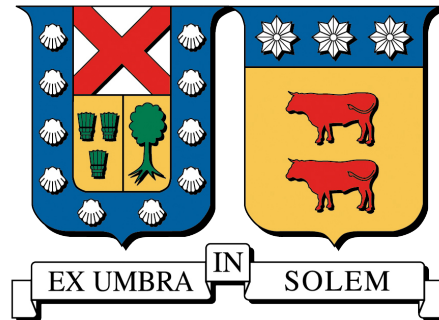


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

VALPARAÍSO – CHILE



“OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO ESTRUCTURAL Y  
TÉRMICO DE UN ESTANQUE CRIOGÉNICO TIPO  
DEWAR PARA EL ALMACENAMIENTO DE HIDRÓGENO  
LÍQUIDO”

ROLANDO ERIEL CAVIERES VEGA

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: RAFAEL MENA Y.  
PROFESOR COOREFERENTE: PEDRO SARIEGO P.

JULIO – 2026



## CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

### 1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: "Optimización del Diseño Estructural y Térmico de un Estanque Criogénico tipo Dewar para el Almacenamiento de Hidrógeno Líquido"

Nombre del candidato(a): Rolando Eriel Cavieres Vega

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Casa Central Valparaíso Departamento: Ingeniería Mecánica

### 2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Rafael Mena Yanssen\_\_\_, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

### 3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (marcar una opción):

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

---

---

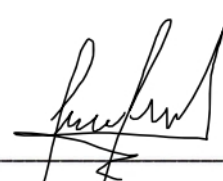
---

### 4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 28/08/24 Firma: 

Estudiante o Candidato(a):

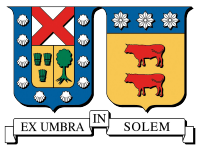
Fecha: 25/08/2026 Firma: 

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

# Índice

|                                                               |           |
|---------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Resumen</b>                                                | <b>5</b>  |
| <b>Abstract</b>                                               | <b>6</b>  |
| <b>1. Introducción</b>                                        | <b>7</b>  |
| 1.1. Planteamiento del problema . . . . .                     | 7         |
| 1.2. Justificación del estudio . . . . .                      | 7         |
| 1.3. Alcance del estudio . . . . .                            | 8         |
| 1.4. Limitaciones del estudio . . . . .                       | 8         |
| <b>2. Objetivos</b>                                           | <b>10</b> |
| 2.1. Objetivo general . . . . .                               | 10        |
| 2.2. Objetivos específicos . . . . .                          | 10        |
| <b>3. Marco Teórico</b>                                       | <b>11</b> |
| 3.1. Introducción al hidrógeno . . . . .                      | 11        |
| 3.2. Propiedades del hidrógeno . . . . .                      | 11        |
| 3.3. Fuentes y métodos de obtención . . . . .                 | 12        |
| 3.3.1. Procesos termoquímicos . . . . .                       | 13        |
| 3.3.2. Procesos electrolíticos . . . . .                      | 13        |
| 3.3.3. Procesos biológicos . . . . .                          | 13        |
| 3.3.4. Otros métodos emergentes . . . . .                     | 14        |
| 3.4. Clasificación del hidrógeno según su origen . . . . .    | 14        |
| 3.5. Usos y aplicaciones del hidrógeno . . . . .              | 15        |
| 3.6. Desafíos tecnológicos y ventajas . . . . .               | 16        |
| 3.6.1. Desafíos . . . . .                                     | 16        |
| 3.6.2. Ventajas . . . . .                                     | 16        |
| <b>4. Almacenamiento de hidrógeno</b>                         | <b>17</b> |
| 4.1. Almacenamiento de hidrógeno comprimido . . . . .         | 17        |
| 4.1.1. Tipos de estanques para hidrógeno comprimido . . . . . | 17        |
| 4.1.2. Consideraciones operativas . . . . .                   | 19        |
| 4.1.3. Diseño estructural de los estanques . . . . .          | 19        |
| 4.2. Almacenamiento de hidrógeno líquido . . . . .            | 20        |
| 4.2.1. Consideraciones operativas . . . . .                   | 21        |
| 4.2.2. Diseño del Estanque . . . . .                          | 21        |
| 4.2.3. Principios de licuefacción . . . . .                   | 21        |
| 4.2.4. Diseño de estanques criogénicos tipo Dewar . . . . .   | 23        |
| 4.2.5. Consideraciones de diseño . . . . .                    | 23        |
| 4.3. Comparativa entre sistemas de almacenamiento . . . . .   | 24        |
| <b>5. Normativa y Regulaciones Técnicas</b>                   | <b>25</b> |
| 5.1. Normativa internacional . . . . .                        | 25        |
| 5.2. Normativa Nacional (Chile) . . . . .                     | 25        |

|                                                                                               |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>6. Metodología de Diseño y Simulación</b>                                                  | <b>26</b> |
| 6.1. Definición de parámetros de diseño . . . . .                                             | 26        |
| 6.2. Criterio de optimización del diseño . . . . .                                            | 26        |
| 6.3. Selección de materiales y parámetros de funcionamiento . . . . .                         | 27        |
| 6.3.1. Recipiente interior . . . . .                                                          | 27        |
| 6.3.2. Recipiente exterior . . . . .                                                          | 28        |
| 6.3.3. Aislamiento MLI ( <i>Multi-Layer Insulation</i> ) . . . . .                            | 28        |
| 6.3.4. Soportes internos . . . . .                                                            | 29        |
| 6.3.5. Definición del espacio anular . . . . .                                                | 30        |
| 6.4. Diseño mecánico del estanque tipo Dewar . . . . .                                        | 31        |
| 6.4.1. Recipiente interno . . . . .                                                           | 32        |
| 6.4.2. Recipiente externo . . . . .                                                           | 34        |
| 6.4.3. Sistema de sujeción del recipiente interno . . . . .                                   | 35        |
| 6.5. Proceso de optimización paramétrica . . . . .                                            | 54        |
| 6.5.1. Etapa 1 — Simulación estructural (Autodesk Inventor) . . . . .                         | 54        |
| 6.5.2. Etapa 2 — Simulación térmica (BoilFAST) . . . . .                                      | 56        |
| <b>7. Resultados y simulaciones estructurales</b>                                             | <b>63</b> |
| 7.1. Recipiente interno — presión interna . . . . .                                           | 63        |
| 7.2. Recipiente externo — presión externa . . . . .                                           | 64        |
| 7.3. Eslabones de correa — tracción . . . . .                                                 | 65        |
| 7.4. Tope axial — compresión . . . . .                                                        | 66        |
| <b>8. Resultados de simulaciones térmicas</b>                                                 | <b>68</b> |
| <b>9. Evaluación de integridad estructural</b>                                                | <b>69</b> |
| 9.1. Recipiente interno . . . . .                                                             | 69        |
| 9.2. Recipiente externo . . . . .                                                             | 69        |
| 9.3. Eslabones de correa de G10 . . . . .                                                     | 69        |
| 9.4. Tope axial de G10-CR . . . . .                                                           | 69        |
| 9.5. Evaluación de eficiencia térmica . . . . .                                               | 70        |
| 9.6. Discusión de resultados y determinación de la configuración óptima del sistema . . . . . | 70        |
| <b>10. Modelado geométrico</b>                                                                | <b>72</b> |
| 10.1. Recipiente interno con soportes internos . . . . .                                      | 72        |
| 10.2. Ensamble completo . . . . .                                                             | 73        |
| <b>11. Proceso de manufactura</b>                                                             | <b>74</b> |
| 11.1. Corte de planchas . . . . .                                                             | 74        |
| 11.2. Rolado de cascos cilíndricos . . . . .                                                  | 74        |
| 11.3. Conformado de tapas semiesféricas . . . . .                                             | 74        |
| 11.4. Dimensionado de soportes de G10-CR . . . . .                                            | 74        |
| 11.5. Consideraciones metalúrgicas y de manufactura en la soldadura . . . . .                 | 75        |
| <b>12. Conclusiones y Recomendaciones</b>                                                     | <b>78</b> |
| 12.1. Conclusiones . . . . .                                                                  | 78        |
| 12.2. Recomendaciones . . . . .                                                               | 79        |



|                                                                                  |           |
|----------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>13. Bibliografía</b>                                                          | <b>80</b> |
| <b>14. Anexos</b>                                                                | <b>83</b> |
| 14.1. Anexo A: Tablas y figuras de diseño ASME Section II, Part D . . . . .      | 83        |
| 14.2. Anexo B: Resultados FEM — Distribuciones de tensión de Von Mises . . . . . | 86        |
| 14.3. Anexo C: Resultados de simulaciones térmicas — BoilFAST . . . . .          | 110       |

## Resumen

El hidrógeno líquido ( $\text{LH}_2$ ) representa una de las formas de almacenamiento energético con mayor densidad gravimétrica disponible, con un poder calorífico de 120 MJ/kg, aproximadamente tres veces superior al de los combustibles convencionales. Sin embargo, su almacenamiento a 20 K impone condiciones extremadamente exigentes, siendo el fenómeno de *boil-off* —la evaporación continua por transferencia de calor inevitable— el principal obstáculo técnico, especialmente crítico en sistemas de pequeña escala donde la relación superficie/volumen incrementa proporcionalmente las pérdidas térmicas.

Este trabajo desarrolla el diseño estructural y la optimización térmica de un estanque criogénico tipo Dewar de 0,12 m<sup>3</sup> para el almacenamiento de hidrógeno líquido, orientado a su uso como sistema de apoyo a la investigación experimental en instalaciones universitarias. El diseño mecánico de los recipientes interno (AISI 316L) y externo (ASTM A516 Gr.70) se desarrolló conforme al ASME BPVC Sección VIII División 1, evaluando espesores nominales de 3, 4 y 5 mm. Se evaluaron comparativamente cuatro alternativas de sistema de soporte interno —varillas en configuración X-3D, discos anulares, y correas compuestas con tope axial de G10-CR—, considerando simultáneamente criterios estructurales y térmicos, dado el fuerte acoplamiento entre ambos dominios. El aislamiento multicapa (MLI Mylar/Net) que recubre el recipiente interno se evaluó en cuatro configuraciones de 10, 15, 20 y 40 capas. El desempeño estructural de los recipientes y del sistema de soporte se verificó mediante simulación por elementos finitos en Autodesk Inventor, mientras que el desempeño térmico global del sistema —integrando el calor conducido a través del MLI y del sistema de soporte seleccionado— se evaluó mediante simulación en BoilFAST.

Los resultados muestran que el sistema de correas compuestas con tope axial es la única alternativa que satisface simultáneamente los criterios estructural ( $\text{FS} \geq 2$ ) y térmico, con una conducción total de 0,300 W —más de 100 veces menor que la alternativa de discos anulares—. La configuración de aislamiento MN1 (40 capas) es la única que cumple el criterio de diseño de *boil-off* ( $\leq 3,0\%$ /día), alcanzando 2,58 %/día y una autonomía estimada de 39 días. El espesor estructural de ambos recipientes (3 mm) resultó gobernado por requisitos de fabricabilidad (ASME UG-16(b)) y no por la resistencia del material, con factores de seguridad entre 25 y 61. La validación cruzada entre los modelos analíticos y las simulaciones por elementos finitos confirma la confiabilidad de los resultados, con diferencias inferiores al 13 % en los recipientes y al 2 % en el tope axial.

## Abstract

Liquid hydrogen ( $\text{LH}_2$ ) represents one of the energy storage forms with the highest available gravimetric density, with a calorific value of 120 MJ/kg, approximately three times higher than that of conventional fuels. However, its storage at 20 K imposes extremely demanding conditions, with the boil-off phenomenon—the continuous evaporation caused by inevitable heat transfer—being the main technical obstacle, particularly critical in small-scale systems where the surface-to-volume ratio proportionally increases thermal losses.

This work develops the structural design and thermal optimization of a Dewar-type cryogenic tank of 0.12 m<sup>3</sup> for liquid hydrogen storage, intended to support experimental research in university facilities. The mechanical design of the inner (AISI 316L) and outer (ASTM A516 Gr.70) vessels was developed in accordance with ASME BPVC Section VIII Division 1, evaluating nominal thicknesses of 3, 4, and 5 mm. Four alternatives for the inner support system were comparatively evaluated—X-3D configuration rods, annular discs, and composite straps with an axial stop made of G10-CR—simultaneously considering structural and thermal criteria, given the strong coupling between both domains. The multi-layer insulation (MLI Mylar/Net) covering the inner vessel was evaluated in four layer configurations of 10, 15, 20, and 40 layers. The structural performance of the vessels and the support system was verified through finite element simulation in Autodesk Inventor, while the overall thermal performance of the system—integrating the heat conducted through the MLI and through the selected support system—was evaluated through simulation in BoilFAST.

The results show that the composite strap system with axial stop is the only alternative that simultaneously satisfies the structural ( $\text{FS} \geq 2$ ) and thermal criteria, with a total conduction of 0.300 W—more than 100 times lower than the annular disc alternative. The MN1 insulation configuration (40 layers) is the only one that meets the boil-off design criterion ( $\leq 3.0\%$ /day), reaching 2.58%/day and an estimated autonomy of 39 days. The structural thickness of both vessels (3 mm) was governed by manufacturability requirements (ASME UG-16(b)) rather than by material strength, with safety factors ranging between 25 and 61. Cross-validation between analytical models and finite element simulations confirms the reliability of the results, with differences below 13 % for the vessels and below 2 % for the axial stop.

# 1. Introducción

## 1.1. Planteamiento del problema

El hidrógeno líquido ( $\text{LH}_2$ ) representa una de las formas de almacenamiento energético con mayor densidad gravimétrica disponibles, con un poder calorífico de 120 MJ/kg, aproximadamente tres veces superior al de los combustibles convencionales [1]. Sin embargo, su almacenamiento en estado líquido impone condiciones de operación extremadamente exigentes, tales como temperatura de 20 K ( $-253^\circ\text{C}$ ), el manejo de un fluido altamente inflamable con un rango de inflamabilidad en aire de 4 a 75 % y una energía mínima de ignición de apenas 0,019 mJ [1]. Estas características hacen del almacenamiento criogénico de hidrógeno uno de los problemas de ingeniería más complejos en el ámbito de las tecnologías de energía limpia.

En el contexto de la investigación científica y el desarrollo tecnológico, el acceso a hidrógeno líquido en instalaciones de laboratorio es fundamental tanto para el estudio de fenómenos que ocurren a temperaturas criogénicas como para su almacenamiento y manejo a escala reducida. Entre sus aplicaciones destacan la caracterización de materiales a bajas temperaturas y el estudio de procesos de combustión, líneas de investigación que requieren disponer de una fuente de  $\text{LH}_2$  con autonomía suficiente para sostener sesiones experimentales de larga duración sin interrupciones por recarga.

El principal obstáculo técnico para disponer de  $\text{LH}_2$  a escala de laboratorio es el fenómeno de *boil-off*, es decir, la evaporación continua del fluido debido a la inevitable transferencia de calor desde el entorno. Este fenómeno es especialmente severo en sistemas de pequeño volumen, donde la relación superficie/volumen incrementa proporcionalmente las pérdidas térmicas por unidad de fluido almacenado [2].

A este desafío térmico se suma la complejidad estructural del sistema: el estanque debe resistir simultáneamente la presión interna del fluido criogénico, la presión externa de vacío en el espacio anular de aislamiento y las cargas dinámicas asociadas a sismos y condiciones de operación, todo ello con materiales compatibles con hidrógeno y con temperaturas criogénicas, cuyas propiedades mecánicas difieren significativamente de sus valores a temperatura ambiente [3]. El diseño del sistema de soporte del recipiente interno añade una restricción adicional: cada elemento estructural que conecta ambos recipientes constituye un puente térmico que incrementa directamente el *boil-off*, de modo que la solución estructural y la solución térmica se encuentran fuertemente acopladas y no pueden optimizarse de forma independiente.

Frente a este escenario, el presente trabajo aborda el problema de diseño y optimización termo-estructural de un estanque criogénico tipo Dewar de  $0,12\text{ m}^3$  para almacenamiento de hidrógeno líquido, orientado a su utilización como sistema de apoyo a la investigación experimental en instalaciones universitarias. El estudio busca determinar la configuración óptima de espesores de pared, sistema de soporte interno y aislamiento multicapa que permita mantener la tasa de evaporación dentro de límites operativos aceptables, garantizando al mismo tiempo la integridad mecánica del sistema bajo las condiciones de carga definidas.

## 1.2. Justificación del estudio

El almacenamiento criogénico de hidrógeno líquido a escala de laboratorio representa un problema de ingeniería de mayor exigencia técnica que su contraparte industrial, dado que la penalización térmica por escala no puede compensarse con los mismos criterios de diseño aplicados a sistemas de gran volumen. Abordar este problema requiere un proceso de optimización paramétrica específico que integre simultáneamente el análisis estructural y térmico del sistema.

El presente trabajo se justifica en la necesidad concreta de disponer de un estanque criogénico de  $0,12\text{ m}^3$  para apoyar líneas de investigación experimental en instalaciones universitarias, donde se requiere una fuente de  $\text{LH}_2$  confiable y de operación autónoma prolongada. La capacidad seleccionada permite almacenar

aproximadamente 7,81 kg de hidrógeno líquido, cantidad suficiente para sostener sesiones experimentales de larga duración sin recargas frecuentes que interrumpan los procesos en curso.

Desde el punto de vista académico, el desarrollo de este diseño constituye un aporte metodológico al área de sistemas criogénicos de pequeña escala, documentando un proceso de optimización termo-estructural que puede servir de referencia para diseños futuros de características similares.

### 1.3. Alcance del estudio

El presente trabajo abarca el diseño mecánico y la optimización térmica de un estanque criogénico tipo Dewar de 0,12 m<sup>3</sup> para almacenamiento de hidrógeno líquido a 20 K y presión atmosférica. Los alcances específicos del estudio son los siguientes:

- Diseño mecánico de los recipientes interno y externo según ASME BPVC Sección VIII División 1 [4], evaluando espesores nominales de 3, 4 y 5 mm en ambos recipientes.
- Evaluación y selección del sistema de soporte del recipiente interno mediante el análisis comparativo de tres alternativas geométricas — varillas en configuración X-3D, discos anulares, y correas compuestas con tope axial — considerando simultáneamente criterios estructurales y térmicos.
- Análisis térmico del sistema de aislamiento MLI tipo Mylar/Net para cuatro configuraciones de número de capas (10, 15, 20 y 40 capas), utilizando datos experimentales de Fesmire y Johnson [5].
- Simulación del boil-off mediante BoilFAST [2] para determinar la tasa de evaporación resultante de cada configuración, con un criterio de diseño objetivo de 3,0%/día.
- Simulación estructural mediante elementos finitos en Autodesk Inventor, evaluando la distribución de tensiones de Von Mises, desplazamientos y fuerzas de reacción en los componentes críticos del sistema para cada alternativa de diseño evaluada.
- Descripción del proceso de manufactura y consideraciones constructivas asociadas a la fabricación del sistema.

### 1.4. Limitaciones del estudio

El estudio presenta las siguientes limitaciones que deben considerarse al interpretar los resultados obtenidos:

- El coeficiente de transferencia de calor vapor-líquido  $U_{VL} = 0,15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , utilizado como parámetro de entrada en BoilFAST, fue calibrado por Al Ghafri et al. [2] para un estanque de 12,5 m<sup>3</sup>. Su aplicación a una geometría de escala significativamente menor introduce una fuente de incertidumbre en los resultados de la simulación térmica.
- Los datos de conductividad efectiva  $k_e$  del MLI fueron obtenidos por Fesmire y Johnson [5] en el rango experimental de 78 a 293 K, siendo extrapolados al rango de operación real de 20 a 300 K del presente diseño, lo que puede introducir desviaciones en la estimación del calor conducido a través del aislamiento.
- El análisis estructural mediante elementos finitos se realizó en Autodesk Inventor asumiendo materiales homogéneos e isotrópicos, sin considerar el comportamiento anisotrópico del G10-CR.

- El análisis de fatiga térmica asociado a los ciclos de llenado y vaciado del estanque queda fuera del alcance del presente trabajo. Cada ciclo de operación somete al recipiente interno a un gradiente de temperatura de aproximadamente 280 K, cuyos efectos acumulados sobre la vida útil del sistema no fueron evaluados, siendo recomendable su estudio para aplicaciones que demanden un número elevado de ciclos térmicos.
- El presente trabajo no incluye el diseño del sistema de vacío, válvulas de seguridad ni instrumentación de control, los cuales constituyen componentes complementarios necesarios para la operación del estanque y quedan fuera del alcance de este estudio.
- El presente trabajo constituye un trabajo estrictamente técnico del sistema de almacenamiento criogénico. No se incluye análisis económico de ningún tipo, quedando fuera del alcance del estudio la estimación de costos de fabricación, materiales, operación o cualquier otro indicador de viabilidad económica o financiera del proyecto.

## 2. Objetivos

### 2.1. Objetivo general

Optimizar el diseño estructural y térmico de un estanque criogénico tipo Dewar para el almacenamiento de hidrógeno líquido, mediante simulaciones numéricas orientadas a determinar la combinación óptima de espesores y configuración de aislamiento, con el objetivo de minimizar la transferencia de calor hacia el interior del estanque y reducir las pérdidas por evaporación (boil-off), permitiendo a su vez optimizar la materialidad sin comprometer la integridad mecánica del estanque.

### 2.2. Objetivos específicos

- Desarrollar un análisis del estado del arte sobre el hidrógeno como vector energético, considerando sus propiedades fisicoquímicas, producción, clasificación, aplicaciones y desafíos tecnológicos, así como las principales tecnologías de almacenamiento y normativas técnicas asociadas.
- Modelar y simular el comportamiento estructural y térmico de un estanque criogénico tipo Dewar, bajo condiciones operativas reales, evaluando distintos espesores y aislamientos multicapa.
- Evaluar la respuesta estructural y térmica del estanque frente a presiones internas - externas y esfuerzos mecánicos, verificando su desempeño mediante criterios de resistencia, deformación y estabilidad estructural, de acuerdo con normas de diseño y seguridad aplicables.
- Determinar la configuración óptima del sistema mediante la minimización de las pérdidas térmicas y el boil-off, sujeta a restricciones de integridad mecánica y criterios de diseño estructural.

### 3. Marco Teórico

#### 3.1. Introducción al hidrógeno

El hidrógeno ( $H_2$ ) es el elemento químico más abundante del universo. En condiciones normales de temperatura y presión, se presenta como un gas incoloro, inodoro e insípido. No obstante, en la naturaleza no se encuentra en forma libre, sino combinado en compuestos como el agua ( $H_2O$ ), hidrocarburos y biomasa. Por esta razón, su obtención requiere procesos industriales como la electrólisis del agua, el reformado de gas natural o la gasificación de biomasa.

En las últimas décadas, el hidrógeno ha adquirido gran relevancia debido a su potencial como vector energético limpio, capaz de almacenar y transportar energía sin generar emisiones contaminantes en su uso final. Su alta densidad energética por unidad de masa, combinada con la posibilidad de ser producido a partir de fuentes renovables, lo convierte en una pieza clave en las estrategias de descarbonización y transición energética a nivel mundial.

Históricamente, el hidrógeno ha sido utilizado en aplicaciones industriales como la refinación de petróleo, la producción de amoníaco y metanol, así como en procesos metalúrgicos. Actualmente, su papel se ha expandido hacia sectores emergentes como la movilidad sustentable, el almacenamiento estacional de energía, la producción de combustibles sintéticos y el uso como materia prima verde en la industria pesada.

#### 3.2. Propiedades del hidrógeno

El hidrógeno ( $H_2$ ) es el elemento más liviano y abundante del universo, con una densidad de  $0,089 \text{ kg/m}^3$  a  $0^\circ\text{C}$  y 1 bar, siendo aproximadamente 14 veces más liviano que el aire, lo que le permite ascender y dispersarse rápidamente en la atmósfera en caso de fuga [1]. En estado líquido, el hidrógeno presenta una densidad de  $70,8 \text{ kg/m}^3$  a  $-253^\circ\text{C}$  y 1 bar, con un punto de ebullición de  $-252,87^\circ\text{C}$  a presión atmosférica. Desde el punto de vista químico, el hidrógeno es altamente reactivo, especialmente con el oxígeno, formando enlaces covalentes como en el agua ( $H_2O$ ), y actuando frecuentemente como agente reductor. Las propiedades fisicoquímicas del hidrógeno se resumen en la Tabla 1.

Tabla 1: Propiedades fisicoquímicas del hidrógeno [6] [7].

| Propiedad                                      | Valor                     |
|------------------------------------------------|---------------------------|
| Densidad (gas, 0 °C, 1 bar)                    | 0,089 kg/m <sup>3</sup>   |
| Densidad (líquido, -253 °C, 1 bar)             | 70,8 kg/m <sup>3</sup>    |
| Punto de ebullición (1 bar)                    | -253 °C                   |
| Temperatura crítica                            | 33,19 K                   |
| Presión crítica                                | 13,15 bar                 |
| Calor de vaporización (-253 °C, 1 bar)         | 445,6 kJ/kg               |
| Calor específico $C_p$ (0 °C, 1 bar)           | 14,19 kJ/kg·K             |
| Calor específico $C_v$ (0 °C, 1 bar)           | 10,06 kJ/kg·K             |
| Conductividad térmica (0 °C, 1 bar)            | 0,168 W/m·K               |
| Coeficiente de difusión en aire (20 °C, 1 bar) | 0,69 cm <sup>2</sup> /s   |
| Límites de inflamabilidad (20 °C, 1 bar)       | 4,0–75,0 %                |
| Temperatura de autoignición (1 bar)            | 585 °C                    |
| Energía mínima de ignición (20 °C, 1 bar)      | 0,019 mJ                  |
| Temperatura teórica de llama (1 bar)           | 2.045 °C                  |
| Densidad energética por masa                   | 120 MJ/kg                 |
| Densidad energética por volumen                | 10,8 MJ/Nm <sup>3</sup>   |
| Índice de Wobbe                                | 11,29 kWh/Nm <sup>3</sup> |

Tabla 2: Comparación de parámetros relevantes para la seguridad [1].

| Parámetro                   | Hidrógeno | Gas Natural | Propano | Vapor de Gasolina |
|-----------------------------|-----------|-------------|---------|-------------------|
| Densidad relativa al aire   | 0,07      | 0,55        | 1,52    | 4,0               |
| Temperatura de autoignición | 585 °C    | 540 °C      | 490 °C  | 230 °C            |
| Rango de inflamabilidad     | 75,0 %    | 15,0 %      | 10,1 %  | 7,6 %             |
| Energía mínima de ignición  | 0,02 mJ   | 0,29 mJ     | 0,26 mJ | 0,24 mJ           |

De la tabla se desprenden tres aspectos críticos para la seguridad del almacenamiento de hidrógeno: su baja densidad relativa (0,07 respecto al aire) favorece la dispersión rápida en caso de fuga; su amplio rango de inflamabilidad (75,0 %) es significativamente mayor que el de los combustibles convencionales; y su energía mínima de ignición (0,02 mJ) es aproximadamente 14 veces menor que la del gas natural, lo que exige estrictas medidas de control de chispas e ignición en las instalaciones de almacenamiento [1].

### 3.3. Fuentes y métodos de obtención

El hidrógeno, como se mencionó antes, es el elemento más abundante del universo, pero en la tierra no se encuentra libre en cantidades significativas, sino combinado en compuestos como el agua, hidrocarburos o biomasa. Por lo tanto, debe ser producido artificialmente a partir de diversas fuentes mediante procesos físicos, químicos o biológicos.

Estos métodos de obtención se agrupan en cuatro grandes categorías: termoquímicos, electrolíticos, biológicos y otros procesos emergentes. Cada uno presenta particularidades en términos de eficiencia energética, impacto ambiental, madurez tecnológica y costo. Actualmente, más del 96 % del hidrógeno producido en el mundo proviene de combustibles fósiles y el 4 % proviene del agua. A continuación, se presentan las principales tecnologías de obtención del hidrógeno [1].

### 3.3.1. Procesos termoquímicos

Utilizan calor para liberar hidrógeno a partir de hidrocarburos o biomasa. Actualmente, representan más del 96 % de la producción mundial.

- **Reformado con vapor (SMR):** Método más extendido, representa el 48 % de la producción mundial. Hace reaccionar metano con vapor a 1.000 °C según:



Alcanza eficiencias de hasta 83,9 %, pero genera elevadas emisiones de CO<sub>2</sub>.

- **Oxidación parcial:** Oxidación incompleta de hidrocarburos pesados para producir gas de síntesis. Ampliamente utilizada en refinerías y plantas de generación eléctrica.
- **Reformado autotérmico (ATR):** Combina SMR y oxidación parcial en un solo reactor, aprovechando el calor de la oxidación para la reacción endotérmica, logrando mayor eficiencia global.
- **Gasificación de carbón:** Representa el 18 % de la producción mundial. El carbón reacciona con oxígeno y vapor generando gas de síntesis, con eficiencias entre 50 y 70 %, aunque con altas emisiones de CO<sub>2</sub>.
- **Gasificación de biomasa:** Similar a la del carbón pero empleando residuos orgánicos renovables, con menor impacto ambiental.
- **Descomposición térmica del agua:** Disocia el agua en H<sub>2</sub> y O<sub>2</sub> mediante calor extremo (sobre 2.500 °C) o ciclos termoquímicos a temperaturas más moderadas (850–1.000 °C). Aún en fase de investigación.

### 3.3.2. Procesos electrolíticos

Separan el hidrógeno del agua mediante corriente eléctrica. Cuando se alimentan con energía renovable permiten la producción de hidrógeno verde.

- **Electrólisis alcalina:** Tecnología más madura comercialmente, opera con solución de KOH o NaOH entre 60 y 90 °C. Alcanza eficiencias de hasta 82 %, aunque con baja flexibilidad ante variaciones rápidas de carga.
- **Electrólisis PEM:** Emplea una membrana polimérica de intercambio protónico. Ofrece tiempos de respuesta rápidos y pureza superior al 99,99 %, ideal para integración con energías renovables intermitentes, aunque con mayor costo de inversión.
- **Electrólisis de óxido sólido (SOEC):** Opera entre 600 y 900 °C aprovechando calor residual industrial, con eficiencias teóricas de hasta 90 %. Aún en fase de desarrollo con desafíos en durabilidad de materiales.

### 3.3.3. Procesos biológicos

Utilizan microorganismos como bacterias anaerobias, algas y cianobacterias para producir hidrógeno. La fermentación oscura y la fotoproducción biológica son los métodos más estudiados, con eficiencias máximas de 7 % en laboratorio. Representan una vía promisorio por el uso de fuentes renovables, aunque sin madurez comercial aún.

### 3.3.4. Otros métodos emergentes

- **Fotocatálisis solar:** Usa semiconductores activados por radiación solar para disociar el agua sin fuente eléctrica externa. Actualmente en investigación básica.
- **Subproducto industrial:** El hidrógeno se obtiene como subproducto en procesos como la industria cloroalcalina, donde la electrólisis de salmuera genera  $H_2$ ,  $Cl_2$  y  $NaOH$ . Requiere purificación para aplicaciones de alta exigencia.

### 3.4. Clasificación del hidrógeno según su origen

La clasificación del hidrógeno según su origen se representa mediante un sistema de colores, donde cada tonalidad hace referencia al tipo de proceso y fuente energética empleada en su producción, permitiendo evaluar su sostenibilidad e impacto ambiental [1].

- **Hidrógeno Negro:** Producido mediante gasificación del carbón. Es la forma más contaminante debido a sus elevadas emisiones de  $CO_2$ .
- **Hidrógeno Gris:** Proviene del reformado con vapor de gas natural sin captura de carbono. Es actualmente el más común a nivel mundial, representando más del 48 % de la producción global.
- **Hidrógeno Azul:** Mismo proceso que el gris, pero incorporando tecnologías de captura y almacenamiento de  $CO_2$  (CCS), reduciendo significativamente su huella de carbono.
- **Hidrógeno Turquesa:** Obtenido mediante pirólisis del metano, produciendo  $H_2$  y carbono sólido como subproducto, sin emisiones directas de  $CO_2$ .
- **Hidrógeno Rosa:** Producido por electrólisis del agua utilizando energía nuclear. Libre de emisiones directas, aunque su aceptación depende del contexto político y social respecto a la energía nuclear.
- **Hidrógeno Verde:** Producido por electrólisis del agua con energía exclusivamente renovable (solar, eólica o hidroeléctrica). Considerado el más sostenible al no generar emisiones de carbono en ninguna etapa del proceso.

La Tabla 3 resume las principales características de cada categoría.

Tabla 3: Clasificación del hidrógeno según su origen [1].

| Color    | Fuente energética | Proceso      | Emisiones $CO_2$ |
|----------|-------------------|--------------|------------------|
| Negro    | Carbón            | Gasificación | Muy altas        |
| Gris     | Gas natural       | SMR sin CCS  | Altas            |
| Azul     | Gas natural       | SMR con CCS  | Bajas            |
| Turquesa | Gas natural       | Pirólisis    | Nulas            |
| Rosa     | Nuclear           | Electrólisis | Nulas            |
| Verde    | Renovables        | Electrólisis | Nulas            |

### 3.5. Usos y aplicaciones del hidrógeno

El hidrógeno destaca por su versatilidad como vector energético, materia prima industrial y medio de almacenamiento, lo que lo convierte en un elemento clave para la transición hacia una economía baja en carbono. Su utilización abarca múltiples sectores, permitiendo reducir la dependencia de los combustibles fósiles y contribuir a los objetivos de descarbonización global. Entre sus principales aplicaciones se encuentran [1]:

- **Industria:** Es ampliamente utilizado como materia prima en la síntesis de amoníaco (fertilizantes) y metanol, en procesos de refinación de petróleo (hidrodesulfuración e hidrocrackeo) y en la hidrogenación de aceites para la industria alimentaria. Representa el uso industrial más consolidado del hidrógeno a nivel global.
- **Transporte:** Mediante celdas de combustible alimenta vehículos eléctricos como automóviles, buses, camiones, trenes y embarcaciones, ofreciendo alta autonomía y tiempos de recarga reducidos. También puede emplearse directamente en motores de combustión interna.
- **Almacenamiento de energía:** Permite acumular excedentes de energía renovable de forma estacional, reconvirtiéndolos en electricidad, metano, amoníaco o metanol según la demanda. Es una solución clave para la integración de fuentes intermitentes como la solar y eólica.
- **Generación eléctrica:** Las celdas de combustible estacionarias permiten generar electricidad limpia de forma descentralizada, siendo adecuadas para zonas aisladas, edificios e industrias, con posibilidad de cogeneración de calor y electricidad.
- **Industria pesada y descarbonización:** El hidrógeno verde es una de las pocas alternativas viables para descarbonizar sectores de difícil electrificación directa, como la producción de acero (reducción directa de hierro), la industria cementera y la química pesada, donde representa una solución estratégica a largo plazo.

### 3.6. Desafíos tecnológicos y ventajas

#### 3.6.1. Desafíos

El hidrógeno presenta una serie de desafíos técnicos y económicos que dificultan su adopción masiva como vector energético. Al no encontrarse de forma libre en la naturaleza, debe ser obtenido a través de procesos secundarios que requieren una considerable cantidad de energía, como la electrólisis del agua o el reformado de hidrocarburos. Esta dependencia energética, especialmente cuando se busca producir hidrógeno verde mediante fuentes renovables, contribuye a que los costos de producción sigan siendo elevados. Además, una vez obtenido, el hidrógeno plantea dificultades significativas en términos de almacenamiento y transporte, debido a sus propiedades fisicoquímicas como su baja densidad energética volumétrica y su alta volatilidad. A esto se suma la falta de infraestructura especializada, tanto para su distribución como para su uso final, lo cual limita su penetración en mercados energéticos tradicionales. Finalmente, la eficiencia energética global del ciclo completo (desde la producción hasta el consumo) sigue siendo relativamente baja, lo que representa un obstáculo adicional para su competitividad frente a otras fuentes de energía.

#### 3.6.2. Ventajas

El hidrógeno como vector energético presenta una serie de ventajas que lo posicionan como un actor clave en la transición hacia sistemas energéticos más sostenibles. Una de sus principales fortalezas es la capacidad de convertir directamente la energía química en energía eléctrica mediante pilas de combustible, sin necesidad de pasar por un ciclo térmico de potencia, lo que se traduce en una mayor eficiencia y menor pérdida de energía en el proceso. Además, si el hidrógeno es producido a partir de fuentes renovables como la energía solar, eólica o hidráulica, el proceso puede ser completamente libre de emisiones de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), contribuyendo significativamente a los objetivos de descarbonización global. Otra ventaja relevante es su alta densidad energética por unidad de masa, lo que lo convierte en una excelente opción para aplicaciones que requieren portabilidad y almacenamiento energético eficiente. Finalmente, el hidrógeno destaca por su versatilidad, ya que puede ser utilizado en sectores diversos como la movilidad, la generación eléctrica, la industria química y la calefacción, posicionándose como un complemento ideal para las tecnologías limpias.

## 4. Almacenamiento de hidrógeno

El almacenamiento del hidrógeno es un aspecto clave para su utilización en múltiples aplicaciones, desde el transporte y la generación eléctrica hasta la industria en general. Existen diversos métodos para almacenarlo, siendo los más utilizados el almacenamiento en forma comprimida y en estado líquido. Sin embargo, también se han desarrollado tecnologías basadas en materiales sólidos, como los hidruros metálicos, compuestos químicos y nanomateriales porosos, así como métodos híbridos como el almacenamiento criocomprimido y el almacenamiento subterráneo a gran escala.

Cada uno de estos sistemas presenta ventajas y desafíos técnicos relacionados con su densidad energética (tanto gravimétrica como volumétrica), sus requerimientos de infraestructura, la seguridad operativa y la eficiencia general del sistema. La elección del método de almacenamiento depende en gran medida de la aplicación específica, el contexto económico y las condiciones técnicas disponibles.

La forma en que el hidrógeno es almacenado está estrechamente influenciada por su contenido energético, el cual se determina a partir de su poder calorífico superior (PCS) e inferior (PCI). Estos valores se expresan comúnmente en función de la masa, como MJ/kg o kWh/kg. A partir de la densidad del hidrógeno (kg/L), es posible calcular también la densidad energética volumétrica, expresada en MJ/L o kWh/L. Esta métrica es fundamental para comparar la viabilidad técnica y económica de los diferentes métodos de almacenamiento, especialmente en aplicaciones donde el espacio y el peso son factores críticos.

En las secciones siguientes se presentan las dos principales tecnologías de almacenamiento de hidrógeno, sus fundamentos físicos, sus implicancias operativas y sus desafíos.

### 4.1. Almacenamiento de hidrógeno comprimido

El almacenamiento de hidrógeno comprimido representa la tecnología más madura y extendida en la actualidad para aplicaciones tanto estacionarias como móviles. Este método consiste en contener hidrógeno en estado gaseoso dentro de estanques presurizados, generalmente a temperaturas cercanas al ambiente. Las presiones típicas de trabajo son de 350 y 700 bar, lo que permite alcanzar densidades energéticas aceptables sin necesidad de enfriamiento extremo.

El principio fundamental es la compresión del gas para reducir su volumen, aumentando su densidad energética. Sin embargo, este aumento de presión requiere tanques especialmente diseñados que cumplan con estrictas exigencias estructurales y de seguridad. Estos recipientes deben evitar fenómenos como el *embrittlement* (fragilización por hidrógeno) o el *blistering* (formación de burbujas internas por acumulación de gas), y a la vez mantener una masa total del sistema de almacenamiento competitiva.

Una variante en desarrollo es el almacenamiento *criocomprimido*, donde el hidrógeno se mantiene a temperaturas inferiores a  $-123^{\circ}\text{C}$ , combinando presión y refrigeración para lograr mayores densidades de almacenamiento. Sin embargo, este enfoque aún se encuentra en fase de investigación y no ha sido ampliamente implementado.

#### 4.1.1. Tipos de estanques para hidrógeno comprimido

Los estanques se clasifican comúnmente en cinco tipos, según el material de fabricación y la presión máxima que pueden soportar. Esta clasificación también se relaciona con la *energía específica del sistema*, es decir, la cantidad de energía disponible por unidad de masa considerando tanto el hidrógeno como la masa del propio tanque [6].

- **Tipo I:** Construidos completamente en acero o aluminio sin costuras ni recubrimientos. Soportan presiones entre 150 y 300 bar. Son los más pesados debido a sus paredes gruesas. Su uso se restringe

principalmente a aplicaciones industriales estacionarias.

- **Tipo II:** Estanques metálicos sin costura, reforzados con aros de fibra de vidrio y resina. Admiten presiones de hasta 800 bar. Aunque siguen siendo pesados, su resistencia los hace útiles como tanques intermedios o de reserva.
- **Tipo III:** Compuestos por un *liner* interno de aluminio sin costuras, completamente recubierto con fibras de vidrio y resinas compuestas. Soportan entre 350 y 700 bar. Son más livianos y adecuados para aplicaciones de movilidad, como vehículos o trailers de transporte.
- **Tipo IV:** Revestimiento completamente no metálico. Utilizan un *liner* interno de polímero de alta densidad y una estructura externa de fibras de carbono enrolladas, que soportan las cargas internas del gas presurizado. Estos tanques trabajan también entre 350 y 700 bar y son ampliamente utilizados en el sector automotriz por su bajo peso.
- **Tipo V (en desarrollo):** Estanques completamente compuestos, sin *liner* interno. Aún en investigación, estos prometen la máxima reducción de masa, pero enfrentan grandes desafíos en cuanto a impermeabilidad y durabilidad.

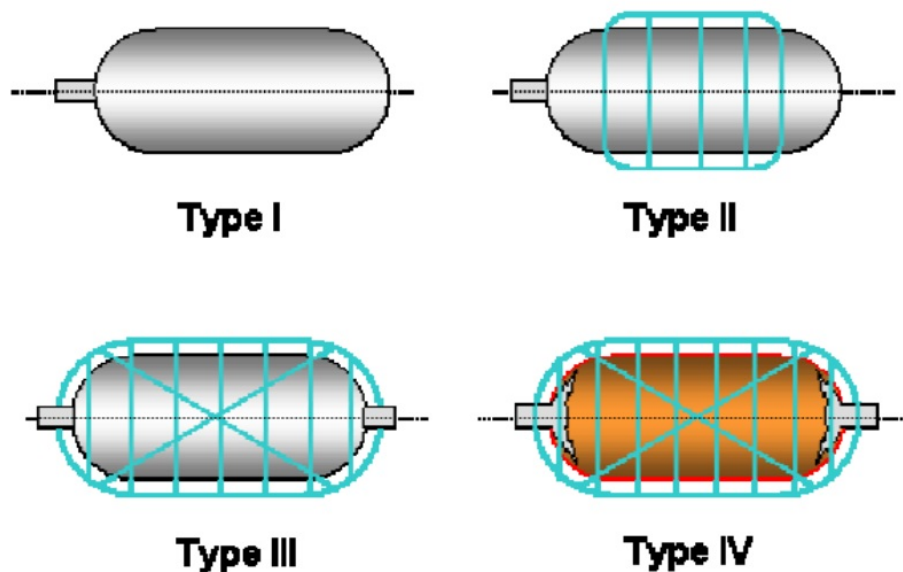


Figura 1: Tipos de estanques [8].

La siguiente imagen permite visualizar de forma comparativa cómo varía el volumen ocupado por el hidrógeno en función de la presión de almacenamiento.



Figura 2: Comparación del volumen ocupado almacenado a distintas presiones [9].

#### 4.1.2. Consideraciones operativas

El almacenamiento a alta presión impone una serie de desafíos técnicos y operacionales:

1. Los materiales del estanque deben ser resistentes a la fragilización inducida por el hidrógeno.
2. Se requieren válvulas, sensores y sistemas de alivio de presión confiables para evitar sobrepresiones accidentales.
3. La estructura debe soportar ciclos repetidos de carga y descarga sin deteriorarse mecánicamente.
4. El diseño debe minimizar fugas, ya que el hidrógeno, al ser la molécula más pequeña, tiende a escapar por microdefectos en juntas o materiales.
5. Debe considerarse el espesor de la pared, la eficiencia de la fibra de refuerzo, el sellado del *liner* interno y la durabilidad del sistema ante vibraciones o impactos.

#### 4.1.3. Diseño estructural de los estanques

Los diseños modernos priorizan una alta relación entre energía almacenada y masa del sistema, lo cual es crucial para aplicaciones móviles. Un ejemplo es el tanque tipo IV, que incorpora una delgada capa interna de polímero (generalmente polietileno de alta densidad) que actúa como barrera de gas, y una capa externa de fibra de carbono enrollada helicoidalmente que absorbe la presión interna. Esta configuración permite combinar bajo peso, alta capacidad y excelente resistencia mecánica.

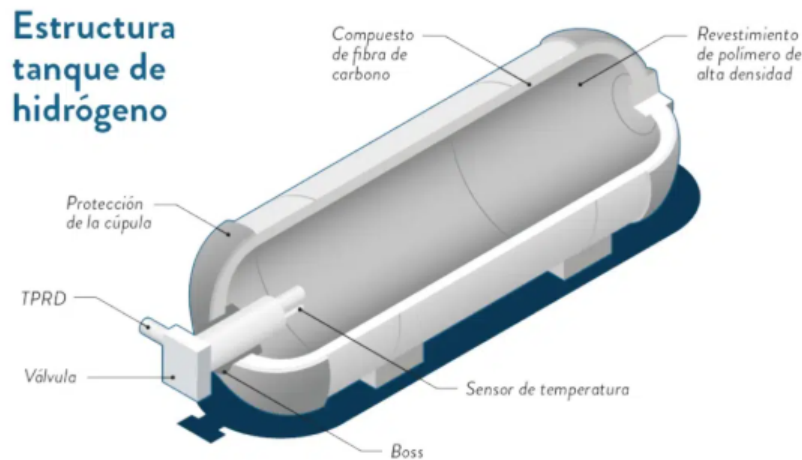


Figura 3: Esquema típico de la estructura de un estanque de hidrógeno tipo IV [9].

## 4.2. Almacenamiento de hidrógeno líquido

El hidrógeno líquido ( $\text{LH}_2$ ) representa una alternativa atractiva para el almacenamiento debido a su elevada densidad energética en comparación con su forma gaseosa. Sin embargo, este método presenta importantes desafíos técnicos asociados a la necesidad de mantener el hidrógeno a temperaturas extremadamente bajas ( $-253^\circ\text{C}$ ) para conservar su estado líquido, lo cual implica un considerable consumo energético para su licuefacción, así como estrictos requerimientos de aislamiento térmico.

El almacenamiento criogénico de hidrógeno se realiza en estanques especialmente diseñados, generalmente compuestos por un recipiente metálico de doble pared con aislamiento entre ambas capas. El recipiente interno, que contiene el hidrógeno líquido, está rodeado por una material multicapa con separadores que actúan como barreras térmicas, minimizando la conducción, convección y radiación térmica. Este recipiente interno se monta dentro del recipiente externo mediante soportes especiales, y el espacio entre ambas paredes se evacúa (al vacío) para eliminar pérdidas por convección.

Una de las principales limitaciones de esta tecnología es el fenómeno conocido como *boil-off*, que corresponde a la evaporación continua del hidrógeno debido a la inevitable transferencia de calor hacia el interior del estanque. Esta evaporación es especialmente significativa en recipientes pequeños debido a su alta relación superficie/volumen. Por esta razón, es fundamental contar con sistemas de aislamiento térmico altamente eficientes, siendo el espesor del aislamiento uno de los factores más influyentes en la reducción de las tasas de ebullición.

Una de las principales ventajas del almacenamiento criogénico de hidrógeno es que opera a baja presión, a diferencia de los sistemas de hidrógeno comprimido. Esto permite utilizar materiales compuestos más livianos y diseñar estanques con masas específicas similares a las de los combustibles convencionales. Sin embargo, estos sistemas deben enfrentar exigencias estructurales importantes, ya que durante el llenado y vaciado se producen variaciones significativas de temperatura, lo que afecta tanto al material del estanque como a sus puntos de unión.

Además, el proceso de licuefacción del hidrógeno conlleva un alto consumo energético, ya que se requieren aproximadamente 13,2 kWh para enfriar 1 kg de hidrógeno hasta su punto de licuefacción, y unos 3,3 kWh adicionales para mantenerlo en estado líquido [9].

#### 4.2.1. Consideraciones operativas

El almacenamiento de  $\text{LH}_2$  impone varias restricciones técnicas:

1. Requiere estanques herméticos y líneas selladas para evitar la entrada de aire, el cual puede congelarse y bloquear el flujo.
2. La manipulación del hidrógeno líquido necesita equipos y protocolos especializados debido a su baja temperatura.
3. El hidrógeno debe ser utilizado en plazos relativamente cortos, ya que la ebullición progresiva limita su tiempo de almacenamiento.
4. Se debe mantener una presión constante en los estanques, lo que exige sistemas controlados de presión.

#### 4.2.2. Diseño del Estanque

Los materiales utilizados en la fabricación de los estanques deben cumplir con criterios específicos de desempeño debido a las condiciones extremas del almacenamiento criogénico. En particular, deben ser:

- Estructuralmente resistentes a bajas temperaturas, con capacidad para soportar esfuerzos cíclicos y fenómenos de fatiga térmica y mecánica.
- Impermeables al hidrógeno, con el fin de evitar filtraciones y minimizar el riesgo de fragilización por hidrógeno.

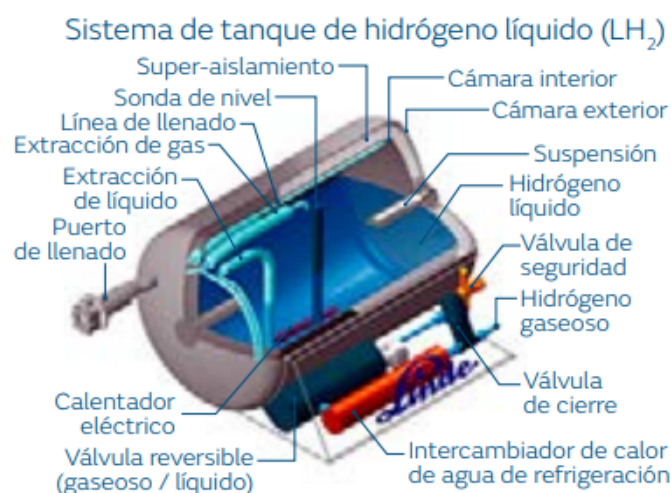


Figura 4: Componentes de un tanque de almacenamiento de hidrógeno líquido [6].

#### 4.2.3. Principios de licuefacción

La licuefacción del hidrógeno es el proceso mediante el cual este gas es enfriado hasta alcanzar su estado líquido, lo que ocurre a temperaturas cercanas a 20 K ( $-253^{\circ}\text{C}$ ) a presiones próximas a la atmosférica [3]. Este proceso se logra mediante la combinación de etapas de compresión, enfriamiento y expansión en ciclos

termodinámicos cerrados, donde una fracción del gas se condensa y el resto es recirculado para mejorar la eficiencia del sistema.

Desde un punto de vista termodinámico, el hidrógeno es llevado desde condiciones cercanas a temperatura ambiente ( $25^{\circ}\text{C}$  , 1 bar) hasta condiciones criogénicas, lo que implica una elevada extracción de calor y, por ende, un alto consumo energético.

Este proceso se basa principalmente en el efecto Joule-Thomson, el cual describe el cambio de temperatura de un gas al expandirse sin intercambio de calor con el entorno. Este proceso corresponde a una expansión isentálpica, en la cual la entalpía del sistema se mantiene constante ( $h_1 = h_2$ ), siendo esta una característica fundamental en los procesos de licuefacción mediante válvulas de expansión. El comportamiento del gas durante este proceso se describe mediante el coeficiente de Joule-Thomson ( $\mu_{JT}$ ), definido como:

$$\mu_{JT} = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_h$$

el cual indica la variación de temperatura frente a cambios de presión a entalpía constante. Desde un punto de vista físico, la variación de temperatura durante la expansión se relaciona con las interacciones intermoleculares del gas. En condiciones donde predominan fuerzas atractivas, la expansión genera una disminución de la energía cinética de las moléculas, provocando una reducción de la temperatura. Por el contrario, cuando predominan fuerzas repulsivas, la expansión puede generar un aumento de temperatura.

A diferencia de otros gases, el hidrógeno presenta una temperatura de inversión cercana a 202 K ( $-71^{\circ}\text{C}$ ) [3], lo que implica que a temperatura ambiente el gas se calienta al expandirse en lugar de enfriarse. Por esta razón, es necesario un preenfriamiento previo del hidrógeno antes de aplicar procesos de expansión, permitiendo así que el efecto Joule-Thomson genere una disminución de temperatura efectiva. En este contexto, la temperatura de inversión define el límite a partir del cual el efecto Joule-Thomson produce enfriamiento. Gases como el hidrógeno, helio y neón presentan temperaturas de inversión inferiores a la temperatura ambiente, lo que impide su licuefacción directa mediante este efecto sin un proceso previo de preenfriamiento.

Cabe destacar que la expansión mediante válvulas Joule-Thomson es un proceso irreversible y menos eficiente en comparación con expansiones isentrópicas, como las utilizadas en ciclos que incorporan turbinas. Los principales ciclos utilizados para la licuefacción del hidrógeno son:

- **Ciclo de Linde-Hampson:** Es el ciclo más simple y se basa en la expansión mediante válvulas Joule-Thomson. El hidrógeno es comprimido, enfriado en intercambiadores de calor y posteriormente expandido, produciendo una disminución de temperatura. Parte del gas se licúa y el resto se recircula al sistema. Su principal ventaja es la simplicidad y menor costo de implementación, mientras que su desventaja es una baja eficiencia energética. Desde un punto de vista termodinámico, este ciclo presenta una baja eficiencia debido a que la expansión mediante válvulas Joule-Thomson es un proceso irreversible y no permite recuperar trabajo del sistema.
- **Ciclo de Claude:** Es una mejora del ciclo anterior, que incorpora expansores (turbinas) además de válvulas de expansión. Esto permite recuperar trabajo durante la expansión y aumentar la eficiencia del proceso. El hidrógeno se enfría progresivamente en intercambiadores de calor, luego se expande parcialmente en un expansor y finalmente pasa por una válvula Joule-Thomson, donde se produce la licuefacción. Este ciclo presenta mayor eficiencia energética, siendo el más utilizado en aplicaciones industriales a gran escala, aunque con mayor complejidad y costo. La incorporación de expansores permite realizar una expansión cercana a un proceso isentrópico, logrando una mayor disminución de temperatura y una mejora en la eficiencia energética del sistema, debido a la recuperación parcial de trabajo.

#### 4.2.4. Diseño de estanques criogénicos tipo Dewar

Los estanques criogénicos tipo Dewar son sistemas diseñados para el almacenamiento de fluidos a muy bajas temperaturas, como el hidrógeno líquido, minimizando la transferencia de calor desde el entorno hacia el fluido contenido. Su diseño se basa en la reducción de los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

Su configuración general está compuesta por dos recipientes concéntricos, un recipiente interno, que contiene el fluido criogénico, y un recipiente externo, que actúa como barrera estructural y de protección. Entre ambos recipientes existe un espacio anular evacuado (vacío), cuya función principal es eliminar la transferencia de calor por convección y reducir significativamente la conducción. [3]

El recipiente interno se fabrica generalmente con materiales resistentes a bajas temperaturas, como aceros inoxidables austeníticos, los cuales presentan buena tenacidad y resistencia a la fragilización. Por su parte, el recipiente externo puede ser fabricado en acero al carbono, ya que opera a temperatura ambiente.

Para minimizar las pérdidas por radiación térmica, en el espacio de vacío se puede incorporar un sistema de aislamiento multicapa (MLI, *Multi-Layer Insulation*), compuesto por láminas reflectantes (generalmente aluminio) separadas por materiales de baja conductividad térmica. Este sistema reduce significativamente el flujo de calor radiativo entre las paredes del estanque, siendo uno de los elementos más importantes en el diseño térmico. El desempeño del MLI depende de factores como el número de capas, la calidad del vacío y la correcta instalación de los separadores.

El recipiente interno debe ser soportado dentro del recipiente externo mediante estructuras mecánicas que permitan mantener su posición sin generar puentes térmicos significativos. Estos soportes suelen ser diseñados con materiales de baja conductividad térmica y geometrías optimizadas para reducir el área de transferencia de calor, además, deben ser capaces de resistir cargas mecánicas asociadas al peso del fluido, esfuerzos durante el transporte y dilataciones térmicas producto de las diferencias de temperatura entre ambos recipientes.

El nivel de vacío en el espacio anular es un parámetro crítico para el desempeño térmico del estanque. Un vacío insuficiente incrementa la transferencia de calor por conducción gaseosa, aumentando las pérdidas térmicas y el fenómeno de *boil-off*.

Por esta razón, los sistemas Dewar incorporan válvulas de evacuación y, en algunos casos, materiales absorbentes (getters) que ayudan a mantener el vacío durante la operación del estanque.

#### 4.2.5. Consideraciones de diseño

El diseño de estanques tipo Dewar debe considerar simultáneamente criterios térmicos y estructurales. Entre los principales aspectos se encuentran:

- Minimizar la transferencia de calor para reducir las pérdidas por evaporación del hidrógeno.
- Garantizar la integridad estructural del recipiente interno frente a cargas mecánicas y térmicas.
- Seleccionar materiales compatibles con hidrógeno y resistentes a bajas temperaturas.
- Optimizar el espesor de las paredes y el volumen del espacio de vacío.
- Asegurar la hermeticidad del sistema para evitar ingreso de aire o pérdida de hidrógeno.

El correcto equilibrio entre estos factores permite diseñar estanques eficientes, seguros y adecuados para aplicaciones criogénicas, especialmente en el almacenamiento de hidrógeno líquido.

### 4.3. Comparativa entre sistemas de almacenamiento

El almacenamiento de hidrógeno implica diferentes métodos que varían en consumo energético y eficiencia. La compresión del hidrógeno para almacenarlo a altas presiones requiere energía eléctrica para aumentar la presión del gas y, en muchos casos, para su enfriamiento. Por otro lado, la licuefacción demanda un consumo energético significativamente mayor debido a las bajas temperaturas necesarias para mantener el hidrógeno en estado líquido.

A continuación, se presenta una tabla comparativa del consumo energético asociado a diferentes procesos de almacenamiento de hidrógeno:

Tabla 4: Consumo energético para almacenamiento de hidrógeno [6].

| Proceso                                                                                                                   | Energía primaria consumida [ % ] |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|
| H <sub>2</sub> comprimido a 500 bar (incluye enfriamiento)                                                                | 15                               |
| H <sub>2</sub> comprimido a 900 bar (incluye enfriamiento)                                                                | 21                               |
| Licuefacción de H <sub>2</sub>                                                                                            | 78                               |
| Porcentaje respecto al contenido energético másico del hidrógeno (densidad energética por masa, PCI $\approx$ 120 MJ/kg). |                                  |

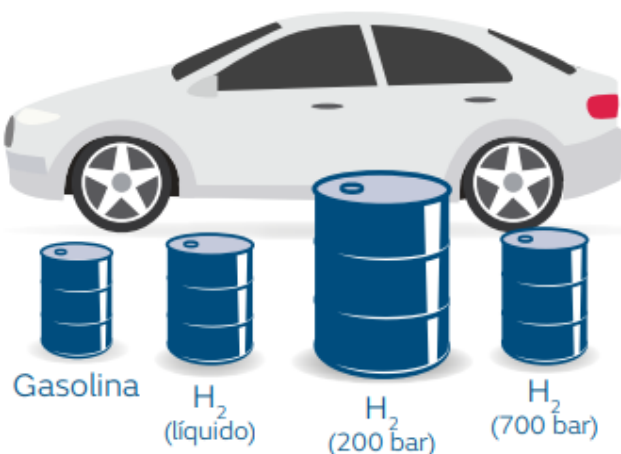


Figura 5: Comparación de la densidad de energía contenida en la gasolina y en el hidrógeno compactado en diferentes condiciones [6].

Esta comparativa evidencia que la licuefacción, si bien permite una mayor densidad volumétrica, implica un costo energético considerablemente superior en comparación con la compresión.

## 5. Normativa y Regulaciones Técnicas

Para el diseño del estanque criogénico, se consideran las siguientes normas internacionales y nacionales que establecen los requisitos mínimos de seguridad, integridad estructural y desempeño térmico aplicables al proyecto.

### 5.1. Normativa internacional

- **ASME BPVC Sección VIII, Divisiones 1 y 2 [4]:** Norma para el diseño, fabricación e inspección de recipientes a presión. Establece criterios para espesores mínimos, presiones admisibles, materiales y pruebas hidrostáticas. Es el código principal utilizado en este proyecto para verificar la integridad estructural del estanque.
- **ASME Section II, Part D [10]:** Complemento del ASME BPVC que proporciona las propiedades de materiales y los gráficos de diseño para presión externa.
- **NFPA 2 — Hydrogen Technologies Code [11]:** Código de seguridad para instalaciones de hidrógeno en estado gaseoso y líquido criogénico ( $\text{LH}_2$ ). Cubre almacenamiento, transferencia y operación segura. Es referenciado explícitamente por el D.S. N° 13/2022 del Ministerio de Energía como norma técnica internacional aplicable en Chile.

### 5.2. Normativa Nacional (Chile)

En Chile no existe normativa técnica específica para el diseño estructural de estanques criogénicos de hidrógeno, por lo que el dimensionamiento se rige por los códigos internacionales indicados anteriormente. No obstante, el **D.S. N° 13/2022 del Ministerio de Energía [12]**, publicado en el Diario Oficial el 24 de junio de 2024, constituye el primer instrumento regulatorio chileno que regula instalaciones de hidrógeno en estado gaseoso ( $\text{H}_2\text{G}$ ) y, para tecnologías no contempladas explícitamente como el almacenamiento criogénico ( $\text{LH}_2$ ), permite fundamentar el diseño mediante normas internacionales reconocidas, que es el enfoque adoptado en este proyecto. En materia de normas técnicas, el decreto incorpora explícitamente la **NCh2369:2003** y la **NCh2745:2013** para diseño sísmico y aislación sísmica de instalaciones industriales [13], las normas **NCh1914/1** y **NCh1914/2** para ensayos de reacción al fuego y determinación de combustibilidad de materiales, la **NCh935/1** para resistencia al fuego de elementos constructivos, y la **NCh1377** para identificación de gases comprimidos, aplicable al manejo del hidrógeno en la instalación. Adicionalmente, remite a la **NFPA 2/2020 [11]** como norma técnica internacional de referencia para el diseño, construcción y operación de instalaciones de hidrógeno.

## 6. Metodología de Diseño y Simulación

### 6.1. Definición de parámetros de diseño

Para llevar a cabo el trabajo de diseño y optimización del estanque se requiere la definición de un conjunto de parámetros fundamentales que condicionan tanto su comportamiento térmico como estructural. Estos parámetros establecen las bases para el modelado, la selección de materiales y la posterior simulación del sistema.

A continuación, se presentan los principales parámetros de diseño considerados:

- **Temperatura de operación:** La temperatura de operación se fija en 20 [K] ( $-253^{\circ}\text{C}$ ), valor definido principalmente por el punto de ebullición del hidrógeno a presión atmosférica. Esta condición asegura su almacenamiento en estado líquido.
- **Presión de operación:** La presión de operación se fija en 1 [bar] (0,1 MPa), condición bajo la cual el hidrógeno líquido presenta su punto de ebullición. La presión de diseño del sistema de alivio se establece en un 10% por encima de la presión de operación, resultando en 1,1 [bar] (0,11 MPa), según el ASME BPVC [4].
- **Capacidad del estanque:** La capacidad del estanque se fija en 0,12 [m<sup>3</sup>] de volumen total para el almacenamiento de hidrógeno líquido, valor que determina las dimensiones generales del sistema.
- **Temperatura ambiente:** La temperatura ambiente se fija en 300 [K] ( $27^{\circ}\text{C}$ ) como condición externa para el análisis térmico del sistema.
- **Sistema de aislamiento:** Se considera un sistema de aislamiento basado en vacío entre el recipiente interno y externo, complementándose con aislamiento multicapa (MLI) para minimizar la transferencia de calor.
- **Sistema de sujeción del recipiente interno:** El recipiente interno se encuentra suspendido dentro del recipiente externo mediante soportes.
- **Geometría del estanque:** Se considera una configuración cilíndrica horizontal con tapas semiesféricas, la cual define la geometría general del sistema para el modelado y análisis.
- **Restricciones normativas:** El diseño se rige por criterios establecidos en códigos como ASME Boiler and Pressure Vessel Code, asegurando la integridad estructural y seguridad operativa.

Estos parámetros constituyen la base para el desarrollo del diseño, permitiendo establecer condiciones realistas para el modelado y análisis del comportamiento del estanque criogénico.

### 6.2. Criterio de optimización del diseño

El diseño del estanque se desarrolla bajo un enfoque de optimización que busca equilibrar el desempeño térmico y la integridad estructural del sistema. Dado que ambos aspectos se encuentran fuertemente acoplados, es necesario definir criterios que permitan evaluar distintas configuraciones de diseño.

Los principales objetivos de optimización considerados son:

- **Optimización del sistema de aislamiento:** Minimizar la transferencia de calor hacia el interior del estanque mediante la adecuada configuración del vacío y del aislamiento multicapa, de modo que la tasa de evaporación del hidrógeno (boil-off) se mantenga en torno a un valor objetivo de 3,0%/día. Al Ghafri et al. [2] reportan que la generación de gas de evaporación aumenta a medida que disminuye el volumen del estanque debido al incremento de la relación superficie/volumen, con valores del orden de 0,4 %/día para 50 m<sup>3</sup> y 0,06 %/día para 20.000 m<sup>3</sup>. Extrapolando esta tendencia, un estanque de 0,12 m<sup>3</sup> presentaría tasas cercanas a 3,0 %/día. Por lo tanto, este valor objetivo constituye la meta de diseño del presente trabajo.
- **Optimización estructural del sistema:** Minimizar los niveles de esfuerzo en el estanque mediante la adecuada selección de espesores, de manera que el factor de seguridad respecto al límite de fluencia se mantenga en torno a un valor objetivo de 2, permitiendo reducir el peso estructural sin comprometer la integridad mecánica del sistema. Según la Tabla P-1 del Apéndice P del ASME BPVC Sección VIII División 1 [4], para materiales criogénicos bajo la Tabla ULT-23, el esfuerzo admisible se determina como  $S = \frac{2}{3}S_yR_y$ , lo que implica un factor de seguridad mínimo de 1,5 respecto a la fluencia. El valor objetivo de  $FS = 2$  adoptado en el presente trabajo es más conservador que el mínimo normativo, siendo coherente con la práctica habitual en el diseño de recipientes criogénicos reportada en la literatura especializada [3].

El proceso de optimización se basa en el análisis iterativo de los resultados obtenidos mediante simulaciones térmicas y estructurales, ajustando parámetros como los espesores del estanque, soportes y la configuración del aislamiento multicapa (MLI), hasta alcanzar una solución que cumpla con los criterios establecidos. De esta manera, se busca una configuración de diseño que minimice las pérdidas térmicas, controlando el boil-off dentro del valor objetivo definido, y que garantice un comportamiento estructural seguro, asegurando la viabilidad técnica del estanque criogénico.

### 6.3. Selección de materiales y parámetros de funcionamiento

La selección de materiales se realiza considerando las condiciones de operación descritas anteriormente.

#### 6.3.1. Recipiente interior

El recipiente interno será diseñado en acero inoxidable AISI 316L, seleccionado debido a su alta resistencia a la corrosión, excelente tenacidad y adecuado comportamiento mecánico en condiciones criogénicas. Este material pertenece a la familia de los aceros inoxidables austeníticos, los cuales se caracterizan por mantener una elevada ductilidad y resistencia a la fractura incluso a temperaturas extremadamente bajas.

Adicionalmente, el AISI 316L presenta un bajo contenido de carbono, lo que reduce la susceptibilidad a la corrosión intergranular y mejora su comportamiento en procesos de soldadura, aspecto relevante en la fabricación de este tipo de recipientes. La presencia de molibdeno en su composición química incrementa su resistencia a la corrosión en ambientes agresivos.

Estas características hacen del AISI 316L un material ampliamente utilizado en aplicaciones criogénicas, asegurando tanto la integridad estructural como la confiabilidad del sistema en condiciones de operación extremas [3].

Tabla 5: Propiedades del acero inoxidable AISI 316L [3] [14] [15]

| Propiedad                                | Valor típico                       |
|------------------------------------------|------------------------------------|
| Densidad                                 | 8000 kg/m <sup>3</sup>             |
| Límite elástico ( $\sigma_y$ )           | ~170 MPa                           |
| Resistencia a la tracción ( $\sigma_u$ ) | ~485 MPa                           |
| Módulo de elasticidad                    | ~193 GPa                           |
| Coeficiente de Poisson                   | 0,30                               |
| Conductividad térmica (300 K)            | 14–15 W/m·K                        |
| Conductividad térmica (20 K)             | 2,17 W/m·K                         |
| Coeficiente de expansión térmica         | $16 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ |
| Alargamiento                             | $\geq 40 \%$                       |

### 6.3.2. Recipiente exterior

El recipiente externo será diseñado en acero al carbono, seleccionado principalmente por su adecuado comportamiento mecánico frente a condiciones de presión externa, su buena resistencia estructural y su menor costo en comparación con aceros inoxidables. Este componente estará sometido a presión atmosférica externa debido a la condición de vacío en el espacio intermedio del estanque tipo Dewar, por lo que su diseño se encuentra gobernado por criterios de estabilidad estructural, particularmente el pandeo.

En este contexto, se selecciona el acero ASTM A516 Gr 70, material ampliamente utilizado en la fabricación de recipientes a presión debido a su buena resistencia mecánica, adecuada soldabilidad y comportamiento confiable bajo condiciones de carga. A diferencia del recipiente interno, el cual opera a temperaturas criogénicas, el recipiente externo se encuentra cercano a temperatura ambiente, por lo que no está expuesto a fenómenos de fragilización asociados a bajas temperaturas.

Tabla 6: Propiedades del acero al carbono ASTM A516 Gr 70 [3] [16]

| Propiedad                                | Valor típico                       |
|------------------------------------------|------------------------------------|
| Densidad                                 | 7850 kg/m <sup>3</sup>             |
| Límite elástico ( $\sigma_y$ )           | ~262 MPa                           |
| Resistencia a la tracción ( $\sigma_u$ ) | 485–620 MPa                        |
| Módulo de elasticidad                    | ~210 GPa                           |
| Conductividad térmica (300 K)            | ~50 W/m·K                          |
| Coeficiente de expansión térmica         | $11 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ |
| Alargamiento                             | $\geq 18 \%$                       |

### 6.3.3. Aislamiento MLI (*Multi-Layer Insulation*)

El sistema de aislamiento estará compuesto por vacío y aislamiento multicapa (MLI, *Multi-Layer Insulation*), el cual consiste en capas alternadas de materiales reflectantes y separadores de baja conductividad térmica, actuando de forma conjunta para reducir los tres mecanismos de transferencia de calor: radiación, conducción y convección [3].

El MLI es considerado el sistema de aislamiento térmico pasivo más eficiente disponible para aplicaciones criogénicas. Su principio de funcionamiento se basa en la reducción de la emisividad efectiva del sistema mediante el apilamiento de múltiples capas reflectantes separadas entre sí, de manera que cada capa intercepta la radiación térmica y la refleja antes de que alcance la capa siguiente [3].

Las capas reflectantes para este diseño serán de Mylar aluminizado por ambas caras (*Double-Aluminized Mylar*, DAM), un film de poliéster de aproximadamente 6–10  $\mu\text{m}$  de espesor con una capa de aluminio depositada al vacío de entre 30 y 40 nm. El aluminio actúa como barrera reflectante de la radiación infrarroja, presentando una emisividad superficial baja, del orden de 0,03–0,04. Como material separador entre las capas reflectantes se utiliza malla de Dacron (fibra de poliéster), la cual minimiza el contacto físico entre capas y, por ende, la conducción sólida entre ellas [17]. Las propiedades características de este sistema se resumen en la Tabla 7.

Tabla 7: Propiedades del sistema de aislamiento MLI tipo Mylar aluminizado por ambas caras (DAM) con malla de Dacron [3][5][18].

| Propiedad                             | Valor típico                                |
|---------------------------------------|---------------------------------------------|
| Material reflectante                  | Mylar aluminizado DAM                       |
| Espesor del film de Mylar             | 6–10 $\mu\text{m}$                          |
| Espesor capa de aluminio              | 30–40 nm                                    |
| Emisividad superficial ( $\epsilon$ ) | 0,03–0,04                                   |
| Material separador                    | Malla de Dacron (poliéster)                 |
| Densidad de capas                     | 2,0–2,6 capas/mm                            |
| $k_e$ efectiva (alto vacío, 20–300 K) | 10–50 $\mu\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ |
| Presión de vacío requerida            | $\leq 10^{-2}$ Pa                           |

La combinación seleccionada, Mylar DAM como reflector y malla de Dacron como espaciador, corresponde al tipo **Mylar/Net** (MN) según la nomenclatura de Fesmire y Johnson [5], quienes ensayaron experimentalmente este sistema en el Laboratorio de Ensayos Criogénicos de la NASA Kennedy Space Centre utilizando un calorímetro cilíndrico absoluto (Cryostat-100), con temperaturas límite de 78 K y 293 K bajo condiciones de bajo y alto vacío. Los resultados de conductividad térmica efectiva ( $k_e$ ) para este sistema se encuentran respaldados por el estudio de Al Ghafri et al. [2], quienes emplearon dichos datos en el modelo BoilFAST y los validaron mediante comparación con resultados experimentales de boil-off en un estanque real de  $\text{LH}_2$  de 125  $\text{m}^3$ , también de la NASA Kennedy Space Center, obteniendo una excelente concordancia entre simulación y mediciones experimentales.

Los valores de conductividad térmica efectiva ( $k_e$ ) adoptados en este diseño se presentan en la Tabla 8.

Tabla 8: Propiedades experimentales del sistema MLI tipo Mylar/Net para distintas configuraciones de capas, obtenidas a CVP = 0,1 millitorr ( $1,33 \times 10^{-2}$  Pa), correspondiente al rango de alto vacío [5].

| Config. | $N$<br>[cap.] | $x$<br>[mm] | $z$<br>[cap/mm] | $k_e$<br>[mW/m·K] |
|---------|---------------|-------------|-----------------|-------------------|
| MN1     | 40            | 15,5        | 2,59            | 0,040             |
| MN2     | 20            | 8,0         | 2,52            | 0,049             |
| MN3     | 15            | 6,6         | 2,28            | 0,055             |
| MN4     | 10            | 4,9         | 2,05            | 0,026             |

#### 6.3.4. Soportes internos

Los soportes internos serán fabricados en G10-CR (*cryogenic-grade fiberglass epoxy laminate*, laminado de fibra de vidrio con resina epóxica de grado criogénico), seleccionado considerando simultáneamente sus propiedades térmicas y mecánicas para aplicaciones criogénicas. El G10-CR corresponde a la variante

criogénica del G10 estándar, desarrollada específicamente para operar en el rango de temperaturas de 4 K a 300 K. A diferencia del G10 estándar, el G10-CR utiliza una resina epoxi bisfenol-A no bromada como matriz, lo que le confiere estabilidad dimensional y mecánica a temperaturas criogénicas, evitando la microfisuración de la matriz que puede ocurrir en el G10 convencional bajo contracción térmica diferencial a 20 K [19].

Desde el punto de vista térmico, la conductividad térmica del G10-CR no es constante en el rango de temperaturas de operación. Según la base de datos del NIST [20], en dirección normal al laminado varía desde  $k(20\text{ K}) = 0,156\text{ W/m}\cdot\text{K}$  hasta  $k(300\text{ K}) = 0,608\text{ W/m}\cdot\text{K}$ , representando una variación de casi cuatro veces en el rango de operación del sistema. A modo de comparación, el acero inoxidable AISI 316L presenta valores de conductividad térmica aproximadamente 14 veces superiores a los del G10-CR a temperatura criogénica.

Desde el punto de vista mecánico, las propiedades a temperatura ambiente se emplean como referencia de diseño. Según información técnica del fabricante [19], las propiedades mecánicas del G10-CR pueden disminuir hasta un 20 % a temperaturas criogénicas debido al aumento de fragilidad de la matriz epóxica. En consecuencia, los factores de seguridad calculados en el presente diseño constituyen una estimación conservadora respecto al comportamiento real a 20 K.

La combinación de baja conductividad térmica y adecuada resistencia mecánica posiciona al G10-CR como uno de los materiales más apropiados para la fabricación de soportes internos en estanques tipo Dewar, siendo reconocido en la literatura criogénica especializada [21].

Tabla 9: Propiedades del material G10-CR (fibra de vidrio-epóxica de grado criogénico) a temperatura ambiente [20][22].

| Propiedad                                | Valor típico                                 |
|------------------------------------------|----------------------------------------------|
| Densidad                                 | $\sim 1800\text{ kg/m}^3$                    |
| Resistencia a la tracción ( $\sigma_u$ ) | $\sim 310\text{ MPa}$                        |
| Resistencia a la compresión              | $\sim 450\text{ MPa}$                        |
| Módulo de elasticidad                    | $\sim 18\text{--}20\text{ GPa}$              |
| Conductividad térmica (300 K)            | $0,608\text{ W/m}\cdot\text{K}$              |
| Conductividad térmica (20 K)             | $0,156\text{ W/m}\cdot\text{K}$              |
| Coefficiente de expansión térmica        | $10\text{--}12 \times 10^{-6}\text{ K}^{-1}$ |
| Absorción de agua                        | $\sim 0,10\%$                                |
| Temperatura máxima de operación          | $\sim 140\text{ }^\circ\text{C}$             |

### 6.3.5. Definición del espacio anular

El espacio anular entre el recipiente interno y externo aloja simultáneamente el sistema MLI, los soportes de G10-CR y el volumen de vacío. Su dimensión condiciona la longitud de los soportes, el espesor máximo de MLI instalable y las dimensiones generales del recipiente externo.

Desde el punto de vista térmico, reducir el espacio anular resulta contraproducente por dos razones fundamentales. En primer lugar, una menor longitud de soporte incrementa directamente el calor conducido hacia el recipiente interno. En segundo lugar, un espacio reducido limita el número de capas de MLI instalables, aumentando las pérdidas por radiación y conducción a través del aislamiento. Desde el punto de vista constructivo, se presentan además las siguientes restricciones:

- La instalación del MLI requiere enrollar manualmente las capas sobre el recipiente interno, operación que demanda un espacio mínimo de trabajo de al menos 150 [mm] para acceso de manos y

herramientas.

- Los soportes de G10-CR deben instalarse y alinearse mediante el sistema de conexión al recipiente interno y externo, lo que requiere acceso manual al interior del espacio anular.
- Un espacio anular reducido dificultaría las inspecciones visuales y verificaciones de calidad del MLI y las soldaduras durante el proceso de fabricación.

En consideración de los factores anteriores, se adopta un **espacio anular fijo de 150 mm** como valor mínimo que satisface simultáneamente los requisitos constructivos de acceso manual para instalación del MLI y los soportes. Este valor se mantiene constante a lo largo del proceso de optimización.

**Nivel de vacío de diseño:** El desempeño térmico del sistema MLI depende críticamente del nivel de vacío mantenido en el espacio anular. Fesmire y Johnson [5] clasifican los rangos de presión de vacío en tres regímenes según su efecto sobre la transferencia de calor a través del MLI:

- **Alto vacío (HV):** CVP  $< 10^{-4}$  millitorr a  $10^{-1}$  millitorr ( $< 1,33 \times 10^{-5}$  Pa a  $1,33 \times 10^{-2}$  Pa). En este rango la conducción gaseosa es despreciable y el MLI opera en condiciones óptimas.
- **Vacío parcial (SV):** CVP entre  $10^{-1}$  y  $10^4$  millitorr ( $1,33 \times 10^{-2}$  a  $1,33$  Pa). La conducción gaseosa comienza a degradar significativamente el desempeño del MLI.
- **Sin vacío (NV):** CVP  $> 10^4$  millitorr. El MLI pierde prácticamente toda su eficacia como aislante.

Los datos de desempeño térmico del MLI presentados por Fesmire y Johnson de su trabajo, que constituyen la base de datos utilizada en el presente diseño, fueron obtenidos a una presión de vacío fría (CVP) de **0,1 millitorr** ( $1,33 \times 10^{-2}$  Pa), correspondiente al rango de alto vacío. Por tanto, el nivel de vacío de diseño adoptado para el espacio anular del estanque Dewar es:

$$\text{CVP} \leq 0,1 \text{ millitorr} = 1,33 \times 10^{-2} \text{ Pa} \quad (2)$$

## 6.4. Diseño mecánico del estanque tipo Dewar

El estanque criogénico tipo Dewar diseñado en el presente trabajo adopta una geometría cilíndrica horizontal con tapas semiesféricas. Esta configuración es seleccionada principalmente debido a que las tapas distribuyen uniformemente los esfuerzos de presión interna y externa sin concentraciones de tensión en los bordes, siendo la geometría más eficiente estructuralmente para recipientes a presión [3]; la orientación horizontal minimiza la altura de la instalación, facilitando el llenado y vaciado del fluido criogénico y su integración en espacios de laboratorio con restricciones de altura; y la relación superficie/volumen de esta configuración es favorable respecto a geometrías alternativas para el volumen de diseño considerado.

La capacidad de almacenamiento de  $0,12 \text{ m}^3$  fue seleccionada considerando su aplicación en entornos de investigación científica, donde se requieren cantidades controladas de hidrógeno líquido para el estudio de fenómenos de combustión, caracterización de materiales a temperaturas criogénicas y desarrollo de tecnologías de almacenamiento de hidrógeno a escala de laboratorio. Este volumen permite almacenar aproximadamente  $7,65 \text{ kg}$  de  $\text{LH}_2$ , cantidad suficiente para sostener experimentos de larga duración sin requerir recargas frecuentes, manteniendo dimensiones compactas compatibles con instalaciones universitarias.

El sistema está compuesto por dos recipientes concéntricos separados por un espacio anular de 150 mm, que aloja el sistema de aislamiento MLI, los soportes de G10-CR y el volumen de vacío.

A continuación se presenta el dimensionamiento de cada componente del sistema.

### 6.4.1. Recipiente interno

El cálculo de los espesores mínimos de pared para ambos recipientes se realiza siguiendo los criterios establecidos en el *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* (BPVC), Sección VIII, División 1 [4]. Este código constituye la referencia principal para el diseño de recipientes a presión, siendo ampliamente utilizado y recomendado en la literatura especializada del área. En particular, Barron [3] lo establece como el código de referencia para el diseño estructural de recipientes criogénicos, señalando que sus criterios de esfuerzos permisibles y procedimientos de verificación son directamente aplicables al diseño de estanques tipo Dewar para almacenamiento de fluidos a temperaturas criogénicas.

Las dimensiones del recipiente interno están completamente determinadas por el requisito de capacidad de almacenamiento de 0,12 [m<sup>3</sup>], por lo que sus dimensiones geométricas son fijas y no son objeto de modificación. El espesor de su pared, calculado a continuación mediante las fórmulas ASME, crece hacia el exterior sin alterar el volumen útil interno.

Las dimensiones geométricas del recipiente interno consideradas para el cálculo se presentan en la Tabla 10.

Tabla 10: Dimensiones geométricas del recipiente interno.

| Parámetro                          | Valor    |
|------------------------------------|----------|
| Diámetro interior                  | 400 mm   |
| Radio interior ( $R$ )             | 200 mm   |
| Largo total (incluye tapas)        | 1.100 mm |
| Largo del casco cilíndrico ( $L$ ) | 700 mm   |
| Radio de tapas semiesféricas       | 200 mm   |

**Espesor recipiente interno – Presión interna:** El recipiente interno opera a una temperatura de 20 [K], conteniendo hidrógeno líquido a una presión de 1 [bar]. Dado que el espacio anular entre ambos recipientes se encuentra evacuado, la condición de carga predominante corresponde a presión interna.

De acuerdo con ASME UG-21, cada elemento del recipiente debe diseñarse para la condición más severa de presión y temperatura esperada durante la operación normal [4]. En este proyecto, dado que el sistema cuenta con una presión de alivio de 1,1 [bar], se adopta esta como presión de diseño, ya que representa la máxima presión que puede alcanzarse en condiciones de operación:

$$P_d = 0,11 \text{ MPa} \quad (3)$$

El esfuerzo permisible del material AISI 316L se obtiene de la Tabla ULT-23 de ASME BPVC Section VIII Div. 1 [4], la cual establece valores de esfuerzo admisible en tensión para aceros inoxidables tipos 304 y 316 (especificación SA-240) a temperaturas criogénicas, para construcción no soldada, el valor a temperatura ambiente (40°C) es  $S = 137$  [MPa], incrementándose a  $S = 243$  [MPa] a  $-195^\circ\text{C}$ . Dado que la temperatura de operación del recipiente interno es de 20 [K] ( $-253^\circ\text{C}$ ), valor inferior al rango tabulado, se adopta conservadoramente el valor a la temperatura más baja disponible en la tabla,  $S = 243$  [MPa].

La eficiencia de junta soldada se adopta como  $E = 1,0$ , correspondiente a juntas a tope tipo (1) de la Tabla UW-12 de ASME BPVC Section VIII Div. 1 [4], soldadas desde un solo lado con protección de gas inerte (purga de argón) en la raíz de la soldadura, verificadas como de penetración completa mediante radiografiado total según UW-11(a).

**Casco cilíndrico (UG-27(c)(1)):** La fórmula para el espesor mínimo de un casco cilíndrico sometido a presión interna, según ASME UG-27(c)(1), es válida cuando el espesor no excede la mitad del radio interior

o  $P \leq 0,385SE$  [4]:

$$t = \frac{P_d \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d} \quad (4)$$

Verificación de aplicabilidad:

$$0,385 \cdot S \cdot E = 0,385 \times 243 \times 1,0 = 93,6 \text{ MPa} \gg P_d = 0,11 \text{ MPa} \quad (5)$$

Sustituyendo:

$$t = \frac{0,11 \times 200}{243 \times 1,0 - 0,6 \times 0,11} = \frac{22}{242,94} = 0,091 \text{ mm} \quad (6)$$

**Tapas semiesféricas (UG-32(e)):** Para tapas hemisféricas bajo presión interna, ASME UG-32(e) establece que la fórmula aplica cuando el espesor no excede  $0,356L$  o  $P \leq 0,665SE$  [4]:

$$t = \frac{P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} \quad (7)$$

donde  $L$  es el radio interior esférico, igual al radio interior del casco,  $L = 200 \text{ mm}$ .

Verificación de aplicabilidad:

$$0,665 \cdot S \cdot E = 0,665 \times 243 \times 1,0 = 161,6 \text{ MPa} \gg P_d = 0,11 \text{ MPa} \quad (8)$$

Sustituyendo:

$$t = \frac{0,11 \times 200}{2 \times 243 \times 1,0 - 0,2 \times 0,11} = \frac{22}{485,98} = 0,045 \text{ mm} \quad (9)$$

Los valores obtenidos son extremadamente bajos debido a la baja presión de operación del sistema y al elevado esfuerzo permisible del material a temperatura criogénica. Sin embargo, el código ASME establece en UG-16(b) un espesor mínimo de  $\frac{1}{16} \text{ in}$  (1,5 mm) para recipientes a presión, sin incluir corrosión. Considerando además los requerimientos de fabricación, soldabilidad, resistencia ante cargas térmicas cíclicas y manipulación del estanque, se adopta un **espesor nominal mínimo de diseño de 3 mm** para el casco cilíndrico y las tapas del recipiente interno.

Con esto dicho, la optimización del diseño considera la evaluación de tres espesores nominales — 3, 4 y 5 mm — tanto para el casco cilíndrico como para las tapas semiesféricas. Esta selección permite analizar el comportamiento estructural del sistema con el objetivo de determinar el espesor más adecuado.

Por otro lado, cabe señalar que la resistencia térmica de las paredes metálicas es despreciable frente a la del sistema MLI. El coeficiente de transferencia de calor por conducción a través de la pared, dado por:

$$U_{cond} = \frac{k}{r_i \ln(r_o/r_i)} \quad (10)$$

resulta del orden de  $10^3$ – $10^4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , valor entre 2 y 4 órdenes de magnitud superior al coeficiente del sistema MLI ( $U_{MLI} \sim 1$ – $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  [5]). Por tanto, el espesor de pared no afecta de manera significativa el comportamiento térmico del sistema y **la evaluación paramétrica de espesores se realiza exclusivamente desde el punto de vista estructural**, mediante simulación en Autodesk Inventor.

### 6.4.2. Recipiente externo

Debido a que el espacio anular es fijo en 150 mm, las dimensiones del recipiente externo quedan determinadas directamente por la geometría del recipiente interno. Dado que el análisis paramétrico del recipiente interno contempla espesores de 3, 4 y 5 mm, la variación del diámetro exterior entre casos es de apenas 4 mm (de 406 a 410 mm), lo que representa una diferencia inferior al 1 % en el diámetro interior del recipiente externo. Por esta razón, se adopta el espesor nominal mínimo  $t = 3$  mm del recipiente interno como referencia para el dimensionamiento del recipiente externo, resultando en un diámetro interior de 706 mm que se mantiene constante para todos los casos evaluados. En consecuencia, el espesor mínimo de pared del recipiente externo se calcula mediante el procedimiento establecido por el código ASME para este diámetro de referencia, cuyos parámetros geométricos se presentan en la Tabla 11.

Tabla 11: Dimensiones geométricas del recipiente externo.

| Parámetro                      | Valor   |
|--------------------------------|---------|
| Diámetro interior              | 706 mm  |
| Largo casco cilíndrico ( $L$ ) | 700 mm  |
| Largo total (incluye tapas)    | 1406 mm |
| Radio tapas semiesféricas      | 353 mm  |

**Casco cilíndrico – Pandeo (UG-28(c)(1)):** Para el recipiente externo bajo presión externa, ASME UG-28(c)(1) establece un procedimiento iterativo [4]:

1. Asumir un espesor  $t_0$  y calcular las relaciones  $L/D_o$  y  $D_o/t_0$ .
2. Ingresar a la Figura G de ASME Section II, Part D, Subpart 3 [10] con  $L/D_o$  y moverse horizontalmente hasta la curva  $D_o/t_0$ , luego verticalmente hacia abajo para obtener el factor  $A$ .
3. Con el factor  $A$  obtenido, ingresar al gráfico CS-2 del material (aceros al carbono con  $S_y \geq 207$  MPa) a la temperatura de diseño y leer el factor  $B$ .
4. Calcular la presión admisible:

$$P_{adm} = \frac{4B}{3(D_o/t_0)} \quad (11)$$

5. Si  $P_{adm} \geq P_d$ , el espesor es aceptable. En caso contrario, incrementar  $t_0$  y repetir.

El material ASTM A516 Gr.70 corresponde al gráfico CS-2 de ASME Section II, Part D [10], con módulo de elasticidad  $E = 200.000$  MPa ( $29 \times 10^6$  psi) y límite de fluencia  $S_y = 262$  MPa a temperatura ambiente. Para todos los espesores evaluados se verifica  $A \ll 2S_y/E = 0,0026$ , por lo que el sistema opera en régimen elástico y el factor  $B$  se obtiene directamente del gráfico CS-2 como:

$$B = \frac{A \cdot E}{2} \quad (12)$$

Los factores  $A$  se leen directamente de la Figura G [10] (véase Anexo A, Fig. 26 y Fig. 27) para  $L/D_o \approx 0,98$  en cada curva  $D_o/t_0$ . Los resultados de la iteración se presentan en la Tabla 12.

Tabla 12: Iteración ASME UG-28(c)(1) para el casco cilíndrico del recipiente externo ( $P_d = 0,1013$  MPa,  $L = 700$  mm,  $D_i = 706$  mm). Factores  $A$  leídos de Fig. G y factor  $B$  obtenido de Fig. CS-2 curva hasta  $300^\circ\text{F}$ , ASME Section II, Part D [10].

| $t_0$<br>[mm] | $D_o$<br>[mm] | $L/D_o$ | $D_o/t_0$ | $A$                  | $B$ [MPa] | $P_{adm}$ [MPa] |
|---------------|---------------|---------|-----------|----------------------|-----------|-----------------|
| 1             | 708           | 0,989   | 708,0     | $7,0 \times 10^{-5}$ | 7,0       | 0,013           |
| 2             | 710           | 0,986   | 355,0     | $2,0 \times 10^{-4}$ | 20,0      | 0,075           |
| 3             | 712           | 0,983   | 237,3     | $4,0 \times 10^{-4}$ | 40,0      | 0,225           |
| 4             | 714           | 0,980   | 178,5     | $6,0 \times 10^{-4}$ | 60,0      | 0,448           |
| 5             | 716           | 0,978   | 143,2     | $8,5 \times 10^{-4}$ | 85,0      | 0,791           |

El primer espesor que cumple  $P_{adm} \geq P_d = 0,1013$  MPa es  $t_0 = 3$  mm.

**Tapas semiesféricas – UG-33(c) / UG-28(d):** Para tapas hemisféricas bajo presión externa, ASME UG-33(c) establece que el espesor se determina siguiendo el procedimiento iterativo de UG-28(d) para cáscaras esféricas [4]. El factor  $A$  se calcula como:

$$A = \frac{0,125}{R_o/t} \quad (13)$$

Con el valor de  $A$  se ingresa al gráfico CS-2 de ASME Section II, Part D [10] (véase Anexo A, Fig. 28) para obtener el factor  $B$ , y la presión admisible se calcula como:

$$P_a = \frac{B}{R_o/t} \quad (14)$$

Los resultados de la iteración para  $R_i = 353$  mm se presentan en la Tabla 13.

Tabla 13: Iteración ASME UG-28(d) para tapas semiesféricas del recipiente externo ( $P_d = 0,1013$  MPa,  $R_i = 353$  mm). Factores  $B$  obtenidos de Fig. CS-2 (ASTM A516 Gr.70), ASME Section II, Part D [10].

| $t$ [mm] | $R_o$ [mm] | $R_o/t$ | $A$                  | $B$ [MPa] | $P_{adm}$ [MPa] |
|----------|------------|---------|----------------------|-----------|-----------------|
| 1        | 354        | 354,0   | $3,5 \times 10^{-4}$ | 34,40     | 0,097           |
| 2        | 355        | 177,5   | $7,0 \times 10^{-4}$ | 68,94     | 0,388           |
| 3        | 356        | 118,7   | $1,1 \times 10^{-3}$ | 96,53     | 0,814           |
| 4        | 357        | 89,3    | $1,4 \times 10^{-3}$ | 97,22     | 1,089           |
| 5        | 358        | 71,6    | $1,7 \times 10^{-3}$ | 98,60     | 1,377           |

El espesor mínimo requerido es  $t_{min} = 2$  mm. Se adopta un **espesor nominal de 3 mm** por uniformidad constructiva con el casco cilíndrico y el recipiente interno.

#### 6.4.3. Sistema de sujeción del recipiente interno

Uno de los factores críticos del diseño es la sujeción del recipiente interno dentro del recipiente externo. Barron [3] señala que un sistema deficiente puede anular el efecto de un aislamiento de alto desempeño, por lo que su diseño debe considerar simultáneamente criterios estructurales y térmicos.

Entre los sistemas de fijación más utilizados en recipientes criogénicos, Barron [3] distingue los siguientes: (1) varillas de tensión de acero inoxidable de alta resistencia, (2) bandas de soporte metálicas o plásticas,

(3) bloques de compresión plásticos (como Micarta), (4) soportes de contacto múltiple (*stacked discs*), (5) tubos de compresión, y (6) cables o cadenas.

**Cargas de diseño:** El sistema de sujeción debe resistir el peso del recipiente interno y las cargas dinámicas asociadas a sismos y condiciones de operación. Dado que el estanque diseñado corresponde a un recipiente estacionario de pequeño volumen ( $0,12 \text{ m}^3$ ), las cargas de aceleración de diseño se obtienen de la Tabla 14 para la categoría de recipientes estacionarios.

Tabla 14: Cargas de aceleración de diseño para el sistema de sujeción de recipientes criogénicos [3].

| Tipo de unidad                               | Vert. arriba [g] | Vert. abajo [g] | Transv. [g] | Long. [g] |
|----------------------------------------------|------------------|-----------------|-------------|-----------|
| <i>Recipientes estacionarios:</i>            |                  |                 |             |           |
| Vacío                                        | 0,5              | 3,0             | 0,5         | 5,0       |
| Lleno                                        | 0,5              | 1,5             | 0,5         | 0,5       |
| <i>Remolques de transporte (referencia):</i> |                  |                 |             |           |
| Pequeño ( $< 4 \text{ m}^3$ )                | 2,0              | 5,0             | 4,0         | 8,0       |
| Grande ( $\geq 4 \text{ m}^3$ )              | 1,0              | 4,0             | 2,0         | 4,0       |

El peso del recipiente interno vacío se calcula considerando la geometría cilíndrica con tapas semiesféricas fabricada en AISI 316L ( $\rho = 7920 \text{ kg/m}^3$ ) con espesor nominal  $t = 3 \text{ mm}$ :

$$W_{\text{vacío}} = \rho_{316L} \cdot g \cdot \left( \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) L_{\text{casco}} + \frac{4\pi}{3} (R_e^3 - R_i^3) \right) = 325,5 \text{ N} \quad (15)$$

Para el estado lleno se agrega el peso del hidrógeno líquido contenido, considerando un volumen de llenado del 90 % ( $V_{liq} = 0,108 \text{ m}^3$ ) y la densidad del  $\text{LH}_2$  a 20 K ( $\rho_{\text{LH}_2} = 70,8 \text{ kg/m}^3$ ):

$$W_{\text{LH}_2} = \rho_{\text{LH}_2} \cdot g \cdot V_{liq} = 70,8 \times 9,81 \times 0,108 = 75,0 \text{ N} \quad (16)$$

$$W_{\text{lleno}} = W_{\text{vacío}} + W_{\text{LH}_2} = 325,5 + 75,0 = 400,5 \text{ N} \quad (17)$$

Dado que el análisis paramétrico del recipiente interno contempla distintos espesores, el peso estructural del mismo varía en cada caso. En contraste, el peso del  $\text{LH}_2$  se mantiene constante, debido a que el volumen interior del recipiente no cambia. Los valores de peso correspondientes a cada espesor se presentan en la Tabla 15.

Tabla 15: Peso del recipiente interno vacío y lleno según espesor nominal ( $D_i = 400 \text{ mm}$ , AISI 316L,  $\rho = 7920 \text{ kg/m}^3$ ).

| $t$ [mm] | $D_e$ [mm] | $W_{\text{vacío}}$ [N] | $W_{\text{lleno}}$ [N] |
|----------|------------|------------------------|------------------------|
| 3        | 406,0      | 325,5                  | 400,5                  |
| 4        | 408,0      | 435,5                  | 510,5                  |
| 5        | 410,0      | 546,2                  | 621,2                  |

De la tabla 14 se determinan las fuerzas aplicadas al recipiente para ambos estados de carga, según las aceleraciones, la fuerza vertical incluye el peso estático del recipiente. La Tabla 16 resume las fuerzas por dirección para cada espesor evaluado.

Tabla 16: Fuerzas aplicadas al recipiente interno por dirección, estado de carga y espesor.

| $t$<br>[mm] | Vacío [N] |        |       |       | Lleno [N] |        |       |       |
|-------------|-----------|--------|-------|-------|-----------|--------|-------|-------|
|             | $F_X$     | $F_Y$  | $F_Z$ | $W$   | $F_X$     | $F_Y$  | $F_Z$ | $W$   |
| 3           | 1627,5    | 1302,0 | 162,7 | 325,5 | 200,3     | 1001,3 | 200,3 | 400,5 |
| 4           | 2177,4    | 1741,9 | 217,7 | 435,5 | 255,2     | 1276,2 | 255,2 | 510,5 |
| 5           | 2730,9    | 2184,7 | 273,1 | 546,2 | 310,6     | 1553,0 | 310,6 | 621,2 |

La condición gobernante en todos los casos corresponde al **recipiente vacío**, donde la carga longitudinal ( $N_g = 5,0$  g) supera ampliamente a la condición llena ( $N_g = 0,5$  g).

**Verificación sísmica según NCh2369:2003:** El estanque criogénico se diseña para emplazarse en la Región de Valparaíso, correspondiente a la Zona Sísmica 3 según la Tabla 5.1 de la NCh2369:2003 [13], con una aceleración efectiva máxima del suelo  $A_0 = 0,40$  g (Tabla 5.2). Dado que el estanque contiene hidrógeno líquido, sustancia inflamable y explosiva, se clasifica en Categoría C1 (obra peligrosa) con coeficiente de importancia  $I = 1,20$  según la cláusula 4.3 de la misma norma.

La fuerza sísmica horizontal de diseño para el sistema de anclaje se determina según la cláusula 7.2.3 de la NCh2369:2003 [13], aplicable cuando no se conocen las características del equipo, con  $K_p = 2,2$  y  $a_k = 4A_0/g$ :

$$F_p = \frac{0,7 \cdot a_k \cdot K_p}{R_p} \cdot W = \frac{0,7 \times 4 \times 0,40 \times 2,2}{3} \cdot W = 0,821 \cdot W \quad (18)$$

donde  $R_p = 3$  corresponde a equipos mecánicos en general según la Tabla 7.1 de la NCh2369:2003 [13]. Adicionalmente, la cláusula 7.2.5 establece que la fuerza sísmica no debe ser inferior a  $0,8A_0W/g$ . Los resultados se resumen en la Tabla 17.

Tabla 17: Comparación de fuerzas de diseño según NCh2369:2003 y Barron para cada espesor evaluado.

| $t$ [mm] | $W_{\text{vacío}}$ [N] | NCh2369 [N] | Barron $F_X$ [N] | Governa |
|----------|------------------------|-------------|------------------|---------|
| 3        | 325,5                  | 267,2       | 1627,5           | Barron  |
| 4        | 435,5                  | 357,5       | 2177,4           | Barron  |
| 5        | 546,2                  | 448,4       | 2730,9           | Barron  |

En todos los espesores evaluados, las cargas de Barron [3] son entre 6 y 7 veces más conservadoras que las exigidas por la NCh2369:2003 [13], por lo que el criterio de Barron gobierna en todos los casos. Por tanto, el diseño del sistema de sujeción basado en la Tabla 14 satisface automáticamente los requisitos sísmicos de la norma chilena, y se adopta como criterio de diseño gobernante por ser la condición más exigente.

**Selección de la configuración geométrica del sistema de soporte:** Con las cargas de diseño definidas, se procede a la selección de la configuración geométrica del soporte. Esta selección tiene una influencia decisiva tanto en el comportamiento estructural como en la conducción térmica, por lo que se evaluaron sistemáticamente tres alternativas de material G10-CR antes de definir el diseño final. Los criterios de evaluación considerados son la capacidad de resistir cargas radiales y axiales, el calor conducido hacia el recipiente interno, la viabilidad del modelo de elementos finitos y la existencia de respaldo en literatura técnica.

**Calor conducido a través de los soportes de G10-CR:** Dado que el diámetro y/o el espesor del soporte es una variable de diseño, el calor conducido a través de los soportes varía entre configuraciones. La conductividad térmica del G10-CR no es constante en el rango criogénico, por lo que el calor se calcula mediante la expresión de Barron [3], Ec. 7.19, que incorpora la integral de conductividad térmica:

$$\dot{Q} = (K_h - K_c) \frac{A}{L} = \left( \int_{T_c}^{T_h} k(T) dT \right) \frac{A}{L} \quad (19)$$

La función  $k(T)$  para el G10-CR se obtiene de la base de datos criogénica del NIST [20], mediante la correlación polinomial en dirección normal al laminado:

$$\log_{10} k = a + b \log_{10} T + c (\log_{10} T)^2 + d (\log_{10} T)^3 + e (\log_{10} T)^4 + f (\log_{10} T)^5 + g (\log_{10} T)^6 + h (\log_{10} T)^7 \quad (20)$$

con coeficientes para dirección normal [20]:  $a = -4,1236$ ,  $b = 13,788$ ,  $c = -26,068$ ,  $d = 26,272$ ,  $e = -14,663$ ,  $f = 4,4954$ ,  $g = -0,6905$ ,  $h = 0,0397$ , válidos para  $10 \leq T \leq 300$  K. Integrando numéricamente entre  $T_c = 20$  K y  $T_h = 300$  K:

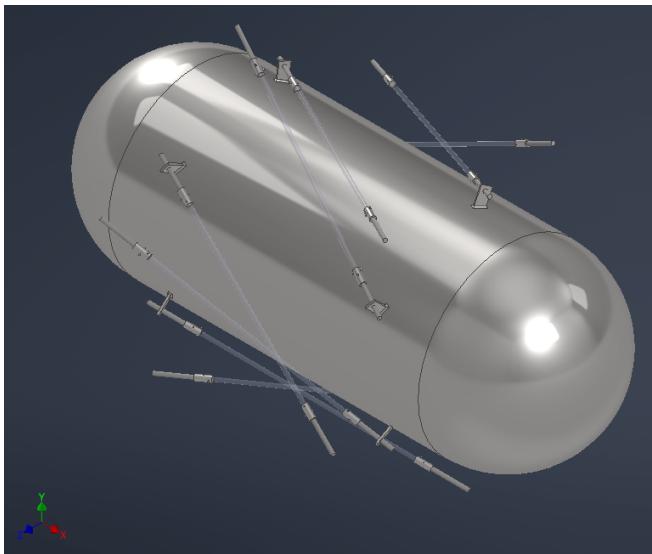
$$K_h - K_c = \int_{20}^{300} k(T) dT = 111,16 \text{ W/m} \quad (21)$$

La conductividad media efectiva, definida por Barron [3] como:

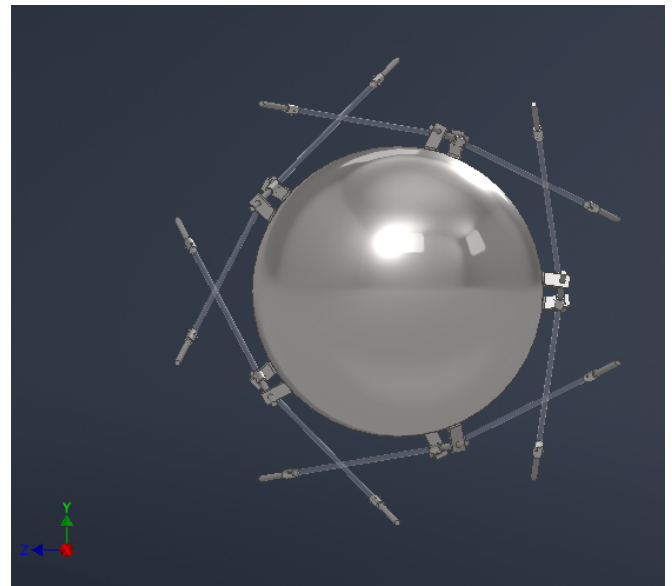
$$k_m = \frac{K_h - K_c}{T_h - T_c} = \frac{111,16}{300 - 20} = 0,397 \text{ W/m}\cdot\text{K} \quad (22)$$

Este valor se utiliza como parámetro de entrada en el cálculo del calor conducido por cada alternativa de soporte evaluada.

**Alternativa 1 — Varillas en configuración X-3D:** La primera configuración evaluada consiste en varillas de G10-CR dispuestas en configuración X tridimensional, ancladas mediante camisas metálicas a ambos recipientes. Las camisas actúan como elementos de transición entre la varilla de G10 y las superficies metálicas de los recipientes, distribuyendo la carga de contacto y transfiriendo los esfuerzos mediante una punta roscada que mantiene el conjunto fijo. Se evaluaron cuatro configuraciones de diámetro nominal:  $d = 4, 6, 8$  y  $10$  mm. La configuración geométrica del sistema se muestra en la Figura 6.



(a) Vista isométrica.



(b) Vista frontal.

Figura 6: Sistema de soporte mediante varillas en configuración X-3D para el recipiente interno ( $t = 3 \text{ mm}$ ,  $n = 10$  varillas,  $d = 10 \text{ mm}$ ,  $L = 600 \text{ mm}$ ). Gris claro: G10-CR; Gris: AISI 316L. Modelado en Autodesk Inventor.

La simulación del ensamble completo presentó problemas de convergencia debido a la complejidad de los contactos entre las varillas inclinadas y las superficies metálicas de los recipientes, así como a la geometría tridimensional del sistema. Por esta razón, se adoptó un enfoque de submodelado: se obtuvieron primero las fuerzas de reacción en los puntos de anclaje mediante el ensamble completo bajo aceleración longitudinal de  $5g$  (Figura 7), las cuales fueron aplicadas posteriormente como cargas de entrada al análisis de la varilla aislada. Este enfoque representa el caso más desfavorable para la varilla individual, ya que no considera la restricción mutua que ejercen las demás varillas del sistema a través del recipiente interno.

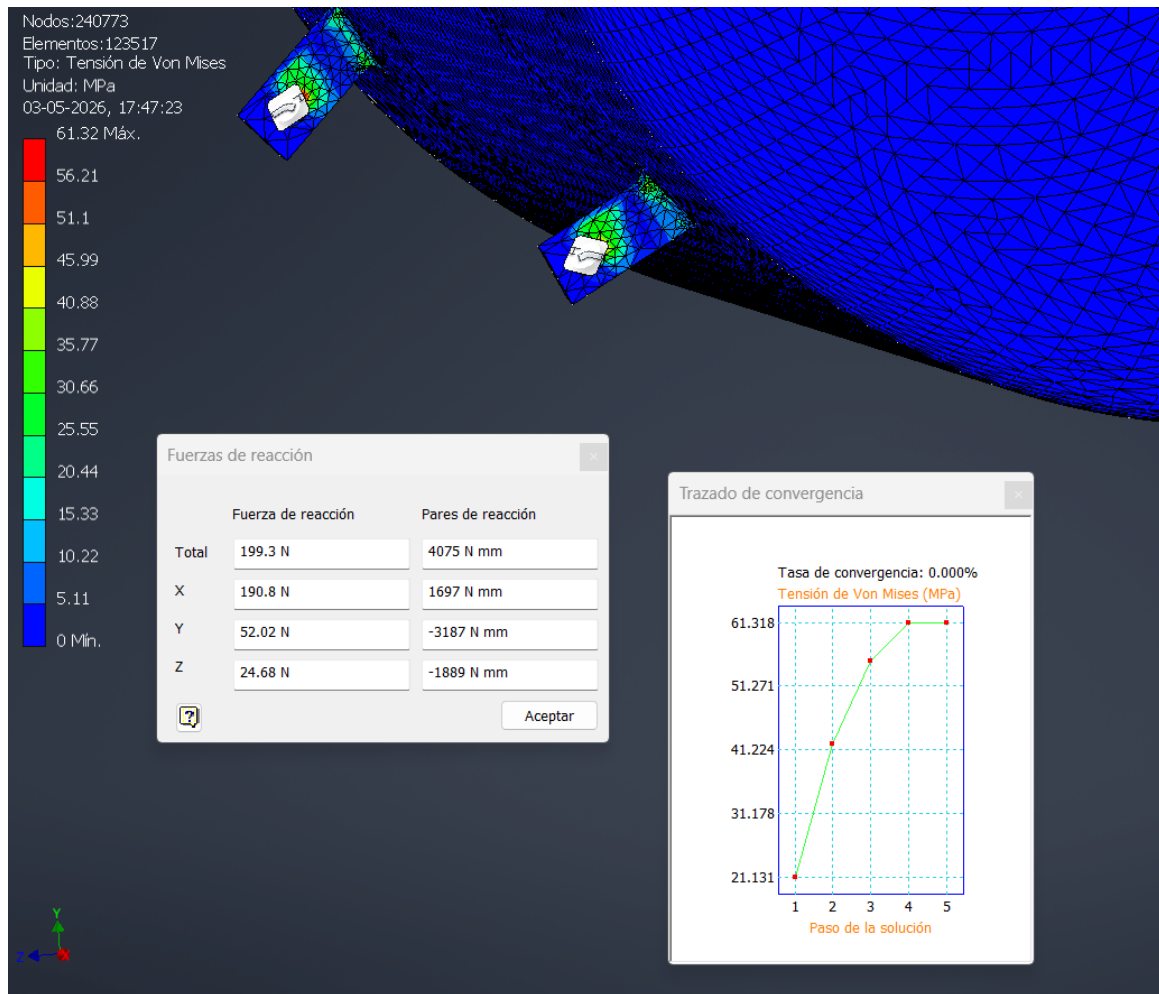


Figura 7: Fuerzas de reacción obtenidas en los puntos de anclaje del recipiente interno mediante simulación en Autodesk Inventor, para el caso  $t = 3$  mm (recipiente interno) y  $d = 10$  mm (varilla) bajo aceleración longitudinal de  $5g$ . Las reacciones obtenidas se utilizaron como cargas de entrada en el análisis estructural de la varilla aislada.

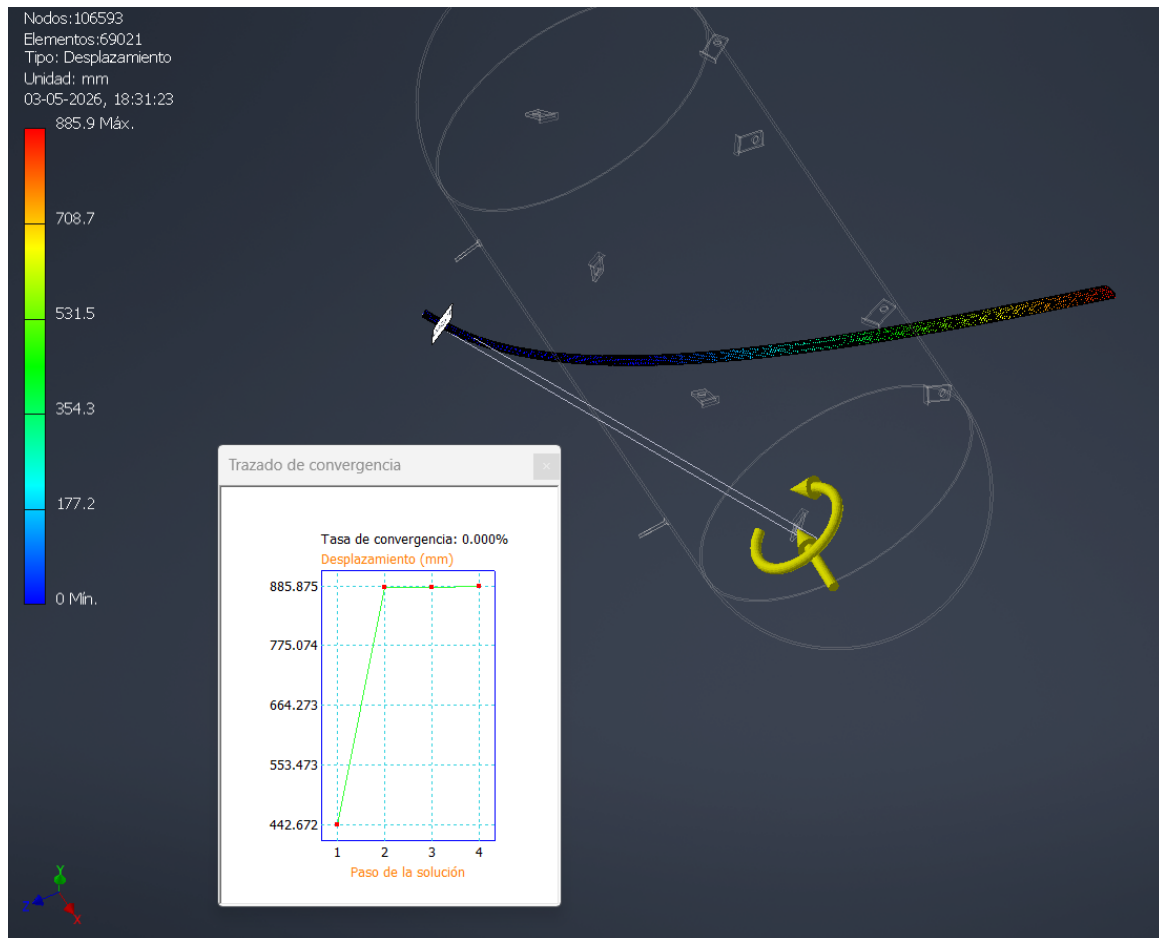


Figura 8: Distribución de desplazamiento en la varilla de G10-CR ( $d = 10$  mm,  $L = 600$  mm,  $E = 19$  GPa) bajo las reacciones obtenidas en la Figura 7. El desplazamiento máximo obtenido es de 885 mm, valor que supera en casi 6 veces el espacio anular disponible de 150 mm. Bajo estas condiciones el recipiente interno colisionaría con el externo bajo carga sísmica, constituyendo una falla catastrófica del sistema.

Desde el punto de vista térmico, el calor conducido por una varilla de  $d = 8$  mm y  $L = 600$  mm es:

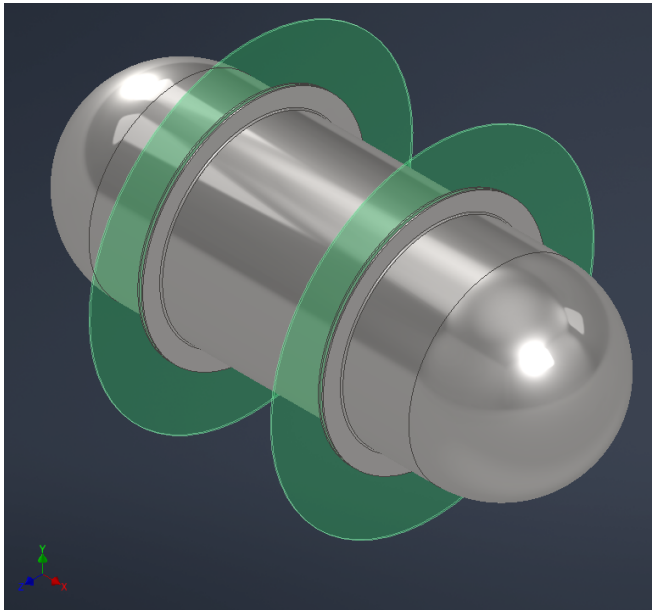
$$\dot{Q}_{varilla} = \frac{A_{varilla} \cdot (K_h - K_c)}{L} = \frac{50,3 \times 10^{-6} \times 111,16}{0,600} = 0,009 \text{ W} \quad (23)$$

Al evaluar configuraciones de mayor diámetro para compensar la flexión — hasta  $d = 10$  mm con  $n = 10$  varillas — el calor total conducido por el sistema asciende a:

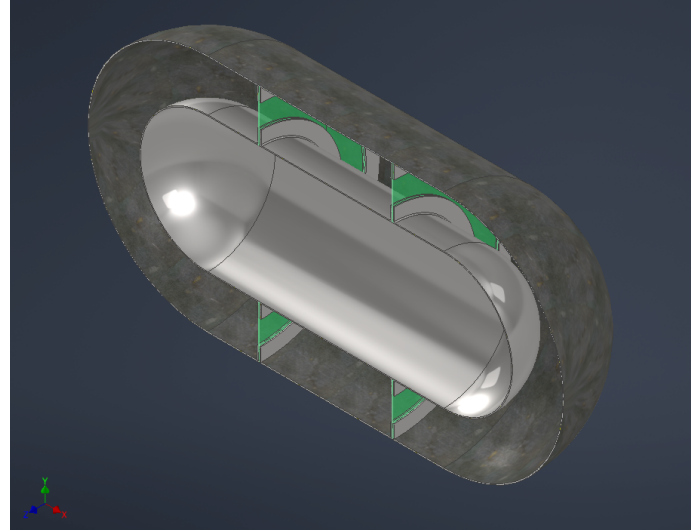
$$\dot{Q}_{total} = n \cdot \frac{A_{varilla} \cdot (K_h - K_c)}{L} = 10 \times \frac{78,5 \times 10^{-6} \times 111,16}{0,600} = 0,146 \text{ W} \quad (24)$$

Si bien este valor es moderado en términos absolutos, no resuelve el problema estructural fundamental.

**Alternativa 2 — Disco anular de G10-CR:** La segunda alternativa consiste en dos discos anulares de G10-CR perpendiculares al eje del estanque, dispuestos simétricamente en los extremos del recipiente interno. La configuración geométrica del sistema se muestra en la Figura 9.



(a) Vista isométrica del sistema de discos con el recipiente interno.



(b) Vista en corte longitudinal del ensamble completo.

Figura 9: Sistema de soporte mediante discos anulares de G10-CR. Gris oscuro: ASTM A516 Gr.70; Verde: G10-CR; Gris claro: AISI 316L. Modelado en Autodesk Inventor.

Si bien esta configuración es estructuralmente viable, los discos trabajan en cortante ante cargas longitudinales y en compresión radial ante cargas transversales - el análisis térmico revela su inviabilidad. Dado que el calor fluye en dirección radial desde el recipiente externo (300 K) hacia el recipiente interno (20 K), el área de conducción varía con el radio, por lo que el cálculo corresponde a la expresión de conducción radial cilíndrica, con radio interior  $R_i = 203$  mm y radio exterior  $R_o = 353$  mm. Se evaluaron dos espesores de disco:  $t = 3$  mm y  $t = 5$  mm.

Para  $t_{disco} = 3$  mm:

$$\dot{Q}_{disco,3} = \frac{2\pi \cdot t_{disco} \cdot (K_h - K_c)}{\ln(R_o/R_i)} = \frac{2\pi \times 0,003 \times 111,16}{\ln(353/203)} = 3,79 \text{ W} \quad (25)$$

La verificación estructural mediante simulación en Autodesk Inventor (Figura 10) muestra las fuerzas de reacción en los puntos de anclaje bajo aceleración longitudinal de 5g, y la Figura 11 presenta la distribución de tensiones de Von Mises para  $t = 3$  mm, con una tensión máxima de 73,8 MPa, inferior al esfuerzo admisible del G10-CR ( $\sigma_{adm} = 155$  MPa).

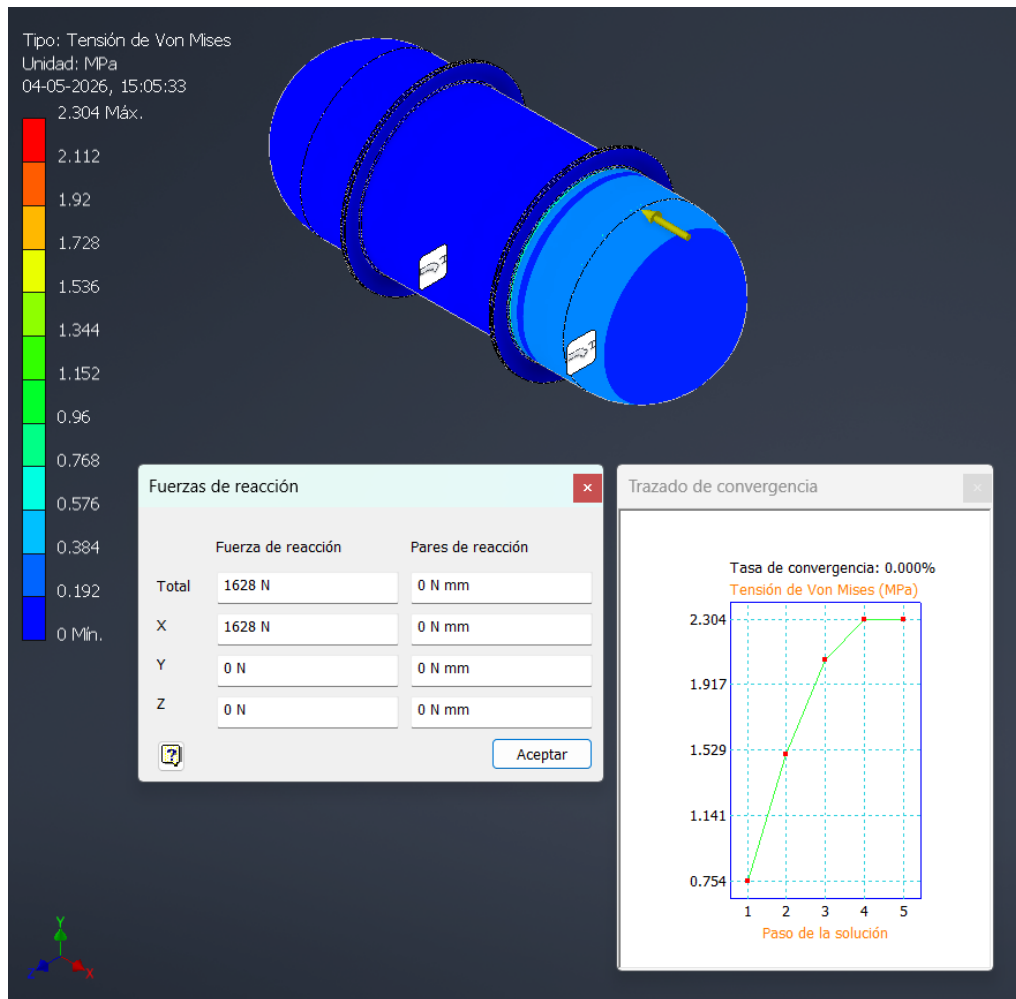


Figura 10: Fuerzas de reacción en los puntos de anclaje del sistema de discos anulares de G10-CR bajo aceleración longitudinal de 5g según Barron [3]. Simulación en Autodesk Inventor.

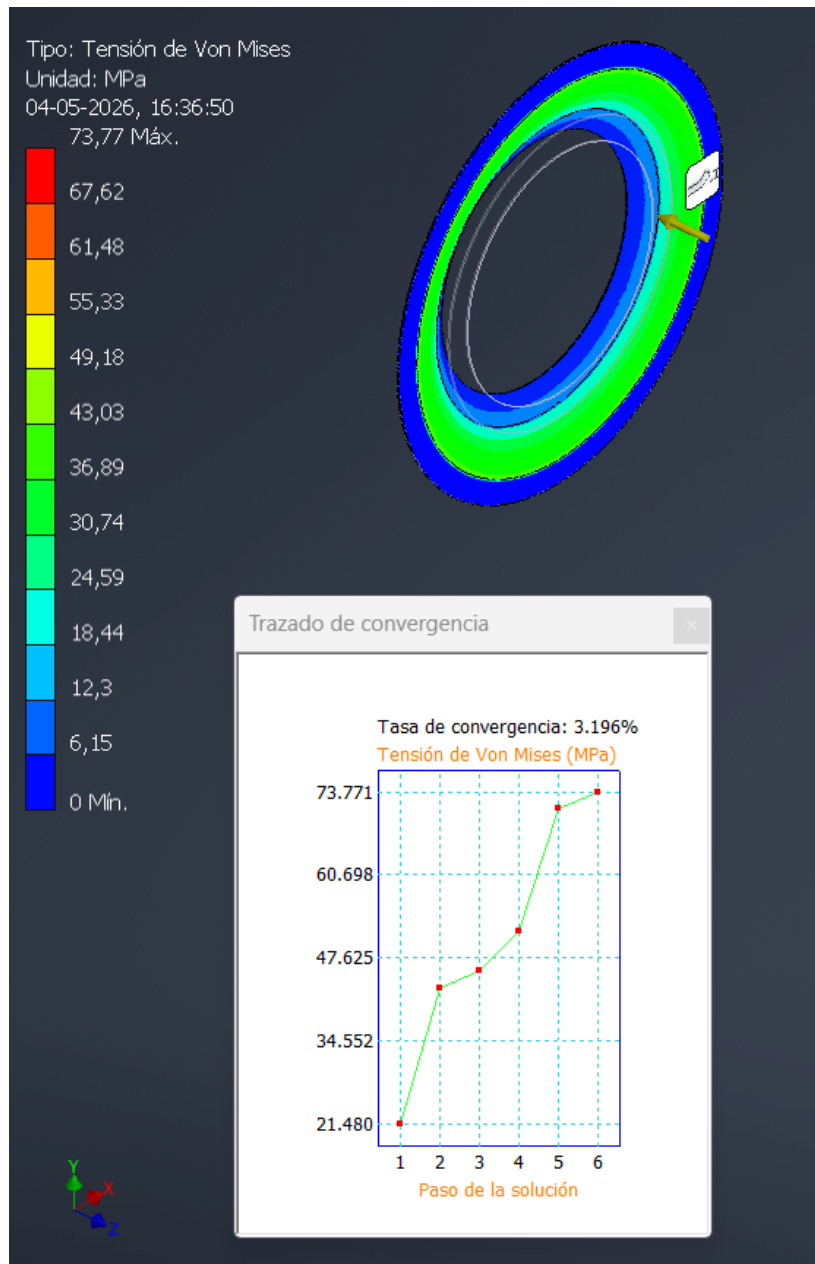


Figura 11: Distribución de tensión de Von Mises en el sistema de discos anulares de G10 con  $t_{disco} = 3 \text{ mm}$  bajo las cargas de diseño. Tensión máxima:  $73,8 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 155 \text{ MPa}$ . Modelado en Autodesk Inventor.

Para  $t_{disco} = 5 \text{ mm}$ :

$$\dot{Q}_{disco,5} = \frac{2\pi \cdot t_{disco} \cdot (K_h - K_c)}{\ln(R_o/R_i)} = \frac{2\pi \times 0,005 \times 111,16}{\ln(353/203)} = 6,31 \text{ W} \quad (26)$$

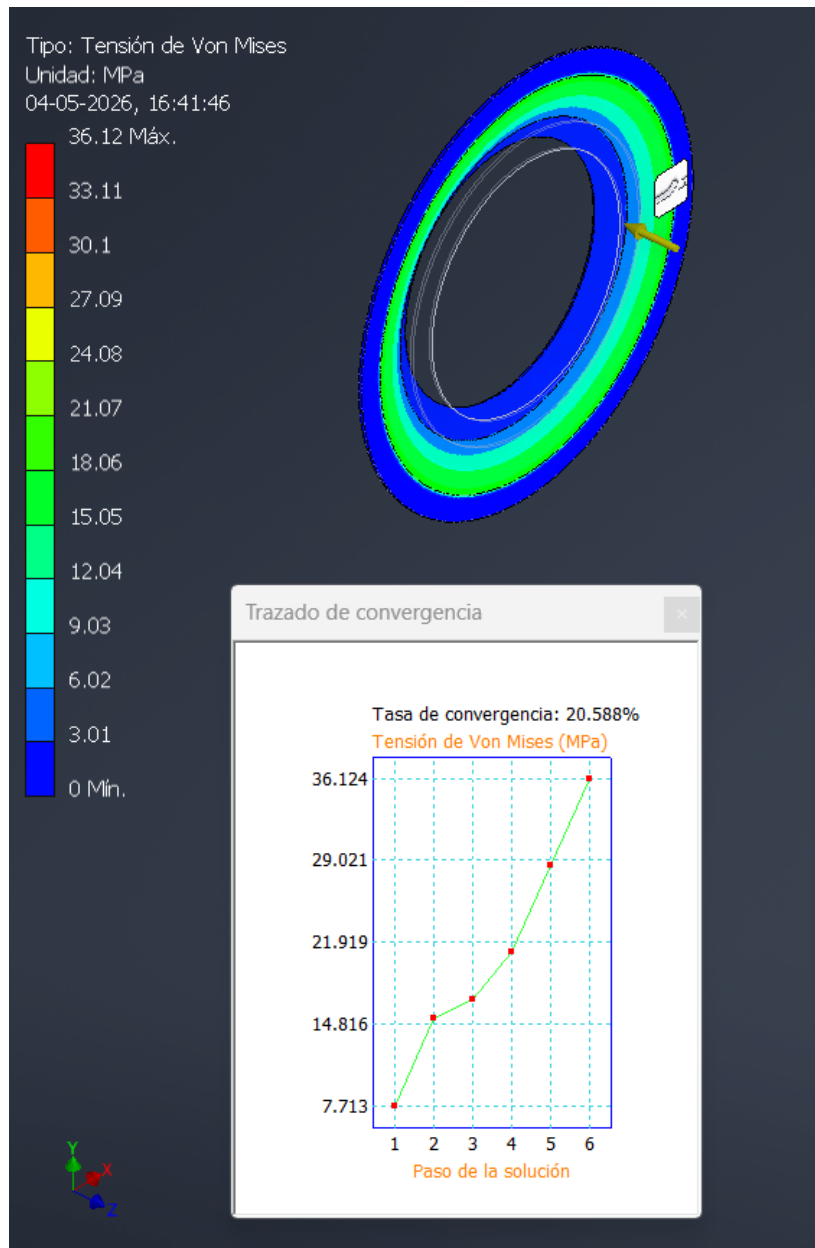


Figura 12: Distribución de tensión de Von Mises en el sistema de discos anulares de G10-CR con  $t_{disco} = 5$  mm bajo las cargas de diseño. Tensión máxima: 36,2 MPa. La simulación presentó una tasa de convergencia del 20,6% respecto al paso anterior, por lo que el resultado debe interpretarse como estimación cualitativa. Modelado en Autodesk Inventor.

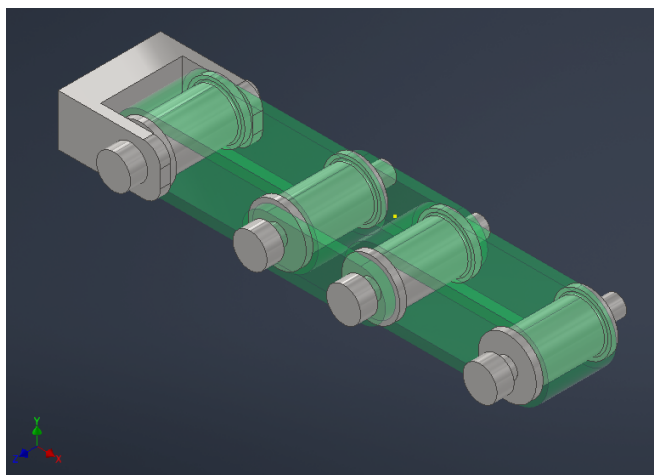
Los resultados de ambos espesores se resumen en la Tabla 18.

Tabla 18: Calor conducido por el sistema de discos anulares de G10-CR según espesor, comparado con el sistema de varillas de referencia ( $d = 8$  mm,  $n = 4$ ).

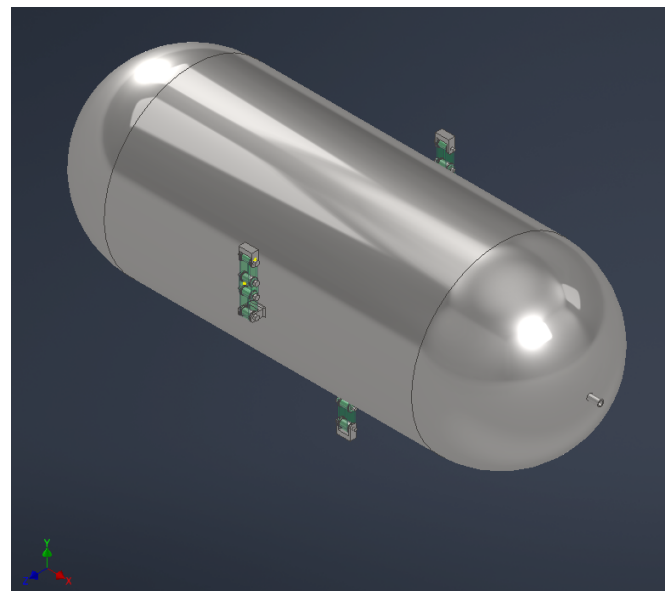
| Configuración                | $\dot{Q}$ [W] | vs. varillas |
|------------------------------|---------------|--------------|
| Disco $t = 3$ mm             | 3,79          | $\times 102$ |
| Disco $t = 5$ mm             | 6,31          | $\times 170$ |
| Varillas $d = 8$ mm, $n = 4$ | 0,037         | referencia   |

En ambos casos, el calor conducido supera en más de 100 veces el aportado por las varillas de referencia. La viabilidad estructural de la configuración queda completamente eclipsada por su inviabilidad térmica. La alternativa fue descartada.

**Alternativa 3 — Correas compuestas de G10:** La tercera alternativa evaluada consiste en correas planas de G10-CR dispuestas circunferencialmente alrededor del recipiente interno, ancladas mediante bloques y pasadores de AISI 316L a ambos recipientes. Esta configuración se basa en la patente US 4,184,609 (Vorreiter, 1980) [23], desarrollada específicamente para soportar recipientes internos en estanques criogénicos de doble pared minimizando la transferencia de calor entre ambos. A diferencia de las varillas inclinadas, cada correa trabaja predominantemente en tensión axial, eliminando los problemas de flexión observados en la Alternativa 1. La configuración geométrica del sistema de correas para el caso de referencia ( $t = 3 \text{ mm}$ ) se muestran en las Figuras 13a y 13b.



(a) Detalle de la correa compuesta. Verde: G10-CR; Gris: AISI 316L. Basado en la patente NASA US 4,184,609 [23].



(b) Sistema completo de tres correas montadas sobre el recipiente interno.

Figura 13: Sistema de correas compuestas de G10-CR. Verde: G10-CR; Gris: AISI 316L. Modelado en Autodesk Inventor.

Las fuerzas de reacción en los puntos de anclaje, obtenidas mediante simulación del ensamble completo, se presentan en la Figura 14. A partir de estas reacciones se realizó el análisis estructural de la correa aislada, dado que el sistema está compuesto por materiales distintos: eslabones y correas de G10-CR, y pasadores de AISI 316L.

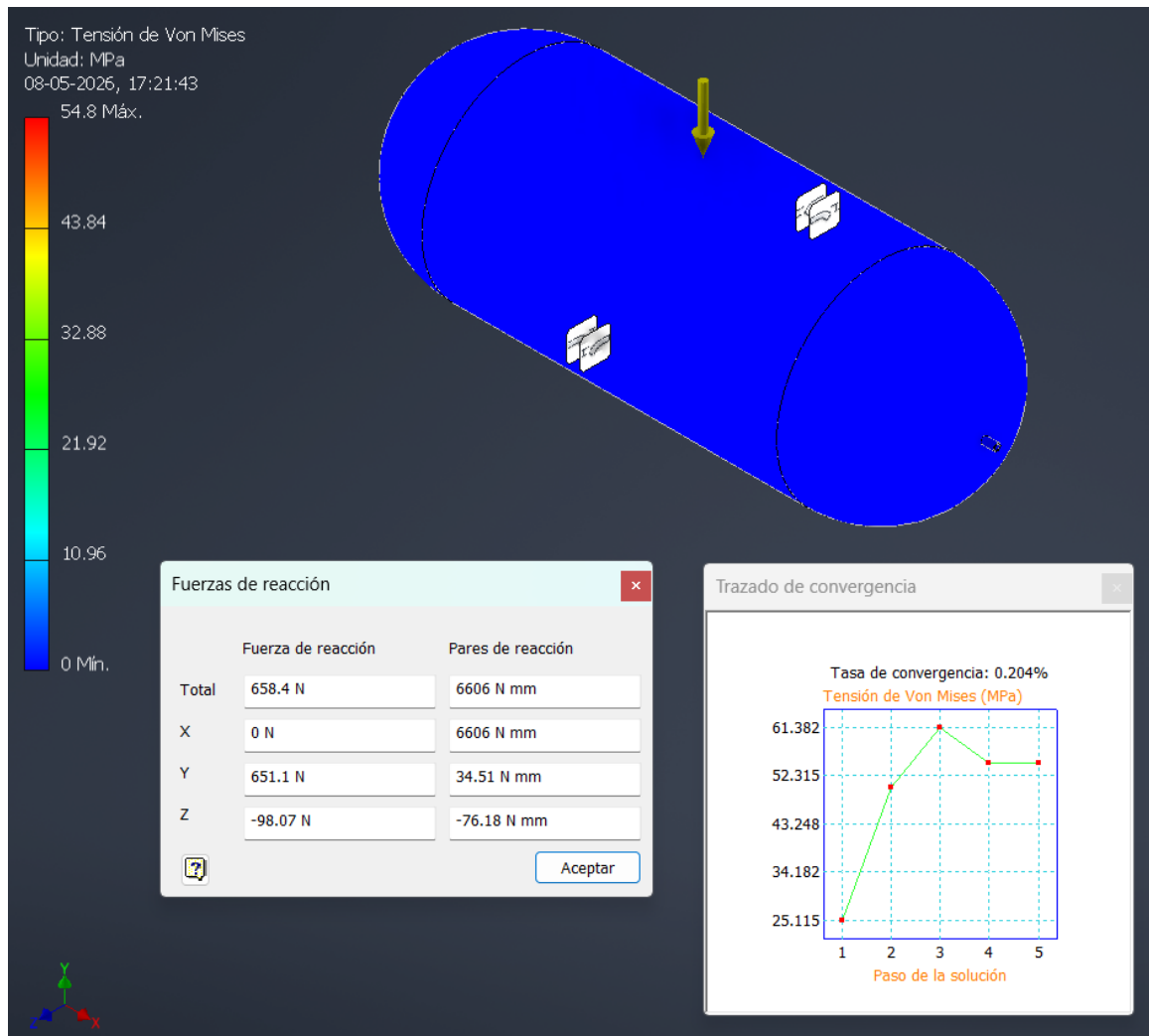


Figura 14: Fuerzas de reacción obtenidas en los puntos de anclaje del sistema de correas compuestas de G10 bajo aceleración vertical de  $3g$  ( $t = 3$  mm). Simulación en Autodesk Inventor.

La distribución de tensiones de Von Mises en los eslabones de G10-CR se presenta en la Figura 15, donde la tensión máxima alcanza 46,8 MPa, valor que representa un factor de seguridad de  $FS = 155/46,8 = 3,31$ , superior al criterio mínimo establecido. Para el pasador de AISI 316L, la tensión máxima obtenida es de 97,7 MPa (Figura 16). Dado que los pasadores operan en contacto directo con las correas de G10-CR, se encuentran expuestos a temperaturas criogénicas, por lo que se emplea la tensión de fluencia a 20 K de  $S_y = 243$  MPa como referencia de diseño, correspondiente a un factor de seguridad de  $FS = 243/97,7 = 2,49$ .

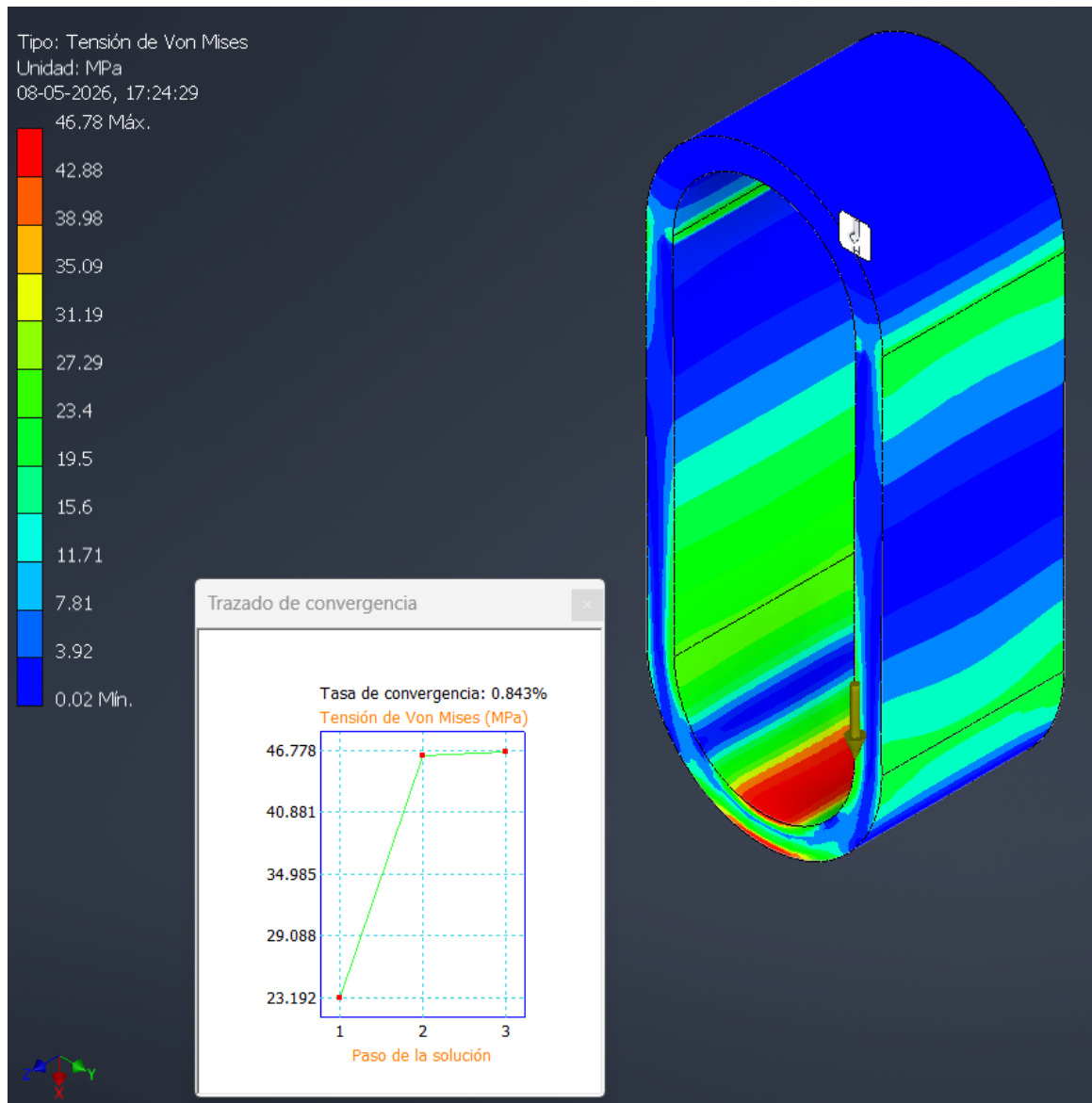


Figura 15: Distribución de tensión de Von Mises en los eslabones de G10 de la correa compuesta bajo las reacciones del ensamble ( $t = 3$  mm). Tensión máxima:  $46.8 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 155 \text{ MPa}$ . Modelado en Autodesk Inventor.

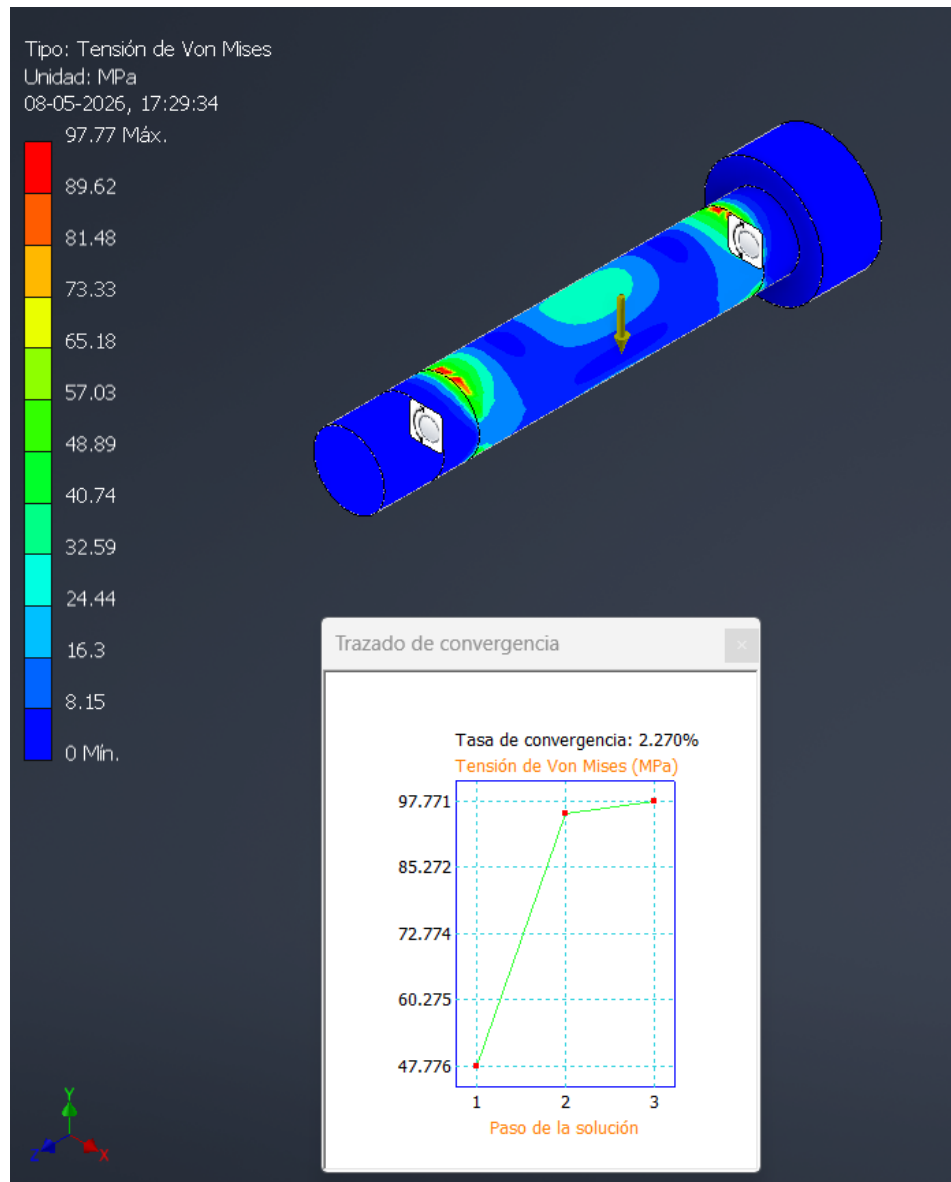
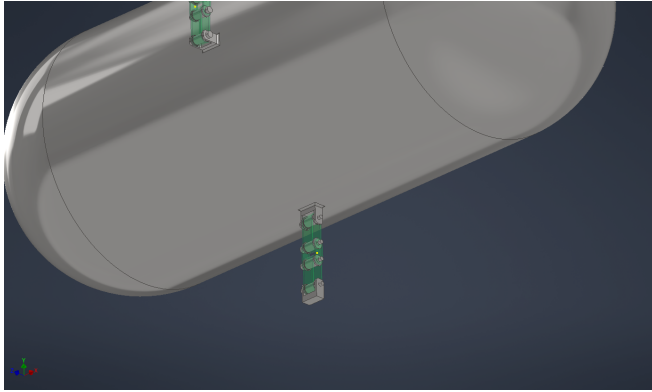
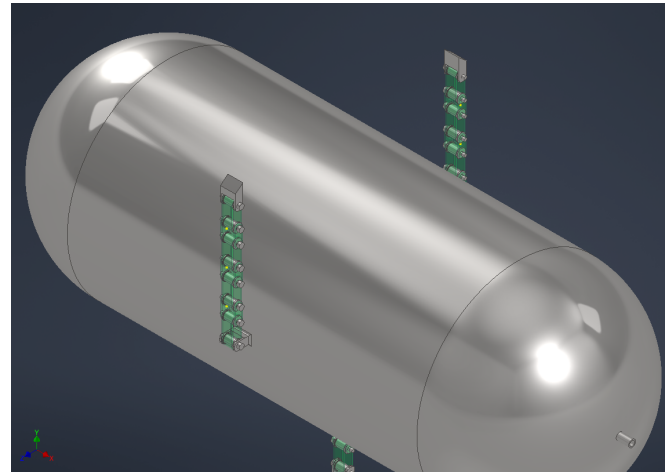


Figura 16: Distribución de tensión de Von Mises en el pasador de AISI 316L de la correa compuesta bajo las reacciones del ensamble ( $t = 3 \text{ mm}$ ). Tensión máxima:  $97.8 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 243 \text{ MPa}$ . Modelado en Autodesk Inventor.

En cuanto al análisis térmico, el sistema de correas se compone de tres grupos funcionales según la dirección de carga que resisten, cuya geometría se muestra en la Figura 17.



(a) Sistema de correa inferior, destinado a resistir aceleraciones verticales ascendentes. Longitud de: 150 mm.



(b) Sistemas de correas superiores, destinados a resistir el peso del recipiente interno bajo aceleración vertical descendente. Longitud de: 280 mm.

Figura 17: Grupos funcionales del sistema de correas compuestas de G10-CR según dirección de carga resistida. Modelado en Autodesk Inventor.

El primer grupo corresponde al sistema de correa inferior, destinado a soportar las aceleraciones verticales ascendentes. Está conformado por dos eslabones de longitud total de  $L = 150$  mm, cada eslabón se compone por dos rectángulos de G10-CR en paralelo, resultando en una sección transversal total de  $A_{esl} = 120 \text{ mm}^2$ . El calor conducido por este grupo es:

$$\dot{Q}_{inf} = \frac{A_{esl} \cdot (K_h - K_c)}{L} = \frac{120 \times 10^{-6} \times 111,16}{0,150} = 0,089 \text{ W} \quad (27)$$

El segundo grupo corresponde a los dos sistemas de correas superiores, encargados de soportar el peso del recipiente interno bajo aceleración vertical descendente. Cada sistema está compuesto por cuatro eslabones en serie de longitud total de  $L = 280$  mm e igual sección transversal  $A_{esl} = 120 \text{ mm}^2$ . El calor conducido por un sistema de correas es:

$$\dot{Q}_{esl,sup} = \frac{A_{esl} \cdot (K_h - K_c)}{L} = \frac{120 \times 10^{-6} \times 111,16}{0,280} = 0,0476 \text{ W} \quad (28)$$

Considerando los dos sistemas superiores, la conducción total de este grupo es:

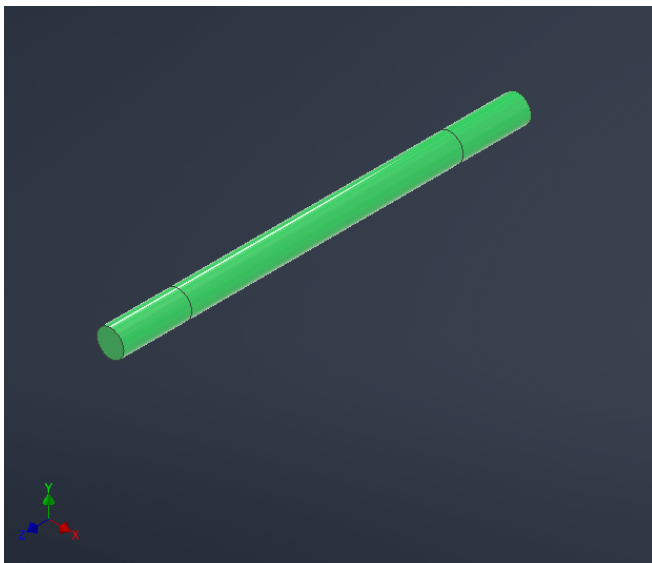
$$\dot{Q}_{sup} = 2 \times 0,0476 = 0,0952 \text{ W} \quad (29)$$

La conducción térmica total del sistema de correas, sumando los tres grupos, resulta:

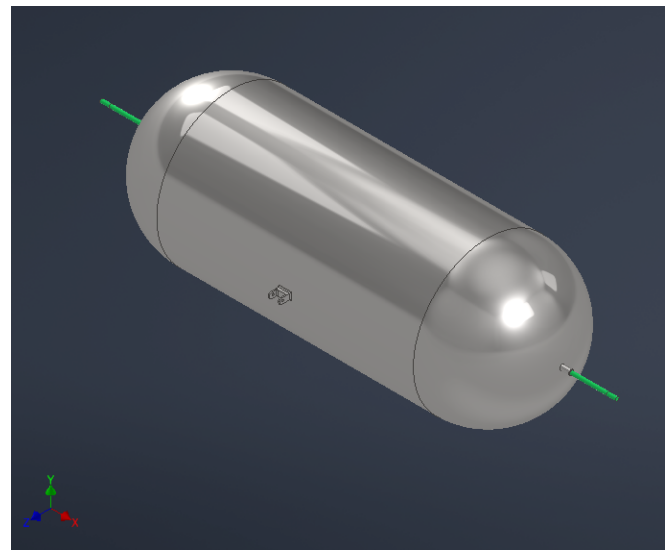
$$\dot{Q}_{soportes} = \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{sup} = 0,089 + 0,095 = 0,184 \text{ W} \quad (30)$$

Este valor es admisible para el balance térmico del sistema y cuenta con respaldo directo en literatura técnica especializada [23]. No obstante, cabe destacar que las correas resisten únicamente cargas radiales, por lo que requieren un elemento complementario para resistir la carga longitudinal, el cual se describe en la Alternativa 4.

**Alternativa 4 — Tope axial de G10-CR:** Para resistir la carga longitudinal gobernante ( $F_X = 1.627,5$  N para recipiente interno de  $t = 3$  mm), se incorpora un tope axial de G10-CR ubicado entre las tapas de ambos recipientes, accesible durante el montaje previo al cierre definitivo del estanque. Esta configuración se basa en la patente US 7,775,391 B2 [24], desarrollada para la restricción axial de recipientes internos en sistemas criogénicos de doble pared. El tope trabaja en compresión axial y su longitud corresponde al espacio anular de 150 mm, que constituye el camino térmico. La geometría del tope y su posición en el ensamble se muestran en la Figura 18.



(a) Tope axial de G10-CR aislado.



(b) Tope axial de G10-CR montado sobre el recipiente interno.

Figura 18: Tope axial de G10 para resistencia de carga longitudinal. Modelado en Autodesk Inventor.

En este diseño se emplean dos topes axiales, dispuestos en extremos opuestos del recipiente interno. Dado que la carga longitudinal actúa en una única dirección a la vez, solo uno de ellos entra en compresión mientras el otro permanece inactivo. Por lo tanto, el tope solicitado experimenta íntegramente la carga gobernante, es decir,  $F_X = 1.627,5$  N bajo la condición de 5g longitudinal para el recipiente interno de  $t = 3$  mm. El análisis estructural del tope aislado bajo esta carga se realizó en Autodesk Inventor; sin embargo, la simulación presentó problemas de convergencia asociados a una singularidad numérica en la zona de transición entre la región embebida y la zona libre de la barra. Este fenómeno es inherente al método de elementos finitos cuando existe un cambio abrupto en las condiciones de contorno, generando concentraciones de tensión artificialmente elevadas que no son representativas del comportamiento real de la pieza. Las sondas ubicadas en dicha zona arrojan valores no representativos debido a esta singularidad. No obstante, las sondas posicionadas en la zona libre central de la barra, alejadas del punto crítico, entregan valores coherentes con el análisis analítico, validando así los resultados obtenidos. Los resultados de tensión de Von Mises y desplazamiento se presentan en las Figuras 19 y 20, respectivamente.

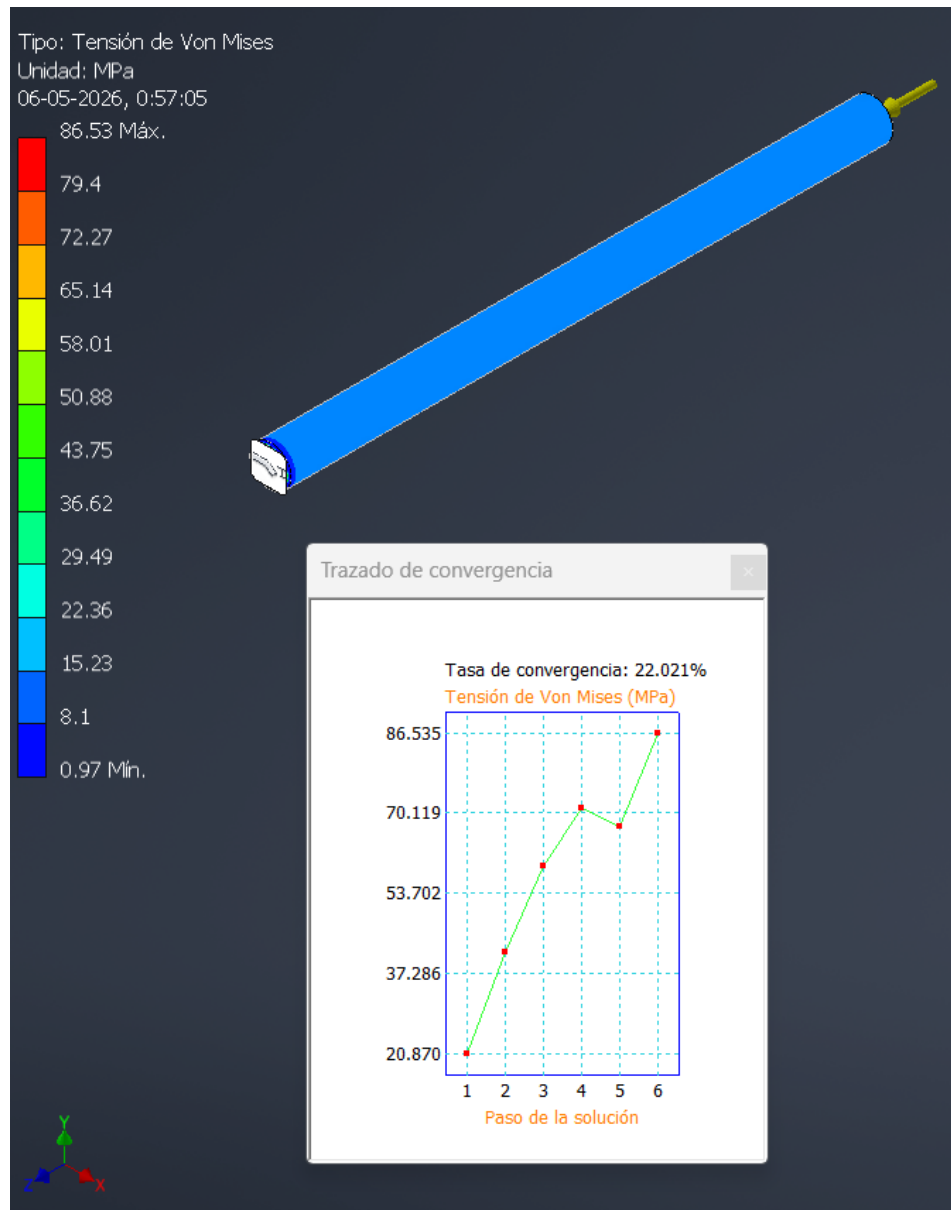


Figura 19: Distribución de tensión de Von Mises en el tope axial de G10-CR bajo la carga longitudinal gobernante ( $t = 3 \text{ mm}$ ). Los valores representativos se obtienen mediante sondas en la zona libre central, alejadas de la singularidad numérica en los empotramientos. Modelado en Autodesk Inventor.

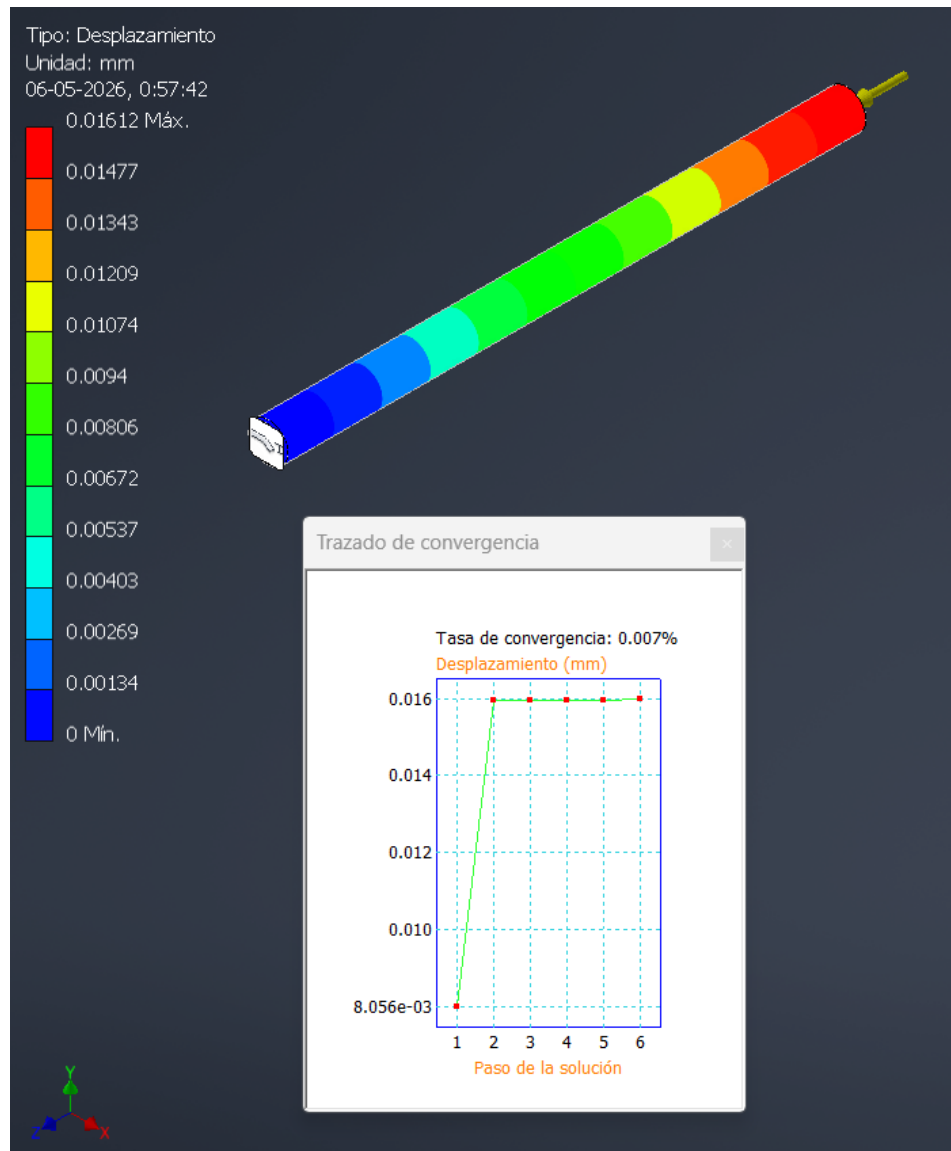


Figura 20: Distribución de desplazamiento en el tope axial de G10-CR bajo la carga longitudinal gobernante ( $t = 3$  mm). Modelado en Autodesk Inventor.

Con una sección transversal de 10 mm de diámetro, el tope resulta suficiente para resistir la carga gobernante con amplio margen. El esfuerzo de compresión axial en la zona libre es:

$$\sigma = \frac{F_X}{A_{tope}} = \frac{1.627,5}{78,54} = 20,7 \text{ MPa} \quad (31)$$

verificado mediante el factor de seguridad:

$$FS = \frac{S_c/2}{\sigma} = \frac{450/2}{20,7} = \frac{225}{20,7} = 10,87 \geq 2 \quad (32)$$

El calor conducido por cada tope resulta:

$$\dot{Q}_{tope} = \frac{A_{tope} \cdot (K_h - K_c)}{L_{tope}} = \frac{78,54 \times 10^{-6} \times 111,16}{0,150} = 0,058 \text{ W} \quad (33)$$

Considerando los dos topes axiales, la conducción térmica total de este elemento es:

$$\dot{Q}_{\text{topes}} = 2 \times 0,058 = 0,116 \text{ W} \quad (34)$$

Este valor es comparable al calor conducido por las correas ( $\dot{Q}_{\text{correas}} = 0,184 \text{ W}$ ), por lo que no puede considerarse despreciable dentro del balance térmico del sistema. La combinación de correas compuestas (Alternativa 3) más tope axial (Alternativa 4) constituye el sistema de sujeción seleccionado, capaz de resistir cargas con una baja conducción térmica hacia el recipiente interno.

## 6.5. Proceso de optimización paramétrica

El proceso de optimización paramétrica busca determinar la configuración que minimiza simultáneamente las pérdidas térmicas y el peso estructural del sistema, sujeta a las restricciones de integridad mecánica y criterios normativos definidos. El proceso se estructura en dos etapas secuenciales: simulación estructural mediante elementos finitos en Autodesk Inventor y una simulación térmica mediante BoilFAST. Las variables de diseño, su tipo y las restricciones asociadas se resumen en la Tabla 19.

Tabla 19: Variables de diseño, rangos de análisis y criterios de restricción para la optimización termo-estructural del estanque.

| Parámetro                        | Tipo     | Rango / Valor     | Criterio                        |
|----------------------------------|----------|-------------------|---------------------------------|
| Número de capas MLI              | Variable | 10-20-30-40 capas | Desempeño térmico               |
| Espesor recipiente interno       | Variable | 3-4-5 mm          | Desempeño estructural           |
| Espesor recipiente externo       | Variable | 3-4-5 mm          | Desempeño estructural           |
| Espesores correas compuestas G10 | Variable | 2-3-4 mm          | Desempeño térmico y estructural |
| Diámetro tope axial G10          | Variable | 8-10-12 mm        | Desempeño térmico y estructural |

### 6.5.1. Etapa 1 — Simulación estructural (Autodesk Inventor)

La simulación estructural se realiza mediante el método de elementos finitos en Autodesk Inventor, con el objetivo de evaluar la integridad mecánica del sistema frente a las condiciones de operación. El análisis se desarrolla de manera paramétrica y secuencial para cada componente crítico: primero el recipiente interno, luego los soportes y finalmente el recipiente externo. Los criterios de aceptación se definen en términos de un factor de seguridad mínimo de 2 respecto al esfuerzo de fluencia del material para estados de tensión y tracción.

Los parámetros de entrada del modelo se dividen en tres grupos:

**Parámetros fijos del modelo:** Corresponden a la geometría, materiales y condiciones de carga definidas en las secciones anteriores y se mantienen constantes en todas las simulaciones. Se resumen en la Tabla 20.

Tabla 20: Parámetros fijos de entrada para simulación estructural en Autodesk Inventor.

| Parámetro               | Rec. interno    | Rec. externo    | Correas G10-CR          | Tope axial G10-CR    |
|-------------------------|-----------------|-----------------|-------------------------|----------------------|
| Material                | AISI 316L       | ASTM A516 Gr.70 | G10-CR                  | G10-CR               |
| $D_i$ [mm]              | 400             | 706             | —                       | —                    |
| $L$ [mm]                | —               | —               | 280                     | 150                  |
| $E$ [GPa]               | 193             | 200             | 19                      | 19                   |
| $\sigma_y$ [MPa]        | 243             | 262             | —                       | —                    |
| $S_u$ [MPa]             | —               | —               | 310                     | 310                  |
| $S_c$ [MPa]             | —               | —               | 450                     | 450                  |
| Presión de diseño [MPa] | 0,110           | 0,101           | —                       | —                    |
| Carga de diseño         | Presión interna | Presión externa | Tracción ( $F_Y, F_Z$ ) | Compresión ( $F_X$ ) |

**Parámetros variables — espesores recipientes:** Se evalúan tres espesores nominales  $t = 3, 4$  y  $5$  mm para ambos recipientes. En el recipiente interno se analiza la distribución de tensiones de Von Mises bajo presión interna de 0,110 MPa; en el recipiente externo se realizan un análisis de pandeo bajo presión externa de 0,101 MPa. El diámetro exterior  $D_o$  y el peso en vacío  $W_v$  varían con  $t$  en ambos recipientes (ver Tabla 21).

Tabla 21: Parámetros geométricos y gravimétricos evaluados en el barrido de espesores.

| $t$ [mm] | Recipiente interno |           |           | Recipiente externo |           |           |
|----------|--------------------|-----------|-----------|--------------------|-----------|-----------|
|          | $D_o$ [mm]         | $W_v$ [N] | $P$ [MPa] | $D_o$ [mm]         | $W_v$ [N] | $P$ [MPa] |
| 3        | 406                | 325,5     | 0,110     | 712                | 725,1     | 0,101     |
| 4        | 408                | 435,5     | 0,110     | 714                | 968,8     | 0,101     |
| 5        | 410                | 546,2     | 0,110     | 716                | 1213,6    | 0,101     |

**Parámetros variables — sistema de sujeción G10-CR:** El sistema de sujeción seleccionado está compuesto por dos elementos complementarios: las correas compuestas de G10-CR (Alternativa 3), que resisten las cargas radiales y verticales, y el tope axial de G10-CR (Alternativa 4), que resiste la carga longitudinal gobernante. Ambos elementos se analizan de forma independiente, dado que cada uno está solicitado por una dirección de carga distinta.

**Correas compuestas de G10-CR:** La variable de diseño de las correas es el espesor del eslabón  $t_{esl}$ , que determina tanto la sección transversal resistente como el calor conducido hacia el recipiente interno. Se evalúan tres espesores nominales:  $t_{esl} = 2, 3$  y  $4$  mm, manteniendo constante el ancho del eslabón ( $w = 20$  mm) y la longitud de cada grupo funcional según lo definido con anterioridad. Cada espesor se analiza bajo las cargas gobernantes correspondientes a los tres espesores del recipiente interno ( $t = 3, 4$  y  $5$  mm), resultando en  $3 \times 3 = 9$  casos de simulación para las correas. Las cargas de diseño se resumen en la Tabla 22.

Tabla 22: Matriz de simulación para eslabones de G10-CR: espesores evaluados y carga de tracción por eslabón según espesor del recipiente interno. La carga vertical descendente  $F_Y$  se distribuye entre los dos eslabones superiores simétricamente, que trabajan en paralelo, por lo que cada uno resiste  $F_Y/2$  ( $w = 20$  mm,  $\sigma_{adm} = 155$  MPa,  $FS_{min} = 2$ ).

| $t_{esl}$ [mm] | $F_Y/2$ por eslabón [N] |            |            |
|----------------|-------------------------|------------|------------|
|                | $t = 3$ mm              | $t = 4$ mm | $t = 5$ mm |
| 2              | 651,0                   | 870,9      | 1092,4     |
| 3              | 651,0                   | 870,9      | 1092,4     |
| 4              | 651,0                   | 870,9      | 1092,4     |

**Tope axial de G10-CR:** El tope axial tiene longitud fija  $L_{tope} = 150$  mm, correspondiente al espacio anular, y trabaja en compresión axial bajo la carga longitudinal gobernante ( $F_X$ , recipiente vacío a 5g). La variable de diseño es el diámetro del tope  $d_{tope}$ , para el cual se evalúan tres valores:  $d_{tope} = 8, 10$  y  $12$  mm. Combinado con los tres espesores del recipiente interno, resultan  $3 \times 3 = 9$  casos de simulación para el tope. Las cargas gobernantes por espesor se resumen en la Tabla 23.

Tabla 23: Matriz de simulación para tope axial de G10: diámetros evaluados y carga de compresión gobernante según espesor del recipiente interno ( $L_{tope} = 150$  mm,  $S_c = 450$  MPa,  $FS_{min} = 2$ ).

| $d_{tope}$ [mm] | $A_{tope}$ [mm <sup>2</sup> ] | $F_X$ compresión [N] |            |            |
|-----------------|-------------------------------|----------------------|------------|------------|
|                 |                               | $t = 3$ mm           | $t = 4$ mm | $t = 5$ mm |
| 8               | 50,3                          | 1627,5               | 2177,4     | 2730,9     |
| 10              | 78,5                          | 1627,5               | 2177,4     | 2730,9     |
| 12              | 113,1                         | 1627,5               | 2177,4     | 2730,9     |

### 6.5.2. Etapa 2 — Simulación térmica (BoilFAST)

La simulación térmica se realiza mediante el software BoilFAST [2], herramienta desarrollada por la Universidad de Australia Occidental, cuyo modelo fue validado contra datos experimentales del Laboratorio de Ensayos Criogénicos de la NASA Kennedy Space Centre, obteniendo una buena concordancia con los resultados medidos para estanques de  $H_2$  líquido bajo distintas condiciones de operación. BoilFAST resuelve un balance de energía no estacionario sobre el fluido interior del estanque, separando el sistema en fase líquida y fase vapor, y calculando en cada paso de tiempo la masa evaporada en función del calor entrante. El modelo incorpora ecuaciones de estado de referencia para el hidrógeno y considera la conversión ortopara del hidrógeno, aspectos críticos para una estimación precisa del boil-off en almacenamiento criogénico de  $H_2$  líquido.

Los parámetros de entrada del modelo se dividen en tres grupos:

**Parámetros fijos del estanque:** Corresponden a la geometría y condiciones de operación definidas en las secciones anteriores y se mantienen constantes en todas las simulaciones. Se resumen en la Tabla 24.

Tabla 24: Parámetros fijos de entrada para simulación en BoilFAST.

| Parámetro                | Valor                                   |
|--------------------------|-----------------------------------------|
| Fluido                   | Equilibrium H <sub>2</sub>              |
| Geometría                | Cilindro horizontal, tapas hemisféricas |
| Volumen total            | 0,12 m <sup>3</sup>                     |
| Volumen inicial líquido  | 0,108 m <sup>3</sup>                    |
| Diámetro interior        | 0,400 m                                 |
| Presión inicial          | 0,101 MPa                               |
| Presión de alivio        | 0,110 MPa                               |
| Temperatura ambiente     | 300 K                                   |
| $U_{VL}$ (vapor-líquido) | 0,15 W/m <sup>2</sup> ·K                |

El coeficiente de transferencia de calor vapor-líquido  $U_{VL}$  representa el intercambio térmico en la interfaz interna entre la fase vapor sobrecalentada y la fase líquida. Este parámetro no puede calcularse directamente a partir de las propiedades del fluido, sino que depende de factores como la geometría del estanque, el nivel de llenado y las condiciones de operación, por lo que debe determinarse de forma empírica.

Al Ghafri et al. [2] determinaron un valor de  $U_{VL} = 0,15 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ajustando el modelo BoilFAST a datos experimentales del estanque Dewar de 12,5 m<sup>3</sup> del Lawrence Livermore National Laboratory. Dado que no se dispone de datos experimentales propios para el estanque de 0,12 m<sup>3</sup> objeto del presente diseño, se adopta este valor como referencia, reconociendo que constituye una fuente de incertidumbre en los resultados al haber sido obtenido para un estanque de diferente escala y geometría.

**Parámetros variables del MLI:** Corresponden al calor total ingresado al estanque por conducción a través del sistema de aislamiento, calculado como:

$$\dot{Q}_{MLI} = U_{MLI} \cdot A_{e,int} \cdot \Delta T = \frac{k_e}{x} \cdot A_{e,int} \cdot \Delta T \quad (35)$$

donde  $k_e$  es la conductividad térmica obtenida por Fesmire y Johnson [5] a CVP = 0,1 millitorr,  $x$  es el espesor total del MLI,  $\Delta T = 280 \text{ K}$  y  $A_{e,int}$  es el área superficial **exterior** del recipiente interno, que incluye el casco cilíndrico y ambas tapas semiesféricas:

$$A_{e,int} = \pi D_e L_{casco} + 4\pi R_e^2 \quad (36)$$

Este valor varía con el espesor de pared  $t$  ya que  $D_e = D_i + 2t$ , por lo que  $\dot{Q}_{MLI}$  no es constante entre configuraciones. Los valores resultantes se resumen en la Tabla 25.

Tabla 25: Calor de entrada  $\dot{Q}_{MLI}$  [W] por configuración MLI y espesor del recipiente interno, a CVP = 0,1 millitorr ( $1,33 \times 10^{-2}$  Pa). Los valores de  $k_e$  corresponden a mediciones de laboratorio directas de Fesmire y Johnson [5]. Área calculada como  $A_{e,int} = 2\pi R_e L_{casco} + 4\pi R_e^2$ .

| Caso                          | $N$    | $x$  | $z$      | $k_e$    | $U_{MLI}$              | $\dot{Q}_{MLI}$ [W] |            |            |
|-------------------------------|--------|------|----------|----------|------------------------|---------------------|------------|------------|
|                               | [cap.] | [mm] | [cap/mm] | [mW/m·K] | [mW/m <sup>2</sup> ·K] | $t = 3$ mm          | $t = 4$ mm | $t = 5$ mm |
| MN1                           | 40     | 15,5 | 2,59     | 0,040    | 2,581                  | 1,020               | 1,026      | 1,033      |
| MN2                           | 20     | 8,0  | 2,52     | 0,049    | 6,125                  | 2,419               | 2,435      | 2,452      |
| MN3                           | 15     | 6,6  | 2,28     | 0,055    | 8,333                  | 3,292               | 3,314      | 3,336      |
| MN4                           | 10     | 4,9  | 2,05     | 0,026    | 5,306                  | 2,096               | 2,110      | 2,124      |
| $A_{e,int}$ [m <sup>2</sup> ] |        |      |          |          |                        | 1,411               | 1,420      | 1,430      |

La variación de  $\dot{Q}_{MLI}$  entre espesores es inferior al 1,5 % en todos los casos, dado que el incremento del área exterior entre  $t = 3$  mm y  $t = 5$  mm es de apenas  $\Delta A = 0,019$  m<sup>2</sup>, equivalente al 1,3 % del área total. Por tanto, para simplificar las simulaciones en BoilFAST se adoptan los valores de calor correspondientes al espesor  $t = 3$  mm como valores representativos de todas las configuraciones evaluadas.

**Parámetros variables — calor conducido por el sistema de sujeción G10-CR:** Dado que tanto el espesor del eslabón  $t_{esl}$  como el diámetro del tope axial  $d_{tope}$  son variables de diseño, el calor conducido por el sistema de sujeción varía entre configuraciones y debe considerarse en el balance térmico total ingresado al estanque mediante BoilFAST.

El calor conducido por cada elemento se calcula mediante la expresión de Barron [3] que incorpora la integral de conductividad térmica del G10 (Ec. 19), con  $K_h - K_c = 111,16$  W/m obtenido de la base de datos NIST [20] para el rango 20–300 K.

**Correas compuestas de G10-CR:** Cada eslabón se compone de dos rectángulos de G10 en paralelo de ancho  $w = 20$  mm, resultando en una sección transversal total:

$$A_{esl} = 2 \times t_{esl} \times w \quad (37)$$

El calor conducido por el grupo inferior ( $L_{inf} = 150$  mm) y por cada sistema superior ( $L_{sup} = 280$  mm) resulta:

$$\dot{Q}_{inf} = \frac{A_{esl} \cdot (K_h - K_c)}{L_{inf}} \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{sup} = 2 \times \frac{A_{esl} \cdot (K_h - K_c)}{L_{sup}} \quad (39)$$

El calor total del sistema de correas es:

$$\dot{Q}_{correas} = \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{sup} \quad (40)$$

Los valores resultantes para cada espesor de eslabón se resumen en la Tabla 26.

Tabla 26: Calor conducido por el sistema de correas de G10 según espesor de eslabón ( $w = 20$  mm,  $K_h - K_c = 111,16$  W/m,  $L_{inf} = 150$  mm,  $L_{sup} = 280$  mm).

| $t_{esl}$<br>[mm] | $A_{esl}$<br>[mm <sup>2</sup> ] | $\dot{Q}_{inf}$<br>[W] | $\dot{Q}_{sup}$<br>[W] | $\dot{Q}_{correas}$<br>[W] |
|-------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| 2                 | 80                              | 0,059                  | 0,063                  | 0,123                      |
| 3                 | 120                             | 0,089                  | 0,095                  | 0,184                      |
| 4                 | 160                             | 0,119                  | 0,127                  | 0,246                      |

**Tope axial de G10-CR:** El calor conducido por los dos topes axiales de longitud fija  $L_{tope} = 150$  mm es:

$$\dot{Q}_{topes} = 2 \times \frac{A_{tope} \cdot (K_h - K_c)}{L_{tope}} = 2 \times \frac{\frac{\pi d_{tope}^2}{4} \cdot 111,16}{0,150} \quad (41)$$

Los valores para cada diámetro evaluado se resumen en la Tabla 27.

Tabla 27: Calor conducido por los dos topes axiales de G10 según diámetro ( $L_{tope} = 150$  mm,  $K_h - K_c = 111,16$  W/m).

| $d_{tope}$ [mm] | $A_{tope}$ [mm <sup>2</sup> ] | $\dot{Q}_{tope,unit}$ [W] | $\dot{Q}_{topes}$ [W] |
|-----------------|-------------------------------|---------------------------|-----------------------|
| 8               | 50,3                          | 0,037                     | 0,075                 |
| 10              | 78,5                          | 0,058                     | 0,116                 |
| 12              | 113,1                         | 0,084                     | 0,167                 |

**Calor total del sistema de sujeción:** El calor total conducido por el sistema de sujeción resulta de la suma de ambas contribuciones:

$$\dot{Q}_{suj} = \dot{Q}_{correas} + \dot{Q}_{topes} \quad (42)$$

La Tabla 28 resume el calor total del sistema de sujeción para todas las combinaciones evaluadas, constituyendo la matriz de  $3 \times 3 = 9$  casos que se ingresan como parámetro *Fixed Heat Flows* en BoilFAST, sumado al calor del MLI correspondiente.

Tabla 28: Calor total conducido por el sistema de sujeción G10-CR ( $\dot{Q}_{suj}$  [W]) según espesor de eslabón y diámetro de tope axial.

| $t_{esl}$ [mm] | $d_{tope}$ [mm] |       |       |
|----------------|-----------------|-------|-------|
|                | 8 mm            | 10 mm | 12 mm |
| 2              | 0,198           | 0,239 | 0,290 |
| 3              | 0,259           | 0,300 | 0,351 |
| 4              | 0,321           | 0,362 | 0,413 |

Al comparar estos valores con el calor aportado por el MLI (Tabla 25), que oscila entre 1,0 W y 3,3 W según la configuración, el calor del sistema de sujeción representa entre el 6 % y el 41 % del calor total ingresado al estanque, dependiendo de la combinación de  $t_{esl}$  y  $d_{tope}$  evaluada.

**Calor total de entrada al estanque:** Las dos fuentes de calor que ingresan al recipiente interno son la conducción a través del sistema MLI y la conducción a través del sistema de sujeción G10-CR, cuyas expresiones fueron desarrolladas en las secciones anteriores. El calor total resulta de su superposición:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{MLI} + \dot{Q}_{suj} \quad (43)$$

La combinación de las cuatro configuraciones MLI con las nueve configuraciones de sujeción genera una matriz de  $4 \times 9 = 36$  valores posibles de  $\dot{Q}_{total}$ , resumidos en la Tabla 29. Sin embargo, la variación de  $\dot{Q}_{suj}$  dentro de cada fila es inferior a 0,3 W, lo que representa una diferencia menor a un decimal respecto al rango total de calores considerado. Por tanto, simular las 36 combinaciones no aportaría información adicional relevante. En su lugar, se adopta el caso de diseño ( $t_{esl} = 3$  mm,  $d_{tope} = 10$  mm,  $\dot{Q}_{suj} = 0,300$  W) como valor representativo del sistema de sujeción, reduciéndose el análisis a cuatro simulaciones en BoilFAST (una por configuración MLI) cuyos valores de entrada se resumen en la Tabla 30.

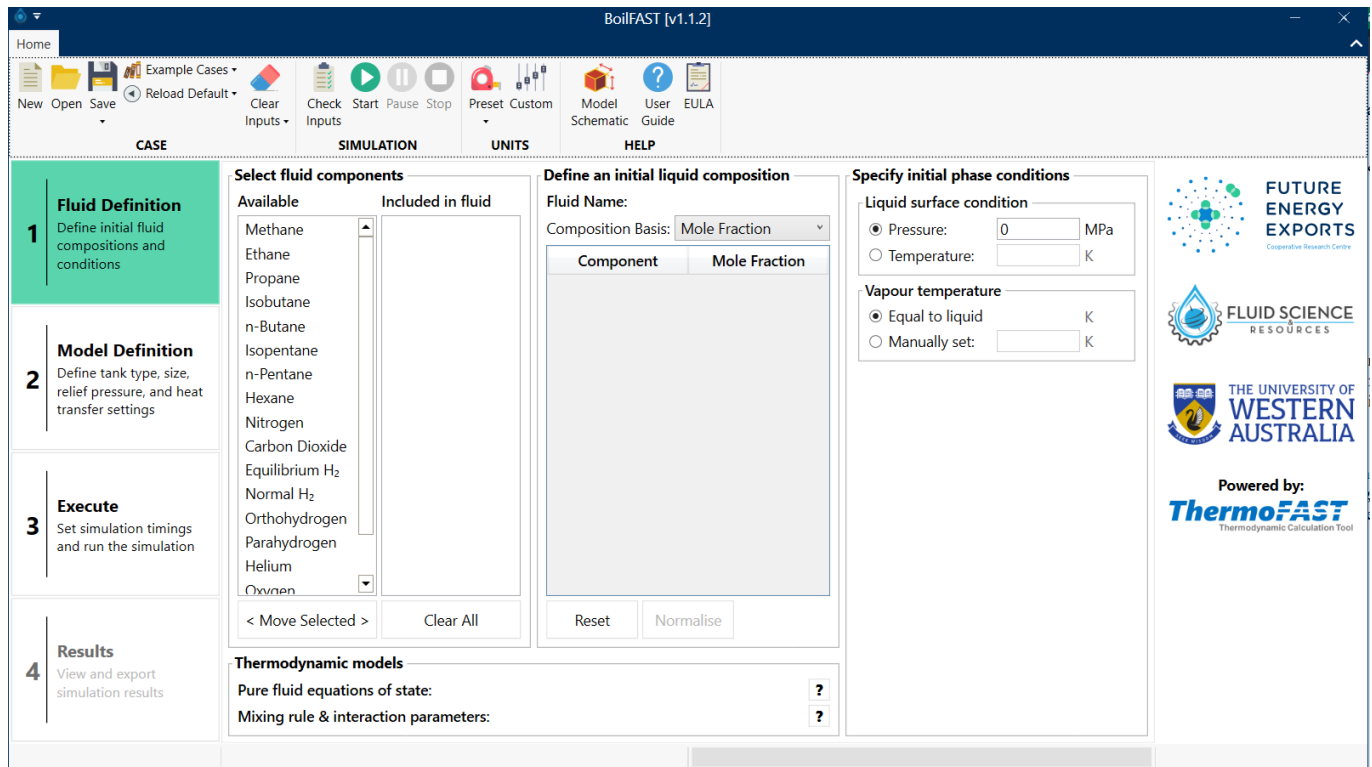
Tabla 29: Calor total de entrada al estanque  $\dot{Q}_{total}$  [W] para cada combinación de configuración MLI y sistema de sujeción G10-CR. Valores de  $\dot{Q}_{MLI}$  para  $t = 3$  mm (Tabla 25).

| MLI | $\dot{Q}_{MLI}$<br>[W] | Sistema de sujeción ( $t_{esl}$ [mm] / $d_{tope}$ [mm]) |        |        |               |              |        |               |        |        |
|-----|------------------------|---------------------------------------------------------|--------|--------|---------------|--------------|--------|---------------|--------|--------|
|     |                        | $t_{esl} = 2$                                           |        |        | $t_{esl} = 3$ |              |        | $t_{esl} = 4$ |        |        |
|     |                        | $d=8$                                                   | $d=10$ | $d=12$ | $d=8$         | $d=10$       | $d=12$ | $d=8$         | $d=10$ | $d=12$ |
| MN1 | 1,020                  | 1,218                                                   | 1,259  | 1,310  | 1,279         | <b>1,320</b> | 1,371  | 1,341         | 1,382  | 1,433  |
| MN2 | 2,419                  | 2,617                                                   | 2,658  | 2,709  | 2,678         | <b>2,719</b> | 2,770  | 2,740         | 2,781  | 2,832  |
| MN3 | 3,292                  | 3,490                                                   | 3,531  | 3,582  | 3,551         | <b>3,592</b> | 3,643  | 3,613         | 3,654  | 3,705  |
| MN4 | 2,096                  | 2,294                                                   | 2,335  | 2,386  | 2,355         | <b>2,396</b> | 2,447  | 2,417         | 2,458  | 2,509  |

Tabla 30: Valores de  $\dot{Q}_{total}$  [W] ingresados en BoilFAST para cada configuración MLI, adoptando  $\dot{Q}_{suj} = 0,300$  W ( $t_{esl} = 3$  mm,  $d_{tope} = 10$  mm) como caso de diseño.

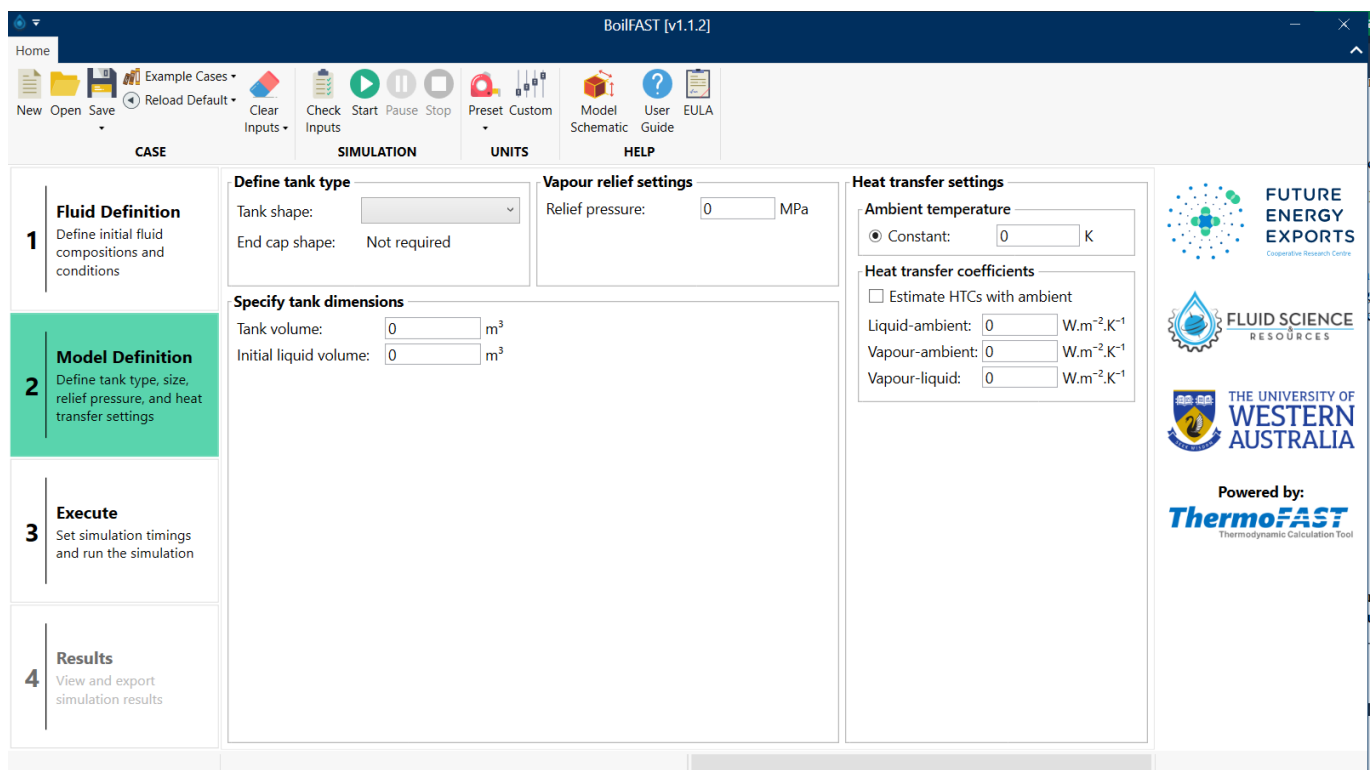
| Config. | $\dot{Q}_{MLI}$ [W] | $\dot{Q}_{suj}$ [W] | $\dot{Q}_{total}$ [W] |
|---------|---------------------|---------------------|-----------------------|
| MN1     | 1,020               | 0,300               | 1,3                   |
| MN2     | 2,419               | 0,300               | 2,7                   |
| MN3     | 3,292               | 0,300               | 3,6                   |
| MN4     | 2,096               | 0,300               | 2,4                   |

Las Figuras 21, 22 y 23 muestran la interfaz de configuración del software, donde se aprecian los campos de entrada definidos en los parámetros fijos y variables descritos anteriormente.



The screenshot shows the BoilFAST [v1.1.2] software interface. The left sidebar contains four main sections: 1. Fluid Definition (Define initial fluid compositions and conditions), 2. Model Definition (Define tank type, size, relief pressure, and heat transfer settings), 3. Execute (Set simulation timings and run the simulation), and 4. Results (View and export simulation results). The main workspace is divided into several panels. The 'Select fluid components' panel shows a list of available fluids (Methane, Ethane, Propane, Isobutane, n-Butane, Isopentane, n-Pentane, Hexane, Nitrogen, Carbon Dioxide, Equilibrium H<sub>2</sub>, Normal H<sub>2</sub>, Orthohydrogen, Parahydrogen, Helium, Oxygen) and an 'Included in fluid' list. The 'Define an initial liquid composition' panel shows a table with columns 'Component' and 'Mole Fraction'. The 'Specify initial phase conditions' panel shows options for 'Liquid surface condition' (Pressure: 0 MPa, Temperature: K) and 'Vapour temperature' (Equal to liquid, Manually set: K). The 'Thermodynamic models' section shows 'Pure fluid equations of state' and 'Mixing rule & interaction parameters'.

Figura 21: Definición del fluido y condiciones iniciales en BoilFAST.



The screenshot shows the BoilFAST [v1.1.2] software interface, focusing on the 'Model Definition' section. The left sidebar is the same as in Figure 21. The main workspace shows the 'Define tank type' panel with 'Tank shape' (cylinder) and 'End cap shape' (Not required). The 'Specify tank dimensions' panel shows 'Tank volume' (0 m<sup>3</sup>) and 'Initial liquid volume' (0 m<sup>3</sup>). The 'Vapour relief settings' panel shows 'Relief pressure' (0 MPa). The 'Heat transfer settings' panel shows 'Ambient temperature' (Constant: 0 K) and 'Heat transfer coefficients' (Liquid-ambient: 0 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>, Vapour-ambient: 0 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>, Vapour-liquid: 0 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>). The 'Powered by: ThermoFAST' logo is visible in the bottom right corner.

Figura 22: Definición del estanque y parámetros de transferencia de calor en BoilFAST.

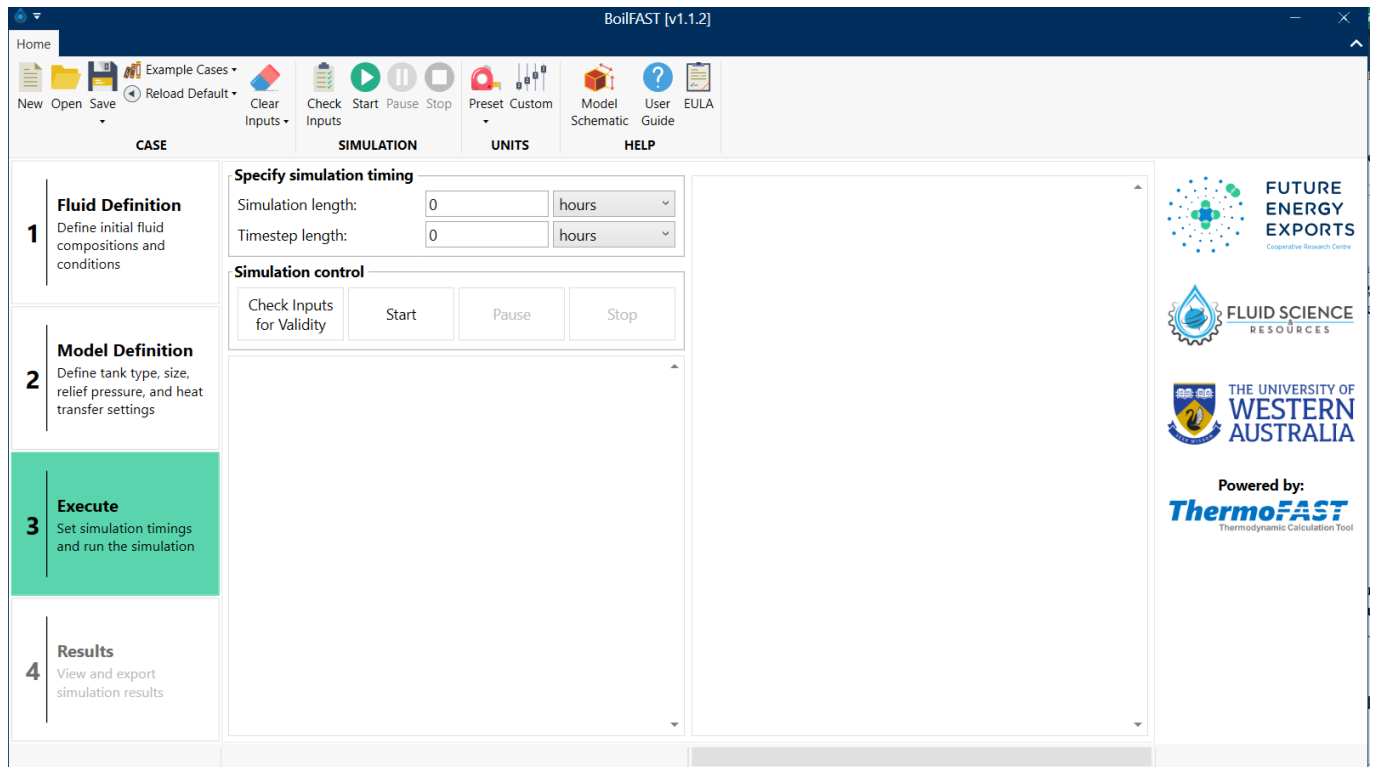


Figura 23: Configuración del tiempo de simulación y parámetros de control en BoilFAST.

## 7. Resultados y simulaciones estructurales

### 7.1. Recipiente interno — presión interna

El análisis estructural del recipiente interno se realizó mediante elementos de cáscara (*shell*), dado que la relación diámetro–espesor del recipiente satisface ampliamente el criterio de cáscara delgada  $t/R \leq 0,1$ :

$$\frac{t}{R} = \frac{3}{200} = 0,015 \ll 0,1 \quad (44)$$

Esta condición, válida para los tres espesores evaluados ( $t/R$  máximo de  $5/200 = 0,025$ ), justifica la idealización de cáscara y descarta el uso de elementos sólidos tridimensionales, que requerirían al menos dos elementos a través del espesor para capturar correctamente el gradiente de tensiones, resultando en mallas de varios millones de nodos computacionalmente inviables para el hardware disponible. La formulación shell captura correctamente los estados de membrana y flexión de la pared, siendo la aproximación estándar para recipientes a presión de pared delgada en análisis por elementos finitos. El espesor de pared se asignó como propiedad del elemento en el preprocesador de Autodesk Inventor, sin requerir discretización a través del espesor.

La distribución de tensiones de Von Mises para los tres espesores evaluados se presenta en el Anexo B (Figuras 29, 30 y 31).

Los resultados se resumen en la Tabla 31. En los tres espesores evaluados, la tensión representativa en el casco cilíndrico es muy inferior a la tensión de fluencia del AISI 316L a temperatura criogénica  $S_y = 243$  MPa, con factores de seguridad que oscilan entre 34,0 y 60,6, muy superiores al criterio mínimo de  $FS \geq 2$  establecido en el diseño. Esto confirma que la presión interna de operación no es la condición gobernante del espesor del recipiente interno, siendo el espesor mínimo de 3 mm determinado exclusivamente por restricciones constructivas de fabricabilidad y soldabilidad, en concordancia con el requisito mínimo de ASME UG-16(b) [4].

Tabla 31: Tensión de Von Mises máxima representativa del recipiente interno bajo presión interna ( $P_d = 0,110$  MPa, AISI 316L,  $S_y = 243$  MPa a 20 K).

| $t$<br>[mm] | Nodos  | Elementos | Conv.<br>[ % ] | $\sigma_{VM}$ rep.<br>[MPa] | $FS$ |
|-------------|--------|-----------|----------------|-----------------------------|------|
| 3           | 24.934 | 41.691    | 1,33           | 7,14                        | 34,0 |
| 4           | 29.308 | 58.438    | 4,10           | 4,92                        | 49,4 |
| 5           | 59.847 | 119.381   | 0,05           | 4,01                        | 60,6 |

$\sigma_{VM}$  rep.: tensión representativa obtenida mediante sondas en el casco, alejada de singularidades en los puntos de restricción.  $FS = S_y/\sigma_{VM}$  con  $S_y = 243$  MPa correspondiente a la tensión de fluencia del AISI 316L a temperatura criogénica (20 K). Todos los espesores cumplen  $FS \geq 2$ .

La tensión máxima reportada por el solver varía entre 12,62 y 20,5 MPa según el espesor, localizándose en todos los casos en los puntos de aplicación de las restricciones de apoyo. Estos valores corresponden a singularidades numéricas inherentes al método de elementos finitos, producidas por la concentración de carga en nodos puntuales, y no son representativos del estado tensional real del recipiente. La validez de los resultados representativos se verifica mediante la comparación con la solución analítica de tensión circunferencial de cáscara delgada:

$$\sigma_\theta = \frac{P \cdot R}{t} \quad (45)$$

obteniéndose diferencias entre el valor numérico y el analítico inferiores al 11 % en todos los casos, lo que valida el modelo de elementos finitos empleado. La Tabla 32 resume esta comparación.

Tabla 32: Validación del modelo FEM mediante comparación con solución analítica de tensión circunferencial ( $P = 0,110$  MPa,  $R = 200$  mm).

| $t$ [mm] | $\sigma_{\theta}$ anal. [MPa] | $\sigma_{VM}$ FEM [MPa] | Diferencia [%] |
|----------|-------------------------------|-------------------------|----------------|
| 3        | 7,33                          | 7,14                    | 2,6            |
| 4        | 5,50                          | 4,92                    | 10,5           |
| 5        | 4,40                          | 4,01                    | 8,9            |

Las diferencias observadas se atribuyen al efecto de las tapas semiesféricas, que modifican localmente el campo de tensiones respecto a la solución de cilindro infinito asumida en la fórmula analítica. En todos los casos la concordancia es satisfactoria para propósitos de diseño ingenieril.

## 7.2. Recipiente externo — presión externa

Al igual que el recipiente interno, el análisis estructural del recipiente externo se realizó mediante elementos de cáscara (*shell*), dado que la relación diámetro–espesor satisface ampliamente el criterio de cáscara delgada  $t/R \leq 0,1$ :

$$\frac{t}{R} = \frac{3}{353} = 0,0085 \ll 0,1 \quad (46)$$

Esta condición, válida para los tres espesores evaluados ( $t/R$  máximo de  $5/353 = 0,014$ ), justifica la idealización de cáscara y descarta el uso de elementos sólidos tridimensionales, que requerirían al menos dos elementos a través del espesor para capturar correctamente el gradiente de tensiones, resultando en mallas de varios millones de nodos computacionalmente inviables para el hardware disponible. La formulación *shell* captura correctamente los estados de membrana y flexión de la pared. El espesor de pared se asignó como propiedad del elemento en el preprocesador de Autodesk Inventor, sin requerir discretización a través del espesor.

A diferencia del recipiente interno, la carga aplicada corresponde a presión externa uniforme de  $P_d = 0,101$  MPa, representativa de la condición de vacío en el espacio anular y de la presión atmosférica exterior.

La distribución de tensiones de Von Mises para los tres espesores evaluados se presenta en el Anexo B (Figuras 32, 33 y 34).

Los resultados se resumen en la Tabla 33. En los tres espesores evaluados, la tensión representativa en el casco cilíndrico es muy inferior a la tensión de fluencia del ASTM A516 Gr.70  $S_y = 262$  MPa, con factores de seguridad que oscilan entre 25,1 y 42,3, muy superiores al criterio mínimo de  $FS \geq 2$ . Esto confirma que la presión externa de operación no genera tensiones de compresión peligrosas en ninguno de los espesores evaluados, siendo el pandeo la condición gobernante del diseño del recipiente externo y no la resistencia del material.

La validación del modelo se realiza comparando la tensión representativa obtenida numéricamente con la solución analítica de tensión de compresión circunferencial para cáscara delgada bajo presión externa:

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \cdot R}{t} \quad (47)$$

Tabla 33: Tensión de Von Mises máxima representativa del recipiente externo bajo presión externa ( $P_d = 0,101$  MPa, ASTM A516 Gr.70,  $S_y = 262$  MPa).

| $t$<br>[mm] | Nodos  | Elementos | Conv.<br>[ % ] | $\sigma_{VM}$ rep.<br>[MPa] | $FS$ |
|-------------|--------|-----------|----------------|-----------------------------|------|
| 3           | 36.185 | 36.284    | 1,20           | 10,43                       | 25,1 |
| 4           | 44.266 | 38.859    | 3,35           | 7,94                        | 33,0 |
| 5           | 42.900 | 34.835    | 3,01           | 6,20                        | 42,3 |

$\sigma_{VM}$  rep.: tensión representativa obtenida mediante sondas en el casco, alejada de singularidades en los apoyos.  $FS = S_y/\sigma_{VM}$  con  $S_y = 262$  MPa correspondiente a la tensión de fluencia del ASTM A516 Gr.70 a temperatura ambiente. Todos los espesores cumplen  $FS \geq 2$ .

Tabla 34: Validación del modelo FEM del recipiente externo mediante comparación con solución analítica ( $P = 0,101$  MPa,  $R = 353$  mm).

| $t$ [mm] | $\sigma_\theta$ anal. [MPa] | $\sigma_{VM}$ FEM [MPa] | Diferencia [ % ] |
|----------|-----------------------------|-------------------------|------------------|
| 3        | 11,88                       | 10,43                   | 12,2             |
| 4        | 8,91                        | 7,94                    | 10,9             |
| 5        | 7,13                        | 6,20                    | 13,0             |

Las diferencias observadas, inferiores al 13 % en todos los casos, son consistentes con las obtenidas para el recipiente interno y se atribuyen al efecto de las tapas semiesféricas sobre el campo de tensiones. La concordancia es satisfactoria para propósitos de diseño ingenieril, validando el modelo empleado.

### 7.3. Eslabones de correa — tracción

El análisis estructural de los eslabones de correa se realizó mediante elementos sólidos tridimensionales, dado que la geometría de sección no satisface el criterio de cáscara delgada, requiriendo una discretización volumétrica para capturar correctamente el estado tensional local en la zona de contacto con el pasador. La carga se aplicó como fuerza de tracción axial en la cara inferior del eslabón, manteniendo fija la cara superior, replicando las condiciones reales de operación de la correa. Se evaluaron tres espesores de pared ( $t = 2, 3$  y  $4$  mm) bajo tres niveles de carga correspondientes a las fuerzas de reacción obtenidas para los distintos espesores del recipiente interno.

La distribución de tensiones de Von Mises para los tres espesores evaluados se presenta en el Anexo B (Figuras 14.2–43).

La Tabla 35 resume los resultados obtenidos para las nueve combinaciones evaluadas.

Tabla 35: Tensión de Von Mises máxima en eslabones de correa de G10 bajo tracción axial ( $\sigma_{adm} = 155 \text{ MPa}$ ).

| $t$<br>[mm] | $F$<br>[N] | Nodos  | Elementos | Conv.<br>[ % ] | $\sigma_{VM}$<br>[MPa] | $FS$ |
|-------------|------------|--------|-----------|----------------|------------------------|------|
| 2           | 651,0      | 64.794 | 37.378    | 0,239          | 96,97                  | 1,60 |
| 2           | 870,9      | 64.794 | 37.378    | 0,239          | 129,70                 | 1,19 |
| 2           | 1092,4     | 64.794 | 37.378    | 0,239          | 162,70                 | 0,95 |
| 3           | 651,0      | 67.740 | 40.342    | 0,845          | 46,78                  | 3,31 |
| 3           | 870,9      | 67.740 | 40.342    | 0,845          | 62,58                  | 2,48 |
| 3           | 1092,4     | 67.740 | 40.342    | 0,845          | 78,50                  | 1,97 |
| 4           | 651,0      | 94.562 | 60.242    | 0,280          | 28,59                  | 5,42 |
| 4           | 870,9      | 94.562 | 60.242    | 0,280          | 38,25                  | 4,05 |
| 4           | 1092,4     | 94.562 | 60.242    | 0,280          | 47,98                  | 3,23 |

$FS = \sigma_{adm} / \sigma_{VM}$ . Criterio mínimo  $FS \geq 2$ .

Los resultados muestran que el espesor de pared del eslabón es determinante para el cumplimiento del criterio de diseño. Para  $t = 2 \text{ mm}$ , ninguna de las tres cargas evaluadas cumple con  $FS \geq 2$ . Para  $t = 3 \text{ mm}$ , las cargas de 651 N y 870,9 N cumplen el criterio con factores de seguridad de 3,31 y 2,48 respectivamente; sin embargo, bajo la carga máxima de 1.092,4 N el factor de seguridad de 1,97 queda marginalmente por debajo del criterio. Para  $t = 4 \text{ mm}$ , los tres niveles de carga cumplen holgadamente el criterio, con factores de seguridad entre 3,23 y 5,42. En todos los casos la tensión máxima se localiza en la zona de contacto entre el pasador y el arco del eslabón.

#### 7.4. Tope axial — compresión

El análisis estructural del tope axial se realizó mediante elementos sólidos tridimensionales. Se evaluaron tres diámetros ( $d = 8, 10 \text{ y } 12 \text{ mm}$ ) bajo tres niveles de carga correspondientes a las fuerzas de reacción obtenidas para los distintos espesores del recipiente interno.

En todos los casos, la simulación presentó problemas de convergencia asociados a singularidades numéricas en la zona de transición entre la región fija y la zona libre de la barra, donde el cambio abrupto de condiciones de contorno genera concentraciones de tensión artificialmente elevadas no representativas del comportamiento real de la pieza. Este fenómeno es inherente al método de elementos finitos bajo restricciones puntuales y no refleja el estado tensional real del tope. Las sondas ubicadas en dicha zona arrojan valores no representativos debido a esta singularidad. Sin embargo, las sondas posicionadas en la zona libre central de la barra, alejadas del punto crítico, entregan valores coherentes con el análisis analítico de compresión axial  $\sigma = F/A$ , validando así los resultados obtenidos.

La distribución de tensiones de Von Mises para los tres diámetros evaluados se presenta en el Anexo B (Figuras 44–52).

La Tabla 36 resume los resultados obtenidos para las nueve combinaciones evaluadas, incluyendo la validación analítica y los factores de seguridad correspondientes.

Tabla 36: Verificación estructural del tope axial de G10-CR: resistencia a compresión y estabilidad al pandeo ( $\sigma_{adm} = 225$  MPa,  $K = 0,6$ ,  $L = 150$  mm,  $E = 20.000$  MPa).

| $d$<br>[mm] | $F$<br>[N] | Conv.<br>[%] | $\sigma_{anal.}$<br>[MPa] | $\sigma_{VM}$<br>[MPa] | $\Delta$<br>[%] | $FS_{\sigma}$ | $FS_{Euler}$ | $FS_{gov}$   |
|-------------|------------|--------------|---------------------------|------------------------|-----------------|---------------|--------------|--------------|
| 8           | 1627,5     | 6,909        | 32,4                      | 32,4                   | 0,0             | 6,94          | 3,01         | $FS_{Euler}$ |
| 8           | 2177,4     | 6,909        | 43,3                      | 43,3                   | 0,0             | 5,19          | 2,25         | $FS_{Euler}$ |
| 8           | 2730,9     | 6,909        | 54,3                      | 54,3                   | 0,0             | 4,14          | 1,80         | $FS_{Euler}$ |
| 10          | 1627,5     | 26,485       | 20,7                      | 20,7                   | 0,0             | 10,87         | 7,36         | $FS_{Euler}$ |
| 10          | 2177,4     | 26,485       | 27,7                      | 27,6                   | 0,4             | 8,15          | 5,50         | $FS_{Euler}$ |
| 10          | 2730,9     | 26,485       | 34,7                      | 34,6                   | 0,3             | 6,50          | 4,39         | $FS_{Euler}$ |
| 12          | 1627,5     | 37,814       | 14,4                      | 14,2                   | 1,4             | 15,63         | 15,27        | $FS_{Euler}$ |
| 12          | 2177,4     | 37,814       | 19,2                      | 19,0                   | 1,0             | 11,72         | 11,41        | $FS_{Euler}$ |
| 12          | 2730,9     | 37,814       | 24,1                      | 23,8                   | 1,2             | 9,45          | 9,10         | $FS_{Euler}$ |

$\sigma_{anal.} = 4F/(\pi d^2)$ .  $\sigma_{VM}$ : tensión representativa por sonda en zona libre.  $\Delta$ : diferencia porcentual analítico-FEM.  
 $FS_{\sigma} = \sigma_{adm}/\sigma_{VM}$ .  $FS_{Euler} = \sigma_{cr}/\sigma_c = P_{cr}/F$ , con  $P_{cr} = \pi^2 EI/(KL_e)^2$ ,  $L_e = KL = 90$  mm.

Los resultados muestran una concordancia notable entre los valores analíticos y los obtenidos mediante sondas en zona libre, con diferencias inferiores al 2 % en todos los casos, lo que valida el modelo de elementos finitos empleado a pesar de la no convergencia global. En todos los casos evaluados, el criterio gobernante es la estabilidad al pandeo ( $FS_{Euler}$ ), que arroja factores de seguridad sistemáticamente menores que los obtenidos por resistencia a compresión ( $FS_{\sigma}$ ), confirmando que el pandeo constituye la condición crítica del tope bajo las condiciones de apoyo consideradas ( $K = 0,6$ ,  $L_e = 90$  mm).

El diámetro  $d = 8$  mm no cumple el criterio  $FS_{gov} \geq 2$  bajo la carga máxima ( $F = 2.730,9$  N,  $FS_{Euler} = 1,80$ ), quedando descartado como solución para el espesor  $t = 5$  mm del recipiente interno. Los diámetros  $d = 10$  y  $d = 12$  mm cumplen el criterio en todos los casos, con factores gobernantes que oscilan entre 4,39 y 15,27.

## 8. Resultados de simulaciones térmicas

Para cada configuración de aislamiento se ejecutó una simulación térmica en régimen transitorio, obteniendo las variables termodinámicas del sistema en función del tiempo. A partir de los resultados, la tasa de boil-off (BOG) se determinó extrayendo el valor estabilizado de la columna *Boil-off Rate* [kg s<sup>-1</sup>] reportada por el simulador, correspondiente al período en que la presión interna se mantiene constante en 0.11 MPa (presión de alivio). El porcentaje diario de pérdida se calculó normalizando respecto a la masa inicial de hidrógeno líquido ( $m_0 = 7,81$  kg):

$$\text{BOG} [\%/ \text{día}] = \frac{\dot{m}_{\text{BOG}} \times 86400}{m_0} \times 100 \quad (48)$$

La autonomía del sistema se estimó como el tiempo hasta el agotamiento completo del líquido, observable directamente en la curva de volumen de cada simulación. Los resultados consolidados para las cuatro configuraciones se presentan en la Tabla 37. Las evoluciones temporales de presión, temperatura, volumen y tasa de boil-off para cada configuración se presentan en el Anexo C (Figuras 53–56).

Tabla 37: Resumen de configuraciones de aislamiento evaluadas.

| Config | Q [W] | BOG [kg/s]            | BOG [ %/día] | Autonomía [días] |
|--------|-------|-----------------------|--------------|------------------|
| MN1    | 1.3   | $2,33 \times 10^{-6}$ | 2.58 %       | ~39              |
| MN2    | 2.7   | $4,50 \times 10^{-6}$ | 4.99 %       | ~20              |
| MN3    | 3.6   | $5,58 \times 10^{-6}$ | 6.18 %       | ~17              |
| MN4    | 2.4   | $3,91 \times 10^{-6}$ | 4.33 %       | ~23              |

## 9. Evaluación de integridad estructural

La integridad estructural de los componentes principales del sistema fue evaluada mediante análisis por elementos finitos (FEA), empleando el criterio de tensión de Von Mises como indicador del estado de tensiones y el factor de seguridad  $FS = S_y / \sigma_{VM}$  como métrica de cumplimiento, con un criterio mínimo de  $FS \geq 2$  en todos los casos.

### 9.1. Recipiente interno

El recipiente interno de AISI 316L opera bajo presión interna de diseño  $P_d = 0,110$  MPa a temperatura criogénica (20 K), condición para la cual la tensión de fluencia del material es  $S_y = 243$  MPa. Los resultados resumidos en la Tabla 31 muestran que los tres espesores evaluados ( $t = 3, 4$  y  $5$  mm) satisfacen ampliamente el criterio de diseño, con factores de seguridad de 34,0, 49,4 y 60,6 respectivamente. Las tensiones representativas, obtenidas mediante sondas en el casco alejadas de singularidades en los puntos de restricción, se mantienen en un rango de 4,01 a 7,14 MPa, muy por debajo de la resistencia del material.

### 9.2. Recipiente externo

El recipiente externo de ASTM A516 Gr.70 está sometido a presión externa de diseño  $P_d = 0,101$  MPa a temperatura ambiente, con  $S_y = 262$  MPa. Conforme a los resultados de la Tabla 33, los tres espesores analizados cumplen el criterio mínimo, con factores de seguridad de 25,1, 33,0 y 42,3 para  $t = 3, 4$  y  $5$  mm respectivamente. Las tensiones representativas, medidas en zonas alejadas de los apoyos, oscilan entre 6,20 y 10,43 MPa. Al igual que en el recipiente interno, los márgenes estructurales son holgados en todos los espesores considerados.

### 9.3. Eslabones de correa de G10

Los eslabones de correa de G10 fueron evaluados bajo tres niveles de carga axial de tracción (651,0 N, 870,9 N y 1.092,4 N) y tres espesores de pared ( $t = 2, 3$  y  $4$  mm), con una tensión admisible de  $\sigma_{adm} = 155$  MPa (Tabla 35). El espesor de pared resulta determinante para el cumplimiento del criterio: para  $t = 2$  mm ninguna de las cargas evaluadas alcanza  $FS \geq 2$ ; para  $t = 3$  mm las cargas de 651,0 N y 870,9 N cumplen el criterio con  $FS$  de 3,31 y 2,48 respectivamente, pero la carga máxima de 1.092,4 N arroja  $FS = 1,97$ , marginalmente por debajo del umbral; para  $t = 4$  mm los tres niveles de carga cumplen holgadamente, con factores entre 3,23 y 5,42. En todos los modelos la tensión máxima se localiza en la zona de contacto entre el pasador y el arco del eslabón. Sobre la base de estos resultados.

### 9.4. Tope axial de G10-CR

El tope axial de G10-CR fue analizado bajo compresión axial y estabilidad al pandeo para tres diámetros ( $d = 8, 10$  y  $12$  mm) y los mismos tres niveles de carga, con  $\sigma_{adm} = 450/2 = 225$  MPa (Tabla 36). La validez de los modelos fue confirmada por la concordancia entre los valores analíticos ( $\sigma = 4F/\pi d^2$ ) y los obtenidos mediante sondas en zona libre, con diferencias inferiores al 2% en todos los casos. El criterio gobernante en todos los casos es la estabilidad al pandeo ( $FS_{Euler}$ ), con factores sistemáticamente menores que los de resistencia a compresión ( $FS_\sigma$ ), confirmando que el pandeo constituye la condición crítica bajo las condiciones de apoyo consideradas ( $K = 0,6$ ,  $L_e = 90$  mm). El diámetro  $d = 8$  mm queda descartado para el espesor  $t = 5$  mm del recipiente interno, al no cumplir el criterio  $FS_{gov} \geq 2$  bajo la carga máxima

( $F = 2.730,9 \text{ N}$ ,  $FS_{Euler} = 1,80$ ). Los diámetros  $d = 10$  y  $d = 12 \text{ mm}$  cumplen el criterio en todos los casos, con factores gobernantes que oscilan entre 4,39 y 15,27, confirmando que ambas geometrías disponen de un margen estructural holgado frente a las cargas evaluadas.

## 9.5. Evaluación de eficiencia térmica

La eficiencia térmica del sistema fue evaluada mediante simulaciones en régimen transitorio ejecutadas en BoilFAST, una por cada configuración MLI, adoptando el sistema de sujeción de diseño ( $t_{esl} = 3 \text{ mm}$ ,  $d_{tope} = 10 \text{ mm}$ ,  $\dot{Q}_{suj} = 0,300 \text{ W}$ ) como valor representativo. Esta reducción está justificada por el análisis de la matriz de  $4 \times 9$  combinaciones posibles (Tabla 29), que muestra que la variación de  $\dot{Q}_{suj}$  dentro de cada fila es inferior a  $0,3 \text{ W}$ , diferencia que no altera de forma significativa el comportamiento termodinámico del sistema. La métrica de eficiencia principal es el porcentaje diario de boil-off, calculado según la ecuación (48), a partir del cual se deriva directamente la autonomía del sistema, entendida como el tiempo hasta el agotamiento completo del hidrógeno líquido: a menor tasa de boil-off, mayor es el período de operación autónoma del estanque sin necesidad de recarga.

Los resultados consolidados se presentan en la Tabla 37. La configuración MN1 presenta el menor flujo de calor de entrada ( $\dot{Q} = 1,3 \text{ W}$ ), lo que se traduce en la menor tasa de boil-off del conjunto ( $2,33 \times 10^{-6} \text{ kg s}^{-1}$ , equivalente a un 2,58 %/día) y en la mayor autonomía, estimada en aproximadamente 39 días. En el extremo opuesto, MN3 registra el mayor ingreso de calor ( $\dot{Q} = 3,6 \text{ W}$ ), con una tasa de boil-off de  $5,58 \times 10^{-6} \text{ kg s}^{-1}$  (6,18 %/día) y una autonomía reducida a  $\sim 17$  días. Las configuraciones MN2 y MN4 ocupan posiciones intermedias, con autonomías de  $\sim 20$  y  $\sim 23$  días respectivamente, siendo MN4 más eficiente que MN2.

En todos los casos, la evolución temporal de la presión interna, la temperatura de las fases líquida y gaseosa, y los volúmenes de cada fase siguen el comportamiento esperado para un sistema de almacenamiento criogénico pasivo: la presión se estabiliza en  $0,11 \text{ MPa}$  (presión de alivio) durante el período de boil-off activo, con una tasa constante que se mantiene hasta el agotamiento del líquido, tal como se aprecia en las Figuras 53–56.

## 9.6. Discusión de resultados y determinación de la configuración óptima del sistema

La selección de la configuración óptima del sistema integra los resultados del análisis estructural y del análisis térmico, bajo el criterio rector de minimizar la tasa de boil-off del hidrógeno líquido almacenado sin comprometer la integridad física del sistema.

Desde el punto de vista estructural, la selección de dimensiones sigue el criterio de adoptar el valor mínimo que satisfaga  $FS \geq 2$ , privilegiando en todos los casos la reducción de masa y de la conducción de calor a través de paredes y elementos de sujeción. Para el recipiente interno, los tres espesores evaluados cumplen el criterio con márgenes holgados (Tabla 31), por lo que se adopta  $t = 3 \text{ mm}$ . El mismo razonamiento aplica al recipiente externo (Tabla 33), adoptándose igualmente  $t = 3 \text{ mm}$ . Para los eslabones de correa de G10, la carga gobernante del diseño es aquella asociada al espesor de recipiente seleccionado ( $t = 3 \text{ mm}$ ), correspondiente a  $651,0 \text{ N}$ , bajo la cual  $t = 3 \text{ mm}$  de eslabón arroja  $FS = 3,31$ , cumpliendo con el criterio (Tabla 35). Finalmente, para el tope axial se adopta  $d = 8 \text{ mm}$ , el menor diámetro evaluado, que presenta  $FS = 6,94$  bajo la carga gobernante y minimiza la sección transversal, reduciendo con ello la conducción axial a través del soporte (Tabla 36).

Desde el punto de vista térmico, la Tabla 37 establece con claridad que MN1 es la única configuración que cumple el criterio de diseño de  $BOG \leq 3 \text{ \% / día}$ , con una tasa de 2,58 %/día y una autonomía de  $\sim 39$  días.

Las configuraciones MN2, MN3 y MN4 superan dicho umbral, con tasas de 4,99, 6,18 y 4,33 %/día respectivamente, quedando descartadas como soluciones válidas. Adicionalmente, MN1 presenta el menor flujo de calor de entrada (1,3 W) y supera en más del doble la autonomía de MN3 y en un 70 % la de MN2, consolidando su superioridad en todas las métricas relevantes.

En consecuencia, la configuración óptima del sistema queda definida por la combinación de los componentes seleccionados en la Tabla 38, que combina el diseño estructural más ligero que satisface los criterios de integridad con el aislamiento de menor tasa de boil-off, alcanzando una autonomía de ~39 días y el mejor desempeño posible dentro del espacio de diseño evaluado.

Tabla 38: Configuración óptima del sistema de almacenamiento criogénico de hidrógeno líquido.

| Componente         | Parámetro de diseño  | Valor adoptado         |
|--------------------|----------------------|------------------------|
| Recipiente interno | Espesor de pared $t$ | 3 mm (AISI 316L)       |
| Recipiente externo | Espesor de pared $t$ | 3 mm (ASTM A516 Gr.70) |
| Eslabón de correa  | Espesor de pared $t$ | 3 mm (G10-CR)          |
| Tope axial         | Diámetro $d$         | 8 mm (G10-CR)          |
| Aislamiento MLI    | Configuración        | MN1                    |

Esta configuración combina el mínimo flujo de calor térmicamente alcanzable con el diseño estructural más ligero que satisface los criterios de integridad, resultando en un sistema con una autonomía de ~39 días y una tasa de boil-off diaria de 2,58 %, que constituye el mejor desempeño posible dentro del espacio de diseño evaluado.

## 10. Modelado geométrico

El modelado geométrico del sistema se realizó en Autodesk Inventor. Se adoptó la configuración óptima determinada, con espesor nominal  $t = 3$  mm para el recipiente interno,  $t = 3$  mm para el recipiente externo, eslabones de correa con  $t_{esl} = 3$  mm y tope axial con  $d_{tope} = 8$  mm. El modelo se estructuró en cuatro componentes principales, descritos a continuación.

### 10.1. Recipiente interno con soportes internos

La Figura 24 muestra el recipiente interno de AISI 316L ( $D_i = 400$  mm,  $t = 3$  mm, tapas semiesféricas) con el sistema de soporte completo montado. El sistema comprende dos grupos funcionales de correas compuestas de G10-CR distribuidas circunferencialmente sobre el casco cilíndrico: una correa inferior de longitud  $L_{inf} = 150$  mm, orientada para resistir aceleraciones verticales ascendentes, y dos correas superiores simétricas de longitud  $L_{sup} = 280$  mm, que soportan el peso del recipiente bajo aceleración vertical descendente. Las correas resisten exclusivamente cargas radiales (Y y Z), por lo que se complementan con un tope axial de G10-CR ( $L_{tope} = 150$  mm) ubicado entre las tapas de ambos recipientes, el cual trabaja en compresión axial para resistir la carga longitudinal gobernante (X).

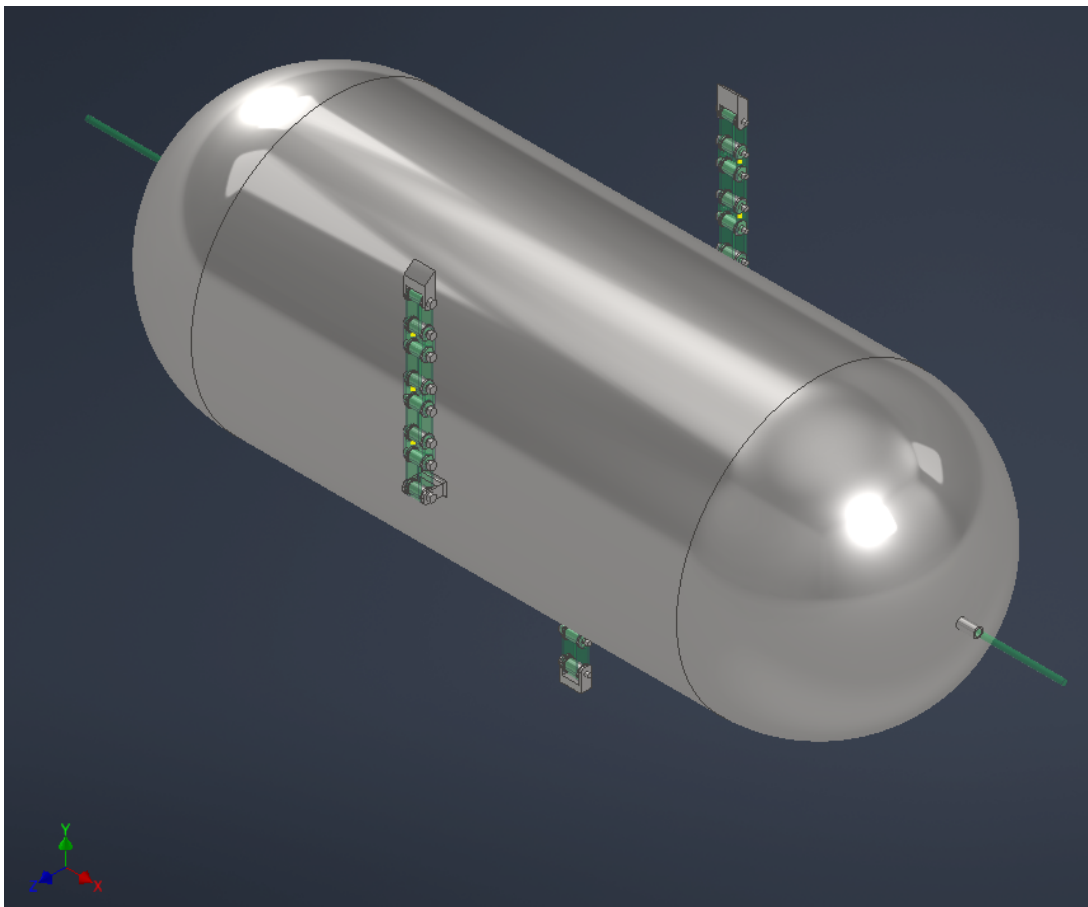


Figura 24: Recipiente interno (AISI 316L,  $D_i = 400$  mm,  $t = 3$  mm) con sistema de soporte completo: correas compuestas de G10-CR ( $t_{esl} = 3$  mm,  $w = 20$  mm) distribuidas circunferencialmente y tope axial de G10-CR ( $L_{tope} = 150$  mm) en posición de montaje entre las tapas. Verde: G10-CR; Gris claro: AISI 316L. Modelado en Autodesk Inventor.

## 10.2. Ensamble completo

La Figura 25 presenta el ensamble completo del estanque Dewar en vista de corte longitudinal, permitiendo apreciar simultáneamente todos los componentes del sistema y su disposición relativa. En el centro se encuentra el recipiente interno de AISI 316L, sobre cuya superficie exterior se instala el aislamiento MLI compuesto por capas alternadas de Mylar aluminizado y malla de Dacron. El espacio anular de 150 mm aloja el sistema de correas compuestas de G10-CR ancladas circunferencialmente al casco cilíndrico y el tope axial ubicado entre las tapas, ambos suspendiendo el recipiente interno dentro del externo con mínima conducción térmica. El recipiente externo de ASTM A516 Gr.70 actúa como envolvente estructural y barrera de vacío del conjunto, el cual se apoya sobre soportes externos anclados a tierra que transmiten las cargas del sistema al suelo de la instalación.

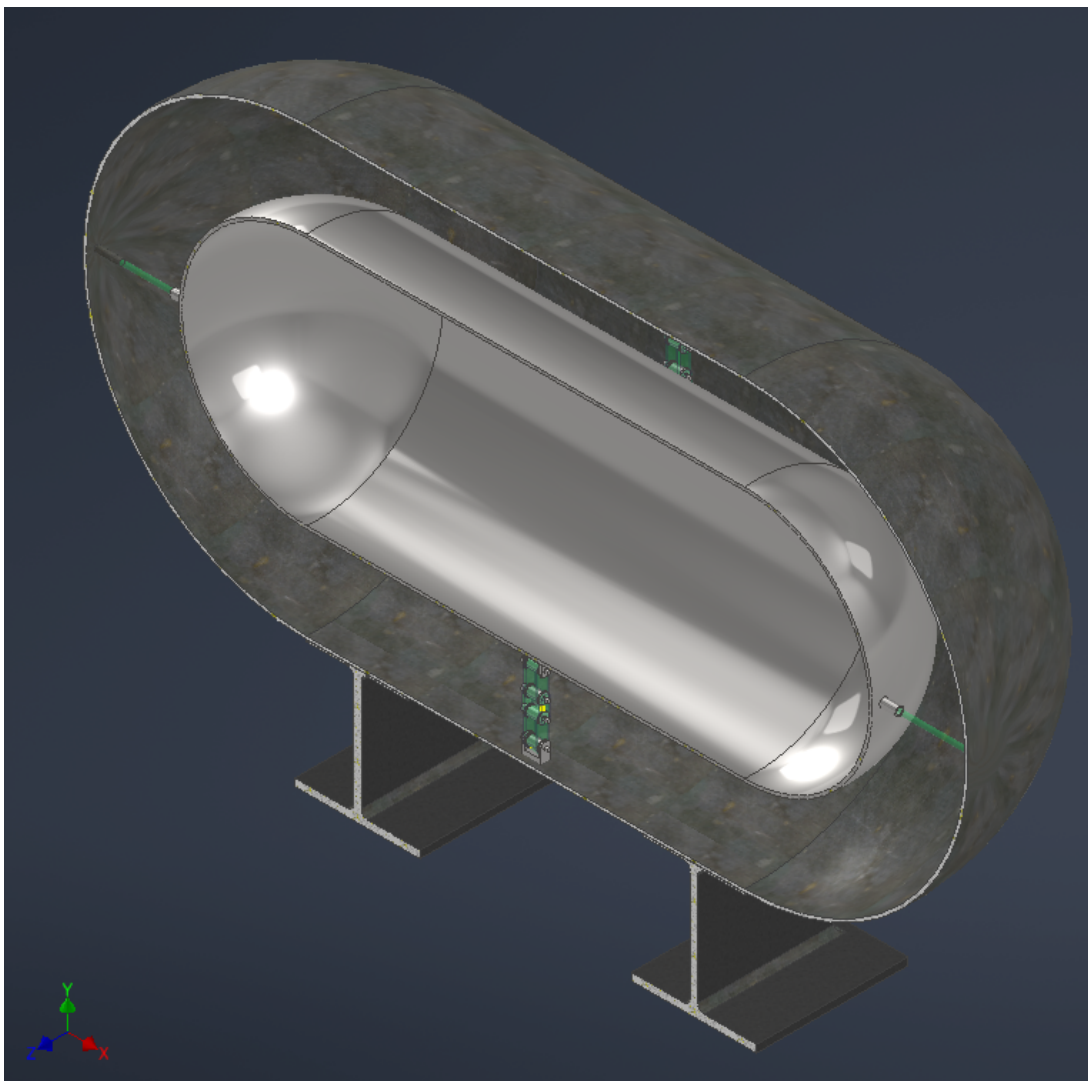


Figura 25: Vista en corte longitudinal del ensamble completo del estanque Dewar ( $t_{int} = 3$  mm,  $t_{ext} = 3$  mm). Se distinguen el recipiente interno (AISI 316L,  $D_i = 400$  mm, gris claro), el aislamiento MLI de Mylar aluminizado y malla de Dacron (blanco) instalado sobre la superficie exterior del recipiente interno, las correas compuestas de G10-CR ( $t_{est} = 3$  mm,  $w = 20$  mm) y el tope axial de G10-CR ( $L_{tope} = 150$  mm) en el espacio anular de 150 mm (verde), el recipiente externo (ASTM A516 Gr.70,  $D_i = 706$  mm, gris oscuro) y los soportes externos de anclaje a tierra. Modelado en Autodesk Inventor.

## 11. Proceso de manufactura

La fabricación del estanque criogénico tipo Dewar se inicia con la preparación de las materias primas, proceso que comprende el corte, el conformado geométrico y el dimensionado de cada componente estructural, previo al ensamble y la soldadura.

### 11.1. Corte de planchas

Las planchas de acero inoxidable AISI 316L destinadas al recipiente interno y las planchas de acero al carbono ASTM A516 Gr.70 del recipiente externo se cortan mediante corte por plasma de alta definición (HD plasma), proceso que permite obtener bordes de alta calidad con zonas afectadas térmicamente (ZAT) de menor extensión que el corte por oxidcombustible, reduciendo la distorsión dimensional y la potencial sensitización del material inoxidable en el borde de corte. Para las planchas de AISI 316L de espesor nominal  $t = 3$  mm, el corte por láser de fibra constituye una alternativa superior al plasma, al eliminar prácticamente la ZAT de los bordes de unión, aspecto crítico para el posterior rolado y la calidad del ajuste entre piezas. Las plantillas de corte se generan a partir del modelo CAD del ensamble, asegurando la correspondencia dimensional entre el recipiente interno ( $D_i = 400$  mm,  $L_{casco} = 700$  mm) y el recipiente externo ( $D_i = 706$  mm,  $L_{casco} = 700$  mm).

### 11.2. Rolado de cascos cilíndricos

Una vez cortadas las planchas a las dimensiones de desarrollo cilíndrico correspondientes, se preparan los bordes longitudinales con bisel en V simple, conforme a los requisitos de junta a tope de penetración completa establecidos, operación que se realiza sobre la plancha plana para facilitar el acceso y garantizar la calidad del bisel. Posteriormente, se procede al rolado en máquina roladora de tres rodillos con control numérico, ejecutado en múltiples pasadas progresivas para minimizar la deformación plástica residual y evitar el aplanamiento de los extremos de la plancha (*flat spot*).

### 11.3. Conformado de tapas semiesféricas

Las tapas semiesféricas de ambos recipientes se fabrican mediante embutición profunda (*deep drawing*) en prensa hidráulica, a partir de discos cortados con las dimensiones de desarrollo correspondientes. Para el recipiente interno, el radio esférico de las tapas es  $R = 200$  mm; para el recipiente externo,  $R = 353$  mm. El proceso de embutición se realiza con punzón y matriz de acero herramienta, aplicando lubricación con compuesto específico para acero inoxidable austenítico en el caso del AISI 316L, a fin de evitar el marcado superficial y la contaminación por transferencia de material ferroso. Concluida la embutición, se realiza un control dimensional y se verifica la ausencia de adelgazamiento excesivo de pared, con la finalidad de garantizar que el espesor nominal de diseño se mantenga en toda la superficie de la tapa.

### 11.4. Dimensionado de soportes de G10-CR

Los eslabones de correa y los topes axiales de G10-CR se mecanizan a partir de bloques laminados de material certificado para aplicación criogénica, mediante fresado CNC. La dirección de mecanizado se orienta de modo que el eje de carga principal de cada pieza quede perpendicular a la dirección normal del laminado, aprovechando así la mayor resistencia del material.

## 11.5. Consideraciones metalúrgicas y de manufactura en la soldadura

La fabricación de recipientes criogénicos para almacenamiento de hidrógeno líquido impone requisitos extraordinariamente rigurosos sobre el proceso de soldadura, dado que cualquier discontinuidad o degradación metalúrgica introducida durante la unión puede comprometer la integridad estructural bajo las condiciones combinadas de temperatura criogénica ( $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) y atmósfera de hidrógeno puro. Los principales riesgos metalúrgicos son la fisuración inducida por hidrógeno (HIC, *Hydrogen-Induced Cracking*) y la sensitización de la zona afectada térmicamente (ZAT), ambos estrechamente vinculados a las decisiones de material, proceso y procedimiento de soldadura.

**Fisuración inducida por hidrógeno:** La fisuración inducida por hidrógeno, conocida en la literatura técnica como *Hydrogen Induced Cold Cracking* (HICC), constituye uno de los defectos de soldadura más críticos en la fabricación de estructuras de acero, debido a su naturaleza diferida y a las potencialmente catastróficas consecuencias estructurales que puede ocasionar. Este fenómeno requiere la concurrencia simultánea de tres condiciones: la presencia de hidrógeno difusible en la microestructura, la existencia de una microestructura susceptible (típicamente martensítica o con fase ferrítica), y la presencia de tensiones residuales de tracción [25]. La eliminación de cualquiera de estas tres condiciones es suficiente para prevenir la fisuración.

Lo que hace especialmente complejo este fenómeno en el contexto de la soldadura es que las grietas no se manifiestan inmediatamente: pueden aparecer horas o incluso días después de completada la unión, cuando la pieza ya ha enfriado completamente y aparenta estar en condiciones óptimas [26]. Esto implica que una inspección radiográfica realizada inmediatamente post-soldadura no garantiza la ausencia de fisuras retardadas por hidrógeno, razón por la cual diversas normas y códigos de construcción estructural y recipientes a presión exigen un retardo mínimo de entre 16 y 48 horas antes de la inspección final [26].

Desde el punto de vista metalúrgico, el comportamiento frente al HICC difiere de manera fundamental entre los dos materiales que componen el estanque Dewar diseñado en este trabajo. El recipiente interior, fabricada en acero inoxidable austenítico AISI 316L, no es susceptible al HICC clásico. Esto se debe a que la microestructura austenítica cúbica centrada en las caras (FCC) no forma martensita al enfriarse desde la temperatura de soldadura, rompiendo así la segunda condición necesaria para que el fenómeno se produzca. Adicionalmente, el 316L presenta alta solubilidad y baja difusividad del hidrógeno atómico, lo que limita significativamente su movilidad dentro de la red cristalina durante el ciclo térmico de soldadura. Esta resistencia al agrietamiento en frío constituye precisamente una de las ventajas metalúrgicas que justifican la selección del 316L para el recipiente interior en contacto con hidrógeno líquido.

**El rol del hidrógeno difusible - fuentes y mecanismo de ingreso:** Durante el proceso de soldadura, el hidrógeno atómico puede ingresar al baño de fusión desde múltiples fuentes: humedad superficial en el metal base, contaminantes orgánicos como aceites o grasas, óxidos superficiales, y humedad presente en el ambiente del taller [27]. El hidrógeno molecular ( $\text{H}_2$ ) se disocia bajo el calor del arco eléctrico en hidrógeno atómico (H), cuyo radio atómico extremadamente pequeño le permite difundirse con facilidad a través de la red cristalina del metal incluso a temperatura ambiente [27]. Una vez en la red, migra preferencialmente hacia sitios de alta energía como bordes de grano, dislocaciones e interfaces de fases, acumulándose en la zona afectada térmicamente (ZAT) [27].

En soldaduras de acero inoxidable austenítico, cuando en la microestructura del cordón coexisten fases austenítica y ferrítica ( $\delta$ -ferrita), las interfaces ferrita-austenita se convierten en regiones preferenciales de segregación de hidrógeno [28]. El grado de segregación en dichas interfaces depende de la morfología de la ferrita, y la susceptibilidad a la fragilización por hidrógeno aumenta con el contenido de  $\delta$ -ferrita en el

metal de soldadura [28]. Un contenido excesivo de ferrita en el cordón incrementa el riesgo de iniciación de fisuras, que luego se propagan bajo la acción de las tensiones residuales. Por ello, la elección del metal de aporte debe garantizar un contenido de  $\delta$ -ferrita controlado y preferentemente bajo.

**Sensitización de la ZAT por precipitación de carburos de cromo:** Un segundo mecanismo de degradación metalúrgica asociado a la soldadura de aceros inoxidable austeníticos es la sensitización. Durante el ciclo térmico impuesto por la soldadura, la ZAT experimenta temperaturas en el rango crítico de 450 a 850 °C, dentro del cual el cromo presente en la matriz austenítica difunde hacia los bordes de grano y precipita como carburos de cromo  $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$ , generando una zona de depleción de cromo adyacente a cada borde de grano [29]. Como resultado, esas regiones quedan susceptibles a la corrosión intergranular [29]. La forma más efectiva de mitigar la sensitización es utilizar grados de bajo contenido de carbono, específicamente los grados 304L y 316L (con  $\text{C} \leq 0,03\%$ ), que reducen la disponibilidad de carbono para la formación de carburos durante los ciclos térmicos propios de la soldadura [29].

**Proceso de soldadura adoptado y justificación:** Para el presente diseño se adopta el proceso GTAW (*Gas Tungsten Arc Welding*) con aporte de acero inoxidable austenítico de bajo carbono (ER308L o ER316L) y purga interna con argón grado soldadura. Esta elección responde a cuatro consideraciones fundamentales:

1. **Mínimo aporte de hidrógeno difusible:** El proceso GTAW con gas de protección argón y purga interna reduce significativamente el aporte de hidrógeno difusible respecto a procesos con fundente, al no introducir fuentes de hidrógeno ligadas a la descomposición del flux ni al revestimiento del electrodo [27]. Las fuentes remanentes, como humedad superficial y contaminantes orgánicos, pueden controlarse mediante limpieza cuidadosa del metal base antes de soldar [27].
2. **Resistencia a la fragilización por hidrógeno:** A diferencia de los aceros ferríticos o martensíticos (estructura BCC), cuya velocidad de difusión del hidrógeno es varios órdenes de magnitud mayor, el metal de aporte austenítico (estructura FCC) presenta una difusividad del hidrógeno significativamente menor [30]. Esta característica limita la migración del hidrógeno difusible desde el cordón hacia la ZAT, reduciendo el riesgo de agrietamiento inducido por hidrógeno (HICC) y haciendo del aporte austenítico una barrera efectiva frente a este fenómeno [30].
3. **Compatibilidad criogénica:** Los aceros inoxidable austeníticos de la serie 300 (grados 304, 316 y 321) conservan alta ductilidad prácticamente hasta el cero absoluto, con deformaciones de rotura del orden del 40–50 %, manteniéndose aptos para servicio a las temperaturas de operación de hidrógeno líquido (–253 °C) [31].
4. **Control del bajo carbono:** La utilización de aportes ER308L o ER316L asegura un contenido de carbono inferior a 0,03 %, suprimiendo la sensitización en la ZAT durante el ciclo térmico de soldadura [29].

**Protocolo de limpieza y control ambiental pre-soldadura:** Dado que la humedad superficial y los contaminantes orgánicos constituyen las principales fuentes de hidrógeno difusible en el proceso GTAW, el procedimiento de soldadura debe incluir un protocolo estricto de preparación superficial. Las superficies a soldar deben limpiarse con acetona o alcohol isopropílico inmediatamente antes de la operación para eliminar grasas, aceites y humedad superficial [27]. Adicionalmente, el cepillado debe realizarse exclusivamente con cepillo de acero inoxidable dedicado, evitando la contaminación cruzada con partículas de carbono provenientes de herramientas utilizadas en aceros al carbono. La soldadura debe ejecutarse en ambiente

controlado, libre de corrientes de aire que puedan perturbar la cobertura del gas de protección y exponer el baño de fusión a la humedad atmosférica. El metal de aporte debe almacenarse en condiciones secas y manipularse con guantes limpios para evitar la deposición de contaminantes.

**Inspección durante y posterior al proceso de soldadura:** El control de calidad de las uniones soldadas en recipientes criogénicos para hidrógeno líquido requiere una estrategia de inspección escalonada que combine métodos volumétricos y superficiales, reconociendo las limitaciones específicas de cada técnica frente a los tipos de defectos que pueden presentarse.

Las **tintas penetrantes** (PT, *Liquid Penetrant Testing*) constituyen una herramienta fundamental durante el proceso de fabricación, especialmente para la verificación entre pasadas de soldadura en uniones de múltiples cordones. Su aplicación permite detectar discontinuidades superficiales abiertas, tales como fisuras superficiales, poros abiertos y falta de fusión en la superficie del cordón; sin embargo, su limitación fundamental es que detecta únicamente defectos abiertos a la superficie, siendo invisibles a este método las fisuras planares internas como las inducidas por hidrógeno en la ZAT. Por esta razón, las PT se utilizan en conjunto con la radiografía y, cuando es pertinente, con ultrasonido (UT), conformando un plan de inspección complementario.

La **radiografía industrial** (RT) detecta discontinuidades volumétricas como porosidades, inclusiones y falta de fusión interna, pero presenta baja sensibilidad a fisuras planares orientadas paralelamente al haz de rayos X, lo que constituye una limitación reconocida del método en el contexto de la inspección de soldaduras. Dado que las fisuras inducidas por hidrógeno son de naturaleza planar y orientación variable, la radiografía no puede garantizar por sí sola la ausencia de HICC. Por este motivo, la inspección radiográfica para recipientes criogénicos de alta criticidad se realiza con un retardo mínimo de 48 horas post-soldadura, tiempo suficiente para que las fisuras retardadas por hidrógeno se propaguen hasta un tamaño detectable [26].

## 12. Conclusiones y Recomendaciones

### 12.1. Conclusiones

El presente trabajo desarrolló el diseño estructural y la optimización térmica de un estanque criogénico tipo Dewar de  $0,12 \text{ m}^3$  para el almacenamiento de hidrógeno líquido. El desarrollo se fundamentó en la revisión del estado del arte y en el cumplimiento de las normativas de diseño aplicables, mediante un proceso de optimización paramétrica que integró simulaciones estructurales por elementos finitos y simulaciones térmicas en régimen transitorio. A partir de los resultados obtenidos, se desprenden las siguientes conclusiones:

1. **El diseño estructural de ambos recipientes está gobernado por restricciones constructivas y no por la resistencia del material.** Los cálculos según ASME BPVC Sección VIII División 1 arrojaron espesores mínimos de pared inferiores a 0,2 mm para el recipiente interno bajo presión interna, y de 3 mm para el recipiente externo bajo presión externa por pandeo. En ambos casos, el espesor nominal adoptado de 3 mm queda determinado por el requisito mínimo de fabricabilidad y soldabilidad establecido en ASME UG-16(b), y no por los esfuerzos de operación. Los factores de seguridad obtenidos mediante FEA oscilan entre 25 y 61 para ambos recipientes, confirmando que la presión de operación no constituye la condición crítica del diseño.
2. **El sistema de soporte seleccionado — correas compuestas de G10-CR con tope axial — constituye la única alternativa evaluada que satisface simultáneamente los criterios estructurales y térmicos.** Las varillas en configuración X-3D fueron descartadas por inestabilidad estructural bajo carga longitudinal, con desplazamientos calculados de 885 mm que superan en casi 6 veces el espacio anular disponible. Los discos anulares, si bien estructuralmente viables, fueron descartados por conducción térmica excesiva, con valores entre 3,79 y 6,31 W, más de 100 veces superiores a los de la alternativa seleccionada. El sistema de correas compuestas con tope axial presenta una conducción térmica total de 0,300 W para la configuración de diseño, con factores de seguridad estructurales superiores a 2 en todos los componentes.
3. **La configuración de aislamiento MLI de 40 capas es la única configuración evaluada que cumple el criterio de diseño de boil-off.** De las cuatro configuraciones MLI evaluadas, únicamente MN1 alcanza una tasa de evaporación de 2,58 %/día, inferior al criterio objetivo de 3,0 %/día, con una autonomía estimada de  $\sim 39$  días. Las configuraciones MN2, MN3 y MN4 superan dicho umbral con tasas de 4,99, 6,18 y 4,33 %/día respectivamente, quedando descartadas como soluciones válidas. El resultado de MN4 (10 capas) es particularmente relevante, dado que su conductividad efectiva medida experimentalmente resulta inferior a la de MN3 (15 capas), evidenciando que el desempeño del MLI no es monótonamente creciente con el número de capas y depende críticamente de la densidad de apilamiento.
4. **La configuración óptima del sistema integra el diseño estructural más ligero con el aislamiento de mayor desempeño térmico.** La combinación seleccionada comprende espesores de 3 mm para ambos recipientes, eslabones de correa de G10-CR de 3 mm de espesor, tope axial de G10-CR de 8 mm de diámetro y aislamiento MLI MN1 de 40 capas. Esta configuración minimiza simultáneamente la masa estructural del sistema, la conducción térmica a través de los soportes y la tasa de evaporación del hidrógeno líquido almacenado, dentro del espacio de diseño evaluado.
5. **La validación cruzada entre modelos analíticos y FEA confirma la confiabilidad de los resultados estructurales.** Las diferencias entre la solución analítica de tensión circunferencial de cáscara

delgada y los valores obtenidos numéricamente son inferiores al 13 % en todos los componentes evaluados, siendo atribuibles al efecto de las tapas semiesféricas sobre el campo de tensiones local. Para el tope axial, la concordancia entre el análisis de compresión simple y las sondas FEM en zona libre es inferior al 2 %, validando los resultados a pesar de la no convergencia global de algunas simulaciones.

## 12.2. Recomendaciones

A partir de los resultados obtenidos, se formulan las siguientes recomendaciones para el desarrollo futuro del sistema:

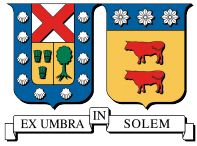
1. **Incorporar la anisotropía del G10-CR en el análisis estructural.** El presente trabajo asumió comportamiento isótropo para el G10-CR en las simulaciones FEA. Se recomienda repetir el análisis de los eslabones de correa y el tope axial incorporando las propiedades anisotrópicas del laminado mediante un modelo de material ortotrópico, a fin de cuantificar la influencia de la dirección de las fibras sobre los factores de seguridad calculados.
2. **Validar el coeficiente  $U_{VL}$  para la escala del sistema.** El valor de  $U_{VL} = 0,15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  utilizado en BoilFAST fue calibrado para un estanque de  $12,5 \text{ m}^3$ . Se recomienda, si es construido el prototipo, realizar mediciones experimentales de la tasa de boil-off real y ajustar este parámetro al modelo para mejorar la precisión predictiva de las simulaciones térmicas a esta escala.
3. **Diseñar y validar el sistema de vacío.** El sistema de evacuación del espacio anular, incluyendo la bomba turbomolecular, las válvulas de aislamiento y los materiales captores de gas (*getters*), constituye un componente crítico para el desempeño térmico del estanque que quedó fuera del alcance del presente trabajo. Se recomienda su diseño y especificación como etapa inmediatamente posterior.
4. **Extender el análisis térmico al rango experimental real del MLI.** Los datos de conductividad efectiva  $k_e$  del MLI tipo Mylar/Net utilizados en este diseño fueron obtenidos entre 78 y 293 K. Se recomienda realizar ensayos experimentales del sistema MLI seleccionado en el rango de 20 a 300 K, correspondiente a las condiciones reales de operación del estanque, a fin de reducir la incertidumbre en la estimación del calor conducido a través del aislamiento.
5. **Incorporar el diseño de las válvulas de seguridad e instrumentación.** El sistema de alivio de presión, las válvulas de proceso y la instrumentación de control de temperatura y presión son componentes indispensables para la operación segura del estanque y deben ser diseñados y especificados antes de la fabricación del prototipo.

## 13. Bibliografía

### Referencias

- [1] Sancha, R. (2019). *Tecnologías del hidrógeno y perspectivas para Chile 2019*. Cluster de Energía (4e Chile). <https://4echile.cl/publicaciones/tecnologias-del-hidrogeno-y-perspectivas-para-chile-2019/>
- [2] Al Ghafri, S. Z. S., Swanger, A., Jusko, V., Siahvashi, A., Perez, F., Johns, M. L., y May, E. F. (2022). Modelling of liquid hydrogen boil-off. *Energies*, 15(3), 1149. [https://www.researchgate.net/publication/358364487\\_Modelling\\_of\\_Liquid\\_Hydrogen\\_Boil-Off](https://www.researchgate.net/publication/358364487_Modelling_of_Liquid_Hydrogen_Boil-Off)
- [3] Barron, R. F. (1985). *Cryogenic systems* (2.a ed.). Oxford University Press.
- [4] American Society of Mechanical Engineers. (2023). *ASME boiler and pressure vessel code, sección VIII, divisiones 1 y 2: rules for construction of pressure vessels*. ASME.
- [5] Fesmire, J. E., y Johnson, W. L. (2018). Cylindrical cryogenic calorimeter testing of six types of multilayer insulation systems. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2017.11.004>
- [6] Fundación Naturgy. (2023). *Hidrógeno: vector energético de una economía descarbonizada*. <https://www.fundacionnaturgy.org/publicacion/hidrogeno-vector-energetico-de-una-economia-descarbonizada/>
- [7] Guest. (2022). *Cryogenics liquid hydrogen storage*. PDFCOFFEE.COM. <https://pdfcoffee.com/cryogenics-liquid-hydrogen-storage-pdf-free.html>
- [8] Santiago, O. (2017). Almacenamiento de hidrógeno comprimido: tipos de tanques. *Apilados*. <https://apilados.com/blog/almacenamiento-hidrogeno-comprimido-tipos-tanques/>
- [9] H2Chile. (2025). *Almacenamiento*. <https://h2chile.cl/almacenamiento/>
- [10] American Society of Mechanical Engineers. (2007). *ASME boiler and pressure vessel code, sección II, Part D: properties (customary)*. ASME.
- [11] National Fire Protection Association. (2020). *NFPA 2: hydrogen technologies code*. NFPA.
- [12] Ministerio de Energía de Chile. (2024). *Decreto Supremo N° 13/2022: reglamento de seguridad de instalaciones de hidrógeno e introduce modificaciones al reglamento de instaladores de gas*. <https://bcn.cl/3u59a>
- [13] Instituto Nacional de Normalización. (2003). *NCh2369:2003 — Diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales*. INN.
- [14] Gangsteel. (2025). *What is ASTM A240 316L stainless steel material*. <https://gangsteel.net/product/Stainless/astma240/316L/STEEL/PLATE.html>
- [15] National Institute of Standards and Technology. (2001). *Cryogenic material properties database: 316 stainless steel*. <https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/316Stainless/316Stainless.rev.htm>

- [16] SteelPro Group. (2024). *A516: pressure vessel steel*. <https://steelprogroup.com/pressure-vessel-steel/a516/>
- [17] Taylor & Francis. (2020). *MLI: knowledge and references*. [https://taylorandfrancis.com/knowledge/Engineering\\_and\\_technology/Mechanical\\_engineering/MLI/](https://taylorandfrancis.com/knowledge/Engineering_and_technology/Mechanical_engineering/MLI/)
- [18] ScienceDirect Topics. (2025). *Multilayer insulation: an overview*. <https://www.sciencedirect.com/topics/earth-and-planetary-sciences/multilayer-insulation>
- [19] Lamitex. (2026). *Cryogenic glass epoxies: fabrication*. <https://www.lamitex.com/blog/lamitex-g10-cr-and-g11-cr-cryogenic-glass-epoxies>
- [20] National Institute of Standards and Technology. (2026). *Cryogenic material properties: G-10 CR fiberglass epoxy*. [https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/G-10%20CR%20Fiberglass%20Epoxy/G10CRFiberglassEpoxy\\_rev.htm](https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/G-10%20CR%20Fiberglass%20Epoxy/G10CRFiberglassEpoxy_rev.htm)
- [21] Dave, J. N., Jani, D. B., y Bhabhor, K. K. (2020). Finite element analysis of cryogenic vessel internal support for thermal flow profile for different materials. *International Journal of Engineering Research*. [https://www.researchgate.net/publication/380211908\\_Finite\\_element\\_analysis\\_of\\_cryogenic\\_vessel\\_internal\\_support\\_of\\_cryogenic\\_vessel\\_for\\_Thermal\\_flow\\_profile\\_for\\_different\\_materials](https://www.researchgate.net/publication/380211908_Finite_element_analysis_of_cryogenic_vessel_internal_support_of_cryogenic_vessel_for_Thermal_flow_profile_for_different_materials)
- [22] Laminated Plastics, Inc. (2024). *Technical data sheet G-10*. <https://www.laminatedplastics.com/>
- [23] Vorreiter, J. W. (1980). *Cryogenic container compound suspension strap* (Patente N° 4,184,609). NASA. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19800010123>
- [24] Harper, G. C. (2010). *Container for holding a cryogenic fuel* (Patente N° 7,775,391 B2). Westport Power Inc. <https://patents.google.com/patent/US7775391B2>
- [25] Unfried S., J., Torres L., E., Giraldo, J. E., y Bastidas O., U. (2007). Influencia del estado de consumibles y del precalentamiento en la susceptibilidad al agrietamiento inducido por hidrógeno en la soldadura de un acero para blindajes. *Revista Latinoamericana de Metalurgia y Materiales*, 27(2), 114–123. [https://ve.scielo.org/scielo.php?pid=S0255-69522007000200006&script=sci\\_arttext](https://ve.scielo.org/scielo.php?pid=S0255-69522007000200006&script=sci_arttext)
- [26] Pargeter, R. J. (2003). Evaluation of necessary delay before inspection for hydrogen cracks. *Welding Journal*, 82(11), 321s–329s. <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/published-papers/evaluation-of-necessary-delay-before-inspection-for-hydrogen-cracks-may-2001>
- [27] Padhy, G. K., y Komizo, Y. (2013). Diffusible hydrogen in steel weldments: a status review. *Transactions of JWRI*, 42(1), 39–62. <https://www.researchgate.net/publication/256499083>
- [28] Zhou, C., Dai, P., Wu, H., He, M., Liu, X., y Chu, P. K. (2022). Effect of the ferrite morphology on hydrogen embrittlement of MAG welded 304 austenitic stainless steel. *Corrosion Science*, 207, 110541. <https://www.researchgate.net/publication/363522609>
- [29] Song, S.-W., Kim, G., Lee, J., Kim, S., Kang, Y., y Park, J.-Y. (2024). Evaluation of sensitization behaviors on the heat-affected zone of austenitic stainless steel weld by thermal cycles of actual multi-pass welding. *Metals and Materials International*, 30(10), 2655–2667. <https://link.springer.com/article/10.1007/s12540-024-01679-9>



- [30] Depover, T., Wan, D., Wang, D., Thijs, L., y Verbeken, K. (2021). Hydrogen embrittlement in ferritic steels. *Applied Physics Reviews*, 8(1), 011310. <https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC8194130/>
- [31] Nalepka, K., Skoczeń, B., Ciepielowska, M., Schmidt, R., Tabin, J., Schmidt, E., Zwolińska-Faryj, W., y Chulist, R. (2021). Phase transformation in 316L austenitic steel induced by fracture at cryogenic temperatures: experiment and modelling. *Materials*, 14(1), 59. <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC7795462/>
- [32] Verfondern, K. (2008). *Safety considerations on liquid hydrogen*. Forschungszentrum Jülich GmbH.

## 14. Anexos

### 14.1. Anexo A: Tablas y figuras de diseño ASME Section II, Part D

Las siguientes figuras corresponden a las tablas y gráficos utilizados en el diseño de recipientes a presión bajo presión externa, extraídos del ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D [10].

**Figura G — Factor A para cáscaras cilíndricas bajo presión externa**

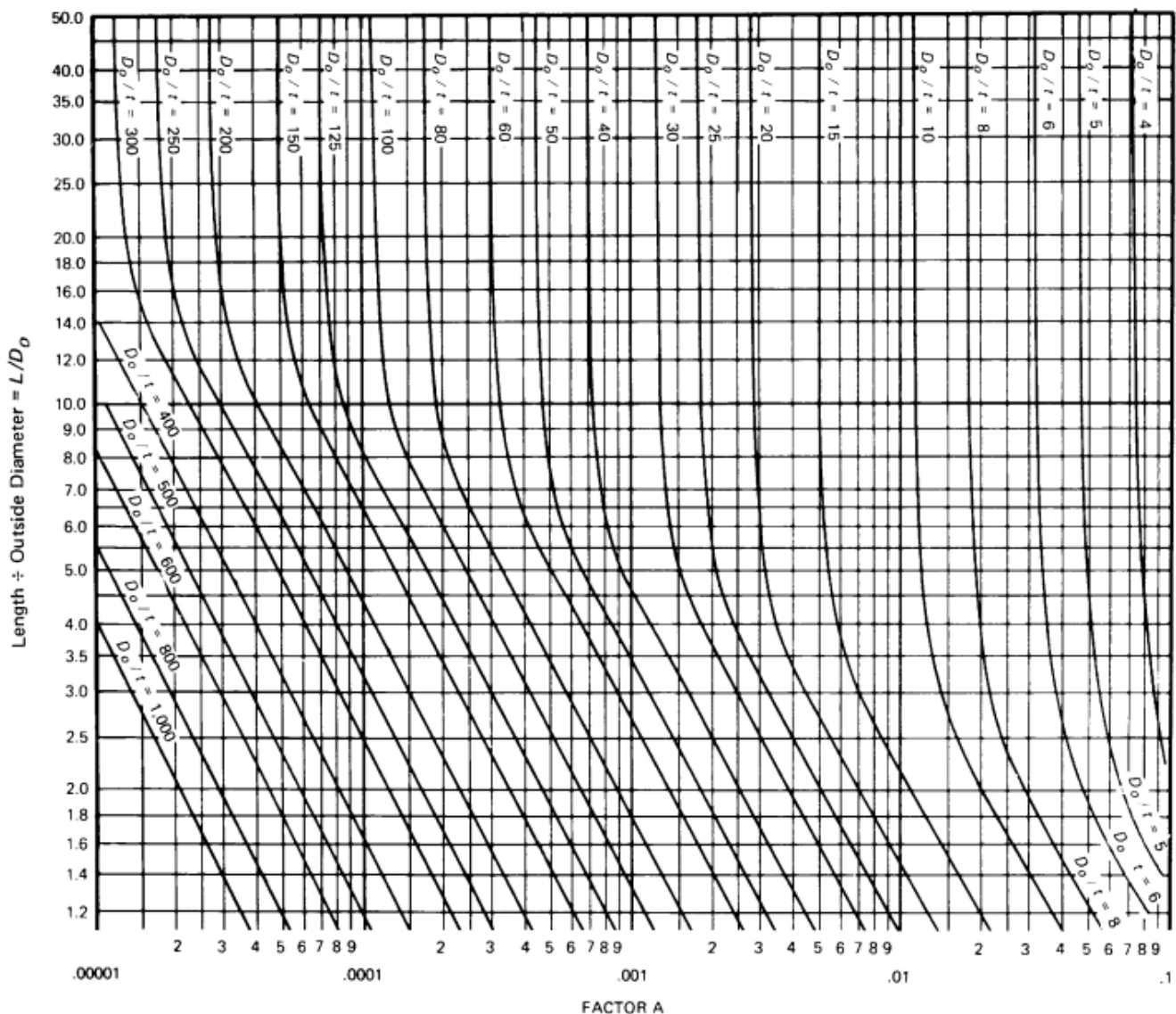


Figura 26: Figura G: Factor A en función de  $L/D_o$  y  $D_o/t$  para cáscaras cilíndricas bajo presión externa. Primera parte. Fuente: ASME Section II, Part D [10].

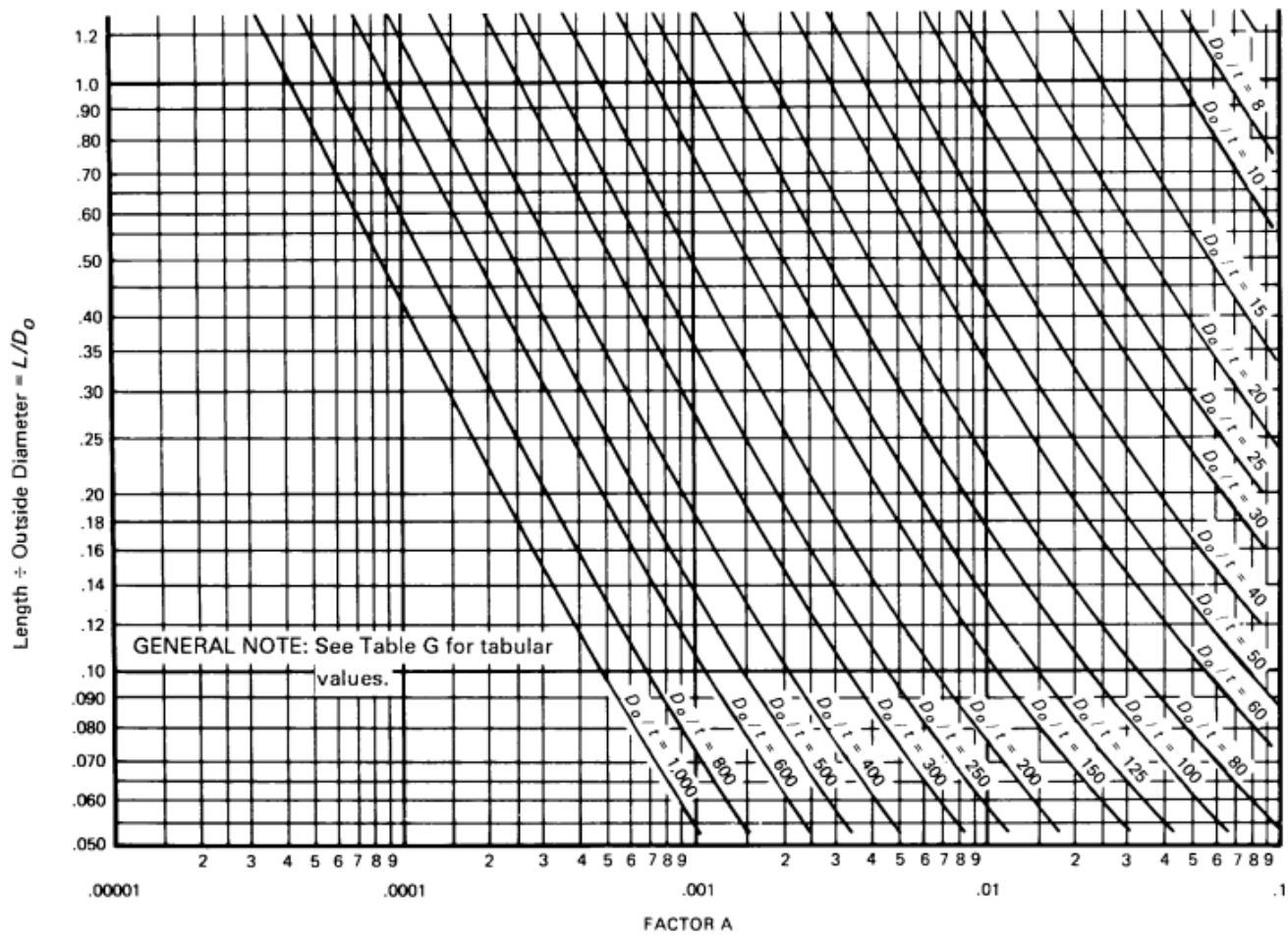


Figura 27: Figura G: Factor A en función de  $L/D_o$  y  $D_o/t$  para cáscaras cilíndricas bajo presión externa. Segunda parte. Fuente: ASME Section II, Part D [10].

**Figura CS-2 — Factor  $B$  para aceros al carbono (SA-516 Gr.70)**

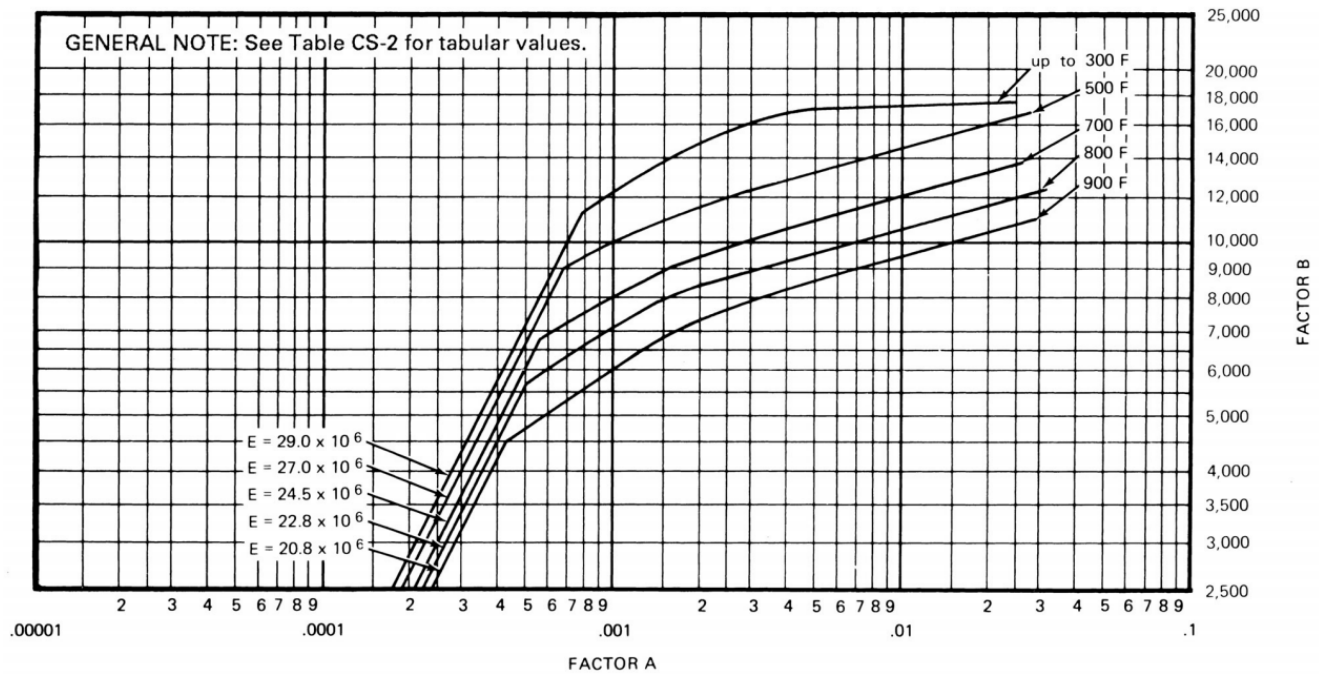


Figura 28: Figura CS-2: Factor  $B$  para aceros al carbono, utilizado en el diseño de recipientes bajo presión externa. Fuente: ASME Section II, Part D [10].

## 14.2. Anexo B: Resultados FEM — Distribuciones de tensión de Von Mises

### Recipiente interno — presión interna

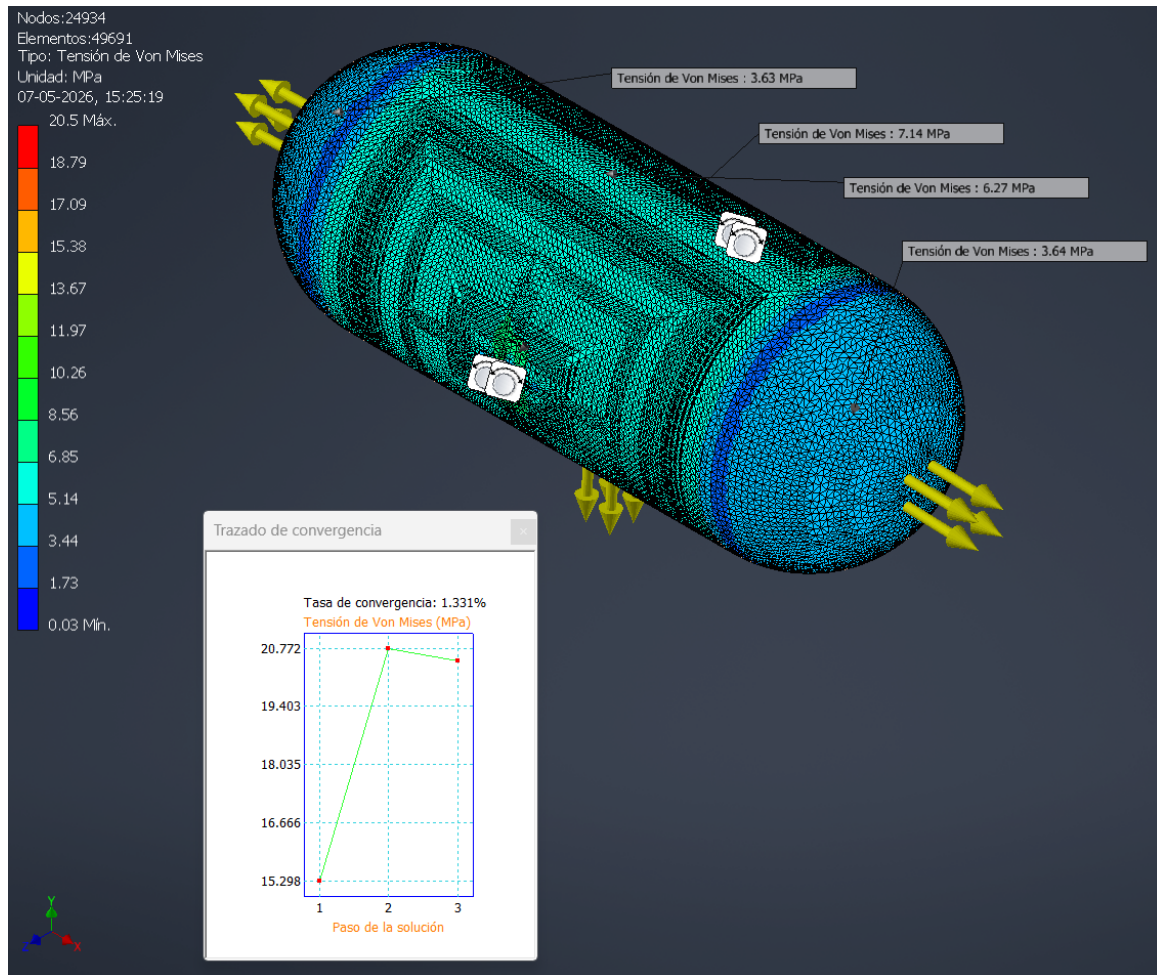


Figura 29: Distribución de tensión de Von Mises en el recipiente interno (AISI 316L,  $t = 3$  mm) bajo presión interna  $P_d = 0,110$  MPa. Tensión máxima del solver: 20,5 MPa (singularidad numérica en punto de restricción). Tensión representativa en casco:  $\sigma_{VM} = 7,14$  MPa. Tasa de convergencia: 1,33 %. Nodos: 24.934. Elementos: 41.691. Simulación en Autodesk Inventor.

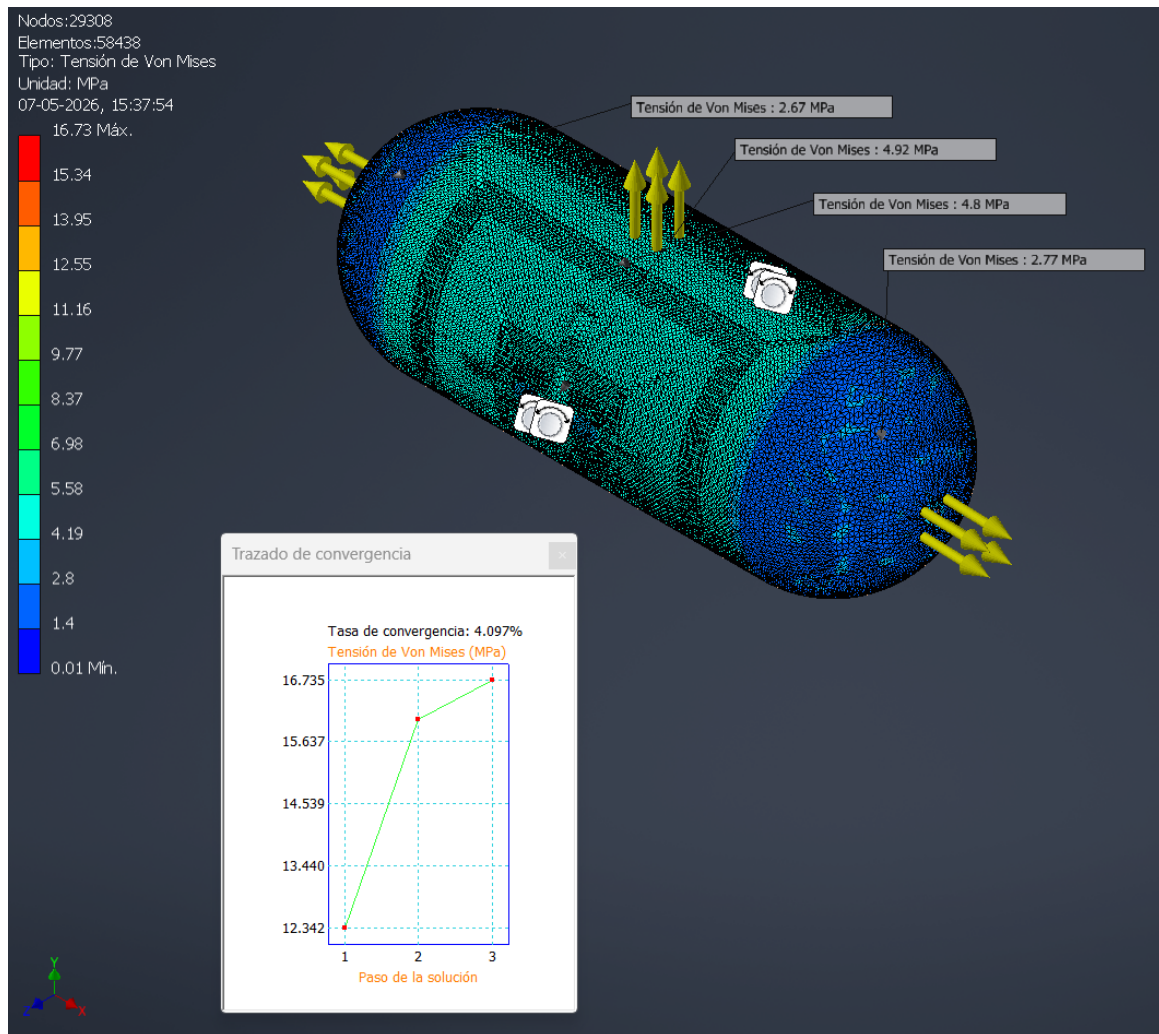


Figura 30: Distribución de tensión de Von Mises en el recipiente interno (AISI 316L,  $t = 4$  mm) bajo presión interna  $P_d = 0,110$  MPa. Tensión máxima del solver: 16,73 MPa (singularidad numérica en punto de restricción). Tensión representativa en casco:  $\sigma_{VM} = 4,92$  MPa. Tasa de convergencia: 4,10 %. Nodos: 29.308. Elementos: 58.438. Simulación en Autodesk Inventor.

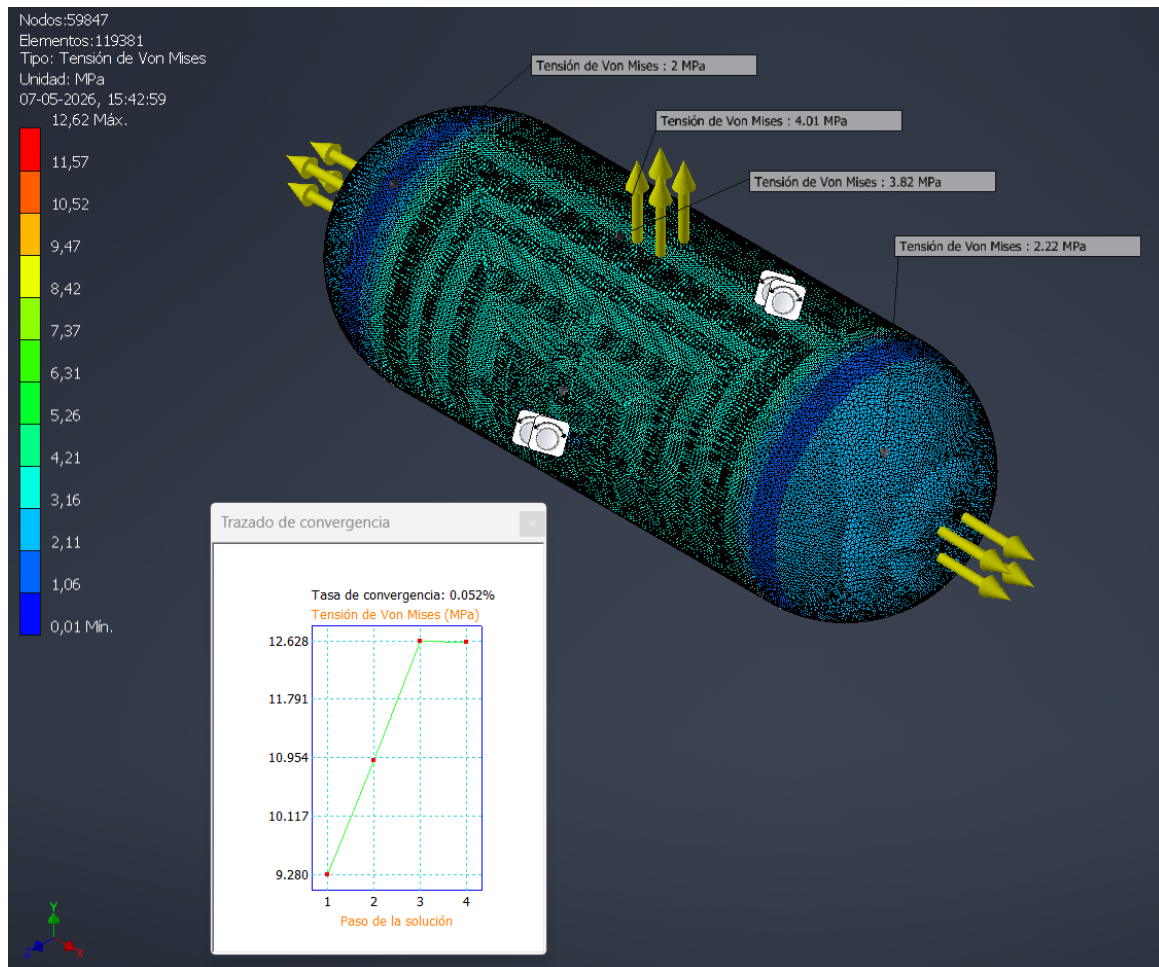


Figura 31: Distribución de tensión de Von Mises en el recipiente interno (AISI 316L,  $t = 5$  mm) bajo presión interna  $P_d = 0,110$  MPa. Tensión máxima del solver: 12,62 MPa (singularidad numérica en punto de restricción). Tensión representativa en casco:  $\sigma_{VM} = 4,01$  MPa. Tasa de convergencia: 0,05 %. Nodos: 59.847. Elementos: 119.381. Simulación en Autodesk Inventor.

## Recipiente externo — presión externa

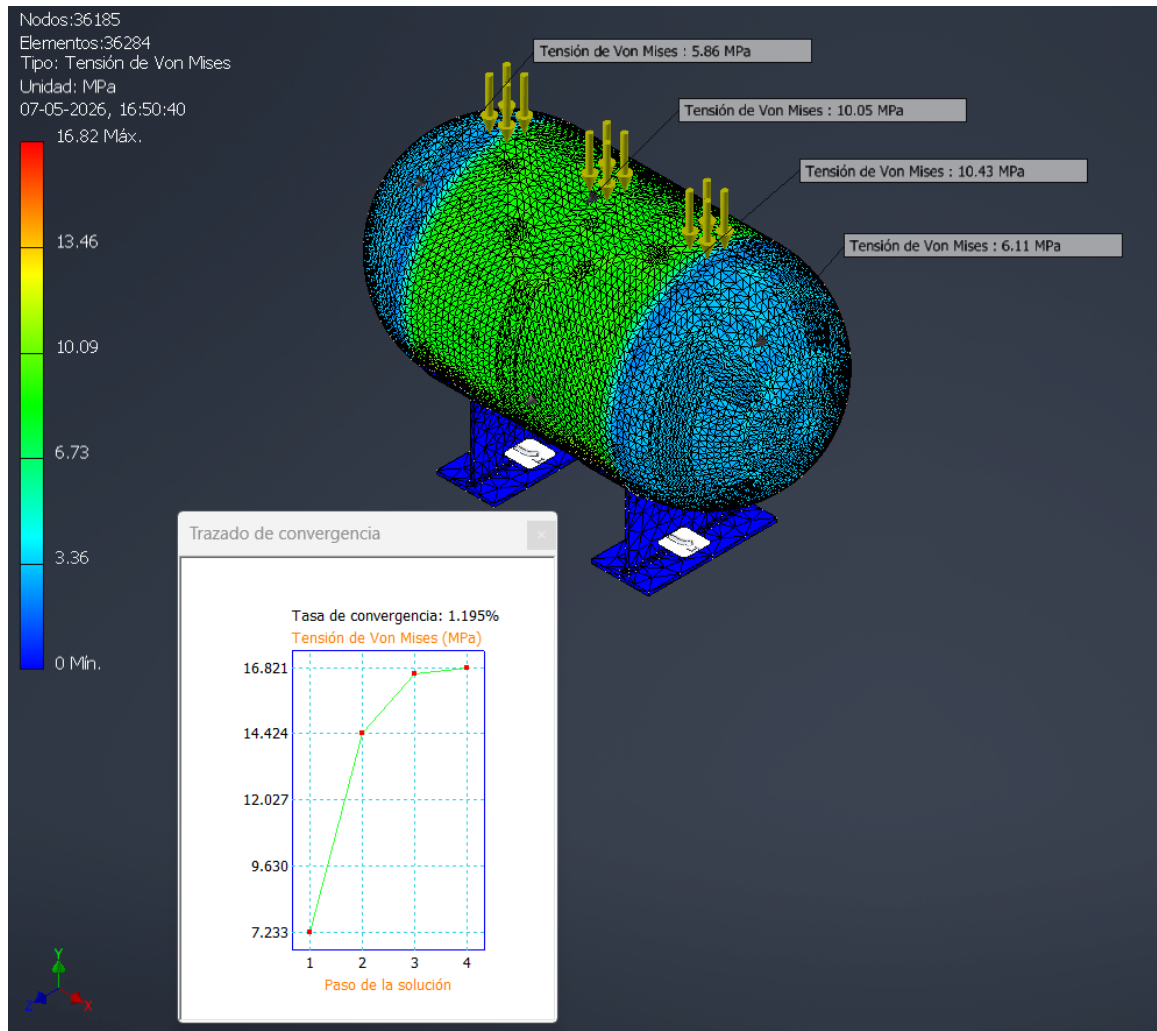


Figura 32: Distribución de tensión de Von Mises en el recipiente externo (ASTM A516 Gr.70,  $t = 3$  mm) bajo presión externa  $P_d = 0,101$  MPa. Tensión máxima del solver: 16,82 MPa (singularidad numérica en apoyos). Tensión representativa en casco:  $\sigma_{VM} = 10,43$  MPa. Tasa de convergencia: 1,20 %. Nodos: 36.185. Elementos: 36.284. Simulación en Autodesk Inventor.

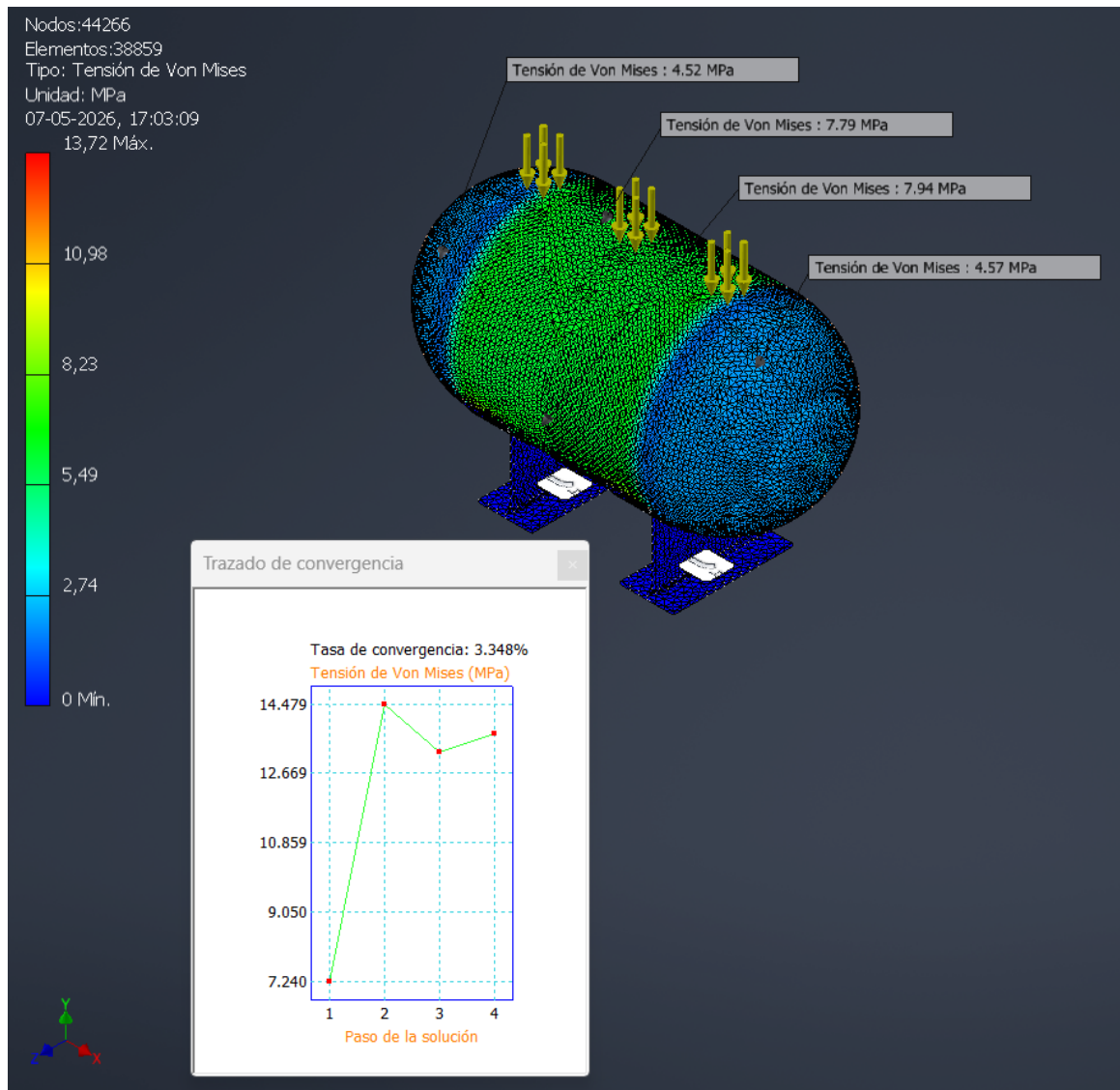


Figura 33: Distribución de tensión de Von Mises en el recipiente externo (ASTM A516 Gr.70,  $t = 4$  mm) bajo presión externa  $P_d = 0,101$  MPa. Tensión máxima del solver: 13,72 MPa (singularidad numérica en apoyos). Tensión representativa en casco:  $\sigma_{VM} = 7,94$  MPa. Tasa de convergencia: 3,35 %. Nodos: 44.266. Elementos: 38.859. Simulación en Autodesk Inventor.

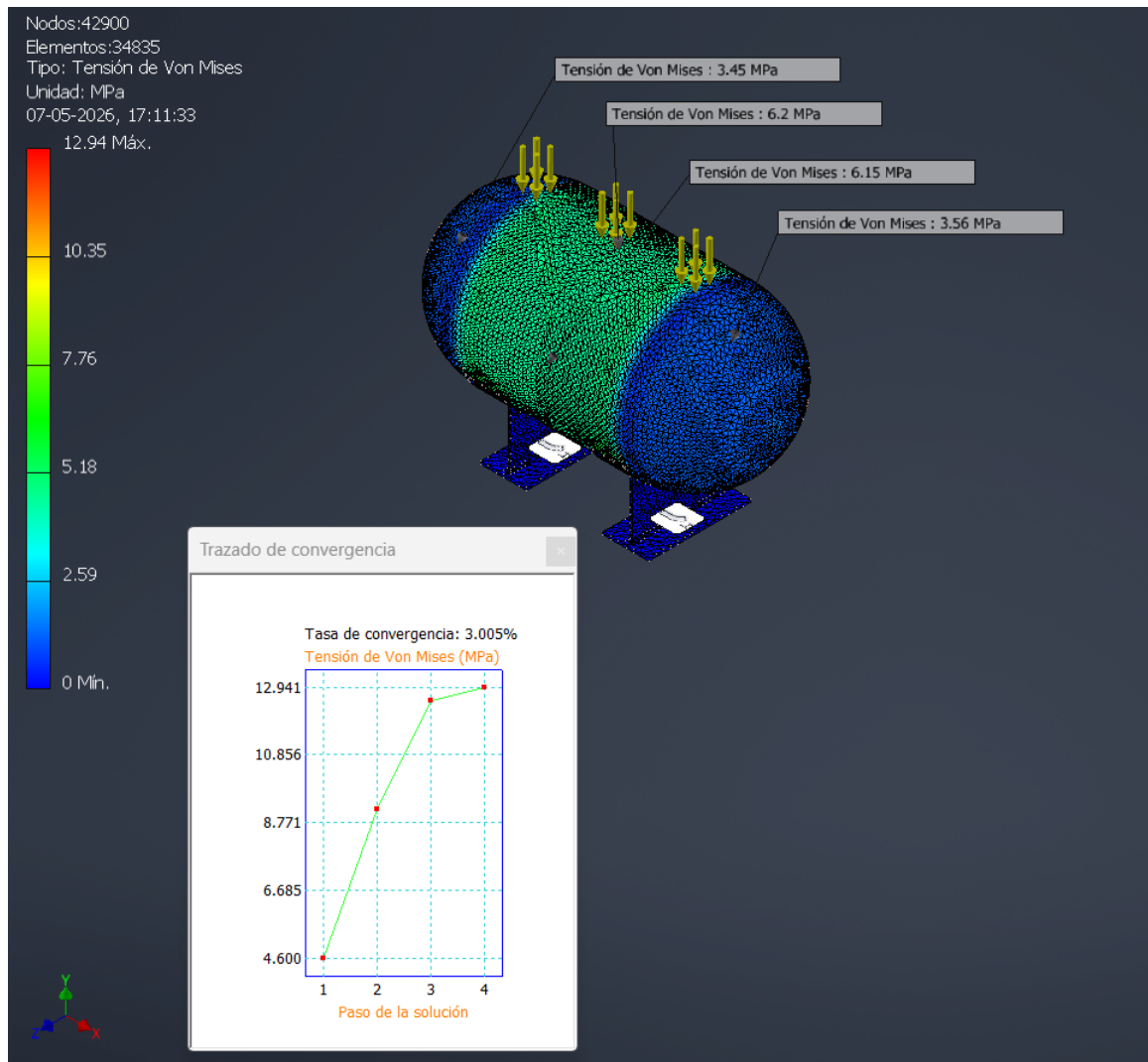
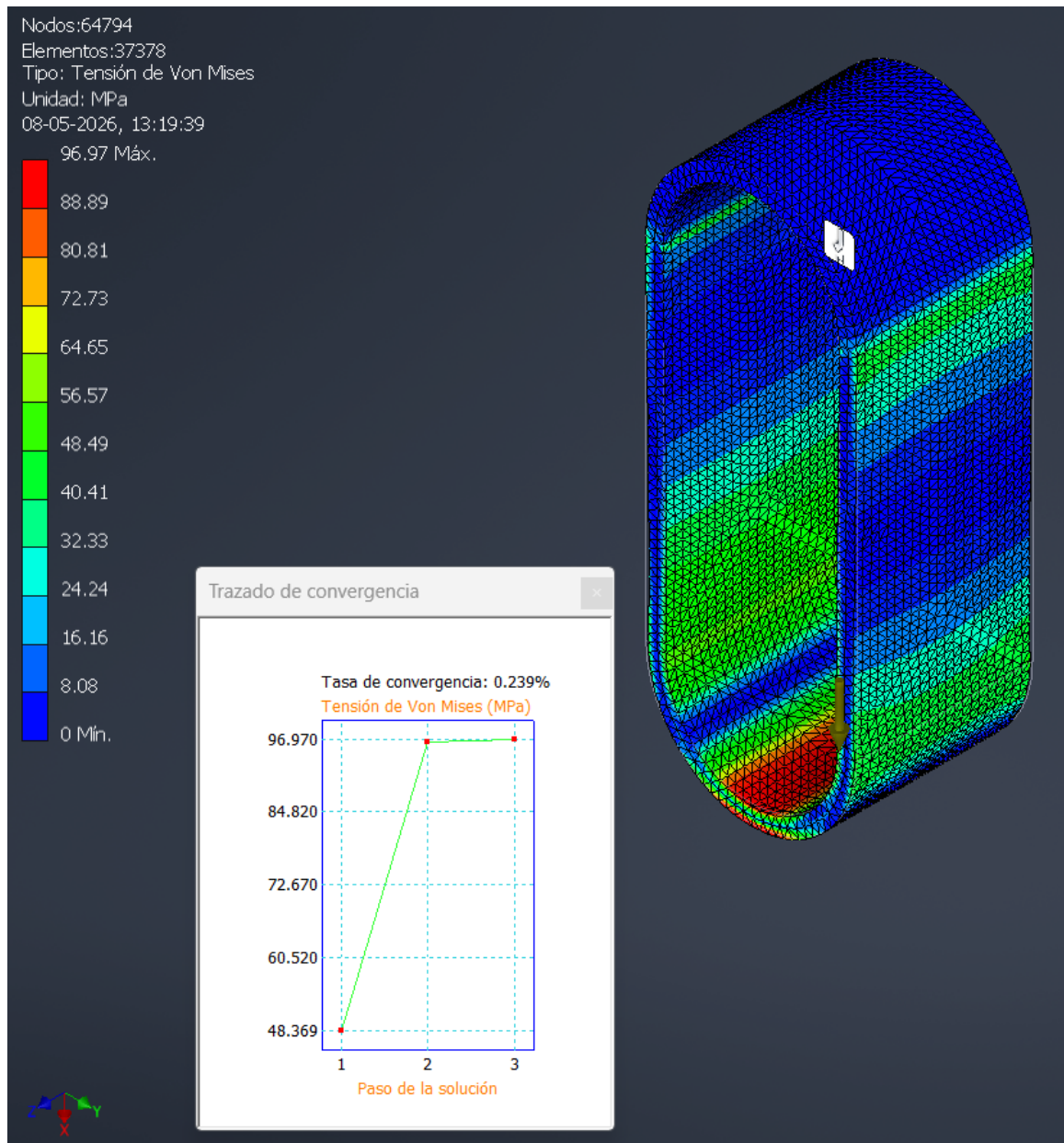


Figura 34: Distribución de tensión de Von Mises en el recipiente externo (ASTM A516 Gr.70,  $t = 5$  mm) bajo presión externa  $P_d = 0,101$  MPa. Tensión máxima del solver: 12,94 MPa (singularidad numérica en apoyos). Tensión representativa en casco:  $\sigma_{VM} = 6,20$  MPa. Tasa de convergencia: 3,01 %. Nodos: 42.900. Elementos: 34.835. Simulación en Autodesk Inventor.

## Eslabones de correa — tracción



Simulación en Autodesk Inventor.

Simulación en Autodesk Inventor.

Figura 35: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 2$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 651$  N. Tensión máxima: 96,97 MPa. Tasa de convergencia: 0,239 %. Nodos: 64.794. Elementos: 37.378.

Simulación en Autodesk Inventor.

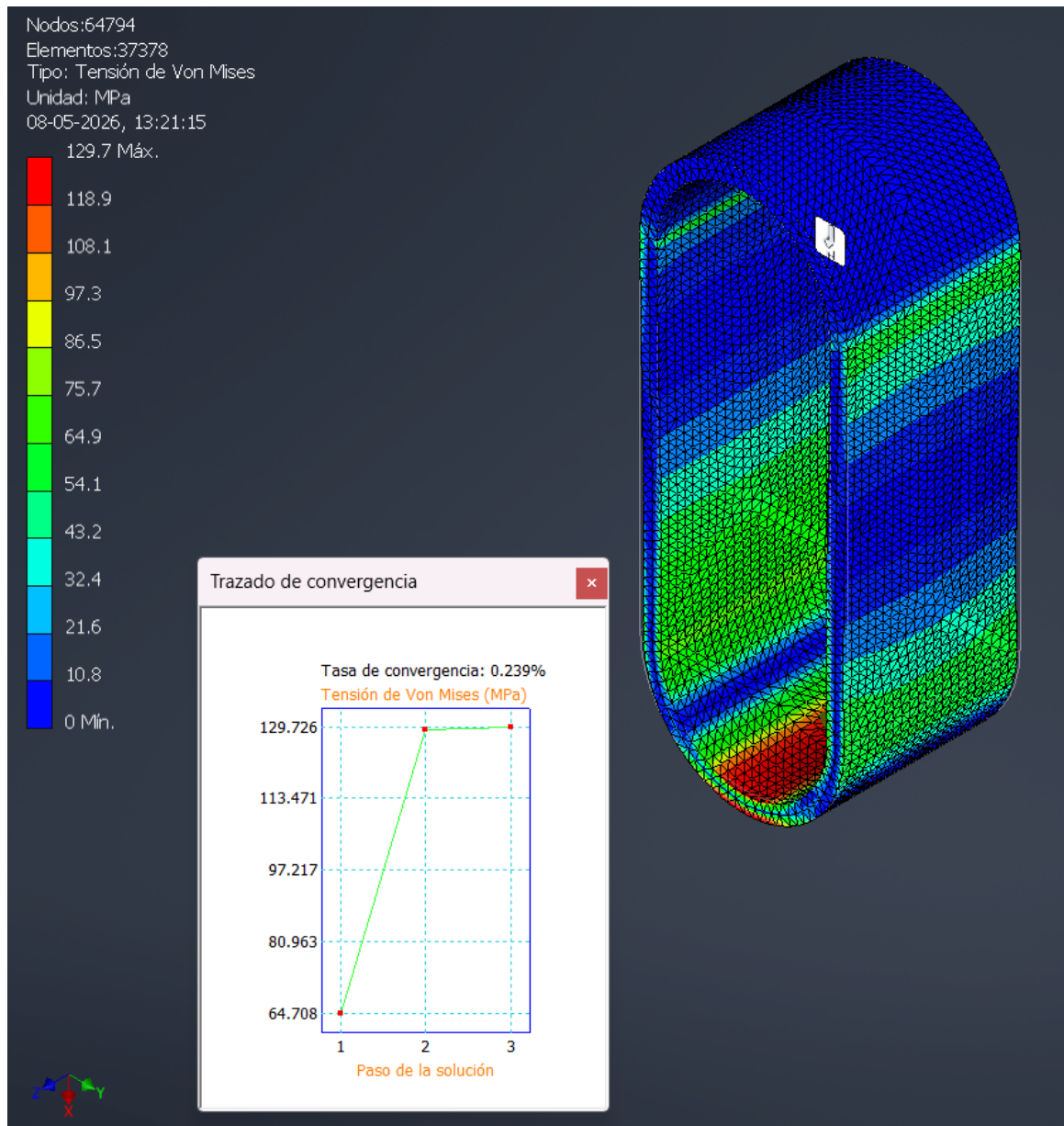


Figura 36: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 2$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 870,9$  N. Tensión máxima: 129,7 MPa. Tasa de convergencia: 0,239 %. Nodos: 64.794. Elementos: 37.378. Simulación en Autodesk Inventor.

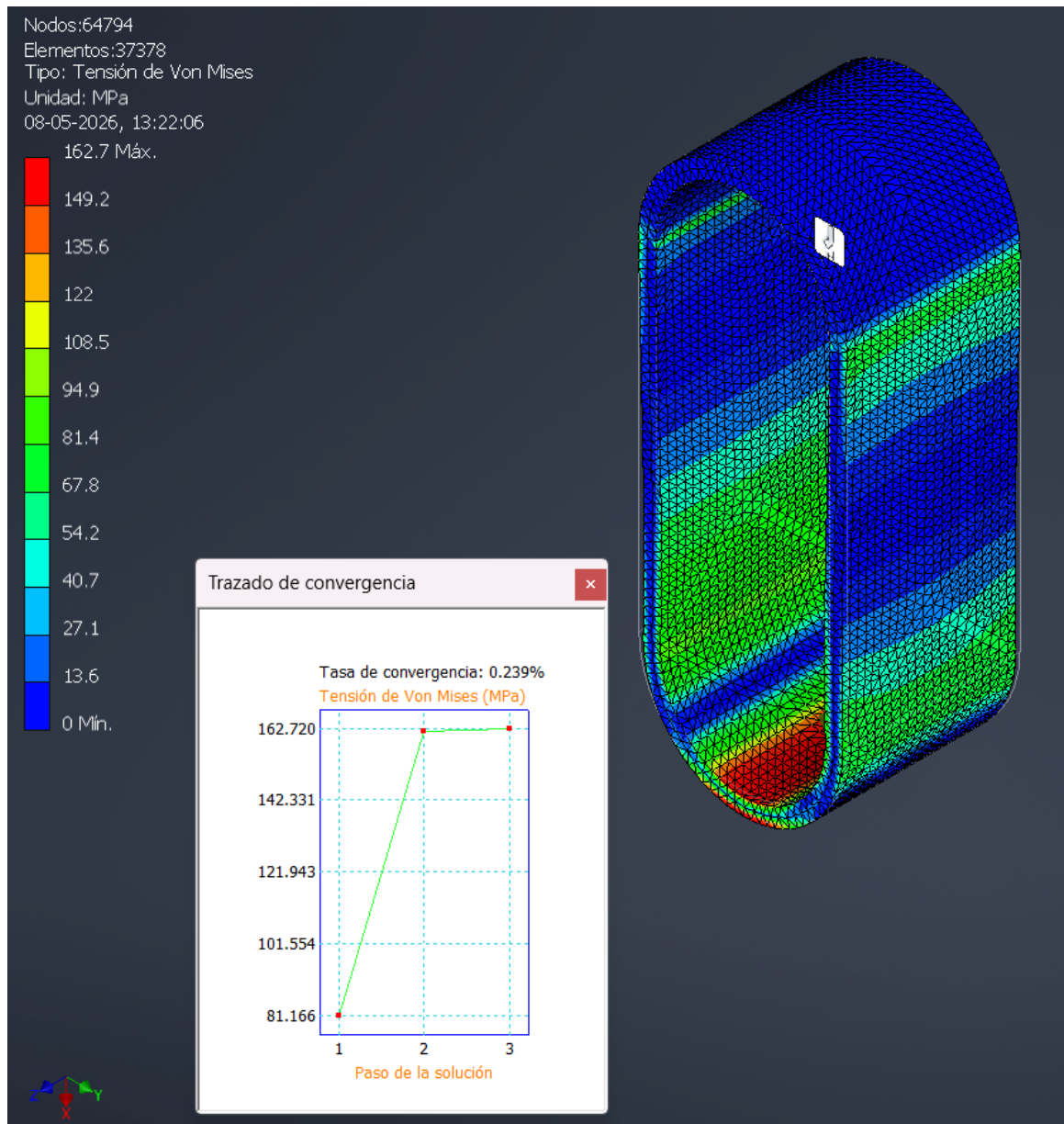


Figura 37: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 2$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 1.092,4$  N. Tensión máxima: 162,7 MPa. Tasa de convergencia: 0,239 %. Nodos: 64.794. Elementos: 37.378. Simulación en Autodesk Inventor.

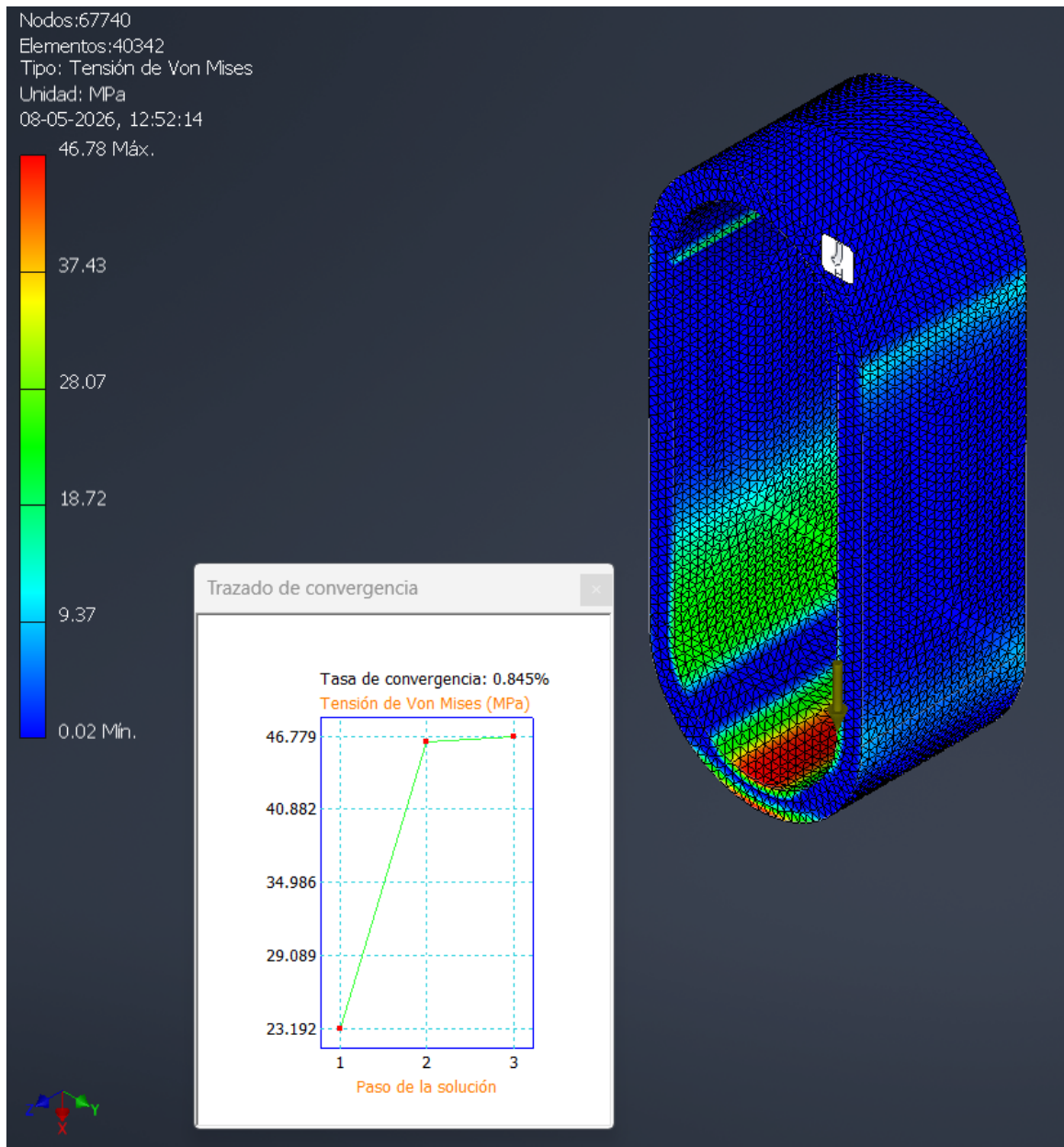


Figura 38: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 3$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 651$  N. Tensión máxima: 46,78 MPa. Tasa de convergencia: 0,845 %. Nodos: 67.740. Elementos: 40.342. Simulación en Autodesk Inventor.

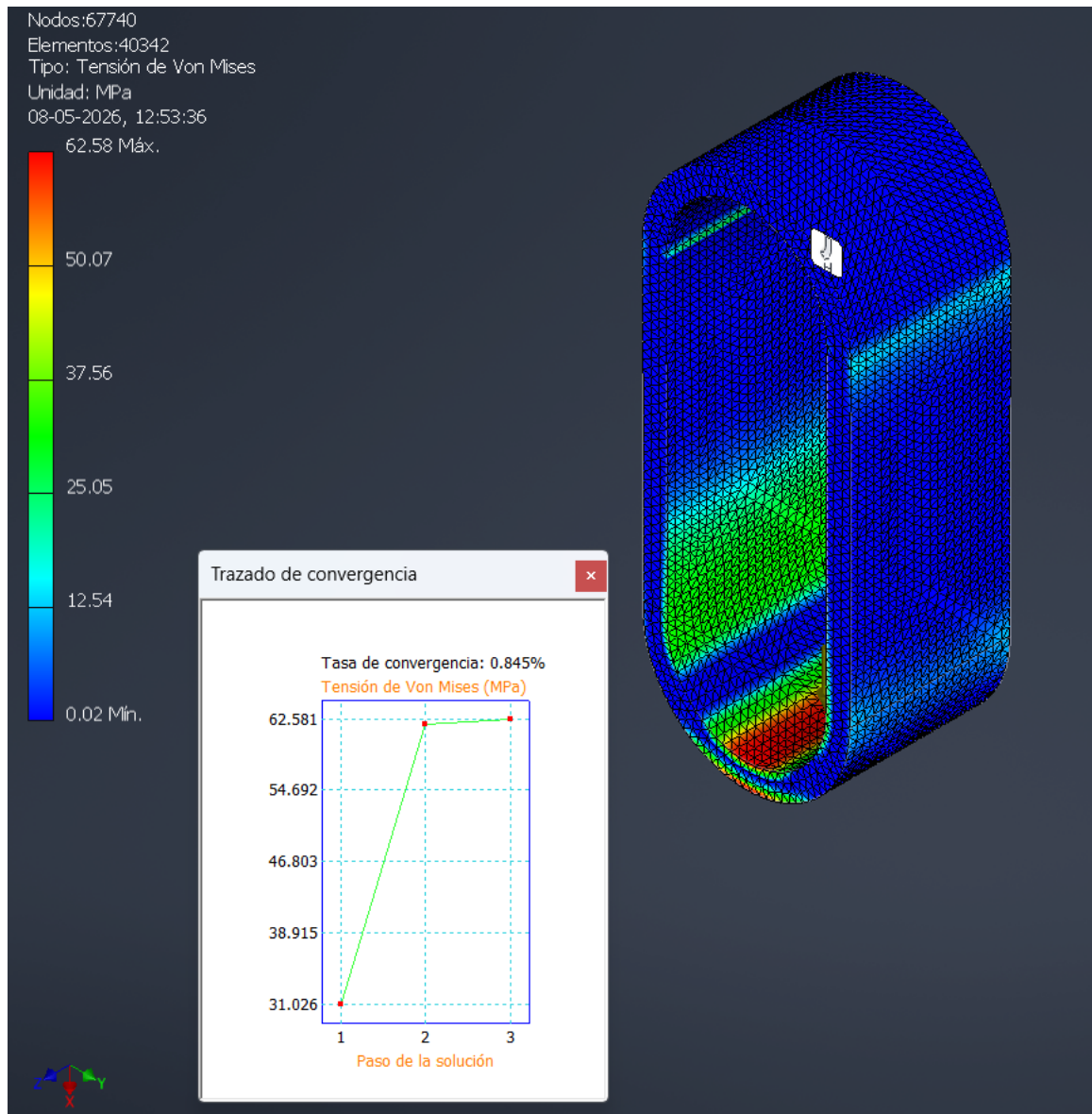


Figura 39: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 3$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 870,9$  N. Tensión máxima: 62,58 MPa. Tasa de convergencia: 0,845 %. Nodos: 67.740. Elementos: 40.342. Simulación en Autodesk Inventor.

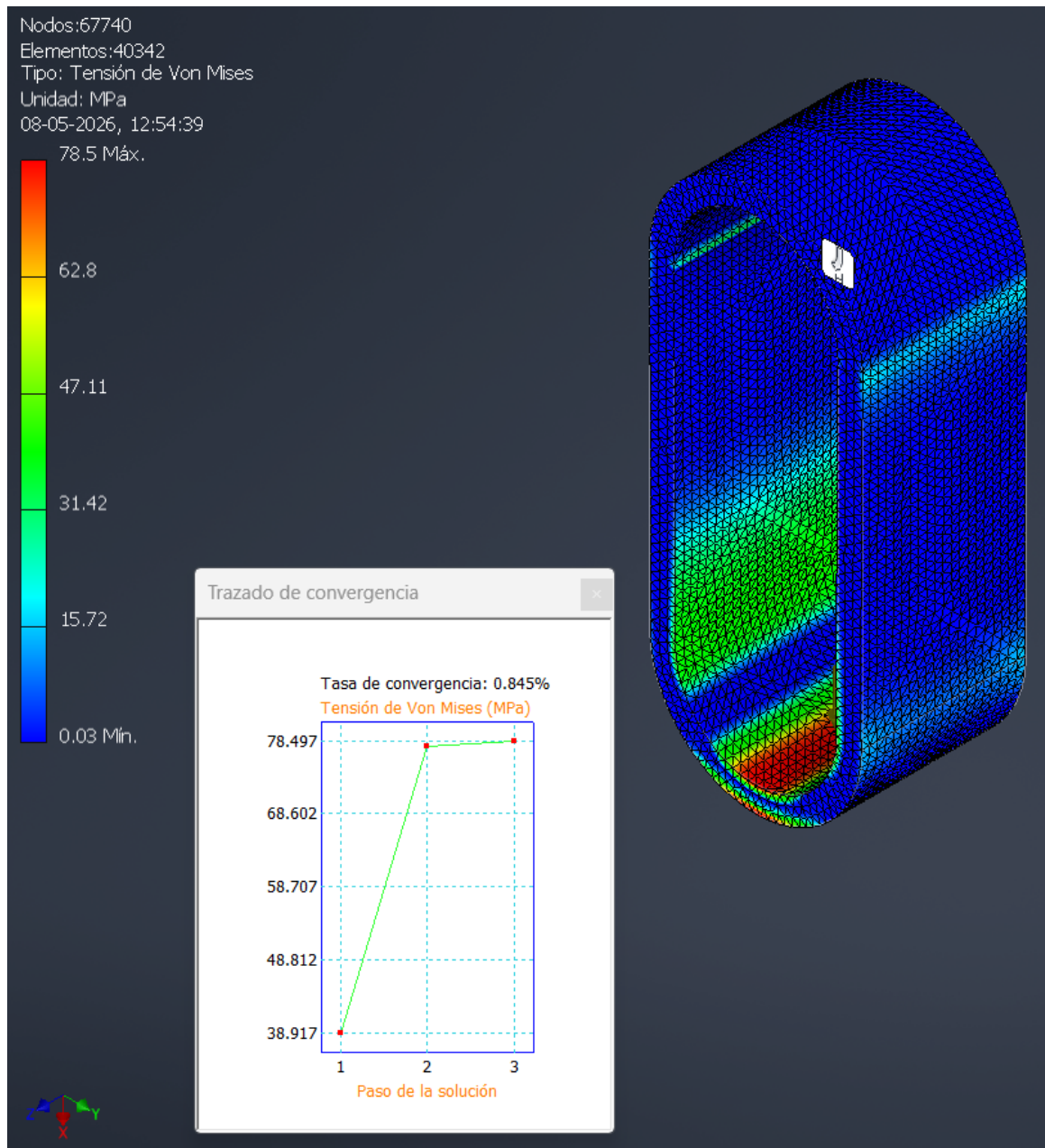


Figura 40: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 3$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 1.092,4$  N. Tensión máxima: 78,50 MPa. Tasa de convergencia: 0,845 %. Nodos: 67.740. Elementos: 40.342. Simulación en Autodesk Inventor.

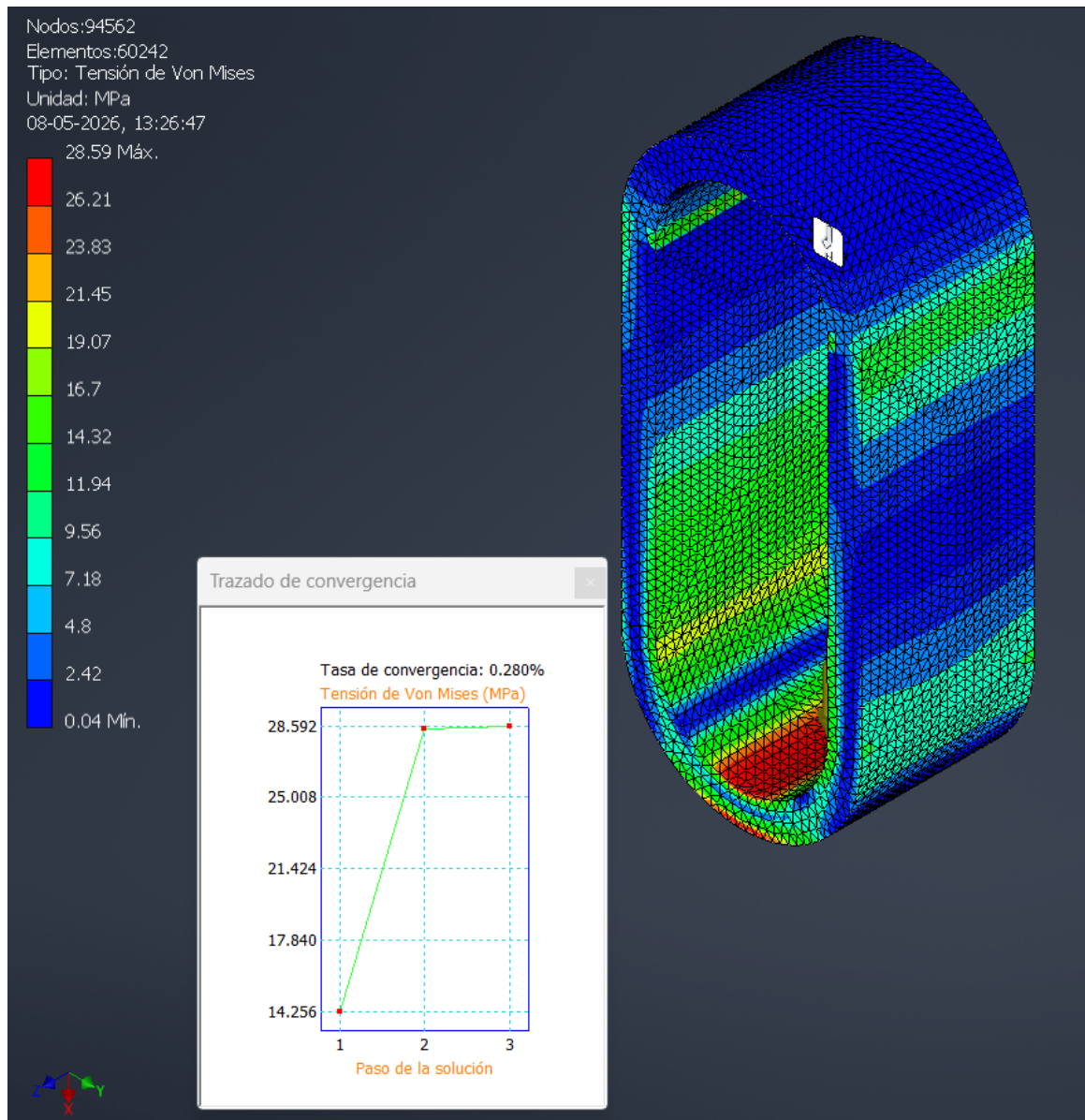


Figura 41: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 4$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 651$  N. Tensión máxima: 28,59 MPa. Tasa de convergencia: 0,280 %. Nodos: 94.562. Elementos: 60.242. Simulación en Autodesk Inventor.

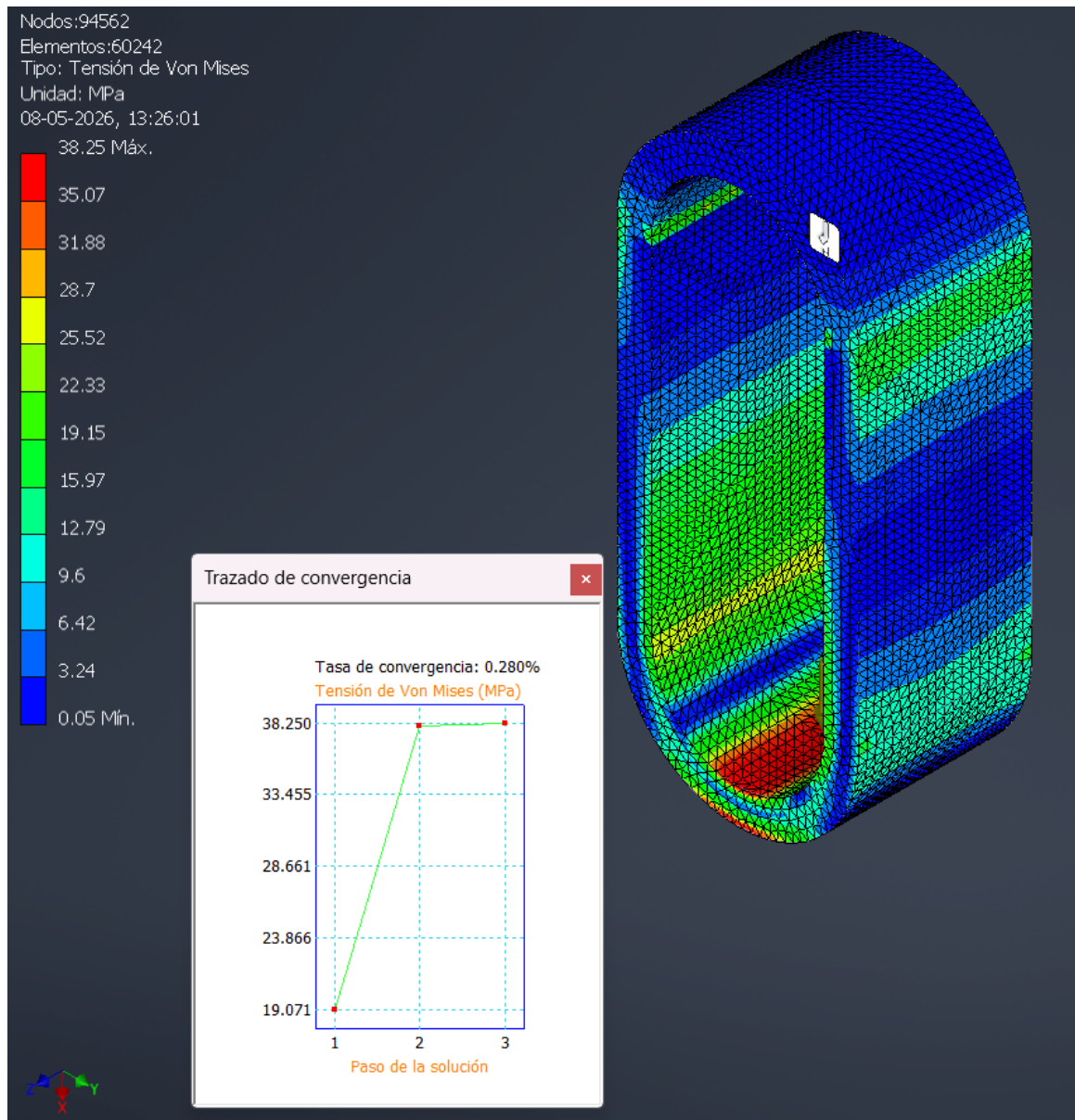


Figura 42: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 4$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 870,9$  N. Tensión máxima: 38,25 MPa. Tasa de convergencia: 0,280 %. Nodos: 94.562. Elementos: 60.242. Simulación en Autodesk Inventor.

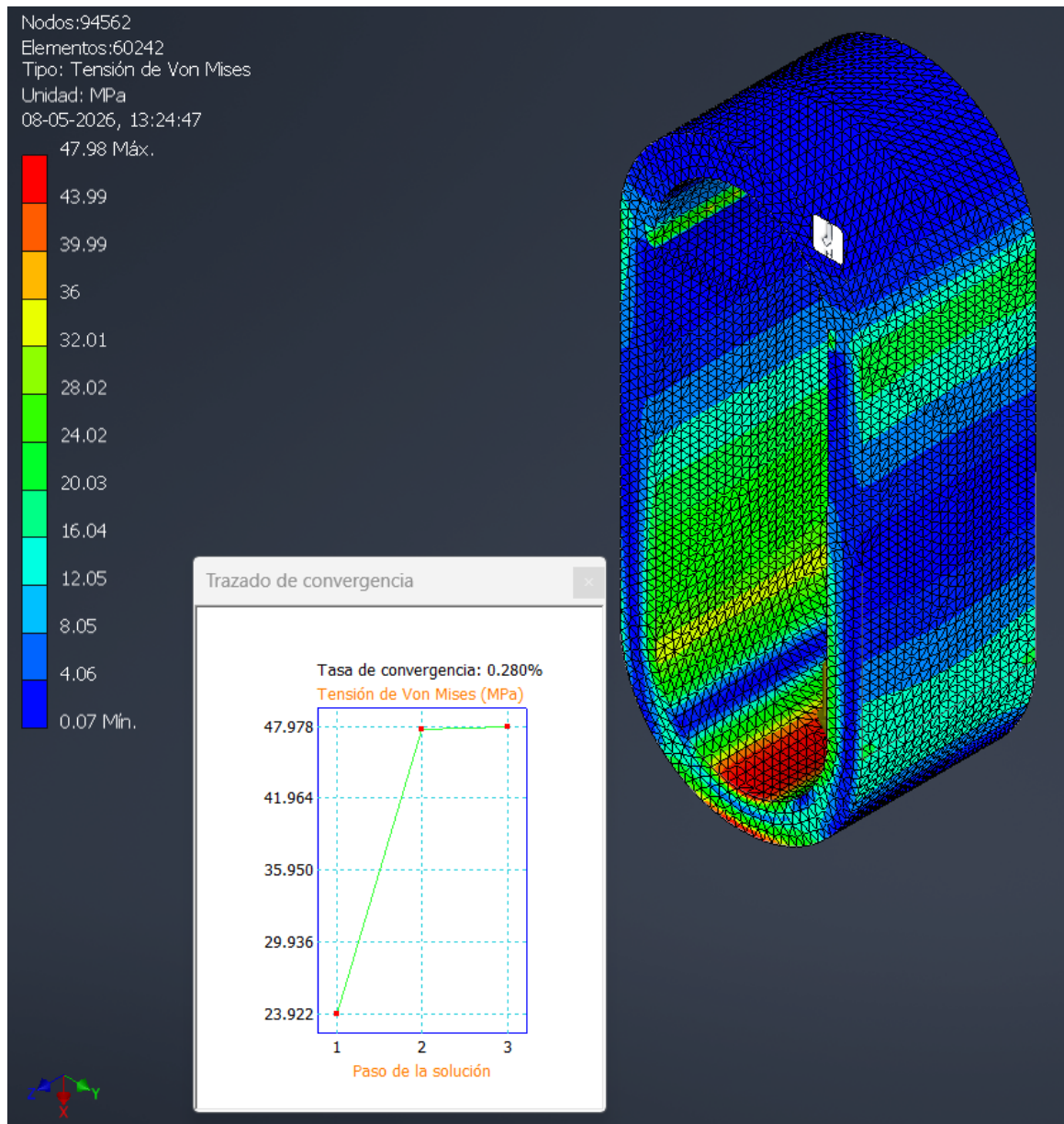


Figura 43: Distribución de tensión de Von Mises en eslabón de correa (G10-CR,  $t = 4$  mm) bajo fuerza de tracción  $F = 1.092,4$  N. Tensión máxima: 47,98 MPa. Tasa de convergencia: 0,280 %. Nodos: 94.562. Elementos: 60.242. Simulación en Autodesk Inventor.

## Tope axial — compresión

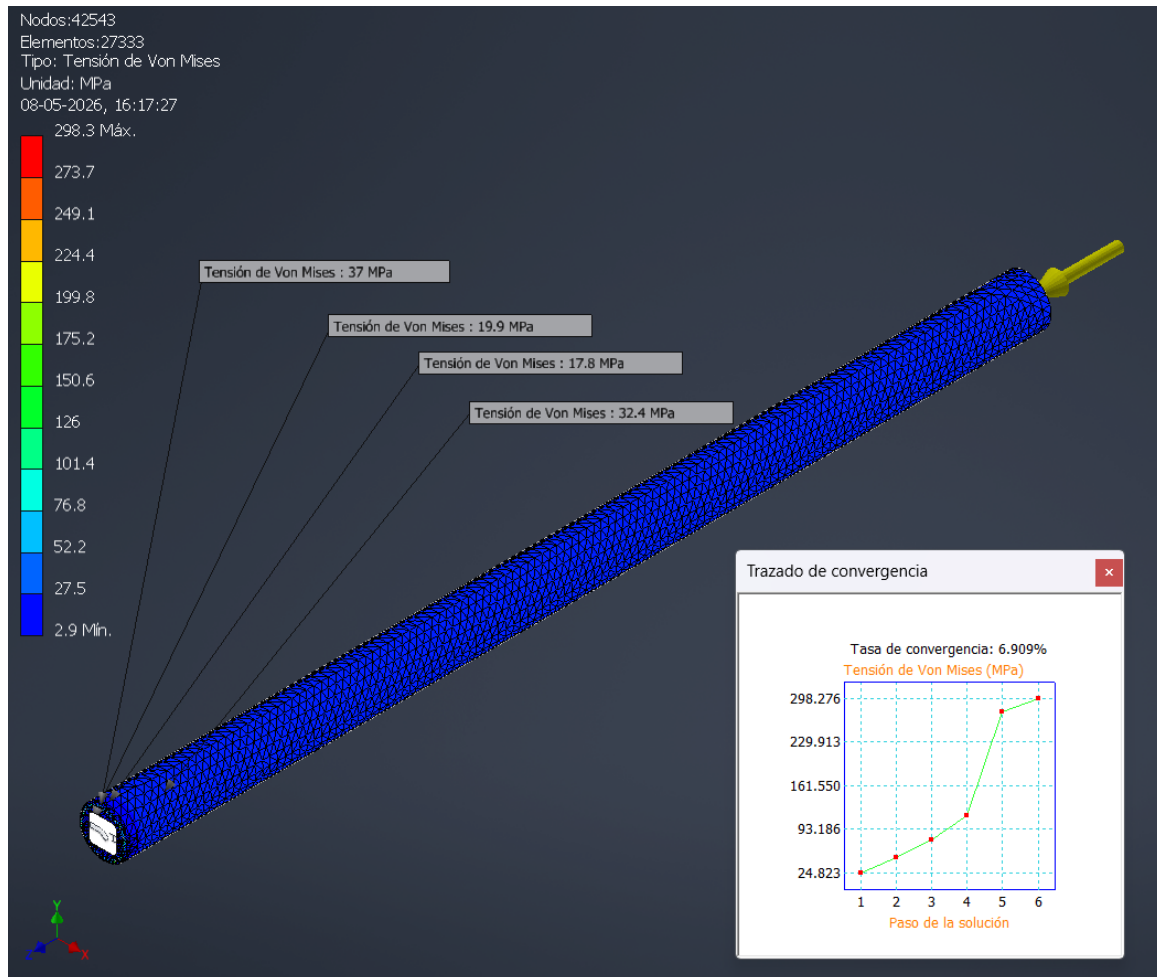


Figura 44: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 8$  mm) bajo carga de compresión  $F = 1.627,5$  N. Tensión máxima del solver: 298,3 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 32,4 MPa. Tasa de convergencia: 6,909 %. Nodos: 42.543. Elementos: 27.333. Simulación en Autodesk Inventor.

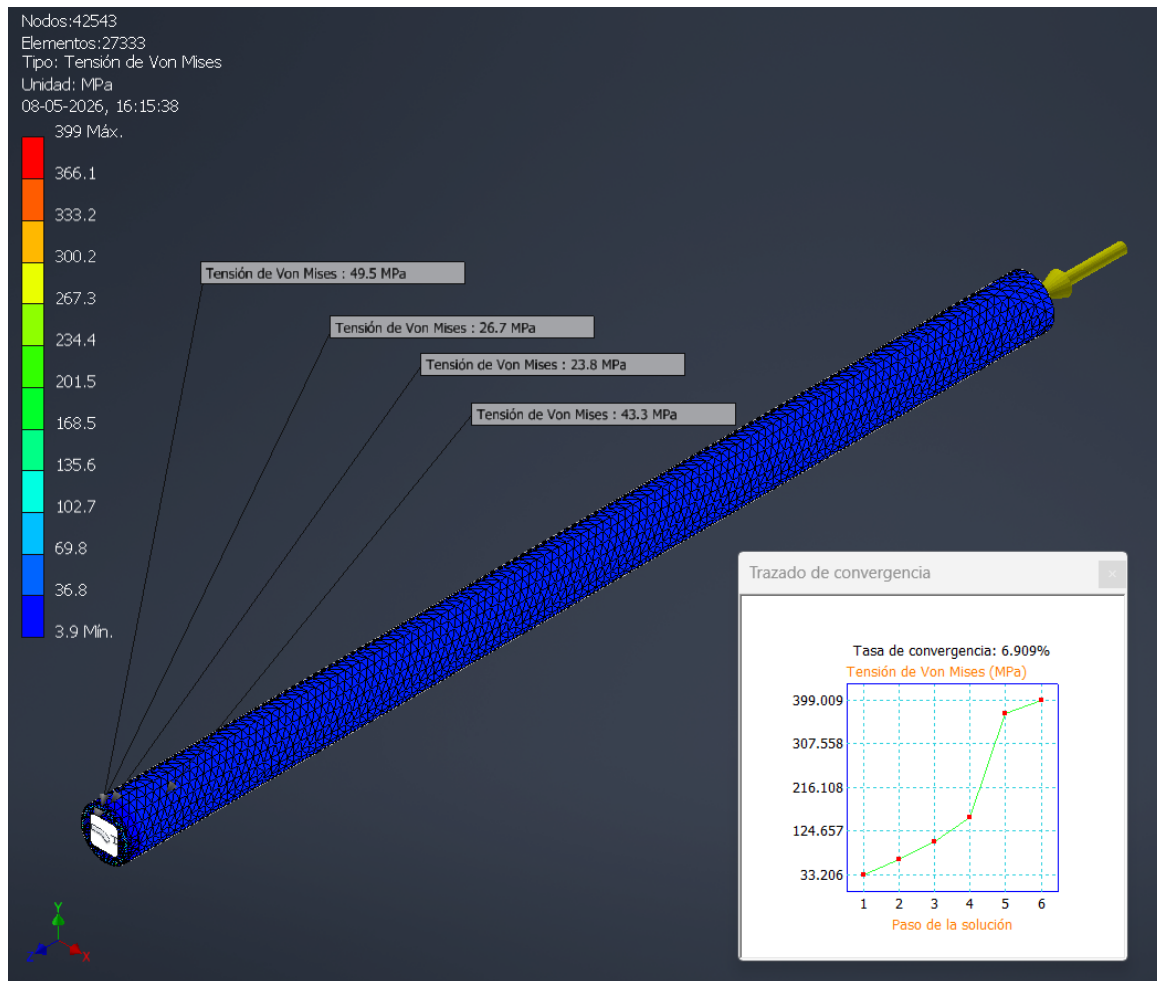


Figura 45: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 8$  mm) bajo carga de compresión  $F = 2.177,4$  N. Tensión máxima del solver: 399,0 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 43,3 MPa. Tasa de convergencia: 6,909%. Nodos: 42.543. Elementos: 27.333. Simulación en Autodesk Inventor.

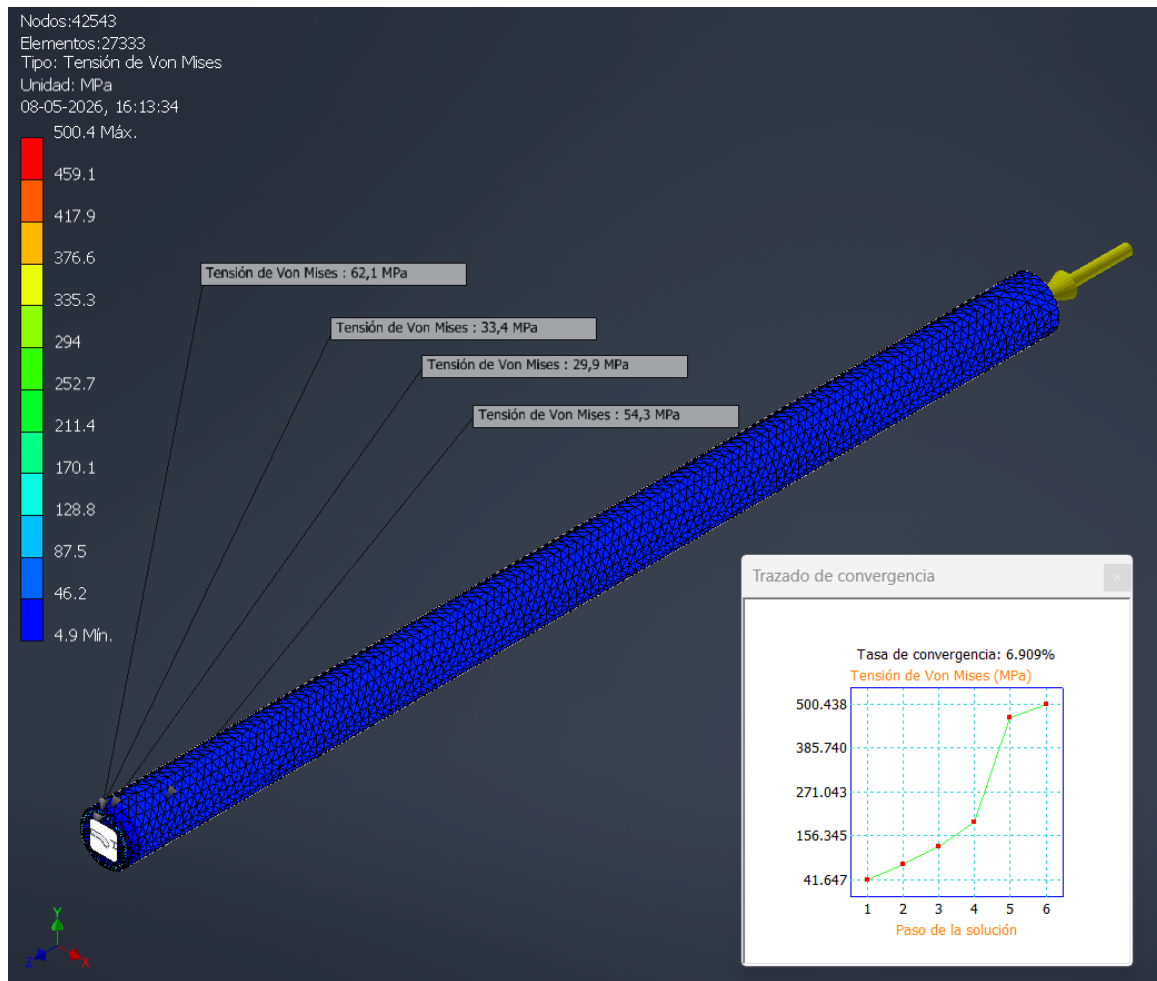


Figura 46: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 8$  mm) bajo carga de compresión  $F = 2.730,9$  N. Tensión máxima del solver: 500,4 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 54,3 MPa. Tasa de convergencia: 6,909%. Nodos: 42.543. Elementos: 27.333. Simulación en Autodesk Inventor.

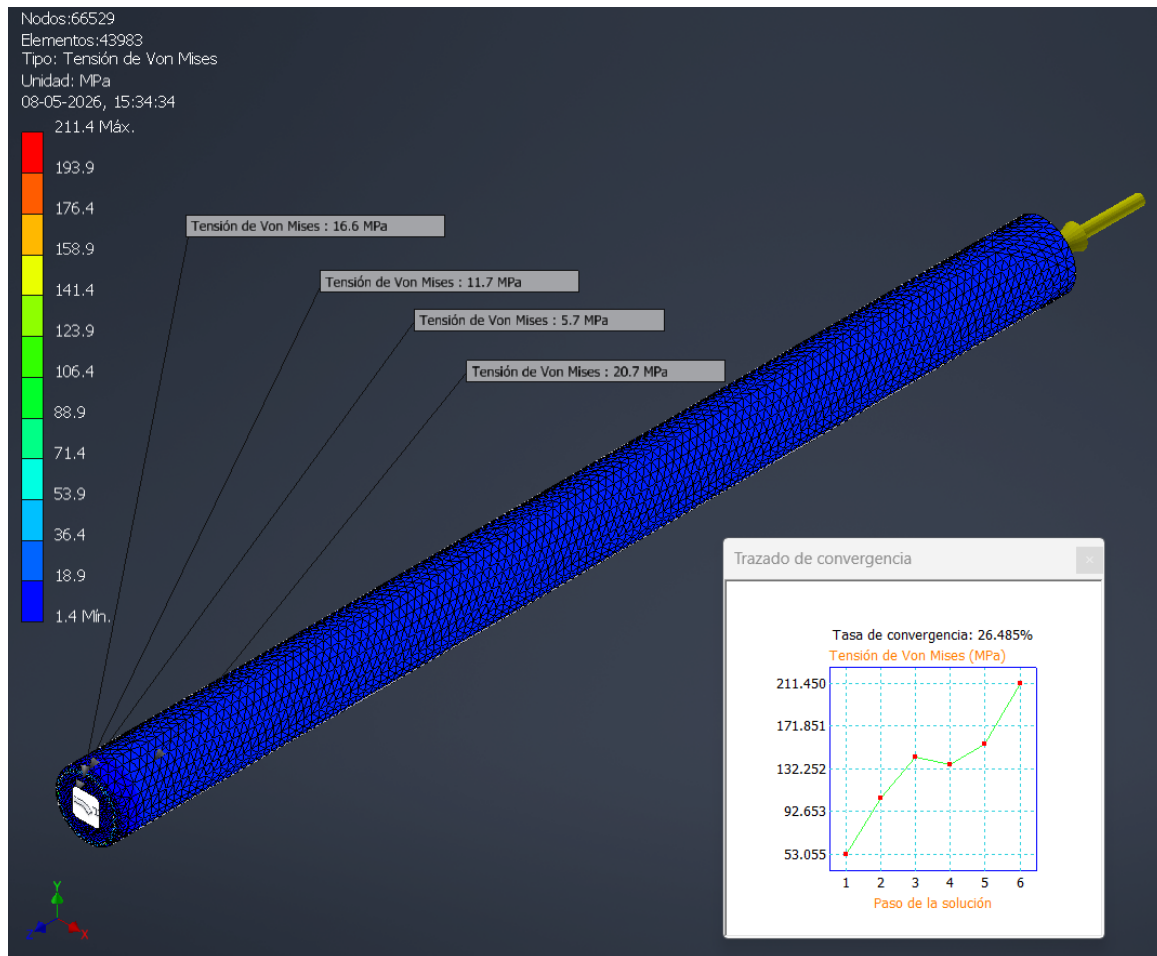


Figura 47: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 10$  mm) bajo carga de compresión  $F = 1.627,5$  N. Tensión máxima del solver: 211,4 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 20,7 MPa. Tasa de convergencia: 26,485 %. Nodos: 66.529. Elementos: 43.983. Simulación en Autodesk Inventor.

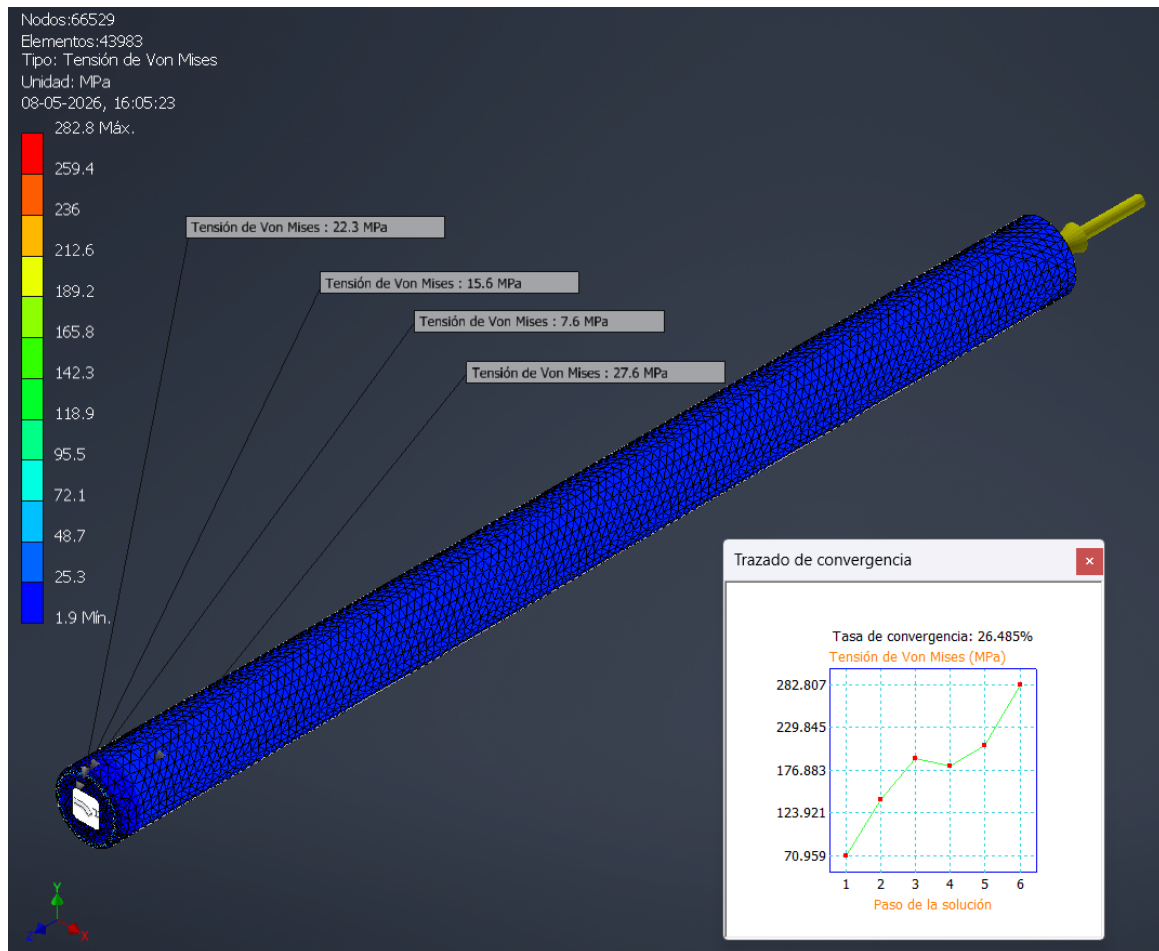


Figura 48: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 10$  mm) bajo carga de compresión  $F = 2.177,4$  N. Tensión máxima del solver: 282,8 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 27,6 MPa. Tasa de convergencia: 26,485 %. Nodos: 66.529. Elementos: 43.983. Simulación en Autodesk Inventor.

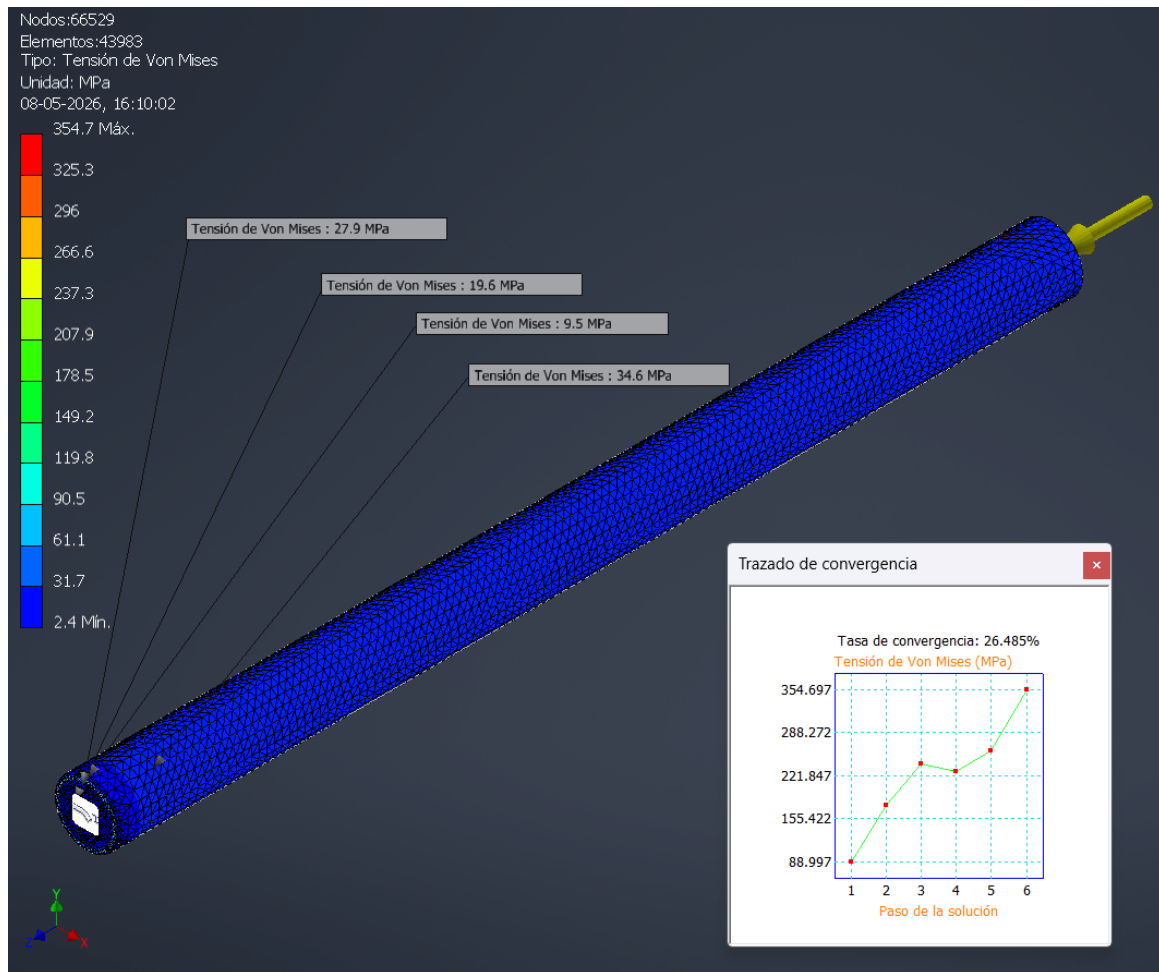


Figura 49: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 10$  mm) bajo carga de compresión  $F = 2.730,9$  N. Tensión máxima del solver: 354,7 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 34,6 MPa. Tasa de convergencia: 26,485 %. Nodos: 66.529. Elementos: 43.983. Simulación en Autodesk Inventor.

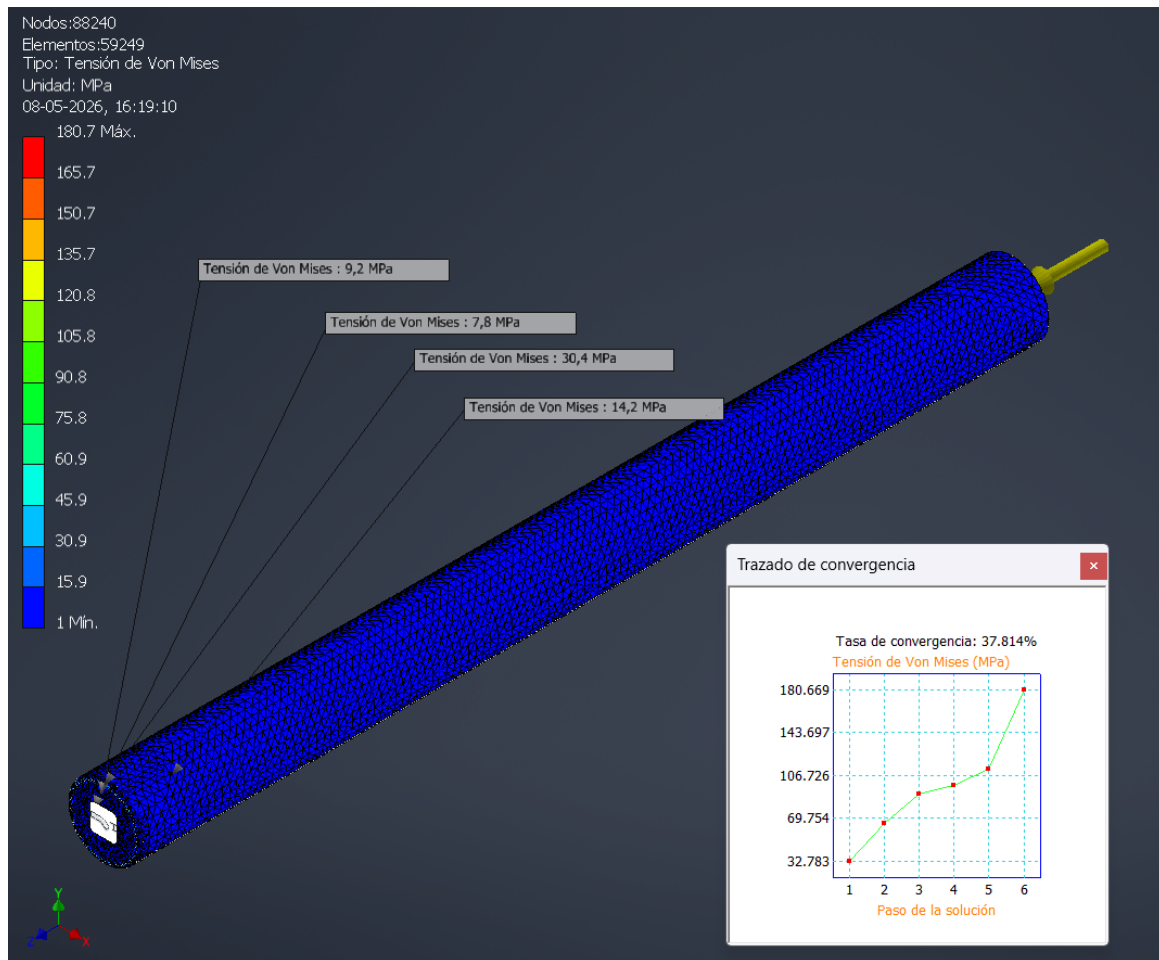


Figura 50: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 12$  mm) bajo carga de compresión  $F = 1.627,5$  N. Tensión máxima del solver: 180,7 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 14,2 MPa. Tasa de convergencia: 37,814%. Nodos: 88.240. Elementos: 59.249. Simulación en Autodesk Inventor.

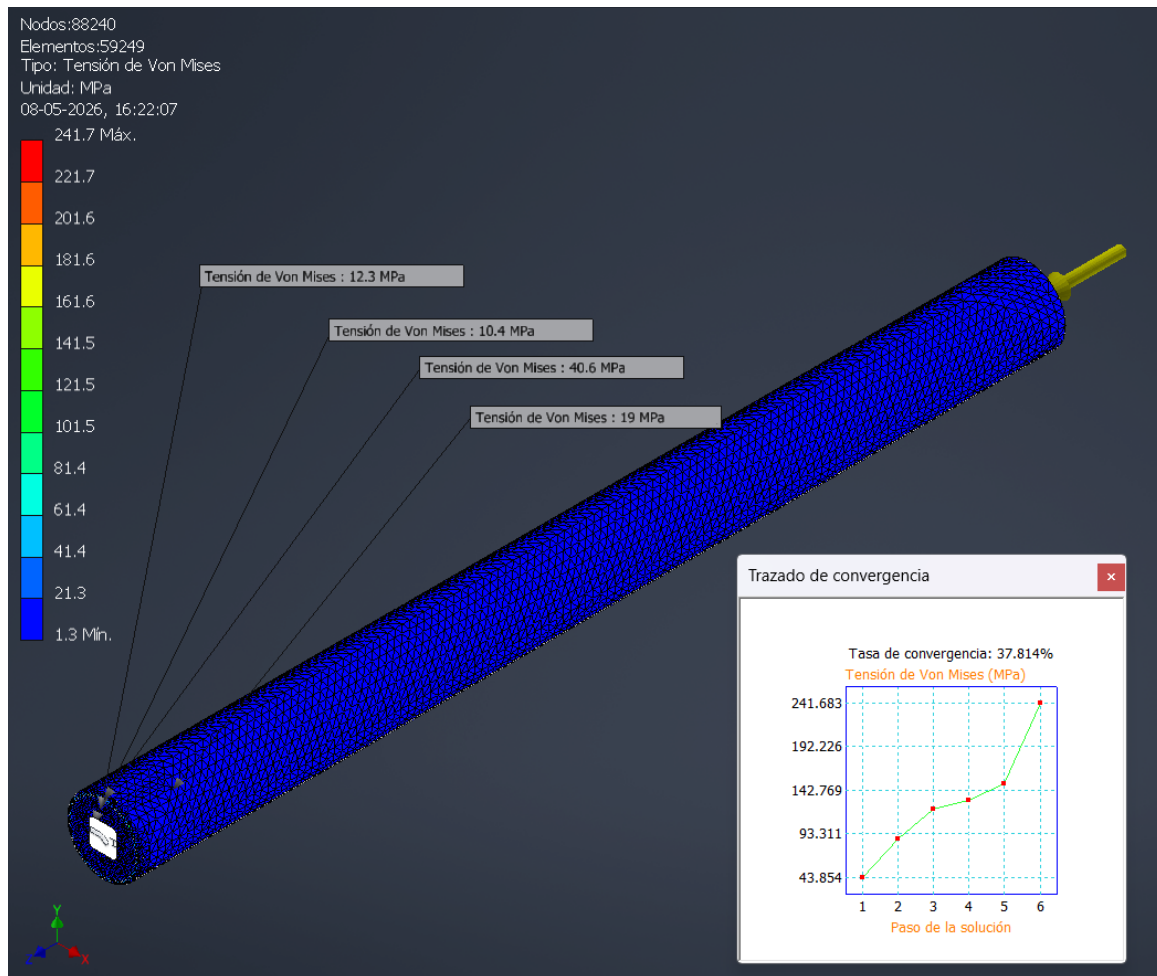


Figura 51: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 12$  mm) bajo carga de compresión  $F = 2.177,4$  N. Tensión máxima del solver: 241,7 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 19,0 MPa. Tasa de convergencia: 37,814%. Nodos: 88.240. Elementos: 59.249. Simulación en Autodesk Inventor.

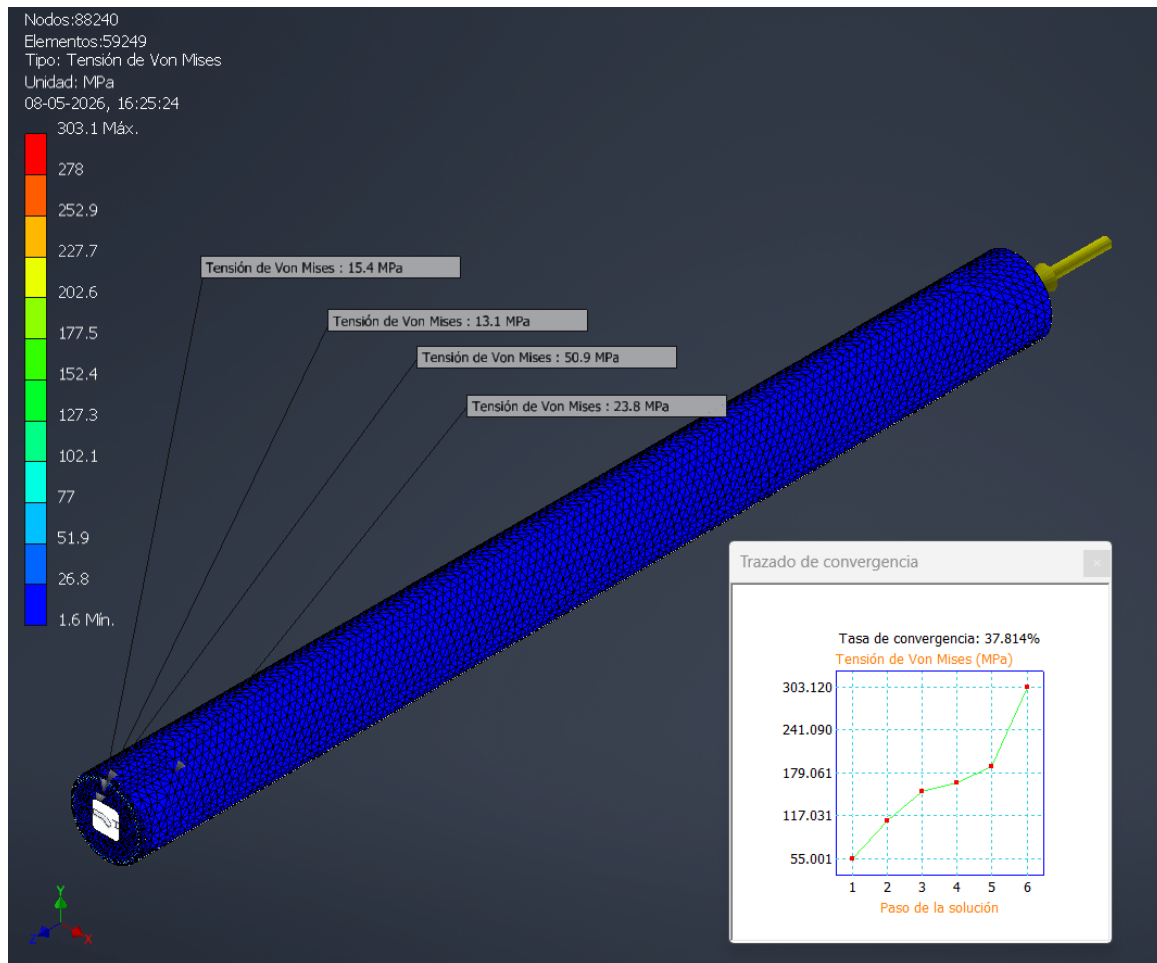
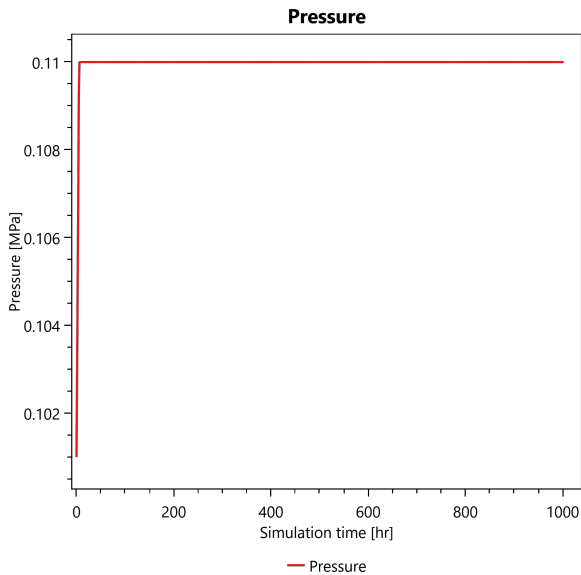


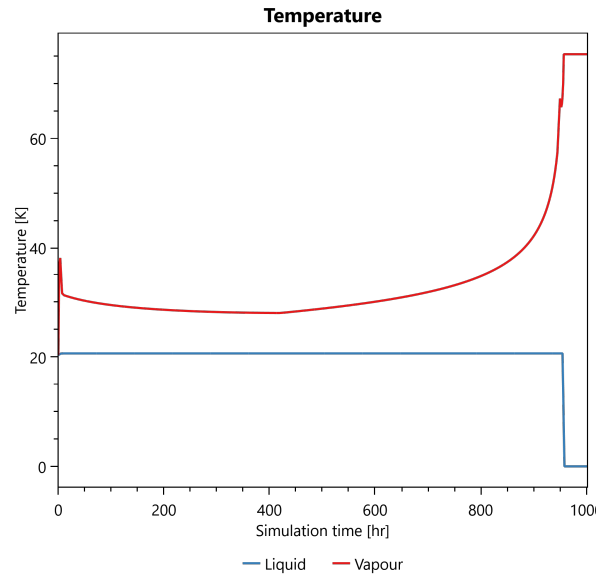
Figura 52: Distribución de tensión de Von Mises en tope axial de G10-CR ( $d = 12$  mm) bajo carga de compresión  $F = 2.730,9$  N. Tensión máxima del solver: 303,1 MPa (singularidad numérica). Tensión representativa por sonda en zona libre: 23,8 MPa. Tasa de convergencia: 37,814%. Nodos: 88.240. Elementos: 59.249. Simulación en Autodesk Inventor.

## 14.3. Anexo C: Resultados de simulaciones térmicas — BoilFAST

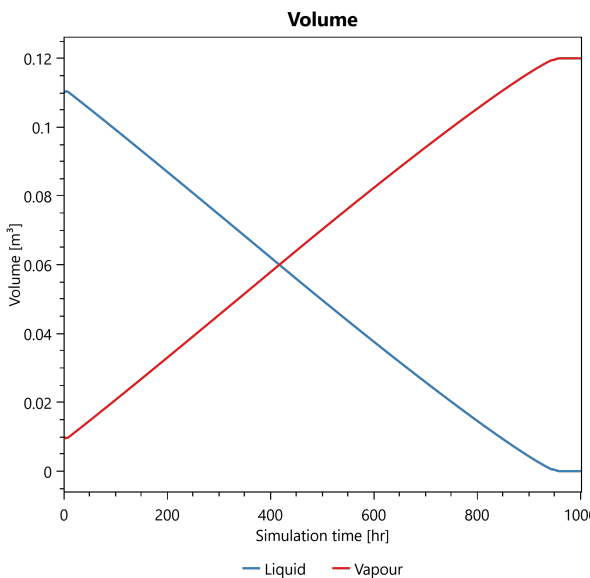
### Resultados de simulaciones térmicas



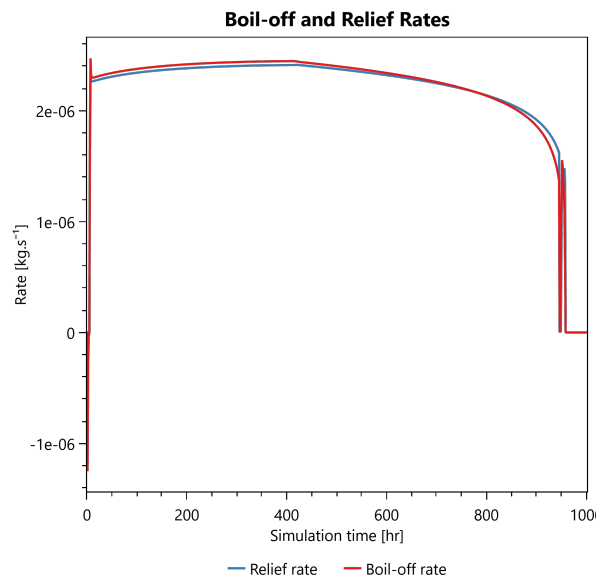
(a) Presión interna: parte en 0.101 MPa y se estabiliza en la presión de alivio de 0.11 MPa tras un breve transitorio.



(b) El líquido se mantiene a 20.65 K; el vapor alcanza  $\approx 33$  K en régimen estacionario.

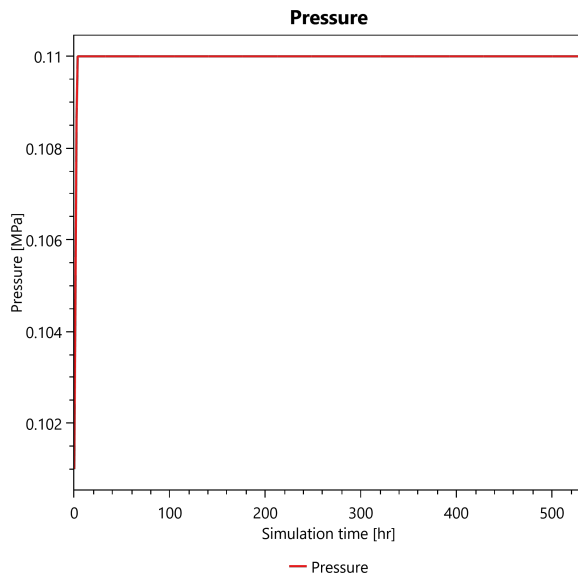


(c) Volumen líquido decrece linealmente desde 0.11 m<sup>3</sup> hasta agotamiento completo a los  $\sim 39$  días.

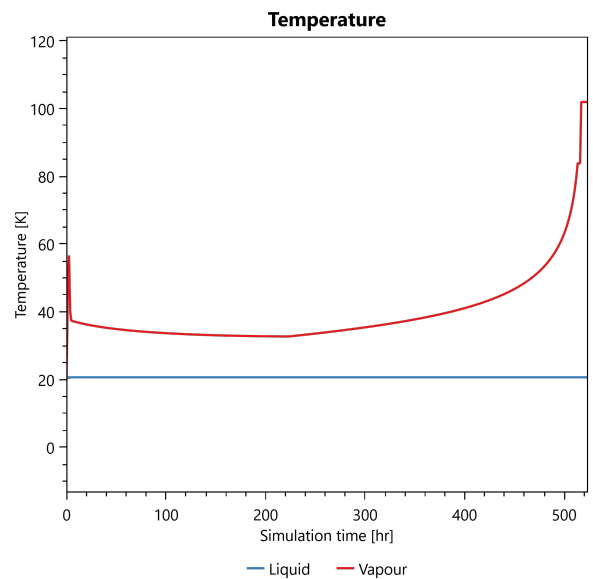


(d) Tasa de boil-off estabilizada en  $\approx 2,33 \times 10^{-6}$  kg/s, equivalente al 2.58 %/día.

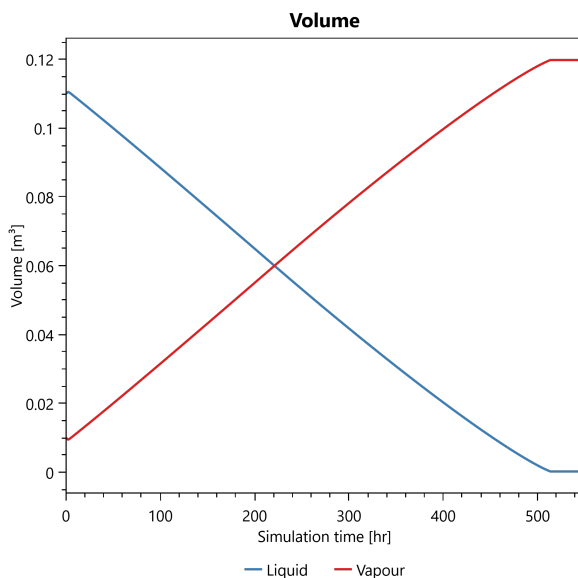
Figura 53: Resultados de simulación para la configuración MN1 ( $Q = 1,3$  W).



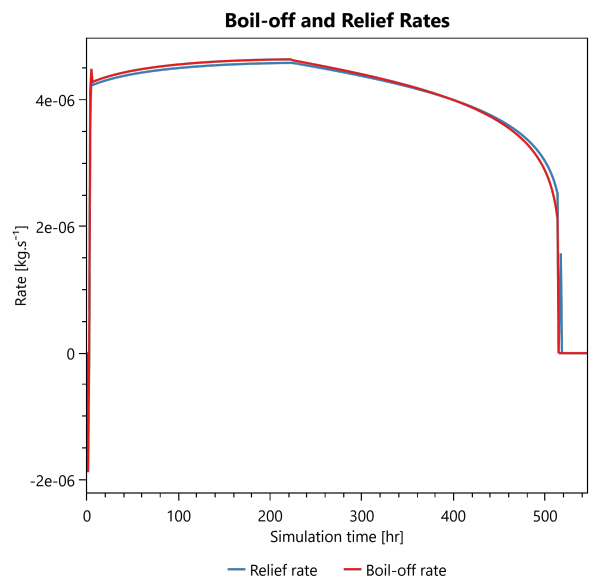
(a) Presión interna: parte en 0.101 MPa y se estabiliza en la presión de alivio de 0.11 MPa tras un breve transitorio.



(b) El líquido se mantiene a 20.65 K; el vapor alcanza  $\approx 37$  K en régimen estacionario.

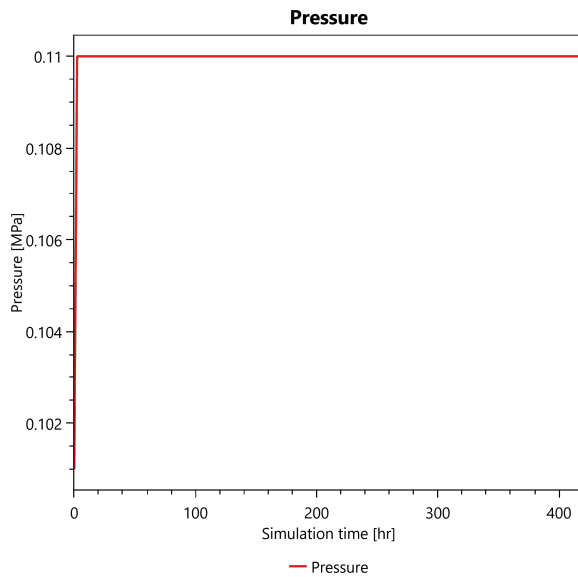


(c) Volumen líquido decrece linealmente desde 0.11 m<sup>3</sup> hasta agotamiento completo a los  $\sim 20$  días.

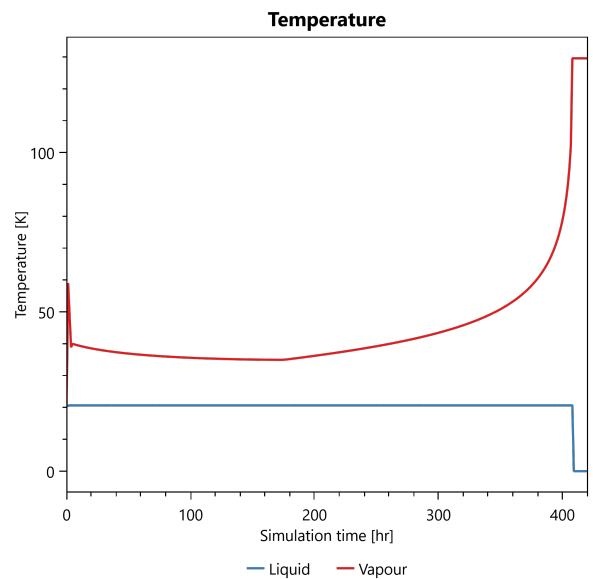


(d) Tasa de boil-off estabilizada en  $\approx 4,50 \times 10^{-6}$  kg/s, equivalente al 4.99 %/día.

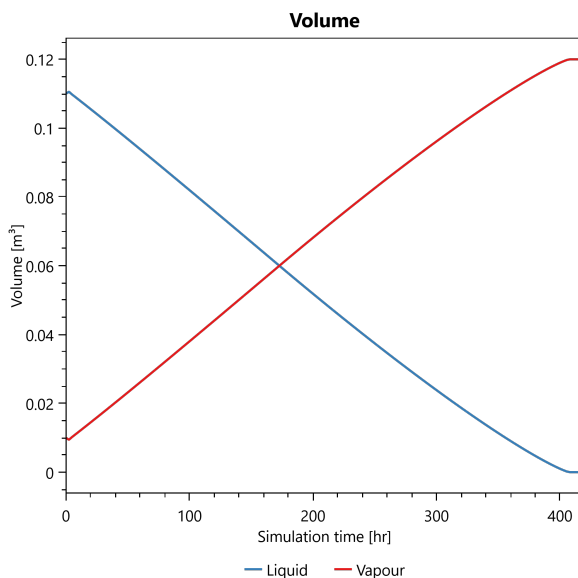
Figura 54: Resultados de simulación para la configuración MN2 ( $Q = 2,7$  W).



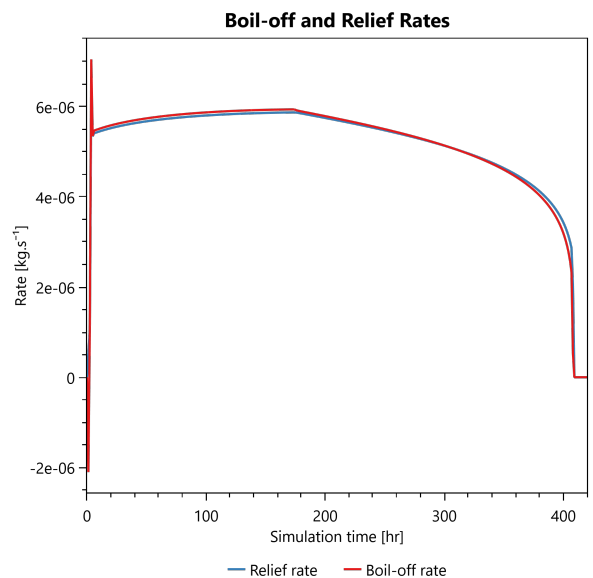
(a) Presión interna: parte en 0.101 MPa y se estabiliza en la presión de alivio de 0.11 MPa tras un breve transitorio.



(b) El líquido se mantiene a 20.65 K; el vapor alcanza  $\approx 40$  K en régimen estacionario.

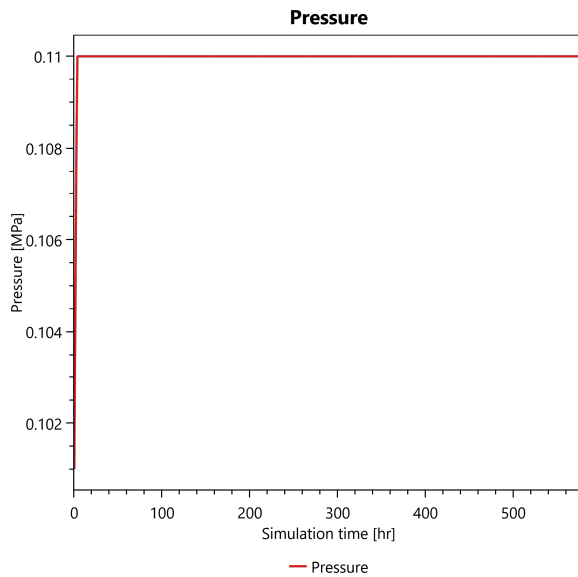


(c) Volumen líquido decrece linealmente desde 0.11 m<sup>3</sup> hasta agotamiento completo a los  $\sim 17$  días.

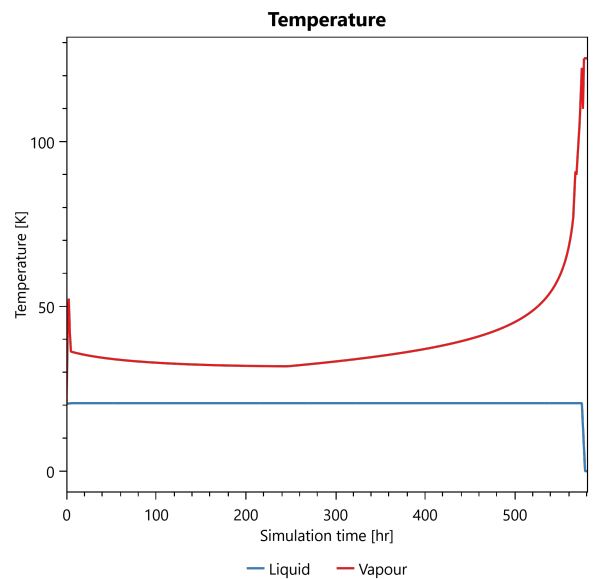


(d) Tasa de boil-off estabilizada en  $\approx 5,58 \times 10^{-6}$  kg/s, equivalente al 6.18 %/día.

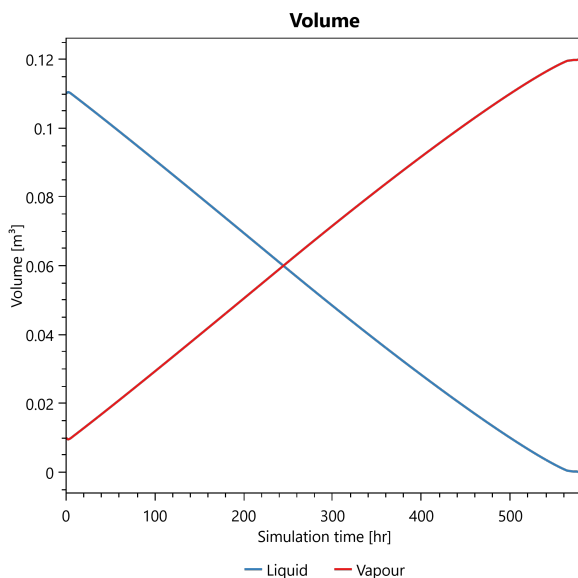
Figura 55: Resultados de simulación para la configuración MN3 ( $Q = 3,6$  W).



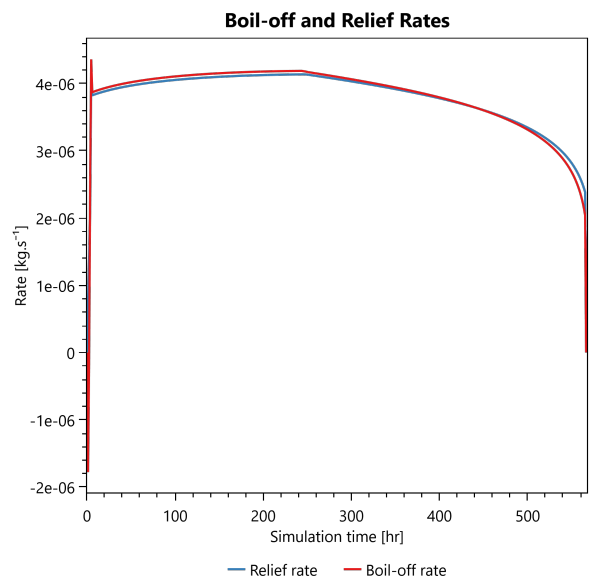
(a) Presión interna: parte en 0.101 MPa y se estabiliza en la presión de alivio de 0.11 MPa tras un breve transitorio.



(b) El líquido se mantiene a 20.65 K; el vapor alcanza  $\approx 35$  K en régimen estacionario.



(c) Volumen líquido decrece linealmente desde 0.11 m<sup>3</sup> hasta agotamiento completo a los  $\sim 23$  días.



(d) Tasa de boil-off estabilizada en  $\approx 3,91 \times 10^{-6}$  kg/s, equivalente al 4.33 %/día.

Figura 56: Resultados de simulación para la configuración MN4 ( $Q = 2,4$  W).