



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

**Escuela Técnica Superior de
Ingenieros Navales y Oceánicos**

Trabajo de Fin de Máster
en Ingeniería Naval y Oceánica

**ANÁLISIS DE LOS MODOS DE FALLO DEL CASCO RESISTENTE DE UN
SUBMARINO Y SU SENSIBILIDAD A IMPERFECCIONES DE
FABRICACIÓN**

Autor: Ignacio Gómez Tapia

Tutor: Germán Romero Valiente

Octubre 2019, Madrid





Agradecimientos

En este trabajo quiero expresar mi agradecimiento a mis amigos de la ciudad de Cartagena y, en especial, a Francisco José Pérez Mendoza por ayudarme a desarrollar mi interés en diseño de casco resistente. También a los compañeros del departamento de estructuras de Navantia Cartagena, con los que he convivido durante más de dos años. A Pedro Sosa, cuyo esfuerzo en documentar su conocimiento permite a otros como yo iniciarse en el diseño de submarinos. A mi familia y amigos de Madrid, que han vivido intensamente conmigo estos últimos seis años de formación universitaria. Por último, a la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales y Oceánicos (ETSIN) de la Universidad Politécnica de Cartagena, que poco tiene que envidiar a otras escuelas y cuyos profesionales bien merecen una breve estancia en la ciudad de Cartagena.



Resumen

La metodología clásica de cálculo y diseño de casco resistente consiste en la obtención de las presiones críticas de fallo de la estructura a través de formulación analítica, en ocasiones secundada por ensayos experimentales. Abordar este problema complejo desde la perspectiva analítica, generalmente simplificada, hace necesaria la aplicación de factores de seguridad para garantizar la integridad estructural frente a fenómenos que la teoría no considera, como pueden ser aquellos derivados del proceso de fabricación, de la operación del submarino e, incluso, despreciados en la propia formulación. En consecuencia, sociedades de clasificación, investigadores, etc. han determinado, a través de ensayos con modelos y otros procedimientos, ciertos factores de seguridad para compensar la influencia de estas eventualidades.

En base a esto, se presentan dos objetivos principales en este proyecto. En primer lugar, ahondar en la teoría analítica de cálculo de casco resistente a través de los principales investigadores, cuya formulación se ha establecido como un referente de aplicación en la metodología clásica de diseño. A su vez, se obtendrán los resultados que provee la normativa DNV-GL y el método de elementos finitos, con la intención de comparar los tres procedimientos y verificar su validez. En segundo lugar, abordar las imperfecciones constructivas inherentes al proceso de fabricación y evaluar la sensibilidad de cada modo de fallo frente a estos defectos. De esta forma, se tendrá una aproximación más precisa de las presiones críticas de colapso de la estructura y se podrán estimar unos factores de seguridad relativos al proceso constructivo.



Índice

Agradecimientos	I
Resumen	III
Índice	V
Bibliografía	VII
Referencias	XI
Estructuras Submarinas	1
1.1 Introducción	1
1.2 Cargas actuantes	2
1.3 Diseño clásico de casco resistente	4
Modos de Fallo	7
2.1 Introducción	7
2.2 Modos de fallo teóricos de cascos resistentes	9
2.3 Colapso real de cascos resistentes	13
Casco Resistente Propuesto	19
3.1 Definición de materiales	19
3.2 Geometría del casco	21
Resultados Obtenidos	23
4.1 Introducción	23
4.2 Fallo por plastificación	23
4.3 Fallo por inestabilidad del forro entre cuadernas	40
4.4 Fallo por inestabilidad general	54
4.5 Tensiones residuales de conformado	62
4.6 Interacción de modos de fallo	64
4.7 Conclusiones	68



Bibliografía

- Alberto Ceravolo Morandi (1994). *Computer aided reliability based design of ring stiffened cylindrical shells under external pressure.*
- American Bureau of Shipping (2016). *Underwater vehicles, systems and hyperbaric facilities. Section 6. Metallic Pressure Boundary Components.*
- Andrew Irwin Mckee (1959). *Recent submarines design practices and problems.*
- Áureo Fernández Ávila (1932). *Sobre la organización y cálculo de la estructura resistente de un submarino.*
- Capt. E. S. Arentzen (1960). *Naval architectural aspects of submarine design.*
- Carl T. F. Ross (2011). *Pressure Vessels: External Pressure Technology.*
- David Bushnell (1980). *Effect of cold bending and welding on buckling of ring-stiffened cylinders.*
- Defence procurement agency, Sea technology group (2001). *DPA SSP 74. Design of submarine structures.*
- Derek Graham (2007). *Predicting the collapse of externally pressurised ring-stiffened cylinders using finite element analysis.*
- Det Norske Veritas y Germanischer Lloyd (2009). *Annex A. Calculation of the Pressure Hull.*
- Dwight F. Windenburg and Charles Trilling (1934). *Shells Under External Pressure.*
- Escuela de submarinos Almirante García De Los Reyes (2011). *Conocimientos generales de los submarinos Serie 70.*
- Guang-Min Luo and Yi-Chuan Hsu (2018). *Nonlinear buckling strength of out-of-roundness pressure hull.*
- J.C. Ritter and N.J. Baldwin (1988). *Properties of HY-100 steel for naval construction.*
- J.J. Reijmers and D. Stapersma (2017). *Uncertainty Quantification with Respect to Global Collapse of Submarine Pressure Hulls Compared to Interframe Collapse.*
- John G. Pulos (1963). *Structural analysis and design considerations for cylindrical pressure hulls.*
- John R. MacKay y Fred Van Keulen (2013). *Partial safety factor approach to the design of submarine pressure hulls using nonlinear finite element analysis.*



- John R. MacKay (2007). *Structural Analysis and Design of Pressure Hulls: the State of the Art and Future Trends*.
- K. von Sanden, Kiel and K. Gunther (1952). *The strength of cylindrical shells, stiffened by frames and bulkheads, under uniform external pressure on all sides*.
- Liam Gannon, Yi Liu, Neil Pegg and Malcolm Smith (2010). *Effect of welding sequence on residual stress and distortion in flat-bar stiffened plates*.
- N.G. Pegg and D.R. Smith (1987). *Stress and stability analysis of ring stiffened submarine pressure hulls*.
- Norman Friedman (1984). *Submarine design and development*.
- Pedro Sosa (2007). *Pedro Sosa*.
- Roy Burcher and Louis Rydill (1994). *Concepts in submarine design*.
- Sang-Rai Cho, Teguh Muttaqie, Quang Thang Do, Sinho Kim, Seung Min Kim and Doo-Hwan Han (2017). *Experimental investigations on the failure modes of ring-stiffened cylinders under external hydrostatic pressure*.
- S. Kendrick (1970). *The stress analysis of pressure vessels and pressure vessel components*.
- Thomas E. Reynolds (1963). *Inelastic lobar buckling of cylindrical shells under external hydrostatic pressure*.
- Ulrich Gabler (2000). *Submarine design*.
- V. L. Salerno and Bernard Levine (1950). *Buckling of circular cylindrical shells with evenly spaced, equal strength circular ring frames*.
- Y. N. Kormilitsin and O. A. Khalizev (2001). *Theory of submarine design*



Referencias

- [1] – *Pedro Sosa* - Pedro Sosa (2007)
- [2] – *Conocimientos generales de los submarinos Serie 70* - Escuela de submarinos Almirante García De Los Reyes (2011)
- [3] – *Partial safety factor approach to the design of submarine pressure hulls using nonlinear finite element analysis* - John R. MacKay y Fred Van Keulen (2013)
- [4] – *Structural Analysis and Design of Pressure Hulls: the State of the Art and Future Trends* - John R. MacKay (2007)
- [5] – *Properties of HY-100 steel for naval construction* - J.C. Ritter y N.J. Baldwin (1988)
- [6] – *Annex A, Calculation of the Pressure Hull* - Det Norske Veritas y Germanischer Lloyd (2009)
- [7] – *Underwater vehicles, systems and hyperbaric facilities, Section 6, Metallic Pressure Boundary Components* - American Bureau of Shipping (2016)
- [8] – *The stress analysis of pressure vessels and pressure vessel components* - S. Kendrick (1970)
- [9] – *DPA SSP 74, Design of submarine structures* - Defence procurement agency, Sea technology group, UK (2001)
- [10] – *Effect of cold bending and welding on buckling of ring-stiffened cylinders* - David Bushnell (1980)
- [11] – *Predicting the collapse of externally pressurised ring-stiffened cylinders using finite element analysis* - Derek Graham (2007)
- [12] – *Prediction of the effects of cold bending on submarine pressure hull collapse* – Liam Gannon (2010)



Capítulo 1

Estructuras Submarinas

1.1 Introducción

Un submarino es un tipo de buque concebido y proyectado para la navegación en inmersión, de manera que posee unas capacidades que le permiten operar durante ciertos periodos de tiempo aislado de la superficie del mar. Dada la naturaleza de su perfil operativo – disuasión, inteligencia, vigilancia, ASW, combate anti-buque, protección de fuerzas navales y terrestres, proyección de la fuerza naval sobre tierra, guerra naval especial – su independencia respecto a la superficie está ligada directamente a su discreción y, por tanto, a su efectividad para cumplir con las misiones designadas.

El principal elemento estructural de los submarinos es el casco resistente, una envuelta estanca diseñada para soportar la presión hidrostática exterior, además de otras cargas, y que aloja el sistema de generación y propulsión, el armamento, el sistema de control, la dotación, etc. Las formas más adecuadas para el casco resistente son las denominadas formas apléxicas [1], aquellas que transforman la presión normal externa en fuerzas de compresión membranales. Dado un campo de presiones uniforme, las formas apléxicas para dos y tres dimensiones son, respectivamente, el anillo circular – que extrapolado a tres dimensiones manteniendo la axisimetría se convierte en un cilindro o un cono – y la esfera. Por este motivo, los cascos resistentes se componen, de forma general, de una combinación de cilindros y conos, cerrados en sus extremos por domos esféricos, toriesféricos, etc.

Estos elementos, de grandes dimensiones y pequeño espesor, al estar sometidos a cargas de compresión son muy susceptibles de sufrir inestabilidades, por lo que han de estar reforzados para evitar que este fenómeno se produzca antes de que la plastificación del material tenga lugar. Las cuadernas utilizadas para el reforzado tienen múltiples perfiles: sección en T, doble T, en I, en L, en U, etc. Indudablemente, por su alta capacidad resistente y su relativa facilidad de fabricación y montaje, las cuadernas circulares en T son las de uso más extendido. En algunos puntos determinados, se utilizan cuadernas de un tamaño mayor para el reforzado local o para reducir la eslora de compartimentado, directamente relacionada con la inestabilidad general. Estos elementos se denominan bulárcamas y su uso suele estar bastante limitado por las dificultades que presentan en lo referente a la disposición general.

Por último, otro componente ampliamente utilizado son los mamparos resistentes. La función principal de los mamparos es el salvamento, estableciendo zonas de refugio frente a vías masivas de agua. Sin embargo, para que fueran realmente efectivos, estos deberían delimitar compartimentos de un volumen inferior a la reserva de flotabilidad – entre diez y quince por ciento del desplazamiento en inmersión –, lo que supondría el montaje de entre siete y diez mamparos. El peso

añadido por estos mamparos, en un buque donde este es un factor crítico, es inasumible. Por este motivo y por la complejidad añadida de los sistemas que atraviesan mamparos estancos, a bordo se monta un único mamparo resistente o, como máximo, dos. Esto supone que, en caso de vía incontrolada de agua, el submarino no podrá mantener el equilibrio hidrostático y, aun soplando lastres y largando los plomos de seguridad, descenderá inexorablemente. En zonas costeras, de profundidad inferior a la cota de colapso habitual en submarinos militares – máximo 800 m –, las zonas de refugio que proveen los mamparos resistentes pueden ser de gran utilidad. Para profundidades superiores, es decir, la mayor parte del océano, una vía de agua de esas dimensiones supondrá la destrucción completa del submarino, siendo totalmente ineficaces los mamparos resistentes y contribuyendo al aumento de peso. Debido a esto, su inclusión esta hoy en día discutida. Además de esta función, los mamparos resistentes contribuyen a la reducción de la eslora de compartimentado y sirven como delimitadores de las dos zonas funcionales principales del submarino: la zona propulsión y generación y la correspondiente a los locales de mando y control, habilitación, etc.

La geometría típica de un casco resistente, en este caso la de los submarinos Serie 70 de la armada española, se muestra a continuación. Destacan los mamparos resistentes, el cuerpo cónico y cilíndrico, los domos de proa y popa y las principales penetraciones del casco: escotillas, esclusas, tubos lanza torpedos, la brecha y mástiles de la vela.

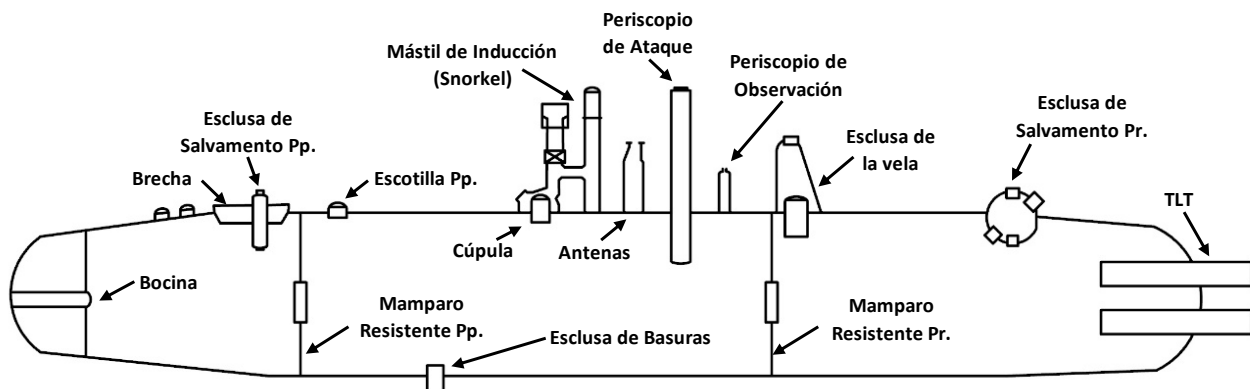


Figura 1.0. Casco resistente Submarino S-70 [2]

1.2 Cargas actuantes

Las cargas actuantes sobre el casco resistente son de múltiples naturalezas. Con carácter general, se pueden clasificar en tres grupos: presión hidrostática, cargas de choque y otras cargas.

La presión hidrostática es la presión en un punto debida a la acción de la columna de fluido sobre él. La presión actúa en todas las direcciones, siguiendo el principio de Pascal. Su valor es:

$$P = \rho gh \text{ (Pa)}$$



Siendo ρ la densidad del fluido, g la gravedad y h la profundidad.

En lo referente al diseño estructural del submarino, tres profundidades o cotas son de gran importancia: la cota máxima operativa o CMO, la cota de sobreinmersión y la cota de colapso [1]. La cota máxima operativa es la profundidad máxima de navegación en condiciones normales y está determinada por las necesidades operativas de las armadas. En la CMO se prevén unos márgenes para tener en cuenta posibles averías del sistema de gobierno, errores de navegación, vías de agua, situaciones de combate críticas, etc. Este margen en situaciones extraordinarias da lugar a la cota de sobreinmersión que, aunque resistida por el casco resistente, puede tener efectos perjudiciales en algunos aspectos como en la vida a fatiga. Por último, la cota de colapso es la profundidad a la que se espera comiencen a desarrollarse los modos de fallo.

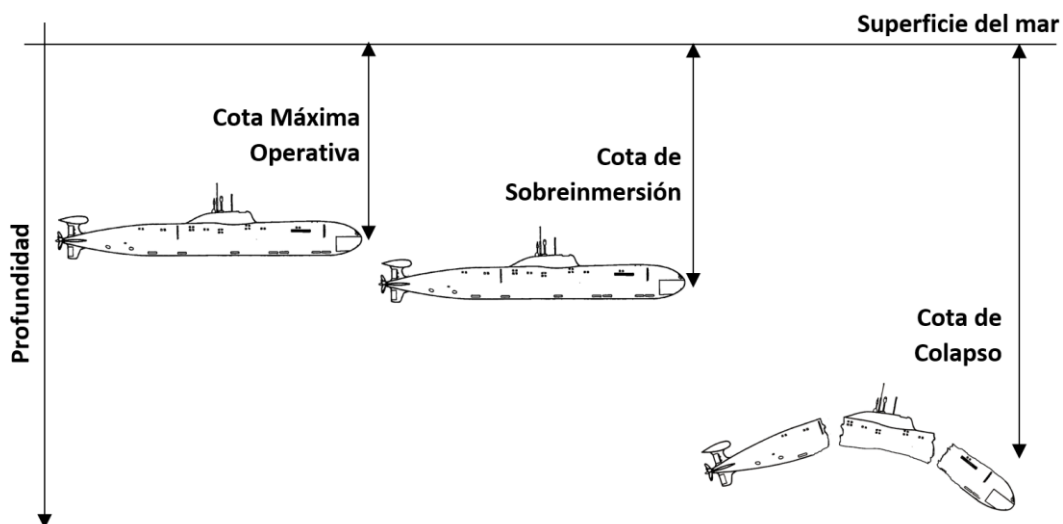


Figura 1.1. Cotas en submarinos

Los cascos resistentes de submarinos militares también deben soportar las cargas derivadas de explosiones submarinas: cargas de profundidad, torpedos, minas, etc. Cuando se produce una explosión submarina, la carga explosiva es rápidamente convertida en gas a una elevada presión y temperatura. Con la expansión de la onda, la presión interior disminuye y al igualarse a la hidrostática, implosiona, generando una nube de burbujas que se expande de nuevo. El proceso se repite hasta que la energía de la explosión se disipa por completo. Por tanto, el casco resistente no tiene que soportar una única onda, sino una serie de ondas periódicas que transfieren una gran cantidad de energía y cuya frecuencia puede inducir vibraciones en la estructura – reduciendo la vida a fatiga – y llevarla a su destrucción en caso de que se produzcan fenómenos de resonancia.

Además de la presión hidrostática y las cargas de choque, el casco resistente está sometido a multitud de cargas: colisiones, más comunes durante la emersión;



maniobras de bottoming o posado en el fondo; cargas debidas a hielo; cargas locales por el peso de los equipos internos, etc.

En el diseño de casco resistente, se ha de escantillonar la estructura para resistir la presión hidrostática. Las cargas de choque son de carácter dinámico y producen principalmente en la estructura elevadas aceleraciones y tensiones instantáneas. Además, poseen un componente claramente aleatorio – el casco resistente no resistirá un impacto directo o muy cercano –. Por otra parte, las demás cargas son de carácter accidental o derivadas de la operación del submarino, por lo que se incluirán mediante factores de seguridad o se despreciarán por ser de magnitud muy inferior a la presión de la columna de agua.

1.3 Diseño clásico de casco resistente

La metodología clásica de diseño de casco resistente varía según las naciones. Una de las metodologías más extendidas es la correspondiente al método anglosajón, que se ha convertido en referencia gracias a reglamentos desclasificados como el SSP 74 [9].

La filosofía de diseño consiste en conocer la cota máxima operativa (CMO) deseada para el submarino – dato proporcionado por las diferentes armadas que vayan a operar el buque – y, mediante unos coeficientes de seguridad, obtener la cota de fallo de diseño (CFD) requerida.

$$\gamma_g CMO = CFD \leq \frac{P_c}{\gamma_c \gamma_f \rho g}$$

Siendo CMO la cota máxima operativa, CFD la cota de fallo de diseño, P_c la presión de fallo correspondiente a los distintos modos, ρ la densidad del agua de mar, g la gravedad y los diferentes γ se corresponden con los factores de seguridad aplicados.

El factor de seguridad γ_g cubre aquellos posibles fallos durante la operación del submarino, como pudieran ser fallos en el sistema de gobierno, en la medición de la profundidad, inundaciones, etc. Este factor suele oscilar entre 1,5 y 2 y proporciona la cota de fallo de diseño, es decir, la profundidad a la cual comienzan a tener lugar los modos de fallo y para la que se escantillonan la estructura. Este factor de seguridad tiene una naturaleza global.

Una vez obtenida la cota de fallo de diseño, el objetivo es diseñar el casco resistente para que el primer modo de fallo tenga lugar a esa cota. Como se verá más adelante, los modos de fallo principales de un casco resistente tienen dos naturalezas: la plastificación y las inestabilidades (inestabilidad general, inestabilidad del forro



entre cuadernas e inestabilidad de las cuadernas). En total, cuatro modos de fallo distintos, cada uno con su correspondiente presión crítica de fallo.

Al usar la metodología clásica de diseño de casco resistente formulación analítica, muy orientativa y fácil de aplicar pero con grandes limitaciones al ser tan simplificada – no considera plasticidad del material, defectos geométricos, etc. –, la obtención de las presiones críticas para los cuatro modos de fallo es imprecisa, por lo que es necesario aplicar otros factores de seguridad – que en este caso se consideran parciales puesto que son diferentes para cada modo – para obtener una presión de fallo más realista que se comparará con la presión correspondiente a la CFD. El factor γ_f engloba aquellas hipótesis e imperfecciones propias del desarrollo de la formulación analítica, de forma que se cubran las posibles imprecisiones de estas. Por otra parte, el factor γ_c considera aquellos defectos fruto del proceso constructivo, como defectos geométricos, tensiones residuales, etc.

Lógicamente, para cada modo de fallo habrá una cota de fallo distinta. El objetivo de esta metodología es entonces escantillonar para que el primer modo de fallo que tenga lugar se produzca a la cota de fallo de diseño o CFD. Ahora cabe definir cuál debe ser el primer modo de fallo en tener lugar. Los fallos por inestabilidad son fenómenos difíciles de caracterizar, con gran sensibilidad a las imperfecciones y un tanto impredecibles. Por ello, se debe escantillonar la estructura para que sea la plastificación el primer modo de fallo en aparecer.

Como se puede deducir de lo descrito anteriormente, esta metodología analiza los modos de fallo de manera aislada, individualmente. Sin embargo, los modos de fallo tienen alta tendencia a la interacción, sobre todo cuando sus presiones críticas son similares. Por tanto, se deberá tener en cuenta la conveniencia de escantillonar para que las presiones de fallo de los distintos modos no sean cercanas unas de otras.

A modo de resumen, las necesidades de las armadas fijan la CMO de la que se obtiene la presión de fallo de diseño CFD a través de un factor de seguridad global. A partir de aquí, se escantillona para que la estructura alcance el límite de proporcionalidad a la presión de fallo de diseño, teniendo lugar el comienzo de la plastificación. Finalmente, ha de comprobarse que los modos de fallo por inestabilidad están por encima de la presión de fallo de diseño y razonablemente separadas unas de otras.

Capítulo 2

Modos de Fallo

2.1 Introducción

Se denominan modos de fallo a los distintos procesos por los cuales una estructura pierde su funcionalidad, dejando de ser útil para los fines para los que se diseñó. Hay multitud de modos de fallo, pero, en general, los producidos por presión hidrostática exterior en cascos resistentes típicos – estructuras cilíndricas reforzadas por anillos transversales – se pueden reducir al fallo producido por plastificación y a los producidos por la inestabilidad de los diferentes componentes del mismo.

En un casco resistente ideal, perfectamente construido, el modo de fallo que tendrá lugar es la plastificación. A medida que la presión hidrostática aumenta, el forro adquirirá progresivamente una flecha en dirección radial generando cierto estado de tensiones en el mismo. Una vez superado el límite elástico, con la estructura entrada en régimen plástico, se alcanzará un punto en el cual un pequeño incremento en la presión externa inducirá grandes desplazamientos radiales. Representando la curva presión - desplazamiento radial (Figura 2.1), el camino seguido por la estructura durante la plastificación se denomina equilibrio fundamental (curva OBC).

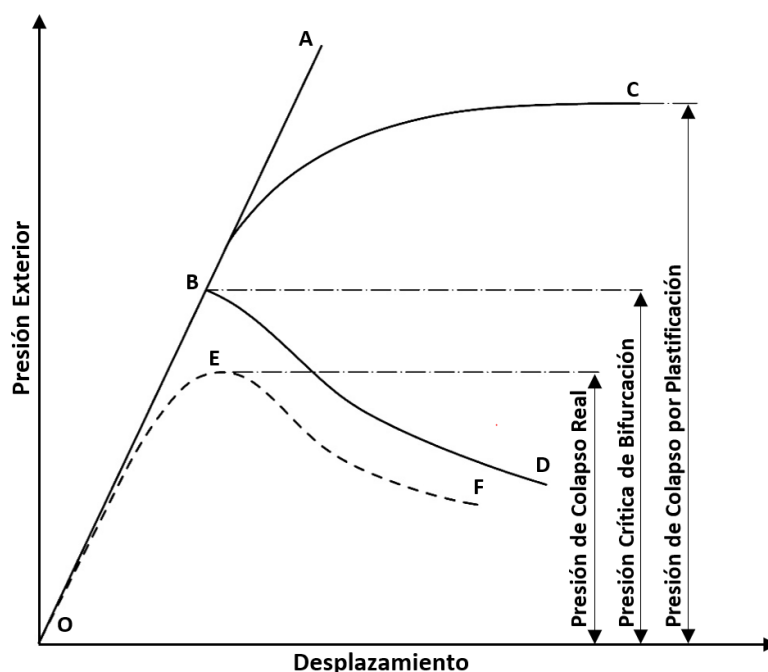


Figura 2.0. Curva Presión-Desplazamiento

En cascos resistentes – estructuras esbeltas, de grandes dimensiones y sometidas a grandes cargas de compresión –, el fallo por plastificación siguiendo el camino



fundamental es puramente teórico, ya que este tipo de estructuras son muy susceptibles frente a las inestabilidades.

La metodología clásica para abordar las inestabilidades es un análisis lineal denominado pandeo de autovalores o eigenvalue buckling. A medida que la presión externa aumenta, eventualmente se alcanzará el denominado punto de bifurcación, un punto a partir del cual la estructura es inestable y cualquier pequeña perturbación producirá grandes desplazamientos. Se denomina punto de bifurcación porque, a partir de esa presión, la estructura puede seguir dos caminos diferenciados: la solución fundamental o el post-pandeo (curva OBD). Es decir, a partir de la presión crítica a la que se alcanza el punto de bifurcación la estructura puede tener situaciones de equilibrio distintas del equilibrio fundamental. Al ser un análisis lineal, la bifurcación puede tener lugar a lo largo de toda la recta que representa el comportamiento lineal del equilibrio fundamental (curva OBA), es decir, la presión crítica de bifurcación no necesariamente es inferior a la presión de colapso por plastificación.

Mediante el análisis del eigenvalue buckling se obtienen los posibles equilibrios de la estructura diferentes de la solución fundamental y sus presiones de bifurcación. Sin embargo, este análisis considera un casco perfectamente ideal, obviando cualquier tipo de no linealidades, como la plasticidad del material o imperfecciones procedentes de defectos geométricos de fabricación o de tensiones residuales de conformado o soldadura. Al no poder tener lugar una inestabilidad sin elementos que produzcan perturbaciones, las presiones críticas de bifurcación obtenidas a través del eigenvalue buckling y sus configuraciones en equilibrio correspondientes son de carácter puramente teórico – en una estructura ideal, perfectamente construida y sin defectos de ningún tipo, por la definición propia de inestabilidad no pueden tener lugar pandeos y seguirá el equilibrio fundamental –. A pesar de su condición teórica, el eigenvalue buckling proporciona un umbral a partir del cual la estructura no será capaz de resistir las cargas externas, además de las posibles tendencias que seguirá la estructura al pandear, lo cual es muy útil para detectar condiciones geométricas que favorecerán el colapso.

Tanto el fallo por plastificación como el eigenvalue buckling son de carácter teórico: el primero por no poder alcanzarse al ser el casco resistente muy sensible a las inestabilidades; el segundo por ser una primera aproximación, de carácter lineal y considerando un casco ideal, a estas inestabilidades, sobreestimando las presiones críticas de fallo. Sin embargo, estos modos de fallo son representativos de las formas en las que un casco resistente típico puede colapsar, motivo por el cual han sido ampliamente utilizados en la metodología de diseño clásico de submarinos. Por su importancia, los modos de fallo teóricos de cascos resistentes se explicarán con más detenimiento en el apartado segundo de este capítulo.

Para obtener el colapso real (curva OEF), que se producirá a una presión considerablemente menor, se requerirá un análisis más profundo de estas inestabilidades. Para ello, se incorporarán al análisis diferentes defectos de fabricación que producirán cierta perturbación y forzarán a la estructura a seguir equilibrios diferentes de la solución fundamental. Observando las deformadas obtenidas del eigenvalue buckling, pueden anticiparse que defectos serán más críticos y que solución de equilibrio tomará la estructura al considerarlos.

El denominado colapso real es un proceso elasto - plástico en el cual a medida que aumente la presión hidrostática se alcanzará un punto donde un pequeño incremento en la carga exterior inducirá grandes desplazamientos en la estructura. Sin embargo, a diferencia del fallo por plastificación cuyo análisis es similar, la estructura incorporará ciertas imperfecciones que reducirán la presión crítica de fallo. En el análisis se considerarán no linealidades como la plasticidad del material y el comportamiento no lineal de la estructura (P.e. efecto Beam Column), además de imperfecciones geométricas de fabricación (P.e. OOC, Hungry Horse, Tilting) y tensiones residuales de conformado; etc. Los defectos a considerar en el análisis del colapso real se detallarán en el apartado tercero de este capítulo.

2.2 Modos de fallo teóricos de cascos resistentes

Los principales modos de fallo teóricos, representativos del comportamiento estructural del casco resistente, son: fallo por plastificación del forro, fallo por inestabilidad del forro entre cuadernas, fallo por inestabilidad general y fallo por inestabilidad de las cuadernas.

El fallo por plastificación del forro consiste en una plastificación local de las planchas del forro entre cuadernas. Considerando un sistema de coordenadas cilíndrico y un estado plano de tensiones en el forro – al tener un espesor muy inferior a las demás dimensiones, la tensión radial es despreciable –, los puntos más cargados son el interior del forro en el pie de la cuaderna por tensiones longitudinales y el exterior del forro en el centro de la clara por tensiones circunferenciales.

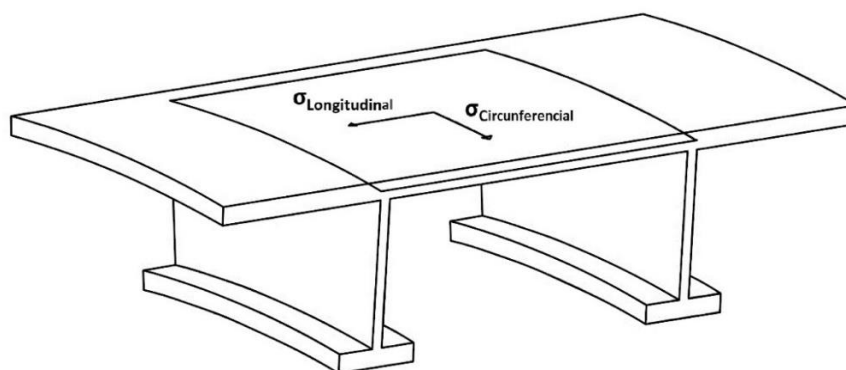


Figura 2.1. Clara de cuadernas, superficie media y estado de tensiones.

No es relevante cual de los dos puntos plastifica en primer lugar ya que el modo de fallo se desarrollará de la misma forma en ambos casos, sin embargo, es habitual que el pie de la cuaderna se encuentre ligeramente más solicitado.

Al aumentar la profundidad, la tensión irá aumentando progresivamente hasta que la fibra interior del forro en el pie de la cuaderna alcanza el límite de proporcionalidad. De esta forma, aparecerá un anillo en sentido circunferencial que ha entrado en régimen inelástico-plástico. Si las tensiones siguen aumentando, la plastificación se irá propagando a través del espesor del forro y, además, de manera simultánea, la fibra exterior del centro de la clara también plastificará. Cuando las zonas en régimen plástico son lo suficientemente grandes, se producirán tres rótulas alineadas, formando un mecanismo que provocará rápidas deformaciones en la estructura, dando lugar a la pérdida de la misma.

La propagación del régimen plástico se produce muy rápidamente, de forma que, una vez iniciada la plastificación en una fibra, tiene lugar la ruina de la estructura con pequeños incrementos de presión. Este fallo es propenso a aparecer en cascos resistentes con cuadernas muy robustas y claras relativamente pequeñas.

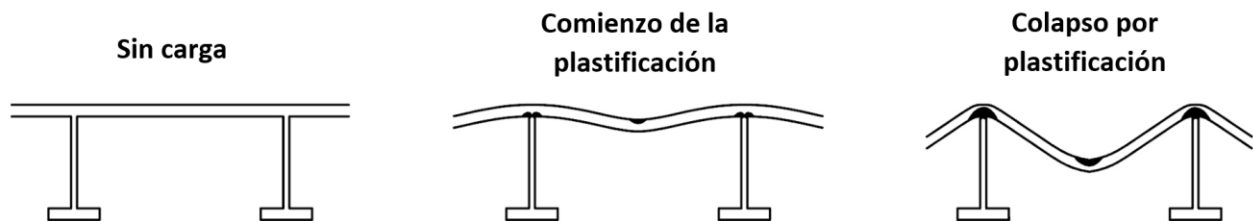


Figura 2.2. Fallo por plastificación en el forro [1].

El fallo por plastificación es el que se produce cuando la estructura sigue el equilibrio fundamental (curva OBA de la Figura 2.1). A continuación, se describirán las inestabilidades teóricas que pueden hacer que la estructura adopte equilibrios alternativos a la solución fundamental (curva OBC de la Figura 2.1). Estas son la inestabilidad del forro entre cuadernas, la inestabilidad general y la inestabilidad de las cuadernas.

El fallo por inestabilidad del forro entre cuadernas puede tener lugar de dos maneras: pandeo antisimétrico del forro entre refuerzos o pandeo simétrico.

El pandeo antisimétrico es el primero de ellos en aparecer – tiene una presión crítica menor – y consiste en la deformación lobular del forro en sentido circunferencial, generándose de manera alternativa hacia dentro y hacia fuera una serie de abultamientos. En claras contiguas, los lóbulos están desfasados media longitud de onda, por lo que las deformaciones son de carácter antisimétrico respecto a las

cuadernas. En este modo de fallo, las cuadernas apenas se deforman, sino que adquieren cierta torsión a demanda del forro.

La inestabilidad del forro entre refuerzos de manera simétrica tiene lugar debido a la carga axial que transmiten los domos. En este modo de fallo, el forro se deforma axisimétricamente respecto al eje longitudinal del casco, en forma de acordeón, adquiriendo una deformada similar al colapso por plastificación, mientras que las cuadernas apenas se ven afectadas.

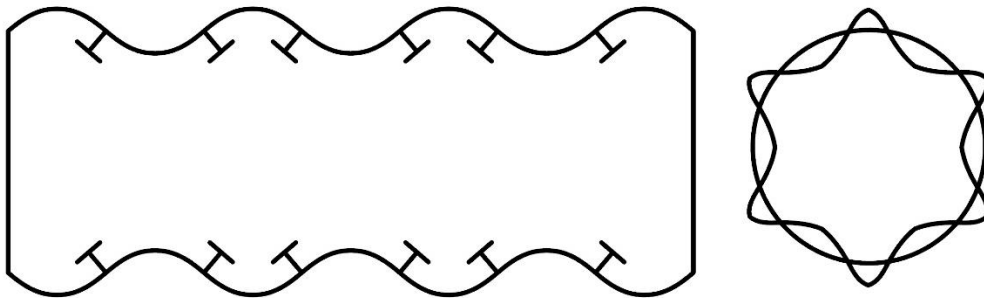


Figura 2.3. Fallo por inestabilidad antisimétrica del forro entre cuadernas $n = 6$ [4]

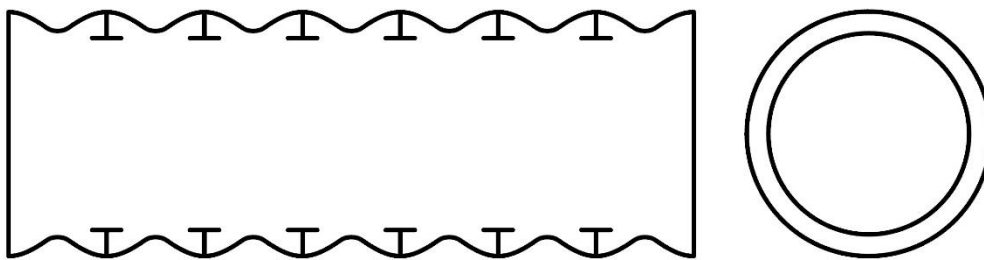


Figura 2.4. Fallo por inestabilidad simétrica del forro entre cuadernas $n = 0$

En general, la inestabilidad del forro entre refuerzos, ya sea antisimétrica o simétrica, es más propensa a aparecer en cascos resistentes con grandes claras y espesores reducidos.

En el fallo por inestabilidad general, las cuadernas son incapaces de mantener su circularidad, deformándose éstas conjuntamente con el forro entre apoyos fuertes – bulárcamas, mamparos o domos –. Los apoyos fuertes, al tener una rigidez muy superior a las cuadernas, apenas ceden radialmente por lo que el fallo comienza en la zona central del compartimento que definen. La longitud del compartimento definido entre bulárcamas, mamparos o domos se denomina eslora de compartimentado e influye intensamente en la presión crítica de fallo. En general, dado el rango de esloras de compartimentado más habitual en submarinos militares, este modo de fallo suele aparecer con dos ondas o tres.

El fallo por inestabilidad general es el modo de fallo natural de los cilindros. Para elevar la presión crítica de fallo – muy baja en cilindros sin reforzar – se incluyen las cuadernas transversales, dando lugar a todos los demás modos de fallo. Sea cual sea el primer modo de fallo en tener lugar, dadas las grandes deformaciones inducidas en la estructura, esta finalmente colapsará por inestabilidad general.

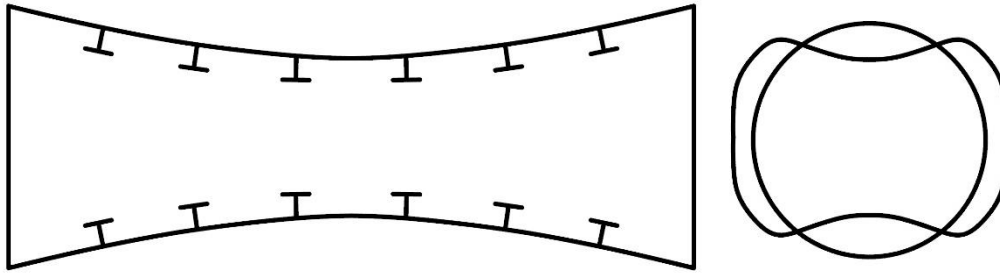


Figura 2.5. Fallo por inestabilidad general $n = 2$ [4]

En el fallo por inestabilidad de las cuadernas se produce porque, en general, estas están formadas por elementos esbeltos, propensos a pandear. Estas inestabilidades pueden afectar de manera individual al ala, al alma o a ambas conjuntamente.

El ala es un elemento bastante compacto por motivos resistentes – la sección de la cuaderna ha de tener una inercia mínima para que esta sea efectiva frente a la inestabilidad general –. Sin embargo, al no tener soportado lateral, la cuaderna puede pandear volcando hacia los lados, produciéndose un giro alrededor de su punto de unión con el forro. Este fenómeno se denomina tripping.

Por otra parte, el alma suele ser un elemento de gran altura y pequeño espesor, puesto que su principal labor es alejar el ala del forro dotando a la sección de una mayor inercia y mejorando la capacidad resistente del conjunto ala-alma. El comportamiento ideal del alma es que, al estar trabajando prácticamente a compresión pura, sufra una reducción de su radio medio. Sin embargo, en caso de producirse el pandeo del alma, esta sufrirá deformaciones fuera de su plano.

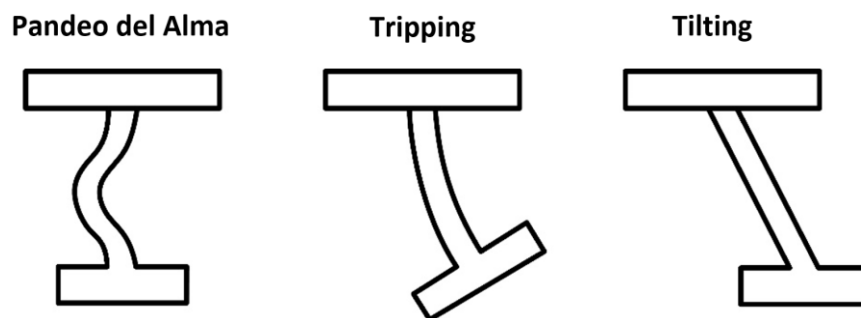


Figura 2.6. Fallo por inestabilidad de las cuadernas



En caso de que, por defecto de montaje, la escuadría de la cuaderna respecto al forro no sea perfecta, al entrar la cuaderna en carga puede producirse el vuelco de la misma hacia un lado. Este fenómeno, denominado en inglés Tilting, se verá más en detalle en el apartado tercero de este capítulo.

Los distintos modos de fallo no se producen de manera aislada ni independiente unos de otros, se pueden producir interacciones entre ellos. Cuando un modo de fallo tiene lugar, puede aparecer de manera simultánea y anticipada algún otro modo o incluso todos los demás. Sin embargo, la interacción entre modos de fallo cuando alguno de ellos ya se ha producido carece de importancia porque el colapso es inevitable en cualquier caso. No obstante, la interacción entre los modos previa a la aparición del primero de ellos es de gran importancia, ya que un fallo combinado puede conducir a la ruina de la estructura a una presión crítica muy inferior a la de los demás modos de fallo de manera aislada [1]. En general, es habitual que los modos de fallo interactúen entre sí, siendo este suceso más probable cuanto más cercanas sean las presiones críticas de fallo de cada modo.

2.3 Colapso real de cascos resistentes

Los modos de fallo teóricos descritos en el apartado previo representan el comportamiento de la estructura idealizada, es decir, la solución fundamental y las diferentes tendencias del casco resistente a tomar soluciones de equilibrio alternativas a la fundamental. Sin embargo, en un casco resistente real, jamás será posible alcanzar estas presiones teóricas ya que durante el proceso de fabricación inevitablemente se producen ciertas imperfecciones que reducen sensiblemente las presiones críticas de fallo. Estas imperfecciones son inherentes al proceso constructivo del casco resistente y son ineludibles, debiendo ser consideradas por su notable influencia en la presión de colapso.

Las imperfecciones generadas en el casco durante su fabricación pueden presentarse de múltiples formas y provenir de numerosas fuentes – proceso siderúrgico, proceso de conformado, soldadura, taladrado de penetraciones en el casco, etc. –. Incluso el peso propio de la estructura puede producir deformaciones durante la estiba de las diferentes secciones en el hangar de construcción. A pesar de que pueden estimarse los defectos producidos durante la realización de procesos concretos, el casco resistente final tendrá una infinidad de imperfecciones, muchas de las cuales presentarán distribuciones aleatorias. Ante la imposibilidad de predecir con precisión todas las imperfecciones que tendrá el casco resistente una vez construido, la manera de abordar estos defectos es considerar aquellos que puedan ser más perjudiciales a efectos de presión de colapso y trabajar con tolerancias constructivas, de forma que se analice el caso más desfavorable posible.

Las imperfecciones a considerar pueden dividirse en dos grupos: aquellos defectos geométricos que favorecen el colapso y aquellas imperfecciones que alteran el estado inicial de tensiones de la estructura.

Al comienzo de este capítulo se describía el eigenvalue buckling como una primera aproximación en el cálculo de las inestabilidades de la que se obtiene una sobreestimada presión de colapso y las tendencias de la estructura a comportarse de maneras diferentes al equilibrio fundamental. Para el análisis no lineal de las inestabilidades, los defectos geométricos que se consideran más perjudiciales a efectos de presión de colapso son aquellos que forzarán a la estructura a seguir las tendencias anticipadas por el eigenvalue buckling, siempre y cuando sean defectos que puedan tener lugar durante la manufacturación.

En el fallo por inestabilidad general, observando la Figura 2.5, la estructura se deforma entre apoyos fuertes, adoptando una sección elíptica en las zonas centrales del compartimento ($n = 2$). Se puede prever que una falta de circularidad en el casco favorecerá el colapso por inestabilidad general. Este defecto es bastante común durante el proceso de conformado, siendo imposible conseguir una curvatura cilíndrica perfecta. Otros procesos como la soldadura también tienen efectos perjudiciales sobre la circularidad. Además, en lugares concretos como los bordes en voladizo en zonas de unión de secciones del casco, el propio peso de la estructura puede afectar a la circularidad. Este defecto se conoce como defecto de circularidad u OOC por sus siglas en inglés.

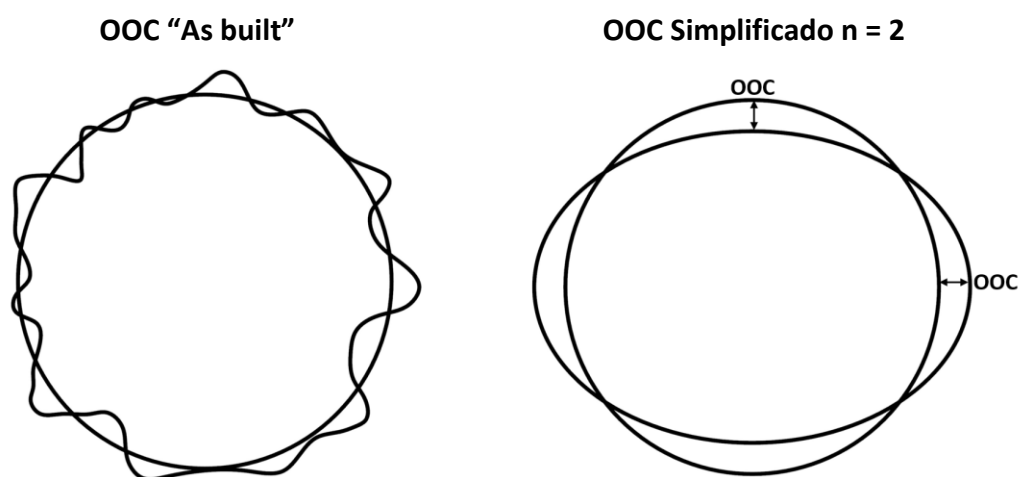


Figura 2.7. Defecto de circularidad

En la figura superior se puede ver la sección de un modelo "As built", es decir, un ejemplo de un casco una vez construido. A su lado, la simplificación para $n=2$ elíptica, considerablemente más desfavorable.

La tolerancia constructiva que proponen sociedades de clasificación como DNV – GL [6] o ABS [7] para abordar el defecto de circularidad es de un 0,5 % del radio medio del casco, aunque se analizará la influencia de un OOC de entre 0,1 y 0,5 %. Además, para hacer el análisis más conservador, se considerará que todas las cuadernas y secciones del forro tienen el mismo defecto, tanto en magnitud como en orientación.

En el fallo por inestabilidad del forro entre cuadernas, se presentaban dos modos posibles de fallo, el pandeo antisimétrico y el pandeo simétrico del forro. El pandeo antisimétrico (Figura 2.3) generalmente tiene una presión crítica considerablemente inferior al pandeo simétrico (Figura 2.4), sin embargo, que tras el proceso de fabricación se produzcan deformaciones similares a la deformada del pandeo antisimétrico es improbable. Una deformación lobular alternativa hacia dentro y hacia fuera en sentido circunferencial, difícilmente va a aparecer tras los procesos de construcción habituales. Por el contrario, que el forro adquiera cierta flecha en sentido radial es un fenómeno muy habitual conocido como “Hungry Horse” y se debe habitualmente al proceso de soldadura. Por tanto, debido a las características de los defectos inducidos por los procesos constructivos, el pandeo simétrico se verá tremendamente favorecido a diferencia del antisimétrico. Las flechas analizadas estarán en el rango 0,5 – 2,5 mm.

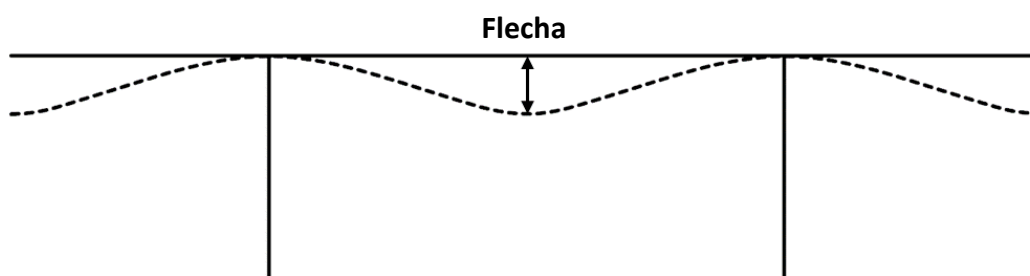


Figura 2.8. Defecto Hungry Horse

Otro defecto constructivo que puede acelerar el colapso por inestabilidad simétrica del forro es el “Tilting”. Es una imperfección bastante común y consiste en que la escuadría de la cuaderna no es perfectamente perpendicular, ya sea la cuaderna respecto al forro, el ala respecto al alma o ambas simultáneamente. Al estar la cuaderna volcada hacia un lado, se espera que el forro del lado contrario tenga menor sujeción, de forma que se alcancen flechas más rápidamente.

La sociedad de clasificación DNV – GL [6] recoge en su anexo B varios defectos a analizar. En el caso de Tilting, la tolerancia constructiva propuesta es de 2º de inclinación. Se considerará el ala perfectamente perpendicular al alma, y se estudiarán ángulos de entre 1 y 5º.



Figura 2.9. Tilting de las cuadernas

Los cascos resistentes se fabrican a partir de planchas planas de acero, que se conforman mediante conformado en frío para generar individualmente el ala y el alma de las cuadernas y las planchas del forro, para después soldar estos elementos entre sí configurando los cilindros reforzados por cuadernas circulares en T. Por tanto, son principalmente dos los procesos que generan tensiones residuales durante la construcción del casco resistente: el conformado y el proceso de soldadura. En este proyecto se considerarán únicamente las tensiones residuales producidas por el proceso de conformado del ala, alma y del forro.

El análisis del proceso de conformado puede dividirse en dos etapas: la primera de ellas se denomina Overbending y la sucesiva, Springback[10]. Para obtener la curvatura necesaria (R), la plancha se ha de conformar hasta un radio menor (R_c), fenómeno que se conoce como Overbending. Durante esta etapa, inicialmente hay una puesta en carga elástica, hasta alcanzar el límite elástico del material, y después una fase plástica que ha de resolverse de forma iterativa. Cuando se alcanza la curvatura R_c , se retira la carga aplicada comenzando la segunda etapa denominada Springback. El Springback es un proceso de descarga que puede considerarse elástico, en el cual la plancha se zafa de los momentos internos resultantes de la puesta en carga, retrocediendo de forma que pierde cierta curvatura hasta un radio final (R_f) mayor que R_c y con un estado de tensiones residuales tras la relajación.

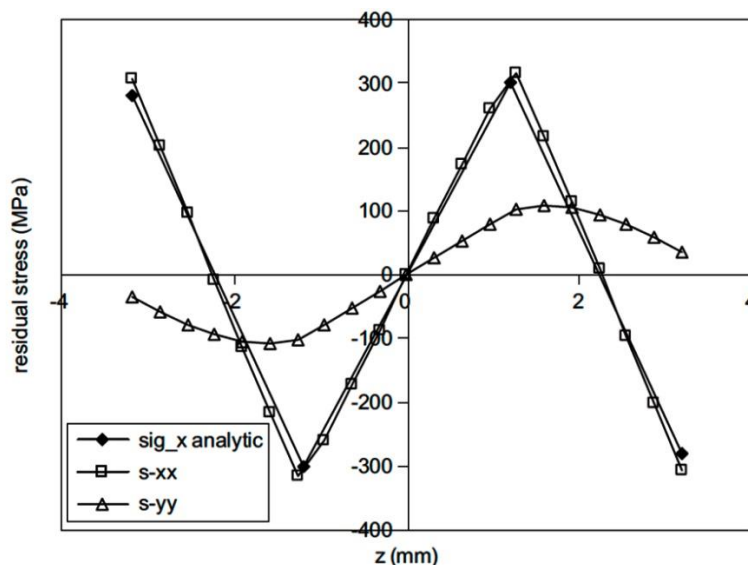


Figura 2.10. Perfil de tensiones residuales de conformado en frío [11].



El proceso arriba descrito considera varias hipótesis. Entre ellas: el material es elástico perfectamente plástico; las planchas del forro son infinitamente largas; las planchas del ala y del alma son infinitamente cortas, de forma que no hay restricción longitudinal de ningún tipo, por lo que las tensiones longitudinales son nulas. Además, ha de resolverse iterativamente para diferentes R_c , hasta que el radio final tras la relajación R_f coincida con el radio deseado R .

En la Figura 2.10 se puede apreciar el perfil de las tensiones residuales de conformado en frío, con el característico zigzag para las tensiones circunferenciales y las tensiones longitudinales siguiendo un patrón sinusoidal a través del espesor.



Capítulo 3

Casco Resistente Propuesto

3.1 Definición de materiales

Debido a las grandes cargas hidrostáticas a las que está sometido el casco resistente, los relativamente pequeños espesores de las planchas del forro y la imperiosa necesidad de mantener la estructura en régimen elástico, el principal criterio a la hora de seleccionar el material para la construcción del casco es el límite elástico. Cuanto mayor sea el límite elástico, mayor será la profundidad de navegación a igualdad de escantillón – siempre y cuando no aparezcan inestabilidades –, retrasando la entrada en régimen plástico y el peligro para la integridad del submarino que eso supone.

Además de esta, son numerosas las propiedades requeridas para que un material pueda ser utilizado en la construcción de submarinos. Entre ellas destacan: la resistencia frente a la corrosión, necesaria en un entorno tan agresivo como el medio marino; la conformabilidad, pudiendo deformarse de forma dúctil adquiriendo la forma deseada; la soldabilidad; la resistencia a fatiga, sobre todo frente a bajos ciclos – emersión e inmersión –; tenacidad a la fractura; dureza; etc.

A parte de las propiedades mecánicas y químicas, se han de tener en cuenta los costes de adquisición, de fabricación, los costes de mantenimiento, la facilidad para llevar a cabo inspecciones, la fiabilidad del material, etc.

El material más extendido en la construcción de cascos resistentes son los aceros de alto límite elástico, donde destacan la familia de los HY (80,100,130) y los HLES. Estos aceros son materiales con un alto grado de aleación y que requieren tratamientos térmicos de templado y posterior revenido para adoptar las propiedades mecánicas adecuadas. Por su amplia utilización, se utilizará el acero HY100, cuya composición química se muestra en la tabla inferior.

Composición Química HY100			
Elemento	%	Elemento	%
C	0,10 - 0,20	Cr	1,29 - 1,86
P	0,02 Max	Mo	0,27 - 0,63
Mn	0,01 - 0,45	V	0,03 Max
Si	0,12 - 0,38	Ti	0,02 Max
S	0,02 Max	Cu	0,25 Max
Ni	2,67 - 3,57	Fe	92,57 - 95,20

Tabla 3.0. Composición química acero HY100 [5]

Las propiedades mecánicas de los aceros HY100 fundamentales para calcular la resistencia del casco bajo presión hidrostática son el límite de proporcionalidad (σ_{prop}), el límite elástico (σ_y), el módulo de Young (E) y el coeficiente de Poisson (ν). Sus valores se recogen en la tabla inferior:

Propiedad	Unidades	Valor
σ_{prop}	MPa	552
σ_y	MPa	690
E	MPa	205000
ν	-	0,3

Tabla 3.1. Propiedades mecánicas acero HY100

La curva tensión – deformación de los aceros HY100 se puede aproximar a partir de sus parámetros básicos (E, σ_{prop} y σ_y) por la siguiente ecuación [1]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 0,002 * \left[\frac{\sigma - \sigma_{prop}}{\sigma_y - \sigma_{prop}} \right]^{3,5} \quad \forall \sigma > \sigma_{prop}$$

Esta curva permite representar el comportamiento no lineal del material en las simulaciones de colapso. Se muestra graficada a continuación, destacando el límite elástico y el límite de proporcionalidad:

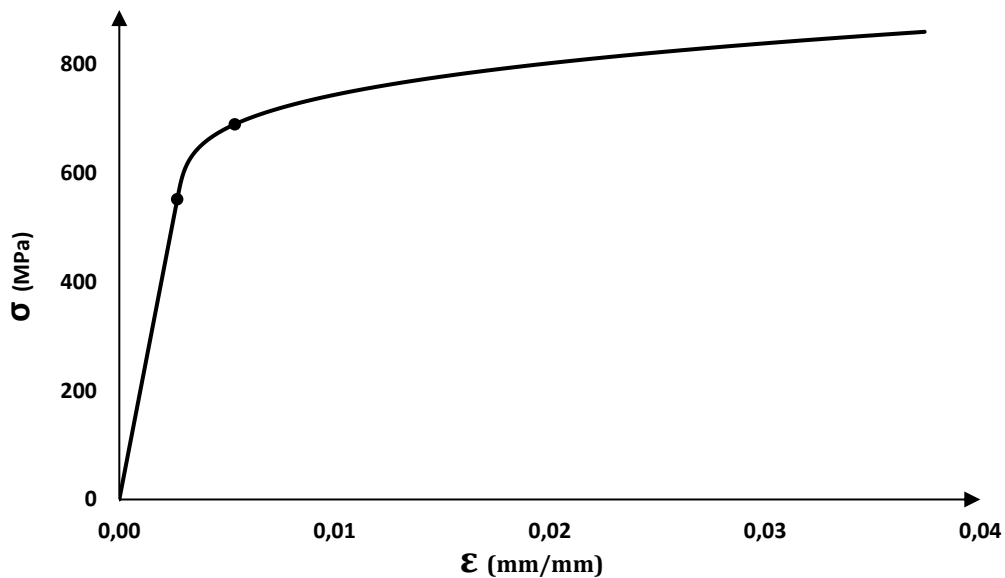


Figura 3.0. Curva tensión – deformación acero HY100

3.2 Geometría del casco

En el capítulo primero se definen los principales elementos que componen la geometría del casco resistente: uno o varios cuerpos cilíndricos, transiciones cónicas y domos en ambos extremos. Un claro ejemplo de cómo la combinación de estos componentes conforma el casco resistente puede verse en la imagen inferior, donde se muestra un esquema de la configuración de la antigua clase Skipjack de la U.S.Navy.

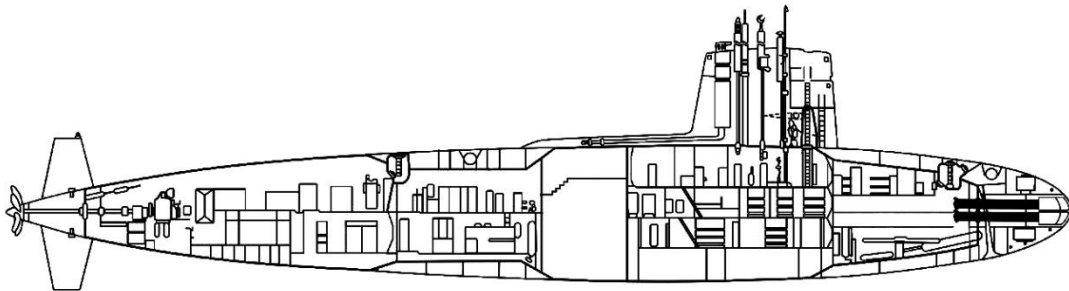


Figura 3.1. Plano esquemático USS Skipjack

Sin embargo, las transiciones cónicas son un caso particular del cuerpo cilíndrico y los domos se pueden considerar una singularidad – cierran el cuerpo central por ambos extremos y no están reforzados, por lo que adquieren su resistencia de los grandes espesores de sus planchas –. Por tanto, la parte más representativa de la estructura del casco resistente es el cuerpo cilíndrico.

Como se describió en el capítulo primero, estas estructuras están generalmente reforzadas por cuadernas anulares en T, con apoyos fuertes en zonas concretas del casco. Estos apoyos fuertes – bulárcamas, mamparos y domos – delimitan distintos compartimentos a efectos de resistencia estructural (inestabilidad general) cuya longitud se conoce como eslora de compartimentado, definida también en capítulos previos. El compartimento objeto de análisis en este proyecto se muestra en la imagen inferior:

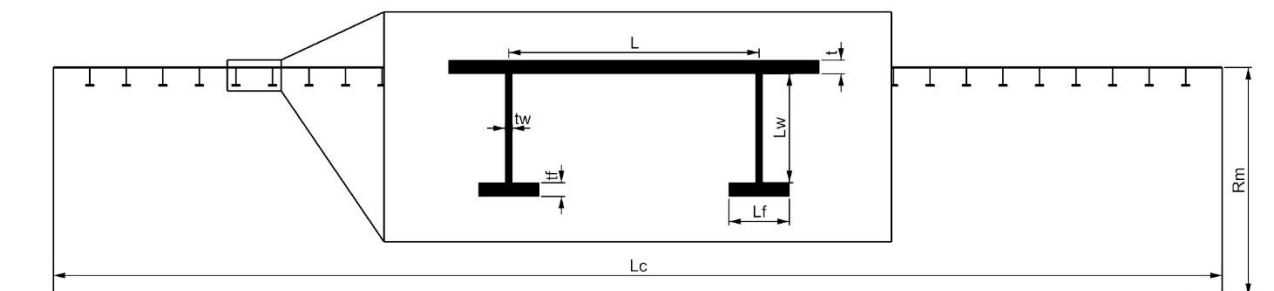


Figura 3.2. Compartimento a analizar



El compartimento a analizar quedaría completamente definido mediante los siguientes parámetros:

Parámetro		Unidades	Valor
Diámetro exterior	D	mm	7500
Radio medio	Rm	mm	3733,5
Eslora de compartimentado	Lc	mm	19200
Clara entre cuadernas	L	mm	600
Espesor del forro	t	mm	33
Espesor del alma	tw	mm	17
Altura del alma	Lw	mm	260
Espesor del ala	tf	mm	33
Anchura del ala	Lf	mm	145
Número de cuadernas	nº	-	31

Tabla 3.2. Parámetros del casco resistente

La geometría del casco resistente recogida en la Tabla 3.2. está basada en algunos de los ejemplos propuestos en el capítulo séptimo del libro Pedro Sosa [1].



Capítulo 4

Resultados Obtenidos

4.1 Introducción

En el presente capítulo, se analizarán los distintos modos de fallo de la estructura propuesta desde la perspectiva del análisis clásico de casco resistente. Este análisis consiste en la obtención mediante métodos analíticos – en su mayoría lineales, salvo Salerno & Pulos que incluye el efecto Beam Column – de las tensiones y desplazamientos del forro (región elástica del material), además de las presiones críticas de bifurcación de la inestabilidad general y entre cuernas. Estos resultados obtenidos analíticamente, se compararán con la normativa DNV – GL y con simulaciones mediante el programa ANSYS. Una vez obtenida la caracterización lineal del casco mediante varias metodologías, se realizarán los análisis no lineales en busca del colapso real de la estructura.

Para caracterizar el colapso real, se llevarán a cabo varios análisis. En primer lugar, se analizará el colapso por plastificación, que definirá la solución fundamental del casco resistente. En otras palabras, se obtendrá el colapso de la estructura sin defectos de ningún tipo. También se analizará las inestabilidades de una manera más fidedigna, incluyendo los defectos geométricos mencionados en el capítulo segundo y obteniendo el colapso real de la estructura. Además, se analizará el efecto de las tensiones residuales en la presión de colapso de los distintos fallos.

De esta forma, se podrá conocer la reducción de la presión crítica de fallo para cada defecto, comparando la presión crítica de bifurcación obtenida de cada fallo con su colapso correspondiente. También se conocerá la reducción de la presión de colapso debida a las tensiones residuales de conformado.

4.2 Fallo por plastificación

El estado de tensiones y los desplazamientos en el forro se obtienen analíticamente mediante la resolución de las ecuaciones diferenciales de gobierno propuestas por Von Sanden (lineal), Viterbo (lineal) o Salerno & Pulos (no lineal ya que considera “Beam Column”), desarrollados con mayor profundidad en la referencia [1]. Estas ecuaciones proporcionan la solución para el material en régimen lineal (sin plasticidad).

Para pequeños desplazamientos, la respuesta del forro es lineal, incrementándose la influencia del efecto Beam Column, es decir, la no linealidad, a medida que aumenta la presión externa.

En primer lugar, se obtendrán los resultados para 1 MPa mediante los tres métodos analíticos y mediante elementos finitos, tanto lineal como incluyendo la no



linealidad geométrica Beam Column. Los resultados en las localizaciones más críticas se compararán con la normativa DNV – GL, ya que la norma solo permite obtenerlos en esos puntos.

Los resultados se expresan de forma parametrizada, de manera que el 0 representa el centro de la clara y el 1 la cuaderna. Además, la solución de los desplazamientos es única, puesto que provienen de la resolución del equilibrio de la elástica, sin embargo, los resultados de tensiones se muestran tanto para la zona externa del forro como para la interna.

Los desplazamientos obtenidos a lo largo de la semi clara, para una presión exterior de 1 MPa, se muestran a continuación:

Desplazamiento Radial					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansyes No Lineal
0	-1,256	-1,249	-1,251	-1,249	-1,249
0,1	-1,254	-1,247	-1,249	-1,246	-1,247
0,2	-1,246	-1,239	-1,241	-1,239	-1,239
0,3	-1,235	-1,227	-1,229	-1,226	-1,226
0,4	-1,219	-1,212	-1,213	-1,210	-1,210
0,5	-1,201	-1,193	-1,194	-1,191	-1,191
0,6	-1,182	-1,174	-1,174	-1,170	-1,170
0,7	-1,163	-1,154	-1,154	-1,150	-1,150
0,8	-1,146	-1,137	-1,137	-1,132	-1,132
0,9	-1,134	-1,125	-1,124	-1,119	-1,119
1	-1,129	-1,120	-1,119	-1,113	-1,113

Tabla 4.0. Desplazamiento radial en la clara (mm).

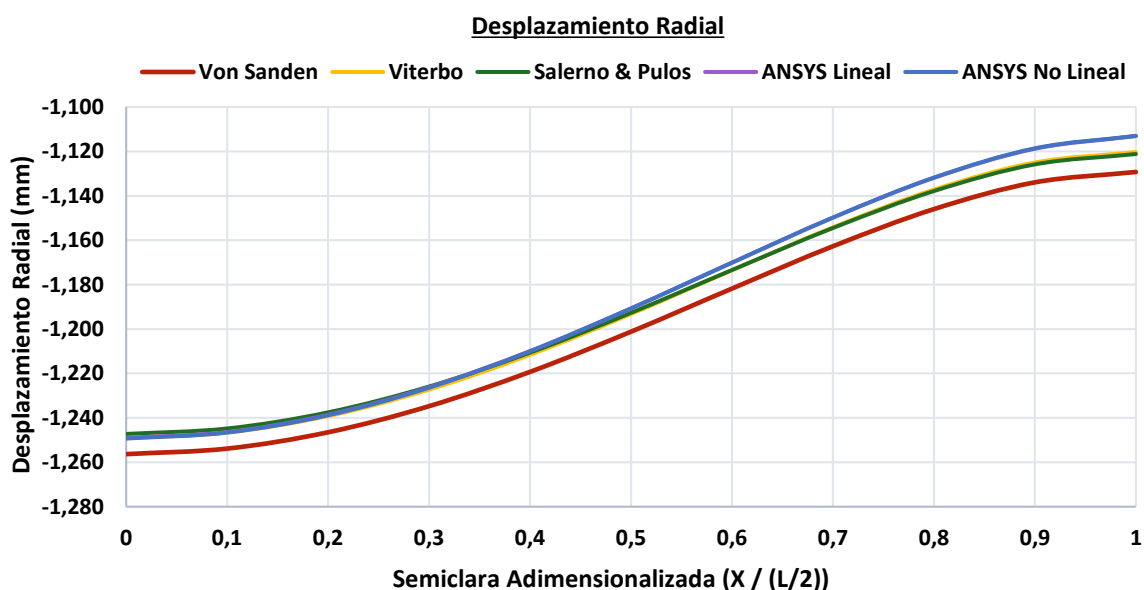


Figura 4.0. Desplazamiento radial en la clara (mm).

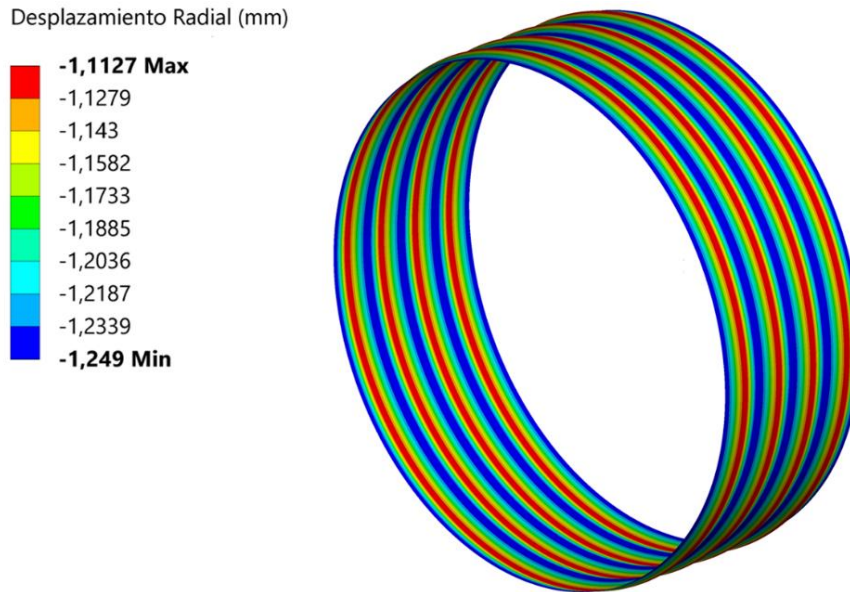


Figura 4.1. Desplazamiento radial en la clara. ANSYS (mm).

Como se puede apreciar en las figuras anteriores, las máximas flechas se alcanzan en el centro de la clara con un valor de 1,25 milímetros, siendo menores en el pie de la cuaderna dada la rigidez que estos elementos aportan. Los resultados obtenidos son muy similares independientemente de la metodología utilizada, aportando Von Sanden una solución ligeramente menos rígida.

Los resultados de tensiones en el forro, tanto longitudinales, circunferenciales, como de Von Mises, para la zona exterior e interior del forro, se muestran a continuación:

Tensión Longitudinal Exterior					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansyes No Lineal
0	-77,292	-77,592	-78,165	-78,428	-78,501
0,1	-76,696	-76,987	-77,536	-77,799	-77,869
0,2	-74,901	-75,166	-75,644	-75,906	-75,967
0,3	-71,890	-72,112	-72,475	-72,737	-72,782
0,4	-67,636	-67,796	-68,008	-68,269	-68,295
0,5	-62,100	-62,180	-62,215	-62,477	-62,479
0,6	-55,240	-55,220	-55,067	-55,329	-55,307
0,7	-47,008	-46,870	-46,532	-46,796	-46,750
0,8	-37,361	-37,083	-36,585	-36,852	-36,786
0,9	-26,258	-25,819	-25,210	-25,482	-25,403
1	-13,670	-13,049	-12,404	-19,440	-19,356

Tabla 4.1. Tensión longitudinal exterior en la clara (MPa).

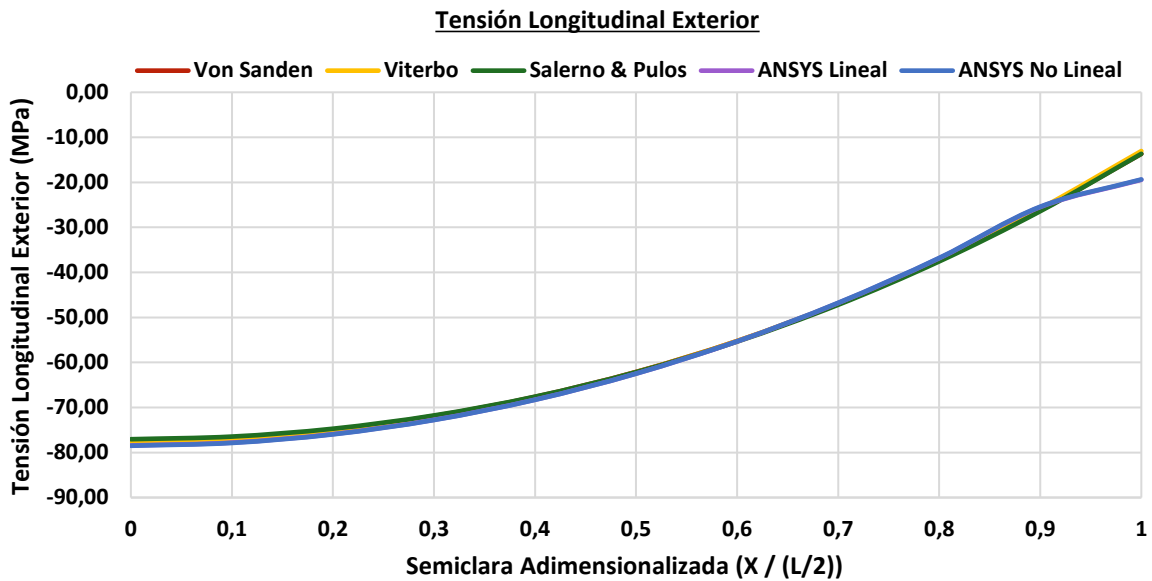


Figura 4.2. Tensión longitudinal exterior en la clara (MPa).

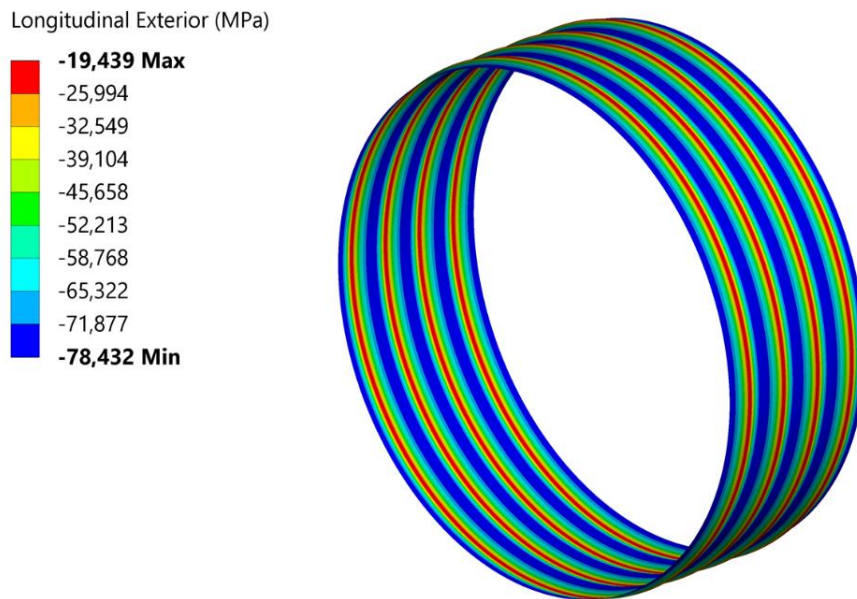


Figura 4.3. Tensión longitudinal exterior en la clara (MPa). ANSYS.

Los valores máximos para las tensiones longitudinales exteriores se dan en el centro de la clara y rondan los 78,5 MPa para todos los métodos de cálculo. En el pie de la cuaderna, los métodos analíticos proporcionan resultados levemente inferiores a los obtenidos mediante elementos finitos (13 frente 19 MPa).



Las tensiones longitudinales interiores se muestran a continuación:

Tensión Longitudinal Interior					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansyes No Lineal
0	-35,844	-35,545	-34,971	-35,686	-35,610
0,1	-36,441	-36,149	-35,600	-36,316	-36,243
0,2	-38,235	-37,970	-37,493	-38,209	-38,145
0,3	-41,246	-41,024	-40,662	-41,378	-41,330
0,4	-45,501	-45,340	-45,129	-45,846	-45,817
0,5	-51,037	-50,956	-50,921	-51,639	-51,633
0,6	-57,897	-57,916	-58,070	-58,787	-58,806
0,7	-66,128	-66,266	-66,604	-67,321	-67,364
0,8	-75,775	-76,053	-76,551	-77,265	-77,328
0,9	-86,879	-87,317	-87,927	-88,636	-88,713
1	-99,466	-100,087	-100,732	-94,679	-94,761

Tabla 4.2. Tensión longitudinal interior en la clara (MPa).

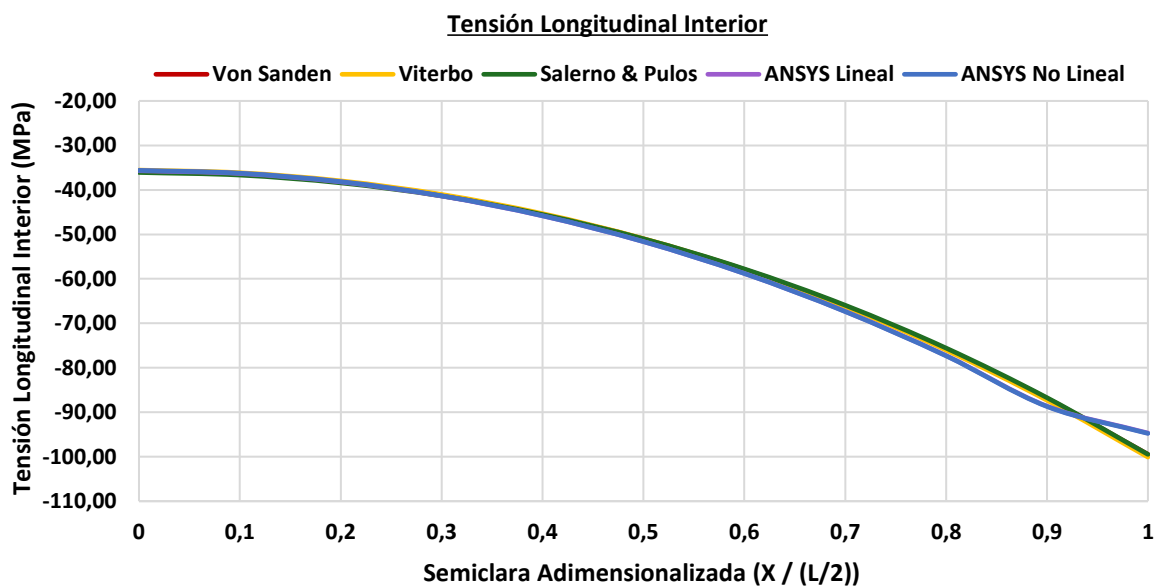


Figura 4.4. Tensión longitudinal interior en la clara (MPa).

Las tensiones longitudinales interiores son máximas en el pie de la cuaderna, alcanzando un valor de 100 MPa, siendo también las tensiones máximas que se dan en el forro. En otras palabras, el pie de la cuaderna en su zona interior será el punto del forro que primero alcance el límite de proporcionalidad, limitando el régimen elástico del material, y por ello siendo habitualmente utilizado como cota teórica de fallo en la metodología clásica de diseño de casco resistente (Capítulo 1, Apartado 3).

Hay cierta disparidad en los resultados cercanos al pie de la cuaderna entre los resultados analíticos y mediante elementos finitos, no solo en apreciable en la Figura 4.4, sino también en el resto de gráficas. Por el contrario, los resultados en el centro de la clara son muy parecidos sea cual sea la metodología empleada. Esto puede deberse a que la cuaderna supone un punto duro, de concentración de tensiones, y las condiciones de malla pueden alterar unas tensiones tan puntuales.

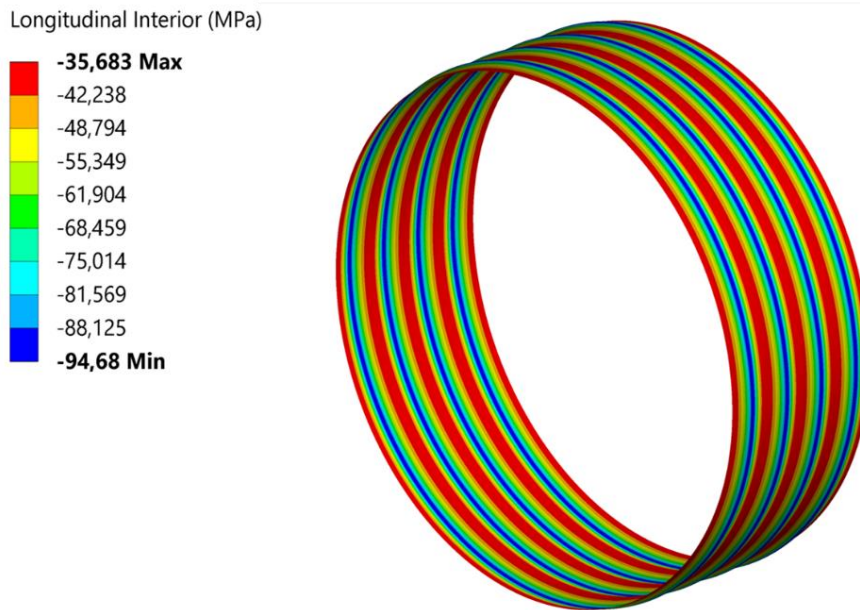


Figura 4.5. Tensión longitudinal interior en la clara (MPa). ANSYS.

Las tensiones circunferenciales exteriores se muestran a continuación:

Tensión Circunferencial Exterior					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansyes No Lineal
0	-92,170	-91,867	-92,149	-92,110	-92,142
0,1	-91,854	-91,546	-91,818	-91,777	-91,807
0,2	-90,913	-90,591	-90,830	-90,782	-90,808
0,3	-89,364	-89,020	-89,207	-89,149	-89,168
0,4	-87,239	-86,864	-86,984	-86,911	-86,921
0,5	-84,584	-84,171	-84,213	-84,121	-84,121
0,6	-81,461	-81,002	-80,962	-80,846	-80,835
0,7	-77,945	-77,435	-77,316	-77,172	-77,151
0,8	-74,132	-73,568	-73,382	-73,205	-73,175
0,9	-70,140	-69,518	-69,287	-69,071	-69,036
1	-66,107	-65,427	-65,181	-66,950	-66,912

Tabla 4.3. Tensión circunferencial exterior en la clara (MPa).

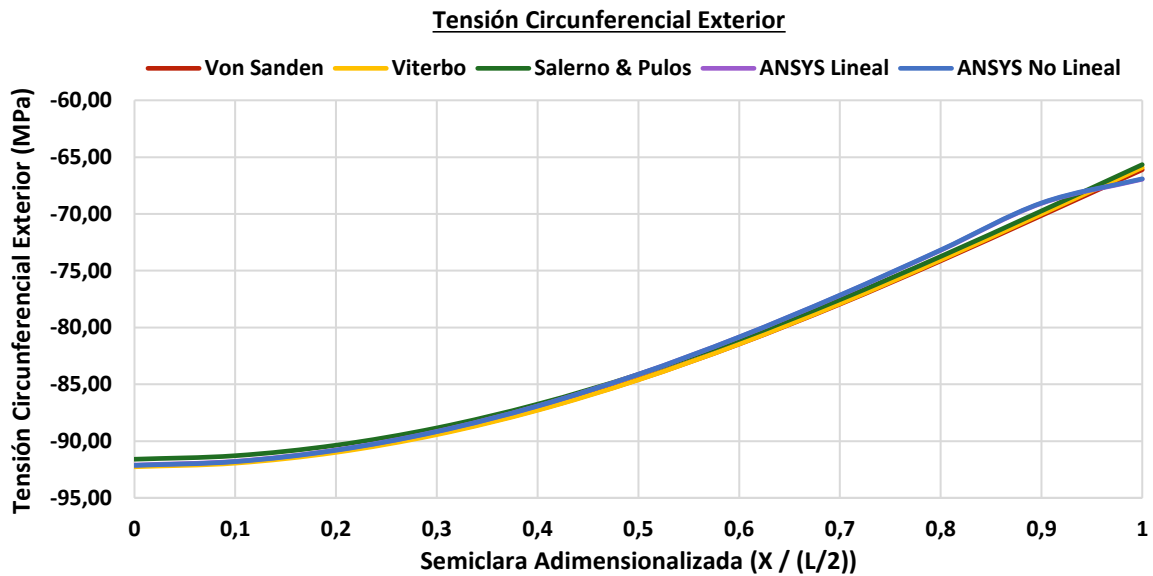


Figura 4.6. Tensión circunferencial exterior en la clara (MPa).

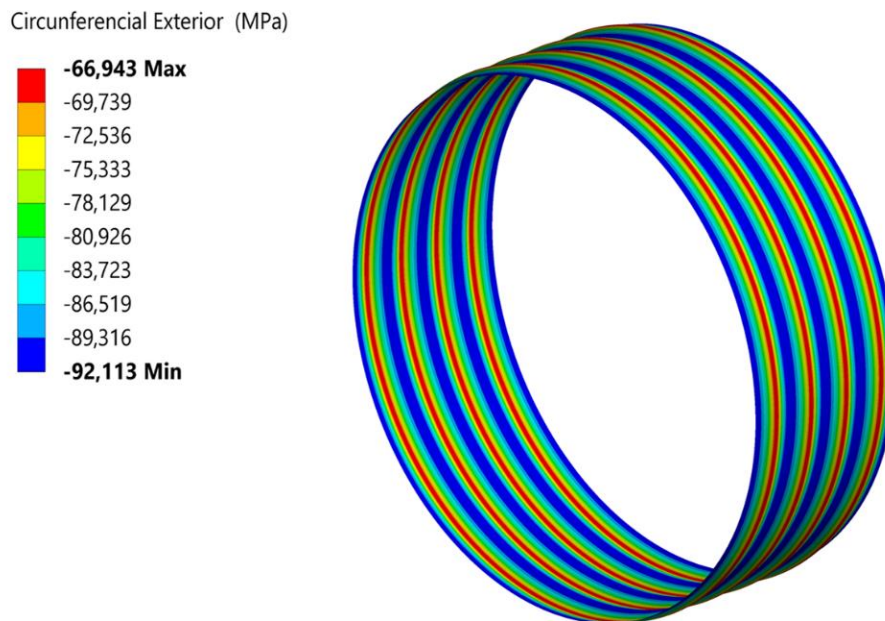


Figura 4.7. Tensión circunferencial exterior en la clara (MPa). ANSYS.

Las tensiones circunferenciales alcanzan su máximo en el centro de la clara en la parte exterior del forro, con un valor de aproximadamente 92 MPa. Son las segundas más elevadas del reparto de tensiones en el forro, solo por debajo de las longitudinales interiores. Las diferentes metodologías proporcionan valores muy similares.

Las tensiones circunferenciales interiores se muestran a continuación:

Tensión Circunferencial Interior					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansys No Lineal
0	-79,736	-79,253	-79,191	-79,288	-79,275
0,1	-79,778	-79,295	-79,237	-79,332	-79,319
0,2	-79,913	-79,432	-79,384	-79,473	-79,462
0,3	-80,170	-79,693	-79,663	-79,741	-79,732
0,4	-80,599	-80,128	-80,120	-80,184	-80,178
0,5	-81,266	-80,804	-80,825	-80,869	-80,867
0,6	-82,258	-81,811	-81,863	-81,883	-81,884
0,7	-83,680	-83,254	-83,338	-83,329	-83,334
0,8	-85,657	-85,259	-85,372	-85,328	-85,337
0,9	-88,326	-87,967	-88,102	-88,017	-88,029
1	-91,846	-91,538	-91,679	-89,521	-89,533

Tabla 4.4. Tensión circunferencial interior en la clara (MPa).

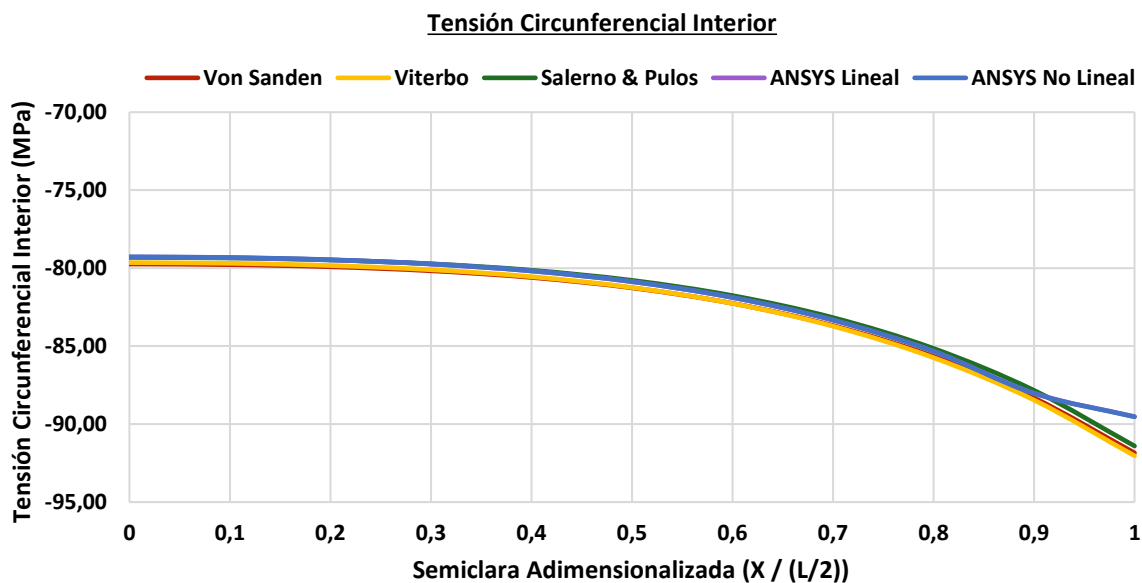


Figura 4.8. Tensión circunferencial interior en la clara (MPa).

La tensión circunferencial interior es uniforme a lo largo de la clara, incrementándose ligeramente en las zonas adyacentes al pie de la cuaderna. En general, presenta unos valores elevados, siendo el máximo muy similar aunque algo inferior a la tensión circunferencial exterior en el centro de la clara. De igual forma, los resultados son muy parecidos, salvo en el pie de la cuaderna cuyas tensiones mediante elementos finitos están previsiblemente alteradas por el tamaño de malla.

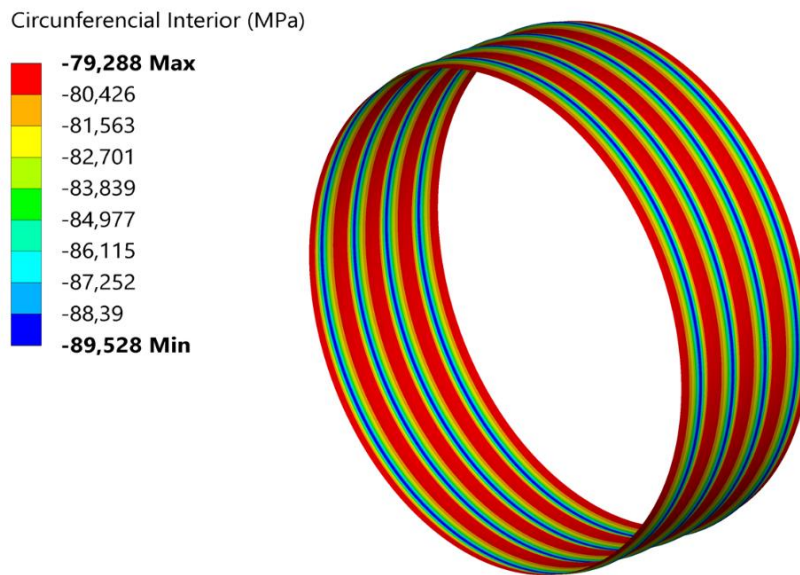


Figura 4.9. Tensión circunferencial interior en la clara (MPa). ANSYS.

Siendo el estado de tensiones en el forro un estado biaxial de tensiones longitudinales y circunferenciales, el nivel de tensiones puede definirse mediante una sola de sus componentes – como la metodología clásica de diseño de casco resistente que utiliza las tensiones longitudinales interiores –. Sin embargo, para materiales dúctiles como el acero, habitualmente para caracterizar el estado de tensiones se utiliza la tensión combinada a través del criterio de Von Mises.

La tensión combinada de Von Mises, para el interior y exterior del forro se muestra a continuación:

Tensión Von Mises Exterior					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansyp No Lineal
0	85,705	85,626	86,014	86,087	86,134
0,1	85,291	85,205	85,575	85,646	85,69
0,2	84,058	83,948	84,269	84,332	84,37
0,3	82,035	81,886	82,129	82,179	82,207
0,4	79,277	79,074	79,219	79,250	79,265
0,5	75,883	75,613	75,652	75,656	75,656
0,6	72,023	71,677	71,616	71,582	71,569
0,7	67,979	67,555	67,419	67,334	67,311
0,8	64,201	63,712	63,551	63,396	63,37
0,9	61,379	60,864	60,741	60,498	60,477
1	60,443	59,977	59,949	59,654	59,637

Tabla 4.5. Tensión de Von Mises exterior en la clara (MPa).

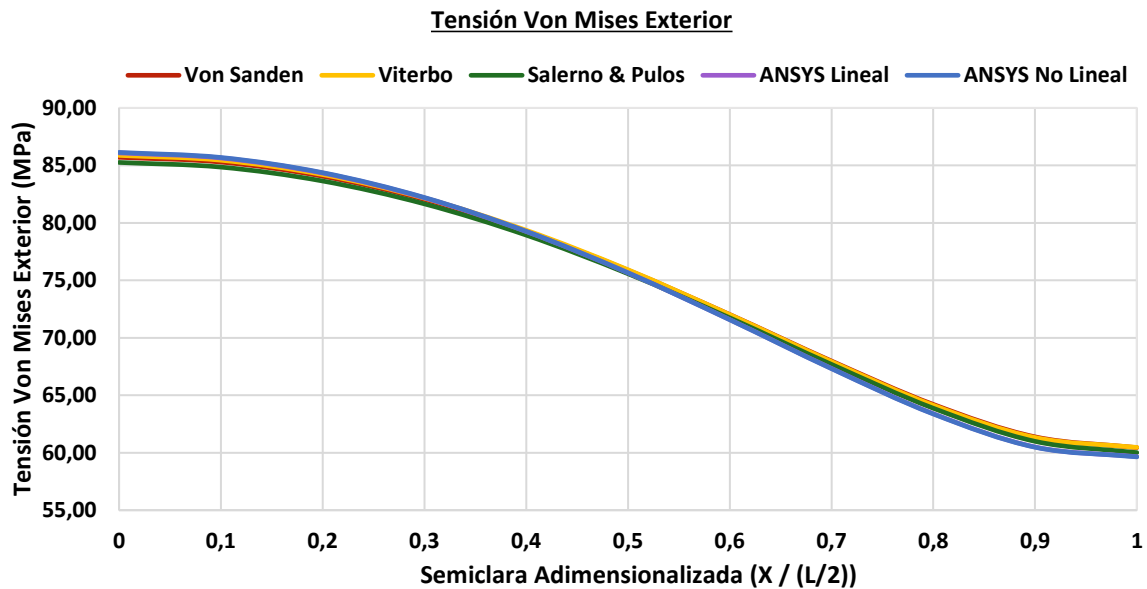


Figura 4.10. Tensión de Von Mises exterior en la clara (MPa). ANSYS.

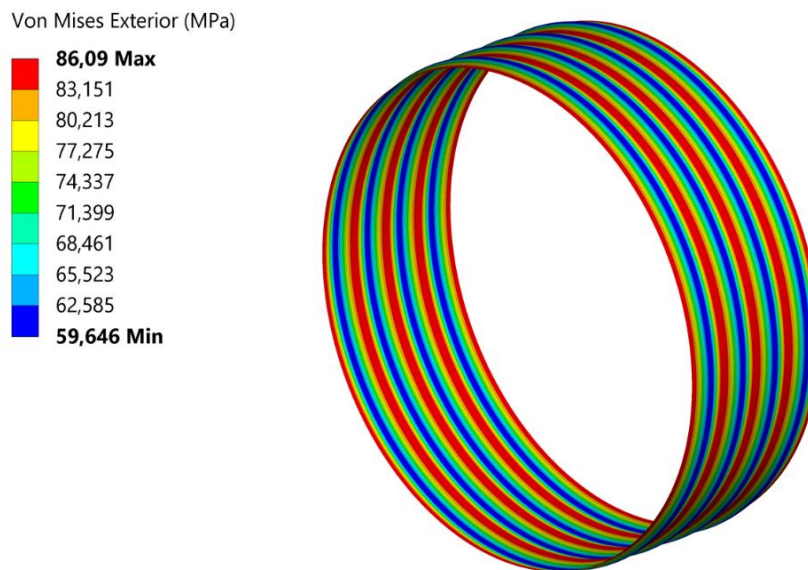


Figura 4.11. Tensión de Von Mises exterior en la clara (MPa). ANSYS.

Las tensiones de Von Mises en el exterior del forro alcanzan su máximo en el centro de la clara, con un valor aproximado de 86 MPa. Como se anticipaba, este punto es uno de los más cargados en el forro, ya que tanto las tensiones longitudinales como, sobre todo, las circunferenciales alcanzan valores elevados. Sin embargo, el punto con el mayor estado de tensiones es el pie de la cuaderna en su parte interior, donde las tensiones longitudinales son las máximas del reparto de tensiones y las



circunferenciales alcanzan valores similares a las circunferenciales exteriores en el centro de la clara.

La tensión combinada de Von Mises para el interior del forro se muestra a continuación:

Tensión Von Mises Interior					
X/(L/2)	Von Sanden	Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	Ansyp No Lineal
0	69,171	68,756	68,737	68,778	68,771
0,1	69,176	68,761	68,739	68,784	68,776
0,2	69,228	68,812	68,784	68,842	68,833
0,3	69,439	69,026	68,995	69,073	69,064
0,4	69,994	69,593	69,571	69,678	69,67
0,5	71,143	70,770	70,781	70,924	70,921
0,6	73,184	72,864	72,937	73,122	73,128
0,7	76,431	76,194	76,359	76,589	76,606
0,8	81,168	81,049	81,321	81,594	81,626
0,9	87,612	87,644	88,014	88,327	88,371
1	95,884	96,098	96,524	92,207	92,257

Tabla 4.6. Tensión de Von Mises interior en la clara (MPa).

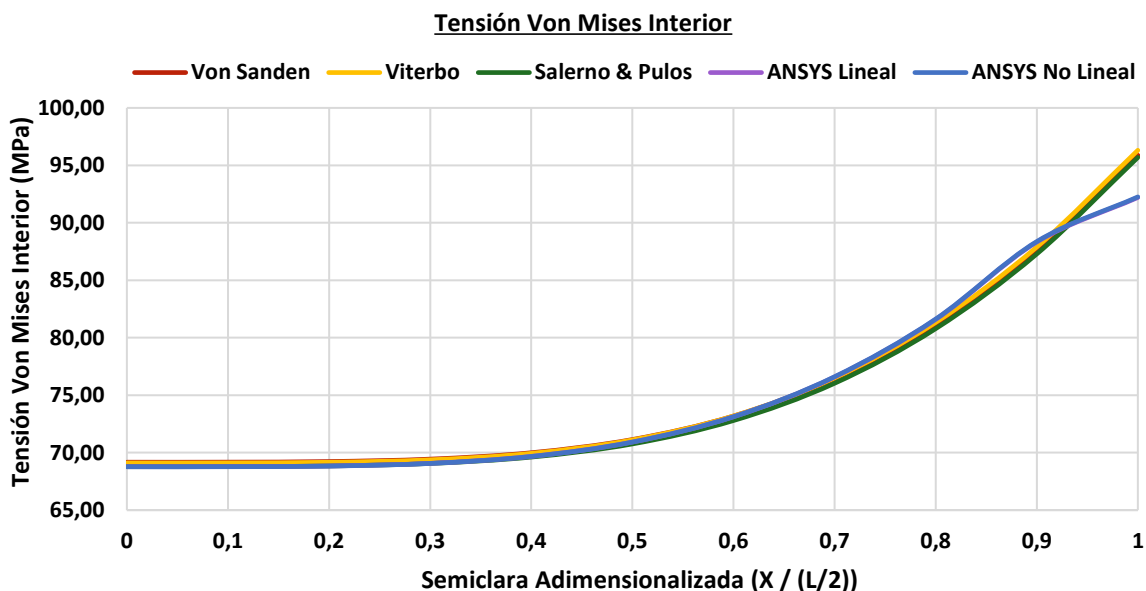


Figura 4.12. Tensión de Von Mises interior en la clara (MPa).

Las máximas tensiones del reparto en el forro se alcanzan en el pie de la cuaderna en la parte interior del forro, alcanzando unos valores de alrededor de 96 MPa con una presión externa de 1 MPa. De nuevo, los resultados obtenidos mediante el método de elementos finitos ofrecen cierta distorsión en las zonas cercanas al pie de la cuaderna,

posiblemente debido a la relajación de las tensiones puntuales a causa del tamaño de malla.

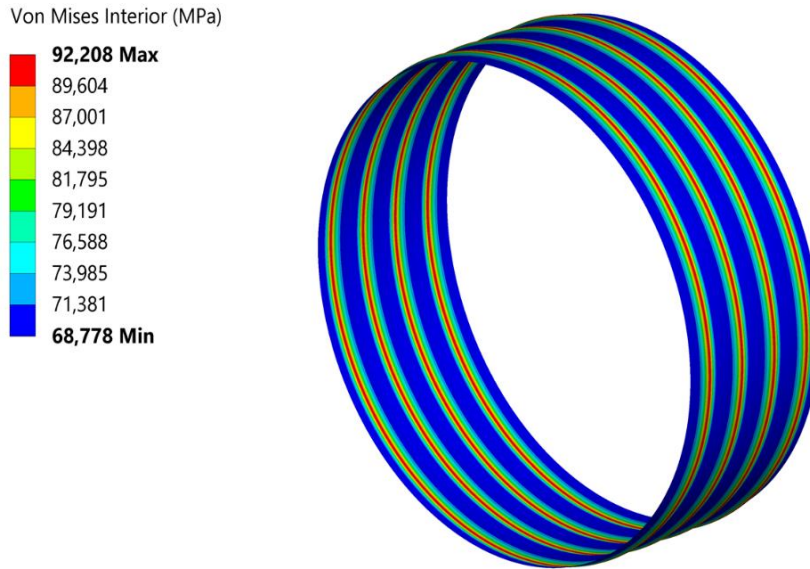


Figura 4.13. Tensión de Von Mises interior en la clara (MPa). ANSYS.

La normativa DNV – GL proporciona los resultados de desplazamientos y tensiones en las zonas más críticas y representativas de la clara, es decir, en el centro de la clara y en el pie de la cuaderna. A continuación, se compararán los resultados de la norma con los obtenidos mediante la ecuación de Salerno & Pulos, puesto que es, a priori, el método analítico más preciso y dado que los resultados mediante el método de elementos finitos son ligeramente inferiores en el pie de la clara.

Magnitud	Unidades	DNV-GL	Salerno & Pulos
Desplazamiento Midbay	mm	-1,249	-1,251
Desplazamiento Frame	mm	-1,131	-1,119
Longitudinal Interior Midbay	MPa	-36,205	-34,971
Longitudinal Exterior Midbay	MPa	-76,932	-78,165
Longitudinal Interior Frame	MPa	-98,083	-100,732
Longitudinal Exterior Frame	MPa	-15,054	-12,404
Circunferencial Interior Midbay	MPa	-79,414	-79,191
Circunferencial Exterior Midbay	MPa	-91,632	-92,149
Circunferencial Interior Frame	MPa	-91,539	-91,679
Circunferencial Exterior Frame	MPa	-66,631	-65,181
Von Mises Interior Midbay	MPa	68,864	68,737
Von Mises Exterior Midbay	MPa	85,238	86,014
Von Mises Interior Frame	MPa	94,980	96,524
Von Mises Exterior Frame	MPa	60,525	59,949

Tabla 4.7. Comparativa DNV – GL y Salerno & Pulos.



En general los resultados de tensiones y desplazamientos a lo largo de la clara son muy similares, ya sean calculados mediante formulación analítica, método de elementos finitos o la normativa DNV – GL.

Como se apuntaba al comienzo de este apartado, el comportamiento del forro es lineal respecto a la presión cuando esta toma valores bajos. A medida que la presión externa aumenta, el efecto Beam Column cobra importancia pudiendo variar los resultados significativamente. Previsiblemente, los desplazamientos en el forro se verán incrementados por esta no linealidad. Con el objetivo de comprobar la influencia del efecto Beam Column, se compararán los resultados de los desplazamientos en el centro de la clara obtenidos mediante Viterbo, Salerno & Pulos, ANSYS lineal y ANSYS no lineal. La comparativa se muestra a continuación:

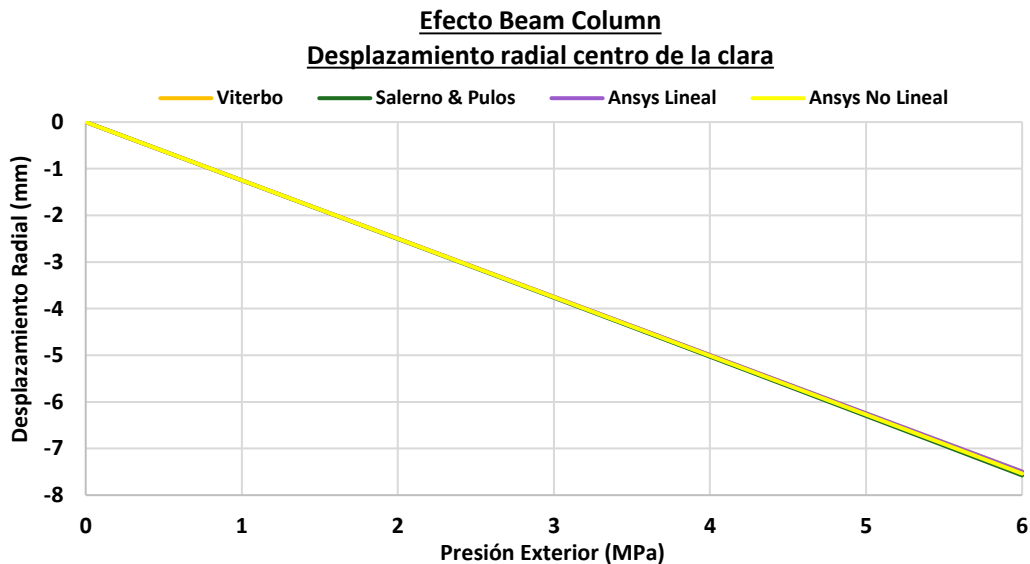


Figura 4.14. Desplazamiento radial en el centro de la clara. Efecto Beam Column.

Como se puede observar en la Figura 4.14., a presiones externas bajas el efecto Beam Column es inapreciable, cobrando cierta importancia a partir de 4 MPa de presión. Además, como se esperaba, el efecto Beam Column magnifica los desplazamientos en el centro de la clara, de manera más pronunciada mediante Salerno & Pulos.

Desplazamiento radial en el centro de la clara (mm)			
Viterbo	Salerno & Pulos	ANSYS Lineal	ANSYS No Lineal
-7,495	-7,577	-7,494	-7,538

Tabla 4.8. Desplazamiento radial en el centro de la clara a 6 MPa.

Sin embargo, su influencia en el desplazamiento radial es prácticamente insignificante, variando los desplazamientos en centésimas de milímetro.



A pesar de su poca influencia en los desplazamientos, la no linealidad Beam Column puede tener mayor efecto en las tensiones. Por ello, se comprobará la variación de la tensión longitudinal interior en el pie de la cuaderna con la presión externa mediante los métodos analíticos previos, de manera que pueda conocerse la presión a la que se alcanza el límite de proporcionalidad – 552 MPa –, punto que marcará el fin del régimen elástico el material.

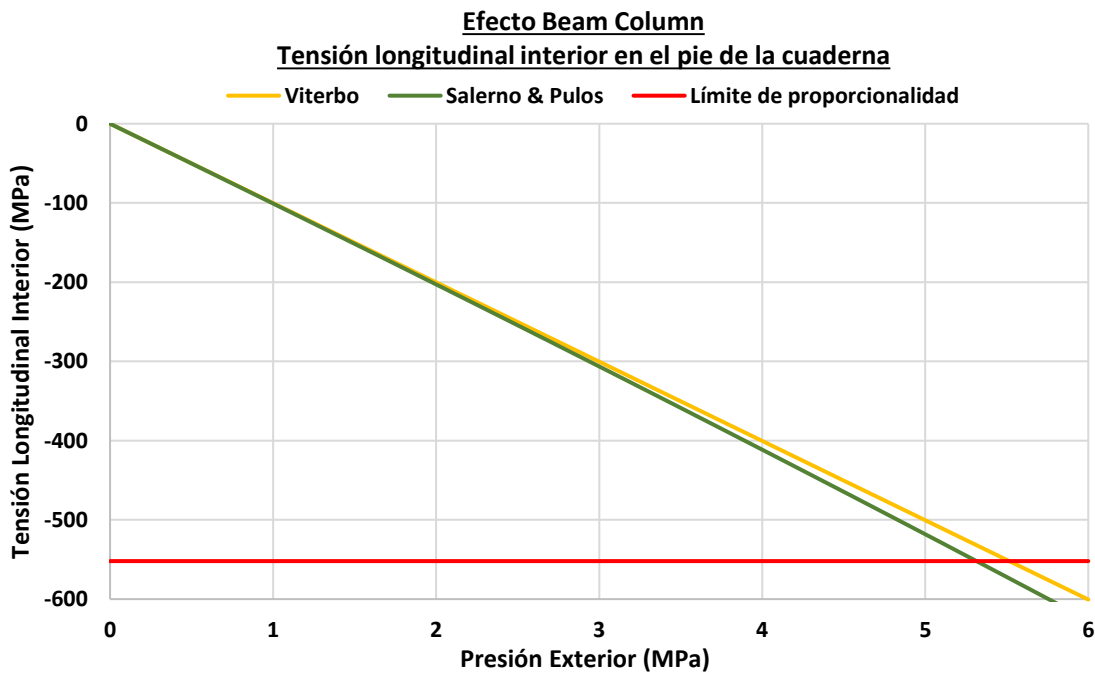


Figura 4.15. Tensión longitudinal interior en el pie de la cuaderna. Efecto Beam Column.

La presión externa a la cual el forro en su parte interna alcanza el límite de proporcionalidad por tensiones longitudinales se muestra en la tabla inferior:

Presión exterior (MPa)	
Viterbo	Salerno & Pulos
5,515	5,315

Tabla 4.9. Presión externa a la que se alcanza el límite de proporcionalidad.

Como se preveía, la no linealidad Beam Column anticipa la entrada del material en régimen plástico y, por tanto, el colapso de la estructura. Para el casco resistente propuesto, la influencia del efecto Beam Column ronda el 4 % de la presión lineal, pudiendo ser mayor en otras geometrías y, por ello, es un factor que se recomienda considerar.



Una vez caracterizado el comportamiento en régimen lineal del material a efectos de reparto de tensiones en la clara y obtenida la influencia del Beam Column, se tratará de obtener el colapso por plastificación del forro.

Como se introducía en el capítulo segundo, el denominado colapso es un fenómeno elasto-plástico en el cual, un pequeño incremento en la presión externa inducirá grandes desplazamientos en el forro. El colapso por plastificación se corresponderá con el equilibrio fundamental de la estructura, es decir, la solución teórica que adoptaría el casco hasta su colapso en caso de que estuviera idealmente fabricado, sin imperfecciones de ningún tipo.

Los resultados de desplazamiento radial (mm) en la clara frente a la presión externa (MPa) hasta el colapso, se presentan en la tabla inferior:

Colapso por plastificación			
Presión exterior	Desplazamiento radial	Presión exterior	Desplazamiento radial
0,000	0,000	5,000	-6,272
0,333	-0,416	5,333	-6,693
0,667	-0,832	5,667	-7,115
1,000	-1,249	6,000	-7,538
1,333	-1,666	6,333	-7,966
1,667	-2,083	6,667	-8,416
2,000	-2,501	7,000	-8,936
2,333	-2,918	7,333	-9,538
2,667	-3,336	7,667	-10,290
3,000	-3,755	8,000	-11,235
3,333	-4,173	8,333	-12,562
3,667	-4,592	8,667	-14,500
4,000	-5,012	8,767	-15,273
4,333	-5,431	8,867	-16,314
4,667	-5,852	-	-

Tabla 4.10. Colapso por plastificación.

La presión correspondiente a la última situación de equilibrio de la estructura es 8,867 MPa, que produce un desplazamiento radial en el centro de la clara de 16,314 milímetros. A una presión ligeramente superior, los desplazamientos dejan de converger, lo que supone el colapso del casco resistente. Por tanto, la presión de colapso por plastificación es de 8,867 MPa.

Representado la curva Presión externa – Desplazamiento:

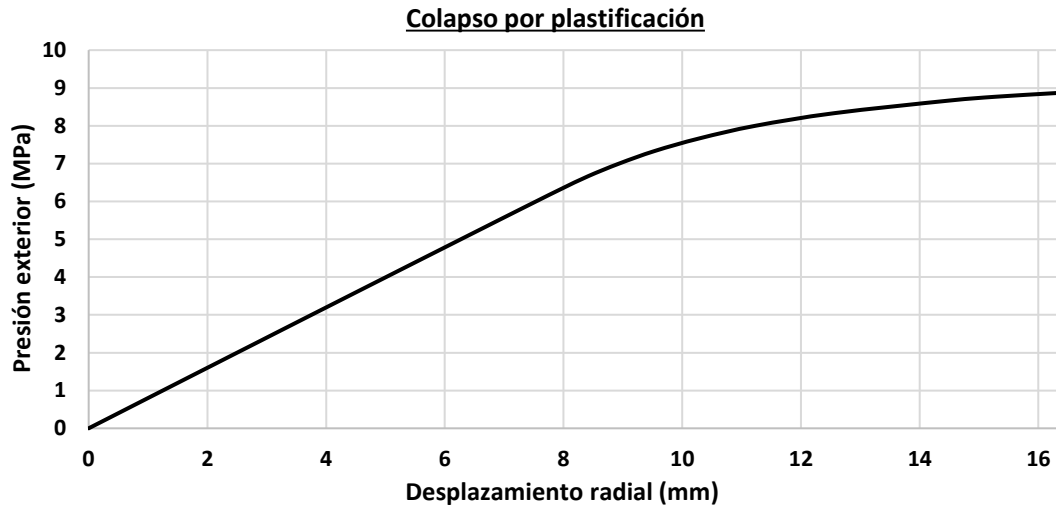


Figura 4.16. Colapso por plastificación. Curva Presión – Desplazamiento.

Considerando que la relación Presión - Desplazamiento representa la rigidez de la estructura a cada instante – teniendo en cuenta que $[F] = [K]*[D]$ –, puede observarse como inicialmente esta rigidez permanece constante y, a medida la presión aumenta y que el material entra en régimen plástico, la rigidez va disminuyendo por el efecto de las no linealidades geométricas y del material – en régimen plástico el comportamiento del material está gobernado por el módulo tangente, mucho menor que el módulo de elasticidad–. Finalmente, la rigidez se hace nula, produciéndose el colapso de la estructura.

El mapa de desplazamientos, incluyendo la cuaderna, se muestra a continuación:

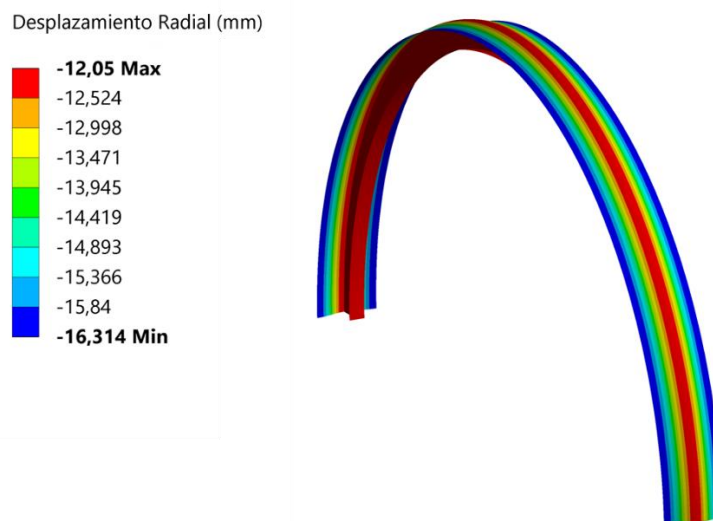


Figura 4.17. Colapso por plastificación. Desplazamiento radial (mm).

Para el análisis de las tensiones se utilizará el criterio de Von Mises, representativo del estado del material para materiales dúctiles como el acero. El estado de tensiones en el forro, tanto interiores como exteriores, se muestra a continuación en el instante previo al colapso:

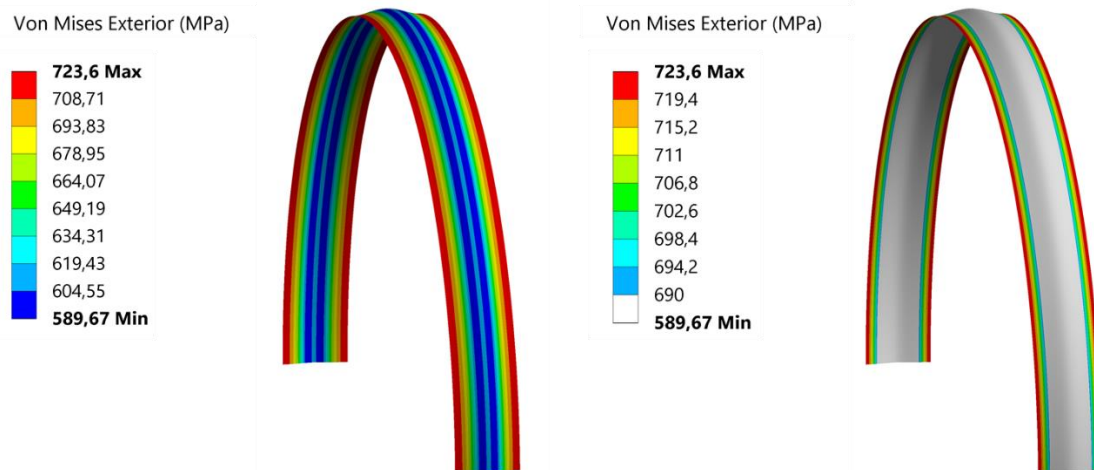


Figura 4.18. Tensión de Von Mises exterior (MPa) en la clara. Filtro a 690 MPa.

En la figura superior se puede apreciar una tensión máxima de 724 MPa, que tiene lugar en el centro de la clara – en la imagen se muestran dos semi claras contiguas, divididas en la zona media por la cuaderna, que no está representada -. Además, con el filtro a 690 MPa, se puede observar el alto estado de tensiones del forro, habiendo superado en su totalidad el límite de proporcionalidad y, en el centro de las claras, también ampliamente el límite elástico, formando grandes zonas plásticas.

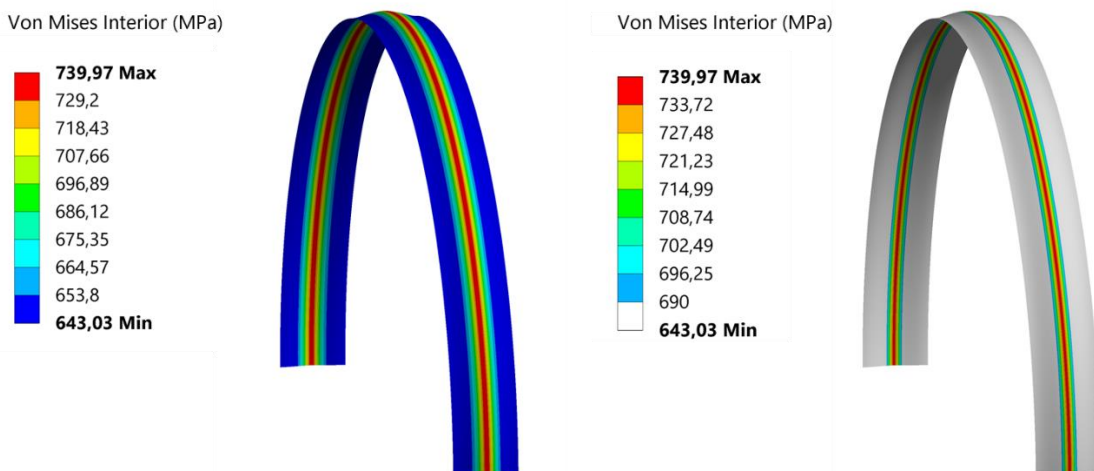


Figura 4.19. Tensión de Von Mises interior (MPa) en la clara. Filtro a 690 MPa.



En la parte interior del forro, la máxima tensión se da en el pie de la cuaderna, alcanzando los 740 MPa. Se puede apreciar mediante el filtro la propagación de la plastificación por encima del límite elástico, estando generalizada en las zonas adyacentes a la cuaderna.

Una vez alcanzados los 8,867 MPa de presión exterior, la plastificación del material es generalizada, tanto en el centro de la clara en la parte exterior como en el pie de la cuaderna en su parte interior. Además, el estado plástico se propaga también a través del espesor. La propagación de las zonas plásticas supone el comportamiento de los puntos más cargados como rótulas plásticas, dando lugar a un mecanismo que al incrementar ligeramente la presión produce el colapso del casco,

4.3 Fallo por inestabilidad del forro entre cuadernas

La metodología clásica de casco resistente aborda la inestabilidad del forro entre cuadernas analizando el denominado pandeo antisimétrico, debido a que su presión crítica de bifurcación es considerablemente menor que la del pandeo simétrico. En general, el pandeo antisimétrico ha sido ampliamente estudiado por numerosos investigadores destacando a Von Mises y a Tokugawa, además de posteriores investigadores que trataron de mejorar o de demostrar empíricamente la validez de sus fórmulas.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos analíticamente mediante la formulación de Von Mises, Tokugawa y Windenburg. También se muestran las presiones críticas de bifurcación que proporciona la normativa DNV-GL y el análisis de pandeo de autovalores mediante el programa ANSYS.

Inestabilidad antisimétrica del forro entre cuadernas				
Von Mises	Tokugawa	Windenburg	ANSYS	DNV -GL
13,781	13,787	14,355	16,149	14,806
15	15	-	12	-

Tabla 4.11. Inestabilidad antisimétrica del forro. Presión crítica (MPa) y número de ondas.

La presión crítica de bifurcación obtenida por medio de la formulación de Von Mises y mediante la de Tokugawa es prácticamente idéntica, obteniendo también el mismo número de ondas en el sentido circunferencial de la clara, alrededor de 13,78 MPa y 15 ondas. La fórmula de Windenburg y Trilling, obtenida mediante numerosos ensayos experimentales que buscaban validar la fórmula de Von Mises, aporta una presión de bifurcación ligeramente superior, 14,36 MPa, y no proporciona resultado de ondas circunferenciales. La normativa DNV -GL ofrece una presión más elevada, de 14,81 MPa, y tampoco ofrece número de ondas. De su carácter analítico – empírico junto con el resultado que proporciona Windenburg, también

experimental, puede deducirse que la formulación de Tokugawa y de Von Mises es levemente conservadora.

Es en el cálculo del eigenvalue buckling a través del método de elementos finitos cuando aparecen diferencias sustanciales. Considerando las mismas condiciones de apoyo en los bordes que Von Mises y Tokugawa – bordes simplemente apoyados - la presión obtenida es de 16,15 MPa con un número de ondas circunferenciales de 12.

A continuación se muestra la deformada de la estructura en tras pandear:

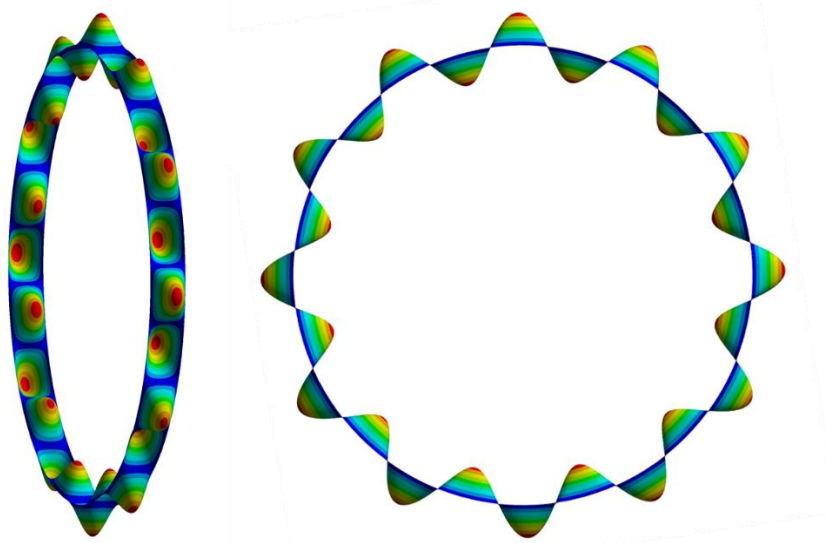


Figura 4.20. Inestabilidad antisimétrica del forro entre cuadernas. ANSYS.

A pesar de las diferencias obtenidas con el cálculo numérico, la presión crítica de bifurcación parece bien acotada entre 13,5 – 15,0 MPa. Además, teniendo en cuenta la finalidad del análisis lineal de las inestabilidades, que no es otra que encontrar las tendencias de la estructura a abandonar el equilibrio fundamental y fijar un umbral a partir del cual el casco no será capaz de resistir la presión externa, la precisión obtenida se considera aceptable en cualquier caso.

Como se comentaba en el capítulo segundo, obtener tras el proceso de fabricación deformaciones similares a las de la Figura 4.20. es improbable, por tanto se prevé que el pandeo simétrico del forro sea la inestabilidad de forro crítica a pesar de que su presión de bifurcación sea menor.

Generalmente, la metodología clásica de diseño de casco resistente no considera el pandeo simétrico por los motivos expuestos en el párrafo anterior, por lo que no hay formulación de uso generalizado. Sin embargo, DNV – GL si ofrece la presión crítica de bifurcación para el pandeo simétrico, por lo que se compararán los resultados obtenidos a través de la normativa con los obtenidos a través del análisis numérico con ANSYS.

Los resultados de presión crítica para la inestabilidad simétrica del forro entre cuadernas se muestran a continuación:

Inestabilidad simétrica del forro	
DNV-GL	ANSYS
19,448	19,235

Tabla 4.12. Inestabilidad simétrica del forro. Presión crítica (MPa).

La presión crítica de fallo del pandeo simétrico es considerablemente superior a la del antisimétrico, y, a diferencia de este, el cálculo mediante elementos finitos proporciona resultados muy similares a los de la normativa DNV – GL, 19,45 MPa frente 19,24 MPa.

A continuación se muestra la deformada de la estructura en tras pandear:

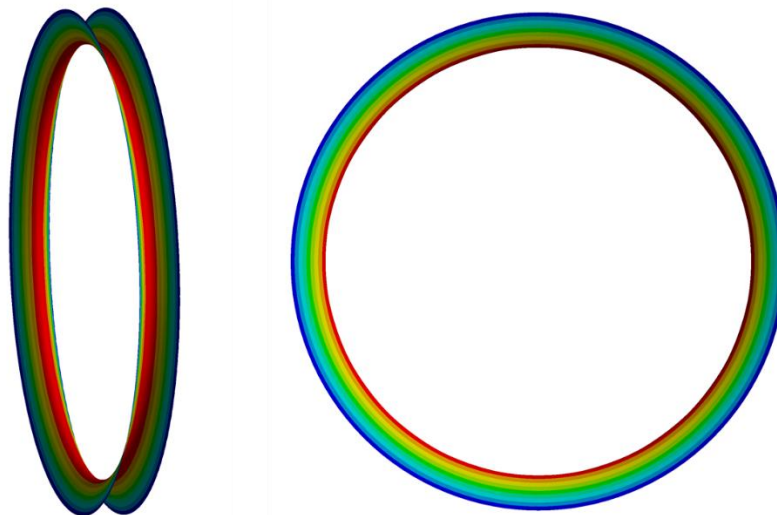


Figura 4.21. Inestabilidad simétrica del forro entre cuadernas. ANSYS.

Como se puede observar, tanto el modo de pandeo de la Figura 4.21. como el de la Figura 4.20. son distintas formas de expresarse el mismo modo de fallo - la inestabilidad del forro entre cuadernas - pero con distinto número de ondas circunferenciales. El pandeo antisimétrico tiene un número natural de ondas, habitualmente superior a ocho, mientras que el simétrico tiene cero ondas circunferenciales.

Una vez obtenida la aproximación lineal a la inestabilidad del forro entre refuerzos, se buscará el colapso real de la estructura a causa de este modo de fallo. Para ello, se introducirán en el modelo los defectos geométricos descritos en el capítulo segundo para este modo de fallo: Tilting de las cuadernas y defecto Hungry Horse.

A la hora de analizar el colapso por inestabilidades, ya sea inestabilidad del forro entre cuadernas o inestabilidad general – esta última será estudiada en el apartado próximo -, se pueden realizar dos aproximaciones. La primera de ellas es considerar el compartimento en su totalidad, Figura 3.2., lo que supone la aproximación más realista a la presión crítica de colapso. La otra alternativa, es considerar el compartimento infinitamente largo, de forma que no hay influencia de los mamparos laterales y se puede analizar centrándose en la zona de simetría. Esta aproximación es más conservadora pero también es más rápida de calcular. En este proyecto se realizará el análisis de las dos maneras, pudiendo evaluar la influencia de los mamparos en las presiones críticas de fallo.

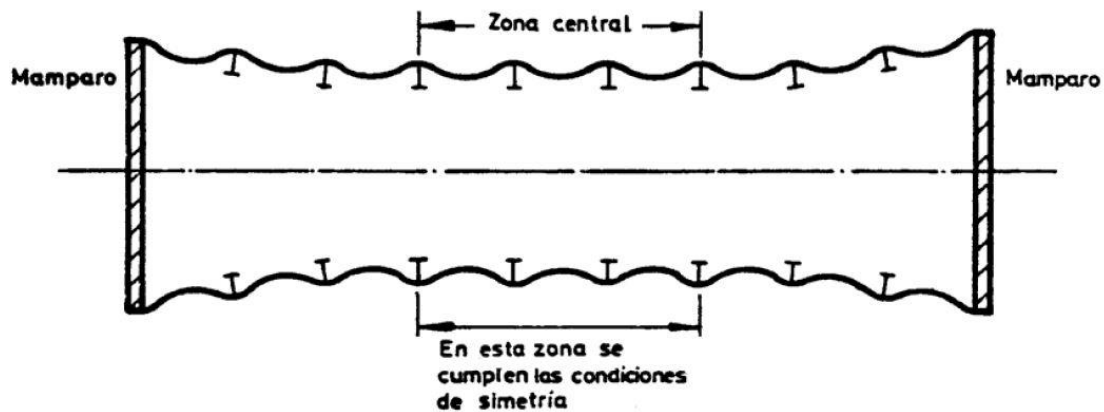


Figura 4.22. Compartimento infinitamente largo. Zona de simetría [1].

El primero defecto geométrico que se considerará es el Tilting de las cuadernas. Como se apuntaba en el capítulo segundo, se producirá un vuelco de la cuaderna completa respecto a su punto de unión al forro, analizando ángulos desde uno a cinco grados de inclinación.

A continuación, se muestra la variación de la presión crítica de colapso con el grado de inclinación y considerando tanto compartimento infinito como el compartimento real del casco propuesto:

	Compartimento infinito	Compartimento 19,2 m
Ángulo (º)	Presión crítica (MPa)	Presión crítica (MPa)
1	8,167	8,418
2	8,033	8,304
3	7,933	8,239
4	7,833	8,125
5	7,767	8,028

Tabla 4.13. Presión crítica (MPa) de inestabilidad del forro considerando Tilting.

Como era de esperar, el análisis del compartimento finito arroja resultados superiores que el infinito debido a la rigidez que los apoyos fuertes, como mamparos y bulárcamas, aportan. Lógicamente, a medida que la eslora de compartimentado aumente, la presión crítica de fallo del compartimento finito se irá reduciendo. Al ir aumentando la longitud del compartimento, eventualmente se alcanzará una eslora de compartimentado tan grande que los apoyos fuertes dejarán de tener influencia en las zonas centrales, de forma que el compartimento puede considerarse infinito y las presiones críticas coincidirán.

Representando los resultados gráficamente:

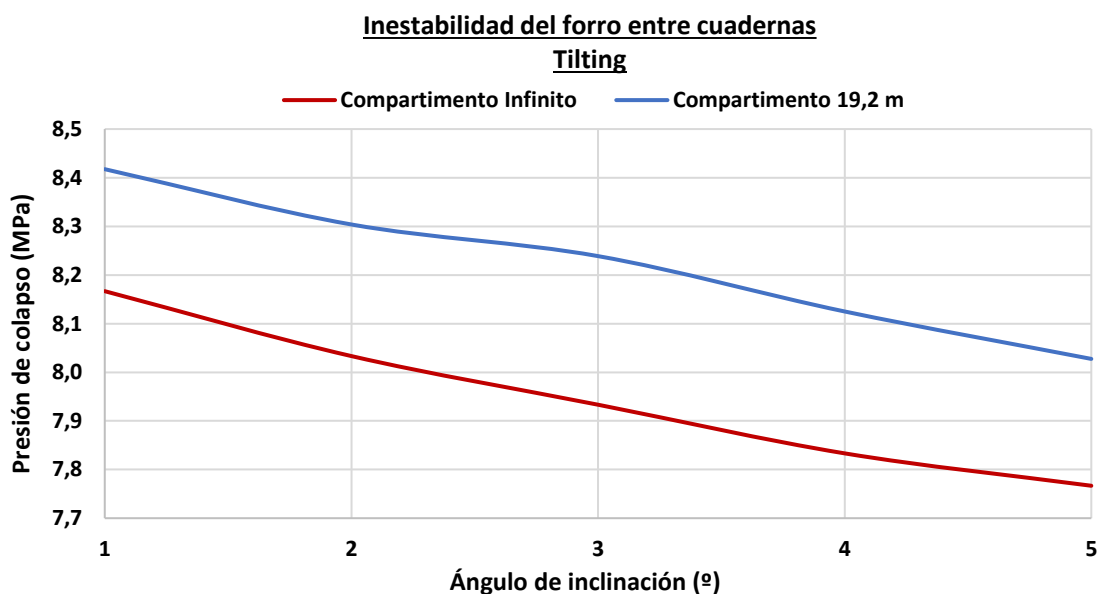


Figura 4.23. Colapso por inestabilidad del forro entre cuadernas. Tilting.

La reducción de la presión crítica de colapso con el ángulo de inclinación de la cuaderna se puede considerar lineal para el rango de ángulos de Tilting considerado. En cuanto a la diferencia entre el compartimento infinito y el de 19,2 metros, se puede observar una reducción en la presión de colapso ligeramente superior al 3% para el caso del compartimento infinito. Una diferencia tan pequeña puede deberse a que la inestabilidad del forro entre cuadernas es un modo de fallo local, que tiene lugar en claras localizadas, por tanto, se intuye que la situación de los extremos del compartimento puede tener poca influencia en el comportamiento de una zona muy concreta y alejada de ellos.

A continuación, se mostrarán los resultados para el ángulo de Tilting recomendado por sociedades de clasificación como DNV - GL y ABS – dos grados de inclinación - para ambos casos de análisis, el compartimento infinito y el compartimento de 19,2 metros.

En primer lugar se mostrarán los resultados considerando compartimento infinito, cuya presión crítica de colapso para un Tilting de dos grados es 8,033 MPa, como se puede observar en la Tabla 4.13.

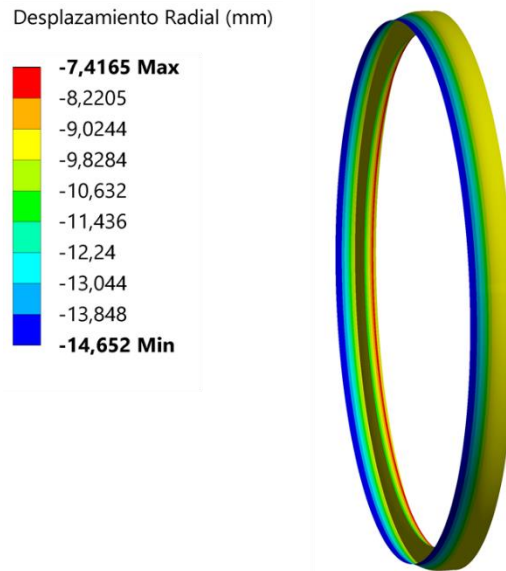


Figura 4.24. Desplazamiento radial (mm). Tilting. Compartimento infinito.

En la imagen superior se puede apreciar como la cuaderna está volcada hacia un lado, proporcionando menos soporte a la semi clara opuesta. Esto producirá que la clara menos rígida adquiera flechas más rápidamente, incrementando el estado de tensiones del forro.

Para obtener un orden de magnitud del incremento de los desplazamientos radiales en el centro de la clara debidos al Tilting, en la Tabla 4.10., correspondiente al colapso por plastificación – colapso sin defectos inducidos –, se puede observar que para una presión externa de alrededor de 8 MPa, los desplazamientos radiales en el centro de la clara son 11,235 mm, mientras que para esa misma presión externa el desplazamiento radial con Tilting alcanza los 14,652 mm.

En cuanto al estado de tensiones, como se puede apreciar en la Figura 4.25. la parte interior del forro en el pie de la cuaderna tiene un elevado nivel de tensiones. Sin embargo, estas están relativamente concentradas en la zona de unión forro – alma y no superan siquiera el límite elástico del material. Por el contrario y debido a las grandes flechas en el centro de la clara, en la parte exterior del forro si se supera el límite elástico y, además, las zonas en régimen plástico están considerablemente propagadas en la parte media de la clara.

Por tanto, se puede afirmar que la inclinación de los refuerzos anticipa el colapso del forro entre cuadernas, aumentándose rápidamente las flechas alcanzadas en el centro de la clara y el estado de tensiones en esa zona.

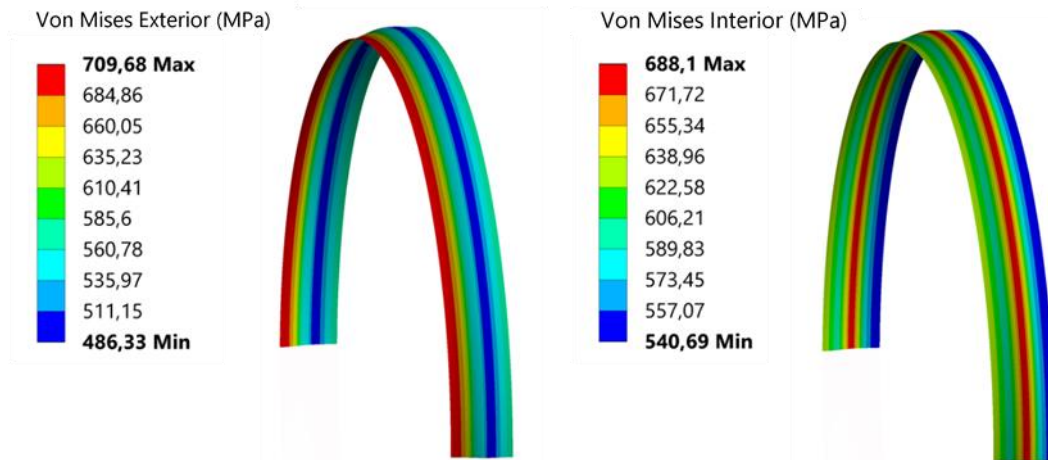


Figura 4.25. Tensión de Von Mises en el forro (MPa). Tilting. Compartimento infinito.

Una vez comprendido el efecto que tiene la inclinación de las cuadernas en el comportamiento del forro, se aproximará este defecto considerando el compartimento de 19,2 metros de eslora. Este análisis es más realista y aumentará la presión de colapso, como se mostraba en la Tabla 4.13., hasta los 8,304 MPa.

El principal problema a la hora de abordar el análisis del compartimento finito se encuentra en que la restricción de desplazamiento radial en los extremos – condición de contorno que pretende sustituir el efecto de los apoyos fuertes –, genera elevadísimas tensiones en las zonas contiguas al apoyo. En un submarino real esta zona se refuerza con virolas o reduciendo la clara entre cuadernas. En la simulación, y dado que estas virolas no están diseñadas, se opta por definir las zonas colindantes con material elástico. Sabiendo que ese efecto en la realidad no tendrá lugar debido al reforzado local de la zona, se decide definir el material como elástico, debiéndose ignorar los resultados de tensiones y desplazamientos en esa zona, pero asegurando la convergencia del análisis. Sin embargo, la diferencia de comportamiento entre el material elástico y el no lineal, cuando las tensiones son elevadas, genera cierta discontinuidad entre la región elástica y la plástica, pudiéndose obtener resultados indeseados. Debido a la lejanía de los extremos con la zona de interés – el centro del compartimento por ser la zona menos soportada –, este efecto no deseado no afectará a los resultados del análisis, siempre y cuando, el efecto de la imperfección inducida sea mayor que el de la discontinuidad entre regímenes elástico y plástico.

Teniendo en cuenta que en el análisis del compartimento infinito se dan las condiciones de simetría, la condición más desfavorable que se puede dar es la de la Figura 4.24., que no es otra que dos cuadernas volcadas hacia lados opuestos, de manera simétrica respecto a un centro de clara que queda doblemente no soportada. Por tanto, para el análisis del compartimento de 19,2 m, la mitad del compartimento

tendrá las cuadernas volcadas hacia su extremo más cercano, y la otra mitad de igual manera, de forma que en la zona central del compartimento se halle una clara doblemente no soportada.

Los resultados de desplazamientos para el compartimento de 19,2 m se muestran a continuación:

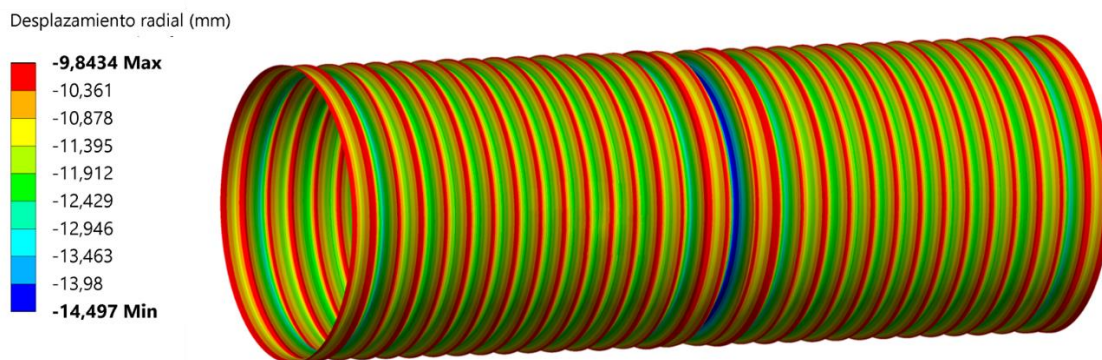


Figura 4.26. Desplazamiento radial (mm). Tilting. Compartimento de 19,2 metros.

En la Figura 4.26. se puede apreciar claramente el fenómeno descrito en la página anterior. En general, el desplazamiento radial en las claras es uniforme a lo largo de la eslora, salvo en: la clara que actúa como plano de simetría, donde los desplazamientos son máximos; las claras colindantes a esta, que se ven afectadas ligeramente por las grandes flechas de la clara crítica; las claras cercanas a la transición entre la zona elástica y la no lineal. Como se apuntaba también, el compartimento que se muestra en la figura superior representa la zona no lineal del casco, habiéndose omitido los resultados en la zona elástica, que se compone de dos claras a cada lado del compartimento mostrado.

En comparación con el anterior caso de estudio, el desplazamiento radial en la clara crítica es de aproximadamente 11,941mm para el compartimento de 19,2 m frente a los 14,652 mm del compartimento infinito, para una presión externa de 8 MPa. Como se puede comprobar, la existencia de los mamparos a ambos extremos del compartimento rigidiza la estructura, reduciendo las flechas que adquiere el forro. Sin embargo, la considerable influencia que los apoyos fuertes tienen a efectos de desplazamientos se diluye a efectos de presión crítica de colapso, que está solamente un 3 % por encima – 8,304 MPa frente a 8,033 MPa –. En cualquier caso y como es lógico, el considerar el compartimento como de eslora finita es beneficioso a efectos de presión de colapso.

A continuación, se muestra el estado de tensiones de Von Mises exteriores en el instante previo al colapso:

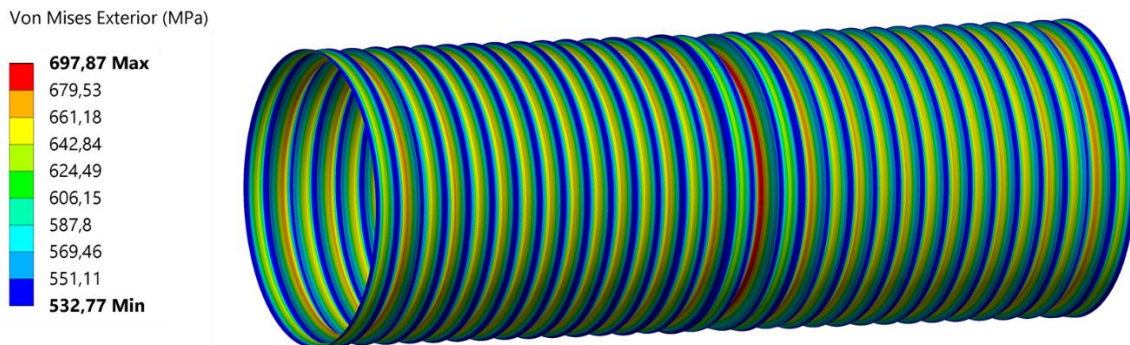


Figura 4.27. Von Mises Exterior (MPa). Tilting. Compartimento de 19,2 metros.

De la misma forma que en el compartimento infinito, el estado de tensiones en el centro de la clara es muy elevado, excediendo el límite elástico del material. Además, las claras cercanas a los extremos y a la clara crítica presentan unas tensiones ligeramente superiores a las que se dan de manera uniforme a lo largo del casco resistente.

La tensión de Von Mises interior se muestra en la siguiente figura:

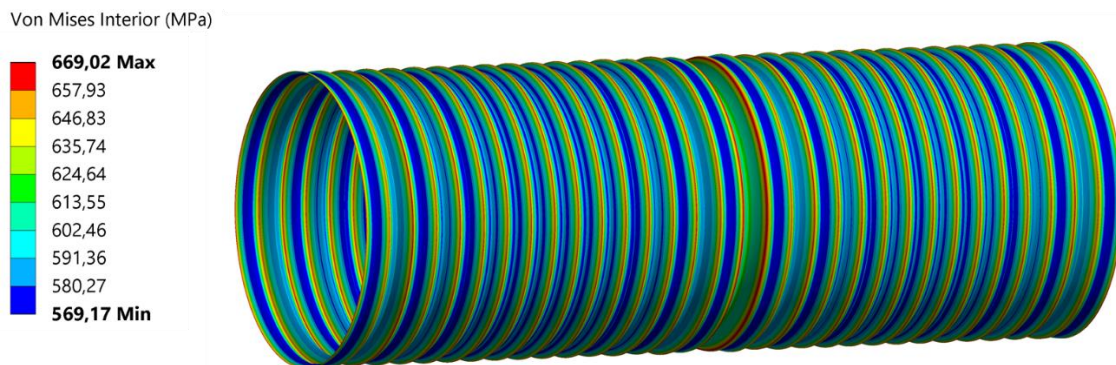


Figura 4.28. Von Mises Interior (MPa). Tilting. Compartimento de 19,2 metros.

La máxima tensión de Von Mises en la parte interior del forro se da en las cuadernas adyacentes a la clara crítica, estando ligeramente por debajo del límite elástico. Cabe resaltar que en el análisis inicial de las tensiones a lo largo de la clara el punto más cargado era el pie de a cuaderna, sin embargo, a causa del Tilting incluido en este cálculo, se traslada el punto más solicitado del reparto de tensiones del pie de la cuaderna al centro de la clara.



El segundo defecto geométrico a considerar para la inestabilidad del forro entre cuadernas es el denominado Hungry Horse que, como se describía previamente, consiste en la existencia de ciertas flechas iniciales en las claras del forro.

A continuación, se muestran los resultados para el análisis considerando compartimento infinito:

Compartimento infinito	
Flecha (mm)	Presión crítica (MPa)
0,5	8,750
1	8,667
1,5	8,588
2	8,500
2,5	8,417

Tabla 4.14. Presión crítica (MPa) de inestabilidad del forro considerando Hungry Horse.

Como se puede apreciar en la Tabla 4.14, incluso para flechas de gran magnitud – en algunos casos inalcanzables para reducidas claras de cuaderna dados los grandes espesores del forro – el efecto sobre la presión de colapso es muy leve, teniendo en cuenta que la presión de colapso por plastificación, es decir, sin defecto alguno, es de 8,867 MPa. Por este motivo, se ha obviado el análisis considerando el compartimento de 19,2 metros, ya que la influencia del defecto es tan limitada, que las propias asunciones en la realización del modelo finito enmascaran el efecto del Hungry Horse. Representando gráficamente los resultados:

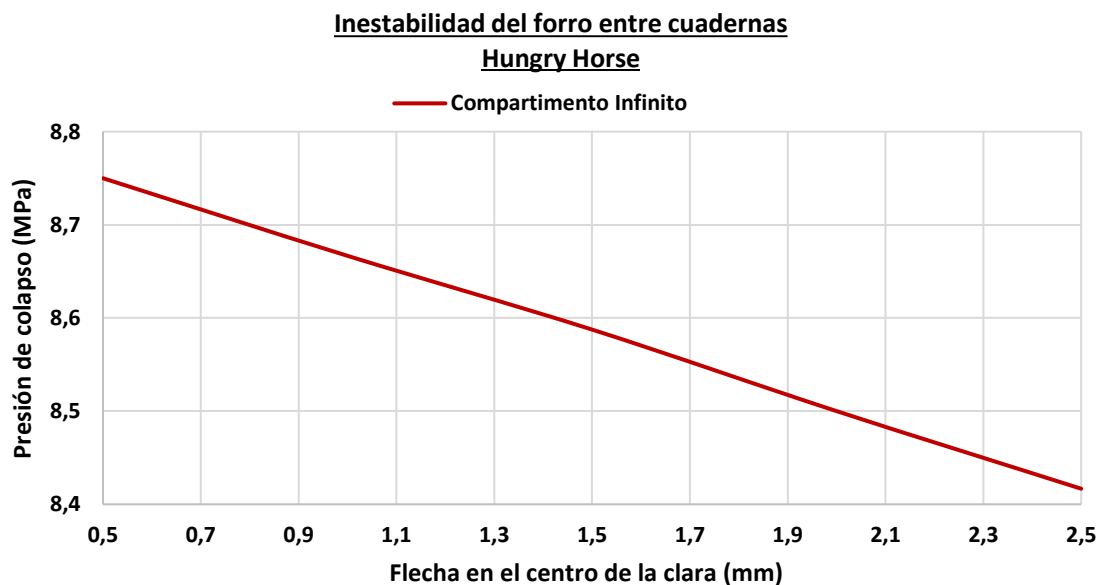


Figura 4.29. Colapso por inestabilidad del forro entre cuadernas. Hungry Horse.

Se considerará como flecha característica 1 mm, aunque este valor depende en gran medida de la geometría del casco y de los procesos de soldadura realizados. A continuación, se presentan los resultados para 1 mm:

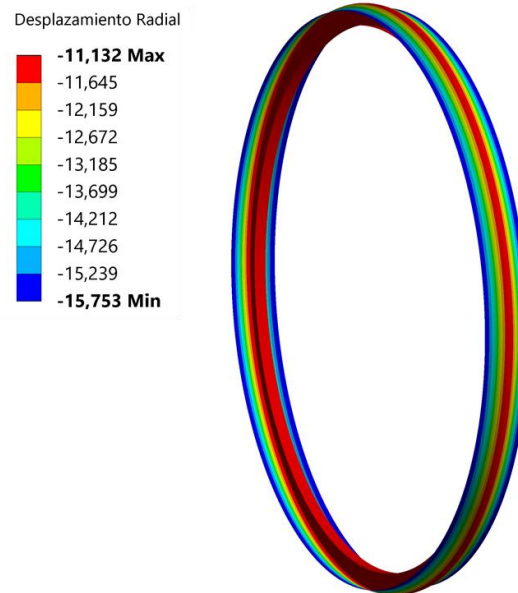


Figura 4.30. Desplazamiento radial (mm). Hungry Horse. Compartimento infinito.

Comparando con el colapso por plastificación, para una presión exterior de 8,667 MPa – ver Tabla 4.14 y 4.10 – los desplazamientos obtenidos incluyendo el defecto Hungry Horse son de 15,75 mm y, sin incluir defectos, 14,50 mm. Teniendo en cuenta que la flecha inducida es de 1 mm, puede deducirse que el Hungry Horse aumenta ligeramente las flechas radiales alcanzadas por el centro de la clara.

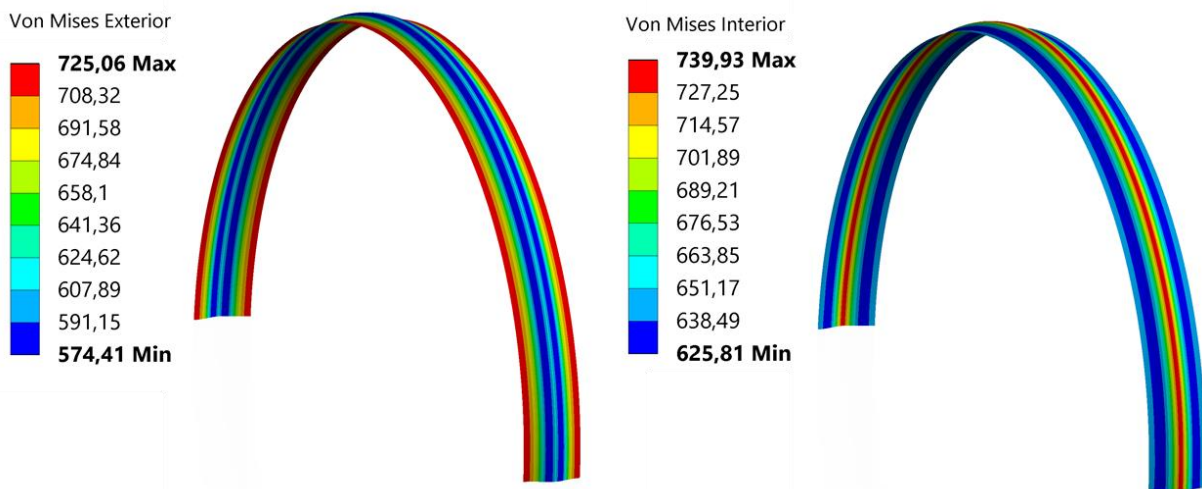


Figura 4.31. Tensiones de Von Mises. Hungry Horse. Compartimento infinito.



En cuanto al estado de tensiones desarrollado en el forro debido al defecto Hungry Horse, este es muy similar al descrito en el colapso por plastificación, siendo ligeramente superiores las tensiones en el centro de la clara. Dado que este defecto produce que se alcancen flechas más rápidamente en el centro de la clara, parece razonable que su efecto sea algo más pronunciado justamente en esa zona, el centro de la clara. Sin embargo, las variaciones son mínimas y la zona más cargada sigue siendo el forro en el pie de la cuaderna por su parte interior, donde las tensiones longitudinales son predominantes.

Tras haber analizado tanto el Hungry Horse como el Tilting de las cuadernas de manera independiente, considerando que son defectos que influyen en el mismo modo de fallo, se analizará el efecto combinado que puedan producir. Para ello y de la misma forma que anteriormente, se considerará un ángulo de 2° de Tilting y una flecha de 1 mm. Además, como se ha demostrado la poca influencia de los apoyos fuertes en un modo de fallo local como es el pandeo entre cuadernas y por sencillez de cálculo, se analizará considerando compartimento infinito.

El colapso del casco resistente considerando simultáneamente ambos defectos se produce a una presión exterior de 7,861 MPa, inferior a los 8,033 MPa considerando solo Tilting o los 8,667 MPa considerando únicamente Hungry Horse. Se presenta a continuación la deformada en el instante previo al colapso:

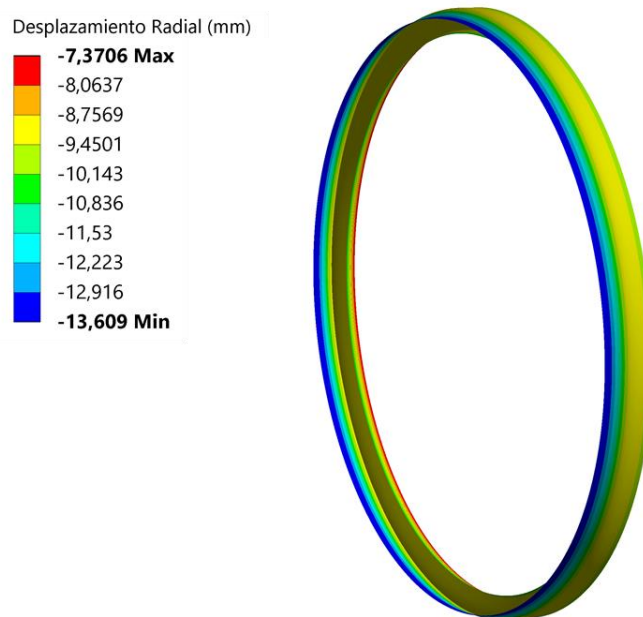


Figura 4.32. Desplazamiento radial. Combinación Hungry Horse y Tilting.

Una vez analizados el defecto Hungry Horse y el Tilting de las cuadernas, tanto de manera individual como combinada, y haber demostrado la escasa influencia de los apoyos fuertes en la inestabilidad del forro entre cuadernas, el colapso del casco resistente para las tolerancias constructivas definidas se estima en 7,861 MPa.

En general, el diseño de casco resistente para inestabilidad del forro entre cuadernas está muy bien caracterizado, ya que este es un modo de fallo que se puede estimar con gran precisión gracias a los múltiples ensayos experimentales realizados. Entre todos ellos se ha establecido como referencia los efectuados por Kendrick [8], que a través de la presión de bifurcación y la presión de plastificación del forro permiten estimar el colapso por este modo de fallo. Puesto que son modelos construidos, se incluyen defectos similares a los que se pueden encontrar en un casco a escala real.

La presión crítica de bifurcación habitualmente tomada como referencia es la de Von Mises, 13,781 MPa como se puede apreciar en la Tabla 4.11. Por otra parte, la presión que produce la fluencia en el centro de la clara a mitad del espesor por tensiones circunferenciales calculada según la formulación de Salerno & Pulos es de 7,967 MPa. Entrando con estos valores en la Figura 4.33 se obtiene, para la curva media, una presión crítica de colapso para inestabilidad del forro entre refuerzos de 6,573 MPa.

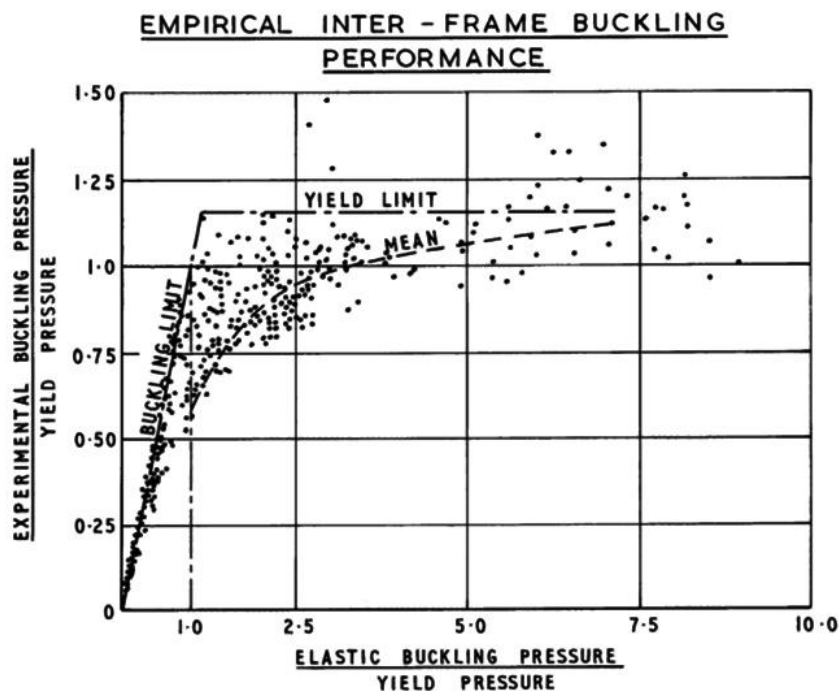


Figura 4.33. Ensayos experimentales de Kendrick para inestabilidad del forro entre cuadernas.

Comparando con la presión de colapso obtenida mediante los análisis numéricos no lineales - 7,861 MPa -, los resultados obtenidos por la gráfica de Kendrick son inferiores, lo cual es razonable por los motivos expuestos a continuación. En primer lugar, la heterogeneidad de modelos utilizados durante los ensayos realizados por Kendrick supone una gran dispersión de resultados, tal y como se puede apreciar en la Figura 4.33. Por otra parte, al ser los modelos ensayados estructuras manufacturadas, lógicamente tienen mayores defectos que los aquí considerados – solo se han tenido en cuenta Hungry Horse y el ángulo de Tilting en el análisis no lineal presentado previamente –. Por tanto, los modelos de los ensayos no solo tendrán defectos geométricos de todo tipo, sino que también incluyen las tensiones residuales de conformado y soldadura que, a pesar de ser modelos mecanizados en los que estas se reducen sensiblemente, en ningún caso son despreciables. En definitiva, para los defectos considerados, la presión de colapso es razonable por lo que los análisis pueden considerarse correctos.

Una vez analizado el colapso del casco resistente para la inestabilidad del forro entre cuadernas, puede comprobarse cuanto se ha anticipado el fallo a causa de la inclusión del Hungry Horse y del Tilting. Para ello, se comparará la presión de colapso con la presión crítica de bifurcación, correspondiente al análisis lineal y preliminar de este tipo de inestabilidad. También se comparará con la solución fundamental, tratando de imitar la Figura 2.0. Por la poca influencia de los apoyos fuertes, se considerará compartimento infinito y las tolerancias constructivas serán dos grados de inclinación para el Tilting y para el Hungry Horse una flecha de un milímetro.

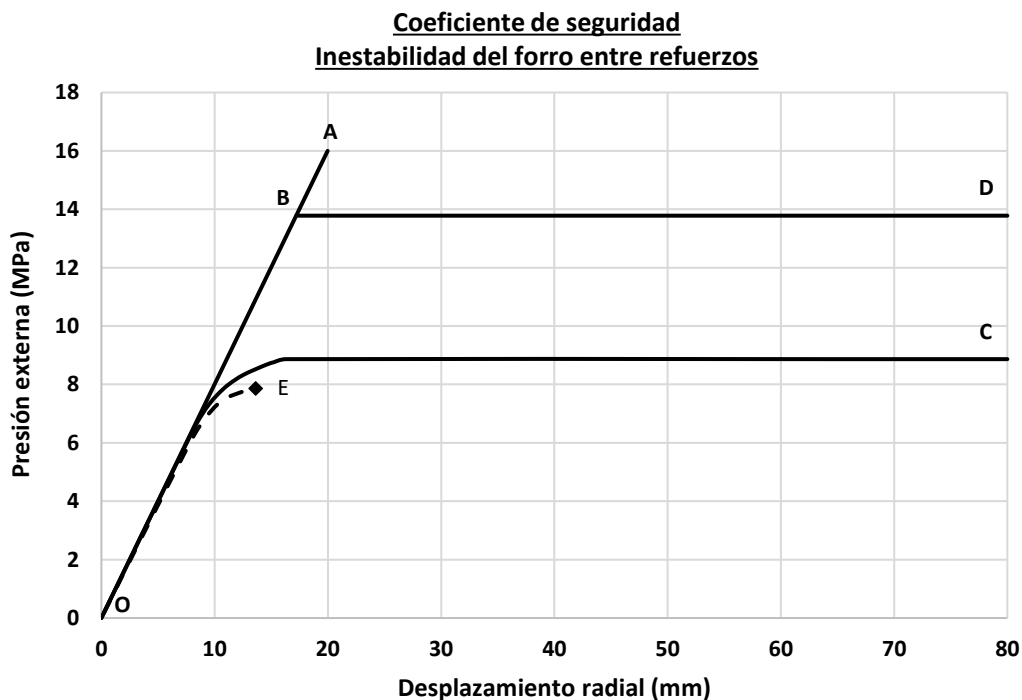


Figura 4.34. Colapso por inestabilidad del forro entre cuadernas. Coeficiente de seguridad.



La curva OBA representa la curva de comportamiento lineal del material, y que en el punto B puede sufrir la ya descrita bifurcación, dando lugar a la curva OBD – se ha escogido la presión crítica de Von Mises por su amplia utilización –. El comportamiento durante la curva BD, es decir, en el post-pandeo tras haber sufrido la bifurcación, es desconocido pero se mantiene constante pues representa una presión umbral a partir de la cual la estructura será incapaz de soportar la presión externa. Por otra parte, se tiene la curva OC, que representa el equilibrio fundamental del casco resistente. Finalmente, se tiene la curva OE, curva de colapso real de la estructura.

El objetivo de este proyecto es obtener unos factores de seguridad que permitan aproximar el colapso real de la estructura a partir de los análisis de pandeo de bifurcación para los defectos y tolerancias constructivas típicas. Por tanto, el factor de seguridad para inestabilidad del forro entre cuadernas considerando Tilting y Hungry Horse será la relación ente la presión en E y la presión en B, es decir, 0,571.

4.4 Fallo por inestabilidad general

La metodología clásica de diseño casco resistente aborda analíticamente la inestabilidad general habitualmente mediante la fórmula de Bryant, que por su sencillez y buena aproximación se ha convertido en un referente de uso generalizado. Sin embargo, su perspectiva a la hora de plantear el problema no es tan exhaustiva ni fiel a la realidad como la de Kendrick, cuya solución es intrincada y por ello su utilización no está extendida en las principales normas. Entre otros investigadores, destaca también Fernández Ávila, cuya fórmula proporciona buenos resultados.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos por los métodos analíticos mencionados previamente, los que proporciona la normativa DNV – GL y los obtenidos mediante el análisis de pandeo de autovalores con el programa ANSYS.

Inestabilidad general				
Bryant	Kendrick	Fernández Ávila	ANSYS	DNV - GL
11,186	12,462	11,335	11,672	12,062
2	2	2	2	2

Tabla 4.15. Inestabilidad general. Presión crítica (MPa) y número de ondas.

Los resultados proporcionados por la fórmula de Bryant son algo conservadores, marcando un umbral inferior de 11,186 MPa. La fórmula de Fernández Ávila ofrece unos resultados ligeramente superiores a la de Bryant, pero manteniéndose en magnitudes similares. El análisis del pandeo de autovalores para inestabilidad general arroja resultados bastante precisos respecto al cálculo analítico, a diferencia

del análisis para inestabilidad del forro entre cuadernas, con una presión crítica de 11,672 MPa. La normativa DNV -GL también da resultados similares, con 12,062 MPa de presión crítica de bifurcación. Finalmente, la solución de Kendrick, a priori la más precisa de las analíticas, fija el extremo superior del rango con una presión de 12,462 MPa.

Como se puede apreciar, los resultados obtenidos tanto mediante metodología analítica, normativa como modelos de elementos finitos son muy similares en términos de presión de bifurcación. Respecto al número de ondas, todos los métodos coinciden en que el pandeo se produce con dos ondas, aunque en general, es raro ver compartimentos en submarinos que presenten más de tres ondas y para esloras de compartimentado tan grandes como es el caso, dos ondas es muy habitual.

A continuación, se muestra la deformada que adquiere el compartimento al pandear:

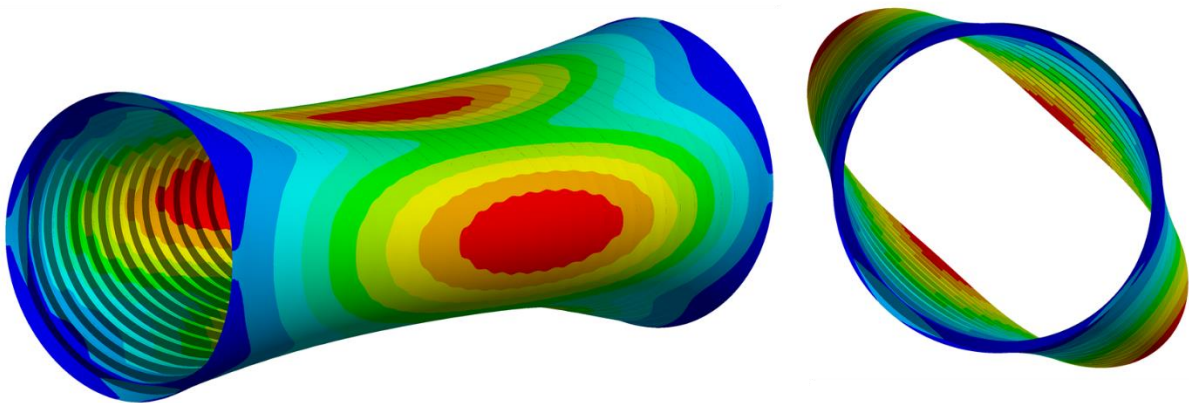


Figura 4.35. Inestabilidad general. ANSYS

Como se puede apreciar en la imagen anterior, las cuadernas no son capaces de mantener su circularidad, deformándose conjuntamente con el forro entre los denominados apoyos fuertes. Un defecto constructivo que favorezca este fenómeno es altamente probable, ya que durante el proceso de manufacturación no es posible producir formas cilíndricas perfectas. Este defecto constructivo se describía en el capítulo segundo y se denomina defecto de circularidad, OOC.

Una vez obtenida la aproximación lineal a la inestabilidad general, se buscará el colapso real de la estructura a causa de este modo de fallo. Para ello, se introducirá en el modelo de elementos finitos el defecto de circularidad, desde un 0,1 % hasta el 0,5 % del radio medio.

De la misma forma que para el análisis de la inestabilidad del forro entre cuadernas, primero se realizará una primera aproximación considerando compartimento infinito y, posteriormente, se analizará el compartimento correspondiente al caso resistente propuesto, de eslora de compartimentado de 19,2 m.



A continuación, se muestra la variación de la presión crítica de colapso con el defecto de circularidad y considerando tanto compartimento infinito como el compartimento del casco propuesto:

	Compartimento infinito	Compartimento 19,2 m
OOO (%)	Presión crítica (MPa)	Presión crítica (MPa)
0,1	5,317	7,302
0,2	4,862	7,010
0,3	4,550	6,760
0,4	4,316	6,543
0,5	4,121	6,359

Tabla 4.15. Presión crítica (MPa) de inestabilidad general considerando OOC.

Como se podía esperar, el considerar el compartimento de 19,2 m eleva la presión de colapso. Sin embargo, para la inestabilidad general la diferencia es considerable, mucho más que en el análisis de inestabilidad del forro entre refuerzos.

Representando los resultados gráficamente:

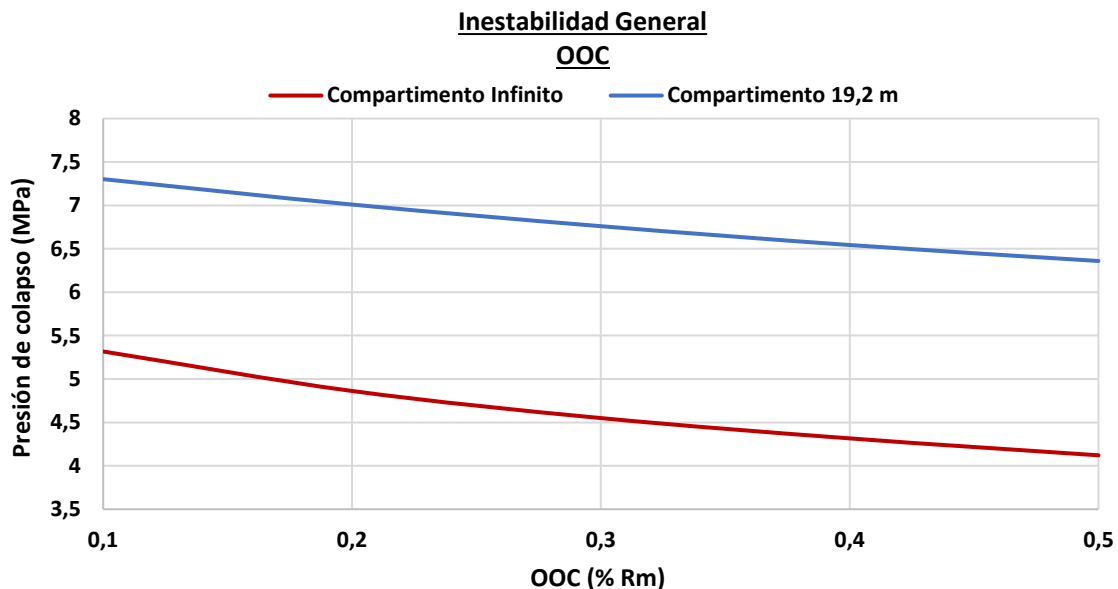


Figura 4.36. Colapso por inestabilidad general. OOC.

La variación de la presión de colapso con el defecto de circularidad es prácticamente lineal a partir del 0,2 % del radio medio, puesto que para 0,1 % la presión sufre cierto incremento. La influencia de los apoyos fuertes en la presión de colapso tiene una influencia muy significativa en el estudio de la inestabilidad general, alcanzando diferencias del 35 %, siendo mucho mayor que en el análisis de la inestabilidad entre

cuadernas, cuyas diferencias eran inferiores al 5 %. Parece razonable el efecto de los mamparos en la inestabilidad general, ya que es un modo de fallo que afecta a la totalidad del compartimento y en el que la eslora de compartimentado es un factor determinante, como se advierte ya en la formulación analítica de este modo de fallo.

A continuación, se mostrarán los resultados para el defecto de circularidad recomendado por sociedades de clasificación como DNV - GL y ABS - 0,5 % del radio medio - para ambos casos de análisis, el compartimento infinito y el compartimento de 19,2 metros.

En primer lugar se mostrarán los resultados considerando compartimento infinito, cuya presión crítica de colapso para un defecto de circularidad del 0,5 % del radio medio es 4,121MPa, como se puede observar en la Tabla 4.15.

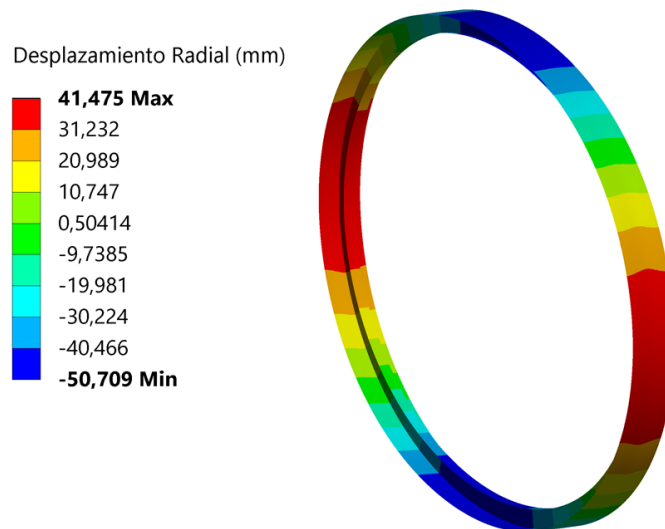


Figura 4.37. Desplazamiento radial (mm). OOC. Compartimento infinito.

En la imagen superior se puede apreciar perfectamente el efecto que produce el OOC, que es la pérdida de circularidad completa en la sección del casco resistente, alcanzando los 90 mm de diferencia entre el radio menor y el mayor. Tanto el forro como la cuaderna se desplazan de forma solidaria, alcanzado en la zona de la cuaderna unos desplazamientos radiales hacia el eje longitudinal del casco de 50 mm, mucho mayores que los 12 mm de la Figura 4.17. correspondiente al colapso por plastificación. Por otra parte, otros tramos se desplazan en sentido opuesto, incrementando su radio hasta los 41 mm, valores algo inferiores. Sin embargo, estas últimas son las zonas más solicitadas y será en el ala de la cuaderna donde comience el colapso.

Se presentan a continuación las tensiones de Von Mises tanto exteriores como interiores:

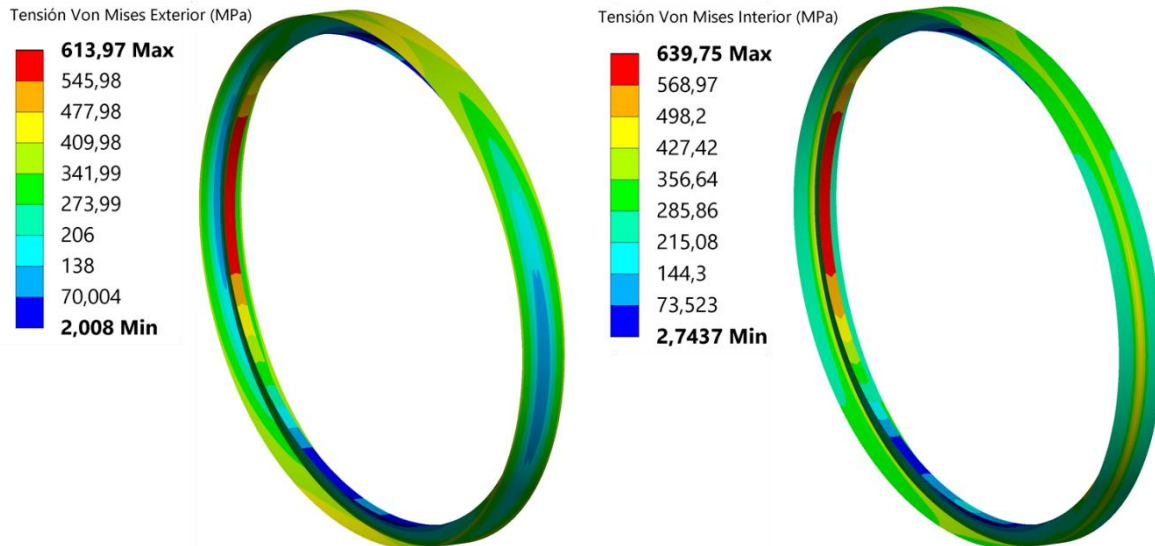


Figura 4.38. Tensión de Von Mises (MPa). OOC. Compartimento infinito.

El estado de tensiones en el forro en la última solución estable antes del colapso es considerablemente bajo, sin superar en ningún caso los 500 MPa. Las máximas tensiones del reparto se dan, sin lugar a duda, en el ala de la cuaderna correspondiente al eje mayor de la deformada. En este punto, las tensiones no superan el límite elástico de 690 MPa, pero si superan ampliamente el límite de proporcionalidad, abandonando a todos los efectos el régimen lineal. Además, la evaluación de las tensiones máximas en un análisis de colapso no tiene gran valor cuantitativo, ya que un ligero refino en los substeps de análisis no lineal supondrá un ligero aumento de la presión de colapso que a su vez puede provocar un sustancial aumento de la tensión pico. En cualquier caso, a efectos cualitativos, aporta información relevante. En este análisis, puede observarse que prácticamente la totalidad del ala de la cuaderna ha superado el límite de proporcionalidad, por lo que una zona muy extendida ya no se encuentra en régimen lineal del material. Debido a la gran extensión de la zona en la que el comportamiento del material está definido por el módulo tangente, no por el módulo de elasticidad, la rigidez de la estructura se ve enormemente reducida, produciéndose el colapso.

Una vez comprendido el efecto que produce el OOC en el comportamiento del casco resistente, se aproximará la inestabilidad general considerando el compartimento de 19,2 m, lo que proporcionará resultados mucho más realistas que la consideración de compartimento infinito. En este caso, se considerará que todo el compartimento en todas sus secciones sufre el mismo defecto de circularidad y que

este, además, está orientado hacia el mismo lado. Aunque esta condición no sea realista – no todas las secciones tendrán la misma magnitud de OOC y tampoco el defecto se orientará de la misma forma en todas ellas –, su consideración permite obtener un resultado, en cierta medida, conservador. Además, al considerar el mismo defecto en todas las cuadernas, el colapso se producirá en la parte central del compartimento, al ser la cuaderna menos soportada por los apoyos fuertes.

De la misma forma que en el análisis de la inestabilidad del forro entre cuadernas para el compartimento de 19,2 m, es necesario definir las cuadernas y claras adyacentes a los apoyos fuertes con material elástico, e ignorarlas en la interpretación de resultados, evitando así la concentración de tensiones a causa de la discontinuidad que producen las condiciones de contorno.

A continuación, se muestran los resultados para el compartimento de 19,2 m en su última situación de equilibrio antes del colapso, con una presión externa de 6,359 MPa:

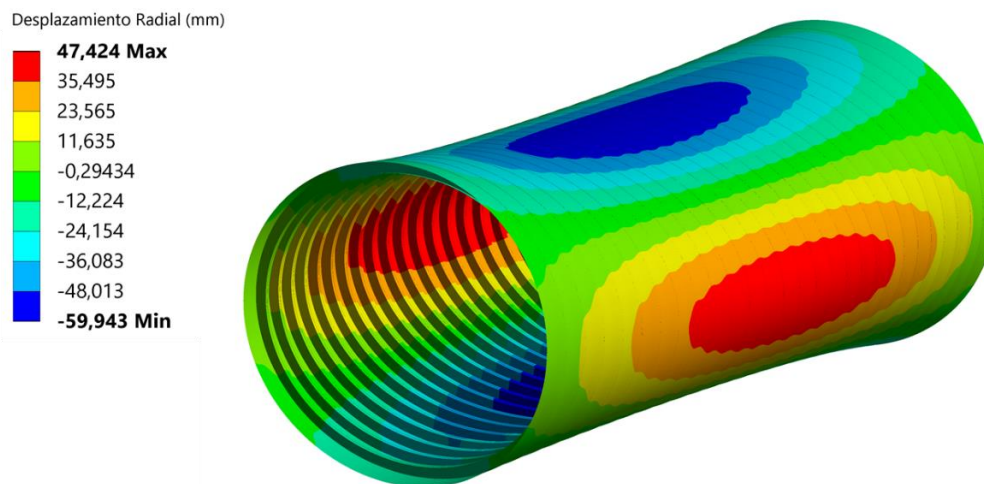


Figura 4.39. Desplazamiento radial (mm). OOC. Compartimento 19,2 m .

Como se puede apreciar, la sección del casco resistente adopta una clara forma elíptica, siendo más pronunciada en las zonas centrales del compartimento debido a la menor sujeción que proporcionan los apoyos fuertes a medida que aumenta la distancia respecto a ellos. Comparando los resultados del compartimento de 19,2 m respecto al compartimento infinito, puede advertirse que la rigidez que los apoyos fuertes aportan es muy sustancial. Con una presión externa de 4,121 MPa – presión que produce el colapso del compartimento infinito con un defecto de circularidad del 0,5 % del radio medio – los desplazamientos del casco en la dirección del eje menor de la sección elíptica son de 18,152 mm para el compartimento de 19,2 m, mientras que para el infinito son 50, 709 mm. Los desplazamientos en dirección del eje mayor son 8,356 mm y 41,475 mm respectivamente. En definitiva, unas grandes

diferencias que ratifican la influencia de los apoyos fuertes en la inestabilidad general.

Se presentan a continuación las tensiones de Von Mises exteriores:

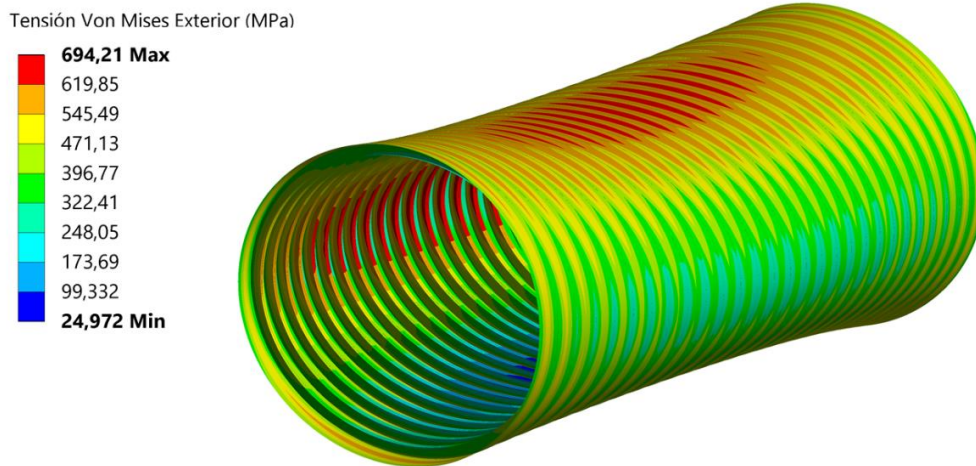


Figura 4.40. Von Mises Exterior (MPa). OOC. Compartimento de 19,2 metros.

Se entiende por parte exterior las caras de las superficies que se encuentren más alejadas del eje longitudinal del submarino. Como se puede apreciar, tanto la parte exterior del forro en la zona de las claras, como la parte exterior del ala de la cuaderna presentan un estado muy elevado de tensiones. En general, al incluir el defecto de circularidad las zonas más solicitadas son las alas de las cuadernas, sin embargo, para OOC muy bajos, el colapso puede producirse en las claras exteriores. Con 0,5 % de OOC, como es el caso que se presenta, las cuadernas representan la parte más crítica con diferencia.

Las tensiones de Von Mises interiores:

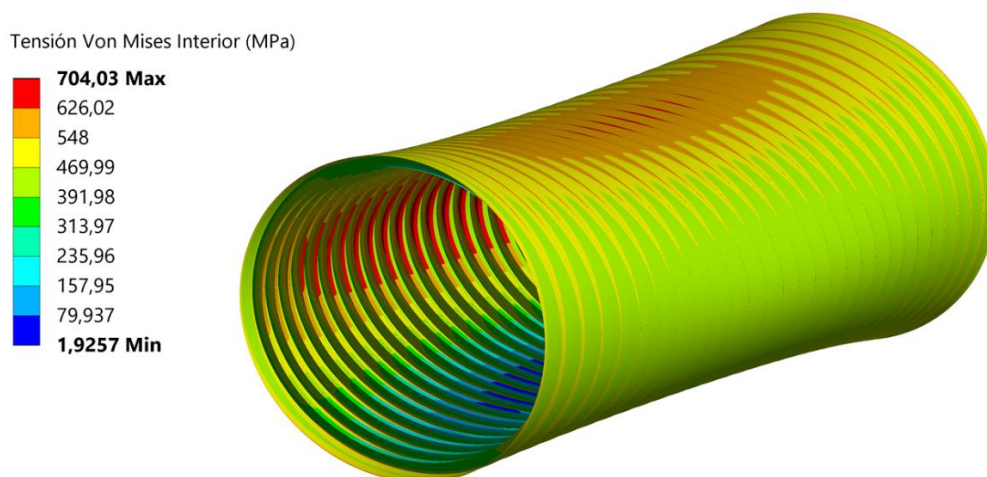


Figura 4.41. Von Mises Interior (MPa). OOC. Compartimento de 19,2 metros.



Las zonas más cargadas de la estructura son las alas de las cuadernas centrales del compartimento, en su parte interior, es decir, la parte más cercana al eje longitudinal del casco. Además, la tensión máxima supera holgadamente el límite elástico del material. Observando ambas figuras puede apreciarse como la zona plástica se ha propagado a través de todo el espesor del ala, extendiéndose considerablemente en sentido circunferencial. Dada la baja rigidez de la estructura debida a la propagación del régimen plástico, el casco resistente es incapaz de mantener su circularidad y se produce el colapso.

Tras la realización de los análisis no lineales, estudiando el colapso del casco resistente para el fallo por inestabilidad general se ha obtenido una presión de fallo de 6,359 MPa, incluyendo el defecto de circularidad típico recomendado por las sociedades de clasificación (0,5 %) y considerando el efecto de los apoyos. La validez de este análisis se ha de ratificar. Para ello hay numerosa formulación, entre la que destacan Kendrick, Pulos y las distintas sociedades de clasificación, que analizan la sobre tensión que se produce en el ala de la cuaderna debida al defecto de circularidad y consideran que el colapso se produce cuando el ala en su parte exterior alcanza el límite elástico. En este caso, se utilizará la formulación propuesta por ABS [7]:

$$\sigma_y = \frac{P_t \sigma_y}{P_{yf}} + \frac{Ec \delta (n^2 - 1) P_t}{(P_n - P_t) R^2}$$

Tras la resolución iterativa de la ecuación superior, se obtiene una aproximada a la presión de colapso de 6,442 MPa. Dado que bajo las mismas condiciones, en el modelo se obtienen 6,359 MPa de presión de colapso se puede considerar el resultado como correcto.

Una vez analizada la influencia del defecto de circularidad en el fallo por inestabilidad general y la realizada la validación de los análisis numéricos de colapso, puede comprobarse cuanto se ha anticipado el modo de fallo respecto a su análisis inicial, comparando la presión de colapso real con la presión crítica de bifurcación. De esta forma, podrá obtenerse un coeficiente de seguridad que permita una rápida aproximación de la presión de colapso a partir de las alternativas utilizadas en la Tabla 4.14., como por ejemplo, la formulación analítica. Este coeficiente de seguridad se obtendrá para el OOC definido por las sociedades de clasificación, 0,5 % del radio medio.

De la misma forma que en la Figura 4.34, la curva OBA representa la curva de comportamiento lineal del material y la curva OBD el pandeo de bifurcación, que se ha definido mediante la fórmula de Bryant por ser el referente más utilizado. En este



caso, el comportamiento en el post-pandeo también es desconocido, pero queda representado por la presión crítica de bifurcación para inestabilidad general. La curva OC representa el equilibrio fundamental del casco resistente y la curva OE el colapso real de la estructura.

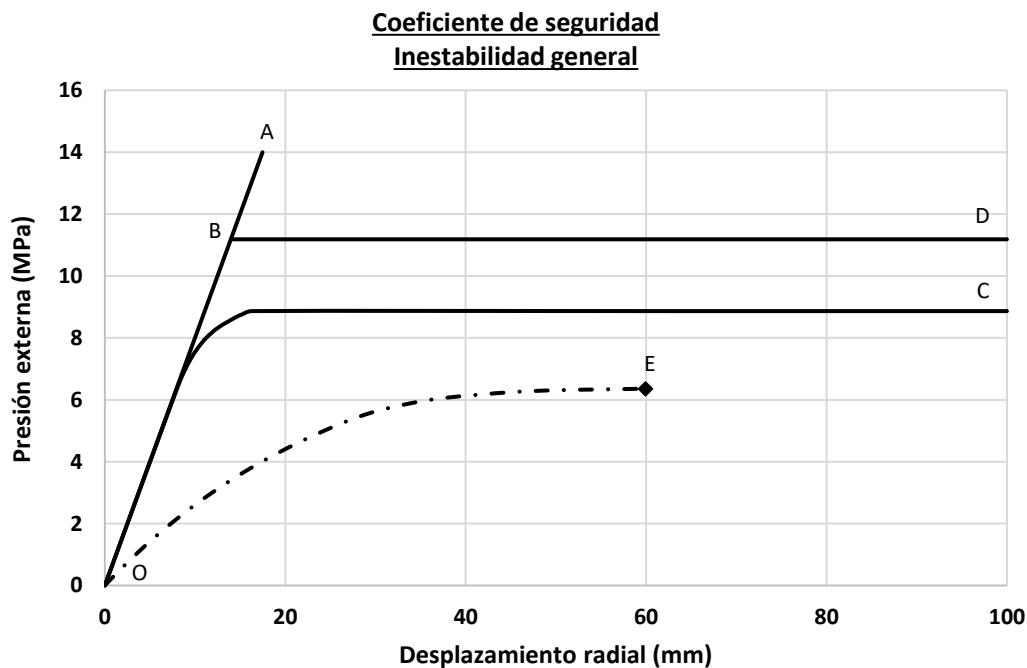


Figura 4.42. Colapso por inestabilidad general. Coeficiente de seguridad.

El factor de seguridad que permita una rápida aproximación del colapso real del casco resistente a partir del análisis del pandeo de bifurcación será la relación entre ambos. Dado que el para el colapso real se ha obtenido una presión de 6,359 MPa y el pandeo de autovalores mediante la fórmula de Bryant arroja una presión de fallo de 11,186 MPa, el factor de seguridad obtenido es 0,569.

4.5 Tensiones residuales de conformado

Como se describía en el capítulo segundo, el proceso de conformado en frío se realiza de manera independiente para el ala, el alma y las planchas del forro. En primer lugar porque los radios de curvatura son diferentes para los tres, además, como se apuntaba previamente, las hipótesis que consideran el forro infinitamente largo y el ala y alma infinitamente cortas, hacen que varíe ligeramente la formulación a aplicar.

Tras aplicar un momento que lleva a la plancha hasta cierta curvatura con radio R_c , denominado Overbending, se retira esta carga y la plancha experimenta un proceso de relajación en el cual pierde curvatura hasta un radio mayor R_f . Este proceso se

denomina Springback. Cuando la plancha ha alcanzado una nueva posición de equilibrio, las tensiones remanentes se conocen como tensiones residuales.

A continuación se muestran el perfil de tensiones residuales circunferenciales, tanto para el ala, el alma como para el forro:

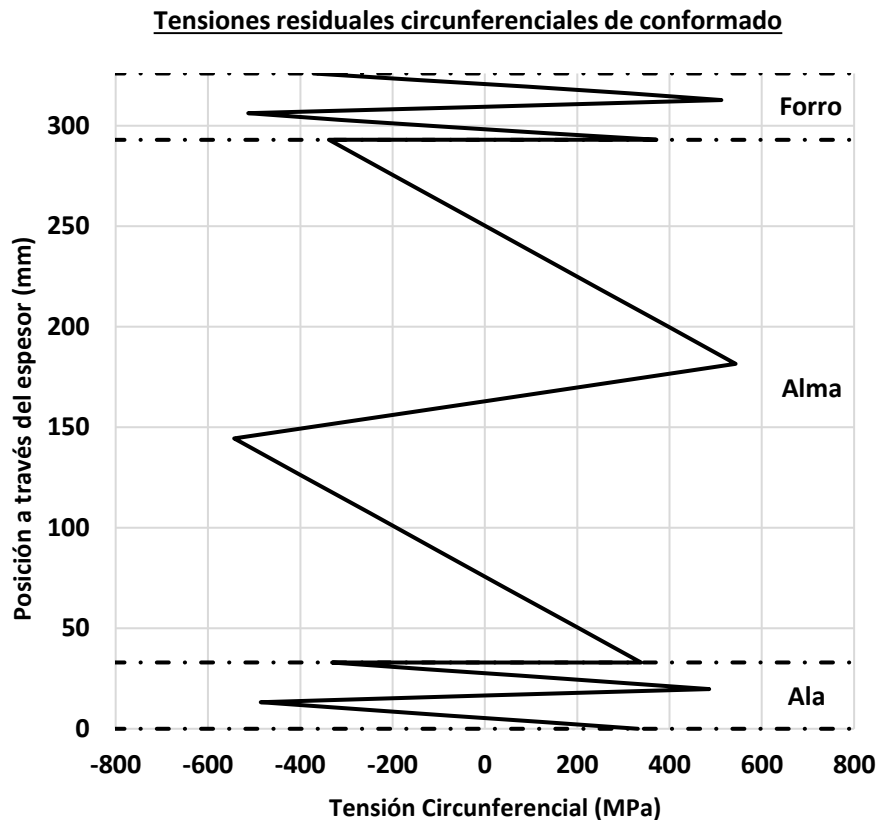


Figura 4.43. Tensiones residuales circunferenciales de conformado.

En la Figura 4.43 se puede apreciar el característico perfil en zigzag de las tensiones circunferenciales a lo largo del espesor. Dado que el conformado de las planchas es una flexión, a mitad del espesor del alma, del ala y del forro se encuentran sus respectivos ejes neutros, donde la tensión es nula. Por otra parte, las tensiones de cada elemento son antisimétricas respecto a su eje neutro. Las tensiones remanentes máximas se encuentran en puntos cercanos a estos ejes neutros, siendo las mayores de todo el perfil de tensiones las correspondientes al alma de la cuaderna. La magnitud de las tensiones residuales circunferenciales de conformado es considerablemente elevada, alcanzando valores de aproximadamente 540 MPa en las zonas más afectadas. En las zonas del casco resistente más críticas a efectos de resistencia estructural, que son el forro en su parte interior y exterior y el ala en su parte interior, las tensiones residuales rondan los 350 MPa.



Las tensiones residuales longitudinales solo pueden ser obtenidas para las planchas del forro siguiendo esta metodología. Esto se debe a que el forro se considera infinitamente largo, mientras que el ala y el alma de las cuadernas se consideran infinitamente cortas, de forma que estas últimas no presentan ninguna restricción en dirección longitudinal, por lo que no hay tensiones residuales en esa dirección.

A continuación, se muestra el perfil de tensiones residuales longitudinales para las planchas del forro:

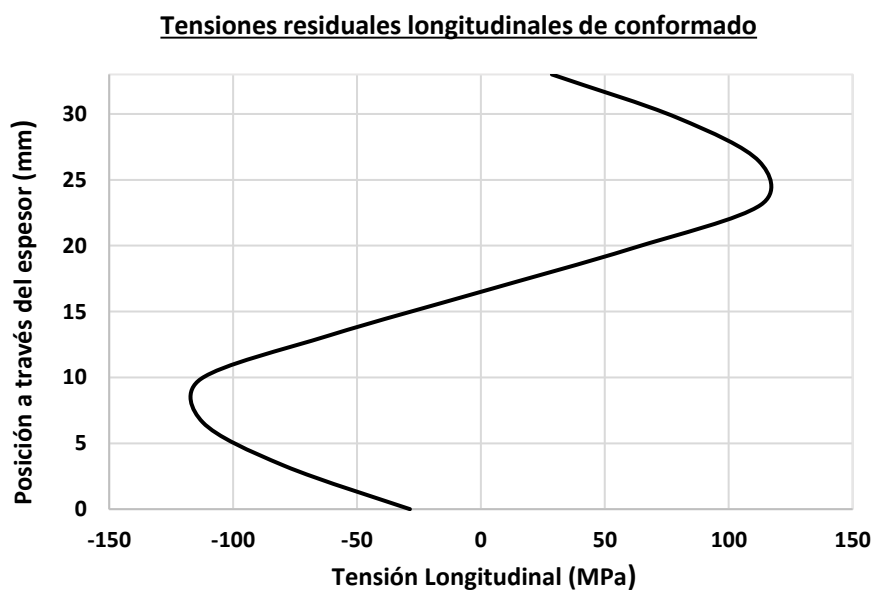


Figura 4.44. Tensiones residuales longitudinales de conformado. Forro.

Las tensiones residuales longitudinales máximas se dan aproximadamente a un cuarto del espesor desde ambas superficies laterales, la exterior y la interior, alcanzando los 110 MPa. Por otra parte, en las zonas exteriores se reducen hasta los 25MPa.

4.6 Interacción de modos de fallo

Una vez analizada la influencia de las imperfecciones geométricas en la inestabilidad general y en la inestabilidad del forro entre cuadernas, se estudiará la interacción de estos modos de fallo mediante la introducción conjunta de los defectos constructivos. En primer lugar, se aproximará la interacción únicamente incluyendo los defectos geométricos y, posteriormente, se introducirán las tensiones residuales mostradas en el apartado previo.

Los defectos geométricos que se añadirán en el modelo son el Tilting de las cuadernas, el Hungry Horse y el defecto de circularidad OOC. Las tolerancias constructivas serán las utilizadas anteriormente: 2 grados de inclinación en el caso del Tilting, 1 mm de flecha para el Hungry Horse y un defecto de circularidad del 0,5 % del radio medio.

La presión de colapso obtenida es de 6,100 MPa, siendo la deformada la presentada a continuación:

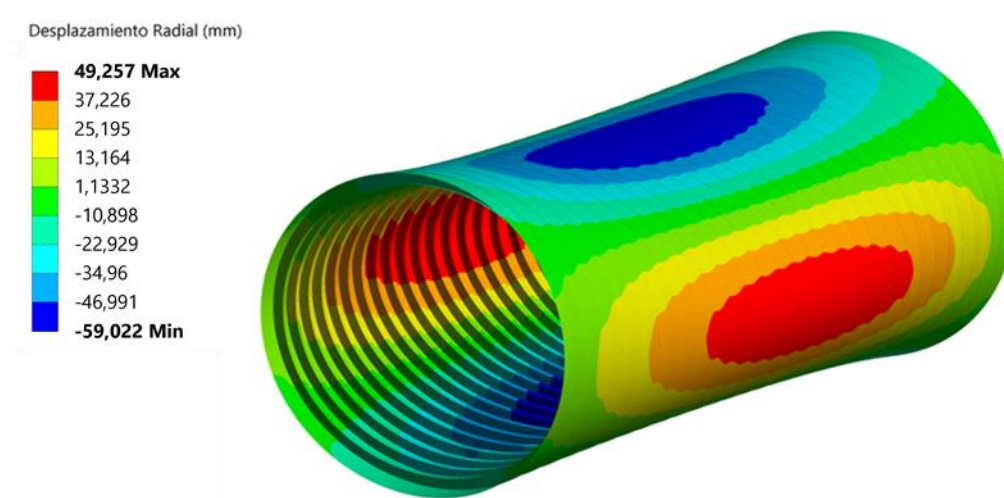


Figura 4.45. Interacción de modos de fallo.

Como se puede apreciar en la Figura 4.45, el colapso del casco resistente se produce según la inestabilidad general, siendo los resultados muy similares a la Figura 4.39. La presión de fallo es de 6,100 MPa, ligeramente inferior en comparación con los 6,359 MPa que se dan al analizar la inestabilidad general incluyendo únicamente el OOC. Esta pequeña reducción en la presión de colapso indica que si se produce cierta interacción entre los modos de fallo, pero de carácter leve.

Dado que la inestabilidad general consiste en que las cuadernas no son capaces de mantener la circularidad, parece poco probable que el Hungry Horse tenga influencia sobre este modo de fallo. Sin embargo, el Tilting si puede tener influencia dado que, al estar inclinadas, las cuadernas pierden capacidad resistente.

Teniendo en cuenta que la presión de colapso por inestabilidad general incluyendo solo el OOC es de 6,359 MPa y que la presión que produce el colapso por inestabilidad del forro entre refuerzos es 7,861 MPa, cuando se acerca el colapso por inestabilidad general, el colapso por inestabilidad del forro entre cuadernas apenas está desarrollado, por lo que parece razonable que sea la inestabilidad general el primero modo en tener lugar y que la influencia de un modo de fallo sobre el otro



sea de poca magnitud. En caso de que las presiones de ambos modos de fallo estuvieran más próximas entre sí, la interacción podría ser más significativa, reduciendo de forma considerable la presión de colapso.

Finalmente, se incluirán en el modelo las tensiones residuales fruto del proceso de conformado en frío. A pesar de que también haya sido calculada, el alma no suele ser conformada, sino cortada a partir de las planchas de acero originales. Por este motivo, las tensiones residuales se considerarán nulas para este elemento.

La forma de abordar las tensiones residuales consiste en una corrección del material mediante la modificación de las curvas tensión – deformación. La hipótesis utilizada es que el comportamiento en régimen plástico es idéntico al material original, siendo el régimen lineal considerablemente más breve en función de la tensión residual en el punto analizado.

Se muestran a continuación las tensiones residuales circunferenciales, capa por capa desde el extremo interior del ala al exterior del forro, según la simplificación anterior:

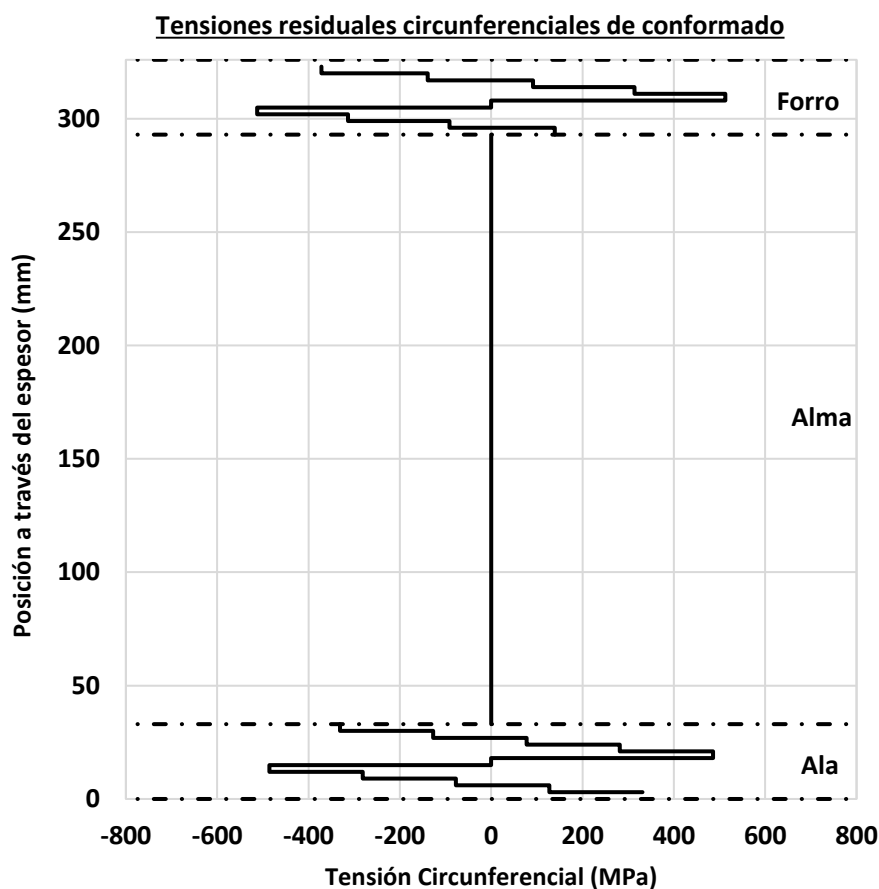


Figura 4.46. Tensiones residuales circunferenciales incluidas en el modelo.

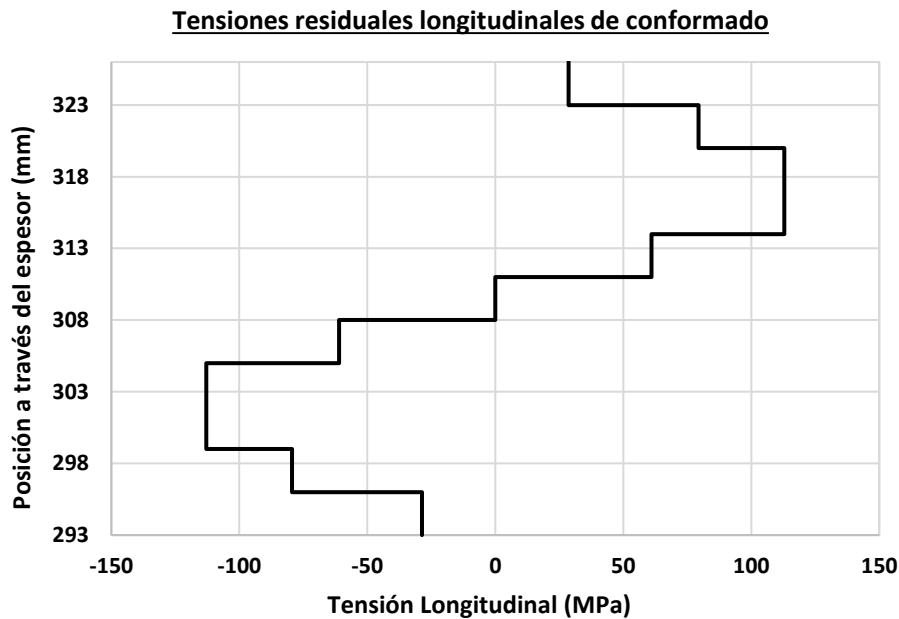


Figura 4.47. Tensiones residuales longitudinales incluidas en el modelo.

Teniendo en cuenta que la simplificación se realiza a través del material, lo más sencillo es introducir las tensiones residuales compuestas mediante el criterio de Von Mises, de forma que el comportamiento de cada capa sea homogéneo. En el caso del forro, se combinarán tensiones longitudinales y circunferenciales, mientras que el ala sufre solo tensiones circunferenciales dadas las hipótesis del análisis del proceso de conformado.

El colapso de la estructura incluyendo los defectos geométricos Hungry Horse, Tilting y OOC, además de las tensiones residuales de conformado se produce a una presión exterior de 4,267 MPa. Frente a los 6,100 MPa de presión de colapso incluyendo solo defectos geométricos, la reducción debida a tensiones residuales es considerable.

Algunos investigadores, concretamente en la referencia [10], afirman que, según las condiciones, la reducción debida a las tensiones residuales puede alcanzar el 30 % de la presión de colapso obtenida sin considerar estas tensiones remanentes. Otros, como Liam Gannon en la referencia [12], estiman los efectos del conformado en torno al 5 %. Teniendo en cuenta esto, los resultados se antojan excesivos y probablemente la hipótesis considerada sea demasiado conservadora.



4.7 Conclusiones

Analizando el estado de tensiones del casco resistente propuesto sin defectos constructivos, este alcanza el límite de proporcionalidad a una profundidad de aproximadamente 530 m. A su vez, incluyendo todos los defectos geométricos – se excluyen las tensiones residuales por aportar resultados excesivamente conservadores – la estructura alcanza el límite de proporcionalidad a aproximadamente a 475 m y el colapso final se produciría por inestabilidad general a los 610 m.

Siguiendo la metodología clásica de diseño de casco resistente y considerando un factor de seguridad de 2, con 530 m de régimen lineal, la CMO del submarino rondaría los 265 m, garantizándose la integridad estructural hasta esa cota. Si el submarino continúa descendiendo, hasta los 475 m la seguridad de la embarcación y de sus tripulantes también estaría asegurada, pero esta sobreinmersión podría tener consecuencias graves a efectos de vida a fatiga del material. Superada esta profundidad, el casco entraría en régimen plástico, quedando probablemente inservible para continuar operativo al no poder asegurar la integridad del casco en futuras inmersiones. Finalmente, si se superaran los 610 m de profundidad, se produciría el colapso del casco resistente, perdiendo definitivamente el submarino.

Para finalizar, el objetivo de este proyecto consiste en deducir unos factores de seguridad, para cada modo de fallo, que consideren aquellas imperfecciones constructivas que reduzcan sensiblemente la presión de colapso. De esta forma, para cada modo de fallo se podrá estimar la presión de colapso real a partir de la formulación analítica, mucho más sencilla. Tras los análisis presentados a lo largo del proyecto, tanto para inestabilidad general como para inestabilidad del forro entre cuadernas, la presión de colapso real es aproximadamente un 43 % inferior a la presión analítica.

Aunque estos datos no pueden considerarse fiables, puesto que sería necesario abordar el problema estadísticamente - mediante el análisis de múltiples geometrías y ensayos experimentales de forma que se puedan confirmar estos factores de seguridad -, sí que pueden resultar de gran utilidad para obtener un escantillado preliminar del casco resistente, acelerando el diseño inicial de la estructura del submarino.