



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
INGENIERÍA MECÁNICA–MECÁNICA APLICADA

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA INTERNA DE UN GASKET CON  
CONTROL DE DEFORMACIÓN UTILIZANDO MATERIALES AUXÉTICOS  
PARA UNIONES TIPO ESPIGA-CAMPANA

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:  
ARTURO ALEJANDRO MARTÍNEZ MENDOZA

TUTOR  
FERNANDO VELÁZQUEZ VILLEGAS, FACULTAD DE INGENIERÍA

MÉXICO, D. F. Marzo 2019

**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: Dr. González González Leopoldo A.

Secretario: Dr. Espinosa Bautista Adrián

Vocal: Dr. Velázquez Villegas Fernando

1<sup>er</sup>. Suplente: Dr. Cuenca Jiménez Francisco

2<sup>do</sup>. Suplente: Dr. Sánchez Arévalo Francisco M.

Ciudad Universitaria, Ciudad de México.

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Velázquez Villegas Fernando

**FIRMA**

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'F. Velázquez Villegas', is written over a horizontal dashed line.

## Tabla de contenido

DEDICATORIA.....	2
AGRADECIMIENTOS.....	3
INTRODUCCIÓN .....	4
CAPÍTULO 1.....	5
<b>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b> .....	5
CAPÍTULO 2.....	9
<b>ANTECEDENTES</b> .....	9
CAPÍTULO 3.....	14
<b>DISEÑO</b> .....	14
CAPÍTULO 4.....	54
<b>CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO</b> .....	54
ANEXO A.....	56
REFERENCIAS.....	57
BIBLIOGRAFÍA.....	59

## *DEDICATORIA*

*Dedico este trabajo a mi familia y amigos.*

*Con especial cariño se lo dedico a mi madre: Gracias por todo tu apoyo y cariño. Eres mi ejemplo a seguir.*

## *A G R A D E C I M I E N T O S*

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el la beca otorgada para el desarrollo del presente trabajo.

Agradezco a la DGAPA-UNAM por el apoyo recibido para el desarrollo de este trabajo a través del proyecto PAPIIT IN113315.

Un agradecimiento especial al Dr. Velázquez Villegas Fernando por su apoyo y consejos aportados para el cumplimiento del presente trabajo.

Principalmente le agradezco a la UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO (UNAM) por su aportación tangible e intangible a mi constante crecimiento personal y profesional.

## *INTRODUCCIÓN*

El presente trabajo trata sobre el diseño de una estructura interna para un nuevo **gasket** que permite lograr mayores desalineaciones que los que se presentan en el mercado actualmente. Como se verá en el capítulo 2 un **gasket** es un elemento de una junta mecánica que se coloca entre dos partes separables con la finalidad lograr un sello. Para el diseño de la estructura del **gasket** se propone la utilización de materiales auxéticos cuya principal característica es que cuentan con un coeficiente de Poisson negativo. Más adelante veremos que el comportamiento propuesto representa una gran ventaja para la permanencia del sello en una unión mecánica bajo la condición descrita anteriormente. La propuesta se centra en los **gaskets** para una unión del tipo “espiga-campana”, unión que presentan algunos de los sistemas de transporte de fluidos por flujo, en específico se consideran sistemas de transporte de agua potable en el presente trabajo. Actualmente las uniones comerciales tipo espiga-campana permiten una desalineación máxima de 3° para tuberías de 14 a 64 pulg de diámetro nominal. El diseño se modeló numéricamente con la finalidad de verificar el cumplimiento de los objetivos planteados. Para esto el material del **gasket** se modeló como un material hiperelástico, utilizando el modelo **Mooney-Rivlin** con 2 contantes, en una primera etapa y con un modelo de 5 constantes en un análisis al diseño final (en el capítulo 2. Antecedentes se describe el modelo indicado). El **gasket** propuesto será capaz de mantener la presión de contacto mínima especificada entre los elementos que componen la unión en situaciones donde se presenten rotaciones relativas entre los mismos.

La estructura del presente trabajo abarca un primer capítulo dedicado al planteamiento del problema donde se presenta el objetivo y la hipótesis propuestos. Así mismo se plantea la metodología y las herramientas de diseño a utilizar para alcanzar dicho objetivo. El segundo capítulo está dedicado a presentar los antecedentes. Es aquí donde se da información respecto al tipo de uniones encontradas en los sistemas de flujo, se presentan los materiales auxéticos, y se describen las herramientas de diseño. El tercer capítulo abarca los diseños conceptuales con su evaluación y la selección del diseño que cumpla con el mayor porcentaje de los requerimientos planteados. Así mismo, en este capítulo se expone el diseño de detalle de la propuesta obtenida en el proceso de diseño conceptual con la finalidad de obtener la geometría, los materiales y el proceso de manufactura finales a utilizar. Para la evaluación del comportamiento mecánico se utilizó un paquete de análisis numérico llamado **HyperWorks®** que nos permitió simular el comportamiento por medio del método de elementos finitos. Por último, en el cuarto capítulo se presentan los resultados y las conclusiones finales del presente trabajo.

# CAPÍTULO 1

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### Planteamiento

En los sistemas de transporte por flujo utilizados para transportar grandes volúmenes de fluidos tales como agua, petróleo, gas, etc., a grandes distancias, se utilizan tuberías de diversos diámetros y materiales. Estas tuberías pueden instalarse bajo el nivel del suelo, a nivel del mismo, sobre puentes, bajo el mar, etc.; y se conectan entre sí por medio de uniones estandarizadas que deben cumplir con ser herméticas, es decir, no deben presentar fugas desde o hacia el sistema. En la actualidad el tipo de unión espiga-campana resulta muy útil en la práctica debido a que permite instalar las tuberías con mayor rapidez y a un bajo costo. Debido principalmente a estas ventajas el sistema espiga-campana es ampliamente empleado en las instalaciones de los sistemas de transporte de fluidos. Dentro de sus ventajas está la de permitir absorber movimientos generados por asentamientos diferenciales, mareas (en el caso de instalaciones submarinas), cambios de temperatura, movimientos sísmicos, etc., además de ser el sistema más simple para su instalación.

Dependiendo del tipo de **gasket** se puede absorber cierta cantidad de movimiento relativo entre los tubos unidos, el cual es indicado por el fabricante, sin sufrir pérdida de hermeticidad, sin embargo, si se sobrepasa este límite se puede perder el contacto entre el **gasket** y la espiga-campana en la unión, generando pérdida de hermeticidad con los consecuentes riesgos ambientales y/o de seguridad.



Figura 1.1. Ilustración de una tubería de transporte por flujo, tubería en el centro, instalada bajo el nivel del suelo.

Recuperado de: <http://www.omnisens.com/ditest/3411-pipelines-pim.php>

Los **gaskets** comerciales presentan un límite de desalineación permitida entre los elementos de la unión, que en el siguiente capítulo se describirá más a detalle, antes de perder la hermeticidad de la unión. Durante la vida de operación de las tuberías pueden llegar a presentarse fenómenos naturales que involucren movimientos que provoquen una desalineación de tal magnitud que se sobrepasen los límites impuestos por el fabricante. Estos fenómenos pueden ser asentamientos de terreno provocados por terremotos, deslaves, etc.; o grandes mareas en el caso de instalaciones submarinas.

Otra fuente de desalineación es debida al diseño del trazado de las líneas de transporte. En este caso las trayectorias pueden girarse con el fin de direccionarlas hacia el destino que se requiera o para evitar ciertos obstáculos físicos que se presenten en el terreno.

Hasta este punto es claro que entre mayor sea el límite de desalineación se podrá tener un margen mayor de prevención de riesgo por pérdida de la hermeticidad en el sistema.

La propuesta del presente trabajo es la de diseñar una estructura interna de un **gasket** con un comportamiento que permita mayores desalineaciones de la unión, comparadas con los **gaskets** comerciales sin que se pierda la hermeticidad. Esta estructura permitirá que el **gasket** se expanda ante una desalineación de la unión de la tubería, dentro de un margen indicado. A este comportamiento le llamamos “Deformación controlada” y el parámetro de control es el coeficiente de Poisson. Para lograr este comportamiento se propuso un material llamado auxético cuyas características se describirán a detalle en el siguiente capítulo.

## **Objetivo**

El objetivo principal del presente trabajo es el de diseñar la estructura interna de un **gasket** con control de la deformación para una unión tipo espiga-campana que permita una desalineación de por lo menos el doble de lo indicado para una unión tipo push-on, es decir  $6^\circ$ , entre sus elementos sin pérdida de presión de contacto mínima especificada entre los mismos.

## **Alcance**

Se diseñará la estructura interna de un nuevo **gasket** que cumpla con el objetivo planteado mediante la variación de su coeficiente de Poisson considerando solamente la presión ejercida entre las superficies



de los elementos de la unión. No se consideran requisitos químicos ni ambientales ni análisis de fatiga o abrasiones de cualquier naturaleza en el **gasket**.

## **Hipótesis**

La estructura auxética propuesta para el **gasket** permitirá que a la desalineación propuesta, los elementos de la unión espiga-campana se mantengan en contacto entre sí con una presión suficiente para permanecer hermética bajo las especificaciones dadas.

## **Metodología**

Para el desarrollo del presente trabajo se llevaron a cabo las siguientes etapas:

1. Investigación
  - a. Del funcionamiento de las uniones espiga-campana en los sistemas de transporte por flujo
  - b. Del estado del arte en los tipos de **gaskets** utilizados en la industria para este tipo de uniones
  - c. Del funcionamiento de los materiales auxéticos.
  - d. Del método de los elementos finitos.
  - e. De las herramientas de diseño mecánico disponibles.
2. Diseño conceptual
  - a. Propuesta de conceptos de estructuras internas para su evaluación y posterior selección de un único concepto.
3. Diseño de detalle.
  - a. A partir del concepto seleccionado se realizó el diseño de detalle para su análisis y evaluación.

## **Requerimientos de diseño iniciales**

Los requerimientos de diseño considerados inicialmente que se deben cumplir para el **gasket** diseñado son:

1. Deberá permitir una rotación mínima de por lo menos el doble de lo indicado para una unión tipo push-on, es decir  $6^\circ$ , del componente campana con respecto al componente espiga sin pérdida de contacto entre el **gasket** y los mismos.
2. Se adecuarán las dimensiones del **gasket** a una tubería de hierro dúctil de 30 pulg de diámetro nominal para un sistema de transporte de flujo a presión.

3. Se utilizará un elastómero como material de fabricación debido a su propiedad elástica que le permite presentar extensiones de más de 300% de su longitud inicial.
4. Deberá soportar una presión de trabajo de Clase 150 (150 Psi o 1.03 MPa) de acuerdo a lo indicado por el AWWA (American Water Works Association).
5. Se tomará como base la norma ANSI/AWWA C111/A21.11-12. Rubber-Gasket Joints for Ductile-Iron Pressure Pipe and Fittings.

## CAPÍTULO 2

### ANTECEDENTES

#### Sistemas de transporte por flujo

Los sistemas de transporte por flujo se utilizan principalmente para aplicaciones a presión y a gravedad. Esto implica el transporte de agua potable, petróleo, gas y otras sustancias químicas, en el caso de flujo a presión y aguas residuales de origen doméstico y/o industrial, y/o aguas de origen pluvial, en el caso de flujo por gravedad. La principal diferencia se encuentra en la presión de trabajo para el transporte de las sustancias. En los sistemas de flujo a gravedad se aprovecha la diferencia de alturas en el terreno como fuente de presión necesaria para el transporte de la sustancia de trabajo, aunque también se suelen utilizar sistemas de bombeo para su elevación en zonas con diferenciales de altitudes.

En el caso de los sistemas de flujo a presión se utilizan sistemas de bombeo para el transporte del fluido de trabajo. Las presiones de trabajo en los sistemas a presión dependen de los diámetros nominales de las tuberías y de los materiales de los que estén fabricadas. En el caso de tubería de hierro dúctil para conducción de agua potable la AWWA las clasifica por clases que van desde la clase 150 a la clase 350, con incrementos de 50. Estas clases corresponden al valor de la presión de trabajo en psi [1].



Figura 2.1. Tramos de un sistema de transporte por flujo instalado a nivel del suelo. Recuperado de: [https://es.made-in-china.com/co\\_zlrcpipe/product\\_Drinking-Water-and-Waster-Water-Drainage-HDPE-250mm-Diameter-Pipe\\_eiuggnyry.html](https://es.made-in-china.com/co_zlrcpipe/product_Drinking-Water-and-Waster-Water-Drainage-HDPE-250mm-Diameter-Pipe_eiuggnyry.html)

Estos sistemas se componen principalmente de tuberías y de uniones pero también pueden comprender conexiones, válvulas, desviaciones, pozos de visita, centrales de bombeo, tomas y descargas, etc. Es importante que durante su vida útil el sistema sea hermético, es decir, que no

presente fugas de la sustancia que transporte hacia el exterior ni que permita que entren partículas hacia el interior del mismo.

Las tuberías comerciales que se emplean para este tipo de sistemas son fabricadas en longitudes que pueden ir desde dos hasta seis metros de longitud, pudiendo pedirse en longitudes especiales a petición del cliente. Para formar los sistemas de flujo, las tuberías se pueden unir mediante diversos métodos, entre los que se encuentran la soldadura (para tuberías metálicas), la termofusión y electrofusión (para tuberías plásticas), el roscado, la unión mediante bridas, el cementado y el acoplamiento tipo espiga-campana, etc.

En cuanto a los materiales para la fabricación de las tuberías abarcan los de tipo metálicos, los cerámicos, los plásticos y los materiales compuestos; y su elección se basa en factores tales como la presión de trabajo, el tipo de sustancias que serán transportadas, las condiciones de instalación, además de otros factores que se presenten debidos a los requerimientos del proyecto.

La mayor parte de las tuberías operan en condiciones de trabajo en las que su instalación involucra su confinamiento subterráneo. En el caso de tuberías fabricadas con materiales elásticos, esta condición de instalación subterránea presenta una distribución de cargas sobre las mismas que generan que se presente una deformación elástica importante. Con base en esta condición de deformación elástica las tuberías se pueden clasificar en tuberías rígidas y tuberías flexibles: una tubería rígida permite una deformación máxima del 2% de su diámetro nominal, mientras que una flexible permite una deformación mayor del 2% [2]. Las tuberías de hierro dúctil permiten una deformación de 2 a 5% de su diámetro según el tipo de recubrimiento interno [3].

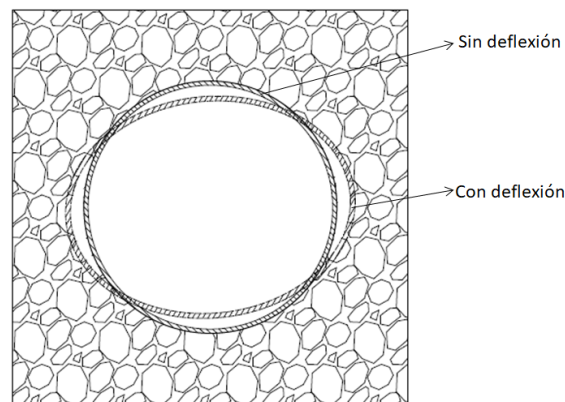


Figura 2.2. Tubería subterránea sin y con deflexión elástica. Imagen ilustrativa.

La deformación elástica que puede sufrir la tubería es un parámetro importante y es uno de los factores principales de la pérdida de hermeticidad en las uniones. Otro de los factores para la pérdida de hermeticidad, muy importante y el cual es abordado en el presente trabajo, es la desalineación relativa de los elementos de la unión.

El presente trabajo se centra en las tuberías de hierro dúctil con una deformación máxima de 2% de diámetro para el diseño del **gasket** propuesto, considerando como factor principal de la pérdida de hermeticidad a la debida a una desalineación relativa de los elementos de la unión. La desalineación, como se comentó anteriormente, puede generarse por factores como los asentamientos del terreno donde se instala el sistema, por las mareas en instalaciones subacuáticas o por los trazos del diseño especificados.

### **Sistemas de unión en aplicaciones para flujo**

Las principales especificaciones que deben cumplir los sistemas de unión son las de dar continuidad al flujo de la sustancia transportada y evitar la pérdida de la hermeticidad. Como ya se mencionó existen diversos sistemas de unión, sistemas que presentan una serie de ventajas y desventajas. Dentro de estos sistemas de unión, entre los más importantes se encuentran:

**Unión mediante soldadura:** la soldadura se utiliza mediante la aplicación localizada de calor en los extremos a unir y mediante la aportación de material. Se puede aplicar mediante atmósfera controlada dependiendo de los materiales a unir. Dentro de las ventajas se tienen que aseguran la continuidad de flujo y la hermeticidad de la unión sin embargo este tipo de unión es muy rígida además de ser costosa y compleja.

En esta categoría se encuentran la termofusión y la electrofusión que se aplican para el caso de tuberías plásticas. El primero es muy similar al ya comentado pero aplicado a materiales plásticos y el segundo se basa en la aplicación de corriente eléctrica como activación de la fusión, también para tuberías plásticas.

**Unión mediante bridas:** esta unión se realiza por medio de anillos con barrenos distribuidos (bridas) colocados en los extremos de cada tubería. Estos anillos pueden soldarse, barrenarse, cementarse, pueden estar integrados a la tubería, etc.

Los elementos principales en este tipo de unión, además de las bridas, son pernos y tuercas para mantener la unión pero además de estos un elemento indispensable para mantener la hermeticidad son los llamados **gaskets**. Estos **gaskets** se colocan entre las caras de las bridas y su finalidad es la de sellar cualquier imperfección mecánica presente en las mismas, esto mediante su apriete por medio de los pernos y las tuercas. Los **gaskets** pueden ser metálicos o no metálicos y ser lisos o con diferentes geometrías y acabados.

Las principales ventajas de este tipo de unión son la de contar con una relativa facilidad de ensamble y desensamble así como una buena hermeticidad en condiciones de alta presión, sin embargo son uniones rígidas, sus costos son elevados y su tiempo de montaje es relativamente grande.

**Unión tipo espiga-campana:** otro tipo de unión es la llamada unión tipo espiga-campana, Figura 2.3. Este sistema consta de tres elementos principales: la campana, la espiga y el **gasket**. Los dos primeros forman parte de los extremos de la tubería.

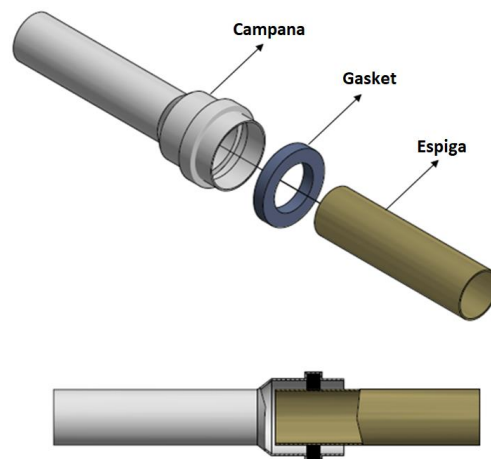


Figura 2.3. Sistema de unión espiga-campana con inserción del **gasket** en la campana.

Esta unión se realiza mediante la inserción de la espiga dentro de la campana. El **gasket** se ubica entre ambos con una precarga radial a compresión y puede insertarse tanto en la espiga como en la campana. La geometría y materiales de estos elementos varían en función de los requerimientos a cumplir.

Las ventajas presentes en este tipo de unión son: la facilidad y el tiempo de ensamble, economía, capacidad de desplazamientos lineales y angulares entre la espiga y la campana sin perder hermeticidad.

Se reportan presiones de trabajo de hasta 1000 psi en presión interna, 430 psi en presión externa y 14 psi en presión negativa.

Se encuentran dos tipos de uniones. La llamada Fastite® y la llamada Tyton®, ambas son marcas registradas que difieren en la configuración. Este tipo de unión presenta una desalineación permisible de hasta 5° para tuberías de 3 a 12 pulgadas de diámetro, y de 3° para tuberías de 14 a 64 pulgadas de diámetro.

Dentro de esta gama también es posible encontrar uniones con sistema de restricción como insertos de acero inoxidable colocados en un arreglo espaciado alrededor del **gasket**. Dentro de sus funciones se presenta la restricción al movimiento horizontal de un tubo con respecto a otro debido a presiones de empuje. También existen uniones especiales con sistemas de restricción externos.

La presión de trabajo para el caso de uniones con sistema de restricción se encuentra hasta de 450 psi o 350 psi, dependiendo del diámetro.

Como se mencionó anteriormente este tipo de uniones pueden sufrir desalineaciones entre las partes de sus componentes (Figura 2.4) debidas a situaciones de asentamientos en los terrenos o por las mareas en caso de instalaciones submarinas o también puede deberse al diseño de los sistemas en lugares donde se requiere un cambio de dirección de la línea de trazo debido al terreno. Es por lo anterior que este tipo de uniones permite un ángulo máximo de desalineación entre sus componentes, dado por los fabricantes, asegurando la hermeticidad de la unión en cuestión.

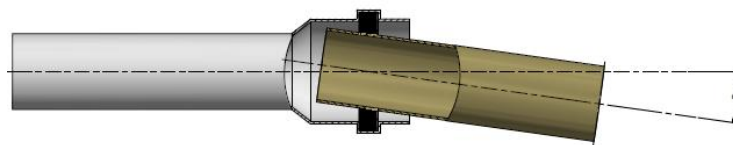


Figura 2.4. Desalineación de  $\alpha$  grados entre la espiga y la campana.

La unión tipo espiga-campana comprende las uniones mostradas en la Figura 2.5. En la tabla se muestran los valores máximos permisibles de la deflexión según el tipo de unión.

## Uniones mecánicas

Tienen dimensiones estandarizadas según se especifica en [1]. Está disponible para tuberías de diámetro de 3 hasta 48 pulgadas. Utiliza el principio de retén y collarín.

La unión consta de cuatro partes: una brida de fundición en la campana, un **gasket** elastomérico que se fija en la campana, un collarín seguidor o retén para comprimir el **gasket** y tornillos y tuercas para fijar la unión. El ensamble es un poco más laborioso en comparación con la unión tipo de empuje. La desalineación permisible depende del diámetro de la tubería: 8° para 3 y 4 pulgadas, 7° para 6 pulgadas, 5° para 8, 10 y 12 pulgadas, 3.5° para 14 y 16 pulgadas, 3° para 18 y 20 pulgadas y 2° para 24 pulgadas.

### Unión de Bola-campana.

Este tipo de unión se utiliza en aplicaciones subacuáticas. Consiste de una bola maquinada de precisión que embona dentro de una campana maquinada, de un **gasket** elastomérico que provee un sello hermético a presión y de un anillo de retención que proporciona una sujeción longitudinal. La desalineación permisible de la unión es de 15° en tamaños de tubería de hasta 24 pulgadas, en tamaños de 30 y más pulgadas el ángulo varía de 12° a 15°.

El caso de la unión bola y espiga es la que permite un mayor grado de desalineación. Esta última se utiliza en aplicaciones submarinas y es más costosa en comparación con las otras dos. El diseño propuesto en este trabajo toma como referencia la máxima desalineación de la unión **Push-on**.



UNIÓN TIPO ESPIGA-CAMPANA		
TIPO		Desalineación máxima en grados
PUSH-ON		3
		
JUNTA MECÁNICA		2
BOLA Y ESPIGA		12 a 15
		



Figura 2.5. Tipo de unión espiga-campana con el ángulo de desalineación máximo permisible para tuberías de 30 pulgadas de diámetro nominal. Se muestra en código de colores los componentes de la unión. Para el caso de la unión bola y espiga el componente bola corresponde a la espiga.



## **Norma ANSI/AWWA C111/A21.11-12. Rubber-Gasket Joints for Ductile-Iron Pressure Pipe and Fittings**

Esta norma describe los requisitos básicos a considerar en el diseño de las uniones con **gaskets** elastoméricos utilizadas para tuberías de hierro dúctil a presión y accesorios, válvulas, hidrantes y otros componentes de hierro dúctil y de hierro gris para agua potable, aguas residuales y servicios de suministro de agua recuperada.

Aborda las uniones mecánicas, que se usan para tuberías desde 3 pulg hasta 24 pulg y para accesorios desde 3 pulg hasta 48 pulg, uniones Push-on (consideradas como uniones espiga-campana en el presente trabajo) diseñadas para tuberías y accesorios desde 3 pulg hasta 64 pulg, uniones bridadas para tuberías y accesorios desde 3 hasta 64 pulg y uniones especiales modificadas a partir de las uniones mecánicas y a partir de las tipo Push-on. Especifica los materiales de los **gaskets** para los diferentes tipos de uniones mencionadas.

En esta norma se indica la presión de trabajo nominal para los tipos de unión descritos anteriormente. En específico se presentan las presiones nominales de trabajo para las uniones espiga campana que deberán cumplir o exceder. En el caso de una unión de 30-64 pulg de diámetro nominal se especifica una presión nominal de 200 Psi (1.38 MPa).

También se especifica que el ensamble será sometido a una prueba de presión hidrostática igual a una presión mínima igual a dos veces la presión de trabajo nominal mínima indicada, es decir, de por lo menos 400 Psi (2.76 MPa). La duración de la prueba será de 10 segundos y la unión no debe presentar fugas durante el ensayo.

### **Requisitos de los gaskets**

Como se comentó anteriormente los **gaskets** se utilizan principalmente en el tipo de unión mediante bridas y en el tipo espiga-campana. En ambos casos el **gasket** es el encargado de asegurar la hermeticidad.

Czernik [4] define al **gasket** como un material o combinación de materiales que se colocan entre dos miembros separables de una junta mecánica. Su función es efectuar un sellado entre los miembros y mantenerlo por un periodo prolongado. El sello debe ser impermeable y resistente al medio de trabajo, capaz de soportar la temperatura y la presión de trabajo.

Los principales requisitos a cumplir son:

- Resistencia al calor y a las condiciones del medio de trabajo.
- Impermeabilidad del material del **gasket** y entre el **gasket** y los miembros a unir.
- Amoldabilidad a las condiciones de acabado superficial de los elementos a unir.
- Amigable para el medioambiente
- Reducción o control de la distorsión de los elementos a unir.
- Ajuste a la expansión y contracción térmicas.
- Recuperación elástica adecuada.
- Minimización de la pérdida de torsión.
- Transferencia de calor según se requiera.
- Tolerancia de cierre.
- Aislamiento térmico y/o acústico, según se requiera.
- Antiadherencia.
- Maquinabilidad.
- Cumplimiento de los ensayos de verificación del cliente.
- Adaptable a la condiciones de ensamble.
- Reciclable.

Además de estos, las principales propiedades del material a utilizar son:

- Compatibilidad química con el medio a sellar.
- Resistencia al calor debido al medio a sellar.
- Sellado.
- Compresibilidad o macroconformabilidad para ajustarse a las distorsiones y ondulaciones de los elementos a unir.
- Microconformabilidad para tomar la forma de las irregularidades de las superficies finales de los elementos a unir.
- Relajación de esfuerzos para soportar el esfuerzo aplicado y mantener el sellado por un tiempo prolongado.
- Resistencia a la erosión.
- Resistencia a la compresión.
- Resistencia a esfuerzo cortante.
- Flexibilidad.
- Antiadherencia.
- Conductividad térmica según la aplicación.
- Resistencia a la corrosión
- Estabilidad dimensional.
- No debe ser tóxico.
- Uniformidad en cuanto al espesor, densidad y acabado superficial.

En cuanto a los materiales utilizados para la fabricación de los **gaskets** en las uniones espiga-campana, de acuerdo a la AWWA se recomienda utilizar el butadieno-estireno, SBN (por las siglas en inglés de Styrene Butadiene Rubber) o el Etileno Propileno Dieno Metileno, EPDM (por sus siglas en inglés de Ethylene Propylene Diene Methylene). Sin embargo se permite utilizar otro tipo de material de acuerdo a la selección del fabricante siempre y cuando se cumplan las especificaciones dadas en la norma ANSI/AWWA C111/A21.11-12. Estas especificaciones se muestran en la Tabla A.1 del anexo A. En el caso de **gaskets** utilizados en aplicaciones especiales se pueden tener propiedades físicas diferentes a las indicadas en la Tabla.

Los **gaskets** en las uniones entre tuberías se instalan con una precarga inicial de compresión radial que depende del diseño del fabricante para conseguir un sello en la unión y volverla hermética. Durante la compresión del **gasket** se pueden desarrollar esfuerzos cortantes importantes que pueden llevar a una fractura en el caso de los **gaskets** elastoméricos sólidos si se sobrepasa un valor límite. Es por lo anterior que se debe limitar la cantidad de compresión a un rango establecido por el fabricante.

Lo anterior se debe a una propiedad física de los elastómeros llamada compresibilidad. Esta propiedad se refiere a la resistencia a la compresión y se puede definir como la reducción de volumen por presión unitaria de compresión. Al tener los elastómeros un coeficiente de Poisson cercano a  $\frac{1}{2}$  estos son casi incompresibles, es decir que su volumen no presenta cambios, por lo que los **gaskets** tradicionales fabricados con este material necesitan un espacio adecuado perpendicular a la dirección de la precarga para que permita la expansión lateral del **gasket**, Figura 2.6.

El diseño que se propone en este trabajo contará con un coeficiente de Poisson negativo ( $\nu$ ). Este cambio de valor de  $\nu$  cambia su resistencia a la compresibilidad, lo que se traducirá inicialmente a no depender del espacio inicial perpendicular a la dirección de la carga mencionado. También se permitirá tener un incremento en la capacidad a cortante ya que como se verá en la siguiente sección el contar con un  $\nu$  negativo implica un aumento del módulo a cortante que se traduce a la precarga a compresión no dependerá de una posible fractura debida al cortante inducido en el **gasket**.

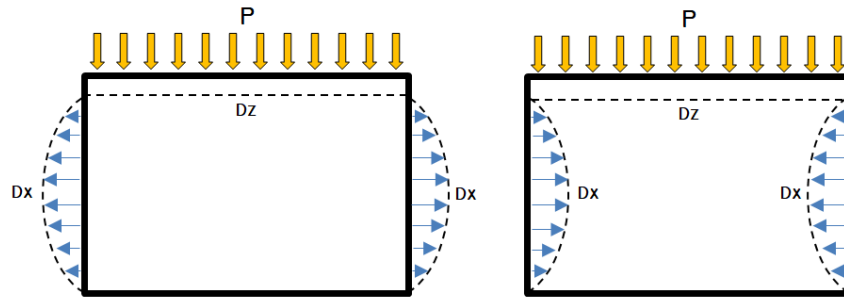


Figura 2.6. Se presenta la sección transversal del caso de un disco elastomérico con coeficiente de Poisson aproximadamente igual a  $\frac{1}{2}$  (incompresible) sometido a compresión (izquierda) y de un disco elastomérico con un coeficiente de Poisson negativo (derecha). Las líneas discontinuas representan la forma transversal del disco después de la compresión. En el primer caso el desplazamiento  $Dx$  deberá ser igual al desplazamiento  $Dz$  para conservar el volumen del disco por lo que se requiere un espacio perpendicular a la dirección de la carga  $P$  que sea adecuado para permitir la expansión del mismo. En el segundo caso el desplazamiento  $Dx$  es en sentido contrario por lo que el espacio perpendicular no es necesario.

### **Materiales auxéticos**

Los materiales auxéticos (nombrados así por K.E. Evans [5]) son materiales sólidos con un coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) negativo. Estos materiales se caracterizan respecto a su respuesta ante la aplicación de una fuerza, al someterse a una condición de tracción presentan una expansión en la dirección perpendicular a la de la aplicación de la carga y cuando se cambia a una condición de compresión su desplazamiento perpendicular cambia de dirección. A este comportamiento se le llama auxético, en la Figura 2.7 se ilustra este comportamiento. Una de las características principales y la mayormente importante para el presente trabajo es la de que su comportamiento se traduce en un incremento inusual en el volumen del material al someterse a un estado de tracción y, viceversa, a una disminución inusual de su volumen al someter a un estado de compresión.

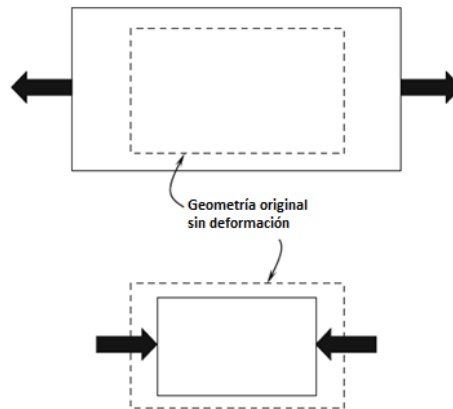


Figura 2.7. Comportamiento auxético en un modelo 2D donde se muestra que al someterse a tensión (imagen superior) se expande lateralmente y al someterse a compresión (imagen inferior) se contrae lateralmente. *Imagen tomada de: Lim, Cheng. Auxetic Materials and Structures.*

Este comportamiento está dado por la geometría de los sólidos y el principal mecanismo por el que se presenta es la rotación relativa de sus elementos. En la Figura 2.8 se muestran diferentes geometrías 2D que presentan un comportamiento auxético, es decir que todas tienen un coeficiente de Poisson negativo. La estructura a. se conoce como estructura reentrante triangular y su comportamiento auxético depende de la longitud de sus brazos y del ángulo entre los mismos. La estructura b. es conocida con una estructura reentrante hexagonal y su comportamiento auxético depende de la longitud de sus brazos, del espesor de los mismos y del ángulo entre el brazo inclinado y la vertical. La estructura c. se conoce como tipo chiral hexagonal y la estructura d. como anti- tetrachiral. La estructura e. es conocida como polímero cristalino líquido (LCP, por sus siglas en inglés), cuando las cadenas, representadas por las líneas delgadas, se someten a tracción las barras perpendiculares a las cadenas, representadas por las líneas gruesas, se orientan en la dirección perpendicular al de la aplicación de la carga. Por último, la estructura f. se conoce como una de cuadros giratorios. Estas estructuras son sólo algunas de las reportadas que cuentan con una configuración 2D. Estas estructuras se pueden adaptar para obtener estructuras 3D.

Este tipo de materiales con un comportamiento auxético se pueden encontrar en la naturaleza (como es el caso de la  $\alpha$ -cristobalita, SiO<sub>2</sub>) pero también se pueden fabricar artificialmente como en el caso de las esponjas poliméricas donde a un prisma rectangular es sometido a compresión a lo largo de sus tres ejes principales y se le aplica calor mientras se mantiene la presión [6].

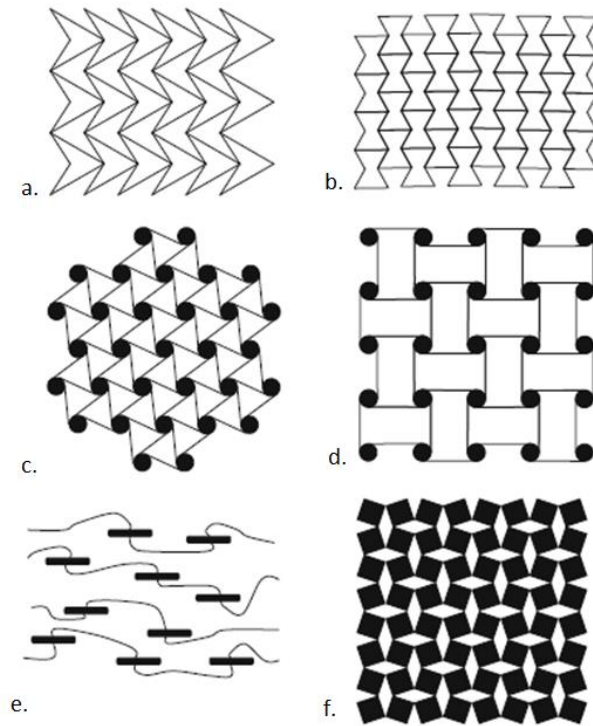


Figura 2.8. Modelos 2D que presentan un comportamiento auxético. Presentan una expansión en la dirección perpendicular a la de la carga, en el caso de una condición a tracción y una contracción en el caso de una condición a compresión. Lim, C. 2015. *A few highly simplified geometries that give auxetic behaviour* (Figura). Recuperado de *Auxetic Materials and Structures*. Springer, 2015.

El concepto de una constante elástica que relaciona el cambio de longitud en cierta dirección, en la que se aplica una carga, con el cambio de longitud en la dirección perpendicular a la de la aplicación de esa carga en un material fue introducido en 1827 por Siméon Denis Poisson (1781-1842). Sin embargo, con el modelo que propuso obtuvo un valor de  $\frac{1}{4}$  para todos los materiales.

Después de una serie de experimentos llevados a cabo para obtener el valor de esta constante elástica por parte de personas como: Guillaume Wertheim (1815-1861), quien obtuvo valores diferentes en el caso de tubos de vidrio y de metal; A. T. Kupffer (1799-1865); Franz Ernst Neumann (1798-1895) quien asumió que el coeficiente elástico no permanece constante y que depende de la naturaleza del material; Gustav Robert Kirchhoff (1824-1887), quien obtuvo valores diferentes para barras de latón y de acero; Barré de Saint-Venant (1797-1886); Marie Alfred Cornu (1841-1902); Woldemar Voigt (1850-1919); etc, fué Eduard August Gruneisen en 1908 quien por primera vez determinó el coeficiente de Poisson experimentalmente como la razón de la deformación lateral entre la deformación longitudinal en una prueba de tensión uniaxial [7].

Esta constante elástica es el **coeficiente de Poisson** y se define como la razón de la deformación transversal entre la deformación axial en un material elástico sujeto a esfuerzos uniaxiales, a este coeficiente, convencionalmente, se le coloca un signo negativo con el fin de obtener una constante positiva ya que al someterse a tracción el material presenta una expansión en la misma dirección pero una contracción en su sección lateral y viceversa. Se tiene entonces que el coeficiente de Poisson de un material en su rango elástico sujeto a una carga uniaxial en la dirección  $i$  es igual a:

$$\nu_{ij} = -\frac{\epsilon_j}{\epsilon_i} \quad (2.1)$$

Dónde:

$\epsilon_j$  = Deformación en la dirección perpendicular a la dirección de la aplicación de la carga.

$\epsilon_i$  = Deformación en la dirección de aplicación de la carga

De la teoría de la elasticidad y debido a restricciones termodinámicas [8] se encuentra que los límites para el coeficiente de Poisson de un sólido isotrópico son:

$$-1 \leq \nu \leq 0.5$$

Se ha encontrado que  $\nu$  es una propiedad independiente de la escala; esto es, el mecanismo de deformación puede darse en cualquier rango de escala, desde una escala nano (nivel molecular) hasta un nivel macro.

El coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) es una de las propiedades fundamentales para describir el comportamiento mecánico de los sólidos junto con el módulo de elasticidad ( $E$ ), el módulo a cortante ( $G$ ) y el llamado bulk modulus ( $K$ ); al modificar este coeficiente se puede mejorar el rendimiento mecánico adaptando la estructura a las condiciones que se requieran.

Para un material isotrópico con dos módulos de los anteriormente nombrados se pueden obtener los otros dos mediante las siguientes relaciones.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.2)$$

$$E = \frac{9KG}{(3K+G)} \quad (2.3)$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (2.4)$$

$$\nu = \frac{1}{2\left(\frac{3K-2G}{3K+G}\right)} \quad (2.5)$$

En general como se ha mencionado anteriormente cada material tiene un  $\nu$  particular que describe sus propiedades mecánicas. Para un sólido con  $\nu = 1/2$  se presenta una condición de incompresibilidad donde no habría cambio de volumen en el sólido,  $K$  tendería a un valor infinito como se puede observar en 2.4 si se sustituye este valor de  $\nu$ , materiales como los elastómeros presentan un  $\nu$  cercano a este valor. En el caso de un  $\nu = 0$  se tiene que ni el área, ni la forma de la sección transversal a la dirección de aplicación de la carga sufrirían cambios, en este caso el caucho se acerca a esta condición ya que su  $\nu$  está muy cercano a un valor igual a cero.

En el caso de los materiales auxéticos de (2.2) se puede observar que si  $\nu$  se aproxima a -1 el módulo cortante  $G$  aumenta considerablemente. Esta es una de las propiedades que presentan estos materiales. Además de que en este caso una expansión en una dirección provocaría una expansión igual en su dirección perpendicular llevando a una deformación dilatacional y viceversa [6]

Se ha encontrado que los materiales auxéticos presentan mejoras en ciertas propiedades mecánicas, tal como un incremento en la resistencia a la fractura en deformación plana y un incremento en el módulo a cortante, resistencia a la indentación, tenacidad a la fractura y buena respuesta acústica.

Como ejemplo el polietileno de ultra alta densidad (UHMWPE) con comportamiento auxético presenta una mejora en su resistencia a la indentación hasta en un factor de tres comparado con uno convencional [6].

En cuanto a sus aplicaciones se utilizan en el campo biomédico como dilatantes para abrir cavidades de arterias mediante la expansión lateral, como piel artificial, como unidades de liberación de fármacos, como implantes quirúrgicos donde se requiere una estructura similar a la que presentan los huesos, etc. En el campo aeroespacial se pueden aplicar a paletas de turbinas para gas, como protección térmica, como paneles de alas, como remaches, como absorbentes de vibraciones, etc. En el campo automotriz tiene aplicaciones como parachoques, como amortiguadores, como tornillos, etc. En el campo militar tienen aplicación como cascos, como chalecos antibalas, como guantes, etc. También se encuentran aplicaciones en ropa deportiva, compuestos reforzados con fibras auxéticas [9]. K. Evans [10] menciona su posible utilización en **gaskets** de uniones bridadas.



En la actualidad se pueden crear diversas estructuras con comportamiento auxético que varían en cuanto a la geometría, en su mecanismo de deformación y en su escala [11]. Con ayuda de técnicas de manufactura recientes como la manufactura aditiva se permite utilizar un rango amplio de diseños con diferentes tipos de materiales metálicos, poliméricos y cerámicos para su fabricación, en el caso de materiales poliméricos se pueden fabricar utilizando técnicas como la inyección y la extrusión con las limitaciones que pueden presentar dichas técnicas de manufactura.

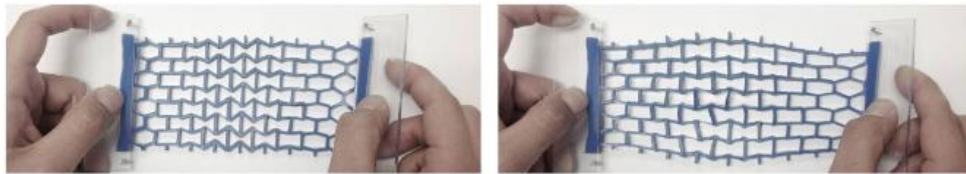


Figura 2.9. Ejemplo de material auxético con una estructura reentrante al aplicar una carga de tensión se puede observar que mediante rotaciones de sus componentes la estructura se expande en la dirección perpendicular a la dirección de la carga aplica.

*Recuperado de: [http:// daekwonpark.com/ portfolio/ poisson-distribution/](http://daekwonpark.com/portfolio/poisson-distribution/)*

Como ejemplos de estructuras auxéticas 3D que se han estudiado se encuentra la propuesta por David Y. Fozdar [12] quien utilizó un sistema de impresión por proyección mediante un dispositivo digital de microespejos o DMD (por sus siglas en inglés de Digital Micromirror Device) para fabricar una estructura auxética tridimensional, basada en una estructura 2D reentrante de  $360\ \mu\text{m}$  por  $241.53\ \mu\text{m}$  de dimensiones generales, de polietilenglicol (PEG) con la finalidad de medir su coeficiente de Poisson.

En el 2013 Richard Critchley [13] reportó la fabricación de una estructura reentrante de una esponja de material polimérico en 3D que presenta un coeficiente de Poisson negativo. La fabricación se realizó mediante la tecnología de manufactura aditiva llamada modelado por deposición fundida, FDM (Por las siglas en inglés de Fused Deposition Modelling), donde se deposita material fundido por medio de una boquilla mediante extrusión.

En 2016 Minghui Fu [14] presenta el análisis numérico de una estructura 3D de tipo reentrante propuesta. Una estructura se fabricó por FDM utilizando Acrilonitrilo Butadieno Estireno (ABS) y se sometió a una prueba de compresión en tres direcciones ortogonales principales  $x$ ,  $y$  y  $z$ . Se comparan los coeficientes de Poisson obtenidos mediante el análisis numérico FEM y mediante el análisis experimental. Los ensayos se realizaron considerando pequeñas deformaciones. Los resultados obtenidos numéricamente fueron muy cercanos a los obtenidos experimentalmente.

En la Figura 2.10 se puede observar una geometría de tipo reentrante hexagonal. La celda unitaria se compone de ocho brazos de espesor  $t$ , dos de longitud  $2h$  y seis de longitud  $l$ . El ángulo reentrante  $\theta$  define el comportamiento auxético de la geometría y debe ser mayor de  $0^\circ$ .

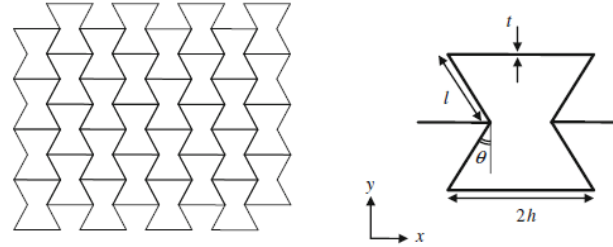


Figura 2.10. Estructura 2D de tipo reentrante con los parámetros de una celda unitaria (derecha). Lim, C. 2015. A 2D re-entrant structure. (Figura). Recuperado de *Auxetic Materials and Structures*. Springer, 2015.

Esta estructura la propuso por primera vez Almgren en 1985 [15]. En su artículo propone una estructura con coeficiente de Poisson igual a -1 y con un módulo cortante  $G$  infinito para lo cual propone agregar un arreglo de brazos extra tal como se puede ver en la Figura 2.11. Este arreglo extra se conecta mediante resortes y collares deslizantes. En el mismo artículo describe una estructura 3D con los mismos valores del módulo cortante  $G$  y del coeficiente de Poisson, Figura 2.12. En esta estructura está buscando que la deformación en la dirección principal 1 de la estructura sea la misma en la dirección ortogonal 2 para el caso de la estructura 2D y la misma en las direcciones ortogonales 2 y 3 para el caso de la estructura 3D.

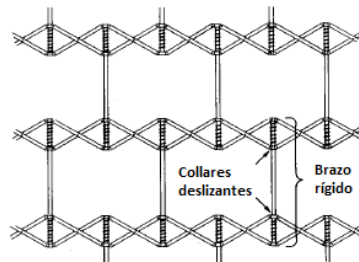


Figura 2.11. Estructura 2D de tipo reentrante con un arreglo de brazos extra colocado en posición transversal y conectados a los brazos verticales de la estructura reentrante básica. Lim, Almgren, Robert F. **Complete two-dimensional structure** (Figura). Recuperado de *An isotropic three dimensional structure with poisson's ratio = -1*. Journal of elasticity, 15, 427-430 (1985).

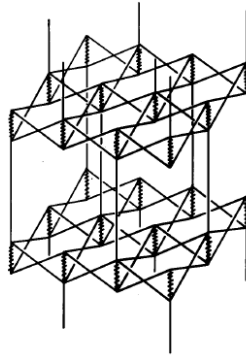


Figura 2.12. Estructura 3D de tipo reentrante con dos arreglos de brazos extra colocado en ambas posiciones ortogonales y conectados a los brazos verticales de la estructura reentrante básica. Lim, Almgren, Robert F. Complete three-dimensional structure (Figura). Recuperado de Anisotropic three dimensional structure with poisson's ratio = -1. Journal of elasticity, 15, 427-430 (1985).

En 1988 Gibson and Ashby [16] mencionan una estructura tipo honeycomb hexagonal de material elastomérico con un ángulo  $\theta$  de  $30^\circ$  sin dar mayores detalles de la misma.

En el presente trabajo se propone el diseño de una estructura interna para un **gasket** en uniones tipo espiga-campana que utilicen los materiales auxéticos. Esto para aprovechar su comportamiento mecánico mejorando el rendimiento de los **gaskets** durante su operación bajo grandes desalineaciones.

### **Método de elementos finitos para problemas no lineales**

Para la verificación de las estructuras propuestas en el diseño del **gasket** se utilizó un análisis numérico computacional. El método seleccionado por su versatilidad fue el llamado Método de los Elementos Finitos (FEM, por las siglas en inglés de Finite Element Method).

El Método de los Elementos Finitos es un método numérico utilizado para obtener soluciones aproximadas a problemas relacionados con geometrías y condiciones de frontera complicadas. Por su versatilidad es el método mayormente utilizado en la industria de desarrollo de software para CAE (Computer Aided Engineering).

De acuerdo con Bhatti [17] la aplicación del método FEM a un problema físico se lleva a cabo mediante seis pasos principales:

1. El desarrollo de ecuaciones para un elemento.

2. La discretización del dominio de solución en una malla compuesta por elementos finitos.
3. El ensamble de las ecuaciones de las ecuaciones del elemento
4. Introducción de las condiciones de frontera
5. Solución en nodos desconocidos
6. Cálculo de la solución y las cantidades relacionadas sobre cada elemento.

En el análisis mecánico estructural se presentan cuatro fuentes posibles de no linealidad:

1. Debida al material. Esta se presenta en el caso de materiales con una relación esfuerzo deformación no lineal, por ejemplo en elastómeros o en materiales dúctiles después del límite elástico, como el acero.
2. Debida a la geometría. Se presenta con cambios en la geometría conforme la estructura se deforma lo anterior ocasionado, principalmente, por grandes desplazamiento. Como ejemplos se encuentran el análisis de llantas de vehículos o en conformado de metales.
3. Debida a restricciones móviles o por restricciones de contacto.
4. Debida a cargas seguidoras. Esta condición se presenta cuando la deformación ejercida por la carga inicial provoca un cambio en la dirección de esta última.

Los análisis que presentan una o más de las fuentes de no linealidad se pueden realizar por medio de un análisis de tipo cuasi-estático. Este tipo de análisis implica que un proceso que ocurre en tiempo real sea simulado como uno infinitamente lento dividido en pasos donde la carga se ingresa por pequeños incrementos. Esto permite resolver la ecuación de equilibrio en cada paso del proceso, despreciando efectos debidos a la inercia o a momentos.

Para resolver problemas no lineales el método más extendido es método Newton-Raphson. En este método los sistemas de ecuaciones linealizados se resuelven por pequeños incrementos de desplazamiento hasta que se cumpla con ciertos criterios de convergencia [18].

Respecto a la no linealidad debida al material en los materiales elastoméricos, estos se consideran como materiales hiperelásticos. Los materiales hiperelásticos se suelen modelar mediante funciones de densidad de energía de deformación. La función mayormente utilizada en elemento finito por su simplicidad y robustez es la del modelo llamado Mooney-Rivlin. Este modelo asume que la densidad de energía de deformación es una función polinomial de las invariantes de deformación principales del

tensor de deformación de Green y requiere de constantes relacionadas con la deformación volumétrica y la deformación distorsional [19].

La fórmula general para materiales incompresibles se puede expresar como:

$$\mu = \sum_{i,j=0}^N C_{ij}(I_1 - 3)^i + C_{ij}(I_2 - 3)^j \quad (2.6)$$

Donde N es igual al número de términos de la función,  $I_1$  e  $I_2$  son las invariantes principales del tensor de deformación de Green. Las constantes elásticas  $C_{ij}$  características del material se pueden obtener mediante ciertos métodos experimentales descritos en [19] y el valor de  $C_{00} = 0$ .

La forma más simple de esta función es cuando sólo se consideran dos constantes, en este caso la función se puede expresar como:

$$\mu_{2C} = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2.7)$$

La funciones con 3, 5 y 9 constantes se expresan como:

$$\mu_{3C} = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) \quad (2.8)$$

$$\mu_{5C} = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{02}(I_2 - 3)^2 \quad (2.9)$$

$$\mu_{9C} = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{02}(I_2 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 + C_{21}(I_1 - 3)^2(I_2 - 3) + C_{12}(I_1 - 3)(I_2 - 3)^2 + C_{03}(I_2 - 3)^3 \quad (2.10)$$

La diferencia entre la utilización de menos o más constantes depende de la curva esfuerzo deformación, entre más puntos de inflexión presente la curva se requieren de mayor número de constantes para ajustarse a la misma [20].

Softwares como Hyperworks® pueden obtener las constantes  $C_{ij}$  mediante regresión si se introduce la curva experimental esfuerzo-deformación del material. Una vez determinadas las constantes, el software proporciona los valores de una curva esfuerzo-deformación teórica que se corresponde con

los valores de las invariantes y de las constantes calculadas por el software. El caso ideal es que esta curva teórica se ajuste a la curva experimental, en el rango de deformación en la que se trabaja.

## *CAPÍTULO 3*

### **DISEÑO**

En este capítulo se presenta el proceso de diseño que se siguió para obtener la estructura de un **gasket** con un comportamiento auxético que cumpliera con el objetivo planteado para una tubería de 30 pulgadas de diámetro nominal. Para este paso se seleccionó una geometría 2D reentrante, Figura 2.7, con características auxéticas reportadas en la literatura como base para obtener una estructura tridimensional. Como primer paso se enlistan las especificaciones que la propuesta debe cumplir. Como segundo paso se presentan los diseños conceptuales y la evaluación de los mismos y por último se muestra el concepto seleccionado y los análisis realizados para verificarlo.

#### **Especificaciones de diseño.**

Las especificaciones que el **gasket** propuesto debe de satisfacer se componen por dos grupos: especificaciones obligatorias y especificaciones opcionales. Las especificaciones que un **gasket** tradicional en un sistema de transporte por flujo en una unión tipo espiga-campana deben cumplir de acuerdo a la normatividad vigente son las obligatorias y las especificaciones adicionales que presentan los **gaskets** comerciales y que dependen del fabricante son las opcionales. La propuesta de mejora en el rendimiento del **gasket** se presenta en la desalineación máxima permisible la cual es una especificación opcional ya que la determina el fabricante. En la tabla 3.1 se enlistan las especificaciones consideradas en el diseño propuesto con sus valores y con la normatividad de ensayo (cuando aplique).

Tabla 3.1. Lista de especificaciones		
Especificaciones de la Norma de producto ANSI/AWWA C111/A21.11-12		Norma de ensayo
Valor Mínimo de Presión de Trabajo	1.379 MPa	—
Dureza Nominal	50-65, ±5 Shore A	ASTM D2240
Tensión última mínima	14 MPa	ASTM D412
Elongación última mínima*	300%	ASTM D412
Envejecimiento mínimo**	60%	ASTM D573***
Deformación permanente por compresión (DVR) máxima	20%	ASTM D395 Método B
Resistencia al agrietamiento superficial por ozono	Sin agrietamiento	ASTM D11495****
<b>Especificaciones dadas en los gaskets comerciales</b>		—
Desalineación máxima permisible	6 grados	—
<b>Propuesta del diseño</b>		—
Desalineación máxima permisible	7.2 grados	—
Espacio de diseño transversal máximo	Altura de 50 mm x Ancho de 50 mm	—
* A partir de la longitud original.		
**A partir de los valores originales de la tensión y elongación última.		
*** Método en horno de aire, despues de 70 hr a 100 °C ±1°.		
**** Despues de un mínimo de 25 hr de exposición en una concentración de ozono de 50-pphm a 104 °F (40 °C) en un gasket montado en bucle con aproximadamente 20 porciento de elongación en la superficie externa.		

Es importante mencionar que el **gasket** propuesto, al contar con una estructura interna auxética que modifica el coeficiente de Poisson a un valor negativo, presenta un incremento en su dureza además de en otras propiedades mecánicas como el módulo a cortante. Por lo anterior las especificaciones obligatorias que indica la norma mencionada y que se aplican a los **gaskets** comerciales se toman como una referencia de límite mínimo para la selección del material de la presente propuesta. La especificación obligatoria que se busca mantener es la de la presión de contacto entre los elementos de la unión ya que es la necesaria para mantener la hermeticidad de la unión.

La presión de contacto a mantener, como se mencionó en el capítulo anterior, debe ser igual a por lo menos dos veces el valor mínimo de la presión de trabajo de acuerdo a [1], es decir, una presión de por lo menos 2.76 MPa (400 psi).

### Celda unitaria

En esta etapa se propusieron dos configuraciones geométricas y se verificó su comportamiento auxético, se seleccionó una de ellas con base al valor del coeficiente de Poisson y se procedió a generar la configuración del **gasket** propuesto para su posterior análisis bajo la simulación de los casos de carga



aplicables. Así mismo, se propuso el material y se sometió a un análisis cuasi-estático bajo condiciones de grandes desplazamientos.

El primer paso fue la selección de una estructura 3D que utilizara una estructura reentrante 2D como base. Para este fin se utilizaron dos estructuras: 1) la estructura propuesta por Minghui Fu [14], Figura 3.1.a y 2) una estructura de diseño propio que se muestra en la Figura 3.1.b.

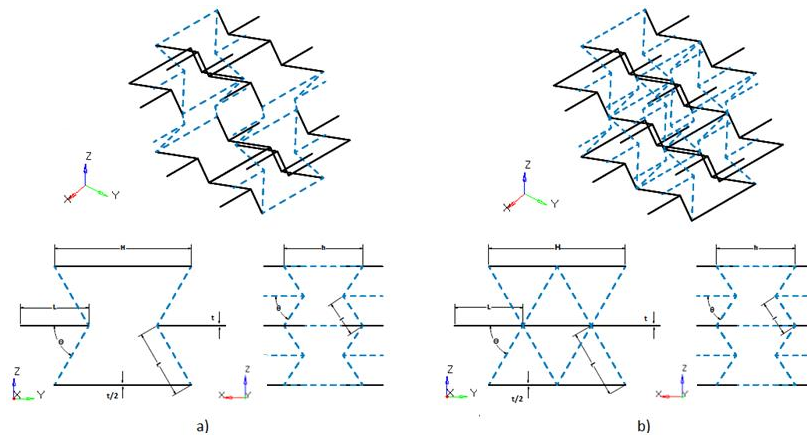


Figura 3.1. a) Celda 3D unitaria propuesta por Minghui Fu [14], b) Celda 3D unitaria de propuesta propia. Las líneas discontinuas representan las celdas reentrantes 2D rotadas  $\theta$  grados.

Las celdas a) y b) están compuestas por celdas reentrantes 2D con parámetros  $b$ ,  $l$ ,  $t$  y  $\theta$  que sustituyen a los brazos de las celdas 3D con parámetros  $H$ ,  $L$ ,  $t$  y  $\theta$ , la celda a) cuenta con diez celdas 2D y la celda b) cuenta con 15. La celda a) tiene cuatro celdas 2D inclinadas y la celda b) tiene ocho, ambas con una inclinación de  $\theta$  grados con respecto a un plano paralelo al plano  $x$ - $y$ . Para los brazos de las celdas 2D se consideró una sección transversal cuadrada con espesores igual a  $t$ . El ángulo  $\theta$  corresponde al ángulo formado por los brazos inclinados de la celda 2D con respecto a un plano paralelo al plano  $x$ - $y$ .

El primer paso para evaluar la propuesta de diseño fue la de verificar que cumplieran con un comportamiento auxético. Para este objetivo se realizó un análisis FEM en el software Altair Hyperworks® a cada propuesta de diseño con valores propuestos para las variables requeridas. En la Tabla 3.2 se indican las categorías de estas variables y sus valores. Se consideró un análisis no lineal debido a: el material (considerado como un material hiperelástico), y a una no linealidad geométrica por la consideración de grandes desplazamientos en la estructura. Como se puede observar en la Tabla indicada el material que se propuso fue un elastómero termoplástico (TPE, por las siglas en inglés de Thermoplastic Elastomer), específicamente un Elastómero de Copoliéster Termoplástico (TPC, por las

siglas en inglés de Copolyester Thermoplastic Elastomer) que consiste en un copolímero de bloque de segmentos duros y de segmentos blandos alternados [21]. Los enlaces químicos en la cadena principal pueden ser de éster y/o éter. Arnitel® ECO M700 de DSM (Dutch State Mines) tiene las propiedades indicadas en la Figura 3.2. La curva uniaxial esfuerzo-deformación mostrada en la Figura 3.3 se introdujo en el software FEM para obtener las constantes necesarias para utilizar el modelo Mooney-Rivlin para materiales hiperelásticos. En este caso con la curva esfuerzo-deformación del material el software determina las constantes con los datos de la gráfica uniaxial esfuerzo-deformación.

La curva teórica con dos constantes y la teórica con cinco constantes se presentan en la Figura 3.4 comparadas con la curva experimental. En la misma Figura se muestra la misma gráfica hasta una relación de deformación de trabajo de 0.5. Para el análisis inicial se utilizó el modelo Mooney-Rivlin con dos constantes para materiales hiperelásticos, ecuación 2.7. Este comportamiento se ajusta a los requerimientos de los análisis iniciales del presente trabajo y es la que se utilizó para los mismos. Para la evaluación del diseño final se utilizó un modelo con cinco constantes, ecuación 2.9. Este modelo presenta una curva que se ajusta de manera más precisa a la curva experimental.

<b>Tabla 3.2. Valores establecido de variables de diseño.</b>			
<b>Parámetros Geométricos 2D</b>			
l (mm)	h (mm)	$\theta$ (grados)	t (mm)
3.5	7	60	1.588
<b>Parámetros Geométricos 3D</b>			
L (mm)	H (mm)	$\Theta$ (grados)	t (mm)
6.06	12.12	60	1.588
<b>Material</b>			
Elastómero de Copoliéster Termoplástico (TPC). Arnitel® ECO M700			

## CAMPUS® Datasheet

Arnitel® ECO M700 - TPC  
DSM Engineering Plastics



Mechanical properties	Value	Unit	Test Standard
Tensile modulus	320	MPa	ISO 527-1/-2
Stress at 10% elongation	21.4	MPa	ISO 527-1/-2
Stress at 100% elongation	23.5	MPa	ISO 527-1/-2
Stress at break TPE	34	MPa	ISO 527-1/-2
Compression set at 23 °C, 24h	16	%	ISO 815
Compression set at 70 °C, 24h	40	%	ISO 815
Tear strength	173	kN/m	ISO 34-1
Thermal properties	Value	Unit	Test Standard
Melting temperature, 10°C/min	210	°C	ISO 11357-1/-3
Glass transition temperature, 10°C/min	-2	°C	ISO 11357-1/-2
Vicat softening temperature, 50°C/h 50N	99	°C	ISO 306
Burning Behav. at 1.5 mm nom. thickn.	HB	class	IEC 60695-11-10
Thickness tested (1.5)	1.6	mm	IEC 60695-11-10
Other properties	Value	Unit	Test Standard
Humidity absorption	0.01	%	Sim. to ISO 62
Density	1230	kg/m <sup>3</sup>	ISO 1183

Figura 3.2. Propiedades del material Arnitel® ECO M700. Recuperado de <https://www.campusplastics.com/campus/en/datasheet/Arnitel%C2%AE+ECO+M700/DSM/50/de971653/SI?pos=0#>.

Stress-Strain (TPE), Arnitel® ECO M700, TPC, DSM

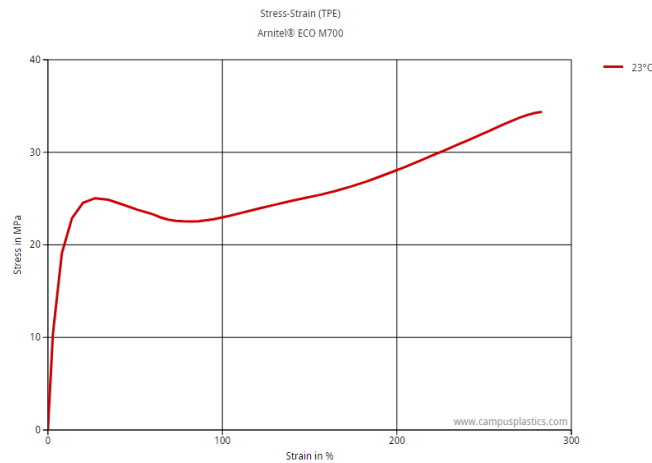


Figura 3.3. Curva esfuerzo-deformación del material Arnitel® ECO M700. Recuperado de <https://www.campusplastics.com/campus/en/datasheet/Arnitel%C2%AE+ECO+M700/DSM/50/de971653/SI?pos=0#>.

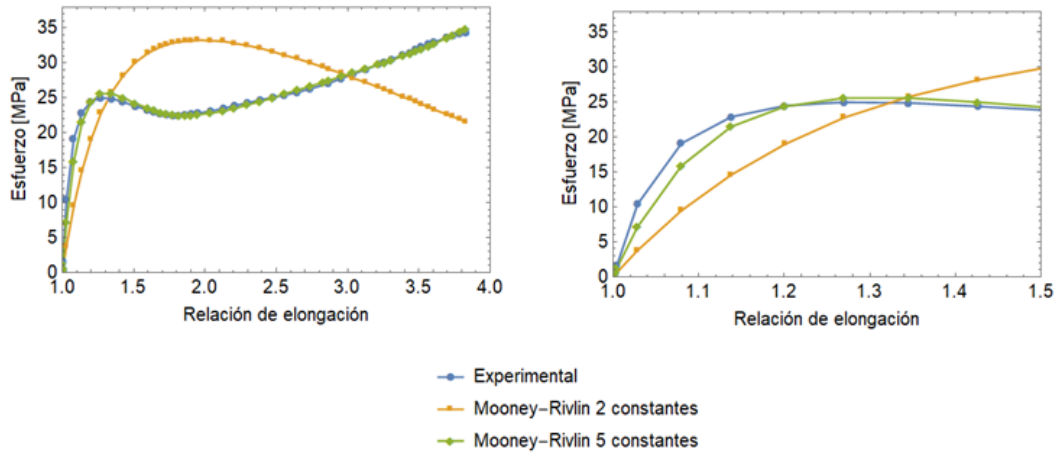


Figura 3.4. Curvas experimental, Mooney-Rivlin con dos constantes y Mooney-Rivlin con cinco constantes. En la imagen derecha se muestra la gráfica con una relación de elongación de hasta 0.5.

Las celdas se modelaron como sólidos con las dimensiones indicadas en la Tabla 3.2. Las condiciones de frontera para ambas estructuras se observan en la Figura 3.5 donde se presentan dos casos de carga:

- (1) La superficie base de la estructura se restringió para la dirección  $z$  y para los momentos con respecto a la dirección  $x$ ,  $M_x$ , y con respecto a la dirección  $y$ ,  $M_y$ . Se aplicó un desplazamiento  $D_z$  en las superficies superiores de las celdas; y las superficies  $A-B$  y  $C-D$ , paralelas al plano  $z-x$ , y las superficies  $E-F$  y  $G-H$ , paralelas al plano  $z-y$ , se restringieron a un movimiento acoplado en las dirección  $y$  en la primera situación y en la dirección  $x$  en la segunda.
- (2) La superficie extrema izquierda se restringió para la dirección  $y$  y para los momentos con respecto a la dirección  $x$ ,  $M_x$ , y con respecto a la dirección  $z$ ,  $M_z$ . Se aplicó un desplazamiento  $D_y$  en la superficie extrema derecha; y las superficies  $A-B$  y  $C-D$ , paralelas al plano  $x-y$ , y las superficies  $E-F$  y  $G-H$ , paralelas al plano  $z-y$ , se restringieron a un movimiento acoplado en la dirección  $z$  en la primera situación y en la dirección  $x$  para la segunda.

El objetivo fue el de determinar los coeficientes de Poisson en las direcciones principales  $z$  y  $y$  de ambas estructuras para seleccionar una de las dos opciones y la dirección de aplicación de la carga, la cual sería en la que se obtenga el valor mínimo del coeficiente de Poisson.

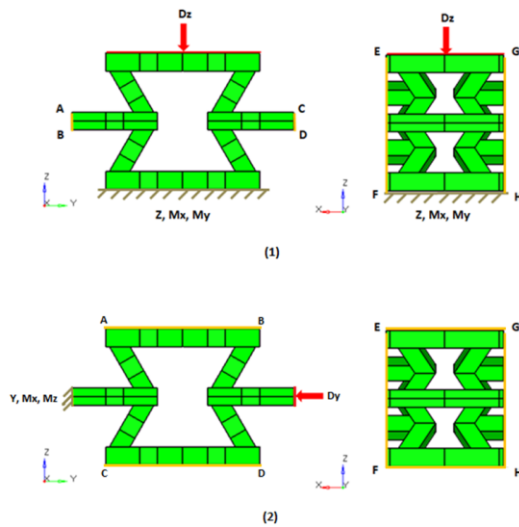


Figura 3.5. Condiciones de frontera impuestas en ambas propuestas de celdas 3D. Se muestran dos casos de carga (1) donde se aplica un desplazamiento  $D_z$  y (2) donde se aplica un desplazamiento  $D_y$ . En la imagen sólo se ilustra la estructura a) pero se aplicaron las mismas condiciones en la celda b).

Para reducir el tiempo de procesamiento computacional se consideraron los planos de simetría que se ilustran en la Figura 3.6. De esta manera se tomó un 1/8 de las celdas 3D que se muestran para realizar el análisis de la estructura. La octava parte de las estructuras seleccionadas, con la malla y con las condiciones de frontera en el caso de carga (1) se presenta en las Figuras 3.7 y 3.8. En el caso de carga (2) cambian las condiciones de frontera de acuerdo a la Figura 3.5, (2). La malla de los elementos es de un tamaño medio de 0.35 mm, de primer orden y de tipo tetraedros.

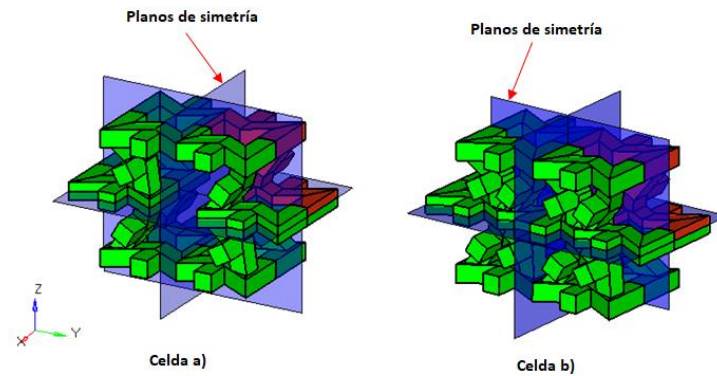


Figura 3.6. Celdas 3D con los tres planos de simetría indicados en color azul translúcido. Las partes en rojo representan 1/8 de la celdas 3D correspondientes y se utilizaron para su posterior análisis.

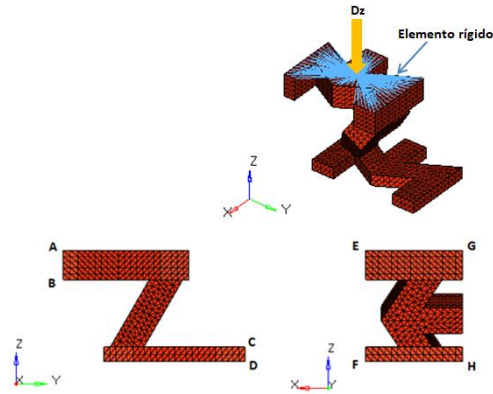


Figura 3.7. Elemento seleccionado de la propuesta a). El desplazamiento  $Dz$  se aplica a un nodo central en el que están conectados rígidamente los nodos restantes de la superficie superior de la celda en la dirección  $z$ , tal y como se puede ver en la Figura. Los nodos del plano C-D, paralelo al plano  $z-x$ , están acoplados para desplazarse la misma distancia en la dirección  $y$ , y los nodos del plano A-B, paralelo al plano  $z-x$ , están restringidos en la dirección  $y$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_z$ . Los nodos del plano G-H, paralelo al plano  $z-y$ , están acoplados para desplazarse la misma distancia en la dirección  $x$ , y los nodos del plano E-F, paralelo al plano  $z-y$ , están restringidos en la dirección  $x$  y respecto a los momentos  $M_y$  y  $M_z$ . El plano F-H, paralelo al plano  $x-y$  está restringido en la dirección  $z$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_y$ .

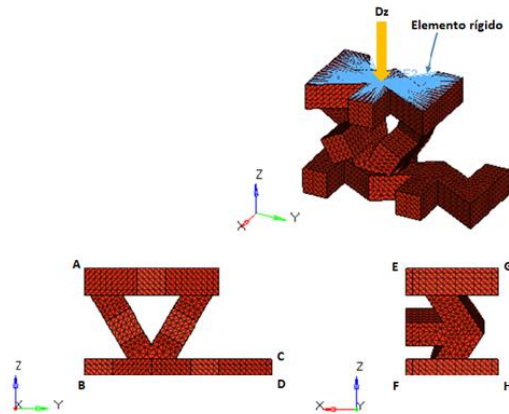


Figura 3.8. Elemento seleccionado de la propuesta b). El desplazamiento  $Dz$  se aplica a un nodo central en el que están conectados rígidamente los nodos restantes de la superficie superior de la celda en la dirección  $z$ , tal y como se puede ver en la Figura. Los nodos del plano C-D, paralelo al plano  $z-x$ , están acoplados para desplazarse la misma distancia en la dirección  $y$ , y los nodos del plano A-B, paralelo al plano  $z-x$ , están restringidos en la dirección  $y$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_z$ . Los nodos del plano G-H, paralelo al plano  $z-y$ , están acoplados para desplazarse la misma distancia en la dirección  $x$ , y los nodos del plano E-F, paralelo al plano  $z-y$ , están restringidos en la dirección  $x$  y respecto a los momentos  $M_y$  y  $M_z$ . El plano F-H, paralelo al plano  $x-y$  está restringido en la dirección  $z$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_y$ .

Para calcular el coeficiente de Poisson se consideró a las celdas unidad como inscritas en un prisma rectangular con las dimensiones indicadas en la Figura 3.9 en su condición inicial no deformada y, posteriormente, se obtuvieron las dimensiones del rectángulo después de la aplicación del desplazamiento.

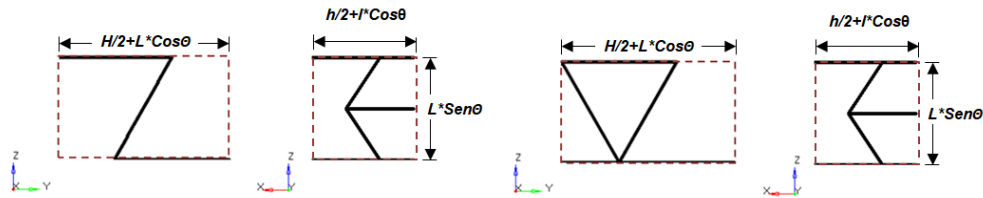


Figura 3.9. Celdas unitarias inscritas en un prisma rectangular en su configuración inicial. En línea discontinua se muestran la vista frontal y la vista lateral de los prismas que inscriben a ambas celdas unitarias con las dimensiones de sus lados.

Con los datos obtenidos y aplicando la ecuación para obtener el coeficiente de Poisson:

$$\nu_{ij} = -\frac{\epsilon_j}{\epsilon_i} \quad (3.1)$$

Dónde:

$\epsilon_i$  = Deformación en la dirección de aplicación de la carga.

$\epsilon_j$  = Deformación en la dirección perpendicular a la dirección de la aplicación de la carga.

Dónde:

$$\epsilon_i = \frac{l_{if} - l_{io}}{l_{io}}, \quad \epsilon_j = \frac{l_{jf} - l_{jo}}{l_{jo}}$$

Dónde:

$l_{io}$  = Longitud inicial en la dirección de aplicación de la carga

$l_{if}$  = Longitud final en la dirección de aplicación de la carga

$l_{jo}$  = Longitud inicial en la dirección perpendicular a la de la aplicación de la carga

$l_{jf}$  = Longitud final en la dirección perpendicular a la de la aplicación de la carga

Baja las condiciones indicadas, en el caso de carga (1) se aplicó a cada una de las celdas un desplazamiento  $Dz$  del 10%, del 15%, y del 20% de la altura del prisma ( $L * \text{Sen}\theta$ ), Figura 3.9. En el caso de carga (2) se aplicó a cada una de las celdas un desplazamiento  $Dy$  del 10%, del 15%, y del 20% de la longitud de la base del prisma en la dirección  $y$  ( $(H/2) + L * \text{Cos}\theta$ ), Figura 3.9.

En la Figura 3.10 se muestran la celda a) y la celda b) con los desplazamientos obtenidos en el análisis FEM con una aplicación de desplazamiento  $Dz$  de 20%. Los resultados de los desplazamientos en los ejes principales  $x$ ,  $y$ , y  $z$  se utilizaron para obtener los coeficientes de Poisson.

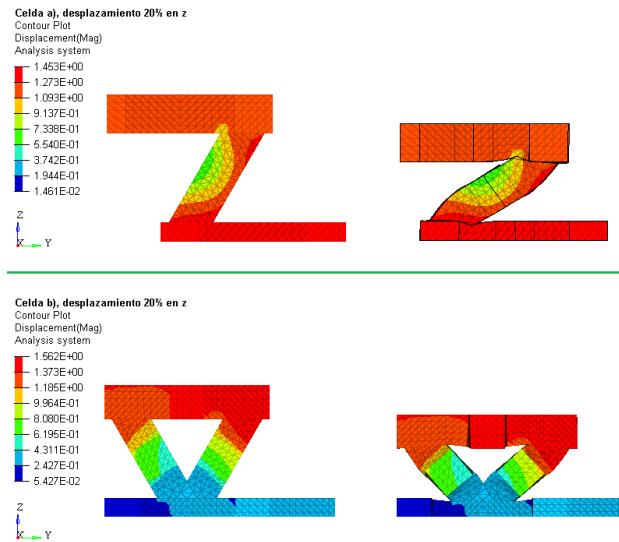


Figura 3.10. Resultados de la magnitud de los desplazamientos en la celda a) (Arriba) y en la celda b) (Abajo) después de aplicar un desplazamiento en  $z$  de 20% de la altura de las celdas. Sólo se muestran las vistas en el plano  $z$ - $y$  con la geometría inicial y la geometría final de cada celda.

Los coeficientes de Poisson obtenidos, en función del porcentaje del desplazamiento aplicado, se presentan en la Tabla 3.3. En el caso de la propuesta a) se observa que su menor coeficiente de Poisson se obtiene en la dirección de aplicación de la carga en  $z$  y con la dirección transversal  $y$ , es decir  $\nu_{zy}$ , con un valor de hasta -0.678. En el caso de la propuesta b) se encuentra que aunque el módulo de Poisson es distinto al del material base ( $\nu_{elastómero} \approx 0.49$ ) este no es negativo, por lo que no se considera un material auxético. Por lo tanto la celda a) es la seleccionada para proseguir con la propuesta de diseño ya que se busca que la geometría seleccionada sea auxética.



Tabla 3.3. Coeficientes de Poisson							
Celda unitaria 3D a) con desplazamiento Dz				Celda unitaria 3D b) con desplazamiento Dz			
	10%	15%	20%		10%	15%	20%
$\nu_{zx}$	-0.023	-0.018	-0.014	$\nu_{zx}$	0.071	0.065	0.058
$\nu_{zy}$	-0.662	-0.678	-0.678	$\nu_{zy}$	0.335	0.122	0.117
Celda unitaria 3D a) con desplazamiento Dy				Celda unitaria 3D b) con desplazamiento Dy			
$\nu_{yx}$	-0.007	-0.007	-0.007	$\nu_{yx}$	—	—	—
$\nu_{yz}$	-0.384	-0.384	-0.384	$\nu_{yz}$	—	—	—

### Ángulo reentrante óptimo

En el siguiente paso se determinó el ángulo reentrante óptimo de la celda 3D ( $\theta$ ) y el ángulo reentrante óptimo de la celda 2D ( $\theta$ ) para la propuesta a), ver Figura 3.1. Para este paso se realizaron análisis (Desplazamiento de 10%, 15% y 20% en la dirección  $z$  y en la dirección  $y$ ), con el mismo material (TPC), bajo el mismo tipo de análisis (Cuasi-estático no lineal) y con los mismos parámetros geométricos  $H, L, b, l, t$ . Para  $\theta$  y  $\theta$  se eligieron valores de  $60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 75^\circ$  y  $80^\circ$ . En cada análisis se mantuvo a  $\theta = \theta$ . Los resultados se presentan en las gráficas de la Figura 3.11.

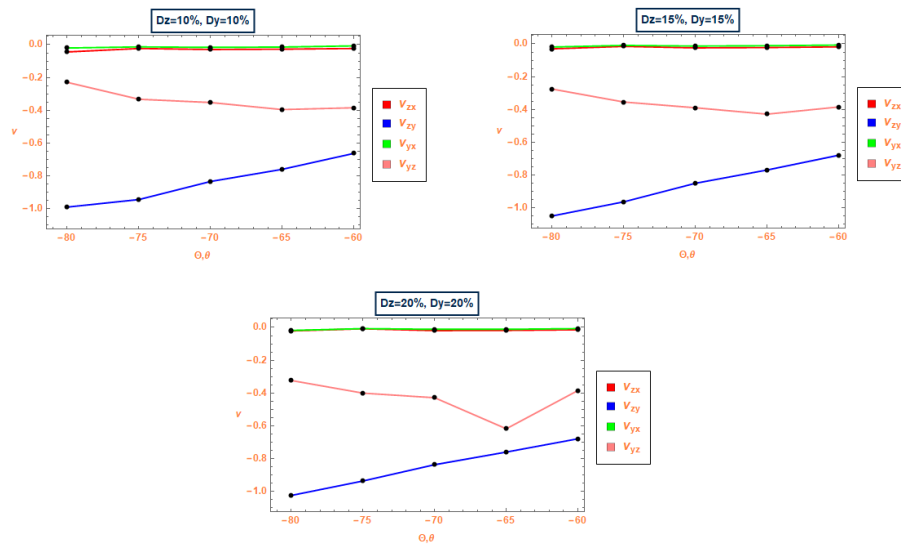


Figura 3.11. Gráficas de los coeficientes de Poisson  $\nu_{zx}, \nu_{zy}, \nu_{yx}, \nu_{yz}$  con ángulos  $\theta = \theta = 60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 75^\circ, 80^\circ$  y con desplazamientos de 10%, 15% y 20% de la altura de la celda a).

De acuerdo con los resultados obtenidos se puede observar que la celda 3D con un menor valor de  $\nu_{ij}$  es la que presenta los ángulos  $\theta = \theta = 80^\circ$  con un  $\nu_{zy} = -1.048$  aplicando un desplazamiento de 15% y un  $\nu_{zy} = -1.025$  aplicando un desplazamiento de 20%. Con los resultados obtenidos se seleccionó la celda a) con ángulos  $\theta = \theta = 80^\circ$  y se eligió la dirección  $z$  para la aplicación del desplazamiento.

En la Tabla 3.4 se presentan los resultados de  $\nu_{zx}$  y  $\nu_{zy}$  obtenidos para la celda a) con  $\theta = \theta = 80^\circ$  y con desplazamientos del 10%, 15%, 20% y 30%. Se encontró que  $\nu_{zy}$  tiene un valor menor con un desplazamiento aplicado igual o cercano a un 15% de desplazamiento, después del este porcentaje se encuentra un crecimiento en el  $\nu_{zy}$ .

Tabla 3.4. Coeficientes de Poisson con $\theta=\theta=80^\circ$				
Celda unitaria 3D a) con desplazamiento Dz				
	10%	15%	20%	30%
$\nu_{zx}$	-0.044	-0.03	-0.021	-0.01
$\nu_{zy}$	-0.9892	-1.048	-1.023	-0.915

### Configuración del gasket

Con los resultados obtenidos se seleccionó la celda a), Figura 3.12. Con  $\theta = \theta = 80^\circ$  para la siguiente etapa del diseño. Recordando que el espacio máximo propuesto de diseño transversal del **gasket** es de 50 mm x 50 mm se verificó el comportamiento de dos arreglos de celdas unitarias 3D: 1. Dos celdas en la dirección  $z$  y dos en la dirección  $x$  y 2. Tres celdas en la dirección  $z$  y Tres celdas en la dirección  $x$ . Estos arreglos se sometieron a un análisis FEM para determinar su coeficiente de Poisson y seleccionar el arreglo con un  $\nu$  menor. En la Figura 3.13 se muestran los arreglos 1 y 2. El arreglo 1 consiste de dos celdas unitarias 3D en las tres direcciones principales  $x$ ,  $y$  y  $z$ . El arreglo 2 consiste de tres celdas unitarias 3D en las tres direcciones principales  $x$ ,  $y$  y  $z$ . La celda unitaria tiene las mismas dimensiones que se indican en la Tabla 3.2.

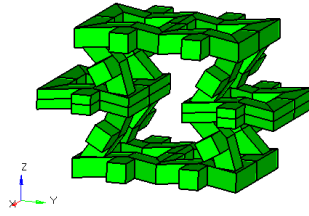


Figura 3.12. Celda a) con  $\theta = \theta = 80^\circ$ . Esta configuración fue la seleccionada para proseguir con el diseño del gasket.

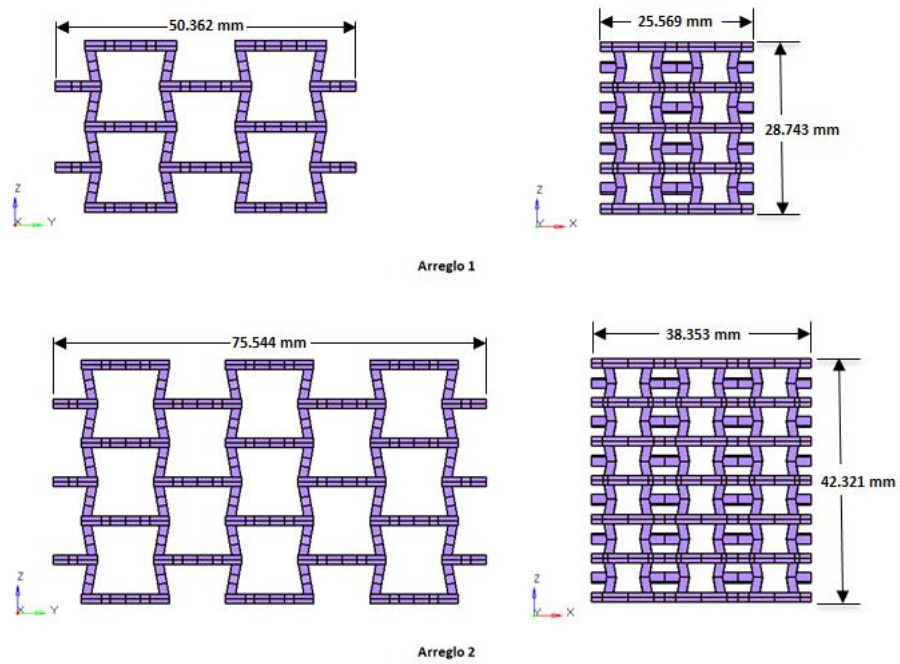


Figura 3.13. Arreglo 1 con dos celdas unitarias en las direcciones  $x, y, z$ ; Arreglo 2 con tres celdas unitarias en las direcciones  $x, y, z$ . Ambos arreglos utilizan la misma celda unitaria y solo se varió el número de celdas en las tres direcciones principales.

Para el análisis de estos arreglos se consideró la simetría existente con respecto a los tres planos principales  $x-y$ ,  $x-z$  y  $z-y$ . Esto se observa en la Figura 3.14 donde se ilustra el caso del Arreglo 1, en este se tomó 1/8 del mismo y se aplicaron las condiciones de frontera indicadas. Al igual que los análisis previos se consideró el material Arnitel® ECO M700 que se modeló como un material hiperelástico. También se realizó un análisis cuasiestático no lineal considerando grandes desplazamientos y se malló con elementos de un tamaño medio de 0.35 mm de primer orden y de tipo tetraedros como en los análisis previos.

En la Figura 3.15 se muestran los desplazamientos de 1/8 de ambos arreglos con la geometría inicial y después de aplicar el desplazamiento. Los resultados de los coeficientes de Poisson se presentan en las gráficas de la Figura 3.16 donde se puede observar que los valores son muy similares para ambos arreglos y que se obtiene un valor mínimo de  $v_{zy}$  en los casos de una aplicación de desplazamiento  $Dz$  de un 15% de la altura de los arreglos,  $v_{zy} = -1.110$  en ambos arreglos, después de este porcentaje  $v_{zy}$  parece disminuir en ambos casos, tal y como se presentó en los análisis previos realizados para una celda 3D unitaria.

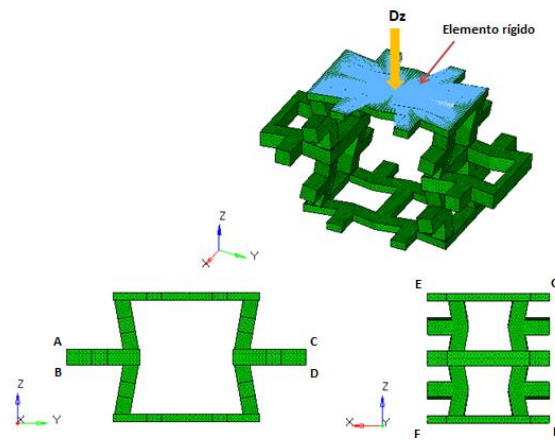


Figura 3.14. 1/8 del Arreglo 1. El desplazamiento  $Dz$  se aplica a un nodo central en el que están conectados rígidamente los nodos restantes de la superficie superior de la celda en la dirección  $z$ , tal y como se puede ver en la Figura. Los nodos del plano C-D, paralelo al plano  $z$ - $x$ , están acoplados para desplazarse la misma distancia en la dirección  $y$ , y los nodos del plano AB, paralelo al plano  $z$ - $x$ , están restringidos en la dirección  $y$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_z$ . Los nodos del plano G-H, paralelo al plano  $z$ - $y$ , están acoplados para desplazarse la misma distancia en la dirección  $x$ , y los nodos del plano E-F, paralelo al plano  $z$ - $y$ , están restringidos en la dirección  $x$  y respecto a los momentos  $M_y$  y  $M_z$ . El plano F-H, paralelo al plano  $x$ - $y$  está restringido en la dirección  $z$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_y$ .

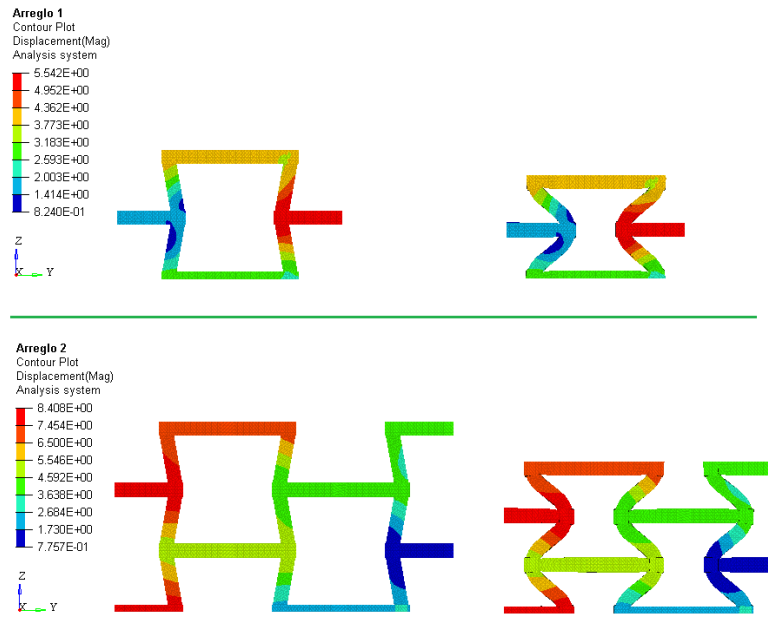


Figura 3.15. Se muestran la magnitud de los desplazamientos para 1/8 de ambos arreglos en el plano  $x-y$  tomando en cuenta las simetrías existentes. La imagen superior representa 1/8 del arreglo 1, antes del desplazamiento aplicado  $Dz$  de 20% y después del mismo, y la imagen inferior representa 1/8 del arreglo 2, antes del desplazamiento aplicado  $Dz$  de 20% y después del mismo.

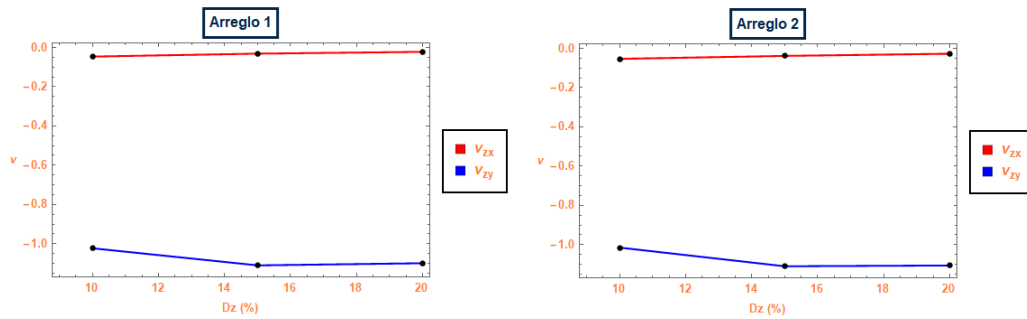


Figura 3.16. Gráficas de los coeficientes de Poisson  $v_{zx}$ ,  $v_{zy}$  con ángulos  $\theta = \theta = 80^\circ$  y con desplazamientos de 10%, 15% y 20% de la altura de los arreglo 1 y 2.

Con los resultados obtenidos se prosiguió a modelar el **gasket** propuesto.

## Modelado y análisis de un gasket

Con los resultados obtenidos en las etapas previas se procedió a realizar la propuesta de un **gasket** para uniones tipo espiga campana en tubería para agua a presión con un diámetro nominal de 30 pulgadas como se indicó anteriormente. En esta etapa y con base a los datos obtenidos, encontrando que  $v_{zy}$  presenta el valor menor, se configuró la propuesta para que la dirección de la aplicación del desplazamiento correspondiente a la precarga del **gasket** se localizara paralela al eje que proporcionó el menor coeficiente de Poisson,  $z$ , y que la dirección transversal con respecto al cual el coeficiente se minimiza fuera paralela a la dirección del flujo del fluido de trabajo,  $y$ . En este paso se utilizó la celda con  $\theta = \Theta = 80^\circ$  ya que fue la que presentó un  $v_{zy}$  favorable.

En la Figura 3.17 se puede observar una imagen ilustrativa de la mitad de una unión tipo espiga campana con un **gasket** estructurado sometida a una rotación de  $\alpha$  grados respecto al eje  $x'-x'$ . En realidad la unión es simétrica con respecto al eje  $y'-y'$  y la rotación se puede presentar en cualquier eje ortogonal al mismo. Por simplicidad se elige al eje  $x'-x'$  como el eje de rotación.

Como se comentó en el capítulo 2 en la instalación al **gasket** se le ejerce una pre-compresión axial que genera el sello en la unión volviéndola hermética. Al presentarse una rotación de  $\alpha$  grados en la unión la deformación ejercida en la instalación, al ser el **gasket** de un material elastomérico, se recupera casi por completo, dependiendo del material y de las condiciones de trabajo a las que este expuesto, nunca al 100%. De esta manera, al haber una rotación relativa de los elementos de la unión, la presión ejercida al **gasket** en la instalación va disminuyendo hasta alcanzar un límite en el cual se pierde el sello y, consecuentemente la hermeticidad de la unión.

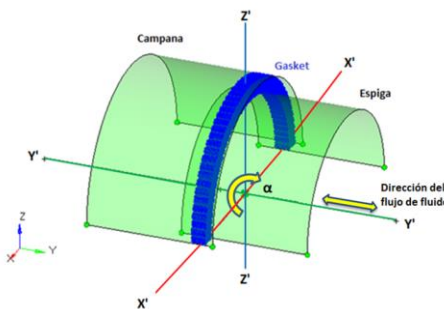


Fig. 3.17. Modelo de la mitad de una unión espiga campana con un **gasket** estructurado donde se indican los elementos que la componen, la dirección del flujo en la que se transporta el fluido de trabajo y la desalineación que se puede presentar en la misma. La desalineación se considera respecto al eje  $x'-x'$  que es un eje de simetría de la sección transversal del **gasket**. La dirección del flujo del fluido de trabajo se representa por una flecha en ambos sentidos considerando que el flujo puede ser en una u otra dirección.

Para una tubería de 30 pulgadas de diámetro nominal el perímetro interno de **gasket** sería de aproximadamente igual a 4,787.8 mm. Para el análisis del **gasket** propuesto se tomó un elemento lineal representativo del perímetro del mismo, de la espiga y de la campana para ahorrar recursos computacionales. Se consideraron dos arreglos: 2z-2y, compuesto de dos celdas unitarias 3D en la dirección  $z$  y de dos en la dirección  $y$ ; y 3z-3y compuesto de tres celdas unitarias 3D en la dirección  $z$  y tres en la dirección  $y$ . El elemento lineal del arreglo 2z-2y del **gasket**, con sus dimensiones, se presenta en la Figura 3.18. En la dirección  $x$  se tomaron dos celdas unitarias que corresponden a un 0.54% del perímetro del **gasket**.

En la Imagen 3.19 se muestran las dimensiones del arreglo 3z-3y. En la dirección  $x$  se tomaron dos celdas unitarias que corresponden a un 0.54% del perímetro del **gasket**. Las dimensiones de la celda unitaria para ambos arreglos son las mismas que se consideraron para la celda con  $\theta = \theta = 80^\circ$ .

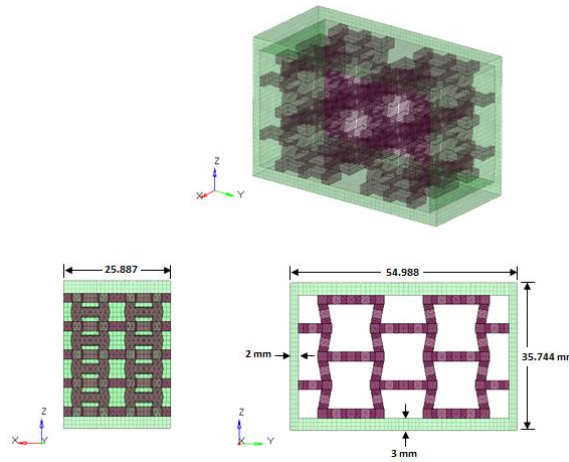


Figura 3.18. Se muestra un elemento lineal del arreglo 2z-2y que se muestra en la Figura 3.17 y que corresponde a un 0.54% del perímetro del mismo. Este arreglo cuenta con dos celdas unitarias en la dirección  $z$ , la altura del **gasket**, y dos celdas unitarias en la dirección  $y$ , dirección del flujo. En la dirección  $x$  que corresponde al eje longitudinal del **gasket** se tomaron dos celdas unitarias. En color verde se muestra una capa envolvente continua: la parte superior e inferior tiene un espesor de 3 mm y las partes laterales un espesor de 2 mm.

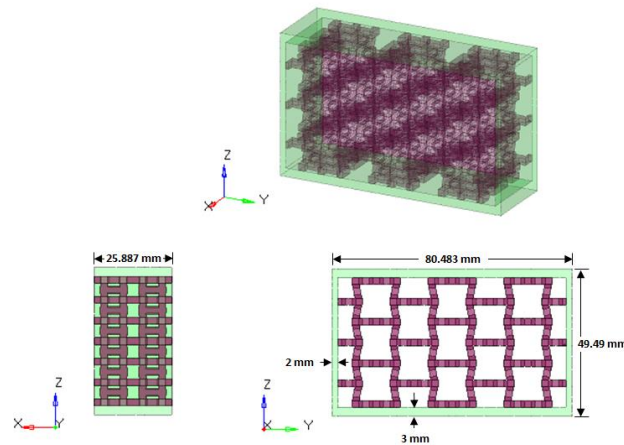


Figura 3.19. Se muestra un elemento lineal del arreglo 3z-3y que corresponde a un 0.54% del perímetro del mismo. Este arreglo cuenta con tres celdas unitarias en la dirección z, la altura del **gasket**, y tres celdas unitarias en la dirección y, dirección del flujo. En la dirección x que corresponde al eje longitudinal del **gasket** se tomaron dos celdas unitarias. En color verde se muestra una capa envolvente continua: la parte superior e inferior tiene un espesor de 3 mm y las partes laterales un espesor de 2 mm.

Como se puede observar en las imágenes, se propuso una capa envolvente para el **gasket** ya que como se indicó anteriormente la estructura propuesta es la parte interna del mismo y esta va envuelta en una capa impermeable al fluido de trabajo.

En esta etapa se analizó el comportamiento de los elementos ilustrados en las Figuras 3.18 y 3.19 bajo un caso de carga de pre-compresión. Este caso de carga simula la condición inicial de instalación, cuando el elemento espiga es introducido en el elemento campana (Figura 2.3). En específico se buscó determinar las presiones de contacto entre los elementos de la unión con la finalidad de verificar si cumplían con la presión indicada para mantener la hermeticidad de la unión. Para lograr esto se modelaron elementos correspondientes a la espiga y a la campana de la unión y se consideraron contactos entre estos y el **gasket**.

El análisis se consideró como un análisis cuasi-estático con no linealidades debidas al material (hiperelástico), no linealidad geométrica (grandes desplazamientos) y no linealidad debida a contacto. El arreglo 2z-2y se muestra en la Figura 3.20 y el arreglo 3z-3y en la Figura 3.21. Se pueden observar los tres componentes de la unión: un elemento lineal de la espiga, uno de la campana y uno del **gasket**. Los tres componentes se muestran mallados, el **gasket** con elementos 3D de tipo tetragonal, pentagonal y hexagonal de primer orden y para la espiga y la campana con elementos 2D de tipo rectangular (quad) de primer orden. El material utilizado para el **gasket** fue el mismo que se utilizó en



los análisis previos (Arnitel® ECO M700). Para la espiga y la campana se utilizaron las propiedades de un Acero A-36 (210 GPa de módulo de elasticidad, 7.85 gr/cm<sup>3</sup>, y  $\nu$  de 0.3) y un espesor de 5 mm.

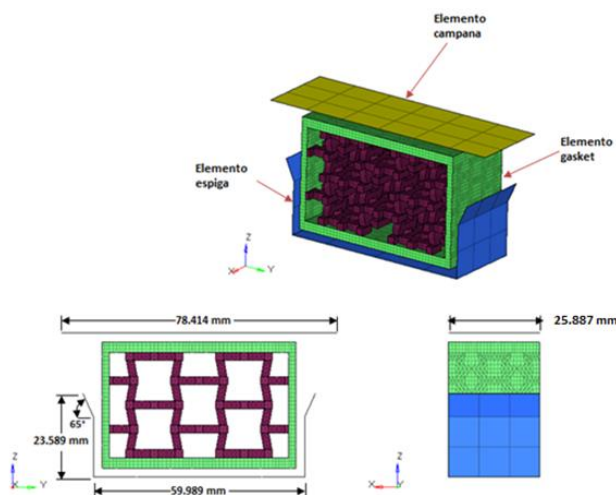


Figura 3.20. Se muestran los elementos utilizados para el arreglo 2z-2y con las dimensiones de los elementos espiga y campana, ambos con un espesor de 5 mm.

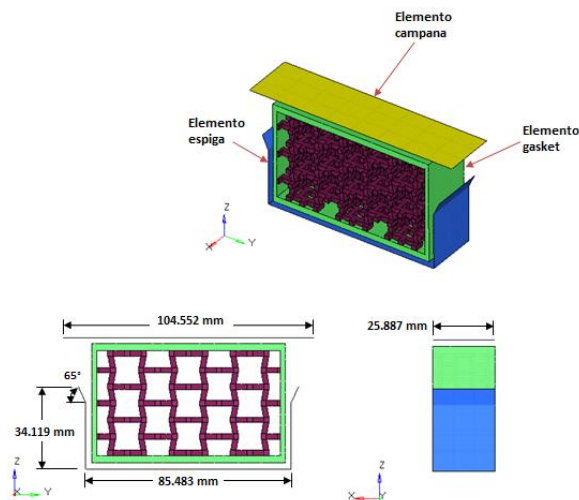


Figura 3.21. Se muestran los elementos utilizados para el arreglo 3z-3y con las dimensiones de los elementos espiga y campana, ambos con un espesor de 5 mm.

En la Figura 3.22 se ilustra el caso de carga de pre-compresión en ambos arreglos con las condiciones de frontera. Los planos A-B Y C-D de ambos arreglos son planos de simetría y tienen una restricción respecto a  $y$  respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_y$ . La espiga está restringida respecto a todos los desplazamientos y momentos. La campana tiene un desplazamiento en  $z$ , representado por el vector

Dz y los cinco grados de libertad restantes restringidos. Se realizaron dos análisis: uno con un Dz de 10% de la altura del **gasket** correspondiente y un segundo con un Dz de 15%. El contacto entre la espiga y el **gasket** y entre la campana y el **gasket** se representa por los elementos piramidales entre ambos. El contacto que se consideró fue de tipo deslizantes, es decir, no se considera que haya fricción entre los elementos bajo esta condición. También fueron considerados contactos internos en la estructura cuando se presentó el caso.

Los modelos deformados se presentan en la Figura 3.23, donde se muestran las magnitudes de desplazamiento en ambos arreglos a 10% y 15% de desplazamiento Dz.

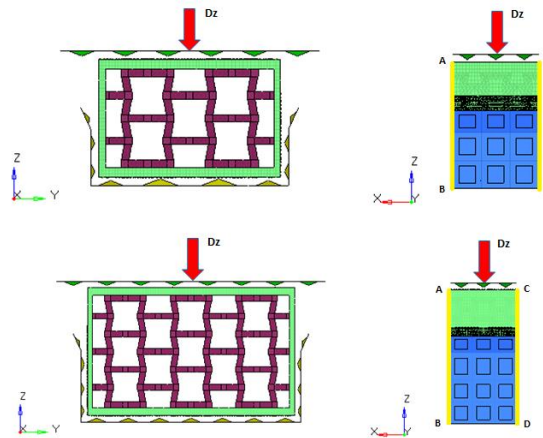


Figura 3.22. Caso de carga de compresión con condiciones de frontera. Los planos representados por las líneas amarillas de A-B y de C-D que son paralelos al plano  $xy$  son planos de simetría y están restringidos en el desplazamiento en la dirección  $y$  y en los momentos  $M_x$  y  $M_z$ . La espiga está restringida en su totalidad de grados de libertad y la campana tiene un desplazamiento Dz de 10% en un caso y de 15% en el otro, respecto a la altura del **gasket** correspondiente.

Los resultados de la presión de contacto entre las superficies de los elementos en MPa se presentan en las Figuras 3.24, 3.25, 3.26 y 3.27. Se muestran las superficies de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana (superficie a) y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga (superficie b). Como se pudo comprobar por los resultados ninguna de las dos propuestas logró obtener la presión mínima de 2.76 MPa.

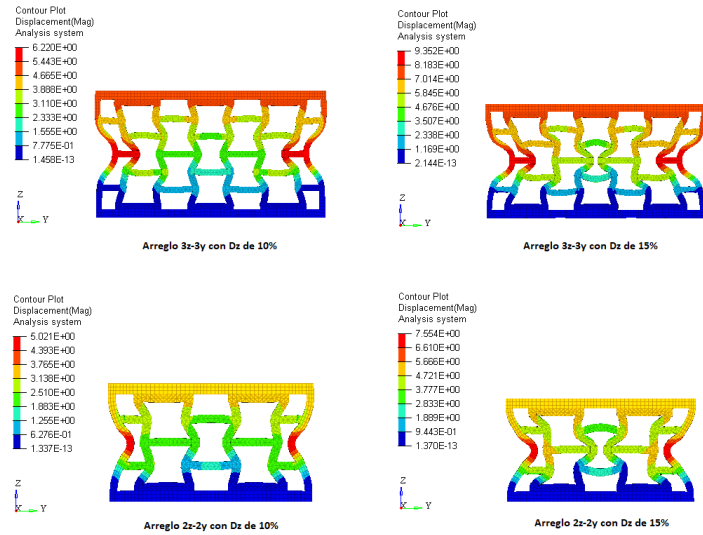


Figura 3.23. Se muestran los resultados de la magnitud de desplazamiento para los arreglos  $3x-3y$  y  $2x-2y$  con un desplazamiento de Dz de 10% y de 15%.

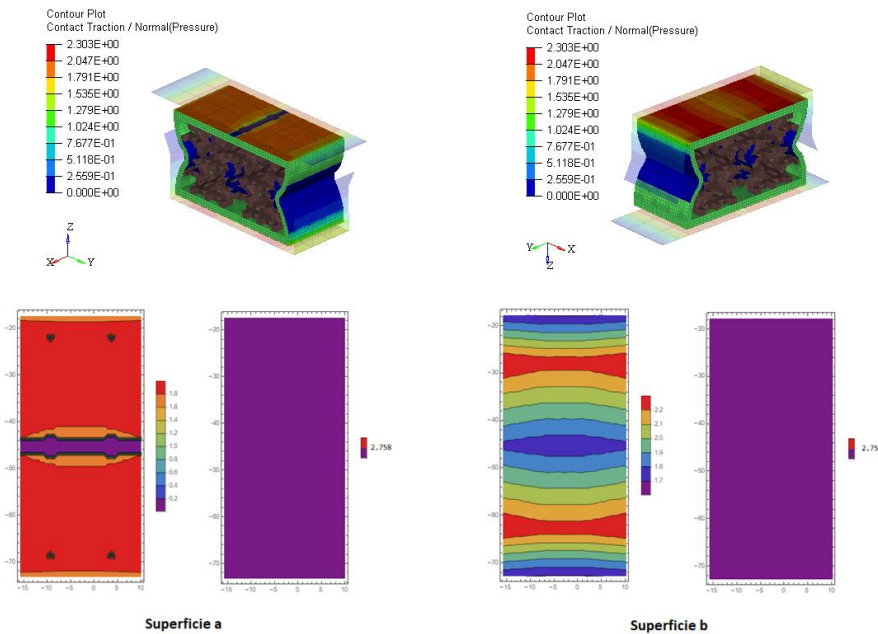


Figura 3.24. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $2x-2y$  con un Dz de 10%. La superficie monocromática en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por debajo del límite inferior de 2.76 MPa.

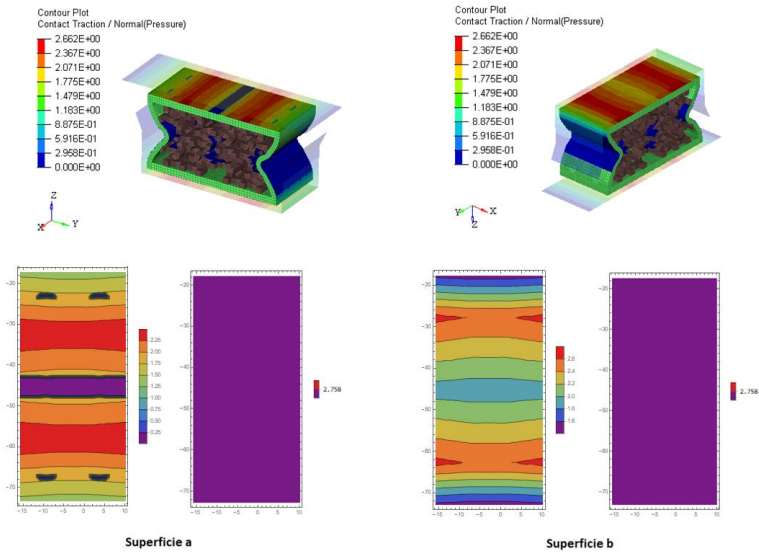


Figura 3.25. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $2x-2y$  con un Dz de 15%. La superficie monocromática en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por debajo del límite mínimo de 2.76 MPa.

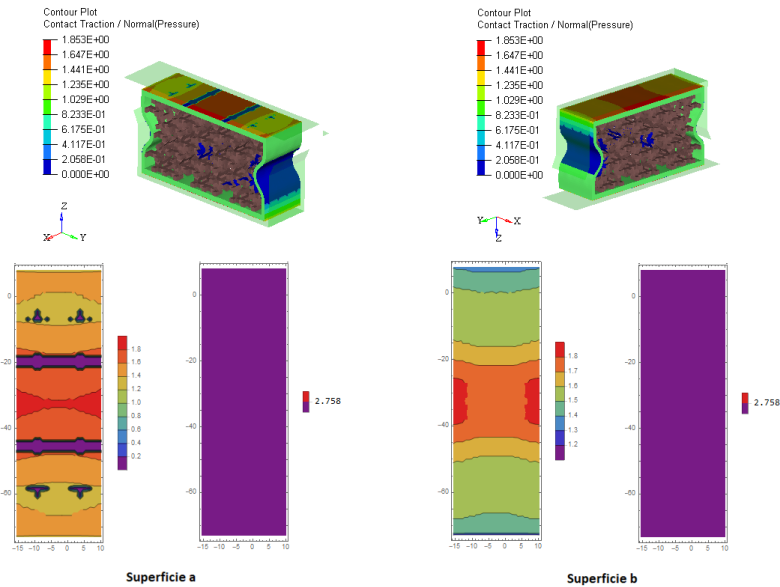


Figura 3.26. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $3x-3y$  con un Dz de 10%. La superficie monocromática en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por debajo del límite mínimo de 2.76 MPa.

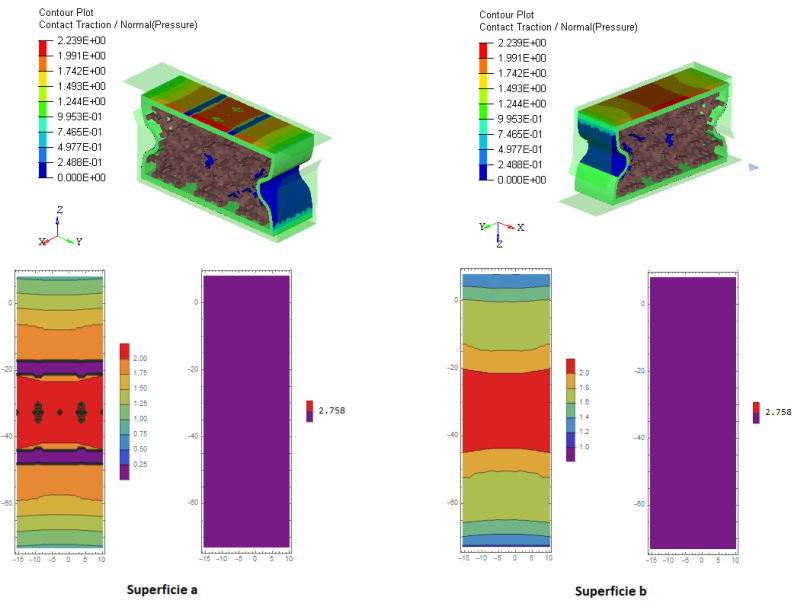


Figura 3.27. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo 3 $\alpha$ - $\beta$ y con un Dz de 15%. La superficie monocromática en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por debajo del límite mínimo de 2.76 MPa.

Con la finalidad de alcanzar la presión mínima requerida se propuso un nuevo diseño de una celda unitaria 3D que presentara una mayor rigidez manteniendo el comportamiento auxético. Esta propuesta se obtuvo a partir de una modificación a la celda 3D unitaria propuesta por Minghui Fu [14], ver Figura 3.1. a). En la Figura 3.28 se muestra el diseño propuesto. Esta propuesta incluye tres arreglos verticales de dos celdas 2D unitarias, dos colocadas en los extremos de la celda y otro en el centro de la misma. Con base en los datos obtenidos anteriormente se utilizó un ángulo  $\theta = \theta = 80^\circ$  ya que es el caso donde se presenta un comportamiento auxético más adecuado a la finalidad del presente diseño.

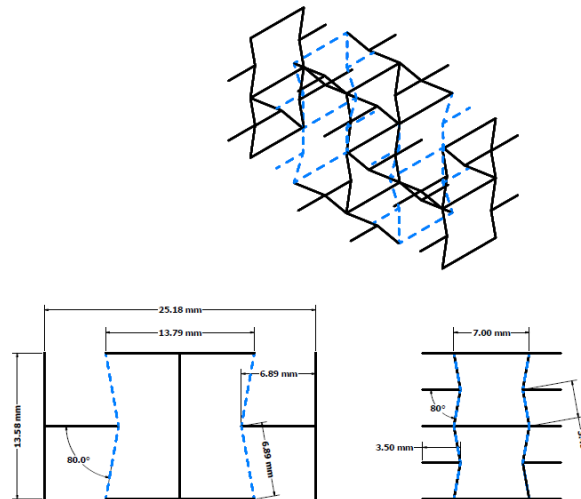


Figura 3.28. Celda 3D unitaria propuesta para obtener una mayor presión de contacto en el **gasket**. Las líneas discontinuas representan las celdas reentrantes 2D rotadas  $80^\circ$  grados.

Considerando los planos de simetría de la celda se analizó  $1/8$  de la celda 3D con las condiciones de frontera señaladas en la Figura 3.29 e inscrito en un prisma rectangular. Este análisis, al igual que los anteriores, se realizó considerándolo como no lineal debido al material y a los grandes desplazamiento; se utilizó el material (Arnitel® ECO M700); se malló con los mismos elementos y tamaño de malla, tamaño medio de 0.35 mm, de primer orden y de tipo tetraedros. El desplazamiento Dz fue de 10%, 15% y 20% y se aplicó al elemento rígido indicado en la Figura, al cual están conectados todos los nodos de la superficie superior de la celda. Los nodos del plano que se forma con A-B y paralelo al plano  $z-x$  se restringieron en el desplazamiento en  $y$  y en los momentos  $M_x$  y  $M_z$  ya que es un plano de simetría, los nodos del plano formado por B-D y paralelo al plano  $x-y$  se restringieron respecto a su desplazamiento en el eje  $z$  y a los momentos  $M_x$  y  $M_y$ , los nodos del plano formado por C-D y paralelo al plano  $x-y$  se restringió para que todos se desplazaran la misma cantidad en  $y$ , los nodos del plano formado por G-H y paralelo al plano  $z-x$  se restringieron para que se desplazaran la misma cantidad en  $x$  y los nodos del plano formado por E-F y paralelo a  $z-x$  se restringieron respecto a  $x$  y a los momentos  $M_y$  y  $M_z$ .

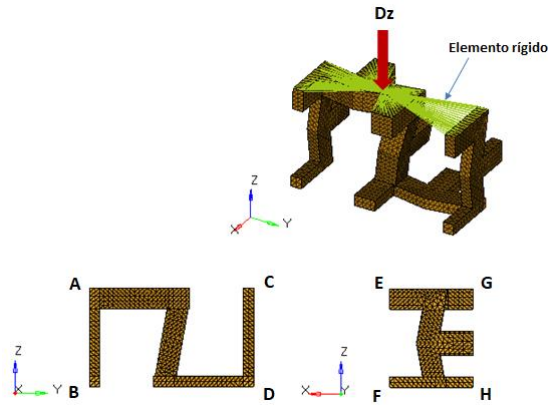


Figura 3.29. Celda unitaria propuesta. El desplazamiento  $Dz$  se aplica a un nodo central en el que están conectados rígidamente los nodos restantes de la superficie superior de la celda en la dirección  $\hat{z}$ . Los nodos del plano que se forma con A-B y paralelo al plano  $\hat{z}$ - $\hat{x}$  se restringieron en el desplazamiento en  $y$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_{\hat{z}}$ , los nodos del plano formado por B-D y paralelo al plano  $\hat{x}$ - $\hat{y}$  se restringieron respecto a su desplazamiento en el eje  $\hat{z}$  y respecto a los momentos  $M_x$  y  $M_y$ , los nodos del plano formado por C-D y paralelo al plano  $\hat{x}$ - $\hat{y}$  se restringió para que todos se desplazaran la misma cantidad en  $y$ , los nodos del plano formado por G-H y paralelo al plano  $\hat{z}$ - $\hat{y}$  se restringieron en su desplazamiento en  $x$  y en sus momentos  $M_y$  y  $M_{\hat{z}}$  y los nodos del plano formado por E-F y paralelo al plano  $\hat{z}$ - $\hat{y}$  se restringieron en su desplazamiento respecto a  $x$  y a los momentos  $M_y$  y  $M_{\hat{z}}$ .

Los coeficientes  $\nu_{zx}$  y  $\nu_{zy}$  obtenidos se muestran en la gráfica de la Figura 3.30 como se puede observar y manteniendo un comportamiento consistente con los análisis anteriores el coeficiente  $\nu_{zy}$  es el que se minimiza en un  $Dz$  de 15% con un valor de -0.981.

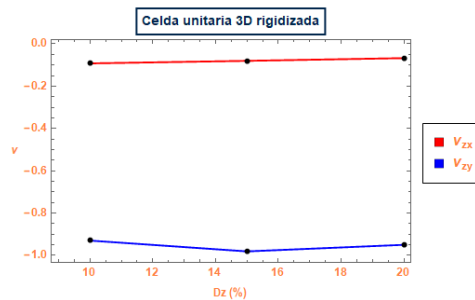


Figura 3.30. Gráficas de los coeficientes de Poisson  $\nu_{zx}$ ,  $\nu_{zy}$  con ángulos  $\theta = \theta = 80^\circ$  y con desplazamientos de 10%, 15% y 20% de la altura de la celda 3D unitaria rigidizada.

Con estos resultados se prosiguió a analizar el **gasket** tomando un elemento lineal representativo del perímetro del **gasket**, de la espiga y de la campana y simulando un caso de carga de pre-compresión.

Como en los casos anteriores se propusieron dos arreglos: 2z-2y, compuesto de dos celdas unitarias 3D en la dirección  $z$ , y de dos en la dirección  $y$ ; y 3z-3y compuesto de tres celdas unitarias 3D en la dirección  $z$ , y tres en la dirección  $y$ . El elemento lineal del arreglo 2z-2y del **gasket**, con sus dimensiones, se presenta en la Figura 3.31. El eje  $y$  corresponde a la dirección del flujo del fluido de trabajo, el eje  $z$  a la altura del **gasket** en la dirección radial del arreglo y el eje  $x$  corresponde a la dirección angular del **gasket**. En la dirección  $x$  se tomaron dos celda unitarias que corresponden a un 0.54% del perímetro del **gasket**. En la Imagen 3.32 se muestran las dimensiones del arreglo 3z-3y. En la dirección  $x$  se tomaron dos celdas unitarias que corresponden a un 0.54% del perímetro del **gasket**. Las dimensiones de la celda unitaria para ambos arreglos son las mismas que se consideraron para la celda rigidizada con  $\theta = \theta = 80^\circ$ , ver Figura 3.26.

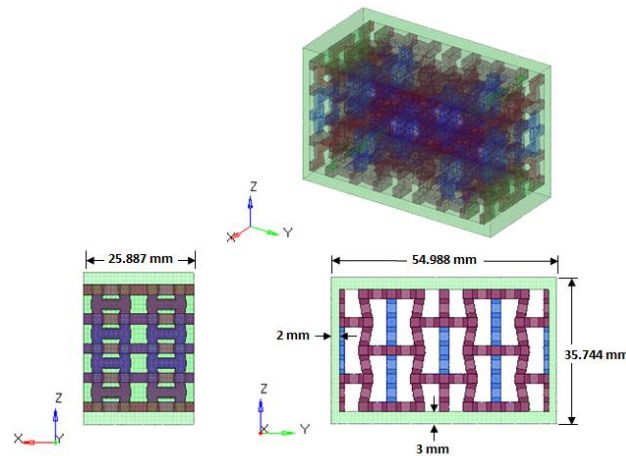


Figura 3.31. Se muestra un elemento lineal del arreglo 2z-2y. Este arreglo cuenta con dos celdas unitarias en la dirección  $z$  y dos celdas unitarias en la dirección  $y$ . En la dirección  $x$  que corresponde al eje longitudinal del **gasket** se tomaron dos celdas unitarias. En color verde se muestra una capa envolvente continua: la parte superior e inferior tiene un espesor de 3 mm y las partes laterales un espesor de 2 mm.



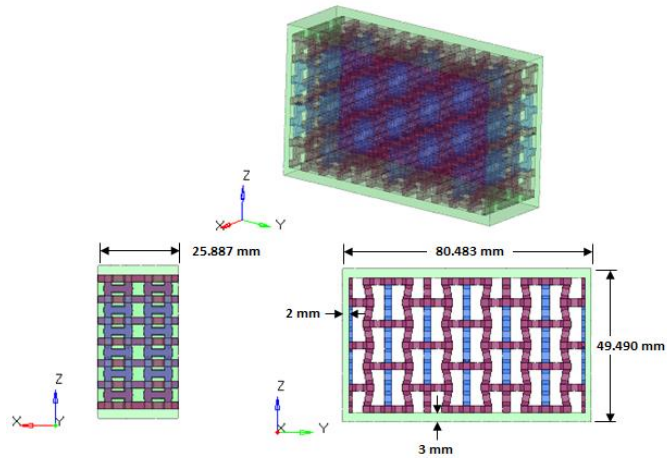


Figura 3.32. Se muestra un elemento lineal del arreglo 3z-3y. Este arreglo cuenta con tres celdas unitarias en la dirección z y tres celdas unitarias en la dirección y. En la dirección x que corresponde al eje longitudinal del **gasket** se tomaron dos celdas unitarias. En color verde se muestra una capa envolvente continua: la parte superior e inferior tiene un espesor de 3 mm y las partes laterales un espesor de 2 mm.

El análisis se consideró como un análisis cuasiestático no lineal, debido al material (hiperelástico), a la no linealidad geométrica (grandes desplazamientos) y a la no linealidad por el contacto. El arreglo 2z-2y se muestra en la Figura 3.33 y el arreglo 3z-3y en la Figura 3.34. En las Figuras se muestran los tres componentes de la unión: un elemento lineal de la espiga, uno de la campana y uno del **gasket**. Los tres componentes se muestran mallados, el **gasket** con elementos 3D de tipo tetragonal, pentagonal y hexagonal de primer orden y para la espiga y la campana con elementos 2D de tipo rectangular (quad) de primer orden. El material utilizado para el **gasket** fue Arnitel® ECO M700. Para la espiga y la campana se utilizaron las propiedades de un Acero A-36 (210 GPa de módulo de elasticidad, 7.85 gr/cm<sup>3</sup>, y  $\nu$  de 0.3) y un espesor de 5 mm.

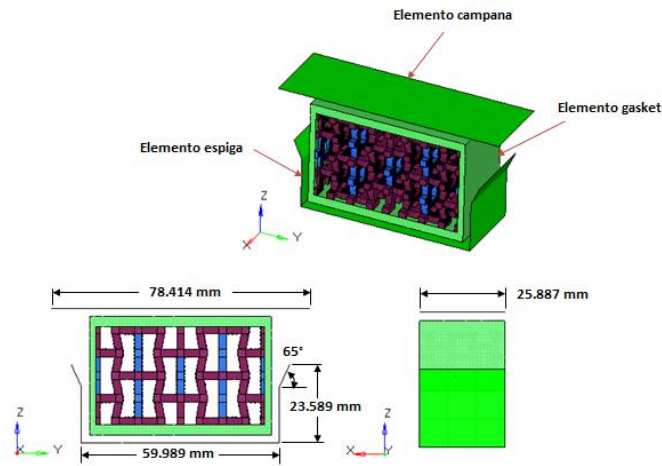


Figura 3.33. Se muestran los elementos utilizados para el arreglo 2z-2y con las unitarias 3D rigidizadas y con las dimensiones de los elementos espiga y campana, ambos con un espesor de 5 mm.

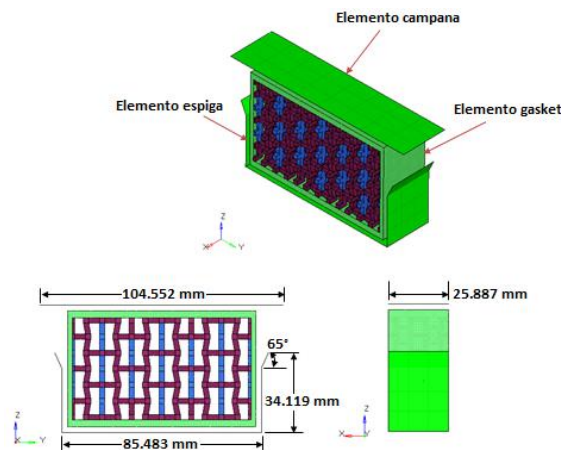


Figura 3.34. Se muestran los elementos utilizados para el arreglo 3z-3y con las unitarias 3D rigidizadas y con las dimensiones de los elementos espiga y campana, ambos con un espesor de 5 mm.

En la Figura 3.35 se ilustra el caso de carga de pre-compresión en ambos arreglos con las condiciones de frontera. Los planos A-B Y C-D de ambos arreglos son planos de simetría y tienen una restricción respecto al desplazamiento en el eje  $y$  y a los momentos  $M_x$  y  $M_z$ . La espiga está restringida respecto a todos los desplazamientos y momentos. La campana tiene un desplazamiento en  $z$ , representado por el vector  $D_z$  y con los cinco grados de libertad restantes restringidos. Se realizaron tres análisis: uno con un  $D_z$  de 10% de la altura del **gasket** correspondiente, un segundo con un  $D_z$  de 15% y un tercero con un  $D_z$  de 20%. El contacto entre la espiga y el **gasket** y entre la campana y el **gasket** se representa

por los elementos piramidales entre ambos. El contacto que se consideró fue de tipo deslizantes, es decir, no se consideró fricción entre los elementos bajo esta condición. También fueron considerados contactos internos en la estructura cuando se presentó el caso.

Los modelos deformados se presentan en la Figura 3.36 donde se muestran las magnitudes de desplazamiento en los tres arreglos a 10%, a 15% y a 20% de desplazamiento  $Dz$ .

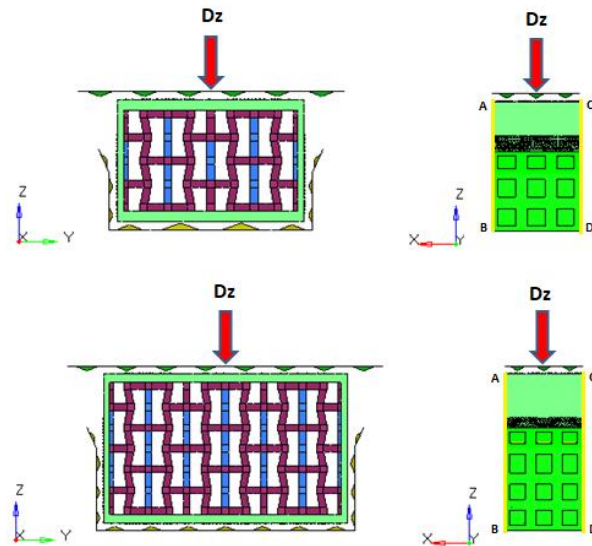


Figura 3.35. Caso de carga de compresión con condiciones de frontera. Los planos representados por las líneas amarillas de A-B y de C-D que son paralelos al plano  $xy$  son planos de simetría y están restringidos en el desplazamiento en la dirección  $y$  y en los momentos  $M_x$  y  $M_z$ . La espiga está restringida en su totalidad de grados de libertad y la campana tiene un desplazamiento  $Dz$  de 10%, de 15% y de 20%, respecto a la altura del **gasket** correspondiente y con los cinco grados de libertad restantes restringidos.

Los resultados de la presión de contacto entre las superficies de los elementos en MPa para el arreglo 2x2 se presentan en las Figuras 3.37, 3.38 y 3.39. Se muestran las superficies de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana (superficie a) y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga (superficie b). La imagen inferior derecha para ambos arreglos muestra las zonas de presión por arriba de la presión mínima requerida (2.578 MPa) en color rojo y las zonas por debajo de esta presión en color Morado.

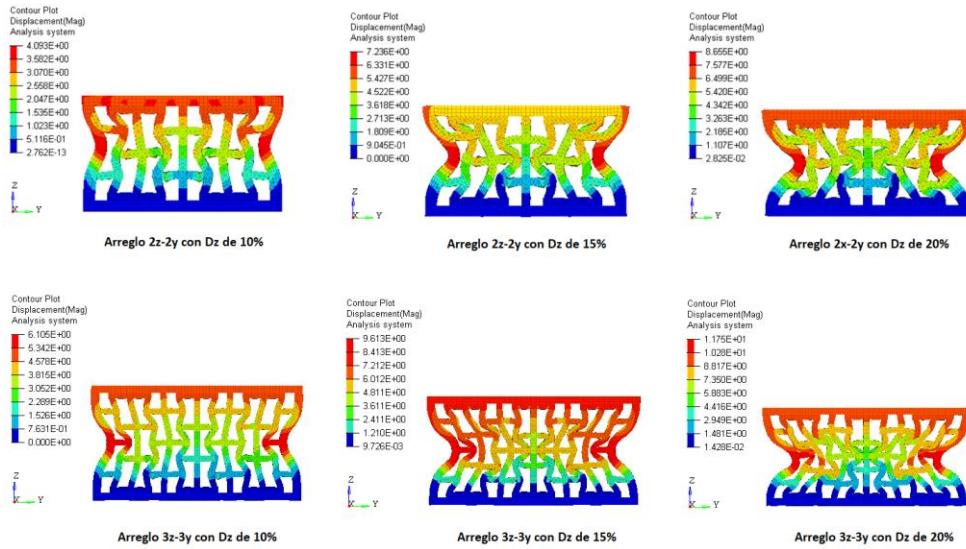


Figura 3.36. Se muestran los resultados de la magnitud de desplazamiento para los arreglos  $3z-3y$  y  $2z-2y$  con un desplazamiento de Dz de 10%, de 15% y de 20%.

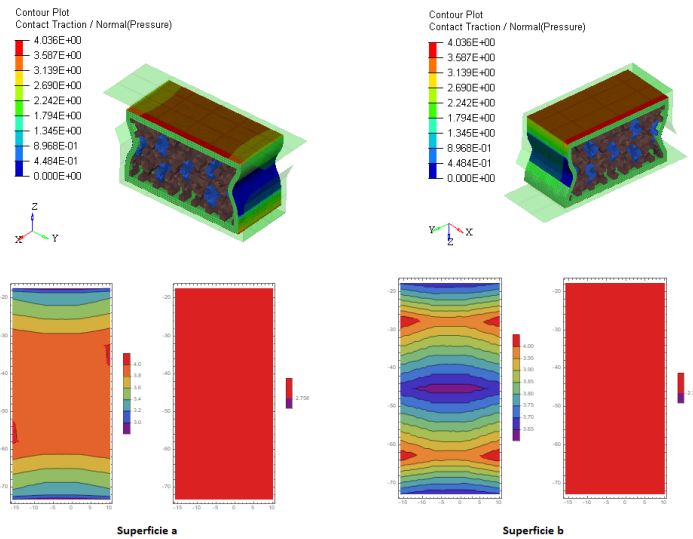


Figura 3.37. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $2z-2y$  con un Dz de 10%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo.

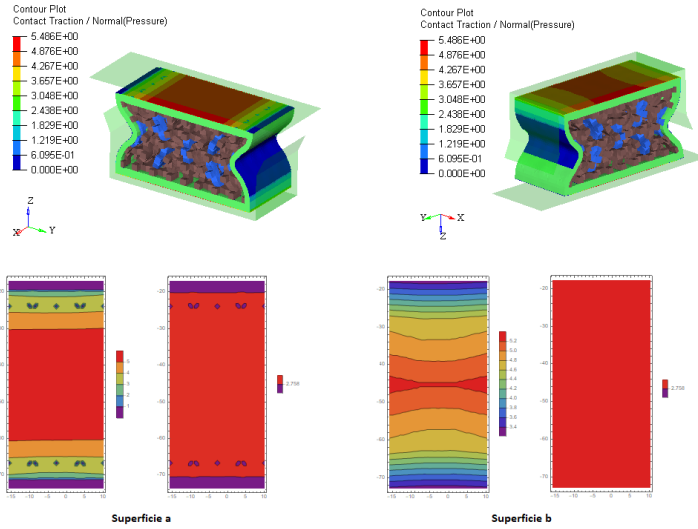


Figura 3.38. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $2\tilde{x}-2y$  con un Dz de 15%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo.

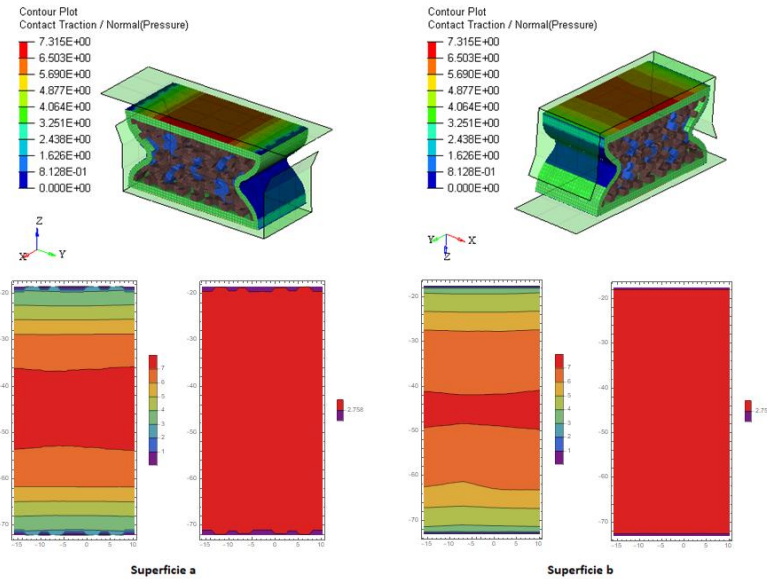


Figura 3.39. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $2\tilde{x}-2y$  con un Dz de 20%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo.

Los resultados de la presión de contacto entre las superficies de los elementos en MPa para el arreglo 3x3 se presentan en las Figuras 3.40, 3.41 y 3.42. Se muestran las superficies de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana (superficie a) y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga (superficie b). La imagen de la izquierda (Superficie a) muestra los valores de la presión de contacto entre la campana y el **gasket** y la imagen de la derecha muestra los valores de la presión de contacto entre la espiga y el **gasket**. La imagen inferior derecha para ambos arreglos muestra las zonas de presión por arriba de la presión mínima requerida (2.578 MPa) en color rojo y las zonas por debajo de esta presión en color morado.

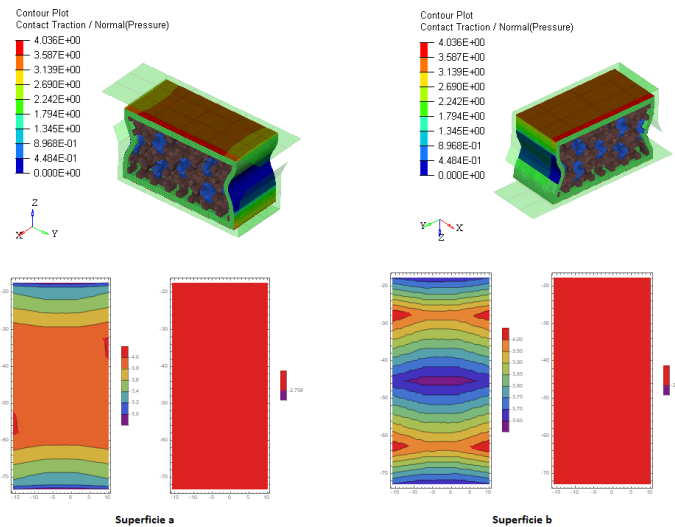


Figura 3.40. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo 3x3 con un Dz de 10%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo.

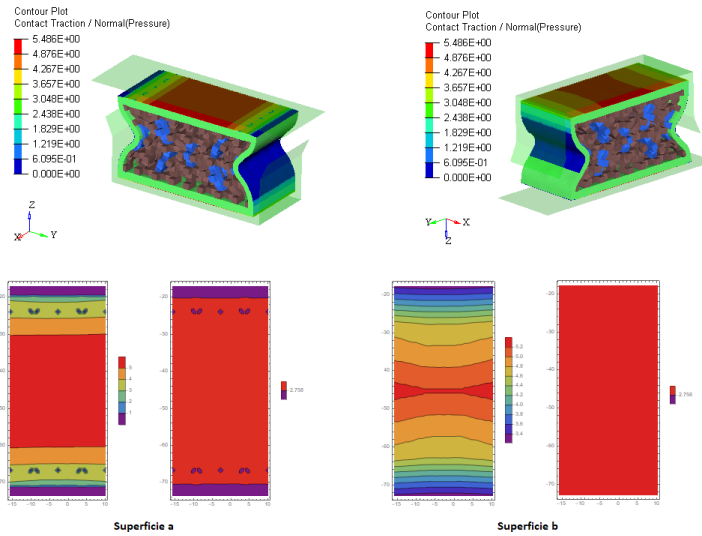


Figura 3.41. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $3\alpha-3\beta$  con un Dz de 15%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo.

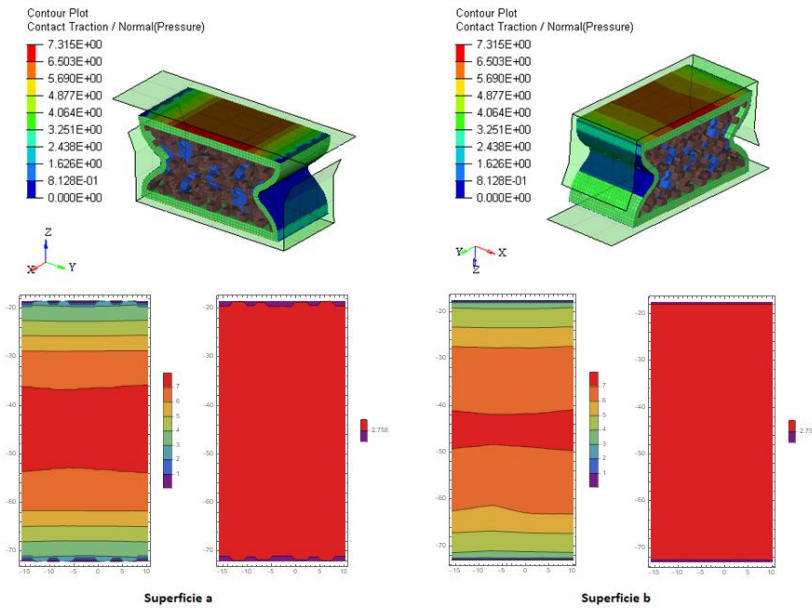


Figura 3.42. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie a, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie b. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $3\alpha-3\beta$  con un Dz de 20%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo.

Con los resultados obtenidos se puede observar que ambos arreglos con las tres condiciones de pre-compresión cumplen con la condición de mantener una presión mayor que la mínima requerida. Por lo tanto, se prosiguió con el análisis de ambos arreglos con la celda unitaria 3D rigidizada. Se evaluaron ambos arreglos de **gasket** bajo una condición de desalineación  $\alpha$  grados con respecto al eje  $x'-x'$  de la campana simulando una rotación relativa de la campana con respecto a la espiga, ver Figura 3.43. Para este análisis se utilizaron los elementos de la espiga, la campana y el **gasket** con el caso de carga en pre-compresión como la posición inicial y se aplicó una desalineación máxima de 6 grados. La malla, los materiales, las geometrías y el tipo de análisis son idénticos a los utilizados en el caso de carga de pre-compresión. En la Figura 3.44 se muestra el caso de carga de desalineación para ambos arreglos del **gasket**.

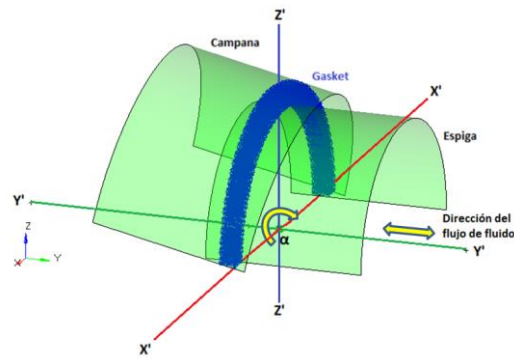


Fig. 3.43. Modelo de la mitad de una unión espiga campana con un **gasket** estructurado donde se indica una desalineación de  $\alpha$  grados de la campana respecto al eje  $x'-x'$ . La dirección del flujo del fluido de trabajo se representa por una flecha en ambos sentidos considerando que el flujo puede ser en una u otra dirección.

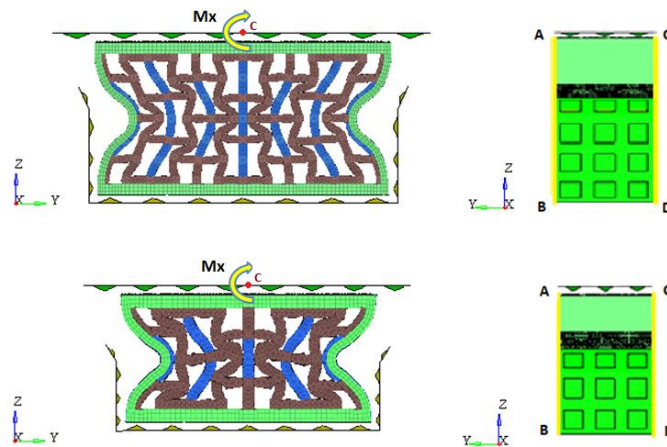


Figura 3.44. Caso de carga de desalineación con condiciones de frontera. Los planos representados por las líneas amarillas de A-B y de C-D que son paralelos al plano  $\bar{x}$ - $x'$  son planos de simetría y están restringidos en el desplazamiento  $y$  y en los momentos  $M_x$  y  $M_{\bar{x}}$ . La espiga está restringida en la totalidad de sus grados de libertad y la campana tiene una rotación  $M_x$  de  $6^\circ$  con respecto al eje perpendicular al plano que pasa por el punto C. El **gasket** se muestra con una pre-carga de compresión.



En este caso de carga de desalineación se buscó determinar la presión y el área de contacto después de rotar la espiga  $6^\circ$  respecto al eje paralelo al eje  $x$  que pasa por el punto C. Se realizaron tres análisis por arreglo: uno con una pre-compresión inicial de 10% de la altura del **gasket** correspondiente, otro con una compresión inicial de 15% y un último con un 20% de pre-compresión inicial. Los resultados de las zonas de contacto se pueden observar en las Figuras, 3.45 donde se muestran los resultados de ambos arreglos con una pre-compresión de un 10%, 3.46 donde se muestran los resultados de ambos arreglos con una pre-compresión de un 15% y 3.47 donde se muestran los resultados de ambos arreglos con una pre-compresión de un 20%.

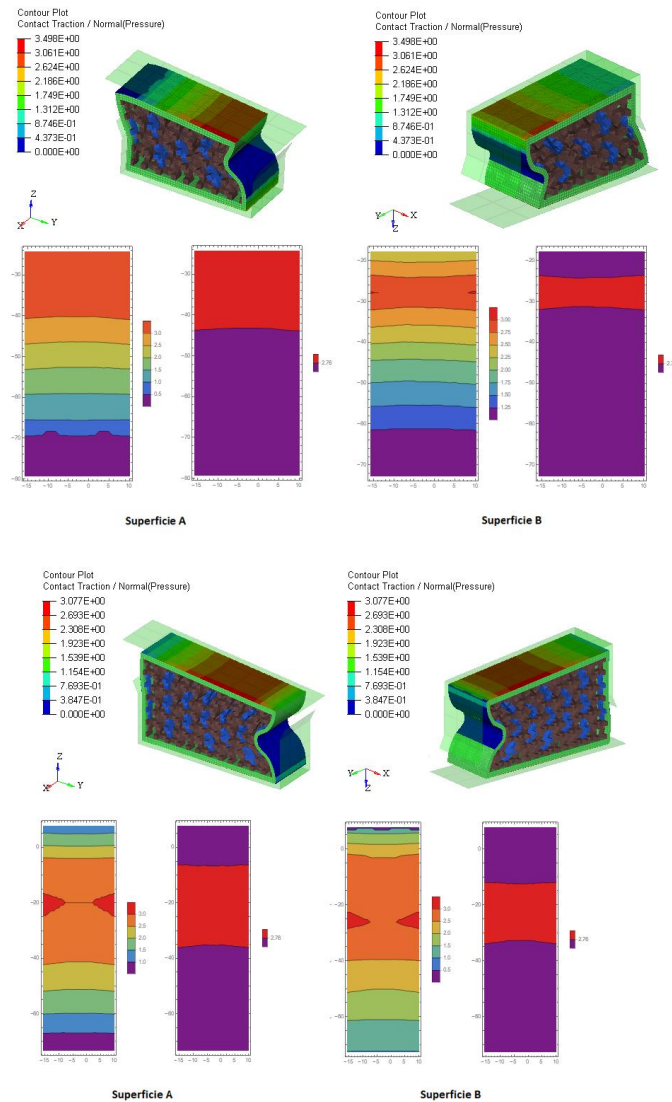


Figura 3.45. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie A, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie B. Los valores están en MPa y corresponden a los arreglos  $2\tilde{x}-2y$  y  $3\tilde{x}-3y$  con un Dz de 10%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo y por debajo en color morado.

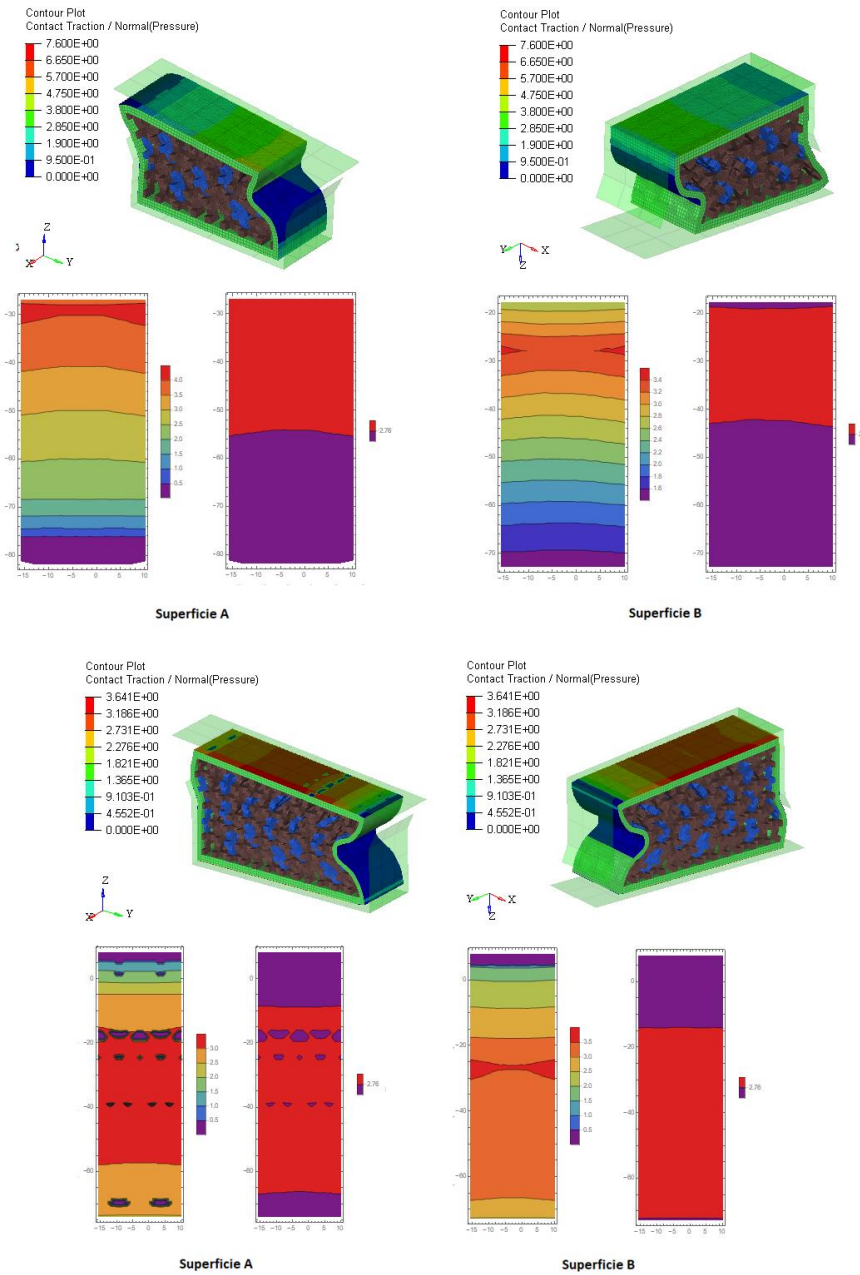


Figura 3.46. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie A, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie B. Los valores están en MPa y corresponden a los arreglos  $2\tilde{x}-2y$  y  $3\tilde{x}-3y$  con un Dz de 15%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo y por debajo en color morado.

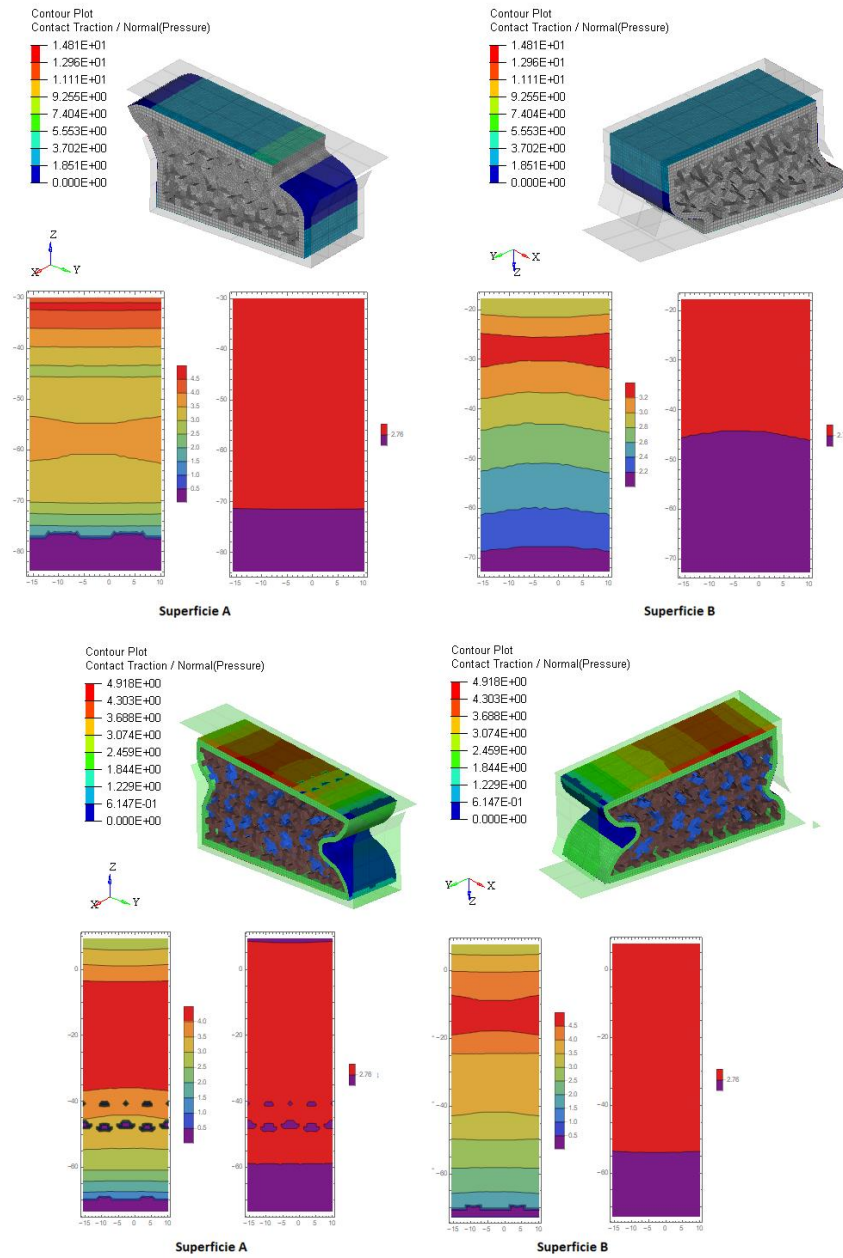


Figura 3.47. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie A, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie B. Los valores están en MPa y corresponden a los arreglos  $2\tilde{x}-2y$  y  $3\tilde{x}-3y$  con un Dz de 20%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo y por debajo en color morado.

## Resultados

En la Tabla 3.5 se muestra la longitud nominal de presión efectiva del área de contacto con una presión por arriba de la presión mínima requerida. Esta longitud se muestra en función del tipo de arreglo de la estructura y en función de la pre-compresión a la que se sometió el **gasket**. Entre mayor sea la longitud nominal que sobrepase la presión mínima requerida, el **gasket** tendrá un mayor rendimiento. También se muestra la presión máxima que se encontró en las superficies de contacto.

Tabla 3.5. Longitud nominal de presión efectiva de las superficies de contacto							
Porcentaje de presión		Arreglo 2x2			Arreglo 3x3		
		10%	15%	20%	10%	15%	20%
Superficie A	Longitud nominal de la superficie de contacto por arriba de la presión mínima en mm	19.5	26.97	41.2	28.08	46.14	43.55
	Presión máxima de contacto en MPa	3.5	4.18	4.63	3.06	3.43	4.48
Superficie B	Longitud nominal de la superficie de contacto por arriba de la presión mínima en mm	6.55	22.81	26.31	20.31	57.36	45.62
	Presión máxima de contacto en MPa	3.01	3.44	3.33	3.08	3.64	4.92

De acuerdo a los resultados presentados en la Tabla 3.5. Se eligió al arreglo 2x2 con una pre-carga de compresión de un 15% de la altura del **gasket** como la opción más adecuada ya que presenta un mayor resultado en la relación Longitud nominal de presión efectiva- Presión máxima de contacto, con una longitud nominal de presión efectiva, mayor a la presión máxima, de 26.97 mm en la superficie A y de 22.81 mm en la superficie B y con una presión máxima de contacto de 4.18 MPa y 3.44 MPa para las superficies A y B respectivamente, por arriba de la presión mínima requerida de 2.76 MPa.

Este arreglo 2x2 con una precarga de compresión de un 15% se sometió al análisis con el modelo Mooney-Rivlin con 5 constantes que como se observa en la Figura 3.4 se ajusta más a la curva esfuerzo-deformación experimental. Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 3.48, y en la Tabla 3.6 se comparan los valores obtenidos con el modelo de Mooney-Rivlin con dos y cinco constantes. Como se puede observar, con el modelo de cinco constantes se obtienen una presión de contacto y una longitud nominal de la superficie de contacto mayor al obtenido con el modelo de dos constantes.

Tabla 3.6. Resultados con modelo Mooney-Rivlin con dos y cinco constantes				
		2 constantes	5 constantes	Variación (%)
Superficie A	Longitud nominal de la superficie de contacto por arriba de la presión mínima en mm	26.97	42	64.21
	Presión máxima de contacto en MPa	4.18	8.98	46.55
Superficie B	Longitud nominal de la superficie de contacto por arriba de la presión mínima en mm	22.81	55	41.47
	Presión máxima de contacto en MPa	3.44	6.02	57.14

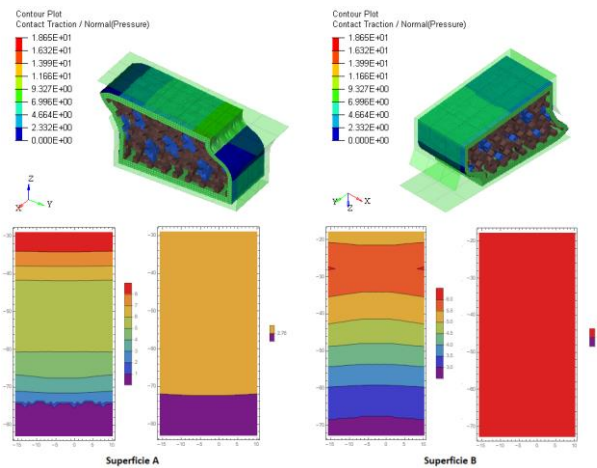


Figura 3.48. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie A, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie B utilizando el modelo de Mooney-Rivlin con cinco constantes. Los valores están en MPa y corresponden a los arreglos  $2\tilde{x}-2\tilde{y}$  con  $Dz$  de 15%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color naranja (imagen inferior izquierda) y en color rojo (imagen inferior derecha) y por debajo en color morado.

Por último el arreglo seleccionado se sometió a una condición de desalineación de un 10% mayor a la presentada por una unión bola-campana (ver Capítulo 2), es decir una desalineación de 16.5 grados con respecto al eje  $x'-x'$  de la campana, simulando una rotación relativa de la campana con respecto a la espiga, ver Figura 3.44. Este análisis se realizó para comparar la unión propuesta con la unión comercial llamada unión Bola-campana. En la Figura 3.49 se muestran los resultados utilizando el modelo Mooney-Rivlin con dos constantes donde se presentan las superficies de contacto entre la campana y el **gasket**, Superficie A, y entre la espiga y el **gasket**, Superficie B.

Como se puede observar en los resultados, se tiene que la propuesta del **gasket** seleccionada con una desalineación 10% mayor que la especificada en las uniones bola-campana para tuberías de 30 pulg de diámetro nominal, es decir 16.50° de desalineación, presenta una longitud nominal de presión efectiva de 21.32 mm y una presión máxima de 3.88 MPa en la superficie de contacto entre la campana y el **gasket**; y una longitud nominal de presión efectiva de 7.52 mm y una presión máxima de 3.01 MPa.

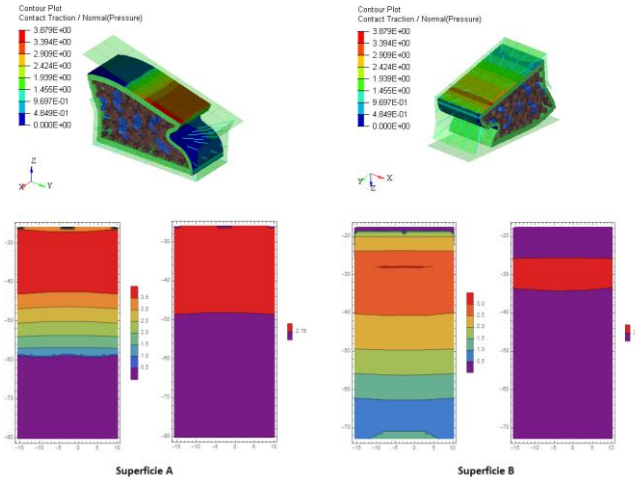


Figura 3.49. Se muestran las presiones de contacto entre el elemento **gasket** y el elemento campana, superficie A, izquierda y entre el elemento **gasket** y el elemento espiga, superficie B. Los valores están en MPa y corresponden al arreglo  $2\tilde{x}-2y$  con un Dz de 15%. La imagen en la parte inferior derecha de cada superficie indica la zona de presión por arriba del límite mínimo de 2.76 MPa en color rojo y por debajo en color morado.

Con base en los resultados obtenidos la elección de la propuesta de diseño correspondiente al arreglo 2x2 con dos estructuras unitarias 3D en la dirección  $\tilde{x}$  y con dos estructuras unitarias 3D en la dirección  $y$  con los parámetros de celda unitaria 3D indicados en la Figura 3.28 y con los parámetros del arreglo que se muestran en las Figura 3.31.

## CAPÍTULO 4

### CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

#### Conclusiones

En el presente trabajo se obtuvo el diseño de un nuevo **gasket** con una estructura auxética interna con aplicación en uniones de tubería rígida a presión que cumple con la presión mínima requerida para mantener la hermeticidad de las misma. Se utilizó un material termoplástico elastómero que cumpliera con las especificaciones mecánicas de la norma ANSI/AWWA C111/A21.11-12. Rubber-Gasket Joints for Ductile-Iron Pressure Pipe and Fittings.

Se puede concluir que la hipótesis y los objetivos propuestos se cumplieron satisfactoriamente ya que se obtuvo la estructura auxética con los parámetros adecuados para mantener la hermeticidad de una unión sujeta a 6° de desalineación y hasta una desalineación de 16.20°, valor 10% mayor a la reportada por los fabricantes de uniones y tuberías especiales.

También se obtuvo la propuesta de una nueva celda unitaria 3D, en base a una estructura existente propuesta por Minghui Fu [14], que cumple con tener un coeficiente de Poisson negativo  $\nu_{zy}$  muy cercano al obtenido con esta última y con una rigidez mayor que aportó la presión de contacto necesaria para cumplir con el objetivo propuesto.

#### Trabajo a futuro

Como trabajo a futuro se propone:

1. La fabricación de un prototipo y de un banco de pruebas para validar los resultados obtenidos en los análisis por el Método de los Elementos Finitos.
2. La optimización de la geometría y de los espesores de la capa envolvente de la estructura propuesta.
3. La investigación de otras posibles aplicaciones de la estructura propuesta en juntas mecánica donde se presentan grandes desalineaciones o desfases.
4. Realizar un análisis a fatiga de la estructura propuesta para aplicaciones que presentan ciclos de carga y descarga.
5. El análisis de otras geometrías auxéticas en la aplicación propuesta.

6. El diseño de un proceso de inyección para el **gasket** propuesto y el material propuesto.
7. La búsqueda y propuesta de un material con las propiedades necesarias para fabricar la estructura utilizando manufactura aditiva. Con los estudios concernientes al proceso de manufactura



## ANEXO A

<b>Tabla A.1. Propiedades y métodos de prueba requeridos para gaskets de SBR para uniones push-on</b>					
Propiedad	Método de prueba ASTM	Cuerpo principal del gasket		Porción dura (Si se utiliza)	
		Unidad Estándar (US)	Unidad Métrica	Unidad Estándar (US)	Unidad Métrica
Dureza nominal, Shore A	D2240	50-65	50-65	80-85	80-85
Tolerancia en la dureza nominal		±5	±5	±5	±5
Tensión última mínima	D412	2,000 psi	14 MPa	1,200 psi	8 MPa
Elongación última mínima*	D412	300%	300%	125%	125%
Envejecimiento mínimo**	D573***	60%	60%	–	–
Deformación permanente por compresión (DVR)máxima	D395 Método B	20%	20%	–	–
Resistencia al agrietamiento superficial por ozono	D11495****	Sin agrietamiento			

* A partir de la longitud original.
**A partir de los valores originales de la tensión y elongación última.
*** Método en horno de aire, despues de 70 hr a 100 °C ±1°.
**** Despues de un mínimo de 25 hr de exposición en una concentración de ozono de 50-pphm a 104 °F (40 °C) en un gasket montado en bucle con aproximadamente 20 porciento de elongación en la superficie externa.

## REFERENCIAS

1. ANSI/AWWA C111/A21.11-12. Rubber-Gasket Joints for Ductile-Iron Pressure Pipe and Fittings.
2. Becerril García, D. (2008). *Estudio de la hermeticidad en tuberías plásticas con sistema de unión tipo espiga-campana*. Tesis de maestría. UNAM.
3. Steel Pipe-A Guide for Design and Installation. *Manual of Water Supply Practices M11 Fourth Edition*. AWWA Publications, 2004.
4. Czernik, Daniel E. *Gaskets: Design, Selection, and Testing*. McGraw-Hill, 1996.
5. Evans, K. E., Nkansah, M. A., Hutchinson, I. J. and Rogers, S. C., *Molecular network design*. Nature, 1991, 353, 124.
6. Teik-Cheng Lim. *Auxetic Materials and Structures*. Springer, 2015.
7. Gercek, H. *Poisson's ratio values for rocks*. International Journal of Rock Mechanics & Mining Science 44 (2007) 1-13.
8. Fung Y. C. *Foundations of solid mechanics*. Prentice-Hall, New Jersey, 1965.
9. Yunan Prawoto. *Seeing auxetic materials from the mechanics point of view: A structural reviews on the negative Poisson ratio*. Computational Materials Science 58 (2012) 140-153.
10. Evans, K. E. *Auxetic polymers: a new range of materials*. Endeavour. New Series, 1991, 15, 4.
11. Krishna Kumar Saxena, Raj Das and Emilio P. Calius. *Three Decades of Auxetics Research Materials with Negative Poisson's Ratio: A Review*. Advanced Functional Materials, 2016, 18, 11.
12. David Y. Fozdar, Pranav Soman, Jin Woo Lee, Li-Hsin Han, and Shaochen Chen. *Three-Dimensional Polymer Constructs Exhibiting a Tunable Negative Poisson's Ratio*. Advanced Functional Materials, 2011, 21, 2712–2720.
13. Richard Critchley, Ilaria Corni, Julian A. Wharton, Frank C. Walsh, Robert J. K. Wood and Keith R. Stokes. *The Preparation of Auxetic Foams by Three-Dimensional Printing and Their Characteristics*. Advanced Functional Materials, 2013, 15, 10.
14. Minghui Fu, Yu Chen Wenzhi Zhang and Binbin Zheng. *Experimental and numerical analysis of a novel three-dimensional auxetic metamaterial*. Physica status solid b, 2016, 8, 1565-1575.
15. Almgren, Robert F. *An isotropic three dimensional structure with poisson's ratio = -1*. Journal of elasticity, 15, 427-430 (1985).
16. Gibson LJ, Ashby MF. *Cellular solids: structure and properties*. Pergamon Press, Oxford, 1988.

17. M. Asghar, Bhatti. *Fundamental Finite Element Analysis and applications. With Mathematica and Matlab Computations*. John Wiley & Sons, 2005.
18. M. Asghar, Bhatti. *Advanced topics in finite element analysis of structures. With Mathematica and Matlab Computations*. John Wiley & Sons, 2005.
19. Gent, Alan N. *Engineering with rubber. How to design rubber components*. Hanser publications, Munich, 2012.
20. Nomesk Kumar, V. Venkateswara Rao. *Hyperelastic Mooney-Rivlin Model: Determination and Physical Interpretation of Material Constants*. MIT International Journal of Mechanical Engineering, Vol. 6, No. 1, January 2016.
21. Kear K. E. *Developments in Thermoplastic Elastomers*. Rapra review reports, Volume 14, Number 10, 2003

## BIBLIOGRAFÍA

- Almgren, Robert F. *An isotropic three dimensional structure with poisson's ratio = -1*. Journal of elasticity, 15, 427-430 (1985).
- American Water Works Association. *Ductile-Iron Pipe and Fittings. Manual of Water Supply Practices M41 Third Edition*. AWWA Publications, 2009.
- ANSI/AWWA C111/A21.11-12. Rubber-Gasket Joints for Ductile-Iron Pressure Pipe and Fittings.
- ASTM D 395 – 03. *Standard Test Methods for Rubber Property—Compression Set*.
- ASTM F2792-12a. *Standard Terminology for Additive Manufacturing Technologies*.
- Becerril García, D. (2008). *Estudio de la hermeticidad en tuberías plásticas con sistema de unión tipo espiga-campana*. Tesis de maestría. UNAM.
- Brown, Roger. *Physical testing of rubber*. Springer, 2006.
- Steel Pipe-A Guide for Design and Installation. *Manual of Water Supply Practices M11 Fourth Edition*. AWWA Publications, 2004.
- Campo, E. Alfredo. *The complete part design handbook. For injection molding og thermoplastics*. Hanser, 2006.
- Ciesielski, Andrew. *An Introduction to Rubber Technology*. Rapra Technology Limited, 1999.
- Czernik, Daniel E. *Gaskets: Design, Selection, and Testing*. McGraw-Hill, 1996.
- David Y. Fozdar, Pranav Soman, Jin Woo Lee, Li-Hsin Han, and Shaochen Chen. *Three-Dimensional Polymer Constructs Exhibiting a Tunable Negative Poisson's Ratio*. Advanced Functional Materials, 2011, 21, 2712–2720.
- Evans, K. E. *Auxetic polymers: a new range of materials*. Endeavour. New Series, 1991, 15, 4.
- Evans, K. E., Nkansah, M. A., Hutchinson, I. J. and Rogers, S. C., *Molecular network design*. Nature, 1991, 353, 124.
- Flitney, Robert. *Seals and sealing handbook*. Elsevier Ltd., 2014.
- Fung Y. C. *Foundations of solid mechanics*. Prentice-Hall, New Jersey, 1965.
- G. Sommer, John. *Engineered Rubber Products Introduction to Design, Manufacture and Testing*. Hanser publications, Munich, 2009.
- Gent, Alan N. *Engineering with rubber. How to design rubber components*. Hanser publications, Munich, 2012.

- Gercek, H. *Poisson's ratio values for rocks*. International Journal of Rock Mechanics & Mining Science 44 (2007) 1-13.
- Gibson LJ, Ashby MF. *Cellular solids: structure and properties*. Pergamon Press, Oxford, 1988.
- ISO 2531. Ductil iron pipes, fittings, accessories and their joints for water applications. Sixth edition, 2009.
- ISO 21138-2:2017. *Plastics piping systems for non-pressure underground drainage and sewerage — Structured-wall piping systems of unplasticized poly(vinyl chloride) (PVC-U), polypropylene (PP) and polyethylene (PE) — Part 2: Pipes and fittings with smooth external surface, Type A*.
- Kear K. E. *Developments in Thermoplastic Elastomers*. Rapra review reports, Volume 14, Number 10, 2003.
- Krishna Kumar Saxena, Raj Das and Emilio P. Calius. *Three Decades of Auxetics Research Materials with Negative Poisson's Ratio: A Review*. Advanced Functional Materials, 2016, 18, 11.
- M. Asghar, Bhatti. *Fundamental Finite Element Analysis and applications. With Mathematica and Matlab Computations*. John Wiley & Sons, 2005.
- M. Asghar, Bhatti. *Advanced topics in finite element analysis of structures. With Mathematica and Matlab Computations*. John Wiley & Sons, 2005.
- Martínez M., A., A. (2015). *Diseño y puesta en marcha de equipos para ensayos de hermeticidad en juntas de tuberías plásticas según la norma ASTM D-3212*. Tesis de licenciatura, UNAM.
- Minghui Fu, Yu Chen Wenzhi Zhang and Binbin Zheng. *Experimental and numerical analysis of a novel three-dimensional auxetic metamaterial*. Physica status solid b, 2016, 8, 1565-1575.
- Mohsin, Mahmood A. Treloar, Leslie R. G. *Thermoelastic measurements of some elastomers under extension and torsion*. Polymer, 1987, Vol 28, October 189.
- Munjiza, Antonio. *Large strain finite element method*. John Wiley & Sons, Ltd, 2015.
- Nomesh Kumar, V. Venkateswara Rao. *Hyperelastic Mooney-Rivlin Model: Determination and Physical Interpretation of Material Constants*. MIT International Journal of Mechanical Engineering, Vol. 6, No. 1, January 2016.
- Richard Critchley, Ilaria Corni, Julian A. Wharton, Frank C. Walsh, Robert J. K. Wood and Keith R. Stokes. *The Preparation of Auxetic Foams by Three-Dimensional Printing and Their Characteristics*. Advanced Functional Materials, 2013, 15, 10.
- Srivatsan, T. S., Sudarshan T. S. *Additive Manufacturing. Innovations, Advances, and Applications*. CRC Press, 2016.

Teik-Cheng Lim. *Auxetic Materials and Structures*. Springer, 2015.

Treloar, Leslie R. G. *Stress strain data for vulcanized rubber under various types of deformation*. Reprinted from the Transactions of the Faraday Society, Vol. 40, No. 2, pages 59-70, February 1944.

Yunan Prawoto. *Seeing auxetic materials from the mechanics point of view: A structural reviews on the negative Poisson ratio*. Computational Materials Science 58 (2012) 140-153.