbatoio cilindrico con fondi torosferici di uso industriale, sottoposto ad una pressione massima pari a 6 bar: perciò il confronto è stato realizzato solo ed esclusivamente sulle formule che regolano il dimensionamento di questo tipo di componente. Per capire a pieno questi metodi, non ci si è limitati solo ad un semplice utilizzo di queste formule, ma si è partiti dalla teoria analitica alla base di questi (Teoria Membranale) per valutarne le differenze in modo più preciso e completo. Infatti in questo modo si ha la possibilità di capire da dove provengono le formule proposte dai vari iter di dimensionamento e come aumentano la sicurezza del componente rispetto alla Teoria Membranale: questo è più semplice per la ASME DIV I e per la UNI EN-13445 perché hanno un approccio più teorico e quindi simile allo studio analitico, mentre la ASME DIV II propone formule più "innovative" e quindi difficilmente confrontabili. Oltre a questo si è studiato il componente attraverso una Analisi agli Elementi Finiti con lo scopo di verificare lo studio analitico e valutare i punti più complessi, quali le zone di discontinuità geometrica che non sono studiabili attraverso la Teoria Membranale e devono essere, per questo motivo, studiate a parte. Proprio le zone di discontinuità geometrica, sono le più critiche del serbatoio, per questo può risultare funzionale verificare che la normativa dimensiona in modo tale da garantire anche la sicurezza di queste zone.

1.2 Fasi

La tesi si sviluppa su tre fasi principali:

- **Studio Analitico** del serbatoio attraverso la Teoria Membranale
- **Analisi FEM**
- dimensionamento del serbatoio in base alle **Normative** (ASME BPVC SEC VIII DIV I, ASME BPVC SEC VIII DIV II, UNI EN-13445)

Queste sono divise tra la parte di **Metodi** (3), dove si spiegano i processi seguiti per le applicazioni della teoria membranale, dell'analisi FEM e delle normative del settore; e la parte di **Risultati** (4) in cui si applicano sul serbatoio in questione i metodi individuati precedentemente. In questo capitolo si affronta anche una comparativa tra i risultati di 3 codici di progettazione di serbatoi in pressione (ASME BPVC Section VIII DIV I; ASME BPVC Section VIII DIV II; UNI EN-13445). Segue poi un confronto tra le richieste del dimensionamento delle normative con lo studio analitico e l'analisi FEM.

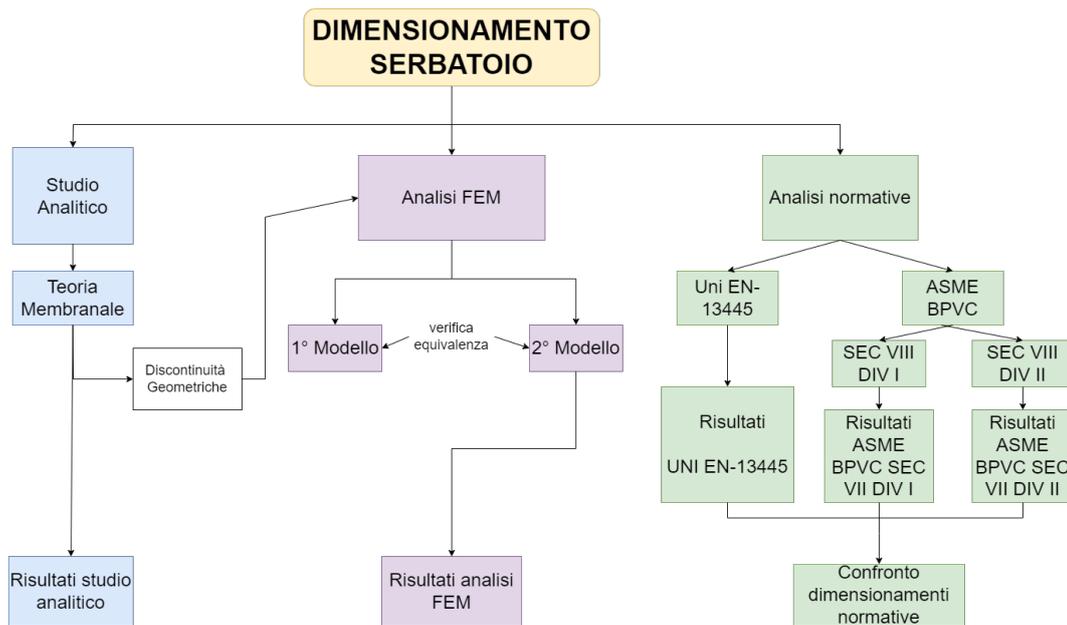


Figura 1.1: Diagramma esplicativo delle tre strade seguite per il dimensionamento del serbatoio

1.3 Descrizione serbatoio

L'oggetto della ricerca è un serbatoio in pressione ad uso alimentare, impiegato in una linea di imbustamento. Tuttavia la sua funzione non è quella di stoccaggio, ma di sfruttare la pressione al suo interno per pompare il prodotto alimentare verso il dosatore senza ricorrere a pompe volumetriche o dinamiche: tutto ciò per rispettare le condizioni di igiene richieste. E' composto dal corpo centrale e da un coperchio collegati attraverso giunti filettati su due flange. Il corpo inferiore del serbatoio in questione è racchiuso da una camicia di coibentazione e presenta: un bocchello tangenziale per l'ingresso del prodotto, un foro alla base per l'uscita e due fori sul fasciame cilindrico sui quali si andranno a montare le valvole di regolazione di pressione. Il coperchio invece ha tre fori, rispettivamente utili ad inserire la Spry-Ball di lavaggio, la valvola di sicurezza e la sonda di livello.



Figura 1.2: Serbatoio completo di: Camicia di coibentazione in verde, Bocchello di ingresso, Foro di uscita, Valvole di regolazione, Valvola di sicurezza, Spray-ball, Sonda



Figura 1.3: Sezione

Il serbatoio, dal punto di vista geometrico, può essere considerato come la composizione di tre parti: 2 fondelli toroidali e il fasciame cilindrico. Queste sono le sue dimensioni:

Tabella 1.1: Dimensioni Serbatoio

Nome	Simbolo	Valore
Diametro Esterno	D_e	800 mm
Diametro Interno	D_i	796 mm
Spessore	h	4 mm
Raggio Esterno fondello	R_e	800 mm
Raggio interno Fondello	R	796 mm
Raggio esterno raccordo	r_e	80 mm
Raggio Interno raccordo	r	76 mm

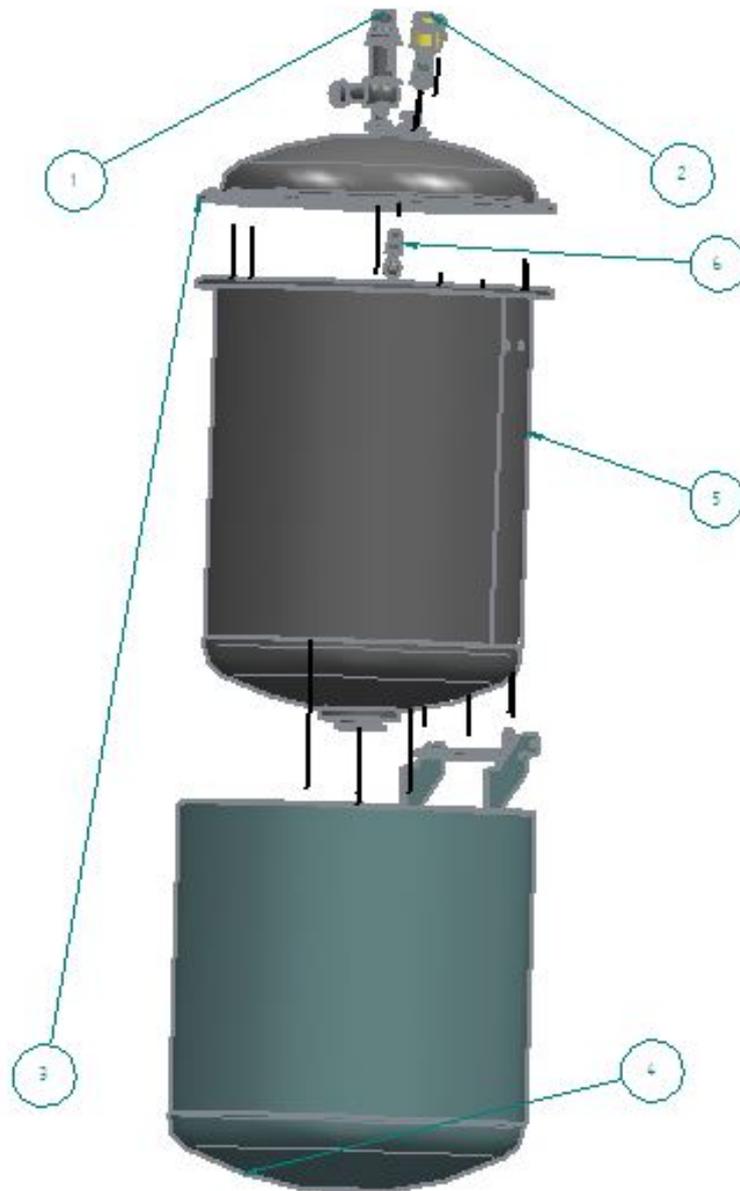


Figura 1.4: Esploso Serbatoio: (1):Valvola di sicurezza; (2):Coperchio; (3):Sonda; (4):Camicia di coibentazione; (5):Corpo centrale; (6):Spray-ball

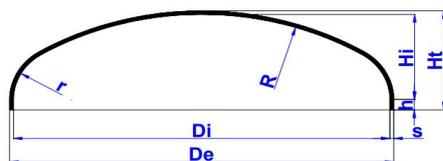


Figura 1.5: Design fondello (Inoxfondi)



Figura 1.6: Dimensioni fondello

E' opportuno soffermarsi sulla geometria del fondello, la quale costituisce un punto di partenza per la trattazione analitica e per le normative. Infatti la teoria membranale va a studiare le tensioni sui vari "gusci" assialsimmetrici, perciò avere un "guscio" di forma ellissodiale, sferoidale o torosferico influisce sullo stato tensionale. Nel nostro caso, la geometria è quella torosferica o decinomale (Fig. 1.5, Fig. 1.6), la quale consiste in uno sferoide superiore con raggio $R_e = 800\text{mm}$ (detto calotta) e in uno sferoide con raggio $r_e = 80\text{mm}$ che raccordano il fasciame cilindrico allo sferoide superiore (detto ginocchio, raccordo o knuckle).

Il materiale utilizzato, AISI 316L (notazione americana) o X2CrNiMo17-12-2 (designazione europea), è una lega di acciaio inox austenitica composta da un tenore di cromo tra il 16% ed il 18%, di nichel tra l'11% e il 14% e di molibdeno tra il 2% ed il 3%. Questo materiale trova impiego nel settore alimentare, agroalimentare ed in numerosi ambienti chimici acidi (acido solforico, acido fosforico, acidi organici) e clorurati, in condizioni però di temperature e concentrazione al di sotto di una certa soglia, oltre la quale subentrano altri materiali.

Capitolo 2

Stato dell'Arte

2.1 Analisi della normativa di settore

La progettazione dei serbatoi in pressione è opportunamente regolata da codici o normative rilasciate nel corso degli anni da diversi enti. In questa tesi si farà riferimento a 3 codici pubblicati da 2 enti, la American Society of Mechanical Engineer (ASME) e il Comitato Europeo di Normazione (CEN), i quali forniscono i principali standard di progettazione di serbatoi in pressione.

2.1.1 ASME BPVC

L'Associazione Americana degli Ingegneri Meccanici fu la prima ad occuparsi di un codice unificati per il dimensionamento di apparecchi in pressione: questo prende il nome di "Boyle and Pressure Vessel Code" (BPVC). Ad oggi probabilmente costituisce lo standard di progettazione, fabbricazione e controllo più utilizzato a livello internazionale. Si costituisce di XII sezioni

- Section I - Rules for Construction of Power Boilers: in questa sezione si indica le regole e i processi utili alla realizzazione di serbatoi in pressione
- Section II - Materials: questa viene definita una "sezione di servizio" per le altre sezioni del BPVC. Contiene le proprietà chimiche e meccaniche dei materiali, oltre che i requisiti per i trattamenti termici, per la manifattura, per l'analisi ed il controllo del materiale.
- Section III - Rules for Construction of Nuclear Facility Components
- Section IV - Rules for Construction of Heating Boilers
- Section V - Nondestructive Examination: questa sezione contiene i requisiti ed i metodi per i controlli non distruttivi richiesti nelle altre sezioni. I metodi di controllo sono intenzionati a rilevare discontinuità superficiali ed interne del materiale e delle saldature.
- Section VI - Recommended Rules for the Care and Operation of Heating Boilers
- Section VII - Recommended Guidelines for the Care of Power Boilers

- Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels: Questa sezione si divide su tre Divisioni. La **Div I** fornisce i requisiti applicabili alla progettazione, fabbricazione, ispezione e controllo di serbatoi sottoposti a pressioni superiori a 15 psi. La **Div II** fornisce una alternativa alle regole della DIV I, nello stesso campo di applicazione: c'è per pressioni superiori ai 15 psi. In comparativa alla DIV I, i requisiti sul materiale, sul design e sui controlli non distruttivi sono più rigorosi; tuttavia sono permessi valori di tensioni ammissibili maggiori. La **Div III** si sostituisce alle prime due nei casi di pressioni superiori ai 10000 psi.
- Section IX - Welding and Brazing Qualifications
- Section X - Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels
- Section XI - Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components

2.1.2 UNI EN-13445

Il Comitato Europeo di Normazione (CEN) è un ente normativo che ha lo scopo di armonizzare e produrre norme tecniche europee (EN, European Norms) in collaborazione con enti normativi nazionali (UNI per l'Italia) e sovranazionali. Gli standard europei prodotti dal CEN sono normalmente armonizzati e adattati dai singoli paesi che li accolgono; nel caso di interesse la standard europeo che normalizza serbatoi in pressione è la Norma Europea EN-13445. Questa è composta di 10 parti:

- Parte 1 - Generalità: definisce i termini, le grandezze, i simboli e le unità di misura usate in tutte le 5 parti della serie di norme UNI EN 13445
- Parte 2 - Materiali: specifica i requisiti per i prodotti in acciaio utilizzati per i recipienti in pressione non esposti a fiamma.
- Parte 3 - Progettazione: specifica i requisiti per la progettazione di recipienti non esposti a fiamma
- Parte 4 - Costruzione: specifica i requisiti per la fabbricazione di recipienti non esposti a fiamma
- Parte 5 - Controlli e Prove: specifica i controlli e le prove dei recipienti in acciaio non esposti a fiamma
- Parte 6 - Requisiti per la progettazione e la costruzione di recipienti a pressione e di parti in pressione realizzati in ghisa sferoidale
- Parte 7 - Guida all'utilizzo della procedura di conformità
- Parte 8 - Requisiti aggiuntivi per recipienti in pressione di alluminio o leghe di alluminio

- Parte 9 - Conformità della serie EN-13445 alla ISO 16528]
- Parte 10 -Requisiti aggiuntivi per recipienti in pressione di nichel o leghe di nichel

2.2 Analisi della letteratura tecnica

In Italia questo campo è seguito da Sant’Ambrogio Servizi Industriali, un’azienda italiana focalizzata sulla progettazione di serbatoi in pressione e di scambiatori di calore. Questa attività è stata integrata con la produzione di software per la progettazione meccanica e con l’organizzazione di corsi specifici per questi componenti. L’azienda pubblica regolarmente sul proprio sito (<https://www.sant-ambrogio.it/en/category/news-en/editorials/>) articoli tecnici riguardanti le normative, studi scientifici, ed i software di progettazione che riguardano apparecchi in pressione. La tesi in questione, indaga gli stessi argomenti degli articoli tecnici sulla normativa di settore. Tuttavia questi hanno un approccio qualitativo e non scendono mai nello specifico dei codici di dimensionamento: proprio da qui nasce la necessità di studi che pongano le normative in contrapposizione sul piano pratico, in modo tale da capirne a pieno le differenze e le criticità, ove vi siano.

Capitolo 3

Metodi

La trattazione dell'analisi strutturale del serbatoio in pressione si è svolta su tre fronti. Il primo consiste in una trattazione analitica basata sulla teoria membranale, attraverso la quale si è analizzato lo stato tensionale delle varie parti del serbatoio; il secondo è una analisi numerica agli elementi finiti, che ha permesso di controllare la veridicità dell'analisi strutturale e di valutare situazioni di difficile trattazione analitica. Naturalmente, avendo a riferimento non solo la funzionalità del serbatoio ma anche la sua sicurezza, i dati individuati saranno confrontati con i risultati del terzo fronte, ossia ciò che le normative del settore richiedono. Lo scopo principale è di identificare la soluzione di dimensionamento più efficace e funzionale che permetta di rimanere entro i termini di sicurezza proposti dalle normative sopra citate, e di verificare che queste coprano qualsiasi criticità del componente.

3.1 Studio Analitico

Per trattazione "analitica" ci si riferisce all'applicazione delle conoscenze teoriche sviluppate nelle discipline di Scienza delle Costruzioni e Costruzione di Macchine, opportunamente intensificate attraverso articoli di ricerca scientifica e la letteratura tecnica del settore. Il campo teorico a cui si fa riferimento è lo studio dei "gusci sottili", infatti essendo lo spessore molto più piccolo del diametro, si considera il serbatoio come tale.

Per studiare il comportamento di una struttura di questo tipo possono seguirsi due strade:

Toeria Membranale : la via più semplice, è lo studio del comportamento a membrana della struttura, la quale si usa quando non sono presenti discontinuità sulla struttura.

Comportamento a Flessione : la via più generale, considera il comportamento a flessione della struttura e permette di trattare anche casi di discontinuità nel campo delle sollecitazioni (fittizie), che si hanno per effetto delle discontinuità strutturali.

E' importante notare che la via più generale non ha lo scopo di migliorare la soluzione offerta dalla Teoria Membranale ma quello di trattare problemi diversi, in

particolare le discontinuità strutturali, che la Teoria Membranale non può affrontare. In questo studio, il metodo di analisi Analitico sarà quindi la Teoria Membranale, tuttavia si farà anche riferimento al Comportamento a Flessione dove la prima non ha la sua validità (zone di raccordo tra geometrie diverse).

Essendo il serbatoio un guscio assialsimmetrico, la sua trattazione risulta piuttosto semplice. Prima di tutto si definisce la superficie media del guscio come ottenuta da una curva piana (Γ) che ruota attorno ad un asse (γ) appartenente allo stesso piano della curva. Figura 3.1.

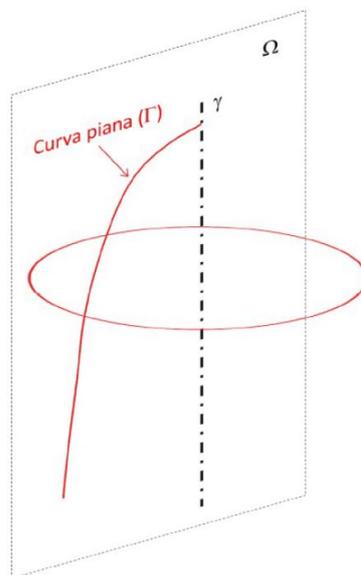


Figura 3.1: Curva Piana (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)

La curva piana (Γ) costituisce uno dei meridiani, ottenuti per intersezione con un semipiano uscente dall'asse γ (Figura 3.2a). Le circonferenze ottenute sezionando la superficie con un piano ortogonale a γ costituiscono i paralleli (Figura 3.2b). La posizione di un meridiano è definita dall'angolo azimutale θ , misurato a partire da un meridiano origine arbitrario (Figura 3.2c). La posizione di un parallelo è definita dall'angolo meridiano φ , formato tra la normale alla superficie e l'asse di rotazione (Figura 3.2d).

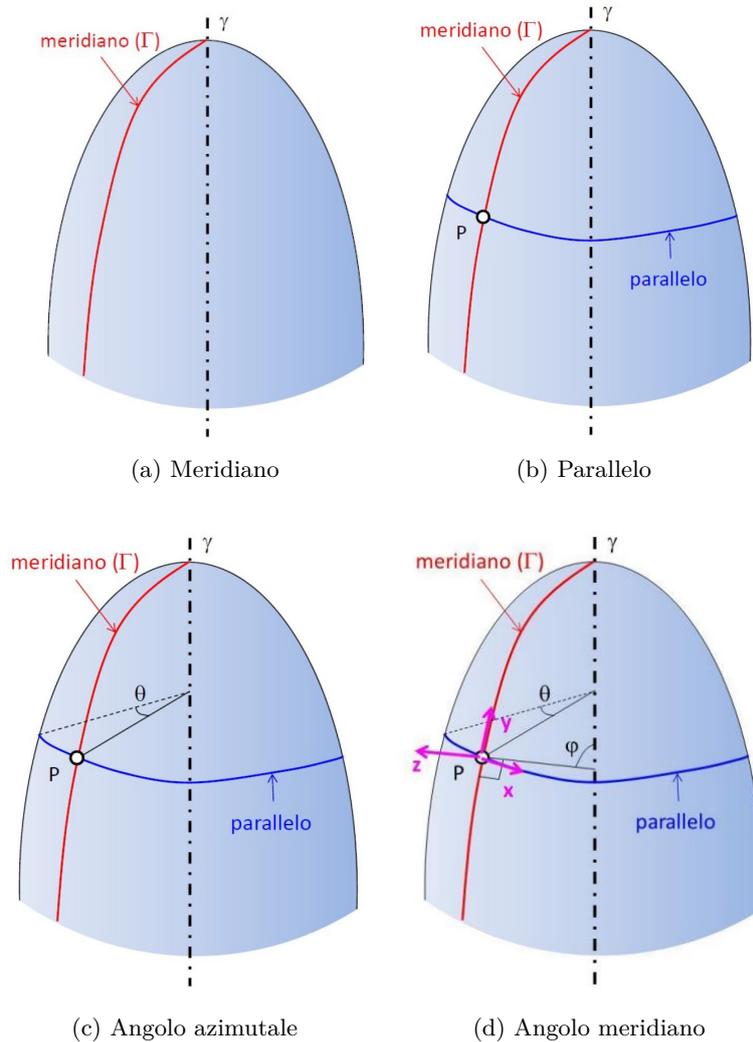


Figura 3.2: Figure tratte dal Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA

Fissato un punto P , si definisce in esso un sistema di riferimento locale (Figura 3.3a Figura 3.3b) :

- asse z ortogonale al piano tangente alla superficie media,
- asse x giacente sul piano tangente e diretto secondo il parallelo,
- asse y giacente sul piano tangente e diretto secondo il meridiano

I raggi di curvatura rilevanti di un guscio assialsimmetrico sono i due raggi di curvatura della superficie e il raggio della sezione trasversale, (Figura 3.4) così definiti:

- raggio di curvatura meridiano (R_φ): corrisponde al raggio di curvatura della curva Γ sul piano $y-z$; il centro di curvatura giace sul prolungamento dell'asse z ;

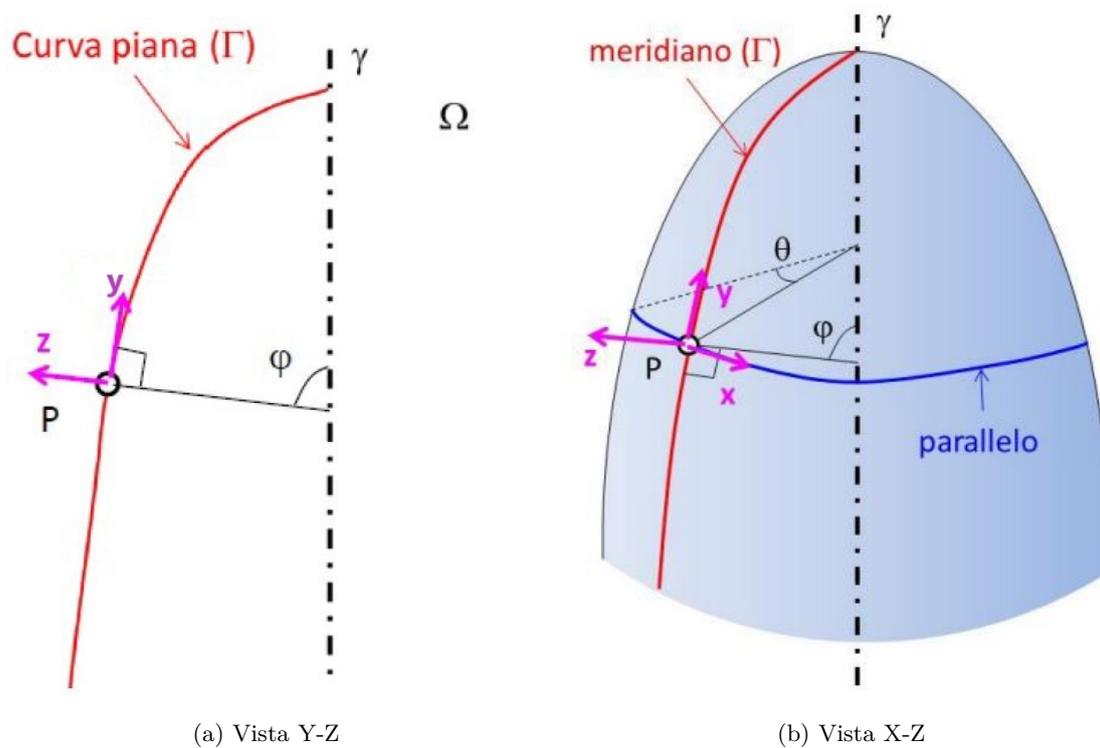


Figura 3.3: Sistema di Riferimento (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)

- raggio di curvatura azimutale (R_θ): distanza sul piano x - z tra P e l'intersezione dell'asse z con l'asse di simmetria, su cui giace il centro di curvatura O_θ (è sempre positivo);
- raggio di curvatura assiale (R_γ): raggio della sezione circolare trasversale o distanza tra P e l'asse di simmetria; risulta $R_\gamma = R_\theta \cdot \sin(\varphi)$;

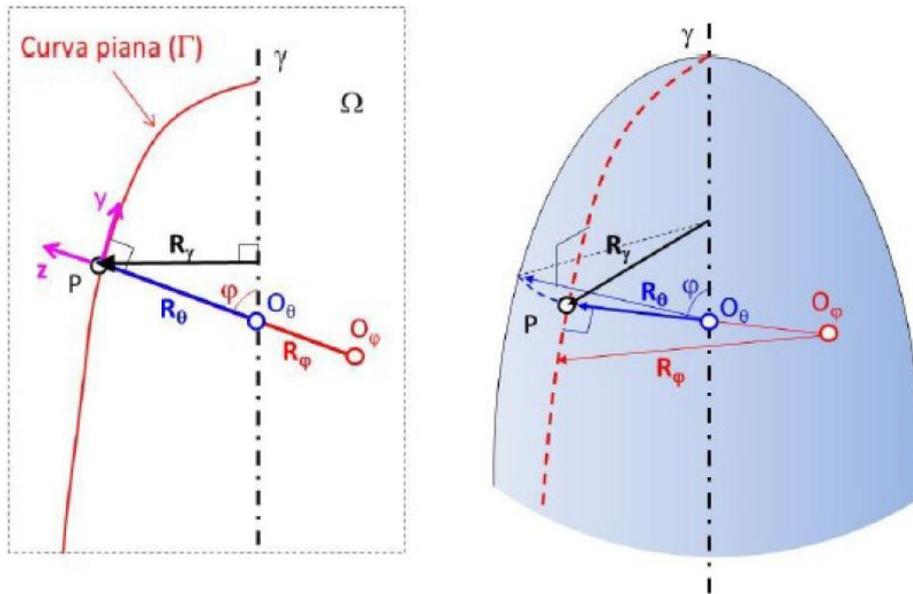


Figura 3.4: Raggi di curvatura rilevanti (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)

Definito il sistema di riferimento, le entità geometriche caratteristiche (curva piana, meridiano, parallelo, angolo azimutale, angolo meridiano) ed i raggi di curvatura rilevanti, si può procedere con la teoria membranale.

Questa si basa sulle seguenti ipotesi fondamentali:

- gli spostamenti sotto carico sono molto minori dello spessore;
- i punti nello spessore che, prima della deformazione, giacevano su di una retta ortogonale alla superficie media, dopo la deformazione continuano a formare una retta ortogonale alla superficie media deformata (ipotesi di Kirchoff)
- le tensioni normali agenti ortogonalmente al piano medio della piastra sono trascurabili (stato piano di tensione).

A partire da queste ipotesi per gusci sottili assialsimmetrici si ricavano le seguenti semplificazioni:

- la componente di spostamento in direzione circonferenziale è nulla per simmetria;

- le componenti di spostamento, tensione e deformazione sono costanti in direzione circonferenziale e cambiano solo nella direzione meridiana.

Per valutare le tensioni che si sviluppano sul guscio sottile si sfrutta un elementino di dimensioni:

$R_\theta \cdot \theta$, $R_\varphi \cdot \varphi$ e spessore h

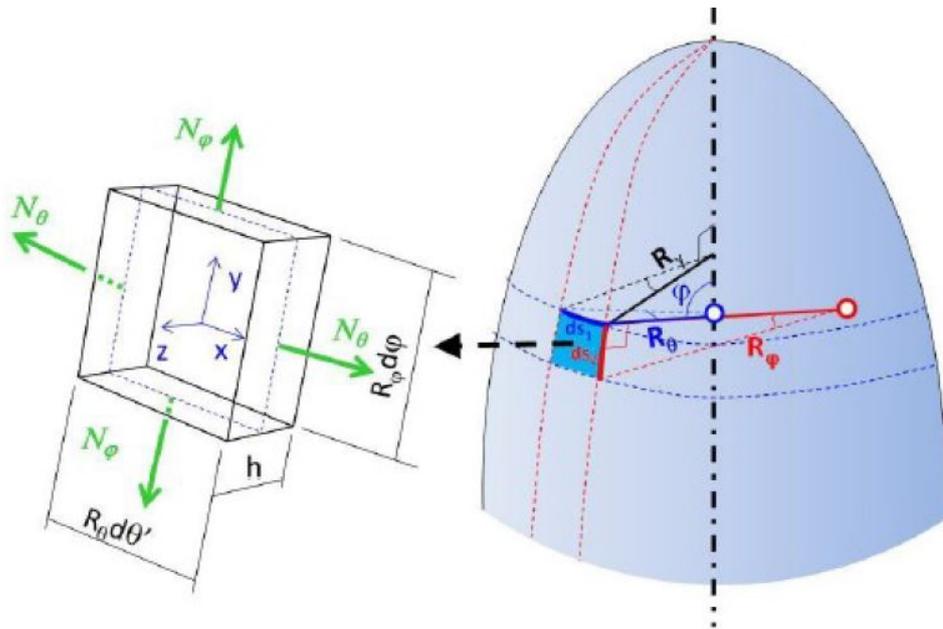


Figura 3.5: Elementino (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)

Queste tensioni moltiplicate per lo spessore danno origine alle forze per unità di lunghezza N_φ e N_θ .

Dall'equilibrio dell'elementino si ottiene l'equazione di Laplace 3.1 dove p è la pressione interna al serbatoio.

$$\frac{N_\varphi}{R_\varphi} + \frac{N_\theta}{R_\theta} = p \quad (3.1)$$

Mentre l'andamento delle tensioni può essere ricavato imponendo l'equilibrio del guscio sezionato attraverso un taglio assiale :

$$N_\varphi 2\pi \cdot R_\gamma \sin(\varphi) = p\pi \cdot R_\gamma^2$$

da cui si ottiene

$$\sigma_\varphi = \frac{pR_\gamma}{2h\sin(\varphi)}$$

perciò le due tensioni possono essere così determinate:

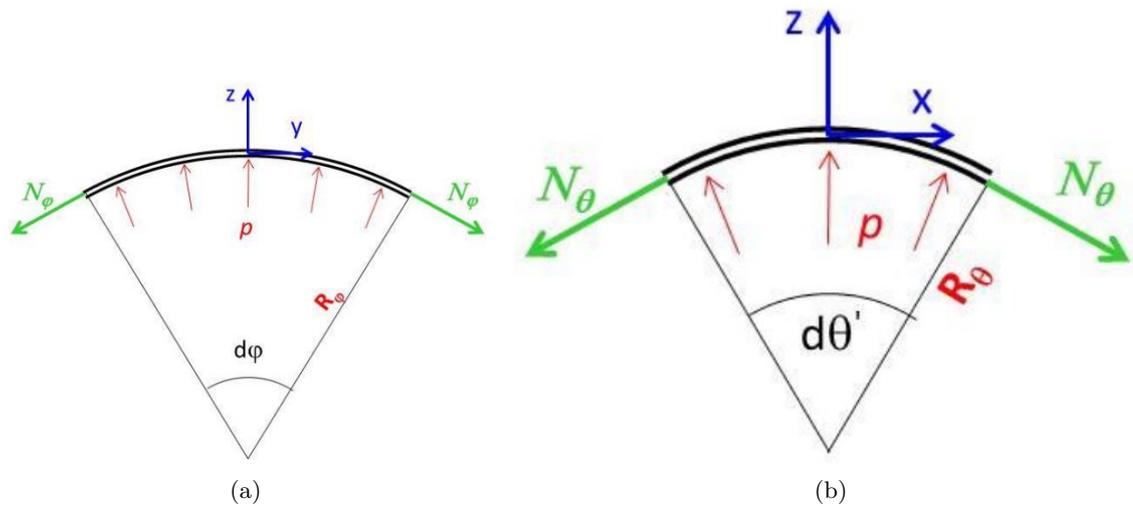


Figura 3.6: Viste laterali elementino, soggetto a a forze per unità di lunghezza (Corso di “Costruzione di Apparecchiature Chimiche” Anno accademico 2013-14 UNINA)

$$\sigma_{\varphi} = \frac{pR_{\gamma}}{2h \sin(\varphi)} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{\theta} = R_{\theta} \left(\frac{p}{h} - \frac{\sigma_{\varphi}}{R_{\varphi}} \right) \quad (3.3)$$

Con questo set di formule valuteremo lo stato tensionale di tutto il serbatoio, modellando le equazioni a seconda della parte del serbatoio che stiamo analizzando, cioè il fasciame cilindrico ed i due fondelli (superiore ed inferiore).

3.1.1 Fasciame Cilindrico

Nel caso di un cilindro, è facile osservare come il raggio di curvatura azimutale ed assiale coincidano, mentre il raggio di curvatura meridiano tende ad infinito.

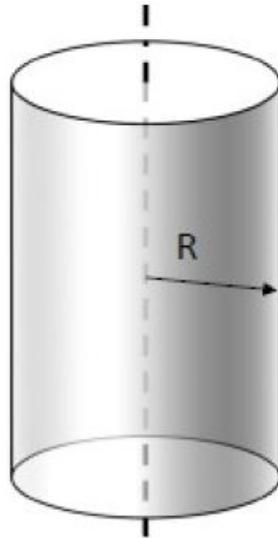


Figura 3.7: Fasciame Cilindrico

- $R_\theta = R_\gamma = R$
- $R_\varphi = \infty$
- $\varphi = \frac{\pi}{2}$

Sostituendo questi valori nelle formule 3.2 ed 3.3 si ottengono le equazioni che descrivono le Tensioni in direzione assiale (σ_θ) e in direzione circonferenziale (σ_φ) sulla parte cilindrica del serbatoio; attraverso queste formule procederà la analisi di questa parte del componente:

$$\sigma_\theta = \frac{pR}{2h} = \frac{pD}{4h} \quad (3.4)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{pR}{h} = \frac{pD}{2h} \quad (3.5)$$

3.1.2 Fondelli

Per fondelli si intendono i fondi del serbatoio cilindrico, i quali possono essere realizzati in varie forme a seconda della necessità, quali ingombro, resistenza e funzionalità. La soluzione strutturalmente migliore è sicuramente utilizzare un fondo emisferico, dove le tensioni circonferenziali e radiali assumono lo stesso valore ($\sigma_\theta = \sigma_\varphi = \frac{pR}{2h}$), determinando una tensione equivalente in ogni suo punto minore rispetto a casi di serbatoi con teste di altro tipo, tuttavia persistono problemi di ingombro. Per risolvere questo problema si realizzano fondi simil-ellittici, quale il

fondo torosferico (o decinomale) che, come già descritto, è composto da 2 sferoidi distinti. Il fondo torosferico viene realizzato a partire da una curva piana costituita da due raggi di sfera con dimensioni diverse (quello in contatto con il fasciame è minore rispetto all'altro), la rotazione attorno all'asse genera il corpo in questione. La parte di serbatoio generata dal raggio minore viene genericamente chiamata raccordo, giunzione o ginocchio (vedremo poi come la normativa si riferisce ad esso con il nome di "knuckle"). La parte di serbatoio generata dal raggio maggiore è invece chiamata zona o parte superiore, calotta o cupola (la normativa si riferisce ad esso come "dome"). Il serbatoio in questione ha un fondo torosferico, perciò tratteremo la zona superiore come una sfera, invece la zona di raccordo (essendo una discontinuità geometrica, dove la teoria membranale non è valida) non viene valutata in modo analitico in questo capitolo, ma attraverso l'analisi FEM.

Nel caso di una sfera il raggio di curvatura meridiano e azimutale coincidono con il raggio della stessa, mentre il raggio di curvatura assiale dipende dall'angolo φ :

- $R_\theta = R_\varphi = R$
- $R_\gamma = R \cdot \sin(\varphi)$
- $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$

Si ottiene che le tensioni nella direzione del meridiano e nella direzione azimutale hanno lo stesso valore:

$$\sigma_\theta = \sigma_\varphi = \frac{pR}{2h} = \frac{pD}{4h} \quad (3.6)$$

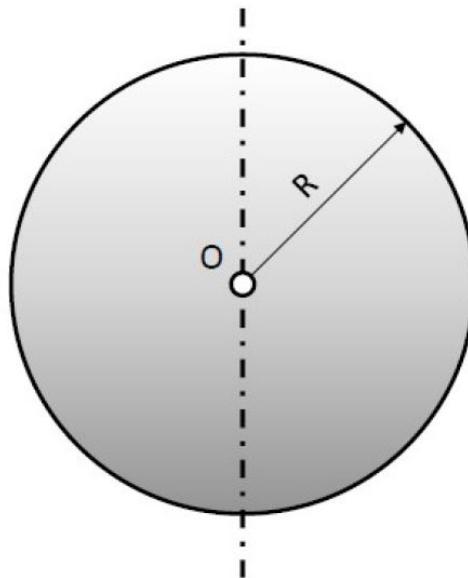


Figura 3.8: Sfera

E' importante sottolineare che il procedimento fin ora descritto, dividendo la trattazione analitica tra ciò che accade sul fondello (considerandolo come una sfera) e ciò che accade sul fasciame cilindrico (considerandolo come un cilindro), porta ad ottenere due stati tensionali differenti. Perciò nel raccordo tra il fondello torosferico inferiore ed il fasciame cilindrico, cioè nella zona di raccordo (knuckle) di entrambi i fondelli si avrà una discontinuità della tensione equivalente, questa discontinuità tuttavia non esiste realmente. Infatti andando a dividere lo studio nei due casi citati, stiamo valutando due situazioni a sè, cioè come corpi liberi senza considerare l'influenza della forza e del momento di bordo, i quali portano a variare i due stati tensionali fino a combaciare nella zona di raccordo.

A chiarire questa situazione vi è l'articolo [1], il quale spiega che, imponendo la congruenza degli spostamenti nel punto interessato, si ottiene come lo stato tensionale in quel punto sia somma di tre contributi (3.9):

- la tensione ottenuta dalla teoria membranale
- la tensione dovuta alla forza di bordo
- la tensione dovuta al momento flettente di bordo

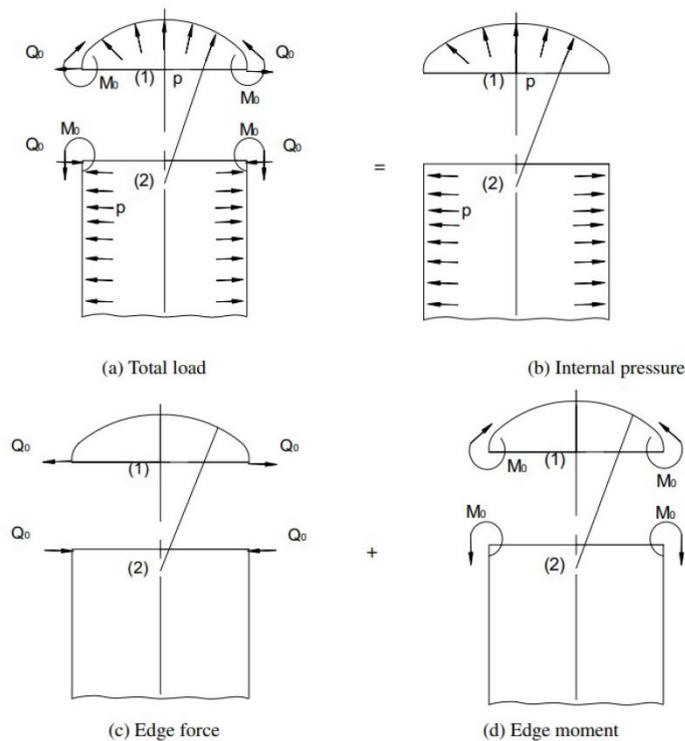


Figura 3.9: Rappresentazione carichi tratta dall'articolo [1]

(a) Tutti i carichi sono applicati; (b) solo pressione interna; (c) solo forze di bordo; (d) solo momento di bordo

Per questo motivo non realizziamo lo studio analitico del raccordo, in quanto la sua estensione è talmente piccola da avere tutto il suo stato tensionale influenzato dalla forza e dal momento di bordo, perciò l'influenza della flessione ai suoi estremi è tale da intaccare tutta quella zona del serbatoio. Il risultato analitico individuato è in accordo con la bibliografia di riferimento.

3.2 Analisi FEM

Parallelamente all'analisi strutturale analitica si è sviluppata una analisi strutturale agli elementi finiti. Il modello di tensione piana, ottenuto dalla Teoria Membranale, ed utilizzato per valutazioni analitiche del fasciame cilindrico e del fondo torosferico non è in grado di valutare gli effetti di bordo che si hanno nelle discontinuità geometriche prima descritte, infatti in questo punto la congruenza degli spostamenti porta alla nascita di una tensione flessionale che fa decadere la validità della Teoria Membranale, perciò si necessita di una analisi agli elementi finiti (in alternativa alla Teoria Flessionale descritta prima) per studiare gli effetti dei carichi di bordo. L'analisi FEM tuttavia non ha il solo scopo di indagare zone complesse come il contatto tra il fasciame cilindrico e i fondelli, ma permette anche di confermare i risultati analitici valutando l'affidabilità delle approssimazioni fatte.

L'analisi FEM è stata condotta utilizzando il software di calcolo ANSYS, nella versione 2020 R1 www.ansys.com.

Per mantenere il più possibile la verosomiglianza al caso reale, cercando comunque di limitare la complessità di calcolo, si è operato sul serbatoio diviso tra corpo centrale e fondello, compreso di O-ring e bocchelli. Si hanno inoltre opportune superfici sulle 2 flange in modo da simulare la forza di serraggio delle viti. Si sono poi confrontati i risultati ottenuti da questo modello con quello del serbatoio come un unico corpo compreso di bocchelli ma senza O-Ring; con un duplice obiettivo:

- valutare se vi è l'influenza della forza di serraggio sullo stato tensionale del serbatoio
- verificare la similitudine strutturale tra il caso di serbatoio unico e quello di serbatoio separato, in modo tale da svolgere l'analisi FEM direttamente sul secondo modello, permettendo di infittire notevolmente la mesh senza complicare il modello di calcolo

L'analisi è stata condotta attraverso il sistema "Static Strucural", attraverso le seguenti condizioni di specifica, differenti per i due modelli:

3.2.1 1° Modello: Corpo centrale, Coperchio, O-Ring



Figura 3.10: 1°Modello: Serbatoio diviso tra corpo centrale, coperchio e O-Ring.

Per il primo caso le caratteristiche del modello FEM sono le seguenti:

- **Geometry:** il 1° Modello è costituito da Corpo centrale, Coperchio, O-Ring
Figura 3.10
- **Materials:** Il corpo ed il coperchio del serbatoio sono realizzati in AISI316L
mentre l'O-ring in poliuretano
- **Connections:** le connessioni sono tra le due flange e tra O-ring e flange

- **Mesh:** la mesh è stata realizzata con una size di 2cm su tutto il corpo, con un raffinamento ad 1cm nella zona critica del fondello (Raccordo), in cui si raggiunge la tensione massima
- **Vincoli:** si è imposto come vincolo un fissaggio sulla superficie inferiore della flangia
- **Carichi:** i carichi in questione sono una pressione di 6bar ,imposta dalla taratura della valvola di sicurezza, e le forze di serraggio di 10kN applicate sulle 24 superfici circolari sulla flangia superiore e sulle 24 superfici circolari sulla flangia inferiore (in modo da simulare la forza di serraggio di 20kN)
- **Soluzioni:** come soluzione si è richiesto la Tensione Equivalente secondo Von-Mises e la deformazione totale

3.2.2 2° Modello: Corpo Unico

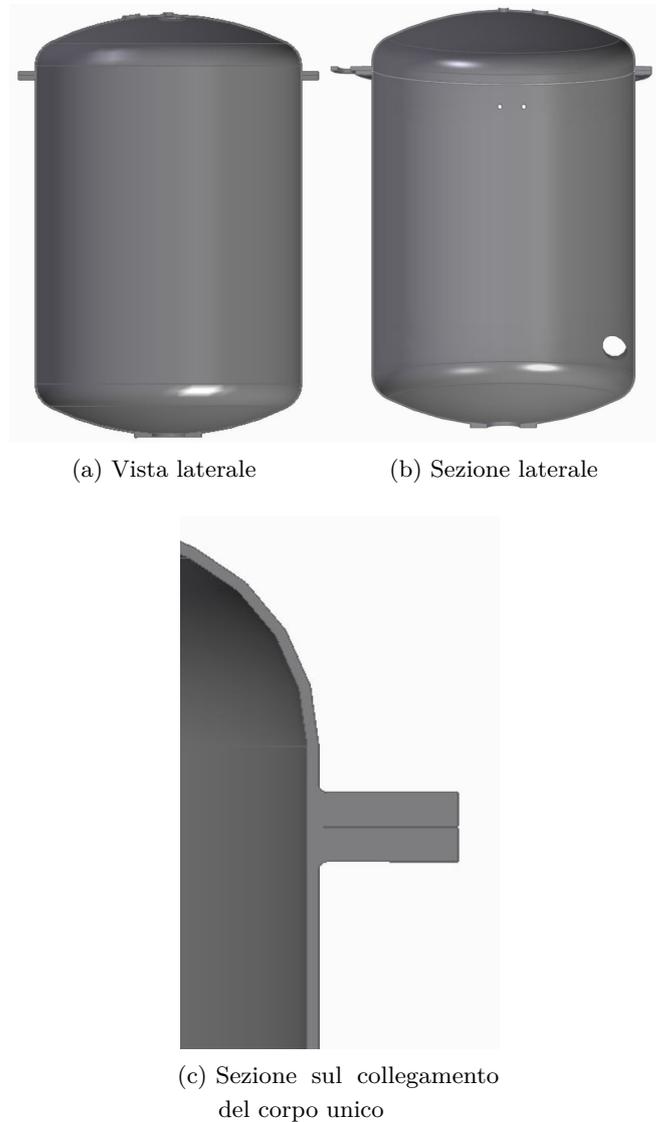


Figura 3.11: 2°Modello: Serbatoio come corpo unico(si noti come nella sottofigura *b* le flange sono unite).

Per il secondo studio le caratteristiche del modello FEM sono le seguenti:

- **Geometry:** il 2° Modello è costituito da un corpo unico, realizzato unendo il Corpo centrale con il Coperchio, rimuovendo l'O-Ring
- **Materials:** Il materiale è in AISI316L
- **Mesh:** la mesh è stata realizzata partendo da una size massima di 35mm per poi arrivare alla size minima di 10mm(35mm-30mm-25mm-20mm-15mm-10mm-); in

seguito si è fatto un affinamento sulla zona critica con dimensioni della mesh di 7,5mm-5mm-2,5mm.

- **Vincoli:** si è imposto come vincolo il contatto sulla superficie inferiore della flangia
- **Carichi:** i carichi in questione sono una pressione di 6bar ,imposta dalla taratura della valvola di sicurezza; in questo caso non viene simulata la forza di serraggio
- **Soluzioni:** come soluzione si è richiesto la Tensione Equivalente secondo Von-Mises e la deformazione totale

3.3 Normativa

L'ultima fase dello studio del serbatoio si propone di confrontare i risultati analitici e numerici con ciò che le norme di sicurezza certificate richiedono. Le due direttive a cui faremo riferimento sono:

1

3.3.1 UNI EN-13445

Come già descritto nello stato dell'arte, si sviluppa in 10 parti:

- Parte 1 - Generalità
- Parte 2 - Materiali
- Parte 3 - Progettazione
- Parte 4 - Costruzione
- Parte 5 - Controlli e Prove
- Parte 6 - Requisiti per la progettazione e la costruzione di recipienti a pressione e di parti in pressione realizzati in ghisa sferoidale
- Parte 7 - Guida all'utilizzo della procedura di conformità
- Parte 8 - Requisiti aggiuntivi per recipienti in pressione di alluminio o leghe di alluminio
- Parte 9 - Conformità della serie EN-13445 alla ISO 16528.
- Parte 10 - Requisiti aggiuntivi per recipienti in pressione in leghe di nichel

¹In ogni sezione la nomenclatura usata è quella fornita dalle normative, per evitare equivoci questa sarà esplicitata sia per la normativa UNI EN 13445 che per il codice ASME BPVC

Capitolo 3 Metodi

Per il dimensionamento del serbatoio in questione si andranno a sfruttare principalmente le parti 2 e 3.

Dalla parte 2 si ricava il gruppo di appartenenza del materiale AISI 316L: in quanto è un materiale austenitico con un concentrazione di cromo inferiore al 19% fa parte del gruppo 8.1 .

Table A-1 — Grouping system for steels (extract from CEN ISO/CR 15608:2000)

Group	Sub-group	Type of steel
1		Steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} \leq 480$ MPa ^a and with analysis in %: C $\leq 0,25$ Si $\leq 0,60$ Mn $\leq 1,70$ Mo $\leq 0,70^b$ S $\leq 0,045$ P $\leq 0,045$ Cu $\leq 0,40^b$ Ni $\leq 0,5^b$ Cr $\leq 0,3$ (0,4 for castings) ^b Nb $\leq 0,05$ V $\leq 0,12^b$ Ti $\leq 0,05$
	1.1	Steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} \leq 275$ MPa
	1.2	Steels with a specified minimum yield strength 275 MPa $< R_{eH} \leq 360$ MPa
	1.3	Normalised fine grain steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} > 360$ MPa
	1.4	Steels with improved atmospheric corrosion resistance whose analysis may exceed the requirements for the single elements as indicated under 1
2		Thermomechanically treated fine grain steels and cast steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} > 360$ MPa
	2.1	Thermomechanically treated fine grain steels and cast steels with a specified minimum yield strength 360 MPa $< R_{eH} \leq 460$ MPa
	2.2	Thermomechanically treated fine grain steels and cast steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} > 460$ MPa
3		Quenched and tempered steels and precipitation hardened steels except stainless steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} > 360$ MPa
	3.1	Quenched and tempered steels with a specified minimum yield strength 360 MPa $< R_{eH} \leq 690$ MPa
	3.2	Quenched and tempered steels with a specified minimum yield strength $R_{eH} > 690$ MPa
	3.3	Precipitation hardened steels except stainless steels

(a) Parte 1

Table A-1 (concluded)

Group	Sub-group	Type of steel
4		Low vanadium alloyed Cr-Mo-(Ni) steels with Mo $\leq 0,7$ % and V $\leq 0,1$ %
	4.1	Steels with Cr $\leq 0,3$ % and Ni $\leq 0,7$ %
	4.2	Steels with Cr $\leq 0,7$ % and Ni $\leq 1,5$ %
5		Cr-Mo steels free of vanadium with C $\leq 0,35$ % ^c
	5.1	Steels with $0,75$ % \leq Cr $\leq 1,5$ % and Mo $\leq 0,7$ %
	5.2	Steels with $1,5$ % $<$ Cr $\leq 3,5$ % and $0,7$ % $<$ Mo $\leq 1,2$ %
	5.3	Steels with $3,5$ % $<$ Cr $\leq 7,0$ % and $0,4$ % $<$ Mo $\leq 0,7$ %
	5.4	Steels with $7,0$ % $<$ Cr ≤ 10 % and $0,7$ % $<$ Mo $\leq 1,2$ %
6		High vanadium alloyed Cr-Mo-(Ni) steels
	6.1	Steels with $0,3$ % \leq Cr $\leq 0,75$ %, Mo $\leq 0,7$ % and V $\leq 0,35$ %
	6.2	Steels with $0,75$ % $<$ Cr $\leq 3,5$ %, $0,7$ % $<$ Mo $\leq 1,2$ % and V $\leq 0,35$ %
	6.3	Steels with $3,5$ % $<$ Cr $\leq 7,0$ %, Mo $\leq 0,7$ % and $0,45$ % \leq V $\leq 0,55$ %
	6.4	Steels with $7,0$ % $<$ Cr $\leq 12,5$ %, $0,7$ % $<$ Mo $\leq 1,2$ % and V $\leq 0,35$ %
7		Ferritic, martensitic or precipitation hardened stainless steels with C $\leq 0,35$ % and $10,5$ % \leq Cr ≤ 30 %
	7.1	Ferritic stainless steels
	7.2	Martensitic stainless steels
	7.3	Precipitation hardened stainless steels
8		Austenitic steels
	8.1	Austenitic stainless steels with Cr ≤ 19 %
	8.2	Austenitic stainless steels with Cr > 19 %
	8.3	Manganese austenitic stainless steels with 4 % $<$ Mn ≤ 12 %
9		Nickel alloyed steels with Ni ≤ 10 %
	9.1	Nickel alloyed steels with Ni ≤ 3 %
	9.2	Nickel alloyed steels with 3 % $<$ Ni ≤ 8 %
	9.3	Nickel alloyed steels with 8 % $<$ Ni ≤ 10 %
10		Austenitic ferritic stainless steels (duplex)
	10.1	Austenitic ferritic stainless steels with Cr ≤ 24 %
	10.2	Austenitic ferritic stainless steels with Cr > 24 %

^a In accordance with the specification of the steel product standards, R_{eH} may be replaced by $R_{p0,2}$ or R_{m} .

^b A higher value is accepted provided that Cr + Mo + Ni + Cu + V $\leq 0,75$ %.

^c "Free of vanadium" means not deliberately added to the material.

(b) Parte 2

Figura 3.12: fig:Tabella fornita dalla UNI EN 13445-2 per classificare il materiale in un determinato gruppo, per il quale si associano parametri caratteristici

Il valore di allungamento percentuale permanente (A%) dell'AISI 316L è maggiore del 35%, in base a questo valore la tabella ci indica come valutare la massima tensione ammissibile. Questa è funzione di $R_{p1,0/T}$, cioè il carico al quale corrisponde una estensione non proporzionale pari una percentuale dell' 1,0% della lunghezza iniziale L_0 , e di $R_{M/T}$, cioè il carico unitario di rottura.

Table 6-1 — Maximum allowed values of the nominal design stress for pressure parts other than bolts

Steel designation	Normal operating load cases ^{a b}	Testing and exceptional load cases ^{b c}
Steels other than austenitic, as per 6.2 $A < 30\%$ ^d	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{15}, \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{test}}}{105}\right)$
Steels other than austenitic, as per 6.3: Alternative route $A < 30\%$ ^d	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{15}, \frac{R_{m/20}}{1,875}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{test}}}{105}\right)$
Austenitic steels as per 6.4 $30\% \leq A < 35\%$ ^d	$f_d = \left(\frac{R_{p1,0/T}}{15}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p1,0/T_{test}}}{105}\right)$
Austenitic steels as per 6.5 $A \geq 35\%$ ^d	$f_d = \max\left[\left(\frac{R_{p1,0/T}}{15}\right), \min\left(\frac{R_{p1,0/T}}{12}, \frac{R_{m/T}}{3}\right)\right]$	$f_{test} = \max\left[\left(\frac{R_{p1,0/T_{test}}}{105}\right), \left(\frac{R_{m/T_{test}}}{2}\right)\right]$
Cast steels as per 6.6	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{19}, \frac{R_{m/20}}{3}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{test}}}{133}\right)$

^a For testing group 4 the nominal design stress shall be multiplied by 0,9.
^b Yield strength R_{0H} may be used in lieu of $R_{p0,2}$ if the latter is not available from the material standard.
^c See 5.3.2 and 6.1.2.
^d For definition of rupture elongation, see EN 13445-2:2014, Clause 4.

Figura 3.13: Tensione ammissibile per il dimensionamento del serbatoio in questione, realizzato in AISI 316L, cioè con $A > 35\%$.

Da questa tabella, sfruttando gli opportuni coefficienti di sicurezza, si ottiene il valore da usare:

$$f_d = \max\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,5}; \min\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,2}, \frac{R_{M/T}}{3}\right)\right) \quad (3.7)$$

2

Anche la normativa UNI EN-13445, come il dimensionamento analitico affrontato ad inizio capitolo, dimensiona il serbatoio dividendolo in più parti:

Cylindrical shells: per quanto riguarda il fasciame cilindrico si richiede uno spessore maggiore di un valore minimo e .

$$e = \frac{PD_e}{2fz + P}. \quad (3.8)$$

²La nomenclatura proposta dalla UNI EN-13445 chiama lo spessore del serbatoio e e la tensione massima ammissibile con f

Torospherical ends: la trattazione del fondello è più complessa, infatti si distingue il dimensionamento tra la zona di giunzione e la calotta, poichè la prima zona ha una criticità maggiore (si vedrà nel capitolo successivo come questo confermi la correttezza dei ragionamenti effettuati nel caso analitico e dei risultati dell'analisi FEM). Prima di procedere verso le formule fornite dalla normativa, si mostra la nomenclatura usata

7.5 Dished ends

7.5.1 Specific symbols and abbreviations

The following symbols and abbreviations apply in addition to or modify those in 7.3.

D_o is the outside diameter of the cylindrical flange;

D_i is the inside diameter of the cylindrical flange;

e_b is required thickness of knuckle to avoid plastic buckling;

e_s is required thickness of end to limit membrane stress in central part;

e_y is required thickness of knuckle to avoid axisymmetric yielding;

f_b is design stress for buckling equation;

h_i is inside height of end measured from the tangent line;

K is shape factor for an ellipsoidal end as defined in equation (7.5-18);

N is a parameter defined by equation (7.5-12);

R is inside spherical radius of central part of torispherical end;

X is ratio of knuckle inside radius to shell inside diameter;

Y is a parameter defined by equation (7.5-9);

Z is a parameter defined by equation (7.5-10);

β is a factor given by Figures 7.5-1 and 7.5-2 or by the procedure in 7.5.3.5.

Figura 3.14: Nomenclatura usata nella norma UNi EN-13445 per il dimensionamento del fondo toroidale

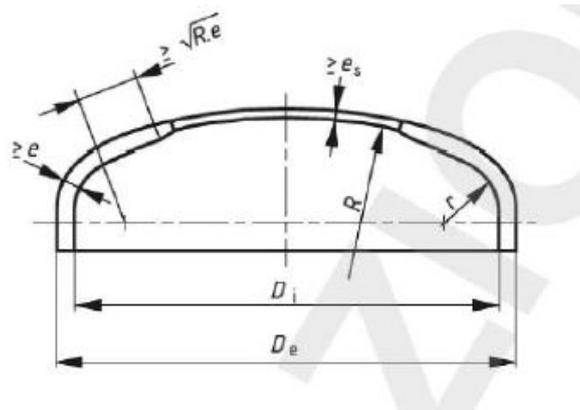


Figura 3.15: rappresentazione delle grandezze per il Fondo toroidale

Le condizioni di utilizzo per le formule fornite sono:

$$\begin{aligned} r &\leq D_i \\ r &\geq 0,06D_i \\ r &\geq 2e \\ e &\leq 0,08D_e \\ e_a &\geq 0,001D_e \\ R &\leq D_e \end{aligned}$$

Lo spessore da scegliere è il maggiore tra e_s, e_y ed e_b :

- e_s , è lo spessore richiesto per evitare la rottura nella calotta (si osservi che è la stessa formula usata per il dimensionamento di serbatoio sferici)

$$e_s = \frac{PR}{2fz - 0,5P} \quad (3.9)$$

- e_y , è lo spessore richiesto per evitare la rottura per snervamento sulla giunzione

$$e_y = \frac{\beta P(0,75R + 0,2D_i)}{f} \quad (3.10)$$

- e_b , è lo spessore richiesto per evitare la rottura per instabilità plastica sulla giunzione

$$e_b = (0,75R + 0,2D_i) \left[\frac{P}{11f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{1,5} \quad (3.11)$$

dove $f_b = \frac{R_{p0,2/T}}{1,5}$

mentre β viene calcolato attraverso un opportuno grafico in funzione di R, P, f, D_i (Figura 3.16)

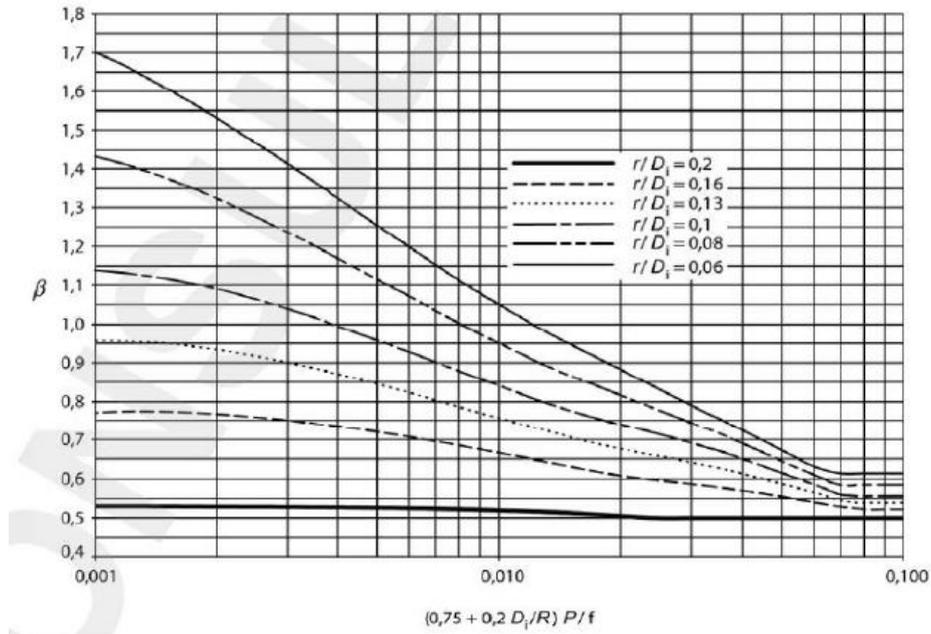


Figura 3.16: Tabella per il calcolo del coefficiente β

Risulta indicativo anche ragionare sul caso di geometria definita, in cui si vuole calcolare la pressione limite di utilizzo. Questo viene fatto perché la Divisione II della Sezione VIII della ASME fa una valutazione di questo tipo e risulta molto indicativo per i nostri scopi confrontare i due diversi approcci, per capire quale dei due è più conveniente. La normativa UNI EN-13445 impone che la massima pressione ammissibile sia la minore tra le seguenti:

- P_s , è la pressione ammissibile massima per evitare la rottura della zona centrale

$$P_s = \frac{2f \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5e_a} \quad (3.12)$$

- P_y , è la pressione ammissibile massima per evitare la rottura per instabilità plastica (buckling) della giunzione (knuckle)

$$P_y = \frac{f \cdot e_a}{\beta(0,75R + 0,2D_i)} \quad (3.13)$$

- P_b , è la massima pressione ammissibile per evitare la rottura per snervamento nella giunzione

$$P_b = (11f_b) \left(\frac{e_a}{0,75R + 0,2D_i} \right)^{1,5} \left(\frac{r}{D_i} \right)^{0,825} \quad (3.14)$$

Capitolo 3 Metodi

Le formule viste fin'ora dipendono dal coefficiente z , questo viene utilizzato in modo tale da tener conto delle saldature presenti. Infatti quasi sempre i serbatoi vengono realizzati saldando tra loro varie parti; la presenza di queste giunzioni saldate è oggetto di maggior stress nei confronti del componente, in cui diminuisce il valore della tensione ammissibile. Si rende quindi necessario l'utilizzo di un opportuno coefficiente, detto efficienza della saldatura ("joint efficiency") che riduca la tensione ammissibile di una certa quantità, in funzione di opportuni fattori. La determinazione del suo valore dipende dal materiale, dai controlli NDT effettuati, dallo spessore e dalla tecnologia di saldatura. Sulla base di questi parametri si definiscono 7 "testing Group" al quale si associa un determinato valore di z , nel nostro caso avendo a che fare con un materiale di tipo 8.1, per controlli NDT a spot 10%, per uno spessore minore di 50mm e sfruttando una saldatura a mano rientriamo nella categoria 3b, a cui si associa un valore $z = 0,85$.

Table 7.1 Examination Groups for Pressure Vessels						
Parameter	Examination Group [Note (1)]					
	1a	1b	2a	2b	3a	3b
Permitted material [Note (1)], [Note (2)]	All materials in Annex 3-A	(a) P-No. 1 Gr 1 and 2 (b) P-No. 8 Gr 1	(a) P-No. 8 Gr 2 (b) P-No. 9A Gr 1 (c) P-No. 9B Gr 1 (d) P-No. 11A Gr 1 (e) P-No. 11A Gr 2 (f) P-No. 10H Gr 1	(a) P-No. 1 Gr 1 and 2 (b) P-No. 8 Gr 1	(a) P-No. 8 Gr 2 (b) P-No. 9A Gr 1 (c) P-No. 9B Gr 1 (d) P-No. 10H Gr 1	(a) P-No. 1 Gr 1 and 2 (b) P-No. 8 Gr 1
Maximum thickness of governing welded joints	Unlimited [Note (4)]		30 mm (1 $\frac{1}{8}$ in.) for P-No. 9A Gr 1 and P-No. 9B Gr 1; 16 mm ($\frac{5}{8}$ in.) for P-No. 8 Gr 2 [Note (5)] P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	50 mm (2 in.) for P-No. 1 Gr 1 and P-No. 8 Gr 1; 30 mm (1 $\frac{1}{8}$ in.) for P-No. 1 Gr 2	30 mm (1 $\frac{1}{8}$ in.) for P-No. 9A Gr 1 and P-No. 9B Gr 1; 16 mm ($\frac{5}{8}$ in.) for P-No. 8 Gr 2 [Note (5)] P-No. 10H Gr 1	50 mm (2 in.) for P-No. 1 Gr 1 and P-No. 8 Gr 1; 30 mm (1 $\frac{1}{8}$ in.) for P-No. 1 Gr 2
Welding process	Unrestricted [Note (4)]		Mechanized welding only [Note (3)]		Unrestricted [Note (4)]	
Design basis [Note (6)]	Part 4 or Part 5 of this Division		Part 4 or Part 5 of this Division		Part 4 of this Division	

NOTES:
 (1) All Examination Groups require 100% visual examination to the maximum extent possible.
 (2) See Part 3 for permitted material.
 (3) Mechanized means machine and/or automatic welding methods.
 (4) Unrestricted with respect to weld application modes as set forth in this Table.
 (5) See Table 7.2 for NDE, joint category, and permissible weld joint details that differ between Examination Groups 1a and 1b.
 (6) The design basis is the analysis method used to establish the wall thickness.

Figura 3.17: Tabella per individuare il testing group

Z	1	0,85	0,7
Testing Group	1, 2	3	4

Figura 3.18: Valore di z in funzione del testing group

3.3.2 ASME BPVC

Il codice BPVC fornito dalla ASME si presuppone di conferire al lettore tutti i mezzi necessari alla progettazione, dimensionamento, controllo, verifica di componenti soggetti a pressione. Le formule e le indicazioni che si sono usate per la valutazione del serbatoio si riferiscono alle due divisioni, le quali differiscono per l'approccio utilizzato e per la teoria alla loro base. Infatti la Division I usa un approccio DBF (Design By Formulas) che fornisce formule per il dimensionamento piuttosto conservative, mentre la Division II sfrutta un approccio combinato DBA+DBF (Design By Formulas + Design By Analysis) che spinge il componente al limite del suo funzionamento, consentendo di raggiungere condizioni di stress maggiori rispetto alla Division I, tuttavia questo impone controlli più stringenti sul prodotto realizzato. Un'altra differenza piuttosto consistente tra le due è il criterio di rottura: nella Division I si usa il criterio della tensione normale massima (Rankine) mentre la Division II usa il criterio della massima energia di distorsione (Von Mises) ed il criterio della massima tensione tangenziale (Tresca).

Il codice BPVC è composto da 11 Sezioni, in questa sede ci si limite all'applicazione delle Sezioni II e VIII.

Il primo aspetto da affrontare per il dimensionamento del serbatoio è individuare il limite che la norma assume per il materiale che lo costituisce; questo è descritto nella sezione II del codice ASME BPVC. Il materiale in questione è l'AISI 316L, identificato con il codice S31600, al quale si associa una UTS ("Ultimate Tensile Strength" cioè tensione a rottura) di 520 Mpa ed una S_y ("yield strength" cioè tensione di snervamento) pari a 205 Mpa.

Prima di affrontare le formule in questione si riporta la nomenclatura di riferimento (3.19) :

Division I

La division I, come già spiegato segue un approccio di tipo Design by Formulas (DBF) : il dimensionamento e la verifica del recipiente sono basati su relazioni precedentemente determinate (formulas) ideate per coprire, con adeguati coefficienti di sicurezza, tutte le principali situazioni che si è soliti incontrare nella progettazione di un recipiente in pressione; le formule sono solitamente basate su modelli semplici o semi-empirici non molto accurati, per cui i coefficienti di sicurezza tendono ad essere piuttosto elevati, infatti la division I impone di utilizzare come fattore di sicurezza:

- 3,5 per la UTS
- 1,5 per la S_y

D = inside diameter of the head skirt; or inside length of the major axis of an ellipsoidal head; or inside diameter of a conical head at the point under consideration, measured perpendicular to the longitudinal axis
 D_i = inside diameter of the conical portion of a toriconical head at its point of tangency to the knuckle, measured perpendicular to the axis of the cone
 $= D - 2r(1 - \cos \alpha)$
 E = lowest efficiency of any joint in the head; for hemispherical heads this includes head-to-shell joint; for welded vessels, use the efficiency specified in UW-12
 L = inside spherical or crown radius. The value of L for ellipsoidal heads shall be obtained from Table UG-37.
 P = internal design pressure (see UG-21)
 r = inside knuckle radius

Figura 3.19: Nomenclatura usata nella Division I per le formule utili al dimensionamento della testa toroidale

E = joint efficiency for, or the efficiency of, appropriate joint in cylindrical or spherical shells, or the efficiency of ligaments between openings, whichever is less.
 For welded vessels, use the efficiency specified in UW-12.
 For ligaments between openings, use the efficiency calculated by the rules given in UG-53.
 P = internal design pressure (see UG-21)
 R = inside radius of the shell course under consideration,¹⁹
 S = maximum allowable stress value (see UG-23 and the stress limitations specified in UG-24)
 t = minimum required thickness of shell
 (c) *Cylindrical Shells.* The minimum thickness or maximum allowable working pressure of cylindrical shells shall be the greater thickness or lesser pressure as given by (1) or (2) below.

Figura 3.20: Nomenclatura usata nella Division I per le formule utili al dimensionamento del fasciame cilindrico

per poi utilizzare come massima tensione ammissibile (S) il valore minore tra i due:

$$S = \min\left(\frac{UTS}{3,5}; \frac{S_y}{1,5}\right) \quad (3.15)$$

La normativa, così come lo studio analitico, tratta il serbatoio dividendolo nelle due geometrie, quali il fasciame cilindrico e i fondi torosferici, associando ad essi

formule diverse in quanto si sviluppano stati tensionali di valori differenti. Le formule in questione si trovano in UG-27 (ASME BPVC Section VIII Division I):

- **Cilindrical shells** il minimo spessore da utilizzare è il maggiore tra i seguenti:

$$\text{Circumferential shells } t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$\text{Longitudinal shells } t = \frac{PR}{2SE + 0,4P}$$

- **Toroidal heads** :sul fondello torosferico si richiede uno spessore minimo pari a

$$t = \frac{0,885PL}{SE - 0,1P}$$

- **Sferical shells** seppur le il codice dimensiona il fondello in base alla condizione più critica(cioè nel raccordo ,anche detto "knuckle"), è indicativo valutare il dimensionamento che viene proposto per un serbatoio sferico, in modo da confrontarlo con la trattazione analitica e la Divisione II

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P}$$

Le formule in questione dipendono da un coefficiente E detto "joint efficiency", infatti il componente in pressione include delle giunzioni saldate, la cui presenza tende a ridurre i valori di tensione ammissibile del componente stesso. Perciò la funzione di questo coefficiente è di ridurre la tensione ammissibile di una opportuna quantità in base alle caratteristiche della saldatura:

- tipologia di saldatura (di testa, d'angolo, etc.)
- controlli NDE o NDT ("Non Destructive Examination" o "Non Destructive Testing") dopo saldatura
- spessore dei pezzi saldati
- temperature di esercizio
- tipologia di materiale base

La divisione I associa il valore di E in funzione del tipo di saldatura, della categoria (A,B,C,D) e del tipo di controllo richiesto (full radiography, spot radiography, none).

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Arc and Gas Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Figure UW-13.1, sketch (1)	A, B, C, and D A, B, and C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 7/8 in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 7/8 in. (16 mm) thick (b) Circumferential joints not over 7/8 in. (16 mm) thick	A B and C [Note (3)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (4)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over 7/8 in. (16 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 7/8 in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over 7/8 in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over 7/8 in. (16 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (5)]	NA NA	NA NA	NA NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(f) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE: $E = 1.00$ for butt joints in compression.

NOTES:
 (1) See UW-12(a) and UW-51.
 (2) See UW-12(b) and UW-52.
 (3) For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.

Figura 3.21: Tabella per applicazione dell'efficienza delle saldature

Le saldature presenti sul serbatoio in questione sono di tipo 1: "Giunti di testa ottenuti mediante doppia saldatura o mediante altri mezzi che otterranno la stessa qualità del metallo di saldatura depositato su superfici di saldatura esterne ed interne in concordanza con il requisiti dell'UW-35 "(ASME BPVC Section VIII Division I)". Le saldature vengono divise in 4 categorie:

- **Categoria A** : Giunti saldati longitudinali o a spirale
- **Categoria B** : Giunti saldati conconferenziali
- **Categoria C** : Giunti saldati colleganti flange al serbatoio
- **Categoria D** : Giunti saldati colleganti bocchelli ("nozzles") al serbatoio

La saldatura assiale sul corpo centrale è di tipo A, quella tra corpo centrale ed il fondello inferiore è di tipo B, quella tra il corpo centrale e la flangia così come quella tra fondello superiore e flangia è di tipo C, mentre sui bocchelli sono di tipo D.

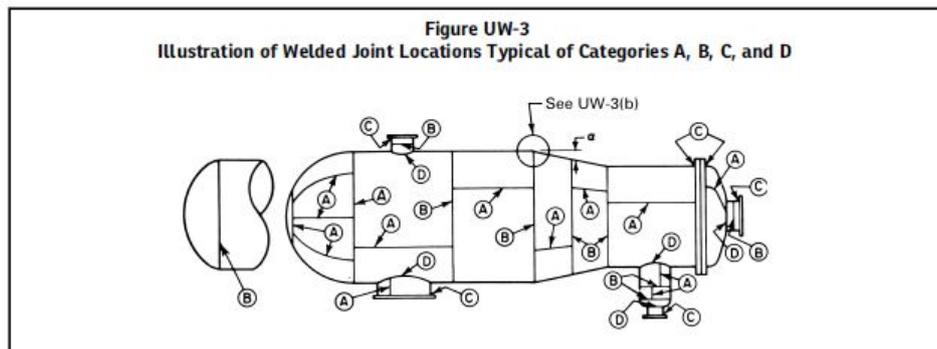


Figura 3.22: Tabella esplicativa sulle categorie di saldature

Il controllo radiografico delle saldature deve essere fatto solo se richiesto dal codice, in caso contrario non è obbligatorio, ma può essere comunque realizzato, permettendo quindi una minor riduzione della tensione ammissibile grazie ad un "join efficiency" maggiore. I casi in cui questo è obbligatoriamente richiesto su tutte le saldature (full radiography) è limitato a casi specifici (quali il contenimento di un liquido letale, spessore dei giunti superiore a 38mm,...) opportunamente elencati in UW-11(ASME BPVC Section VIII Division I)

Allo stesso modo il controllo parziale (spot radiography 10%) deve essere obbligatoriamente realizzato in condizioni particolari dove non si richiede il controllo radiografico completo. Invece non si ha l'obbligo di effettuare alcun controllo per tutti i casi non elencati nei due punti precedenti, questa viene indicata come caso "none", cioè nessuna radiografia. Ricapitolando, il serbatoio in questione ha saldature di tipo 1 e rientrano nelle categorie A-B-C-D, non presenta particolari richieste di controllo, perciò si applica il coefficiente $E = 0,70$ associato al minor grado di controllo radiografico possibile (none). Noto il fattore E si è in grado di utilizzare le formule citate prima.

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Figure UW-13.1, sketch (f)	A, B, C, and D A, B, and C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 7/8 in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 7/8 in. (16 mm) thick (b) Circumferential joints not over 7/8 in. (16 mm) thick	A B and C [Note (3)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (4)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over 1/2 in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 7/8 in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over 7/8 in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over 1/4 in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (5)]	NA NA	NA NA	NA NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE: $E = 1.00$ for butt joints in compression.

NOTES:
 (1) See UW-12(a) and UW-51.
 (2) See UW-12(b) and UW-52.
 (3) For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.

Figura 3.23: Tabella fornita dalla DIV I per la scelta del fattore E

Division II

La divisione II segue un approccio misto DBA+DBF, rendendosi necessario nei casi non coperti dalla divisione I o a sua sostituzione nei casi particolarmente complessi. Il dimensionamento e la verifica del recipiente sono basati su analisi accurate dell'effettivo stato di tensione, solitamente ottenibile solo con modelli basati sull'analisi agli elementi finiti (FEM). Fidando sulla maggiore accuratezza dell'analisi, i coefficienti di sicurezza impiegati tendono ad essere più bassi rispetto alla Divisione I. Infatti in questo caso si impone di utilizzare come fattore di sicurezza:

- 2,4 per la UTS
- 1,5 per la S_y

Per poi utilizzare come massima tensione ammissibile il valore minore tra i due:

$$S = \min\left(\frac{UTS}{2,4}; \frac{S_y}{1,5}\right) \quad (3.16)$$

Così come nella divisione I anche qui si tratta il dimensionamento del serbatoio dividendolo nelle due parti, quali il fasciame cilindrico e i fondi torosferici, associando ad essi formule diverse in quanto si sviluppano stati tensionali di valori differenti. L'importanza di affrontare il dimensionamento in maniera combinata (I e II Divisione) permette di confrontare i risultati di due approcci diversi, verificandone la convenienza e in maniera più importante permette anche di valutare cosa accade in una zona

complessa come il raccordo del fondo torosferico (knuckle), il quale viene trattato in modo più approfondita dalla Division II.

Anche in questo caso si utilizza un coefficiente E , che esprime l'efficienza delle saldature, riducendo la tensione ammissibile di una certa quantità; il suo valore è definito in funzione del gruppo di esame, del tipo di saldatura, dalla categoria e del controllo eseguito. Il gruppo di esame dipende dal materiale, dallo spessore e dalla tecnologia utilizzata, ed è riportato nella sezione II del codice. L'AISI 316L viene classificato come P-No 8 Gr 1, essendo la saldatura realizzata a mano allora rientra nel gruppo di esame 3b, per cui si ha un valore di E pari a 0,85. Tuttavia, a differenza della division I, si richiedono dei controlli non distruttivi (NDE) sulle saldature: quali controlli radiografici, ad ultrasuoni e magnetoscopici al "10%" della lunghezza totale della saldatura.

(15)

Table 7.2 Nondestructive Examination										
Examination Group				1a	1b	2a	2b	3a	3b	
Permitted Materials				All Materials in Annex 3-A [Note (18)]	P-No. 1 Gr 1 and 2 P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2 P-No. 9A Gr 1 P-No. 9B Gr 1 P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	P-No. 1 Gr 1 and 2 P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2 P-No. 9A Gr 1 P-No. 9B Gr 1 P-No. 10H Gr 1	P-No. 1 Gr 1 and 2 P-No. 8 Gr 1	
Weld Joint Efficiency				1.0	1.0	1.0	1.0	0.85	0.85	
Joint Category	Type of Weld [Note (1)]	Type of NDE [Note (2)]	Extent of NDE [Note (10)] [Note (11)] [Note (12)]							
			1	2	3	4	5	6	7	
A	Full penetration butt weld [Note (19)]	1	Longitudinal joints	RT or UT	100%	100%	100%	100%	25%	10%
		2	Circumferential joints on a shell	RT or UT	10%	10% [Note (4)]	10%	10% [Note (4)]	10%	10% [Note (4)]
B	1	RT or UT	100%	100%	100%	100%	10%	10% [Note (3)]	10% [Note (4)]	
MT or PT		10%	10% [Note (4)]	10%	10% [Note (4)]	10%	10% [Note (4)]	10%		
B	2, 3	RT or UT	NA	100%	NA	25%	NA	25%	10%	
MT or PT		NA	10%	NA	10%	NA	10%	10%		
B	1	RT or UT	100%	100%	100%	100%	10%	10% [Note (3)]	10% [Note (4)]	
MT or PT		10%	10% [Note (4)]	10%	10% [Note (4)]	10%	10% [Note (4)]	10%		
B	2, 3	RT or UT	NA	100%	NA	25%	NA	25%	10%	
MT or PT		NA	10%	NA	10%	NA	10%	10%		
B	1	MT or PT	100%	10%	100%	10%	10%	10%	10%	

734

ASME BPCVIII.2.015

Figura 3.24: Tabella per scelta del Joint Efficiency

Noto il valore di E , si è in grado di seguire il processo di dimensionamento proposto dalla Division II:

Cilindrical shells: così come nella Division I il dimensionamento richiede un certo spessore minimo, in questo caso pari a:

$$t = \frac{D}{2} (eSE - 1) \tag{3.17}$$

Toroidal heads: come anticipato, la valutazione che si fa del fondello toroidale è molto più specifica e accurata, ma non è un dimensionamento, si limita a fornire delle formule utili a valutare i limiti di pressione che non devono essere superati, in quanto possono portare a vari meccanismi di rottura in punti diversi del materiale: se la pressione di utilizzo rimane al di sotto di quella limite il dimensionamento

è accettabile, in caso contrario va aumentato lo spessore, ricalcolando la pressione limita seguendo lo stesso iter. Il processo di dimensionamento è il seguente:

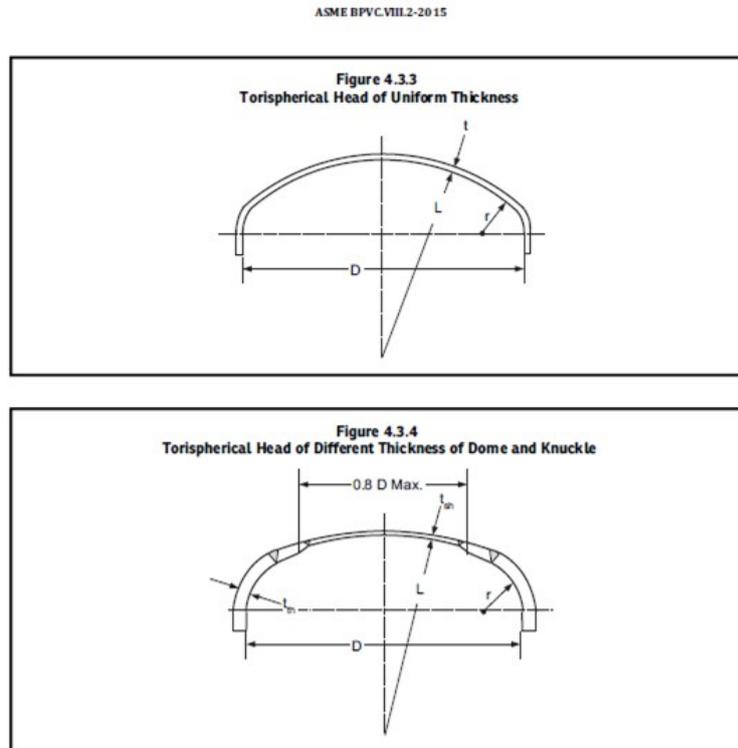


Figura 3.25: Fondello toroidale, nel caso di spessore costante e nel caso di spessore diverso tra calotta e ginocchio

1. si impone uno spessore t
2. si verificano le condizioni di validità delle formule

$$0,7 \leq \frac{L}{D} \leq 1,0$$

$$\frac{r}{D} \geq 0,06$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000$$

3. si calcolano le costanti geometriche

$$\beta_{th} = \arccos \frac{0,5D - r}{L - r}$$

$$\phi(th) = \frac{\sqrt{L_t}}{r}$$

$$R_{th} = \frac{0,5 - r}{\cos(\beta_{th} - \phi_{th})} + r \text{ per } \phi_{th} < \beta_{th}$$

$$R_{th} = 0,5D$$

4. Si calcolano i coefficienti C1 e C2

$$C_1 = 9,31\left(\frac{r}{D}\right) - 0,086 \text{ per } \frac{r}{D} \leq 0,08$$

$$C_1 = 0,692\left(\frac{r}{D}\right) + 0,605 \text{ per } \frac{r}{D} > 0,08$$

$$C_2 = 1,25 \text{ per } \frac{r}{D} \leq 0,08$$

$$C_2 = 1,46 - 2,6\frac{r}{D} \text{ per } \frac{r}{D} > 0,08$$

$$C_3 = S_Y$$

5. si calcola la pressione che porta il raccordo a rompersi per instabilità plastica (buckling)

$$P_{eth} = \frac{C_1 E t^2}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2} - r \right)} \quad (3.18)$$

6. la pressione che porta ad ottenere una tensione equivalente nel raccordo pari alla tensione di snervamento S_y

$$P_{eth} = \frac{C_3 t}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - 1 \right)} \quad (3.19)$$

7. si calcola la pressione per cui si prevede la reale rottura del raccordo per instabilità plastica (buckling)

per $G \leq 1,0$

$$P_{ck} = 0,6 P_{eth} \quad (3.20)$$

per $G > 1,0$

$$P_{ck} = \left(\frac{0,77508G - 0,20354G^2 + 0,019274G^3}{1 + 0,19014G - 0,089534G^2 + 0,0093965G^3} \right) P_y \quad (3.21)$$

dove $G = \frac{P_{eth}}{P_{ck}}$

8. attraverso un coefficiente di sicurezza pari ad 1,5 si calcola la pressione ammissibile che porta il raccordo a rompersi per instabilità plastica

$$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1,5} \quad (3.22)$$

9. la pressione ammissibile che porta a rottura la zona centrale del fondello("crown")

$$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0,5} \quad (3.23)$$

10. Note queste pressioni, si calcola la massima pressione interna ammissibile, come il valore minimo tra P_{ak} e P_{ac}

$$P_a = \min(P_{ac}; P_{ak})$$

Come si vedrà nel capitolo successivo, il raccordo (knuckle) costituisce un punto debole del serbatoio: proprio in questa zona si sviluppano le tensioni maggiori dovute alla pressione interna ed alla flessione che il serbatoio subisce in quel punto. Invece sul fasciame cilindrico e nella parte centrale dei fondelli la tensione assume valori molto minori, in quanto non subisce flessione, perciò la tensione è dovuta solo alla pressione interna. Questa diversità del comportamento tra il "knuckle" ed il resto del serbatoio, rende plausibile la possibilità di realizzare un fondello a spessore variabile, cioè con spessore maggiore nella zona di raccordo, e minore nella parte superiore. Lo stesso codice ASME BPVC fornisce nella 4.3.7 della Sezione VIII Divisione II un iter per il dimensionamento di questo oggetto, il cui ragionamento di base è simile a quello proposto nella trattazione analitica: cioè il fondello viene diviso tra il raccordo (knuckle) e la calotta (dome).

- **Dome:** è equivalente ad un tratto di serbatoio sferico e sfrutta le sue stesse formule di dimensionamento:

$$t = \frac{D}{2} \left(e \frac{0,5P}{SE} - 1 \right) \quad (3.24)$$

- **Knuckle:** si segue lo stesso iter proposto nel caso di spessore costante

Capitolo 4

Risultati

In questo capitolo, si applicheranno le formule e le metodologie descritte nel capitolo precedente: lo scopo principale è quello di capire se le normative tralascino alcuni aspetti importanti del dimensionamento che potrebbero portare a criticità nello stato tensionale e quindi minare l'integrità del componente, o al contrario se vi siano zone in cui queste siano ridondanti. A questo punto, note le teorie alla base dello studio analitico del serbatoio, gli input dell'analisi FEM e le direttive di riferimento, siamo in grado di estrapolare i risultati relativi allo studio del serbatoio nella sua totalità:

4.1 Risultati Metodo Analitico

Come già espresso nel Capitolo precedente, il metodo analitico prevede la divisione del serbatoio in parti separate, applicando per ciascuna di esse la Teoria Membranale, applicando gli opportuni raggi di curvatura della geometria considerata:

4.1.1 Fasciame Cilindrico

Questa parte del serbatoio, come già spiegato, può essere considerato come un cilindro.

Tabella 4.1: Tensioni Fasciame cilindrico

Tensione	Valore	Unità di misura
σ_{θ} 3.4	29,85	Mpa
σ_{φ} 3.5	59,70	Mpa

Applicando il criterio di rottura di Von-Mises, che associa la rottura al raggiungimento di un certo valore critico da parte dell'energia di distorsione, ed il criterio di Tresca, il quale invece associa la rottura al raggiungimento di un valore critico da parte della massima tensione tangenziale, si ottengono diversi valori di tensione equivalente.

Tabella 4.2: Tensioni equivalenti Fasciame cilindrico: σ_{eq}

Criterio	Valore
Von-Mises	51,70 Mpa
Tresca	59,70 Mpa

In conclusione possiamo dire che le tensioni hanno lo stesso valore in ogni punto del fasciame cilindrico e la tensione equivalente è particolarmente bassa, tanto che il coefficiente di sicurezza statico a snervamento (considerando che la tensione a snervamento dell'AISI 316L sia 205 Mpa) assume un valore molto elevato.

Tabella 4.3: Coefficiente di sicurezza

Criterio	X_s
Von-Mises	3,96
Tresca	3,43

4.1.2 Fondelli

In questo caso consideriamo solo la calotta dei fondelli, cioè una porzione di sfera, tralasciando ciò che accade nel ginocchio grazie al ragionamento fatto nella trattazione analitica.

Sfruttando le dimensioni del caso si ottengono i valori delle tensioni del materiale:

Tabella 4.4: Tensioni sulla Calotta del Fondello

Tensione	Valore
σ_θ 3.6	59,70 Mpa
σ_φ 3.6	59,70 Mpa

Così come per il cilindro, anche la sfera ha le tensioni costanti ,perciò considerandolo come un corpo unico tutti i punti hanno la stessa criticità, opportunamente descritta dal coefficiente di sicurezza ottenuto attraverso i criteri di Tresca e Von-Mises.

Tabella 4.5: Coefficiente di sicurezza Sfera

Criterio	X_s
Von-Mises	3,43
Tresca	3,43

E' opportuno notare come seppur stiamo considerando fondello e fasciame cilindrico come corpi separati, si ha in entrambi i corpi la stessa tensione equivalente; questo però è un caso, in quanto nella geometria costruttiva scelta, il raggio della sfera che costituisce il fondello ed il raggio del cilindro coincidono.

Tabella 4.6: Tensioni calcolate analiticamente

Corpo	σ_{eq} Von-Mises	σ_{eq} Tresca
Fasciame cilindrico	51,70 Mpa	59,70 Mpa
Calotta	59,70 Mpa	59,70 Mpa

Per capire a pieno i risultati ottenuti ed il limite della Teoria Membranale, immaginiamo di realizzare gli stessi calcoli per un fondello con raggio interno non più pari a 796mm, ma a 996mm (lo spessore h rimane 4mm), si ottengono tensioni equivalenti diverse:

Tabella 4.7: Tensioni calcolate analiticamente per $D = 996mm$

Corpo	σ_{eq} Von-Mises	σ_{eq} Tresca
Fasciame cilindrico	51,70 Mpa	59,70 Mpa
Fondello	75,00 Mpa	75,00 Mpa

Se considerassimo questi ultimi risultati, il serbatoio avrebbe nella giunzione tra il fasciame cilindrico e lo sferoide una discontinuità dello stato tensionale, che però non può esistere. Questo rende visibile come studiare il serbatoio attraverso corpi separati, porti a dei risultati confermabili solo lontano dalle giunzioni tra di essi, poiché nella zona di giunzione la Teoria Membranale non è più valida, bisogna infatti considerarne il comportamento a flessione. Nel nostro caso la giunzione tra i tre corpi è realizzata da porzioni di sferoidi di raggio 80mm, il risultato prima ricavato ci permette di evitare la sua analisi analitica attraverso la Teoria Membranale, in quanto sarebbe inesatta, perciò lo stato tensionale in questo punto è stato ricavato solo dall'analisi FEM.

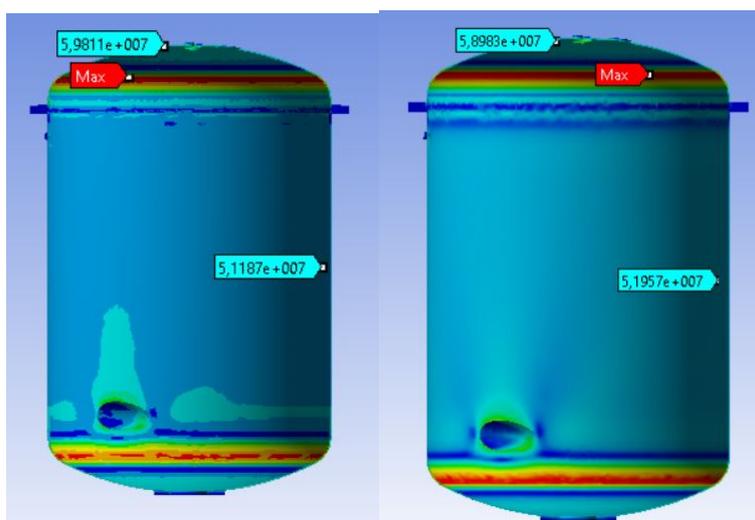
4.2 Risultati Analisi FEM

4.2.1 Ottenimento dei Risultati

L'analisi FEM, come già spiegato nel capitolo precedente ha lo scopo di verificare i risultati analitici, ed indagare le zone non studiate con il metodo analitico: in primis la zona di raccordo, seguono poi le flange ed i bocchelli. Per limitare la complessità di calcolo cerchiamo di traslare il problema dal 1° Modello (reale) al 2° Modello (semplificato) senza comprometterne la veridicità. Come prima cosa, si è effettuata l'analisi agli elementi finiti sul 1° modello di serbatoio, cioè quello più aderente alla realtà, costituito da 2 corpi separati, dove la connessione tra i due è realizzata da delle forze di serraggio su delle opportune superfici circolari che simulano le teste delle viti. L'obiettivo è quindi verificare attraverso il 2° modello l'influenza dell'O-Ring e dei carichi di serraggio sulla sollecitazione del serbatoio.

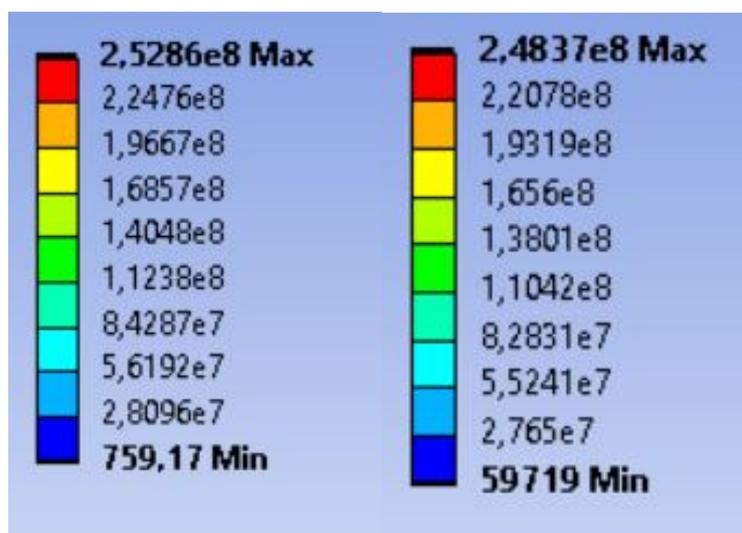
L'analisi FEM sul 1° modello esprime i seguenti risultati sullo stato tensionale (Figura

ra 4.1) :il centro del fasciame cilindrico e la parte superiore del fondello (Calotta), essendo distanti dai punti di raccordo non subiscono sforzi di flessione dovuti a forze di bordo o a momenti di bordo,perciò sviluppano solo tensioni normali costanti su tutto il corpo,generando allo stesso modo una tensione equivalente costante. Tuttavia, nel coperchio, man mano che ci avviciniamo al raccordo tra il fasciame cilindrico ed il fondello superiore ,la tensione equivalente inizia ad aumentare fino al raggiungimento di un massimo proprio sul raccordo superiore. La stessa situazione si sviluppa sul corpo inferiore, man mano che ci avviciniamo al raccordo tra il fasciame cilindrico ed il fondello inferiore, dove appunto la tensione aumenta fino al raggiungimento di un massimo sul raccordo inferiore. Questo è un risultato importante, poichè verifica e dimostra che lo stato tensionale lontano dai raccordi tra sfera (parte superiore del fondello) e cilindro (fasciame cilindrico) coincide con quello calcolato considerandoli come corpi liberi, mentre vicino ai raccordi differisce. Al contrario vicino al punto di applicazione lo stato tensionale è dipendente dalla distribuzione e dalla modalità di applicazione di forza e momento di bordo. Verificata la correttezza dell'iter analitico, prima di confermare i risultati numerici ottenuti bisogna dimostrare la possibilità di traslare l'analisi FEM dal 1° al 2° modello, ossia verificare l'ininfluenza delle forze di serraggio sulla flangia e della presenza dell'O-Ring sullo stato tensionale del serbatoio. Confrontando lo stato tensionale descritto del 1° e 2° modello (size 2,5mm Figura 4.1) si nota come lo stato tensionale sul fasciame cilindrico ,sulla parte centrale del fondello superiore e del fondello inferiore, la tensione equivalente assume valori molto simili; inoltre la flangia sottoposta a carichi di serraggio non sviluppa tensioni critiche e non compromette le zone vicine, perciò non è influente sullo stato tensionale del serbatoio, lo stesso si può dire per l'effetto dell'O-Ring. Per quanto riguarda la zona di raccordo invece, si raggiungono tensioni elevate dello stesso ordine di grandezza, nei medesimo punti: è così verificata la possibilità di traslare il problema sul 2° modello.



(a) Tensioni 1° modello.

(b) Tensioni 2° modello.



(c) Scala tensioni 1° modello.

(d) Scala tensioni 2° modello.

Figura 4.1: Confronto tra 1° e 2° Modello: è verificata la similitudine tra i due casi, si hanno le stesse tensioni nei punti considerati

Tabella 4.8: Confronto 1° e 2° modello

Parte	$\sigma_{eq}(V-M)$ 1° Modello	$\sigma_{eq}(V-M)$ 2° Modello	divergenza
Fasciame cilindrico	51,18 Mpa	51,20 Mpa	0,04%
Calotta	59,81 Mpa	58,98 Mpa	1,38%
Raccordo	252,86 Mpa	248,37 Mpa	1,78%

Perciò ora è possibile realizzare direttamente l'analisi agli elementi finiti sul 2° modello, i cui risultati descrivono non solo lo stato tensionale del modello in questione, ma con buona approssimazione anche quello del 1° Modello, cioè quello reale. Prima di considerare i risultati ottenuti come corretti, è importante verificarne l'esattezza, ripetendo l'analisi FEM per diverse condizioni di meshatura, in modo da arrivare a convergenza. Le dimensioni della mesh utilizzate sono: 35mm-30mm-25mm-20mm-15mm e due raffinamenti nella zona di raccordo con dimensioni 7,5mm-5,0mm-2,5mm. Si osserva come le prove con mesh da 35mm a 25mm danno un risultato non completamente esatto, in quanto notano la crisi del materiale nel raccordo inferiore, mentre per valori di mesh più fine di 25 mm si individua la crisi sempre nel raccordo superiore. Perciò i risultati ottenuti per dimensioni della mesh maggiori di 25 mm non vengono presi in considerazione, tuttavia è opportuno considerare che la quasi simmetria del componente tra fondello superiore ed inferiore porta sempre ad ottenere stati tensionali simili sui rispettivi raccordi, seppur quello superiore raggiunga una tensione leggermente maggiore. In quanto l'obiettivo è trovare i punti di criticità del materiale, la convergenza viene cercata sul punto critico, ovvero il raccordo superiore.

Size[mm]	Nodi	Elementi	$\sigma_{eq}MAX$ (V-M)	Divergenza percentuale
20	210397	106325	246,96 Mpa	0,562 %
15	349742	176551	251,14 Mpa	1,103 %
10	503110	254239	248,97 Mpa	0,239 %
7,5	239020	120260	255,16 Mpa	2,704 %
5	299404	149339	258,71 Mpa	4,118 %
2,5	517500	259676	248,37 Mpa	0,000 %

Si nota quindi che raffinando la mesh da una dimensione iniziale di 35mm ad una finale di 2,5mm la tensione equivalente massima subisce delle variazioni molto limitate, permettendoci di convalidare le prove effettuate in quanto i risultati conver-

gono verso un risultato unico. I valori che prenderemo come riferimento sono quelli ottenuti dalla analisi FEM con size minore (2,5mm), cioè i più precisi. In questo capitolo si presentano solo i risultati per size 2,5mm, gli altri risultati si trovano nel capitolo 6.

Size 2,5mm

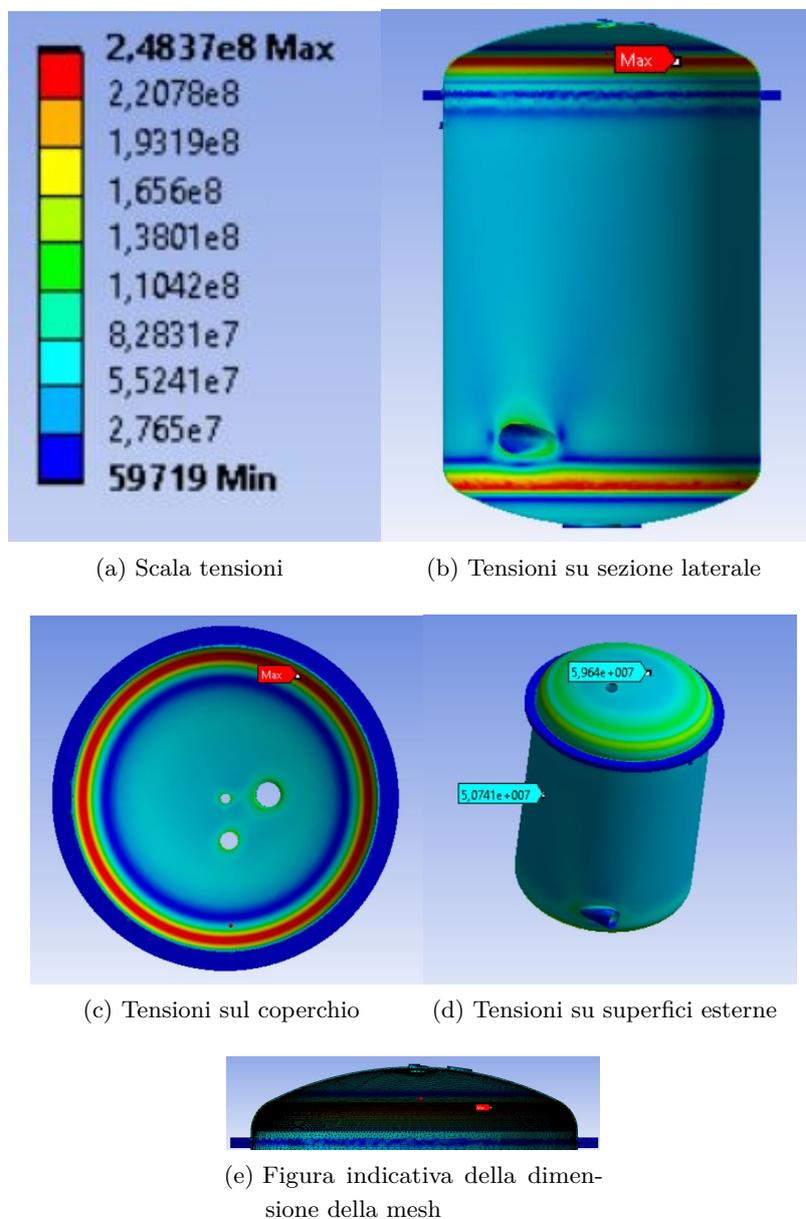


Figura 4.2: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 2,5mm

4.2.2 Confronto risultati analitici

Ora che si è arrivati a dei risultati esatti dall'analisi FEM, si vuole verificare i valori ottenuti attraverso il metodo analitico: naturalmente, per quanto detto prima, può esser fatto solo distante dai raccordi.

Tabella 4.9: Verifica risultati analitici

Parte	σ_{eq} analitica (V-M)	σ_{eq} FEM(V-M)	Divergenza percentuale
Fasciame Cilindrico	51,70 Mpa	50,74 Mpa	1,86 %
Fondello(come sfera)	59,7 Mpa	59,64 Mpa	0,1 %

I risultati ottenuti attraverso la teoria membranale vengono confermati dalla analisi FEM.

4.3 Resistenza serbatoio

Lo studio del serbatoio in questione è propedeutico ad individuare i punti critici e la soluzione costruttiva migliore, è quindi indispensabile confrontare i risultati ottenuti con le caratteristiche del materiale in modo da verificarne la resistenza. Se sul fasciame cilindrico e sulla calotta questo sembra scontato, in quanto le tensioni che si raggiungono sono molto limitate rispetto alla tensione di snervamento del materiale, non si può dire lo stesso per i raccordi, che raggiungono tensioni molto elevate (4.10).

Tabella 4.10: Tabella che mette in evidenza la criticità del serbatoio sulla zona di raccordo

$\sigma_{eq}MAX$ (V-M) (Mpa)	$\sigma_{snervamento}$ (Mpa)	$\sigma_{rottura}$ (Mpa)	X_S	X_R
248,37	205	515	0,82	2,07

Valutando i coefficienti di sicurezza si capisce come uno spessore di 4mm garantisca un ampio margine di sicurezza rispetto allo snervamento nel fasciame cilindrico e nella calotta, ma non è abbastanza per il raccordo, dove la pressione di 6 bar porta ad ottenere una tensione massima superiore rispetto alla tensione di snervamento. Sarà quindi necessario aumentare tutto lo spessore del serbatoio o solo quello dei raccordi. Per migliorare la soluzione costruttiva attuale si è sviluppata un'ulteriore analisi FEM sullo stesso serbatoio, ma con uno spessore di 5mm. Il risultato di questa analisi è sensibilmente migliore, infatti nel raccordo si raggiungono tensioni più basse, che garantiscono coefficienti di sicurezza più alti.

Tabella 4.11: Tabella che mette in evidenza la criticità del serbatoio sulla zona di raccordo per spessore di 5 mm

σ_{eq} MAX (V-M) (Mpa)	$\sigma_{snervamento}$ (Mpa)	$\sigma_{rottura}$ (Mpa)	X_S	X_R
187,21	205	515	1,10	2,75

4.4 Risultati Normative

In questa sezione si trattano i risultati delle due normative di riferimento. Prima di confrontare questi risultati con quelli delle due sezioni precedenti, ci soffermiamo a confrontare tra loro i risultati delle due normative con l'intento di comprendere quale sia la soluzione migliore. Infatti è da considerare come il codice BPVC fornito da ASME viene definito il più "coerente", anche se piuttosto antiquato. Tuttavia a risolvere questo problema si è recentemente introdotta la divisione II che cerca di superare i limiti della Divisione I, troppo conservativa.

Lo schema seguito per il dimensionamento è simile per la EN-13445 e la BPVC (Div I e DIV II). Entrambe definiscono la tensione ammissibile in funzione di alcuni parametri caratteristici del materiale: la UNI EN-13445 sfrutta la tensione di rottura ($R_{M/T}$) e la tensione che genera un allungamento del 1% ($R_{p1,0/T}$); invece la BPVC usa come parametri la tensione di snervamento (S_y) e la tensione di rottura (UTS) utilizzando opportuni coefficienti di sicurezza differenti tra le due Divisioni.

Tabella 4.12: Tensioni ammissibili

Tensione ammissibile (Mpa)	UNI EN-13445	BPVC DIV I	BPVC DIV II
S , f_d	180,00	136,67	136,67

Come già scritto nel capitolo precedente questa tensione ammissibile viene sempre ridotta di un opportuna quantità a causa dell'effetto delle saldature. Sia la UNI EN-13445 che le DIV I e II forniscono questo coefficiente ("joint efficiency"): il quale dipende dal materiale, dalla tecnologia usata, dal tipo di saldatura, dello spessore e dei controlli effettuati.

Già da questi due valori appena descritti si mette in evidenza come la EN-13445 si cerca di avvicinare di più al limite, utilizzando una tensione ammissibile più alta ed un valore di z maggiore. Questo è permesso dall'obbligo che viene imposto sui controlli, che come abbiamo visto possono essere a "spot" (10%) o "full" (100%). Lo stesso ragionamento viene seguito dalla BPVC DIV II, la quale fornisce lo stesso coefficiente della UNI EN 13445 nel caso di controllo "a spot"; al contrario la BPVC DIV I fornisce valori di tensione ammissibile minori, utilizzando coefficienti di sicurezza elevati. Sintetizzando, le due strade per la determinazione di z sono le seguenti:

Capitolo 4 Risultati

- la Divisione I non obbliga a realizzare controlli sulle saldature, obbligando però ad utilizzare valori di z molto bassi (0,7 nel nostro caso)
- la Divisione II obbliga a realizzare i controlli in due modalità (spot o full), associando al tipo di controllo il valore di z (entrambi 0,85 nel nostro caso).

Tabella 4.13: Joint Efficiency

Joint Efficiency	UNI EN-13445	BPVC DIV I	BPVC DIV II
z	0,85	0,70	0,85

Dunque è immediato visualizzare come i risultati ricavati dalla Div II siano simili alla UNI EN-13445, tuttavia entrambe si differenziano dalla più conservativa Div I.

Entrambe le normative, come già visto ampiamente nel capitolo precedente, dividono il dimensionamento tra il fasciame cilindrico ed il fondello:

Fasciame cilindrico

Si riprendono le equazioni proposte dalle rispettive normative per confrontare i relativi valori:

- **UNI EN-13445**: riprendendo le formule riportate nel capitolo precedente, applicandolo alle dimensioni del serbatoio si ottiene che lo spessore minimo sia pari a 1,57 mm.

Tabella 4.14: Spessore Fasciame Cilindrico UNI EN-13445

Normativa	Formola	Valore (mm)
UNI EN-13445	$e = \frac{PD_e}{2fz + P}$	1,57

- **Divisione I**: avendo a che fare sia con saldature circonferenziali che longitudinali, si richiede il valore maggiore tra questi 2 spessori

Tabella 4.15: Spessore Fasciame Cilindrico ASME SEC VIII DIV I

Normativa	Spessore richiesto	Formula	Valore (mm)
Divisione I	Spessore nel caso di saldature longitudinali	$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	2,52
Divisione I	Spessore nel caso di saldature circolari	$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P}$	1,25

- **Divisione II** : richiede uno spessore maggiore di 1,26 mm

Tabella 4.16: Spessore Fasciame Cilindrico ASME SEC VIII DIV I

Normativa	Formula	Valore (mm)
Divisione II	$t = \frac{D}{2} (e \frac{P}{SE} - 1)$	1,26

Confrontando i 3 valori proposti si nota come la Divisione I non obbligando ad effettuare controlli sulle saldature, richiede uno spessore quasi doppio rispetto a quello richiesto dalla Division II e dalla UNI EN-13445 con un controllo spot (10%).

Tabella 4.17: Confronto spessori Fasciame Cilindrico richiesto dalle Normative

Normativa	Spessore	Coefficiente di sicurezza X
UNI EN-13445	1,57 mm	2,56
Divisione I	2,52 mm	1,60
Divisione II	2,06 mm	1,94

Fondello Torosferico

Come già opportunamente descritto nel capitolo precedente, il fondello torosferico viene valutato in modo differente nelle diverse normative. La Division I si discosta dalla Division II e dalla UNI EN-13445, oltre che per il processo di dimensionamento anche per i risultati ottenuti. Queste ultime associano entrambe la criticità al caso di instabilità plastica e al caso di rottura sulla giunzione, la UNI EN-13445 aggiunge inoltre la rottura della calotta (caso molto raro). Naturalmente seppur i criteri usati siano simili, gli iter di calcolo differiscono tra loro, identificando quindi valori diversi.

Capitolo 4 Risultati

La ASME DIV I fornisce solo il valore di pressione (o spessore) limite per evitare la criticità sul raccordo. Questi valori, a causa dei risultati ottenuti nell'analisi FEM, che evidenziano una criticità nel raccordo nel caso di spessore 4 mm, saranno valutati sia per uno spessore di 4 mm che per uno di 5 mm.

In quanto la Divisione II fornisce solo le pressioni limite e non gli spessori limite, il confronto fra le normative sarà fatto sulle pressioni e non sugli spessori.

Tabella 4.18: Confronto spessori Fasciame Cilindrico richiesto dalle Normative

Spessore 4 mm	P_{max} Raccordo	P_{max} Buckling	P_{max} Calotta
ASME DIV I	0,54 Mpa	-	-
ASME DIV II	1,16 Mpa	1,29 Mpa	-
UNI EN-13445	0,9 Mpa	1,64 Mpa	1,53 Mpa

Tabella 4.19: Confronto spessori Fondello richiesto dalle Normative

Spessore 5 mm	P_{max} Raccordo	P_{max} Buckling	P_{max} Calotta
ASME DIV I	0,68 Mpa	-	-
ASME DIV II	1,45 Mpa	1,73 Mpa	-
UNI EN-13445	1,13 Mpa	2,29 Mpa	1,91 Mpa

Si nota da subito come, per il serbatoio in questione, il punto più critico sia il raccordo, tanto che in funzione di esso si ottiene la pressione massima di utilizzo.

Tabella 4.20: Confronto Pressioni limite Fondello

spessore	UNI EN-13445	ASME DIV I	ASME DIV II
4 mm	0,90 Mpa	0,54 Mpa	1,16 Mpa
5 mm	1,13 Mpa	0,67 Mpa	1,45 Mpa

Tabella 4.21: Confronto Coefficienti di sicurezza del Fondello

spessore	X UNI EN-13445	X ASME DIV I	X ASME DIV II
4 mm	1,51	0,90	1,94
5 mm	1,89	1,13	2,42

Questi risultati evidenziano come la Divisione I, senza effettuare alcun controllo sulle saldature, non si trova in sicurezza per uno spessore di 4mm, trovandosi invece

molto vicino al limite per uno spessore di 5 mm. Invece le Division II e la UNI EN-13445 presentano sempre un coefficiente di sicurezza maggiore di 1 per entrambi gli spessori, evidenziando come un controllo sulle saldature a spot permette di usare spessori minori mantenendosi opportunamente lontano dal limite.

Confronto normative

Dopo aver ricavato tutti i risultati del caso, si è in grado di confrontare i risultati ottenuti dalle varie normative, con lo scopo di valutare i pregi e difetti di queste. E' bene precisare che il confronto è relazionato alle scelte fatte prima di applicare le normative, ossia di confrontare il dimensionamento senza controlli sulle saldature proposta dalla DIV I e i due casi simili con controllo "a spot" proposti dalla DIV II e dalla UNI EN-13445. Proprio questa differenza sul coefficiente z (Joint Efficiency) porta la DIV I a effettuare un sovradimensionamento del componente, tanto che lo spessore è pari al doppio di quello richiesto dalle altre normative, o viceversa la pressione massima è dimezzata. La differenza tra i valori forniti però, non è solo rintracciabile nel controllo sulle saldature, ma anche nei diversi valori di tensione ammissibile: infatti il codice ASME BPVC impone coefficienti di sicurezza maggiori rispetto alla UNI EN-13445, questo comporta una tensione ammissibile minore. La Divisione II ha lo scopo di rinnovare la Division I, cercando di avvicinarsi al limite, tanto che oltre ad utilizzare formule diverse, va perfino ad usare un coefficiente di sicurezza minore sulla tensione a rottura, invece non varia quello a snervamento. In questo caso, con l'utilizzo del materiale AISI 316L, la tensione ammissibile è ricavata dalla tensione a snervamento (come si vede dalle equazioni 3.17 e 3.15), perciò la variazione del coefficiente di sicurezza sulla tensione a rottura non varia il risultato finale: cioè la tensione ammissibile è la stessa sia per la Divisione I che per la Divisione II, ed è minore rispetto alla tensione a rottura della UNI EN-13445. Questo farebbe pensare che la UNI EN-13445 fornisca valori minori dello spessore; in realtà dipende principalmente dalle diverse formule fornite dai codici di dimensionamento : infatti sul fasciame cilindrico la UNI EN-13445 risulta più conveniente, al contrario sul fondello risulta più conveniente la ASME DIV II.

In conclusione si può dire che , valutando l'efficacia e l'efficienza dei 3 metodi proposti, la Divisione II pur facendo richiesta degli stessi tipi di controlli richiede uno spessore maggiore rispetto alla UNI EN-13445.

Capitolo 5

Confronto finale e Conclusione

A questo punto si hanno tutte le informazioni per confrontare in modo dettagliato i risultati delle tre vie principali seguite per il dimensionamento. E' bene precisare che i risultati ottenuti non sono da subito direttamente confrontabili perchè hanno dimensione fisica diversa, perciò è necessario prima portarli su un unico piano: in particolare si confronteranno gli spessori minimi richiesti.

Nel dimensionamento analitico i risultati ottenuti sono le tensioni equivalenti e i coefficienti di sicurezza a snervamento per uno spessore di 4mm , da questi si può trovare a ritroso lo spessore minimo.

Tabella 5.1: Conversione risultati analitici

	X_s	Spessore Minimo
Fasciame Cilindrico	3,96	1,01 mm
Calotta	3,43	1,17 mm

Allo stesso modo l'analisi FEM restituisce in output le tensioni nei vari punti del componente , da cui siamo poi in grado di estrapolare i coefficienti di sicurezza a snervamento e di conseguenza gli spessori minimi.

Tabella 5.2: Conversione risultati analisi FEM

	X_s	Spessore Minimo
Fasciame Cilindrico	4,04	1,00 mm
Calotta	3,44	1,16 mm
Raccordo	0,82	4,88 mm

Una conversione deve essere fatta anche per il dimensionamento del fondello proposto dalle Normative, in quanto il confronto tra di esse è stato realizzato sulle pressioni limite. Sfruttando i coefficienti di sicurezza, si ricavano gli spessori minimi per garantire l'integrità del componente.

Tabella 5.3: Confronto Coefficienti di sicurezza richiesto dalle Normative sul Fondello

	X_s Raccordo	X_s Buckling	X_s Calotta
ASME DIV I	1,13	-	-
ASME DIV II	2,42	2,88	-
UNI EN-13445	1,88	3,82	3,18

Tabella 5.4: Confronto Coefficienti di sicurezza richiesto dalle Normative sul Fondello

	t_{min} Raccordo	t_{min} Buckling	t_{min} Calotta
ASME DIV I	4,41 mm	-	-
ASME DIV II	2,06 mm	1,74 mm	-
UNI EN-13445	2,66 mm	1,31 mm	1,57 mm

Dopo aver convertito i risultati dei primi due metodi negli spessori minimi necessari per evitare lo snervamento del componente, siamo in grado di effettuare un confronto completo sulle tre macrovie seguite nella tesi. Questo naturalmente deve essere diviso sulle tre parti del componente (Fasciame Cilindrico, Raccordo, Calotta), che hanno comportamenti strutturali diversi e quindi richiedono spessori differenti.

5.1 Fasciame Cilindrico

Tabella 5.5: Confronto spessori sul fasciame cilindrico

Analitico	1,00 mm
Analisi FEM	1,01 mm
UNI EN-13445	1,57 mm
ASME SEC VIII DIV I	2,52 mm
ASME SEC VIII DIV II	2,06 mm

Confrontando i risultati si ottiene che le normative richiedano uno spessore maggiore dell'analisi FEM e dello studio analitico. La DIV I, come ci si aspetterebbe, dimensiona con uno spessore maggiore del doppio di quello analitico; mentre la DIV II e la UNI EN-13445 lo aumentano di rispettivamente di 1,25 ed 1,5. Si può quindi concludere dicendo che i codici di progettazione non danno origine a criticità in questa parte del componente.

5.2 Fondello torosferico

5.2.1 Calotta

Tabella 5.6: Confronto spessori sulla Calotta

Analitico	1,17 mm
Analisi FEM	1,16 mm
UNI EN-13445	1,56 mm
ASME SEC VIII DIV I	/
ASME SEC VIII DIV II	/

Per quanto riguarda la calotta valgono le stesse considerazioni, cioè che la normativa non presenta criticità nel dimensionamento, richiedendo uno spessore opportunamente maggiorato di circa 1,25. Confrontiamo solo il valore fornito dalla normativa europea in quanto è l'unica a soffermarsi sulla resistenza della calotta, in quanto è una zona poco stressata.

5.2.2 Raccordo

Tabella 5.7: Confronto spessori sull Raccordo

Analitico	/ mm
Analisi FEM	4,88 mm
UNI EN-13445	2,65 mm
ASME SEC VIII DIV I	4,42 mm
ASME SEC VIII DIV II	2,06 mm

Il raccordo è il punto maggiormente sollecitato del serbatoio, infatti riprendendo ciò che era stato detto nel Capitolo 2 la tensione che si genera in questo punto non è solo dovuta alla azione della pressione sul componente, ma anche alla flessione causata dalla forza e dal momento di bordo. Le normative trattate effettuano il dimensionamento considerando il componente come un corpo libero, cioè senza valutare le condizioni di fissaggio, perciò si potrebbe sottovalutare l'effetto generato dalla flessione. In questo caso il fissaggio del serbatoio è realizzato sulla flangia inferiore, determinando quindi uno sforzo dovuto alla flessione piuttosto elevato, tale da generare tensioni tanto elevate da non essere più coperte dal dimensionamento della normativa. Si ha quindi a che fare con una criticità del serbatoio non individuata dalla normativa.

5.3 Conclusione

Le conclusioni che possiamo trarre da questo confronto sono diverse, ma sicuramente il risultato più importante è la notevole discrepanza tra le normative e l'analisi FEM nel raccordo; infatti la tensione che si raggiunge in questo punto è più elevata di quella prevista dalle normative, tanto che l'analisi numerica richiede uno spessore quasi doppio. Come è già stato detto questo è rintracciabile nella condizione di fissaggio del serbatoio, che genera delle componenti flessionali, le quali si sommano alle tensioni dovute alla pressione interna generando una tensione equivalente molto elevata che costituisce una notevole minaccia per la resistenza del componente. Il codice di dimensionamento BPVC e la norma armonizzata UNI EN-13445 conferiscono formule che tengono conto delle condizioni di pressione interna, sfruttando opportuni coefficienti di sicurezza, ma naturalmente a causa della molteplicità delle possibili configurazioni di montaggio non tengono conto degli ulteriori sforzi che si possono creare sul serbatoio a causa di fissaggi "critici". Questo enfatizza come la condizione di fissaggio del serbatoio sia un aspetto quasi essenziale per verificarne la resistenza, rendendo il dimensionamento tramite le normative un po' limitativo rispetto alle molteplicità di situazioni che possono verificarsi. La seconda conclusione invece è una conferma dei risultati della normativa nel fasciame cilindrico e nella calotta: questi punti non subiscono sforzi flessionali dovuti al fissaggio, perciò il dimensionamento proposto risulta coerente con quello realizzato analiticamente e con l'analisi FEM.

Capitolo 6

Appendice

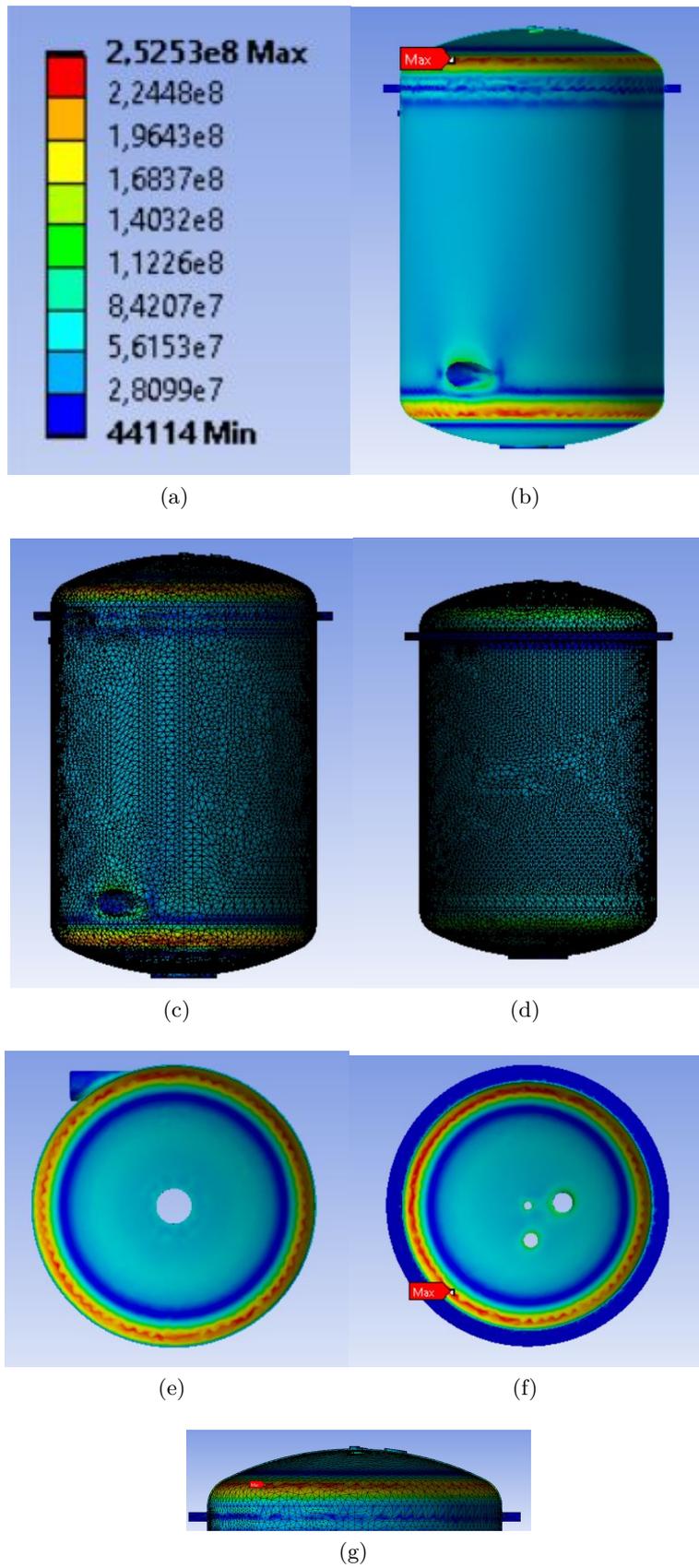
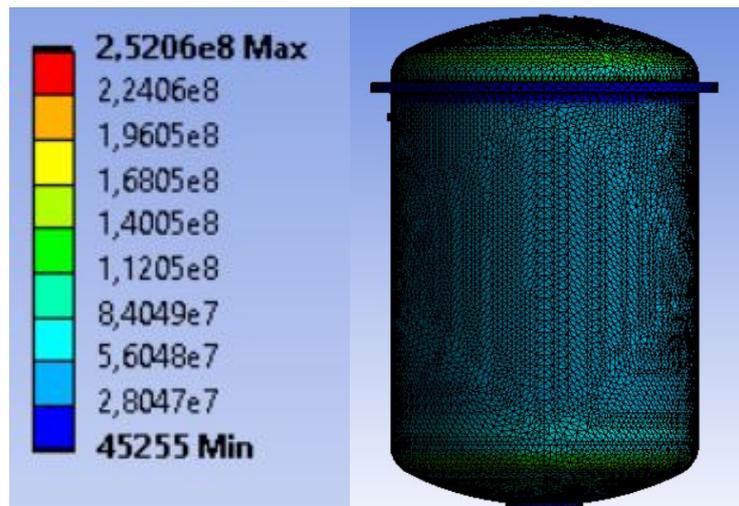
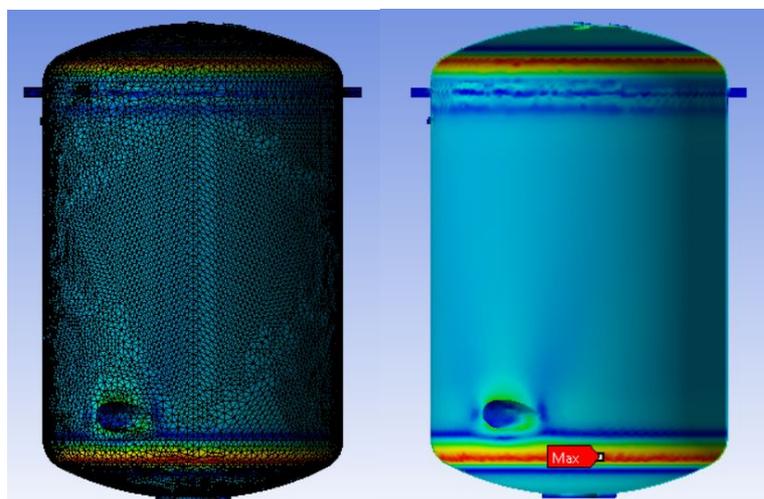


Figura 6.1: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 35mm



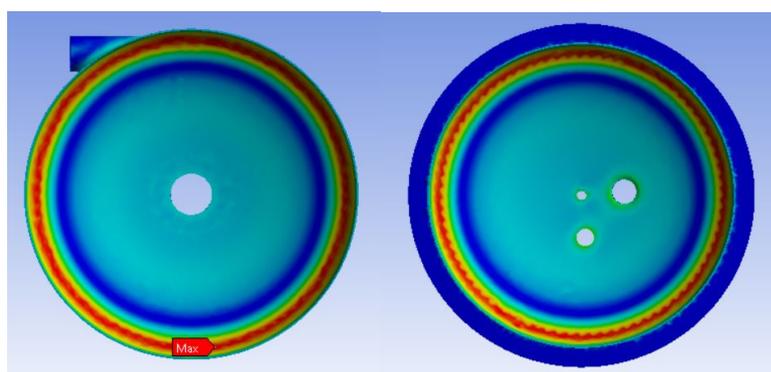
(a)

(b)



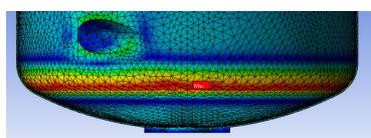
(c)

(d)



(e)

(f)



(g)

Figura 6.2: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 30mm

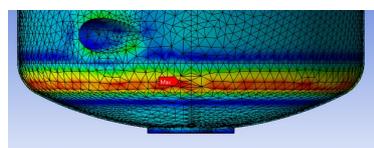
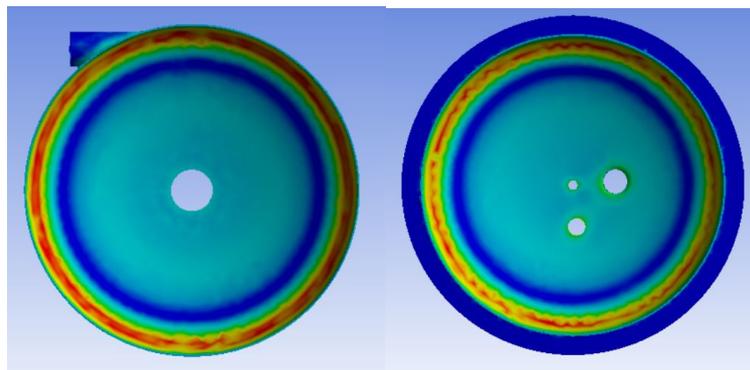
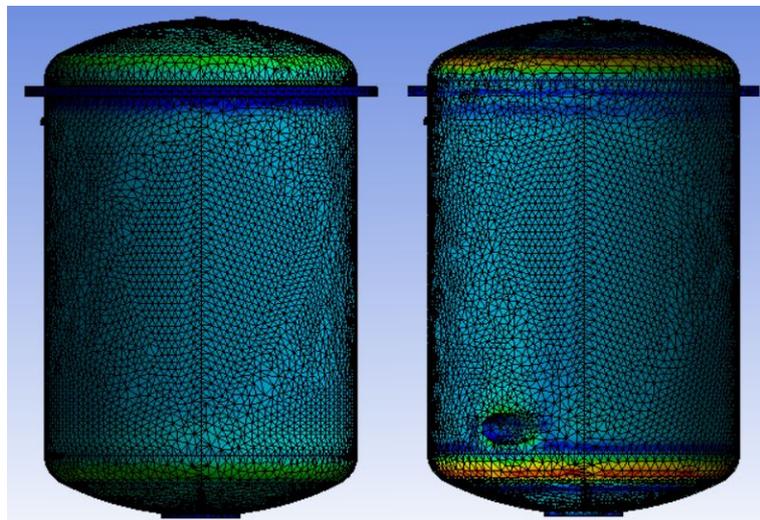
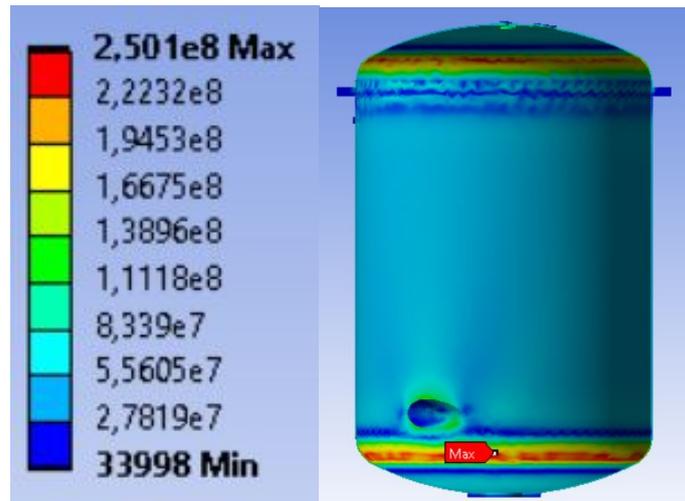
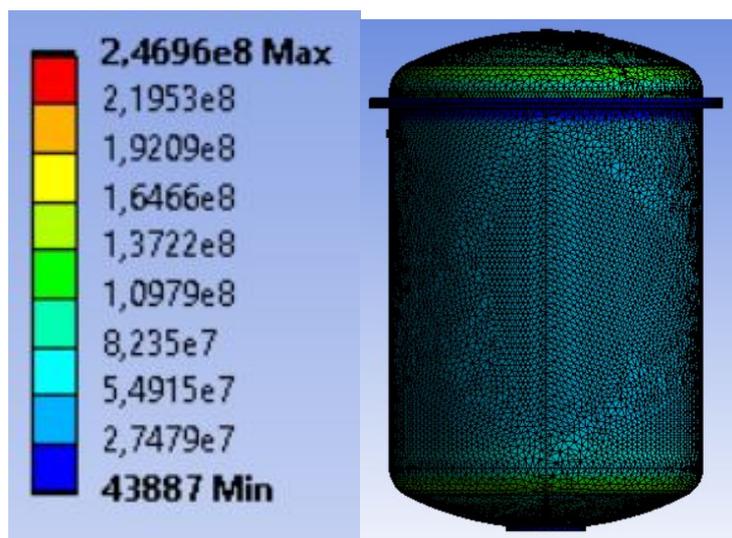
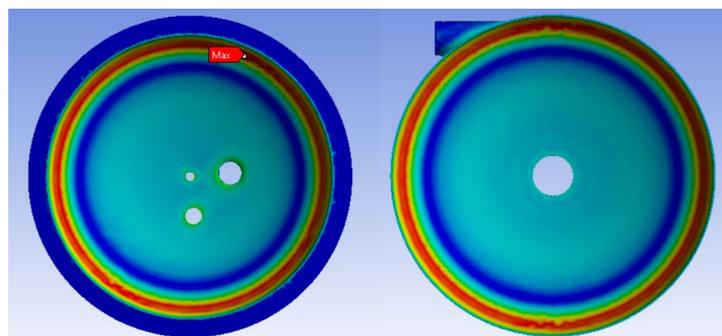


Figura 6.3: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 25mm



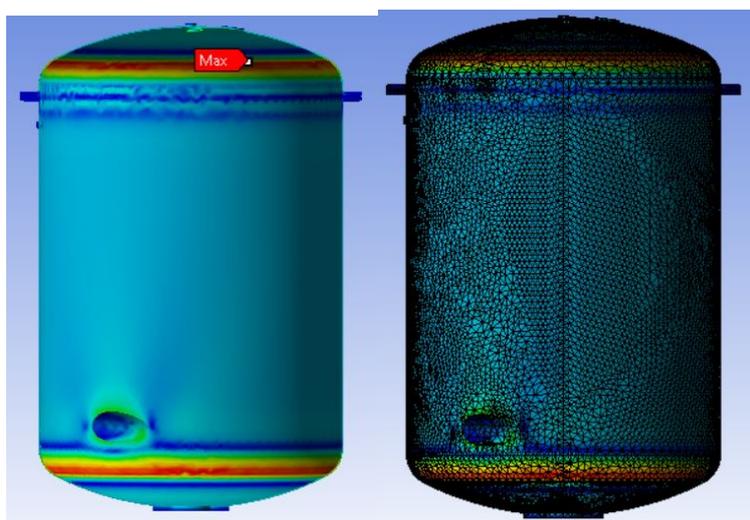
(a)

(b)



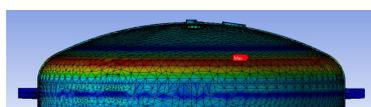
(c)

(d)



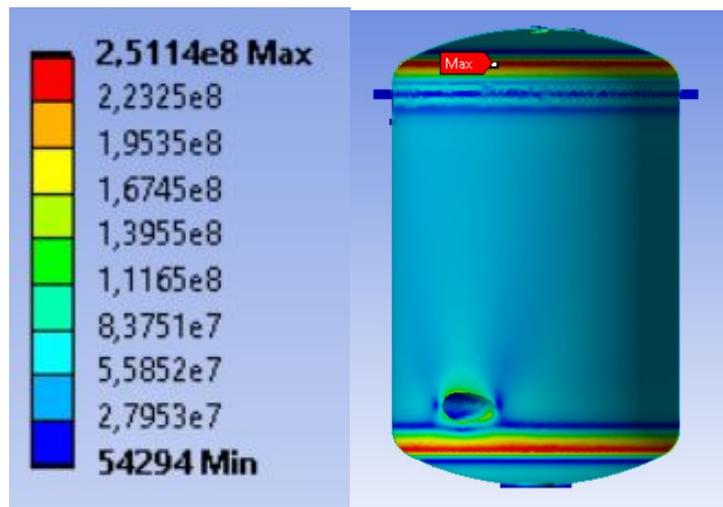
(e)

(f)



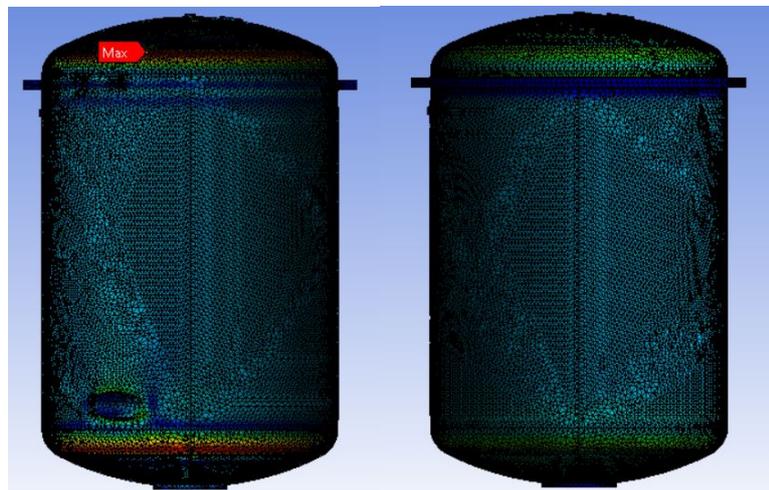
(g) Sottofigura 7.

Figura 6.4: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 20mm



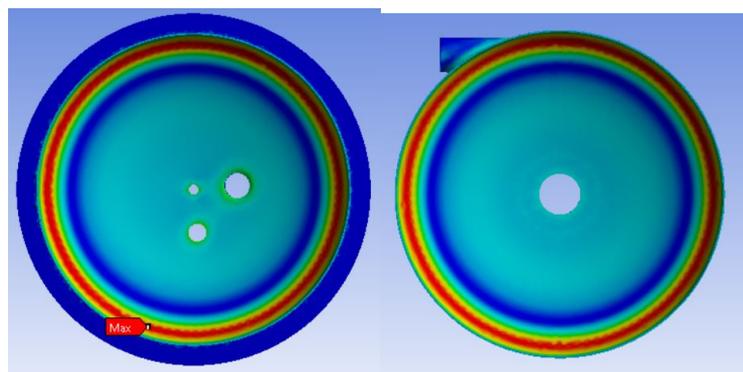
(a)

(b)



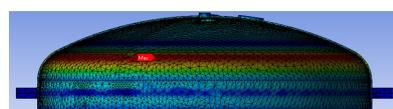
(c)

(d)



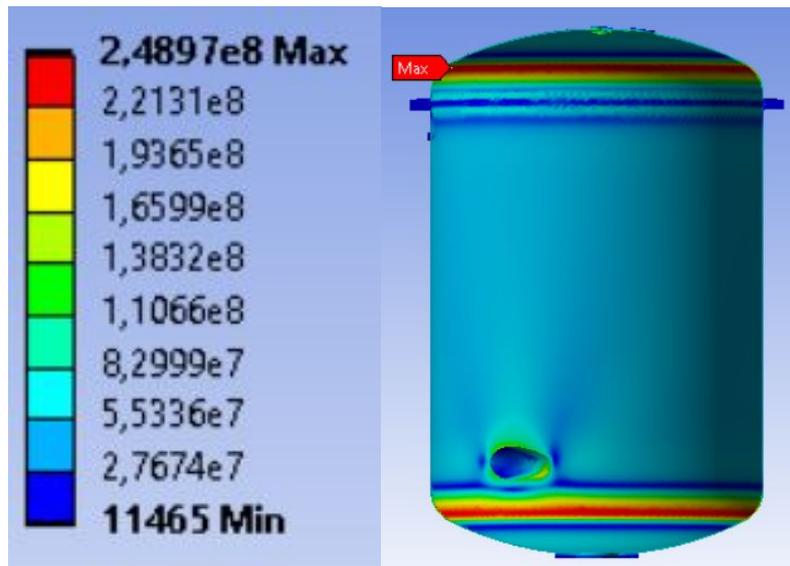
(e)

(f)



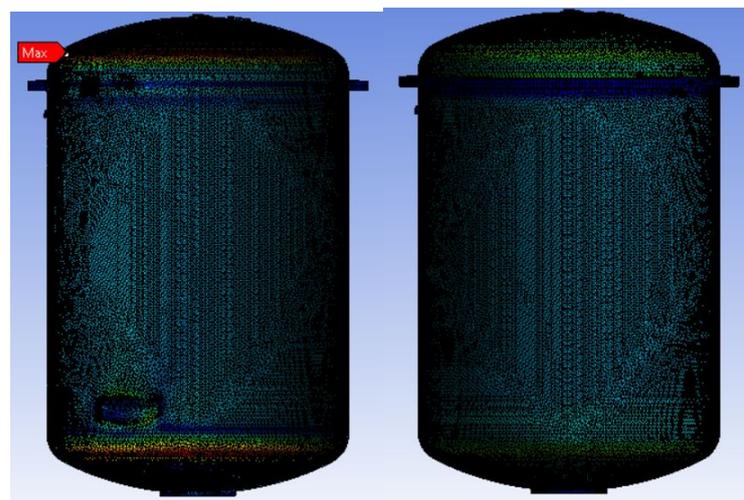
(g)

Figura 6.5: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 15mm



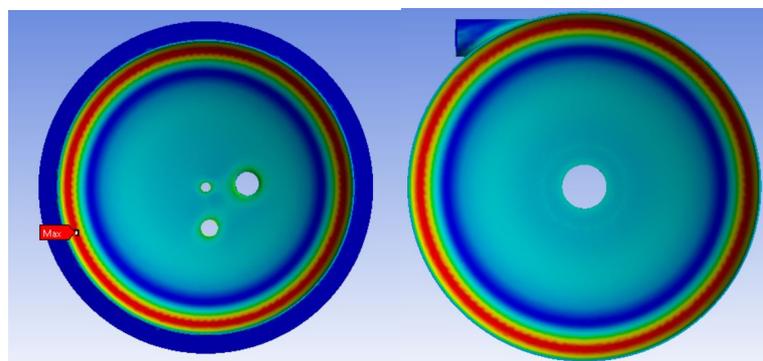
(a)

(b)



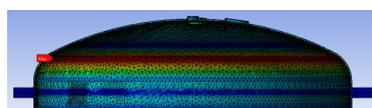
(c)

(d)



(e)

(f)



(g)

Figura 6.6: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 10mm

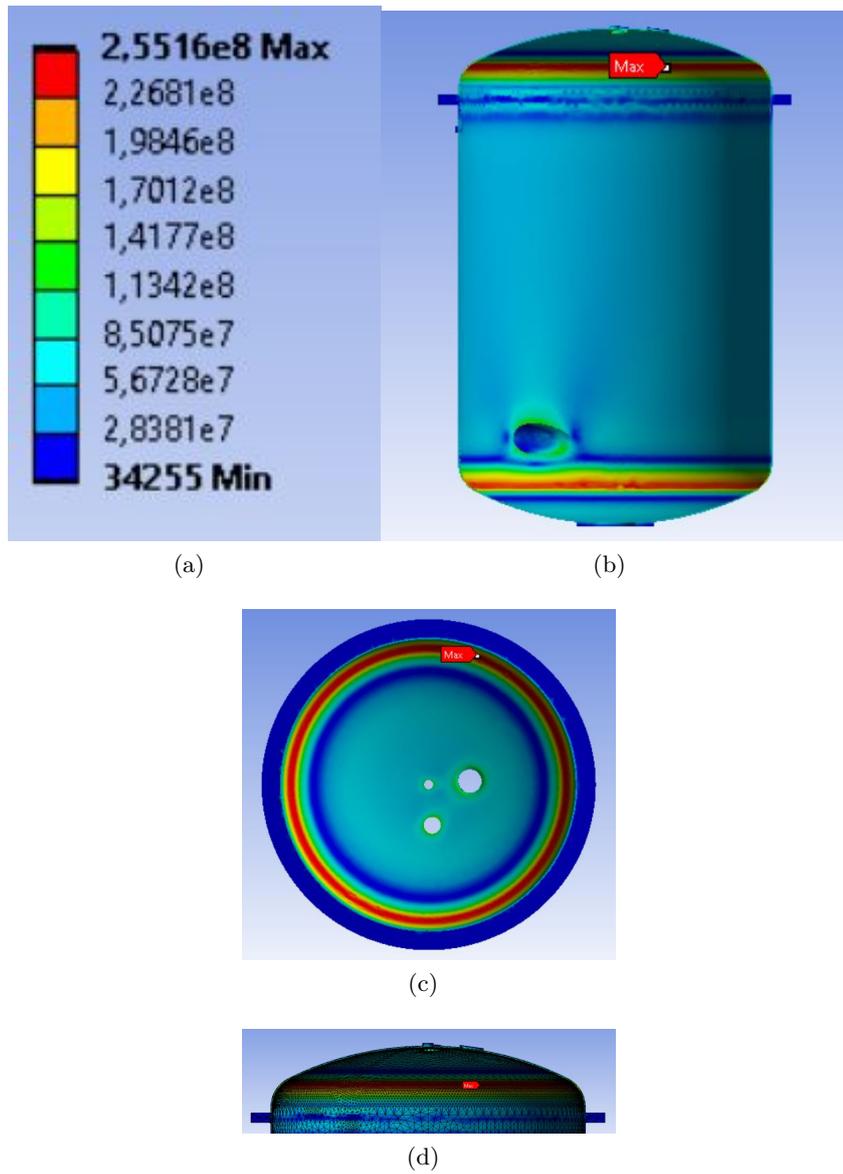
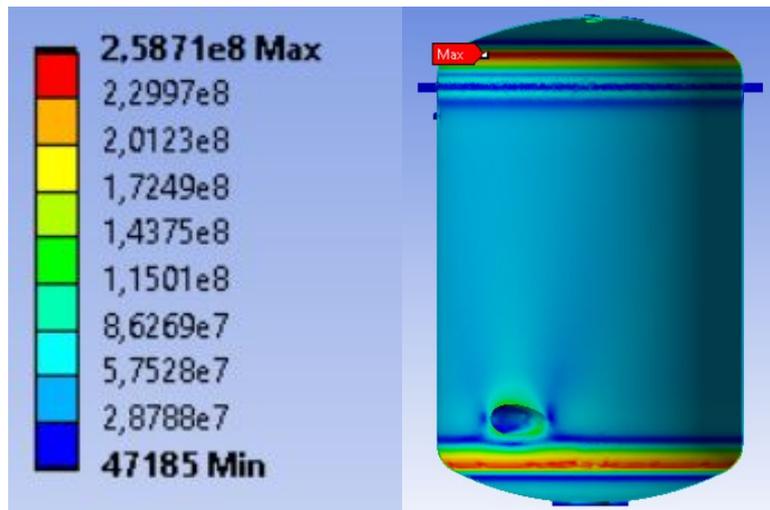
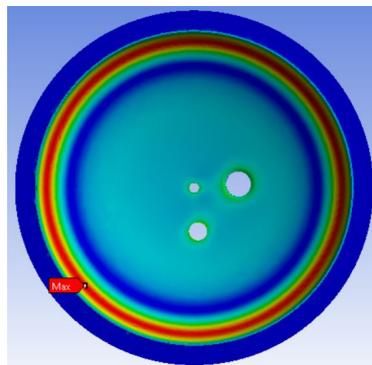


Figura 6.7: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 7,5mm

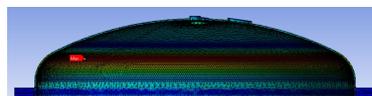


(a)

(b)



(c)



(d)

Figura 6.8: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 5mm

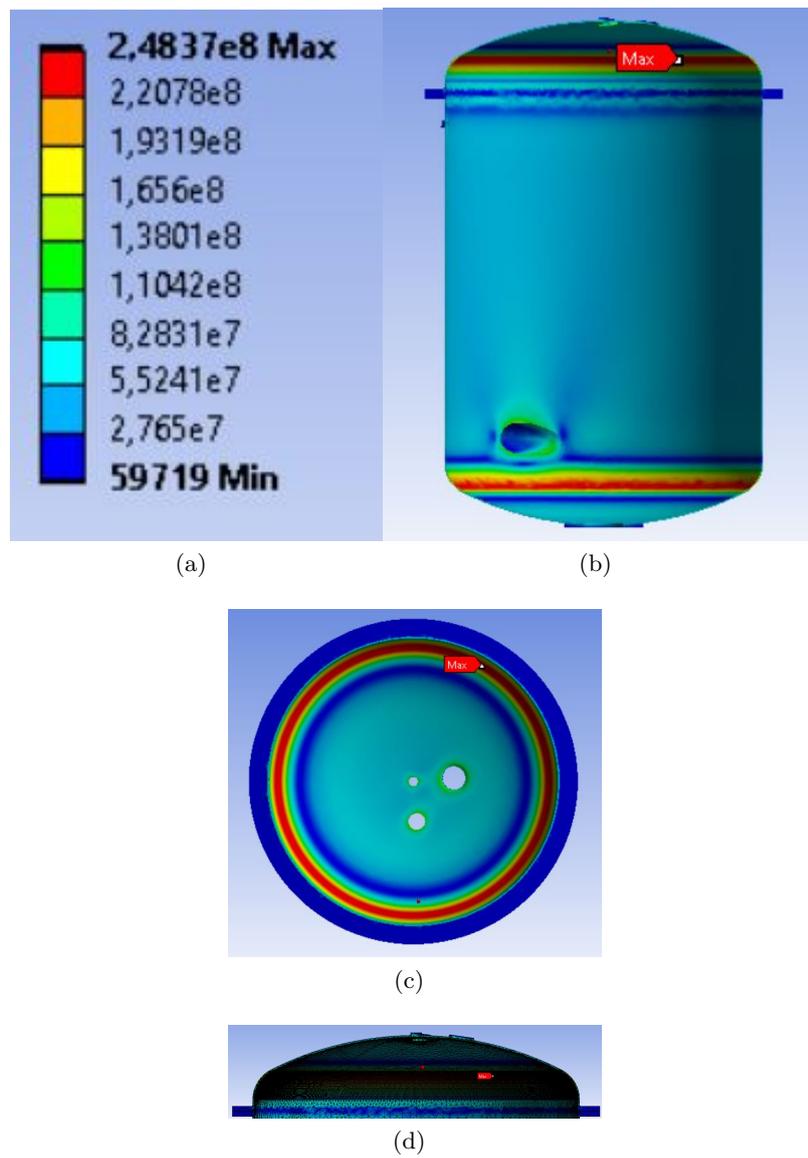


Figura 6.9: Risultati analisi FEM sul 2° modello-Size 2,5mm

Bibliografia

- [1] Zhanhui Wang, Zhifang Zhang, Jinzhong Chen, and Jinjun Bai. Stress analysis and applicability analysis of the elliptical head. *Scientific Reports*, 11(1):1–12, 2021.
- [2] CEN. UNI EN-13445-3. 2015.
- [3] CEN. UNI EN-13445-4. 2018.
- [4] Long Zhang, Chengguo Yu, and Bingbin Liu. Surrogate-based structural optimization design of large-scale rectangular pressure vessel using radial point interpolation method. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 197(March):104638, 2022.
- [5] Fernando Lidonnici. EN 13445: la Norma Armonizzata Europea sugli Apparecchi a Pressione. Perché dobbiamo sforzarci di adottarla? 2009.
- [6] Fernando Lidonnici. Due parole sull'applicazione del Codice ASME VIII divisione 1 in ambito PED. 2007.
- [7] Team Committee, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division II. 2015.
- [8] CEN. UNI EN-13445-2. 2018.
- [9] Giuseppe Giudice. Costruzione di Macchine I. pages 1–50, 2014.
- [10] Wenlong Wang, Guobiao Cai, and Jianping Zhou. Large-scale vacuum vessel design and finite element analysis. *Chinese Journal of Aeronautics*, 25(2):189–197, 2012.
- [11] Team Committee, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division I. 2015.
- [12] CEN. UNI EN-13445-5, 2018.
- [13] Team Committee, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. Boiler and Pressure Vessel Code Section IX, 2015.
- [14] Krzysztof Sowiński. Stress distribution optimization in dished ends of cylindrical pressure vessels. *Thin-Walled Structures*, 171(October 2021):108808, 2022.

Bibliografia

- [15] K. Magnucki, W. Szyc, and J. Lewiński. Minimization of stress concentration factor in cylindrical pressure vessels with ellipsoidal heads. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 79(12):841–846, 2002.
- [16] Team Committee, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. Boiler and Pressure Vessel Code - Section II. Part D Pro:707–744, 2010.
- [17] Krzysztof Sowiński. Stress distribution optimization in dished ends of cylindrical pressure vessels. *Thin-Walled Structures*, 171(July 2021):108808, 2022.
- [18] Team Committee, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. Boiler and Pressure Vessel Code Section V. 2015.