

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA.
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA APLICADA.

**Mejoramiento de las tensiones en el
Plato de Respaldo de la Bomba Máster
MP 2C120 de la Planta Glucosa de
Cienfuegos.**

Trabajo de Diploma

En opción al Título de Ingeniero Mecánico.

AUTOR: Erisbel Pérez Toledo.

TUTORES: Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa.

Ing. Reinier Jiménez Borges.

Ing. Abdel Mendoza Fernández.

**AÑO 57 DE LA REVOLUCIÓN
CIENFUEGOS 2015.**

DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
"Carlos Rafael Rodríguez"



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.
Nombre y Apellidos. Firma

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Pensamientos

“No hay nada que nos evite el estrés del camino hacia nuestros sueños. No es una alfombra roja, sino un camino lleno de hoyos, piedras y lodo, pero sé que al final podremos lograr lo que tanto anhelamos, si soportamos lo suficiente y podemos decir: ¡Ha valido la pena!”

Edgar Martínez.

“El honor más grande aún no se ha otorgado, la carrera más dura aún no ha comenzado. No basta con soñarlo, hay que echarle manos a la obra, luchar hasta conseguir el éxito de nuestro presente. Nunca es tarde..... Enhorabuena”

G.M. Quirós.

Agradecimientos

A toda mi familia que de una forma u otra contribuyeron a mi formación como Ingeniero.

A mi novia por darme apoyo y comprensión.

A mis tutores, Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa, al Ing. Reinier Jiménez Borges y al Ing. Abdel Mendoza Fernández, quienes fueron siempre guías en la realización de este trabajo.

¡Muchas Gracias!

Dedicatoria

Dedico este Trabajo de Diploma principalmente a mi familia, y a todas las personas que contribuyeron a mi formación como Ingeniero durante toda la carrera.

Resumen

En el trabajo partiendo de las ecuaciones obtenidas para las placas de pequeña curvatura de sección llena se obtienen una serie de ecuaciones para hallar el coeficiente de debilitamiento de la sección por la presencia de orificios en posición vertical, para diferentes diámetros y pasos. Estas ecuaciones se desarrollaron lo más generales posibles. Con paso variable entre los orificios, los diámetros de los orificios pueden ser diferentes en cada una de las circunferencias de la placa, puede haber varias circunferencias con pasos iguales y diámetros de los orificios iguales. Estas ecuaciones fueron utilizadas para calcular las tensiones en el Plato de Apoyo de Bomba Máster MP 2C120 de la Planta Glucosa de Cienfuegos con orificios verticales ya que desde el punto de vista tecnológico estos orificios son los que resultan más simples para fabricar el plato. El objetivo es evaluar diferentes variantes de diámetros de orificios y pasos con vistas a evaluar la reducción de las tensiones para poder proponer un nuevo diseño del plato que minimice las averías.

Palabras Claves: Bombas de diafragma, plato de apoyo, placa curva con orificios verticales, influencia del diámetro de los orificios y el paso en las tensiones.

Abstract

At work, based on the equations obtained for the plates of small curvature section fills a series of equations are obtained for finding the coefficient of weakening section for the presence of holes in vertical position to different diameters and pitches. These equations were developed as general as possible. With variable pitch between the holes, the diameters of the holes may be different in each of the circumferences of the plate may be several circles with equal pitches and diameters of the holes equal. These equations were used to calculate the stresses in the backing plate Pump Stand: 2C120 Master MP Glucose Cienfuegos plant with vertical holes and that from the technological point of view these are the holes that are simpler to manufacture the plate. The objective is to evaluate different variants of hole diameters and evaluate steps towards reducing tensions in order to propose a new plate design that minimizes damage.

Key words: Diaphragm Pumps, support plate, curved plate without holes, influence of the diameter of the holes and the passage in the voltages.

Índice

Introducción	1
Capítulo I: Estado del arte sobre las bombas de diafragma	5
1.1 Introducción al capítulo.....	5
1.2 Clasificación de las bombas.	5
1.3 Generalidades de las bombas reciprocantes. Bombas de diafragmas.....	5
1.3.1 Bombas de diafragmas.	7
1.3.2 Tipos de Diafragmas.	10
1.3.3 Principales tipos de válvulas en las bombas de diafragmas.	11
1.3.4 Materiales para la fabricación de una bomba de diafragma.	12
1.4 Bombas de diafragmas usadas mundialmente.	13
1.4.1 Bombas de diafragmas Wilden.....	13
1.4.2 Bombas de diafragmas ABEL. Gama HM y HMT.....	15
1.5 Bomba Máster KARL KROYER MP 2C120.	17
1.5.1 Descripción y modo de operación:	17
1.5.2 Parámetros fundamentales.	19
1.5.3 Plato perforado de respaldo al diafragma.....	19
1.6 Diámetros de brocas.....	22
1.7 Conclusiones del Capítulo.....	23
Capítulo II Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva sin y con orificios.....	25
2.1 Flexión de placas circulares sometidas a cargas simétricas	25
2.2 Flexión de placas circulares de pequeña curvatura sometidas a cargas simétricas.	26
2.3 Cálculo de las tensiones en las placas curvas circulares sin orificios.	32
2.4: Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva con orificios....	38
2.4.1 Cálculo de las tensiones y los desplazamientos en las placas curvas circulares con orificios.	38

2.4.2 Calculo del Momento de Inercia por unidad de longitud y las tensiones máximas en una placa curva con orificios verticales.	39
2.4.3 Calculo de las tensiones máximas en la placa curva con orificios verticales. Nuevos diseños.	44
2.5 Conclusiones del Capítulo.....	48
Capítulo III Validación por el método de los elementos finitos de los modelos elaborados.	51
3.1 Introducción al Capítulo III.	51
3.2. Establecimiento del Modelo de un plato macizo para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno.....	51
3.3Análisis del Plato perforado con Agujeros Verticales para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno.....	58
3.4 Análisis del Plato perforado con Agujeros Verticales para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno. Diseño franja (6x10).	61
3.5 Análisis del Plato perforado con Agujeros Verticales para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato.....	63
3.6 Conclusiones del Capítulo.....	66
Conclusiones Generales.	68
Recomendaciones.	71
Bibliografía.	¡Error! Marcador no definido.
Anexos.....	76

Introducción

La Empresa Glucosa Cienfuegos subordinada a LABIOFAM, ubicada en la zona Industrial No 2 del reparto Pueblo Griffó en la periferia noreste de la ciudad de Cienfuegos, fue puesta en marcha en 1978, luego de un periodo inversionista que duró 6 años. Con una tecnología de origen sueca de la firma Alfa Laval y DDS Kroyer de Dinamarca es la única fábrica existente en Cuba dedicada a la producción de glucosa y otros derivados del maíz. La misma se construyó con el objetivo de producir diariamente 90 toneladas de Sirope de Glucosa, 9 toneladas de Gluten, 7 toneladas de Germen, 19 toneladas de Licor de Remojo y 21,5 toneladas de Forraje y últimamente se está produciendo el Vimang. El proceso tecnológico de la Empresa se encuentra dividido en tres plantas: la planta de producción de almidón, la planta de producción de sirope de glucosa y la planta de mezclas secas. Además de contar con un sistema de facilidades auxiliares comunes a todas las plantas como son: el sistema de generación de vapor, que dispone de dos calderas de tubos de fuego con una capacidad de 8 y 12 toneladas de vapor por hora respectivamente. En ella existen una serie de equipos que mantienen su vitalidad y su funcionabilidad, así como un personal técnico encargado del desarrollo, mantenimiento y recuperación que permiten el trabajo sostenido y los resultados de dicha industria. Entre los equipos mencionados se encuentra la Bomba Máster KARL KROYER MP 2C120, objeto de Estudio del presente trabajo, la cual se encarga de bombear la leche de almidón acidificada que se utiliza para la producción de glucosa. Debido al largo período de aprovechamiento de estas unidades, se han presentado fallas en la zona de producción, una de las zonas en la que frecuentemente se ve reflejado, es en la zona en la que se produce la glucosa, específicamente en la Bomba Máster. A partir del periodo 2005-2006 la bomba empieza a presentar problemas en el plato perforado que le sirve como apoyo al diafragma, el cual se quiebra con la fractura del plato. Al quebrarse el diafragma se mezcla el aceite que contienen los pistones con el producto, perdiendo así toda la materia prima, el aceite de la bomba y por consiguiente pérdidas económicas y de tiempo por la limpieza de las tuberías que se contaminan de aceite. Esta avería ha significado grandes pérdidas económicas al centro ya que al fallar el plato se para la producción completa en dicha zona. Cuando falla el plato su fabricación completa tarda hasta una semana, si

tenemos en cuenta que la empresa en 8 horas de trabajo deja de producir 10 ton y cada tonelada hora representa 1.25 USD entonces la fábrica en una semana pierde 210 USD/hora, manifestando las consecuencias de la salida de servicio de esta bomba. En aquellos momentos los trabajadores de la planta en conjunto con los tecnólogos recuperaban estos, aplicándoles un proceso de soldadura y el posterior barrenado de algunos agujeros para que no se alterara el flujo. Esta ruptura se manifestaba a criterio de los especialistas de la planta por el desgaste en los elementos donde apoyaba el plato, donde quedaba un falso apriete y por ende permitía un cierto movimiento en la cámara o por el propio deterioro del material.

Como parte de la necesidad de investigar realmente las causas de porque la rotura de este plato perforado así como poder lograr soluciones que garanticen el correcto funcionamiento de la bomba dentro de la fábrica es que surge el presente proyecto, donde sobre la base de la determinación de las tensiones en el Plato de Respaldo original de la Bomba Máster MP 2C120 de la Planta Glucosa de Cienfuegos se realizan modificaciones en el diámetro y en el paso de los orificios con el objetivo de reducir las tensiones y prevenir las averías.

Problema científico

No se ha realizado un estudio sobre la influencia de los diámetros y pasos en las tensiones en una placa curva perforada con orificios verticales, como lo es el Plato de Respaldo de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, que permita realizar un estudio técnicamente fundamentado sobre la mejor variante para reducir las tensiones y prevenir las averías.

Hipótesis

Es posible, aplicando el Modelo Matemático creado para calcular las tensiones en las Placas Curvas Perforadas con orificios verticales, realizar un estudio del comportamiento de las tensiones para diferentes variantes de diámetros, pasos y distribución de diferentes diámetros de los orificios, buscando la solución más adecuada que conduzca a la solución definitiva de las averías.

Objetivo General

Aplicar el Modelo Matemático creado para calcular las tensiones en las Placas Curvas Perforadas con orificios verticales que permita realizar estudios del comportamiento de las tensiones para diferentes variantes constructivas de diámetros y pasos de los orificios.

Objetivos Específicos

1. Caracterizar las generalidades de las bombas reciprocantes en general y en particular de las bombas de diafragma y caracterizar las particularidades de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, de su plato de apoyo y de las averías que se producen en el mismo.
2. Localizar en las Normas Técnicas los posibles diámetros de brocas de acero al carbono y velocidades de giro, para poder realizar el estudio propuesto y disponer de datos para elaborar la tecnología de fabricación del plato.
3. Aplicar el nuevo Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en las Placas Curvas Perforadas con orificios verticales para realizar un estudio del comportamiento de las tensiones para diferentes variantes de diámetros de los orificios, diferentes distribuciones de pasos y distribución de los orificios, buscando la solución más adecuada que permita realizar un nuevo diseño de plato que conduzca a la solución definitiva de las averías y comparar los resultados obtenidos mediante la aplicación del Método de los Elementos Finitos.

Capítulo I

Capítulo I: Estado del arte sobre las bombas de diafragma.

1.1 Introducción al capítulo.

En este capítulo se realizará una breve revisión bibliográfica sobre las bombas, en particular las de diafragmas, así como las principales características que ofrecen dos de los mayores productores de este tipo de bombas. La descripción y el modo de operación de la bomba de diafragma KARL KROYER perteneciente a la empresa Glucosa Cienfuegos. Por último, algunos diámetros de barrenas normalizados y las velocidades de giro según el material.

1.2 Clasificación de las bombas.

Las bombas se clasifican según las consideraciones generales diferentes:

- La que toma en consideración la características de movimiento de los líquidos.
- La que se basa en el tipo de aplicación específica para los cuales se ha diseñado la bomba.

Hay tres clases de bombas: centrífuga, rotatoria y reciprocante. Nótese estos términos se aplican solamente a la mecánica del movimiento de líquido y no al servicio para el que se diseña una bomba.

1.3 Generalidades de las bombas reciprocantes. Bombas de diafragmas.

Las bombas reciprocantes (ver Figura 1.1) son unidades de desplazamiento positivo, descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o émbolo a través de la distancia de carrera. Sin embargo, no todo el líquido llega necesariamente al tubo de descarga debido a escapes o arreglo de pasos de alivio que puedan evitarlo. Despreciando éstos, el volumen del líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera.

Existen básicamente dos tipos de bombas reciprocantes: las de acción directa, movidas por vapor y las bombas de potencia. Pero existen muchas modificaciones de los diseños básicos, construidas para servicios específicos en diferentes campos. Algunas

se clasifican como bombas rotatorias por los fabricantes, aunque en realidad utilizan movimiento recíprocante de pistones o émbolos para asegurar la acción de bombeo.



Figura 1.1: Bombas recíprocantes.

Bombas de Acción Directa.

En este tipo, una varilla común de pistón conecta un pistón de vapor y uno de líquido o émbolo. Las bombas de acción directa se constituyen de simplex (un pistón de vapor y un pistón de líquido, respectivamente) y dúplex (dos pistones de vapor y dos de líquido). Los extremos compuestos y de triple expansión, que fueron usados en alguna época no se fabrican ya como unidades normales.

Bombas de Potencia.

Estas tienen un cigüeñal movido por una fuente externa, generalmente un motor eléctrico, banda o cadena. Frecuentemente se usan engranes entre el motor y el cigüeñal para reducir la velocidad de salida del elemento motor. Cuando se mueve a velocidad constante, las bombas de potencia proporcionan un gasto casi constante para una amplia variación de columna, y tienen buena eficiencia. El extremo líquido, que puede ser del tipo de pistón o émbolo, desarrollará una presión elevada cuando se cierra la válvula de descarga. Por esta razón, es práctica común el proporcionar una válvula de alivio para descarga, con objeto de proteger la bomba y su tubería. Las

bombas de acción directa, se detienen cuando la fuerza total en el pistón del agua iguala a la del pistón de vapor; las bombas de potencia desarrollan una presión muy elevada antes de detenerse. La presión de parado es varias veces la presión de descarga normal de las bombas de potencia. Las bombas de potencia se encuentran particularmente bien adaptadas para servicios de alta presión y tienen algunos usos en la alimentación de calderas, bombeo en líneas de tuberías, proceso de petróleos y aplicaciones similares.

1.3.1 Bombas de diafragmas.

Las bombas de diafragma (ver Figura 1.2) se usan para gastos elevados de líquidos, ya sea claros o conteniendo sólidos. También son apropiados para pulpas gruesas, drenajes, lodos, soluciones ácidas y alcalinas, así como mezclas de agua con sólidos que puedan ocasionar erosión. Esta bomba es de desplazamiento positivo; a veces se la llama de volumen controlado, proporcionadora o para inyección de productos químicos. La propulsión suele ser externa, de velocidad fija o variable.

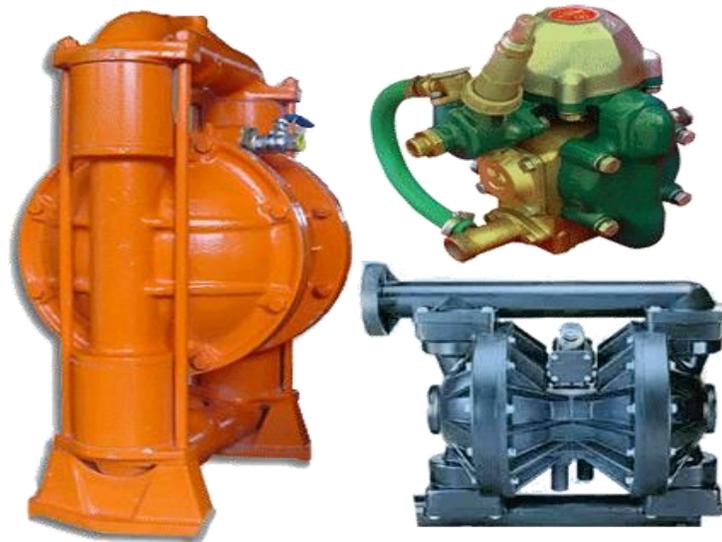


Figura 1.2: Bombas de diafragma.

La bomba tiene un diafragma flexible, con un lado en contacto directo con el líquido de proceso; se pueden utilizar uno o más diafragmas que pueden ser planos o

configurados, las de múltiples diafragmas operan bajo el mismo principio que las de simple diafragma, estas cuentan con múltiples cámaras y en cada una de ellas un diafragma de forma que cuando una membrana disminuye el volumen de su cámara respectiva la otra membrana aumenta el volumen de la otra cámara y viceversa. Los extremos de líquido, válvulas y mecanismos de ajuste de carrera son los principales componentes de las bombas de diafragma, permiten que sean de cero fugas, con insensibilidad del caudal a los cambios en la presión, gran precisión de los ajustes de flujo y la posibilidad de separar la cámara de bombeo del resto de la bomba. (BOMBAS Selección, 1998). La acción de estas bombas puede ser:

- Neumática, mediante aire comprimido, en cuyo caso se dice que es una bomba neumática. La mayoría de las bombas neumáticas son bombas de membranas.
- Eléctrica, mediante un motor eléctrico, en cuyo caso se dice que es una electrobomba. Sin embargo, hay otras electrobombas que nos son bombas de diafragmas.

Para mover ácidos corrosivos o contaminantes para los que no se permiten fugas, una opción, algo más costosa son las bombas dosificadoras de diafragmas. En estas bombas, el diafragma actúa como interconexión entre el émbolo y el líquido de proceso. El émbolo se mueve en un cilindro, pero en lugar de desplazar directamente el líquido de proceso, acciona un diafragma con el cual se transmite energía. En el lado opuesto del diafragma, se succiona una cantidad proporcional del líquido del proceso hacia la cámara de desplazamiento y se descarga en cada ciclo del émbolo. (BOMBAS Selección, 1998). Los diafragmas pueden ser de accionamiento mecánico, es decir, con conexión directa con el émbolo o de accionamiento hidráulico. Este último está equilibrado entre dos líquidos a fin de aminorar los esfuerzos en el diafragma y permitir presiones de descarga más elevada. Para asegurar la exactitud del extremo de líquido de accionamiento hidráulico, se debe mantener el volumen adecuado de líquido en la cámara hidráulica.

A menudo se instala un sistema de tres válvulas para mantener el líquido hidráulico libre de aire o gases atrapados y para proteger contra una presión excesiva los líquidos hidráulicos y de procesos.

Extremos de líquido:

Los extremos de líquido, llamados a veces cabeza pared reactante o extremo mojado incluyen todas las piezas que contienen o están en contacto en alguna forma con el líquido que se bombea.

En una bomba con diafragma de accionamiento mecánico (Figura 1.3) a), el extremo de líquido incluye el diafragma, cámara de desplazamiento del diafragma, válvulas de retención de succión y descarga y extremo de líquido.

En una bomba con diafragma de accionamiento hidráulico (Figura 1.3) b) y c), el extremo del líquido incluye uno o más diafragmas, la cámara de desplazamiento del diafragma, válvulas de retención de succión y descarga, el extremo de líquido y, a veces, un líquido intermedio.

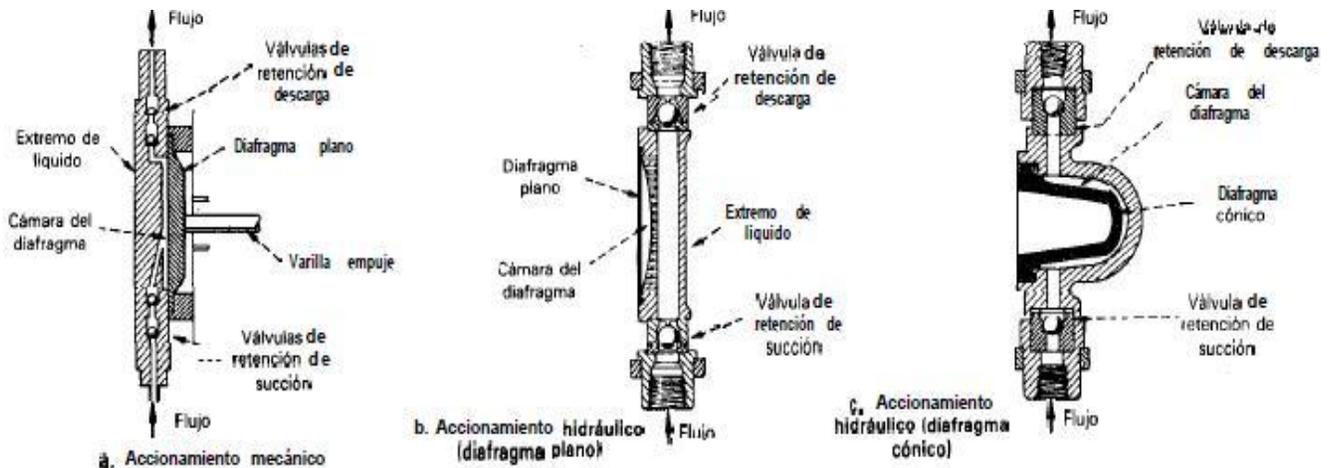


Figura 1.3: Bombas de accionamiento mecánico e hidráulico. (BOMBAS Selección, 1998)

Diafragmas:

La única función del diafragma es la de separar dos líquidos: el aceite (accionador) y el líquido a ser bombeado. Es simplemente una parte en movimiento, con presión hidráulicamente compensada en ambas fases. Los diafragmas deben soportar flexiones máximas con esfuerzos inferiores a su límite de resistencia, sin que importe la

longitud de la carrera y deben ser de suficiente espesor y densidad para que no penetre el líquido en ellos. En un diafragma con accionamiento hidráulico se producirán esfuerzos más bajos y uniformes que en uno de acoplamiento mecánico. Un diafragma adecuadamente montado y operando dentro de los límites de temperatura recomendados y no atacado por la corrosión o abrasión, tiene una vida prácticamente ilimitada.

El sistema hidráulico es automático, cualquier fuga ocurrida en el pistón, por pequeña que sea, se compensa en cada movimiento de aspiración por una válvula de compensación al vacío, que aspira aceite de la cámara de la bomba.

Se eliminan también cualesquiera posibilidades de exceso de presión en la cámara de compresión, diafragma o línea de bombeo, por medio de una válvula interna de alivio, propia del sistema hidráulico de la bomba que descarga automáticamente el exceso de presión.

La mayor parte de las bombas tienen diafragmas sujetos directamente en ellas por el extremo de líquido. Pero, en servicios con temperaturas extremas, con mucha contaminación o con materiales explosivos, se pueden utilizar diafragmas dobles sencillos de montaje remoto (separados). Los diafragmas sencillos y los primarios en las bombas de doble diafragmas tienen un componente llamado placa cóncava para evitar la flexión excesiva. Algunos diafragmas absorben la energía durante la carrera de descarga y la liberan durante la carrera de succión a fin de que la bomba tenga altura de aspiración adicional.

1.3.2 Tipos de Diafragmas.

Existen diferentes tipos de diafragmas, ejemplo: bombas con diafragma tubular y bombas con diafragma de discos. En las bombas con diafragma tubular, que suelen ser de elastómero, este se dilata o se contrae con la presión ejercida por el fluido hidráulico. La contracción o la dilatación del diafragma combinada con la acción de las válvulas de retención, de succión y descarga, envía un impulso de líquido dosificado por la bomba. En las bombas con diafragma de discos, este se flexiona entre dos placas de soportes cóncavas, que tienen agujeros para circulación. Estas placas,

llamadas a veces placas de contornos, retienen el diafragma y evitan su desgarramiento con altas presiones.

1.3.3 Principales tipos de válvulas en las bombas de diafragmas.

Para desahogar, compensar o purgar el sistema hidráulico las bombas de diafragmas con accionamiento hidráulico pueden incluir las siguientes válvulas:

- **Válvula compensadora de vacío:** A veces si incluye en el sistema hidráulico para mantener el volumen correcto de aceite entre el émbolo o el pistón y el diafragma. Esta válvula reemplaza el aceite hidráulico que se pierde por el émbolo o pistón, por cambio de temperatura o por cualquier válvula de purga (sangría). Si es del tipo correcto y está bien ajustada, permite que la bomba logre máxima altura de aspiración. Si está graduada para una presión de apertura muy baja, el aire disuelto en el aceite hidráulico se puede desprender y producir menor capacidad y funcionamiento errático de la bomba.
- **Válvulas de retención:** Se necesitan en los tubos de succión y descarga de la bomba dosificadora. Una válvula deja entrar el líquido al extremo de líquido desde el recipiente, en la carrera de succión del pistón; la segunda válvula deja pasar el líquido del extremo de líquido al sistema de descarga durante la carrera de descarga del pistón. Las condiciones difíciles de operación pueden, a veces, requerir el empleo de dos o más válvulas en los lados de succión y descarga del extremo de líquido.
- **Válvula de desahogo de presión:** Suele estar incluida en el sistema hidráulico. Protege la bomba y el motor contra una presión hidráulica excesiva que se podría producir si se cierra una válvula corriente abajo. También descarga el sobrante de aceite que podría entrar al sistema hidráulico, si, hay agotamiento de aceite en el sistema de succión.
- **Válvulas de purga (sangrado):** Suele estar en el sistema hidráulico para eliminar el aire o vapores que se puedan acumular. Esta válvula puede ser de accionamiento manual o automático cuando funciona la bomba.

1.3.4 Materiales para la fabricación de una bomba de diafragma.

Debido a que la bomba de diafragma está exenta de fugas, a menudo se selecciona cuando el líquido que se maneja es corrosivo o abrasivo. Los componentes de la bomba que no están en contacto directo con el líquido se suelen hacer con hierro fundido, acero, aluminio, bronce o plástico. Su tamaño se determina para absorber las cargas y minimizar las tensiones y deformaciones para mantener la exactitud de la dosificación y resistir las condiciones severas de trabajo.

El extremo de líquido presenta un problema muy diferente. Los factores a considerar son: experiencia en la operación, uso temporal o por largo tiempo, costo, características del líquido tales como temperatura, concentración de sólidos o gases arrastrados y el grado de protección requerido.

Los fabricantes de bombas tienen datos de la resistencia a la corrosión de diversos materiales que solo se publican como guía y están basados en la experiencia del fabricante y los datos de pruebas de usuarios y proveedores de materiales. Una ligera corrosión que se puede permitir en una instalación, sería inaceptable en otra. El mecanismo de la corrosión es tan complejo y las condiciones que influyen en la capacidad de un material para que resulte económico o adecuado son tan variables, que no se suelen hacer recomendaciones en cuanto a la resistencia. Ya que el usuario conoce los productos químicos y las condiciones de operación, debe ser quien haga la selección final de los materiales.

Las piezas de la bomba en contacto con el líquido bombeado son el extremo de líquido, cubiertas y topes de válvulas, asientos y juntas; y son de maquinado de precisión para producir un sellamiento que no permita fugas. La corrosión o erosión de sus superficies correlativas anularan el sellamiento.

Los diafragmas también son críticos, pues suelen ser delgados y no tienen tolerancias para la corrosión; además funcionan con elevados esfuerzos. Es esencial seleccionar el material de máximas cualidades. La selección de materiales para otras piezas como el extremo de líquido, cubiertas y topes de válvulas y otras, quizá no sea tan crítica y se pueden emplear materiales menos resistente (BOMBAS Selección, 1998).

1.4 Bombas de diafragmas usadas mundialmente.

Las mayores compañías de fabricación de bombas de diafragmas son la Wilden y ABEL, sus productos sobresalen por su calidad y eficiencia por encima de otros productores, la fabricación de este tipo de bombas se encuentran dentro de sus prioridades debido al gran auge que estas tienen actualmente para gran parte de los procesos industriales.

1.4.1 Bombas de diafragmas Wilden.

El principio de funcionamiento es sorprendente por su sencillez, es sinónimo de polivalencia y fiabilidad en la industria. Wilden ha desarrollado toda una gama completa de bombas, desde ¼" hasta 4", para caudales de unos pocos litros por hora hasta 60 m³/h. Una gran variedad de materiales permite el uso de las bombas Wilden para aplicaciones variadas, en todos los ámbitos industriales, incluidos los entornos más duros.

1.4.1.1 Características.

- Trabajo en seco sin daño.
- Auto aspirante en seco.
- Fácil de instalar y reparar.
- No se congelan.
- Uso contra válvula cerrada sin By-Pass.
- Sin fuga (Membranas).
- Resistente a la abrasión.
- Caudal fácilmente regulable con el aire.
- Segura por diseño (anti deflagrante).
- Sin necesidad de lubricación.

1.4.1.2 Clasificación.

Existen tres tipos principales de las bombas de membranas, las cuales pueden ser de:

- **Primer tipo:** Las bombas de doble membrana garantizan la máxima seguridad en todas las aplicaciones industriales donde es necesario recurrir a bombas accionadas con aire comprimido o líquido hidráulico.

- **Segundo tipo:** Tiene un dispositivo electromecánico para generar el movimiento. Este método dobla la membrana con una acción mecánica simple y un lado de la membrana está abierto al aire.
- **Tercer tipo:** Cuenta con una o más membranas sin sellar, con el líquido que se bombeará en ambos lados. Las membranas se doblan otra vez, haciendo cambiar el volumen.

1.4.1.3 Partes de una bomba de diafragma.

1. Cambiador automático coaxial
2. Cuerpo bomba
3. Diafragma
4. Colector
5. Esfera
6. Diafragma

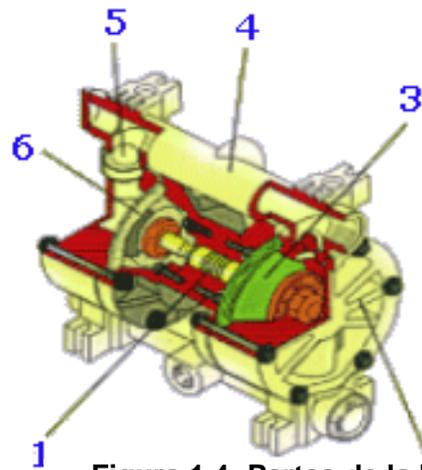


Figura 1.4: Partes de la bomba.

1.4.1.4 Principales ventajas de las bombas de diafragmas Wilden.

- Estas bombas no necesitan un motor eléctrico para su funcionamiento y operan únicamente por aire comprimido.
- No tienen sellos mecánicos ni partes rotatorias.
- Diseño sencillo y robusto.
- No requieren de controles complejos.
- Cuentan con la particularidad de poder construirse en una amplia gama de materiales para que sean química y térmicamente compatibles con el producto a bombear.
- Idóneas para un transporte cuidadoso de líquidos y productos viscosos.

- Puede trabajar cuando existan válvulas cerradas en la impulsión, la bomba se detiene simplemente; un beneficio importante cuando trabajen en máquinas llenadoras.
- Auto-aspirante (CATÁLOGO BOMBAS WILDEN, 2011)

1.4.2 Bombas de diafragmas ABEL. Gama HM y HMT.

ABEL desarrolla y fabrica bombas de desplazamiento positivo y movimiento alternativo para presiones de bombeo y caudales variables. El campo de mayor especialización de ABEL es el de las bombas de membrana. Según su diseño, las bombas ABEL son idóneas para fluidos abrasivos, agresivos e incluso sensibles. En todo el mundo están reconocidos como el líder tecnológico en bombas mecánicas de membrana. Su gama de productos se completa con bombas para manejo de sólidos (pastosos y productos no newtonianos) y bombas de pistón de alta presión.

1.4.2.1 Gama HM.

La gama HM de bombas de pistón membrana de ABEL (ver Figura 1.5) ha sido especialmente desarrollada para operaciones que combinan altos caudales con presiones de trabajo elevadas. Su vida útil, increíblemente larga, es uno de los motivos por lo que este tipo de bombas de pistón de diafragmas gozan de un elevado prestigio a nivel mundial.



Figura 1.5: Bomba de diafragma ABEL. Gama HM. (ABEL Pump Technology, 2013).

El principio de construcción de las bombas ABEL HM se ha puesto a prueba en numerosos sectores y con medios muy complicados. Han demostrado una seguridad

operativa contrastada y vidas útiles extremadamente largas, tanto de las membranas como del conjunto de las bombas. Las partes de la bomba que entran en contacto con el medio bombeado están construidas en fundición nodular (también disponibles en versiones engomadas), polipropileno, fundición de acero o acero inoxidable. Este modelo de bomba es la mejor elección en procesos críticos, como alimentación a secadores por atomización, o para el transporte de lodos muy abrasivos con granulometrías heterogéneas. Utilizada como bomba de alimentación de filtros prensa con control mediante un sensor de presión, este tipo de bomba de pistón membrana se caracteriza por ser energéticamente muy eficiente, duradera y de una altísima disponibilidad.

1.4.2.2 Gama HMT.

Las bombas de la gama HMT(ver Figura 1.6) disponen de válvulas cónicas API y se encuentran disponibles en versiones de flujo invertido para el transporte de lodos no estables con tendencia a la sedimentación. Las partes en contacto con el producto de bombeo están construidas en fundición nodular, fundición de acero o distintas calidades de acero inoxidable.

Las bombas HMT de ABEL se emplean típicamente en aplicaciones con altas presiones y requisitos de transporte exigentes, como transporte por tubería, alimentación de autoclaves y reactores o alimentación de secadores por atomización.



Figura 1.6: Bomba de diafragma ABEL. Gama HMT. (ABEL Pump Technology, 2013).

La gama HMT de ABEL utiliza un reductor tríplex con un cigüeñal conectado a tres pistones con un desfase de 120°, de este modo se produce un flujo optimizado y más uniforme que el que pueden ofrecer las unidades de construcción simple. Las bombas ABEL HMT ofrecen altas prestaciones, pulsaciones reducidas y gran facilidad de manejo a presiones de trabajo de hasta 25,0 MPa. Así pues, evitan daños en la cimentación de la bomba y en el sistema de tuberías, con lo que incrementan la seguridad operativa de la planta.

Las bombas HMT también están provistas de membranas preformadas, con las mismas especificaciones que el resto de la gama HM de ABEL. La extraordinaria resistencia de estas membranas especiales, se pone de manifiesto a lo largo de todo el proceso de bombeo, sin que aparezca el más mínimo problema de tensión excesiva o contracción. La amplia experiencia con décadas de construcción, han llevado a establecer nuevos estándares en tecnología y equipos de bombeo. Muchas industrias de todo el mundo consideran que estos equipos son los verdaderos líderes del mercado.

1.5 Bomba Máster KARL KROYER MP 2C120.

La bomba maestra KARL KROYER MP 2C120 (ver anexos) perteneciente a la empresa Glucosa Cienfuegos se emplea para bombear la leche de almidón acidificada y más tarde pre-calentada, por el convertidor, en un flujo constante a chorro pulsante de 7,2 m³/h , con la presión requerida (30 kgf/cm²), 430 psi.

1.5.1 Descripción y modo de operación:

2 bombas de diafragma accionadas hidráulicamente con sus válvulas hacen avanzar la leche de almidón cuando el diafragma de goma se mueve hacia adelante y hacia atrás entre las dos partes de la casilla del diafragma. (VerFigura 1.7)

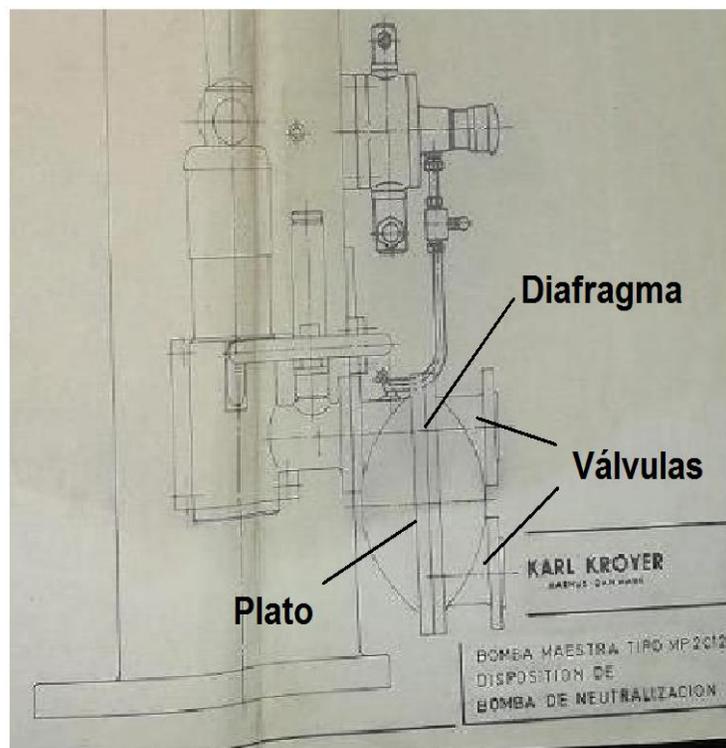


Figura 1.7: Esquema Bomba Maestra KARL KROYER MP 2C120.

Empleando este principio, se evita que la leche de almidón, que es corrosiva y deteriorante, toque las partes móviles de la bomba, como las superficies deslizantes, las prensaestopas, etc. Es además, una ventaja que todas las partes que entran en contacto con la leche de almidón, estén fabricadas de un material resistente a la corrosión. Los movimientos de diafragma se producen hidráulicamente a base de aceite, transmitiendo las carreras del embolo al diafragma. El émbolo está activado mediante un cigüeñal el cual está accionado por la bomba del motor sobre una transmisión a rueda de engranes y una transmisión por correa en "V".

Es muy importante que no haya acumulaciones de aire en las cámaras de aceite y de la leche de almidón, pues dichas acumulaciones ocasionarán reducciones de la capacidad de la bomba. Sin embargo se ha construido la bomba de tal modo que las acumulaciones de aire, bajo condiciones normales, se escapan automáticamente. Si resulta necesario, es posible ventilar por los grifos debajo de los manómetros los grifos están provistos de un barreno en forma de T para esta operación.

Es posible cambiar la capacidad de la bomba maestra y consiguientemente de la instalación de conversión. Los límites en las variaciones de velocidad dependen principalmente del convertidor y el producto que se desea fabricar. El cambio de capacidad se efectúa normalmente reemplazando la polea del motor motriz con una más grande o más pequeña, hecho que ocasiona un cambio en el número de revoluciones. En el caso de desear frecuentes cambios en la capacidad, se recomienda insertar un cambio por engranes entre el motor y la transmisión a polea.

Además de la lubricación, el cambio de aceite y la limpieza, el mantenimiento de la bomba maestra se limita esencialmente a una inspección regular de la parte interior de las válvulas de almidón, vale decir, los discos de las válvulas, los asientos de las válvulas, los conos de las válvulas y el guía delantero de la válvula. Si estas piezas presentan señales de desgaste o corrosión, hay que sustituirlas, un ejemplo lo constituye el cambio de diafragma que se debe realizar con una periodicidad de seis meses.

1.5.2 Parámetros fundamentales.

La Bomba Maestra tiene una capacidad de 7,2 m³/h y una presión de 30 Kg/cm². La tabla 1.1 recoge los principales parámetros de trabajo del motor:

Tabla 1.1: Principales parámetros del motor M 160 L-6.

Motor:	Tipo: M 160 L-6 (MK 213 020-BB)
Fabricante	ASEA
Voltaje	Trifásico 440 V
Amperaje	24 A
Potencia	12,5 kW
Revoluciones de trabajo	1150 rpm
Factor de Potencia	0.75
Protecciones en el arranque	IP 54 IM 3001

Master Pump C-102

1.5.3 Plato perforado de respaldo al diafragma.

Situado adyacente al diafragma se encuentra el plato perforado que le sirve de apoyo a este y además a través de los orificios circula la materia prima de la producción, por consiguiente toda la presión ejercida sobre el diafragma recae sobre el plato

provocando roturas frecuentes de este componente tan vital dentro del conjunto completo de la bomba. Los platos originales son del material Bronce AMPCO, cuya composición nominal es la que se muestra a continuación:

Tabla 1.2: Composición nominal del Bronce AMPCO.

Aluminio (Al)	10.5 %
Hierro (Fe)	3.5 %
Otros	Max 0.5 %
Cobre (Cu)	resto

Catálogo Bronce AMPCO.

Algunas de sus propiedades mecánicas se recogen en la Tabla 1.3

Tabla 1.3: Propiedades del Bronce AMPCO.

Propiedades mecánicas	Unidades	Valor nominal
Resistencia a la Tracción	MPa	758
Límite elástico	MPa	386
Elongación	%	16
Resistencia a la compresión.	MPa	1034
Módulo de Elasticidad E	GPa	110

Catálogo Bronce AMPCO.

Este tipo de bronce es de gran resistencia con buenas propiedades de deslizamiento y excepcional resistencia al desgaste. Su particular límite elástico le da una gran resistencia a la distorsión.

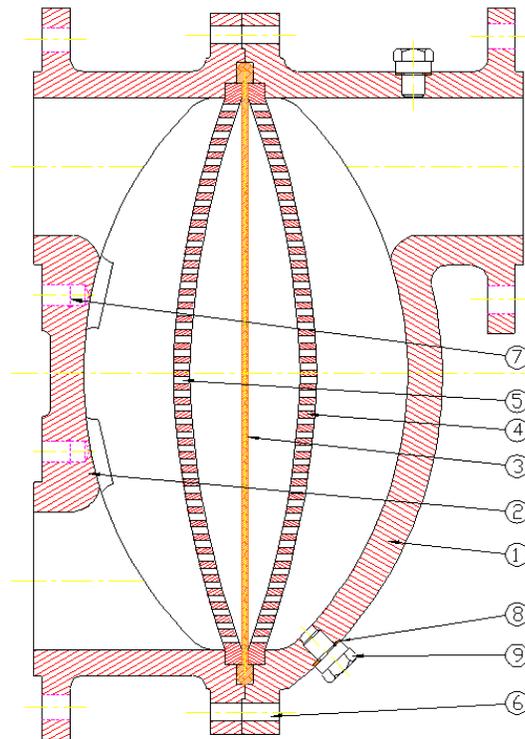


Figura 1.8: Diafragma con sus correspondientes platos perforados.

Denominación: Cuerpo de la válvula de escape. (1) Pernos de soporte. (7) Diafragma. (3) Plato Perforado (1) de respaldo al diafragma. (4) Plato Perforado (2) de respaldo al diafragma. (5)

Este tipo de bronce es de gran resistencia con buenas propiedades de deslizamiento y excepcional resistencia al desgaste. Su particular límite elástico le da una gran resistencia a la distorsión. En estos momentos se encuentran situados en la bomba platos de acero comercial. La Figura 1.9 refleja los cordones de soldadura aplicados cuando fallan durante su funcionamiento y se aprecian los lugares donde ocurren las grietas, precisamente donde están depositados los cordones.



Figura 1.9: Plato perforado de la Bomba Máster MP 2C120, posición de las grietas y los cordones de soldadura durante su reparación.

1.6 Diámetros de brocas.

Para poder realizar nuevos diseño de este plato, dígase variar el diámetro y el paso de los agujeros en la sección donde son mayores las grietas o en todo el plato, primeramente hay que conocer los diámetros normalizados mundialmente de brocas y las velocidades de giro según el material.

En la Figura 1.10 se muestran las velocidades de giro de brocas de acero al carbono y los diámetros según el material.

MATERIAL TALADRA- DO CON BROCAS DE ACERO AL CARBONO	Acero dulce		Fundición		Acero semiduro		Fundición maleable		Acero moldeado		Acero duro		Fundición dura		Bronce, latón y aluminio	
	Velocidades de corte (m/min)															
Díámetro de la broca	6	8	10	12	15	20	25	40								
1	1880	2550	3190	3830	4780	6370	7960	12740								
1,25	1580	2070	2660	3190	3980	5170	6630	10620								
1,5	1270	1590	2120	2550	3180	3970	5300	8500								
1,75	1040	1430	1860	2280	2790	3580	4640	7440								
2	800	1270	1590	1910	2390	3190	3980	6370								
2,25	790	1130	1430	1720	2160	2820	3580	5740								
2,5	770	980	1270	1530	1910	2450	3180	5100								
3	640	850	1060	1270	1590	2120	2650	4250								
3,5	560	750	930	1120	1390	1850	2320	3720								
4	480	640	800	960	1190	1570	1990	3190								
4,5	430	580	720	860	1080	1420	1790	2870								
5	380	510	640	760	960	1280	1590	2550								
5,5	350	470	590	700	880	1170	1460	2340								
6	320	420	530	640	800	1060	1330	2120								
6,5	300	390	500	600	740	990	1240	1970								
7	270	360	460	550	680	910	1140	1820								
7,5	260	350	440	510	640	850	1060	1700								
8	240	330	400	480	600	800	1000	1590								
8,5	230	320	380	460	570	760	940	1500								
9	210	280	350	430	530	710	880	1420								
9,5	200	260	340	410	510	680	840	1350								
10	190	230	320	380	480	640	800	1270								

Figura 1.10 Velocidades de giro de brocas de acero al carbono y los diámetros (hasta 10 mm) según el material.

1.7 Conclusiones del Capítulo.

1. De la revisión bibliográfica realizada se logró caracterizar las bombas de diafragma dentro de las bombas de desplazamiento positivo, se estableció la clasificación de estas y su estructura, distintas partes componentes y principio de funcionamiento de distintos tipos de bombas de diafragma correspondientes a diferentes fabricantes.
2. Se caracterizó la Bomba Máster MP 2C120, sus particularidades constructivas, principio de funcionamiento, sus diferentes partes, materiales, y el plato de apoyo al diafragma, el cual es el objeto de estudio del presente trabajo.
3. Se mostraron las velocidades de giro de brocas de acero al carbono y los diámetros según algunos materiales, para a partir de ello poder realizar un nuevo diseño del plato.

Capítulo II

Capítulo II Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva sin y con orificios.

2.1 Flexión de placas circulares sometidas a cargas simétricas

La teoría de la flexión de las placas es una parte bien desarrollada y compleja de la Teoría Aplicada de la Elasticidad. En este epígrafe se limitará el análisis a los problemas de geometría más simples, con las cargas más simples.

Bajo la acción de las fuerzas exteriores que actúan perpendicularmente al plano medio,

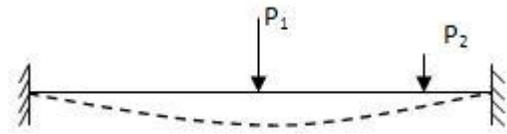


Figura 2.1 Esquema de una placa plana.

la placa varía su curvatura. Esta variación de la curvatura ocurre, como, en dos planos perpendiculares simultáneamente y como resultado, se obtiene la así denominada superficie elástica de curvatura pequeña, cuya forma se caracteriza por la ley de variación de las flechas w de la placa. En los cálculos de las placas se considera que la flecha w es considerablemente menor que el espesor h de la placa. Solamente admitiendo esta suposición se puede estudiar la flexión de la placa independientemente de la tracción. Las placas que cumplen esta condición se denominan, a veces, placas finas.

Al calcular las vigas, de hecho se admitía también una suposición análoga. Por ejemplo, en el caso de la viga empotrada en sus extremos, que trabaja a flexión la línea elástica de la viga resulta mayor que el eje de la viga sin deformar, Los alargamientos que, como consecuencia de esto, resultan se ignoran en comparación con los alargamientos debidos a la curvatura de la viga. Solamente cuando las flechas de la viga son pequeñas en comparación con la altura de la sección se puede prescindir del alargamiento de eje.

Las placas, cuyas flechas son comparables con el espesor, se calculan, teniendo en cuenta el alargamiento de la superficie media. La teoría de la flexión de las placas y bóvedas se basa sobre ciertas suposiciones simplificadoras. La primera de ellas consiste en que se considera *invariable* la normal. Esta suposición se conoce como

hipótesis de Kirchhoff y consiste en que los puntos situados antes de la deformación sobre cierta recta normal a la superficie media, siguen formando, después de la deformación, una recta normal a la superficie deformada. Esta suposición, como también la hipótesis de las secciones planas de la barra, indica que se pueden prescindir de las deformaciones angulares de las bóvedas en comparación con los desplazamientos angulares. Esto es aceptable en la medida en que el espesor de la placa es pequeño en comparación con las otras dimensiones. (V.I Feodosiev, 1985).

2.2 Flexión de placas circulares de pequeña curvatura sometidas a cargas simétricas.

En el caso de las placas circulares de relativamente pequeña curvatura se considerarán las mismas suposiciones simplificadoras que en las placas planas. En los cálculos de las placas curvas se considera también que la flecha w es considerablemente menor que el espesor h de la placa. Solamente admitiendo esta suposición se puede estudiar la flexión de la placa independientemente de la tracción. Se considerará en lo adelante, que las tensiones normales en las secciones paralelas al plano medio son despreciablemente pequeñas en comparación con las tensiones originadas por la flexión, es decir, que no existe presión alguna entre las capas de la placa. Suposición análoga se admitió anteriormente, al deducir las formulas de la flexión transversal de una barra y al estudiar el estado tensional de las bóvedas por la teoría membranaral.

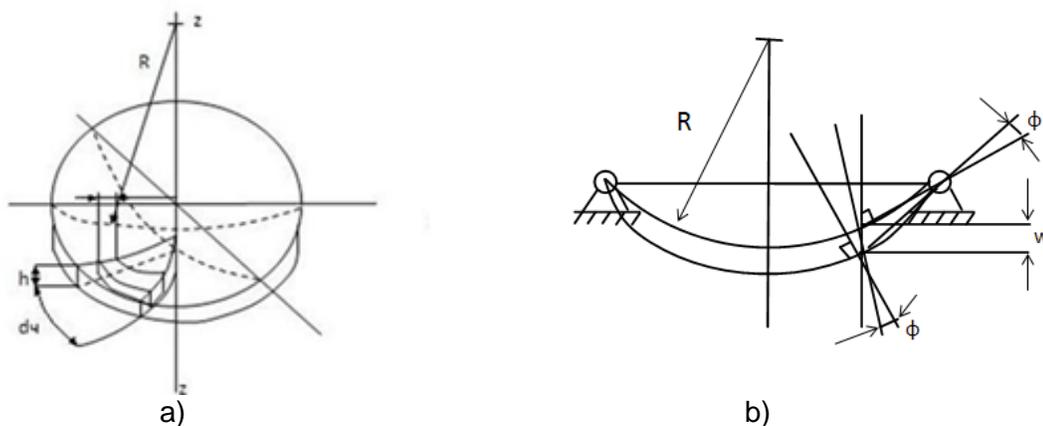


Figura 2.2 Esquema de una placa curva sin orificios

Se verá ahora cómo calcular las tensiones en una placa curva sin orificios. Se pasará ahora a determinar las tensiones en las placas circulares. Veamos una placa curva de espesor constante h , solicitada por fuerzas situadas simétricamente con respecto al eje z de la placa. Las deformaciones, los desplazamientos y las tensiones que aparecen en la placa serán también simétricos respecto al eje z .

La flecha de la placa se designa por w y el ángulo de giro de la normal, por θ (Figura 2.2 b)). Las magnitudes w y θ son funciones del radio r solamente y están relacionadas entre si por la expresión obvia,

—

El signo negativo se escoge de acuerdo al esquema de la flecha dado en la Figura 2.2. Cuando la flecha w , es positiva el ángulo θ es negativo por convenio. El signo no tiene especial importancia por depender solamente de la dirección en que se miden las flechas w . En la Figura 2.3 está representada una sección axial de la placa. Los puntos situados sobre la normal A_1B_1 , después de la flexión de la placa, forman la normal $A'_1B'_1$ girada un ángulo θ . La normal A_2B_2 girará el ángulo θ .

El segmento CD situado a la distancia z del plano medio, y orientado radialmente recibe el alargamiento siguiente: $z(\theta) - z = z \theta$.

El alargamiento unitario será

—

El alargamiento unitario en el punto C en la dirección perpendicular al plano del dibujo se puede obtener, comparando las longitudes de las circunferencias correspondientes, antes y después de la deformación. Antes de la deformación de la placa, la longitud de la circunferencia que pasa por el punto C era $2\pi r$, mientras que después de la deformación, será $2\pi(r + dr)$. Por lo tanto, el alargamiento unitario circunferencia será,

—

Separamos, mediante dos secciones axiales que forman un ángulo $d\theta$ y dos superficies cilíndricas de radios r y $r+dr$ (Figura 2.2 a), el prisma elemental de la placa

indicado en la Figura 2.3. Como en las secciones paralelas al plano medio no existen tensiones normales, los alargamientos y las tensiones estarán unidos por la ley de Hooke en la forma siguiente,

—
—

de la deformación, será 2 . Por lo tanto, el alargamiento unitario circunferencia será,

—

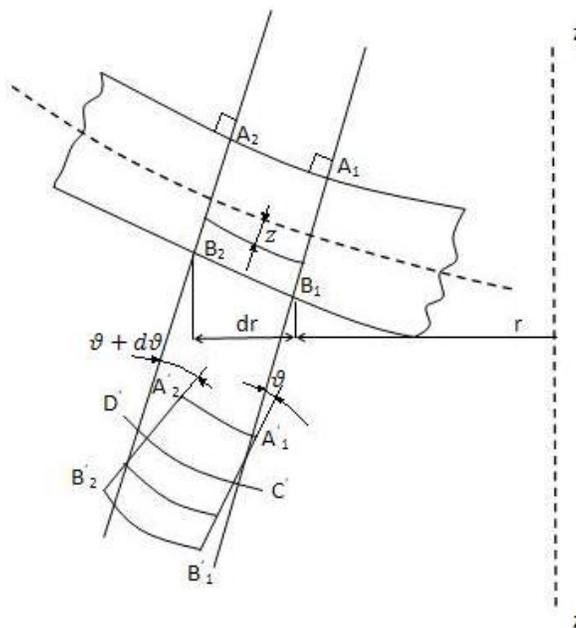


Figura 2.3 Sección axial de la placa curva

Separamos, mediante dos secciones axiales que forman un ángulo d y dos superficies cilíndricas de radios r y $r + dr$ (Figura 2.4) el prisma elemental de la placa indicado en la Figura 2.4. Como en las secciones paralelas al plano medio no existen tensiones normales, los alargamientos y las tensiones estarán unidos por la ley de Hooke en la forma siguiente,

—
—

Expresando las tensiones por las deformaciones, se obtiene:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(r \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 0$$

(2.5)

O, de acuerdo a las expresiones (2.3) y (2.4),

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(r \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 0$$

(2.6)

Sobre las caras del prisma (Figura 2.3) pueden actuar no solamente tensiones normales, sino también tensiones tangenciales. De la condición de simetría se deduce fácilmente que las tensiones tangenciales pueden aparecer solamente en los planos perpendiculares al radio r y que se orienta verticalmente.

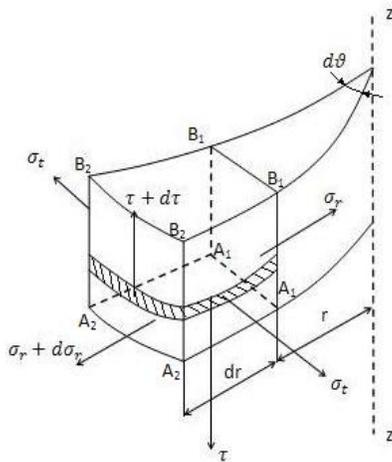


Figura 2.4 Prisma elemental de la placa.

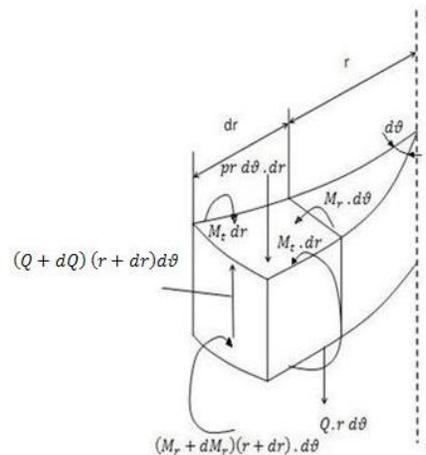


Figura 2.5 Fuerzas internas en el prisma.

Se verán ahora la condiciones de equilibrio del prisma separado. Para ello, hallamos primero las resultantes de las fuerzas que actúan sobre las caras del elemento. Las tensiones tangenciales en la cara $A_1B_1A_1B_1$ (Figura 2.4) originan una fuerza resultante cortante dirigida según el eje z. la intensidad de esta fuerza, es decir la magnitud de la fuerza que se refiere a la unidad de longitud del arco $r d$ se designa por Q kN/cm. La fuerza cortante en la cara $A_1B_1A_1B_1$ será $Q \cdot r \cdot d$ y la fuerza cortante en la cara $A_2B_2A_2B_2$, $(Q + dQ) (r + dr) d$ (Figura 2.5).

Como las tensiones en las capas superiores e inferiores son iguales, pero de signo opuesto (distribución de tensiones en la flexión), serán nulas las fuerzas normales sobre las caras del elemento. Las tensiones normales y que actúan sobre las caras correspondientes se producen por los momentos flectores resultantes en los planos verticales. La intensidad de los momentos sobre las caras $A_1B_1A_1B_1$ y $A_1B_1A_2B_2$, es decir, las magnitudes de los momentos referidos a la unidad de longitud de la sección se designan por M_1 y M_2 kN-cm/cm respectivamente. Las magnitudes M_1 y M_2 , para mayor comodidad, se denominarán en adelante simplemente momentos y Q , fuerza cortante. Conociendo las tensiones y determinamos los momentos resultantes sobre las caras como sigue,

De acuerdo a la expresión (2.6) se obtiene:

$$\frac{dM_1}{dr} = Qr \quad \frac{dM_2}{dr} = -Q(r+dr)$$

Teniendo en cuenta que el momento de inercia por unidad de longitud es:

$$I = \frac{t^3}{12}$$

Se deduce:

$$\begin{aligned} & \dots \dots \\ & \dots \dots \end{aligned} \tag{2.7}$$

Siendo

$$\dots \tag{2.8}$$

Esta magnitud se denomina *rigidez de la placa* (o de la bóveda) a la flexión. Entre las fuerzas aplicadas al elemento (Figura 2.4) se incluyen también la carga externa de magnitud: $p r d$, siendo p la presión en kN/cm^2 que puede variar en función del radio. Proyectando todas las fuerzas que actúan sobre el elemento (Figura 2.4) sobre el eje de simetría obtendremos,

$$(Q + dQ) (r + dr) d - Q r d - p_r d$$

De donde se halla,

$$\dots$$

Planteamos ahora la suma de los momentos de todas la fuerzas respecto al eje y , tangente al arco del círculo de radio r en el plano medio,

$$\dots$$

O, prescindiendo de las magnitudes de orden superior y pasando al límite,

$$\dots$$

Las ecuaciones de equilibrio restantes se satisfacen automáticamente debido a las condiciones de simetría.

Introduciendo de las expresiones (2.7) en la expresión (2.10) y suponiendo que la rigidez D es constante resulta,

$$\dots \dots \dots \dots$$

De donde se obtiene

$$\dots \dots \dots$$

Esta última transformación se comprueba fácilmente derivando la última expresión

Después de una doble integración de la expresión (2.11) hallamos,

$$C_1 \quad C_2$$

Siendo C_1 y C_2 , las constantes arbitrarias de integración que se deben determinar de las condiciones de borde, en cada caso concreto. La fuerza cortante Q se puede obtener de la ecuación de equilibrio (2.9), pero esto resulta mucho más cómodo, analizando las condiciones de equilibrio de la parte central de la placa que se obtiene por la sección cilíndrica de radio r . Este método de determinación de la fuerza cortante se ilustra en los ejemplos que más abajo se analizan.

Una vez obtenida la función ϕ (2.12), hallamos de las expresiones (2.7), los momentos flectores M_r y de la expresión (2.1), la flecha w . Conociendo los momentos flectores es fácil obtener las tensiones. Comparando (2.6) con (2.7) se demuestra que

$$\sigma_r = \frac{1}{h} \left(\frac{dM_r}{dr} + Q \right)$$

E introduciendo aquí la expresión de D (2.8) se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{1}{h} \left(\frac{dM_r}{dr} + Q \right)$$

Las máximas tensiones surgen cuando $r = R$ – y, por lo tanto,

$$\sigma_{r, \max} = \frac{1}{h} \left(\frac{dM_r}{dr} + Q \right)$$

2.3 Cálculo de las tensiones en las placas curvas circulares sin orificios.

Analicemos en algunos ejemplos el orden de aplicación de las fórmulas obtenidas. Se determinarán las flechas y las tensiones en la placa curva solicitada por una carga uniformemente distribuida p , en los dos casos siguientes de apoyos de la placa: a) placa empotrada en su contorno y b) placa apoyada libremente en su contorno (Figura 2.6). El radio de la placa es R y su espesor es h . Y r es un radio cualquiera de la placa. Se comenzará la solución del problema por la determinación de la fuerza cortante Q .

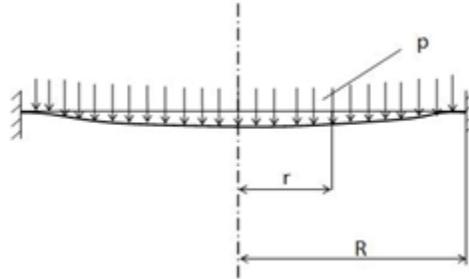


Figura 2.6 Placa curva empotrada en su contorno.

En la parte central de la placa de radio r (Figura 2.6), la ecuación de equilibrio (Figura 2.7) nos da,

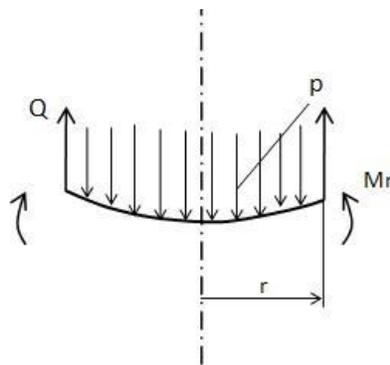


Figura 2.7 Parte central de la placa

O sea,

—

De la expresión (2.12) después de una doble integración se obtiene,

— —

El ángulo de giro en el centro de la placa (cuando $r = 0$) es igual a cero. Esto puede ocurrir solamente cuando . Así pues,

—

Veamos ahora por separado los dos tipos de apoyos. En el primer caso, cuando $r = R$, el ángulo , de donde se obtiene,

—

—

De acuerdo a las expresiones (2.7) resulta,

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) = 0 \quad (2.15)$$

De la expresión (2.1) obtenemos,

$$\frac{dw}{dr} = \frac{C_1}{r} + C_2 r$$

Donde se obtiene de la condición de que el desplazamiento en el contorno es igual a cero. Así:

$$\frac{C_1}{R} + C_2 R = 0 \quad (2.16)$$

Como vemos, la placa se flexiona según una superficie de cuarto orden.

En el segundo caso de apoyo de la placa son nulas las tensiones radiales (o el momento) en el contorno. Por lo tanto, de acuerdo a la primera de las expresiones (2.7) obtendremos para $r = R$,

$$r \frac{dw}{dr} = 0$$

De esta ecuación se obtiene la constante . La que dará en este caso,

$$C_2 = -\frac{C_1}{R^2}$$

De donde hallamos,

$$w = \frac{C_1}{2R} \left(\frac{r^2}{R} - r \right) + C_2 r^3$$

De acuerdo a las expresiones (2.7) se determinan los momentos flectores,

$$M_r = -D \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right) = 0 \quad (2.17)$$

La expresión de los desplazamientos es la siguiente,

$$u = \frac{1}{E} \left[\frac{1}{2} (1 + \nu) \frac{M_r}{r} + \frac{1}{2} (1 - \nu) \frac{M_t}{r} \right]$$

La constante C se determina, de nuevo, de tal manera que sea nulo el desplazamiento en el contorno,

$$u = 0$$

De donde se obtiene

$$C = - \frac{1}{E} \left[\frac{1}{2} (1 + \nu) \frac{M_r}{r} + \frac{1}{2} (1 - \nu) \frac{M_t}{r} \right]$$

De acuerdo a las expresiones (2.15) y (2.17) se construyen los diagramas de los momentos representados en la Figura 2.8.

Cuando el contorno de la placa esta empotrado, las tensiones de tracción máximas aparecen en la superficie superior, cerca del contorno. De acuerdo a las fórmulas (2.13).

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \left[\frac{1}{2} (1 + \nu) \frac{M_r}{r} + \frac{1}{2} (1 - \nu) \frac{M_t}{r} \right]$$

De acuerdo a las expresiones (2.16) y (2.18), las flechas máximas para los casos primero y segundo serán,

$$w = \frac{1}{E} \left[\frac{1}{2} (1 + \nu) \frac{M_r}{r} + \frac{1}{2} (1 - \nu) \frac{M_t}{r} \right]$$

La presión de la bomba es de 0.3 kN/cm². Para un coeficiente de Poisson de 0,3 aproximadamente para el Acero se tiene que:

Teniendo el radio de la placa R para los distintos valores de r el momento flector M_r y M_t de la placa empotrada se obtienen de acuerdo a las expresiones (2.17), la Tabla 2.1 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 2.1: Valores de los momentos M_r y M_t para una placa sin orificios empotrada en sus extremos.

Radio de la Placa r (cm)	M_r (kN)	M_t (kN)
0	7,21	7,21
2	6,96	7,07
4	6,22	6,64
6	4,98	5,93
8	3,25	4,93
10	1,02	3,65
12	-1,70	2,08
14	-4,92	0,23
16	-8,63	-1,91
17,2	-11,09	-3,33

Fuente: Elaboración propia

Representando gráficamente (Figura 2.8) los valores de ambos momentos en función del radio r de la placa tenemos:

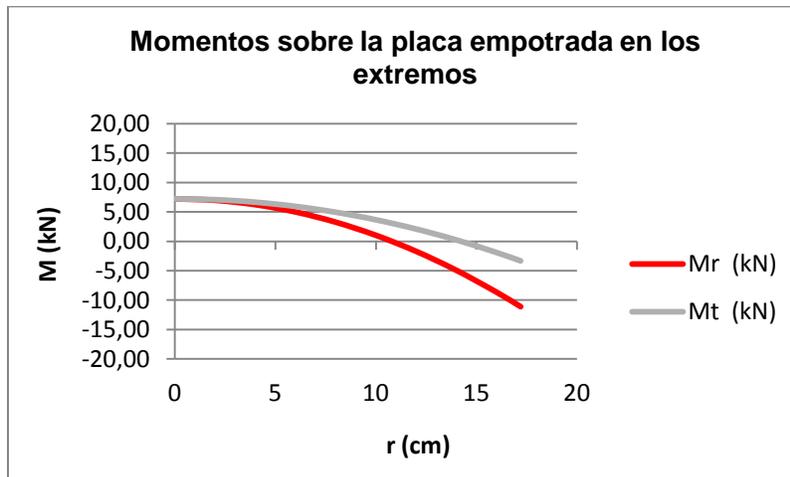


Figura 2.8: Momentos flectores en una placa sin orificios empotrada en su contorno.

Fuente: Elaboración propia

Para el caso de las tensiones se aplican las expresiones (2.13) para perfiles rellenos donde los valores quedan expresados en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2: Valores de las tensiones σ_r y σ_t para un perfil relleno empotrado en sus extremos.

Radio de la Placa r (cm)	σ_r (kN/cm ²)	σ_t (kN/cm ²)
0	25,60	25,60
2	24,72	25,10
4	22,09	23,58
6	17,69	21,05
8	11,54	17,51
10	3,63	12,95
12	-6,03	7,39
14	-17,45	0,81
16	-30,64	-6,78
17,2	-39,39	-11,82

Fuente: Elaboración propia

Los valores de ambas tensiones en función también del radio r (Figura 2.9) quedan:

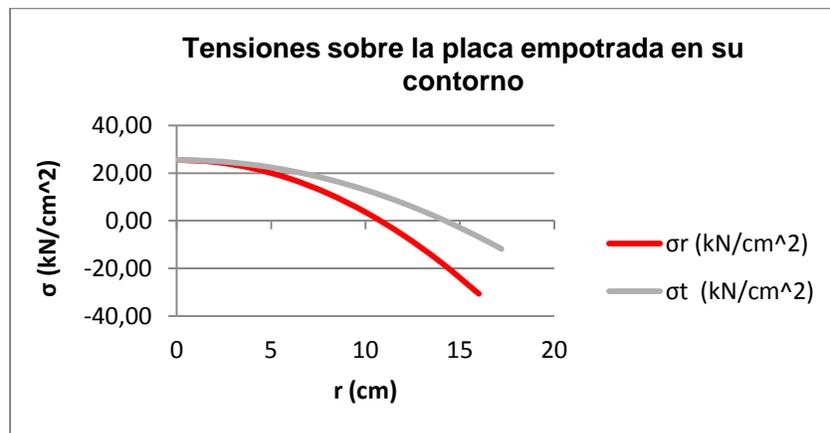


Figura 2.9: Tensiones en una placa sin orificios empotrada en su contorno. Fuente: Elaboración propia

Aplicando la 4^{ta} hipótesis de resistencia tenemos:

Donde

kN/cm²

2.4: Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva con orificios.

2.4.1 Cálculo de las tensiones y los desplazamientos en las placas curvas circulares con orificios.

Las ecuaciones para el cálculo de los momentos flectores M_r y M_t son las mismas para una placa curva con orificios que sin orificios, la diferencia estriba en el momento de inercia de la placa por unidad de longitud y la distancia y_{max} . En la Figura 2.10 se muestra un prisma diferencial de las placas y las fuerzas internas.

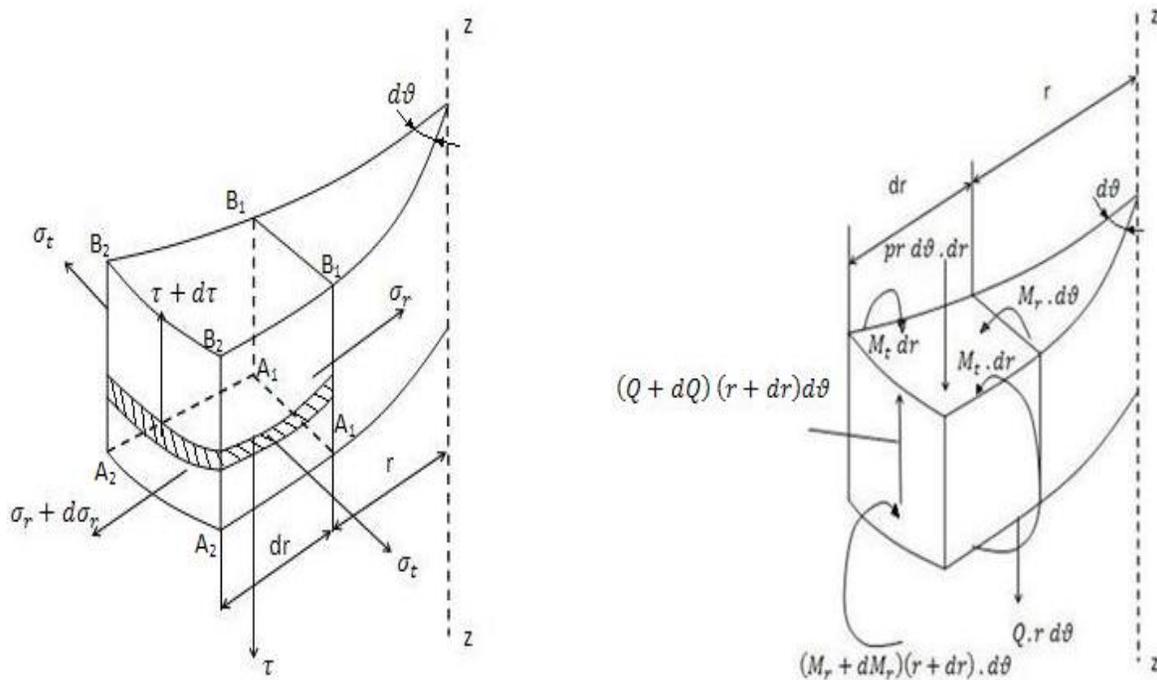


Figura 2.10: Prisma elemental de la placa curva y fuerzas internas

Dichas ecuaciones fueron obtenidas en el Capítulo II y serán utilizadas en el presente. Las ecuaciones para el cálculo de las tensiones son las que se modifican, pues varía el momento de inercia de la sección por unidad de longitud y en algunos casos puede variar la altura y_{max} .

Las ecuaciones generales para las tensiones máximas en este caso se escribirán como sigue:

$$(2.19)$$

2.4.2 Calculo del Momento de Inercia por unidad de longitud y las tensiones máximas en una placa curva con orificios verticales.

- **Caso 1: Orificios verticales. Plano radial.**

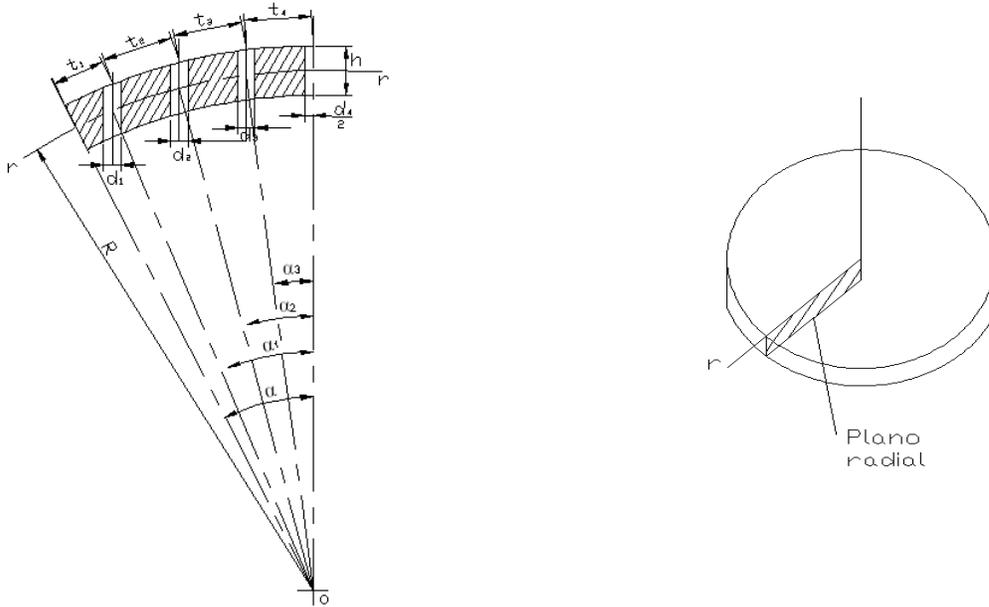


Figura 2.11: Vista del Plano Radial de una Placa con Orificios Verticales
Momento de inercia de un orificio con relación al eje r Figura 2.20

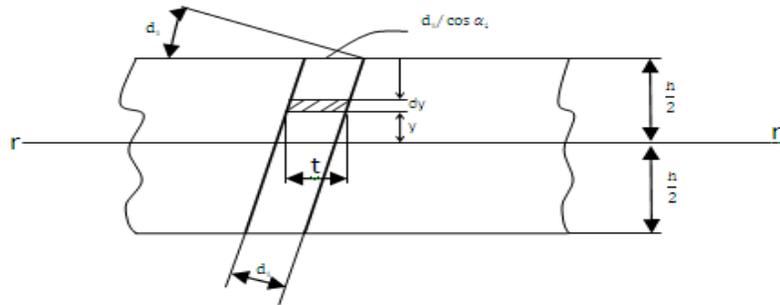


Figura 2.12: Momento de inercia de un orificio con relación al eje r

— — — — —
— — — — —
— — — — —

Tabla 2.3: Valores de σ_r empotrada en su contorno ($d = 0,5$ cm).

Radio de la Placa (r) cm	Paso (ti) cm	Diámetro interior (di) cm	d_i/t_i	Momento de inercia (I _r) cm ⁴	σ_r , kN/cm ² (empotrada)
0	0,672	0,5	0,74	0,0469	141,03
2	0,672	0,5	0,74	0,0469	138,25
4	0,672	0,5	0,74	0,0469	129,89
6	0,672	0,5	0,74	0,0469	115,95
8	0,672	0,5	0,74	0,0469	96,44
10	0,672	0,5	0,74	0,0469	71,36
12	0,672	0,5	0,74	0,0469	40,70
14	0,672	0,5	0,74	0,0469	4,47
16	0,672	0,5	0,74	0,0469	-37,33
17,2	0,672	0,5	0,74	0,0469	-65,09

Fuente: Elaboración propia

Representación de la Placa empotrada en sus extremos Figura 2.13.

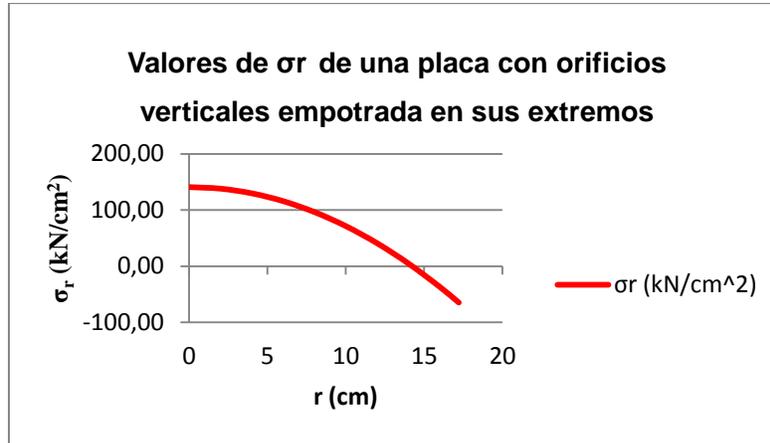


Figura 2.13 Valores de σ_r de una placa con orificios verticales empotrada en sus extremos. Fuente: Elaboración propia

- **Caso 2: Orificios verticales. Plano circunferencial.**

Sección más peligrosa en la posición de un paso t_i con orificios verticales en un plano circunferencial cualquiera.

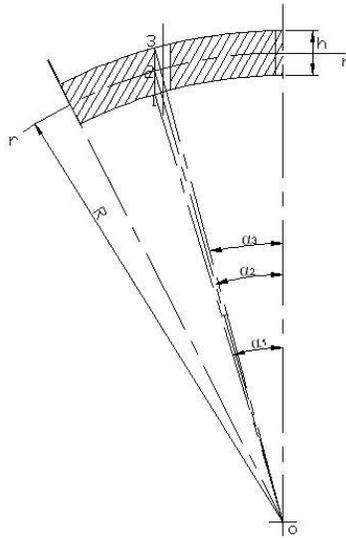


Figura 2.14 Vista del Plano circunferencial de una Placa con Orificios Verticales

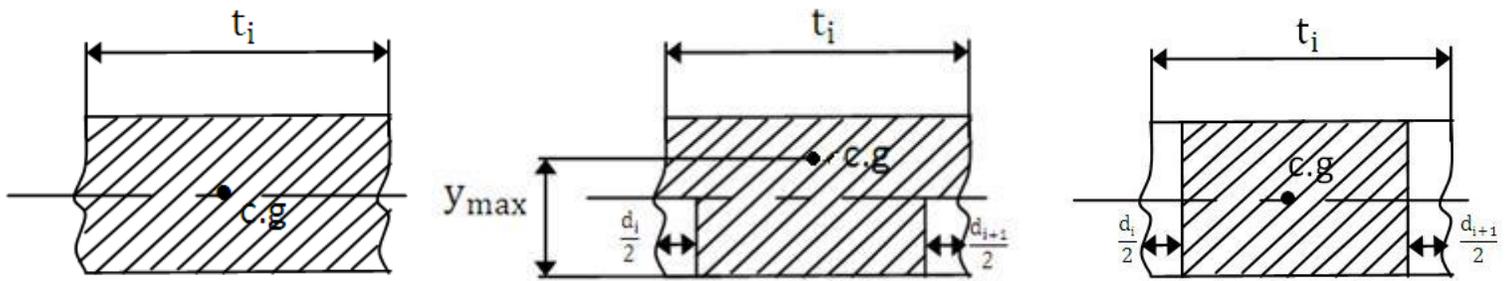


Figura 2.15 Posiciones del centroide para este caso

a) Posición 1

b) Posición 2

c) Posición 3

La posición 1 (Fig.2.15 a) es la menos peligrosa ya que los orificios en esta sección no representan ningún debilitamiento del área y el centroide se mantiene a la altura de la línea media de la placa. Es igual a la placa sin orificios.

En la posición 2 el área de la sección en un paso cualquiera se debilita tal como se muestra en la (Fig.3.12 b) y su centroide se desplazará hacia arriba lo que es perjudicial para las tensiones ya que $y_{max} >$

La posición 3 coincide con una placa con orificios radiales, este caso no se analizará puesto que la placa es con orificios verticales.

Se limitará el análisis a lo que sucede en el caso 2 que es la situación nueva, en este caso se hallará primero la posición del centroide para poder hallar y_{max} . Posición del centroide para el caso b), posición 2

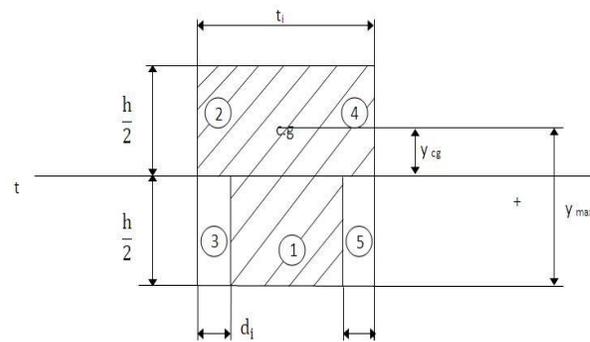


Figura 2.16: Posición del centroide para el caso b) posición 2

Tabl

a 2.4: Resumen de las áreas para la determinación del centroide.

Figura N°	A _i	y _i	A _i * y _i
1	— — —	0	0
2	—	—	—
3	—	—	—
4	—	—	—
5	—	—	—
Totales			\bar{y}
	— — —		— — —

Fuente: Elaboración propia

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i}$$

Momento de inercia de la sección neta con relación al eje r-r para un paso cualquiera aplicando el teorema de los Ejes Paralelos

$$I_{rr} = \sum I_{c_i} + A_i d_i^2$$

El momento de inercia general será:

$$I_{xx} = I_{yy} = \sum I_{c_i} + A_i d_i^2$$

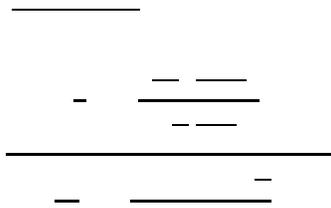


Tabla 2.5: Valores de σ_t empotrada en su contorno ($d = 0,5$ cm).

Representación de la Placa empotrada en sus extremos Figura 2.17.

Radio de la Placa (r) cm	Paso (ti) cm	Diámetro interior (d_i) cm	d_i/t_i	Momento de inercia (I_r) cm^4	σ_t kN/cm ² (empotrada)
0	0,7	0,5	0,71	0,153	126,34
2	0,7	0,5	0,71	0,153	122,01
4	0,7	0,5	0,71	0,153	109,00
6	0,7	0,5	0,71	0,153	87,32
8	0,7	0,5	0,71	0,153	56,96
10	0,7	0,5	0,71	0,153	17,93
12	0,7	0,5	0,71	0,153	-29,77
14	0,7	0,5	0,71	0,153	-86,14
16	0,7	0,5	0,71	0,153	-151,18
17,2	0,7	0,5	0,71	0,153	-194,37

Figura

2.17

Valores de σ_t de una placa con orificios verticales empotrada en sus extremos. Fuente: Elaboración propia

2.4.3 Calculo de las tensiones máximas en la placa curva con orificios verticales. Nuevos diseños.

Con el objetivo de que las tensiones den resultados más pequeños, se realizaron dos nuevos diseños del plato. El primero consiste en aumentar el diámetro y el paso sin variar el área de agujeros en la zona donde se encuentran las grietas. Esta zona es una franja a partir del radio 12 cm hasta el contorno, en la misma hay 222 agujeros. Se decidió aumentar el diámetro a 6 mm y se realizó el cálculo del área de agujeros para poder determinar el paso. Dichos cálculos dan como resultado que el paso de los

agujeros en esta zona será de 10 mm. En el segundo se aumentó igualmente la configuración de los agujeros a (6x10) pero en todo el plato.

- **Caso 3: Orificios verticales. Plano radial. Diseño franja (6x10).**

Tabla 2.6: Valores de σ_r empotrada en su contorno ($d = 0,5$ cm y $d = 0,6$ cm)

Radio de la Placa (r) cm	Paso (ti) cm	Diámetro interior (di) cm	d_i/t_i	Momento de inercia (I_i) cm^4	$\sigma_r, \text{kN/cm}^2$ (empotrada)
0	0,672	0,5	0,74	0,0469	141,03
2	0,672	0,5	0,74	0,0469	138,25
4	0,672	0,5	0,74	0,0469	129,89
6	0,672	0,5	0,74	0,0469	115,95
8	0,672	0,5	0,74	0,0469	96,44
10	0,672	0,5	0,74	0,0469	71,36
12	1	0,6	0,60	0,0732	26.04
14	1	0,6	0,60	0,0732	2.86
16	1	0,6	0,60	0,0732	-23.89
17,2	1	0,6	0,60	0,0732	-41.65

Fuente: Elaboración propia

En la figura 2.18 se muestran los valores de σ_r de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño franja (6x10).

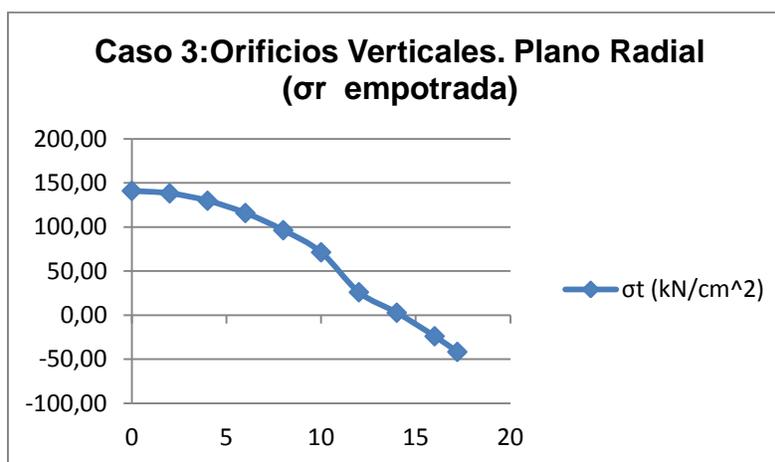


Figura 2.18: Valores de σ_r de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño franja (6x10). Fuente: Elaboración propia

Se puede observar como en este nuevo diseño los valores de σ_r en la zona donde se encuentran las grietas disminuyeron con respecto al diseño original.

- **Caso 4: Orificios verticales. Plano circunferencial. Diseño franja (6x10)**

Tabla 2.7: Valores de σ_t empotrada en su contorno. ($d = 0,5$ cm y $d = 0,6$ cm)

En la figura 2.19 se muestran los valores de σ_t de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño franja (6x10).

	Radio de la Placa (r) cm	Paso (ti) cm	Diámetro interior (di) cm	di/ti	Momento de inercia (I _r) cm ⁴	σ_t kN/cm ² (empotrada)
150,	0	0,7	0,5	0,71	0,153	126,34
100,	2	0,7	0,5	0,71	0,153	122,01
50,	4	0,7	0,5	0,71	0,153	109,00
0,	6	0,7	0,5	0,71	0,153	87,32
-50,	8	0,7	0,5	0,71	0,153	56,96
-100,	10	0,7	0,5	0,71	0,153	17,93
-150,	12	1	0,6	0,60	0,158	-21.26
-200,	14	1	0,6	0,60	0,158	-61.53
	16	1	0,6	0,60	0,158	-107.99
	17,2	1	0,6	0,60	0,158	-138.84

Figura 2.19:Valores de σ_t de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño franja (6x10).Fuente: Elaboración propia

- **Caso 5: Orificios verticales. Plano radial. Diseño (6x10) en todo el plato.**

Tabla 2.8: Valores de σ_r empotrada en su contorno. $d = 0,6$ cm en todo el plato.

Radio de	Paso (ti)	Diámetro	di/ti	Momento	σ_r ,kN/cm ²
----------	-----------	----------	-------	---------	--------------------------------

la Placa (r) cm	cm	interior (d _i) cm		de inercia (I _r) cm ⁴	(empotrada)
0	1	0,6	0,60	0,0732	90.25
2	1	0,6	0,60	0,0732	88.46
4	1	0,6	0,60	0,0732	83.11
6	1	0,6	0,60	0,0732	74.20
8	1	0,6	0,60	0,0732	61.71
10	1	0,6	0,60	0,0732	45.66
12	1	0,6	0,60	0,0732	26.04
14	1	0,6	0,60	0,0732	2.86
16	1	0,6	0,60	0,0732	-23.89
17,2	1	0,6	0,60	0,0732	-41.65

En la figura 2.20 se muestran los valores de σ_r de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato.

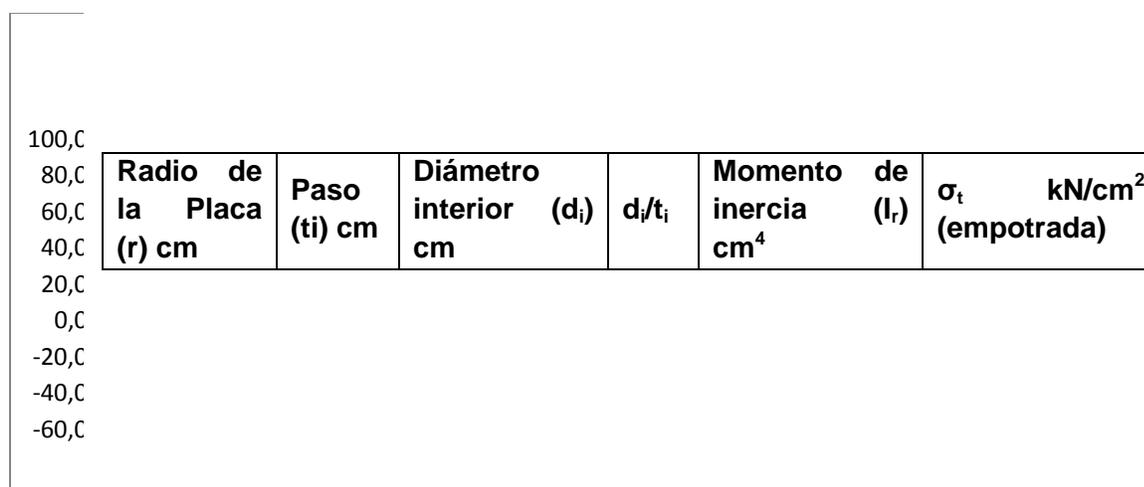


Figura 2.20: Valores de σ_r de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato. Fuente: Elaboración propia

- Caso 6: Orificios verticales. Plano circunferencial. Diseño (6x10) en todo el plato

Tabla 2.9: Valores de σ_t empotrada en su contorno. d = 0,6 cm en todo el plato.

0	1	0,6	0,60	0,158	90.25
2	1	0,6	0,60	0,158	87.15
4	1	0,6	0,60	0,158	77.86
6	1	0,6	0,60	0,158	62.37
8	1	0,6	0,60	0,158	40.69
10	1	0,6	0,60	0,158	12.81
12	1	0,6	0,60	0,158	-21.26
14	1	0,6	0,60	0,158	-61.53
16	1	0,6	0,60	0,158	-107.99
17,2	1	0,6	0,60	0,158	-138.84

En la figura 2.21 se muestran los valores de σ_t de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato.

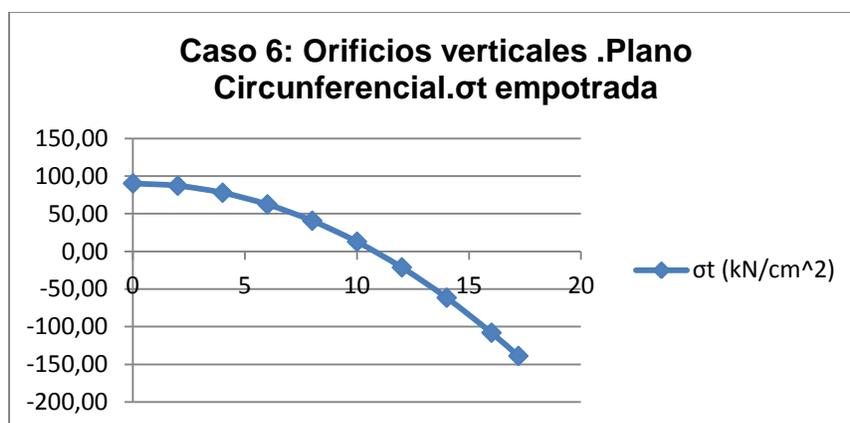


Figura 2.21: Valores de σ_t de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato. Fuente: Elaboración propia

2.5 Conclusiones del Capítulo.

1. Se realizó un estudio basado en el Modelo Matemático creado para Placas Curvas de pequeña curvatura con orificios verticales. Se obtuvieron las ecuaciones para calcular las tensiones en los planos radial y circunferencial. Las cuales se aplicaron al plato de apoyo de la Bomba Máster MP 2C120 de la Planta Glucosa de Cienfuegos, con orificios verticales y contorno empotrado, obteniéndose las siguientes conclusiones específicas:

- En las placas curvas con contorno empotrado con orificios verticales, para el diseño original, sucede que las tensiones máximas ocurren en toda una franja próxima al contorno de la placa. Estos valores máximos son:

$$\sigma_r = 141,03 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el centro)} \text{ y } \sigma_t = -194,37 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el contorno)}$$

- En las placas curvas con contorno empotrado con orificios verticales, para $d = 0,6 \text{ cm}$ en la franja con grietas, sucede que las tensiones máximas disminuyen. Estos valores máximos son:

$$\sigma_r = 141,03 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el centro)} \text{ y } \sigma_t = -138,4 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el contorno)}$$

y se uniformizan las tensiones a través de todo el plato.

- En las placas curvas con contorno empotrado con orificios verticales, para $d = 0,6 \text{ cm}$ en todo el plato, sucede que las tensiones máximas disminuyen. Estos valores máximos son:

$$\sigma_r = 90,25 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el centro)} \text{ y } \sigma_t = -138,4 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el contorno)}$$

y se uniformizan más las tensiones a través de todo el plato.

Capítulo III

Capítulo III Validación por el método de los elementos finitos de los modelos elaborados.

3.1 Introducción al Capítulo III.

En este capítulo se desarrollará el análisis del Modelo del Plato de Respaldo Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, a través de un análisis por el Método de Elementos Finitos cuyo objetivo fundamental es la obtención del campo de tensiones en todo el plato, con lo que se pretende comparar los resultados obtenidos por el método analítico para la validación de los mismos. Vale destacar que la confección de los modelos (dibujos 3D) que se expondrán a continuación fueron previamente realizados en el Software Inventor 2014 perteneciente a los Sistemas CAD; por la facilidad y precisión que este permiten a la hora de dibujar estos modelos de gran complejidad; además de las posibilidades casi infinitas de interacción que esto permiten a la hora de realizar cualquier tipo de modificación, y también por el alto grado de integración que este logra con el Software Ansys 13.0, el cual se empleará para de modelación por Elementos Finitos para este caso.

3.2. Establecimiento del Modelo de un plato macizo para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno.

Son construidos tres modelos fundamentales, uno el propio plato macizo, además se construirán dos variantes representativas de estos, es decir con los agujeros verticales dos nuevos diseños, el primero una franja de $\varnothing 6$ mm y paso 10 mm, y el segundo de $\varnothing 6$ mm y paso 10 mm en todo el plato. La presión normal que actúa sobre este elemento viene dada con una magnitud de 30 atm ($3,06 \times 10^6$ Pa). Las restricciones son colocadas en la superficie exterior del plato de respaldo, y son del tipo fija o empotradas y es realizado un mallado eficiente, aplicando uno más fino en la zona del contorno para poder observar más detalladamente el comportamiento de las tensiones en esta región del plato perforado.

En estos modelos preliminares se observó que las tensiones coinciden con bastante exactitud con los valores obtenidos por los métodos analíticos. Para la posterior simulación del plato en el software de elementos finitos se dibuja el plato con las características de diseño reales, estos se realiza en un software de la familia CAD por

las innumerables ventajas que estos brindan, para este caso en específico se emplea el inventor 2014 el cual presenta un grupo de herramientas que facilitan la obtención de la modelación de sólido de forma bien precisa. Como se muestra en la Figura 3.1 que sigue a continuación.

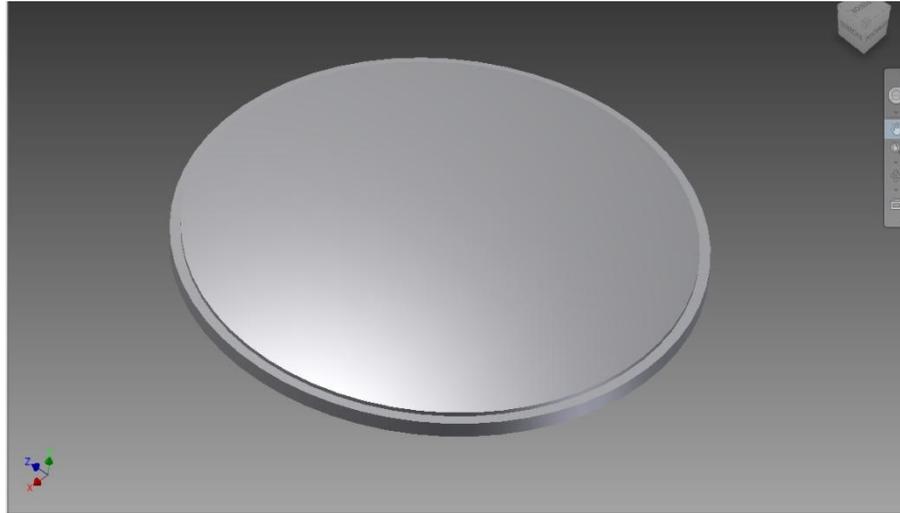


Fig. 3.1: Obtención del sólido 3D en el software inventor 2011.

Luego de haber concluido con esta primera etapa se prosigue a exportar este sólido para el software de elemento finitos que se desee emplear, para este caso en específico se emplea el software ANSYS 13.0 por la gran integración que este logra entre estos dos software facilitando de esta forma la interacción a la hora de realizar cualquier operación o modificación del modelo.

Para la simulación en los software de elementos finitos se necesita realizar un grupo de pasos los cuales son inviolables una vez que tengamos bien definida la problemática a resolver estos son: la asignación del material con las propiedades reales del mismo y las condiciones de trabajo a la cuales normalmente está sometida este tipo de pieza o modelo a lo largo de su vida útil, un esquema de lo expuesto anteriormente se muestra en la Figura 3.2 mostrada a continuación.

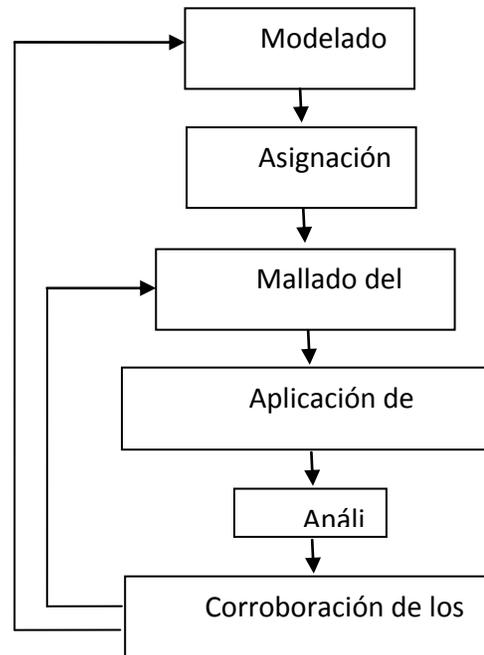


Fig. 3.2: Pasos a seguir para la obtención de una simulación en ANSYS. 13.0.

Para el caso del plato de respaldo de la Bomba Master de la Fábrica de Glucosa de Cienfuegos se exporta el modelo para el ANSYS 13.0 Figura 3.3 luego se le asigna el material con el cual se trabajó en los cálculos analíticos, (VerFigura 3.3) todo esto se puede apreciar a continuación.

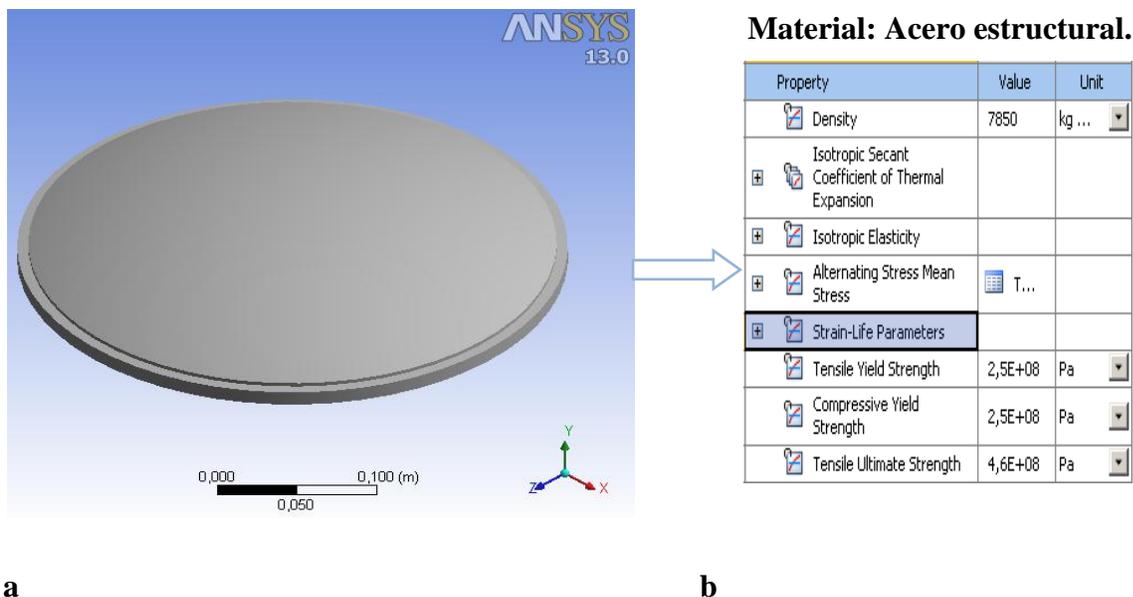


Fig. 3.3: Modelo exportado para el ANSYS 13.0 (a) y asignación del material (b) respectivamente.

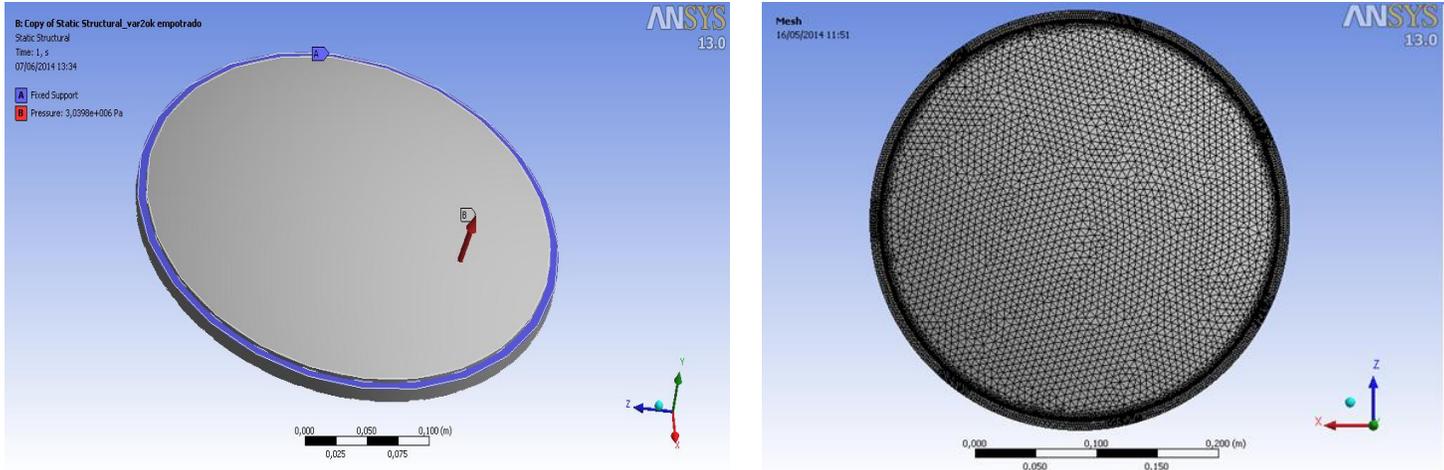
Para la aplicación de restricciones y esfuerzos o carga, el software cuenta con un grupo grande de variantes tanto para las restricciones como para las cargas, cuyo trabajo con las mismas ya sea de forma independiente o a través de las combinaciones de dos o más de ellos, se puede obtener prácticamente toda la gama de posibilidades imaginables en la vida real de cualquier equipo, o pieza real.

Para el caso del plato se aplica una restricción de empotramiento en todo el escalón superior donde todos los grados de libertad son eliminados tanto para los giros como para los desplazamientos lineales en toda esa superficie superior, como se puede apreciar en la Figura 3.4 este tipo de apoyo fijo es señalado de color violeta y designado con la letra A, por otra parte la aplicación de la presión correspondiente a la fuerza se designa con la letra B, la misma es aplicada siguiendo una componente normal en toda la superficie interior del plato respondiendo a las condiciones reales de trabajo del plato. Todos estos detalles pueden ser apreciados en la Figura 3.4 (a).

Para el mallado de sólidos en general el ANSYS13.0 cuenta con un número importante de herramientas que permiten la realización del mallado de diferentes formas; ya sea para un tipo de elemento determinado o para seleccionar el tamaño para los distintos tipos de elementos, así como diferentes tipos de ajustes para lograr una mejor aproximación de la malla al sólido en cuestión.

En el plato de la Bomba Máster se decide tomar un elemento tetraédrico con un ajuste curvo esto debido a que este elemento permite altos niveles de arreglo cuando se modelan sólidos de geometrías irregulares por su propia configuración y se logra un mejor ajuste a la geometría con curvatura empleando un ajuste curvo de estos elementos lográndose resultados más exactos durante la discretización a realizar. Otro de los aspectos importantes son los controles de mallas aplicados al modelo los cuales se situaron en los lugares donde existían fuertes transiciones todo esto con el objetivo de

lograr resultados más exacto y sin tener que elevar excesivamente el costo computacional.



a **Fig.3.4: Localización de restricciones y esfuerzos (a) , Obtención de la configuración del mallado (b)**

Luego de transitar por todo el proceso descrito anteriormente se obtienen los resultados para el modelo analizado en el software ANSYS 13.0 y en todo los software de elementos finitos en general se brindan un grupo de resultados como son: las Tensiones Equivalentes, las Tensiones Principales para los ejes x, y, z , también se pueden obtener los Desplazamientos totales, las Deformaciones, Factores de Seguridad etc. Otra de las funciones que se pueden realizar en este software es la obtención de vistas en secciones del modelo analizado, así como distintas forma de visualización del mismo.

Para la presentación de los resultados del plato estudiado se realiza mediante las tensiones de Von Mises a través de una vista superior del plato y mediante una vista en sección del mismo lo que no permite obtener una visión general de lo que sucede en el modelo. Como se puede apreciar estas tensiones van desde $\sigma_{eq} = 3,65e6 Pa (0,365 kN/cm^2)$ a $\sigma_{eq} = 3,75e8 Pa (37,5 kN/cm^2)$. Todo esto se puede apreciar detalladamente en el campo de tensiones descrito en el modelo presentado en la Figura 3.5 para la vista superior.

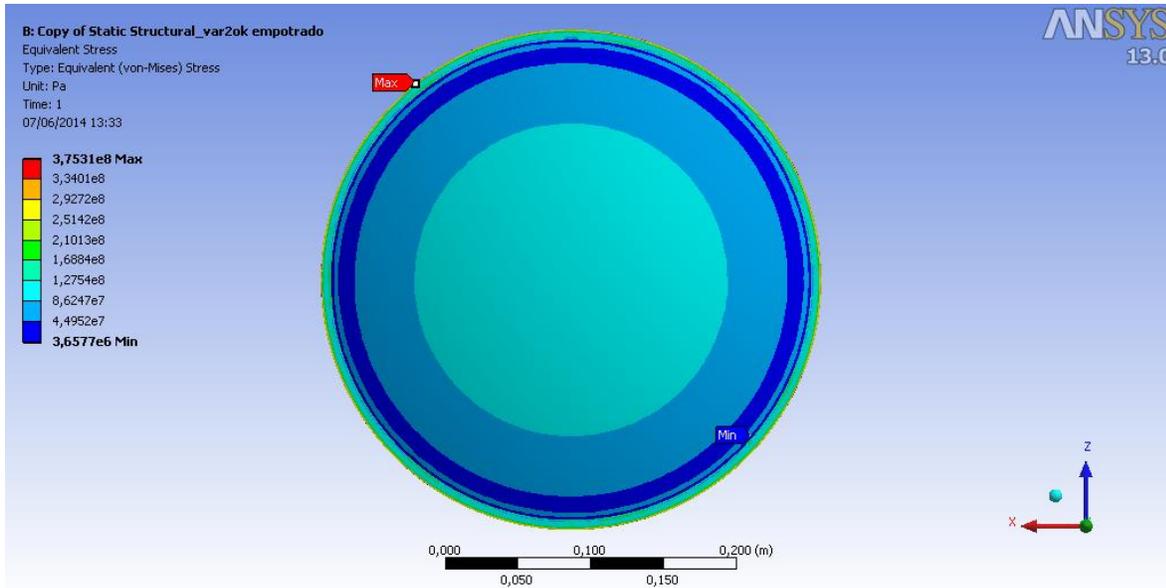


Fig.3.5: Resultado de las tensiones equivalentes por la 4^{ta} Teoría de Resistencia de Hubber-Von Mises-Hencky vista superior.

También se puede apreciar de forma explícita como es que se distribuyen las de tensiones en el interior de la placa para la condiciones de trabajo presentadas; donde las tensiones más elevada se encuentra en la periferia donde existen fuertes transiciones lo que provoca concentradores de tensiones a ese nivel y por otra parte en esta zona se sitúa la restricción del modelo, como se puede apreciar a medida que se recorre el plato hasta la zona central se observa que presenta una zona extensa de transición que dan lugar a unas tensiones medias que varían de $\sigma_{eq} = 8,62e7 Pa$ ($8,62 \text{ kN/cm}^2$) a $\sigma_{eq} = 1,68e8 Pa$ ($16,8 \text{ kN/cm}^2$), por otra parte si se recorre verticalmente la sección geométrica del modelo se observan tensiones que van desde una tensión media hasta decaer a la mínima con un valor de $\sigma_{eq} = 3,65e6 Pa$ en la zona interior del plato como se representa en la Figura 3.6.

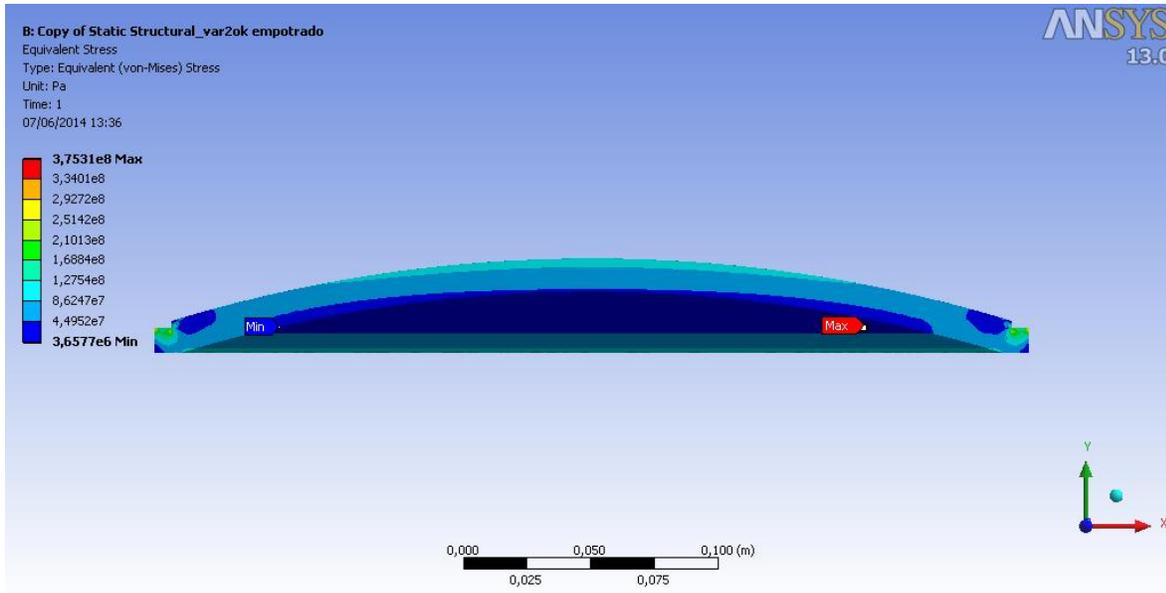
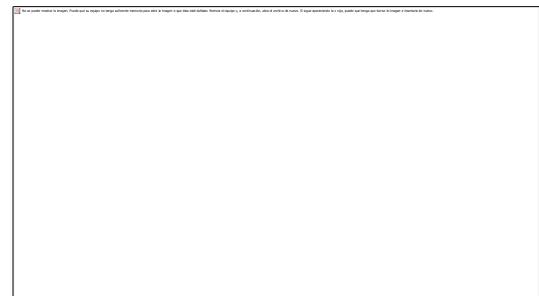
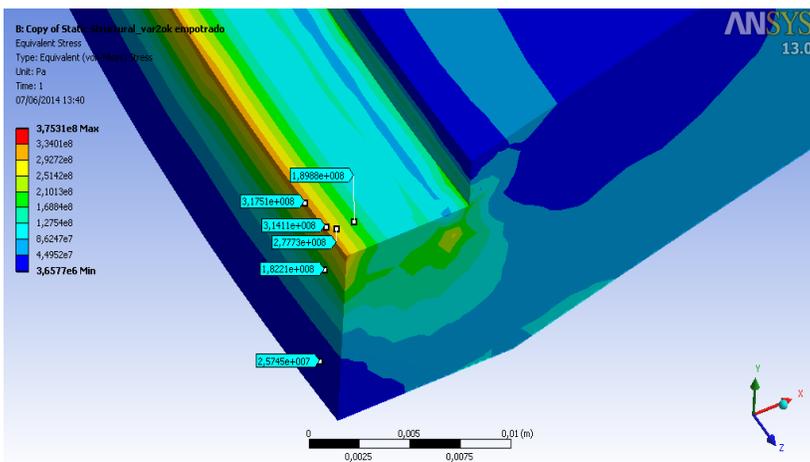


Fig. 3.6: Resultado de las tensiones equivalentes vista en sección

Una vista ampliada de la sección y de la forma en que se distribuyen las tensiones en el extremo donde estas son máxima se muestra a continuación Figura 3.7 (a), obteniéndose los valores en zona fundamental de variación del campo de tensiones. Consecuentemente se muestra el control de malla o refinamiento realizado para la zona representada debido a las diferentes zonas que presentan las transiciones más fuertes ver Figura 3.7 (b).



a

b

Fig.3.7: Distribución de las tensiones en el extremo (a) refinamiento de malla realizado (b)

Una comparación de estos resultados con los obtenidos por el método analítico brindado en el capítulo anterior, muestra la diferencia existente entre ambos métodos los cuales se encuentra en el orden de un 20% en la zona del contorno donde ocurren las tensiones máximas para este caso siendo aceptable para validar estos resultados analíticos.

A continuación se muestra la Figura 3.8 donde se puede apreciar lo expuesto en el párrafo anterior es decir las tensiones equivalentes calculadas por el método analítico y las obtenidas a través del software para las condiciones de trabajo similares.

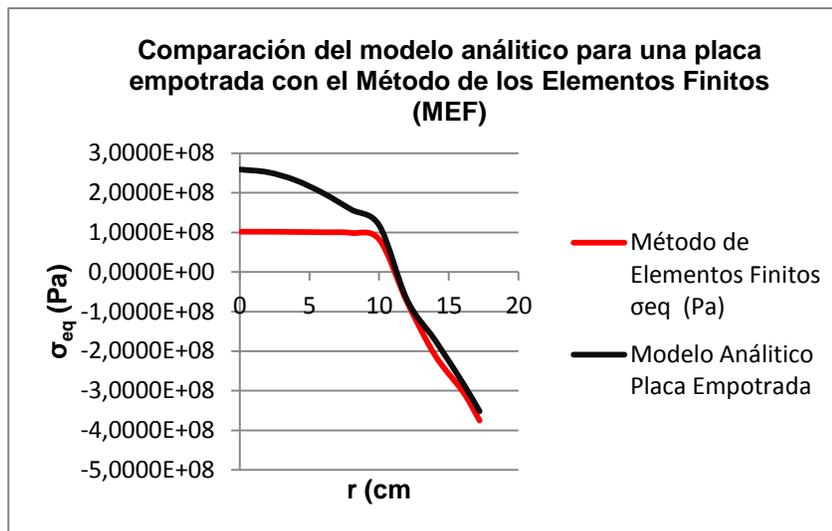


Figura 3.8: Tensiones equivalentes obtenidas por el modelo analítico y por el Software ANSYS 13.0. Fuente: Elaboración propia

3.3 Análisis del Plato perforado con Agujeros Verticales para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno.

Igualmente que en el epígrafe anterior se dibuja el plato pero para este caso se diseña con agujeros verticales, la presión que actúa sobre la cara del plato es la misma así como las restricciones como se observó en la Figura 3.4 a) al igual que el mallado de la superficie Figura 3.4 b). La Obtención del sólido mediante el software queda representado en la Figura 3.9

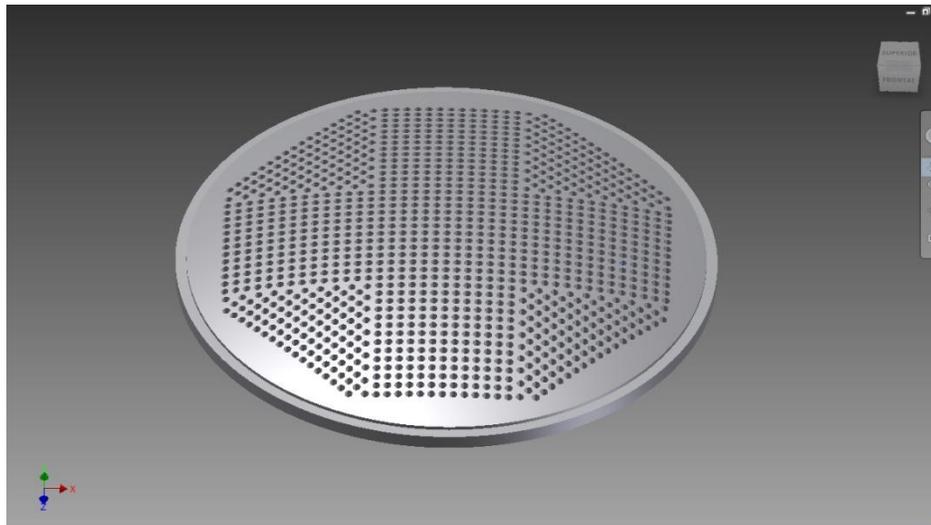


Figura 3.9: Obtención del sólido 3D en el software inventor 2014

La exposición de los resultados del plato estudiado se realiza mediante las tensiones de Von Mises a través de una vista superior del plato y mediante una vista en sección del mismo lo que no permite conseguir una visión general de lo que ocurre en el modelo. Como se puede apreciar estas tensiones van desde $\sigma_{eq} = 4,19e5$ Pa (0,042 kN/cm²) a $\sigma_{eq} = 2,57e8$ Pa (25,7 kN/cm²). Estos valores máximos de tensiones se alcanzan en el centro como en el contorno de la placa. Todo esto se logra apreciar menudamente en el campo de tensiones explicado en el modelo exhibido en la Figura 3.10 para la vistas superior.

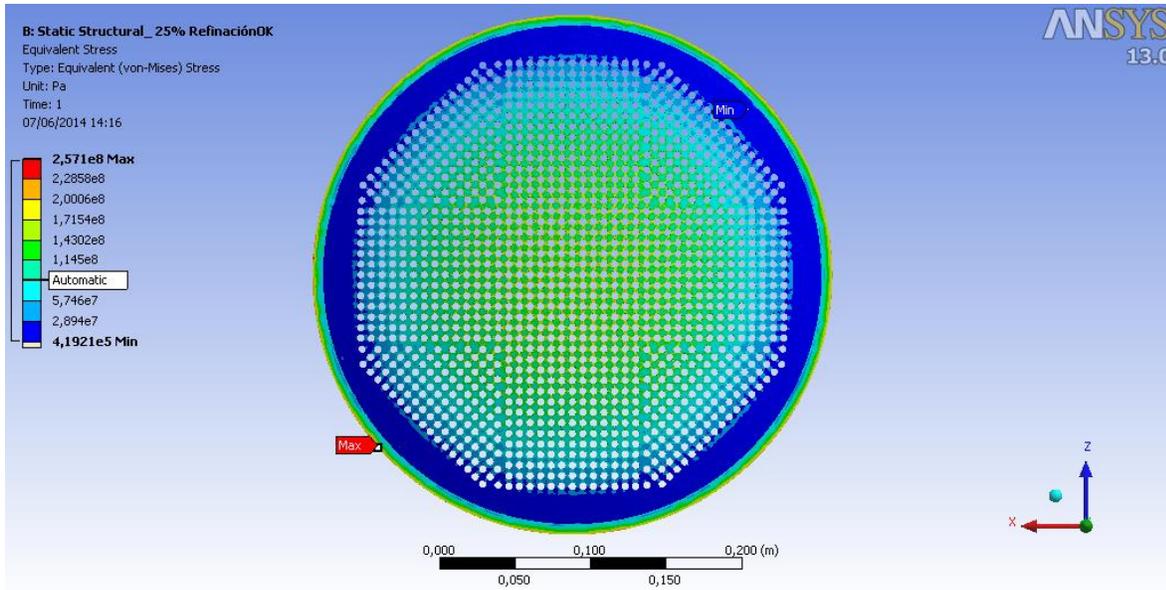


Figura 3.10: Resultado de las tensiones equivalentes por la 4^{ta} Teoría de Resistencia de Hubber-Von Mises-Hencky vista superior.

Asimismo se puede apreciar de forma explícita como es que se distribuyen las de tensiones en el interior de la placa para la condiciones de trabajo presentadas según la Figura 3.11; donde las tensiones más elevada se encuentra en la periferia donde existen fuertes transiciones lo que provoca concentradores de tensiones a ese nivel y por otra parte en esta zona se sitúa la restricción del modelo, así como en el centro de la placa como se puede apreciar a medida que se recorre el plato hasta la zona central que dan lugar a unas tensiones medias que varían de $\sigma_{eq} = 1,14e8 \text{ Pa}$ ($11,4 \text{ kN/cm}^2$) a $\sigma_{eq} = 1,71e8 \text{ Pa}$ ($17,1 \text{ kN/cm}^2$). La presencia de los agujeros representa para la placa un fuerte concentrador de tensiones.

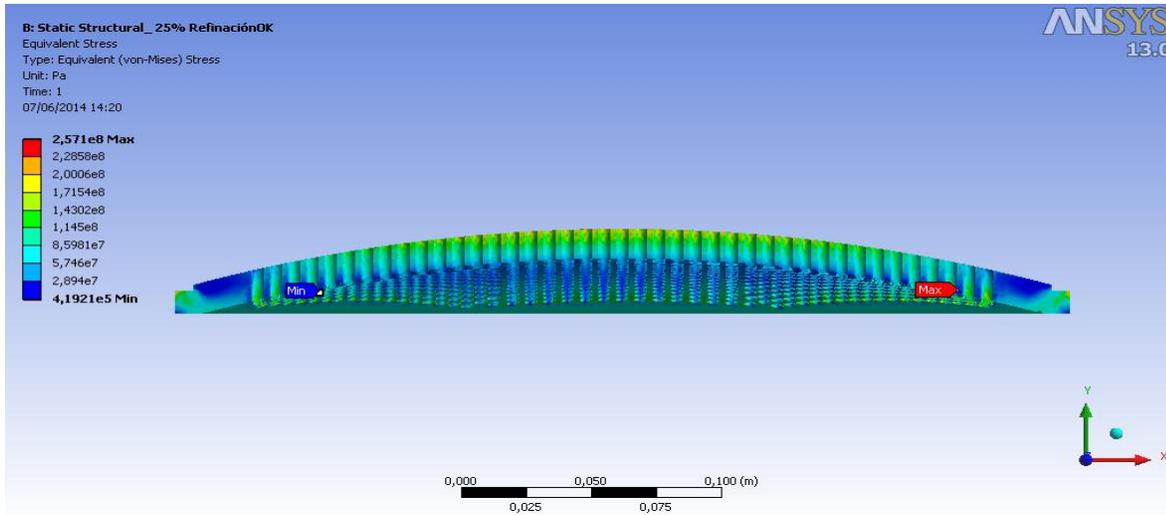


Figura 3.11: Resultado de las tensiones equivalentes vista en sección.

3.4 Análisis del Plato perforado con Agujeros Verticales para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno. Diseño franja (6x10).

La figura 3.12 a) muestra uno de los nuevos diseños propuestos en este estudio, aquí a partir de una radio de 10 cm se aumentaron los diámetro de los orificios a 6 mm y su paso a 10 mm garantizando mantener el área de flujo constante. Igualmente en la figura 3.12 b) se mantuvo la misma configuración del mallado de toda la región.

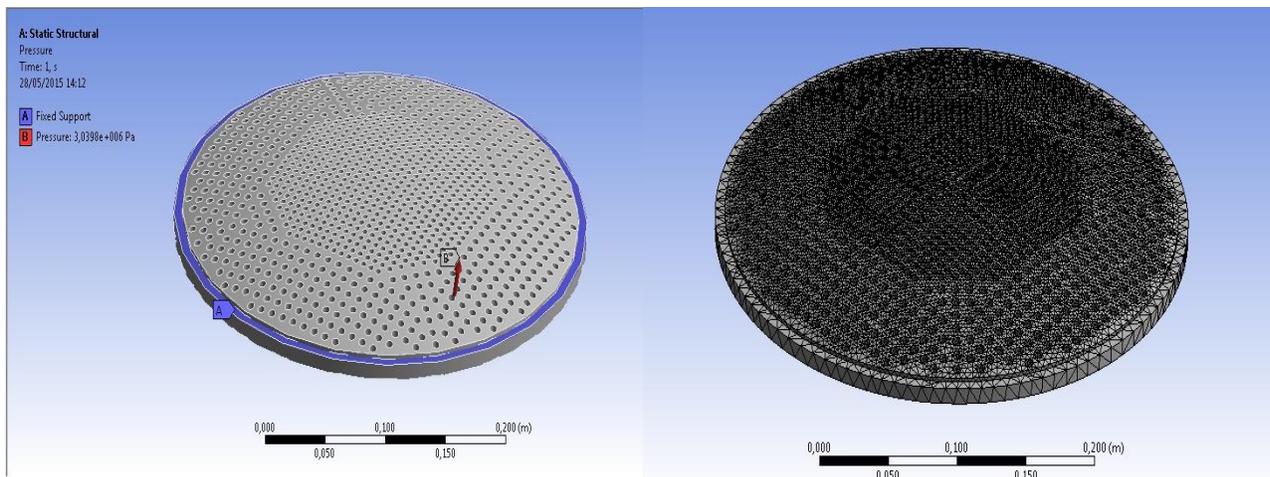


Figura 3.12 Localización de los Efuertos y restricciones. Mallado de la superficie.

a) Localización de los esfuerzos y restricciones

b) Aplicación del mallado de la superficie

La exposición de los resultados de este nuevo diseño se realiza mediante las tensiones de Von Mises a través de una vista superior del plato y mediante una vista en sección del mismo lo que nos permite conseguir una visión general de lo que ocurre en el modelo. Como se puede apreciar estas tensiones van desde $\sigma_{eq} = 8,35 \text{ e}5 \text{ Pa}$ ($0,084 \text{ kN/cm}^2$) a $\sigma_{eq} = 2,46 \text{ e}8 \text{ Pa}$ ($24,6 \text{ kN/cm}^2$). Estos valores máximos de tensiones se alcanzan en el centro como en el contorno de la placa. Todo esto se logra apreciar menudamente en el campo de tensiones explicado en el modelo exhibido en la Figura 3.14 para la vista superior.

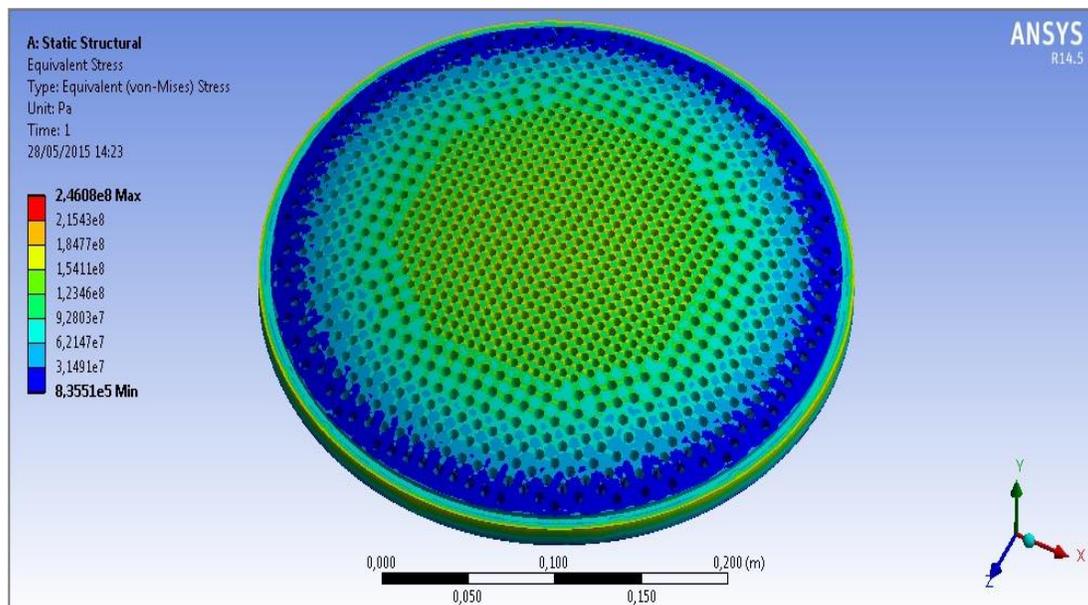


Figura 3.14: Resultado de las tensiones equivalentes por la 4^{ta} Teoría de Resistencia de Hubber-Von Mises-Hencky vista superior. Diseño franja (6x10).

Asimismo se puede apreciar de forma explícita como es que se distribuyen las de tensiones en el interior de la placa para la condiciones de trabajo presentadas según la Figura 3.15; donde las tensiones más elevada se encuentra en la periferia donde existen fuertes transiciones lo que provoca concentradores de tensiones a ese nivel y por otra parte en esta zona se sitúa la restricción del modelo, así como en el centro de la placa como se puede apreciar a medida que se recorre el plato hasta la zona central que dan lugar a unas tensiones medias que varían de $\sigma_{eq} = 9,28 \text{ e}7 \text{ Pa}$ ($9,28 \text{ kN/cm}^2$) a

$\sigma_{eq} = 1,54e8 \text{ Pa}$ (15,4 kN/cm²). La presencia de los agujeros representa para la placa un fuerte concentrador de tensiones.

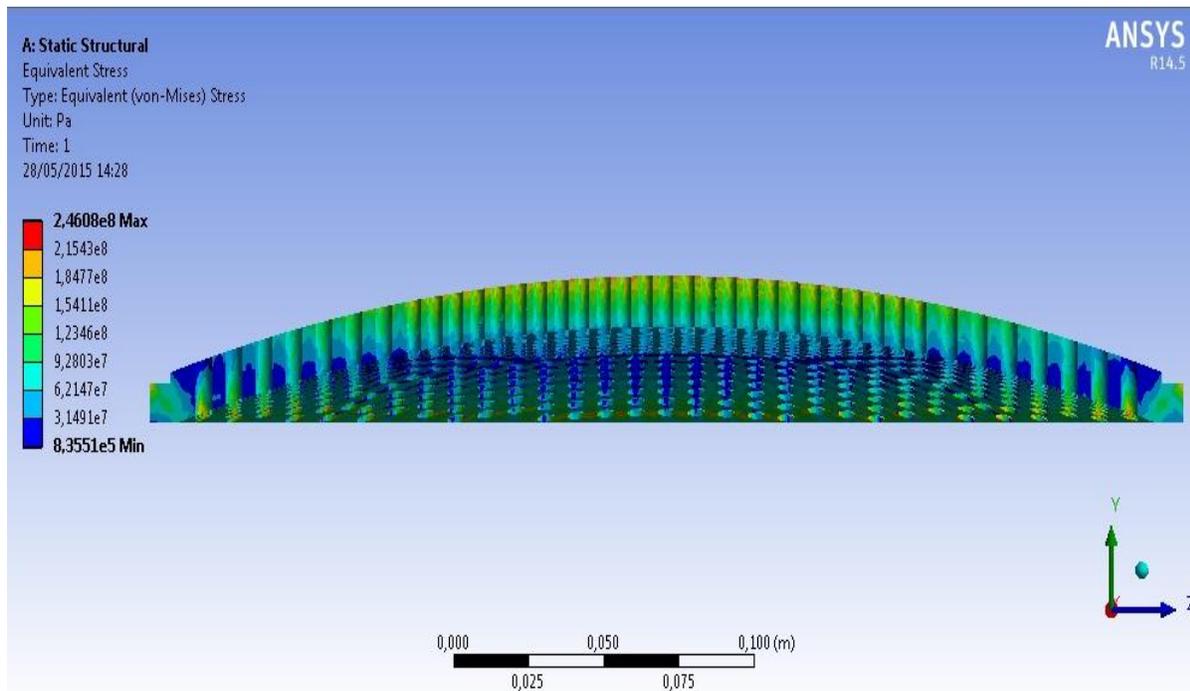


Figura 3.15: Resultado de las tensiones equivalentes vista en sección. Diseño franja (6x10).

3.5 Análisis del Plato perforado con Agujeros Verticales para el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato.

Igual que en el epígrafe anterior, para este diseño (6x10)Figura 3.16 en todo el plato se localizan las restricciones y esfuerzos. El tipo de apoyo fijo es señalado de color violeta y designado con la letra A, por otra parte la aplicación de la presión correspondiente a la fuerza se designa con la letra B, la misma es aplicada siguiendo una componente normal en toda la superficie interior del plato respondiendo a las condiciones reales de trabajo del plato.

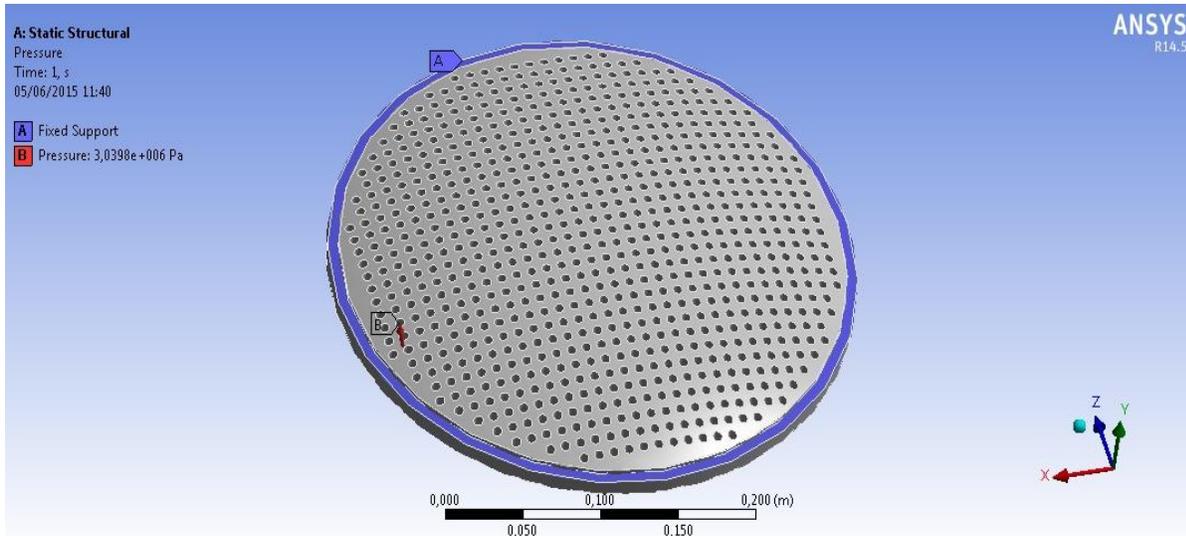


Figura 3.16: Localización de restricciones y esfuerzos. Diseño (6x10) en todo el plato.

Se obtiene igualmente la configuración del mallado correspondiente, la cual se puede apreciar en la (figura 3.17).

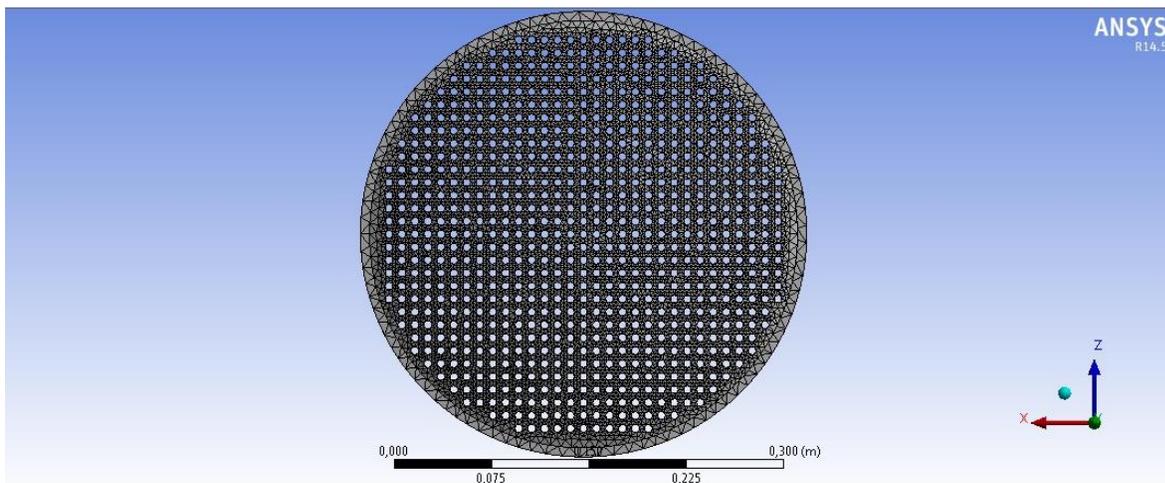


Figura 3.17: Obtención de la configuración del mallado. Diseño (6x10) en todo el plato.

La exposición de los resultados de este diseño (6x10) en todo el plato se realiza igual que anteriormente mediante las tensiones de Von Mises a través de una vista superior del plato y mediante una vista en sección del mismo lo que nos permite conseguir una visión general de lo que ocurre en el modelo. Como se puede apreciar estas tensiones van desde $\sigma_{eq} = 1,75 \text{ e}6 \text{ Pa}$ ($0,175 \text{ kN/cm}^2$) a $\sigma_{eq} = 2,39 \text{ e}8 \text{ Pa}$ ($23,9 \text{ kN/cm}^2$). Estos valores máximos de tensiones se alcanzan en el centro como en el contorno de la

placa. Todo esto se logra apreciar menudamente en el campo de tensiones explicado en el modelo exhibido en la Figura 3.18 para la vista superior.

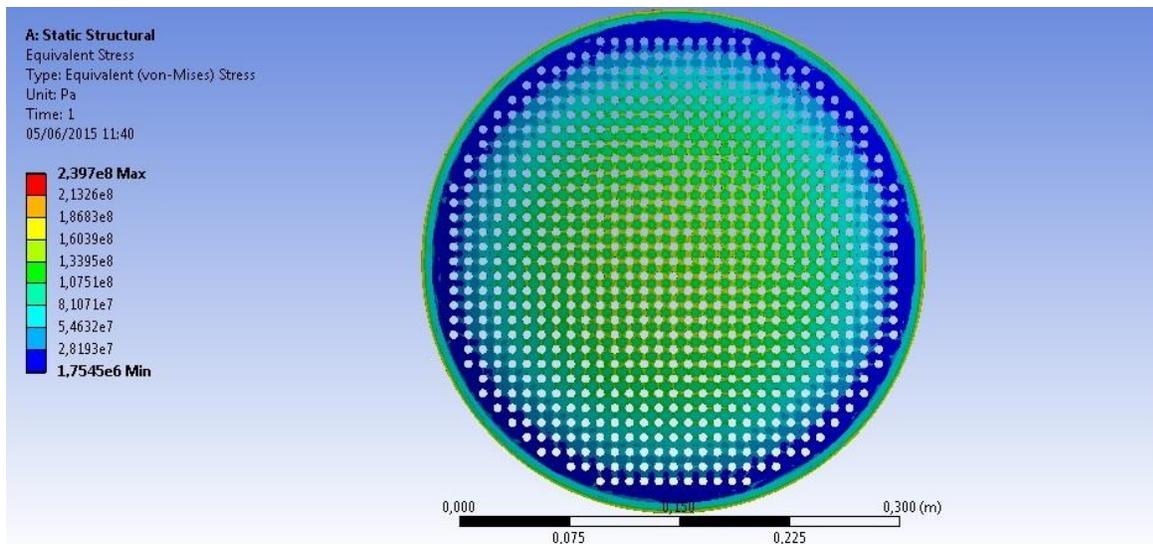


Figura 3.18: Resultado de las tensiones equivalentes por la 4^{ta} Teoría de Resistencia de Hubber-Von Mises-Hencky vista superior. Diseño (6x10) en todo el plato.

Se puede apreciar también en la figura 3.19 que a medida que se recorre el plato hasta la zona central que dan lugar a unas tensiones medias que varían de $\sigma_{eq} = 8,1e7$ Pa (8,1 kN/cm²) a $\sigma_{eq} = 1,6 e8$ Pa (16 kN/cm²). La presencia de los agujeros representa para la placa un fuerte concentrador de tensiones.

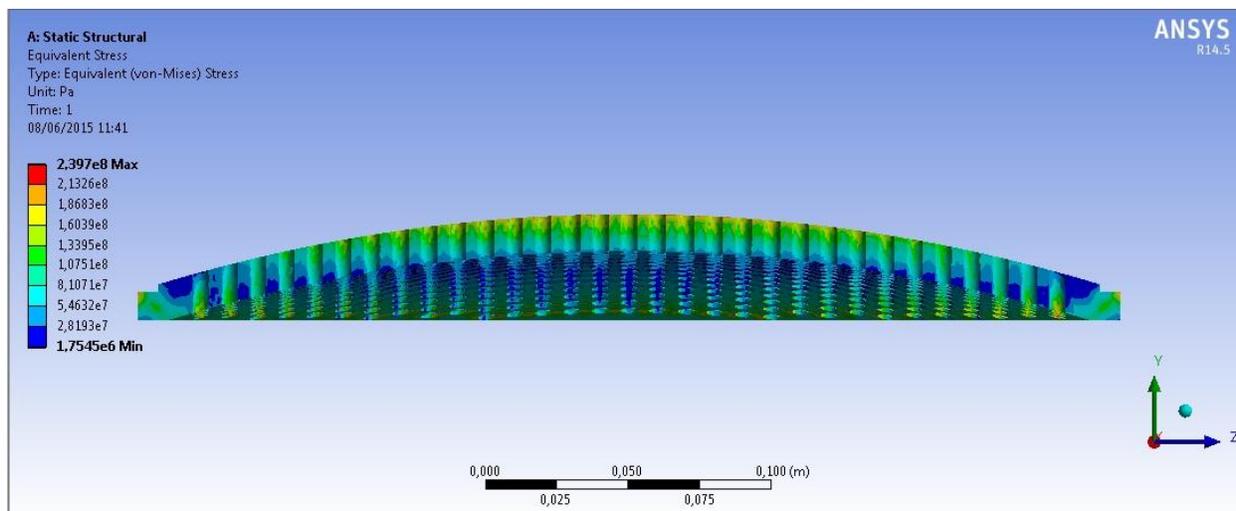


Figura 3.19: Resultado de las tensiones equivalentes vista en sección. Diseño (6x10) en todo el plato.

En la tabla 3.1 se muestra un resumen de los resultados obtenidos mediante el ANSYS.

Tabla 3.1: Resumen de los resultados obtenidos.

Valores de las tensiones equivalentes en los distintos modelos.		
Plato Original (5x7).	Diseño Franja (6x10).	Diseño (6x10) en todo el plato.
$\sigma_{eq} = 4,19e5 \text{ Pa}$ a $\sigma_{eq} = 2,57e8 \text{ Pa}$	$\sigma_{eq} = 8,35e5 \text{ Pa}$ a $\sigma_{eq} = 2,46e8 \text{ Pa}$	$\sigma_{eq} = 1,75e6 \text{ Pa}$ a $\sigma_{eq} = 2,39e8 \text{ Pa}$

Los valores de tensiones obtenidos por el método de los elementos finitos difieren de los modelos analíticos, fundamentalmente a que en el método analítico se consideró un factor de concentración de tensiones β_k que hace que se incrementen los valores de tensiones.

3.6 Conclusiones del Capítulo.

1. En el presente Capítulo se abordó la Modelación por Elementos Finitos del Plato de Respaldo de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120. El modelo se seleccionó cumplimentando todas las recomendaciones dadas en la literatura para este método lo que permite afirmar que los resultados serán satisfactorios.
2. Durante la aplicación se concluyen las razones de por qué aplicando esta tecnología las tensiones dan menores que las obtenidas por el Modelo analítico.
3. Se concluye que el incremento del diámetro de los orificios desde $d = 0,5 \text{ cm}$ a $d = 0,6 \text{ cm}$ en toda la franja donde aparecen grietas en el plato original, disminuye las tensiones y por lo tanto se favorecerá la resistencia y la vida del plato.
4. Tecnológicamente es beneficioso hacer que todos los orificios del plato tengan el mismo diámetro eso evita tener que cambiar de broca durante la perforación. El estudio de las tensiones en el Plato utilizando orificios de $d = 0,6 \text{ cm}$ en toda la superficie del mismo arrojó menores tensiones tanto por el Modelo Analítico como por el MEF.

Conclusiones

Conclusiones Generales.

1. De la revisión bibliográfica realizada se logró caracterizar las bombas de diafragma dentro de las bombas de desplazamiento positivo, Se caracterizó igualmente la Bomba Máster MP 2C120, sus particularidades constructivas, principio de funcionamiento, sus diferentes partes, materiales, etc. Finalmente se caracterizó el Plato de Apoyo del diafragma, objeto de estudio del presente trabajo, sus materiales, las averías que han ocurrido en el mismo y la forma en que se ha realizado su recuperación por soldadura.
2. Se aplicó el Modelo Matemático creado para Placas Curvas de pequeña curvatura con orificios verticales. Se obtuvieron las ecuaciones calcular las tensiones en los planos radial y circunferencial. Las cuales se aplicaron al plato de apoyo de la Bomba Máster MP 2C120 de la Planta Glucosa de Cienfuegos, con orificios verticales con contorno empotrado, obteniéndose las siguientes conclusiones específicas:

- En las placas curvas con contorno empotrado con orificios verticales, para el diseño original, sucede que las tensiones máximas ocurrir en toda una franja próxima al contorno de la placa. Estos valores máximos son:

$$\sigma_r = 141,03 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el centro)} \text{ y } \sigma_t = -194,37 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el contorno)}$$

- En las placas curvas con contorno empotrado con orificios verticales, para $d = 0,6 \text{ cm}$ en la franja con grietas, sucede que las tensiones máximas disminuyen. Estos valores máximos son:

$$\sigma_r = 141,03 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el centro)} \text{ y } \sigma_t = -138,4 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el contorno)}$$

y se uniformizan las tensiones a través de todo el plato.

- En las placas curvas con contorno empotrado con orificios verticales, para $d = 0,6 \text{ cm}$ en todo el plato, sucede que las tensiones máximas disminuyen. Estos valores máximos son:

$$\sigma_r = 90,25 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el centro)} \text{ y } \sigma_t = -138,4 \text{ kN/cm}^2 \text{ (en el contorno)}$$

y se uniformizan más las tensiones a través de todo el plato.

3. Se realizó la Modelación por Elementos Finitos del Plato de Respaldo de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120. El modelo se seleccionó

cumplimentando todas las recomendaciones dadas en la literatura para este método. Mediante esta modelación se confirman los resultados teóricos obtenidos:

- Se concluye que el incremento del diámetro de los orificios desde $d = 0,5$ cm a $d = 0,6$ cm en toda la franja donde aparecen grietas en el plato original, disminuye las tensiones y por lo tanto se favorecerá la resistencia y la vida del plato.
- Tecnológicamente es beneficioso hacer que todos los orificios del plato tengan el mismo diámetro eso evita tener que cambiar de broca durante la perforación. El estudio de las tensiones en el Plato utilizando orificios de $d = 0,6$ cm en toda la superficie del mismo arrojó menores tensiones tanto por el Modelo Analítico como por el MEF.

Recomendaciones

Recomendaciones.

1. Continuar la investigación rediseñando el plato de empuje con otros diámetros de orificios y diferentes pasos buscando disminuir aún más las tensiones en las placas con el objetivo de eliminar totalmente las averías.
2. Aplicar la Mecánica de la Fractura a los diferentes diseños para poder pronosticar la vida esperada en cada caso.
3. Investigar cual puede ser el material idóneo para los Platos.
4. Fabricar un Plato con diámetros de orificios $d = 0,6$ cm en toda la superficie con el material actual y montarlo en la Bomba Máster MP 2C120 de la Planta Glucosa de Cienfuegos, para evaluar experimentalmente su comportamiento.

Bibliografía

Bibliografía:

- AMPCO METAL. (2013). Excellence in engineered alloys.
- ANSI/AWS D1.1-96. (1996). Structural Welding Code-Steel,
- Becker, A. Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis, (1999): University of Nottingham. United Kingdom.
- Beer F.P, Johnston E.R. Mecánica de Materiales (1993): Mc Graw -Hill, Colombia 738 p.
- Bombas a Diafragma en Aluminio. (2010).
- Bombas de Membranas de doble efecto. (2012).
- Bombas Hidráulicas de membranas HMT. (2011).
- Burgos, J. S. (2000). Teoría de los Procesos de Soldadura. Material de la Maestría de Ingeniería Mecánica. UCLV.
- Cernuschi, D.J. (2003). Elementos Finitos. Ejemplo de aplicación. Consideraciones sobre el uso de los Elementos Finitos. Recuperado a partir de <http://www.unlp.edu.ar/estruc3b/mefa.pdf>
- Chandrupatla, T., Belengundu, A. Introduction to Finite Elements in Engineering. (1997) :Prentice Hall. USA.
- Dobrovolski, V. (1990). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Mir. 692p.
- Felippa, C. A. (2001). *Introduction Finite Elements Methods*. Estados Unidos: University of Colorado. 586p.
- Feodosiev V.I. (1993). Diez conferencias sobre Resistencia de Materiales. Moscú: MIR. 179p.
- Feodosiev, V.I. (1985). Resistencia de Materiales. Moscú: Mir. 586p.
- Fernández Levy, G.S. (1983). Resistencia de Materiales. La Habana: Pueblo y Educación. 511p.
- Fitzgerald, F. (1996). Mecánica de Materiales. México: Alfa Omega S.A. de C.V. 560p.
- Foedosiev, V.I. (1985). Resistencia de Materiales. Moscu: Mir
- Gosta Bylund, M. (2008). Manual de Industrias Lácteas.
- Guía de proveedores de las industrias del petróleo, el gas y la petroquímica. (2012).
- Hidráulica, prácticas de laboratorio. (2005).
- Kenneth J. (1990). BOMBAS Selección, uso y mantenimiento: Mc GRAW-HILL.
- Martín Cañadas, M. A. (2010). Hidráulica Aplicada a proyectos de Riego.

- Mataix, Claudio. (2006). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo, S.A.
- Meltcalfe Coulson, J, & Richardson Francis, J. (2003). *Ingeniería Química*.
- Pisarenko, G.S. (1979). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: Mir. 694p.
- Reshetov, D. (1985). *Elementos de Máquina*. La Habana: Pueblo y Educación. 830p.
- Robert L. M. (2004). *Mecánica de los Fluidos*.
- Shigley J.E, & Mischke Ch. R. (1997). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. España: Mc Graw Hill. 883p.
- Warren E, R, Bean, Robert, & Sthephen D. A. (2001). *DIAPHRAGM PUMPS*.
- WILDEN. (2005). *Chemical Resistance*.
- WILDEN. (2009). *Bombas neumáticas de Diafragmas*.

Anexos

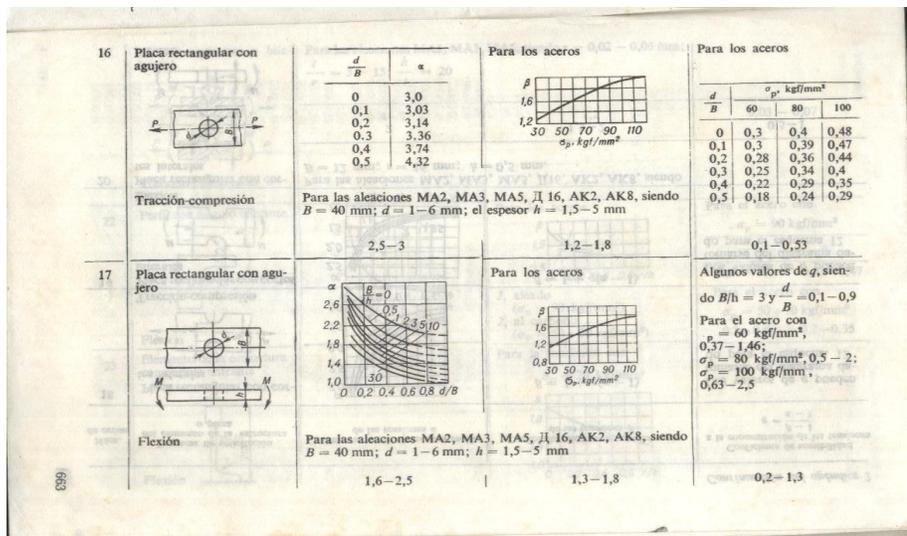
ANEXOS

Anexo 1.1: Bomba Master Karl KROYER MP 2C120 perteneciente a la Empresa Glucosa Cienfuegos.

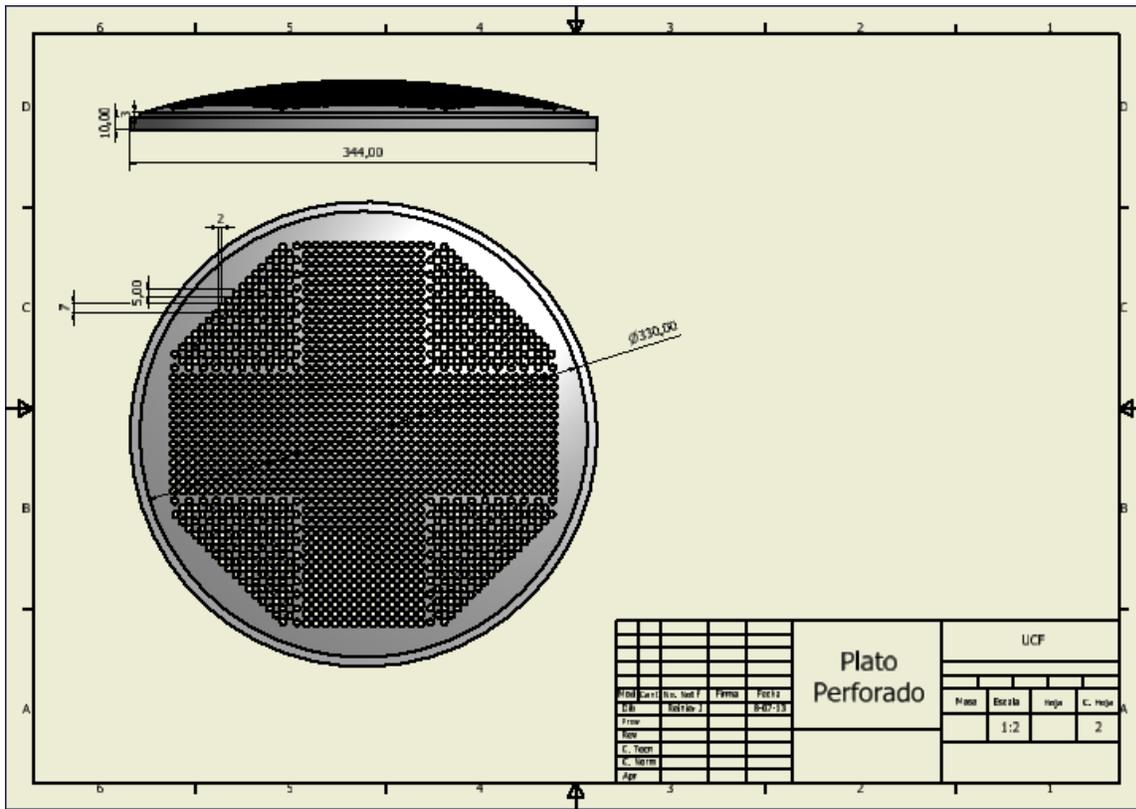


EN EL INTERIOR ESTA SITUADO EL PLATO PERFORADO

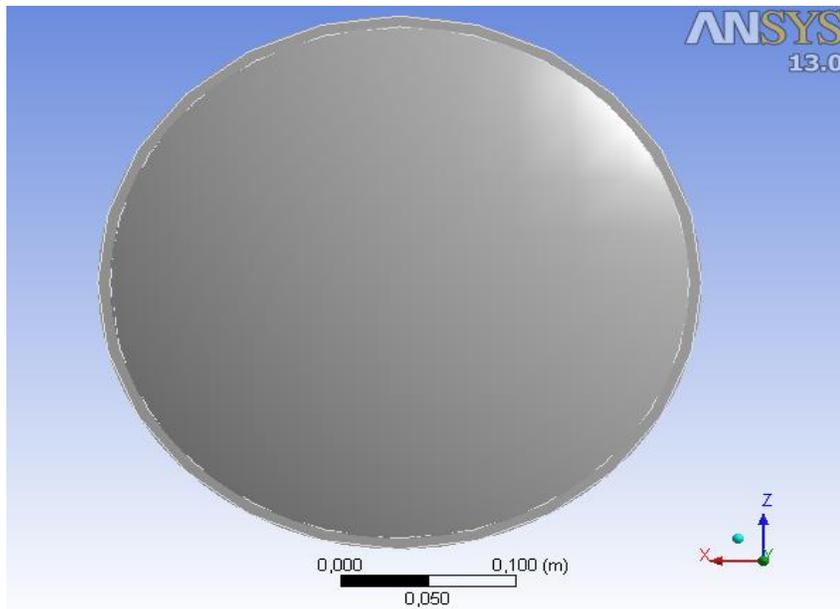
Anexo 1.2: Factor de concentración β_k para una placa rectangular con agujero.



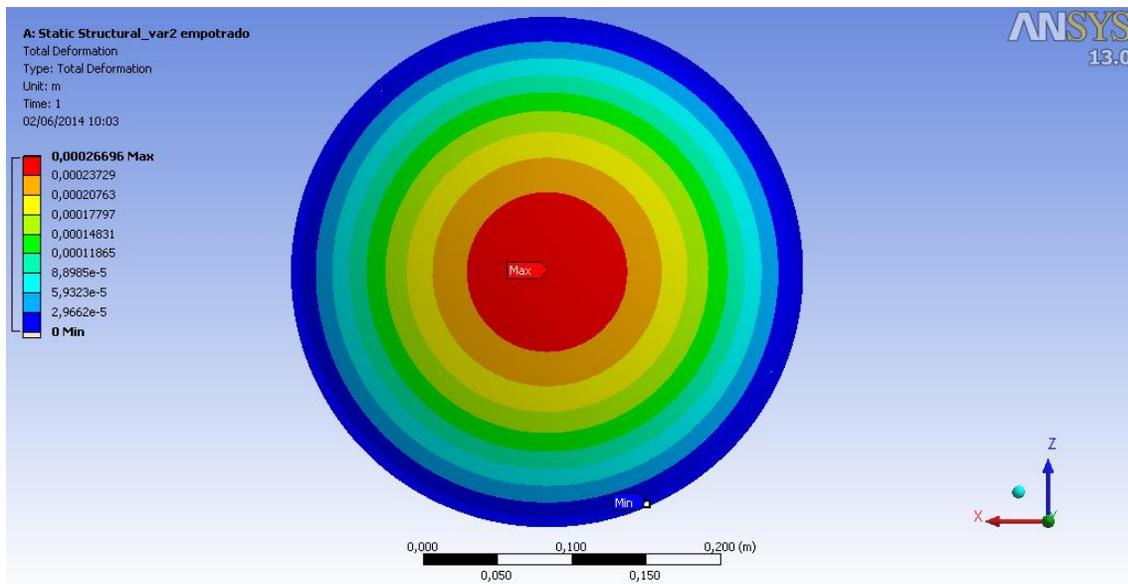
Anexo 1.3: Diseño del Plato Perforado con Agujeros Verticales.



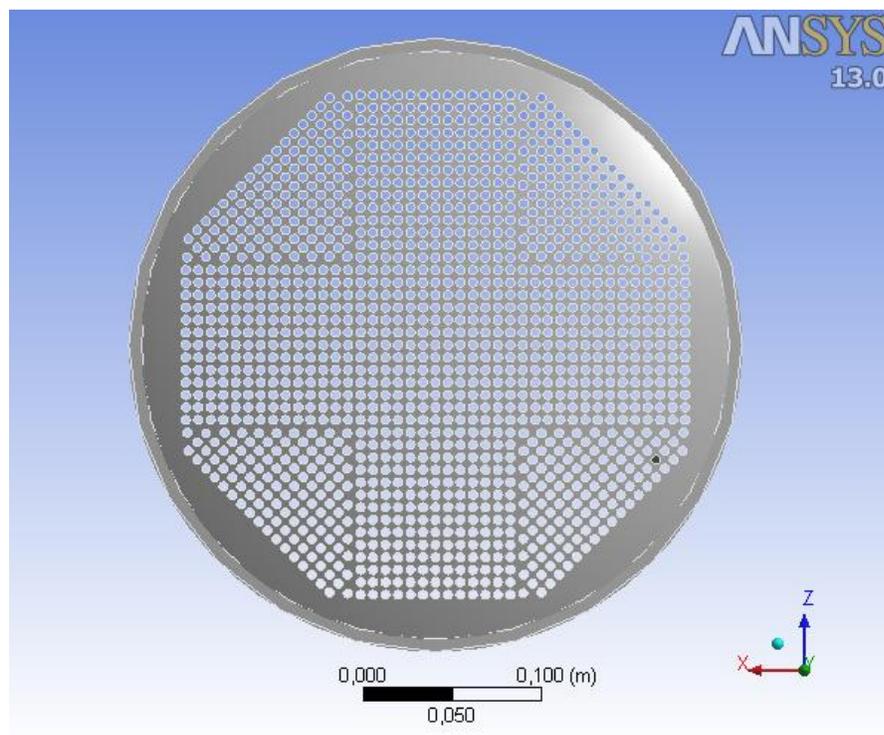
Anexo 1.4: Análisis Estructural para la placa sin orificios empotrado en su contorno.



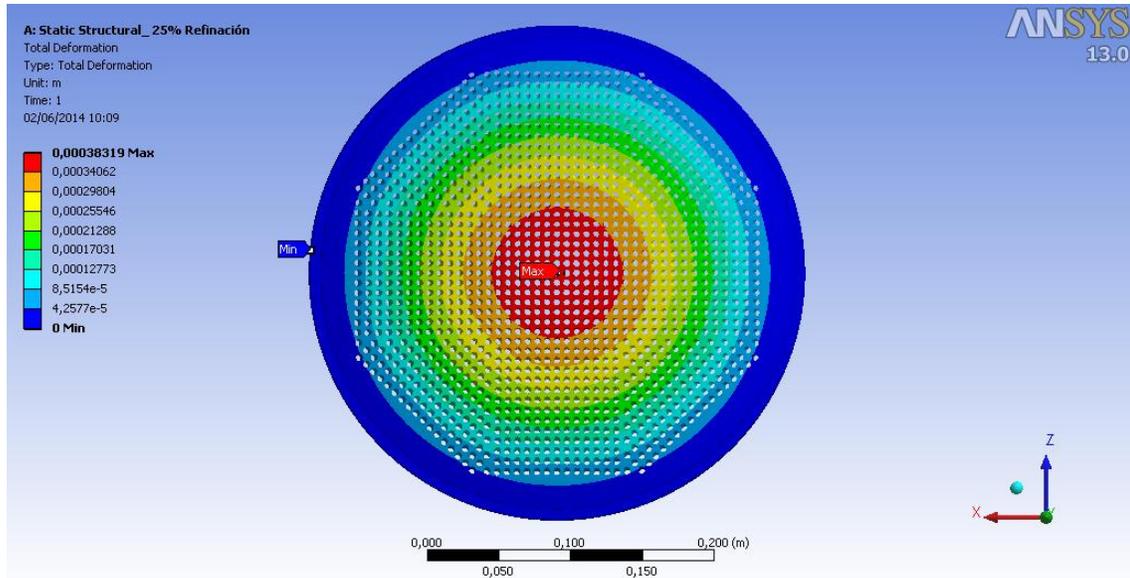
Anexo 1.5: Deformación Total de la Placa sin Agujeros.



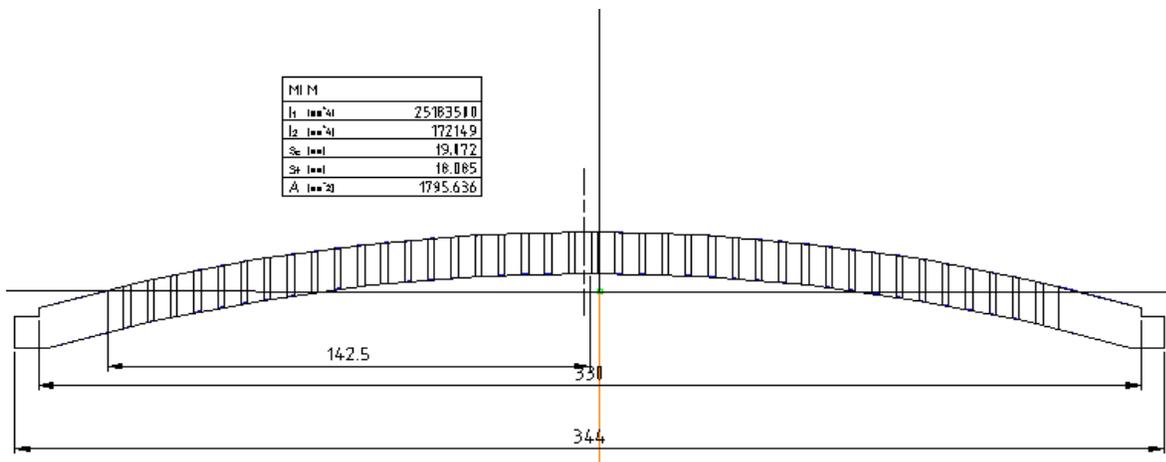
Anexo 1.6: Análisis Estructural para la placa con orificios verticales empotrado en su contorno.



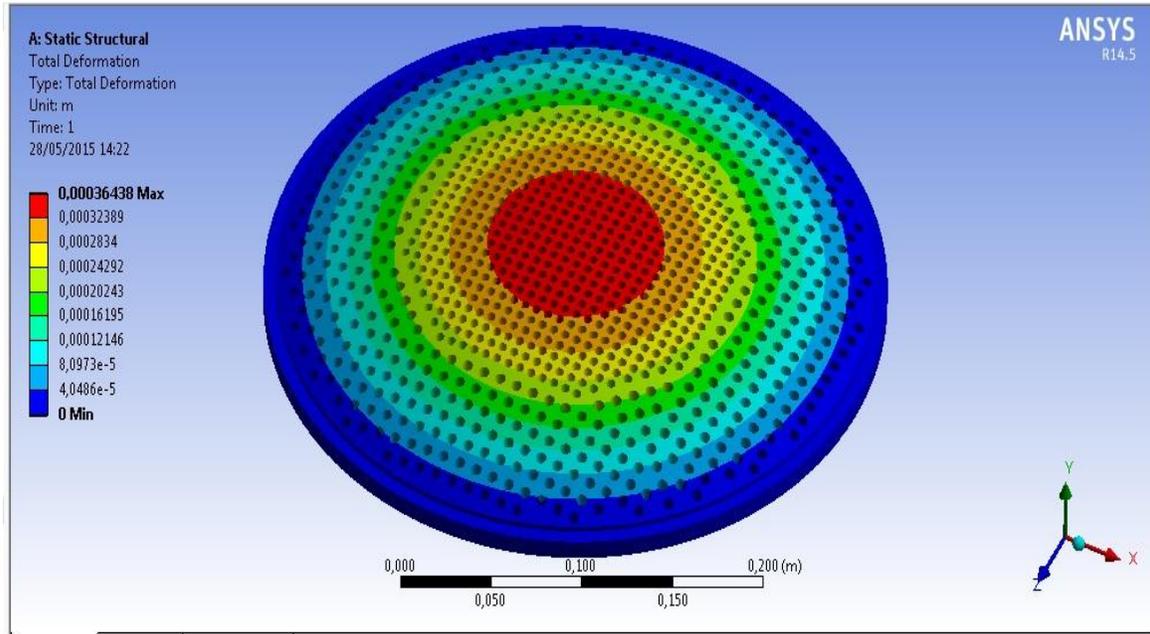
Anexo 1.7: Deformación Total de la Placa con Agujeros verticales empotrado en su contorno.



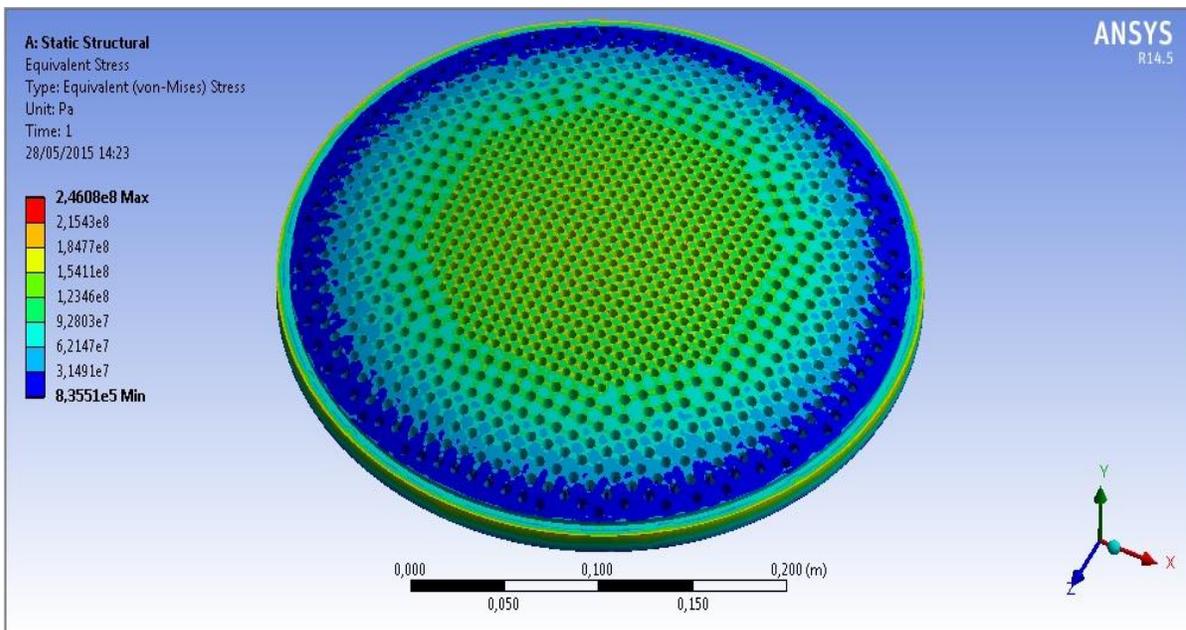
Anexo 1.8: Momento de inercia para la sección de la placa con orificios verticales.



Anexo 1.9: Deformación Total de la Placa con Agujeros verticales empotrado en su contorno. Diseño franja (6x10).



Anexo 1.10: Tensiones equivalentes de la placa con agujeros verticales. Diseño franja (6x10).



**Anexo 1.11: Tensiones equivalentes de la placa con agujeros verticales.
Diseño (6x10) en todo el plato.**

